



hoofdgroep

APPLICATIONS

code

A3

**Koel- Vries- en
Ontdooiprocessen**

Dr. Ir. GJ. Doornbos

INHOUDSOPGAVE

Inhoudsopgave	3
Studiehandleiding.....	4
Hoofdstuk 1 Het koelen van vloeistoffen	5
1.1. Inleiding over vloeistofkoelmethoden	5
1.2. Het koelen van vloeistofstromen	7
1.3. Koelen van vaten met vloeistof	15
1.4. Koelen in de eindverpakking	19
1.5. Samenvatting warmteoverdracht	19
1.6. (reken)Voorbeelden	22
Hoofdstuk 2 De afkoeling van vaste lichamen.	25
2.1. Inleiding	25
2.2. Afkoeling van een lichaam met uniforme temperatuur.....	26
2.3. Afkoeling van een lichaam met inwendige temperatuurverschillen.....	28
2.4. Warmtedoordringing in een heel groot lichaam.....	42
2.5. Gewichtsverlies tijdens het afkoelen	43
2.6. Numerieke methoden	47
2.7. Praktische uitvoeringsvormen bij koelprocessen.....	48
Hoofdstuk 3 Het invriezen en ontdooien van levensmiddelen	49
3.1. Inleiding	49
3.2. De vriestunnel.....	54
3.3. Andere vriesapparatuur	63
Literatuurlijst	67
Symbolenlijst	68

© Stichting Post HBO Koudetechniek, 2014

De totstandkoming van dit lesmateriaal is mede mogelijk gemaakt dankzij financiële bijdragen van OTIB en de Stichting Gustav Lorenzen in het kader van kennisontwikkeling in de Nederlandse koudetechnische sector.

De opleiding Post HBO Koudetechniek wordt georganiseerd door de Stichting Post HBO Koudetechniek. Hierin werken KNVvK, NVKL, UBF-ACA, SOK en docenten samen om een goede opleiding te kunnen bieden. De cursus staat onder toezicht van een onafhankelijke Werkveld Advies Commissie. De lesstof is uit de best beschikbare kennis en kunde samengesteld. De Stichting Post HBO kan niet aansprakelijk gesteld worden voor schades die voortkomen uit de tijdens de opleiding verstrekte informatie.

Studiehandleiding

"Koel-, vries- en ontdooiprocessen"

Code	:	A3
Opleiding	:	Post-HBO opleiding Koudetechniek
Aantal lesuren	:	24 (6 middagen à 4 lesuren)
Zelfstudie	:	1½-2 uur per middag (gemiddeld)
Opsteller	:	dr. ir. G.J. Doornbos

Doelstelling (zie ook algemene doelstelling gehele opleiding)

Het leren ontwerpen en berekenen van apparaten en processen voor de koeling en het invriezen van o.a. levensmiddelen.

Noodzakelijk voorkennis

Wiskunde	:	integreren, differentiëren, logaritmen.
Natuurkunde	:	arbeid, warmteoverdracht, leidingweerstand (vak F1), psychometrie (vochtige lucht; vak A2)

Leerstofomschrijving

De onderwerpen die worden behandeld zijn grotendeels als volgt te omschrijven:

1. Het koelen van vloeistoffen (met wel- en niet-verdampende koudemiddelen), de methoden en opslag van koude.
2. Het afkoelen van vaste lichamen (met- en zonder inwendige temperatuurverschillen), een exacte oplossing, een eenvoudig vlakke plaat model, warmtepenetratie, invoering kengetal Biot, het werken met grafieken, gelijktijdige warmte- en stofoverdracht en de analogie van fysische transportverschijnselen.
3. Het invriezen van levensmiddelen, de formules van Plank, rekenvoorbeelden, behandeling vries(d)effecten, invriesmethoden, ijsproductie, meetapparatuur en meetmethoden.

Hoofdstuk 1 HET KOELEN VAN VLOEISTOFFEN

Dit hoofdstuk gaat over vloeistofkoeling. De indeling is gemaakt naar manier van koelen: er zijn vloeistofstromen die gekoeld moeten worden, er zijn vloeistoffen in tanks die koeling nodig hebben en er zijn vloeistoffen in de eindverpakking die we koelen. Alle drie vormen hebben hun eigen type koeling nodig en worden apart in de volgende paragrafen 1.2, 1.3 en resp. 1.4 behandeld.

1.1. Inleiding over vloeistofkoelmethoden

In de levensmiddelenindustrie worden op allerlei manieren vloeistoffen afgekoeld van de aanvoer- of de procestemperatuur naar een lagere. Die lagere temperatuur is voor het verdere proces, de bewaring ofwel de onmiddellijke consumptie nodig.

Die temperatuur ligt vaak dicht bij 0°C graden, in enkele gevallen ver beneden 0°C.

Van het koelen van vloeibare levensmiddelen is het aantal voorbeelden talloos:

Frisdranken, bier en zuivelranken in flessen, blik en karton. Melk, pap, vla, chocolademelk, puddingen en consumptie-ijsmix. Bier, wort, brouwwater, wijn, vruchtensap en gedistilleerd. Drinkwater, suiker- en zetmeelstroop, deeg en beslag. Pulp van groenten en fruit, vleesragout, chocoladepasta.

Koeling kan gebeuren om de dranken te kunnen bewaren, zoals bij verse zuivel, maar ook om het drinkgenot te verhogen door een lage of zeer lage temperatuur. Ook wordt een product vaak in de eindverpakking afgekoeld om het bereidingsproces te beëindigen zoals bij yoghurt en zuiveltoetjes.

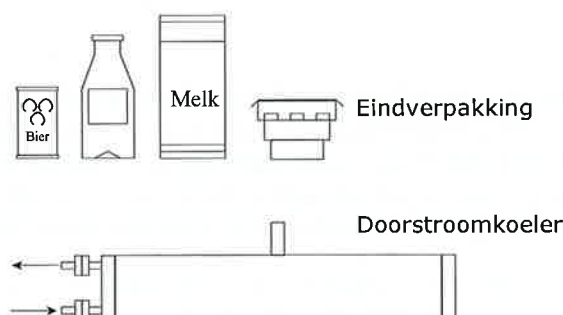
Het koelen in de consumentenverpakking gebeurt soms in de industrie, maar nog vaker in de distributie, de horeca of in de huishouding.

Het maakt een groot verschil of het warme product in de individuele verpakkingen wordt gekoeld of dat die verpakkingen tot grotere eenheden als dozen, kratten en pallets zijn samengevoegd. Bij grote eenheden is de afkoeltijd vaak te lang om een goede kwaliteit van het eindproduct mogelijk te maken.

Bij het koelen in de industrie kan het product al koud zijn voordat het in de verpakking gaat, het hoeft dan alleen nog maar koud gehouden te worden. De meeste melkproducten worden zo behandeld. Soms gaat het product koud in de verpakking maar mag daarna weer opwarmen; dat is bij bier en frisdrank het geval. Het koud afvullen dient dan alleen maar om zoveel mogelijk koolzuurgas in de oplossing te houden tijdens het vullen en sluiten.

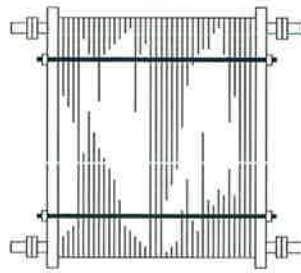
Het product kan in het bereidingsproces op de volgende manieren worden gekoeld.

In een warmtewisselaar met een verdampend koudemiddel (zie 1.2.1)



Figuur 1.1.

In een warmtewisselaar met koudedrager (ijswater of vloeistof met een laag vriespunt, zie 1.2.2)



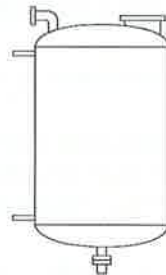
Platenapparaat

Figuur 1.2

Het koelen van koudedragers, in het bijzonder van ijswater en de mogelijkheden van koude buffering verdienen krijgen de aandacht in de resp. paragrafen 1.2.3. en 1.2.4.

In procestanks (zie 1.3)

Er zijn nog zeer veel bereidingsprocessen die min of meer ambachtelijk zijn en die bestaan uit afmeten en inbrengen van ingrediënten, mengen, rijpen, en reageren, verwarmen en koelen. Die processen worden uitgevoerd in vaten of tanks van enkele liters tot 1000 m³ inhoud.



Procestank

Figuur 1.3

Als verwarmen en koelen nodig zijn wordt dat soms gedaan door mengen van de inhoud met heet water of stoom of met koud water of ijs. Meestal is dat niet toegestaan en moet het vat gekoeld worden door een koelmantel of koelslang aan de buitenkant van het vat. Procestanks voor levensmiddelen kunnen maar zelden voorzien worden van inwendige koelers omdat de reinigbaarheid slecht is. In de koelmantel of slang kan een koudemiddel verdampen of een koudedrager worden rondgepompt.

In de eindverpakking (zie 1.4)

Het is vaak niet mogelijk om een vloeibaar product door een warmtewisselaar te voeren. Dan moet het in de eindverpakking worden afgekoeld. Vla en standyoghurt maar ook groene zeep zijn voorbeelden hiervan. De afkoelsnelheid bepaalt of het afkoelen in de eindverpakking wel mogelijk is i.v.m. de transportduur, de ruimte die tijdens het afkoelen nodig is en de kwaliteitsontwikkeling tijdens het afkoelen. Het is dus erg belangrijk om te weten hoe lang het koelen gaat duren voordat er aan begonnen wordt.

Bij het afkoelen in de eindverpakking wordt zelden water en meestal koude lucht gebruikt. De koellucht kan in snelle beweging worden gehouden door ventilatoren. De snelheid van afkoelen hangt daar in sterke mate van af.

Voor al deze manieren van koelen is het belangrijkste dat de productkwaliteit maximaal behouden wordt.

Het koelen moet dus meestal snel gaan. De volgende belangrijke voorwaarde is dat het koelen tegen zo laag mogelijke kosten gebeurt. Een goede, goedkope methode wint van een goede duurder.

Een kwaliteit en kostenbepalende grootte is de tijd die nodig is om de gewenste afkoeling te bereiken.

De koelkosten worden voor een groot deel bepaald door de temperatuur van het koudemiddel, de koudedragers of de lucht die noodzakelijk is om de gewenste afkoelsnelheid te bereiken en de snelheid waarmee de koellucht stroomt of de koudedragers rondgepompt wordt. Die bepalen de koude verliezen door energie-inbreng.

1. We zullen de warmtewisselaars moeten kennen die geschikt zijn om levensmiddelen af te koelen.
2. We zullen moeten kunnen voorspellen hoe snel een verpakking of een tank afkoelt.
3. We moeten weten hoe ijswater en andere koudedragers tegen lage kosten koud kunnen worden gehouden.

1.2. Het koelen van vloeistofstromen

1.2.1. Koeling van levensmiddelenvloeistoffen in een doorstroomkoeler met een verdampend koudemiddel

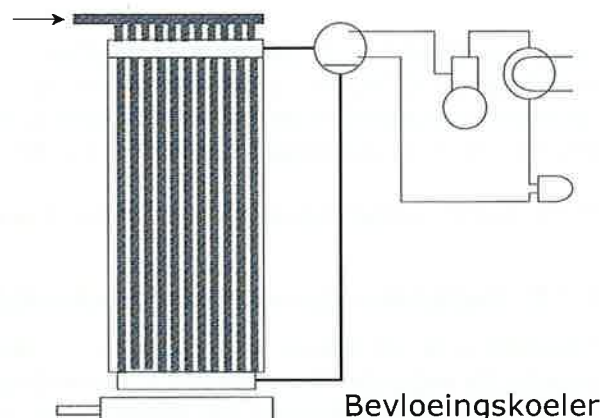
De belangrijkste eis die aan deze verdamper gesteld wordt is dat hij met moderne methoden zodanig gereinigd kan worden dat elke besmetting restloos verwijderd wordt.

Daarom komen verdampers die wel zeer geschikt zijn voor het koelen van koudedragers in de industrie en in de luchtbehandelingstechniek en waarbij de te koelen vloeistof door de mantelruimte van de verdamper stroomt en het koudemiddel in de buizen verdampt niet in aanmerking. De dode hoeken in de mantel leiden tot stagnatie van de vloeistof en tot bacteriegroei. Omdat reinigingsmiddelen ook niet tot de dode hoeken doordringen is die besmetting niet meer te verwijderen.

Er zijn twee typen koelers die wel te gebruiken zijn:

- De bevoeide platenverdampers

Deze koeler voldoet aan de eis van de reinigbaarheid, ze is zelfs met de hand schoon te maken en de reinheid is gemakkelijk te controleren. Tijdens het bedrijf treedt gemakkelijk besmetting op en ook andere verontreinigingen uit de lucht worden opgenomen. De koeler heeft geen drukverlies en heeft goede prestaties bij sterk wisselend debiet van de te koelen vloeistof. Omdat de vloeistof aan de buitenzijde van de platen stroomt met een hoog warmte overgangsgetal is het gevaar van invriezen zeer beperkt.

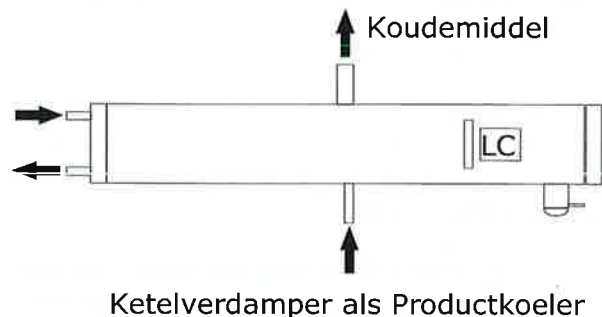


Figuur 1.4

De koeler past daarom goed op kleine producties met handbediening in, technisch, nog niet goed ontwikkelde processen, industrieën en gebieden. De koudemiddelinhoud van deze verdamper is zeer klein.

- De buizenverdampers met koudemiddel in de mantel

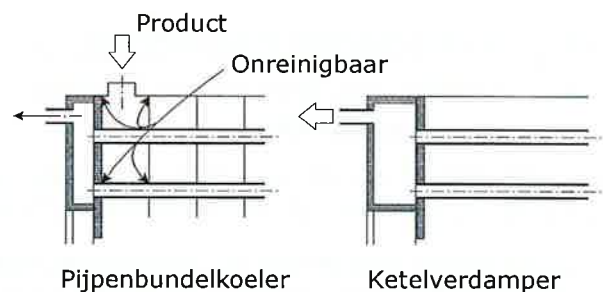
Deze koeler is nagenoeg steeds helemaal van roestvast staal gemaakt. De deksels aan de productkant zijn afneembaar en voorzien van zachte ringpakkingen die door het product noch door de reinigingsmiddelen worden aangetast.



Ketelverdampers als Productkoeler

Figuur 1.5

Deze koeler wordt meestal ingebouwd in een vast leidingstelsel voor het te koelen product en ook voor de reinigingsmiddelen. De productvloeistof kan in de buizen bevriezen als de verdampingstemperatuur te laag wordt en de snelheid van de vloeistof in de buizen daalt.



Pijpenbundelkoeler

Ketelverdampers

Figuur 1.6

Deze koeler is te koop in afmetingen van minder dan 1 m² warmtewisselend oppervlak tot enkele honderden m². Daar waar de koelkosten met deze koeler lager zijn dan bij koeling met een koudedragers in een platenwarmtewisselaar (1.1.2.) wordt er veel gebruik van gemaakt.

Veel voorkomend op dit terrein is de gesloten platenverdampers die aan de koudemiddelkant grotendeels is dichtgelast. Dit worden cassetten genoemd.

De koeler probeert de voordelen van directe koeling met een verdampend koudemiddel te combineren met die van het platenapparaat dat in 1.1.2. wordt voorgesteld.

Er kan koudemiddelverlies optreden in het doorvoeren van de ene plaat naar de andere.

1.2.2. Het koelen van vloeibare levensmiddelen met een koudedragers.

Tenslotte is er een klasse zuivere stoffen, waarvan de latente warmte wordt gebruikt, maar toch worden ingezet als secundair koudemiddel (=koudedragers). Voorbeelden zijn CO₂ (er is dan wel een beveiliging nodig tegen hoge drukken bij stilstand) en een smeltende ijsbrij (ice slurry). De minuscule kleine ijskristallen worden in water mee verpompt, en smelten bij de koude-afnemer. Diverse productiemethoden zijn door de industrie voorgesteld. Het komt nogal eens voor dat koudemiddelen als NH₃, R-134a of R-404A niet in de ruimten waar de productie plaatsvindt kunnen worden toegelaten uit veiligheidsoverwegingen of omdat het in- en uitschakelen van apparaten met koudemiddelen niet door het productiepersoneel gedaan kan worden. Sommige apparaten zijn niet geschikt te maken voor de hoge drukken die bij koudemiddelen kunnen optreden. Wijzigingen en uitbreidingen aan systemen met verdampende koudemiddelen vragen altijd de hulp van de koelinstallateur; kunnen meestal niet door eigen personeel uitgevoerd worden. Het omschakelen van de koeling van het ene apparaat naar een ander kan niet door eenvoudig aan- en afkoppelen.

Deze bezwaren worden vermeden als de koude getransporteerd wordt door een niet verdampende vloeistof met een lage temperatuur. Als koudedragers wordt veruit het meest water gebruikt.

Voor temperaturen onder 0°C gaat dat niet.

Het vriespunt van water kan verlaagd worden door het oplossen van andere stoffen in het water. In het Engels worden deze oplossingen in water vaak 'brines' genoemd. Dat kunnen zouten zijn: met keukenzout is een vriespunt van -21°C te bereiken; echter keukenzout tast alle metalen aan.

Met CaCl_2 is gemakkelijk -40°C te bereiken en het is veel minder agressief maar het mag niet in levensmiddelen komen vanwege de vieze smaak. Een relatieve nieuwkomer is kaliumformiaat (een verbinding van kalium en mierenzuur).

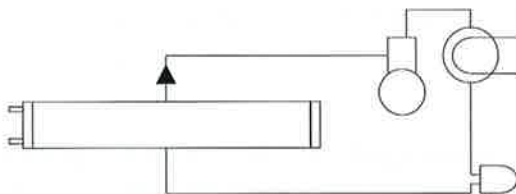
Andere zouten zijn K_2CO_3 , MgCl_2 en nitraten; allemaal met hun voordelen en hun bezwaren.

De opgeloste stoffen kunnen ook alcoholen zijn; het giftige methanol, het wat minder giftige ethanol en een aantal hogere alcoholen zoals ethyleenglycol, propyleenglycol en glycerine. Ook worden stoffen gebruikt gewonnen uit aardolie (zoals pekasol) en uit bietensap (betaïne).

Ook zijn er in het verleden zuivere vloeistoffen die een laag stolpunt hebben, R-11, R-113, R-123, di- en trichloorethaan, aceton en benzine. Het zal duidelijk zijn dat deze vloeistoffen niet geliefd waren in de voedingsmiddelenindustrie en niet meer worden toegelaten om diverse redenen.

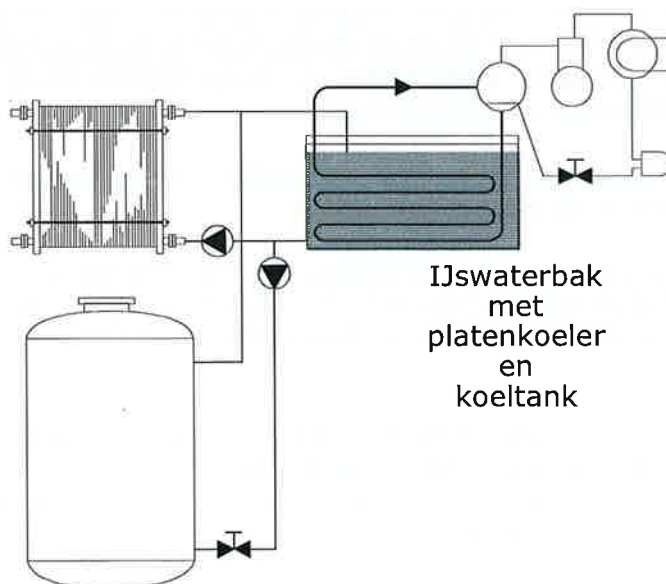
Alle koudedragers kosten vele honderden euro's per m^3 terwijl goed water nauwelijks € 1,-- per m^3 kost.

De vloeistoffen worden naar de te koelen delen van het bedrijf gepompt. Dat kunnen de koelmantels van tanks zijn of warmtewisselaars met een productstroom. De gebruikte warmtewisselaars zijn, nagenoeg zonder uitzondering platenwarmtewisselaars vanwege hun compacte bouw, hun goede reinigbaarheid, hun flexibele opbouw en gebruik maar ook en vooral, door de bijzondere eigenschappen bij het koelen van visceuze vloeistoffen (zie hiervoor het volgende gedeelte).



Ketelverdamper met HD-vlotter

Figuur 1.7



Figuur 1.8 De warmteoverdracht in platenwarmtewisselaars

De afstand tussen de platen is bijna steeds kleiner dan 2 mm. Daarmee is

$$d_{\text{hydr}} = \text{ca. } 4\text{ mm.}$$

Met een snelheid van 1 m/s tussen de platen geeft een dunne vloeistof als water dan een Reynoldsgetal van 2000 of minder. Bij lagere snelheid of een dikkere vloeistof zijn de Re-getallen nog veel lager. Toch wordt er een zeer goede warmteoverdracht bereikt. Dat komt door de kleine afstand tussen de platen en door de golven in de platen. Door de golven wordt de vloeistof steeds van richting veranderd en de buitenkant van de stroom gemengd met de binnenkant.

De meest duidelijke uitdrukking voor de warmteoverdracht bij laminaire stroming is (zie ook college F1):

$$Nu = (3,65^3 + 1,61^3 Re Pr \frac{d_{\text{hydr}}}{L})^{\frac{1}{3}}$$

Voor $Re = 0$ wordt $Nu = 3,65$; de warmte wordt alleen door geleiding overgedragen.

Omdat het product $Re \cdot Pr$ de viscositeit niet bevat is bij laminaire stroming de warmteoverdracht niet afhankelijk van de viscositeit!

Door d_{hydr} / L groot te maken: L dus klein, wordt een hoog Nu -getal bereikt.

Ondanks een kleine d_{hydr} levert dat toch een grote warmteoverdrachtscoëfficiënt α op.

De snelheid van de vloeistof tussen de platen speelt, blijkens de bovenstaande uitdrukking geen sterke rol. Voor een goede warmteoverdracht hoeft de snelheid niet hoog te zijn en kan het drukverlies beperkt blijven.

Dat maakt de platenwarmtewisselaar tot een aantrekkelijk alternatief voor de buizenkoeler met directe koeling die wel sterk afhankelijk is van de viscositeit van de te koelen vloeistof.

1.2.3. IJswater

Een zeer bruikbaar, gemakkelijk, ongevaarlijk, hygiënisch en hanteerbaar middel om producten in de levensmiddelenindustrie te koelen is ijswater met een temperatuur van 1°C of lager. Water is vele malen bruikbaarder dan niet bevrozende mengsels met water, die wel een temperatuur beneden 0°C toelaten, maar die 100 tot 1000 maal zo duur zijn, soms giftig en algemeen niet toelaatbaar bij menging, per ongeluk, met levensmiddelen.

Ijswater wordt algemeen gebruikt in de zuivel- en in de frisdrankindustrie, maar er zijn ook toepassingen in de brouwerij, bij het continu koelen van pasteuze en gesmolten grondstoffen en bij het koelen van verpakte producten, vlees, vis en gevogelte. In de banket- en suikerindustrie houdt het tafels, gereedschap en grondstoffen op de gewenste lage werktemperatuur.

Koud drinkwater wordt steeds meer toegepast als hygiëne de belangrijkste eis is en als het water als grondstof dient voor producten als deeg of limonade-ijs.

De eerste toepassing van ijswater was, vermoedelijk, het koud houden van dubbelwandige melkkoel- en opslagtanks en van bierversistingsvaten. Daarbij werd ook bevoeiingskoeling toegepast. Een temperatuur van ca. 4°C was toen voldoende voor de eindtemperatuur van het product en is dat ook lange tijd gebleven.

Toen de vijfdaagse werkweek ontstond en melk ook niet meer elke dag op de melkinrichtingen werd aangevoerd moest de houdbaarheid vergroot worden van twee naar vier dagen. Daarvoor moest de bewaar temperatuur van 8°C naar 4°C en was een watertemperatuur van 1°C of lager nodig om die temperatuur te bereiken en te handhaven.

Methoden om water van 1°C te maken

Gesloten koelers zijn niet geschikt te maken omdat bevrozing van het water in de pijpen niet te voorkomen is. Om een verdamper te krijgen die niet onbetaalbaar wordt moet de koelmiddel-verdampingstemperatuur enkele graden beneden 0 komen en kan de pijp dus 0°C of lager worden.

Elke onderbreking van de waterstroom of verlaging van de temperatuur beneden 1°C leidt onherroepelijk tot ijsvorming in de pijpen en daarna vaak tot schade aan de pijpen en tot lekkage.

Open koelers zijn daarom de meest toegepaste.

Bevloeiingskoelers

De verdamper kan overstroomd worden met water: ze heten dan bevloeiingskoelers. Hiermee is een watertemperatuur van 0,5°C te bereiken.

Omdat $\alpha_u = 1600 \text{ W/m}^2\text{K}$ en meer kan zijn is aan de onderkant van de bevloeiingskoeler nog steeds een warmtestroom van $q_u = 800 \text{ W/m}^2$ of meer mogelijk.

Ze zijn vooral geschikt voor kleine waterstromen die ver afgekoeld moeten worden, zoals bijvoorbeeld drinkwater van 12 à 25°C naar 1°C.

Bevloeiingskoelers laten geen verandering van waterstroom toe. De aflooptemperatuur zou te drastisch veranderen waardoor die te hoog wordt of waardoor er zich ijs op de onderkant gaat ophopen.

De warmteoverdracht aan de waterfilm die langs de platen of de buizen loopt vertoont een minimum bij een hoeveelheid die juist interessant is voor deze toepassing. Bij platen kan een profilering van het oppervlak de doormenging in de film verbeteren, zoals in een platenapparaat. Daardoor is de warmteoverdracht toch goed.

De pomp arbeid is zeer gering omdat alleen de zwaartekracht overwonnen moet worden.

Onderwaterkoelers of dompelverdamper

De verdamper kan ook in een bak met water staan of hangen. Er is geen waterstroom nodig maar er moet wel zeer goed geroerd worden om bij 1°C en $q = 4 \text{ kW/m}^2$ het vormen van ijs te voorkomen.

Een gesloten koeler of een bevloeiingskoeler is soms voordelig om het water van de onderwaterkoeler voor te koelen tot bijvoorbeeld 4°C.

De onderwaterkoeler of dompelverdampert is buitengewoon geschikt om er juist wel ijs op vast te laten vriezen in de tijd dat er weinig vraag naar koude is. De smeltwarmte van het ijs dient dan, als de vraag groter is dan het koelvermogen van de koelmachine, om extra koelvermogen te leveren. Vooral als die opslag van koude in de nacht, met lagere buitentemperatuur en lagere stroomkosten, dat tot besparingen kan leiden. Het buitenoppervlak moet dan wel groot genoeg zijn om voldoende ijs te produceren (zie volgende paragraaf).

De koelmachine kan dan beperkt worden in grootte, in prijs, in elektrische aansluitwaarde, in piekstroom, in koudemiddelinhoud en in lawaai productie. De compressoren lopen veel en slijten weinig.

Bij de onderwaterverdampert is nauwelijks een regeling nodig. Als er te veel ijs op komt wordt de verdampingstemperatuur te laag en wordt de machine uitgeschakeld tot alle ijs weer is gesmolten. Een programma kan de gunstigste draaiuren bepalen.

Bemeting van de onderwaterverdampert

De warmteoverdracht tussen het water en de verdampert wordt bepaald door de snelheid van het water langs de buizen of de platen, maar ook door de afstand tussen die buizen of platen (d_{hydr}) en door de buisdiameter.

Met een roerwerk is de snelheid altijd veel kleiner dan 1 m/s. Goedkope, dus snel draaiende roerwerken, hebben een rendement van minder dan 10%.

Met luchtbellen van niet te grote afmetingen is het water in sterke turbulentie te brengen en is zelfs een

warmteovergangsgetal van 6000 W/m²K te bereiken langs een buizenverdampers. Deze Nederlandse vinding wordt nu algemeen toegepast.

De verticale luchtsnelheid in de leeg gedachte tank moet 1 tot 2 mm/s zijn om 4000 W/m²K te bereiken; afhankelijk van de pijpdiameter en de pijpafstand.

