

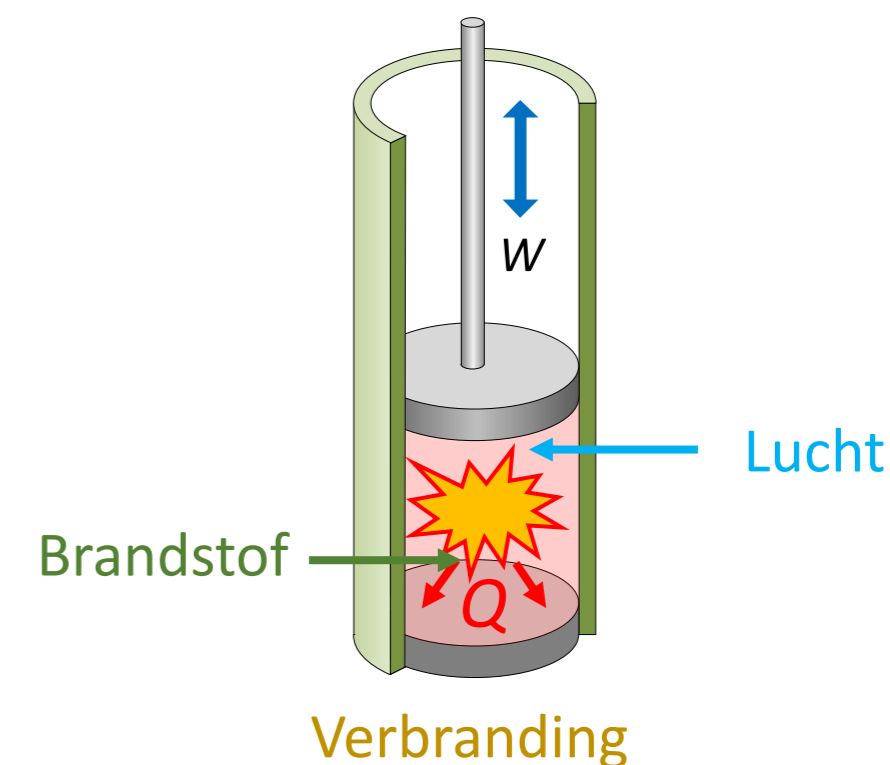
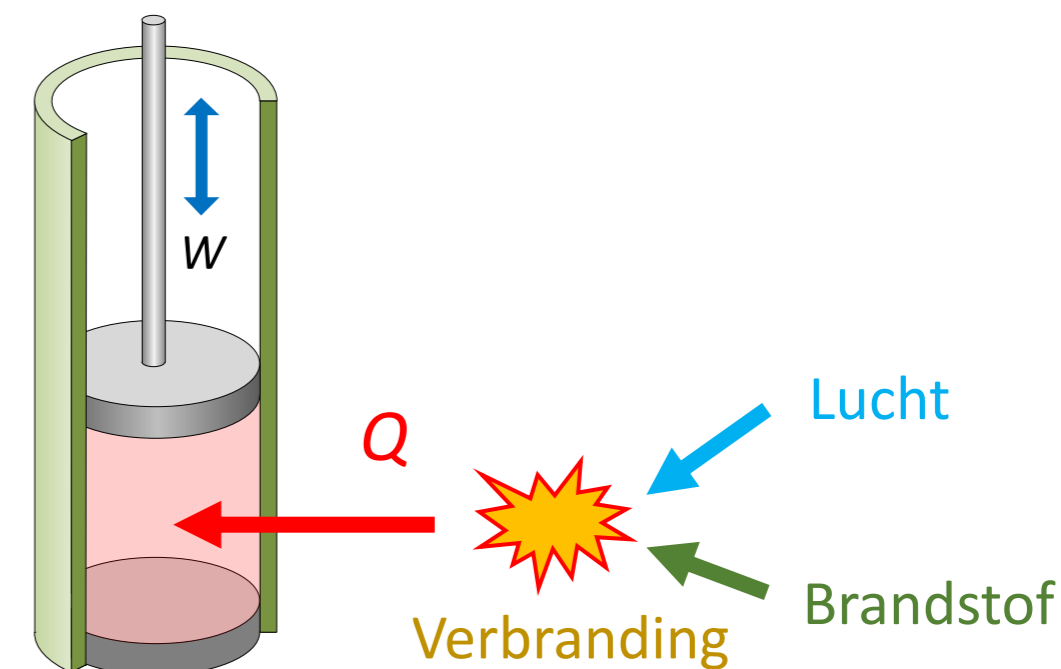
THERMODYNAMISCHE PROCESSEN – AJ '24-'25

H4: TOEGEPASTE THERMODYNAMISCHE PROCESSEN MET IDEALE OF BIJNA-IDEALE GASSEN, DEEL 1

Prof. dr. ir. Frederik Ronsse

4.1. CYCLI MET UITWENDIGE VERBRANDING

- Wat is uitwendige verbranding ?
 - De warmtebron is extern meestal verbranding van een brandstof of een externe warmtebron zoals zonnewarmte of kernreactor
 - Het werkmedium is meestal een (bijna) ideaal gas. Het proces is gesloten
 - Bij **inwendige verbranding**:
 - De warmte wordt vrijgesteld in het werkmedium tijdens compressie/expansie
 - Werkmedium = combinatie lucht, brandstof en verbrandingsgassen
 - Proces is in de praktijk open (steeds verse lucht en brandstof in het systeem nodig, verwijdering van verbrandingsgassen uit het systeem)



4.1. CYCLI MET UITWENDIGE VERBRANDING

- De compressor

- Deze drukt een gas samen, hierbij stijgt de specifieke enthalpie van h_1 tot h_2
- De arbeid geleverd is aldus (bemerkt hier in absolute waarde), en m stelt de massa aan gas voor

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

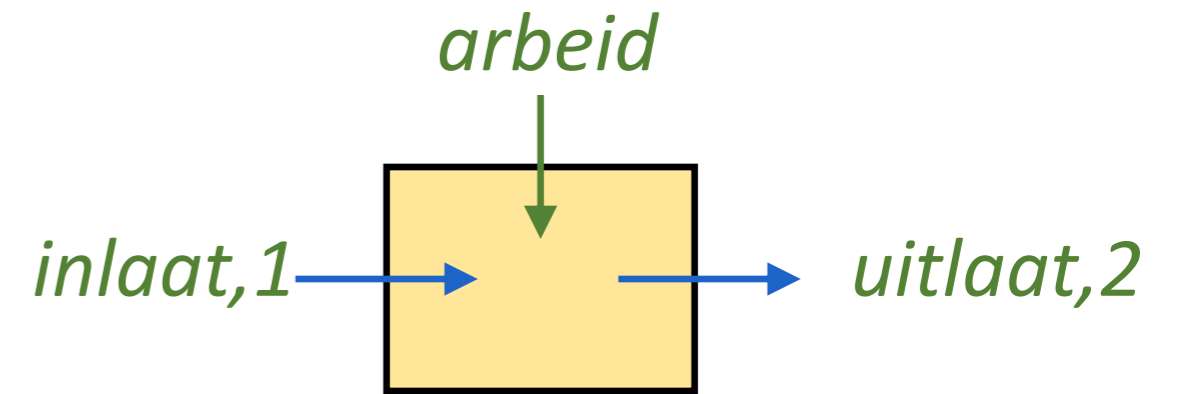
- Compressie kan benaderd worden door een **adiabatisch** proces, dus $\Delta U = -W$
- De arbeid geleverd wordt aldus

$$W_{comp} = m \cdot c_p \cdot (T_2 - T_1)$$

- Het samendrukken van een gas levert dus een aanzienlijke temperatuurstijging (van T_1 naar T_2) op, c_p wordt hier constant beschouwd tussen T_2 en T_1

4.1. CYCLI MET UITWENDIGE VERBRANDING

- De compressor



- Hoe bekomen we onderstaande vergelijking (vorige slide) ?

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

- Als we de eerste hoofdwet toepassen op een **open stromingssysteem** (zie H3)

$$d \left(U + m \cdot g \cdot z + \frac{1}{2} \cdot m \cdot c^2 \right) = \delta Q - \delta W + dm_1 \left(u_1 + g \cdot z_1 + \frac{1}{2} \cdot c_1^2 + p_1 \cdot v_1 \right) - dm_2 \left(u_2 + g \cdot z_2 + \frac{1}{2} \cdot c_2^2 + p_2 \cdot v_2 \right)$$

- In rust

$$c = 0, c_1 = 0, c_2 = 0, z = 0, z_1 = 0, z_2 = 0$$

$$dU = \delta Q - \delta W + dm_1(u_1 + p_1 \cdot v_1) - dm_2(u_2 + p_2 \cdot v_2)$$

- **Stationair stromingssysteem:**

$$dU = 0, dm = dm_1 = dm_2$$

$$0 = \delta Q - \delta W + dm(u_1 + p_1 \cdot v_1) - dm(u_2 + p_2 \cdot v_2)$$

Bemerk dat in een stationair stromingssysteem ook $dU = 0$, er stapelt zich geen inwendige energie op, noch is er uitputting ervan

$$0 = \delta Q - \delta W + dm \cdot h_1 - dm \cdot h_2$$

Adiabatisch

$$0 = -\delta W + dm \cdot h_1 - dm \cdot h_2$$

4.1. CYCLI MET UITWENDIGE VERBRANDING

- De compressor

- Hoe bekomen we onderstaande vergelijking (vorige slide) ?

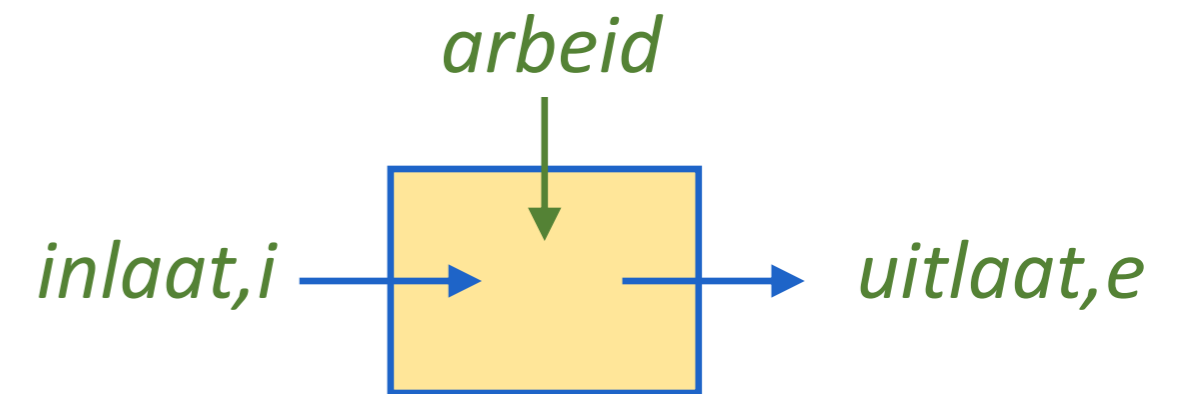
$$W_{comp} = m \cdot (h_2 - h_1)$$

→ $0 = -\delta W + dm \cdot h_1 - dm \cdot h_2$

↓
 $\delta W = dm(h_1 - h_2)$

↓
 $W = (h_1 - h_2) \int_1^2 dm$

↓
 $W = (h_1 - h_2) \cdot m$



Bemerk 1 = inlaat en 2 = uitlaat, in deze vergelijking wordt teken gerespecteerd ($W_{compressor} < 0$) – in bovenstaande vergelijking is W_{comp} in absolute waarde

4.1. CYCLI MET UITWENDIGE VERBRANDING

- De compressor

- Wat bedraagt de uitlaattemperatuur, T_2 , als enkel T_1 gekend is en de druk (of volume)verhouding ?
- We starten met de definitie van enthalpie

$$H = U + p \cdot V \rightarrow dH = \delta Q + V \cdot dp$$

- Met de definitie voor entropie,

$$T \cdot dS = dH - V \cdot dp$$

- Substitutie ideale gaswet

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

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

$$C_p - C_v = R \cdot n$$

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

- Delen door C_p

4.1. CYCLI MET UITWENDIGE VERBRANDING

- De compressor

- Wat bedraagt de uitlaattemperatuur, T_e , als enkel T_i gekend is en de druk (of volume)verhouding ?

- We integreren,

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

$dS = 0!$

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

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

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

4.1. CYCLI MET UITWENDIGE VERBRANDING

- De compressor
 - Dit laat ook toe om compressorarbeid te berekenen in functie van drukverhouding

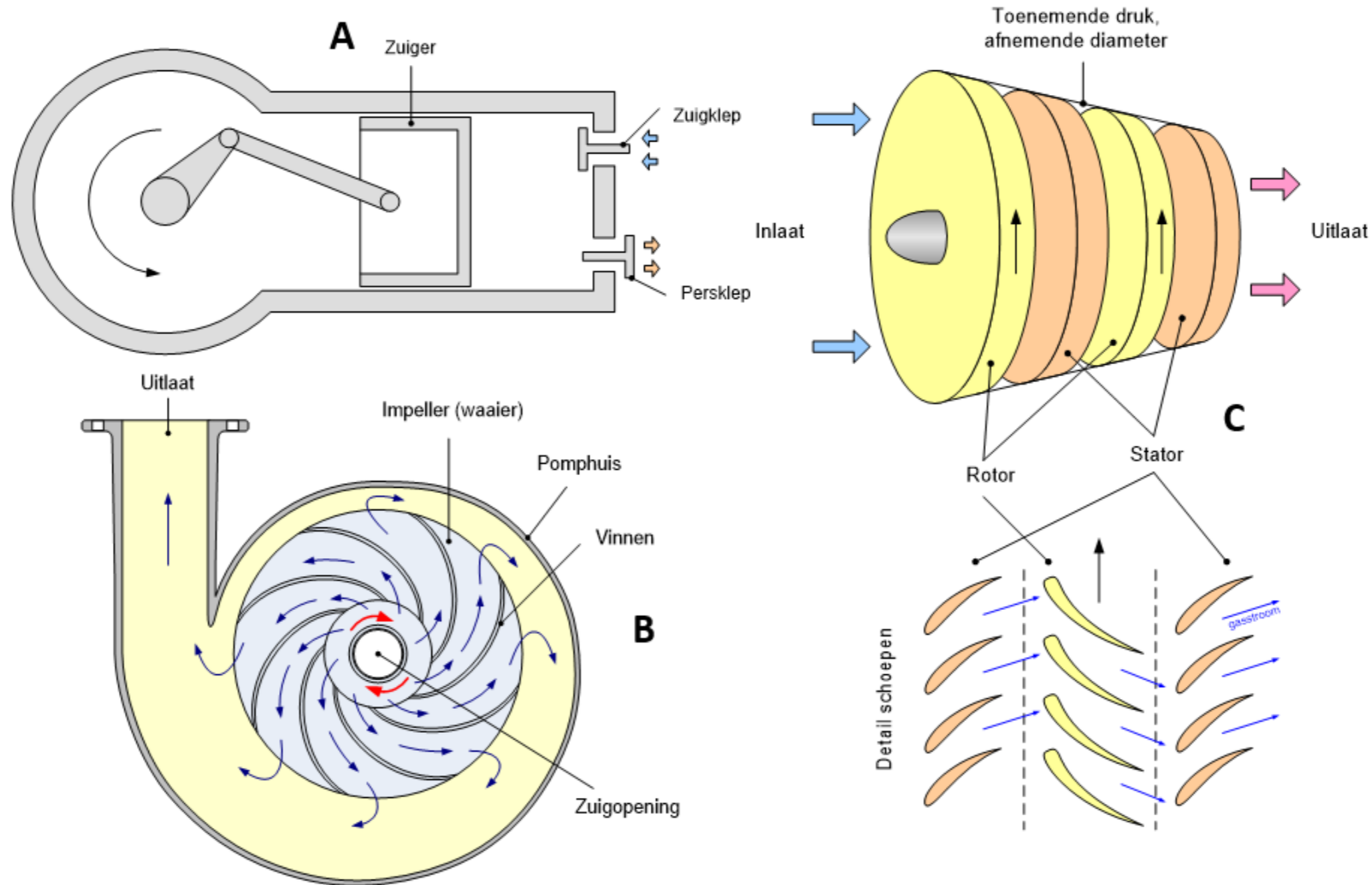
$$\begin{aligned}W_{comp} &= m \cdot c_p \cdot (T_2 - T_1) = m \cdot c_p \cdot T_1 \cdot \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right) \\ &= m \cdot c_p \cdot T_1 \cdot \left(\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)\end{aligned}$$

- Bemerk dat T_1 (inlaattemperatuur) meestal gekend is, niet de uitlaattemperatuur
- De verhouding $p_2/p_1 =$ de drukverhouding, ook wel aangeduid als r_p

4.1. CYCLI MET UITWENDIGE VERBRANDING

- De compressor

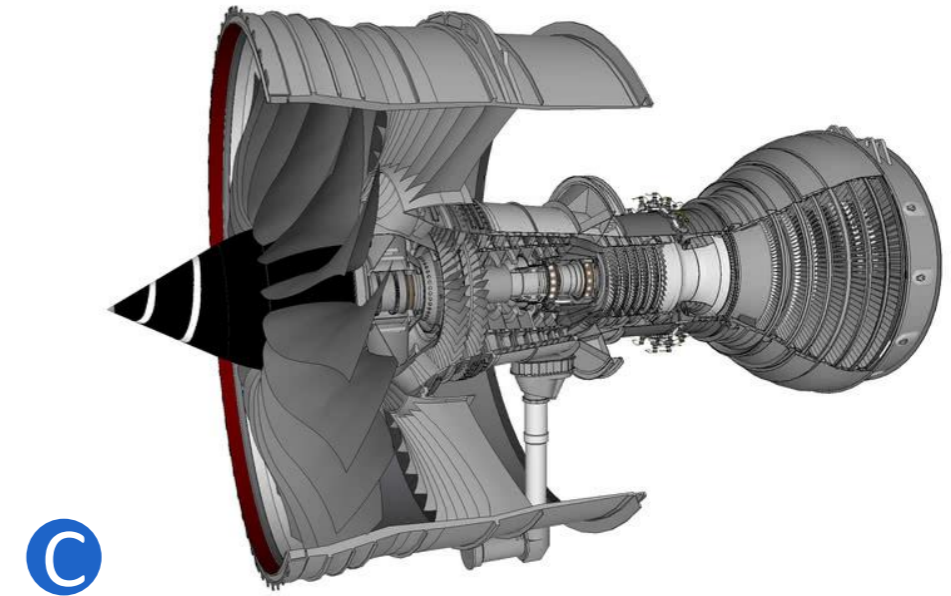
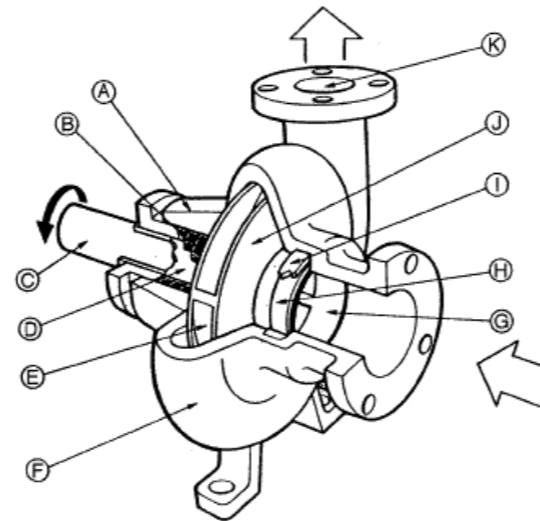
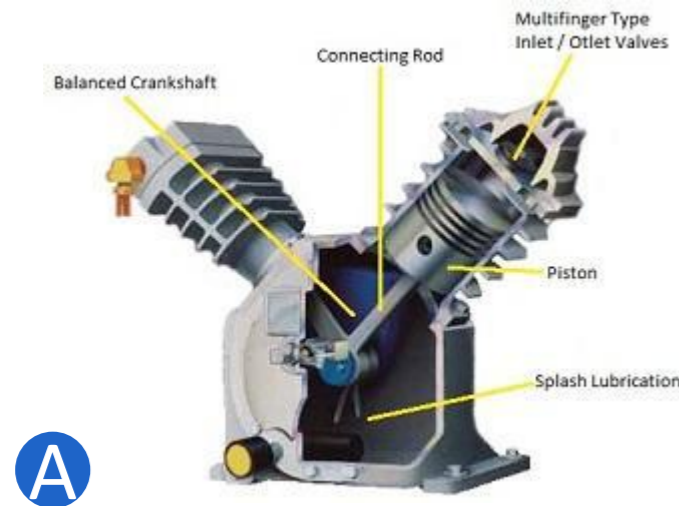
- Soorten compressoren: A, **reciprocerende** compressoren; B, **centrifugale** compressoren en C, axiale compressoren



4.1. CYCLI MET UITWENDIGE VERBRANDING

- De compressor

- A, **reciprocierende** compressoren; B, **centrifugale** compressoren en C, axiale **compressoren**



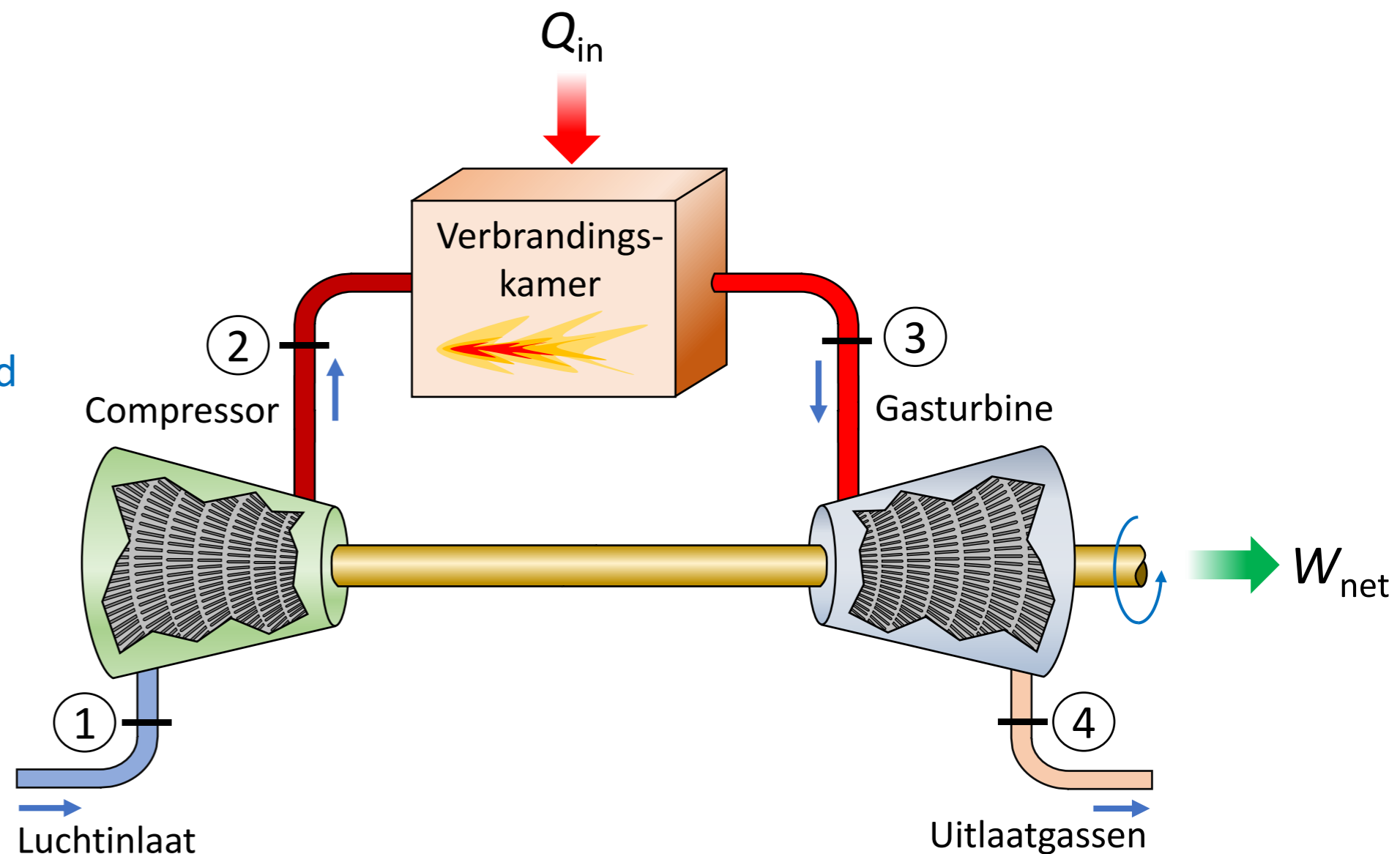
4.1. CYCLI MET UITWENDIGE VERBRANDING

- Braytoncyclus

- Gebruik in gasturbines

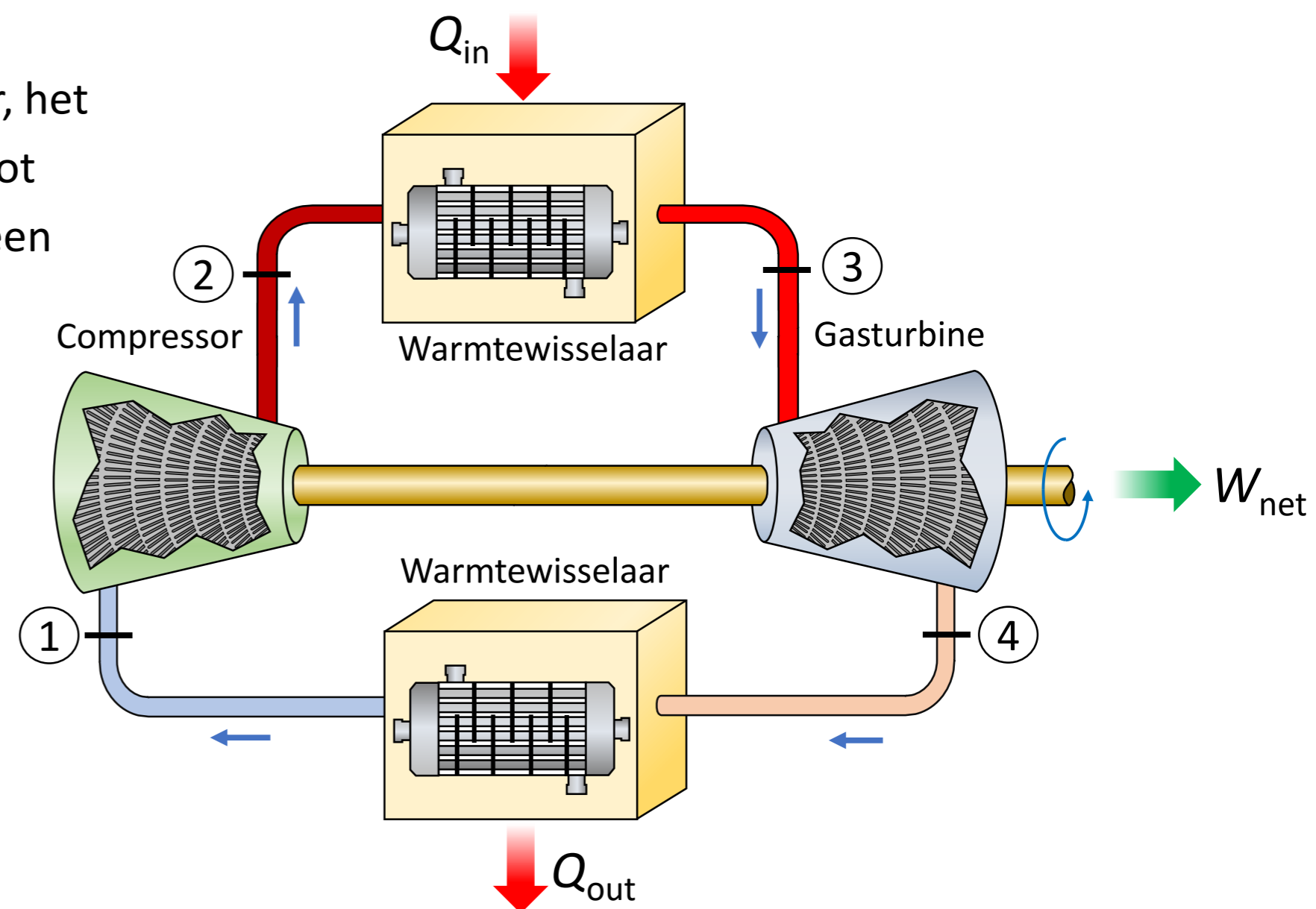
- 4 stappen

- Verse lucht (1) wordt **samengedrukt** in een compressor (2)
- De samengedrukte lucht wordt **isobaar verbrand** (3) en de temperatuur stijgt
- De hoge temperatuur gassen (verbrandingsgassen) worden **geëxpandeerd** over een turbine (4)
- De geëxpandeerde gassen komen in de omgeving terecht
- **Open** cyclus, een deel van de turbine-arbeid wordt opgenomen door de compressor (**verschil is nuttige arbeid = w_{net}**)



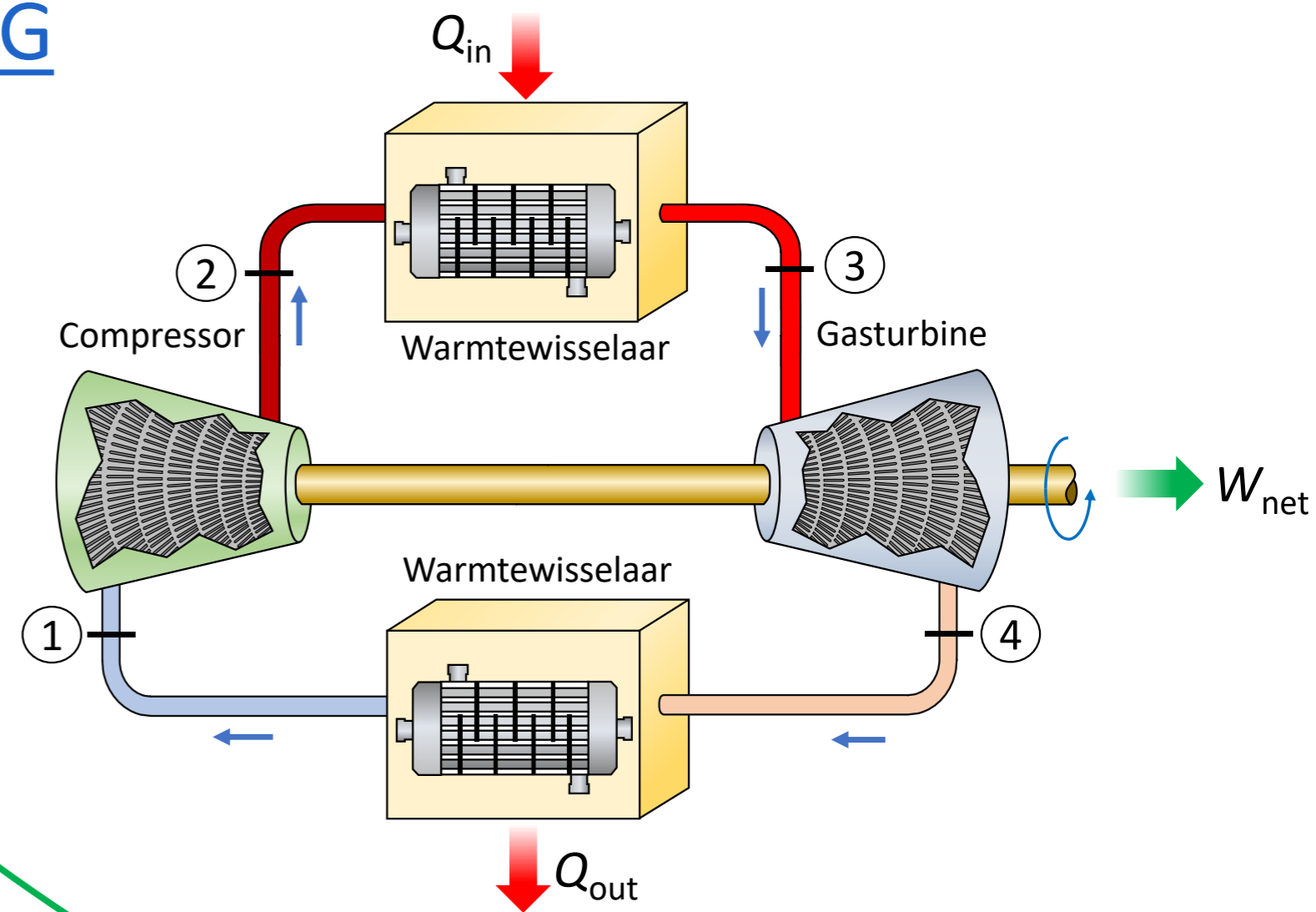
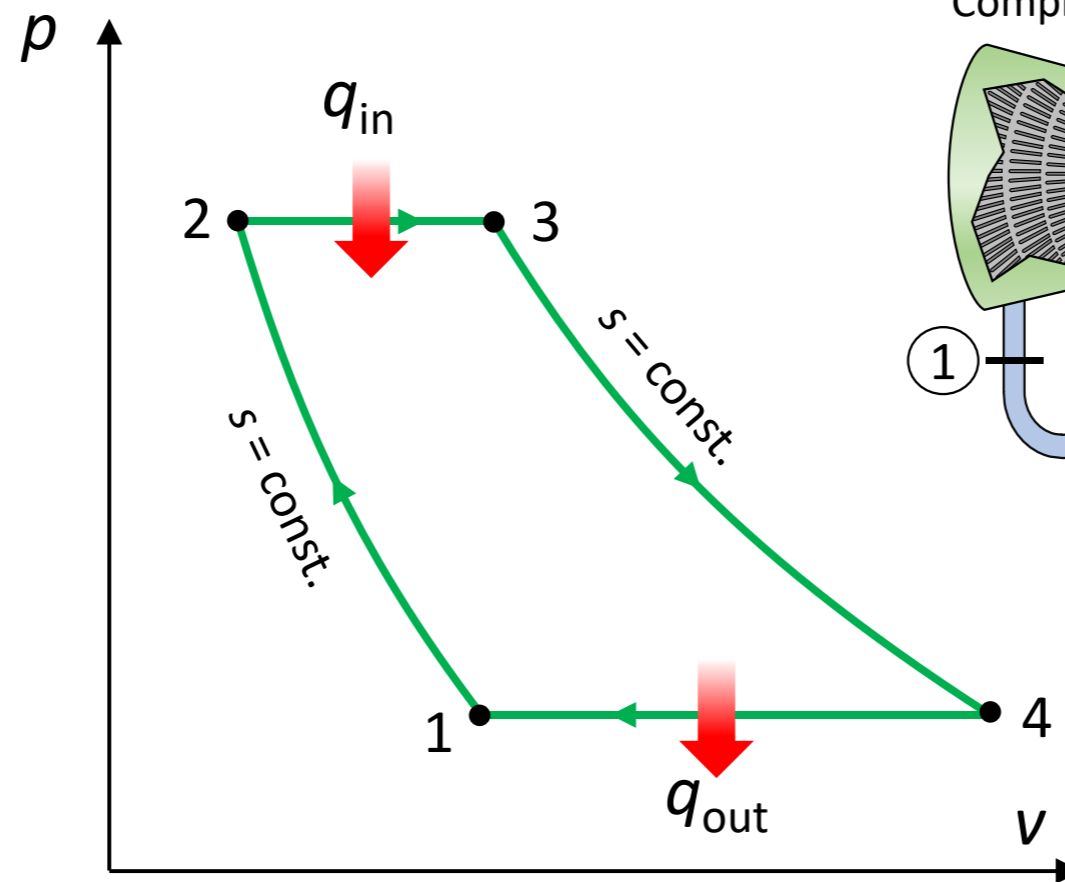
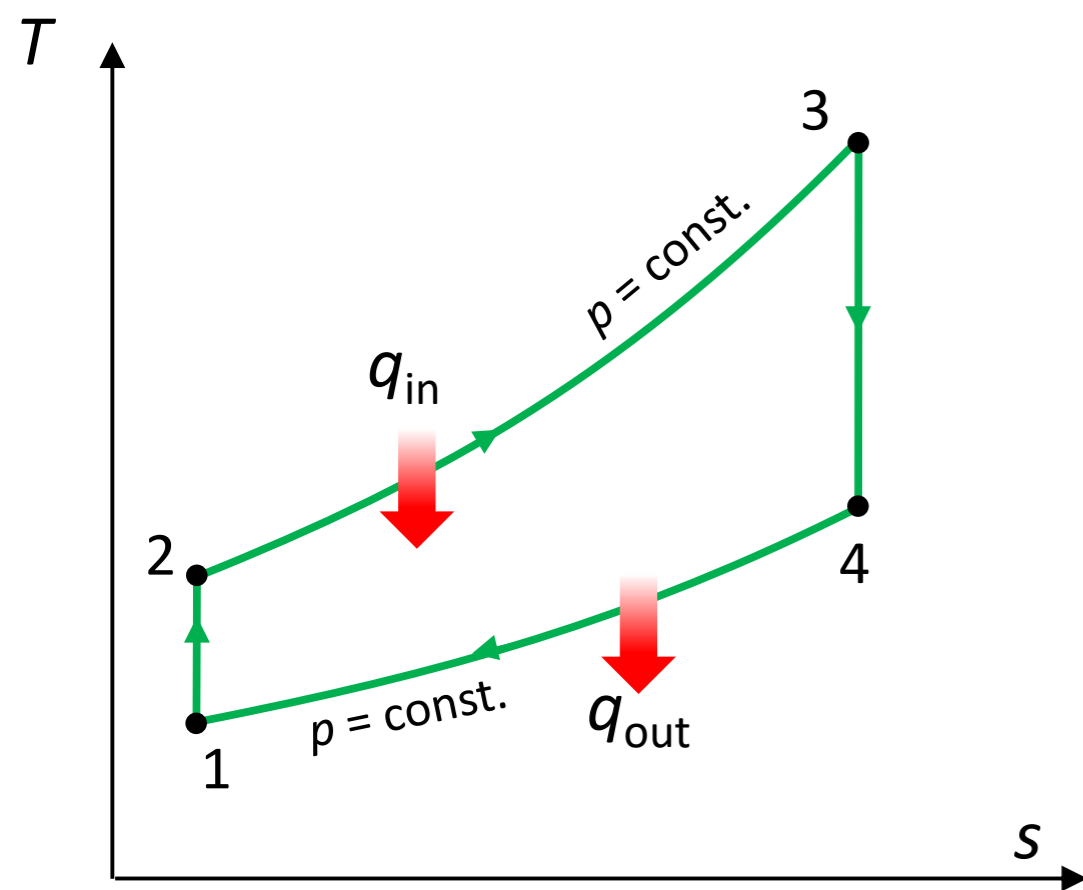
4.1. CYCLI MET UITWENDIGE VERBRANDING

- Braytoncyclus: thermodynamische cyclusanalyse
 - Veronderstellingen
 - Een **gesloten** cyclus wordt verondersteld
 - Met ideaal gas
 - De isobare verwarming gebeurt in een warmtewisselaar, het geëxpandeerde gas wordt eveneens in WW gekoeld tot omgevingstemperatuur (dit is **denkbeeldig** → doet geen afbreuk aan de cyclus)
 - Er zijn dus 4 omkeerbare processen,
 - Isentropische/adiabatische compressie
 - Isobare opwarming (Q_{in})
 - Isentropische/adiabatische expansie
 - Isobare afkoeling (Q_{out})



4.1. CYCLI MET UITWENDIGE VERBRANDING

- Braytoncyclus: thermodynamische cyclusanalyse



- Bemerk dat 2-3 en 4-1 **geen technische arbeid** leveren of opnemen ondanks $p \cdot \Delta V > 0$ (er is wel volumeverandering, maar deze individuele processen zijn wezenlijk open, er wordt geen arbeid naar omgeving uitgewisseld)

4.1. CYCLI MET UITWENDIGE VERBRANDING

- Braytoncyclus: thermodynamische cyclusanalyse, efficiëntie
 - Efficiëntie = verhouding geleverde netto arbeid tov. opgenomen warmte

$$\varepsilon = \frac{W}{Q_{in}} = \frac{Q_{in} - Q_{out}}{Q_{in}}$$

Massa ideaal gas gaande in de WW voor verhitting (2-3) =
massa gas gaande in de WW voor afkoeling (1-4)

Isobare warmte-opname dus c_p !

$$\varepsilon = \frac{m \cdot c_p \cdot (T_3 - T_2) - m \cdot c_p \cdot (T_4 - T_1)}{m \cdot c_p \cdot (T_3 - T_2)}$$

$$= 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}$$

$$= 1 - \frac{T_1 \cdot \left(\left(\frac{T_4}{T_1} \right) - 1 \right)}{T_2 \cdot \left(\left(\frac{T_3}{T_2} \right) - 1 \right)}$$

4.1. CYCLI MET UITWENDIGE VERBRANDING

- Braytoncyclus: thermodynamische cyclusanalyse, efficiëntie

Afleiding slide nr. 5

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

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

$$\text{en } \frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{p_3}{p_4} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{p_3}{p_4}$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4}$$

$$\text{of } \frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2}$$

$$\varepsilon = 1 - \frac{T_4}{T_3} = 1 - \frac{T_1}{T_2}$$

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

$$\varepsilon = 1 - r_p^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}$$

Drukverhouding, $r_p = p_2 / p_1$

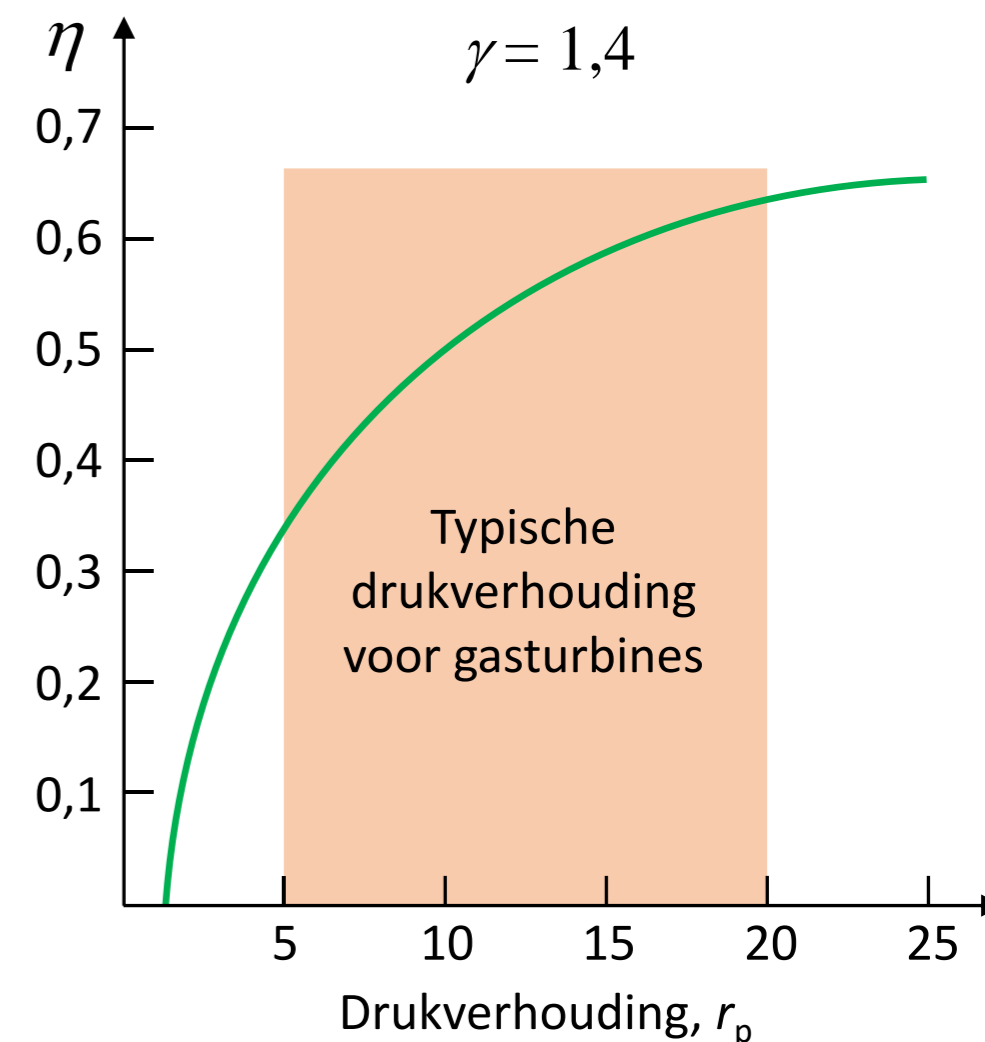
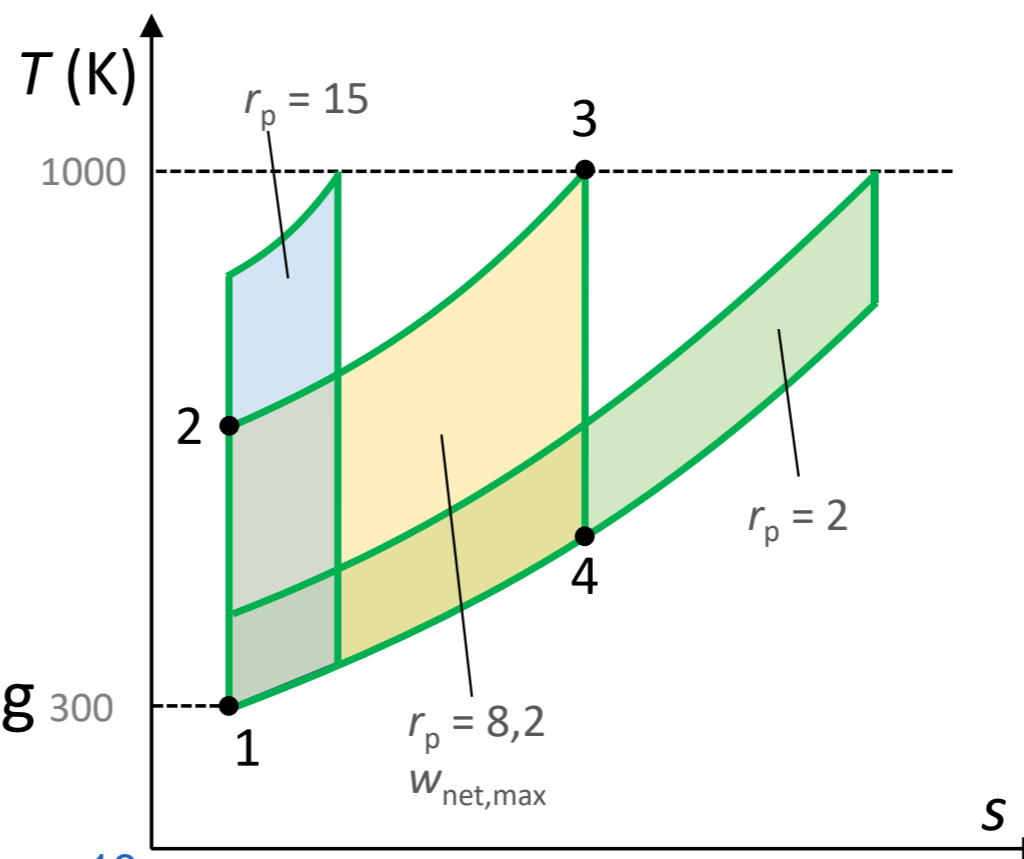
4.1. CYCLI MET UITWENDIGE VERBRANDING

- Braytoncyclus: thermodynamische cyclusanalyse, efficiëntie

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

- De efficiëntie neemt toe bij grotere drukverhoudingen
- Hoe groter r_p , hoe groter T_2 en dus ook T_3 (warmste punt in de cyclus)
- De temperatuur in T_3 bepaalt de materiaalkeuze → en dus efficiëntie
- Als we T_3 als vaste waarde nemen

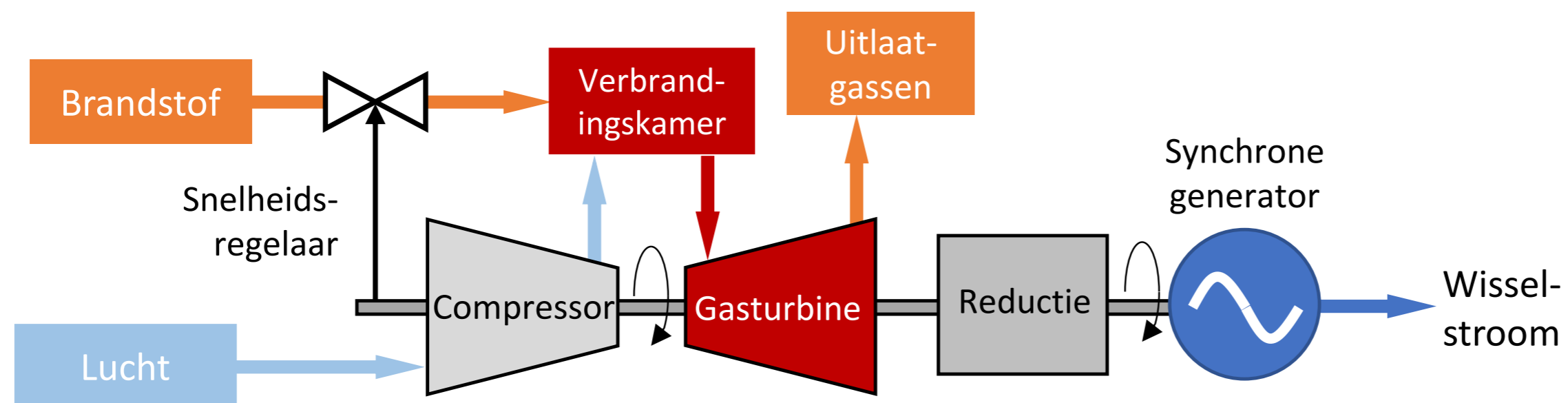
- $\varepsilon \uparrow, w_{\text{turb}} \uparrow$ met $r_p \uparrow$ tot een optimum
- Waarna w_{turb} terug \downarrow
- Vrij hoge r_p dus niet praktisch
- → grotere turbine, compressor nodig



- Om T_3 te beperken na verbranden → inbrengen van extra lucht tijdens de verbranding (tot 50:1 m/m)
- Het werkmedium is daardoor quasi gelijk aan lucht

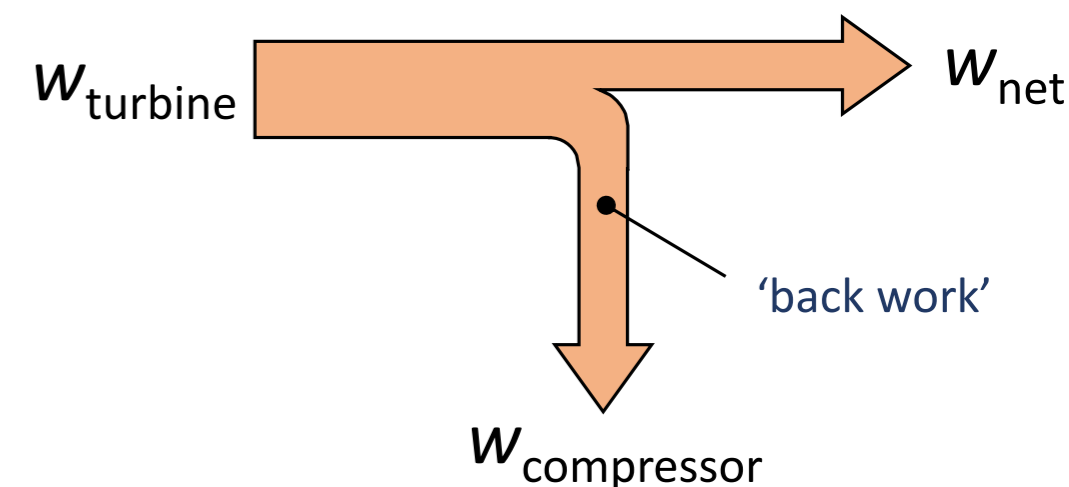
4.1. CYCLI MET UITWENDIGE VERBRANDING

- Braytoncyclus: toepassingen
 - Vliegtuigmotoren (zie later)
 - Gasturbines in elektriciteitsopwekking en in gecombineerde cyclus (STEG) centrales



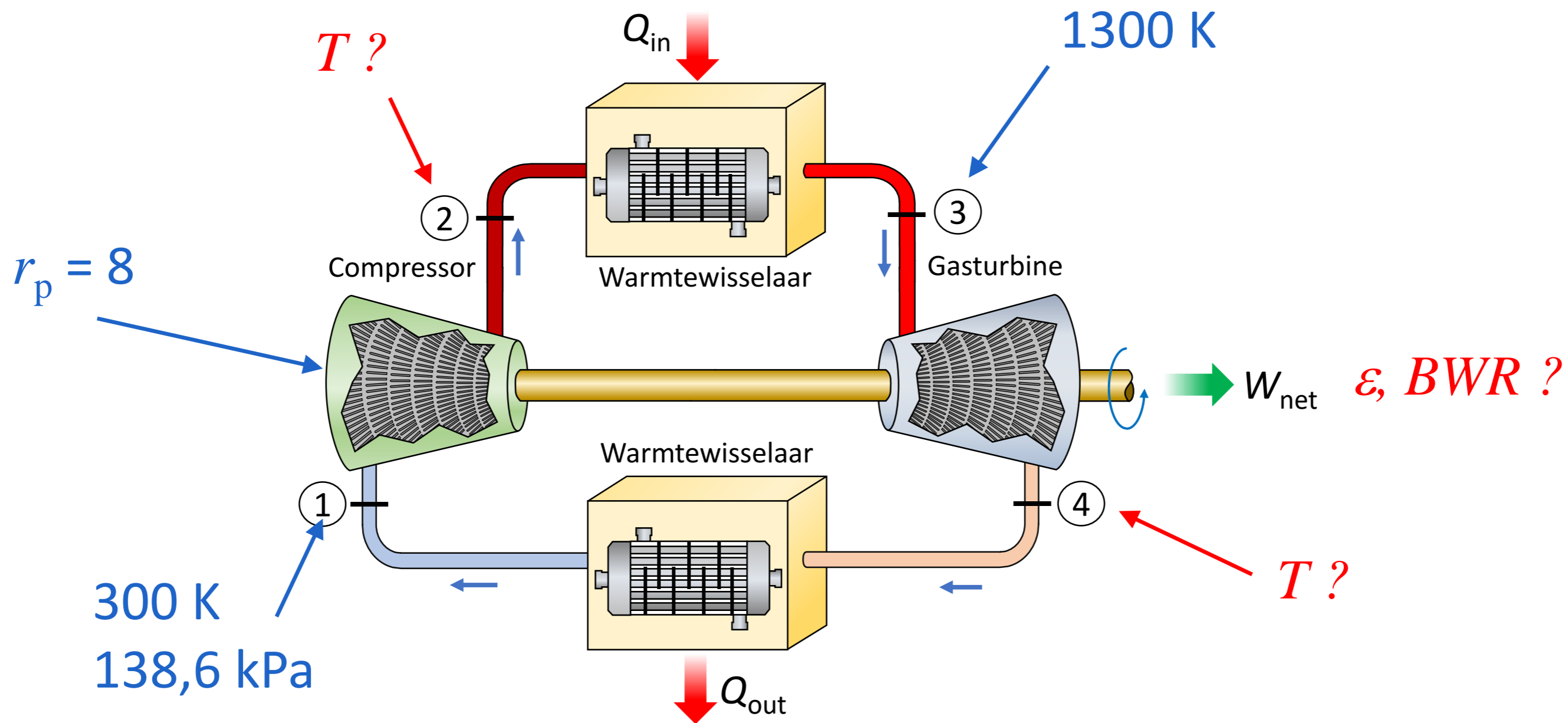
- *Back work ratio* = verhouding compressorarbeid (benodigd) tov. turbine-arbeid (geleverd). Hoe groter deze verhouding, hoe minder nuttige netto arbeid.

