

TNO-rapport
TNO-MEP – R 97/046

TNO Milieu, Energie
en Procesinnovatie

Laan van Westenenk 501
Postbus 342
7300 AH Apeldoorn
Telefoon 055 - 549 34 93
Fax 055 - 541 98 37

Technische haalbaarheidsstudie energiezuinige transportkoelunits

Datum
februari 1997

Auteurs
Ing. H. Schiphouwer
Ir. R.J.M. van Gerwen
Ir. H. van der Stoel
Ir. M.J.E. Verschoor

Projectnummer
27390

Trefwoorden

Alle rechten voorbehouden.
Niets uit deze uitgave mag worden
vermenigvuldigd en/of openbaar
gemaakt door middel van druk, foto-
kopie, microfilm of op welke andere
wijze dan ook zonder voorafgaande
toestemming van TNO.

Indien dit rapport in opdracht werd
uitgebracht, wordt voor de rechten en
verplichtingen van opdrachtgever en
opdrachtnemer verwezen naar de
Algemene Voorwaarden voor onder-
zoeksopdrachten aan TNO, dan wel
de betreffende terzake tussen de
partijen gesloten overeenkomst.
Het ter inzage geven van het
TNO-rapport aan direct belang-
hebbenden is toegestaan.

© 1997 TNO

Bestemd voor
Novem
Sector Verkeer en Vervoer
Ir. A. Brouwer
Postbus 8242
3503 RE UTRECHT

Het kwaliteitssysteem van TNO Milieu, Energie en
Procesinnovatie voldoet aan ISO 9001.

TNO Milieu, Energie en Procesinnovatie is een
nationaal en internationaal erkend kennis- en contract-
research instituut voor bedrijfsleven en overheid op het
gebied van duurzame ontwikkeling en milieu- en
energiegerichte procesinnovatie.



Nederlandse Organisatie voor toegepast
natuurwetenschappelijk onderzoek TNO

Op opdrachten aan TNO zijn van toepassing de
Algemene Voorwaarden voor onderzoeksopdrachten aan
TNO zoals gedeponeerd bij de
Arrondissementsrechtbank en de Kamer van Koophandel
te 's-Gravenhage

Samenvatting

De technische haalbaarheid van energiebesparingsopties bij transportkoelunits is onderzocht.

Op basis van algemene koeltechnische kennis, beschikbare gegevens uit de literatuur, diepte-interviews met deskundigen uit de sector en oriënterende berekeningen zijn de mogelijke besparingsopties bij conventionele transportkoelunits geanalyseerd en waar mogelijk gekwantificeerd. Tevens zijn twee potentieel energiezuinige alternatieve technologieën (sorptiesystemen en air cycle systemen) geanalyseerd in relatie tot de toepassing als transportkoelunit.

Uit de analyse van de besparingsmogelijkheden bij conventionele units komt naar voren dat er tal van besparingsmogelijkheden zijn, met een totale besparing in de orde van 20 tot 40%. Tal van belemmeringen staan een realisatie echter in de weg. Aanbevolen wordt om een ontwikkelings- en demonstratietraject te starten, gericht op energetische optimalisatie van een conventionele, commercieel verkrijgbare, koelunit.

De analyse van de twee alternatieve technologieën toont aan dat beide perspectief hebben als energiebesparend en milieuvriendelijk alternatief voor mechanische dampcompressie-systemen. In beide gevallen zal nog een aanzienlijk ontwikkelingstraject moeten worden doorlopen.

Inhoudsopgave

Samenvatting	2
Inhoudsopgave.....	3
1. Inleiding.....	5
2. Karakterisering koel- en vriestransport en bijbehorende transportkoelunits.....	6
2.1 Koel- en vriestransport	6
2.2 Beschrijving transportkoelunits volgens het principe van mechanische dampcompressie.....	9
3. Energiebesparingsmogelijkheden bij conventionele transportkoelunits.....	12
3.1 Inleiding	12
3.2 Systeemontwerp en -uitvoering	12
3.3 Hoofdcomponenten	17
3.4 Koudemiddelen.....	21
3.5 Regeling en besturing	22
3.6 Bedrijfsvoering, service en onderhoud.....	26
3.7 Conclusies en aanbevelingen met betrekking tot conventionele transportkoelunits.....	27
4. Transportkoeling met behulp van sorptiesystemen	28
4.1 Absorptie	28
4.1.1 Beoogde voor- en nadelen	30
4.1.2 Literatuur	30
4.1.3 Hoofdcomponenten.....	30
4.1.4 Aandrijfenergie	31
4.1.5 Prestaties	33
4.1.6 Koudemiddelen.....	35
4.1.7 Ontwerp.....	36
4.2 Adsorptie	37
4.2.1 Beoogde voor- en nadelen	37
4.2.2 Literatuur	38
4.2.3 Hoofdcomponenten.....	38
4.2.4 Aandrijfenergie	40
4.2.5 Prestaties	40
4.2.6 Koudemiddelen.....	42
4.2.7 Ontwerp.....	42
4.3 Conclusies en aanbevelingen	43

5.	Transportkoeling met behulp van air cycle koelsystemen.....	45
5.1	Air cycle principe	45
5.2	Literatuur	46
5.3	Uitvoeringsvormen	46
5.4	Eigenschappen air cycle	50
5.5	Hoofdcomponenten	52
5.5.1	Voorcompressor	53
5.5.2	Turbocharger.....	53
5.5.3	Interne warmtewisselaar	54
5.5.4	Externe warmtewisselaars	55
5.5.5	Leidingwerk.....	55
5.6	Regeling en bedrijfsvoering	55
5.7	Onderhoud en betrouwbaarheid	57
5.8	Geluid	57
5.9	Verwarming.....	57
5.10	Inschatting prestaties, energiegebruik en afmetingen	58
5.11	Conclusies en aanbevelingen	62
6.	Conclusies en aanbevelingen.....	64
7.	Referenties	67
7.1	Referenties hoofdstuk 1,2,3.....	67
7.2	Referenties hoofdstuk 4.....	68
7.3	Referenties hoofdstuk 5	70
7.4	Lijst van commentaargevers op het conceptrapport.....	72
8.	Verklarende woorden- en afkortingenlijst	73
9.	Verantwoording	74

Bijlage 1 Hoofdaspecten ATP

1. Inleiding

Door TNO Milieu, Energie en Procesinnovatie, Afdeling Koudetechniek en Warmtepompen, is in opdracht van de Nederlandse Onderneming voor Energie en Milieu (Novem) een haalbaarheidsonderzoek uitgevoerd naar energiebesparings-opties bij koelinstallaties voor het koel- en vriestransport over de weg. Onderwerp van deze studie zijn mechanische koelinstallaties (transportkoelunits) die worden toegepast bij koel- en vriestransport over de weg. Deze studie houdt zich niet bezig met conventionele niet-mechanische transportkoelunits (koeling met vloeibare stikstof, vloeibare of vaste kooldioxide, of met eutectische platen die buiten het voertuig worden ‘geladen’). Ook wordt beperkt aandacht besteedt aan geconditioneerd containertransport aangezien het wegtransport slechts één schakel is in de totale keten. Naast temperatuur en vochtigheid heeft het geconditioneerd transport ook betrekking op de condities van het gasvormige medium dat de lading omspoeld, het zogenaamde Modified Atmosphere (MA) en Controlled Atmosphere (CA) transport. Op MA en CA transport gaat deze studie niet in.

Het onderzoek is uitgevoerd aan de hand van algemene koeltechnische kennis, beschikbare gegevens uit de literatuur, diepte-interviews met producenten en leveranciers van transportkoelunits en oriënterende berekeningen. De leden van de Contact Commissie Koeltransport CCK hebben commentaar geleverd op het conceptresultaat. In dit definitieve rapport is het ontvangen commentaar, waar zinvol, verwerkt.

In hoofdstuk 2.1 wordt het koel- en vriestransport beschreven, in relatie tot de koelunits die hierbij worden toegepast.

Vrijwel alle huidige transportkoelunits zijn gebaseerd op het principe van de mechanisch gedreven dampcompressie; in hoofdstuk 2.2. worden de werking, functies en hoofdonderdelen besproken.

In hoofdstuk 3 wordt ingegaan op de energiebesparingsmogelijkheden bij conventionele koelsystemen werkend volgens het principe van mechanische dampcompressie.

Twee voor de toekomst mogelijk interessante alternatieven voor deze conventionele mechanische dampcompressie zijn het sorptieprincipe (met aandrijving door middel van warmte, bij voorkeur afvalwarmte van de aandrijfmotor voor het voertuig) en het air cycle principe (compressie en expansie van lucht). De perspectieven van deze principes worden in hoofdstuk 4 respectievelijk hoofdstuk 5 besproken.

2. Karakterisering koel- en vriestransport en bijbehorende transportkoelunits

2.1 Koel- en vriestransport

Koel- en vriestransport (ook wel geconditioneerd transport genoemd) dient om produkten te transporteren die bij specifieke condities moeten worden bewaard (lage temperatuur).

Koeltransport vindt plaats bij produkttemperaturen boven (in sommige gevallen dicht boven of rond) het vriespunt: vriestransport vindt, behoudens enige uitzonderingen, plaats bij produkttemperaturen beneden $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$. Incidenteel wordt koel- en vriestransport gecombineerd (meercompartimentsvoertuigen met twee of meer verschillende temperaturen). Omdat het transport ook bij lage omgevingstemperaturen kan plaatsvinden, betekent dit dat in een aantal gevallen ook verwarming noodzakelijk kan zijn, die in de meeste gevallen is geïntegreerd in de koelunit. Het koel- en vriestransport heeft voornamelijk betrekking op aan bederf onderhevige voedingsmiddelen voor menselijke consumptie. Voor Nederland is ook het vervoer van sierteeltprodukten van grote betekenis.

Het merendeel van de te transporteren produkten wordt in de vorm van stukgoed (colli) van rechte vorm vervoerd; koeling vindt dan plaats via lucht als koude-drager tussen het produkt en de verdampers van de koelunit. Vloeibare produkten worden getransporteerd in tanks, die zijn uitgerust met vloeistof-vloeistof warmte-wisselaars; hier wordt meestal een glycol-water mengsel als tussenmedium gebruikt. Soms wordt de tankmantel met lucht als tussenmedium gekoeld.

Benodigd koelvermogen

Behoudens enige uitzonderingen, zoals transport van niet volledig doorgekoelde halve varkensskarkassen, is koel- en vriestransport bedoeld om reeds geconditioneerde produkten te transporteren. De koelunit is niet bedoeld voor inkoelen, doorkoelen of invriezen van produkten; in de praktijk zal dit overigens regelmatig plaatsvinden (produkten worden te warm ingebracht of warmen tijdens het transport op).

Het benodigde koelvermogen (ontwerp-koelvermogen) van de koelunit wordt bepaald uit de warmte-instraling (transmissiewarmte) door de isolatie van de voertuigwanden bij ontwerpcondities (meestal $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ buitenluchttemperatuur), vermenigvuldigd met een veiligheidsfactor (1,35 tot 5, afhankelijk van de toepassing, wensen van de gebruiker of inschatting van de ontwerper/installateur).

In deze veiligheidsfactor zijn een aantal zaken verdisconteerd:

- Bij distributievervoer treden lange uittijden van de koelmachine op tijdens het veelvuldige laden en lossen. Het uitschakelen van de koelunit is noodzakelijk vanwege geluidsoverlast in bewoonde omgeving, comfort tijdens het laden en lossen, tegengaan van warmte- en vochtindringing en beperking van de ontdooibehoeft van de verdamper. In de overige tijd dient het benodigde effectieve koelvermogen te worden geleverd, waardoor een verhoogd maximaal koelvermogen noodzakelijk is.
- Ook bij gesloten deuren treedt, naast de gewenste ventilatie, veelal ongewenste lucht lekkage op.
- Met name bij distributievervoer wordt na het uitladen van gekoelde of diepgevroren waar ook emballage van omgevingstemperatuurniveau mee terug vervoerd. Deze emballage wordt tijdens de rit meegekoeld waarvoor extra koelvermogen nodig is.
- De huidige geïsoleerde laadbak heeft relatief dunne wanden zodat het mogelijk is om twee pallets van 1,2 m breedte naast elkaar te stouwen. De vereiste gemiddelde k-waarde van de laadbak wordt behaald door het extra dik isoleren van vloer dak en voorwand. Om de vereiste producttemperatuur aan de zijkant van de lading, ter plaatse van de wand, te handhaven en om verweking en inzakken van de lading te voorkomen wordt een lagere gemiddelde temperatuur ingesteld dan voor de rest van de lading noodzakelijk is. Hiervoor is een koelmachine met een groter vermogen nodig.
- De isolatiewaarde van de geïsoleerde laadbak wordt slechter naarmate de laadbak ouder wordt (veroudering van isolatieschuimen).
- Zonnestraling op de wanden en dak van de laadbak kan een aanzienlijke additionele warmtelast vertegenwoordigen.
- Het koelvermogen van de koelunit neemt in de loop van de jaren meestal geleidelijk af. (vervuiling, slijtage).

Opgemerkt wordt dat er bij de bepaling van het benodigde koelvermogen een trend is om de eerdergenoemde veiligheidsfactor te vergroten. Dit houdt in dat de koelunit bij het merendeel van de bedrijfscondities overgedimensioneerd is en daardoor meer onder deellastcondities zal functioneren. Hierdoor zal het belang van het deellastrendement groter worden. In de praktijk is het deellastrendement meestal aanzienlijk lager dan het vollastrendement. Ook het verlagen van de gemiddelde temperatuur, om er zeker van te zijn dat de lading nergens boven de toelaatbare temperatuur komt, veroorzaakt een verslechting van het rendement van de koudeopwekking.

Het benodigde koelvermogen, het soort lading en de beladingswijze worden in deze studie beschouwd als een gegeven, omdat de koelunit centraal staat. Het komen tot energiebesparing moet niet leiden tot vermindering van functionaliteit. Bij de kosten/baten afweging van energiebesparende maatregelen dient ook altijd de productkwaliteit van de lading worden meegenomen.

Het is evident dat het beperken van de koudevraag door maatregelen aan de bron (verbetering van de isolatiewaarde, vermindering van de deurverliezen, vermindering van de luchtlekkage, vermindering van de absorptie van zonne-instraling etc.) de eerste stap is om te komen tot energiebesparing.

Een bijzonder punt van aandacht vormt de circulatie van lucht in de laadruimte. Deze circulatie (hoeveelheid en verdeling over de lading) is cruciaal voor het goed functioneren van de koelunit en het onderhouden van de juiste temperatuurcondities van de lading. De luchtcirculatie vertegenwoordigt tevens een significante hoeveelheid aandrijfenergie (ventilatoren) die vervolgens weer moet worden weggekoeld. De energiebesparingsmogelijkheden met betrekking tot de circulatie van het tussenmedium (lucht of glycol/water) komen in deze studie aan de orde, vanwege de directe relatie met de koelunit.

Marktstructuur

Koel- en vriestransport over de weg is te onderscheiden in distributievervoer en vervoer over lange afstanden.

Distributievervoer vindt plaats over relatief korte afstanden, tussen distributiecentrum en detailhandel, zowel met grote trucks als met kleine voertuigen die eigendom van distributeur, detailhandelaar of supermarktketen zijn. Een sterk opkomende trend is de geïsoleerde bestelwagen, voorzien van een kleine koelunit ten behoeve van lokale bezorging.

Het vervoer over lange afstanden, veelal internationaal, vindt meestal plaats door beroepsvervoerders in grote trucks al dan niet met losse aanhanger of opleggers. Voor het grensoverschrijdend vervoer van aan bederf onderhevige producten moeten de voertuigen en koelunits voldoen aan de eisen van het ATP-verdrag en een geldig ATP-certificaat hebben. De hoofdaspecten van ATP worden in bijlage 1 toegelicht.

Voertuigen voor koel- en vriestransport zijn meestal voorzien van standaard transportkoelunits; wereldwijd zijn twee fabrikanten van transportkoelunits als marktleiders actief, te weten Carrier Transicold (dochter van Carrier Corp.) en Thermo King (nu nog dochter van General Electric). Beide bedrijven leveren een breed scala aan complete standaard units voor vrijwel alle toepassingen in het koel- en vriestransport. Voor de Europese markt is Frigoblock GmbH (Duitsland) de derde in grootte.

Er zijn in Nederland bovendien nog twee relatief kleine producenten van grotere transportkoelunits. Dit zijn Willems & Jansen BV en Govers BV. Beide maken bepaalde standaard koelunits en 'specials' op aanvraag.

Al deze fabrikanten zijn in wezen samenbouwers die gebruik maken van merendeels koeltechnische standaard componenten die, deels gemodificeerd voor deze specifieke toepassing, door derden worden toegeleverd. Ten aanzien van containerkoelinstallaties zijn ook de Japanse fabrikanten Mitsubishi en Daikin van betekenis.

Het leveren van een transportkoelunit voor het internationaal wegtransport betekent tevens dat internationaal (vaak wereldwijd) service en onderhoud georganiseerd en gegarandeerd moet zijn. De leveranciers hebben daarom een uitgebreid servicenetwerk waar overigens meestal ook ondersteuning wordt verleend aan andere merken koelunits in geval van storing onderweg.

Volgens meerdere bronnen zijn er naar schatting 14.000 à 15.000 vrachtwagens met grotere koelunits (boven 3 kg koudemiddelvulling) in Nederland geregistreerd. Per jaar worden er 2.200 à 2.500 nieuwe transportkoelunits verkocht. Verder rijden er op de Nederlandse wegen circa 4.000 bestelauto's en kleine vrachtwagens voorzien van kleine koelunits. Een andere bron noemt circa 20.000 grotere koelunits met een koudemiddelinhoud groter dan 3 kg en ook een groter aantal dan 4.000 units met een koudemiddelinhoud kleiner dan 3 kg.

Het internationale koel- en vriestransport (vervoerders, verladers, carrosseriebouwers, koelinstallatieleveranciers) is ten dele georganiseerd in de branchevereniging Transfrigoroute International. Er bestaat een Nederlandse afdeling Transfrigoroute Holland (Nederlandse vereniging voor vervoer onder geleide temperatuur over de weg), die ca. 5% van de ondernemingen met ca. 50% van de vervoerscapaciteit voor geconditioneerd vervoer vertegenwoordigt.

In de Contact Commissie Koeltransport CCK zijn in Nederland de belangrijkste partijen in het koel- en vriestransport verenigd:

Focwa (Voorzitter), Transport & Logistiek Nederland TLN (secretariaat), Vereniging RAI, EVO, Transfrigoroute Holland/KNV, Ministerie LNV, Ministerie V&W, Rijksdienst voor het Wegverkeer, Produktschap voor Vee en Vlees, vertegenwoordigers van de carrosseriebouwers, koel- en vrieshuizen en zuivelsector, TNO, DLO, TU Delft, LU Wageningen.

2.2 Beschrijving transportkoelunits volgens het principe van mechanische dampcompressie

Vrijwel alle huidige koelunits werken volgens het principe van mechanische dampcompressie. dit principe wordt hieronder nader toegelicht.

Algemene beschrijving

Een koelmachine volgens het mechanische dampcompressie principe bestaat in zijn eenvoudigste opzet uit een gesloten systeem van een viertal hoofdcomponenten, onderling verbonden door leidingen. Deze componenten zijn de verdamper, de compressor, de condensor en het regelorgaan.

Het natuurkundige principe van het koelen via mechanische dampcompressie is het verdampen van een vloeistof. Het verdampen van een koelvloeistof vindt plaats in de verdamper. In de verdamper heerst een lage temperatuur en druk. De voor de verdamping benodigde warmte wordt onttrokken aan het medium wat aan de ande-

re kant van de verdamper stroomt, een vloeistof of gas. De bij de verdamping ontstane damp wordt door een compressor aangezogen en in de compressor samengeperst zodat een oververhitte damp ontstaat van een hogere temperatuur en druk. De oververhitte damp stroomt naar de condensor. In de condensor wordt warmte aan de oververhitte damp onttrokken door het medium, een vloeistof of gas, wat aan de andere kant van de condensor stroomt. De oververhitte damp condenseert tot een vloeistof van nog steeds hoge druk. Voordat deze vloeistof weer opnieuw in de verdamper wordt gevoerd wordt door middel van een smoorventiel de hoge druk omgezet in de lage verdamperdruk. Hierbij stroomt de verdamper een vloeistof/-gas-mengsel binnen van lage temperatuur en druk. Hiermee is de gehele kringloop doorlopen.

In de praktijk is de koelinstallatie voorzien van een groot aantal voorzieningen, bijvoorbeeld om het koelvermogen en het gewenste temperatuurniveau te regelen en om de verdamper te ontdoen van aangerijpt vocht.

Aandrijving van de transportkoelunit

De aandrijving van de koelunit, met name de compressor, kan op verschillende manieren plaatsvinden: met een elektromotor, een verbrandingsmotor of een hydraulische motor.

Bij kleinere transportkoelunits op bestelwagens wordt de compressor direct door de voertuigmotor aangedreven. Grotere koelunits zijn voorzien van een aparte verbrandingsmotor, tegenwoordig altijd een dieselmotor.

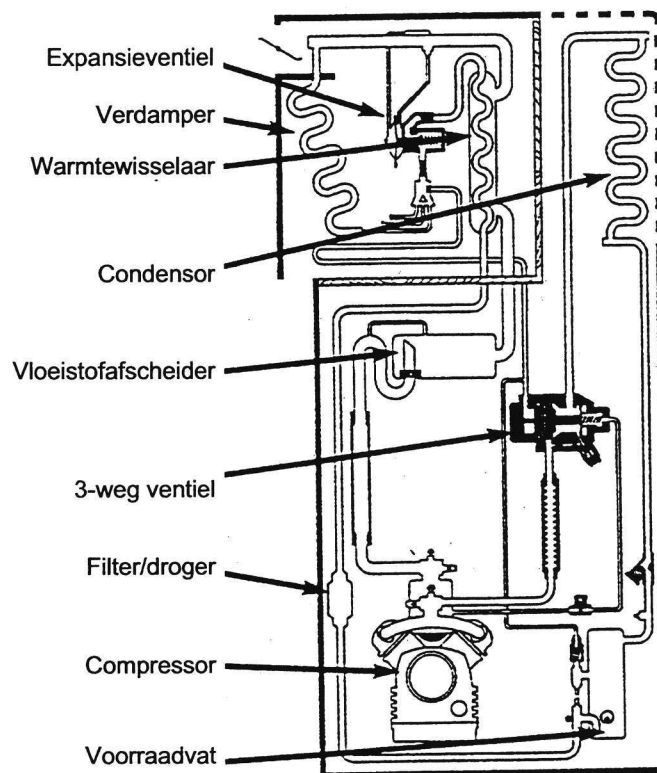
Een hydraulische motor wordt aangedreven door een hydraulische pomp welke op zijn beurt weer wordt aangedreven door de voertuigmotor.

Een elektromotor-aandrijving kan worden gevoed of door een generator die is gekoppeld aan de voertuigmotor, of door een generator voorzien van een eigen dieselmotor, of via een externe voeding uit het elektriciteitsnet.

Vaak is de koelunit voorzien van meerdere aandrijfmogelijkheden van de compressor, zoals de combinatie van een elektromotor en een dieselmotor. De dieselmotor drijft dan de koelinstallatie aan tijdens de rit en tijdens stops onderweg. De elektromotor drijft, gevoed via een externe voeding, de koelinstallatie aan gedurende perioden dat de installatie onbeheerd staat of wanneer het geluid en de uitlaatgassen van de dieselmotor ongewenst zijn, bijvoorbeeld tijdens wachtperioden op het distributiepunt. Het koelvermogen is doorgaans lager dan bij diesel respectievelijk generatorbedrijf, omdat dan een lager toerental wordt gekozen.

Verschillende configuraties van transportkoelunits

Een transportkoelunit kan, afhankelijk van het soort en grootte van de transportcombinatie, op verschillende plaatsen worden gemonteerd. De zogenaamde condensing unit (alles behalve de verdamper en het expansieventiel) kan gescheiden van de verdamper worden gemonteerd. Ook kan de dieselgenerator gescheiden van de koelunit worden gemonteerd.

*Figuur 2.1*

Bij opleggers en aanhangwagens wordt de complete koelunit, inclusief dieselmotor, veelal aan de voorwand gemonteerd; het gehele vlak van de voorwand is beschikbaar, mits de afmetingen van de koelunit niet buiten de kopstraal uitsteken. Bij vrachtwagens met vaste laadbak wordt de koelunit veelal aan de voorwand van de laadbak boven de cabine geplaatst. Bij een undermount uitvoering wordt de condensing unit en/of de dieselgenerator onder de laadbak tussen de voor- en achterwielen geplaatst.

