

S P R E N G E R I N S T I T U U T

Haagsteeg 6, Wageningen

Tel.: 08370 - 5351

RAPPORT NO.

1629

ONDERWERP

*De waterdampcondensor van een
vacuümkoeler*

SAMENGESTELD DOOR

Ir. A. Cluistra en W.C. Boer

UITGEBRACHT AAN

De Directeur van het Sprenger Instituut

*(Publikatie uitsluitend met toestem-
ming van de Directeur).*

Proj.nr.: 448

Datum: 11 okt. 1968.

DE WATERDAMPCONDENSOR VAN EEN VACUUMKOELER

=====

1. Inleiding

Als een plantaardig produkt, dat overwegend uit water bestaat, in een gesloten ruimte onder vacuüm wordt gebracht, ontwijken bij het verlagen van de druk allereerst de opgeloste gassen (lucht, CO_2) uit het water. Zo gauw de druk zover gedaald is, dat deze de evenwichtsdruk van waterdamp bij de temperatuur van het water in het produkt is gepasseerd, gaat het water koken. De warmte nodig om het water te laten verdampen wordt, als deze warmte niet van buiten wordt toegevoerd, aan het produkt zelf onttrokken waardoor dit afkoelt. Op dit principe berust een afkoelmethode die o.m. voor kassla wordt toegepast, namelijk het vacuümkoelen. Een snelle afkoeling kan met deze koelmethode bereikt worden bij bladgroenten die een groot oppervlak hebben, dat de waterdamp aan de omgeving kan afstaan, terwijl de afmetingen van het produkt waarin de warmte door geleiding moet worden afgevoerd, klein zijn [1]. In afb. 1 is het verloop van de verzadigingsdruk en het specifiek volume van waterdamp als functie van de temperatuur in het van belang zijnde gebied vermeld (1 Torr = 1 mm kwikdruk). Uit de grafiek is af te lezen, dat het vacuümkoelen van tuinbouwprodukten zich afspeelt in het drukgebied van ca. 20 tot 4,5 Torr.

De waterdampvolumina uit het produkt (per 6°C afkoeling van het produkt verdampt ca. 1% van het water in het produkt [1]) zijn zo groot, dat deze niet op economische wijze direct door een vacuümpomp kunnen worden afgevoerd, maar in een waterdampcondensor moeten worden gecondenseerd. De hoeveelheid warmte \dot{Q}_c , die bij het condenseren van de damp per tijdseenheid vrijkomt, is bij benadering gelijk aan:

$$\dot{Q}_c = G \cdot c \frac{\Delta T_p}{\Delta t} \quad (1)$$

Hierin is G het gewicht van het produkt, c de soortelijke warmte ervan en $\Delta T_p / \Delta t$ de verlaging van de produkttemperatuur per tijdseenheid.

Uit hetgeen reeds vermeld is, kan worden opgemaakt dat een vacuümkoelinstallatie in principe zal bestaan uit een vacuümketel, een vacuümpomp en een waterdampcondensator. De vacuümpomp evacueert de ketel en pompt tijdens het koelen de gassen af, die niet in de condensator neerslaan. Zodoende wordt ervoor gezorgd, dat de condensatorruimte tijdens het koelen zoveel mogelijk vrij is van niet condenseerbare gassen. De waterdampcondensator kan het beste gezien worden als een waterdampomp. Uitvoeringsvormen ervan, resultaten van proeven op laboratoriumschaal, de invloed van lekucht en de invloed van de keuze van de condensator op de kostprijs van het vacuümkoelen zullen in dit artikel worden besproken.

2. Uitvoeringsvormen van de waterdampcondensator

De vacuümketel wordt in het algemeen als een ronde ketel uitgevoerd. In dat geval is het - om de nodige capaciteit van de vacuümpomp tot een minimum te beperken - aantrekkelijk de waterdampcondensator in de rondingen, dus buiten de rechthoekige ruimte voor de met produkt beladen pallets, onder te brengen. Volgens afb. 2, I A resp. I B, bestaat de waterdampcondensator uit platen of pijpen die de verdamer van een koelinstallatie vormen. De koelinstallatie draait in dit geval alleen tijdens het afkoelen en moet voldoende groot zijn om de belasting in de korte afkoeltijd te kunnen opvangen. Volgens een andere oplossing bestaat de waterdampcondensator uit bakken waarvan de bodem direct wordt gekoeld en waarop een waterlaag bevroren kan worden (afb. 2, II). Door de waterlaag reeds te laten bevriezen vóór dat met het vacuümkoelen wordt begonnen en door de koelinstallatie tijdens het laden en lossen van de ketel en het evacueren te laten doorlopen is de nodige capaciteit ervan - indien althans de vacuümkoeler uit één ketel bestaat - aanzienlijk kleiner dan in het geval niet van ijsbuffering gebruik wordt gemaakt.

Tenslotte is het ook mogelijk de waterdamp te laten condenseren op scherf- of ringetjesijs, dat elders geproduceerd is (afb. 2, III). De nodige investering voor deze oplossing is laag, maar de bedrijfskosten zullen alleen lager zijn dan bij de genoemde oplossingen I en II als het aantal bedrijfsuren per jaar en/of de prijs van het ijs laag is.

3. Experimenten met een laboratoriumvacuümkoeler

Om de werking van de waterdampcondensor te bestuderen werden proeven uitgevoerd met bakken volgens afb. 2, II (met ijsbuffering) [2] en een pijpenbundel volgens afb. 2, I B (zonder ijsbuffering) als condensor. Alleen op de laatstgenoemde proeven zal hier worden ingegaan.

Proefopstellingen en meetmethode

De proefopstelling is schematisch in afb. 3 weergegeven. Aan de zijkanten van de ronde ketel is een waterdampcondensor ondergebracht die bestaat uit één lange pijp, waarin freon-12 verdampt. Om de pijpen condenseert bij het vacuümkoelen de waterdamp, waarbij het condensaat afloopt naar het laagste punt in de ketel.

Omdat bij de proeven niet onderzocht werd hoe een plantaardig produkt bij het vacuümkoelen vocht afgeeft, maar in de eerste plaats hoe de waterdamp uit het produkt op de condensor wordt neergeslagen, is als "produkt" een waterlaag met een hoogte van 3,7 cm genomen*. Op drie verschillende hoogten in de waterlaag werd tijdens het vacuümkoelen de watertemperatuur gemeten. De temperatuur T_p is de gemiddelde waarde van zes watertemperaturen.

Veel aandacht werd besteed aan het nauwkeurig meten van het drukverloop in de ketel tijdens het koelen. Goede resultaten werden verkregen met een U-buis, gevuld met vacuümolie. Bij het meten is één zijde van de U-buis verbonden met de ketel, terwijl de andere zijde aangesloten is op een tweetraps draaischuifvacuümpomp. Deze pomp zorgt ervoor, dat de druk in het betreffende been van de U-buis lager is dan 10^{-2} Torr (d.w.z. lager is dan de gewenste meetnauwkeurigheid), zodat uit het hoogteverschil van de olie in de benen van de U-buis de druk in de ketel kan worden berekend.

Om de invloed van leklucht op het afkoelproces en de condensatie van de waterdamp te kunnen bestuderen is de opstelling voorzien van een slipventiel waardoor tijdens het vacuümkoelen een instelbare hoeveelheid lucht in de ketel toegelaten kan worden.

*Gebleken is dat bladgroenten bij het vacuümkoelen sneller afkoelen dan een waterlaag met een hoogte van 3,7 cm.

De ingelaten hoeveelheid lucht wordt weergegeven door de druk p_i , waarbij p_i de evenwichtsdruk is die zich bij dezelfde positie van het slipventiel in de lege ketel instelt als deze door de vacuümpomp wordt geëvacueerd. Met het slipventiel gesloten was de einddruk in de ketel ca. 0,1 Torr. Proeven werden, behalve met gesloten slipventiel, uitgevoerd met het slipventiel in een positie waarbij p_i 0,4 resp. 1 Torr was. Bij het uitwerken van de proefresultaten is verondersteld, dat de luchtdruk in de condensorruimte gelijk is aan p_i zodat de gemeten totale druk p_t gelijk is aan $p_i + p_c$, waarbij p_c de condensatiedruk van de waterdamp is.