- Braytoncyclus, BWR = 0,4 – 0,8
- Stoomcyclus, BWR = 0,01 – 0,02 !



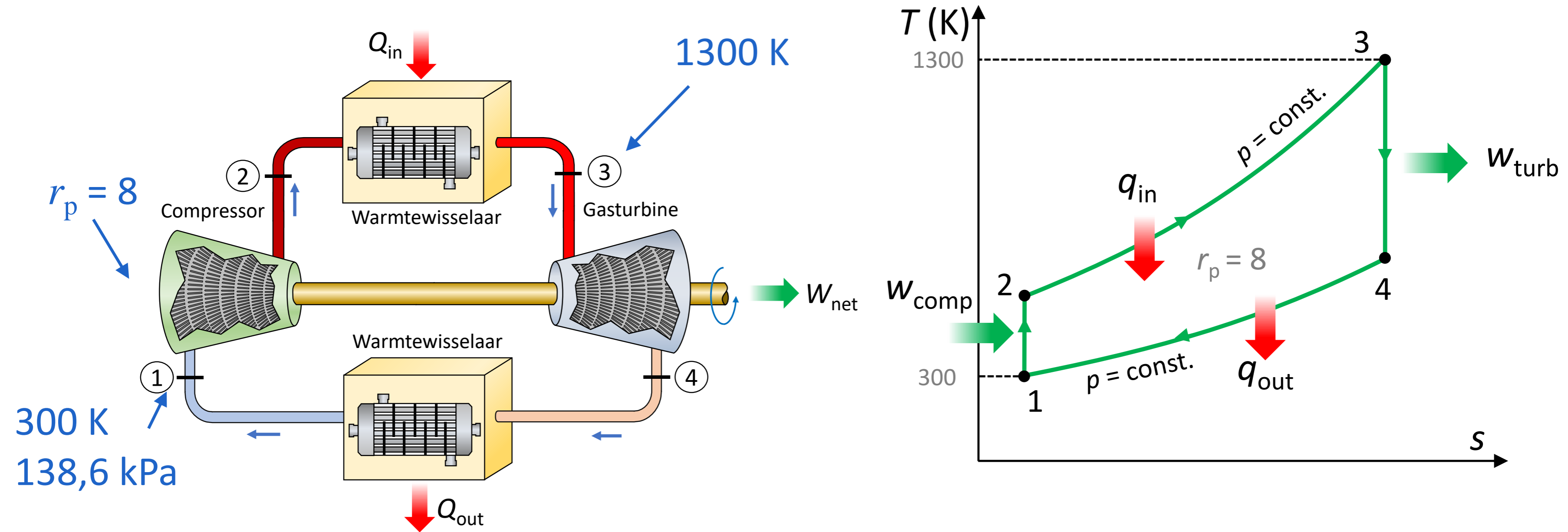
4.1. CYCLI MET UITWENDIGE VERBRANDING

- Braytoncyclus: Rekenvoorbeeld



4.1. CYCLI MET UITWENDIGE VERBRANDING

- Braytoncyclus: Rekenvoorbeeld



4.1. CYCLI MET UITWENDIGE VERBRANDING

- Braytoncyclus: Rekenvoorbeeld

- We bereken de temperatuur in T_2 , door middel van de eerder afgeleide formule voor isentropische compressie

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

- Analooq voor T_4 ,

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{p_3}{p_4}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = 8^{\frac{1,4-1}{1,4}} \rightarrow T_4 = \frac{T_3}{8^{\frac{1,4-1}{1,4}}} = 717,7K$$

4.1. CYCLI MET UITWENDIGE VERBRANDING

- Braytoncyclus: Rekenvoorbeeld

- Nu we alle temperaturen kennen, kunnen we de specifieke compressor- en turbine-arbeid berekenen:

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

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

- c_p uit tabel (bij 300K en constant verondersteld).
- Je kan ook equipartitiebeginsel toepassen....
- Indien c_p temperatuurafhankelijk (uit tabel) zal dit bij hogere temperaturen een afwijking geven

- *Back work ratio* wordt aldus

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

4.1. CYCLI MET UITWENDIGE VERBRANDING

- Braytoncyclus: Rekenvoorbeeld

- De efficiëntie bedraagt aldus de verhouding van opgenomen warmte,

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

- Ten opzichte van geleverde netto arbeid,

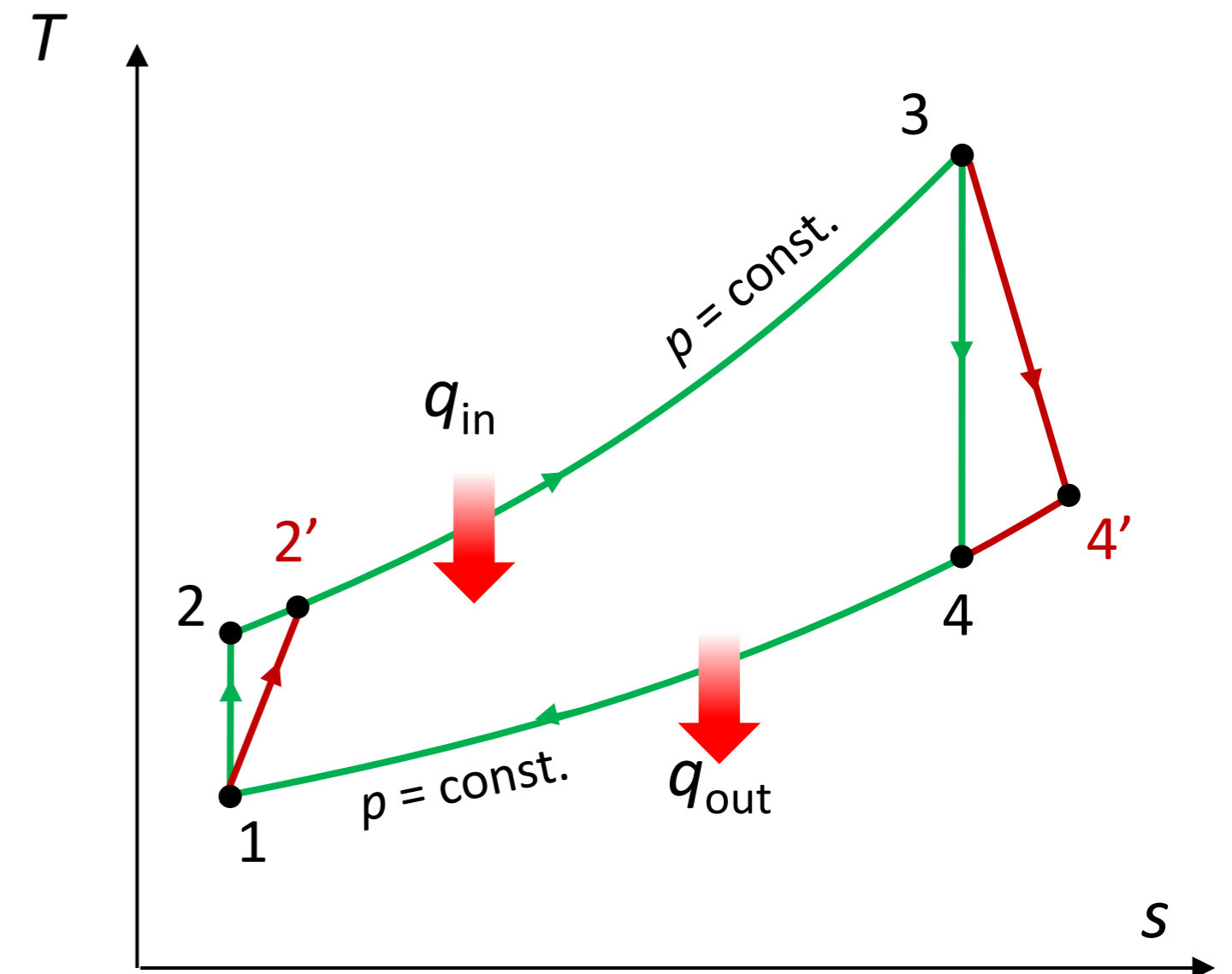
$$w_{net} = w_{out} - w_{in} = 585,2 \frac{kJ}{kg} - 244,6 \frac{kJ}{kg} = 340,6 \frac{kJ}{kg}$$

- En dus

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

4.1. CYCLI MET UITWENDIGE VERBRANDING

- Braytoncyclus: niet-ideale cyclus
 - In werkelijkheid is compressie/expansie **niet isentroop** → er treedt toename op van entropie
 - Reden: wrijving in het gas/mechanische wrijving
 - Bij eenzelfde r_p , zal de uitlaat van de compressor zich op hogere T bevinden (2')
 - De uitlaat van de expansieturbine bevindt zich op hogere T (4')
 - De compressor neemt meer arbeid op
 - De expansieturbine levert minder arbeid

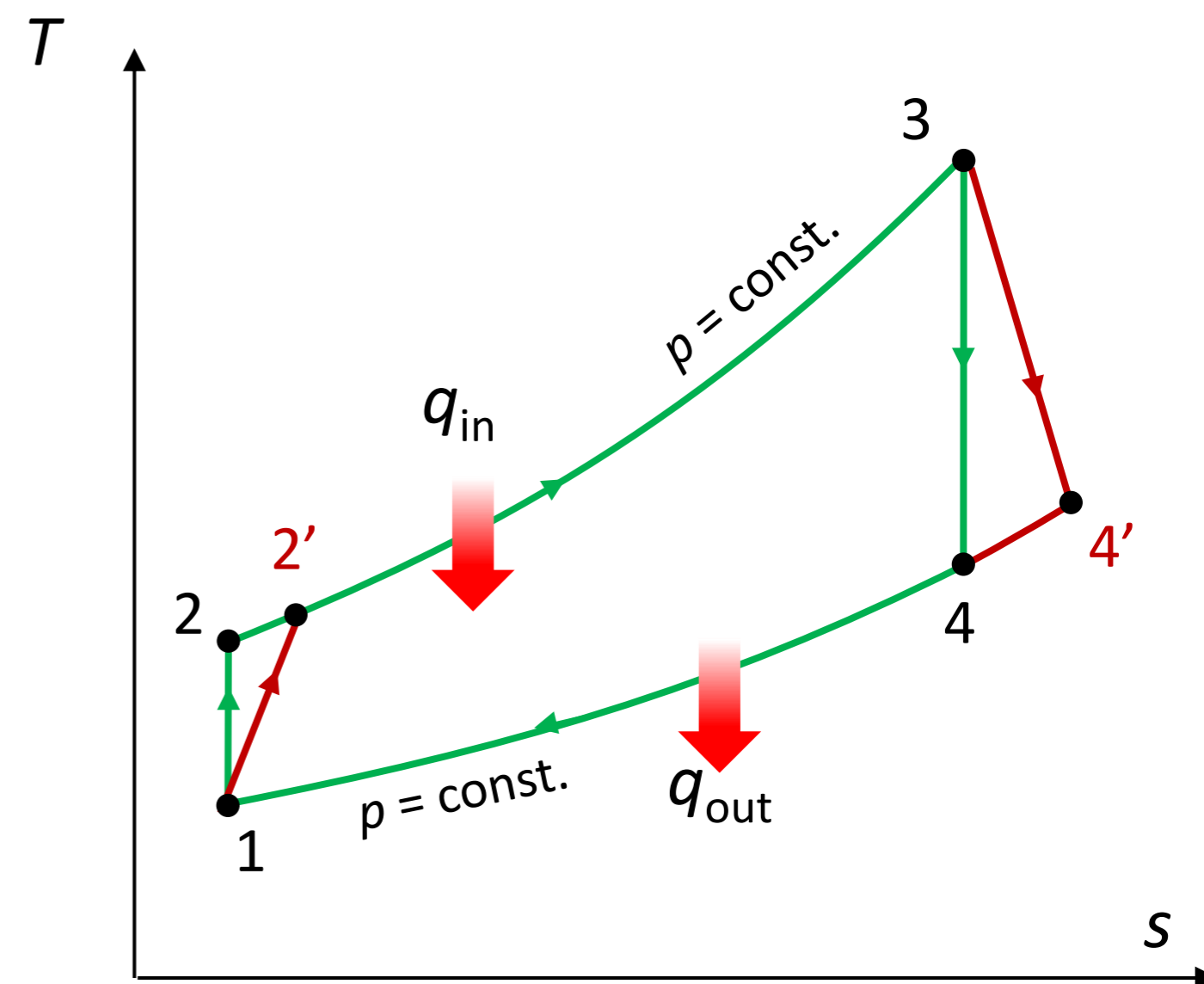


4.1. CYCLI MET UITWENDIGE VERBRANDING

- Braytoncyclus: niet-ideale cyclus
 - In werkelijkheid is compressie/expansie **niet isentroop** → er treedt toename op van entropie
 - Reden: wrijving in het gas/mechanische wrijving
 - **Isentropische efficiëntie** compressor/turbine

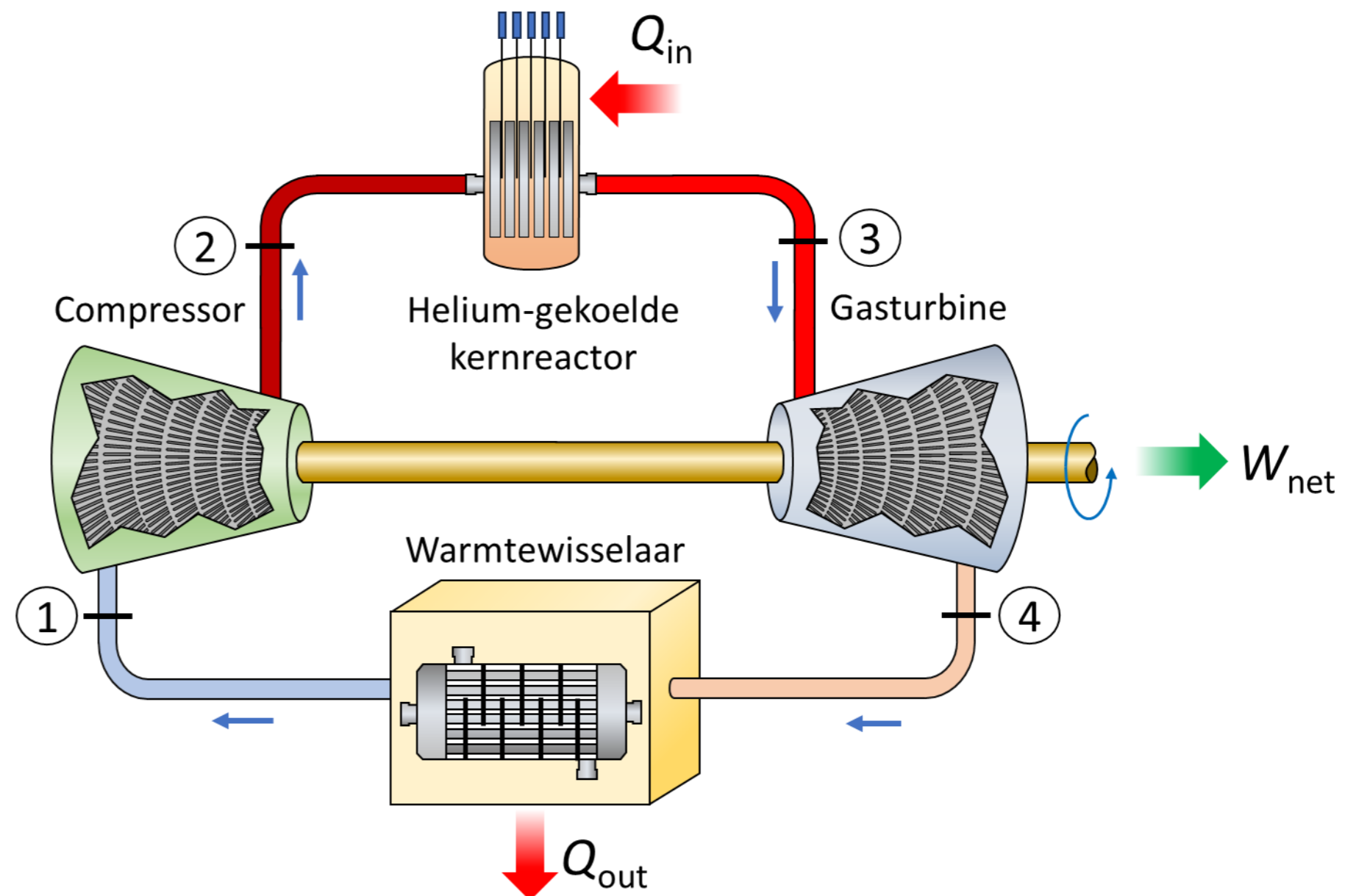
$$\eta_{compressie} = \frac{\Delta h_{isentropisch}}{\Delta h_{werkelijk}}$$

$$\eta_{expansie} = \frac{\Delta h_{werkelijk}}{\Delta h_{isentropisch}}$$



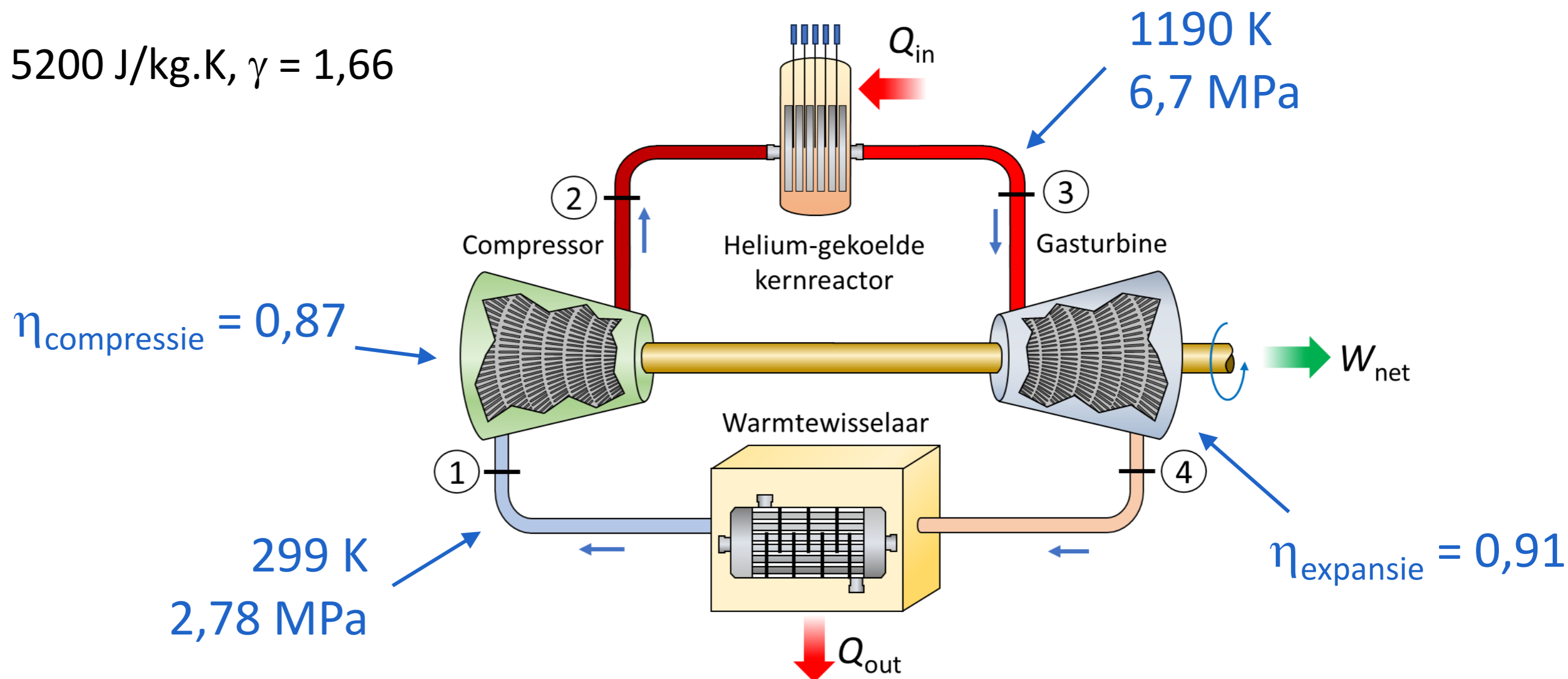
4.1. CYCLI MET UITWENDIGE VERBRANDING

- Braytoncyclus: niet-ideale cyclus, rekenvoorbeeld
 - HTGR: hoge temperatuur, gasgekoelde (kern)reactor
 - Gesloten cyclus, werkende op heliumgas
 - He: $c_p = 5200 \text{ J/kg.K}$, $\gamma = 1,66$



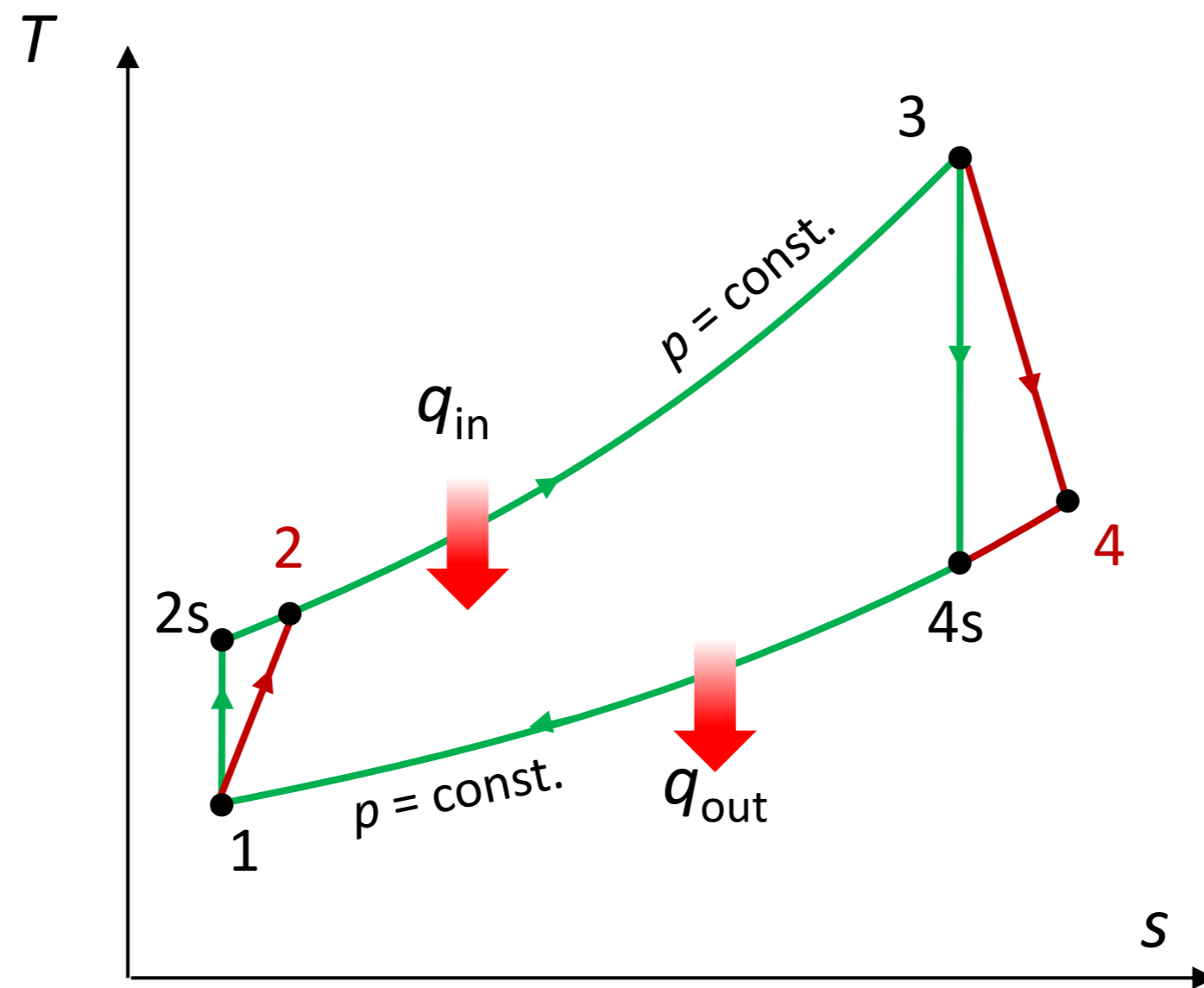
4.1. CYCLI MET UITWENDIGE VERBRANDING

- Braytoncyclus: niet-ideale cyclus, rekenvoorbeeld
 - HTGR: hoge temperatuur, gasgekoelde (kern)reactor
 - Gesloten cyclus, werkende op heliumgas
 - He: $c_p = 5200 \text{ J/kg.K}$, $\gamma = 1,66$



4.1. CYCLI MET UITWENDIGE VERBRANDING

- Braytoncyclus: niet-ideale cyclus, rekenvoorbeeld



4.1. CYCLI MET UITWENDIGE VERBRANDING

- Braytoncyclus: niet-ideale cyclus, rekenvoorbeeld
 - We bereken de temperatuur in T_{2s} (het punt van ideale compressie) door middel van de eerder afgeleide formule voor isentropische compressie

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \rightarrow T_{2s} = T_1 \left(\frac{6,7 \cdot 10^6}{2,78 \cdot 10^6}\right)^{\frac{1,66-1}{1,66}} = 424,2K$$

- Rekening houdende met isentropisch rendement, bekomen we T_2 ,

$$\eta_{comp} = \frac{\Delta h_{isentropisch}}{\Delta h_{werkelijk}} = \frac{c_p(T_{2s} - T_1)}{c_p(T_2 - T_1)} \rightarrow T_2 = T_1 + \frac{(T_{2s} - T_1)}{\eta_{comp}}$$
$$\rightarrow T_2 = 299 + \frac{(424,2 - 299)}{0,87} = 442,9 K$$

4.1. CYCLI MET UITWENDIGE VERBRANDING

- Braytoncyclus: niet-ideale cyclus, rekenvoorbeeld
 - De specifieke arbeid die aldus werd opgenomen in de compressor bedraagt

$$w_{comp} = c_p(T_2 - T_1) = 5200 \frac{J}{kg \cdot K} (442,9K - 299K) = 0,75 MJ/kg$$

- De warmte die werd opgenomen door het gas in de kernreactor bedraagt (isobare opwarming):

$$q_{in} = c_p(T_3 - T_2) = 5200 \frac{J}{kg \cdot K} (1190K - 442,9K) = 3,88 MJ/kg$$

- We berekenen de temperatuur na expansie, eerst isentropische omstandigheden veronderstellende

$$\frac{T_{4s}}{T_3} = \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \rightarrow T_{4s} = 1190 \left(\frac{2,78 \cdot 10^6}{6,7 \cdot 10^6} \right)^{\frac{1,66-1}{1,66}} = 838,8K$$

4.1. CYCLI MET UITWENDIGE VERBRANDING

- Braytoncyclus: niet-ideale cyclus, rekenvoorbeeld

- Rekening houdende met isentropisch rendement van de turbine, bekomen we T_4 ,

$$\eta_{turb} = \frac{\Delta h_{\text{werkelijk}}}{\Delta h_{\text{isentropisch}}} = \frac{c_p(T_3 - T_4)}{c_p(T_3 - T_{4s})} \rightarrow T_4 = T_3 - \eta_{comp}(T_3 - T_4)$$

$$\rightarrow T_4 = 1190 - 0,91(1190 - 838,8) = 870,4 \text{ K}$$

- De hoeveelheid specifieke arbeid geleverd door de turbine,

$$w_{turb} = c_p(T_3 - T_4) = 5200 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}} (1190\text{K} - 870,4\text{K}) = 1,66 \text{ MJ/kg}$$

- De hoeveelheid warmte afgestaan naar de omgeving,

$$q_{out} = c_p(T_4 - T_1) = 5200 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}} (870,4\text{K} - 299\text{K}) = 2,97 \text{ MJ/kg}$$

4.1. CYCLI MET UITWENDIGE VERBRANDING

- Braytoncyclus: niet-ideale cyclus, rekenvoorbeeld
 - Klopt de energiebalans ? M.a.w. wordt er evenveel netto arbeid geproduceerd als er warmte netto wordt uitgewisseld ?

$$w_{net} = w_{turb} - w_{comp} \stackrel{?}{=} q_{in} - q_{out}$$

$$w_{net} = 1,66 \frac{MJ}{kg} - 0,75 \frac{MJ}{kg} \stackrel{?}{=} 3,88 \frac{MJ}{kg} - 2,97 \frac{MJ}{kg}$$

$$w_{net} = 0,91 \frac{MJ}{kg} \stackrel{!}{=} 0,91 \frac{MJ}{kg}$$

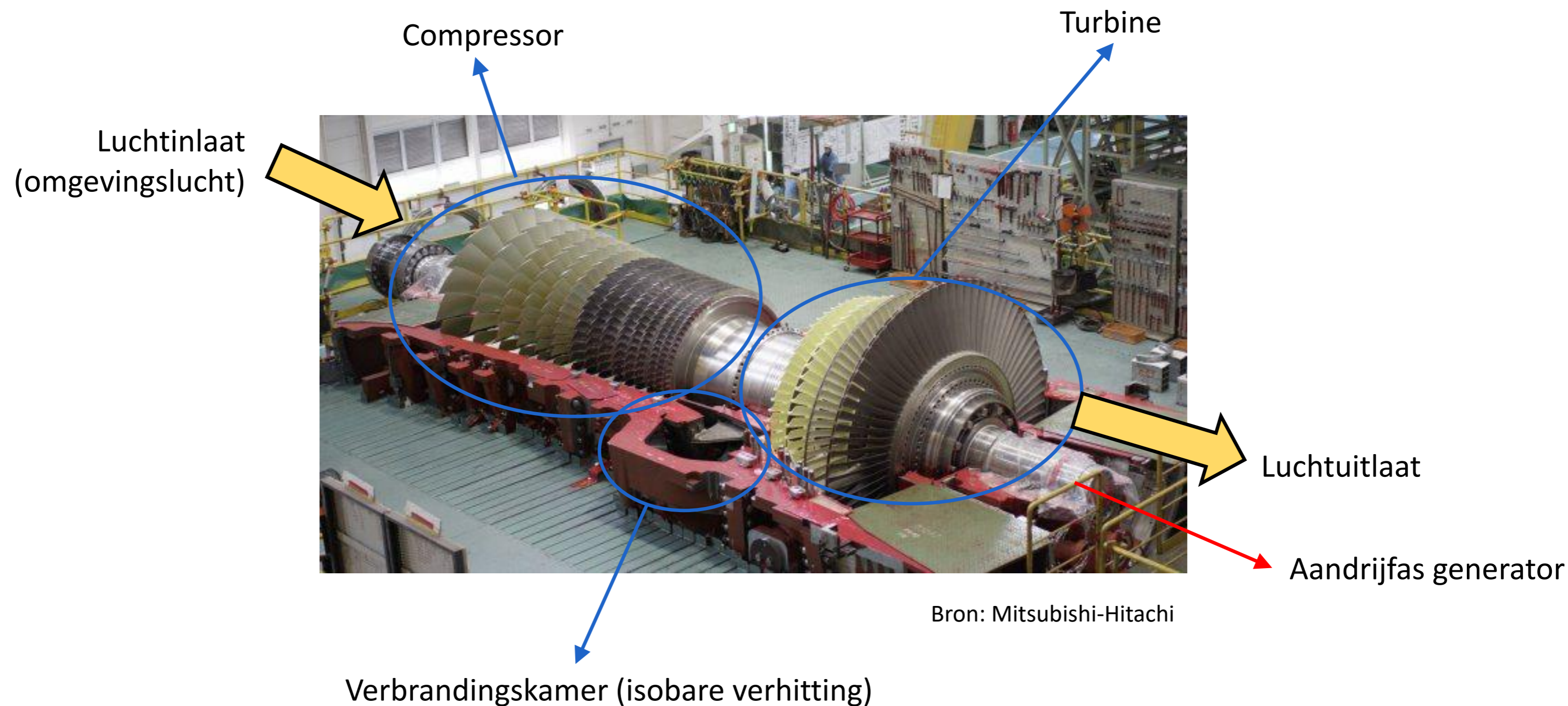
- Efficiëntie van de cyclus bedraagt $\varepsilon = \frac{w_{net}}{q_{in}} = \frac{0,91 MJ/kg}{3,88 MJ/kg} = 0,235$ of 23,5 %

- BWR

$$BWR = \frac{w_{comp}}{w_{turb}} = \frac{0,75 MJ/kg}{1,66 MJ/kg} = 0,45$$
 of 45 %

4.1. CYCLI MET UITWENDIGE VERBRANDING

- Braytoncyclus: praktijk in elektriciteitscentrales (aardgas)

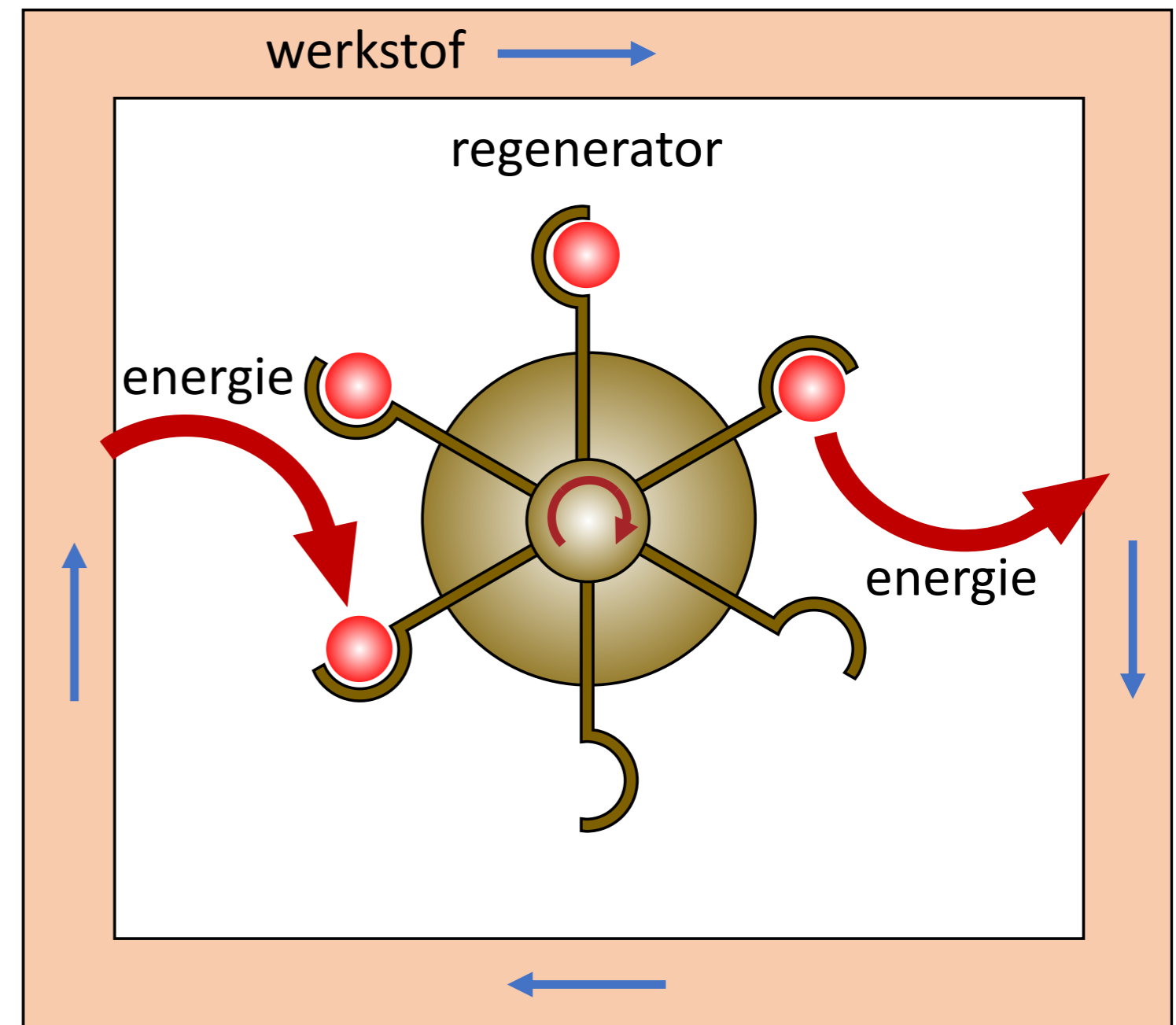


4.1. CYCLI MET UITWENDIGE VERBRANDING

- Stirling en Ericssoncyclus
 - Basis is de Carnotcyclus met 4 stappen
 - De isotherme expansie (stap 1) en isotherme compressie (stap 3) blijven identiek
 - De isentropische expansie (stap 2) en isentropische compressie (stap 4) – waar δW wordt uitgewisseld, worden vervangen door:
 - Een **isochoor** (Stirling) of **isobaar** (Ericson) warmte-opname (stap 4) en **isochoor** (Stirling) of **isobaar** (Ericson) warmteafgifte (stap 2) proces, waarbij de warmte tijdelijk wordt opgeslagen
 - Netto effect in stap 2 en 4 (in vgl. Carnot) is dezelfde verandering in U , maar door uitwisseling van warmte en niet door arbeid
 - Tijdelijke opslag en afgifte van warmte = **warmteregeneratie**

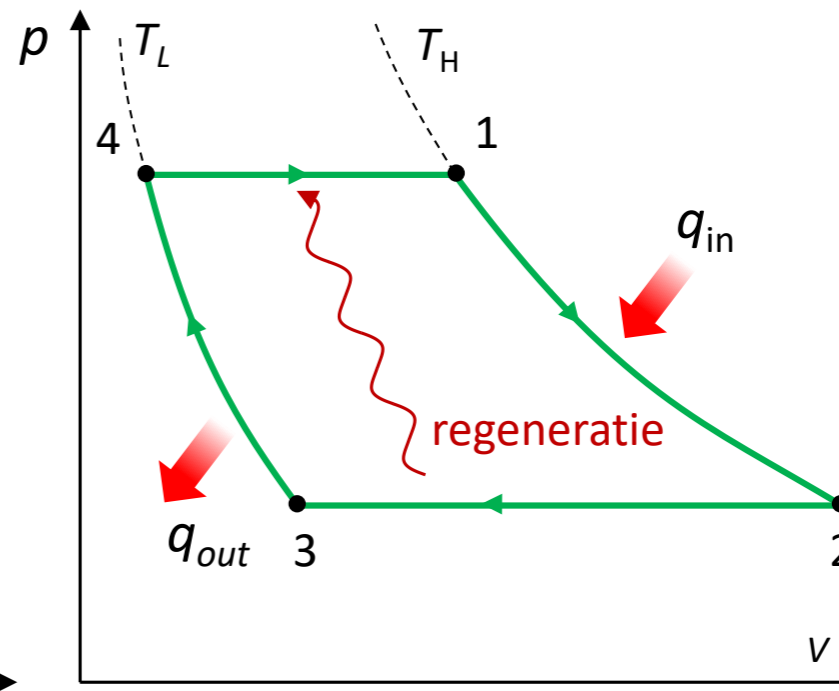
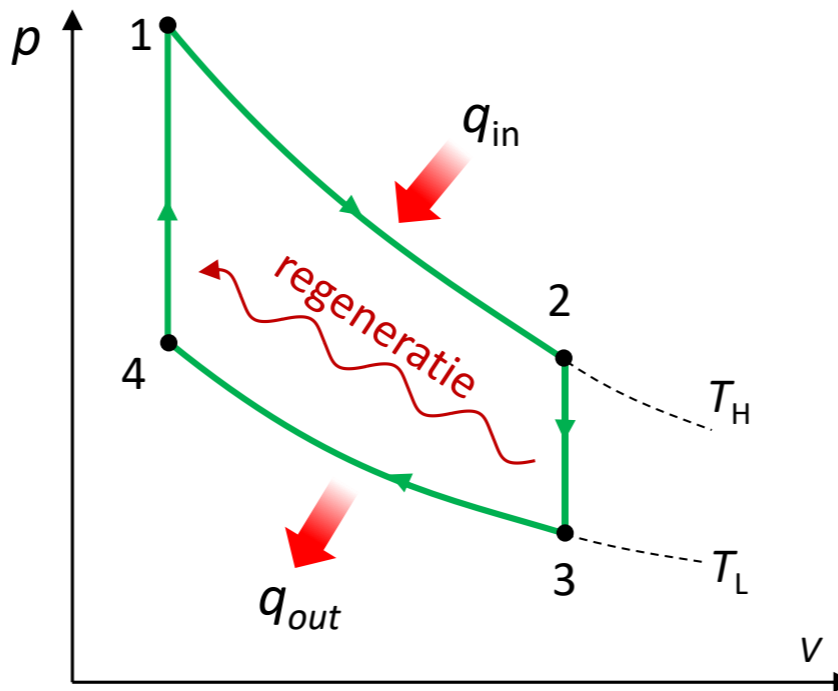
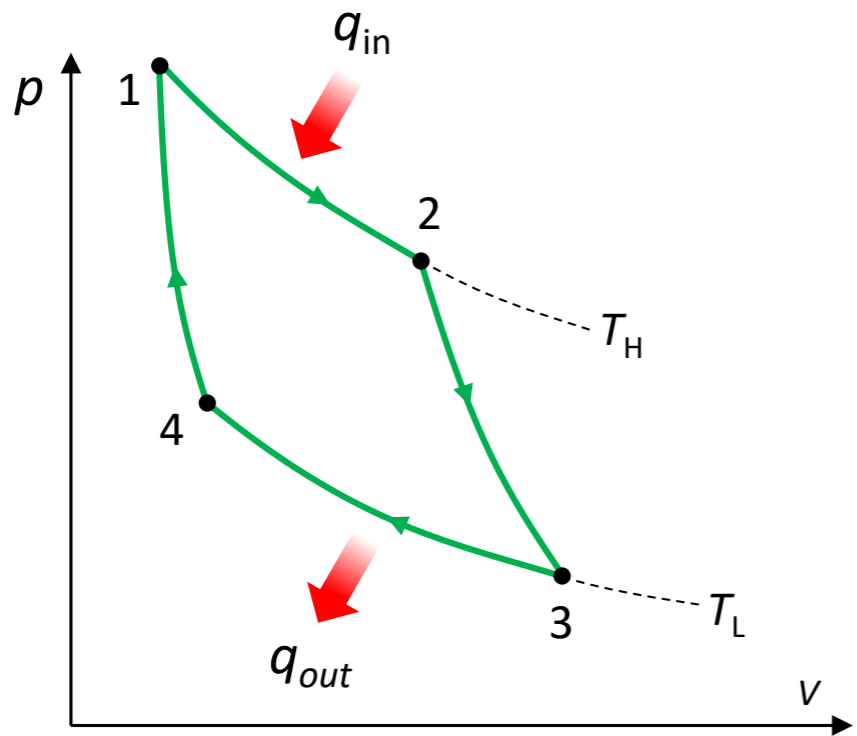
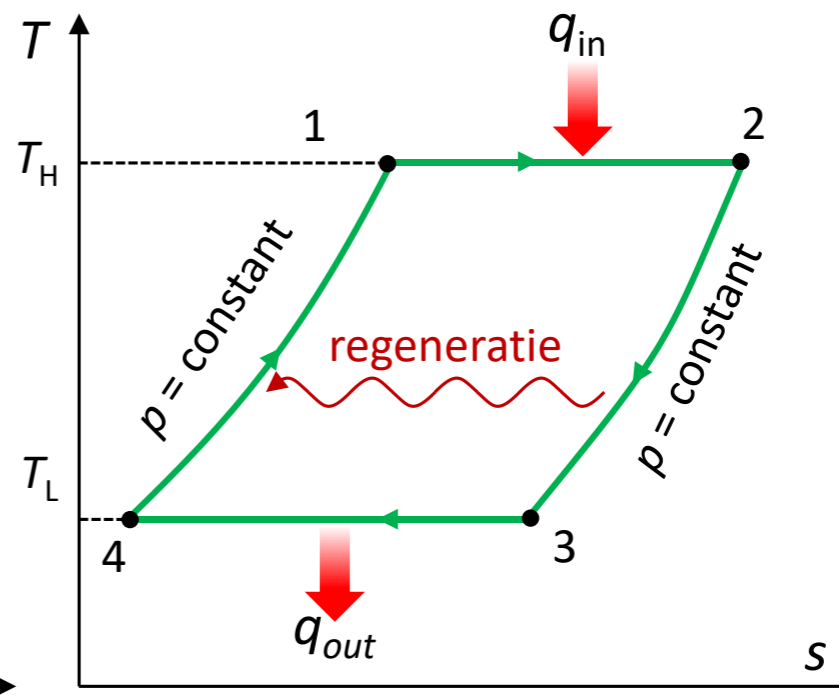
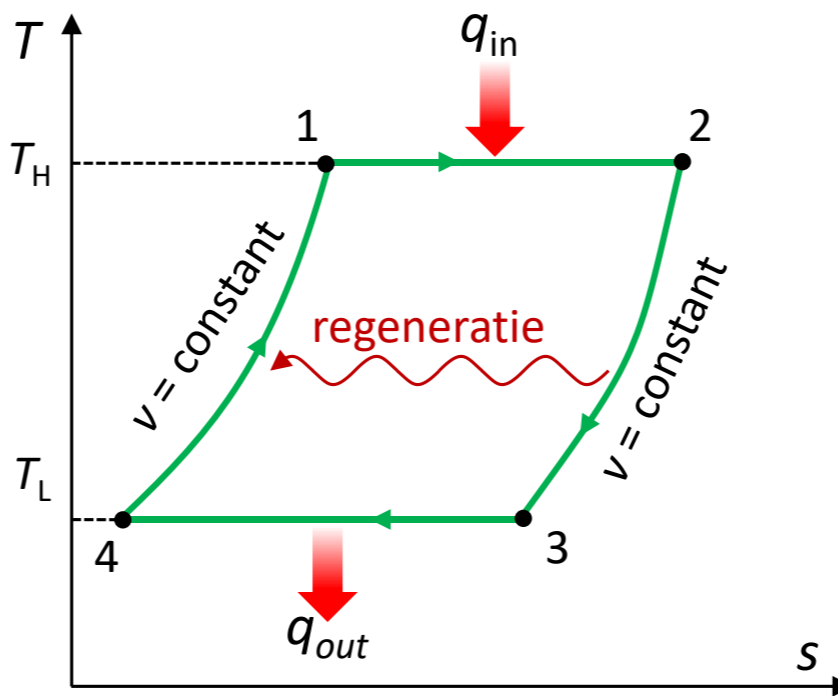
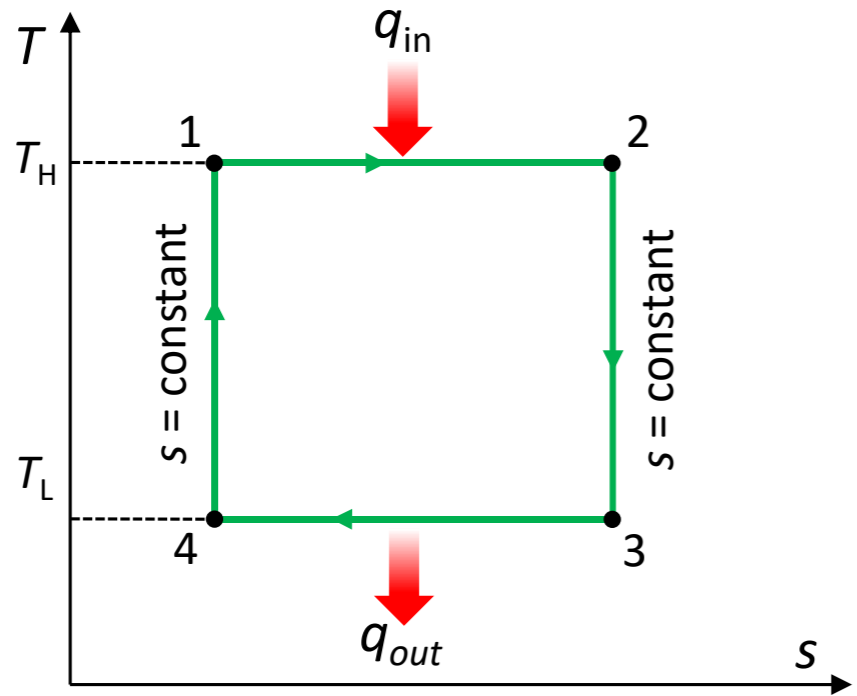
4.1. CYCLI MET UITWENDIGE VERBRANDING