De lading wordt gekoeld door lucht uit de laadbak over de verdamper-warmtewisselaar te circuleren en met lagere temperatuur weer de laadbak in te voeren. De verdamper kan bij plaatsing in de voorwand direct tegen de koelunit zijn gemonteerd en in de laadbak steken. Hierbij gaat een klein deel van de effectieve laadruimte verloren. Het verdamperdeel kan ook in de koelunit zelf zijn geïntegreerd en lucht uit de laadbak aanzuigen, afkoelen en terugvoeren. Bij gescheiden montage van verdamper en condensing unit zijn beide via koudemiddelleidingen met elkaar verbonden.

3. Energiebesparingsmogelijkheden bij conventionele transportkoelunits

3.1 Inleiding

De energiebesparingsmogelijkheden bij conventionele koelunits (volgens het dampcompressie-principe) worden in dit hoofdstuk geanalyseerd. Hierbij is gekozen voor een indeling in systeemontwerp- en uitvoering, hoofdcomponenten, koudemiddelen, regeling en besturing, bedrijfsvoering, service en onderhoud.

Per onderdeel wordt aangegeven of, en zo ja welke, energiebesparingsmogelijkheden in principe aanwezig zijn, met waar mogelijk een kwantificering.

De 'energetisch efficiency' van een koelunit kan op verschillende manieren worden weergegeven.

De COP (Coefficient Of Performance) is de verhouding tussen het nuttige koelvermogen en het aandrijfvermogen voor alleen de compressor, zonder de vermogens van de overige verbruikers (bijvoorbeeld ventilatoren). De COSP (Coefficient Of System Performance) is de verhouding tussen het nuttige koelvermogen en het totale aandrijfvermogen voor de koelunit, dus van de compressor en alle overige hulpvermogens.

Bij aandrijving met een dieselmotor is het verbruik van dieselbrandstof omgerekend naar een effectief asvermogen, uitgaande van een -arbitrair- rendement van 25% van de dieselmotor, gebaseerd op de onderste verbrandingswaarde van dieselbrandstof.

Deze COP of COSP houdt geen rekening met de temperaturen die aan verdamper- en condensorzijde optreden. Hoe lager de temperaturen en hoe groter het temperatuurverschil tussen condensor en verdamper, hoe lager de CO(S)P. Een manier om voor het effect van deze temperaturen te corrigeren is de bepaling van het Carnotrendement. Dit rendement geeft bovendien aan hoe ver een reële koelinstallatie afstaat van het thermodynamisch ideaal. In dit rapport is het Carnotrendement gedefinieerd als de werkelijke COSP ten opzichte van de maximaal haalbare COSP. Het maximaal haalbare is het Carnotproces: de ideale $COP_{\text{carnot}} = T_{\text{koud}} / (T_{\text{omgeving}} - T_{\text{koud}})$ met T uitgedrukt in K.

In de volgende paragrafen worden COSP en Carnotrendement gebruikt als maat voor de efficiency van huidige, op de markt verkrijgbare koelunits. Hieraan gerelateerd worden besparingsmogelijkheden aangegeven. Kosten/baten aspecten komen waar mogelijk aan de orde.

3.2 Systeemontwerp en -uitvoering

Om een indruk te krijgen van de efficiëntie van de huidige transportkoelunits zijn in tabel 3.1 COSP waarden en Carnotrendementen gegeven van een aantal op de markt verkrijgbare koelunits. Deze zijn ontleend aan vertrouwelijke informatie uit

ATP typekeuringsrapporten van diverse ATP-Teststations en aan documentatie van leveranciers.

Uit deze tabel blijkt dat het Carnotrendement in de praktijk varieert van 8 tot 25%, met een gemiddelde van 17%. Tevens blijkt dat het Carnotrendement geen eenduidige relatie heeft met de luchttemperatuur aan de verdamperzijde (soms hoger, soms lager met afnemende temperatuur).

Gerealiseerd moet worden dat de in de tabel gegeven waarden weliswaar reële gemeten waarden zijn, maar dat de meetomstandigheden geïdealiseerd zijn: stationaire condities, vollastvermogen, geen berijping/ontdooing van de verdamper, geen extreem hoge condensortemperatuur. In werkelijkheid treedt voornamelijk niet-stationair deellastbedrijf op, wordt regelmatig ontdooid en kan de condensortemperatuur hoog oplopen. De praktijkwaarde van het Carnotrendement zal dan ook aanzienlijk lager liggen.

Tabel 3.1 Energiegebruik, COP en Carnotrendement transportkoelunits.

koelunit 1	kopsch.unit/ext.verd. trucks en ahw. e.motor aandrijving generator op wagenm.	Verdamper temperatuur dgC	Condensor temperatuur dgC	Koel vermogen Watt	Electriciteits verbruik Watt	Diesel verbruik Liter/uur	COSP	Carnot rendement %
		0	30	8920	8780	—	1,11	12,15
		-10	30	6860	8100	—	0,85	12,88
		-20	30	4400	7240	—	0,61	12,02
koelunit 2	kopsch.unit/ext.verd. trucks en ahw. d. en e.motor	Verdamper temperatuur dgC	Condensor temperatuur dgC	Koel vermogen Watt	Electriciteits verbruik Watt	Diesel verbruik Liter/uur	COSP	Carnot rendement %
		12,3	30	16120	—	5,05	1,30	8,08
		0	30	15355	—	5,1	1,23	13,50
		-9,9	30	12230	—	4,88	1,02	15,51
		-20	30	8990	—	4,62	0,79	15,70
		-25	30	6820	—	4,55	0,61	13,57
		0	30	7900	6870	—	1,15	12,64
		-10,5	30	7163	6650	—	1,07	16,51
		-20,3	30	5107	5900	—	0,86	17,12
		-25	30	3680	5800	—	0,63	13,97
koelunit 3	kopsch.unit/ext.verd. trucks en ahw. d. en e.motor	Verdamper temperatuur dgC	Condensor temperatuur dgC	Koel vermogen Watt	Electriciteits verbruik Watt	Diesel verbruik Liter/uur	COSP	Carnot rendement %
		0	30	14270	—	3,07	1,90	20,85
		-10	30	12110	—	2,95	1,68	25,48
		-20	30	8910	—	2,82	1,29	25,49
		0	30	7680	6800	—	1,13	12,41
		-10	30	6950	6600	—	1,05	16,02
		-20	30	5130	6000	—	0,86	16,90
koelunit 4	kopsch.unit/ext.verd. trucks en ahw. d. en e.motor	Verdamper temperatuur dgC	Condensor temperatuur dgC	Koel vermogen Watt	Electriciteits verbruik Watt	Diesel verbruik Liter/uur	COSP	Carnot rendement %
		0	30	6220	5150	—	1,21	13,27
		-10	30	4800	4410	—	1,09	16,55
		-20	30	3240	3740	—	0,87	17,11
koelunit 5		Verdamper temperatuur dgC	Condensor temperatuur dgC	Koel vermogen Watt	Electriciteits verbruik Watt	Diesel verbruik Liter/uur	COSP	Carnot rendement %
		0	30	6777	—	2,45	1,13	12,41
		-10	30	4922	—	2,33	0,86	13,11
		-20	30	3374	—	2,41	0,57	11,29
koelunit 6		Verdamper temperatuur dgC	Condensor temperatuur dgC	Koel vermogen Watt	Electriciteits verbruik Watt	Diesel verbruik Liter/uur	COSP	Carnot rendement %
		1	30	11900	7400	—	1,21	12,79
koelunit 7		Verdamper temperatuur dgC	Condensor temperatuur dgC	Koel vermogen Watt	Electriciteits verbruik Watt	Diesel verbruik Liter/uur	COSP	Carnot rendement %
		1	30	17100	—	4,31 (3.62kg/h)	1,62	17,14

koelunit 8	kopsch.unit/inst.verd. trucks en ahw.	Verdamper temperatuur dgC 0 -20	Condensor temperatuur dgC 30 30	Koel vermogen Watt 3420 1810	Electriciteits verbruik Watt — —	Diesel verbruik Liter/uur 0,8 0,8	COSP — 1,74 0,92	Camot rendement % 19,17 18,25
koelunit 9	kopsch.unit/inst.verd. trucks en ahw.	Verdamper temperatuur dgC 0 -20	Condensor temperatuur dgC 30 30	Koel vermogen Watt 4000 2000	Electriciteits verbruik Watt — —	Diesel verbruik Liter/uur 1,1 1,1	COSP — 1,48 0,74	Camot rendement % 16,31 14,67
koelunit] 10	kopsch.unit/inst.verd. trucks en ahw.	Verdamper temperatuur dgC 0 -20	Condensor temperatuur dgC 30 30	Koel vermogen Watt 5155 2940	Electriciteits verbruik Watt — —	Diesel verbruik Liter/uur 1,3 1,3	COSP — 1,62 0,92	Camot rendement % 17,79 18,24
koelunit 11	kopsch.unit/inst.verd. trucks en ahw.	Verdamper temperatuur dgC 0 -20	Condensor temperatuur dgC 30 30	Koel vermogen Watt 6090 3380	Electriciteits verbruik Watt — —	Diesel verbruik Liter/uur 1,8 1,8	COSP — 1,38 0,77	Camot rendement % 15,18 15,15
koelunit 12	kopsch.unit/inst.verd. trucks en ahw.	Verdamper temperatuur dgC 0 -20	Condensor temperatuur dgC 30 30	Koel vermogen Watt 6355 3825	Electriciteits verbruik Watt — —	Diesel verbruik Liter/uur 1,8 1,8	COSP — 1,44 0,87	Camot rendement % 15,84 17,14
koelunit 13	kopsch.unit/inst.verd. trucks en ahw.	Verdamper temperatuur dgC 0 -20	Condensor temperatuur dgC 30 30	Koel vermogen Watt 7625 4330	Electriciteits verbruik Watt — —	Diesel verbruik Liter/uur 1,8 1,8	COSP — 1,73 0,98	Camot rendement % 19,00 19,40
koelunit 13	kopsch.unit/inst.verd. trucks en ahw.	Verdamper temperatuur dgC 0 -20	Condensor temperatuur dgC 30 30	Koel vermogen Watt 9850 5780	Electriciteits verbruik Watt — —	Diesel verbruik Liter/uur 2,4 2,4	COSP — 1,68 0,98	Camot rendement % 18,41 19,43
koelunit 14	kopsch.unit/inst.verd. trucks en ahw.	Verdamper temperatuur dgC 0 -20	Condensor temperatuur dgC 30 30	Koel vermogen Watt 7625 4330	Electriciteits verbruik Watt — —	Diesel verbruik Liter/uur 1,8 1,8	COSP — 1,73 0,98	Camot rendement % 19,00 19,40
koelunit 15	undermount/losse verd.kopsch.unit/inst.verd. trucks en ahw.	Verdamper temperatuur dgC 0 -20	Condensor temperatuur dgC 30 30	Koel vermogen Watt 7000 3800	Electriciteits verbruik Watt — —	Diesel verbruik Liter/uur 1,9 1,9	COSP — 1,50 0,82	Camot rendement % 16,52 16,13
koelunit 16	kopsch.unit/inst.verd. city trailer en ahw.	Verdamper temperatuur dgC 0 -20	Condensor temperatuur dgC 30 30	Koel vermogen Watt 8595 4740	Electriciteits verbruik Watt — —	Diesel verbruik Liter/uur 1,8 1,8	COSP — 1,95 1,07	Camot rendement % 21,42 21,24
koelunit 17	kopsch.unit/int.verd. 33 palletten trailer	Verdamper temperatuur dgC 0 -20	Condensor temperatuur dgC 30 30	Koel vermogen Watt 11975 6330	Electriciteits verbruik Watt — —	Diesel verbruik Liter/uur 3,1 3,1	COSP — 1,58 0,83	Camot rendement % 17,33 16,47
koelunit 18	kopsch.unit/int.verd. trailer	Verdamper temperatuur dgC 0 -20	Condensor temperatuur dgC 30 30	Koel vermogen Watt 12960 6580	Electriciteits verbruik Watt — —	Diesel verbruik Liter/uur 3,5 3,5	COSP — 1,51 0,77	Camot rendement % 16,61 15,16
koelunit 19	kopsch.unit/int.verd. trailer	Verdamper temperatuur dgC 0 -20	Condensor temperatuur dgC 30 30	Koel vermogen Watt 18000 9500	Electriciteits verbruik Watt — —	Diesel verbruik Liter/uur 4 4	COSP — 1,84 0,97	Camot rendement % 20,18 19,16
koelunit 20	kopsch.unit/int.verd. trailer	Verdamper temperatuur dgC 0 -20	Condensor temperatuur dgC 30 30	Koel vermogen Watt 14900 10790	Electriciteits verbruik Watt — —	Diesel verbruik Liter/uur ? 4	COSP — 1,10	Camot rendement % 21,76

De in de tabel gegeven Carnotrendementen kunnen worden vergeleken met vuistgetalen voor andere soorten koelinstallaties. Een moderne industriële koelinstallatie heeft een praktijk-Carnotrendement van 40 tot maximaal 50% (inclusief deellast en ontdooien). Het andere uiterste is de huishoudkoelkast die een praktijk-Carnotrendement heeft van 10 tot 20%. overige soorten koelinstallaties bevinden zich tussen deze twee uitersten.

Uit deze vergelijking kan worden geconcludeerd dat er technisch gezien mogelijkheden moeten zijn om de huidige transportkoelunits energiezuiniger te maken. In hoeverre dit praktisch realiseerbaar is hangt af van beperkingen als kosten, ruimte, gewicht, geluid, betrouwbaarheid etc.

Een -niet bewezen- vuistregel in de koeltechniek is dat iedere koelinstallatie energiezuiniger is te maken wanneer er meer geld in wordt geïnvesteerd (met name in grotere warmtewisselaars en een betere regeling): 10% meerprijs betekent 10% energiezuiniger.

Ter illustratie zou de investeringsruimte voor energiebesparende aanpassingen aan koelunits als volgt kunnen worden bepaald: Stel dat een dieselmotor gedreven koelunit 3000 bedrijfsuren per jaar heeft met een gemiddeld dieselolieverbruik van 4 liter per uur. De dieselunit draait op belastingvrije dieselolie (rode diesel) met een netto prijs van f 0,55 per liter. Indien de meerprijs van een 10% energiebesparende aanpassing aan een koelunit in 3 jaar dient te zijn terugverdiend dan bedraagt de investeringsruimte voor de aanpassing $3000[\text{uur/jaar}] * 4[\text{liter/uur}] * 3[\text{jaar}] * 0,1[\% \text{besparing}] * 0,55[\text{gulden/liter}] = f 1980,00$. Indien de koelunit overwegend met gewone diesel wordt bedreven (netto prijs f 1,20 per liter) dan bedraagt de investeringsruimte f 4320,00. Uit dit eenvoudige voorbeeld blijkt dat energiebesparende maatregelen aan transportkoelunits goede kans hebben om zich terug te verdienen.

Ten aanzien van het systeemontwerp en -uitvoering kan verder worden opgemerkt dat optimale afstemming van de diverse componenten van de koelinstallatie van belang is voor de uiteindelijke COSP. Van grote betekenis is het benodigde vermogen voor de luchtcirculatie, omdat dit zowel in het aandrijfvermogen als in het koelvermogen meetelt. Ook kunnen slecht gekozen onderdelen grote invloed op de COSP hebben. In het algemeen is men van mening dat de huidige koelunits goed zijn ontworpen, waarbij overigens kosten, betrouwbaarheid en koeltechnische performance centraal staan. Energiebesparende toevoegingen aan het systeem (eentraps/tweetraps compressie, vloeistofonderkoeler, vloeistofdrukverhoging etc.) worden zelden toegepast.

Bij het systeemontwerp zijn een paar allesoverheersende aspecten te noemen die als harde beperking gelden bij het streven naar energiezuiniger systemen.

- Beperkte beschikbare ruimte. Er is alleen ruimte beschikbaar boven de cabine en tussen de voor- en achterwielen bij vrachtwagens met vaste laadbak. Bij aanhangers en opleggers is er ruimte voor de voorwand maar binnen de kopstraal en onder de laadbak tussen de wielen. De ruimte in de laadbak moet zoveel mogelijk als nuttige laadruimte kunnen worden gebruikt. Veel energiebesparende opties hebben echter ruimte nodig (grotere warmtewisselaars, betere luchtverdeling in de laadruimte, extra componenten) die niet beschikbaar is.
- Geluidsemissie door de koelunit, in het bijzonder bij distributievervoer. ‘Stille’ systemen en componenten zijn lang niet altijd de energiezuinigste.
- De toegepaste technologie moet bekend zijn bij alle, ook internationale, servicepunten voor onderhoud en reparatie. Dit betekent dat iedere vernieuwing vaak met argwaan wordt bekeken en uiterst zorgvuldig zal moeten worden geïntroduceerd.
- De betrouwbaarheid van het complete systeem staat centraal. Een enkel onbetrouwbaar onderdeel kan catastrofaal zijn. Dit maakt de acceptatie van vernieuwingen uiterst moeilijk.
- Doordat wereldwijd de markt voor transportkoelunits door een paar multinationals beheerst wordt is het moeilijk om innovatie door te voeren.

Een alternatief systeemconcept waar deze studie zich niet primair op richt, is koeling met behulp van eutectische koudeopslag. Dit is een techniek die sterk in ontwikkeling is en waarvoor veel belangstelling is. Hoofdrede voor de (hernieuwde) belangstelling voor eutectische koeling is het steeds groter wordende probleem van geluidsoverlast door de koelinstallatie, met name bij distributietransport in de bewoonde omgeving. Een oplossing voor dit probleem is de toepassing van eutectische koude-opslag in het gekoelde compartiment, buis- of plaatvormig, en een koelunit tegen de voorwand boven de cabine of undermount geplaatst. De eutectische massa kan dan gedurende de nacht of eventueel tijdens het rijden worden opgeladen. Koelunits voor eutectische koeling kunnen in principe relatief energiezuinig zijn (eenduidig belastingspatroon, draaitijden bij nachtelijke temperaturen). Vaak vormt echter de nodige luchtcirculatie een probleem.

Een andere ontwikkeling is het toenemende gebruik van meercompartimentsvoertuigen, met compartimenten op verschillende temperaturen. De hierbij toegepaste koelunits zijn ofwel gescheiden per compartiment (en daarmee niet wezenlijk verschillend van die voor ééncompartimentsvoertuigen), ofwel systemen met meerdere verdamper op verschillende temperatuurniveaus. Dit laatste leidt tot complexe systeemuitvoeringen, waarbij kan worden verwacht dat de energetische efficiency verre van optimaal is. Over dit onderwerp lopen binnen ATP nog tal van technische discussies. Daarom is afgezien van verdere analyse in het kader van deze studie. Voor een goede afweging van de effecten van energiebesparende maatregelen ontbreekt een bruikbaar model waarin de van belang zijnde aspecten, zoals productkwaliteit, isolatiekwaliteit, luchtdebiet, energiegebruik, kosten etc., zijn opgenomen.

3.3 Hoofdcomponenten

In deze paragraaf worden de energetische aspecten van de hoofdcomponenten van een transportkoelunit besproken.

Compressor

De in het algemeen toegepaste zuigercompressor is een standaardprodukt dat wordt toegeleverd door gespecialiseerde bedrijven.

Zowel open als semi-hermetische uitvoering komen voor. De open uitvoering, met externe aandrijving via een as, is uiteraard nodig bij directe aandrijving met een dieselmotor. Bij elektrische aandrijving is de semi-hermetische uitvoering favoriet. Vanuit energetisch oogpunt is de open uitvoering beter; de aandrijfmotor warmt hierbij het koudemiddel niet op. Vanuit de noodzaak om de emissie van koudemiddel te reduceren, moet de toepassing van open compressoren, met grote kans op lekkage langs de asafdichting, echter worden vermeden.

Bij de selectie van compressoren voor transportkoeling staat de bedrijfszekerheid voorop. Er worden meestal standaard compressoren uit de stationaire koeltechniek of airconditioningtechniek toegepast, die soms op specificatie gemodificeerd zijn om aan de speciale behoeften van transportkoeling te voldoen. Zo wordt soms een zwaardere klasse wikkelingen op de elektromotor van een semi-hermetische compressor toegepast om beter bestand te zijn tegen overbelasting, of wordt een versterkte klepconstructie toegepast (steverige beugel over de persklep) in verband met de verhoogde kans op vloeistofslag.

Er wordt door sommige leveranciers geëxperimenteerd met schroef- en scrollcompressoren, overeenkomstig de algemene trend in de koeltechniek, vanwege kosten, betrouwbaarheid en betere performance bij grote drukverhoudingen.

Op het gebied van de compressortechnologie zijn tal van technische verbeteringen mogelijk, met name bij het klepontwerp en -sturing, vermindering schadelijke ruimte, vermindering wrijvingsverliezen, compressorkoeling. Dit is het specialistische gebied van de compressorfabrikanten. Er is een grote spreiding tussen het energetische rendement (ook wel isentropisch rendement genoemd) van voor het overige vergelijkbare commercieel verkrijgbare compressoren (in de orde van 15%).

In het kader van deze studie is de constatering van belang dat bij de selectie van een compressor voor een transportkoelunit de energetische efficiency als zwaarwegend criterium zou moeten worden meegewogen. De indruk bestaat dat dit nu niet het geval is.

Aandrijving compressor

Bij de aandrijving van de compressor zijn, afhankelijk van het soort aandrijving, besparingsmogelijkheden aanwezig.

- Bij een dieselmotor worden genoemd: rendement verbetering door verbeterde dieselinspuiting, turbolading en intercooler 6% tot 38%, betere deellastrenging. Met betrekking tot dieselgeneratoren werd opgemerkt dat de levensduur een probleem kan zijn (15.000 à 20.000 draaiuren worden benodigd).
- Bij een elektromotoraandrijving worden genoemd: toerenregeling en hoogrendementsmotoren.
- Bij een hydraulische motor aangedreven via een hydraulische pomp op de voertuigmotor worden genoemd: voertuigmotor uit bij distributiestops. Dan is ook de koelmachine uit. De verliezen van het hydraulische systeem zijn aanzienlijk.

Op de efficiencyverbetering van dieselmotoren, hydromotoren en -pompen en elektromotoren wordt in het kader van deze studie niet verder ingegaan. Geconcludeerd wordt dat bij de selectie van de componenten voor aandrijving de energetische efficiency als zwaarwegend criterium zou moeten worden meegewogen. De indruk bestaat dat dit nu niet het geval is. Welke manier van aandrijven (diesel, elektrisch, hydraulisch) intrinsiek energiezuiniger is, is op voorhand niet te zeggen; hydraulische aandrijving (pomp aangedreven door de voertuigmotor) heeft naar verwachting bij de huidige hydro-rendementen de laagste efficiency. De keuze van de manier van aandrijven wordt echter in de meeste gevallen opgelegd door de aard van de toepassing.

Condensor

Bij transportkoelunits worden luchtgekoelde condensoren toegepast met gevinde pijpen.

De efficiency van een condensor komt tot uiting in het temperatuurverschil tussen het condenserend koudemiddel en de intredende (omgevings)lucht. Bij een ideale condensor is dit verschil 0 K; in de praktijk is dit verschil 10 tot 25 K.

Als vuistregel geldt dat 1 K kleiner temperatuurverschil tussen koudemiddel en condensorlucht een 3% hogere COP oplevert. Ook het koelvermogen neemt toe (4% per K).

Vier factoren bepalen de energetische efficiency van een luchtgekoelde condensor:

- de temperatuur van de aangezogen (omgevings)lucht;
- de grootte van het warmtewisselend oppervlak;
- de warmtedoorgangscoëfficiënt, opgebouwd uit een luchtzijdige en een koudemiddelzijdige component;
- het luchtdebiet door en de wijze van luchtcirculatie over de condensor: de effectiviteit van deze luchtcirculatie (gelijkmatig stromingspatroon, lage luchtweerstand), het (aërodynamische) rendement van de ventilator en het mechanisch rendement van de elektromotor van de ventilator.

Efficiencyverhoging kan met al deze factoren worden bereikt, waarbij tal van belemmeringen een rol spelen.

- De temperatuur van de omgevingslucht dient zo laag mogelijk te zijn; opwarming door motorwarmte (van voertuig of koelunit) en kortsluitluchtstromen moeten worden vermeden.
- De grootte van het warmtewisselend oppervlak wordt bepaald door de beperkte beschikbare ruimte; verkleining van de lamelafstand levert meer oppervlak bij dezelfde bouwruimte, maar leidt tot snelle vervuiling en daarmee sterke achteruitgang van de efficiency; de kosten van de condensor zijn min of meer evenredig met de grootte.
- De warmtedoorgangscoefficiënt kan worden vergroot door toepassing van inwendige pijpprofielen en uitwendige lamelprofielen; de optimale loop van het koudemiddel door de condensor, in relatie tot het condensatie- en onderkoelingsgebied, vereist een zorgvuldig ontwerp; deze maatregelen leiden tot enige kostenverhoging.
- Het optimale luchtdebiet is vaak groter dan in de praktijk wordt toegepast; het optimale debiet is een afweging tussen klein temperatuurverschil (hoog debiet) en minimaal ventilatorvermogen (laag debiet); geluidsproblemen met de ventilator vormen veelal de beperking; gelijkmatige luchtverdeling en lage luchtweerstand kunnen vaak met eenvoudige stromingstechnische maatregelen worden bereikt; hoogrendementsventilatoren en -elektromotoren zijn beschikbaar maar duur en niet altijd betrouwbaar.