De warmteoverdracht van het verdampende koudemiddel in de buizen of verdampersplaten kan op de gebruikelijke manier berekend worden. Bij NH₃ speelt de aanwezigheid van olie een allesoverheersende rol.

1.2.4. Het opslaan van koude (koudebuffering)

1. Opslag als voelbare warmte

Als er een grote verandering van de koudedragertemperatuur mogelijk is kan het gunstig zijn om voelbare koude te bufferen. Vooral als de pieken in de koudebehoefte kort zijn kan er aan gedacht worden.

Voorbeeld 1:

In een broodfabriek is elke 30 minuten een hoeveelheid ijswater van 100 ltr. nodig. Het is voordelig om dan een vat van enkele honderden liters voortdurend te koelen en na het aftappen weer bij te vullen met ongekoeld water.

Voorbeeld 2:

Een luchtbehandelingsinstallatie heeft een gemiddelde koudebehoefte van 200 kW maar met een piek van 800 kWh over 4 uur gedurende de dag. 's Nachts kan dan een tank of een kelder met water op 0°C gebracht worden die aan het eind van de middag op te laten lopen tot 12°C.

2. Opslag als latente warmte

Mag het ijswater niet in temperatuur oplopen dan kan er alleen latente koude worden gebufferd. Er wordt ijs opgeslagen op de onderwaterverdampers. Andere methoden zijn ook denkbaar maar worden zelden of nooit toegepast.

Buffercapaciteit

De koudebuffercapaciteit van een vlakke verdampersplaat met t mm ijs er op is:

$$\begin{aligned} q_{acc} &= 336 \cdot 914 \cdot t / 1000 \text{ kJ/m}^2 \\ &= 307 \cdot t \end{aligned}$$

$$\text{ofwel:} \quad 0,0853 \cdot t \quad \text{kWh/m}^2$$

Voor een verdampersbuis met buitendiameter d_u mm en D mm als buisdiameter inclusief ijslaag:

$$\begin{aligned} V_{acc} &= \frac{\pi}{4} (D^2 - d_u^2) / 1000 \cdot d_u \\ &= (D_u^2 - d^2) / 4000 \cdot d_u \text{ m}^3/\text{m}^2. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} q_{acc} &= 307000 \cdot V_{acc} \text{ kJ/m}^2 \\ &= 0,0213 \cdot x (D^2 - d_u^2) / d_u \text{ kWh/m}^2 \end{aligned}$$

Vergelijken we een plaat en een buis van $d_u = 25$ mm met beiden een ijslaag van 25 mm:

Plaat : $q_{acc} = 0.0853 \times 25 = 2.13 \text{ kWh/m}^2$

Buis: $= 0.0213 \times (75 \times 75 - 25 \times 25) / 25$
 $= 4.26 \text{ kWh/m}^2$

Er zit op deze m^2 buis dus tweemaal zoveel ijs als op een m^2 plaat.

Als de ijsdikte toeneemt wordt de verhouding voor de plaat nog ongunstiger. De plaat is alleen aantrekkelijk bij kleine ijsdicken en als de plaat per m^2 veel goedkoper is dan de buis.

Per m^3 bakvolume is de plaatverdampster wel gunstiger.

De verdampingstemperatuur en de watertemperatuur $\rightarrow$ 1^e deel. staat er 2 maal in, tweede deel is het goede.

Bij het koelen van water met temperatuur T_w en een overdracht α_w zonder ijsvorming moet de oppervlaktetemperatuur T_{opp} van de verdampster boven 0°C blijven:

$$q < \alpha_w (T_w - T_{opp}) = \alpha_w T_w$$

Omdat geldt voor de rest van de warmteoverdracht met k als overdrachtscoëfficiënt:

$$q = k(T_{opp} - T_o) = kT_o$$

is de laagste te bereiken watertemperatuur:

$$T_w > -\frac{k}{\alpha_w} T_o$$

Dit betekent dat:

- Hoe beter k is, hoe hoger T_o mag zijn.
- Hoe slechter α_w , hoe hoger T_w .

Bij stilstaand water is α_w niet groter dan $350 \text{ W/m}^2\text{K}$.

Bij circulatie met propeller roerwerken zijn de watersnelheden kleiner dan 0.5 m/s en blijft α_w onder de $1000 \text{ W/m}^2\text{K}$.

Bij het roeren met opstijgende luchtbellen kan zoals gezegd α_w tot $6000 \text{ W/m}^2\text{K}$ bereikt worden.

$$-T_o = q \cdot \left[\frac{d}{2\lambda} \ln\left(\frac{D}{d}\right) + \frac{1}{\alpha_i} \right] = \text{formule voor Buis}$$

Voor het bovengenoemen voorbeeld met ijslaagdikte $t = 25$ mm en voor $q = 1000 \text{ W/m}^2$ en

$\alpha_i = 800 \text{ W/m}^2\text{K}$, dan :

Bij de plaat: $T_o = - (10.86 + 1.25) = -12.1^\circ\text{C}$

en bij de buis: $T_o = - (6.6 + 1.25) = -7.9^\circ\text{C}$

Ook hier is de buis in het voordeel t.o.v. de plaat.

$$\text{voor plaat geldt } T_{opp} (= 0^\circ\text{C}) - T_o = q \left(\frac{t}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_i} \right)$$

De verdampingstemperatuur en de watertemperatuur → tweede deel.

Bij het koelen van water met temperatuur T_w en een overdracht α_w zonder ijsvorming moet de oppervlaktetemperatuur T_{opp} van de verdamper boven 0°C blijven:

$$q < \alpha_w (T_w - T_{opp}) = \alpha_w T_w$$

Omdat geldt voor de rest van de warmteoverdracht met k als overdrachtscoëfficiënt:

$$q = k(T_{opp} - T_o) = kT_o$$

is de laagste te bereiken watertemperatuur:

$$T_w > -\frac{k}{\alpha_w} T_o$$

Dit betekent dat:

Hoe beter k is, hoe hoger T_o mag zijn.

Hoe slechter α_w , hoe hoger T_w .

Bij stilstaand water is α_w niet groter dan $350 \text{ W/m}^2\text{K}$.

Bij circulatie met propeller roerwerken zijn de watersnelheden kleiner dan 0.5 m/s en blijft α_w onder de $1000 \text{ W/m}^2\text{K}$.

Bij het roeren met opstijgende luchtbellen kan zoals gezegd α_w tot $6000 \text{ W/m}^2\text{K}$ bereikt worden.

$$-T_o = q \cdot \left[\frac{d}{2\lambda} \ln\left(\frac{D}{d}\right) + \frac{1}{\alpha_i} \right] \quad \begin{array}{l} D = \text{buiten laag ijs} \\ d = \text{binnen laag ijs} \end{array}$$

Voor het bovengenoemen voorbeeld met ijslaagdikte $t = 25 \text{ mm}$ en voor $q = 1000 \text{ W/m}^2$ en $\alpha_i = 800 \text{ W/m}^2\text{K}$, een 16 mm buis en $\lambda_{ijs} = 2,1 \text{ W/mK}$ geldt dan :

Bij de plaat: $T_o = - (11,90 + 1.25) = -13,2^\circ\text{C}$

en bij de buis: $T_o = - (5,4 + 1.25) = -6,6^\circ\text{C}$

Bij plaat is overgang tussen koude middelste plaat te verwarmen

Ook hier is de buis in het voordeel t.o.v. de plaat.

De watertemperatuur bij het weer afsmelten

Meestal moet de langzaam opgebouwde ijslaag in korte tijd weer afsmelten bij behoud van een watertemperatuur. De belasting q_s , is dan tamelijk groot.

Voor de watertemperatuur bij het afsmelten kan geschreven worden:

Voor een plaat: $T_w = q_s / \alpha_s$

en voor een buis: $T_w = q_s / [\alpha_s \times d/D]$

q_s is betrokken op het verdamperoppervlak.

d's staan verhoudend om
q_s
(\alpha_s \times \frac{D}{d})

Het is duidelijk, waar, bij gelijke q_s en α_s , de laagste watertemperatuur bereikt wordt. Voor het opslaan van ijs en het koud houden van ijswatertanks worden, bijna zonder uitzondering, onderwaterkoelers met ronde buizen gebruikt.

Het kan voordelig zijn om gevinde buizen te gebruiken.

1.3 Koelen van vaten met vloeistof

Bij het koelen van bussen, dozen, vaten en tanks met vloeistof wordt steeds gevraagd hoe lang het duurt voor de gegeven verpakking de gewenste eindtemperatuur heeft bereikt. Dezelfde vraag wordt ook gesteld bij het koelen van vaste lichamen in het volgende hoofdstuk. De oplossing van deze vragen loopt langs dezelfde weg.

Een met vloeistof gevuld vat heeft, als de vloeistof niet te dik is of als de inhoud geroerd wordt overal dezelfde of bijna dezelfde temperatuur, T .

Met een gekoeld oppervlak van A en een warmte-overgangsgetal K tussen de inhoud en het koelmiddel met een temperatuur T_o is de warmtestroom:

$$\dot{Q} = KA(T - T_o) = KA\vartheta$$

De door het vat met massa M afgegeven warmtestroom is gelijk aan:

$$\dot{Q} = -M c_p \frac{dT}{dt}$$

Merk op dat de bedoelde temperatuursverandering van het vat dT/dt negatief is, en Q dus positief. Is de temperatuur van het koudemiddel T_o constant, dan is:

$$\frac{dT}{dt} = \frac{d\vartheta}{dt}$$

Dat wil zeggen de temperatuursverandering van het vat is gelijk aan de verandering van het temperatuurverschil tussen het vat en het koudemiddel.

We kunnen nu schrijven:

$$-\frac{KA}{Mc_p} = \frac{1}{\vartheta} \frac{d\vartheta}{dt}$$

$$-\frac{KA}{Mc_p} dt = d \ln \vartheta + C$$

Dan is:

$$\frac{\vartheta_t}{\vartheta_0} = e^{-\frac{KA}{Mc_p} t}$$

De factor $Mc_p/K A$ heeft de dimensie tijd en wordt "tijdconstante" genoemd, symbool τ [Tau].

De vergelijking kan daarmee geschreven worden als:

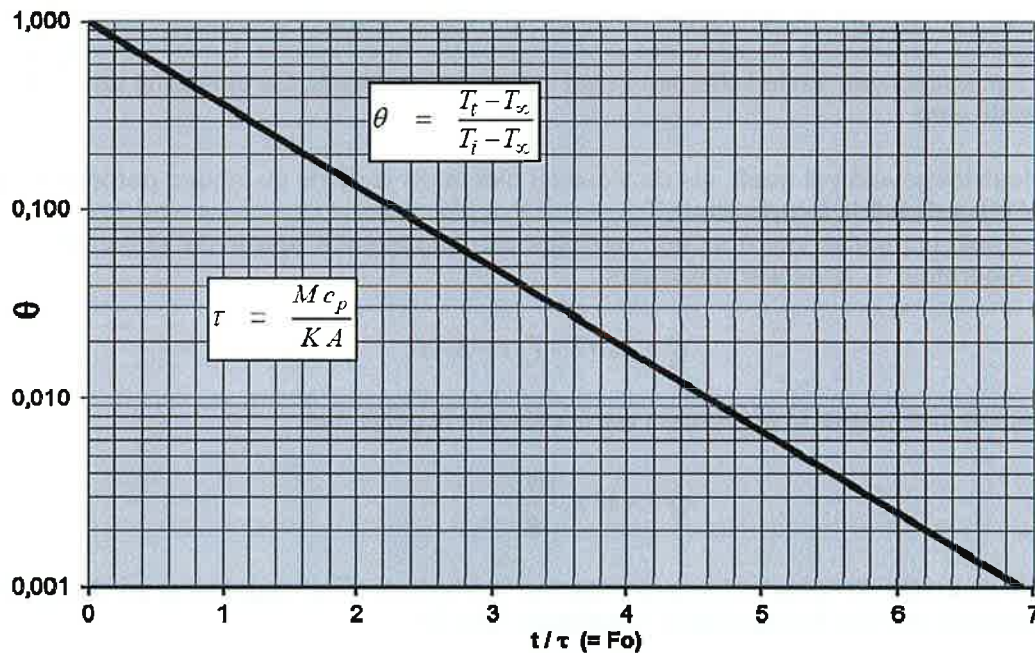
$$\frac{\vartheta_t}{\vartheta_0} = e^{-\frac{t}{\tau}}$$

Beide kanten log trekken door
ln links te zetten en dan vervalt
het e-getal. $\rightarrow$
 $\ln \frac{\vartheta}{\vartheta_0} = -\frac{t}{\tau}$

$$t = \tau \ln \frac{\vartheta_0}{\vartheta_t}$$

Wordt ϑ , dat is het temperatuurverschil tussen de vloeistof in het vat en het koelende middel, uitgezet op papier met een logaritmische schaal voor ϑ en een lineaire schaal voor de tijd, dan ontstaat een rechte lijn.

De universele afkoellijn. Hierin is $\Theta = \frac{\vartheta_t}{\vartheta_o} = \frac{T_{t=t} - T_\infty}{T_{r=0} - T_\infty}$ en $Fo = \frac{t}{\tau} = \frac{KA t}{Mc_p}$



Figuur 1.9

Als er geen calculator of rekenmachine beschikbaar is, is dat een buitengewoon overzichtelijk middel om het temperatuur(verschil)-verloop weer te geven. Met dit middel kan de temperatuur op ieder tijdstip worden berekend of afgelezen. Dit geldt ook voor tijdstippen die niet gemeten zijn, b.v. voor het tijdstip $t = 0$.

Warmteoverdracht bij het koelen van procestanks

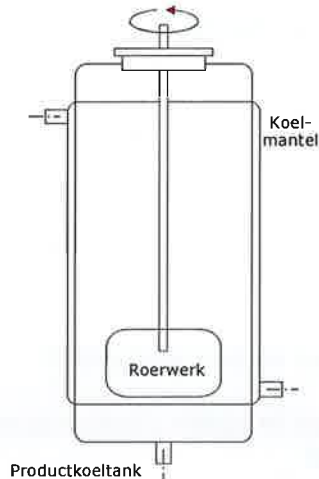
Voor een koelmantel met een koudedragers gelden dezelfde wetten als voor warmte-overdracht in een gekromde buis. Worden er pijpslangen op de mantel gelast dan kan daarin ook een koudemiddel verdampen; er gelden dezelfde regels als bij een andere verdamperslang.

Door de tankwand tussen de slangen in wordt, door geleiding, ook warmte van de vloeistof in de tank naar de koelslangen geleid; vooral bij dikke wanden van goed geleidend metaal speelt dat een belangrijke rol.

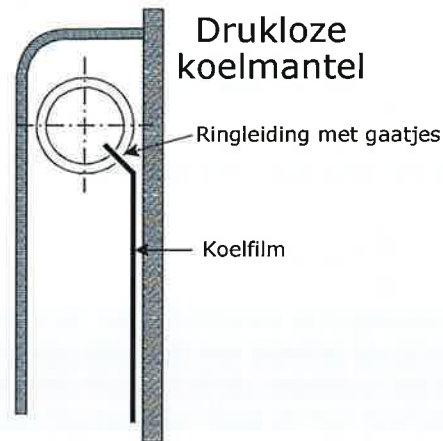
Aan de binnenkant kan de warmte door vrije convectie van de vloeistof worden overgedragen. Hoe groter het temperatuurverschil hoe sterker de convectie.

Bij koud water is de warmteovergang niet veel beter dan 100 W/m^2 , bij vergistend bier door opstijgend koolzuurgas wat meer. Bij visceuzere vloeistoffen speelt de vrije convectie nauwelijks een rol en moet er geroerd worden om enige warmte over te dragen, hoe harder er geroerd wordt en hoe dichter het roerwerk langs de tankwand strijkt hoe beter de warmteoverdracht. Hierover is bijna evenveel bekend als over warmteoverdracht in een buis.

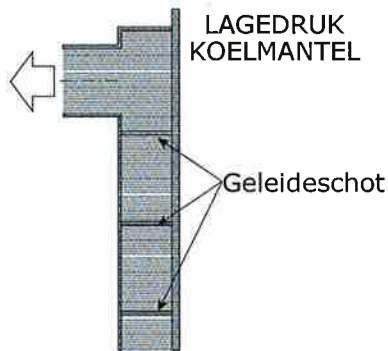
Zie b.v. VDI - Wärmetlas hoofdstuk Ma. en het college F1.



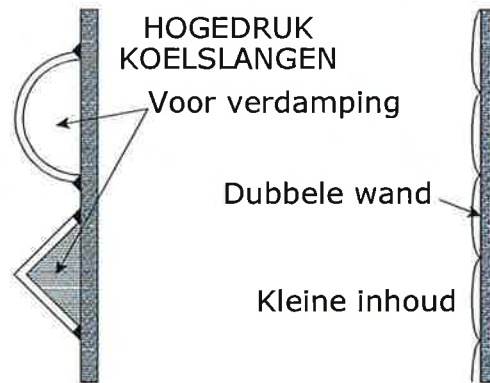
Figuur 1.10



Figuur 1.11



Figuur 1.12



Figuur 1.13

Bij het koelen van een tank, door een koelmiddel dat verdampt, is de temperatuur daarvan in de koelslangen bijna overal gelijk, bij een koudedrager is dat niet zo.

Koelen van een tank met koudedrager

De temperatuur van de koelvloeistof is niet overal gelijk maar stijgt bij het stromen langs de warme tank. Voor een bepaalde plek op het koelend oppervlak geldt: qua totale warmte overdracht (T_t is de tanktemperatuur en T_1 de lokale koelvloeistoftemperatuur)

$$d\dot{Q} = K dA (T_t - T_1)$$

maar ook:

$$d\dot{Q} = (\dot{m}c)_1 dT_1 = (\dot{m}c)_1 (-d\vartheta)$$

voor de opwarming van de koelvloeistof.

Als we aannemen dat wegens de grote tankinhoud T_t voor korte tijd constant is, dan noemen we het temperatuurverschil $T_t - T_1$ tussen de tankinhoud en de koelvloeistof weer ϑ en is:

$$d\dot{Q} = K dA \vartheta = (\dot{m}c)_1 dT_1 = (\dot{m}c)_1 (-d\vartheta)$$

$$W = \dot{m}c$$

Met $(\dot{m}c)_i$ van de koelvloeistofstroom = W (eenheid [W/K]), de warmtestroomsterkte:

$$-\frac{K}{W} dA = \frac{1}{\vartheta} d\vartheta$$

Geïntegreerd over het hele koeloppervlak geeft dat weer:

$$\frac{\vartheta_u}{\vartheta_i} = e^{-\frac{KA}{W}}$$

let op - teken voor $\frac{KA}{W}$ factor

Daarbij zijn ϑ_i en ϑ_u respectievelijk het verschil tussen de tanktemperatuur en de koelvloeistof-temperatuur bij de intrede en bij de uittrede van de koelvloeistof (of gas).

NB: Deze vergelijking is ook toe te passen als b.v. koellucht door een stapel te koelen product stroomt. Omdat $\vartheta_i - \vartheta_u$ ook de opwarming van de koelmiddelstroom voorstelt geldt:

$$\dot{Q} = W (\vartheta_i - \vartheta_u)$$

met

$$\Delta T_{\text{koude drager}} = (\vartheta_i - \vartheta_u) = \vartheta_i (1 - e^{-\frac{KA}{W}})$$

geeft:

$$\dot{Q} = W \vartheta_i (1 - e^{-\frac{KA}{W}})$$

Dit is de warmteafgifte van de hele tank op het moment dat het verschil tussen de tanktemperatuur en de intrede-temperatuur van de koelvloeistof gelijk is aan ϑ_i . Bij de afkoeling van een tank met een koelmiddel dat niet in temperatuur stijgt was gevonden (1^e formule §1.3):

$$\dot{Q} = K.A.\bar{\vartheta}_{\text{plaats}}$$

Daar was gedefinieerd:

$$\tau = \frac{M c}{K A} = \frac{\text{warmte uit het vat}}{\text{warmtestroom door de wand}}$$

Nu zeggen we hetzelfde, alleen vervangen we de warmtestroom door de wand KA door bovenstaande formule voor $\dot{Q} = W \vartheta_i [1 - \exp(-KA/W)]$:

$$\tau_{kd} = \frac{M c}{W (1 - e^{-\frac{KA}{W}})}$$

Oefening: leid zelf af, dat voor $W = \infty$ de twee definities van τ aan elkaar gelijk zijn.

De relatie tussen τ_{kd} (de τ van de koude drager) en τ komt tot uiting in de volgende tabel:

W/KA	≈ 0	0.10	0.25	0.5	1	2	4	10	100	∞
τ_{kd}/τ	KA/W	10.0	4.1	2.3	1.58	1.27	1.13	1.05	1.005	1

Er blijkt dat (theoretisch) inderdaad W naar ∞ moet om dezelfde snelle afkoeling te verkrijgen als met een koudemiddel; echter als $W \approx 4KA$, dan wijken beide nog maar 13% af.

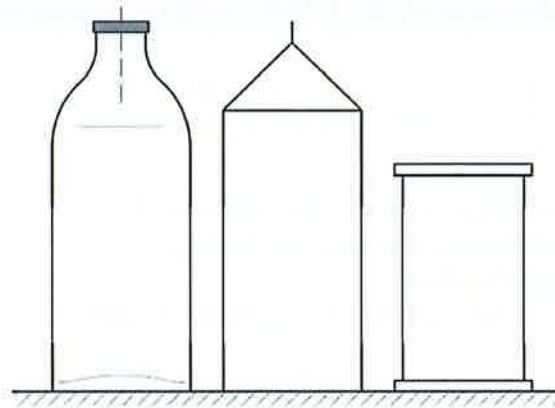
koude middel is sneller dan koude drager
22 tabel

Voor een tank gekoeld met een koudedragersroom kan dan dus geschreven worden:

$$\frac{\vartheta}{\vartheta_0} = e^{-\frac{t}{\tau_{kd}}} \text{ of } \frac{\vartheta}{\vartheta_0} = e^{-\frac{W (1 - e^{-\frac{K A}{W}})}{M c} t}$$

1.4 Koelen in de eindverpakking

Zolang als de temperatuur in de verpakking overal dezelfde is; dunne vloeistoffen of beweging van de inhoud, geldt hetzelfde als voor gekoelde tanks. In plaats van koud water wordt ook koude lucht toegepast. De verpakking hoeft niet op te drogen en er kunnen temperaturen onder 0°C worden toegepast zodat de koeling ondanks de lage warmteovergang toch snel kan gaan.



Figuur 1.14

1.5 Samenvatting warmteoverdracht

(zie VDI-Wärmeatlas 1984/88, of 2006, met andere pagina's)

Eén fase stroming in buis (Gb 3) en verder.

Laminair ($Re < 2320$)

$$Nu_0 = 3.65 \text{ voor pijp}$$

$$\text{en } Nu_0 = 7,3 \text{ voor spleet bij } Re=0$$

Volgens Schlünder geldt:

$$Nu = [Nu_0^3 + 1,61^3 Re Pr (\frac{d_{hydr}}{L})]^{\frac{1}{3}}$$

of neem die volgens Stephan:

$$Nu = 0,664 (Re \frac{d_{hydr}}{L})^{\frac{1}{2}} Pr^{\frac{1}{3}}$$

als die groter is (zie Gb1).

Turbulent ($Re > 2320$)

Volgens Gnielinski geldt:

$$Nu = \xi/8 \frac{(Re - 1000) Pr}{1 + 12,7 \sqrt{\xi/8} (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} [1 + (\frac{d_{hydr}}{L})^{\frac{2}{3}}]$$

Met: ξ = Drukverlies getal

Voor gladde pijpen geldt de formule van Filonenko:

$$\xi = (1,82 \log Re - 1,64)^{-2}$$

Voor pijpen met een wandruwheid van $K(m)$:

$$\xi^{-0,5} = -2 \log \left(\frac{2,51}{Re \xi^{0,5}} + \frac{K}{3,71 d_{hydr}} \right)$$

Merk op dat dit een recursieve formule is, welke door iteratie van ξ moet worden opgelost.

Een alternatief voor de recursieve formule is die volgens het Handboek Installatietechniek. Zij stellen voor twee formules toe te passen:

1) in geval van een turbulente stroming ($Re \geq 3500$) volgt de wrijvingsfactor uit:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log \left(\frac{\varepsilon}{3,72 D} + \frac{5,74}{Re^{0,901}} \right)$$

daarbij is λ = wrijvingsfactor (= ξ van hierboven)
 D = inwendige diameter van leiding
 ε = wandruwheid

2) in het gebied $2300 < Re < 3500$ kan de wrijvingsfactor λ worden berekend door lineaire interpolatie volgens:

$$\lambda = \frac{\lambda_L \cdot (3500 - Re) + \lambda_T \cdot (Re - 2300)}{3500 - 2300}$$

λ_L = wrijvingsfactor bij laminaire stroming bij $Re = 2300$
 λ_T = wrijvingsfactor bij turbulente stroming bij $Re = 3500$

waarbij $\lambda_L = 64/Re$ en λ_T volgens de $1/\sqrt{\lambda}$ - formule moet worden toegepast.

Verdamping bij zeer lage snelheid (badverdamping, blz. Ha in VDI 1988, Hab in 2006)

Algemeen geldt voor kleine q :

$$\alpha = \alpha_0 \left(\frac{q}{q_0} \right)^{\frac{1}{4}}$$

NH₃ : $\alpha_0 = 700 \text{ W/m}^2\text{K}$, $q_0 = 700 \text{ W/m}^2$

R22: $\alpha_0 = 500 \text{ W/m}^2\text{K}$, $q_0 = 500 \text{ W/m}^2$ (tussen 10 en -40°C)

of, als dat meer is (zie blz. Mab en Hab8 in VDI 2006):

$$\alpha = \alpha_0 f(p'') \left(\frac{q}{q_0} \right)^n \left(\frac{R}{R_0} \right)^{0,133} g(z)$$

Bovenstaande formule geldt bij grotere q tot ca. 50.000 W/m².

Waarbij (volgens Habb in VDI 2006):

$q_0 = 20 \text{ kW/m}^2$ en R/R_0 = relatieve ruwheid in micron, waarbij $R_0 = 0,4 \text{ } \mu\text{m}$.

$f(p'') = 1,2 (p'')^{0,27} + [2,5 + 1/(1-p'')]p''$

$g(z) = 1 + 1/(2 + q/1000)$ alleen voor pijpenbundels.

NH₃: $\alpha_0 = 7000 \text{ W/m}^2\text{K}$, $p_{cr} = 11300 \text{ kPa}$ en tussen $+10$ en -40°C : $n = 0,76 \pm 0,04$.

R-22: $\alpha_0 = 3900 \text{ W/m}^2\text{K}$, $p_{cr} = 4977 \text{ kPa}$ en tussen $+10$ en -40°C : $n = 0,77 \pm 0,04$.

R-134a: $\alpha_0 = 4600 \text{ W/m}^2\text{K}$, $p_{cr} = 4060 \text{ kPa}$ en tussen $+10$ en -40°C : $n = 0,77 \pm 0,04$.

Mengsels zonder (of verwaarloosbare) glide:

R-404A: $p_{cr} = 3729 \text{ kPa}$

R-507: $p_{cr} = 3705 \text{ kPa}$
 $n = 0,9 - 0,3 (p'')^{0,3}$

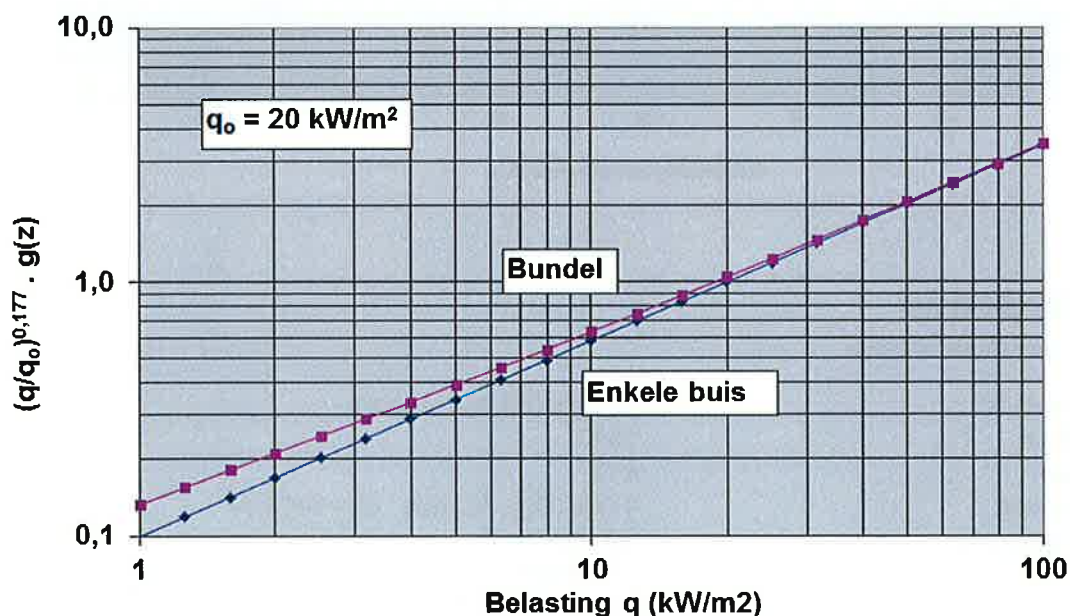
$p'' = p/p_{cr}$; α_0 geldt voor $p'' = 0,10$ en $q_0 = 20.000 \text{ W/m}^2$.
 p_{cr} is de kritische druk van het betreffende koudemiddel.

