

Hoofdstuk 4: Toegepaste thermodynamische processen met ideale of bijna-ideale gassen

4.1 Thermodynamische cycli met uitwendige verbranding

4.1.1 De compressor

Stel dat we een **compressor** hebben waardoorheen een massastroom m , vloeit. De arbeid benodigd in deze compressor kan geschreven worden als:

$$W_{comp} = m \cdot (h_2 - h_1) \quad (165)$$

Waarbij dat h_2 en h_1 respectievelijk **specifieke enthalpie** van de uitlaat en inlaat voorstellen. Als we veronderstellen dat het gas een temperatuur-onafhankelijk specifieke warmte heeft, dan bekomen we:

$$W_{comp} = m \cdot c_p \cdot (T_2 - T_{1i}) \quad (166)$$

Bemerk dat bovenstaande vergelijking volgt uit het feit dat, in het ideale geval, een compressor adiabatisch werkt. Aldus is alle arbeid toegevoegd gelijk aan de stijging van inwendige energie volgens de eerste hoofdwet en aangezien voor ideale gassen inwendige energie alleen afhankelijk is van temperatuur en niet van druk, volgt de relatie in vergelijking (166). In veel gevallen is dit een behoorlijk goede benadering. Voor edelgassen is dit uiterst accuraat omdat specifieke warmte daadwerkelijk onafhankelijk is van de temperatuur. Voor lucht en gelijkaardige gassen is het tevens een goede benadering aangezien de temperatuurstijging niet al te groot is en de gemiddelde waarde van c_p is vaak voldoende. Er moet echter rekening gehouden worden met het feit dat de waarde van c_p genomen moet worden tussen T_2 en T_1 , dus niet bij 300 K. Als we veronderstellen dat een compressor isentropisch (adiabatisch en reversibel) werkt, dan kan de **uitgangstemperatuur** gerelateerd worden aan de drukverhoging in de compressor.

Vooreerst gaan we aantonen hoe in een isentropische samendrukking van een ideaal gas, de **uitlaattemperatuur** berekend kan worden uit de **drukverhouding**. In het vorige hoofdstuk werd aangetoond dat uit de definitie van enthalpie, volgende relatie kon worden afgeleid:

$$H = U + p \cdot V \rightarrow dH = \delta Q + V \cdot dp \quad (167)$$

Als we nu de definitie voor entropie ($dS = \delta Q/T$) in bovenstaande substitueren, dan bekomen we:

$$T \cdot dS = dH - V \cdot dp \quad (168)$$

En rekening houdend (ook aangetoond in vorig hoofdstuk) dat $dH = C_p \cdot dT$ en met de ideale gaswet:

$$T \cdot dS = C_p \cdot dT - \frac{n \cdot R \cdot T}{p} \cdot dp \quad (169)$$

Als we bovenstaande vergelijking herschikken en rekening houden met de eerder afgeleide stelling dat $C_p - C_v = R \cdot n$

$$dS = C_p \cdot \frac{dT}{T} - (C_p - C_v) \frac{dp}{p} \quad (170)$$

Als we nu de verhouding $\gamma = \frac{C_p}{C_v}$ substitueren in bovenstaande vergelijking bekomen we

$$\frac{dS}{C_p} = \frac{dT}{T} - \frac{\gamma - 1}{\gamma} \cdot \frac{dp}{p} \quad (171)$$

Bovenstaande vergelijking gaan we nu integreren over een proces tussen de in- en uitlaat van de compressor:

$$\int_1^2 \frac{dS}{C_p} = \int_1^2 \frac{dT}{T} - \int_1^2 \frac{\gamma - 1}{\gamma} \cdot \frac{dp}{p} \quad (172)$$

Vermits het proces isentropisch ($dS = 0$) is

$$\int_1^2 \frac{dT}{T} = \int_1^2 \frac{\gamma - 1}{\gamma} \cdot \frac{dp}{p} \quad (173)$$

$$\ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) = \frac{\gamma - 1}{\gamma} \cdot \ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right) \quad (174)$$

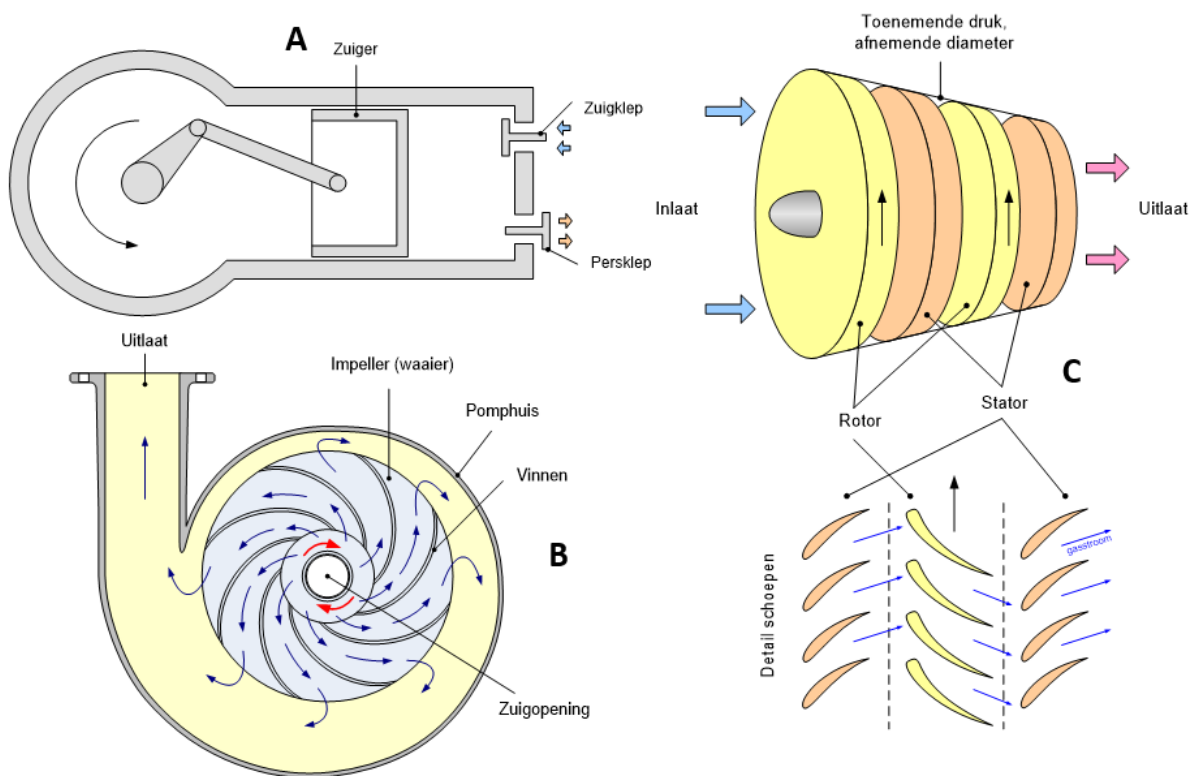
Wat uiteindelijk leidt tot de **relatie tussen uitlaattemperatuur en drukverhoging** in een compressor (isentropie veronderstellende):

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (175)$$

Nu kunnen we opnieuw terugrijpen op onze formule om **compressorarbeid** te berekenen (166) en bovenstaande hierin substitueren:

$$W_{comp} = m \cdot c_p \cdot (T_2 - T_1) = m \cdot c_p \cdot T_1 \cdot \left(\frac{T_2}{T_1} - 1\right) = m \cdot c_p \cdot T_1 \cdot \left(\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\right) \quad (176)$$

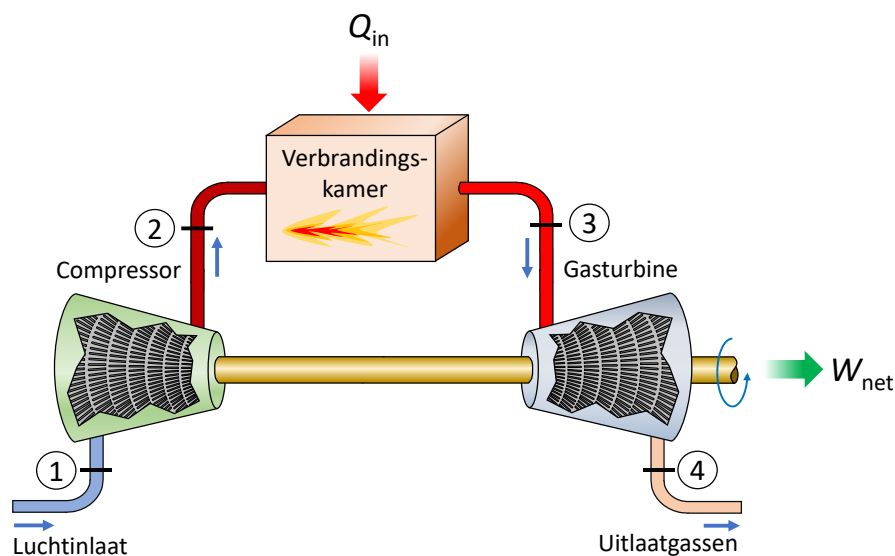
Er zijn in principe drie typen compressoren: **reciprocerende**, **centrifugale** en **axiale** compressoren (Figuur 41). In een **reciprocerende** of positieve verplaatsingscompressor beweegt een zuiger op en neer in een cilinder waarbij kleppen openen en sluiten om lagedruk gas aan te zuigen en hogedruk gas weg te pompen. In centrifugale en axiale compressoren komt het gas binnen aan één zijde, wordt vervolgens versneld door snel roterende bladen. De zo opgebouwde kinetische energie wordt dan omgezet in drukenergie en het op druk gebrachte gas verlaat de perszijde van de compressor. In de centrifugale compressor begeeft het gas zich **radiaal** naar buiten ten opzichte van de draai-as terwijl in een axiale compressor het gas versneld wordt in een richting **parallel** aan de draai-as. Voorbeelden van zuigercompressoren vind je onder meer in de persluchtcompressoren die je in de doe-het-zelf zaak vindt. Centrifugale compressoren vind je dan onder meer terug in verbrandingsmotoren, meer bepaald om de inlaatlucht op druk te brengen (in een zgn. **turbocompressor**). Het best gekende voorbeeld van een axiale compressor is terug te vinden in een **straalmotor**, maar ook gascentrales voor de opwekking van elektriciteit maken gebruik van axiale compressoren.



Figuur 41. Schematische voorstelling van reciprocerende (A), centrifugale (B) en axiale compressoren (C).

4.1.2 De ideale Braytoncyclus

De **Braytoncyclus** werd voor het eerst voorgesteld door George Brayton voor gebruik in de reciprocerende olie-verbrandingsmotor die hij rond 1870 ontwikkelde. Vandaag de dag wordt deze cyclus enkel nog gebruikt voor **gasturbines** waarbij zowel de compressie als de expansie plaatsvindt in roterende machines. Gasturbines werken meestal op basis van een open cyclus, zoals weergegeven in Figuur 42. **Verse lucht** bij omgevingsomstandigheden wordt in de compressor gezogen waar zowel de temperatuur als de druk worden verhoogd. De hogedruk lucht wordt door een verbrandingskamer gestuurd waar een brandstof (aardgas, kerosine ...) **isobaar wordt verbrand**. De resulterende hoge-temperatuur gassen gaan vervolgens de **turbine** in, waar ze **expanderen** tot de atmosferische druk en hierbij wordt **arbeid geproduceerd**. De uitlaatgassen die de turbine verlaten, worden uitgestoten (niet gerecirculeerd), waardoor de cyclus als een **open cyclus** wordt beschouwd. Een deel van de geproduceerde arbeid wordt gebruikt om de compressor aan te drijven (compressor en turbine zitten op een gemeenschappelijke aandrijfas).

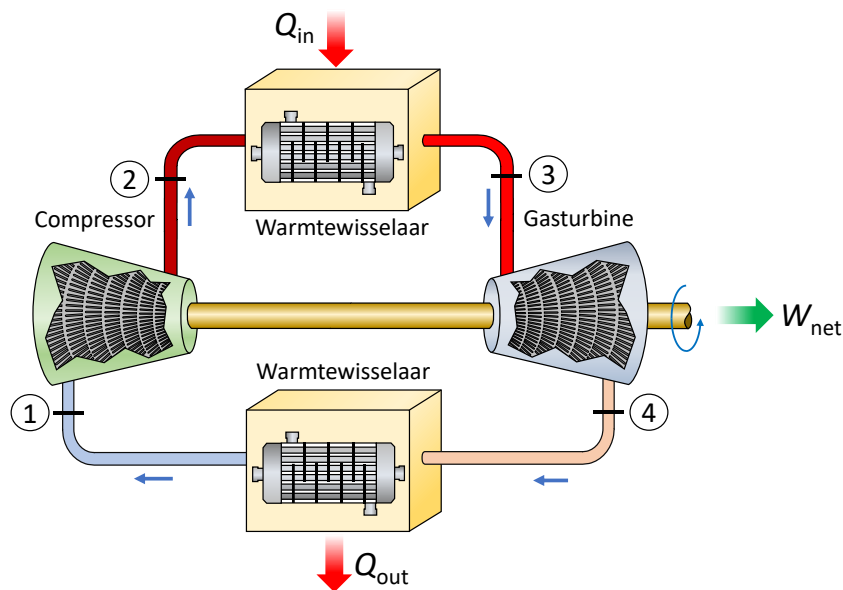


Figuur 42. Een gasturbine met open cyclus.

4.1.2.1 Systeembeschrijving

De open gasturbinecyclus die hierboven werd beschreven kan worden gemodelleerd als een **gesloten cyclus**, zoals weergegeven in Figuur 43. Feitelijk maken we hier een abstractie: in werkelijkheid is de cyclus open, maar door te veronderstellen dat de uitlaatlucht van de turbine wordt afgekoeld naar omgevingstemperatuur in een denkbeeldige warmtewisselaar, zijn de

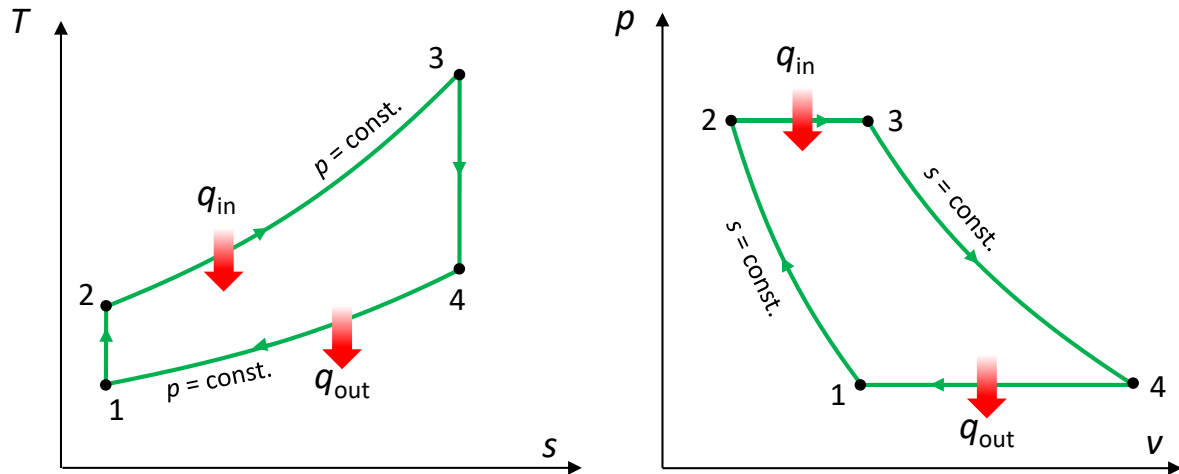
eigenschappen van de gerecirculeerde lucht die de compressor ingaat dezelfde als die van verse lucht die in de open cyclus wordt aangezogen.



Figuur 43. Een gasturbine met gesloten cyclus.

Op die manier herleiden we de open naar een gesloten cyclus zonder afbreuk te doen aan de werking ervan. Tevens blijven de compressie- en expansieprocessen hetzelfde als in de open cyclus, maar het verbrandingsproces wordt vervangen door een warmtewisselaar waar, onder constante druk, **warmte vanuit een externe bron wordt uitgewisseld**. Op die manier wordt een gesloten cyclus verkregen waar de werkstof de cyclus niet verlaat – met de omgeving wordt dan nog **enkel warmte en arbeid uitgewisseld**. Deze ideale cyclus die de werkstof ondergaat in deze gesloten lus is de **Braytoncyclus**, die is opgebouwd uit vier omkeerbare processen (Figuur 44):

- Proces 1 → 2: Isentropische compressie van het medium
- Proces 2 → 3: Isobare warmtetoevoeging
- Proces 3 → 4: Isentropische expansie van het medium
- Proces 4 → 1: Isobare warmteafvoer


 Figuur 44. T,s en p,v -diagram van de ideale Braytoncyclus.

Merk op dat alle 4 de deelprocessen van de Braytoncyclus uitgevoerd worden als stationaire stromingsprocessen.

4.1.2.2 Efficiëntie

Efficiëntie wordt opnieuw gedefinieerd als de verhouding van de **netto geproduceerde arbeid** ten opzichte van de **warmte die werd opgenomen** bij de hoge temperatuur. De volgende vergelijking geeft de efficiëntie voor de ideale cyclus. Bemerk dat in de ideale cyclus er gebruik gemaakt wordt van **isentropische** compressie en expansie (wat in de praktijk zal afwijken) – in onderstaande formule stelt m het massadebiet voor:

$$\varepsilon = \frac{W}{Q_{in}} = \frac{Q_{in} - Q_{out}}{Q_{in}} \quad (177)$$

$$\varepsilon = \frac{m \cdot c_p \cdot (T_3 - T_2) - m \cdot c_p \cdot (T_4 - T_1)}{m \cdot c_p \cdot (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_1 \cdot \left(\left(\frac{T_4}{T_1} \right) - 1 \right)}{T_2 \cdot \left(\left(\frac{T_3}{T_2} \right) - 1 \right)} \quad (178)$$

Op basis van de volgende **isentropische relatie** (die in een voorgaande sectie werd afgeleid), vinden we dat

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad \text{en} \quad \frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{p_3}{p_4} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (179)$$

Voor een ideaal gas en met het p,v -diagram in Figuur 44 stellen we dat $p_2 = p_3$ en $p_1 = p_4$. Dit resulteert in de volgende vergelijking:

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4} \quad \text{of} \quad \frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2} \quad (180)$$

Dan kan de berekening **van de efficiëntie gereduceerd worden tot**

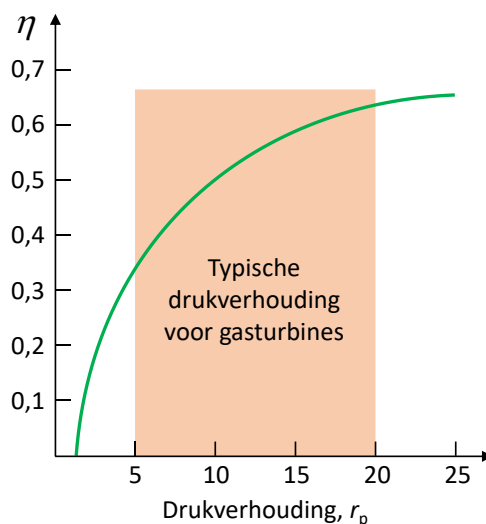
$$\varepsilon = 1 - \frac{T_4}{T_3} = 1 - \frac{T_1}{T_2} \quad (181)$$

Als we nu het begrip **drukverhouding** introduceren ($r_p = p_2/p_1$), neemt de efficiëntie volgende vorm aan:

$$\varepsilon = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (182)$$

$$\varepsilon = 1 - r_p^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \quad (183)$$

Bovenstaande vergelijking toont aan dat de thermische efficiëntie van de ideale Braytoncyclus afhankelijk is van de **drukverhouding** van de gasturbine **als** van de specifieke **warmteverhouding** van het werkmiddel. De thermische efficiëntie neemt toe met beide parameters, wat ook het geval is voor de huidige gasturbines. Een grafiek van de thermische efficiëntie versus de drukverhouding wordt gegeven in Figuur 45 met waarden voor $\gamma = 1,4$, dat is de specifieke warmteverhouding van lucht bij kamertemperatuur (di-atomair gas).

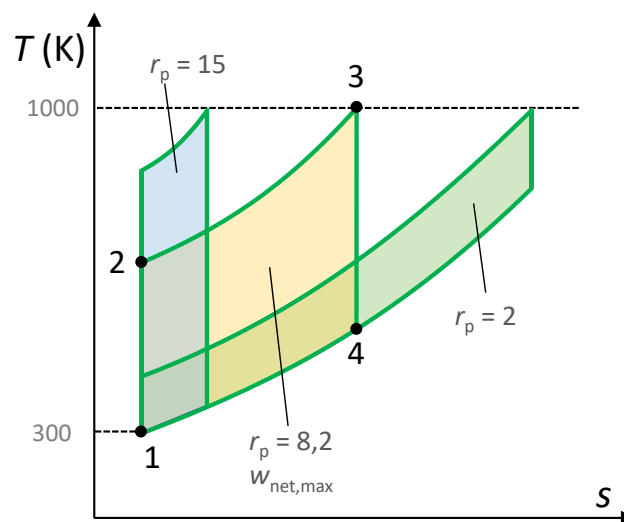


Figuur 45. Thermische efficiëntie van de ideale Braytoncyclus in functie van de drukverhouding voor een gas met $\gamma = 1.4$.

De hoogste temperatuur in de cyclus vindt plaats aan het einde van het verbrandingsproces (toestand '3'), deze temperatuur wordt beperkt door de maximale temperatuur die de turbinebladen kunnen weerstaan. Dit beperkt tevens de drukverhouding die gebruikt kan

worden in de cyclus. Voor een vaste turbinetoevoertemperatuur T_3 , stijgt de **netto arbeid met de drukverhouding**. Deze bereikt een **maximum** en begint opnieuw te dalen, zoals geïllustreerd in Figuur 46. Bemerkt dat in deze figuur de arbeid het oppervlak omsloten is door de cyclus, en dat toegevoegde warmte gelijk is aan het oppervlak onder de punten '2-3'.

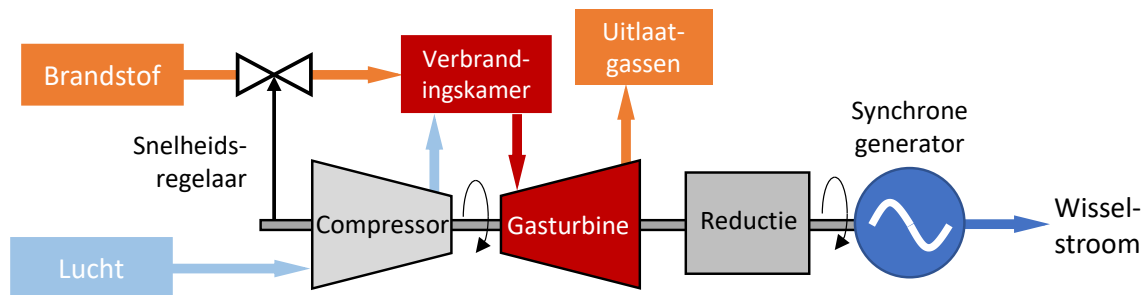
Daarom zou er een compromis moeten gevonden worden tussen de drukverhouding (dus de thermische efficiëntie) en de netto geleverde arbeid. Met minder geleverde arbeid per cyclus is er een groter massastroomdebiet (dus een groter systeem) nodig om dezelfde arbeid te leveren, wat misschien niet economisch is. In de meeste gangbare ontwerpen, varieert de drukverhouding van gasturbines van 11 tot 16.



Figuur 46. Voor een vaste waarde van T_{min} en T_{max} stijgt de netto arbeid van de Braytoncyclus eerst met de drukratio, bereikt een maximum om daarna te dalen.

De **lucht** in gasturbines vervult twee belangrijke functies: deze levert het noodzakelijke oxidatiemiddel voor de verbranding van de brandstof en het dient daarnaast als koelmiddel om de temperatuur van de verschillende componenten binnen veilige grenzen te houden. De tweede functie wordt bereikt door **meer lucht binnen te halen dan nodig is om een volledige verbranding van de brandstof te bekommen**. In gasturbines is een lucht-brandstof massaverhouding van 50 of hoger niet ongevoelbaar. Daarom zal bij een cyclusanalyse, het beschouwen van de verbrandingsgassen als lucht (qua samenstelling dan) geen noemenswaardige fouten veroorzaken. Ook het massadebiet door de turbine is groter dan die door de compressor, het verschil is gelijk aan het massadebiet van de brandstof. Dus, uitgaande van een constant massadebiet gedurende de gehele cyclus levert conservatieve resultaten op voor open-cyclus gasturbinemotoren.

