

---

## THERMODYNAMICA 2 (WB1224)

**donderdag 15 januari 2004**  
*14.00 - 17.00 u.*

---

### AANWIJZINGEN

Het tentamen bestaat uit twee open vragen en 15 meerkeuzevragen. Voor de beantwoording van de meerkeuzevragen is een formulier bijgesloten.

Het tentamen is een OPEN BOEK tentamen. Dit betekent dat tijdens het tentamen uitsluitend mag worden ingekeken:

1. Fundamentals of engineering thermodynamics (Moran & Shapiro)
2. kopieën van de college sheets

Het is met klem **VERBODEN** uitgewerkte opgaven (anders dan in het boek) bij de hand te hebben!!!

### Open vragen

Gebruik voor de beantwoording van **elk van de open vragen** een **afzonderlijk blad papier**.

Zorg er voor dat het ingeleverde werk (elk blad afzonderlijk) is voorzien van **naam** en **studienummer**.

Geef bij het beantwoorden van de vragen zo duidelijk mogelijk aan hoe het antwoord is verkregen: laat zien welke relaties zijn gebruikt en waar deze relaties op zijn gebaseerd.

Vermeld bij de uitkomsten de eenheden en kijk of de gevonden waarden realistisch zijn. Zo niet, geef aan waarom.

### Meerkeuzevragen

Het formulier voor de beantwoording van de meerkeuzevragen wordt **een half uur voor het einde van het tentamen** opgehaald.

Gebruik voor het invullen van het formulier bij voorkeur een **blauw of zwart schrijvende pen**.

Per vraag mag slechts één hokje zwart worden gemaakt. Meer is fout.

Het is verstandig de keuze eerst op een kladblaadje te maken en pas na beantwoording van alle vragen het antwoordformulier voor de meerkeuzevragen in te vullen.

### Puntentelling

De punten die voor de meerkeuzevragen worden verkregen bedragen  $(n - 3) \times 0,4$ . Hierin is  $n$  het aantal goed beantwoorde vragen. Met 15 meerkeuzevragen kunnen dus maximaal 4,8 punten worden behaald (op een schaal van 1 tot 10).

Voor de open vragen kunnen maximaal 5,2 punten worden verkregen. Alle deelvragen tellen even zwaar mee.

---

**OPGAVE 1**

In een stoomketel wordt stoom opgewekt voor de productie van elektriciteit met een stoomturbine. Tijdens normale belasting bedraagt de stoomproductie 30 kg/s. De verbranding geschiedt bij atmosferische druk. De hete rookgassen staan hun warmte af aan de stoomgenerator en worden vervolgens afgevoerd naar de schoorsteen bij een temperatuur van 140 °C.

In de stoomgenerator wordt achtereenvolgens water opgewarmd, verdampt en oververhit.

Voor de berekeningen mag rookgas mag worden beschouwd als lucht, de eigenschappen van lucht zijn te vinden in **tabel A-22**.

De eigenschappen van water en stoom zijn te vinden in de **tabellen A-2, t/m A-5**.

Verder is gegeven:

– brandstof:	stookwaarde	$LHV_F$	=	34,5	MJ/kg
	exergiefactor	$f_{ex, F}$	=	1,01	
– rookgas:	temperatuur na adiabatische verbranding	$T_{rg}$	=	1977	°C
	temperatuur na warmteafgifte in ketel	$T_{sch}$	=	140	°C
– water/stoom	druk aan inlaat ketel	$p_{w, in}$	=	50	bar
	temperatuur aan inlaat ketel	$T_{w, in}$	=	80	°C
	druk aan uitlaat ketel	$p_{w, uit}$	=	40	bar
	temperatuur aan uitlaat ketel	$T_{w, uit}$	=	440	°C
– omgeving	temperatuur	$T_0$	=	15	°C

**Vragen:**

- bereken de massastroom brandstof die aan de ketel moet worden toegevoerd; bereken daarvoor eerst het thermisch rendement (energierendement) van de ketel
- bepaal de exergiestroom die door het water in de ketel wordt opgenomen
- bereken het exergieverlies als gevolg van de verbranding in de ketel
- bepaal het exergierendement van de ketel

**OPGAVE 2**

Een massastroom stoom van 30 kg/s wordt geëxpandeerd in een stoomturbine. De uitlaat van de stoomturbine is aangesloten op een condensor waar de geëxpandeerde stoom wordt gecondenseerd. Het condensaat dat de condensor verlaat is niet onderkoeld.