Geconcludeerd kan worden dat er tal van mogelijkheden zijn om de condensor-efficiency te verbeteren, maar dat er ook tal van technische en economische beperkingen zijn.

Verdamper met lucht als secundaire koudedrager

Bij transportkoelunits met lucht als secundaire koudedrager worden verdamper toegepast met gevinde pijpen, vergelijkbaar met eerdergenoemde condensoren. De efficiency van de verdamper komt tot uiting in het temperatuurverschil tussen het verdampend koudemiddel en de gekoelde uittredende lucht. Bij een ideale verdamper is dit verschil 0 K; in de praktijk is dit verschil 5 tot 15 K.

Als vuistregel geldt dat 1 K kleiner temperatuurverschil tussen koudemiddel en lucht een 4% hogere COP oplevert. Ook het koelvermogen neemt toe (6% per K).

Vijf factoren bepalen de energetische efficiency van een dergelijke verdamper:

- de temperatuur van de lucht, in relatie tot de ladingtemperatuur;
- de grootte van het warmtewisselend oppervlak;
- de warmtedoorgangscoefficiënt, opgebouwd uit een luchtzijdige en een koudemiddelzijdige component;
- het luchtdebiet door en de wijze van luchtrecirculatie over de verdamper: de effectiviteit van deze luchtcirculatie (gelijkmatig stromingspatroon, lage luchtweerstand), het (aërodynamisch) rendement van de ventilator en het mechanisch rendement van de elektromotor of de directe aandrijving van de ventilator;
- het berijpingsgedrag en het ontdooisysteem.

Efficiencyverhoging kan met al deze factoren worden bereikt, waarbij tal van belemmeringen een rol spelen.

- De temperatuur van de lucht dient zo dicht mogelijk bij de ladingtemperatuur te liggen. opwarming door ventilatorwarmte en kortsluitluchtstromen moeten zoveel mogelijk worden vermeden; ook de luchtverdeling over de lading is van groot belang; dit laatste aspect komt later apart aan de orde, omdat dit niet alleen met de verdamper te maken heeft.
- De grootte van het warmtewisselend oppervlak wordt bepaald door de beperkte beschikbare ruimte; verkleining van de lamelafstand levert meer oppervlak bij dezelfde bouwruimte, maar leidt tot snelle vervuiling en berijping, en daarmee sterke achteruitgang van de efficiency; de kosten van de verdamper zijn min of meer evenredig met de grootte.
- De warmtedoorgangscoefficiënt kan worden vergroot door toepassing van inwendige pijpprofielen en uitwendige lamelprofielen; de gelijkmatige koudemiddelverdeling over de circuits en de loop van het koudemiddel door de verdamper, in relatie tot het verdampings- en oververhittingsgebied, zijn van groot belang en vereisen een zorgvuldig ontwerp; deze maatregelen leiden tot enige kostenverhoging.
- Het optimale luchtdebiet is vaak groter dan in de praktijk wordt toegepast; dit heeft sterk te maken met de luchtcirculatie over de lading en wordt later besproken; gelijkmatige luchtverdeling over de verdamperlamellen (radiaal-ventilatoren) en lage luchtweerstand kunnen vaak met eenvoudige stromingstechnische maatregelen worden bereikt; hoogrendementsventilatoren en -elektromotoren zijn beschikbaar maar duur en niet altijd betrouwbaar;
- Berijping leidt minder snel tot achteruitgang van de efficiency bij grotere lamelafstand, maar te grote afstanden leiden tot lagere warmtedoorgangscoefficiënten en kleinere oppervlakken; afstanden tussen 4 en 8 mm zijn optimaal met, afhankelijk van het soort toepassing, optimalisatiemogelijkheden met variërende afstanden binnen een verdamper; uitschakelen van de verdamperventilator tijdens laden en lossen vermindert de berijping; de ontdooiregeling komt bij het onderdeel regelingen aan de orde.

Geconcludeerd kan worden dat er tal van mogelijkheden zijn om de verdamper-efficiency te verbeteren, maar dat er ook tal van technische en economische beperkingen zijn.

Verdamper met secundair medium water/glycol

Koelunits voor tanks met gekoelde vloeibare producten zijn in de meeste gevallen uitgevoerd met een koudedragers (meestal een secundair water/glycol circuit). Gezien het relatief geringe aantal toepassingen wordt volstaan met de opmerking dat de efficiency van de verdamper (shell and tube of platenverdampers), het koudedragersdebiet, de efficiency van de warmtewisselaar in de tank, de stromingsweerstand in het secundaire circuit, de viscositeit van de koudedragers en de pomp-

(motor) efficiency bepalend zijn voor de uiteindelijke efficiency. Bij al deze factoren is efficiencyverbetering mogelijk.

Luchtcirculatie

De luchtcirculatie door de laadruimte is van essentieel belang voor de eigenlijke functie: het conditioneren van de getransporteerde produkten. De luchtcirculatie bepaalt de temperatuurbeding in de lading, maar is zelf afhankelijk van ventilatorkarakteristiek en systeemweerstand. De systeemweerstand is samengesteld uit de weerstanden van luchtkoeler, berijping, luchtgeleidingen en lading. Luchtverdeling vereist een zekere drukopbouw, die door luchtgeleidingselementen, maar ook door een geschikte ladingconfiguratie kan worden geleverd, op voorwaarde dat de benodigde circulatie geleverd wordt. Een regelmatige configuratie van ladingeenheden met kleine stuwspeling vertoont dan ook een nauwere temperatuurbeding dan een met grotere stuwspeling of onregelmatigheden die aanleiding geven tot kortsluitingen van de circulerende lucht. Luchtgeleidingselementen zijn in beide gevallen niet erg behulpzaam om een luchtverdeling in de lading af te dwingen omdat de lucht de weg van de geringste weerstand neemt. Zij verminderen door hun weerstand alleen de circulatie en vergroten het energiegebruik en de temperatuurverschillen in de lading. Bovendien zijn zij onderhoudsgevoelig (schoonmaak, ontsmetting). Een grotere luchtcirculatie leidt bij vereiste maximum-temperaturen van de lading tot hogere koelluchttemperaturen, en dus tot een grotere COP (1K hogere koelluchttemperatuur levert een ca. 4% hogere COP op).

Het toenemende energiegebruik van de verdamperventilator bij grotere circulatie geeft aanleiding tot een optimalisatie-probleem, dat echter gecompliceerd wordt door het deellastgedrag van de koudeopwekking als gevolg van de regeling van het koelvermogen.

Deze samenhangen leiden tot de conclusie dat karakteristiek en rendement van de verdamperventilator belangrijke factoren voor het energiegebruik zijn, die samen met het deellastgedrag de COSP van een transportkoelinstallatie bepalen.

3.4 Koudemiddelen

Tengevolge van de ozonlaag- en de broeikasproblematiek is de koudetechniek sterk in beweging. CFK's, met sterke aantasting van de ozonlaag, mogen niet meer worden toegepast. De ozon aantastende werking van koudemiddelen wordt aangegeven in het ODP-getal (ODP = Ozone Depletion Potential). Produktie en gebruik van HCFK's (met geringe aantasting van de ozonlaag) worden de komende jaren afgebouwd. HFK's en mengsels hiervan zijn de huidige synthetische alternatieven. Omdat HFK's een aanzienlijk broeikaspotentieel hebben (Greenhouse Warming Potential GWP van R134a is 1300 ten opzichte van CO₂), staat de toepassing hiervan onder enige druk; er wordt evenwel verwacht dat voor toepassing in transportkoelunits HFK's een geaccepteerd lange termijn alternatief voor CFK's vormen. Natuurlijke alternatieven voor CFK's zijn koolwaterstoffen en ammoniak. Alleen

koolwaterstoffen worden als alternatief voor CFK's in transportkoelunits gezien; de brandbaarheidsaspecten spelen hierbij een grote rol. Op dit moment wordt in Nederland gewerkt aan praktische regels en voorschriften voor toepassing van brandbare koudemiddelen in koelinstallaties.

De invloed van de koudemiddelkeuze op het energiegebruik van een transportkoelunit is complex; tal van publikaties geven hier cijfers over die veelal tegenstrijdige resultaten tonen. De bandbreedte hierbij is $\pm 20\%$ verandering van COP, afhankelijk van het koudemiddel.

Vanaf 1995 ontwikkelt zich een duidelijke trend naar het gebruik van het HFK koudemiddelmengsel R404A voor vriestransporttoepassingen en HFK R134a voor het koeltransport. R404A heeft het probleem dat het niet geschikt is voor toepassingen met hoge verdampingstemperaturen (boven de $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ in de laadruimte). Verder treden bij buitentemperaturen boven de $35\text{ }^{\circ}\text{C}$ hoge drukken op in het koelsysteem die incidenteel tot uitval van de koelinstallatie kunnen leiden.

R134a is redelijk goed toepasbaar bij hoge buitentemperaturen maar weer minder geschikt voor vriestransport met temperaturen onder de $-12\text{ }^{\circ}\text{C}$ in de laadruimte. Een risico voor het toepassen van R404A en in mindere mate R134a is de verkrijgbaarheid op alle service steunpunten, met name in Oost Europa. Dit is ondermeer de reden dat ook het koudemiddel R22 nog veelvuldig wordt toegepast. Volgens de laatste gegevens zullen vanaf het jaar 2000 in sommige Europese landen geen nieuwe koelinstallaties gevuld met R22 meer op de markt worden gebracht vanwege het (geringe) ozon aantastende effect ($\text{ODP} = 0,05$). Wat dit betekent voor transportkoelinstallaties welke in andere landen worden ingebouwd en geregistreerd is onduidelijk. De transportkoelsector loopt, gezien zijn aard, niet voorop bij de ontwikkeling en toepassing van nieuwe koudemiddelen. Het is van belang de ontwikkelingen in andere koelsectoren goed te volgen en vernieuwingen op dit gebied niet uit de weg te gaan, gezien de grote invloed van de koudemiddelkeuze op de efficiency van de koelinstallatie.

3.5 Regeling en besturing

Expansieregeling

Bij de in de praktijk toegepaste transportkoelunits wordt directe expansie van koudemiddel toegepast. Dit houdt in dat direct voor de verdamper het vloeibare koudemiddel van hoge druk wordt geëxpandeerd naar een lage druk, waarbij een damp-vloeistof mengsel ontstaat. De regeling van deze expansie gebeurt zodanig dat bij de uittrede van de verdamper gasvormig koudemiddel uittreedt met een gedefinieerde oververhitting; dit laatste is nodig om te voorkomen dat koudemiddeelvloeistof door de compressor wordt aangezogen, wat zou leiden tot compressor-schade. In de praktijk wordt hiervoor alleen het thermostatisch expansieventiel (TEV) toegepast. Dit TEV is een uitontwikkeld, robuust en goedkoop onderdeel, maar werkt verre van optimaal onder variërende condities. Vanuit energetisch oogpunt is een zo klein mogelijke oververhitting gewenst; een TEV kan onder ideale

omstandigheden 7 K oververhitting realiseren, met veelal meer dan 20 K bij extreme condities.

Een ander aspect met betrekking tot het TEV is dat voor een goede werking het noodzakelijk is dat er een voldoende groot drukverschil over het ventiel aanwezig is. Dit leidt tot een condensatiedruk die bij veel condities hoger is dan zou kunnen (condensordrukregeling of moedwillig te kleine condensor). Een hogere condensordruk (temperatuur) leidt tot een hoger energiegebruik (zie onderdeel condensor).

Er zijn meerdere alternatieven voor het TEV commercieel verkrijgbaar.

Het elektronisch expansieventiel (EEV) is nu zover uitontwikkeld dat het ook voor transportkoeling toepasbaar is. Het is echter duur (enige duizenden guldens, ten opzichte van een paar tientjes voor een TEV) en niet altijd voldoende betrouwbaar. Een aardig alternatief vormt de Cooltronic. Deze Cooltronic wordt toegepast in aanvulling op een conventioneel TEV, en zorgt ervoor dat onder variërende condities en bij lagere drukverschillen over het ventiel toch een kleine oververhitting kan worden gehandhaafd. De kosten zijn beperkt (paar honderd gulden).

Voor alle varianten op het TEV geldt dat er mogelijk problemen kunnen optreden bij servicing onderweg.

Condensordrukregeling en condensorventilatorregeling

Als hierboven aangegeven bij de expansieregeling is condensordruk- of -ventilatorregeling soms nodig om het TEV te laten werken. Deze regeling kan echter ook energiebesparend werken doordat de condensorventilatoren niet meer doen dan strikt nodig is; bij lage buitentemperaturen is weinig ventilatorvermogen meer nodig.

Bij transportkoelunits wordt slechts incidenteel condensordruk- of -ventilatorregeling toegepast. De extra investering en kans op storingen vormen de hoofdbemmering voor toepassing.

Temperatuur- en koelvermogensregeling

Temperatuur- en koelvermogensregeling zijn in de meeste gevallen aan elkaar gekoppeld.

De volgende regelingen zijn mogelijk:

stappenregelingen:

- aan/uit regeling;
- compressorcilinderafschakeling via kleplichting of bypass;
- compressortoerenregeling in vaste stappen;
- koelen/verwarmen.

continu modulerende regelingen:

- zuigdrukregeling;
- frequentieregeling toerental compressor;
- hot gas bypass.

De temperatuurregeling functioneert als regeling van het koelvermogen. In aanvulling hierop kan verwarming plaatsvinden en kunnen de verdamperventilatoren worden uitgeschakeld of op een lager toerental draaien.

Meerdere publikaties geven aan dat toerenregeling tot aanzienlijke besparing leidt ten opzichte van de cilinderafschakeling (in de orde van 20%).

Aan/uit regeling is relatief energiezuinig en eenvoudig uit te voeren, mits de lading de hierbij optredende fluctuaties toelaat.

Toerenregeling (frequentieregeling) wordt bij transportkoelunits niet toegepast; het is de vraag of deze relatief dure technologie hiervoor opweegt tegen de te bereiken voordelen (energiebesparing, nauwkeuriger regeling). Bij aandrijving door de truckmotor is het compressortoerental weliswaar variabel, maar niet autonoom regelbaar.

Tweetoerenregeling wordt vaker toegepast, zeker bij directe koppeling met dieselmotoren.

De in de praktijk veel toegepaste cilinderafschakeling en zuigdrukregeling zijn vanuit energetisch oogpunt af te raden; de deellast COP daalt hierbij aanzienlijk (ordegrootte 20%).

Sommige leveranciers propageren energiebesparende of geavanceerde regelingen, die bestaan uit combinaties van aan/uit, tweetoeren, cilinderafschakeling, zuigdrukregeling, verdamperventilatorregeling (aan/uit of twee toeren), verwarmen (soms met warmtepompschakeling), en 'slimme' overgangen tussen koelen en verwarmen. De hierbij gepresenteerde energiebesparingscijfers (oplopend tot 50% besparing) lijken aan de optimistische kant en kunnen niet op eenvoudige wijze worden geverifieerd.

De plaats van de temperatuursensor voor de luchttemperatuurregeling is zeer belangrijk, zowel voor het energiegebruik als de ladingtemperatuur. Tal van praktijkuitvoeringen worden toegepast; veelal wordt bij vriestransport op de retourluchttemperatuur geregeld, en bij koeltransport op de inblaasluchttemperatuur geregeld. Dit laatste gebeurt om te voorkomen dat er inblaastemperaturen onder 0 °C bereikt worden zodat er bevroering in de lading kan optreden.

Geconcludeerd wordt dat temperatuur- en koelvermogensregeling uiterst belangrijk is in relatie tot het energiegebruik onder praktijkomstandigheden. De regeling bij de huidige koelunits is voornamelijk gericht op koeltechnisch functioneren en lage kosten. Energetische optimalisatie lijkt zinvol, waarbij moet worden gerealiseerd dat deze materie erg complex is vanwege de vele en vaak tegenstrijdige eisen die aan de regeling worden gesteld. Opgemerkt wordt dat met name bij het maritiem geconditioneerd containertransport de ontwikkelingen op het gebied van regeling verder lijkt te zijn ontwikkeld dan bij het wegtransport.

Ontdooiregeling

Verdampers met lucht als koudedragers berijpen bij een verdampingstemperatuur beneden 0 °C. Door deze berijping neemt het koelvermogen al snel af en daalt de verdampingstemperatuur, waardoor de COP van de installatie lager wordt. Eveneens vermindert de luchtcirculatie. Het temperatuurverschil tussen retour- en in-

blaasluchtneemt toe of af, afhankelijk van de relatieve afname van koelvermogen en luchtcirculatie. Daarom moet periodiek ontdooid worden. Dit kan op de volgende manieren gebeuren:

- bij koeltransport (0-5 °C) via het circuleren van de lucht uit de koelruimte bij stilstaande koeler. Dit is energiezuinig en brengt geen extra warmte in de koelruimte, maar duurt relatief lang.
- via elektrische verwarmingselementen op de verdamperlamellen. Dit werkt relatief snel en eenvoudig, maar brengt veel warmte in de koelruimte en vraagt veel energie.
- via heetgasontdooiing, waarbij de hete persgassen rechtstreeks door de verdamperpijpen worden geleid; dit is een relatief energiezuinige en snelle methode, maar vereist extra kleppen en pijpen, met bijbehorende kans op storingen.
- via een warmtepompschakeling, waarbij de functie van verdamper en condensor wordt omgewisseld. Dit werkt nog sneller en energiezuiniger, maar heeft beperkingen bij lage buitentemperaturen.
- via water-, pekel- of glycolverneveling over de verdamperlamellen. Dit wordt bij transportkoelunits niet toegepast.

Het is van belang om de ingebrachte ontdooiwarmte zo min mogelijk te laten weglekken naar de laadruimte. Hiertoe dient de verdamperventilator te worden gestopt en/of de verdamper met luchtkleppen te worden afgesloten, wat in de praktijk niet altijd wordt toegepast.

Vanuit energetisch oogpunt verdient ontdooiing via heetgas of warmtepompschakeling duidelijk de voorkeur. In de praktijk wordt dit vooral bij grotere koelunits toegepast.

Het starten en beëindigen van een ontdooiperiode kan op verschillende manieren gebeuren:

- Start via handschakeling, al dan niet in combinatie met onderstaande methoden.
- Start via een (mechanische of elektronische) schakelklok; dit is betrouwbaar, en goedkoop, maar houdt geen rekening met de ontdooibehoeftes.
- Start via een meting van de luchtzijdige weerstand over de verdamper, als maat voor de berijping; dit is aantrekkelijk omdat dit afhankelijk is van de ontdooibehoeftes. Het is in de praktijk niet voldoende bedrijfszeker, ook door variabele weerstanden in het luchtcircuit, onder andere de lading.
- Start aan de hand van een meting van de ijslaagdikte op een representatieve plaats (contronics en dergelijke); in de praktijk is dit niet betrouwbaar genoeg en is het moeilijk een representatieve plek te vinden.
- Einde door een temperatuurvoeler op de verdamper (ontdooibeëindigingsthermostaat), wat rekening houdt met de werkelijk benodigde tijd.
- Einde door een schakelklok, al dan niet als beveiliging bij bovenstaande methode.

Vanuit energetisch (en koeltechnisch) oogpunt is het van belang te ontdooien naar behoefte; de start en tijdsduur moeten zijn aangepast aan de minimale luchtcirculatie en de mate van berijping. Geen van de in de praktijk toepasbare methoden voldoen volledig aan deze wens. De incidenteel bij transportkoelunits toegepaste luchtdrukverschilmeting is energiezuinig, mits deze voldoende betrouwbaar is. Bovendien is deze gevoelig voor de overige weerstanden in het luchtcircuit. Een ontdooibeëindigingsthermostaat is een vereiste.

Een goed ontworpen en geïnstalleerde verdamper is overigens een vereiste om een goede ontdooiregeling te kunnen toepassen (zie onderdeel verdamper).

3.6 Bedrijfsvoering, service en onderhoud

De bedrijfsvoering is van grote invloed op het in de praktijk ontstane energiegebruik.

Dit begint bij de aankoop. Op dit moment is het energiegebruik van een koelunit vrijwel nooit een argument bij de aankoopbeslissing, voornamelijk omdat de hiervoor noodzakelijke informatie ontbreekt. In Europa is een systematiek van Energielabelling ingevoerd die de koper informeert over het energiegebruik van een specifiek apparaat in relatie tot andere vergelijkbare apparaten in dezelfde klasse. Deze objectieve informatie ten aanzien van de energiezuinigheid van apparaten kan dan worden meegewogen bij de aankoopbeslissing. Voor huishoudkoelkasten is dit energielabel sinds 1995 verplicht. Voor transportkoelunits (en laadbakken) start begin 1997 de technische voorbereiding en ontwikkeling van een Europees energielabelling schema (door de EU aan TNO in opdracht gegeven). Bijkomend effect hiervan is dat dit al in de voorbereidingsfase- het 'energiebewustzijn' in de sector stimuleert.

Een op zich energiezuinige koelunit kan door foute bedrijfsvoering toch aanzienlijk verspillen. Voorlichting, instructie, 'fool proof' maken van de bediening zijn belangrijke elementen in relatie tot het energiegebruik.

Regelmatig (preventief) onderhoud heeft tot gevolg dat achteruitgang in de efficiency van de koelunit kan worden voorkomen (schoonmaken condensor, controle- ren regelingen etc.). De 'Regeling Lekdichtheidsvoorschriften Koelinstallaties' legt voor alle installaties met (H)(C)FK koudemiddelen dwingend op dat periodiek (preventief) onderhoud moet worden uitgevoerd.

Hoewel niet gemeten, kan worden verwacht dat deze Regeling naast een milieu- voordeel (reductie emissie van (H)(C)FK's) tevens een energiebesparingsvoordeel heeft opgeleverd en blijft opleveren.

Geavanceerde systemen van preventieve diagnostiek worden in de praktijk meer en meer toegepast, omdat de bedrijfszekerheid in deze sector zo belangrijk is. Gegevens over het energiegebruik zouden hieraan zonder veel bijkomende kosten toegevoegd kunnen worden als bron van informatie of stuurgrootheid.

3.7 Conclusies en aanbevelingen met betrekking tot conventionele transportkoelunits

Conclusies

- Uit de analyse van de besparingsmogelijkheden blijkt dat er tal van mogelijkheden zijn om significant energie te besparen bij ontwerp, samenbouw en bedrijfsvoering van transportkoelunits. Besparingen in de orde van 20 tot 40% lijken in principe mogelijk, waarbij moet worden gerealiseerd dat alle bij de analyse genoemde besparingsmogelijkheden niet zonder meer kunnen worden opgeteld.
- Tal van belemmeringen treden echter op bij de realisatie van deze besparingsmogelijkheden, zoals de extra kosten, grotere gevoeligheid voor storingen, onbekendheid met nieuwe technieken bij servicepersoneel, onbekendheid met of het domweg niet geïnteresseerd zijn in het energiegebruik, de besparingsmogelijkheden en de energiekostenbesparingen.
- Voor een goede afweging van de effecten van energiebesparende maatregelen ontbreekt een bruikbaar model waarin de van belang zijnde aspecten, zoals productkwaliteit, isolatiekwaliteit, luchtdebiet, energiegebruik, kosten etc., zijn opgenomen.

Aanbevelingen

- Energetische optimalisatie van een representatieve commercieel verkrijgbare koelunit, in samenwerking met een of meer producenten/leveranciers van transportkoelunits; hierbij wordt zoveel mogelijk rekening gehouden met eerdergenoemde belemmeringen. Het resultaat dient als praktijkontwikkeling en demonstratie van wat technisch/economisch mogelijk is. Producenten/-leveranciers kunnen vervolgens deze technieken gaan toepassen bij hun producten.
- Ontwikkeling van een praktisch en multifunctioneel systeemmodel waar de invloed van energiebesparende maatregelen kunnen worden bepaald, rekening houdend met belangrijke aspecten van transportkoeling.
- Ontwikkeling van een luchtcirculatiesysteem dat aan de eisen van lading en koelinstallatie optimaal voldoet (energetisch en conditioneringstechnisch).
- Participatie bij de technische voorbereiding en ontwikkeling van een Europees energielabelling systeem, teneinde invloed te kunnen uitoefenen op de inhoud hiervan en het energiebewustzijn van de sector te stimuleren.

4. Transportkoeling met behulp van sorptiesystemen

Het belangrijkste kenmerk van sorptiesystemen is, dat ze worden aangedreven met warmte, in tegenstelling tot compressiesystemen, die met behulp van kracht of elektriciteit worden aangedreven.

Het is in het kader van dit onderzoek van belang onderscheid te maken tussen **absorptie** en **adsorptie**. Beide principes worden in dit hoofdstuk behandeld. Hoewel er grote overeenkomsten zijn, zijn er ook essentiële verschillen, zodat ervoor gekozen is, beide principes apart te bespreken.

