CHALMERS

Transient kallstartssimulering i GT-POWER
Transient cold start simulation in GT-POWER

– Examensarbete inom högskoleingenjörsprogrammet Maskinteknik

CHRISTOPHER KARLSSON
Institutionen för Tillämpad Mekanik
Avdelningen för förbränning
CHALMERS TEKNISKA HÖGSKOLA
Göteborg, Sverige 2011
Examensarbete nr 2011:03

EXAMENSARBETE 2011:03

Transient kallstartssimulering i GT-POWER
Transient cold start simulation in GT-POWER

– Examensarbete inom högskoleingenjörsprogrammet Maskinteknik

CHRISTOPHER KARLSSON

Institutionen för Tillämpad mekanik
Avdelningen för förbränning
CHALMERS TEKNISKA HÖGSKOLA
Göteborg, Sverige 2011
Examensarbete 2011:03

Transient kallstartssimulering i GT-POWER
Examensarbete inom högskoleingenjörsprogrammet Maskinteknik
CHRISTOPHER KARLSSON

© CHRISTOPHER KARLSSON, 2011

Examensarbete 2011:03 ISSN 1652-9901
Institutionen för Tillämpad mekanik
Avdelningen för förbränning
Chalmers tekniska högskola
SE-412 96 Göteborg
Sverige
Telefon: + 46 (0)31-772 1000

Chalmers Reproservice
Göteborg, Sverige 2011

FÖRORD

Detta examensarbete utfördes på institutionen för Tillämpad Mekanik vid avdelningen för förbränning på Chalmers tekniska högskola. Examensarbetet omfattar 15 högskolepoäng och är det avslutande momentet på maskiningenjörsprogrammet 180HP.

Jag vill ge ett stort tack till alla som bidragit med hjälp och information till examensarbetet. Min handledare Jonas Wärnberg har varit till stor hjälp under arbetets gång. Jag vill även tacka min examinator Sven Andersson, Gamma Technologies för snabb support och bra vägledning samt Mirko Bovo för hjälp med CFD-analys över uppvärmning av cylindern.

Christopher Karlsson

SAMMANFATTNING

Etanol är ett intressant bränsle för framtida motorer där låga emissioner och bränsleförbrukning blir allt mer relevant. Etanol är både förnyelsebart och har intressanta förbränningsegenskaper med ett högt oktantal och snabb förbränning. Användning av förnyelsebara bränslen reducerar utsläppen av koldioxid samt medför att vi inte längre behöver förlita oss på de fossila oljedepåerna.

En egenskap hos etanol är att bränslet kräver mycket värme för att förångas. Det medför att kallstarter blir ett problem då det är svårt att få bränslet att förångas och antändas då motorn är kall. Kallstartsförsök har gjorts på en direktinsprutad encylindrig motor med skiktad förbränning. Vid dessa försök har bränslet sprutats in sent under kompressionstakten då trycket och temperaturen i cylindern är högre, vilket underlättare förbränning av bränslet.

Utifrån mätningar gjorda på Chalmers motorlaboratorium har en prediktiv transient förbränningsmodell byggts upp i simuleringsprogrammet GT-POWER. Programmet arbetar med endimensionell gas och termodynamik och används flitigt av många motorutvecklare och forskare. Resultatet från modellen stämmer mycket bra med det uppmätta resultatet från laboratoriet. Modellen gör en uppvarvning från 300 RPM till 800 RPM. Mätresultat finns dock endast vid 300 RPM, det är därför svårt att avgöra hur bra modellen följer den riktiga motorn vid uppvarvningen.

SUMMARY

Ethanol is an interesting fuel for future engines since emissions and fuel consumption become more important. Ethanol is renewable and has interesting combustion properties with a high octane number and fast combustion. By using renewable fuels it is possible to reduce the fossil based CO_2 emissions into the atmosphere.

Ethanol has a high heat of vaporization, which make cold starts to a problem since it´s difficult to get the fuel to vaporize and ignite. Experiments has been made on a direct injected single cylinder engine with stratified charge, fuel is injected late during the compression into warm compressed air in the combustion chamber.

Based on measurements made at Chalmers engine laboratory, a predictive, transient combustion model has been made in a computer programme called GT-POWER. GT-POWER is a one dimensional simulation tool used by most of the engine developers and scientists. The results from the model correspond very well to the measurements. The model is doing a rev up from 300-800 RPM. Measurements are only made at 300 RPM, therefore it´s difficult to know how well the model corresponds to the real engine at 800 RPM.

INNEHÅLLSFÖRTECKNING

BETECKNINGAR 2
1. INLEDNING 4
1.1 Bakgrund 4
1.2 Syfte 5
1.3 Avgränsningar 5
1.4 Precisering av frågeställningen 5
1.5 Rapportens disposition 5
2. TEORETISK REFERENSRAM 6
2.1 Förbränningsmotorns uppbyggnad 6
2.2 Olika typer av bränsletillförsel hos gnisttända fyrtaktsmotorer 8
2.3 Allmänt om etanol 9
2.4 Luft/bränsleförhållande 10
2.5 Allmänt om GT-POWER 11
3. METOD 12
4. MODELLENS UPPBYGGNAD 14
4.1 Geometrier och parametrar 14
4.2 Modellens grundstruktur 15
4.2.1 Bränslespridaren 16
4.3 Förbränningsmodellen 16
4.3.1 Definiering av EngCylCombSITurb 16
4.4 Kalibrering av förbränningsmodellen 18
5. TRANSIENTBETEENDE 22
5.1 Modifiering av modellen för transientbeteende 22
5.1.1 Friktionsminskning under uppvarvning 22
5.1.2 Värmeutveckling i förbränningsrum och cylinder 22
5.1.3 Justering av parametrar för konstant varvtal på 800 RPM 23
5.2 Modellering av flercylindrig motor 27
6. SLUTSATS 30
REFERENSER 32
BILAGOR .....

BETECKNINGAR

ATDC - Efter övre vändpunkt (After Top Dead Center)

BDC - Nedre vändpunkt (Bottom Dead Center)

BMEP - Bromsat effektivt medeltryck (Brake Mean Effective Pressure)

BTDC - Före övre vändpunkt (Before Top Dead Center)

CAD – Vevaxelgrader (Crank Angle Degrees)

CI – Kompressionständ (Compression Ignition)

CO - Kolmonoxid

CO_2 - Koldioxid

DI - Direktinsprutning (Direct Injection)

EVC - Stängning av avgasventil (Exhaust Valve Closing)

EVO - Öppning av avgasventil (Exhaust Valve Opening)

HC - Kolväten

IMEP - Indikerat effektivt medeltryck (Indicated Mean Effective Pressure)

IVC - Stängning av insugsventil (Intake Valve Closing)

IVO - Öppning av insugsventil (Intake Valve Opening)

NO_x - Kväveoxider

RPM - Varvtal per minut (Revolutions Per Minute)

SI – Gnisttänd (Spark Ignition)

TDC - Övre dödpunkt (Top Dead Center)

λ - Luft/Bränsle-förhållande

Φ - Bränsle/Luft-förhållande

1. INLEDNING

1.1 Bakgrund

På senare år har diskussionen om alternativa bränslen för förbränningsmotorer blivit allt mer intensiv. Orsakerna är flera, oljereserverna håller på att ta slut, instabila politiska situationer i länder där oljan utvinns och inte minst diskussionen om den globala uppvärmningen och CO_2 utsläppen.

Etanol är ett intressant bränsle för fordonsindustrin sedan låga emissioner och bränslekonsumtion blivit allt mer relevant. Etanol har flera fördelar, bl.a. är det förnyelsebart och har intressanta förbränningsegenskaper med ett högt oktantal och en snabb förbränning jämfört med bensin. Dessa egenskaper gör etanol till ett bra bränsle för ”downsizing” där motorns slagvolym minskas och överladdning av motorn ofta sker.

Etanol kräver mycket värme för att förångas. Detta medför problem med kallstarter då temperaturen är låg, bränslet förångas inte tillräckligt för att kunna antändas korrekt. Det är därför viktigt att försöka få upp temperaturen i cylindern snabbt för att kunna starta när det är kallt. Försök och mätningar har gjorts på Chalmers motorlaboratorium där det visat sig att direktinsprutning av bränslet i cylindern med skiktad förbränning ger mycket goda resultat. Här sprutas bränslet in sent under kompressionstakten när både trycket och temperaturen ökat vilket resulterar i att bränslesprayen förångas bättre och underlättar antändning och förbränning. Bland annat Renault har minskat sin bränsleförbrukning med upp till 40 % på sina direktinsprutade motorer med skiktad förbränning [1].

Då försök i motorlaboratorier är kostsamt kan datortekniken vara till hjälp. Genom att göra datormodeller och simulera de parametrar som vill testas i laboratoriet är det ofta möjligt att spara både tid och pengar.

1.2 Syfte

Syftet är att med utgång från mätningar gjorda på skiktad kallstart på ren etanol vid -23° C, skapa en prediktiv, transient, förbränningsmodell i GT-Power som skall användas som grund för att utveckla en kallstartsstrategi för en riktig motor.

Utifrån modellen kan förhoppningsvis startprestanda som funktion av yttertemperatur och/eller kompressionsförhållande samt uppvarvningsegenskaper till förhöjd tomgång erhållas.

1.3 Avgränsningar

Arbetet begränsas till att enbart göra simuleringar och beräkningar i GT-Power under kallstartsförloppet och kommer således inte innehålla några undersökningar om drift vid arbetstemperatur eller testförsök på riktiga motorer.

1.4 Precisering av frågeställningen

- Hur väl är det möjligt att simulera den skiktade förbränningen?
- Hur får man transientförloppet att fungera?
- Är det möjligt att förutsäga förbränningsstabilitet?

1.5 Rapportens disposition

Nedan följer en kort beskrivning över hur rapporten är upplagd.

Kapitel 1 beskriver bakgrund, syfte, avgränsningar och en precisering av frågeställningen.

Kapitel 2 beskriver teorin bakom arbetet som krävs för att kunna förstå rapportens innehåll.

Kapitel 3 redogör för vilka metoder som använts och varför.

Kapitel 4 och 5 behandlar huvuddelen i rapporten med information om hur modellen har byggts upp och vilka resultat som framkommit.

Kapitel 6 innehåller slutsatser och en kort diskussion om vad som kan förbättras samt rekommendationer till fortsatt arbete.

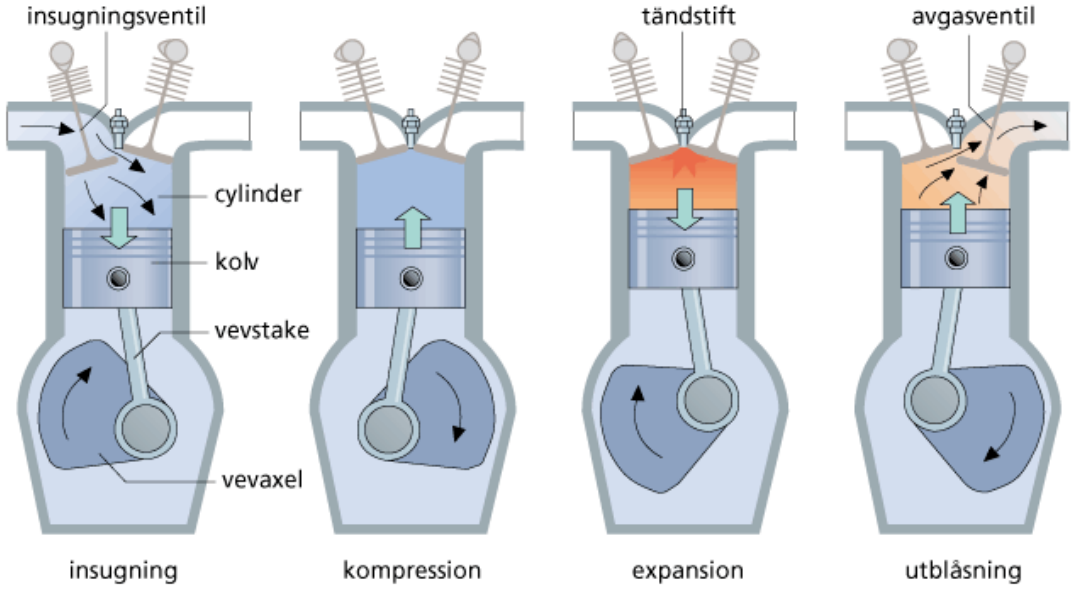
2. TEORETISK REFERENSRAM

I detta kapitel redovisas förbränningsmotorns uppbyggnad och funktion samt övrig teori som krävs för att förstå arbetets innehåll.

2.1 Förbränningsmotorns uppbyggnad

Förbränningsmotorer kan delas in i två stora drag, kompressionstända (CI) och gnisttända (SI) motorer. Gnisttända motorer benämns ofta ottomotorer och kompressionstända för dieselmotorer. Namnen kommer från de två uppfinnarna Nicolaus Otto och Rudolf Diesel som konstruerade några av de första motorerna [2]. Motorerna kan i sin tur delas in i ytterligare ett par kategorier, de vanligaste är tvåtaktsmotorer och fyrtaktsmotorer. Tvåtaktsmotorer har en enkel konstruktion med få komponenter, det gör den till en ideal motor för små arbetsredskap och andra mindre fordon där maskinens vikt är relevant. Tvåtaktsmotorn återfinns ofta i mopeder, röjsågar och motorsågar samt andra mindre fordon och arbetsredskap. Fyrtaktsmotorer är större, tyngre och mer avancerade med fler komponenter. De används oftast i bilar och andra större fordon. En fyrtaktsmotor har fördelen att den skapar en bättre, mer fullständig förbränning vilket leder till mindre farliga avgasutsläpp [3]. Fyrtaktsmotorer arbetar enligt fyrtaktsprincipen som illustreras i figur 2.1.

Under insugstakten åker kolven nedåt i cylindern samtidigt som insugsventilen har öppnats. Luft/bränsle sugs in i cylindern under tiden då kolven åker nedåt i cylindern, när kolven sedan når sitt nedre vändläge/dödpunkt (BDC) stängs ventilen.



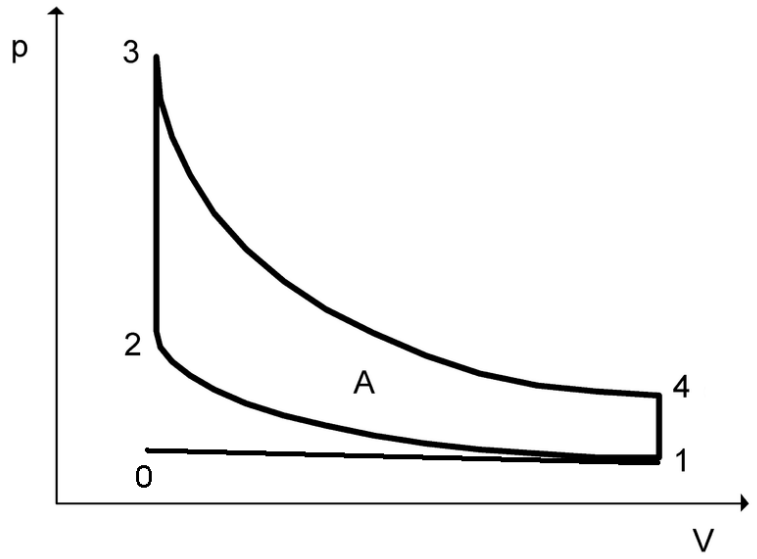
Figur 2.1 Fyrtaktsmotorns arbetsprincip [2]

När kolven vänder och är på väg uppåt igen är båda ventilerna stängda och en komprimering av luft/bränsle-blandningen sker. Då kolven är i närheten av sin övre dödpunkt (TDC) skickas en gnista ut från tändstiftet som antänder luft/bränsle-blandningen.