Bij de proeven is op zes plaatsen met behulp van op de pijpen gesoldeerde thermokoppels de pijpwandtemperatuur van de ijscondensor gemeten. De gemiddelde waarde hiervan is als T_o in de grafieken vermeld. De verschillen tussen de zes pijp- wandtemperaturen waren klein als $p_i \leq 0,1$ Torr en namen sterk toe met toenemende p_i . Dit laatste is een gevolg van het feit, dat verschillen in de luchtconcentraties in de condensorruimte (de luchtconcentratie neemt toe in de richting van de plaats waar de vacuümpomp het niet condenseerbare gas afpompt) verschillen in de warmte-overdrachtscoëfficiënten van de condenserende damp tot gevolg hebben.

R e s u l t a t e n v a n d e m e t i n g e n e n c o n - c l u s i e s

In de afb. 5 en 6 zijn de resultaten van de proeven met $p_i =$ ca. 0,1 Torr resp. 1,0 Torr weergegeven. In de grafieken is als functie van de tijd de produkt(water)temperatuur T_p , de daaruit met behulp van vergelijking (1) berekende warmtebelasting van de condensor \dot{Q}_c , de gemiddelde oppervlaktetemperatuur van de condensorpijpen T_o en de temperaturen T_t en T_c die volgens de evenwichtskromme voor water (afb. 1) in evenwicht zijn met de gemeten p_t resp. met p_c . Indien $p_c =$ ca. 0,1 Torr is geen onderscheid gemaakt tussen T_t en T_c .

Uit de afb. 5 en 6 blijkt dat het afkoelen (koken) begint zo-
gaww T_t tot onder T_p daalt. Het verschil tussen T_p en T_t neemt
toe naarmate de waterlaag verder afkoelt. Het verschil tussen
 T_c en T_o hangt sterk af van de luchtdruk p_i . Indien $p_i = 0,1$
Torr (afb. 5) is het verschil tussen T_c en T_o klein. Daarentegen
wordt het verschil aan het eind van het afkoelproces groot in
het geval $p_i = 1,0$ Torr (afb. 6). De noodzakelijke drijvende
kracht voor het afkoelproces $T_p - T_o$ neemt, zoals uit de af-
beeldingen blijkt, sterk toe met toenemende p_i .

Omdat de koelinstallatie reeds gestart is op het moment waarop
met evacueren werd begonnen zijn de spiralen aan het begin van
het afkoelen op lage temperatuur. De voelbare warmte, opgesloten
in de koude spiralen, is in staat een piek in de belasting \dot{Q}_c te
veroorzaken.

Uit de meetresultaten is de gemiddelde warmteoverdrachtscoëffi-
ciënt α_c bij de condensatie van de waterdamp berekend met behulp
van de vergelijking:

$$\alpha_c = \frac{\dot{Q}_c}{F (T_c - T_o)} \quad (2)$$

Hierin is F ($2,38 \text{ m}^2$) het buitenoppervlak van de spiralenbundel.
In afb. 7 is de berekende α_c vermeld als functie van p_c met als
parameter p_i . Aan het begin van het afkoelproces (dus bij de ho-
gere waarden van p_c) hangt α_c niet af van p_i . Dit is te begrij-
pen omdat de hoeveelheid lucht die dan nog in de ketel aanwezig
is en die nog uit de waterlaag vrijkomt bepalend is voor α_c en
niet de hoeveelheid lekluft. Naarmate het afkoelen vordert neemt
bij lage waarden van p_i de coëfficiënt α_c toe, doordat de con-
densorruimte steeds minder lucht gaat bevatten. Bij hogere waar-
den van p_i neemt α_c af met afnemende p_c als gevolg van de toene-
mende concentratie van de lucht. Opgemerkt moet worden, dat de
in afb. 7 vermelde α_c -waarden alleen gelden voor de condensor,
zoals deze beproefd is.

Uit de experimenten is gebleken dat leklucht, indien $p_i \approx 0,4$ Torr, tot een sterke toename van de afkoeltijd leidt. Een grotere vacuümpomp en/of koelinstallatie zou nodig zijn om de invloed van de leklucht te compenseren. Bij een goed ontwerp van de vacuümkoeler is het evenwel mogelijk ervoor te zorgen dat $p_i \leq 0,1$ Torr. In dat geval is, indien freon als koelmedium wordt gebruikt, de warmteoverdrachtcoëfficiënt van de condenserende damp vele malen groter dan die van de verdampende freon. Om die reden zou het zinvol zijn pijpen toe te passen, die aan de binnenkant van vinnen zijn voorzien.

4. Opmerkingen in verband met het ontwerp van een vacuümkoeler

Het optimale verband tussen de grootte van de ketel, vacuümpomp en koelinstallatie voor een bepaalde hoeveelheid te koelen produkt ligt bij de grotere vacuümkoelers zo, dat dit resulteert in een evacueringstijd (van 760 tot 15 Torr) van ca. 8 minuten en in een afkoeltijd (van 17 tot 2°C) van ca. 12 minuten. Dit laatste geldt alleen voor produkten die gemakkelijk te vacuümkoelen zijn, waartoe we ons beperken. De installatie kan zo ontworpen worden, dat het laden en lossen van het produkt, het openen en sluiten van de deuren en het beluchten van de ketel in 10 minuten kan plaatsvinden, zodat de cyclustijd 30 minuten wordt.

Indien met directe verdamping en zonder ijsbuffering volgens afb. 2, I A of I B gewerkt wordt, is de nodige capaciteit van de koelinstallatie om 1 ton produkt in 12 minuten 15°C te koelen 75000 kcal/h bij -5°C verdampingstemperatuur. De "reserve" in de koelcapaciteit om verliezen te dekken zit daarin dat het produkt niet volledig uit water bestaat maar voor een deel uit vaste stof met een lagere soortelijke warmte dan van water en in het feit dat gedurende een deel van het afkoelen de verdampingstemperatuur hoger dan -5°C is. Het nodige warmte-uitwisselend oppervlak om tijdens het koelen 75000 kcal/h over te dragen is, indien de luchtlekkage voldoende klein is en freon als koelmedium toegepast wordt, minimaal 25 m^2 (warmtebelasting $3000 \text{ kcal/m}^2\text{h}$).

Indien bakken met ijsbuffering volgens afb. 2, II als waterdampcondensor toegepast worden loopt de koelinstallatie tijdens de hele cyclus door en is de nodige capaciteit ervan 40-50% van de nodige capaciteit in het geval zonder ijsbuffering gewerkt wordt (dus per ton produkt bij een afkoeltijd van 12 minuten en een cyclustijd van 30 minuten maximaal 37500 kcal/h bij -5°C verdampingstemperatuur). Als maximale warmtebelasting van de platen tijdens het koelen kan in dit geval gerekend worden met $2000 \text{ kcal/m}^2\text{h}$ [2] waarbij als warmteuitwisselend oppervlak genomen moet worden de bovenkant van de ijs- (of water-) laag en de onderkant van de bakken. Per ton in 12 minuten te koelen produkt is dus in dit geval een warmteuitwisselend oppervlak nodig van omstreeks $37,5 \text{ m}^2$.

In alle gevallen moet, om een gelijkmatige belasting van het condensoroppervlak te bewerkstelligen, er voor gezorgd worden dat de weg, die het waterdamp - luchtmengsel in de condensor moet doorlopen naar de vacuümpomp, niet te lang is. Van groot belang is het tevens dat het niet condenseerbare gas zo goed mogelijk uit de condensoruimte wordt weggepompt.

