



hoofdgroep

EQUIPMENT

code

E1

COMPRESSOREN

Ir. E.B. Wissink

Inhoudsopgave

INHOUDSOPGAVE	3
STUDIEHANDLEIDING VAN DE MODULE E1 'COMPRESSOREN'	5
Hoofdstuk 1 TOEPASSING VAN COMPRESSOREN	7
Hoofdstuk 2. COMPRESSORTYPEN	9
2.1 Inleiding	9
2.2 Hermetische compressoren	9
2.3 Semi-hermetische compressoren	10
2.4 Open compressoren	10
2.5 Indeling naar compressiemethode	10
2.6 Marktverdeling	11
Hoofdstuk 3 COMPRESSIEPROCES EN RENDEMENTEN	13
3.1 Inleiding	13
3.2 De COP of Coefficient Of Performance	13
3.3 Theoretisch maximale COP volgens Carnot	14
3.4 "ideale" compressie	15
3.5 Verliezen van de compressor	17
Hoofdstuk 4 ZUIGERCOMPRESSOREN	25
4.1 Inleiding	25
4.2 Oliesysteem	26
4.3 Taatslager	27
4.4 Asafdichting	28
4.5 Zuigersysteem	30
4.6 Olie	30
4.7 Klepsystemen	31
4.8 Capaciteitsregeling zuigercompressoren	33
4.9 Toepassingsgrenzen zuigercompressor	34
4.10 Samenvatting van de zuigercompressor	37
Hoofdstuk 5 SCHROEFCOMPRESSOREN	38
5.1 Inleiding	38
5.2 Werkingsprincipe	38
5.3 Capaciteitsregeling bij een schroefcompressor	41
5.4 Kenmerken van schroeven	42
5.5 Toepassingsgrenzen	43
5.6 Economizer	43
5.7 voor- en nadelen van de schroefcompressor	44
Hoofdstuk 6 SCHOTTENCOMPRESSOR	46
6.1 Inleiding	46
6.2 Rolzuigercompressor	46
6.3 Schottencompressor	47
Hoofdstuk 7 CENTRIFUGAALCOMPRESSOREN	48
7.1 Werkingsprincipe	48
7.2 Karakteristieken van de centrifugaalcompressor	50
7.3 Capaciteitsregeling	50
7.4 Kenmerken	51
Hoofdstuk 8 SCROLLCOMPRESSOREN	52
8.1 Inleiding	52
8.2 Werking van de scrollcompressor	52
8.3 Voor- en nadelen van de scrollcompressor	53

Hoofdstuk 9 TWEETRAPS COMPRESSIE	54
9.1 Waarom tweetraps systemen?	54
9.2 Toepassingsgebied	55
9.3 Selectie van een tweetraps/compound compressor	56
9.4 Opstarten van een tweetraps compressor	56
Hoofdstuk 10 SELECTIEPROCES EN TOTAL COST OF OWNERSHIP	58
10.1 Inleiding	58
10.2 Total Cost of Ownership	58
10.3 Analyse van de koude behoefte en draaiuren	60
10.4 Systeem en compressorkeuze	63
10.5 Selectie van electromotor en frequentieregelaar	68
Hoofdstuk 11 DE COMPRESSOR IN BEDRIJF	76
11.1 Inleiding	76
11.2 Het opstellen van de compressor	76
11.3 Trillingen	76
11.4 Geluid	78
11.5 Olie	81

Stichting Post HBO Koudetechniek, 2014

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

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

STUDIEHANDLEIDING VAN DE MODULE E1 'COMPRESSOREN'

Gegevens

Code:	E1
Opleiding:	Post-HBO Opleiding Koudetechniek
Aantal lesuren:	22 uur
Zelfstudie:	1 uur per contactuur
Opsteller:	ir. H.H. van der Linden versie 1 Ir. E.B. Wissink versie 2

Doelstelling

Het leren selecteren van compressoren voor toepassing in koude installaties, gebaseerd op:

1. Het kennen van de verschillende typen compressoren. Het begrip ontwikkelen wat een compressor is en doet, ook in termen van rendementen;
2. Het kunnen beschrijven van de compressor karakteristieken en het kunnen benoemen van de voor- en nadelen van de verschillende typen;
3. Het ontwikkelen van inzicht in de aspecten die bij de selectie van compressoren een rol spelen. Het leren beheersen van het selectieproces van compressoren en m.n. de 'waaroms' van keuzes kunnen uitleggen!
4. De effecten van keuze koudemiddel op de compressor begrijpen;
5. Het inzicht hebben in het 'waarmee verder rekening te houden' bij de toepassing en de plaatsing van compressoren zoals geluid- en trillingen, oliekeuze;
6. Het illustreren van mogelijke problemen veroorzaakt door fouten in de toepassing.

Noodzakelijke voorkennis

Het volgen van het vak vereist geen specifieke voorkennis anders dan thermodynamica en technisch inzicht in machines op HBO niveau, alsmede eerdere in de cursus behandelde stof, waarbij m.n. verwezen wordt naar de modules S1, S2 en F3.

Toetsing van de module A3 'Compressoren'

De opgedane kennis en vaardigheden worden d.m.v. een schriftelijk tentamen/examen getoetst. Daarnaast vindt toetsing plaats in het 'Afstudeerproject', waarin in projectgroepen een complete koude technische installatie wordt berekend en ontworpen. Voor de module A3 wordt een aparte deelopdracht versterkt.

Leerdoelen

De leerdoelen kunnen worden samengevat in de lijn van de doelstelling van de afstudeeropdracht. Deze luidt als volgt:

Doel van de afstudeeropdracht is om met de lesstof van E1 'Compressoren' een compressor selectie oefening uit te voeren. Bij de selectie wordt nadrukkelijk gevraagd de redenen voor bepaalde keuzes en oplossing uitgebreid te geven en zoveel mogelijk te kwantificeren. Het 'waarom' is belangrijk! Daarnaast dienen alternatieven onderzocht te worden, zowel andere compressortypes als andere compressoren van andere leveranciers. Aangegeven moet worden waarom de beschouwde alternatieven, andere types en de concurrentie, zijn afgefallen.

De bedoeling is te laten zien met welke parameters bij de selectie is gespeeld en waarom, op basis van welke berekeningen en argumenten, een bepaalde keuze van compressortype en merk is gemaakt. Bereken de Total Cost of Ownership, rekening houdend met het jaarprofiel en het de invloed van wel/geen actieve productie. Het energieverbruik, zowel tijdens als buiten productie uren, speelt een belangrijke rol bij de afweging tussen alternatieven. Naast het compressor selectieproces (soort en verdeling) dienen een aantal aan de compressor gerelateerde aspecten behandeld en onderbouwd te worden.

- Ga in op de besturing van de compressor in de installatie; bespreek de capaciteitsregeling;
- Laat zien dat de compressoren voor alle situaties binnen toepassingsgebied opereren. Beschouw conditie veranderingen t.g.v. procesvariëaties en/of buitentemperatuur en doe dit voor vollast en minimum deellast;
- Controleer de geschiktheid van de electromotor (en frequentie regelaar) selectie uitgaande van de zwaarste start en draaicondities. Controle op koppel, vermogen, en maximale stroom;
- Ga hierbij in op de keuze van het olietype en de viscositeitsklasse; bespreek voor- en nadelen van het olietype t.o.v. andere types. Bespreek de opzet van het oliehuishouding bestaande olieafschieding en -retoursysteem;
- Beschrijf, indien toegepast, het tussenkoelsysteem of economizer systeem;
- Beschrijf de leveromvang, zoals de package of chillerunit en geef aan hoe deze dient te worden opgesteld;
- Bespreek het type aandrijving; Bereken zowel het isentropisch als het volumetrisch rendementverloop,. Geef in een discussie aan of deze getallen logisch en realistisch zijn.

Verantwoording

Dit dictaat maakt gebruik van verschillende bronnen, enerzijds van boeken of dictaten welke verkrijgbaar zijn en anderzijds van beschikbare informatie van leveranciers van compressoren. Bedrijfsinformatie van o.m. Grasso, York, Bitzer en vele andere leveranciers wordt gebruikt op veel plaatsen in het dictaat.

De bovengenoemde bronnen zijn gebruikt als inspiratie- en informatiebron. Daarnaast is gebruik gemaakt van tabellen, schema's en illustraties welke in bedrijfsinformatie voorkomt; zoveel mogelijk is de bron vermeld. Wellicht ten overvloede: de tabellen, schema's en plaatjes zijn opgenomen ter ondersteuning van de tekst, zijn derhalve soms vereenvoudigd en zijn in een aantal gevallen een willekeurig voorbeeld. Derhalve mogen deze illustraties niet gebruikt worden anders dan voor het hiervoor aangegeven onderwijskundig doel.

Hoofdstuk 1. TOEPASSING VAN COMPRESSOREN

Compressoren worden gebruikt voor zeer uiteenlopende toepassingen. Tabel 1-1 geeft hiervan een overzicht.

Thermodynamische omzetting van energie	Koelcompressor, warmtepomp, gasturbine, turboladers
Transport van energie	Persluchtwerktuigen
Transport van gas	Gasdistributie
Fysische omzetting van stoffen	Vloeibaar maken van gassen
Chemische omzetting van stoffen	Hydrogeneren, polymerisatie
Besturing	Pneumatische besturing en signaaloverdracht

Tabel 1-1 De toepassingen van compressoren

Waarin zou een compressor die toegepast wordt in de koudetechniek verschillen van andere toepassingen?

De koelcompressor, maar ook de warmtepomp, werkt op basis van mechanische compressie. Hiertoe wordt door middel van het aanzuigvolume van de compressor een zodanig lage druk gegenereerd in de verdamper dat het koudemiddel verdampt onder opname van warmte; De aangezogen gas of dampvolume wordt vervolgens ingesloten, gecomprimeerd tot de druk behorende druk van de condensor en vervolgens uitgedreven waarna het hogedruk gas de compressor verlaat. De gecomprimeerde gassen worden in de condensor gecondenseerd bij hogere temperatuur waarbij warmte wordt afgegeven. Koelcompressoren zijn ontwikkeld en geoptimaliseerd voor de toepassing in de koudetechniek. Hierbij wordt een grote verscheidenheid van koudemiddelen toegepast, waaronder ammoniak, synthetische koudemiddelen, koolwaterstoffen en CO₂.

Perslucht wordt gebruikt om energie te distribueren voor de aandrijving van werktuigen of reinigen van objecten. Luchtcompressoren zijn ontwikkeld voor perslucht toepassingen en daardoor niet of nauwelijks bruikbaar voor andere toepassingen. Luchtcompressoren komen voor in olievrije uitvoering.

Procesgascompressoren bezitten in hun ontwerp een grote mate van flexibiliteit voor toepassing bij uiteenlopende drukken en procesgassen. Voorbeelden hiervan zijn het comprimeren van waterstof en stikstof voor de ammoniaksynthese (ca. 300 bar) en van acetyleen voor polymerisatie bij ca. 600 bar. Ook de olie- en gasverwerking bij de bron en op raffinaderijen maakt veel gebruik van compressoren. In de procesindustrie zijn zogenaamde "olievrije" compressoren nodig om contaminatie met smeerolie, die bij koudemiddelcompressoren en luchtcompressoren meestal wel toelaatbaar is, te voorkomen.

Compressoren voor het transport en de distributie van aardgas dienen hoofdzakelijk voor het compenseren van de drukval in de lange pijpleidingen. Hier vindt men zeer grote compressoren, vaak aangedreven door gasturbines.

Olievrije, meestal kleine compressoren, worden gebruikt voor de voorziening met schone lucht van pneumatische meet- en regelsystemen en in medische toepassingen. Door de voortgaande ontwikkeling van elektronische regelaars verliest de pneumatische regeling terrein.

Thermische compressoren, zoals in ab- en adsorptiekoelmachines blijven hier buiten beschouwing.

De energie voor de aandrijving van een compressor wordt in een thermodynamisch hoogwaardige vorm aan de compressor toegevoerd als mechanische arbeid of elektrische energie. In geïndustrialiseerde landen wordt een aanzienlijk percentage van de geproduceerde elektrische energie voor de aandrijving van compressoren/koelsystemen gebruikt.

Toch is bij de kopers van compressoren het energiegebruik niet van doorslaggevende betekenis. Zij zijn meestal in de eerste plaats geïnteresseerd in een hoge betrouwbaarheid. In veel gevallen veroorzaakt het uitvallen van de compressor hoge kosten. De huidige tendens is dat er meer en meer gekeken wordt naar de 'total costs of ownership', waar naast de investering de operationele kosten zoals energieverbruik en onderhoudskosten een grote rol spelen. Daarnaast bieden overheden, m.n. in Noordwest Europa vaak financiële ondersteuning bij de aanschaf van energiezuinige systemen.

Conclusie: de koude cyclus is anders en specifiek dan de andere besproken toepassingen.

Dit leidt tot de vraag: "Waarom zou een compressor in de koudetechniek verschillen van andere compressor toepassingen?"

Een aantal van de antwoorden kan zijn, in willekeurige volgorde:

1. Een koelmachine moet voldoen aan de geldende wetgeving i.v.m. milieu en veiligheid. Het gaat dan o.a. om de volgende richtlijnen:
 - PED (Pressure Equipment Directive): In de praktijk wordt hiervoor vaak gebruik gemaakt van de norm EN 378 "Koelsystemen en warmtepompen; Veiligheid en milieu eisen";
 - Machine richtlijn;
 - F-gassen verordening (enkel synthetische koudemiddelen).
2. Er zijn verschillende soorten compressoren, bv. één- en tweetrappers;
3. Brede temperatuurband welke wordt bepaald door de toepassing:
 - Zuigtemperatuur in de range van -50 tot +40 °C;
 - Condensortemperaturen in de range van -20 tot +80 °C;
 - Persgastemperaturen van +80 tot +150 °C, afhankelijk van koudemiddel en type compressor;
4. Thermische spanningen in de constructie.
5. Het koudemiddel komt zowel in vloeistof- als in gasfase voor in het koelsysteem. Tevens zit er olie in het systeem. Om schade door vloeistof aanzuiging te voorkomen en/of te verkleinen is een koelcompressor voorzien van een groot zuigvolume en/of vloeistofslagbeveiliging.
 - Een koelcompressor is voorzien van carterverwarming zodat in stilstand het koudemiddel slechts in beperkte mate oplost in de olie.
6. Rendement van de compressor en het systeem;
7. Regeling van de capaciteit van de compressor op gewenste zuigdruk;
8. Materiaal bestendigheid/chemische eigenschappen van het koudemiddel en olie. Voorbeelden: Koper mag niet worden toegepast in combinatie met NH₃; Niet alle soorten rubbers zijn bestendig tegen de koudemiddel/olie combinatie.
9. Oliehuishouding is anders:
 - Menging van olie en koudemiddel;
 - smering van de draaiende of glijdende delen;
 - viscositeit;
 - wens: lage olie-uitstoot, maar niet olievrij;
10. Wisselende belasting en condities:
 - Opstarten;
 - Vollast draaien;
 - Deellast.
11. En items als gasdichtheid (100% dicht) en vloeistofslag bescherming.

De verschillen tussen compressoren in de koudetechniek en andere toepassingen kunnen als volgt worden samengevat:

- Eis: handhaven constante verdampingstemperatuur door onttrekken van damp aan zuigzijde;
- Regeling: handhaven constante zuigdruk;
- Gebruik koudemiddelen: materialen, optredende temperaturen, drukken;
- Wetgeving milieu en veiligheid.

Hoofdstuk 2. COMPRESSORTYPEN

2.1 Inleiding

Om de compressortypen in kaart te brengen kan men verschillende indelingen maken:

1. Type behuizing:
 - hermetische compressoren;
 - semi-hermetische compressoren;
 - open compressoren;
2. Compressie methode:
 - verdringscompressoren;
 - dynamischecompressoren (centrifugaal- of turbo-compressoren).

De bovenstaande uitvoeringen worden hieronder toegelicht.

2.2 Hermetische compressoren

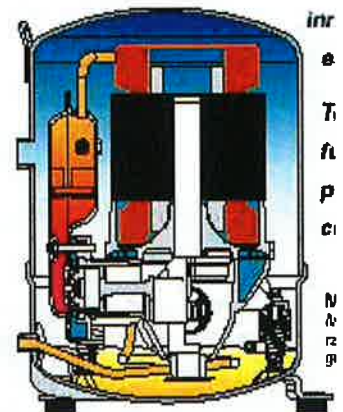
Een hermetisch compressorbehuizing betekent dat deze volledig gesloten is: het compressorhuis is dichtgelast. Men komt dit type tegen bij de kleinere compressoren, van enkele honderden Watts tot 20 kW.

Voordelen van hermetische compressoren zijn:

- Lekkage uitgesloten;
 - Compacte bouw;
 - Laag geluidsniveau;
 - Interne warmteoverdracht tussen pers- en zuiggas;
 - Electromotor wordt gekoeld door zuiggas; hetgeen;
 - Gunstig voor het motorrendement is en belastbaarheid;
- Hoge oververhitting geeft extra bescherming ivm natdraaien

Nadelen zijn:

- Motorwarmte en intern warmteoverdracht genereren extra oververhitting. Dit is nadelig voor het toepassingsgebied en het koelvermogen;
- Niet repareerbaar;
- Electromotor is gedimensioneerd voor koel-, vries, of airco toepassing



De effectieve koeling van de electromotor door het koude zuiggas maakt het mogelijk dat de elektromotor relatief hoog belast kan worden: de motor kan tot boven zijn nominale waarde worden belast. De nadelen van de oververhitting van het zuiggas zijn:

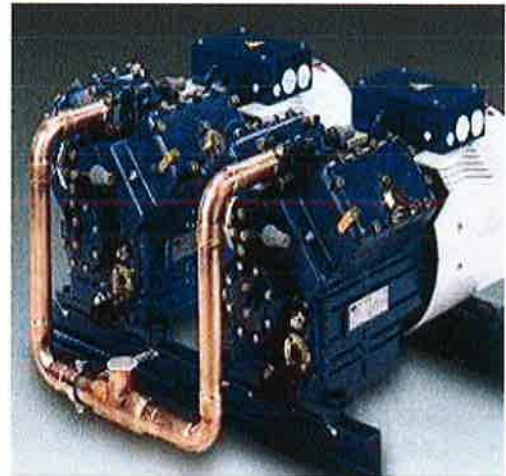
- dampdichtheid afneemt, en dus ook de massaflow en het koelvermogen. Dit kan in extreme gevallen leiden tot onvoldoende koeling van de wikkelingen. Als dit risico bestaat is een thermische beveiliging van de motor nodig;
- Oververhitting van het zuiggas geeft een verhoging van de persgastempertuur wat het toepassingsgebied verkleint. Soms wordt hier echter bewust gebruik van gemaakt ivm warmte terugwinning.;
- Oververhitting van zuiggas is kan nadelig zijn voor het rendement. Dit geldt voor koudemiddelen waarvan de isentropische lijnen in de gasfase steeds vlakker gaan lopen naarmate de oververhitting toeneemt;
- De standaard electromotoren hebben koper wikkelingen. Omdat koper niet samengaat met ammoniak levert dit beperkingen in de toepassing van koudemiddelen op. Ammoniak kan wel worden toegepast als de koper wikkelingen worden afgeschermd door een bus te plaatsten tussen rotor en stator van de electromotor (rendementsverlies); dit type wordt een 'canned' motor genoemd.

Een tweede oplossing is het toepassen van electromotoren met een stator gewikkeld met aluminiumdraad;

- vuil en vocht kunnen leiden tot 'burn-out'.

2.3 Semi-hermetische compressoren

Een semi-hermetische compressor is een type gesloten compressor waar de motorbehuizing aangeflenst is aan de compressorbehuizing. De compressor is net als bij de hermetische compressoren geheel gesloten, echter de compressor kan opengemaakt worden voor inspectie, onderhoud en reparatie. Dit type is qua uitvoering een slag groter dan de hermetische compressoren. De toepassing is veelal in de commerciële koeltechniek en airconditioning.



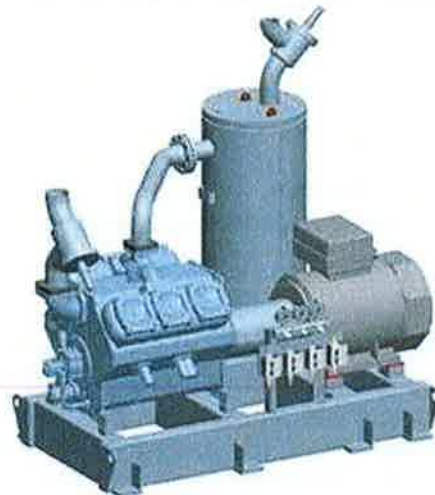
Voor- en nadelen t.o.v. hermetische compressoren zijn:

- Repareerbaar;
- Geringere interne warmteoverdracht
- Er is een geringe hogere kans op koudemiddel lekkage, omdat er in plaats van lasverbindingen gebruikt wordt gemaakt van flensverbindingen met pakkingen of o-ringen;

2.4 Open compressoren

De open compressoren worden aangedreven door een aparte, los van de compressor geplaatste electromotor. De as van de compressor wordt verbonden met de as van de electromotor door een koppeling.

De uitlijning van beide t.o.v. elkaar is cruciaal. Om de koppeling wordt ivm veiligheid een koppelingsbeschermer gebouwd. De compressor en electromotor worden of direct op de betonvloer of op een stalen frame geplaatst, zoals te zien is op het voorbeeld hiernaast. Het open type compressor wordt in het algemeen toegepast in de industriële koudetechniek. Dit type compressor kent een extra, cruciaal, constructiedeel, de asafdichting, welke zorgt voor een gas- en vloeistofdichte afdichting van de uitgaande as.



2.5 Indeling naar compressiemethode

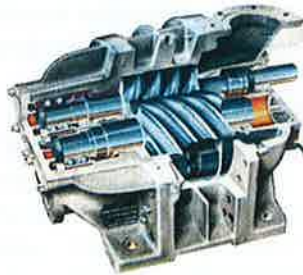
Naast de indeling naar behuizingstype is een indeling mogelijk naar compressie methode.

- De in het engels genoemde 'positive displacement technology' is het verdichten van gas door het voortgaand verkleinen van de afgesloten compressieruimte. Deze compressoren worden ook wel verdringingscompressoren genoemd. Zowel de zuigercompressor, de schroefcompressor de scrollcompressor, maar ook de schottencompressor behoren tot dit type;

- Een tweede principe dat wordt toegepast zijn de dynamische compressors, vaak centrifugaalcompressors genoemd. Bij dit type compressor wordt kinetisch energie omgezet in druk. Hiertoe wordt gas op hoge snelheid gebracht door het snel draaiende schoepenrad; het gas wordt vervolgens afgeremd in een diffusor of slakkenhuis waarbij de kinetische energie, de snelheid van het gas, wordt omgezet in potentiële energie, oftewel een hogere einddruk van het gas ($p=0,5 \cdot \rho \cdot v^2$). Door het beperkte toepassingsgebied en de lastregelbaarheid worden deze compressoren beperkt toegepast in de koudetechniek. Ook nat gas of oliedruppels leiden meteen tot schade. Door de grote volumestroom en hoog rendement op ontwerpconditie in vollast wordt de centrifugaal compressor dan ook voornamelijk toegepast in grote koelsystemen of in de procesindustrie



Zuigercompressor



Schroefcompressor



Centrifugaal compressor

2.6 Marktverdeling

Het grote vraagstuk is nu welk type compressor nu waar wordt toegepast. Onderstaande tabel geeft globaal een indeling naar de toepassingen.

Compressie systeem	Slagvolume [m ³ /h]	Capaciteits controle	Typische toepassingen			
			Commercieel	Airco units	Chillers	Industrieel
Rotary	5 - 200	Aan / uit	X	X		
Scroll	5 - 200	Aan / uit*	X	X		
Zuiger	Klein tot 200	Aan / uit	X	X		
	200 – 2500	Kleplichting			X	X
Schroef	60 – 13000	Schuif			X	X
Centrifugaal	>250kW	inlaatschoep			X	X

*De Copeland scroll digital is een uitzondering, deze is regelbaar gemaakt door afwisselend in normaal bedrijf te draaien en met vergrote tolerantie tussen rotor en stator waardoor er geen compressie plaatsvindt. Door dit voldoende snel af te wisselen kan een stabiele deellast gecreëerd worden.

Hermetische compressoren, soms 'potjes' genaamd, worden als zuigercompressor toegepast in 100% van koel- en vrieskasten; hierbij worden hydrocarbons als koudemiddel toegepast in m.n. Noordwest Europa. Het gaat dan met name om R600a voor kleine vermogens en R290 voor grotere vermogens)

De meest bekende toepassing voor commerciële en a/c toepassing is:

- 80% scroll; reden: kostprijs, geluid, toepassingsgemak;
- 19% zuiger; de inschatting is dat dit type verdrongen zal worden door de scroll compressor;
- 1% schroef: beperkte toepassing (Daikin);

De rotary compressors (rolzuiger en schotten compressor) worden naast zuigers ook toegepast in airco systemen in de automotive. In beperkte mate worden ze ook in chillers toegepast. Bij schotten compressor is de drukverhouding beperkt tot 7.

Semi-hermetische compressoren worden m.n. toegepast in de airco- en commerciële markt:

- Tot 250 m³/h;
- Zowel zuiger- als schroefcompressoren;

- Synthetische koudemiddelen en in beperkte mate ammoniak als 'niche' produkt in a/c markt (canned motor of stator met aluminium wikkelingen)

Open compressoren zijn er van zeer klein (toepassing in koelkasten) tot zeer groot:

- Zuigers tot 2500 m³/h;
- Schroeven tot 10.000 m³/h;
- Centrifugaal compressoren als zgn. megawatt chillers;

Scroll compressoren komen niet voor als zgn. open compressor.

Open compressoren worden toegepast met alle mogelijke koudemiddelen:

- Industriële koudetechniek: 90% ammoniak in NW-Europa;
- Zuigers en schroeven;
- Airconditioning vnl freonen; een 'niche' is NH₃ en HC's.

In ontwikkelde landen heeft de schroefcompressor een aandeel dat wat groter is dan 50%, en groeiende is. In minder ontwikkelde markten, zoals bv het Midden-Oosten en Verre-Oosten, heeft de zuigercompressor een voorsprong. Het grote voordeel van deze compressor is dat deze bijna altijd 'on-site' gerepareerd kan worden. In de Verenigde Staten, waar ook in grote systemen voornamelijk synthetische koudemiddelen worden toegepast, worden veel centrifugaalcompressoren toegepast, zoals b.v. in grotere airconditioning installaties.

Hoofdstuk 3. COMPRESSIEPROCES EN RENDEMENTEN

3.1 Inleiding

Bij het selecteren van het juiste compressortype en de keuze van de grootte spelen een veelheid van factoren een rol. Het totale koudesysteem zal onder de denkbare bedrijfsomstandigheden, in combinatie met het jaarprofiel van de omgevingstemperaturen, altijd voldoende 'kou' moeten kunnen produceren om de productspecificatie van het koelen en invriezen te halen. Daarnaast moet de installatie ook voldoende flexibiliteit in capaciteit en condities hebben om alle variaties op te vangen. Het gaat daarbij enerzijds om de variatie in productie capaciteit en de invloed van de buitentemperatuur door het jaar heen.

Dit is een technische invulling, waarbij men voor verschillende systemen, koudemiddelen en compressortypen kan kiezen. Daarnaast speelt de keuze van het inzetten van één of meerdere compressoren een rol; dit in verband met de gevolgen van mogelijk uitvallen van een compressor en de schade dat dat kan aanbrengen aan het product. Indien bedrijfseconomische aspecten als investeringen en onderhoudskosten niet beschouwd worden, vindt de selectie plaats door te streven naar een maximaal rendement van de compressor(en) in een bepaalde installatie. Indien alle bedrijfseconomische aspecten worden meegenomen, wordt de keuze bepaald de laagst mogelijke "Total Cost of Ownership". Bij beoordeling van de prestaties dient onderscheid gemaakt te worden tussen de compressorprestaties en die van het gehele koelsysteem.

3.2 De COP of Coefficient Of Performance

De COP is de verhouding tussen de hoeveelheid opgewekte koude en de energie die *door het systeem* wordt gebruikt.

$$COP_{koelen} = \frac{Q_o}{W} \quad \text{of voor warmtepomp toepassing} \quad COP_{wp} = \frac{Q_c}{W}$$

Met

Q_o = geleverde verdampervermogen [kW]

Q_c = geleverde condensorvermogen [kW]

W = benodigde inputvermogen [kW]

De COP_{koelen} wordt soms ook aangeduid met Energy Efficiency Ratio.(EER). Word deze bepaald op basis van gewogen gemiddelde over de seizoenen in een jaar dan wordt er gesproken over Seasonal Energy Efficiency Ratio.(SEER)

De COP van de koelinstallatie wordt o.m. beïnvloedt door:

- Koelcyclus configuratie, dwz de verdampings- en condensatietemperaturen;
- Koudemiddel;
- Compressor prestaties en rendementen;
- Energie gebruikt door hulpsystemen;
- Deellast en regeling van compressor en installatie.

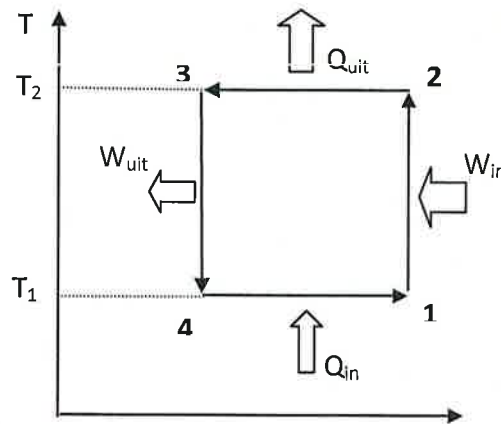
Elk van de factoren kan een significante invloed hebben op de COP en dus op het energieverbruik en rendement. Bijvoorbeeld: 1°C verlaging van de condensatie temperatuur kan leiden tot een 3% verlaging in energieverbruik van de compressor of 1°C verhoging van de verdamper temperatuur kan leiden tot een 4% verlaging in energieverbruik. Belangrijk is vast te stellen dat het rendement van de compressor één van de factoren is die het energieverbruik en dus de COP bepalen.

Het compressor rendement moet in samenhang met de andere rendementen geoptimaliseerd worden.

3.3 Theoretisch maximale COP volgens Carnot

Het Carnot-proces is een theoretische thermodynamisch kringloop. Carnot ontwikkelde dit model om een bovengrens voor het rendement te berekenen van de omzetting van thermische energie in mechanische arbeid en omgekeerd. De cyclus bestaat uit vier opeenvolgende processen.

- 1-2 isentrope compressie; $p \cdot V^k = \text{constant}$
- 2-3: isotherme compressie; $p \cdot V = \text{constant}$
- 3-4: isentrope expansie;
- 4-1: isotherme expansie.



Figuur 3.1: theoretisch Carnot cyclus.

s

In deze cyclus wordt warmte verplaatst van een laag gelegen temperatuur niveau (T_1) naar een hoger temperatuur niveau (T_2) met een theoretisch zo laag mogelijke hoeveelheid arbeid.

Een isentropisch proces wil zeggen dat het proces plaatsvindt zonder warmte uitwisseling met de omgeving (adiabatisch) en omkeerbaar (zonder verliezen). Een isotherm proces is een proces waarbij de temperatuur constant blijft.

Het theoretisch hoogst mogelijke rendement is volgens Carnot kan als volgt afgeleid worden:

$$\eta_{\text{carnot}} = \frac{|Q_{\text{in}}|}{|W|}$$

waarin

$$|Q_{\text{in}}| = (s_1 - s_4) \cdot T_1$$

$$|Q_{\text{uit}}| = (s_2 - s_3) \cdot T_2 = (s_1 - s_4) \cdot T_2$$

En op basis van de wet van behoud van energie kan afgeleid worden dat

$$|W| = |Q_{\text{uit}}| - |Q_{\text{in}}| = (s_1 - s_4) \cdot (T_2 - T_1)$$

De minimale hoeveelheid arbeid benodigd om warmte van T_1 naar T_2 te verplaatsen is hiermee gelijk aan:

$$\eta_{\text{carnot_koelen}} = \frac{|Q_{\text{in}}|}{|W|} = \frac{(s_1 - s_4) \cdot T_1}{(s_1 - s_4) \cdot (T_2 - T_1)} = \frac{T_1}{(T_2 - T_1)}$$

Let op: temperatuur in K

Voor een warmtepomp (waar de Q_c nuttig is) geldt:

$$\eta_{\text{carnot_wp}} = \frac{|Q_{\text{uit}}|}{|W|} = \frac{(s_1 - s_4) \cdot T_2}{(s_1 - s_4) \cdot (T_2 - T_1)} = \frac{T_2}{(T_2 - T_1)}$$

Het opvallende van Carnot is dat het maximale rendement enkel afhankelijk is van de temperatuur niveaus en niet afhankelijk is van de gebruikte techniek. Dit betekent ook dat de beste manier om een koelinstallatie of warmtepomp efficiënter te maken is het verkleinen van het temperatuur verschil tussen T_c en T_o . Meer hierover is te lezen in appendix 1.

