

TSFS09 – Modelling och Reglering av Motorer och Drivlinor – Fö 06

Motor – MVEM och Turbo

Lars Eriksson - Kursansvarig

Fordonssystem, Institutionen för Systemteknik
Linköpings universitet
`lars.eriksson@liu.se`

November 2, 2025

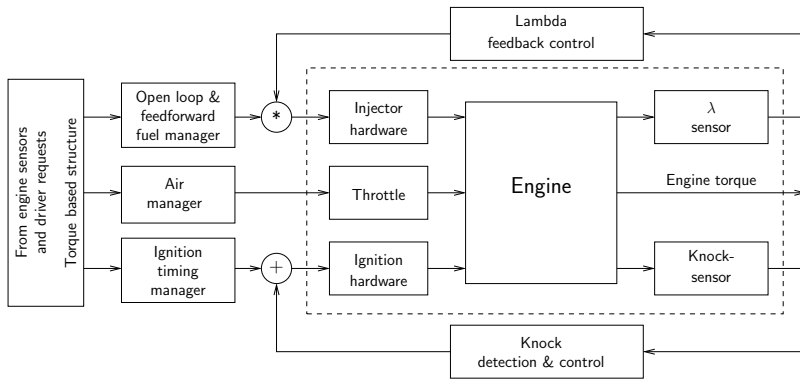
Innehållsförteckning

- 1 Kursinformation
- 2 Motor – Repetition
- 3 Motor – MVEM forts. Temperaturer
- 4 Motor – Överladdning och nedskalning
- 5 Motor – Turbo prestanda och modellering

- Förra perioden (Projekt 1)
 - Grundläggande om förbränningsmotorer
 - Arbetsprinciper och termodynamik
 - Emissioner
 - Modellering av motorer (MVEM)
 - Motorreglering
- Denna period (Projekt 2 + 3 + Tenta):
 - Turbo ekvationer och parametrar (Proj 2 del 1)
 - Turbo modellering parameterbestämning (Proj 2 del 2)
 - Turbo systemsimulering och reglering (Proj 2 del 3)
 - Motor fördjupning
 - Tändningsreglering
 - Turbo
 - Diesel
 - Avancerade motorkoncept
 - Diagnos
 - Drivlina modellering (Proj 3 del 1)
 - Drivlina reglering (Proj 3 del 2)

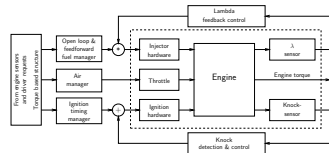
Mål: Förstå Systemet och Dess Reglering – Framtida Utveckling

Viktigaste reglerlooparna för bensinmotorer. Den översta är *lambda-regulatorn* (utsläpp), mellersta styr momentet (körbarhet) och den nedersta är *tändningsregulatorn* (effektivitet).



Scenario

- 1 En motor med styrsystem har utvecklats, och fordonet uppfyller lagkraven för utsläpp.
- 2 Nu vill vi utveckla en ny motor till fordonet och förbättra bränsleförbrukningen utan att kompromissa på körbarheten.
- 3 Ni har tagit fram modellen som användes i utvecklingen och skall nu ta ansvar för att utvidga den med de nya delarna samt göra en regulator som styr momentet.
- 4 Skala ned motorn och lägga till Turbo, bygg komponentmodeller.
- 5 Bygg regulator för att styra turbo och trottelt.



Innehållsförteckning

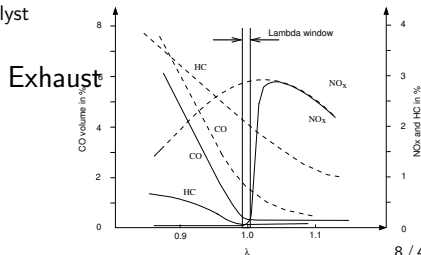
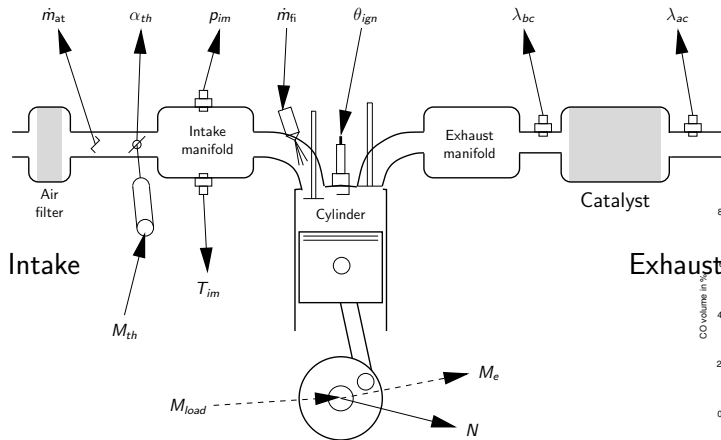
- 1 Kursinformation
- 2 Motor – Repetition**
- 3 Motor – MVEM forts. Temperaturer
- 4 Motor – Överladdning och nedskalning
- 5 Motor – Turbo prestanda och modellering

Motor – Repetition

Medelvärdesmodellering

Inomcykelmodeller: pV-diagram, Momentmodellen

Reglering av luft och bränsle (fram- och återkoppling)



Generell modelleringsstrategi

Repetition – viktiga storheter

- Tryck p
- Massflöde $\dot{m}$
- (Temperatur T)

Metodik = Söndra och härska

Kontrollvolym – Restriktion – Kontrollvolym – Restriktion – ...