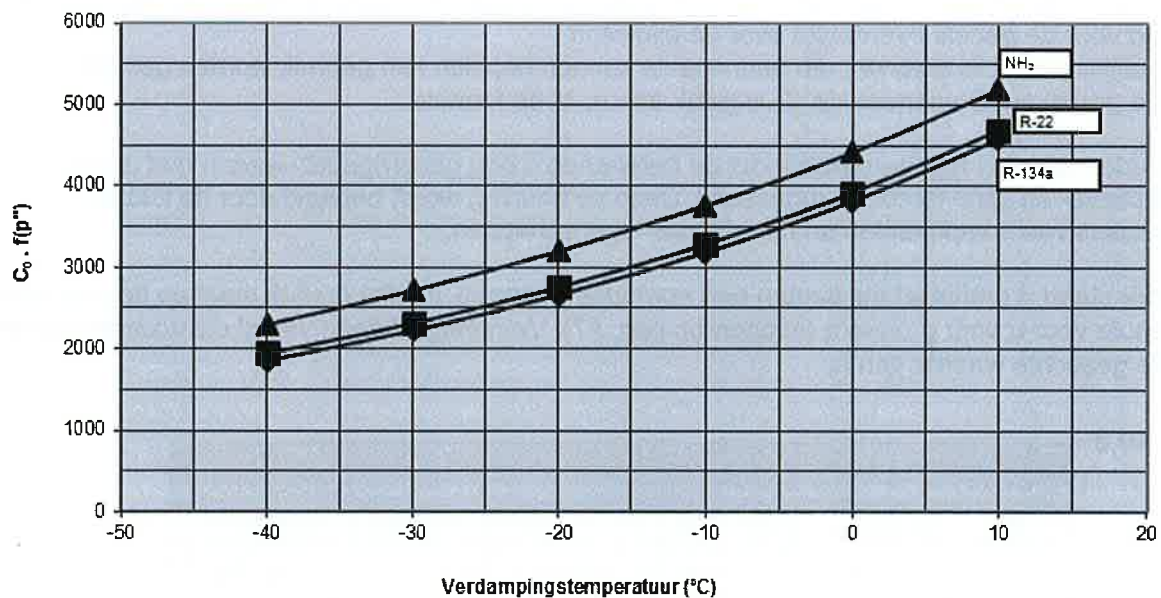
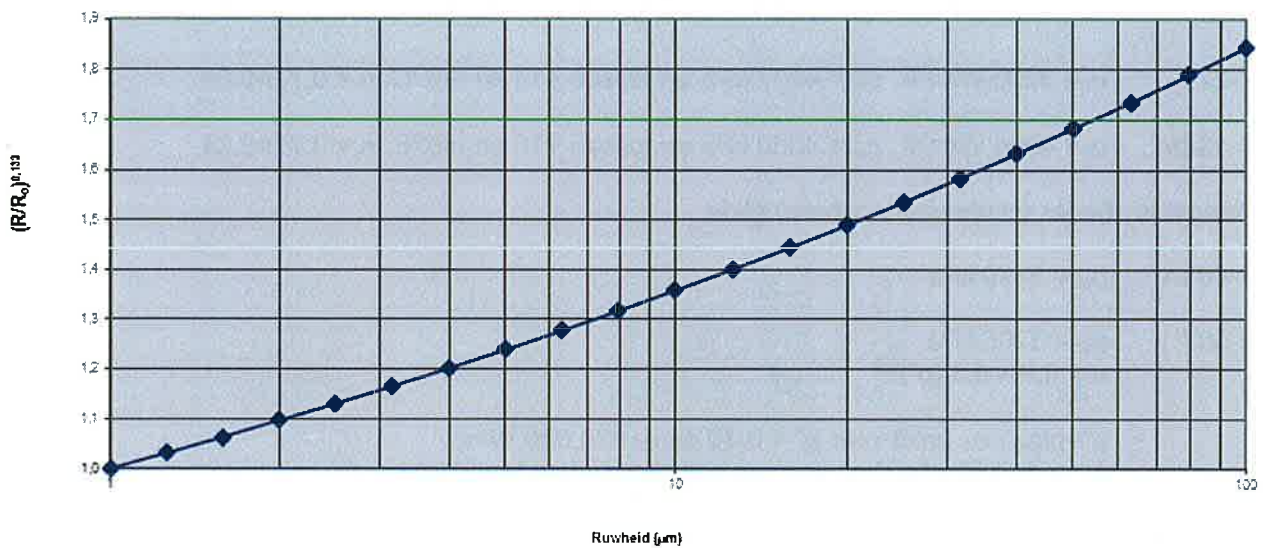
In het algemeen is het kookproces bij verdamping moeilijk in formules te vangen. De bovenstaande formule voor α geldt dan ook met een nauwkeurigheidsmarge van $\pm 25\%$. Deze α is echter zeer zelden bepalend voor de gehele overdracht over de pijpwand.

De vergelijking is uit te rekenen; om hem snel te kunnen bepalen kan gebruik worden gemaakt van de volgende grafieken. De genoemde C_o is gelijk aan α_o in de formule.

Voor koude middelen met een glide moet de berekende α nog gecorrigeerd worden met de verhouding van effectieve- en glide temperatuurverschil. Deze verhouding wordt bepaald door de lokale concentraties van componenten en hun diffusie eigenschappen.

Hieronder staan 3 grafieken die samen een *nomogram* vormen. In elke grafiek staat op de y-as een deel van formule voor α voor grotere q (midden op pag. 17). Vermenigvuldigen van al die waarden op de y-as levert de gezochte waarde van α .





1.6 (reken)Voorbeelden

Berekening van een vloeistofkoeler

De vloeistofstroom is:	10 kg/s (36.000 kg/uur)
Begintemperatuur:	10°C
Eindtemperatuur:	4°C
Soortgelijke warmte:	4.000 J/kg . K ; dus : Q = 240 kW
Warmtegeleidingsgetal:	0,5 W / m . K
Dichtheid:	1.000 kg/m ³
Viscositeit bij 7°C:	2 resp. 20 resp. 200 mPa.s
Toegelaten drukverlies:	100 kPa
Beschikbare verdampingstemperatuur van NH ₃ :	-4°C.

DOORSTROOMKOELER MET NH ₃ IN DE MANTEL (pijp ø25mm, wand 1 mm, lengte 2.2 m)				
Berekende grootheid	[mPa.s]	2	20	200
Geschatte snelheid	[m/s]	1.5	1.2	0,32
Re- getal	[p.v.d / η]	17250	1380	36.8
Pr- getal	[η.c _p / λ]	16	160	1600
Nu- getal	[f Re,Pr,d / L]	186	21.3	13.8
Alfa produktzijde	[W/m ² K]	4052	463	300
Pijpwand, 1 mm RVS	[m ²]	0.20	0.20	0.20
Geschatte k-waarde	[W/m ² K]	1000	500	200
LMTD	[K]	10.7	10.7	10.7
Warmtestroomdichtheid	[W/m ²]	10722	5361	2144
Alfa NH ₃	[W/m ² K]	4358	2574	1283
Vervuiling produktzijde	[W/m ² K]	5000	2500	1250
Vervuiling NH ₃ (door olie)	[W/m ² K]	3000	9000	12000
Berekende k-waarde	[W/m ² K]	991	327	200
Nieuwe alfa NH ₃	[W/m ² K]	4327	1864	1282
Herberekende k-waarde	[W/m ² K]	989	312	200
Benodigd oppervlak	[m ²]	22.6	71.8	111.9
Aantal pijpen	-	131	415	648
Aantal parallel	-	16	20	80
Aantal passeringen	-	8	20	8
Drukverlies	[kPa]	75	64	68
Prijsfactor (bij benadering)	-	1	3	5

Platenkoeler met ijswater

Plaatafstand: 2 mm
Golflengte: 6 mm
Dh/L = 4/3

Productviscositeit : 2mPa.s (normaal water) 20 mPa.s 200 mPa.s

De stroming is steeds laminair en Nu is niet afhankelijk van de viscositeit.
Voor een apparaat dat alle producten moet kunnen koelen wordt een snelheid gekozen die bij 200 mPa.s nog een drukverlies onder de 100 kPa oplevert. Dat zal hier ca. 0,25 m/s zijn.
Daarmee is $Re.Pr = 1000 \times 0,25 \times 0,004 \times 4000 / 0,5 = 8000$ en $Re.Pr.Dh/L = 11000$.

$$Nu = \frac{\alpha D_h}{\lambda} = 1,61 \left(Re Pr \left(\frac{D_h}{L} \right) \right)^{\frac{1}{3}}$$

En wordt $\alpha_{product} : 35 \times 0,5 / 0,004 = 4500 \text{ W/m}^2\text{K}$.

Logarithmisch mean temperature difference.

$$\Delta T_2 - \Delta T_1$$

$$\left(L \ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right)$$

Aan de waterzijde kan een hogere snelheid gekozen worden zodat daar gemakkelijk α -water = 10000 W/m²K bereikt wordt.

Met een warmte doorgangsgetal van 5000 W/m²K voor de vervuiling wordt dan:

$$K = 1900 \text{ W/m}^2\text{K}.$$

Oefening: reken deze waarde zelf uit!

De koudewaterstroom wordt vaak tweemaal zo groot gekozen als de productstroom. Bij de belasting van 240 kW warmt dus 20 kg water/s op van 1°C naar 3.85°C. De LMTD is dan 4.4 K en het benodigde oppervlak $A = 240 / 4.4 \times 1.9 = 29 \text{ m}^2$.

Dat kunnen 60 platen zijn van 0,5 m breed bij 1,0 m hoog.

De doortocht tussen twee platen is dan 10 cm² bij 2 mm afstand, de totale doortocht voor de productstroom: 300 cm².

Bij alle platen parallel is dan de productsnelheid:

$$v = 10 \times 0,001 / 300 \times 0,0001 = 0,32 \text{ m/s}.$$

Het drukverlies is voor laminaire stroming van een vloeistof met 200 mPa.s tussen twee evenwijdige vlakke platen van 1 meter hoog:

$$\Delta p = 12 \frac{\eta L v}{d_h^2}$$

$$\Delta p = 12 \times 200 \times 10^{-3} \times 1 \times 0,32 / (4 \times 10^{-3})^2 \text{ Pa} = 48 \text{ kPa}.$$

Er mag niet gekozen worden voor een tweemaal zo grote snelheid over een tweemaal zo lange weg want dan zou het drukverlies $4 \times 48 = 144 \text{ kPa}$ worden. De snelheid blijft 0,32 m/s en dat is nagenoeg de aangenomen snelheid.

Deze platenkoeler heeft een prijsfactor 0.4 t.o.v. de vloeistofkoeler.

Vergelijking tussen de twee koelmethoden

De onderwaterkoeler voor het ijswater, die voor deze platenkoeler alleen nodig zou zijn met een verdampingstemperatuur die gelijk is aan die bij de doorstroomkoeler; -4°C, doet 3.5 kW/m² en moet dus 70 m² koelend oppervlak hebben. Met de geïsoleerde ijswaterbak erbij komt die toch wel op een prijsfactor 1 - 1¼.

Conclusie

De totale kosten voor de doorstroomkoeler zijn lager als de viscositeit van het te koelen product niet veel hoger is dan die van water.

De kosten van de koude zijn gelijk omdat de verdampingstemperatuur dezelfde is bij de twee koelmethoden. De oplossing met de platenkoeler laat koudeopslag toe in de vorm van koud water of een laag ijs op de onderwaterverdamer.

Vooraf in de zuivel- en de banket- en suikerverwerkende industrie waar veel productstroom met verschillende eigenschappen voorkomen is de platenkoeler met ijswater zeer bruikbaar.

Het gebruik van ijswater is ook veilig en door iedereen te bedienen. Er komt geen koudemiddel in de ruimten waar productiemensen en producten aanwezig zijn.

Hoofdstuk 2 DE AFKOELING VAN VASTE LICHAMEN.

2.1. Inleiding

Dit hoofdstuk handelt over afkoeling vaste lichamen. Om daar in het algemeen aan te rekenen grijpen we terug op vak F1, § 1.2, waar in de vergelijking van Fourier werd afgeleid voor vaste (één dimensionale) lichamen zonder stroming en zonder eigen warmteontwikkeling:

$$\frac{dT}{dt} = a \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \quad (1)$$

Hier is aangenomen dat het een plaatvormig lichaam is. Alle koeltechnische eigenschappen zijn verpakt in de warmte-vereffeningscoëfficiënt a [m^2/s], welke gelijk is aan:

$$a = \frac{\lambda}{\rho c_p} \quad (2)$$

Van een te koelen lichaam dient ter berekening van de temperatuur de geleidingscoëfficiënt, λ [W/mK], de dichtheid ρ [kg/m^3] en de soortelijke warmte c_p [J/kgK] bekend te zijn. Opvallend is dat slechts de diffusieconstante a uiteindelijk van belang is.

In de onderstaande tabel worden enige waarden van a als richtgetal weergegeven.

MATERIAAL	a [$10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$]
Ethanol	0,88
Vlees	1,40
Water	1,43
PUR	1,6
Beton	6,6
IJs	12,0
Smeedijzer	162
Lucht	214

Hoe een bepaald materiaal aan deze waarde van a komt, wordt behandeld in het college A1, waarin verder op de structuur van levensmiddelen wordt ingegaan.

Verg. (1) is zeer moeilijk analytisch op te lossen. Speciaal in meer dimensies en met temperatuur- en plaats afhankelijke stofconstanten wordt het al gauw ondoenlijk.

Een bekende oplossing voor een vlakke plaat met overdrachtscoëfficiënt α welke exact geldt, is:

$$T(x,t) = T_o + (T_i - T_o) \sum_{i=1}^{\infty} \frac{2 \sin k_i}{k_i + \sin k_i \cos k_i} \cos\left(\frac{k_i x}{d}\right) \exp\left(-\frac{k_i^2 a}{d^2} t\right) \quad (3)$$

waarin:

- T_o = Omgevingstemperatuur
- T_i = (uniforme) begintemperatuur van de plaat
- a = $\lambda/\rho c$
- d = **halve** dikte van een dubbelzijdig af te koelen plaat

en k de oplossing is van de vergelijking:

$$k_i \tan(k_i) = \frac{\alpha d}{\lambda} \quad (4)$$

Vergelijking (4) heeft vele oplossingen, welke moeten worden verwerkt in formule (3).

Deze oplossing is nog slechts eenvoudig; zitten in het af te koelen product nog meer complicaties, dan wordt de analytische (exakte) weg ondoenlijk. We hebben dan drie opties:

- We vereenvoudigen het probleem en nemen onze toevlucht tot benaderingen. Vaak is deze manier goed genoeg.
- We voeren alle afkoelingsparameters in een computerprogramma in. Deze weg is wat moeizamer, maar het loont zeker de moeite met veel terugkerende bijna gelijksoortige problemen.
- We voeren een (schaal)experiment uit. Deze manier is verreweg het duurst en in het algemeen ook het meest tijdrovend. Voordeel is wel dat de betrouwbaarheid van de (aan de klant voorgestelde) systeemoplossing/apparaat het grootst is.

In dit college zullen we kort op de opties a en b ingaan.

2.2. Afkoeling van een lichaam met uniforme temperatuur

Een uniforme temperatuur verdeling in een afkoelend lichaam is vaak een goede benadering van het probleem. Dit kan op drie manieren het geval zijn:

- In het vaste lichaam bevindt zich een (rond stromende) vloeistof. De stroming verdeelt de warmte ideaal over het gehele lichaam. We zien hetzelfde terug in hoofdstuk 1 over de afkoeling van een vat met vloeistof.
- Het lichaam wordt van buiten afgekoeld in een heel laag tempo of met lage overdrachts- coëfficiënt α .
- Het lichaam is van zichzelf een zeer goede geleider, en kan eventueel optredende temperatuurverschillen snel laten vereffenen.

In het algemeen kunnen we van de drie manieren zeggen, dat de inwendige warmteweerstand ($= d/\lambda$) veel lager is dan de uitwendige weerstand ($= 1/\alpha$). Dit betekent dat:

$$Bi = \frac{\alpha d}{\lambda} = \frac{d/\lambda}{1/\alpha} \rightarrow 0 \quad (5)$$

Door het van tevoren uitrekenen van Bi kunnen we beoordelen of $Bi \ll 1$. Is dit inderdaad het geval, dan geldt:

$$\frac{T - T_o}{T_i - T_o} = e^{-\frac{t}{\tau}} \quad (6)$$

*voor langere tijd
och voor $Bi \rightarrow 0$*

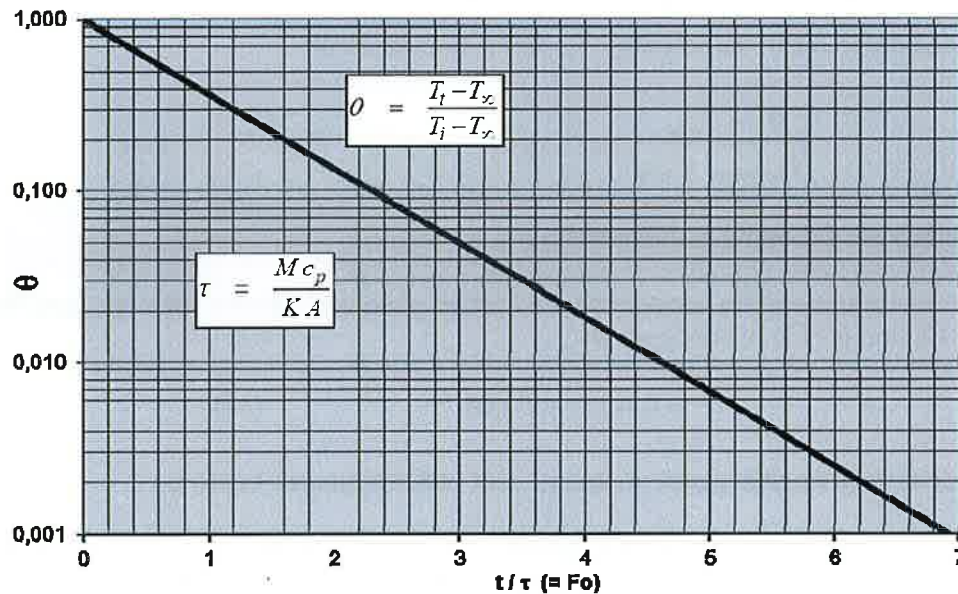
waarin: T_o = omgevingstemperatuur
 T_i = (uniforme) begintemperatuur
 t = koeltijd
 τ = karakteristieke koeltijd (spreek uit: tau)

De waarde van τ kan worden berekend uit:

$$\tau = \frac{mc_p}{\alpha A} \quad (7)$$

waarin m = massa van het lichaam
 c_p = soortelijke warmte
 α = (oppervlakte) warmte-overdrachtscoëfficiënt
 A = koelend oppervlak

Al is via (6) en (7) de afkoeling van een vast lichaam snel te berekenen, toch kan het handig zijn de oplossing uit een grafiek af te lezen. We spreken in dit geval van de *universele afkoelkromme*, waarin de logaritme van $(T - T_o)/(T_i - T_o)$ uitgezet is tegen de tijd. Hij is weergegeven in hoofdstuk 1, en hieronder.



Figuur 2.1

We kunnen vergelijking (6) eenvoudig afleiden. Stel voor dat we een lichaam hebben met massa m en buitenoppervlak A in een koelende luchtstroom. Dan geldt voor de hoeveelheid energie bij de afkoeling van dat lichaam:

$$\Delta Q_{\text{lichaam}} = m c_p \Delta T_{\text{lichaam}} \quad (8)$$

Deze afkoeling ΔQ komt tot stand door een warmtestroom gedurende de tijd Δt :

$$\Delta Q_{\text{overdracht}} = \alpha A (T_{\text{lichaam}} - T_{\text{lucht}}) \Delta t \quad (9)$$

Omdat $\Delta T_{\text{lichaam}}$ negatief is (het lichaam koelt af), is ook $\Delta Q_{\text{lichaam}}$ negatief. De overdracht $\Delta Q_{\text{overdracht}}$ is positief, omdat T_{lichaam} groter is dan T_{lucht} . Volgens de eerste hoofdwet moeten beide warmtestromen aan elkaar gelijk zijn, dus er geldt:

$$\Delta Q_{\text{lichaam}} = -\Delta Q_{\text{overdracht}} \quad (10)$$

Vervolgens nemen we het tijdsverschil Δt heel klein, zodat (8) en (9) ingevuld in (10) overgaan in de differentiaal vorm:

$$m c_p dT_{\text{lichaam}} = -\alpha A (T_{\text{lichaam}} - T_{\text{lucht}}) dt \quad (11)$$

Stellen we vervolgens dat $dT_{\text{lichaam}} = d(T_{\text{lichaam}} - T_{\text{lucht}}) = d\vartheta$, dan kunnen we (11) schrijven als:

$$m c_p d\vartheta = -\alpha A \vartheta dt$$

anders geschreven:

$$\frac{d\vartheta}{\vartheta} = -\frac{\alpha A}{m c_p} dt \quad (12)$$

Met de randvoorwaarde, dat op $t=0$, $\vartheta = T_{\text{lichaam}, t=0} - T_{\text{lucht}}$, kunnen we (12) oplossen als:

$$\ln\left(\frac{T - T_{\text{lucht}}}{T_{\text{lucht}, t=0} - T_{\text{lucht}}}\right) = -\frac{\alpha A}{m c_p} t$$

Als we nu τ definiëren als in vergelijking (7), dan is het resultaat:

$$\frac{T - T_{\text{lucht}}}{T_{\text{lucht}, t=0} - T_{\text{lucht}}} = e^{-\frac{t}{\tau}} \text{ of } T = T_l + (T_i - T_l) e^{-\frac{t}{\tau}} \quad (13)$$

hetzelfde resultaat als genoemd in vergelijking (6).

De grootte τ wordt ook wel de *karakteristieke koeltijd* genoemd van het afkoelproces. Werken we in machten van 10, dan is (13) te schrijven als:

$$T = T_l + (T_i - T_l) 10^{-\frac{t}{t_{sp}}} \quad (14)$$

waarin t_{sp} de *specifieke koeltijd* wordt genoemd. Het verband tussen beide is:

$$t_{sp} = \tau \cdot \ln(10) \quad (15)$$

Deze specifieke koeltijd komt overeen met de decimale reductietijd bij micro-organismen.

Werken we met machten van 2 (zoals gebruikelijk is in de levensmiddelentechnologie), dan is (13) te schrijven als:

$$T = T_l + (T_i - T_l) 2^{-\frac{t}{t_{1/2}}}$$

waarin $t_{1/2}$ de half waarde tijd is. Analooq aan (15) is $t_{1/2}$ gelijk aan $\tau \cdot \ln(2)$. Hiermee is de behandeling van lichamen met uniforme temperatuur ten einde.

2.3. Afkoeling van een lichaam met inwendige temperatuurverschillen

2.3.1 Verschillende gevallen

In de literatuur bestaan drie soorten van het bovengenoemde geval:

- *Eerste soort*: de oppervlaktetemperatuur van het lichaam is constant. Dit treedt op als de α -waarde heel hoog is ($Bi \rightarrow \infty$), bijvoorbeeld afkoeling in een kokende vloeistof.
- *Tweede soort*: de warmteflux aan het oppervlak heeft een bepaalde waarde (kan ook nul zijn; komt voor bij geïsoleerde wanden en elektrische verwarming).
- *Derde soort*: aan het oppervlak treedt een eindige warmteoverdracht op. Dit gebeurt als de uitwendige en de inwendige warmte weerstanden ongeveer gelijk zijn ($0.01 < Bi < 100$)

Voor alle drie de gevallen zijn voor de vlakke plaat, de cilinder en de kogel voor eenvoudige gevallen exacte analytische oplossingen bekend. Ze worden gegeven in de vorm van oneindige reeksen van polynomen en Besselfuncties (Zie Carslaw & Jaeger uit de literatuurlijst). De oplossingen zoals in § 2.1 genoemd voeren te ver, en we beperken ons tot benaderingen.

We zullen alleen de *derde soort* uitwerken, en wel in twee vormen:

- a. met een vereenvoudigde formule
- b. met grafieken.

Dit omdat de meeste koelprocessen van de derde soort zijn.

2.3.2. Een eenvoudig afkoelmodel

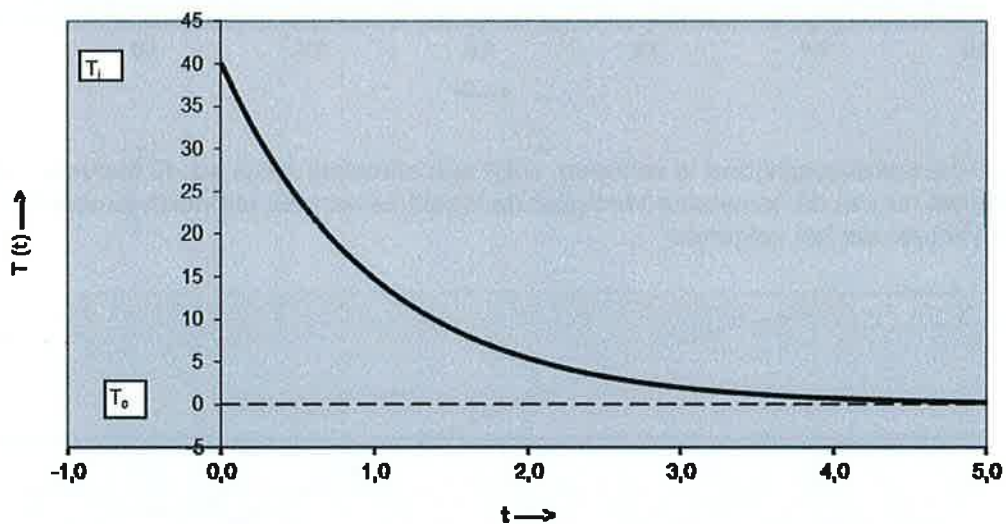
Helaas is het in de praktijk haast nooit zo met vaste lichamen dat ze voorgesteld mogen worden als ideale warmtegeleiders. De vergelijking afgeleid voor dit geval, vgl. (13) is dan ook zelden toepasbaar. Vaak is het zo, dat de uitwendige warmteweerstand ($1/\alpha$) en de inwendige weerstand (d/λ) in dezelfde orde van grootte zijn, zodat:

$$Bi = \frac{d/\lambda}{1/\alpha} \approx 1$$

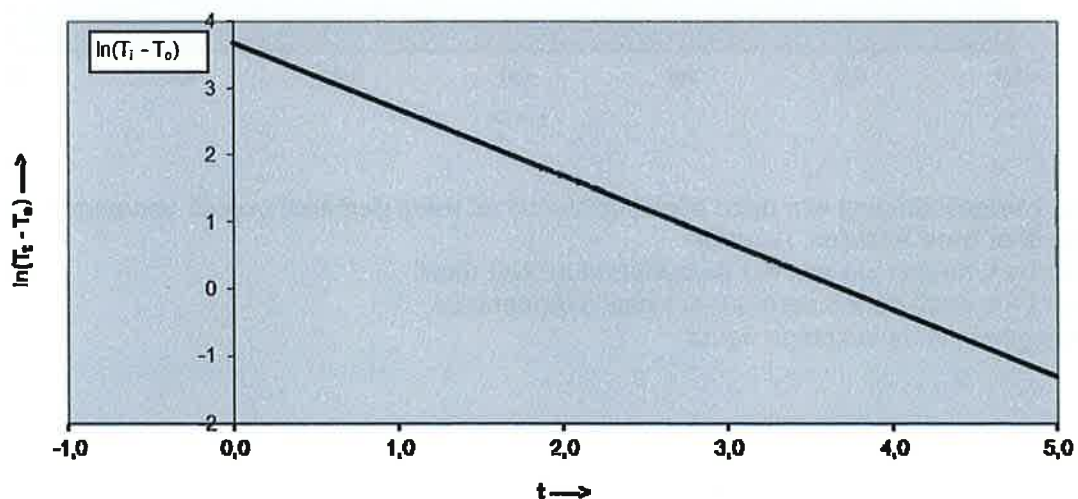
We zullen nu laten zien, dat vgl. (13) op eenvoudige wijze kan worden aangepast, zodat voor langere procestijden toch een handzame formule overblijft. Om hiertoe te geraken, moeten we eerst iets meer van het koelproces begrijpen.