Voorbeeld toepassing Carnot:

Theoretisch maximale rendement om warmte te verplaatsen van 0°C ($=273\text{K}$) naar 35°C ($=308\text{K}$) is gelijk aan $273/(308-273)=7,8$.

3.4 "ideale" compressie

Het compressor energetisch rendement is de maat voor de kwalificatie van de compressor: dit relateert de actuele prestatie van de compressor met de prestatie van een ideale 'verliesvrije' compressor.

De prestatie van de 'echte' compressor ten opzichte van de ideale compressor wordt uitgedrukt als rendementsgetal. Voor krachtverbruik wordt vaak het isentropisch rendement gebruikt. Dit is de verhouding tussen het ideale - praktisch uitvoerbare- "verliesvrije" vermogen bij isentropische compressie $P_{\text{isentropisch}}$ en het vermogen dat daadwerkelijk aan het gas moet worden toegevoerd P_i :

$$\eta_{\text{isentropisch}} = \frac{\text{arbeid nodig voor isentrope compressie cilindergas}}{\text{arbeid geleverd door zuiger}} = \frac{P_{\text{isentropisch}}}{P_i}$$

Merk op dat P_i niet gelijk is aan het asvermogen van een compressor, maar enkel de het vermogen toegevoerd aan het gas.

Het isentropisch proces (=adiabatisch en omkeerbaar) is redelijke goede benadering is van de werkelijke werking van een verdringingscompressor: Zuiggas wordt in een zeer kort tijd samengedrukt zodat er niet of nauwelijks tijd is voor warmteuitwisseling met de directe omgeving.

In praktijk hebben alle bestaande verdringingscompressoren hebben een rendement van lager dan 100%.

Er zijn twee mogelijke manieren om $P_{\text{isentropisch}}$ te bepalen.

a. Op basis van enthalpie verschil uit een h-logp grafiek

Omdat er weinig tijd is voor warmteoverdracht tijdens het compressie proces kan bij benadering verondersteld worden dat alle arbeid die aan het gas wordt toegevoerd (kracht x weg van de zuiger), volledig ten goede komt aan de enthalpie van het gas (drukverhoging en temperatuur verhoging). Hierdoor is het mogelijk om met behulp van de begin en eindtoestand van het gas, de benodigde compressie arbeid te bepalen. Deze hoeveelheid arbeid is dan bij benadering gelijk aan de arbeid bepaald men een indicateurdiagram (omschreven oppervlakte van de cyclus in een druk-volume diagram)

$$W_i = m \cdot \Delta h$$

of

$$P_i = \dot{m} \cdot \Delta h$$

Waarin

W_i = indicateur arbeid [kJ]

P_i = indicateur vermogen [kW]

m = massa gas [kg]

$\dot{m}$ = massadebiet gas [kg/s]

Δh = enthalpie verschil gas [kJ/kg]

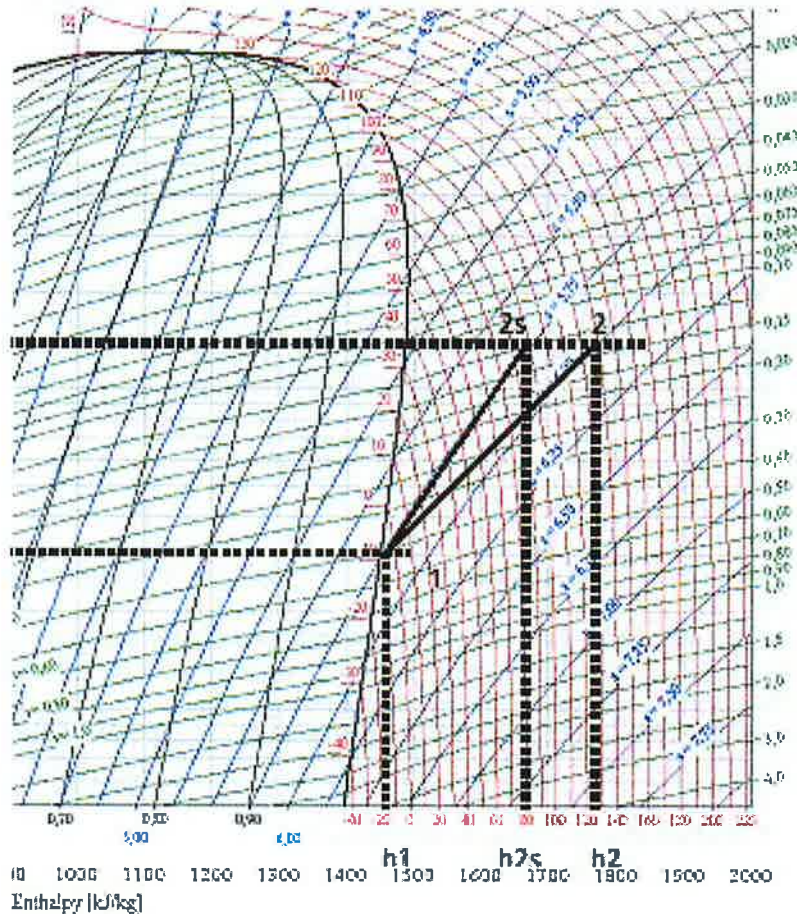
Δh = enthalpie verschil gas [kJ/kg]

In de diagram hieronder is de isentropische en werkelijke compressie weergegeven. De benodigde vermogen zijn:

$$P_{i,1-2s} = \dot{m} \cdot (h_{2s} - h_1) \quad \text{en} \quad P_{i,1-2} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1)$$

Het isentropisch rendement kan worden dan

$$\eta_{\text{isentropisch}} = \frac{P_{i,1-2s}}{P_{i,1-2}} = \frac{(h_{2s} - h_1)}{(h_2 - h_1)}$$



Figuur 3.2: Isentrope en werkelijke compressie weergegeven in een h-log p diagram

b. Theoretisch benadering

Voordeel van de theoretisch benadering is dat inzicht wordt verkregen in welke parameters van belang zijn bij de benodigde arbeid.

De benodigde arbeid van een verliesvrije compressie is gelijk aan:

$$w_{1-2s} = - \int_1^2 v \cdot dp$$

Omdat de compressie adiabatisch en omkeerbaar is geldt

$$pV^\kappa = \text{constant}$$

$$\Leftrightarrow v \cdot p^{1/\kappa} = v_1 \cdot p_1^{1/\kappa}$$

Substitutie levert op:

$$|w_{1-2s}| = v_1 \cdot p_1^{1/\kappa} \int_1^2 p^{-1/\kappa} \cdot dp$$

Na integratie levert dit op:

$$|w_{1-2s}| = p_1 \cdot v_1 \cdot \frac{\kappa}{(\kappa - 1)} \cdot \left\{ \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(\kappa-1)/\kappa} - 1 \right\}$$

Met

W_{1-2s} : het theoretisch geïndiceerde specifieke vermogen [J/kg]

p_1 : zuigdruk [Pa]

p_2 : persdruk [Pa]

v_1 : specifiek volume van zuiggas [m³/kg]

Zoals Carnot al aangeeft, is het (theoretisch) mogelijk om met een hoger rendement dan 100% isentropisch te halen. Dit kan als tijdens de compressie de temperatuur verhoging die ontstaat door het samendrukken van het gas direct af te voeren. Dit gebeurt bijvoorbeeld als de “verliesvrije” compressieproces zeer langzaam zou verlopen en zodoende tijd heeft om de warmte af te voeren via de wanden. Er is in het extreme geval sprake van isotherme compressie. Isotherme compressie is dus feitelijk beter dan isentrope compressie, maar is praktisch (lees economisch) niet haalbaar. Voor isotherme compressie geldt $pV = \text{constant}$.

3.5 Verliezen van de compressor

Rendementsverliezen, veelal klein, treden op overal in de compressor:

- Stromingsverliezen treden op bij de doorstroming van in-en uitlaatkleppen cq kanalen/poorten en door warmte-uitwisseling tussen het ‘warme’ gas en de wanden van de compressor;
- Compressieverliezen; bij de compressie van het gas ontstaat warmte door de wrijving tussen de moleculen: deze warmte-opwekking kost energie;
- Lekkageverliezen van bv kleppen en afdichtingen;
- Wrijvingsverliezen in de compressor;
- Aandrijvingsverliezen. Het rendement van de aandrijving betreft de mechanische verliezen van het aandrijvingssysteem bv van koppeling en v-snaren;
- Motorverliezen. Het elektrisch rendement wordt bepaald door verliezen in de electromotor; dit wordt gedefinieerd door de verhouding tussen vermogen dat de motor aszijdig levert en de elektrisch vermogens ‘input’. Hierbij spelen de volgende verliezen een rol:
 - wrijving en eventueel de motorfan;
 - weerstand in de rotor;
 - magnetiseren/ eddy current in de stator.
- Energie gebruik van de frequentie regelaar en de extra verliezen die deze creëert in de elektromotor door de niet geheel vloeiende sinusvorm.

3.5.1 Energetisch rendement

Zoals in het vorige paragraaf beschreven is het compressor energetisch rendement is de maat voor de kwalificatie van de compressor: dit relateert de actuele prestatie van de compressor met de prestatie van een ideale 'verliesvrije' compressor.

In de praktijk wordt het rendement vaak bepaald op basis van gemeten asvermogen (enkel mogelijk bij een open compressor) of opgenomen elektrische vermogen.

De leverancier van een open compressor heeft geen invloed op de selectie van aandrijving (type koppeling) en elektromotor; deze leverancier geeft daarom het benodigde asvermogen of een COP enkel gebaseerd op het opgenomen vermogen van de compressor. Merk op dat voor een open compressor het relatief eenvoudig is om met behulp van een koppelmeter het wrijvingsvermogen en het asvermogen gemeten te bepalen. Deze waarden zijn door de fabrikant voor verschillende condities, toerentallen en deellasten bepaald.

$$COP_{compressor} = \frac{Q_o}{W} = \frac{Q_o}{P_{as}} = \frac{Q_o}{(P_i + P_{interne\ wrijving})}$$

Waarin

- P_{as} = vermogen ingaande as van belaste compressor [kW]
 P_i = deel van vermogen van ingaande as benodigd voor gascompressie [kW]
 Pinterne wrijving = deel van vermogen van ingaande as benodigd voor interne wrijving [kW]

Om het totale elektrische energetisch rendement te bepalen moeten aanvullende rendementsgegevens bekend zijn van de overbrenging, de elektromotor en de frequentie regelaar.

$$COP_{electrisch} = \frac{Q_o}{W} = \frac{Q_o}{P_{electrisch\ opgenomen\ vermogen}} = \frac{Q_o}{P_{as}} \cdot \frac{1}{\eta_{aandrijving} \cdot \eta_{electromotor} \cdot \eta_{frequentieregelaar}}$$

Waarin

- P_{as} = vermogen ingaande as van belaste compressor [kW]
 $\eta_{aandrijving}$ = rendement van de overbrenging tussen elektromotor en compressor [-]
 $\eta_{electromotor}$ = rendement van elektromotor [-]
 $\eta_{frequentieregelaar}$ = rendement van de overbrenging frequentie regelaar [-]

Voor een (semi-)hermetische compressor is het asvermogen niet vast te stellen omdat motor en compressor in één behuizing, dus als één product geleverd wordt; daarom wordt het elektrische vermogen van de motor gebruikt om het geheel van compressor en motor te karakteriseren in een vermogensgetal. Het energetisch rendement van een (semi) hermetische compressor is daarom eenvoudig uit te rekenen.

$$COP_{electrisch} = \frac{Q_o}{P_{electrisch\ opgenomen\ vermogen}}$$

3.5.2 Volumetrisch rendement

Naast het isentropisch rendement speelt een ander rendement een rol, het volumetrisch rendement. Het volumetrisch rendement heeft geen directe invloed op het energetisch rendement. Het volumetrisch rendement geeft aan hoe efficiënt de compressor werkt als verpomper van een volume gas. De definitie:

$$\lambda = \text{volumetrisch rendement} = \frac{\text{verpompt volume}}{\text{slag volume}}$$

Het volumetrisch rendement drukt uit wat het pomprendement van de investering is. Immers, een compressor met een zeer goed volumetrisch rendement dient te vergeleken te worden met een iets grotere die een slechter volumetrisch rendement heeft. Een compressor met een goed volumetrisch rendement is er één die over het gehele operationeel inzetgebied goede prestaties heeft.

De volumetrische verliezen zijn opgebouwd uit verschillende deilverliezen. Het totale volumetrisch rendement is gelijk aan

$$\lambda = \lambda_1 \cdot \lambda_2 \cdot \lambda_3 \cdot \lambda_4$$

De deilverliezen zijn hieronder toegelicht. Alleen λ_1 kan theoretisch worden bepaald, de overige moeten via metingen bepaald worden.

a. Schadelijk volume λ_1

het schadelijk volume is de resterende volume van de compressie ruimte aan het eind van het compressie proces. Dit volume wordt vaak uitgedrukt in een percentage t.o.v. het swept volume. In het schadelijk volume blijft een deel hogedruk gas achter, dat zich vervolgens expandeert tot de zuigdruk op moment dat de compressie ruimte weer in volume toeneemt. Dit restgasvolume zorgt er voor dat de compressor netto minder kan aanzuigen.

$$\lambda_1 = 1 - \frac{V_{\text{schadelijk}}}{V_{\text{swept}}} \cdot (\pi^{1/\kappa} - 1), \text{ zie afleiding bij indicateurdiagram}$$

Met

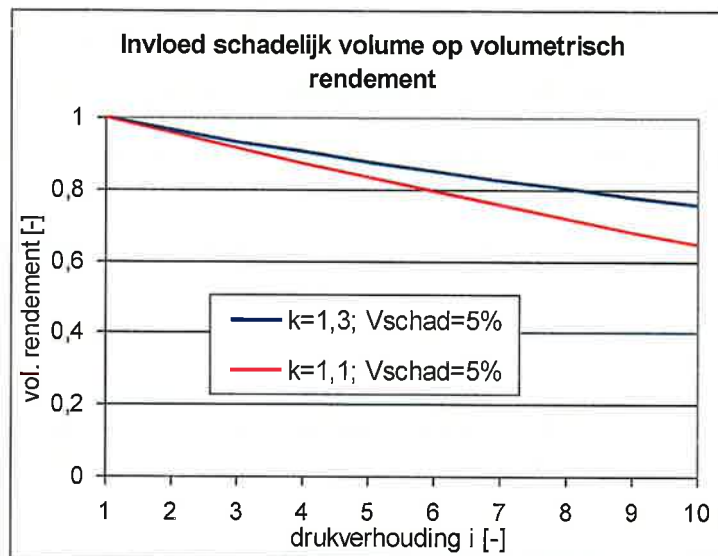
λ_1	= deelrendement t.g.v. invloed schadelijk volume [-]
κ	= isentrope exponent van koudemiddel C_p/C_v [-]
π	= drukverhouding [-]
$V_{\text{schadelijk}}$	= schadelijk volume [m^3]
V_{swept}	= slagvolume [m^3]

Hieruit kunnen de volgende conclusies worden getrokken:

- Het aangezogen volume neemt af bij een grotere schadelijke ruimte
- Het aangezogen dampvolume neemt eveneens af bij grotere drukverhouding, π

Voor grote en middelgrote compressoren zit het schadelijk volume in de range van 3 – 8 %

Voor kleine tot zeer kleine compressoren zit het schadelijk volume in de range van 5 – 15 %



Figuur 3.3: Afname van volumetrisch rendement t.g.v. schadelijk volume bij toename van drukverhouding. (ammoniak $\kappa = 1,3$; synthetisch koudemiddelen κ orde 1,1)

b. Smoren van gasstroom in de kleppen λ_2

Ten gevolge van smoring in de kleppen zal de zuigdruk in de cilinder lager moeten zijn dan de verdampersdruk en de persdruk hoger dan de condensordruk om de damp langs de kleppen te laten stromen. Bovendien moet de kleefkracht van de kleppen overwonnen worden voordat deze openen.

Tengevolge hiervan ontstaan drie volumetrische verliesposten:

- De druk in de cilinderruimte moet dalen tot onder de zuigdruk van de verdampers voordat de zuigklep opent en geopend blijft. Bij een goed gedimensioneerde zuigklep is de onderdruk het grootst tijdens het openen van de zuigklep, om de kleefkracht en de massa traagheid te overwinnen.
- Vervolgens is er een geringe onderdruk nodig om de gas door de zuigklep te laten stromen. Deze onderdruk verlaagd de cilindervulling.
- De druk in de cilinder moet verder oplopen dan de persdruk van condensor voordat de persklep opent (en geopend blijft). Dit ter overwinning van de kleefkracht en de massa traagheid van de klep zelf. Omdat er een geringe overdruk nodig is om het persgas uit te drijven door de persklep, zal niet al het gas uitgedreven kunnen worden. Dit verhoogt de hoeveelheid gas dat achterblijft in het schadelijk volume.

Om een zo groot mogelijke λ_2 te verkrijgen moeten deze drukverschillen zo klein mogelijk worden gehouden, wat alleen gerealiseerd kan worden door kleppen met grote klepdoortochten en gunstige stromingsgeometrie aan te brengen.

Voor goed geconstrueerde machines geldt $\lambda_2 = 0,95-0,98$.

c. Interne damplekage λ_3

Afhankelijk van het type compressor en het drukverschil is de compressor meer of minder gevoelig voor interne lekkage. Een zuigercompressor heeft een mechanische afdichting tussen per en zuig in de vorm van zuigerveren en kleppen. In het algemeen is de interne lekkage van een zuiger dan ook geringer dan die van een scroll of schroef en compressor. Hier wordt de kwaliteit van de afdichting bepaald door de fabricage toleranties en de afdichtende werking van olie.

Er kan ook interne lekkage optreden als de interne ontlastklep of (indien aanwezig) deellast recirculatieklep niet correct sluit.

Merk op dat het lekdebiet toeneemt met het drukverschil tussen pers en zuig en dat het lek percentage groter wordt in deellast.

Dus: volumetrisch verlies met eindresultaat $\lambda_3 > 0.99$. Daarnaast treedt toename volumetrisch verlies op bij ouder wordende machine.

d. opwarming van het zuiggas λ_4

Door opwarming van het zuiggas neemt het specifieke volume [m^3/kg] toe. Gegeven het netto aanzuigvolume zal daarom bij een grotere oververhitting minder massa zuiggas worden aangezogen. Dit heeft een negatief effect op het koelvermogen $m \cdot \Delta h$.

Damp wordt opgewarmd door:

- de aanwezigheid van restgas in de compressieruimte;
- zuiger en cilinderwanden, die een hogere temperatuur hebben door de voorgaande compressieslag;
- warmteoverdracht van heet persgas naar koude zuiggas;
- koeling van de electromotor, in het geval van (semi) hermetische compressoren.

Dus de temperatuur aan het eind van zuigslag wordt hoger en het dampvolume heeft kleinere massa dan zonder deze opwarming. Gevolg is dat λ kleiner wordt. Het totaal effect is een λ -waarde is:

$$\lambda_4 = \frac{T_{\text{aanzuig}}}{T_{\text{aanzuig}} + \Delta T_{\text{opwarming in compressor}}}$$

Temperaturen ingevuld in Kelvin.

In het algemeen zit het rendement tussen de 0,90 – 0,96

Op basis van het verwachte volumetrische rendement en de eerder afgeleide theoretisch geïndiceerde specifieke vermogen W_{1-2s} kan inzicht verkregen worden in het theoretische benodigde compressor vermogen.

Het theoretische vermogen van een werkelijke compressor met een volumetrisch rendement λ is dan gelijk aan

$$P_{th,1} = \dot{m} \cdot w_{1-2s} = \lambda \cdot \dot{V}_s \cdot \left(\frac{1}{v_1}\right) \cdot w_{1-2s} = \lambda \cdot \dot{V}_s \cdot p_1 \cdot \frac{\kappa}{(\kappa-1)} \cdot \left\{ \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{(\kappa-1)/\kappa} - 1 \right\}$$

Waarin

$\dot{V}_s$ = slagvolume van compressor [m^3/s]

λ = volumetrisch rendement [-]

$1/v_1$ = dichtheid van zuiggas [kg/m^3]

en

$$|w_{1-2s}| = p_1 \cdot v_1 \cdot \frac{\kappa}{(\kappa-1)} \cdot \left\{ \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{(\kappa-1)/\kappa} - 1 \right\}$$

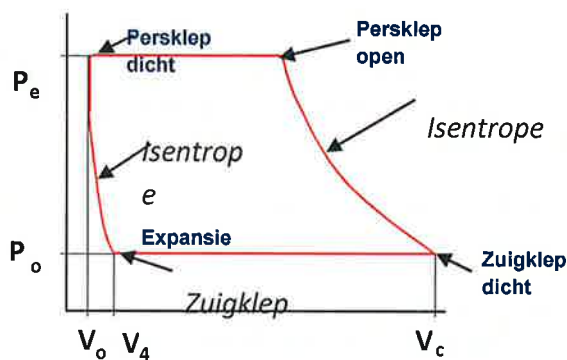
en

$$\lambda = \sum \lambda_i = \left[1 - \frac{V_{\text{schadelijk}}}{V_{\text{swept}}} \cdot (\pi^{1/\kappa} - 1)\right] \cdot \lambda_2 \cdot \lambda_3$$

3.5.3 Indicateur diagram

Het zgn. indicator diagram geeft een goed inzicht in het drukverloop tijdens compressie proces en de verliezen die daarbij optreden. Het diagram geeft een maat voor aanzuig-, compressie- en uitdrijfverliezen.

Startpunt is ook hier een ideale verliesvrije compressor cyclus. Als voorbeeld wordt de zuigercompressor genomen; deze heeft een schadelijke ruimte: als de zuiger in de bovendste positie staat is er nog steeds een (zeer) klein volume gas wat niet uitgedreven kan worden. De zuiger mag immers niet in aanraking komen met de bovenzijde van de compressieruimte; daarnaast worden in de compressieslag een deel van de in- en uitlaatpoorten die in de compressieruimte bevinden, niet afgesloten.



Figuur 3.4 Het ideale indicator diagram

Verdere uitgangspunten bij het ideale indicator diagram zijn:

- Slagvolume is gelijk aan $(V_c - V_0)$;
- Schadelijk volume is gelijk aan V_0 ;
- Effectieve aanzuigvolume is gelijk aan $(V_c - V_4)$;
- Geen stromingsweerstand in kleppen en kanalen;
- Openen en sluiten van de kleppen gaat oneindig snel;
- Kleppen zijn in gesloten toestand volkomen gasdicht;
- Geen wrijving;
- Geen warmte-overdracht: adiabatisch proces;
- Omkeerbare toestandsveranderingen: isentropisch proces;
- Ideaal gas ($pV = RT$).

In formulevorm is dit als volgt uit te werken, met de volgende randvoorwaarden:

isentropische compressie:

- adiabatisch, geen warmte uitwisseling;
- omkeerbaar proces;

Dan geldt:

$$pV^\kappa = \text{constant}$$

waarbij geldt:

$$\kappa = c_p / c_v$$

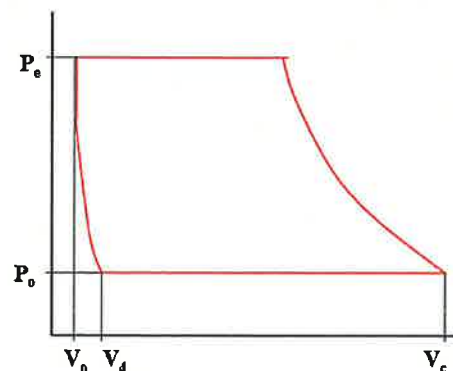
$$c_p = \text{soortelijkewarmte bij } p=\text{constant} [\text{kJ/kgK}]$$

$$= dh/dT \text{ met enthalpie } h$$

$$c_v = \text{soortelijke warmte bij constant volume}$$

$$= du/dT, \text{ inwendige energie } u$$

Het per slag aangezogen dampvolume wordt gegeven door:



$$V_a = V_c - V_4$$

met $pV^\kappa = \text{constant}$ wordt dit:

$$p_e V_0^\kappa = p_a V_4^\kappa \Rightarrow V_4 = V_0 (p_e/p_a)^{1/\kappa} = V_0 (\pi)^{1/\kappa}$$

dus

$$V_a = V_c - V_0(\pi)^{1/\kappa} = V_s + V_0 - V_0(\pi)^{1/\kappa} = V_s - V_0(\pi^{1/\kappa} - 1)$$

Een indicator diagram is zeer geschikt om de benodigde compressorarbeid te bepalen. Het oppervlak binnen de lijnen van de cyclus, door de proces cyclus. Deze is via een arbeidsbeschouwing af te leiden:

Arbeid	=	kracht * weg
	=	druk * volumetoename
dW_i	=	$F \cdot ds = p \cdot dV$

met ds en dv als integratie stappen, waarin ds is een kleine stukje afgelegde weg is en dV is een kleine volumeverandering.

De arbeid per cyclus is

$$W_i = \int p \cdot dV = - \int V \cdot dp,$$

W is geïndiceerde arbeid per cyclus
Druk p als functie van het cilindervolume
Per massa-eenheid instroming gas

Bij een isentropisch proces, met ideaal gas, geldt:

$$p \cdot V^\kappa = \text{constant}$$

$$V = V_1 [p_1 / p]^{1/\kappa}$$

$$\int_1^2 V \cdot dp = p_1 V_1 \frac{\kappa}{\kappa-1} [(p_2 / p_1)^{(\kappa-1)/\kappa} - 1]$$

met $p_1 V_1 = R T_1$ wordt bovenstaande vergelijking:

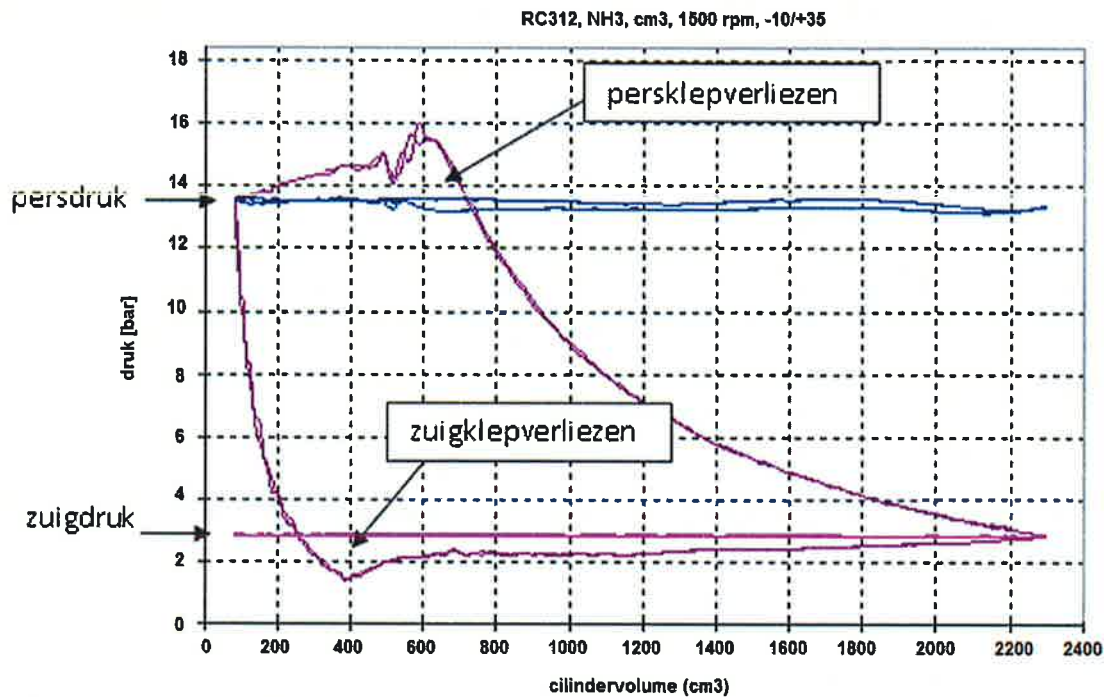
$$\int_1^2 V \cdot dp = R T_1 \frac{\kappa}{\kappa-1} [(p_2 / p_1)^{(\kappa-1)/\kappa} - 1]$$

$$\text{met } R = c_p - c_v \quad \text{en} \quad \kappa = c_p / c_v$$

Dus de isentrope arbeid is:

$$\int_1^2 V \cdot dp = c_p T_1 [(p_2 / p_1)^{(\kappa-1)/\kappa} - 1]$$

In de figuur hieronder is een gemeten PV-diagram weergegeven met daarin de specifieke verliezen die hierin optreden

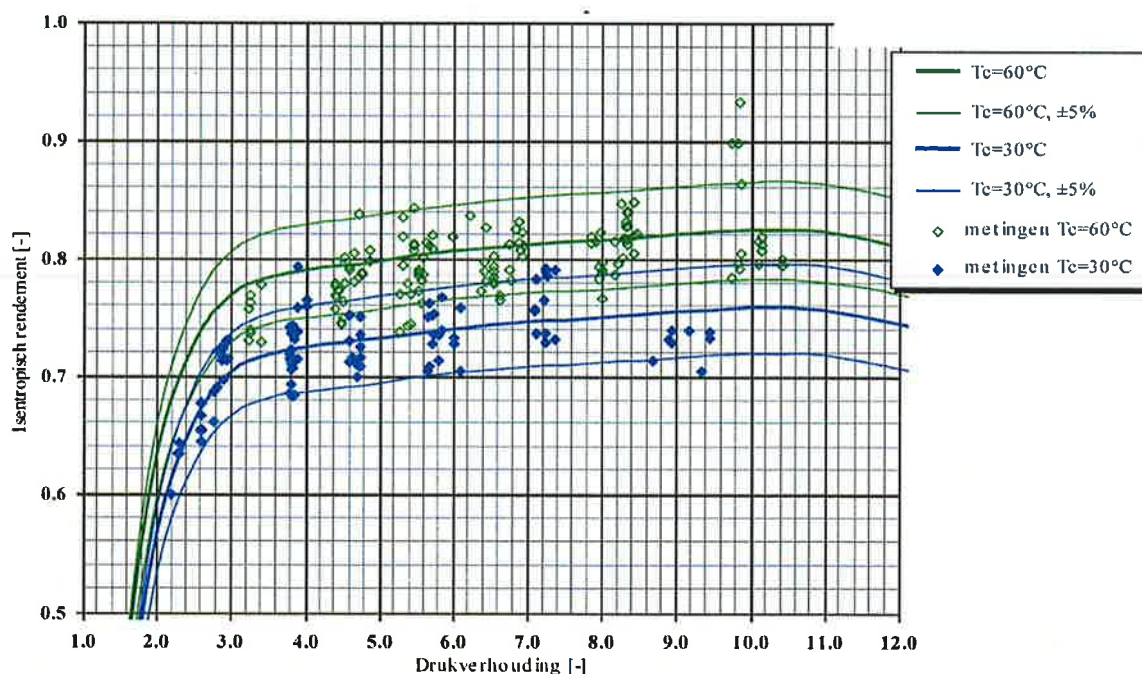


Figuur 3.5 Gemeten PV-diagram

Het isentropisch vermogen $P = m \cdot W_t$ waarbij m de massastroom is,

$$P = m \cdot R T_1 \frac{\kappa}{\kappa - 1} \left[(p_2 / p_1)^{(\kappa - 1)/\kappa} - 1 \right]$$

Het isentropisch rendement, van een zuigercompressor, kan geplotted worden als functie van de drukverhouding:



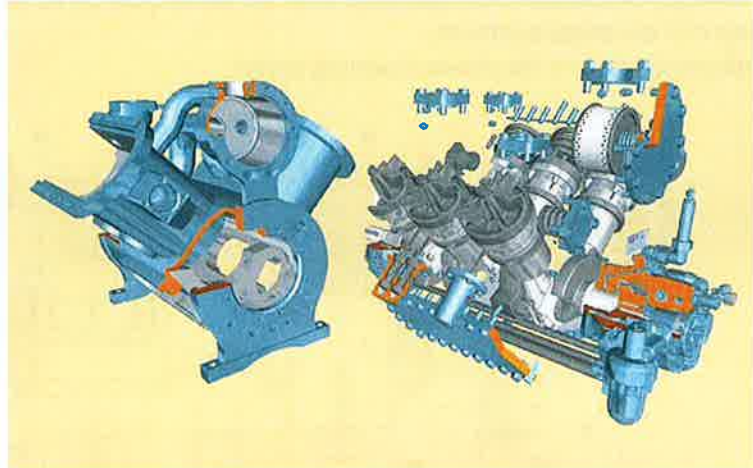
Figuur 3.6: rendement, van een zuigercompressor als functie van de drukverhouding:

Hoofdstuk 4 ZUIGERCOMPRESSOREN

4.1 Inleiding

De zuigercompressor wordt veelvuldig toegepast. De toegepaste technologie is in de basis een 'oude' en derhalve bekend. Grofweg kan gesteld worden dat de zuigercompressor wordt toegepast in zo'n kleine 50% van de markt van de industriële koeltechniek. Er bestaan vele uitvoeringsvormen. Afhankelijk van het aantal rijen cilinders die op verschillende krukhoeken staan wordt er gesproken van een lijn, naar het aantal V- en W-opstelling.

