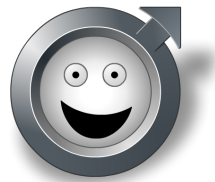


Designspecifikation

FUDGE - The FUn to Drive Generic Engine

Version 1.0

Dokumentansvarig: Johan Nyman
Datum: 16 december 2014



STATUS

Granskad	Johan Nyman	2014-10-22
Godkänd		

Kursnamn:	Reglerteknisk projektkurs	Epost:	vicbi302@student.liu.se
Kurskod:	TSRT10	Dokumentansvarig:	Johan Nyman
Projekt:	FUDGE	Dokumentnamn:	Designspecifikation

PROJEKTIDENTITET

Gruppens epost: vichi302@student.liu.se
Hemsida: <http://www.isy.liu.se/edu/projekt/tsrt10/2014/fudge>
Beställare: Lars Eriksson, Linköping University
Epost: larer@isy.liu.se
Kund: Fredrik Wemmert, Volvo Cars Corporation
Epost: fredrik.wemmert@volvocars.com
Kursansvarig: Daniel Axehill, Linköping University
Epost: daniel@isy.liu.se
Handledare: Andreas Thomasson, Linköping University
Epost: andreast@isy.liu.se

Namn	Huvudansvar	Telefon	E-post (@student.liu.se)
Victor Birath	Projektledare	073-3803759	vichi302
Christoffer Björck	Scavengingansvarig	076-3366683	chrbj434
Tommie Eriksson	ALS-ansvarig	073-9227513	tommer022
Oscar Hällman	Testansvarig	070-0085225	oscha321
Sepehr Kristofersson	Simulinkansvarig	073-9194174	sepkr761
Joel Martinsson	Modellansvarig	070-2436077	joema115
Johan Nyman	Dokumentansvarig	073-4036547	johny548
Patrik Sjögren	Kvalitet/Designansvarig	073-3406598	patsj514

DOKUMENTHISTORIK

Version	Datum	Gjorda förändringar	Utförda av	Granskad
0.1	2014-09-22	Första utkastet	JN	-
0.2	2014-10-10	Andra utkastet	FUDGE	JN
0.3	2014-10-22	Tredje utkastet	FUDGE	JN
1.0	2014-10-22	Första versionen	FUDGE	JN

INNEHÅLL

1	Introduktion	1
1.1	Parter	1
1.2	Syfte och mål	1
1.3	Användning	1
1.4	Bakgrund	1
1.5	Definitioner	2
2	Översikt	2
2.1	Singelturbosystem	2
2.2	Scavenging	2
2.3	ALS	3
3	Singelturbosystem	3
3.1	Modell	3
3.2	Syfte	4
3.3	Beskrivning	4
3.4	Modellanpassning	5
3.5	Regulator	7
4	Scavenging	8
4.1	Modell	8
4.1.1	Avgränsningar	9
4.1.2	Signaler och parametrar	10
4.1.3	Teori	10
4.1.4	Implementering	11
4.1.5	Test	12
4.1.6	Begränsningar och villkor	12
4.2	Teoretisk förklaring	12
4.3	Syfte	12
4.4	Beskrivning	12
4.5	Reglering	13
4.5.1	Aktiveringslogik	13
4.5.2	Reglerstrategi	13
4.5.3	Flödesschema scavenging	14
5	ALS	14
5.1	Översikt	14
5.2	Syfte och mål	15
5.3	Modell	15
5.3.1	Avgränsningar	15
5.3.2	Signaler och parametrar	16
5.3.3	Teori	16
5.3.4	Implementering	18
5.3.5	Okända parametrar	18
5.4	Reglering	18

5.4.1	Aktiveringslogik	19
5.4.2	Signaler	19
5.4.3	Reglerstrategi	20
5.5	Risker	20
5.5.1	Säkerhet och slitage	20



1 INTRODUKTION

Projektet FUDGE (The Fun to Drive Generic Engine) är ett studentprojekt i kursen TSRT10 Reglerteknisk projektkurs som ges vid Linköpings Tekniska Högskola. Projektets mål är att utveckla och anpassa modeller och regulatorer för att förbättra transientprestandan hos en turboladdad bensinmotor.

Projektet sker i samarbete med Volvo Cars Corporation, och inriktar sig på att arbeta med Volvos nya motorarkitektur VEA (Volvo Engine Architecture).

1.1 PARTER

Kund:	Volvo Cars Corporation, Fredrik Wemmert
Beställare:	Fordonssystem, Lars Eriksson
Kontaktperson hos beställare:	Lars Eriksson / Andreas Thomasson
Examinator:	Daniel Axehill
Projektgrupp:	8 studenter från Y- och M-linjen

1.2 SYFTE OCH MÅL

Målet med detta projekt är att anpassa motormodeller och regulatorer som utvecklats i tidigare projekt till Volvos nya VEA-motor samt att ta fram modeller och reglerstrategier för att förbättra transientprestandan i motorn.

Transientprestandan kommer i projektet studeras utifrån koncepten Scavenging samt ALS och hur dessa kan utnyttjas för att upprätthålla en momentreserv. För att studera dessa metoder kommer även nuvarande modell utökas för att ta hänsyn till fler variabler som tändtid och kamfasning.

1.3 ANVÄNDNING

De regulatorer och reglerstrategier som utvecklas under projektet ska i slutändan kunna användas av kunden Volvo Car Corporation, främst till deras motorfamilj VEA.

1.4 BAKGRUND

För att få ut en högre effekt ur en motor utan att öka motorvolymen (och därmed öka bränsleförbrukningen) används idag olika typer av överladdning, såsom turboaggregat och kompressorer. Detta projekt bygger vidare på ett tidigare projekt som gick under hösten 2013 på LiTH där det skapades en modell av en motor som tillverkades av General Motors (GM). Projektet behandlade koncepten *dubbelturbo*, *superturbo* (dvs. både turbo och kompressor) och *knackreglering*. Det togs även fram regulatorer som kan anpassas och specificeras för VEA.

Tanken med årets projekt är att den tidigare motormodellen ska modifieras för att passa Volvos VEA-motor. Årets projekt kommer vidare endast behandla ett singelturbosystem. Detta system består alltså av Volvos VEA-motor som är en 2-liters rak fyrcylindrig motor med tillhörande turboaggregat. Eftersom denna motor kommer användas i huvuddelen av Volvos bilar framöver är det intressant att se vilka reglerstrategier som kan tillämpas för att få ut så mycket prestanda som möjligt ur den relativt lilla motorn, utan att bränsleförbrukningen blir för hög.

Kursnamn:	Reglerteknisk projektkurs	Epost:	vicbi302@student.liu.se
Kurskod:	TSRT10	Dokumentansvarig:	Johan Nyman
Projekt:	FUDGE	Dokumentnamn:	Designspecifikation

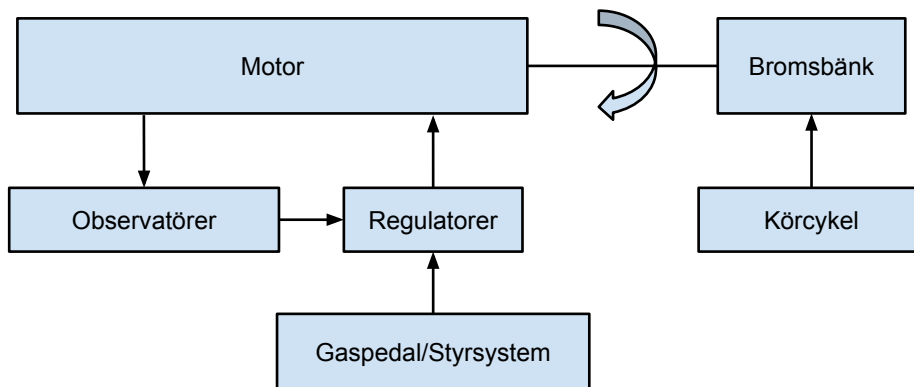


1.5 DEFINITIONER

Vid benämning av ALS (Anti Lag System) menas i detta dokument en kontrollerad misständning med hjälp av fördröjd tändtidpunkt, s.k. avgasknall.

