

نام خانوادگی دانشجو: کبیرنجفی	نام: محمد مهدی
عنوان پایان نامه: مطالعه تاثیر گازسوز کردن موتور پایه بنزینی در افت قدرت و پیشنهاد راه کارهای مناسب جهت جبران آن	
استاد راهنما: دکتر ابراهیم عبدی اقدام	
مقطع تحصیلی: کارشناسی ارشد رشته: مهندسی مکانیک گرایش: تبدیل انرژی دانشگاه: محقق اردبیلی دانشکده: فنی و مهندسی- گروه مکانیک تاریخ فارغ التحصیلی: 88 / 5 / 25 تعداد صفحه: 100	
کلید واژه: موتور دوگانه سوز؛ گاز طبیعی فشرده؛ افت قدرت؛ راندمان حجمی؛ انرژی در دسترس؛ مخلوط دو سوخت؛ سرعت سوختن؛ کد ترمودینامیکی شبیه ساز احتراق <i>LUSIE</i>	
<p>چکیده:</p> <p>در این پژوهش، با استفاده از نتایج تجربی مربوط به راندمان تبدیل سوخت و فشار موثر متوسط ترمزی که در شرایط بار کامل از یک موتور اشتعال- جرقه ای دوگانه سوز استخراج شده است، راندمان حجمی و توان ترمزی که دو پارامتر مهم و متأثر با تغییر سوخت بنزین به گاز طبیعی می باشند، برآورد می شود که در منابع در دسترس و بالاخص منابع داخلی کمتر بطور واضح و مستند به میزان تغییرات این پارامترها در اثر تغییر سوخت اشاره شده است. در گام بعدی نسبت انرژی در دسترس گاز طبیعی به بنزین بررسی می شود که روشن می کند کاهش انرژی در دسترس یکی از ریشه های موثر در میزان افت قدرت در اثر تغییر سوخت می باشد. در ادامه بطور کاملاً تئوری، نسبت راندمان حجمی سوخت گاز طبیعی به بنزین در همان موتور مشخص با در نظر گرفتن اثر میزان تبخیر بنزین در مانیفولد ورودی بر این نسبت، محاسبه می شود و با نسبت راندمان حجمی که از پردازش داده های تجربی حاصل شد، مقایسه می گردد و سپس نسبت دبی حجمی کل ورودی به موتور با تغییر سوخت پیش بینی می شود. سپس دو پیشنهاد برای جبران افت قدرت ناشی از تغییر سوخت مطرح می شود. در پیشنهاد اول، با در نظر گرفتن برخی مفروضات، اثر استفاده همزمان از مخلوط دو سوخت بر قدرت خروجی بررسی و معادلات حاکم بر آن محاسبه شده است. محاسبات مذکور بر پایه ی کسر جرمی بنزین در مخلوط انجام می گیرند. همچنین در ادامه، اثر استفاده همزمان از مخلوط دو سوخت بر انرژی در دسترس بررسی شده است. این مطالعه به عنوان پیشنهاد اولیه جهت رفع مقداری از افت قدرت موتورهای پایه بنزینی گازسوز شده مطرح می گردد. سپس در پیشنهاد دوم، میزان پرخورانی کردن موتور برای جبران افت قدرت ناشی از تغییر سوخت برآورد شده است.</p> <p>به منظور پیشگویی خواص محتویات سیلندر طی مرحله ی احتراق، مدل هایی که برای سرعت سوختن لایه ای و متلاطم هریک از سوختهای مذکور در ادبیات فن مطرح شده اند بطور وسیع مورد مطالعه قرار گرفته است و با توجه به دامنه ی استخراج آنها و دامنه ی کاری موتور، موارد مناسب برای اعمال در کد <i>LUSIE</i> انتخاب شدند. نتایج حاصل از اجرای کد برای هر یک از سوختها نمایش داده شده و مقایسه گردیده است. در سرعت مربوط به بیشینه گشتاور و بیشینه فشار موثر متوسط ترمزی که در موتور مورد نظر، 3500 rpm بود، فشار داخل سیلندر، دمای مخلوط نسوخته و سوخته و همچنین کسر جرمی مخلوط سوخته شده برحسب زاویه ی میل لنگ برای هر سوخت نمایش داده شده است. در نهایت، در گستره ی سرعت موتور 1500 تا 5500 rpm، بیشینه فشار سیلندر، بیشینه دمای مخلوط و همچنین میزان آوانس جرقه برای هر یک از سوختها نشان داده شده و مقایسه گردیده اند.</p>	



پایان نامه جهت اخذ درجه کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک - تبدیل انرژی

عنوان:

مطالعه تاثیر گازسوز کردن موتور پایه بنزینی در افت قدرت و پیشنهاد راه کارهای مناسب

جهت جبران آن

پژوهش و نگارش:

محمد مهدی کبیرنجفی

استاد راهنما:

دکتر ابراهیم عبدی اقدم

دانشگاه محقق اردبیلی

مرداد 1388

فهرست مطالب

فصل اول- مقدمه.....	1
1-1- بیان مسئله و ضرورت تحقیق.....	2
1-2- مروری بر تحقیقات پیشین.....	3
1-3- اهداف پژوهش.....	7
فصل دوم- ریشه‌های افت قدرت و تغییر رفتار احتراقی با تغییر سوخت از بنزین به گاز طبیعی.....	9
2-1- مقدمه.....	10
2-2- راندمان حجمی.....	10
2-2-1- تعریف چگالی ورودی.....	11
2-2-2- اثر متغیرها بر راندمان حجمی.....	12
2-2-3- پرخورانی.....	17
2-2-3-1- پرخورانی موتور اشتعال-جرقه‌ای و محدودیتهای آن.....	19
2-2-3-2- عوامل دخیل در افزایش قدرت خروجی توسط پرخورانی.....	21
2-2-3-3- اصلاحات لازم برای موتور پرخورانی شده.....	22
2-2-3-4- سیکل ترمودینامیکی موتور SI پرخورانی شده و تنفس طبیعی.....	23
2-3- سرعت سوختن.....	23
2-3-1- مفاهیم سرعت سوختن و انتشار شعله.....	24
2-3-2- تعیین سرعت سوختن لایه‌ای، نرخ کشیدگی شعله و طول مارکستین.....	31
2-3-3- انتخاب مدل مناسب سرعت سوختن لایه‌ای مخلوط ایزواکتان-هوا و متان-هوا.....	36
2-3-4- مقایسه پارامترهای سرعت سوختن لایه‌ای و طول مارکستین در دو سوخت.....	39
2-3-5- تلاطم در جریان داخل سیلندر و سرعت سوختن متلاطم.....	45

51	6-3-2- انتخاب مدل مناسب سرعت سوختن متلاطم.....
51	6-3-2-1- مدل زیمونت.....
52	4-2- کد ترمودینامیکی.....
54	فصل سوم- محاسبات، تحلیل‌ها و نتایج حاصل.....
55	1-3- مقدمه.....
56	2-3- برآورد توان ترمزی.....
57	3-3- برآورد نسبت انرژی در دسترس (انرژی تنفس).....
59	4-3- برآورد راندمان حجمی از طریق پردازش نتایج تجربی.....
5-3-	محاسبه‌ی نظری نسبت راندمان حجمی و برآورد نسبت دبی حجمی کل ورودی به موتور با تغییر سوخت.....
61	6-3- بررسی دو پیشنهاد برای جبران افت قدرت ناشی از تغییر سوخت.....
66	1-6-3- اثر استفاده همزمان از مخلوط دو سوخت بر توان ترمزی.....
67	1-1-6-3- اثر استفاده همزمان از مخلوط دو سوخت بر نسبت انرژی در دسترس.....
71	2-6-3- تعیین توان لازم برای کمپرسور در فرآیند پرخورانی.....
73	2-2-6-3- پرخورانی برای جبران افت قدرت ناشی از تغییر سوخت.....
75	7-3- اجرای کد <i>LUSIE</i> و نتایج حاصل از آن.....
85	فصل چهارم- نتیجه‌گیری، جمع‌بندی و پیشنهادات.....
86	1-4- نتیجه‌گیری و جمع‌بندی.....
89	2-4- پیشنهادات.....
90	مراجع.....
96	پیوست (الف)- خلاصه فلوچارت‌های کد ترمودینامیکی <i>LUSIE</i>

فصل اول

مقدمه

1-1 بیان مسأله و ضرورت تحقیق

با توجه به تعداد خودروهای در حال تردد و میزان مصرف سوخت بالای این خودروها، آلودگی محیط زیست و عدم امکان جایگزین نمودن خودروهای بنزین سوز در کوتاه مدت، بحث تبدیل این گونه خودروها و استفاده از گاز طبیعی به عنوان سوخت جایگزین به دلایل زیر منطقی به نظر می‌رسد:

1) ایران دارای دومین ذخایر گاز جهان است و دارای شبکه گسترده خط لوله گاز می‌باشد که این امر احداث جایگاه سوخت رسانی در سراسر کشور را میسر می‌سازد.

