

**TENTAMEN I ENERGITEKNIK OCH MILJÖ (KVM033) 2009-08-19
14.00-18.00 för K2 och Kf2 i V-huset.**

Tentamen omfattar:

Avdelning A: Teori och beskrivande moment
Inga hjälpmedel

Avdelning B: Problem
Tillåtna hjälpmedel:
Valfri kalkylator med tömt minne (kontrolleras med stickprov).
Föreläsninganteckningar (ä. "Handouts") i Energiteknik,
kursmaterial i Energiteknik och miljö, Termodynamik och
Transportprocesser (ej exempelsamlingar), handböcker.

OBS! Till tentamen får ej medföras lösta exempel, som inte ingår i tillåtet kursmaterial. Sådana skall, om de medförs, överlämnas till tjänstgörande tentamensvakter omedelbart efter det att du tagit del av detta papper.

När ekvationer används utan härledningar bör källa anges.

Använda symboler skall definieras om dessa inte är de samma som i kursmaterialet.

För godkänt krävs minst 15 poäng.

När ekvationer används utan härledningar bör källa anges.

Lennart Persson Elmeroth tel.Chalmers 3015, mobil 0735-720933 kommer från ca kl. 14.30 att vara tillgänglig för frågor i skrivsalen.

Lösningar finns anslagna 2009-08-20 kl 9.00 på VoM:s anslagstavla och senare på dagen på portalen. Resultatet görs tillgängligt senast 2009-09-26. Granskning av rättning får ske 2009-09-27 kl 12.30-13.30 i VoM:s bibliotek eller enligt ö.k.

Avdelning A måste lämnas in innan avdelning B (med hjälpmedel) får påbörjas!

AVDELNING A

- A1. Sveriges energianvändning i två av de tre samhällssektorerna under perioden 1975-2005 är förbluffande konstant. Ändå har den totala energianvändningen ökat påtagligt under perioden.
- Vilka är de två samhällssektorerna och vad beror ökningen i total energianvändning under perioden på?
 - Den slutliga energianvändningen utnyttjar ett antal energibärare. Vilka är de viktigaste energibärarna i var och en av de tre samhällssektorerna?
 - Samtidigt har utsläppen SO_2 minskat drastiskt, speciellt under senare delen av perioden. Bidrar alla tre samhällssektorernas förbränning till detta och vilka andra källor finns det och hur bidrar dessa? Vilken huvudorsak finns till minskningen?

5p

- A2. Vid användning av fossila bränslen kan koldioxid avskiljas och lagras. Presentera och diskutera i detalj minst 3 processlösningar som finns för avskiljning av koldioxid.

5 p

- A3. För turbomaskiners teori är Eulers ekvation central. Den skrivs

$$Y = u_1 c_{1u} - u_2 c_{2u}$$

- Vad står de använda symbolerna för?
- Y ingår i definitionen av reaktionsgrad. Vad är reaktionsgrad och hur definieras den matematiskt?
- Eulers ekvation kan användas vid uppskalning av turbomaskiner. Hur?

5p

AVDELNING B

- B1. Ett konvergerande munstycke används för att mäta luftflödet till en förbränningsmotor. Insugsluften har trycket 100 kPa och temperaturen 25°C. Munstycket har en minsta area av 2000 mm². Tryckdifferensen över munstycket mäts till 2,5 kPa. Hur stort är massflödet av luft?

(5p)

- B2. En kondensor till en atmosfärisk spritkolonn skall dimensioneras. Kondensorn skall vara en vertikal tubvärmväxlare med kondensering på utsidan av tuberna och kylvatten på insidan. Specificerad effekt är 2,2 MW. Tuberna är av koppar med ytterdiametern 25 mm och väggjockleken 2 mm. Ingående och utgående kylvattentemperatur är 10°C respektive 14°C. Anta att ett lämpligt antal tuber är 800. Hur stor värmeyta bör kondensorn ha, om värmeöverföringstalet på kylvattensidan kan antas vara 8500 W/(m² K)? Topprodukten är azeotropen, vars fysikaliska egenskaper kan approximeras med ren etanol. Försumma tryckfall mellan kolonnen och kondensorn. För etanol i vätskefas kan densiteten och konduktiviteten i det aktuella temperaturområdet antas vara 735 kg/m³ resp. 0.152 W/(m,K) .