Efter antändningen sker en tryckökning i cylindern som sedan expanderas genom att trycka ned kolven vilket resulterar i att ett arbete fås. Det är detta arbete som används för att driva fordonet. Förbränningen startar oftast strax innan TDC och fortsätter sedan en bit in i expansionen.

När kolven befinner sig i närheten av BDC öppnar avgasventilen och kolven pumpar ut avgaserna från förbränningen förbi avgasventilen och sedan ut genom avgasröret, då kolven närmar sig TDC stängs avgasventilen igen. Hela principen börjar sedan om från början och fortsätter att repeteras så länge motorn är igång.

En ottocykel kan illustreras med ett tryck-volym diagram enligt figur 2.2 [3 och 4].



Figur 2.2 Tryck-Volymdiagram för ottocykel

- 0-1 Insugning av luft/bränsle
- 1-2 Komprimering
- 2-3 Förbränning
- 3-4 Expansion
- 4-1 Kylning
- 1-0 Avgastömning

2.2 Olika typer av bränsletillförsel hos gnisttända fyrtaktsmotorer

Dagens fyrtaktsmotorer delas ofta in i två kategorier med avseende på bränsletillförsel, portinsprutade samt direktinsprutade motorer.

Portinsprutade motorer är idag den vanligaste typen av gnisttända förbränningsmotorer. Här sitter en bränslespridare placerad i motorns insugsrör, när insugsventilen öppnar sprutas en lågtrycksspray (ca 3 bar) med bränsle in i luften som strömmar in i motorn. På väg in i cylindern blandas bränslesprayen med luften och bildar en homogen blandning som sedan förångas i cylindern. När kolven har komprimerat blandningen och närmar sig TDC skickas en gnista ut från tändstiftet och antänder den förångade och komprimerade bränsleblandningen. En turbulent flamma uppstår och sprider sig från tändstiftet genom hela cylindern till cylinderväggarna där den automatiskt slocknar på grund av att bränslet brunnit upp eller kyls av cylinderväggen [3].

Direktinsprutade (DI) motorer har en högtrycks bränslespridare (100+ bar) placerad i topplocket som injicerar bränslet direkt i cylindern istället för i insugningsröret. Motorn suger således enbart in luft genom insugsventilen och inget bränsle. Insprutningen kan ske på lite olika sätt, antingen tidigt för att skapa en homogen bränsleblandning där luft och bränsle hinner blandas i cylindern liknande en portinsprutad, alternativt sent för att skapa en så kallad skiktad bränsleblandning. Skiktad förbränning innebär att ett koncentrerat moln av bränsle/luft fås som sedan är omgivet av enbart luft, dvs. bränsleblandningen och luften är skiktad och inte längre homogent blandad. Figur 2.3 illusterar hur en skiktad bränsleblandning kan se ut. Det går tydligt att urskilja den koncentrerade bränsleblandningen i mitten, vilken är omgiven av luft. Flamman kommer således brinna i närheten av stökiometriskt, medans motorn totalt sett går magert (se kap 2.4).

Figur 2.3 Skiktad bränsleblandning i en SI motor [5]

2.3 Allmänt om etanol

Etanolmotorer fungerar precis som en vanlig gnisttänd motor som körs på bensin. Etanol har dock lite mer intressanta förbränningsegenskaper, det gör bränslet mycket användbart vid överladdning av motorer för att förhindra knack. Knack är en följd från en okontrollerad tändning som startar innan gnistan från tändstiftet skickats ut (bränslet självantänder) på grund av för högt tryck och/eller för hög temperatur. Knack skadar motorn allvarligt och måste undvikas helt. Ett mått på knackbeständigheten hos bränslen är oktantalet, desto högre oktantal desto bättre beständighet mot knack [7]. Etanol har ett oktantal på omkring mellan 105-110 RON till skillnad från bensin som normalt har 95 eller 98 RON. Detta tillsammans med att etanol är ett förnyelsebart bränsle gör etanol till ett mycket intressant framtidsbränsle [8].

Etanol innehåller mer syre än bensin vilket resulterar i en mycket ren förbränning med lite sot. Bränslet kräver mer värme för att förångas jämfört med bensin, vilket kan användas till fördelar vid högprestanda motorer då det kyler de inre delarna av motorn. Denna egenskap medför dock vissa problem, framförallt vid kallstart. Då temperaturen är låg är det därför svårt att få bränslet att förångas och därmed antändas [7].

I bland annat Sverige och Brasilien har etanolen blandats ut med 15-25% bensin (E75, E85) för att underlätta förbränning vid kallstart [6]. Grundorsaken till problemet är dock inte löst med detta, behovet av fossila oljereserver kvarstår. Det är betydligt intressantare att lösa kallstartsproblemet direkt i motorn istället för att späda ut etanolen med bensin. Många olika bränslen har testats under senare år och bortser man från dagens tillverkningsprocesser verkar etanol verkar vara ett av de bästa bränslena för gnisttända motorer bortsett från biogas (CNG) [6].

2.4 Luft/bränsleförhållande

Direktinsprutade bensinmotorer (GDI-motorer) som tillämpar skiktad förbränning brukar normalt köras skiktat vid låglast, magert (λ >1) vid mellanlast och i närheten av stökiometriskt (λ=1) vid höglast [8]. Lambda definieras som förhållandet mellan det aktuella luft/bränsleförhållandet och det ideala stökiometriska luft/bränsleförhållandet. Ibland pratas det även om Φ (phi) vilket är bränsle/luftförhållandet, dvs. inversen av lambda [3].

$$\lambda = \frac{A/F_{actual}}{A/F_{st}} \qquad (1)$$

A/F_{actual} = Aktuella luft/bränsle förhållandet

A/F_{st} = Stökiometriska bränsleförhållandet, precis så mycket luft som krävs för fullständig förbränning av bränslet.

Lambda ligger normalt mellan 0,9 och 1.4 (mycket mager blandning vid portinsprutning), Mercedes har lyckats köra sina GDI motorer med lambda upp till 5,5 vid skiktad förbränning med bra resultat [8]. Då lambda<1 kallas det att motorn går fett medan då lambda>1 går motorn magert. Portinsprutade motorer som kör magrare än ca lambda 1,3–1,4 ger större cykel till cykel-variationer ju magrare motorn går, samtidigt ökar HC och CO utsläppen. Orsakerna är bland annat att tändstiftet inte klarar av att ge en tillräckligt kraftig gnista för att antända den magra blandningen samt att förbränningen blir för långsam och kall och därmed slocknar innan allt bränsle har förbränts. Båda scenariona resulterar i att oförbränt bränsle åker ut ur motorn och ger höga HC utsläpp och sämre prestanda [3]. Det är därför svårt att köra en portinsprutad motor magert varpå direktinsprutning har betydligt bättre potential.

Emissionerna kan visserligen reduceras till viss del med trevägskatalysator, den minskar utsläppen av kolmonoxid (CO), kväveoxider (NOx) och kolväten (HC). Dock fungerar katalysatorn endast som den skall när motorn körs vid lambda=1. Utsläppen av mänskligt farliga utsläpp vid lambda=1 är därför ganska låga, avgassammansättningen består till största del av koldioxid (CO_2) och vatten. Koldioxidutsläppen är relativt harmlösa direkt på människa och djur, däremot är den en växthusgas som bidrar till global uppvärmning.

Katalysatorn kräver också värme för att de kemiska reaktionerna skall fungera och därmed rena avgaserna. Därför är ögonblicket vid kallstart innan temperaturen är tillräckligt hög kritisk med avseende på farliga avgasutsläpp, genom att senarelägga tändpunkten då motorn är kall är det möjligt att senarelägga förbränningen och på så sätt få mer värme i avgasröret till katalysatorn [8]. Då tändpunkten förflyttas till ett senare läge sänks motorns verkningsgrad, förbränningen sker under expansionstakten vilket medför att avgaserna inte hunnits kylas av lika mycket vid ögonblicket då avgasventilen öppnar, på så sätt fås en ökad avgastemperatur och därmed snabbare uppvärmning av katalysator.

2.5 Allmänt om GT-POWER

GT-POWER är ett endimensionellt simuleringsprogram utvecklat av Gamma Technologies [9 och 10]. Programmet är en del av huvudprogrammet GT-SUITE. GT-POWER används bland annat för att simulera tryck, temperatur, värmeöverföring och olika massflöden i förbränningsmotorer och dess tillhörande komponenter. Programmet klarar av både stationära och transienta simuleringar för alla typer av förbränningsmotorer. Programmet använder endimensionell gasdynamik för att beräkna flöden och värmeöverföring i de olika komponenterna som används [9 och 10], till skillnad från CFD som sker tredimensionellt.

Modellen byggs upp genom att placera ut de komponenter användaren vill använda på ”boarden”, komponenterna kopplas sedan ihop med varandra genom att använda länkvertyget. När komponenterna är sammankopplade är det möjligt att ändra egenskaperna för varje enskilt objekt, t.ex. längd på insug, ventilöppningstider, förbränningsparametrar, insprutning etc. samt diverse parametrar som påverkar vilka resultat som skall visas (grafer för olika komponenter t.ex.).

Programmet ger möjlighet till att ta in mätdata från riktiga motorer vilket gör det möjligt att kalibrera och bygga motormodeller som stämmer bra överens med den riktiga motorn. För att modellen skall korrespondera till de upmätta värdena är det viktigt att alla parametrar är noga uppmätta och att det finns resultat att jämföra med, det är annars väldigt svårt att få en verklighetstrogen modell.

Turbulens i cylinder och förbränningskammare är ofta svårt att mäta, det brukar därför vara nödvändigt att kalibrera modellen genom att först ange alla andra kända parametrar och sedan ändra turbulensparametrarna för att få resultatet att överensstämma med det verkliga uppmätta resultatet.

Användaren kan välja att bygga sin modell som antingen en prediktiv eller en icke-prediktiv modell (det finns även semi-prediktiva som är en blandning mellan båda). Prediktiva modeller är svårare att bygga och kalibrera då de innehåller fler variabler som påverkar förbränningen (cylinderflöden, tänd/insprutningstidpunkt, bränsletyp och bränslemängd, geometri på förbränningskammare samt en del andra parametrar). Prediktiva modeller används därför när de variabler man vill ändra har en direkt inverkan av förbränningen [9 och 10].

Icke-prediktiva modeller används således vid enklare simuleringar som inte har en direkt inverkan av förbränningen, exempel på sådant är:

- Optimering av kamtider/ventilöppning
- Längd på insug och avgasrör
- Tryckvågor i insug och avgasrör
- Optimering av turboaggregat

Prediktiva modeller tar betydligt längre tid att simulera/beräkna än icke-prediktiva modeller [9].

3. METOD

För att bygga upp en datormodell av en verklig motor används datorsimuleringsprogrammet GT-POWER. Programmet används av de flesta motortillverkare och forskare för att kunna simulera och förutspå olika motor och förbränningskonfigurationer i motorer utan att använda en fysisk motor för varje försök. Datorsimuleringar är bra på ett sådant sätt att det ofta är möjligt att utläsa trender och resultat, även om resultaten inte alltid är helt riktiga är det ofta möjligt att få en bra fingervisning om hur olika parametrar förändrar motorns beteende. Riktiga experiment är oftast mycket dyra och tar tid medan datorsimuleringar brukar vara betydligt billigare och snabbare.

GT-POWER innehåller olika förbränningsmodeller som används för olika ändamål. En prediktiv modell kallad ”Spark-Ignition Turbulent Flame Model” (”EngCylCombSITurb”) används för att simulera förbränningen. Denna modell förutspår förbränningen för gnisttända motorer genom att ta hänsyn till bland annat cylinder, kolv och topplocksgeometri, tändpunkt, luftflöden samt bränsleegenskaper.

Alla data som krävs för att bygga upp datormodellen kommer från försök gjorda i laboratoriet för förbränningsmotorteknik på Chalmers tekniska högskola [11]. Olika strömning och förbränningsparametrar justeras i programmet för att matcha med de mätvärden som uppmätts på den riktiga motorn.

Arbetet lades upp enligt följande:

1. Få kunskap om GT-POWER med hjälp av guiderna i programmet samt genomföra del 1 i inlämningsuppgiften för kursen FMT-fk (se bilaga 1).
2. Bygga upp en modell i programmet av laborationsmotorn, ta in mätdata (förbränningstryck).
    a. Utveckla förbränningsmodellen så att den accepterar överinsprutning av bränsle (allt deltar inte i förbränning) men ändå ger matchande förbränningsförlopp.
    b. Lägga in kolv och förbränningsrumsgeometri.
    c. Utveckla för transientbeteende (uppvarvning).
3. Flytta konceptet till fyrcylindrig motor.

4. MODELLENS UPPBYGGNAD

Detta kapitel behandlar uppbyggnaden av modellen och tillvägagångsättet för modellering av den riktiga motorn i simuleringsprogrammet.

4.1 Geometrier och parametrar

Datormodellen är uppbyggd enligt samma motorkonfigurationer som den motor från laboratoriet som mätresultaten kommer ifrån [11]. Motorn är en encylindrig direktinsprutad motor med en avancerad piezoelektrisk bränslespridare. Motorns geometrier och parametrar visas i tabell 4.1.