- Volymerna i rör – Kontrollvolymer

Mass- & energi-**bevarande**

Diffekvationer: $\frac{dm}{dt} = \dot{m}_{in}(\cdot) - \dot{m}_{out}(\cdot) \Rightarrow \frac{dp}{dt} = \dots$

- Komponenter som styr flödet – Restriktioner eller pumpar

Mass- & energi-**transport**

Statiska ekvationer: $\dot{m}_{in}(\cdot) = f(\Delta p, \dots)$

Modeller för massflöden

Olika modeller beroende på flödeskaraktäristik.

- Är flödet turbulent eller laminärt?

$$Re = \frac{\rho U d}{\mu} = / \text{ pipe flow } / = \frac{\rho \frac{\dot{m}}{\rho A} d}{\mu} = \frac{4 \dot{m}}{\pi d \mu}$$

$Re > 5000$ flödet är turbulent

$Re < 2000$ flödet är laminärt

- Med vilken hastighet strömmar gasen?

$U < 70$ m/s inkompressibelt flöde

$U > 70$ m/s kompressibelt flöde

- De flesta flöden i motorer är:

–turbulenta

–inkompressibla

- Vissa reglerventiler kräver kompressibla flödesmodeller

- Laminärt flöde

$$\Delta p = C_{\text{lam}} \frac{R T_{us}}{p_{us}} \dot{m} \quad \Longleftrightarrow \quad \dot{m} = \frac{1}{C_{\text{lam}}} \frac{p_{us}}{R T_{us}} \Delta p$$

där C_{lam} är en komponentkonstant och $\frac{R T_{us}}{p_{us}}$ beskriver inloppsdensiteten.

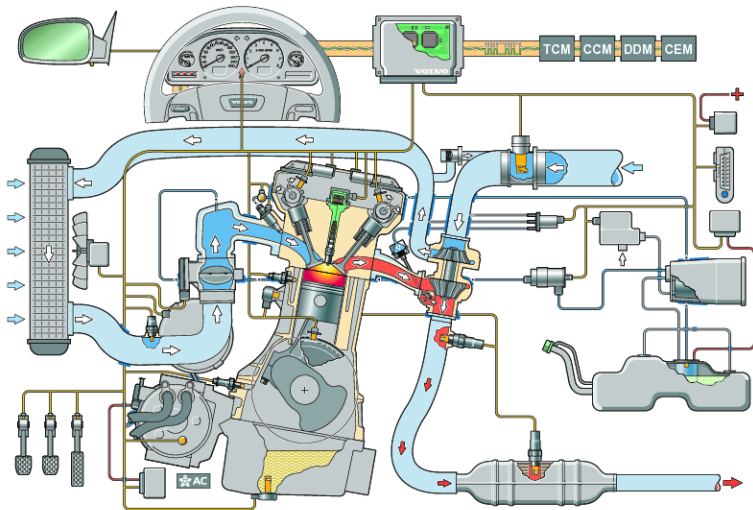
- Turbulent flöde

$$\Delta p = C_1 \rho_{us} U^2 = C_2 \frac{R T_{us}}{p_{us}} \dot{m}^2$$

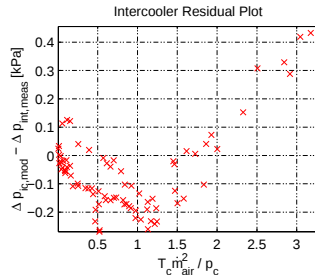
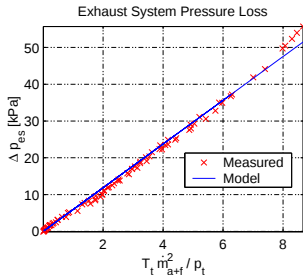
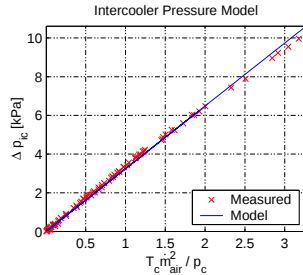
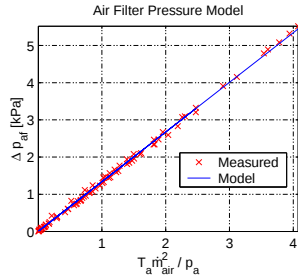
$$\dot{m} = C_3 \sqrt{\frac{p_{us} \Delta p}{R T_{us}}}$$

- Båda innehåller densitets "korrektion" $\rho_{us} = \frac{R T_{us}}{p_{us}}$

Inkompr. – Intercooler, luftfilter och avgassystem



Validering – Intercooler, luftfilter och avgassystem

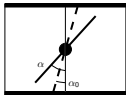


Kompressibel isentropisk strömning genom en strypning

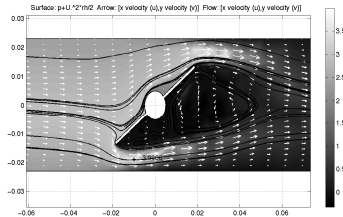
$$\dot{m}_{at}(\alpha, p_{amb}, T_{amb}, \Pi) = \frac{p_{amb}}{\sqrt{RT_{amb}}} \cdot A_{th}(\alpha) \cdot C_{th}(\alpha) \cdot \Psi(\Pi)$$