(5 p)

- B3. En mottrycksanläggning för eldning av träflis skall byggas. Beräkna bränsleförbrukning (kg/s) och eleffekt vid full last. Anläggningen är utrustad med matarvattentank, där värmning och avgasning av återvändande condensat sker med hjälp av mottrycksånga. Anta att mättnadstillstånd nås i tanken. Inga förluster av värme eller vatten sker i ång- och condensatsystemen. All mekanisk energi från turbinen antas bli omvandlad till elenergi i generatoren. Pumparbetet försummas.

Mottrycksdata:

Värmebehov i processen	54,1 MW
Mottryck	0,3 MPa
Turbinens isentropverkningsgrad	0,82

Ångpannedata:

Ångtryck	6,0 MPa
Ångtemperatur	480°C
Kondensattemperatur (efter kondensorn)	125°C
CO ₂ -halt (räknat på torra avgaser)	0,18
Avgastemperatur (utgående)	160°C

Förbränningsluftens temperatur

40°C

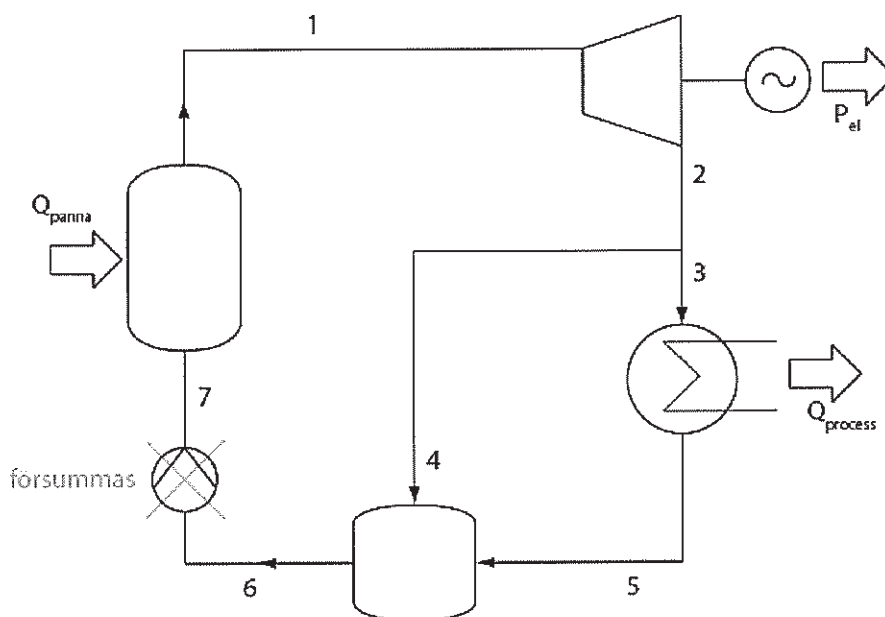
Bränsletyp

Träflis

Fukthalt

0,50

Flödesschemat för mottrycksprocessen:



(5p)

Lycka till!

B1. Ett konvergerande munstycke används för att mäta luftflödet till en förbränningsmotor. Insugsluften har trycket 100 kPa och temperaturen 25°C. Munstycket har en minsta area av 2000 mm². Tryckdifferensen över munstycket mäts till 2,5 kPa. Hur stort är massflödet av luft?

(5p)

Lösning:

Givet:

$$p_0 = 100 \text{ kPa}$$

$$p_2 = 100 - 2,5 = 97,5 \text{ kPa}$$

$$T_0 = 25^\circ\text{C}$$

$$A = 2000 \text{ mm}^2$$

Alla ekvationer och tabellvärden är tagna från "Kompressibel strömning och flödesmätning".

Kontroll av kritisk strömning:

För luft är $\kappa = 1,4$ (D&D s.75)

$$\text{Table 16.1 ger } \frac{p^*}{p_0} = 0,5283 \Rightarrow p^* = 52,8 \text{ kPa}$$

alltså ej kritisk strömning eftersom $p^* < p_2$ och då är $p = p_2$.

