

PROEFSTATION VOOR TUINBOUW ONDER GLAS TE NAALDWIJK
CONSULENTSCHAP VOOR DE TUINBOUW TE NAALDWIJK

ROOKGASCONDENSORS

ing . J.MEIJDERT

No.79

INFORMATIEREEKS

PRIJS F 15,—

PROEFSTATION VOOR TUINBOUW ONDER GLAS TE NAALDWIJK
CONSULENTSCHAPPEN VOOR DE TUINBOUW TE NAALDWIJK

ROOKGASCONDENSORS

Een volledig overzicht van de technische aspecten van
rookgascondensors en de toepassing in de tuinbouw.

ing. J. Meijndert

No. 79

Informatiereeks

Januari 1983

Prijs f 15,--

<u>INHOUD</u>	<u>PAG.</u>
<u>Hoofdstuk 1</u>	7
INLEIDING	
<u>Hoofdstuk 2</u>	8
STOOKTECHNIEK	
2.1. Het koolzuurgehalte in de rookgassen	8
2.2. Volledige verbranding met extra lucht	9
2.3. Luchtovermaat geeft extra rendementsverlies	10
2.4. Voelbare- en latente warmte	11
2.5. Hoeveelheid waterdamp	13
2.6. Capaciteit	14
<u>Hoofdstuk 3</u>	15
GASMENGSELS	
3.1. Natuurkundige wetten	15
3.2. Dauwpunt	16
3.3. Schrikeffect	17
<u>Hoofdstuk 4</u>	19
THEORIE CONDENSORRENDEMENT	
4.1. Calorische bovenwaarde	19
4.2. Calorische onderwaarde	19
4.3. Wet van Avogadro	21
4.4. Condensorrendement.	22
<u>Hoofdstuk 5</u>	24
PRINCIPE CONDENSORS	
5.1. Gladde pijp rookgascondensor	24
5.1.1. Tegenstroomprincipe	25
5.1.2. Verwarmd oppervlak en afmetingen van de cilindrische rookgascondensor	25
5.1.3. Materiaal	26
5.2. Lamellen rookgaskoeler	28
5.2.1. Kruisstroomprincipe	29
5.2.2. Materiaal, afmetingen en gewicht	30
5.2.3. Vergelijking van enkele factoren van de gladde pijpcondensor en de lamellenkoeler	30
<u>Hoofdstuk 6</u>	32
UITVOERING TYPEN CONDENSORS	
6.1. Schema's enkele condensors	32
6.1.1. Grondverwarming bij komkommerteelt	32
6.2. Combi-condensor	35
6.2.1. 1e sectie	35
6.2.2. 2e sectie	38

<u>Hoofdstuk 7</u>	39
STROMINGSWEERSTANDEN	
7.1. Rookgaszijdige weerstand	39
7.2. Waterzijdige weerstand	39
<u>Hoofdstuk 8</u>	41
ALGEMENE OPMERKINGEN	
8.1. Voorschriften	41
8.2. Controle	41
<u>Hoofdstuk 9</u>	42
WARMTE OPNAME - AFGIFTE COMBI T.O.V. ENKELE CONDENSOR	
9.1. Ketelbelasting - warmte-opname	42
<u>Hoofdstuk 10 A</u>	45
GEGEVENS BIJ VERSCHILLENDE LUCHTFACTOREN	
10 A.1. Drie grafieken N. = 1.1 - 1.5 - 2.-	46
<u>Hoofdstuk 10 B</u>	50
BEREKENINGEN BIJ LUCHTFACTOREN	
10 B.1. Grafiek en tabel A	50
10 B.1.1. Schrikeffect - extra warmtewinst	50
10 B.2. Grafiek en tabel B	53
<u>Hoofdstuk 11</u>	58
METEN	
11.1. Indirecte methode	58
11.2. Directe methode	59
11.3. Praktische richtlijnen	59
<u>Hoofdstuk 12</u>	61
MEETCIJFERS RENDEMENT - CAPACITEIT	
<u>Hoofdstuk 13</u>	63
SECUNDAIRE VERWARMING MET COMBI- OF ENKELE CONDENSOR	
13.1. Primaire- en secundaire verwarming	63
13.2. Evenwicht opname-afgifte warmte	63
13.3. Vergelijking enkele- en combi-condensor	64
13.4. Rendement en rookgastemperaturen	70
<u>Hoofdstuk 14</u>	72
ENKELE- EN COMBI-CONDENSOR MET BENODIGDE SECUNDAIRE VERWARMING	
14.1. Enkele + secundaire verwarming	72
14.2. Combi condensor + secundaire verwarming	74

<u>Hoofdstuk 15</u>	76
RUIME TOEPASSINGSMOGELIJKHEDEN	
15.1. Toepassingen in de bloementeelt	76
15.2. Toepassingen in de groenteteelt	77
<u>Hoofdstuk 16</u>	79
BIJKOMSTIGE BEDRIJFSTOEPASSINGEN	
16.1. Voorwarmen ketelvoedingswater bij grondstomen	79
16.2. Voorwarmen bodem tijdens stomen	80
16.3. Verwarmen bedrijfsruimte	80
16.4. Betonvloerverwarming	80
<u>Hoofdstuk 17</u>	82
ENKELE CONDENSOR IN RETOURWATERLEIDING VAN PRIMAIRE VERWARMING	
<u>Hoofdstuk 18</u>	83
BIJMENGEN IN SECUNDAIRE VERWARMING	
18.1. Temperaturen bijmengen en rendement	83
18.2. Watertemperatuur primaire verwarming verhogen	84
<u>Hoofdstuk 19</u>	85
MINDER GOEDE CONDENSORTOEPASSING	
19.1. Berekening één afdeling met enkele-condensor	85
<u>Hoofdstuk 20</u>	87
CO2-DOSEREN EN CONDENSORTOEPASSING	
20.1. Rookgasvolume	87
20.2. Afzuigen na condensor	89
20.3. Bestaande ventilator in nieuwe situatie	89
<u>Hoofdstuk 21</u>	91
GOED WATER UIT ROOKGASSEN	
<u>Hoofdstuk 22</u>	92
AANSLUIT- EN SCHAKELSCHEMA'S	
<u>Hoofdstuk 23</u>	110
PRAKTISCHE WENKEN	
23.1. Voorbereidingen	110
23.2. Bedrijfsvoering	113
23.3. Controle en nazorg	114
<u>Hoofdstuk 24</u>	116
SLOT	

Hoofdstuk 1

INLEIDING

In de herfst van 1975 ontstond het idee om uit de rookgassen van gasbranders nog warmte te winnen, nadat deze gassen de ketel hadden verlaten.

Na rekenen, ontwerpen, calculeren en bepalen wat de economische haalbaarheid was, kon aan de toepassing vorm worden gegeven.

Op 26 januari 1976 is het prototype van dit apparaat, dat de naam ROOKGASCONDENSOR kreeg, in bedrijf gesteld.

Rookgascondensor is een wat vreemdsoortige benaming.

Bij een condensor denkt men in de eerste plaats aan een apparaat voor een stoombedrijf, waar de afgewerkte stoom uit de machine zo snel mogelijk tot condenseren wordt gebracht.

Dit proces bevordert de drukverhoudingen in de machine en het voordeel ontstaat in de vorm van méér mechanische energie.

Bij het ontwerp van de hier bedoelde rookgascondensor is de doelstelling het winnen van thermische energie. Méér warmte benutten uit het steeds duurder wordende aardgas.

Gezien het belang hiervan is de belangstelling voor de rookgascondensor, na een aarzelende start, overweldigend geworden.

Bij een doel dat zo aanspreekt is een naam snel een begrip. Dit is ook met de naam "rookgascondensor" gebeurd.

Iedereen weet er de betekenis van: warmte winnen door condensatie van waterdamp uit rookgassen.

Het apparaat is in de toepassing zeer "volgzaam" te noemen.

Het zoekt, op natuurlijke wijze, telkens een evenwicht tussen opname en afgifte van warmte, zonder dat enige regeling noodzakelijk is.

Toch schuilt daarin ook een bepaald gevaar. Bij een aangesloten verwarmingscircuit met te geringe afgiftecapaciteit, zullen de watertemperaturen een hogere waarde aannemen.

Gezien het feit dat de rookgascondensor, naast de uitgangseigenschappen, zeer sterk afhankelijk is van lage watertemperatuur om optimaal te kunnen functioneren, zullen bij stijging van de watertemperatuur de resultaten minder worden.

Het evenwicht tussen water- en afgastemperatuur komt dan op een hoger niveau tot stand; de opnamecapaciteit van het apparaat gaat dan zeer snel terug.

Er ontstaat daarbij geen storing, er komt geen melding, hoogstens kan men dit waarnemen op de thermometers en in een later stadium aan de gasrekening omdat de hoeveelheid niet aan de verwachtingen voldoet.

In het jaar 1983 zullen circa 4000 rookgascondensoren in bedrijf zijn. Stellen we de bedrijfsgrootte per condensor op 11.000 m² kasoppervlak met een jaarverbruik van 40 m³ aardgas per m² kasoppervlak en bij de toepassingen een gemiddelde besparing van 10% (= 4 m³ aardgas per m² kasoppervlak, per jaar), dan levert het systeem een jaarbesparing op van:

$4000 \text{ condensoren} \times 11000 \text{ m}^2 \text{ kas} \times 4 \text{ m}^3 \text{ aardgas} = 176.000.000 \text{ m}^3.$

Hoofdstuk 2

STOOKTECHNIEK

Om bij het stoken tot een maximaal rendement te komen, is gedegen kennis van de gang van zaken noodzakelijk.

Deze kennis geeft de mogelijkheid na te gaan of bepaalde functies wel naar wens verlopen.

Bij het goed functioneren van de rookgascondensor is de samenstelling van de rookgassen één van de factoren die het resultaat kunnen beïnvloeden. Het afstellen van de gasbrander met de juiste luchtdosering is dus belangrijk.

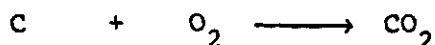
2.1. Het koolzuurgasgehalte in de rookgassen

Aardgas is samengesteld uit een aantal koolwaterstofverbindingen.

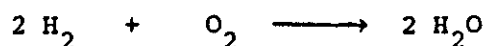
De belangrijkste verbinding is CH_4 (methaan).

Voor verbranding van aardgas is zuurstof nodig. Hiertoe brengen we lucht in de vuurhaard. Zuivere lucht bevat 21 volumeprocenten zuurstof = O_2 en 79% stikstof = N_2 . De stikstof neemt niet deel aan de verbranding en moet als ballast worden beschouwd.

Bij het mengen van aardgas en lucht bij voldoende hoge temperatuur, ontstaan de volgende verbrandingsreacties:

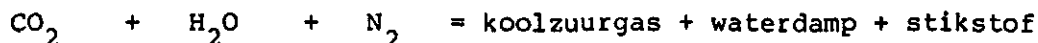


Koolstof + zuurstof geeft kooldioxyde of koolzuurgas



Waterstof + zuurstof geeft waterdamp

Als alle koolwaterstofverbindingen volledig verbranden met de juiste hoeveelheid zuurstof, dan zullen we als resultaat de volgende gassamenstelling vinden:



Dit noemen we de rookgassen.

De zuurstof is geheel verbruikt om nieuwe verbindingen tot stand te brengen; de stikstof is nog volledig aanwezig. Deze toestand noemen we de theoretische verbranding.

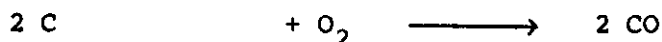
Het totale rookgasvolume noemen we 100%. Een gedeelte van deze rookgassen is CO_2 .

Bij de huidige samenstelling van het aardgas uit Slochteren zal bij theoretische verbranding het percentage CO_2 11,71 van het rookgasvolume bedragen.

Het is absoluut onmogelijk in onze ketels een theoretische verbranding tot stand te brengen. Omdat bij deze toestand voor alle koolstof en waterstof een precies afgepaste hoeveelheid zuurstof aanwezig is, zou elk deeltje koolstof en waterstof in de ruime vuurhaard in zeer korte tijd een deeltje zuurstof moeten vinden.

Een zeer intensief wervelende en brede vlam zou dit bevorderen, maar een aantal brandbare delen zal echter niet snel genoeg een "zuurstof-partner" kunnen vinden, waardoor de onbenutte zuurstof naar de schoorsteen verdwijnt en een deel van de brandbare stoffen onvolledig verbrand de schoorsteen zal verlaten.

Gezien het feit dat de verbrandingsreactie van koolstof trager verloopt dan van waterstof zal in een dergelijk geval de volgende verbinding ontstaan:



2 delen koolstof + zuurstof geeft koolmonoxyde

Dit noemen we een onvolledige verbrandingsreactie.

Koolmonoxyde is een zeer giftig gas; schadelijk voor de mens.

Bij deze reactie ontstaat ook nog een geringe hoeveelheid van een andere koolwaterstofverbinding, ethyleen = C_2H_4 . Ethyleen veroorzaakt schade aan gewassen, indien de rookgassen benut worden voor CO_2 -bemesting in het gewas.

Een onvolledige verbranding geeft echter ook extra warmteverliezen. CO is namelijk een nog brandbaar gas en zal bij verdere verbranding nog warmte ontwikkelen. Gaat een hoeveelheid CO de schoorsteen uit dan betekent 1% CO in de rookgassen circa 5% extra verlies op het rendement.

Eén kg koolstof ontwikkelt bij volledige verbranding : 8.100 Kcalorieën. Indien 1 kg koolstof met onvoldoende zuurstof zou verbranden tot CO, dan wordt slechts 2.400 Kcalorieën ontwikkeld. Dit is minder dan één derde (29,6%) van de warmte die bij volledige verbranding zou ontstaan.

Ook wordt met de verbrandingslucht een hoeveelheid warmte in de Ketelvuurhaard gebracht.

Bij berekening van het rendement wordt daar rekening mee gehouden. Als regel zal verbrandingslucht een temperatuur bezitten ongeveer gelijk aan de ketelhuistemperatuur.

Globaal kunnen we stellen dat het ketelrendement 1% hoger wordt per 20°C hogere temperatuur van de verbrandingslucht (normale brander-afstelling met een CO_2 -gehalte in de rookgassen van ca. 10% bij verbranding van aardgas).

Zou men de verbrandingslucht tot een hogere temperatuur voorverwarmen, met afvalwarmte die anders verloren zou gaan, dan is dat uiteraard gunstig voor het te behalen rendement.

Daarvoor dient echter een vrij kostbare luchtverhitter (LUVO) beschikbaar te zijn.

Bij rookgascondensortoepassing zal de rookgastemperatuur, na het verlaten van de rookgassen uit de condensor, dermate laag zijn, dat deze restwarmte te gering is om op economisch verantwoorde wijze daarmee de verbrandingslucht op te warmen.

2.2. Volledige verbranding met extra lucht

Om vorming van CO te voorkomen moeten we de koolstof- en waterstofdeeltjes méér kans geven hun zuurstofpartners snel te vinden. Naast intensieve menging van gas en lucht (branderconstructie) kunnen we méér lucht = méér zuurstof in de vuurhaard brengen. De extra lucht-hoeveelheid noemen we luchtvermaat. De benaming is duidelijk: de extra lucht is voor de verbindingen van koolstof en waterstof met lucht in feite niet nodig maar vergroot alleen de kans dat elk deeltje koolstof en waterstof snel een deeltje zuurstof vindt. Na de verbrandingsreacties blijft deze extra luchtvermaat dan ook verder ongebruikt.

In de rookgassen vinden we nu:



De eerste twee (CO_2 en H_2O) zijn dus verbindingen die door volledige verbranding tot stand zijn gekomen: de stikstof (N_2) is overgebleven van de lucht waarvan de zuurstof is verbruikt en de aanwezige lucht is de extra lucht die alleen nodig was om de verbrandingskansen groter te maken.

Als we deze rookgassen weer op 100% stellen dan is een bepaald percentage dus lucht, afhankelijk van de mate van de luchtvermaat. Het CO_2 -percentage, wat bij theoretische verbranding 11,71% bedraagt, is nu lager. De hoeveelheid CO_2 , is namelijk wel gelijk gebleven, maar omdat het rookgasvolume door de extra lucht is toegenomen, is deze hoeveelheid CO_2 een kleiner percentage van het gehele rookgasvolume. Door meting kunnen we het percentage CO_2 in de rookgassen vaststellen. Naarmate de luchtvermaat groter is wordt het percentage CO_2 kleiner. Dit is te zien in tabel 1.

Tabel 1 : Luchtvermaat, CO_2 -gehalte en rookgasvolume

Overmaat lucht in procenten	n = lucht-factor	CO_2 in procenten	Rookgasvolume in m ³ per m ³ aardgas bij:		
			200°C	160°C	120°C
0	1.-	11.71	16.52	15.12	13.72
10	1.1	10.56	17.98	16.45	14.93
20	1.2	9.67	19.43	17.78	16.14
30	1.3	8.82	20.89	19.11	17.35
40	1.4	8.15	22.34	20.44	18.56
50	1.5	7.57	23.80	21.77	19.77
60	1.6	7.06	25.23	23.10	20.98
120	2.2	5.06	33.95	31.08	28.25

Met een goede kwaliteit brander moet een volledige verbranding, met 10% luchtvermaat, gemakkelijk haalbaar zijn. Het CO_2 -gehalte is dan 10.56%. Dit geldt voor de situatie dat de brander met de zogenaamde "grote vlam" in bedrijf is, dit wil zeggen met de maximale capaciteit. Bij een branderinstallatie met modulerende regeling moet ook in een groot gedeelte van de tussenstanden = met lagere capaciteiten, dit CO_2 -percentage behaald kunnen worden.

Eerst in de kleinste standen zal met een grotere luchtvermaat worden gestookt. De vlamvorm wordt bij kleine capaciteiten eveneens kleiner en zal de gehele vuurhaardomtrek niet meer bestrijken. Hierdoor is het gevaar van onverbrand = CO in de rookgassen groter. Een wat grotere toevoer van extra lucht is dan noodzakelijk. Met een goede branderconstructie moet echter bij 30% van de maximale capaciteit en lager, nog wel een CO_2 -gehalte van 8.5% behaald kunnen worden. De luchtvermaat is dan circa 35% (tussen 1,4 en 1,3 luchtfactor).

2.3. Luchtvermaat geeft extra rendementsverlies

We zullen moeten trachten met een zo gering mogelijke luchtvermaat een volledige verbranding te verkrijgen. De rookgassen verlaten de ketel met een bepaalde hoeveelheid warmte, afhankelijk van de rookgastemperatuur en het rookgasvolume.

Het rookgasvolume is groter naarmate de luchtvermaat groter is (zie tabel 1). De, voor de verbranding, toegevoerde lucht, heeft een temperatuur die ongeveer gelijk is aan de ketelhuistemperatuur. Afhankelijk van de weersomstandigheden zal dit tussen 5°C en 30°C variëren. De rookgassen verlaten de ketel met een temperatuur van circa 200°C. Alle lucht die we als overmaat in de vuurhaard hebben gebracht wordt niet gebruikt, maar wel in temperatuur verhoogd. In de vuurhaard zelfs tot 1.300°C à 1.400°C. Bij doorstroming in de ketel daalt deze hoge temperatuur gelukkig weer als gevolg van de warmte-afgifte, maar aan het einde van de ketel is de temperatuur toch veel hoger dan de temperatuur waarmee de lucht in de vuurhaard is gebracht. Deze opgenomen warmte, die niet meer wordt afgestaan, gaat dus verloren. De conclusie moet zijn, dat hoe groter de luchtvermaat, des te groter het warmteverlies.

Het verlies aan warmte, veroorzaakt door het verlaten van de rookgassen met een bepaalde temperatuur uit de ketel, noemen we het schoorsteenverlies of in de stooktechniek: het verlies aan voelbare warmte, indien er geen sprake is van condensatie.

Uit het voorgaande is gebleken dat dit verlies afhankelijk is van het volume van deze rookgassen en van de temperatuur van de rookgassen bij het verlaten van de ketel; echter ook van de temperatuur waarmee de lucht in de vuurhaard wordt geblazen. Hoe hoger deze luchttemperatuur, des te minder warmte deze lucht in de vuurhaard behoeft op te nemen. Een hogere luchttemperatuur is dus een voordeel bij het bepalen van het rendement.

De hoeveelheid warmte die nog in de rookgassen aanwezig is, wordt dus bepaald door de genoemde factoren.

Deze warmte komt dus beschikbaar voor de rookgascondensor.

In feite zou het dus zo voorgesteld kunnen worden dat, naarmate brander en ketel slechter functioneren er méér mogelijkheden zijn voor de rookgascondensor.

Ten dele is dat zo, maar bij het beoordelen van een installatie gaan we uiteraard uit van het totaalresultaat en niet van het effect van één bepaald onderdeel.

Van belang is dus een goede afstelling van de brander.

In een later stadium (hoofdstuk 10) zullen we dit met meetcijfers en rendementsberekeningen aantonen.

2.4. Voelbare- en latente warmte

Onder het begrip voelbare warmte wordt verstaan de energie of warmte-inhoud van droge gassen.

De hoeveelheid wordt bepaald door het volume van het gas en de gemiddelde soortgelijke warmte (s.w.) bij constante druk en het temperatuurverschil.

Bij rookgassen, gevormd uit de verbranding van aardgas kan als vuistregel worden gehanteerd dat 20°C temperatuursdaling een warmte-winst van 1% op het rendement betekent.

We hebben eerder gesproken over de voelbare warmte van rookgassen. Naast dit verlies ontstaat een ander verlies, namelijk het verlies aan latente warmte.

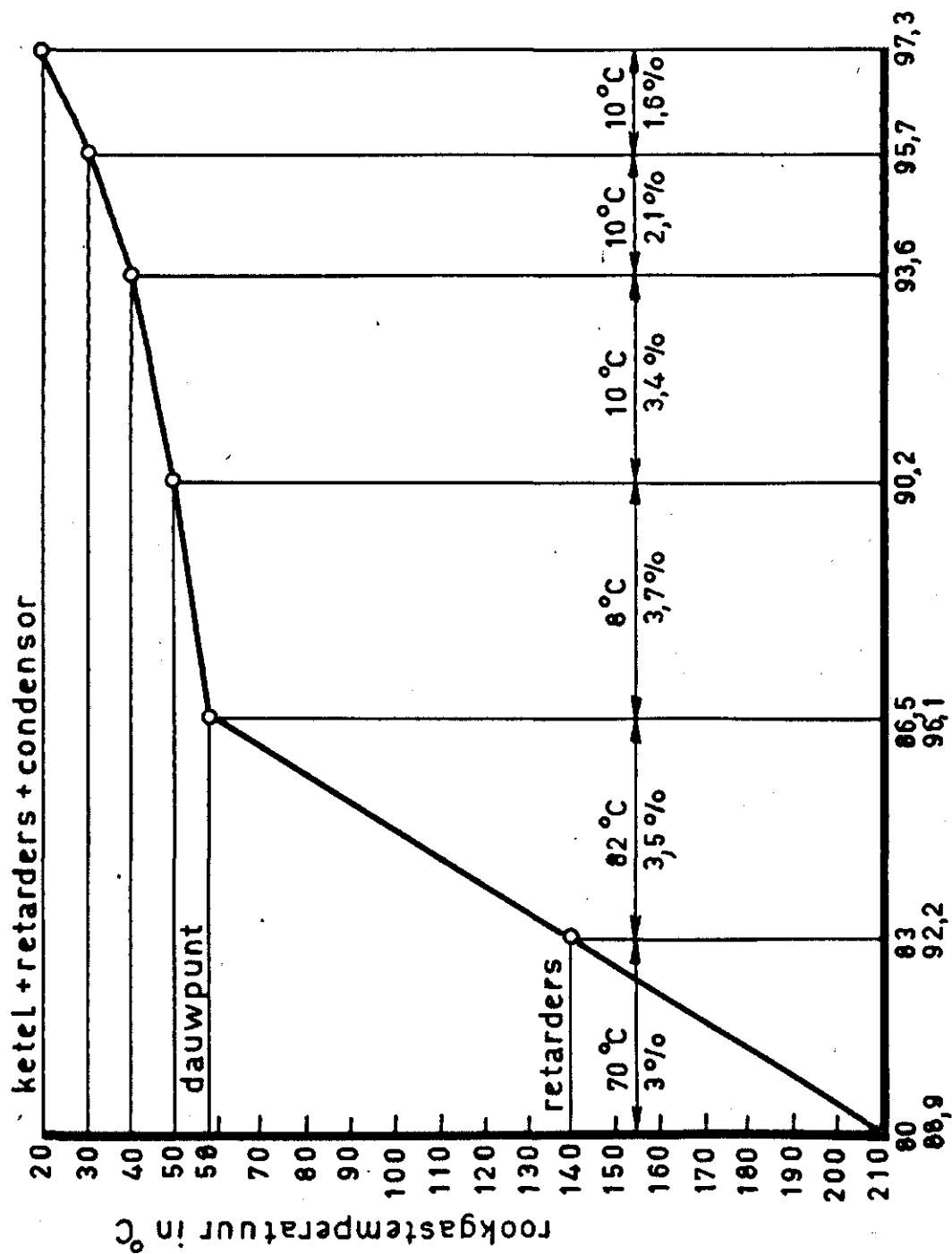
Dit verlies wordt bepaald door de hoeveelheid waterdamp die in de rookgassen aanwezig is.

De waterdamp ontstaat bij verbranding van waterstof (H_2) met zuurstof (O_2) en bij deze reactie vormt zich de waterdamp (H_2O).

Latente warmte is de energie of warmte die vrijkomt als de, bij de verbranding ontstane waterdamp, alsmede de waterdamp uit de verbrandingslucht, gaat condenseren tot condensaat (water).

In het voorbeeld van grafiek 1 komt dit tot uiting.

Van 210°C tot 58°C is sprake van warmtewinst door afkoelen van de rookgassen in de vorm van voelbare warmte. Verbetering van het rendement van 80% tot 86.5%. Van 58°C (dauwpunt in deze grafiek) tot 20°C wordt warmte gewonnen door condensatie van de waterdamp, alsmede door afkoeling van de droge gassen (N_2 , CO_2 , O_2). De warmtewinst op dit temperatuurtraject bestaat in hoofdzaak uit latente warmte.



rendement Hb = 8400 kcal/m³
rendement Ho = 7560 kcal/m³

2.5. Hoeveelheid waterdamp

De hoeveelheid waterdamp in de gasen wordt bepaald door de brandstofsoort.

Is bij de analyse van een brandstof weinig waterstof aanwezig, dan kan eveneens weinig waterdamp worden gevormd. Omgekeerd ontstaat dus veel waterdamp indien een brandstof rijk is aan waterstof.

Kolen en houtsoorten bevatten slechts een geringe hoeveelheid waterstof, cokes vrijwel niets, olie daarentegen bevat een ruime hoeveelheid koolwaterstofverbindingen, waardoor waterdamp gevormd kan worden.

Het meest gunstig, bij de vergelijking van de voor ons doel beschikbare brandstoffen, is deze factor bij het aardgas. Dit gas bevat een ruime hoeveelheid "lichte" koolwaterstofverbindingen. Men spreekt van "lichte(re)" verbindingen naarmate er meer waterstof en minder koolstof aanwezig is in de verbindingen.

De hoeveelheid waterstof in aardgas is zodanig, dat van alle ontwikkelde warmte bij verbranding, 10% bestaat uit waterdampwarmte = latente warmte.

De warmte komt eerst vrij, dus voor benutting eventueel beschikbaar, indien de waterdamp gaat condenseren tot water.

Het condensatieproces begint bij een bepaalde temperatuur.

Deze temperatuur is zeker geen constante waarde, maar is afhankelijk van een aantal factoren:

1e. De hoeveelheid waterdamp welke in de rookgassen aanwezig is.

Uit de verbranding van het aardgas ontstaat $1.6839 \text{ m}^3 = 1.3471 \text{ kg}$ waterdamp. Ook in de verbrandingslucht is een hoeveelheid waterdamp aanwezig, afhankelijk van de relatieve vochtigheidsgraad van deze lucht. Ook de mate van luchtovermaat bij de verbranding is mede bepalend voor de totale hoeveelheid waterdamp in de rookgassen; immers deze extra lucht bevat óók waterdamp.

De mate van de overmaat van de luchthoeveelheid bij verbranding is uit te drukken in twee factoren.

a. In procenten luchtovermaat

Daarbij wordt met de overmaat 0 aangeduid dat geen overmaat lucht wordt toegevoerd.

Dit wordt de theoretische verbranding ofwel stoichiometrische verbranding genoemd.

b. In luchtfactor N

Bij theoretische verbranding (geen luchtovermaat) is de factor $n = 1$

Bij 10% overmaat $n = 1.1$ enz. (zie tabel 1).

Bij een stoichiometrische verbranding, (dit betekent precies de hoeveelheid zuurstof (lucht) toedienen, die voor een volledige verbranding noodzakelijk is); met vochtige lucht (r.v. 50%) zal een hoeveelheid waterdamp van $1.7786 \text{ m}^3 = 1.4298 \text{ kg}$ aanwezig zijn in de rookgassen.

Dit wordt dus méér, naarmate de luchtovermaat groter wordt.

2e. Het totale volume van de afgassen.

In tabel 1 (blz.10) is te zien dat naarmate de luchtovermaat groter wordt (slechtere afstelling van de brander) het rookgasvolume eveneens groter wordt.

Aangezien het volume aanwezige CO_2 altijd hetzelfde blijft (de samenstelling van de brandstof is immers constant), wordt het procentuele aandeel van dit gas kleiner naarmate het totale volume groter wordt.

Ditzelfde geldt voor de waterdamp die door verbranding ontstaat. Het volume waterdamp is echter, in tegenstelling tot het volume koolzuurgas (CO_2) niet constant, doordat met extra lucht ook méér waterdamp wordt ingebracht.

De volumetoename van de waterdamp is echter veel geringer dan de toename van het totale rookgassenvolume.

Het percentage waterdamp wordt dus eveneens kleiner, naarmate méér verbrandingslucht wordt toegevoerd.

In ons voorgaande voorbeeld was het waterdampvolume 1.7786 m³ dit was 18.75 volumepercenten van het totale afgasvolume. Indien we dus de mate van luchtvermaat kennen, dan is het mogelijk de afgassamenstelling vast te stellen en daarmee ook het percentage aanwezige waterdamp.

2.6. Capaciteit

De capaciteit is het opnemingsvermogen van een installatie.

Dit opnemingsvermogen kan in detail betrokken worden op de diverse onderdelen van de installatie.

Onder ketelcapaciteit wordt verstaan de hoeveelheid nuttig afgegeven warmte aan het verwarmingscircuit.

De branderapaciteit wordt uitgedrukt in m³ aardgas die per uur zijn toegevoerd.

Dit resulteert in een hoeveelheid toegevoerde warmte.

Gezien het feit dat alle processen met verliezen gepaard gaan, zal de nuttige ketelcapaciteit altijd kleiner zijn dan de toegevoerde branderapaciteit. Het resultaat wordt uitgedrukt in: "het nuttige effect" of "ketelrendement".

Ook bij condensors is er sprake van een capaciteit.

Voor de toegevoerde warmte is de condensor afhankelijk van de branderapaciteit en van het daarbij behorende restant aan warmte dat de ketel verlaat.

Opname en afgifte van warmte is dan afhankelijk van de uitvoering van de condensor en in sterke mate van de doorstromende watertemperatuur. Het evenwicht tussen opname en afgifte resulteert in een bepaalde capaciteit.

Deze hoeveelheid warmte wordt uitgedrukt in procenten van de aan de brander toegevoerde warmte op calorische bovenwaarde.

Conclusies hoofdstuk 2

- Een goede branderapstelling met een kleine luchtvermaat is nodig voor een hoog rendement van de ketelinstallatie.
- Extra verbrandingslucht (overmaat) neemt méér warmte mee uit de ketel via de rookgassen.
- Het percentage waterdamp in de rookgassen wordt kleiner naarmate de luchtvermaat groter is.

Hoofdstuk 3

GASMENGSELS

3.1. Natuurkundige wetten

Voor mengsels van verschillende gassen leert de Wet van Dalton:
"De druk die door een gasmengsel in een ruimte wordt uitgeoefend, is gelijk aan de som van de drukken die elk der bestanddelen zou uitoefenen, indien het zich alleen in de ruimte bevond".

Als voorbeeld kan lucht dienen.

De lucht bestaat uit 21% zuurstof (O_2) en 79% stikstof (N_2).

De totale druk van deze lucht is 760 mm kwikdruk (Hg) of 101,325 k Pa.

De totaal druk is opgebouwd uit de twee elementen zuurstof en stikstof, elk met hun eigen druk.

Noemt men de druk van de zuurstof: P_1 en de druk van de stikstof: P_2 , dan bestaat 1 m³ lucht uit:

1 m³ O_2 met een druk van 760 mm Hg $\times$ 0,21 = 159,6 mm Hg

101,325 k Pa $\times$ 0,21 = 21,278 k Pa (P_1);

1 m³ N_2 met een druk van 760 mm Hg $\times$ 0,79 = 600,4 mm Hg of

101,325 k Pa $\times$ 0,79 = 80,047 k Pa (P_2).

Voegt men deze beide volumens samen tot 1 m³ mengsel O_2 en N_2 dan ontstaat een druk $P_1 + P_2 = 159,6$ mm Hg + 600,4 mm Hg = 760 mm Hg of

21,278 k Pa + 80,047 k Pa = 101,325 k Pa.

De drukken P_1 en P_2 noemt men de partiële druk van een gassoort in een gasmengsel.

Bij berekeningen van samengestelde gassen kan men ook de Wet van Boyle gebruiken. Deze wet luidt: "Van een afgesloten hoeveelheid gas is het produkt van het volume en de druk steeds even groot, mits de temperatuur gelijk blijft".

Dus druk $\times$ volume = constant ($p \times v = c$).

Het voorgaande voorbeeld van 1 m³ lucht met een totaal druk van 760 mm Hg of 101,325 k Pa kan dus ook als volgt beschreven worden:

21% $O_2 = 0,21$ m³; 79% $N_2 = 0,79$ m³.

De drukken worden dan:

O_2

0,21 $\times$ 760 mm Hg = 159,6 mm Hg of

0,21 $\times$ 101,325 k Pa = 21,278 k Pa

N_2

0,79 $\times$ 760 mm Hg = 600,4 mm Hg of

0,79 $\times$ 101,325 k Pa = 80,047 k Pa.

In de stooktechniek ontstaan vrijwel geen drukverschillen.

De verandering van druk van de barometerstand zijn voor berekeningen relatief zeer klein.

Ook de druk van een verbrandingsluchtventilator is dusdanig gering dat deze voor stooktechnische berekeningen ten aanzien van gasvolumen is te verwaarlozen.

Berekeningen worden dus gemaakt bij een buitenluchtdruk van 760 mm kwikdruk (Hg) of 10.336 mm waterkolom (w.k) of

101,325 k Pa (k Pascal), of

1 atmosfeer absoluut (1 ata), of

1,013 Bar = 1013 mBar

Voor rookgassen kan men dus stellen dat de totaal druk van 760 mm Hg enz. bestaat uit:

Een volume CO_2 met een druk P_1
 Een volume N_2 met een druk P_2
 Een volume O_2 met een druk P_3
 Een volume H_2O met een druk P_4

De verbranding vindt met luchtovermaat plaats: (overschot O_2 in de rookgassen).
 De totaaldruk (760 mm Hg) bestaat dus uit de som van de drukken $P_1 + P_2 + P_3 + P_4$.

Stel dat de rookgassen de volgende samenstelling hebben in volumeprocenten:

CO_2 (kooldioxyde) = 10.6%
 H_2O (waterdamp) = 17.83%
 N_2 (stikstof) = 71.2%
 O_2 (zuurstof) = 0.37%

De druk van de elementen wordt dan als volgt:

CO_2 : 0.106×760 = 80.56 mm Hg
 H_2O : 0.1783×760 = 135.51 mm Hg
 N_2 : 0.712×760 = 541.12 mm Hg
 O_2 : 0.0037×760 = 2.810 mm Hg

Bijzondere aandacht verdienen mengsels waarin waterdamp voorkomt, in verband met de mogelijkheid van condensatie.

3.2. Dauwpunt

Bij elke temperatuur heeft de partiële druk van de waterdamp een bepaalde maximumwaarde.

Verlaging van de temperatuur van het mengsel heeft tot gevolg dat een deel van de waterdamp zal condenseren.

Men noemt deze maximum partiële waterdampdruk de verzadigingsdruk van waterdamp.

Bij aanwezigheid van minder waterdamp heet het mengsel onverzadigd.

Onder relatieve vochtigheid van een mengsel verstaat men de verhouding van de werkelijk aanwezige waterdampdruk tot de hoeveelheid die aanwezig is bij de verzadigingsdruk van waterdamp bij dezelfde temperatuur.

Koelt men mengsels af tot de temperatuur waarbij de verzadigingsdruk van waterdamp wordt bereikt, dan noemt men deze temperatuur het dauwpunt. Verdere afkoeling zal tot condensatie van water moeten leiden. Het dauwpunt komt overeen met 100% relatieve vochtigheid van het mengsel.

Tabel 2: Verband tussen temperatuur en verzadigingsdruk van waterdamp

Hv			Hv			Hv			Hv		
T	mm Hg	k Pa	T	mm Hg	k Pa	T	mm Hg	k Pa	T	mm Hg	k Pa
2	5.3	0.71	22	19.8	2.64	42	62	8.27	62	164	21.9
4	6.1	0.81	24	22.4	2.99	44	68	9.07	64	179	23.9
6	7.-	0.93	26	25.2	3.36	46	76	10.1	66	196	26.1
8	8.1	1.08	28	28.4	3.79	48	84	11.2	68	214	28.5
10	9.2	1.23	30	31.8	4.24	50	93	12.4	70	234	31.2
12	10.5	1.4	32	35.7	4.76	52	102	13.6	72	255	34
14	12.-	1.6	34	39.9	5.32	54	113	15.1	74	277	36.9
16	13.6	1.81	36	44.6	5.95	56	124	16.5	76	301	40.1
18	15.5	2.07	38	49.7	6.63	58	136	18.1	78	327	43.6
20	17.5	2.33	40	55.3	7.37	60	149	19.9	80	355	47.3

T = temperatuur van het mengsel in $^{\circ}\text{C}$

Hv = verzadigingsdruk in mm Hg (kwikkolom en k Pa).

Bij toepassing van een rookgascondensor is het dauwpunt van groot belang. Immers hoe hoger de dauwpuntstemperatuur, hoe eerder het condensatieproces in de condensor zal beginnen en tevens des te geringer het restant waterdamp zal zijn in het mengsel dat met een bepaalde temperatuur de condensor verlaat.

Bij de analyse van het gasmengsel in de voorgaande berekeningen was de hoeveelheid aanwezige waterdamp 17.83%. De verzadigingsdruk was 135.51 mm Hg.

Volgens tabel 2 is de dauwpuntstemperatuur bij een druk van 136 mm Hg = 58°C.

Daalt het genoemd gasmengsel in temperatuur lager dan 58°C, dan treedt condensatie op en wordt de partiële druk van de waterdamp lager (percentage waterdamp in het mengsel lager) naarmate de temperatuur daalt.

In tabel 3 bij verbranding van aardgas wordt een overzicht gegeven van de samenhang van:

1. luchtfactor (N) - $N = 1.1 = 10\%$ luchtovermaat (in volumepercenten)
2. CO₂-gehalte
3. procenten waterdamp (in volume % H₂O)
4. verzadigingsdruk waterdamp (Hv) in mm Hg
5. dauwpunt (Dp in °C)
6. waterdampgehalte in verbruikte lucht = 1.2 volumeprocent

Tabel 3:

Luchtfactor N	CO ₂ -gehalte in %	H ₂ O in %	Verz.druk Hv	Dp in °C
1.-	11.71	19.317	146.8	59.5
1.05	11.1	18.544	140.93	58.7
1.1	10.6	17.833	135.53	57.9
1.15	10.1	17.179	130.56	57.-
1.2	9.6	16.573	125.96	56.5
1.3	8.8	15.49	117.72	54.5
1.4	8.1	14.55	110.58	53.2
1.5	7.6	13.727	104.33	52.2
1.6	7.1	12.999	98.79	50.8
1.7	6.6	12.351	93.87	50.1
1.8	6.2	11.771	89.46	49.2
1.9	5.9	11.247	85.48	48.2
2.-	5.6	10.773	81.87	47.3

Omdat warmte, gewonnen in een rookgascondensor, voor een groot deel uit latente warmte (condensatiewarmte) bestaat is het van belang dat het proces zo snel mogelijk op gang komt. Dus bij hoge dauwpuntstemperatuur = goede branderafstelling met kleine luchtovermaat.

