

مدل سازی دینامیکی موتور دیزل ۱٫۶ لیتری با استفاده از روش مقدار متوسط

کامیار نیکزادفر

مدرس دانشگاه جامع علمی-کاربردی ایران خودرو

شرکت ایران خودرو

k.nikzadfar@gmail.com

علیرضا نورپور

استادیار دانشکده مهندسی راه آهن

دانشگاه علم و صنعت ایران

noorpoor@iust.ac.ir

چکیده:

یکی از مهمترین بسترهای مورد نیاز به منظور طراحی کنترلرهای حالت گذرای موتور، مدل سازی دینامیکی موتور می باشد. در این پژوهش، یک موتور ۱٫۶ لیتری پرخوران تزریق غیرمستقیم با استفاده از روش مقدار متوسط مدل سازی شده است. مدل مذکور قادر است تغییرات سرعت موتور را بر حسب تغییرات نسبت سوخت به هوا، زمان پاشش سوخت، بار اعمالی به موتور و شرایط جوی شبیه سازی نماید. در این مدل سازی همچنین تاثیرات دمایی بر اصطکاک های اجزای درونی موتور در حین فرآیند گرم شدن، مدل سازی شده است. مدل مذکور قادر است سرعت و مصرف سوخت موتور را به عنوان تابعی در حوزه زمان بر حسب تغییرات متغیرهایی نظیر نسبت هم ارزی هوا به سوخت، زمان پاشش سوخت، فشار و دمای هوای محیط و نیز میزان گشودگی شیر Wastegate مدل سازی نماید. به منظور مدل سازی از نرم افزار Matlab Simulink استفاده شده است.

کلید واژه: موتور دیزل، مدل مقدار متوسط، کنترل موتور

مقدمه

موتورهای دیزل به علت مصرف پایین، آلودگی ناچیز و سهولت فرآوری سوخت دیزل به شدت مورد توجه می باشد، به نحوی که امروزه حدود ۶۰٪ خودروهای سواری موجود در اروپا از قوای محرکه دیزلی به منظور رانش خودرو استفاده می نمایند. از آنجا که عملکرد مناسب موتورهای دیزلی به شدت وابسته به زمان بندی و نحوه صحیح فرآیندهای پاشش سوخت می باشد، لذا کسب استانداردهای اجباری آلاینده و مصرف سوخت جز به مدد استفاده از سیستم های دقیق کنترلی میسر نمی باشد. به منظور طراحی کنترلرهای مناسب، مدلی دقیق و در عین حال ساده، مورد نیاز است، چنین مدل هایی علاوه بر کاربرد در فرآیند طراحی کنترلر و به منظور زینه بندی واحد کنترل موتور در سیستم های Software in Loop و Hardware in Loop و نیز سیستم های عیب یابی موتور مورد استفاده قرار می گیرند. امروزه استفاده از مدل های دینامیکی عملکرد موتور به شدت مورد توجه طراحان سیستم های کنترل موتور قرار گرفته است. هرچه مدل مورد استفاده از دقت بالاتری برخوردار باشد، به همان میزان مخارج آزمون های مورد نیاز برای طراحی و توسعه محصول کاهش می یابد. البته باید در نظر داشت افزایش دقت مدل به شدت وابسته به مرحله توسعه محصول است و استفاده از مدل های دقیق و پیچیده در مراحل اولیه طراحی موجب افزایش زمان تحلیل می گردد.

به منظور طراحی یک الگوریتم کنترلی غیر خطی مبتنی بر مدل به یک مدل غیر خطی از موتور نیازمندیم [۱-۲]. مدل های مورد استفاده می توانند به سادگی یک جدول جتسجو و یا به پیچیدگی یک مدل احتراقی چند ناحیه ای سه بعدی باشند. مدل سازی دینامیکی موتورهای دیزل یکی از حوزه های جذاب در مهندسی کنترل و مدل سازی است. در Flower و همکارانش [۳-۴] برای مدل های خطی موتور از یک فرآیند شناسایی

موسوم به دفعات دوتایی شبه اتفاقی^۱ استفاده نمودند که قادر بود یک تابع انتقال گسسته برای شبیه سازی عملکرد موتور ارائه دهد. روش ارائه شده توسط آنها یکی از اولین روش های موفقیت آمیزی است که قادر بود عملکرد موتور دیزل را به شکل مناسبی شبیه سازی نماید. مدل های پیوسته خطی شده محلی که با استفاده از روش شناسایی فرکانسی یا اغتشاشات کم دامنه عمل می نماید نیز از روش های مرسوم برای ایجاد مدل های خطی از عملکرد موتور است [۵].

روش های شبیه سازی غیر خطی مبتنی بر مدل را می توان به چند گروه کلی تقسیم بندی نمود: روش های شبه پایستار^۲، روش های پر و خالی شدن^۳ و روش مشخصه. این مدل های مبتنی بر اصول ترمودینامیک، سالیان متمادی است که برای طراحی و تعیین کارایی موتورهای مورد استفاده قرار می گیرد. البته مدل های معدودی برای مقاصد کنترلی موتورهای دیزل مورد استفاده قرار گرفته است [۶]. لیکن با پیشرفت تکنولوژی های کامپیوتری مدل های کنترلر غیر خطی و نیز الگوریتم های مشاهده گر روز به روز در حال توسعه می باشند. مدل سازی موتورهای دیزل مجهز به توربوشارژر با استفاده از روش شبه پایستار در اوایل دهه ۱۹۵۰ آغاز شد. Ledger و Walmsley با استفاده از یک کامپیوتر هیبریدی، مدل موتورهای دیزل مجهز به توربوشارژر را توسعه دادند. Winterbore و همکارانش از روش پر و خالی شدن برای توسعه مدل دینامیکی موتور دیزل استفاده نمودند [۷]. آنها از این طریق نقصان مدل های شبه پایستار را در تخمین فشار چندراهه های موتور جبران نمودند و نتایج واقعی تری نسبت به مدل های شبه پایستار کسب نمودند. Watson مدل شبیه ساز موتور دیزل را برای طراحی سامانه های الکترونیکی کنترل موتور دیزل گسترش داد [۸]. کامل ترین روش مدل سازی، روشی است که فرآیندهای جزئی احتراق داخل سیلندر را با استفاده از تحلیل های احتراق چند ناحیه ای، و فرآیند های دینامیک گاز داخل چندراهه ها را با استفاده از روش پر و خالی شدن مدل نماید. روش های مختلفی برای کاهش زمان شبیه سازی و نیز کاهش مخارج اجرای مدل سازی ابداع شده و مورد استفاده قرار گرفته است. Lei از یک شبیه ساز سیکلیک برای یک موتور تک سیلندر دیزل استفاده نمود [۹]. در مدل وی، یک تابع درجه دوم معکوس برای پیش بینی رفتار فشار احتراق داخل سیلندر مورد استفاده قرار گرفته بود.

روش های مدل سازی دینامیکی موتور

اصولا دو روش کلی برای مدل سازی کنترلی موتور وجود دارد:

(الف) روش مقدار متوسط^۴

(ب) روش سیلندر به سیلندر

¹ Pseudo Random Binary Sequences (P.R.B.S.)

² Quasi-Steady

³ Fill and Empty method

⁴ Mean Value Model (MVM)

روش مقدار متوسط

روش مقدار متوسط یکی از پرکاربردترین روش های مدل سازی دینامیکی موتور است. در این روش مقادیر مورد استفاده در مدل به صورت متوسط مقادیر حادث شده در ۵ الی ۱۰ سیکل متوالی موتور در نظر گرفته می شود. این مدل دارای تعداد زیادی معادلات جبری و نیز معادلات دیفرانسیل است. به منظور شناسایی پارامترهای مدل می توان از اطلاعات حالت پایا و گذرای موتور استفاده نمود. لیکن به منظور صحت سنجی مدل تنها از اطلاعات حالت گذرای موتور استفاده می نمایند.

از آنجا که در این نوع مدل سازی تنها مقادیر متوسط مورد استفاده قرار می گیرد، لذا اغتشاشات پرفرکانس مدل نخواهد شد. اصولاً پهنای باند این روش مدل سازی کم است. عمده مزیت این روش مربوط به استفاده معادلات ساده و محاسبات سریع آن می باشد. این روش همچنین در فرآیند تطبیق توربوشارژر و موتور مورد استفاده قرار می گیرد. یکی از نقاط ضعف این نوع مدل سازی، وابستگی شدید آن به اطلاعات آزمایشگاهی است. اصولاً متغییر مستقل در این نوع مدل سازی زمان است [۱۰].

بسیاری از پژوهش های صورت گرفته در خصوص مدل سازی موتور مبتنی بر این دیدگاه است [۸-۷] و [۱۱]. این نوع مدل سازی برای طراحی کنترلرهای عمومی موتور نظیر کنترل میزان پاشش کلی پاششگرها و کنترلر دور آرام مورد استفاده قرار می گیرد.

روش سیلندر به سیلندر

روش مدل سازی سیلندر به سیلندر موتور مبتنی بر روش پر و خالی شدن موتور است. در این روش اصولاً یک مدل احتراق تک ناحیه ای برای شبیه سازی تئوری نرخ سوختن مورد استفاده قرار می گیرد. در این حالت سیلندر به عنوان یک حجم کنترل با دما و فشار یکنواخت در نظر گرفته می شود. فشار سیلندر با استفاده از مدل مبتنی بر زاویه لنگ تخمین زده می شود. همچنین به منظور تخمین آثار نوسانی سرعت میل لنگ از یک مدل غیر خطی میل لنگ استفاده می شود. به منظور کنترل سیلندر به سیلندر موتور، محاسبه پارامترهای غیر خطی و نیز کاربری های عیب یابی از این نوع مدل سازی استفاده می شود. پهنای باند مدل سازی در این روش نسبت به روش مقدار میانگین بسیار بالاست.