In de volgende paragrafen wordt eerst voor absorptie en daarna voor adsorptie een overzicht gegeven van de technische voordelen en beperkingen ten opzichte van compressie-systemen, het energiegebruik en overige milieu-aspecten. Als afsluiting is een globaal ontwerp gemaakt voor een absorptie- respectievelijk adsorptie-transportkoelunit. Bij beide technieken is als uitgangspunt gekozen, dat binnenin de laadbak de situatie gelijk is aan die bij conventionele systemen. Dat wil zeggen, dat ook bij sorptiesystemen mechanische of elektrische energie wordt gebruikt voor het aandrijven van de ventilatoren ten behoeve van de luchtcirculatie.

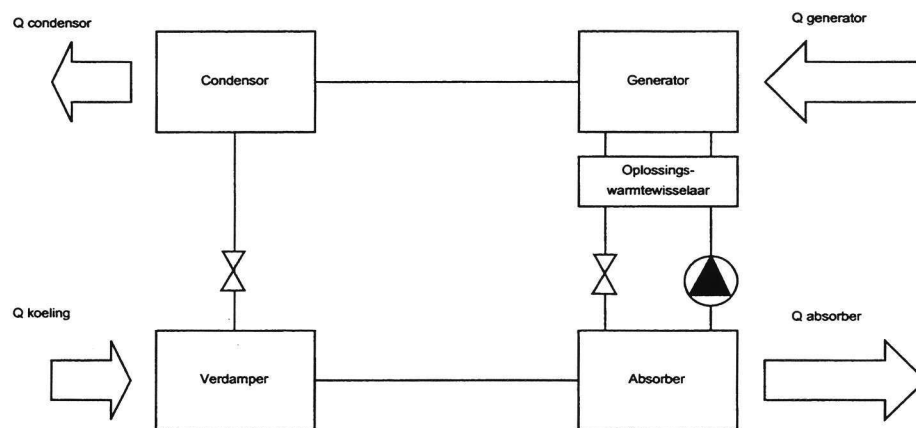
4.1 Absorptie

De werking van een absorptiekoelmachine is voor een belangrijk deel vergelijkbaar met een dampcompressiecyclus. Het verschil is gelegen in de wijze van comprimeren. Dit gaat bij een absorptiemachine als volgt (figuur 4.1):

De koudemiddeldamp uit de verdamper stroomt niet naar een compressor maar naar een absorber. Daarin bevindt zich een vloeibaar absorbent, waarin de koudemiddeldamp oplost onder afgifte van warmte. Deze warmte wordt afgevoerd naar de omgeving. Het temperatuurniveau van deze warmte wordt daarom in het algemeen gelijk gekozen aan dat van de condensor. Het vloeibare mengsel wordt vervolgens verpompt naar de generator, waar een hogere druk heerst. Hier wordt warmte toegevoerd, waardoor de koudemiddeldamp weer wordt uitgekookt en naar de condensor stroomt. Het absorbent stroomt via een restrictie weer terug naar de absorber.

Bij bovenstaande beschrijving moet opgemerkt worden, dat de uitvoering van de generator afhankelijk is van het gekozen stofpaar. De twee commercieel toegepaste stofparen zijn water/lithiumbromide ($\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$) en ammoniak/water ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$). Bij $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ heeft het absorbent geen eigen dampspanning, zodat in de generator alleen koudemiddeldamp uitkookt. Deze damp is zeer zuiver. Bij $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ daarentegen heeft het absorbent (water) wel degelijk een eigen dampspanning, zodat de uitgekookte damp uit een mengsel van ammoniak en water bestaat. Om toch een zuivere koudemiddeldamp te krijgen, wordt de damp geredificeerd. In praktijk komt dat neer op een warmte- en stofwisselaar, waarin een deel van de damp alvast

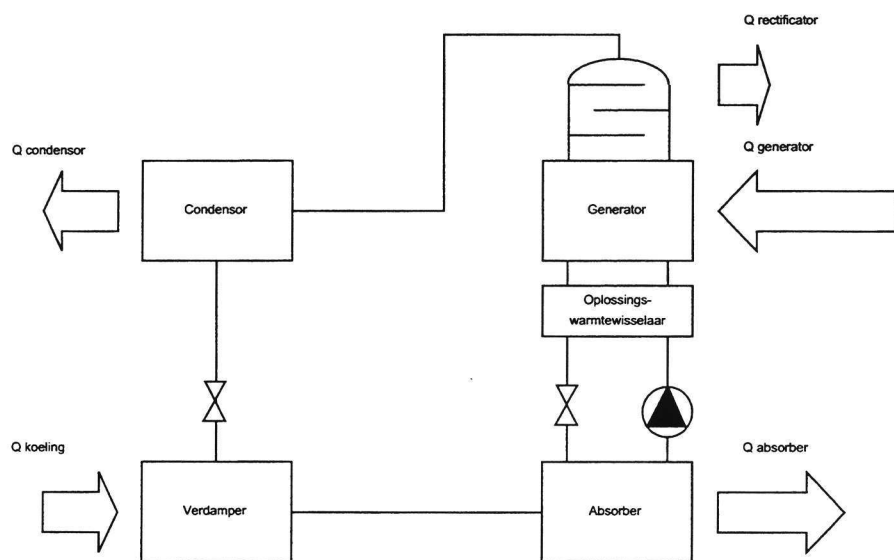
wordt gecondenseerd. Doordat condensaat en damp met elkaar in tegenstroom in contact komen vindt stofwisseling plaats tussen deze twee stromen. Het condensaat bevat relatief veel water en de overblijvende damp bestaat uit vrij zuivere ammoniak. De rectificator wordt zo geplaatst, dat het condensaat weer terugstroomt in de generator.



Figuur 4.1

De resterende (ammoniak)damp stroomt naar de condensor. Figuur 4.2 toont een schematische weergave van een generator met rectificator.

Voor gekoeld transport zijn verdamper-temperaturen beneden $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ noodzakelijk. Daarom wordt in dit rapport afgezien van $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ als stofpaar. Tenzij anders wordt vermeld, wordt in deze rapportage $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ als stofpaar voor de absorptiekoelmachine gebruikt. Hiermee kunnen verdampertemperaturen tot ongeveer $-35\text{ }^{\circ}\text{C}$ bereikt worden.



Figuur 4.2

4.1.1 Beoogde voor- en nadelen

Absorptiekoeling is op een aantal onderdelen fundamenteel anders dan compressiekoeling. Vooral de manier van aandrijven en het compressiegedeelte zijn anders. Dat leidt tot een aantal voor- en nadelen van absorptie ten opzichte van compressie. In deze paragraaf worden ze alleen genoemd; uitwerking ervan komt in de volgende paragrafen aan de orde. Dan zal ook blijken hoe belangrijk ze zijn. De paragrafen zijn overigens gerangschikt op de thema's hoofdcomponenten, aandrijving, prestaties, koudemiddel en plaatsing/ontwerp.

Voordelen ten opzichte van een compressiekoelmachine

- Geluidsarm
- Trillingsvrij
- Laag energiegebruik bij voldoende afvalwarmte uit de wagenmotor
- Goed deellastgedrag
- Weinig tot geen onderhoud

Nadelen ten opzichte van een compressiekoelmachine

- Koudemiddel
- Veiligheidsaspecten bij toepassing van ammoniak

4.1.2 Literatuur

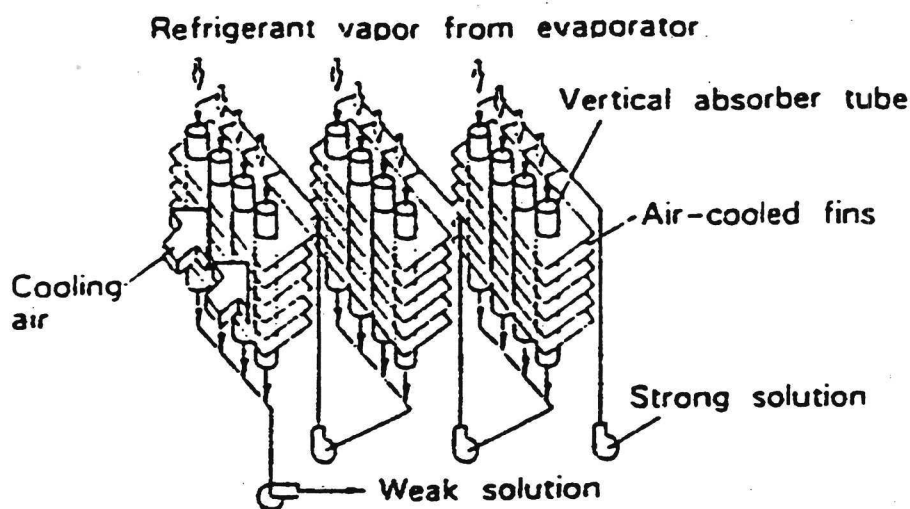
Absorptiekoeling wordt voor zover bekend niet toegepast bij transportkoeling. De gevonden literatuur [1-4] heeft betrekking op auto-airconditioning, waarbij $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ wordt toegepast als stofpaar.

4.1.3 Hoofdcomponenten

Een absorptiekoelmachine bestaat voornamelijk uit warmte- en stofwisselaars en leidingen. Naast een verdamper, condensor en expansie-orgaan zijn de absorber, de oplossingswarmtewisselaar en de generator de belangrijkste componenten. De verdamper kan net zo gekozen worden als bij een compressie-cyclus. De opties die daar bestaan (binnen of buiten de te koelen ruimte) zijn ook van toepassing bij een absorptiemachine. Hetzelfde geldt voor de condensor. De verschillen zitten echter in de overige componenten. In plaats van een compressor met aandrijving in de vorm van een diesel- of elektromotor, bevat de absorptiemachine een absorber en een generator. In de absorber moet warmte worden weggekoeld naar de omgeving. Het enige medium dat daarvoor beschikbaar is, is omgevingslucht. Hoewel de commercieel verkrijgbare absorptiemachines alle watergekoeld zijn (meestal in combinatie met een koeltoren-systeem), is een luchtgekoelde absorber zeer wel mogelijk [5,6]. De absorptie vindt dan plaats binnenin gevinde pijpen, terwijl de lucht aan de buitenkant erlangs stroomt.

De absorber zoals voorgesteld in [6] staat afgebeeld in figuur 4.3. Het vermogen dat door de absorber moet worden afgestaan aan de omgeving is ongeveer het dubbele van het condensorvermogen. De andere helft van de thermische compressor wordt gevormd door de generator. In de generator wordt een oplossing van ammoniak en water aan de kook gebracht. Om toch voldoende zuivere damp te krijgen, is rectificatie nodig. Het ligt het meest voor de hand om de warmte die hierbij vrijkomt weg te koelen met omgevingslucht. Omdat het condensaat van de rectificatie terug moet stromen naar de generator is het handig de rectificator boven de generator te plaatsen. De concrete uitvoering van de generator is afhankelijk van de aandrijfenergie die wordt toegepast.

De laatste hoofdcomponent is de oplossingswarmtewisselaar. Deze wisselt warmte uit tussen de hete vloeistof die uit de generator komt en de vloeistof die (iets boven omgevingstemperatuur) uit de absorber komt. Deze component kan als compacte platenwarmtewisselaar worden uitgevoerd.



Figuur 4.3

4.1.4 Aandrijfenergie

De absorptiekoelmachine wordt aangedreven met behulp van warmte. In principe zijn hiervoor drie mogelijkheden:

- Indirecte aandrijving met warmte uit de uitlaatgassen
- Indirecte aandrijving met warmte uit het motorkoelwater
- Directe aandrijving met behulp van een (diesel)brander

Natuurlijk behoren combinaties van deze warmtebronnen ook tot de mogelijkheden.

Het motorvermogen en de vermogens die via de uitlaatgassen respectievelijk het motorkoelwater worden weggekoeld zijn alle drie van dezelfde orde van grootte, namelijk 150 à 200 kW [7,8].

Uitlaatgassen

Temperatuur en vermogen zijn hoog genoeg voor het aandrijven van een één-trapsmachine, zelfs bij

- 20/+45 °C. De temperatuur ligt meestal tussen 350 en 500 °C, terwijl het afkoelen van de uitlaatgassen gemiddeld zo'n 400 Watt per graad oplevert. Aandachtspunt is de mogelijke condensatie van kwalijke stoffen (diesel bevat zwavel, de uitlaatgassen bevatten zwavelzuur). Om dit te voorkomen wordt een ondergrens van 150 °C gehanteerd voor de temperatuur van de uitlaatgassen. Daarnaast is het handig een tussenmedium voor warmteoverdracht te gebruiken. Hier zijn twee redenen voor. De eerste reden is een eenvoudiger ontwerp, de tweede reden ligt in de ongelijktijdigheid van koudevraag en beschikbaarheid van aandrijfenergie. Dit leidt er tevens toe, dat een backup in de vorm van een dieselbrander/elektrisch element nodig is of een buffer voor de opslag van koude of warmte. Een nadeel van het gebruik van uitlaatgassen als warmtebron, is dat het minder goed geschikt is voor opleggers en aanhangwagens.

Motorkoelwater

De temperatuur van motorkoelwater is meestal rond de 85 à 90 [7,8]. Daarmee is het niet warm genoeg voor het aandrijven van een één-trapsmachine, ook niet bij de condities 0/+30 °C. Het vermogen is overigens wel ruimschoots voldoende voor het leveren van de aandrijfenergie. Toepassing van twee-trapsmachines is bij deze temperaturen van het motorkoelwater wel mogelijk. Dit leidt echter tot meer en grotere warmtewisselaars en dus een duurder systeem. Een alternatief is het motor-koelwatersysteem zodanig wijzigen, dat het hogere drukken aankan, zodat ook de temperatuur van het motorkoelwater omhoog kan. Ook voor deze optie geldt, dat ze het beste tot haar recht komt bij een vaste laadbak.

Brander

Toepassing van een brander voor directe aandrijving van de generator is de derde optie. Bij het gebruik van $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ is het mogelijk om ook voor -20/+45 °C een één-trapsmachine toe te passen. In figuur 4.4 is het proces van een één-trapsmachine bij -20/+45 °C weergegeven in een log p-1/T-diagram. Daaruit blijkt, dat de verdamperdruk ongeveer 1,4 bar bedraagt en de condensordruk 20 bar. De minimaal benodigde aandrijftemperatuur is in dit geval 165 °C. Bij minder extreme condities liggen de drukken en temperaturen dicht bij elkaar.

4.1.5 Prestaties

Prestaties van de koelmachine kunnen niet los gezien worden van de wijze van aandrijving. De prestaties worden in deze paragraaf in een wat bredere zin besproken dan alleen het energiegebruik. Omdat het gebruik van energie in het kader van dit onderzoek een belangrijke factor is, zal hieraan meer aandacht besteed worden dan aan de overige aspecten.

Energiegebruik

Wat betreft het energiegebruik kan in het gunstigste geval de volledige koelbehoefte gedekt worden met behulp van de warmte uit de uitlaatgassen. Aandrijving van de koelmachine zelf kost dan geen extra brandstof. Alleen de aandrijving van enkele vloeistofpompen en de ventilatoren van de verdamper, condensor en absorber blijft elektrisch. Als vuistregel kan gehanteerd worden, dat de verdamper- en condensorventilatoren van een conventioneel systeem samen ongeveer 20% van het energiegebruik voor hun rekening nemen. Voor een absorptiemachine geldt, dat de condensor en absorber samen ongeveer twee keer zo groot zijn als bij een conventioneel systeem. Dat betekent, dat het ventilatorvermogen van een absorptiemachine in het algemeen groter zal zijn.

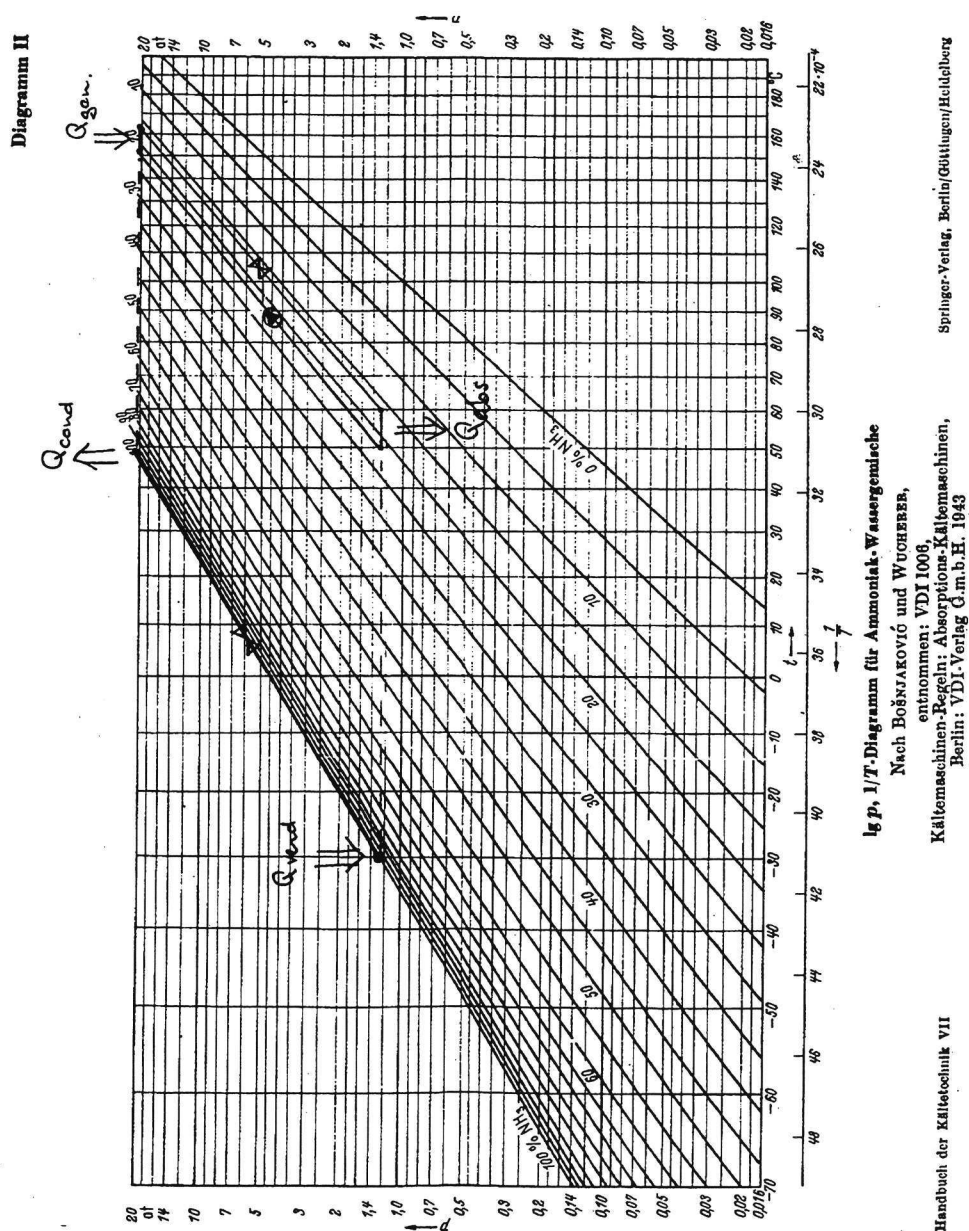
Voor een koelmachine van 10 kW bij $-20/+30\text{ }^{\circ}\text{C}$ is de gemiddelde $\text{COP}_{\text{koeling}}$ ongeveer 0,7. Het aandrijfvermogen is dan 14 kW, waarvan de verdamper- en condensorventilator beide 1,4 kW voor hun rekening nemen en de compressor de overige 11,2 kW. Het condensorvermogen is in dit geval 24 kW. Een absorptiemachine haalt bij deze condities een gemiddelde $\text{COP}_{\text{koeling}}$ van bijvoorbeeld 0,3. Het vermogen van absorber en condensor komt daarmee op $(1,3/0,3) \times 10\text{ kW} = 43\text{ kW}$. De condensorventilator zal dan ongeveer 2,5 kW vermogen vragen. Het totaal gevraagde mechanische vermogen bedraagt dan slechts 3,5 kW tegenover 14 kW bij conventionele systemen: een besparing van 75%.

Het andere uiterste is de aandrijving met een dieselbrander. In dat geval kunnen de temperaturen van condensor en absorber wat hoger gekozen worden, zodat er minder ventilatorenergie nodig is, bijvoorbeeld 3,0 kW. Om de systemen dan met elkaar te kunnen vergelijken, is het noodzakelijk terug te rekenen naar dieselverbruik. Het conventionele systeem wordt aangedreven met behulp van een dieselmotor met een mechanisch rendement van circa 25%. Om dan bij $-20/+30\text{ }^{\circ}\text{C}$ 10 kW koude te kunnen leveren is een brandstofverbruik van 56 kW nodig. De absorptiemachine vraagt voor de 3,0 kW ventilatorvermogen zo'n 12 kW brandstof. De koelmachine zelf vraagt $Q_{\text{verdamp}}/\text{COP}_{\text{koeling}} = 10/0,3 = 33\text{ kW}$ aandrijfswarmte. Bij een branderrendement van 70% komt dat neer op 48 kW brandstofverbruik. Het totaal verbruik aan brandstof is dan in beide situaties vergelijkbaar.

Wanneer restwarmte beschikbaar is, kan dus een energiebesparing van 75% bereikt worden, terwijl het gebruik van een brander (tijdens stilstand) leidt tot een vergelijkbaar energiegebruik als bij een conventioneel systeem. De verhouding van restwarmte en bijstook bepaalt de uiteindelijke besparing. Door koeling zoveel mogelijk tijdens het rijden te laten plaats vinden worden grote besparingen gerealiseerd.

Hoe dicht deze besparingen bij de 75% liggen zal per geval verschillen, maar een gemiddelde besparing van 50% is niet uitgesloten.

Voor 0/+30 °C heeft de energiebesparing dezelfde orde van grootte.



Figuur 4.4

Overige aspecten

Een ander punt waar de absorptiekoelmachine op scoort is het lage geluidsniveau. Doordat - afgezien van de vloeistofpomp en twee kleppen - de absorptiekoelmachine zelf geen bewegende delen heeft, maakt een absorptiemachine veel minder geluid dan een compressiemachine.

Met betrekking tot het koelvermogen geldt voor een absorptiemachine, dat het verloop hiervan als functie van de verdamper- en condensortemperatuur vergelijkbaar is met dat van een compressie-koelmachine.

Andere aspecten die nog van belang zijn met betrekking tot de prestaties van een absorptiekoelmachine zijn deellastgedrag, omschakelbaarheid, onderhoud en bedrijfszekerheid. Het deellastgedrag van absorptiemachines is goed. Ze zijn terug te regelen tot ongeveer 20% van het nominale vermogen, zonder dat dat de COP van de koelmachine (exclusief pompen en ventilatoren) beïnvloedt. Een belangrijk voordeel van goed deellastgedrag is gelegen in het feit, dat de gewenste luchttemperatuur beter is te realiseren. Dit kan een positief effect hebben op de produktkwaliteit.

Wat betreft omschakelbaarheid van koelen naar verwarmen: dit kan op dezelfde wijze geregeld worden als bij compressiemachines. In die situatie behoort aandrijving met motorkoelwater overigens wel tot de mogelijkheden.

Het onderhoud aan absorptiemachines is beperkt.

De bedrijfszekerheid tenslotte is uitstekend. Afgezien van de vloeistofpomp zijn er geen bewegende delen, die kapot kunnen gaan. Alleen bij de toepassing van zoutoplossingen als absorbent, is een kleine kans op kristallisatie aanwezig.

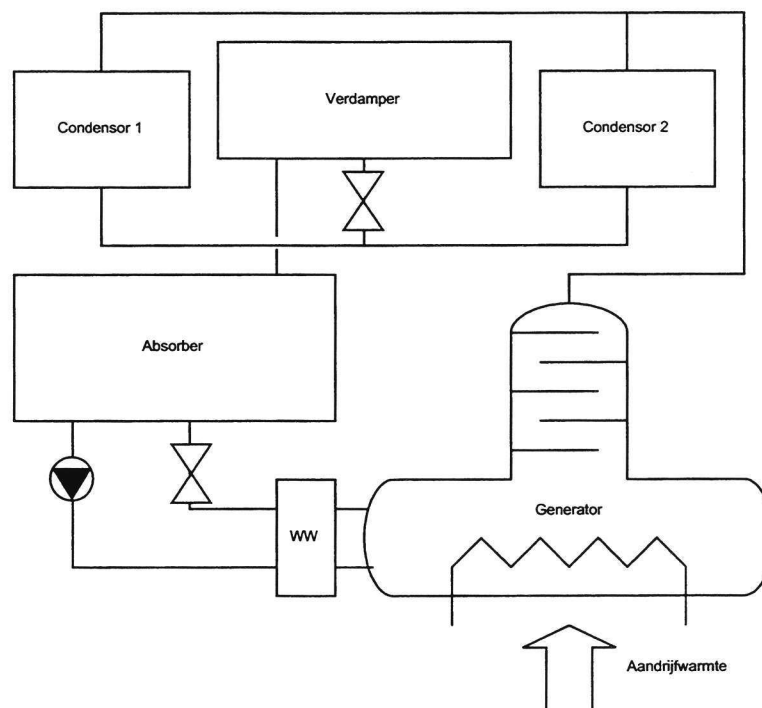
4.1.6 Koudemiddelen

In de inleiding zijn de twee meest gebruikte stofparen al genoemd: water/lithiumbromide ($\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$) en ammoniak/water ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$). In [9] wordt een overzicht gegeven van stofparen, waarbij naast ammoniak en water ook aminen, fluorhoudende koudemiddelen en alcoholen genoemd worden als koudemiddel. Als absorbent wordt vaak water genoemd. In [10] worden daar slechts weinig nieuwe stoffen aan toegevoegd, al wordt wel gewezen op combinaties van drie stoffen, bijvoorbeeld $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$. Voor gekoeld transport zou de combinatie van aminen in water in aanmerking kunnen komen. De drukken zijn wat lager dan van ammoniak en de giftigheid en gevaarlijkheid zijn ook een stuk minder. Een nadeel van aminen is, dat het kookpuntsverschil met water kleiner is dan bij ammoniak/water. Daardoor moet er meer rectificatie plaatsvinden.