3.3. Schrikeffect

Onverzadigde gassen ontstaan indien het gasmengsel in contact komt met een wand die lager in temperatuur is dan het dauwpunt van het mengsel. De in het gasmengsel aanwezige waterdamp zal dan voor een deel condenseren tot de dauwpuntstemperatuur van de waterdamp gelijk is aan de wandtemperatuur.

Het gasmengsel in totaal (droge gassen) zal een enigermate hogere temperatuur dan de wand bezitten, omdat de warmte-overdracht van droge gassen (voelbare warmte) minder snel plaatsvindt dan van waterdamp. Het gasmengsel heeft in deze toestand geen 100% relatieve vochtigheidsgraad meer. Dit is in een onverzadigde toestand.

Het effect is een natuurlijk verschijnsel, dat men in verschillende situaties steeds kan waarnemen:

- a. Het glas op een kas bezit aan de binnenzijde een lagere temperatuur dan de ruimtetemperatuur in de kas. Ondanks dat de lucht in de kasruimte geen 100% relatieve vochtigheidsgraad bezit, zal toch condensatie op de binnenzijde van de ruit plaatsvinden.
- b. Een gekoelde fles met vloeistof wordt in een ruimte geplaatst waar een hogere temperatuur heerst dan de fleswand. Hoewel ook daar geen r.v. van 100% is, ontstaan direct waterdruppels op de buitenzijde van de fles door condensatie van waterdamp uit de niet verzadigde lucht.

Conclusies hoofdstuk 3

- Alle gassoorten (elementen) bezitten een eigen partiële druk in een gasmengsel (rookgassen).
- De dauwpuntstemperatuur wordt bepaald door de partiële druk (volumepercentage) van de waterdamp.
- Het dauwpunt is de temperatuur waarbij het gasmengsel verzadigd is.
- Een kleine verbrandingsluchtvermaat leidt tot een hoge partiële druk van de waterdamp, tot een hoge dauwpuntstemperatuur en tot gunstige condities voor het winnen van latente warmte.
- Het schrikeffect (condensatie op een koud vlak) is belangrijk voor de toename van de totale condensatie.

Hoofdstuk 4

THEORIE CONDENSORRENDEMENT

Het is eerder gesteld: een lagere watertemperatuur in de condensor bevordert een lagere rookgastemperatuur.

Ook de samenstelling van het rookgasmengsel heeft invloed op het verkregen resultaat.

Hieronder wordt een definitie gegeven van beide waarden:

4.1. Calorische bovenwaarde (Hb)

De calorische bovenwaarde is de hoeveelheid warmte die vrijkomt bij volledige verbranding van een bepaald droog gas met zuurstof, als de verbrandingsgassen weer naar de beginvoorwaarden worden afgekoeld.

Het bij de verbranding gevormde H_2O (waterdamp) bevindt zich na de afkoeling in de vloeistoffase (water).

4.2. Calorische onderwaarde (Ho)

De calorische onderwaarde is de hoeveelheid warmte die vrijkomt bij volledige verbranding van een bepaald droog gas met zuurstof, als de verbrandingsgassen weer naar de beginvoorwaarde worden afgekoeld. Het bij de verbranding gevormde H_2O (waterdamp) bevindt zich na de afkoeling in de gasfase (waterdamp).

In grafiek 2 hebben we een schematische voorstelling gegeven van de wijze waarop de warmtewinst tot stand kan komen.

Op de verticale as van de grafiek zijn de rookgastemperaturen uitgezet.

Het beginpunt is $210^{\circ}C$. Dit kan in diverse bedrijfssituaties anders zijn. Bij deellasten en/of toepassen van retarders in de ketelvlampijpen zullen lagere rookgastemperaturen achter de ketel = intrede condensor gemeten worden.

Op de horizontale as is het totaalrendement van ketel- eventueel retarders - en condensor vermeld.

Aanvankelijk zijn twee waarden vermeld.

De onderste waarden hebben betrekking op de calorische onderwaarde van het aardgas, ook wel "stookwaarde" genoemd.

In het verleden werd het ketelrendement vrijwel altijd uitgedrukt in procenten van deze stookwaarde.

Hierbij werd er van uitgegaan, dat de overige warmte de schoorsteen verliet, dus ook de "latente warmte" omdat er geen condensatie van de waterdamp optrad.

De bovenste waarden hebben betrekking op de calorische bovenwaarde van het aardgas, ook wel "verbrandingswarmte" genoemd.

Het verschil tussen calorische bovenwaarde (Hb) en calorische onderwaarde (Ho) is de latente warmte ook wel "condensatiewarmte" genoemd.

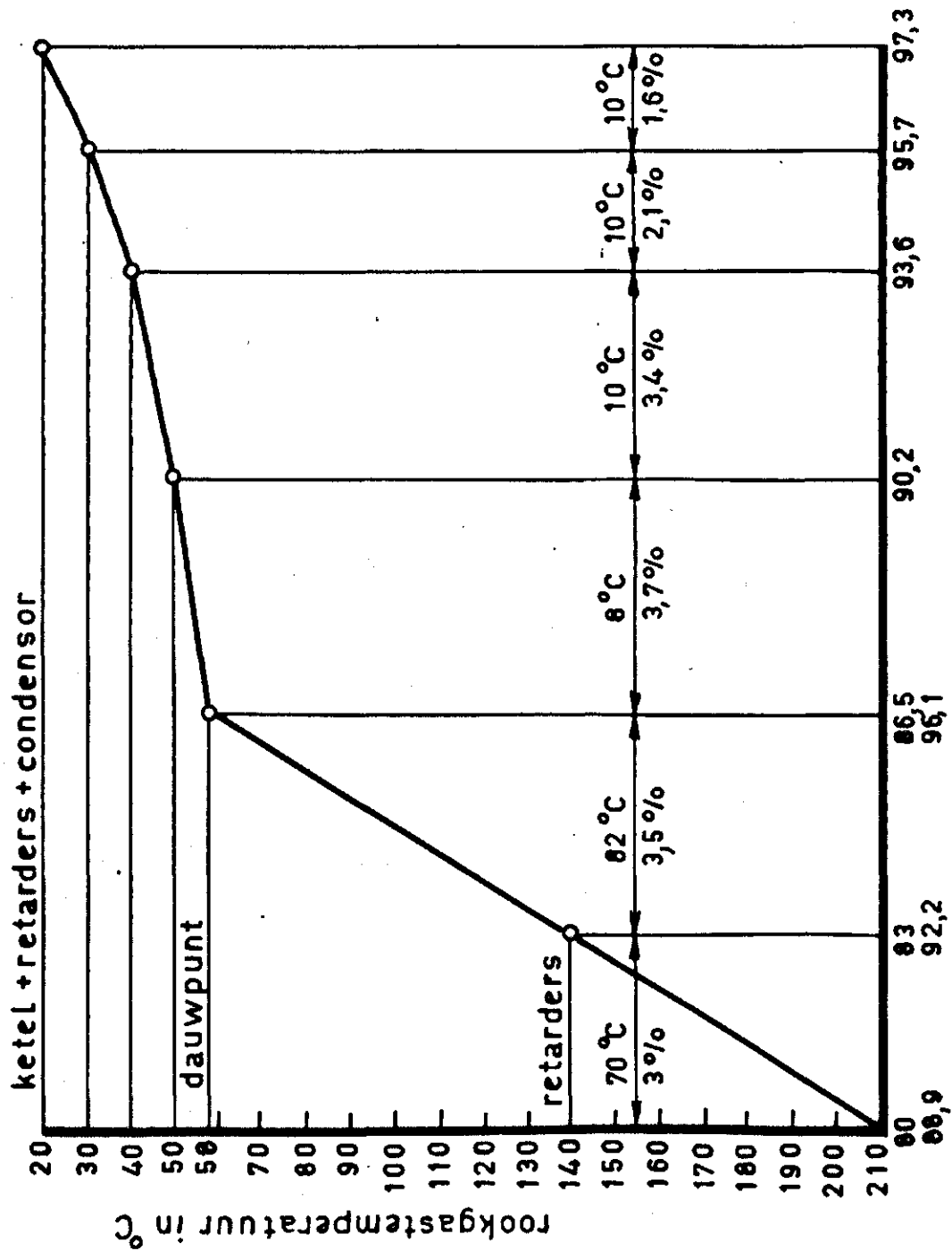
Bij het vaststellen van de hoeveelheid warmte die 1 m³ aardgas bevat is er bij de calorische onderwaarde van uitgegaan dat alle waterdamp als zodanig de schoorsteen verlaat; er treedt dus geheel geen condensatie op. In die situatie behoeft ook geen rekening te worden gehouden met de latente warmte die, als vaststaand verlies werd beschouwd.

Alleen brandstoffen, gasvormig, vloeibaar of vast, waarin vrije of gebonden waterstof voorkomt, geven een verschil te zien tussen de calorische bovenwaarde en de calorische onderwaarde.

Gronings aardgas bevat:

calorische bovenwaarde: $8400 \text{ Kcal/m}^3_0 = 35.103 \text{ MJ/m}^3_0$

calorische onderwaarde: $7560 \text{ Kcal/m}^3_0 = 31.678 \text{ MJ/m}^3_0$



rendement H_B = 8400 kcal_L/m₀³

rendement H₀ = 7560 kcal_L/m₀³

4.3. Wet van Avogadro

Bij berekeningen met gasen is het belangrijk de temperatuur en druk van het gas te kennen.

Immers het volume verandert bij temperatuursverandering indien de druk gelijk blijft en de druk verandert bij temperatuursverandering indien het volume gelijk blijft.

In de stooktechniek wordt voor gasberekeningen een constante druk van 760 mm Hg = 1013 mbar aangehouden.

Er wordt alleen met de temperatuurverschillen rekening gehouden.

Anders wordt het indien beide factoren, druk en temperatuur, veranderen.

Hierbij geldt de wet van Avogadro:

"Alle gasen en dampen bevatten onder gelijke condities, d.w.z. bij gelijke temperatuur en gelijke druk, in gelijke volumina evenveel moleculen".

Deze wet geldt alleen voor gasvormige stoffen, die echter juist bij de verbranding een grote rol spelen.

Voor vaste of vloeibare stoffen bestaat dit verband niet; voor water dus ook niet, maar wel voor waterdamp, omdat deze bij de gasvormige stoffen gerekend wordt.

Een voorbeeld vormen de condities waaronder het aardgas door de energiebedrijven wordt geleverd.

Verschillende drukken worden daarbij toegepast en de temperatuur kan met het jaargetijde wisselen.

Hiervoor zijn omrekeningsfactoren ingevoerd, die gebruikt worden bij de gemeten waarden.

Bij het vaststellen van exacte waarden voor calorische waarden en berekeningen van verbrandingslucht, rookgasvolume e.d. wordt alles teruggerekend tot de N m³ (Normale kubieke meter) ook aangeduid als M₃₀. Hierbij wordt uitgegaan van een temperatuur van 0°C en een druk van 760 mm Hg = 1013 mbar.

Doordat bij een condensortoepassing, bij normale bedrijfsvoering, condensatie zal optreden en dus een deel van de latente warmte wordt benut, moeten de berekeningen van rendement gebaseerd zijn op procenten van de calorische bovenwaarde.

In grafiek 2 is een dauwpuntstemperatuur vermeld.

Uit eerdere uiteenzetting omtrent dit dauwpunt is bekend, dat deze temperatuur niet constant is, maar varieert naar gelang de samenstelling van het gasmengsel en de daarbij behorende partiële druk van de waterdamp.

In het voorbeeld is uitgegaan van de volgende gegevens:

Luchtfactor verbrandingslucht: N = 1.10

Luchtvermaat verbrandingslucht: 10%

CO₂-gehalte rookgasen: 10.6%

Partiële druk H₂O: 136 mm Hg = 18.1 k Pa.

Dauwpuntstemperatuur: 58°C.

De gegevens die zijn gekozen om het resultaat te berekenen zijn normaal voor een goed functionerende brander.

Bij andere meetcijfers veranderen de waarden.

Bij grotere luchtvermaat ontstaat een groter rookgasvolume; de dauwpuntstemperatuur en dus ook de partiële druk van de waterdamp worden lager.

De verhouding voelbare warmte en latente warmte wordt daardoor anders.

In volgende hoofdstukken wordt dit onderwerp beschreven en met grafieken en tabellen begeleid.

Het schrikeffect is in het voorbeeld "rendement condensor" niet opgenomen omdat in- en uittredende watertemperaturen daarvoor bekend moeten zijn. Ook deze factor wordt behandeld in een ander hoofdstuk.

4.4. Condensorrendement

In grafiek 2 is een rendementslijn bepaald.

Uitgaande van een rookgastemperatuur van 210°C , zouden de rookgassen, bij gebruik van retarders in de ketel, nog verder afgekoeld kunnen zijn, nl. tot 140°C .

Dit verhoogt het ketelrendement met 3% op Hb van 80-83% - of - indien bij vaststelling van het ketelrendement nog met Ho gerekend wordt van 88.9%, naar 92.2%. Beide waardevaststellingen geven, uiteraard, gelijke uitkomsten in warmtehoeveelheid.

Vervolgens daalt de rookgastemperatuur in de condensor tot het dauwpunt = 58°C .

Hierbij treedt opnieuw een rendementsverhoging op, namelijk van 3,5% op Hb of 3.9% op Ho.

In theorie gaat bij verdere temperatuurdaling van het gasmengsel condensatie optreden. In de praktijk gaat condensatie ontstaan bij contact van het mengsel met de relatief koude wanden in de condensor (zie de verklaring bij het "schrikeffect").

Tot dit dauwpunt is dus een warmtewinst van 6.5% van Hb verkregen.

De warmte, zonder condensatie, noemt men de voelbare warmte, warmte, vrijgekomen door het afkoelen van een droog gasmengsel.

Om 6.5% verbetering van het rendement te verkrijgen moet het gasmengsel dus van 210°C tot 58°C = 152°C dalen.

Kunnen we de gassen naar een lagere temperatuur dan het dauwpunt laten afkoelen, dan wordt de warmtewinst pas echt interessant.

Bij een daling van 8°C van 58°C - 50°C wordt een warmtewinst verkregen van 3.7% op Hb.

Deze winst wordt in hoofdzaak verkregen door condensatie van een deel van de waterdamp = latente warmte. Voor eenzelfde warmtewinst moest in het voelbare warmtegebied een daling van meer dan 80°C tot stand komen, dus ruim het tienvoudige.

Hiermee wordt aangetoond hoe belangrijk het is om zo snel mogelijk tot condensatie te komen.

Naast het schrikeffect is dus een hoge dauwpuntstemperatuur mede zeer belangrijk.

Bij een CO_2 -gehalte van 7%, een luchtvermaat verbrandingslucht van ca. 60% zou een dauwpuntstemperatuur ontstaan van ca. 50°C .

Zonder schrikeffect zou dan in de voorgaand omschreven situatie geheel geen condensatie zijn opgetreden en in plaats van 3.7% zou slechts een warmtewinst van 0.4% aan voelbare warmte worden verkregen.

Om te komen tot goede condensorrendementen zullen de rookgassen nog verder moeten dalen dan 50°C .

Bij een daling van 50°C naar 40°C ontstaat in het voorbeeld een winst van 3.4%.

In de praktijk is het technisch en economisch goed mogelijk om de rookgassen, bij vollast van de brander, in temperatuur te laten dalen tot 40°C .

In totaal wordt in de geschetste situatie, met vollastbrander continu in bedrijf, een warmtewinst van $6.5 + 3.7 + 3.4 = 13.6\%$ behaald.

Lagere rookgastemperaturen dan 40°C komen ook in de praktijk voor. Deze ontstaan veelal bij deellasten van de brander.

Van belang is, ook bij de deellasten, dat de brander is afgesteld met een zo gering mogelijke luchtvermaat.

Dus een hoog CO_2 -gehalte = een hoge partiële druk van de waterdamp = een hoge dauwpuntstemperatuur.

Conclusies hoofdstuk 4

- Toepassing van een condensor geeft warmtewinst in de vorm van voelbare- en latente warmte. De mate waarin wordt bepaald door een aantal variabele factoren.
- De berekeningen in de stooktechniek hebben als uitgangspunt m_3O , d.i. gas met een temperatuur van 0°C en een druk van 1013 mbar.
- Latente warmte vormt het belangrijkste winstaandeel van de totale winst van de rookgascondensor.

Hoofdstuk 5

PRINCIPE CONDENSORS

5.1. Gladde pijp rookgascondensor

Over de condensor is bij de inleiding gesteld, dat een dergelijk apparaat gebruikt wordt bij een stoombedrijf.

Ook bij de warmte- en koude techniek worden condensors toegepast (warmtepomp e.d.).

De oppervlakte condensor bestaat uit een gesloten vat, waarin bundels pijpjes (met kleine diameter) zijn aangebracht, waardoor het koelwater wordt geperst. In de ruimte om de pijpjes wordt afgewerkte stoom toegelaten die, door contact met de gekoelde pijppoppervlakken, condenseert,

Bij het ontstaan van het denkbeeld om de waterdamp uit rookgassen te laten condenseren, stond ons deze toepassing voor ogen.

Rookgassen bestaan, in tegenstelling tot stoom, slechts voor een deel uit waterdamp. Het is bekend dat de overige gassen, (stikstof, zuurstof en koolzuurgas) een slechte warmteoverdrachtscoëfficiënt bezitten. De rookgassen toelaten in de ruimte rondom de pijpjes leek daarom niet te leiden tot een optimaal resultaat.

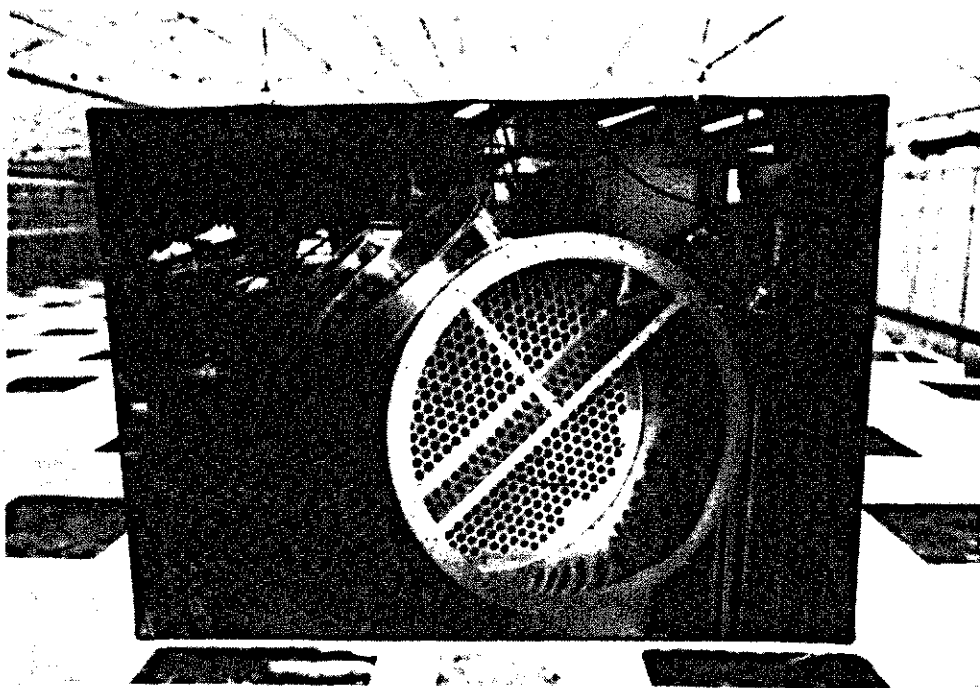
Om die reden zijn de rollen omgedraaid.

Nu stromen de rookgassen, met vrij hoge snelheid en kleine kernen, turbulent door de nauwe pijpjes. Op deze wijze ontstaat een goede mogelijkheid tot warmteoverdracht door convectie.

De 'droge gassen' in het gasmengsel zullen daardoor snel in temperatuur dalen.

De waterdamp blijft op deze wijze toch het directe contact met de gekoelde oppervlakken behouden en zal zeer spontaan afkoelen en condenseren tot vrijwel de temperatuur van het gekoelde oppervlak, waarmee het in contact komt.

In het vat rondom de pijpjes stroomt het retourwater van het, op de condensor aangesloten, verwarmingscircuit (zie foto gladde pijp-condensor).

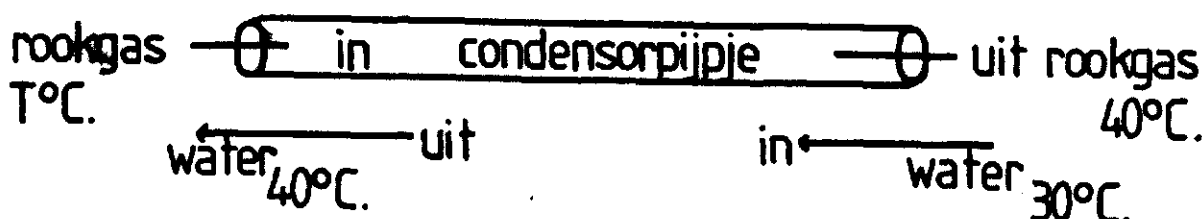


Gladde pijp rookgascondensor in aanbouw

De oppervlaktetemperatuur aan de binnenzijde van de stalen pijpjes zal slechts enkele graden Celsius hoger zijn dan de temperatuur van het, aan de buitenzijde, langs stromende water. Ongeacht met welke temperatuur de rookgassen de condensorpijpjes binnenstromen, door het directe contact met de relatief koude wanden, zal het condensatieproces direct beginnen.

5.1.1. Tegenstroomprincipe

Door de rookgassen en het retourwater volgens het tegenstroomprincipe door en langs de pijpjes te laten stromen ontstaat een optimale afkoeling van de gassen, waarbij het gasmengsel afkoelt tot een temperatuur die vrijwel gelijk is aan de uitgaande watertemperatuur. De uitgaande rookgastemperatuur is dus gelijk aan de uittredende watertemperatuur.



De schematische voorstelling geeft aan dat, bij een intredende watertemperatuur van 30°C en een uittredende watertemperatuur van 40°C , de rookgassen de condensor verlaten met, eveneens, 40°C . Dit komt tot stand ongeacht de temperatuur waarmee de rookgassen, vanuit de ketel, de pijpjes binnenstromen.

De waterdamp in het gasmengsel daarentegen is gecondenseerd tot de oppervlaktetemperatuur die de pijpjes bezitten op de plaats waar het water binnenkomt en de rookgassen de pijpjes verlaten. In het voorbeeld zal, daar ter plaatse, de oppervlaktetemperatuur $+ 32^{\circ}\text{C}$ zijn. Tot die temperatuur zal condensatie plaatsvinden. De rookgassen verlaten, in het voorbeeld, de condensor met een temperatuur van 40°C . De relatieve vochtigheidsgraad van het mengsel is dus geen 100% meer, en we spreken dan van een onverzadigd gasmengsel.

Het zal duidelijk zijn dat de winst aan latente warmte, door dit proces, toeneemt.

Bij de rendementsbesprekingen zullen we deze post afzonderlijk vermelden. Dit verschijnsel is een wezenlijk onderdeel van het gehele koelproces van rookgassen om te komen tot optimale resultaten.

We hebben aan dit onderdeel van de rookgaskoeling een benaming gegeven, namelijk: schrikeffect.

5.1.2. Verwarmd oppervlak en afmetingen van de cilindrische rookgascondensor

Het zal duidelijk zijn, na voorgaande uiteenzetting van stoom- of rookgascondensor, dat de warmteoverdracht bij rookgassen ongunstiger is dan bij stoom.

Het verwarmd oppervlak van een rookgascondensor dient dan, bij gelijkwaardige capaciteit, ook groter te zijn dan van een stoomoppervlaktecondensor.

Aanvankelijk was van deze warmteoverdrachtscoëfficiënt van rookgassen waarbij condensatie optrad, weinig bekend. Ook in literatuur is daar vrijwel niets over te vinden. Het prototype functioneerde goed en met metingen is er daarna wel experimenteel onderzoek gedaan, maar de resultaten waren zodanig dat de uitgangspunten van het prototype de beste bleken te zijn.

Afmetingen

Door de afmetingen neemt een cilindrische "gladde pijp rookgascondensor" nogal wat ruimte in beslag.

De lengte is circa 3.5 m; de diameter is afhankelijk van de capaciteit. Bij een aantal bestaande bedrijven is de ruimte in het ketelhuis te beperkt om een dergelijk apparaat te kunnen plaatsen.

Vrijwel altijd is er dan de mogelijkheid om in een naastgelegen bedrijfsruimte, of zelfs buiten het ketelhuis in de open lucht, een plaats te creëren.

In het laatste geval is het maken van een waterwerend afdak wel wenselijk.

Het gewicht van het apparaat maakt een goede fundatie noodzakelijk. Afhankelijk van de capaciteitsgrootte kan een condensor 2000 tot 10.000 kg zwaar zijn. Het gewicht is zo hoog, omdat de onderlinge afstand van de pijpjes erg gering is zodat daardoor een compacte, maar ook zwaar wegende, bundel ontstaat.

5.1.3. Materiaal

Bij de pijpcondensoren worden twee soorten metaal gebruikt.

Een firma vervaardigt de condensor uit aluminium met een bepaalde legering.

Van belang daarbij is, dat het doorstromende water géén ijzer bevat of er moeten toevoegingen aan het water zijn gedaan die corrosieve reacties voorkomen.

Door het contact van ijzer met aluminium kan namelijk galvanische corrosie ontstaan, waarbij dan het aluminium (als laagste van de 2 componenten in de spanningsreeks) ernstig wordt aangetast.

Verder is het van belang dat de pH van het water niet te hoog wordt omdat aluminium een hoge alkaliteit slecht kan verdragen.

Aan de rookgaszijde ontstaat een licht zuur milieu waartegen aluminium goed bestand is en de pijpen daardoor ook niet aangetast worden.

Enkele andere firma's produceren condensoren die geheel uit staal worden vervaardigd.

Romp en pijpen zijn van een bepaalde staalsoort.

Het is van belang dat aan de waterzijde, evenals in de verwarmingsinstallatie en ketel, een zo gering mogelijke hoeveelheid zuurstof in het water aanwezig is.

Dit om zuurstofcorrosie te voorkomen. Een waterbehandeling met zuurstofabsorberende middelen en pH-verhogende toevoegingen kunnen deze vorm van aantasting voorkomen.

Aan de rookgaszijde ontstond, bij het prototype, in korte tijd een sterke vervuiling in de pijpjes. Bij onderzoek bleek dit vervuillende materiaal veel organische stoffen te bevatten.

De reconstructie bracht aan het licht, dat veel stof in het ketelhuis door de branderventilator wordt opgezogen en met de rookgassen meegevoerd. Het wordt door de vochtige atmosfeer in de pijpjes neergeslagen.

Deze vervuiling wordt bevorderd door het feit dat de oppervlakken van de stalen pijpjes ruw worden door corrosie.

Door het ontstaan van deze ruwe wand kan de natte substantie niet voldoende door het wegstromende condensaat meegevoerd worden en hoopt zich op in de pijpjes.

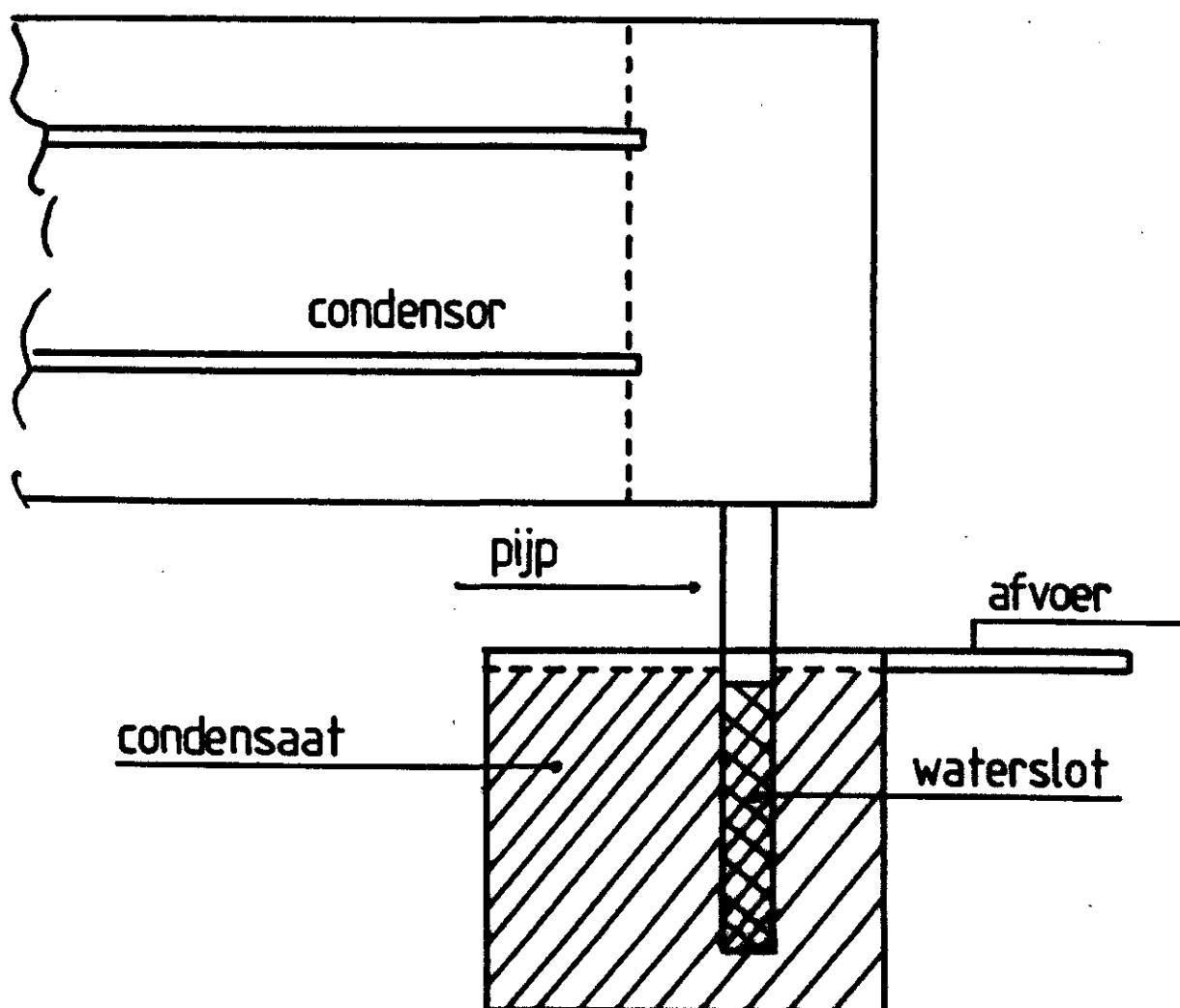
Om zowel veelvuldig schoonmaken van de pijpjes als corrosieve aantasting te voorkomen worden de stalen condensors aan de rookgaszijde nu van een coating voorzien.

Na een gritstraalbehandeling van het staal wordt dit bedekt met een 2-componentenlak.

De pijpjes krijgen daardoor een glad oppervlak.

Het nu neerslaande stof wordt over dit gladde oppervlak gemakkelijk met het stromende condensaat meegevoerd naar de condensaatverzamelbak.

Ervaringen met de houdbaarheid van de coating zijn in algemene zin gunstig, hoewel accuraat werken met goed coatingsmateriaal en een goede controle op de uitvoering de kwaliteit en levensduur van deze toepassing sterk beïnvloeden.



In verband met het voorgaande is het zaak het waterslot van de gezamenlijke condensaatafvoer niet uit te voeren met een syphonpijp. In de bochten van een dergelijk waterslot kan het vuil zich ophopen. Bij verstopping blijft het condensaat in de pijpjes staan, belemmert de rookgassen door te stromen en dan treedt er brander-storing op.

Een goede methode is een rechte pijp als afvoer te monteren, zodat het vuil rechtstandig naar beneden kan vallen.

Door het water in de pijp circa 20 cm onder het wateroppervlak in de bak te laten uitstromen ontstaat een goed waterslot.

5.2. Lamellen rookgaskoeler

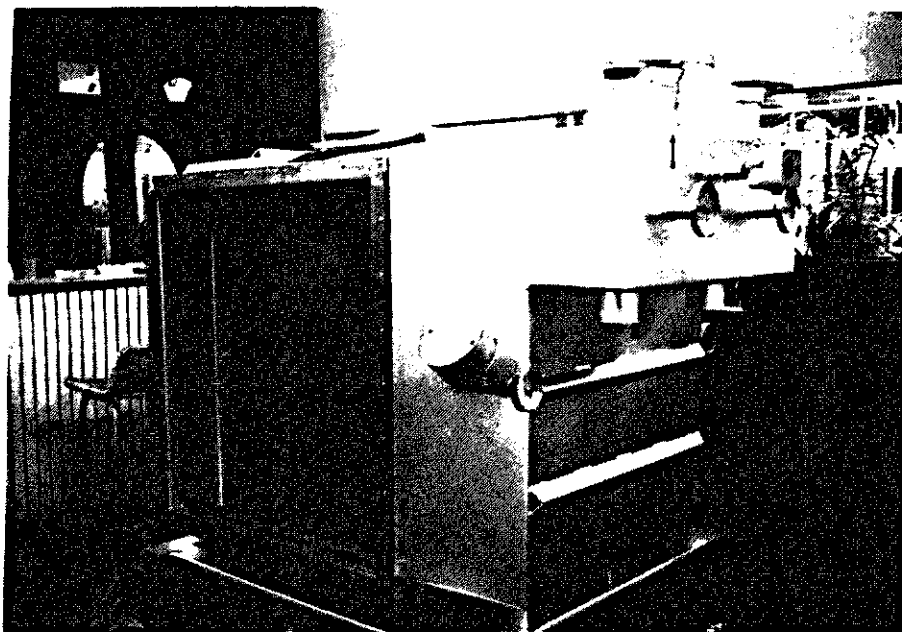
Bij een stormachtige ontwikkeling van een methodiek of een apparaat ontstaan er veel toepassingsmogelijkheden van verschillende aard. Ook bij de rookgascondensor is dit het geval. Soms liggen daarbij andere uitgangspunten aan ten grondslag.

Dit kunnen er verschillende zijn, zoals:

- a. apparaat van kleinere omvang
 - b. apparaat met geringer gewicht
 - c. apparaat met lagere prijs
 - d. apparaat dat gemakkelijker in bestaande ruimten is te plaatsen.
- Dergelijke punten kunnen vaak als verkoopargumenten worden gebruikt. Vooropgesteld dient echter te worden dat de te behalen resultaten, zowel technisch als economisch, voldoende zijn. Daarbij spelen rendementen, levensduur, onderhoud e.d. een rol.

Naast de "gladde pijp rookgascondensor" wordt ook een apparaat, uitgevoerd met ribbenbuizen, als rookgaskoeler gebruikt. Dit apparaat bestaat uit een bundel nauwe pijpjes, waarop ribben zijn aangebracht. In de praktijk worden deze apparaten ribbenbuis-condensor- of lamellencondensor genoemd.

Het pakket ribbenbuizen wordt uit een blok, of uit meerdere blokken samengesteld. De pijpjes monden in beide zijden uit in verzamelruimten. De blokken worden van een ommanteling voorzien en de dan ontstane 'trommel' wordt verder uitgevoerd met een in- en afvoer voor de rookgassen (zie foto).



Lamellen rookgaskoeler

Deze rookgassen stromen dus langs de ribben en koelen af door convectie-warmteoverdracht.

De ribben worden door deze warmte in temperatuur verhoogd en voeren de warmte af door geleidingswarmteoverdracht naar het pijpje waarop ze zijn aangebracht.

Door de pijpjes stroomt het water van het aangesloten verwarmingscircuit. Naarmate de watertemperatuur lager is zal er een snellere warmtegeleidingsstroom ontstaan in de ribben via het contactpunt met het pijpje en de pijpwand naar de binnenzijde van de pijpjes.

Hier wordt de warmte door middel van convectieoverdracht weer overgedragen aan het water.

5.2.1. Kruisstroomprincipe

De rookgasstroom staat haaks op de waterstroom en in die situatie is er sprake van het kruisstroomprincipe (zie de schets op blz. 29). Deze vorm van warmtewisseling wordt in vele bedrijfssituaties toegepast, echter vrijwel altijd daar waar er sprake is van opwarmen en koelen van relatief droge lucht.

We denken daarbij aan air-conditioning van gebouwen, koelmachines e.d. Bezien we een dergelijk apparaat dan moeten we de volgende opmerkingen maken:

1. Doordat de rookgassen met een vrij hoge temperatuur binnenstromen worden de lamellen, vooral de eerste, vrij wat in temperatuur verhoogd.

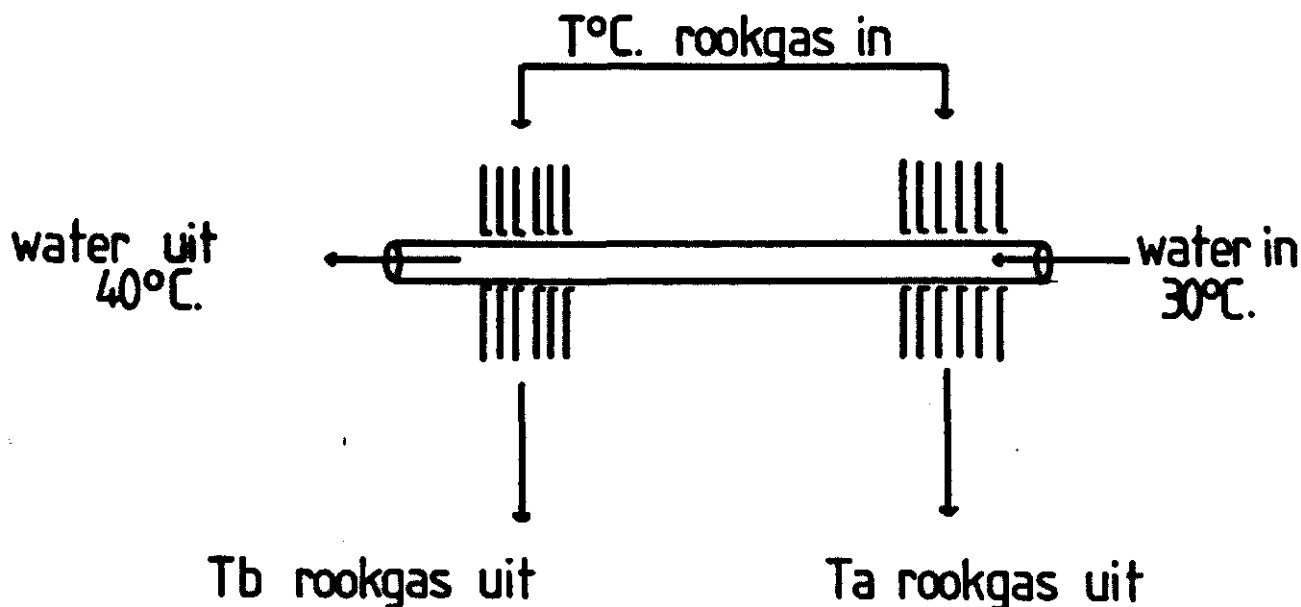
Omdat de opgenomen warmte door middel van geleiding moet worden afgevoerd ontstaat zelfs een temperatuurverschil in het ribbenoppervlak.

De hoogste temperatuur wordt aan de toppen van de ribben gemeten.

Overall waar het ribbenmateriaal een hogere temperatuur bezit dan het dauwpunt van de rookgassen zal geen condensatie optreden.

2. Hoewel in de volgende bundels de oppervlaktetemperaturen steeds lager worden, zullen de ribben ook daar een hogere temperatuur bezitten dan de oppervlaktetemperatuur van de pijpjes.

Omdat de rookgassen overwegend in contact zijn met de ribben en nauwelijks met de pijpjes, is er van een zogenaamd "schrik-effect" ook vrijwel geen sprake.



3. In het geschetste kruisstroomprincipe zullen de uitstromende rookgassen in temperatuur verschillen.
Immers de ribben bevestigd op dat deel van het pijpje waar het binnenstromende water een temperatuur van 30°C bezit, zullen de warmte sneller geleiden dan de ribben die bevestigd zijn aan de andere zijde van het pijpje, waar de temperatuur van het uitstromende water 40°C bedraagt.
De rookgastemperatuur T_b zal dus hoger zijn dan de rookgas-temperatuur T_a . (zie fig.).
4. Hoewel er in een deel van de lamellenblokken ook condensatie van de waterdamp op gaat treden (indien de rookgassen afkoelen onder de dauwpunttemperatuur) hebben deze apparaten toch primair geen functie als condensor.
Het resultaat zal mede sterk worden bepaald door het verwarmd oppervlak van het apparaat bij een bepaalde capaciteit.

