

**Kortfattat facit till Tentamen  
TSFS 05 Fordonssystem  
13 december, 2008, kl 14-18**

**Uppgift 1.**

Uppgift på pV-diagram.

- a. Kompressionsprocessen för cykeln utan förbränning ger information om kompressionsförhållandet. Reversibel adiabatisk process  $pV^\gamma = \text{konst.}$

$$r_c = \frac{V_{tot}}{V_c} = \left( \frac{p_{max}^{ej\ förbr.}}{p_i} \right)^{1/\gamma} = \left( \frac{50}{1.11} \right)^{1/\gamma} \approx 18.3$$

- b. I en ideal Dieselcykel antas förbränningen ske under konstant tryck.

$$p_1 = p_i = 1.11 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

$$T_1 = T_i(1 - x_r) + T_r x_r = (273.15 + 35) \cdot 0.98 + 1000 \cdot 0.02 = 321.987 \text{ K}$$

$$V_1 = V_d + V_c = \frac{r_c V_d}{r_c - 1} \approx 0.4126 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$p_2 = p_1 r_c^\gamma = 5 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

$$T_2 = T_1 r_c^{\gamma-1} \approx 793 \text{ K}$$

$$V_2 = V_c = \frac{V_d}{r_c - 1} \approx 0.0226 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

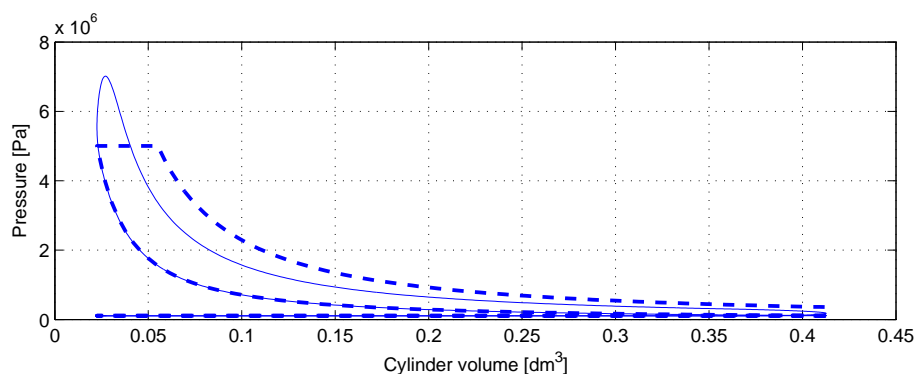
$$p_3 = p_2$$

$$T_3 = T_2 + \frac{q_{LHV}}{1 + \lambda(A/F)_s} \cdot \frac{\gamma - 1}{R\gamma} \approx 1917 \text{ K}$$

$$V_3 = \frac{T_3}{T_2} V_2 \approx 0.0547 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

Maximalt tryck,  $p_2$  och  $p_3 = 5 \cdot 10^6$  Pa och maximal temperatur,  $T_3 \approx 1917$  K.

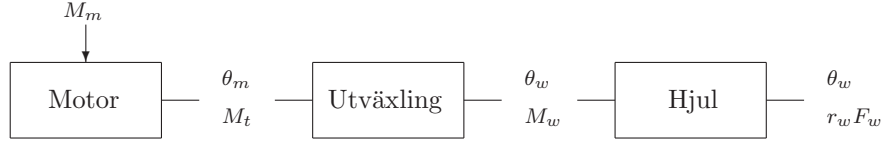
- c. pV-diagrammet ser ut enligt nedan.



## Uppgift 2.

Uppgift på drivlinemodellering.

- a. Drivlinana är stel, förlustfri och masslös, i skissen nedan har växellådans och slutväxeln slagits ihop till ett system med  $i = i_g i_f$ .



Drivlinans ekvationer:

Motor:  $J_m \ddot{\theta}_m = M_m - M_{fric:m} - M_t$

Växellåda:  $\theta_m = i \cdot \theta_w$   
 $i \cdot M_t = M_w$

Hjul:  $J_w \ddot{\theta}_w = M_w - F_w r_w$

Kontaktkraften:  $F_w = m\dot{v} + F_{air} + F_{rull} + F_{grav}$   
 $F_{air} = \frac{1}{2} c_w A_a \rho_a v^2$   
 $F_{rull} = m g c_{r,0}$   
 $F_{grav} = m g \sin \alpha$

Antar rullvillkor vid hjulen vilket ger:

$$(J_w + m r_w^2 + i^2 J_m) \ddot{\theta}_w = i M - a r_w^3 \dot{\theta}_w^2 - r_w (c_{r,0} + \sin \alpha) m g$$

där  $a = \frac{1}{2} \rho_{air} C_D A$ . Resultierande tröghetsmoment:  $J = J_w + i^2 J_m + m r_w^2 =$  /Masslös drivlina/  $= m r_w^2$ .

