Kortfattat facit till Tentamen
TSFS 05 Fordonssystem
22 december, 2009, kl 8-12

Uppgift 1.
Betrakta en ideal Seiliger cykel utan residualgaser. Givet data nedan beräkna det maximala trycket och temperaturen i cykeln.

Arbetspunkts- och Motordata

	q_{LHV}=44.0 MJ/kg	r_c=9.3
Insugningstryck	p_i=2.5 bar	γ=1.3
Varvtal	N=2500 rpm	λ=1
Temperaturer	T_{intake}=20°C	n_{cyl}=16
	R=290 J/(kg K)	$(A/F)_s$=14.6

Beräkning av c_v och c_p:

$$c_v = \frac{R}{\gamma - 1} \qquad c_p = \frac{\gamma R}{\gamma - 1}$$

Steg (1)-(2):

$$p_2 = p_1 r_c^{\gamma} = 4.539 MPa$$
$$T_2 = T_1 r_c^{\gamma-1} = 572.3145K \quad 299.2°C$$

Steg (2)-(3a):

$$Qin = \frac{1}{2}\min(\lambda, 1) m_f q_{LHV}$$
$$Qin = m_{tot} c_v (T_{3a} - T_2)$$
$$\frac{m_f}{m_{tot}} = \frac{1}{1 + \lambda (A/F)_s}$$
$$T_{3a} = T_2 + \frac{1}{2\,c_v} * \frac{q_{LHV}}{1 + \lambda (A/F)_s} = 2031.2K \quad 1758.1°C$$
$$p_{3a} = T_{3a}\frac{p_2}{T_2} = 16.11 MPa$$

Steg (3a)-(3):

$$Qin = \frac{1}{2}\min(\lambda, 1) m_f q_{LHV}$$
$$Qin = m_{tot} c_p (T_{3a} - T_2)$$
$$T_3 = T_{3a} + \frac{1}{2\,c_p} * \frac{q_{LHV}}{1 + \lambda (A/F)_s} = 3153.4K \quad 2880.3°C$$
$$p_3 = p_{3a}$$

Maximala trycket är 16.11 MPa pch den maximala temperaturen under cykeln är 2880.3$°C$ *alt* 3153.4K.

Uppgift 2.
Bränslets väg.

a. Bränslepölsmodellen, ange och motivera ekvationerna.
Ekvationerna är

$$\frac{dm_{fp}}{dt} = X\dot{m}_{fi} - \frac{1}{\tau_{fp}} m_{fp}$$
$$\dot{m}_{fc} = (1-X)\dot{m}_{fi} + \frac{1}{\tau_{fp}} m_{fp}$$

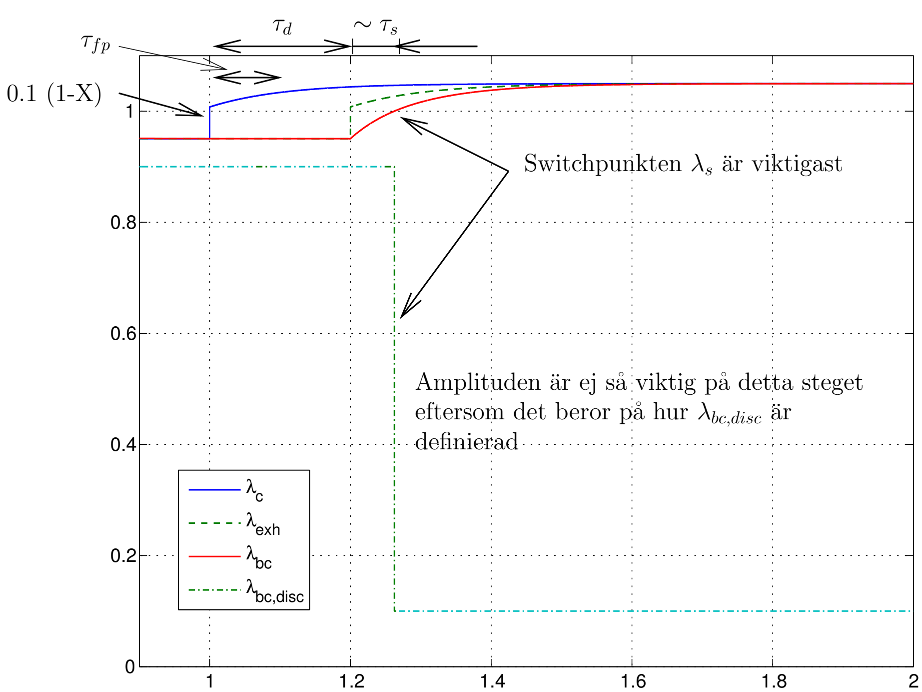
Två parallella vägar för bränslet in till cylinder: en direktväg och en via en bränslefilm på väggarna. Huvudantagande här är massans bevarande. En andel X av det insprutade bränslet fastnar i bränslefilmen och resten fortsätter in till cylindern.
Bränslet avdunstar proportionellt mot massan i filmen (tunnfilmsantagandet) med avdunstningstidskonstant τ_{fp}.