Afkoelkrommen

Als we de afkoeling van het lichaam in de tijd zouden registreren, zouden we het volgende krijgen:

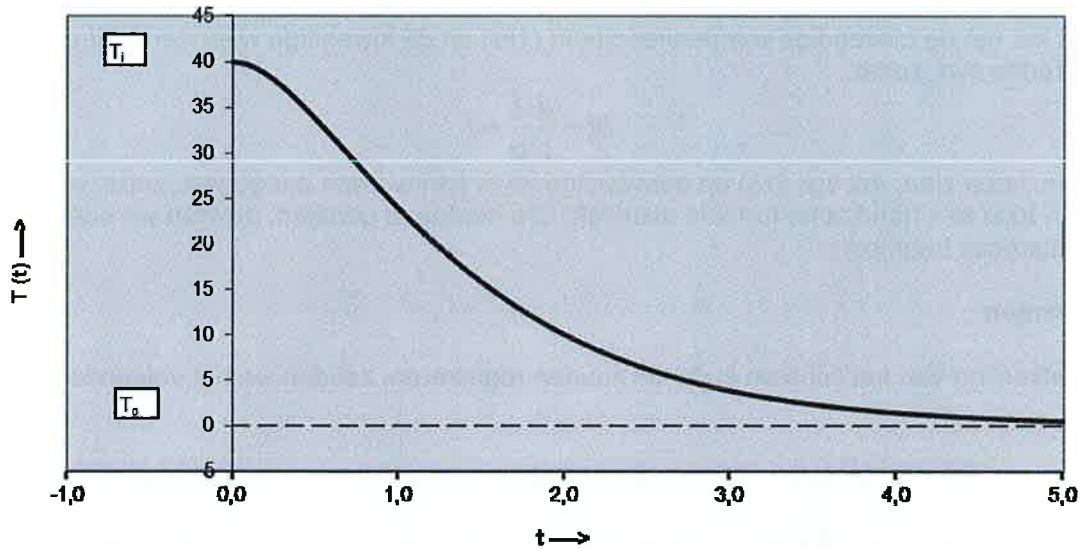


Dit is een exponentieel verlopend proces. Nemen we nu de logaritme van het temperatuurverschil met de omgeving ($= \vartheta$), dan krijgen we:

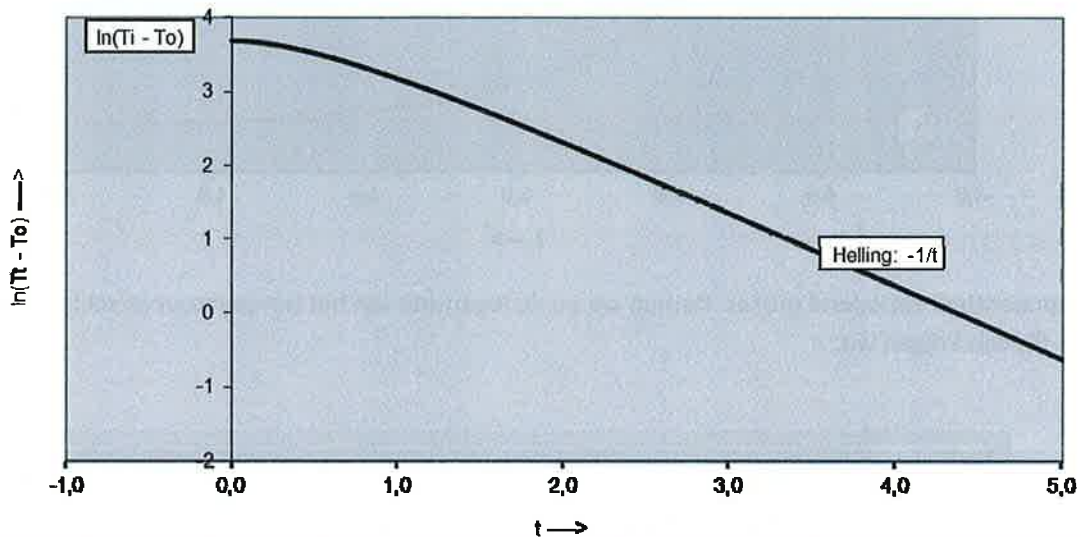


Dit is een rechte lijn, met op $t=0$: $\ln(T_i - T_0) = \ln(T_i - T_0)$, dus $T=T_i$, en een helling $-1/\tau$.

Zouden we een nauwkeurige meting doen met een praktisch lichaam, dan zou de warmte enige tijd nodig hebben om door te dringen in het lichaam, en we krijgen de volgende figuur:



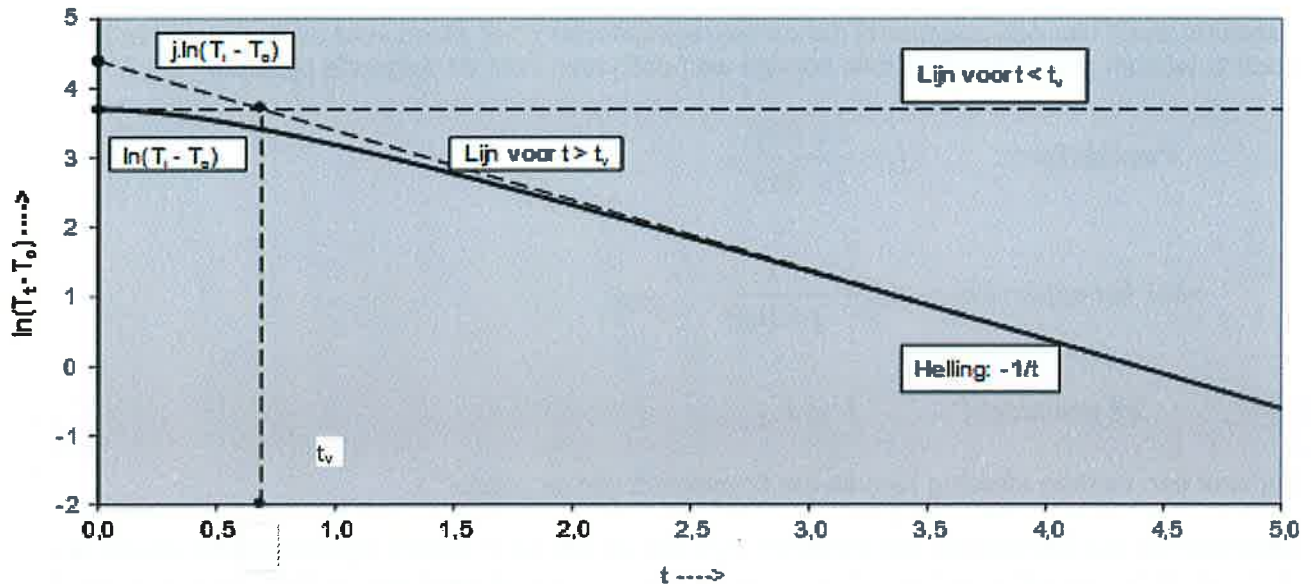
Nadat het zgn. inschakelverschijnsel is verlopen, volgt een afkoeling zoals we dit hiervoor hebben gezien. Nemen we nu van de bovenstaande figuur de logaritme van het temperatuurverschil met de omgeving, dan krijgen we het volgende:



Nu volgt de vereenvoudiging van deze afleiding. Vanuit dit reëel gemeten proces vervangen we de afkoelcurve door twee anderen, namelijk:

- Voor $t < t_v$ nemen we aan dat de temperatuur niet daalt.
- Voor $t > t_v$ daalt de temperatuur normaal exponentieel.

Dit is weergegeven in de volgende figuur.



Voor de vertragingstijd t_v , kan worden afgeleid:

$$t_v = \tau \cdot \ln(j) \quad (16)$$

waarbij τ de ons bekende karakteristieke koeltijd is en j de vertragsingsfactor. Voor het warmste punt in het lichaam (de 'kern') geldt, dat j een getal is tussen 1 en $1\frac{1}{2}$. Gebaseerd op bovenstaande twee vervangende lijnen, kan vgl. (13) voor het reële proces nu worden vervangen door:

$$T = T_l + j(T_i - T_l) e^{-\frac{t}{\tau}} \quad (17)$$

Hierbij moet worden opgemerkt dat τ aangepast is. Omdat de warmte weerstand niet alleen in de omgeving zit ($1/\alpha$), maar ook in het lichaam zelf, moet de overdrachtscoëfficiënt α worden vervangen door een totale K -waarde (de warmte-doorgangscoefficiënt):

$$\tau = \frac{m c_p}{K A} \quad (18)$$

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha} + 0.423 \frac{d}{\lambda}$$

Op de grootte van de factor 0.423 wordt hier niet verder ingegaan; zie voor een goede verklaring het artikel van Levy*. De dikte d is gedefinieerd als de halve of enkelzijdige dikte. Dit is de dikte gerekend vanaf het oppervlak tot het thermische middelpunt van het lichaam (de kern).

We concluderen dat met (17) en (18) een zeer eenvoudig verband is te geven voor de reële afkoeling van een lichaam voor voldoende grote afkoeltijden ($t \gg t_v$).

* Levy, J. 1972, Zur Theorie der Fleischkühlung, *Kaltetechnik & Klimatisierung* 24, 85-98.

Tenslotte wordt hier nog opgemerkt dat de verdragingsfactor j niet alleen voor de 'kern' van het lichaam hoeft te worden gedefinieerd. In feite kunnen we j definiëren voor de volgende plaatsen:

$$\text{Voor de kern : } j_k = \frac{1 + Bi/2}{1 + Bi/3}$$

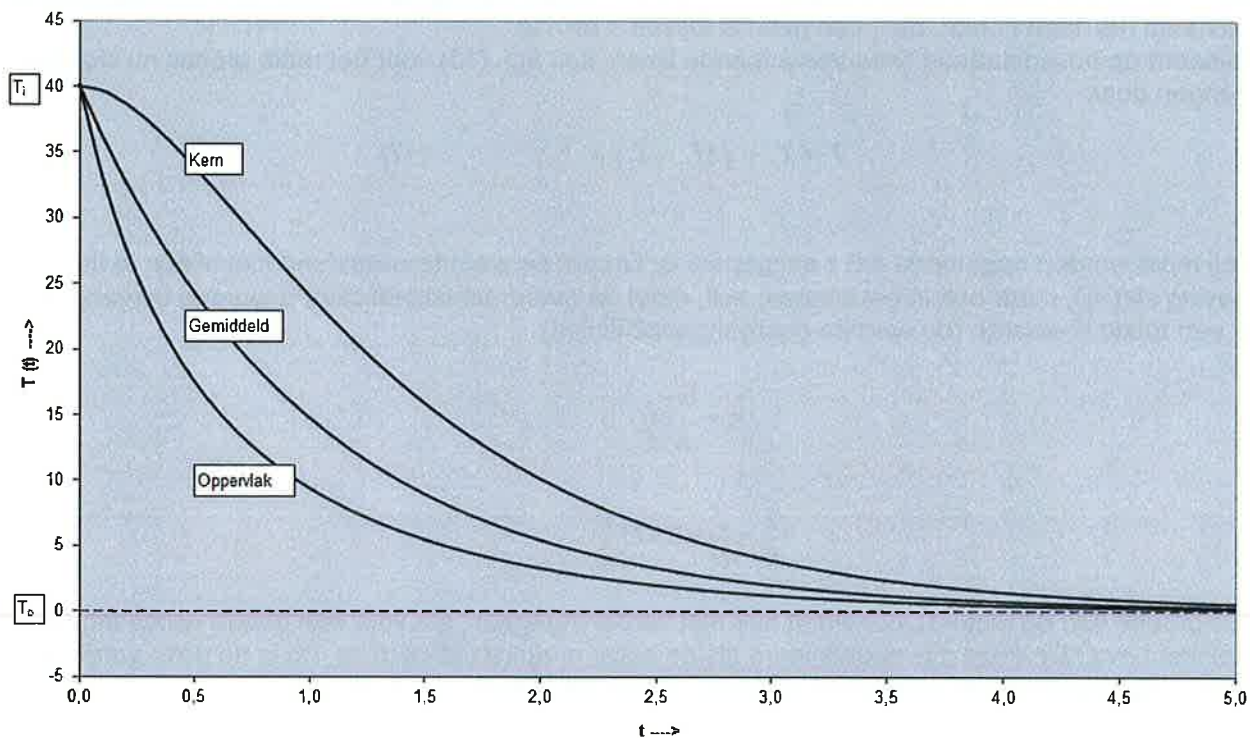
$$\text{voor het oppervlak : } j_{opp} = \frac{1}{1 + Bi/3} \quad (19)$$

$$\text{en gemiddeld : } j = 1$$

Zie voor een verdere afleiding hiervan het proefschrift van de auteur**

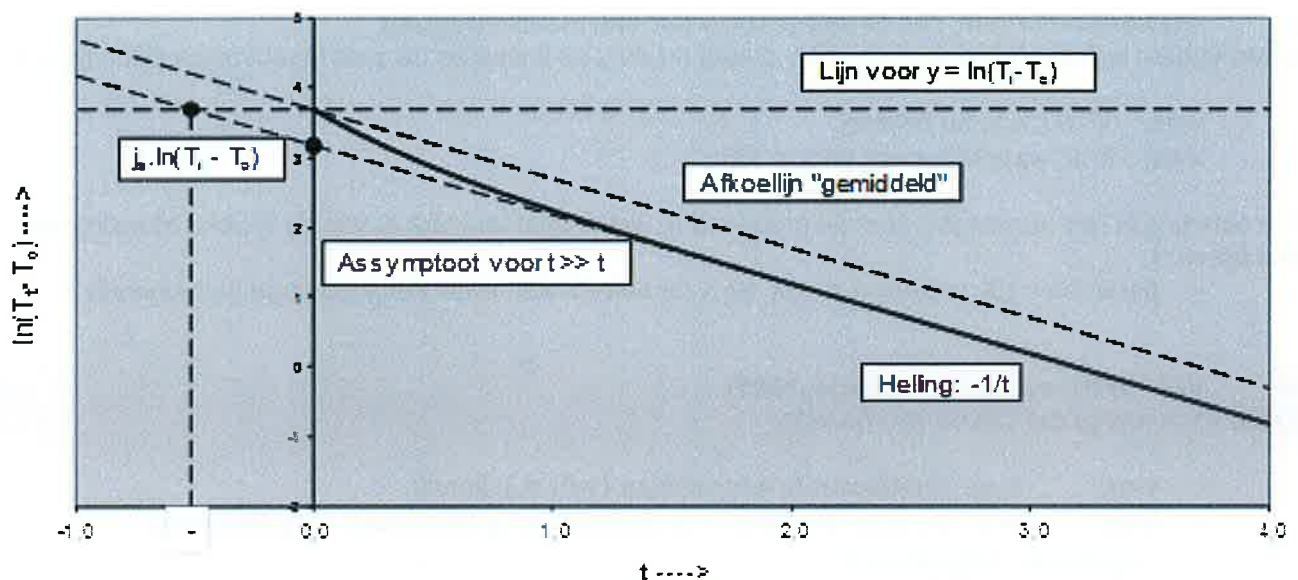
Deze aanpak van berekening van koeltijden met behulp van j en t spelen industrieel nog steeds een grote rol. In een recent artikel van Pham*** wordt bewezen dat van een varkenshelft succesvol van de bil en de schouder met een regressiemethode de temperatuur kan worden bepaald.

Het bovenstaande betekent dat in feite voor **elke** plaats in het lichaam een afkoelkromme kan worden weergegeven met behulp van (17). Alleen is er een verschuiving ten opzichte van de centrale afkoellijn. Zie als illustratie hiervan de volgende afkoelgrafieken:



** Doornbos, G.J., 1995; Geometrical and Systematical Factors in the Chilling of Chicken en Pig Carcasses (proefschrift).

*** Pham, Q.T. et al., 2009, Cooling curves for the preliminary design of beef chillers, International Journal of Refrigeration **32** (1944-1953)



In de bovenste grafiek is een afkoelproces te zien met de gemiddelde temperatuur, de kern temperatuur en nu ook de oppervlakte temperatuur. Dat die oppervlakte temperatuur in feite een verschuiving betekent ten opzichte van de gemiddelde temperatuur is te zien in de onderste (logaritmische) grafiek, waarin de oppervlakte temperatuur weliswaar begint in het gemeenschappelijke beginpunt, maar in het begin sneller daalt, en bij grotere koeltijden in het zelfde (exponentiële) tempo afkoelt als de gemiddelde temperatuur.

2.3.3. Bepaling afkoeltijden via grafieken

Gebaseerd op de eenvoudige formules (vgl. (13) en (17)) kunnen we ons voorstellen dat reële afkoelingen weergegeven kunnen worden in grafieken.

Dit principe wordt veel gebruikt om via een grafiek snel een afkoeltijd te kunnen afschatten. We treffen dan ook velerlei grafieken aan, en we zullen in deze paragraaf enkele voorbeelden daarvan behandelen om er vertrouwd mee te raken.

Voor alle grafieken geldt dat de tijd voldoende ver gevorderd dient te zijn ($t \gg T_v$)

a. Algemeen

In dit dictaat zijn grafieken voor diverse geometrische vormen opgenomen.

Vaak zijn de volgende variabelen er in opgenomen:

- y-as: ϑ / ϑ_c , de gereduceerde temperatuur. ϑ is het temperatuursverschil van het lichaam ten opzichte van de omgeving. ϑ_c is hetzelfde verschil voor $t = 0$.
- x-as: Fo , de dimensieloze tijd. $Fo = t/t_{kar}$, waarbij $t_{kar} = d^2/a$; d = afmeting, a = warmtevereffeningscoëfficiënt ($=\lambda/\rho c$).
- parameter: $1/Bi$, de verhouding tussen de externe en de interne warmteweerstand of Bi zelf.

Door de logaritmische schaal van ϑ / ϑ_c zijn de lijnen recht. De knikken die soms voorkomen worden veroorzaakt door een andere schaal van de x-as.

b. Mc. Adams, Heat transmission

De figuren zijn goed herleidbaar, met uitzondering van de terminologie (Let op: US notatie!). Zoek zelf de overeenkomsten:

- y-as: $y = (t \vartheta - t) / (t \vartheta - t_b)$
- x-as: $x = k\theta / \rho c r_m^2 = \alpha\theta / r_m^2$
- parameter: m loopt van 8.0 (boven) tot 0 (onderste lijn). Merk op dat $m = 1/Bi$.

c. Gröber/Erk/Grigull, Die Grundgesetze der Wärmeübertragung

Deze figuren wijken af van de algemene, omdat nu de y-as lineair en de x-as logaritmisch zijn uitgezet.

- y-as: ϑ / ϑ_c ; ons nu bekend
- x-as: h^2at , waarbij $h = \alpha/\lambda$ en $a = \lambda/\rho c$

De afmeting is hier vervangen door de grootte h , welke onafhankelijk is van de fysieke afmeting van het lichaam.

- parameter: hX , waarbij $h = \alpha/\lambda$ en x de *halve* maat. Welk kengetal staat hier eigenlijk?

d. VDI - Wärmetlas (4e Auflage, 1984)

Deze vorm mengt die van de voorgaande:

- y-as: θ , de gereduceerde temperatuur ($= \vartheta / \vartheta_c$), lineair
- x-as: $\alpha X / \lambda$; dit is Bi welke in de voorgaande grafieken als parameter was opgenomen; logaritmisch.
- parameter: at/x^2 ; dit is Fo.

Voor de afmeting x geldt dat dit de 'halve' dikte is. Voor de cilinder en de kogel is x vervangen door de straal R .

McAdams

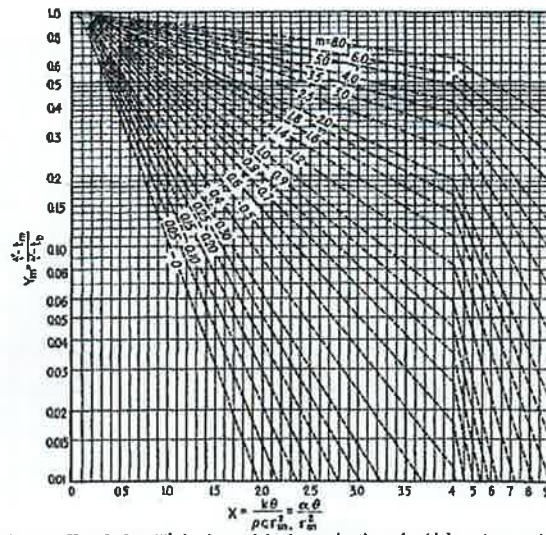


FIG. 8.—Hottel chart^{10b} for large slab, for evaluation of midplane temperature.

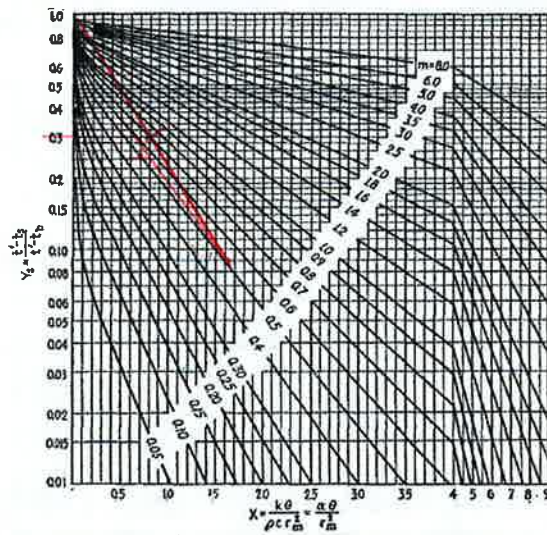


FIG. 9.—Hottel chart^{10b} for large slab, for evaluation of surface temperature.

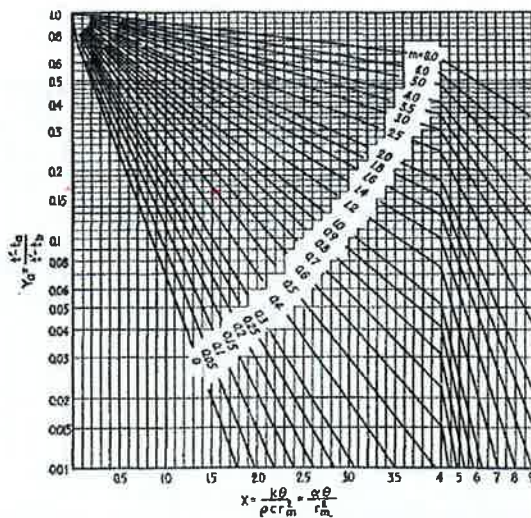


FIG. 10.—Hottel chart^{10b} for large slab, for evaluation of space-mean temperature.

gradiente
temp - p

$$\text{Fourier} \rightarrow \frac{q t}{A} = x - a s$$

Gröber/Erk/Grigull -

PLAAT

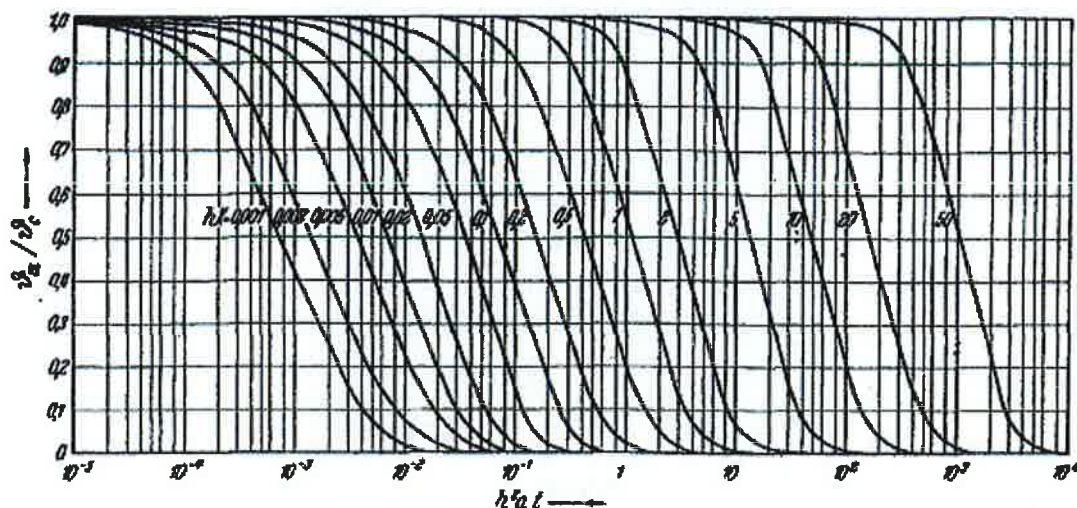


Abb. 18. Temperatur ϑ_m in der Mittelebene einer Platte bei endlichem Wärmeübergang. $h = \alpha/\lambda$ = relative Wärmeübergangszahl; X = halbe Plattendicke; $a = \lambda/c\rho$ = Temperaturleitzahl; t = Zeit; ϑ_e = gleichförmige Anfangstemperatur der Platte.

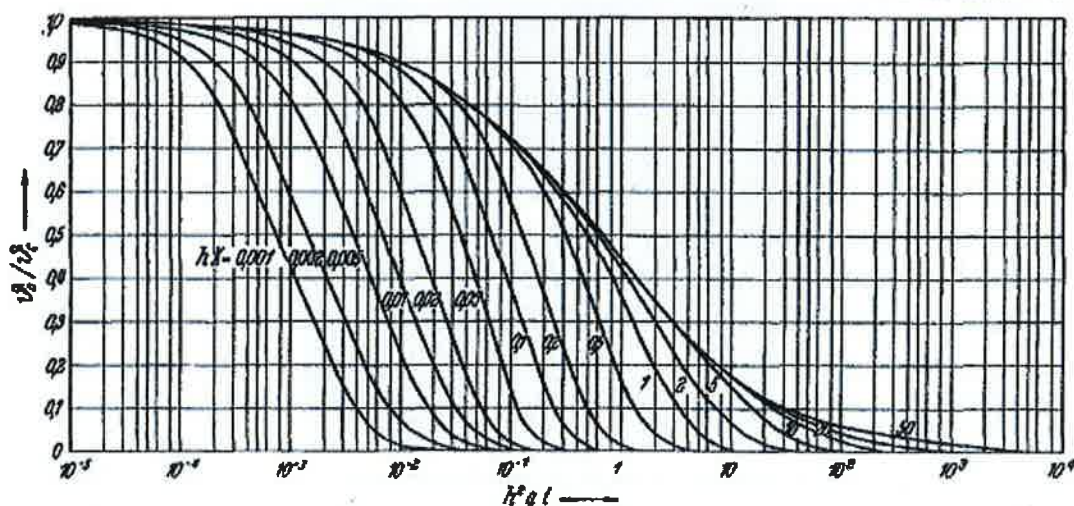


Abb. 19. Temperatur ϑ_s der Plattenoberfläche.

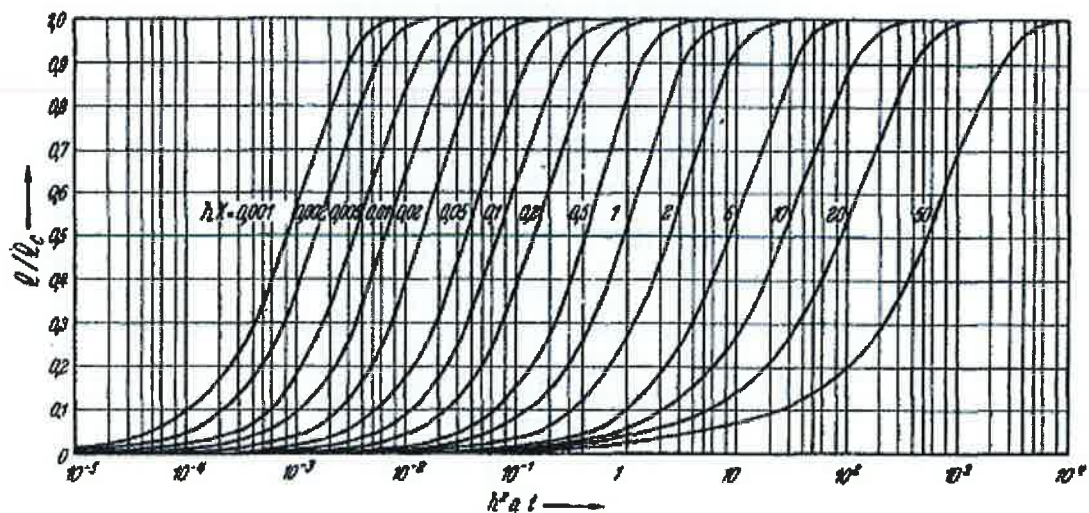


Abb. 21. Wärmeverlust Q einer Platte in der Zeit t , bezogen auf den ursprünglichen Wärmehalt Q_e .