2 ÖVERSIKT

Systemet bygger på ett tidigare projekt som är en motormodell i Simulink med dubbelturbo eller superturbo. Den modell som projektet utgår från har en turbo. En enkel översikt av den motorcell som finns tillgänglig i motorlaboratoriet finns i figur 1.



Figur 1: Systemöversikt av motorcell

2.1 SINGELTURBOSYSTEM

Motorn som kommer användas under projektet kommer från Volvos nya motorfamilj VEA. Det är en rak, fyr cylindrig, 2 liters direktinsprutad bensinmotor med turbo och variabel kamfasning. Ett exemplar av motorn finns i motorlaboratoriet på Fordonssystem, LiTH och har i den motsvarande produktionskonfigurationen ett effektuttag på 245hk.

En modell för motorn finns till förfogande från tidigare projekt, denna modell kommer att justeras för att passa till VEA-motorn eftersom det tidigare projektet behandlade en motor från General Motors.

2.2 SCAVENGING

I turboladdade motorer är det ett högre tryck på insugs- än avgassidan, vilket gör att en strategi som kallas *scavenging* kan utnyttjas. Scavenging innebär att insugs- och avgasventilerna är öppna samtidigt under en kort stund, vilket leder till att ren luft tillåts flöda rakt genom cylindrarna, direkt ut i avgassystemet. Scavenging hjälper till att få upp turbovarvtalet vilket minskar responstiden och därmed minskar turbolagg.

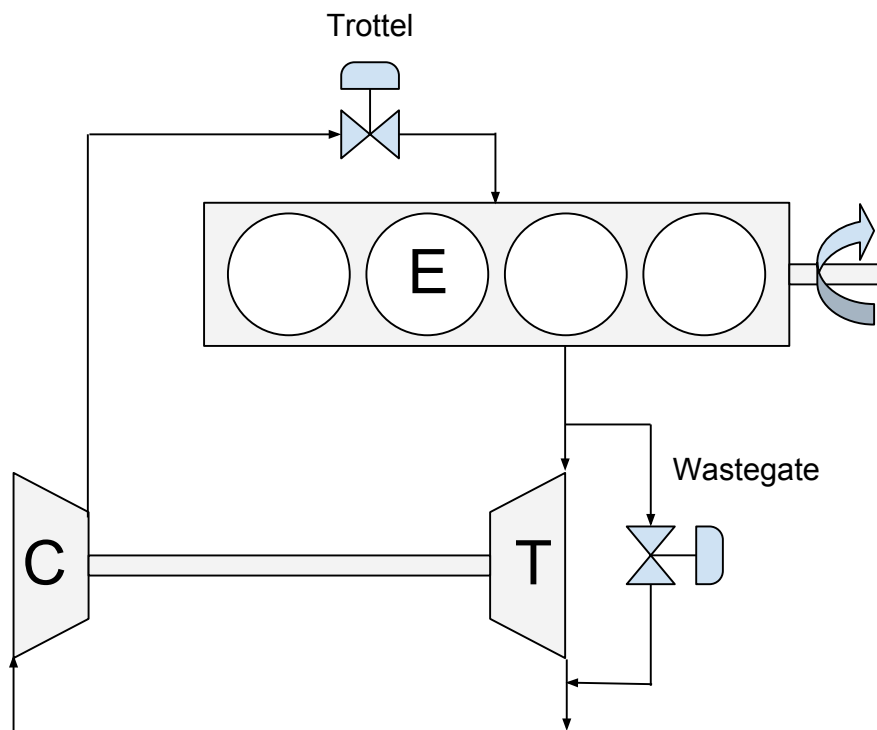


2.3 ALS

ALS (Anti Lag System) är en reglerstrategi som ofta används inom racingsporten. Strategin går ut på att förlägga tändtidpunkten av bränslet mycket senare än vid normal drift. Detta gör att bränslet förbränns mycket senare, till och med ända ut i avgasgrenröret. Detta gör att det blir högre temperaturer och tryck i grenröret vilket ger kraft till turbon, som i sin tur kan bibehålla ett högre varvtal även då föraren släpper på gasen, till exempel vid växling. När föraren sedan trycker ner gaspedalen igen är turbon redan redo att leverera laddtryck och motorn kan leverera ett högt moment mycket snabbare.

3 SINGELTURBOSYSTEM

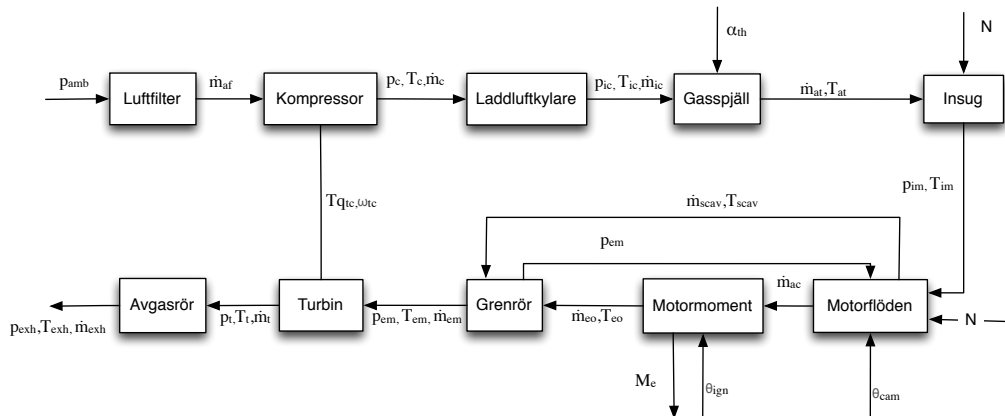
Det huvudsakliga systemet som behandlas i projektet består av en Volvo VEA-motor med ett turboaggregat som beskrivet i kap. 2.1. En systemskiss presenteras i figur 2.



Figur 2: Singelturbo

3.1 MODELL

Den modell som kommer att användas är en medelvärdesmodell av en motor med enkelturbo som är anpassad för att motsvara VEA-motorn vad gäller effekter samt flöden. Grunden kommer ifrån MVEM-biblioteket [2] samt tidigare projekt [3]. Medelvärdesmodellen bygger på att modeller för restriktorer och kontrollvolymmer varvas för att beräkna massflöde, tryck och temperatur genom motorn. Andra ingående modeller är turbons turbin och



Figur 3: Flödesschema över simulinkmodellen

kompressor, laddluftkylare samt en modell för förbränningen i motorn. Den sistnämnda kommer att modifieras för att behandla kamfasning och tändvinkel.

3.2 SYFTE

Syftet med att vidare utveckla och validera den givna motormodellen i SIMULINK är att den ska återspegla karaktäristiken för VEA-motorn väl och därigenom göra det möjligt att testa olika reglerstrategier för att öka transientprestanda.

3.3 BESKRIVNING

Under tidigare projekt hos fordonssystem har en motormodell utarbetats med ett seriellt dubbelturbosystem och tillhörande reglerstruktur [3]. Denna modell kommer projektet att utgå ifrån och anpassa till ett singelturbosystem, som motsvarar den nuvarande motorkonfigurationen i Fordonssystemets motorlaboratorium. Modellen innehåller även förarmodell och fordonmodell för att lättare kunna simulera ett verkligt fall då motorn används.

Motormodellen som tidigare har utarbetats är en medelvärdesmodell och består av, förutom alla ingående komponenter i en normal motor, ett lågtryck- och ett högtrycksturboaggregat som är kopplade i serie.