Indien de vacuümkoeler uit één ketel bestaat blijkt het bakkenstelsel met ijsbuffering volgens afb. 2, II een aantrekkelijke oplossing te zijn. Wel zijn de bakken duurder dan de condensor volgens afb. 2, I A of I B, maar dit wordt ruimschoots gecompenseerd door het feit, dat de maximale capaciteit van de koelinstallatie aanzienlijk kleiner kan zijn. Bij grotere installaties (b.v. boven een capaciteit van 10 ton/uur) is het aantrekkelijk met twee ketels te werken en de koel- en vacuüminstallatie periodiek van de ene ketel naar de andere over te schakelen. Gedurende de 20 minuten dat één ketel gekoeld wordt kan de andere gelost en geladen worden, wat een gelijkmatige bezetting van de mankracht tot gevolg heeft. In dit geval heeft het bakkenstelsel met ijsbuffering geen voordelen meer boven het stelsel zonder ijsbuffering.

Zoals reeds opgemerkt is, kan het voordelen hebben met ringetjes- of scherfijs te werken (afb. 2, III), indien de prijs van het ijs of het aantal bedrijfsuren per jaar laag is. Per ton te koelen produkt is de nodige hoeveelheid ijs ca. 200 kg.

Als de waterdamp op een bed van ijsstukjes toestroomt condenseert de damp, als de ijslaag vrij is van niet condenseerbaar gas, in een dunne oppervlakte laag van het ijsbed [3]. Van belang voor het ontwerp is daarom allereerst hoe groot het toestroomoppervlak (vrije dwarsdoorsnede oppervlak) van het ijsbed moet zijn. Uit de in [3] vermelde gegevens is af te leiden dat per ton in 10 à 12 minuten te koelen produkt 1 m² toestroomoppervlak voldoende is. Het is dan wel noodzakelijk dat het niet-condenseerbare gas, na het passeren van het ijsbed, gelijkmatig over het dwarsdoorsnede-oppervlak wordt afgezogen. De hoogte van het ijsbed moet zo groot zijn, dat aan het eind van de koelcyclus minimaal nog een laag van gemiddeld 10 cm over is.

De doorlaat van de geperforeerde plaat onder het ijsbed (afb. 2, B) moet bij voorkeur niet groter zijn dan 2 à 5%. Bereikt wordt daarmee dat de condensor effectief blijft werken als de ijslaag plaatselijk helemaal wegsmelt.

5. De kosten van het vacuümkoelen

Voor een installatie met een capaciteit van 2 ton kassa per uur (twee ladingen van 1 ton) zijn de koelkosten per ton produkt resp. per krop (200 gram) sla als functie van het aantal bedrijfsuren per jaar berekend. De resultaten hiervan zijn in afb. 8 vermeld*. Kromme A geldt voor een uitvoering met koelinstallatie volgens afb. 2, II (bakken met ijsbuffering), terwijl de krommen B 1, B 2 en B 3 gelden voor een scherfijs-condensor (afb. 2, III), waarbij voor de prijs per ton ijs (inclusief transportkosten) genomen is, resp. f 20,-, f 30,- en f 40,-. Uit de grafiek is duidelijk af te lezen in welk geval het gebruik van ijs de voorkeur verdient boven het installeren van een koelinstallatie. Naarmate de installatie groter wordt, verschuiven de snijpunten enigszins naar een lager aantal bedrijfsuren, omdat het ijsverbruik evenredig, maar de prijs van de koelinstallatie minder dan evenredig met de grootte van de installatie toeneemt. Vermeld moet worden dat de ijsprijs per ton in het algemeen zal afnemen, als de grootte van de installatie toeneemt. Omgekeerd zal voor een kleine installatie de prijs van het ijs per ton hoger zijn evenals de procentuele verliezen en de kosten van bestellen enz. waarom in deze gevallen veelal de voorkeur gegeven zal worden aan een koelinstallatie.

*de gegevens waarop de kostprijsberekening berust zijn uit de bijlage van het rapport overgenomen.

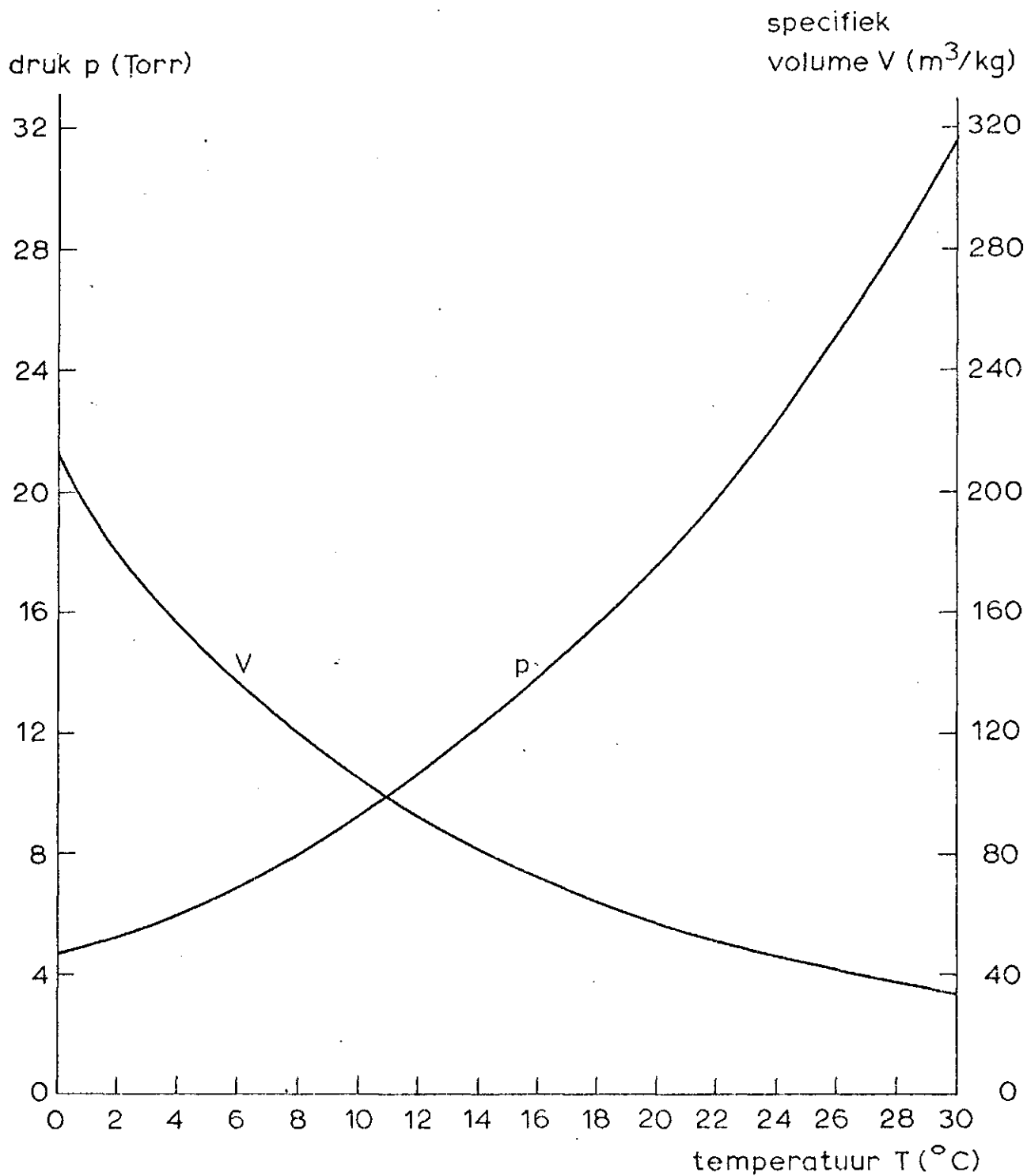
Berekeningen die gemaakt zijn voor een installatie met een capaciteit van 16 ton produkt/uur (dus 8 x zo groot als in het voorbeeld van afb. 8) wijzen uit dat de prijs van deze installatie ca. 3,5 x zo groot is als van de installatie voor 2 ton produkt/uur en dat de kosten per ton produkt ca. 50% zijn van de in afb. 8 vermelde kosten. Hierbij is verondersteld dat de installatie van 16 ton/uur evenals die van 2 ton/uur door 2 mensen (met heftruck) bediend kan worden. Uit deze getallen blijkt duidelijk dat de kostprijs per eenheid van produkt aanzienlijk daalt naarmate de installatie groter is.