In [11] tenslotte wordt melding gemaakt van een experiment met het stofpaar ammoniak/lithium-nitraat ($\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$).

4.1.7 Ontwerp

Aan het ontwerp van een absorptiekoelmachine voor gekoeld transport worden enkele eisen gesteld. De eerste eis is, dat rectificatie mogelijk moet zijn, zodat de rectificator dus boven de generator geplaatst moet worden. Vanwege deze eis verdient het de voorkeur om de absorptiekoelmachine als frontunit uit te voeren. De tweede eis is, dat de absorptiekoelmachine niet groter mag zijn dan de ruimte die nu door een conventionele koelmachine wordt ingenomen. De afmetingen daarvan zijn ongeveer 2 bij 2 bij 0,5 meter. Het gaat te ver om in dit stadium een gedetailleerd ontwerp te maken, maar om een idee te krijgen: de afmetingen van de absorptiekoelmachine zoals beschreven in [6] zijn 1240 x 570 x 2000 mm (breedte x diepte x hoogte) voor een machine van 7 kW koeling bij +6/+42 °C. De COP van het apparaat is ongeveer 0,8. Een aardig detail is dat het hier ook nog om een tweetrapsmachine gaat. Ondanks de extra componenten is het apparaat compact. Het gewicht van het apparaat bedraagt 700 kg. De generator is in dit geval met warm water van 160 à 170 °C aangedreven. Wanneer de uitlaatgassen als bron voor aandrijfwarmte gebruikt worden, in combinatie met een tussenmedium, is deze configuratie goed mogelijk als transportkoelunit. Een schets van een mogelijk ontwerp is weergegeven in figuur 4.5.



Figuur 4.5

4.2 Adsorptie

Het kenmerkende verschil tussen absorptie en adsorptie is de stof waarin de koudemiddeldamp oplost. Bij absorptiesystemen is dat een vloeistof, bij adsorptiesystemen echter een vaste stof. Dit kenmerk leidt tot een belangrijk verschil in uitvoering. Vaste stof is namelijk erg lastig te verpompen. In het algemeen verloopt de adsorptiecyclus dan ook niet continu, maar *batch*-gewijs of periodiek (overigens is continu-bedrijf niet onmogelijk). Het apparaat bestaat uit combinaties van twee kamers (figuur 4.6). Gedurende de eerste periode wordt koudemiddel uit het adsorbent gestookt onder toevoer van warmte. Het dampvolume in het apparaat stijgt en daarmee de druk en de condensatietemperatuur van het koudemiddel. Op een gegeven moment is de condensatietemperatuur zo hoog, dat het koudemiddel kan condenseren tegen de omgeving. Dit gaat enige tijd door, zodat zich in de condensor vloeistof gaat ophopen en het adsorbent steeds minder koudemiddel bevat. De tweede periode van de cyclus wordt gebruikt voor het leveren van koude (figuur 4.7). De kamer met adsorbent wordt nu niet langer verwarmd maar gekoeld tegen de omgeving. Als gevolg van deze temperatuurdaling, kan het adsorbent meer koudemiddel bevatten. Koudemiddel adsorbeert, met als gevolg een verlaging van de druk in het systeem. Met de druk daalt ook de verdampingstemperatuur van het koudemiddel. Wanneer de druk ver genoeg gedaald is kan koude geleverd worden.

4.2.1 Beoogde voor- en nadelen

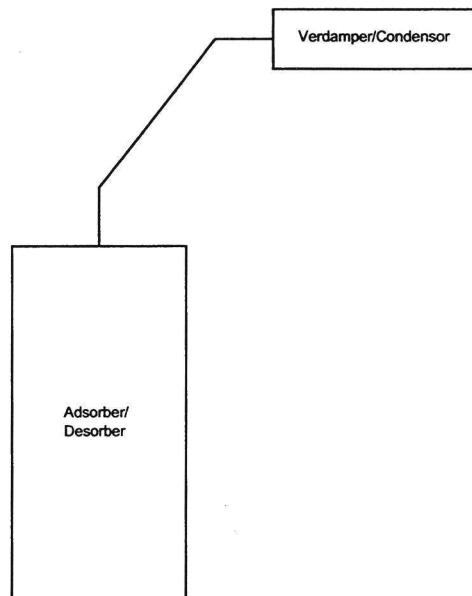
De belangrijkste voor- en nadelen staan weergegeven in onderstaand overzicht; de uitwerking ervan komt in de volgende paragrafen aan de orde. Dan zal ook blijken hoe belangrijk ze zijn. De paragrafen zijn overigens gerangschikt op de thema's hoofdcomponenten, aandrijving, prestaties, koudemiddel en plaatsing/ontwerp.

Voordelen ten opzichte van een compressiekoelmachine

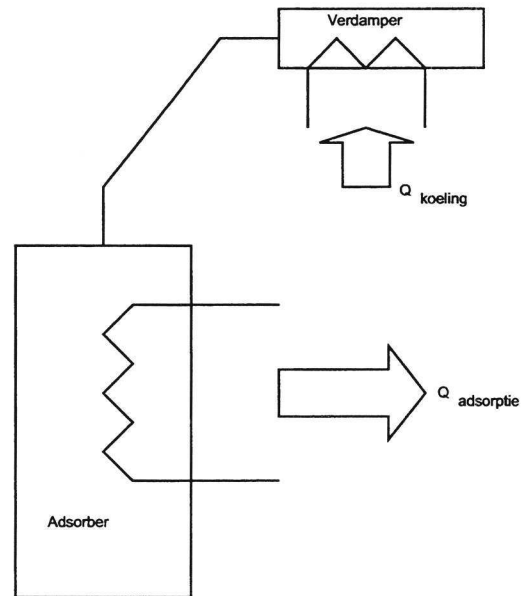
- Geluidsarm
- Trillingsvrij
- Laag energiegebruik
- Periodiek bedrijf

Nadelen ten opzichte van een compressiekoelmachine

- Groot volume
- Hoog gewicht



Figuur 4.6



Figuur 4.7

4.2.2 Literatuur

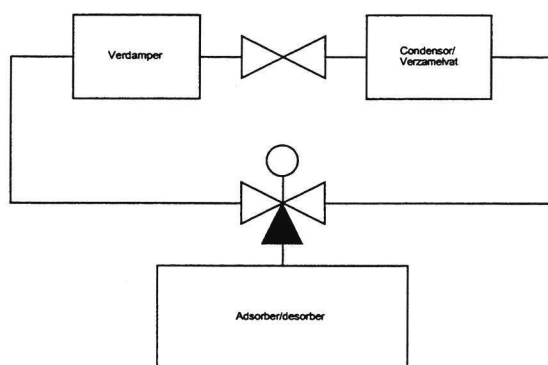
Met betrekking tot het adsorptie-principe voor gekoeld transport is één artikel gevonden [12]. Het gaat hier om een Chinese studie, waarin uitlaatgassen van een dieselmotor worden benut om vis aan boord van kleine vissersschepen te koelen. Daarnaast heeft één artikel air-conditioning van auto's als onderwerp [13]. De overige artikelen hebben betrekking op het adsorptie-principe in het algemeen en de ontwikkelingen op dit gebied [14-17].

4.2.3 Hoofdcomponenten

Ook een adsorptiekoelmachine bestaat voornamelijk uit warmtewisselaars en leidingen. Daarnaast zijn er nog één of twee vaten nodig voor het opslaan van de vaste stof adsorbent.

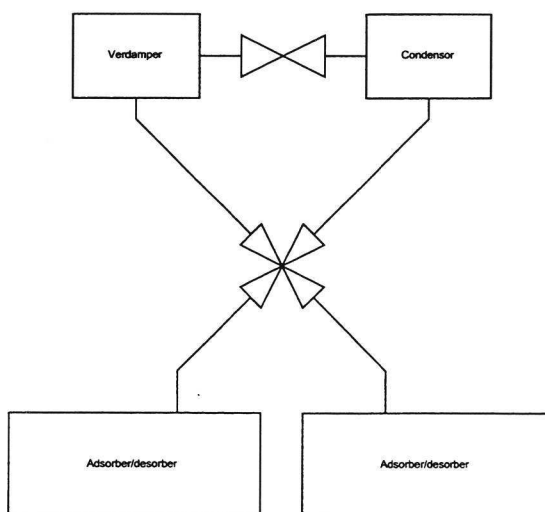
Van een adsorptiemachine bestaan verschillende uitvoeringsvormen, afhankelijk van de toepassing en de eisen die aan het apparaat gesteld worden. In de meest eenvoudige vorm omvat de adsorptiemachine twee componenten, die met elkaar verbonden zijn via een leiding: de verdamper/condensor en de adsorber/generator. In een andere variant is elke functie in een aparte component ondergebracht. Een derde mogelijkheid is om de adsorptiemachine quasi continu te maken, door een groot aantal adsorbers en generators parallel aan elkaar te laten werken. Daarbij verkeert iedere component in een ander stadium van het proces van adsorberen en regenereren.

Voor transportkoeling biedt het geen voordelen om de verdamper en condensor in één component onder te brengen. Voor de adsorber en desorber kan gekozen worden uit één, twee of veel componenten. In het laatste geval is de cyclus quasi continu. In verband met de ongelijktijdigheid van koelbehoefte en restwarmte uit de motor heeft het echter geen zin om de cyclus quasi continu te maken. Het is dan juist gunstig als de koelmachine periodiek werkt. Tijdens het rijden kan dan koude gebufferd worden, die eventueel nodig is tijdens stilstand van de truck. De eenvoud van de constructie pleit voor het integreren van adsorber en desorber in één component. De uitvoering met een aparte adsorber en desorber heeft als voordeel, dat aandrijving en koeling gelijktijdig kunnen plaatsvinden. De figuren 4.8 en 4.9 tonen schematisch de uitvoering met één respectievelijk twee componenten voor adsorptie.



Figuur 4.8

Naast de vier genoemde componenten, zijn er nog twee warmtewisselaars nodig: één om de adsorptiewarmte af te voeren naar de omgeving, de andere om de desorber van warmte te voorzien (voor zover het apparaat niet direct gestookt wordt). Verder is er een voorziening nodig voor het verzamelen van condensaat.



Figuur 4.9

4.2.4 Aandrijfenergie

De adsorptiekoelmachine wordt aangedreven met behulp van warmte. In principe zijn hiervoor drie mogelijkheden:

- Indirecte aandrijving met warmte uit de uitlaatgassen
- Indirecte aandrijving met warmte uit het motorkoelwater
- Directe aandrijving met behulp van een (diesel)brander

Natuurlijk behoren combinaties van deze warmtebronnen ook tot de mogelijkheden.

Uitlaatgassen

Zoals in paragraaf 4.1.4 is gebleken, is het vermogen van de uitlaatgassen ruimschoots voldoende om in de koelbehoefte te voorzien. Ook de temperatuur van de uitlaatgassen is hoog genoeg voor het aandrijven van een adsorptiekoelmachine. Doordat de koelbehoefte soms samenvalt met het aanbod aan restwarmte, is het handig de adsorber en desorber van elkaar te scheiden.

Daarnaast is het - ook bij adsorptie - handig een tussenmedium voor warmteoverdracht te gebruiken. Bij langdurige stilstand is een backup in de vorm van een dieselbrander/elektrisch element nodig om te allen tijde koeling te kunnen leveren.

Motorkoelwater

De temperatuur van motorkoelwater is meestal rond de 85 à 90 °C [7,8]. Uit de beschikbare literatuur is niet gebleken of deze temperatuur hoog genoeg is voor het aandrijven van een adsorptiekoelmachine. Vermoedelijk zijn er mogelijkheden voor koeling bij 0/20 °C, maar is de temperatuur te laag om bij extreme condities koude te kunnen leveren. Het koelwatervermogen is overigens wel ruimschoots voldoende voor het leveren van de aandrijfenergie.

Brander

Directe aandrijving met een brander is goed mogelijk. In dit geval speelt (on)gelijktijdigheid van de koelbehoefte en het aanbod van restwarmte geen rol. Daarom dient bij een direct aangedreven adsorptiekoelmachine de constructie van het apparaat zo eenvoudig mogelijk gemaakt te worden. Dat wil zeggen, dat adsorptie en desorptie in hetzelfde apparaat plaatsvinden.

4.2.5 Prestaties

Energiegebruik

Prestaties van de koelmachine kunnen niet los gezien worden van de wijze van aandrijving.

Wat betreft het energiegebruik kan in het gunstigste geval de volledige koelbehoefte gedekt worden met behulp van de warmte uit de uitlaatgassen. Aandrijving van de koelmachine zelf kost dan geen extra brandstof. Alleen de aandrijving van de ventilatoren en enkele vloeistofpompen blijft elektrisch. In [16] staat een waarde van 0,3 à 0,4 genoemd als COP van een adsorptiemachine, in [18] wordt voor een testopstelling een waarde van 0,59 behaald bij +2/+35 °C. De waarde van de COP is daarmee van dezelfde orde van grootte als bij absorptiemachines. Voor de besparing op energie geldt dan ook, dat met adsorptie eveneens een besparing van 75% bereikt kan worden ten opzichte van een conventioneel transportkoelsysteem. De gemiddelde besparing is bij adsorptiesystemen iets hoger, doordat aandrijving en koeling in de tijd losgekoppeld kunnen worden. Tijdens het rijden kan dan aandrijfenergie geleverd worden, die in een later stadium omgezet wordt in koeling. Door een goede afstemming van aandrijving en koelbehoefte kan de energiebesparing dicht bij 75% uitkomen.

Overige aspecten

Een ander punt waar de adsorptiekoelmachine op scoort is het lage geluidsniveau. Omdat kleppen de enige bewegende delen zijn, maakt een adsorptiemachine veel minder geluid dan een compressiemachine.

Met betrekking tot het koelvermogen gelden voor een adsorptiemachine andere regels. Bij periodiek bedrijf zal het condensaat worden verzameld tijdens het aandrijfstadium. In het koelstadium hangt het dan van de opening van het expansieorgaan af, hoeveel koudemiddel de verdamper binnen stroomt. De periodieke adsorptiemachine levert niet zozeer een bepaald vermogen, maar een bepaalde hoeveelheid koude. In het geval, dat aandrijving en koeling gelijktijdig kunnen plaatsvinden, doordat de adsorber en desorber in verschillende vaten zijn ondergebracht, is het geleverde vermogen als functie van de temperaturen vergelijkbaar met dat van een compressiekoelmachine.

Wat betreft deellastgedrag, omschakelbaarheid, onderhoud en bedrijfszekerheid behaalt de adsorptiemachine eveneens goede resultaten. Het deellastgedrag is bij periodieke apparaten van een wat andere orde dan bij continue apparaten. Bij periodiek bedrijf wordt deellast gerealiseerd door de toevoer van koudemiddel naar de verdamper te verlagen. Verder kan bij een unit met twee adsorbers deellast gerealiseerd worden door de toevoer van aandrijfwarmte te verlagen. Een belangrijk voordeel van goed deellastgedrag is gelegen in het feit, dat de gewenste luchttemperatuur beter is te realiseren. Dit kan een positief effect hebben op de produktkwaliteit. Omschakelbaarheid van koeling naar verwarmingsbedrijf is bij adsorptie geen enkel probleem, omdat de machine alleen goed kan werken als hij omschakelbaar is! Het vergt derhalve geen extra investering om een adsorptiekoelmachine omschakelbaar te maken, in tegenstelling tot compressie- en absorptiemachines.

Met betrekking tot onderhoud geldt ook hier, dat de warmtewisselaar die eventueel in de uitlaatgassen hangt de meest kritische component is. De overige componenten zijn in principe onderhoudsvrij.

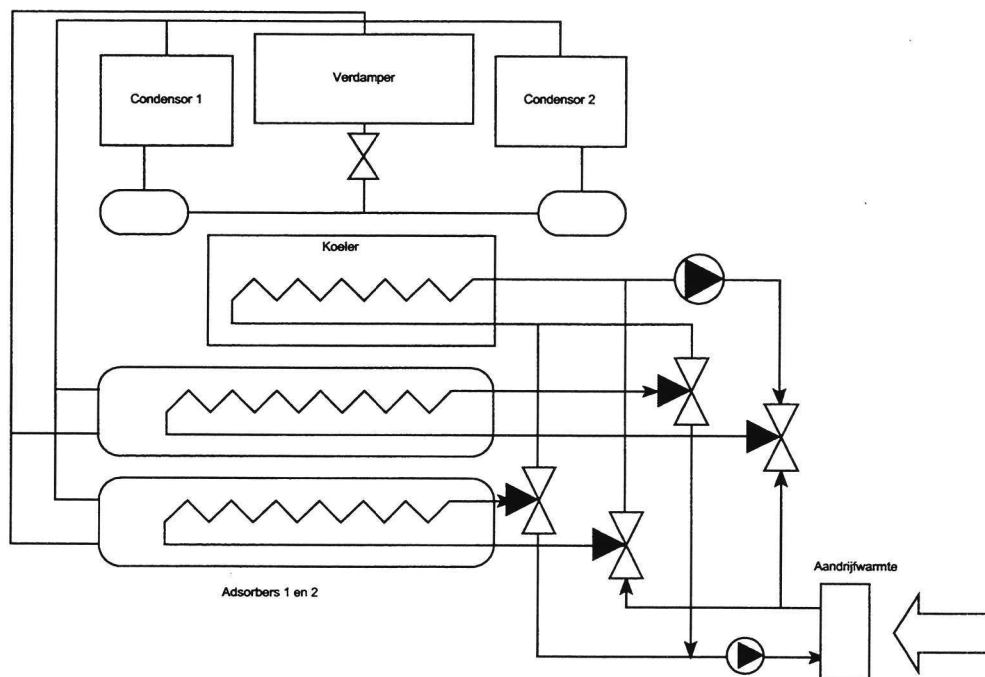
Over bedrijfszekerheid is geen informatie gevonden. Normaliter moet het echter geen probleem zijn, omdat het om een koelmachine zonder bewegende delen gaat.

4.2.6 Koudemiddelen

In de meeste gevallen die in de literatuur beschreven zijn, is gekozen voor zeoliet/-water als stofpaar. Hoewel in een aantal gevallen [12,16] gesproken wordt over temperaturen beneden 0 °C, is water toch niet erg geschikt als koudemiddel voor transportkoeling. Verder bestaan er brochures [19,20] waarin adsorbentia worden aangeprezen. Uit die brochures wordt niet duidelijk welke materialen daarin zijn toegepast. Wat wel naar voren komt, is dat ook andere stoffen dan water geadsorbeerd kunnen worden. Ammoniak, methanol, alcoholen, aldehyden en ketonen worden daarbij genoemd; prestaties en ervaringen echter niet.

4.2.7 Ontwerp

Het ontwerp van een adsorptiemachine is iets minder kritisch dan dat van een absorptiemachine. Er is namelijk geen rectificatie nodig. In figuur 4.10 staat een mogelijk ontwerp geschetst. Doordat het ontwerp twee adsorbers bevat, is het mogelijk om gelijktijdig te koelen en aan te drijven. Ook bestaat in deze configuratie de mogelijkheid om condensaat te bufferen, zodat de koelinstallatie ook tijdens stilstand werkt, zonder gebruik van aandrijfenergie. De dimensionering en het gewicht van de verschillende componenten is sterk afhankelijk van de gewenste koelcapaciteit (in kWh) tijdens stilstand, het gewenste koelvermogen, het gekozen koudemiddel en het adsorbent. In [19] zijn kentallen gegeven voor de stoffeigenschappen van de daar beschreven adsorbentia. Samen met gegevens over de adsorptiecapaciteit [18] kan een ruwe schatting gemaakt worden voor het volume van de adsorbers.



Figuur 4.10

Wanneer bijvoorbeeld gekozen wordt voor methanol als koudemiddel en een condensaatbuffer van 50 kilogram, zijn twee cilinders met een lengte van 1,30 en een diameter van 0,50 meter voldoende voor het leveren van 10 tot 15 kWh koude (tijdens stilstand). De precieze capaciteit hangt af van de gekozen temperaturen, het percentage flashgas en de eventuele aanwezigheid van een nakoeler van het condensaat. De massa adsorbent plus koudemiddel bedraagt in dit geval circa 430 kg.

4.3 Conclusies en aanbevelingen

Conclusies

1. Zowel absorptie- als adsorptiekoeling biedt voordelen ten opzichte van compressiekoeling, met name op het gebied van energiegebruik en geluidsproductie. Daarnaast zijn er ook enkele nadelen c.q. aandachtspunten. Hieronder zijn de voors en tegens opgesomd.

Voordelen

- Laag energiegebruik.
- Laag geluidsniveau.
- Goed deellastgedrag.
- Grote bedrijfszekerheid.
- Weinig onderhoud.
- Eenvoudig omschakelbaar naar verwarming (vooral adsorptie).

Nadelen

- Onbekendheid met sorptiesystemen.
- Koudemiddel: bij absorptiesystemen wordt momenteel veelal ammoniak of water toegepast, bij adsorptiesystemen ontbreekt gedegen informatie over andere koudemiddelen dan ammoniak en water. Overigens zijn andere koudemiddelen wel toepasbaar.
- Hoog gewicht (alleen bij adsorptie).
- Relatief groot volume (alleen bij adsorptie).

Aandachtspunten

- Combinatie van koudemiddel en sorbent.
- Het voorkómen van condensvorming in uitlaatgassen.
- De koppeling van de aandrijfenergie en de koelmachine, met name bij losse opleggers.
- Instructie en opleiding van onderhoudsmonteurs.

2. Toepassing van sorptiesystemen is technisch haalbaar.

3. Door het benutten van energie uit de uitlaatgassen of het motorkoelwater, kan een energiebesparing tot 75% bereikt worden.

Aanbevelingen

Gezien de enorme energiebesparingsmogelijkheden, wordt aanbevolen een ontwikkelingstraject in te zetten, in samenwerking met een producent. Dit traject zal beginnen met een keuze voor absorptie of adsorptie, gevolgd door een technisch-economische evaluatie van het gekozen principe.

5. Transportkoeling met behulp van air cycle koelsystemen

5.1 Air cycle principe

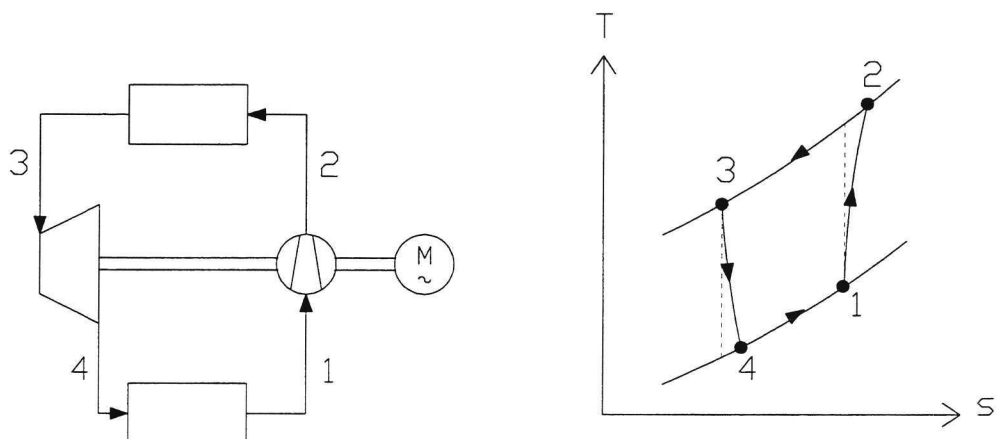
Toepassing van het air cycle principe voor de opwekking van koude is al meer dan honderd jaar oud. De komst van compressiekoelmachines met synthetische koudemiddelen heeft de air cycle echter teruggedrongen naar een aantal marktniches, zoals luchtscheiding, productie van vloeibare gassen, koeling bij extreem lage temperaturen en klimatisering van vliegtuigen en helicopters. Deze ontwikkeling werd vooral veroorzaakt door het lagere rendement van de air cycle voor de gevraagde temperatuurniveaus. Vanwege de problematiek rondom de ozonlaag en het broeikaseffect wordt veel onderzoek verricht naar alternatieve koudemiddelen. De belangstelling voor lucht als koudemiddel is daarom sterk toegenomen, vooral in die gevallen waarin lucht de uiteindelijke koudedragers is. In dit hoofdstuk wordt de technische haalbaarheid van het air cycle principe voor toepassing in de transportkoelsector onderzocht.