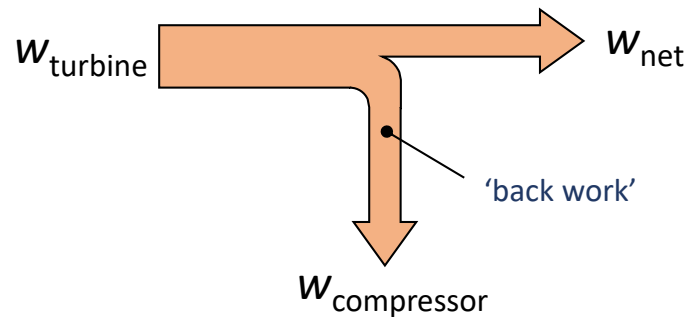
De **twee belangrijkste toepassingen** van gasturbines die werken volgens de Braytoncyclus zijn **vliegtuigmotoren** (straalmotoren) en **gasturbines voor elektriciteitsopwekking**. Wanneer de gasturbine wordt gebruikt voor de voortstuwing van vliegtuigen is de hoge snelheid van de uitlaatgassen verantwoordelijk voor het produceren van de nodige stuwkracht om het vliegtuig voort te bewegen. Gasturbines worden ook gebruikt in elektriciteitscentrales om elektriciteit te genereren al dan niet in combinatie met een stoomcyclus (Figuur 47).



Figuur 47. Gasturbine in een elektriciteitscentrale.

In het geval van enkel een gasturbine, wordt de netto arbeid gebruikt om een generator aan te drijven. In combinatie met een stoomcyclus worden de hete uitlaatgassen van de gasturbine als warmtebron gebruikt voor de productie van **stoom** dewelke een **stoomcyclus** kan ondergaan om bijkomende arbeid op te wekken (wordt in een later hoofdstuk van deze cursus besproken). Elektriciteitscentrales die zowel een **Braytoncyclus** als een **stoomcyclus** integreren, worden ook wel **gecombineerde cyclus** of STEG (stoom en gas) centrales genoemd. De gasturbinecyclus kan ook worden gebruikt in een gesloten cyclus in kerncentrales (de zgn. GCR of *gas cooled reactor*). In dit geval is het werkmedium niet beperkt tot lucht maar worden gassen gebruikt met meer wenselijke eigenschappen, zoals helium. De opwarming van het gas gebeurt in de kernreactor zelf. De cyclus is uiteraard gesloten omwille van het nucleair contaminatiegevaar.

In elektriciteitscentrales werkende met gasturbines wordt de verhouding van de **compressorarbeid** tot de **turbinearbeid** ook wel de '**back work ratio**' genoemd (Figuur 48).

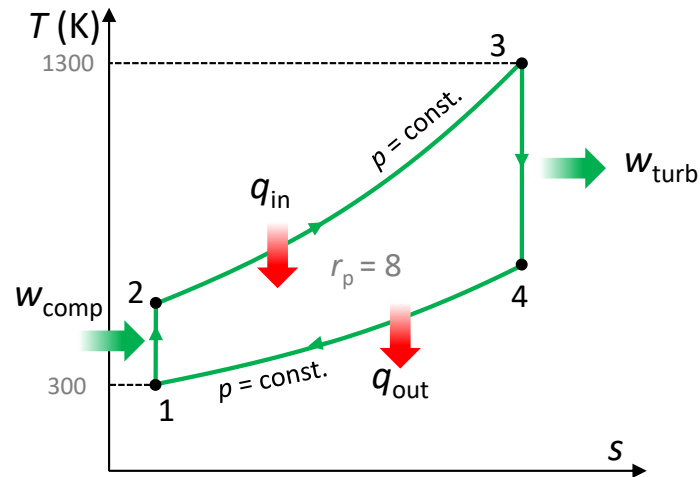


Figuur 48. Illustratie van de 'Back work ratio'.

Deze **verhouding** geeft weer hoeveel van de arbeid afkomstig van **de turbine inwendig in de cyclus benut wordt**, het gedeelte dat niet benut wordt stemt overeen met de netto arbeid van de cyclus en wordt gebruikt om de elektrische generator aan te drijven. Gewoonlijk wordt meer dan de helft van de turbine-arbeid gebruikt om de compressor aan te drijven. Deze verhouding neemt nog toe wanneer de isentropische efficiëntie van de compressor en de turbine laag zijn (dit laatste geeft weer in hoeverre energie verloren gaat, onder de vorm van warmte, door wrijving van het gas in de compressor en de turbine – zie ook volgende sectie).

Later zullen nog de stoomcycli behandeld worden, welke een zeer belangrijke toepassing vinden eveneens in de opwekking van elektriciteit. In dergelijk stoomkrachtcentrales bedraagt de '*back work ratio*' slechts enkele procenten. Zoals later zal worden behandeld, in de stoomcyclus wordt het werkmedium op druk gebracht wanneer het zich in zijn **vloeibare toestand bevindt** (gecondenseerd water). Het op druk brengen van een quasi **niet-samendrukbare vloeistof versus een gas dat zich bijna als ideaal gedraagt, vergt veel minder arbeid** ($= p \cdot dV$).

Voorbeeld: een gasturbine in een elektriciteitscentrale werkt op een ideale Braytoncyclus met een drukverhouding van 8. De gastemperatuur bedraagt 300 K bij de compressorinlaat en 1300 K bij de turbine-inlaat. Daarnaast bedraagt de druk bij de compressorinlaat 138,6 kPa. Bepaal met behulp van de standaard lucht veronderstellingen (a) de gastemperatuur bij de uitgangen van de compressor en de turbine, (b) de back work ratio, en (c) de thermische efficiëntie. Het T,s -diagram van de beschreven ideale Braytoncyclus is weergegeven in Figuur 49.

Figuur 49. T,s -diagram van een Braytoncyclus**Oplossing:**

- (a) De luchttemperaturen bij de compressor- en turbine-uitgangen worden bepaald op basis van de formules voor isentropische compressie waarmee dit hoofdstuk werd gestart.
- Proces 1-2 (isentropische compressie van een ideaal gas): Je kan T_2 afleiden door middel van de formule voor isentropische compressie, hieruit volgt dat $T_2 = 543,4 \text{ K}$ (veronderstel dat $\gamma = 1,4$ voor di-atomisch gas zijnde lucht)

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = (0,125)^{\frac{1,4-1}{1,4}} \rightarrow T_2 = \frac{T_1}{0,125^{\frac{1,4-1}{1,4}}} = 543,4 \text{ K}$$

- Proces 3-4 (isentropische expansie van een ideaal gas): we gebruiken opnieuw bovenstaande formule:

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{p_3}{p_4}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = (8)^{\frac{1,4-1}{1,4}} \rightarrow T_4 = \frac{T_3}{8^{\frac{1,4-1}{1,4}}} = 717 \text{ K}$$

- (b) Om de *back work ratio* te vinden moeten we de arbeid opgenomen door de compressor en de arbeid afgestaan door de turbine berekenen:

$$w_{comp,in} = c_p(T_2 - T_1) = 1,005 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} (543,4 - 300) \text{K} = 244,6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$w_{turb,out} = c_p(T_3 - T_4) = 1,005 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} (1300 - 717,7) \text{K} = 585,2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\text{Back work ratio} = \frac{w_{comp,in}}{w_{turb,out}} = \frac{244,6 \frac{kJ}{kg}}{585,2 \frac{kJ}{kg}} = 0,418$$

(c) De thermische efficiëntie van de cyclus is de verhouding tussen de netto arbeid en de totale warmtetoevoer:

$$q_{in} = c_p(T_3 - T_2) = 1,005 \frac{kJ}{kg \cdot K} (1300 - 543,4)K = 760,4 \frac{kJ}{kg}$$

$$w_{net} = w_{out} - w_{in} = 585,2 \frac{kJ}{kg} - 244,6 \frac{kJ}{kg} = 340,6 \frac{kJ}{kg}$$

$$\varepsilon = \frac{w_{net}}{q_{in}} = \frac{340,6 \frac{kJ}{kg}}{760,4 \frac{kJ}{kg}} = 0,448$$

4.1.2.3 De niet-ideale Braytoncyclus

De ideale Braytoncyclus gaat uit van een **isentropische compressie** en **expansie**, met andere woorden, deze processen worden volstrekt reversibel verondersteld zonder de vorming van **bijkomende wrijvingsverliezen** – de entropie blijft constant. In de praktijk doet deze veronderstelling zich niet voor: de entropie zal daadwerkelijk stijgen na compressie en ook na expansie door de **aanwezigheid van wrijving**. De **isentropische efficiëntie** (η) voor deze processen wordt gedefinieerd als

$$\eta_{compressie} = \frac{\Delta h_{isentropisch}}{\Delta h_{werkelijk}} \quad (184)$$

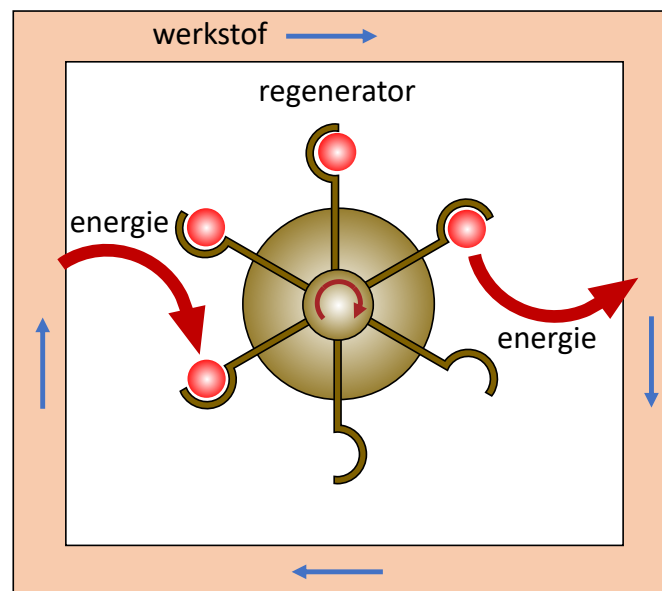
$$\eta_{expansie} = \frac{\Delta h_{werkelijk}}{\Delta h_{isentropisch}} \quad (185)$$

Isentropische efficiëntie vergelijkt dus het werkelijk enthalpieverschil van een werkstof voor en na expansie (of compressie) met het enthalpieverschil indien het proces isentropisch zou zijn. **Als bijvoorbeeld de isentropische efficiëntie van een compressor gelijk is 0,7** betekent dit de enthalpie van het uitgaande gas (verschil ten opzichte van het ingaande gas) 43 % ($=1/0,7 \cdot 100$) hoger zal liggen dan wat verwacht wordt mocht dit samendrukkingsproces isentropisch zijn verlopen. De hogere enthalpie in de werkelijkheid zal het gevolg zijn van de aanwezigheid van wrijving tijdens de compressie, die de enthalpie van het uitgaande gas (en dus ook de entropie) doet stijgen.

4.1.3 De Stirling- en Ericssoncyclus

4.1.3.1 Systeembeschrijving

Naast de Carnotcyclus bestaan er nog twee andere cycli die isotherm warmte toevoegen bij T_H (of T_1) en isotherm warmte afvoeren bij T_L (of T_2 , met $T_2 < T_1$): de **Stirlingcyclus** en de **Ericssoncyclus**. Ze verschillen van de Carnotcyclus omdat de twee isentropische processen (de adiabatische expansie en adiabatische compressie) worden vervangen door twee **warmteregeneratieprocessen** hetzij **met constant volume**, zoals in de Stirlingcyclus, hetzij bij **constante druk**, zoals in de Ericssoncyclus. Beide cycli maken gebruik van **regeneratie**, een proces waar warmte wordt overgedragen aan een thermisch opslagmateriaal (regenerator) gedurende een deel van de cyclus en terug wordt overgebracht naar het werkmedium gedurende een ander deel van de cyclus (Figuur 50).



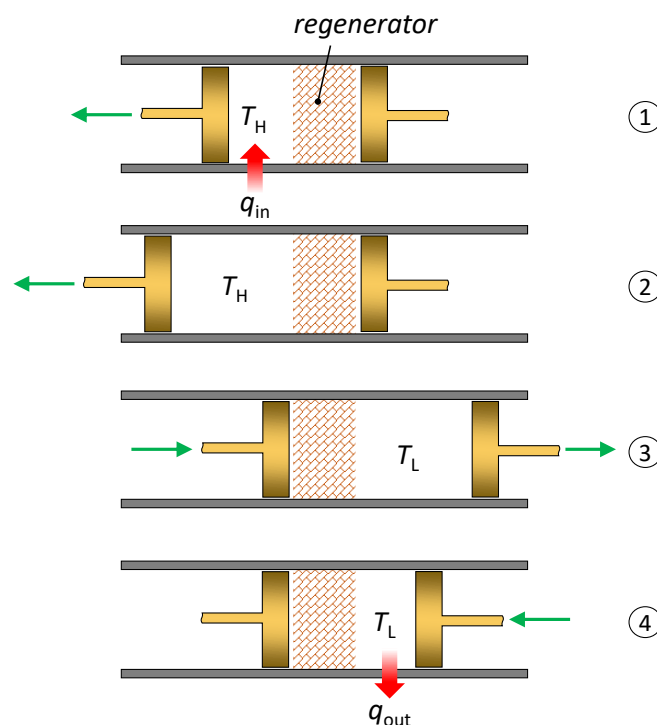
Figuur 50. Basisprincipe van een regenerator: deze neemt tijdelijk warmte op van een werkmedium en geeft die daarna kort terug af aan het werkmedium – dit wordt hier conceptueel voorgesteld als een draaiend rad.

Figuur 53b toont het p,V - en T,s -toestandsdiagram van de Stirling- en Ericssoncyclus die elk bestaan uit 4 deelprocessen. We gaan eerst van start met de bespreking van de Stirlingcyclus:

- Proces 1 → 2: **Reversibele isotherme expansie** door warmtetoevoeging vanuit een externe warmtebron.
- Proces 2 → 3: **Isochore** (constant volume) **expansie door regeneratie** (= interne warmteoverdracht van het **werkmedium** naar de **regenerator**). De benaming expansie

kan hier verwarrend zijn, omdat het volume niet wijzigt, wel zal door afkoeling van het gas de druk dalen.

- Proces 3 → 4: **Reversibele isotherme compressie** door de afvoer van warmte naar de omgeving.
- Proces 4 → 1: **Isochore compressie door regeneratie** (interne warmteoverdracht van de regenerator terug naar het werkmedium). De benaming compressie kan hier verwarrend zijn, omdat het volume niet wijzigt, wel zal door opwarming van het gas de druk stijgen.

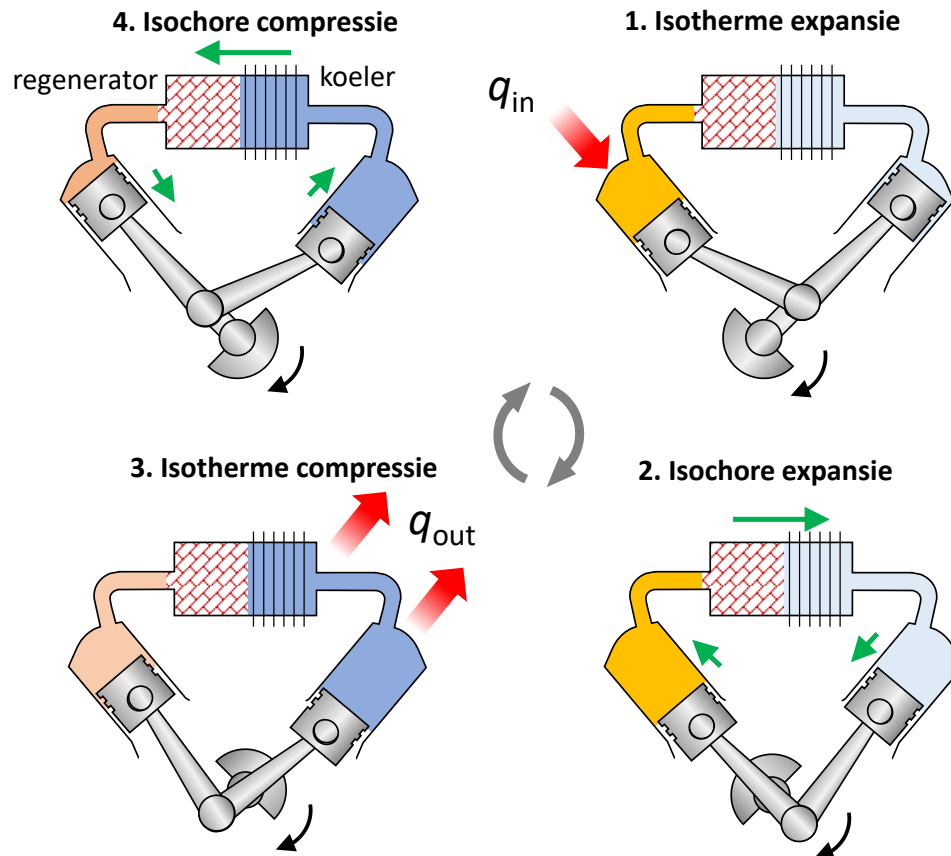


Figuur 51. De uitvoering van de Stirlingcyclus.

De uitvoering van de Stirlingcyclus vereist nogal innovatieve technologie. De werkelijke Stirlingmotoren, inclusief de originele die door Robert Stirling is gepatenteerd, zijn zwaar en ingewikkeld. De uitvoering van de Stirlingcyclus in een gesloten systeem wordt uitgelegd met behulp van een hypothetische motor getoond in Figuur 51. Dit systeem bestaat uit een cilinder met twee zuigers aan elke kant en een **regenerator** in het midden. De regenerator is een soort van **poreus materiaal met een hoge thermische massa** (hoge warmtecapaciteit, zoals een spons of gaas uit metaal). Dit wordt gebruikt voor de **tijdelijke opslag van warmte**. De massa van het werkmedium die zich op elk moment in de regenerator bevindt, is te verwaarlozen. In het begin van de cyclus huisvest de linker kamer het volledige werkmedium (een gas), die op

hoge temperatuur en druk staat. Tijdens proces 1-2 wordt warmte overgedragen naar het gas bij T_H vanuit een externe warmtebron. Terwijl het gas **isotherm expandeert**, beweegt de linker zuiger naar buiten, en **wordt er arbeid verricht** en de daalt de druk van het gas. Tijdens proces 2-3 worden beide zuigers tegelijkertijd naar rechts verplaatst bij dezelfde snelheid, opdat het volume constant zou blijven (isochor), totdat het volledige gas in de rechter kamer is. Terwijl het gas door de **regenerator** stroomt, wordt er warmte overgedragen van het gas naar de **regenerator** en de gastemperatuur daalt van T_H naar T_L . Om dit warmteoverdrachtsproces omkeerbaar te maken, mag het temperatuurverschil tussen het gas en de regenerator een differentieële hoeveelheid dT niet overschrijden op eender moment. Zo zal de temperatuur van de regenerator aan het linker uiteinde T_H zijn en T_L aan het rechteruiteinde wanneer toestand 3 bereikt is. Tijdens proces 3-4 wordt de rechter zuiger naar binnen verplaatst, **waardoor het gas wordt samengedrukt**. Warmte wordt overgebracht van het gas naar een koellichaam (meestal de omgeving) op temperatuur T_L zodat de gastemperatuur constant blijft op T_L terwijl de druk stijgt. Ten slotte worden tijdens proces 4-1 beide zuigers naar links verplaatst bij de dezelfde snelheid (opdat het volume constant blijft), waardoor het hele gas naar de linker kamer wordt gedwongen. De gastemperatuur stijgt van T_L naar T_H als deze door de **regenerator** vloeit en neemt de daar opgeslagen thermische energie van proces 2-3 op. Hiermee is de cyclus voltooid. Bemerk dat het tweede proces, met een constant volume, plaatsvindt bij een kleiner volume dan het eerste proces. Dit komt doordat de hoeveelheid aan energie opgeslagen in de regenerator gelijk is aan de hoeveelheid die is opgenomen tijdens het proces 4-1.

Hoe een Stirlingcyclus in de praktijk kan worden toegepast, wordt getoond in Figuur 52. Deze figuur toont een zgn. **Stirlingmotor** in de **alfa-configuratie**. Deze configuratie bestaat uit twee cilinders die met elkaar verbonden zijn door middel van een regenerator. Een gas zoals lucht, helium of waterstof bevindt zich in deze cilinders. Eén cilinder wordt verwarmd door middel van een externe warmtebron (bijvoorbeeld geconcentreerde zonnestraling, zie verder), de andere wordt gekoeld, meestal met omgevingslucht. In beide cilinders bevinden zich zuigers, die op dezelfde krukas zijn verbonden in een 90° fasehoek. Een rotatie van de krukas geeft aldus de beweging van de zuigers zoals deze ook op Figuur 51 werd weergegeven en laat het gas heen en weer bewegen doorheen de regenerator.

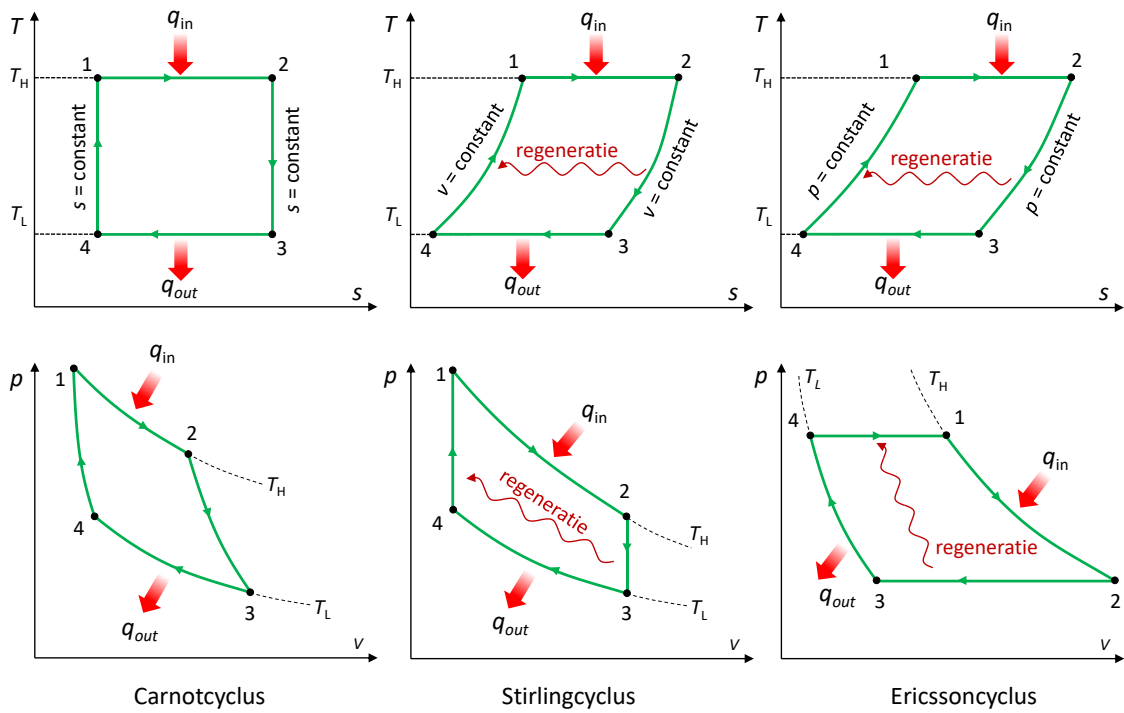


Figuur 52. De werking van een Stirlingmotor in de alfa-configuratie.

Figuur 53c toont het p, V en T, s -diagram van de **Ericssoncyclus** met volgende deelprocessen:

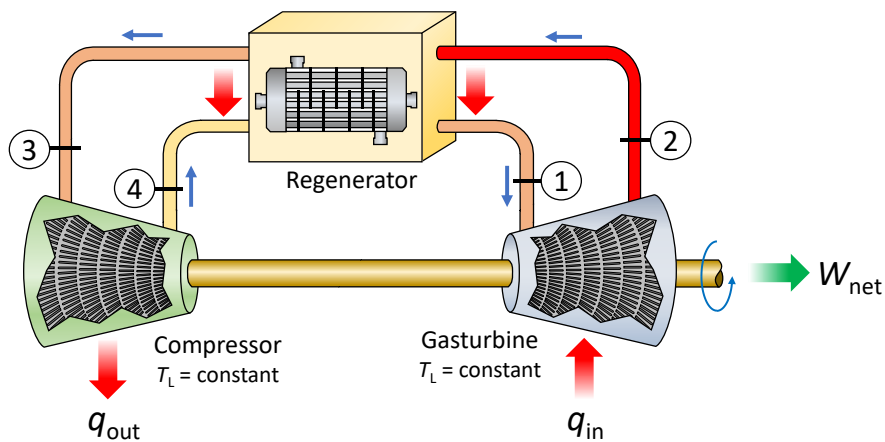
- Proces 1 \rightarrow 2: **Reversibele isotherme expansie** door warmtetoevoeging vanuit een externe warmtebron.
- Proces 2 \rightarrow 3: **Isobare warmteafvoer** (interne warmteoverdracht van het werkmedium naar de regenerator).
- Proces 3 \rightarrow 4: **Reversibele isotherme compressie** door de afvoer van warmte naar de omgeving.
- Proces 4 \rightarrow 1: **Isobare warmtetoevoer** (interne warmteoverdracht van de regenerator terug naar het werkmedium).