حجم محاسباتی و نیز دقت مربوط به این مدل سازی به نسبت مدل سازی پیش گفته بسیار بالا است. مدل سازی توربین و چندراهه ورودی و خروجی در مدل سازی سیلندر به سیلندر همانند مدل سازی مقدار متوسط است. تفاوت این دو نوع مدل سازی در شبیه تخمین گشتاور (احتراق) [۱۲]، شبیه سازی جریان های سوپاپ های خروجی و ورودی و نیز مدل دینامیکی میل لنگ است.

مدل سازی موتور

به منظور شبیه سازی دینامیکی موتور از روش مقدار میانگین استفاده شده است. اطلاعات لازم برای شبیه سازی عملکرد موتور شامل مشخصه های عملکردی توربین و کمپرسور توربوشارژر، اطلاعات بازده احتراق و ایجاد گشتاور، مشخصات وزنی و اینرسی اجزای متحرک موتور، احجام چندراهه ها و سیلندر ها و سایر پارامترهای مورد نیاز برای مدل سازی، از اطلاعات موجود برای یک موتور دیزل ۱۶ لیتری گردآوری شده است. [۶]

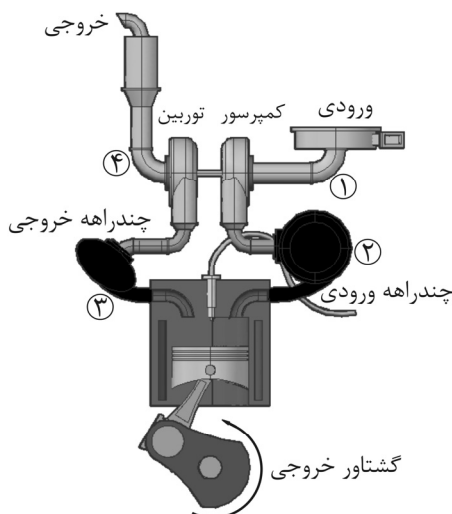
در این مدل سازی اطلاعات حالت پایای موتور به منظور زینه بندی مدل و اطلاعات حالت گذرای موتور به منظور صحت سنجی مدل، مورد استفاده قرار می گیرد.

مشخصات موتور مدل شده به شکل جدول زیر است:

جدول ۱ مشخصات هندسی و عملکردی موتور

قطر سیلندر	۷۶/۵ mm
کورس	۸۶/۴ mm
حجم جابجایی	۱۵۸۸ CC
نسبت تراکم	۲۳:۱
توان بیشینه	۵۰ kW @ ۴۰۰۰ rpm

مدل موتور، شامل چندراهه های ورودی و خروجی، توربوشارژر، مدل تولید گشتاور، مدل اصطکاک درونی موتور و در نهایت مدل پویایی میل لنگ می باشد. به منظور سهولت در بیان روابط مورد استفاده و بیان شرایط فیزیکی در نقاط مختلف، از شماره گذاری موجود در شکل زیر استفاده شده است:

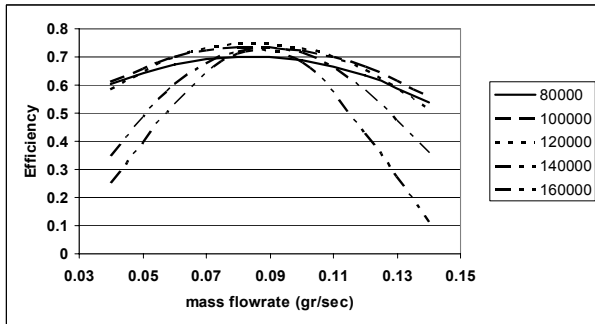


شکل ۱- تصویر موتور مدل شده و شماره گذاری نقاط مختلف

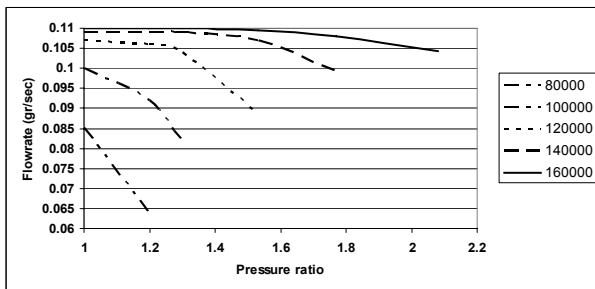
مدل توربوشارژر

توربوشارژر به منظور افزایش راندمان حجمی موتورهای درونسوز مورد استفاده قرار می گیرد. اصولاً استفاده از توربوشارژر باعث افزایش بازده کارایی موتور خواهد شد [۱۴]. افزایش بازده تنفسی موتور ناشی از افزایش فشار هوای ورودی به موتور می باشد. از آنجا که در موتورهای دیزل، مسئله کوبش همچون موتورهای بنزینی عامل محدودیت نمی باشد، لذا توربوشارژر به شدت در موتورهای دیزل مورد استفاده قرار می گیرد. توربوشارژر از انتالپی هوای پرفشار خروجی به منظور به حرکت درآوردن توربین استفاده نموده و از انرژی مکانیکی حاصله به منظور تحریک کمپرسور استفاده می نماید. امروزه تقریباً تمامی موتورهای دیزل مجهز به توربوشارژر می باشند. از آنجا که خواص دینامیکی توربوشارژر به طور مستقیم به خواص دینامیک گازهای عبوری وابسته است، لذا اصولاً شاهد لختی های شدید در کارایی دینامیکی توربوشارژر می باشیم. لختی های مذکور عمدتاً باعث بروز ناکارآمدی در عملکرد موتورهای مجهز به توربوشارژر می شود. به منظور جبران این تاخیر زمانی از شیرهای Wastegate و یا توربین های هندسه متغییر^۱ استفاده می شود. شیر Wastegate یک شیر با سطح متغییر قابل کنترل است، این شیر یک مسیر موازی با توربین را باز می کند، در صورت باز شدن این مسیر، گاز خروجی، بجای عبور از توربین و تولید گشتاور از مسیر میانبر عبور کرده و باعث کاهش گشتاور تولیدی توربین می شود.

^۱ Variable Geometry Turbine (VGT)



شکل (۲) - منحنی بازده کمپرسور بر حسب دبی جرمی گذرنده از کمپرسور در سرعت های مختلف



شکل (۳) - منحنی دبی جرمی گذرنده از کمپرسور بر حسب نسبت فشار در سرعت های مختلف

به عنوان مثال، دمای گاز خروجی از کمپرسور با استفاده از رابطه زیر محاسبه می شود :

$$T_v = T_1 \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_c} \left[\left(\frac{P_v}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \right\} \quad (3)$$

همچنین گشتاور لازم برای به حرکت در آوردن شافت کمپرسور با استفاده از رابطه زیر محاسبه می گردد:

$$T_c = \frac{\dot{m}_c C_{pa} T_1}{\eta_c \omega_{ic}} \left[\left(\frac{P_v}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \quad (4)$$

در برخی انواع مدل سازی تمامی پارامترهای کمپرسور با استفاده از درونیایی مقادیر بدست آمده از آزمایش حاصل می شود [۱۶] و [۶]. لیکن در این صورت بار محاسباتی مدل بسیار بالا خواهد بود. فشار و دمای محیط، فشار چندراهه ورودی و سرعت دورانی کمپرسور، ورودی مدل و دبی جرمی هوا، دمای چندراهه ورودی و گشتاور مورد نیاز کمپرسور خروجی مدل می باشند. نسبت گرماهای ویژه و گرمای ویژه در فشار ثابت به عنوان ثوابت مدل در شبیه سازی مورد استفاده قرار می گیرد. برای افزایش دقت می توان مقادیر فوق را به عنوان تابعی از دمای محیط در نظر گرفت، لیکن از آنجا که تغییرات این مقادیر در بازده تغییرات دمای محیط ناچیز است، لذا مقادیر فوق به صورت ثابت در مدل لحاظ شده است.

مدل توربین

توربین وظیفه دارد گشتاور مورد نیاز برای دوران محور کمپرسور را فراهم نماید. در سیستم های سوپرشاژر بجای استفاده از توربین، گشتاور مورد نیاز مستقیماً از محور میل لنگ به کمپرسور انتقال داده می شود، عمده لختی سیستم های سوپرشاژر به علت استفاده از توربین می باشد. اطلاعات مربوط به توربین نیز توسط کارخانجات سازنده به صورت نقشه های

بدین ترتیب قدرت مجموعه توربوشاژر کاهش می یابد و به تبع آن فشار چندراهه ورودی نیز کاهش خواهد یافت. چنان که آمد، توربوشاژر به مجموعه توربین، کمپرسور و محور واسط اطلاق می شود. لذا لازم است در مدل سازی آن، مفاهیم فیزیکی حاکم بر اجزای مختلف آن تشریح و به صورت مناسب مورد استفاده قرار گیرد. در مدل سازی توربین در پی آنیم که روابط بین نسبت فشار و دبی گازهای عبوری گذرنده از توربین و کمپرسور را بیابیم. این روابط باید در حوزه زمان و در پدیده های گذرا نیز صادق باشد. کمپرسور و توربین مورد استفاده در توربوشاژر موتور مورد نظر از نوع گریز از مرکز می باشد. منحنی های عملکرد کمپرسور و توربین اصولاً توسط کارخانه تولید کننده ارائه می شود و در مدل سازی های مورد استفاده قرار می گیرد. مدل سازی توربوشاژر شامل زیر مدل های زیر است:

- کمپرسور
- توربین
- شیر Wastegate
- دینامیک شافت واسط، پره های توربین و کمپرسور

مدل کمپرسور

کمپرسور وظیفه دارد فشار گازهای ورودی به موتور را افزایش دهد، به منظور افزایش فشار لازم است کار مکانیکی به کمپرسور تحویل داده شود. نسبت فشار، دمای هوای خروجی، گشتاور مورد نیاز، سرعت محور کمپرسور، دبی هوای عبوری و کارایی کمپرسور از جمله شاخصه های عملکرد کمپرسور است که باید مورد مدل سازی قرار گیرد.