De aandrijving van de open compressor, kan direct danwel indirect via V-snaren uitgevoerd worden. Door de oneenparigheid van de zuigercompressor moet er bij directe aandrijving gebruik gemaakt worden van torsie stijve koppelingen. Deze koppelingen zorgen er voor dat ook de roterende traagheid van de motor gaat bijdragen aan een meer gelijkmatige loop van de zuigercompressor. Bij indirect aandrijving zorgt de snaarschijf die op de compressor gemonteerd wordt voor voldoende roterende traagheid. Bij warmtepomp toepassing worden soms ook gasmotoren ingezet als krachtbron. Dan kan ook de motorwarmte nuttig gebruikt worden.

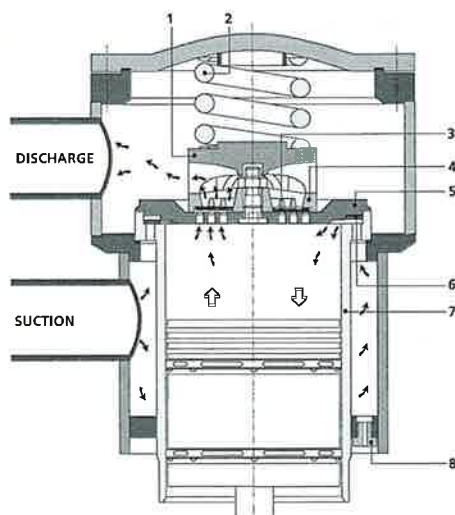


Figuur 4.1 Opengewerkte zuigercompressor

Enkele kenmerken van zuigercompressoren zijn:

- 2 tot 16 cilinders per machine;
- Beschikt over drukverschil gestuurde zuig- en perskleppen;
- 600 tot 1500 rpm, in uitzonderingen tot 3000 rpm;
- Druksmering of spatsmering;
- Onbelaste aanloop en capaciteitsregeling.

De zuig- en perskleppen zijn karakteristieke onderdelen van de zuigercompressor.

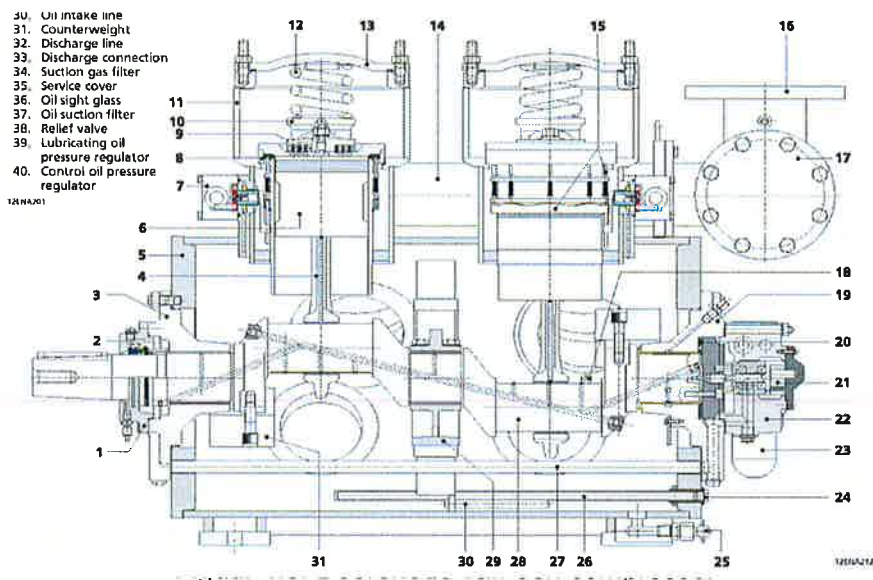
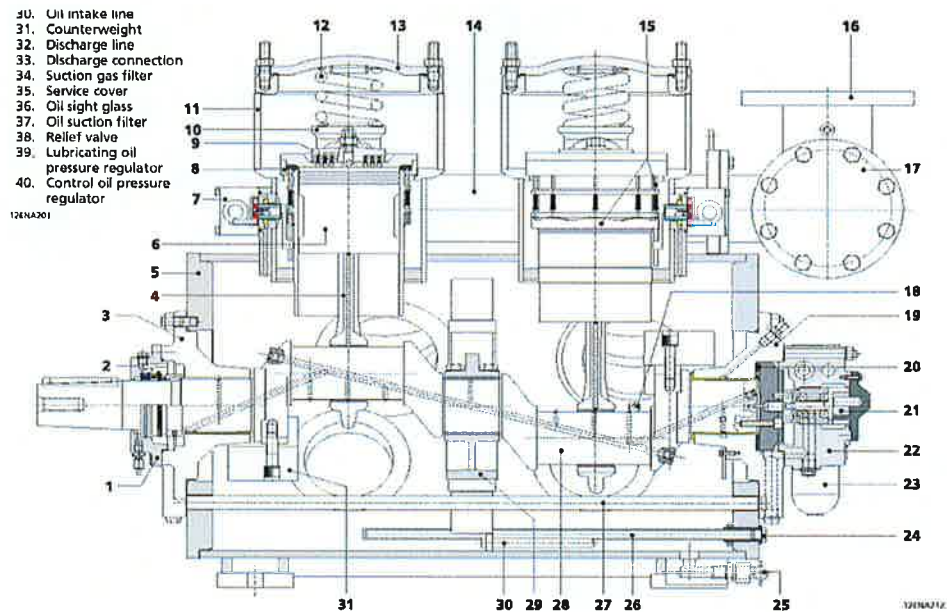


- 1 Veer houder
- 2 Buffer veer
- 3 Persklep en veren
- 4 Veerhouder en slagbegrenzer
- 5 Persklepzitting en slagbegrenzer
- 6 Zuigklep ring en veren
- 7 Cilinderbus
- 8 Kanaal tbv olieterugvoer naar carter

Figuur 4.2: zuigcompressor

Daarnaast zijn specifiek voor zuigercompressoren:

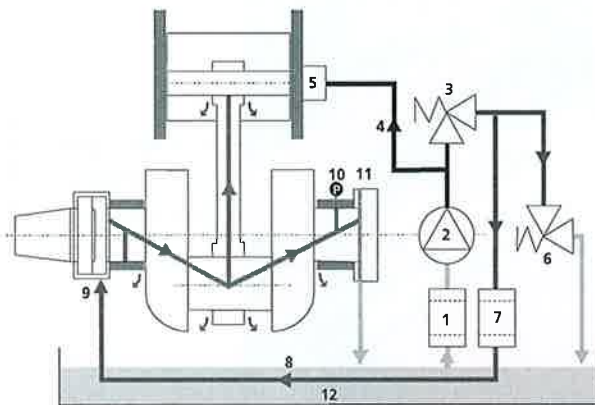
- Speciale voorziening ter voorkoming vloeistofslag;
- Cilinderwandkoeling door zuiggas;
- Drukegalisatie van carter naar zuigkamer;
- Drukvast krukhuis met olie;
- Taatslager om axiale krachtverschil over de aandrijfas op te vangen;
- Oliepomp en smeersysteem;
- Asafichting en m.n. de olievoorziening ervan.



4.2 Oliesysteem

Zuigercompressoren hebben een oliesysteem nodig om een aantal functies uit te voeren:

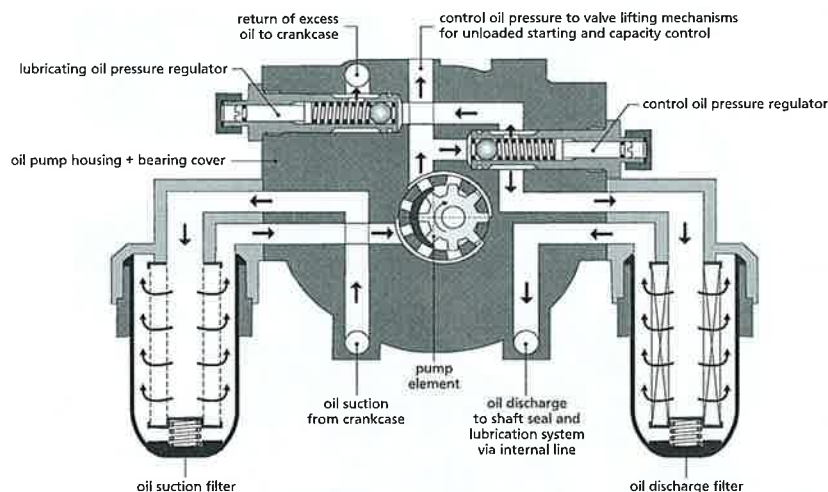
- Smering van het lagersysteem en smering van het zuigersysteem;
- Smering en koeling van de asafdichting;
- Bediening van het capaciteitsschakel mechanisme.



- 1 Olie zuigfilter
- 2 Olie pomp
- 3 Olie druk regelaar
- 6 Smeerdrukregelaar
- 7 Oliepersfilter
- 9 Asafdichting behuizing
- 12 Oliebad in carter

Figuur 4.4 Voorbeeld van een oliekringloop

Het oliesysteem van de zuigercompressor is er in vele uitvoeringsvormen. De oliepomp wordt veelal direct gekoppeld aan de krukas. Om bij allerlei verschillende condities de olievoorziening te garanderen zijn drukregelaars aangebracht. Deze zorgen voor o.m. een constante oliedruk in het smeersysteem en een veelal andere druk voor de capaciteitsregeling. Daarnaast passeert de oliestroom een filtersysteem, wat eventueel vuil uit de oliekringloop filtert.

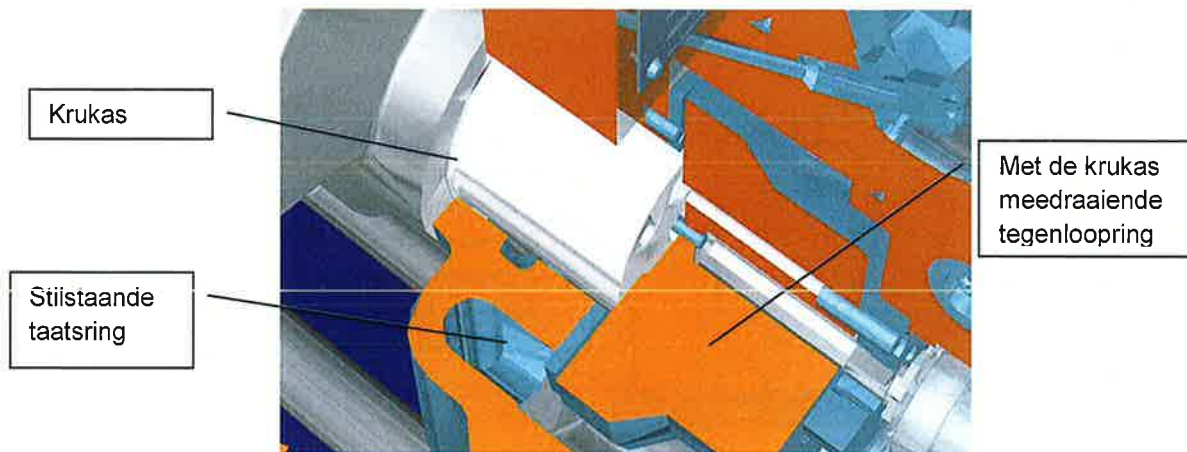


Figuur 4.5 Voorbeeld van oliepomp, filter en drukregelsysteem

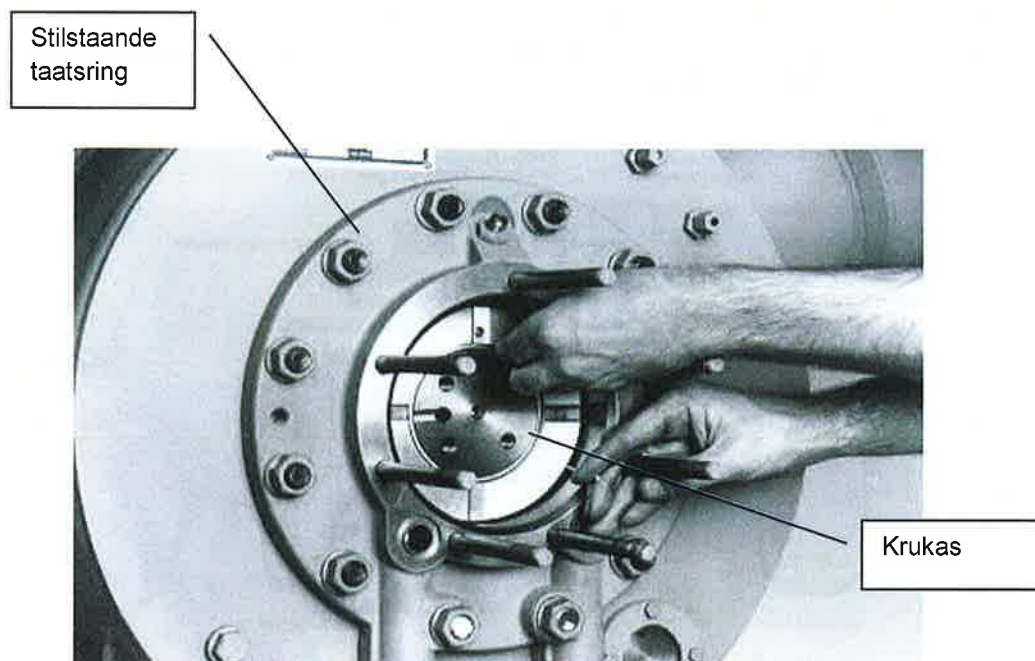
Het smeersysteem zorgt voor voldoende olie, in bepaalde temperatuurconditie, voor de smering van m.n. de krukas. Zowel de radiale lagers, veelal glijlagers, als het taatslager, het axiale lager, worden op een zodanige manier van olie voorzien dat er altijd een oliefilm aanwezig is tussen lager en krukas, danwel in het taatslager. De olie voert tevens de in het lager ontwikkelde warmte af.

4.3 Taatslager

De reeds genoemde axiale lagering van de compressor wordt geleverd door het taatslager. Deze voorkomt dat door de inwendige druk in de compressor de krukas axiaal naar buiten geduwd wordt. Een axiaal later is moeilijker te smeren dan een radiaal lager, omdat er geen hydraudynamische druk wordt opgebouwd. Olie kan geen druk opbouwen doordat het in een wigvormige spleet geperst wordt. Indien er beneden atmosferische gedraaid wordt (zuigdruk lager dan 1 bar(a)) dan wordt de krukas met geringe kracht naar binnen geduwd. Ook hiervoor moet een axiale lagering aanwezig zijn.



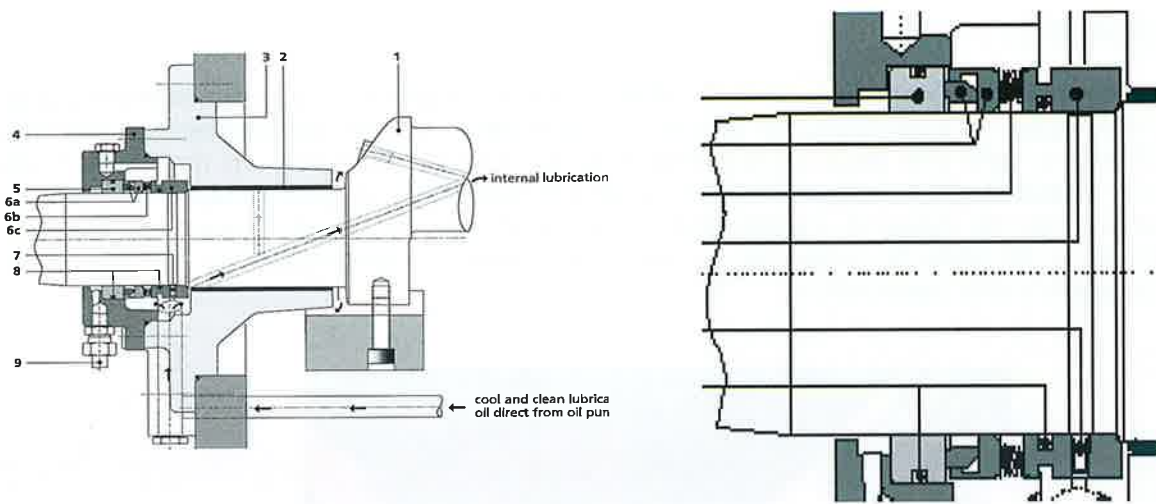
Figuur 4.6 taatslager



Figuur 4.7 Taatslager

4.4 Asafdichting

Bij open compressoren dient een extra onderdeel toegevoegd te worden om te voorkomen dat olie weglekt langs het aseinde van de compressor. De afdichting wordt geleverd door de asafdichting, een ingenieuze constructie met als kernonderdeel langs elkaar glijdende vlakken waar geen olie langs kan passeren. Een asafdichting is pas dicht als er olie tussen zit. Een asafdichting waarvan de oliekamer tijdens stilstand leeg van is gelopen, kan gaan lekken. Na een compressorstart zal dit zich weer herstellen. Het is daarom aanbevelingswaardig een open compressor regelmatig te laten draaien.



Figuur 4.8 Voorbeeld van een asafdichting

4.5 Zuigersysteem

Het zuigersysteem wordt eveneens gesmeerd. De oliefilm tussen cilinderwand en zuigerveren zorgt voor smering, d.i. levensduur, en afdichting zodat de zich opbouwende druk in de compressiekamer niet weg kan lekken. Echter er gaat olie langs de zuigerveren en komt in de persruimte en dus in het hoge drukdeel van de installatie. Dit veroorzaakt vervuiling van installatiedelen, en dus rendementsverlies, en de olie verzamelt zich bij bepaalde koudemiddel / olie combinaties en moet afgetapt worden. Om olievervuiling van de installatie en olieverlies te voorkomen wordt na compressor een olie afscheider ingebouwd, bv bij ammoniak installaties.



Figuur 4.9 Zuiger, zuigerveren en cilinderpen

4.6 Olie

Het gebruik van olie kent vele aspecten:

- Koudemiddel en olietype zijn aan elkaar gekoppeld;
- De olie kan afbreken bij te hoge olietemperatuur;
- In sommige toepassing is speciale olie nodig;
- Olie moet bij verdampingstemperatuur dunvloeibaar zijn;
- Olie moet onder alle bedrijfsomstandigheden viscositeit houden;
- Halogene koudemiddelen lossen op in olie;
- Bij bv opstarten kan olie opschuimen in carter => smeringsprobleem als koudemiddel in de olie is opgelost;

Bij toepassing van meerdere compressoren in één systeem dien aandacht gegeven te worden aan de olieverdeling; let op bij:

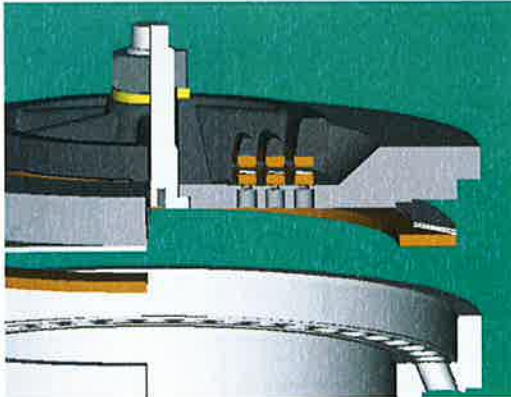
- Meerdere compressoren op 1 zuigleiding;
- Olieretour naar meerdere compressoren;
- Olie en gasegalitatie tussen compressoren.

4.7 Klepsystemen

De zuigercompressor heeft een compressieruimte waarvan de aanzuiging, compressie en uitdrijving van gas geregeld wordt door een klepsysteem van zuig- en perskleppen. In de meeste gevallen werken deze kleppen automatisch, d.w.z. drukverschillen i.c.m. een veersysteem zorgen voor het tijdig openen en sluiten van de kleppen.

De verscheidenheid van klep-uitvoeringsvormen is zeer groot. Elke fabrikant heeft daarin een eigen technologie ontwikkeld. Echter, er is toch een tweedeling te maken:

- De grotere compressoren zijn uitgerust met ringkleppen;
- De kleinere compressoren zijn uitgerust met lipklepjes of dunne verende klepplaatjes.

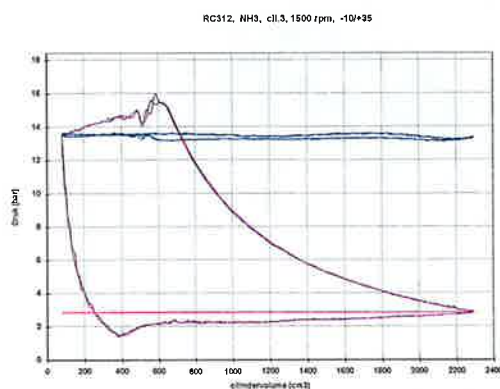


Figuur 4.10 Ringklepsysteem

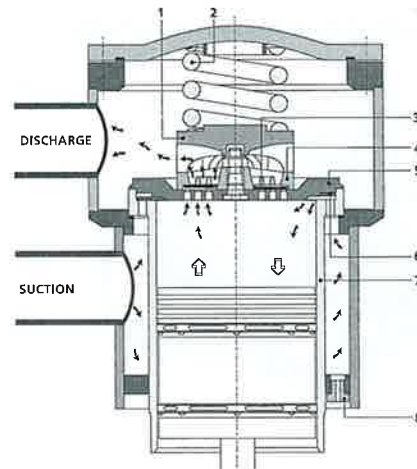


Figuur 4.11 Lipklepsysteem

De werking van het ringklepsysteem kan uitgelegd worden a.d.h.v. het zgn. pV diagram in relatie met de doorstroming van zuig- en persgas en de aanzuig- en persslag van de zuiger.



Figuur 4.12 Gemeten pV-diagram



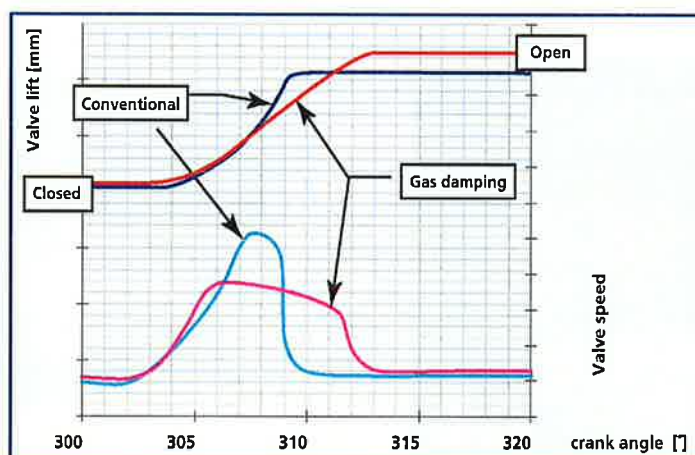
Figuur 4.13 Gas stroming

De kleppen worden door een ringvormige veer en door gasdruk op de zitting gedrukt. De zuigklepveer opent op het moment dat de druk in de compressieruimte lager is, door het groter wordende volume omdat de zuiger omlaag beweegt, dan de zuigdruk en veerdruk tezamen. Ergo, het drukverschil opent de klep, waarna deze zeer snel opengaat en tegen de slagbegrenzer botst, hierin afgeremd door de veer. Het sluiten wordt veroorzaakt door een drukverhoging in de compressieruimte, door het omhoog bewegen van de zuiger. Ook hier is het drukverschil de drijvende kracht. De perskleppen werken op een vergelijkbare manier.

Uit het bewegingsprofiel van de kleppen, in combinatie met gemeten pV-diagrammen, kan veel over belasting situatie van de kleppen worden afgeleid.

Het pV diagram is in principe generiek, maar de doorstroming is als voorbeeld van een compressor met een enkele ringvormige zuigklep, aan de rand van de cilinderbus, en drie perskleppen, centraal aangebracht in de klepplaat welke de compressieruimte aan de bovenkant afsluit.

Een detail van een moderne klepconstructie is gegeven in bovenstaande figuren. Hieronder wordt het bewegingsprofiel van een klep gegeven. In deze laatste figuur is het effect te zien van gasdamping: het fenomeen aan het eind van de beweging van een opengaande klep. Gasdamping verlaagt de botsingssnelheid en is dus een belangrijke parameter m.b.t. de levensduur van de klepring.



Figuur 4.14

Kleppen van kleinere zuigercompressoren kenmerken zich als:

- Zuigklep als dunne plaat in cilinderruimte;
- Persklep is vaak een lipklepje, 'reed valve'.



Zuigklep

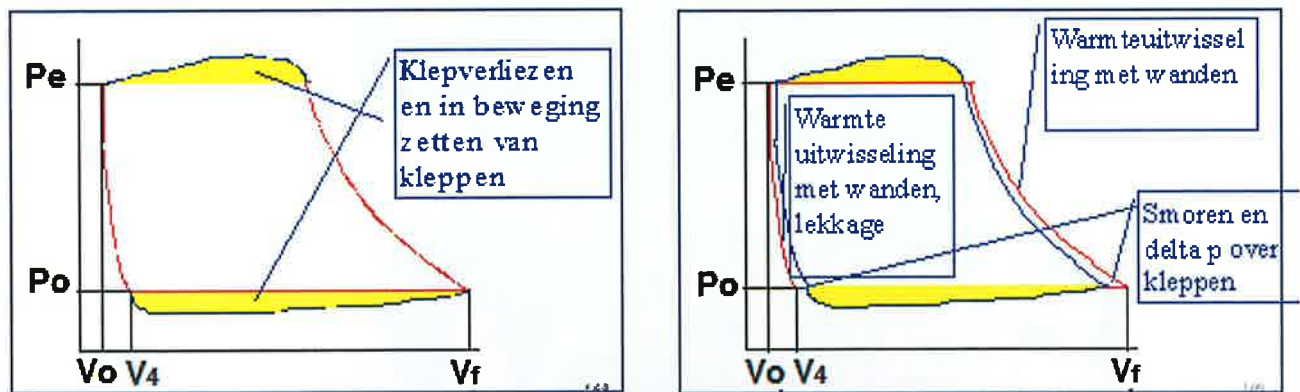


Persklep

Figuur 4.15 Voorbeeld van zuig- en persklep van een kleine zuigercompressor

Bij de zuigercompressor treden er verliezen op in de zuig- en persklep:

- Door drukverschil moeten de kleppen in beweging gezet worden;
- Versnellen en bewegen van de klep;



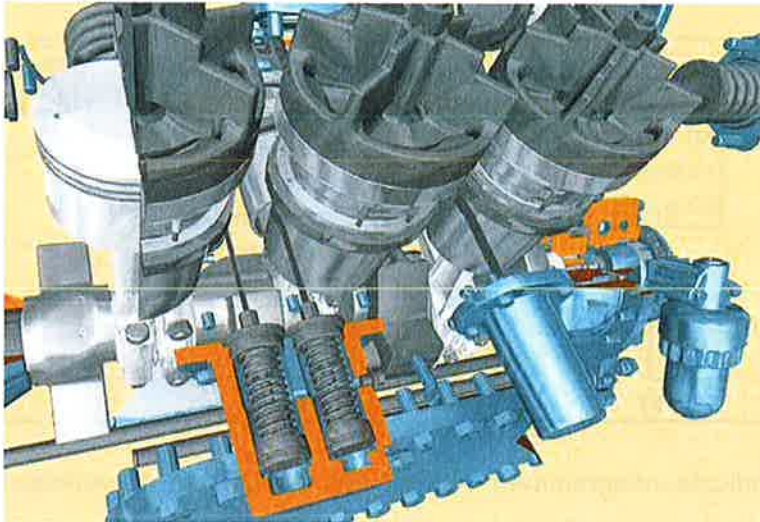
Figuur 4.16 Indicateurdiagrammen, voorbeelden van optredende verliezen

4.8 Capaciteitsregeling zuigercompressoren

De capaciteitsregeling regelt welk deel van de maximum pompcapaciteit, onder een bepaalde bedrijfsconditie, de compressor afgeeft. Immers, bv tijdens het invriezen van een product zal veelal de maximum capaciteit gevraagd worden, terwijl tijdens bewaren maar een klein deel van de maximum capaciteit nodig is. Om deze functie in te vullen, liefst zo efficiënt mogelijk, zijn compressoren uitgerust met een regeling die ervoor zorgt dat op het ene moment 100% en op een ander moment maar een deel, bijvoorbeeld 65% geleverd wordt. Men kan verschillende manieren onderscheiden waarmee de capaciteit geregeld wordt.

- On-off d.w.z. aan-uit schakelen van de compressor als geheel:
 - eenvoudig, grof, grote schakelfrequentie;
 - extra slijtage;
- Toerental regeling, bv door frequentiegeregelde elektromotor toe te passen:
 - continue regeling, d.w.z. geen stapsgewijze capaciteitsregeling;
 - geen aanpassing aan compressor nodig;
 - minder slijtage;
 - compressor heeft een minimum toerental i.v.m. smering;
 - motoren en frequentieregeling zijn relatief duur;
 - uitsluiten van eigenfrequentie gebieden
- Cilinders af- en bijschakelen kan uitgevoerd worden op verschillende manieren:
 - A. Interne verbinding maken tussen zuig- en persruimte; de gassen worden rondgepompt in de compressor zonder drukopbouw 'upstream' te leveren; Veelal wordt hiermee een rij met cilinders afgeschakeld. Dit vraagt een beperkt aantal schakelmechanismen per compressor;
 - B. Individuele cilinders afschakelen door lichting van zuigklep.

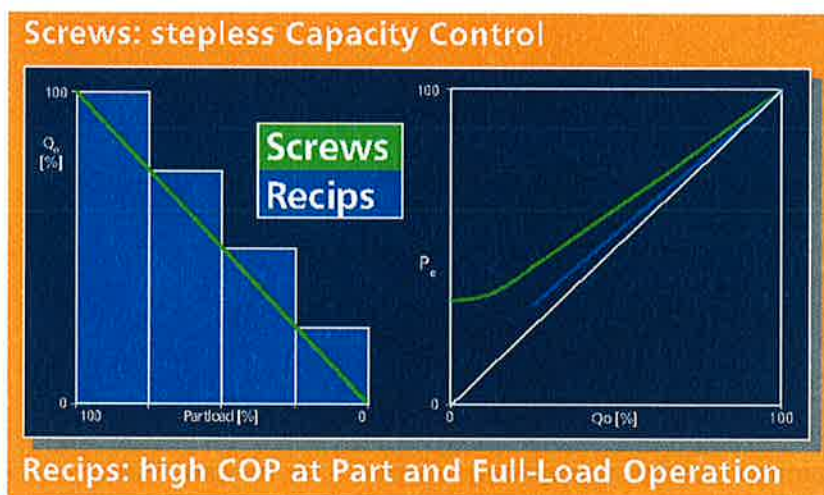
Laatstgenoemde methode kent tal van uitvoeringsvormen, waarvan er één in onderstaande figuur geïllustreerd wordt.