5.2.2. Materiaal, afmetingen en gewicht

Er is een verscheidenheid aan apparaten op de markt waarvan er ook als rookgascondensor worden aangeboden.
De pijpjes bestaan uit koperlegering, Cortenstaal of aluminiumlegering. De ribben zijn vrijwel altijd van een aluminiumlegering.
Dit is gunstig voor de warmte-overdracht, omdat aluminium een zeer goed warmtegeleidingsvermogen heeft.
Bij die apparaten waar het aluminium in contact met het installatiewater komt, gelden dezelfde normen als eerder genoemd: nl. Het doorstromende water dient geen ijzer te bevatten. Bij twijfel dienen toevoegingen aan het water te worden gedaan die corrosieve reacties voorkomen. Een regelmatige watercontrole is gewenst.
Bij gebruik van verschillende metalen voor pijpjes en ribben is, zonder voorzieningen, galvanische corrosie niet uitgesloten.
Vervuilde rookgassen kunnen leiden tot verstopping.
De lamellenkoelers zijn rechthoekig. De afmetingen zijn verschillend naar gelang de rookgassen horizontaal dan wel verticaal door het apparaat stromen.
Het gewicht is afhankelijk van de capaciteit; en is dan circa 385 kg voor de kleinste capaciteit enkele condensor voor een ketel van 1.300.000 kcal/h tot circa 1400 kg voor een enkele condensor voor een ketelcapaciteit van 6.000.000 kcal/h.
Voor combi-condensors zijn de gewichten bij de genoemde ketelcapaciteiten 460 kg, respectievelijk 1640 kg.
De gewichten van de verschillende leveranciers kunnen enigermate afwijken.

5.2.3. Vergelijking van enkele factoren van de gladde pijpcondensor en de lamellenkoeler.

- a. Rendement. Door het directe contact van de rookgassen met het gekoelde oppervlak van de pijpjes en mede hierdoor het optreden van het genoemde schrikeffect zal het resultaat van de warmtewinning onder dezelfde omstandigheden, met de gladde pijpcondensor gunstiger zijn dan van de lamellenkoeler.
- b. Gezien de afmetingen van beide typen vraagt de gladde pijpcondensor meer opstellingsruimte. De lamellenkoeler kan in sommige situaties tussen de rookuitlaatkast van de ketel en de schoorsteen worden geplaatst.

- c. In de praktijk kan het in bepaalde situaties voorkomen dat de investering voor een lamellenkoeler enigermate lager is dan die van een gladde pijpcondensor. Erg belangrijk is daarbij de beoordeling of in beide gevallen dezelfde uitgangspunten zijn gekozen, zoals brander- en ketelbelasting, uitvoering verwarmingscircuit e.d.

Conclusies hoofdstuk 5

a. Gladde pijpcondensor

- Rookgassen stromen turbulent door pijpjes (hoge overdrachtscoëfficiënt) terwijl ze aan de buitenzijde van de pijpjes traag stromen.
- De temperatuur van de wand van de pijpjes is enkele graden hoger dan de watertemperatuur.
- Er is direct contact van de rookgassen (incl.waterdamp) met de relatief koude wand van de pijpjes.
- Uitvoering volgens tegenstroomprincipe is gunstig voor de eindtemperatuur van de rookgassen.
- De waterdamp condenseert tot de temperatuur van de gladde wand van de pijpjes.
- Door een schrikeffect ontstaat een onverzadigd rookgasmengsel bij uittreden condensor.
- Een voldoende groot verwarmd oppervlak is belangrijk voor het behalen van een goed resultaat.
- De gladde pijpcondensor vereist een ruime opstellingsmogelijkheid.
- Het gewicht van het apparaat is vrij hoog.
- Bij gebruik van staal is coating aan de rookgaszijde noodzakelijk.

b. Lamellen condensor

- Het water stroomt door pijpjes en de rookgassen stromen tussen lamellen, die op de pijpjes zijn bevestigd.
- De warmteoverdracht vindt niet rechtstreeks aan de pijpwand plaats. De lamellen nemen warmte op en geleiden deze naar de pijpjes.
- Het stromingsprincipe is het kruisstroomprincipe en dit is minder gunstig voor het eindresultaat.
- Een deel van de lamellenblokken hebben een hogere temperatuur dan de watertemperatuur door de hoge intredetemperatuur van de rookgassen.
- Een 'schrikeffect' zal vrijwel niet plaatsvinden wat een geringere condensatie van de waterdamp betekent.
- Bij gebruik van verschillende metalen voor pijpjes en lamellen kan galvanische corrosie ontstaan.
- Een lamellenkoeler vraagt minder opstellingsruimte dan de gladde pijpcondensor.

Hoofdstuk 6

UITVOERING TYPEN CONDENSORS

Naast het principe van het verwarmend oppervlak (v.o.) van de condensor is het van groot belang dat het apparaat kan functioneren met zo laag mogelijke watertemperaturen.

Naarmate de rookgastemperatuur verder kan dalen, des te meer warmte kan er worden gewonnen. De op deze wijze gewonnen warmte wordt aangeduid als "laagwaardige energie". Aanvankelijk werd deze warmte benut in verwarmingsinstallaties voor bodemverwarming.

Het eerste ontwerp van de condensor was een zogenaamde "enkele condensor".

6.1. Schema's enkele condensors

Bij deze uitvoering moet alle opgenomen warmte in de condensor, afgegeven worden aan één verwarmingscircuit.

Al kort na de eerste toepassingen is men tot de conclusie gekomen dat het gewenste evenwicht tussen opname condensor = afgifte verwarmingscircuit in een aantal bedrijfsomstandigheden, niet haalbaar was.

Als bijvoorbeeld alle warmte voor bodemverwarming wordt benut, leidt dit in een aantal gevallen (komkommerteelt) tot te hoge bodemtemperaturen.

Die situatie is al ontoelaatbaar, maar als gevolg daarvan werden ook steeds hogere retourwatertemperaturen verkregen, zodat de warmteopname in de condensor ook minder werd.

Op natuurlijke wijze ontstaat dan een evenwicht tussen opname = afgifte, waarbij het functioneren ondanks de opname niet meer aan de verwachtingen voldoet (= slecht rendement) en het gewas schade zou kunnen ondervinden van een te hoge bodemtemperatuur. De warmtetoevoer naar de condensor, zodanig regelen (kortsluit-klep openen) dat een toelaatbaar evenwicht ontstaat, is op die manier economisch minder aantrekkelijk.

6.1.1. Grondverwarming bij komkommerteelt

Een voorbeeld van deze bedrijfsomstandigheden is de volgende ervaring tijdens een meting.

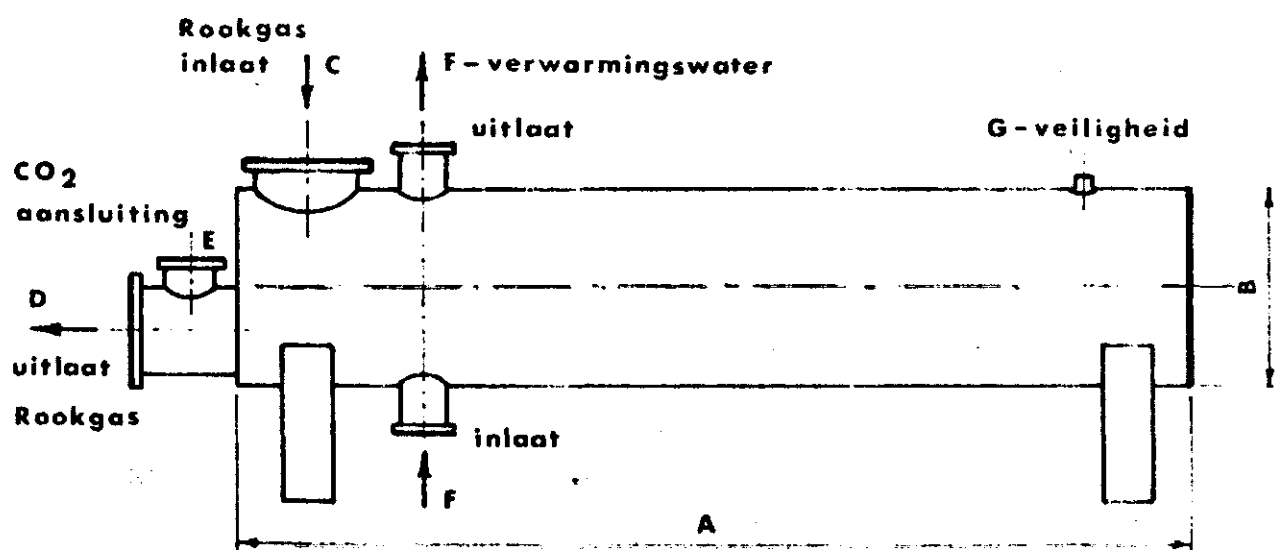
Gegevens:

- a. Enkele condensor
- b. Grondverwarming bij een komkommerteelt = 2 slangen per kap van 3.20 m breedte
- c. Diepte ligging slangen 50 cm
- d. Bodemverwarming gedurende 1 week niet in bedrijf in verband met een te hoge bodemtemperatuur.
- e. Bij start van de meting was de retourwatertemperatuur van de bodemverwarming 24°C

Na 3 uren meten met vollast brander in bedrijf waren de watertemperaturen van de bodemverwarming:

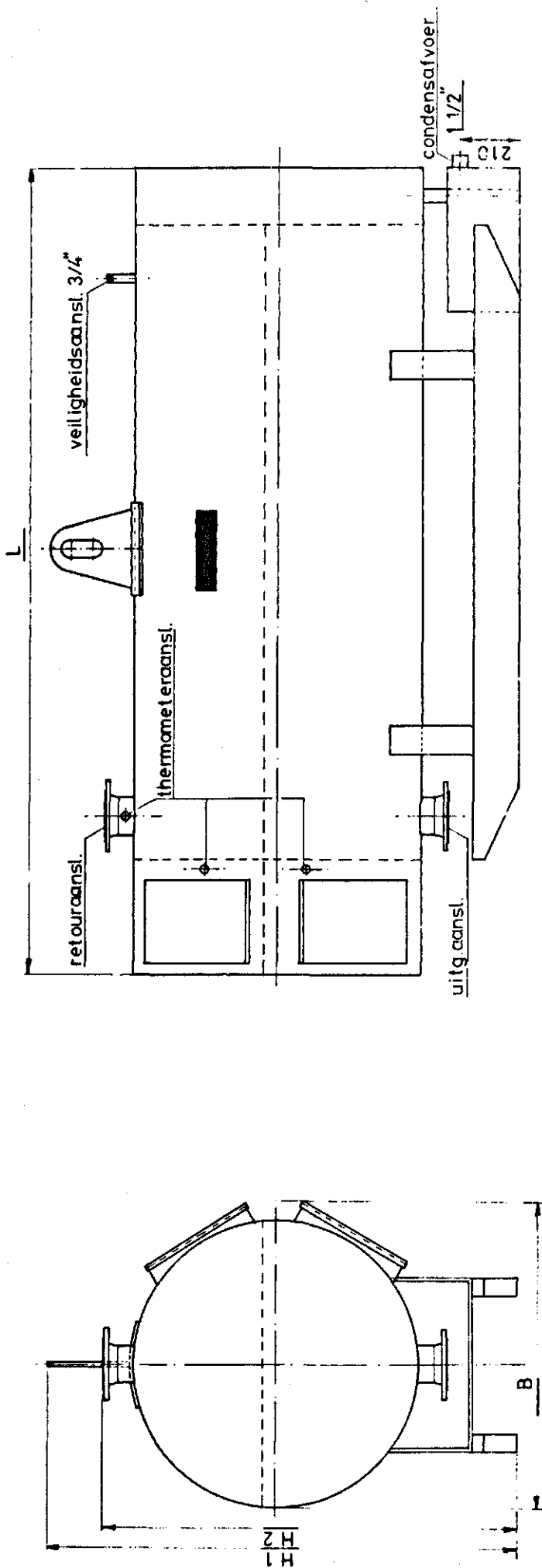
Retour = intrede condensor: 35°C

Aanvoer = uittrede condensor: 47°C



Enkele condensor

Uitvoering "gladde pijpen - tegenstroomprincipe"



Enkele-condensor
"gladde pijp-
tegenstroomprincipe"

Rookgascondensor
flensaansl. vlg DIN 2631

type	C-1	C-1,5	C-2	C-2,5	C-3	C-4	C-5
ketelcap. in Mcal/h.	1	1,5	2	2,5	3	4	5
totale lengte L	3600	3600	3700	3700	3700	4000	4000
totale breedte B	700	840	940	1035	1120	1300	1480
totale hoogte H 1	1265	1390	1490	1585	1675	1840	1990
hoogte H 2	1065	1190	1290	1385	1475	1640	1790
gewicht in kg	1475	2263	2835	3520	4185	5313	6500
verw opp. in M ²	40	60	80	100	120	150	200
diam. uitg en retour	80	100	100	100	100	125	150

Deze, in korte tijd, tot stand gekomen watertemperatuurverhoging is kenmerkend voor de te grote hoeveelheid warmte die in de bodem werd gebracht.

Door het ontstaan van de hoge watertemperaturen, die teeltkundig ontoelaatbaar zijn, ontstonden uiteraard ook hoge rookgastemperaturen bij de uittrede van de condensor.

Het condensorendement wordt daardoor zeer nadelig beïnvloed.

De intredende rookgastemperatuur was: 130°C , de uittredende : 48°C ; het rendement op cal. bovenwaarde: 7.3%.

Uitgaande van het feit dat het een vaststaand gegeven was dat de verhouding opname = afgifte gelijk moest zijn, is er naar een ander gebruik van de (in voorgaande situatie) overtollige warmte gezocht. Een spreiding dus van warmteafgifte, zodanig dat de juiste hoeveelheid warmte voor de bodem naar dat verwarmingscircuit wordt gevoerd en het restant elders wordt benut. Voor dat laatste hebben we gedacht dit af te geven aan het retourwater van de bovengrondse hoofdverwarming.

Om dit te realiseren moest er dus een apparaat worden ontwikkeld waarin deel-opname tot stand kwam met afgifte aan twee afzonderlijke verwarmingscircuits.

Het daarna ontworpen apparaat bestaat uit 2 geheel afzonderlijke delen.

Het is bij de toepassingen een begrip geworden onder de naam combi-rookgascondensor (dubbele rookgascondensor).

6.2. "Combi-rookgascondensor"

6.2.1. 1e sectie

De twee delen van de hier bovengenoemde combi-condensor zijn secties genoemd, zodat we tot een 1e sectie en 2e sectie komen.

De rookgassen stromen vanuit de ketel in de 1e sectie.

Omdat de rookgassen in die situatie nog een vrij hoge temperatuur bezitten kan deze 1e sectie het beste worden benut door er water van de hoofdverwarming door te voeren.

Immers, dit retourwater bezit een variabele temperatuur, afhankelijk van de warmtevraag in de kas, van circa 35°C - 75°C .

Ook bij de hoogste genoemde watertemperatuur wordt nog warmte-overdracht van rookgassen naar water verkregen.

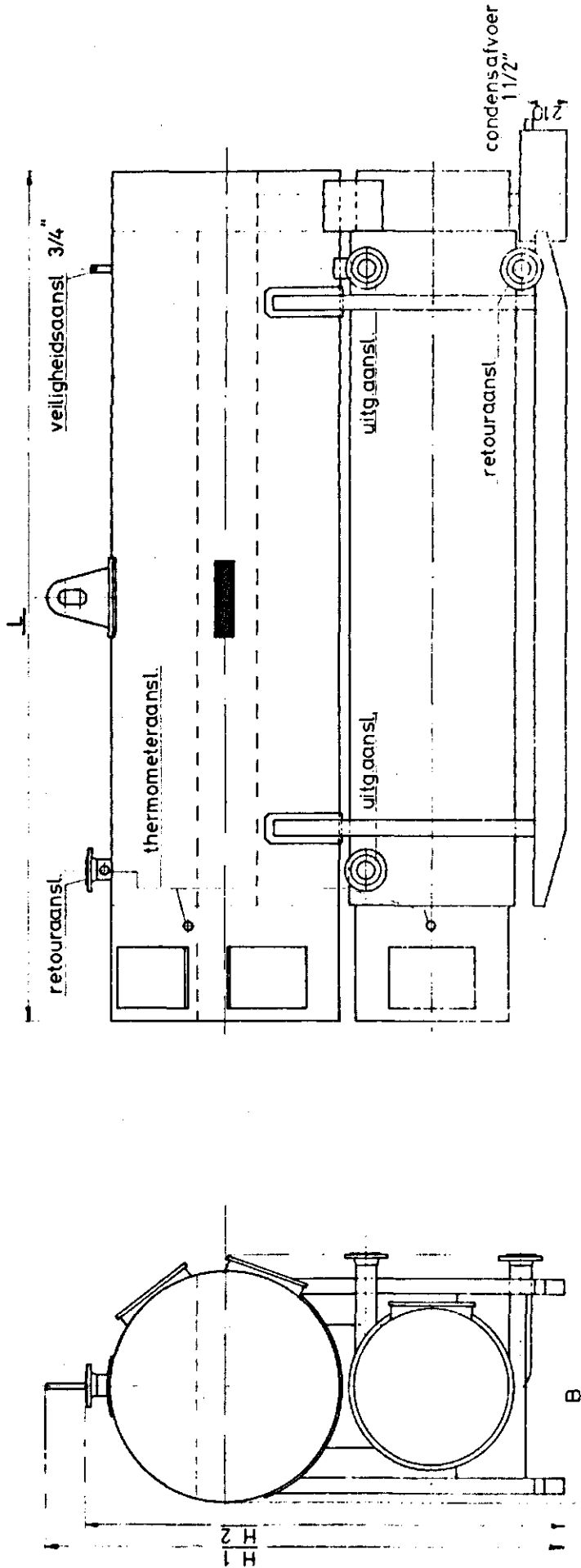
Deze 1e sectie bestaat uit één bundel pijpjes, waardoor de rookgassen stromen, het zgn. 1 treks-gedeelte. In tegenstroom wordt het retourwater langs de pijpenbundel gevoerd en na uittrede, in de ketel gebracht.

De 1e sectie fungeert dus als voorwarmer voor de ketel.

Met de gewonnen warmte kunnen er nooit problemen ontstaan.

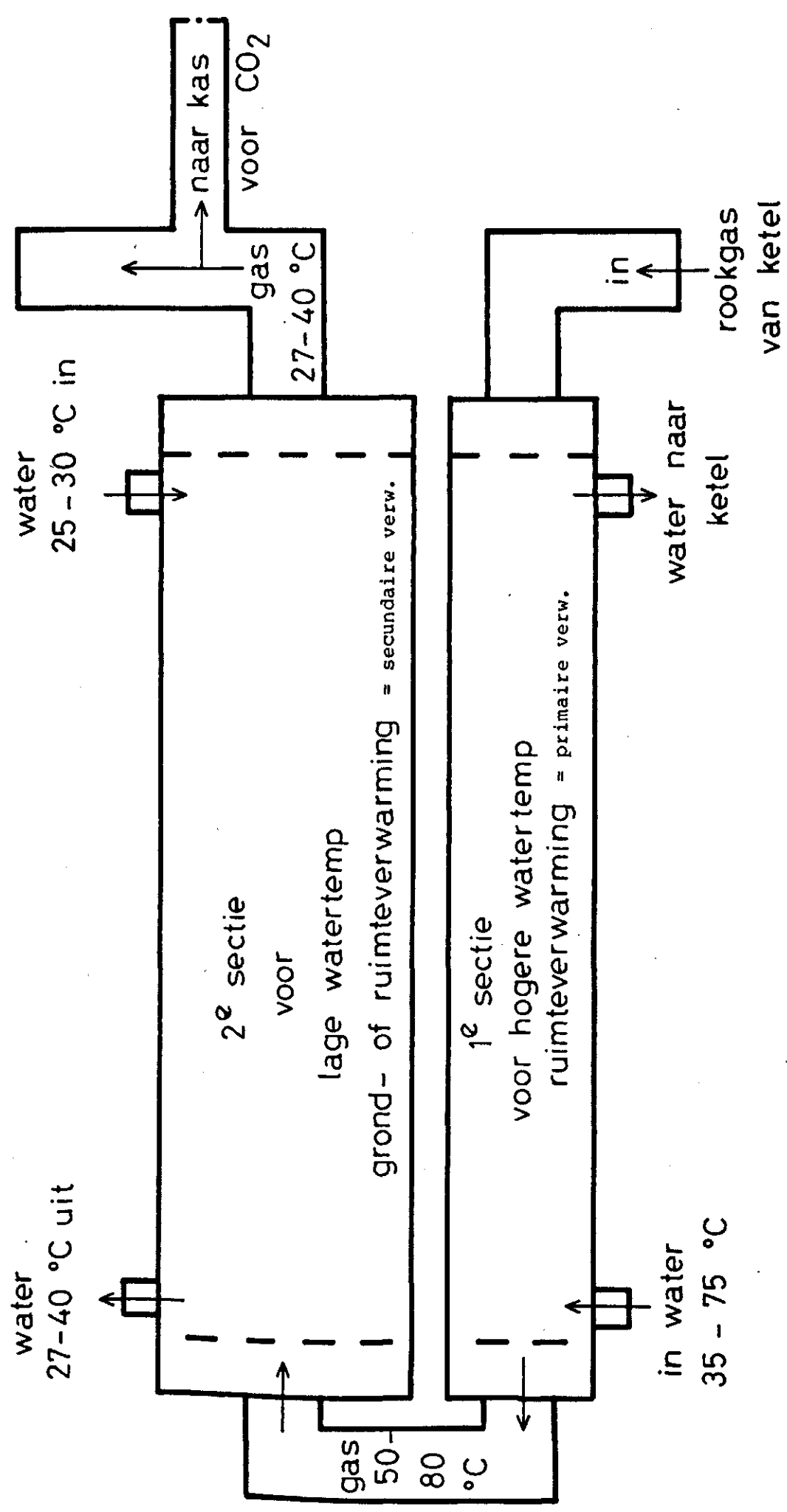
Als het ketelwater op de vereiste temperatuur is, stopt de brander en is er ook geen opname-afgifte meer in de condensor.

De benuttingsgraad is dus optimaal. De hoeveelheid warmte opgenomen en afgegeven in de 1e sectie is sterk afhankelijk van de temperatuur van het binnenkomende retourwater.



type	ketelcap. in Mcal/h	CG-2	CG-2,5	CG-3	CG-4	CG-5
totale lengte		2	2,5	3	4	5
totale breedte	L	3750	3750	3750	4000	4000
totale hoogte	B	1090	1190	1280	1410	1570
hoogte	H1	2230	2400	2550	2800	3050
gewicht in kg	H2	2030	2200	2350	2600	2850
verw.opp. in M ²		4200	5180	6100	8000	9950
diam. uitg. en retour		120	150	180	240	300
		100	100	100	125	125

Combi-rookgascondensor
flensaansl. vlg. DIN 2631



Combi-Rookgascondensor
Besparing 13 - 16 procent
van calorische bovenwaarde

1^e sectie : capaciteit 40 - 50 %
2^e sectie : capaciteit 60 - 50 %

6.2.2. 2e sectie

De rookgassen, die bij verlaten van de 1e sectie een lagere temperatuur bezitten worden daarna in de 2e sectie gevoerd. Deze 2e sectie bestaat uit drie bundels pijpjes, die onderling, waterzijdig zowel als rookgaszijdig, gescheiden zijn door keerplaten.

Op deze wijze ontstaat een zgn. 3-treks gedeelte.

Aan deze uitvoering liggen de volgende gedachten ten grondslag:

- a. Het rookgasvolume is, door afkoeling in de 1e sectie, afgenomen.
- b. Bij 1-treks of 2-treks uitvoering zou de rookgassnelheid dusdanig laag worden dat de warmteoverdracht door convectie onvoldoende zou zijn.
- c. Tussen de rookgastemperatuur en de watertemperatuur is in de 2e sectie een klein verschil.

Dit zou moeten leiden tot een zeer groot verwarmd oppervlak = dure produktie of zeer turbulente stroom rookgassen met hoge snelheid= zeer hoge stromingsweerstand.

Er van uitgaande dat we beslist geen concessies wilden doen aan het te behalen rendement, is een compromis gezocht tussen produktie kosten (uitvoering v.o.) en de toename van de stromingsweerstand. Door het aantal pijpen per bundel af te stemmen op de volumevermindering is in de drie bundels onderling een verschillend aantal pijpen ontstaan, waarbij de rookgassnelheid vrijwel constant is. Op deze 2e sectie wordt het bodemverwarmingscircuit aangesloten. Door een dergelijke situatie in de praktijk gedurende 7 maanden te meten konden ten aanzien van de opname-afgifte capaciteitsverdeling van 1e sectie en 2e sectie de gegevens verkregen worden, zoals die vermeld staan op het schema van de combi-rookgascondensor.

Conclusies hoofdstuk 6

- Een lage watertemperatuur in het circuit geeft een hoog rendement van de condensor.
- De enkele condensor geeft in veel gevallen geen goed evenwicht tussen de afgifte aan het verwarmingscircuit en de opname in de condensor.
- Een combi-condensor maakt de verdeling van de opgenomen warmte naar twee verschillende verwarmingscircuits mogelijk.
- Het resultaat van de combi-condensor is gunstig door de lagere opname in de 2e sectie, wat een lagere watertemperatuur in de secundaire verwarming betekent.

Hoofdstuk 7

STROMINGSWEERSTANDEN

Zowel aan de rookgaszijde, als aan de waterzijde ontstaan weerstanden door het stromingspatroon in de condensor.

7.1. Rookgaszijdige weerstand

Rookgaszijdig is de weerstand in een "gladde pijpcondensor" hoger dan in een "lamellenkoeler".

Dit wordt veroorzaakt door de lange af te leggen weg en de turbulentie van de stroom in de pijpjes.

Vooraf bij de combi-condensor die totaal uit 4 stromingsbundels bestaat, is een duidelijke weerstandtoename te bespeuren.

Het opnieuw afstellen van de brander is dan noodzakelijk en bij sommige ketel-brandercombinaties moet soms wel genoeg worden genomen met enige vermindering van de brandercapaciteit in de vollast situatie. Dit kan veelal toelaatbaar zijn omdat door middel van de condensor-toepassing extra warmte winst wordt behaald.

Ook het toepassen van andere energiebesparende maatregelen kan leiden tot een kleinere maximale warmteproductie op het bedrijf.

Dit zal echter per bedrijf onder de loep moeten worden genomen.

7.2. Waterzijdige weerstand

Waterzijdig is de weerstand in de gladde pijpcondensor zeer gering.

Dit kan toenemen indien het water van de primaire verwarming door een deel van de combi-condensor (1e sectie) of door een

"enkele" condensor wordt gevoerd. Immers de hoeveelheid water van een primaire verwarming staat in geen enkele verhouding met de capaciteit van dit condensordeel.

In vollastsituaties een omloopleiding in bedrijf stellen, om te voorkomen dat het temperatuurverschil tussen aanvoer- en retourwater te groot wordt, is dan noodzakelijk.

Bij de 2e sectie, die gevoed wordt vanuit de secundaire verwarming, is het plaatsen van een omloopleiding ontoelaatbaar. Ook niet nodig omdat de hoeveelheid door te voeren water van de secundaire verwarming veel kleiner is dan in geval van de primaire verwarming. Een iets groter temperatuurverschil tussen aanvoer- en retourwater zal bij een secundaire verwarming geen problemen opleveren.

Echter wel bij de primaire verwarming in vollast bedrijf.

In de lamellenkoeler ontstaat waterzijdig een vrij hoge weerstand.

Doordat het water door zeer nauwe pijpjes wordt gevoerd en langs vele keringen in de nauwe verzamelbakken moet, ontstaat deze weerstand. Ook bij de lamellenkoeler kan een omloop worden gemaakt als het water van de primaire verwarming door de 1e sectie van een combi-condensor of door een enkele condensor wordt gevoerd. Bij vollast warmtevraag gaat dan een deel van de grote hoeveelheid water rechtstreeks buiten de condensor om naar de ketel.

Bij situaties waarbij de condensor wordt gevoed vanuit een secundair verwarmingsnet kan er geen sprake zijn van een omloopleiding in bedrijf stellen. Dit zou het effect van het apparaat te ongunstig beïnvloeden.

Wordt het temperatuurverschil van aanvoer- en retourwater van een dergelijk verwarmingscircuit te groot, dan is het tussenplaatsen van een extra pomp bij de bestaande verwarming noodzakelijk, bijv. bij bodemverwarming.

Bij nieuwbouwsituaties kan hiermee bij het vaststellen van de druk van de betreffende circulatiepomp rekening worden gehouden.

Conclusies hoofdstuk 7

- Een gladde pijpcondensor heeft waterzijdig een lage weerstand en rookgaszijdig een hoge weerstand.
- Een lamellenkoeler heeft waterzijdig een hoge weerstand en rookgaszijdig een lage weerstand.
- Een combi-condensor heeft in de 1e sectie en de enkele condensor heeft, aangesloten op de retour van de primaire verwarming, een omloopleiding nodig in de vollast verwarmingssituatie.

Hoofdstuk 8

ALGEMENE OPMERKINGEN

8.1. Voorschriften

Omdat de rookgascondensor in een gasinstallatie wordt toegepast, die aan keuringseisen en voorschriften moet voldoen, stelt men van de zijde van de energiebedrijven eveneens eisen aan de toepassing van de condensor.

De belangrijkste punten zijn:

1. Plaatsen van een thermostaat als maximum temperatuur begrenzing van het water in de condensor. Bij een te hoog oplopen van de watertemperatuur wordt de brander gestopt en volgt een melding.
2. Een pressostaat te plaatsen tussen de ketelrookgasuitlaat en de condensor-rookgasinlaat.
Zodra de rookgasdruk zodanig boven een ingestelde waarde oploopt dat de verbranding verstoord zou kunnen worden (oorzaak verstopping van de rookgasdoorvoer in de condensor) stopt de brander en volgt melding.
3. Een instelbaar drukventiel ter voorkomen van te hoge druk aan de waterzijde in de condensor.
4. Energiebedrijven kunnen aanvullende of afwijkende voorschriften vaststellen.

Dit o.a. omtrent rookkanalen, keerkleppen, branderschakelingen, CO₂-doseerinstallaties e.d.

De uitvoerende installateur dient goed geïnformeerd te zijn omtrent de algemene en plaatselijke voorschriften.

Bij twijfel moeten de betreffende instanties worden geraadpleegd.

In de aanbieding moet de garantie worden opgenomen dat de installatie volgens de normen van het energiebedrijf kan functioneren.

8.2. Controle

Naast de genoemde beveiligingsappendages is het van belang een goede controle op de werking van het apparaat te kunnen houden. Noodzakelijk is het, dat bij de in- en uitredende stromen aan rookgas- en waterzijde een deugdelijke thermometer geplaatst is. Dit eveneens bij combi-condensors, rookgaszijdig tussen de beide secties.

Op deze wijze kan men vergelijkingen maken tussen de heersende watertemperaturen en rookgastemperaturen.

Hoewel voor het exact vaststellen van een rendement meerdere gegevens en langere waarnemingen met verschillende bedrijfstoestanden noodzakelijk zijn, kan men bij sterk afwijkende temperaturen toch enige conclusies trekken en eventueel een nadere controle laten uitvoeren.

Voor een duurzame en wat nauwkeuriger controle zijn goede, geijkte kwikthermometers noodzakelijk.

De veelal gebruikte wijzerthermometers laten een aflezen op 5°C nauwkeurig al nauwelijks toe en het inwendige mechanisme zal vrij snel zodanig corroderen dat het functioneren nog minder wordt of geheel stopt.

Omdat het bij een goed of slecht functioneren van een rookgascondensor om een gering aantal °C gaat is waakzaamheid een eerste vereiste.

Conclusies hoofdstuk 8

- De voorschriften van de energiebedrijven verschillen nogal. Het is noodzakelijk daar kennis van te nemen en de installatie volgens voorschrift uit te voeren.
- Een goede controle op de werking van de condensor is noodzakelijk.

Hoofdstuk 9

"WARMTE OPNAME - AFGIFTE VAN COMBI-CONDENSOR TEN OPZICHTE VAN ENKELE CONDENSOR BIJ VERSCHILLENDE BRANDERCAPACITEITEN".

9.1. Ketelbelasting - warmteopname

Uit de tabel op pag. 43 blijkt dat bij vollast brandercapaciteit 1/3 van de gewonnen warmte van de combi-condensor afgegeven wordt aan het retourwater van de hoofdverwarming en 2/3 aan het afzonderlijke verwarmingscircuit, in het algemeen de secundaire verwarming.

Bij deellasten van de brandercapaciteit gaat deze verhouding veranderen.

Zo zien we dat bij branderstand "kleine vlam", dit is op 20% capaciteit, de verhouding precies omgekeerd is, namelijk 2/3 van de gewonnen warmte gaat in het retourwater van de hoofdverwarming (1e sectie) en 1/3 naar de bodemverwarming (2e sectie). Op jaarbasis was gedurende het onderzoek hiernaar 50% van alle gewonnen warmte afgegeven in de 1e sectie en eveneens 50% in de 2e sectie voor bodemverwarming.

Hierdoor ontstond een natuurlijk evenwicht tussen warmteproductie en warmtevraag voor de bodemverwarming. Naarmate de buitentemperaturen hoger zijn, wordt minder warmte geproduceerd en vraagt de bodem ook minder warmte. Dan verschuift het opname-aandeel in de condensor van de 2e sectie naar de 1e sectie.

Een teveel aan warmte in de bodem is nooit ontstaan en de bodemverwarming kon gedurende 5½ maand (bij een komkommerteelt) in bedrijf blijven.

De vergelijking, die wel wordt gemaakt, met een bodemverwarming die op de ketel is aangesloten en met een handbediende mengklep wordt geregeld, gaat geheel mank. Daarbij stelt men (na voorwarmen van de bodem) de mengklep zodanig in, dat de aanvoertemperatuur $\pm 40^{\circ}\text{C}$ is en dan functioneert dit verwarmingscircuit gedurende een zekere periode de gehele 24 uren per dag. Dit is een situatie die, indien het circuit is aangesloten op de 2e sectie van de condensor, slechts weinig voorkomt, namelijk alleen indien de brander met vollaststand in bedrijf is. Het is duidelijk dat de omschreven handbediende instelling niet lang volgehouden kan worden.

Dikwijls, na enige weken, is de bodemtemperatuur ontoelaatbaar hoog en wordt de installatie uit bedrijf genomen.

Uit deze situatie stoelt de opmerking:

"Grondverwarming wordt toch slechts voor korte duur gebruikt; wat heeft een condensortoepassing dan voor zin".

Bij omschreven toepassing gaat dit echter totaal anders.

Een bijkomstige gunstige factor is het feit, dat naarmate de branderbelasting lager wordt, de watertemperatuur van het verwarmingscircuit, aangesloten op de 2e sectie, ook steeds lager wordt.

In deze 2e sectie wordt uiteindelijk het rendement van de condensor bepaald. Lagere watertemperaturen stellen de rookgassen in staat verder af te koelen.

Rookgastemperaturen van ca. 30°C zijn in deellasten zeker geen uitzondering.

Tabel : Warmte opname-afgifte van combi-condensor t.o.v. enkele condensor bij verschillende gasbrandercapaciteiten.

<u>Combi-condensor</u>	
1e sectie: retourwater primaire verwarming (90-75°C tot ca. 40-30°C).	
2e sectie: secundaire verwarming - T.water max. 40-30°C.	
Bij vollast 100% : verh.cap. 1e : 2e sectie = 1 : 2 =	33% : 66%
Bij bel. = 80% : verh.cap. 1e : 2e sectie = 1 : 1.5 =	32% : 48%
Bij bel. = 60% : verh.cap. 1e : 2e sectie = 1 : 1 =	30% : 30%
Bij bel. = 40% : verh.cap. 1e : 2e sectie = 1.7 : 1 =	25% : 15%
Bij bel. = 20% : verh.cap. 1e : 2e sectie = 2 : 1 =	13% : 7%
<u>Enkele-condensor</u>	
Verh. ketel-brander belasting : capaciteit condensor = evenredig	
Bij vollast = 100% - cap. condensor =	100%
Bij bel. = 80% - cap. condensor =	80%
Bij bel. = 60% - cap. condensor =	60%
Bij bel. = 40% - cap. condensor =	40%
Bij bel. = 20% - cap. condensor =	20%

De situatie die ontstaat als in gelijksoortige bedrijfssituaties met een enkele condensor wordt gewerkt, is in een eerder stadium omschreven. De opname-afgiftecapaciteit is evenredig aan brandercapaciteit en alle gewonnen warmte moet door één verwarmingscircuit afgegeven worden. Deze ervaring is opgedaan met een bodemverwarmingssysteem.

De verhoudingen echter gelden voor alle gevallen waar sprake is van een secundair verwarmingssysteem van welke aard dan ook. In vele gevallen zal er geen teeltkundige hinder van een secundair verwarmingscircuit worden ondervonden indien de watertemperaturen te hoog worden.

Mogelijk ontstaat zelfs het misverstand dat een hogere watertemperatuur in het secundaire net gunstig is. Integendeel, het is zeer ongunstig. Het rendement van de condensor is dan niet goed. Uitbreiding van het secundaire verwarmingsnet is dan noodzakelijk om te komen tot een lagere watertemperatuur en daardoor een hoger condensorendement. In een verder stadium zal de verhouding van condensor-uitvoering en benodigd verwarmingscircuit in diverse situaties met berekeningen duidelijk worden gemaakt.

Conclusies hoofdstuk 9

- Bij vollast opname van een combi-condensor is de wateropname in de 1e sectie 1/3 en in de 2e sectie 2/3.
- Bij 20% belasting van een combi-condensor is de warmte-opname in de 1e sectie 2/3 en in de 2e sectie 1/3.
- In beide genoemde situaties zijn er geen problemen met de bodemverwarming of andere secundaire circuits.
- Bij een enkele condensor wordt alle opgenomen warmte afgegeven aan het 1e circuit.

Hoofdstuk 10 A

GEGEVENS BIJ VERSCHILLENDE LUCHTFACTOREN

Eerder is vastgesteld dat het behalen van een hoog totaal rendement het uitgangspunt moet zijn bij een ketel met condensorinstallatie. In geval één onderdeel een goed resultaat behaalt, maar het andere onderdeel daarentegen slecht functioneert zal in totaliteit geen resultaat behaald worden dat aan hoge normen voldoet.

Indien de ketel functioneert met een hogere dan de normale rook-gastemperatuur bij uittrede dan zal het ketelrendement ongunstig zijn. Is achter een dergelijke ketel een condensor geplaatst die functioneert met een lage watertemperatuur, dan zal de condensor een groot deel van de voelbare warmte opnemen die de ketel extra verloren liet gaan.

Het totale rendement kan in die situatie toch nog bevredigend zijn. Veel moeilijker wordt de situatie indien de brander met een te grote onnodige, luchtvermaat functioneert. Naast eerder genoemde factoren die daarbij ontstaan: laag CO₂-gehalte, lage dauwpuntstemperatuur e.d., neemt ook het rookgasvolume toe naarmate de luchtvermaat groter is. De rookgassen kunnen dan met een temperatuur de ketel verlaten die normaal genoemd kan worden. Desondanks is dan het verlies aan voelbare warmte onnodig veel hoger dan normaal. De extra toegevoerde lucht heeft in de vuurhaard warmte opgenomen uit de ontwikkelde warmte van het verbrandingsproces.

Door hoofdzakelijk convectie warmteoverdracht staat ook deze extra lucht weer een deel af aan het verwarmd oppervlak van de ketel. Bij het verlaten van de ketel zal deze extra lucht in het gasmengsel een temperatuur bezitten, die ongetwijfeld veel hoger zal zijn dan de temperatuur die de verbrandingslucht bezat bij binnenkomst in de verbrandingsruimte (ketelhuistemperatuur). Een deel van de opgenomen warmte wordt dus meegenomen.