2) از نظر اقتصادی نرخ داخلی گاز طبیعی ایران بسیار ارزان است.

3) گاز طبیعی از اغلب سوخت‌های موجود پاک‌تر بوده و آلودگی کمتری تولید می‌کند، در حال حاضر آلودگی این سوخت تمام استانداردهای اروپایی و آمریکایی و آژانس حفاظت از محیط زیست را پوشش می‌دهد.

4) از نظر ایمنی گاز طبیعی نسبت به بنزین ایمن‌تر است، گاز طبیعی از هوا سبک‌تر بوده و برخلاف بنزین در زمان تصادف و حوادث پیش‌بینی نشده در هوا پراکنده می‌شود ولی بنزین روی زمین حوضچه‌هایی ایجاد می‌کند که هر لحظه ممکن است منجر به آتش سوزی شود ضمن اینکه طراحی مخازن گاز طبیعی فشرده^۲، منوط به اجرای شدیدترین آزمون‌های ایمنی نظیر حرارت، فشارهای بسیار بالا، تیراندازی و برخورد‌های شدید است.

با در نظر گرفتن محدودیت‌های موجود برای سوخت بنزین و افزایش تقاضا برای جایگزین کردن سوخت CNG در موتورهای پایه بنزینی موجود، ضروری است حتی‌الامکان برخی از مشکلات و ابهاماتی که در مورد عملکرد موتور در اثر تغییر سوخت پیش می‌آید، بررسی شود و راهکارهای مناسب برای مرتفع ساختن نقیصه‌های موجود پیشنهاد گردد. از جمله پیامدهای تغییر سوخت به گاز طبیعی در خودروهای پایه بنزینی، کاهش قدرت موتور می‌باشد که جهت رفع آن ضروری است مقدار افت و ریشه‌های این نقیصه روشن گردد.

1-2 مروری بر تحقیقات پیشین

¹ EPA ² Compressed Natural Gas (CNG)

عمده تحقیقاتی که در منابع در دسترس در زمینه‌ی تغییر سوخت موتورهای اشتعال-جرقه‌ای پایه بنزینی به گاز طبیعی انجام گرفته است، بررسی گردید و نتایج آنها در مورد اثر تغییر سوخت بر میزان افت قدرت و دیگر پارامترهای کارایی موتور و همچنین پیشنهادات و اصلاحات صورت گرفته به منظور رفع این نقیصه‌ها، مطالعه شد. شایان ذکر است که با توجه به پدیده‌های پیچیده‌ی موجود در سیکل کاری موتور احتراق داخلی از قبیل: ماهیت تلاطمی بودن میدان جریان و تغییرات مکانی و زمانی آن، انتقال گرما، نشتی، انبساط مخلوط در حال سوختن و تراکم قسمتهای سوخته و نسوخته، پیشروی شعله در داخل سیال متلاطم و ... ، اکثر مطالعات انجام گرفته و نتایج حاصل از کار تجربی استخراج شده‌اند. در این بخش بطور خلاصه به ذکر آنها می‌پردازیم.

مطالعاتی که به منظور تعیین میزان افت قدرت در اثر تغییر سوخت انجام گرفته است، کاهش توانی در حدود 10 الی 15٪ را نشان می‌دهند [16، 15، 10، 67]. اوانز و جونز¹ [49] در تحقیقات خود در این زمینه، افت قدرت را در حدود 15٪ اندازه‌گیری کردند که 10٪ این افت توان را بدلیل کاهش در انرژی در دسترس² و 5٪ مابقی را مربوط به سرعت سوختن پایین‌تر *CNG* در مقایسه با بنزین دانستند.

حمید و احمد مطالعه‌ی مقایسه‌ای دیگری روی کارایی موتور انجام داده‌اند که کاهش راندمان حجمی را در حدود 15٪ و کاهش عملکرد کلی را نزدیک به 9٪ در شرایط گشتاور بیشینه و توان بیشینه برآورد کردند، همچنین میزان کاهش *BSFC* را 15 الی 22٪ در سرعت‌های 1500 تا 3500 rpm و در شرایط هوا به سوخت نسبی (λ) یکسان، تعیین کردند. ایشان کاهش آلاینده‌گی‌های *CO* و *HC* را به هنگام استفاده از سوخت *CNG* در موتور پایه بنزینی به ترتیب بین 40-50٪ و 35-50٪ بیان کردند [40]. نتایج تجربی کلام³ و همکارانش بر روی یک موتور اشتعال-جرقه‌ای گازسوز شده، 15٪ افت قدرت، 15 تا 18٪ کاهش در *BSFC* و 10٪ افزایش راندمان تبدیل سوخت را با استفاده‌ی *CNG* در مقایسه با بنزین نشان می‌دهند. همچنین آلاینده‌های *CO* و *HC* به ترتیب 90٪ و 12٪ کاهش می‌یابند درحالی‌که NO_x در مقایسه با بنزین 30٪ افزایش می‌یابد [50].

¹ Evans & Jones

² Inhaled Energy

³ Kalam

مطالعه‌ی اوآنز و بلاسزیک¹ [31] روی تغییر پارامترهای کارایی موتور و میزان آلاینده‌گی در اثر تغییر سوخت نشان داد که در شرایط ثابت نسبت هوا به سوخت استوکیومتریکی، زمان جرقه‌ی بیشینه گشتاور ترمزی برای سوخت CNG بین 2 تا 10 درجه زاویه‌ی میل‌لنگ نسبت به بنزین بیشتر آوانس شد. همچنین *BMEP* و *BSFC* هر دو برای CNG در شرایط بار کامل، 12٪ پایین‌تر هستند. راندمان برای هر سوخت تا نسبت هوا به سوخت ($\lambda = 1.3$) تقریباً برابرند و با افزایش λ ، راندمان CNG نسبت به بنزین افزایش می‌یابد.

اخیراً شامخی و همکارانش نیز بطور تجربی، اثر تغییر سوخت را بر کارایی موتور *SI* و آلاینده‌گی آن بررسی کردند. ایشان نتایج خود را از تست بر روی موتور پایه بنزینی دوگانه‌سوز شده با سیستم سوخت‌رسانی انژکتوری، *Mazda B2000i*، استخراج کردند. نتایج آنها در شرایط بار کامل² و حالت پایدار و قبل از مبدل کاتالیست اندازه‌گیری شد. با تغییر سوخت به CNG، راندمان حجمی در سرعت‌های مختلف، بین 10 تا 14.2٪ کاهش یافت که متوسط افت راندمان حجمی را 12.3٪ گزارش کردند. آنها مشاهده کردند که *BMEP*، گشتاور و قدرت خروجی بین 10.8 تا 14٪ و همچنین *BSFC* در بازه‌ی 15 الی 24٪ کاهش یافتند و راندمان حرارتی موتور همراه با سوخت CNG، 22 تا 33٪ افزایش داشت. در مطالعه‌ی آنها میزان کاهش آلاینده‌های *CO* و *HC* به ترتیب 58-89٪ و 37-58٪ برآورد شدند [68].

