
THERMODYNAMICA 2 (WB1224)

dinsdag 21 januari 2003
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.

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**.

Bij de beantwoording van de opgaven mag gebruik worden gemaakt van het **formuleblad**. Het gebruik van het boek (Moran & Shapiro) en de sheets van het college is **niet** toegestaan.

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

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 HB-potlood. Gum een fout antwoord goed uit.

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. De punten die voor elk van de afzonderlijke vragen kunnen worden verkregen, zijn in de kantlijn aangegeven.

OPGAVE 1

Een compressor zuigt per seconde 500 kg lucht aan via een filter. Over de toestand van de lucht voor en na het filter en na compressie is het volgende bekend:

toestand	p	T	h	s
	[bar]	[°C]	[kJ/kg]	[kJ/kg K]
0	1,013	15	-98,84	6,8653
1	1,003	15	-98,84	6,8682
2'	13,7	327	222,60	6,8682
2	13,7	373	270,63	6,9452

Hierbij geldt dat:

0 = toestand van lucht voor inlaat van het filter (is tevens omgevingstoestand)

1 = toestand van lucht na het filter

2' = toestand van lucht na isentrope compressie

2 = toestand van lucht na werkelijke compressie

Vragen:

- a) bereken het exergieverlies ten gevolge van de smoring in het filter 0,6
- b) bepaal het inwendig rendement van de compressor 0,6
- c) bereken de benodigde compressiearbeid 0,6
- d) bereken het exergieverlies in de compressor 0,6
- e) berekenen de exergietoename die de lucht in de compressor ondervindt 0,6

OPGAVE 2

In een warmtewisselaar wordt het uitlaatgas van een motor benut voor de productie van warm water. De hoeveelheid uitlaatgas bedraagt 23 kg/s; deze gassen komen de warmtewisselaar binnen met een temperatuur van 320 °C en worden afgekoeld tot 110 °C. De afgegeven warmte wordt opgenomen door water dat in de warmtewisselaar wordt opgewarmd van 60 tot 90 °C; de waterdruk bedraagt 5 bar.

De omgevingscondities zijn 1 bar en 10 °C.

Voor het uitvoeren van berekeningen zijn de volgende gegevens beschikbaar:

rookgas: $c_p = 1,10$ kJ/kg K (mag constant worden verondersteld over het hele temperatuurtraject)

water:

p	T	h	s
[bar]	[°C]	[kJ/kg]	[kJ/kg K]
1	10	42,1	0,1510
5	60	251,5	0,8307
5	90	377,3	1,1922

Vragen:

- a) Bepaal de hoeveelheid water die per seconde wordt opgewarmd in de warmtewisselaar 0,6
- b) Bepaal de exergie van de warmte die per seconde wordt afgegeven door de rookgassen 0,6
- c) Bepaal de exergie die per seconde door het water wordt opgenomen tijdens opwarming 0,6
- d) Bepaal het exergierendement van de warmtewisselaar 0,4

MEERKEUZEVRAGEN THERMODYNAMICA 2 (WB1224)**dinsdag 21 januari 2003, 14.00 - 17.00 u.**

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

MK-1

De tweede hoofdwet laat zien dat:

1. warmte niet volledig kan worden omgezet in arbeid
2. koude productie alleen mogelijk is door arbeid toe te voeren
3. warmte uit een kringproces moet worden afgevoerd bij omgevingstemperatuur
4. arbeid volledig in warmte kan worden omgezet

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

MK-2

Met behulp van de tweede hoofdwet kan worden bewezen dat:

1. De prestatiefactor (COP) van een koude machine altijd kleiner is dan van een arbeidsproces
2. De prestatiefactor (COP) van een reversibele koudemachine uitsluitend afhankelijk is van de temperatuur van het koude en het warme reservoir
3. Rendementen bij de elektriciteitsproductie altijd kleiner zijn dan 0,75
4. Er een temperatuurschaal kan worden gedefinieerd die onafhankelijk is van stoffeigenschappen