De eigenschappen van water en stoom zijn te vinden in de **tabellen A-2, t/m A-5**.

Verder is gegeven:

– water/stoom	druk aan inlaat turbine	$p_{turb, in}$	=	40	bar
	temperatuur aan inlaat turbine	$T_{turb, in}$	=	440	°C
	druk in condensor	$p_{cond}$	=	0,10	bar
– turbine	isentropisch rendement	$O_{s, turb}$	=	0,83	
	mechanisch rendement	$O_{mech, turb}$	=	0,99	
– generator	rendement	$O_{gen}$	=	0,97	
– omgeving	temperatuur	$T_0$	=	15	°C

**Vragen:**

- Bepaal het elektrisch vermogen aan de klemmen van de generator
- Bereken het exergieverlies in de turbine (per tijdseenheid)
- Bepaal het exergierendement van de turbine

## MEERKEUZEVRAGEN THERMODYNAMICA 2 (WB1224)

donderdag 15 januari 2004, 14.00 - 17.00 u.

Van de mogelijkheden a), b), c), d) is er slechts één goed.

MK-1

Een kringproces onttrekt 360 kJ warmte aan een koud reservoir met een temperatuur van 270 K. Deze warmte wordt afgevoerd naar een warmer reservoir (de omgeving) met een temperatuur van 300 K. Daartoe wordt aan het kringproces 40 kJ aan arbeid toegevoerd. Dit kringproces is:

- niet te bepalen
- irreversibel
- onmogelijk
- reversibel

MK-2

De tweede hoofdwet biedt de mogelijkheid om:

- het verloop van processen te voorspellen
- de condities voor evenwicht vast te stellen
- de theoretisch maximale prestaties van kringprocessen te bepalen
- de factoren te kwantificeren die verhinderen dat de theoretisch maximale prestaties worden behaald

- 2 en 3 zijn waar, 1 en 4 niet
- 1 en 4 zijn waar, 2 en 3 niet
- 1, 2, 3 en 4 zijn waar
- 3 en 4 zijn waar, 1 en 2 niet

MK-3

Een liter water met een temperatuur van 60 °C wordt gemengd met een liter water van 80 °C. Daarbij wordt geen warmte uitgewisseld met de omgeving. Over het mengproces worden de volgende uitspraken gedaan:

- het mengproces is reversibel
- de entropie van het water is na menging kleiner dan voor menging
- de enthalpie van het water is na menging groter dan voor menging
- de inwendige energie van het water is na menging gelijk aan die voor menging

- 2 en 3 zijn waar, 1 en 4 niet
- 1, 2 en 3 zijn waar, 4 niet
- 4 is waar, 1, 2 en 3 niet
- 1 en 4 zijn waar, 1 en 2 niet

MK-4

De volgende processen zijn als voorbeelden van een reversibel proces te beschouwen:

- een slinger in een vacuüm ruimte
- warmteoverdracht in een hoog-rendementsketel
- expansie in een klep
- scheiding van gassen via een wrijvingsloos membraan

- 1 en 3 zijn waar, 2 en 4 niet
- 1 en 4 zijn waar, 2 en 3 niet
- 1, 3 en 4 zijn waar, 2 niet
- 2 is waar, 1, 3 en 4 niet

MK-5

Een systeem dat een kringproces doorloopt krijgt 1200 MJ warmte toegevoerd uit een reservoir met een temperatuur van 643 K. Deze warmte wordt met een rendement van 0,435 omgezet in arbeid. De resterende warmte wordt afgegeven aan een reservoir met een temperatuur van 288 K. De entropieproductie bedraagt:

- 1,916 MJ/K
- 0,488 MJ/K
- 2,050 MJ/K
- 0,522 MJ/K

MK-6

Voor systeem dat een polytropisch proces ondergaat geldt dat  $p \cdot v^n = \text{constant}$ . De waarde voor  $n$  is afhankelijk van de aard van het proces. Hiervoor geldt dat:

- $n = 4$  voor een isochoor proces (proces met constant volume)
- $n = 1$  voor een adiabatisch proces
- $n = k$  voor een isentropisch proces
- $n = 0$  voor een isobaar proces