Gröber/Erk/Grigull -

CILINDER

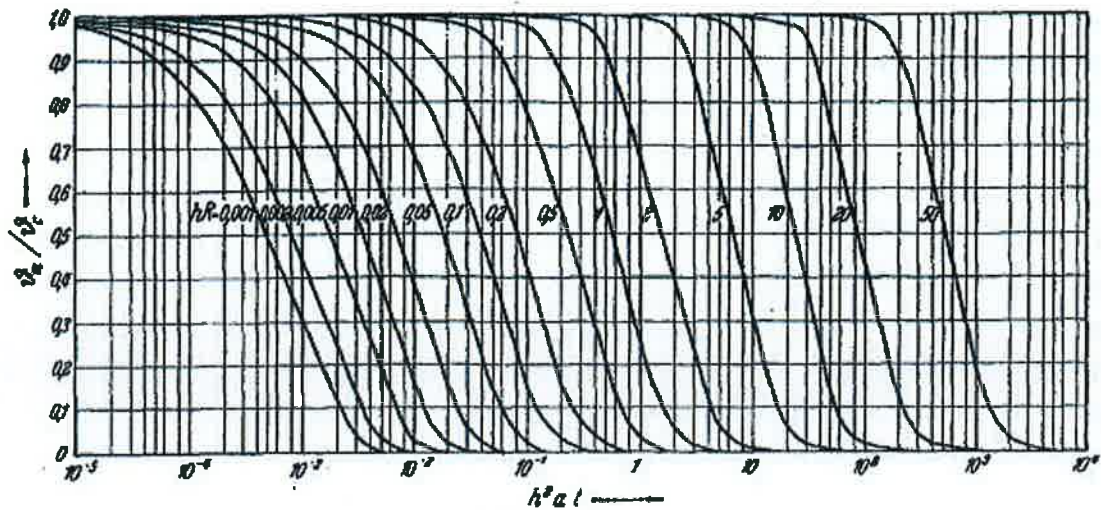


Abb. 22. Temperatur θ_m in der Achse eines Kreiszylinders bei endlichem Wärmeübergang.
 $h = a/\lambda$ = relative Wärmeübergangszahl; R = Zylinderradius; $a = \lambda/c\rho$ = Temperaturleitzahl;
 t = Zeit; θ_0 = gleichförmige Anfangstemperatur des Zylinders.

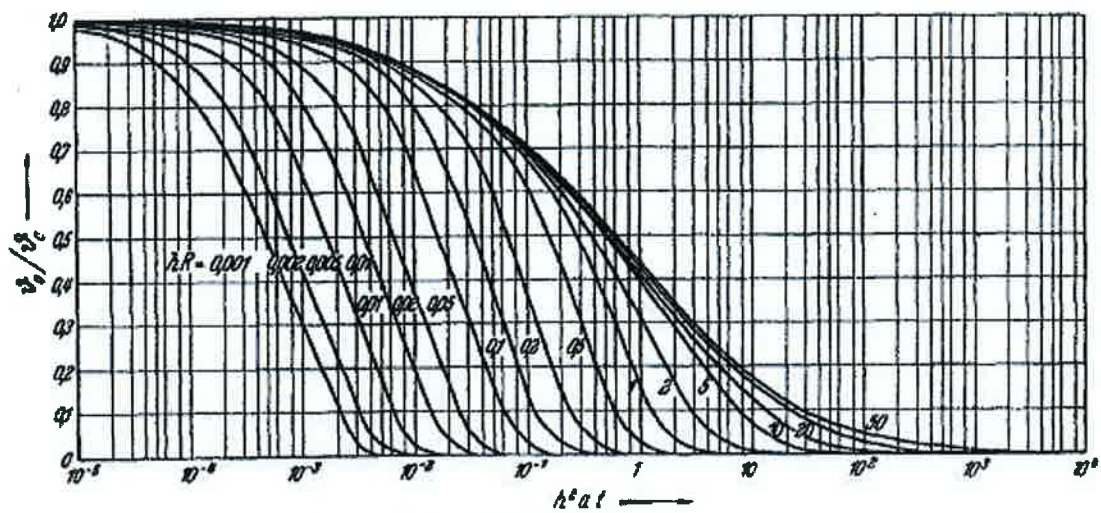


Abb. 23. Temperatur θ_s der Zylinderoberfläche.

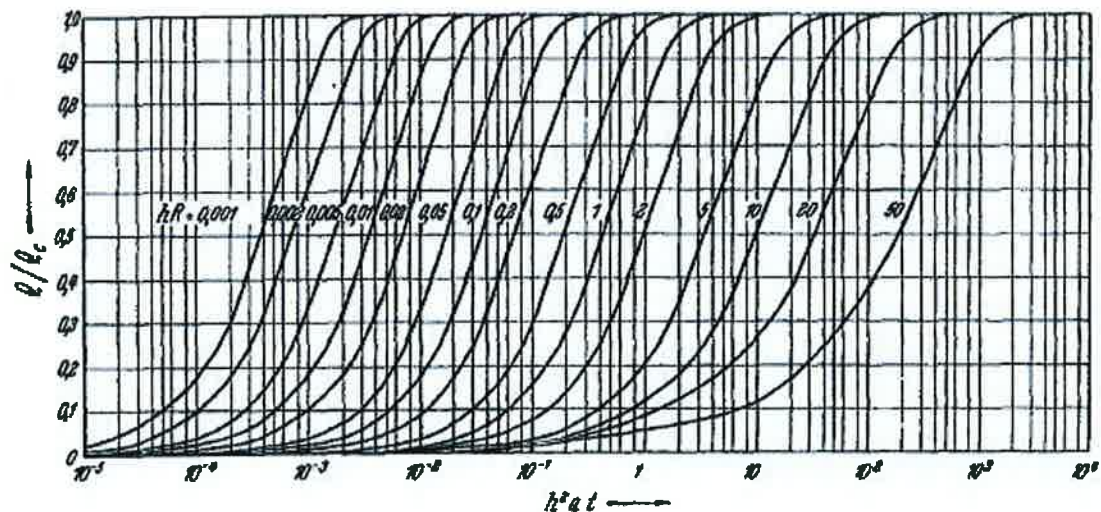


Abb. 24. Wärmeverlust Q eines Zylinders in der Zeit t , bezogen auf den ursprünglichen Wärmehalt Q_0 .

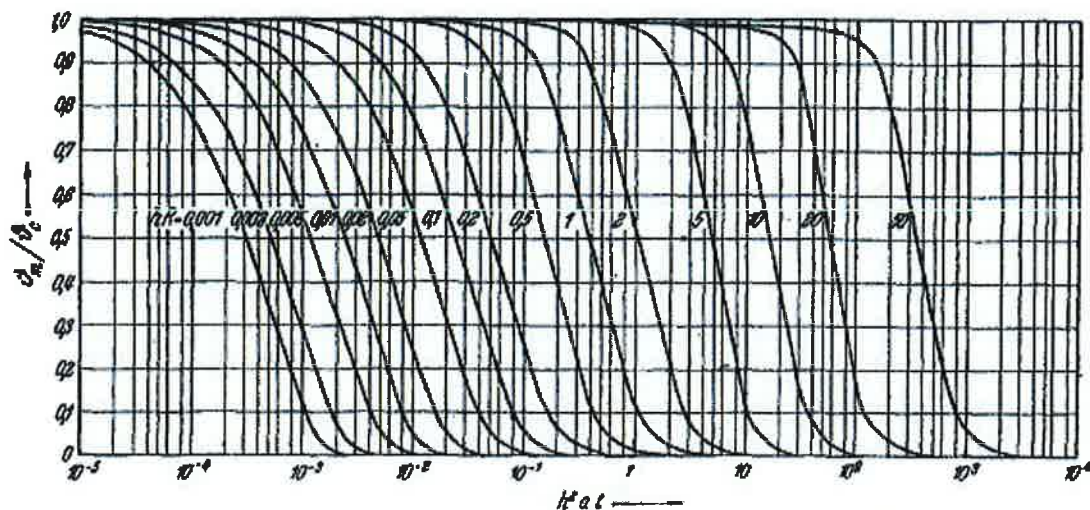


Abb. 25. Temperatur θ_m im Mittelpunkt einer Kugel bei endlichem Wärmeübergang.
 $h = \alpha/\lambda =$ relative Wärmeübergangszahl; $R =$ Kugelradius; $a = \lambda/c\rho =$ Temperaturleitzahl;
 $t =$ Zeit; $\theta_s =$ gleichförmige Anfangstemperatur der Kugel.

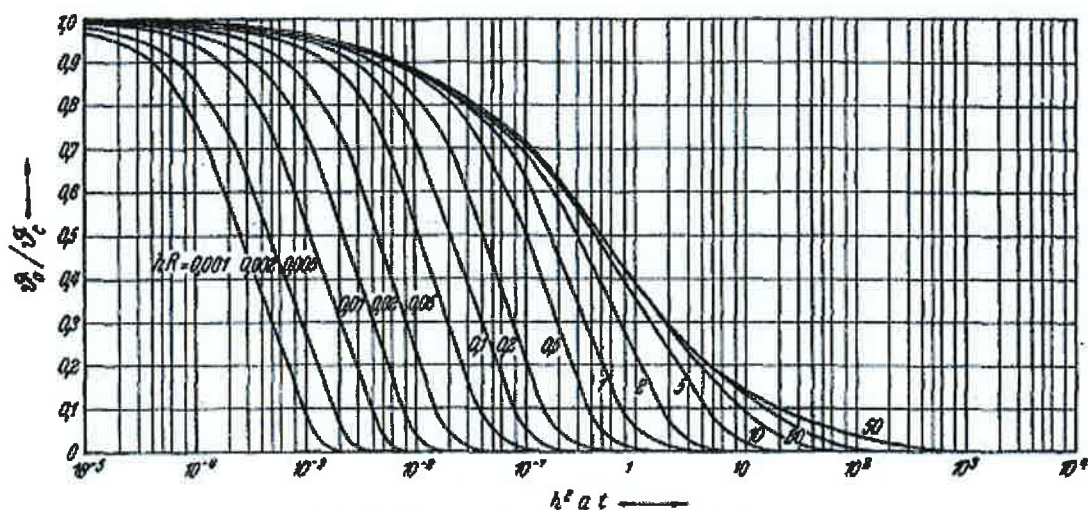


Abb. 26. Temperatur θ_s der Kugeloberfläche.

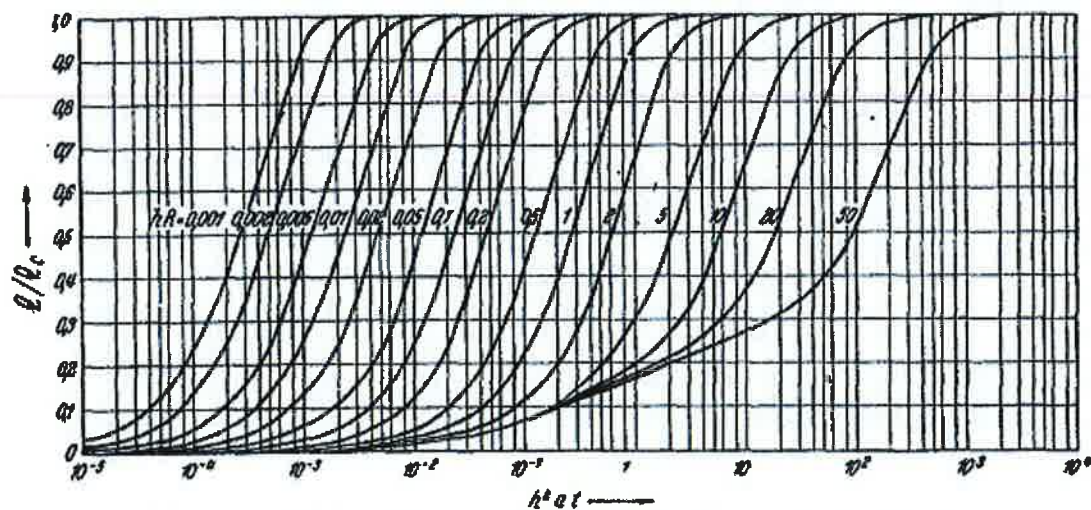


Abb. 27. Wärmeverlust Q einer Kugel in der Zeit t , bezogen auf den ursprünglichen Wärmehalt Q_0 .

VDI - Plaat (zie pagina Ec 6 Wärmetlas)

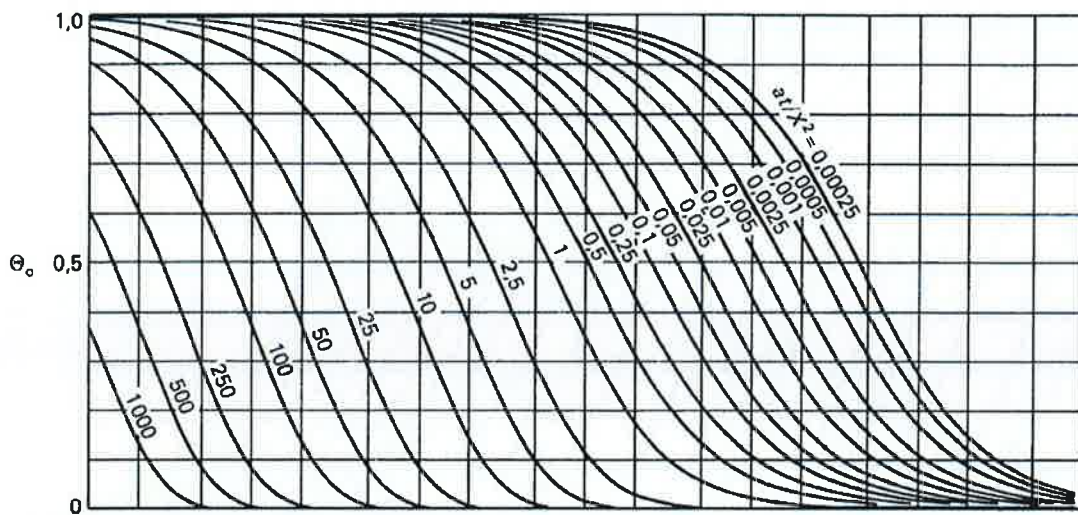


Bild 3. Normierte Temperatur θ_0 der Plattenoberfläche

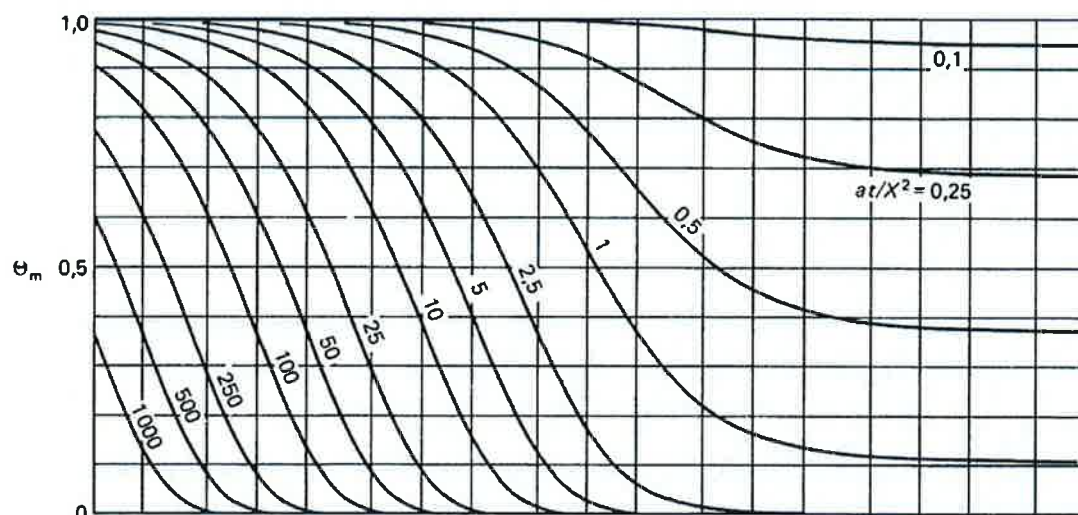


Bild 4. Normierte Temperatur θ_m der Plattenmitte

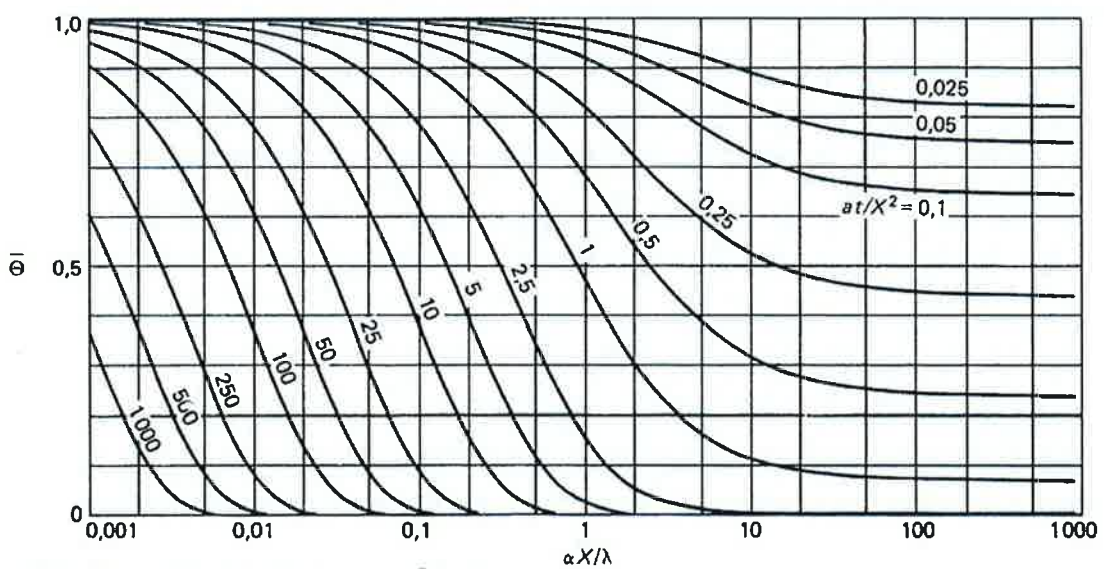


Bild 5. Normierte kalorische Mitteltemperatur $\bar{\theta}$ der Platte

VDI - Cilinder (zie pagina Ec 7 Wärmeetlas)

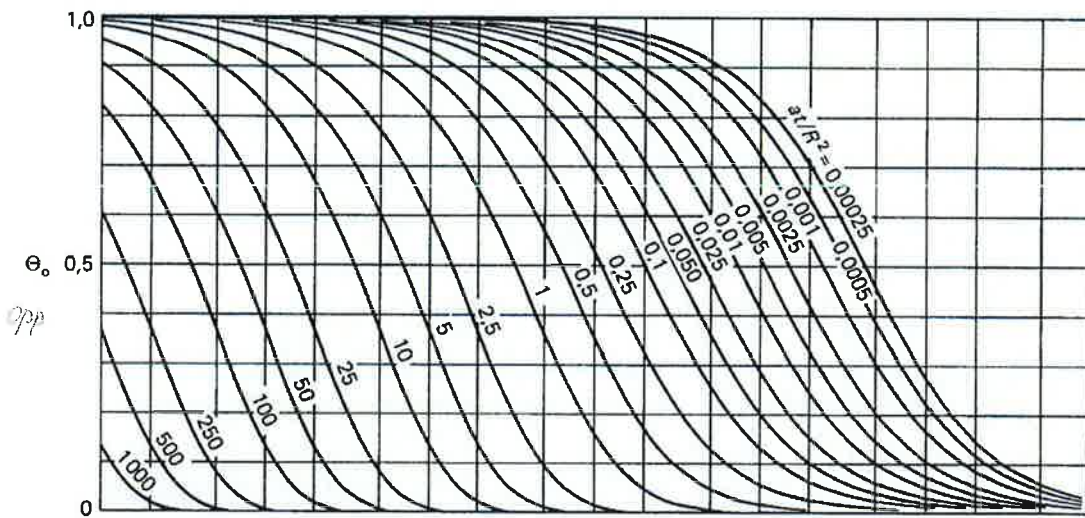


Bild 6. Normierte Temperatur θ_0 der Zylinderoberfläche

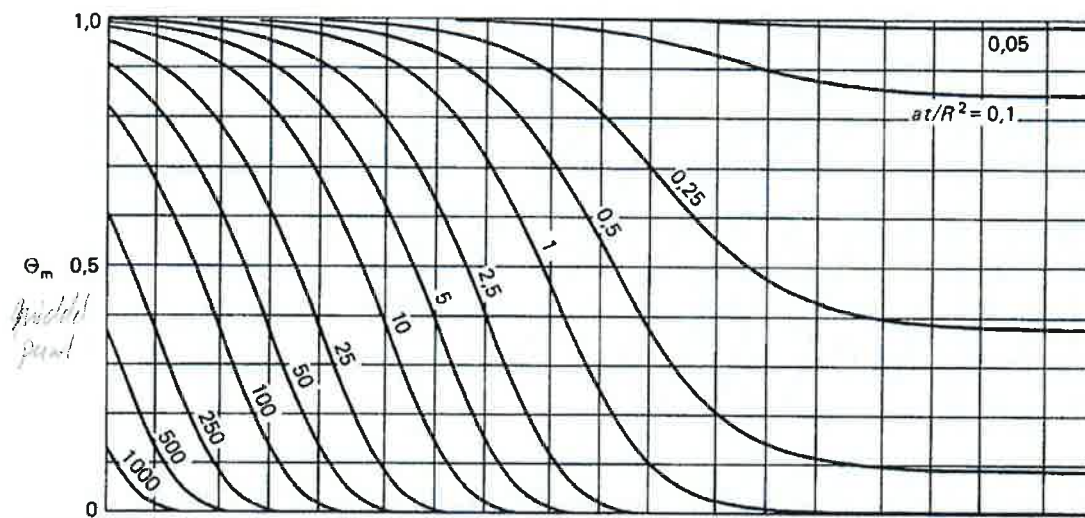


Bild 7. Normierte Temperatur θ_m der Zylinderachse

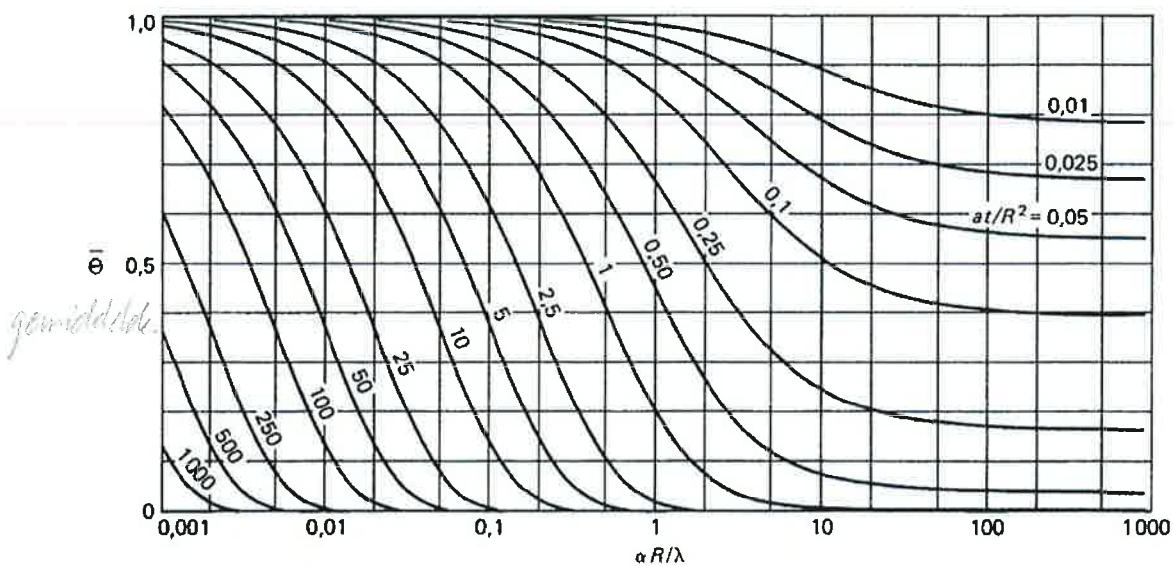


Bild 8. Normierte kalorische Mitteltemperatur $\bar{\theta}$ des Zylinders

VDI - Bol (zie pagina Ec 8 Wärmeatlas)

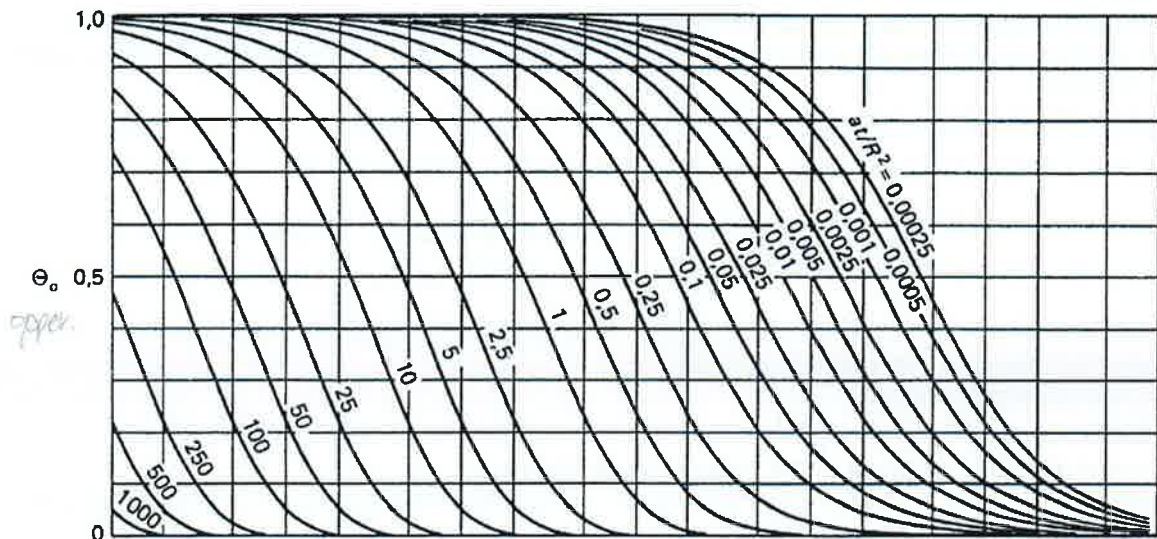


Bild 9. Normierte Temperatur θ_0 der Kugeloberfläche

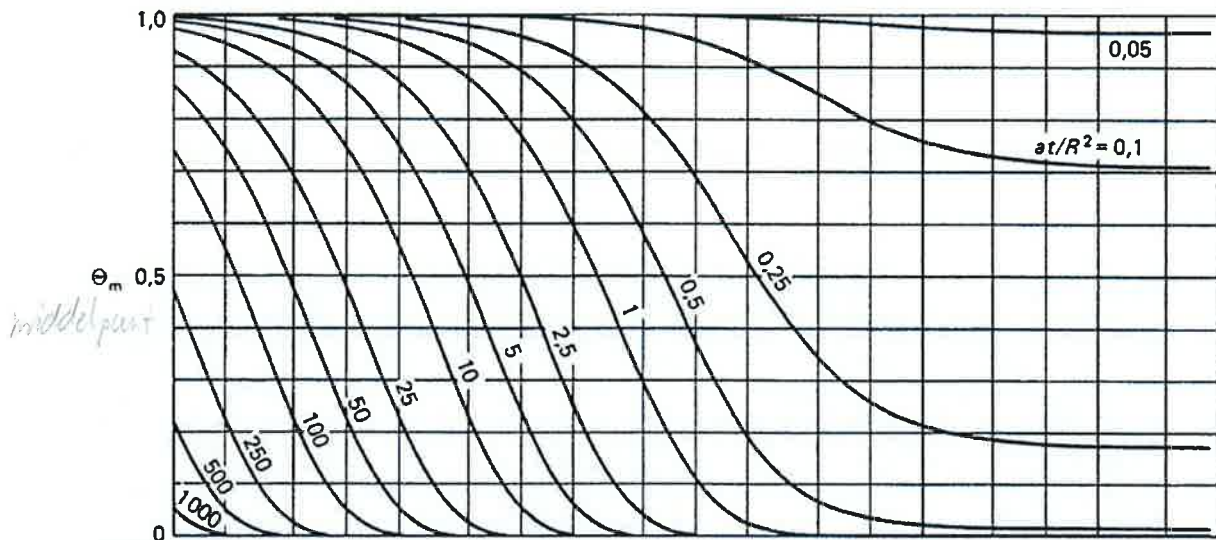


Bild 10. Normierte Temperatur θ_m des Kugelmittelpunktes

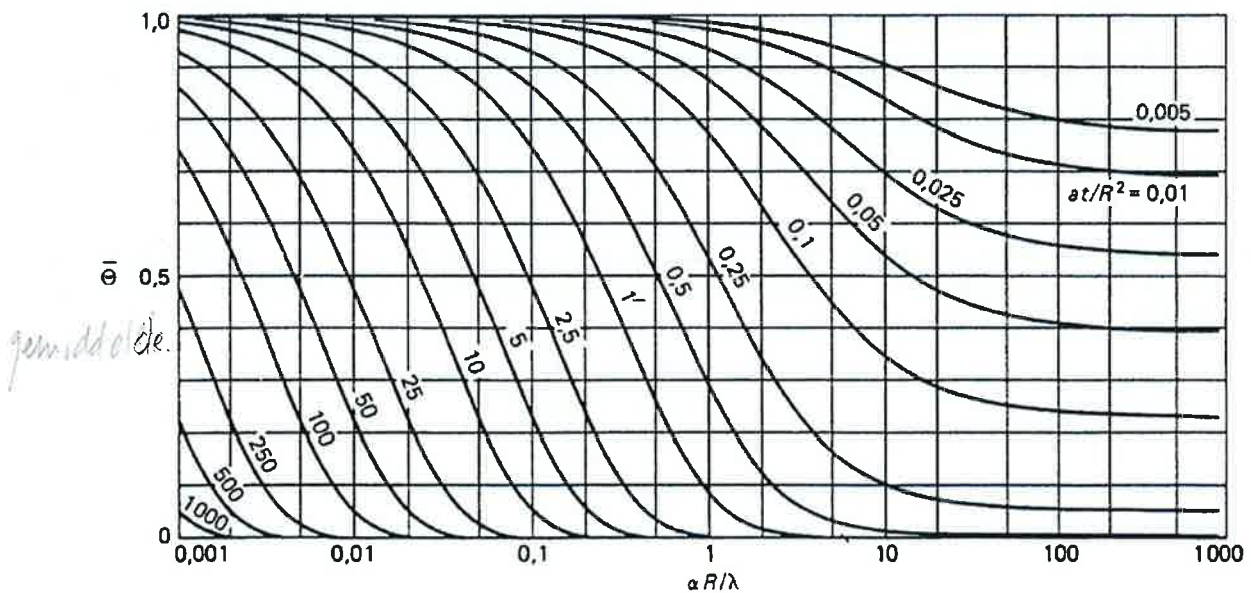


Bild 11. Normierte kalorische Mitteltemperatur $\bar{\theta}$ der Kugel

2.4. Warmtedoordringing in een heel groot lichaam

Voor een heel groot lichaam, wat niet geheel, maar slechts aan (een deel van) het oppervlak wordt afgekoeld kunnen we een aparte benadering bespreken. Dit wordt ook wel de penetratie-theorie van Duhamel genoemd.