b. Beräkning av stationära värden och skissa de olika signalerna. Injektorkaraktäristiken ger bränslemassflödet.

$$m_{fi} = C_{inj} * (t_{inj} - t_0)$$
$$\dot{m}_{fi} = \frac{N n_{cyl}}{n_r} m_{fi} \qquad \text{till hela motorn}$$

Lambda beräknas sedan från definitionen (vid stationäritet $\dot{m}_{fi} = \dot{m}_{fc}$).

$$\lambda = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_{fi}(A/F)_s} = \frac{\dot{m}_a n_r}{N n_{cyl} m_{fi}(A/F)_s} \approx [0.95,\ 1.05]$$



Uppgift 3.
Definitionen av kompressoreffektivitet ger:

$$\eta_c = \frac{\left(\frac{p_{02}}{p_{01}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\frac{T_{02}}{T_{01}} - 1} \iff T_{02} = T_{01}\left(\frac{\left(\frac{p_{02}}{p_{01}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\eta_c} + 1\right) = 360.3\,K$$

Kompressoreffekt, turbineffekt och effektbalans:

$$\begin{aligned}
\dot{W}_c &= \dot{m}_a c_p (T_{02} - T_{01}) \\
\dot{W}_t &= \dot{m}_t c_p (T_{03} - T_{04}) = 0.8\dot{m}_a(1 + \frac{1}{\lambda(A/F)_s})c_p(T_{03} - T_{04}) \\
\dot{W}_c &= \eta_m \dot{W}_t
\end{aligned}$$

Slås ovanstående tre ekvationer samman fås:

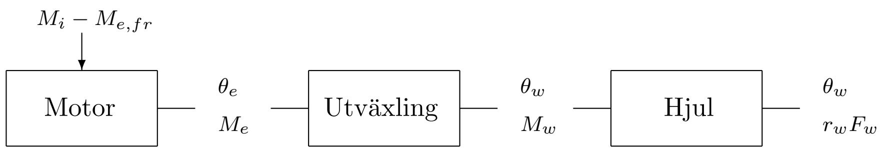
$$T_{02} - T_{01} = \eta_m 0.8(1 + \frac{1}{\lambda(A/F)_s})(T_{03} - T_{04}) \iff T_{04} = T_{03} - \frac{T_{02} - T_{01}}{\eta_m 0.8(1 + \frac{1}{\lambda(A/F)_s})} = 1121K$$

Definitionen av turbineffektiviteten ger då:

$$\eta_t = \frac{1 - \frac{T_{04}}{T_{03}}}{1 - \left(\frac{p_{04}}{p_{03}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \iff p_{03} = \frac{p_{04}}{\left(1 - \frac{1 - \frac{T_{04}}{T_{03}}}{\eta_t}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}} = 1.48\,bar$$

Det krävs ett avgasmottryck av 1.48 bar

Uppgift 4.
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:	$J_e\ddot{\theta}_e = M_i - M_{e,fr} - M_e$
	$M_{e_fr} = c_0 + c_1\dot{\theta}_e$
Växellåda:	$\theta_e = i \cdot \theta_w$
	$i \cdot M_e = M_w$
Hjul:	$J_w\ddot{\theta}_w = M_w - r_w F_w$
Kontaktkraften:	$F_w = m\dot{v} + F_{air} + F_r$
	$F_{air} = \frac{1}{2}\rho_a A C_D v^2$
	$F_{rull} = mg(f_{r,0} + f_{r,1}v)$
Rullvillkor:	$v = r_w\dot{\theta}_w$

$$\begin{aligned}
J_w\ddot{\theta}_w &= M_w - r_w F_w = iM_e - mr_w\dot{v} - \frac{1}{2}\rho_a A C_D r_w v^2 - mgr_w(f_{r,0} + f_{r,1}v) = \\
&= iM_i - iM_{e,fr} - i^2 J_e\ddot{\theta}_w - mr_w^2\ddot{\theta}_w - \frac{1}{2}\rho_a A C_D r_w^3\dot{\theta}_w^2 - mgr_w(f_{r,0} + f_{r,1}r_w\dot{\theta}_w) \\
&= iM_i - i(c_o + c_1 i\dot{\theta}_w) - i^2 J_e\ddot{\theta}_w - mr_w^2\ddot{\theta}_w - \frac{1}{2}\rho_a A C_D r_w^3\dot{\theta}_w^2 - mgr_w(f_{r,0} + f_{r,1}r_w\dot{\theta}_w) \\
&\iff
\end{aligned}$$

$$(J_w + mr_w^2 + i^2 J_e)\ddot{\theta}_w = iM_i - i(c_o + c_1 i\dot{\theta}_w) - \frac{1}{2}\rho_a A C_D r_w^3\dot{\theta}_w^2 - mgr_w(f_{r,0} + f_{r,1}r_w\dot{\theta}_w)$$

