Al-Khwarizmi Engineering Journal

Al-Khwarizmi Engineering Journal, Vol. 8, No. 2, PP 97 -103 (2012)

دراسة تأثير نسبة طاقة وقود الديزل في وقود ثنائي على أداء محرك اشتعال بالانضغاط

معن جنان بشير

قسم هندسة المكائن والمعدات/ الجامعة التكنولوجية

(Received 15 September 2011; accepted 4 March 2012)

الخلاصة

يهدف البحث لدراسة تأثير نسبة وقود الديزل المحقون في محرك اشتعال بالانضغاط أحادى الاسطوانة يعمل بوقود ثنائي على أداء ذلك المحرك، وذلك بإضافة الغاز النفطي المسال إلى وقود الديزل بنسب حجمية مختلفة.

تزداد الكفاءة الحرارية المكبحية بزيادة نسبة وقود الديزل عند الأحمال المنخفضة، وتقل بزيادة الحمل، وللحصول على تشغيل مستقر لمحرك يعمل بوقود ثنائي يجب الحفاظ على كمية مناسبة من وقود الديزل، إذ عند العمل بأقل منها يعمل المحرك بتشغيل غير نظامي ويحصل إخفاق بالاشتغال.

يكون الاستهلاك النوعي للوقود لمحركات ثنائية الوقود أكبر من قيمتها عند العمل بوقود ديزل فقط عند أحمال جزئية، أما عند حمل قريب من (80-100%) من الحمل الكلي، فان الاستهلاك النوعي للوقود في محرك ثنائي يقترب من قيمته عند العمل بوقود ديزل فقط.

الكلمات المفتاحية: *وقود ثنائي، غاز نفطي مسال، محرك اشتعال بالأنضغاط، نسبة مكافئة، قدرة مكبحية، استهلاك نوعي مكبحي، كفاءة حجمية، كفاءة حرارية مكبحية.*

1. المقدمة

تعرف محركات الوقود الثنائي بأنها المحركات التي يمكن أن تعمل على نوعين مختلفين من الوقود، أحدهما الوقود الغازي والآخر وقود سائل، أو بأي من الوقودين بصورة منفصلة.

وهناك عدة عوامل ساهمت في استخدام هذا النوع من المحركات [1,2,3] وهي:

1. توفر الوقود الغازي بأسعار ارخص من الوقود السائل، بالمقارنة مع القيمة الحرارية الناتجة من كليهما.
2. قرب نضوب الوقود السائل التقليدي في المستقبل القريب.
3. قلة التلوث الحاصل للبيئة نتيجة نظافة الاحتراق الناتج من محركات الوقود الغازي مقارنة مع المحركات التي تستخدم الوقود السائل.
4. طول العمر التشغيلي للمحرك نتيجة قلة تخفيف سائل التزييت، وقلة التآكل الحاصل بين الأسطح المتماسة للمحرك.
5. سهولة نقل الغاز المسال بصورة اقتصادية بسبب التطورات الكبيرة الحاصلة في بناء الخزانات.
6. بساطة المعدات اللازمة لتحويل محرك اشتعال بالانضغاط أو بالشرارة إلى محرك يعمل بوقود ثنائي، وامكانية تغيير عمل المحرك من نوع إلى آخر بصورة تلقائية في الظروف الاضطرارية.

ويمكن العمل بأنواع عديدة من الوقود الغازي في محركات الوقود الثنائي، ومن الغازات المستخدمة الغاز الطبيعي، الغاز النفطي المسال، الهيدروجين وغاز الفضلات[4,5].

ولكن للوقود الغازي مساوئ تحد من استخدامه وتتطلب دراسات أكبر للتقليل من اثرها، فالوقود الغازي يحتاج الى نسب انضغاط عالية لانجاز عملية الاحتراق بصورة كفوءة، وذلك لارتفاع درجة حرارة اتقاده الذاتي، ونسبة الانضغاط العالية هذة غير متوفرة في محركات الاشتعال بالشرارة[11].