Modellen kommer att följa ett flödesschema enligt figur 3 och kommer i första hand anpassas och sedan utökas för att ta hand om variabel kamfasning samt variabel tändvinkel. Parametrarna kommer att förklaras i större detalj i avsnitt 3.4.

Till detta används en förarmodell som har till uppgift att imitera ett visst förarbeteende över en körcykel. Detta för att ge en bra bild över hur fordonet skulle prestera om en människa hade kört bilen. Körcykeln används ofta som standardtest för att testa prestanda hos bilar.

Fordonsmodellen finns för att det ska ge en mer verklig bild av hur fordonet fungerar som helhet med förluster i till exempel luftmotstånd och drivlina under körning.

Modellbiblioteket [2] består av en mängd olika delmodeller som behövs för att bygga motormodeller. Detta kommer användas när nya modeller ska framställas, implementeras samt verifieras.



3.4 MODELLANPASSNING

Designprocessen av motormodellen kommer innefatta att ta bort ett av turboaggregaten i modellstrukturen och sedan få den nya modellen att motsvara motorn som numera sitter i motorlaboratoriet. Modellen kommer därför behöva valideras med uppmätta värden från den nya motorn. Modellen för tändvinkeln kommer att implementeras enligt avsnitt 5. Genom att kolla på hur effektiviteten beror på tändvinkeln kan en modell skattas, först genom en mappning och sedan möjligvis mer utvecklad modell. Kamfasningen kommer att implementeras som ett tillskott i avgasflödet enligt 4. En lista på de parametrar som kommer att användas till modellen anges i tabellerna nedan. För att läsa mer om specifika parametrar, se manualen för MVEM-lib [2].

TURBO, KOMPRESSOR

Kompressorn är den del av turboaggregatet som arbetar med att öka flödet av luft igenom laddluftkylaren fram till trotteln. Detta ger ett ökat tryck samt en ökad temperatur.

Signal/Parameter	Beskrivning	Dimension
p_{af}	Tryck, efter luftfilter	[Pa]
T_{af}	Temperatur, efter luftfilter	[K]
\dot{m}_{af}	Massflöde, efter luftfilter	[kg/s]
p_c	Tryck, kompressor	[Pa]
T_c	Temperatur, kompressor	[K]
\dot{m}_c	Massflöde, kompressor	[kg/s]
T_{qc}	Vridmoment, kompressor	[Nm]

LADDLUFTKYLARE

Laddluftkylarens uppgift är att minska luftens temperatur och på så vis bli mer kompakt. Detta gör att en större mängd luft kan gå in i samma cylindervolym.

Signal/Parameter	Beskrivning	Dimension
p_c	Tryck, efter kompressor	[Pa]
T_c	Temperatur, efter kompressor	[K]
p_{ic}	Tryck, laddluftkylare	[Pa]
T_{ic}	Temperatur, laddluftkylare	[K]

GASSPJÄLL

Luftmassflödet förbi gasspjället beror på spjällvinkeln samt omgivande tryck och temperaturer. I de flesta av motorns arbetspunkter är det ett betydande tryckfall över gasspjället och det är detta som gör att luftmassflödet kan regleras.

Signal/Parameter	Beskrivning	Dimension
p_{ic}	Tryck, laddluftkylare	[Pa]
T_{ic}	Temperatur, laddluftkylare	[K]
α_{th}	Gasspjällvinkel	[°]
\dot{m}_{at}	Massflöde efter gasspjäll, luft	[kg/s]
T_{at}	Temperatur efter gasspjäll	[K]



INSUGSRÖR

Luftmassflödet som passerar insugningsventilerna ut från insugsröret in i cylindrarna beror på många parametrar där motorvarvtalet samt insugsrörets tryck och temperatur är de viktigaste.

Signal/Parameter	Beskrivning	Dimension
\dot{m}_{at}	Massflöde efter gasspjäll, luft	[kg/s]
T_{at}	Temperatur efter gasspjäll	[K]
N	Motorvarvtal	[rps]
p_{im}	Tryck, insugsrör	[Pa]
T_{im}	Temperatur, insugsrör	[K]

MOTOR, FLÖDEN

Vi har valt att sätta detta som ett eget block då det är smidigt med de anpassningar som är aktuella i projektet. Scavengingmodellen kommer att implementeras i detta block.

Signal/Parameter	Beskrivning	Dimension
N	Motorvarvtal	[rps]
p_{im}	Tryck, insugsrör	[Pa]
T_{im}	Temperatur, insugsrör	[K]
\dot{m}_{scav}	Massflöde, scavenging	[kg/s]
T_{scav}	Temperatur, scavenging	[K]
\dot{m}_{ac}	Massflöde efter insugsrör, luft	[kg/s]
ϕ_{ol}	Kamfasningsöverlapp	[° eller %]
p_{em}	Tryck, grenrör	[Pa]

MOTOR, MOMENT

Motorns vridmoment är resultatet av trycket i cylindern. Detta tryck skapar en kraft på kolven som i sin tur skapar ett vridmoment på vevaxeln. Motorns vridmoment är därmed en viktig parameter som här modelleras med en medelvärdesbildande modell. Här kommer modellen för variabel tändvinkel att implementeras.

Signal/Parameter	Beskrivning	Dimension
\dot{m}_{ac}	Massflöde efter insugsrör, luft	[kg/s]
$\Delta\theta_{ign}$	Skillnad i tändvinkel ifrån optimala tändpunkten	[°]
M_e	Motormoment	[Nm]
\dot{m}_{eo}	Massflöde, efter cylinder	[kg/s]
T_{eo}	Temperatur, efter cylinder	[K]

GRENRÖR

Grenröret modelleras, precis som insugsröret, som en volym där trycket beräknas från in- och utmassflödet tillsammans med respektive temperatur. Utflödet modelleras som inkompressibelt turbulent flöde.



Signal/Parameter	Beskrivning	Dimension
\dot{m}_{eo}	Massflöde, efter cylinder	[kg/s]
T_{eo}	Temperatur, efter cylinder	[K]
\dot{m}_{scav}	Massflöde, scavenging	[kg/s]
T_{scav}	Temperatur, scavenging	[K]
p_{em}	Tryck, grenrör	[Pa]
T_{em}	Temperatur, grenrör	[K]
\dot{m}_{em}	Massflöde, grenrör	[kg/s]

TURBO, TURBIN

Turbinen omvandlar temperatur och massflöden till ett moment som driver på kompressorn.

Signal/Parameter	Beskrivning	Dimension
p_{em}	Tryck, grenrör	[Pa]
T_{em}	Temperatur, grenrör	[K]
p_t	Tryck, turbin	[Pa]
T_{qt}	Vridmoment, turbin	[Nm]
T_t	Temperatur, turbin	[K]
\dot{m}_t	Massflöde, turbin	[kg/s]