Zonder op de afleiding in te gaan, kan worden afgeleid, dat

$$\frac{T_o - T}{T_o - T_i} = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^{\frac{1}{2} \frac{x}{\sqrt{at}}} e^{-z^2} dz \equiv \text{erf}\left(\frac{x}{2\sqrt{at}}\right) \quad (19) \quad \text{erf: error functie}$$

waarbij

T_i = begintemperatuur van het hele lichaam

T_o = omgevingstemperatuur

$a = \lambda / \rho c$

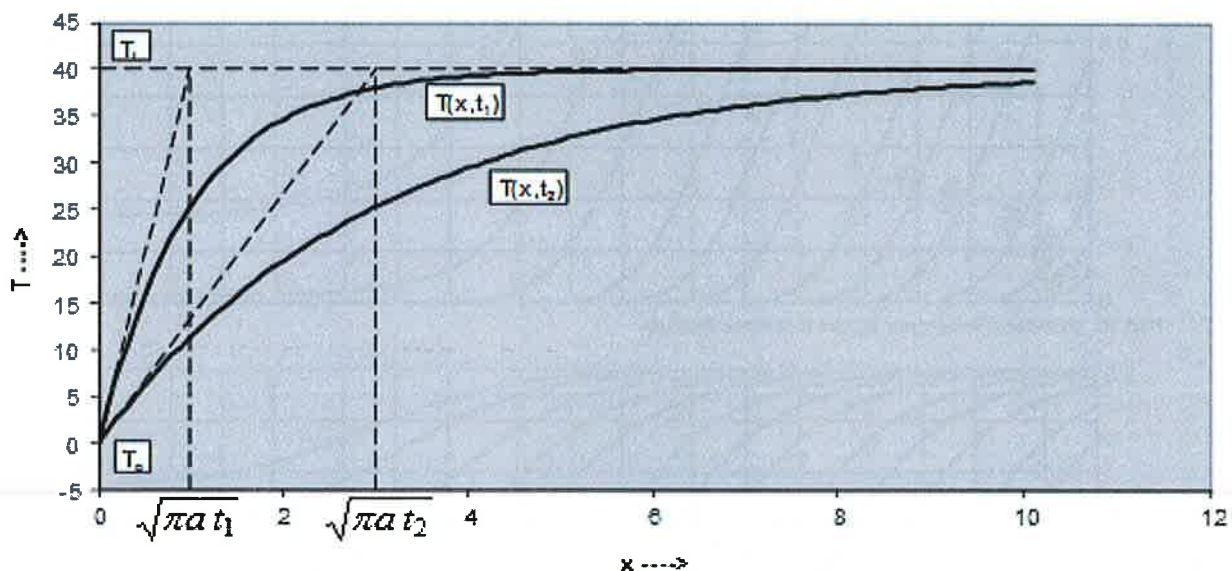
en x en t respectievelijk de diepte in het lichaam en de tijd zijn.

De wiskundige functie 'erf' is de error-functie, oftewel de foutenfunctie, welke (in de Gauß-verdeling) de foutmarge weergeeft in de kansrekening.

Deze toch ietwat onhandige formule wordt beter toegankelijk na invoering van de *indringdiepte* x_i :

$$\text{indring diepte} = x_i = \sqrt{\pi a t_i} \quad (20)$$

In eerste benadering dringt de koudegolf na tijdsverloop t_i in over een diepte x_i . Zie hiervoor de volgende figuur.



Omdat, uitgaande van de uit de vorige figuur, op het tijdstip t_i de richtingscoëfficiënt van de temperatuur bekend is, is de warmtestroom op dat moment uit te rekenen, en daarmee de effectieve warmteoverdracht:

$$\alpha(t) \equiv \frac{\dot{q}(t)}{T_i - T_o} = \sqrt{\frac{\lambda \rho c_p}{\pi t}} = \frac{\sqrt{\lambda^2}}{\sqrt{\pi a t}} = \frac{\lambda}{x_i} \quad (21)$$

Als we dus de indringdiepte en de overdrachtscoëfficiënt kennen, dan ligt het probleem vast. Er zijn echter drie belangrijke opmerkingen te maken:

de overdrachtscoëfficiënt is de waarde op één bepaald tijdstip. Bewijs dat de gemiddelde waarde vanaf $t=0$ het dubbele van (21) is;

uit de figuur blijkt dat e.e.a. een benadering is, zodat er geen precieze uitspraken kunnen worden gedaan;

de benadering geldt alleen voor heel grote lichamen, waarbij geen doorkoeling plaatsvindt, d.w.z. de indringdiepte is veel kleiner dan de afmeting van het lichaam.

$$\sqrt{\pi a t} \ll \frac{1}{2} d$$

of

$$\frac{a t}{d^2} \ll 0.1 \quad (Fo \ll 0.1)$$

Vooraf deze laatste voorwaarde moet bij toepassing van de penetratietheorie zorgvuldig worden onderzocht.

2.5 Gewichtsverlies tijdens het afkoelen

Als aan het oppervlak (in de grenslaag) van een voorwerp een temperatuur heerst van T_s en een vochtconcentratie x_s dan kunnen de volgende vergelijkingen geschreven worden voor het transport van warmte en van vocht (per m^2 en per seconde):

Vochttransport	:	$\dot{m} = \beta \cdot (x_s - x_l) \cdot \rho_l$	
Voelbare warmte	:	$\dot{q}_v = \alpha \cdot (T_s - T_l)$	
Verdampingswarmte	:	$\dot{q}_r = \beta \cdot (x_s - x_l) \cdot \rho_l \cdot r$	($r = \text{verdampingsfactor}$) 2500 kJ/kg
Warmte v/d waterdamp	:	$\dot{q}_d = \beta \cdot (x_s \cdot T_s - x_l \cdot T_l) \cdot c_d \cdot \rho_l$	

waarin α en β de overdrachtscoëfficiënten voor respectievelijk warmte en vocht zijn.

Van belang is nu het kengetal van Lewis:

$$Le = \frac{Sc}{Pr} = \frac{a}{D} = \text{diffusie coëfficiënt}$$

Dit kengetal Le stelt dus de verhouding voor van de warmte-overdrachts- en stofoverdrachts grenslaagdikte. Voor waterdamp in lucht geldt dat $Le \approx 1$.

Verder geldt volgens de Reynoldsanalogie afgeleid van warmteoverdracht:

$$\left(\frac{Sc}{Pr}\right)^{1/3} = \frac{1}{\rho c_p} \frac{\alpha}{\beta}$$

Deze gelijkheid is dus ongeveer 1, waardoor β uit te rekenen is:

$$\beta = \frac{\alpha}{\rho c_p}$$

Daarmee kan geschreven worden dat de verhouding tussen het totale warmtetransport en het vochttransport vanaf het oppervlak van een voorwerp is:

$$\dot{q} / \dot{m} = \text{warmte} / \text{vocht} =$$

$$\frac{\alpha (T_s - T_l) + \frac{\alpha}{\rho_l c_l} (x_s - x_l) \rho_l r + \frac{\alpha}{\rho_l c_l} (x_s T_s - x_l T_l) c_d \rho_l}{\frac{\alpha}{\rho_l c_l} (x_s - x_l) \rho_l}$$

of:

$$\frac{\dot{q}}{\dot{m}} = \frac{(T_s - T_l) c_l + (x_s - x_l) r + (x_s T_s - x_l T_l) c_d}{(x_s - x_l)} \quad (22)$$

Voor de vochtige lucht aan het oppervlak van het lichaam geldt:

$$h_s = T_s c_l + x_s r + x_s T_s c_d$$

En voor de koellucht geldt:

$$h_l = T_l c_l + x_l r + x_l T_l c_d$$

Daardoor kan geschreven worden:

$$\frac{h_s - h_l}{x_s - x_l} = \frac{\Delta h}{\Delta x} = \frac{(T_s - T_l) c_l + (x_s - x_l) r + (x_s T_s - x_l T_l) c_d}{(x_s - x_l)} \quad (23)$$

Dat is dezelfde uitdrukking als (22) hierboven voor q/m !

Dus is hiermee afgeleid:

$$\boxed{\frac{\dot{q}}{\dot{m}} = \frac{\Delta h}{\Delta x}}$$

*dit is
T_{max}*

Belangrijke aanname: het vochttransport wordt volledig bepaald door de grenslaag. Indien er andere weerstanden een rol spelen (zoals kunststoffolie), dan heeft dit een reducerende werking op het berekende vochttransport.

De verhouding tussen de warmteafgifte en de vochtafgifte kan worden gevonden door, in een (h,x)-diagram voor vochtige lucht, de luchttoestand aan het oppervlak te verbinden met de toestand van de koellucht en deze evenwijdig te verschuiven tot hij door 0°C en 0 kJ/kg gaat, en op de randschaal $\Delta h / \Delta x$ af te lezen.

Hoe groter deze verhouding is, hoe kleiner het gewichtsverlies bij een bepaalde afkoeling.

Bij kleine Biot-getallen is er nauwelijks verschil tussen de oppervlaktetemperatuur en de gemiddelde temperatuur van het voorwerp. Het gewichtsverlies is gemakkelijk te bepalen.

Bij grote Biot-getallen is de oppervlakte direct kouder dan de rest: de $\Delta h / \Delta x$ -lijn komt daardoor steiler te staan. Door hogere luchtsnelheid daalt de oppervlakte nog dieper in temperatuur en vermindert het gewichtsverlies tijdens de afkoeling.

Voor de meeste voedingsmiddelen is de relatieve vochtigheid aan het oppervlak dicht bij 100% als er geen opdroging optreedt.

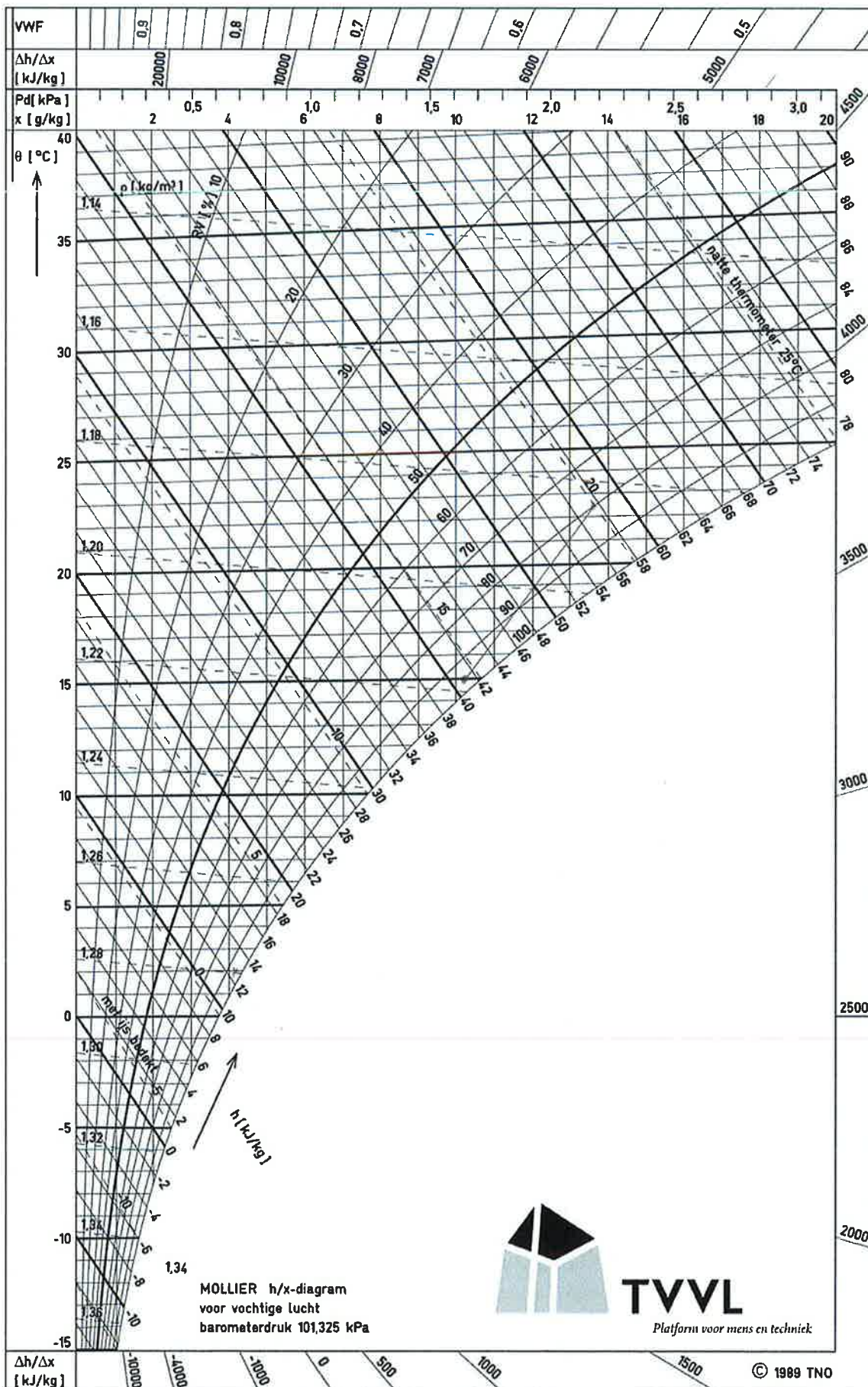
Plantendelen hebben vaak een huid die het damptransport remt: daardoor is de RV bij het afkoelen lager dan 100%. Deze oppervlakte-RV wordt ook wel A_w -waarde genoemd, en uitgedrukt in een getal tussen 0 en 1.

Voor deze gevallen kunnen toch berekeningen over warmte- en vochttransport gemaakt worden door in het Mollier-diagram niet 100% RV voor het product oppervlak in te vullen, maar de A_w -waarde. De conclusies omtrent de invloed van de afkoelsnelheid op de indroging blijven gelijk.

Voor een uitgebreide behandeling van alle mogelijkheden, zie:

- dr.ir. F.H. Fockens : Koeltechniek no. 61 (1968) 9. blz. 167 e.v.
- dr.ir. F.H. Fockens : Dissertatie TH Delft 1967, blz. 44.
- ir. G. Beek: oud dictaat Den Bosch B2, blz. 118.

De uit deze berekening bepaalde vochtafgifte moet worden meegenomen in de bepaling van het vochtverlies van het af te koelen product, én is van invloed op de selectie van de luchtkoeler.



2.6 Numerieke methoden

Ter berekening van afkoeltijden worden verschillende methoden gebruikt. Globaal is er een verdeling te maken in implementaties van (exacte) formules (de *analytische* methode) en van de directe oplossing van de differentiaalvergelijking (de *eindige elementen/differentie* methoden, ook wel FEM-methoden). Beide zullen hieronder worden behandeld.

2.6.1 Implementatie van formules

In deze groep vallen de programma's, welke zijn gebaseerd op een afkoelformule. Daarbij is onderscheid te maken in verschillende niveaus van complexiteit en nauwkeurigheid. Een programma dat uitgaat van de exacte oplossing van een eenvoudig geometrisch lichaam volgt bijvoorbeeld de reeks-oplossing (formule 3) van § 2.1. Heel veel meer exacte analytische oplossingen zijn mogelijk. Zie hiervoor Carslaw & Jaeger (zie literatuurlijst). Een dergelijk programma is ontwikkeld door het COVP (het huidige ID-DLO te Lelystad). Deze reeks-oplossing levert een exact resultaat. Nog eenvoudiger is het rechtstreeks programmeren van een eenvoudige formule, zoals die van § 2.3.2, formule (17) en (18). Dit levert zeer snel resultaat, maar het blijft een benadering.

Een algemeen probleem van bovenstaande benaderingen is dat de realiteit altijd complexer is dan het fysische model. Programmeren van een benadering is natuurlijk onnauwkeuriger dan van de exacte oplossingsreeks, maar de aanname van een eenvoudige geometrische vorm (bol, cilinder, plaat) met zeer eenvoudige randvoorwaarden blijft de toepasbaarheid van de methode ook beperken.

2.6.2 Eindige elementen/differentiemethoden

Een forse stap voorwaarts in nauwkeurigheid betekenen bovenstaande methoden. We zullen hier niet ingaan op de fysische en mathematische achtergronden van deze methode, maar ons beperken tot de hoofdlijnen.

De eindige elementenmethode is gebaseerd op de oplossing van de differentiaalvergelijking (formule 1 § 2.1) voor een specifiek geval, waarbij het product wordt opgevat als een verzameling (nader te definiëren) cellen. Per cel wordt opgegeven wat de afmetingen en de fysische eigenschappen zijn. Via matrix rekenen worden alle cellen gecombineerd tot één geheel, waarvan dan de differentiaalvergelijking van Fourier wordt opgelost.

Aan deze methoden zijn de volgende voor- en nadelen toe te schrijven:

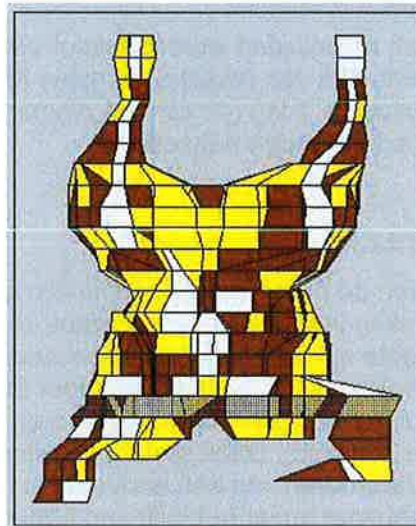
VOORDELEN	NADELEN
* Grote geometrische flexibiliteit (willekeurige vormen mogelijk) * Combinatie met stromingsmodellen * (bv. Phoenix, Comsol) mogelijk * Levert (na voldoende convergentie) fysische exacte oplossingen	* Moeilijk om zelf te programmeren (of duur) * Moeilijk te valideren (= klopt het programma met metingen?) * De gebruiker moet veel fysisch, mathematische en programmeer-technisch inzicht en ervaring hebben

Als voorbeeld wordt het Bertix-pakket van TNO te Apeldoorn genomen. Dit programma is begin 80-er jaren ontwikkeld, en vanaf begin 90-er jaren voorzien van een "schil" om het gebruikersvriendelijk te maken. Er is een versie beschikbaar voor o.a. vlees (slachtkuiken, kalkoen, varken, rund en kalf), brood (brood en banket) en vis.

Hieronder is een grafische weergave van een slachtkuiken te zien van de reële vorm en de vorm zoals het door Bertix kan worden berekend.



Reële vorm



Bertix-model

Het Bertix-pakket laat zowel warmte- als vochtstromen toe in de berekeningen. Hierdoor is het mogelijk zowel temperatuur verdelingen aan het oppervlak (mogelijke invriesverschijnselen?), het gemiddelde (wat is de totale warmteoverdracht?), de kern (wat is de hoogst voorkomende temperatuur?), als vochtconcentratie verdelingen uit te rekenen (bijv. vochtmigratie door de weefsels en vochtverlies aan het oppervlak).

De berekeningen komen met veel (werkbare) resultaten. Echter, hoe meer resultaten, hoe meer er gevalideerd moet worden. Aangezien detailmetingen én duur én technisch moeizaam zijn, blijven de berekende resultaten een benadering van de werkelijkheid.

2.7 Praktische uitvoeringsvormen bij koelprocessen

Voor het koelen van vaste stoffen zijn vele uitvoeringsvormen. Voorbeelden zullen in het college worden behandeld. Hieronder het voorbeeld van de eerste twee fasen van drie van een ultra-snelkoelproces van slachtvarkens.

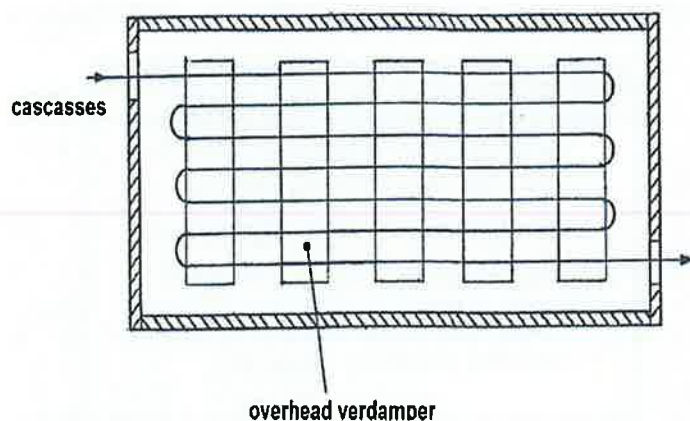
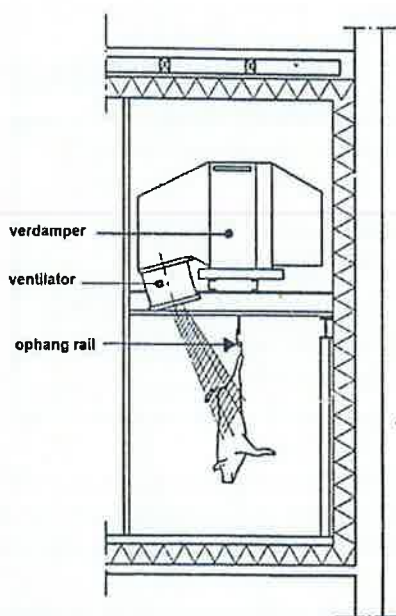


Fig. 5.2. Top view of the system in the second cooling phase. The cooling batteries (overhead evaporators) have been placed across the overhead conveyor lines.

Hoofdstuk 3 HET INVRIEZEN EN ONTDOOIEN VAN LEVENSMIDDELEN

3.1 Inleiding

De belangrijkste toestellen waarmee levensmiddelen ingevroren zijn:

- *De vriestunnel (blastfreezer)*: geschikt voor producten van alle vormen en grootten. De koudedrager is, nog steeds, lucht van atmosferische druk. Voor langere procestijden is de spiraalvriezer geschikter.
- *De platenvriezer*: voor platte, vervormbare producten tot ca. 100 mm en verpakte, vloeibare stoffen.
- *De trommelvriezer*: alleen voor vloeistoffen.
- *Band- en spiraalvriestunnels*: voor vaste producten, al of niet verpakt. Voor langere vriestijden is de spiraaltunnel meer geschikt.

Maar eerst zullen we de theorie van het invriezen behandelen.

3.1.1. Invriessnelheid

De vriestijd kan soms berekend worden met de uitdrukking die Plank ooit als eerste heeft voorgesteld:

$$t_v = \frac{\rho \Delta h}{C \lambda \vartheta} D \left(D + \frac{4 \lambda}{\alpha} \right)$$

De C-waarden zijn afhankelijk van de basisvorm van het beschouwde lichaam. We vinden voor een vlakke plaat: $C = 8$, voor een cilinder: $C = 16$ en voor een bol: $C = 24$. Voor andere vormen zijn andere coëfficiënten te vinden.

De dikte D in de formule is de hele dikte; voor een plaat is dit gerekend vanaf het ene oppervlak via de kern tot aan het andere oppervlak. Voor een cilinder of een bol is het de buitendiameter.

De stofconstanten ρ en λ worden genomen bij het bevroren lichaam.

Het temperatuurverschil ϑ is genomen tussen de omgevings- en vriespunttemperatuur.

Tenslotte is Δh de stollingswarmte van het lichaam (zuiver water 335 kJ/kg).

Voor blokvormige voorwerpen zijn vormfactoren ingevoerd die uit de afmetingen kunnen worden afgeleid. We gebruiken dan een aangepaste formule van Plank:

$$t_v = \frac{\rho \Delta h}{\lambda \vartheta} D^* \left(R D^* + P \frac{\lambda}{\alpha} \right)$$

De hele dikte D is vervangen door D^* , de kleinste afmeting loodrecht op het oppervlak. De getallen P en R zijn afhankelijk van de vorm kentallen $\beta_1 (=L/H)$ en $\beta_2 (=B/H)$ van het lichaam. In de volgende tabel zijn P en R te vinden.

De formule van Plank is echter maar een benadering (bedenk zelf wat de aannames zijn). In de literatuur is recentelijk (80- en begin 90-er jaren) veel geschreven over eventuele aanpassingen van Plank's formule (zie o.a. auteurs Pham en de broers Cleland).

$\beta_1 = (= L / H)$	$\beta_2 = (= B / H)$	P	R
1	1,5	0,1167	0,0417
1,5	1 1,5	0,1875 0,2143	0,0491 0,0604
2	1 1,5 2	0,200 0,2308 0,2500	0,0525 0,0656 0,0792
2,5	1 2 2,5	0,2083 0,2632 0,2778	0,0545 0,0751 0,0792
3	1 2 2,25	0,2142 0,2727 0,2812	0,0558 0,0776 0,0799
3,5	1 3,5	0,2186 0,3181	0,0565 0,0893
4	1 3 4	0,2222 0,3156 0,3333	0,0574 0,0887 0,0929
4,5	1 3 4,5	0,2250 0,3215 0,3460	0,0580 0,0902 0,0959
5	1 5	0,2272 0,3570	0,0584 0,0982
6	1 4,5 6	0,2308 0,3602 0,3750	0,0592 0,0990 0,1020

Bepaling van de vormfactoren P en R uit de productafmetingen bij een alzijdig omstroomd blok met afmetingen LxBxH.

Voor een gegeven product liggen p , Δh , D en λ vast, zodat bij keuze voor een vriestijd alleen nog maar ϑ of α gekozen kan worden (zie volgende paragraaf voor α -waarden).