- Stirling en Ericssoncyclus
 - Tijdelijke opslag en afgifte van warmte = **warmteregeneratie**
 - Conceptueel voor te stellen als →
 - = warmte-batterij die warmte opneemt en afstaat bij dezelfde T



4.1. CYCLI MET UITWENDIGE VERBRANDING

- Stirling en Ericssoncyclus



Carnotcyclus

Stirlingcyclus

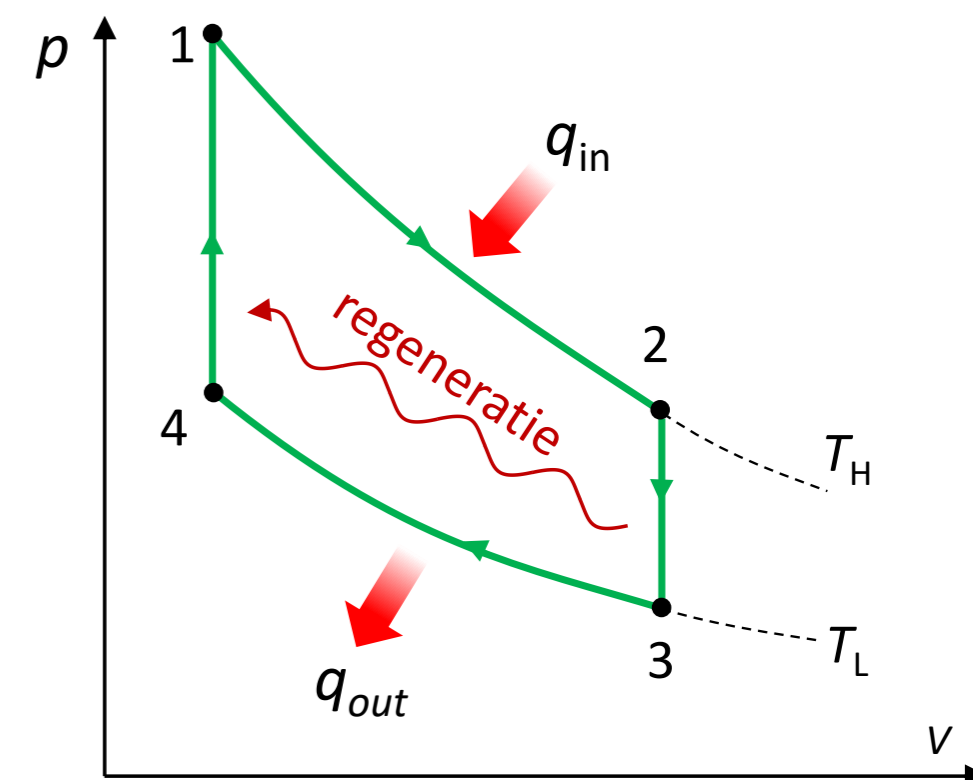
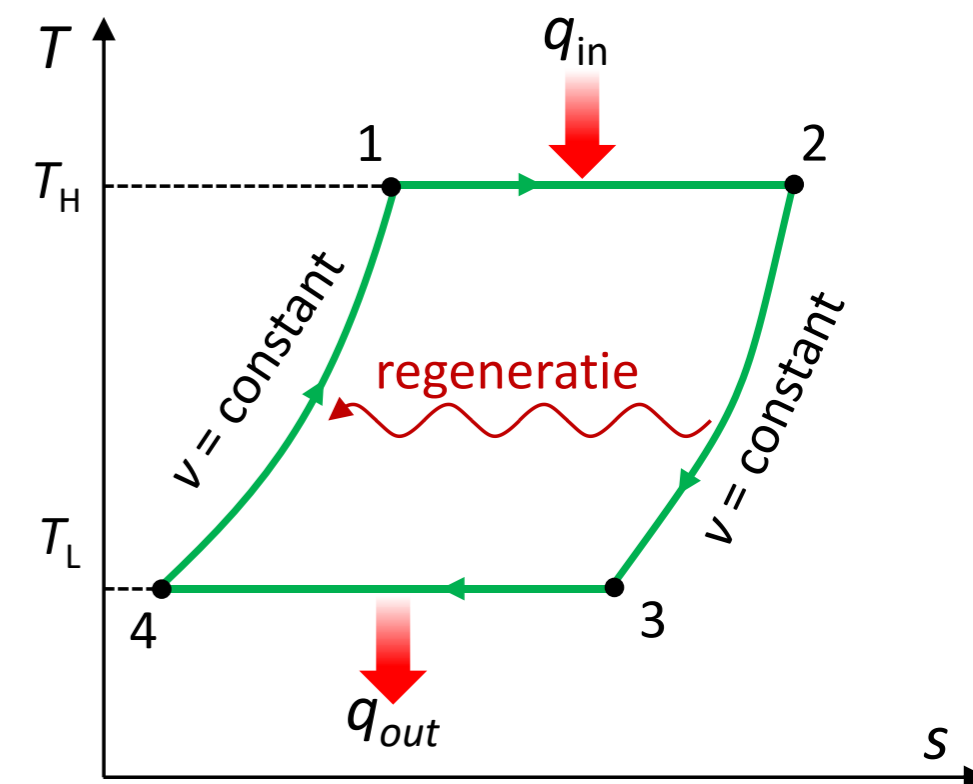
Ericssoncyclus

4.1. CYCLI MET UITWENDIGE VERBRANDING

- Stirling en Ericssoncyclus

- 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).
- 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).

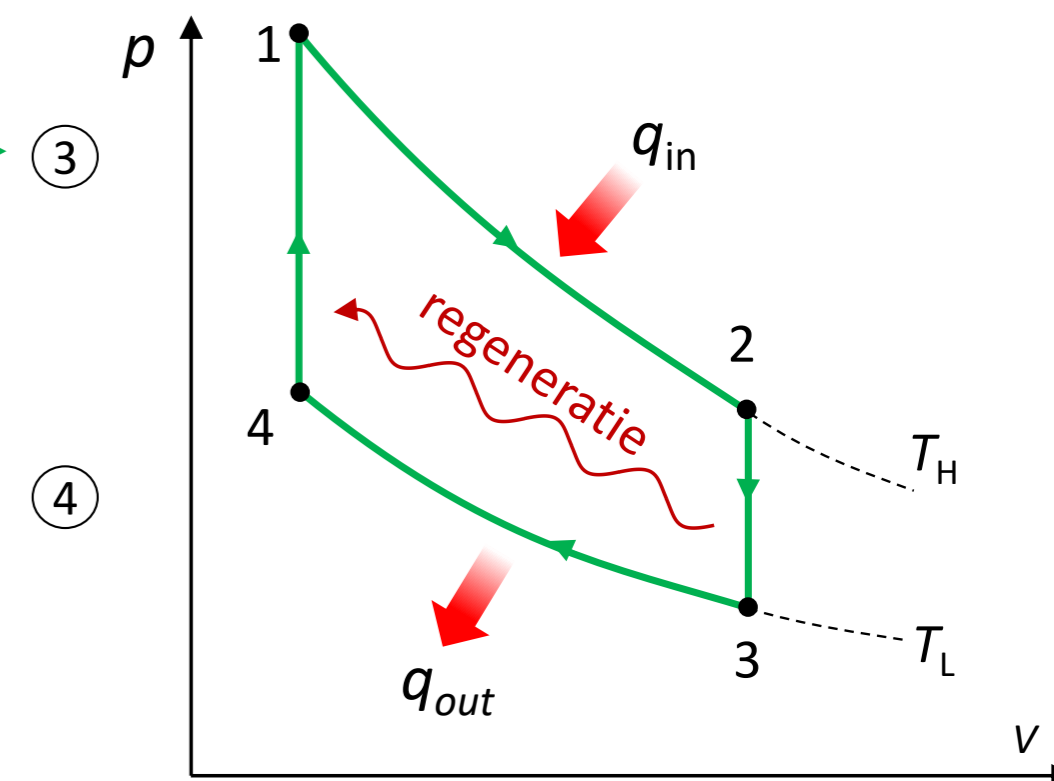
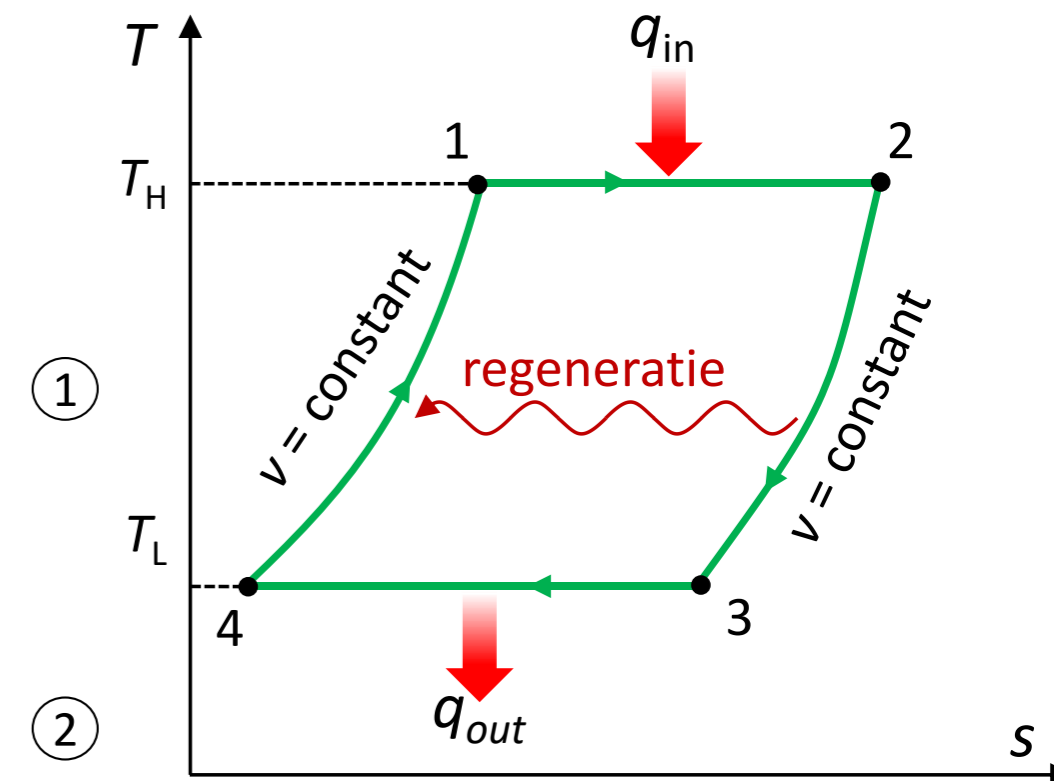
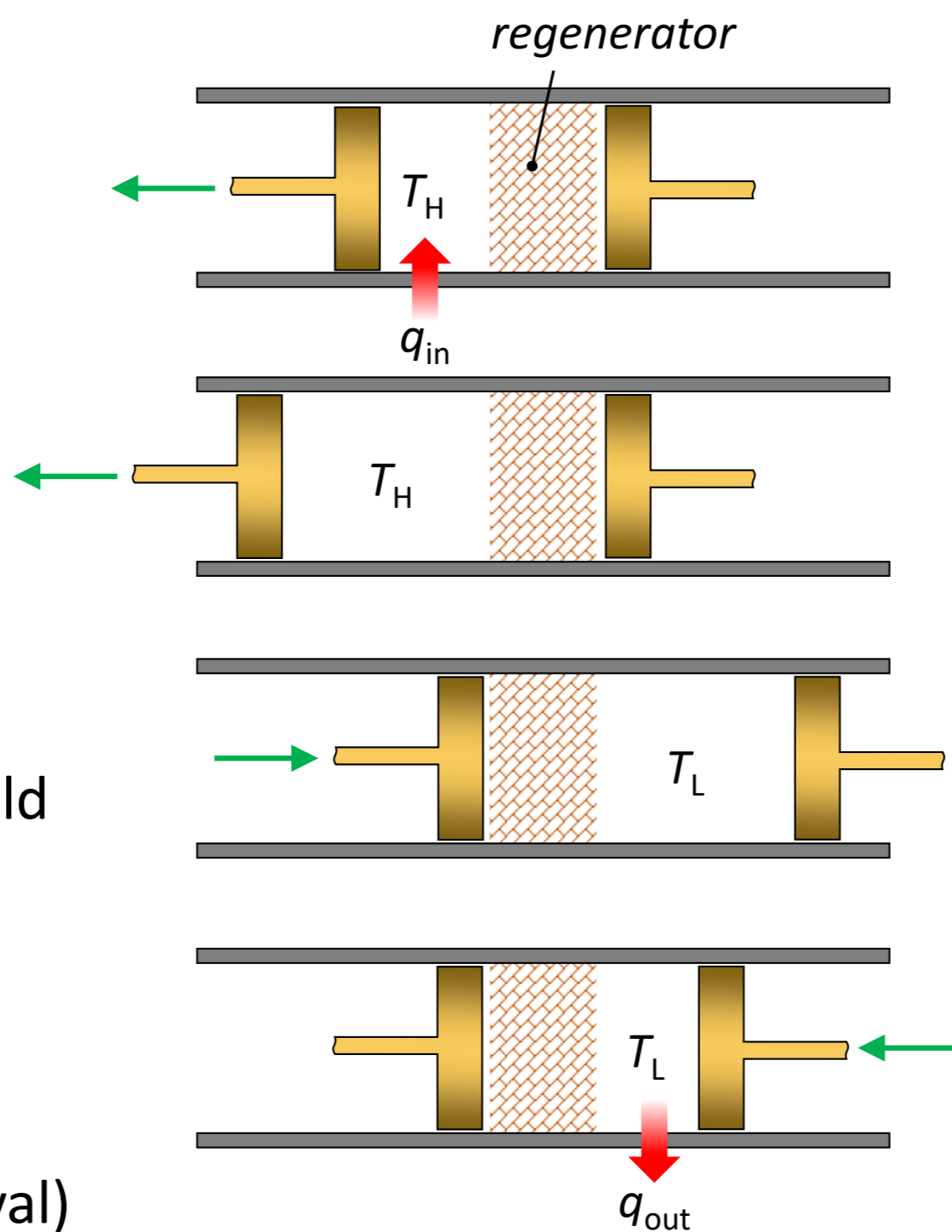
Isochore expansie = drukdaling
Isochore compressie = drukstijging



4.1. CYCLI MET UITWENDIGE VERBRANDING

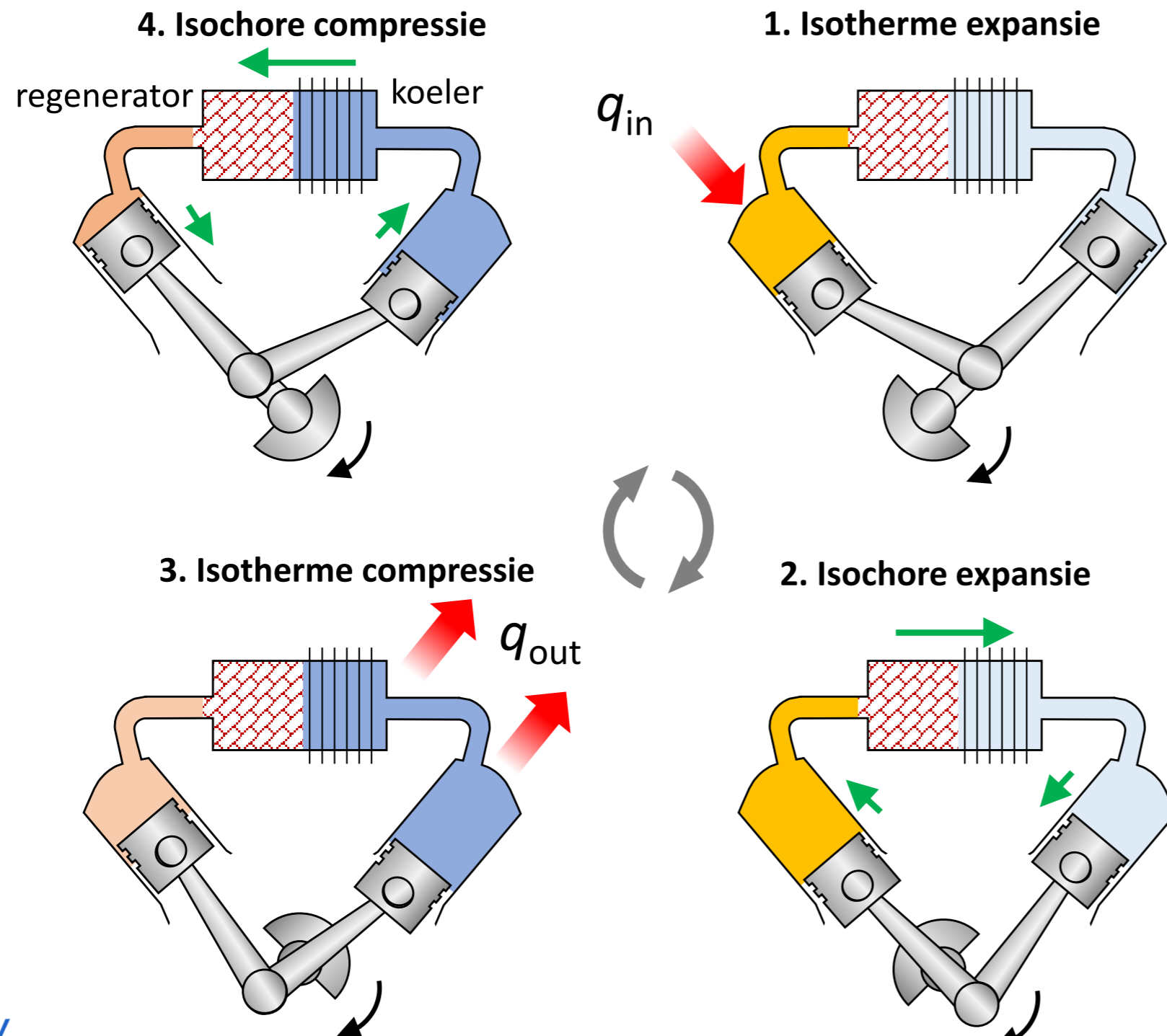
• Stirling en Ericssoncyclus

- Stirlingcyclus in de praktijk
- 2 zuigers
- Poreus metaal = regenerator
- Arbeid wordt geleverd naar omgeving tijdens 1-2, arbeid wordt opgenomen tijdens 3-4
- Geen arbeid wordt uitgewisseld tijdens 2-3 en 4-1 !
- Temperatuurverschil tussen regenerator en gas is infinitesimaal klein (ideaal geval)



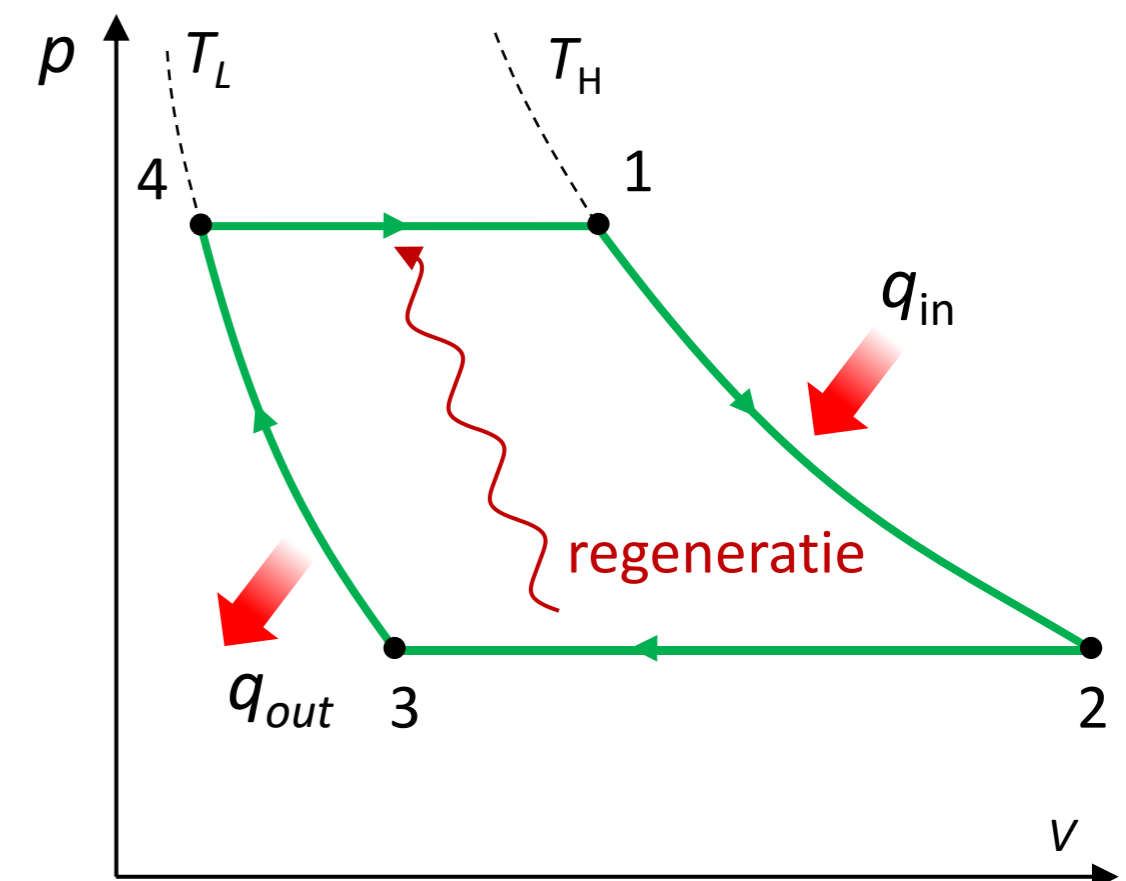
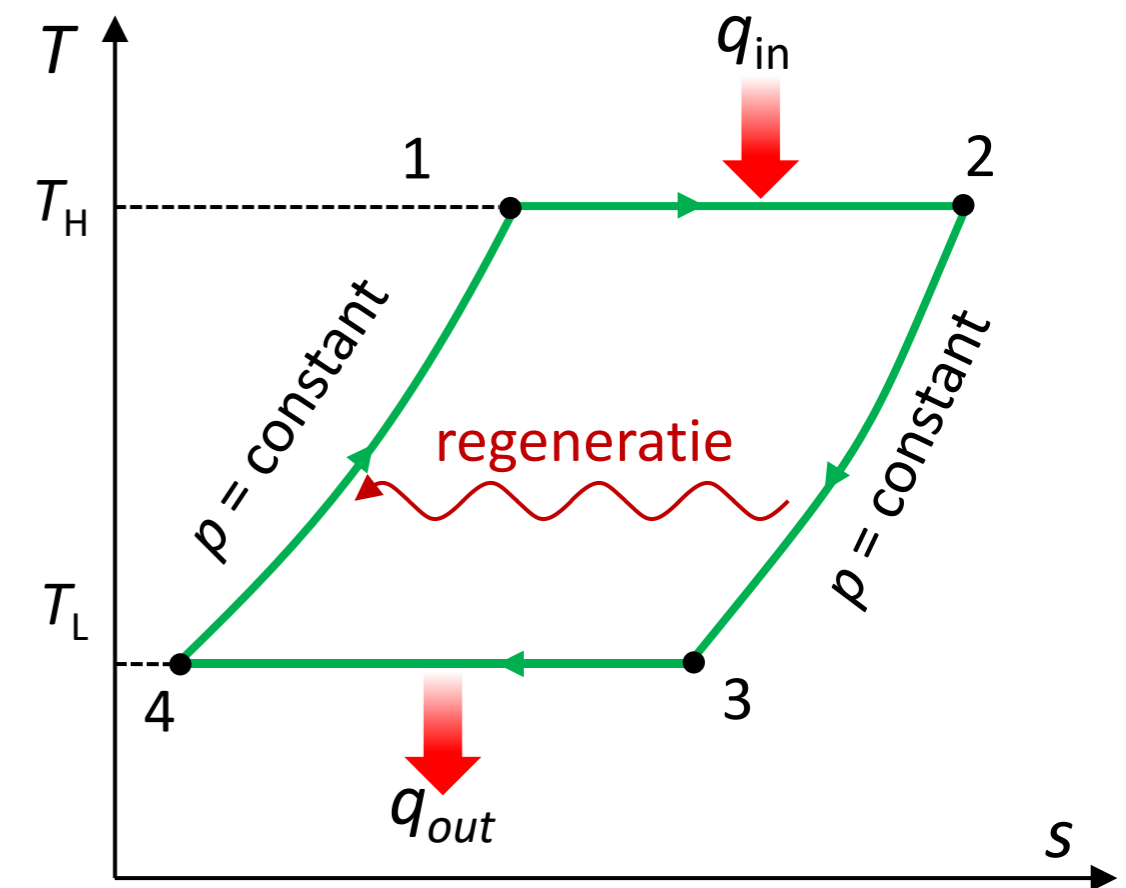
4.1. CYCLI MET UITWENDIGE VERBRANDING

- Stirling en Ericssoncyclus
 - Stirlingcyclus in de praktijk



4.1. CYCLI MET UITWENDIGE VERBRANDING

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



4.1. CYCLI MET UITWENDIGE VERBRANDING

- Stirling en Ericssoncyclus

- Ericssoncyclus lijkt sterk op een Braytoncyclus

- Echter in Braytoncyclus

- Geen regeneratie

- De compressie en expansie zijn adiabatisch en niet isotherm

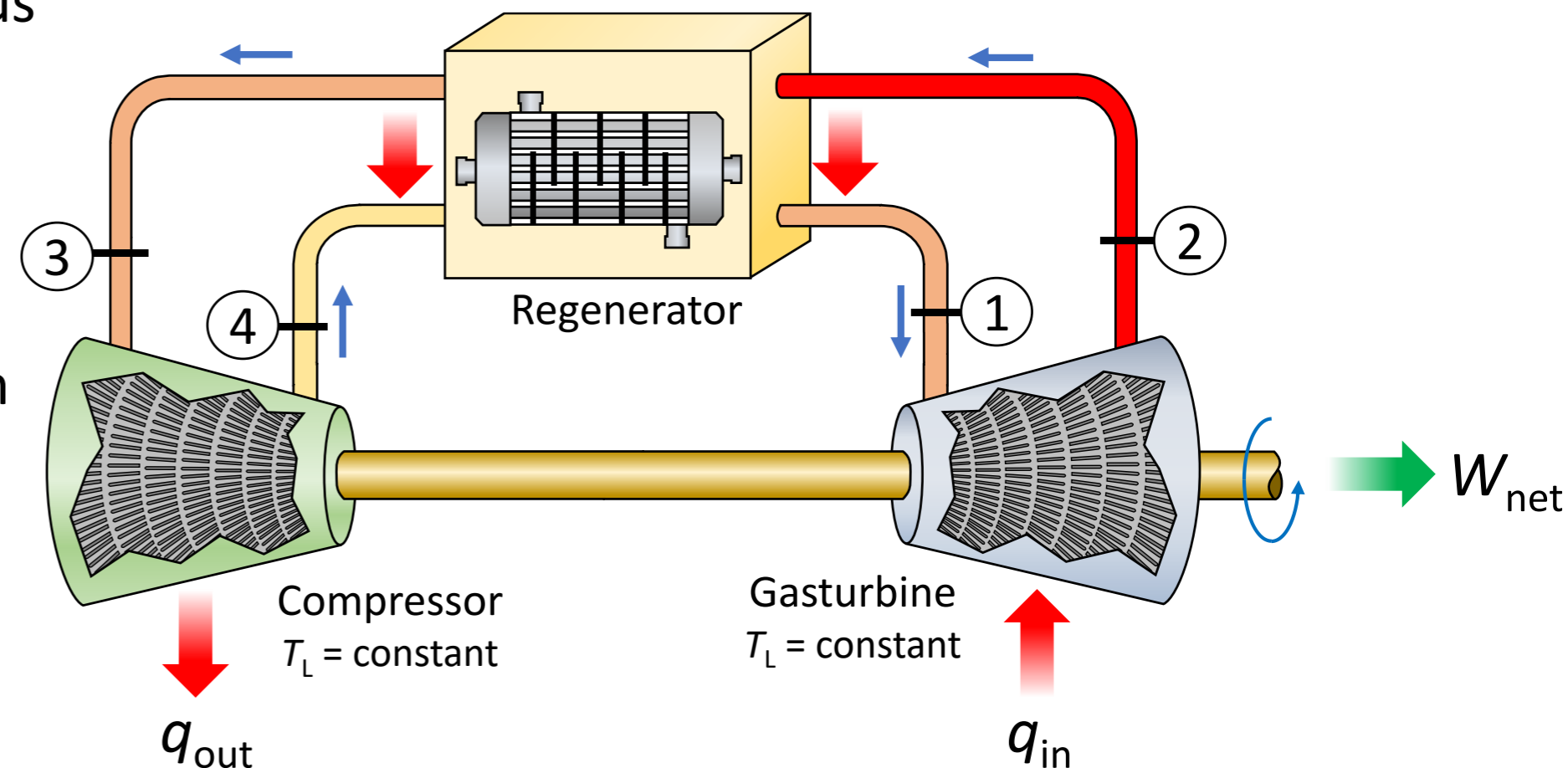
- Isotherme compressie/expansie is in de praktijk moeilijk te realiseren

- Voordelen

- Hoge efficiëntie door regeneratie

- Warmteproductie is extern (extern verbranding): meer flexibel naar brandstoftype

- Gesloten cyclus: andere gassen dan lucht kunnen gebruikt worden



4.1. CYCLI MET UITWENDIGE VERBRANDING

- Stirling en Ericssoncyclus: efficiëntie

- De processen m.b.t. warmteregeneratie: geen netto warmte-uitwisseling met omgeving ($Q_{2 \rightarrow 3} = Q_{4 \rightarrow 1}$)
- Dus toepassing van de 1^{ste} hoofdwet over de cyclus geeft (warmtes in absolute waarde),

$$W_{net} = Q_1 - Q_2$$

↑
Hoge temperatuur (T_H) warmte

↙
Lage temperatuur (T_L) warmte

- We berekenen de opgenomen warmte, Q_1 , isotherme expansie:

$$dU = 0 = \delta Q - \delta W \text{ of } \delta Q = \delta W$$

$$\downarrow$$
$$\delta Q = p \cdot dV$$

$$\downarrow$$
$$\int_1^2 \delta Q = \int_1^2 p \cdot dV$$

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

4.1. CYCLI MET UITWENDIGE VERBRANDING

- Stirling en Ericssoncyclus: efficiëntie

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

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

- Compressieverhouding

$$r = \frac{V_2}{V_1} \quad \text{en} \quad T_H = T_1$$

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

- Analooq kan aangetoond worden dat, $Q_2 = n \cdot R \cdot T_L \cdot \ln(r)$
- Aldus is de netto arbeid geleverd

$$T_L = T_3$$

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

4.1. CYCLI MET UITWENDIGE VERBRANDING

- Stirling en Ericssoncyclus: efficiëntie

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

- Efficiëntie = arbeid / opgenomen warmte: $\varepsilon = \frac{W_{net}}{Q_1} = \frac{n \cdot R \cdot \ln(r) \cdot (T_H - T_L)}{n \cdot R \cdot \ln(r) \cdot T_H}$

$$\varepsilon = 1 - \frac{T_L}{T_H}$$

- Een Sterlingcyclus is **dus even efficiënt** als een Carnotcyclus werkende tussen T_H en T_L !
- De regenerator is niet 100% efficiënt en dus werkelijke efficiëntie zal lager liggen:

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

↑
regeneratorefficiëntie

4.1. CYCLI MET UITWENDIGE VERBRANDING

- Stirling en Ericssoncyclus: efficiëntie, rekenvoorbeeld
- Stel, compressieverhouding van 10 in een Stirlingcyclus, $T_L = 366,5 \text{ K}$ en $T_H = 811 \text{ K}$ – Bereken opgenomen warmte, geleverde arbeid per mol werkmiddel en efficiëntie

$$w_{net} = q_{in} - q_{out} \quad \leftarrow$$

- Kleine letter, specifieke warmte en specifieke arbeid
- q in absolute waarde !

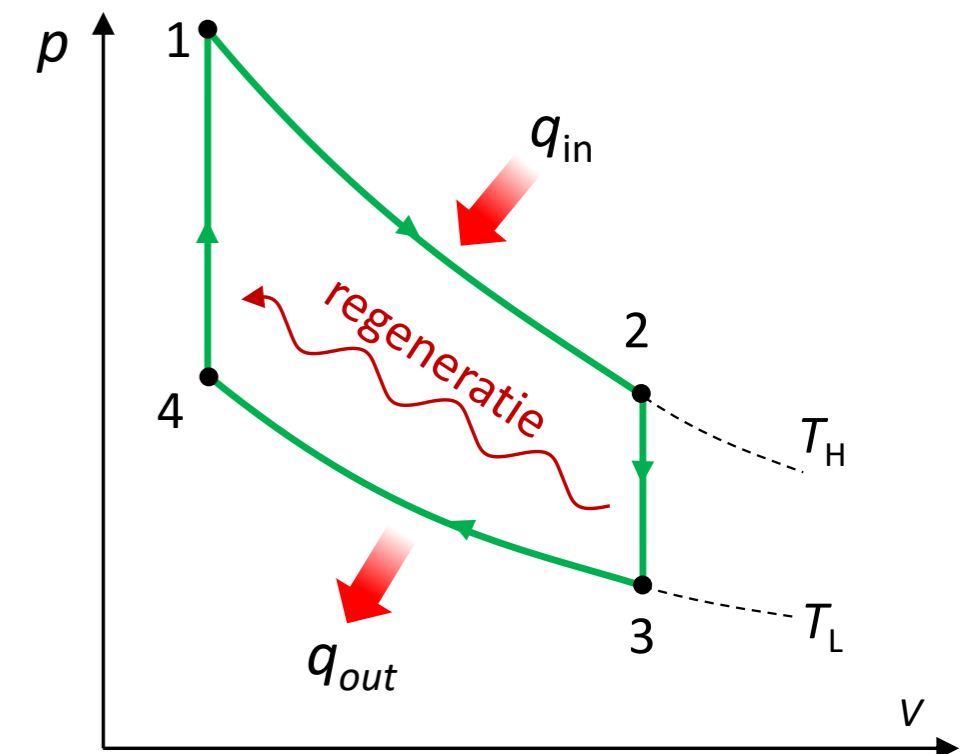
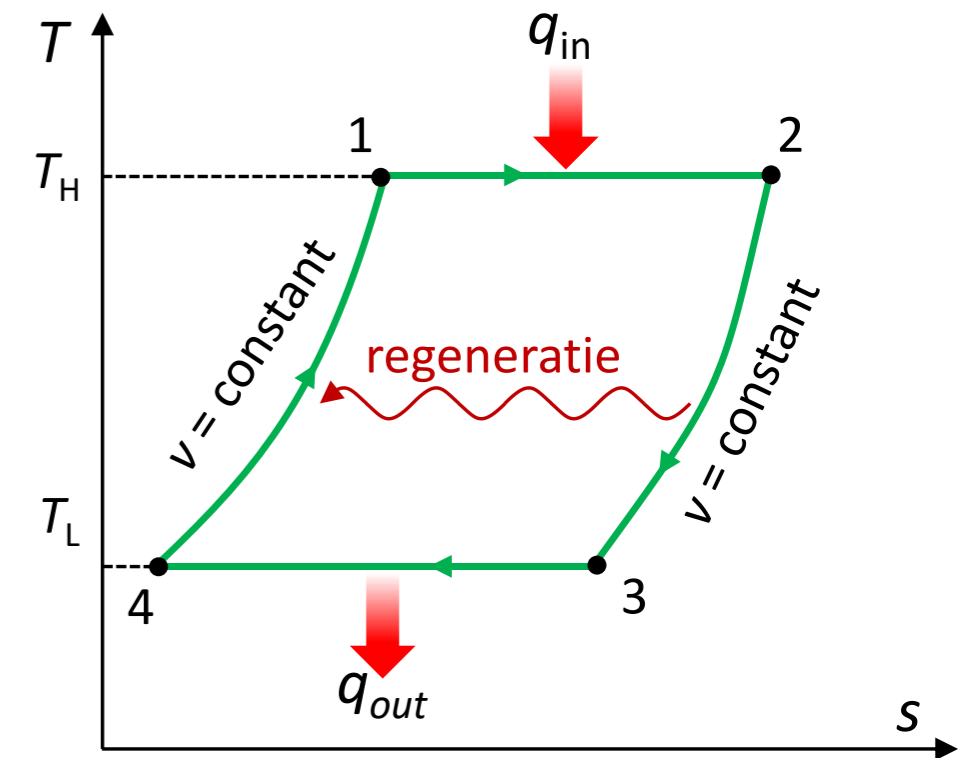
$$\begin{cases} q_{in} = R \cdot T_1 \cdot \ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right) \\ q_{out} = R \cdot T_3 \cdot \ln\left(\frac{V_4}{V_3}\right) \end{cases} \rightarrow w_{net} = R \cdot \ln(r) \cdot (T_1 - T_3)$$

Bemerk dat $T_3 = T_L$ en $T_1 = T_H$

$$w_{net} = 8,314 \frac{\text{J}}{\text{mol} \cdot \text{K}} \cdot \ln(10) \cdot (811 \text{ K} - 366,5 \text{ K}) = 8509,4 \text{ J/mol}$$

$$q_{in} = 8,314 \frac{\text{J}}{\text{mol} \cdot \text{K}} \cdot \ln(10) \cdot 811 \text{ K} = 15525,5 \text{ J/mol}$$

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



4.1. CYCLI MET UITWENDIGE VERBRANDING

- Stirling en Ericssoncyclus: efficiëntie, rekenvoorbeeld
- Stel, compressieverhouding van 10 in een Ericssoncyclus, $p_2 = p_3 = 200 \text{ kPa}$, $T_L = 100 \text{ °C}$ en $T_H = 600 \text{ °C}$ – Bereken opgenomen warmte, geleverde arbeid per mol werkmiddel en efficiëntie
- We berekenen eerst de drukken en volumes (molaire volumes) voor ieder punt in de cyclus

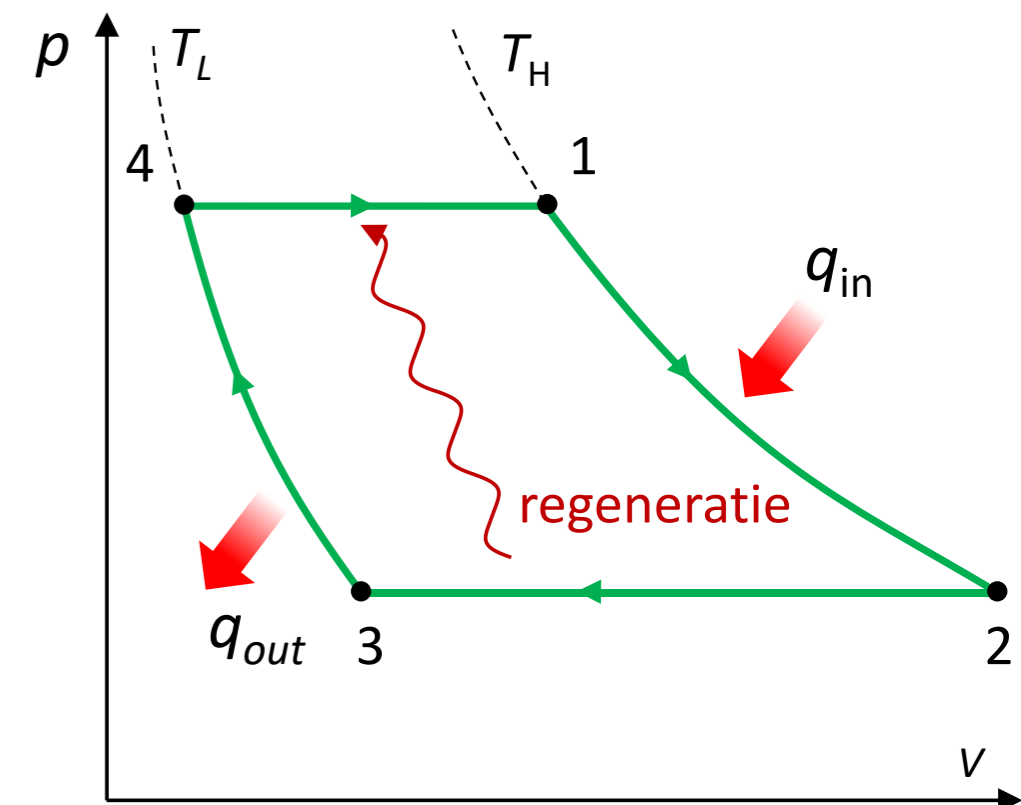
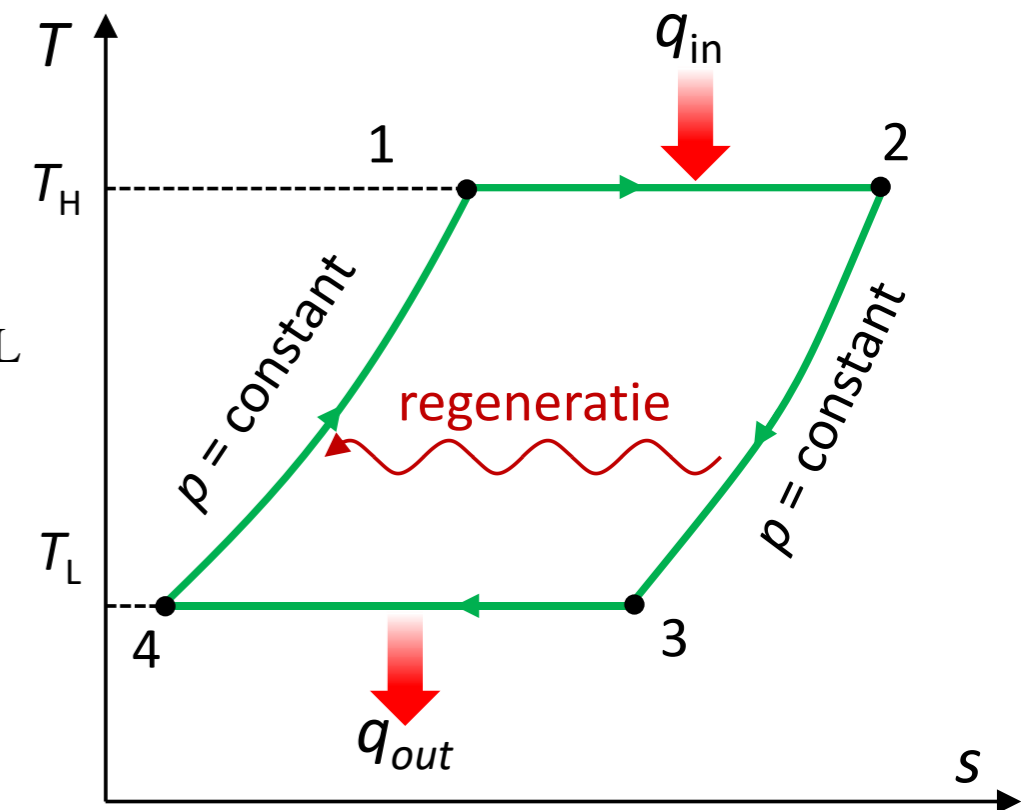
- Punt '1': $p_1 = p_2 \cdot r = 200 \cdot 10^3 \text{ Pa} \cdot 10 = 200 \cdot 10^4 \text{ Pa}$

$$v_{m,1} = \frac{R \cdot T_1}{p_1} = \frac{8,341 \frac{\text{J}}{\text{mol} \cdot \text{K}} \cdot 873 \text{ K}}{200 \cdot 10^4 \text{ Pa}} = 0,00363 \frac{\text{m}^3}{\text{mol}}$$

- Punt '2' $p_2 = 200 \cdot 10^3 \text{ Pa}$

$$v_{m,2} = r \cdot v_{m,1} = 10 \cdot 0,00363 \frac{\text{m}^3}{\text{mol}} = 0,0363 \frac{\text{m}^3}{\text{mol}}$$

Ideale gaswet



4.1. CYCLI MET UITWENDIGE VERBRANDING

Stirling en Ericssoncyclus: efficiëntie, rekenvoorbeeld

- Punt '1': $p_1 = 200 \cdot 10^4 \text{ Pa}$ $v_{m,1} = 0,00363 \frac{\text{m}^3}{\text{mol}}$
- Punt '2': $p_2 = 200 \cdot 10^3 \text{ Pa}$ $v_{m,2} = 0,0363 \frac{\text{m}^3}{\text{mol}}$
- Punt '3': $p_2 = p_3 = 200 \cdot 10^3 \text{ Pa}$