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

MK-3

Uitspraken die kunnen worden gedaan over de tweede hoofdwet van de thermodynamica:

1. de hoofdwet is gebaseerd op ervaringen met verschillende processen
2. alleen Carnot heeft een formulering van de tweede hoofdwet gegeven
3. de hoofdwet geeft aan welke processen wel en welke niet mogelijk zijn

4. de Kelvin temperatuurschaal is voortgekomen uit de tweede hoofdwet

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

MK-4

Een reversibele koude machine onttrekt warmte aan een reservoir met een temperatuur van 4 °C en geeft warmte af aan een reservoir met een temperatuur van 20 °C. De prestatie factor van deze koudemachine bedraagt:

- a) 0,058
- b) 0,25
- c) 10,5
- d) 17,3

MK-5

Wordt een stof beschouwd als een ideaal gas, dan geldt dat:

1. De soortelijke warmte constant is
2. De inwendige energie alleen een functie is van de temperatuur
3. De entropie alleen een functie is van de druk
4. De enthalpie afhankelijk is van temperatuur en druk

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

MK-6

Over de entropie van een stof kunnen de volgende uitspraken worden gedaan

1. de entropie geeft aan in welke mate de stof zich in een geordende toestand bevindt
2. de entropie in de vaste fase is groter dan in de vloeistof fase
3. de entropie in de gas fase is groter dan in de vloeistof fase
4. de entropie is een maat voor de beweeglijkheid van de moleculen van de stof

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

d) 3 is waar, 1, 2 en 4 niet

d) 1, 2 zijn waar, 3 en 4 niet

MK-7

Geconstateerd wordt dat voor een gesloten, volledig geïsoleerd systeem de entropieverandering gelijk is aan nul. Hieruit moet worden geconcludeerd dat:

1. het systeem volledig in evenwicht is
2. het systeem wrijvingsloos is
3. in het systeem geen sprake is van warmteoverdracht tussen lichamen van verschillende temperatuur
4. de irreversibele entropietoename onbekend is

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

MK-8

Voor het bepalen van de exergie van warmte wordt gebruik gemaakt van een kringproces. Dit kringproces moet aan de volgende voorwaarden voldoen:

1. het kringproces kan warmte afgeven aan een reservoir met willekeurige temperatuur
2. het kringproces krijgt warmte van constante temperatuur toegevoerd
3. het kringproces moet reversibel zijn
4. het kringproces moet zich afspelen in een open stationair doorstroomd systeem

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

MK-9

In de praktijk verloop de expansie van stoom in een vrijwel perfect geïsoleerde turbine niet reversibel. De mate van irreversibiliteit kan worden uitgedrukt in:

1. een relatieve afname van de enthalpieverandering in de turbine
2. de grootte van de entropietoename tijdens expansie
3. de hoeveelheid warmte die wordt afgegeven aan de omgeving
4. het exergieverlies als gevolg van expansie in de turbine

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

MK-10

Een centrale, bestaande uit een stoomketel en turbine, heeft een rendement van 35 %. Om de uitstoot van CO₂ te verminderen wil men het rendement verbeteren. Dit kan worden bereikt door het nemen van de volgende maatregelen:

1. de druk aan de inlaat van de turbine wordt verhoogd
2. de stoomtemperatuur aan de inlaat van de turbine wordt verlaagd
3. de wrijving in de turbineschoepen wordt gereduceerd door de aanschaf van een nieuwe rotor
4. de druk in de condensor wordt verlaagd

- a) maatregelen 1, 2 en 3 verhogen het rendement, maatregel 4 niet
- b) maatregelen 2, 3 en 4 verhogen het rendement, maatregel 1 niet
- c) maatregelen 1, 2, 3 en 4 verhogen het rendement
- d) maatregelen 1, 3 en 4 verhogen het rendement, maatregel 2 niet