برخی پارامترهای پیش گفته جزو خواص منفرد یک کمپرسور است و برخی دیگر از خواص ذاتی کمپرسور ها است و عمدتاً از روابط ترمودینامیکی نشأت می گیرد. آن دسته از خواصی که منحصرآ مربوط به هندسه کمپرسور است، توسط کارخانه سازنده منتشر می شود. این پارامترها به وسیله نقشه های عملکردی کمپرسور نشان داده می شود و در فرآیند مدل سازی رایانه ای نیز به وسیله جداول جستجوی دو بعدی^۱ مورد استفاده قرار می گیرد. جداول جستجو قادرند با استفاده از درونیایی داده ها، همچون یک تابع دو متغییره، مقادیر مورد نظر را بر حسب ورودی های مختلف محاسبه و ارائه نمایند. در مدل سازی حاضر دبی توربین به عنوان تابعی از سرعت و نسبت فشار کمپرسور و بازده توربین به عنوان تابعی از سرعت و دبی جرمی گاز گذرنده از کمپرسور در نظر گرفته می شود.

$$\dot{m}_c = f_1 \left(N_c, \frac{P_v}{P_1} \right) \quad (1)$$

که در آن، N_c سرعت دورانی محور کمپرسور و P_1 و P_v نیز به ترتیب فشار قبل و بعد از کمپرسور می باشد، همچنین :

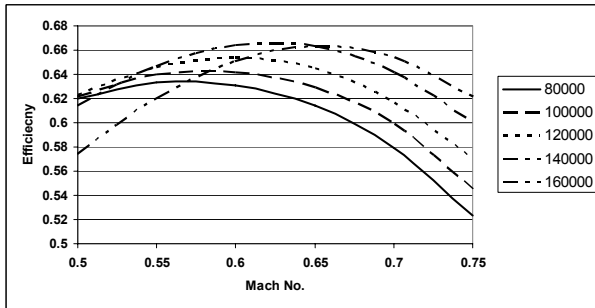
$$\eta_c = f_2 \left(N_c, \dot{m}_c \right) \quad (2)$$

که در آن \dot{m}_c دبی هوای گذرنده از کمپرسور است. در مراجع مختلف، توابع مختلفی برای تعیین پارامترهای عملکردی توربین مورد استفاده قرار می گیرد. به عنوان مثال Moskwa پیشنهاد داده است بازده توربین نیز به عنوان تابعی از نسبت فشار و سرعت شافت کمپرسور در نظر گرفته شود [۱۵].

چنان که گفته شد برخی شاخصه های عملکردی موتور ناشی از خواص ذاتی ترمودینامیکی کمپرسور است، پارامترهایی از قبیل گشتاور، دمای گاز متراکم شده از این دست شاخصه ها می باشند، برای محاسبه این گونه موارد لازم است از روابط ترمودینامیک حاکم استفاده شود.

¹ 2D Lookup table

که در آن u_t سرعت نوک پره و C_t سرعت صوت در چندراهه خروجی می باشد. منحنی تابع فوق به شکل زیر است.



شکل (۵) - نقشه بازده توربین بر حسب عدد ماخ نوک پره در سرعت های مختلف توربین

گشتاور تولیدی توسط توربین با استفاده از رابطه ترمودینامیکی زیر بدست می آید:

$$T_t = \frac{\dot{m}_t C_{p,e} T_r \eta_t}{\omega_{ic}} \left[1 - \left(\frac{P_r}{P_f} \right)^{\frac{\gamma_e - 1}{\gamma_e}} \right] \quad (8)$$

که در آن η_t بازده توربین، $C_{p,e}$ گرمای ویژه فشار ثابت گازهای خروجی و T_r دمای گازهای ورودی به توربین می باشد. فشار و دمای ورودی به توربین (چندراهه ورودی)، فشار خروجی (فشار محیط) و سرعت دورانی محور توربین، پارامترهای ورودی و دبی گاز عبوری و نیز گشتاور تولیدی، پارامترهای خروجی مدل توربین می باشند.

مدل شیر Wastegate

چنان که گفته شد، شیر Wastegate یک مسیر فرعی برای جریان فراهم می آورد این شیر بین چندراهه خروجی و محیط واقع شده است. جریان گذرنده از شیر با استفاده از معادلات دینامیک گازهای تراکم پذیر مدل می شود، هرچه سطح عبور گاز بازتر باشد، جریان بیشتری از مسیر میانبر عبور می نماید و نتیجتاً توان تولید توربین کاهش می یابد. معادلات دینامیک گاز مورد استفاده برای تخمین دبی جریان های گذرنده از گلوگاه ها به صورت زیر است:

$$\dot{m}_{WG}(t) = c_d \cdot A(t) \cdot \frac{P_r}{\sqrt{R \cdot T_r}} \cdot \psi \left(\frac{P_r}{P_f} \right) \quad (9)$$

که در آن C_d ضریب تخلیه است که به استفاده از آزمایش اندازه گیری می شود و $A(t)$ سطح گلوگاه است. همچنین تابع $\psi \left(\frac{P_r}{P_f} \right)$ برای سیال هوا به شکل زیر تعریف می شود:

$$\psi \left(\frac{P_r}{P_f} \right) = \begin{cases} \frac{1}{\sqrt{\gamma}} & P_r < \frac{1}{\gamma} P_f \\ \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \left[1 - \frac{P_r}{P_f} \right]} & P_r \geq \frac{1}{\gamma} P_f \end{cases} \quad (10)$$

به منظور سهولت، ورودی مدل Wastegate به صورت درصد گشودگی شیر تعریف می شود.

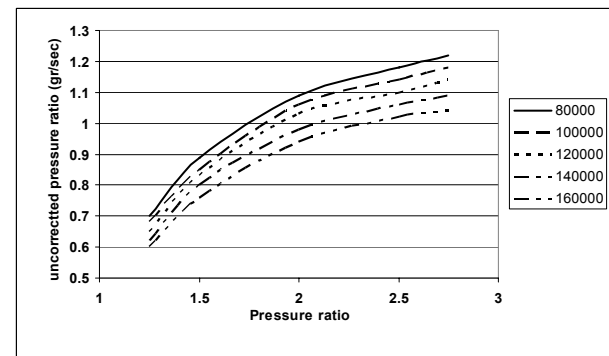
عملکردی در دسترس می باشد. سرعت دورانی محور توربین، دبی گاز گذرنده، گشتاور تولیدی، نسبت فشار و دمای گاز ورودی به توربین از عواملی است که باید در مدل سازی مورد توجه قرار گیرد. همچون کمپرسور، برخی از خواص عملکردی توربین نیز به وسیله جداول جستجوی دو بعدی در مدل مورد استفاده قرار می گیرد. در این حالت دبی هوای گذرنده از توربین تابعی از سرعت محور و نسبت فشار می باشد [۶] و [۱۵]. تابعیت دبی از پارامترهای پیش گفته توسط رابطه زیر بیان می گردد.

$$\dot{m}_t = f \left(N_t, \frac{P_r}{P_f} \right) \quad (5)$$

باید توجه نمود که پارامتر فوق دبی تصحیح نشده است، برای تصحیح دبی گازهای گذرنده و لحاظ تاثیرات فشار و دما از رابطه زیر استفاده می شود:

$$\dot{m}_{corr,t} = \dot{m}_t \frac{\sqrt{T_r}}{P_r} \quad (6)$$

اصولاً توابعی نظیر تابع فوق و توابع مورد استفاده در مدل سازی کمپرسور را می توان با استفاده از شیوه های انطباق منحنی های قانون مدار به روابطی بر حسب متغیرها نشان داد. Hendricks و همکارانش در لابراتوار اتوماسیون دانشگاه صنعتی دانمارک، روابطی ارائه داده اند که می تواند مقادیر حاصل از آزمایش را به صورت روابط جبری تفسیر نماید. استفاده از این روابط در تعیین قوانین کلی حاکم بر توربوماشین ها مفید است، لیکن از آنجا که نرم افزار مورد استفاده برای شبیه سازی قادر است توابع عددی را به صورت جداول چند بعدی دریافت نموده و درونیایی نماید، در پژوهش حاضر از روابط تجربی حاکم استفاده نشده است.