Het valt direct op dat de Ericssoncyclus zeer gelijkaardig is aan de Stirlingcyclus. Het enige verschil is dat de regeneratie bij de ene **isochoor** verloopt en bij de andere **isobaar**. De Ericssoncyclus is ook erg gelijkend op de Braytoncyclus, maar in deze laatste is geen warmteregeneratie aanwezig en zijn bovendien de expansie en compressiestappen adiabatisch (Brayton) versus isotherm (Ericsson).



Figuur 53. Vergelijking tussen de Carnot, Stirling en Ericsson cycli in het p, V -diagram en T, s -diagram.

Figuur 54 illustreert de werking van een ‘steady-state’ Ericsson-motor waarbij de isotherme expansie- en compressieprocessen uitgevoerd worden in respectievelijk een compressor en een turbine. Net zoals reeds eerder aangehaald: dit lijkt heel sterk op een machine die werkt volgens een Braytoncyclus. Er is geen regeneratie aanwezig in de Braytoncyclus en een ander belangrijk verschil is dat in de Ericssoncyclus de turbine warmte opneemt en de compressor warmte afstaat, gezien de processen **hier isotherm en niet adiabatisch zijn**.



Figuur 54. Illustratie van een Ericsson cyclus.

Daarnaast wordt er **tegenstrooms een warmtewisselaar** als regenerator gehanteerd. Warme en koude gasstromen komen de warmtewisselaar binnen vanuit tegenovergestelde richting en er vindt warmteoverdracht plaats tussen de twee gasstromen. In het ideale geval overschrijdt het temperatuurverschil tussen de twee gasstromen op geen enkel moment een differentiële hoeveelheid en **de koude gasstroom verlaat de warmtewisselaar bij de inlaattemperatuur van de warme stroom.**

De Stirling en Ericsson-cycli zijn in de praktijk moeilijk te realiseren omdat ze gebaseerd zijn op warmteoverdracht door differentiële temperatuurverschillen in alle componenten, inclusief de regenerator. Dit zou oneindig grote oppervlakken of een oneindig lange tijd moeten vereisen voor warmteoverdracht of voor het proces. Geen van beide is praktisch. In werkelijkheid vinden alle warmteoverdrachtsprocessen plaats **via een eindig temperatuurverschil**, de regenerator is dus niet 100% efficiënt, en **de drukverliezen in de regenerator zijn aanzienlijk**. Vanwege deze beperkingen zijn zowel de Stirling- als Ericssoncycli reeds lang enkel van theoretisch belang geweest. Er is echter hernieuwde interesse in motoren die op deze cycli werken vanwege hun potentieel tot hoger efficiëntie en betere emissiebeheersing. Verschillende autofabrikanten hebben met succes Stirlingmotoren ontwikkeld die geschikt zijn voor vrachtwagens, bussen en zelfs auto's. Er is echter meer onderzoek en ontwikkeling nodig opdat deze motoren kunnen concurreren met standaard benzine- of dieselmotoren. Zowel de Stirling- als de Ericssonmotoren zijn **externe verbrandingsmotoren**. Dat wil zeggen dat de brandstof buiten de cilinder wordt verbrand, in tegenstelling tot benzine- of dieselmotoren waarbij het verbrandingsproces in de cilinder plaats vindt (=interne verbranding).

Externe verbranding biedt verschillende voordelen. Ten eerste kan een verscheidenheid aan brandstoffen worden gebruikt als een bron van thermische energie. Ten tweede is er meer tijd voor verbranding en dus is het verbrandingsproces completer, wat resulteert in **minder schadelijke emissies en meer energie-extractie uit de brandstof**. Ten derde werken deze motoren in een gesloten cyclus, waardoor het mogelijk is om een werkmedium te selecteren die de meeste gewenste kenmerken heeft (stabiel, chemisch inert, hoge thermische geleidbaarheid). Waterstof en helium zijn twee courant gebruikte gassen in dit soort motoren.

Ondanks de fysieke beperkingen die ermee samenhangen, geven zowel de Stirling- als Ericsson-cyclus een sterke boodschap: **regeneratie** kan de efficiëntie verhogen. Het is geen toeval dat moderne gasturbines en stoomcentrales ook gebruik maken van regeneratie. Het is

zelfs zo dat de Braytoncyclus met tussenkoeling, herverwarming en regeneratie gebruikt wordt in grote gasturbine-gebaseerde elektriciteitscentrales (wat verder in de cursus nog besproken zal worden), wat zeer gelijkaardig is aan de Ericsson-cyclus.

4.1.3.2 Efficiëntie

Er kan worden aangetoond dat de warmte die afgegeven wordt door de lucht (zijnde de werkstof) aan de regenerator tijdens proces $1 \rightarrow 2$, gelijk is aan de warmte opgenomen door de lucht aan de regenerator in proces $3 \rightarrow 4$. De uitwisseling van warmte met een **uitwendige** bron zal enkel plaatsvinden bij **isotherme processen**. Op basis hiervan kunnen we stellen dat de netto arbeid:

$$W_{net} = Q_1 - Q_2 \quad (186)$$

Waarbij Q_1 de warmte geleverd **vanuit een externe warmtebron** naar het systeem tijdens het isotherm expansieproces $1 \rightarrow 2$ voorstelt en Q_2 de **warmte uitgestoten naar de omgeving** tijdens het isotherm compressieproces $3 \rightarrow 4$. Bemerkt dat de warmtes hier gegeven worden in absolute waarde (dus niet met negatief teken voor exotherme processen). Als we het werkmedium (bijv. lucht) veronderstellen zich te gedragen als een ideaal gas, en als we de eerste hoofdwet toepassen voor een isotherm proces ($T = \text{constant}$, dus $dU = 0$), kunnen we de warmte Q_1 die wordt toegevoegd in het proces $1 \rightarrow 2$ berekenen:

$$dU = 0 = \delta Q - \delta W \text{ of } \delta Q = \delta W \quad (187)$$

En vermits compressie-arbeid gelijk is $p \cdot dV$,

$$\delta Q = p \cdot dV \quad (188)$$

Dit wordt nu geïntegreerd, en rekening houdende met de ideale gaswet,

$$\int_1^2 \delta Q = \int_1^2 p \cdot dV \quad (189)$$

$$\int_1^2 \delta Q = \int_1^2 \frac{n \cdot R \cdot T}{V} dV \quad (190)$$

$$\int_1^2 \delta Q = n \cdot R \cdot T_1 \int_1^2 \frac{dV}{V} \quad (191)$$

Vermits Q_1 , de warmte die wordt toegevoegd bij het proces van 1 naar 2,

$$Q_1 = n \cdot R \cdot T_1 \cdot \ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right) = p_1 \cdot V_1 \cdot \ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right) \quad (192)$$

We definiëren de **compressieverhouding** (bemerkt hier een verhouding van volumes, niet drukken),

$$r = \frac{V_2}{V_1} \quad (193)$$

Zodat (bemerkt dat $T_H = T_1$, met de 'H' van *high*)

$$Q_1 = n \cdot R \cdot T_H \cdot \ln(r) \quad (194)$$

En **analoog kan afgeleid worden** dat,

$$Q_2 = p_3 \cdot V_3 \cdot \ln\left(\frac{V_3}{V_4}\right) \text{ en } r = \frac{V_2}{V_1} = \frac{V_3}{V_4} \quad (195)$$

Zodat (bemerkt dat $T_L = T_3$, met de 'L' van *low*)

$$Q_2 = n \cdot R \cdot T_L \cdot \ln(r) \quad (196)$$

Als we nu vergelijkingen (192) en (196) substitueren in (186):

$$W_{net} = n \cdot R \cdot \ln(r) \cdot (T_H - T_L) \quad (197)$$

Nu wordt de **efficiëntie** voor de Stirling- en Ericssoncyclus gegeven door de netto arbeid geproduceerd te delen door de warmte die bij hoge temperatuur werd opgenomen:

$$\varepsilon = \frac{W_{net}}{Q_1} = \frac{n \cdot R \cdot \ln(r) \cdot (T_H - T_L)}{n \cdot R \cdot \ln(r) \cdot T_H} \quad (198)$$

Of kortweg,

$$\varepsilon = 1 - \frac{T_L}{T_H} \quad (199)$$

Het is interessant om op te merken dat de thermische efficiëntie van de Stirling- en Ericssoncycli **dezelfde is als de efficiëntie van een Carnotcyclus** wanneer beide met dezelfde temperaturen werken (zijnde $T_L = T_2$ en $T_H = T_1$ zoals gedefinieerd in hoofdstuk 3 bij de Carnotcyclus). In voorgaande afleidingen van de efficiëntie werd telkens wel verondersteld dat de regenerator 100% efficiënt is wat betreft het terugwinnen van de warmte. Het is echter in de praktijk niet mogelijk om een 100% efficiënte regenerator te verkrijgen en dus zal er telkens zo'n 10-20% aan warmteverlies zijn in de regenerator, waardoor de cyclusefficiëntie **in werkelijkheid afneemt**. Rekening houdend met de efficiëntie van de regenerator (η_R), kan de efficiëntie van de cyclus als volgt worden geschreven,

$$\varepsilon = \frac{R \cdot \ln(r) \cdot (T_H - T_L)}{R \cdot T_H \cdot \ln(r) + (1 - \eta_R) \cdot c_V \cdot (T_H - T_L)} \quad (200)$$

Voorbeeld: beschouw een Stirling-cyclus, die werkt op lucht met een compressieverhouding van 10. Als de lage druk 306843 Pa is, de lage temperatuur 366,5 K en de hoge temperatuur 811 K bedraagt, bereken dan de geleverde arbeid en de benodigde warmte.

Oplossing:

$$w_{net} = q_1 - q_2$$

$$\begin{cases} q_1 = R \cdot T_1 \cdot \ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right) \\ q_2 = R \cdot T_3 \cdot \ln\left(\frac{V_4}{V_3}\right) \end{cases} \rightarrow w_{net} = R \cdot \ln(r) \cdot (T_1 - T_3)$$

$$w_{net} = 8,341 \frac{J}{mol \cdot K} \cdot \ln(10) \cdot (811 K - 366,5 K) = 8509,4 J$$

$$\varepsilon = 1 - \frac{T_L}{T_H} = 1 - \frac{T_3}{T_1} = 1 - \frac{366,5 K}{811 K} = 0,55$$

Voorbeeld: Een Ericsson-cyclus werkt op lucht met een compressieverhouding van 10. Bereken voor een lage druk van 200 kPa, een lage temperatuur van 100 °C en een hoge temperatuur van 600 °C de geleverde arbeid en de benodigde warmte.

Oplossing: Bemerk dat bij isotherme processen de compressieverhouding r gelijk is aan de drukverhouding, r_p (want, gebruik makende van de ideale gaswet, $r = \frac{V_2}{V_1} = \frac{p_1}{p_2} = r_p$). Bemerk eveneens dat we in dit rekenvoorbeelden met molaire volumes gaan werken, er geldt echter:

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{v_{m,1}}{v_{m,2}}$$

We berekenen aldus de netto arbeid,

$$w_{net} = w_{1 \rightarrow 2} + w_{2 \rightarrow 3} + w_{3 \rightarrow 4} + w_{4 \rightarrow 1}$$

- Proces 1-2 (isotherme expansie van een ideaal gas):

$$w_{1 \rightarrow 2} = R \cdot T_1 \cdot \ln\left(\frac{v_{m,2}}{v_{m,1}}\right) = 8,341 \frac{J}{mol \cdot K} \cdot 873 K \cdot \ln(10) = 16712 \frac{J}{mol}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} v_{m,1} = \frac{R \cdot T_1}{p_1} = \frac{8,341 \frac{J}{mol \cdot K} \cdot 873 K}{200 \cdot 10^4 Pa} = 0,00363 \frac{m^3}{mol} \\ \frac{v_{m,2}}{v_{m,1}} = 10 \rightarrow v_{m,2} = 0,0363 \frac{m^3}{mol} \\ v_{m,3} = \frac{R \cdot T_3}{p_3} = \frac{8,341 \frac{J}{mol \cdot K} \cdot 373 K}{200 \cdot 10^3 Pa} = 0,0155 \frac{m^3}{mol} \\ \frac{v_{m,3}}{v_{m,4}} = 10 \rightarrow v_{m,4} = 0,00155 \frac{m^3}{mol} \end{array} \right.$$

- Proces 2-3 (isobare warmteafvoer van een ideaal gas):

$$w_{2 \rightarrow 3} = p_2 \cdot (v_{m,3} - v_{m,2}) = -4157 \frac{J}{mol}$$

- Proces 3-4 (isotherme compressie van een ideaal gas):

$$w_{3 \rightarrow 4} = R \cdot T_3 \cdot \ln \left(\frac{v_{m,4}}{v_{m,3}} \right) = -7140 \frac{J}{mol}$$

- Proces 4-1 (isobare warmtetoevoer van een ideaal gas):

$$w_{4 \rightarrow 1} = p_1 \cdot (v_{m,1} - v_{m,4}) = 4157 \frac{J}{mol}$$

$$w_{net} = 9572 \frac{J}{mol}$$

$$\varepsilon = 1 - \frac{T_L}{T_H} = 1 - \frac{T_1}{T_3} = 1 - \frac{378 K}{878 K} = 0,57$$

Je kan eveneens controleren dat de arbeid geproduceerd door de cyclus (9572 J) gedeeld door de warmte opgenomen tijdens de expansie (16712 J) gelijk is aan 0,57 wat dus overeenkomt met de berekende efficiëntie.

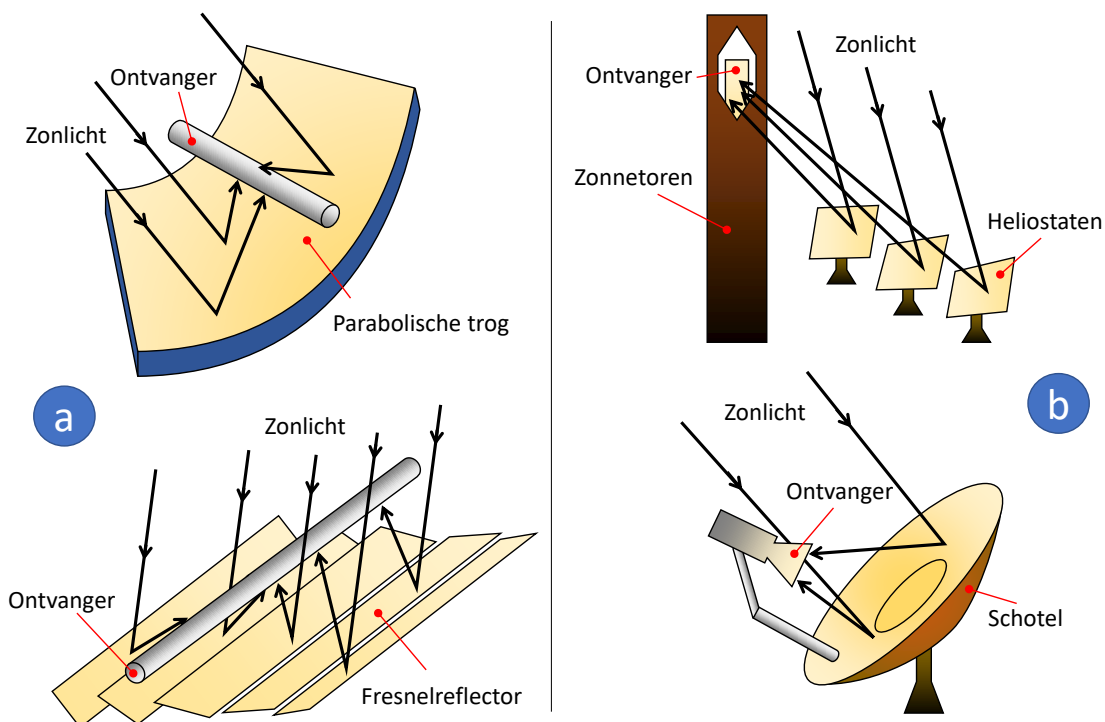
4.1.4 Toepassingen Brayton- en Stirlingcycli

4.1.4.1 Geconcentreerde zonne-energie (CSP)

Introductie

In het algemeen zijn **thermische zonne-energietechnologieën** gebaseerd op het concentreren van zonnestraling om stoom of hete lucht te produceren, die vervolgens gebruikt kunnen worden voor het opwekken van elektriciteit m.b.v. conventionele thermodynamische cycli

(zowel de **stoomcyclus**, die later in deze cursus aan bod komt), alsook in **Brayton- en Sterlingcycli**. Dit is niet te verwarren met **PV** of **fotovoltaïsche zonne-energie** waar elektriciteit in halfgeleider-gebaseerde zonnepanelen rechtstreeks in elektrische energie wordt omgezet. Het verzamelen van de zonne-energie, die een relatief lage energiedichtheid heeft, is een van de belangrijkste technische aspecten bij de ontwikkeling van **thermische** zonne-energiecentrales. In vergelijking met fotovoltaïsche zonne-energie kan geconcentreerde zonne-energie (CSP) wel de overmatige thermische zonne-energie opslaan, de stroomproductie verlengen en de onevenredigheid tussen vraag en aanbod egaliseren. Voor de eigenlijke concentratie gebruiken de meeste systemen **glasspiegels** vanwege hun zeer hoge reflectiviteit. **Puntfocus- en lijnfocussystemen**, zoals afgebeeld in Figuur 55, zijn het meest gebruikte. Deze systemen kunnen alleen directe straling gebruiken en niet het diffuse deel van zonlicht omdat deze niet geconcentreerd kan worden. Lijnfocussystemen zijn gemakkelijker te hanteren, maar hebben een lagere concentratiefactor en bereiken daarom lagere temperaturen dan puntfocussystemen.



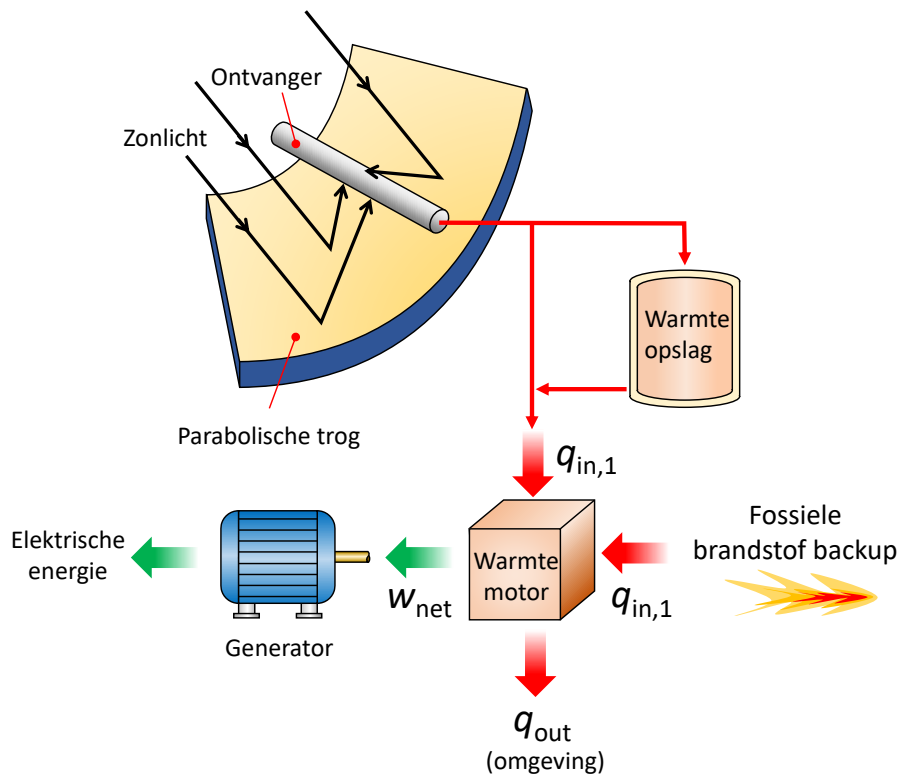
Figuur 55. Verschillende CSP systemen: (a) lijnfocus en (b) puntfocussystemen

Parabolische troggen, lineaire Fresnel-systemen en zonnetorens kunnen worden gekoppeld aan een stoomcyclus van 10 tot 200 MW aan elektrische capaciteit met thermische efficiënties van 30 – 40 %. De waarden voor parabolische troggen, veruit de meest volwassen technologie, zijn

in de praktijk aangetoond. Tegenwoordig bereiken deze systemen een jaarlijkse zonne-energie efficiëntie van ongeveer 10-15%, met het doel dat ze op middellange termijn ongeveer 18% zouden bereiken. De totale zonne-elektrische efficiëntie is lager dan de omzettingsefficiëntie van conventionele stoom of gecombineerde cycli, omdat ze de omzetting van stralingsenergie van de zon naar warmte binnen de collector enerzijds en de omzetting van de warmte naar elektriciteit anderzijds in rekening brengen. De omzettingsefficiëntie van de stoomcyclus blijft in essentie hetzelfde als in brandstof-gebaseerde energiecentrales.

Vanwege hun thermische aard kan elk van deze technologieën worden '**gehybridiseerd**' of worden gebruikt in combinatie van fossiele brandstof (met andere woorden 's nachts wordt warmte geleverd door het verbranden van een fossiele brandstof, overdag wordt de warmte geleverd door de zon – zo kan de thermodynamische cyclus 24u per dag draaiende worden gehouden). Hybridisatie heeft het potentieel om de economische waarde van CSP-technologie drastisch te verbeteren door de beschikbaarheid van elektrische energie te vergroten, de kosten ervan te verlagen en het technologische risico te verminderen door conventioneel brandstofverbruik toe te staan.

Een andere mogelijkheid om een cyclus 24u per dag draaiende te houden, zonder gebruik te maken van een extra brandstof en alleen zich te baseren op zonnewarmte, is om deze laatste overdag deels op te slaan om deze daarna te gebruiken tijdens de nacht. De werking van deze laatste is zoals een batterij, maar dan voor warmte. Warmte kan tijdelijk worden opgeslagen in beton, gesmolten zouten, keramiek of een faseveranderingsmateriaal ('*phase changing material*' - PCM) (Figuur 56). Een **faseveranderingsmateriaal** gebruikt de **latente warmte** (wordt later in de cursus nog behandeld) die nodig is of vrijkomt bij het veranderen van fase, een voorbeeld is de smeltwarmte die nodig is om een vaste stof te laten smelten, diezelfde warmte wordt terug vrijgesteld bij het stollen. Een overschot aan thermische energie kan overdag worden opgeslagen, en 's nachts kan de opgeslagen thermische energie worden gebruikt om de stoomcyclus verder te laten lopen.



Figuur 56. CSP hybride systeem in combinatie met warmte-opslag.

CSP systemen

CSP-systemen vangen dus directe zonnestraling op. In tegenstelling tot fotovoltaïsche cellen (PV), kunnen ze geen diffuse straling gebruiken (zonnestraling die door wolken, stof of andere factoren verder wordt gereflecteerd). Dit maakt ze het meest geschikt voor locaties met een groot aantal dagen **met heldere hemel**, en die geen last hebben van smog of fijn stof. De configuraties die momenteel commercieel gebruikt worden, in volgorde van aflopende populariteit, worden hieronder opgesomd:

Parabolische trog

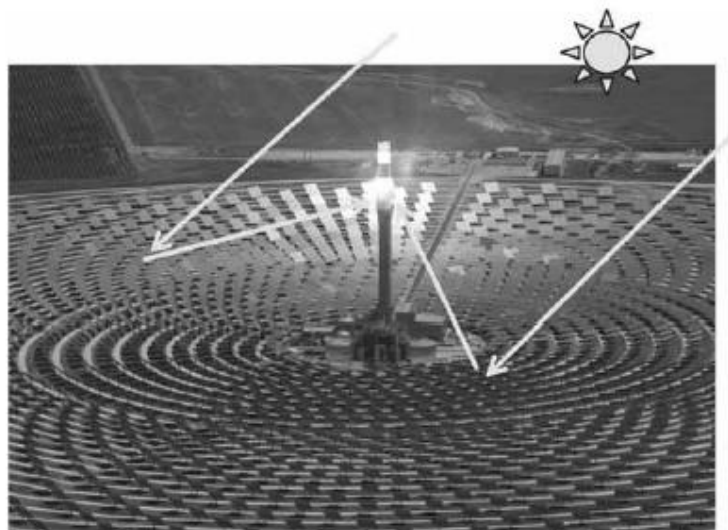
Parabolische trogvormige spiegels produceren een lineaire focus op een ontvangerbuis langsheen de brandpuntslijn van de parabool, zoals geïllustreerd in Figuur 57. Het geheel van spiegels plus ontvanger is gemonteerd op een frame dat de dagelijkse beweging van de zon op één as volgt. In de ontvangerbuis wordt meestal een olie gebaseerde warmteoverdrachtsvloeistof gebruikt om de warmte op te vangen en naar een centrale stoom gebaseerde opwekkingseenheid te transporteren.