Zowel aan α als aan ϑ zijn er technische en, vooral, economische grenzen. Een lage temperatuur is duur maar ook een hoge luchtsnelheid die een hoge α op kan leveren in een tunnel vraagt ventilatie energie en een groter koelvermogen.

3.1.2. Temperatuurverloop van het product

Zowel voor het voorkoelen tot de vriestemperatuur als voor het stollen en voor het onderkoelen naar de eindtemperatuur zijn voor eenvoudig gevormde producten afzonderlijke rekenmodellen beschikbaar. Alle fysische eigenschappen van het product moeten dan wel over het hele temperatuurgebied bekend zijn. Bovendien moet bekend zijn hoeveel warmte er tussen lucht en product over gedragen kan worden.

Het probleem is dat voorcoelen, stollen en ondercoelen gelijktijdig kunnen plaatsvinden, dat de vorm vaak niet eenvoudig is en dat niet alle eigenschappen van het product bekend zijn. Daarom wordt voor het berekenen van het temperatuurverloop volstaan met benaderingen. Ook het gebruik van numerieke methoden met zeer veel, stap voor stap, berekeningen met rekenmachines hebben tot nu toe niet tot bijzonder bevredigende resultaten geleid. Een proef in een situatie die dicht bij de werkelijkheid komt is zeker nauwkeuriger en vaak ook nog goedkoper dan veel rekenwerk. Correctie voor afwijkende temperaturen is, grafisch en analytisch, betrouwbaar uit te voeren in een $(\ln \vartheta / \text{tijd})$ -grafiek.

De drie verschijnselen bij het invriezen van een vast product:

- Voorcoelen tot het vriespunt
- Het stollen
- Nakoelen tot de gewenste eindtemperatuur

zijn in de tijd niet van elkaar te scheiden.

Bruikbare benaderingen zijn:

- a. De enthalpie daling Δh voor het voorcoelen en stollen bij elkaar te nemen. De voorcoel warmte wordt immers voor een groot deel ook vanaf het vriespunt afgevoerd.
- b. Het nakoelen ook met Plank te berekenen door ook dit deel in de Δh op te nemen.
- c. De voor- en nakoeltijden te bepalen aan de hand van methoden uit hoofdstuk 2, en de vriestijd met behulp van de (aangepaste) formule van Plank te berekenen.
- d. Het vriesproces numeriek te benaderen met een FEM-methode. Aangeraden wordt deze benadering alleen toe te passen als er een goed programma reeds voorhanden is, aangezien de (geclaimde) nauwkeurigheid alleen na moeizame validaties verkregen kunnen worden.

3.1.3. De grootte van het warmte-overgangsgetal α waarde

Als richtwaarden voor de turbulente warmteoverdracht tussen lucht en product zouden de volgende uitdrukkingen gebruikt kunnen worden [de fout kan gemakkelijk +/- 40% zijn]:

- * tussen twee gladde vlakke wanden : $= 3 \times v^{0.78} / s^{0.22}$
- * omstroming van een glad lichaam : $= 7 \times v^{0.61} / d^{0.39}$
- * in een gepakte stapel : $= 15 \times v_0^{0.58} / d^{0.42}$

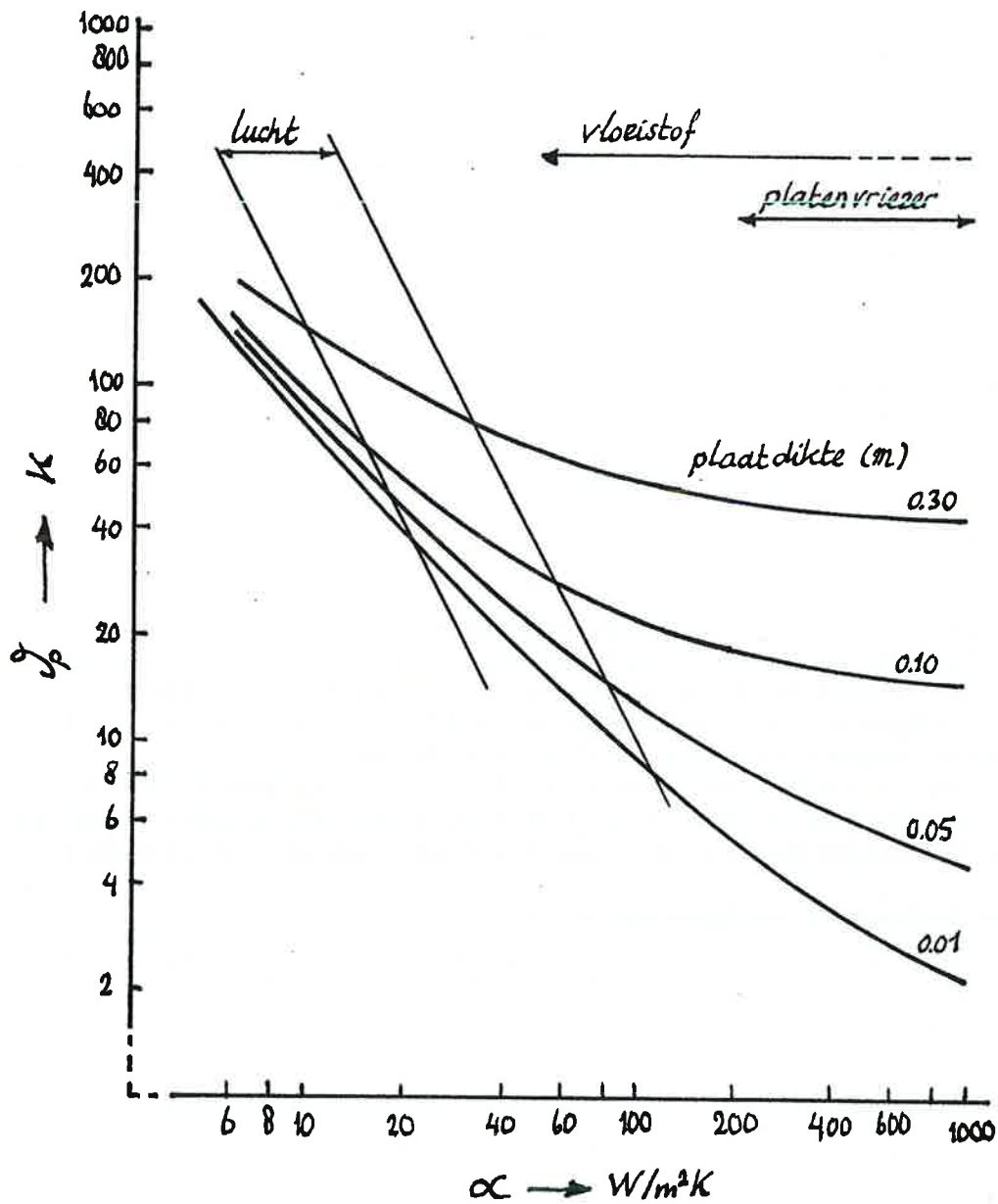
Bij fluïdisatie in een luchtstroom wordt 150 tot 300 W/m²K over gedragen.

Bij onderdompeling in vloeistoffen kunnen echter waarden van 50 tot 2000 W/m²K optreden afhankelijk van de eigenschappen van de vloeistof en over de manier van bewegen.

Voor de platenvriezer geldt 150 tot 800 W/m²K afhankelijk van de constructie van de platen en van de aandrukking van het product. Dat geldt voor koeling met een koudedrager in de platen zowel als voor koeling met een verdampend koudemiddel.

Meestal zijn de snelheden in de platen te laag om een goede prestatie te krijgen.

Bij de trommelvriezer is de warmteoverdracht afhankelijk van de belasting. Als richtwaarde mag 1000 W/m²K genomen worden. Een probleem is om de hele wand van de trommel te bevoelen met een dunne film van de verdampende koudemiddelvloeistof. Bij een trommel met een horizontale as is het gemakkelijker.



Benodigd temperatuur verschil ϑ_p om bij een gegeven α een gemiddelde vriessnelheid van 1 cm/h te verkrijgen.

3.1.4. Gewichtsverlies bij het invriezen.

Producten die goed opgesloten zitten in een dampdichte verpakking of tussen vriesplaten, drogen niet uit.

Sluit het product niet aan dan is de oppervlakte in de luchtholten veel warmer dan de verpakking of de platen. Het vocht dat in de holten verdampt slaat op de koude plaatsen neer in de vorm van grove ijskristallen. Grove rijp in een pakje wordt, terecht, als een kwaliteitsdefect gezien.

Voor onverpakte producten kan op dezelfde manier als bij het afkoelen de vochtafgifte berekend worden. Toch is dat wat minder exact mogelijk omdat het vocht niet gemakkelijk van het bevroren binnenste naar de oppervlakte getransporteerd wordt.

De oppervlaktetemperatuur kan berekend worden bij een gegeven plaats van het ijsfront, door de warmtestroom te berekenen van het ijsfront naar de omgeving en dan met:

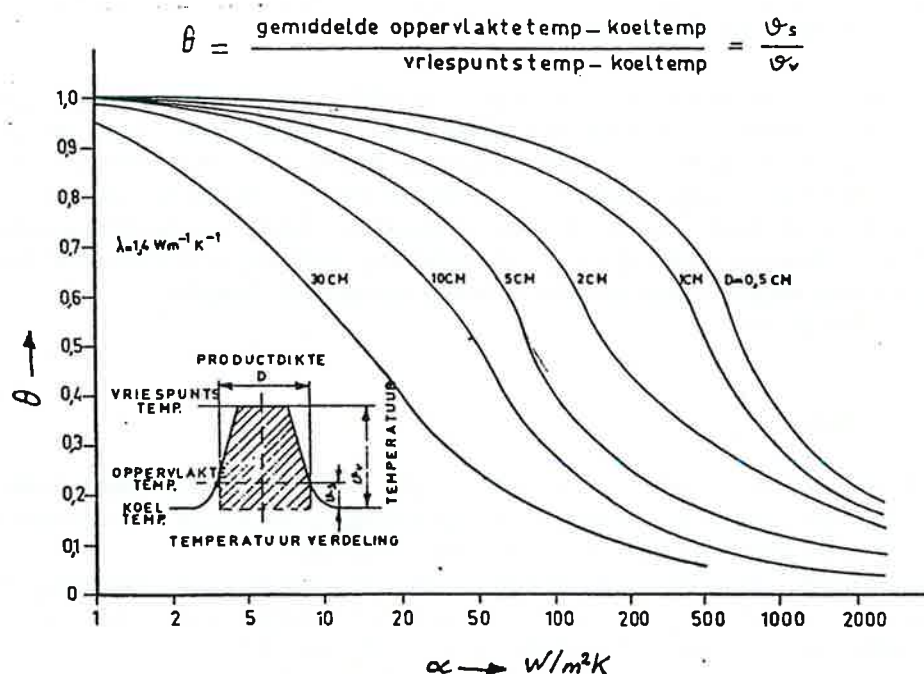
$$q = \alpha (T_s - T_l)$$

de oppervlaktetemperatuur, T_s , te vinden.

Voor een vlakke plaat is er op de volgende grafiek uitgewerkt wat de gemiddelde oppervlaktetemperatuur kan zijn bij enkele product afmetingen en optredende α 's.

Oefening

Net als bij het afkoelen kan alleen bij dikke producten een lage oppervlaktetemperatuur bereikt worden door vergroting van:



Gemiddelde dimensieloze oppervlakte temperatuur θ als functie van de optredende α en product afmeting.

3.2. De vriestunnel

3.2.1 Beschrijving

Een **vriescel** is een koelruimte die vrij kan worden beladen met het doel de in te voeren producten in te vriezen.

- De met de hand of gemechaniseerd beladen cel, met eenheidsladingen tot ca. 1000 kg op wagens, rekken of pallets. De stapeling van de eenheidsladingen moet dan zo zijn dat de vrieslucht een zo groot mogelijk deel van de productoppervlakte omstroomt. Daardoor wordt de benodigde luchttemperatuur en de luchtsnelheid zo dat de vrieskosten minimaal zijn.
- Dit is de meest universele vorm, geschikt voor een groot assortiment producten en verpakkingen naar vorm en grootte. Capaciteiten tot 200 ton per dag en vriestijden van 1 tot 24 uur zijn de toepassingen. Deze handelwijze wordt ook wel 'batch' productie genoemd.

Met een **vriestunnel** wordt een ruimte bedoeld waarin in te vriezen producten via een manueel /automatisch doorschuifstelsel, door een lage luchttemperatuur en een goed gekozen luchtsnelheid, de beoogde vriestijd van een product wordt bereikt.

De meest voorkomende uitvoeringsvormen van de vriestunnel zijn:

- *Tunnels met continu mechanisch transport* van het product door de circulerende vrieslucht, ten onrechte wel "automatische tunnels" genoemd. Geschikt voor verpakkingseenheden tot maximaal 15 kg en bemeten voor een beperkt product assortiment met een vriestijd van enkele minuten tot ca. 3 uur. Bij luchtsnelheden ≥ 4 m/s wordt dit ook wel een *blast-freezer* genoemd.

De productdrager is vaak een roest-vast-stalen draadband of ketting maar er kunnen ook manden, dozen of wagens door de tunnel getransporteerd worden. Alle producten doorlopen dezelfde baan en kunnen dus op identieke manier ingevroren worden. Kleine verschillen in uiterlijk na het invriezen blijven dan achterwege. Het meest gebruikte apparaat in de diepvriesgroenten, -maaltijden en -snacks industrie. Arbeidsbesparend.

- *Bandvriezers* - al dan niet met fluïdisatie - van losse productdelen en kleine verpakkingen. Voor het individueel, los stortbaar, invriezen van kleine deeltjes met een vriestijd die zelden meer is dan 10 minuten. De vrieslucht wordt verticaal, van onder naar boven, door de geperforeerde band en de productlaag geblazen. Capaciteiten van enkele tientallen kg tot 25 ton per uur. Groenten, aardappelproducten, zacht fruit, schaal- en schelpdieren, kleine vis, consumptie-ijs. Voor grotere producten en langere vriestijden is de spiraalvriezer heel populair. De tunnel bestaat dan uit een verticale cilinder waaromheen de band omhoog spiraliseert. Diverse luchtstromingsrichtingen komen voor.

Luchtcirculatie en ventilatievermogen

Zonder maatregelen die voor een goede verdeling van de luchtstroom over het product zorgen is die verdeling slecht. De vriestijd kan dan in een en dezelfde ruimte gemakkelijk een factor 3 verschillen en de prestatie van de vriezer, noch de gewenste vriessnelheid, worden gehaald.

Het corrigeren van dit gebrek door dan maar met geweld lucht te gaan circuleren zoals wel gedaan is, leidt tot de duurste oplossing. Een verdubbeling van de luchthoeveelheid vraagt immers ongeveer een viermaal zo grote opvoerhoogte van de ventilator(en) en dus een achtmaal zo groot ventilatiemotorvermogen. Zoals uit het rekenvoorbeeld zal blijken leidt dat niet of nauwelijks tot vergroting van de tunnelprestatie maar wel tot zeer veel hogere vrieskosten. Bij een invriestunnel betekent elke kW teveel geïnstalleerd ventilatorvermogen een verhoging van de bedrijfskosten van wel € 500,- per jaar. Een goed gekozen, dure ventilator verdient zichzelf heel makkelijk terug.

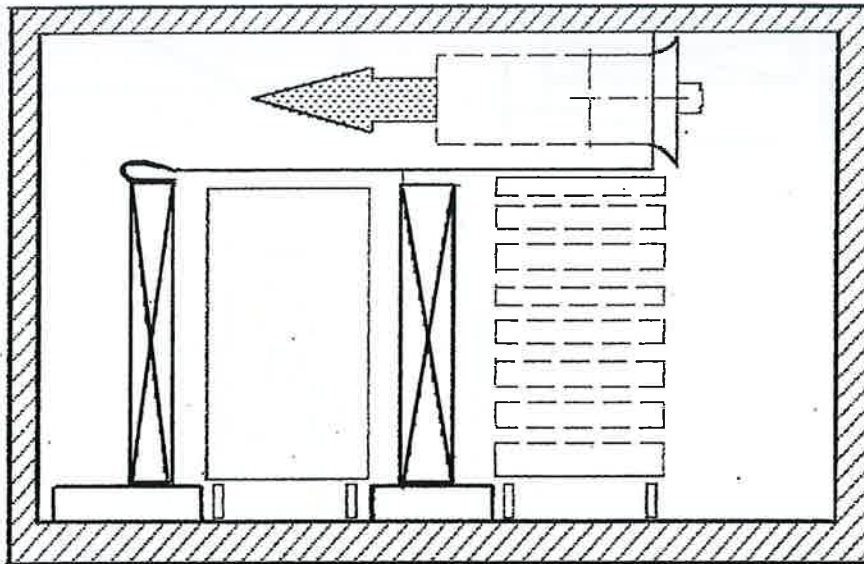
Luchtverdeling

Een goede luchtverdeling over de luchtkoeler kan worden verkregen door de ventilator(en) op tenminste 3 ventilatordiameters stroomopwaarts van de koeler te plaatsen of door de ventilator(en) na de koeler te zetten.

De functie van de ventilator is tweeledig:

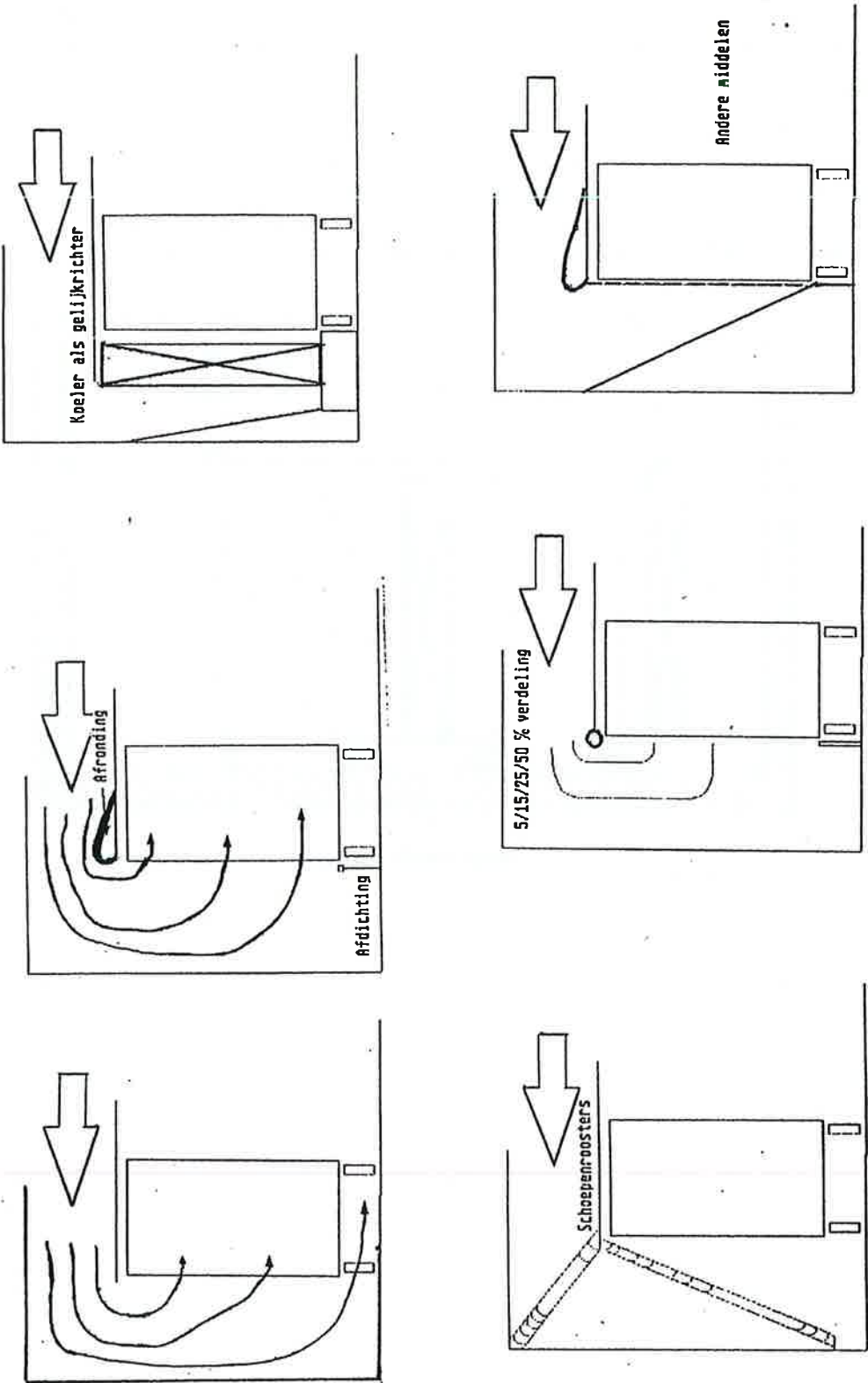
- luchturbulator voor een hoge α -waarde bij de producten;
- luchttransporteur door de ruimte en de luchtkoeler.

Beide functies moeten apart worden beoordeeld bij een goed ontwerp. Soms worden de functies dan ook gesplitst en worden er t.b.v. het product steunventilatoren toegepast.



Doorsnede tunnel

Verbetering van de luchtverdeling in een tunnel



Om de luchtstroom met kleine verliezen zo gelijkmatig mogelijk over de productstapel te verdelen kan er gedacht worden aan: (zie schetsen luchtverdeling)

- ruime afrondingen van de binnenbochten
- leidplaten of schoepenroosters
- een taps toelopend toeleidingskanaal
- versnelling van de stroom in de bochten
- gebruik van een lucht verdeelweerstand in de vorm van een gaas, doek of gaatjesplaat vlak voor de stapel.
- De weerstand moet dan wel tenminste drie maal de dynamische druk van de aankomende stroom zijn.
- gebruik van de luchtkoeler als gelijkrichter met dezelfde eis voor de weerstand.

Luchtlekkage langs de stapeling

en veel vastgestelde kwaal is dat de ruimte die er tussen de stapeling en de gladde vloeren, wanden en plafonds gelaten wordt een groot deel van de lucht, door die spleten, laat ontsnappen zonder dat ze langs het product strijkt.

Omdat die spleten gladder zijn dan de passeringen tussen het product is de snelheid er in ook hoger dan nuttige snelheid terwijl er aan de omtrek juist minder warmte door het product wordt afgegeven.

Het is dus nodig om de maatvoering in de tunnel zo krap mogelijk te maken en nutteloze doorgangen, zoals tussen de wielen van wagens, af te dichten.

Optimalisatie

Bij een gegeven product en invriestijd kan of de temperatuur of de luchtsnelheid vrij gekozen worden. Vroeger was de keuze vaak een zeer lage temperatuur en matige snelheid van de lucht omdat het inzicht omtrent luchtcirculatie gebrekkig was. Nu de kennis over luchtstroming is verbeterd en goede ventilatorgegevens beschikbaar zijn kan voor elk geval de best mogelijke keuze gedaan worden: Dat is de luchtsnelheid die met de daaraan verbonden luchttemperatuur die de laagste vrieskosten oplevert.

De luchtsnelheden langs het product liggen dan ergens tussen 1 en 8 m/s en het ventilatorvermogen tussen 5 en 15% van het nuttige koelvermogen.

Oplossingen die daar buiten vallen zijn op zijn minst verdacht.

3.2.2. Rekenvoorbeeld voor een vriestunnel

Als voorbeeld wordt een tunnel gekozen waarbij etagewagentjes door de luchtstroom worden bewogen. Alle andere vormen, zoals bandvriezers, vormen hierop variaties. Alleen de wervel-bedvriezer wordt anders ontworpen.

In de meest algemene vorm bevat de tunnel een of meerdere rijen wagens, afhankelijk van de beschikbare ruimte en van de ventilatorkeuze. Voor een of meer rijen wagens wordt telkens een luchtkoeler geplaatst om:

- a. de opwarming van de lucht te beperken, en
- b. de lucht te herverdelen over de hele doorsnede van de tunnel.

Het is de gewoonte, en meestal terecht, om de luchtcirculatieventilatoren in het retourkanaal, meestal boven het plafond van de invriesruimte, te plaatsen. De ventilatoren produceren de totale benodigde opvoerhoogte op de meest economische manier door bij de keuze zowel grootte als toerental en aantal te laten veranderen. De ventilatorkeuze vraagt nogal wat aandacht.

Bij de keuze van de ventilatoren moet goed op de catalogusvoorwaarden voor de te leveren prestatie worden gelet. Meestal is de gewone ringventilator de slechtste keus. Een buisventilator moet worden voorzien van een instroomstuk en van een rechte diffusor om de beste prijs/prestatieverhouding te krijgen. Een getrapte diffusor kan dynamische in statische druk omzetten en tegelijkertijd de lucht goed verdelen over de kanaaldoorsnede na de ventilator(en).

Het voorbeeld

De tunnel moet 3600 kg van een in doosjes verpakte groente per uur invriezen. Als model nemen we gehakte spinazie. De doosjes zijn 45 mm dik en liggen op 800 mm brede wagentjes in 16 lagen boven elkaar. De vrije ruimte tussen de lagen is 30 mm. Per m² laag komt zo 40 kg van het modelproduct te liggen.

De vriestijd moet 4 uur worden bij een begintemperatuur van +20 en een eindtemperatuur van -18°C. Het vriespunt is -3°C.

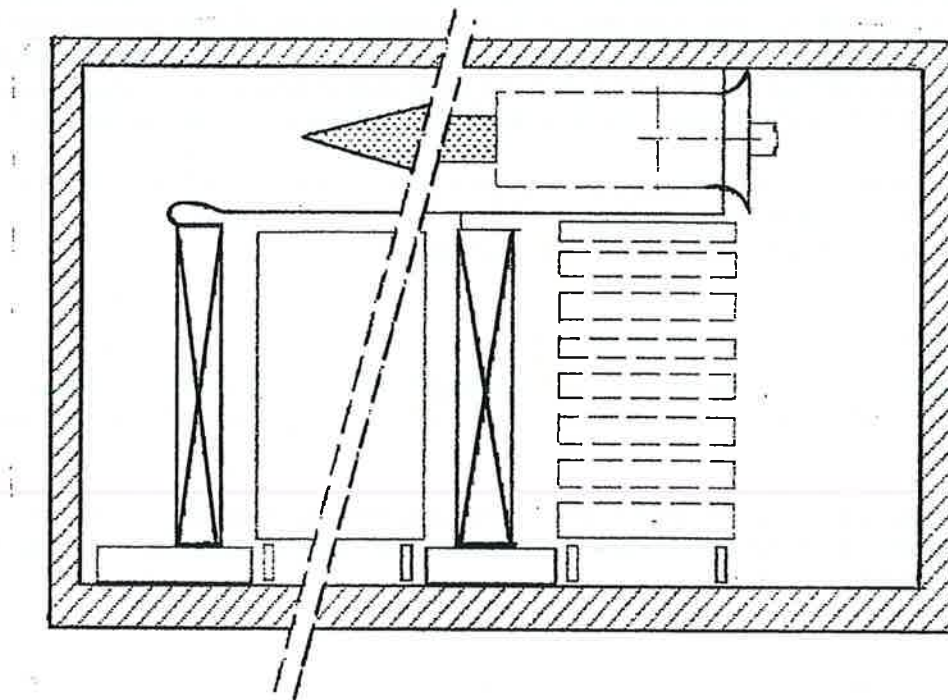
Voor het afkoelen zijn dan $23 \cdot 4 = 92$ kJ/kg nodig, de stollingswarmte is 232 kJ/kg en voor het koelen naar -18°C moeten nog eens 74 kJ/kg onttrokken worden.

Deze cijfers kunnen met de beschikbare literatuur (bijv. het Handboek Koudetechniek) gecontroleerd worden.