Literatuur

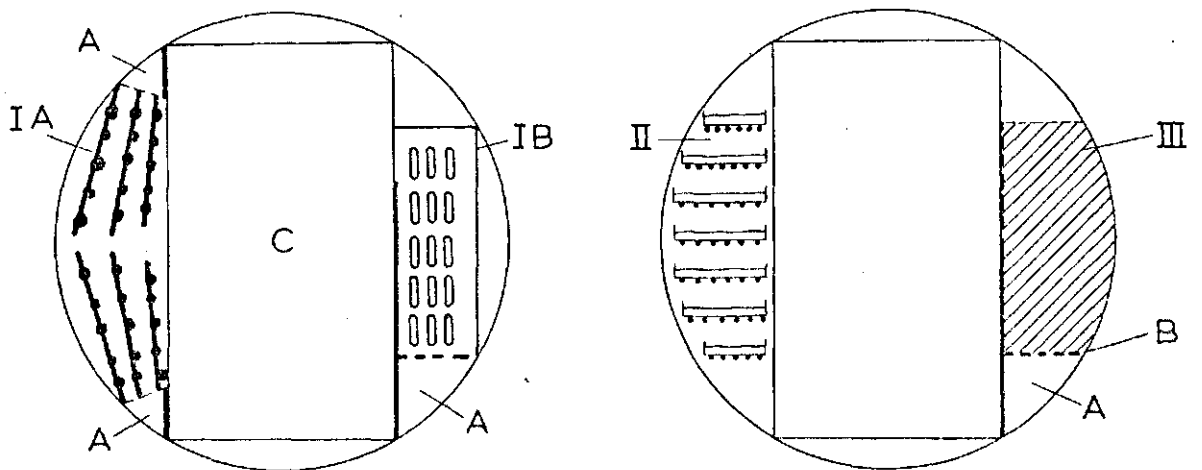
- [1] J.W. Alfenaar en dipl.ing. H.F.Th. Meffert - *Vacuümkoeling in Nederland? Koeltechniek 58 (1965) p. 114-119.*
- [2] A. Cluistra - *Beproeving vacuümkoeler met ijsbak als waterdampcondensator. Rapport 1616 van het Sprenger Instituut.*
- [3] P.L.T. Brian e.a. - *Vapor flow limitations in a melter-condensator. I & Ec Process Design and Development 7 (1968) p. 21-25.*

Lijst van gebruikte symbolen

<i>Symbol</i>	<i>omschrijving</i>	<i>dimensie</i>
c	soortelijke warmte	kcal/kg °C
F	warmteuitwisselend oppervlak	m ²
G	gewicht van het produkt	kg
P	druk	Torr
P _c	condensatiedruk van de waterdamp	Torr
P _i	inertgasdruk	Torr
P _t	totale druk	Torr
t	tijd	uur
t'	tijd	minuten
T _c	condensatietemperatuur die voor water in evenwicht is met p _c	°C
T _o	gemiddelde oppervlaktetemperatuur van de condensator	°C
T _p	gemiddelde produkttemperatuur	°C
T _t	condensatietemperatuur die voor water in evenwicht is met p _t	°C
α _c	warmte-overdrachtscoëfficiënt van de condenserende waterdamp	kcal/m ² h °C

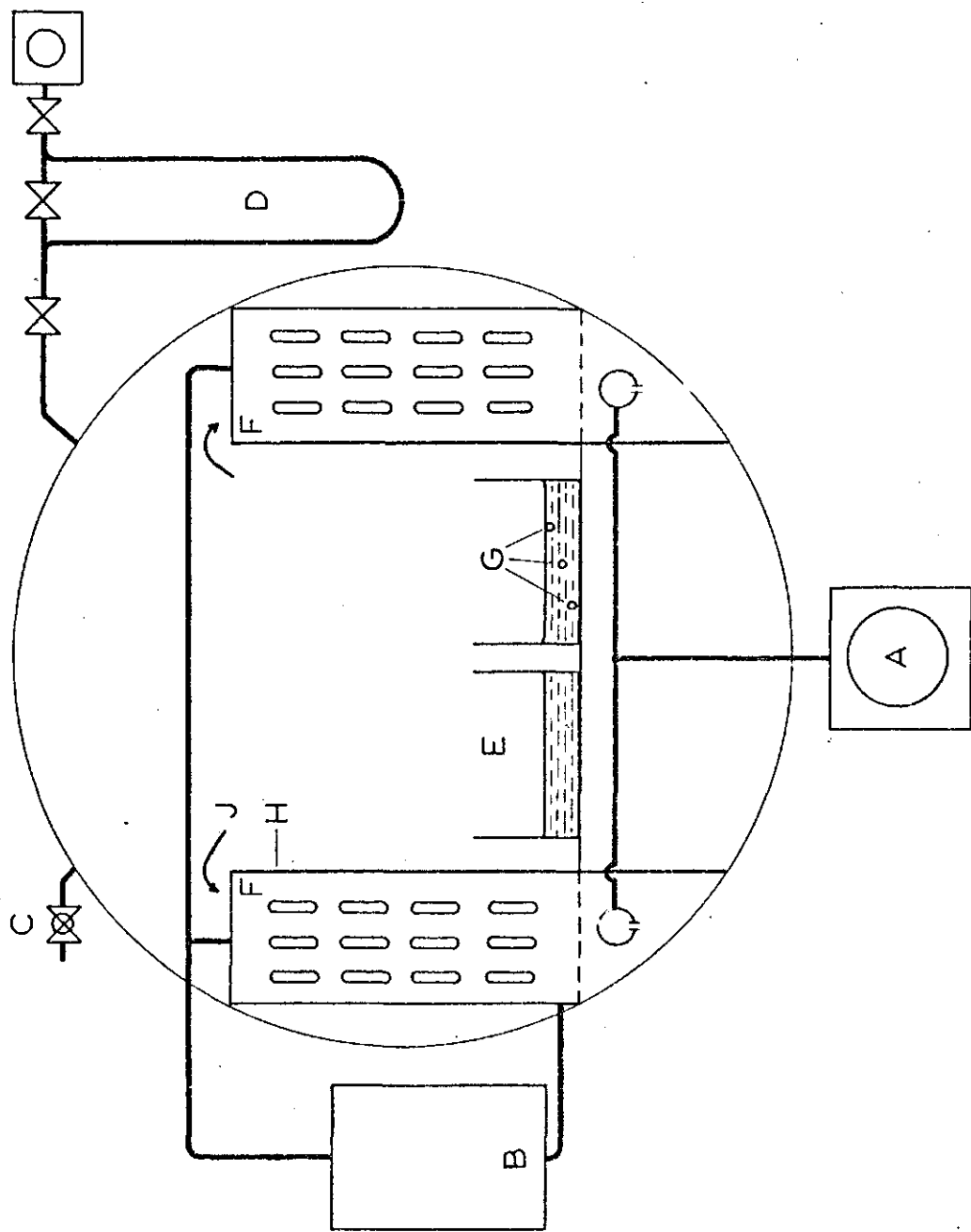


afb. 1. Verband tussen de watertemperatuur en de evenwichtswaterdampdruk resp het specifiek volume van de damp.