Med motorns utmoment som insignal, dvs  $u = M_m$ , och med  $\dot{\theta}_w$  som tillstånd  $x$  (kan även välja  $\dot{\theta}_m$  som tillstånd), kan modellen skrivas:

$$\dot{x} = -\frac{a r_w^3}{J} x^2 - \frac{r_w (c_{r,0} + \sin \alpha) m g}{J} + \frac{i}{J} u \quad (1)$$

- b. Vid maxhastighet gäller  $\dot{x} = \dot{v} = 0$  vilket ger ett samband mellan motorns moment och hastighet. Undersöker om det är maxmomentet eller effekten som begränsar hastigheten:

Antag att maximalt moment begränsar maximal hastighet. Då ger (1), med högsta växel, lösningen  $v \approx 257.4$  km/h. Polynomet är

$$0.78826 T_e = 18.0641 + 0.03348 v^2 \quad (2)$$

Antag att det är effekten som begränsar maximal hastighet. Motoreffekten är  $P_e = M_e \omega_e = M_e i \frac{v}{r_w}$  sätt in  $u = M_e = \frac{P_e r_w}{i v}$  i (1) och använd  $\dot{x} = 0$  vilket ger

$$P_e = 200.713 v + 0.372 v^3 \quad (3)$$

som har endast en reell rot  $v \approx 204.8$  km/h (notera att detta är oberoende av växel).

Effekten ger en lägre hastighet än det maximala momentet och styr därmed fordonets maximala hastighet, som i sin tur blir  $v \approx 205$  km/h.

### Uppgift 3.

Turbouppgiften:

- a. Turbinen genererar en effekt  $P$ , där

$$P_t = \dot{m}_t c_p T_{03} \eta_t \left( 1 - \left( \frac{p_{04}}{p_{03}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right) \approx 6.28 \text{ kW}.$$

Kompressor effekten blir  $P_c = P_t \eta_m$ .

Temperaturen  $T_{02}$  efter kompressorn blir

$$T_{02} = T_{01} \left( 1 + \frac{P_c}{\dot{m}_c c_p T_{01}} \right) \approx 351 \text{ K}.$$

Trycket  $p_{02}$  efter kompressorn blir

$$p_{02} = p_{01} \left( 1 + \frac{\eta_c P}{\dot{m}_c c_p T_{01}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \approx 160 \text{ kPa}.$$

- b. Laddtrycket styrs genom att ändra geometrin i turbinen (VGT-turbin). Den viktigaste sensorn som används är trycket in i insugssystemet efter kompressorn.

### Uppgift 4.

Medelvärdesmodelleringsuppgift för bensinmotorer

- a. För härledningen av tryckdynamiken se s. 83 – 85 i kursboken  
b. För injektor ekvationen se s. 87 i kursboken  
c. Man kan hitta åtminstone åtta fel (även tio).

- Bränsleinsprutare  $\dot{m}_{fi} = N c_1 (t_{inj} - t_0(u_{batt}))$ , 2 fel:
  - $N$  beroende saknas
  - $t_0$  öppningstid saknas
- Bränslepöl två saker:  
 $0.1 + 1.1 \neq 1$  samt  $1.1 > 1$ .
- $\lambda = \frac{\dot{m}_{ac}}{\dot{m}_{fc}} \frac{1}{(A/F)_s}$ , kvoten beräknades fel
- $\lambda$ -sensor s. 91 i kursboken, 2 fel:
  - fördröjning  $\tau_d(N)$  saknas
  - sensordynamik saknas
- Skiftat massflöde till tryckupbyggnaden i insugsröret
- Fyllnadsgrad  $95 \rightarrow 0.95$
- Varvtalet kan inte vara konstant (2000 rpm), måste vara insignal till delsystemet.

**Uppgift 5.**

Motorns arbete (och moment) beskrivs som summan av tre komponenter

$$W_b = 4 \pi M_e = W_{ig} - V_d n_{cyl} (10^5 FMEP + PMEP) \quad (4)$$

Antag att pumpförlusterna kan försummas för dieselmotorn, dvs  $PMEP = 0$ .

För  $W_{ig}$  gäller att

$$W_{ig} = m_f q_{LHV} \left( 1 - \frac{1}{r_c^{\gamma-1}} \right) \eta_{ig, ch} \quad (5)$$

där

$$m_f = \frac{\dot{m}_f n_r}{N} \quad (6)$$

Bränsleflödet  $\dot{m}_f$  kan räknas ut enligt

$$\dot{m}_f = \frac{\dot{m}_a}{\lambda (A/F)_s} \quad (7)$$

och luftflödet  $\dot{m}_a$  kan räknas ut enligt

$$\dot{m}_a = \eta_{vol} \frac{V_d n_{cyl} N p_i}{n_r R T_i} \quad (8)$$

Maxmomentet  $M_{e, max}$  för  $M_e$  fås vid  $\lambda = \lambda_{min} = 2$ .

Insugstrycket  $p_i$  fås sedan genom att sätta in (5)-(8) i (4) och lösa ut  $p_i$ , vilket ger

$$p_i = \left( \frac{4 \pi M_{e, max}}{V_d n_{cyl}} + 10^5 FMEP \right) \frac{R T_i \lambda_{min} (A/F)_s}{\eta_{vol} q_{LHV} \left( 1 - \frac{1}{r_c^{\gamma-1}} \right) \eta_{ig, ch}} = 2.7 \text{ bar}$$

**Uppgift 6.**

För svar på kunskapsuppgifterna se kursboken.