Med motorns indikerade moment som insignal, dvs $u = M_i$, och med $\dot{\theta}_w$ som tillstånd x (kan även välja $\dot{\theta}_m$ som tillstånd), samt beteckningen $J = J_w + mr_w^2 + i^2 J_e$ kan modellen skrivas:

$$\dot{x} = -\frac{\rho_a A C_D r_w^3}{2J}x^2 - \frac{i(c_o + c_1 ix)}{J} - \frac{mgr_w(f_{r,0} + f_{r,1}r_w x)}{J} + \frac{i}{J}u$$

Uppgift 5.
Bränsleförbrukning och effektivitet för Bugatti Veyron vid maxhastighet.

a. Bränslemassflöde och effekt från tanken givet 12 minuter från full till tom tank:

$$\dot{m}_f = \frac{V_{Tank}\rho_f}{12*60} \qquad P_{Tank} = \frac{V_{Tank}\rho_f}{12*60} q_{LHV} = 4400kW \tag{1}$$

Motoreffektiviteten:

$$\eta = \frac{P_{max}}{P_{Tank}} = 0.1673$$

Bränsleförbrukningen:

$$fc = \frac{\text{liter bränsle i tank}}{\text{antal mil på tank}} = \frac{V_{Tank}}{\frac{v_{max}*12*60}{10^4}} = 12.29l/mil$$

b. Utgångspunkten för denna uppgift är det bromsade arbetet:

$$W_b = W_{ig} - W_p - W_f$$

Indikerade bruttoarbetet:

$$W_{ig} = (1 - \frac{1}{r_c^{\gamma-1}}) \min(1, \lambda_c) n_{ign} n_{ig,ch} m_f q_{LHV}$$

Pumpförluster $W_p = 0$ (givet i databladet), friktionsförluster:

$$W_f = V_D{*}10^5{*}FMEP = V_D{*}10^5{*}(0.95{+}0.09{*}N/1000{+}0.04{*}(N/1000)^2)$$

Bromsat arbete, effekt, bränsleflöde

$$W_b = 2\pi M_b n_r \qquad P = M_b w_e \qquad \dot{m}_f = \frac{N}{n_r} m_f$$

Ger:

$$\dot{m}_f = \frac{N}{n_r n_{ig,ch}(1 - \frac{1}{r_c^{\gamma-1}}) q_{LHV}} (W_f + \frac{P_{max} 2\pi n_r}{w_e}) \approx 46.8g/s$$

Där $w_e = 6000/60 * 2 * pi$ rad/s.
Effekt från tank, effektivitet:

$$P_{Tank} = \dot{m}_f q_{LHV}$$
$$\eta = \frac{P_{max}}{P_{Tank}} \approx 0.3577$$

c. Luftmassflödet utgående från 38000 liter / min:

$$\dot{m}_a = \frac{38000 * 10^{-3}}{60} \rho_a$$

Bränsleflödet från (1) och luftflödet ger:

$$\lambda = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_f (A/F)_s} \approx 0.5214$$

Med λ och det faktiska m_f fås:

$$n_{ign} = \frac{1}{n_{ig,ch}(1 - \frac{1}{r_c^{\gamma-1}}) \min(1, \lambda_c) m_f q_{LHV}} (W_f + \frac{P_{max} 2\pi n_r}{w_e}) \approx 0.8970$$

Uppgift 6.
Tändnings- och luftbränslereglering.

a. Man skyddar motorn mot knack, och tänder då senare än optimalt. Den storhet som man styr är temperaturen hos de obrända gaserna inuti cylindern (end-gas region), och där en senare tändning ger ett lägre tryck i cylindern och en lägre temperatur.

b. Reglerloopen som dessa finns i är framkopplingsloopen för bränslestyrningen.

air mass flow principle Principen är att man använder det mätta luftmassflödet $\dot{m}_{at}$ som gissning (skattning) på hur mycket luft som går in till cylindern och sedan beräknar hur mycket bränsle man skall spruta in genom följande ekvation

$$\dot{m}_{f,c} = \frac{1}{(A/F)_s\,\lambda}\dot{m}_{at}$$

speed density principle Principen här är att man använder fyllnadsgraden för att gissa (skatta) hur mycket luft som går in till cylindern $\dot{m}_{ac}$ och sedan beräknar hur mycket bränsle man vill ha in till cylindern enligt

$$\dot{m}_{f,c} = \frac{1}{(A/F)_s\,\lambda}\dot{m}_{ac} = \frac{1}{(A/F)_s\,\lambda}\,\eta_{vol}(N, p_i)\,\frac{p_i\,V_d\,N}{R\,T_i\,n_r}$$

Uppgift 7.
För svar på kunskapsuppgifterna hänvisas till boken.