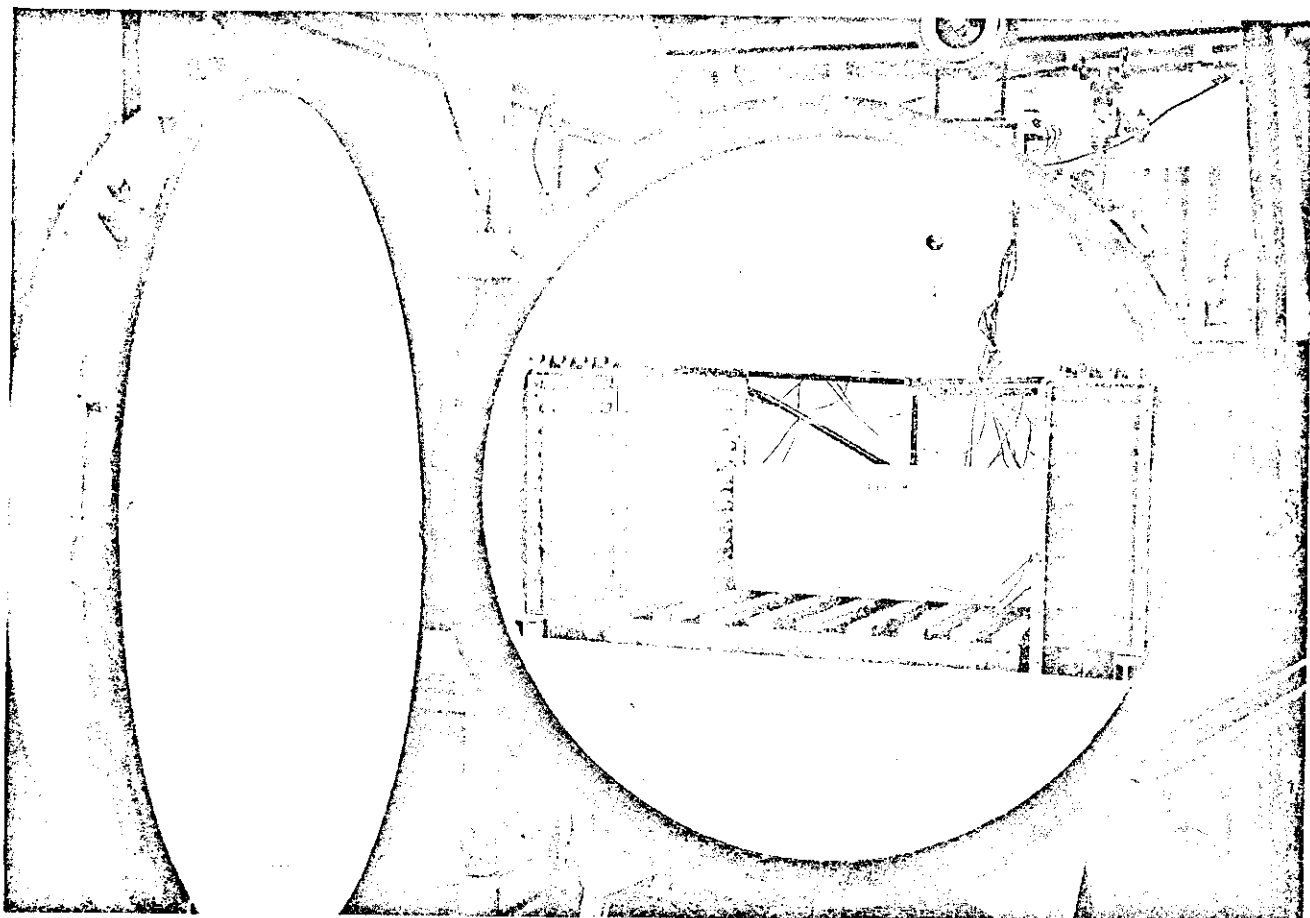
afb. 2. Uitvoeringsvormen van de waterdampcondensor

- A. Plaats waar het niet condenseerbare gas wordt afgezogen
- B. Geperforeerde plaat
- C. Ruimte voor de met produkt beladen pallets