Ett exempel: Trotteln

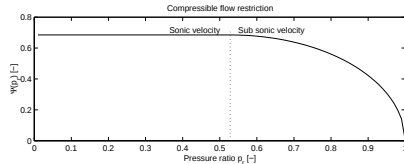
Area $A_{th}(\alpha)$



Kontraktion $C_{th}(\alpha)$

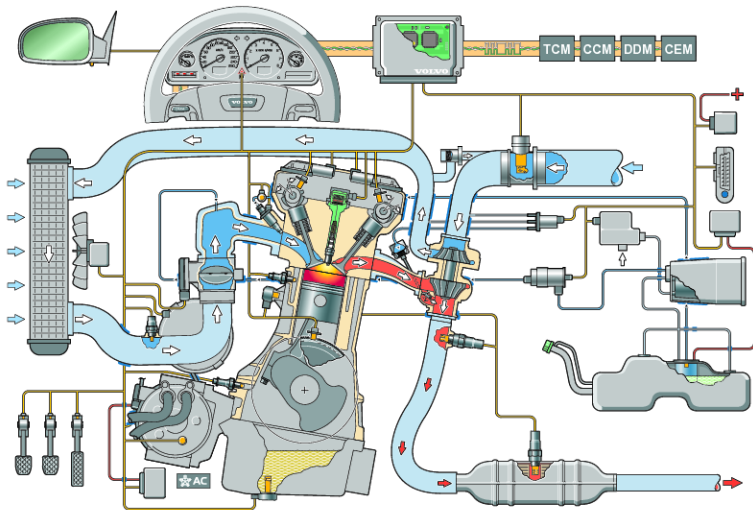


Ljudhastigheten



$$\Psi(p_r) = \begin{cases} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \left(p_r^{\frac{2}{\gamma}} - p_r^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right)} & p_r > \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \\ \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \left(\left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{2}{\gamma-1}} - \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right)} & p_r \leq \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \end{cases}$$

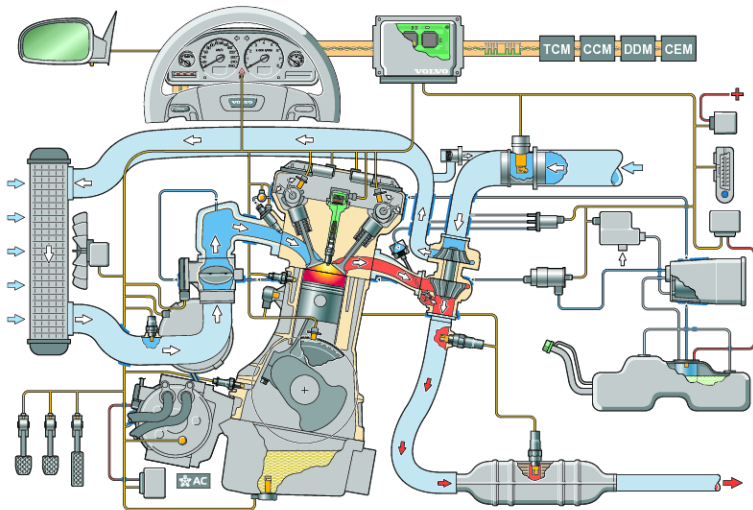
Kompressibelt flöde – Trotteln och andra styrventiler



Innehållsförteckning

- 1 Kursinformation
- 2 Motor – Repetition
- 3 Motor – MVEM forts. Temperaturer**
- 4 Motor – Överladdning och nedskalning
- 5 Motor – Turbo prestanda och modellering

Mer om medelvärdesmodellering av motorer



Temperaturmodeller – Intercooler

Flödesrestriktionsmodell enligt ovan

Temperaturmodell baserad på *termisk effektivitet* (Eng. effectiveness)

$$\varepsilon_{ic} = \frac{T_c - T_{ic}}{T_c - T_{cool}}$$

–Bestäm $\varepsilon_{ic}(\dot{m}_{ic}, T_{cool}, \dot{m}_{cool}, \dots)$ från motormapp.

–Använd modellen

$$T_{ic} = T_c - \varepsilon_{ic}(\dots)(T_c - T_{cool})$$

I projektet: Perfekt intercooler, $T_{ic} = T_{cool}$.

Modelleringsprinciper

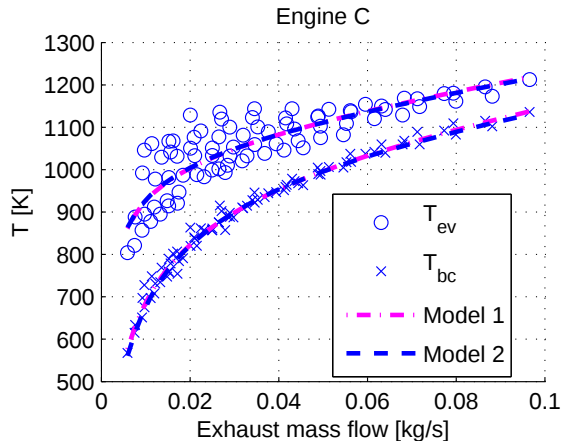
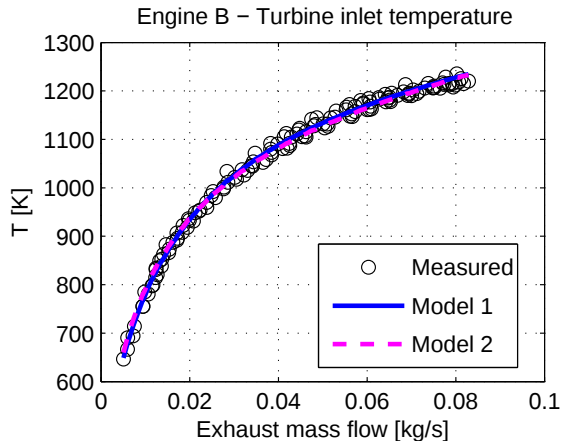
- Överbliven energi från den termodynamiska cykeln.
- Värmeöverföring från avgasrör, turbin och katalysator till omgivningen.

Det finns ett omfattande material i boken

- Huvudbudskap till er i kursen:
 - Det finns modeller!
 - Kan behöva användas när ni kommer ut i verkligheten.