Figuur 4.17 Capaciteitsregeling zuigercompressor met individuele zuigklep lichting per cilinder

Compressoren die in deellast werken hebben een lager rendement dan de in vollast draaiende compressor.

Zuigercompressor hebben als voordeel dat het rendementsverlies beperkt is, veelal lager dan dat bij schroefcompressoren.



Figuur 4.18 Verschil in deellastgedrag tussen zuiger- en schroefcompressor

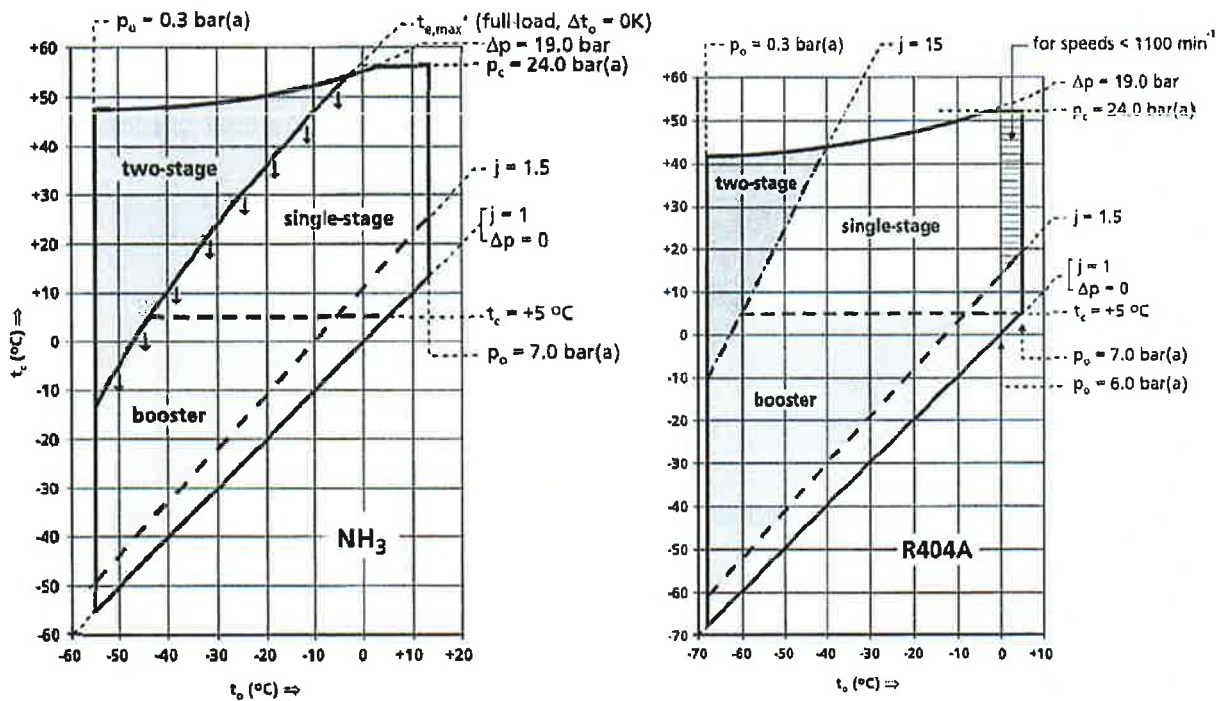
4.9 Toepassingsgrenzen zuigercompressor

Compressoren kunnen niet ongestraft in elk denkbare situatie, elke bedrijfsconditie, worden toegepast. Zowel de mechanische constructie als de temperatuurhuishouding kennen grenzen. Het gebied wat de fabrikant aangeeft als een veilig werkgebied is het zgn. toepassingsgebied. Voor de zuigercompressor kunnen de volgende items het toepassingsgebied beperken:

- Toerental
 - bovengrens:
 - levensduur;
 - rendement;
 - warmtehuishouding /olietemperatuur;
 - vrije krachten;

- ondergrens:
 - o filmopbouw in de glijlagers;
 - o minimum oliedebiet van de oliepomp (krukasgedreven);
- Zuigdruk:
 - bovengrens:
 - o dichtheid aangezogen damp i.v.m. belasting zuigklep;
 - o taatslagerbelasting;
 - o levensduur asafdichting;
 - ondergrens:
 - o het taatslager kan door onder atmosferische druk los komen te liggen, waardoor oliedruk kan wegvallen;
 - o te geringe druk zodat de oliepomp geen olie kan aanzuigen uit het carter;
- Persdruk:
 - bovengrens:
 - o sterkte en stijfheid krukhuis;
- Persgastemperatuur:
 - bovengrens:
 - o degradatie en verdampen van olie;
 - o levensduur van materialen (kunststof, rubbers);
 - o stabiliteit koudemiddel;
 - o speling en levensduur zuiger;
 - o speling en levensduur van (pers)kleppen;
- Drukverschil:
 - bovengrens:
 - o sterkte aandrijfmechanisme;
 - o levensduur van drijfwerklagers lagers;
 - o sterkte zuiger;
 - o sterkte/stijfheid klepplaat
- Drukverhouding:
 - bovengrens:
 - o Persgastemperatuur;
 - o levensduur persklep;
 - o volumetrisch en isentropisch rendement;
 - ondergrens:
 - o energetisch rendement;
 - o levensduur zuig- en persklep;
- Olie temperatuur:
 - bovengrens:
 - o teruglopen van de viscositeit afhankelijk van oliesoort en eigenschappen;
 - ondergrens:
 - o teruglopen van de viscositeit door oplossen van koudemiddel in olie (oplosbare combinatie);
 - o smeerproblemen door te hoge viscositeit;

Het toepassingsgebied van de compressor kan op allerlei manieren worden aangegeven; zie onderstaande figuur (4.19):



Waarin

t_o = verdampingstemperatuur

p_o = verdamperdruk

t_c = condensatie temperatuur

p_c = temperatuur

Δt_o = oververhitting zuiggas

j = drukverhouding p_c / p_o

Δp = drukverschil $p_c - p_o$

$T_{e,max}$ = maximum persgastemperatuur

↓ Lijn die lager komt te liggen bij $\Delta t_o > 0K$ en/of deellast bedrijf

4.10 Samenvatting van de zuigercompressor

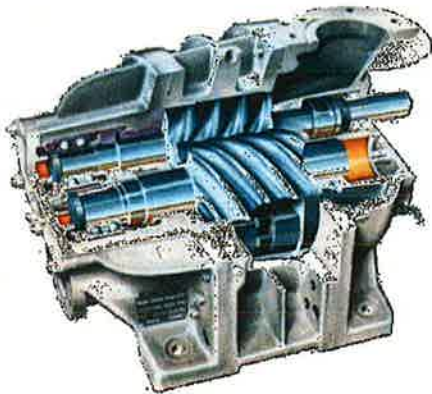
De karakteristieken, de eigenschappen en sterke/zwakke punten kunnen als volgt samengevat worden:

- Werkt met zuigers:
 - stijf compressorhuis nodig;
 - eisen aan opstelling en fundatie;
- Smering van de zuigers:
 - lage wrijving geeft verbetering van rendement;
 - smeerolie komt in koelinstallatie;
- Terugstromen van persgas kan niet vanwege persklepconstructie;
- Door toepassing van kleppen past de compressor zich automatisch aan bij verandering van zuig en persdruk (drukverhouding en drukverschil);
- Bereiken van bepaalde persdruk is onafhankelijk van toerental;
- Er treden pulsaties op in de persleiding;
- Compressorrendementen zijn hoog;
- Twee-trappers staan zware condities toe;
- Er zijn kleppen nodig, hetgeen bv verliezen bij m.n. lage zuigdrukken geeft;
- Slijtagedelen:
 - kleppen, zuigerveren;
 - lager onderdelen;
 - performance neemt op termijn wat af;
- Vloeistof aanzuigen is niet toegestaan;
- Toepasbaar bij hoge drukken en hoge drukverschillen;
- Toerental binnen brede grenzen;
- Capaciteitsregeling met weinig rendementsverlies (lineair gedrag);
- Schadelijk volume heeft negatief effect bij hoge drukverhoudingen;
- Minerale olie => hydrotreated => synthetische olie;
 - hogere temperaturen toelaatbaar;
 - betere smering;
 - minder oliedampvorming;
- Lekpad is de asafdichting bij zgn. open compressoren;
- Dubbele asafdichting;
- Semi-hermetische oplossing.

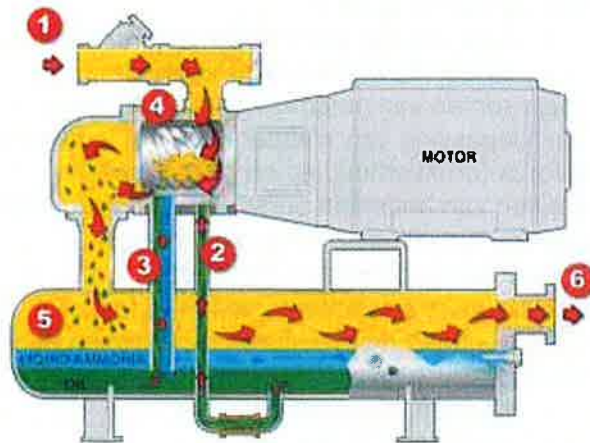
Hoofdstuk 5. SCHROEFCOMPRESSOREN

5.1 Inleiding

Er zijn 2 typen schroefcompressoren. Het meest voorkomende type schroefcompressor is die met twee rotoren, de 'twin' schroef. Daarnaast komt de zgn. 'mono' schroef voor.



Figuur 5.1 De 'twin' schroef



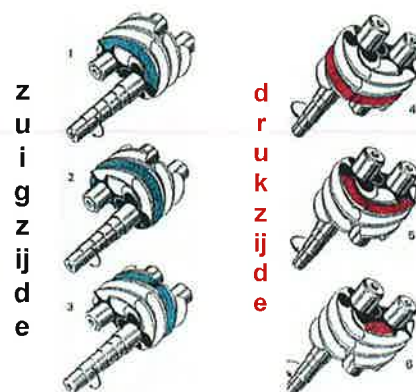
Figuur 5.2 De 'Mono' of 'Single' schroef

Deze schroefcompressoren die in de koudetechniek worden toegepast hebben olie injectie in de zuig. De olie wordt gebruikt voor afdichting en smering van de compressieruimte, bv de spleet tussen de schroeven, en dient voor koeling. De geïnjecteerde hoeveelheid olie is niet gering, zodat veel aandacht gegeven wordt aan de olieafschieding die nodig is voordat het persgas de rest van de installatie in gaat. De olie wordt gecirculeerd door het drukverschil tussen pers en zuig of doormiddel van een oliepomp.

5.2 Werkingsprincipe

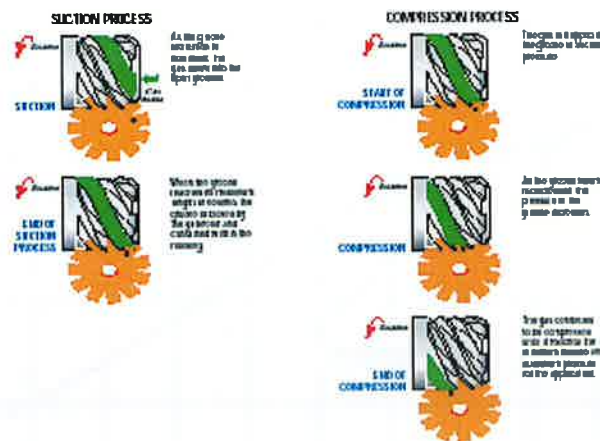
Het werkingsprincipe van de schroefcompressor kan als volgt beschreven worden:

- Aanzuigen fase:
 - zuiggas wordt ingetrokken in de open ruimte tussen de schoeven die in volume toeneemt en in verbinding staat met de zuigruimte.;
 - op moment dat deze ruimte zijn maximale volume heeft bereikt wordt afgesloten en kan de compressie beginnen;
- Comprimeren door continu reduceren van gasvolume;
- Uitdrijven fase: de ruimte met hetsamengeperste gas wordt op een gegeven moment verbonden met de persruimte op moment dat perspoort wordt geopend. Doordat het volume van de ruimte afneemt tot 0, zal al het gas uitgedreven worden.



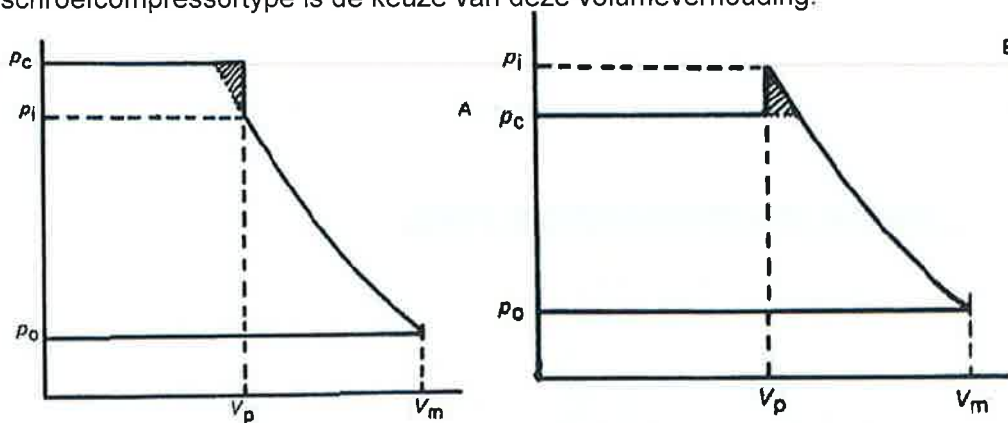
Nevenstaand figuur (5.3) illustreert het werkingsprincipe van de schroefcompressor.

Het werkingsprincipe van de Monoscrew wordt in onderstaande figuur (5.4) geïllustreerd.



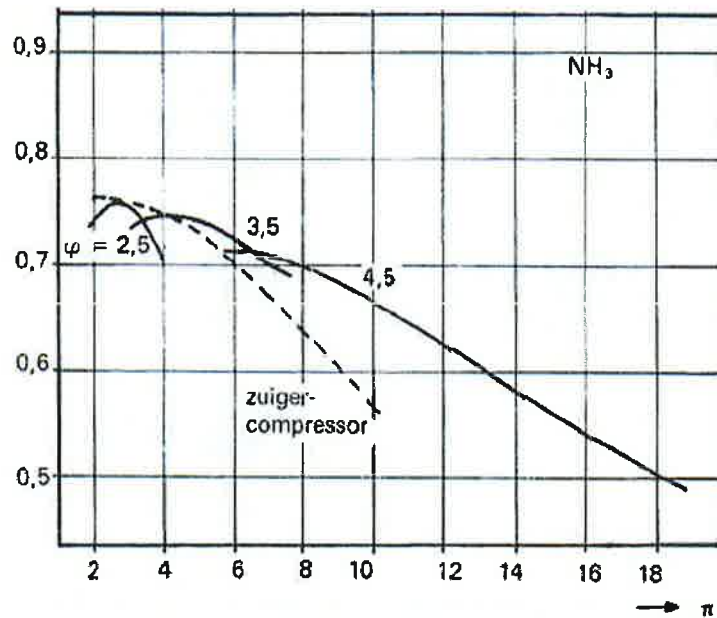
De 'monoscrew' schroefcompressor wordt minder vaak toegepast. Gesteld kan worden dat dit concept de slag verloren heeft met de hiervoor besproken 'twin' schroefcompressor. Heden ten dage zijn er maar enkele fabrikanten op de markt aanwezig.

De schroefcompressor heeft een vast ingebouwde drukverhouding en comprimeert het gas van een zeker volume V_1 (volume van gas op moment dat de zuigpoort sluit) naar het eindvolume V_2 (volume van gas op moment dat de perspoort opent). De druk die aan het eind van de compressie ontstaat, de einddruk, is afhankelijk van de zuigdruk en de configuratie van de schroef (spoed en lengte). De verhouding tussen V_1 en V_2 wordt de volumeverhouding V_i genoemd. Essentieel bij de selectie van het schroefcompressortype is de keuze van deze volumeverhouding.



Figuur 5.5 Energie verlies door niet matchen van de vaste ingebouwde V_i met de draaiconditie A. A. onder compressie; B. over compressie.

Wordt een compressor gekozen met een niet correcte V_i , d.w.z. die niet past bij de zuig- en persdruk van de installatie, dan levert de compressor niet de optimale prestatie. Dit wordt 'misfit' genoemd, welke resulteert in een energetisch verlies. Het verdichte gas bereikt de persleiding, na de compressor, door de zgn. perspoort of uitstroom opening. Bij groter wordende drukverhouding moet het gas bij kleinere uitlaatpoort, en bij dalende drukverhouding bij een grotere perspoort de compressor verlaten om te 'fitten' met de heersende persdruk.



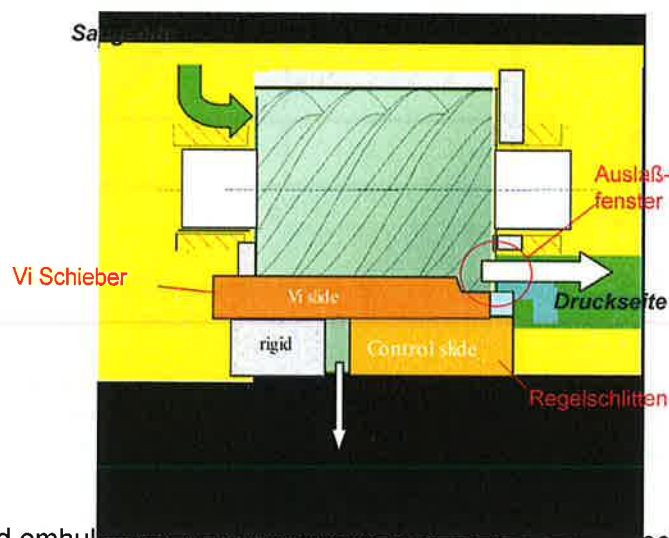
Figuur 5.6: gemeten energetisch rendement van schroefcompressor met verschillende waarden van de ingebouwde volumeverhouding ϕ en van een zuigercompressor met vergelijkbare capaciteit.

Om verliezen van mismatch te voorkomen in schroefcompressoren is hiervoor een oplossing bedacht; de juiste einddruk kan worden gerealiseerd door het toepassen van de zgn. variabele V_i . De uitlaatpoort krijgt een variabel geometrie door het toepassen van een V_i schuif, die hydraulisch wordt aangedreven.

Dit betekent in het kort:

- Grote drukverhouding = kleine uitlaatpoort = grote V_i
- Kleine drukverhouding = grote uitlaatpoort = kleine V_i

De instelling van de variabele V_i moet niet alleen bij vollast maar ook bij deellast gebeuren.



De arbeid, het gebied omhuld door het $p-v$ diagram, kan, inclusief het effect van de misfit tussen persdruk en condensordruk als volgt geschreven worden:

$$\int_0^i V \cdot dp_c = \int_0^i V dp + \int_i^c V \cdot dp_c$$

$$\int V \cdot dp_c = \int V dp + [p_c - p_i] \cdot V_p,$$

$$\text{met } V = V_m [p_o / p]^{1/\kappa}$$

waarbij V_m het max. aanzuigvolume van het groevenpaar is

$$W = V_m p_o \frac{\kappa}{\kappa-1} [(p_i / p_o)^{(\kappa-1)/\kappa} - 1] + [p_c - p_i] \cdot V_p$$

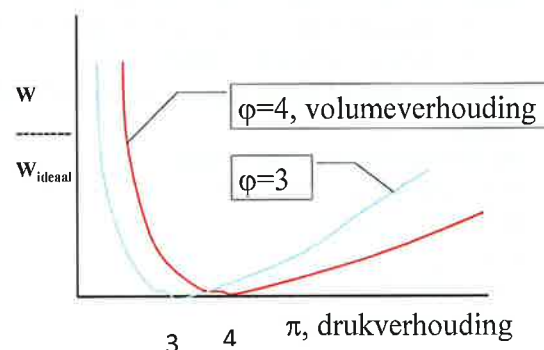
$$[V_m / V_p]^\kappa = \phi^\kappa = p_i / p_o$$

$$W = V_m p_o \frac{\kappa}{\kappa-1} [\phi^{\kappa-1} - 1] + [p_c - p_i] \cdot V_p$$

Het optimale geval, met de uitwendige drukverhouding $\pi = p_c / p_o$

$$W_{\text{ideaal}} = V_m p_o \frac{\kappa}{\kappa-1} [\pi^{(\kappa-1)/\kappa} - 1]$$

Door deling van de twee hierboven afgeleide formules van arbeid, vindt men de verhouding tussen de niet optimale en optimale arbeid bij het ideale model van de schroefcompressor:



$$\frac{W}{W_{\text{ideaal}}} = \frac{[\phi^{\kappa-1} - 1]}{[\pi^{(\kappa-1)/\kappa} - 1]} + \frac{[\pi - \phi^\kappa] \cdot [1 - 1/\kappa]}{\phi \cdot [\pi^{(\kappa-1)/\kappa} - 1]}$$

5.3 Capaciteitsregeling bij een schroefcompressor

Hoe wordt de capaciteit bij een schroefcompressor geregeld? Schroefcompressoren hebben een regelbare en verschuifbare interne 'bypass', d.w.z. een regelschuif die het punt bepaalt waar de compressie begint. Dit betekent dat er extra stromingsverliezen optreden aan zuigzijde omdat een deel van gas in feite circuleert zonder gecomprimeerd te worden. Verder neemt de vullingsgraad van tandholtes af bij deellast; hierdoor vermindert de compressie als de uitlaatpoort op de zelfde positie open gaat. Om dit te compenseren moet tevens in deellast de uitlaatpoort verkleind worden/later open gaan. Dit betekent dat de combinatie van capaciteitsregeling en V_i regeling het optimale energetische rendement geeft in deellast. Let wel: de V_i - en capaciteitschuiven werken onafhankelijk!

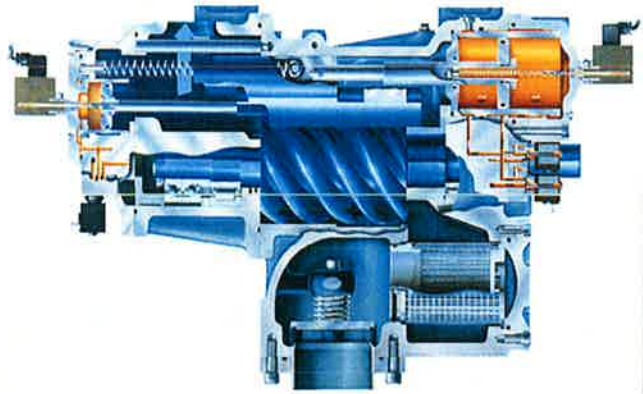
Een paar punten:

- Nauwkeurige temperatuurregeling van verdamper mogelijk;
- Optimale V_i is vastgesteld met metingen en is in regelsoftware opgenomen;
- De positie van de V_i -schuif volgt uit:
 - deellast positie capaciteits regelschuif;
 - zuig- en persdruk;
 - koudemiddel.

5.4 Kenmerken van schroeven

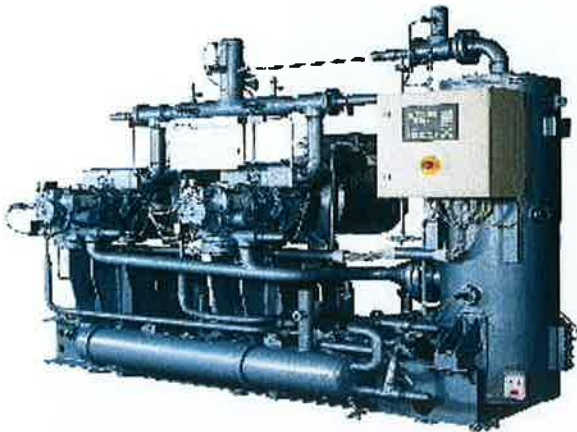
Schroefcompressor kenmerken zijn:

- Compressorhuis:
 - gegoten delen;
 - gedeelde constructie;
 - zuig- en persgedeelte;
 - o-ring afdichtingen;
 - meten drukken en temperaturen;
- Rotoren:
 - de 2 rotoren hebben verschillend profiel;
 - bepaalde toerentalverhouding;
 - smeedstukken, precisie frezen, balanceren;
- Lagering:
 - opnemen axiaal- en radiaalkrachten tgv compressie;
 - axiaalbelasting wordt opgenomen door:
 - axiaalbelasting wordt gebalanceerd door zuiger d.m.v. oliedruk;
 - kegel- of hoekcontactlagers;
 - radiaalbelasting wordt opgenomen door rol- of glijlagers;
- Asafdichting:
 - op aangedreven 'male' rotor;
 - in kamer gevuld met olie;
 - onder persdruk;
 - smering;
 - warmteafvoer;
 - veelal koolring die draait tegen gietijzeren tegenring, of meer geavanceerde oplossingen;
- Oliesysteem:
 - smering:
 - lagering en asafdichting;
 - afdichting rotoren;
 - smering tussen 2 rotoren;
 - oliedruk voor schuiven:
 - capaciteitsregeling;
 - V_f -regeling;
 - koeling van het compressie- proces, zoals hiernaast wordt geïllustreerd;
- koudemiddelinjectie
 - injectie in perspoort: reduceren eindcompressie temperatuur
- economizer systeem



Een verschil met de zuigercompressor is dat de schroefcompressor in de meeste gevallen als unit geleverd wordt. De reden hiervoor is dat de olievoorziening, besturing, olieafscheiding en koeling vragen om een geïntegreerde oplossing, waarin alle kennis en ervaring van de leverancier samenkomt. Als voorbeeld wordt hieronder de schroefcompressor en de periferie schematisch gegeven. De schroefcompressorpackages worden zowel in één- en tweetraps systeem geleverd.

-).



Figuur 5.8 Schroefcompressorpackage

Figuur 5.9 Voorbeeld van regeling- en oliesysteem

De regeling van de capaciteit is veelal op basis van zuigdruk of een andere externe temperatuur. De bewakingsgrootheden zijn, op schroefunit niveau:

- Zuigdruk;
- Einddruk, eindtemperatuur;
- Oliedruk en olietemperatuur;
- Motorstroom;
- Motortemperatuur (wikkelingstemperatuur);
- Positie regelschuiven;

De veiligheidsketen volgens TÜV eisen is:

- Terugsturen van de regelschuif naar minimum positie bij een hoge einddruk;
- Afschakelen van de compressor bij te hoge einddruk door de besturing;
- Afschakelen van de compressor door een veiligheids-drukbegrenzer en extern resetten;
- Afblazen door ontlastklep;

Druktrap van het vat (b.v. 24bar)

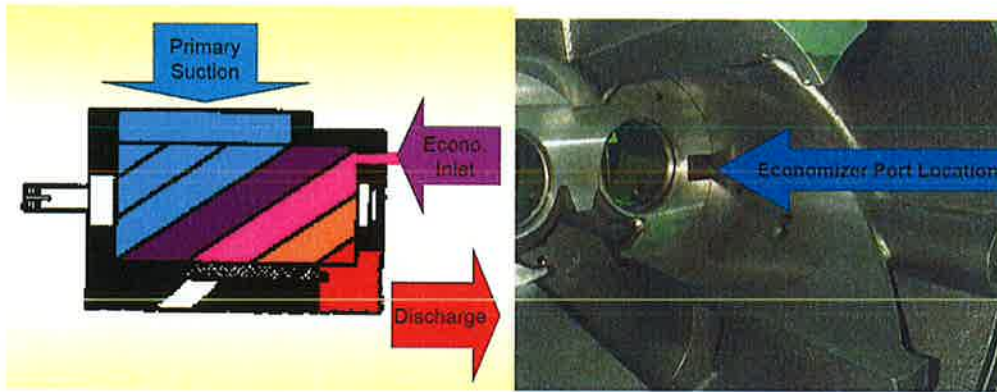
5.5 Toepassingsgrenzen

Ook de schroefcompressor kent haar toepassingsgrenzen, bijvoorbeeld:

- Toerental tussen 1450 en 3600 rpm;
- Zuigdruk kan variëren tussen 0,3 - 7,3 bar(a) (NH₃);
- Verdampingstemperatuur gebied:
 - NH₃ -55 / +15;
 - R22 -60/ +12;
- Min zuig oververhitting aan inlaat: 3K
- Max persdruk: 25 bar(a);
- Max perstemperatuur: 120°C;

5.6 Economizer

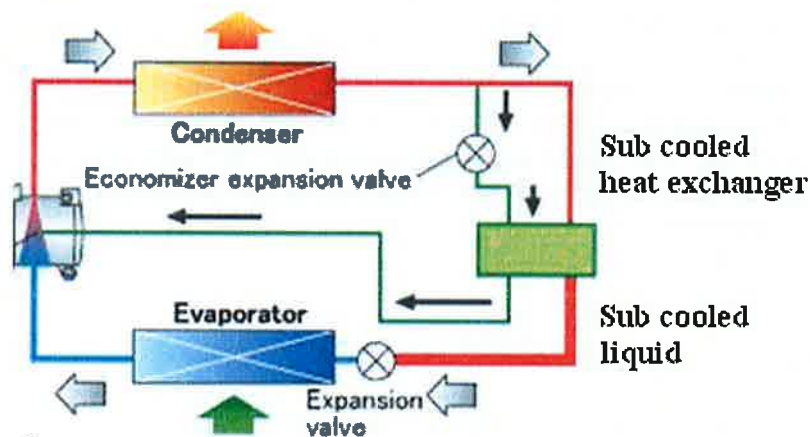
Een schroef kan uitgevoerd worden met of zonder economizer poort. Een economizer poort maakt het mogelijk om gas aan te zuigen op een drukniveau hoger dan de zuigdruk. Om dit mogelijk te maken is de schroef voorzien van een extra economizer poort. Dit is in feite een additionele zuigpoort op een vast positie in het compressie proces, dat vrijgegeven wordt nadat de normale zuigpoort reeds gesloten is en het zuiggas deels gecomprimeerd is. In welke mate het gas reeds gecomprimeerd is, is afhankelijk van de positie van de economizer poort. Zie onderstaande figuren. Dit betekent ook dat de economizer druk afhankelijk is van de zuigdruk en deellast.



Figuur 5,10 Economizerpoort

Omdat het aanzuigen op het hogere zuigdrukkniveau gebeurt is er voor het economizer debiet is minder arbeid nodig om het gas tot condensorniveau te comprimeren en verhoogt zodoende het overall rendement.

Een veel toegepaste toepassing van een economizer zuigpoort is om de expansieverliezen te reduceren. Een deel van de condensorvloeistof wordt verdampt op economizer niveau, en wordt gebruikt om de onderkoeling van de vloeistofstroom naar de verdampers te vergroten. Dit is weergegeven in de onderstaande figuur 5.?:



Figuur 5.11 Koudesysteem met economizer

5.7 Voor- en nadelen van de schroefcompressor

Door oliekoeling kan de schroefcompressor met een grotere drukverhouding opereren dan de zuigercompressor en is, omdat er minder bewegende delen zijn, meer geschikt om langdurig en onder zware belasting te functioneren.

De voordelen van de schroefcompressor kunnen als volgt worden samengevat:

- Compact;
- Traploze en continue compressie;
- Traploze capaciteitsregeling;
- Klein schadelijk volume;
- Zuig- en perszijde zijn ruimtelijk gescheiden;
- Hoge betrouwbaarheid en lange levensduur;
- Minder gevoelig voor nat draaien dan zuigercompressor

De nadelen van schroefcompressoren zijn:

- Hoge bewerkingsnauwkeurigheid van componenten;
- Voldoende speling voor thermische uitzetting;
- Uitgebreid oliecircuits nodig;
- Terugslagkleppen in pers- en zuigleiding nodig;
- Vaste Vi versus dure regelschuiven;
- Moeilijk te onderhouden;
- Lage rendementen in deellasten hoge druktrappen.

In vergelijking volgen hier nog de voordelen van de zuigercompressor:

- Past zich aan bedrijfscondities aan;
- Hoog energetisch rendement;
- Efficiënt in deellast;
- Veel methoden om capaciteit te regelen;
- Goedkoper;
- Eenvoudig te servicen;
- Eenvoudig oliesysteem, geen oliekoeler;
- Hoge tweetrapsrendementen;
- Economizer mogelijk

De nadelen:

- Getrapte capaciteitsregeling;
- Volumetrisch rendement afhankelijk van drukverhouding;
- Grotere onderhoudsfrequentie;
- Meer onbalans;
- Gaspulsaties.