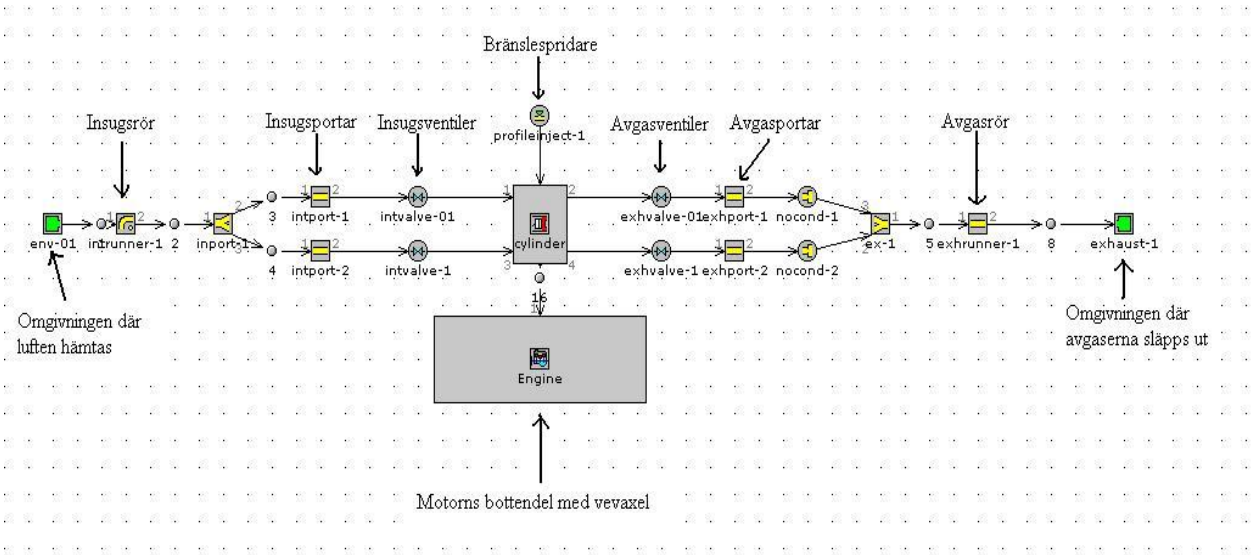
Tabell 4.1 Motorns geometrier

Borrning [mm]	84.0
Slaglängd [mm]	90.0
Vevstakslängd [mm]	139.5
Slagvolym [liter]	0.499
Kompressionsförhållande	10.30
IVC [CAD]	-133
EVO [CAD]	116
IVO [CAD]	353
EVC [CAD]	368
Varvtal [RPM]	300
Tändtidpunkt [CAD]	-13.0
Insprutningstidpunkt [CAD]	-14.0
Temperatur [K]	250

4.2 Modellens grundstruktur

I GT-POWER byggs modellen upp med olika komponenter som sedan sammanbinds genom att länka ihop dem med länkverktyget. Modellens struktur visas i figur 4.1.

Modellen är uppbyggd med ett omgivningskriterium (modulen längst t.v.) där data om lufttryck och temperatur samt luftsammansättning definieras, det är luften i denna omgivning som sugs in i motorn och deltar i förbränningen. Därefter följer ett insugsrör som delar in sig till två insugsportar, dessa portar leder in luften genom insugsventilerna och vidare in i cylindern. Motorn är direktinsprutad, varför bränslespridaren är placerad direkt i cylindern. Cylindern är sedan sammankopplad med motorns bottendel samt avgasventiler, avgasportar, avgasrör och ett omgivningskriterium (modulen längst t.h.) vilket definierar tillståndet där avgaserna släpps ut. Avgassidan är uppbyggd på precis samma sätt som insugssidan på modellen men med lite andra dimensioner och egenskaper på komponenterna. Alla mått och dimensioner på komponenter såsom insugsrör och avgasrör med dess tillhörande komponenter är kopierade från den riktiga laborationsmotorn. Detsamma gäller kamaxelprofilen samt öppningstider för ventiler varpå ingen djupare analys om detta utförs.



Figur 4.1 Motormodellens grundstruktur

4.2.1 Bränslespridaren

Bränslespridaren som användes under mätningarna i laboratoriet är en avancerad s.k. piezoelektrisk spridare. Den skickar ut en koncentrerad bränslespray formad likt en kon sent under kompressionen för att få en skiktad luft/bränsleblandning. En sådan spridare är svår att modellera i GT-POWER, supporten på Gamma Technologies rekommenderar istället att använda en vanlig konventionell spridare och använda funktionen ”Entraining Mixture Phi**”** för att modellera skiktad förbränning (se kap 4.3.1).

En vanlig spridarmodell av typen ”InjProfileConn” har därför använts i modellen. Spridaren programmeras att ge en bränslespray innehållande 24mg bränsle/cykel vid 300 RPM under ett konstant bränsletryck på 120 bar. Start av insprutning (SOI) sker 14° BTDC.

4.3 Förbränningsmodellen

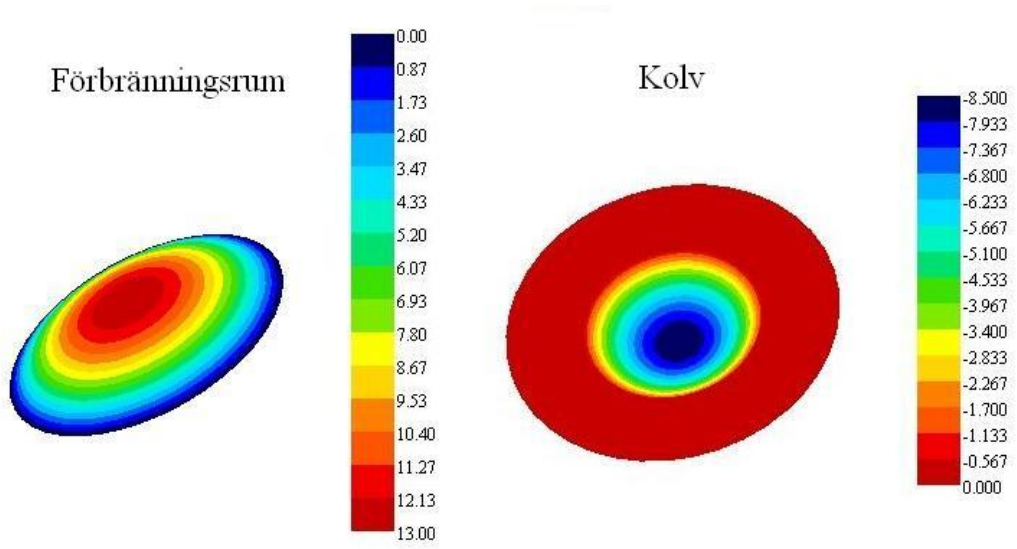
Förbränningsmodellen definieras i cylindern. En mall kallad ”EngCylCombSITurb” har använts för att simulera förbränningsförloppet. Denna skapar en prediktiv modell som tar hänsyn till cylindertemperatur och tryck, gassammansättning i cylindern, turbulens, tändstiftsplacering, geometri av förbränningsrum och kolv, bränsleegenskaper, tändpunkt samt insprutningspunkt mm. Det är därför viktigt att parametrarna här anges med försiktighet och kan jämföras med mätvärden från en riktig motor för att få ett korrekt resultat.

4.3.1 Definiering av EngCylCombSITurb

Förbränningsmodellen definieras med hjälp av ett objekt som beskriver kolv och förbränningsrumsgeometri, tändpunkt, storlek på gnistan från tändstiftet samt parametrar över turbulens och flamhastigheter som används vid kalibreringen i nästa kapitel.

Det finns också möjlighet att definiera ett objekt kallat ”Entraining Mixture Phi”. Vid homogen förbränning ignoreras detta objekt och sätts till default, vid skiktad förbränning måste detta objekt användas för att simulera den skiktade förbränningen. Objektet hämtar information från en tabell skapad av användaren som specificerar bränsle/luftförhållandet **(**Φ) vid flamfronten som funktion av andelen bränsle som har förbränts. Dessa uppgifter hämtas lämpligen från en CFD-analys av förbränningen. I detta fall fanns ingen CFD-analys utförd. Med hjälp av GT-POWER är det möjligt att utläsa bränsle/luftförhållandet som funktion av andelen förbränt bränsle i resultatet av alla modelltyper. Genom att skapa en icke prediktiv modell först och sedan hämta resultatet och mata in det i den prediktiva modellen har värden på denna specificerats.

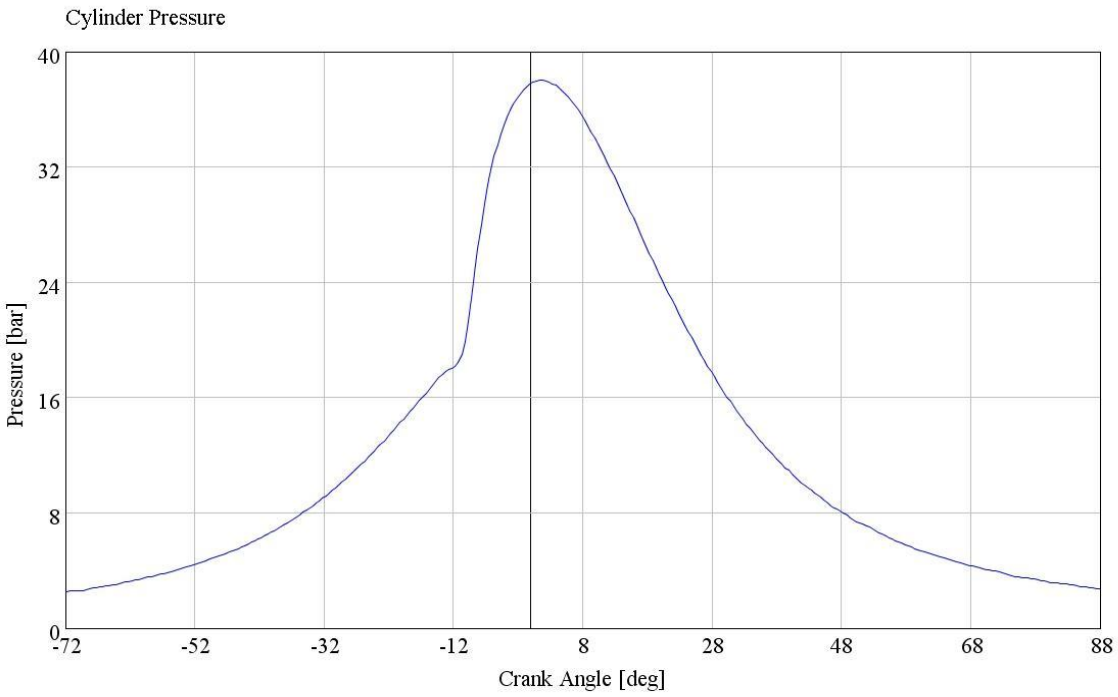
Kolv och förbränningsrumsgeometri definieras genom att skapa ett objekt som innehåller mått vilka beskriver utseendet av kolvtoppen och förbränningsrummet i topplocket samt tändstiftets placering. Då dessa mått är uppmätta och angivna är det möjligt att få en översikt av hur konstruktionen ser ut. Geometrierna visas i figur 4.2, geometrin till vänster är förbränningsrummet och geometrin till höger är ovansidan av kolven.



Figur 4.2 Geometrier av förbränningsrum och kolvtopp

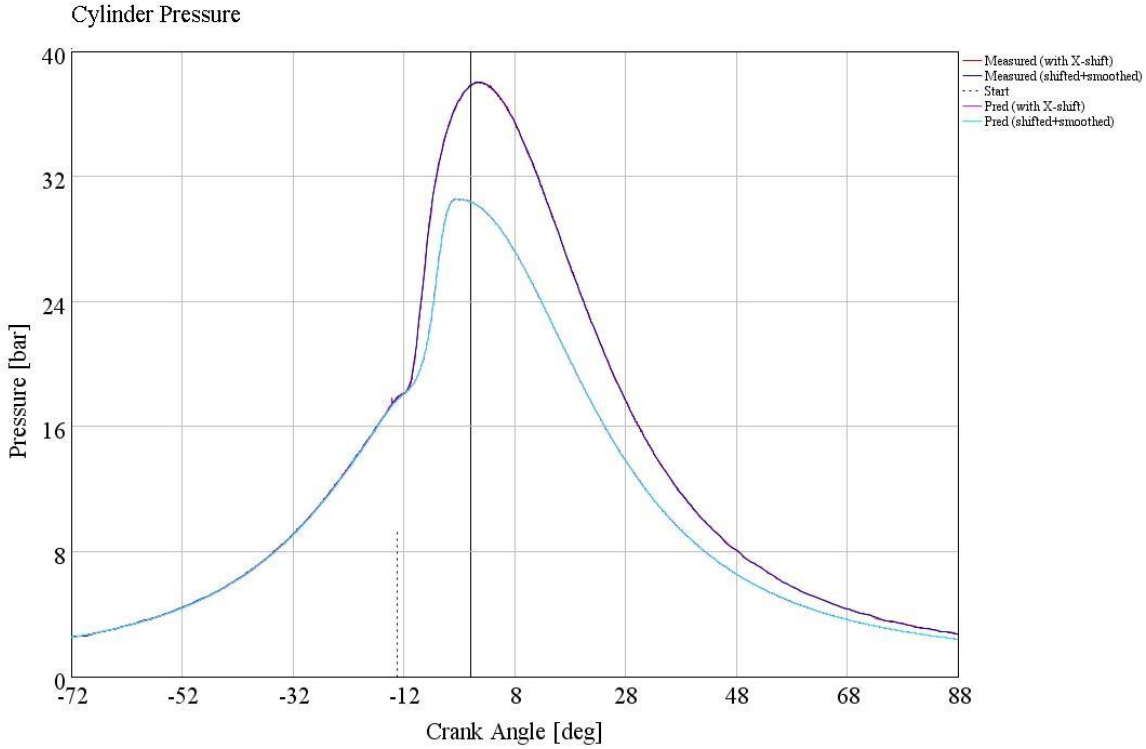
4.4 Kalibrering av förbränningsmodellen

För att få en korrekt förbränningsmodell är det viktigt att modellen kalibreras för att ge korrekta resultat, detta görs lämpligen genom att mäta upp cylindertrycket på laborationsmotorn och ladda in cylindertryck som funktion av vevaxelgrader i modellen. Figur 4.3 visar det uppmätta cylindertrycket.