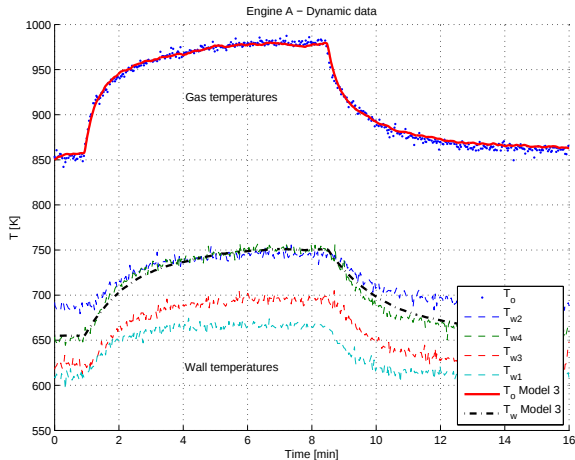
Avgastemperatur – Statisk modell – Validering

Temperaturerna – starkt massflödesberoende



Avgastemperatur – Dynamisk modell – Validering

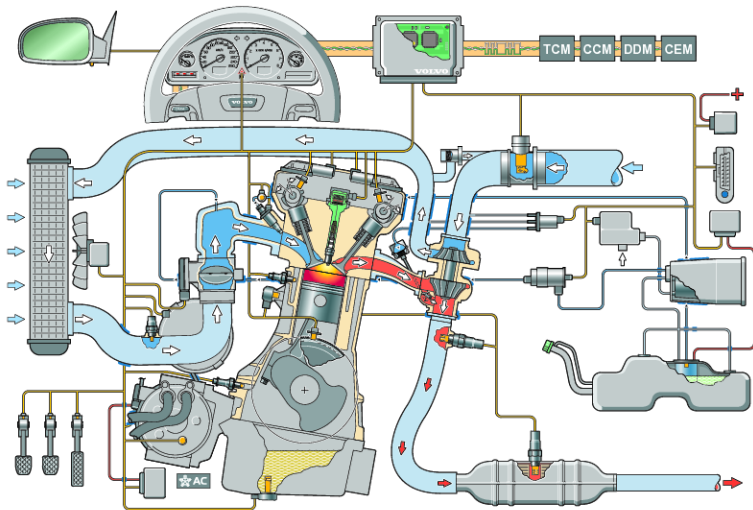
Dynamik: Gas (0.2s) - Sensor (2s) - Väggtemperatur (200s)



Innehållsförteckning

- 1 Kursinformation
- 2 Motor – Repetition
- 3 Motor – MVEM forts. Temperaturer
- 4 Motor – Överladdning och nedskalning**
- 5 Motor – Turbo prestanda och modellering

Grundläggande om turbo

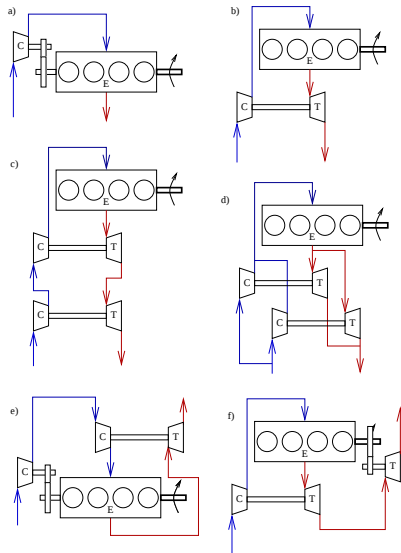


Överladdning – Supercharging

Definition – Från boken

“Supercharging is the collected name for several methods that increase the intake air density, i.e. methods that charges extra air to the cylinder, and one particular method is called turbocharging.”

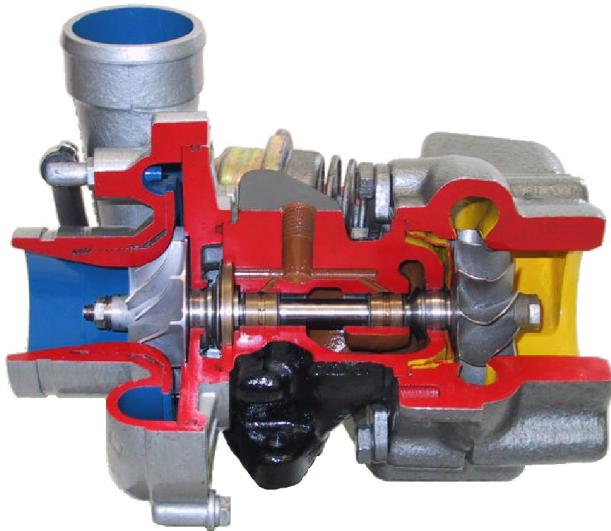
- a) Mekanisk överladdning
- b) Turboladdning
- c) Tvåstegs turbo, seriell
- d) Tvåstegs turbo, parallell
- e) Motordriven kompressor
- f) Turboladdning med turbocompound



Ett turboaggregat

Centrifugalkompressor

Radialturbin



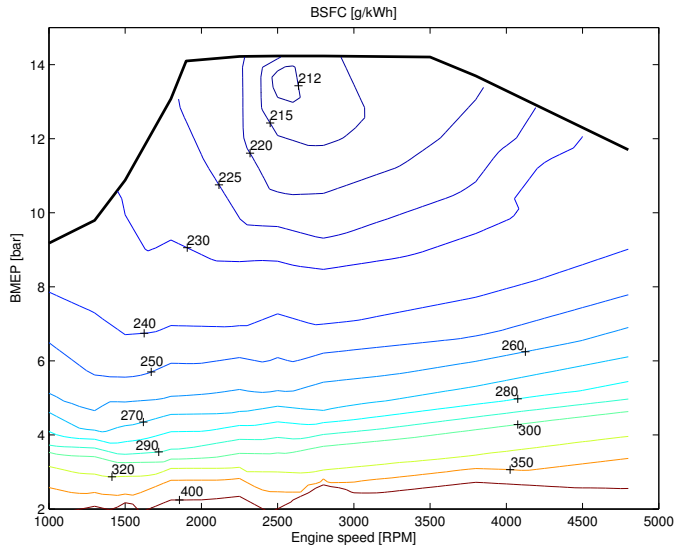
Nedskalning och överladdning

Betrakta en fordonsmodell som kan utrustas med två olika stora motorer. Fordonet med den mindre motorn har lägre bränsleförbrukning än den med den stora.