- 1 en 4 zijn waar, 2 en 3 niet
- 3 is waar, 1, 2 en 4 niet
- 1, 3 en 4 zijn waar, 2 niet
- 1, 2, 3 en 4 zijn waar

## MK-7

Van een gesloten systeem met een variabel volume zal de entropie toenemen indien:

1. warmte aan het systeem wordt toegevoerd
2. het volume van het systeem wordt verkleind
3. de druk in het systeem toeneemt
4. er sprake is van wrijving in het systeem

- a) 1 en 4 zijn waar, 2 en 3 niet
- b) 1, 2 en 4 zijn waar, 3 niet
- c) 1, 3 en 4 zijn waar, 2 niet
- d) 1, 2, 3 en 4 waar

## MK-8

Het arbeidspotentieel van een hoeveelheid stof is afhankelijk van:

1. Het type systeem waarmee de omzetting in arbeid geschiedt
2. De constructieve uitvoering van het systeem voor de omzetting in arbeid
3. De temperatuur van de omgeving
4. De toestand van de stof

- a) 3 en 4 zijn waar, 1 en 2 niet
- b) 1 en 2 zijn waar, 3 en 4 niet
- c) 1, 2 en 3 zijn waar, 4 niet
- d) 1, 3 en 4 zijn waar, 2 niet

## MK-9

In een stoom-stoom generator wordt water bij verzadigingstemperatuur (de primaire stroom) opgewarmd van  $x = 0$  tot  $x = 1$ . De hiervoor benodigde warmte wordt onttrokken aan stoom die bij verzadigingstemperatuur wordt gecondenseerd (de secundaire stroom) van  $x = 1$  tot  $x = 0$ . Het exergieverlies van de stoom-stoomgenerator kan dan worden berekend door:

1. de exergie van de warmte die opgenomen wordt door de primaire stroom af te trekken van de exergie van de warmte die afgegeven wordt door de secundaire stroom
2. de entropieverandering van de primaire stroom af te trekken van de entropieverandering van de secundaire stroom
3. de entropieproductie te vermenigvuldigen met de temperatuur van de primaire stroom (in Kelvin)
4. de exergieverandering van de secundaire stroom te verminderen met de exergieverandering van de primaire stroom

- a) 3 en 4 zijn waar, 1 en 2 niet
- b) 1 is waar, 2, 3 en 4 niet
- c) 1 en 4 zijn waar, 2 en 3 niet
- d) 1, 3 en 4 zijn waar, 2 niet

## MK-10

Bij het zoeken van optimale stoomcondities ( $T$  en  $p$ ) aan de inlaat van de turbine in een stoomturbinekringproces kan worden uitgegaan van de volgende stellingen:

- a) De optimale stoomdruk wordt onder meer bepaald door de druk in de condensor
- b) De toepassing van herverhitting maakt een hogere stoomtemperatuur (aan de inlaat van de HD turbine) mogelijk
- c) De optimale stoomtemperatuur wordt primair bepaald door de toe passen constructiematerialen
- d) De optimale stoomdruk is mede afhankelijk van de stoomtemperatuur

- a) 1 en 2 zijn waar, 3 en 4 niet
- b) 1, 3 en 4 zijn waar, 2 niet
- c) 2 en 3 zijn waar, 1 en 4 niet
- d) 3 en 4 zijn waar, 1 en 2 niet

## MK-11

Bij het ontwerp van een stoomturbinekringproces dient men rekening te houden met de volgende kenmerken:

1. Het eindpunt van expansie in de stoomturbine moet bij voorkeur in het twee-fasen gebied liggen
2. De druk in de condensor wordt vooral bepaald door de temperatuur van het beschikbare koelwater
3. Het vermogen voor de aandrijving van de ketelvoedingspomp bedraagt circa 30 % van het vermogen dat door de stoomturbine wordt afgegeven
4. De maximale stoomdruk wordt in de eerste plaats beperkt door de kosten van ketel en turbine

- a) 1 en 2 zijn waar, 3 en 4 niet
- b) 3 en 4 zijn waar, 1 en 2 niet
- c) 1, 3 en 4 zijn waar, 2 niet
- d) 2 en 3 zijn waar, 1 en 4 niet

## MK-12

De methode van de overeenkomstige toestanden (corresponding states):