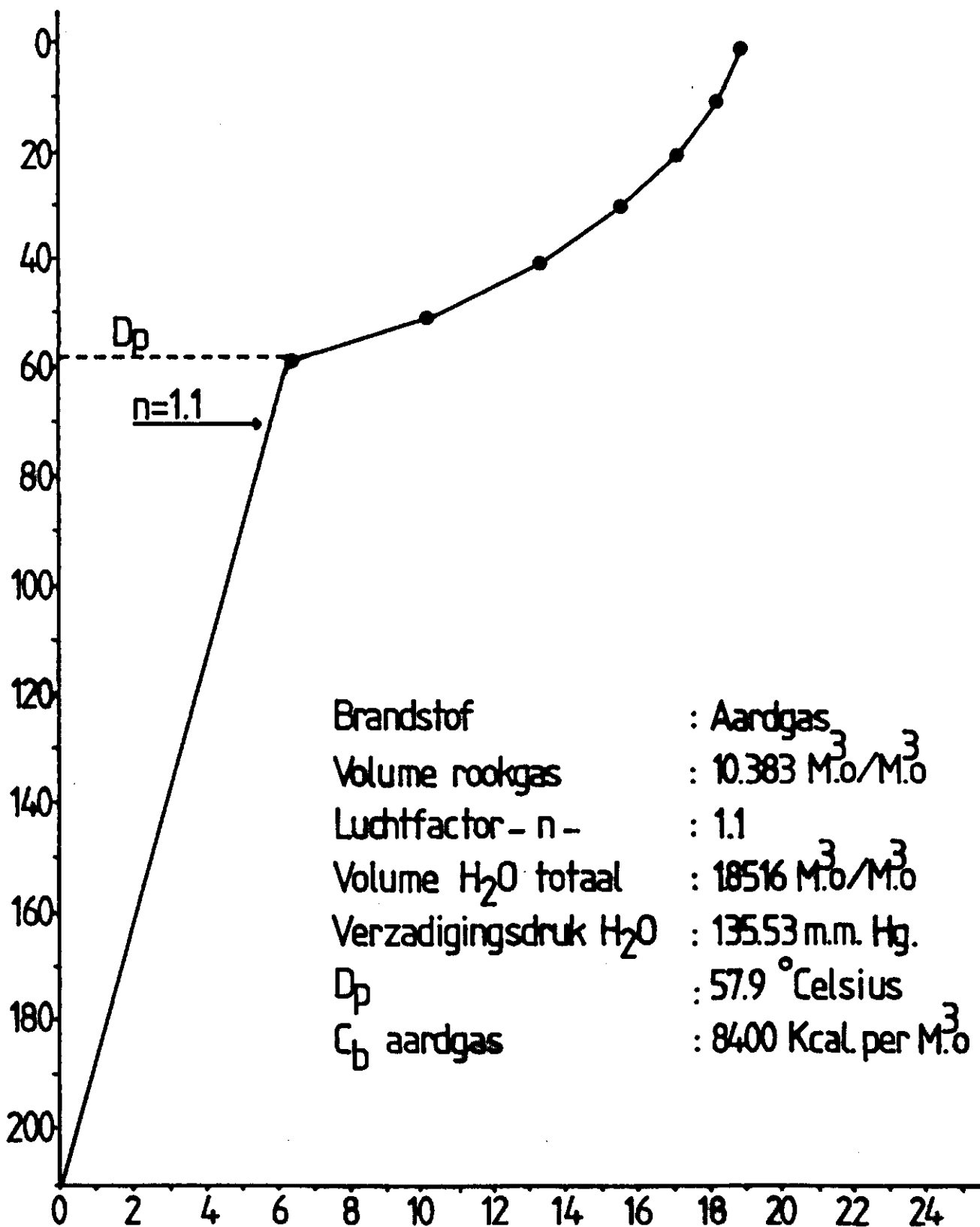
Komt het gasmengsel in de condensor, dan vindt verdere daling van temperatuur plaats, ook uiteraard van de genoemde extra, onnodige lucht. In de condensor kan dus, door het grotere volume van het gasmengsel, méér warmte worden opgenomen en aan het water worden afgestaan, dan bij een gelijke temperatuurdaling met een normale, goede, brander-afstelling.

De condensor benut dus een deel van de extra warmte, die de ketel verloren liet gaan. Hierdoor ontstaat een hoger condensorrendement. Het aandeel van de toegevoerde warmte dat de condensor opneemt wordt groter dan normaal; het aandeel dat de ketel opneemt echter kleiner. Het eindresultaat zal, ondanks de condensor, de fout van brander en ketel slechts voor een deel ongedaan maken.

Immers de rookgassen verlaten de condensor met een zekere temperatuur. De rookgassen bevatten dus nog een hoeveelheid warmte. Deze hoeveelheid zal groter zijn naarmate, bij gelijke temperatuur, het volume van de gassen groter is.

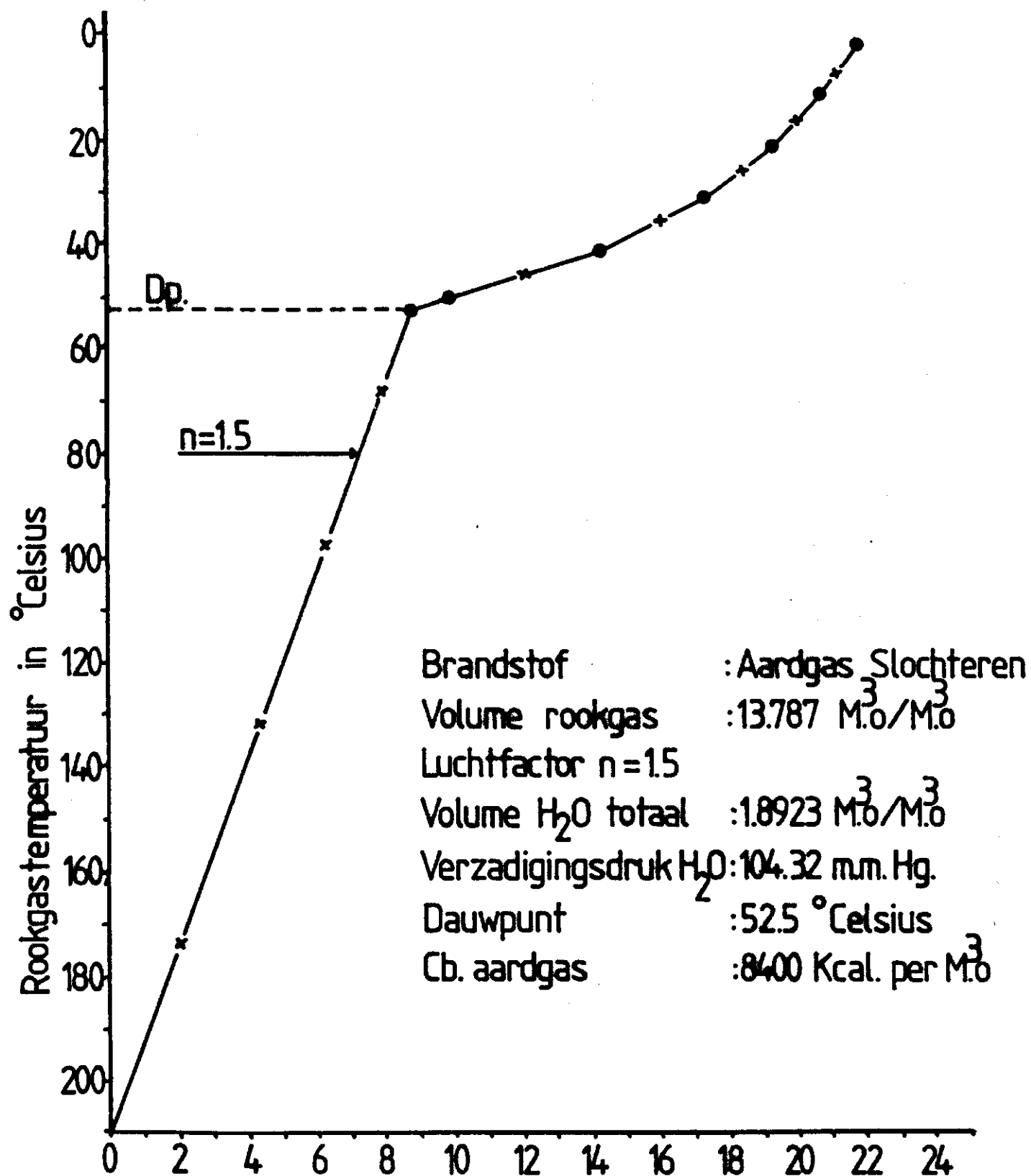
Ook de kans dat, ondanks het schrikeffect, in de gassen meer waterdamp aanwezig is (lagere verzadigingsdruk van de waterdamp) maakt het extra verlies nog groter.

Rookgastemperatuur in °Celsius



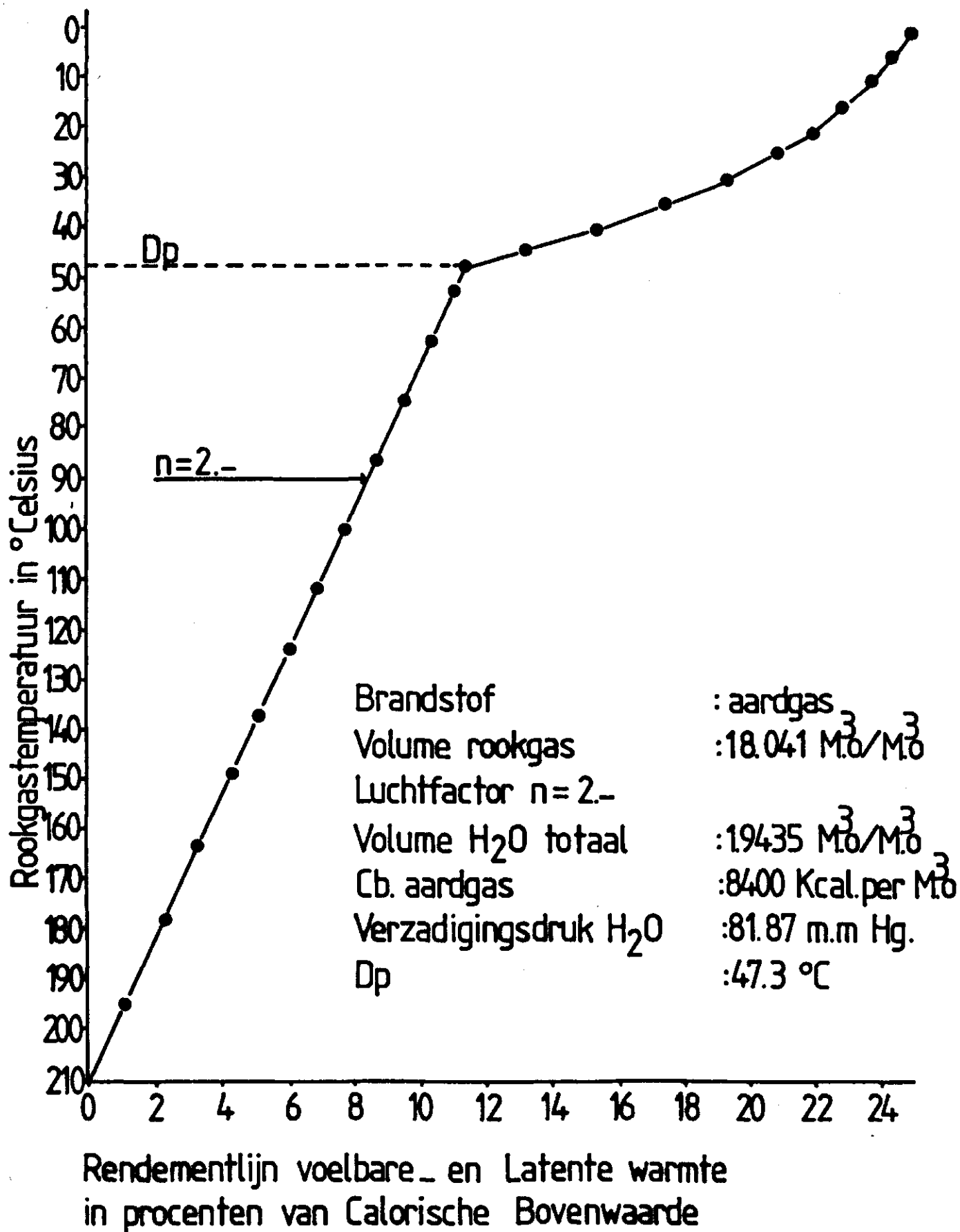
Rendementlijn Voelbare - en Latente warmte
in Procenten van Calorische Bovenwaarde

figuur 1



Rendementlijijn Voelbare - en Latente warmte
 in procenten Calorische Bovenwaarde

figuur 2



figuur 3

In grafiek 1 over luchtvermaat is uitgegaan van een luchtfactor 1.1. De daarbij verkregen waarden zijn op de tabel vermeld. Speciale aandacht verdient het volume van de rookgassen : $10.383 \text{ m}^3_{\text{O}}/\text{m}^3$ aardgas. Verlaten de rookgassen de ketel met 210°C en dalen daarna tot 0°C dan komt een hoeveelheid warmte vrij die overeenkomt met 18.9% van de aan de brander toegevoerde warmte.

In de praktijk kan op economische wijze geen daling van de rookgassen tot 0°C tot stand worden gebracht, stel echter dat de rookgassen afkoelen tot 40°C . Dan wordt door de condensor 13.3% benut en gaat dus $18.9\% - 13.3\% = 5.6\%$ van de calorische bovenwaarde verloren.

In grafiek 2 over luchtvermaat is uitgegaan van een luchtfactor 1.5. Ook hier zijn de waarden op de tabel vermeld. Het rookgasvolume = $13.787 \text{ m}^3_{\text{O}}/\text{m}^3$ aardgas. Ook hier verlaten de rookgassen de ketel met 210°C . Afkoelen tot 0°C leidt tot een hoeveelheid vrijgekomen warmte van 21.8% op calorische bovenwaarde van het gas.

Indien ook hier de rookgassen de condensor verlaten met 40°C , dan wordt in de condensor 14.3% opgenomen en gaat $21.8\% - 14.3\% = 7.5\%$ van de calorische bovenwaarde verloren.

In grafiek 3 over luchtvermaat is het uitgangspunt een luchtfactor van 2, dus 100% luchtvermaat. Het rookgasvolume wordt hierbij: $18.041 \text{ m}^3_{\text{O}}/\text{m}^3$ aardgas. Bij een uittrede temperatuur uit de ketel van 210°C en een afkoeling tot 0°C komt 25% van de toegevoegde warmte aan de brander vrij. Bij het verlaten van de condensor bezitten, ook in die situatie, de rookgassen een temperatuur van 40°C . De opgenomen warmte in de condensor is dan 15.4%. Verloren gaat $25\% - 15.4\% = 9.6\%$ van de calorische bovenwaarde.

Samenvattend:

Luchtfactor	$210^\circ\text{C} - 0^\circ\text{C}$ in % van Hb	Rendement condensor in % van Hb	Verliezen in % van Hb
1.1	18.9	13.3	5.6
1.5	21.8	14.3	7.5
2.-	25.-	15.4	9.6

Wordt een vergelijking gemaakt tussen luchtfactor 1.1, die in een aantal capaciteitsstanden van de brander zeker haalbaar is en de factor 2 dan blijkt het extra verlies van de laatste factor ten opzichte van een goede afstelling: $25\% - 18.9\% = 6.1\%$ te zijn.

De condensor poetst van dit extra verlies een deel uit door: $15.4\% - 13.3\% = 2.1\%$ daarvan op te nemen. Desondanks ontstaat nog een extra verlies ten opzichte van de goede afstelling van: $9.6\% - 5.6\% = 4\%$. Naast dit onnodige verlies ontstaat in deze situatie nog een nadeel, de condensor heeft de opgenomen extra warmte uiteraard ook moeten kunnen afgeven. Een extra afgiftecapaciteit van het verwarmingscircuit is daarvoor nodig. Zou dat niet het geval zijn, dan zou de watertemperatuur in de condensor hoger zijn geworden en er zou een nieuw evenwicht van opname en afgifte zijn ontstaan.

Het gevolg bij een hogere rookgastemperatuur is dan minder opname van de extra ketelverliezen in de condensor dus meer verliezen van het totaal aan de brander toegevoegde warmte.

Conclusies hoofdstuk 10 A

- Bij een grote luchtvermaat wordt een deel van de voelbare warmte dat in de ketel niet wordt benut, in de condensor opgenomen.
- Het totaal rendement van ketel en condensor is ongunstiger naarmate de luchtvermaat groter is.
- Extra warmte, opgenomen in de condensor, vraagt een uitgebreider secundair verwarmingsnet.

Hoofdstuk 10 B

BEREKENINGEN BIJ LUCHTFACTOREN

10 B.1. Grafiek en tabel A

Bij tabel en grafiek A zijn de volgende uitgangspunten gehanteerd:

1. Luchtfactoren: $N = 1.05 - N = 1.5 - N = 2.-$
2. Temperatuur rookgas na ketel : $T_1 = 200^{\circ}\text{C}$.
3. Temperatuur rookgas na condensor : $T_2 = 30^{\circ}\text{C}$.
4. Temperatuur rookgas $T_3 = 0^{\circ}\text{C}$.
5. Verzadigingsdruk waterdamp bij $30^{\circ}\text{C} = 31.8 \text{ mm Hg}$.
6. Intrede watertemperatuur in condensor = 24°C .
7. Uittrede watertemperatuur uit condensor = 31°C .
8. Het zogenaamde schrikeffect is niet in de berekening opgenomen (afzonderlijke tabel).
9. Geen retarders in ketelvlampijpen, uitgaande van een combi-gladde pijpcondensor waarbij de rookgasweerstand zodanig is, dat extra ketelweerstand door middel van retarders niet mogelijk is.

In zowel de tabel als de grafiek komt duidelijk tot uiting dat het ketelrendement slechter wordt naarmate de luchtvermaat groter wordt. Vooral bij de luchtfactor 2.- is er sprake van een slecht resultaat. Het condensorrendement wordt hoger naarmate de luchtvermaat groter wordt. Echter niet evenredig met de rendementsvermindering van de ketel.

Dit resulteert in grotere verliezen op het totaal, naarmate de brander met een grotere luchtvermaat is afgesteld. Ondanks dat er dus bij luchtfactor 2.- sprake is van een hoog condensorrendement, is het totaalresultaat zeer matig te noemen.

Verder is een verschuiving te zien van de warmtewinst, in de condensor, van latente warmte ten opzichte van de voelbare warmte. De verhouding latente-voelbare warmte is:

Luchtfactor 1.05 = 1.22 : 1

Luchtfactor 1.5 = 1.- : 1.21

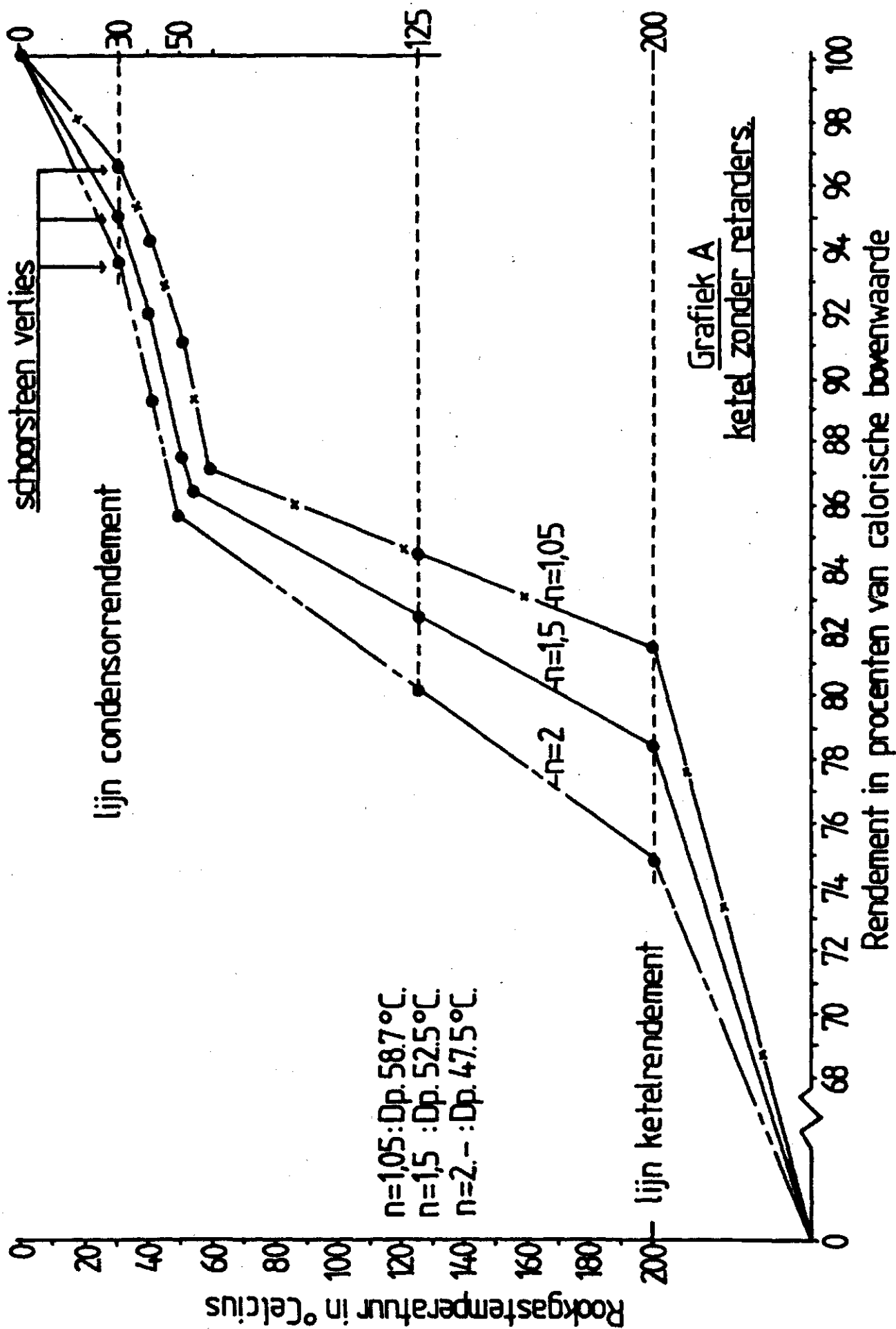
Luchtfactor 2.- = 1.- : 1.74

Twee redenen zijn hierbij te noemen:

1. Door de volumetoename van de rookgassen ontstaat meer voelbare warmte, die niet in de ketel is opgenomen. Bij een gelijkblijvende uittredetemperatuur uit de condensor is er dus meer opname van voelbare warmte naarmate de luchtvermaat groter is.
2. Ondanks dat het totale volume H_2O in de rookgassen toeneemt naarmate de luchtvermaat groter wordt, (ook met de verbrandingslucht wordt waterdamp in de vuurhaard gebracht) wordt minder winst aan latente warmte verkregen. De reden is de veel lagere dauwpuntstemperatuur bij grote luchtvermaat, (zie dauwpunt en partiële druk H_2O) waardoor het condensatieproces veel later op gang komt.

10 B.1.1. Schrikeffect - extra warmtewinst

Reeds eerder is een uiteenzetting gegeven van het schrikeffect. Er van uitgaande dat bij direct contact van de rookgassen met de relatief koude wanden van de pijpen in de condensor het condensatieproces in de praktijk geheel anders verloopt dan bij de voorgaande berekeningen, worden ook andere uitkomsten verkregen.



Behoort bij grafiek A	CO ₂ : 11.1% n = 1.05	CO ₂ : 7.6% n = 1.5	CO ₂ : 5.6% n = 2
% CO ₂	11.1 %	7.57 %	5.595 %
Vol.verbr.lucht	8.935 m ₃ _O	12.764 m ₃ _O	17.018 m ₃ _O
Vol. H ₂ O in verbr.lucht	0.1071 m ₃ _O	0.153 m ₃ _O	0.204 m ₃ _O
Vol. H ₂ O totaal	1.8464 m ₃ _O	1.8923 m ₃ _O	1.9433 m ₃ _O
Vol. rookgas totaal	9.9575 m ₃ _O	13.7865 m ₃ _O	18.041 m ₃ _O
% H ₂ O in rookgas	18.543 %	13.726 %	10.772 %
Partiele druk H ₂ O	140.93 mm Hg	104.316 mm Hg	81.87 mm Hg
Dauwpunt	58.7 °C	52.5 °C	47.5 °C
Totale warmte H ₂ O	891.41 kcal	913.44 kcal	937.92 kcal
Restant H ₂ O in rookgas	0.3336 kg	0.4618 kg	0.6044 kg
Condensaat →	1.1436 kg	1.052 kg	0.95024 kg
Latente warmte →	690.11 kcal	634.77 kcal	573.28 kcal
Voelbare warmte →	563.69 kcal	768.74 kcal	996.77 kcal
Totale warmtewinst	1253.8 kcal	1403.51 kcal	1570.1 kcal
% winst van cal.bovenw.	14.93 %	16.71 %	18.69 %
Verlies latente warmte	201.3 kcal	278.67 kcal	364.64 kcal
Verlies voelbare warmte	99.5 kcal	135.66 kcal	175.90 kcal
Totaal verlies	300.8 kcal	414.33 kcal	540.54 kcal
% van cal.bovenwaarde	3.58 %	4.93 %	6.44 %
Rendement ketel	6845.16 kcal	6582.24 kcal	6289.1 kcal
Cal.bovenwaarde	81.49 %	78.36 %	74.87 %
Cal.onderwaarde	90.54 %	87.07 %	83.19 %
Vol.rookgas bij T = 200°C	17.25 m ₃	23.88 m ₃	31.26 m ₃
Vol.rookgas bij T = 30°C	11.05 m ₃	15.30 m ₃	20.02 m ₃

Gegevens berekend op 1 m₃_O aardgas Slochteren

=====

Cal. bovenwaarde = 8400 kcal/m₃_O

=====

De respectievelijke dauwpuntstemperaturen van 58.7°C - 52.5°C en 47.5°C (tabel) zijn dan niet bepalend voor het intreden van het condensatieproces maar de oppervlaktetemperatuur van de pijpen.

In het voorbeeld is de watertemperatuur:

In = 24°C ;

Uit = 30°C .

Beide temperaturen zijn dus duidelijk lager dan de hiervoor genoemde dauwpunten.

In alle drie gevallen zal het condensatieproces dus beginnen zodra de rookgassen de pijpjes van de condensor binnenstromen.

De oppervlakte wandtemperatuur zal circa 2°C hoger zijn dan de ter plaatse heersende watertemperatuur aan de andere zijde van de wand.

Wandtemperatuur dus circa 32°C bij intrede rookgassen; 26°C bij uittrede rookgassen.

In het onverzadigde rookgasmengsel van 30°C zal de waterdampcondensatie doorgegaan zijn tot 26°C .

De latente warmtewinst wordt dan als volgt:

Lucht-factor (N)	Latente warmte		Extra latente warmte door "schrikeffect"	"Schrikeffect" in % van Hb
	Bij 30°C volgens theorie tabel - en grafiek A	Bij 26°C volgens natuurlijk verloop in praktijk		
1.05	690.11 kcal	731.9 kcal	41.79 kcal	0.5%
1.5	634.77 kcal	692.98 kcal	58.21 kcal	0.69%
2.-	573.28 kcal	649.35 kcal	76.07 kcal	0.91%

Door het schrikeffect worden de verschillen aan verliezen enigermate kleiner doordat meer effect wordt verkregen bij de luchtfactor 2.- dan bij respectievelijk de luchtfactoren 1.5 en 1.05.

Het verlies aan voelbare warmte wordt echter in het geheel niet beïnvloed door dit schrikeffect.

Zou alleen op het condensorendement gelet worden, dan kan bij de luchtfactor 2.- van een zeer goed resultaat worden gesproken : 18.69% + schrikeffect 0.91% = totaal 19.6% van calorische bovenwaarde.

Reeds eerder is gesteld:

Dit is een foutieve bedrijfssituatie en de luchttoevoer van de brander dient beter te worden afgesteld.

10 B.2. Grafiek en tabel B

Bij tabel en grafiek B zijn de volgende uitgangspunten genomen:

1. Luchtfactoren : $N = 1.05$ - $N = 1.5$ - $N = 2.-$
2. Rookgastemperatuur na ketel : $T_1 = 125^{\circ}\text{C}$.
3. Rookgastemperatuur na condensor : $T_2 = 40^{\circ}\text{C}$.
4. Rookgastemperatuur $T_3 = 0^{\circ}\text{C}$.
5. Verzadigingsdruk waterdamp bij $40^{\circ}\text{C} = 55.3$ mm Hg.
6. Intrede watertemperatuur in condensor = 30°C .
7. Uittrede watertemperatuur uit condensor = 40°C .
8. Het zogenaamde "schrikeffect" wordt in een afzonderlijke tabel vermeld.
9. Keuze condensortype is "enkele condensor" - uitvoering met gladde pijpen.
10. Retarders in ketelvlampijpen.

Gezien de veel lagere uittrede temperatuur na de ketel wordt veel meer warmte (voelbare warmte) gewonnen in de ketel.

Het ketelrendement is derhalve beter dan in de situatie van A.

Toch is ook hier een onderling verschil in ketelrendement te zien ten opzichte van de verschillende luchtfactoren.

Ondanks de lage rookgastemperatuur is het ketelrendement bij de luchtfactor 2.-, uiteraard, zeer matig te noemen.

Het condensorrendement wordt door 3 factoren duidelijk veel lager.

- a. Meer warmteopname in de ketel = minder voelbare warmte beschikbaar voor de condensor.
- b. De uittredende watertemperatuur is hoger dan bij situatie A, zodat ook de rookgas uittredetemperatuur hoger is.
- c. Door geringere warmte-afgifte van het verwarmingscircuit komt het retourwater met een hogere temperatuur in de condensor.

Bij alle luchtfactoren zijn de restverliezen na de condensor groter dan bij tabel A.

Hieruit blijkt dat, naast de branderafstelling, de rookgas-uittredetemperatuur na de condensor in hoofdzaak het totale resultaat bepaalt.

Ook hier is een verschuiving in de verhouding warmtewinst in condensor van latente warmte ten opzichte van voelbare warmte.

De verhouding latente warmte : voelbare warmte:

Luchtfactor 1.05 = 1.92 : 1.-

Luchtfactor 1.5 = 1.12 : 1.-

Luchtfactor 2.- = 1.- : 1.64.

Het beeld is enigermate anders dan bij tabel A, doordat de rookgassen met een veel lagere temperatuur in de condensor komen.

Hier gaat de warmtewinst door condensatie een ruimer aandeel innemen van de totale warmte-opname in de condensor.

10_B.2.1. "Schrikeffect"--extra

Ook in dit voorbeeld zijn de watertemperaturen lager dan de dauwpunttemperaturen van de respectievelijke luchtfactoren. Het condensatieproces kan dus eerder aanvangen alvorens deze dauwpunttemperaturen bereikt zijn.

De watertemperaturen zijn:

in : 30°C

uit: 40°C

De pijpoppervlakte temperaturen aan de rookgaszijde zullen circa 42°C tot 32°C zijn.

In het onverzadigde rookgasmengsel met een uittrede temperatuur van 40°C zal het condensatieproces van de waterdamp doorgaan tot 32°C.

De extra latente warmtewinst wordt dan:

Luchtfactor (N)	Latente warmte		Extra latente warmtewinst door "schrikeffect"	"Schrik- effect" in % van Hb
	Bij 40°C volgens theorie tabel en graf.B	Bij 32°C volgens natuur- lijk verloop in praktijk		
1.05	541.62 Kcal	666.24 Kcal	124.62 Kcal	1.48%
1.5	429.21 Kcal	600.92 Kcal	171.71 Kcal	2.04%
2.-	304.45 Kcal	529.05 Kcal	224.59 Kcal	2.67%

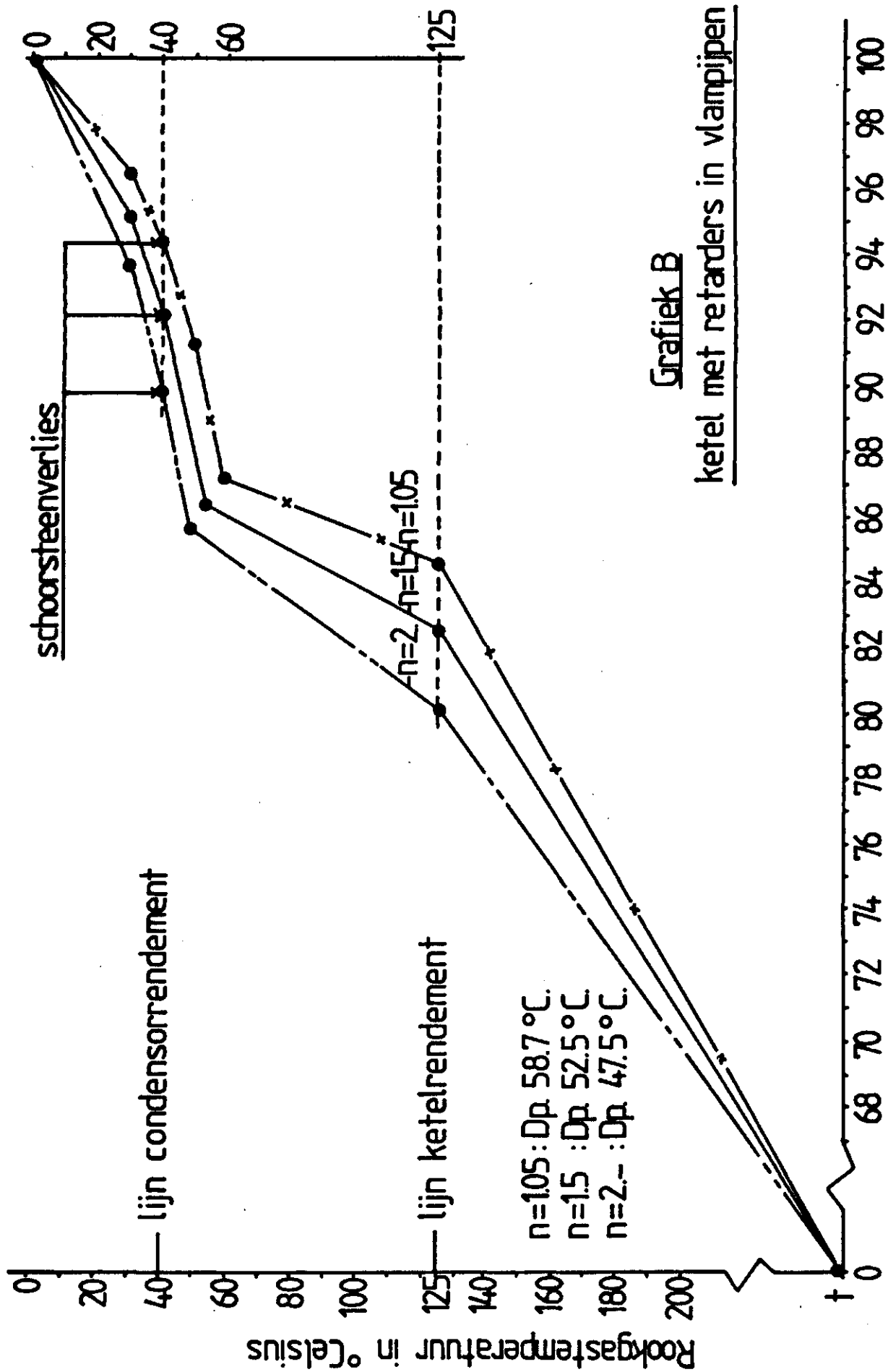
Behoort bij grafiek B	n = 1.05	n = 1.5	n = 2
CO ₂	11.1 %	7.57 %	5.595 %
Vol.verbr.lucht	8.9345 m ₃ _O	12.7635 m ₃ _O	17.018 m ₃ _O
Vol.H ₂ O in verbr.lucht	0.1071 m ₃ _O	0.153 m ₃ _O	0.204 m ₃ _O
Vol.H ₂ O totaal	1.8464 m ₃ _O	1.8923 m ₃ _O	1.9433 m ₃ _O
Vol.rookgas totaal	9.95745 m ₃ _O	13.7865 m ₃ _O	18.041 m ₃ _O
% H ₂ O in rookgas	18.5429 %	13.726 %	10.772 %
Partiele druk H ₂ O	140.93 mm Hg	104.32 mm Hg	81.87 mm Hg
Dauwpunt	58.7 °C	52.5 °C	47.5 °C
Totale warmte H ₂ O	891.41 kcal	913.44 kcal	937.92 kcal
Restant H ₂ O in rookgas	0.57963 kg	0.80252 kg	1.05 kg
Condensaat	0.89749 kg	0.71113 kg	0.50464 kg
Latente warmte	541.62 kcal	429.21 kcal	304.45 kcal
Voelbare warmte	281.85 kcal	384.37 kcal	408.38 kcal
Totale warmtewinst	823.47 kcal	813.58 kcal	802.83 kcal
% winst van cal.bovenw.	9.8 %	9.69 %	9.56 %
Verlies latente warmte	349.79 kcal	484.24 kcal	633.47 kcal
Verlies voelbare warmte	132.63 kcal	180.88 kcal	234.53 kcal
Verlies totaal	482.42 kcal	665.12 kcal	868.00 kcal
% van cal.bovenwaarde	5.74 %	7.92 %	10.33 %
Rendement ketel	7094.64 kcal	6920.76 kcal	6729.24 kcal
Cal.bovenwaarde	84.46 %	82.39 %	80.11 %
Cal.onderwaarde	93.84 %	91.54 %	89.01 %
Vol.rookgas bij T = 125°C	14.52 m ₃	20.1 m ₃	26.3 m ₃
Vol.rookgas bij T = 40°C	11.42 m ₃	15.81 m ₃	20.68 m ₃

Gegevens berekend op 1 m₃_O aardgas Slochteren

=====

Calorische bovenwaarde 8400 kcal/m₃_O

=====



Grafiek B

ketel met retarders in vlampijpen

Hoewel de totale warmtewinst van de latente warmte tot 32°C geringer is dan de hoeveelheid totale latente warmte tot 26°C (tabel A) wordt een grotere winst door het "schrikeffect" verkregen, ten opzichte van de situatie van tabel A.

Dit heeft twee redenen:

1. Het traject van extra condensatie is bij de situatie B groter, namelijk van 40°C - 32°C.
Bij A van 30°C - 26°C.
2. Op het traject 40°C - 32°C wordt per 1°C meer latente warmte gewonnen dan per 1°C op het traject 30°C - 26°C.

(zie grafiek rendement ketel + retarders + condensor: hoofdstuk 4).

Het verloop van de condensatiehoeveelheid is niet rechtevenredig met de temperatuursdaling van de rookgassen.

Gelukkig voor een groot mogelijke warmtewinst treedt bij aanvang van het condensatieproces per 1°C de grootste warmtewinst aan latente warmte op.

Bezien we tenslotte bij tabel en grafiek B het eindresultaat van het condensorrendement dan komen we tot de volgende uitkomst:

luchtfactor 1.05 : 9.8% + 1.48% = 11.28%

luchtfactor 1.5 : 9.69% + 2.04% = 11.73%

luchtfactor 2.- : 9.56% + 2.67% = 12.23%

Ondanks de lage intrede van de rookgastemperatuur een goed resultaat.

Wel moet worden opgemerkt dat dan het verlies bij luchtfactor 2 (10.33% - 2.67% = 7.66% schoorsteenverlies) toch te hoog is.

De brander beter afstellen is dan zeker noodzakelijk. Veel beter is het resultaat bij luchtfactor 1.05 : (5.74% - 1.48% = 4.26% schoorsteenverlies).

Met dit restant zeer laagwaardige warmte zal in de praktijk, op economisch verantwoorde wijze, weinig of niets meer gedaan kunnen worden.

Conclusies hoofdstuk 10 B

- Naarmate de luchtfactor groter is zal het ketelrendement lager zijn, condensorrendement hoger en het totaalrendement slechter.
- Het opnamedeel voelbare warmte wordt groter naarmate de luchtfactor groter is, net opnamedeel latente warmte wordt onder die omstandigheden echter kleiner.
- Door het schrikeffect wordt een gunstiger resultaat behaald.
- Een goede branderafstelling blijft de eerste voorwaarde.

Hoofdstuk 11

METEN

De resultaten van een condensortoepassing zijn moeilijk vast te stellen. De bedrijfssituaties veranderen regelmatig en de aanpassing van de condensor volgt daarop. Om desondanks enig zicht te houden op het functioneren van de installatie kunnen de volgende stellingen enig inzicht verschaffen.

11.1. Indirecte methode

a. Meten van rookgas- en watertemperaturen

Gezien het resultaat van een condensor (naast de eigen eigenschappen) sterk afhankelijk is van de watertemperaturen kan een momentopname niet als betrouwbaar worden beschouwd. Bij wisselende brander-ketelbelasting zullen de watertemperaturen na-ijlen.