آسلام³ و همکارانش در سال 2006 [11] طی یک کار تجربی بر روی برخی پارامترهای خودروی بنزینی تولید کشور مالزی که با سوخت جایگزین CNG تبدیل به دوگانه‌سوز شده بود، تحقیقاتی را انجام دادند. نتایج ایشان از تست روی خودروی اشتعال-جرقه‌ای 4 سیلندر با حجم 1.5 لیتر پروتون ماگما و در شرایط حالت پایدار حاصل شد. از جمله دستاوردهای آنها مقایسه پارامترهای *BMEP*، *BSFC* و راندمان تبدیل سوخت در گستره‌ی سرعت موتور 1500 تا 5500 rpm بود که در شرایط *WOT* و $\lambda = 1.01$ برای بنزین و $\lambda = 1.06$ برای CNG اندازه‌گیری شدند. در کار تجربی آنها با تغییر سوخت بنزین به گاز طبیعی، *BMEP* در حدود 16٪ و *BSFC* بین 17 تا 18٪ کاهش داشت، همچنین

¹ Blaszczyk

² Wide Open Throttle (WOT)

³ Aslam

راندمان تبدیل سوخت در سرعت‌های مختلف بطور متوسط نزدیک به 2.9٪ افزایش نشان داد. در ضمن متوسط کاهش آلاینده‌های CO و CO_2 و HC به ترتیب 80٪، 20٪ و 50٪ اندازه‌گیری شدند. میزان افزایش NO_x نیز در حالت گازسوز 33٪ گزارش شد.

نمودارهای حاصل از نتایج تجربی مربوط به $BMEP$ و $BSFC$ که توسط آسلاام و همکارانش استخراج گردیده، در شکل‌های (1-1) و (1-2) آمده است. همچنین ترکیب CNG استفاده شده و مشخصات موتور مورد آزمایش در کار تجربی ایشان در جداول (1-1) و (1-2) ذکر شده است [11]. علاوه بر آن مشخصات مربوط به زمانبندی باز و بسته شدن سوپاپها در موتور مذکور و همچنین طول شاتون، در جدول (1-3) آورده شده است.

جدول (1-1) - درصد حجمی ترکیب CNG مورد استفاده در [11]

Component	Symbol	Volumetric %
Methane	CH_4	94.42
Ethane	C_2H_6	2.29
Propane	C_3H_8	0.03
Butane	C_4H_{10}	0.25
Carbon dioxide	CO_2	0.57
Nitrogen	N_2	0.44
Others	$(H_2O +)$	2.0

جدول (1-2) - مشخصات موتور تست شده در [11]

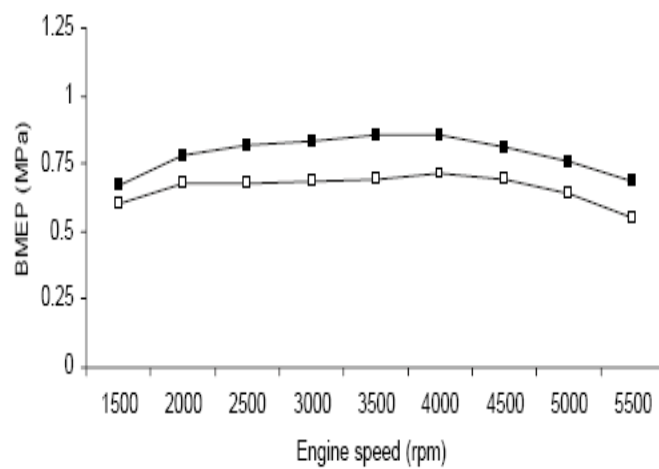
Characteristic	Proton Magma12-Valve
Displacement	$1.468 \times 10^{-3} \text{ m}^3$
Compression ratio	9.2:1
Bore	0.075.5 m
Stroke	0.082 m
Max output (DIN) PS/rpm net (kW/rpm)	77/6000 (54/6000)
Max torque (DIN) kg- m/rpm net (Nm/rpm)	12.5/3500 (122/3500)
Carburetor	Down-draft 2-barrel
Specification of NGV carburetion system tested	Proton 12-valve 1.5S
Stage	1st stage-3.4 bar 2nd stage-0.8 bar 3rd stage (- ve) pressure
Regulator	Tartarini model RP/76-M
Mixer	Remote extractor
Control	Time advance processor Model 529

برخی دیگر از

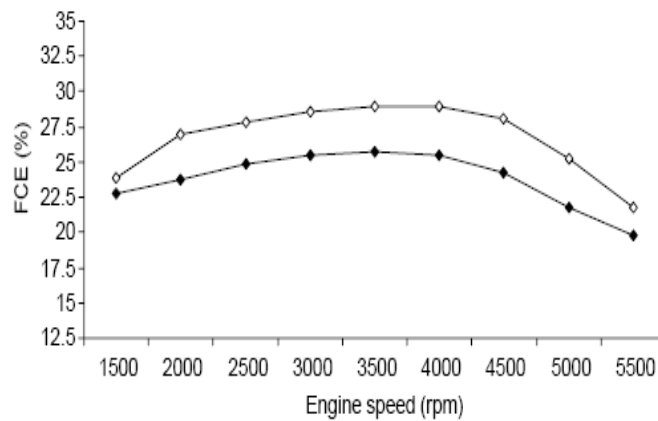
جدول (1-3) -

مشخصات موتور مذکور

Engine Parameters (Proton Magma)	Value
Connecting rod length (mm)	131
Intake valve open	15° BTDC
Intake valve close	53° ABDC
Exhaust valve open	57° BBDC
Exhaust valve close	15° ATDC



شکل (1-1) - $BMEP$ بر حسب سرعت موتور در حالت WOT , ■ بنزین □ CNG



شکل (1-2) - راندمان تبدیل سوخت بر حسب سرعت موتور در حالت WOT , ♦ بنزین ◇ CNG

با وجود برخی ضعفهای *CNG* در مقایسه با بنزین از مزایای عمده آن می‌توان به خاصیت ضد ضربه‌ای¹ بالای آن اشاره کرد که به دمای خود اشتعالی و عدد اکتان بالاتر آن نسبت به بنزین مربوط می‌شود. به سبب چنین خاصیت ضدضربه‌ای می‌توان موتورهای اشتعال-جرقه‌ای پایه گازسوز با نسبت تراکم بالای 13:1 طراحی کرد [73] که به نوعی می‌تواند با افزایش راندمان حرارتی مشکل افت قدرت را بهبود بخشد.

1-3 اهداف پژوهش

در این تحقیق، با استفاده از نتایج تجربی مربوط به راندمان تبدیل سوخت و فشار موثر متوسط ترمزی که توسط آسلاام و همکارانش [11] در شرایط بار کامل از یک موتور اشتعال-جرقه‌ای دوگانه‌سوز استخراج شده است (شرایط کار تجربی ایشان و نتایج حاصل از آن در انتهای بخش قبل ذکر شد)، توان ترمزی و راندمان حجمی که دو پارامتر مهم و متأثر با تغییر سوخت می‌باشند، برآورد شده است که در منابع در دسترس و بالاخص منابع داخلی کمتر بطور واضح و مستند به میزان تغییرات این پارامترها در اثر تغییر سوخت اشاره شده است. همچنین در گام بعدی نسبت انرژی در دسترس گاز طبیعی به بنزین بررسی می‌شود که روشن می‌کند کاهش انرژی در دسترس یکی از ریشه‌های موثر در میزان افت قدرت در اثر تغییر سوخت می‌باشد. در ادامه بطور کاملاً تئوری، نسبت راندمان حجمی سوخت گاز طبیعی به بنزین در موتور مذکور و در شرایط یاد شده با در نظر گرفتن اثر میزان تبخیر بنزین در مانیفولد ورودی بر این نسبت، محاسبه می‌شود و با نسبت راندمان حجمی که از پردازش داده‌های تجربی حاصل شد، مقایسه می‌گردد و سپس نسبت آهنگ جریان حجمی کل ورودی به موتور با تغییر سوخت پیش‌بینی می‌شود. دو پیشنهاد برای جبران افت قدرت ناشی از تغییر سوخت بررسی شده است. در پیشنهاد اول، با در نظر گرفتن برخی مفروضات، اثر استفاده‌ی همزمان از مخلوط دو سوخت بر قدرت خروجی بررسی و معادلات حاکم بر آن محاسبه شده است. محاسبات مذکور بر پایه‌ی کسر جرمی بنزین در مخلوط انجام می‌گیرند. همچنین در ادامه، اثر استفاده همزمان از مخلوط دو سوخت بر انرژی در دسترس بررسی شده است. این مطالعه به عنوان پیشنهاد اولیه جهت رفع مقداری از افت قدرت موتورهای پایه بنزینی