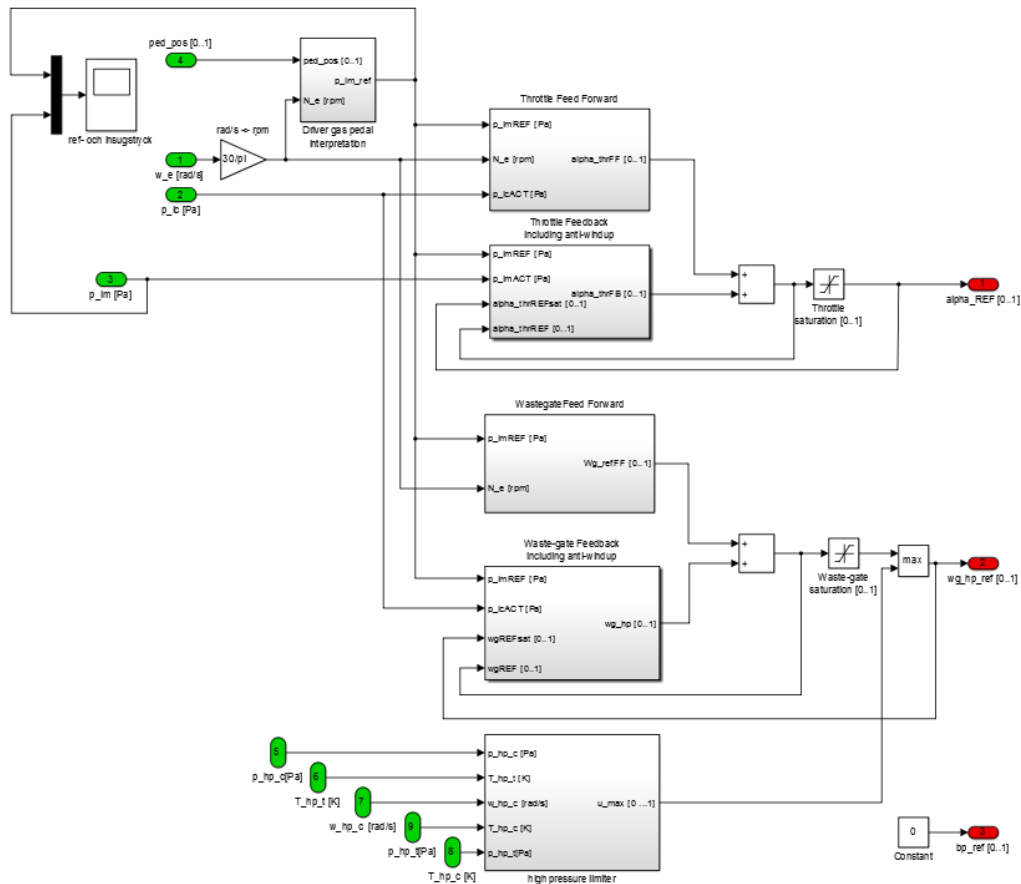
AVGASRÖR

Avgasröret agerar gränssnitt mot omgivningen. Det modelleras som ett inkompressibelt flöde utifrån tryck och temperatur efter turbon.

Signal/Parameter	Beskrivning	Dimension
p_t	Tryck, turbin	[Pa]
T_t	Temperatur, turbin	[K]
\dot{m}_t	Massflöde, turbin	[kg/s]
p_{exh}	Tryck, avgasrör	[Pa]
T_{exh}	Temperatur, avgasrör	[K]
\dot{m}_{exh}	Massflöde, avgasrör	[kg/s]

3.5 REGULATOR

Som en del i att anpassa det tidigare projektet ska även den givna regulatören anpassas. Denna fungerar genom att hålla ett bestämt tryckfall över trotteln, en så kallad momentreservregulator. För att anpassa till de nya tillskotten ska även regulatorer för scavenging samt ALS läggas till. Dessa specificeras i avsnitt 4.5 samt 5.4. I den nuvarande varianten används en konstant tryckskillnad som ligger över trotteln men denna ska vara möjlig att anpassa beroende på mod. Regulatören kommer att vara baserad på en PID med hantering av integratoruppridning enligt figur 4 med framkopplingar på både trotteln samt wastegate. Wastegate framkopplingen kommer att bestå av en stationär mappning över varvtal och trycket i laddluftkylaren. En observatör för turbovarvtalen agerar som övervarvningsskydd och matar direkt till wastegate signalen. Observatören ska fungera väl på högre varvtal ($\geq 90\,000$ rpm) [3].



Figur 4: Skiss över momentreservregulator med uppvridningsskydd

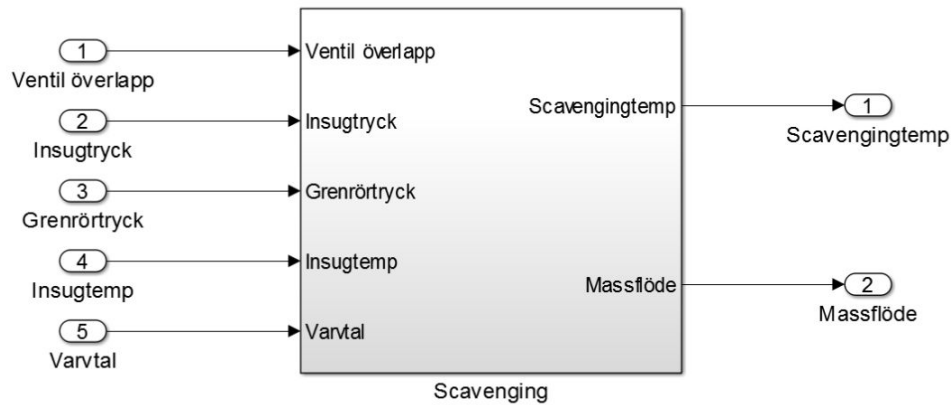
Strategin går ut på att bibehålla en bestämd tryckskillnad så länge det finns en marginal. Denna tryckskillnad kan vara en parameter som varieras för olika moder (öka prestanda, förbättra bränsleförbrukningen). Den önskade tryckdifferensen över trotteln ställs in i wastegateregulatorn. Framkopplingen till wastegate kommer att vara beroende på vilken mod som ska köras. Högre prestanda ger att wastegaten hålls stängd så mycket som möjligt.

4 SCAVENGING

Scavenging uppstår när öppningstiderna för avgas- och insugsventilerna överlappar och det flödar luft rakt genom cylindern och ut i avgasröret. Detta har visat sig kunna ge förbättrad transientprestanda och minskat turbolagg.

4.1 MODELL

Den modell som ska utvecklas för att simulera scavenging ska utifrån ventilöverlapp, avgastryck, insugstryck och insugstemperatur ge det luftmassflöde och den temperatur genom cylindern ut i avgasgrenröret som scavenging tillför. En enkel modell visas i figur 5. Modellen kommer sitta parallellt med cylindern för att lägga till den effekt som scavenging har till systemet.



Figur 5: Scavenging modellskiss

4.1.1 AVGRÄNSNINGAR

En avgränsning kommer vara att uttrycket för A_{sc} i avsnitt 4.1.3 ska förenklas så mycket som möjligt för att göra implementeringen enklare. I första hand kommer A_{sc} skattas till ett rimligt värde i ekvation 1 och om modellpassningen inte satisfierar mot uppmätta värden, gå ner ett steg till ekvation 2 och på så sätt förbättra skattningen. Det kan även bli aktuellt att lägga till en korrektionskonstant till A_{sc} i modellen om den inte riktigt passar motorn, men karakteristiken kommer vara densamma. Konstanten kan sedan användas till att passa in modellen mot uppmätta data från motormätningar då scavenging körs i VEA-motorn. Scavengingmodellen kommer inte heller ta hänsyn till lambdaregleringen och inverkan på katalysatorn.



4.1.2 SIGNALER OCH PARAMETRAR

Signal/Parameter	Beskrivning	Dimension
\dot{m}_{scav}	Massflöde, scavenging	[kg/s]
\dot{m}_{eo}	Massflöde, motor ut	[kg/s]
\dot{m}_{em}	Massflöde, grenrör	[kg/s]
T_{im}	Temperatur, scavenging	[K]
T_{eo}	Temperatur, motor ut	[K]
T_{em}	Temperatur, grenrör	[K]
A_{sc}	Massflödesarea, scavenging	[m ²]
$A_{eff,i}$	Effektiv massflödesarea, insugsventil	[m ²]
$A_{eff,e}$	Effektiv massflödesarea, avgasventil	[m ²]
A_{ref}	Referensarea (mantelarea), ventil	[m ²]
C_d	flödeskoefficient, ventil	[-]
D	Diameter, ventil	[m]
D_e	Diameter, ventil	[m]
d	Avstånd mellan insugs- och avgasventil	[m]
l	Lyft, ventil	[m]
θ_{asc}	Vinkel för luftflöde	[°]
p_{im}	Tryck, insugsrör	[Pa]
p_{em}	Tryck, grenrör	[Pa]
T_{im}	Temperatur, insug	[K]
γ	Specifikt värmekapacitetsförhållande	[-]
R	Specifik gaskonstant	[J/kgK]
ϕ_{ol}	Kamfasningsöverlapp	[° eller %]

4.1.3 TEORI

För att få en ökad momentreserv före trotteln måste turbovarvtalet hållas uppe även vid låga motorvarvtal, vilket kan åstadkommas med scavenging. Varvtalet för motorn ska påverka hur stort ventilöverlapp som behövs för att öka momentreserven, detta kommer modelleras.