Bij een moment-opname kan dit zowel een te gunstig als een te ongunstig beeld geven. Afhankelijk of de watertemperatuur nog een lage waarde heeft bij een oplopende ketelbelasting, of een nog hoge waarde bij een dalende ketelbelasting.

Het zal geruime tijd duren voor de situatie weer in evenwicht is, namelijk de opname in de condensor = afgifte van het secundaire verwarmingsnet.

Langdurige opname met registrerende apparatuur verschaft eerst een betrouwbaar beeld.

b. Berekenen van rendement

Zijn we in het bezit van betrouwbare rookgastemperaturen gekomen dan kunnen we exact nog weinig over het rendement zeggen.

De cijfers op een standaard grafiek (zoals in hoofdstuk 4) loslaten is een te simpele manier om een nauwkeurige bepaling te verkrijgen.

De grafiek is meestal reeds te veel "samengeperst" zodat nauwkeurig aflezen al niet mogelijk is.

Verder geldt zo'n grafiek slechts voor één- of enkele verbrandingssituaties.

Bij wisselende belastingen (soms sterk) ontstaan uiteenlopende verbrandingsluchtfactoren en daarmee gepaard gaande CO₂-gehalten in de rookgassen.

Bij grotere luchtvermaat ontstaat een slechter ketelrendement door groter verlies aan voelbare warmte (zie tabellen en grafieken in hoofdstuk 10 B).

De condensor warmte-opname kan daardoor gunstiger worden vergroot. Tegelijkertijd wordt in zo'n situatie de dauwpuntstemperatuur lager met gevolg een later inzetten van het condensatieproces (zeker in sterke mate merkbaar indien delen van het condensor v.o. op een vrij hoge temperatuur worden gebracht en het zgn. "schrikeffect" ontbreekt) zodat dan weer een ongunstige factor ontstaat (uitvoering condensor: hoofdstuk 5).

Betrouwbare CO₂-gehalten kunnen eveneens niet bij een enkele momentopname worden verkregen.

Meerdere malen meten, gedurende een ruime periode met constante branderbelasting is noodzakelijk.

11.2. Meten middels directe methode

Een mogelijkheid om, in een constante belastingsperiode, gedurende enige tijd het ontstane condensaat te meten zou een indicatie zijn voor het rendement.

Ten eerste moeten tijd, zowel als condensaat zeer nauwkeurig opgenomen worden. Zelfs dan is het moeilijk: de opgenomen warmte in de condensor bestaat uit een deel latente warmte en een deel voelbare warmte.

De waarde van beide factoren kan sterk verschillen.

Bij grote luchtvermaat (= laag CO_2 -gehalte en lage dauwpuntstemperatuur) een groter aandeel voelbare warmte en een kleiner aandeel latente warmte (zie hoofdstuk 10 A en 10 B).

Bij kleine luchtvermaat (= hoog CO_2 -gehalte en hoge dauwpuntstemperatuur) worden de rollen juist omgedraaid.

Nauwkeurig meten is een eerste vereiste.

Het kunnen berekenen van alle factoren, aan de hand van verkregen meet-cijfers, is noodzaak, grafiek kan daarna gemaakt worden; inzicht in meetmethodieken is niet minder belangrijk.

11.3. Praktische richtlijnen

Indien men, zonder voorgaande kennis en mogelijkheden, toch enigermate het resultaat wil beoordelen kunnen we richtlijnen geven:

1. Bij langdurige vollast brandersituatie mag de uitgaande rookgastemperatuur (uit de condensor) nooit hoger zijn dan 40°C (noodzaak voor behalen van goed rendement).
2. Voorwaarden daarbij zijn dat de ingaande watertemperatuur niet hoger dan 30°C mag zijn, en de uitgaande watertemperatuur niet hoger dan 40°C .
3. Indien de watertemperaturen hogere waarden gaan aannemen (gevolg is ook hogere uittredende rookgastemperatuur - dus slechter condensorrendement) dan is de afgiftecapaciteit van het secundaire verwarmingsnet te klein.
Uitbreiden van dit net is dan noodzakelijk.
4. Blijven de temperaturen van rookgassen en water op de geschetste waarden dan is men verzekerd van een goed resultaat.
5. Bij deellasten van de brander zullen voornoemde temperaturen lager worden naarmate de deellasten kleiner zijn.
6. Het rendement in procenten van de verstookte brandstof wordt daarbij omgekeerd evenredig, dus steeds groter.
7. Rendementen zullen zich dan bewegen, afhankelijk van bedrijfs-situatie, tussen 13% en 18% berekend op calorische bovenwaarde van het aardgas.
8. De procenten hebben geen betrekking op de, door de ketel afgegeven, nuttige warmte maar op de, aan de brander toegevoerde, bruto warmte.
Een besparing van 15% op jaarbasis wordt dan beslist behaald.
9. Indien alternatieve energiebesparingen worden toegepast dan zal het rendement in procenten van de verstookte brandstof enkel maar hoger zijn, immers lagere watertemperaturen is lagere rookgastemperaturen, is hoger rendement.
10. Zijn de uitgaande rookgastemperaturen, in evenwichtstoestand van brander en secundaire verwarming, steeds hoger dan de uitgaande watertemperaturen dan functioneert de condensor niet goed.

Conclusies hoofdstuk 11

- Nauwkeurig en langdurig meten is noodzakelijk voor een goed inzicht.
- De meetcijfers toetsen aan een standaard grafiek is onbetrouwbaar.
- Elk meetresultaat geeft een eigen grafiek als uitkomst.
- Met behulp van de verkregen meetcijfers berekeningen maken en daarna een grafiek samenstellen is de juiste volgorde.
- Door een aantal richtlijnen kan enig praktisch inzicht worden gegeven.

Hoofdstuk 12MEETCIJFERS - RENDEMENT EN CAPACITEIT

Uitgaande van een meting als momentopname uit een meetprogramma van 7 maanden continumeting, zullen we dit onderwerp behandelen. De verkregen cijfers zijn gemeten nadat de gasbrander reeds gedurende 70 minuten continu vollast in bedrijf was geweest. Er was dus sprake van een goed evenwicht in de bedrijfssituatie.

Men kan zich namelijk voorstellen dat bij een start van de brander, na langdurige stilstand, de watertemperaturen zeer laag zullen zijn. Dit geeft een vertekend beeld van de resultaten indien op een dergelijk moment de rookgastemperatuur na de condensor wordt gemeten en daarvan een rendement wordt berekend.

Op een later tijdstip, na een periode van vollast brander, zullen de watertemperaturen in het verwarmingscircuit hogere waarden krijgen en daarmee zal de rookgastemperatuur na de condensor evenredig stijgen.

1. Bedrijfssituatie

Ketelcapaciteit: 3.000.000 kcal per uur
: 3488.4 Kw

Brander capaciteit: 435 m³ gas per uur.

Type condensor: combi-condensor.

Uitvoering condensor: gladde pijpen.

1e sectie: water van hoofdverwarmingscircuit.

2e sectie: water van circuit bodemverwarming.

2. Meetcijfers

Temperatuur verbrandingslucht: 15°C.

Temperatuur rookgas na ketel: 185°C.

CO₂-gehalte rookgas: 10.1%

Luchtfactor: 1.15

Ketelrendement op calorische onderwaarde: 90%

Ketelrendement op calorische bovenwaarde: 81%

Nuttig per m³ aardgas (op Hb): 6804 kcal.

Behaalde ketelcapaciteit: 2.959.740 kcal/h.

Behaalde ketelcapaciteit: 3441.6 Kw.

Dauwpuntstemperatuur rookgas: 57°C.

Condensor:

1e sectie:

Temperatuur water in : 72°C.

Temperatuur water uit: 74°C.

Temperatuur rookgas in : 185°C.

Temperatuur rookgas uit: 83.5°C.

Warmte-opname: 370.1 kcal/m³.

Totale warmte-opname: 160.994 kcal/h.

Rendement van input brander: 4.41% van Hb.

2e sectie:

Temperatuur water in : 31°C.

Temperatuur water uit: 39°C.

Dauwpuntstemperatuur rookgas: 57°C.

Temperatuur rookgas 1e trek in : 83.5°C.

Temperatuur rookgas 2e trek in : 52.2°C.

Temperatuur rookgas 3e trek in : 44°C.

Temperatuur rookgas 3e trek uit: 39.3°C.

3. Capaciteit

Warmte-opname 2e sectie:

Voelbare warmte $83.5^{\circ}\text{C} - 39.3^{\circ}\text{C} = 152.9 \text{ kcal/m}^3$.

Latente warmte $57^{\circ}\text{C} - 39.3^{\circ}\text{C} = 533.2 \text{ kcal/m}^3$.

"Schrikeffect" $39.3^{\circ}\text{C} - 33^{\circ}\text{C} = 100.1 \text{ kcal/m}^3$.

Totale warmte-opname = 786.2 kcal/m^3 .

Totale opname 2e sectie : 341.997 kcal/h .

Rendement van input brander: 9.36% van Hb.

Totaal rendement condensor:

1e sectie : $370.1 \text{ kcal/m}^3 = 4.41\%$ van Hb

2e sectie : $786.2 \text{ kcal/m}^3 = 9.36\%$ van Hb

Totaal : $1156.3 \text{ kcal/m}^3 = 13.77\%$ van Hb.

Verhouding warmte-opname

1e sectie : 2e sectie =

$160.994 \text{ kcal/h} ; 341.997 \text{ kcal/h}$.

1 : 2.124

32% : 68%.

Bij vollast brander in bedrijf dus een warmte-opname in de 1e sectie van circa 1/3 van de totale condensorcapaciteit en 2/3 van de 2e sectie (zie hoofdstuk 9).

Reeds eerder is uiteengezet dat deze verhouding opname 1e sectie :

2e sectie zich zal wijzigen naarmate de brander + ketelbelasting lager zal worden en daarmee gepaard gaand het retourwater van de hoofdverwarming met een lagere temperatuur in de 1e sectie binnenkomt.

Bij lagere retourwatertemperatuur hoofdverwarming dan 57°C zal zelfs in de 1e sectie condensatie ontstaan en latente warmte worden opgenomen.

De verhouding opname 1e sectie : 2e sectie gaat daardoor verschuiven = groter aandeel 1e sectie,

kleiner aandeel 2e sectie.

De watertemperaturen in het secundaire verwarmingscircuit, aangesloten op de 2e sectie, worden daardoor lager.

Hierdoor kunnen de rookgassen tot een lagere temperatuur afkoelen = beter totaal resultaat per verstookte m^3 aardgas.

Conclusies hoofdstuk 12

- Men moet metingen uitvoeren in evenwichtsituaties.
- Het temperatuurverloop van de rookgassen in de 1e sectie en 2e sectie geeft inzicht over de werking.
- Het schrikeffect levert 1.19% van de toegevoerde brandstof.
- De capaciteitsverhouding bij vollast brander: 1e sectie : 2e sectie = 1 : 2.

Hoofdstuk 13

SECUNDAIRE VERWARMING MET COMBI- EN ENKELE-CONDENSOR

Tot dit punt is, bij benutten van de "laagwaardige warmte" uit de condensor steeds gesproken over "bodemverwarming". De bedrijfssituatie vereist echter een spreiding van de warmte. Naarmate de gasprijs regelmatig is gestegen ontstond er steeds meer belangstelling voor deze wijze van energiebesparing. Steeds is er daarbij gezocht naar andere toepassingen in de bedrijfssituatie.

Een scala van mogelijkheden is daardoor ontstaan (zie hoofdstuk Bedrijfstoeepassingen).

13.1. Primaire - secundaire verwarming

Bij een ontwikkeling als deze ontstaat vrij snel een spraak-verwarring. Vooral als er sprake is van verwarmingscircuits in de bodem, op de bodem, hoog in de kas, laag in de kas e.d., dan moet duidelijk zijn welk circuit bij een combi-condensor op de 1e sectie en welk op de 2e sectie wordt aangesloten. Daarom zijn de begrippen primaire verwarming en secundaire verwarming geïntroduceerd.

Onder de uitdrukking primaire verwarming wordt verstaan de hoofdverwarming, die met zo nodig hoge watertemperaturen de ruimte-temperatuur in de kas onderhoudt.

De benaming secundaire verwarming duidt op een ondergeschikte functie. Dit verwarmingscircuit is een geheel afzonderlijk circuit, aangesloten op een enkele-condensor of op de 2e sectie van een combi-condensor. Het functioneren van dit secundaire verwarmingscircuit is geheel afhankelijk van de warmte-opname in de condensor. Heeft het circuit een voldoende lage watertemperatuur en behaalt de condensor een goed rendement.

13.2. Evenwicht opname-afgifte warmte

De evenwichtsverhouding komt in de praktijk nogal eens ter discussie. Om allerlei redenen, worden daarbij nogal eens fouten gemaakt.

Zo is de discussie toepassing combi-condensor of enkele-condensor een steeds terugkerende kwestie.

Niet gesteld kan worden dat, indien er evenwicht in het opname-patroon in de condensor en de afgiftecapaciteit van het secundaire verwarmingscircuit is, de installatie ook goed functioneert.

Om een goed rendement te behalen is het noodzakelijk dat het geheel met een lage watertemperatuur in bedrijf is.

Het is immers zo dat bij elke watertemperatuur een evenwichts-situatie ontstaat.

Voorbeeld:

- a. De condensor heeft, bij vollast brander, een bepaalde opname-capaciteit bij lage watertemperatuur.
- b. Het aangesloten secundaire verwarmingscircuit kan deze hoeveelheid warmte, met deze lage watertemperatuur niet afgeven, omdat er onvoldoende verwarmingslichamen (pijpen, slangen e.d.) zijn geïnstalleerd.

Het gevolg van deze onevenwichtige situatie is dat het water van het circuit met een hogere temperatuur dan gewenst in de condensor terugkomt.

Het gevolg daarvan is dat er twee situaties ontstaan:

- 1e. Het water wordt in de condensor op een hoger - ongewenst - temperatuurniveau gebracht.
- 2e. De warmte-opnamecapaciteit in de condensor wordt geringer, met als gevolg een hogere rookgastemperatuur na de condensor. Dit betekent een slechter rendement.

Op deze wijze ontstaat een natuurlijk nieuw evenwicht dat echter fout is. De condensor neemt minder warmte op, het verwarmingscircuit gaat, door de hogere watertemperaturen, iets meer warmte afgeven: zie voorbeeld berekening enkele condensor op pag. 72. De gewenste energiebesparing wordt echter op deze wijze niet bereikt.

13.3. Vergelijking enkele- en combi-condensor

In het volgende voorbeeld wordt een vergelijking gemaakt tussen een enkele-condensor en de 2e sectie van een combi-condensor.

Beide in gladde pijp uitvoering.

In beide gevallen is een verwarmingscircuit aangesloten met een gelijke hoeveelheid pijpen, eenzelfde pompcapaciteit en een kasruimtetemperatuur van 15°C. Bij 5 verschillende brander-ketelbelastingen is de uitkomst vergeleken van de volgende factoren:

1. Capaciteit in procenten van de ketelbelasting.
2. Temperatuurverschil tussen de gemiddelde watertemperatuur en de kasruimtetemperatuur.
3. De aanvoertwatertemperatuur.
4. De retourwatertemperatuur.
5. De temperatuur van de rookgassen na de condensor.

Bij de punten 4 en 5 is er van uitgegaan dat de pompcapaciteit zodanig is, dat het verschil tussen aanvoer- en retourwater 10°C is bij een aanvoertemperatuur van 40°C.

Bij grotere warmte-opname capaciteit in de condensor wordt dit verschil groter bij een hogere aanvoertemperatuur. Bij een kleinere warmte-opname capaciteit in de condensor wordt dit verschil kleiner bij een lagere aanvoertemperatuur.

Het streven bij dit geheel is dat de aanvoertwatertemperatuur maximaal 40°C wordt, en dus de retourwatertemperatuur maximaal 30°C is.

Dit uitgangspunt moet tot stand komen bij vollast ketel-branderbelasting.

In de tabel van de combi-condensor wordt aan deze voorwaarde voldaan.

Bij vollast brander is de verhouding opname 1e sectie : 2e sectie = 34% : 66%. Het verwarmingscircuit is zodanig berekend dat de 66% warmte hoeveelheid onder de gewenste omstandigheden door dit circuit afgegeven kan worden.

De berekening van de opname 2e sectie = afname secundaire verwarming, zijn de volgende gegevens gebruikt:

- a. Oppervlak kas : 10.000 m².
- b. Benodigde warmte: 2000.000 kcal/h.
- c. Ketel- + condensorendement: 95% van H_b
- d. Benodigde hoeveelheid aardgas = 2.000.000 kcal/h

$$0.95 \times 8400 \text{ kcal/m}^3 = 251 \text{ m}^3/\text{h}.$$

- e. Input ketel = 251 m³/h x 8400 kcal/m³ = 2.108.400 kcal/h.

f. Rendement combi-condensor = 15%.
 g. 1e sectie = 34% : 2e sectie = 66%.
 h. Totale capaciteit condensor : $0.15 \times 2.108.400 \text{ kcal/h} = 316.260 \text{ kcal}$.
 i. 1e sectie = 107.528 kcal/h .
 j. 2e sectie = 208.732 kcal/h .
 Cap. 2e sectie = opp.pijp $\times K \times T$.
 $K = 12 \text{ kcal/m}^2 \text{ pijpopp/}^\circ\text{C/h}$.

$$T = \text{gem.watertemp.} - \text{kastemp.} = \frac{40 + 30}{2} - 15 = 20^\circ\text{C}$$

$$\text{Opp.pijp} = \frac{208.732 \text{ kcal/h}}{12 \times 20^\circ\text{C}} = 869.7 \text{ m}^2$$

$$\text{Pijp } \varnothing 51 \text{ mm} : \frac{869.7 \text{ m}^2 \text{ pijp}}{0.16 \text{ m}^2/\text{m pijp}} = 5436 \text{ m lengte pijp}$$

$$\text{Slang } \varnothing 25 \text{ mm} : \frac{879.7 \text{ m}^2 \text{ slang}}{0.0785 \text{ m}^2/\text{m slang}} = 11.079 \text{ m lengte slang}$$

$$\text{Totale kaplengte} = \frac{10.000 \text{ m}^2}{3.2 \text{ m/kapbreedte}} = 3125 \text{ m kaplengte}$$

$$\text{Pijp } \varnothing 51 \text{ mm} : \frac{5436 \text{ m pijp}}{3125 \text{ m kaplengte}} = 1.74 \text{ stuks/kap}$$

$$\text{Slang } \varnothing 25 \text{ mm} : \frac{11.079 \text{ m slang}}{3125 \text{ m kaplengte}} = 3.54 \text{ stuks/kap}$$

Omdat de stelling dat uitgaande rookgastemperatuur en uitgaande watertemperatuur gelijk zijn bij een goed functionerende condensor bewaarheid wordt, is de rookgastemperatuur na de condensor 40°C .

Bij alle andere deellasten van de brander wordt de verhouding opname 1e sectie : 2e sectie verschoven naar minder opname 2e sectie en, naar verhouding van de deellast, meer opname in de 1e sectie.

Bij deellasten zal namelijk de retourwatertemperatuur van de primaire verwarming lager worden naarmate de deellast van de brander kleiner wordt.

In alle deellastsituaties is er dus een lagere watertemperatuur, hetgeen ook lagere rookgastemperaturen na de condensor betekent. Het verschil tussen de gemiddelde watertemperatuur en kastemperatuur wordt uiteraard ook kleiner. Omdat dit temperatuurverschil één van de factoren is die de warmte-afgiftecapaciteit van de secundaire verwarming bepalen, wordt bij een kleiner verschil de afgifte ook minder. Dit verminderen van afgifte is echter vrijwel evenredig aan het verminderen van het temperatuurverschil.

De toegevoerde warmte in de 2e sectie is echter niet evenredig met de afname van de deellasten van de brander.

Integendeel, moet bij vollast 66% van de gehele capaciteit in de 2e sectie opgenomen worden, bij deellast 20% is de verhouding precies omgekeerd, namelijk 1e sectie : 2e sectie = 2 : 1 en behoeft slechts 7% van de vollast situatie in de 2e sectie opgenomen te worden (zie tabel).

Zeer lage watertemperaturen en zeer lage rookgastemperaturen zijn het gevolg van deze gunstige wisselwerking tussen 1e sectie en 2e sectie van een combi-condensor.

Combi-condensor

le sectie : retourwater primaire verw. (90-75°C tot 40-30°C)
2e sectie : secundaire verw. - T.water max. 40-30°C.

Bij	vollast	:	verh.cap.	le	:	2e sectie	=	1	:	2	=	34%	:	66%
		:	verh.cap.	le	:	2e sectie	=	1	:	1.5	=	32%	:	48%
		:	verh.cap.	le	:	2e sectie	=	1	:	1	=	30%	:	30%
		:	verh.cap.	le	:	2e sectie	=	1.7	:	1	=	25%	:	15%
		:	verh.cap.	le	:	2e sectie	=	2	:	1	=	13%	:	7%

T. kasruimte : 150C

Ketel belasting in %	Cap.2e sectie condensor in %	ΔT. water ruimtetemp. in °C	Gemiddelde watertemp. in °C	Aanvoer- watertemp. in °C	Retour- watertemp. in °C	T.rookgas uit condensor in °C
100	66	20.-	35.-	40	30	40
80	48	14.55	29.55	34	25	34
60	30	9.09	24.09	27	21	27
40	15	4.55	19.55	22.5	17.5	22.5
20	7	2.12	17.12	18	16	18

Uitvoering: "gladde pijpcondensor"

De tabel van de enkele-condensor geeft een geheel ander beeld te zien. Ook hier dus 5 verschillende ketelbranderbelastingen, van vollast tot 20% deellast.

In het voorgaande voorbeeld is gesteld dat de verwarmingsafgifte-capaciteit met de watertemperaturen respectievelijk, aanvoer = 40°C en retour = 30°C , zijn afgestemd op 66% opname van vollast brandercapaciteit.

Bij de enkele-condensor is de opnamecapaciteit niet evenredig aan de belasting van de brander.

In deze situatie is er geen mogelijkheid voor spreiding van opname in de condensor en afgifte aan de primaire- en secundaire verwarming. Alle opgenomen warmte moet worden afgegeven in het secundaire verwarmingsnet, dat zoals gesteld gelijkwaardig is aan de toepassing bij de combi-condensor.

Bij een brander deellast van 66% zou dus de situatie ontstaan dat de watertemperatuur gelijk was aan de watertemperatuur bij de combi-condensor, bij vollast brandercapaciteit.

Bij hogere belastingen dan 66% worden dus de watertemperaturen ook hoger en ontstaat het eerder geschetste evenwicht tussen opname condensor en afgifte verwarmingsnet.

Bij vollast brander zou alle warmte, opgenomen in de enkele-condensor, aan het verwarmingsnet, gelijk aan voorgaande berekening, worden opgenomen en afgegeven moeten worden.

Verwarmingsnet pijp $\varnothing 51$ mm is 5436 m lengte pijp = 869.7 m^2 pijp.

Capaciteit enkele-condensor = 869.7 m^2 pijp $\times K = 12 \times \Delta T$.

Rendement condensor zou 15% moeten zijn.

De capaciteit zou dan zijn : 316.260 kcal/h .

$316.260 \text{ kcal/h} = 869.7 \text{ m}^2 \times 12 \times \Delta T$.

ΔT zou dan worden : 30.3°C .

Gemiddelde watertemperatuur = $30.3 + 15^{\circ}\text{C} = 45.3^{\circ}\text{C}$.

Watertemperatuur in condensor 39°C .

Watertemperatuur uit condensor 51.6°C .

Ook de uittredende rookgastemperatuur zou dan ca. 52°C zijn.

Het rendement is echter bij $52^{\circ}\text{C} \pm 8.5\%$.

Het evenwicht tussen opname condensor = afgifte pijpen, is hier dus verstoord. Voor een natuurlijk evenwicht zal de gemiddelde pijp-temperatuur dus lager worden en het condensorrendement en capaciteit daardoor hoger dan 8.5%.

De juiste verhouding wordt dan:

Rendement condensor : $11.3\% = T$. rookgas uit = 45°C .

Capaciteit condensor $0.115 \times 2.108.400 \text{ kcal/h} = 238.249 \text{ kcal/h}$.

$238.249 \text{ kcal/h} = 869.7 \text{ m}^2 \times 12 \times \Delta T$.

$\Delta T = 23^{\circ}\text{C}$ T. water in : 32°C , T. water uit: 44°C .

Door verschuiving van de capaciteit 1e sectie en 2e sectie treden bij de combi-condensor lagere capaciteiten op in de 2e sectie naarmate de brandercapaciteit, en de watertemperatuur in de primaire verwarming lager worden.

Doordat de watertemperatuur in het secundaire verwarmingsnet hoger is dan met een combi-condensor, wordt meer warmte in dat net afgegeven. 238.249 kcal/h bij de enkele-condensor en 208.732 kcal/h bij de combi-condensor, bij vollast brandercapaciteit.

Het rendement van de enkele-condensor is echter lager dan het totale rendement van de combi-condensor = 1e sectie + 2e sectie.

De capaciteiten bij de verschillende ketel-branderbelastingen, van de enkele-condensor in procenten van de combi-condensor, worden in de 2e kolom van de tabel enkele-condensor vermeld.

Enkele-condensor

Secundaire verwarming = gelijk aan secundaire verwarming van combi-condensor

Gelijke ketel-branderbelasting

Totale condensorcapaciteit kleiner dan bij combi

Ketel-brander-belasting in %	Capaciteit enkele t.o.v. totale cap. combi in %	ΔT . water-ruimtemp. in °C	Gemiddelde watertemp. in °C	Aanvoer watertemp. in °C	Retourwater-temp. in °C	T.rookgas uit condensor in °C
100	75.3	23	38	44	32	45
80	67.6	20.5	35.5	41	30	41
60	58	18.5	33.5	39	28	39.5
40	40	12.3	28.5	31	23.4	31
20	20	6.7	21.7	23.5	20	23.5

Uitvoering: gladde pijpcondensor

<u>Rendementsverschil: "combi-condensor t.o.v. "enkele-condensor"</u> <u>Beide condensors: uitvoering "gladde pijp"</u> <u>Gelijke uitvoering secundaire verwarming</u>					
Ketel- brander belasting in %	CO ₂ -gehalte (op droog) in rookgas in %	Combi-condensor T.rookgas uit in °C	Enkele condensor T.rookgas uit in °C	Hoger rendement "combi" - t.o.v. "enkele" in % Hb	
100	10.6	40	45	3.7	
80	10.1	34	41	3.5	
60	8.8	27	39.5	3.3	
40	8.1	22.5	31	2.1	
20	7.6	18	23.5	1.1	
Het "schrikeffect" is in de berekeningen opgenomen					

Bij lagere deellasten dan 66% zullen, ook bij de toepassing van een enkele condensor, de watertemperaturen van respectievelijk aanvoer- en retourwater lager worden dan 40°C en 30°C.

Aangezien ook dan de opnamecapaciteit in de condensor evenredig moet zijn aan de deellastcapaciteit van de brander zullen nooit die lage watertemperaturen en lage rookgastemperaturen worden bereikt die, met gelijke deellasten, met een combi-condensor haalbaar zijn.

13.4. Rendement en rookgastemperaturen

In de tabel "Hoger rendement combi t.o.v. enkele condensor", is een vergelijking gemaakt aan de hand van water- en rookgastemperaturen van voorgaande tabellen.

Het uitgangspunt daarbij is, dat bij de 5 branderbelastingen voor beide een gelijke verbrandingssituatie geldt, dus:

- a. CO₂-gehalte in de rookgassen per belastingspercentage gelijk.
- b. Daardoor de partiele druk van de waterdamp per belastingspercentage gelijk.
- c. Waaruit volgt, dat de dauwpuntstemperatuur per belastingspercentage eveneens gelijk is.

De verschillen in rendement kunnen dus alleen voortkomen uit het verschil in rookgastemperatuur na de condensoren.

In kolom 3 zijn de rookgastemperaturen vermeld van de combi-condensor, en in kolom 4 de rookgastemperaturen van de enkele-condensor.

Daarbij valt op dat de rookgastemperatuur van 40°C door de combi-condensor behaald wordt bij vollast brandercapaciteit. Bij de enkele-condensor wordt eerst een, bijna gelijkwaardige, rookgastemperatuur van 39.5°C bij een deellast 60% van de brandercapaciteit.

Bij hogere belasting, bij de enkele-condensor hogere rookgastemperaturen dan 40°C. Bij lagere deellasten dan 60% weliswaar ook lagere rookgastemperaturen, maar bij elke deellast blijven de waarden hoger dan het temperatuurresultaat van de combi-condensor.

In de laatste kolom staan de verschillen vermeld in rendement tussen de beide toepassingen.

De waarden zijn procenten van de calorische bovenwaarde.

Bij alle branderbelastingen is er een hoger rendement bij de toepassing van de combi-condensor. Indien de uitkomsten gemiddeld werden dan zou de uitkomst een extra besparing van 2.74% op jaarbasis voor de combi-condensor te zien geven.

In eerste instantie lijkt dit niet reëel immers een belastingjaarduurkromme geeft te zien dat het grootste aantal bedrijfsuren van de brander vallen in de lagere deellasten.

Toch moet daarbij de opmerking worden gemaakt dat voor het condensorrendement niet de bedrijfsuren van belang zijn maar de verstookte hoeveelheid aardgas in de verschillende branderstanden.

Een eenvoudige gedachte daarbij is dat per 1 uur vollastbrandercapaciteit evenveel rookgassen naar de condensor worden gevoerd dan per 5 uren deellast van 20%.

Een andere factor is het "schrikeffect" in de condensoren, hetgeen mede berekend is.

Door de onder alle omstandigheden lagere oppervlakte pijptemperatuur aan de rookgaszijde van de combi-condensor zal dit na-effect een beter extra warmtewinst bij de combi- dan bij de enkele-condensor geven.

Na de voorgaande stelling kan de vraag worden gesteld of met de enkele-condensor en een aangepaste bedrijfssituatie niet hetzelfde resultaat te bereiken is dan met de combi-condensor.

Dit kan positief beantwoord worden.

Voorwaarden zijn dan echter dat de meer opgenomen warmte in de enkele-condensor ten opzichte van de 2e sectie van de combi-condensor dan ook met gelijkwaardige lage watertemperaturen als bij de 2e sectie combi-condensor door de secundaire verwarming kan worden afgegeven. In het kader van de stelling dat er een vrijwel evenredige warmte-overdracht door een verwarmingsnet tot stand komt in overeenstemming met het temperatuurverschil tussen gemiddelde watertemperatuur en ruimte-temperatuur, kan het volgende gesteld worden:

Met de 2e sectie van de combi-condensor wordt bij een opname-aandeel van 66% van de vollast brandersituatie een aanvoer- en retourwater-temperatuur van respectievelijk 40°C en 30°C behaald.

De waarden gelden dus als maximumtemperaturen.

Indien het gelijke resultaat behaald moet worden door de enkele-condensor dan moet worden voldaan aan de volgende voorwaarden:

- a. De enkele-condensor moet bij brandervollast een 100% opnamedeel kunnen volbrengen met een wateraanvoertemperatuur van 40°C en retour-watertemperatuur van 30°C.
- b. Hiervoor is een grotere afgiftecapaciteit van het secundaire verwarmings-circuit nodig, nl. 100/66 x de capaciteit van een secundair verwarmingscircuit bij de 2e sectie combi-condensor.
- c. Dit leidt tot 1.52 maal zoveel verwarmingspijpen.

Conclusies hoofdstuk 13

- De primaire verwarming is de hoofdverwarming.
- De secundaire verwarming is afhankelijk van de leverantie van de condensor.
- De evenwichtsituatie ontstaat op natuurlijke wijze tussen opname-afgifte condensor en afgifte verwarmingsnet.
- Een te klein verwarmingsnet geeft een evenwicht met een hogere watertemperatuur dan gewenst en met een lager rendement en capaciteit van de condensor.
- Bij een combi-condensor verschuift de verhouding opname le sectie : 2e sectie bij deellasten.
- Bij een enkele condensor ontstaat bij gelijke brandercapaciteit een ander evenwicht dan bij de 2e sectie van de combi-condensor.
- Bij een gelijk resultaat zou het secundair verwarmingsnet bij de enkele-condensor groter moeten zijn, dan bij een combi-condensor.

Hoofdstuk 14

ENKELE- EN COMBI-CONDENSOR MET BENODIGDE SECUNDAIRE VERWARMING

In de volgende berekeningen wordt uiteengezet uit welke hoeveelheid slangen een secundair verwarmingsnet moet bestaan bij toepassing van een enkele-condensor of een combi-condensor. Rendementen en besparingen worden daarbij gelijk gesteld. Voor het secundaire verwarmingscircuit worden kunststofslangen toegepast, die op de grond zijn gelegd. Bij de toepassing van een enkele-condensor wordt het aantal slangen per kap, met een breedte van 3.20 m, berekend met een ketelbelasting van 46.4% en 100%. Bij de toepassing van een combi-condensor wordt een berekening gemaakt met een ketelbelasting van 100%. De basisgegevens gelden voor beide toepassingen.

14.1. Enkele-condensor + secundaire verwarming

Voorbeeld:

Ketelcapaciteit (nuttig): 1.500.000 kcal/h.

Retarders in vlampijpen:

T. rookgas na ketel : vollast : 140°C
deellast 46.4% : 110°C

Ketelwatertemperatuur: 90°C

CO₂-gehalte (op droog): vollast : 10.6%
deellast 46.4% : 9%

Brandercapaciteit (vollast):

Verlies voelbare warmte (ketel):

$$140^{\circ}\text{C} - 10^{\circ}\text{C} : 451.6 \text{ kcal/m}^3 = 5.97\%$$

Verlies straling e.d.: $151.2 \text{ kcal/m}^3 = 2\%$

Totaal verlies: 7.97% van Ho.

Nuttig: 92.03% van 7560 kcal = 6957,5 kcal/m³.

Benodigde hoeveelheid gas

$$1.500.000 \text{ kcal/h} : 6957.5 \text{ kcal/m}^3 = 215.6 \text{ m}^3/\text{h}.$$

Berekening condensor (enkele) bij deellast 46.4% = 100 m³ gas/h.

Rookgascondensor in : 110°C

Rookgascondensor uit: 35°C

Verschil rookgas : 75°C

Dauwpunt bij 9% CO₂ = 55.2°C

Partiele druk H_2O bij $55.2^\circ C = 119.24 \text{ mm Hg}$

Verzadigingsdruk H_2O bij $35^{\circ}C = 42.175 \text{ mm Hg}$

SuWu rookgassen : 0.3319269 kcal/°C/m3.

Luchtfactor: 1.28

Gegevens per m3 aardgas - CO₂ = 9%

Vol.verbr.lucht : 10.892 m3

Vol. H₂O uit verbr.lucht : 0.13056 m3

Vol. H ₂ O totaal	:	1.86986 m3
------------------------------	---	------------

Vol. rookgas totaal : 11.9145 m³

% H₂O van vol.rookgas : 15.69%

Kg H₂O uit verbr.lucht : 0.10445 kg

Kcal H_2O uit verbr.lucht : 62.669 kcal

Kcal uit H_2O totaal : 902.669 kcal

kg H₂O totaal in rookgas : 1.4945 kg

Restant H_2O in rookgas $35^\circ C$: 0.528941 kg

Condensaat bij 35°C : 0.966959 kg

Winst latente warmte 35°C : 584.1237 kcal

Winst voelbare warmte 35°C	:296.606 kcal
----------------------------	---------------

Totale warmtewinst	:808.7297 kcal
---------------------------	-----------------------

```
% winst          : 10.48% op Hb
```

Opgenomen in condensor:

$880.7297 \text{ kcal/m}^3 \times 100 \text{ m}^3/\text{h} = 88073 \text{ kcal/h}$

Stel T. water aanvoer = 35°C

T. water retour = 25°C

K. pijp = $12 \text{ kcal/m}^3/^\circ\text{C/h}$

Gem. pijptemperatuur = $35 + 25 : 2 = 30^\circ\text{C}$

T. kasruimte = 17°C

Verschil pijptemperatuur - ruimtetemperatuur = 13°C .

Af te geven : 88073 kcal/h

Afgifte hoofdleidingen : 5284 kcal/h (6%)

Afgifte door slangen : 82789 kcal/h

$82789 \text{ kcal/h} = \text{opp. slang} \times K \times \text{verschil temperatuur}$

Opp. slang = $82789 \text{ kcal/h} : 12 \text{ kcal}/^\circ\text{C/m}^2/\text{h} \times 13^\circ = 530.7 \text{ m}^2$

M.slang = $530.7 \text{ m}^2 : 0.0785 \text{ m}^2/\text{m} = 6760.5 \text{ m slang } \varnothing 25 \text{ mm}$

Stel:

$T_{bu} = -10^\circ\text{C}$

$T_{bi} = +17^\circ\text{C}$

Vollastwarmtebehoefte: $220 \text{ kcal/m}^2/\text{h}$

Kas opp. : $1.500.000 \text{ kcal/h} : 220 \text{ kcal/m}^2 = 6818 \text{ m}^2 \text{ kas opp.}$

$6818 \text{ m}^2 : 3.2 \text{ m kapbreedte} = 2130.7 \text{ m kaplengte}$

$6818 \text{ m}^2 \text{ kas opp.}$

Aantal slangen per kap:

$6760.5 \text{ m slang} : 2130.7 \text{ m kaplengte} = 3.17 \text{ stuks.}$

Zelfde bedrijf : 6818 m^2

Brander vollast = $215.6 \text{ m}^3 \text{ gas/h}$

T rookgas na ketel: 140°C

CO_2 -gehalte (op droog) : 10.6%

Luchtfactor : 1.1

Berekening condensor (enkele) bij vollast (100%)

T rookgas condensor in : 140°C

Stel: T rookgas condensor uit : 40°C

Verschil T rookgas : 100°C

Partiele druk H_2O : 135.53 mm Hg

Dauwpunt : 57.9°C

Verz.druk H_2O bij 40° : 55.324 mm Hg

S.W. rookgas: $0.334578 \text{ kcal}/^\circ\text{C/m}^3$

Gegevens per $\text{m}^3 \text{ gas} - \text{CO}_2 = 10.6\%$

Vol.verbr.lucht : 9.3599 m^3

Vol. H_2O uit verbr.lucht : 0.1122 m^3

Vol. H_2O totaal : 1.8515 m^3

Vol. rookgas totaal : 10.3829 m^3

% H_2O van vol. rookgas : 17.8322%

Kg H_2O uit verbr.lucht : 0.08976 kg

Kcal uit H_2O verbr.lucht : 53.856 kcal

Kcal uit H_2O totaal : 893.856 kcal

Kg H_2O totaal in rookgas : 1.4812 kg

Restant H_2O in rookgas - bij 40°C : 0.60466 kg

Condensaat bij 40° : 0.87654 kg

Winst latente warmte bij 40° : 528.97 kcal

Winst voelbare warmte bij 40° : 347.39 kcal

Totale warmtewinst : 876.36 kcal

% winst : 10.43% van Hb

Opgenomen in condensor:

$876.36 \text{ kcal/m}^3 \times 215.6 \text{ m}^3/\text{h} = 188.943 \text{ kcal/h.}$

Stel:

T water aanvoer: 40°C

T water retour : 30°C

K pijp = $12 \text{ kcal/m}^2/^{\circ}\text{C/h}$

Gem. pijptemperatuur $40 + 30 = 35^{\circ}\text{C}$

T kasruimte = 17°C

Verschil T pijp - ruimte = 18°C

Af te geven : 188.943 kcal/h

Afgifte hoofdleidingen : 11.337 kcal/h

Afgifte door slangen : 177.606 kcal/h

$177.606 \text{ kcal/h} = \text{opp.slang} \times K \times \text{verschil T}$

Opp.slang = $177.606 \text{ kcal/h} : 12 \text{ kcal/m}^2/^{\circ}\text{C/h} \times 18^{\circ} = 822.25 \text{ m}^2$

M.slang = $822.25 \text{ m}^2 : 0.0785 \text{ m}^2/\text{m} = 10474.5 \text{ m slang } \varnothing 25 \text{ mm uitw.}$

Totale kaplengte : 2130.7 m

Aantal slangen per kap: $(3.20 \text{ m breedte}) 10474.5 \text{ m slang} : 2130.7 \text{ m}$

kaplengte = 4.92 stuks.

Ook het "schrikeffect" is mee berekend.

In ons voorbeeld (vollast) betekent dat een extra condensatie van $0.2142 \text{ kg waterdamp.}$

Dit is een extra winst van $129.26 \text{ kcal/m}^3 = 1.54\%$ van Hb.