Het air cycle proces betreft een Joule-Brayton cyclus, die bestaat uit een viertal stappen:

1. een compressiestap.
2. een warmte-afvoer bij constante druk.
3. een expansiestap.
4. een warmtetoevoer bij constante druk.

De geproduceerde koude is beschikbaar na stap 3.

In figuur 5.1 is een eenvoudige uitvoering van de air cycle afgebeeld, met de bovengenoemde toestandsveranderingen in een T,s -diagram (s = entropie).



Figuur 5.1 Eenvoudige air cycle: configuratie en toestandsveranderingen.

5.2 Literatuur

Er is betrekkelijk veel literatuur voorhanden over de toepassing van het air cycle principe voor koeling en/of verwarming (in het laatste geval werkt de air cycle als een warmtepomp). De referenties [AC1]-[AC18] zijn hieruit als meest relevant geselecteerd. In veel gevallen gaat het om artikelen van algemene aard (kwalitatieve beschouwingen en modelberekeningen). De genoemde toepassingen betreffen meestal het invriezen van produkten, comfortkoeling (personen- en vrachtauto's, treinstellen) en koude/kracht-koppeling. Er zijn slechts twee referenties gevonden die rechtstreeks betrekking hadden op transportkoeling [AC7, AC12], waarbij het wederom om kwalitatieve beschouwingen en modelberekeningen gaat. Voor zover bekend wordt de air cycle in de praktijk nog niet toegepast voor koel- of vriestransport. Het in dit hoofdstuk gepresenteerde materiaal is een compilatie van meer algemene literatuur over de air cycle, niet in de laatste plaats aangevuld met de expertise die TNO op het gebied van air cycle technologie inmiddels heeft opgebouwd. Ook van informatie van het Duitse instituut FKW, waar TNO een samenwerkingsverband mee heeft, is gebruik gemaakt [AC19]. Alleen in specifieke gevallen zal verwezen worden naar een concrete referentie.

5.3 Uitvoeringsvormen

Er zijn verschillende uitvoeringsvormen van de air cycle mogelijk [AC6, AC7, AC13], waarbij de vier bovengenoemde stappen wel steeds worden doorlopen.

In de eerste plaats kan onderscheid worden gemaakt tussen gesloten, half-open en open air cycles.

Een gesloten air cycle kan in die zin worden vergeleken met een compressiekoelcyclus, dat zowel de geproduceerde koude als de af te voeren warmte in warmtewisselaars aan secundaire media worden overgedragen. Bij transportkoelunits zijn deze secundaire media luchtstromen: lucht als koudedragers in de te koelen ruimte, en buitenlucht om de overvloedige warmte af te voeren.

Omdat een air cycle al gebruik maakt van lucht als koudemiddel, is het mogelijk omgevingslucht te gebruiken als koudemiddel en na de air cycle direct als koudedragers in te zetten. De air cycle is dan open zowel naar de applicatie als naar de omgeving. De warmtewisselaars van de stappen 2 en 4 komen te vervallen.

Een half-open air cycle is ook mogelijk. Een volledig open air cycle is niet aan de orde wanneer er bijvoorbeeld redenen zijn om de functies van koudemiddel en koudedragers te scheiden. De koude lucht van de air cycle kan zijn 'koudevermogen' overdragen aan een secundair medium, vaak weer lucht. Een warmtewisselaar (koeler) inclusief een koelerventilator en ontdooivoorziening (bij toepassing beneden 0 °C) zijn dan nodig.

Een half-open air cycle ontstaat ook wanneer in de gesloten air cycle de warmtewisselaar aan de applicatiekant komt te vervallen. De air cycle is dan open naar de applicatie en gesloten naar de omgeving.

Naast deze aspecten wordt de configuratie van de air cycle ook bepaald door de manier waarop de compressie tot stand wordt gebracht. De thermodynamische verliezen in de compressiestap kunnen worden verkleind door gebruik te maken van tweetrapscompressie met tussenkoeling. De benodigde compressorarbeid wordt hierdoor verkleind, en de temperatuur van de lucht na compressie is lager. Een technisch voordeel bij tweetrapscompressie ontstaat wanneer de tweede compressiestap en de expansiestap worden gecombineerd in een turbocharger (zie 5.5.2).

Tenslotte kan “warmteterugwinning” binnen de air cycle worden toegepast, en wel tussen de lucht na de compressie en vóór de expander, en de retourlucht. Het doel hiervan is niet om warmte terug te winnen, maar juist “kwijt te raken”. De warmte wordt door de retourlucht opgenomen, zodat de lucht met een lagere temperatuur bij de expander aankomt. Deze interne warmte-uitwisseling is gunstig voor de COP van de air cycle.

Bij air cycles die aan de omgevingszijde open zijn, verdient de aanwezigheid van waterdamp in het systeem bijzondere aandacht. Indien interne warmte-uitwisseling wordt toegepast, zal een deel van de waterdamp condenseren en bevriezen in de warmtewisselaar. Dit probleem kan op verschillende manieren worden ondervangen. De door TNO ontwikkelde regeneratieve warmtewisselaar is een oplossing die tevens energetische voordelen biedt. Deze warmtewisselaar bestaat uit twee identieke vaten, gevuld met een gepakt bed van bijvoorbeeld knikkers (goed gedefinieerde vorm) of grint. Elk vat wordt cyclisch doorstroomd door de lucht uit de compressiestap(pen) en de retourlucht. De gecomprimeerde lucht zal worden afgekoeld, omdat in de vorige cyclus het bedmateriaal is afgekoeld door de retourlucht. Bij de afkoeling van de gecomprimeerde lucht zal waterdamp condenseren en bevriezen. In het bed is een temperatuurgradiënt aanwezig, die parallel loopt aan het afkoelprofiel van de lucht. In een volgende cyclus zal het opgewarmde bedmateriaal worden afgekoeld door de retourlucht. Het opwarmprofiel van de retourlucht is vergelijkbaar met het afkoelprofiel van de gecomprimeerde lucht. De temperatuurgradiënt in het bedmateriaal wordt in stand gehouden, maar zal als gevolg van de cyclische bedrijfswijze binnen kleine temperatuurbanden “heen-en-weer schuiven”. Vanwege het directe contact tussen luchtstromen en bedmateriaal is per saldo een klein temperatuurverschil tussen gecomprimeerde lucht en retourlucht te realiseren.

Bij een volledig gesloten air cycle speelt waterdamp geen rol, en kan de interne warmte-uitwisseling tot stand worden gebracht in een recuperatieve lucht/lucht-warmtewisselaar, bijvoorbeeld een kruisstroomwarmtewisselaar. Ook bij een air cycle die alleen aan de omgevingszijde gesloten is, is het gevaar van condensatie/bevriezing niet aanwezig.

Indien in de air cycle omgevingslucht als koudemiddel wordt gebruikt, dient de lucht goed gefilterd te worden om problemen door verontreinigingen in de aangezogen lucht te voorkomen.

Een algemeen punt van aandacht bij air cycles is verontreiniging van het koudemiddel door smeerolie. Toepassing van smeerolievrije componenten of goede afdichtingen verdienen de voorkeur.

De verschillen tussen de air cycle configuraties worden bepaald door de toepassing van verschillende componenten. Hieronder volgt een kort overzicht van deze componenten en de voor- en nadelen hiervan (+ = voordeel, – = nadeel).

Warmtewisselaar aan applicatiezijde

- + Scheiding tussen koudemiddel en koudedrager
- + Door aanwezigheid ventilator hogere luchtsnelheden te realiseren langs te koelen produkt
- Extra investeringskosten (warmtewisselaar en ventilator)
- Lagere COP (extra ΔT tussen koudemiddel en koudedrager)
- Grotere koelvraag (warmtebelasting ventilator)
- Ontdooivoorziening nodig

Warmtewisselaar aan omgevingszijde

- + Scheiding tussen koudemiddel en omgeving
- + In geval van toepassing van interne warmtewisselaar is recuperatieve warmtewisselaar voldoende
- Extra investeringskosten (warmtewisselaar en ventilator)
- Lagere COP (extra ΔT tussen koudemiddel en omgeving)

Recuperator

- + Eenvoudige warmtewisselaar
- Lagere COP door grotere ΔT tussen toevoerlucht en retourlucht

Regenerator

- + Hogere COP door kleinere ΔT tussen toevoerlucht en retourlucht
- Extra leidingwerk met kleppen en besturingssysteem nodig
- Afhankelijk van de toepassing kan direct contact tussen aanvoer- en retourlucht (vervuiling, bacteriologische besmetting) een nadeel zijn

Eentrapscompressie

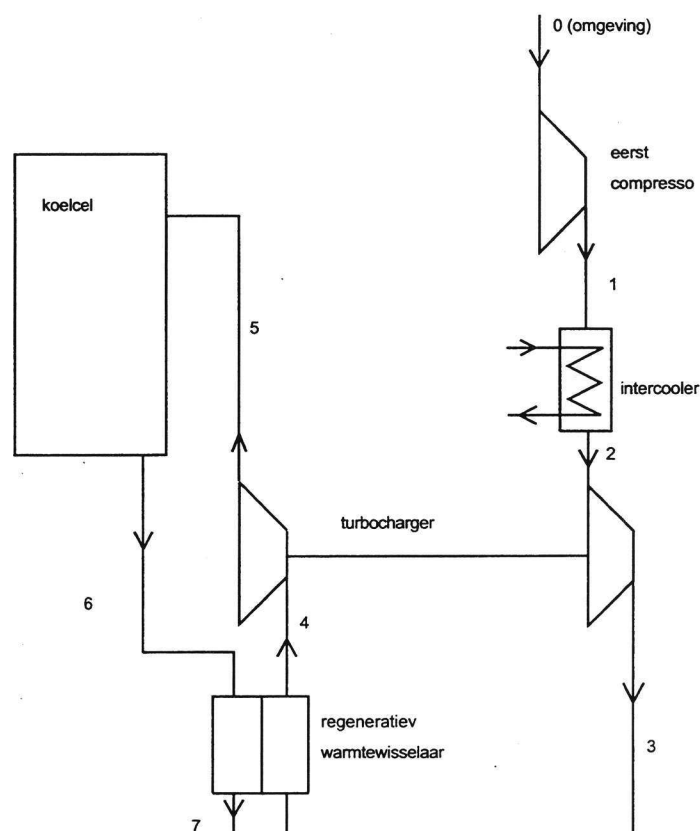
- + Eenvoudige configuratie
- Lagere COP
- Grotere hoeveelheid af te voeren warmte

Tweetrapscompressie met tussenkoeling

- + Hogere COP
- + Toepassing van standaard verkrijgbare onderdelen (compressor, turbocharger, luchtkoeler)
- Meer componenten met bewegende delen

Air cycle test plant van TNO

In het kader van een onderzoeksproject met ondersteuning van de Europese Unie heeft TNO een air cycle test plant gebouwd volgens de in figuur 5.2 getoonde configuratie [AC14]. Vanwege de genoemde voordelen heeft TNO gekozen voor een volledig open systeem met tweetrapscompressie en tussenkoeling. Een turbocharger is ook aanwezig.



Figuur 5.2 Principeschema van de Air Cycle test plant bij TNO.

De werking van de air cycle installatie is als volgt.

Omgevingslucht wordt door een elektrisch aangedreven compressor in temperatuur en druk verhoogd. De gecomprimeerde lucht wordt in een tussenwarmtewisselaar (*intercooler*) gekoeld m.b.v. omgevingslucht en in de tweede compressor, die wordt aangedreven door de turbine (*expander*), verder in temperatuur en druk verhoogd. Vervolgens wordt de lucht in een regeneratieve warmtewisselaar gekoeld doordat het in contact komt met een vast bed met “knikkers”, die in een vorige schakelperiode zijn gekoeld door de lucht uit de koelcel. De koeling is dusdanig dat waterdamp uit de lucht zal condenseren en zelfs bevriezen. De afgekoelde lucht verlaat de warmtewisselaar dus met 100% relatieve vochtigheid. De gecomprimeerde lucht expandeert vervolgens in de turbine tot op het drukniveau in de koelcel, waarbij de temperatuur verder daalt. Omdat de lucht verzadigd de turbine binnentreedt, zullen bij het expanderen ijsdeeltjes worden gevormd. Omdat bij bevriezing warmte vrijkomt, zal de uitlaattemperatuur van de expander iets hoger zijn. Dit effect is groter naarmate de temperatuur dichterbij het vriespunt komt. De absolute vochtigheid van verzadigde lucht is dan namelijk hoger, zodat meer stollingswarmte vrijkomt.

De koude lucht kan nu rechtstreeks gebruikt worden voor koel- of vriesdoeleinden. In de koelcel neemt de lucht de overtollige warmte op en vervult daarmee zijn koelfunctie. Tenslotte wordt de lucht in de regeneratieve warmtewisselaar verder opgewarmd (en vervolgens afgevoerd). Het bedmateriaal koelt hierbij af, zodat het bed in staat is om in een volgende periode de lucht uit de eerste compressor te koelen. De lucht zal de ijsdeeltjes en het vocht in het bed weer opnemen in de vorm van waterdamp.

Voor het koelen van de lucht na de eerste compressie wordt een normale recuperatieve lucht-lucht warmtewisselaar toegepast. Er zal bij het afkoelen namelijk geen vocht condenseren en/of bevriezen.

5.4 Eigenschappen air cycle

Het grootste voordeel van de air cycle, waarvan in de toekomst verwacht mag worden dat het belang toeneemt, is het koudemiddel: lucht. In vergelijking met andere koudemiddelen vallen de volgende eigenschappen op: niet ontvlambaar, niet giftig, ODP en GWP zijn gelijk aan nul, en overal in voldoende mate en nagenoeg kosteloos verkrijgbaar.

Een nadelige eigenschap van de air cycle is het relatief lage rendement (COP). Dit wordt veroorzaakt door het feit dat het rendement van een Joule-cyclus boven een bepaalde temperatuur van de gevraagde koude principieel lager is dan van een Carnot-cyclus. Beneden deze temperatuur is het precies andersom [AC2, AC4, AC7, AC13].

In de eerste plaats kan worden opgemerkt dat het verschil tussen de COP van een compressiekoelmachine en een air cycle geringer is wanneer het gehele systeem

wordt beschouwd. Bij een compressiekoelunit is de overall-COP (de al eerder genoemde Cosp) aanzienlijk lager dan de COP van de koelmachine zelf vanwege het elektrisch vermogen van de verdamperventilator en het vermogen van de ontdooivoorziening.

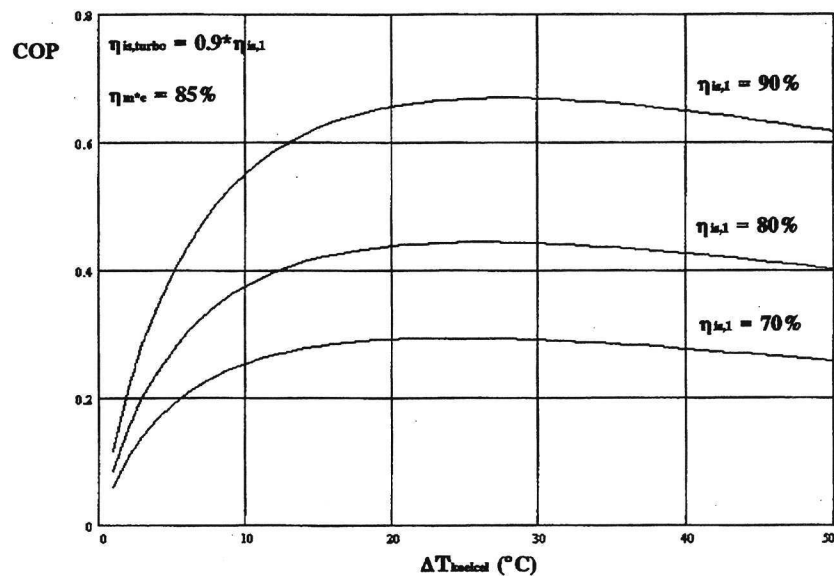
In de tweede plaats heeft de COP van de air cycle nog betrekking op een nieuwe, nog niet uitontwikkelde en dus nog niet geoptimaliseerde technologie. De COP van de air cycle is erg gevoelig voor de isentropische rendementen van de stromingsmachines (compressor, expander) [AC4, AC5, AC13]. In 5.5.2 wordt hierop verder ingegaan.

Het koelvermogen van de air cycle wordt bepaald door het luchtdebiet en het temperatuurverschil tussen de ingeblazen lucht en de retourlucht. In principe is het dus mogelijk eenzelfde koelvermogen te bereiken door het temperatuurverschil te verdubbelen bij halvering van het debiet. De koudefactor (Coefficient of Performance, COP) is echter afhankelijk van het temperatuurverschil over de koelcel.

De COP is gedefinieerd als de verhouding tussen het koelvermogen en de benodigde aandrijfenergie. Voor de in figuur 5.2 getoonde configuratie is de COP (met verwaarlozing van de bijdrage van de uitlaatfan) gelijk aan:

$$COP = \frac{\text{geleverde koude}}{\text{aandrijf energie}} = \frac{\dot{m}_{\text{lucht}} c_p (T_5 - T_{\text{koelcel}})}{\dot{m}_{\text{lucht}} c_p (T_1 - T_{\text{omg}})} = \frac{\Delta T_{\text{koelcel}}}{T_1 - T_{\text{omg}}} = \frac{\Delta T_{\text{koelcel}}}{\eta_{m*el}}$$

In de formule is η_{m*el} het rendement van de aandrijving van de compressor, inclusief het mechanisch en elektrisch rendement van de elektromotor. In figuur 5.3 is een kenmerkend verloop van de COP gegeven als functie van het temperatuurverschil over de koelcel. Duidelijk is te zien dat bij lage waarden voor dit temperatuurverschil de COP hiervoor erg gevoelig is. Het verloop kent een maximum. Bij hogere waarden van het temperatuurverschil neemt de COP weer af, echter in veel geringere mate. In de praktijk is het daarom van belang de installatie te ontwerpen en te bedienen bij temperatuurverschillen van 20 à 25 °C. De waarde van het maximum, alsmede de ligging, zijn vooral afhankelijk van de isentropische rendementen van de stromingsmachines (eerste compressor en turbocharger). Naarmate deze rendementen hoger zijn, is de maximale COP hoger, en treedt deze op bij een hogere waarde van het temperatuurverschil. Toepassing van stromingsmachines met hogere rendementen, en de juiste keuze voor het temperatuurverschil tussen aanvoer- en retourlucht zijn dus van belang voor de prestaties van een air cycle systeem.



Figuur 5.3 COP als functie van $\Delta T_{\text{koelcel}}$.

Een andere eigenschap betreft het verloop van de COP bij veranderende koel- en of buitentemperaturen. Vaak worden voor transportkoelunits koelmachines geselecteerd, die bij een koeltemperatuur van $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ (vriestransport) het gevraagde koelvermogen (effectief) kunnen leveren. Wanneer dezelfde unit wordt ingezet voor koeltransport (gewenste ruimtetemperatuur bijvoorbeeld $0\text{ }^{\circ}\text{C}$), kan deze unit ongeveer twee keer zoveel koudevermogen leveren, terwijl het gevraagde koelvermogen bij $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ juist lager is dan bij $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$. Deze discrepantie zal zich, afhankelijk van de gekozen bedrijfsvoering, uiten in veelvuldig start/stop-gedrag van de koelunit of het werken bij lage deellastpercentages. Het koelvermogen van een air cycle stijgt bij toenemende koeltemperatuur slechts in geringe mate. Dit betekent dat een air cycle unit, gegeven het volume van de laadruimte, zowel voor vriestransportbedrijf als koeltransportbedrijf goed kan worden gedimensioneerd. Een en ander is evenwel afhankelijk van het programma van eisen. Er dient rekening te worden gehouden met de behoefte aan luchtcirculatie, warmteproductie en (deel)afkoeling van de lading.

5.5 Hoofdcomponenten

In de geraadpleegde literatuur wordt meestal een configuratie aanbevolen, waarbij de compressiestap in twee stappen wordt opgedeeld, en de tweede compressiestap dan wordt gecombineerd met de expansiestap middels een turbocharger.

5.5.1 Voorcompressor

In principe zijn diverse compressortypen inzetbaar voor de voorcompressie van de lucht. In [AC14] is geconcludeerd dat schroefcompressoren (isentropische rendementen tot ca 75%) en scrollcompressoren (isentropische rendementen tot ca 72%) het meest geschikt zijn. De einddruk van de voorcompressor wordt echter bepaald door de isentropische rendementen van de turbocharger. Het isentropisch rendement van de voorcompressor bepaalt dan alleen nog de temperatuur na de compressie. Bij turbochargers met hoge rendementen is de benodigde voordruk zo laag, dat ook ventilatoren in aanmerking komen als voorcompressor. Deze optie is niet in de laatste plaats uit oogpunt van geluidsproductie en mogelijke verontreiniging van de lucht door smeerolie zeer interessant.

Voor de aandrijving van de voorcompressor staan in principe dezelfde mogelijkheden ter beschikking als bij de conventionele transportkoelunits (zie 3.1).

5.5.2 Turbocharger

Een turbocharger bestaat uit een compressorwiel en een turbinewiel (expander), die gezamenlijk op een as worden gemonteerd. Het door de expander geleverde vermogen en het door het compressorwiel gevraagde vermogen zijn met elkaar in evenwicht. Het toerental stelt zich hierbij zelf in. Turbochargers worden veel toegepast bij verbrandingsmotoren. De dieselmotoren van vrachtwagens zijn meestal uitgerust met een dergelijke turbocharger. De bedrijfscondities van turbochargers in air cycles zijn echter wezenlijk anders dan bij verbrandingsmotoren.

In de eerste plaats zijn de temperaturen veel lager en zelfs onder omgevingstemperatuur. Dit betekent in de eerste plaats dat de materiaalkeuze anders kan zijn. De expander (huis en wiel) wordt uit hoogwaardige, temperatuurbestendige nikkel/chroom-legeringen vervaardigd [AC16]. Voor een air cycle is goedkoper materiaal mogelijk.

In de tweede plaats kan bij de fabricage de speling tussen het huis en de wielen van de turbocharger klein gehouden worden, omdat onder bedrijfscondities geen uitzetting maar juist krimp optreedt.

Een derde aspect is dat het ontwerp op sommige punten eenvoudiger kan zijn. Bij een turbocharger voor verbrandingsmotoren wordt een hiteschild achter het turbinewiel geplaatst om een te hoge thermische belasting van de lagers en de smeerolie te voorkomen. Ook zijn de lagers aan de turbinekant thermisch ontkoppeld van het turbinehuis, om dezelfde reden. Deze constructieve maatregelen zijn voor lage-temperatuur toepassingen niet nodig.

Uit het bovenstaande volgt dat een aangepast ontwerp van turbochargers wenselijk is. Kostentechnisch wordt dit pas interessant bij grote productie-aantallen, omdat de huidige turbochargers ook in grote aantallen worden geproduceerd.

De isentropische rendementen van turbochargers (afzonderlijke rendementen voor compressorwiel en turbinewiel) kunnen oplopen tot 85% [AC14]. Meestal zijn zij uitgerust met oliegesmeerde glijlagers [AC16].

Uit recente contacten van TNO met een leverancier is gebleken dat er ook turbochargers met zeer hoge isentropische rendementen verkrijgbaar zijn: 81% voor het compressorwiel en 87% voor het turbinewiel bij een luchtdebiet van 0,34 kg/s. Deze luchthoeveelheid is geschikt voor koelvermogens van 7 à 8 kW, die in de transportkoelsector veelvuldig voorkomen. De turbocharger is bovendien uitgevoerd met keramische lagers, zodat een oliesysteem niet nodig is.

In een air cycle verschillen de drukverhoudingen over het compressorwiel en de expander wezenlijk van elkaar, terwijl bij verbrandingsmotoren deze ongeveer aan elkaar gelijk zijn. Voor verbrandingsmotoren geselecteerde compressor/expander-combinaties zijn daarom niet geschikt; compressor en expander dienen voor toepassing in een air cycle afzonderlijk te worden geselecteerd, waarbij de onderlinge afstemming van groot belang is.

5.5.3 Interne warmtewisselaar

Toepassing van een interne warmtewisselaar verhoogt de COP van de air cycle, omdat de lucht kan worden gekoeld alvorens te expanderen in de expander.