Beräkning av rådande tryckförhållande:

$$\frac{p}{p_0} = \frac{97,5}{100} = 0,975$$

Table A.12 ger $M = 0,192$

Beräkning av ljudhastigheten:

$$c = \sqrt{\kappa RT} \quad (16.28)$$

$R = R_0 / M = 8,3145 \cdot 10^3 / 28,84 = 288 \text{ J / (kg * K)}$ där M är molmassan för luft (79% kvävgas och 21% syrgas)

$$\text{Table A.12 ger } \frac{T}{T_0} = 0,993 \Rightarrow T = 296,1 \text{ K}$$

$$\Rightarrow c = 345,5 \text{ m/s}$$

Beräkning av massflödet luft:

$$v = \frac{\dot{m}}{\rho * A}$$

$$M = \frac{v}{c} \Rightarrow v = 66,3 \text{ m/s}$$

$$\rho = \frac{P}{R * T} = 1,143 \text{ kg/m}^3$$

$$\Rightarrow \dot{m} = 0,151 \text{ kg/s}$$

Svar: Massflödet är 0,15 kg/s

B2. En kondensor till en atmosfärisk spritkolonn skall dimensioneras. Kondensorn skall vara en vertikal tubvärmväxlare med kondensering på utsidan av tuberna och kylvatten på insidan. Specificerad effekt är 2,2 MW. Tuberna är av koppar med ytterdiametern 25 mm och väggjockleken 2 mm. Ingående och utgående kylvattentemperatur är 10°C respektive 14°C. Anta att ett lämpligt antal tuber är 800. Hur stor värmeyta bör kondensorn ha, om värmeöverföringstalet på kylvattensidan kan antas vara 8500 W/(m² K)? Topprodukten är azeotropen, vars fysikaliska egenskaper kan approximeras med ren etanol. Försumma tryckfall mellan kolonnen och kondensorn. För etanol i vätskefas kan densiteten och konduktiviteten i det aktuella temperaturområdet antas vara 735 kg/m³ resp. 0.152 W/(m,K) .

(5 p)

Givet:

$$d_o = 0.025 \text{ m}$$

$$d_i = 0.021 \text{ m}$$

$$T_{w,o} = 14.0^\circ\text{C}$$

$$T_{i,in} = 10.0^\circ\text{C}$$

$$h_i = 8500 \text{ W/(m}^2\text{,K)}$$

$$q = 2.2 \text{ MW}$$

$$\rho_L = 735 \text{ kg/m}^3$$

$$k_L = 0.152 \text{ W/(m,K)}$$

$$n = 800$$

Sökt:

Tublängden, L

Lösning:

$$q = U A \Delta T_{lm} \quad \text{WWW, ekv. 22-10} \quad (1)$$

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\delta}{k A_m} + \frac{1}{h_o A_o} \quad \text{WWW, ur ekv. 15.18}$$

δ är tjockleken på tubens vägg:

$$\delta = (d_o - d_i)/2 = 2 \text{ mm}$$

k är värmeledningstalet, eller konduktiviteten för tubväggen, koppar:

$$k = 390 \text{ W/(m,K)} \quad \text{D\&D sid 72}$$

Areorna :

$$A_i = \pi d_i L n$$

$$A_o = \pi d_o L n \quad \text{WWW, ur ekv. 15.18}$$

A_m är den logaritmiska medelarean :

$$A_m = \frac{(A_o - A_i)}{\ln(A_o / A_i)} = \frac{\pi L n (d_o - d_i)}{\ln(d_o / d_i)}$$

där n är antalet tuber

Förenkling av WWW, ur ekv. 15.18;

$$\frac{1}{U} = \frac{d_o}{h_i d_i} + \frac{d_o \ln(d_o / d_i)}{2k} + \frac{1}{h_o} \quad (2)$$

$$\Delta T_{\text{in}} = \frac{T_{w,o} - T_{w,in}}{\ln \frac{T_{\text{kond}} - T_{w,in}}{T_{\text{kond}} - T_{w,o}}} \quad (3)$$

$$T_{\text{kond}} = 79^\circ\text{C}$$

D&D sid 75

h_o ?:

För kondensation på vertikala rör kan kondensatfilmen vara laminär eller turbulent eller laminär. Ekvationen för värmeöverföringskoefficienten ser olika ut för turbulent eller laminär strömning.

Laminärt eller turbulent?