1. geeft altijd een nauwkeuriger waarde voor een toestandsgrrootheid dan de Benedict-Webb-Rubin vergelijking
2. is de basis voor de Redlich-Kwong vergelijking
3. kan worden gebruikt voor het bepalen van de constanten in de van der Waals vergelijking
4. gaat uit van de relatieve waarde van een toestandsgrrootheid t.o.v. de waarde in het kritisch punt

- a) 4 is waar, 1, 2 en 3 niet
- b) 1 en 4 zijn waar, 2, en 3 niet
- c) 2 en 3 zijn waar, 1 en 4 niet
- d) 3 en 4 zijn waar, 1 en 2 niet

## MK-13

De volume-uitzettingcoëfficiënt ( $\beta$ ), de isotherme compressibiliteitscoëfficiënt ( $\alpha$ ) en de isentrope compressibiliteitscoëfficiënt ( $\beta'$ ) kunnen worden gebruikt voor:

1. de berekening van de geluidssnelheid ( $c$ )
2. de berekening van het volume ( $V$ )
3. de berekening van de maximaal toelaatbare druk ( $p_{\max}$ )
4. de berekening van de soortelijke warmte ( $c_p$  en  $c_v$ )

- a) 1 is waar, 2, 3 en 4 niet
- b) 2 en 3 zijn waar, 1 en 4 niet
- c) 3 en 4 zijn waar, 1 en 2 niet
- d) 1 en 4 zijn waar, 2, en 3 niet

## MK-14

Over afleiding en toepassing van de Maxwell vergelijkingen kunnen de volgende uitspraken worden gedaan:

1. voor de afleiding van de Maxwell vergelijkingen wordt uitgegaan van de zogenaamde  $Tds$ -vergelijkingen
2. de Maxwell vergelijkingen zijn gebaseerd op de eigenschappen van ideaal gas
3. de Maxwell vergelijkingen zijn alleen geldig in het twee-fasen gebied (vloeistof/gas)
4. de Maxwell vergelijkingen worden onder meer gebruikt voor de afleiding van de vergelijking van Clapeyron

- a) 1 is waar, 2, 3 en 4 niet
- b) 1 en 4 zijn waar, 2, en 3 niet
- c) 2 en 3 zijn waar, 1 en 4 niet
- d) 4 is waar, 1, 2 en 3 niet

## MK-15

De Joule-Thomson coëfficiënt:

1. laat zien hoe de temperatuur van een stof verandert in geval van isentrope expansie
2. laat zien hoe de temperatuur van een stof verandert in geval van een adiabatische drukverlaging
3. kan gemakkelijk worden gemeten
4. van een ideaal gas heeft altijd een waarde groter dan nul

- a) 1 en 2 zijn waar, 3 en 4 niet
- b) 3 en 4 zijn waar, 1 en 3 niet
- c) 2 en 3 zijn waar, 1 en 4 niet
- d) 2 is waar, 1, 3 en 4 niet

**Tentamen wb1224, 15 januari 2004**

De juiste antwoorden voor de meerkeuze vragen zijn:

1d 2c 3c 4b 5b

6c 7a 8d 9c 10b

11a 12d 13d 14b 15c

## UITWERKING TENTAMEN WB1224, 15 januari 2004

### OPGAVE 1

In een stoomketel wordt stoom opgewekt voor de productie van elektriciteit met een stoomturbine. Tijdens normale belasting bedraagt de stoomproductie 30 kg/s. De verbranding geschiedt bij atmosferische druk. De hete rookgassen staan hun warmte af aan de stoomgenerator en worden vervolgens afgevoerd naar de schoorsteen bij een temperatuur van 140 °C.

In de stoomgenerator wordt achtereenvolgens water opgewarmd, verdampt en oververhit.

Voor de berekeningen mag rookgas mag worden beschouwd als lucht, de eigenschappen van lucht zijn te vinden in **tabel A-22**.

De eigenschappen van water en stoom zijn te vinden in de **tabellen A-2, t/m A-5**.