Totale warmtewinst wordt dan: $10.43\% + 1.54\% = 11.97\%$ van Hb.

Dit resultaat met een enkele-condensor zou betekenen dat we meer slangen per kap nodig hebben dan de reeds grote hoeveelheid van 4.92 stuks. Dit wordt dan 5.65 stuks.

Beide aantallen zijn onaanvaardbaar, om praktische redenen.

We willen desondanks geen enkele concessie doen, door bijvoorbeeld met minder slangen per kap een hogere watertemperatuur in het secundaire verwarmingscircuit toe te staan.

Om elk misverstand te ontzenuwen: "Dit zal ook gelden bij deellasten", indien minder slangen geplaatst worden.

Het gevolg zou zeker een lagere warmtewinst, op jaarbasis, van minimaal 3% betekenen.

14.2. Combi-condensor + secundaire verwarming

Om die reden kiezen we dan ook voor een "combi-pijpcondensor".

Het nadeel is dat een dergelijk apparaat een hogere rookgaszijdige weerstand veroorzaakt t.o.v. een "enkele-pijpcondensor".

De retarders in de ketelvlampijpen kunnen, daarom niet meer gehandhaafd worden.

De uittredende rookgassen uit de ketel = intrede le sectie combi-condensor zullen dan ca. 60°C hoger zijn dan het rekenvoorbeeld.

In de bedrijfsvoering maakt dat geen verschil, de opgenomen warmte in de eerste sectie wordt afgestaan aan het retourwater van de primaire verwarming alvorens dit in de ketel wordt gebracht.

Het is dus een voorwarmer vóór de ketel.

De waarde van de binnenkomende rookgastemperatuur is onbelangrijk.

De opname warmtehoeveelheid wordt ook bepaald door de binnenkomende retourwatertemperatuur (tegenstroom).

We hebben gedurende een geheel stookseizoen een dergelijke toepassing gemeten.

Het resultaat was dat minstens $1/3$ deel van de totale condensor-warmtewinst in de 1e sectie werd opgenomen.

Dit was bij vollast brander- en vollast primaire verwarming = retourwatertemperatuur 75°C .

In alle andere, gunstiger, situaties werd een groter deel in de 1e sectie opgenomen, in de gunstigste perioden zelfs 2/3 deel van de totale warmtewinst.

Zouden toepassingen van energiebesparingen op het bedrijf er toe leiden dat langduriger met deellasten wordt gestookt, dan wordt het totaal rendement in bovenomschreven situatie alleen maar hoger, Dan blijft in de vergelijking met een "enkele-pijpcondensor" het verschil op jaarbasis steeds bestaan of wordt zelfs nog groter. De 2e sectie wordt, uiteraard, aangesloten op een secundair verwarmingsnet.

Dit net behoeft nooit met een groter hoeveelheid slangen dan 4 stuks, met een uitwendige diameter van 25 mm per 3.20 m kap te worden uitgevoerd, of met een equivalente hoeveelheid stalen - of aluminium pijpen.

Zou het gasverbruik op een bedrijf, door allerhande bedrijfsomstandigheden, dusdanig laag zijn dat de toepassing van een (nog aan te schaffen) combi-condensor met een secundair verwarmingsnet economisch niet verantwoord is, dan geldt dat zeker ook voor de uitvoering "enkele-condensor" met een secundair verwarmingsnet.

Stel dat een combi-pijpcondensor (in omschreven toestand) een beter rendement heeft t.o.v. een "enkele-pijpcondensor" met secundair verwarmingsnet van 3% op jaarbasis

Met gelijke gegevens als de voorgaande berekeningen, met enkele-condensor en vollast brander, wordt een combi-condensor en de daarbij behorende hoeveelheid slangen voor secundaire verwarming als volgt berekend.

Afwijkende gegevens zijn:

T rookgas na ketel: 190°C (geen retarders in vlampijpen)

Winst latente warmte blijft: 528.97 kcal/m³

Winst voelbare warmte wordt: 486.73 kcal/m³

Schrikeffect blijft : 129.26 kcal/m³

Totale warmteopname 1145.-- kcal/m³

Rendement op H₂ = 13.63%

Totale opnamecapaciteit combi-condensor:

215.6 m³/h x 1145 kcal/m³ = 246854 kcal/h

Opname 1/3 in 1e sectie = 82285 kcal/h

Opname 2/3 in 2e sectie = 164569 kcal/h

Afgifte hoofdleiding 10% = 16457 kcal/h

Afgifte voor slangen = 148112 kcal/h

$148112 \text{ kcal/h} = \text{opp.slang} \times K \times \Delta T$

$K = 12 \text{ kcal/m}^2 \text{ slang/}^{\circ}\text{C/h}$

$\Delta T = 18^{\circ}\text{C}$

$\text{Opp.slang} = \frac{148112 \text{ kcal/h}}{12 \times 18} = 685.7 \text{ m}^2$

$\text{Lengte slangen} = \frac{685.7 \text{ m}^2}{0.0785 \text{ m}^2/\text{m}} = 8735.1 \text{ m}$

$\text{Aantal slangen per kap} = \frac{8735.1 \text{ m}}{2130.7 \text{ m kaplengte}} = 4.1 \text{ stuks}$

Conclusies hoofdstuk 14

- Bij toepassing van een enkele-condensor moeten voor de praktijk te veel slangen per kap worden toegepast.
- Bij minder slangen per kap wordt het evenwicht in opname condensor = afgifte slangen anders, met een slechter resultaat als gevolg.
- Een combi-condensor geeft op jaarbasis een hogere besparing met minder slangen.

Hoofdstuk 15

TOEPASSINGSMOGELIJKHEDEN

Reeds eerder is vermeld dat aanvankelijk de condensorwarmte benut werd voor bodemverwarming. In dit verwarmingsnet immers wordt een lage watertemperatuur verlangd.

Gezien de daarbij bereikte resultaten en mede door het feit dat de gasprijs regelmatig hoger wordt, is men naar meerdere toepassingen gaan zoeken.

Onder primaire verwarming verstaan we het verwarmingsnet dat de ruimtetemperatuur onderhoudt met een watertemperatuur van gemiddeld 82,5°C (90-75°C) of eventueel een gemiddelde watertemperatuur van 100°C (110-90°C), en primaire verwarmingsystemen waar met lagere watertemperaturen kan-moet worden volstaan, zoals betonvloer-verwarming e.d.

Onder secundaire verwarming worden dan verstaan alle andere verwarmingsnetten die functioneren met een lage watertemperatuur (circa 40-30°C), en geen regelende functie voor de ruimtetemperatuur bezitten.

Voorals in de bloementeeit zijn vele toepassingen tot stand gekomen, maar ook in de groenteteit zijn variaties mogelijk.

We zullen de meest voorkomende situaties schetsen met het daarbij noodzakelijke secundaire verwarmingsnet, uitgaande van een goed evenwicht tussen opname in de 2e sectie van de condensor en de warmte-afgifte van dit verwarmingsnet.

De toepassingskeuze van de condensor is daarbij dus steeds een combi-rookgascondensor.

15.1. Toepassingen in de bloementeeit

1. Vier kunststofbuizen op de bodem bij een 3.20 m kapbreedte, tussen het gewas, bij de volgende gewassen: anjer, anthurium, amaryllis, chrysant, gerbera, lelie en roos.
2. Vier kunststofbuizen in de bodem bij een 3.20 m kapbreedte, bij de volgende gewassen: amaryllis, gerbera, freesia, iris en diverse potplanten.
3. Vier kunststofbuizen, boven de grond, bij 3.20 m kapbreedte, gelegen op het gaas of anderszins, bij anjer, chrysant en roos.
4. Twee stalen buizen, uitwendige diameter 51 mm, in brugvorm, geconstrueerd als zogenaamde "energiedrager", per vak van 3 m bij chrysant, anthurium en rozen.
5. Tabletverwarming door middel van kunststofbuizen, gelegen in aluminiumprofiel, onder het tablet. Toepassing: diverse potplanten.
6. Vier kunststofbuizen onder styropordozen per 3.20 m kapbreedte, toepassing: orchideeën.
7. Een tabletverwarming. De verwarmingskokers zijn dwars onder een tablet aangebracht. Door de kokers wordt water met lage temperatuur gevoerd. Door warmtegeleiding wordt het gehele oppervlak van het tablet, dat is uitgevoerd met aluminiumplaat, op temperatuur gebracht. Door de warmte-afgifte van dit verwarmingsoppervlak kan de kasruimte op temperatuur worden gehouden.
Op deze wijze fungeert het systeem met lage watertemperatuur dus als primaire verwarming. Toepassing: diverse potplanten.

Mogelijk zijn niet alle toepassingen en gewassen in de opsomming genoemd. We denken daarbij aan gewassen die op steenwol worden geteeld en waar onder de mat en langs de mat kunststofbuizen kunnen worden aangebracht.

15.2. Toepassingen in de groenteteelt

1. Twee kunststofbuizen in de bodem, 3.20 m kapbreedte, toepassing: komkommer.
2. Vier kunststofbuizen in de bodem, 3.20 m kapbreedte, toepassing: paprika, aubergine.
3. Vier kunststofbuizen onder steenwolmatten, 3.20 m kapbreedte, toepassing: tomaat.
4. Twee kunststofbuizen onder steenwolmatten en twee kunststofbuizen langs de steenwolmatten, 3.20 m kapbreedte, toepassing: komkommer.
5. Vier kunststofbuizen op de bodem, 3.20 m kapbreedte, toepassing: tomaat.
6. Twee stalen buizen, uitwendige diameter 51 mm, boven in de kap, als monorails, 3.20 m kapbreedte, toepassing: tomaat. (Voor primaire verwarming zijn dan nodig: 4 stalen buizen per 3.20 m kap, laag boven de bodem).

Een verwarming uitgevoerd als "buisrailsysteem", d.w.z. 4 stalen pijpen met een uitwendige diameter van 51 mm per 3.20 m kap.

De rail (van 2 pijpen) wordt dan zodanig uitgevoerd dat 1 pijp is aangesloten op het primaire verwarmingsnet en 1 pijp op het secundaire verwarmingsnet.

Door de primaire- respectievelijk secundaire verwarmingspijpen aan de andere zijde van de kap, of bij het middenpad door slangen met elkaar te verbinden ontstaat een rondlopende strang. Per pad (tomatenteelt) is dan een primaire- en een secundaire verwarmingspijp aanwezig.

Een, eventueel aanwezige, 5e pijp kan aangesloten worden op het primaire verwarmingsnet en door middel van afsluiters in- of uit bedrijf worden gesteld naar gelang de temperatuur- en- of de teeltomstandigheden dit noodzakelijk maken.

Het systeem zodanig uitvoeren dat bij toerbeurt de pijpen als primaire- of secundaire verwarming dienst kunnen doen is technisch mogelijk.

Het volautomatisch laten functioneren maakt dit wisselsysteem vrij duur. In de praktijk is gebleken dat dit wisselen, teeltkundig, niet direct noodzakelijk is.

Ook in de groenteteelt zullen in de nabije toekomst nog meer toepassingsmogelijkheden ontstaan.

De meest ideale omstandigheid ontstaat als om teelttechnische redenen de noodzaak van bodemverwarming, of buizen tussen het gewas aanwezig is.

We behoeven in die situatie de investering van het secundaire verwarmingsnet niet in de jaarkosten van de condensor te betrekken. Enigermate minder gunstig zijn de uitkomsten indien de teelttechnische noodzaak niet aanwezig is en het secundaire verwarmingsnet geheel ten behoeve van de toepassing condensor moet worden aangebracht.

De investering van dit verwarmingsnet dient dan verwerkt te worden in de totale jaarkosten van de condensor. Deze jaarkosten zullen daardoor hoger worden, met als gevolg een lager batig saldo.

Het zal van de bedrijfsgrootte en de hoeveelheid verstookte brandstof afhankelijk zijn of in dergelijke situaties de toepassing economisch verantwoord zal zijn.
Het maken van een goede exploitatieberekening is dan wel aan te bevelen.

Hoofdstuk 16

BIJKOMSTIGE BEDRIJFSTOEPASSINGEN

Er zijn bedrijfssituaties denkbaar, waarbij de secundaire verwarming niet in bedrijf moet, evenals de primaire verwarming. We denken daarbij dan in de eerste plaats aan het gebruik van de ketel tijdens grondstomen.

16.1. Voorwarmen ketelvoedingswater bij grondstomen

In die periode kunnen we de condensor benutten als voedingswater-voorwarmer. Tijdens het grondstomen wordt het overgrote deel van de ketelcapaciteit gebruikt om van water-waterdamp (stoom) te maken. Hiervoor is zeer veel warmte nodig, er worden dus betrekkelijk weinig liters water per tijdseenheid in de ketel gepompt.

Pompen we dit water eerst door de rookgascondensor dan zal het water ruim in temperatuur moeten stijgen om enige warmte-overdracht van de rookgassen naar dit voedingswater te verkrijgen. Het water zal echter altijd met een lage temperatuur ($< 20^{\circ}\text{C}$) de condensor binnenkomen. Daar ter plaatse is de pijpoppervlaktetemperatuur aan de rookgaszijde dus ook circa 20°C .

Doordat rookgassen en water volgens het tegenstroomprincipe door de condensor stromen, komen de rookgassen in het laatste gedeelte van het traject (net voordat de condensor verlaten wordt) in contact met deze koude oppervlakken.

Mogelijk dat de rookgassen met 50 à 60°C de condensor verlaten. Door het "schrikeffect" zal echter veel waterdamp uit de rookgassen zijn gecondenseerd, zodat toch veel warmte-overdracht van latente warmte plaatsvindt.

Een gasbesparing van circa 10% tijdens de stoomperiode moet dan haalbaar zijn.

Water voorwarmen kan een gunstig nevenverschijnsel bewerkstelligen. Onder gelijke condities in de ketel, zal het wateroppervlak in de ketel rustiger blijven indien warm water wordt binnengebracht in plaats van koud water.

Een rustiger wateroppervlak leidt tot een betere stoomkwaliteit (minder opkoken, dus drogere stoom). Hoge investeringen behoeven voor deze toepassing niet te worden gedaan.

De voedingsleiding van pomp naar ketel dient men te voorzien van een afsluiter, vóór de afsluiter een aftak naar de condensor en na de afsluiter wordt deze aftak van de condensor weer aangesloten. In geval een combi-condensor wordt aangesloten is het raadzaam het voedingswater eerst door de 2e sectie te voeren (koudste water bij uittredende rookgassen).

Vanuit de 2e sectie wordt dan een verbinding gemaakt (met afsluiter voor normale toepassingen) naar de 1e sectie. Nadat het voedingswater door de 1e sectie is gevoerd (voedingswater komt vóór het uittreden met de heetste rookgassen in contact) gaat het naar de ketel. Bij de aansluitingen het tegenstroomprincipe steeds goed voor ogen houden.

Bij gebruik van bassinwater (regenwater) of drinkwater zullen geen problemen ontstaan. Bij gebruik van oppervlaktewater zullen maatregelen genomen moeten worden opdat geen zwevende delen uit het water zich vast kunnen zetten in de condensor.

Het plaatsen van een goed filter is dan noodzakelijk.

Bij vervuiling van de condensor zal dit leiden tot plaatselijke onregelmatige doorstroming van het water, zodat de warmte-overdracht, veel slechter zal worden.

Reinigen met bijvoorbeeld caustic soda is wel mogelijk al is het raadzaam een dergelijke oplossing niet te lang in de condensor te laten, omdat aantasting van het materiaal dan niet uitgesloten is.

16.2. Voorwarmen bodem tijdens stomen

Een ander gebruik kan worden gemaakt van de condensor tijdens grond-stomen indien bodemverwarming aanwezig is.

De kunststofbuizen liggen dan op een diepte van minimaal 40 à 50 cm.

Om beschadiging van deze buizen op die plaatsen waar de grond op hoge temperatuur komt te voorkomen, dient de circulatiepomp in bedrijf te zijn.

We kunnen dan tevens de warmte gewonnen in de condensor in dit secundaire verwarmingsnet stoppen.

De bodem wordt dan enigermate voorverwarmd op die plaatsen waar nog gestoomd moet worden en enigszins op temperatuur gehouden nadat de grond gestoomd is. Waarnemingen zijn daarover verricht in 1982.

Gedurende vier weken is de ketel, condensor en bodemverwarming in bedrijf geweest. De rookgassen verlieten de condensor aanvankelijk met een temperatuur van circa 30-32°C.

Naarmate de bodemtemperatuur hoger werd was ook de rookgastemperatuur iets hoger.

Hoger dan 40°C hebben de rookgassen nimmer de condensor verlaten.

Met de condensor werd dus een hoog rendement van gemiddeld circa 13% behaald.

Het is moeilijk te bepalen in hoeverre deze warmte nuttig werd gebruikt en welk deel door de bodem onnuttig, in dit geval aan de ruimte, werd afgegeven.

Wel kon men constateren dat, naarmate de tijd verstreek de stoomzeilen sneller "bol" kwamen te staan, en de bodem sneller op de gewenste temperatuur was.

Aangezien op dit bedrijf vrij kort na de stoomperiode komkommerplanten geplant moesten worden, kon ook profijt worden behaald doordat de voorwarmperiode van de grond korter kon zijn.

Deze toepassing is, indien grondverwarming aanwezig, misschien te verkiezen boven de methode van voedingswater voor de ketel voorwarmen.

Een gunstige bijkomstigheid is het feit dat ook geen extra voorzieningen, aansluitingen e.d., getroffen behoeven te worden.

16.3. Verwarmen bedrijfsruimte

Indien kunststofbuizen in de betonvloer worden aangebracht dan kan dit verwarmingsnet ook op de 2e sectie van de rookgascondensor worden aangesloten. Een extra circulatiepomp is niet noodzakelijk; de pomp van de secundaire verwarming kan dit net gemakkelijk mee verzorgen.

Het is geen spectaculaire warmtewinst, maar wel passend in het kader van de energiebesparings slogan "dat alle kleine beetjes helpen".

16.4. Betonvloerverwarming

Voor een condensortoepassing bij dit verwarmingssysteem zal altijd de keuze vallen op een enkele-condensor, geplaatst in het retourwater.

Dit retourwater heeft een maximale temperatuur van 45°C en in vele perioden van het seizoen een lagere temperatuur, zelfs tot 25°C. In deze bedrijfssituatie wordt een rendement, op jaarbasis, van 10% zeker behaald.

Extra kosten en voorzieningen om te komen tot een hogere besparing zullen dan economisch nauwelijks verantwoord zijn.

Hoofdstuk 17

ENKELE CONDENSOR IN RETOURWATERLEIDING VAN PRIMAIRE VERWARMING

Indien er in de bedrijfssituatie geen enkele mogelijkheid is om "laagwaardige warmte" te benutten, dat wil zeggen dat op geen enkele wijze een secundair verwarmingsnet nuttig gemaakt worden, bestaat toch de mogelijkheid om warmte uit de rookgassen na de ketel te benutten, nl. op de volgende wijze.

Het retourwater van de primaire verwarming eerst door de condensor voeren, alvorens dit in de ketel wordt gebracht. Een variabele warmtewinst kan verkregen worden, die afhankelijk is van de temperatuur waarmee dit retourwater door de condensor stroomt.

Bij een grote warmtevraag heeft dit retourwater hoge, bij geringe warmtevraag lage watertemperaturen.

Deze retourtemperaturen zullen in de praktijk liggen tussen 30°C en 75°C. De rendementsvariatie zal daardoor tussen 4% en 12% liggen.

Op basis van de jaarbelastingduurkromme van de ketel- en verwarmingsinstallatie hebben we op deze condensortoepassing een berekening uitgevoerd.

Het resultaat op jaarbasis zal dan circa 7% besparing zijn.

Het is duidelijk dat hierbij een enkele-condensor moet worden toegepast, omdat er slechts één verwarmingsnet (dus één waterstroom) aanwezig is. Het zal van het jaargasverbruik en de gasprijs afhankelijk zijn of deze toepassing economisch op het bedrijf de beste is.

Als alternatief moet dan berekend worden wat de jaarkosten en de hogere besparing van de toepassing van een combi-condensor met een toe te voegen secundair verwarmingsnet zijn.

Indien goed toegepast, kan voor de combi-condensor + secundair verwarmingsnet een besparing van 15% als norm worden genomen.

Hoofdstuk 18

BIJMENGEN IN SECUNDAIRE VERWARMING

De bedrijfssituatie kan bestaan dat de primaire verwarming optimaal in bedrijf is en de secundaire verwarming, op de 2e sectie van de combi-condensor functioneert met een watertemperatuur van 40°C - 30°C . Indien in een dergelijke situatie de verlangde ruimtetemperatuur niet wordt behaald dan is men genoodzaakt de watertemperatuur van het secundaire verwarmingsnet op te voeren met water uit de ketel. Dit bijmengen leidt helaas tot een hogere intrede watertemperatuur en hierdoor tot een slechter rendement van de condensor. Een 10°C hogere watertemperatuur betekent eveneens 10°C hogere rookgastemperatuur.

Wat dit betekent in dit temperatuurtraject is duidelijk in de rendementsgrafiek te zien (hoofdstuk 4).

Van 40°C naar 50°C verhogen betekent een vermindering van het rendement van 3.4%.

Dit bijmengen moet dus uit rendementsoogpunt zoveel als mogelijk vermeden worden.

18.1. Temperatuur bijmengen en rendement

Berekeningen op een bedrijf, met de volgende bedrijfssituatie:

- Een vereiste ruimtetemperatuur van 18°C .
- Primaire verwarmingsnet is 3 stalen pijpen, uitwendige diameter 51 mm per 3.20 m kap.
- Secundaire verwarmingsnet is 2 stalen pijpen, uitwendige diameter 51 mm per 3.20 m kap.
- Watertemperatuur primaire verwarming is maximaal 90°C aanvoertemperatuur en 75°C retourtemperatuur.

In de tabel zijn de benodigde aanvoer- en retourwatertemperaturen vermeld, in het secundaire verwarmingsnet bij een bepaalde buiten-temperatuur, waarbij aangenomen is dat de watertemperaturen van het primaire verwarmingsnet 90 - 75°C zijn. Tevens is vermeld de totale benodigde hoeveelheid warmte per m^2 . Daarna de te behalen rendementen met een enkele-condensor.

De keuze van een combi-condensor wordt in deze situatie twijfelachtig. Bij de berekeningen is tevens als uitgangspunt genomen dat er retarders in de 2e trek van de ketel zijn geplaatst = 1e vlampijpbundel na de vuurgang.

De rookgastemperatuur na de ketel is berekend op 130°C bij vollast brandercapaciteit.

Uit de tabel kunnen de volgende conclusies worden getrokken:

- Tot een buitentemperatuur van $+1^{\circ}\text{C}$ moet in het secundaire verwarmingsnet worden bijgemengd.
- Tot en met belastingen van -16°C tot -5°C is het condensorrendement slecht tot zeer matig.
- Als de retourwatertemperatuur van de secundaire verwarming lager wordt dan de dauwpuntstemperatuur van de rookgassen zal, bij een gladde pijpcondensor, het "schrikeffect" gaan optreden, en wordt het rendement snel hoger.
- Het rendement op jaarbasis zal sterk worden beïnvloed door de jaarbelastingduurkromme van ketelbranderbelasting op het bedrijf.
- Bij lagere ruimtetemperaturen zal minder bijgemengd behoeven te worden en het rendement op jaarbasis gunstiger worden.

T buiten in °C	Totale benodigde warmte in W/m ²	T. water sec.verw.		T. water condensor uit in °C	Rendement condensor in % van Cb
		Aanvoer in °C	Retour in °C		
-10	260	93	77	78.2	2.5
- 9	250.1	88	74	75.2	2.5
- 8	241.3	83	69	70.1	2.8
- 7	232	77	64	65.3	3.2
- 6	222.7	72	60	61.2	3.3
- 5	213.4	66	54	56.-	4.2
- 4	204.2	60	48	52.4	6.5
- 3	194.9	55	43	45.8	8.-
- 2	185.6	47	37	40.0	9.8
- 1	176.3	40	30	33.4	11.5
0	167	32	23	26.4	12.5
+ 1	157.8	25	19	22.3	12.8
+ 2	148.5	-	-		

18.2. Watertemperatuur primaire verwarming verhogen

Een veel betere situatie ontstaat indien het primaire verwarmingsnet zodanig is uitgevoerd, dat bijmengen op het secundaire verwarmingsnet niet nodig is.

Meer pijpen installeren of het primaire net met hogere watertemperaturen laten functioneren (installatie met overdruk) zijn daarvoor de mogelijkheden: T. water 110°C - 90°C.

Conclusies hoofdstuk 18

- Indien de primaire verwarmingscapaciteit te gering is, moet het secundaire net met hogere watertemperatuur functioneren.
- Hogere watertemperatuur betekent een lager rendement van de condensor.
- Het primaire verwarmingsnet is in capaciteit te verhogen met heet water: 110°C - 90°C.
- Het primair verwarmingsnet kan met meer pijpen worden uitgevoerd, waardoor bijmengen niet nodig is.

Hoofdstuk 19

MINDER GOEDE CONDENSORTOEPASSING

Een mogelijke toepassing, die de laatste tijd meer aandacht krijgt is de aansluiting van één afdeling van het bedrijf op de condensor.

We gaan bij de beoordeling van deze toepassing er vanuit dat onder alle omstandigheden aan de volgende voorwaarden wordt voldaan:

- De condensor is altijd met lage watertemperaturen in bedrijf (maximum watertemperatuur $40^{\circ}\text{C} - 30^{\circ}\text{C}$).
- De warmte, opgenomen in de condensor, moet ten alle tijde voldoende zijn om de ruimtetemperatuur in de betreffende afdeling te onderhouden.

19.1. Berekening één afdeling met enkele-condensor

Technisch kan weliswaar aan beide voorwaarden worden voldaan, of de economische en praktische voorwaarden ook gunstig zijn zal de volgende uiteenzetting moeten bepalen.

Stel:

Bedrijfsgruotte 10.000 m² kasoppervlak.

Max. warmtevraag: 2.000.000 kcal/h.

: 2326 Kw (200 kcal/m² h).

Rendement ketel + condensor: 95% van calorische bovenwaarde (Hb).

Rendement condensor: 15% van calorische bovenwaarde (Hb).

Uitvoering: enkele-condensor.

Te verstoken hoeveelheid aardgas: $\frac{2.000.000 \text{ kcal/h}}{0.95 \times 8400 \text{ kcal/m}^3_{\text{O}}} = 250.6 \text{ m}^3_{\text{O}}/\text{h}.$

Aan de brander wordt toegevoegd (input):

$250.6 \text{ m}^3_{\text{O}}/\text{h} \times 8400 \text{ kcal/m}^3_{\text{O}} = 2.105.263 \text{ kcal/h}$ (2448 Kw).

Condensorcapaciteit (15% van input) $= 0.15 \times 2.105.263 \text{ kcal/h} = 315.789 \text{ kcal/h}$ (367 Kw).

Te verwarmen kasoppervlak met condensorwarmte:

$\frac{315.789 \text{ kcal/h}}{200 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}} = 1579 \text{ m}^2.$

Voor het behalen van een condensorrendement van 15% is noodzakelijk:

Max. retourwatertemperatuur: 30°C

Max. aanvoerwatertemperatuur: 40°C .

Deze temperaturen gelden dus bij vollast warmtevraag.

Ruimtetemperatuur = 15°C .

Gemiddelde watertemperatuur = 35°C .

Temperatuurverschil water-lucht = 20°C .

Vraag:

De benodigde hoeveelheid pijpen in de betreffende afdeling.

Uit de volgende vergelijking wordt dit duidelijk:

$315.789 \text{ kcal/h} = \text{oppervlakte pijp} \times K \times T.$

$K = (\text{aangenomen}) 12 \text{ kcal/m}^2 \text{ pijppopp.}^{\circ}\text{C.h.}$

Verw.opp.pijp $\frac{315.789 \text{ kcal/h}}{12 \text{ kcal/m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C.h.} \times 20^{\circ}\text{C}} = 1315.8 \text{ m}^2.$

Aangenomen: Verw.opp. hoofdleiding = 10% = 131.6 m².

Blijft over voor strangen : 1184.2 m².

Lengte pijpen, $\varnothing 46.5/51 \text{ mm} = \frac{1184.2 \text{ m}^2}{0.16 \text{ m}^2/\text{m}} = 7401 \text{ m}.$

Het oppervlak van de afdeling = 1579 m².

De totale kaplengte wordt dan: $\frac{1579 \text{ m}^2}{\text{Kapbreedte } 3.2 \text{ m}} = 493.44 \text{ m}$.

Aantal pijpen - $\varnothing 46.5/51 \text{ mm}$ - per kap: $\frac{7401 \text{ m}}{493.44 \text{ m kaplengte}} = 15 \text{ lengten}$
per kapbreedte.

Deze hoeveelheid pijpen per kap is absurd bij de praktische toepassing. Bij toepassing van minder pijpen per kap moet de watertemperatuur echter hoger worden om de ruimtetemperatuur te handhaven en wordt dus het condensorrendement lager.

Ook de opnamecapaciteit zal hierdoor lager worden.

Om dan toch de vereiste ruimtetemperatuur te kunnen handhaven is het noodzakelijk om, warmer water vanuit de ketel te gaan bijmengen.

Daarbij ontstaat een vicieuze cirkel van meer bijmengen is minder condensorcapaciteit enz.

De stelling: warmte-opname condensor = warmte-afgifte pijpen, geldt dan totaal niet meer.

Wordt de afdeling groter genomen, om op deze wijze het areaal aan pijpen te vergroten, dan kan de condensor met de beperkte opnamecapaciteit niet meer voldoen aan de hoge- en maximale warmtevraag. Ook dan zou bijmengen weer noodzakelijk worden, met gelijke gevolgen.

Deze condensortoepassing levert niet meer besparing op dan wanneer de enkele-condensor gevoed wordt met retourwater van de primaire verwarming, namelijk circa 7%.

(Tenzij men inderdaad de 15 lengten pijp- $\varnothing 46.5/51 \text{ mm}$ - per kap gaat installeren).

Zo men toch het volledige rendement van 15% wil behalen dan is het volgende noodzakelijk:

Toepassing combi-condensor

1e sectie: primaire verwarming - rendement 5%.

2e sectie: 4934 m pijp - $\varnothing 46.5/51 \text{ mm}$ - als secundaire verwarming
 $N = 10\%$ (is $\frac{2}{3}$ hoeveelheid pijp van voorgaande berekening).

Het aantal pijpen per kap - 3.20 m breedte wordt dan:

$\frac{10.000 \text{ m}^2}{\text{Kapbreedte } 3.2 \text{ m}} = 3125 \text{ m kaplengte}$.

$\frac{4934 \text{ m pijp}}{3125 \text{ m kaplengte}} = 1.6 \text{ stuks pijpen per kapbreedte. of } 3.3 \text{ stuks slangen-}$
 $\varnothing 21/25 \text{ mm per kap als secundaire verwarming}$.

Hoofdstuk 20

CO₂ DOSEREN EN CONDENSORTOEPASSING

Sedert een aantal jaren wordt in de tuinbouw CO₂ gedoseerd bij de gewassen. Bij het gebruik van aardgas als brandstof is, eerst schoorvoetend, maar later op grote schaal, gebruik gemaakt van de rookgassen uit de ketel.

In de beginperiode van het gasstoken zijn zeer vele CO₂-doseringsinstallaties geïnstalleerd.

Met de toen geldende uitgangspunten zijn deze installaties berekend.

20.1. Rookgasvolume

Het volume was bepalend voor de ventilatorcapaciteit en leidingdiameters.

Bij het gaan toepassen van een rookgascondensor is de situatie voor de dosering geheel anders geworden.

Voorheen moest, indien onder alle omstandigheden gedoseerd moest kunnen worden, rekening worden gehouden met vollast-ketelbrander-capaciteit. Daarbij konden de rookgassen een temperatuur bezitten van circa 200°C. Om praktische overwegingen, maar tevens omdat de voorschriften van de energiebedrijven daarop aansloten, moet rekening worden gehouden met het feit dat de gassen na de ventilator geen hogere temperatuur dan 60°C mogen bezitten.

Dit uitgangspunt maakte het noodzakelijk om altijd koudere lucht bij de rookgassen te mengen.

Dit vergrootte tevens weer het totale gasvolume.

Om de vereiste temperatuur van 60°C te bereiken moest bij vollast brander-capaciteit een circa 2x zo groot volume lucht worden bijgemengd.

De tabel over het rookgasvolume die hierna volgt, geeft een overzicht van rookgasvolume bij de verschillende luchtfactoren = (luchtovermaat) en CO₂-gehalten van de rookgassen en de verschillende rookgastemperaturen.

Voorbeeld:

Bij vollast brander worden de volgende cijfers verkregen:

1. Luchtfactor : 1.1
2. CO₂-gehalte : 10.56%
3. Rookgastemperatuur na ketel : 200°C

Het rookgasvolume is daarbij 17.98 m³ per verstookte m³ aardgas.

Het volume wordt groter naarmate de luchtfactor groter en de temperatuur hoger is.

Om in het voorbeeld te komen tot een mengsel met een temperatuur van 60°C moet 2 x 18 m³ lucht per verstookte m³ aardgas bijgemengd worden.

Het mengselvolume werd dus 54 m³ per m³ verstookt aardgas.

Hieraan werden ventilator en leidingen aangepast, ten behoeve van de CO₂-dosering.

Tabel rookgasvolume - geen condensatie waterdamp

Lucht- over- maat in %	CO ₂ op droge rookgassen in %	Volume rookgas - incl. waterdamp - van 1 m ³ aardgas - bij t. °C - in m ³									
		0°C	80°C	100°C	120°C	140°C	160°C	180°C	200°C	220°C	250°C
0	11.71	9.532	12.33	13.03	13.72	14.42	15.12	15.82	16.52	17.22	18.25
10	10.56	10.373	13.42	14.18	14.93	15.69	16.45	17.21	17.98x	19.74	19.86
20	9.67	11.214	14.51	15.33	16.14	16.96	17.78	18.61	19.43	20.26	21.47
30	8.82	12.054	15.60	16.48	17.35	18.23	19.11	20.00	20.89	21.78	23.08
40	8.15	12.895	16.69	17.63	18.56	19.50	20.44	21.40	22.34	23.30	24.69
50	7.57	13.735	17.78	18.78	19.77	20.77	21.77	22.80	23.80	24.82	26.30
60	7.06	14.576	18.87	19.93	20.98	22.04	23.10	24.19	25.23	26.34	27.91
70	6.63	15.417	19.96	21.08	22.29	23.31	24.43	25.59	26.69	27.86	29.51
80	6.25	16.257	21.05	22.23	23.41	24.58	25.76	26.99	28.14	29.38	31.13
90	5.90	17.098	22.14	23.38	24.62	25.85	27.09	28.39	29.60	30.90	32.74
100	5.59	17.939	23.23	24.53	25.83	27.12	28.42	29.78	31.05	32.42	34.34
120	5.06	19.620	25.41	26.83	28.25	29.66	31.08	32.58	33.95	35.46	37.57
140	4.63	21.302	27.59	29.13	30.67	32.20	33.74	35.38	36.87	38.50	40.79

20.2. Afzuigen na condensor

Bij toepassing van een condensor is het voor CO₂ dosering wenselijk de rookgassen, door de ventilator te laten aanzuigen na de condensor, om de volgende redenen:

- a. De rookgassen bezitten na de condensor een veel lagere temperatuur, met als gevolg een kleiner volume.
- b. Om onder de vereiste maximale temperatuur van 60°C te blijven behoeft weinig of meestal geheel geen lucht te worden bijgemengd.
- c. Doordat de rookgassen in de condensor met koude vlakken in contact zijn geweest heeft condensatie plaatsgevonden.

Dit heeft drie voordelen:

1. Een hoeveelheid latente warmte is op deze wijze vrijgekomen.
2. Een hoeveelheid waterdamp is reeds gecondenseerd, zodat dit minder optreedt bij de dosering in de kas.
3. Hoewel slechts gering, is ook het totale rookgasvolume door de condensatie kleiner geworden.

Ten aanzien van punt 1. willen we nog de volgende kanttekening plaatsen:

Indien de rookgassen afgezogen worden vóór de condensor dan bevatten de gassen ook de waterdamp en een hogere temperatuur.

Door afkoeling in de kas zal wel een hoeveelheid voelbare warmte vrijkomen. Het vrijkomen van latente warmte zal echter gering zijn, omdat de waterdamp uit de rookgassen grotendeels in de kaslucht opgenomen wordt.

Deze situatie verhoogt, enigermate, de r.v. van de ruimte maar de latente warmte komt niet vrij.

Dat kan namelijk alleen tot stand komen indien condensatie plaatsvindt. Zou de r.v. zo hoog worden in de ruimte dat extra condensatie plaatsvindt tegen de kasruiten, dan wordt de daarbij ontstane warmte door de ruit naar buiten afgevoerd en moet als verloren worden beschouwd. Het uitgangspunt bij condensortoepassing is dus de rookgassen voor CO₂ doseren afzuigen na de condensor.

Is de temperatuur van de rookgassen in de condensor gedaald tot 40°C, dan is het volume 10.7 m³/m³₀ aardgas, uitgaande dat de luchtfactor = 1.1 en dat de waterdamp verminderd is door condensatie. (In de tabel is met condensatie van waterdamp geen rekening gehouden). Een vermindering dus van circa 40% ten opzichte van het volume bij 200°C.

Lucht bijmengen zal om eerder omschreven redenen niet meer nodig zijn.

Om een redelijk gelijkmatige verdeling te verkrijgen in de kasruimte zal het veel kleiner geworden volume toch aangevuld moeten worden met lucht.

Immers de 10.7 m³/m³₀ is slechts 20% van het voorheen gebruikelijke volume van 54 m³ mengsel per m³ aardgas.

100% lucht bijmengen, is wenselijk voor een gelijkmatige verdeling in de kas. Het mengselvolume wordt dan 21.4 m³/m³₀ aardgas.

20.3. Bestaande ventilator in nieuwe situatie

Bij bestaande doseringsinstallaties en de gewijzigde rookgas-lucht-volumes wordt dikwijls met de gedachte gespeeld de ventilatorset te vervangen.

Enkele redenen liggen daaraan ten grondslag:

- a. De nieuwe set heeft, door de geringere capaciteit en de lagere benodigde druk, een kleiner motorvermogen, hetgeen een geringer verbruik aan elektrische energie tot gevolg heeft.
- b. Bij het handhaven van de aanwezige set bestaat het gevaar dat de ventilator (met te grote capaciteit) te veel rookgassen aanzuigt en het CO₂-gehalte in de teeltruimte daardoor te hoog wordt.

Beide argumenten zijn niet zonder grond.

Toch willen we bij punt b. de kanttekening plaatsen dat het CO₂-gehalte in de teeltruimte van vele factoren afhankelijk is, zoals: windkracht, ventilatievoud van de kas, branderafstelling, mengsel rookgas-luchtverhouding, opname door de planten, e.d.

Ten aanzien van punt a. kunnen we stellen dat het benodigde arbeidsvermogen van de ventilator met de factor $(21.4)^3 = 0.0622$ maal het vorige

arbeidsvermogen wordt, vooropgesteld dat ⁵⁴de bestaande leidingen van het systeem worden gehandhaafd.

Ondanks deze argumenten gaan de gedachten uit naar een andere mogelijkheid, namelijk de volgende:

1. De bestaande set en leidingen handhaven. De besparing is daardoor circa f 6.000,- à f 8.000,-, doordat geen investering voor de nieuwe set behoeft te worden gedaan.
2. Aanschaffen van een betrouwbaar meet- en regelinstrument voor CO₂-regeling in de teeltruimte. In de handel zijn apparaten verkrijgbaar met een regelbereik van 0.0 - 0.3% CO₂, instelbaar op de gewenste concentratie en een meetnauwkeurigheid van 100 dpm = 0.01% onder en boven de ingestelde waarde.

Bij bereiken van 100 dpm boven de ingestelde waarde wordt de ventilator gestopt en bij 100 dpm onder de ingestelde waarde opnieuw in bedrijf gesteld.

Op deze wijze behoeft minder geld geïnvesteerd te worden, wordt toch elektrische energie bespaard en - misschien het belangrijkste - de CO₂-concentratie is - binnen kleine grenzen, ook die welke men verlangt. Bij aanschaf van een kleinere set blijven de genoemde randverschijnselen, die de CO₂-concentratie in de ruimte zouden kunnen beïnvloeden, toch bestaan.