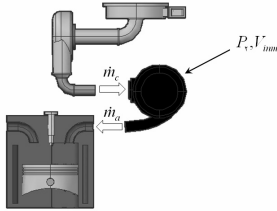
شکل (۴) - نقشه دبی جرمی تصحیح نشده گذرنده از توربین بر حسب نسبت فشار در سرعت های مختلف توربین

باید توجه نمود که منحنی فوق در هر دور، تنها در بخشی از مقادیر نسبت فشار صادق است. در یک توربین گریز از مرکز بازده توربین اساساً تابعی از نسبت سرعت ایزنتروپیک انبساط و سرعت نوک پره می باشد [۱۷]. این در حالی است که برخی مراجع نظیر پژوهش Moskwa [۱۵] بازده توربین به عنوان تابعی از سرعت توربین و نسبت فشار در نظر گرفته شده است. در برخی مراجع بجای استفاده از مقادیر مستقیم دبی و نسبت فشار از پارامترهای کمکی که اثرات فشار و دما را لحاظ می نمایند استفاده شده است. این گونه مدل سازی ها گرچه دقت مدل را افزایش می دهد، لیکن سرعت محاسبات را به شدت افزایش داده و موجب کندی روند حل مدل می شود [۱۰]. در پژوهش حاضر بازده توربین به عنوان تابعی از عدد ماخ متناظر با سرعت نوک پره توربین در دمای خروجی توربین، مطابق رابطه زیر در نظر گرفته شده است.

$$\eta_t = f \left(N_t, \frac{u_t}{C_s} \right) \quad (7)$$

چندراهه ورودی

ورودی چندراهه ورودی، هوای متراکم شده ناشی از کمپرسور می باشد. این هوا پس از قرار گرفتن در چندراهه ورودی توسط حرکت پیستون به داخل سیلندر مکیده خواهد شد.



شکل (۷) - جریان های ورودی و خروجی چندراهه ورودی

دبی هوای ورودی به سیلندر (خروجی از چندراهه ورودی) به صورت متوسط زمانی، با استفاده از روابط بازده تنفسی موتور به شکل زیر محاسبه می گردد.

$$\dot{m}_a = \frac{\eta_v \cdot \rho \cdot V_d \cdot N}{120}, \rho = \frac{P_v}{RT_v} \quad (12)$$

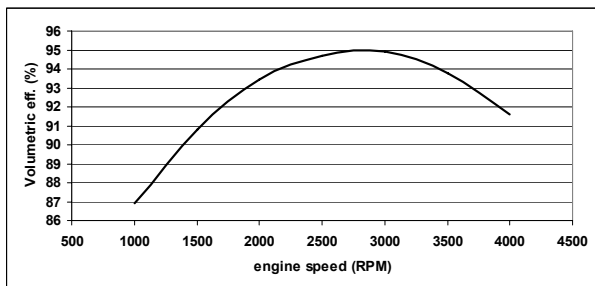
روش های متفاوتی برای تخمین بازده تنفسی موتور ارائه شده است، تفاوت روش های مختلف در تعداد پارامترهای تاثیرگذار بر بازده تنفسی می باشد. در پژوهش خود بازده تنفسی را تابعی از سرعت و فشار چندراهه خروجی می داند [۱۵]. حال آنکه Hendricks معتقد است بازده حجمی تنها تابعی از سرعت موتور می باشد [۶]. در یک تحلیل دقیق تر، بازده تنفسی به شکل زیر مدل سازی شده است که در پژوهش حاضر از آن استفاده شده است [۱۰]. در این تحلیل فرض می شود بازده تنفسی به صورت حاصل ضرب تابعی از فشار چندراهه ورودی و تابعی از سرعت بیان می شود.

$$\eta_v(P_v, N) = \eta_{v,p}(P_v) \eta_{v,N}(N) \quad (13)$$

که در آن $\eta_{v,N}(N)$ تابعی است که با استفاده از آزمایش موتور در سرعت های مختلف حاصل می شود، همچنین تابع $\eta_{v,p}(P_v)$ به شکل زیر تعریف می شود:

$$\eta_{v,p}(P_v) = \frac{V_c + V_d}{V_d} - \left(\frac{P_v}{P_c}\right)^{1/k} \cdot \frac{V_c}{V_d} \quad (14)$$

چنان که دیده می شود، بازده تنفسی تابعی از فشار چندراهه ورودی، فشار محیط و سرعت موتور می باشد. نتایج حاصل از آزمایش بازده حجمی نسبت به سرعت، به شکل زیر است [۶]:



شکل (۸) - تغییرات بازده پاشش موتور بر حسب زاویه پاشش

می توان چندراهه ورودی را به صورت یک عنصر بدون حجم در نظر گرفت، لیکن در این صورت تغییرات فشار چندراهه شبیه سازی نخواهد شد که این خود از اعتبار مدل خواهد کاست. از آنجا که تغییرات دمایی در چندراهه ورودی ناچیز است می توان از اثرات انتقال حرارت در چندراهه چشم پوشی

مدل دینامیک محور و پره ها

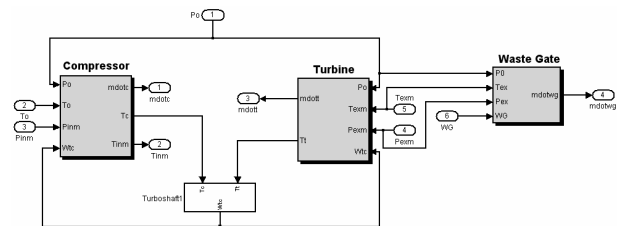
چنان که پیش از این دیدیم، مجموعه توربوشاژر از سه بخش مجزا تشکیل شده است. کمپرسور و توربین دو بخش اصلی آن می باشند. لیکن ارتباط آنها توسط یک شافت صورت می پذیرد. شافت مذکور باید گشتاور تولیدی را از توربین دریافت نموده و به کمپرسور انتقال دهد. کارایی دینامیکی توربوشاژر تا حد زیادی به اینرسی دورانی این محور و اجزای متصل روی آن (پره های توربین و کمپرسور) مربوط است. در هنگام تغییرات سرعت توربوشاژر، بخشی از گشتاور تولید شده توسط توربین صرف افزایش اینرسی دورانی محور و اجزای متصل به آن می شود.

رابطه دینامیکی حاکم بر محور توربوشاژر به شکل زیر است:

$$T_t - T_c = I_{tc} \dot{\omega}_{tc} \quad (11)$$

که در آن، T_t و T_c به ترتیب گشتاور تولیدی توربین و گشتاور مصرفی کمپرسور، I_{tc} اینرسی دورانی محور توربوشاژر و پره ها و $\dot{\omega}_{tc}$ نرخ تغییرات سرعت دورانی محور توربوشاژر می باشد.

با در دست بودن مدل توربین، کمپرسور و مدل دینامیکی محور واسط می توان مدل کامل توربوشاژر را شبیه سازی نمود. باید توجه داشت که در این مدل سازی سرعت توربین و کمپرسور یکسان است. ذیلا نمودار جعبه ای توربوشاژر نشان داده شده است:



شکل (۶) - بلوک دیاگرام توربوشاژر در محیط نرم افزار شبیه ساز Simulink

چنان که دیده می شود، ورودی های زیر مدل توربوشاژر شامل فشار و دمای محیط، فشار و دمای چندراهه ورودی و فشار چندراهه خروجی است. همچنین دمای چندراهه ورودی و دبی جرمی گذرنده از توربین و کمپرسور خروجی های مدل توربوشاژر می باشد.

مدل سازی چندراهه ها

چندراهه ها در موتورهای احتراق داخلی به منظور تقسیم متناسب هوا بین سیلندر های مختلف و نیز جمع آوری گازهای خروجی از سیلندرهایی مختلف مورد استفاده قرار می گیرند. چندراهه ها معمولا دارای اجزای در حدود حجم جابجایی موتور می باشند. در برخی موتور ها همچنین یک محفظه آرامش در کنار چندراهه ورودی تعبیه می شود. فشار چندراهه ورودی و خروجی تاثیر بسزایی در بازده حجمی موتور و به تبع آن قدرت موتور دارد. فشار ورودی همچنین به عنوان شرایط اولیه احتراق داخل سیلندر مورد توجه می باشد و می تواند تاثیر بسزایی در تعیین میزان قدرت تولیدی موتور داشته باشد. همچنین نسبت فشار چندراهه خروجی به فشار چندراهه ورودی یکی از مهمترین عوامل برگشت گازهای خروجی است که به شدت بر بازده تنفسی موتور تاثیر گذار است. در تحلیل چندراهه ها هدف یافتن نحوه تغییرات شرایط گاز موجود در چندراهه (فشار و دما) بر اثر تغییرات حالت کارکرد موتور می باشد. در تحلیل های چندراهه ها، معمولا از ترکیب قانون بقای جرم و نیز معادله حالت گازهای ایده آل استفاده می شود. اصولا فرض می شود گازهای مورد نظر شرایط لازم برای اعتبار قانون گازهای ایده آل را دارا می باشند.

که در آن $\dot{m}_a, \dot{m}_f, \dot{m}_{WG}, \dot{m}_t$ به ترتیب دبی توربین، دبی شیر Wastegate، دبی سوخت و دبی هوای موتور می باشند. همچنین دمای گاز داخل چندراهه خروجی نیز با استفاده از رابطه زیر محاسبه می گردد [۳۷]:

$$T_r = T_v \left(\frac{P_r}{P_v} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \left(1 + \frac{q_{in}}{c_v T_v r^{\gamma-1}} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \quad (20)$$

که در آن r نسبت تراکم، γ نسبت گرماهای ویژه و q_{in} گرمای ورودی به سیکل می باشد.