Figuur 57. Parabolische trog.

Centrale zonnetoren

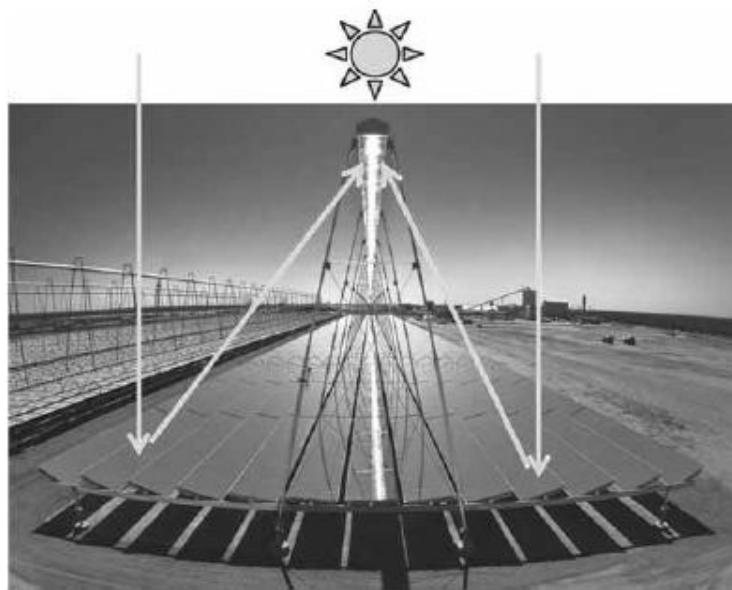
Een **centrale zonnetoren** omvat een reeks **heliostaten** (grote spiegels die kunnen draaien volgens twee assen en zo de zon perfect kunnen volgen) die het zonlicht concentreren op een vaste ontvanger aan de top van een toren, zoals geïllustreerd in Figuur 58. Hogere concentratieverhoudingen worden bereikt in vergelijking met lineaire focusseersystemen en hierdoor kunnen thermische ontvangers werken bij **hogere temperaturen** met minder verliezen (want efficiëntie van de stoomcyclus wordt bepaald door het temperatuurverschil tussen de hoge temperatuur en de omgevingstemperatuur).



Figuur 58. Centrale ontvanger toren.

Lineaire Fresnel

Lineaire Fresnelreflector (LFR)-systemen produceren een lineaire focus op een neerwaarts gerichte vaste ontvanger die boven de reflector is bevestigd, zoals weergegeven in Figuur 59. De reflectoren (spiegels) liggen kantelbaar op de grond bevestigd. Lange rijen vlakke of licht gebogen spiegels kantelen onafhankelijk rond één as om de zonnestralen op de stationaire ontvanger te richten. Het eenvoudige ontwerp met bladspiegels en lichtere draagstructuur zouden een belangrijker voordeel zijn in vergelijking met de zonnetoren en de parabolische trog.



Figuur 59. Lineaire Fresnel-reflector.

Paraboloïde schotel

Schotelssystemen bestaan uit as-symmetrische **paraboloïde** zoals getoond in Figuur 60. De gereflecteerde directe straling wordt geconcentreerd in een punt en deze kan worden verwarmd tot bedrijfstemperaturen van meer dan 1000 °C, vergelijkbaar met torensysteem. Om zich naar de zon te richten, kan de volledige schotel draaien volgens 2 assen.



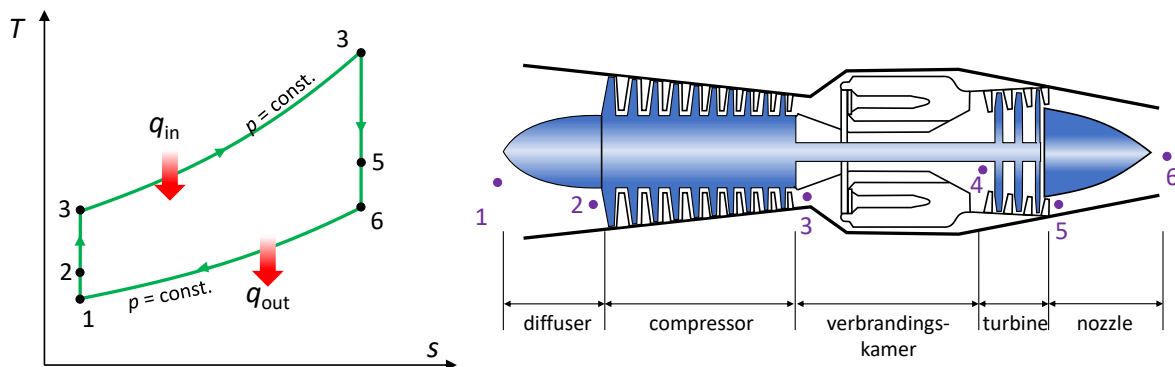
Figuur 60. Paraboloïde schotel.

4.1.4.2 Straalmotoraandrijving en gascentrales

Gasturbinemotoren worden veel gebruikt voor het aandrijven van vliegtuigen omdat ze licht en compact zijn en ze hebben een hoog vermogen/gewichtsverhouding. Ook in gascentrales, wordt de gasturbine gebruikt om een generator aan te drijven. Vliegtuiggasturbines werken met een open cyclus die de straalmotorcyclus wordt genoemd. De cyclus verschilt van de eenvoudige ideale Braytoncyclus doordat de gassen niet worden geëxpandeerd tot de omgevingsdruk. In plaats daarvan, worden ze geëxpandeerd tot een zodanige druk dat de door de turbine geproduceerde arbeid **net voldoende is om de compressor** en de hulpapparatuur aan te drijven, zoals als een kleine generator en hydraulische pompen. Dit wil zeggen dat de **netto arbeid van de cyclus nul is**. De gassen die de turbine verlaten hebben aldus nog een vrij hoge druk en worden vervolgens versneld in een buis (*nozzle*) om **genoeg stuwkracht** te voorzien voor het vliegtuig. In het geval van een gasturbine in een **gascentrale** wordt meer arbeid door de turbine geproduceerd (dit door wel te expanderen tot omgevingsdruk, de bedoeling is hier niet om stuwkracht op te wekken) en wordt de netto-arbeid (= totale turbine-arbeid min de arbeid nodig om de compressor aan te drijven) gebruikt om een generator die de elektrische stroom opwekt, aan te drijven.

Een schema van een straalmotor en het bijhorende T,s -diagram van de ideale straalmotorencyclus worden getoond in Figuur 61. Lucht wordt gecomprimeerd door de

compressor ('1' naar '3') en wordt gemengd met brandstof in de verbrandingskamer, waar het mengsel bij constante druk wordt verbrand (van '3' naar '4').



Figuur 61. Componenten van een turbojet motor en het bijkomstige T,s diagram voor een ideale turbojet cyclus.

De hoge druk en hoge temperatuur verbrandingsgassen expanderen gedeeltelijk in de turbine ('4' naar '5'), opdat er voldoende arbeid geproduceerd wordt om de compressor en andere apparatuur aan te drijven. Ten slotte expanderen de gassen in de *nozzle* (de uitlaatbuis) tot de omgevingsdruk en verlaten de motor op hoge snelheid. In het ideale geval wordt er aangenomen dat arbeid geproduceerd door de turbine gelijk is aan die opgenomen door de compressor. Tevens wordt er verondersteld dat de processen in de compressor, de turbine en de *nozzle* **isentrop** verlopen. In de analyse van werkelijke cycli moet echter de **irreversibiliteit** van deze onderdelen worden overwogen (m.a.w. door wrijving is er een entropietoename). Het effect van de onomkeerbaarheid is de **vermindering** aan stuwkracht (in vergelijking met de ideale cyclus) die verkregen kan worden in een straalmotor.

De **stuwkracht** ontwikkeld in een straalmotor is de kracht die veroorzaakt wordt door het verschil in momentum van de binnenkomende lucht met lage snelheid in de motor en de uitlaatgassen met hoge snelheid die de motor verlaten. Dit is tevens te bepalen met de tweede wet van Newton. We weten immers dat de drukken aan de inlaat en de uitgang van een straalmotor identiek (de omgevingsdruk) zijn; dus de netto stuwkracht ontwikkeld door de motor bedraagt:

$$F = \dot{m} \cdot c_{exit} - \dot{m} \cdot c_{inlet} = \dot{m} \cdot (c_{exit} - c_{inlet}) \quad (201)$$

Waarbij c_{exit} de snelheid van de uitlaatgassen is en c_{inlet} de snelheid van de ingaande lucht is, beide ten opzichte van de motor. Dus voor een vliegtuig dat in stilstaande lucht vliegt, is c_{inlet} de snelheid van het vliegtuig. In vergelijking (202) wordt \dot{m} genomen als de

massastroomsnelheid van lucht door de motor. Voor een vliegtuig dat zich met een constante snelheid voortbeweegt, wordt de stuwkracht gebruikt om luchtweerstand te overwinnen. Commerciële vliegtuigen besparen brandstof door op grotere hoogte te vliegen tijdens lange reizen aangezien de lucht daar veel ijler is, wat dus resulteert in een kleinere luchtweerstand. Het vermogen (in [W]) ontwikkeld door de stuwkracht van de motor wordt het **voortstuwingsvermogen** genoemd.

$$P = F \cdot c_{aircraft} = \dot{m} \cdot (c_{exit} - c_{inlet})c_{aircraft} \quad (202)$$

De netto (technische) arbeid ontwikkeld door een straalmotor is nul. We kunnen de efficiëntie van een straalmotor dus niet op dezelfde manier definiëren als bijvoorbeeld voor een stationaire gasturbinemotor (zoals deze die worden gebruikt in een gascentrale). In plaats daarvan moeten we de algemene definitie van **efficiëntie** gebruiken: dat is de verhouding tussen het gewenste effect en de vereiste input. Het gewenste effect in een straalmotor is het vermogen dat wordt geproduceerd om het vliegtuig voort te stuw. De vereiste input is de warmte-energie die vrijkomt bij verbranding van de brandstof. De verhouding van deze twee hoeveelheden wordt het **voortstuwingsrendement** genoemd en wordt gegeven door:

$$\eta = \frac{\text{voorstuwingsvermogen}}{\text{energietoevoer}} = \frac{P}{\dot{Q}_{in}} \quad (203)$$

De **voorstuwings efficiëntie** is een maat voor hoe efficiënt de **thermische energie**, die vrijkomt tijdens het verbrandingsproces, wordt omgezet in **voortstuwende energie**. Het resterende deel van de vrijgekomen energie verhoogt de kinetische energie en de enthalpie van de uitlaatgassen.

4.2 Thermodynamische cycli met inwendige verbranding

In dit deel worden twee van de meest voorkomende thermische motoren besproken: namelijk de motoren met **inwendige verbranding**: de **vonkontstekingsmotoren** en de **dieselmotoren**. De term inwendige verbranding wijst op feit dat de warmte in de motor wordt vrijgesteld en dat dus onverbrande brandstof, lucht en verbrandingsgassen ook dienst doen als het werkmedium van de motor. De fundamentele achtergrond van deze twee thermische motoren (zij het summier) komen aan bod, met name: de vier- en tweetakt cycli.

De basis van de ontploffingsmotoren is niet fundamenteel veranderd sinds het begin van de twintigste eeuw (de Wankelmotor – geïntroduceerd in 1960 – even buiten beschouwing gelaten). Daarentegen, grote vooruitgang werd geboekt op het gebied van materiaalkeuze, fabricatieprocessen, elektronische regelingen en computer aided design en resulteerden de

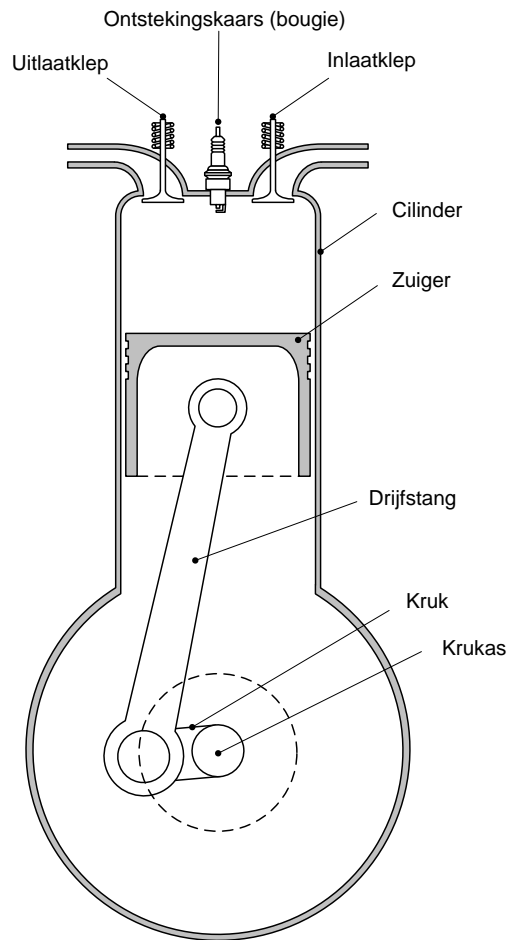
laatste decennia in significante verbeteringen in efficiëntie, duurzaamheid en levensduur en een beperking in schadelijke emissies. Elektronische regelingen hebben in het bijzonder een belangrijke rol gespeeld in het verbeteren van de efficiëntie van ontstekingsmotoren dankzij verbeterde sturing van de brandstofinjectie en de ontsteking. Tegenwoordig is elektronische sturing van dieselinjectiesystemen tevens gemeengoed en hebben deze tevens geresulteerd in een verbetering van het brandstofverbruik en van een beperking van de schadelijke emissies.

4.2.1 Motortypes en –werking

Verschillende criteria kunnen gehanteerd worden in het classificeren van de thermische motoren met inwendige verbranding. Een eerste onderverdeling wordt gemaakt op basis van **hoe de brandstof tot ontsteking komt**: de **vonkontstekingsmotoren** (vereisen een elektrische vonk om de verbranding te starten) en de **compressieontstekingsmotoren** (= ontsteking door de druk en temperatuurverhoging gepaard gaande met compressie, typisch het geval voor dieselmotoren). Een andere classificatie is op basis van **viertakt** en **tweetakt** motoren.

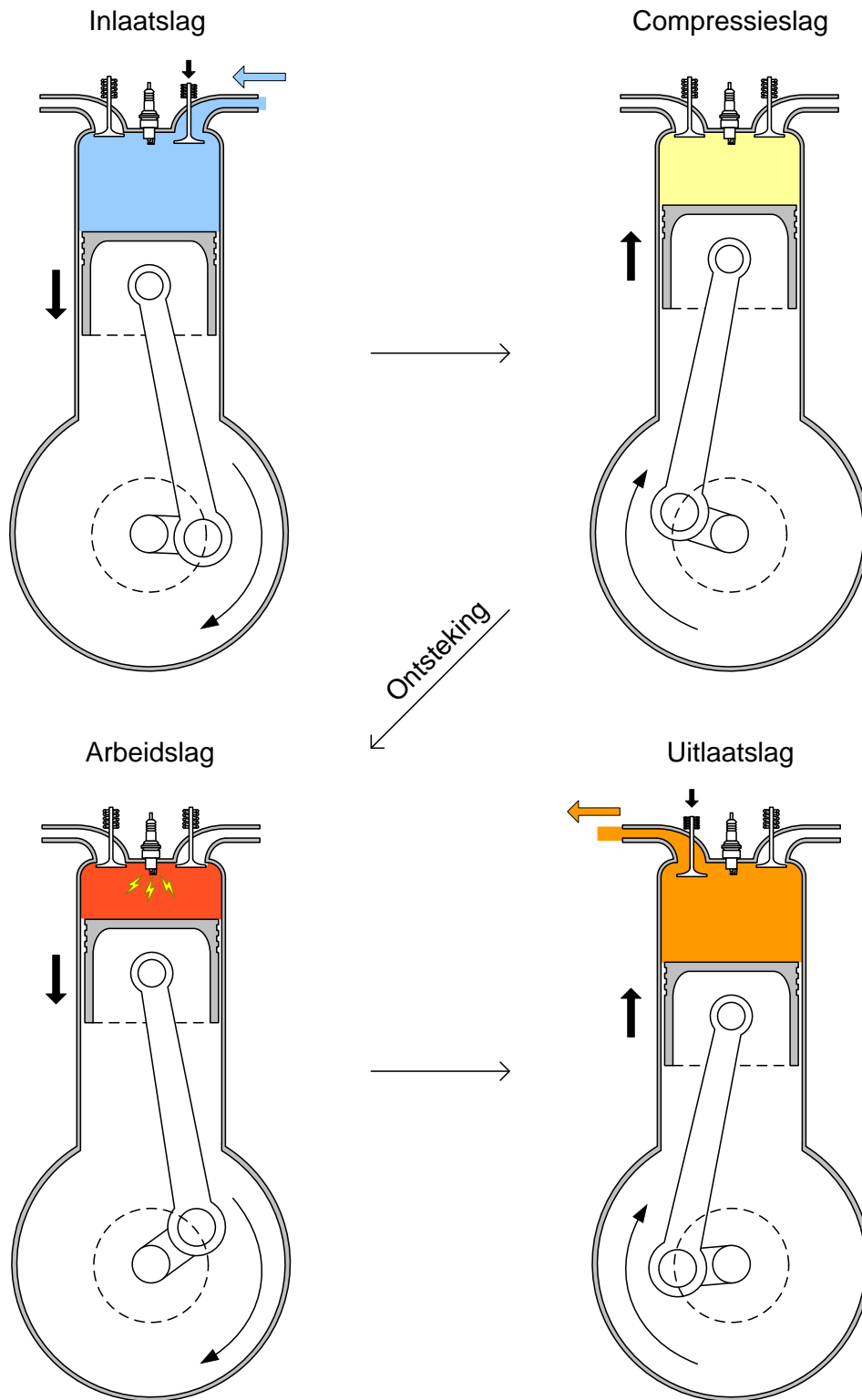
4.2.1.1 De viertakt vonkontstekingsmotor

Op Figuur 62 wordt een schematische doorsnede, met de belangrijkste onderdelen, van een viertakt vonkontstekingsmotor gegeven, terwijl de schematische voorstelling van de eigenlijke cyclus wordt weergegeven in Figuur 63. De zuiger start vanuit het **bovenste dode punt** (BDP, of ‘*top dead center*’, TDC) en beweegt naar beneden, hierbij de ruimte vullend met werkgas dat vanuit een inlaatleiding doorheen een inlaatklep wordt aangezogen. Het werkgas is een mengsel van lucht en brandstof en kan geleverd worden via een carburator of een brandstofinjector. De aanzuiging stopt wanneer de zuiger het **onderste dode punt** (ODP of ‘*bottom dead center*’, BDC) heeft bereikt. Vervolgens beweegt de zuiger naar boven – en dit terwijl de in- en uitlaatkleppen gesloten zijn – om het gasmengsel te comprimeren: dit is de zogenaamde **compressieslag**. Net op het bovenste dode punt zal het samengedrukte gasmengsel ontstoken worden met behulp van de **ontstekingskaars**. De temperatuur en de interne druk van het gasmengsel lopen hierbij hoog op waardoor de zuiger naar beneden wordt geduwd in de zogenaamde **arbeidslag**, er wordt **expansiearbeid geleverd**. De neerwaartse beweging van de zuiger wordt met behulp van een aandrijfstang, kruk en krukas omgezet tot een draaiende beweging. Nadat de zuiger opnieuw het onderste dode punt heeft bereikt, wordt de uitlaatklep geopend, de druk in de cilinder daalt tot bijna atmosferedruk en bij de volgende opwaartse beweging van de zuiger zullen de verbrande gassen naar de uitlaatleiding geduwd worden. Vervolgens begint de cyclus opnieuw.



Figuur 62. Schematische doorsnede van een viertakt ontstekingsmotor.

Bemerk dus dat één cyclus van een viertaktmotor **twee omwentelingen** van de krukas vereist en dat cruciaal in de uitvoering van deze cyclus, de synchronisatie van de aanvoer en de uitstoot van het gasmengsel, de ontsteking en de op- en neergaande beweging van de zuiger is.



Figuur 63. Schematische voorstelling van de viertaktcyclus.

4.2.1.2 De tweetakt ontstekingsmotor

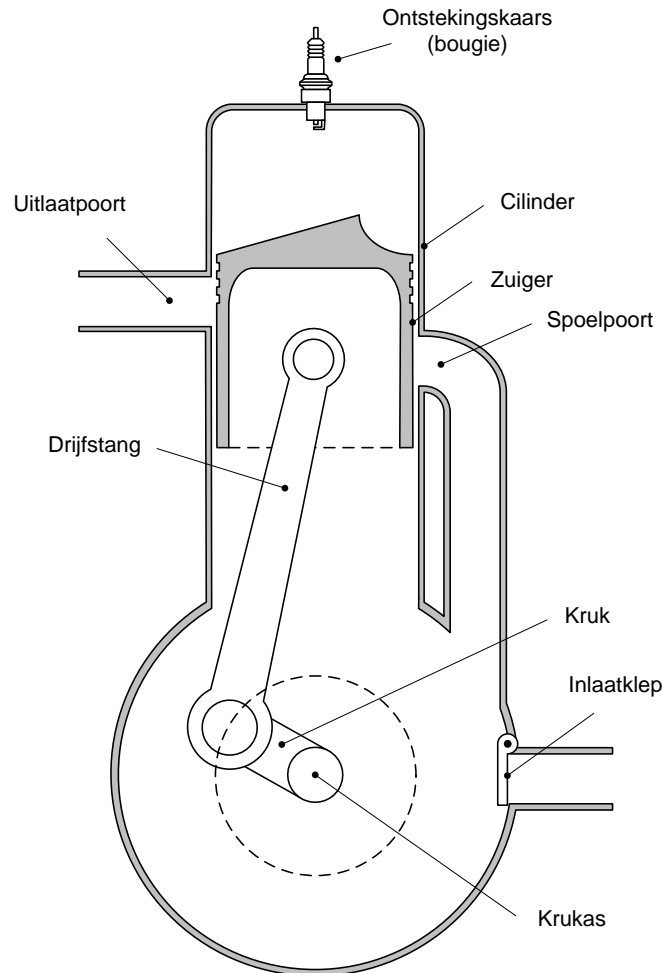
Het grote verschil met de viertaktcyclus is dat de **tweetaktcyclus** telkens één verbrandingscyclus doorloopt **per omwenteling** van de krukas in de plaats van twee omwentelingen per cyclus. Een schematische voorstelling van de tweetaktmotor is gegeven in Figuur 64, terwijl het verloop van de cyclus gegeven wordt in Figuur 65. Er zijn duidelijke verschillen tussen een twee- en viertakt motor wat betreft de opbouw: bovenaan de cilinder bevinden zich niet langer kleppen, daarentegen is in de zijkant plaats gemaakt voor een **uitlaatpoort** en een **spoelpoort**. Bemerkt dat deze poorten niet op dezelfde hoogte zijn gelegen ten opzichte van de zuiger. Deze laatste staat in verbinding met de **krukkast** (het volume onder de zuiger en waar de krukas zich in bevindt). De inlaat van het brandstof/luchtmengsel is voorzien in de krukkast en een klep sluit de inlaat af van de krukkast. Er is geen uitlaatklep aanwezig: de klepwerking wordt immers overgenomen door de zuiger zelf (door het afsluiten van de **uitlaatpoort**).