Conclusies hoofdstuk 20

- Bij CO₂-dosering moeten de rookgassen hiervoor eerst de condensor passeren. Afname van rookgassen voor de condensor geeft een veel groter volume, zodat lucht bijmengen noodzakelijk is, evenals een grote ventilator.
- Het rookgasvolume na de condensor is kleiner door de lagere temperatuur.
- Bijmengen van lucht is toch gewenst, voor een goede verdeling.
- Een grote bestaande ventilator kan omgewisseld worden voor een kleinere; beter is een meet-regelset aan te schaffen.
- De concentratie is dan beter gewaarborgd en tevens wordt elektrische energie bespaard.

Hoofdstuk 21

GOED WATER UIT ROOKGASSEN

Bij condensatie van de waterdamp komt niet alleen warmte vrij maar ontstaat, uiteraard, ook condensaat.

Dit condensaat bevat geen zouten of plantenziekten en is om die reden zeer goed bruikbaar als gietwater.

Door contacten met de overige gassen en de ketelwanden is dit zuivere water lichtelijk zuur. De gemeten waarden geven een pH tussen 4.5 en 6 te zien. De hoeveelheid is, vanzelfsprekend, niet voldoende voor de water-... voorziening van het bedrijf.

Afhankelijk van rookgassamenstelling en de temperatuur tot waar de rookgassen afkoelen, kan bij een goed functionerende condensor worden gesteld dat er uit 1 m³ verstoekt aardgas 1-1.1 liter condensaat wordt gevormd.

Indien een wateropvangbassin aanwezig is dan kan met een geringe investering een installatie worden gemaakt die het water naar het bassin brengt.

Nodig is daarvoor: een bak met een inhoud van 300-400 liter, onder de condensor monteren, waarin het condensaat wordt opgevangen.

In de bak een pomp plaatsen met een persleiding naar de dichtstbij gelegen warenhuiskgoot.

Het water uit het bassin, dus ook het condensaat, is tevens uitermate geschikt om als voedingswater voor de ketel, tijdens grondstomen, gebruikt te worden.

Bij gebruik als verwarmingsinstallatiewater dient de pH te worden verhoogd tot waarden van 10 à 12 met alkaliteit verhogende chemicalieën (trinatriumfosfaat - Na₃PO₄ e.d.). Dit om ernstige zuurstofcorrosie in ketel en verwarming te voorkomen.

Hoofdstuk 22

AANSLUIT- EN SCHAKELSCHEMA'S

Regelmatig komen bedrijfssituaties voor die een eigen aanpak noodzakelijk maken. De gestelde eisen zijn op diverse bedrijven geheel verschillend. Het streven dient daarbij steeds gericht te zijn de oplossingen zodanig te kiezen dat het behalen van een hoog condensorrendement gewaarborgd is.

Naarmate de eisen hoger gesteld worden, zal de installatie ingewikkelder worden.

Uit een scala van schakelmogelijkheden, opgedaan in de praktijk, is een aantal zodanig uitgekozen, dat een ruim inzicht kan worden verkregen voor verschillende bedrijfsomstandigheden.

Schema 1

Enkele-condensor met grondverwarming en mogelijkheid om water uit de ketel bij te mengen.

Deze bedrijfsomstandigheid kan alleen voorkomen indien veel warmte in de bodem kan worden gebracht.

In de meeste bedrijfssituaties zal een enkele-condensor te veel warmte leveren, zodat de bodemtemperatuur te hoog wordt.

Het bijmengen zal hoogstens noodzakelijk kunnen zijn bij voorwarmen van de bodem, aan het begin van de verwarmingsperiode.

Bij storing in de condensorwerking kan de bodem geheel verwarmd worden vanuit de ketel.

Tevens kan, indien de bodemverwarming uit bedrijf is, de condensor gevoed worden met water uit het retourverdeelsstuk van de primaire verwarming. Op het schema is de verstelbare klep te zien die een ongestoord bedrijf van de brander garandeert.

Na de condensor kunnen rookgassen worden afgezogen voor het CO₂-doseren.

Schema 2

Schakelmogelijkheden van een combi-condensor met meerdere verwarmingscircuits.

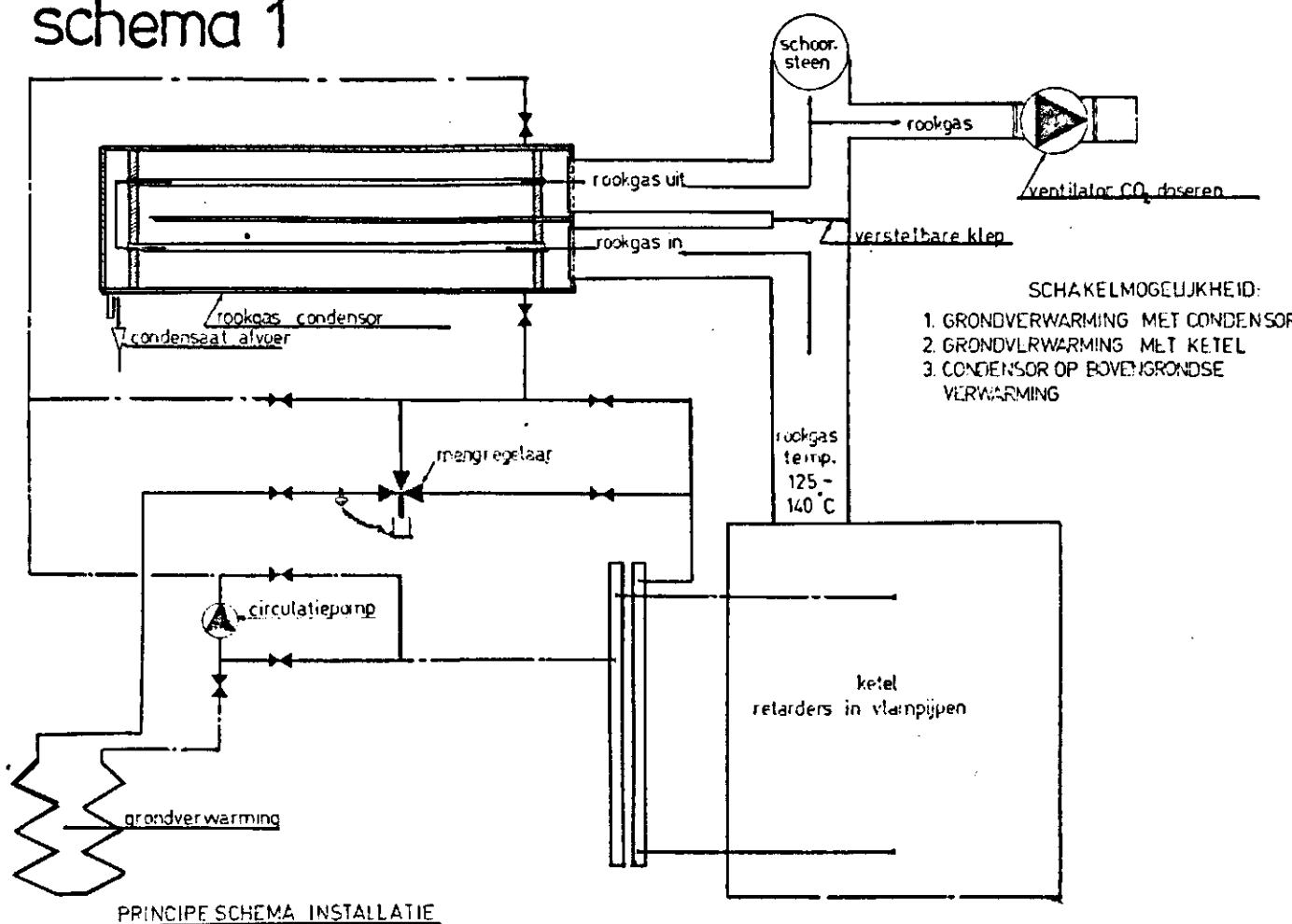
In deze bedrijfssituatie zijn 3 verwarmingscircuits aanwezig.

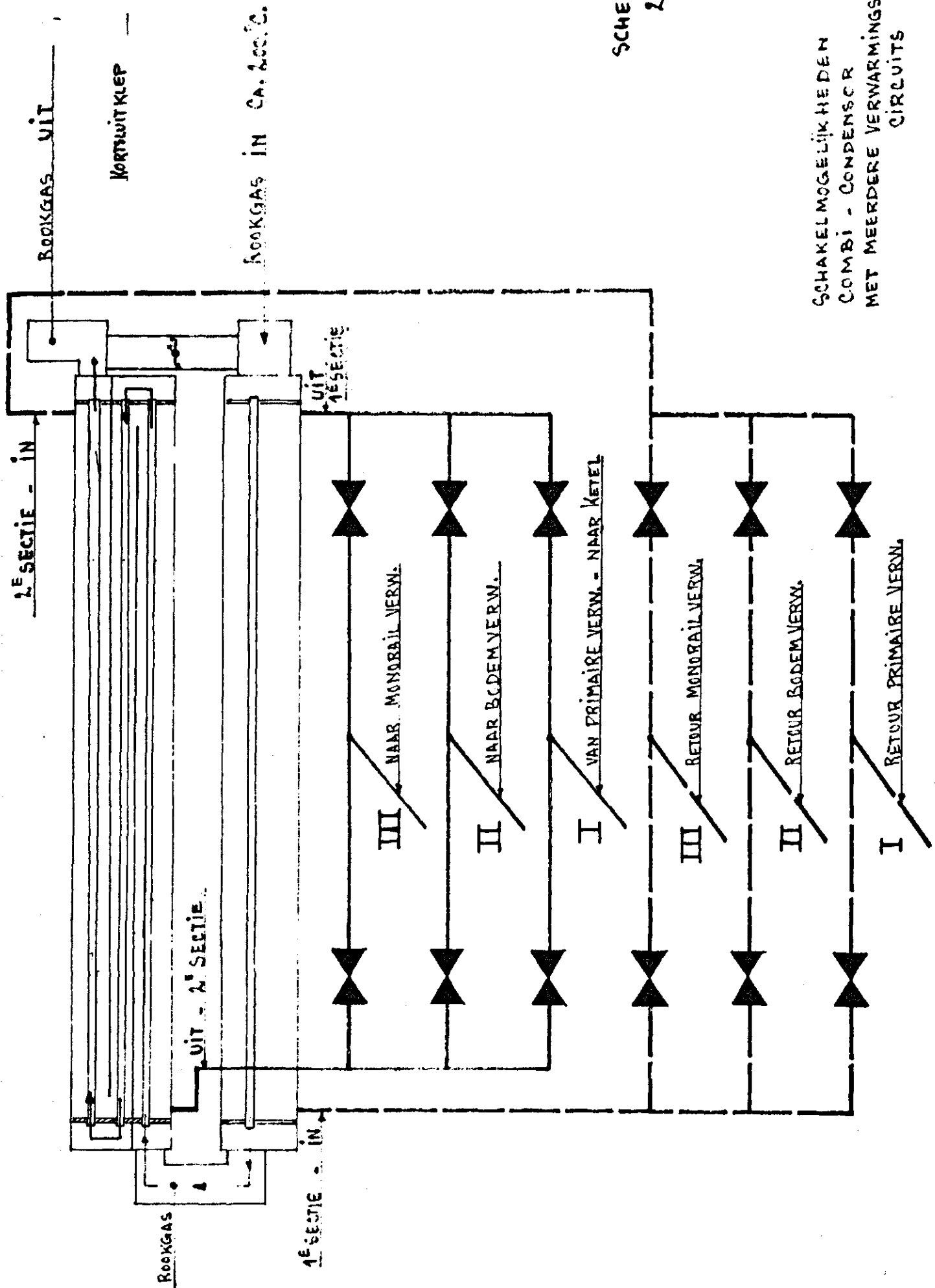
Alle 3 circuits worden op een register aanvoer- en retourwaterpijpen aangesloten. Middels openen en sluiten van afsluiters kan een keuze worden gemaakt welke circuit op de 1e sectie of op de 2e sectie functioneert.

Op deze wijze ontstaat een ruim aantal mogelijkheden:

1. 1e sectie - retourwater primaire verwarming.
2e sectie - secundaire verwarming = bodemverwarming.
2. 1e sectie - retourwater primaire verwarming.
2e sectie - secundaire verwarming = bodem + monorail verwarming.
3. 1e sectie - retourwater primaire verwarming.
2e sectie - secundaire verwarming = monorail verwarming.
4. 1e sectie)
2e sectie) - secundaire verwarming = bodemverwarming.
5. 1e sectie)
2e sectie) - secundaire verwarming = monorailverwarming
6. 1e sectie)
2e sectie) - retourwater primaire verwarming
7. 1e sectie - secundaire verwarming = monorailverwarming
2e sectie - secundaire verwarming = bodemverwarming
8. 1e sectie - secundaire verwarming = bodemverwarming
2e sectie - secundaire verwarming = monorailverwarming.

schema 1





SCHEMA
2

SCHAKELMOGELIJKHEDEN
COMBI - CONDENSOR
MET MEERDERE VERWARMINGS-
CIRCUITS

In andere bedrijfssituaties, waar de bodemverwarming niet aanwezig is, kan deze vervangen worden door kunststofbuizen op de bodem, of kunststofbuizen bij substraatteelten e.d. De monorailverwarming zou in andere bedrijfssituaties vervangen kunnen worden door een zgn. "energiedrager", toegepast bij bloemen en teelten in kassen waar een scherm wordt toegepast.

Ook eventueel aanwezige bovenpijpen (rozenteelt e.d.) zouden de monorailverwarming kunnen vervangen.

Bij de keuze van schakelen dient steeds voor ogen te staan dat het circuit met de laagste watertemperaturen aangesloten wordt op de 2e sectie.

Uitbreiding van de pijpenregisters, zodat nog meer circuits aangesloten kunnen worden, is uiteraard mogelijk.

Aan te raden is: een situatieschema te maken en alle afsluiters te coderen met een letter of cijfer. Volgens het schema kan dan een aantal schakelplannen gemaakt worden die in de praktijk snel gerealiseerd kunnen worden volgens het principe: "A-dicht, B-open" enz.

Bij een gekozen schakelstand behoeft dan niet in de installatie te worden gezocht naar "welke leiding en afsluiter wat is".

Het maken van schakelfouten is ook vrijwel uitgesloten met een goed schema. Indien de schakelingen met inzicht worden gekozen dan kan onder allerlei bedrijfsomstandigheden een optimaal condensorresultaat behaald worden.

Bij twijfel is het belangrijk in- en uitgaande water- en rook-gastemperaturen nauwkeurig te kunnen aflezen.

Bij de aansluitkeuze van de circuits kan ook de geleverde hoeveelheid warmte van belang zijn.

De vuistregel kan daarbij zijn dat, bij vollast brandercapaciteit, de 2e sectie ongeveer 2x zoveel warmte opneemt ten opzichte van de 1e sectie.

Schema 3

Wisselsysteem van 2 verwarmingscircuits respectievelijk aangesloten aan de ketel en aan de condensor.

De bedrijfssituatie ontstaat indien 2, vrijwel gelijkwaardige, verwarmingscircuits bij toerbeurt moeten functioneren als secundaire- en primaire verwarming.

De vierwegklep 1 is uitgevoerd met een motor en regeling zodat 2 posities worden geschakeld.

Neemt de klep de stand A-A in dan functioneert de verwarming I als primaire verwarming.

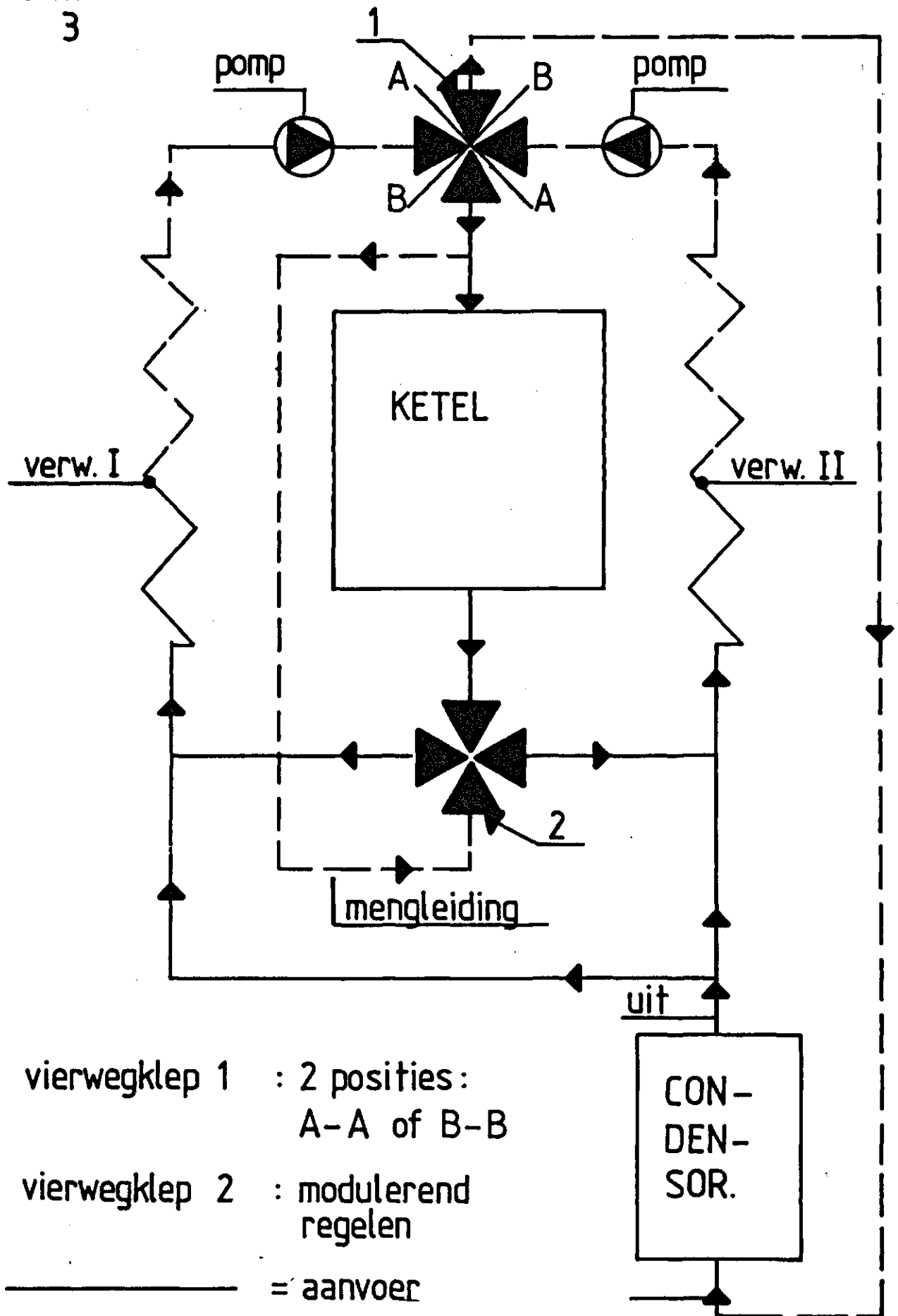
De pomp brengt het water in de ketel en- of het water wordt via de mengleiding naar de vierwegklep 2 gebracht.

Deze klep bezit een modulerende motor en een regeling die gewenste kastemperatuur op peil houdt.

Bij deze stand A-A functioneert de verwarming II als secundaire verwarming. De pomp brengt het water via 2 poorten van vierwegklep I naar de condensor, en vanuit de condensor naar het verwarmingscircuit.

De te behalen watertemperatuur is geheel afhankelijk van de warmte opname-afgifte in de condensor, en varieert naar gelang de brander-ketelcapaciteit verandert.

Schema 3



vierwegklep 1 : 2 posities:
A-A of B-B

vierwegklep 2 : modulerend
regelen

———— = aanvoer

----- = retour

wisselsysteem : verw.I : ketel of condensor.
verw.II : condensor of ketel.

In de tweede positie van de voerwegklep I, stand B-B, worden de rollen volledig omgedraaid. In die situatie is dus verwarming II de primaire verwarming en fungeert verwarming I, via de condensor, als secundaire verwarming.

Deze bedrijfssituatie kan zich o.a. voordoen bij een buisrail-systeem dat als een dubbel, afzonderlijk verwarmingscircuit is uitgevoerd.

Ook bij afzonderlijke circuits van onder- en bovenverwarming (rozenteelt) die periodiek gewisseld moeten worden kan deze schakeling toegepast worden.

Schema 4

Wisselend de bestaande verwarming- en een additionele verwarming als primaire- of secundaire verwarming.

Bij dit schema is als uitgangspunt genomen dat een volwaardige verwarming aanwezig is (in het voorbeeld met 3 afdelingen) maar tevens een exclusieve verwarming wordt aangebracht. Deze laatste verwarming zou, bijvoorbeeld, uitgevoerd kunnen worden met pijpen die een kleine diameter bezitten en een daarmee gepaard gaande kleine waterinhoud.

Deze verwarming bezit een beperkte capaciteit en is uitgevoerd als één groep over alle afdelingen van het bedrijf, dit wil zeggen met één circulatiepomp en één temperatuurregeling.

Afschakelen per afdeling met afsluiters, blijft (indien gewenst) uiteraard mogelijk.

Een dergelijke soort verwarming is denkbaar bij teelten waarbij het wenselijk is warmte te ontwikkelen in de nabijheid van het groeipunt van de plant.

De installatie verplaatsbaar maken met behulp van een hijsinstallatie is dan noodzakelijk.

De driewegkleppen I en 2 fungeren in dit systeem als 2 positie-kleppen.

Als klep I bij punt A gesloten is, dan moet klep 2 bij punt B gesloten zijn.

De poort B van klep I en de poort A van klep 2 zijn dan geopend.

De 3e poort van beide kleppen is uiteraard onder alle omstandigheden open.

In de geschetste stand van de kleppen zal de exclusieve verwarming als primaire verwarming fungeren.

De pomp brengt het water naar de ketel en- of via de mengklep naar driewegklep no. 6.

Deze klep verzorgt de verlangde watertemperatuur van de exclusieve verwarming.

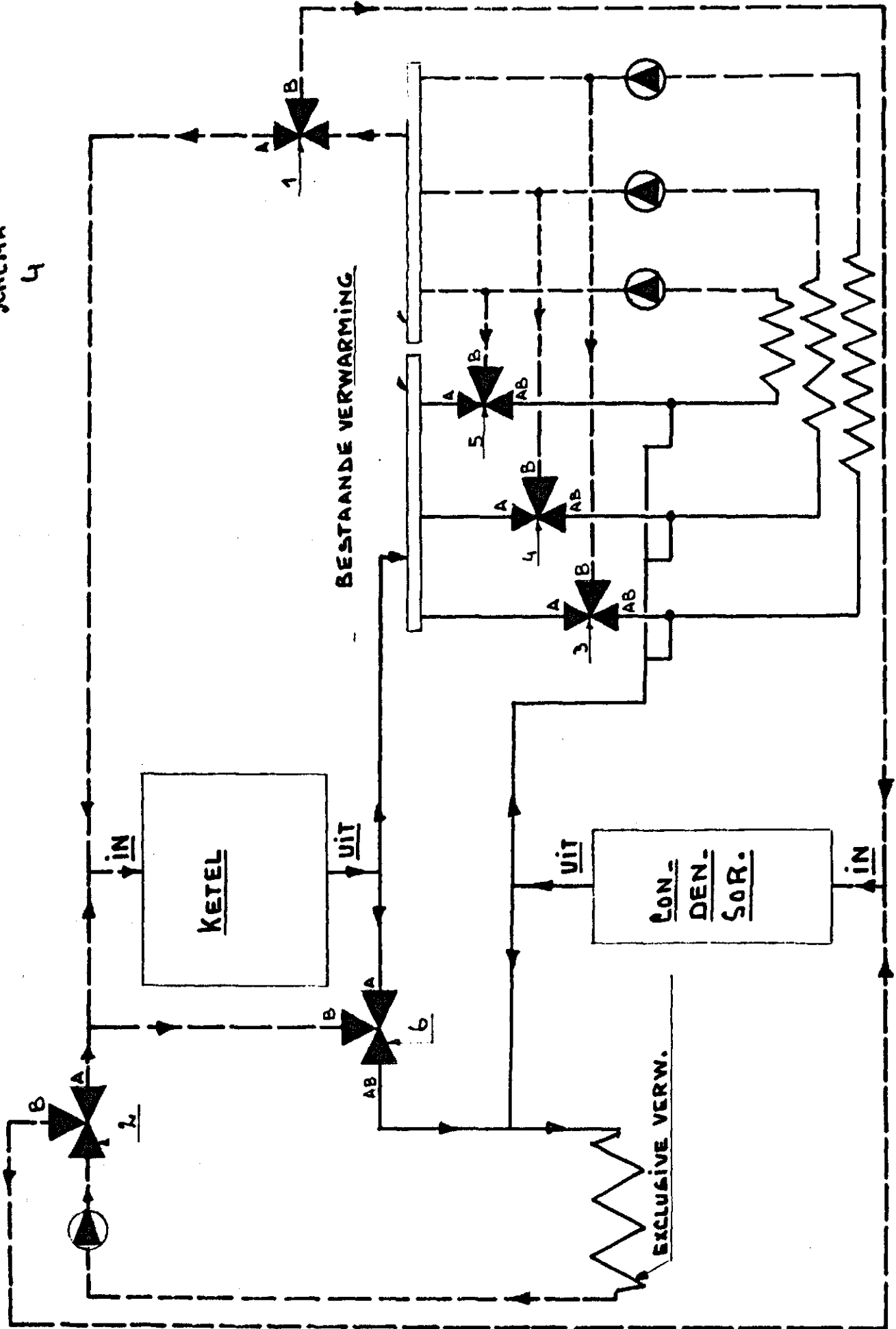
In deze situatie fungeren de 3 groepen bestaande verwarming als secundaire verwarming.

De 3 pompen brengen het retourwater van de installatie in een verzamelstuk, en daarna via, geopende, poort B van driewegklep no. 1, naar de condensor.

Vanuit de condensor gaat het water naar de aansluitpunten op de aanvoerleidingen van de 3 groepen.

De hoeveelheid water per groep, die in het verwarmingscircuit wordt gebracht, is afhankelijk van de waterverplaatsing van de betreffende pomp van dat circuit.

SCHEMA
4



Voorkomen dientte worden, dat de 3 pompen het retourwater via de mengleidingen en de poorten B van de driewegkleppen no. 3, no. 4 en no. 5 opnieuw in de aanvoerleidingen brengen. Hiertoe dient een zodanige schakeling gemaakt te worden dat, indien de poort A van driewegklep no. 1 gesloten wordt, gelijktijdig alle B-poorten van de driewegkleppen no. 3, no. 4 en no. 5 gesloten worden.

Nu kunnen de pompen het retourwater alleen naar het verzamelstuk enz. verplaatsen zoals voorgaand omschreven.

Dit sluiten van de poorten B is in deze situatie geoorloofd, omdat de betreffende kleppen hun regelfunctie verliezen op het moment dat de bestaande verwarming als secundaire verwarming gaat fungeren. De voorgaande bedrijfssituatie zou veranderd dienen te worden indien de capaciteit van de exclusieve verwarming als primaire verwarming + afgifte van de bestaande verwarming als secundaire verwarming niet meer toereikend is voor een vereiste ruimtetemperatuur. Ook teeltomstandigheden zouden een verandering van de situatie kunnen vereisen.

Op dat moment worden de kleppen no. 1 en no. 2 geschakeld en de driewegkleppen no. 3, no. 4 en no. 5 voor modulerende regeling vrijgegeven.

Poort B van klep no. 1 is nu gesloten en poort A open.

Het retourwater van de 3 groepenpompen gaat nu via het retourwaterverzamelstuk en de poort A van klep no. 1 naar de ketel en- of via de mengleidingen naar de poorten B van de kleppen no. 3, no. 4 en no. 5. Deze kleppen bepalen, via de stand van de poorten A (van ketel) en B (van mengleiding), met welke temperatuur het water via de altijd geopende poort AB in de installatie wordt gebracht. De groepen bestaande verwarming fungeren nu onafhankelijk van elkaar als primaire verwarming.

De poort A van 2 positieklep no. 2 is nu gesloten en poort B geopend. De pomp van de exclusieve verwarming brengt het retourwater van deze poort B naar de condensor.

Vanuit de condensor wordt het water nu in de exclusieve verwarming gebracht. Dit verwarmingscircuit wordt daarmee dus tot secundaire verwarmingsfunctie genoodzaakt.

Gelijktijdig met het schakelen van de kleppen no. 1 en no. 2 dient de poort B van modulerende regelklep no. 6 afgesloten te worden. Dit om te voorkomen dat, indien de poorten A en B van klep no. 6 beide enige opening zouden geven, het water van de bestaande verwarmingsgroepen buiten de ketel via deze klep in het aanvoer-verzamelstuk gebracht zou worden.

Het geheel lijkt een ingewikkelde operatie te zijn. Echter, met de huidige regelmogelijkheden is het zeker zodanig tot stand te brengen dat het automatisch kan functioneren. Gezien de hoeveelheid pijpen van beide verwarmingssystemen en de daarmee gepaard gaande ruime warmte-afgiftecapaciteit (met lage watertemperatuur) is de toepassing combi-condensor niet noodzakelijk. Zo lang deze bedrijfs-situatie blijft bestaan kan dus volstaan worden met een enkele-condensor. Naast de genoemde "groeipuntverwarming" zou dit systeem ook dienstbaar gemaakt kunnen worden bij "bedverwarming".

Schema 5

Ketelhuisinstallatie met 2 afzonderlijke transportsystemen en toepassing combi-condensor.

Deze installatie bestaat uit 2 transportgroepen, elk met eigen pomp en watertemperatuurregeling.

Op de transportgroep I zijn in de kassen een aantal afdelingen aangesloten.

Deze afdelingen bezitten alle, een eigen circulatiepomp en temperatuurregeling. Het verwarmingsnet in de afdelingen bestaat uit 2 pijpen, per kap (breedte 3.20 m), met een uitwendige $\varnothing$ van 51 mm.

Deze twee pijpen vormen de helft van een buisrailsysteem bij de tomatenteelt, dit wil zeggen in elk pad ligt één pijp die met kunststofslangen met elkaar worden verbonden.

De transportgroep II verzorgt eveneens een verwarming in dezelfde afdelingen.

Een gelijk aantal afdelingen is met een eigen circulatiepomp en temperatuurregeling op deze groep II aangesloten.

Het verwarmingsnet in de afdelingen bestaat uit 3 pijpen per kap (3.20 m breedte) met een uitwendige diameter van 51 mm.

2 pijpen zijn, evenals bij transportgroep I vermeld, in de paden gelegen als tweede helft van het buisrailsysteem.

Tevens is op de hoofdverdeelleidingen van deze groep 1 pijp aangesloten als zgn. monorail.

Resumerend kan worden opgemerkt; transportsysteem I met daarop aangesloten afdelingen met 2 pijpen per kap en transportsysteem III met aansluitingen in dezelfde afdelingen met 3 pijpen per kap. Een transportsysteem fungeert als primaire verwarming, waarmee dus de ruimtetemperatuur wordt geregeld.

Het retourwater van dit systeem wordt in het ketelhuis eerst door de 1e sectie van de combi-condensor gevoerd. Een deel kan echter via de driewegklep in het aanvoerwater worden bijgemengd.

Het andere transportsysteem fungeert, op dat moment, als secundaire verwarming. Het retourwater van dit systeem wordt door de 2e sectie van de combi-condensor gevoerd en opnieuw in het aanvoertransport-systeem gebracht.

Indien de warmtevraag dit noodzakelijk maakt kan dit secundaire circuit vanuit de ketel met water van hogere temperatuur worden bijgemengd.

Om het nuttig effect van de condensor zoveel als mogelijk te behouden moet dit bijmengen tot een minimum worden beperkt.

Bij zeer lage buitentemperaturen is de warmtevraag echter zodanig, dat 3 pijpen, van de primaire verwarming, met een gemiddelde watertemperatuur van 100°C en 2 pijpen, van de secundaire verwarming, met een gemiddelde watertemperatuur van 35°C niet onder alle omstandigheden voldoende warmte afgeven. Per pad ligt er dus 1 pijp met (eventueel) hoge temperatuur en 1 pijp met (zo mogelijk) lage temperatuur.

Terwille van gewasgelijkmatigheid kunnen de systemen van functie wisselen.

De primaire verwarming wordt dan via de 2e sectie secundaire verwarming en secundaire verwarming wordt dan via de 1e sectie en ketel primaire verwarming.

Voor dit doel dienen de 4 vierwegkleppen, staan de kleppen in de stand A-A dan is systeem I de primaire verwarming waarvan het retourwater via de 1e sectie + ketel- en- of via de driewegklep in de aanvoerleiding wordt gebracht.

In deze stand A-A is systeem II de secundaire verwarming waarvan het retourwater via de 2e sectie in de aanvoerleiding wordt gebracht.

Nemen de 4 vierwegkleppen de stand B-B in, dan wisselen de systemen I en II dus van functie.

(Door de pijlen te volgen wordt het duidelijk hoe één en ander in zijn werk gaat).

Eén opmerking dient bij dit systeem te worden gemaakt:

Vooraf in de perioden dat systeem I (met 2 pijpen) als primaire verwarming functioneert, waarbij tevens lage buitentemperaturen optreden, dient er voor systeem II (als secundaire functie) vrij veel uit de ketel bijgemengd te worden.

De hogere retourwatertemperaturen die daar het gevolg van zijn doen een deel van de condensorfunctie teloor gaan.

Schema 6

Combi-condensor met een secundair verwarmingscircuit dat periodiek uitgeschakeld wordt.

Deze in schema 6 genoemde situatie kan voorkomen op een bedrijf waar het secundair verwarmingsnet niet continu in bedrijf kan zijn. We kunnen denken aan bedverwarming, substraatverwarming e.d., waar om teeltkundige redenen een dergelijke situatie kan ontstaan. Het voorbeeld is ontstaan in een andere bedrijfssituatie.

Bij een tomatenteelt werden 2 stalen pijpen, diameter 46.5/51 mm, boven in de kap (3.20 m breedte) aangebracht om:

- a. Dienst te doen als monotransportrail
- b. Voor warmte boven het gewas te zorgen in bepaalde klimatologische omstandigheden.

Dit apart te gebruiken en te regelen verwarmingscircuit werd aangesloten op de 2e sectie van de combi-condensor. In de verhouding opname 2e sectie: afgifte secundaire verwarming geeft dat als resultaat: maximale aanvoertemperatuur 40°C, en maximale retourtemperatuur 30°C. Een goede verhouding om tot een hoog condensor rendement te komen. Door de 1e sectie zou het retourwater van de primaire verwarming stromen.

De volgende stelling werd echter ingenomen:

"Nadat 's morgens de dagtemperatuur is bereikt wordt de warmte die daarna gedurende de dag boven in de kappen wordt gebracht als nutteloos beschouwd".

Door middel van één vierwegklep en twee terugslagkleppen is de installatie zodanig uitgevoerd, dat automatisch, op een ingesteld tijdstip, de secundaire bovenverwarming uit bedrijf wordt genomen. Bij nachtbedrijf functioneert de installatie als volgt:

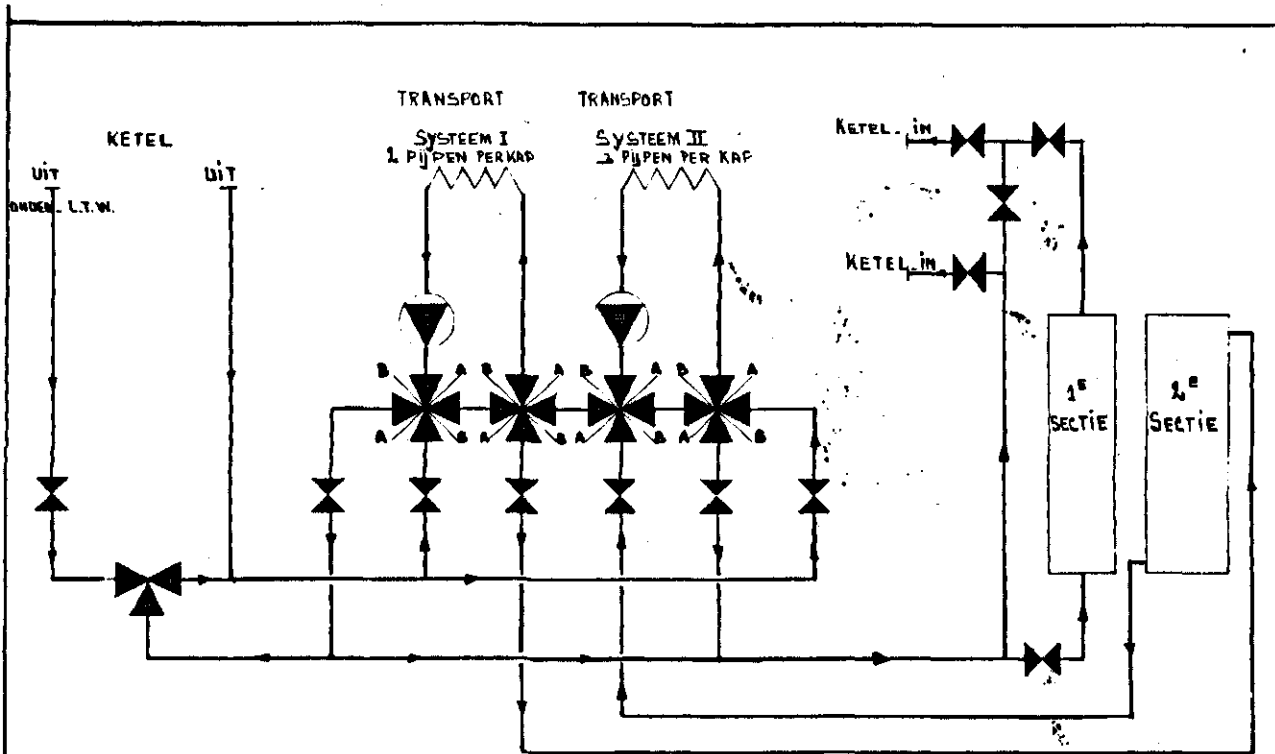
De klep van de vierwegklep staat in de stand A-A.

Afsluiter D van de retourleiding primaire verwarming naar de ketel staat dicht.

De pompen van de primaire verwarming brengen het retourwater via het retourverdeelstuk (eventueel een deel via de mengleiding naar de mengkleppen) en een leiding naar de vierwegklep. Via de geschakelde situatie A-A gaat het water via 2 poorten naar de 1e sectie van de combi-condensor. Via deze 1e sectie gaat het water, enigermate opgewarmd, naar de ketel.

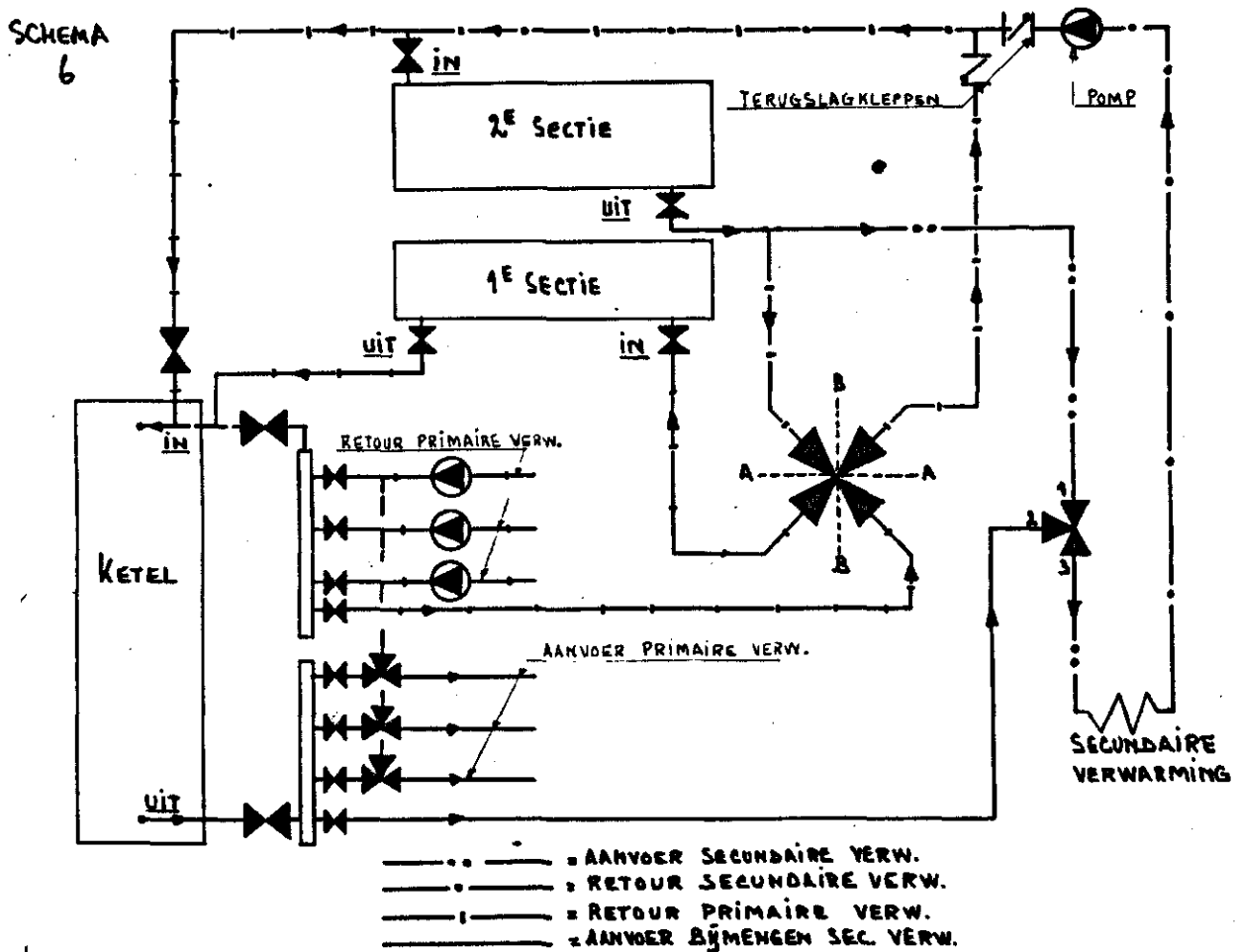
De pomp van de secundaire verwarming brengt het water, via een open gedrukte terugslagklep I naar de 2e sectie van de combi-condensor. De andere terugslagklep II wordt dichtgedrukt, zodat geen water via de vierwegklep rechtstreeks naar het secundaire verwarmingscircuit gepompt kan worden.