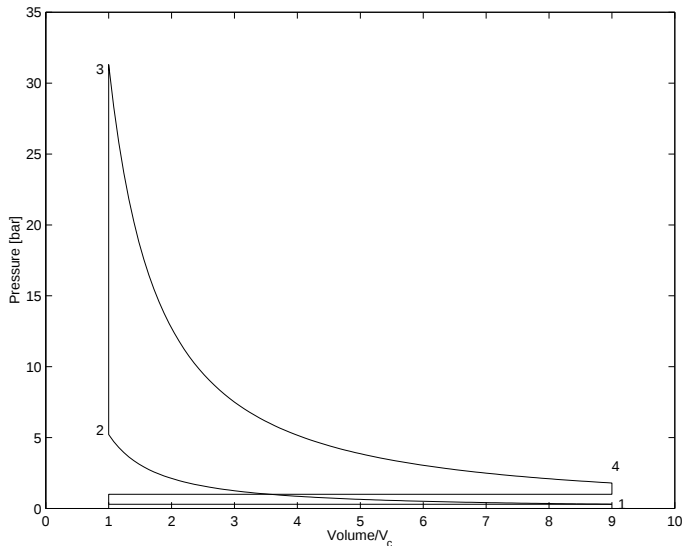
- Varför ger en stor motor högre bränsleförbrukning än en liten?
- Svaret ligger i att motorn alltid körs på dellast.
- Det är en överdimensionering som gjorts för att ge körbarhet.

Dieselmotorer är också mer bränslesnåla och ger lägre CO₂ än motsvarande bensinmotor.
–Mer om det senare...

Nedskalning – Dellastförluster



Hur utnyttjas bruttoarbetet?



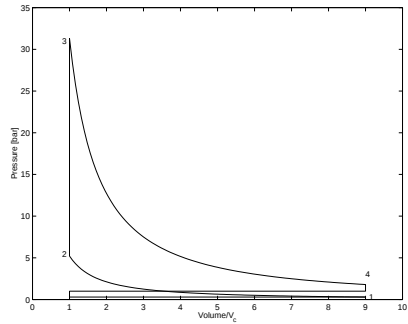
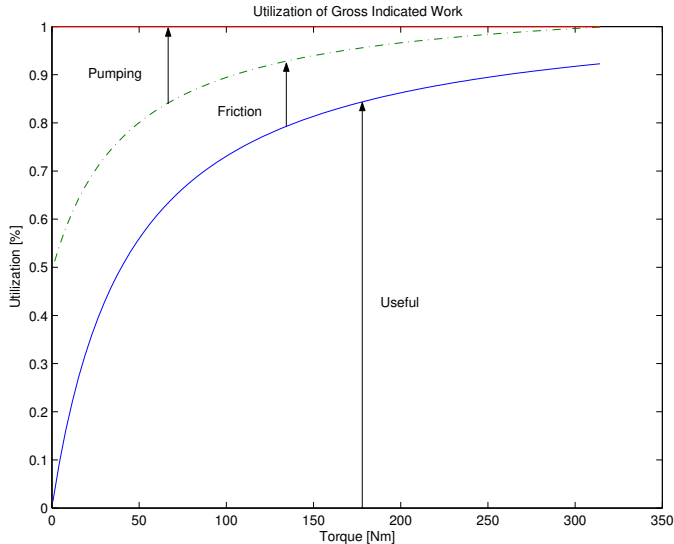
Bruttoarbetet

Högtrycksdelen 1-2-3-4

- Högtrycksdelen = Energiproduktion
- Andra delarna konsumerar arbete
- Pumpning = ökar när p_{im} sjunker
- Friktion konsumerar också

Bruttoarbetet som funktion av last på nästa bild.

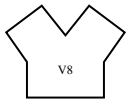
Hur utnyttjas bruttoarbetet (i en 3.2 liters motor)?



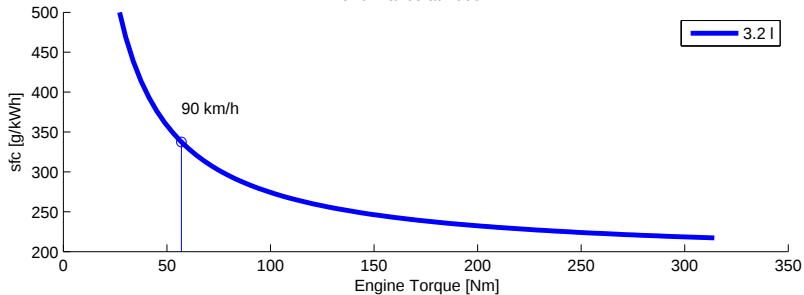
Enkla tumregler

- Max arbete BMEP=11 bar.
- Normal friktion FMEP $\approx$ 1.1 bar.
- Max pump PMEP $\approx$ 1 bar