De werking van een tweetaktmotor is als volgt: Bij de opwaartse slag (**compressieslag**) zijn zowel de uitlaatpoort als de spoelpoort bedekt door de zuiger en is het volume boven de zuiger afgesloten. Dit volume – dat gevuld is met het brandstof/luchtmengsel – wordt door de opwaartse beweging van de zuiger samengedrukt. Gelijktijdig met de compressieslag wordt een **onderdruk** gecreëerd in de krukkast. Hierdoor opent de inlaatklep zich en **wordt vers brandstof/luchtmengsel aangezogen in de krukkast**. De inlaatklep wordt niet van buitenaf geactueerd (bewogen), maar gaat uitsluitend zichzelf openen op basis van de aanwezigheid van een onderdruk in de krukkast.

Eenmaal de zuiger bij het bovenste dode punt is, wordt het mengsel tot ontploffing gebracht en wordt de zuiger naar beneden geduwd (**arbeidslag**). Wanneer de zuiger bij het neerwaarts bewegen de uitlaatpoort vrij maakt, komen de verbrande gassen vrij in de uitlaat. Tenslotte beweegt de zuiger tot het onderste dode punt, waarbij tevens de spoelpoort wordt vrijgemaakt. De druk gecreëerd door de zuiger op het mengsel in de krukkast zal het brandstof/luchtmengsel in de krukkast doen stromen naar de cilinder via de spoelpoort. Vervolgens beweegt de zuiger terug opwaarts, de spoel- en uitlaatpoorten worden bedekt en de compressieslag van de volgende cyclus vangt aan.

In het geval van een viertaktmotor wordt de krukkast gedeeltelijk gevuld met olie om de krukas, de aandrijfstangen en de zuigers te smeren. In een tweetaktmotor wordt de krukkast aldus gebruikt om brandstof/luchtmengsel te verpompen en dient de smering continu te gebeuren

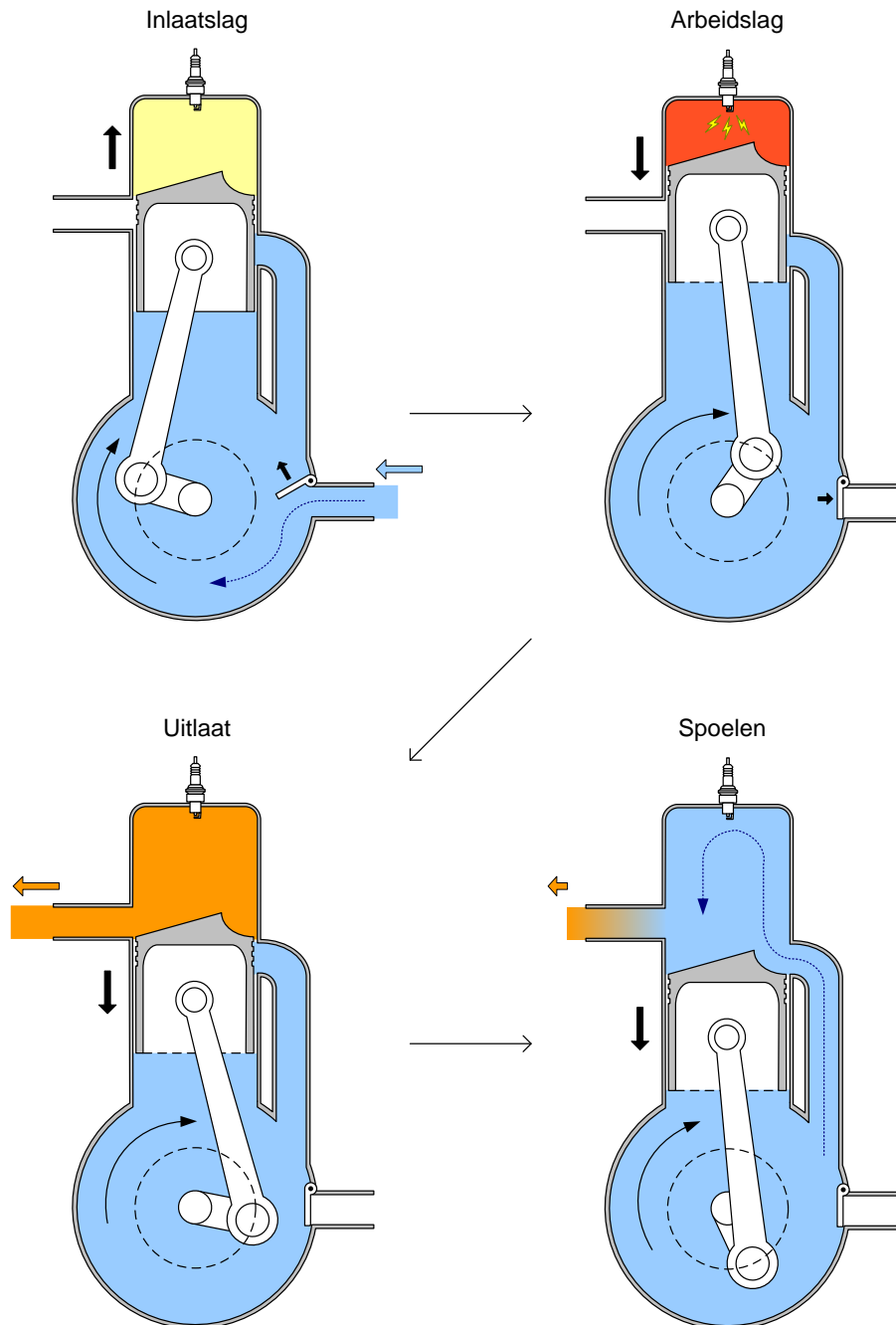
door smeerolie toe te voegen aan de brandstof. Als je nog een oude grasmachine of een bromfiets hebt die werkt met een tweetaktmotor, dan zal je altijd een hoeveelheid smeerolie moeten mengen in de brandstof bij het vullen van de brandstoftank.



Figuur 64. Schematische doorsnede van een tweetakt ontstekingsmotor.

Het grote **voordeel** van een tweetaktmotor ten opzichte van een viertaktmotor is dat voor een gegeven aantal omwentelingen, **dubbel zoveel arbeidsslagen** worden verwezenlijkt door de tweetaktmotor. Aldus is de **vermogensdichtheid** van een tweetaktmotor **dubbel zo groot**, en kunnen compactere motoren worden aangewend in vergelijking met een viertaktmotor (denk maar aan bromfietsen, kleine machines voor tuinonderhoud...). Echter, er zijn ook nadelen: De brandstof wordt minder efficiënt benut in een tweetaktmotor en wel om de volgende reden: Wanneer de verbrandingskamer wordt gespoeld met vers brandstof/luchtmengsel (Figuur 65), zijn zowel de spoel- als de uitlaatpoort geopend terwijl de zuiger zich in de onderste stand bevindt. Hierdoor kunnen nooit alle verbrandingsgassen verwijderd worden, of kan zelfs een deel van het verse brandstof/luchtmengsel reeds ontsnappen via de uitlaatpoort (uitstoot van

onverbrande brandstofdampen). Omwille van de lagere brandstofefficiëntie, worden tweetaktmotoren bijna nooit gebruikt voor grote vermogens en worden ze ook vervangen door viertaktmotoren in de toepassingen waar kleine vermogens vereist zijn.



Figuur 65. Schematische voorstelling van de tweetaktcyclus.

4.2.1.3 De compressie-ontstekingsmotor (dieselmotor)

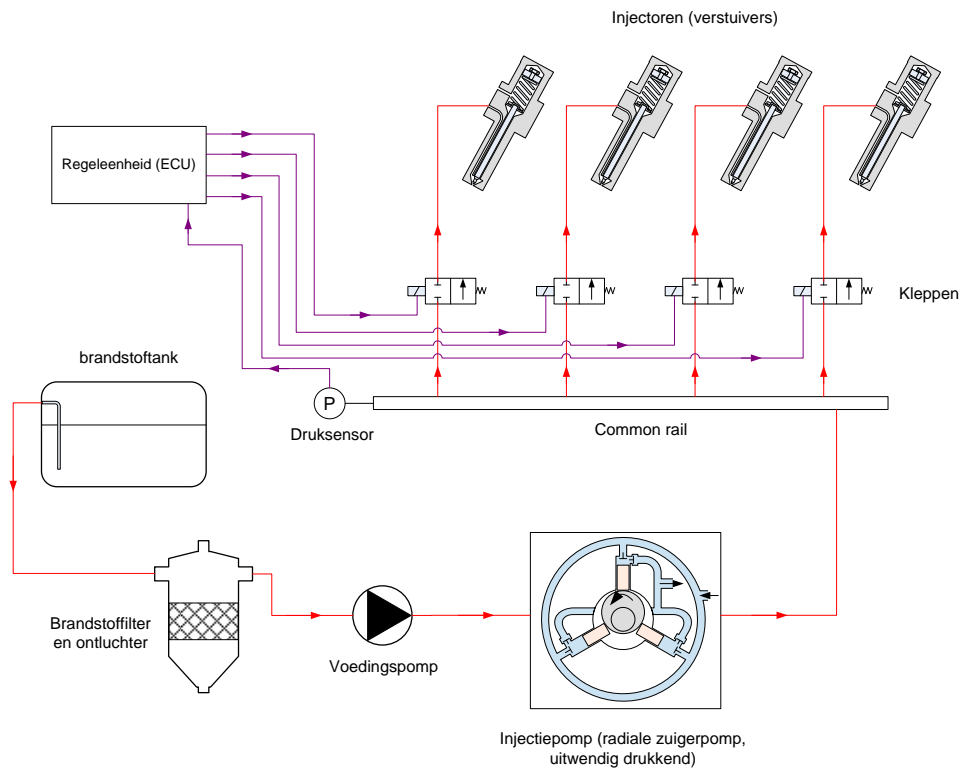
Dieselmotoren hebben veel gemeenschappelijk met vonkontstekingsmotoren wat betreft de **opbouw**: het arrangement van de kleppen en de beweging van de zuigers zijn identiek. Het

grote verschil zit in de manier waarop het brandstof/luchtmengsel tot ontbranding wordt gebracht. Bij dieselmotoren is er geen ontstekingskaars aanwezig en wordt de ontbranding geïnitieerd **door hoge temperaturen en hoge drukken in de cilinder** op het einde van de compressieslag, er treedt met andere woorden, **zelfontsteking** op van de brandstof. De brandstof wordt hetzij rechtstreeks geïnjecteerd in de verbrandingskamer (= directe injectie), hetzij vooraf geïnjecteerd in een voorkamer (= indirect injectie).

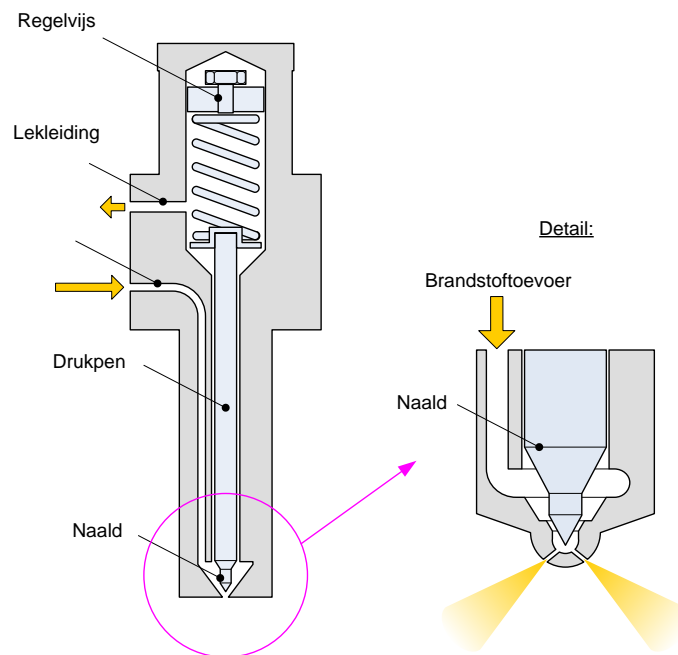
Het inspuiten van de brandstof geschiedt onder hoge druk (tot 1700 bar). De huidige dieselmotoren maken gebruik van wat beter bekend staat als de ‘*common rail injection*’-techniek (Figuur 66). Dit komt erop neer dat één enkele hoge drukpomp de brandstof op hoge druk brengt naar een **gemeenschappelijke leiding** (de *common rail*). Om dergelijk hoge drukken te leveren wordt er gebruik gemaakt van een radiaalplunjerpomp, meestal met drie plunjers. Vanaf de hoge druk verzamelleiding wordt afgetakt naar iedere zuiger, waar het debiet en de inspuitsduur per aftakking met elektronisch geregelde kleppen wordt gestuurd.

Bemerk tevens dat de pomp die de hoge druk levert een pomp is die gesmeerd wordt door de eigenlijke brandstof, en het aldus noodzakelijk is dat de brandstof ontdaan wordt van alle onzuiverheden (stof, water) en luchtballen alvorens deze de injectiepomp binnenstroomt. Vandaar de plaatsing van de nodige filters en ontluchters tussen de pomp en de brandstoftank (Figuur 66).

Het verstuiwen van de brandstof in de verbrandingskamer geschiedt met behulp van de **injector** of **verstuiver**, waarvan de opbouw weergegeven is in Figuur 67. De functie van een verstuiver bestaat uit: het tot stand brengen van een goede en homogene verdeling van de brandstof in de verbrandingskamer, een goede menging van de brandstof met de lucht realiseren en het verhinderen dat de brandstof nadruppelt uit de injectieopening. De verstuiver of injector bestaat uit een injectorlichaam met één of meerdere (tot 8) injectieopeningen die afgedicht worden door een **naald**. De naald is verbonden met een drukpen, die op zijn beurt op zijn plaats gehouden wordt door een opgespannen veer. Wanneer brandstof onder hoge druk in de injector wordt gepompt, zal deze de naald en drukpen omhoog duwen zodat de brandstof de injector kan verlaten via de verstuiveropeningen. Bij common rail injectoren worden de klep en de injector in één en hetzelfde onderdeel ingebouwd: een solenoïde (een elektromagneet) rond de drukpen zorgt ervoor dat de injector kan gesloten worden.



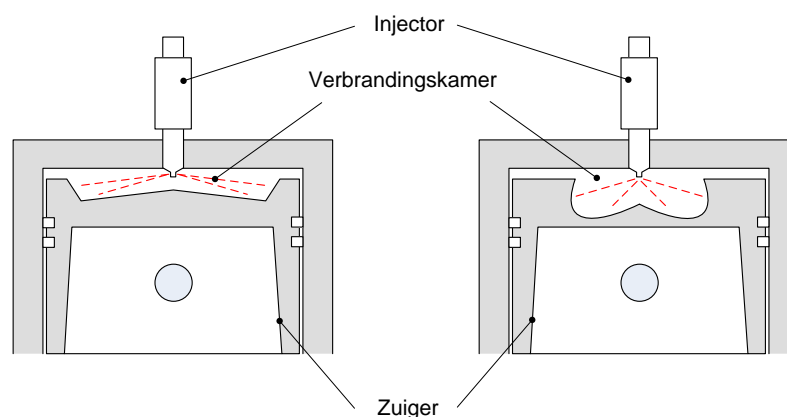
Figuur 66. Schematische voorstelling van de common rail injectie.



Figuur 67. De brandstofinjector of verstuiver.

Zoals reeds eerder aangehaald, worden dieselmotoren onderverdeeld volgens **directe en indirecte injectie**. Bij dieselmotoren reikt de zuiger steeds tot de cilinderkop wanneer deze zich in het **bovenste dode punt bevindt**. De **verbrandingskamer** (Figuur 68.) wordt aldus

gevormd door een uitsparing in de zuiger en in dit volume wordt de brandstof verstoven. Op Figuur 68 zijn twee **types van verbrandingskamers** geïllustreerd: Figuur 68a toont het ‘*quiescent*’-type kamer die gekenmerkt wordt door een uitholling van grote diameter. Dit type van kamer produceert weinig wervels en weinig turbulentie en het principe van het mengen van de brandstof met de lucht berust op de kinetische energie van de verstoven druppels, die de lucht meesleuren. Dit type van verbrandingskamer is enkel geschikt voor grote zuigers die aan een **lage snelheid bewegen** – dus voor grote dieselmotoren (bemerkt dat er uitvoeringen bestaan waar de zuiger een diameter van 1 m heeft, o.a. voor gebruik op containerschepen). Figuur 68 toont een verbrandingskamer van het **toroïdaal** type. De bedoeling van deze vorm is om een krachtige wervel te genereren gedurende de compressie zodoende het mengen van de brandstof met de lucht te bewerkstelligen. Door de betere menging wordt de beschikbare hoeveelheid lucht efficiënter benut en is dit type veelvuldig gebruikt in **middelgrote dieselmotoren**, zoals bijvoorbeeld in vrachtwagens.

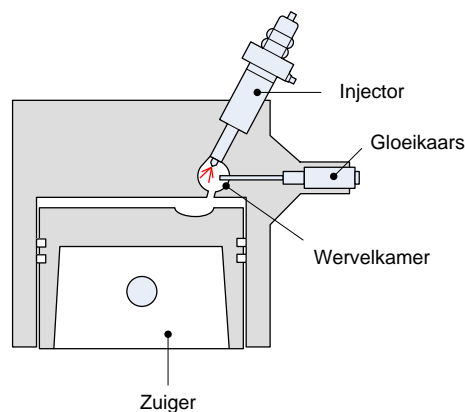


Figuur 68. De verbrandingskamer bij directe injectie.

Wanneer de motor moet draaien aan hoge snelheid (tot 5000 tpm), dus bij compacte motoren zoals auto's, is directe injectie minder aangewezen omdat er steeds een zekere tijd nodig is om de brandstof en de lucht te mengen tot een ontbrandbaar mengsel. Om dit probleem te overkomen, wordt gebruik gemaakt van **indirect injectie**. Een voorbeeld van de opbouw van een indirect injectiesysteem wordt gegeven in Figuur 69, waar een kleine **voorverbrandingskamer** ingewerkt wordt in de cilinderkop om het snelle mengen van de brandstof met de lucht te bewerkstelligen om zodoende de mengtijd en dus de bijhorende vertraging in de ontsteking te verkorten. Opnieuw zijn verschillende types van voorverbrandingskamers mogelijk, naargelang hun geometrie. De geometrie van de kamer zal bepalend zijn of de energie, nodig voor het mengen, al dan niet geleverd wordt door turbulentie

in de lucht, of door de kinetische energie in de verstoven brandstof. Figuur 69 illustreert het wervelkamer type, waar tijdens de compressie een sterke vortex (dankzij de vorm van de kamer) wordt opgewekt, nodig om het mengen te bewerkstelligen.

Indirect injectiesystemen hebben ook nadelen: door de hoge snelheid en de sterke turbulenties in de voorverbrandingskamer is de warmteoverdrachtscoëfficiënt tussen het brandstof/luchtmengsel en de wand van de cilinderkop hoog. Hoewel de binnenwand van de voorverbrandingskamer meestal is opgebouwd uit een keramisch materiaal om warmteverliezen te beperken (de warmte is nodig om de verdamping van de brandstof te promoten), verdampt de brandstof onvoldoende **bij een koude start**. **Gloeikaarsen** moeten daarom aangebracht worden in de voorverbrandingskamer om deze vooraf op te warmen bij een koude start.



Figuur 69. De voorverbrandingskamer bij indirecte injectie (wervelkamer type).

Net zoals vonkontstekingsmotoren, kunnen dieselmotoren uitgevoerd worden in een **twee-** of **viertaktversie**. Omdat de brandstof rechtstreeks in de verbrandingskamer wordt gespoten, en niet als mengsel wordt verpompt door middel van het spoelen van de krukkast, treden er geen verliezen op van brandstof. Vandaar dat tweetakt dieselmotoren ook kunnen gebruikt worden voor **grotere configuraties** (bijvoorbeeld een diesellocomotief), terwijl ze wat brandstofefficiëntie competitief blijven met de viertaktuitvoeringen. Tweetakt dieselmotoren zijn over het algemeen van het type met indirecte injectie.

4.2.2 Thermodynamische analyse

Om een **thermodynamische analyse** te maken van de **Ottocycclus** (bij vonkontstekingsmotoren) en de **dieselcycclus** vertrekken we vanuit **geïdealiseerde** cycli. Deze ideale cycli hebben een aantal kenmerken gemeenschappelijk met de Carnotcycclus, waaronder:

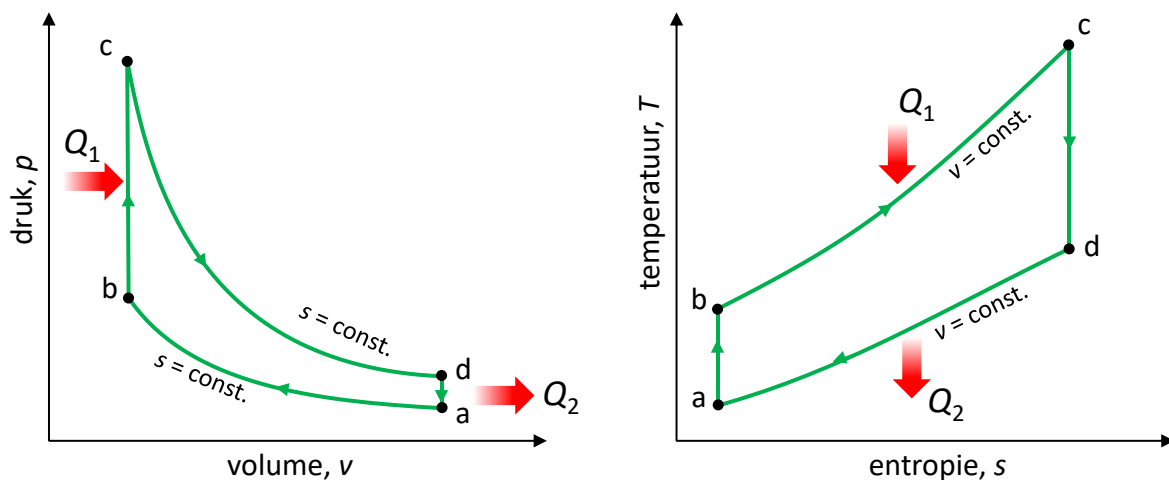
- De werkstof is **lucht** (brandstof maakt slechts een beperkt deel uit van het mengsel en de eigenschappen van lucht worden daar genomen als zijnde representatief).
- De werkstof (lucht) wordt verondersteld zich te gedragen als een **ideaal gas**.
- De warmte die de expansie veroorzaakt wordt verondersteld afkomstig te zijn van een **externe** warmtebron.
- De expansie- en de compressieprocessen worden verondersteld **isentropisch** te geschieden. Met andere woorden, er treedt geen warmteoverdracht op (adiabatisch) en ze zijn omkeerbaar.

Hoewel dit sterke vereenvoudigingen zijn van wat kan beschouwd worden als een complexe cyclus die optreedt in een werkelijk motor, toch zijn deze vereenvoudigingen bruikbaar om een aantal fundamentele principes te begrijpen van vonkontstekings- en dieselmotoren. De eenvoudige modellen voor de thermodynamische cycli stellen dan ook in staat om een aantal belangrijke ontwerpcriteria, zoals de **compressieverhouding**, te verduidelijken – zijnde parameters die bepalend zijn voor de maximale (theoretische) efficiëntie van de cyclus.

4.2.2.1 De geïdealiseerde Ottocyclus

4.2.2.1.1 Systeembeschrijving

In de geïdealiseerde cyclus wordt verondersteld dat de warmte **wordt toegevoegd bij constant volume**. Deze veronderstelling houdt steek want, de vrijstelling van warmte door de ontploffing van het brandstof/luchtmengsel gebeurt vrij snel, en dit wanneer de zuiger zich in het **bovenste dode punt** bevindt. Tijdens het ontbrandingsproces kan de positie van de zuiger in deze korte tijdspanne als constant beschouwd worden.



Figuur 70. Het p, V - en T, s -diagram van een ideale Ottocyclus.

Het p, V -diagram en het $T, -s$ -diagram van de ideale Ottocycclus wordt gegeven Figuur 70. Deze cycclus bestaat uit de volgende stappen: De **compressieslag**, ‘ ab ’, deze wordt isentropisch verondersteld. Vervolgens wordt warmte toegevoegd onder **constant volume**, ‘ bc ’ en treedt de **arbeidsslag** op. Opnieuw is de expansie bij deze arbeidsslag, ‘ cd ’, isentropisch (geeft een verticaal lijnstuk in het $T-s$ -diagram). Tenslotte vormt ‘ da ’ de **afvoer** van de **warmte** en dit bij **constant volume** (wanneer de uitlaatklep zich opent wordt de warmte afgevoerd).