Figur 4.3 Uppmätt cylindertryck som funktion av vevaxelgrader

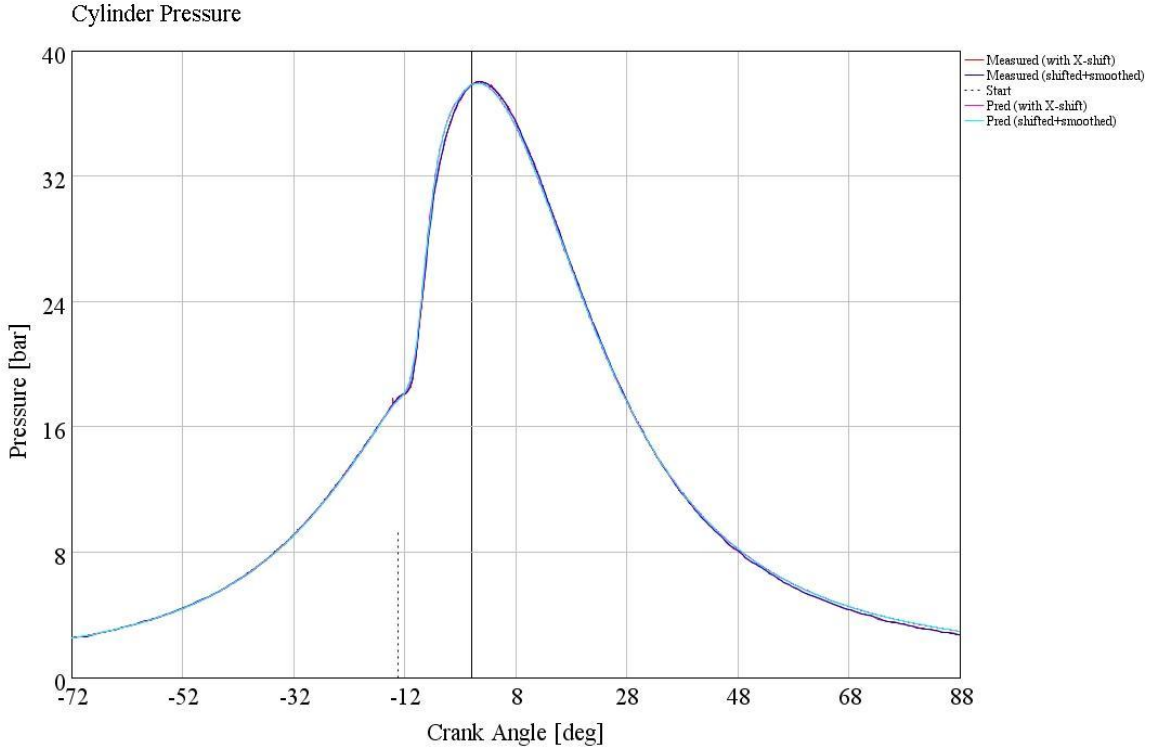
Då cylindertrycket finns inladdat i modellen är det lämpligt att börja kalibreringen genom att ange ”Cylinder Pressure Analysis Mode” till ”measured+predicted”. Det är då nödvändigt att skapa ett ”Initial State Object” från mallen ”EngCylInit”. Detta objekt används för att definiera grundtillståndet i cylindern vid det varvtal och tillfälle som kalibreringen av modellen skall ske. Modellen kommer att köra en cykel och göra en cylindertrycksanalys. Grundtillståndet definieras i huvudsak genom att ange volymetrisk verkningsgrad, restgaser och EGR i cylindern vid cykelstart, luftsammansättning samt bränsletyp. Det är också möjligt att ange hur mycket bränsle som finns i cylindern då insugsventilen stänger samt hur stor andel av det som har förångats, i denna modell sprutas bränslet in mycket senare och då kan dessa två parametrar ignoreras. När dessa konfigurationer gjorts är det möjligt att köra en simulering av modellen. Resultatet från första simuleringen visas i figur 4.4.



Figur 4.4 Cylindertrycket innan kalibrering

Det simulerade (låga) cylindertrycket är långt ifrån det uppmätta cylindertrycket, en kalibrering är därför nödvändig för att få ett korrekt resultat. Kalibreringen görs genom att ändra parametrarna under flikarna ”LamSpeed” och ”TrbSpeed” i förbränningsobjektet. Dessa parametrar styr i huvudsak turbulens och luftflöden i cylindern samt förbränningshastigheten.

Genom att justera parametrarna justeras cylindertrycket, det tar dock lite tid att få fram värden som ger ett korrekt resultat. Det är möjligt att snabba på kalibreringen genom att köra flera olika fall med olika inställningar under en simulering, modellen kommer då att köra de olika fallen och visa resultaten för var och ett av dem. Till en början justeras parametrarna grovt, därefter är det möjligt att skapa nya fall med nya parametrar för att jobba sig närmre och närmre det uppmätta cylindertrycket. Efter kalibreringen ser resultatet ut enligt figur 4.5.



Figur 4.5 Kalibrerat cylindertryck

Det simulerade cylindertrycket följer det uppmätta trycket mycket bra och stämmer nästan helt överens. Andelen oförbränt bränsle ligger på ca 38-40% vilket även det ligger i närheten av vad den riktiga laborationsmotorn gav.

5. TRANSIENTBETEENDE

Modellen skall göra en uppvarvning från 300 RPM till 800 RPM. Det medför att ett ytterligare antal parametrar måste tas i beaktning. Temperaturen kommer öka, friktionen minska och insprutningstidpunkt, mängden insprutat bränsle samt tändpunkt kan behöva ändras.

5.1 Modifiering av modellen för transientbeteende

Uppvarvningen har definierats i tre olika fall i ”Case Setup”. För att få stabilare och bättre resultat körs modellen i konstant varvtal på 300 RPM i en sekund (fall 1), därefter sker accelereringen från 300-800 RPM under två sekunder (fall 2) varpå modellen ligger kvar ytterligare en sekund på konstant varvtal på 800 RPM (fall 3). Anledningen till att köra en sekund på 300 RPM och en sekund på 800 RPM är för att modellen skall stabilisera sig och ge stabila resultat. Körs enbart simuleringen 300-800 RPM utan att låta modellen ligga kvar på konstant varvtal ett antal cykler fås ofta avvikande och felaktiga resultat.

5.1.1 Friktionsminskning under uppvarvning

Friktionen kommer att minska under uppvarvningen, det beror på att temperaturen ökar vilket leder till att oljefilmen mellan rörliga delar blir mer lättflytande, vilket i sin tur resulterar i minskad friktion. Friktionsparametrarna har därför valts att minska konstant under uppvarvningen.

5.1.2 Värmeutveckling i förbränningsrum och cylinder

Värmeutvecklingen i cylinderväggar, kolv samt topplock ökar successivt under uppvarvningen. För att få en fingervisning om hur mycket temperaturen ökar har resultat från en grov CFD-analys hämtats, vilken visas i bilaga 2. Från denna är det möjligt att utläsa en temperaturökning runt 4° per sekund. Temperaturökningen under uppvarvningen har därför valts att följa resultatet från analysen helt linjärt från 250-258 K. Observera dock att dessa värden möjligtvis inte är helt korrekta och att en mer noggrann och djupare analys kan behöva göras att få ett mer tillförlitligt resultat.

5.1.3 Justering av parametrar för konstant varvtal på 800 RPM

När det pratas om mätning av arbete i förbränningsmotorer hör man ofta talas om vridmoment, ett annat sätt att definiera arbetet i en motor är med hjälp av BMEP (bromsat effektivt medeltryck). Stora motorer uträttar ofta större arbete än en liten motor, med BMEP sätts arbetet i relation till motorns slagvolym, det är således möjligt att jämföra olika motorers arbete oberoende av motorns slagvolym.

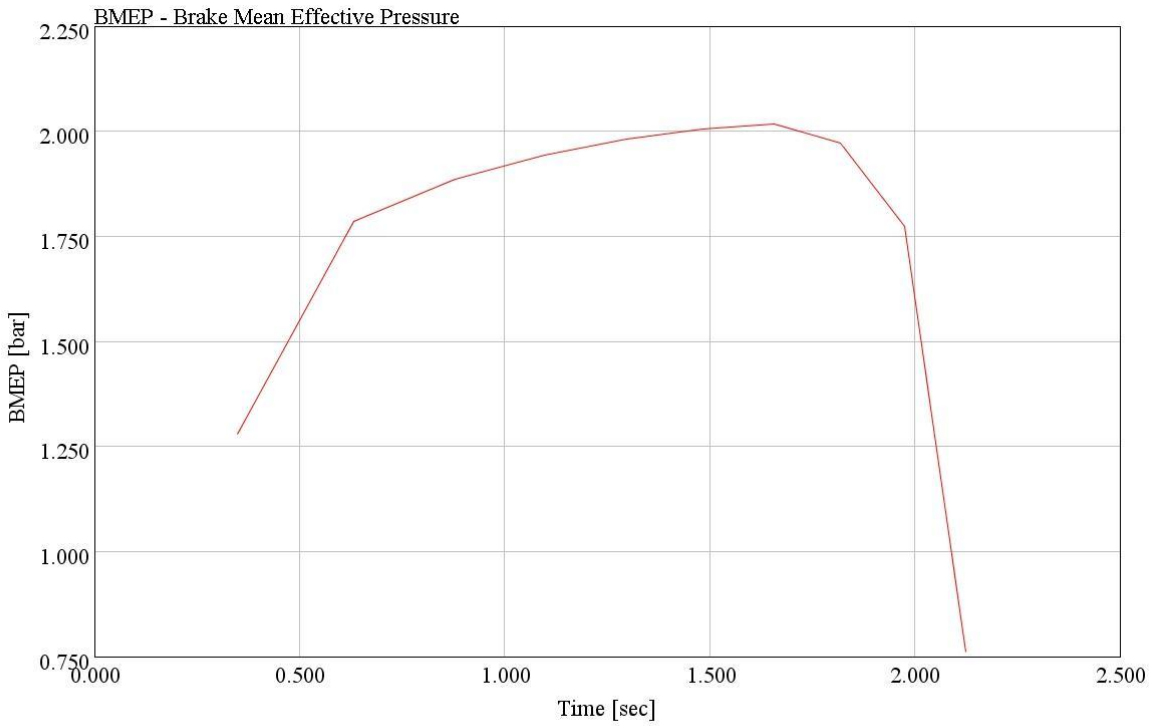
BMEP definieras enligt ekvation 2 och har enheten bar [3]. Observera dock att BMEP inte är ett tryck som kan mätas direkt på motorn utan måste beräknas.

$$BMEP = \frac{P * n_R}{V_d * N} \qquad (2)$$

P = Effekt (W)
V_d = Slagvolym (m^3)
N = Varvtal (varv/min)
n_R = Motortypsfaktor (2 för fyrtakt)

Då modellen nått 800 RPM skall BMEP=0 vara uppfyllt, dvs. motorn levererar precis tillräckligt med effekt för att övervinna friktionen och ligga kvar konstant på detta varvtal. Detta uppnås genom att ändra insprutningstidpunkt, tändpunkt samt mängden insprutat bränsle. Ofta senareläggs tändpunkten på motorer för att få högre avgastemperatur och därmed få katalysatorn att fungera tidigare. Mercedes har flyttat tändpunkten till så sent som 15° ATDC, vilket gett bra resultat för uppvärmning av katalysator [8].

Tändpunkten i modellen har valts att följa Mercedes strategi och därmed lagts på 15° ATDC vid 800 RPM, även här för att ge bra förutsättningar för montering av en katalysator. Därefter har bränslemängden genom prövning justerats från 24mg/cykel till ca 10.5 mg/cykel och insprutningstidpunkt från 14° BTDC till 2° BTDC för att ge ett BMEP=0 vid 800 RPM. Detta ger ett lambdavärde på ca 6.5 vid 800 RPM. BMEP under uppvarvningen visas i figur 5.2.



Figur 5.2 BMEP under uppvarvning från 300-800 RPM

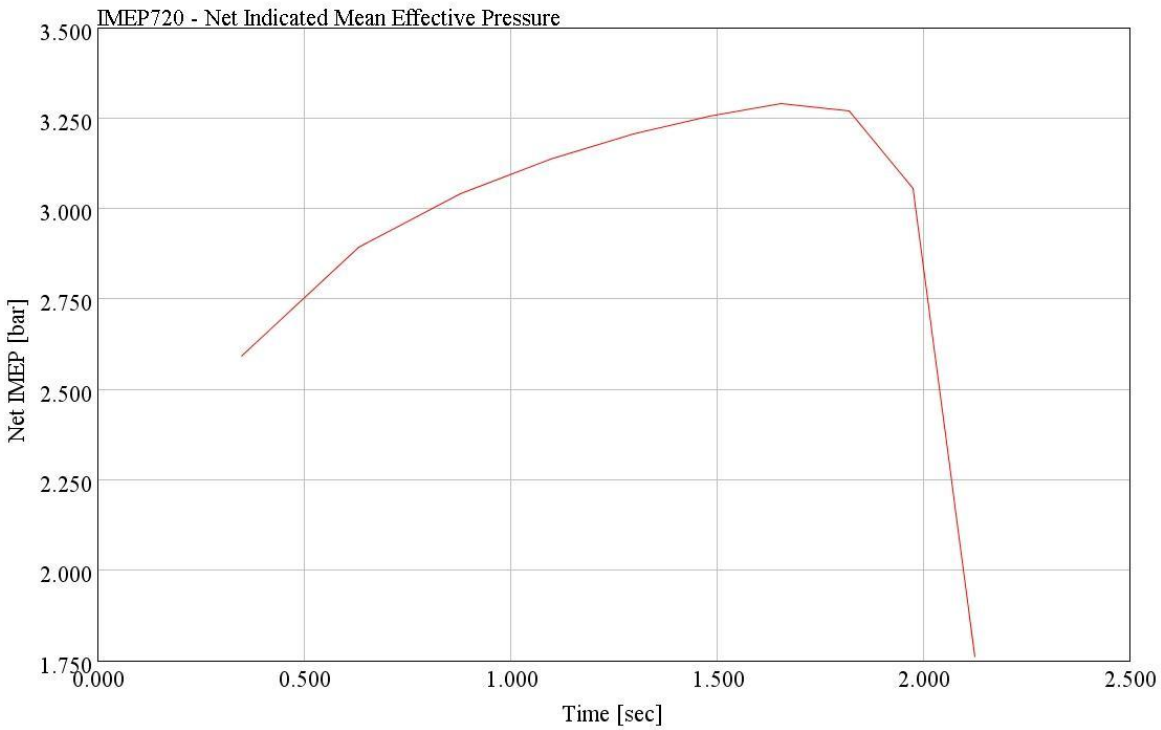
En annan vanlig parameter är IMEP (indikerat effektivt medeltryck) [3]. IMEP är den energi som omvandlats till arbete dividerat med motorns slagvolym och definieras enligt ekvation 3.

$$IMEP = \frac{W_C}{V_d} \qquad (3)$$

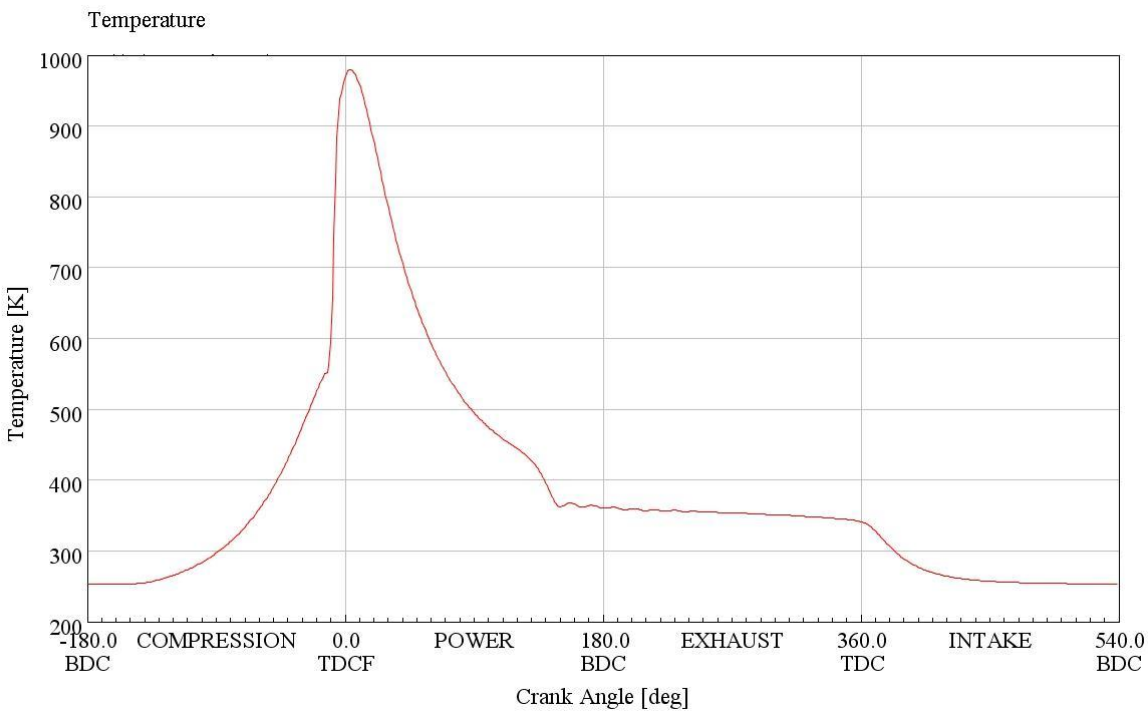
W_C = Indikerat arbete (Nm)
V_d = Slagvolym (m^3)

IMEP delas sedan in i två olika definitioner, $IMEP_{net}$ och $IMEP_{gross}$. Båda beräknas på samma sätt med skillnaden att $IMEP_{net}$ beräknas över alla fyra takter medans $IMEP_{gross}$ endast beräknas över kompression och expansionstakten.