Hoofdstuk 6. SCHOTTENCOMPRESSOR

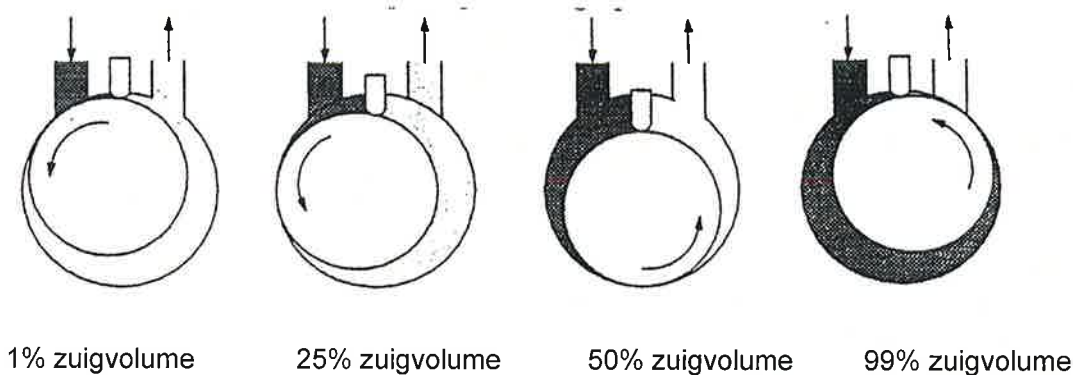
6.1 Inleiding

De schottencompressor wordt slechts in bepaalde toepassingen, bij niet te grote slagvolumes toegepast. Dit compressortype wordt in twee soorten onderscheiden:

- Rolzuigercompressor, met de beweegbare schotten in het huis;
- Schottencompressor, met beweegbare schotten in de cilinder.

6.2 Rolzuigercompressor

Het principe wordt in onderstaande figuur 6.1 toegelicht.



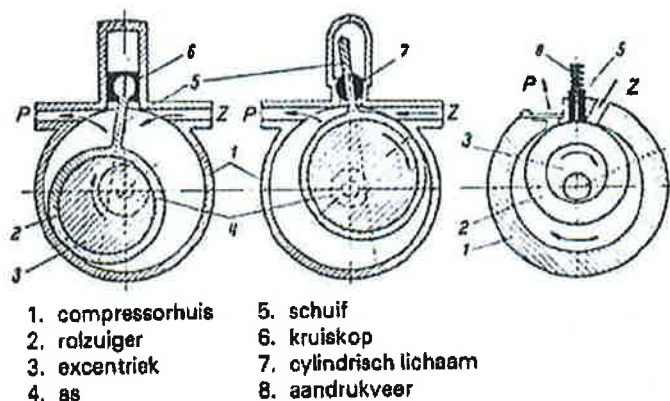
Figuur 6.1 Principe van de rolzuigercompressor

Zodra de rolzuiger de zuigpoort (↓) passeert zal als gevolg van de volumetoename gas worden aangezogen. Tegelijkertijd zal aan de perszijde (↑) een volumevermindering plaatsvinden. Zodra de druk hoger wordt dan die in de persleiding zal de persklep worden geopend. Belangrijke onderdelen zijn:

- Cilinder;
- Rolzuiger, welke langs binnenwand cilinder rolt;
- As met excentriek;
- Persklep;
- Beweegbaar schot, welke hoge en lage druk scheidt;

De rolzuigercompressor maakt gebruik van een persklep en heeft daardoor geen vaste ingebouwde volumeverhouding.

De afdichting, het beweegbare schot is kritisch als het gaat om betrouwbaarheid en interne wrijving. Hiervoor zijn meerdere constructies mogelijk. In de onderstaande figuur zijn een aantal voorbeelden weergegeven.

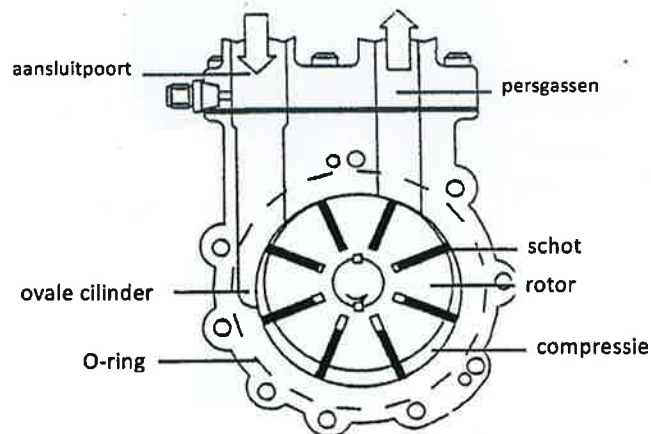


Figuur 6.2: Enkele type rolzuiger compressoren

6.3 Schottencompressor

De schottencompressor, met schotten in de rotor, bestaat uit een as met radiale bladen die in een niet cilindervormige cilinderruimte draait. Bij het passeren van de inlaatpoort wordt een volume gas ingekapseld, waarna dit volume gereduceerd wordt en wordt uitgedreven bij de perspoort. De compressieve houding ligt vast. De rotor en de bladen worden axiaal opgesloten door de eindwand van de cilinder en een veerbelaste sluitplaat, welke ook als ontlastklep kan werken. Er kan een economizer poort worden aangebracht. De range loopt van 1 - 400 kW.

Toepassingen bij grote slagvolumes in lage temperatuurtoepassingen. Bij hoge drukverhouding/drukverschillen worden de rendementen slecht t.g.v. lekkage langs de bladen.

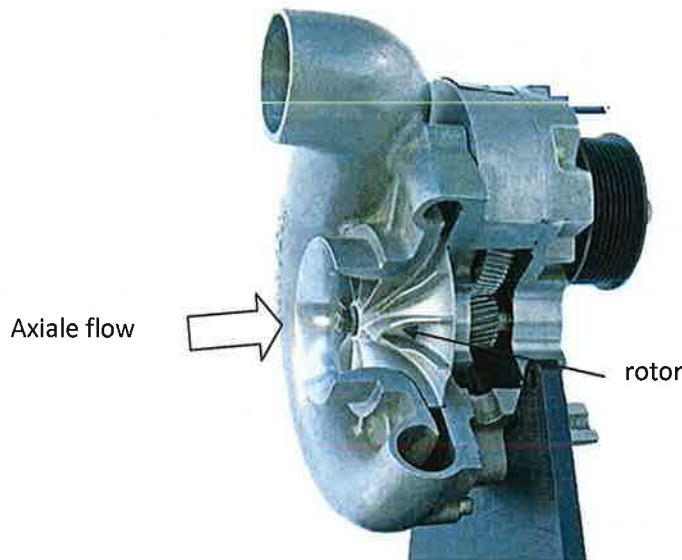


Figuur 6.3: Schottencompressor

Dit type schottencompressor heeft een vast ingebouwde drukverhouding en geen Vi-regeling.

Hoofdstuk 7. CENTRIFUGAALCOMPRESSOREN

7.1 Werkingsprincipe



Figuur 7.1: 1 traps radiaal compressor

Het principe van de centrifugaalcompressor berust niet op het verdringingsprincipe zoals bij de zuiger- en schroefcompressor, maar berust op het omzetten van kinetische energie van het gas in druk.

Dit gebeurt in de volgende stappen:

1. Gas treedt binnen langs de centrale as van de rotor (impellar);
2. Gas wordt op snelheid gebracht doordat de rotor met zeer hoge snelheid ronddraait;
In een radiale compressor stroomt het gas in radiale richting met een relatief geringe snelheid naar de buitendiameter van de rotor. Omdat het gas meegenomen wordt door de schoepen die richting de buitendiameter een steeds grotere tangentiële snelheid hebben, wordt het gas versneld en krijgt een grote tangentiële snelheidscomponent.
Impuls is gelijk aan

$$P = \omega \cdot T = \omega \cdot \dot{m} \cdot (v_2 \cdot r_2 - v_1 \cdot r_1)$$

met

P = asvermogen [kW]

ω = rotatie snelheid [rad/s]

T = aandrijf koppel [Nm]

$\dot{m}$ = massa debiet gas [kg/s]

v_1 = tangentiële gassnelheid bij intrede rotor. [m/s]

v_2 = tangentiële gassnelheid bij uitrede van de rotor [m/s]

r_1 = straal van schoepen op binnendiameter [m]

r_2 = straal van schoepen op buitendiameter [m]

3. Bij uitrede van het gas uit de impeller naar de diffusor, wordt deze hoge snelheid gelijkmatig afgebouwd door de geleidelijke diametervergroting van het stromingskanaal. De snelheidsenergie van het gas wordt hierbij omgezet in gasdruk. Het doel is om te realiseren met minimale stromingsverliezen en (wand)wrijvingsverliezen.

Onder ideale condities (adiabatisch en omkeerbaar) kan de volgende drukverhoging gerealiseerd worden

$$\Delta p = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_2^2$$

met

p = drukverschil [Pa]

ρ = gasdichtheid [kg/m^3]

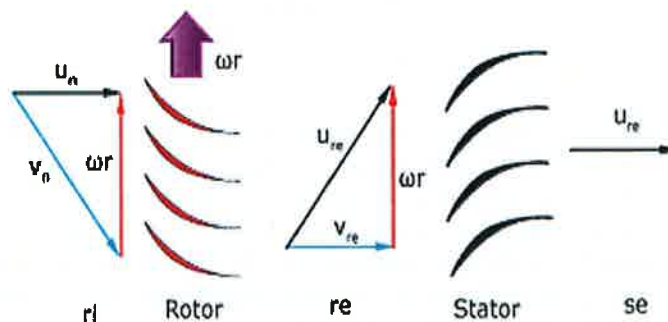
v_2 = tangentiële gassnelheid bij uittrede van de rotor [m/s]

Voor een goede werking van een dynamische compressor is het van belang dat het gas niet botst tegen wanden maar met de juiste hoeken in en uit stroomt. Dat geldt zowel bij het instromen van de rotor, maar zeker ook voor het uitstromen van het gas van de rotor naar de stator indien daar geleide schoepen toegepast worden. Het gebruik van schoepen, met name uitlaatschoepen, heeft ook nadelen. Door de hoge gassnelheid is er sprake van een grote wrijvingsverliezen aan het oppervlak van de geleide schoepen. Een goed ontworpen slakkenhuis/diffusor zonder schoepen kan soms een betere optie zijn voor een centrifugaal compressor.

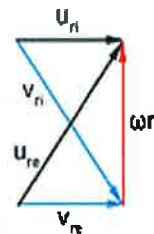
Hieronder zijn de snelheidsdiagrammen weergegeven van een axiale compressor. Een axiale centrifugaal compressor maakt afwisselend gebruik maakt van rotor- en statorschoepen om (zeer) gas stapsgewijs te comprimeren. Door het ontbreken van een gasversnelling door de radiale component is de drukopbouw per trap in een axiale centrifugaal compressor duidelijk geringer dan in een centrifugaal compressor. Door het ontbreken van omleidschoepen is een axiale compressor zeer geschikt om gas trapsgewijs te comprimeren en is bij uitstek geschikt voor zeer hoge gasdebieten.

Velocity Diagrams

Compressor



Combined

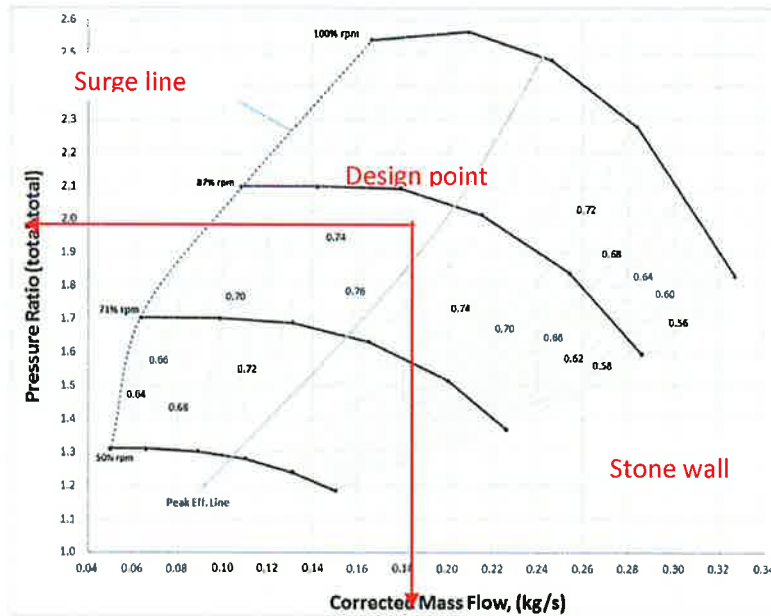


Figuur 7.2 Velocity Diagrams

7.2 Karakteristieken van de centrifugaalcompressor

De centrifugaal compressor heeft enkele karakteristieke fenomenen. Eén daarvan is 'surge'. Dit is het terugstromen van gas als maximum van de opgewekte druk lager is dan aanwezige persdruk. Dit kan optreden t.g.v.:

- Verlaging inlaatdruk;
- Toename persdruk;
- Snelheidsreductie;
- Reductie molecuulgewicht van zuiggas.



Figuur 7.3

Het gevolg is dat het gas terug stroomt naar impeller; deze ziet gas van hogere dichtheid en kan persdruk dan wel weer opbrengen. Dit fenomeen resulteert in wisselende stromingsrichting. Maar trillingen kunnen het gevolg van 'surge' zijn, terwijl geen flow gerealiseerd wordt. Wel wordt er steeds energie in gas gestopt, waardoor gastemperatuur toeneemt. Het is dus niet toegestaan dat de compressor in het surge-gebied opereert. Je legt de ontwerppunt van de compressor wat lager dan de maximaal haalbare einddruk om enige reserve te hebben bij wisselende bedrijfsomstandigheden, hetgeen betekent dat er geen optimaal rendement geleverd wordt.

Aan de hogere volume kant van het bovenstaande diagram is de karakteristiek erg stijl. Dit wordt de 'stonewall' genoemd. Een kleine volumeverandering komt overeen met een grote drukverandering. Maar ook resulteren de lage persdrukken in hoge gassnelheden, tegen de geluidsniveau aan, met bijbehorende drukgolven. Dit gebied is een instabiele. De compressor mag daar niet opereren.

7.3 Capaciteitsregeling

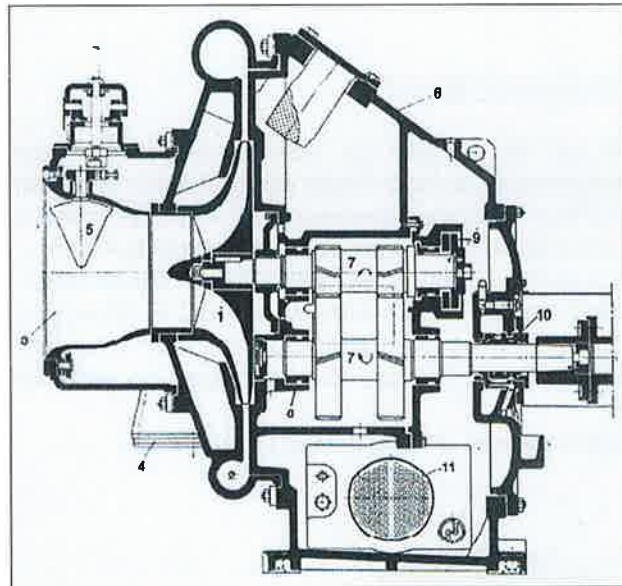
De regeling van de capaciteit kan als volgt worden uitgevoerd:

- Variabele inlaatschoepen:
 - verandert instroomhoek in impeller;
 - laag rendement;
- Variabel toerental (frequentie regeling);
- Variabele diffuser schoepen;
- 'Knijpen' zuig: reduceert inlaat massastroom;
- Bypass of afblazen.

Extra 'features' kunnen zijn aanbrengen van inlaatschotten ter verbetering van de efficiency van de inlaat en rotor. De distributie van het gas over de volle omtrek wordt verbeterd. Soms worden beweegbare inlaatschotten toegepast:

- Opvangen van variatie in de inlaatdruk;
- Beïnvloeding van de efficiency bij capaciteitsregeling;
- Verbeteren van de stabiliteit van de compressor.

De diffusor kan worden uitgevoerd met en zonder schotten; dit ter beïnvloeding van drukverlies c.q. efficiency.



Figuur 7.4

7.4 Kenmerken

De kenmerken van de centrifugaal compressor kunnen als volgt worden samengevat:

- Is geen verdringercompressor;
- De basis is toename kinetische energie van het gas, daarna omgezet in potentiële energie oftewel druk;
- Geschikt m.n. voor gassen met groot moleculair gewicht;
- Drukverhouding per rotor: 4; meerdere wielen: drukverhouding 20;
- Roterende machine, dynamisch gebalanceerd: kleine fundatiekrachten;
- Rendement is eigenlijk alleen 'goed' op de ontwerpconditie;
- Toerental is hoog: 3000 - 100000 rpm;
- Compressie is olie-vrij (olie aftappen uit motorruimte);
- Er kan o.m. 'surge' optreden;
- Moderne centrifugaal compressoren hebben bewakingssysteem;
- Vloeistof in zuiggas is 'verboden';
- Zeer betrouwbaar.

Hoofdstuk 8. SCROLLCOMPRESSOREN

8.1 Inleiding

De scroll compressor heeft de afgelopen jaren een zeer stevige positie in de markt van de kleinere en commerciële compressoren veroverd. M.n. is een doorbraak bereikt in de commerciële koeling en airconditioning.

8.2 Werking van de scrollcompressor

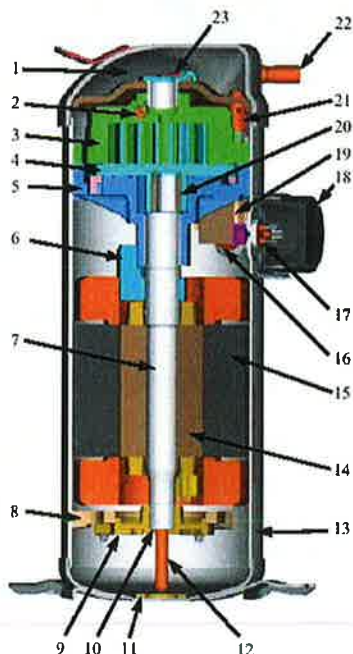
De scrollcompressor is net als de zuiger- en schroefcompressor een verdringercompressor. De compressieruimte ontstaat doordat twee in elkaar gewonden 'spiraalen' een specifieke draaiende beweging t.o.v. elkaar maken. Dit wordt geïllustreerd in nevenstaande reeks van posities van de spiralen.

Het werkingsprincipe is gebaseerd op twee spiraalvormige constructies, waarvan er de één vast staat en de ander een excentrische beweging maakt, waardoor de contactlijn tussen de twee spiralen verschuift waardoor de compressieruimte vergroot wordt om het gas aan te zuigen en verkleint wordt in de compressie 'slag'.

Onderstaand figuur geeft de opbouw van de compressor constructie.

1.1 Key Components

1. Discharge Plenum
2. Thermal Valve
3. Fixed Scroll
4. Orbiting Scroll
5. Crankcase
6. Counterweight
7. Eccentric Shaft
8. Lower Bearing Ring
9. Lower Bearing
10. Thrust Washer
11. Magnet
12. Oil Tube
13. Shell
14. Rotor
15. Stator
16. Suction Tube
17. Electric Terminal
18. Terminal Cover
19. Suction Baffle
20. Slider Block
21. Internal Pressure Relief Valve
22. Discharge Tube
23. Check Valve



Scroll Gas Flow



1
Compression in the scroll is created by the interaction of an orbiting spiral and a stationary spiral. Gas enters an outer opening as one of the spirals orbits.



2
The open passage is sealed off as gas is drawn into the spiral.



3
As the spiral continues to orbit, the gas is compressed into an increasingly smaller pocket.



4
By the time the gas arrives at the center port, discharge pressure has been reached.



5
Actually, during operation, all air gas passages are in various stages of compression at all times, resulting in nearly continuous suction and discharge.

Figuur 8.1 Dwarsdoorsnede van een scrollcompressor (boven)
Figuur 8.2 Het scroll werkingsprincipe (rechts)

De scroll heeft geen schadelijke ruimte. De uitvoeringsvorm is de hermetische constructie.

8.3 Voor- en nadelen van de scrollcompressor

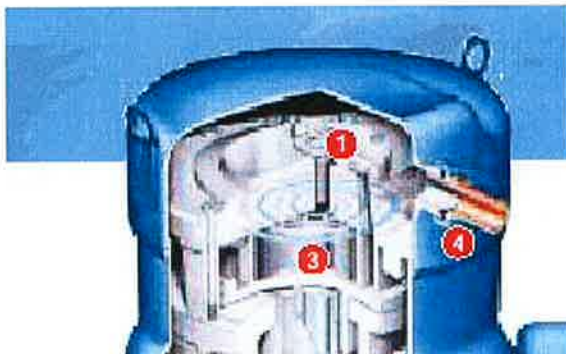
De voordelen zijn:

- hoger energetisch rendement dan bij zuigercompressor met name bij hogere verdampingstemperaturen (=gering drukverschil).
- Zuig en pers fysiek gescheiden
- Rustige, relatief geluidarme loop;
- Vrijwel onafgebroken gasstroom: weinig pulsaties;
- Geschikt voor hoge toerentallen;
- Compact, hoewel zelfde footprint als zuiger;
- Betrouwbaar.
- Geen olie injectie nodig, maar niet olievrij.
- Gering schadelijk volume
- Beperkt trillingsniveau

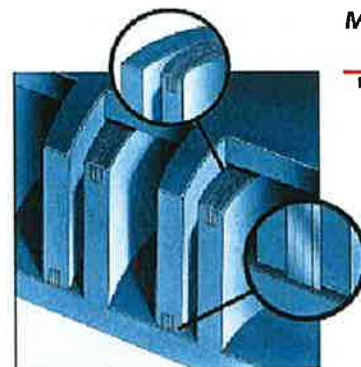
Nadelen scroll:

- Vaste, ingebouwde volumeverhouding en geen VI-aanpassing
- Capaciteit regeling is in principe enkel mogelijk middels aan/uit schakelen. De digi-scroll schakeld met een hoge frequentie tussen vollast en nullast, er ook met een enkele scroll een gelijkmatigere deellast gerealiseerd kan worden; Toeren regeling mogelijk. Door lekgevoeligheid wordt het regelbereik men name gezocht in het verhogen van het toerentalgebied. ;
- Terugslagklep noodzakelijk.

De scrolltechnologie vraagt grote fabricage nauwkeurigheid i.v.m. toleranties op afdichting van spiralen t.o.v. elkaar en t.o.v. eindvlakken. Onderstaande figuren geven enige details.



Figuur 8.3 Spiralen in de kop van de scroll



**Move to the source
of performance.**

Performer® makes the difference

Dynamic contact between the scrolls is via two patented floating seals for perfect axial tightness and to reduce mechanical stresses and strains. Additionally, extremely accurate, modern machining technologies ensure that a simple oil film is all that is necessary to fully seal scroll flanks, eliminating contact between moving parts - minimizing friction, increasing compressor volumetric efficiency, reducing vibrations, guaranteeing compressor performance and extending service life.

Figuur 8.4 Detail van de spiraalafdichting (axiaal&radiaal)

Hoofdstuk 9. TWEETRAPS COMPRESSIE

9.1 Waarom tweetraps systemen?

Het meer algemene antwoord is dat bij steeds groter worden van het verschil tussen zuig- en persdruk ofwel het rendement dermate laag wordt of dat er tegen thermische/mechanische grenzen van de compressor gestoten wordt dat het comprimeren in één trap niet meer zinvol dan wel mogelijk is. De oplossing is het comprimeren in meerdere trappen. In de koudetechniek wordt veelvuldig het comprimeren in twee stappen toegepast. Dit kan door twee compressoren in serie te zetten, waarbij elke compressor een deel van de drukstap voor zijn rekening neemt. Dit kan ook door één machine zodanig te construeren dat de twee druktrappen binnen deze compressor gerealiseerd worden. Het voorbeeld hiervan is de compound zuigercompressor.

De noodzaak van het comprimeren in twee stappen kan worden geïllustreerd aan de hand van de effecten die een grote drukverhouding heeft op de zuigercompressor.

Bij stijgende drukverhouding daalt het volumetrisch rendement. De compressor brengt dus minder op. Er dient dus een grotere compressor geselecteerd te worden bij het gevraagde koelvermogen. Opgemerkt wordt dat het isentropisch rendement maar enigszins daalt, terwijl de persgastemperatuur sterk kan stijgen, bv bij NH₃. Dit laatste leidt tot de situatie dat de maximaal toelaatbare temperatuur bereikt wordt van of de toegepaste olie, of andere materialen, zoals bv O-ringen of pakkingen.

Let op:

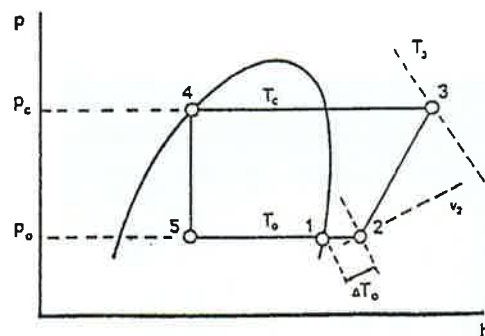
Een stijging van de persgastemperatuur tilt de temperatuur van de gehele compressor naar een hoger niveau, waardoor bv de olie in het carter ook in temperatuur stijgt. Het eerst optredende effect is dat dit een lagere viscositeit van de olie veroorzaakt; dit heeft zijn grenzen in relatie met de smerende eigenschappen.

Als voorbeeld wordt de situatie besproken dat er een verlaging van verdampings-temperatuur optreedt.

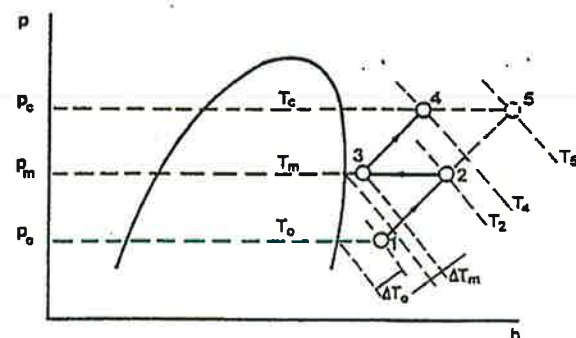
De gevolgen zijn dat:

- het enthalpieverschil ($h_1 - h_5$) kleiner wordt;
- het soortelijk volume v_2 toeneemt;
- en dus het koelvermogen

$$Q = \lambda V_s (h_1 - h_5) / v_2 \text{ afneemt}$$



Figuur 9.1 Eéntrapscompressie



Figuur 9.2 Tweetrapscompressie

Als gecomprimeerd wordt in twee stappen dan heeft dit de volgende effecten:

- alle temperaturen blijven bij compressie lager;
- de drukverhouding per trap wordt lager;
- het volumetrisch rendement, dus koelvermogen, wordt beter.

Als vuistregel wordt gehanteerd dat tweetraps compressie overwogen dient te worden als het verschil tussen condensatie- en verdampingstemperatuur groter wordt dan 50K bij ammoniak en 70K bij freonen. Verder is de tussendruk, de einddruk van de eerste trap en de begindruk van de tweede trap, als volgt af te schatten vanuit de stelling dat het maximaal rendement van de installatie, onder de aanname van een gelijke drukverhouding wordt gerealiseerd door de LD (lage druk)- en HD(hoge druk)-trap:

$$[p_m / p_c] = [p_o / p_m]$$

De tussendruk wordt hiermee gelijk aan:

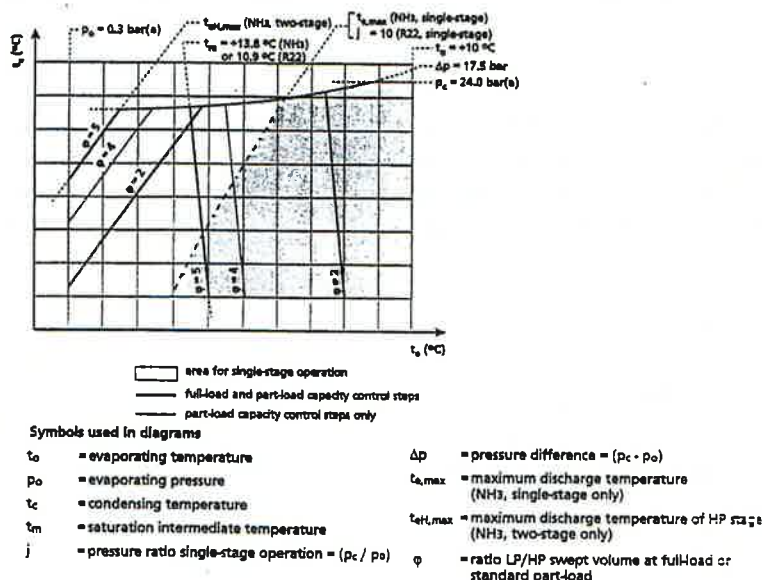
$$p_m = p_o + p_o \sqrt{[p_c / p_o]}$$

9.2 Toepassingsgebied

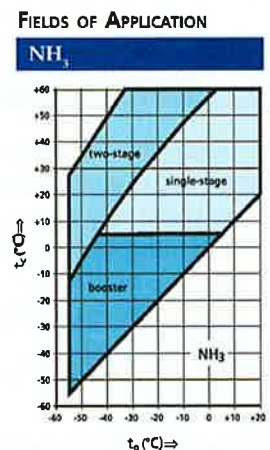
Bij tweetraps zuigers is het toepassingsgebied is erg afhankelijk van:

- Oververhitting;
- Mate van deellast bedrijf;
- Verhouding ϕ = verhouding lage druk / hoge druk slagvolume;
- Elke deellaststap heeft verschillende ϕ 's.

Dit betekent dat bij elke deellaststap gecontroleerd moet worden of compressor binnen het voor die condities geldende toepassingsgebied blijft.



Figuur 9.4



Figuur 9.3

9.3 Selectie van een tweetraps/compound compressor

Bij een tweetraps compressor is het van belang dat de tussendruk niet te veel afwijkt van de meest gewenste tussendruk, waarbij elke trap een gelijke compressie verhouding heeft. Dit heeft een aantal belangrijke redenen:

- Energie gebruik
- Lager risico dat compressor buiten toepassingsgebied gaat draaien door verandering van condities
- Lager risico dat compressor buiten toepassingsgebied gaat draaien door deellast bedrijf.

Zeker bij de toepassing van een compound compressor met een beperkt aantal cilinders is het verleidelijk om een relatief hoge verhouding lagedruk cilinders te kiezen t.o.v. hogedruk cilinders. Dat lijkt de regelbaarheid ten goede te komen doordat je meer lage drukcilinders hebt.

In de praktijk kan dit echter problemen opleveren.

Door de grote aantal LD cilinders loopt de tussen druk op en kan er overbelasting ontstaan op de hoge drukcilinders door een te hoge zuigdruk. Zeker bij koudemiddelen met een hoge soortelijke dichtheid is de kans op overbelasting van de zuigklep groot.

Bij ammoniak is het met name van belang dat de persgastemperatuur in deellast niet te hoog wordt, anders ontstaan er deellast beperkingen.

Om te voorkomen dat de compressor buiten toepassing gaat draaien is het van belang om alle deellast stappen te controleren, inclusief die van het opstarten.

9.4 Opstarten van een tweetraps compressor

Het opstarten van tweetraps zuigers vraagt enige aandacht als de compressor in een installatie staat waarbij lage verdampingstemperaturen, dus drukken, aanwezig zijn in de installatie, bv die nabij het ontwerppunt. De compressorleverancier heeft hier richtlijnen voor. Zo geldt i.h.a hierbij:

- Laat compressor onbelast, d.w.z. zonder aanwezig drukverschil, aanlopen na stilstand;
- Start op alleen met hoge druk cilinder(s), zuigas wordt door lage drukcilinders heen gezogen;
- Start met twee-trap situatie in minimum deellast, d.w.z. met een zo gering aantal cilinders ingeschakeld;
- Stap daarna door naar hogere en uiteindelijk maximum aantal cilinders dus maximum capaciteit.