مدل تولید گشتاور

تولید گشتاور در موتور، به عنوان مهمترین پدیده بشمار می آید، چرا که اصولاً هدف از عملکرد موتور ایجاد گشتاور مکانیکی می باشد. مهمترین پدیده حاکم در ایجاد گشتاور توسط موتور، پدیده احتراق می باشد. اصولاً پدیده احتراق در موتورهای دیزل از نوع احتراق توام نفوذی^۱ و پیش آمیخته^۲ می باشد، لیکن عمدتاً از احتراق دیزل به عنوان احتراق نفوذی یاد می شود [۱۴]. در باب تحلیل و شبیه سازی احتراق در موتورهای دیزل مقالات متعددی به رشته تحریر در آمده است. مدل های مذکور قادرند با استفاده از فرضیات مناسب پدیده احتراق و نحوه تبدیل انرژی شیمیایی به حرارتی را با استفاده از قوانین حاکم بر احتراق سوخت های هیدروکربنی مورد مدل سازی قرار دهند. مدل سازی های مذکور عمدتاً مدل های استاتیکی می باشند و نتایج آنها به صورت توابعی نسبت به پارامترهای عملکردی موتور شناخته می شوند.

در مدل سازی های دینامیکی موتور، نظیر آنچه در این پژوهش مورد استفاده قرار می گیرد، می توان از شبیه سازی احتراق به عنوان مدل تولید گشتاور استفاده نمود. به این روش اصطلاحاً روش مدل سازی سیلندر به سیلندر^۳ گفته می شود. در این روش می توان مدل سازی احتراق را با استفاده از روش ها بی بعد (تک ناحیه ای) یا چند ناحیه ای انجام داد. استفاده از مدل سازی احتراق در مدل های دینامیکی موتور موجب خواهد شد تا توان محاسباتی بسیار بالایی مورد نیاز باشد. نمونه ای از این شبیه سازی ها را می توان در مقاله Lei^۴ مشاهده نمود [۹]. در این مقالات پدیده احتراق به دقت مورد مدل سازی قرار گرفته است. روش های اخیر از نظر دقت بسیار بالا بوده و عمدتاً به منظور استفاده در فرآیند عیب یابی موتورهای دیزل مورد استفاده قرار می گیرند.

روش دیگر مورد استفاده در مدل سازی تولید گشتاور به روش مقدار میانگین^۴ معروف است. در این حالت می توان بدون استفاده از شبیه سازی پدیده احتراق و تنها با استفاده از مقادیر آزمایشگاهی و یا نتایج مدل های دقیق اقدام به ایجاد یک جدول جستجو و یا تابع درونیاب به مثابه مدل تولید گشتاور اکتفا نمود. در این مدل سازی با در دست بودن بازده حرارتی موتور دیزل در شرایط مختلف می توان گشتاور تولیدی موتور را به شکل نسبتاً دقیق تخمین زد. رابطه مورد استفاده به شکل زیر می باشد:

$$T_i = m_f \cdot Q_{LHV} \cdot \eta_{fc} \quad (21)$$

که در آن m_f میزان سوخت تزریق شده به موتور در یک سیکل کامل (مجموع سوخت تزریق شده به کلیه سیلندرها)، Q_{LHV} ، ارزش حرارتی پایین گازوئیل و η_{fc} بازده تبدیل سوخت موتور می باشد.

اصولاً بازده تبدیل سوخت موتور تابعی از پارامترهای مختلف عملکرد موتور است، مسائلی از قبیل نسبت هم ارزی هوا به سوخت، سرعت موتور و زمان

کرد، در غیر این صورت با اعمال قانون اول ترمودینامیک و نیز استفاده از معادلات حالت گاز ایده آل خواهیم داشت [۱۸]:

$$\frac{dP_v}{dt} = \frac{\gamma R}{V_{im}} \left[\dot{m}_c T_c - \sum_{cyl} \dot{m}_i T_i \right] \quad (15)$$

که در آن \dot{m}_c دبی هوای گذرنده از کمپرسور، T_c دمای گاز خروجی از کمپرسور، \dot{m}_i دبی هوای ورودی به هر سیلندر و T_i دمای متناظر آن می باشد. در این صورت با حل عددی فشار از رابطه بالا می توان با استفاده از قوانین گاز ایده آل دمای هوای موجود در چندراهه ورودی را بدست آورد:

$$m_{im} = \int \left(\dot{m}_c - \sum_{cyl} \dot{m}_i \right) dt + initial\ conditions \quad (16)$$

و با استفاده از آن:

$$T_v = \frac{P_v \cdot V_{im}}{R \cdot m_{im}} \quad (17)$$

با استفاده از فرض تغییرات دمایی ناچیز و چشم پوشی از اثرات انتقال حرارت می توان از یک رابطه دیگر برای یافتن فشار استفاده نمود، در پژوهش حاضر از این روش استفاده شده است [۱۴]:

$$\dot{P}_v + \frac{\eta_v V_d N}{12 V_{im}} P_v = \dot{m}_c \frac{RT_v}{V_{im}} \quad (18)$$

که در آن V_{im} حجم چندراهه می باشد.

ورودی های مدل چندراهه وری، مشتمل بر سرعت موتور، دبی خروجی کمپرسور، فشار محیط و دمای هوای خروجی از کمپرسور می باشد. همچنین خروجی های این زیر مدل نیز شامل فشار چندراهه و دبی هوای ارسالی به موتور می باشد. زیر الگوی مذکور در تحلیل دینامیکی موتور تاثیر بسزایی دارد و در صورت حذف آن، بخش عمده ای از دینامیک موتور شبیه سازی نخواهد شد. لذا دقت در انتخاب روابط حاکم و صحت سنجی مدل مذکور از اهمیت بخصوصی در طراحی مدل موتور برخوردار می باشد.

چندراهه خروجی

چندراهه خروجی نیز همچون چندراهه وری یکی از اجزای موثر در تنفس موتور می باشد، طراحی مناسب چندراهه و دقت در انتخاب طول شاخه های چندراهه می تواند قدرت موتور را تا حد بسیار زیادی افزایش دهد. به همین لحاظ عموماً فعالیت های گسترده ای در خصوص طراحی بهینه چندراهه خروجی و مسیر آگزوز بعمل آمده است. در مدل سازی حاضر تنها به بررسی خواص ترمودینامیکی گاز موجود در آن اکتفا شده است و از سایر پدیده های موجود در چندراهه، نظیر آکوستیک امواج موجود در آن صرف نظر شده است. گاز موجود در چندراهه که شامل محصولات احتراق می باشد پس از تخلیه از سیلندر وارد چندراهه شده و پس از اجتماع در آن برای به حرکت در آوردن توربین به سوی آن هدایت خواهند شد. هدف از مدل سازی چندراهه خروجی محاسبه فشار و دمای گاز موجود در آن می باشد. به همین منظور از معادلات پایستگی جرم و معادله قانون اول استفاده می نماییم.

به منظور بررسی فشار لازم است تا جریان های ورودی و خروجی چندراهه خروجی شناسایی شوند، جریان های ورودی به چندراهه، همان جریان خروجی از موتور است که شامل جریان هوا و سوخت می باشد. جریان های خروجی از چندراهه خروجی نیز شامل جریان توربین و جریان Wastegate می باشد [۱۹].

$$\dot{P}_v = \frac{R_v T_v}{V_{ex.m}} (\dot{m}_a + \dot{m}_f - \dot{m}_{WG} - \dot{m}_t) \quad (19)$$

¹ Diffuse Combustion

² Pre-Mixed Combustion

³ Cylinder-by-Cylinder modeling

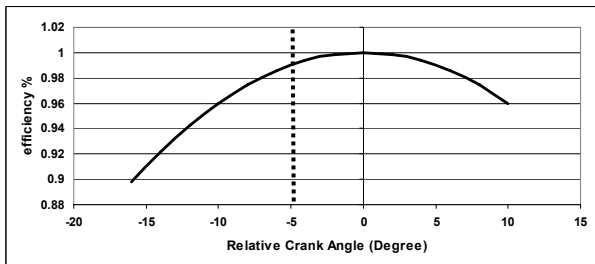
⁴ Mean Value Modeling (MVM)

چنان که دیده می‌شود، بازده موتور با افزایش نسبت هوا به سوخت افزایش می‌یابد. این افزایش را می‌توان ناشی از افزایش میزان هوای در دسترس احتراق دانست. همچنین بازده موتور با افزایش سرعت موتور افزایش می‌یابد، این امر به علت افزایش تولید گرما در موتور و ناتوانی سیستم خنک سازی در اتلاف گرمای مذکور است. اصولاً عملکرد موتور نسبت به زمان شروع پاشش سوخت حساس است، در شرایط مختلف کارکرد موتور زمان بهینه‌ای برای پاشش سوخت وجود دارد.^۲ این پارامتر که بر حسب زاویه لنگ پیش از مرگ بالا تعریف می‌شود؛ تابعی از شرایط کاری موتور نظیر سرعت و فشار چندراهه ورودی است و با $\xi_o(N, P_1)$ نشان داده می‌شود. کاهش و یا افزایش زاویه شروع پاشش از مقدار MBT باعث افت بازده می‌شود. آزمایش‌ها نشان می‌دهد افت بازده به صورت تابعی درجه دو می‌باشد [۲۲].

$$\lambda_{\xi} = 1 - k_{\xi} (\xi_o - \xi_o(N, P_1))^2 \quad (25)$$

که در آن $\xi_o(N, P_1)$ شرایط MBT و ξ زاویه پاشش سوخت می‌باشد. چنان که در بخش بعد خواهیم دید، معمولاً موتور در شرایط MBT عمل نمی‌نماید، بلکه زاویه پاشش اندکی کمتر از این حد در نظر گرفته می‌شود. شکل زیر نشان دهنده تغییرات بازده احتراقی حاصل از تغییرات زمان پاشش سوخت نسبت به زاویه نسبی بهینه پاشش است. به زبان دیگر زاویه صفر در شکل زیر گویای زاویه‌ای است که در موتور در آن حداکثر بازده را دارا می‌باشد.^۳

از آنجا که تغییرات پارامتر زمان پاشش باید قادر باشد سرعت موتور را کاهش دهد، لذا مبنای زمان پاشش حدود ۵ درجه قبل از نقطه MBT تعیین می‌گردد. خط چین موجود در شکل گویای وضعیت مورد بحث است. این کار باعث می‌شود کارایی موتور همواره پایین‌تر از حداکثر مقدار ممکن خود باشد.