För att få fram det extra luftmassflöde som blir en följd av scavenging processen måste en modell byggas. Modellen ska bero på den effektiva arean som reglerar luftmassflödet, insugstryck, grenrörstryck och insugstemperatur. Kommande ekvationer kommer beskriva hur detta massflöde kommer modelleras och återfinns i [1], modellen visas i ekvation 1.

$$\dot{m}_{scav} = A_{sc} \frac{p_{im}}{\sqrt{RT_{im}}} \sqrt{\left\{ \frac{2\gamma}{\gamma-1} \left[\left(\frac{p_{exh}}{p_{im}} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_{exh}}{p_{im}} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right] \right\}} \quad (1)$$

För att sedan få ut scavengingarean A_{sc} behövs ytterligare ekvationer som enligt [1] beror av diameter på ventilerna, kamaxellyftet och avståndet mellan ventilernas centrum, dessa ekvationer presenteras nedan.

$$A_{sc} = \sqrt{\left(\frac{1}{1/A_1^2 + 1/A_2^2} \right)} \quad (2)$$

För att beräkna A_{sc} behövs två areor, först A_1 där luftmassflöde släpps in genom insugsventilen och flödar genom cylindern till A_2 som är den area där luftmassflödet släpps ut i avgasgrenröret genom avgasventilen, detta gäller för ett ventilpar vilket betyder att



detta A_{sc} bara gäller för två ventiler och inte en hel motor i sitt nuvarande utseende. Ekvationerna för A_1 och A_2 presenteras i 3 respektive 4

$$A_1 = A_{eff,i} \frac{\theta_{asc}}{2\pi} \quad (3)$$

$$A_2 = A_{eff,e} \frac{\pi - \theta_{asc}}{2\pi} \quad (4)$$

Den effektiva arean som används i beräkningarna för A_1 och A_2 beror på utsläppskoefficienten för ventilerna C_d och referensarean A_{ref} för respektive ventil.

$$A_{eff} = C_d A_{ref} \quad (5)$$

$$A_{ref} = \pi D l \quad (6)$$

eftersom de ovan nämnda ekvationerna inte är fullt applicerbara i en medelvärdesmodell leder det till lite implementeringsproblem, detta diskuteras närmare i avsnitt 4.1.4.

A_1 och A_2 beror även på vinkeln θ_{asc} , som i sin tur beror på diametern på respektive ventil D , ventillyftet l och avståndet mellan centrum på ventilerna d .

$$\theta_{asc} = 2 \arcsin \left(\frac{D_e}{2d} \right) \quad (7)$$

Som ekvationerna visar beror A_{sc} på en rad olika parametrar som bör gå att mäta i projektet, om det inte går att mäta alla parametrar måste A_{sc} , eller några parametrar i modellen, skattas till ett rimligt värde.

Eftersom scavengingmodellen verkar parallellt med cylindern mellan insugsrör och avgasgrenrör blir det totala massflödet in i avgasgrenröret enligt ekvation 8.

$$\dot{m}_{em} = \dot{m}_{scav} + \dot{m}_{eo} \quad (8)$$

Eftersom scavenging sker under en kort tid och luftmassflödet går rakt genom cylindern ut i grenröret antas $T_{scav} = T_{im}$ och för att skalningen av temperaturen ska bli rätt bestäms det totala temperaturen i avgasgrenröret med hjälp av andelen massflöde genom cylindern och för scavenging. Detta ger en total avgastemperatur enligt ekvation 9.

$$T_{em} = \frac{T_{im} \dot{m}_{scav} + T_{eo} \dot{m}_{eo}}{\dot{m}_{em}} \quad (9)$$

A_{sc} beror på ventilernas lyft vilket beror på ventilöverlappet som beror på kamaxelfasningen. Eftersom kamaxelvinkeln inte ingår i medelvärdesmodellen för motorn måste den översättas till ett ventilöverlapp som kan anges i grader.

4.1.4 IMPLEMENTERING

För att kunna implementera ekvation 1-7 i medelvärdesmodellen går det inte att direkt implementera ventillyftet l eftersom det är en dynamisk parameter som förändras momentant. A_{sc} måste istället skattas, hur det kan genomföras visas i avsnitt 4.1.5.

För att undvika en onödigt djup komplexitet i övergången från ventilöverlapp (ϕ_{ol}) till massflödesarea (A_{sc}), kommer detta abstraheras så att det mynnar ut i en funktion $A_{sc}(\phi_{ol})$. Övrig funktionalitet kommer implementeras likt ekvationer 1, 8 och 9.



4.1.5 TEST

När en funktion mellan ϕ_{ol} och A_{sc} ska bestämmas måste tester i motorlaboratoriet genomföras. A_{sc} kan exempelvis skattas genom att motormassflödet mäts vid en viss punkt utan ventilöverlapp ϕ_{ol} och sedan jämförs med massflödet \dot{m}_{eo} när man har ett ϕ_{ol} i ett antal arbetspunkter. Därefter kan A_{sc} helt enkelt skattas utifrån ekvation 1 och 8. På detta sätt kan en funktion $A_{sc}(\phi_{ol})$ skattas. Om det inte går att översätta ϕ_{ol} till en viss A_{sc} kan det vara så att även Motorvarvtal, insugs- eller avgasttryck måste användas i modellen eftersom dessa faktorer kan påverka, det skulle alltså kunna ge $A_{sc}(\phi_{ol}, N, p_{im}, p_{em})$.

4.1.6 BEGRÄNSNINGAR OCH VILLKOR

Ett villkor som gäller för att scavenging ska fungera är att en positiv tryckdifferens råder ($p_{im} > p_{em}$), annars kan baksug uppstå vid ventilöverlapp. En annan begränsning är att långvarig scavenging kan orsaka skador på katalysator samt försämra önskad luftbränsleblandning då luften som passerar vid ventilöverlappet kan inverka som en mager blandning i lambdagivaren. För att avhjälpa dessa begränsningar bör scavengingregleringen förhindras då negativ tryckdifferens ($p_{im} < p_{em}$) råder samt att begränsa den tid som det är ventilöverlapp.

4.2 TEORETISK FÖRKLARING

Under projektet ska ett dokument framställas där teori kring hur och varför scavenging fungerar kommer sammanställas. Dokumentet kommer bestå av en litteraturstudie av rapporter där scavenging har implementerats i andra projekt och examensarbeten och utifrån denna studie ska en teori framställas. Det är även viktigt att teorin testas på modellen som byggs för att säkerställa att den stämmer.

För att få fram den information som ska ligga till grund för dokumentet ska lite tid läggas på att hitta ett antal vetenskapliga artiklar likt [1], examensarbeten, forskningsrapporter etc. Denna första fas är påbörjad. Dessa dokument ska sedan analyseras och slutsatserna ska sammanställas för att få en tydlig bild varför scavenging fungerar och vad det har för inverkan på motorn.

4.3 SYFTE

Syftet med scavenging är att det ska finnas kraft så fort föraren trycker på gasen, alltså att turbolagget ska vara så litet som möjligt. Detta turbolagg avhjälps genom att turbovarvtalet hålls uppe med hjälp av scavenging vilket ger förbättrad transientprestanda.