Wanneer er geen waterdamp in de lucht aanwezig is, of condensatie/bevriezing van waterdamp niet is te verwachten, kan een recuperatieve warmtewisselaar worden toegepast. Compacte platenwarmtewisselaars komen hiervoor in aanmerking. Dergelijke warmtewisselaars zijn in allerlei afmetingen verkrijgbaar.

Wanneer condensatie of bevriezing van waterdamp optreedt, is een regeneratieve warmtewisselaar nodig. Een dergelijke warmtewisselaar is namelijk in staat zowel warmte als massa (condens en ijs) over te dragen.

Een roterende regenerator, die in de praktijk bijvoorbeeld wordt toegepast bij grote ketels (luchtvoorwarmer), wordt in [AC7] voorgesteld. Een goede afdichting tussen beide zijden van de warmtewisselaar is moeilijk te realiseren, waardoor kortsluitstromen (lucht aan zijde met hoogste druk stroomt naar andere zijde) optreden. Een ander nadeel betreft de aandrijfmotor van de warmtewisselaar.

Een andere variant van een regeneratieve warmtewisselaar is de combinatie van twee vaste bedden, die beurtelings door de afkoelende en opwarmende luchtstroom worden doorstroomd. Dit type is hierboven al beschreven.

5.5.4 Externe warmtewisselaars

Een externe warmtewisselaar is een warmtewisselaar, waarin warmte wordt uitgewisseld tussen de lucht in de air cycle en een stofstroom buiten de air cycle.

Bij een volledig open air cycle ontbreken de warmtewisselaars aan applicatie- en omgevingszijde. Een bij tweetrapscompressie toepasbare intercooler is echter een externe warmtewisselaar. Intercoolers (kruisstroomwarmtewisselaars) worden bij dieselmotoren toegepast, om de voorgecomprimeerde lucht af te koelen. Dergelijke intercoolers zijn ook geschikt voor de air cycle, zodat ook hier een beroep kan worden gedaan op bekende en goedkope technologie.

Bij half-open en volledig gesloten air cycles zijn een warmtewisselaar aan de applicatiezijde en/of de omgevingszijde aanwezig. Ook hier kan gebruik worden gemaakt van luchtkoelers voor verbrandingsmotoren.

5.5.5 Leidingwerk

Het materiaal van de leidingen hangt af van de toepassing van de air cycle [AC8]. Indien hoge eisen gesteld worden aan de kwaliteit van de lucht, is RVS geschikt. De kunststof ABS is geschikt voor tot bepaalde druk/temperatuurcombinaties, zoals 12,5 bar/20 °C of 8 bar/50 °C. De geschiktheid voor temperaturen onder het vriespunt neemt al gauw af; de ondergrens ligt in de buurt van -20 °C. Dit betekent dat ABS niet geschikt is voor vriestransport. Een belangrijk aspect is bovendien dat kunststoffen gevoelig zijn voor sommige minerale oliesoorten en de meeste soorten synthetische olie.

Het bij conventionele units vaak toegepaste koper is ook geschikt voor air cycle units.

5.6 Regeling en bedrijfsvoering

Voor de koelvermogensregeling staan in principe vier mogelijkheden ter beschikking: aan/uit-regeling, toerenregeling, bypass-regeling en smoorregeling.

De *aan/uit-regeling* is een eenvoudige en goedkope manier van koelvermogensregeling. De air cycle is in staat om kort na inschakelen koude te leveren.

Toerenregeling maakt een verregaande aanpassing van het geleverde koudevermogen aan het gevraagde vermogen mogelijk. Een nadeel is dat de stromingsmachines een groot deel van de tijd niet in hun optimale bedrijfspunten werken. Een ander punt is dat frequentie-omvormers 10% extra verlies veroorzaken.

Bij de *bypass-regeling* wordt een deel van de luchtstroom om de compressor of om de interne warmtewisselaar heen geleid. Een dergelijke regeling brengt intrinsiek energetische verliezen met zich mee.

Bij de *smoorregeling* wordt, of bij de compressor, of bij de expander, potentiële energie vernietigd.

Beide laatstgenoemde regelingen introduceren extra verliezen in het systeem. De keuze van de regeling van koelvermogen en temperatuur is afhankelijk van de toegestane band van produkttemperaturen en de vochthuishouding. Een nauwe temperatuurband en hoge luchtvochtigheid vereisen een continue regeling met kleine temperatuurverschillen in koelinstallaties en lading. Mengsystemen voor primaire koellucht en secundaire circulatielucht, en de plaatsing van de regelvoeler verdienen net als bij conventionele koelinstallaties bijzondere aandacht. In het geval van aan/uit-regeling zal, indien de koelunit op vriestransport is ontworpen, bij koeltransport een air cycle unit minder aan/uit-schakelingen hebben dan een conventionele unit. De geringe afhankelijkheid tussen koelvermogen en koelluchttemperatuur bij de air cycle vereist een zorgvuldige dimensionering.

Conventionele units zijn uitgerust met een ontdooivoorziening. Air cycle units die aan de applicatiezijde gesloten zijn, hebben te maken met dezelfde berijpingsproblematiek, zodat ook dan een ontdooivoorziening nodig is.

Bij air cycles die aan de applicatiezijde open zijn, kan ijsvorming achter de expander een probleem zijn. De door de expander geproduceerde ijsdeeltjes zetten zich af aan de wand van de leiding aan de uitlaat. Om dit verschijnsel te beperken, dient de binnenwand van de leiding achter de uitlaat van de expander zo glad mogelijk te zijn, en dienen er zo min mogelijk bochtstukken en diameterveranderingen achter de expander aanwezig te zijn. Een conisch leidingstuk achter de expander, of bekleding van de binnenwand van de leiding achter de expander met bijvoorbeeld teflon behoren ook tot de mogelijkheden. Eventueel kan elektrische ontdooiing van de leiding worden toegepast, al wordt hiermee een van de nadelen van conventionele koelunits (onderbreking koelcyclus en hoger benodigd ontwerpkoelvermogen) bij air cycles geïntroduceerd. Tenslotte kan worden opgemerkt, dat een aan de applicatiezijde open air cycle voor een deel zelfontdooiend is. Indien er ijsafzetting achter de expander optreedt, zal na verloop van tijd de doortocht afnemen (ijsblokkade). Het gevolg is dat de uitlaatdruk van de expander toeneemt, en daarmee ook de uitlaattertemperatuur. Op een gegeven moment zal deze temperatuur boven 0 °C uitkomen, waarna de ijsafzetting kan smelten.

5.7 Onderhoud en betrouwbaarheid

Onderhoud en betrouwbaarheid zijn in de transportkoelsector erg belangrijke criteria.

Stilstandsverliezen vanwege het bijvullen van de koelinstallatie zijn bij een air cycle niet van toepassing. In de meeste literatuur worden lagere onderhoudskosten van air cycles als een van de voordelen ten opzichte van conventionele koelmachines genoemd.

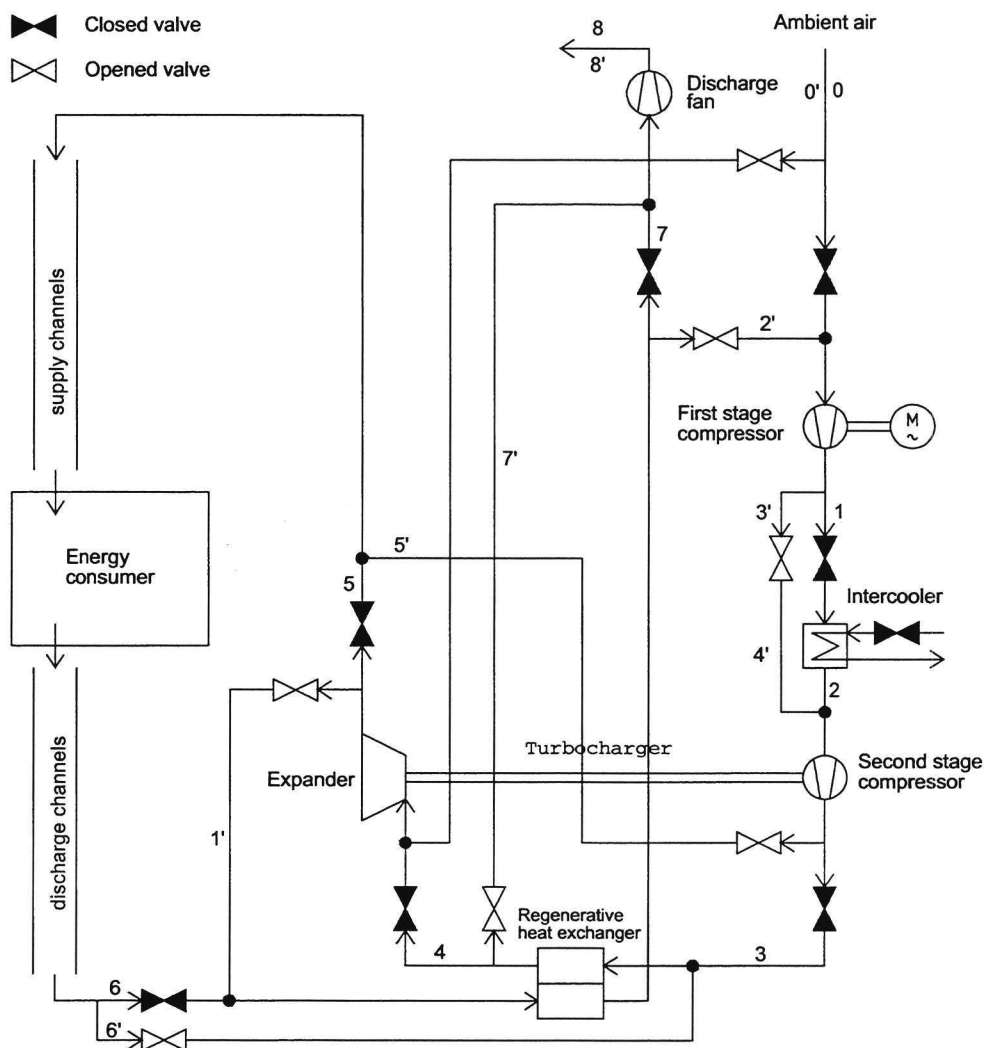
Een ander aspect betreft de bedrijfszekerheid van de koelunit. [AC8] is speciaal aan dit aspect gewijd. In de eerste plaats kan worden genoemd dat de systeemdrukken bij air cycles veel lager zijn (max. ca 4 bara) dan bij conventionele units, zodat de risico's van schade door systeemdrukken kleiner zijn. De stromingsmachines zijn in het geval van moderne produktiemethoden en correcte onderhoudsprocedures erg bedrijfszeker.

5.8 Geluid

Er zijn wettelijke normen voor de maximaal toelaatbare geluidsproduktie van koelunits (65 dB(A) op 7 m afstand). Een air cycle met voorcompressor en turbocharger produceert zowel laag-frequent (voorcompressor, eventuele koelerventilatoren) als hoog-frequent geluid (snelroterende turbocharger). De ervaringen met air cycle testopstellingen laat zien dat de geluidsproduktie dusdanig is, dat geluiddempende maatregelen nodig zijn. Het probleem is technisch goed beheersbaar (toepassing rubberen ondersteuning, geluidsabsorberend materiaal, omkastingen).

5.9 Verwarming

Bij extreem koude buitenklimaat kan het nodig zijn dat de laadruimte verwarmd moet worden. Naast de mogelijkheid van aparte luchtverwarmers biedt een air cycle unit net als conventionele units de mogelijkheid voor warmtepompbedrijf: de afzonderlijke componenten in het systeem worden anders geschakeld. Een voorbeeld van warmtepompbedrijf van een air cycle is in figuur 5.4 gegeven [AC17].



Figuur 5.4 Omschakelbare air cycle (wärmepompmode is getoond).

5.10 Inschatting prestaties, energiegebruik en afmetingen

Zoals boven is beschreven, zijn er diverse configuratiemogelijkheden voor een air cycle unit. De in figuur 5.2 getoonde configuratie zal worden gebruikt om een inschatting te maken van de prestaties en afmetingen van een air cycle unit voor transportkoeling.

Voor het ontwerp van een open air cycle volgens figuur 5.2 heeft TNO een rekenmodel ontwikkeld, waarmee de optredende condities en de prestaties van de air cycle kunnen worden berekend [AC15]. Ten behoeve van dit onderzoek is het model uitgebreid om de invloed van de vochtigheid van de ingenomen omgevingslucht op de prestaties van de air cycle mee te nemen. Het model verlangt de volgende uitgangspunten:

- omgevingstemperatuur t_{amb} (°C)
- omgevingsdruk p_{amb} (Pa)
- relatieve vochtigheid omgevingslucht ψ_{amb} (-)

- temperatuur in laadruimte t_6 (°C)
- temperatuurverschil tussen retourlucht en aanvoerlucht ΔT_{cold_room} (°C)
- gevraagd koelvermogen Q_{cool} (kW)

- isentropisch rendement eerste compressor η_{i1} (-)
- isentropisch rendement compressorwiel turbocharger η_{i2c} (-)
- isentropisch rendement turbinewiel turbocharger η_{i2t} (-)
- isentropisch rendement uitlaatfan η_{i3} (-)
- mechanisch en elektrisch rendement aandrijving en elektromotor t.b.v. eerste compressor η_{mxe1} (-)
- mechanisch rendement compressorwiel turbocharger η_{m2c} (-)
- mechanisch rendement turbinewiel turbocharger η_{m2t} (-)
- mechanisch en elektrisch rendement aandrijving en elektromotor t.b.v. uitlaatfan η_{mxe3} (-)

- temperatuurverschil tussen lucht uit intercooler en omgevingslucht ΔT_{inter_cooler} (°C)
- drukverlies lucht in intercooler Δp_{inter_cooler} (Pa)

- temperatuurverschil tussen afgekoelde lucht uit regeneratieve warmtewisselaar en retourlucht uit laadruimte $\Delta T_{regenerator}$ (°C)
- drukverlies afgekoelde lucht in regenerator $\Delta p_{regenerator}$ (Pa)

De belangrijkste uitgangspunten zijn:

- t_{amb} = 30 °C
- p_{amb} = $1 \cdot 10^5$ Pa
- ψ_{amb} = 0,7
- t_6 = -20 °C
- ΔT_{cold_room} = 20 °C
- Q_{cool} = 10 kW
- η_{i1} = 0,75
- η_{i2c} = 0,81
- η_{i2t} = 0,87
- η_{i3} = 0,65
- η_{mxe1} = 0,9
- η_{mxe3} = 0,9

- Geen intercooler aanwezig

- $\Delta T_{regenerator}$ = 5 °C
- $\Delta p_{regenerator}$ (warme zijde) = 1000 Pa

De belangrijkste resultaten zijn:

- COP van de gehele air cycle unit: 0,58
- aangezogen luchtvolume 0,45 m³/s (1600 m³/h); 0,51 kg/s (1850 kg/h)
- drukverhouding eerste compressor 1,26
- drukverhouding compressorwiel turbocharger 1,24
- drukverhouding turbinewiel turbocharger 1,55
- regeneratieve warmtewisselaar:

<i>Overgedragen warmte:</i>		
– voelbaar	49,4	kW
– latent	23,6	kW
– totaal	73,0	kW
<i>Overgedragen vocht:</i>		
	9,3	g/s
<i>Drukverlies koude zijde:</i>		
	1550	Pa
- ijshoeveelheid in aanvoerlucht ca 0,3 g/s

Voor een koudevermogen van 10 kW is dus ongeveer 17,2 kW aan elektrisch vermogen nodig.

Verder valt op dat de voor de turbocharger benodigde voordruk slechts 1,3 bar bedraagt. Dit betekent dat een ventilator als voorcompressor kan fungeren. Ventilatoren zijn doorgaans stil, en bovendien kan de lagering zo zijn uitgevoerd dat problemen met verontreiniging van de lucht met olie niet zijn te verwachten.

Een zelfde berekening is uitgevoerd in het geval dezelfde air cycle unit wordt ingezet voor koeltransport. Bij deze berekening is ervan uitgegaan dat de stromingsmachines hun rendementen behouden. Het enige uitgangspunt dat is gewijzigd, is de temperatuur in de laadruimte: 0 °C. De resultaten zijn als volgt:

- COP van de gehele air cycle unit: 0,53
- aangezogen luchtvolume 0,45 m³/s (1600 m³/h); 0,51 kg/s (1850 kg/h)
- drukverhouding eerste compressor 1,29
- drukverhouding compressorwiel turbocharger 1,29
- drukverhouding turbinewiel turbocharger 1,66
- regeneratieve warmtewisselaar:

<i>Overgedragen warmte:</i>		
– voelbaar	43,5	kW
– latent	20,0	kW
– totaal	63,5	kW
<i>Overgedragen vocht:</i>		
	8,0	g/s
<i>Drukverlies koude zijde:</i>		
	1650	Pa
- ijshoeveelheid in aanvoerlucht ca 1,3 g/s

Ondanks de hogere koeltemperatuur is de COP lager. Dit is te wijten aan de warmte-ontwikkeling in de expander als het gevolg van het bevriezen (desublimeren) van waterdamp [AC18]. Deze warmte-ontwikkeling consumeert als het ware een deel van het beschikbare koudevermogen, zodat het resterende koudevermogen nagenoeg gelijk is als voor vriestransportbedrijf.

In 5.4 is vermeld dat het voor de COP van een air cycle belangrijk is het verschil tussen aanvoer- en retourtemperatuur van de lucht 20 à 25 °C te laten zijn. Voor vriestransport is het bezwaar van een groot temperatuurverschil minder groot dan voor koeltransport. Plaatselijke uitdroging van de lading dient evenwel voorkomen te worden.

Bij transport van bederfelijke lading onder koelcondities is een minimaal temperatuurverschil optimaal voor het kwaliteitsbehoud van de lading.

In het geval van koeltransport is het van belang dat de producten niet in aanraking komen met de veel koudere lucht. De lucht uit de air cycle dient dan eerst goed gemengd te worden met de lucht in de laadruimte. Dit kan betekenen dat een ventilator in de laadruimte een goede menging moet verzorgen. Enerzijds betekent dit een extra hoeveelheid aandrijfenergie, anderzijds een extra warmtebelasting in de laadruimte. Het eerste effect betekent een lagere COP, het tweede een hoger benodigd koelvermogen.

Bij een open air cycle neemt de regeneratieve warmtewisselaar de meeste ruimte in beslag. Het door TNO ontwikkelde rekenmodel voor het ontwerp van een dergelijke regenerator is gebruikt om een inschatting te maken van de afmetingen. Hierbij is ervan uitgegaan dat de air cycle unit wordt ontworpen voor vriestransport.

De afmetingen van de regenerator worden hoofdzakelijk bepaald door de hoeveelheid over te dragen warmte en vocht, de toegestane drukval, en de afmetingen en soort bedmateriaal. Verder dient de warmtegeleiding in het bedmateriaal, in de lengterichting, beneden bepaalde grenzen te blijven.

De berekeningen tonen aan dat een diameter van 90 cm nodig is. Bij een deeltjesgrootte van 5 mm bedraagt de bedhoogte ongeveer 25 cm; bij 10 mm is de benodigde bedhoogte ongeveer 75 cm. De schakelperiode van de bedden bedraagt in beide gevallen minder dan een halve minuut, zodat relatief veel omgeschakeld moet worden.

In principe is het mogelijk de bedden 90° verdraaid op te stellen, zodat de diameter van het vat de hoogte van de regenerator wordt.

De afmetingen van de regenerator zijn dusdanig, dat het moeilijk zal zijn de afmetingen van een volledig open air cycle unit binnen aanvaardbare grenzen te houden.

Gezien het zojuist aangegeven ongunstige perspectief van een volledig open air cycle voor transportkoeling is een vergelijkbaar rekenmodel voor een half-open air cycle (open aan applicatiezijde) opgesteld. De afvoer van overtollige warmte naar de omgeving vindt plaats in een lucht/lucht-warmtewisselaar tussen de compressor van de turbocharger en de interne warmtewisselaar. Het is gebleken dat zelfs met een relatieve vochtigheid van 100% in de laadruimte de lucht na het afkoelen in de interne warmtewisselaar nog niet 100% verzadigd is. Dit betekent dat condensatie en bevriezing van waterdamp in de interne warmtewisselaar niet is te verwachten; dit treedt alleen achter de expander op. Toepassing van een regeneratieve warmtewisselaar is dus niet nodig, zodat een recuperatieve warmtewisselaar voldoet. Dit heeft gunstige gevolgen ten aanzien van de afmetingen en kostprijs van de unit. De

COP voor vriestransport is vergelijkbaar (0,57). De COP van de half-open air cycle voor koeltransport is echter iets hoger dan bij een open air cycle: 0,56 versus 0,53. Deze waarden zijn gebaseerd op bovengenoemde uitgangspunten, met de volgende uitzonderingen:

- de drukval in de warme zijde van de interne warmtewisselaar bedraagt geen 1000, maar 100 Pa
- de drukval in de omgevingswarmtewisselaar bedraagt 100 Pa
- de lucht wordt in de omgevingswarmtewisselaar afgekoeld tot 10 °C boven de omgevingstemperatuur.

De hoeveelheid over te dragen warmte in de interne warmtewisselaar is bij de half-open air cycle beduidend minder dan bij de open air cycle. Voor vriestransport blijkt 25 kW te worden overgedragen; bij de open air cycle is dit 73 kW. Voor koeltransport wordt 15 kW over gedragen, tegenover 64 kW bij een open air cycle.

Bij toepassing van een secundaire geforceerde koelluchtcirculatie is de Cosp van de air cycle variant lager dan de gevonden COP-waarden. Vergelijking met conventionele koelsystemen is slechts mogelijk op basis van jaargemiddelde Cosp-waarden. De beschikbare gegevens zijn hiervoor onvoldoende. De verwachting is evenwel dat de jaargemiddelde Cosp-waarden van air cycle koelsystemen vergelijkbaar zijn met jaargemiddelde Cosp-waarden van conventionele koelinstallaties.

Bij conventionele koelunits bedraagt de luchtsnelheid 15 à 20 m/s, teneinde een worpafstand van 8 à 10 m te realiseren. De lucht uit de air cycle heeft deze snelheid indien de binnendiameter van de leiding tussen de expander en de laadruimte 15 tot 18 cm bedraagt.

5.11 Conclusies en aanbevelingen

Conclusies

- De toepassing van het air cycle concept voor transportkoeling is technisch zonder meer haalbaar.
- Een air cycle systeem, dat naar de omgeving toe gesloten is en naar de applicatie (laadruimte) toe open is, biedt de beste perspectieven in verband met ruimtebeslag, gewicht, eenvoud, storingsgevoeligheid en investeringskosten.
- Door het ontbreken van informatie over het jaarlijks energiegebruik van conventionele transportkoelsystemen kan de vraag of een air cycle transportkoelsysteem energiezuiniger is, nog niet worden beantwoord. De verwachting is dat op jaarbasis het energieverbruik vergelijkbaar is.
- Een mengsysteem koellucht-circulatielucht lijkt noodzakelijk om (te) grote temperatuurverschillen in laadruimte en lading te voorkomen.
- De voordelen van een (alleen naar de omgeving toe gesloten) air cycle systeem voor transportkoeling zijn:

- Lucht is koudemiddel: niet ontvlambaar; niet giftig; ODP en GWP zijn gelijk aan nul; overal en kosteloos verkrijgbaar; aan systeemlektheid worden lagere eisen gesteld; lekverliezen worden automatisch aangevuld.
- Koelvermogen verandert niet veel bij verandering van gewenste koeltemperatuur: dit betekent dat een voor vriestransport ontworpen air cycle unit weinig groter zal zijn voor koeltransport. Dit leidt tot hogere deellastpercentages of minder aan/uit-schakelingen (afhankelijk van gekozen bedrijfsvoering).
- Een air cycle kan gemakkelijk naar zeer lage koeltemperaturen.
- Weinig onderhoud.
- Betrouwbaar/bedrijfszeker.
- Geen ontdooivoorziening nodig.

De nadelen van een (alleen naar de omgeving toe gesloten) air cycle systeem voor transportkoeling zijn:

- Het verschil tussen de temperaturen van de aanvoer- en retourlucht moet groot zijn ($>20\text{ }^{\circ}\text{C}$). Om direct contact tussen (te) koude aanvoerlucht en produkt te vermijden, en/of om een voldoende luchtsnelheid te creëren, is mogelijk een ventilator in de laadruimte nodig. Dit leidt tot (iets) hogere investeringskosten, lagere COSP en een hogere koelvraag.
- Afhankelijk van de geselecteerde stromingsmachines kan er gevaar zijn voor verontreiniging van de aanvoerlucht met smeerolie.
- Vooral voor koeltransport kan ijsvorming achter de expander een probleem zijn.
- Het geluidsniveau kan -zonder extra maatregelen- te hoog zijn.