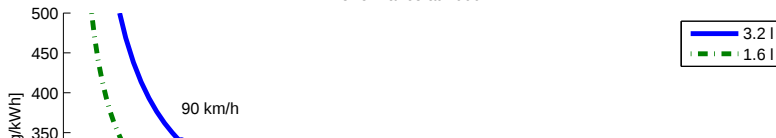
Nedskalning och överladdning



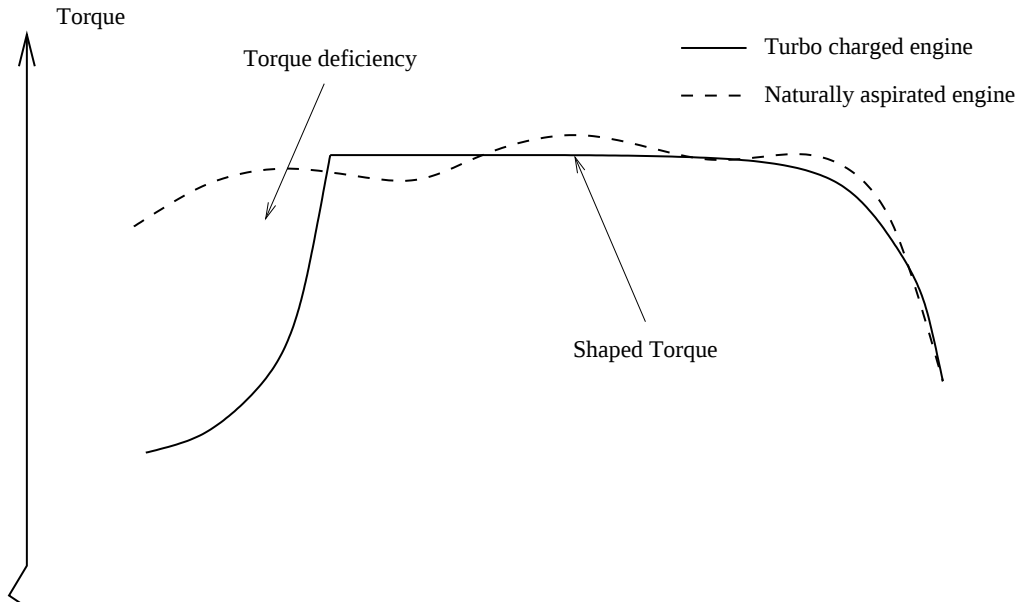
Performance at 2000 RPM



Performance at 2000 RPM



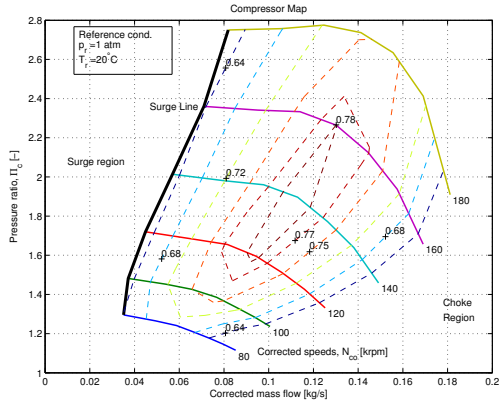
Turboladdning och momentkaraktäristik



Innehållsförteckning

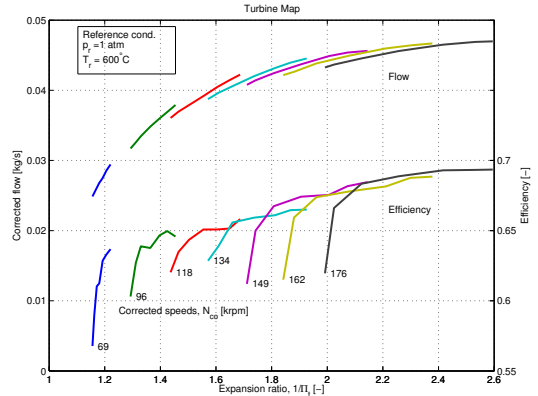
- 1 Kursinformation
- 2 Motor – Repetition
- 3 Motor – MVEM forts. Temperaturer
- 4 Motor – Överladdning och nedskalning
- 5 Motor – Turbo prestanda och modellering
 - Compressor Performance
 - Turbine performance

Kompressor- och turbinprestanda – Mappar



$$\text{Pressure ratio } \Pi_c = \frac{p_{02}}{p_{01}}$$

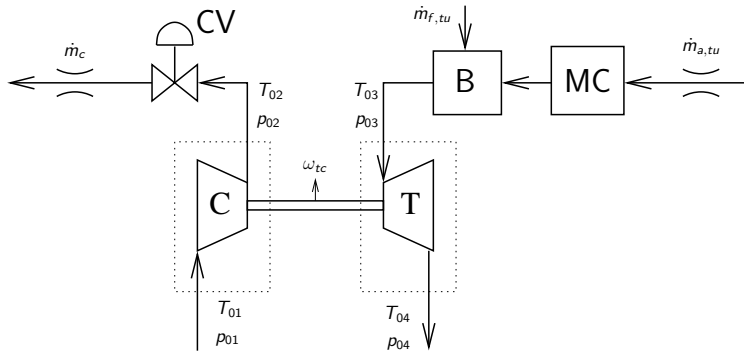
- Korrigerat massflöde och korrigerad hastighet
- Effektivitet
- Hur bestäms kompressor- och turbinprestanda?



$$\text{Expansion ratio } \frac{1}{\Pi_t} = \frac{p_{03}}{p_{04}}$$

Bestämning av kompressor- och turbinprestanda

Flödesbänk för Turbo – Gas Stand

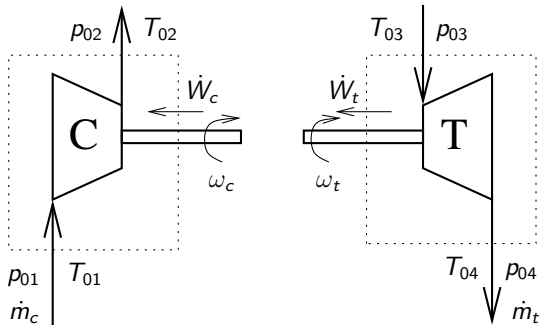


C - Kompressor, T - Turbin, CV - reglerventil, B - brännare, MC - Mekanisk kompressor

Två massflödessensorer, $\dot{m}_c$, $\dot{m}_{a,tu}$ + injektormodell $\dot{m}_{f,tu}$

Turbinflöde: $\dot{m}_t = \dot{m}_{a,tu} + \dot{m}_{f,tu}$

Engine



Kompressor:

Använder effekt för att bygga upp tryck

Turbine:

Använd tryck för att producera effekt

Hur effektiva är processerna?