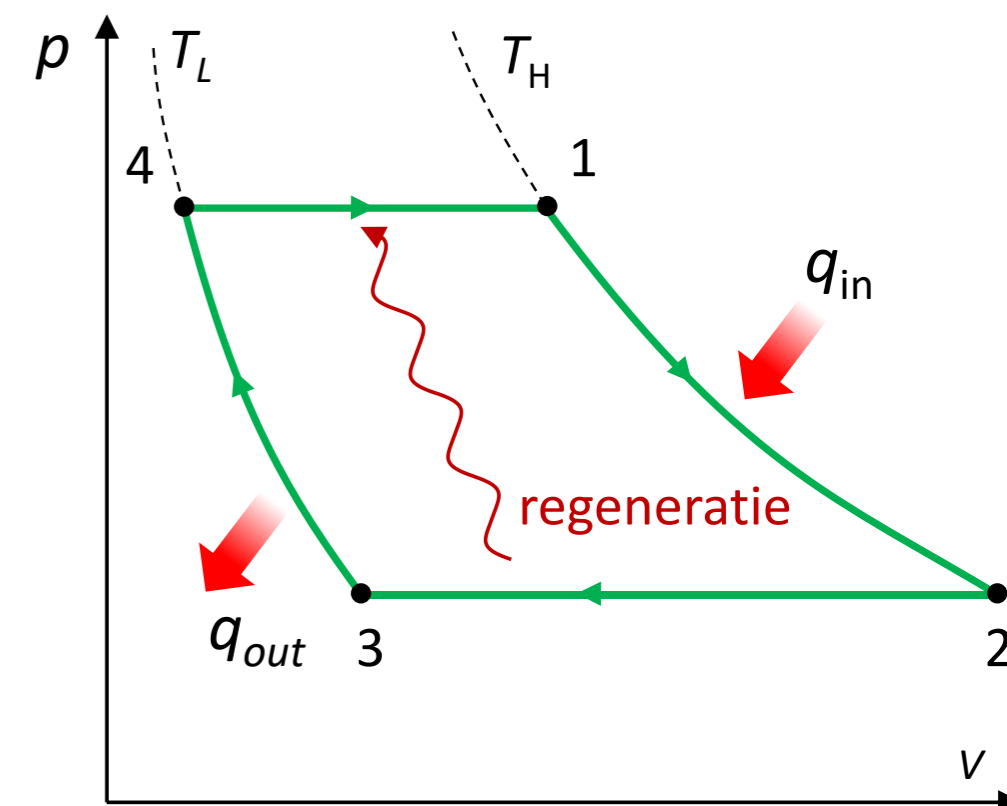
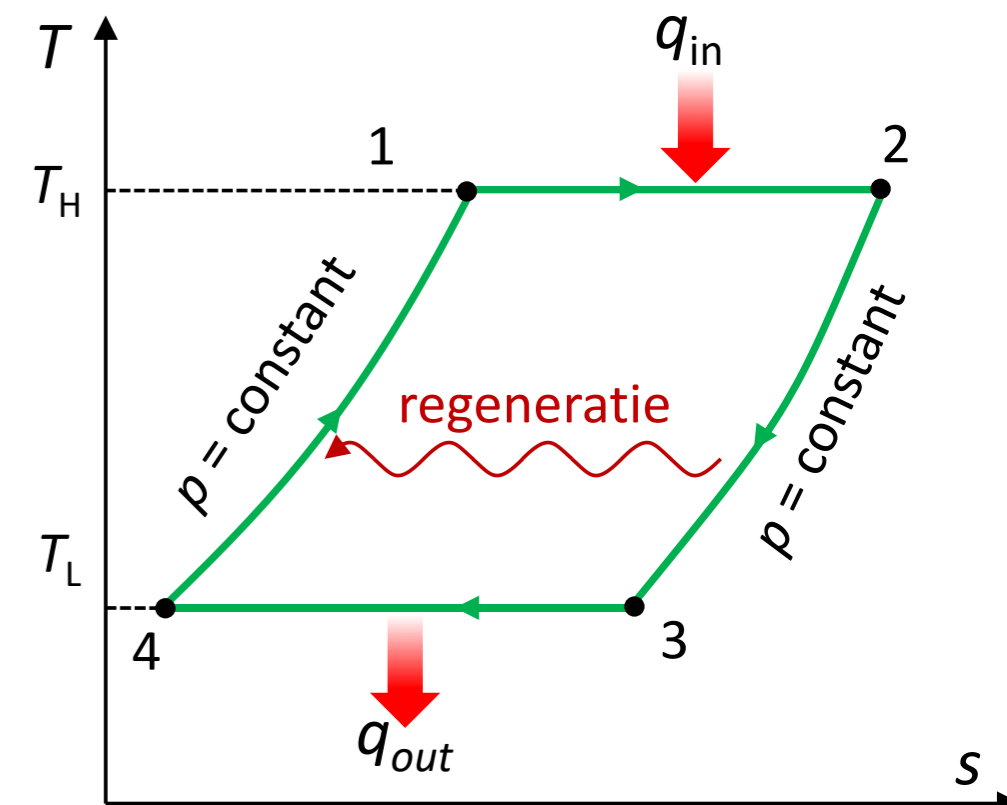
↙ Ideale gaswet

$$v_{m,3} = \frac{R \cdot T_3}{p_3} = \frac{8,341 \frac{\text{J}}{\text{mol} \cdot \text{K}} \cdot 373 \text{ K}}{200 \cdot 10^3 \text{ Pa}} = 0,0155 \frac{\text{m}^3}{\text{mol}}$$

- Punt '4': $p_4 = p_1 = 200 \cdot 10^4 \text{ Pa}$

$$v_{m,4} = \frac{V_3}{r} = \frac{0,0155 \frac{\text{m}^3}{\text{mol}}}{10} = 0,00155 \frac{\text{m}^3}{\text{mol}}$$

- Vervolgens gaan we de arbeid uitgewisseld per stap berekenen



4.1. CYCLI MET UITWENDIGE VERBRANDING

- Stirling en Ericssoncyclus: efficiëntie, rekenvoorbeeld

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

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

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

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

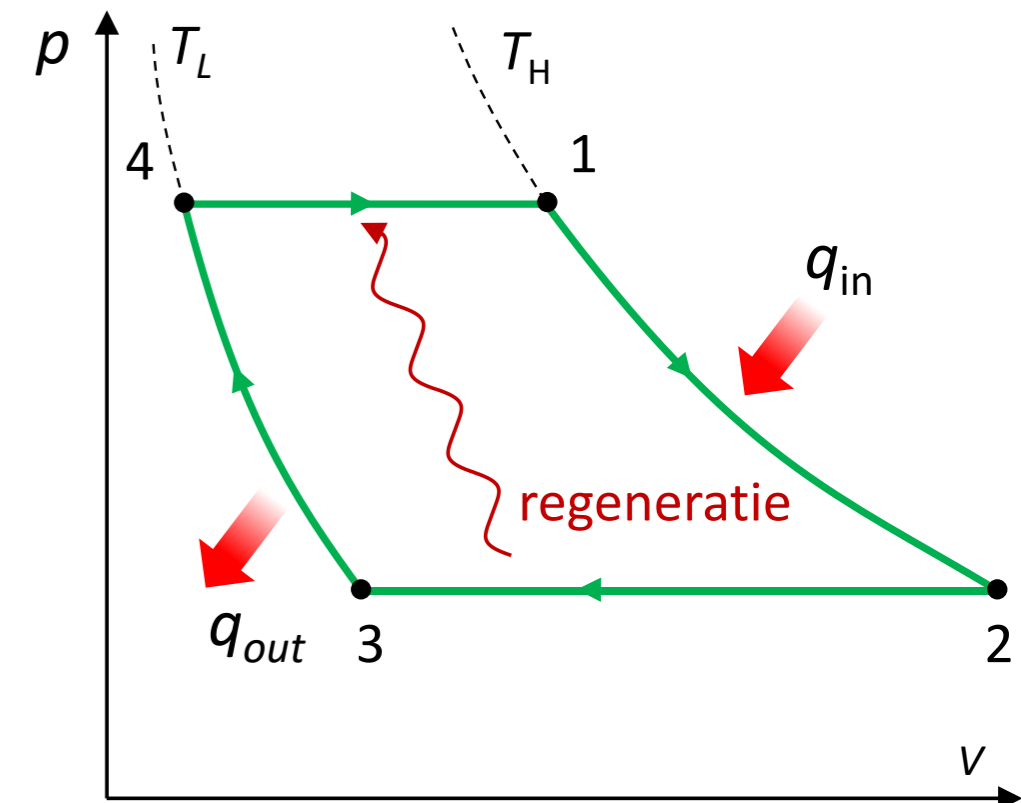
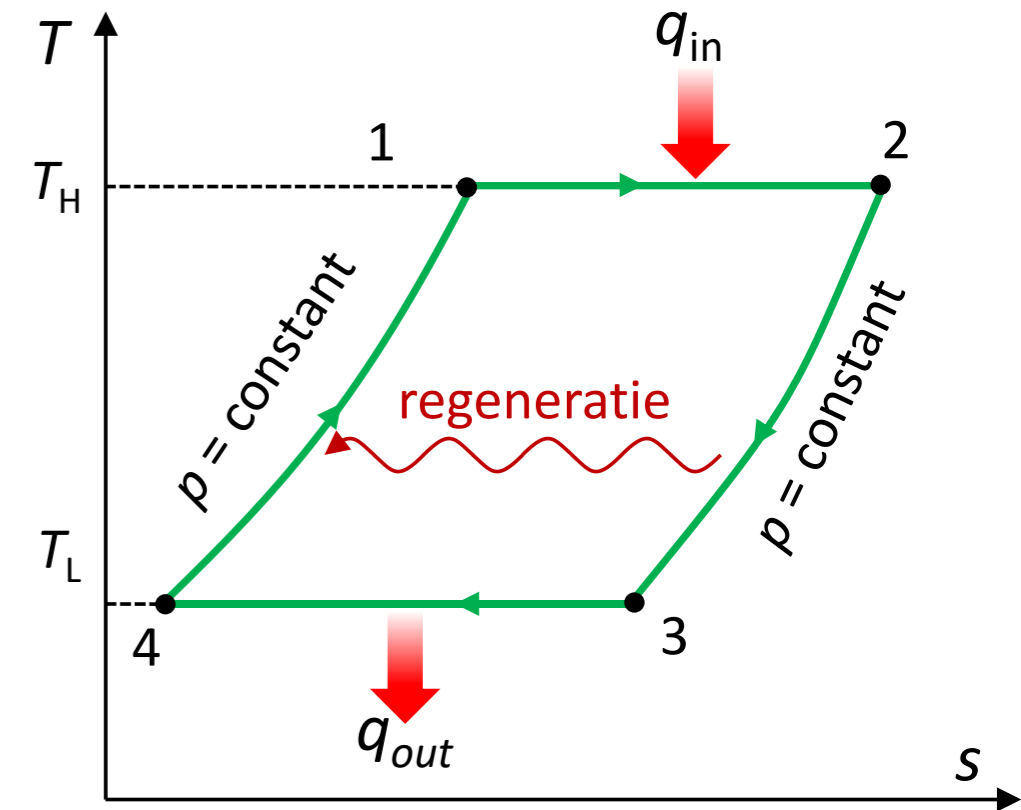
- Proces 3-4 (isotherme compressie van een ideaal gas):

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

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

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

Heft mekaar op, logisch want de totale verandering van inwendige energie over de cyclus moet nul zijn



4.1. CYCLI MET UITWENDIGE VERBRANDING

- Stirling en Ericssoncyclus: efficiëntie, rekenvoorbeeld
 - Netto geleverde arbeid wordt aldus (som van alle stappen)

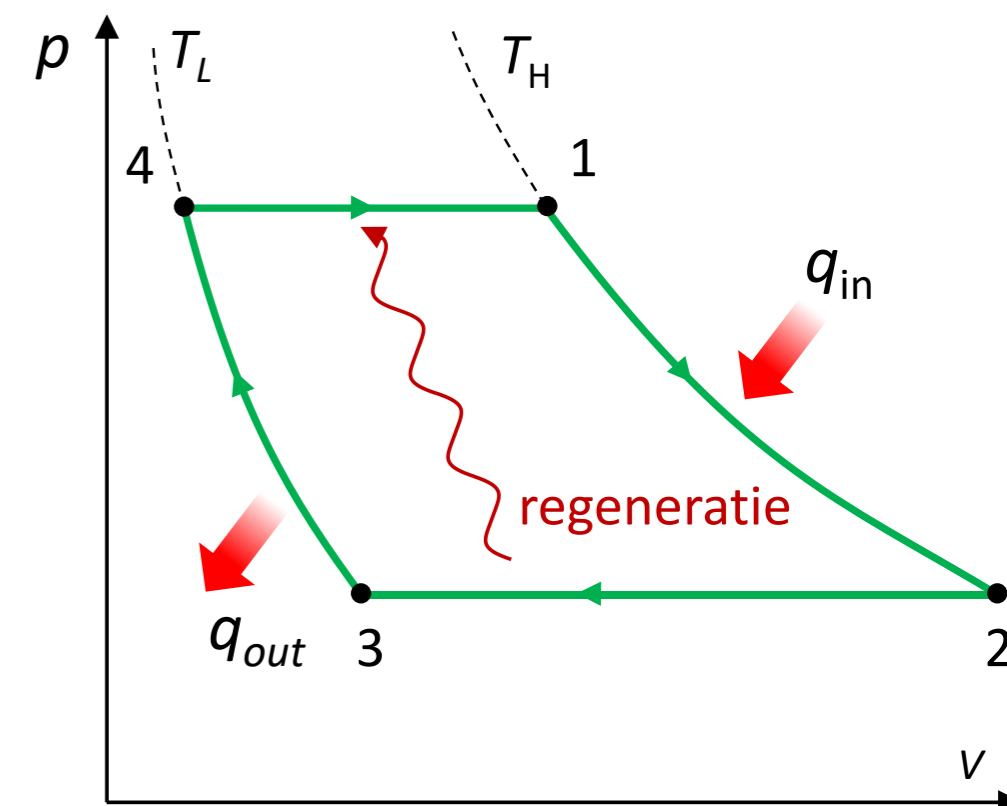
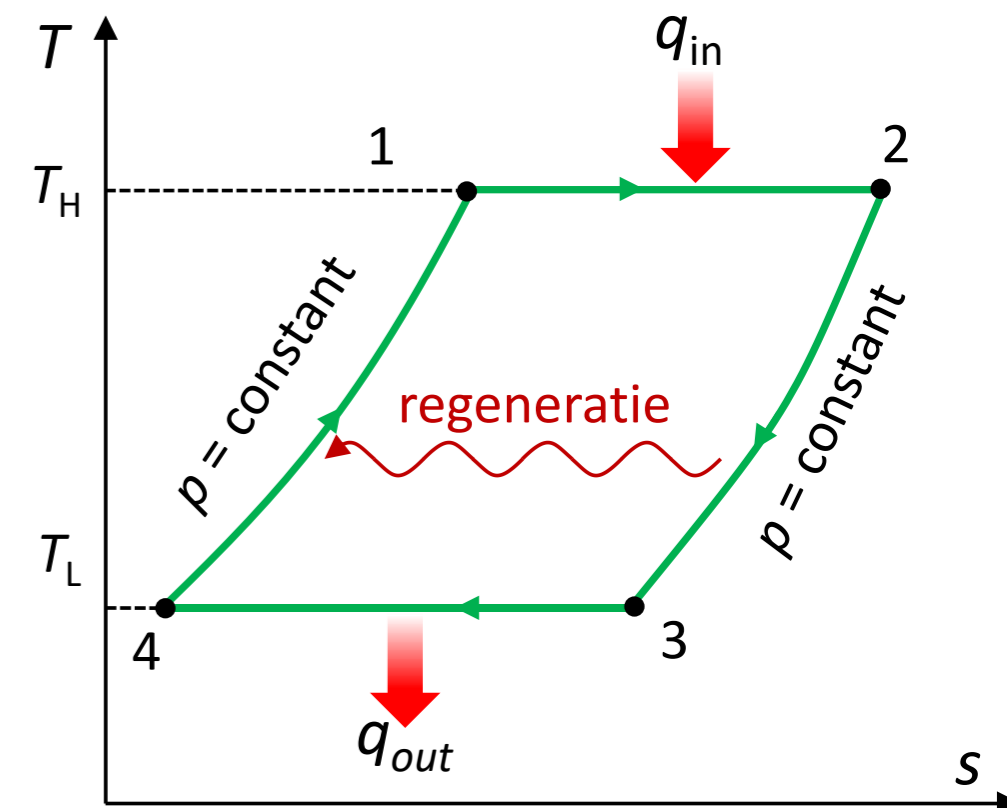
$$w_{out} = 9572 \frac{J}{mol}$$

- En de efficiëntie bedraagt aldus

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

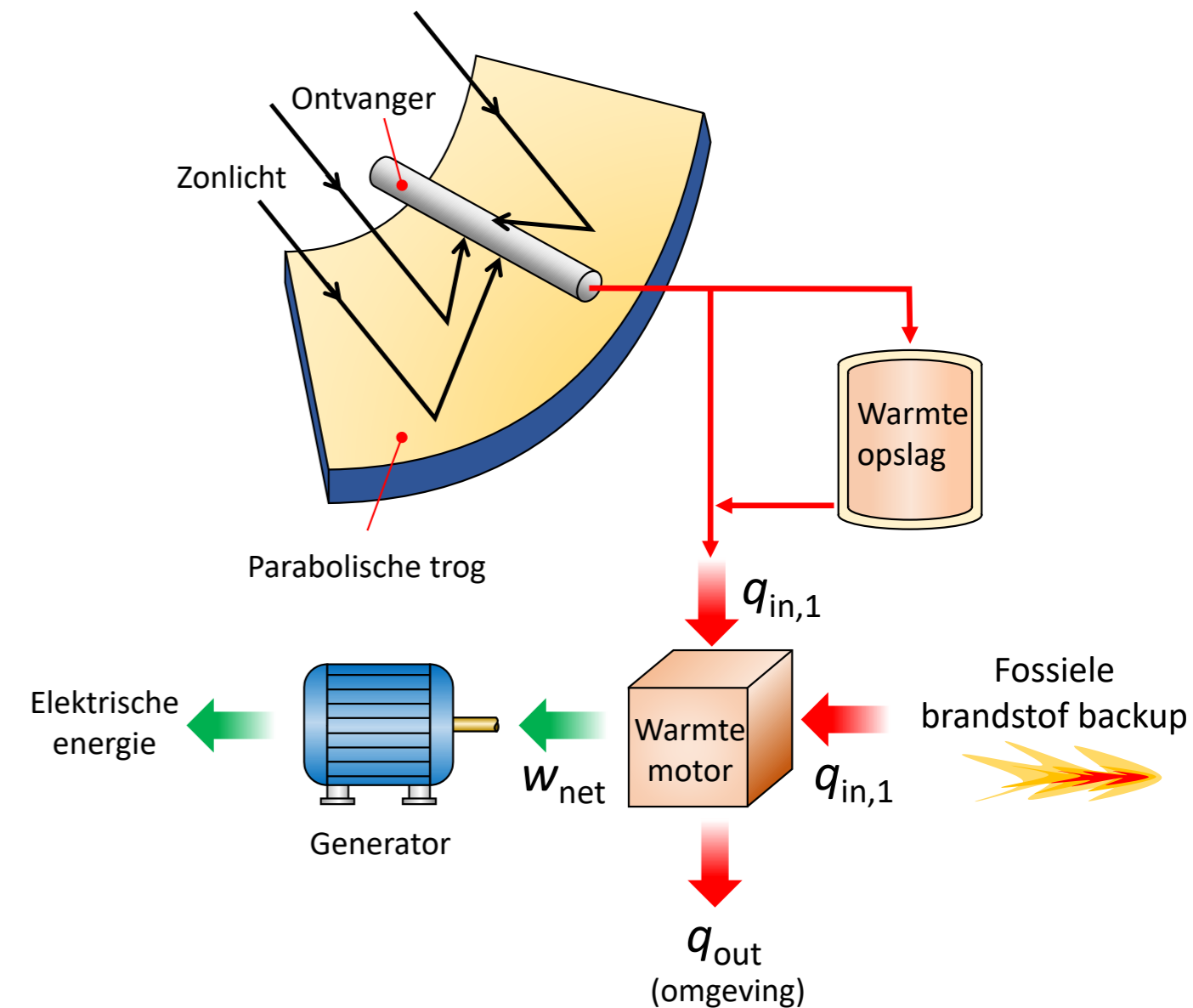
Eveneens geldt dat

$$\varepsilon = \frac{w_{out}}{q_{1 \rightarrow 2}} = \frac{9572 J/mol}{16712 J/mol} = 0,57$$



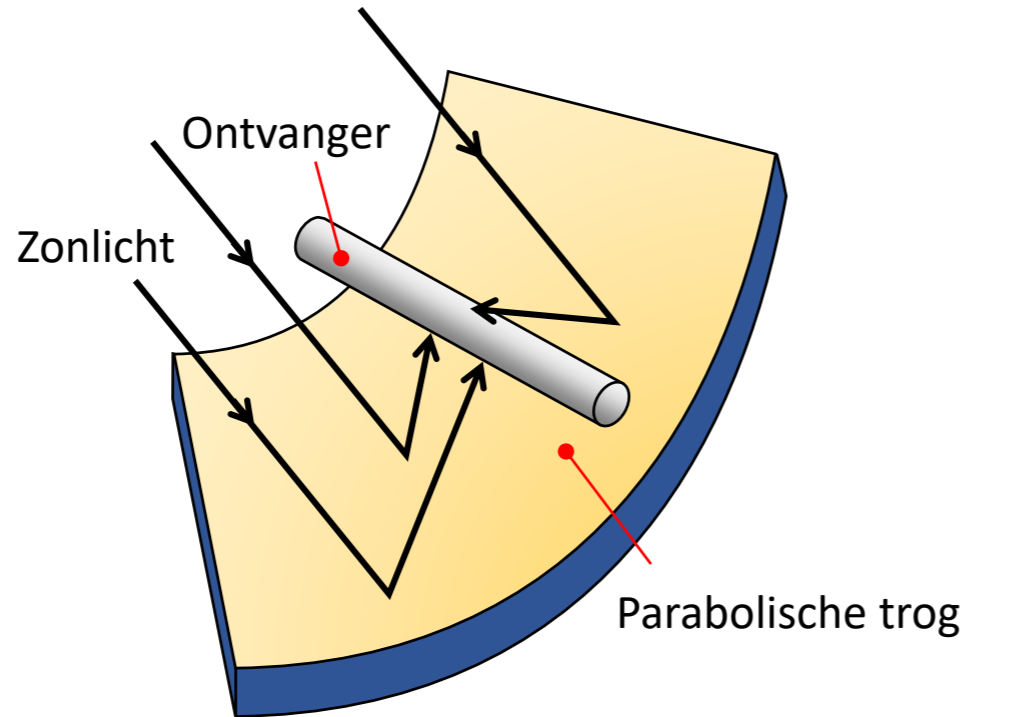
4.1. CYCLI MET UITWENDIGE VERBRANDING

- Overige toepassingen Brayton en Stirlingcycli:
 - Geconcentreerde zonne-energie (CSP)
 - Zonnewarmte wordt geconcentreerd (hogere T) dmv. spiegels
 - De warmte drijft een Brayton of Stirlingcyclus aan
 - Bij momenten dat geen zon aanwezig is, kan warmte voorzien worden door:
 - Surplus warmte op te slaan overdag (*PCM – faseveranderingsmateriaal* dat warmte opslaat via latente warmte)
 - Bij te stoken met een brandstof, bijv. aardgas.
 - Verschillende systemen

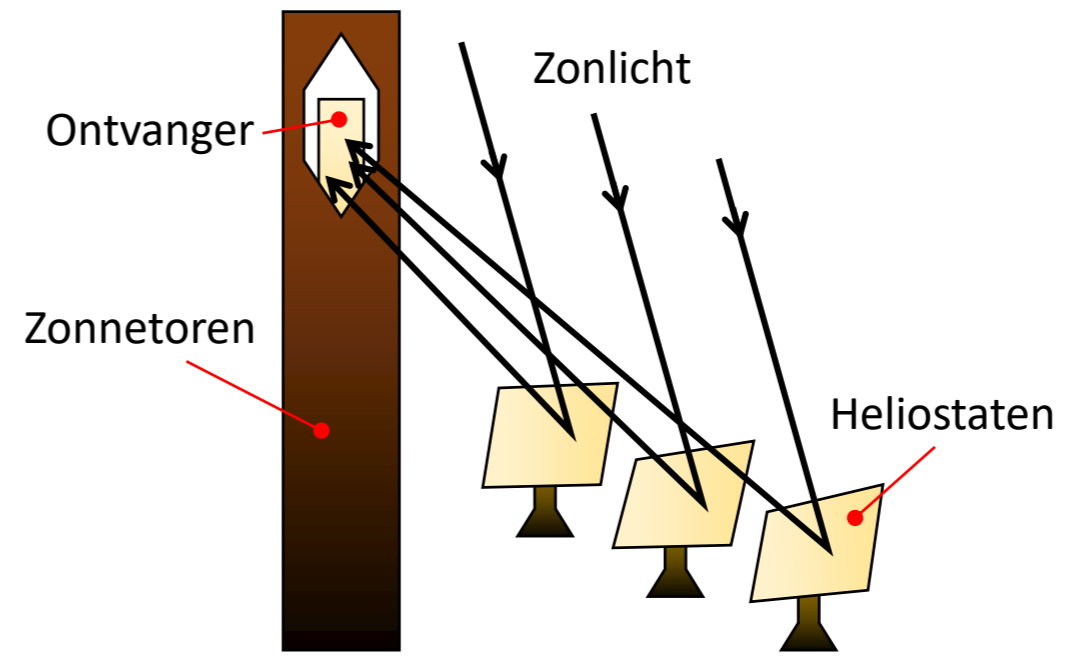
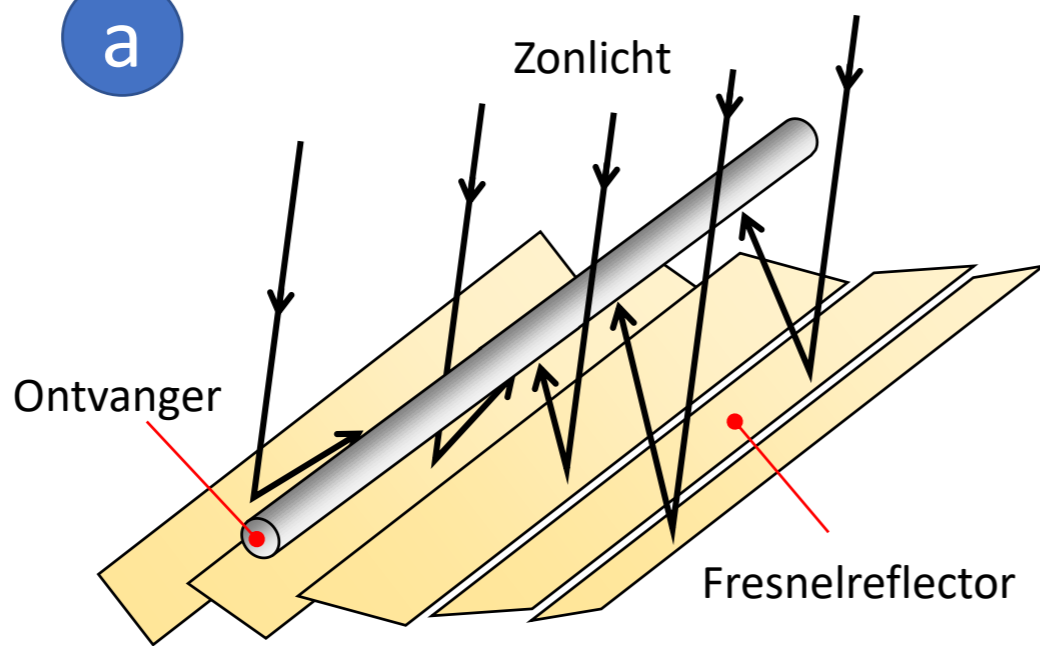


4.1. CYCLI MET UITWENDIGE VERBRANDING

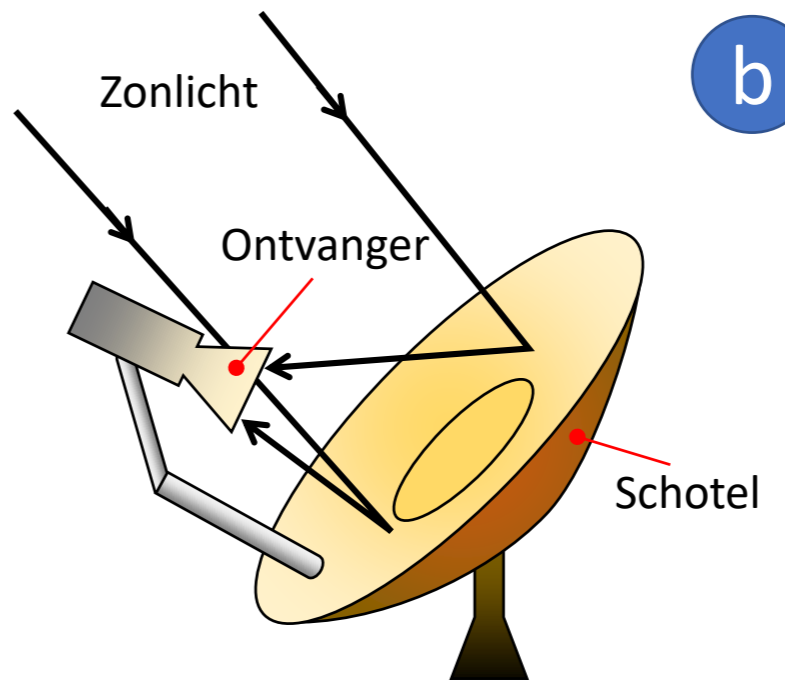
- Overige toepassingen Brayton en Stirlingcycli:
 - Geconcentreerde zonne-energie (CSP)



a

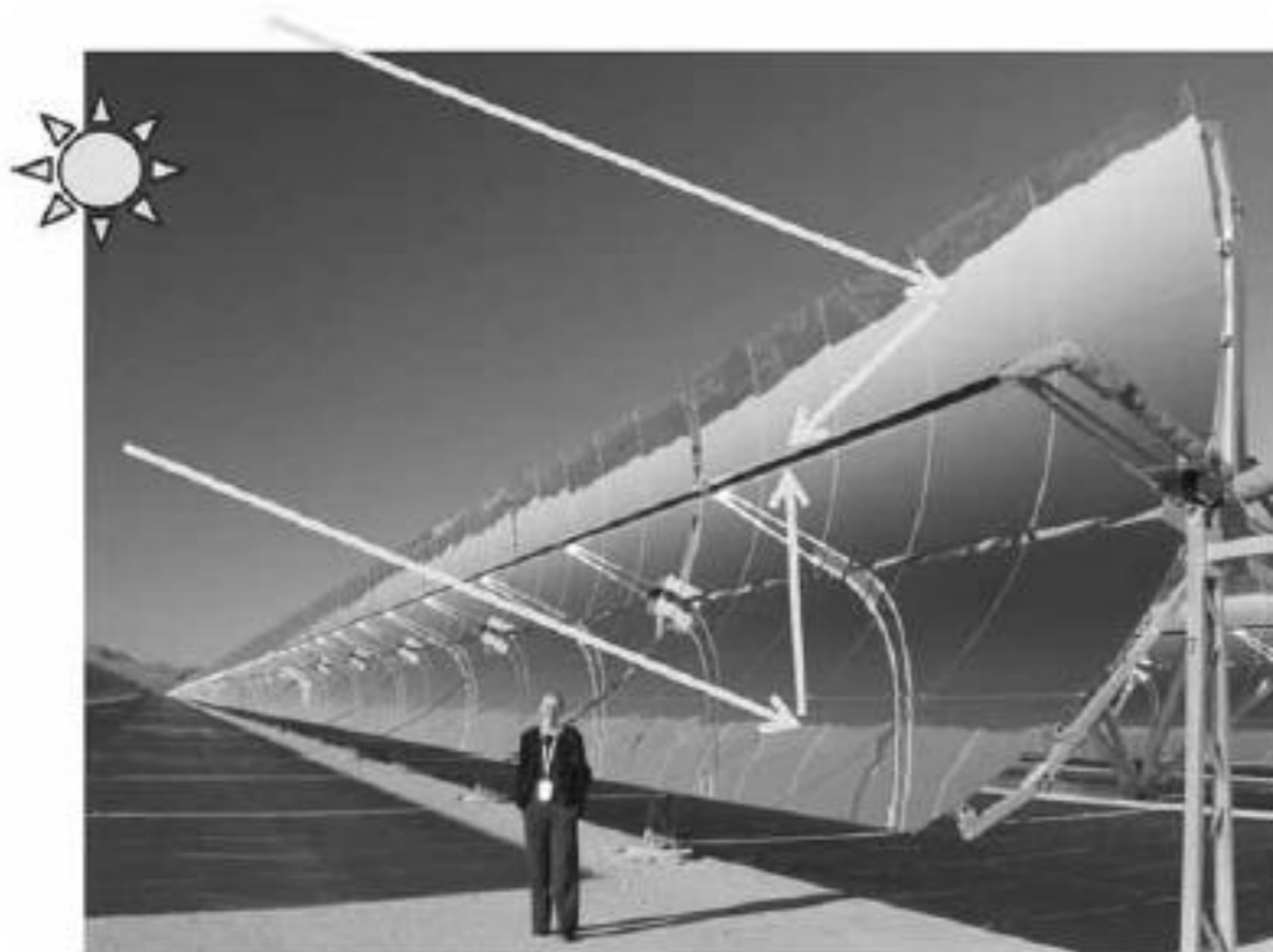


b

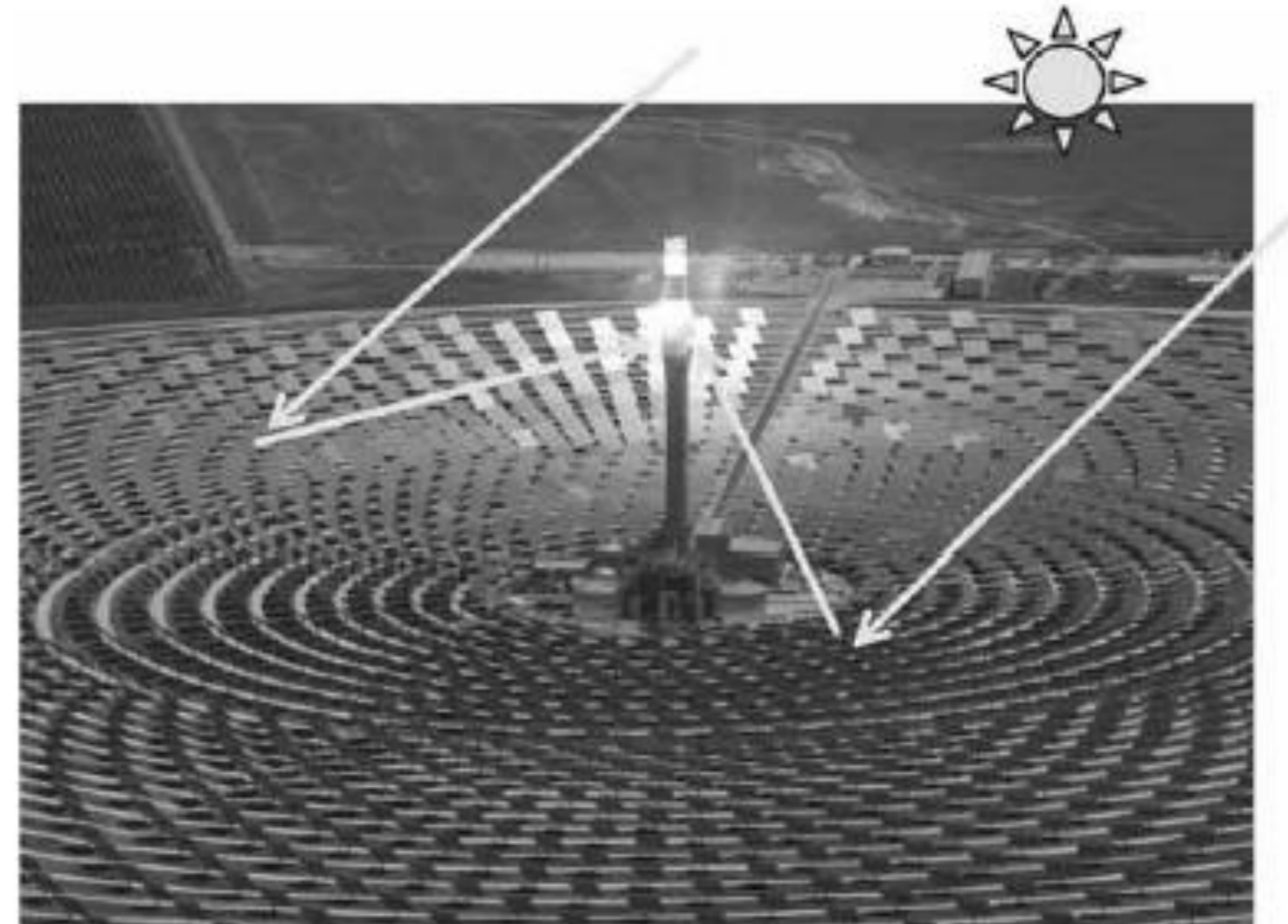


4.1. CYCLI MET UITWENDIGE VERBRANDING

- Overige toepassingen Brayton en Stirlingcycli:
 - Geconcentreerde zonne-energie (CSP)



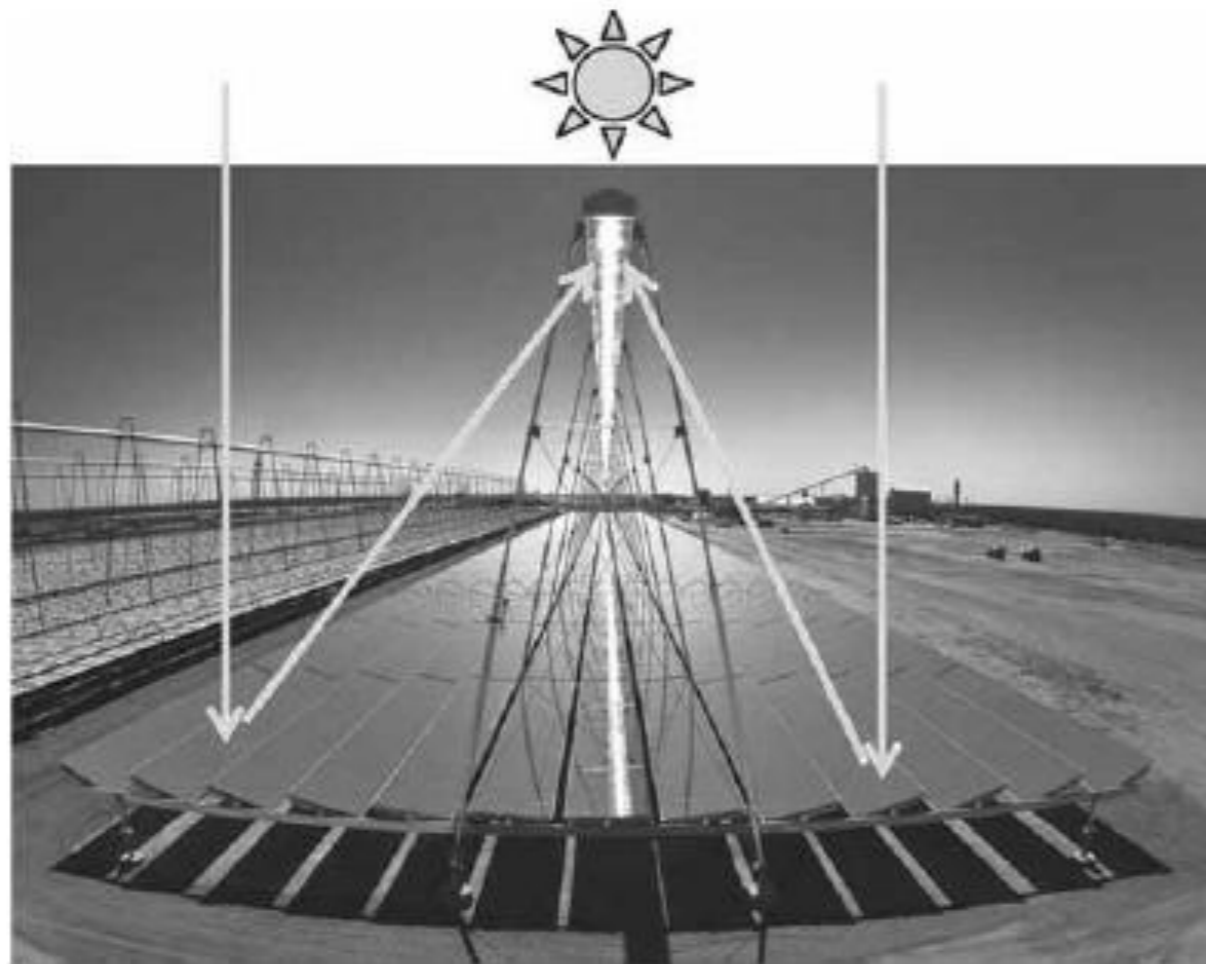
Parabolische trog



zonnetoren

4.1. CYCLI MET UITWENDIGE VERBRANDING

- Overige toepassingen Brayton en Stirlingcycli:
 - Geconcentreerde zonne-energie (CSP)



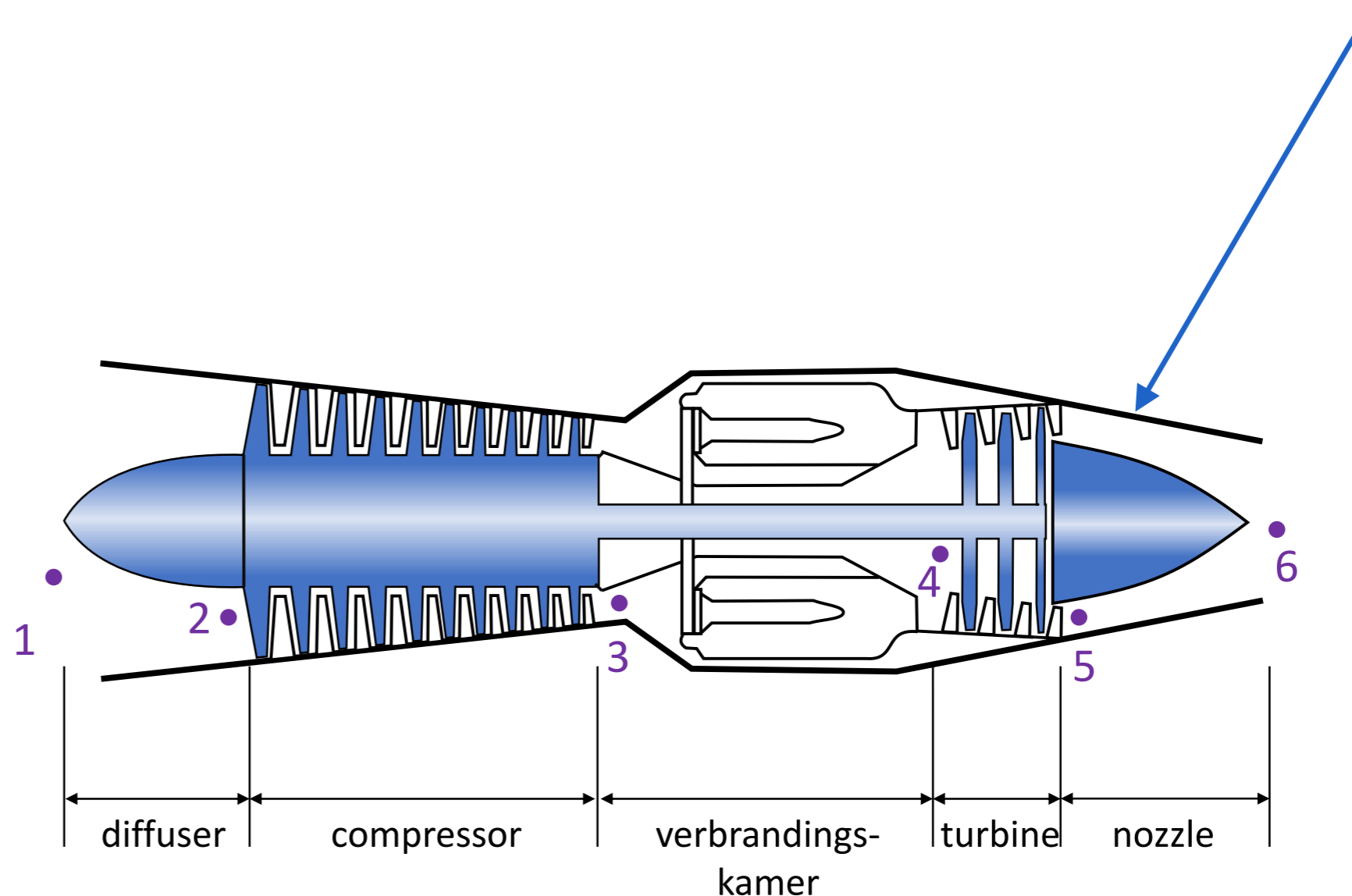
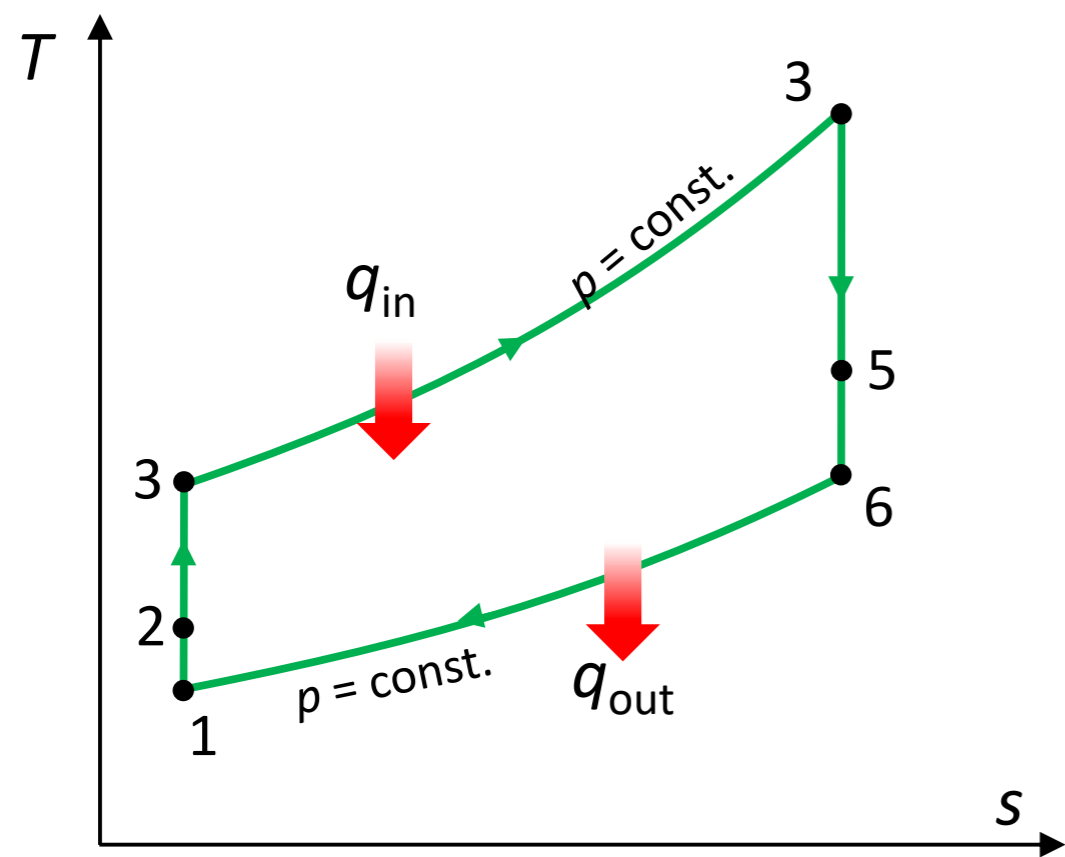
Lineaire fresnelreflector



Paraboloïde schotel

4.1. CYCLI MET UITWENDIGE VERBRANDING

- Overige toepassingen Braytoncycli:
 - Straalmotoren
 - De turbine-uitlaat op hoge druk en hoge temperatuur: expansie van uitlaatgassen in een straalbuis om stuwkracht te genereren
 - De netto-arbeid van de cyclus is nul !



4.1. CYCLI MET UITWENDIGE VERBRANDING

- Overige toepassingen Braytoncycli:

- Straalmotoren

- De netto-arbeid van de cyclus is nul !