4.2.2.1.2 Efficiëntie

De thermische **efficiëntie** van een cycclus wordt gedefinieerd als de hoeveelheid **arbeid** die kan geleverd worden per **opgenomen hoeveelheid warmte** per cycclus, of

$$\varepsilon = \frac{\text{netto geleverde arbeid}}{\text{netto toegevoegde warmte}} = \frac{W_{net}}{Q_{in}} \quad (204)$$

Merk op dat er twee warmteoverdrachtsprocessen plaatsvinden bij constant volume, waarvoor de arbeid nul is. Dit zorgt ervoor dat vergelijking (204) de volgende vorm aanneemt:

$$\varepsilon = \frac{\text{warmte toegevoegd} - \text{warmte verwijderd}}{\text{warmte toegevoegd}} = \frac{Q_{in} - Q_{out}}{Q_{in}} = 1 - \frac{Q_{out}}{Q_{in}} \quad (205)$$

Beschouw dat er ‘ m ’ kg werkmedium is en veronderstel dat elke hoeveelheid in vergelijking (205) positief (in absolute waarde) is, dan bekomen we:

$$\begin{cases} \text{warmte toegevoegd} = Q_{in} = m \cdot c_v \cdot (T_c - T_b) \\ \text{warmte verwijderd} = Q_{out} = m \cdot c_v \cdot (T_d - T_a) \end{cases} \quad (206)$$

Substitutie van deze set in vergelijking (205):

$$\varepsilon = 1 - \frac{Q_{out}}{Q_{in}} = 1 - \frac{m \cdot c_v \cdot (T_d - T_a)}{m \cdot c_v \cdot (T_c - T_b)} = 1 - \frac{T_d - T_a}{T_c - T_b} \quad (207)$$

Dit kan herschreven worden als:

$$\varepsilon = 1 - \frac{T_a}{T_b} \cdot \left(\frac{\frac{T_d}{T_a} - 1}{\frac{T_c}{T_b} - 1} \right) \quad (208)$$

Op basis van een **isentropisch (reversibel adiabatisch)** compressie of expansie (‘ cd ’ en ‘ ab ’) kon het volgende worden geschreven, zie vgl. (175):

$$\frac{T_b}{T_a} = \left(\frac{p_b}{p_a} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (209)$$

Als we nu de ideale gaswet toepassen kan deze vergelijking als volgt worden geschreven:

$$\frac{T_b}{T_a} = \left(\frac{V_a}{V_b} \cdot \frac{T_b}{T_a} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (210)$$

Herschikken levert,

$$\left(\frac{T_b}{T_a} \right)^{\frac{1}{\gamma}} = \left(\frac{V_a}{V_b} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (211)$$

Ofwel

$$\frac{T_b}{T_a} = \left(\frac{V_a}{V_b} \right)^{\gamma-1} \quad (212)$$

Analoog geldt ook dat,

$$\frac{T_c}{T_d} = \left(\frac{V_d}{V_c} \right)^{\gamma-1} \quad \text{met } \gamma = \frac{C_p}{C_v} \quad (213)$$

Aangezien dat $V_a = V_d$ en $V_b = V_c$ kan het volgende gesteld worden:

$$\frac{T_b}{T_a} = \frac{T_c}{T_d} \quad \text{of} \quad \frac{T_d}{T_a} = \frac{T_c}{T_b} \quad (214)$$

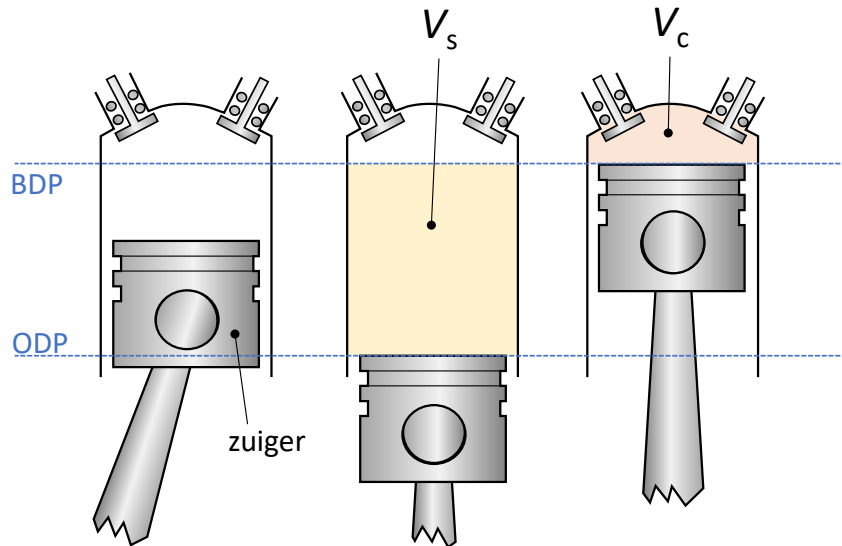
Dit resulteert uiteindelijk in:

$$\varepsilon = 1 - \frac{T_a}{T_b} = 1 - \left(\frac{V_b}{V_a} \right)^{\gamma-1} \quad (215)$$

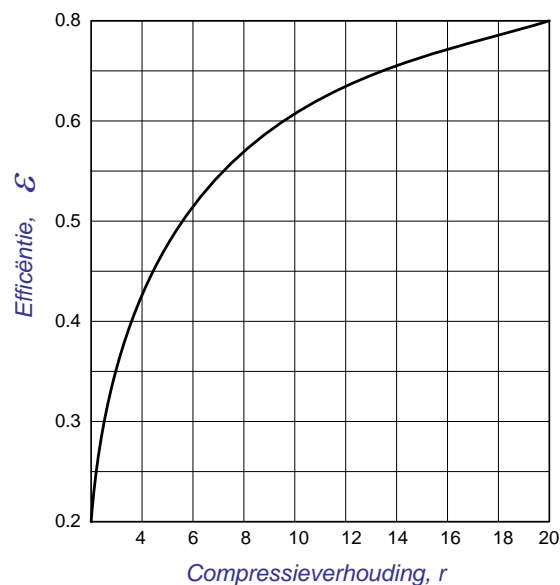
$$\varepsilon = 1 - \left(\frac{1}{r} \right)^{\gamma-1} \quad (216)$$

In vergelijking (216) is r de **compressieverhouding** en is gelijk aan $r = V_a/V_b$. Zoals aangeduid op Figuur 71 is deze compressieverhouding de som van het *compressievolume* – dit is het volume tussen het cilinderdeksel en de zuiger in het bovenste dode punt (V_c) – en het *slagvolume* (V_s) gedeeld door V_c . Feitelijk is $V_a = V_d = V_b + V_s = V_c + V_s$. Indien men als werkstof lucht in beschouwing neemt, dan is $\gamma = 1,4$ en wordt de efficiëntie berekend in functie van de compressieverhouding, waarvan het resultaat wordt weergegeven in Figuur 72. Zoals kan worden afgeleid stijgt de efficiëntie vooral bij lage waarden van de **compressieverhouding** ($r \leq 8$). De meeropbrengst aan efficiëntie vermindert echter sterk bij hogere compressieverhoudingen. Bovendien treedt bij hoge compressieverhoudingen het risico op van **vroegtijdige zelfontsteking** (= **pingelen**) en van verhoogde NO_x -emissies op. Productiewagens hebben meestal een compressieverhouding begrepen tussen 8 en 10. Hogere

compressieverhoudingen (tot 14) worden toegepast bij racewagens. Hier moeten echter maatregelen genomen worden, zoals een aangepaste samenstelling van de brandstof, om het **pingelen** te vermijden.



Figuur 71. Het slagvolume (V_s) en het compressievolume (V_c).



Figuur 72. De efficiëntie van een ideale Ottocycclus.

4.2.2.1.3 Gemiddelde effectieve druk

De **gemiddelde effectieve druk** (*Mean Effective Pressure* (MEP)) wordt algemeen gedefinieerd als de verhouding tussen netto verrichte arbeid en het verplaatste volume door de zuiger – het is een ‘gemiddelde’ druk (ongeacht dat in werkelijkheid de druk variabel is) die **evenveel arbeid kan genereren bij dezelfde zuigerverplaatsing in de Otto-cycclus.**

$$\text{netto verrichte arbeid} = m \cdot c_v \cdot ((T_c - T_b) - (T_d - T_a)) \quad (217)$$

$$\begin{aligned} \text{verplaatste volume} &= (V_a - V_b) = V_a \cdot \left(1 - \frac{1}{r}\right) = \frac{n \cdot R \cdot T_a}{p_a} \cdot \left(\frac{r-1}{r}\right) \quad (218) \\ &= \frac{m \cdot c_v \cdot (\gamma - 1) \cdot T_a}{p_a} \cdot \left(\frac{r-1}{r}\right) \end{aligned}$$

Er werd reeds aangetoond voor de ideale gasconstante dat (met M het molecuair gewicht):

$$R = c_{p,m} - c_{v,m} = c_{v,m} \cdot (\gamma - 1) = M \cdot c_v \cdot (\gamma - 1) \quad (219)$$

Hierbij is $\gamma = c_p/c_v$. Substitutie van bovenstaande vergelijkingen resulteert in een formule en relatie voor de 'MEP':

$$MEP = \left(\frac{1}{\gamma - 1}\right) \cdot \left(\frac{p_a}{T_a}\right) \cdot \left(\frac{r}{r-1}\right) \cdot ((T_c - T_b) - (T_d - T_a)) \quad (220)$$

Aangezien dat

$$T_b = T_a \cdot r^{\gamma-1} \quad (221)$$

Stellen we dat

$$r_p = \frac{p_c}{p_b} = \frac{T_c}{T_b} = \text{drukverhouding} \quad (222)$$

Of

$$T_c = r_p \cdot T_b = r_p \cdot r^{\gamma-1} \cdot T_a \quad (223)$$

Rekening houdende met vergelijking (221)

$$T_d = r_p \cdot T_a \quad (224)$$

Bovenstaande vergelijkingen kunnen worden gesubstitueerd in vergelijking (220) zodoende T_a te schrappen uit de vergelijking,

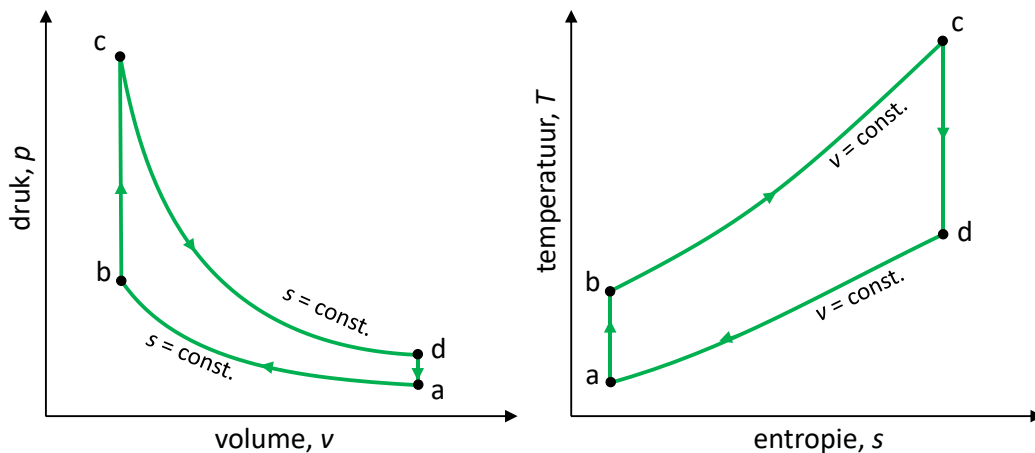
$$MEP = \frac{p_a \cdot r}{(r-1) \cdot (\gamma-1)} \cdot \left((r_p \cdot r^{\gamma-1} - r^{\gamma-1}) - (r_p - 1) \right) \quad (225)$$

Vereenvoudigd

$$MEP = p_a \cdot r \cdot \left(\frac{(r^{\gamma-1} - 1) \cdot (r_p - 1)}{(r-1) \cdot (\gamma-1)} \right) \quad (226)$$

Voorbeeld: een standaard Ottocyclus werkende met lucht (Figuur 73), met een compressieverhouding van 10, bezit een druk van 0,1 MPa bij de start van de compressieslag en heeft een overeenkomstige temperatuur van 15 °C. De warmteoverdracht naar de lucht (bij hoge temperatuur) bedraagt 1800 kJ/kg lucht. Bepaal:

- De druk en de temperatuur op het einde van de cyclus.
- De efficiëntie.
- De gemiddeld effectieve druk (MEP).



Figuur 73. Standaard Ottocyclus met lucht als ideaal gas

Oplossing:

- Druk en temperatuur op het einde van de cyclus

- Voor de isentropische compressie van 1 naar 2:

$$\begin{cases} T_2 = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma-1} \\ p_2 = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma} \end{cases} \quad \text{en} \quad s_2 = s_1 \quad \text{met} \quad \gamma = \frac{C_p}{C_v}$$

$$\text{Voor } T_1 = 288 \text{ K geldt: } \begin{cases} C_p = 1,0045 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \\ C_v = 0,7175 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \end{cases} \rightarrow \gamma = 1,4$$

$$\left\{ \begin{array}{l} V_1 = \frac{n \cdot R \cdot T_1}{p_1} \rightarrow v_1 = \frac{R \cdot T_1}{p_1} = \frac{8,314 \frac{J}{mol \cdot K} \cdot 288 K}{0,1 \cdot 10^6 Pa} = 0,024 \frac{m^3}{mol} \\ T_2 = T_1 \cdot r^{\gamma-1} = 288 K \cdot 10^{0,4} = 723 K \\ p_2 = p_1 \cdot r^\gamma = 0,1 \cdot 10^6 Pa \cdot 10^{1,4} = 2,512 MPa \\ v_2 = \frac{v_1}{r} = \frac{0,024 \frac{m^3}{mol}}{10} = 0,0024 \frac{m^3}{mol} \end{array} \right.$$

- De energievergelijking voor de toegevoegde warmte van 2 naar 3 – bemerk dat voor c_v , deze moet genomen worden voor lucht bij 723 K:

$$q_H = q_{2-3} = u_3 - u_2 = c_v \cdot (T_3 - T_2)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} T_3 = \frac{q_H}{C_v} + T_2 = \frac{1800 \frac{kJ}{kg}}{0,7175 \frac{kJ}{kg \cdot K}} + 723 K = 3234 K \\ \frac{T_3}{T_2} = \frac{p_3}{p_2} \rightarrow p_3 = \frac{T_3}{T_2} \cdot p_2 = \frac{3234 K}{723 K} \cdot 2,512 MPa = 11,2 MPa \end{array} \right.$$

- Voor de isentropische expansie van 3 naar 4:

$$\left\{ \begin{array}{l} s_4 = s_3 \\ \frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{V_4}{V_3} \right)^{\gamma-1} \quad \text{en} \quad \frac{p_3}{p_4} = \left(\frac{V_4}{V_3} \right)^\gamma \end{array} \right.$$

$$\left\{ \begin{array}{l} T_4 = \frac{T_3}{r^{\gamma-1}} = \frac{3234 K}{10^{0,4}} = 1287,5 K \\ p_4 = \frac{p_3}{r^\gamma} = \frac{11,2 MPa}{10^{1,4}} = 0,45 MPa \end{array} \right.$$

(b) De efficiëntie bedraagt:

$$\varepsilon = 1 - \frac{1}{r^{\gamma-1}} = 1 - \frac{1}{10^{1,4-1}} = 0,602$$

(c) Om de gemiddeld effectieve druk te berekenen bekijken we eerst de warmteafgifte van 4 naar 1:

$$q_{4-1} = u_1 - u_4 = c_v \cdot (T_1 - T_4) = 0,7175 \frac{kJ}{kg \cdot K} \cdot (288 K - 1287,5 K) = -716,5 \frac{kJ}{kg}$$

$$w_{net} = 1800 \frac{kJ}{kg} - 716,5 \frac{kJ}{kg} = 1083,5 \frac{kJ}{kg} (= \varepsilon \cdot q_H)$$

$$MEP = \frac{w_{net}}{v_1 - v_2} = \frac{1083,5 \frac{kJ}{kg}}{0,828 \frac{m^3}{kg} - 0,0828 \frac{m^3}{kg}} = 1456 \text{ kPa}$$

$$\text{met } \begin{cases} v_1 = \frac{0,024 \frac{m^3}{mol}}{28,97 \frac{g}{mol}} = 0,828 \frac{m^3}{kg} \\ v_2 = \frac{0,0024 \frac{m^3}{mol}}{28,97 \frac{g}{mol}} = 0,0828 \frac{m^3}{kg} \end{cases}$$

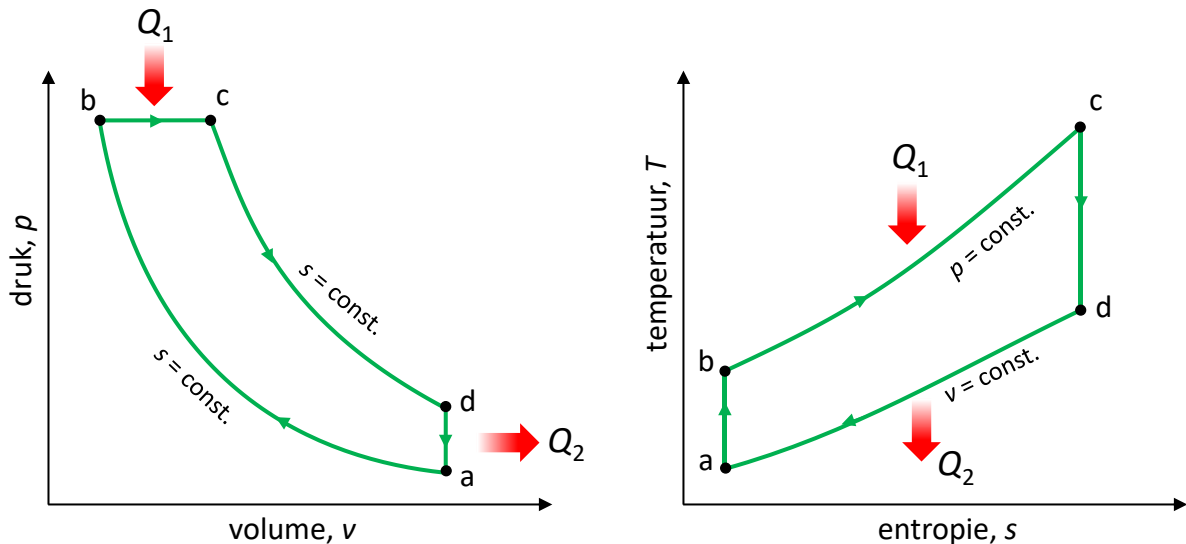
Bemerk dat in bovenstaande 28.97 g/mol de gemiddelde molaire massa is van lucht (79 vol.% N₂ en 21 vol.% O₂).

4.2.2.2 De geïdealiseerde Dieselcyclus

4.2.2.2.1 Systeembeschrijving

Bij de geïdealiseerde **Dieselcyclus** wordt verondersteld dat de warmte niet onder constant volume, **maar onder constante druk wordt toegevoegd**. Werkelijke dieselmotoren benaderen de toevoer van warmte onder constante druk, aangezien er brandstof wordt geïnjecteerd voor een beperkte tijdsduur die vervolgens opbrandt en warmte vrijstelt met een dusdanige (eerder trage) snelheid waardoor de druk in de cilinder gedurende de injectie- en ontbrandingstijd min of meer constant blijft. Dit in tegenstelling tot de vonkontstekingsmotoren, waar de ontploffing ogenblikkelijk geschiedt en het volume in de cilinder tijdens de ontploffingsduur als constant kan worden beschouwd.

De standaard Dieselcyclus met een ideaal gas als werkfluïdum wordt geïllustreerd in de p, V - en T, s -diagrammen van Figuur 74. Dit kringproces start dus bij een **isentropie compressie** (' ab '), vervolgt met een **isobare opwarming** (constant druk, ' bc ') en een **isentropie expansie** (' cd ') om vervolgens te sluiten met een **isochore afkoeling** (constant volume, ' da '). Enkel het traject ' bc ' is dus **verschillend** met de Otto-cyclus.


 Figuur 74. Het p,V - en T,s -diagram van een ideale Dieselcyclus.

4.2.2.2.2 Efficiëntie

Veronderstel ' m ' kg aan werkmedium. Aangezien dat de compressie en de expansie **reversibele adiabatische** processen zijn, kan de thermische **efficiëntie** geschreven worden als:

$$\varepsilon = \frac{W_{net}}{Q_{in}} = \frac{Q_{in} - Q_{out}}{Q_{in}} = 1 - \frac{Q_{out}}{Q_{in}} \quad (227)$$

Voor een proces bij constant volume en druk geldt (bemerkt het gebruik van c_p en niet c_v om de warmtetoevoer **onder constante druk** te berekenen):

$$Q_{out} = m \cdot c_v \cdot (T_d - T_a) \text{ en } Q_{in} = m \cdot c_p \cdot (T_c - T_b) \quad (228)$$

Substitutie van vergelijking (228) in vergelijking (227) resulteert in:

$$\varepsilon = 1 - \frac{c_v \cdot (T_d - T_a)}{c_p \cdot (T_c - T_b)} = 1 - \frac{T_d - T_a}{\gamma \cdot (T_c - T_b)} \text{ met } \gamma = \frac{c_p}{c_v} \quad (229)$$

Dit kan tevens herschreven worden als:

$$\varepsilon = 1 - \frac{T_a}{\gamma \cdot T_b} \cdot \left(\frac{\frac{T_d}{T_a} - 1}{\frac{T_c}{T_b} - 1} \right) \quad (230)$$

Gezien de overgang 'ab' een **adiabatische compressie** is geldt nog steeds:

$$T_b = T_a \cdot r^{\gamma-1} \text{ en } r = \frac{V_a}{V_b} = \frac{V_d}{V_b} \quad (231)$$

Een nieuw begrip, de **cut-off ratio** wordt gedefinieerd als:

$$\text{cut-off ratio} = r_c = \frac{T_c}{T_b} = \frac{V_c}{V_b} \quad (232)$$

Men bekomt dan:

$$T_c = r_c \cdot T_b = r_c \cdot T_a \cdot r^{\gamma-1} \quad (233)$$

$$\begin{aligned} T_d = T_c \cdot \left(\frac{V_c}{V_d}\right)^{\gamma-1} &= T_c \cdot \left(\frac{V_c \cdot V_b}{V_b \cdot V_d}\right)^{\gamma-1} = T_c \cdot \left(\frac{V_c}{V_b}\right)^{\gamma-1} \cdot \left(\frac{V_b}{V_d}\right)^{\gamma-1} \\ &= T_c \cdot r_c^{\gamma-1} \cdot \frac{1}{r^{\gamma-1}} = T_a \cdot r_c^\gamma \end{aligned} \quad (234)$$

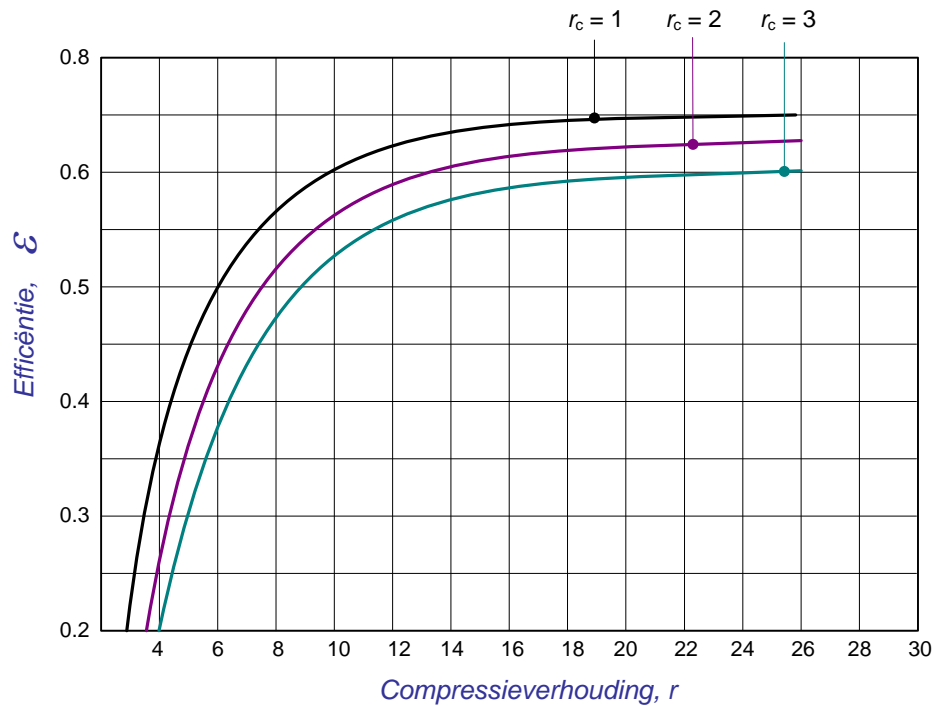
Het bovenstaande substitueren in vgl. (230) resulteert in de volgende vergelijking om de thermische efficiëntie van een dieselmotor te berekenen:

$$\varepsilon = 1 - \frac{1}{r^{\gamma-1}} \cdot \left(\frac{r_c^\gamma - 1}{\gamma \cdot (r_c - 1)} \right) \quad (235)$$