Kontrollera Re:

$$\text{Re} = \frac{4\Gamma}{\mu} = \frac{4\dot{m}_{\text{tub}}}{\pi d_o \mu}$$

$$\dot{m}_{\text{tub}} = \frac{q}{n h_{fg}}$$

h_{fg} skall utvärderas vid mättnadstemperaturen. μ skall egentligen utvärderas vid filmtemperaturen, som ej kan beräknas ännu. Utvärdera därför μ vid mättnadstemperaturen (bör kontrolleras).

$$h_{fg} = 841 \cdot 10^3 \text{ J/kg}$$

D&D sid 39

$$\mu_L = 485 \cdot 10^{-6} \text{ Pa}\cdot\text{s}$$

D&D sid 81

$$\dot{m}_{\text{tub}} = \frac{2.2 \cdot 10^6}{800 \cdot 841 \cdot 10^3} = 3.27 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s}$$

$$\text{Re} = \frac{4 \cdot 3.27 \cdot 10^{-2}}{\pi \cdot 0.025 \cdot 485 \cdot 10^{-6}} = 343$$

$\text{Re} < 2000$, alltså laminärt

Värmeövergångstalet på utsidan h_o erhålls ur

$$h = 1.51 \left\{ \frac{\rho^2 g k^3}{\mu^2} \right\}^{\frac{1}{3}} \left\{ \frac{4\Gamma}{\mu} \right\}^{-\frac{1}{3}} \quad \text{WWW, ekv. (21-20)} \quad (4)$$

$$\text{där } \frac{4\Gamma}{\mu} = \text{Re}$$

$$g = 9.81 \text{ m/s}^2$$

Insättning i (4) ger
 $h_o = 900 \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$

$L?$

Insättning i (2) ger
 $U = 792 \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$

Insättning i (3) ger

$$\Delta T_{\text{ln}} = \frac{14.0 - 10.0}{\ln \frac{79.0 - 10.0}{79.0 - 14.0}} = 67.0 \text{ K}$$

Insättning i (1) ger

$$A_o = \frac{2.2 \cdot 10^6}{67.0 \cdot 792} = 41.5 \text{ m}^2$$

$$L = \frac{41.5}{\pi \cdot 0.025 \cdot 800} = 0.66 \text{ m}$$

Väggtemperaturen (genomsnittlig) bör beräknas för att kunna erhålla
filmtemperaturen (genomsnittlig), vilket möjliggör att utvärdera μ_L .

Svar: Tuberna behöver vara 0.66 m långa för att klara kondenserings-specifikationen.

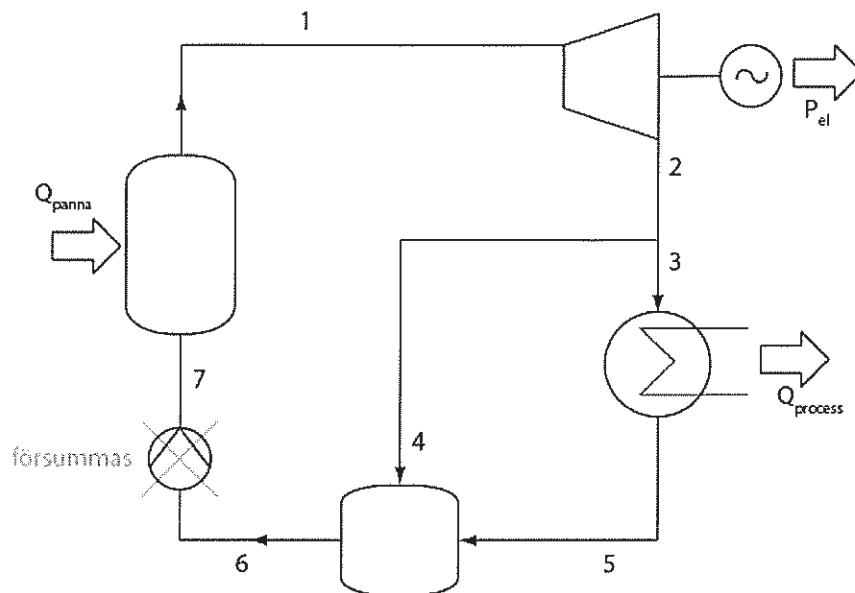
B3. En mottrycksanläggning för eldning av träflis skall byggas. Beräkna bränsleförbrukning (kg/s) och eleffekt vid full last. Anläggningen är utrustad med matarvattentank, där värmning och avgasning av återvändande kondensat sker med hjälp av mottrycksånga. Anta att mättnadstillstånd nås i tanken. Inga förluster av värme eller vatten sker i ång- och kondensatsystemen. All mekanisk energi från turbinen antas bli omvandlad till elenergi i generatoren. Pumparbetet försummas.