- Stuwkracht

Uitlaatluchtsnelheid
↓
Massadebiet
lucht
↓
Inlaatluchtsnelheid
↓

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

- Voortstuwingsvermogen

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

- Gezien arbeid = 0, wordt de efficiëntie anders gedefinieerd (**voorstuwingsrendement**)

$$\eta = \frac{\text{voorstuwingsvermogen}}{\text{energietoevoer}} = \frac{P}{\dot{Q}_{in}}$$

Warmtevrijstelling door verbranding kerosine =
brandstofverbruik (kg/s) × stookwaarde brandstof (J/kg)

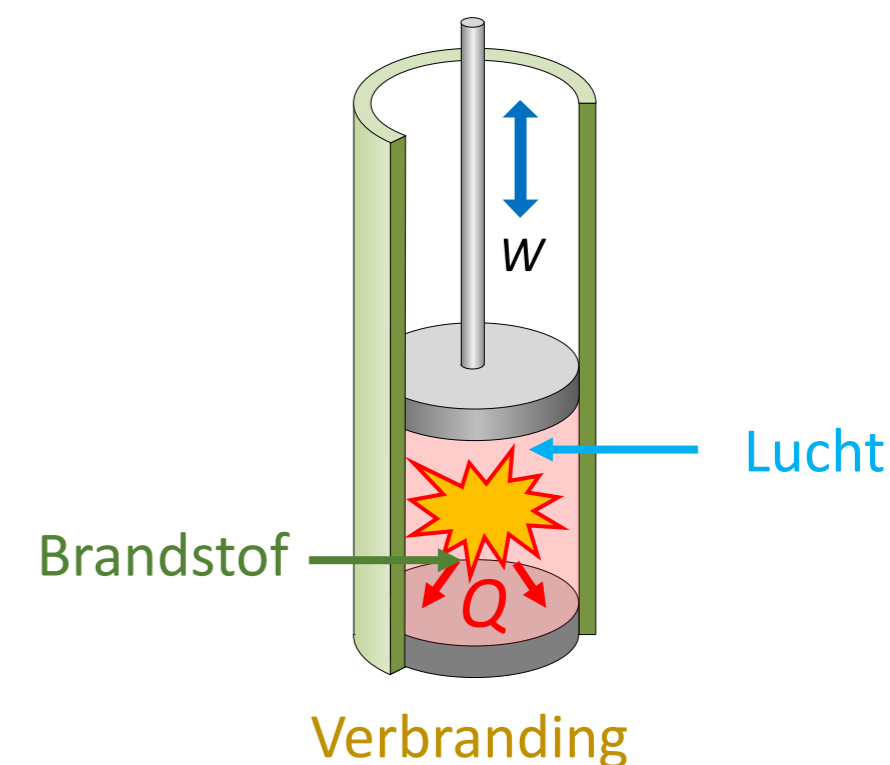
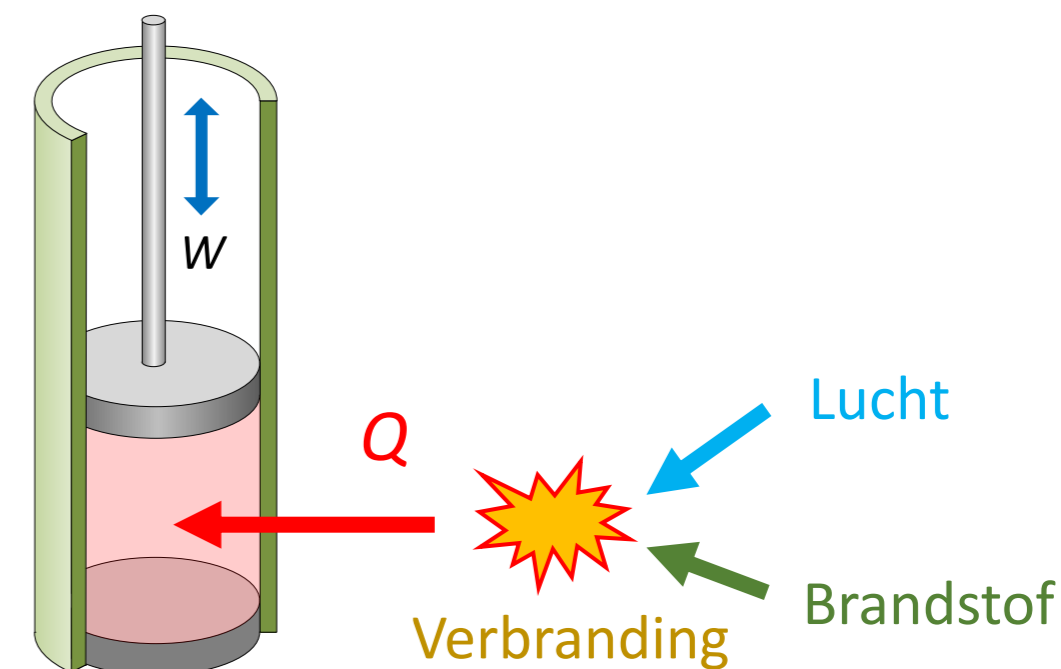
THERMODYNAMISCHE PROCESSEN – AJ '24-'25

H4: TOEGEPASTE THERMODYNAMISCHE PROCESSEN MET IDEALE OF BIJNA-IDEALE GASSEN, DEEL 2

Prof. dr. ir. Frederik Ronsse

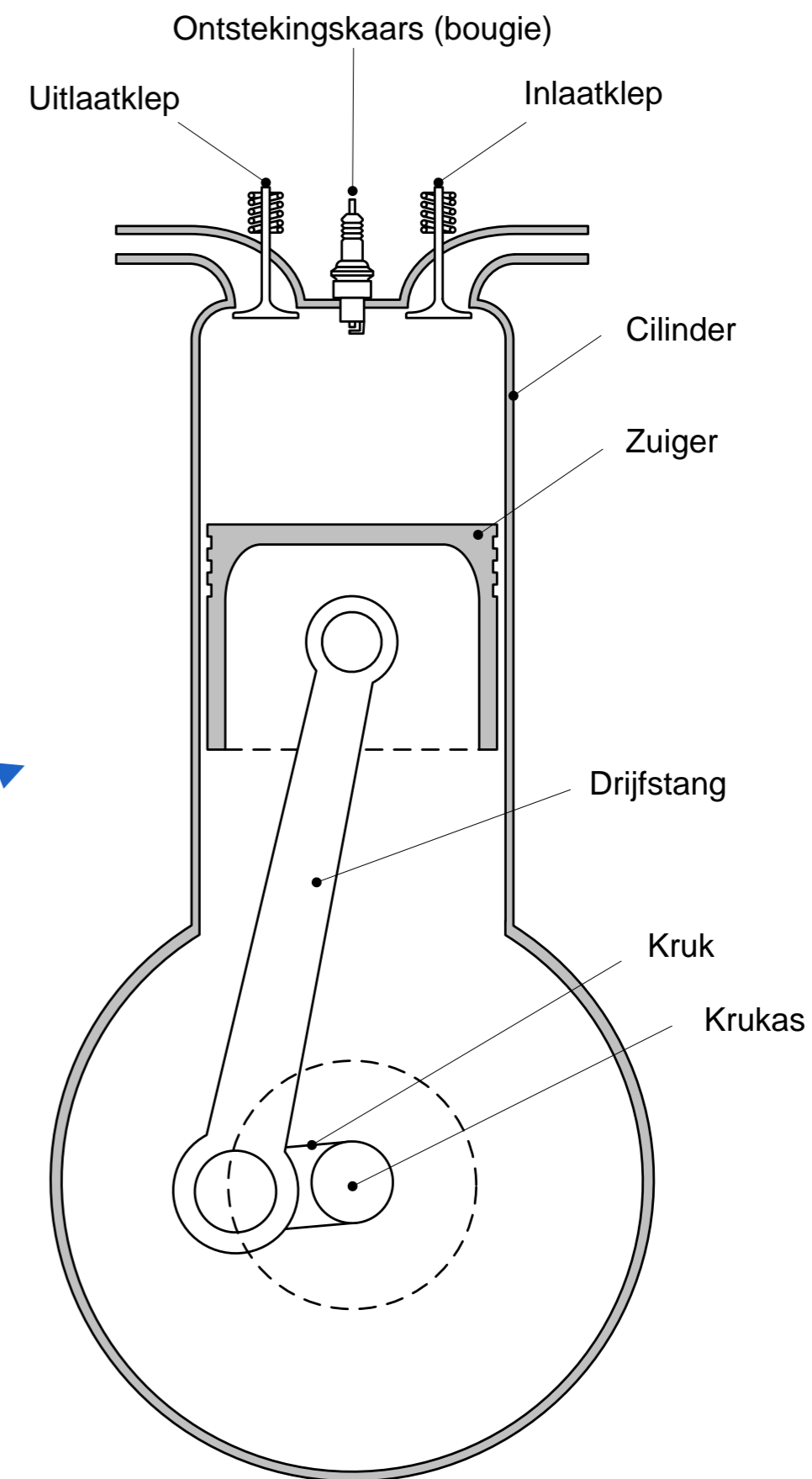
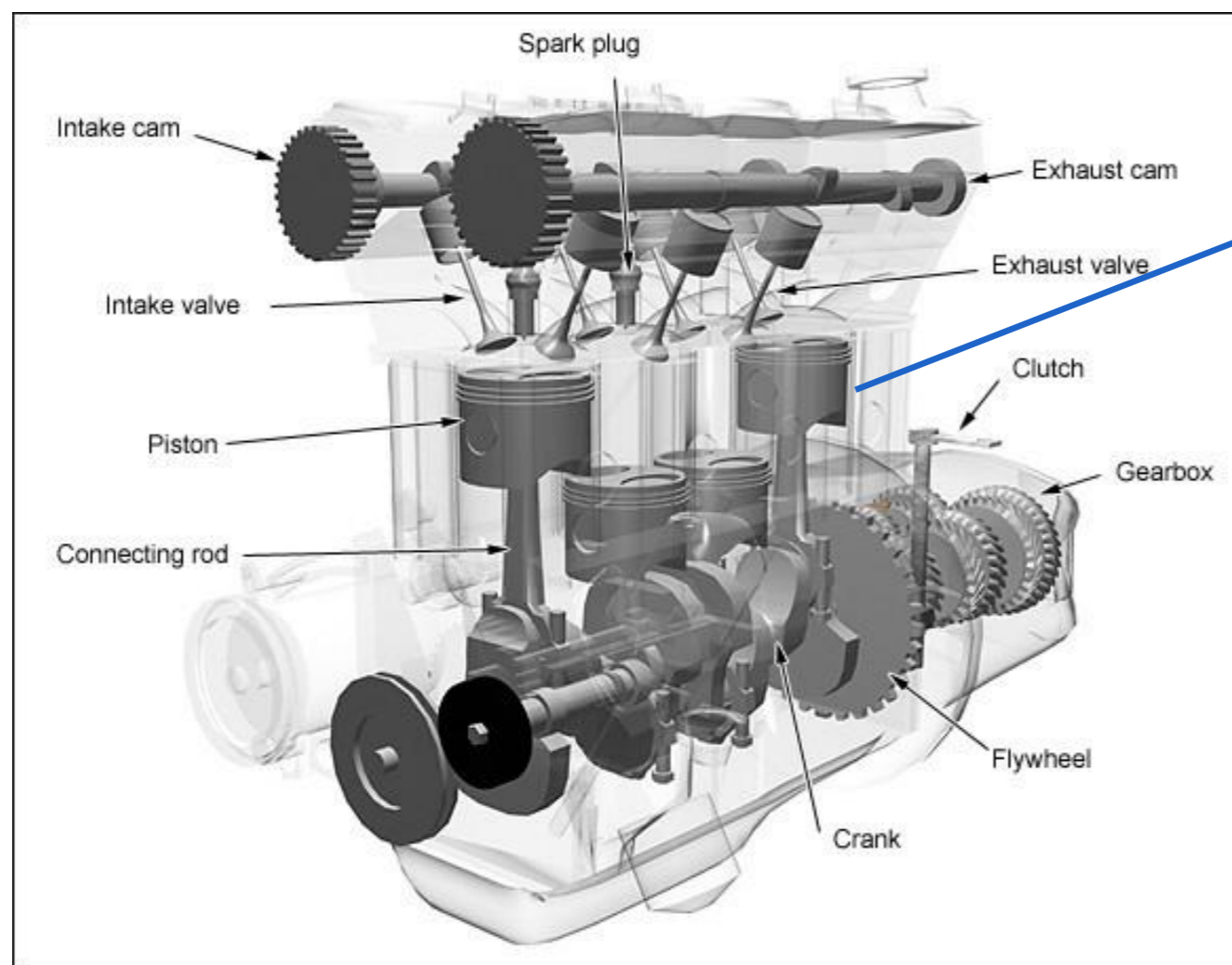
4.2. CYCLI MET INWENDIGE VERBRANDING

- Wat is uit- en inwendige verbranding ?
 - Bij **uitwendige** verbranding
 - De warmtebron is extern meestal verbranding van een brandstof of een externe warmtebron zoals zonnewarmte of kernreactor
 - Het werkmedium is meestal een (bijna) ideaal gas. Het proces is gesloten
 - Bij **inwendige verbranding**:
 - De warmte wordt vrijgesteld in het werkmedium tijdens compressie/expansie
 - Werkmedium = combinatie lucht, brandstof en verbrandingsgassen
 - Proces is in de praktijk open (steeds verse lucht en brandstof in het systeem nodig, verwijdering van verbrandingsgassen uit het systeem)



4.2. CYCLI MET INWENDIGE VERBRANDING

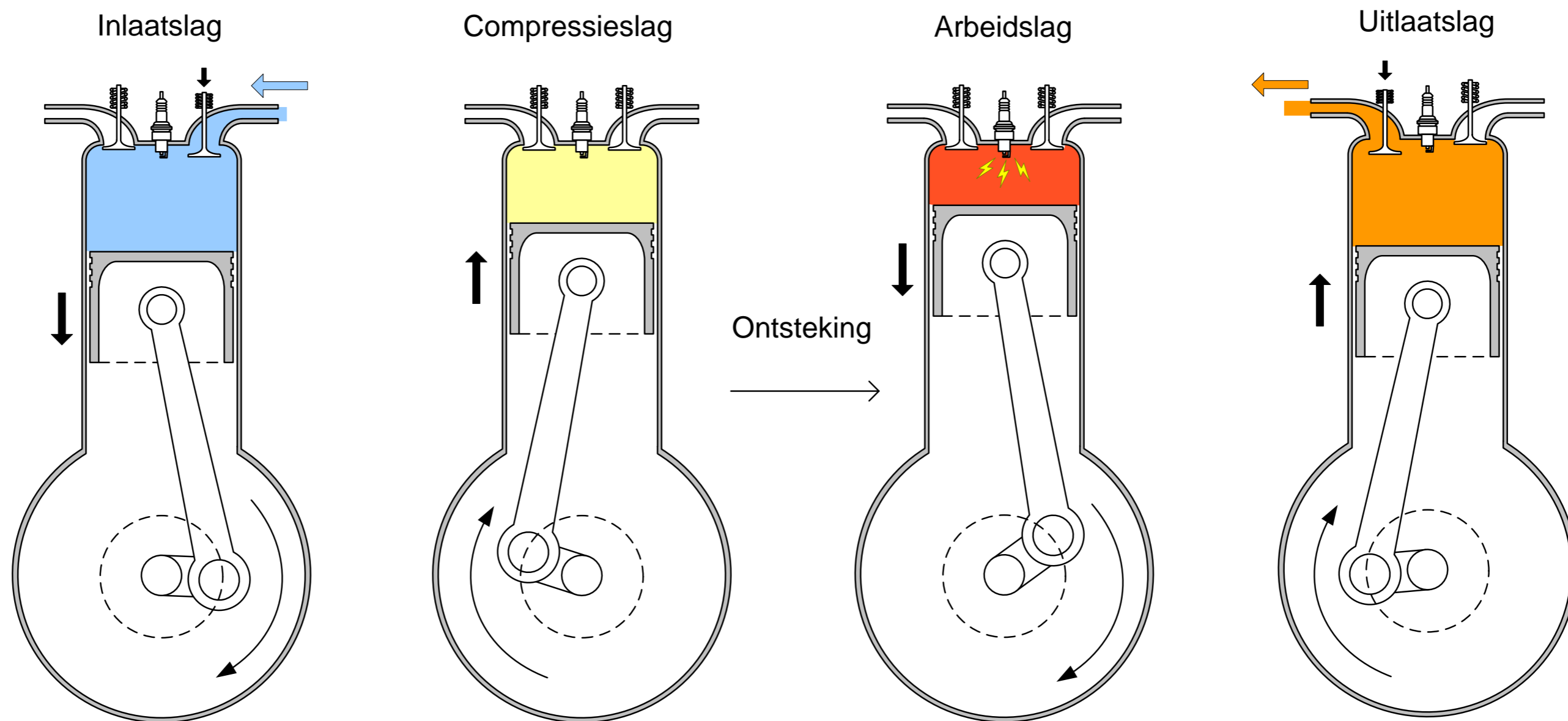
- Motortypes en –werking
 - Onderscheid tussen motoren met vonkontsteking en compressie-ontsteking (diesel)
- Onderscheid tussen twee- en viertakt
 - De viertakt vonkontstekingsmotor
- Opbouw:



4.2. CYCLI MET INWENDIGE VERBRANDING

- De viertakt vonkontstekingsmotor

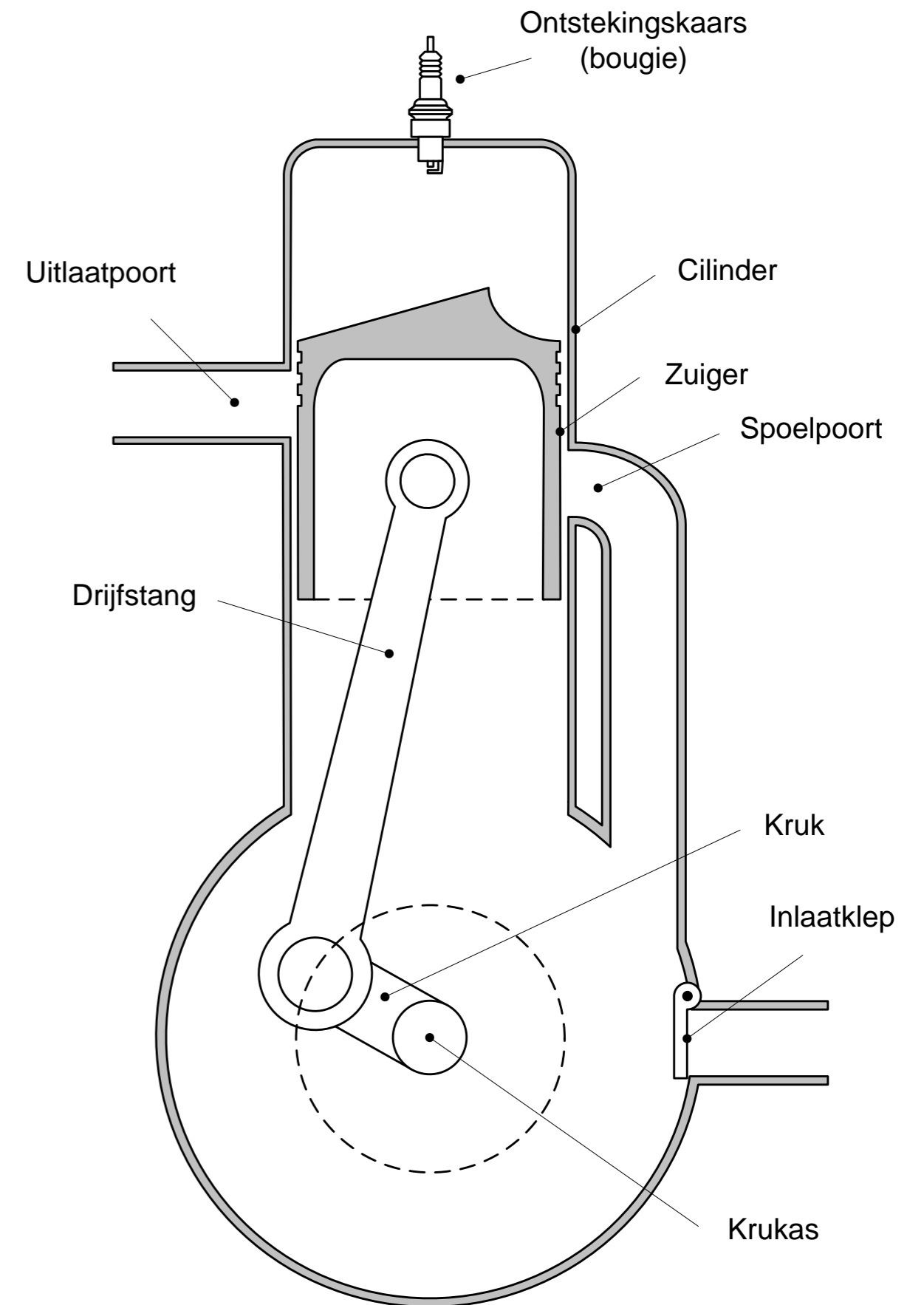
- Werking



- Lucht/brandstofmengsel → via carburator of brandstofinjectie
- Onderste dode punt (ODP of BDC) en bovenste dode punt (BDP of TDC)
- 2 omwentelingen per cyclus !

4.2. CYCLI MET INWENDIGE VERBRANDING

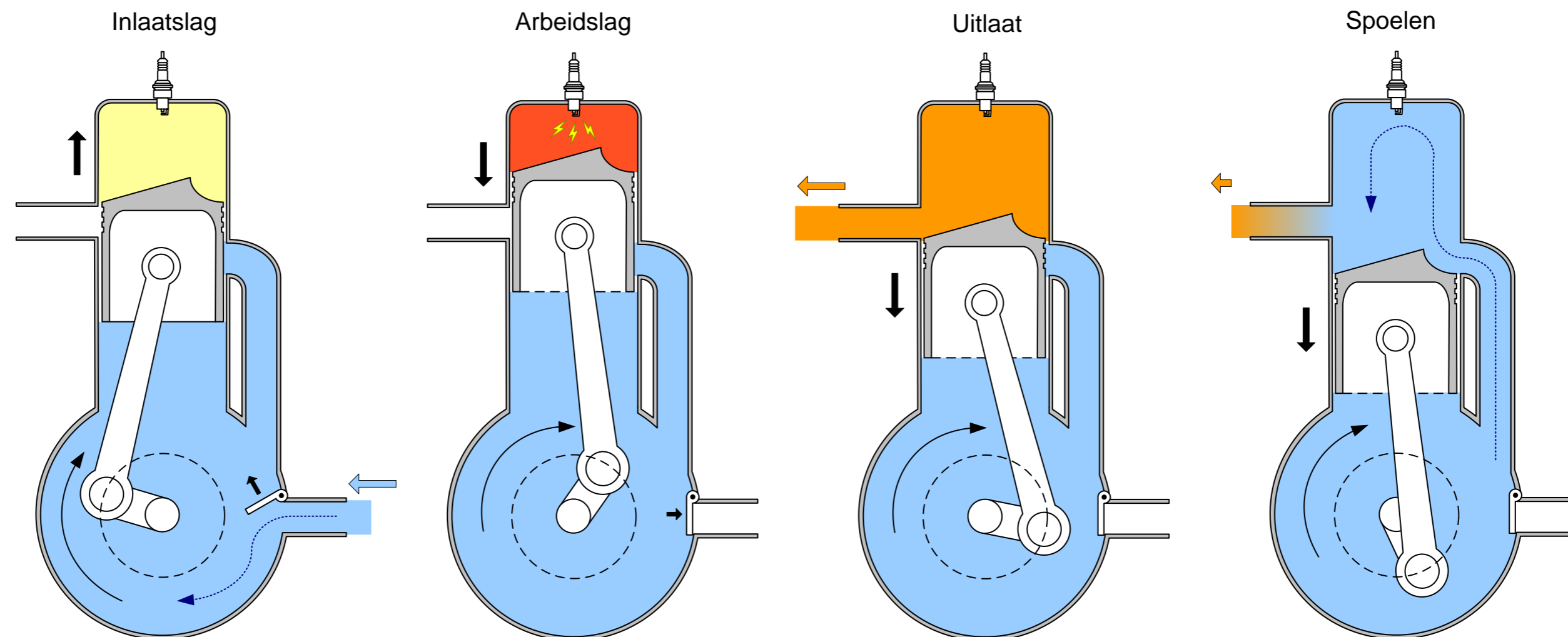
- De tweetakt vonkontstekingsmotor
 - Opbouw: zie figuur
 - Een aantal duidelijke verschillen met een 4-takt motor wat betreft de opbouw:
 - Geen uitlaatklep, enkel een **uitlaatpoort** (zuiger zorgt zelf voor de afsluitende werking)
 - De inlaat bevindt zich in de **krukkast**
 - De zuiger heeft een aangepast profiel bovenaan
 - De inlaatklep wordt niet aangedreven: het is een **terugslagklep** die zich sluit/opent naargelang het drukverschil tussen carburator en krukkast
 - De krukkast staat in verbinding met de verbrandingskamer via een **spoelpoort**
 - De hoogte van uitlaat- en spoelpoort is verschillend



4.2. CYCLI MET INWENDIGE VERBRANDING

- De tweetakt vonkontstekingsmotor

- Werking



- Bij 4-takt: krukast is gevuld met smeeroilie, bij 2-takt: smeeroilie toegevoegd aan de brandstof om de smering in de krukast te garanderen
- 1 arbeidslag per omwenteling → **vermogensdichtheid** x2 in vgl. met 4-takt motoren
- **Slechte brandstofefficiëntie:** bij **spoelen** gaat onverbrande brandstof via de uitlaat verloren

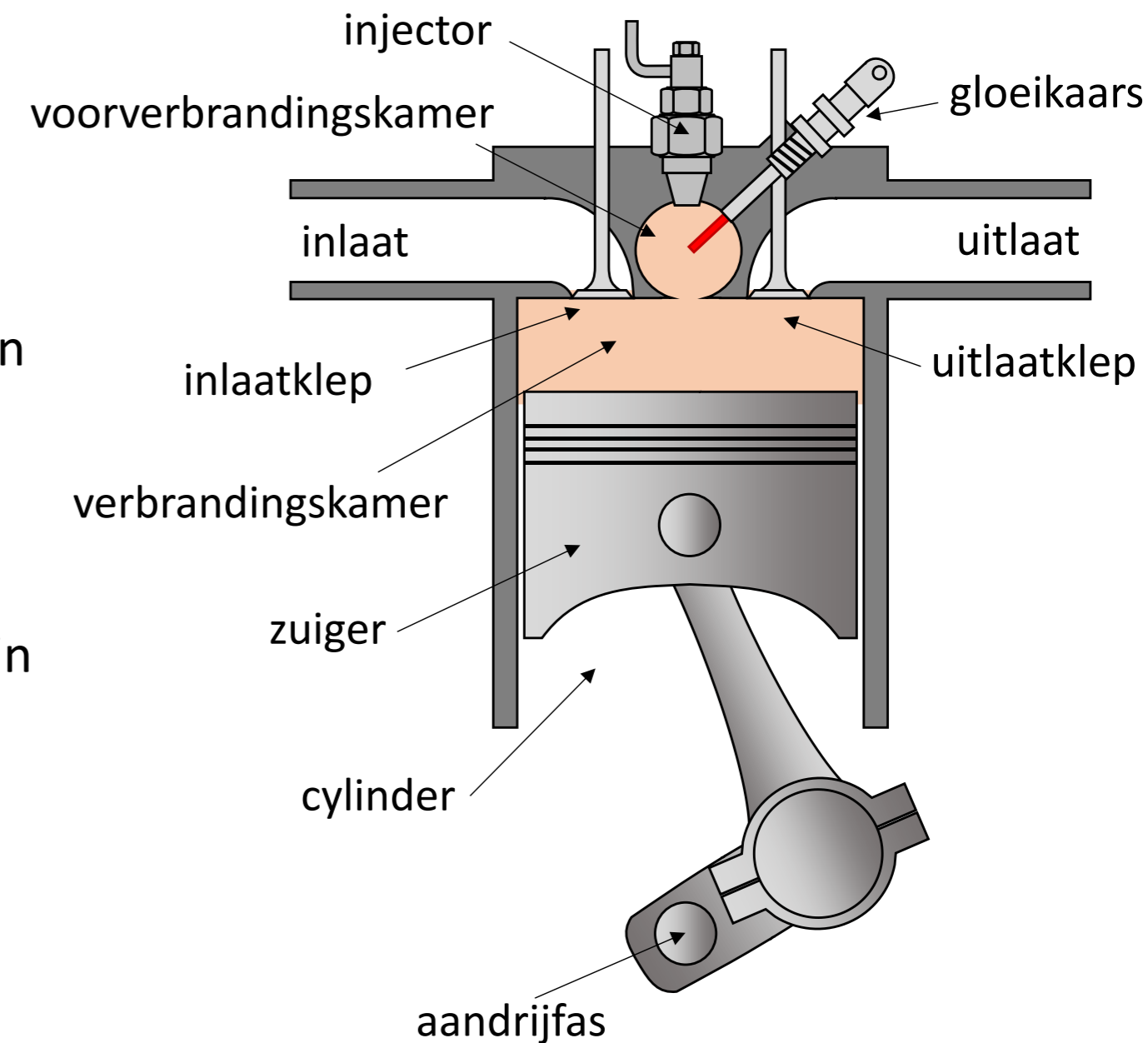
4.2. CYCLI MET INWENDIGE VERBRANDING

- De compressie-ontstekingsmotor

- Opbouw vrij identiek aan vonkontstekingsmotoren, uitgezonderd:

- De ontsteking wordt bewerkstelligd door de druk- en temperatuuropbouw (zelfontsteking) tijdens de compressieslag en niet door een ontstekingskaars
- Brandstof wordt ingespoten – bij BDP :
- Hetzij rechtstreeks in de verbrandingskamer (direct), hetzij eerst in een voorkamer (indirect)
- Bij hoge druk (1700 bar)
- Injectie via ‘common rail’ → een gemeenschappelijk hoge druk leiding

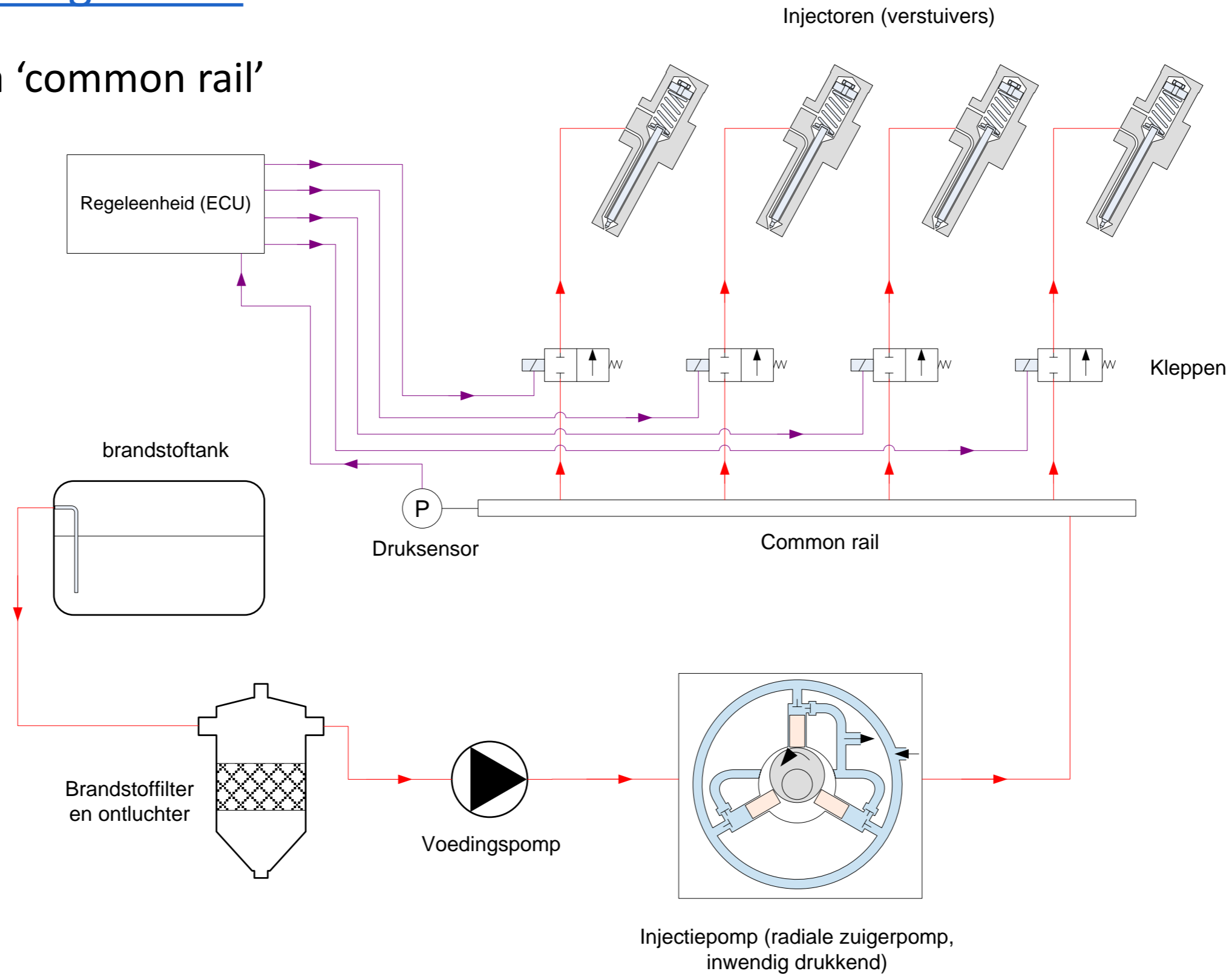
- Computergestuurde kleppen verdelen de brandstof vanuit de ‘common rail’ naar de verstuiver



4.2. CYCLI MET INWENDIGE VERBRANDING

- De compressie-ontstekingsmotor

- Brandstofinjectie via 'common rail'



4.2. CYCLI MET INWENDIGE VERBRANDING

- De compressie-ontstekingsmotor

- Bij *directe* injectie:

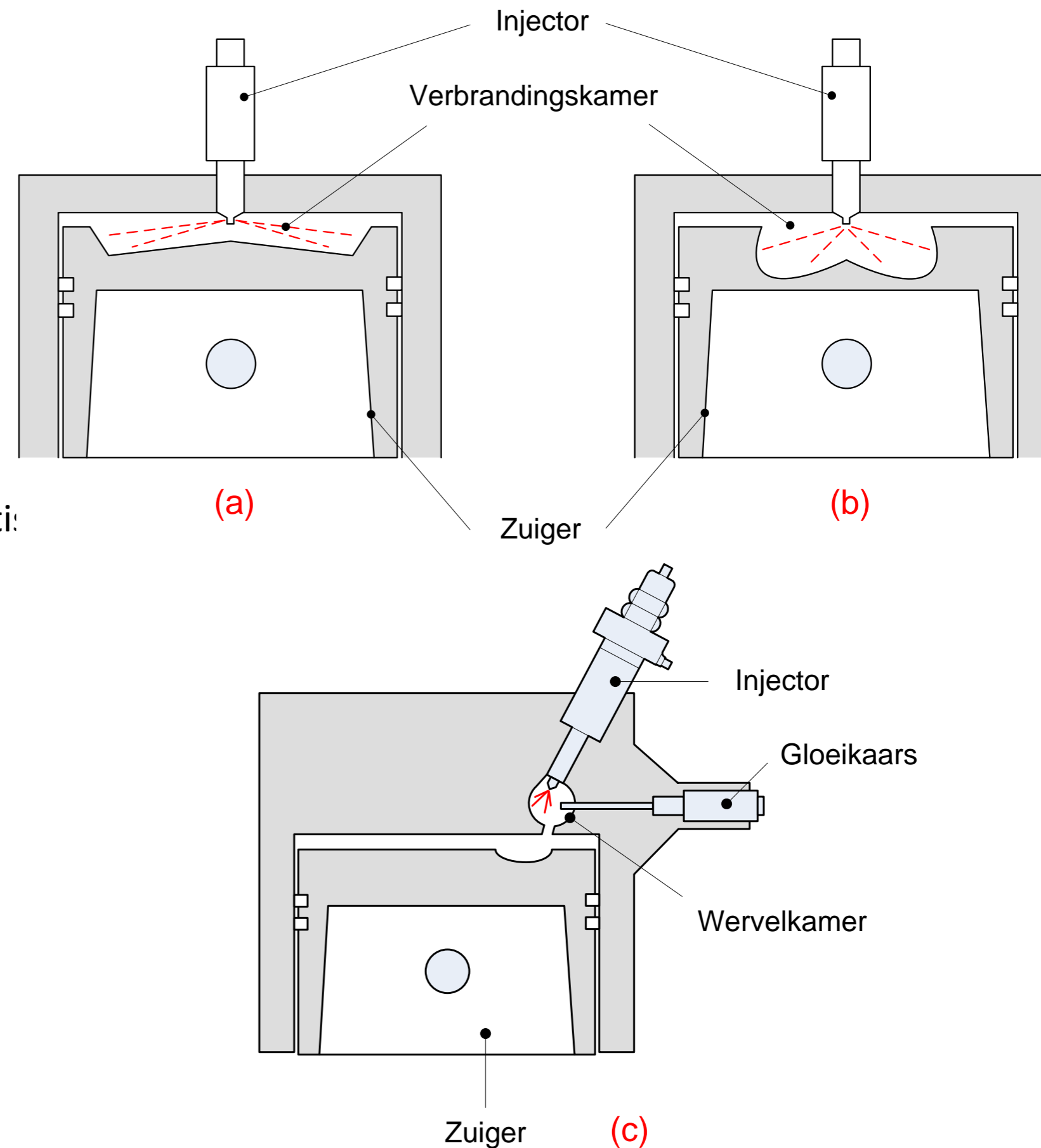
- Twee types verbrandingskamer:

- '*Quiescent*' type (zie 'a')

- Weinig turbulentie tijdens injectie
- Mengen brandstof/lucht berust op de kinetische energie vd. druppels
- Bij grote, traag bewegende zuigers (containerschepen)

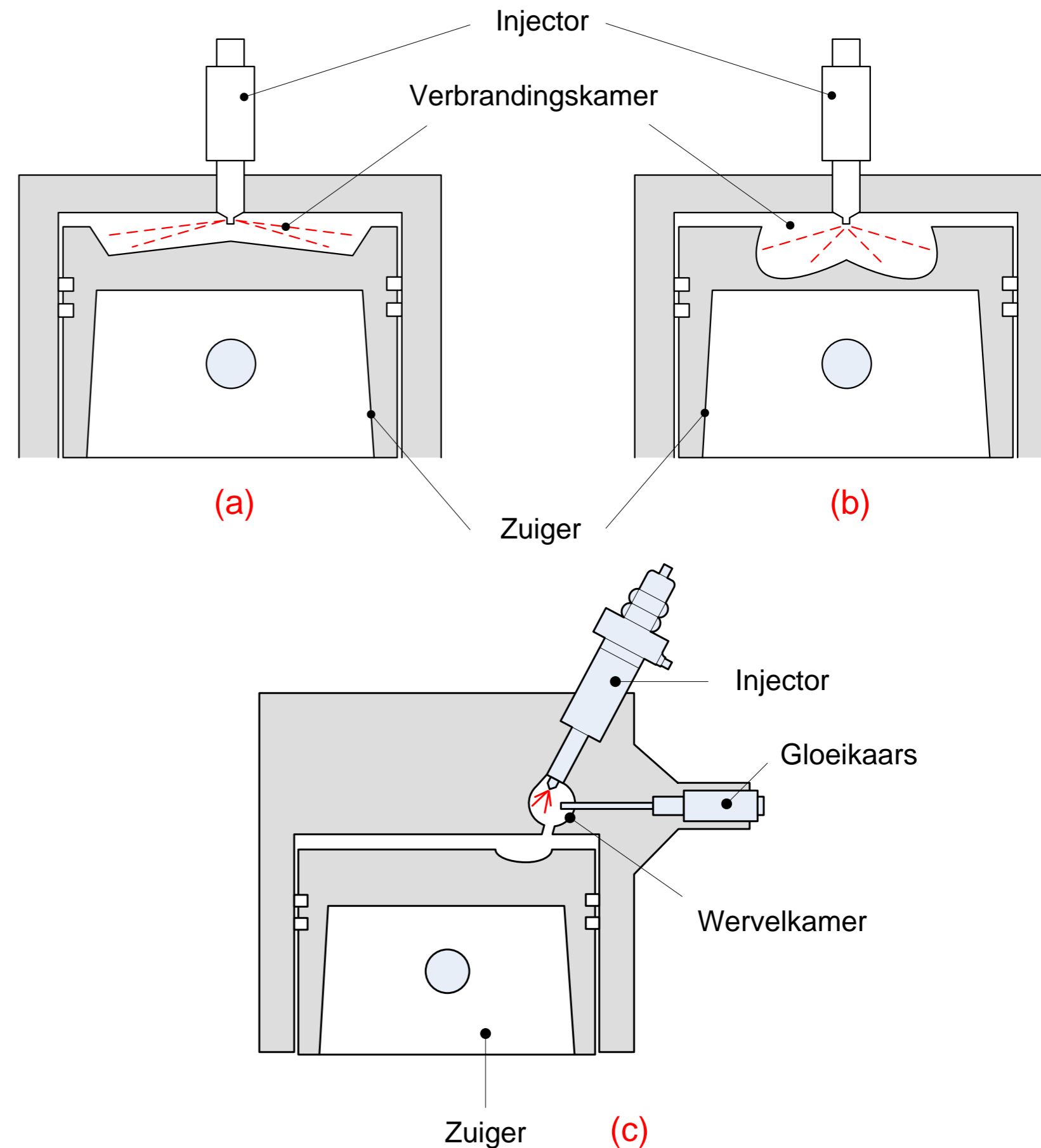
- *Toroidaal* type (zie 'b')

- Turbulent → snellere menging lucht en brandstof
- Geschikt voor middelgrote motoren (vrachtwagens)

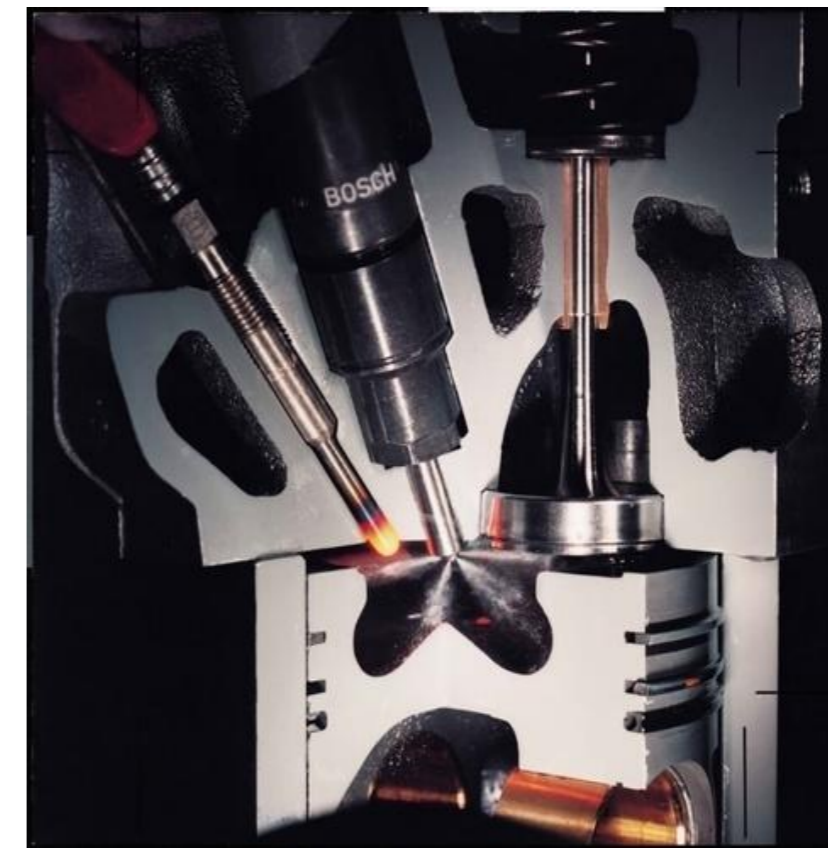
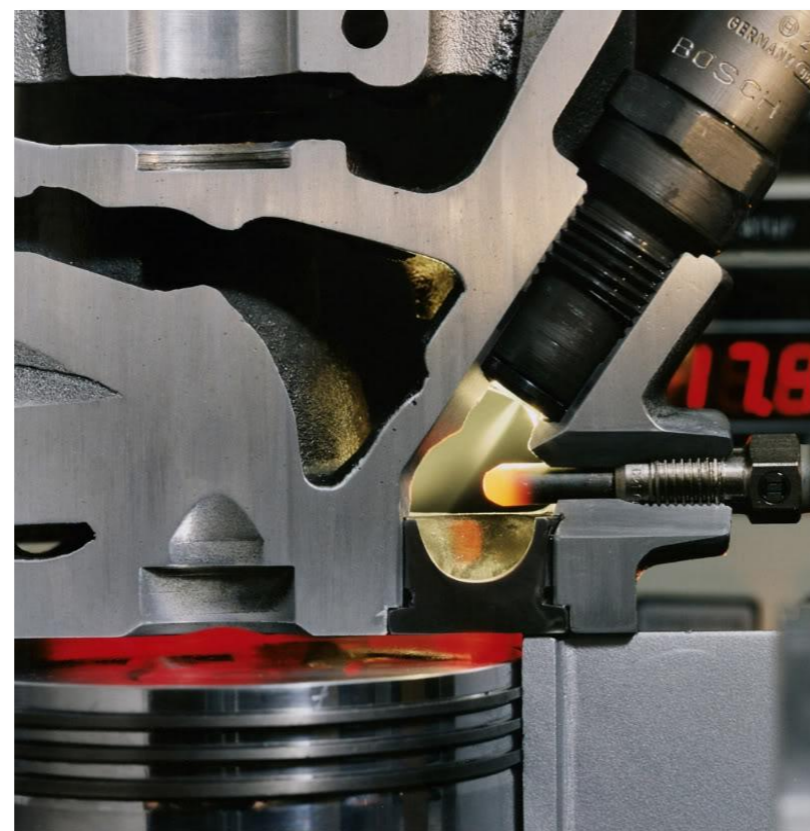
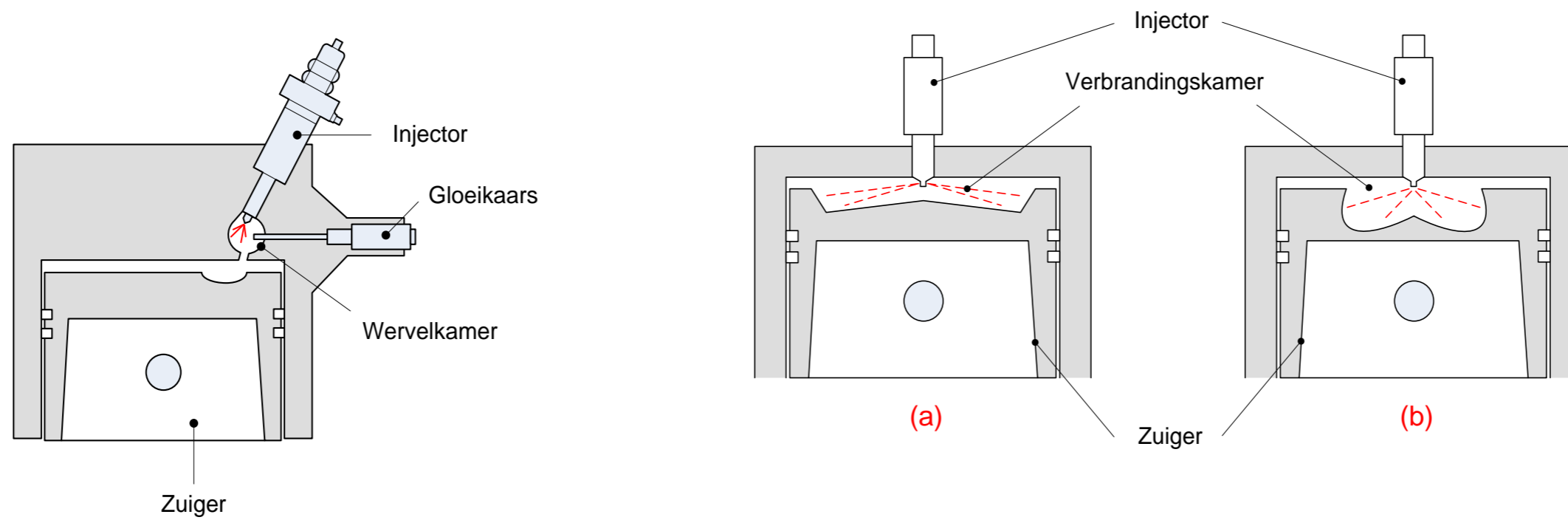


4.2. CYCLI MET INWENDIGE VERBRANDING

- De compressie-ontstekingsmotor
 - Bij *indirecte* injectie:
 - Voorverbrandingskamer, (zie 'c': wervelkamertype)
 - Snelste menging brandstof/lucht → kleinere motoren (personenwagens)
 - Echter hoge lichtsnelheid = sterke afkoeling (en geen verbranding in deze ruimte)
 - Keramisch wandmateriaal (isolatie) en *gloeikaarsen* (voor koud starten)

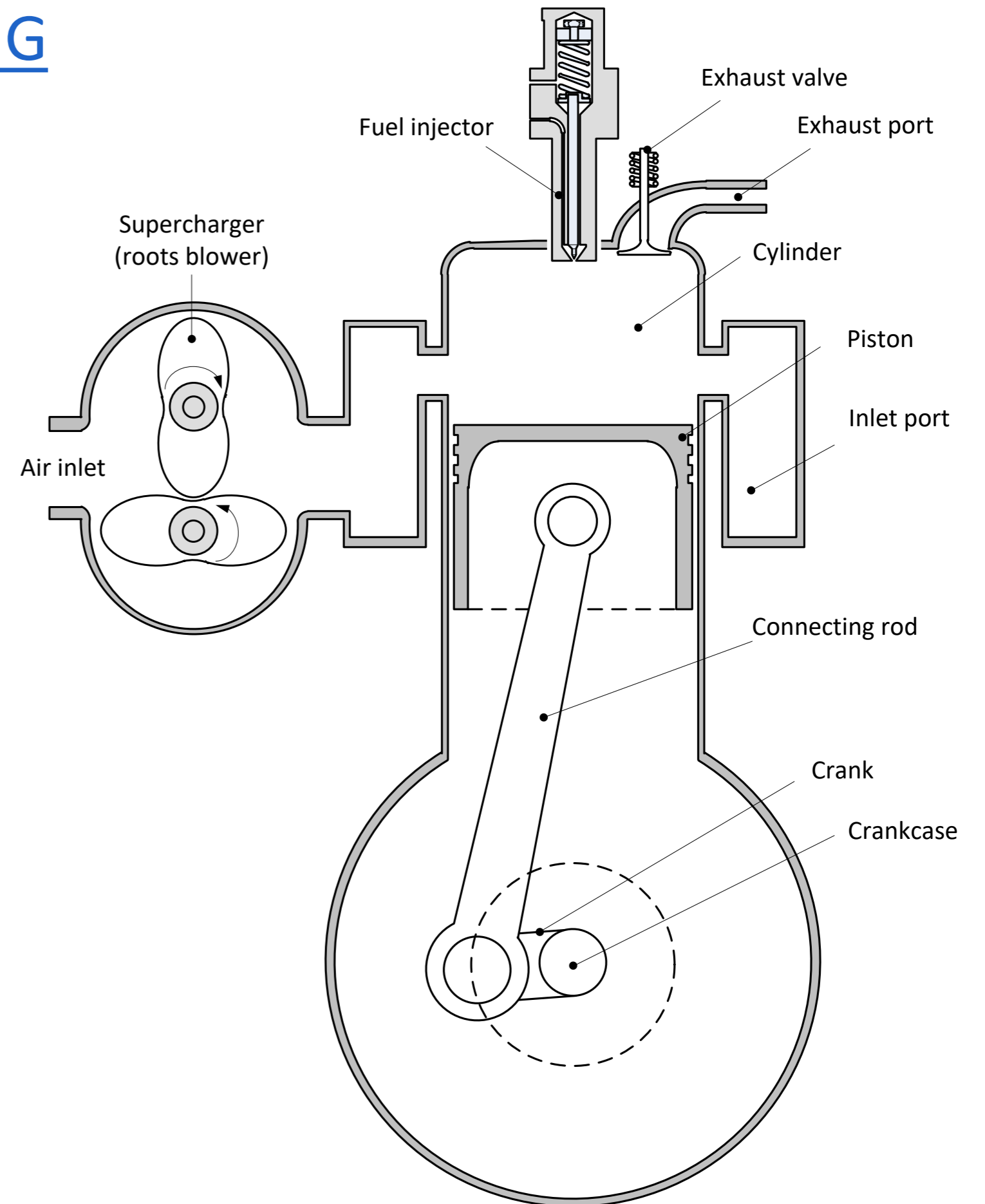


4.2. CYCLI MET INWENDIGE VERBRANDING



4.2. CYCLI MET INWENDIGE VERBRANDING

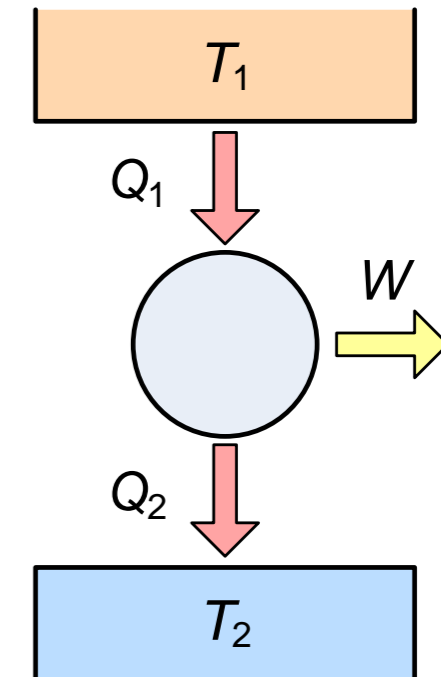
- De compressie-ontstekingsmotor
 - 2-takt ook mogelijk
 - Rechtstreekse inspuiting maakt één ontbranding mogelijk per omwenteling
 - Op druk zijnde inlaatlucht wordt niet geproduceerd door de zuiger/krankkast maar door een externe blazer/compressor (bijv. Rootscompressor)
 - Inlaatpoort en uitlaatklep