شکل (۱۰) - تغییرات بازده در زوایای پاشش نسبی

یکی دیگر از مهمترین مسائلی که در مدل سازی موتور باید مورد توجه قرار گیرد، توجه به نوسانات ایجاد گشتاور ناشی از تغییرات سیکل به سیکل و سیلندر به سیلندر موتور است. پدیده احتراق پدیده‌ای شدیداً غیر خطی و غیر قابل پیش بینی است [۱۴]. چنین اثراتی خاصه در دوره‌های پایین کارکرد موتور مشهود است. اثرات ناشی از تغییرات سیکل به سیکل به صورت یک ضریب اتفاقی روی گشتاور تولیدی مدل می‌شود. دامنه این ضریب اتفاقی بستگی به میزان اغتشاشات در تولید گشتاور دارد. ورودی های مدل تولید گشتاور شامل دبی هوای ورودی به موتور، سرعت موتور و نسبت هم ارزی و خروجی آن گشتاور ایجاد شده می‌باشد.

پاشش سوخت تاثیر بسزایی در تعیین بازده حرارتی موتور دارند [۱۰]. رابطه زیر بیان کلی از تاثیر پارامترهای مختلف عملکرد موتور بر بازده تبدیل سوخت است:

$$\eta_{fc} = \eta(\lambda, N, \xi) = \eta_N \cdot \eta_{\lambda} \cdot \eta_{\xi} \quad (22)$$

که در آن ξ زاویه پاشش سوخت می‌باشد. بنابراین تابع بازده، حاصل ضرب سه تابع است؛ که یکی بیانگر تاثیرات نسبت هم ارزی، یکی بیانگر تاثیرات سرعت و دیگری بیانگر تاثیرات زاویه پاشش می‌باشد.

Hendricks در مقاله خود بازده حرارتی موتور را عمدتاً تابعی از نسبت سوخت به هوای موتور دیزل می‌داند. او همچنین معتقد است سرعت موتور نیز تا حدی بر بازده حرارتی موتور تاثیرگذار می‌باشد. تاثیر گذاری سرعت بر بازده حرارتی موتور به علت وجود انتقال حرارت به سیستم خنک کاری موتور است [۱۴]. در هر صورت نسبت هوا به سوخت نقش اصلی را در تغییرات بازده حرارتی موتور ایفا می‌نماید. چنان که می‌دانیم نسبت هوا به سوخت در موتورهای اشتعال تراکمی قابل تغییر است. به منظور نرمال سازی معیار سنجش نسبت سوخت به هوا عمدتاً از پارامتر λ (نسبت هوا به سوخت به نسبت هوا به سوخت استوکیومتریک) استفاده می‌شود. این شاخص اصطلاحاً نسبت هم ارزی^۱ نامیده می‌شود.

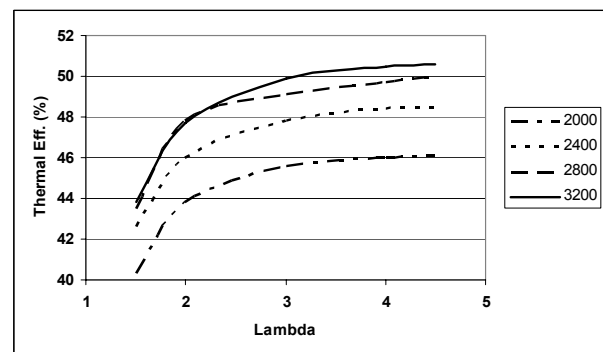
$$\lambda = \frac{\left(\frac{A}{F}\right)_{act}}{\left(\frac{A}{F}\right)_{stc}} = \frac{1}{\phi} \quad (23)$$

نسبت هم ارزی در موتورهای دیزل می‌تواند بسته به شرایط عملکردی موتور از ۱ تا ۱۰ متغیر باشد [۲۱]. بر اساس پژوهش Hendricks و همکارانش در دانشگاه صنعتی دانمارک، بازده حرارتی موتور دیزل با استفاده از تکنیک های درونیایی به صورت رابطه‌ای بر حسب پارامترهای سرعت موتور و نسبت هم ارزی قابل بیان است، تابع درونیایی پیشنهادی به شکل زیر است:

$$\eta_{\lambda, N} = \eta_N \cdot \eta_{\lambda} = (a_1 + a_2 N + a_3 N^2) (1 - k_{\lambda} \lambda^k) \quad (24)$$

این رابطه، نشان دهنده تاثیرات همزمان سرعت و نسبت هم ارزی بر بازده است. صحت این رابطه برای موتورهای دیزل با ابعاد و چیدمان های مختلف آزمایش شده و به تایید رسیده است و می‌توان از آن به عنوان یک رابطه کلی برای بیان بازده حرارتی موتور استفاده نمود [۶].

در این پژوهش بجای استفاده از تابع درونیایی از تکنیک درونیایی دو بعدی Matlab Simulink برای درونیایی اطلاعات موتور استفاده شده است. بازده حرارتی موتور به صورت نمودارهای حاصل از آزمایش که بر حسب نسبت هم ارزی هوا به سوخت در سرعت های مختلف اندازه گیری شده اند موجود است [۳۶].



شکل (۹) - منحنی بازده حرارتی موتور بر حسب نسبت هم ارزی در سرعت های مختلف موتور

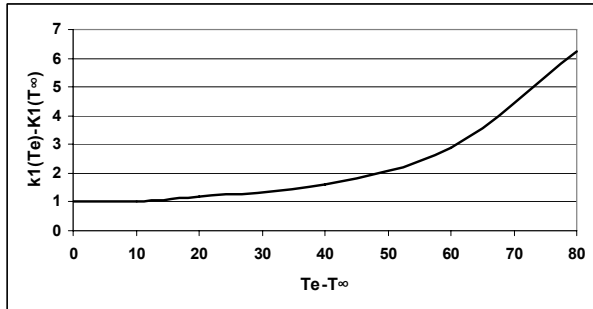
² Maximum Brake Torque (MBT)

³ MBT (Maximum Brake Torque)

¹ Equivalence ratio

جدول (۲) - ضرایب k

$k_1(T_\infty)$	$1/44 \times 10^5 (mm)$
k_2	$0.50 (-)$
k_3	$1/1 \times 10^{-3} (s^2 / m^2)$
k_4	$0.075 (m)$

شکل (۱۱) منحنی تغییرات $\frac{k_1(T_e)}{k_1(T_\infty)}$ بر حسب اختلاف دمای $T_e - T_\infty$

که در آن T_∞ دمای موتور در حالتی است که به حالت گرم شدگی کامل رسیده است. دمای متغییر موتور تابعی از عملکرد و نیز دمای محیط است، نحوه تخمین دما به تفضیل مورد اشاره قرار گرفته است. تابع فوق به صورت جدول جستجوی یک بعدی در مدل مورد استفاده قرار می‌گیرد.

اصطکاک کلی موتور مجموع دو جزء اصطکاک های پمپی و مکانیکی است.

$$fmep = fmep_m + fmep_g \quad (29)$$

به منظور تبدیل مقادیر فشار موثر متوسط به گشتاور از رابطه زیر استفاده شده است:

$$T_f = fmep \frac{V_d}{4\pi} \quad (30)$$

زیر الگوی دمای موتور

چنان که اشاره شد، دمای موتور و بخصوص دمای روغن موتور تاثیر بسزایی در تعیین اصطکاک های داخلی موتور بر عهده دارد. این تاثیرات عمدتاً به علت تغییرات ویسکوزیته روغن است که خود باعث تغییرات اصطکاک های موتور می‌شود. در هر صورت دمای بلوکه موتور یکی از پارامترهایی که به منظور تخمین گشتاور های اصطکاک مورد نیاز است. با استفاده از بالانس انرژی در بلوکه و استفاده از روش مقادیر توده ای^۱ در تحلیل گرمایی گذرای سیلندر داریم:

$$m_e \cdot c_e \cdot \dot{T}_e = \dot{H}_w(t) - k \cdot A(T_e(t) - T_{amb}) \quad (31)$$

که در آن k ضریب انتقال حرارتی معادل (ناشی از کلیه روش های انتقال حرارت) است، برای محاسبه این ضریب انتقال حرارت پژوهش های متعددی صورت گرفته است. A سطح موثر انتقال حرارت، c_p گرمای ویژه بلوکه سیلندر است و H_w با استفاده از رابطه زیر محاسبه می‌گردد:

$$\dot{H}_w(t) = (1 - \eta_e) H_1 \cdot \dot{m}_\phi(t) - \dot{H}_{eg}(t) \quad (32)$$

که در آن η_e بازده حرارتی موتور، H_1 گرمای سوختن گازوئیل و \dot{H}_{eg} نرخ خروج انتالپی از طریق گازهای خروجی از سیلندر است.