MK-11

Het exergierendement van een warmte/kracht-installatie is doorgaans beduidend lager dan het energierendement. Hiervoor zijn meerdere oorzaken te noemen:

1. De exergie van de geproduceerde arbeid is minder dan de energie
2. De exergie van brandstof kan groter zijn dan de stookwaarde
3. Met het koelwater wordt een grote hoeveelheid exergie afgevoerd
4. De exergie van de geproduceerde warmte is kleiner dan de hoeveelheid warmte

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

MK-12

Een hoeveelheid stof in "dead state" heeft altijd de volgende eigenschappen:

1. de inwendige energie van de stof is gelijk aan nul

2. de stof is in evenwicht met de omgeving
3. de stof kan geen arbeid meer produceren
4. de entropie van de stof is gelijk aan nul

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

MK-13

Voor een algemene beschrijving van de toestand van niet-ideale gassen kan gebruik worden gemaakt van de volgende vergelijkingen en methoden:

1. methode van de overeenkomstige toestanden (corresponding states)
2. vergelijking van Joule-Thomson
3. methode van Maxwell
4. toestandsvergelijking van van der Waals

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

MK-14

In het twee-fasen gebied mag worden gesteld dat:

$$\left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v = \left(\frac{dp}{dT}\right)_{sat}$$

Dit mag omdat:

1. Bij de fase-overgang het volume niet verandert
2. In het twee-fasen gebied de druk alleen een functie is van de temperatuur
3. In het triple-punt drie fasen met elkaar in evenwicht zijn
4. Tijdens verdamping de entropie bij gelijkblijvende temperatuur toeneemt

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

MK-15

Bij de bepaling van de thermodynamische eigenschappen van stoffen wordt gebruik gemaakt van een beperkt aantal te meten grootheden. Naast druk, temperatuur en volume

wordt gebruik gemaakt van de volgende (direct of indirect) meetbare grootheden:

1. de volume-uitzettingscoëfficiënt (β)
2. de inwendige energie
3. de isotherme compressibiliteitscoëfficiënt (β of β_T)
4. de soortelijke warmte bij constante druk (c_p)

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

Tentamen Thermodynamica 2 (wb1224), 21 januari 2003

Meerkeuzevragen, goede antwoorden:

1 b	6 a	11 a
2 d	7 b	12 b
3 c	8 d	13 d
4 d	9 a	14 b
5 d	10 b	15 b

OPGAVE 1

Een compressor zuigt per seconde 500 kg lucht aan via een filter. Over de toestand van de lucht voor en na het filter en na compressie is het volgende bekend:

toestand	p	T	h	s
	[bar]	[°C]	[kJ/kg]	[kJ/kg K]
0	1,013	15	-98,84	6,8653
1	1,003	15	-98,84	6,8682
2'	13,7	327	222,60	6,8682
2	13,7	373	270,63	6,9452

Hierbij geldt dat:

- 0 = toestand van lucht voor inlaat van het filter (is tevens omgevingstoestand)
 1 = toestand van lucht na het filter
 2' = toestand van lucht na isentrope compressie
 2 = toestand van lucht na werkelijke compressie

Vragen:

- a) bereken het exergieverlies ten gevolge van de smoring in het filter 0,6
 b) bepaal het inwendig rendement van de compressor 0,6
 c) bereken de benodigde compressiearbeid 0,6
 d) bereken het exergieverlies in de compressor 0,6
 e) berekenen de exergietoename die de lucht in de compressor ondervindt 0,6