¹ *Anti Knock*

گازسوزشده مطرح می‌گردد. سپس در پیشنهاد دوم، میزان پرخوران کردن موتور برای جبران افت قدرت ناشی از تغییر سوخت محاسبه می‌شود. در فصل دوم، سرعت سوختن لایه‌ای و متلاطم متان و ایزواکتان مورد مطالعه قرار گرفته و مقایسه می‌شوند. با تغییر نوع سوخت و ثابت ماندن طرح موتور، تغییر سرعت سوختن لایه‌ای سبب تغییر سرعت سوختن متلاطم شده و روی پارامترهای طراحی موتور اثر می‌گذارد، لذا مدل‌هایی که برای سرعت سوختن لایه‌ای و متلاطم این سوختها در ادبیات فن مطرح شده‌اند بطور وسیع مورد مطالعه قرار گرفته و با توجه به دامنه‌ی استخراج آنها و دامنه‌ی کاری موتور، موارد مناسب برای اعمال در کد انتخاب شده‌اند. در انتهای فصل سوم، نتایج حاصل از اجرای کد *LUSIE*¹ برای هر یک از دو سوخت نمایش داده شده و مقایسه گردیده است. در سرعت مربوط به بیشینه گشتاور و بیشینه فشار موثر متوسط ترمزی که در موتور مذکور، 3500 rpm بود، فشار داخل سیلندر، دمای مخلوط نسوخته و سوخته و همچنین کسر جرمی مخلوط سوخته شده برحسب زاویه‌ی میل‌لنگ برای هر دو سوخت نمایش داده شده است. در نهایت، در گستره‌ی سرعت موتور 1500 تا 5500 rpm ، بیشینه فشار سیلندر، بیشینه دمای مخلوط و همچنین میزان آوانس جرقه برای هر یک از سوختها نشان داده شده و مقایسه گردیده‌اند.

¹ Leeds University Spark Ignition Engine (LUSIE)

فصل دوم

ریشه‌های افت قدرت و تغییر رفتار احتراقی با
تغییر سوخت از بنزین به گاز طبیعی

1-2 مقدمه

بر اساس مطالعات انجام گرفته به نظر می‌رسد که کاهش راندمان حجمی، سرعت سوختن و انرژی در دسترس، سه ریشه‌ی عمده‌ی افت قدرت در اثر تغییر سوخت بنزین به *CNG* می‌باشند. ابتدا در بخش (2-2) به مطالعه‌ی راندمان حجمی می‌پردازیم و در فصل سوم میزان کاهش آنرا در اثر تغییر سوخت محاسبه می‌کنیم. در ادامه‌ی این بخش پرخورانی کردن به عنوان یکی از روشهای بهبود راندمان حجمی و افزایش قدرت موتور مطالعه می‌شود. سپس در بخش (2-3) ابتدا بطور خلاصه، مطالعات و پیشنهاداتی که برای بهبود سرعت سوختن گاز طبیعی انجام گرفته‌اند، مطرح می‌شود و در ادامه بطور مفصل سرعت سوختن را برای هریک از سوختها بررسی کرده و اثر تغییر سوخت را بر آن مطالعه می‌کنیم تا اهمیت آن بیشتر روشن گردد. همچنین به منظور پیشگویی خواص محتویات سیلندر طی مرحله‌ی احتراق، مدل‌هایی که برای سرعت سوختن لایه‌ای و متلاطم هریک از سوختهای مذکور در منابع در دسترس مطرح شده‌اند بطور وسیع مورد مطالعه قرار گرفته است و با توجه به دامنه‌ی استخراج آنها و دامنه‌ی کاری موتور، موارد مناسب برای اعمال در کد انتخاب شده‌اند. در فصل سوم میزان کاهش انرژی در دسترس با تغییر سوخت بنزین به *CNG* محاسبه می‌گردد و به نقش مهم آن به عنوان یکی دیگر از ریشه‌های افت قدرت اشاره می‌شود.

2-2 راندمان حجمی

همانطور که در مطالعات مذکور بیان شد، یکی از عمده ریشه‌هایی که در کاهش توان ترمزی تاثیرگذار می‌باشد، راندمان حجمی است. چندین راه برای بهبود راندمان حجمی به هنگام استفاده از سوخت *CNG* مورد مطالعه قرار گرفته که عبارتند از: افزایش تعداد سوپاپ ورودی در هر سیلندر، تنظیم زمانبندی سوپاپها [52]، پرخورانی کردن موتور گازسوز [55 و 74] و اصلاح و طراحی مانیفولد ورودی.

راندمان حجمی¹¹ معیاری از کارایی فرآیند تنفس موتور است که قدرت خروجی موتور را نیز تحت تاثیر خود قرار می‌دهد. سیستم مکش موتور شامل فیلتر هوا، کاربراتور، پروانه گاز¹² (در موتور اشتعال- جرقه‌ای)، مانیفولد مکش، دریچه‌ی ورودی و سوپاپ مکش است. همه‌ی این موارد، مقدار هوایی را که در یک جابجایی موتور می‌تواند مکش کند، محدود می‌کنند. راندمان حجمی تنها برای موتورهای چهار زمانه که فرآیند مکش متمایزی دارند، استفاده می‌شود. راندمان حجمی یک موتور تنفس طبیعی بصورت نسبت آهنگ جریان حجمی واقعی هوا به داخل سیلندر موتور (\dot{V}_a) در شرایط فشار اتمسفریک و دمای محیط به آهنگ حجمی مکش که توسط جابجایی پیستون انجام می‌گیرد (\dot{V}_d) تعریف می‌گردد [36]. بنابراین داریم:

$$\eta_v = \frac{\dot{V}_a}{\dot{V}_d} = \frac{\left(\frac{\dot{m}_a}{\rho_{a,i}}\right)}{\left(\frac{V_d N}{2}\right)} = \frac{2\dot{m}_a}{\rho_{a,i} V_d N} \quad (2-1)$$

که در رابطه‌ی فوق \dot{m}_a ، آهنگ جرمی واقعی هوای مکش شده در واحد زمان $\left(\frac{kg}{min}\right)$ و (V_d) حجم جابجایی پیستون (m^3)، N سرعت موتور (rpm) و $\rho_{a,i}$ چگالی هوای ورودی $\left(\frac{kg}{m^3}\right)$ است.

1-2-2-1 تعریف چگالی ورودی

راندمان حجمی به عنوان معیاری از عملکرد سیلندر موتور به منزله‌ی دستگاه پمپاژ (تلمبه‌زنی) هوا اهمیت ویژه‌ای دارد. برای برآورد این کمیت، لازم است که چگالی ورودی را به عنوان چگالی مخلوط تازه در دریچه‌ی ورودی یا نزدیک به آن تعریف کرد. موقعی که چگالی ورودی بدین طریق تعیین می‌شود، راندمان حجمی حاصل فقط نشانگر عملکرد پمپاژ سیلندر و سوپاپها است. چگالی ورودی را همیشه براحتی نمی‌توان در دریچه‌ی ورودی اندازه‌گیری کرد و حتی گاهی این اندازه‌گیری غیرممکن است. لیکن، چگالی را می‌توان در نزدیکی محل ورود هوا به موتور اندازه‌گیری کرد. وقتی چگالی در این نقطه اندازه‌گیری شود، راندمان حجمی حاصل، شاخص عملکرد جریان از تمامی تجهیزات سیستم

¹¹ Volumetric efficiency

¹² Throttle plate

ورودی از ورود هوا تا سیلندر و شامل عملکرد پمپاژ خود سیلندر نیز خواهد بود. راندمان حجمی براساس این روش اندازه‌گیری را راندمان حجمی کلی می‌نامند [70].