Verder is gegeven:

– brandstof:	stookwaarde	$LHV_F$	=	34,5	MJ/kg
	exergiefactor	$f_{ex, F}$	=	1,01	
– rookgas:	temperatuur na adiabatische verbranding	$T_{rg}$	=	1977	°C
	temperatuur na warmteafgifte in ketel $T_{sch}$		=	140	°C
– water/stoom	druk aan inlaat ketel	$p_{w, in}$	=	50	bar
	temperatuur aan inlaat ketel	$T_{w, in}$	=	80	°C
	druk aan uitlaat ketel	$p_{w, uit}$	=	40	bar
	temperatuur aan uitlaat ketel	$T_{w, uit}$	=	440	°C
– omgeving	temperatuur	$T_0$	=	15	°C

#### Vragen:

- Bereken de massastroom brandstof die aan de ketel moet worden toegevoerd; bereken daarvoor eerst het thermisch rendement (energierendement) van de ketel
- Bepaal de exergiestroom die door het water in de ketel wordt opgenomen
- Bereken het exergieverlies als gevolg van de verbranding in de ketel
- Bepaal het exergierendement van de ketel

### UITWERKING OPGAVE 1

- Bereken de massastroom brandstof die aan de ketel moet worden toegevoerd; bereken daarvoor eerst het thermisch rendement (energierendement) van de ketel

Voor de energiebalans van de ketel kan worden geschreven:

$$\dot{\Phi}_{m,F} \cdot LHV_F \cdot \eta_k = \dot{\Phi}_{Q,w}$$

De stoomcondities aan in- en uitlaat van de ketel zijn gegeven, evenals de massastroom stoom. Hiermee kan de gevraagde warmtestroom die opgenomen wordt door het water (rechterzijde van vergelijking) worden berekend. Immers:

$$\dot{\Phi}_{Q,w} = \dot{\Phi}_{m,w} \cdot (h_{w,uit} - h_{w,in})$$

en uit de tabellen A-2 t/m A-5 (uit M&S) volgt dan:

$$h_{w,uit} = h_w(40 \text{ bar}, 440 \text{ °C}) = 3307,1 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{w,in} = h_w(50 \text{ bar}, 80 \text{ °C}) = 338,85 \text{ kJ/kg}$$

Voor de warmtestroom die opgenomen wordt door het water volgt dan:

$$\dot{\Phi}_{Q,w} = 30 \times (3307,1 - 338,85) = 89048 \text{ kW}$$

Het ketelrendement kan worden bepaald door gebruik te maken van de opgegeven temperaturen van het rookgas na adiabatische verbranding en na afgifte in de ketel. Hiermee zijn ook de enthalpiewaarden van het rookgas te bepalen, aangezien is gesteld dat verbranding plaats vindt bij atmosferische druk en dat voor de berekening rookgas mag worden beschouwd als lucht.

Met tabel A-22 (uit M&S) worden de volgende waarden gevonden:

$$\text{enthalpie rookgas na adiabatische verbranding: } h_{rg,in} = h_{lucht, 2250K} = 2566,4 \text{ kJ/kg}$$

enthalpie rookgas bij verlaten van de ketel:  $h_{\text{rg,uit}} = h_{\text{lucht,413K}} = 414,16 \text{ kJ/kg}$

enthalpie rookgas bij omgevingscondities:  $h_{\text{rg,0}} = h_{\text{lucht,288K}} = 288,15 \text{ kJ/kg}$

Met verwaarlozing van de warmteverliezen via de wanden geldt dat het ketelrendement gelijk is aan de werkelijk afgegeven warmte door het rookgas gedeeld door warmte die maximaal door het rookgas kan worden afgegeven (indien het wordt afgekoeld tot omgevingstemperatuur), dus:

$$\eta_k = \frac{h_{\text{rg,in}} - h_{\text{rg,uit}}}{h_{\text{rg,in}} - h_{\text{rg,0}}} = \frac{2566,4 - 414,16}{2566,4 - 288,15} = 0,945$$