In de 2e sectie wordt dit water opgewarmd, afhankelijk van de brandercapaciteit, tot maximaal 40°C en opnieuw in het secundaire circuit gebracht.



SCHEMA KETELHUIS INSTALLATIE
SYSTEM I OF II NAAR KEUZE OP 2^E SECTIE CONDENSOR
= SECUNDAIRE VERWARMING

SCHEMA 5



Indien de noodzaak aanwezig is kan via een driewegklep warmer water uit de ketel bijgemengd worden.

De poorten 1 en 2 zijn regelpoorten.

Bij open regelen van poort 2 wordt poort 1 enigermate dichtter gesteld. Naarmate de poort 1 dichtter gaat zal de pomp het retourwater minder door de 2e sectie kunnen brengen en meer via de ketel en poort 2 weer in het circuit brengen.

Terwille van een hoog condensorendement is het noodzakelijk dit bijmengen tot een absoluut minimum te beperken.

Bij dagbedrijf wordt geen prijs gesteld op warmte van de boven in de kas liggende pijpen van de secundaire verwarming.

Op een ingesteld tijdstip stopt de pomp van de secundaire verwarming.

Op datzelfde moment verplaatst de klep, in de vierwegklep, zich naar de stand B-B.

De pompen van de primaire verwarming kunnen het water niet meer rechtstreeks naar de 1e sectie brengen.

Langs de klep B-B gaat het water via de opgedrukte terugslagklep II naar de 2e sectie.

Terugslagklep I wordt in deze situatie dichtgedrukt.

Via de 2e sectie gaat het water opnieuw door de vierwegklep, nu aan de andere zijde van de klepstand B-B.

Op deze wijze komt het water in de 1e sectie, wordt opnieuw in temperatuur verhoogd en daarna in de ketel gepompt.

Het doel van deze kringloop is tweeledig:

1e. Door het retourwater met de laagste temperatuur in de 2e sectie te brengen kunnen de rookgassen, zo maximaal als mogelijk in deze situatie, afkoelen voordat deze de condensor verlaten.

2e. In de 1e sectie heersen hogere rookgastemperaturen, zodat ook daar nog warmte-overdracht kan plaatsvinden aan het reeds enigermate opgewarmde water.

Omdat de retourwatertemperaturen van de primaire verwarming op de dag veelal lage waarden zullen hebben en de brander tevens zal functioneren in deellasten, zal het condensorendement in deze situatie nog goed kunnen zijn.

Door deze dubbele omweg zal een grotere stromingsweerstand ontstaan in het verwarmingscircuit.

Aangezien veelal in deellasten zal worden verwarmd is het feit dat de ΔT (temperatuurverschil tussen aanvoer- en retourwater) enigzins groter zal worden geen bezwaar.

Zou dit toch hinderlijk zijn dan kan afsluiter D (rechtstreeks naar de ketel) enkele slagen opengezet worden.

Schema 7

Bedrijf met meerdere afdelingen (vanuit ketelhuis gestuurd) waarvan enkele periodiek met lage watertemperatuur functioneren.

Deze bedrijfssituatie kan voorkomen op bedrijven die een aantal afdelingen bezitten waar een volwaardige "zware" verwarming aanwezig is, maar periodiek lage ruimtetemperaturen worden onderhouden.

De verwarming zal, in die omstandigheid, dan met lage watertemperaturen in bedrijf zijn.

Bij deze bedrijfssituatie kan gedacht worden aan:

- a. Plantenopkweekbedrijven.
- b. Selectie- en onderzoek-bedrijven.
- c. Bedrijven met 2 afzonderlijk geregelde verwarmingssystemen in één afdeling. Bij dit laatste kan o.a. aan de rozenteelt worden gedacht.

In het voorbeeld zijn 4 afdelingen geschetst waarvan de afdelingen 1, 2 en 4 periodiek met lage watertemperatuur verwarmd worden.

Achter de aanvoer- en retourleidingen, die aangesloten zijn op de verdeelstukken, worden 2 leidingen aangebracht.

De betreffende afdelingen worden met aanvoer- en retourleiding aangesloten op deze leidingen.

De aansluitingen moeten met afsluiters of kleppen afsluitbaar zijn. In de mengleidingen van de bestaande mengkleppen moet eveneens een afsluiter of klep worden geplaatst.

De aangebrachte leidingen worden aangesloten op de 2e sectie van een combi-condensor. Het retourwater van de overige afdelingen, (niet aangesloten op de 2e sectie), gaat eerst door de 1e sectie van de condensor alvorens in de ketel te worden gebracht. Afsluiter X dient dan gesloten te zijn. Bij keuze worden van de afdelingen met lage watertemperatuur de afsluiters of kleppen naar de 2e sectie open gezet.

De afsluiter of klep in de mengleiding dient dicht gezet te worden. Dit laatste om te voorkomen dat de pomp water via de mengleiding en de poort 3 van de driewegmengklep rechtstreeks in de aanvoerleiding brengt.

Het water van de aangesloten afdeling(en) zal een temperatuur bezitten afhankelijk van de warmte-overdracht in de 2e sectie. Wordt daarmee de vereiste temperatuur niet behaald, dan kan via de poort A van de driewegmengklep water, met hogere temperatuur, uit de ketel worden bijgemengd.

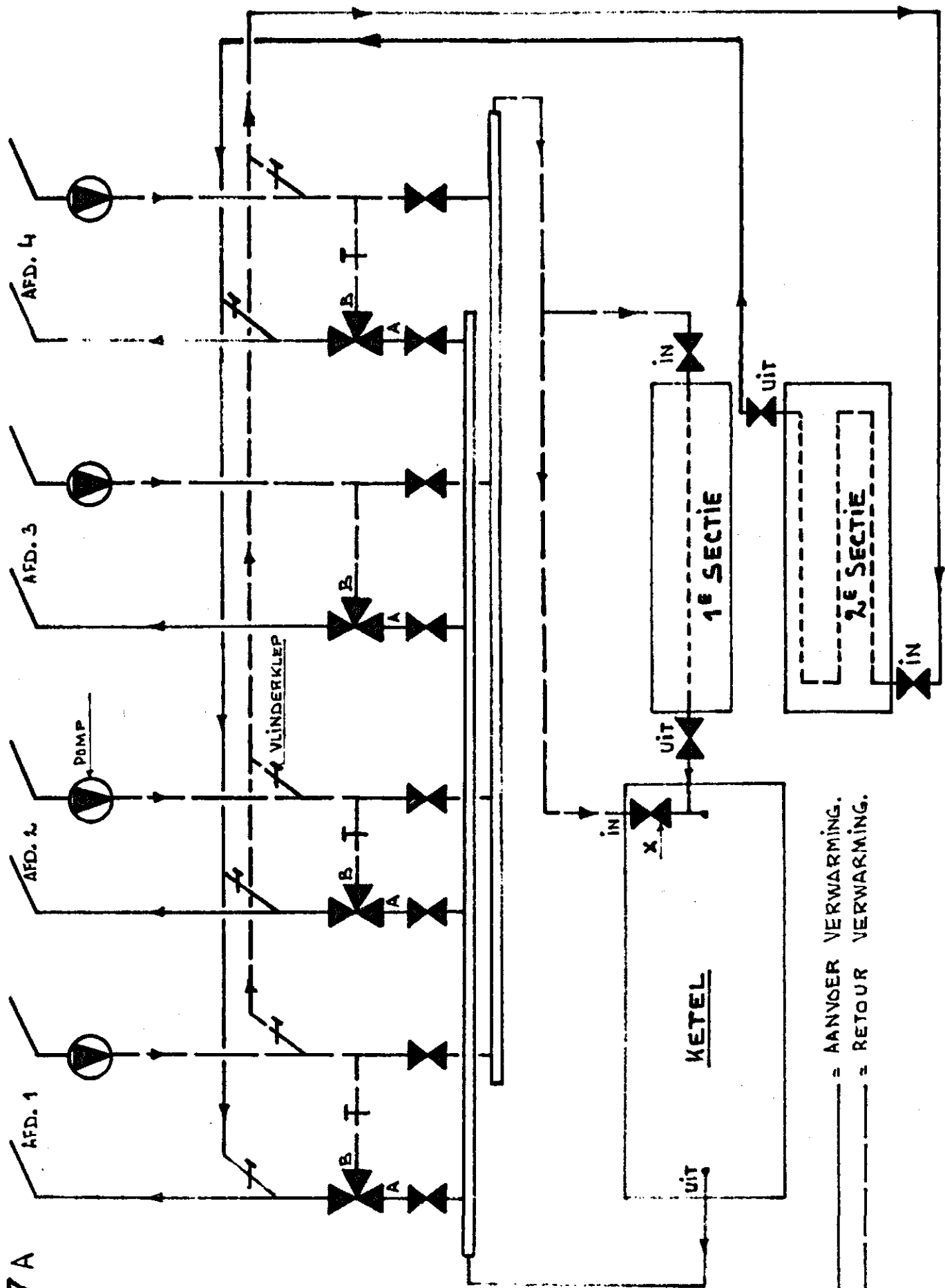
Moet dit bijmengen op een bepaalde afdeling veelvuldig plaatsvinden, dan moet in overweging genomen worden deze betreffende afdeling van de 2e sectie af te sluiten en over de ketel te laten functioneren. Immers, bijmengen van heet water betekent ook hogere retourwatertemperaturen.

Hierdoor zal het totale mengsel van alle aangesloten afdelingen in temperatuur stijgen en daardoor het condensorrendement dalen.

Goede controle van water- en rookgastemperaturen en op het juiste moment aansluiten of uitsluiten van afdelingen op de 2e sectie van de combi-condensor kan bij deze bedrijfssituatie leiden tot goede energiebesparingsresultaten.

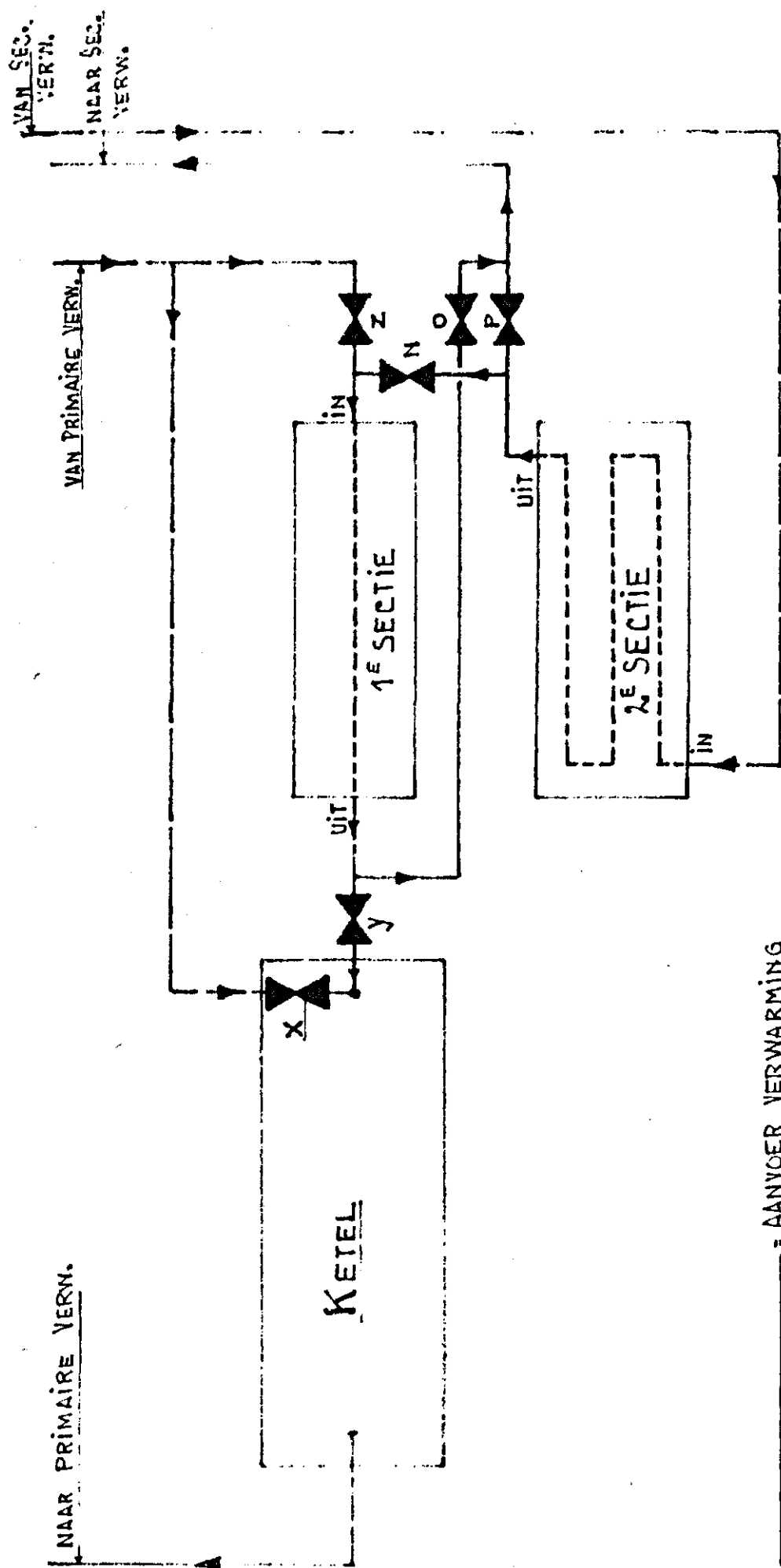
Door middel van een driewegklep (als aangegeven bij afd. I) die de poorten A en B open of dicht stelt, zou een automatisch afschakelen van de condensor mogelijk zijn indien de aanvoerwatertemperatuur naar de afdeling hoger zou worden dan een bepaald ingestelde waarde. Bij veel temperatuurwisselingen een goede mogelijkheid.

Schema
7 A



_____ = AANVOER VERWARMING.
----- = RETOUR VERWARMING.

SCHEMA
7B



_____ = AANVOER VERWARMING
 _____ = RETOUR VERWARMING

Schema 7 B

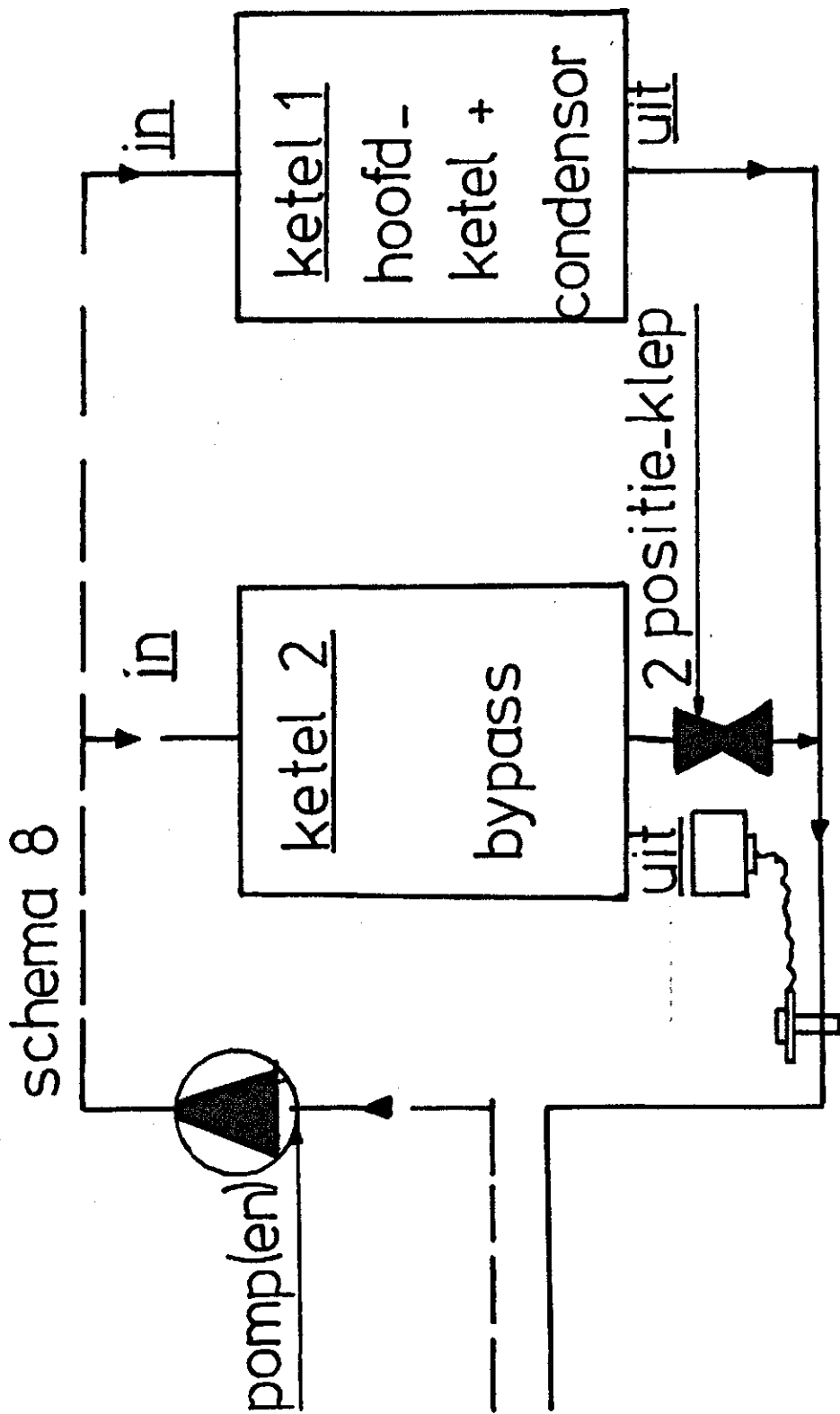
Variant van schema 7 A.

Bij dit schema is, evenals bij schema 7A, er vanuit gegaan dat een aantal afdelingen met lage watertemperatuur in bedrijf. Hierbij kan het water van deze secundaire verwarmingen via de 2e sectie van de combi-condensor eveneens nog door de 1e sectie stromen. Van de overige afdelingen met hogere watertemperatuur wordt het retourwater dan rechtstreeks in de ketel gebracht. Voor dit doel dienen de afsluiters P, Z en Y dicht te staan en de afsluiters N, O en X geopend te zijn. Het retourwater van de secundaire afdelingen gaat dan eerst door de 2e sectie met de laagste temperaturen en daarna door de 1e sectie (waar de rookgassen hogere temperaturen bezitten). Het eventueel bijmengen, zoals geschetst bij schema 7A, kan dan ook nog plaats vinden maar met kortere perioden noodzakelijk zijn omdat nu de gehele warmte-opname van de condensor beschikbaar komt voor deze secundaire groepen.

Schema 8

Bedrijf met 2 ketels en de toepassing van een condensor.

Op een aantal bedrijven zijn 2 ketels aanwezig. Het is vanzelfsprekend economisch niet zinvol bij de toepassing van een condensor, achter beide ketels een condensor te plaatsen. Toch moet ook weer rekening gehouden worden met het feit dat het gas dat in de ketel zonder condensor wordt verstoekt met méér warmte de schoorsteen verlaat. Indien achter 1 ketel een condensor wordt geplaatst dan dient dit de ketel met de grootste capaciteit te zijn. Bij gelijkwaardige capaciteit van beide ketels moet worden gezien of één van beide installaties (brander + ketel) soms wat in capaciteit opgevoerd kan worden. Naarmate de capaciteit van de "hoofdketel" groter is, zoveel minder zal de "bypassketel" in bedrijf behoeven te zijn. Verder is het van groot belang de bypassketel niet onnodig in bedrijf te laten komen. De afsluiter van deze ketel "knijpen" om zodoende minder retourwater in deze ketel te brengen dan in de hoofdketel is beslist geen afdoende en goede methode. Immers, ook bij deellasten, die gemakkelijk alleen door de hoofdketel volbracht kunnen worden zal de bypassketel toch periodiek nog in bedrijf zijn. Een betere methode is het plaatsen van een automatische open-dicht klep in de aan- of afvoer van de bypassketel. Bij gesloten klep dient de brander slechts zeer weinig in bedrijf te komen, alleen om de watertemperatuur in de ketel te handhaven. De ketel staat dan dus stand-by voor aanvullende warmtevraag. Zodra de hoofdketel niet meer voldoende aan de warmtevraag kan voldoen daalt de aanvoerwatertemperatuur. Bij een zekere ingestelde daling opent de klep en wordt water (met hoge temperatuur) in de aanvoerleiding bijgemengd, zodra de vereiste temperatuur van het water weer bereikt is, gaat de klep dicht. Na enige tijd stopt de brander en staat de ketel weer stand-by. Op deze wijze zal slechts gas worden verstoekt in de bypassketel indien dit werkelijk nodig is.



Bij stilstand koelt het water in de bypassketel af (stilstandverliezen). Voor dit doel moet de brander periodiek, korte tijd, in bedrijf zijn. Is het stookseizoen zo ver gevorderd dat met zekerheid gesteld kan worden dat de hoofdketel de warmtevraag alleen kan verzorgen, dan kan de brander van de bypassketel uit bedrijf worden gesteld, de ketel kan afkoelen en er ontstaan daarna geen stilstandverliezen meer. Ongetwijfeld zullen er meerdere bedrijfssituaties zijn dan in dit bestek zijn behandeld.

Door er steeds vanuit te gaan dat lage watertemperatuur een absolute noodzaak is om te komen tot hoge condensorrendementen en zo nodig deskundig advies te vragen omtrent de mogelijkheden, zal er voor elke bedrijfssituatie een oplossing gevonden worden met goed resultaat.

Hoofdstuk 23

PRAKTISCHE WENKEN

Door de veelheid van ervaring bij toepassing van een condensor is het mogelijk een aantal tips te geven die voor een goede bedrijfsvoering van belang zijn.

We kunnen daarbij onderscheid maken tussen:

- a. Voorbereiding,
- b. Bedrijfsvoering,
- c. Controle en nazorg.

23.1. Voorbereidingen

1. De diameter van de wateraansluitingen.

In principe kunnen de diameters van de aansluitingen vastgesteld worden aan de hand van de waterstroom volgens de berekening:

$$\frac{\text{warmte-opname in kcal/h}}{\Delta T \text{ water in } ^\circ\text{C}} = \text{liters/h.}$$

Indien secundaire verwarmingscircuits op een "enkele-condensor" of op de 2e sectie van een combi-condensor worden aangesloten, dan kan deze berekening gelden. Daarbij wordt voor ΔT water dan 10°C aangehouden. Geheel anders wordt de situatie indien het retourwater van de primaire verwarming door een "enkele-condensor" of door de 1e sectie van een combi-condensor wordt gevoerd,

De hoeveelheid water die wordt verplaatst in een primair verwarmingscircuit is vele malen groter dan in een secundair circuit.

De aansluitingen zullen voor dat doel dan ook overeenkomstig ruimer genomen dienen te worden.

Als dit niet wordt gedaan, dan ontstaat een dusdanige extra weerstand in het primaire circuit, dat de circulatiepomp(en) meer druk moeten uitoefenen. Hierdoor wordt minder water verplaatst en wordt het temperatuurverschil tussen aanvoer- en retourwater groter.

Vooraf bij vollast situaties is dit ontoelaatbaar.

Een deel van het retourwater kan in deze situatie buiten de condensor om in de ketel worden gepompt door de afsluiter D (schema 6) of afsluiter X (schema 7) enkele slagen open te draaien.

Bij deellasten kan die afsluiter dicht zijn. Dan wordt namelijk een hoeveelheid retourwater via de mengleiding in de aanvoerleiding van het circuit gebracht.

De diameters van de aansluitingen dienen in ieder geval vastgesteld te worden volgens de norm dat 60% van de totale waterverplaatsing door de condensor kan stromen zonder te grote weerstandstoename.

2. Isolatie condensor.

Het deel van de condensor dat met lage watertemperaturen functioneert zal slechts een geringe hoeveelheid warmte aan de omgeving verliezen. Economisch zal isoleren in die situatie nauwelijks haalbaar zijn.

Wel geïsoleerd dient te worden de enkele-condensor en de 1e sectie van een combi-condensor, indien daar retourwater van de primaire verwarming doorgevoerd wordt. De temperatuur daarvan kan 75°C à 80°C zijn.

Wordt een combi-condensor aangeschaft die voorlopig geheel gevoed wordt met retourwater van de primaire verwarming, dan dienen beide secties geïsoleerd te worden.

3. Stromingspatroon water-rookgassen.

Bij een rookgaskoeler volgens het kruisstroomprincipe bestaat maar één mogelijkheid van aansluiten. Bij gladde pijpcondensors dient het principe van tegenstroom toegepast te worden. In de praktijk worden toch condensors wel volgens het gelijkstroomprincipe aangesloten.

Dit verhoogt de uittredende rookgastemperatuur met minimaal 10°C en dit kan een slechter rendement van circa 3.5% betekenen. Vooral bij wat ingewikkelder installaties en- of combi-condensor komen deze foutieve aansluitingen voor.

Vooral bij de aansluitingen van de 2e sectie wordt soms aangenomen dat de aansluiting van het uitgaande water aan de bovenzijde is. Het tegendeel is echter waar: deze aansluiting is voor het intredende water.

Goede aanduidingen op de condensor en bijgaande schetsen door de fabrikant, aandacht van de monteurs en nacontrole van de installateur en opdrachtgever, kunnen zorgen dat foutieve aansluiting niet voorkomt.

4. Klep in kortsluitkanaal.

Voorschrift is dat de rookgassen indien nodig buiten de condensor om in de schoorsteen kunnen stromen.

Voor dit doel worden verschillende constructies gemaakt (zie aansluitschema's). Eén ervan is een omloopkanaal dat, bij normale bedrijfsvoering, afgesloten is middels een vlinderklep.

Noodzakelijk is dat randen van deze klep het kanaal gasdicht afsluiten. Bij lekkage gaan de rookgassen door het kortsluitkanaal zonder warmte af te geven in de condensor.

Middels een thermometer, te plaatsen direct na de klep, kan vastgesteld worden in hoeverre de klep afsluit.

5. Schoorsteenklep.

Aansluitend op het voorgaande wordt soms gebruik gemaakt van de schoorsteen als omloopkanaal. De gassen worden uit de ketel in de condensor gevoerd. In de schoorsteen wordt een draaibare klep geplaatst. Vanuit de condensor worden de rookgassen door middel van een koker weer in de schoorsteen gebracht, boven de voornoemde klep. Ook hier is het uitermate belangrijk dat de klep goed rookgasafsluitend is.

6. Werkzaamheden bij montage.

Soms kan het voorkomen dat de aansluitingen rookgaszijdig niet kloppen met de bestaande toestand.

Indien gelast, geboord e.d. moet worden aan delen die van een beschermde coatingslaag zijn voorzien, dan is dat ontoelaatbaar. De installatie zal passend gemaakt moeten worden en de coating zal in de goede vorm dienen te worden hersteld.

Een goede maatschets van de betreffende installatie, waarmee bij de fabricage van de condensor gewerkt kan worden, kan veel onheil voorkomen.

7. Rookgasafvoer

In bepaalde bedrijfsomstandigheden kan de rookgasafvoer niet uitgevoerd worden volgens de methode omschreven bij punt 5. Een oorzaak kan zijn dat de condensor rookgasuitlaat ver vanaf de bestaande schoorsteen is gelegen. Beter is het dan een schoorsteen rechtstreeks op de condensor te plaatsen. Een omloopkanaal met klep is dan toch noodzakelijk. De afmetingen van dit kanaal + klep kunnen kleiner zijn dan de afmetingen van de rookgasinlaat- en uitlaat van de condensor.

Indien de weerstand van dit (korte) kanaal gelijk is aan de weerstand die de rookgassen in de condensor ondervinden, dan treedt bij openen van de kortsluitklep geen verandering in het verbrandingspatroon van de gasbrander op.

De bestaande schoorsteen heeft geen functie meer en kan vervallen. Indien de schoorsteen gehandhaafd blijft dan moet de doorgang afgesloten worden.

Dit met een beweegbare klep uitvoeren is niet wenselijk (mogelijke lekkage) en onnodig duur. Omdat er reeds een omloopkanaal is, kan de schoorsteen met een dichte, vaste plaat tussen de flenzen afgesloten worden.

Verder moet gelet worden op de uitvoering van rookgas afvoerkanalen. In geen enkele situatie is het toelaatbaar dat rookgassen in een kanaal naar beneden afgevoerd worden.

Bij gaslekkage aan de branderinstallatie zou zich gas kunnen ophopen op plaatsen die bij de branderstart onvoldoende met lucht gespoeld zouden worden. Gevaar voor explosie is dan niet denkbeeldig.

8. Rookgassen voor CO₂ doseren

Bij toepassing van een condensor dienen de rookgassen eerst naar de kas te worden gebracht nadat deze door de condensor zijn gestroomd. Er zijn gewijzigde omstandigheden vóór en na aanschaf van de condensor. (zie hoofdstuk 20).

9. Waterzijdige aansluitingen

In het voorgaande is omschreven, dat de brander in bedrijf moet kunnen zijn, ook indien de condensor uit bedrijf is. Evenzo moet ook de verwarming kunnen functioneren zonder dat het water door de condensor wordt gevoerd.

Nodig daarvoor is dat de condensor in- en uitlaat van afsluiters is voorzien en indien nodig er kortsluitleidingen met afsluiters zijn gemonteerd, zodat de installatie ongestoord verder kan functioneren.

Betreft het primaire verwarmingscircuits dan is dit noodzakelijk. Bij secundaire circuits is een tijdelijke stilstand soms toelaatbaar, hoewel zich ook hierbij bedrijfssituaties kunnen voordoen waarbij aan de bedrijfszekerheid van een secundair circuit hoge eisen worden gesteld.

Daarbij valt te denken aan substraatverwarming, bodemverwarming e.d.

10. Mogelijkheid van controle

Bij de montage is het noodzakelijk dat op elke plaats waar een temperatuursverandering van rookgassen en water heeft plaatsgevonden een deugdelijke en goed afleesbare thermometer wordt geplaatst.

Dit kan een glazen kwikthermometer zijn met een ruime schaal-indeling en een juiste aanwijzing.

De veelal gebruikte wijzerthermometers zullen nauwelijks aan de eisen kunnen voldoen. De schaalindeling en de wijzerverplaatsing daarbij laten een nauwkeurige aflezing nauwelijks toe. Omdat bij de beoordeling enkele graden temperatuurverschil in de rookgastemperatuur kan leiden tot een goed, matig of slecht resultaat, moeten de waarden juist duidelijk zijn.

11. ΔT water secundaire verwarming

In het algemeen zal het temperatuurverschil tussen aanvoer- en retourwater van een secundair verwarmingscircuit op 10°C gehouden worden. Indien daarvoor echter bestaande verdeelleidingen e.d. drastisch veranderd moeten worden, dan dient men zeker te overwegen de water ΔT iets groter te nemen, met veel minder aanlegkosten.

Het nadeel van een grote ΔT water is, dat de gemiddelde pijptemperatuur lager wordt en dus eveneens de warmte-afgifte van de pijpen. Omdat het verschil tussen de gemiddelde pijptemperatuur en de ruimtetemperatuur bij secundaire verwarming gering is moet met de grootte van de water ΔT niet overdreven worden.

Een voordeel van een lage retourwatertemperatuur is echter ook aanwezig. Vooral bij het tegenstroomprincipe wordt de afgiftemogelijkheid van de rookgassen bepaald door de intredende watertemperatuur.

Op het punt van waterintrede verlaten de rookgassen de condensor. Bij al deze theorieën zal toch ook weer gelet moeten worden op de warmte-afgifte mogelijkheid van het secundaire verwarmingsnet. Met inzicht de bestaande bedrijfstoestand beoordelen is maatgevend voor de uitvoering.

23.2. Bedrijfsvoering

1. Bijmengen heet water in secundaire verwarming

In de verhandelingen is meerdere malen gewezen op het effect van water bijmengen uit de ketel. Bij deze praktische tips moet er nogmaals op worden gewezen dat warmer water bijmengen een hogere retourwatertemperatuur tot gevolg heeft. Deze hogere watertemperatuur bepaalt de rookgastemperatuur en het uiteindelijke resultaat van de energiebesparing door middel van de condensor. De slogan: Hoge watertemperatuur = hoge rookgastemperatuur = laag rendement, kan niet genoeg worden herhaald. Bedenk dit indien noodgedwongen moet worden bijgemengd. Beperking tot het minimale is noodzakelijk.

2. Pomp van secundaire verwarming in - uit bedrijf

Een pomp van een secundair verwarmingscircuit heeft geen enkele functie meer op het moment dat geen warmte in de condensor meer wordt opgenomen (en ook niet wordt bijgemengd).

Dit moment is er als de brander uit bedrijf gaat.

Gelijktijdig stoppen en starten van de pomp met de brander vraagt geen kostbare voorzieningen en geeft besparing van steeds duurder wordende elektrische energie.

3. Condensor als voorwarmer tijdens stomen

Tijdens de periode van grondontsmetten door middel van stoom uit de ketel, kan het voedingswater door de rookgascondensor gevoerd worden. Vooral met een tegenstroomprincipe kunnen goede resultaten behaald worden (nadere omschrijving in hoofdstuk 16).

4. Schadelijke gassen in verbrandingslucht

Niet alleen voor de condensor maar tevens voor het behoud van de ketel is het van het allergrootste belang dat geen schadelijke gassen, door de branderventilator, met de verbrandingslucht meegezogen worden. Met name halogeen houdende gassen zijn funest. Deze gassen kunnen in de omgeving aanwezig zijn bij chemische grondontsmetting maar ook bij draagstoffen van pulsfoegapparaten. Deze gassen worden in de vuurhaard, met hoge temperatuur, ontleed en daarbij ontstaan uitermate corrosieve verbindingen. De snelheid en de hevigheid van de werking is van dien aard, dat in korte tijd grote schade aan het materiaal wordt toegebracht. Zorgen dat geen verbrandingslucht uit de kas wordt gezogen is een eerste vereiste, hoewel niet afdoende. Zekerheid wordt eerst verkregen indien de brander uit bedrijf blijft, zolang de kwalijke gassen aanwezig zijn.

5. Oliestoken en rookgassen

Het is belangrijk te zorgen dat de rookgassen niet door de condensor stromen indien olie gestookt wordt, tijdens storing van de gasbrander e.d. De kortsluitklep dient dan verdraaid te worden zodat de rookgassen vanuit de ketel rechtstreeks in de schoorsteen komen. Bij oliestoken ontstaat ten alle tijde min of meer roetvorming. De vorming van zwavelzuur uit de zwavel-zuurstofverbindingen, samen met de aanwezige waterdamp, maakt de situatie nog ongunstiger. Deze verbindingen zullen bij vrij hoge temperatuur condensatie veroorzaken. Samen met het roet ontstaat daardoor een situatie die de condensor ernstig zal vervuilen. Het reinigen hiervan is een moeizame en dure bezigheid.

23.3. Controle en nazorg

1. Langdurig uit bedrijf zijn van de condensor

In een bepaalde bedrijfsvoering is het mogelijk, dat de brander-ketelinstallatie en tevens de condensor, aaneengesloten perioden uit bedrijf zijn.

Belangrijk is dan de condensor, direct na beëindigen van het stoken, aan de rookgaszijde grondig te inspecteren en te reinigen. Is vervuiling aanwezig en dit wordt niet direct verwijderd, dan zal het vuil verhard en aan de wanden hechten. Het laat zich op een later tijdstip zeer slecht verwijderen. Beschadiging van coatings-laag- en of materiaal is daarbij niet uitgesloten.

2. Testen van beveiligingsapparatuur

Bij de condensor installatie is een aantal beveiligingsmaatregelen genomen (voorschriften energiebedrijven). Om zeker te zijn dat deze apparatuur werkt, wanneer dat werkelijk nodig is, is het zinvol regelmatig te testen.

De handelingen zijn eenvoudig: thermostaat en pressostaat zodanig verstellen, dat ze in werking treden. Daarna in de oude stand terugbrengen. Zo'n zekerstelling kan bij een werkelijke storing veel narigheid voorkomen.

3. Surplus aan capaciteit door condensor

Soms ontstaat de vraag in hoeverre de soms te krappe ketelcapaciteit aangevuld wordt met de condensor.

Bij deze stelling zijn de volgende punten te bedenken:

- a. De condensor levert in optimale conditie $\pm 15\%$ van de vollast-brandercapaciteit.
- b. Door de toename van de rookgaszijdige weerstand, door middel van de condensor zal de brandercapaciteit enigermate afnemen.
- c. De warmte gewonnen in de condensor, zeker in de 2e sectie van een combi-condensor, komt vrij als laagwaardige energie. Daar moeten afzonderlijke maatregelen voor worden genomen om deze energie nuttig te gebruiken. (Een juist bemeten secundair verwarmingsnet).

4. Branderafstelling

Door het plaatsen van een condensor ontstaat een hogere rookgaszijdige weerstand.

Om op een gelijk niveau van brandercapaciteit te blijven zal daarvoor de luchtdruk van de verbrandingsluchtventilator hoger moeten worden bij een gelijke hoeveelheid lucht. Maar tevens zal de gasdruk bij intrede van de brander hoger moeten zijn.

Zo er bij het eerste nog enige speelruimte zou zijn, bij het tweede (verhogen gasdruk) is die vrijwel altijd uitgesloten.

De brander opnieuw afstellen met een enigszins geringere capaciteit is de oplossing voor de nieuw ontstane situatie.

Vooraf indien met de rookgassen CO_2 gedoseerd wordt in de kas, mag het risico van onvolledige verbranding niet genomen worden.

Hoofdstuk 24

SLOT

Er is in deze brochure getracht een zo compleet mogelijk overzicht te geven van alle aspecten die te bedenken zijn bij de technische toepassing van rookgascondensors.

Na een aantal jaren van toepassing en ervaring komen de feiten soms als een lawine over, wat bij een zo veelvuldige toepassing zeker niet vreemd is.

In de nabije toekomst zullen zeker nog nieuwe toepassingsmogelijkheden ontstaan, die hier niet zijn genoemd.

De vindingrijkheid van telers, installateurs en voorlichting neemt immers toe naarmate het aardgas duurder wordt.

Eén aspect dat in deze verhandelingen niet ter sprake is geweest in de economische kant van de aanschaf en exploitatie van een rookgascondensor. Waarschijnlijk het belangrijkste bij het nemen van de beslissing, om tot aanschaf over te gaan.

Dit is om enkele redenen achterwege gelaten. De technische aspecten zijn het doel van het schrijven van deze brochure geweest. Een economisch plaatje blijft altijd tijdsbepalend wanneer het eenvoudig wordt weergegeven of het wordt zeer uitgebreid wanneer het tijds-onafhankelijk wordt gepresenteerd.