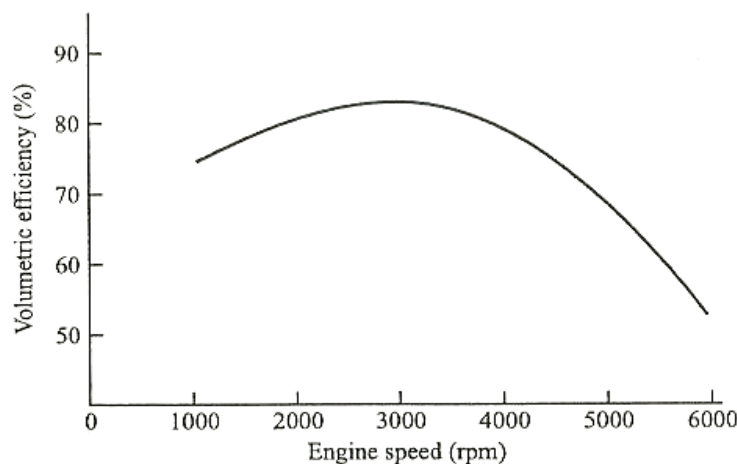
در موتورهای پرخورانی نشده، با تغییرات جزئی دما و فشار در فیلتر هواکش (صافی هوا)، کاربراتور و چندراهه‌ی ورودی، راندمان حجمی کلی با راندمان حجمی مبتنی بر چگالی دریچه‌ی ورودی، فرق چندانی ندارد. در موتورهای پرخورانی نشده غالباً به علت سادگی اندازه‌گیری، از راندمان حجمی کلی استفاده می‌شود. در موتورهای پرخورانی شده، راندمان حجمی کلی اهمیت چندانی ندارد زیرا فرقی بین عملکرد پرخوران (سوپر شارژر) و سیلندر قائل نمی‌شود. در چنین مواردی به ندرت از آن استفاده می‌شود [70].

راندمان حجمی موتورهای اشتعال تراکمی (CI) کمی بیشتر از موتور SI است زیرا محدودیت‌های سیستم مکش موتور CI بطور کلی به علت غیاب کاربراتور و پروانه گاز کمتر است [36].

2-2-2 اثر متغیرها بر راندمان حجمی

در شکل (2-1)، تغییرات راندمان حجمی با سرعت موتور بطور شماتیک نمایش داده شده است [36]. راندمان حجمی در یک سرعت موتور معین، ماکزیمم است و در سرعت‌های بیشتر و کمتر از آن کاهش می‌یابد. متغیرهای فیزیکی فراوانی وجود دارند که سبب این تغییرات راندمان حجمی با سرعت موتور می‌شوند. راندمان حجمی توسط نوع سوخت و همچنین پارامترهای طراحی موتور متاثر می‌شود. اثر برخی از متغیرهای مهم و تاثیرگذار روی راندمان حجمی در این قسمت تشریح می‌شود

[36]:



1) نوع سوخت:

راندمان حجمی به نوع سوخت، روش اختلاط یا تزریق آن به هوا، نسبت سوخت به هوا، کسر تبخیر سوخت در سیستم مکش و گرمای نهان تبخیر سوخت وابسته است. در موتورهایی که با کاربراتور یا سیستم تزریق همراه با پروانه گاز تجهیز می‌شوند، سوخت زودتر به سیستم مکش تغذیه می‌شود و این امر باعث کاهش راندمان حجمی می‌شود زیرا سوخت سریعتر تبخیر شده و فضای هوای ورودی را کاهش می‌دهد. این مشکل در حالت انژکتورهای چندنقطه‌ای اتفاق نمی‌افتد. در سیستم تزریق چندنقطه‌ای، سوخت به نزدیکی سوپاپ ورودی تزریق می‌شود و احتمال تبخیر سوخت قبل از ورود به سیلندر کمتر می‌شود. لذا فضای هوا را در مانیفولد مکش اشغال نمی‌کند و موجب افزایش راندمان حجمی می‌شود. در موتورهایی که سوخت بطور مستقیم به داخل سیلندر تزریق می‌شود، هیچ اتلافی در راندمان حجمی به سبب تبخیر سوخت وجود ندارد. سوخته‌های گازی مثل متان و هیدروژن به علت حجم مخصوص بالاتر، فضای بیشتری از هوا را اشغال می‌کنند و سبب کاهش راندمان حجمی می‌شوند. به هنگام استفاده از این سوخته‌ها مانیفولد ورودی باید سرد شود تا مقداری از افت راندمان حجمی جبران گردد. در سوخته‌هایی مثل متیل‌الکل و اتیل‌الکل که نسبت هوا به سوخت کمتری دارند، تجربه نشان می‌دهد که افت راندمان حجمی بیشتر است. الکل‌ها گرمای نهان تبخیر بالایی دارند لذا میزان سرمایش تبخیری در آنها بیشتر است. این سرمایش، جریان هوایی با چگالی بالاتر را در یک فشار مکش معین ایجاد می‌کند. این وضعیت سبب می‌شود که مقدار هوای بیشتری وارد سیلندر شود، بنابراین مقداری از افت راندمان حجمی موتور جبران می‌شود.

از بحث فوق روشن است که هرگاه سوخت دیرتر در سیستم مکش تبخیر شود، راندمان حجمی افزایش می‌یابد. گوپتا¹³ معتقد است که بطور کلی در یک موتور کاربراتوری، حدود 60٪ سوخت در مانیفولد مکش تبخیر می‌شود و بقیه تبخیر در حین مرحله تراکم و احتراق صورت می‌گیرد [36].

2) انتقال حرارت در سیستم مکش:

دمای سیستم مکش عموماً بالاتر از دمای محیط یا همان دمای هوای ورودی است، لذا این وضعیت سبب گرم شدن هوای ورودی و کاهش چگالی و در نتیجه کاهش راندمان حجمی می‌شود. در سرعت‌های پایین‌تر موتور، آهنگ جریان هوا در سیستم مکش پایین است، بنابراین هوا زمان طولانی‌تری در تماس با سیستم مکش گرم قرار دارد و کاهش چگالی هوا سبب کاهش راندمان حجمی در سرعت‌های پایین‌تر می‌شود. این وضعیت برای سرعت‌های پایین در شکل (1-2)، قابل مشاهده است. دمای مخلوط را در سیستم مکش می‌توان بوسیله تزریق مقدار اندکی آب به داخل مانیفولد ورودی کاهش داد و موجب بهبود راندمان حجمی شد.

3) هم پوشانی سوپاپها¹⁴:

نزدیک نقطه‌ی مرگ بالا، در انتهای مرحله‌ی تخلیه و شروع مرحله‌ی مکش، هر دو سوپاپ تخلیه و ورودی در مدت زمان بسیار کوتاهی باز می‌باشند، در این حالت مقداری از گازهای سوخته ممکن است وارد سیستم مکش شود. طی مرحله مکش این گازهای سوخته همراه مخلوط سوخت و هوای تازه وارد سیلندر می‌شوند و در واقع مقداری از فضای هوای ورودی را اشغال می‌کنند. این مشکل در سرعت‌های پایین‌تر موتور به علت مدت زمان طولانی هم‌پوشانی سوپاپها، حادتر است. بنابراین در یک سرعت پایین‌تر و پریرود زاویه‌ای بزرگتر هم‌پوشانی سوپاپ، راندمان حجمی کم می‌شود.

4) مقاومت ویسکوزی (اصطکاکی) و محدودیت‌ها¹⁵:

از آنجاییکه هوا از میان فیلتر هوا، کاربراتور، پروانه گاز، مانیفولد ورودی و سوپاپ ورودی عبور می‌کند، فشار به علت مقاومت اصطکاکی در مسیر و همچنین موانع عبور جریان افت می‌کند. بنابراین فشار هوای ورودی به سیلندر کمتر از فشار هوای اتمسفریک می‌شود که باعث کاهش راندمان حجمی می‌گردد. مقاومت ویسکوزی (اصطکاکی) با مربع سرعت جریان افزایش می‌یابد و در نتیجه در سرعت‌های بالاتر همانطور که در شکل (1-2) پیداست، راندمان حجمی کاهش می‌یابد. تا حد امکان باید از حضور

¹⁴ Valve Overlap

¹⁵ Viscous Drag and Restrictions

زانویی‌ها و گوشه‌های تیز در سیستم مکش پرهیز شود تا مقدار افت فشار کاهش یابد. یکی از بزرگترین محدودیتهای جریان، عبور آن از اطراف سوپاپ ورودی است. این مشکل با افزایش سطح مقطع سوپاپ ورودی یا استفاده از دو یا چند سوپاپ ورودی در هر سیلندر، می‌تواند کاهش یابد. دیواره‌ی صاف سیستم مکش نیز می‌تواند کمی مقاومت اصطکاکی را کاهش دهد. در برخی موتورها و در کاربردهای خاص، دیواره‌ی مانیفولد مکش به منظور افزایش تلاطم و اختلاط بهتر سوخت و هوا، ناهموار ساخته می‌شود، راندمان حجمی بالا در این موتورها حائز اهمیت نیست.