4.4 BESKRIVNING

Tanken med scavenging är att genom att ha ett överlapp i öppningstiderna för insugs- och utblåsventilerna skapa ett direktflöde av luft genom cylindern. Effekten blir att turboaggregatet kan varvas upp snabbare vilket minskar turbolagget vid gaspådrag. En positiv bieffekt är att temperaturen i cylindern sänks och därmed minskar risken för knock.

I tidigare projekt har tester gjorts för att bekräfta att scavenging ökar transientprestandan. Målet i detta projekt är att förklara hur scavenging fungerar rent teoretiskt och sedan göra modeller utifrån teorin. Dessa modeller ska därefter användas till att ta fram en reglerstrategi för att få ut bättre transientprestanda med hjälp av scavenging.

Kursnamn:	Reglerteknisk projektkurs	Epost:	vicbi302@student.liu.se
Kurskod:	TSRT10	Dokumentansvarig:	Johan Nyman
Projekt:	FUDGE	Dokumentnamn:	Designspecifikation



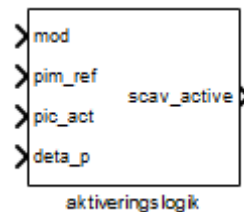
4.5 REGLERING

Regleringsutmaningen är att kunna avgöra när det går att utnyttja scavenging för att ge bättre transientprestanda och även i vilken utsträckning det kan göras utan att det leder till säkerhetsrisker. Det måste även tas i beaktande att det ska vara högre tryck på insugssidan än på avgassidan för att undvika att avgaserna flödar åt fel håll genom systemet.

4.5.1 AKTIVERINGSLOGIK

Insignaler	Beskrivning	Dimension
$p_{im,ref}$	Referenstryck, insug	[Pa]
$p_{ic,act}$	Återkopplat tryck, intercooler	[Pa]
Δp	Referenstryckfall över trotteln	[Pa]
mod	Reglermod (ekonomi/performance, ALS/Scavenging)	[-]
Styrsignaler	Beskrivning	Dimension
$SCAV_{active}$	Aktiveringssignal, Scavenging	[-]

Tabell 1: In och styrsignaler till aktiveringslogiken



Figur 6: Scavenging aktiveringslogik

Scavenging-regleringen kan delas upp i två delar; själva regulatormodellen samt en logisk beslutspunkt som beslutar huruvida Scavenging ska användas eller inte. Beslutet grundar sig på vilket motormoment (dvs tryck) som efterfrågas.

I princip kommer ekvationen att se ut som

$$SCAV_{active} = \begin{cases} 1 & \text{om } (p_{im,ref} + \Delta p) - p_{ic,act} > \delta \text{ och } u_{wg} = 0 \text{ och } mod = SCAV \\ 0 & \text{annars} \end{cases} \quad (10)$$

Det är sedan själva scavenging-regulatormodellen som hanterar regleringen av styrsignalerna, säkerhetsaspekter mm.

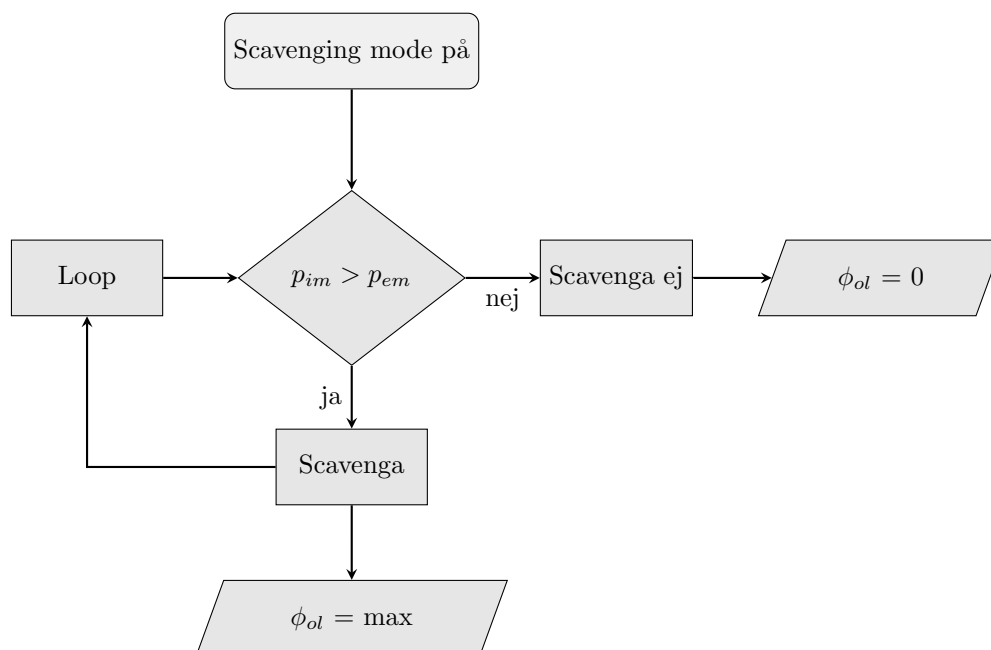
4.5.2 REGLERSTRATEGI

Scavengingregulatormodellen kommer att styra hur stort överlappet i öppentiderna hos ventilen ska vara. För att scavenging ska kunna utnyttjas behöver ett antal krav som nämns i 4.1.6 vara uppfyllda, annars kan det leda till säkerhetsrisker. Är dessa krav uppfyllda kan scavenging utnyttjas och då finns vissa faktorer som begränsar hur långt överlappet kan vara. Det största möjliga överlappet beror på hur mycket kamfasningen kan förskjutas.



När styrsignalen, $SCAV_{active}$, signalerar att scavenging ska köras betyder det att det behövs extra hjälp att komma upp i turbovarv. Om tryckdifferensen mellan insugsrör och avgasgrenröret inte är negativ kommer scavenging hjälpa till med detta. Aktiveringslogiken signalerar då att scavenging ska användas och om alla villkor är uppfyllda, ska ventilöverlappet ϕ_{ol} sättas till ett värde. Detta leder till ett visst värde på A_{sc} som ger det extra luftmassflödet \dot{m}_{scav} genom cylindern. Ju större ϕ_{ol} desto större \dot{m}_{scav} . hur stort ϕ_{ol} ska vara för att få bäst prestanda kommer bestämmas under projektet. Så länge $p_{im} > p_{em}$ kommer scavenging användas och ϕ_{ol} behåller sitt värde, annars sätts $\phi_{ol} = 0$. Begränsningen i turbovarvtal sköts separat genom övervarvningsskyddet för turbon vilket betyder att det kravet redan är uppfyllt när scavengingmodellen får signalen $SCAV_{active}$. Om turbovarvtalet blir för högt kommer då scavenging även stängas av genom styrsignalen. En översiktlig skiss över hur regleringen kommer se ut visas i flödesschemat i avsnitt 4.5.3.

4.5.3 FLÖDESSCHEMA SCAVENGING



5 ALS

ALS, Anti-Lag System, är ett samlingsnamn på olika tekniker som alla går ut på att minska turbolagget för turbomotorer. När föraren ger mer gas tar det en liten stund för turbon att gå upp i varvtal, öka insugstrycket och få motorn att ge maximalt moment.

5.1 ÖVERSIKT

Strategin för ALS-reglering går ut på att förlägga tändtidpunkten av bränslet mycket senare än vid normal drift. Detta gör att bränslet förbränns mycket senare, till och med ända ut i avgasgrenröret.

Vid en fördröjd tändning hinner kolven passera TDC innan förbränningen tar fart. När kolven är på väg ner och blandningen expanderar så kyls den och trycket minskar vilket



ger ett minskat arbete på kolven. Samtidigt som förbränningen genererar samma mängd energi. Den energi som inte omvandlas till arbete på kolven omvandlas istället till ökad temperatur i avgaserna. Den ökade temperaturen ger ökat tryck i grenröret vilket ger kraft till turbon, som i sin tur kan bibehålla ett högre varvtal även då föraren släpper på gasen, till exempel vid växling. När föraren sedan trycker ner gaspedalen igen är turbon redan redo att leverera laddtryck och motorn kan leverera ett högt moment mycket snabbare.