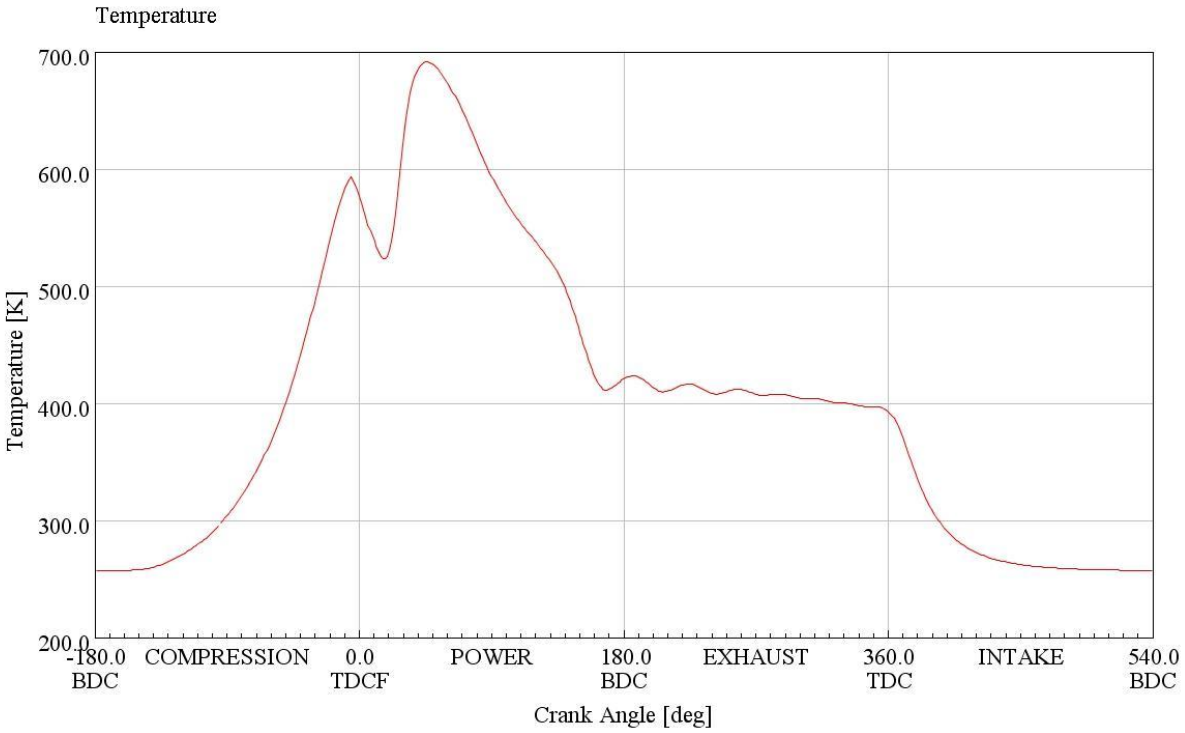
$IMEP_{net}$ ligger vid 300 RPM på ca 2.5 bar och ökar under uppvarvningen till ca 3.3 bar för att vid 800 RPM sjunka och ligga konstant på ca 0.7 bar. Resultatet från uppvarvningen visas i figur 5.3.



Figur 5.3 $IMEP_{net}$ *vid uppvarvning från 300-800 RPM*



Figur 5.4 Temperatur i cylindern under en cykel vid 300 RPM

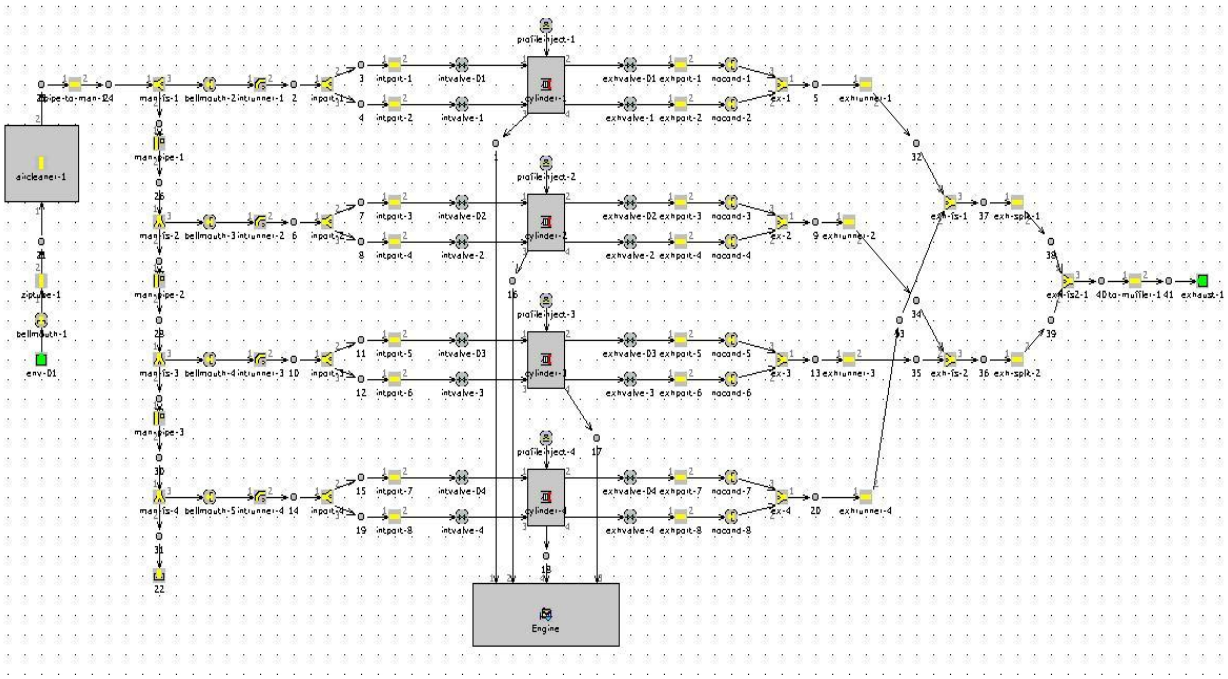


Figur 5.5 Temperatur i cylindern under en cykel vid 800 RPM

Figur 5.4 visar temperaturen i cylindern under en cykel vid 300 RPM utan justerade parametrar och figur 5.5 vid 800 RPM med parametrarna justerade för senarelagd förbränning. Förbränningstemperaturen blir lägre vid 800 RPM på grund av den magrare förbränningen. Från figur 5.5 är det trots detta möjligt att utläsa en högre avgastemperatur på grund av den senarelagda förbränningen, vilket är positivt för uppvärmning av en katalysator.

5.2 Modellering av flercylindrig motor

Utveckling av modellen till en flercylindrig motor är ganska enkel. Grundstrukturen av cylinder, insugsrör och avgasrör kopieras och läggs under varandra i det antal cylindrar som önskas, i detta fall fyra. Cylindrarna sammankopplas till motorns bottendel i önskad ordning. Därefter sammankopplas insugsrören med olika förgreningar för att passa ihop med varandra. Strukturen ser ut enligt figur 5.6.



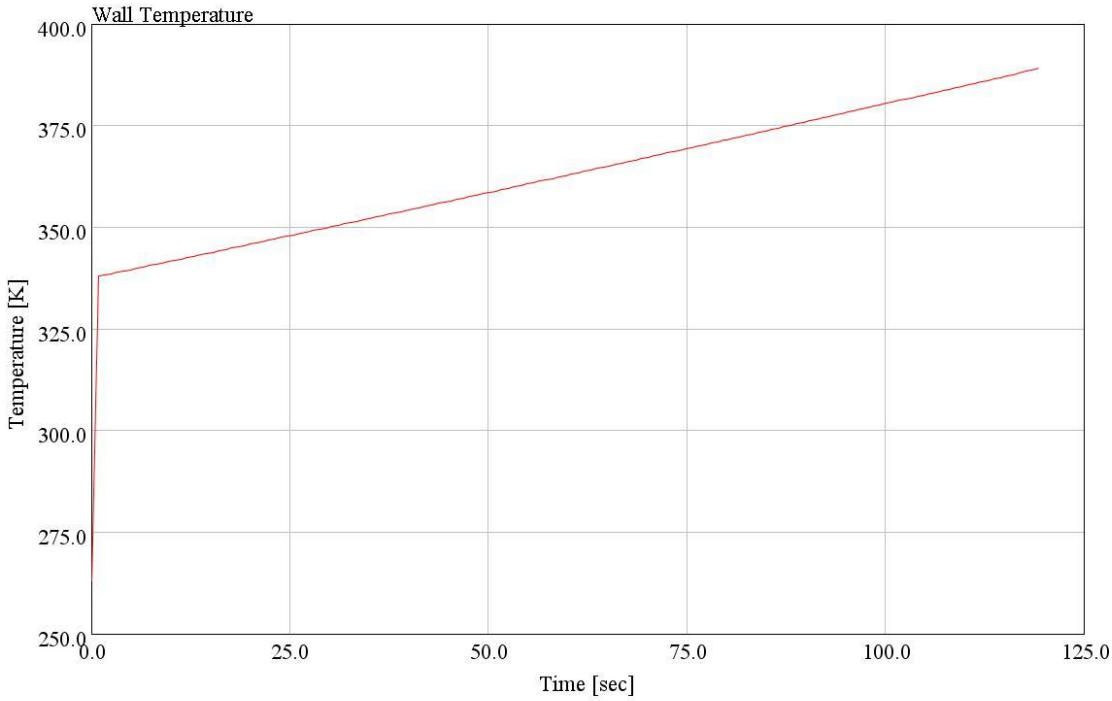
Figur 5.6 Fyrcylindrig modell

Modellen är uppbyggd precis på samma sätt som den encylindriga, dock med lite fler komponenter och sammankopplingar. Här har även en komponent föreställande luftfilter monterats. Ett par smärre justeringar krävs dock för att modellen skall fungera, en tändföljd måste läggas in i motorns bottendel, dvs. i vilken ordning och förhållande till varandra gnistan till varje cylinder skall skickas. Gnistan skickas för en fyrcylindrig motor i cylinderordningen 1-3-4-2 med 180 vevaxelgraders mellanrum.

Det krävs även en mindre justering i inställningarna för bränslespridaren, tidigare var cylinder 1 referensobjekt för när bränslesprayen skall skickas ut, här krävs en referens för varje cylinder, dvs. spridare 1 har cylinder 1, spridare 2 har cylinder 2 osv. som referensobjekt.

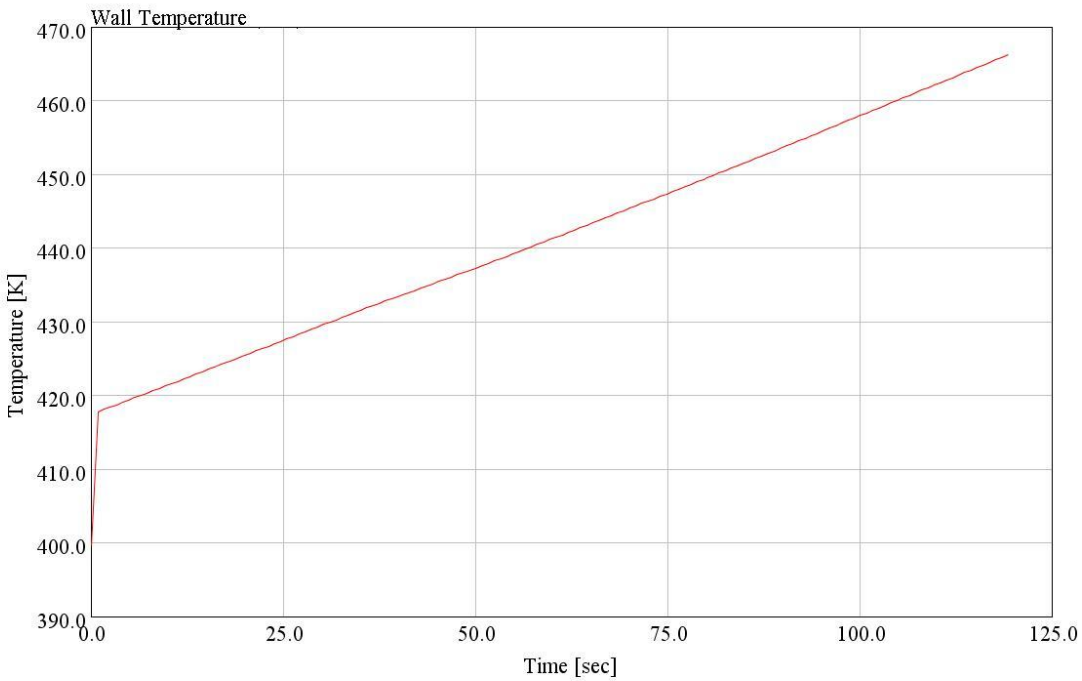
En katalysator har sedan monterats för att simulera ett par uppvärmningsförsök. Modellen kör först en uppvarvning från 300 RPM till 1200 RPM på 3 sekunder, därefter ligger modellen på konstant varvtal vid 1200 RPM i 120 sekunder.

Figur 5.7 visar resultatet med tändpunkt vid 13° BTDC och figur 5.8 visar resultatet med justerad tändpunkt till 15° ATDC. Det är enbart tändpunkterna som förändrats, övriga parametrar är lika för båda simuleringarna. Uppvarvningen redovisas inte, graferna redovisar endast resultatet vid det konstanta varvtalet av 1200 RPM. Temperaturen var vid start 250 K för båda simuleringarna.



Figur 5.7 Temperaturökning i katalysatorn vid 1200 RPM med tändpunkt vid 13° BTDC

Det går att utläsa en klar skillnad i temperaturutveckling mellan de båda fallen. Vid tidig förbränning fås en katalysatortemperatur på ca 390 K efter 120 sekunders körning på 1200 RPM. Den andra simuleringen med senarelagd förbränning når en temperatur på ca 465 K, vilket är en klar förbättring.