5) زمان‌بندی بسته شدن سوپاپ مکش^{۱۶}:

سوپاپ ورودی بعد از نقطه‌ی مرگ پایین بسته می‌شود. زمان ایده‌آل برای بستن سوپاپ مکش هنگامی است که فشار داخل سیلندر با فشار مانیفولد مکش برابر شود. اگر سوپاپ زودتر از این نقطه بسته شود، هوای ورودی به سیلندر متوقف شده و سبب افت راندمان حجمی می‌گردد. اگر سوپاپ بعد از این نقطه بسته شود، هوا بالاجبار به بیرون سیلندر رانده شده و دوباره راندمان حجمی افت می‌کند. نقطه‌ای که در آن تعادل فشار رخ می‌دهد قویاً به سرعت موتور بستگی دارد. در سرعت‌های بالا آهنگ جریان هوا افزایش یافته و سبب افت فشار بزرگتر در سوپاپ ورودی می‌گردد همچنین در سرعت‌های بالا زمان سیکل کاهش می‌یابد که با دیرتر بستن سوپاپ مکش اثر این دو عامل بهبود می‌یابد.

با این وصف در سرعت‌های پایین موتور، سوپاپ باید زودتر بسته شود. موقعیت بسته شدن سوپاپ ورودی برای یک سرعت کاربردی براساس نوع استفاده از موتور طراحی می‌شود. در یک موتور صنعتی با سرعت ثابت، مشکلی وجود ندارد اما در یک موتور اتومبیل که در گستره‌ای از سرعت کار می‌کند، این مسئله تا حد امکان بهینه می‌شود. در نهایت، حاصل انتخاب یک موقعیت ثابت زمانبندی سوپاپ، کاهش راندمان حجمی موتور در سرعت‌های بالاتر و پایین‌تر است. راه حل این مسئله، طراحی و استفاده از سیستم زمان‌بندی متغیر سوپاپ‌ها (VVT) است.

6) تنظیم (کوک) مکش^{۱۷}:

¹⁶ Timing of intake valve closing

¹⁷ Intake tuning

به علت تناوبی بودن فرآیندهای موتور در مانیفولد ورودی موجهای فشاری ایجاد می‌شوند. وقتی که موجهای اولیه به انتهای مانیفولد می‌رسند، منعکس می‌شوند. پالس‌های فشاری موجهای اولیه و موجهای منعکس شده می‌توانند همدیگر را تقویت و یا تضعیف کنند که بستگی به این دارد که هم‌فاز باشند یا اینکه در فاز مخالف هم باشند. اگر طول مانیفولد ورودی و آهنگ جریان به اندازه‌ای باشند که موجهای فشاری در سوپاپ مکش تقویت شوند، اندکی هوای بیشتر به داخل سیلندر وارد می‌شود. در این حالت گفته می‌شود که سیستم مکش، تنظیم یا کوک شده است و از این عمل راندمان حجمی نیز افزایش می‌یابد. از طرف دیگر اگر آهنگ جریان هوا به اندازه‌ای باشد که موجهای اولیه و موجهای منعکس شده در سوپاپ ورودی هم‌فاز نباشند، اندکی هوای کمتر به داخل سیلندر وارد شده و موجب کاهش راندمان حجمی می‌شود. مانیفولد ورودی عموماً طول ثابتی دارد بنابراین تنها برای یک سرعت موتور پرکاربرد، این تنظیم صورت می‌گیرد. در سرعت‌های دیگر، سیستم کاملاً تنظیم نیست در نتیجه راندمان حجمی در سرعت‌های بیشتر و کمتر از آن، کم خواهد شد.

7) گازهای باقیمانده:

در حین مرحله تخلیه، همگی گازهای سوخته از سیلندر خارج نمی‌شوند و مقداری از این گازها در فضای مرده به دام می‌افتد. مقدار گازهای باقیمانده به نسبت تراکم و تاحدی به موقعیت سوپاپها و هم‌پوشانی آنها بستگی دارد. طی مرحله مکش، گازهای باقیمانده با مخلوط تازه قاطی شده و با اشغال جای هوای ورودی موجب کاهش راندمان حجمی می‌شوند [36]، به علاوه گازهای باقیمانده‌ی داغ، هوای ورودی را گرم کرده و چگالی آنرا کاهش می‌دهند که این نیز منتج به کاهش راندمان حجمی می‌گردد، از طرفی گازهای باقیمانده در اثر این انتقال حرارت، سرد شده و متراکم می‌شوند که این امر اجازه می‌دهد که هوای بیشتری به داخل سیلندر وارد شود و در نتیجه اندکی بهبود در راندمان حجمی ایجاد شود، بنابراین دمای گازهای باقیمانده تأثیری در افت راندمان حجمی ندارد [70].

8) بازگردانی گاز خروجی¹⁸ (EGR):

¹⁸ Exhaust Gas Recirculation (EGR)

بازگردانی گاز آگزوز که در موتور اتومبیل‌های مدرن استفاده می‌شود، اکسیدنیترژن را در آگزوز کاهش می‌دهد. این امر مقدار فضای هوای ورودی را کاسته، با افزایش دمای آن چگالی را می‌کاهد. بنابراین با حضور *EGR*، راندمان حجمی کم می‌شود.

3-2-2 پرخورانی^{۱۹}

یک موتور چهار زمانه را هنگامی پرخورانی شده می‌نامیم که در آن با استفاده از کمپرسور، فشار ورودی بیشتر از فشار اتمسفریک باشد. موتور دو زمانه را وقتی پرخورانی شده می‌نامیم که به توربینی که با گازهای آگزوز کار کند مجهز باشد. پرخورانی یک روش افزایش قدرت خروجی موتور بدون افزایش حجم و وزن آن می‌باشد. با افزایش چگالی مخلوط ورودی به سیلندر مقدار بیشتری از مخلوط در کورس مکش وارد سیلندر می‌گردد و قدرت بیشتری تولید می‌شود. چگالی ورودی را می‌توان با افزایش فشار هوا یا مخلوط ورودی به بالاتر از فشار اتمسفریک بوسیله‌ی یک کمپرسور افزایش داد. در واقع هدف اصلی از پرخورانی کردن دستیابی به قدرت بیشتر با مصرف مقدار بیشتر سوخت یا به زبان دیگر کاهش وزن و حجم موتور برای یک قدرت خروجی معین می‌باشد. شکل (2-2) چند نوع آرایش موتور، کمپرسور و توربین را نشان می‌دهد که بطور مختصر تشریح می‌شوند:

الف) موتور با کمپرسور در غیاب توربین. موتورهای دوزمانه پرخورانی نشده و بسیاری از موتورهای پرخورانی شده هواپیما و دیزلی از این نوع‌اند.

ب) موتور با کمپرسور کوپل شده به توربینی که توسط گازهای آگزوز رانده می‌شود. محور کمپرسور از موتور جداست و توربین و کمپرسور محور مشترکی دارند. موتورهایی که چنین آرایشی دارند، موتورهای توربوشارژر شده نامیده می‌شوند. نوع رایج دیگری از آرایش (ب)، شامل دوطبقه تراکم است. در واقع نوعی سیستم با کمپرسور دو مرحله‌ای که تراکم مرحله اول توسط کمپرسور هم محور با توربین و تراکم مرحله دوم توسط کمپرسور مرتبط با محور موتور است. این آرایش در موتورهای دوزمانه رواج دارد زیرا در آرایش (ب) تراکم یک مرحله‌ای موتور نمی‌تواند عمل روبش را در گستره‌ی سرعتها و بارها بطور صحیح انجام دهد [43].