4.2. CYCLI MET INWENDIGE VERBRANDING

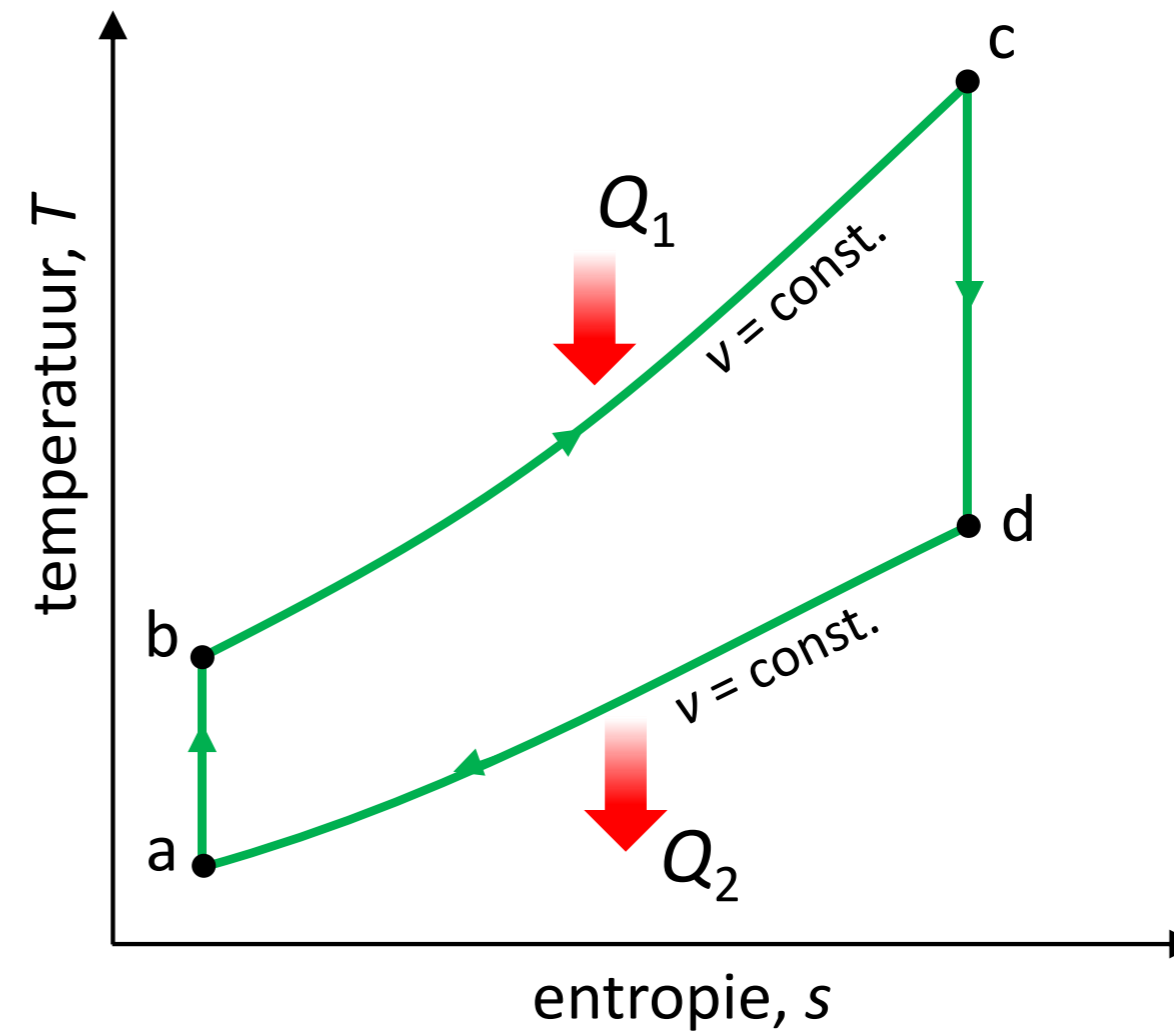
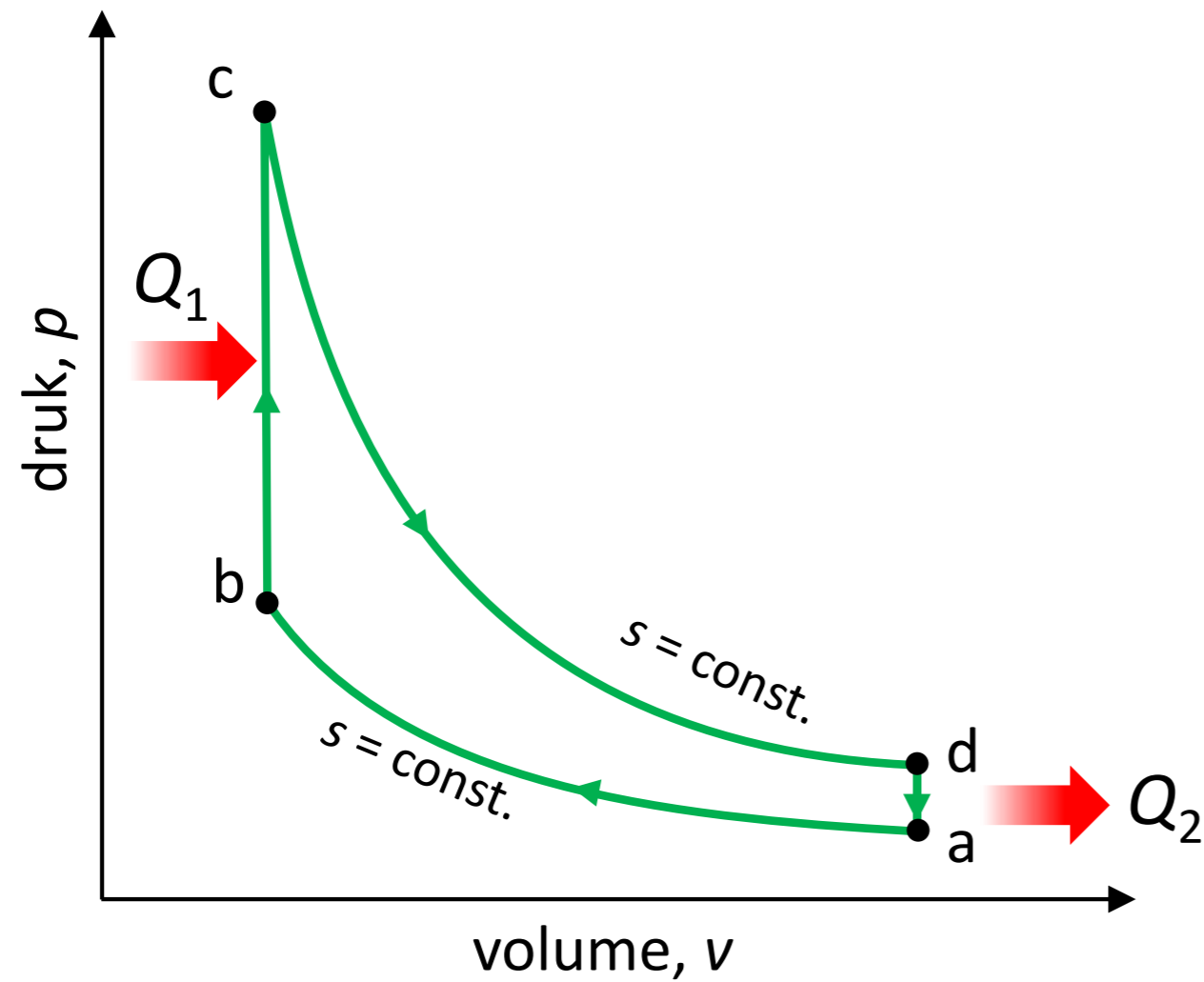
- Thermodynamische analyse: vonkontstekingsmotoren: *de Ottocyclus*

- De geïdealiseerde cyclus veronderstelt,
 - Werkstof is lucht
 - Werkstof gedraagt zich als ideaal gas
 - De warmtebron (= verbranding) is extern en warmtetoevoer is snel
 - → Warmtetoevoer en –afvoer bij constant volume (zuiger blijft in het BDP bij warmtetoevoer/ODP bij warmte-afvoet)
 - Isentropische (adiabatische) compressie en expansie
- Op toestandsdiagram



4.2. CYCLI MET INWENDIGE VERBRANDING

de Ottocyclus



4.2. CYCLI MET INWENDIGE VERBRANDING

- Thermodynamische analyse: vonkontstekingsmotoren: *de Ottocyclus*

- De efficiëntie (warmte in absolute waarde !),

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

- Passen we de eerste hoofdwet toe op de cyclus,

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

- Stel dat er m werkmedium in de cyclus aanwezig is,

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



Constant volume ! Warmte-uitwisseling gebeurt verondersteld isochoor


4.2. CYCLI MET INWENDIGE VERBRANDING

- Thermodynamische analyse: vonkontstekingsmotoren: *de Ottocyclus*

- De efficiëntie wordt aldus

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

- Kan herschreven worden als,

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


- We weten ook dat de compressie en expansie adiabatisch en reversibel worden verondersteld, dus is geldig dat

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

← Ideale gaswet

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

4.2. CYCLI MET INWENDIGE VERBRANDING

- Thermodynamische analyse: vonkontstekingsmotoren: *de Ottocyclus*

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

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

$$\frac{T_c}{T_d} = \left(\frac{V_d}{V_c} \right)^{\gamma-1}$$

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

- Analooq geldt eveneens dat

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

- En dus

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

4.2. CYCLI MET INWENDIGE VERBRANDING

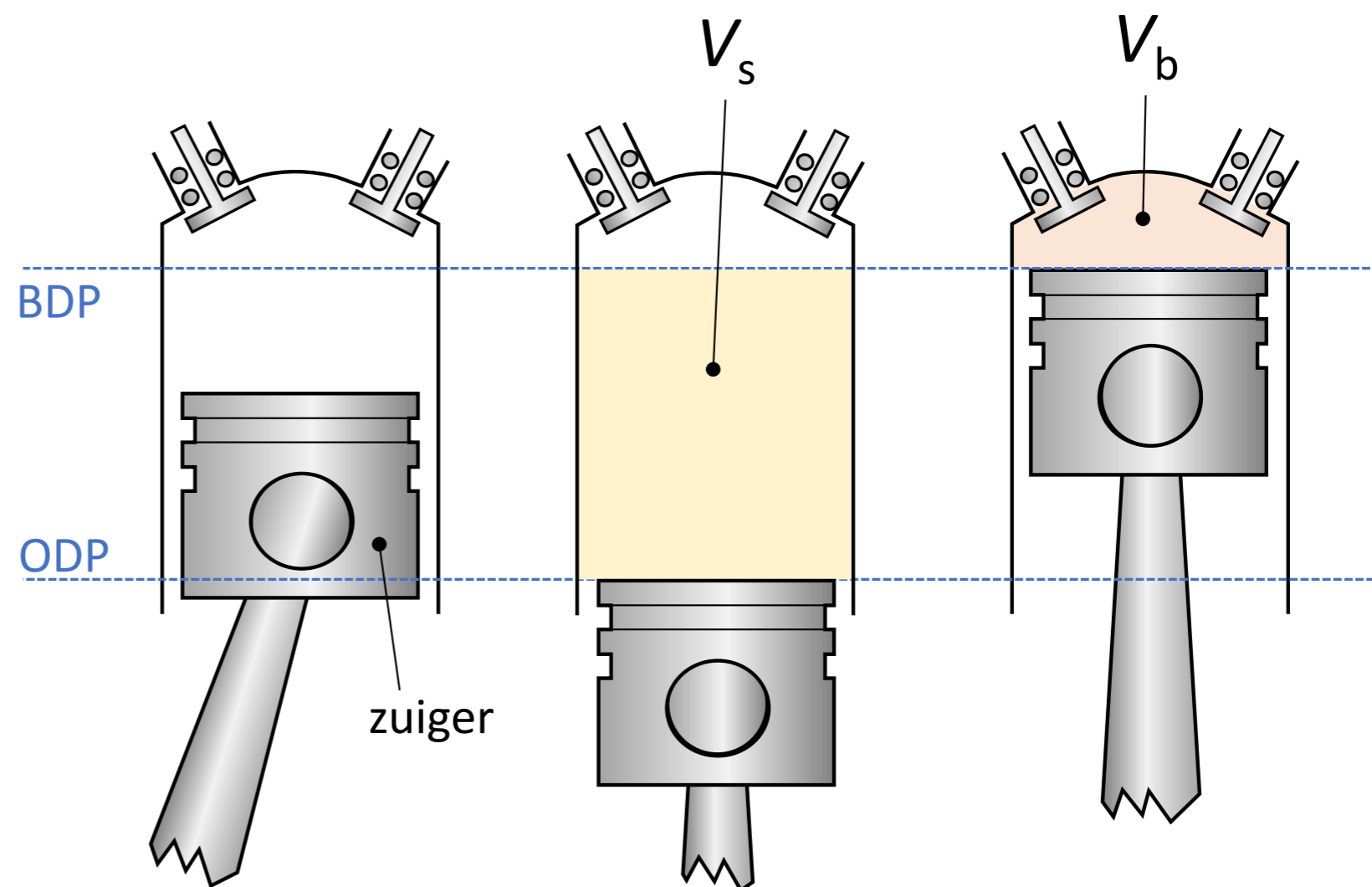
• Thermodynamische analyse: vonkontstekingsmotoren: *de Ottocyclus*

- De efficiëntie wordt aldus $\varepsilon = 1 - \left(\frac{1}{r}\right)^{\gamma-1}$

- met r = de compressieverhouding

- $r = V_a/V_b = (V_s + V_b) / V_b$

- met V_s = slagvolume



4.2. CYCLI MET INWENDIGE VERBRANDING

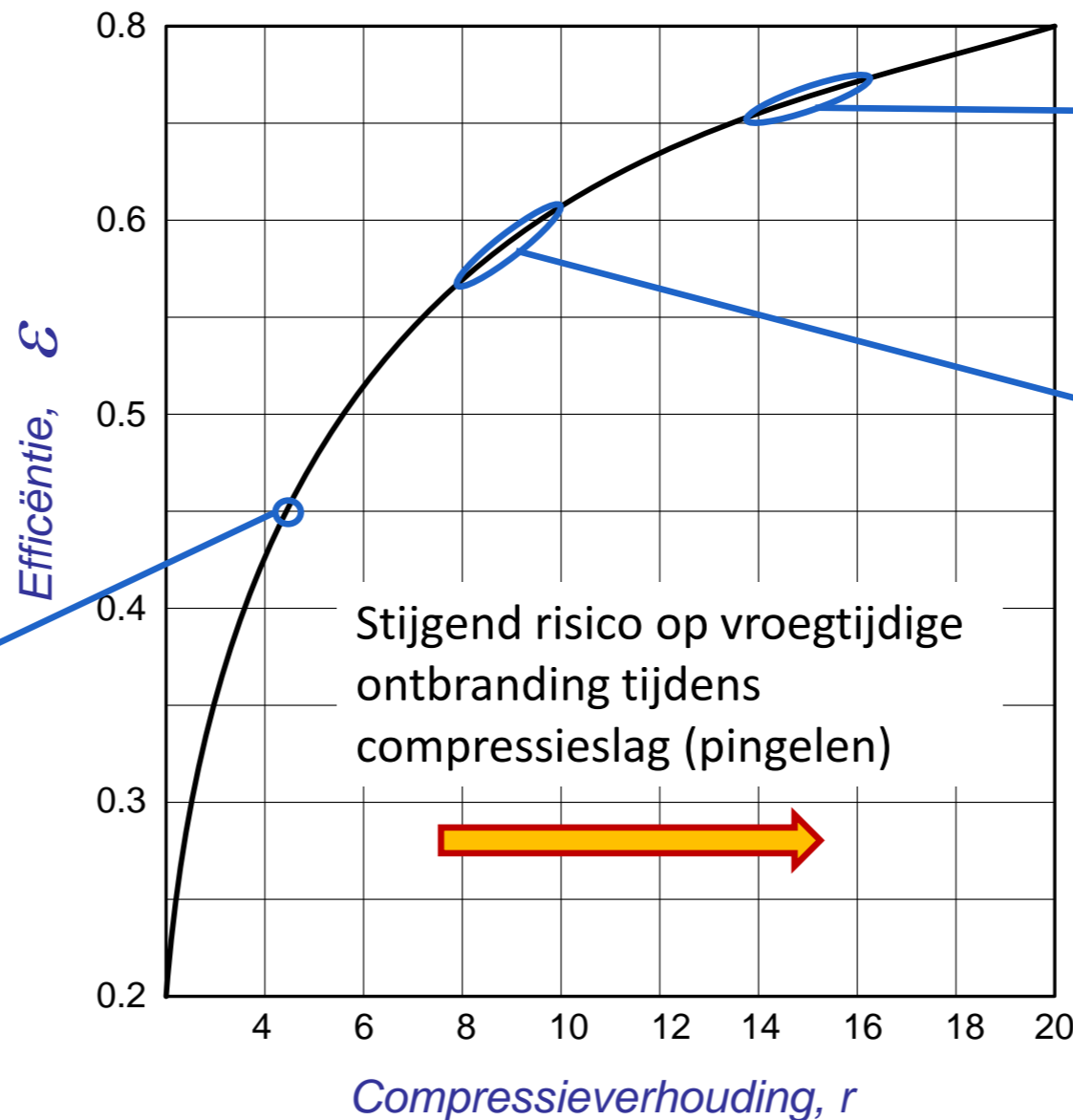
• Thermodynamische analyse: vonkontstekingsmotoren: *de Ottocyclus*

- De efficiëntie wordt aldus
- Voor lucht ($\gamma = 1,4$) geeft dit:

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



$r = 4,5$



Stijgend risico op vroegtijdige ontbranding tijdens compressieslag (pingelen)



$r = > 14$



$r = 8 \sim 10$

4.2. CYCLI MET INWENDIGE VERBRANDING

- Thermodynamische analyse: vonkontstekingsmotoren: *de Ottocyclus*
- De **gemiddelde effectieve druk (MEP)** = een 'gemiddelde' druk, die bij eenzelfde volumeverandering evenveel arbeid zou produceren

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

Verschil tussen toegevoegde en onttrokken warmte = arbeid

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

$$\text{verplaatste volume} = (V_a - V_b) = V_a \cdot \left(1 - \frac{1}{r}\right) = \frac{m \cdot R \cdot T_a}{p_a} \cdot \left(\frac{r-1}{r}\right) = \frac{m \cdot c_v \cdot (\gamma - 1) \cdot T_a}{p_a} \cdot \left(\frac{r-1}{r}\right)$$

$$V_a / V_b = r$$

Ideale gaswet

$$R = c_p - c_v = c_v \cdot (\gamma - 1)$$

4.2. CYCLI MET INWENDIGE VERBRANDING

- Thermodynamische analyse: vonkontstekingsmotoren: *de Ottocyclus*
- De **gemiddelde effectieve druk (MEP)** = een 'gemiddelde' druk, die bij eenzelfde volumeverandering evenveel arbeid zou produceren

$$MEP = \frac{\text{netto arbeid}}{\text{verplaatst volume}} = \left(\frac{1}{\gamma - 1} \right) \cdot \left(\frac{p_a}{T_a} \right) \cdot \left(\frac{r}{r - 1} \right) \cdot ((T_c - T_b) - (T_d - T_a))$$

- We hebben reeds aangetoond dat

$$T_b = T_a \cdot r^{\gamma-1}$$

$$r_p = \frac{p_c}{p_b} = \frac{T_c}{T_b} = \text{drukverhouding}$$

Verwar niet met compressieverhouding

$$\frac{T_b}{T_a} = \frac{T_c}{T_d} \quad \text{of} \quad \frac{T_d}{T_a} = \frac{T_c}{T_b} \quad \longrightarrow \quad T_d = r_p \cdot T_a$$

$$T_c = r_p \cdot T_b = r_p \cdot r^{\gamma-1} \cdot T_a$$

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

4.2. CYCLI MET INWENDIGE VERBRANDING

- Thermodynamische analyse: vonkontstekingsmotoren: *de Ottocyclus*
- De **gemiddelde effectieve druk** (*MEP*) = een 'gemiddelde' druk, die bij eenzelfde volumeverandering evenveel arbeid zou produceren

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



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

4.2. CYCLI MET INWENDIGE VERBRANDING

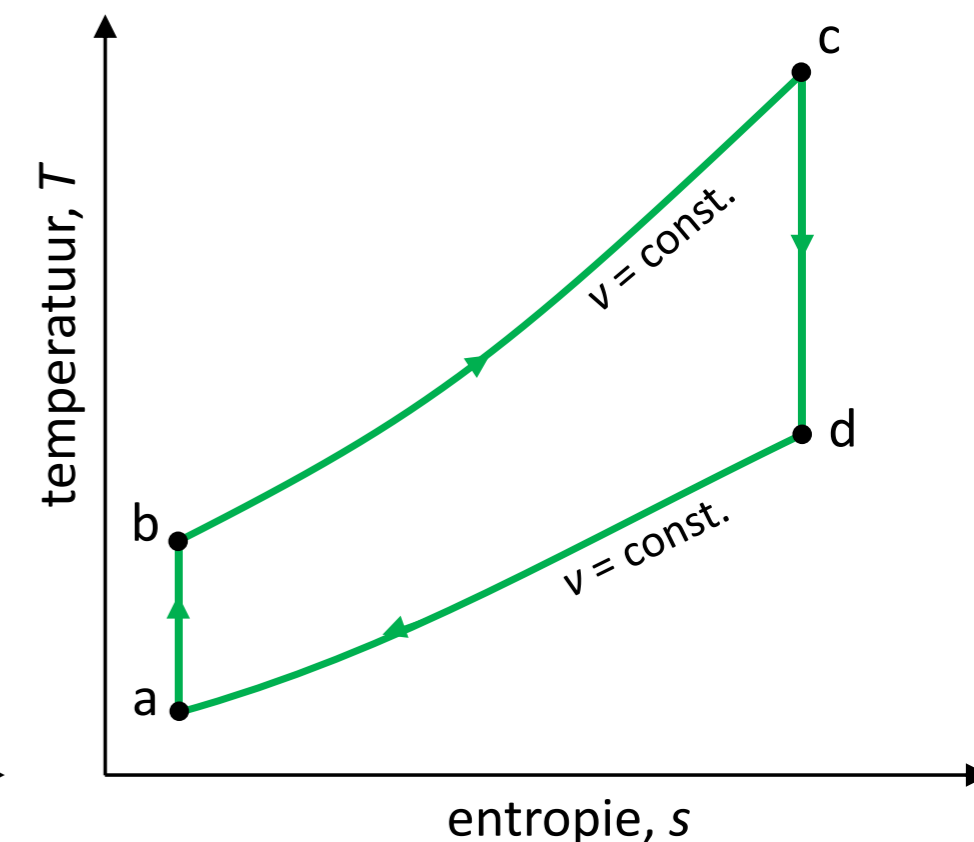
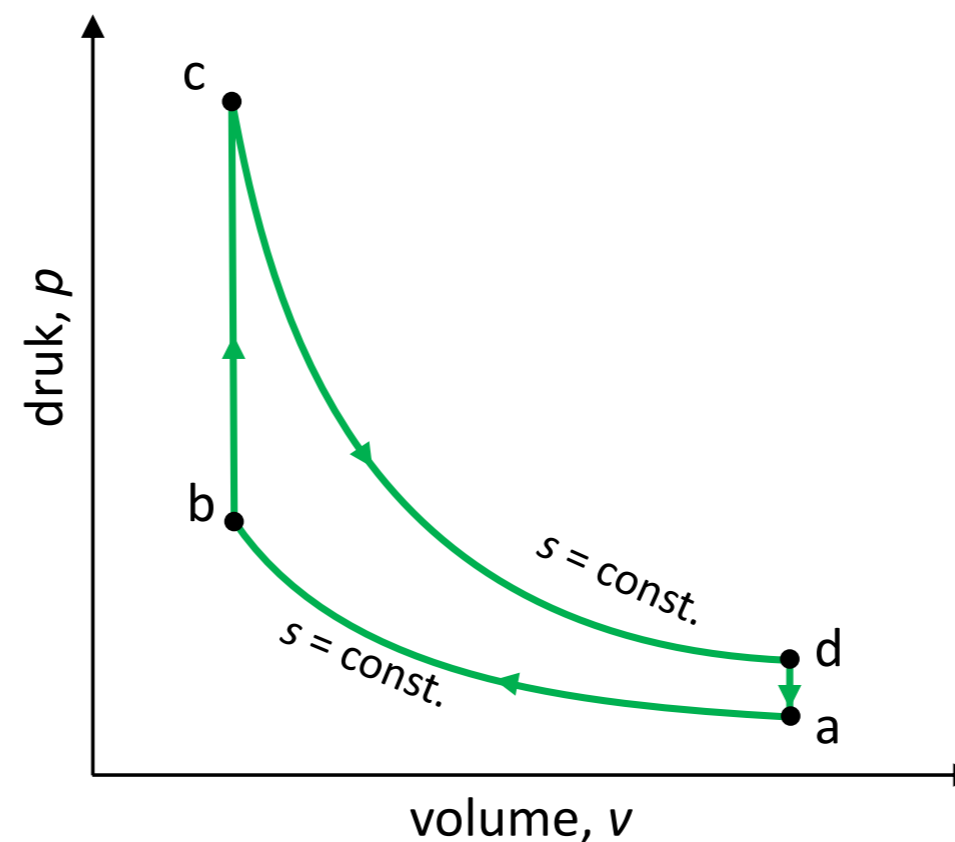
- Thermodynamische analyse: vonkontstekingsmotoren: *de Ottocyclus*

- Rekenvoorbeeld

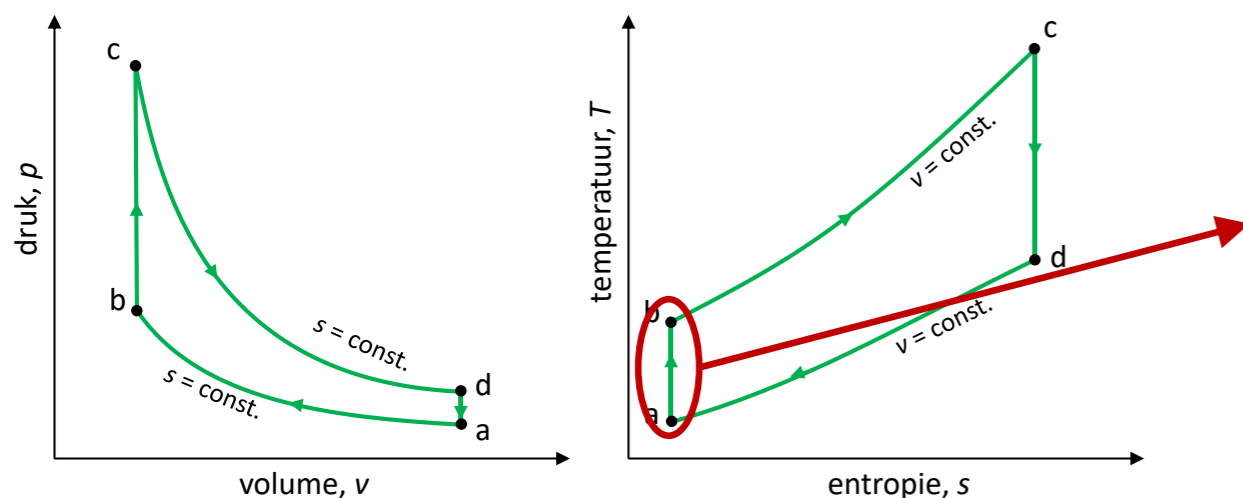
- $r = 10$
- $p_1 = 0,1 \text{ MPa}$
- $T_1 = 15^\circ\text{C}$
- Warmtetoevoer (bij $2 \rightarrow 3$) is gelijk 1800 kJ/kg

- Bereken

- Druk en temperatuur in punt 4
- Efficiëntie
- MEP



4.2. CYCLI MET INWENDIGE VERBRANDING



1. Stap 1 → 2: adiabatiese compressie (compressieslag) – isentropisch proces, dus

$$\begin{cases} s_2 = s_1 \\ \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma-1} \end{cases} \text{ en } \frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma} \text{ met } \gamma = \frac{C_p}{C_v}$$

En uit de tabellen voor lucht weten we dat (kan eventueel ook via kinetische gastheorie afgeleid worden):

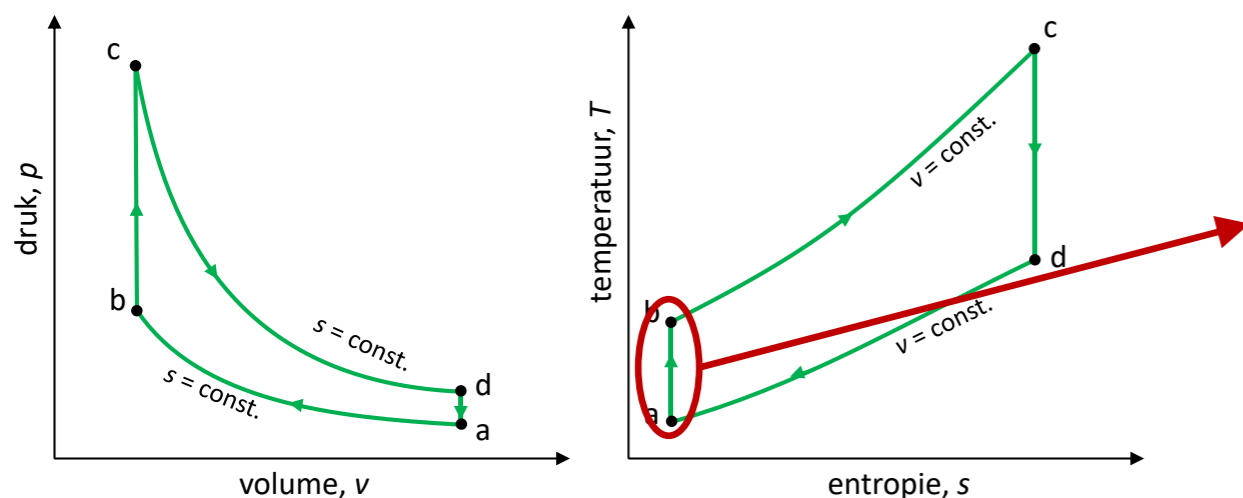
$$\text{Voor } T_1 = 288 \text{ K geldt: } \begin{cases} c_p = 1,0045 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \\ c_v = 0,7175 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \end{cases} \rightarrow \gamma = 1,4$$

Punt 1 heeft nu als eigenschappen

$$V_1 = \frac{n \cdot R \cdot T_1}{p_1} \rightarrow v_{m,1} = \frac{R \cdot T_1}{p_1} = \frac{8,314 \frac{\text{J}}{\text{mol} \cdot \text{K}} \cdot 288 \text{ K}}{0,1 \cdot 10^6 \text{ Pa}} = 0,024 \frac{\text{m}^3}{\text{mol}}$$

$$T_1 = 288 \text{ K en } p_1 = 0,1 \text{ MPa}$$

4.2. CYCLI MET INWENDIGE VERBRANDING



1. Stap 1 → 2: adiabatiese compressie (compressieslag) – isentropisch proces, dus

$$\begin{cases} s_2 = s_1 \\ \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma-1} \end{cases} \text{ en } \frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma} \text{ met } \gamma = \frac{C_p}{C_v}$$

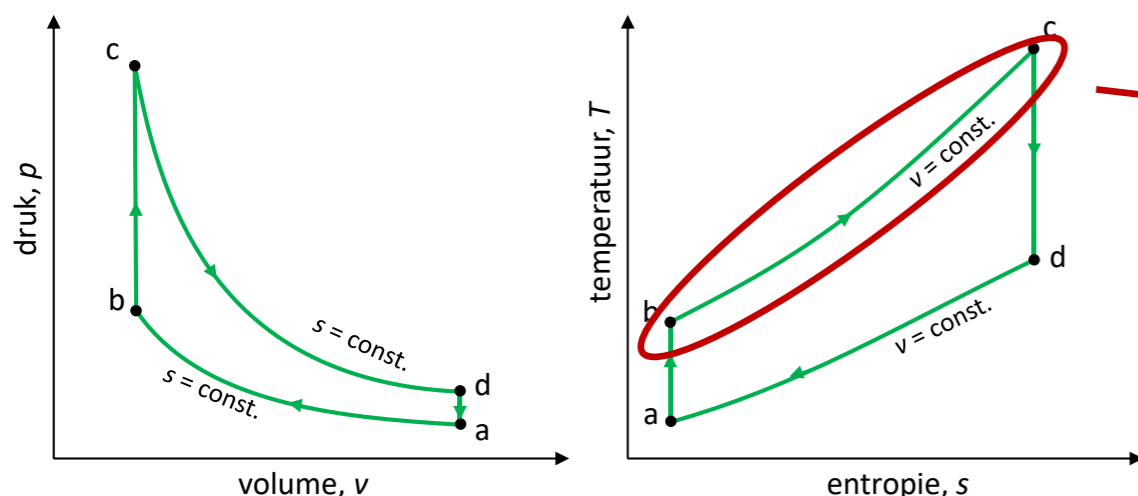
Punt 2 heeft nu als eigenschappen

$$v_{m,2} = \frac{v_{m,1}}{r} = \frac{0,024 \frac{\text{m}^3}{\text{mol}}}{10} = 0,0024 \frac{\text{m}^3}{\text{mol}}$$

$$T_2 = T_1 \cdot r^{\gamma-1} = 288 \text{ K} \cdot 10^{0,4} = 723 \text{ K}$$

$$p_2 = p_1 \cdot r^{\gamma} = 0,1 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cdot 10^{1,4} = 2,512 \text{ MPa}$$

4.2. CYCLI MET INWENDIGE VERBRANDING



2. Stap 2 → 3: isochore warmtetoevoer, de toegevoegde warmte bedraagt

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

In bovenstaande is q_{in} gegeven (1800 kJ/kg), maar T_3 is de onbekende:

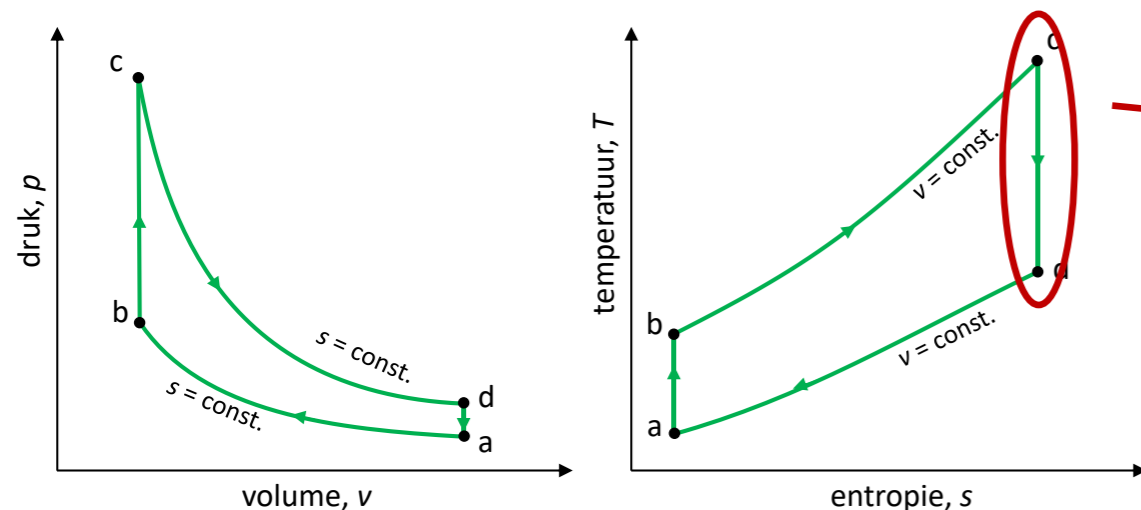
$$T_3 = \frac{q_{in}}{c_v} + T_2 = \frac{1800 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}{0,7175 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}} + 723 \text{ K} = 3234 \text{ K}$$

Punt 3 heeft nu als druk:

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{p_3}{p_2} \rightarrow p_3 = \frac{T_3}{T_2} \cdot p_2 = \frac{3234 \text{ K}}{723 \text{ K}} \cdot 2,512 \text{ MPa} = 11,2 \text{ MPa}$$

Bemerk dat de overgang 2 naar 3 isochoor is, dus uit de ideale gaswet volgt dat $p/T = c^{te}$

4.2. CYCLI MET INWENDIGE VERBRANDING



3. Stap 3 → 4: adiabatische en isentropische expansie

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

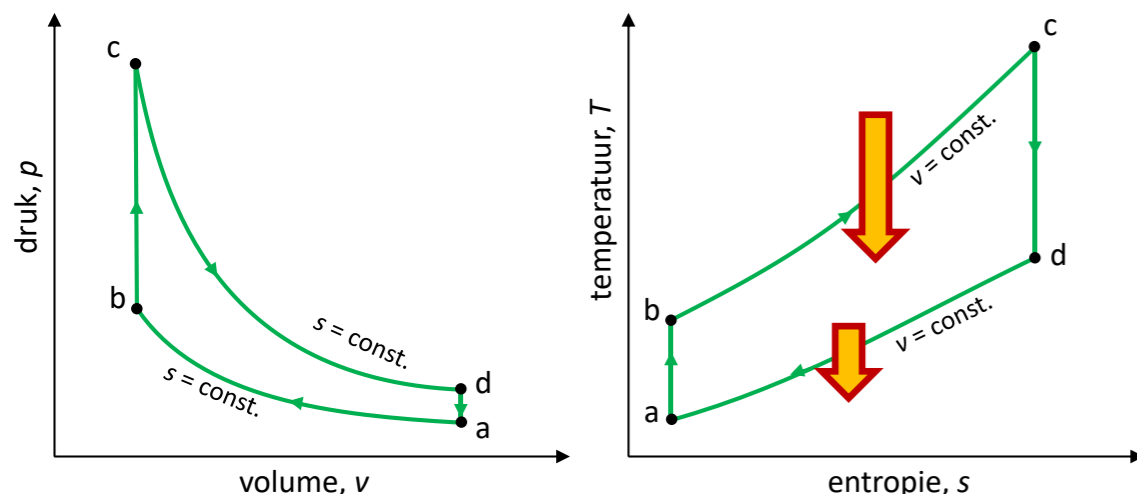
$$\begin{cases} T_4 = \frac{T_3}{r^{\gamma-1}} = \frac{3234 \text{ K}}{10^{0,4}} = \underline{1287,5 \text{ K}} \\ p_4 = \frac{p_3}{r^{\gamma}} = \frac{11,2 \text{ MPa}}{10^{1,4}} = \underline{0,45 \text{ MPa}} \end{cases}$$

Efficiëntie kan met de afgeleide formules worden berekend (ideale cyclus):

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

→ kan ook via q_{in} en q_{out} berekend worden !

4.2. CYCLI MET INWENDIGE VERBRANDING



Om de gemiddelde effectieve druk te berekenen:

- We delen netto arbeid door volumeverandering
- Netto arbeid = opgenomen warmte (q_{in}) min afgestane warmte

$$q_{in} = 1800 \frac{kJ}{kg}$$

$$q_{out} = u_4 - u_1 = c_v \cdot (T_4 - T_1)$$

$$= 0,7175 \frac{kJ}{kg \cdot K} \cdot (1287,5 K - 288 K) = 716,5 \frac{kJ}{kg}$$

$$W_{net} = q_{in} - q_{out} = 1800 \frac{kJ}{kg} - 716,5 \frac{kJ}{kg} = 1083,5 \frac{kJ}{kg} \quad (= \varepsilon \cdot q_{in})$$

- MEP = netto arbeid door volumeverandering

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

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

THERMODYNAMISCHE PROCESSEN – AJ '24-'25

H4: TOEGEPASTE THERMODYNAMISCHE PROCESSEN MET IDEALE OF BIJNA-IDEALE GASSEN, DEEL 3

Prof. dr. ir. Frederik Ronsse

4.2. CYCLI MET INWENDIGE VERBRANDING

- Thermodynamische analyse: vonkontstekingsmotoren: *de Ottocyclus*

- Tweede rekenvoorbeeld, stel een benzinemotor in een auto

- $r = 8$

- $p_1 = 0,1 \text{ MPa}$

- $T_1 = 20^\circ\text{C}$

- Warmtetoevoer (bij $2 \rightarrow 3$): er wordt per 20 kg lucht 1 kg benzine verbrand (stelt 45 MJ/kg_{brandstof} vrij bij verbranding = stookwaarde of LHV, *lower heating value*)

- Bereken

- Druk en temperatuur alle punten ?

- Efficiëntie ?

- Als de motor 56 kg benzine per uur verbruikt (bij vol vermogen) – hoeveel bedraagt het mechanisch vermogen dan ?



4.2. CYCLI MET INWENDIGE VERBRANDING

- Thermodynamische analyse: vonkontstekingsmotoren: *de Ottocyclus*

- Tweede rekenvoorbeeld, stel een benzinemotor in een auto

- $r = 8$

- $p_1 = 0,1 \text{ MPa}$

- $T_1 = 20^\circ\text{C}$

- Warmtetoevoer (bij $2 \rightarrow 3$): er wordt per 20 kg lucht 1 kg benzine verbrand (stelt 45 MJ/kg_{brandstof} vrij bij verbranding = stookwaarde of LHV, *lower heating value*)

- De lucht wordt **voor de inlaat in de motor** eerst adiabatisch samengedrukt met een compressieverhouding (r') = 1,6

- Bereken

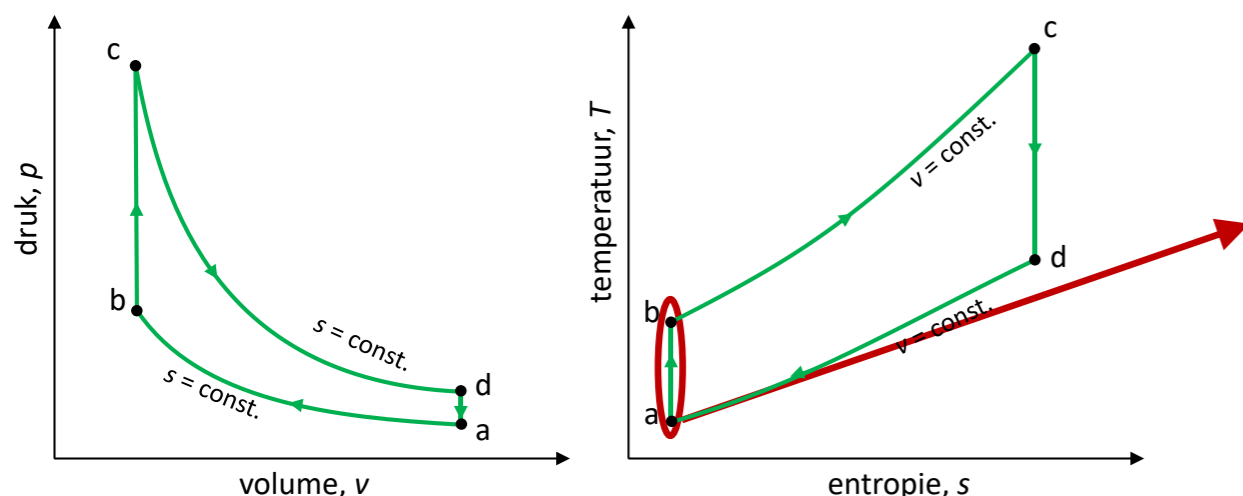
- Druk en temperatuur alle punten ?

- Efficiëntie ?

- Als deze motor evenveel volume lucht verplaatst (punt '1') als in het eerste geval, hoeveel vermogen wordt dan ontwikkeld ?