Bij relatief hoge verdampingstemperaturen, d.w.z. drukken die aanzienlijk hoger zijn dan ontwerpconditie zoals die optreden na lang stilstaan of bij warm product, is een opstart meteen in tweetraps bedrijf niet mogelijk. Met de hogedruk cilinders wordt de verdampingstemperatuur naar beneden getrokken totdat het werkpunt binnen het tweetraps inzet gebied komt te liggen. Dan wordt het tweetraps bedrijf ingeschakeld.

Gegeven T_o en $T_c=35^\circ\text{C}$

Start bij $T_o = 0^\circ\text{C}$

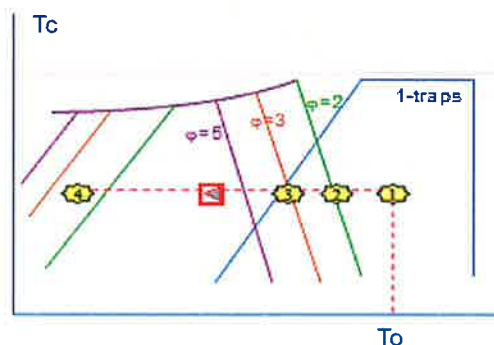
Omlaagtrekken naar $T_o=-48^\circ\text{C}$

1. Start bij $T_o=0^\circ\text{C}$: 1-traps

2. Bij $T_o=-13^\circ\text{C} \Rightarrow \phi=2$

3. Bij $T_o=-22^\circ\text{C} \Rightarrow \phi=3$

4. $\phi=3$: $-48 \leq T_o \leq -22^\circ\text{C}$



Figuur 9.5 Opstarten van tweetraps zuigercompressor

Het opstarten met een schroefcompressorunit, welke veelal bestaat uit twee aparte compressoren, gaat bijvoorbeeld als volgt:

- De hoge druk compressor start als eerste;
- De capaciteitsschuif start op minimum positie;
- Lage druk compressor start op als:
 - de hoge druk compressor draait;
 - de conditie zodanig is dat deze binnen het inzetgebied van de LD –compressor ligt;
 - dan ook start de LD-capaciteitsschuif op min positie;
 - altijd onder de voorwaarde dat de oliedruk OK is.

Hoofdstuk 10. SELECTIEPROCES EN TOTAL COST OF OWNERSHIP

10.1 Inleiding

Een compressor is een belangrijke component van de koelinstallatie. Enerzijds omdat het voor een groot deel de eigenschappen van de installatie bepaald en anderzijds omdat de compressor de grootste elektriciteit verbruiker is.

Het volstaat niet om compressorselectie te maken enkel op basis van het maximale koelvermogen. Een goede selectie begint een gedetailleerde analyse van de verwachte toekomstige koudevraag, de randvoorwaarden van de opstelplaats en aanvullende eisen/wensen van de klant. Dit leidt uiteindelijk tot een lijst van specificatie.

Het is de kennis en kunde van een goede installateur om binnen deze specificaties de meest passende en economische selectie te maken. Economisch betekent dat de zogenaamde "Total Cost of Owners" minimaal is.

10.2 Total Cost of Ownership

Het begrip Total Cost of Ownership minimaliseert de totale kosten van het bezit en gebruik van de installatie. Het is dus een Life Cycle Cost Analyse (LCCA) De nauwkeurigheid is geheel afhankelijk van de nauwkeurigheid van de beschikbare informatie. Het systematiek verzamelen van data voor bepalen van operationele kosten is onderdeel van de methodiek.

Deze analyse is opgebouwd uit de volgende stappen:

Stap 1: Vaststellen van de ontwerp alternatieven

Dit zijn installaties die voldoen aan de ontwerpseisen met een significant verschil in configuratie en/of component keuze. Hieronder zijn voorbeelden weergegeven gerangschikt op het ontwerpniveau: Denk hierbij achtereen volgen aan de keuzes:

- Installatie niveau: ammoniak versus synthetisch koudemiddel;
- deel systeem niveau: schroef- versus zuiger of droge versus natte condensor
- uitvoering niveau: met of zonder frequentie regelaar

Stap 2: Vaststellen van de verwachte kosten per alternatief

LCCA vereist niet dat alle kosten van elk alternatief worden ingeschat. Enkel kosten die verschillen tussen de alternatieven moeten onderzocht worden.

Een life cycle cost analyse vereist dat er een voorspelling moet worden gemaakt van een verwachte kosten van alle alternatieven. Het gaat dan om de volgende kosten

1. Kosten van kapitaal *→ afschrijving*
2. kosten van energiegebruik
3. kosten van de verwachte inspectie en onderhoud werkzaamheden.

Om deze laatste kosten realistisch in te schatten, is het van belang dat deze niet enkel gestoeld zijn op de reguliere onderhoudskosten en de verwachte levensduur. De kosten inschatting moet gestoeld zijn op ervaring en werkelijk gemaakte kosten van vergelijkbare installaties. Het is dus van belang om deze informatie systematisch vast te leggen van bestaande projecten.

Stap 3: Bereken Life-Cycle Costs

Er zijn drie elementen in life cycle cost berekening.

1. Initiële kosten

Initiële kosten bestaan alle kosten van noodzakelijke apparatuur plus de kosten noodzakelijk voor installatie en operationeel maken van het systeem. Naast de kosten voor de koelinstallatie zelf behoren ook de volgende kosten tot de initiële kosten:

- Machinekamer veiligheid vereisten;
- Ventilatie van machine kamer bij toepassing open compressoren.
- Reductie maatregelen voor geluid en trilling;

2. Totale operationele kosten.

Deze kosten ontstaan door het daadwerkelijk gebruik of bedrijfsklaar beschikbaar hebben van de installatie. De kosten bestaan bijvoorbeeld uit energie gebruik, watergebruik, waterbehandeling enz. Merk op dat de kosten vaak bestaan uit vaste deel (kosten van aansluiting of vastrecht) en variabele deel (kosten van kWh). Om de kosten te bepalen moet er inzicht zijn in het jaarlijks elektra gebruik.

3. Totale onderhoudskosten

Onderhoudskosten zijn die kosten die nodig zijn om het systeem operationeel te houden. Het gaat dan om routinematig inspecties en onderhoud, kosten van materialen, reparaties, schoonmaken, enz. onderdelen. Complicerend feit is dat de benodigde onderhoudskosten niet constant zijn over de levensduur. De kosten zijn lager in de eerste aantal jaren nemen toe naarmate het systeem ouder wordt. Revisiekosten zorgen voor onregelmatige verdeling van de kosten over de jaren.

Omdat onderhoudskosten moeilijk in te schatten zijn worden ze vaak niet meegenomen. Dit is enkel valide indien het gaat om het vergelijk van twee soortgelijke installaties, waarvan de verwachte onderhoudskosten en de verdeling ervan gelijk is.

Voor een eerlijk vergelijk moeten de kosten die in de tijd gemaakt worden teruggerekend naar de huidige contante waarde. Op deze manier wordt er rekening gehouden met rentekosten en verwachte inflatie. Het gaat dus om de huidige waarde van de kosten die je in de toekomst gaat maken. Rente en deflatie (=negatieve inflatie) maken het dat het voordeliger wordt om kosten/investeringen uit te stellen. Het is dus een geschikte methode dat zowel de initiële investering meeneemt als de kosten gedurende de operationele jaren (energie gebruik, onderhoud en reparatie) alswel de opbrengsten als gevolg van restwaarde.

Voor het berekenen van de contante waarde gaat via de volgende formule:

$$PV = \frac{FV}{(1+i)^t}$$

Hierin is:

PV = huidige waarde ('present value') [Euro]

FV = toekomstige waarde ('future value') [Euro]

t = periode [jaren]

i = disconteringsvoet (rente –inflatie) [fractie]

Voorbeeld 1

Al de restwaarde na 10 jaar 1000 euro bedraagt en de rente is 5% dan is de huidige waarde

$$PV = \frac{1000}{(1+0,05)^{10}} = 614 \text{ euro}$$

Voorbeeld 2

Als een bedrijf over 3 jaar een bedrag van 1000 euro moet uitgeven voor onderhoud, de rente is 5% en de inflatie over die periode is 2%, dan is contante waarde gelijk aan.

$$PV = \frac{-1000}{(1 + (0,05 - 0,02))^3} = -915 \text{ euro}$$

Stap 4: Analyse van resultaten

Hier wordt gekeken naar de financiële resultaten en de risico's ervan. Risico's zijn enerzijds de onzekerheden van rente- en inflatiepercentage. Anderzijds zijn er afbreuk risico's. Dit zijn risico's dat de installatie niet meer voldoet door onvoorziene of externe omstandigheden. Dit kan bijvoorbeeld door wijzigingen van regelgeving, verhuizing van het bedrijf of verandering van de koudebehoefte door onvoorziene veranderingen in productie hoeveelheid of het soort product.

Het is te adviseren om in deze fase tevens de milieu en duurzaamheidsaspecten mee te nemen. Dit kan door van elk ontwerp alternatief ook de TEWI uit te rekenen. Samen met de klant kan dan een afgewogen keuze gemaakt worden op basis van kosten, milieu en risico's.

V-snaar aandrijving heeft meer onderhoud nodig dan een directe aandrijving. Open compressoren hebben een gering meer onderhoud nodig dan een hermetische compressor, maar hebben vaak een langere levensduur omdat reparatie mogelijk is. Een semi hermetische compressor kan ook gerepareerd worden, maar dit vaak wat meer tijd. Bij schades is er ook kans op een burn-out. Naast grote kosten vervuult dit ook de rest van het systeem en kan zodoende vervolgschade geven.

De economische levensduur voor een grote zuigercompressor is normaal gesproken zo'n 15 jaar. Voor schroef en centrifugaal compressoren kan uitgegaan worden van 25 jaar.

Voor Kleine en middelgrote zuigers en scroll compressoren kan uitgegaan worden van 10 jaar.

Merk op dat de levensduur van een installatie aanzienlijk korter kan worden door verandering van wetgeving. Zo kunnen koudemiddelen uit gefaseerd worden, waardoor retrofitting of geheel of gedeeltelijke vervanging noodzakelijk is.

10.3 Analyse van de koude behoefte en draaiuren

In de praktijk draait de compressor zelden vollast op een enkele conditie, maar vaak deellast over een range van condities, waarbij de drukverhouding sterk kan variëren. Gegeven dit feit is het ook logisch dat er bij selectie rekening gehouden moet worden met deze feiten, zodat de compressor met een goed jaargemiddeld rendement alle gevraagde condities en deellasten kan draaien.

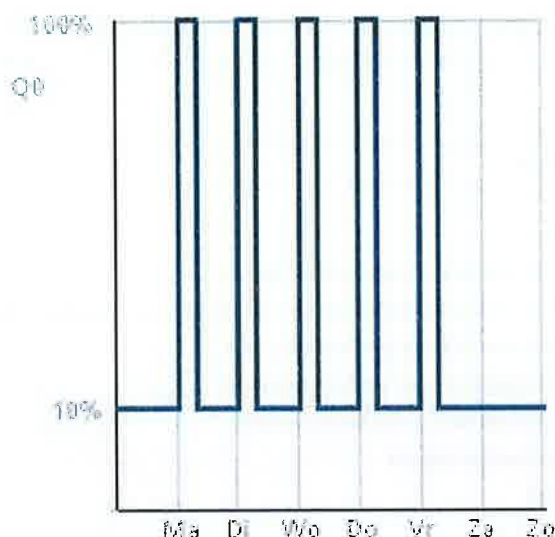
De draaicondities aan de zuigzijde, verdampertemperatuur en koelvermogen, worden bepaald door de koudevraag van het te koelen proces. De condensortemperatuur wordt voornamelijk bepaald door de buitenlucht condities. Bij een droge condensor is enkel de buitentemperatuur van belang, bij natte condensoren of koeltorens is natte bol temperatuur van belang. Daarnaast kunnen er restricties zijn van het koelsysteemontwerp, zoals minimale onderkoeling of minimaal drukverschil over het expansie ventiel, zodat de condensortemperatuur de buitentemperatuur niet geheel kan volgen omdat het een zekere minimale waarde moet hebben.

De mate waarin de draaicondities kunnen variëren is dus sterk afhankelijk van het proces en de omgeving.

Zo is de verdampertemperatuur van koel- en vriesbewaar toepassingen redelijk constant. De capaciteit kan wel behoorlijk variëren door inlek van warmte en door belading van producten die niet geheel op producten zijn.

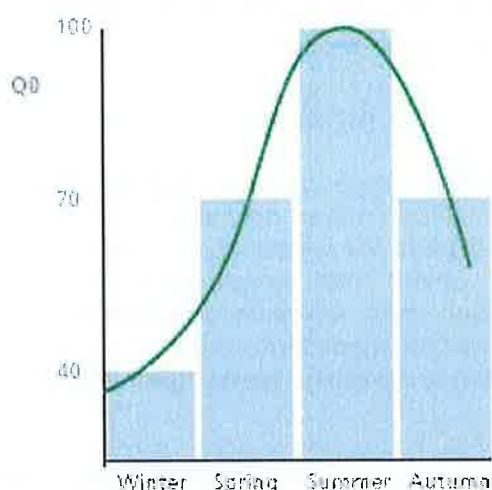
Terugkoelen en invries toepassingen hebben zeer grote veranderingen van zuigcondities. Zeker bij het batchgewijs invriezen. Daar kan het zelfs zo extreem zijn dat er aanvankelijk 1 traps gedraaid wordt en aan het eind van het proces 2-traps.

De benodigde capaciteit is sterk afhankelijk van de in te vriezen producthoeveelheid per uur. Er is daarom een groot verschil tussen dag versus nacht en week versus weekend bedrijf. Indien er geen productie gedraaid wordt is er maar een beperkte capaciteit nodig om de producten koud te houden. In de figuur hieronder is een voorbeeld gegeven van zo'n dergelijke variatie.



Figuur 10.1 Typische variaties in de capaciteit bij vriesinstallaties

De figuur hieronder geeft een vereenvoudigde weergave van de invloed van de seizoenen op de koelbelasting bij koel- en vries bewaartoeepassingen. In de zomer treden hoge condensortemperaturen op en wordt er relatief veel vollast gedraaid. De hoge condensatie temperaturen hebben een negatieve invloed op het maximale koelvermogen van de installatie.



Figuur 10.2 Typische variaties bij fruitinstallaties

Voor agrarische producten die gekoeld bewaard worden, is er een sterke invloed van de oogstperiode. Aan het eind van de zomer wordt een grote hoeveelheid producten van het land gehaald die binnen een korte periode terug gekoeld moeten worden, terwijl het buiten nog redelijk warm kan zijn. Indien de producten eenmaal teruggekoeld zijn, en er soms ook nog Controlled Atmosphere bewaring (CA-bewaring) wordt toegepast, dan is de warmteafgifte van het product nog maar zeer gering. Dit levert vooral in de winter relatief lage koelbelastingen op.

Het is dus van groot belang om het proces goed te kennen om de maximale en minimale benodigde koelcapaciteit vast te kunnen stellen. Om optimalisatie naar het jaargemiddelde opgenomen vermogen mogelijk te maken, moet er inzicht verkregen worden in de verwachte draaicondities over het jaar. Hiervoor kan een standaard klimaatjaar van de NEN5060 worden gebruikt die per uur van het jaar de buitenlucht condities weergeeft. Zie tabel hieronder.

Door per uur de te verwachten draaicondities (T_o , T_c , benodigde koelvermogen en draaitijd) vast te stellen kan voor een specifieke compressorselectie de te verwachten hoeveelheid aandrijfenergie per jaar worden uitgerekend.

Symbol	Grootheid	Eenheid
D	windrichting	°
d	etmaal	24 h
G_b	directe zonnestraling op een horizontaal vlak	W/m ²
$G_{b,n}$	directe normale zonnestraling (op een vlak loodrecht op de zonnestraling)	W/m ²
G_d	diffuse zonnestraling op een horizontaal vlak	W/m ²
G_g	globale zonnestraling op een horizontaal vlak	W/m ²
G_{tot}	totale zonnestraling op een horizontaal vlak	W/m ²
H	absolute luchtvochtigheid	g/kg
h	enthalpie	kJ/kg
h	uur	h
N	bewolkingsgraad	%
$p_{s,\theta}$	verzadigde waterdampdruk bij omgevingstemperatuur θ	hPa
r	neerslaghoeveelheid	mm
t	tijd	s
u_{10}	windsnelheid op 10 m hoogte	m/s
y	jaar	—
β	hellinghoek	°
γ	oriëntatie	°
θ	buitenluchttemperatuur (drogebol)	°C

Figuur 10.3: parameters van referentie jaar.

Zeker is dan dat de installatie altijd voldoende capaciteit kan leveren. In het algemeen zal de installatie per jaar maar een zeer beperkt aantal uren maken op vollast.

Kortom: het grootste deel van de tijd draait het systeem buiten de 'worst case' ontwerpconditie.

Een grondiger analyse is nodig omdat men streeft naar een zo laag mogelijke investering en operationele kosten. Bij het streven naar minimale operationele kosten moet bij de selectie van compressoren dus de volgende zaken meegenomen worden:

- Identificeer de meest voorkomende condities, hierbij kijkend naar zomer/winter, werkdag/weekend, etc;

Hierna wordt een voorbeeld besproken van een installatie die onderworpen wordt aan meerdere bedrijfscondities gedurende het jaar.

NO.	CONDITIES	Q_o	T_o	T_c	UREN PER JAAR
		[kW]	[°C]	[°C]	
1	Ontwerpconditie	1500	-15	40	500
2	Zomer productie	1400	-4	37	500
3	Voorjaar productie	1200	-4	25	1000
4	Winter productie	1000	-4	20	500
5	Zomer geen prod.	700	-4	30	2000
6	Voorjaar geen prod.	500	-4	20	3000
7	Winter geen prod.	300	-4	15	1500

Tabel 10.1: eenvoudig voorbeeld voor het vaststellen van jaarrond draaicondities

De zwaarste conditie, de ontwerpconditie, ligt bij de combinatie van de laagste verdampingstemperatuur en de hoogste condensatietemperatuur. In de tabel hierboven is deze -15/40; te zien is dat deze conditie slechts 500 uur/jaar optreedt.

De andere condities verdampen bij -4 en hebben verschillende condensatietemperaturen. Het grootste aantal bedrijfsuren treedt op bij condensatietemperaturen tussen de 15 en 25 graden; dit verschilt aanmerkelijk van de ontwerp conditie -15/40. Dus de gemiddelde belasting ligt ver onder die van de ontwerpconditie. Zowel qua gevraagde capaciteit en conditie.

10.4 Systeem en compressorkeuze

Op basis van de proces- en omgevingscondities moet nu één of meerdere alternatieve compressor configuraties gekozen worden.

1. Op basis van de benodigde temperatuur niveaus en het gewenste koudemiddel moet gekozen worden voor een eentrap, economizer, tweetraps of cascade systeem
2. Op basis van het maximale koelvermogen en de verwachte range van draaicondities moet een keuze gemaakt worden voor het toe te passen type(s) compressor(en) (bijvoorbeeld zuiger, scroll en/of schroef)
3. Op basis van de gevraagde capaciteitsverdeling en het verwachte aantal draaiuren moet een keuze gemaakt worden tussen het aantal compressoren en de capaciteitsverdeling ervan.

Het is van groot belang dat gecontroleerd wordt of de verwachte draaicondities binnen het toepassingsgebied vallen. Controleer deze ook voor deellast!. Voor enkeltraps toepassing volstaat controle van enkel de minimum deellasttrap, voor tweetraps uitvoeringen moet elke deellast trap gecontroleerd worden.

Ad 1 Systeem keuze

De regelgeving, de omgeving en de toepassing zijn vaak sterk bepalend voor de keuze van het type koudemiddel en de keuze voor een direct of indirect systeem.

De keuze van het compressieprincipe is enerzijds gebaseerd op het feit of één of meerdere temperatuur niveaus nodig zijn, of op het overschrijden van een zekere maximaal te verwachten drukverhouding (p_c/p_o).

Bij ammoniak is bijvoorbeeld de drukverhouding per compressie trap beperkt door het oplopen van de persgastemperatuur. Bij synthetische koudemiddel is de afname van het rendement bij grote drukverhoudingen de voornaamste beperkende factor.

Naast het beschouwen van het nut van het toepassen van een economizer of een meertraps of cascade systemen, moet ook gekeken of de onderkoeling van de vloeistof nuttig gebruikt kan worden om het systeem rendement te vergroten. Dit kan bijvoorbeeld door een separate compressor voor het onderkoeling van de vloeistof.

Ad 2 Keuze van compressor type

Doel is om compressoren te selecteren die passen bij de karakteristiek van het koelproces. Dit hoeft niet per se één type compressor te zijn, maar kan ook een combinatie zijn. Zo kan het toepassen van een schroef en een zuiger elkaar goed aanvullen. Een schroef compressor kan goed gebruik worden voor de grote basislast en de zuiger kan daarbij gebruikt worden voor de fluctuerende koude vraag.

Door de toepassing van een zuig- en persklep past een zuigercompressor zich automatisch aan bij verandering van draaicondities. Een scroll- en een schroefcompressor hebben een vaste interne drukverhouding zodat zij deze flexibiliteit niet hebben. Bij de schroef kan dit deels ondervangen worden door het toepassen van een VI-schuif. Bij scroll compressoren is dit niet mogelijk.

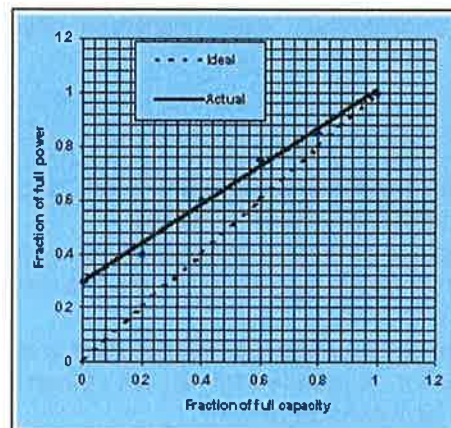
Dit betekent dat in de praktijk dat er bij scroll en schroefcompressoren over- of ondercompressie kan plaatsvinden indien de drukverhouding afwijkt van de ontwerp conditie. Dit heeft tot gevolg dat het rendement sterk kan teruglopen bij grote afwijkingen van de ontwerpconditie.

TYPE COMPRESSOR	RENDEMENT NIVEAU		DEELLAST KARAKTERISTIEK	DRUK VERHOUDING PER TRAP	DRUK VERSCHIL PER TRAP	ROBUUSTHEID
	design	Off design				
Zuiger	0	++	++	0	++	0
Schroef	+	0	0	++	+	++
Scroll	+	-	Aan/uit of itererend bedrijf	0	0	+
Centrifugaal	++	--	-	0	--	++

Tabel 10.2: overzicht van compressor eigenschappen

Zuiger

- Rendement
 - door toepassing van drukverschil gestuurde zuig en persklep ontstaan er geen additionele verliezen bij off design condities
 - zuig en pers zijn niet fysiek gescheiden waardoor ongewenste opwarming van het zuiggas plaatsvindt. Dit heeft een beperkte nadelige invloed op het rendement.
- Deellast rendement
 - Bij cilinderafschakeling is er sprake van gunstig lineair deellastgedrag.



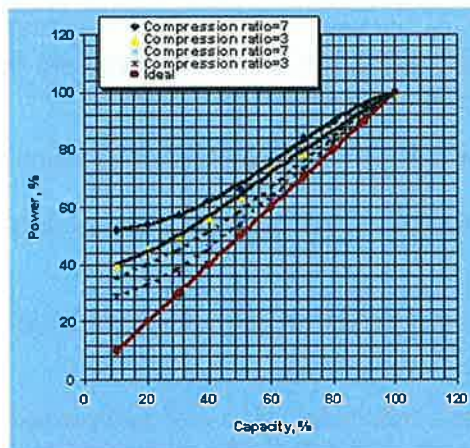
Figuur 10.4

- Drukverhouding per trap
 - Drukverhouding per trap is beperkt. Bij ammoniak is deze beperkt tot maximaal een drukverhouding van 6 i.v.m. de persgastemperatuur. Bij synthetische koudemiddelen heeft het over het algemeen geen zin om drukverhoudingen groter dan 10 toe te passen, omdat het schadelijke volume het rendement dan in sterke mate nadelig beïnvloedt.
- Drukverschil per trap.
 - Door het toepassen van zuigveren is een goede afdichting tussen pers en zuig verkregen. Dat maakt een zuiger geschikt voor toepassingen met een hoog drukverschil, zoals toepassingen met CO₂.
- Robuustheid
 - Een zuigercompressor is een bewezen betrouwbare technologie
 - Zuiger is niet bestand tegen vloeistof. Toepassingen zoals warmtepomp waarbij de verdampertemperatuur hoger is dan de omgevingstemperatuur zijn risicovol. In praktijk worden daarom vooral bij kleine systemen slokkenvangers toegepast.
- Onderhoud
 - Bij geringe slagvolumes heeft de zuiger een kostprijsvoordeel.

- Ondanks zijn eenvoud is de belangrijkste nadeel van een zuigercompressor de grote aantal bewegende delen en daarom regelmatig geserviced moet worden.
- Industriële zuigers kunnen op locatie geheel gereviseerd worden.
- Geluid/trillingen/opstelling
 - De zuigercompressor wordt in het algemeen gekenmerkt door een relatief hoge geluid en trilling productie. Geluid wordt voor een groot deel veroorzaakt door botsen van de kleppen, Trilling door onbalans bewegende delen en wisselende aandrijfkraften.
 - Voor grotere vermogens is relatief veel ruimte nodig

Schroef

- Rendement
 - Door oliekoeling is een positief effect op het compressie rendement door de isotherme compressie effect.
 - Zuig en pers zijn fysiek gescheiden waardoor geen ongewenste opwarming ontstaat van het zuiggas.
 - De VI schuif ontstaan er beperkte additionele verliezen bij off design condities
- Deellast rendement
 - Ondanks de toepassing van een capaciteit schuif een VI schuif, die een deel van het gas bypassen naar de zuig, is het niet aan te raden schroeven beneden de 50% te bedrijven



Figuur 10.5

- Drukverhouding per trap
 - Door de koelende werking van de olie injectie is een grotere drukverhouding per druktrap nodig, zonder dat de persgastemperatuur extreem oploopt. Drukverhoudingen tot 25 zijn mogelijk.
- Drukverschil per trap
 - Zonder pomp heeft de schroefcompressor een minimum drukverschil nodig vanwege de werking van de oliesysteem.
- Robuustheid
 - De schroefcompressor staat bekend om zijn robuustheid en is relatief goed bestendig tegen nat draaien. .
- Onderhoud
 - De schroefcompressor heeft een gering aantal slijtende onderdelen en heeft lange onderhoudsintervallen. Bij de duo schroef is het axiaal lager het meest onderhoud gevoelig. Vaak kan dit axiaal lager op locatie vervangen worden, totale revisie is veelal niet mogelijk op locatie.
- Geluid/trillingen/opstelling
 - Schroef chillers zijn compacter dan zuigers of centrifugaal compressoren met de gelijke koelcapaciteit. Dit voordeel wordt voor een groot deel gecompenseerd door de noodzaak van het toepassen van een grote olieafscheider.
- Economie

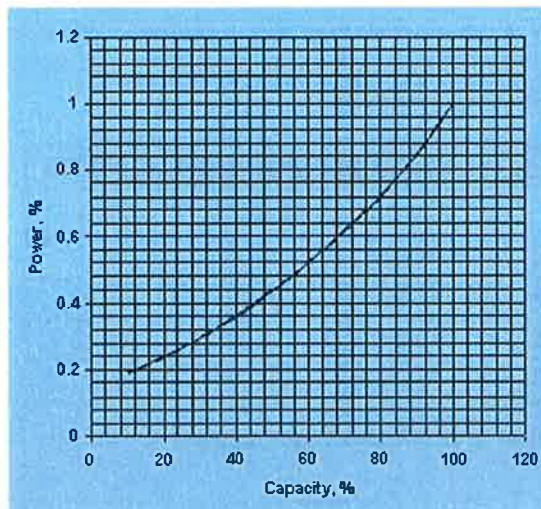
- Een schroefcompressor is relatief duur in aanschaf. Voor kleinere capaciteiten zijn zuigers goedkoper, voor grote capaciteiten centrifugaal compressors.

Scroll

- Rendement
 - Door de fysiek gescheiden zuig en pers, het ontbreken van zuig- en perskleppen en de geringe schadelijk volume, heeft een scroll compressor een goed rendement op ontwerp condities.
 - Door de vaste volume verhouding is een scroll minder geschikt voor toepassingen waarbij de drukverhouding sterk kan wijzigen. Bij grotere drukverschillen tussen zuig en pers, neemt het rendement af door interne lekkage.
- Deellast rendement
 - Scroll wordt gewoonlijk aan/uit geregeld. Er zijn alternatieve mogelijkheden om een scroll in deellast te laten draaien. De eerste is door toepassing van bypass openingen, waardoor een deel van het zuiggas teruggevoerd wordt naar de zuig. Hiermee kan de capaciteit orde 33% verlaagd worden. De tweede mogelijkheid is de zogenaamde "digitale scroll". Door tijdens het draaien met enige regelmaat de stilstaande scroll axiaal over een kleine afstand te liften ontstaat een soort snelle afwisseling van 100% en 0% bedrijf. Er wordt in 0% bedrijf geen druk opgebouwd, wel zijn er pompverliezen.
- Drukverhouding per trap
 - Geringe bandbreedte is gewenst ivm vaste volume verhouding van de scroll spiraal
- Drukverschil per trap.
 - Constructief kan een scroll grote drukverschillen aan, de beperking licht met name in de interne lekkage van pers naar zuig.
- Robuustheid
 - Scroll compressor is in beperkte maten bestendig tegen vloeistof.
- Onderhoud
 - Scroll is onderhoudsarm en wordt vaak als hermeet uitgevoerd. Reparatie of revisie is niet mogelijk
- Geluid/trillingen/opstelling
 - Door min of meer continue flow en de geringe mate van onbalans is de scroll is geluid en trillingsarm
- Economie
 - Grote nadeel aan de scroll is dat deze niet gerepareerd kan worden. Dit wordt enerzijds veroorzaakt doordat ze als hermetische uitgevoerd zijn, anderzijds is de scroll daar ook minder geschikt voor ivm de hoge tolerantie nauwkeurigheid.

Centrifugaal

- Rendement
 - Rendement op ontwerp conditie kan in vollast tot wel 15% hoger zijn dan verdringingsmachines.
 - Een centrifugaal compressor draait veelal olievrij, wat het systeem rendement vergroot, omdat er geen interne vervuiling plaatsvindt van de warmtewisselaars.
- Deellast rendement
 - Grote beperking is dat deellast draaien gepaard gaat met sterk rendementsverlies. Capaciteit in veelal geregeld met inlaat geleideschoepen. Toerenregeling heeft een invloed op drukverschil en daarmee ook invloed op de massastroom/capaciteit. Drukverschil neemt toe met toerental in het kwadraat. Bij lage deellast is er risico op surge, wat schadelijk is voor de compressor. Lage deellast is dus uitgesloten.



Figuur 10.6

- Drukverhouding per trap
 - In tegenstelling tot damp compressie compressoren, is een centrifugaal compressor geen drukverhouding machine maar een drukverschil machine. Maximale drukverhouding per trap is dan ook beperkt tot ongeveer 3.
- Drukverschil per trap.
 - Het maximale drukverschil is theoretisch beperkt tot $0,5 \cdot \rho \cdot (\text{geluidsnelheid } (p,T))^2$. Hoe hoger de dichtheid van het gas en hoe hoger de geluidsnelheid, hoe groter het te realiseren drukverschil per trap. Centrifugaal machines zijn dus meer geschikt voor airco toepassing dan vriestoepassingen.
- Robuustheid
 - Vloeistof druppels leiden direct tot grote schade
- Onderhoud
 - Benodigd onderhoud is zeer beperkt.
- Geluid/trillingen/opstelling
 - Centrifugaal is trillingsarm maar het geluid kan zeer intens zijn.