¹⁹ Supercharging

ج) کمپرسور، موتور و توربین همه توسط چرخ دنده بهم درگیر می‌شوند. موتور هواپیمای «توربو-مرکب» رایت نمونه رایجی از این نوع است [78].

د) نوع مولد گاز، در این حالت موتور فقط کمپرسور را به حرکت درمی‌آورد. هوا متراکم شده، از کمپرسور وارد موتور می‌شود و گازهای آگزوز یک توربین قدرت را به حرکت در می‌آورد. نیروگاه آزمایشی «اوربون» [44] از این نوع می‌باشد.

بطور کلی وقتی کمپرسوری بکار گرفته می‌شود، می‌توان با استفاده از یک مبدل حرارتی بعد از کمپرسور، هوای خروجی کمپرسور را خنک کرد. همچنین در آرایش‌هایی که دارای توربین آگزوزی‌اند، استفاده از پس‌سوز به عنوان وسیله‌ای برای افزایش قدرت خروجی نیروگاه در حالت اضافه بار، نظیر حالت بلند شدن هواپیما، پیشنهاد شده است. اتاق پس‌سوز، اتاق احتراقی است که بین موتور و توربین قرار دارد، لیکن چنین آرایشی هنوز رواج تجاری نیافته است [70].

در شکل (2-2)، علامت‌گذاری‌ها به شرح زیر می‌باشد:

نقطه 1: ورود به کمپرسور، در اکثر موارد شرایط در این نقطه نزدیک به شرایط محیط خواهد بود.

نقطه 2: خروجی کمپرسور و ورودی خنک کن نهایی

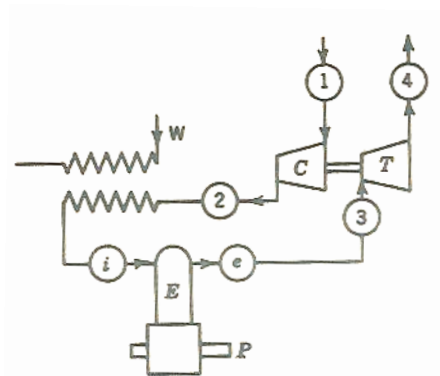
نقطه j: سیستم ورودی موتور

نقطه e: سیستم تخلیه (آگزوز) موتور

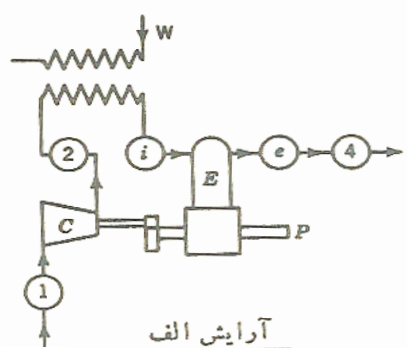
نقطه 3: جعبه شیبور توربین

نقطه 4: تخلیه توربین در اکثر موارد، توربین، گاز آگزوز را در فشار اتمسفر یک تخلیه می‌کند.

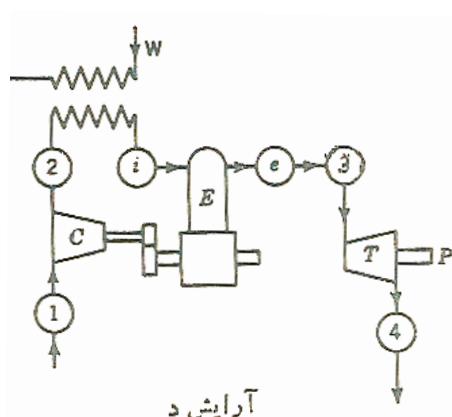
نقطه w: ورود خنک کننده به خنک کن نهایی یا میانی



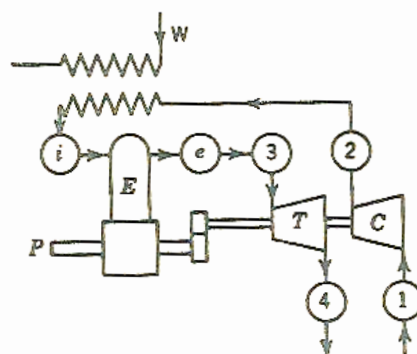
آرایش ب



آرایش الف



آرایش د



آرایش ج

شکل (2-2) - آرایشهای مختلف کمپرسور-موتور و توربین در انواع روشهای پرخورانی

2-2-3-1-1 پرخورانی موتور اشتعال-جرقه‌ای و محدودیت‌های آن

با پرخورانی کردن موتور و افزایش فشار ورودی مخلوط، از نظر تئوری قدرت خروجی افزایش می‌یابد، اما محدودیتهایی وجود دارند که باید به آنها توجه شود. با افزایش فشار ورودی، چگالی مخلوط ورودی به سیلندر بیشتر و به سبب مصرف مخلوط بیشتر، گرمای بالاتری در سیلندر تولید می‌شود که سیستم خنک کننده ممکن است قادر به مهار آن نباشد و موجب صدمه به موتور گردد. همچنین فشار ورودی بالاتر باعث افزایش بیشینه فشار سیکل می‌شود در نتیجه جهت تحمل آن، سیلندر موتور باید

استحکام و مقاومت بالاتری داشته باشد. محدودیت مهم دیگری که مطرح می‌شود افزایش میل به کوبش^{۲۰} می‌باشد که موجب اتلاف فراوان توان و همچنین آسیب جدی به پیستون می‌گردد.

برای دوری جستن از اثرات کوبش در موتور پرخورانی شده، ضروری است که بیشینه فشار سیکل کاهش یابد، زیرا در بیشینه فشار بالاتر طول تا^خخیر در اشتعال کاهش می‌یابد و تمایل به کوبش بیشتر می‌شود. بیشینه فشار سیکل را با کاهش نسبت تراکم می‌توان کم کرد، از طرفی راندمان سیکل به نسبت تراکم وابسته است، با کم کردن نسبت تراکم، راندمان حرارتی موتور کاهش و مصرف سوخت ویژه افزایش می‌یابد. بیشینه فشار سیکل را همچنین می‌توان با ریتارد کردن آوانس جرقه کاهش داد که این امر موجب احتراق ضعیفتر می‌شود که منتهی به کاهش قدرت می‌گردد [36].

تمایل به کوبش به نسبت سوخت به هوا نیز وابسته می‌باشد. در شرایط نزدیک به مخلوط استوکیومتری با میزان هوای کمتر (مخلوط کمی غنی) قویترین کوبش حاصل می‌شود، بنابراین به نظر می‌رسد با استفاده از مخلوط خیلی فقیر یا خیلی غنی می‌توان با اطمینان موتور را پرخورانی کرد اما استفاده از مخلوط خیلی فقیر باعث اتلاف زیاد توان شده و استفاده از مخلوط خیلی غنی از نظر اقتصادی مقرون به صرفه نیست [36].

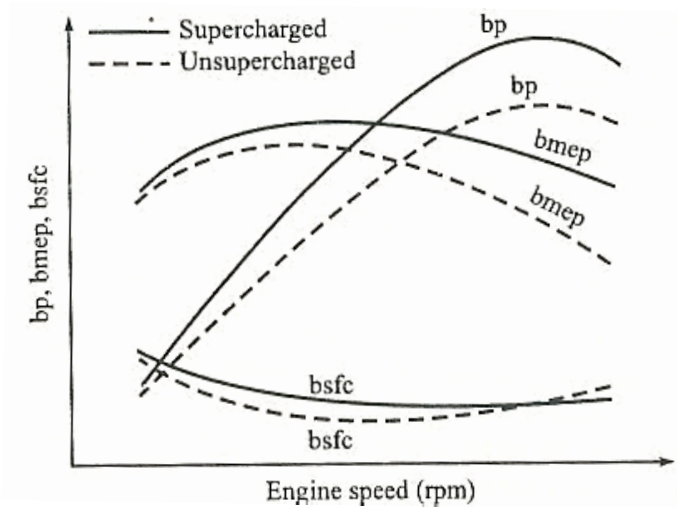
با در نظر گرفتن فاکتورهای فوق، موتورهای اشتعال-جرقه‌ای به میزان کمی پرخورانی می‌شوند بجز در مواردی که قدرت خروجی در اولویت نخست باشد و راندمان و مصرف اقتصادی سوخت چندان مهم نباشند. موتورهای اشتعال-جرقه‌ای هواپیما و ماشین مسابقه‌ای در حد نرمال پرخورانی می‌شوند.