كما لأن فترة تأخر الأشعال للوقود الغازي أطول مقارنة بالديزل بسبب رقمه السيتاني الأقل، كما أن الكفاءة الحجمية لحالة وقود غازي أقل مقارنة بوقود ديزل . ويجب أن لا تقل القيمة الحرارية للوقود الغازي المستخدم في محرك وقود ثنائي عن 2430 كيلوجول للمتر المكعب [1] . وتؤثر عوامل عديدة في طبيعة الاحتراق لمحركات الوقود الثنائي، منها:

- كمية وقود الديزل: يستخدم وقود الديزل ليساعد في بدء الاشتعال، ويحقن عادة قبل النقطة الميتة العليا بعدة درجات قبل انتهاء شوط الانضغاط، فإذا كانت كمية الوقود المضخة كبيرة فان كمية الحرارة المتحررة والمنتقلة إلى الخليط ستكون كبيرة أيضا، وينتج عن ذلك حصول احتراق سريع يصاحبه ارتفاع حاد بالضغط الأقصى للأسطوانة، مما يجعل المحرك في ظروف قريبة من ظروف حالة الطرق[2]، أما إذا كانت كمية وقود الديزل قليلة فسوف تنخفض القدرة الخارجة من المحرك نتيجة عدم اشتعال الخليط بصورة تامة، وخروج كمية من الوقود غير المحترق مع الغاز العادم[6,7].

  لقد أكدت اغلب الدراسات أن افضل قدرة يمكن الحصول عليها من محرك وقود ثنائي عندما تكون نسبة وقود الديزل بحدود 7 الى15 بالمائة من الطاقة الحرارية الكلية الداخلة إلى المحرك عند حمل كلي[11] .
- تأثير توقيت الحقن [1,2]. يسبب التوقيت المبكر للحقن زيادة فترة تأخير الاشتعال، مسببا ارتفاع قيمة الضغط الأقصى، مما يزيد احتمال حصول حالة الطرق، أما التوقيت المتأخر للحقن فيقلل فترة تأخير الاشتعال، مما يؤدي إلى حصول الاحتراق بعد النقطة الميتة العليا بدرجات عديدة، مما يقلل من

الضغط الأقصى للأسطوانة، وبالتالي انخفاض القدرة الخارجة من المحرك.

- تأثير العدد السيتاني[3,8]: يسبب انخفاض العدد السيتاني عن قيمته الطبيعية ضعف في أداء عمل المحرك الوقود الثنائي، وان كان تأثير العدد السيتاني قليلا في طبيعة ونوعية الاحتراق لمحركات الوقود الثنائي بالمقارنة مع العدد الأوكتاني للوقود الغازي.
- تأثير درجة حرارة الخليط الداخل إلى المحرك [1,3]: تسبب زيادة درجة حرارة الخليط الداخل للاسطوانة عند الأحمال العالية انخفاض القدرة الخارجة من المحرك، وزيادتها عند الأحمال المنخفضة تستوجب العمل بالجانب الضعيف (Ø<1)، إن انخفاض درجة حرارة الخليط عند الأحمال الجزئية للمحرك العامل بخليط غني (Ø>1) يؤدي إلى تحسين الكفاءة الحرارية ولكن يؤثر على مقدار الأستهلاك النوعي للوقود، بينما تنخفض الكفاءة في حالة خليط ضعيف لعدم حصول الاحتراق التام، وخروج كمية من الوقود مع غاز العادم.
- تأثير نوع الوقود الغازي المستخدم [1,9]: يعتمد تأثير نوع الوقود الغازي المستخدم في محركات وقود ثنائي بشكل أساسي على حدود اشتعاله ومقاومته للطرق، وتختلف هاتان الخاصيتان باختلاف مكونات الغاز.

تعطي كل أنواع الوقود الغازي قدرة عالية عند العمل في الجانب الغني (Ø>1) من الخليط، اكثر من عملها في الجانب الضعيف (Ø<1)، وأغلبها لها مقاومة عالية للطرق، وتعتمد النسبة المكافئة الداخلة إلى محرك الوقود الثنائي بدرجة رئيسية على كمية وقود الديزل اللازمة لإشعال الخليط في غرفة الاحتراق، لذا يمكن الحصول على قدرة عالية من المحرك عند العمل بخليط ضعيف، لأنه يمتاز بفترة تأخير طويلة نسبيا، وبمعدل احتراق بطيء، يؤدي إلى اقتراب موضع الضغط الأقصى للأسطوانة من النقطة الميته العليا، مما يزيد من كفاءة الاحتراق، أما العمل بالجانب الغني من الخليط، فسوف يحدث احتراق سريع ومفاجئ، يصاحبه ارتفاع حاد في ضغط الاسطوانة الأقصى مسببا حالة الطرق[10].