Mottrycksdata:

Värmebehov i processen	54,1 MW
Mottryck	0,3 MPa
Turbinens isentropverkningsgrad	0,82

Ångpannedata:

Ångtryck	6,0 MPa
Ångtemperatur	480°C
Kondensattemperatur (efter kondensorn)	125°C
CO ₂ -halt (räknat på torra avgaser)	0,18
Avgastemperatur (utgående)	160°C
Förbränningsluftens temperatur	40°C
Bränsletyp	Träflis
Fukthalt	0,50



(5p)

Lösning uppgift B3

Se flödesschemat !

Givet:

Värmebehov i processen:	$Q_{process} = 54,1 \text{ MW}$
Mottryck:	$P_2 = P_3 = P_4 = P_5 = P_6 = 0,3 \text{ MPa} = 3 \text{ bar}$
Turbinverkningsgrad:	$\eta_{is} = 0,82$
Ångtryck:	$P_1 = P_7 = 6,0 \text{ MPa} = 60 \text{ bar}$
Ångtemperatur:	$T_1 = 480 \text{ °C}$
Ingående matarvattentemperatur:	$T_5 = 125 \text{ °C}$
CO ₂ -halt:	$(CO_2)_i = 0,18$
Avgasttemperatur:	$T_g = 160 \text{ °C}$
Förbränningsluftens temperatur:	$T_v = 40 \text{ °C}$

Tankegång:

Med hjälp av den kända processvärmen och tillstånden kan man beräkna ångflödet i mottrycksanläggningen. Det ger elproduktionen och värmebehovet i pannan. Genom en värmebalans över pannan och förbränningsberäkningar får man slutligen mängden av bränsle som måste tillföras.

Beräkningar i ångcykeln:

Tillstånd innan turbinen (1):

$$h_1 = h(60 \text{ bar}, 480^\circ\text{C}) = 3373 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad \text{D\&D s.52}$$

$$s_1 = s(60 \text{ bar}, 480^\circ\text{C}) = 6,816 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \quad \text{D\&D s.52}$$

Tillstånd efter turbinen (2,3 & 4):

Det isentropiska tillståndet efter turbinen kan erhållas:

$$s_{2s} = s_1 = 6,816 \frac{kJ}{kgK}$$

$$s'(P_2 = 3 \text{ bar}) < s_{2s} < s''(P_2 = 3 \text{ bar}) \Rightarrow \text{tvåfasområde} \quad \text{D\&D s.43}$$

$$x_{2s} = \frac{s_{2s} - s'(3 \text{ bar})}{s''(3 \text{ bar}) - s'(3 \text{ bar})} = \frac{6,816 - 1,6718}{6,9924 - 1,6718} = 0,967$$

$$h_{2s} = h'(3 \text{ bar}) + x_{2s}(h''(3 \text{ bar}) - h'(3 \text{ bar})) = 561,49 + 0,967(2725,4 - 561,49) \frac{kJ}{kg}$$

$$h_{2s} = 2653,99 \frac{kJ}{kg}$$

Med hjälp av turbinens isentropverkningsgrad kan man beräkna den verkliga entalpin efter turbinen:

$$h_2 = h_1 - \eta_{is}(h_1 - h_{2s}) = 2783,41 \frac{kJ}{kg} = h_3 = h_4$$

Eftersom flödet bara delas upp mellan 3 och 4 ändras inte entalpin.

Tillstånd innan matarvattentanken – efter processvärmen har tillfredsställts (5):

Trycket och temperaturen är angivna, så man kan enkelt beräkna entalpin. Eftersom temperaturen är lägre än mättnadstemperaturen ($T'(3 \text{ bar}) = 133,54 \text{ °C}$ – D&D s.43) är det en underkyld vätska (D&D s.40):

$$h_5 = h'(125^\circ\text{C}) + v'(125^\circ\text{C})(P_5 - P'(125^\circ\text{C})) = 525,0 \frac{kJ}{kg} + 0,0010649(3 - 2,3208)10^2 \frac{kJ}{kg}$$

$$h_5 = 525,07 \frac{kJ}{kg}$$

Tillstånd efter matarvattentank (6):

Eftersom det antas vara mättnadstillstånd i matarvattentanken, kan entalpin enkelt erhållas ur D&D:

$$h_6 = h'(3 \text{ bar}) = 561,49 \frac{kJ}{kg} = h_7$$

Försummar man matarvattenpumpen så är entalpin innan pannan densamma.