برای حصول قدرت خروجی بیشتر توسط پرخورانی کردن و بدون اتلاف راندمان و با مصرف اقتصادی سوخت، باید تمایل به کوبش را با افزایش طول تا^خخیر در اشتعال مهار کرد. با پایین آوردن دمای مخلوط ورودی، دمای آخرین بخش مخلوط نسوخته کاهش می‌یابد و پریود تا^خخیر در اشتعال طولانی‌تر می‌گردد. همچنین می‌توان با افزودن کمی تترا اتیل سرب به سوخت موجب افزایش طول تا^خخیر در اشتعال شد. تزریق آب (اسپری کردن آن) در مانیفولد ورودی موتور نیز باعث کاهش تمایل به کوبش می‌شود، با شرکت آب در واکنش‌های شیمیایی، پریود تا^خخیر در اشتعال افزایش و دما کاهش می‌یابد. بدین ترتیب می‌توان نتیجه‌گرفت که با کاهش نسبت تراکم، ریتارد کردن زمان‌بندی جرقه،

²⁰ Knock

استفاده از مخلوط‌های غنی، بهره بردن از سوخت‌هایی با عدد اکتان بالاتر و افزایش دادن پریود تاخیر در اشتعال، می‌توان موتورهای اشتعال-جرقه‌ای را با ایمنی پرخورانی کرد [36].

در شکل (2-3)، مشخصه‌های عملکرد موتورهای اشتعال-جرقه‌ای پرخورانی شده و تنفس طبیعی مقایسه شده‌اند [36]. اثر مفید پرخورانی کردن موتور بر فشار موثر متوسط ترمزی و قدرت خروجی به‌خوبی نمایان است، در عین حال مصرف سوخت ویژه ترمزی برای موتور پرخورانی شده کمی بیشتر است.



شکل (2-3) -

مقایسه عملکرد موتورهای SI پرخورانی شده و تنفس طبیعی

2-2-3-2 عوامل دخیل در افزایش قدرت خروجی توسط پرخورانی

1) افزایش فشار ورودی مخلوط

عمده‌ترین دلیل افزایش قدرت خروجی موتورهای پرخورانی شده، افزایش چگالی مخلوط است که با افزایش فشار ورودی مخلوط بوسیله کمپرسور حاصل می‌گردد. اما در اثر تراکم، دمای مخلوط نیز افزایش می‌یابد و از افزایش چگالی مقداری کاسته می‌شود. بنابراین خنک‌کاری مخلوط قبل از ورود به سیلندر می‌تواند در بهبود چگالی مخلوط موثر و با تقلیل تمایل به کوبش سبب افزایش توان خروجی شود.

2) پرشدن بیشتر فضای سیلندر

از آنجاییکه فشار ورودی مخلوط و فشار داخل سیلندر افزایش می‌یابد، گازهای سوخته به خوبی تخلیه می‌شود و کسر گازهای باقیمانده نیز کم می‌شود. این وضعیت پرشدن بهتر سیلندر با چگالی بالا را موجب می‌گردد. در نتیجه روی افزایش قدرت خروجی اثر مثبت می‌گذارد.

3) کار مثبت تبادل گاز

در موتور با تنفس طبیعی، فشار ورودی کمتر از فشار تخلیه می‌باشد بنابراین در طی فرآیند تبادل گاز، کار منفی انجام می‌گیرد. در حالیکه در موتور پرخورانی شده، فشار ورودی بیشتر از فشار تخلیه است بنابراین در حین فرآیند تبادل گاز، کار مثبت صورت می‌گیرد. اگرچه در خلال مرحله تخلیه در هر دو موتور تنفس طبیعی و پرخورانی شده، پیستون بر خلاف فشار پشت آن حرکت می‌کند اما فشار در طی مرحله مکش در موتور پرخورانی شده بیشتر است، بنابراین انرژی بیشتری به پیستون ارسال می‌شود و قدرت بیشتری حاصل می‌گردد [36].

3-2-3-2 اصلاحات لازم برای موتور پرخورانی شده

به منظور جلوگیری از بروز مشکل و تداوم عملکرد مناسب موتور پرخورانی شده، اصلاحات زیر روی موتور توصیه می‌شوند [36]:

1- طول هم پوشانی سوپاپ باید افزایش یابد تا فرصت تخلیه‌ی بهتر گازهای سوخته از فضای مرده ایجاد شود.

2- با افزایش حجم مرده نسبت تراکم باید کاهش یابد تا علاوه بر تقلیل تمایل به کوبش در موتور SI ، بار حرارتی و مکانیکی موتور کاهش یابد.

3- به منظور کاهش بیشینه فشار سیکل در موتور SI ، زمان‌بندی جرقه باید ریتارد شود.

4- در موتور اشتعال تراکمی (CI) برای مهیا شدن مقدار بیشتر سوخت، سیستم تزریق سوخت باید اصلاح شود. برای این امر نیاز به نازلی با سطح مقطع بزرگتر از اندازه‌ی بکاررفته در موتور تنفس طبیعی است.

5- در موتورهای توربوشارژ، سوپاپ تخلیه باید کمی زودتر باز شود تا انرژی بیشتری برای توربوشارژ مهیا گردد، همچنین مانیفولد خروجی به منظور کاهش تلفات گرمایی باید عایق بندی شود.

Surname: Kabir najafi	Name: Mohammad Mehdi
Title of thesis: Studing the Effect of CNG as an Alternative Fuel in a Petrol-Base Engine on Power Reduction and Suggestion for Its Compensation	
Supervisor: Dr. Ebrahim Abdi Aghdam	
Graduate Degree: M.Sc	Major: Mechanical Engineering
	Specialty: Energy Conversion
University: University of Mohaghegh Ardabili	Faculty: Engineering
Graduation Date: 16 Aug 2009	Number of pages: 100
Keywords: Bi-fuel Engine; CNG; Power Reduction; Volumetric Efficiency; Inhaled Energy; Mixture of two fuels; Burning Velocity	
Abstract:	
<p>In this work, the volumetric efficiency and the brake power are determined by experimental results according to fuel conversion efficiency and brake mean effective pressure at wide open throttle (WOT) conditions for a bi-fuel spark ignition petrol-base engine that in open literature and specially inland literature has not been fully clarified the variations of the parameters due to changing the fuel. In next step, the inhaled energy ratio of CNG to gasoline has been determined and the effect of changing fuel on the inhaled energy reduction as the main reason of the power reduction has been shown. Then, the ratio of volumetric efficiency of CNG to that of gasoline has been theoretically calculated. Also in the calculation, the effect of gasoline vaporization in the intake manifold has been considered and the ratio of the volumetric efficiency was compared with that one obtained by averaging over the all volumetric efficiency ratios (from processing the experimental data). Afterwards the ratio of the total volumetric flow rates were calculated and predicted. In next stage, two suggestions for compensation of the power reduction were introduced. In the first suggestion, the effect of simultaneous usage of two fuels on the brake power and the inhaled energy was studied. The calculations were based on gasoline mass fraction in the fuel mixture. Engine supercharging to compensate the power reduction due to changing fuel was considered as the second suggestion.</p> <p>For prediction of the cylinder charge properties during the combustion stroke, the available models of laminar and turbulent burning velocities have been studied and proper models for methane and isooctane were included in the LUSIE code. Running the code, cylinder pressure, burned and unburned mixture temperatures and burned mass fraction versus crank angle at 3500 rpm, also peak cylinder pressure, maximum burned gas temperature and proper spark advance versus engine speed were obtained.</p>	



Faculty of Engineering
Department of Mechanical Engineering

M.Sc thesis on Mechanical Engineering-Energy Conversion

Title of thesis:

**Studing the Effect of CNG as an Alternative Fuel in a Petrol-
Base Engine on Power Reduction and Suggestion for
Its Compensation**

Supervisor:

Dr. Ebrahim Abdi Aghdam

By:

Mohammad Mehdi Kabir najafi

University of Mohaghegh Ardabili
Aug-2009