De efficiëntie van een Dieselmotor is dus niet alleen afhankelijk van de **compressieverhouding**, maar tevens van de factor r_c – dit is de zogenaamde **cut-off ratio** en deze is gelijk aan:

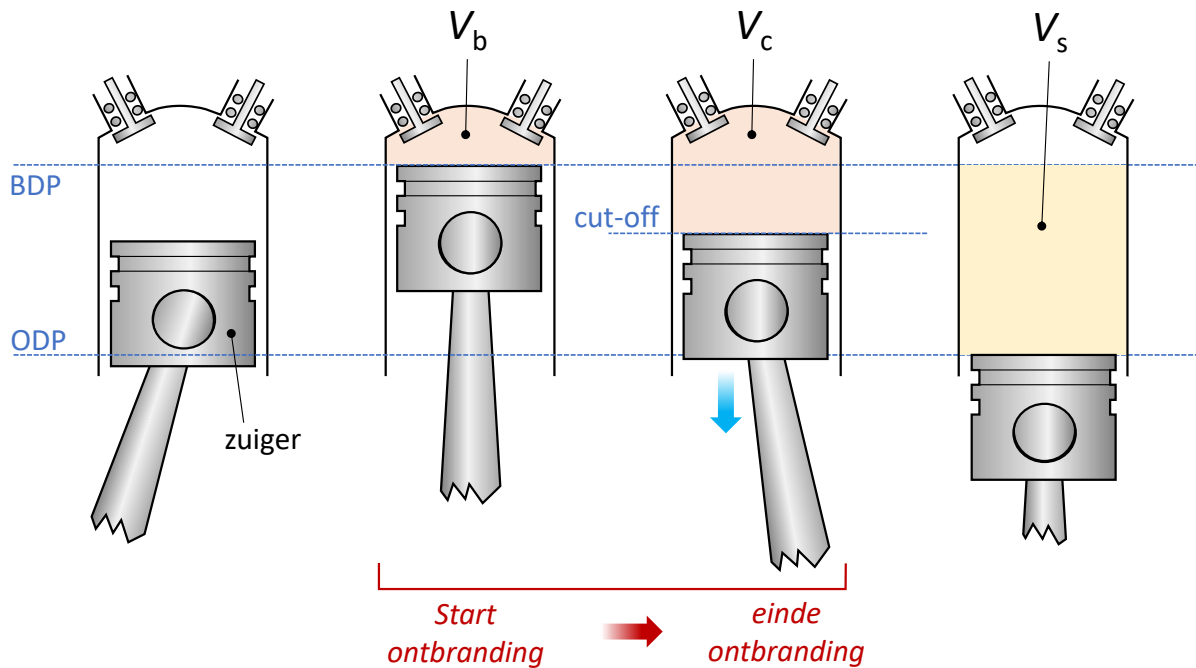
$$r_c = \frac{V_c}{V_b} \quad (236)$$

Hierbij stelt V_b het volume voor boven de zuiger op het punt ‘b’ van de cyclus, met andere woorden dit is het minimale volume, bereikt in het **bovenste dode punt**. V_c stelt het volume voor boven de zuiger, op het **einde van het ontbranden van de geïnjecteerde brandstof** (Figuur 76). Met andere woorden, tijdens de vergroting van het omsloten volume van V_b naar V_c , wordt brandstof geïnjecteerd en verbrand. Het effect van deze *cut-off ratio* en de compressieverhouding op de efficiëntie van de ideale Dieselcyclus, met lucht als werkfluidum, is weergegeven in Figuur 75.



Figuur 75. De efficiëntie van een ideale Dieselcyclus.

Bemerkt tevens dat wanneer $r_c = 1$, de vergelijking (235) gelijk wordt aan (216), of met andere woorden, in dit geval is de efficiëntie van de **Dieselcyclus gelijk aan die van de Ottocyclus**. De Ottocyclus kan dus gezien worden als een specifieke variant van de Dieselcyclus waarbij de warmte isochoor vrijkomt en de *cut-off ratio* aldus gelijk is aan 1. In de praktijk is de *cut-off ratio* echter hoger dan één waardoor de **efficiëntie van een dieselmotor lager** ligt dan die gebaseerd op de Ottocyclus (bij dezelfde compressieverhouding!). Dieselmotoren worden in de praktijk echter bedreven aan veel hogere compressieverhoudingen, met name tussen 12 en 24 (tegenover 8 à 10 voor vonkontstekingsmotoren), waardoor de operationele efficiëntie van een dieselmotor **hoger** is dan die van een vonkontstekingsmotor.



Figuur 76. Het slagvolume (V_s), het compressievolume (V_b) en de cut-off in een compressieontstekingsmotor.

4.2.2.2.3 Gemiddelde effectieve druk

Net zoals bij de Ottocyclus kan de gemiddelde effectieve druk bepaald worden voor de Dieselyclus:

$$MEP = \frac{\text{netto verrichte arbeid}}{\text{verplaatste volume}} = \frac{m \cdot c_p \cdot (T_c - T_b) - m \cdot c_v \cdot (T_d - T_a)}{V_a - V_b} \quad (237)$$

$$V_a - V_b = V_a \cdot \left(1 - \frac{V_b}{V_a}\right) = V_a \cdot \left(1 - \frac{1}{r}\right) = \frac{n \cdot R \cdot T_a}{p_a} \cdot \left(\frac{r-1}{r}\right) \quad (238)$$

$$\rightarrow V_a - V_b = \frac{m \cdot c_v \cdot (\gamma - 1)}{p_a} \cdot \left(\frac{r-1}{r}\right) \quad (239)$$

$$MEP = \frac{m \cdot c_p \cdot (T_c - T_b) - m \cdot c_v \cdot (T_d - T_a)}{m \cdot c_v \cdot T_a \cdot \left(\frac{\gamma - 1}{p_a}\right) \cdot \left(\frac{r-1}{r}\right)} \quad (240)$$

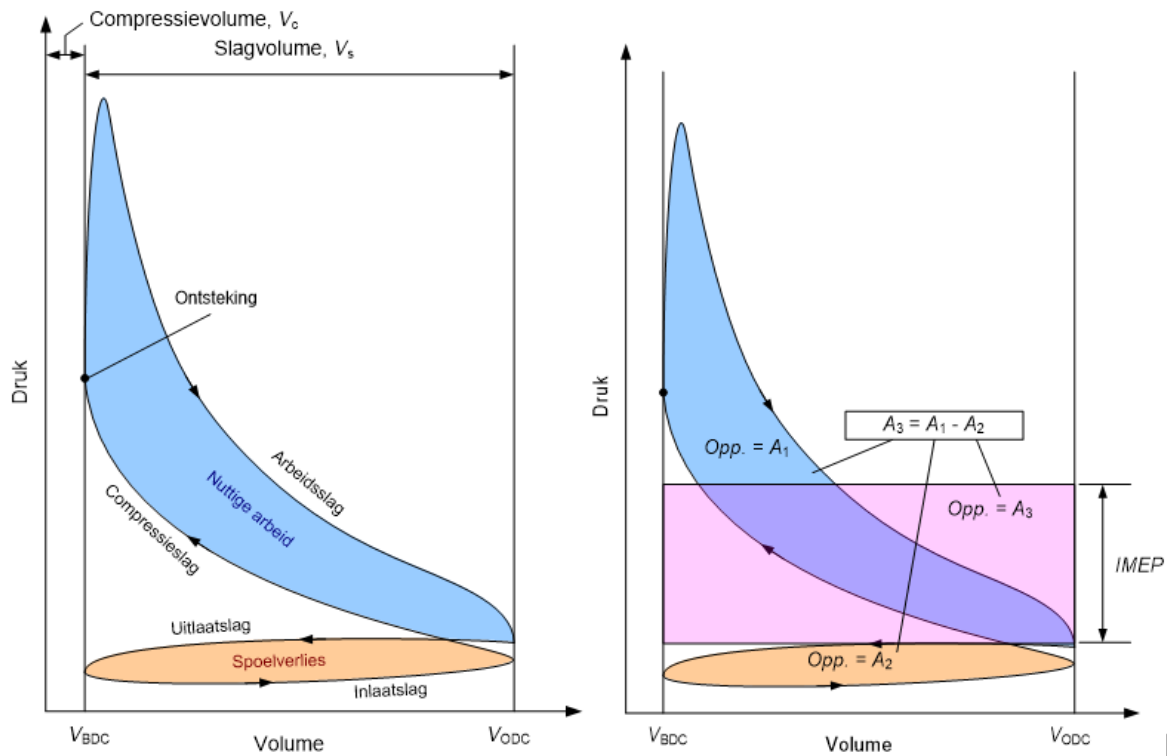
Na vereenvoudiging bekomen we

$$MEP = p_a \cdot r \cdot \left(\frac{\gamma \cdot r^{\gamma-1} \cdot (r_c - 1) - (r_c^\gamma - 1)}{(r-1) \cdot (\gamma - 1)}\right) \quad (241)$$

4.2.2.3 De werkelijke cyclus

4.2.2.3.1 Systeembeschrijving

In werkelijkheid volgen de verbrandingsmotoren geen gesloten thermodynamische cyclus, zoals de standaard Carnotcyclus, ze doorlopen eerder een **open cyclus**, er wordt steeds verse lucht aangezogen en de verbrande gassen worden uitgestoten naar de omgeving. Het toevoegen van warmte verloopt in werkelijkheid **noch bij constante druk, noch bij constant volume**. Figuur 77 geeft het werkelijke verloop weer van de cyclus bij een viertakt (vonkonstekings)verbrandingsmotor in een p,V -diagram, een synoniem voor een dergelijk diagram is ook **indicatorgram**. Zoals af te leiden valt, geschiedt de ontbranding van de brandstof noch bij constante druk, noch bij constante volume – in het voorbeeld op de figuur is duidelijk te zien dat er een zeer geringe volumetoename optreedt tijdens de ontbranding (het traject tussen het punt gelabeld ‘ontsteking’ en het punt van maximale druk die kort daarop wordt bereikt). Er zijn twee lussen te onderscheiden: de lus gevormd door compressieslag – ontsteking – arbeidsslag die overeenkomt met de eerste omwenteling en waarvan het ingesloten oppervlak in het diagram overeenkomt met de **geleverde nuttige arbeid**. Een tweede lus wordt gevormd door de uit- en inlaatslag, het ingesloten oppervlak stemt overeen met de **arbeid (verlies) die wordt geleverd aan de zuiger** om het cilindervolume te spoelen. De arbeid die moet geleverd worden aan de zuiger tijdens de in- en uitlaatslag is afhankelijk van de hydrodynamische weerstand die de uitlaatgassen ondervinden bij het verlaten van de cilinder (kleppen, afvoerleiding, geluidsdempers...) en de weerstand die het brandstof/luchtmengsel ondervindt bij het aanzuigen in de cilinder (kleppen, carburator ...).



Figuur 77. De werkelijke cyclus van een verbrandingsmotor, indicator diagram.

4.2.2.3.2 Andere definities van efficiëntie (voor een werkelijke cyclus)

Men definieert de werkelijke gemiddelde arbeidsdruk als de druk die **eenzelfde geïndiceerde arbeid levert**, dit wil zeggen eenzelfde oppervlak, doch rechthoekig, omsloten in het p, V -diagram, ofwel:

$$IMEP = \frac{\oint p \cdot dV}{V_s} \quad (242)$$

De **werkelijk gemiddelde arbeidsdruk** wordt ook wel aangeduid met de termen ‘*indicated mean effective pressure*’ of *IMEP*. De fysische betekenis van dit begrip is weergegeven op Figuur 77, het is de gemiddelde druk die bij eenzelfde volumeverandering in de cilinder eenzelfde hoeveelheid arbeid kan leveren. De geïndiceerde arbeid is de arbeid die de zuiger feitelijk levert, het hiervan afgeleid vermogen definieert men als het geïndiceerd vermogen. Echter, wanneer men de geleverde arbeid zou meten met een dynamometer aan de aandrijf-as van de motor, dan stelt men vast dat deze arbeid lager ligt dan de geïndiceerde arbeid, dit ten gevolge van wrijvingsverliezen en een aantal motoronderdelen (olie-, brandstof- en waterpompen) die reeds aangedreven worden door de krukas en zodoende energie onttrekken van de krukas. Daarom wordt ook de **remarbeid** (en **remvermogen**, P_b) gedefinieerd als die

arbeid die netto door de motor geleverd kan worden. Aldus wordt ook de schijnbare gemiddelde arbeidsdruk gedefinieerd, die ook wordt aangeduid met de termen ‘*brake mean effective pressure*’ ofwel *BMEP*:

$$BMEP = \frac{\text{netto arbeid geleverd per cyclus}}{V_s} \quad (243)$$

De **mechanische efficiëntie** van een verbrandingsmotor wordt aldus omschreven als,

$$\varepsilon_m = \frac{BMEP}{IMEP} \quad (244)$$

Bemerk dat deze laatste niets te maken heeft met de efficiëntie van de thermodynamische cyclus van de verbrandingsmotor, maar alles te maken heeft met inwendige wrijving en parasitaire vermogenvereisten (olie-, brandstof- en waterpompen)! Thermische efficiëntie, daarentegen wel gerelateerd tot de efficiëntie van de thermodynamische cyclus en wordt gedefinieerd als:

$$\varepsilon_t = \frac{P_b}{\dot{m}_b \cdot Q_b} \quad (245)$$

In vergelijking (245) is de noemer gelijk aan de **warmte opgenomen** gedurende de thermodynamische cyclus, deze is gelijk aan het product van het brandstofverbruik \dot{m}_b (in kg brandstof verbruikt per seconde) met de verbrandingswaarde van de brandstof Q_b (in J kg⁻¹). Een andere parameter die vaak gebruikt wordt om de efficiëntie van een verbrandingsmotor te kwantificeren is de **verhouding van het brandstofverbruik op het remvermogen**, ofwel ‘*brake-specific fuel consumption*’ (*BSFC*):

$$BSFC = \frac{\dot{m}_b}{P_b} \quad (246)$$

De inverse waarde van de *BSFC* wordt ook wel gedefinieerd als het **specifiek vermogen**,

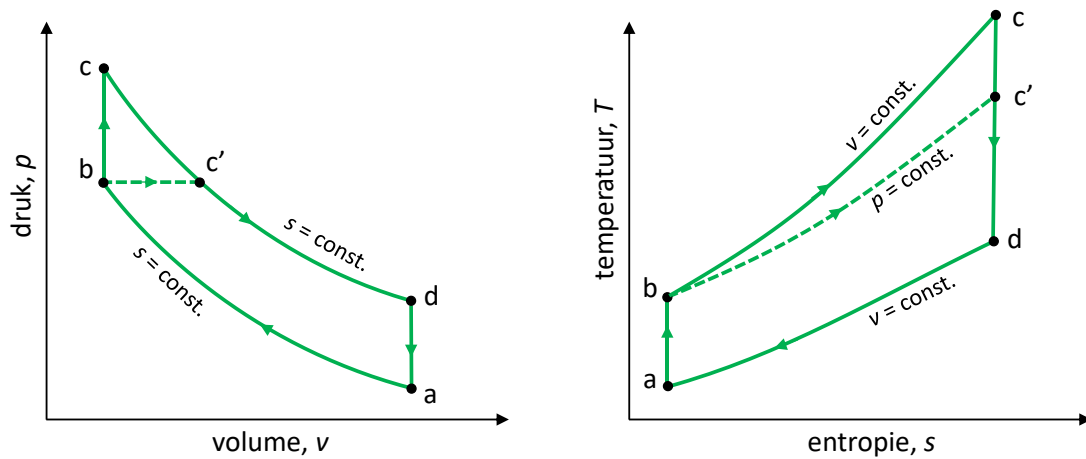
$$P_s = \frac{1}{BSFC} = \frac{P_b}{\dot{m}_b} \quad (247)$$

4.2.2.4 Vergelijking tussen de Otto- en Dieselyclus

Eerder werd het verschil in efficiëntie tussen Diesel- en Ottocyclus aangetoond met behulp van de bekomen formules voor efficiëntie en de rol van **compressieverhouding** en **cut-off ratio** daarin. We kunnen het verschil ook uitleggen aan de hand van de toestandsdiagrammen. Figuur 78a toont beide cyclussen met eenzelfde compressieverhouding (V_2/V_1). Beide leveren dezelfde hoeveelheid warmte (Q_2) naar de omgeving bij een constant volume. We weten dus dat:

$$\int \delta Q = \int T \cdot ds \quad (248)$$

Dit komt overeen met de oppervlakte onder de curve 'da' in het T,s -diagram van Figuur 78b en is dus voor beide cycli gelijk.



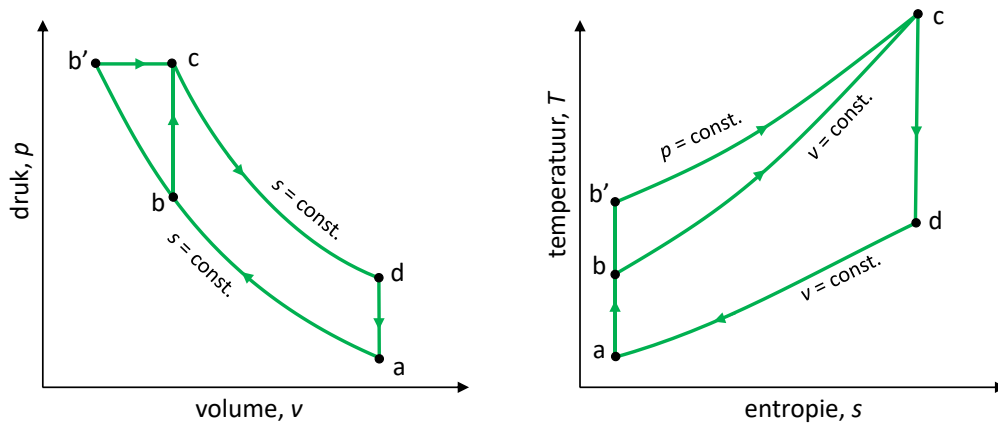
Figuur 78. (a) p,V -diagramma voor een Otto ($abcd$) en een Dieselmcyclus ($abc'd$); (b) T,s -diagramma voor een Otto ($abcd$) en een Dieselmcyclus ($abc'd$).

De efficiëntie van de cyclus wordt dus gegeven door:

$$\varepsilon = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} \quad (249)$$

Uit deze vergelijking kan geconcludeerd worden dat voor eenzelfde waarde van Q_2 , de efficiëntie zal toenemen voor hogere waarden van Q_1 . Met behulp van Figuur 78 zien we dat Q_1 voor de Ottocycclus hoger is (= oppervlak onder de isochoor 'bc', volle lijn) dan voor de Dieselmcyclus (= oppervlak onder de isobare 'bc', stippellijn) – herinner nog van hoofdstuk 3 dat in een T,s -diagram de **isochoren steiler verlopen dan de isobaren** ! Dus geldt dat:

$$\varepsilon_{Otto} > \varepsilon_{Diesel} \quad (250)$$



Figuur 79. (a) p, V -diagram voor een Otto ($abcd$) en een Dieselyclus ($ab'cd$); (b) T, s -diagram voor een Otto ($abcd$) en een Dieselyclus ($ab'cd$).

Stellen we nu echter dat voor beide cycli dezelfde maximale temperatuur en druk (punt c) moet worden bereikt zoals voorgesteld in Figuur 79. Uit het T, s -diagram kan worden waargenomen dat Q_1 , het gebied onder de curve 'b'c' voor de Dieselyclus, groter is dan Q_1 , het gebied onder de curve 'bc' voor de Otto-cyclus en dus,

$$\varepsilon_{Diesel} > \varepsilon_{Otto} \quad (251)$$

Bemerk dat in bovenstaande veronderstelling de compressieverhouding (r) van de Dieselyclus **hoger is dan** die van de Ottocyclus door de veronderstelling dat dezelfde temperatuur T_c (in punt 3) moet worden bereikt: Hierdoor komt het punt b (punt 2') meer naar links te liggen op het p, V -diagram. Een hogere compressieverhouding in een dieselmotor dan in een benzinemotor is ook wat in de praktijk wordt toegepast en verklaart waarom dieselmotoren een klein efficiëntievoordeel hebben ten opzichte van benzinemotoren.

4.2.2.5 Emissieproblematiek en sturing

4.2.2.5.1 Schadelijke bestanddelen

De verbrandingsgassen afkomstig uit een verbrandingsmotor bevatten tal van componenten die schadelijk zijn voor het milieu en de mens. Wat betreft de toxiciteit naar de mens toe zijn het vooral de componenten **CO**, **NO_x**, **onverbrande koolwaterstoffen** en **roetdeeltjes** die men aantreft in de uitlaatgassen. In dit deel worden deze verschillende toxische componenten kort behandeld en wat er kan verholpen worden om de uitstoot ervan te beperken. Het bestanddeel CO₂, gezien zijn onvermijdbare vorming in verbranding van brandstoffen gebaseerd op koolwaterstoffen, wordt hier niet verder besproken. De uitstoot van CO₂ is afhankelijk van de thermische efficiëntie van de motor, en de enige manier om CO₂ uitstoot te beperken is om de **thermische efficiëntie** te verhogen.

4.2.2.5.2 Koolmonoxide (CO)

Koolmonoxide is een kleur-, geur- en smaakloos gas dat sterk giftig is voor de mens. Inhalatie van lucht met een minimale volumeconcentratie van 0,3 % CO (3000 ppm) kan in een korte tijd (ongeveer een half uur) resulteren in sterfte. Een warme vonkontstekingsmotor op loodvrije superbrandstof stoot uitlaatgassen met een concentratie van gemiddeld 7000 ppm CO uit (dit is zonder enige vorm van katalysator weliswaar). Koolmonoxide wordt gevormd bij **onvolledige verbranding van brandstoffen** bestaande uit koolwaterstoffen. Eén van de belangrijkste bronnen van CO-productie in verbrandingsmotoren is de onvolledige verbranding van het brandstofrijke gasmengsel dat aanwezig is bij het onbelast draaien en bij het draaien op maximaal vermogen en bij overgangstoestanden zoals koud starten, opwarmen en accelereren. Een niet-gebalanceerde brandstofverdeling of een slechte staat van het ontstekingsmechanisme dragen bij tot de vorming van CO. De problematiek van CO vorming beperkt zich enkel tot de vonkontstekingsmotoren, dieselmotoren **hebben geen last** van CO-vorming omdat deze steeds met een **grote overmaat aan lucht** werken.

4.2.2.5.3 Onverbrande koolwaterstoffen

Onverbrande koolwaterstoffen spelen een belangrijke rol in de vorming van fotochemische **smog**: tesamen met NO_x reageren de koolwaterstoffen onder invloed van het zonlicht tot o.a. ozon en andere oxiderende verbindingen die, na inhalatie, schadelijk werken op het menselijk lichaam. Sommige van de onverbrande koolwaterstoffen zijn tevens kankerverwekkend (benzeen en de polyaromatische koolwaterstoffen). De uitstoot van dergelijke verbindingen is opnieuw te wijten aan **onvolledige verbranding** van het brandstof/luchtmengsel. In het geval van de vonkontstekingsmotoren wordt de onvolledige. Zoals reeds vermeld, kunnen tweetakt motoren een aanzienlijke hoeveelheid onverbrande brandstof afgeven in de uitlaatgassen tijdens het **spoelen** van de verbrandingskamer met vers brandstof/luchtmengsel, afkomstig uit de krukkast. Dieselmotoren stoten tevens onverbrande koolwaterstoffen uit, te wijten aan de heterogene aard van het geproduceerde brandstof/lucht mengsel: de concentratie aan verdampte brandstof is niet overal gelijk in de verbrandingskamer doordat de druppelgrootte van de geïnjecteerde nevel niet homogeen verdeeld is. Opnieuw zal de bedrijfstemperatuur, de verhouding lucht op brandstof en koelwater-temperatuur een invloed hebben op de uitstoot van onverbrande koolwaterstoffen.