Kontrollvolymsanalys

–Öppet system

Kompressor- och turbinekvationer - Termodynamik repetition

Betrakta ett öppet system där vi har in- och ut-flöden samt tillför mekaniskt arbete dW och värme dQ . Vid inloppet får systemet ett tillskott av inre energi från masstransporten

$$U_{flow,in} = dm_{in} u_{in}(T_{in})$$

Omgivningen uträttar även ett arbete på systemet när den trycker in fluiden i systemet

$$dW_{in} = p dV_{in} = p dm_{in} v_{in}$$

När vi sätter ihop dessa får vi följande totala energi från in-flödet

$$dU_{in} = dm_{in} u_{in}(T_{in}) + dm_{in} p v_{in} = dm_{in}(u_{in}(T_{in}) + p v_{in}) = dm_{in} h_{in}(T_{in})$$

På samma sätt får vi för utloppet $dU_{ut} = dm_{ut} h_{ut}(T_{ut})$ vilket ger

$$dU = dm_{in} h_{in} - dm_{ut} h_{ut} + dW + dQ$$

Förändringen i inre energi kan man nu få genom att sätta ihop allt och välja tiden som oberoende variabel

$$\frac{dU}{dt} = \dot{m}_{in} h_{in} - \dot{m}_{ut} h_{ut} + \dot{W} + \dot{Q}$$

Kompressor- och turbinekvationer - Termodynamik repetition

$$\frac{dU}{dt} = \dot{m}_{in} h_{in} - \dot{m}_{ut} h_{ut} + \dot{W} + \dot{Q}$$

Entalpi $\dot{H} = \dot{m}h$ är ett bekvämt sätt att bokföra energitransport i/mellan öppna system. Om vi nu tittar på stationärt flöde $\dot{m}_{in} = \dot{m}_{ut} = \dot{m}$, då kan inte inre energin ändras så vi får

$$0 = \dot{m} (h_{in} - h_{ut}) + \dot{W} + \dot{Q}$$

Antar vi vidare att c_p är konstant så får vi

$$\dot{m} c_p (T_{ut} - T_{in}) = \dot{W} + \dot{Q}$$

Compressor performance – The real process

- The actual power that the compression process consumes

$$\dot{W}_c = \dot{m}(h_{02} - h_{01}) = [c_p \text{ constant}] = \dot{m} c_{p,c} (T_{02} - T_{01})$$

- How efficient was this particular compression process?
- Compare it with an ideal process
and define compressor efficiency as

$$\eta_c = \frac{\text{Power requirement by an ideal process}}{\text{Actual power consumed}}$$

Compressor performance – The ideal process

- The process that requires the least amount of energy for compressing a fluid element from p_{01} to p_{02} is the isentropic process.

$$\frac{T_{02,\text{ideal}}}{T_{01}} = \left(\frac{p_{02}}{p_{01}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

- The smallest power required for the compression can thus be expressed as

$$\dot{W}_{c,\text{ideal}} = \dot{m} \Delta h_{0s} = \dot{m} c_{p,c} (T_{02,\text{ideal}} - T_{01})$$

$$\dot{W}_{c,\text{ideal}} = \dot{m} \Delta h_{0s} = \dot{m} c_{p,c} T_{01} \left\{ \left(\frac{p_{02}}{p_{01}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right\}$$

Compressor performance – The result

Inserting the ideal and real processes into the definition

$$\begin{cases} \dot{W}_{c,\text{ideal}} = \dot{m} c_{p,c} T_{01} \left[\left(\frac{p_{02}}{p_{01}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \\ \dot{W}_c = \dot{m} c_{p,c} T_{01} \left[\frac{T_{02}}{T_{01}} - 1 \right] \end{cases}$$

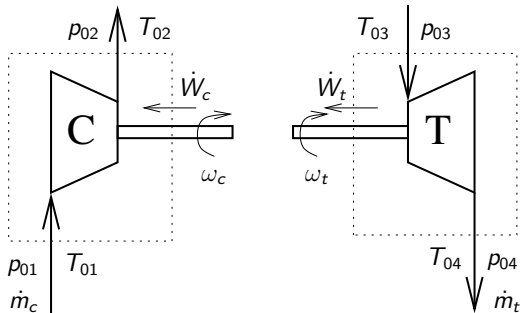
$$\eta_c = \frac{\text{Power requirement by an ideal process}}{\text{Actual power consumed}}$$

gives the following expression for the compressor efficiency

$$\eta_c = \frac{\dot{W}_{c,\text{ideal}}}{\dot{W}_c} = \frac{\left(\frac{p_{02}}{p_{01}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\frac{T_{02}}{T_{01}} - 1}$$

Expressed in measurable quantities.

Engine



Turbine performance – “Real” process

- Actual power delivered to the shaft

$$\dot{W}_t = \dot{m}_t (h_{03} - h_{04}) = [c_p \text{ constant}] = \dot{m}_t c_{p,t} (T_{03} - T_{04})$$

- What power could the turbine deliver?
- Compare it to an ideal process

$$\eta_t = \frac{\text{Actual power delivered}}{\text{Power delivered by an ideal process}}$$

- Isentropic expansion is the best achievable process.