UITWERKING OPGAVE 1

- a) Exergieverlies in filter:
 Aangenomen mag worden dat het filter geen warmte uitwisselt met de omgeving. De entropietoename over het filter is dan gelijk aan de irreversibele entropietoename (= entropie productie). Voor het exergieverlies kan dan worden geschreven:

$$Ex_{\text{verlies,filter}} = T_0 \cdot \Delta s_{\text{filter}} \cdot \dot{\Phi}_{m,\text{lucht}}$$

met $\Delta ex_{\text{verlies,filter}} = T_0 \cdot \Delta s_{\text{filter}} = 288,15 \times (6,8682 - 6,8653) = 0,83564 \text{ kJ/kg}$

wordt $Ex_{\text{verlies,filter}} = 0,83564 \times 500 = 417,82 \text{ kW}$

- b) Inwendig rendement compressor:
 Per definitie geldt voor het inwendig rendement van de compressor:

$$\eta_i = \frac{\Delta h_s}{\Delta h} = \frac{h_{2'} - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{222,60 - (-98,84)}{270,63 - (-98,84)} = \frac{321,44}{369,47} = 0,87$$

- c) Benodigde compressiearbeid:

$$P_{compr} = \dot{\Phi}_{m,lucht} \cdot \Delta h = \dot{\Phi}_{m,lucht} \cdot (h_2 - h_1) = 500 \times [270,63 - (-98,84)] = 184,74 \cdot 10^3 \text{ kW}$$

- d) Exergieverlies in de compressor:

Aangenomen mag worden dat de compressor geen warmte uitwisselt met de omgeving. De entropietoename tijdens compressie is dan gelijk aan de irreversibele entropietoename (= entropie productie). Voor het exergieverlies geldt dan:

$$Ex_{verlies,compr} = T_0 \cdot \Delta s_{compr} \cdot \dot{\Phi}_{m,lucht}$$

met $\Delta ex_{verlies,compr} = T_0 \cdot \Delta s_{compr} = T_0 \cdot (s_2 - s_1) = 288,15 \times (6,9452 - 6,8682) = 22,188 \text{ kJ/kg}$

wordt $Ex_{verlies,compr} = 22,188 \times 500 = 11,09 \cdot 10^3 \text{ kW}$

- e) Exergietoename van lucht in de compressor

Voor de exergieverandering die de lucht in de compressor ondergaat kan worden geschreven:

$$\Delta Ex_{compr} = \dot{\Phi}_{m,lucht} \cdot \Delta ex_{compr}$$

met: $\Delta ex_{compr} = \Delta h_{compr} - T_0 \cdot \Delta s_{compr} = (h_2 - h_1) - T_0 \cdot (s_2 - s_1)$

$$\Delta ex_{compr} = 369,47 - 288,15 \times 0,0770 = 347,28 \text{ kJ/kg}$$

Dan: $\Delta Ex_{compr} = 500 \times 347,28 = 173,64 \cdot 10^3 \text{ kW}$

OPGAVE 2

In een warmtewisselaar wordt het uitlaatgas van een motor benut voor de productie van warm water. De hoeveelheid uitlaatgas bedraagt 23 kg/s; deze gassen komen de warmtewisselaar binnen met een temperatuur van 320 °C en worden afgekoeld tot 110 °C. De afgegeven warmte wordt opgenomen door water dat in de warmtewisselaar wordt opgewarmd van 60 tot 90 °C; de waterdruk bedraagt 5 bar. De omgevingscondities zijn 1 bar en 10 °C.

Voor het uitvoeren van berekeningen zijn de volgende gegevens beschikbaar:

rookgas: $c_p = 1,10$ kJ/kg K (mag constant worden verondersteld over het hele temperatuurtraject)

water:

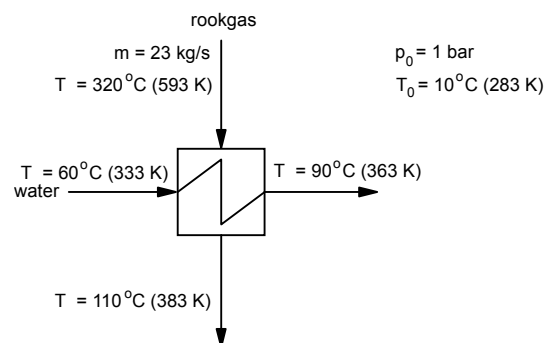
p	T	h	s
[bar]	[°C]	[kJ/kg]	[kJ/kg K]
1	10	42,1	0,1510
5	60	251,5	0,8307
5	90	377,3	1,1922