För att kunna styra temperaturen i cylindern kommer möjligheten att variera luft-bränsleförhållandet λ att undersökas. Vid ett ökat lambda kommer mer bränsle in i cylindern, vilket kräver mer energi för att förgasas. Detta ger i slutändan en lägre temperatur.

Tekniken med sen tändning är inget nytt i bilbranschen utan har tillämpats av racingteam och hemmatrimmare sedan många år för att öka prestandan framförallt vid starter, s.k. launch-control.

För detta kommer en modell för hur tändningsvinkeln, θ_{ign} och luft-bränsleförhållandet, λ , påverkar temperaturen på avgaserna efter cylindern, T_{eo} , samt nettoeffekten \dot{W}_{ig} .

5.2 SYFTE OCH MÅL

Syftet med att implementera ALS som en regleringsstrategi är att hålla turbovarvtalet uppe även vid låga motormoment. Eftersom turbon då kan bibehålla laddtrycket även vid låga motormoment kommer motorn kunna leverera höga moment betydligt snabbare då föraren ger gas igen.

Målet i denna projektdel är att utveckla en modell som kan simulera de effekter som ALS (genom sen tändning) innebär och därefter utarbeta reglerstrategier för hur och när ALS-regleringen ska aktiveras.

5.3 MODELL

Den modell som ska utvecklas för ALS ska utifrån givna parametrar kunna simulera hur ALS-reglering påverkar motorns transientprestanda samt utgöra en grund för det senare arbetet med att definiera en reglerstrategi för när ALS-regleringen bör aktiveras och inte.

5.3.1 AVGRÄNSNINGAR

Modellen baseras på en medelvärdesmodell utvecklad av Lars Eriksson (FS, ISY, Linköpings Universitet). Det innebär att de värden och slutsatser som kan dras utifrån simuleringsresultat endast gäller över längre perioder (dvs. i storleksordningen flera motorcykler). Momentana händelser, t ex exakt vad som händer vid öppningen av en cylinderventil, kommer inte att analyseras.



5.3.2 SIGNALER OCH PARAMETRAR

Signal/Parameter	Beskrivning	Dimension
\dot{m}_{ac}	Massflöde, luft	[kg/s]
\dot{m}_f	Massflöde, bränsle	[kg/s]
λ	Luft-bränsleförhållande	[-]
c_p	Specifik värmekapacitet, vid konstant tryck	[kJ/kg K]
T_{eo}	Temperatur, avgaser	[K]
T_{im}	Temperatur, insug	[K]
T_f	Temperatur, bränsle	[K]
q_{LHV}	Effektiva lägre värmevärdet, bränsle	[J/kg]
r_c	Kompressionsratio	[-]
γ	Specifik värmekonstant ratio	[-]
η_λ	Begränsar utvecklad energi vid fet blandning	[-]
x_e	Förångningsfaktor	[-]
h_{fg}	Fasövergångskonstant, bränsle, vätska-gas	[J/Kg]
\dot{W}_{ig}	Effekt på vevkolv	[J/s]
\dot{Q}_{ht}	Värmeöverföringseffekt till kylsystem	[J/s]

5.3.3 TEORI

Energiflödet i cylindern kan beskrivas med in- och utflöden av massor med temperaturer (termisk energi), inflöde av kemisk energi, utflöde av termisk energi (kyleffekt) samt ett nyttigt arbete till vevaxeln. [4]

Energiekvationen i cylindern blir således

$$\underbrace{(\dot{m}_{ac} + \dot{m}_f)}_{\dot{m}_{exh}} c_p T_{eo} = \dot{m}_{ac} c_p T_{im} + \dot{m}_f c_p T_f + \dot{m}_f q_{LHV} \eta_\lambda - x_e \dot{m}_f h_{fg} - \dot{W}_{ig} - \dot{Q}_{ht} \quad (11)$$

där det effektiva arbetet på kolven, \dot{W}_{ig} , kan modelleras som en funktion av den kemiska energin i bränslet multiplicerat med en effektivitetsfaktor

$$\dot{W}_{ig} = \dot{m}_f q_{LHV} \tilde{\eta}_{ig}(\lambda_c, \theta_{ign}, r_c, \omega_e, V_d, n_{cyl}) \quad (12)$$

Hur stor del av energin som omvandlas till effektivt arbete på kolven beror till stor del på vid vilken tidpunkt som bränsleblandningen antänds, θ_{ign} . Vid ett visst driftsfall kan motorns effektivitet alltså antas vara som högst, η_{opt} , då bränsleblandningen i cylindern antänds vid en optimal tidpunkt (gradtal), $\theta_{ign} = \theta_{opt}$. Den optimala tändningstidpunkten beror på flera faktorer som bränsleflöde \dot{m}_f , motorvarvtal ω_e , luftbränsleförhållande λ , etc.

$$\theta_{opt} = \theta_{opt}(\omega_e, \dot{m}_f, \lambda, \dots) \quad (13)$$

Motorns högsta möjliga effektivitet beror på effektiviteten för en ideal Otto-cykel r_c , γ , Luft-bränsleförhållandet λ_c , motorvarvtalet ω_e och cylindervolymen V_d .

$$\eta_{opt} = \eta_{opt}(r_c, \gamma, \lambda_c, \omega_e, V_d, \dots) \quad (14)$$

Motorns effektivitet, $\tilde{\eta}_{ig}$, kan alltså delas upp i två faktorer: Den optimala effektiviteten η_{opt} (som antas vara konstant i driftsfall), samt en faktor beroende på tändvinkeln,



$\eta_{ign} \in [0, 1]$.

$$\tilde{\eta}_{ig} = \eta_{opt} \eta_{ign} (\theta_{opt} - \theta_{ign}) \quad (15)$$

Den andel av den kemiska energin i ekvation 11, $\dot{m}_f q_{LHV}$, som (pga. effektivitetssänkningen) inte blir effektivt arbete på vevaxeln kan antas bli värme och därmed ökad temperatur på avgassidan T_e . Andelen värmeenergi kan modelleras som:

$$Q_{ign,excess} = (1 - \tilde{\eta}_{ig}) \dot{m}_f q_{LHV} \quad (16)$$

Temperaturen på avgassidan kan (utan hänsyn till ALS, dvs. med optimal tändning och under antagandet att $\lambda = 1$) förenklat modelleras som en linjär ekvation, endast beroende på massflödet. [4]

$$T_{eo,0}(\dot{m}_{exh}) = T_{cyl,0} + (\dot{m}_{exh}) * K_t \quad (17)$$

Denna ekvation är dock alltför förenklad för att kunna modellera de situationer som uppstår vid ALS-reglering. De förändringar som måste tillföras är dels den ökade temperaturen pga sämre effektivitet (pga tändvinkeln) men även en minskad temperatur pga en ökad luft-bränsleblandning (ökad förångning av bränslet).