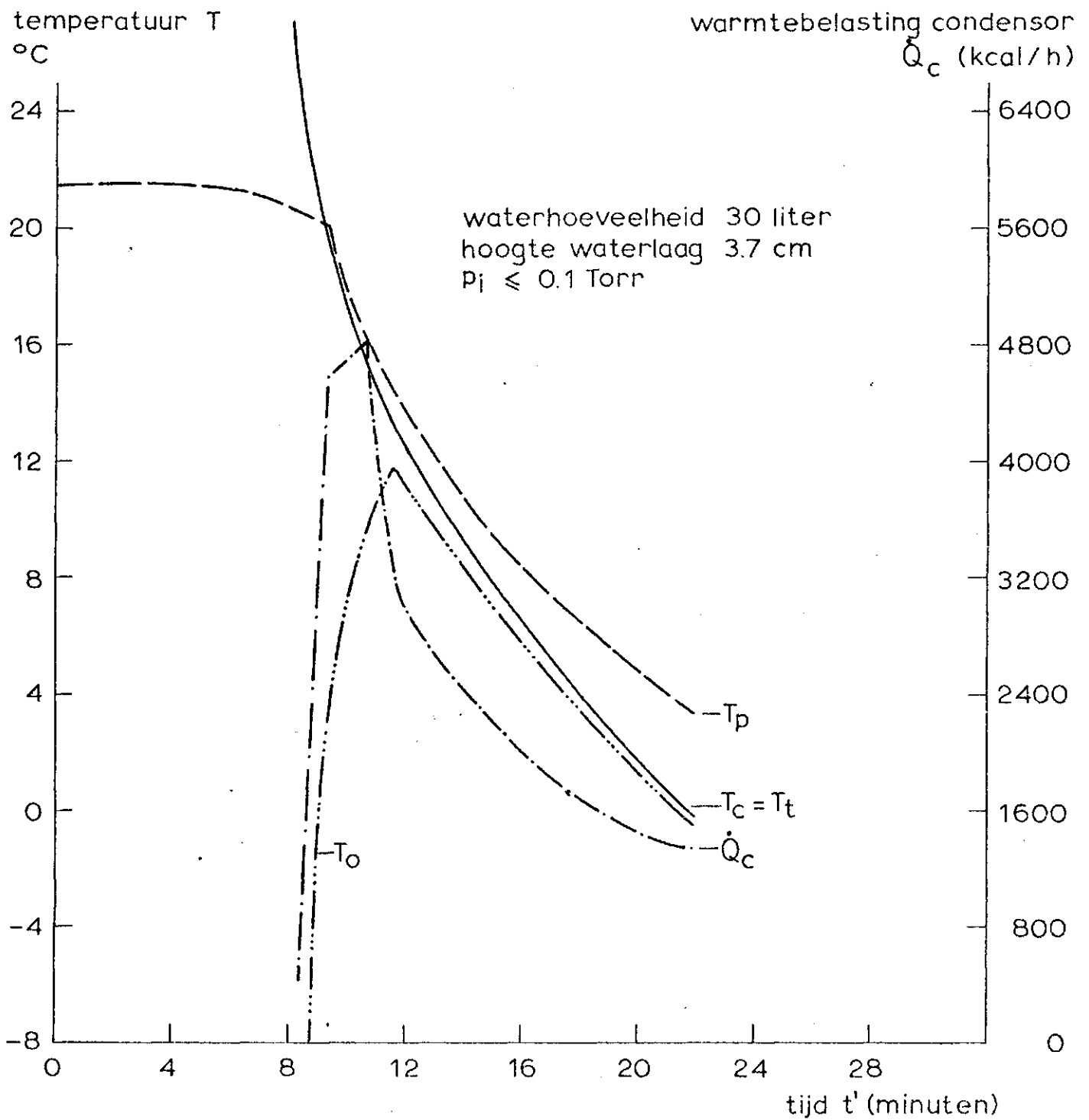


afb. 3. Schema Proefopstelling

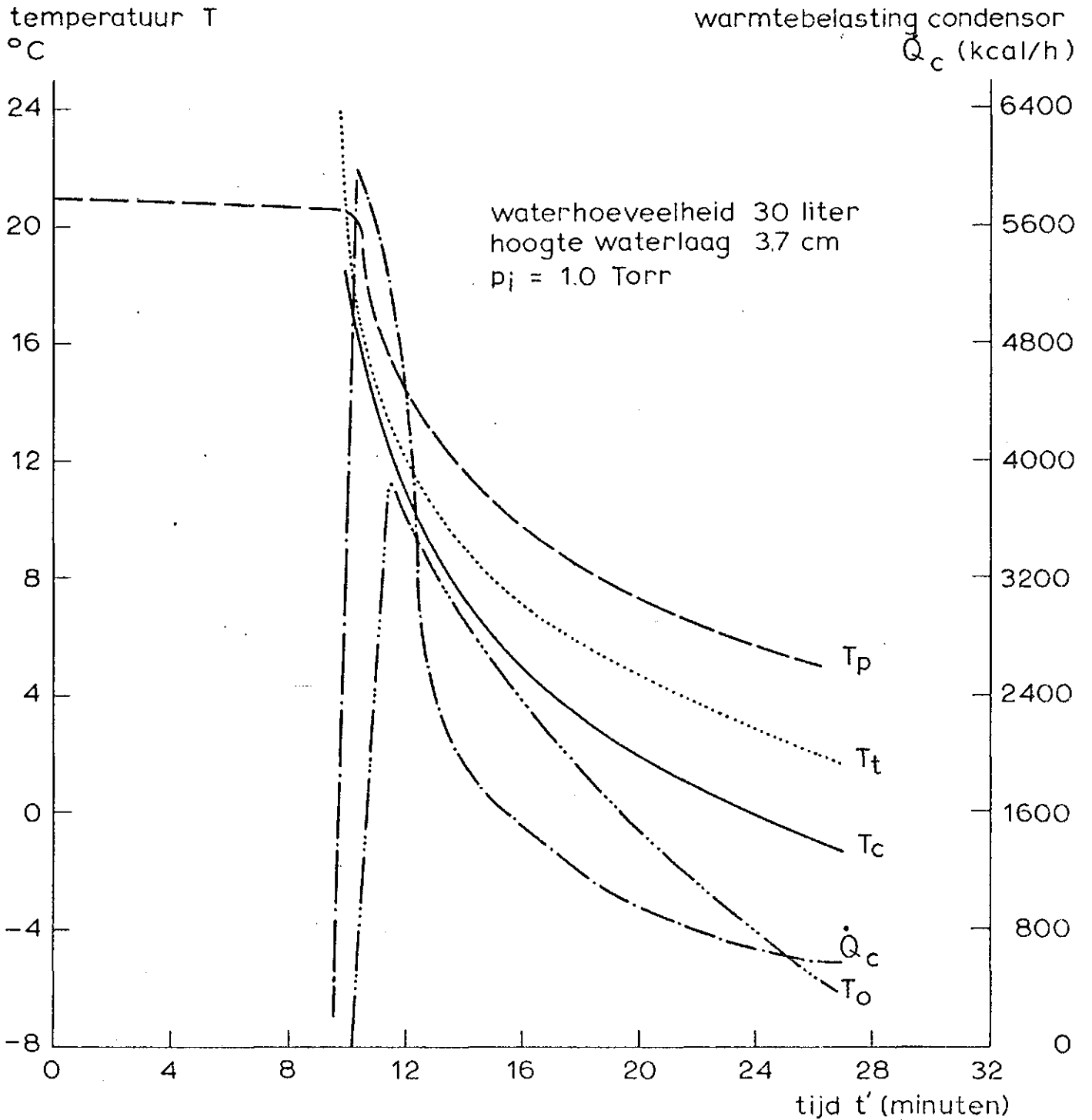
- | | | |
|------------------------|--|----------------|
| A. Vacuumpomp | B. Koelinstallatie | C. Slipventiel |
| D. U-buis vacuüm-meter | E. Bakken met water | |
| F. Condensor | G. Plaatsen waar watertemperatuur werd gemeten | |
| H. Zijplaat | J. Toestroming waterdamp naar de condensor | |



afb. 4. Vacuümkoeeler met condensor. Om de pijpenbundel te laten zien is één van de zijplaten van de condensor verwijderd.