4.2. CYCLI MET INWENDIGE VERBRANDING



1. Stap 1 → 2: adiabatische compressie (compressieslag) – isentropisch proces, dus

$$\begin{cases} s_2 = s_1 \\ \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma-1} \end{cases} \text{ en } \frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma} \text{ met } \gamma = \frac{c_p}{c_v}$$

En uit de tabellen voor lucht weten we dat (kan eventueel ook via kinetische gastheorie afgeleid worden):

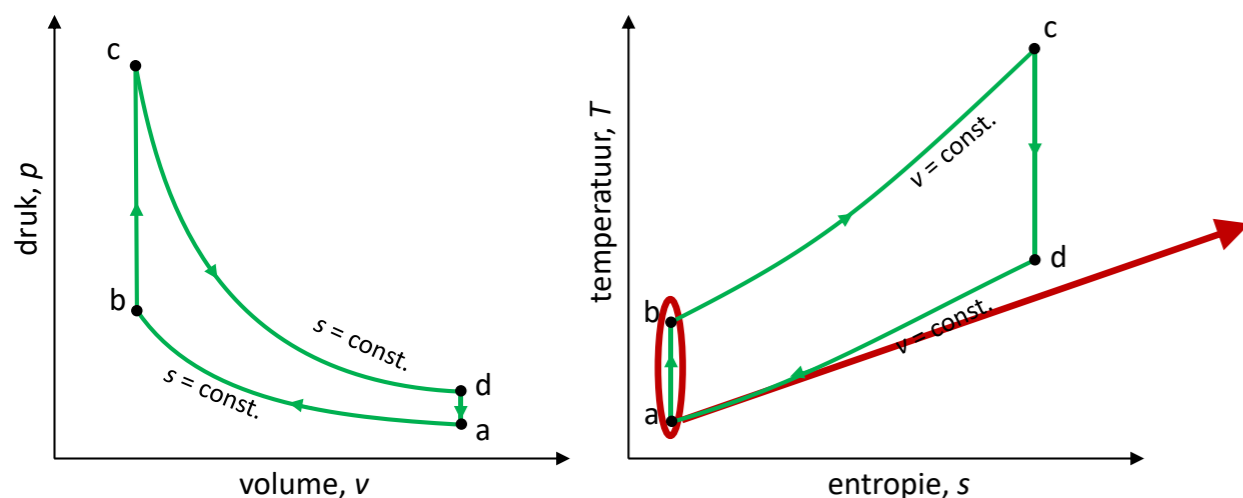
Voor $T_1 = 293 \text{ K}$ geldt:
$$\begin{cases} c_p = 1,005 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \\ c_v = 0,717 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \end{cases} \rightarrow \gamma = 1,4$$

Punt 1 heeft nu als eigenschappen

$$V_1 = \frac{n \cdot R \cdot T_1}{p_1} \rightarrow v_{m,1} = \frac{R \cdot T_1}{p_1} = \frac{8,314 \frac{\text{J}}{\text{mol} \cdot \text{K}} \cdot 293 \text{ K}}{0,1 \cdot 10^6 \text{ Pa}} = 0,0244 \frac{\text{m}^3}{\text{mol}}$$

$$T_1 = 293 \text{ K en } p_1 = 0,1 \text{ MPa}$$

4.2. CYCLI MET INWENDIGE VERBRANDING



1. Stap 1 → 2: adiabatische compressie (compressieslag) – isentropisch proces, dus

$$\begin{cases} s_2 = s_1 \\ \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma-1} \end{cases} \text{ en } \frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma} \text{ met } \gamma = \frac{C_p}{C_v}$$

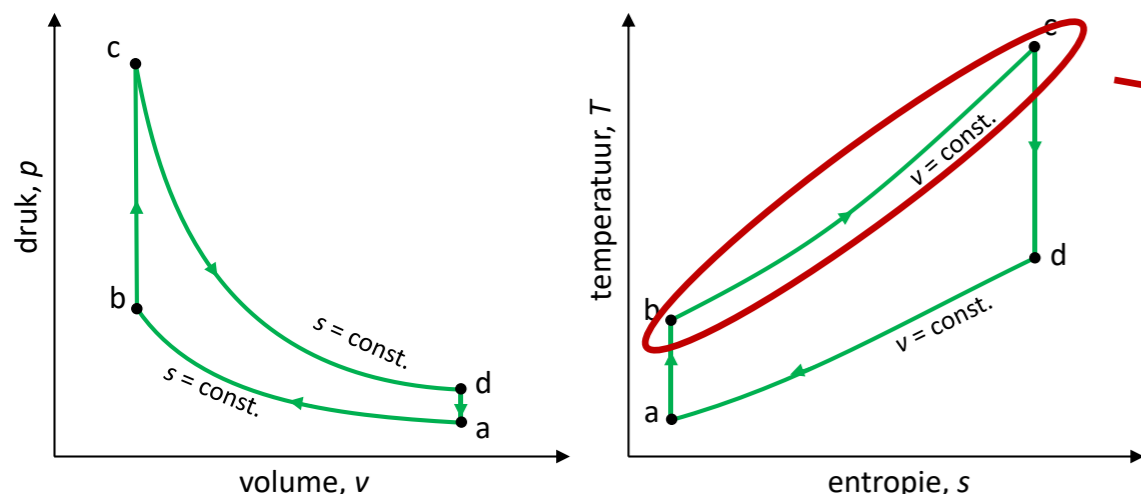
Punt 2 heeft nu als eigenschappen

$$v_{m,2} = \frac{v_{m,1}}{r} = \frac{0,0244 \frac{m^3}{mol}}{8} = 0,00305 \frac{m^3}{mol}$$

$$T_2 = T_1 \cdot r^{\gamma-1} = 293 \text{ K} \cdot 8^{0,4} = 673 \text{ K}$$

$$p_2 = p_1 \cdot r^{\gamma} = 0,1 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cdot 8^{1,4} = 1,838 \text{ MPa}$$

4.2. CYCLI MET INWENDIGE VERBRANDING



2. Stap 2 → 3: isochore warmtetoevoer, de toegevoegde warmte bedraagt

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

In bovenstaande is q_{in} gelijk aan 45 MJ per kg brandstof of per 20 kg lucht

$$q_{in} = LHV \cdot \frac{m_{brandstof}}{m_{lucht}} = 45 \frac{MJ}{kg_{brandstof}} \frac{1 kg_{brandstof}}{20 kg_{lucht}} = 2,25 \frac{MJ}{kg}$$

T_3 is de onbekende:

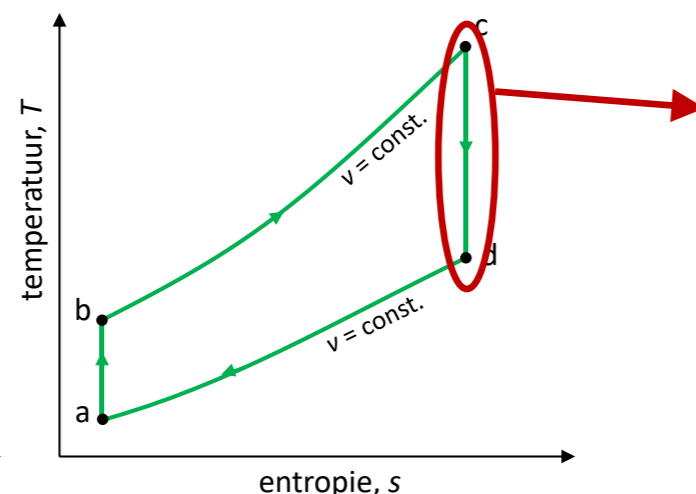
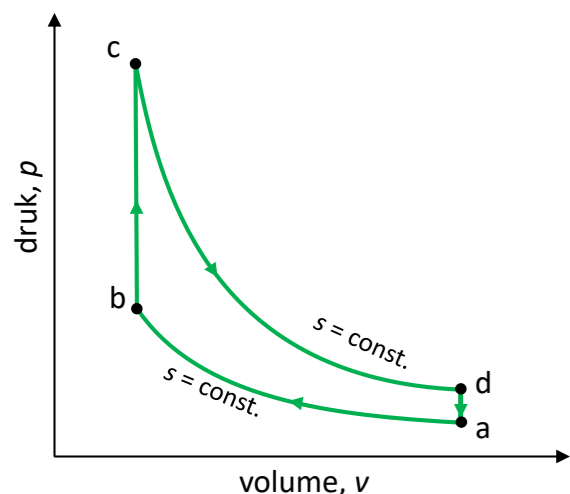
$$T_3 = \frac{q_{in}}{c_v} + T_2 = \frac{2250 \frac{kJ}{kg}}{0,717 \frac{kJ}{kg \cdot K}} + 673 K = 3811 K$$

Punt 3 heeft nu als druk:

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{p_3}{p_2} \rightarrow p_3 = \frac{T_3}{T_2} \cdot p_2 = \frac{3811 K}{673 K} \cdot 1,838 MPa = 10,4 MPa$$

Bemerk dat de overgang 2 naar 3 isochoor is, dus uit de ideale gaswet volgt dat $p/T = c^{te}$

4.2. CYCLI MET INWENDIGE VERBRANDING



3. Stap 3 → 4: adiabatiese en isentropische expansie

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

$$\begin{cases} T_4 = \frac{T_3}{r^{\gamma-1}} = \frac{3811 \text{ K}}{8^{0,4}} = 1659 \text{ K} \\ p_4 = \frac{p_3}{r^{\gamma}} = \frac{10,4 \text{ MPa}}{8^{1,4}} = 0,57 \text{ MPa} \end{cases}$$

Efficiëntie kan met de afgeleide formules worden berekend (enkel bij ideale Otto-cyclus):

$$\varepsilon = 1 - \frac{1}{r^{\gamma-1}} = 1 - \frac{1}{8^{1,4-1}} = 0,565$$

Bemerk: Je kan algemeen dit ook berekenen via $(q_{\text{in}} - q_{\text{out}}) / q_{\text{out}}$

4.2. CYCLI MET INWENDIGE VERBRANDING

Efficiëntie kan met de afgeleide formules worden berekend:

$$\varepsilon = 1 - \frac{1}{r^{\gamma-1}} = 1 - \frac{1}{8^{1,4-1}} = 0,565$$

Er wordt 56 kg aan brandstof per uur verbruikt, het vermogen bedraagt aldus

$$P = \dot{Q}_{in} \cdot \varepsilon = \left(45 \frac{MJ}{kg} \cdot 56 \frac{kg}{u} \cdot \frac{1u}{3600s} \right) 0,565 = 395,3 \text{ kW}$$

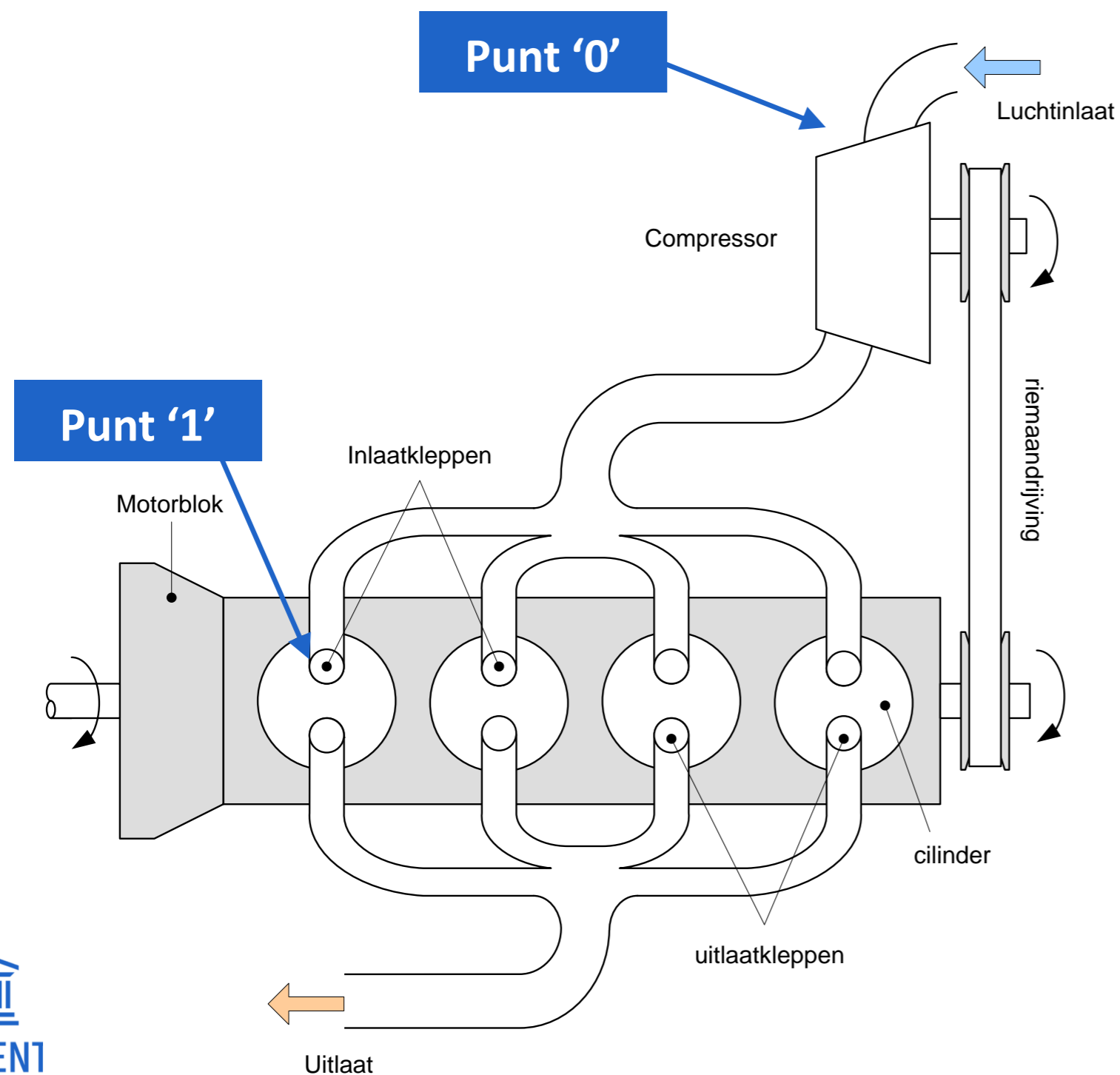
Hoeveelheid warmte (J) vrijgesteld door de verbranding per seconde

Bemerk dat 1 kW = 1,36 pk (paardenkracht) – dit om een idee te geven

$$P = 395,3 \text{ kW} = 537,6 \text{ pk}$$

4.2. CYCLI MET INWENDIGE VERBRANDING

Stel nu dat de lucht, voor het intreden in de motor, wordt adiabatisch samengedrukt (met $r' = 1,6$)



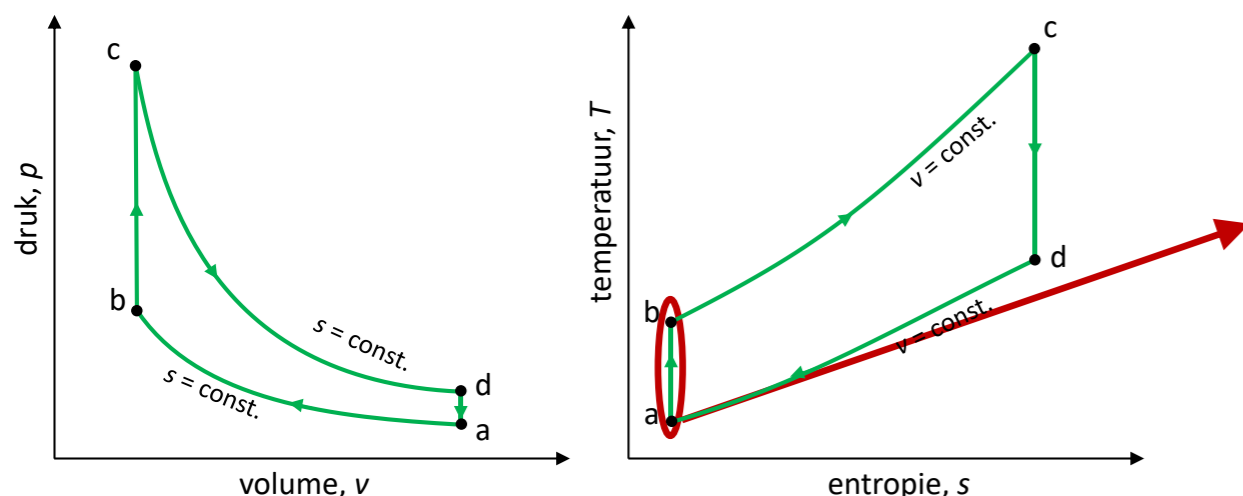
$$\begin{cases} s'_1 = s_0 \\ \frac{T'_1}{T_0} = \left(\frac{V_0}{V'_1}\right)^{\gamma-1} \end{cases} \text{ en } \frac{p'_1}{p_0} = \left(\frac{V_0}{V'_1}\right)^{\gamma} \text{ met } \gamma = \frac{C_p}{C_v}$$

$$v'_{m,1} = \frac{v_{m,0}}{r'} = \frac{0,0244 \frac{\text{m}^3}{\text{mol}}}{1,6} = 0,0153 \frac{\text{m}^3}{\text{mol}}$$

$$T'_1 = T_0 \cdot r'^{\gamma-1} = 293 \text{ K} \cdot 1,6^{0,4} = 353,6 \text{ K}$$

$$p'_1 = p_0 \cdot r'^{\gamma} = 0,1 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cdot 1,6^{1,4} = 0,193 \text{ MPa}$$

4.2. CYCLI MET INWENDIGE VERBRANDING



1. Stap 1 → 2: adiabatische compressie (compressieslag) – isentropisch proces, dus

$$\begin{cases} s'_2 = s'_1 \\ \frac{T'_2}{T'_1} = \left(\frac{V'_1}{V'_2}\right)^{\gamma-1} \end{cases} \text{ en } \frac{p'_2}{p'_1} = \left(\frac{V'_1}{V'_2}\right)^{\gamma} \text{ met } \gamma = \frac{C_p}{C_v}$$

En uit de tabellen voor lucht weten we dat (kan eventueel ook via kinetische gastheorie afgeleid worden):

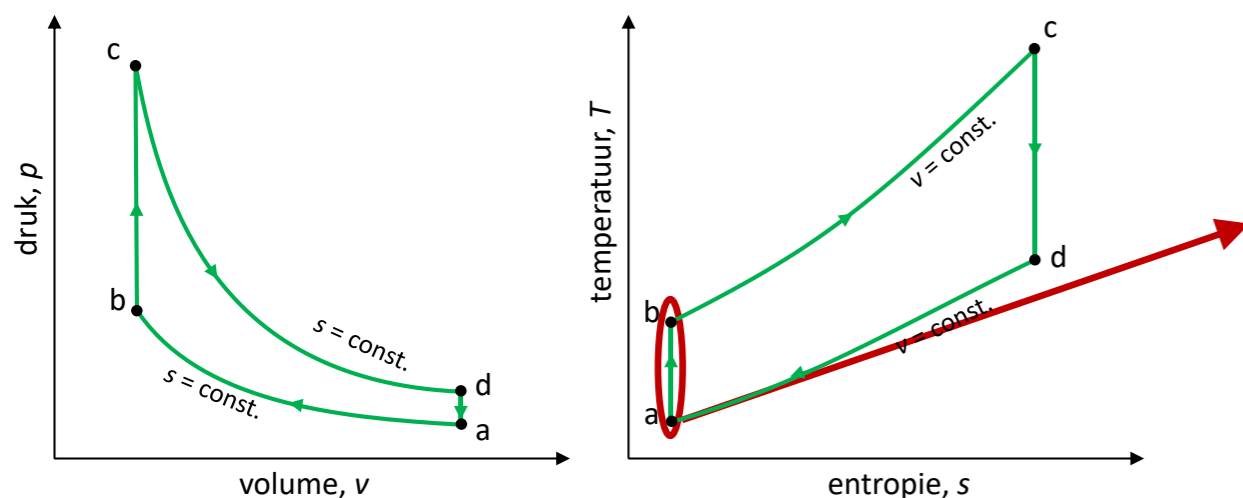
$$\text{Voor } T'_1 = 293 \text{ K geldt: } \begin{cases} c_p = 1,005 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \\ c_v = 0,717 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \end{cases} \rightarrow \gamma = 1,4$$

Punt 1 heeft nu als eigenschappen

$$V'_1 = \frac{n \cdot R \cdot T'_1}{p'_1} \rightarrow v_{m,1} = \frac{R \cdot T'_1}{p'_1} = \frac{8,314 \frac{\text{J}}{\text{mol} \cdot \text{K}} \cdot 353,6 \text{ K}}{0,193 \cdot 10^6 \text{ Pa}} = 0,0152 \frac{\text{m}^3}{\text{mol}}$$

$$T'_1 = 353,6 \text{ K en } p'_1 = 0,193 \text{ MPa}$$

4.2. CYCLI MET INWENDIGE VERBRANDING



1. Stap 1 → 2: adiabatische compressie (compressieslag) – isentropisch proces, dus

$$\begin{cases} s'_2 = s'_1 \\ \frac{T'_{12}}{T'_1} = \left(\frac{V'_1}{V'_2}\right)^{\gamma-1} \end{cases} \text{ en } \frac{p'_2}{p'_1} = \left(\frac{V'_1}{V'_2}\right)^\gamma \text{ met } \gamma = \frac{C_p}{C_v}$$

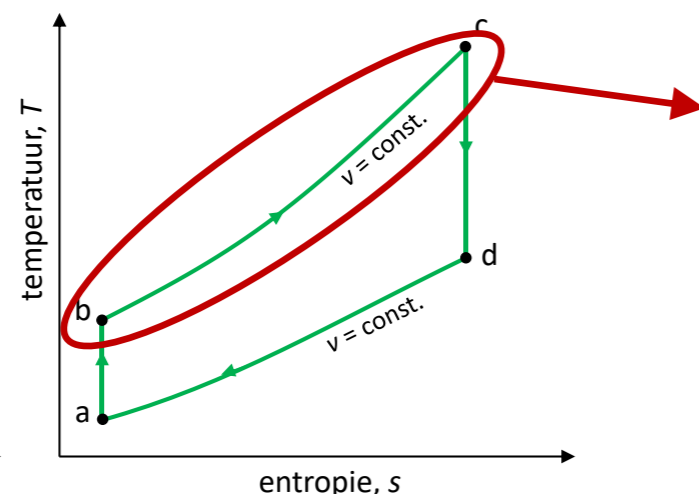
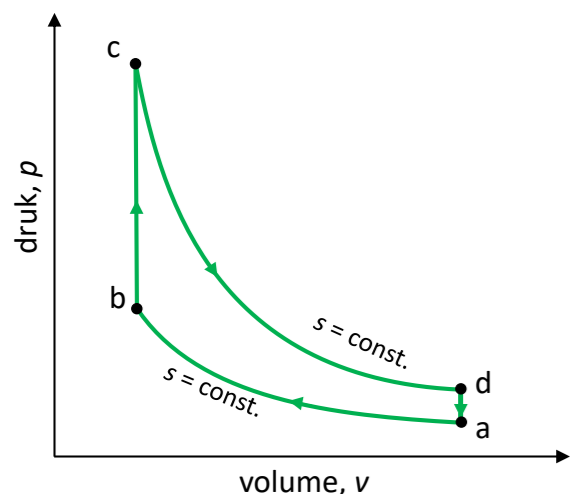
Punt 2 heeft nu als eigenschappen

$$v'_2 = \frac{v'_1}{r} = \frac{0,0152 \frac{\text{m}^3}{\text{mol}}}{8} = 0,0019 \frac{\text{m}^3}{\text{mol}}$$

$$T'_2 = T'_1 \cdot r^{\gamma-1} = 353,6 \text{ K} \cdot 8^{0,4} = 812,4 \text{ K}$$

$$p'_2 = p'_1 \cdot r^\gamma = 0,193 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cdot 8^{1,4} = 3,547 \text{ MPa}$$

4.2. CYCLI MET INWENDIGE VERBRANDING



2. Stap 2 → 3: isochore warmtetoevoer, de toegevoegde warmte bedraagt

$$q'_{in} = q'_{2-3} = u'_3 - u'_2 = c_v \cdot (T'_3 - T'_2)$$

In bovenstaande is q_{in} gelijk aan 45 MJ per kg brandstof of per 20 kg lucht

$$q'_{in} = LHV \cdot \frac{m_{brandstof}}{m_{lucht}} = 45 \frac{MJ}{kg_{brandstof}} \frac{1 kg_{brandstof}}{20 kg_{lucht}} = 2,25 \frac{MJ}{kg}$$

T_3 is de onbekende:

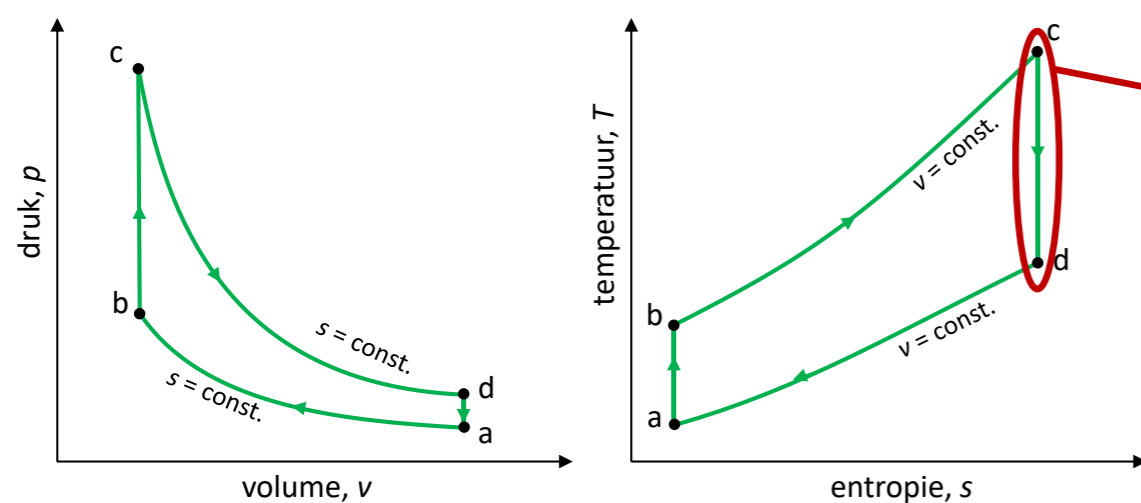
$$T'_3 = \frac{q'_{in}}{c_v} + T'_2 = \frac{2250 \frac{kJ}{kg}}{0,717 \frac{kJ}{kg \cdot K}} + 812,4 K = 3950 K$$

Punt 3 heeft nu als druk:

$$\frac{T'_3}{T'_2} = \frac{p'_3}{p'_2} \rightarrow p'_3 = \frac{T'_3}{T'_2} \cdot p'_2 = \frac{3950 K}{812,4 K} \cdot 3,547 MPa = 17,25 MPa$$

Bemerk dat de overgang 2 naar 3 isochoor is, dus uit de ideale gaswet volgt dat $p/T = c^{te}$

4.2. CYCLI MET INWENDIGE VERBRANDING



3. Stap 3 → 4: adiabatische en isentropische expansie

$$\begin{cases} s'_4 = s'_3 \\ \frac{T'_3}{T'_4} = \left(\frac{V'_4}{V'_3}\right)^{\gamma-1} \end{cases} \text{ en } \frac{p'_3}{p'_4} = \left(\frac{V'_4}{V'_3}\right)^\gamma$$

$$\begin{cases} T'_4 = \frac{T'_3}{r^{\gamma-1}} = \frac{3950 \text{ K}}{8^{0,4}} = 1719 \text{ K} \\ p'_4 = \frac{p'_3}{r^\gamma} = \frac{17,25 \text{ MPa}}{8^{1,4}} = 0,94 \text{ MPa} \end{cases}$$

Efficiëntie kan met de afgeleide formules worden berekend:

$$\varepsilon' = 1 - \frac{1}{r^{\gamma-1}} = 1 - \frac{1}{8^{1,4-1}} = 0,565$$

Efficiëntie blijft gelijk omdat de drukverhouding niet wijzigt

4.2. CYCLI MET INWENDIGE VERBRANDING

De nieuwe cyclus verplaatst evenveel volume omgevingslucht als de vorige cyclus

Hoeveel volume (lucht) werd er verplaatst in de originele cyclus ?

$$\dot{V}_1 = \dot{m}_{\text{brandstof}} \cdot \frac{m_{\text{lucht}}}{m_{\text{brandstof}}} \cdot v_1 \quad \longleftarrow \quad v_1 = \frac{R \cdot T_1}{p_1 \cdot M_{\text{lucht}}} = \frac{8,314 \frac{J}{\text{mol} \cdot K} \cdot 293K}{10^5 Pa \cdot 0,02897 \frac{kg}{\text{mol}}} = 0,84 \frac{m^3}{kg}$$

*Brandstof-
verbruik*

$$\dot{V}_1 = \left(56 \frac{kg}{u} \cdot \frac{1u}{3600s} \right) \cdot 20 \frac{kg_{\text{lucht}}}{kg_{\text{brandstof}}} \cdot 0,84 \frac{m^3}{kg} = 0,262 \frac{m^3}{s}$$

4.2. CYCLI MET INWENDIGE VERBRANDING

Hoeveel warmte wordt aldus geproduceerd (T_2) in de cyclus met voorafgaande samendrukking van de lucht ?

$$\dot{Q}'_{in} = LHV \cdot \frac{m_{brandstof}}{m_{lucht}} \cdot \dot{m}'_1 = LHV \cdot \frac{m_{brandstof}}{m_{lucht}} \cdot \left(\frac{\dot{V}_1}{v'_1} \right)$$

Massa aan aangezogen lucht in de nieuwe cyclus

Specifiek volume aangezogen lucht, nieuwe cyclus

$$v'_1 = \frac{R \cdot T'_1}{p'_1 \cdot M_{lucht}} = \frac{8,314 \frac{J}{mol \cdot K} \cdot 353,6K}{1,93 \cdot 10^5 Pa \cdot 0,02897 \frac{kg}{mol}} = 0,526 \frac{m^3}{kg}$$

$$\dot{Q}'_{in} = 45 \frac{MJ}{kg_{brandstof}} \frac{1 kg_{brandstof}}{20 kg_{lucht}} \left(\frac{0,262 m^3/s}{0,526 m^3/kg} \right) = 1,121 \frac{MJ}{s}$$

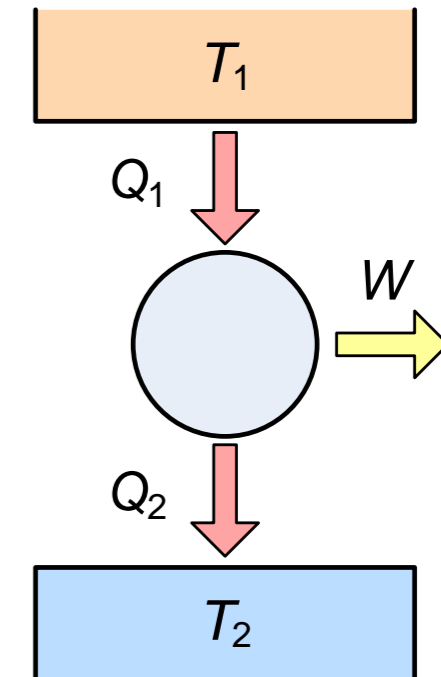
Het mechanisch vermogen van de nieuwe cyclus wordt aldus

$$P = \dot{Q}'_{in} \cdot \varepsilon = 1,121 \cdot 0,565 = \underline{632,5 \text{ kW of } 860 \text{ pk}}$$

4.2. CYCLI MET INWENDIGE VERBRANDING

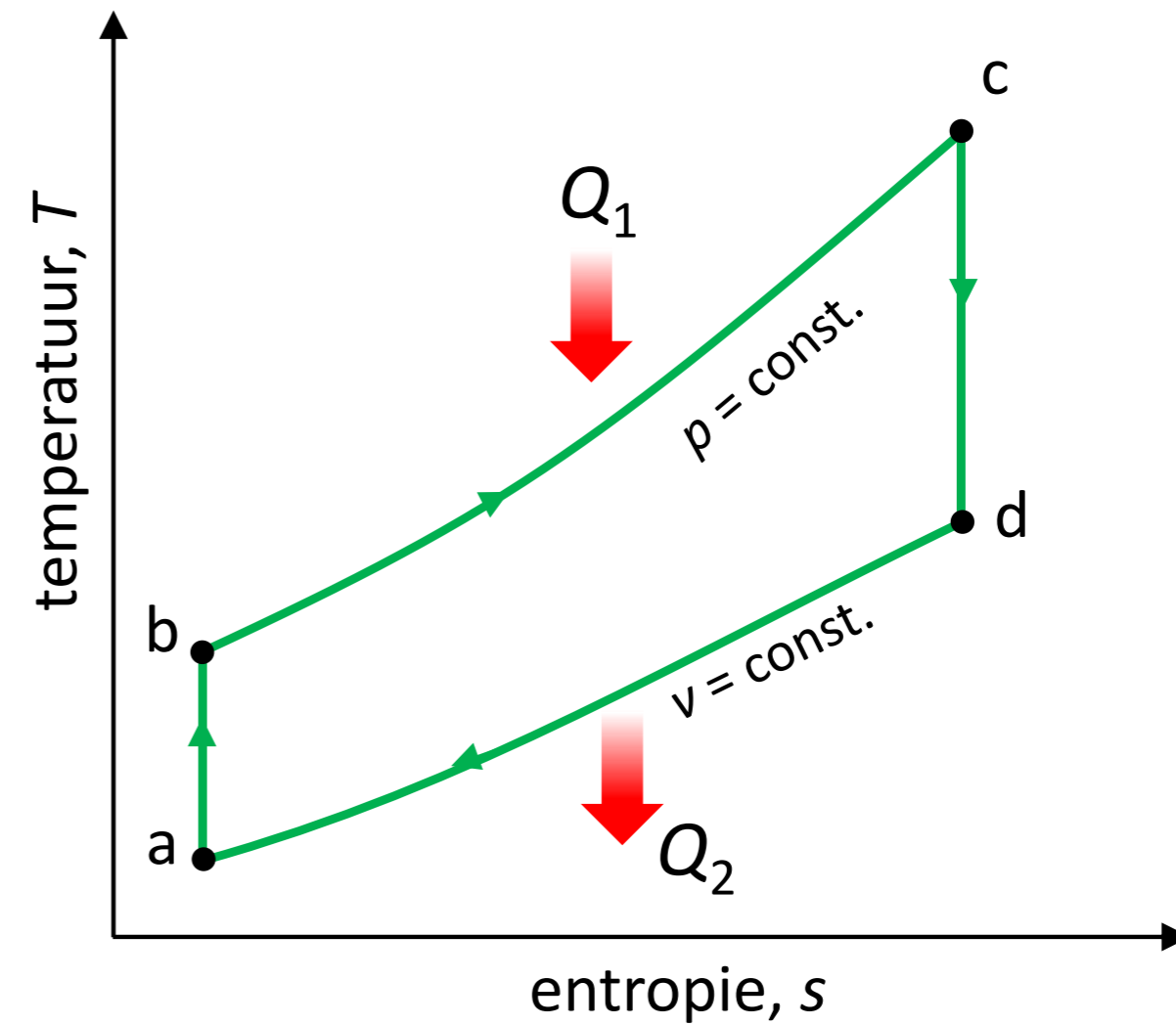
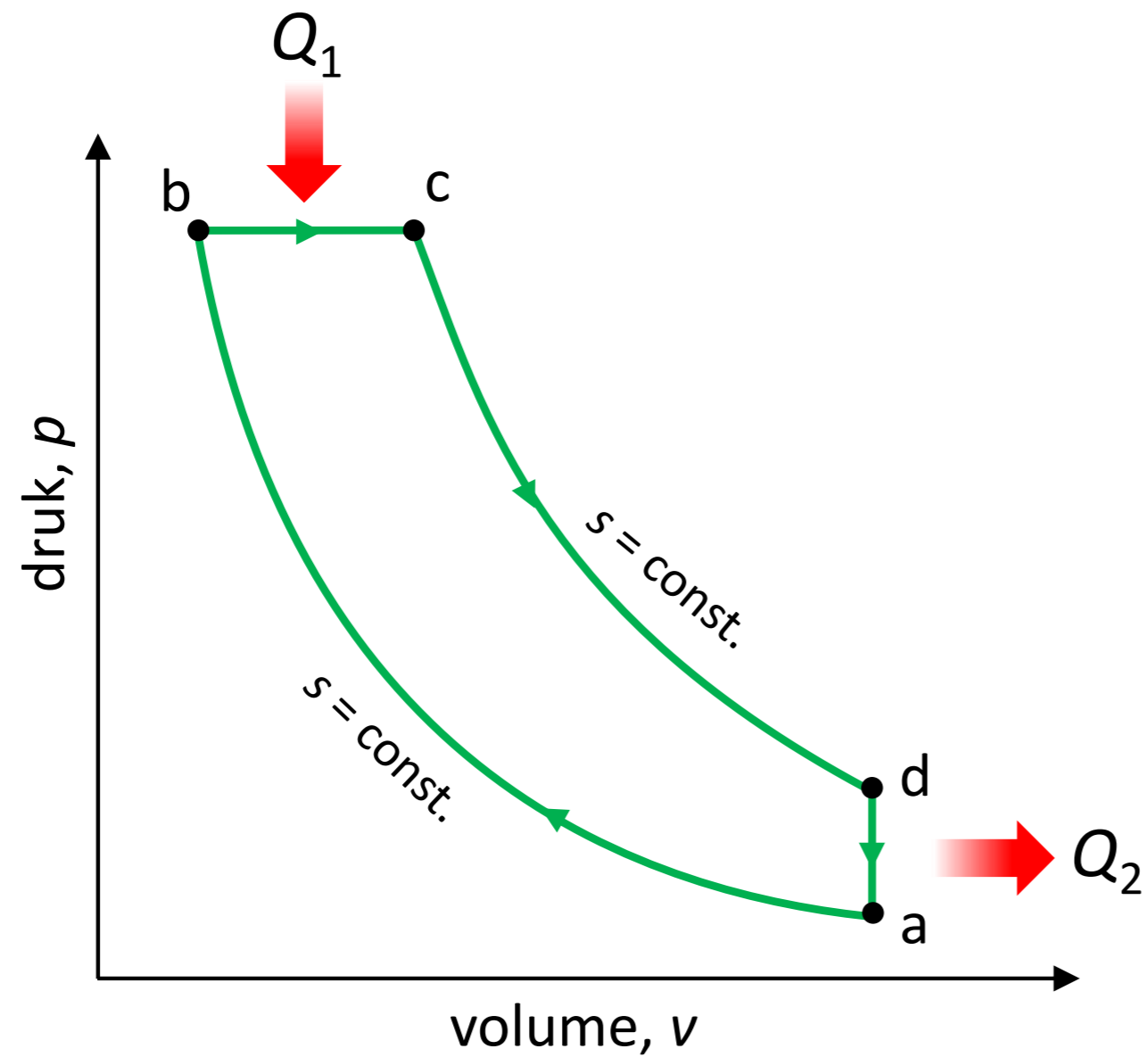
- Thermodynamische analyse: vonkontstekingsmotoren: *de Dieselsecyclus*

- De geïdealiseerde cyclus veronderstelt,
 - Werkstof is lucht
 - Werkstof gedraagt zich als ideaal gas
 - De warmtebron (= verbranding) is extern en warmtetoevoer is traag
 - → Warmtetoevoer bij constante druk, isobaar (zuiger beweegt naar beneden reeds gedurende de ontbranding)
 - → Warmte-afvoer bij constant volume (zuiger blijft in het BDP bij warmtetoevoer/ODP bij warmte-afvoet)
 - Isentropische (adiabatische) compressie en expansie



4.2. CYCLI MET INWENDIGE VERBRANDING

de Dieselcyclus



4.2. CYCLI MET INWENDIGE VERBRANDING

• Thermodynamische analyse: compressieontstekingsmotoren: de Dieselcyclus

- De efficiëntie (warmte in absolute waarde !),

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

- Passen we de eerste hoofdwet toe op de cyclus,

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

- Stel dat er \dot{m} werkmedium in de cyclus aanwezig is,

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

Constante druk! Warmtetoevoer gebeurt verondersteld **isobaar**

Constant volume ! Warmte-afvoer gebeurt verondersteld **isochoor**


4.2. CYCLI MET INWENDIGE VERBRANDING

- Thermodynamische analyse: compressieontstekingsmotoren: *de Dieselcyclus*

- De efficiëntie wordt aldus

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

- Kan herschreven worden als,


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

- We weten ook dat de compressie en adiabatisch en reversibel wordt verondersteld, dus is geldig dat

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

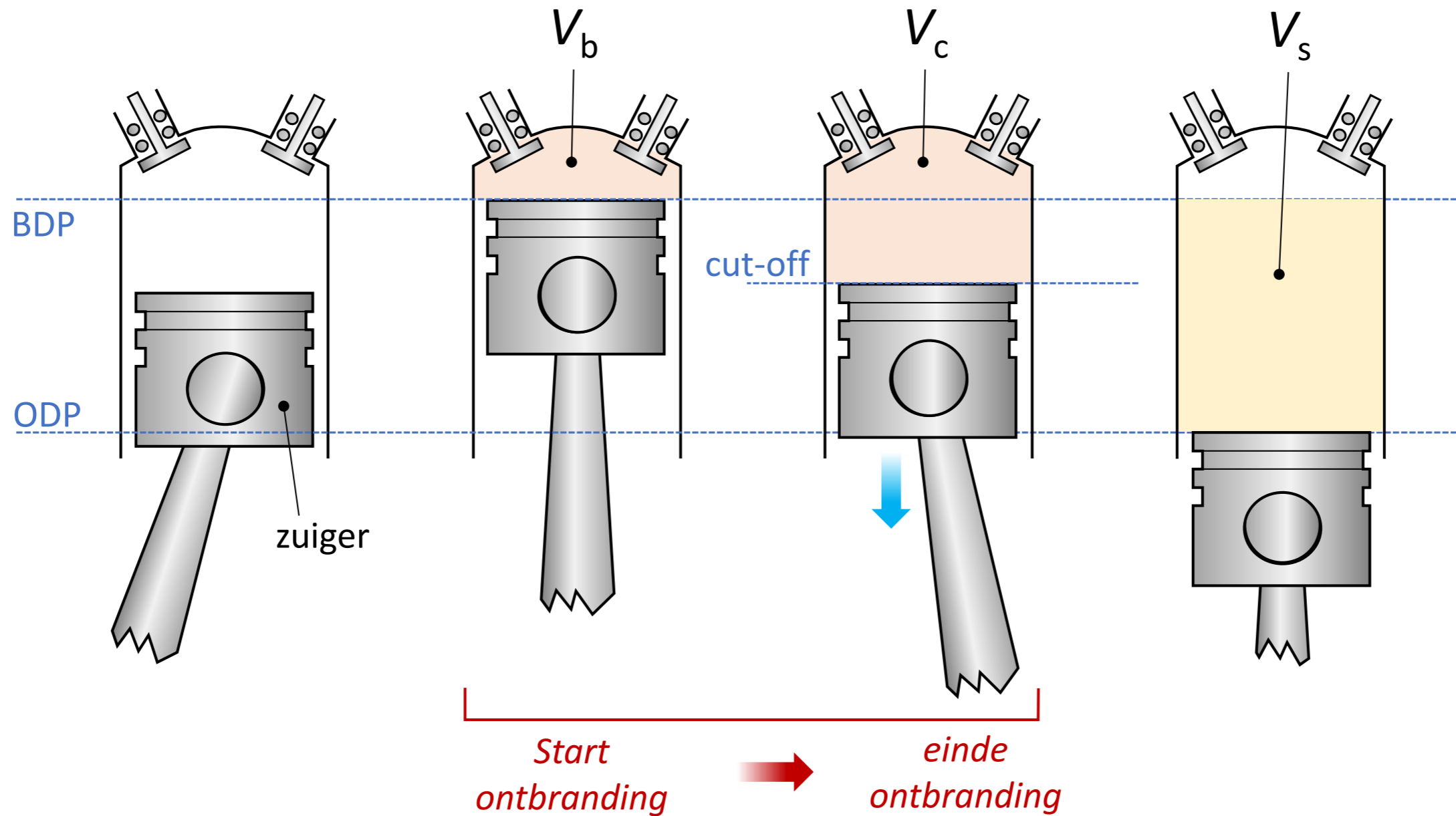
- We definiëren de **cut-off ratio**

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

4.2. CYCLI MET INWENDIGE VERBRANDING

- Thermodynamische analyse: compressieontstekingsmotoren: *de Dieselcyclus*

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



4.2. CYCLI MET INWENDIGE VERBRANDING

- Thermodynamische analyse: compressieontstekingsmotoren: *de Dieselcyclus*

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

$$T_b = T_a \cdot r^{\gamma-1}$$

$$T_c = r_c \cdot T_b = r_c \cdot T_a \cdot r^{\gamma-1}$$

- Temperatuur in punt 'd' wordt dan,

$$T_d = T_c \cdot \left(\frac{V_c}{V_d}\right)^{\gamma-1} = T_c \cdot \left(\frac{V_c \cdot V_b}{V_b \cdot V_d}\right)^{\gamma-1} = T_c \cdot \left(\frac{V_c}{V_b}\right)^{\gamma-1} \cdot \left(\frac{V_b}{V_d}\right)^{\gamma-1}$$

$$= T_c \cdot r_c^{\gamma-1} \cdot \frac{1}{r^{\gamma-1}} = T_a \cdot r_c^\gamma$$

Formule voor adiabatiese expansie

- Efficiëntie wordt aldus

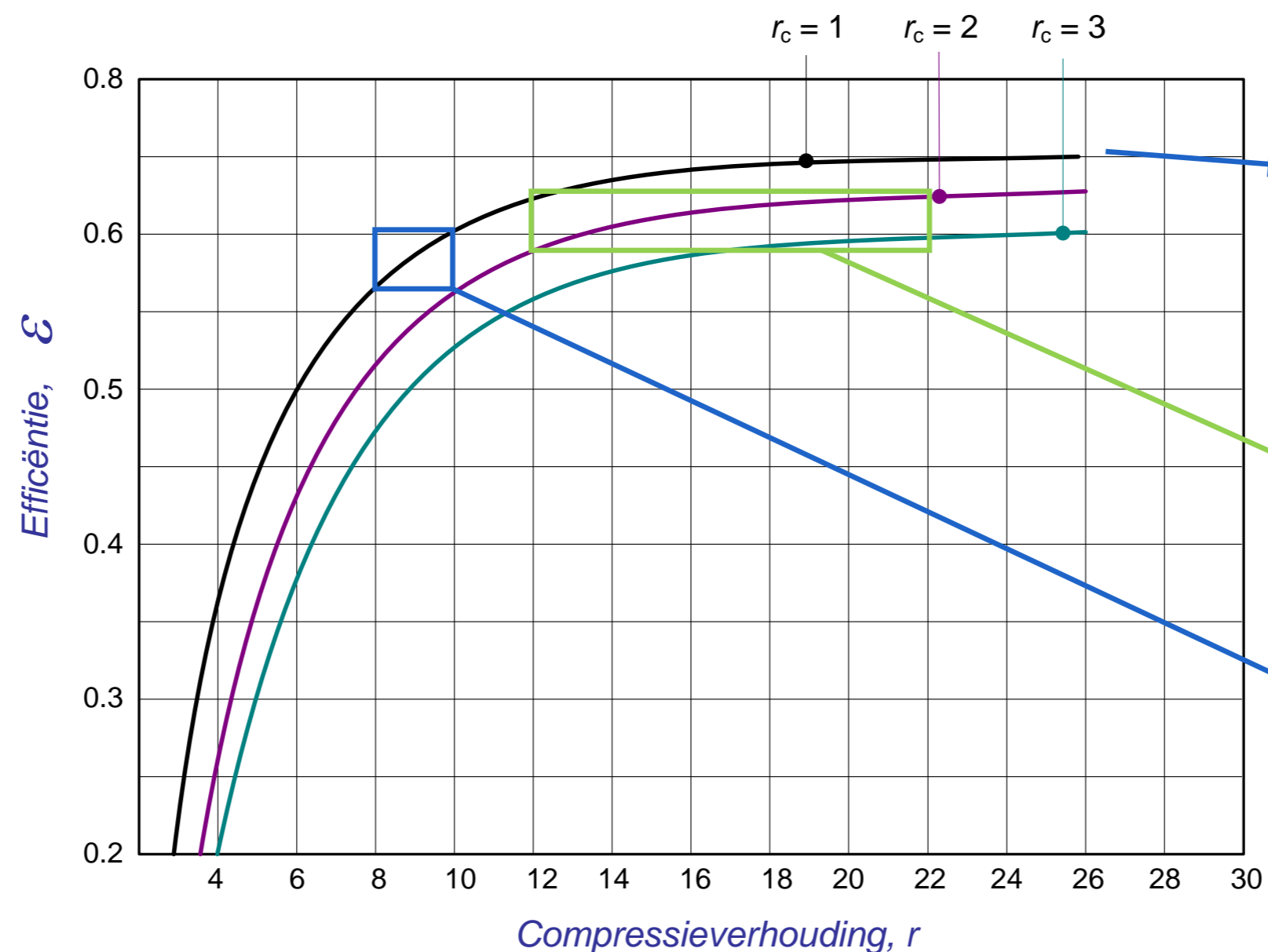
$$\varepsilon = 1 - \frac{1}{r^{\gamma-1}} \cdot \left(\frac{r_c^\gamma - 1}{\gamma \cdot (r_c - 1)} \right)$$

4.2. CYCLI MET INWENDIGE VERBRANDING

• Thermodynamische analyse: compressieontstekingsmotoren: *de Dieselcyclus*

- Efficiëntie

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



- Bemerk als $r_c = 1$ dan de efficiëntie van Diesel- gelijk is aan die van de Ottocylus
- Als $r_c = 1 \rightarrow$ isochoor proces