Ad 3 Keuze van aantal en capaciteit verdeling van compressoren

Op basis van de te verwachten minimale en maximale koelcapaciteit en het aantal draaiuren, moet er een keuze gemaakt tussen het aantal en de capaciteitsverdeling van de compressoren. Daarbij moet ook gedacht worden aan systeem betrouwbaarheid en de invloed van onderhoudswerkzaamheden en beschikbaarheid van reserve onderdelen.

Betrouwbaarheid van een koelsysteem is vaak van groot belang, omdat de waarde van het product dat gekoeld wordt groot kan zijn of dat een heel proces tot stilstand komt. De betrouwbaarheid van een systeem is te verhogen door de zogenaamde "N+1" strategie.

Dit betekent dat de betrouwbaarheid vergroot wordt door het hebben van een reserve capaciteit.

Op het hoogste niveau, het systeem niveau, betekent dat er gescheiden koelcircuits toegepast moeten worden, die een onafhankelijke voeding moeten hebben. Bij koudemiddel lekkage of wegvallen van de voeding kan het andere systeem doordraaien. Dit wordt vaak toegepast in data-centers, waar de up time zeer belangrijk is en er geen onderbreking van de koeling mogelijk is door het ontbreken van thermische massa.

Wordt betrouwbaarheid op compressor niveau bekeken, moet bij het uitvallen van een enkele compressor, de overige compressoren de het proces in stand kunnen houden al of niet met een kleine aanpassing van de capaciteit. Dit betekent dat het wenselijk is om minimaal 2 compressor toe te passen.

Beschouw bij schroef en scroll compressoren de optimale volumeverhouding; Bijvoorbeeld een ontwerpconditie van -10/35, ammoniak. De volgende gegevens zijn bekend van de schroefcompressor, waarvan men de selektiemogelijkheden onderzoekt:

T_c	COMPRESSOR EFFICIENTIE		
	$V_i = 2,2$	$V_i = 2,6$	$V_i = 3,7$
35	70,69	73,94	74,70
30	72,59	74,74	72,93
25	73,57	74,31	69,82
20	73,21	72,37	65,21

Tabel 3: rendement van schroef

Bij een condensatietemperatuur $T_c = 35$ is de beste keuze een volumeverhouding $V_i = 3,7$. Bij een lagere T_c zou een lagere V_i ingezet moeten worden. Indien er vaak een T_c van 20°C optreedt, is het goed mogelijk dat een $V_i = 2,2$ optimaal is om het jaargemiddelde om het rendement op niveau te houden.

Afmeting versus aantal compressoren.

Bij de keuze zijn twee zaken sterk van belang:

- Een compressor heeft zijn hoogste rendement in vollast
- Schaal effect: Een grotere compressor heeft normaal gesproken een hoger rendement een kleinere compressor.

Er zijn twee strategieën om tot een optimale (en toch flexibele) oplossing te komen.

a. Multi packaging

Dit wordt voornamelijk toegepast bij koelvermogens tot 200kW. Hierbij worden meerdere (4 tot 6) compressoren van gelijke grootte toegepast, die deellast kunnen leveren door middel van het aan/uit schakelen van compressores. Voordeel is dat er deellast gedraaid kan worden met het vollast rendement. Meer dan 6 compressoren is niet aan te bevelen omdat dan beter gekozen kan worden voor iets grotere compressoren, zodat beter gebruik wordt gemaakt van het schaal effect.

b. flexibele deellast door optimale capaciteit verdeling

Voor middelgrote vermogens (vanaf 200kW) is het wenselijk om optimaal gebruik te maken van het schaalvoordeel van grotere compressoren. Voor grotere koelvermogens wordt gebruik gemaakt van meerdere grotere compressoren. De keuze van het aantal compressoren en de onderlinge verdeling van de capaciteit, is in principe maatwerk. Er zijn ook standaard oplossingen.

Zo is het mogelijk de compressoren te selecteren op basis van het 1/7 systeem. Voor een toepassing met een maximale koelcapaciteit van 700kW, wordt 1 compressor gekozen met één capaciteit van $1/7 \cdot 700 = 100\text{kW}$, één met $2/7 \cdot 700 = 200\text{kW}$ en één met $4/7 \cdot 700 = 400\text{kW}$. Een alternatief is 1/6 systeem met een verdeling van 1/6, 2/6 en 4/6.

I.v.m. service kan er een voorkeur zijn om een enkel type compressor te kiezen, zodat de vermogensverdeling gerealiseerd wordt door het variëren van de schroef afmeting of het cilinderaantal.

Merk op dat voor dit systeem met een capaciteitsverdeling tussen de compressoren een meer geavanceerdere besturen nodig heeft. Deze moet rekening houden met de verwachte gevraagde koelvermogens van het proces, zodat de juiste compressoren gestart worden.

10.5 Selectie van elektromotor en frequentieregelaar

Bij een open compressor kan een standaard elektromotor toegepast worden die op maat geselecteerd kan worden. Ondanks dat veel compressoren in nullast of deellast gestart worden, moet het type elektromotor geschikt zijn om voldoende koppel kunnen leveren om de compressor vanuit stilstand in gang te kunnen zetten. Het benodigde koppel bestaat uit het statische losbreekmoment en de belasting

t.g.v. de zwaarste opstartcondities. In het algemeen geldt dat de het benodigde koppel toeneemt met de zuigdruk en drukverschil.

Bij constante elektromotorcapaciteit geldt: Hoe sneller een elektromotor draait, hoe kleiner de afmeting van de elektromotor. Om de investering van de elektromotor te beperken kan er dus gestreefd worden naar het toepassen van een hoogtoerige elektromotor. Met hoogtoerig wordt hier een motor met twee polen bedoeld, die bij 50Hz onbelast 3000rpm draait. Dit type motor kan toegepast worden indien er voor een compressor gekozen wordt die dit toerental aan kan of door het toepassen van overbrenging met een snelheidsreductie, zoals V-snaar overbrenging. Het voordeel van een V-snaar overbrenging is dat de diameter verhouding van de snaarwielen zo gekozen kan worden dat de compressor op een gewenst toerental kan draaien. Verlagen van het toerental bij een zuigercompressor heeft in het algemeen een gunstige invloed op het rendement, levensduur en de geluidsproductie. Daarnaast geeft het gebruik van V-snaar overbrenging een meer flexibiliteit in het corrigeren van het toerental op de koudebehoefte.

Nadeel van de V-snaar overbrenging t.o.v. een directe aandrijving met een torsie stijve koppeling, is dat deze een lager rendement en is onderhoudsgevoelig. Het rendement van een snaar overbrenging is afhankelijk van aantal riemen, maar zit veelal in de range van 0,97 - 0.98.

Voor direct aandrijving van grotere (zuiger)compressoren wordt vaak een vier pool motor (50 Hz, 1500rpm) gebruikt. Voor schroef en scroll compressoren vaak een tweepolige motor (50 Hz, 3000rpm).

Efficiency klasse electromotor

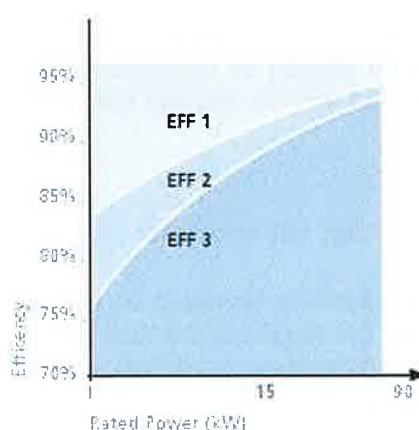
Electromotoren zijn ingedeeld in rendementsclasses. Om dit alles te vereenvoudigen heeft de internationale Elektrotechnische Commissie (IEC) in 2008 de norm IEC 60034-30 aangenomen waarin motoren in 3 rendementsniveaus (plus later mogelijk een vierde) worden onderverdeeld.

De efficiency classes zijn:

- IE1 = STANDARD efficiency level
- IE2 = HIGH efficiency level
- IE3 = PREMIUM efficiency level

De Norm IEC 60034-31 is geschreven voor rendementsniveaus voor motoren die gebruik maken van frequentie regelaars.

Onderstaande figuur laat bijvoorbeeld de classificatie zien voor vierpool motors tot 90kW. Hieruit blijkt dat het rendement van een elektromotor toeneemt met de capaciteit en de klasse.



Figuur 10.7: rendement niveau motoren tot 90kW

De keuze van een rendementsklasse is niet geheel vrij. Er zijn wettelijke regels voor het toepassen van een minimale klasse niveau. Zie onderstaande tabel.

COUNTRY/ ZONE	STANDARD or REGULATION	NAME	LABEL	DATE	OBLIGATION	RANGES CONCERNED	PRODUCTTS
Europe	IEC60034-2	CEMEP	EFF 2/1	1 January 2008	no	2 & 4P 1,1 to 90 kW IP55	Eff2 or Eff1
	IEC 60034-2-1 - IEC60034-30	EuP	IE2	16 June 2011	yes	2, 4 & 6P 0,75 to 37,5 kW IP55 and IP23	IE2
			IE3	1 January 2015		2, 4 & 6P 7,5 to 375 kW IP55 and IP23	IE2 + IE3*
			IE3	1 January 2017		2, 4 & 6P 0,75 to 37,5 kW IP55 and IP23	IE3*

Figuur 10.8: ontwikkeling van wettelijke verplichtingen omtrent rendement classes

Toepassen van frequentieregeling

Het toepassen van frequentie regeling vaak gebaseerd op rendementswinst van de compressor in deellast. Er zijn echter meer redenen om frequentie regeling toe te willen passen op koelcompressoren:

- Hoger system rendement door optimale afstemming van capaciteit en koude vraag.
- Toename van de levensduur van de compressor door afname van het aantal start en stops en lagere mechanische belasting bij het starten en stoppen.
- Verlenging van onderhoudsinspectie mogelijk als de compressor gemiddeld een lager toerental draait dan het nominale toerental. Lage toerentallen bij een vollast compressor geeft lage persgastemperaturen en verdeelt de belasting gelijkmatig over de compressor.
- Geïntegreerde soft start functie:
- Sterke afname van de startstroom en Koppel t.o.v. ster-driehoek start.
- Lager risico van aanzuigen van vloeistof door starten in lage deellast en het geleidelijk variëren van het toerental.
- Soms kan een (tijdelijk) een hogere koelcapaciteit uit de compressor worden gehaald.
- Doordat de compressor in een breed toerental bereik draait, is er kans op mechanische resonantie en gaspulsaties. Deze moeten voorkomen worden door goede constructie en vermijden van kritische toerentallen.
- Door het brede toerenbereik en toename van de oneenparigheid bij toerental verlaging is de selectie van een torsie stijve koppeling bij zuigercompressoren kritisch. Het kan nodig zijn om aan de compressorzijde extra roterende massa (=vliegwiel) toe te passen.

Wanneer frequentie regeling interessant wordt is afhankelijk van het aantal draaiuren en de mate waarin deellast gedraaid wordt. Bij toepassingen waarbij de compressor met meer dan 3000 draaiuren per jaar die meer dan 50% van de tijd in meer dan 50% in deellast staat is het zeker interessant een frequentie regeling toe te passen.

Aftoeren versus optoeren

Een frequentie regeling kan gebruik worden om zowel het nominale toerental te verlagen als deze te verhogen.

Het aansturen van een motor met een frequentie beneden de nominale waarde is een toepassing in het zogenaamde "constant field" genoemd. De magnetische flux van de motor is bij benadering constant door het toepassen van een constante voltage/frequentie (V/f) verhouding.

Het minimum toelaatbare frequentie wordt beperkt door:

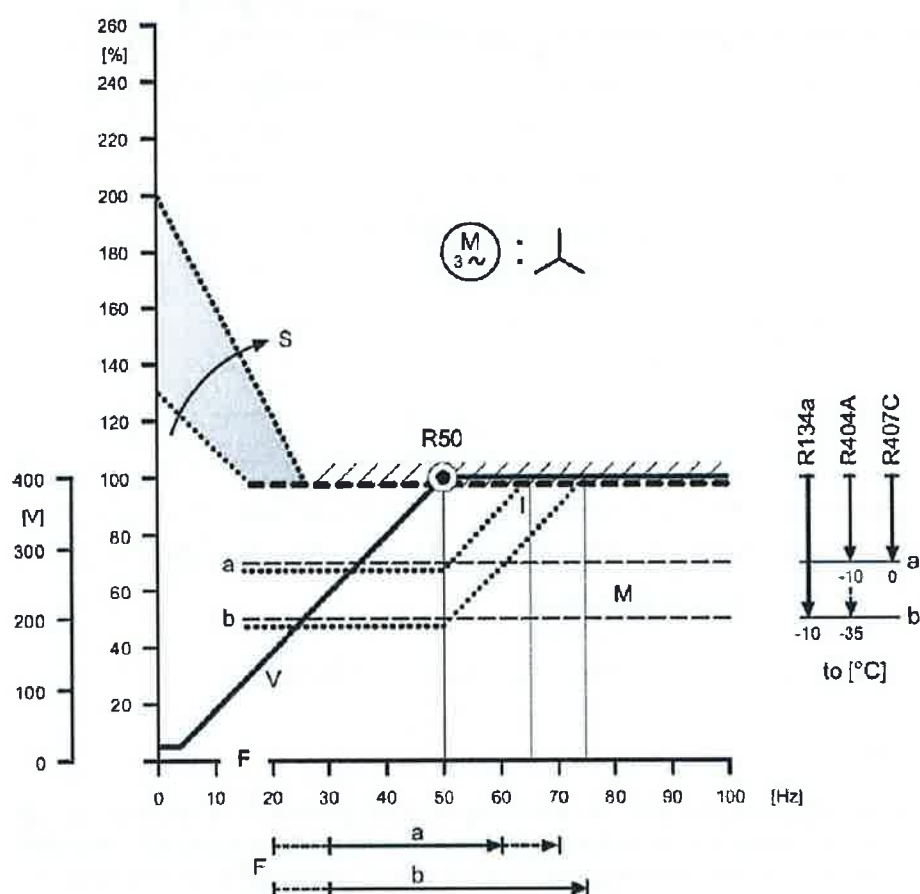
- Smering (olie opbrengst en draagkracht glijlagers)
- Koeling van de elektromotor
- Oneenparigheid (enkel zuiger)
- Interne lekkage (scroll en schroef)

De minimale frequentie wordt opgegeven door de fabrikant.

Het aansturen van een motor met een frequentie boven de nominale waarde is een toepassing in het zogenaamde "field weakening region" genoemd. De magnetische flux van de motor neemt af in dit gebied omdat het voltage zijn maximum geeft bereikt bij nominaal toerental kan de V/f niet meer constant gehouden worden. Om toch het koppel constant te kunnen houden moet de stroomsterkte lineair meestijgen met de toerental verhoging. Het maximale toerental is bereikt tot de maximale constante motor stroom is bereikt. Om veilig in dit gebied te kunnen draaien is een oversized motor nodig.

Het maximaal toelaatbare frequentie wordt beperkt door:

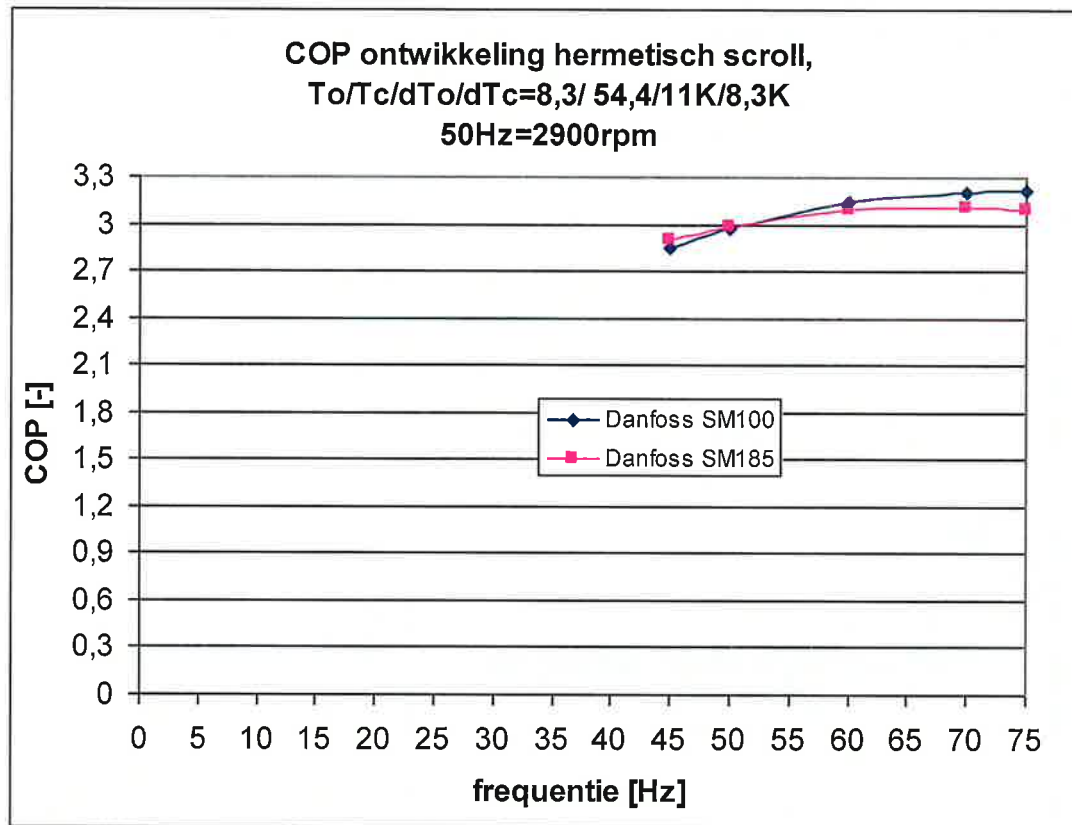
- Reserve vermogen van de elektromotor
- Mechanische belasting van de compressor (zuigersnelheden, gasstroom en klepsnelheden, enz.)
- Rendement daling t.g.v. toenemende gassnelheden en interne wrijving.
- Temperatuurniveau van olie en compressor
- Doorslaan van olieafscheider (schroef)



Figuur 10.9: aansturing van een frequentie geregelde motor

Bij kleine schroef en scroll compressoren wordt het vaak gebruik gemaakt van de mogelijkheid om sneller te draaien dan het nominale toerental. Dit komt omdat de mate van aftoeren beperkt is door de relatief grote interne lekkage. Dit effect is duidelijk terug te zien in het rendement verloop versus het toerental. Zie onderstaande figuur met het rendementsverloop versus het toerental van een middelgrote en grote hermetische scroll compressor.

Zuigers en grote schroefcompressoren maken enkel gebruik van toerentallen lager dan nominaal, omdat deze minder gevoelig zijn voor interne lekkage.



Figuur 10.10: COP ontwikkeling van kleine en grote scroll compressor

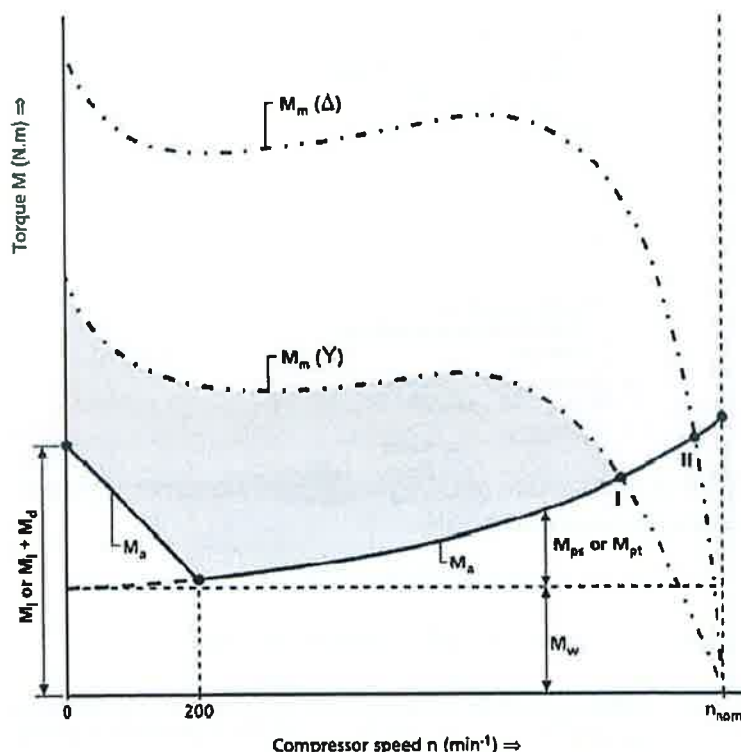
Selectie van de frequentie regelaar

De frequentie regelaar moet in staat zijn continu een de benodigde stroomsterkte te leveren bij de compressor toegepast op de kritische condities in vollast. Daarnaast moet de frequentie regelaar voldoende stroomsterkte kunnen leveren om het aanloop startkoppel vanuit stilstand te overwinnen en (indien van toepassing) de stroomsterkte te kunnen verhogen voor het draaien boven de nominale frequentie

Koppel verloop zuigercompressor

Het benodigde aandrijfkoppel van een zuigercompressor varieert met de krukaspositie. Hoe groter het aantal cilinders, hoe gelijkmatiger het koppelverloop. Hoe minder cilinders, hoe meer reserve er nodig is voor het maximaal benodigde koppel.

Daarnaast is het koppelverloop ook afhankelijk van het toerental. In de figuur hieronder is een typisch koppelverloop van een onbelaste zuigercompressor weergegeven. Deze is opgebouwd uit koppel t.g.v. door inwendige wrijving M_w en koppel t.g.v. de pompverliezen M_p . Daarnaast is er nog sprake van een losbreek koppel t.g.v. de hogere statische wrijving, bij de initiële op gang komen van de compressor vanuit stilstand.



Figuur 10.11: Zuiger compressor en elektromotor koppel-toerental karakteristiek

Om in alle situaties betrouwbaar te kunnen starten, is er voor een paar seconden een hoog koppel nodig. De benodigde start amperage moet nagevraagd worden bij de fabrikant, zodat een voldoende grote frequentie regelaar geselecteerd wordt om dit te kunnen leveren. Het hoge startkoppel kan geleverd door de motor voltage te verhogen bij lage frequenties, wat tot gevolg geeft dat de V/f verhouding tijdelijk groter wordt.

Bij toepassen van een frequentie regelaar is het advies om de compressor -in nullast of lage deellast- binnen 1 tot 4 seconden naar minimum toerental te versnellen. Dit is in praktijk een goed compromis gebleken tussen softstarten en voldoende snelle opbouw van de smering/draagkracht van de glijlagers. Na een tiental seconden zal de minimale deellast ingeschakeld moeten worden om van daaruit geleidelijk door te stappen naar vollast. Daarna kan de capaciteit verder verhoogd worden door het toerental te verhogen. In dit gebied met toerental variaties draaid de compressor dus in vollast rendement.

Rendementsverbetering in deellast

Met frequentie regeling is enkel een rendementsverbetering in deellast realiseerbaar. Bij het toepassen van frequentie regeling zal het rendement bij nominaal toerental afnemen door het energie gebruik van de frequentie regeling zelf (orde 2 tot 3% in vollast) en het lagere rendement van de elektromotor door het niet aanbieden van een zuivere sinus.

Het energie gebruik van de frequentie regelaar zelf is nagenoeg onafhankelijk van de capaciteit die deze levert, dus in deellast wordt het percentage dat de frequentie regelaar gebruikt groter (en bij overtoeren lager).

Een zuigercompressor en een schroefcompressor hebben beide een eigen deellast karakteristiek. De zuiger kan bijvoorbeeld cilinders afschakelen door zuigkleplichting toe te passen, een schroefcompressor kan gebruik maken van regelschuiven. In de figuur hieronder zijn twee deellast karakteristieken te zien. In dit voorbeeld hebben de zuiger en schroef een vergelijkbaar rendement in vollast, maar in deellast neemt het rendement van de schroefcompressor sneller af dan de zuiger.

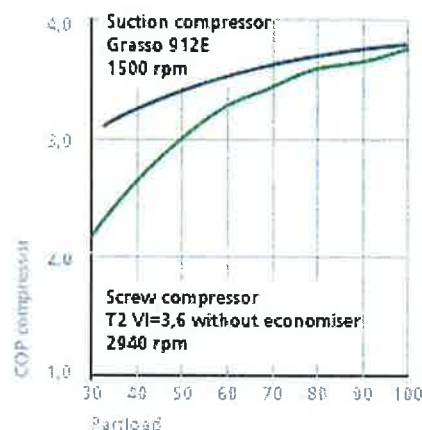


Figure 4: Comparison of COP for different capacities of piston and screw compressors.

Figuur 10.12

Het rendement van een compressor kan als volgt uitgedrukt worden.

$$P_{\text{elec.}} = \frac{P_{\text{shaft}}}{\eta_{\text{drive}}(n, T)} = \frac{1}{\eta_{\text{drive}}(n, T)} * \frac{Q_0}{\text{COP}(P_0, P_c, dT_0, n, \text{part load})}$$

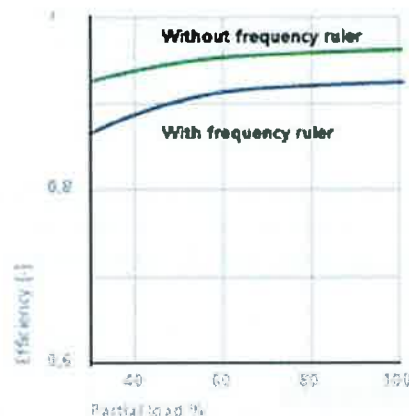
P_{shaft}	required shaft capacity for compressor
P_s, P_c	suction and discharge pressure on the compressor flanges
dT_0	superheating of the suction gas
n	rpm
part load	part load system of compressor
T	shaft torque

Met de frequentie regeling is de η_{drive} een product van het rendement de frequentie regelaar zelf ($\eta_{\text{freq.reg}}$) en het rendement van de elektromotor ($\eta_{\text{e-mot}}$). Dus:

$$\eta_{\text{drive}}(n, T) = \eta_{\text{freq.reg}}(T, f) * \eta_{\text{e-mot}}(n, T, f)$$

f: switch frequency

Het rendement van een PWM (pulse width modulation) frequentie controller is bij benadering onafhankelijk van de frequentie f . Het rendement van de frequentie regeling neemt af met een hogere interne schakelfrequentie, die bepalend is voor de kwaliteit van het sinusvormige motor amperage. Hoe hoger de interne schakelfrequentie, hoe beter het sinusvormige signaal en hoe minder minder harmonische verliezen er optreden in de elektromotor. Omdat het sinus niet perfect is, zal het rendement van de elektromotor afnemen. Zie onderstaande figuur.



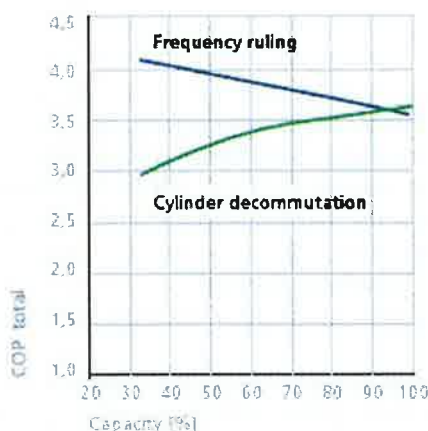
Figuur 10.13 Vergelijking tussen de efficiency en aan aandrijving met en zonder frequentie regeling

Door de extra verliezen in de elektromotor zal deze ook warmer worden met het gevolg dat deze minder vermogen kan leveren uitgaande van de zelfde toelaatbare wikkeltemperatuur.

Daarnaast is er bij aftoeren het probleem is het vaak nodig om een grotere motor toe te passen. Daarnaast is het te adviseren de motor te beveiligen tegen oververhitting

Waar blijft de rendementswinst?

De rendementswinst wordt gerealiseerd door een toename van het rendement bij capaciteit reductie i.p.v. een rendementsverlies. Dit komt omdat de compressor in vollast kan blijven draaien (alle cilinders ingeschakeld) en de lagere capaciteit gerealiseerd wordt door enkel het toerental verlaging. De toename van rendement is te verklaren dat stroming- en wrijvingsverliezen meer dan lineair afnemen bij verlaging van het toerental. In de onderstaande figuur is het rendementsverloop met en zonder frequentie regelaar te zien van een Grasso 912E zuigercompressor. Merk op dat bij 92% van de capaciteit de besparing van de frequentieregelaar nul is.



Figuur 10.14 Vergelijking tussen de COP van Grasso 912^E met en zonder frequentieregeling

Aanvullende benodigheden bij toepassen frequentie regeling

Het toepassen van een frequentie regelaar geeft additionele aan in de machinekamer. Raadpleeg daarvoor de adviezen van de fabrikant van de frequentie regelaar.

De volgende extra maatregelen zijn van toepassing:

- De kabel tussen de compressor en de frequentie regelaar moet EMC afgeschermd zijn en op ruime afstand van signaal kabels blijven.
- De elektromotor moet geaard worden via de zelfde aarde aansluiting als de kabel afscherming.
- Het compressor frame moet voldoende geaard worden, separaat van de kabel afscherming.
- De temperatuur de ventilatie lucht van de frequentie regelaar moet voldoende laag zijn omdat dit anders sterk ten kosten gaat van de levensduur van de frequentie regelaar.

Hoofdstuk 11. DE COMPRESSOR IN BEDRIJF

11.1 Inleiding

Dit hoofdstuk geeft een aantal praktische zaken waarmee rekening gehouden wordt bij het in bedrijf stellen en het in bedrijf houden van compressoren. Hierbij wordt niet de wetenschappelijke maar de praktische benadering gekozen. Dit betekent dat de beschreven oplossing er één kan zijn uit vele anderen.

11.2 Het opstellen van de compressor

Het opstellen van de compressor hangt af de manier waarop de compressor wordt aangeleverd: als losse compressor of als unit. Daarnaast is van eminent belang waar de compressor of compressorunit wordt neergezet: op begane vloer of verdiepingsvloer, in industriële omgeving of in gebouw waarin kantoren zijn. Daarnaast dient voldaan te worden aan wet- en regelgeving zoals milieuverordening met aspecten als geluid, eventueel gevaarlijke stoffen danwel stoffen waarin bij toepassing speciale eisen worden gesteld, veiligheid en milieu. Daarnaast spelen de Arbo eisen een belangrijke rol. 'Last but not least' heeft elke klant een palet met eigen wensen en eisen.

Als de installatie bekeken wordt vanuit de compressor, dan gelden de volgende aspecten:

- Optimaal kostenniveau van het te plaatsen systeem;
- Optimale opstel- en aansluitkosten;
- Bereikbaarheid systemen t.b.v. onderhoud en reparatie;
- Laag geluidniveau en trillingsniveau;
- Voldoende levensduur.

11.3 Trillingen

Een voorwerp, ook een compressor of compressorunit, is in principe niet oneindig stijf, dus elastisch. Als de constructie wordt aangestoten treedt enige vervorming op. Er kan een trillingsvorm ontstaan, welke door inwendige demping uitdempt. De mate van interne demping bepaalt de tijdsduur van de trilling.

Elke elastische constructie heeft een eigenfrequentie. Dit is die frequentie waarbij er nauwelijks of geen demping van de trilling optreedt. Als de aanstotende kracht met dezelfde frequentie optreedt als de eigenfrequentie dan kan de uitwijking steeds groter worden; dit kan tot scheurvorming in de compressor of unit constructie en zelfs tot breuk aanleiding geven.

De aanstotende krachten worden veroorzaakt door bewegende massa's in de compressoren of door pulsaties in leidingen en vaten.

Tegengaan van de trillingen kan vanuit twee invalshoeken gebeuren: het zo laag houden van de massa van de translerende en (niet gebalanceerde) roterende massa's en het ervoor zorgdragen dat de eigenfrequentie zo ver mogelijk weg van aanstoot frequenties af liggen. Er kunnen constructieve maatregelen ontwikkeld worden om de eigenfrequenties te verschuiven of om de grootte van de aanstotende massa's te verkleinen.

Bij het zuigercompressorontwerp kan ervoor zorggedragen worden dat er zo weinig mogelijk translerende massa's zijn; maximale interne balancerings en de toepassing vliegwielen kan een grote bijdrage leveren.