De massastroom brandstof kan dan als volgt worden berekend:

$$\Phi_{m,F} = \frac{\Phi_{Q,w}}{\eta_k \cdot LHV_F} = \frac{89048}{0,945 \times 34500} = 2,73 \text{ kg/s}$$

b) Bepaal de exergiestroom die door het water in de ketel wordt opgenomen

Voor de exergiestroom die door het water wordt opgenomen in de ketel kan worden geschreven:

$$\Phi_{Ex,w} = \Phi_{m,w} \cdot \Delta ex_w$$

met:  $\Delta ex_w = (h_{w,uit} - h_{w,in}) - T_0 \cdot (s_{w,uit} - s_{w,in})$

uit de tabellen A-2 t/m A-5 (uit M&S) volgt dan:

$$s_{w,uit} = s_w(40 \text{ bar}, 440 \text{ °C}) = 6,9041 \text{ kJ/kgK}$$

$$s_{w,in} = s_w(50 \text{ bar}, 80 \text{ °C}) = 1,0720 \text{ kJ/kgK}$$

hieruit volgt voor de verandering van de specifieke exergie:

$$\Delta ex_w = (3307,1 - 338,85) - 288,15 \times (6,9041 - 1,0720) = 1287,7 \text{ kJ/kg}$$

De exergiestroom wordt dan:

$$\Phi_{Ex,w} = \Phi_{m,w} \cdot \Delta ex_w = 30 \times 1287,7 = 38632 \text{ kW}$$

c) Bereken het exergieverlies als gevolg van de verbranding in de ketel

Het exergieverlies als gevolg van de verbranding in de ketel is gedefinieerd als de exergie van toegevoerde brandstof minus de met het rookgas afgevoerde exergie. (NB over de condities van de verbrandingslucht is niets gegeven, de exergie van de verbrandingslucht mag daarom worden verwaarloosd)

Voor het exergieverlies van verbranding kan dan worden geschreven:

$$\Phi_{Ex,verl.,verbr.} = \Phi_{Ex,F} - \Phi_{Ex,rg}$$

De exergiestroom die toegevoerd wordt met de brandstof kan als volgt worden berekend:

$$\Phi_{Ex,F} = \Phi_{m,F} \cdot f_{ex,F} \cdot LHV_F = 2,73 \times 1,01 \times 34500 = 95127 \text{ kW}$$

De exergiestroom die afgevoerd wordt met het rookgas wordt berekend met de volgende vergelijking:

$$\Phi_{Ex,rg} = \Phi_{m,rg} \cdot [(h_{\text{rg,in}} - h_{\text{rg,0}}) - T_0 \cdot (s_{\text{rg,in}} - s_{\text{rg,0}})]$$

De druk van het rookgas bedraagt 1 atmosfeer, dus geldt:  $s_{\text{rg}} = s_{\text{lucht}}^0$

$$\text{Dus: } s_{\text{rg,in}} = s_{\text{lucht}}^0(2250 \text{ K}) = 3,9474 \text{ kJ/kgK}$$

$$s_{\text{rg,0}} = s_{\text{lucht}}^0(288 \text{ K}) = 1,66103 \text{ kJ/kgK}$$

De massastroom rookgas kan worden berekend door gebruik te maken van de energiebalans van de stoomgenerator (het warmte uitwisselende deel van de ketel). Deze energiebalans kan als volgt worden geschreven:

$$\Phi_{m,w} \cdot (h_{w,uit} - h_{w,in}) = \Phi_{m,rg} \cdot (h_{\text{rg,in}} - h_{\text{rg,uit}})$$

De massastroom rookgas wordt dan:

$$\Phi_{m,rg} = \frac{\Phi_{m,w} \cdot (h_{w,uit} - h_{w,in})}{(h_{\text{rg,in}} - h_{\text{rg,uit}})} = \frac{30 \times (3307,1 - 338,85)}{(2566,4 - 414,16)} = 41,37 \text{ kg/s}$$

De exergiestroom die met het rookgas wordt afgevoerd wordt dan:

$$\Phi_{Ex,rg} = 41,37 \times [(2566,4 - 288,15) - 288,15 \times (3,9474 - 1,66103)] = 69996 \text{ kW}$$



Voor het exergieverlies van verbranding volgt dan:

$$\Phi_{Ex, \text{verl., verbr.}} = \Phi_{Ex, F} - \Phi_{Ex, rg} = 95\,127 - 66\,996 = 28\,131 \text{ kW}$$