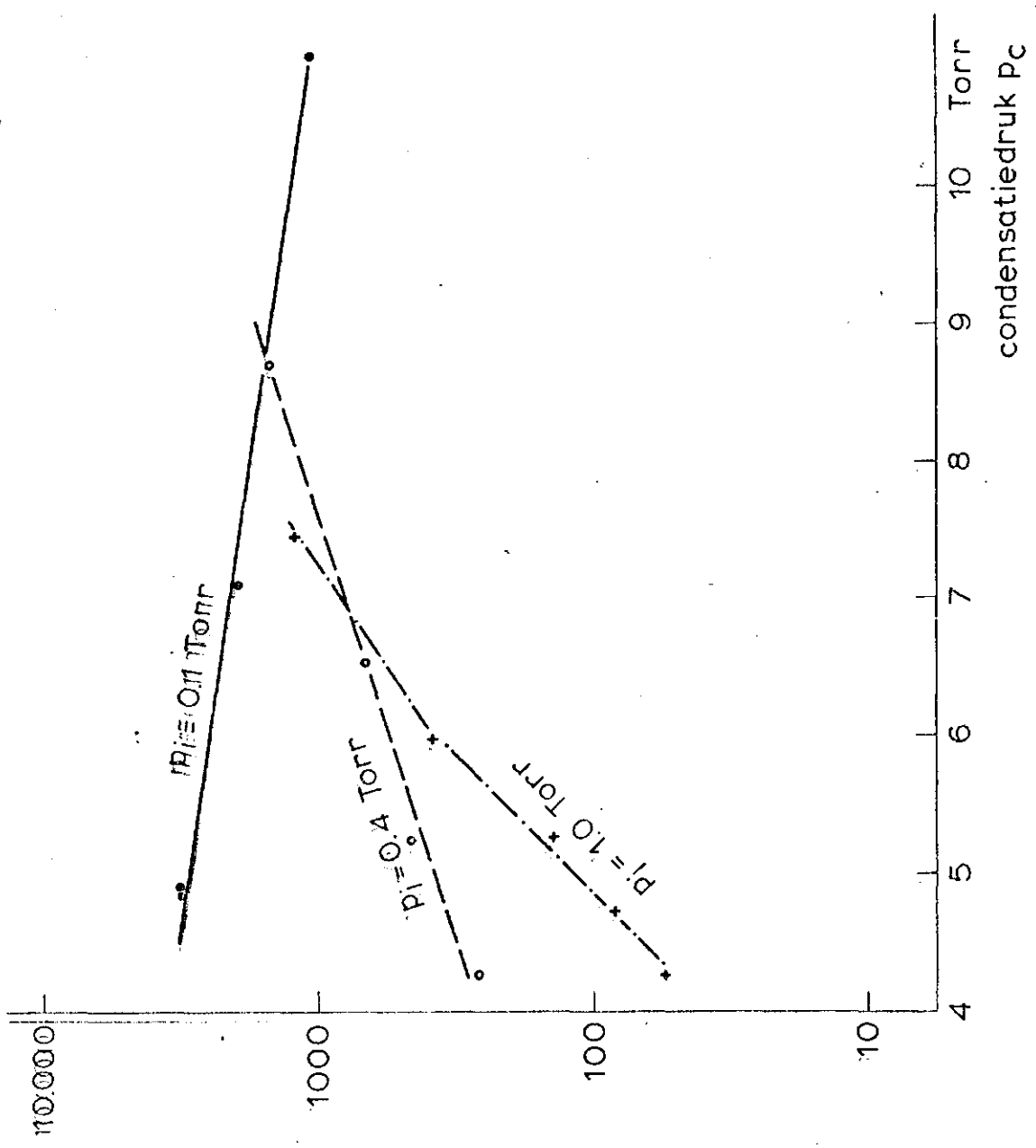


afb. 5. Verloop van de temperaturen en warmtebelasting als $p_i \leq 0,1$ Torr

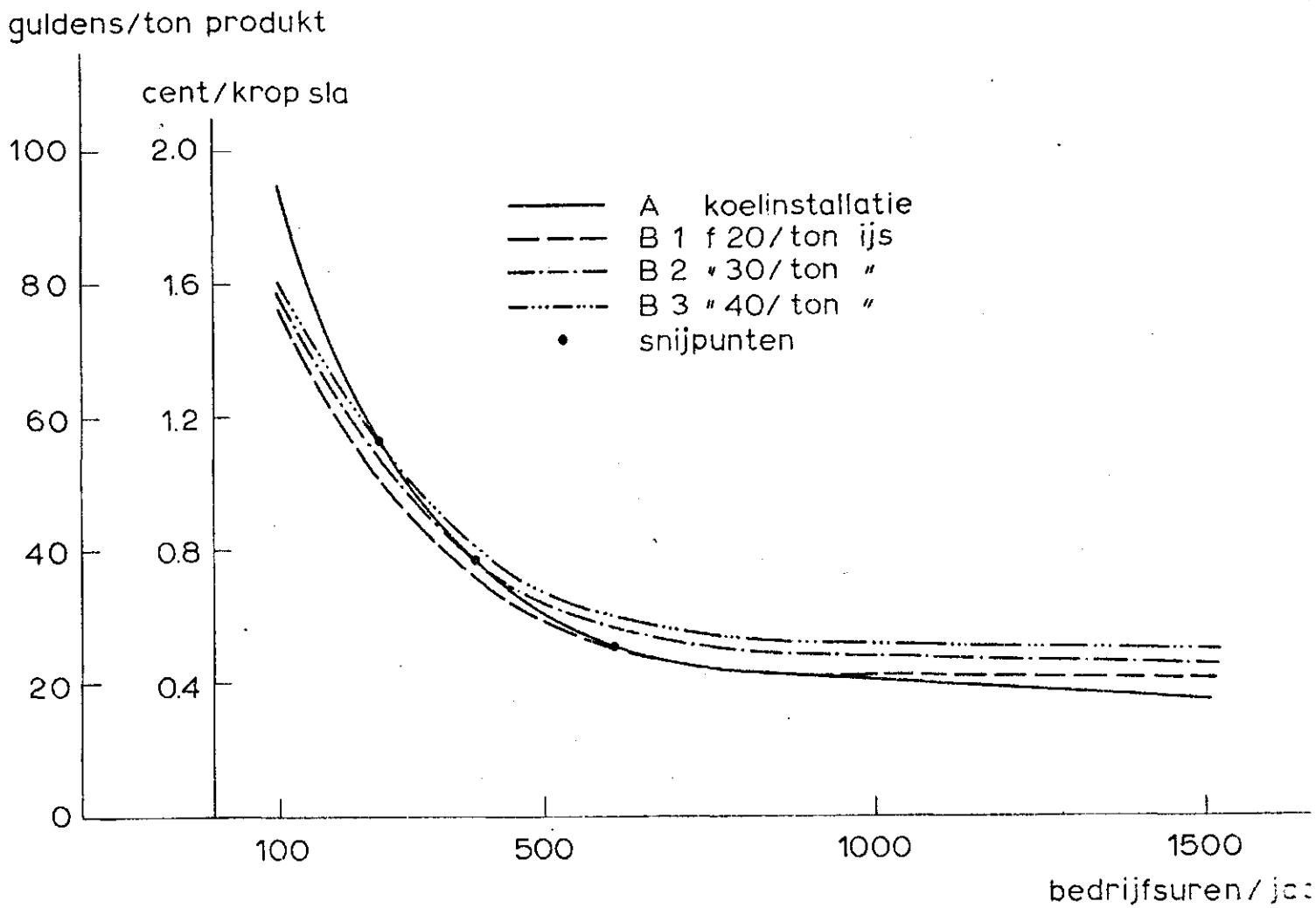


afb. 6. Verloop van de temperaturen en warmtebelasting als $p_i = 1,0$ Torr

warmteovergangscoefficient
 α_c (Kcal/m²h °C)



afb. 7. Gemiddelde warmte-overdrachtscoëfficiënt van de condenserende damp afhankelijk van de condensatiedruk en de druk van het niet condenseerbare gas.



afb. 8. Kosten van het vacuümkoelen afhankelijk van het aantal bedrijfsuren per jaar.

Kostenberekening vacuümkoelen van kropsla
(met verschillende condensors)

Bij het vacuümkoelen kan de vrijkomende waterdamp worden afgevoerd door los gestort ring- of scherfijs als condensatiemedium toe te passen. Een andere mogelijkheid is de verdamper van een koelmachine als condensor te gebruiken.

In de navolgende berekening werd nagegaan wat de consequenties zijn met betrekking tot de kosten of hetzij met ijs, hetzij met een koelmachine wordt gewerkt (bijlage Ia t/m Ie).

Vergeleken werden:

- a. een vacuümkoeler met een in de ketel aanwezige ijsbunker;
- b. een vacuümkoeler met ijsopslag langs de wand van de ketel; (afb. 2, III)
- c. een vacuümkoeler waarop een koelmachine is aangesloten.

(bakkensysteem volgens afb. 2, II met ijsbuffering).

Investing

De ketel van vacuümkoeler b is aanmerkelijk kleiner dan die van koeler a. Voor de ketel is echter eenzelfde bedrag opgenomen voor de beide koelers; bij koeler b zijn nl. voorzieningen nodig (transporteur) om het ijs langs de wand van de ketel te verdelen. In verband met de kleinere ketel kan voor b en c met een vacuümpomp van een kleinere capaciteit worden volstaan.

Vacuümkoeler c vraagt de grootste investering in verband met de aanschaffing van een koelmachine.

Of de extra investering van f 25.000,-- t.o.v. koeler b verantwoord is hangt in eerste instantie af van de vraag of er in de nabijheid van de vacuümkoeler ijs in voldoende hoeveelheden (en voor een redelijke prijs) verkrijgbaar is. Als dat het geval is, zal de koeler die met een koelmachine werkt tot aanzienlijke besparingen moeten leiden om de aanschaffing ^{van} de koelmachine te rechtvaardigen.

De kosten

De uit de investering voortvloeiende kosten van afschrijving, rente en onderhoud zijn min of meer onafhankelijk van de zgn. "bedrijfsdrukte". Bij een gering aantal bedrijfsuren per jaar zullen de vaste kosten per uur daarom hoog kunnen oplopen. Het is interessant eens te berekenen bij welk aantal bedrijfsuren de aanschaffing van een koelmachine voordeel gaat opleveren en hoe groot dat voordeel is.

Van belang hierbij is uiteraard tegen welke prijs ijs kan worden geleverd indien zonder koelmachine wordt gewerkt. In de berekening is uitgegaan van een ijsprijs van resp. f 20,--, f 30,-- en f 40,-- per ton.

Aangezien van de twee ijskoelers, koeler b in de eerste plaats in aanmerking komt vergelijken we b en c.

Kosten vacuümkoelen in centen per krop sla

bedrijfsuren per jaar	vacuümkoeler met ijs bij ijsprijs per ton van			vacuümkoeler met koelmachine
	f 20,--	f 30,--	f 40,--	
100	1,52	1,56	1,60	1,88
500	0,58	0,62	0,66	0,60
1.000	0,44	0,48	0,52	0,41
1.500	0,37	0,41	0,45	0,33

Verwacht mag worden dat bij 500 (en meer) bedrijfsuren per jaar de installatie met de koelmachine voordeel zal gaan opleveren. Het is nl. niet waarschijnlijk dat er ijs voor minder dan f 30,-- per ton kan worden gekocht.

Onderstaande tabel geeft een kwantificering per jaar van de besparingen bij de verschillende bedrijfsdrukten.

Jaarlijkse besparing door gebruik van koelmachine i.p.v. ijs
(in guldens).

bedrijfsuren	ijsprijs per ton		
	f 20,--	f 30,--	f 40,--
100	/. 3.562,--	/. 3.162,--	/. 2.762,--
500	800,--	1.200,--	3.200,--
1.000	2.650,--	6.650,--	10.650,--
1.500	6.105,--	12.105,--	18.105,--

Conclusie

Toepassing van een koelmachine t.b.v. de condensatie van waterdamp bij het vacuümkoelen leidt tot kostenbesparingen, zodra het aantal bedrijfsuren per jaar boven een zeker minimum uitkomt. Naar berekening ligt dit minimum voor een enkelvoudige vacuümkoelinstallatie bij 500 bedrijfsuren per jaar.