Aanbevelingen

- Gezien de resultaten van het vooronderzoek verdient het aanbeveling een ontwikkelingstraject voor een half-open air cycle systeem (met secundaire koel-luchtcirculatie) voor transportkoeling op te starten in samenwerking met een potentiële producent. Een eerste stap zou een techno-economische haalbaarheidsstudie kunnen zijn.

6. Conclusies en aanbevelingen

Conclusies

Conventionele transportkoelsystemen:

1. Uit de analyse van de besparingsmogelijkheden blijkt dat er tal van mogelijkheden zijn om significant energie te besparen bij ontwerp, samenbouw en bedrijfsvoering van transportkoelunits. Besparingen in de orde van 20 tot 40% lijken in principe mogelijk, waarbij moet worden gerealiseerd dat alle bij de analyse genoemde besparingsmogelijkheden niet zonder meer kunnen worden opgeteld.
2. Tal van belemmeringen treden echter op bij de realisatie van besparingsmogelijkheden bij conventionele koelunits, zoals extra kosten, grotere gevoeligheid voor storingen, onbekendheid met nieuwe technieken bij servicepersoneel, onbekendheid met of het domweg niet geïnteresseerd zijn in het energiegebruik, de besparingsmogelijkheden en de energiekostenbesparingen.
3. Voor een goede afweging van de effecten van energiebesparende maatregelen ontbreekt een bruikbaar model waarin de van belang zijnde aspecten, zoals productkwaliteit, isolatiekwaliteit, luchtdebiet, energiegebruik, kosten etc., zijn opgenomen.

Sorptie-koelsystemen:

4. Zowel absorptie- als adsorptiekoeling biedt voordelen ten opzichte van compressiekoeling, met name op het gebied van energiegebruik en geluidsproductie.
5. Toepassing van sorptiesystemen is technisch haalbaar.
6. Door het benutten van energie uit de uitlaatgassen of het motorkoelwater, kan een energiebesparing tot 75% bereikt worden.

Air cycle koelsystemen:

7. De toepassing van het air cycle concept voor transportkoeling is technisch zonder meer haalbaar.
8. Een air cycle systeem, dat naar de omgeving toe gesloten is en naar de applicatie (laadruimte) toe open is, biedt de beste perspectieven in verband met ruimtebeslag, gewicht, eenvoud, storingsgevoeligheid en investeringskosten.
9. Door het ontbreken van informatie over het jaarlijks energiegebruik van conventionele transportkoelsystemen kan de vraag of een air cycle transportkoelsysteem energiezuiniger is, nog niet worden beantwoord. De verwachting is dat op jaarbasis het energieverbruik vergelijkbaar is.
10. De voordelen van een (alleen naar de omgeving toe gesloten) air cycle systeem voor transportkoeling zijn:
 - Lucht is koudemiddel: niet ontvlambaar; niet giftig; ODP en GWP zijn gelijk aan nul; overal en kosteloos verkrijgbaar; aan systeemlektheid worden lagere eisen gesteld; lekverliezen worden automatisch aangevuld.

- Koelvermogen verandert niet veel bij verandering van gewenste koeltemperatuur: dit betekent dat een voor vriestransport ontworpen air cycle unit weinig groter zal zijn voor koeltransport. Dit leidt tot hogere deellastpercentages of minder aan/uit-schakelingen (afhankelijk van gekozen bedrijfsvoering).
- Een air cycle kan gemakkelijk naar zeer lage koeltemperaturen.
- Weinig onderhoud.
- Betrouwbaar/bedrijfszeker.
- Geen ontdooivoorziening nodig.

De nadelen van een (alleen naar de omgeving toe gesloten) air cycle systeem voor transportkoeling zijn:

- Het verschil tussen de temperaturen van de aanvoer- en retourlucht moet groot zijn ($>20\text{ }^{\circ}\text{C}$). Om direct contact tussen (te) koude aanvoerlucht en produkt te vermijden, en/of om een voldoende luchtsnelheid te creëren, is mogelijk een ventilator in de laadruimte nodig. Dit leidt tot (iets) hogere investeringskosten, lagere COP van het gehele systeem en een hogere koelvraag.
- Afhankelijk van de geselecteerde stromingsmachines kan er gevaar zijn voor verontreiniging van de aanvoerlucht met smeerolie.
- Vooral voor koeltransport kan ijsvorming achter de expander een probleem zijn.
- Het geluidsniveau kan - zonder extra maatregelen - te hoog zijn.

Aanbevelingen

Conventionele transportkoelsystemen:

1. Energetische optimalisatie van een representatieve commercieel verkrijgbare koelunit, in samenwerking met een of meer producenten/leveranciers van transportkoelunits; hierbij wordt zoveel mogelijk rekening gehouden met eerdergenoemde belemmeringen. Het resultaat dient als praktijkontwikkeling en demonstratie van wat technisch/economisch mogelijk is. Producenten/-leveranciers kunnen vervolgens deze technieken gaan toepassen bij hun producten.
2. Ontwikkeling van een praktisch en multifunctioneel systeemmodel waar de invloed van energiebesparende maatregelen kunnen worden bepaald, rekening houdend met belangrijke aspecten van transportkoeling.
3. Ontwikkeling van een luchtcirculatiesysteem dat aan de eisen van lading en koelinstallatie optimaal voldoet (energetisch en conditioneringstechnisch).
4. Participatie bij de technische voorbereiding en ontwikkeling van een Europees energielabelling systeem, teneinde invloed te kunnen uitoefenen op de inhoud hiervan en het energiebewustzijn van de sector te stimuleren.

Sorptie-koelsystemen:

5. Gezien de enorme energiebesparingsmogelijkheden, wordt aanbevolen een ontwikkelingstraject in te zetten, in samenwerking met een producent. Dit traject zal beginnen met een keuze voor absorptie of adsorptie, gevolgd door een technisch-economische evaluatie van het gekozen principe.

Air cycle koelsystemen:

6. Gezien de resultaten van het vooronderzoek verdient het aanbeveling een ontwikkelingstraject voor een half-open air cycle systeem (met secundaire koel-luchtcirculatie) voor transportkoeling op te starten in samenwerking met een potentiële producent. Een eerste stap zou een techno-economische haalbaarheidsstudie kunnen zijn.

7. Referenties

7.1 Referenties hoofdstuk 1,2,3

- [1] IIR Guide to refrigerated transport, International Institute of Refrigeration, Parijs, 1995.
- [2] Productinformatie TRS transportkoeling, Willems en Jansen B.V. Transportkoeling.
- [3] Productinformatie Govers ET.
- [4] Productinformatie Thermo King, Gresco Transportkoeling B.V.
- [5] Productinformatie Carrier Transicold.
- [6] Productinformatie Frigoblock, Grosskopf GmbH.
- [7] ATP.
- [8] C.M.A. Jansen, R.J.M. van Gerwen: Risk assessment of the application of flammable refrigerants, TNO-rapport R95-189, Apeldoorn, juni 1995.
- [9] Revue Generale du Froid, Special transports frigorifiques, Nr. 949/10-december 1994.
- [10] F. Stouthart, Toename van Multi-temperatuursystemen bij koeltransport, Koude Magazine april 1996, pag. 8-11.
- [11] Dichtung und Wahrheit, Test von sechs Kühlaufliegern, Transporting 1/96, pag. 14-19.
- [12] J.J.H. van Kesteren en R.J.M. van Gerwen, Toepassing van R134A in een transportkoelunit voor vrachtwagens, Koude en Luchtbehandeling, december 1993.
- [13] E. Gottfried, Probleme der Transportkühlung, KI Klima-Kälte-Heizung 1/1990, pag. 12-17.
- [14] H.F.Th. Meffert, Milieubescherming en energiebesparing bij koelvoertuigen en koeltransport, Vertaling van een rapport van een werkgroep van Transfrigoroute Deutschland, Koeltechniek, december 1985, pag. 326-334.

- [15] H.F.Th.Meffert, Discussie n.a.v. het rapport van de werkgroep 'Milieubescherming en energiebesparing' Transfrigoroute Deutschland, Koeltechniek, december 1985, pag. 335-339.
- [16] H.F.Th.Meffert, Het koelvoertuig:element in drie systemen, Koeltechniek, maart 1994, pag. 52-58.
- [17] Proceedings international seminar 'Refrigerated Transport', May 17, 1995, Prague, Czech Republic.
- [18] Interview met de heer J. Jansen van Willems en Jansen B.V. Transportkoeling, Aalsmeer.
- [19] Interview met de heer H. Govers van Govers ET B.V., Chaam.
- [20] Interview met de heer B. ten Dam van Grenco Transportkoeling B.V., Apeldoorn.
- [21] Interview met de heren P. den Houdijker en E. Oude Bennink van Carrier Transicold Netherlands B.V., Zoetermeer.

7.2 Referenties hoofdstuk 4

- [1] Izquierdo, M. and E. Martín, The engine exhaust gases as energy source of an air condensed mobile absorption machine, 19th International Congress of Refrigeration, Volume IIIa, pp.329-336, The Hague, The Netherlands, August 1995.
- [2] Riffat, S.B., C.W. Wong and N. Shankland, Automobile Air-Conditioning Using a Rotary Absorption/Recompression System, Applied Energy 49 (1994), pp. 9-16.
- [3] Ghassemi, B., Theoretical study of absorption refrigeration for vehicle applications, 17th International Congress of Refrigeration, pp.258-261, Vienna, Austria, August 1987.
- [4] Alhusein, M.A. and G. Inayatullah, Automobile vapour absorption air conditioning system utilising exhaust waste heat: Analysis and design, 2nd International Conference on Refrigeration and Air Conditioning, pp. 185-197, Amman, Jordan, 1992.
- [5] Stierlin, H., Große Reduktion des Energieverbrauches bei den lautlosen Kühltischen - Eine neue Generation von Absorptions-Kühltischen, Ki Klima Kälte Heizung, Heft nr. 9 (1980), Seite 363-368.

- [6] Ohuchi, T. et al., A study on hot-water driven air-cooled absorption refrigeration machine, International Refrigeration Conference, pp. 275-280, Purdue, USA, 1994.
- [7] Informatie uit telefoongesprek met de heer Rijkeboer van TNO Wegtransport, 14/11/1996.
- [8] Informatie uit telefoongesprek met de heer Kruithof van DAF Trucks, 2/12/1996.
- [9] Niebergall, W., Sorptions-Kältemaschinen Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York, 1981.
- [10] Alefeld, G. and R. Radermacher, Heat Conversion Systems, CRC Press, BocaRaton USA, 1994.
- [11] Ayala, R. et al., Experimental assessment of an ammonia/lithium nitrate absorption cooler operated on low temperature geothermal energy, Heat Recovery Systems & CHP, Vol. 14, No. 4, pp. 437-446, 1994.
- [12] Han Baoqi et al., A study on zeolite molecular sieve adsorption refrigeration using exhaust heat from diesel engine, International Conference on Energy saving and Refrigeration, Xian, China, 1986.
- [13] Gentner, H. et al., Zeolith/Wasser oder R134a für Pkw-Klimatisierung?, Ki Luft- und Kältetechnik 6, pp. 288-293, 1994.
- [14] Eichengrün, S. and E.R.F. Winter, Zeolith/Wasser Adsorptions-kälteaggregate, Ki Luft- und Kältetechnik 3, pp. 112-118, 1994.
- [15] Gromes, H. et al., Berechnung und Auslegung einer Adsorptionswärmepumpe, HLH Band 45, Nr. 11, pp. 576-578, 1994.
- [16] Ludwig, J., Adsorptionswärmepumpe mit 2 Adsorbern, Brennstoff Wärme Kraft Band 47, Nr. 3, pp. 94-96, 1995.
- [17] Cacciola, G. and G. Restuccia, Progress on adsorption heat pumps, Heat Recovery Systems & CHP, Vol. 14, No. 4, pp. 409-420, 1994.
- [18] Miles, D.J. and S.V. Shelton, Design and testing of a solid-sorption heat-pump system, Applied Thermal Engineering, Vol. 16, No. 5, pp. 389-394, 1996.
- [19] Brochure Kali-Chemie AG, Hannover, Bondsrepubliek Duitsland.

- [20] Brochure CECA SA, La Défense-Paris, Frankrijk.

7.3 Referenties hoofdstuk 5

- [AC1] Henatsch, A., J. Eliaz en J. Morgenstern
Kraft-Wärme-Kälte-Kopplung mit dem Kältemittel Luft
Ki Luft- und Kältetechnik 1/1994.
- [AC2] Kinne, L.
Luft als Kältemittel
Ki Luft- und Kältetechnik 5/1994.
- [AC3] Morgenstern, J. en A. Henatsch
Entwicklungsansätze zur Waggonklimatisierung mit der
Kaltluftkältemaschine
Ki Luft- und Kältetechnik 5/1996.
- [AC4] Kruse, H. en M. Kauffeld
Kaltluftkältemaschinen nach dem Joule-Prozeß
Ki Klima-Kälte-Heizung 5/1990.
- [AC5] Perilhon, C., A. Lanlignel en J. Andrezejewski
Climatiseur/réfrigérateur à air, sans fluide intermédiaire
Rev. Gen. Froid, maart 1993.
- [AC6] Kruse, H. en S. Sicars
Technical Potential for Refrigeration, Air Conditioning and Heat Pump
Applications of Air Cycle Systems
Proceedings of the International Conference New Applications of Natural
Working Fluids in Refrigeration and Air Conditioning, Hannover, May
1994.
- [AC7] Sicars, S. en H. Kruse
Air Cycle Systems for Transport Refrigeration
Proceedings of the International Conference New Applications of Natural
Working Fluids in Refrigeration and Air Conditioning, Hannover, May
1994.
- [AC8] Brown, T., D.M. Holder and A.J. Gigiel
Safety Aspects of Air Cycle Refrigeration and Heat Pump Systems
Proceedings of the 19th International Congress of Refrigeration, The
Hague, August 1995.

- [AC9] Murphy, S. en J.A. McGovern
Potential Heat Pump and Refrigeration Applications
Proceedings of the International Seminar on Air Cycle Heat Pump and Refrigeration Systems, Langford (1995).
- [AC10] Adolph, U.
Possibilities and Limits of Using Natural Refrigerants in Air-Conditioning Systems for Railway Cars
Proceedings of the International Conference New Applications of Natural Working Fluids in Refrigeration and Air Conditioning, Hannover, May 1994.
- [AC11] Henatsch, A. en J. Eliaz
Nutzung der Abgasenergie von Verbrennungsmotoren zur Kälteerzeugung mittels einer Kaltluft-Kältemaschine
Energianwendung + Energietechnik (41), september 1992.
- [AC12] Henatsch, A.
Die Kaltluft-Kältemaschine für den Einsatz in Transportladeräumen
Wissenschaftliche Zeitschrift der Hochschule für Verkehrswesen Dresden 30, 3 (1983).
- [AC13] Kauffeld, M., H. Koenig en H. Kruse
Theoretical and experimental evaluation of the potential of air cycle refrigeration and air conditioning.
Proceedings of the XVIIIth International Congress of Refrigeration, Montreal, August 1991.
- [AC14] Gerwen, van, R.J.M., B.J.C. Van der wekken, K. Gleeson, J.A. McGovern, S. Engelking, H. Kruse, J.S. Fleming, D.M. Holder, T. Brown en A.J. Gigiel
Environmentally benign air cycle heat pumps and refrigeration systems. Final report of the EC project contract JOU2-CT92-0078, december 1995.
- [AC15] Wekken, van der, B.J.C, en R.J.M. van Gerwen
Development of an air cycle plant
Proceedings of the 19th International Congress of Refrigeration, The Hague, August 1995.
- [AC16] Mayer, M.
Abgasturbolader
Verlag Moderne Industrie AG, Landsberg/Lech, Zweite Auflage, 1995.

- [AC17] Gerwen, van, R.J.M. en M.J.E. Verschoor
Feasibility of Air Cycle Systems for Building Air Conditioning Systems
Applications for Natural Refrigerants, International Conference 3-6
September 1996, Aarhus, Denmark.
- [AC18] Fleming, J.S., L. Li, P. Guillaud en B.J.C. van der Wekken
Environmentally Benign Air Cycle Heat Pumps and Refrigeration
Systems
Part 5: The Effect of Water on Coefficient of Performance
Proceedings of the International Conference New Applications of Natural
Working Fluids in Refrigeration and Air Conditioning, Hannover, May
1994.
- [AC19] Informatie Forschungszentrum für Kältetechnik und Wärmepumpen
GmbH, Hannover.

7.4 Lijst van commentaargevers op het conceptrapport

- [1] FOCWA (de heer W.J. Barnas).
- [2] Transfrigoroute Holland (mevrouw Mr. F.J. Lamaker-de Vries).
- [3] Dipl.ing. H. F. Th. Meffert.
- [4] TNO-Voeding (de heer Ir. P.C. Moerman).
- [5] ATO-DLO (de heer Dr.ir. J. Sillekens).
- [6] RIVO-DLO (de heer Dr.ir. C. Keizer).
- [7] TU-Delft (de heer Prof.ir. H. van der Ree).
- [8] NOVEM (de heer Ir. A. Brouwer).

8. Verklarende woorden- en afkortingenlijst

CFK	Chloor-fluor-koolwaterstoffen. Dit zijn de koudemiddelen met het grootste ozonlaag afbrekende effect.
HCFK	Hydro- chloor-fluor-koolwatersoffen. Deze koudemiddelen worden sneller afgebroken en veroorzaken geen of weinig ozon afbraak.
HFK	Hydro-fluor-koolwaterstoffen. Dit zijn de koudemiddelen welke niet gevaarlijk zijn omdat ze geen chlooratomen bevatten.
ODP-getal	Afkorting voor Ozone Depletion Potential, een waarde-oordeel over het ozonlaag aantastende effect door een koudemiddel.
GWP-getal	Afkorting voor Global Warming Potential, een waarde-oordeel over de bijdrage in de tijd aan het broeikaseffect door een koudemiddel. Voor de GWP-gevaarlijke gassen wordt het effect vergeleken met het effect van CO ₂ .
COP	De COP (Coefficient Of Performance) is de verhouding tussen het nuttige koelvermogen en het aandrijfvermogen voor alleen de compressor, zonder de vermogens van de overige verbruikers (bijvoorbeeld ventilatoren).
COSP	De COSP (Coefficient Of System Performance) is de verhouding tussen het nuttige koelvermogen en het totale aandrijfvermogen voor de koelunit, dus van de compressor en alle overige hulpvermogens.
Carnotrendement	Het Carnotrendement is gedefinieerd als de werkelijke COSP ten opzichte van de maximaal haalbare COSP. Het maximaal haalbare is het Carnotproces: de ideale $COP_{carnot} = T_{koud} / (T_{omgeving} - T_{koud})$ met T uitgedrukt in K.
K	De absolute temperatuur, uitgedrukt in graden Kelvin.

9. Verantwoording

Naam en adres van de opdrachtgever:

Sector Verkeer en Vervoer
Postbus 8242
3503 RE UTRECHT

Namen en functies van de projectmedewerkers:

Ing. H. Schiphouwer	-	onderzoekleider
Ir. R.J.M. van Gerwen	-	researchmedewerker
Ir. H. van der Stoel	-	researchmedewerker
Ir. M.J.E. Verschoor	-	researchmedewerker

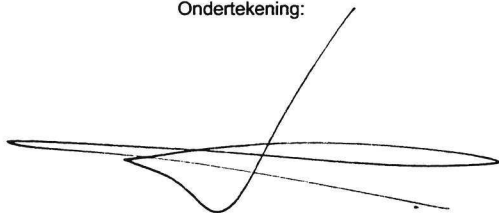
Namen van instellingen waaraan een deel van het onderzoek is uitbesteed:

-

Datum waarop, of tijdsbestek waarin, het onderzoek heeft plaatsgehad:

Juni 1996 - januari 1997

Ondertekening:



Ing. H. Schiphouwer
onderzoekleider

Goedgekeurd door:



Ir. R.J.M. van Gerwen
afdelingshoofd

Bijlage 1 Hoofdaspecten ATP

Algemene beschrijving

ATP (Agreement on the international carriage of perishable foodstuffs and on the special equipment to be used for such carriage) is een internationaal verdrag in het kader van de Verenigde Naties dat betrekking heeft op het grensoverschrijdend transport van bederfelijke levensmiddelen. Het verdrag is in 1970 opgesteld en sindsdien zijn alle landen van de Europese Unie, de meeste landen in midden, Oost en Zuid Europa en de Verenigde Staten tot het verdrag toegetreden. de VS passen ATP niet op hun grondgebied toe.

Het ATP-verdrag bevat de volgende elementen.

- Kwaliteitseisen aan een geïsoleerde laadruimte of tank (isolatiewaarde en functionaliteit), op basis van een (type) keuring van een nieuw exemplaar (bepaling k-waarde van de laadruimte) leidend tot een klasse-indeling: klasse N (normaal geïsoleerd); lager dan $0,7 \text{ W/m}^2\text{K}$; klasse R (zwaar geïsoleerd): lager dan $0,4 \text{ W/m}^2\text{K}$. Bij bestaande voertuigen wordt periodiek (om de zes jaar) de kwaliteit van de laadruimte beoordeeld.
- Kwaliteitseisen aan de koelunit, op basis van een (type) keuring van een nieuw exemplaar (bepaling koelvermogen, luchtdebiet en functionaliteit); bij bestaande voertuigen wordt periodiek (om de zes jaar) de kwaliteit van de koelunit beoordeeld.
- Het voor een specifieke laadruimte benodigde koelvermogen is vastgelegd, met inachtneming van een standaard veiligheidsfactor.
- Goedgekeurde laadruimten en tanks worden voorzien van lettercombinaties en de maand en het jaartal van uiterste geldigheid. De lettercombinaties geven de mate van isolatie (normaal of zwaar), het soort koeling of verwarming, en de temperatuurklasse. FRC betekent bijvoorbeeld zwaar geïsoleerd met een mechanische koelinstallatie die in staat is temperaturen tussen $+12$ en $-20 \text{ }^\circ\text{C}$ te handhaven.
- Toegestane temperaturen van diverse (diep)gevroren voedingsprodukten tijdens het transport.

ATP-Keuringen

Keuringen vinden, afhankelijk van het soort keuring, plaats in een beschutte ruimte of in een speciaal hiertoe ingericht Teststation. In Nederland is dit gevestigd in Zevenhuizen (bij Gouda). TNO is door de Rijksdienst voor het Wegverkeer aangewezen om hier de keuringen uit te voeren.

Hieronder volgen de verschillende soorten keuringen.

– *(Type)keuring van nieuwe voertuigen*

Nieuwe voertuigen kunnen aan ATP-certificaat krijgen op basis van een ‘tunneltest’ in het ATP Teststation, waarbij de isolatiewaarde (k-waarde) wordt bepaald.

Voor nieuwe voertuigen van eenzelfde type bestaat de mogelijkheid een typekeuring uit te voeren. Hiertoe wordt een representatief exemplaar van dit type in het ATP-Teststation beproefd; in het ATP-verdrag is nauwkeurig omschreven wat onder eenzelfde type wordt verstaan. De resultaten van de (type)keuring worden vastgelegd in een keuringsrapport dat internationaal wordt geaccepteerd als basis voor een ATP-certificaat.

Met een typekeuringsrapport, dat zes jaar geldig is, kunnen maximaal 100 exemplaren van hetzelfde type een ATP-certificaat krijgen; bij meer dan 100 exemplaren bepaalt de RDW hoeveel exemplaren een typekeuring moeten ondergaan. Voor de thermische installatie (koelunit) geldt eenzelfde systeem van typekeuring, echter vooralsnog zonder de beperking in geldigheidsduur of maximum aantal exemplaren.

Voordat een ATP-certificaat voor een voertuig wordt afgegeven, controleert de RDW of het voertuig gelijk is aan het exemplaar van de typekeuring (gelijkvormigheidscontrole). Dit moet geschieden vóór de eerste ingebruikname van een voertuig. De geldigheidsduur van een certificaat is 6 jaar.

– *Zichtkeuring*

Na 6 jaar kan op basis van een zichtkeuring (controle van de toestand van de laadruimte en de thermische installatie, visueel en met een ‘pull down test’) het certificaat met steeds drie jaar worden verlengd. Deze zichtkeuring hoeft niet plaats te vinden in het ATP-Teststation maar kan plaatsvinden op een beschutte plek, mits de buitentemperatuur niet beneden 15 °C is.

– *Doelmatigheidsbeproeving*

Op basis van een doelmatigheidsbeproeving (stationair vollastbedrijf met extra inwendige verwarming gedurende 12 uren, uitgevoerd in het ATP-Teststation), wordt de combinatie laadruimte-koelunit gecertificeerd. Dit geldt voor zowel nieuwe als gebruikte combinaties. Het certificaat is steeds 6 jaar geldig.

– *Typekeuring van nieuwe koelunits*

In een calorimeteropstelling in een ATP Teststation wordt het koelvermogen als functie van de luchttemperatuur bepaald. Dit leidt tot een (type) certificaat voor een koelunit. Een typekeuringsrapport is vooralsnog geldig voor een onbeperkt aantal koelunits. De bepalingen op dit gebied worden naar verwachting binnenkort aangepast.