Vragen:

- Bepaal de hoeveelheid water die per seconde wordt opgewarmd in de warmtewisselaar 0,6
- Bepaal de exergie van de warmte die per seconde wordt afgegeven door de rookgassen 0,6
- Bepaal de exergie die per seconde door het water wordt opgenomen tijdens opwarming 0,6
- Bepaal het exergierendement van de warmtewisselaar 0,4

UITWERKING OPGAVE 2

- a) warmtewisseling in afgassenketel



Voor de energiebalans van het systeem “warmtewisselaar” kan worden geschreven:

$$\Phi_{m,rg} \cdot (h_{rg,in} - h_{rg,uit}) + \Phi_{m,w} \cdot (h_{w,in} - h_{w,uit}) = 0$$

De enthalpieverandering van het rookgas kan als volgt worden bepaald:

$$(h_{rg,in} - h_{rg,uit}) = \int_{uit}^{in} dh = \int_{T_{uit}}^{T_{in}} c_p \cdot dT \quad \text{met } c_p = \text{constant}$$

dus: $(h_{rg,in} - h_{rg,uit}) = c_p \cdot (T_{in} - T_{uit}) = 1,1 \times (593 - 383) = 231,0 \text{ kJ/kg}$

gegeven: $h_{w,in} = 251,5 \text{ kJ/kg}$ $h_{w,uit} = 377,3 \text{ kJ/kg}$

Uit bovenstaande energiebalans volgt dan:

$$23 \times 231,0 + \Phi_{m,w} \cdot (251,5 - 377,3) = 0 \quad \Upsilon \quad \Phi_{m,w} = 42,23 \text{ kg/s}$$

- b) De exergie van de warmte die per seconde door de rookgassen wordt afgegeven in de ketel is gelijk aan de exergie van de warmte die moet worden toegevoerd om dezelfde hoeveelheid rookgas op te warmen van T_{uit} naar T_{in} :

$$Ex_Q = \int_{uit}^{in} \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \cdot dQ \quad \text{met } dQ = \Phi_{m,rg} \cdot c_p \cdot dT \quad \text{en } c_p = \text{constant}$$

kan dan voor de exergie van de afgegeven warmte worden geschreven:

$$Ex_Q = \Phi_{m,rg} \cdot c_p \cdot \int_{T_{uit}}^{T_{in}} \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \cdot dT$$

ofwel: $Ex_Q = \Phi_{m,rg} \cdot c_p \cdot \left((T_{in} - T_{uit}) - T_0 \cdot \ln \frac{T_{in}}{T_{uit}} \right)$

dan: $Ex_Q = 23 \times 1,1 \times \left((593 - 383) - 283 \times \ln \frac{593}{383} \right) = 2183 \text{ kW}$

- c) De exergie die per seconde door het water wordt opgenomen bedraagt:

$$\Delta Ex_w = \Phi_{m,w} \cdot \Delta ex_w = \Phi_{m,w} \cdot [(h_{w,uit} - h_{w,in}) - T_0 \cdot (s_{w,uit} - s_{w,in})]$$

dus: $\Delta Ex_w = 42,2 \times [(377,3 - 251,5) - 283 \times (1,1922 - 0,8307)]$

ofwel: $\Delta Ex_w = 42,2 \times 23,50 = 991,5 \text{ kW}$

- d) Voor het exergierendement van de warmtewisselaar kan worden geschreven:

$$\eta_{ex,ww} = \frac{Ex_{product}}{Ex_{bron}} = \frac{Ex_w}{Ex_Q} = \frac{991,5}{2183} = 0,454$$