Värmebalans över processen:

Ur värmebalansen över processen får man massflödet genom condensatorn:

$$Q_{process} = m_3(h_3 - h_5)$$

$$m_3 = m_5 = \frac{Q_{process}}{h_3 - h_5} = \frac{54,1 \cdot 10^3 \text{ kW}}{2783,14 - 525,07 \frac{kJ}{kg}} = 23,96 \frac{kg}{s}$$

Värmebalans över matarvattentanken:

En värme- och massbalans över matarvattentanken ger det totala massflödet av ånga:

$$m_6 h_6 = m_4 h_4 + m_5 h_5$$

$$m_6 = m_4 + m_5$$

$$(m_4 + m_5)h_6 = m_4 h_4 + m_5 h_5 \Rightarrow m_4 = \frac{m_5(h_5 - h_6)}{h_4 - h_6} = \frac{23,96(561,49 - 525,07) \text{ kg}}{2783,41 - 525,07} = 0,39 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$m_6 = 23,96 + 0,39 = 24,35 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = m_7 = m_1 = m_2$$

Värmebalans över pannan:

Genom värmebalansen över pannan för man den tillförda värmen från brännkammaren:

$$Q_{panna} = m_7(h_1 - h_7) = 24,35(3373 - 561,49) \text{ kW} = 68,46 \text{ MW}$$

Förbränningsberäkningar:

En värmebalans över brännkammaren ger då den specifika värmen per enhet bränsle och kan användas för att få fram mängden bränsle som behövs:

$$H_i + l_v(h_i - h_{i,25^\circ\text{C}}) = q + g_v(h_g - h_{g,25^\circ\text{C}}) \quad \text{ekv (7) Teknisk förbränningslära}$$

Det effektiva värmevärdet bestäms genom formeln enligt D&D s.20 (askhalt försummas)

$$H_i = (1 - F)H_{ib} - 2,5F = (1 - 0,5) \cdot 18,17 - 2,5 \cdot 0,5 = 8,115 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}}$$

F : fukthalt (givet); H_{ib} : effektivt värmevärde brännbar substans (D&D s.25 – Ved (torrsbst.))

För att kunna beräkna den verkliga luft- och avgasmängden (l_v och g_v) behöver man luftfaktorn m . Den bestäms med hjälp av formeln i D&D s.21:

$$m = 1,0 + \frac{g_{ot}}{l_{ot}} \left[\frac{(CO_2)_{ot}}{(CO_2)_t} - 1,0 \right] = 1,0 + \frac{4,61}{4,54} \left[\frac{0,204}{0,18} - 1,0 \right] = 1,135$$

g_{ot} , l_{ot} & $(CO_2)_{ot}$ enligt tabell i D&D s.25

De verkliga mängder förbränningsluft och rökgas per kg fuktig bränsle erhålles då enligt (D&D s.21):

$$l_v = m \cdot l_{ot} = 1,135 \cdot 2,45 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} = 2,8 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$g_v = g_o + (m - 1) \cdot l_o = 3,4 + (1,135 - 1) \cdot 2,45 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} = 3,7 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$l_{ot} = l_o$ och g_o ur figur s.26 D&D - ved med 50% fukthalt

Entalpierna för både rökgaser och förbränningsluft läses av ur figur 4 i kompendiet *Teknisk förbränningslära*.

($H_i = 18730 \text{ kJ/kg}$; $CO_{2,t} = 18\%$)

$$h_g(160^\circ\text{C}) = 225 \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3} \quad h_{g,25^\circ\text{C}} = 30 \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3} \quad h_i(40^\circ\text{C}) = 40 \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3} \quad h_{i,25^\circ\text{C}} = 30 \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3}$$

Nu kan värmebalansen lösas och den specifika värmen beräknas:

$$q = H_i + l_v(h_l - h_{l,25^\circ C}) - g_v(h_g - h_{g,25^\circ C}) = 8,115 \cdot 10^3 + 2,8(40 - 30) - 3,7(225 - 30) \frac{kJ}{kg}$$

$$q = 7421,5 \frac{kJ}{kg} = 7,422 \frac{MJ}{kg}$$

Bränsleförbrukning för att tillfredställa värmebehovet i pannan blir då:

$$m_{bränsle} = \frac{Q_{panna}}{q} = \frac{68,46 MW}{7,422 \frac{MJ}{kg}} = 9,22 \frac{kg}{s}$$