Turbine performance – “Real” process

Similar manipulations as for the compressor now yields the following expressions for the temperature ratio and work for an ideal process

$$\dot{W}_{t,\text{ideal}} = \dot{m}_t c_{p,t} (T_{03} - T_{04,\text{ideal}}) \quad \text{and} \quad \frac{T_{04,\text{ideal}}}{T_{03}} = \left(\frac{p_{04}}{p_{03}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$
$$\Rightarrow \quad \dot{W}_{t,\text{ideal}} = \dot{m}_t c_{p,t} T_{03} \left(1 - \left(\frac{p_{04}}{p_{03}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right)$$

Which gives the following expression for the turbine efficiency

$$\eta_t = \frac{\dot{W}_t}{\dot{W}_{t,\text{ideal}}} = \frac{1 - \frac{T_{04}}{T_{03}}}{1 - \left(\frac{p_{04}}{p_{03}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}$$

Do not use this definition directly, it can give $\eta > 1$!

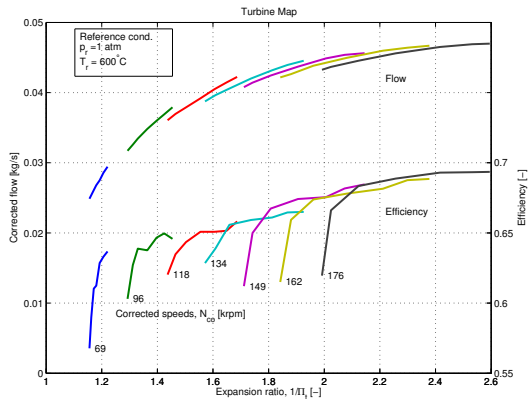
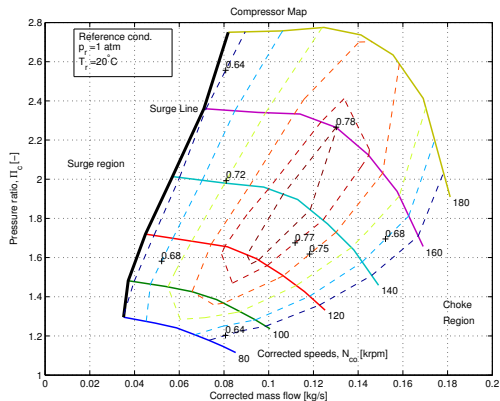
Kompressor och Turbin – Modeller

Grundläggande princip – Generaliserade restriktioner i MVEM

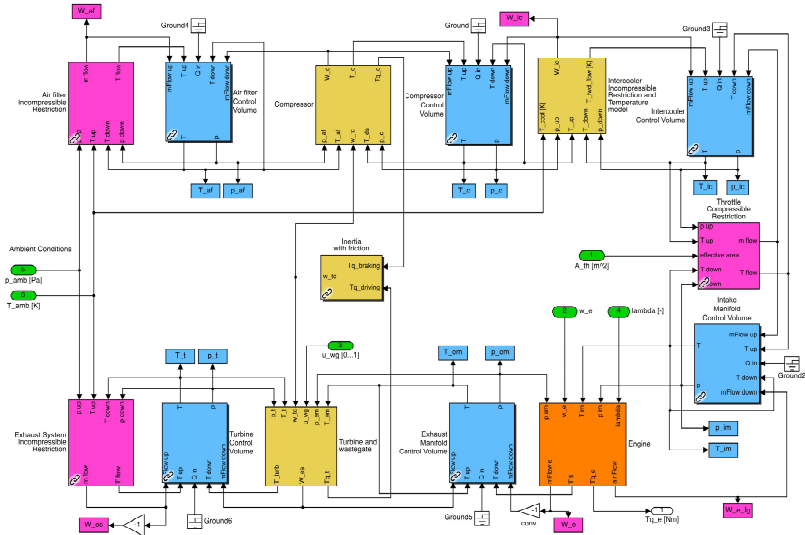
$$\dot{m} = f_1(\Pi, \omega_{tc})$$

$$\eta = f_2(\Pi, \omega_{tc})$$

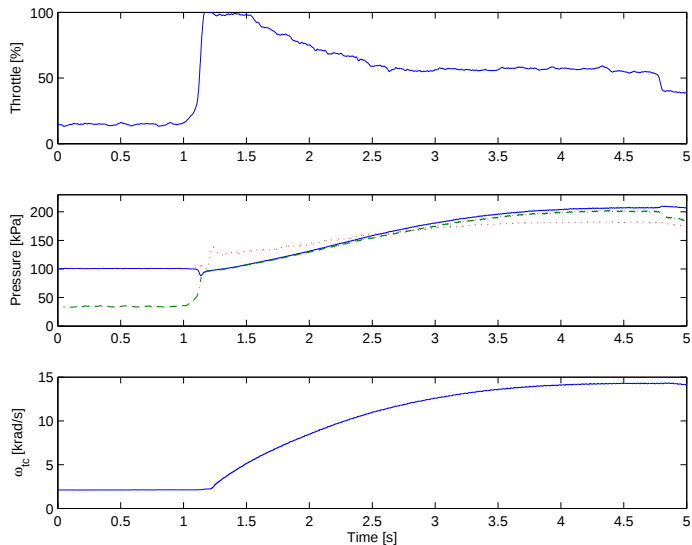
$$\dot{W} = f_3(\Pi, \omega_{tc}, T_{in})$$



En MVEM för en Turbomotor



Stegsvar för turbomotor - Turbo lag



Innehållsförteckning

- 1 Kursinformation
- 2 Motor – Repetition
- 3 Motor – MVEM forts. Temperaturer
- 4 Motor – Överladdning och nedskalning
- 5 Motor – Turbo prestanda och modellering
 - Compressor Performance
 - Turbine performance