Figur 5.8 Temperaturökning i katalysatorn vid 1200 RPM med tändpunkt vid 15° ATDC

6. SLUTSATS

Syftet var att utifrån mätningar gjorda på en riktig motor skapa en prediktiv transient förbränningsmodell med skiktad förbränning. Den stora delen i arbetet har varit att få modellen att följa det uppmätta cylindertrycket vid 300 RPM för att därefter utveckla modellen ytterligare för en uppvarvning till 800 RPM.

En vanlig konventionell bränslespridare användes i modellen istället för en avancerad piezoelektrisk spridare. Gamma Technologies rekommenderade detta då den piezoelektriska är mycket avancerad och svår att modellera, istället definierades den skiktade förbränningen genom att ange bränsle/luftförhållande som funktion av andelen förbränt bränsle. Då dessa värden är kända är det möjligt att simulera den skiktade förbränningen mycket väl. Tyvärr fanns inga värden tillgängliga över detta då ingen CFD-analys över förbränningen är utförd. Därmed är det förmodligen möjligt att förbättra den skiktade förbränningen och få ett bättre och mer trovärdigt resultat genom att göra en utförlig CFD-analys av förbränningen där saknade värden kan hämtas.

Trots något osäkra värden på ovanstående verkar modellen ge ett bra resultat. Modellen följer mätvärdena mycket bra vid 300 RPM, cylindertrycket är nästan identiskt och andelen oförbränt bränsle är likvärdig med den mängd som uppmättes på den riktiga motorn i laboratoriet.

Transientförloppet var relativt lätt att modellera, dock krävdes information om temperaturutveckling i cylinderväggar, kolv och förbränningsrum då temperaturen ökar under uppvarvningen, det rör sig visserligen endast om ett fåtal sekunder. Vid kallstart är dock varje temperaturökning viktig då det kan ha stor inverkan av hur snabbt bränslet förångas. Det var även viktigt att ta hänsyn till att friktionen minskar vid uppvarvningen. Det är svårt att uppskatta hur mycket den minskar. Det kan därför vara intressant att arbeta vidare och prova olika resultat på dess parametrar för att sedan jämföra med riktig motor.

Huruvida modellen stämmer överens med den riktiga motorn vid 800 RPM är svårt att säga då det inte finns några mätvärden att jämföra med. Resultatet verkar dock rimligt och ligger i närheten av de värden en riktig motor brukar ligga vid.

Att förutsäga förbränningsstabilitet, dvs. exempelvis spontana misständningar på grund av att t.ex. tändstiftet blivit dränkt av bränsle eller på annat sätt inte ger en korrekt tändning/förbränning verkar tyvärr inte vara möjligt att simulera då programmet saknar funktioner för detta.

Vid framtida försök kan det vara intressant att installera temperaturgivare för att få en bättre insikt i hur temperaturutvecklingen i motorn ser ut. En CFD-analys bör också utföras över förbränningen för att få ett trovärdigt resultat över den skiktade förbränningen. Finns kunskap och möjlighet kan det även vara intressant att försöka modellera den avancerade piezoelektriska spridaren för att på så sätt få en nästan exakt kopia av den riktiga laborationsmotorn.

REFERENSER

1. The stratified charge engine, Renault, 2011, http://www.renault.com/en/Innovation/eco-technologies/Documents_Without_Moderation/PDF%20ENV%20GB/Stratified-charge%20engine.pdf (Acc 2011-04-02)

2. Förbränningsmotor, Nationalencyklopedin, 2011, http://www.ne.se/f%C3%B6rbr%C3%A4nningsmotor (Acc 2011-04-02)

3. Heywood J.B: Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, Inc, 1988.

4. Cengel Y.A et al: Fundamentals of Thermal-Fluid Sciences, McGraw-Hill, Inc, 2008.

5. Delphi GDI systems reduce gasoline engine CO_2 emissions by up to 22 percent, Delphi, 2010, http://delphi.com/about/news/media/pressReleases/2010/pr_2010_10_04_001/ (Acc 2011-05-10)

6. Kapus, P.E et al (2007) Ethanol Direct Injection on Turbocharged SI Engines – Potential and Challenges. SAE International. SAE 2007-01-1408.

7. Sales, L.C. et al (2010) Improving Cold Start Emissions from an Ethanol Fuelled Engine through an Electronic Gasoline Injector. SAE International. SAE 2010-01-2131.

8. Waltner, A et al (2006) The 2nd Generation of Gasoline-Direct-Injection – Aspects of exhaust gas aftertreatment and catalytic converter development. I Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, 2006.

9. Gamma Technologies (2009) Engine Performance Application Manual. Version 7.0

10. Gamma Technologies (2009) Engine Performance Tutorials. Version 7.0

11. Wärnberg, J. (2011) Stratified cold start optimization on a neat ethanol fuelled spark ignited engine with piezo-actuated direct injection. Göteborg: Chalmers University of Technology.

BILAGOR

Bilaga 1 Inlämningsuppgiften för kursen FMT-fk.

Bilaga 2 Grov CFD-analys över temperaturutveckling i cylindern.

Computer exercises

For

Internal combustion engines, advanced course

MTF225

Responsible teachers:

Daniel Dahl

Ph D Student
Chalmers University of Technology
Dep. of Applied Mechanics
Div. of Combustion
SE-412 96 Göteborg, SWEDEN
Visiting address: Hörsalsvägen 7B
Phone: +46 (0)31 772 13 95
Mail: daniel.dahl@chalmers.se

Jonas Wärnberg

Ph D Student
Chalmers University of Technology
Dep. of Applied Mechanics
Div. of Combustion
SE-412 96 Göteborg, SWEDEN
Visiting address: Hörsalsvägen 7B
Phone: +46 (0)31 772 37 90
Mail: jwberg@chalmers.se

V5.0
2011-07-08

1 Introduction ... 3
2 Introduction to GT-Power ... 4
2.1 GT-Power Introduction ... 4
2.2 Starting GT-Power ... 4
2.3 Tutorial 1 ... 4
2.4 GT-POST tutorial ... 4
2.5 Tutorial 2 ... 4
3 Design task 1 ... 5
3.1 Introduction ... 5
3.2 Part 1 ... 5
3.2.1 Objective: ... 5
3.2.2 Procedure: ... 5
3.2.2.1 Intake valve ... 5
3.2.2.2 Exhaust valve ... 6
3.2.3 Questionnaire ... 6
3.3 Part 2 ... 6
3.3.1 Objective: ... 6
3.3.2 Procedure ... 6
3.3.2.1 Pipe length ... 6
3.3.3 Questionnaire ... 6
3.4 Part 3 ... 6
3.4.1 Objective ... 6
3.4.2 Procedure ... 6
3.4.2.1 Pipe diameter ... 7
3.4.3 Questionnaire ... 7
3.5 Presenting results ... 7
4 Tutorial 3-4 ... 7
5 Throttled operation ... 7
6 Convergence control ... 7
7 Knock model ... 8
8 Exhaust pipe temperature model ... 10
9 Design task 2 ... 11
9.1 Objective ... 11
9.2 Introduction ... 11
9.3 Procedure for drive cycle simulations ... 11
9.3.1 Car parameters ... 12
9.4 General design constrains ... 12
9.5 Questionnaire ... 13
9.6 Report ... 13
9.7 Oral Presentation ... 13

Introduction

Welcome to the computer exercises in the advanced course in internal combustion engines (MTF 225). During these weeks you are intended to work with two different projects in groups of 2 persons, no more, no less. These projects have the goal of making you understand the main parameters for gas exchange processes in internal combustion engines and the importance their variation have on engine performance. The tool that will be used is GT-Power, a 1-D simulation software for internal combustion engines.

The first project or design task is a simple exercise intended to introduce you to GT-Power and its structure but also to show the relative relevance of some of the engine components by some simple simulations. It is worth to highlight that the design tasks are not meant to produce professionals in this software; the design tasks are designed to reaffirm your knowledge on key parameters for the design of internal combustion engines.

The second design task will consist on the design and virtual testing of an internal combustion engine. You will design an engine for a production car where you will have to meet maximum power requirements and the designated fuel consumption during a NEDC drive cycle. Before each task, tutorials included in the program will be used to gain the necessary knowledge required to complete the tasks. The tutorials can be run individually if there are enough computers available.

In this booklet a description of each one of the design tasks and deadlines are included. Both tasks must be marked as passed to pass this course.

Any of the persons involved on the course will be glad to assist you at any moment if a doubt should arise but remember it is primarily at the scheduled lessons that help will be given. You can NOT ignore these lessons and assume that you can come to our offices for help!!

Finally, remember the saying: “learning by doing”. GT-Power is only a simulation tool, so feel free to explore the world of engines as much as you like with this tool. Don’t be afraid to do mistakes, worst case scenario is a simulation crash or screwed up results.

Good luck!!

<u>Deadlines</u>

Design task 1: April 15th

Design task 2: May 14th

Presentations design task 2: May 19th in EL41

Apart from the deadlines, it is recommended that the first two GT-Power tutorials and the GT-Post tutorials are completed the first week. The design tasks should be handed in to the responsible teachers of these computer exercises in printed form at our offices or post boxes. Email is not accepted!

2 Introduction to GT-Power

In this chapter we will go through the basics of GT-Power and how to build a model and run simulations. The resulting model will be used for the first hand in design task.

2.1 GT-Power Introduction

GT-Power is commercial software (one-dimensional for gas dynamics and zero dimensional for combustion) that allows simulation of the combustion and the gas exchange process along the complete cycle of an engine. These simulations are accomplished by connecting engine components, piping and other elements together. The software calculates the flow inside the engine parts based on already implemented models, moreover the user is able to include friction, heat transfer and energy losses into account.

The code consists of three modules: pre-processor (GT-ISE), solver (GT-POWER) and postprocessor (GT-POST). Both pre-processor and post-processor have convenient graphical user interfaces. The models are built in the pre-processor and all initial properties are settled in it. In the solver all calculations are carried out and the results are studied in the post-processor. Further information regarding flow calculations, heat transfer models, etc., is available in the GT-Power manual which can be found in the help menu.

2.2 Starting GT-Power

Start Menu/all programs/GTI Applications Group/GT-is v7.0.0

In order to avoid overloading the Chalmers network you must run the simulations on the local hard-drive. To do this, create your project or copy your existing project to a folder located under “/local”. When you are finished for the day remember to copy the files back to your home directory or else they will be automatically deleted.

2.3 Tutorial 1

We will use the tutorials included in GT-POWER to build a single cylinder, four-stroke, Otto-cycle engine. To find the tutorials, go to the help menu/Tutorials/modelling applications/Engine performance/engine_performance-tutorials.pdf. This will open up a PDF file containing all the tutorials concerning GT-Power. Go through tutorial 1.

CONGRATULATIONS. YOU HAVE NOW CREATED YOUR FIRST ENGINE MODEL IN GT-POWER!!!!!!!!!!

2.4 GT-POST tutorial

Go to the help menu and open Tutorials/GT-Post. Go through all the assignments. This is a good way to get familiar with the post-processing possibilities for GT-Power.

2.5 Tutorial 2

The second tutorial teaches you various useful features of GT-Power such as setting variable sweeps and using the built in optimization feature.

3 Design task 1

3.1 Introduction

This study is based on a single cylinder model which must be completed and handed in, before 2009-04-02. A small examination could be done based on the presented results. The students should work in groups of two or three during the entire course. The report should be short, specific and must provide clear and documented explanations to the task questions. During this design task you will do a series of exercises that will provide you with a deeper understanding on gas exchange phenomena and the variables that affect it. The assignment is based on the single cylinder model that you created in the first tutorial which will be modified for the three tasks. 4 variables will be changed:

- IVO
- EVO
- Intake runner length
- Intake runner diameter

WHEN CHANGING ONE VARIABLE, KEEP THE OTHERS AT THEIR CENTRAL VALUES (WHICH ARE 360 CAD atdc, 140 CAD atdc, 550 mm AND 40 mm RESPECTIVLY)!!!

Define the valve opening timing as the timing when the lift is 0.5 mm. Always have the same value for “diameter at inlet end” in the intake port as the intake pipe diameter (but keep the value for “diameter at outlet end” at the original value).

Other plots than those that are required might be helpful in order to explain observed trends (such as: flow velocities through valves, pressures in manifolds etc.)

3.2 Part 1

3.2.1Objective:

At the end of this exercise you should be able to explain the influence that valve timing has on engine performance.

3.2.2 Procedure:

A series of calculations will be performed in order to study the influence on the engine performance by different intake valve opening (IVO) times and exhaust valve opening (EVO) times maintaining the same opening duration in each case. When changing IVO and EVO IVC and EVC will change as well, we are only “phasing the cam”. Curves of torque and volumetric efficiency versus speed should be produced and compared. Define 0.5 mm lift as the opening and make plots of the following:

3.2.2.1 Intake valve

To study:	Torque and volumetric efficiency
Opening:	340, 360 and 380 [CAD atdc]
Angular speed:	1000 – 6000 [rpm]

3.2.2.2 Exhaust valve

To study: Torque and volumetric efficiency

Opening: 120, 140 and 150 [CAD atdc]

Angular speed 1000 – 6000 [rpm]

3.2.3 Questionnaire

1. Is the valve opening/closing influencing the volumetric efficiency and how?
2. Is the expansion stroke affected by the valve timing?
3. What limits a fast valve lift?

3.3 Part 2

3.3.1 Objective:

At the end of this exercise you should be able to understand the contribution from the intake runner length to the engine behaviour.

3.3.2 Procedure

A series of calculations will be done in order to explain the influence of the intake runner length on the engine. In order to achieve this, three different lengths will be experimented. Curves of torque and volumetric efficiency versus speed should be produced and compared.

3.3.2.1Pipe length

To study: Torque and volumetric efficiency

Longitude: 250, 550 and 900 [mm]

Angular speed: 1000 – 6000 [rpm]

3.3.3 Questionnaire

1. What is the main contribution of the pipe longitude on engine performance?
2. Does it make any sense to have variable longitude pipes in vehicles?
3. What primary pipe length should be chosen for a marine diesel engine and for a high performance automobile

3.4 Part 3

3.4.1 Objective

The objective of this exercise is to study the contribution from the intake runner geometry to the engine performance.

3.4.2 Procedure

A series of calculations will be done in order to explain the influence of the intake runner diameter on an engine. In order to achieve this, three different diameters will be experimented. Curves of torque and volumetric efficiency versus speed should be produced and compared. The intake port inlet diameter should be modified according to intake runner diameter.

3.4.2.1 Pipe diameter

To Study:	Torque and volumetric efficiency
Diameter:	29, 40,60 [mm]
Angular speed:	1000 – 6000 [rpm]

3.4.3 Questionnaire

1. How does the diameter of the admission pipe influence the engine performance?
2. If you would be required to give a general advice regarding pipe diameter, which one would it be?

3.5 Presenting results

A short and concise report per group must be handled in with answers to the proposed questions, plots and explanations of the plots. The answers and graphs descriptions should be well based and each of the students from the group should be able to explain them. Descriptions of the graphs are not as interesting as explanations to what is seen!!