NB alternatieve, maar minder nauwkeurige, methode voor het berekenen van  $\Phi_{Ex, rg}$ :

$$ex_{rg} = (h_{rg, in} - h_{rg, 0}) \cdot \left(1 - \frac{T_0}{\bar{T}_{rg}}\right) \quad \text{met:} \quad \bar{T}_{rg} = \frac{T_{rg, in} - T_0}{\ln \frac{T_{rg, in}}{T_0}} = \frac{2250 - 288}{\ln \frac{2250}{288}} = 954,4 \text{ K}$$

$$\text{hieruit volgt:} \quad ex_{rg} = (2566,4 - 288,15) \cdot \left(1 - \frac{288}{954}\right) = 1590 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{en dus:} \quad \Phi_{Ex, rg} = \Phi_{m, rg} \cdot ex_{rg} = 41,37 \times 1590 = 65\,798 \text{ kW}$$

Deze methode is minder nauwkeurig omdat hierbij wordt uitgegaan van een constante waarde van de soortelijke warmte over het gehele afkoeltraject. De enthalpiewaarden in tabel A-22 zijn gegeven voor lucht als ideaal gas; daarbij is echter wel rekening gehouden met de invloed van de temperatuur op de soortelijke warmte.

Het gebruik van de meest nauwkeurige methode verdient uiteraard de voorkeur.

d) Bepaal het exergierendement van de ketel

Het exergierendement van de ketel kan algemeen worden gedefinieerd als de exergie van het product gedeeld door de exergie van de bron. De ketel produceert stoom, dus de exergiestroom die aan het water wordt toegevoerd is te beschouwen als de exergie van het product. Voor deze productie wordt gebruik gemaakt van brandstof, dus de exergiestroom die toegevoerd wordt met de brandstof kan worden gezien als de exergie van de bron. Het exergierendement van de ketel wordt dan:

$$\eta_{ex, ketel} = \frac{\Phi_{Ex, w}}{\Phi_{Ex, F}} = \frac{38\,632}{95\,127} = 0,4061$$

## OPGAVE 2

Een massastroom stoom van 30 kg/s wordt geëxpandeerd in een stoomturbine. De uitlaat van de stoomturbine is aangesloten op een condensor waar de geëxpandeerde stoom wordt gecondenseerd. Het condensaat dat de condensor verlaat is niet onderkoeld.

De eigenschappen van water en stoom zijn te vinden in de **tabellen A-2, t/m A-5**.

Verder is gegeven:

– water/stoom	druk aan inlaat turbine	$p_{\text{turb, in}} =$	40	bar
	temperatuur aan inlaat turbine	$T_{\text{turb, in}} =$	440	°C
	druk in condensor	$p_{\text{cond}} =$	0,10	bar
– turbine	isentropisch rendement	$\eta_{s, \text{turb}} =$	0,83	
	mechanisch rendement	$\eta_{\text{mech, turb}} =$	0,99	
– generator	rendement	$\eta_{\text{gen}} =$	0,97	
– omgeving	temperatuur	$T_0 =$	15	°C

### Vragen:

- Bepaal het elektrisch vermogen aan de klemmen van de generator
- Bereken het exergieverlies in de turbine (per tijdseenheid)
- Bepaal het exergierendement van de turbine

## UITWERKING OPGAVE 2

- Bepaal het elektrisch vermogen aan de klemmen van de generator

Het elektrisch vermogen aan de klemmen van de generator kan met de volgende vergelijking worden berekend:

$$P_e = \dot{\Phi}_{m,w} \cdot (h_{in} - h_{uit}) \cdot \eta_{mech,turb} \cdot \eta_{gen}$$

De enthalpie van de stoom aan de inlaat van de turbine kan worden afgelezen in tabel A-4 (uit M&S):

$$h_{in} = h_w(40 \text{ bar}, 440 \text{ °C}) = 3307,1 \text{ kJ/kg}$$

De enthalpie van de stoom aan de uitlaat ( $h_{uit}$ ) moet worden berekend.

Daartoe wordt eerst de enthalpie na isentropische expansie ( $h_{s,uit}$ ) bepaald.