Diesel



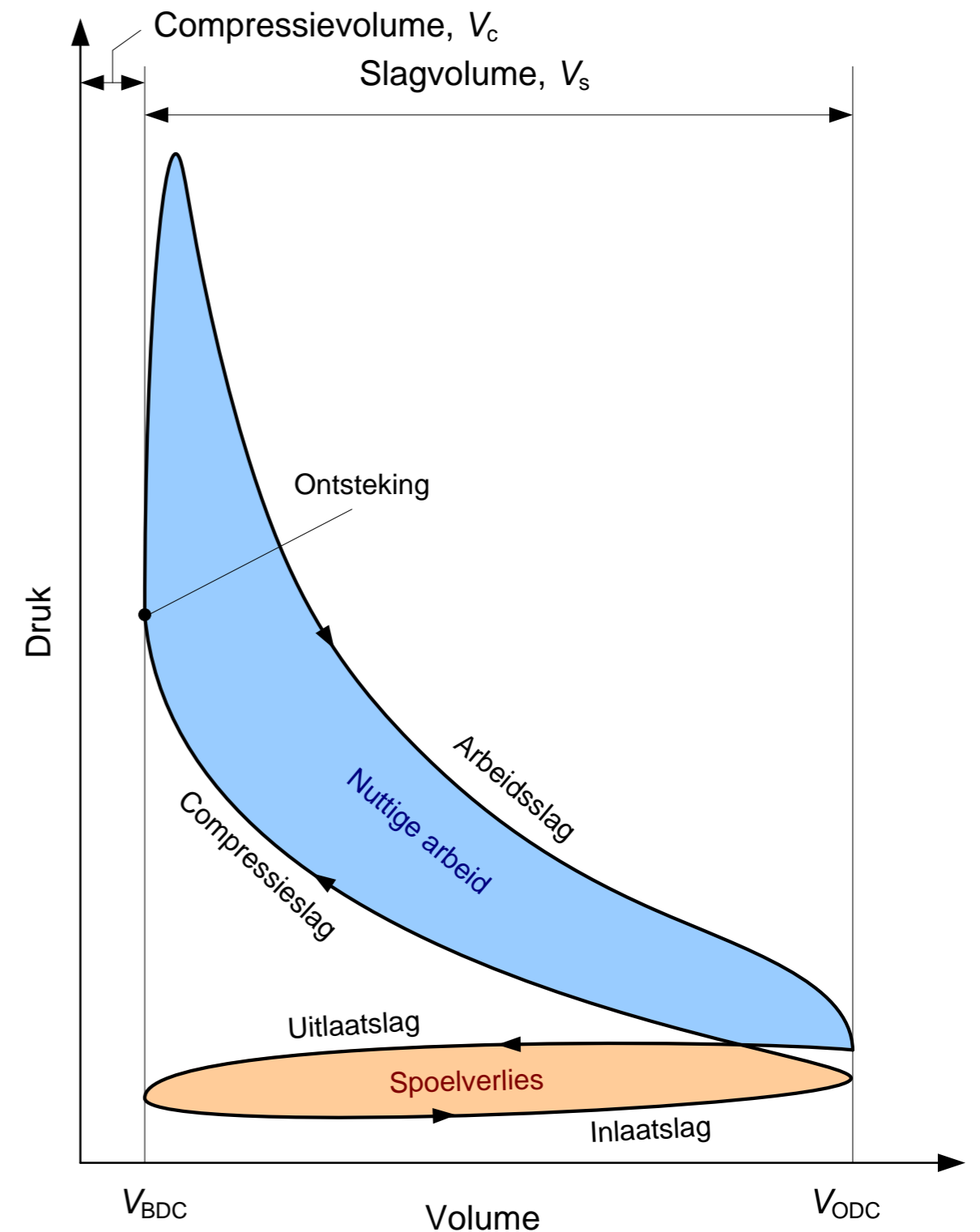
Benzine

4.2. CYCLI MET INWENDIGE VERBRANDING

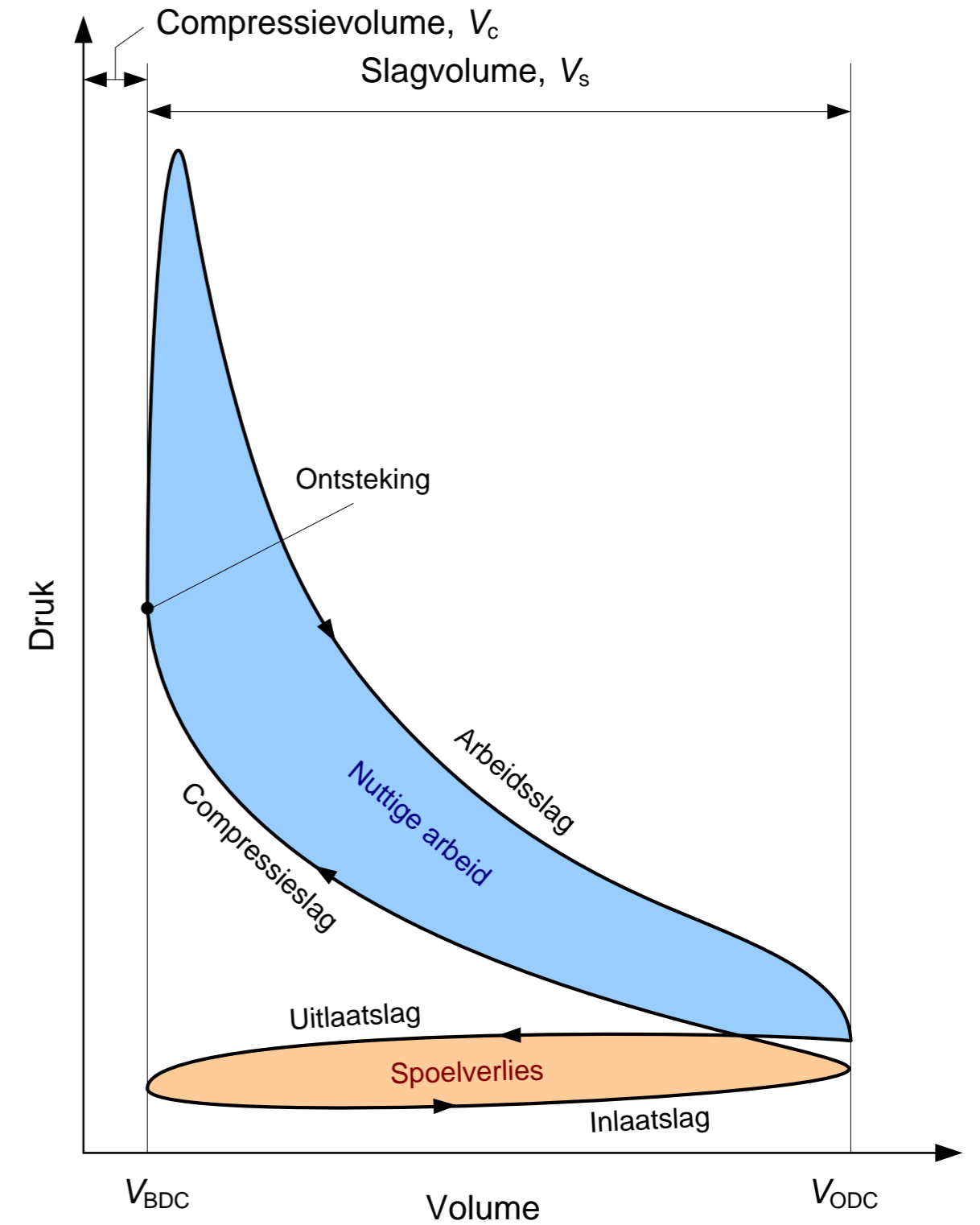
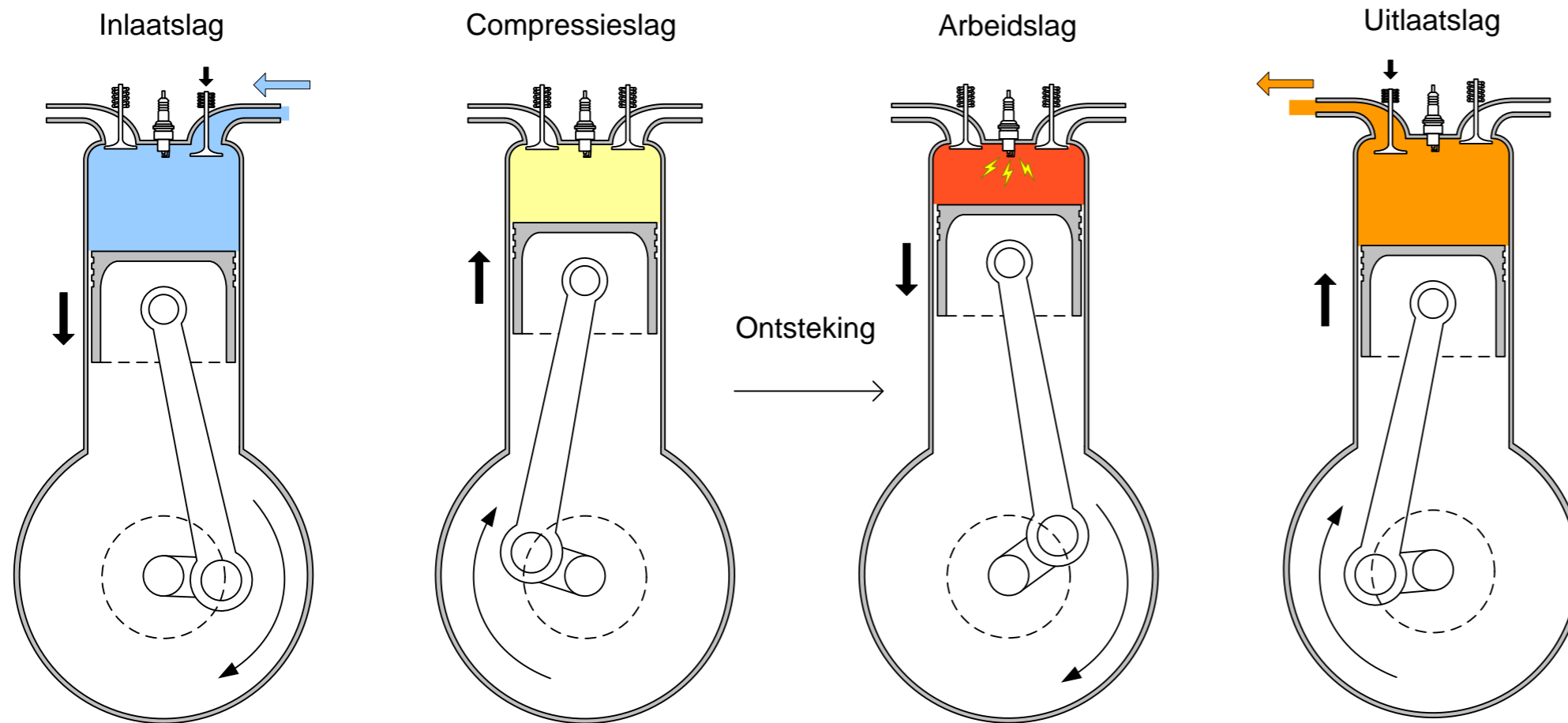
• Thermodynamische analyse: Werkelijke cyclus

De werkelijke Ottocyclus

- Verbranding niet bij constante P of T
- 4-takt motoren: twee omwentelingen per cyclus
- Indicatorgram (= werkelijk toestandsdiagram):
- 2 lussen
 - Compressie/arbeidslag, nuttige arbeid wordt geleverd door de zuiger
 - In- en uitlaatslag, arbeid wordt geleverd aan de zuiger (verlies) om
 - Lucht aan te zuigen vanuit de kleppen, carburator, luchtfilter,...
 - Uitlaatgassen te stuwen doorheen de kleppen, afvoer, geluidsdemper, katalysatoren en evt. roetfilters



4.2. CYCLI MET INWENDIGE VERBRANDING



4.2. CYCLI MET INWENDIGE VERBRANDING

- Thermodynamische analyse: Efficiëntie in de werkelijke cyclus

- Def. gemiddelde arbeidsdruk (indicated mean effective pressure):

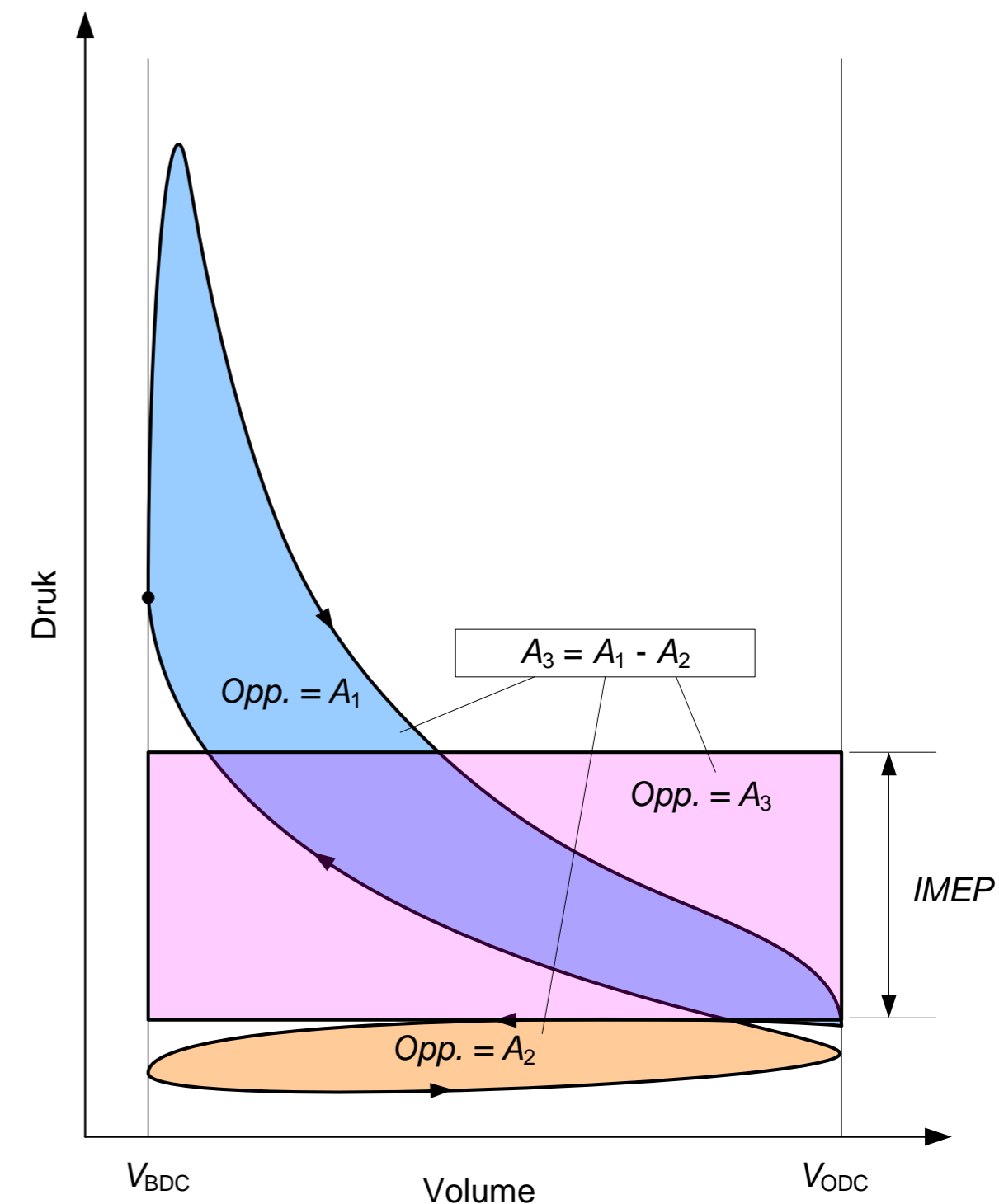
$$IMEP = \frac{\oint p \cdot dV}{V_s}$$

- Def. Geïndiceerde arbeid, geïndiceerd vermogen
- Remarbeid = Geïndiceerde arbeid - inwendige verliezen
- Remvermogen
- Def. schijnbaar gemiddelde arbeidsdruk (brake mean effective pressure)

$$BMEP = \frac{\text{netto arbeid geleverd per cyclus}}{V_s}$$

- De mechanische efficiëntie,

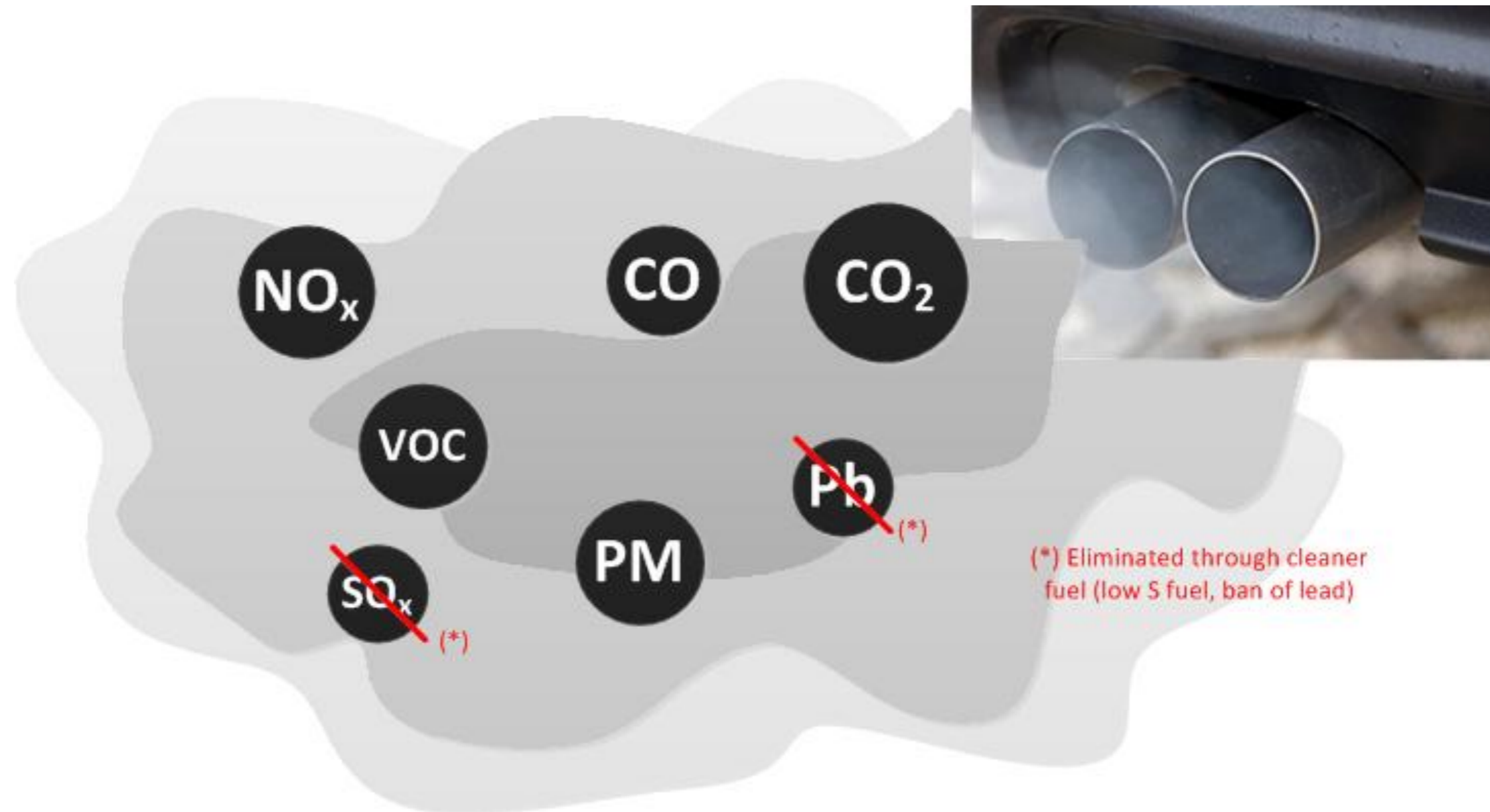
$$\varepsilon_m = \frac{BMEP}{IMEP}$$



4.2. CYCLI MET INWENDIGE VERBRANDING

- Emissies:

- Wat stoten inwendige verbrandingsmotoren zoal uit ?



4.2. CYCLI MET INWENDIGE VERBRANDING

- Emissies

- CO₂

- CO (koolstofmonoxide)

- Giftig (dodelijk na 30' blootstelling bij 3000 ppm)
- Benzinemotor stoot gem. 7000 ppm uit
- Bij onvolledige verbranding van rijke lucht/brandstofmengsels (vooral bij koude start, optrekken)
- Uitsluitend bij vonkontstekingsmotoren, dieselmotoren = steeds overmaat O₂

- Onverbrande koolwaterstoffen

- Dragen bij tot **fotochemische smog** (samen met NO_x) → O₃ vorming
- Kankerverwekkend (benzeen en andere polyaromaten)

- Ontstaan

- Vonkontstekingsmotoren: uitdoven vlam aan de koudere cilinderwand

- Bij 2-takt: brandstofverliezen bij het spoelen

4.2. CYCLI MET INWENDIGE VERBRANDING

- Emissies

- Onverbrande koolwaterstoffen

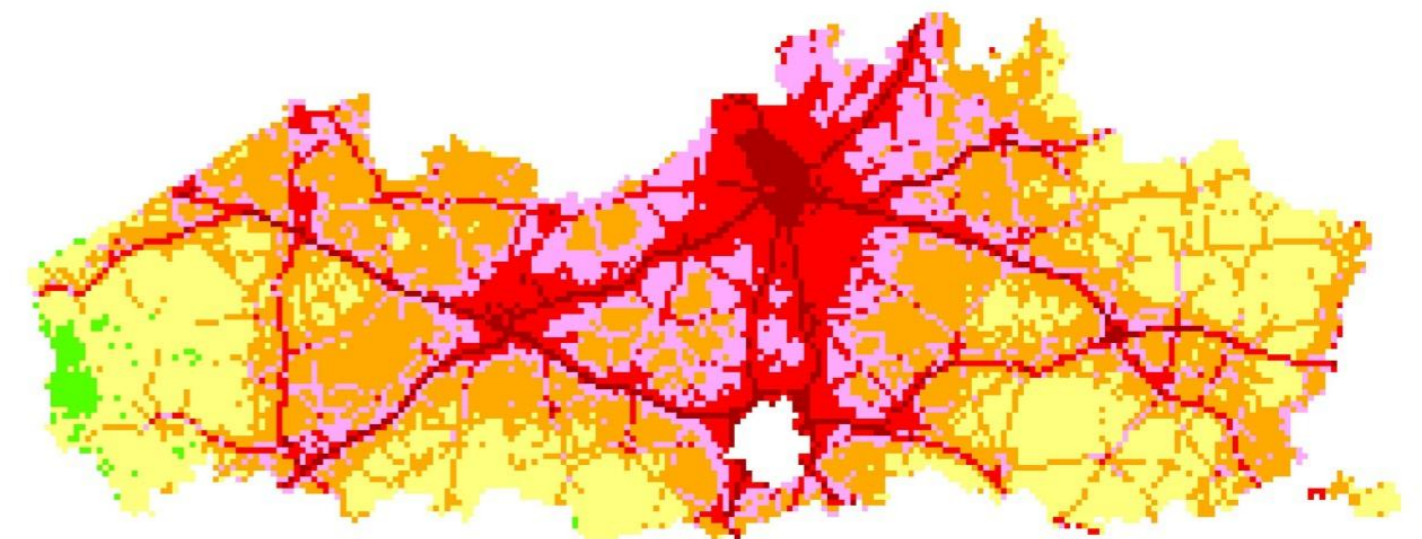
- Ontstaan

- Dieselmotoren:

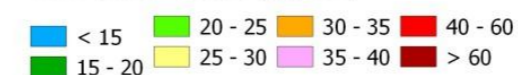
- De brandstof en lucht zijn heterogeen verdeeld
- Sommige delen, brandstof/lucht > *UFL* of < *LFL* → geen ontbranding

- NO_x

- Reactie van N₂ en O₂ (beiden aanwezig in de lucht) tot NO_x
- Toxisch gas, draagt bij tot zure regen en tot fotochemische smog (inclusief PM2.5)
- Reactie treedt op bij hoge temperatuur



NOx concentratie (µg/m³)



4.2. CYCLI MET INWENDIGE VERBRANDING

- Emissies

- Roetdeeltjes

- Problematisch bij dieselmotoren
- Roet = agglomeraten van onverbrande koolstof en KWS
- Hoe kleiner de roetdeeltjes → hoe dieper in menselijk organisme: longen (asthma, kanker) → bloedbaan (hart- en vaatziekten) → hersenen (Alzheimer)
- PM10 (10 μm fractie); PM2.5 (2.5 μm fractie)

- Lood

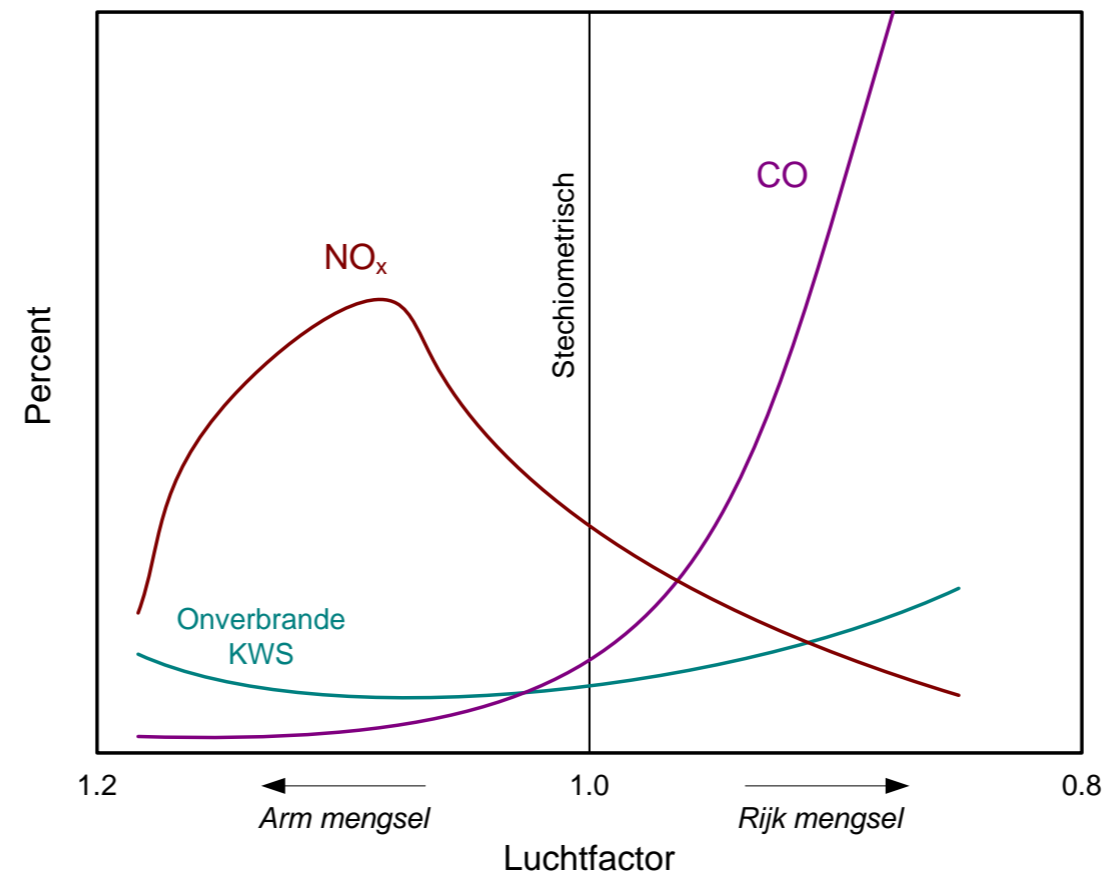
- Vroeger in benzine: TEL en TML → verhoging octaangetal
- Lood is giftig (neurotoxisch)
- Bovendien Pb inactiveert de katalysator
- → Toepassing van lood als additief is verboden

4.2. CYCLI MET INWENDIGE VERBRANDING

- Emissies

- Oplossingen:

- **1.** Wijzigen & optimaliseren motorontwerp → verbeteren van het ontbrandingsproces



- **2.** Behandeling van uitlaatgassen

4.2. CYCLI MET INWENDIGE VERBRANDING

- Emissies

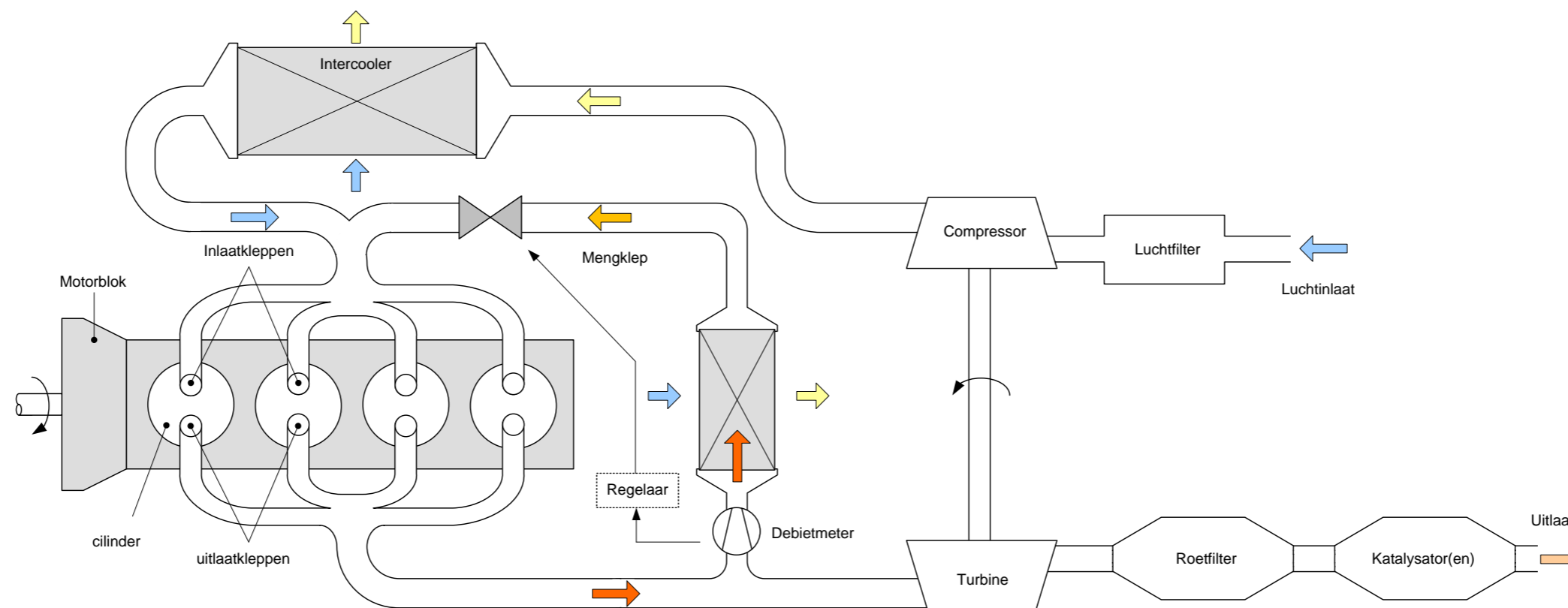
- Oplossingen:

- **1.** Wijzigen & optimaliseren motorontwerp → verbeteren van het ontbrandingsproces

- Voorbeeld: EGR (exhaust gas recirculation)

- Recirculatie van een deel van de uitlaatgassen om O_2 concentratie in de aanzuiglucht te reduceren → minder NO_x uitstoot

- Echter wel, lagere ontbrandingstemperatuur → meer roet, meer CO, minder vermogen

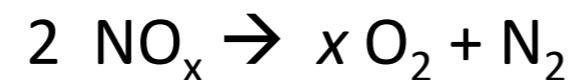


4.2. CYCLI MET INWENDIGE VERBRANDING

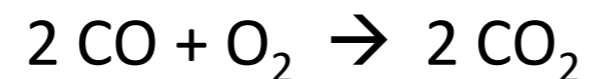
- Emissies

- **De katalysator**

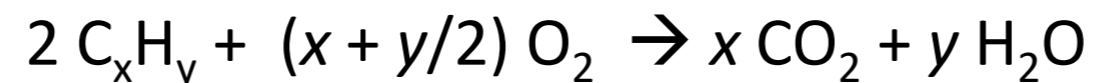
- (1) reductie stikstofoxiden:



- (2) oxidatie van koolstofmonoxide:



- (3) oxidatie van onverbrande KWS:



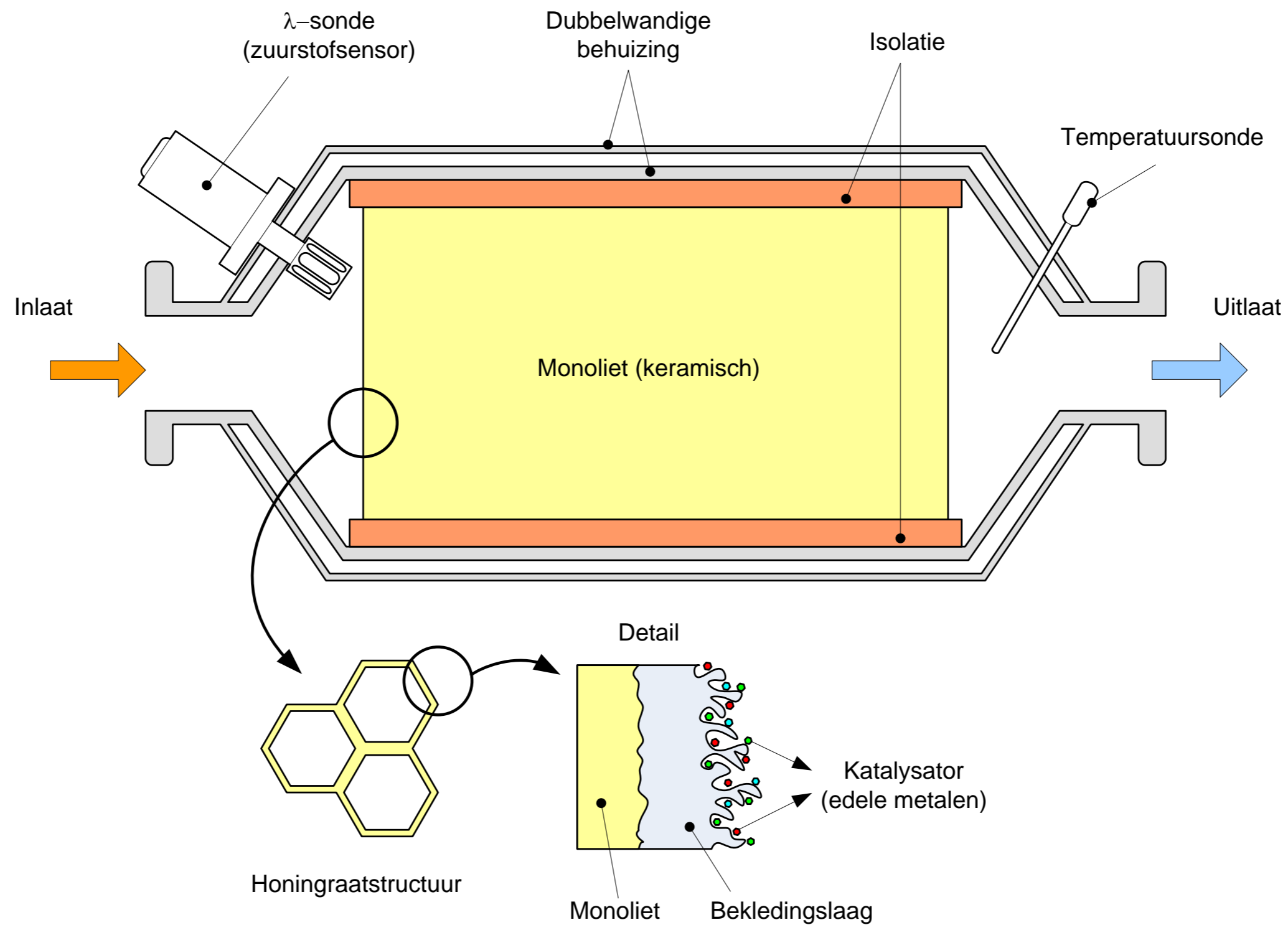
- *Drieweg katalysator* = (1) + (2) + (3), *tweeweg katalysator* = (2) + (3)

- Belang van O₂-concentratie in de uitlaatgassen bij werking *drieweg katalysator*

- Dieselmotoren: overmaat lucht

- → Drieweg katalysator ongeschikt, enkel 2-weg katalysatoren in dieselmotoren (andere oplossing voor NO_x-verwijdering noodzakelijk)

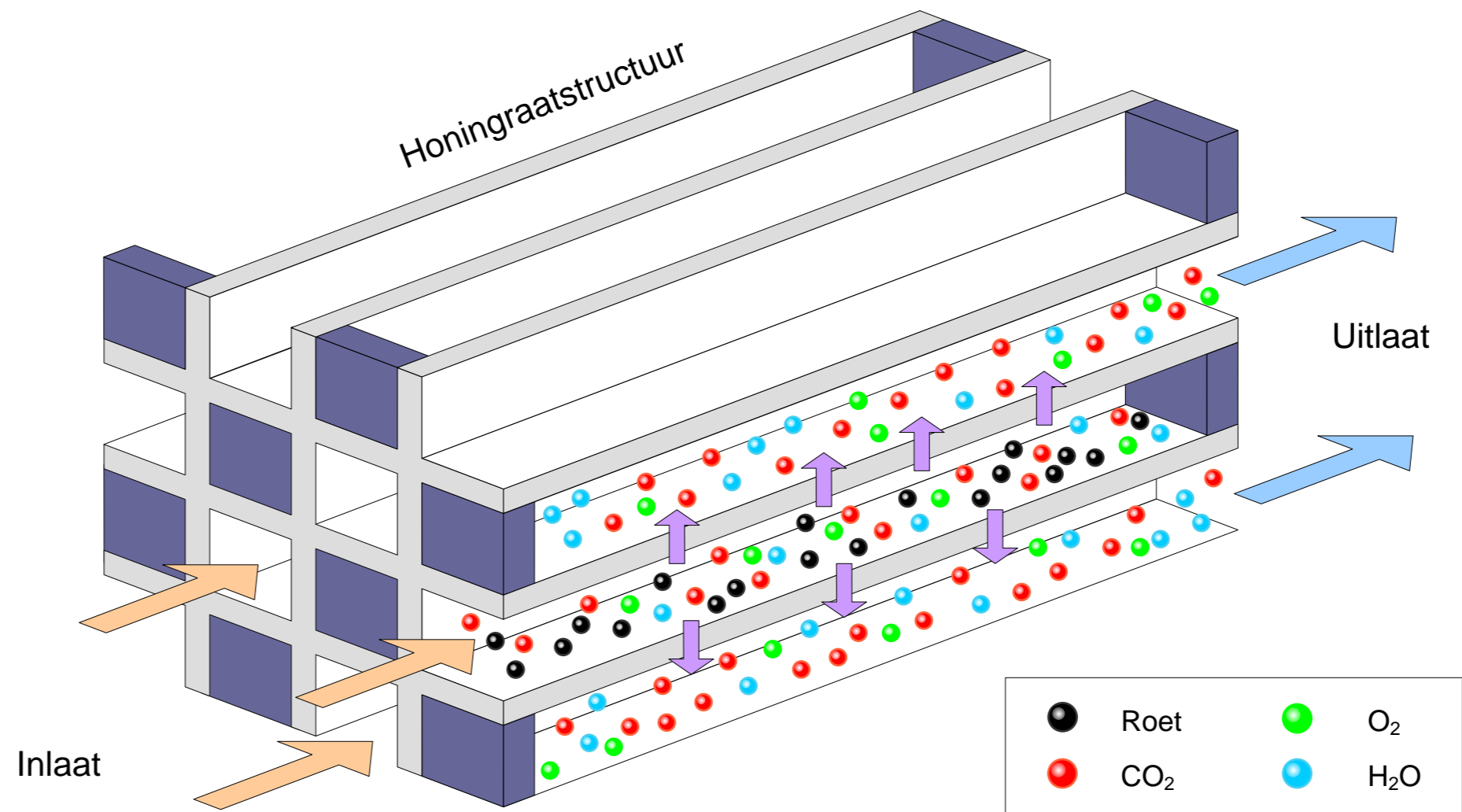
4.2. CYCLI MET INWENDIGE VERBRANDING



4.2. CYCLI MET INWENDIGE VERBRANDING

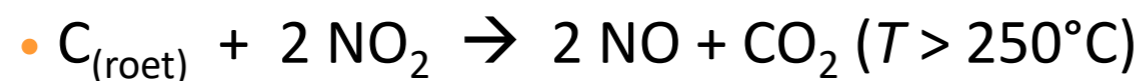
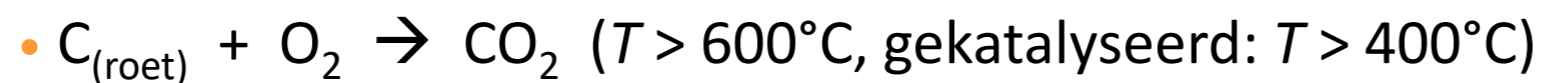
- Emissies

- De roetfilter



- Het roet accumuleert en dient te worden verwijderd (= *regeneratie*)

- Verwijdering van roet door oxidatie aan zuurstof of NO₂

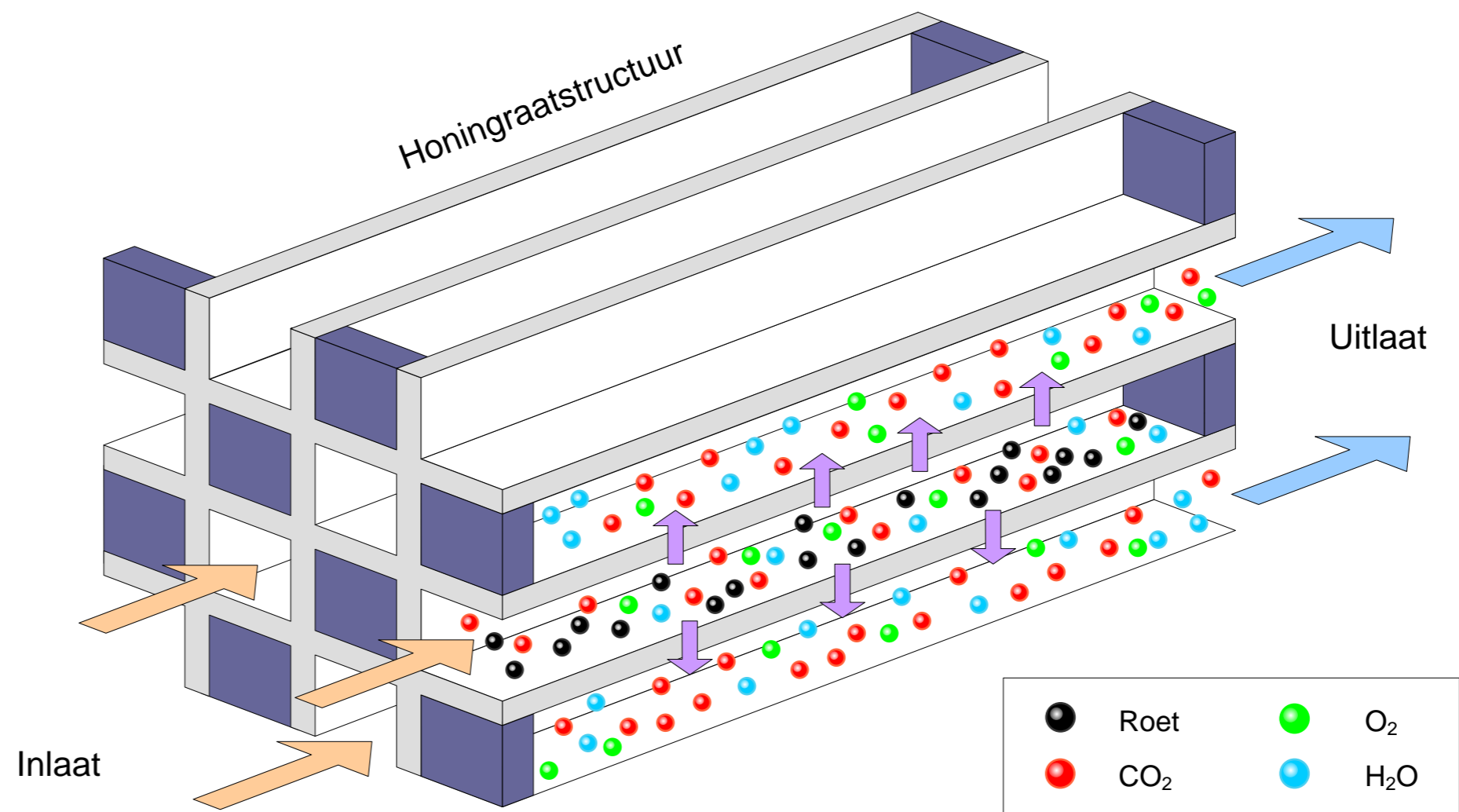


- Onderscheid tussen *actieve* en *passieve* regeneratie

4.2. CYCLI MET INWENDIGE VERBRANDING

- Emissies

- De roetfilter



- *Passieve* regeneratie

- Continue roetverbranding, katalysator (Pt) aanwezig in filtermateriaal (werking bij lagere T)

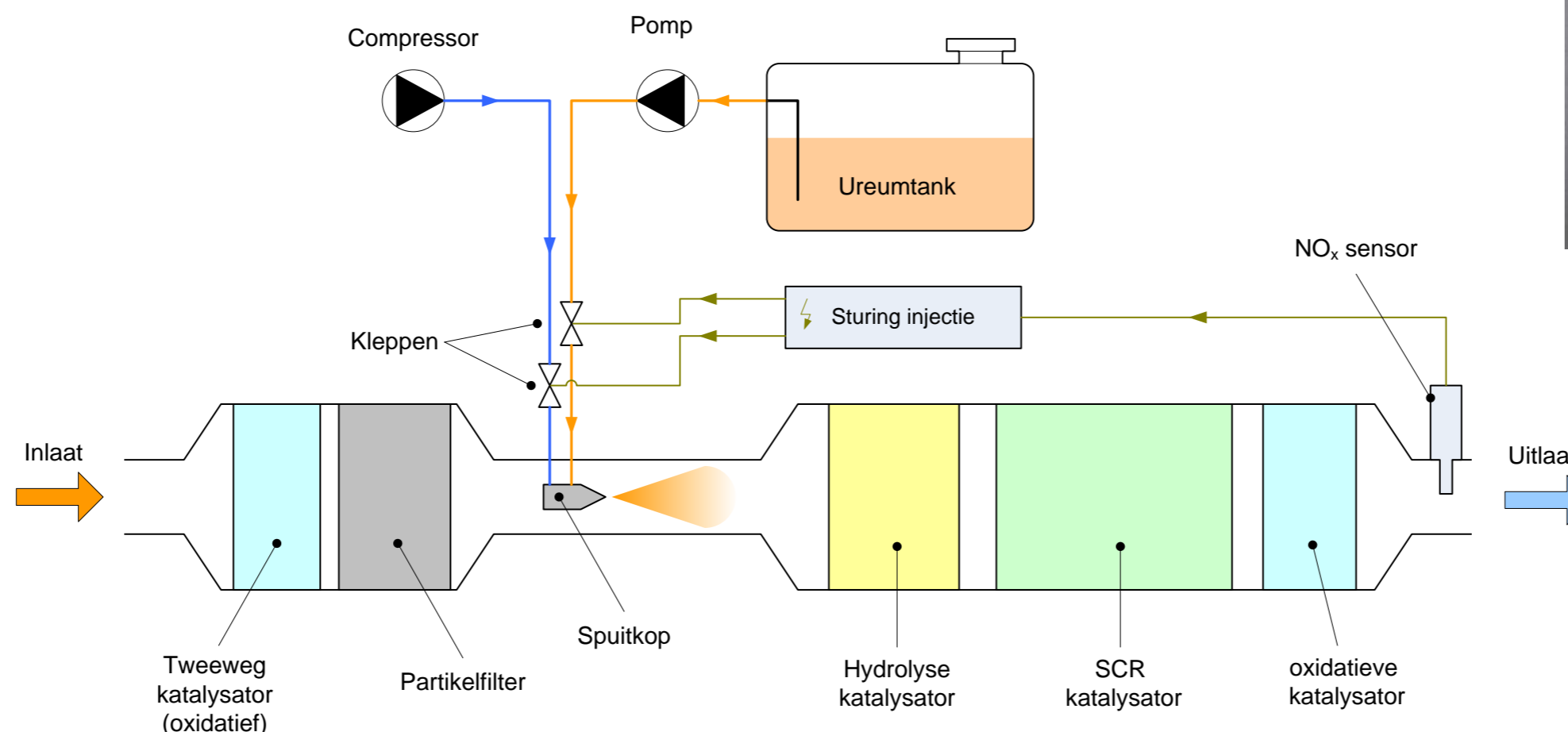
- *Actieve* regeneratie

- Periodieke roetverbranding
- Injectie van brandstof om roet te verbranden bij hoge T → extra brandstofverbruik

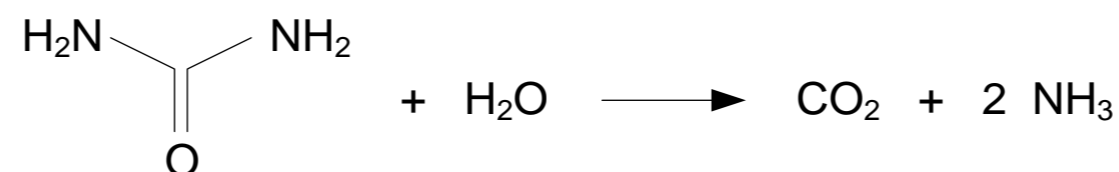
4.2. CYCLI MET INWENDIGE VERBRANDING

- Emissies

- Selectieve katalytische reductie (NO_x verwijdering bij dieselmotoren)



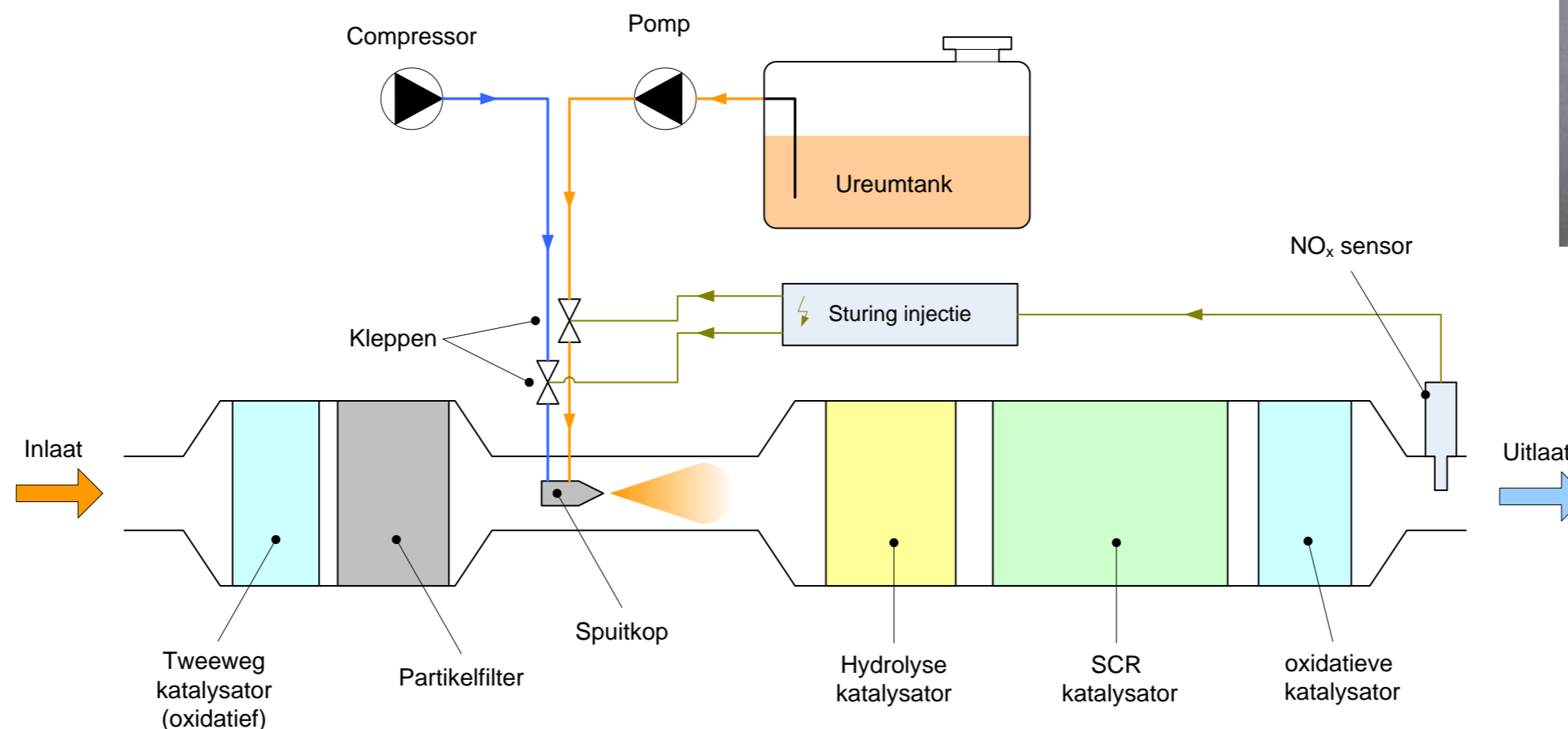
1. Voor de SCR: tweeweg katalysator verwijdert CO en KWS, NO → NO₂ + roetfilter
2. De SCR gebruikt NH₃. Wegens de veiligheid wordt een ureumoplossing (bijv. AdBlue) gebruikt en is aldus hydrolyse nodig,



4.2. CYCLI MET INWENDIGE VERBRANDING

- Emissies

- **Selectieve katalytische reductie** (NO_x verwijdering bij dieselmotoren)



- 3. De feitelijke omzetting van NO₂ tot N₂: $2 \text{NO}_2 + 4 \text{NH}_3 + \text{O}_2 \rightarrow 3 \text{N}_2 + 6 \text{H}_2\text{O}$

- 4. Indien overtollig ammoniak aanwezig na katalyse

- →Oxidatie tot NO (voorkeur NO > NH₃ wegens minder schadelijk voor mens en milieu)