4 Tutorial 3-4

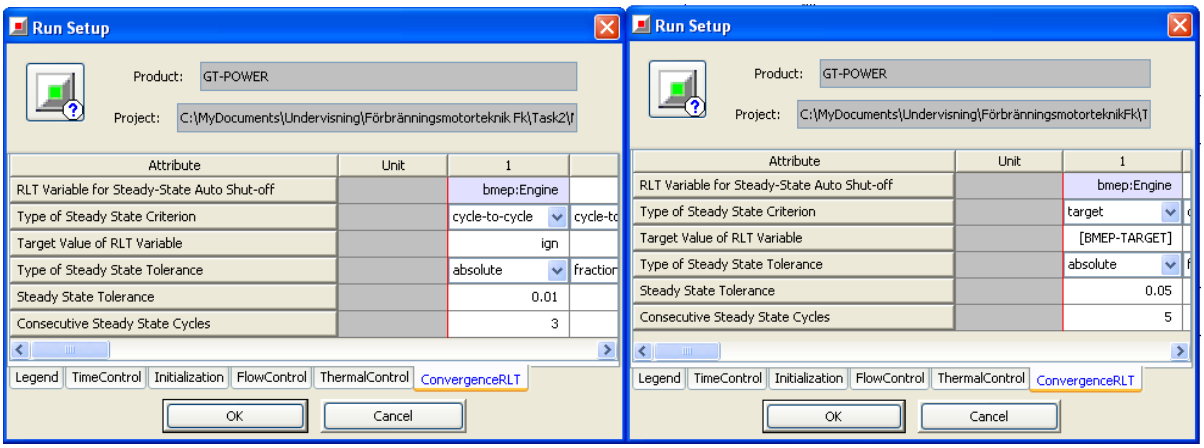
Once the first design task is handed in it is time to continue with the tutorials. Do not put too much focus on the third tutorial since we will not focus on modelling combustion. Tutorial four will give you guidance of how to set up a multi-cylinder engine, do the tutorial or just use it as guidance when you design your own engine in task two.

5 Throttled operation

Two possibilities for throttled operation exist in GT-Power. Either a throttle model is used where throttle angle are set, or an orifice is used where the diameter is used to set restrictions for the flow. The latter one will be explained here since this is what tutorial 4 ended up having. Two templates called “SensorConn” are connected to the crank train. One for speed and one for load (BMEP). These are in turn connected to a “ControllerThrottle”. The “ControllerThrottle” is then connected to an “ActuatorConn” which is finally connected to the orifice. Create a parameter for “target signal” in the “ControllerThrottle”. This can then be used in the case setup for load sweeps. It is possible to monitor the convergence towards requested load while the simulations are running by using templates called “MonitorSignal” connected to the load sensor.

6 Convergence control

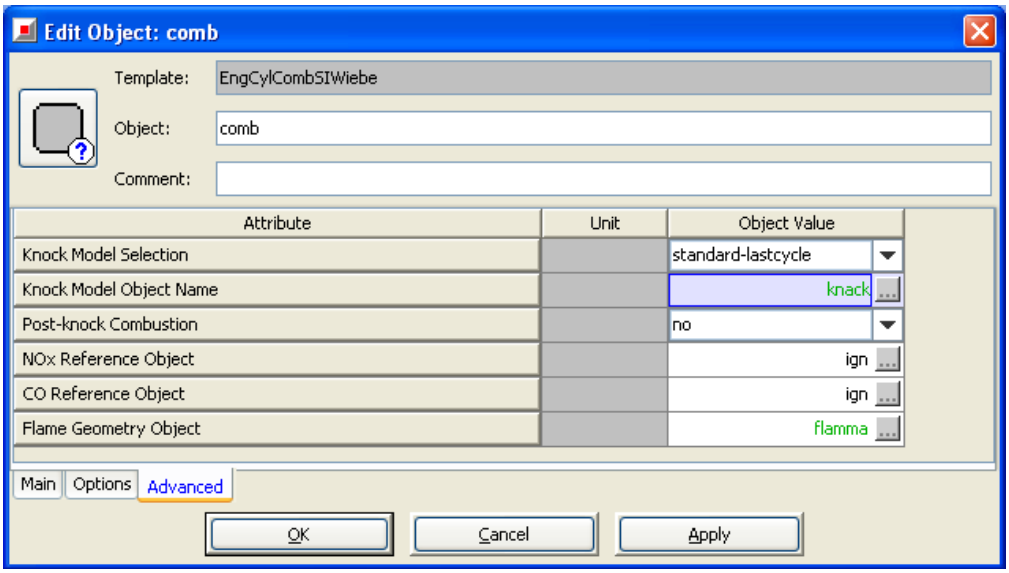
No matter what sort of simulations that are run it is always good to use the convergence control. This is done under “ConvergenceRLT” in the “Run Setup”. The following settings to the left will stop the simulation once BMEP has not changed more than 0.01 bar during the last 3 cycles and to the right once the requested BMEP is reached:



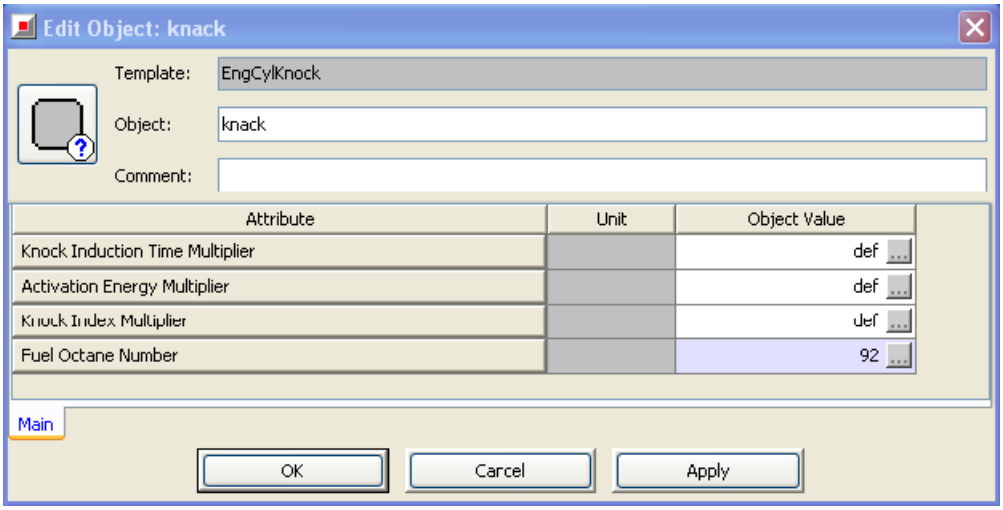
Also remember to increase the value for “Maximum Simulation Duration” under the “TimeControl” tab.

7 Knock model

It is important to keep normal engine operation well away from risk of knocking or the engine will be damaged. In GT-Power risk of knocking is indicated by the so-called Knock-Index (KI). The model may be fairly advanced but we will apply it in its simplest form by just defining basic combustion chamber geometry and a simple flame-structure.

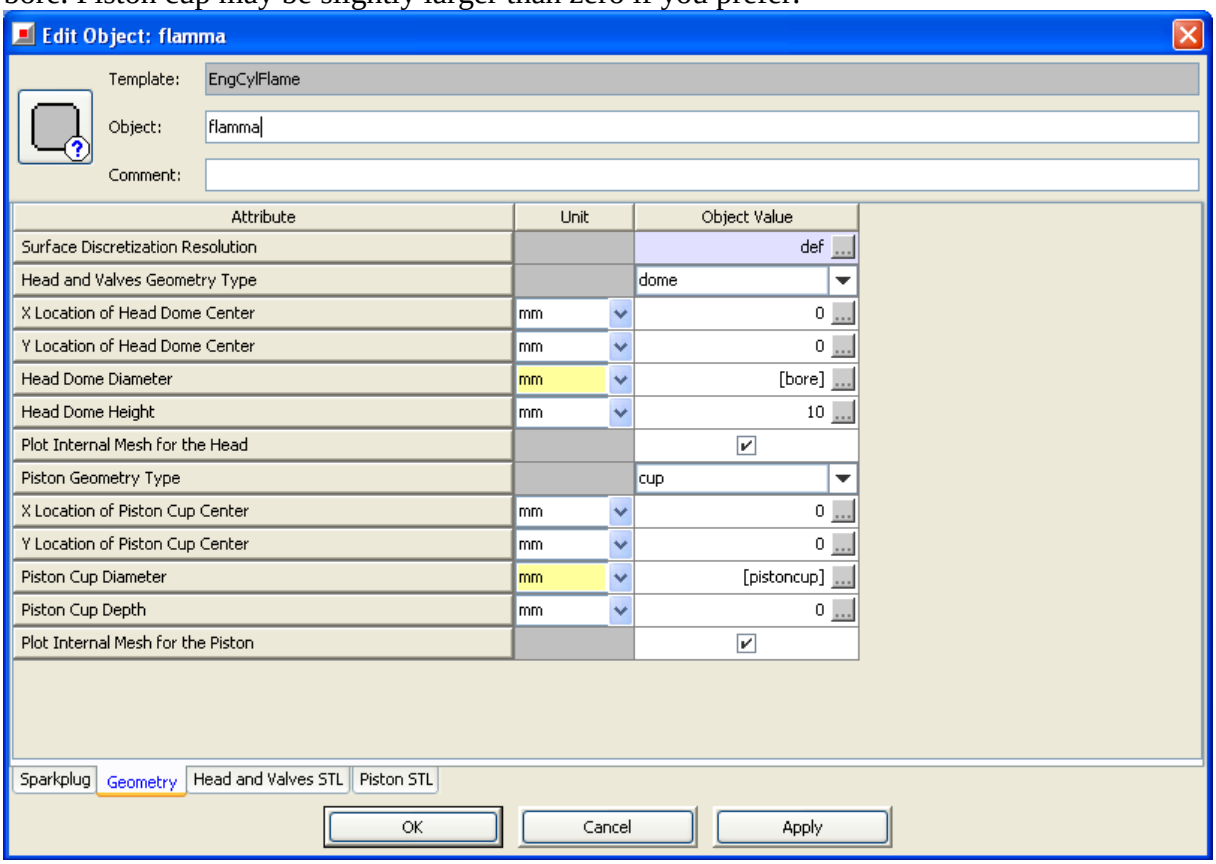


In the Cylinder-object, open the combustion object and enter as above. Then the knock model needs defining; use the template “EngCylKnock”; in the template enter “def” in all multiplier fields and “92” as Fuel Octane Number (FON =(RON+Mon)/2).



In “Head and Valve STL” and “Piston STL” all attributes are set to “ign”

Then the flame objets needs to be defined, in the first tab (sparkplug) of the “EngCylFlame” object, enter 0,0,5 as X, Y, Z-positions. Geometry-tab shall be defined as below. [pistoncup] and [bore] are your chosen piston-cup diameter (smaller than cylinder bore) and cylinder bore. Piston cup may be slightly larger than zero if you prefer.



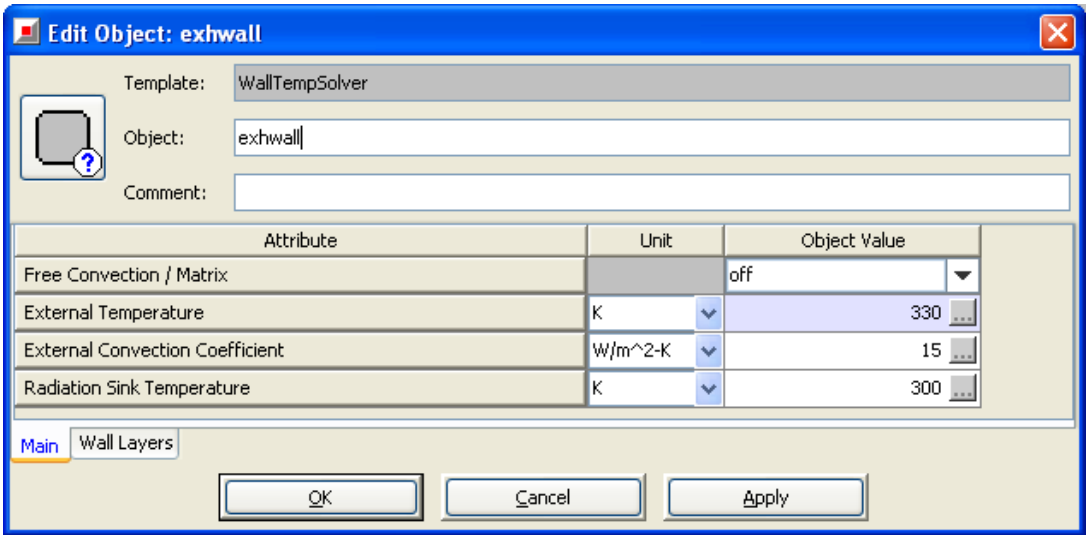
Post process; in the RLT-tab, Components/EngCylinder/Combustion/Knock Index gives the probability of knock occurrence.

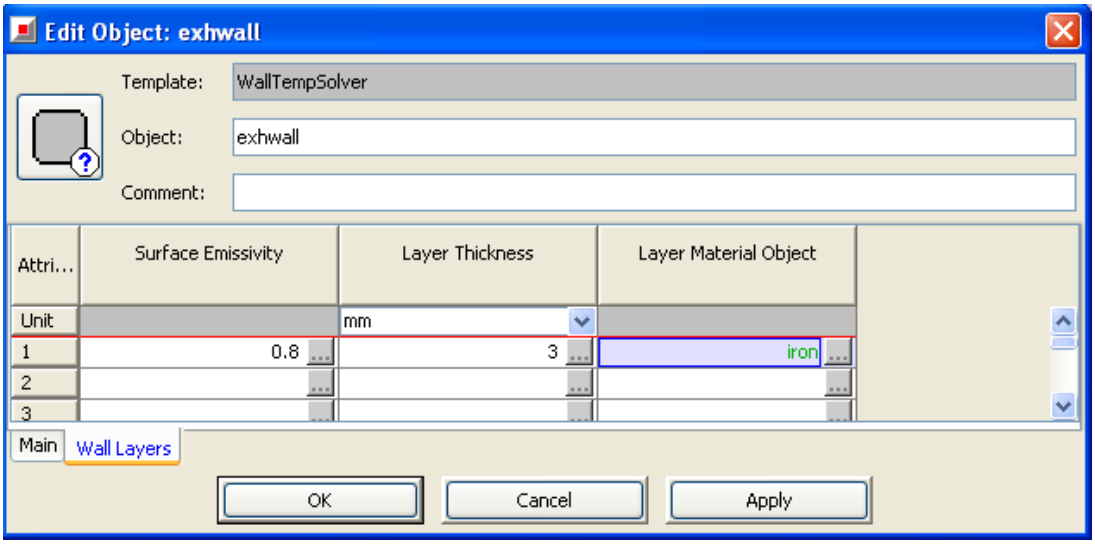
8 Exhaust pipe temperature model

Either the temperature of the exhaust pipes may be set, or they can be modelled by the program. The modelling is pretty simple and will give better accuracy of the engine model, so use it in task two as described below.