Om alla termer utom $\dot{m}_{exh} c_p T_{eo}$ (utgående energin), $x_e \dot{m}_f h_{fg}$ (förångningsenergin) och \dot{W}_{ig} (effektivt arbete) i ekvation 11 antas vara konstanta kan energiekvationen betraktas som

$$\dot{m}_{exh} c_p T_{eo} = K - x_e \dot{m}_f h_{fg} - \underbrace{\dot{m}_f q_{LHV} \tilde{\eta}_{ig}(\lambda_c, \theta_{ign}, r_c, \omega_e, V_d, n_{cyl})}_{\dot{W}_{ig}} \quad (18)$$

Temperaturen T_{eo} kan (under antagandet att c_p är konstant) brytas isär som

$$T_{eo} = T_{eo,0}(\dot{m}_{exh}) + T_{eo,extra,\eta}(\tilde{\eta}_{ig}) + T_{eo,extra,\lambda}(\eta_{ign}) \quad (19)$$

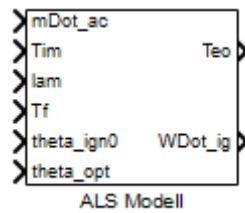
där de extra temperatur-termerna, orsakade av ALS-regleringen, kan beskrivas som

$$T_{eo,extra,\eta}(\tilde{\eta}_{ig}) = \frac{\dot{m}_f q_{LHV}}{\dot{m}_{exh} c_p} (1 - \eta_{ign}(\theta_{ign})) \quad (20)$$

$$T_{eo,extra,\lambda}(\lambda) = \frac{x_e h_{fg}}{\dot{m}_{exh} c_p} (\dot{m}_f(1) - \dot{m}_f(\lambda)) \quad (21)$$

Där $T_{eo,extra,\eta}$ alltså är temperaturtillskottet orsakat av det minskade arbetet på vevaxeln, jämfört med det optimala driftsfallet.

$T_{eo,extra,\lambda}$ är temperaturtillskottet orsakat av den ökade bränsleförångningen jämfört med vid $\lambda = 1$ (denna term kommer att vara negativ då $\lambda < 1$).



Figur 7: ALS-Modell

Insignaler	Beskrivning	Dimension
\dot{m}_{ac}	Massflöde in, luft	[kg/s]
T_{im}	Intemperatur, luft	[K]
\dot{m}_f	Massflöde in, bränsle	[kg/s]
T_f	Intemperatur, bränsle	[K]
θ_{ign}	Tändvinkel, faktisk	[°]
θ_{opt}	Tändvinkel, optimal	[°]
λ	Luft-bränsleförhållande	[-]
Utsignaler	Beskrivning	Dimension
T_{eo}	Temperatur ut, avgas	[K]
\dot{W}_{ig}	Nyttoeffekt ut	[J/s]

Tabell 2: In och utsignaler till ALS-modellen

5.3.4 IMPLEMENTERING

Modellen beskriven i teorin ovan kommer att implementeras i Simulink som ett subsystem med in- och utsignaler angivna i tabell 2 och i figur 7. Uttemperaturen T_{eo} kommer att resultera i ett högre tryck senare i avgas-grenröret, vilket kommer att varva upp eller bibehålla turbons varvtal.

5.3.5 OKÄNDA PARAMETRAR

- För parametrarna η_{opt} och η_{ign} som beskrivs i ekvation 15 behöver mätningar på motorn utföras för att skattning av parametererna ska kunna utföras. I andra motorer [4] har parametern η_{ign} bra kunnat beskrivas med ett polynom av ordning 3. De mätningar som behöver utföras är statistiska punkter för varierande tändningsvinkel.
- Även parametern θ_{opt} kräver mätningar för att en en map ska kunna byggas upp över olika arbetspunkter.

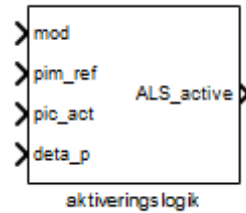
5.4 REGLERING

ALS behöver regleras för att prestera så bra som möjligt samt för att inte bryta mot säkerhetsaspekter som för höga temperaturer eller för höga turbovarvtal. Tanken är att utifrån reglerstrategin kunna hålla turbovarvtalet på en nivå som ger en bra avvägning mellan prestanda och hållfasthets-/säkerhetskrav.



Insignaler	Beskrivning	Dimension
$p_{im,ref}$	Referenstryck, insug	[Pa]
$p_{ic,act}$	Återkopplat tryck, intercooler	[Pa]
Δp	Referenstryckfall över trotteln	[Pa]
mod	Reglermod (ekonomi/performance, ALS/Scavenging)	[-]
Styrsignaler	Beskrivning	Dimension
ALS_{active}	Aktiveringssignal, ALS	[-]

Tabell 3: In och styrsignaler till aktiveringslogiken



Figur 8: ALS aktiveringslogik

5.4.1 AKTIVERINGSLOGIK

ALS-regleringen kan delas upp i två delar; själva regulatorn samt en logisk beslutspunkt som beslutar hurvida ALS ska användas eller inte. Beslutet grundar sig på vilket motor-moment (dvs tryck) som efterfrågas.

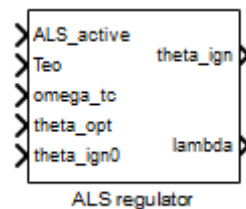
I princip kommer ekvationen att se ut som

$$ALS_{active} = \begin{cases} 1 & \text{om } (p_{im,ref} + \Delta p) - p_{ic,act} > \delta \text{ och } u_{wg} = 0 \text{ och } mod = ALS \\ 0 & \text{annars} \end{cases} \quad (22)$$

Det är sedan själva ALS-regulatorn som hanterar regleringen av styrsignalerna, säkerhetsaspekter mm.

5.4.2 SIGNALER

En modell av regulatorn representeras i figur 9 och nedan i tabell 4 följer en beskrivning av samtliga signaler.



Figur 9: ALS-Regulator



Insignaler	Beskrivning	Dimension
$p_{im,ref}$	Referenstryck, insug	[Pa]
$p_{ic,act}$	Återkopplat tryck, intercooler	[Pa]
Δp	Referenstryckfall över trotteln	[Pa]
ALS_{active}	Aktiveringssignal, ALS	[-]
θ_{opt}	Optimal tändningsvinkel	[°]
$\theta_{ign,0}$	Referens för tändningsvinkel då ALS inaktiverad	[°]
ω_t	Varvtal, turbo	[rpm]
T_{eo}	Temperatur, avgaser	[K]
Styrsignaler	Beskrivning	Dimension
θ_{ign}	Tändningsvinkel	[°]
λ	Luft-bränsleförhållande	[-]

Tabell 4: In och styrsignaler till ALS-regulatorn

5.4.3 REGLERSTRATEGI

ALS-regulatorn aktiveras av en aktiveringssignal ALS_{active} från aktiveringslogiken och, när den är aktiverad, styr tändningsvinkeln θ_{ign} och luft-bränsleförhållandet λ så att turbon varvas upp på ett bra (snabbt och säkert) sätt.

5.5 RISKER

Eftersom att den sena tändningen gör att förbränningen av bränslet sker på ett ”onormalt” sätt är det viktigt att kontrollera vissa parametrar extra noga för att inte riskera att saker går sönder.

- Avgasttemperaturen ut från cylindern T_{eo} får inte vara för hög
- Turbovarvtalet ω_t får inte överskrida tillåtet värde
- Temperaturen efter turbon T_t får inte vara för hög

5.5.1 SÄKERHET OCH SLITAGE

För att inte motorn ska gå sönder skulle en progressiv fördröjning av tändning kunna implementeras. Där övervakas T_{eo} och ω_t medan fördröjningen ökar samt begränsas enligt $T_{eo,max}$ och $\omega_{t,max}$ från datablad av vad komponenterna tål. De data som behöver tas reda på är

- Maxtemperatur för grenrör
- Maxtemperatur för turbo
- Maxvarvtal för turbo
- Hur påverkas dessa komponenter av att ligga nära max under längre perioder?

REFERENSER

- [1] J. Benajes, E. Reyes, and J.M. Luján. Modelling study of the scavenging process in a turbocharged diesel engine with modified valve operation. *Proceedings of the Insti-*



tution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 210(4):383–393, 1996.

- [2] Lars Eriksson. *Modeling of Turbocharged Engines with MVEM lib*. Vehicular Systems, Linköpings University, 2008.
- [3] Olof Juhlin. *MOTOR: Teknisk rapport*. ISY, Tekniska högskolan vid Linköpings universitet, 2013.
- [4] Lars Eriksson Lars E. Nielsen. *Modeling and Control of Engines and Drivelines*. John Wiley & Sons, 2014. ISBN: 9781118479995.