تهدف الدراسة لتوضيح تأثير نسب طاقة وقود الديزل الداخلة الى المحرك مقارنة بالطاقة الكلية على أداء محرك أحادي الأسطوانة يعمل بالانضغاط.

2. الأجهزة المستخدمة

1 - تمت التجارب باستخدام محرك أحتراق داخلي يعمل بالانضغاط أحادي الاسطوانة رباعي الاشواط ذو نسب انضغاط متغيرة، نوع (Prodit, GR0306/000/037A, Italy) ويوضح جدول رقم 1 مواصفات المحرك المستخدم في العمل.

2 - يقاس الهواء المجهز الى المحرك بواسطة مقياس فوهة، ويتكون نظام تجهيز الهواء من: انبوب سحب الهواء، غرفة تخميد، ومحول القدرة للضغط التفاضلي.

3 - يستخدم الديناموميتر الهيدروليكي لقياس عزم المحرك الخارج.

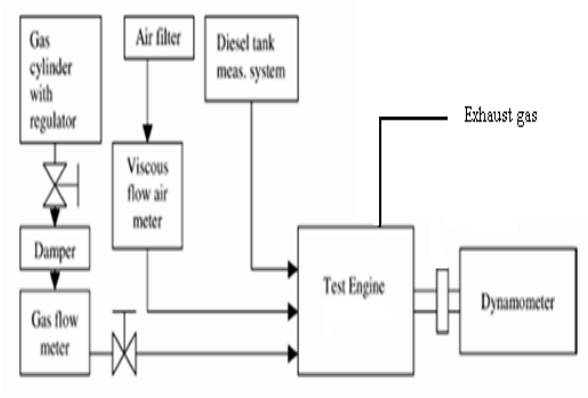
4 - تقاس درجة حرارة الغاز العادم باستخدام مزدوجات حرارية نوع K (Ni-Cr)/(Ni-AL) مثبتة عند بداية أنبوب العادم.

5 - نظام تجهيز المحرك بالغاز النفطي المسال:

تتكون المنظومة المستخدمة في البحث لتجهيز المحرك بالغاز النفطي المسال من الأجزاء التالية : خزان الوقود، مرشح الوقود، صمام كهرومغناطيسي، مبخر الغاز النفطي المسال، مقياس تدفق الوقود الغازي مقياس فوهة مصمم حسب المواصفات البريطانية، ونسبة المساحة له (m=0.05353)، صندوق التخميد، مغذي الغاز ومانعة اللهب. وقد تم استخدام الغاز النفطي المسال المنتج من شركة غاز التاجي– العراق، والمكون من: 1% إيثان، 48.18% بروبان، 18.17% أيزوبيوتان، 32.65% ن. بيوتان.

6 - نظام تجهيز المحرك بوقود الديزل: تتكون المنظومة المستخدمة في البحث من خزان وقود ديزل، مقياس حجم الوقود، مرشح الوقود والصمام. وقد استخدم في هذا البحث وقود ديزل منتج من مصفى الدورة-بغداد- العراق، وبرقم سيتاني 47.8 .

يبين الشكل 1 مخطط للجهاز المستخدم في التجارب مع كامل ملحقاته.



شكل -1- مخطط للأجهزة المستخدمة في التجارب.

استخدمت المعادلات التالية لحساب متغيرات المحرك المهمة وكما يلي:

1. القدرة المكبحية

$$bp = W_b \times N/348.067$$

حيث: W_b- الحمل المسلط بالنيوتن.
N - سرعة المحرك دورة/ ثانية.

2. النسبة المكافئة

$$Ø = (A/F)_{stoichiometric} / (A/F)_{actual}$$

3. الاستهلاك النوعي المكبحي للوقود

$$bsfc = \dot{m_f} \times 3600/bp$$

حيث: $\dot{m}_f$ – معدل استهلاك الوقود (الغاز النفطي المسال + الديزل).