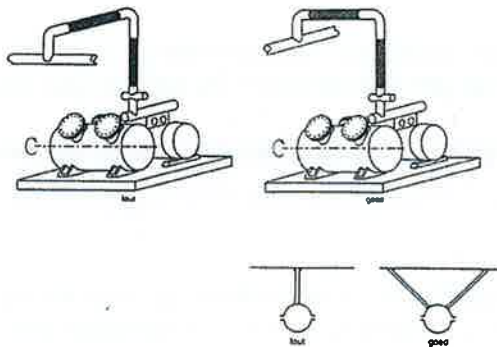
Door het toepassen torsiestijve koppeling tussen compressor en elektromotor wordt de elektromotor als vliegwiel gebruikt. Het spreekt voor zich dat een zo stijf mogelijke constructie van het compressorhuis en voetconstructie een essentiële voorwaarde is; in essentie is het noodzakelijk dat de belastingen een stijf 'pad' vinden van de plek waar ze ontstaan tot de plaats waar de verbinding met de vaste aarde plaatsvindt.

Hierbij moet het toepassen van een correcte fundatie (betonblok) niet als factor onderschat worden.

Het correct plaatsen is meer dan essentieel, met aspecten als:

- Vlakke en horizontale vloer en met epoxy vulmiddel ondergieten van het frame;
- Zorgvuldig opstellen van compressor;
- Volgens voorschrift uitlijnen van compressor / motor.

Een frame wat geplaatst wordt op trillingsdempers (veren, rubber) kan een oplossing zijn. In dit geval mag het leidingwerk niet te stijf zijn!



Figuur 11.1

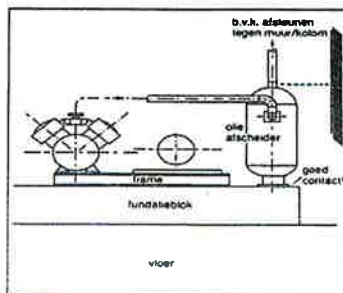
De selectie van de koppeling tussen compressor en elektromotor is een zaak voor specialisten:

- Te berekenen: eigenfrequentie aandrijftrein;
- Te beïnvloeden door vliegwielen bij zuigercompressoren;
- Te berekenen: aanstootfrequenties, m.n. bij zuigercompressoren.



Koppeling

Figuur 11.2



Figuur 11.3

De olieafscheider 'ziet' de pulsaties van de compressor. Een goede montage van afscheider, zowel aan de vloer als het leidingwerk is belangrijk.

11.4 Geluid

Bij geluid spelen een groot aantal aspecten een rol. De constructie straalt geluid af onder invloed van aanstotende krachten. Geluid plant zich voort door de constructie.

De eisen bestaan ook hier uit de wettelijke bepalingen en klanteneisen.

De fysische definitie: geluid zijn drukgolven die zich met de geluidssnelheid (340m/s in de lucht) voortplanten. Vanuit een puntvormige bron breidt het geluid zich uit als een bol waarvan de straal die elke seconde 340m groter wordt.

Niet alleen de geluidsterkte is belangrijk, maar ook de spectrale samenstelling bepaalt de 'geluidsbeleving': welke tonen komen voor en hoe gevoelig is het gehoor hiervoor? De toonhoogte wordt uitgedrukt in drukwisselingen / seconde (eenheid: Herz)

Er worden twee termen gebruikt: geluiddruk L_p en geluidvermogen L_w . Beide zullen besproken worden.

11.4.1 Geluiddruk SPL

Geluidsdruk (=sound pressure level) is de momentane afwijking $p(t)$ van de atmosferische druk en wordt gemeten pascal [Pa]. Omdat het gehoorvermogen van de mens evenredig is met het kwadraat van de geluidsdruk, is de gemiddelde waarde (RMS) van de geluidsdruk p_e als volgt gedefinieerd:

$$p_e = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T p^2(t) dt}$$

waarin

p_e : effectieve gemiddelde geluidsdruk [pa]

T : trillingstijd (= 1/frequentie) van de beschouwde toonhoogte [s]

p : verschildruk [pa]

In de praktijk wordt vaak gerekend met geluidsdruk niveau. Dit is een logaritmische grootte die deze druk weergeeft als een verhouding ten opzichte van een referentiedruk, de juist hoorbare geluid p_o van 20μPa. Het geluidsdrukniveau L_p is een verhouding, in feite dimensie loos, en wordt uitgedrukt in decibel (dB).

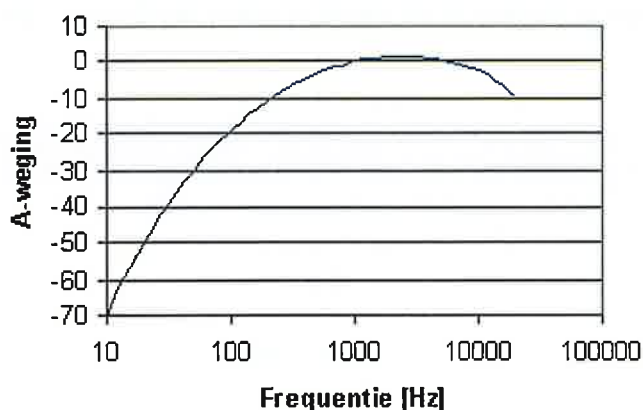
$$L_p = 20 \cdot \log\left(\frac{p}{p_o}\right)$$

Voorbeelden van geluidsdruk niveaus:

p_{eff}	L_p	
[N/m ²]	[dB]	
$2 \cdot 10^{-5}$	0	gehoordrempel
$2 \cdot 10^{-3}$	40	fluisteren op 1 m
$2 \cdot 10^{-1}$	80	luide radio
2	100	claxon vlakbij
200	140	pijngrens

Tabel 11.1

De meeste geluiden zijn samengesteld uit drukwisselingen van verschillende frequenties. Omdat het gehoor niet voor alle frequenties even gevoelig is, is de term luidheid gedefinieerd. Luidheid is een term die aangeeft hoe luid het geluid wordt ervaren door een persoon met gemiddeld gehoor. Om één representatief getal te kunnen definiëren moet men dus een weging toepassen. Hiervoor wordt een zogenaamd A filter gebruikt, zodat dB omgezet wordt naar dB(A). In de figuur hieronder is de weging van het A-filter weergegeven. Daaruit blijkt dat het menselijk gehoor het meest gevoelig is voor de frequenties tussen de 1000 en de 10.000 Herz.



Figuur 11.5

11.4.2 Geluidvermogen

Het geluidvermogen is de geluidenergie die wordt uitgezonden:

$$L_w = 10 \log [P / P_o] \text{ dB}$$

waarbij:

$$P = \text{geluidvermogen (Watt)}$$

$$P_o = \text{ref geluidvermogen} = 10^{-12} \text{ Watt}$$

Het berekenen van het geluid is een lastige zaak; vandaar dat men meestal de toevlucht neemt tot metingen. De meetmethode, meetopstelling en de interpretatie van de meetgegevens liggen vast in internationale normen (ISO, EN 31201 en EN 31202).

Het lastigste probleem is evenwel de correctie van het achtergrondgeluid, maar ook het wegfilteren van muur reflecties.

Het is wel nuttig om te weten welke principes er zijn om geluid te reduceren, hoe je geluid moet omrekenen naar verschillende afstanden en wat er gebeurt als er meerdere geluidsbronnen bij elkaar opgesteld staan.

11.4.3 Beperken van geluidshinder

Geluid kan verminderd worden door:

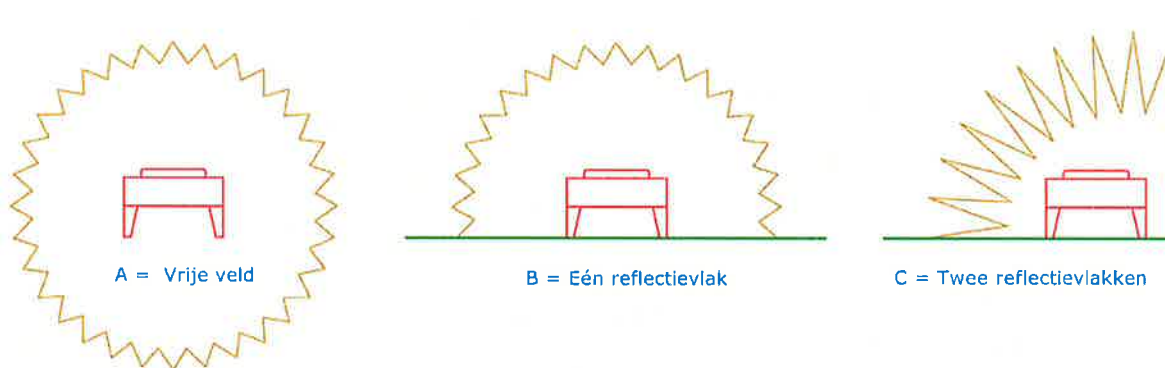
a. geluidsvermogen verminderen

- Geluidproductie beperken door optimalisatie van het compressorontwerp. Voorbeelden: reduceren van speling en botsnelheden van onderdelen; reductie van bewegende massa's en onbalans; materiaal keuze optimaliseren zoals het toepassen van kunststof kleppen.
- Ontwerp van het krukhuis optimaliseren. Dit is mogelijk door het voorkomen dat delen van het krukhuis kunnen resoneren met frequenties die in het gehoorgebied liggen. Een gegoten dikwandig krukhuis met ronde vormen presteert geluidstechnisch het best.

- Toepassen van frequentie geregelde compressoren. In deellast zal het geluid significant afnemen door een lager toerental. Er moet wel rekening gehouden worden met de geluidsproductie van de frequentie regelaar zelf en de verhoogde geluidsproductie van de elektromotor.
- Toepassen van hermetische of semi hermetische compressoren.
- Overig: Watermantel koeling van cilinderkoppen

b. afschermen

Door een geluidsbron af te schermen is er minder geluidshinder. Voorbeeld is een afgesloten machine kamer met zware muren. Merk op dat door het toepassen van een betonnen muren het externe geluid wel lager wordt, maar het geluidsniveau in de machine kamer wordt door reflectie vergroot.



Figuur 11.6 Schematische weergave van lokale omstandigheden

c. absorptie

Door reflectiewanden te voorzien van geluiddempend materiaal kan het geluidsniveau verlaagd worden. Zo dicht mogelijk bij de bron toepassen.

11.4.4 Geluidsberekeningen

a. Optellen geluidsvermogen

Het gebruik van de logaritmische schaal betekent dat er log opgeteld moet worden.

Een voorbeeld: er zijn twee bronnen van respectievelijk 88 en 85 dB. Dan wordt de effectieve totale geluidsdruk van het totale geproduceerde geluidsniveau:

$$p_{\text{tot}} = p_a + p_b$$

$$p_{\text{eff}}^2 = 1/T_o \int (p_a + p_b)^2(t) dt$$

$$p_{\text{eff}}^2 = p_{a \text{ eff}}^2 + p_{b \text{ eff}}^2 + 1/T_o \int 2p_a p_b(t) dt$$

De laatste term wordt verwaarloosd omdat men geen verband wordt verondersteld tussen p_a en p_b . Dus middelen de termen uit op nul, over de tijd gezien, ergo:

$$p_{\text{eff}}^2 = p_{a \text{ eff}}^2 + p_{b \text{ eff}}^2$$

$$10 \log[p_{a \text{ eff}}^2 / p_o^2] = 88 \Rightarrow p_{a \text{ eff}}^2 = 6.3 \cdot 10^8 \cdot p_o^2$$

$$10 \log[p_{b \text{ eff}}^2 / p_o^2] = 85 \Rightarrow p_{b \text{ eff}}^2 = 3.2 \cdot 10^8 \cdot p_o^2$$

$$p_{\text{eff}}^2 = 9.5 \cdot 10^8 \cdot p_o^2 \Rightarrow p_{\text{tot eff}}^2 / p_o^2 = 9.5 \cdot 10^8$$

$$p_{\text{tot}} = 10 \log 9.5 \cdot 10^8 = 89,8 \text{ dB}$$

Indien twee identieke compressoren naast elkaar staan opgesteld, het geluidsvermogen dubbel zo groot is. Geluid moet dan logaritmisch opgeteld worden, zodat

$$L_{w,totaal} = 10 \log (2 \times W/W_o) = 10 \log (2) + 10 \log (W/W_o) = 3 + L_w$$

Dit betekent dat een verdubbeling van het geluidsvermogen een toename van 3dB geeft.

b. Afstand en reflectie

Hierbij geldt de volgende verband tussen geluidsdrukkniveau L_p en geluidvermogen L_w :

$$L_p = L_w + 10 \cdot \log\left(\frac{n}{4\pi r^2}\right)$$

Waarin:

n : aantal opdelingen van de bolvormige geluidsgebied

vrije veld: $n=1$;

één reflectievlak: $n=2$;

twee reflectie vlakken: $n=4$,

r : de afstand tot de geluidsbron [m]

In het algemeen geldt dus dat bij verdubbeling van de afstand 6 dB van het geluidsniveau moet worden afgetrokken.

11.5 Olie

11.5.1 Inleiding

In de koudetechniek, commerciële koeling en airconditioning worden compressoren toegepast die olie nodig hebben. Het nadeel is dat deze olie de installatie in vervuilt en deze vervuult. Dit heeft nadelige effecten op rendement van de warmtewisselaars.

Dit is reden voor de toepassing extra apparaten in de installatie, zoals olieafscheider, olieterugvoersystemen en het aftappen (en afvoeren) van olie.

Een ander gevolg is dat men olie van een bepaald type danwel van bepaalde viscositeitsklasse wil gebruiken.

11.5.2 Functies van olie

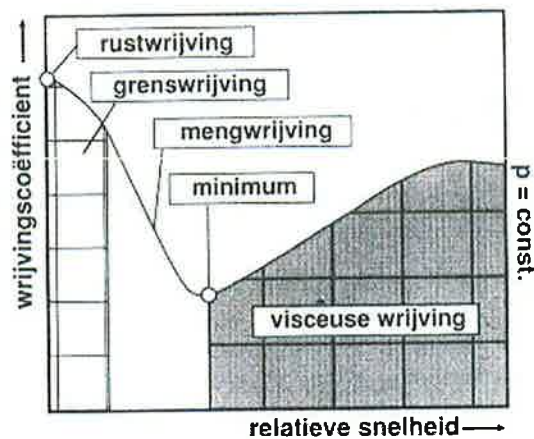
De functies van de smeerolie in de compressor zijn als volgt samen te vatten:

- Smering:
 - lagering, schroef rotoren onderling;
 - zuigerveren / cilinderwand;
- Afdichting van spleten: zuigerveerafdichting, rotoren van schroeven;
- Koeling: warmteafvoer van wrijvingsverliezen:
 - afvoeren warmte uit lagering;
 - asafdichting;
 - afvoer warmte van compressieproces: schroeven;
- Geluidsvermindering;
- Bediening capaciteitsregeling.

11.5.3 Oliesmering

Smering van bewegende delen is noodzakelijk voor de vermindering van wrijving en het voorkomen van slijtage. Over elkaar glijdende contactvlakken zijn te onderscheiden in enkele typen:

- Glijcontact, waarin de volgende wrijvingstypen worden onderscheiden:
 - droge wrijving: geen smeermiddel tussen de twee contactvlakken;
 - grenssmering: wel smeermiddel tussen de contactvlakken, maar de draagkracht van het smeermiddel speelt geen rol;
 - mengsmering: smeerfilm is niet gesloten; de oppervlakken van de glijvlakken maken contact;
 - visceuze wrijving als de vlakken geen contact meer maken: hydrodynamische smering



Drukverloop bij glijdend contact

Figuur 11.7

- Rolcontact:
 - smeermiddel vermindert de wrijving;
 - elastohydrodynamische smeringstheorie;
 - er treden hoge drukken op waardoor de viscositeit een zeer hoge waarde krijgt;

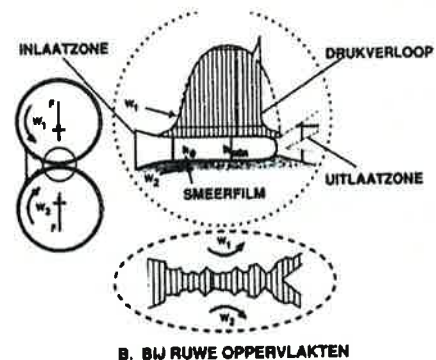


Fig. 2.
Drukverloop bij het rollende contact

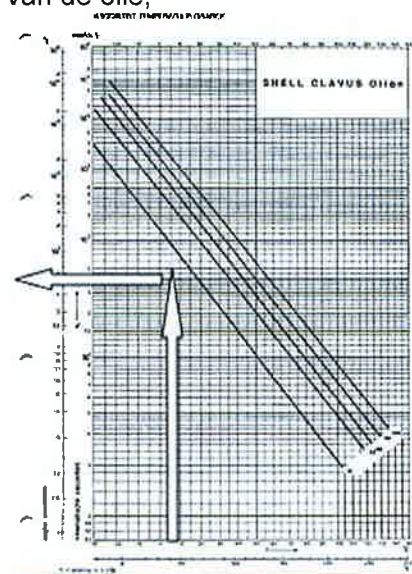
Figuur 11.8

11.5.4 Globale eisen aan smeerolie

Gezien de vele functies die aan de smeerolie gesteld worden, de vele verschillen in compressortypes en uitvoeringsvormen, de talloze koudemiddelen en de veelheid van toepassingen en condities is het goed voorstelbaar dat er vele eisen aan compressorolie gesteld worden. Hierbij een globaal overzicht:

- Goede smerende eigenschappen / viscositeit bij alle optredende drukken en temperaturen;
- Chemische stabiliteit bij hoge en lage temperaturen;
- Thermische stabiliteit bij hoge temperaturen; hoge thermische stabiliteit betekent dat de olie bij hoge eindcompressie temperaturen kan worden ingezet
- Gecontroleerde oplosbaarheid van koudemiddel in de olie, indien gewenst;
- Mengbaarheid met het koudemiddel;
- Chemische compatibiliteit met in de compressor gebruikte materialen;
 - metalen, o-ringen, pakkingen, coatings;
 - additieven in olie vs bv o-ringen;

- Hoog vlampunt (flash point). Het vlampunt is de laagste temperatuur waarbij dampen die de olie ontwikkelt kunnen worden ontstoken en dan even blijven branden; een hoog vlampunt betekent een lage dampdruk hetgeen de mogelijkheden voor olie afscheiding verbetert;
 - Het stolpunt (pourpoint) is die temperatuur waarbij olie juist niet meer vloeit. Een laag stolpunt betekent een toepassing bij lage verdampingstemperaturen. Het stolpunt:
 - beschrijft de koudvloeibaarheid;
 - is gedefinieerd als die temperatuur waarbij de vloeibaarheid zodanig afneemt dat de olie, onder gedefinieerde omstandigheden, binnen 5 sec niet uit een vat loopt;
 - is een niet gegarandeerde richtwaarde voor de minimale verdampingstemperatuur;
 - Vlokpunt (floc point) is die temperatuur waarbij zich na afkoeling van een mengsel olie en koudemiddel in de verhouding 1:9 vaste deeltjes gaan vormen. Er ontstaan wasdeeltjes in de olie. Een laag vlokpunt geeft ook bij koude temperaturen geen verstoring van de werking van het expansieventiel;
 - Aniline punt duidt de temperatuur aan in °C waarop de desbetreffende olie in combinatie met pure aniline een homogeen mengsel vormt; is indicatie voor de hoeveelheid onverzadigde koolwaterstoffen in de olie: belangrijk voor de agressiviteit t.o.v. rubbertypen
 - Zuurgetal (acid number) is het aantal mg KOH dat nodig is om de zuur reagerende verbindingen in 1 gram olie volledig neutraliseert. Normaal is een laag zuurgetal. Het zuurgetal geeft de veroudering van de olie aan:
 - is oxidatieproces;
 - oxidatieproces hangt niet alleen af van de temperatuur en de aanwezigheid van zuurstof, maar ook van materialen die katalytisch werken;
 - koper en ijzer in fijn verdeelde vorm;
 - Viscositeit:
 - viscositeit is de mate van vloeibaarheid van de olie;
 - eenheid is mm^2/s , aanduiding met ISO VG nummer bij 40°C of 100°C;
 - is eigenlijk de weerstand tegen vervorming als de vloeistof stroomt;
 - viscositeitsindex d.i. de afhankelijkheid tov de temperatuur van de olie;
 - De viscositeitseisen zijn gezien vanuit compressor:
 - Viscositeit die optreedt in de lagering;
 - Hogere waarde kan gekozen worden:
 - hoge machinekamertemperaturen;
 - meer dan normale oververhitting;
 - veel deellast;
 - Schroefcompressor: > 7 cST bij de olietemperatuur voordat de olie de compressor ingaat;
 - Zuigercompressor: > 10 cST;
 - De waarde van de viscositeit is afhankelijk van opgeloste hoeveelheid koudemiddel ;
 - Kleur: herkomst, kwaliteit.
- Fabrikanten / leveranciers leveren een overzicht van smeermiddelen die mogen worden toegepast:
- Afhankelijk van koudemiddel;
 - Afhankelijk van compressortype;
 - Soort installatie en bedrijfscondities.

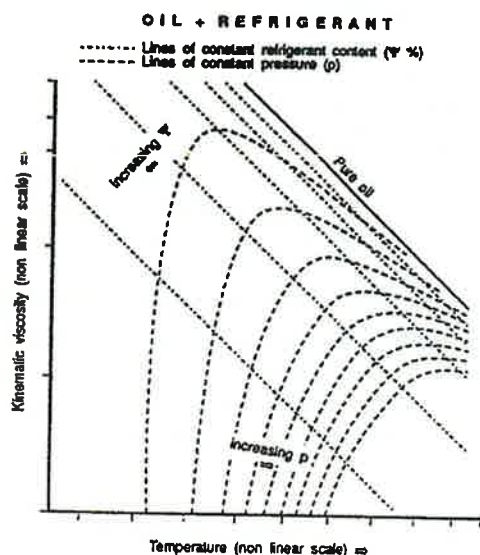


Figuur 11.9

Olie mengt zich met koudemiddel. Dit betekent dat dit olie wordt verplaatst van de compressor naar de installatie en dat olie niet per sé terugkomt naar de compressor.

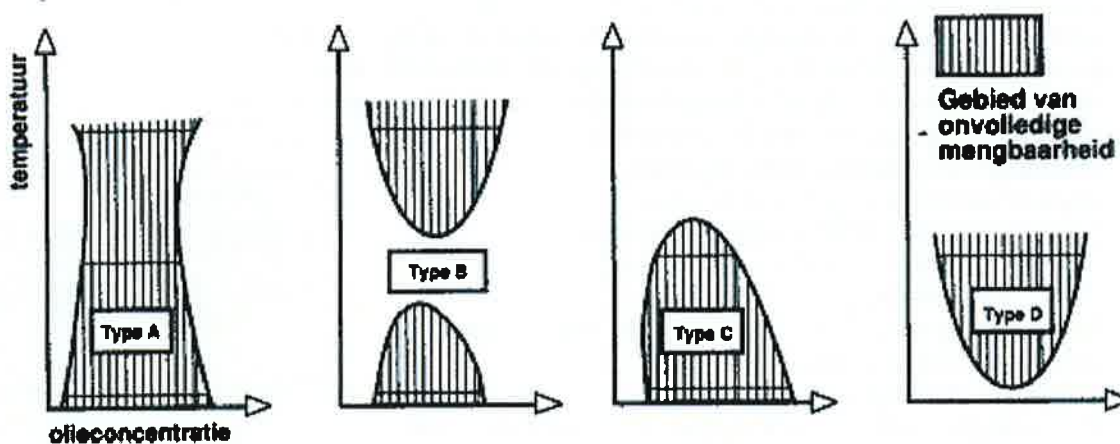
11.5.5 Oplosbaarheid koudemiddel in de olie

Koudemiddelen kunnen geheel, deels of onoplosbaar in de olie zijn. Bijvoorbeeld R22 is ten dele, ammoniak is onoplosbaar in minerale olie. De deels in olie oplosbare koudemiddelen kennen gebieden



van onvolledige oplosbaarheid, afhankelijk van koudemiddel, polariteit van olietype, vloeibaarheid en molecuulgrootte. Volledige oplosbaarheid vereenvoudigt de olievoorziening uit verdamper, maar veroorzaakt viscositeitsvermindering in de compressor door 'verdunning'. Gedeeitelijke oplosbaarheid geeft een verlaging olieviscositeit, hetgeen zichtbaar gemaakt kan worden in het viscositeits-temperatuur diagram.

Onoplosbaarheid is gunstig voor de compressor. Echter er zijn olieafscijders noodzakelijk en de olie terugvoer uit diverse componenten moet geregeld worden. Een paar details. CFK's zijn zwaarder dan olie: olie drijft er op: olie ophoping in vloeistofvat en verdamper. Olie is zwaarder dan ammoniak. In de olieafscijder kan koudemiddel in de olie opgelost zijn met als resultaat een lagere viscositeit schuimvormings risico bij drukverlaging, temperatuurverhoging (soms oliekoeling nodig).



Figuur 11.11 Olie oplosbaarheidskarakteristieken

11.5.6 Stabiliteit van de olie

Wenselijk is een grote stabiliteit van de olie gezien over een lange periode. Immers men wil lange olieversingsintervallen: olie is duur en het afvoeren ervan kost geld. Echter afhankelijk van de oliegebruikstemperatuur en druk kunnen er reacties voorkomen. Aanwezige metalen kunnen als katalysator werken. De aanwezigheid van andere stoffen, vooral water, is van invloed

Onvoldoende stabiliteit heeft tot gevolg:

- Verzuring van de olie;
- Kraakverschijnselen daarmee gepaard gaande afname van de viscositeit van de olie;

11.5.7 Oliesoorten

Grofweg kunnen er twee typen olie onderscheiden worden:

- Minerale oliën:
 - uit aardolie gewonnen;
 - mengsel bestaat uit verschillende bestanddelen cq chemische verbindingen;
- Synthetische oliën:
 - opgebouwd uit uniform gedefinieerde verbindingen;
 - dus meer constante samenstelling dan de klassieke minerale oliën;
 - worden vaker toegepast;
 - is 'must' bij sommige koudemiddelen;
 - is nodig vanwege temperatuurbelasting;
 - is nodig omdat hoge viscositeit gevraagd wordt.

Minerale olie kunnen in twee soorten onderscheiden worden, afhankelijk van de basiseigenschappen:

- Naftenische basis:
 - relatief lage mengbaarheid met R22 bij lage verdampingstemperaturen;
 - koolvorming op perskleppen bij zuigercompressoren;
- Parafinische basis:
 - relatief lage mengbaarheid met R22 bij lage verdampingstemperaturen;
 - koolvorming op perskleppen bij zuigercompressoren;
 - hoger stolpunt dan olie op naftenische basis;

Synthetische oliën bestaan er in zeer vele soorten. Voortdurend komen er nieuwe ontwikkelingen op de markt. Echter, niet in alle gevallen zijn de geclaimde voordelen aantoonbaar. Indien men gebruik van een nieuwe type, of een bekend type van een andere leverancier, overweegt, ga altijd de referenties na en voer in het begin controles op de oliekwiteit uit. Synthetische typen kunnen onderscheiden worden in:

- Hydrotreated olie:
 - De basis is minerale olie;
 - Speciale behandeling tijdens kraakproces;
 - Vlakke viscositeitskromme;
 - Minder dampvorming dan de minerale olie.
- Alkylbenzeen – AB:
 - Gemaakt uit benzeen en olefinemoleculen;
 - Te produceren in verschillende viscositeitsklassen;
 - Zeer goede thermische stabiliteit;
 - Hoge oplosbaarheid voor koudemiddel;
 - Zeer laag vlokpunt;
 - Zeer laag stolpunt;
 - Hoge mengbaarheid met R22 bij lage verdampingstemperaturen;
 - Hoge weerstand tegen oxidatie;
 - Goede smeereigenschappen;
 - Volledig mengbaar met minerale olie;
 - Toepassing bij NH₃, R22.
- Polyolesters voor HCFK's en HFK's:
 - Synthetische olie;
 - Oplosbaarheid van koudemiddel in olie;
 - Olieterugvoer;
 - Viscositeit gaat omlaag!
 - Risico zuurvorming;
 - Bijvoorbeeld bij semi-hermeten: water geeft zuurvorming, gevolg is bv 'copperplating'; tegen te gaan door toepassing van goede filterdryers.
- Polyalphaolefinen - PAO
 - Worden bereid uit ethyleen;
 - Goede chemische en thermische stabiliteit;
 - Toepassing bij compressoren bij hoge temperaturen;
 - Goed koudvloeibaar / laag stolpunt: toepassing bij lage verdampingstemperaturen
 - Hoge viscositeitsindex

- Goed toepasbaar bij schroefcompressoren
 - Geringe oplosbaarheid van koudemiddel
 - Lagere dampspanning dan minerale en AB olie
 - Doen afdichtingsmaterialen slinken; dit wordt opgeheven door toevoeging van AB en additieven
 - Zuivere PAO: niet in zuigers toepassen; in verleden zijn hier slechte ervaringen mee.;
- PAO + AB:
 - PAO variant die in zuigers mag worden toegepast;
 - Geeft veel betere benatting dan de PAO's;
 - Aniline punt ligt lager zodat krimp van pakkingen en O-ringen verminderd;
- Polyalkylglykol:
 - In ammoniak oplosbare olie, in combinatie met DX systemen;
 - Zijn gebaseerd op polymeren van ethyleen oxide of propyleen oxide;
 - Zeer hygroscopisch, m.n. sterk als de olie gebaseerd zijn op ethyleen oxide: drogers toepassen;
 - Zijn niet oplosbaar met minerale olie;
 - Reduktie viscositeit door opgelost ammoniak;
 - Houdt warmtewisselaars olievrij;
- Polyglycolen:
 - Ethyleen is grondstof;
 - Hoge viscositeit index;
 - Goede thermische stabiliteit;
 - Bescherming tegen slijtage is goed;
 - Polariteit veroorzaakt hoge wateroplosbaarheid, hygroscopisch gedrag;

11.5.8 Smeerolie en koudemiddelen

Fabrikanten van compressoren, installateurs en olieleveranciers zetten alle kennis en ervaring in de klant goed te adviseren m.b.t. welke olie toegepast moet worden. In ieder geval geldt:

- HFK's => polyolesters!
- Ammoniak
 - minerale olie: de klassieke oplossing
 - hydrotreated: dampvorming veel minder
 - PAG:
 - DX systemen;
 - hygroscopisch => drogers.

Ter illustratie van de moeilijkheidsgraad van toepassen van olie volgt hier een korte modelvorming van het gedrag van olie in de zuigercompressor. Als startpunt wordt de olie in het carter beschouwd. De olievoorraad hierin heeft een bepaalde temperatuur, en dus een bepaalde viscositeit. Deze olie wordt opgepompt en als smeermiddel van het lagersysteem gebruikt; vloeit terug naar carter. Echter, tijdens verblijf in het lager neemt de olietemperatuur toe. Daarnaast wordt de olie uit het carter gebruikt om de cilinderwand/zuigerveren te smeren. De olietemperatuur loopt hier lokaal op en er treedt olieverdamping aan cilinderwand op:

- Vollast: berekend is dat dit zeer kleine bijdrage aan dampvorming geeft: wordt verwaarloosd;
- Deellast: cilinders pompen gas heen en weer en laden gas steeds verder op met damp, zodat gas met veel damp de werkende cilinder bereikt. Dus sterk effect.

Oliedamp, met daarin oliedruppels, passeert de persklep als het gas uit de compressieruimte gedreven wordt. Persklep werkt als verstuurver; studies hebben aangetoond dat:

- snelheid in klep is onafhankelijk π ;
- gasdichtheid afhankelijk van π en koudemiddel;
- afhankelijk van viscositeit olie.

Modelvorming toont aan dat de druppeldiameter een functie is van koudemiddel, rpm en conditie, Na de persklep verdampen de druppels die zich meebewegen in de gasstroom nauwelijks..

Veel kleine druppels olie, oliedamp en koudemiddel persgas komen nu bij de olie afscheider aan. Deze moet zodanig geconstrueerd zijn dat kleine en grote druppels gevangen kan worden. Het afvangen van oliedamp is niet mogelijk in een normale olieafscheider. Kortom de keuze van de olieafscheider, de technologie die wordt toegepast, is geen eenvoudige zaak.

LITERATUUR

- Pompen en compressoren, opgesteld door S. Touber en C. A. Infante Ferreira, 1993, TU Delft, Faculteit OCP-WbMT Sectie Koudetechniek en Klimaatregeling.
- Basis cursus Geluid Alfa Laval.