In geval van isentropische expansie geldt:

$$s_{s,uit} = s_{in} = s_w(40 \text{ bar}, 440 \text{ °C}) = 6,9041 \text{ kJ/kgK}$$

Enthalpie en entropie van verzadigde stoom en kokend water zijn te vinden in tabel A-3 (uit M&S). Voor een verzadigingsdruk van 0,10 bar geldt:

$$s_f = 0,6493 \text{ kJ/kgK} \quad \text{en} \quad s_g = 8,1502 \text{ kJ/kgK}$$

$$h_f = 191,83 \text{ kJ/kg} \quad \text{en} \quad h_g = 2584,7 \text{ kJ/kg}$$

De enthalpie van de stoom aan de uitlaat van de turbine in geval van isentrope expansie is te berekenen indien de stoomfractie bekend is. Deze bedraagt in geval van isentropische expansie:

$$x_{s,uit} = \frac{s_{s,uit} - s_f}{s_g - s_f} = \frac{6,9041 - 0,6493}{8,1502 - 0,6493} = 0,83387$$

De enthalpie in deze toestand wordt dan:

$$h_{s,uit} = h_f + x_{s,uit} \cdot (h_g - h_f) = 191,83 + 0,83387 \times (2584,7 - 191,83) = 2187,2 \text{ kJ/kg}$$

De enthalpie van de stoom aan de uitlaat van de turbine na werkelijke expansie kan dan worden berekend door gebruik te maken van het isentropisch rendement van de turbine:

$$\eta_{s,turb} = \frac{h_{in} - h_{uit}}{h_{in} - h_{s,uit}}$$

Voor de enthalpie aan de uitlaat volgt dan:

$$h_{uit} = h_{in} - \eta_{s,turb} \cdot (h_{in} - h_{s,uit}) = 3307,1 - 0,83 \times (3307,1 - 2187,2) = 2377,6 \text{ kJ/kg}$$

Het elektrisch vermogen aan de klemmen van de generator wordt dan:

$$(P_e = \dot{\Phi}_{m,w} \cdot (h_{in} - h_{uit}) \cdot \eta_{mech,turb} \cdot \eta_{gen})$$

$$P_e = 30 \times (3307,1 - 2377,6) \times 0,99 \times 0,97 = 26779 \text{ kW}_e$$

b) Bereken het exergieverlies in de turbine (per tijdseenheid)

Het exergieverlies in een open stationair doorstroomd systeem kan worden berekend met de volgende vergelijking:

$$\dot{\Phi}_{Ex,verl} = \dot{\Phi}_m \cdot T_0 \cdot \Delta s_{irrev}$$

Voor een adiabatisch werkende turbine geldt dat:  $\Delta s_{irrev} = s_{uit} - s_{in}$

De enthalpie aan de uitlaat is bekend; de uitlaattoestand ligt binnen het tweefasen gebied. Met behulp van de stoomfractie aan de uitlaat kan dan ook de entropie worden berekend.

$$x_{uit} = \frac{h_{uit} - h_f}{h_g - h_f} = \frac{2377,6 - 191,83}{2584,7 - 191,83} = 0,91345$$

De entropie wordt dan:

$$s_{uit} = s_f + x_{uit} \cdot (s_g - s_f) = 0,6493 + 0,91345 \times (8,1502 - 0,6493) = 7,5010 \text{ kJ/kgK}$$

Het exergieverlies in de turbine per tijdseenheid wordt dan:

$$\dot{\Phi}_{Ex,verl,turb} = \dot{\Phi}_{m,w} \cdot T_0 \cdot \Delta s_{irrev} = 30 \times 288,15 \times (7,5010 - 6,9041) = 5160 \text{ kW}$$

NB. Het exergieverlies bedraagt ca 19 % van het afgegeven elektrisch vermogen

c) Bepaal het exgerierendement van de turbine

Het exgerierendement van de turbine is gelijk aan het afgegeven asvermogen gedeeld door de exergie die door de stoom wordt afgegeven in de turbine:

---

$$\eta_{ex,turb} = \frac{P_{as}}{\Phi_{m,w} \cdot \Delta ex_w} = \frac{\Delta h_w}{\Delta ex_w} \quad \text{Immers:} \quad P_{as} = \Phi_{m,w} \cdot \Delta h_w$$

Met:

$$\Delta h_w = h_{in} - h_{uit} = 3307,1 - 2377,6 = 929,5 \text{ kJ/kg}$$

$$\Delta ex_w = (h_{in} - h_{uit}) - T_0 \cdot (s_{in} - s_{uit}) = 929,5 - 288,15 \times (6,9041 - 7,5010) = 1101,5 \text{ kJ/kg}$$

Het exergierendement wordt dan:

$$\eta_{ex,turb} = \frac{\Delta h_w}{\Delta ex_w} = \frac{929,5}{1101,5} = 0,844$$

---