4.2.2.5.4 Stikstofoxiden (NO_x)

Stikstof en zuurstof, aanwezig in de aangezogen lucht, kunnen door de hoge temperatuur die bereikt worden gedurende het verbrandingsproces reageren tot **stikstofmonoxide** (NO), waarvan de concentratie in evenwicht is met de heersende temperatuur. Wanneer de temperatuur in de cilinder daalt door de expansie gedurende de arbeidsslag, stopt de vormingsreactie en wordt het NO uitgestoten met de uitlaatgassen. In overmaat van zuurstof, zal een deel van het **NO** reageren tot **NO₂** – een toxisch gas. Bovendien dragen de NO_x bij tot de vorming van HNO₃ in aanwezigheid van waterdamp, en dragen zo bij tot **zure regen**. De combinatie van NO en NO₂ wordt algemeen aangeduid als de stikstofoxiden of NO_x. De vorming van stikstofoxiden wordt bevorderd naarmate de **piektemperatuur van de ontbranding stijgt**.

4.2.2.5.5 Roetdeeltjes

De problematiek van roetuitstoot beperkt zich hoofdzakelijk tot de **dieselmotoren**. Roetdeeltjes van dieseluitlaten zijn **agglomeraten van onverbrande koolstofdeeltjes, onverbrande en partieel geoxideerde koolwaterstoffen**. Omdat in een dieselmotor feitelijk een nevel van brandstof wordt verbrand, en niet een homogeen gasmengsel met verdampte brandstof zoals in een benzinemotor, zullen dieseldruppeltje na het opbranden aanleiding geven tot kleine, vaste koolstofrijke deeltjes. Roetdeeltjes verdienen bijzondere aandacht omwille van hun desastreus effect op de gezondheid. Deeltjes groter dan 10 μm worden grotendeels verwijderd in de neus en keel. Deeltjes kleiner dan 10 μm (de zogenaamde ‘PM₁₀’), echter, dringen diep in de luchtpijp en de bronchie. Deeltjes kleiner dan 2,5 μm (‘PM_{2.5}’) kunnen zelfs de longblaasjes (*alveoli*) bereiken en rechtstreeks de long/bloedbarrière penetreren en zo in de bloedbaan terechtkomen. Stofdeeltjes kleiner dan 100 nm kunnen de bloed/breinbarrière penetreren en in de hersenen terechtkomen. Dus, afhankelijk van de grootte van de roetdeeltjes kunnen verschillende effecten optreden zoals astma, longkanker (PM₁₀) of aderverkalking, hartfalen (PM_{2.5} en kleiner) of zelfs Alzheimer (kleiner dan 100 nm). Roetvorming wordt vooral bevorderd bij zware belasting van de motor, dus wanneer de temperatuur hoog is in combinatie met een lage concentratie aan zuurstof.

4.2.2.5.6 Lood

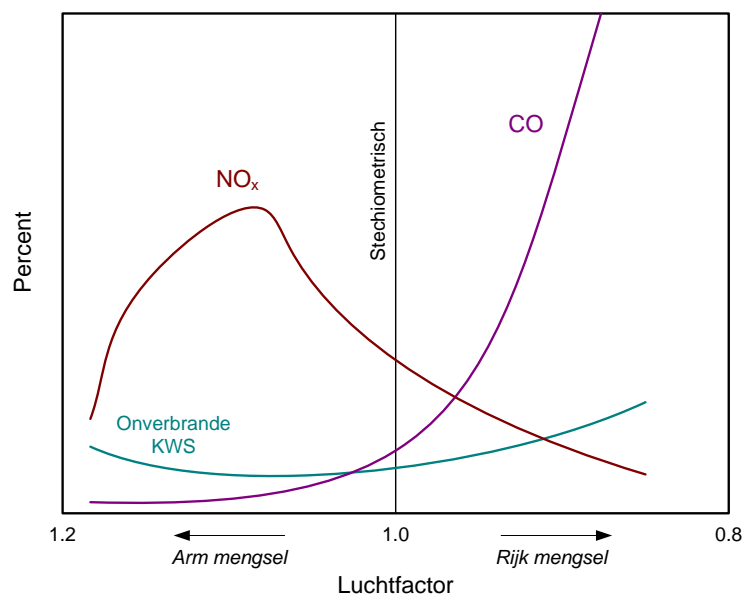
Door het huidige verbod op het gebruik van **loodadditieven** vormt looduitstoot niet langer een probleem. Lood werd echter vroeger gebruikt – in de vorm van TEL (tetra-ethyllood) en TML (tetra-methyllood) – als additief om het octaangetal te verhogen van superbenezine. TEL was

vroeger een voor de hand liggend octaan verhogend additief, omdat het in vrij lage concentraties kon worden aangewend, en bovendien niet-hygroscopisch was. Een andere reden dat loodadditieven niet langer in gebruik zijn, is dat het de (bij benzinemotoren verplichte) katalysator vergiftigt en inactieveert.

4.2.2.5.7 Beperking van schadelijke emissies

Figuur 80 illustreert het algemeen verloop van de emissiewaarden in functie van de **luchtfactor**. Een arm mengsel – waar dus een **overmaat lucht aanwezig** is in vergelijking met de brandstofhoeveelheid – promoot een goede thermische efficiëntie en resulteert in een goede verbranding met lage concentraties van CO en onverbrande koolwaterstoffen in de uitlaat. Echter, de hoge temperatuur gepaard gaande bij de verbranding met een hoge luchtfactor, bevordert de vorming van NO_x uit de aanwezige N_2 uit de lucht. Een **rijk mengsel** – met een **overmaat aan brandstof** – beperkt de vorming van stikstofoxide, maar bevordert de uitstoot van onverbrande koolwaterstoffen en CO.

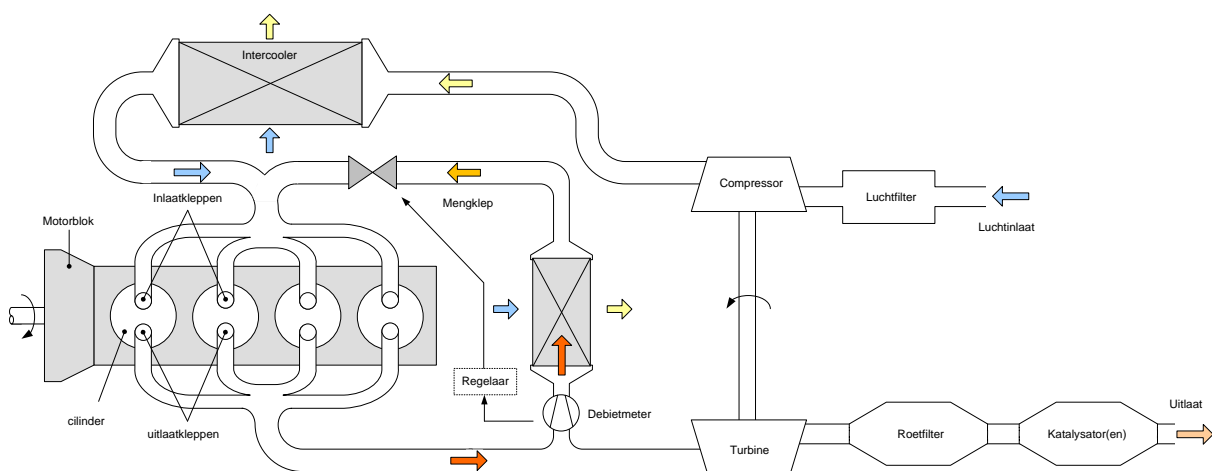
Om de uitstoot van de schadelijke bestanddelen te beperken kunnen twee strategieën gebruikt worden: Enerzijds kunnen er **aanpassingen aan het motorontwerp** en zijn onderdelen worden aangebracht, anderzijds kunnen de uitlaatgassen – nadat deze de motor hebben verlaten – **behandeld worden om de schadelijke componenten te verwijderen**.



Figuur 80. Emissiewaarden in functie van de luchtfactor (vonkontstekingsmotor).

De aanpassingen van het motorontwerp concentreren zich op het **beperken van de piektemperatuur tijdens de verbranding** (om NO_x -vorming te reduceren), en het verbeteren

van de spreiding en menging van het brandstof/luchtmengsel om een zo volledig mogelijke verbranding te realiseren. Een specifieke aanpassing aan het motorontwerp dat vooral bij compressiemotoren wordt, en wordt gebruikt ter reductie van NO_x -vorming, is de zgn. **uitlaatgasrecirculatie** (ook *exhaust gas recirculation*, EGR). Bij uitlaatgasrecirculatie wordt een deel van de uitlaatgassen omgeleid en opnieuw bijgemengd met de aangezogen inlaatlucht. Deze gerecirculeerde uitlaatgassen zijn arm aan O_2 , waardoor de **zuurstofconcentratie in de aangezogen lucht daalt**. Minder O_2 in de verbrandingskamer betekent dat de reactie met N_2 ter vorming van NO_x minder snel verloopt. Bovendien, gezien de gerecirculeerde uitlaatgassen niet meer reageren met de geïnjecteerde brandstof maar wel mee worden opgewarmd tijdens de ontbranding, zullen zij effectief zorgen voor een **temperatuursdaling** gedurende de verbranding (gedragen zich als inert gas), wat de vorming van NO_x verder onderdrukt. Omdat, zoals reeds eerder aangetoond, vooral compressie-ontstekingsmotoren met een overmaat zuurstof in de aangezogen lucht werken, heeft het uitwisselen van een deel vers aangezogen lucht met gerecirculeerde uitlaatgassen slechts een beperkte invloed op het vermogen van de motor. De praktische opbouw van een motor met uitlaatgasrecirculatie wordt weergegeven in Figuur 81.



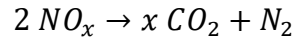
Figuur 81. Typische opbouw van een motor met uitlaatgasrecirculatie.

Hoewel een EGR-systeem in staat is om NO_x -emissies sterk te reduceren, leidt de verlaagde zuurstofconcentratie en verlaagde ontbrandingstemperatuur tevens tot hogere roet en CO uitstoot, evenals een beperkte verlaging van het motorvermogen.

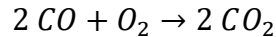
Een tweede strategie concentreert zich op het behandelen van de uitlaatgassen. Deze zijn reeds geruime tijd van toepassing in de vonkontstekingsmotoren (benzinemotoren) waar gebruik

gemaakt wordt van de zgn. **driewegkatalysator**. De driewegkatalysator bewerkstelligt de **volgende drie reacties**:

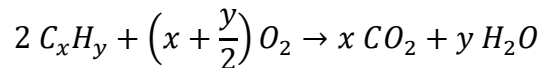
- De reductie van NO_x tot diatomaire stikstof,



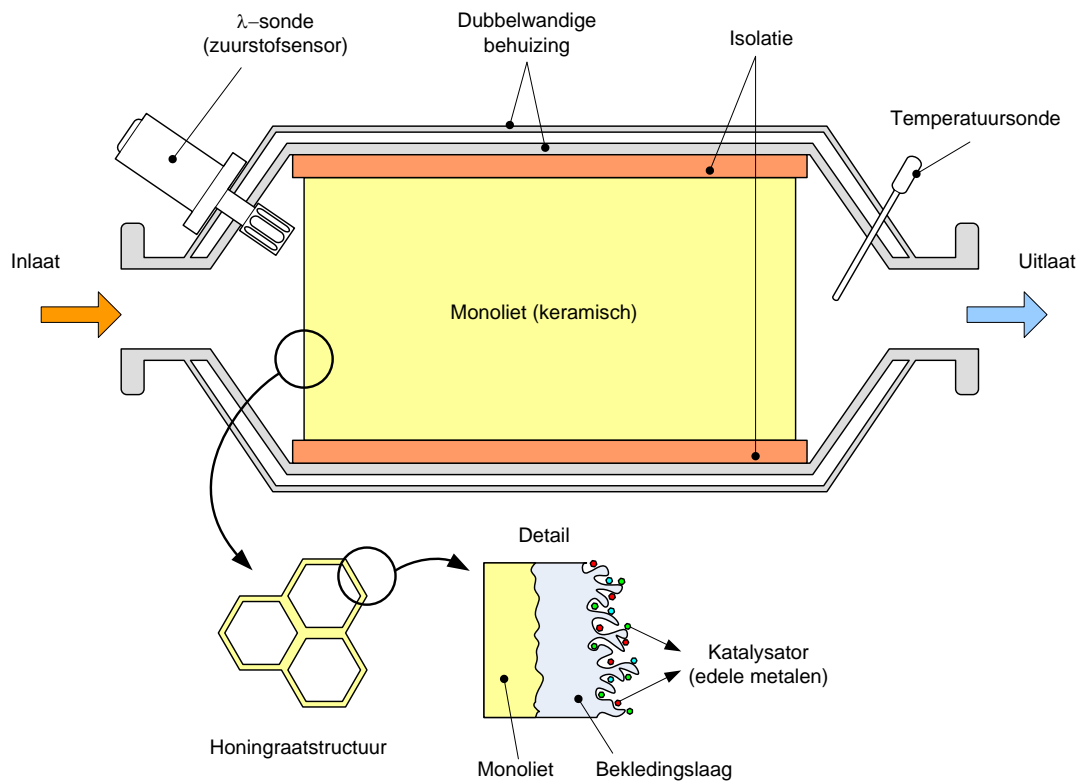
- De oxidatie van koolmonoxide tot koolstofdioxide,



- De oxidatie van onverbrande koolwaterstoffen tot koolstofdioxide en waterdamp,



Men spreekt ook van **tweewegkatalysatoren** indien enkel de laatste twee van de drie voorgaande reacties worden bewerkstelligd (= werken uitsluitend oxiderend). Uit de reacties blijkt tevens dat de **concentratie zuurstof in de uitlaatgassen van groot belang is**: een overmaat zuurstof, wat voorkomt indien de motor met een arm mengsel wordt voorzien, bevordert de oxidatiereacties maar zal tevens de reductie van NO_x afremmen. Een tekort aan zuurstof, bij een motor voorzien van een rijk brandstofmengsel, bevordert de reductiereactie maar remt de oxidaties dan weer af. Bij het gebruik van een katalysator is het daarom belangrijk de motor te opereren met een luchtfactor gelijk aan 1. Indien de luchtfactor constant gelijk zou zijn aan 1, dan zijn efficiënties van quasi 100 % te halen voor de drie verschillende, bovenstaande reacties.

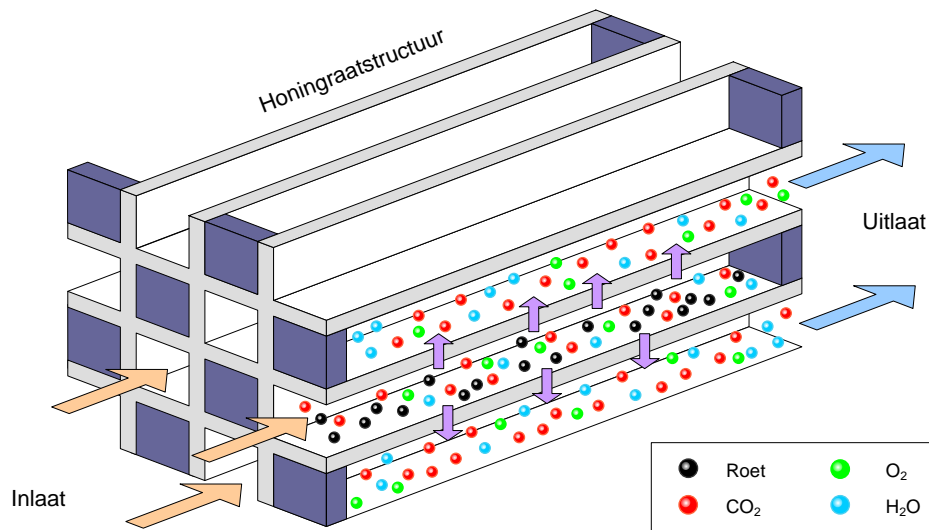


Figuur 82. De opbouw van een driewegkatalysator.

Een katalysator is **opgebouwd** uit drie delen (Figuur 82):

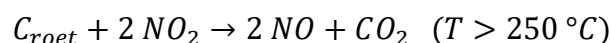
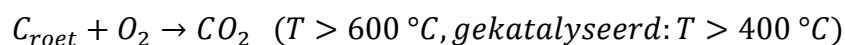
- De kern bestaat uit een keramische (**monoliet**) of roestvrij stalen **honingraatstructuur** die is bevestigd in een metalen behuizing. Deze honingraatstructuur dient als drager voor de eigenlijke katalysator (in de scheikundige betekenis van het woord). Dit heeft ook een niet-verwaarloosbaar drukverlies tot gevolg wanneer de uitlaatgassen zich een weg dienen te banen doorheen deze poreuze structuur, wat betekent dat extra arbeid wordt onttrokken aan de zuigers tijdens de uitlaatslag. Of met andere woorden, een bijkomstig energieverlies of meerverbruik wordt gerealiseerd.
- De kern is omhuld met een **bekledingslaag** om de katalysator te binden en om het oppervlak nog te vergroten (maakt het oppervlak ruw).
- De eigenlijke katalysator bestaat uit **edele metalen** zoals palladium, platina of rhodium. Ook bevat de katalysator cerium met als eigenschap dat dit metaal zuurstof kan binden en als buffer kan dienen om de concentratie aan zuurstof constant te houden in de katalysator (luchtfactor = 1), en dit onder de wijzigende omstandigheden waarin de motor wordt gebruikt (verschillende toerentallen, optrekken, ...)

Driewegkatalysatoren kunnen niet aangewend worden in dieselmotoren om de NO_x te verwijderen uit de uitlaatgassen: gezien dieselmotoren met veel grotere volumes lucht ten opzichte van de ingespoten hoeveelheid brandstof werken, belemmert de overmaat aan O_2 in de uitlaatgassen de reductie van NO_x . Enkel **tweewegkatalysatoren**, om CO en onverbrande KWS te verwijderen kunnen aangewend worden. Aldus resteren er twee belangrijke schadelijke componenten die nog dienen te worden verwijderd: **NO_x en roetdeeltjes**.



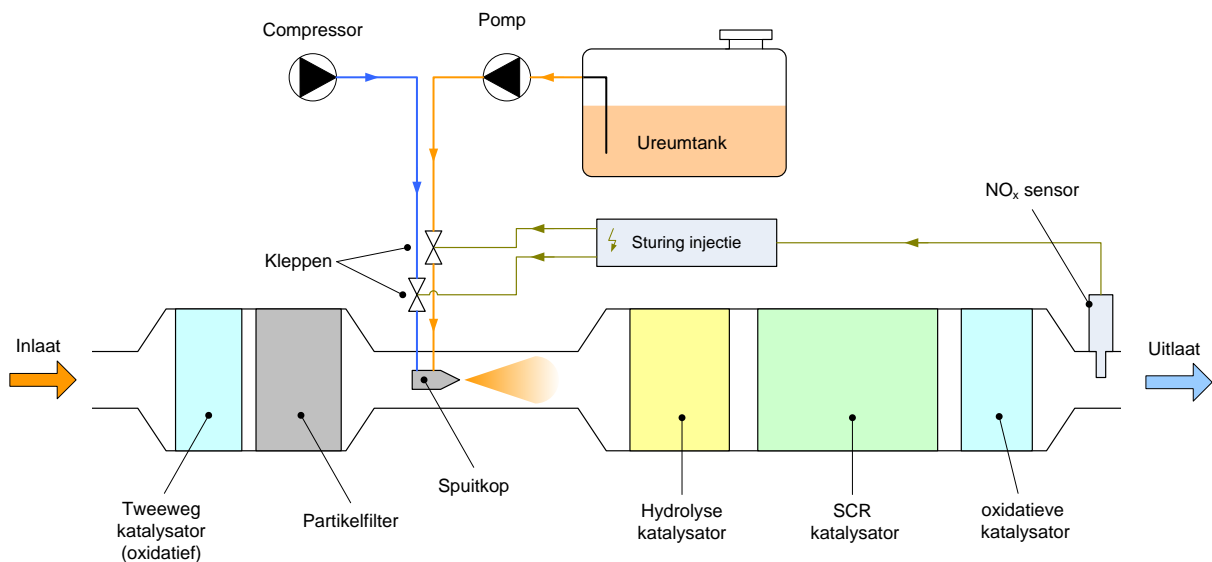
Figuur 83. De opbouw van een dieselroetfilter.

Roetdeeltjes kunnen worden verwijderd met behulp van een **roetfilter**. Een roetfilter of **partikelfilter** bestaat uit een keramische honingraatstructuur, waarvan de helft van de kanalen geopend is aan de inlaatzijde en de andere helft van de kanalen geopend is aan de uitlaatzijde, en dit op een alternerende wijze zodoende en zo groot mogelijk filteroppervlak te benutten (Figuur 83). Dergelijke filters hebben uiteraard maar een beperkte filtercapaciteit, de kanaaltjes in de honingraatstructuur vullen zich snel op. Filters dienen aldus te worden gereinigd of **geregeneerd**. **Regeneratie** houdt in dat het geaccumuleerde roet wordt geoxideerd (verbrand) tot het gasvormige CO_2 of NO – de twee volgende reacties kunnen optreden bij regeneratie:



Er wordt verder een onderscheid gemaakt tussen **actieve** en **passieve regeneratie**. Passieve regeneratie gebeurt continu – de term passief verwijst naar het feit dat het regenereren geen

extra energie vereist. De filter zal het opgevangen roet gelijktijdig verbranden tot CO_2 . Omdat de verbrandingsreactie hoge temperaturen vereist, kan het filtermateriaal voorzien worden van een katalysatormateriaal (platina), of kunnen katalysatoren als additief aan de brandstof worden toegevoegd. In actieve regeneratie wordt continu de drukval over de filter gemeten. Wordt deze drukval te hoog, door de opbouw van roet in de filter, dan wordt tijdelijk (3 à 4 minuten) de temperatuur in de filter verhoogd tot een temperatuur hoger dan 600°C . Deze tijdelijke temperatuurstijging wordt gerealiseerd door ofwel net voor de filter brandstof te injecteren in de hete uitlaatgassen, ofwel door brandstof te injecteren in de cilinder tijdens de uitlaatslag (dewelke niet ontbrandt). Actieve regeneratie is weliswaar betrouwbaarder wat betreft zijn reinigingscapaciteit, maar vertegenwoordigt een meerverbruik. Vandaar dat passieve regeneratie verkozen wordt. Passieve en actieve regeneratie kunnen gecombineerd worden in eenzelfde filtersysteem.

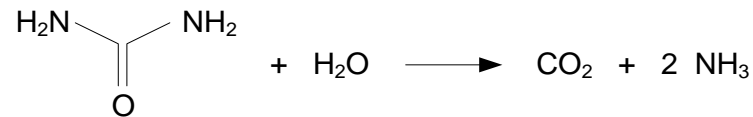


Figuur 84. De opbouw van een SCR voor NO_x -verwijdering.

Het verwijderen van NO_x in dieselmotoren kan op verschillende (zij het hoogtechnologische) manieren geschieden. Een courante methode is de *Selective Catalytic Reduction* (SCR) of de **selectieve katalytische reductie** van NO_x . Deze methode is analoog aan de denox-filters die gebruikt worden in kolencentrales en huisvuilverbrandingsinstallaties. Het SCR systeem bestaat uit volgende stadia (Figuur 84),

- Alvorens de uitlaatgassen de eigenlijke NO_x -verwijdering kunnen ondergaan, worden deze gestuurd doorheen een **partikelfilter** en een **tweewegkatalysator**. Deze laatste verwijderd CO , onverbrande KWS en zet NO om tot NO_2 .

- De basisreactie die doorgaat in de feitelijke SCR-katalysator maakt gebruik van **ammoniak** (NH_3) als reagens die dient te worden ingespoten in de stroom van uitlaatgassen. Omwille van veiligheid en gemak wordt echter gebruik gemaakt van in **ureum** in oplossing. Om de ammoniak terug vrij te stellen door **hydrolyse** van het ureum dient een aparte (hydrolyse) katalysator te worden voorzien, ofwel:



- Vervolgens treedt de eigenlijke **selectieve reductie** op van NO_2 tot diatomaire stikstof,
$$2 \text{NO}_2 + 4 \text{NH}_3 + \text{O}_2 \rightarrow 3 \text{N}_2 + 6 \text{H}_2\text{O}$$
- Ureumdosering is cruciaal: indien niet alle ammoniak reageert in de reductie, komt de resterende ammoniak vrij in de uitlaatgassen. Om dit te voorkomen, wordt alsnog een **oxidatietrap** ingeschakeld: deze verwijdert overmatige NH_3 bij slechte dosering, maar vormt wel (hetzij een minimale hoeveelheid) NO .

Het gebruik van een SCR-systeem betekent dus dat de gebruiker, naast het bijtanken van brandstof, tevens regelmatig **ureumoplossing** (bijvoorbeeld, onder de merknaam *AdBlue*) dient bij te tanken in speciaal daarvoor uitgeruste pompstations.