مدل اصطکاک های داخلی

گشتاور ایجاد شده به وسیله احتراق صرف غلبه بر نیرو های اصطکاک و بارهای تحمیلی به موتور می‌شود. نیروهای داخلی موتور عمدتاً از نوع اصطکاک های تر بوده و تحلیل آنها بسیار پیچیده است. در مدل سازی های دینامیکی به قوانین ساده و در عین حال دقیق از پدیده های اصطکاک نیازمندیم.

با تحلیل دقیق تر پدیده های موجود در موتور، می‌توان نیروهای اصطکاک را به دو نوع عمده تقسیم بندی نمود:

- اصطکاک های پمپی

- اصطکاک های مکانیکی

اصطکاک های پمپی به آن دسته از افت های موتور اطلاق می‌شود که ناشی از خاصیت پمپی موتور است. موتورها علاوه بر ایجاد توان، همانند یک کمپرسور هوا را متراکم کرده و به محیط باز می‌گردانند. توان مورد نیاز برای متراکم نمودن هوا، از توان تولیدی موتور حاصل می‌شود. بنابراین بخشی از توان تولیدی موتور بواسطه خاصیت پمپی موتور تلف خواهد شد. به طور کلی کار پمپی را می‌توان انرژی لازم برای افزایش فشار گاز از فشار چندراهِه ورودی به فشار چندراهِه خروجی دانست.

از آنجا که اصولاً در ادبیات اصطکاک های موتور، بجای استفاده از گشتاور، از فشار موثر متوسط استفاده می‌شود، لذا در گزارش این پژوهش نیز از معادل فشار موثر متوسط استفاده شده است. در مدل حاضر به منظور شبیه سازی گشتاور مذکور از رابطه زیر استفاده شده است:

$$fmep_g = P_g - P_r \quad (26)$$

که در آن $fmep_g$ ، آن بخش از فشار موثر متوسط اصطکاک است که به واسطه خاصیت پمپی موتور تلف می‌شود.

افت های موجود در موتورهای درونسوز تنها به افت های پمپی خلاصه نمی‌شود، بخشی از انرژی تولید شده در موتور به واسطه اصطکاک های مکانیکی بین اجزای متحرک موتور مصرف می‌شود. همچنین برخی اجزای موتور نظیر پمپ آب و پمپ روغن نیز به منظور حرکت نیاز به کار مکانیکی دارند. از آنجا که اصطکاک های موجود در موتورهای درونسوز از نوع اصطکاک تر می‌باشد، لذا عمدتاً با سرعت موتور متناسب است.

مدل های مختلفی به منظور تعیین افت های ناشی از اصطکاک های مکانیکی موتور ارائه شده است. که از آن جمله می‌توان به مدل ارائه شده توسط Heywood و همکارانش اشاره نمود. که در آن فشار موثر متوسط اصطکاک به عنوان تابعی از سرعت دورانی موتور و سرعت متوسط پیستون تعیین می‌شود [۲۳].

$$fmep_m = c_1 + \frac{4AN}{1000} + 0.4S_p^2 \quad (27)$$

که در آن c_1 ضریبی است که با استفاده از آزمایش تعیین می‌گردد و S_p سرعت متوسط پیستون می‌باشد. در این پژوهش از روش ارائه شده توسط Stöckli به منظور شبیه سازی اصطکاک های داخلی موتور استفاده شده است. این مدل ضمن سادگی قادر است رفتار متغییر با دمای اصطکاک در حین فرآیند گرم شدن موتور را نیز مدل کند [۱۰]. رابطه مورد استفاده به شکل زیر است:

$$fmep_m = k_1(T_e) \left(k_2 + k_3 \cdot S_p^2 \cdot \omega_e^2 \right) \Pi_{e,max} \sqrt{\frac{k_4}{B}} \quad (28)$$

که در آن T_e دمای موتور در هر لحظه، S کورس موتور، B قطر سیلندر، $\Pi_{e,max}$ نسبت بیشترین فشار چندراهِه خروجی به ورودی در سرعت های پایین موتور و ضرایب چهارگانه k نیز با مطابق جدول و شکل بدست می‌آیند.

¹ Wet Friction

² Lumped

مدل دینامیکی میل لنگ

هدف از ایجاد مدل حاضر بررسی تاثیرات پارامترهای مختلف بر سرعت موتور است. لذا لازم است ارتباطی بین پارامترهای پیش گفته و سرعت موتور بیابیم. گشتاور های تولیدی توسط احتراق باعث ایجاد شتاب زاویه ای در میل لنگ می شود، این گشتاور همچنین باید بار اعمالی به موتور و نیز گشتاورهای اصطکاکی موتور را تامین نماید. رابطه کلی حاکم بر دینامیک میل لنگ، رابطه قانون دوم نیوتن برای دینامیک اجسام دورانی است.

$$T_i(t - \tau_i) - T_f - T_{load} = I \cdot \dot{\omega} \quad (33)$$

که در آن T_i گشتاور تولیدی موتور، T_f گشتاور های اصطکاکی، T_{load} گشتاور های ناشی از بار وارده به موتور، I اینرسی دورانی میل لنگ و τ_i تاخیر زمانی بین پاشش سوخت تا زمان تولید گشتاور در سیکل می باشد که بر اساس مطالعات Horlock و Winterbore، در حدود زمان لازم برای دوران میل لنگ به میزان ۱۲۰ درجه می باشد [۱۸].

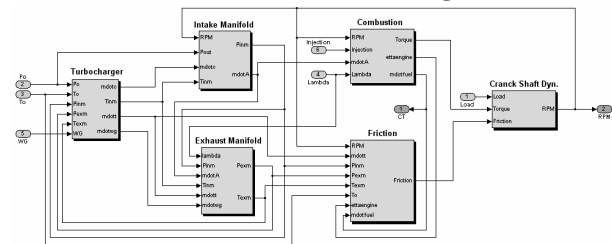
مدل کلی موتور

چنان که دیده شد، به منظور شبیه سازی عملکرد دینامیکی موتور، ملزم به شبیه سازی اجزای مختلف موتور در قالب زیرالگو هایی بودیم که هر یک شامل روابط فیزیکی حاکم بر اجزای مختلف موتور می باشند. این قوانین بعضاً به شکل معادلات دیفرانسیلی در حوزه زمان ظاهر می شدند که این خود باعث پویایی (دینامیکی) بودن مدل می شود.

در مدل نهایی موتور، زیر الگوهای پیش گفته با استفاده از اتصالات مناسب با یکدیگر تلفیق شده و در نهایت مدل کلی حاکم بر موتور را به وجود می آورد. مدل نهایی باید قادر باشد در زمان معقول، خروجی را بر حسب ورودی های مدل تخمین و ارائه نماید.

مدل حاصله با توجه به نیازهای مدل مورد استفاده در طراحی دور آرام بوجود آمده است. این مدل قادر است تغییرات گشتاور تولیدی در سرعت های پایین و نیز شرایط گرم شدن موتور را بخوبی مدل سازی نماید. مدل های مختلف بسته به کاربری، ممکن است بسیاری از پارامترهای مدل حاضر را لحاظ نمایند.

در شکل زیر مدل کلی موتور به تصویر کشیده شده است:



شکل (۳۴) بلوک دیاگرام کلی موتور در محیط نرم افزار شبیه ساز Simulink

چنان که دیده می شود، ورودی های مدل موتور عبارتند از :

- بار موتور
- نسبت هم ارزی
- زاویه پاشش سوخت
- درصد گشودگی شیر Wastegate
- فشار محیط
- دمای محیط
- و خروجی آن سرعت موتور می باشد.

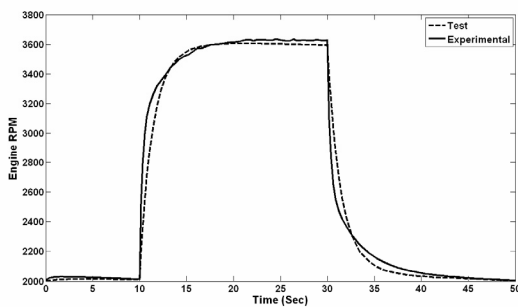
صحت سنجی مدل

. به منظور اطمینان از صحت مدل، لازم است تا مدل ایجاد شده تحت ورودی های مختلف آزمایش شود و نتایج با نتایج حاصل از آزمون موتور مقایسه گردد. چنین عملی را اعتبار سنجی مدل^۱ می نامیم.

به منظور بررسی صحت مدل، نتایج حاصله با نتایج آزمون Hendricks و همکارانش که در دانشگاه صنعتی دانمارک صورت گرفته مقایسه شده است [۶]. نتایج حاصله انطباق خوبی را بین مقادیر مدل شده و واقعی نشان می دهد. در مقایسه مذکور سرعت موتور، فشار چندراهه ورودی و خروجی، سرعت توربوشارژر و نیز جریان هوای گذرنده از موتور مقایسه شده است.

چنان که پیش از این آمد، مدل بر اساس مقادیر پایا کالیبره می شود و به منظور اعتبار سنجی از تست های گذرا استفاده می شود. در این تست میزان سوخت وارده به موتور افزایش می یابد، در عین حال بار وارده به موتور ثابت است و انرژی حاصل از افزایش میزان سوخت تزریقی صرف افزایش سرعت موتور می شود. پس از آن میزان پاشش سوخت به حالت ابتدایی باز می گردد.