4. الكفاءة الحجمية

$$\eta_{vol} = (m_a)_{act} / (m_a)_{theo.} \times 100$$

حيث: $(m_a)_{act.}$ - كتلة الهواء المتدفقة داخل المحرك عمليا.
$(m_a)_{Theo.}$ - كتلة الهواء المتدفقة داخل المحرك نظريا.

5. نسبة الطاقة الحرارية لوقود الديزل الى الطاقة الكلية لخليط الوقود الداخل للمحرك:

$$diesel\ fuel\ energy\ ratio = \frac{\dot{m}_{diesel} \times LHV_{diesel}}{\dot{m}_{diesel} \times LHV_{diesel} + \dot{m}_{LPG} \times LHV_{LPG}}$$

خطوات إجراء التجارب :

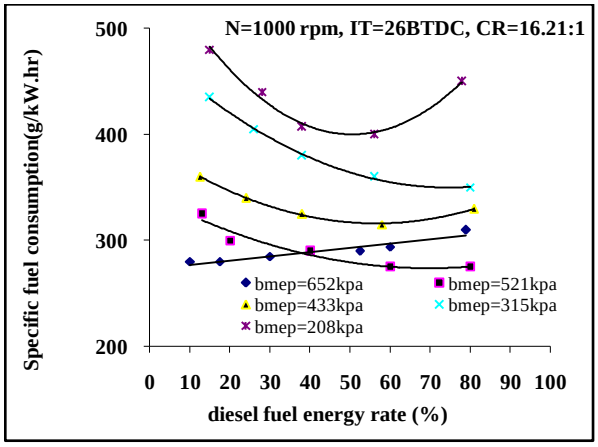
تمت التجارب بعد تشغيل المحرك لفترة من الزمن ووصوله لحالة الاستقرار ووصول درجة حرارة زيت المحرك لدرجة 60° مئوية ± 5°، ودرجة حرارة ماء التبريد لدرجة 70° ± 5° مئوية، بعد ذلك تم تغيير العوامل المذكورة وكما يلي:

1. نوع الوقود من وقود ديزل نقي (اعتبرت الحالة الأساسية باستخدام الديزل بمفرده لأغراض المقارنة)، الى وقود ثنائي مكون من ديزل وغاز نفطي مسال.
2. تغيير حمل المحرك من بلا حمل ولغاية الحمل الكلي.
3. تغييرتوقيت حقن وقود الديزل من 20 ولغاية 45 ° قبل النقطة الميته العليا وبخطوات كل منها عبارة عن 5°.

3. المناقشة

يوضح شكل 2 العلاقة بين الاستهلاك النوعي المكبحي للوقود ونسبة الطاقة الحرارية لوقود الديزل إلى الطاقة الكلية الداخلة للمحرك عند عمل المحرك بأحمال محددة.

يحدث اكبر استهلاك نوعي للوقود للأحمال المنخفضة (208 kpa) عند اقل نسبة لوقود ديزل، نتيجة ضعف قوة الخليط وانخفاض كفاءة الاحتراق، ومع ارتفاع نسبة وقود الديزل يبدأ الاستهلاك النوعي للوقود بالانخفاض، لأن زيادة كمية وقود الديزل تؤدي إلى ارتفاع الطاقة الحرارية المنتقلة منها إلى الوقود الغازي، وبالتالي انخفاض كمية الوقود غير المحترق الذي يخرج مع الغاز العادم.



شكل-2- العلاقة بين الاستهلاك النوعي للوقود ونسبة الطاقة الحرارية لوقود الديزل إلى الطاقة الكلية الداخلة للمحرك عند عمل المحرك بأحمال متغيرة.