The exhaust port (cylinder head) temperature is controlled by the coolant, set it to 550 K. Then the orifice between head and exhaust manifold must not transfer heat or all heat will go into the infinitely cooled exhaust ports. Define a special orifice and in the options tab set "Heat Conduction Flange" to "ign".

Define the exhaust pipe with (initial) temperature to 750K. Enter a name for the "Heat Conduction Object" and define the opened object as;





9 Design task 2

9.1 Objective

To design and to model a multi-cylinder engine with the aim of GT-Power that will have sufficient power while maintaining low fuel consumption on the NEDC drive cycle.

9.2 Introduction

One of the main challenges car manufactures face today is the contradiction between the CO_2 legislation and customers' request of high power. Examples of solutions for this issue are hybrid vehicles or turbo charging in combination with downsizing. It is more difficult to achieve this for a natural aspirated engine.

A new engine concept must be developed for a specific automobile. The engine must be able to deliver sufficient power while still being able to manage the fuel consumption requirements on a drive cycle.

Each one of the groups will work with a different design; this design should be discussed with the responsible teacher before being completely implemented. Each group will choose a car for which an engine will be designed. Car parameters are taken from production cars and the idea is that in the end you can compare your engine design with the design used by the manufacturer. You will not know until Friday the 14th of May which car you designed your engine for. This will be available at the course home page.

9.3 Procedure for drive cycle simulations

It is a complicated task to simulate fuel consumption for a drive cycle in a representative manner and this course is about processes in an internal combustion engine. However, there is a package in GT-SUITE where it is possible to simulate vehicle dynamics on for example a drive cycle based on engine maps. You are given a prepared vehicle model (located on the course homepage) where you can input your car specifications in the case setup. This model also needs a map on fuel consumption and on load versus accelerator position (gas pedal). The basic procedure for drive cycle simulations is as follows:

1. Make at complete speed/load run in GT-Power.
2. Make a contour plot of total fuel consumption in [kg/hr] (speed on x-axis and BMEP on y-axis). View the data and copy the entire matrix.
3. Update the fuel consumption map and the load map in the vehicle model.
4. Run the simulation on the vehicle model.

A more detailed explanation on how to do this will be given on the lesson where the second design task is introduced.

A hint is to have a *.gu file saved with all useful plots from both the engine model and the vehicle model. In that way it only needs an update every time you make a change and rerun the simulations.

9.4 Car parameters

In the table below you will find car specifications of some different cars. You may select what ever model you like from this list. These values are actual values taken from car models in production today. In the NEDC drive cycle you are only allowed to have 5 gears so you have to choose if you want to use gear ratio 5 or 6 for gear 5 in the vehicle model.

Car model	B	C	D	H
Fuel consumption NEDC [l/10km]	1,35	0,63	2,13	0,78
CO2 emission NEDC [g/km]	322	151	495	184
Top speed [km/h]	210	230	340	207
Engine power [kW]	232	125	471	104
Car weight [kg]	2223	1435	1740	1692
Cd	0,36	0,28	0,35	0,275
Frontal area [m2]	2,75	2,12	2,04	2,3
Rolling Radius[mm]	369,6	315,95	329,1	0
Gear Ratio1	4,15	4,32	3,091	0
Gear Ratio2	2,37	2,46	2,105	0
Gear Ratio3	1,56	1,66	1,565	0
Gear Ratio4	1,16	1,23	1,241	0
Gear Ratio5	0,86	1	1,065	0
Gear Ratio6	0,67	0,85	0,939	0

9.5 General design constrains

- Knock Index must be kept below 50 and 92 FON Indolene (gasoline) shall be used. You may phase combustion but not decrease combustion duration below 25 CAD.
- The cycle-average exhaust gas temperature must be limited to 950 ^{o}C.
- The total surface of the valves must not be larger then 0.5 * cylinder cross sectional area. A spreadsheet is provided (called “flow_coefficients.xls” located on the course home page) containing flow coefficients of intake and exhaust valves which must be used if a 4-valve head is modelled. When using these values the “valve reference diameter” should be based on one valve. If a 2-valve head is modelled the values from the tutorial can be used.
- The temperature of the exhaust pipes must be defined as in chapter 8.
- The admission pipes have a temperature equal to 310K at the inlet and 370K at the vicinity of the head.
- The engine must be naturally aspirated.
- The exhaust system backpressure at the outlet of the exhaust port should be 1.4 bar at top speed (max mean piston speed = 20 m/s) and maximum load. This is used to account for catalysts and silencers.
- The amount of total residuals must not exceed 30% when BMEP>0.
- It must be possible to use a three-way catalyst during the drive cycle.
- Use of variable engine systems is allowed but must be motivated.
- The friction object should be defined according to the following figure:

Attribute	Unit	Object Value
Constant part of FMEP	bar	0.4
Peak Cylinder Pressure Factor		0.005
Mean Piston Speed Factor	bar/(m/s)	0.04
Mean Piston Speed Squared Factor	bar/(m/s)^2	0.001

9.6 Questions

1. Given a certain displaced volume for an engine, one with two cylinders and the other with just one. Which one will have higher efficiency and why?
2. Which modification must be done in order to install a supercharger and which for a turbocharger? What disadvantages present each one of them?
3. Are the inlet and exhaust valves equal in size? If not, why?
4. What limits the maximum angular speed of a normally aspirated motor?
5. What are the main differences on manifold phenomena between a single cylinder engine and a multi cylinder engine?
6. Explain the differences between a 4-2-1 exhaust manifold and a 4-1 exhaust manifold.
7. Is there any way to control and vary the geometrical compression ratio? Explain possible mechanisms.
8. Discuss what might differ between your engine model and your results from reality, what are we not considering.

9.7 Report

A brief report must be handed in per group.

The report should contain the following

- Strategy used in the engine design
- Short description of the engine
- Contour plots with engine speed on the x-axis and BMEP on the y-axis containing the following information:
    - BSFC
    - Effective lambda
    - Normalized time distribution on drive cycle
    - Knock Index
    - Total residuals
- Maximum power of the engine and fuel consumption on the NEDC drive cycle.
- Answers to the questions.

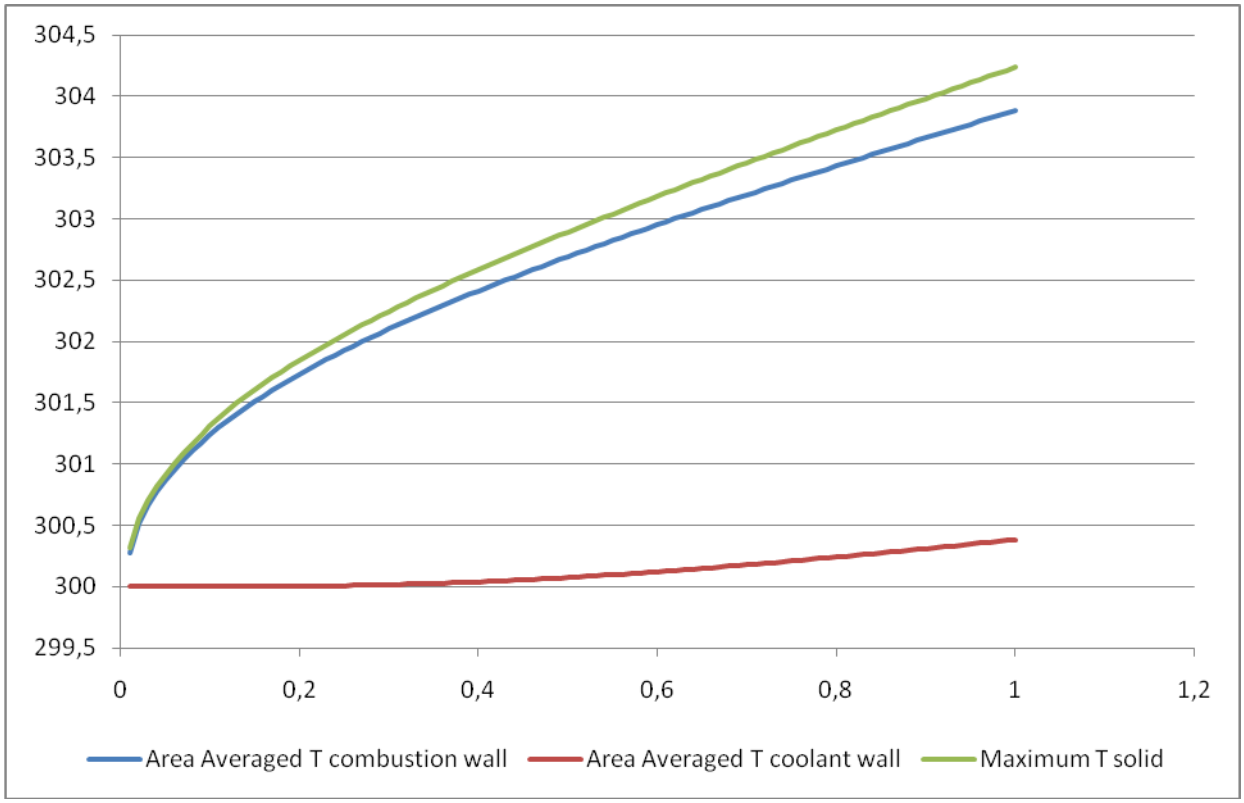
9.8 Oral Presentation

Each group must prepare a short presentation for the last occasion of maximum 10 minutes. The presentation should include the same things as was stated for the report except answers to the questions. When you are preparing your presentation you will know what car you designed your engine for which means that you can make comparisons if you like.

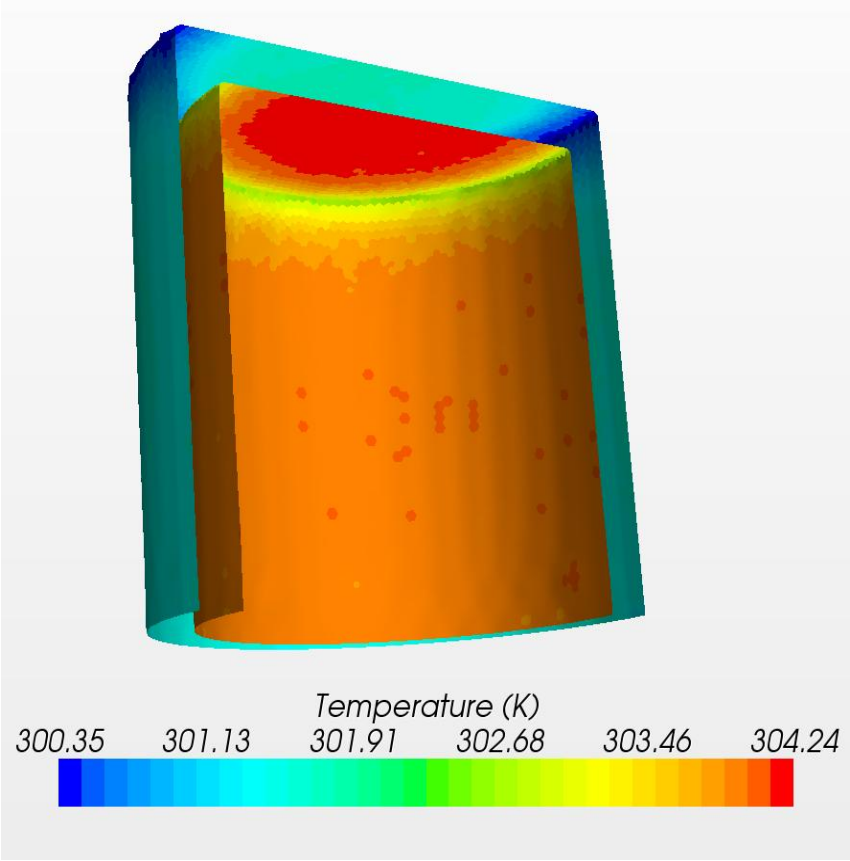
CFD, computational fluid dynamics, är ett arbetssätt inom fluidmekaniken som används för att analysera olika typer av strömning. Metoden bygger på ett system av olika partiella differentialekvationer. Beroende på vilket typ av problem som skall lösas används olika komplexa ekvationer.

Cylindermodellen är indelad i olika gränsskikt, området precis intill förbränningsrummet kommer vara varmare än området ut mot kylvätskan. Det finns ingen given temperatur på flamman, därför är det antaget att den är omkring 1000 K, det är dock möjligt att den är varmare än så. Denna analys är grovt utförd och bygger på en del antaganden, därför bör den endast tas som en fingervisning om hur temperaturutvecklingen i en cylinder kan se ut.

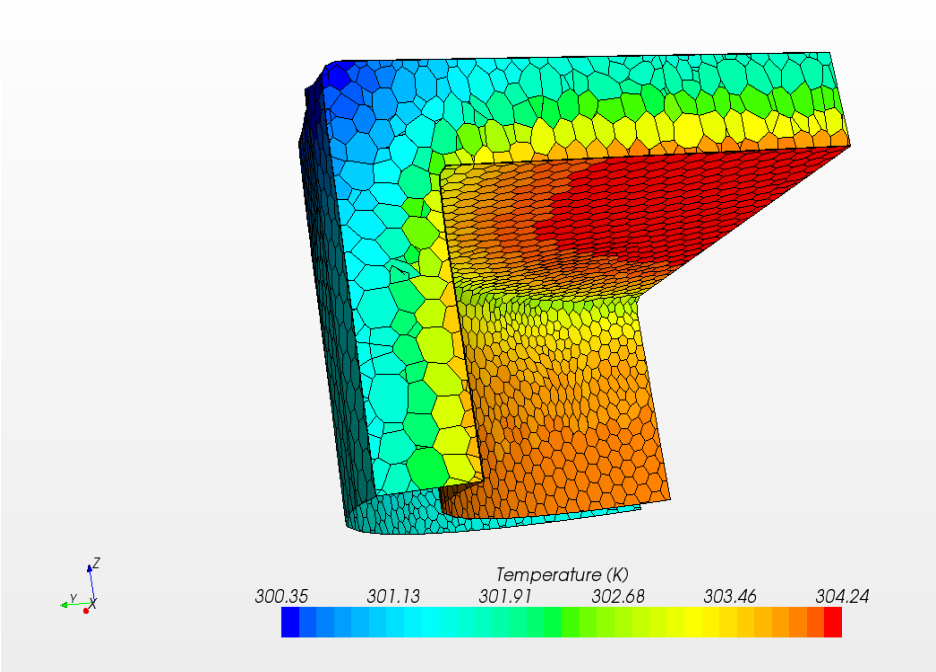
Modellen betraktar enbart temperaturutvecklingen vid startögonblicket under de första sekunderna då motorn är i gång, resultatet från analysen kan således inte användas då motorn blir varmare. Cylindern i analysen var vid start 300 K, figurerna visar sedan resultatet efter en sekunds körning.



Figur B2.1 Graf över temperaturutvecklingen under en sekund. T coolant wall är temperaturen på cylindermanteln ut mot kylvätskan medan T combustion wall är temperaturen på cylindermanteln inuti cylindern.



Figur B2.2 3D-modell av cylinderns och topplockets temperaturutveckling efter en sekund



Figur B2.3 Temperaturutveckling i cylinderns olika gränsskikt efter en sekund