Indien dit minimum niet in belangrijke mate kan worden overschreden is het zeer de vraag of toepassing van mechanische koeling aanbeveling verdient. De aanzienlijk hogere investering kan dan slechts op langere termijn worden terugverdiend.

Bijlage Ia

Kosten vacuümkoelen van kropsla	vacuümketel met een capaciteit van 1 ton sla per charge		
	a ijsbunker	b ijsbak langs de wand	c koelinstalla- tie
Ketelinhoud	40 m ³	28 m ³	28 m ³
<u>Investering</u>			
Vacuümketel	33.000,--	33.000,--	28.000,--
Koelinstallatie	--	--	30.000,--
Vacuümpomp	36.000,--	28.000,--	28.000,--
Installatiekosten	4.000,--	4.000,--	4.000,--
Aanleg electr., waterleidingen enz.	3.000,--	3.000,--	3.500,--
Transportwagen	2.500,--	2.500,--	2.500,--
Totale investering	78.500,--	70.500,--	96.000,--
Pallets	pm	pm	pm
<u>Vaste kosten per jaar</u>			
<u>Afschrijving en rente</u>			
afschrijvingskosten 10%	7.850,--	7.050,--	9.600,--
rentekosten 50% van 7%	2.748,--	2.468,--	3.360,--
	10.598,--	9.518,--	12.960,--
<u>Onderhoud en verzekering</u>			
a. 2% van 78.500,--	1.570,--		
b. 2% van 70.500,--		1.410,--	
c. 2% van 66.000,--			1.320,--
3% van 30.000,--			900,--
	1.570,--	1.410,--	2.220,--
Totaal vaste kosten	12.168,--	10.928,--	15.180,--

Bedrijfskosten per uur

	a	b	c
<u>Arbeidsloon</u>			
1 man voor bediening, kosten per bedrijfsuur bij:			
100 bedrijfsuren per jaar	12,50	12,50	12,50
500 " " "	10,--	10,--	10,--
1000 " " "	8,75	8,75	8,75
1500 " " "	7,50	7,50	7,50
<u>Heftruck</u>			
Kosten per bedrijfsuur incl. chauffeur, bij:			
100 bedrijfsuren per jaar	20,--	20,--	20,--
500 " " "	16,--	16,--	16,--
1000 " " "	14,--	14,--	14,--
1500 " " "	12,--	12,--	12,--
<u>Stroom-, olie en waterverbruik</u>			
<u>stroomverbruik, vac. pompen</u>			
a. 20 pk = 16 kWh			
50% = 8 kWh à f 0,10	0,80		
b. en c.			
16 pk = 12,8 kWh			
50% = 6,4 kWh à f 0,10		0,64	0,64
c. koelinstallatie 11 kWh à f 0,10			1,10
<u>olieverbruik</u>			
a. per 50 bedrijfsuren 64 l			
à f 1,50; per bedr.uur $\frac{96-}{50-}$	1,92		
b. en c. tax 80%		1,54	1,54

Bijlage Ic

	a	b	c
<u>waterverbruik</u>			
a. 150 l per bedr.u. à f 0,30 m ³	0,05		
b. en c. tax 80%		0,04	0,04
Totaal stroom/olie/water	2,77	2,22	3,32
<u>Ijsverbruik</u>			
stel 400 kg per bedr.uur			
à f 20,-- per ton	8,--	8,--	
f 30,-- per ton	12,--	12,--	
f 40,-- per ton	16,--	16,--	

met ijsbunker

a. Directe kosten v.h. vacuümkoelen van kropsla (glds. per bedr.uur).

bedr. uren per jaar	afschr. + rente	onder- houd + verz.	arb. loon	hef- truck	stroom- olie- en wa- ter	sub. totaal	ijs in glds. per ton		
							20,--	30,--	40,--
100	105,98	15,70	12,50	20,--	2,77	156,95	164,95	168,95	172,95
500	21,20	3,14	10,--	16,--	2,77	53,11	61,11	65,11	69,11
1000	10,60	1,57	8,75	14,--	2,77	37,69	45,69	49,69	53,69
1500	7,07	1,05	7,50	12,--	2,77	30,39	38,39	42,39	46,39

*
Kosten per krop sla :

bij ijskosten per ton van

	f 20,--	f 30,--	f 40,--
100 bedrijfsuren	1,65 ct	1,69 ct	1,73 ct
500 "	0,61 ct	0,65 ct	0,69 ct
1000 "	0,46 ct	0,50 ct	0,54 ct
1500 "	0,38 ct	0,42 ct	0,46 ct

* bij 10.000 krop per uur (= 2.000 kg)

met ijsbak langs de wand

b. Directe kosten van het vacuümkoelen van kropsla (glds. per bedr.uur)

bedr. uren per jaar	afschr. + rente	onder- houd + verz.	arb. loon	hef- truck	stroom olie en wa- ter	sub- totaal	ijs in glds. per ton		
							20,--	30,--	40,--
100	95,18	14,10	12,50	20,--	2,22	144,--	152,--	156,--	160,--
500	19,04	2,82	10,--	16,--	2,22	50,08	58,08	62,08	66,08
1000	9,52	1,41	8,75	14,--	2,22	35,90	43,90	47,90	51,90
1500	6,35	0,94	7,50	12,--	2,22	29,01	37,01	41,01	45,01

*
Kosten per krop sla :

bij ijskosten per ton van

f 20,-- f 30,-- f 40,--

100 bedrijfsuren	1,52 ct	1,56 ct	1,60 ct
500 "	0,58 ct	0,62 ct	0,66 ct
1.000 "	0,44 ct	0,48 ct	0,52 ct
1.500 "	0,37 ct	0,41 ct	0,45 ct

* bij 10.000 krop per uur (= 2.000 kg)

met koelmachine

c. Directe kosten van het vacuümkoelen van kropsla

bedr. uren per jaar	kosten in glds. per bedrijfsuur					totaal	kosten in centen per krop
	afschr. + rente	onderh. + verz.	arb. loon	hef- truck	stroom olie en water		
100	129,60	22,20	12,50	20,--	3,32	187,62	1,88
500	25,92	4,44	10,--	16,--	3,32	59,68	0,60
1000	12,96	2,22	8,75	14,--	3,32	41,25	0,41
1500	8,64	1,48	7,50	12,--	3,32	32,94	0,33

* bij 10.000 krop per uur (= 2.000 kg)

Arbeidsloon

Werkloon incl. vakantietoeslag en sociale lasten	f 200,--
Overwerk tax 10%	" 20,--
	<hr/>
	f 220,--

per jaar 52 x f 220,-- = f 11.440,--

bij 2.000 arbeidsuren per jaar	f 5,72 per uur
" 1.500 " " "	" 7,63 " "
" 1.000 " " "	" 11,44 " "

Bij minder dan 1.500 bedrijfsuren per jaar treden langere wachttijden op, waardoor de kosten per bedrijfsuur hoger worden. Anderzijds zal de betreffende persoon dan gedeeltelijk voor andere werkzaamheden kunnen worden ingeschakeld.

De arbeidskosten per bedrijfsuur begroten we daarom als volgt:

bij 1.500 bedrijfsuren per jaar	f 7,50 per uur
" 1.000 " " "	" 8,75 " "
" 500 " " "	" 10,-- " "
" 100 " " "	" 12,50 " "

Heftruck

	chauffeur	heftruck	totaal
1.500 bedrijfsuren/jaar	7,50	4,50	12,--
1.000 " "	8,75	5,25	14,--
500 " "	10,--	6,--	16,--
100 " "	12,50	7,50	20,--

Wageningen, 8 oktober 1968
 AC/WB/AA
 S.I.nr. 8700.