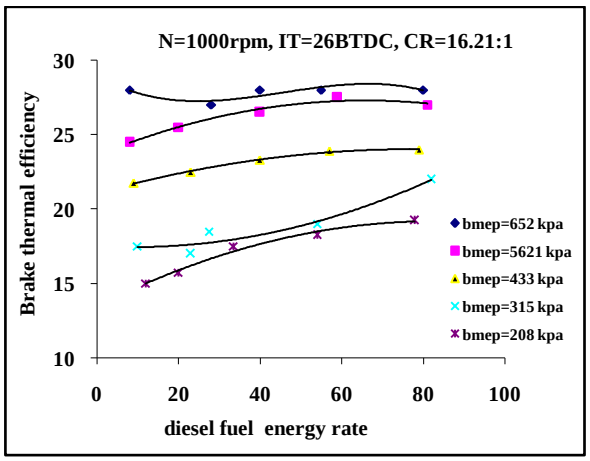
ويعود الاستهلاك النوعي للوقود للازدياد مرة أخرى عند عمل المحرك فقط بوقود الديزل، وذلك لأن محركات الديزل تمتاز عموما بارتفاع الاستهلاك النوعي للوقود عند الأحمال المنخفضة، نتيجة لانخفاض النسبة المكافئة وعدم احتراق وقود الديزل بصورة تامة.

عند الأحمال المتوسطة (315-521 kpa) فأن أعلى استهلاك نوعي للوقود يحدث أيضا عند اقل نسبة لوقود الديزل، ويستمر بالانخفاض مع ارتفاع هذة النسبة إلى أن يصل إلى اقل قيمة له عند عمل المحرك فقط بوقود الديزل، وذلك لأن زيادة الحمل وانخفاض تركيز الوقود الغازي في الخليط يؤدي إلى زيادة كمية الهواء الداخل للمحرك وتحسن الكفاءة الحجمية للمحرك، ومن ثم زيادة كفاءة الاحتراق.

أما عند الأحمال العالية (652 kpa)، فأن اقل استهلاك نوعي للوقود يحدث عند اقل نسبة لوقود الديزل، بسبب زيادة حرارة غرفة الأحتراق وانخفاض كمية الوقود غير المحترق، ويكون أعلى قيمه للأستهلاك النوعي المكبحي للوقود عند عمل المحرك بوقود الديزل بمفرده، وذلك لعدم توفر فترة زمنية كافية لحرق الوقود بصورة تامة، مما يؤدي إلى خروج كمية منه مع الغاز العادم، الأمر الذي يؤدي إلى زيادة الاستهلاك النوعي للوقود.

يوضح الشكل 3 العلاقة بين الكفاءة الحرارية المكبحية ومعدل طاقة الديزل الداخلة للمحرك لأحمال محددة، إذ تبدأ كل المنحنيات من نقطة حصول إخفاق الاشتعال نتيجة لعدم توفر وقود الديزل بكميات كافية لحصول عملية الاحتراق بصورة مستقرة.

يؤدي عمل المحرك بأحمال جزئية مع تقليل نسبة وقود الديزل وثبوت الحمل إلى انخفاض الكفاءة الحرارية المكبحية للمحرك، ويبرز التأثير اكثر وضوحا عند الأحمال المنخفضة، إذ أن زيادة نسبة وقود الديزل من 15.7 إلى 100% ومن 11.1 إلى 100% لأحمال (3.08 و 5.33) بار، تؤدي إلى زيادة الكفاءة بنسبة 17 و 10% على التوالي.

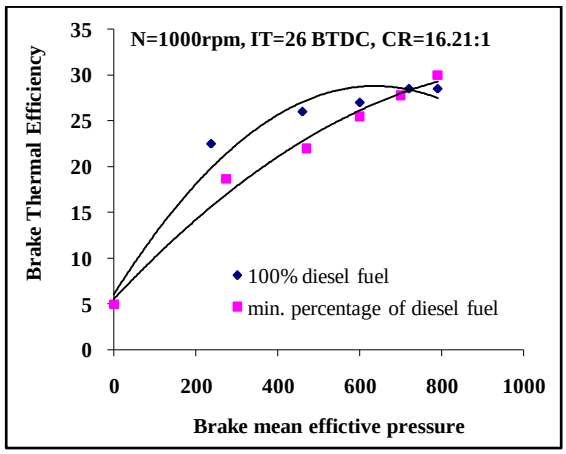


شكل-3- العلاقة بين الكفاءة الحرارية المكبحية ونسبة الطاقة الحرارية لوقود الديزل إلى الطاقة الكلية الداخلة إلى المحرك.