Uitwerking

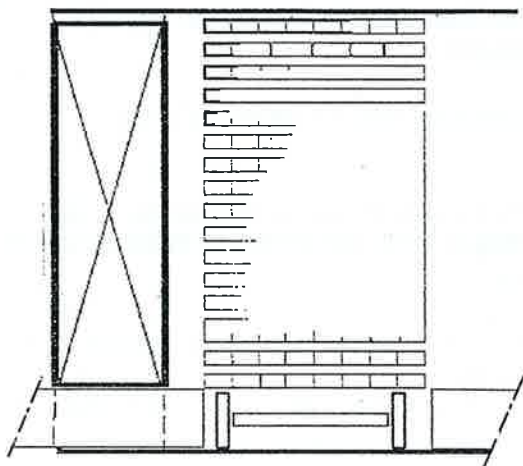
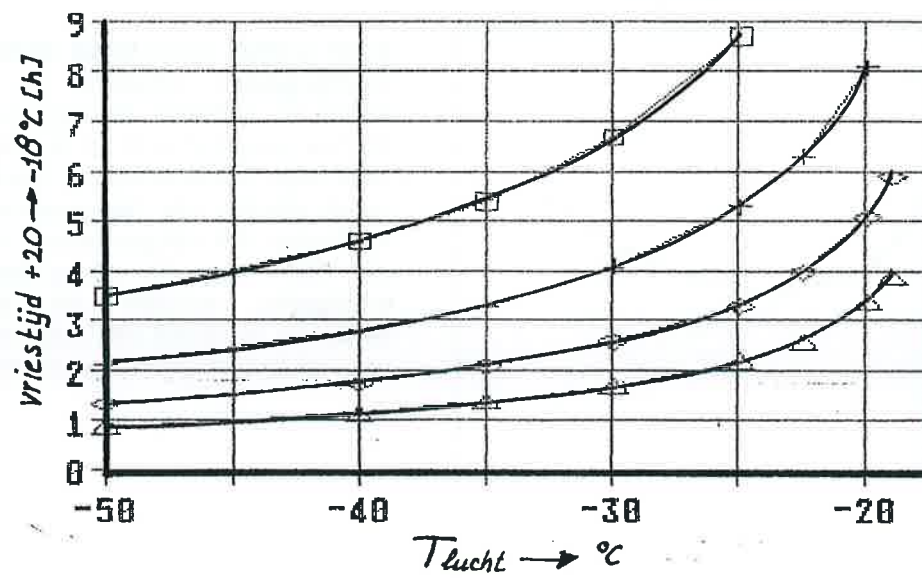
Voor precieze beschrijving van de berekening verwijzen wij naar het Excel werkblad wat in het college zal worden besproken.

Als er gekozen wordt voor 5 rijen dan ontstaat een tunnel van 6 meter lengte; juist de meest interessante lengte van grote luchtkoelerbatterijen. In ons voorbeeld nemen we 4 rijen.

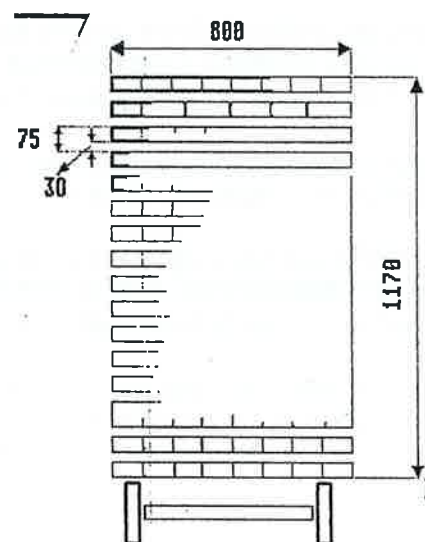


Doorsnede tunnel

Voorbeeld

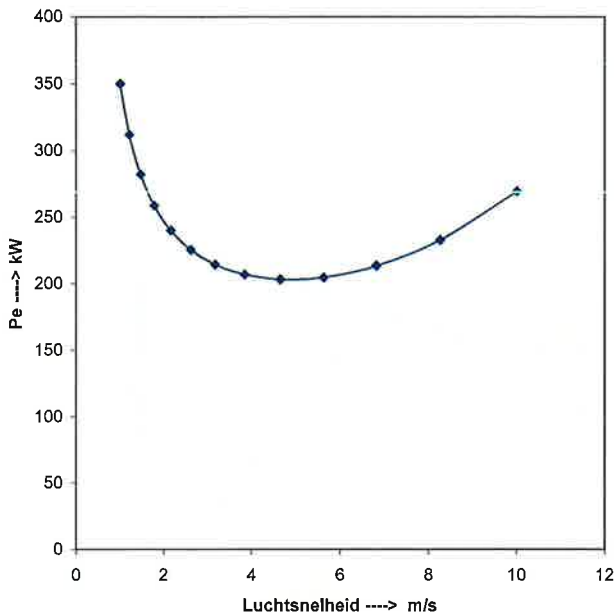


Koeler en wagen



Doorsnede etagewagen

Elektriciteitsverbruik



In de grafiek is het totale elektriciteitsgebruik weergegeven. Duidelijk is dat er een minimum optreedt. Bij lage luchtsnelheid is de warmteoverdracht zo slecht, dat voor een zeer lage verdampingstemperatuur gekozen moet worden om de gewenste vriestijd te realiseren. En dat gaat zwaar ten kosten van de COP van de compressor. Bij hoge snelheden worden de luchtstromingsverliezen zo groot dat deze een groot deel van het energiegebruik vormen.

Er kunnen veel andere redenen zijn om toch een andere lengte te kiezen: bij 5 rijen zijn 10 deuren nodig en dat is tamelijk kostbaar. De beschikbare ruimte en de productloop door het bedrijf zijn vaak zo belangrijk dat de beste oplossing gewoon niet gekozen kan worden.

Als belangrijkste variabele blijft nu de luchtsnelheid tussen de doosjes over en daarmee is de luchttemperatuur vastgelegd, of het omgekeerde.

Als oriëntatie bezien we, nog niet door 'ervaring' gehinderd: 2 t/m 8 m/s en berekenen daarvoor de benodigde luchttemperatuur, door te proberen met een rekentool of door een grafiek te tekenen van de vriestijd als functie van de luchtsnelheid en de luchttemperatuur.

Uit de lucht volumestroom kan de best mogelijke luchtkoeler gekozen worden: een koeler waarin de lucht 2 tot 5 K afkoelt en waar de lucht met 2 tot 4 m/s naar toe stroomt.

Is de afkoeling klein dan ontstaat een platte koeler met een mooie verdeling van de rijp, maar lastig te ontdooien.

Is de afkoeling groot, dan wordt de koeler dik; de luchtverdeling is dan goed, maar de rijp slaat vooral op de voorste pijprijsen neer. Er moet eerder ontdooit worden of de lamelafstand moet groter worden gekozen. De koeler wordt daardoor volumineuzer en duurder.

Het aantal koelers wordt zo gekozen dat de luchtzijdige afkoeling op een gunstige waarde komt; 3 K als ideaal en binnen de bovengenoemde grenzen.

Bij klein luchtdebiet past de koeler niet in de tunneldoorsnede en is de luchtverdeling slecht. Er wordt dan nog al eens gekozen voor plaatsing op het valse plafond of in een zijkanaal.

Dat maakt een goede verdeling van de lucht, de ventilatorplaatsing en de controle op het ontdooien en schoonmaak extra moeilijk. Het verbetert wél de toegankelijkheid van het productdeel en beperkt het aantal deuren.

Het luchtdebiet is naar boven begrensd door de grootte van de koeler en de maximaal aanvaardbare snelheid door de koeler van ca. 4 m/s.

Bij de gekozen standaarddoorsnede is dus niet elke luchtsnelheid langs het product mogelijk, tenzij de spleetwijdte tussen de lagen ook vrij gekozen had kunnen worden: de keuze, vooraf, van de spleetwijdte heeft vaak onaanvaardbare gevolgen voor het tunnelontwerp!

De verdeling van de lucht over de hele doorsnede van de productstapeling en het voorkomen van luchtlekkages groter dan max. 0,2 maal het netto luchtdebiet is allerbelangrijkst voor de goede werking en de prestatie van een koel- of invriesapparaat.

De meeste teleurstellingen ontstaan door onvoldoende aandacht aan deze punten. Dat geeft dan weer aanleiding tot overbemeting van de koelinstallaties en de ventilatoren en tot vrieskosten die, tot tweemaal, zo hoog kunnen zijn als noodzakelijk.

Een goede luchtverdeling bij de aanstroming van de lucht uit het ventilatiekanaal naar de wagentjes wordt, bij voorkeur, tot stand gebracht doordat de koeler die voor de eerste rij staat een luchtweerstand heeft die enkele malen groter is dan de dynamische druk van de aankomende stroom. De verliezen in de bocht zijn dan verwaarloosbaar.

Lukt het niet om de koeler voldoende ruimte en/of voldoende weerstand te geven, dan moeten hulpmiddelen gebruikt worden als bochtafronding aan de binnenkant, leidplaten, schoepenroosters of kunstmatige weerstand.

Als de ventilatoren uit de retourbocht aanzuigen en tenminste $1/2 \times D$ aanzuigruimte hebben dan zijn andere maatregelen behalve scheidingsschotten die de voorrotatie beperken, niet nuttig.

De uitwerking van het voorbeeld laat zien dat een luchtsnelheid van omstreeks 5 m/s de laagste energiekosten geeft. Bovendien is de luchtverdeling dan de beste en kunnen gunstige koelerafmetingen gekozen worden. De ventilatorarbeid is dan ca. 5% van het netto koelvermogen.

De ventilatorkeuze

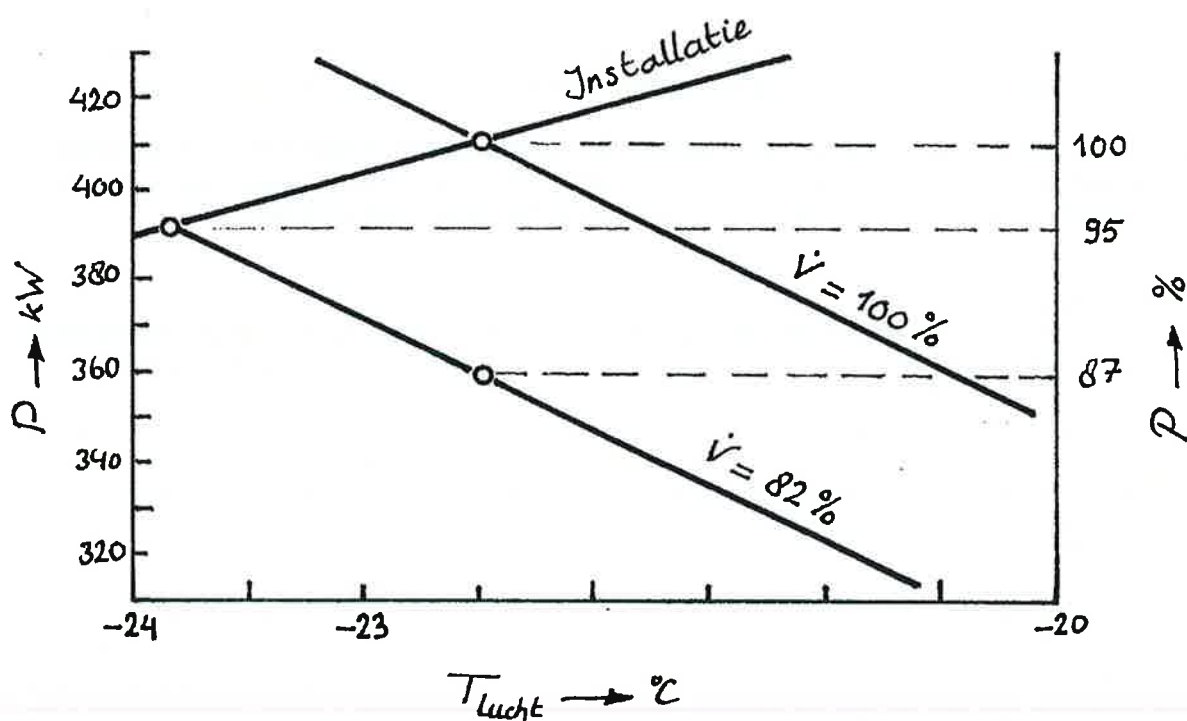
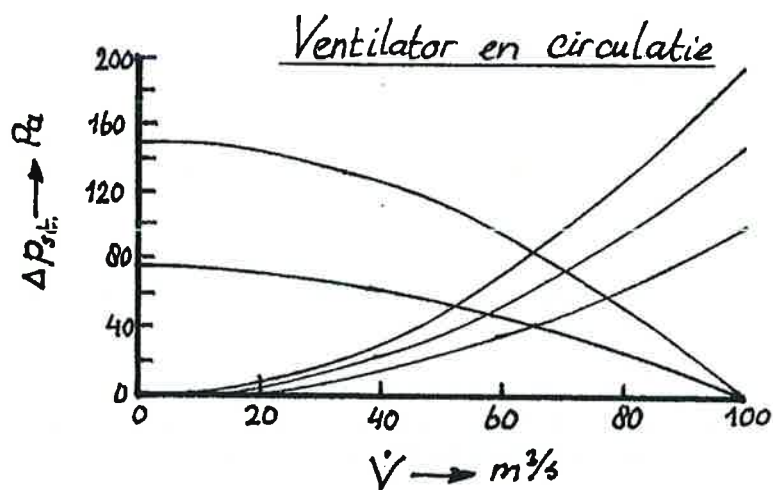
Het is niet zo moeilijk om het ventilatordebiet te berekenen uit de vrije doorsnede en de grootte van de lekstroom, die kleiner dan 20% dient te zijn om de kosten van de luchtcirculatie te beperken.

Het berekenen van het drukverlies is voor een nieuw ontwerp moeilijk nauwkeurig te doen; een fout van 50% is vrij normaal, maar het is onverantwoord om de berekende waarde, uit onzekerheid, met de helft te verhogen. Dit zou de ventilatorarbeid ook met de helft vergroten en daarmee de af te voeren ventilatorwarmte.

Als daarbij bedacht wordt dat elke kW ventilatorarbeid ook nog 0,6 tot 0,8 kW extra compressorvermogen vraagt en dat een kW meer koelvermogen al gauw € 500,- kost, dan zal dat duidelijk zijn.

Een ventilator opvoerhoogte die maar twee derde is van het werkelijk benodigde, heeft berekenbaar kleine gevolgen voor de prestatie van het invriestoestel.

Een zeer nuttig hulpmiddel voor het beoordelen van een tunnelontwerp is de bedrijfskarakteristiek waarmee, grafisch, de invloed van veranderingen zichtbaar gemaakt kan worden (zie volgende bladzijde).



3.3 Andere vriesapparatuur

3.3.1. De platenvriezer

Uitvoeringen en koudemiddelstroming

Er zijn vriezers met horizontale platen en met verticale platen.

Die met horizontale platen zijn beperkt in de bouwhoogte tot maximaal ca. 20 productlagen, dus 21 platen boven elkaar. Om met 20 lagen toch een grote productie-eenheid mogelijk te maken worden platen met contactoppervlakken tot 3 m² toegepast.

Bij 40 kg/m² belading en een vriestijd van bv. 3 uur is de productie: 800 kg/h per vriezer.

Deze vriezer wordt veel toegepast voor in doosjes verpakte producten. Die blijven op hun plaats in het doosje. Er is dan nagenoeg steeds een gemechaniseerd beladings- en lossingsysteem bij de vriezer om het hoge productietempo mogelijk te maken.

De verticale vriezer kan tot 50 productlagen hebben, maar die zijn nooit groter dan 1 m². De benodigde ruimte, vooral in de hoogte, is veel kleiner dan bij de horizontale. De eerste toepassing was dan ook aan boord van vriesschepen (walvisvlees).

Het apparaat heeft zich ontwikkeld tot een robuuste vriezer voor bulkproducten aan land zowel als op zee. Alles wat plat te drukken is kan er in en levert keurige, rechte blokken op, die economisch gestapeld kunnen worden.

Vloeistoffen, verpakt in dichtgelaste polyethyleen zakken, zijn ook tot stapelbare blokken te maken met deze vriezer.

De toevoer van product gaat bij deze vriezer bovenlangs en de afvoer, desgewenst, onderlangs.

De meest gebruikte laagdikten liggen tussen 50 en 100 mm.

Omdat de platen bij het lossen uit elkaar moeten kunnen, zijn deze met slangen aan de toe- en afvoer van het koudemiddel verbonden.

Bij koudedragers is dat geen probleem, hoewel de dikke slangen bij de lage temperatuur wel zeer stug worden en daarom weer tamelijk lang moeten zijn (één meter lang voor een verplaatsing van 10 of 20 cm).

Bij verdampende koudemiddelen moeten de slangen een hoge druk kunnen verdragen en bovendien hermetisch dicht zijn. De diameter is daarom beperkt en dat kan bij grote plaat afmetingen leiden tot een groot drukverlies in de dampafvoerslangen.

De werkelijke verdampingstemperatuur is dan veel hoger dan die door de koelmachine bereikt wordt.

Bij de verticale platenvriezer is het koelvermogen per plaat maar 1,5 tot 2,5 kW gemiddeld. Er moet dan goed op gelet worden dat elke plaat de juiste hoeveelheid vloeistof krijgt.

Het vergroten van de vloeistof stroom naar de vriezer is een onaanvaardbaar dure methode. Het is beter om te zorgen dat de toevoer zoveel stromingsweerstand heeft dat volstaan kan worden met een kleine overmaat vloeistof, inlaatrestricties.

De doortocht van de kanalen in de aluminium platen is nogal ruim. Daardoor is het, zeker bij NH₃, onmogelijk om ringstroming in de kanalen te krijgen en het volle kanaaloppervlak te benutten.

Gelukkig geleidt het metaal de warmte zeer goed en is bij de dikke platen product die normaal zijn, de inwendige warmteoverdracht niet maatgevend voor de vriezerprestatie. Het verschil tussen 150 W/m² K bij slechte warmteoverdracht en 800 W/m² K dat ook te bereiken is maakt toch bijna een factor twee uit op de vriestijd bij 50 mm productdikte (zie Plankformule).

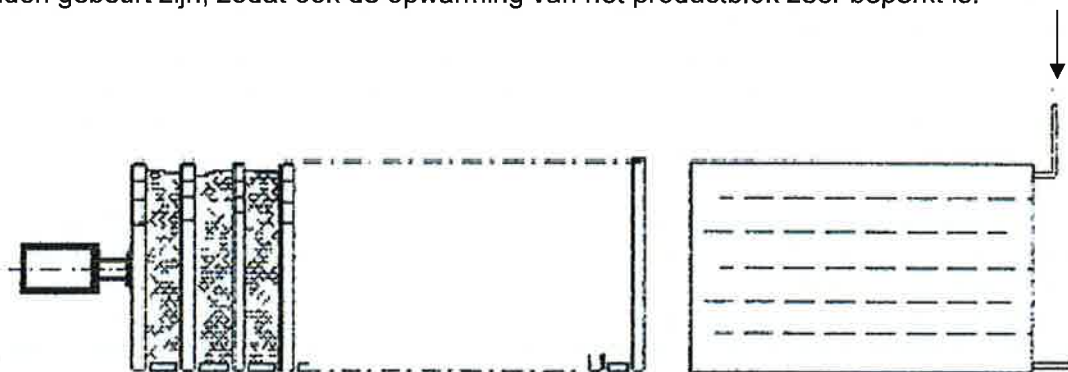
Ontdooien

Het is niet te vermijden dat er kleine hoeveelheden rijp op de platen neerslaan, ook bij een horizontale vriezer in een gesloten kast. Daarom moet na een aantal uren toch de rijp verwijderd worden, door opwarmen en drogen; de pakjes gaan anders vastzitten en worden stukgedrukt.

Bij onverpakte blokken in een verticale vriezer moeten de platen elke keer even boven 0°C gebracht worden om de blokken los te krijgen van de platen.

Bij verwarmen met een warme koudedragers zijn de verliezen groot omdat elke keer warme en koude vloeistof dooreen gemengd wordt en het temperatuurverschil wel 80K kan zijn.

Bij ontdooien met condenserend persgas van de koelmachine, kan de rest koude vloeistof eerst afgevoerd worden en betekent het warme condensaat geen groot verlies. Het losdooien kan in 90 seconden gebeuren zijn, zodat ook de opwarming van het productblok zeer beperkt is.



3.3.2 De trommelvriezer

Alleen geschikt om vloeistoffen in een laagje tot ca. 2 mm dikte te vriezen en dan in scherven te breken.

De cilinder wordt inwendig gekoeld met een koudemiddel dat tegen de wand wordt versproeid of dat als bad verdampt. De eerste geeft geen hoge warmteovergang, omdat de wand slecht bevochtigd wordt. De tweede vraagt een grote koudemiddelvulling en een vat waarin damp en vloeistof weer gescheiden worden.

De cilinder kan een horizontale of, meestal, een verticale as hebben. Als de cilinder stilstaat, is er geen afdichting voor het koudemiddel nodig, maar is de opbreng- en de afbreekinrichting voor het product wat kostbaarder. Draait de cilinder, dan kan de opbreng- en afbreekinrichting stilstaan.

De vriestijd kan benaderd worden met de formule van Plank. Voor een laagdikte van 2 mm ijs levert dat bij -20°C in de trommel en een warmte-overgangsgetal van $1000 \text{ W/m}^2\text{K}$ een tijd op van 44 seconden. Deze tijd wordt grotendeels bepaald door de waarde van het warmte-overgangsgetal, bij dunnere lagen nog sterker.

Omdat de laag ook nog moet onderkoelen en er een kleine neutrale strook op de trommel moet zitten tussen opbrengen en afbreken, duurt een omwenteling dan 50 tot 60 seconden.

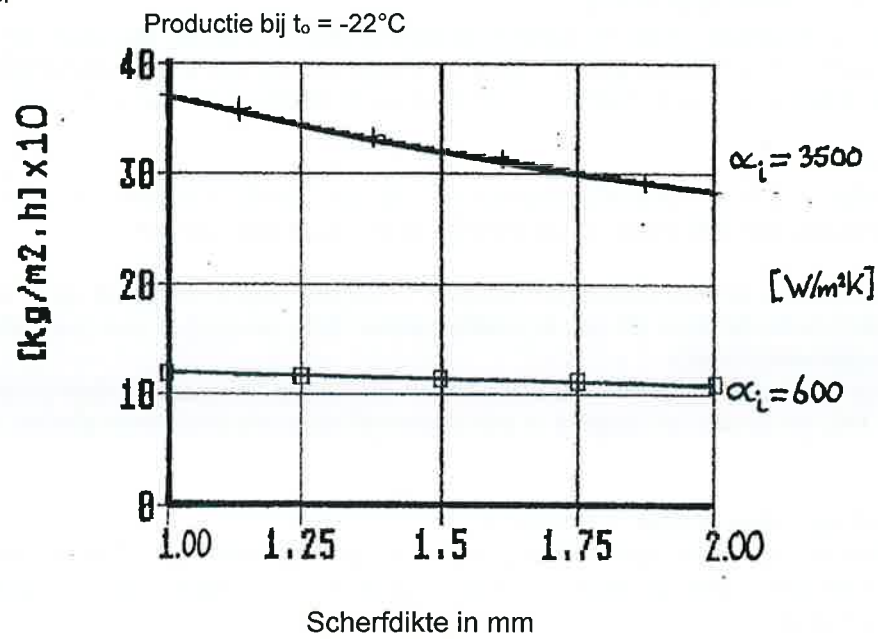
Per m^2 trommeloppervlak wordt er zo dus 0,03 - 0,04 kg ijs/s gemaakt of 110 - 140 kg/m^2 /uur.

De trommels worden gemaakt met diameters van 0,4 tot 1,2 m en met lengten van 0,6 tot 6 m.

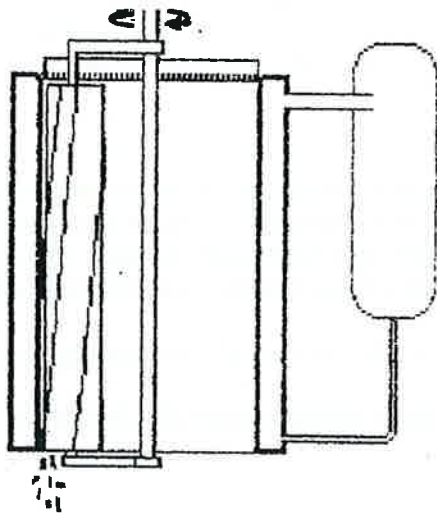
Oppervlakten van 0,75 tot 22 m^2 maken dus producties van 80 tot 3.000 kg per uur mogelijk bij -20°C en 20 mm scherfdikte.

De fabrikanten geven de productie soms op bij nog lagere verdampingstemperaturen om goedkoper te lijken. Meestal is de keuze voor een groter apparaat bij een hogere verdampingstemperatuur dan -20°C beter omdat de koelmachine dan goedkoper is en het energieverbruik lager.

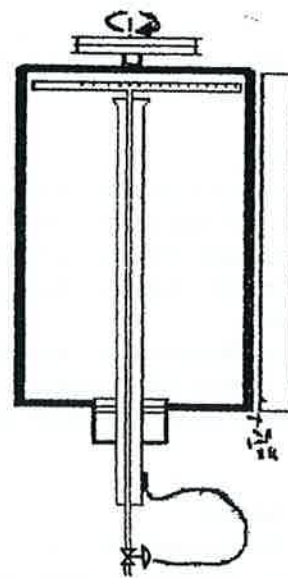
Scherfijs vriezer



Draaiende afdrukrol



Draaiende trommel



Trommelvriezers

3.3.3 Band- en spiraalvriestunnels

Beide tunnels, de bandvriestunnel en de spiraalvriestunnel (spiral freezer) bevatten een ("oneindig") lange band, waarop het in te vriezen product door de koude tunnel wordt getransporteerd. Omdat het vriesproces niet batch-gewijs, maar continu wordt bedreven, spreken we van een *tunnel*.

De bandvriestunnel

Voor kortere vriestijden (0,5 - 5 minuten) wordt vaak voor een bandtunnel gekozen met luchtsnelheden van 3 - 6 m/s ter plaatse van het product. De vriestijd is soms zo kort, omdat:

- a. Het product slechts aan de buitenkant hoeft te worden ingevroren (het zgn. "crust"-vriezen). Vaak bestaat de buitenkant uit een krokante paneer laag (snack) of een (zojuist) opgebrachte waterlaag (glaceerproces). Belangrijk is het oppervlak van het product door het snelle invriezen te fixeren en/of verpakbaar te maken. Het invriezen kan daarna in een conventionele vriescel plaatsvinden, vaak in verpakte toestand.
- b. Het product zeer klein of plat (≤ 10 mm) is.
De methode van het korte, felle invriesproces kan op twee manieren worden bereikt, nl. via gewone koelers (een verdampende HFK of NH_3) of m.b.v. cryogene gassen, zoals stikstof (N_2) of kooldioxide (CO_2).
Deze korte invriesmethode wordt toegepast bij productievolumes van 200 - 1000 kg/h.

Voor grotere producten (die een langere invriestijd vergen) of grotere productievolumes, wordt de band in lineaire uitvoering te lang, waardoor een onacceptabel lange tunnel zou ontstaan.

Eén oplossing is dan een meerlaags bandtunnel te maken, waarbij het product steeds van een hogere op een lagere band heen- en weer door de invriesruimte wordt gevoerd. Het product moet echter wel geschikt zijn om telkens even te vallen. In de praktijk zijn er uitvoeringen van 4 tot 6 banden. Een andere oplossing volgt hieronder.

De spiraalvriestunnel

Als de band niet verticaal meerdere 'stapelingen' heeft, maar schroefvormige, dan spreekt men van een spiraalvriezer. Met dit type kunnen enorme productvolumes worden ingevroren, terwijl de invriestijden toch redelijk lang kunnen zijn. (5 - 60 minuten). De bouwvorm is dan ook behoorlijk compact. Een nadeel ten opzichte van de meer-bandsvriezer is het onbenut laten van de binnen cilinder, waaromheen de band zich spiraliseert.

Er zijn diverse uitvoeringsvormen, waarbij de band zelf dragend om de binnen cilinder beweegt, of de lucht juist door de gestapelde banden wordt gevoerd.

Essentieel is het was- en droogstation van de band, dat soms zelfs in bedrijf is wanneer de vriezer in bedrijf is.

Band- en lift vriestunnels

Voor de grootste invriestoepassingen worden weer-bandvriezers toegepast, maar dan onafhankelijk bewegende banden, die zowel boven als naast elkaar zijn opgesteld. Liften in aan- en afvoerside laden en lossen de verschillende banden, waarbij een computer in de gaten houdt op welke band wat staat (verschillende producten hebben verschillende invriestijden) en of de banden vol of leeg zijn.

Het zal duidelijk zijn dat een dergelijk systeem grote logistieke flexibiliteit bezit. De programmering is echter uiterst gecompliceerd.

opp	oppervlakte
p	put
p	bij constante druk
s	smelt (-warmte of -zijde)
s	verzadigd (aan het oppervlak)
sp	specifiek (van -e koeltijd)
t	op $t=t$
t	tank
turb	turbulent
u	uitwendig
u	uittrede
v	voelbaar
v	vertraging
w	wand
0	op $t=0$, initieel
1	op oppervlakte deel 1
∞	omgeving, oneindig

Voor niet vermelde grootheden zie VDI Wärmeatlas.