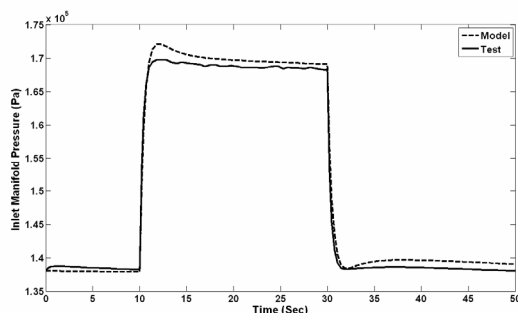
در نمودارهای مقایسه مقادیر حاصل از آزمون با خطوط پر و مقادیر حاصل از مدل به صورت خط چین نشان داده شده اند.



شکل (۳۵) مقایسه سرعت موتور در آزمون حالت گذرا

مقایسه سرعت های ناشی از آزمون و مدل، نشان از انطباق خوب بین نتایج است. چنان که دیده می شود، نتایج حاصله در بخش پایای کارکرد موتور نیز انطباق بسیار مناسبی با نتایج تست دارد.

در منحنی های بعدی فشار چندراهه ورودی و خروجی مورد صحت سنجی قرار گرفته است.



شکل (۳۶) مقایسه فشار چندراهه ورودی موتور در آزمون حالت گذرا

مقایسه منحنی فشار چندراهه ورودی نشان از انطباق بسیار خوب بین مدل و آزمون است که می تواند بخوبی صحت مدل ایجاد شده را نتیجه دهد.

^۱ Model Verification

مراجع

[1] Dobner, D. J., "Dynamic Engine Models for Control Development. Part 1. Nonlinear and Linear Formulation" In. J. of Vehicle Design, Technological Advances in Vehicle Design Series, SP4, Application of Control Theory in the Automotive Industry, 1982, pp. 54-74.

[2] Moskwa, J. J., and Hedrick, J. K., "Modeling and Validation of Automotive Engines for Control Algorithm Development," ASME JOURNAL OF DYNAMIC SYSTEMS, MEASUREMENT, AND CONTROL, June, 1992.

[3] Flower, J. O., and Gupta, R. K., "Optimal Control Consideration of Diesel Engine Discrete Models," Int. J. Control, Vol. 19, No. 6, 1974, p. 1057-1068.

[4] Flower, J. O., and Windett, G. P., "Dynamic Measurements of a Large Diesel Engine Using P.R.B.S. Techniques—Part I Development of Theory for Closed Loop Sampled Systems,—Part II Instrumentation, Experimental Techniques and Results," Int. J. Control, Vol. 24, No. 3, 1976, pp. 379-404.

[5] Kamei, E., Namba, H., Osaki, K., and Ohba, M., "Application of Reduced Order Model to Automotive Engine Control System," ASME JOURNAL OF DYNAMIC SYSTEMS, MEASUREMENT, AND CONTROL, Vol. 109, Sept., 1987.

[6] Jensen, J.-P., Kristensen, A. F., Serenson, S. C, Houbak, N., and Hendricks, E., "Mean Value Modeling of a small Turbocharged Diesel Engine," SAE Paper No. 910070, 1991.

[7] Winterbone, D. E., Thiruarooran, C, and Wellstead, P. E., "A Wholly Dynamic Model of Turbocharged Diesel Engine for Transfer Function Evaluation" SAE Paper No. 770124, 1977.

[8] Watson, N., "Dynamic Turbocharged Diesel Engine Simulator for Electronic Control System Development," ASME JOURNAL OF DYNAMIC SYSTEMS, MEASUREMENT, AND CONTROL, Vol. 106, March, 1984.

[9] Lei, Ning, "A Cycle Simulation Program for the Dynamic Operation of a Single Cylinder Direct Injection Diesel," Department of Mechanical Engineering, University of Wisconsin-Madison, M.S. thesis, 1988.

[10] L.Guzzella, C.H.Onder "Introduction to Modeling and Control of Internal Combustion Engine Systems", Springer, 2004

[11] WANG Haiyan , ZHANG Jundong "Control Oriented Dynamic Modeling of a Turbocharged Diesel Engine" Proceedings of the Sixth International Conference on Intelligent Systems Design and Applications (ISDA'06), 2006

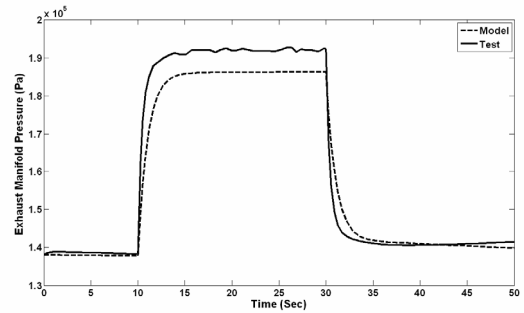
[12] Paolo Falcone, Stefania Santini, Peter Langthaler "Torque generation model for Diesel Engine" Pmceedings of the 42nd IEEE Conference on Decision and Control Maui, Haraii USA, December 2003

[13] Isermann R, Sinsel S, Schaffnit J. "Modeling and real-time simulation of diesel engines for control design" SAE Technical Paper Series. Number 980706, 1998.

[14] Heywood, J. B., Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw- Hill, 1988.

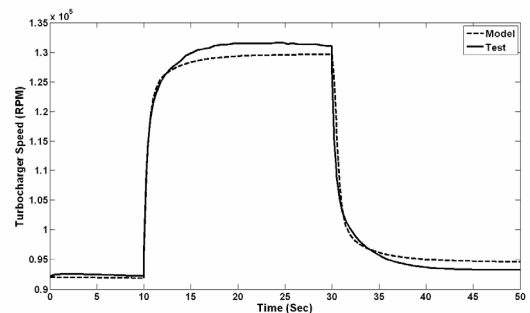
[15] Minghui Kao , John J. Moskwa , "Turbocharged Diesel Engine Modeling for Nonlinear Engine Control and State Estimation" JOURNAL OF DYNAMIC SYSTEMS, MEASUREMENT, AND CONTROL., 1995

[16] El-Gammal, A. M., "An Algorithm and Criteria for Compressor Characteristics Real Time Modeling and Approximation," ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 113, Jan., 1991.



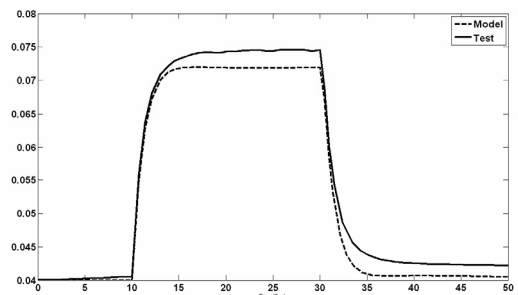
شکل (۳۷) مقایسه فشار چندراهه خروجی موتور در آزمون حالت گذرا

چنان که در شکل دیده می شود، نتیجه آزمون فشار چندراهه خروجی به مطلوبیت فشار چندراهه ورودی نیست و شاهد تفاوت هایی بالاخص در محدوده گذرا می باشیم. تغییرات زینه بندی در حالت گذار موجب تغییر در مقاطع پایا می شود. به همین جهت خطای حاصله را می پذیریم. شایان ذکر است در این تست خطای مدل و واقعیت حدود ۰.۳٪ می باشد که قابل چشم پوشی است.



شکل (۳۸) مقایسه سرعت دورانی توربوشارژر در آزمون حالت گذرا

یکی از پیچیده ترین قسمت های زینه بندی مدل، بخش توربوشارژر است، منحنی فوق نتایج حاصل از آزمون سرعت توربوشارژر را نشان می دهد. انطباق حاصله فوق العاده مطلوب ارزیابی می شود. اصولا ایجاد مدلی با چنین دقتی می تواند ما را در طراحی کنترلرهای مسیر توربوشارژر نظیر کنترلر Wastegate و نیز کنترلرهای توربین های هندسه متغییر بخوبی یاری نماید.



شکل (۳۹) مقایسه دبی هوای موتور در آزمون حالت گذرا

یکی دیگر از پارامترهای مهم که بر کارایی مدل و اعتبار آن فوق العاده اثر گذار است، دبی جریان هوای گذرنده از موتور است. منحنی فوق نشان می دهد این پارامتر نیز بخوبی مدل شده است. پارامتر فوق ناشی از بازده تنفسی موتور، توربوشارژر و دینامیک گاز چندراهه ها می باشد. بنابراین می تواند گویای صحت مدل سازی مجموعه های نامبرده باشد.

- [17] Benson R. S. , Whitehouse N. D., "Internal Combustion Engines", vol. 2, Pergamin Press, Oxford , 1979
- [18] Horlock, J. H., and Winterbone, D. E., The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal-Combustion Engines Volume II, Clarendon Press, 1
- [19] Jesper Ritzen , "Modelling and Fixed Step Simulation of a Turbo Charged Diesel Engine" Master's thesis, Vehicular Systems, Dept. of Electrical Engineering Linkoping University , 2003
- [20] Kao, M., and Moskwa, J. J., "Nonlinear Turbocharged Diesel Engine Control and State Estimation," ASME Winter Annual Meeting, New Orleans, La., Nov., 1993.
- [21] Robert Bosch GmbH, "Diesel Engine Management" 4th edition, J.Wiley & Sons, 2005
- [22] Gerhardt J., Honninger H. and Bischof H., "A new Approach to Functional and Software Structure for Engine Management Systems BOSCH ME7", SAE paper 98080, 1998
- [23] Patton K.J., Nitschke R. G. and Heywood J. B., "Development and Evaluation of a friction Model for Spark Ignition Engine" SAE paper 890836, 1989