أما عند عمل المحرك بحمل قريب من الحمل لأقصى بحدود 7.52 بار، فقد لوحظ تساوي قيم الكفاءة الحرارية لمحرك وقود ثنائي لحالة العمل بوقود ديزل فقط، وذلك لان محرك ثنائي الوقود يمكن أن يحرق كمية اكبر من الوقود الغازي الذي يملأ غرفة الاحتراق، نتيجة لتكوين العديد من جبهات اللهب المنتشرة داخل غرفة الاحتراق والحصول على احتراق بصورة كفوءة، وبالتالي زيادة القدرة الناتجة من المحرك، أما عندما يكون الوقود سائلا فان قطرات الديزل لا يمكن أن تشغل حيز غرفة الاحتراق بأكملها،

وينتج عن ذلك خروج كمية من الوقود غير المحترق مع الغاز العادم.

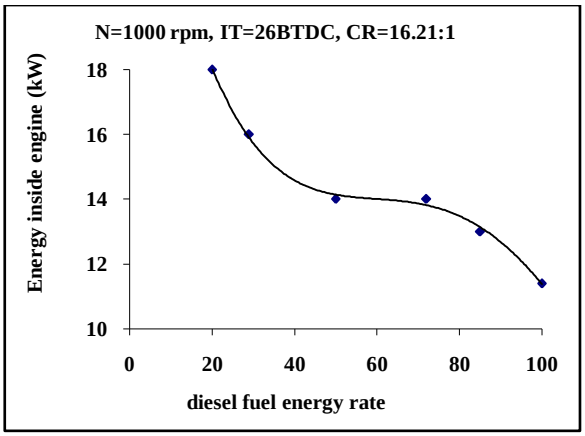
نلاحظ من المنحنيات أن زيادة الحمل تؤدي إلى زيادة الكفاءة الحرارية المكبحية لنفس الكتلة، وذلك لان زيادة الحمل تؤدي إلى تحسين كفاءة الاحتراق.



شكل-4- العلاقة بين الكفاءة الحرارية المكبحية ومتوسط الضغط الفعال عند عمل المحرك بوقود ديزل فقط، وبأقل نسبة من الطاقة الحرارية لوقود ديزل إلى الطاقة الكلية الداخلة للمحرك.

يوضح شكل 4 العلاقة بين الكفاءة الحرارية المكبحية ومتوسط الضغط الفعال عند عمل المحرك بوقود ديزل (100%)، وبأقل نسبة من الطاقة الحرارية لوقود ديزل إلى الطاقة الكلية الداخلة للمحرك.

تتراوح اقل نسبة من وقود الديزل اللازمة لعمل المحرك ثنائي الوقود بصورة مستقرة وبثبوت كل من السرعة وتوقيت الحقن ونسبة الانضغاط ولأحمال مختلفة بحدود من 18.2 إلى 19.3% من الطاقة الحرارية الداخلة إلى المحرك. أما عند الأحمال القصوى والقريبة منها فيلتقي المنحنيان عند نقطة معينة، مما يعني أن أضافة كميات أكبر من وقود الديزل غير مبررة ولا تسبب زيادة تذكر في قيم الكفاءة الحرارية المكبحية للمحرك، كما يبين الشكل.



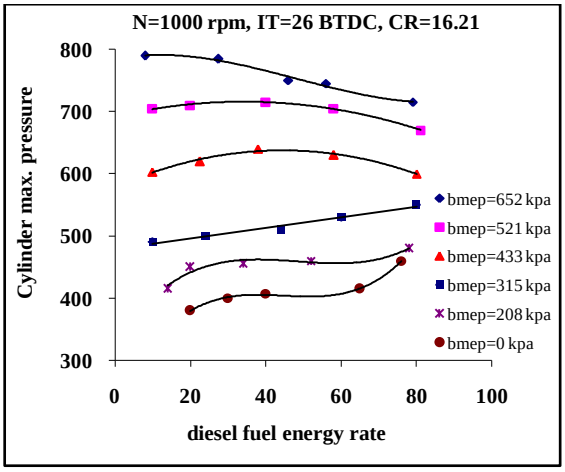
شكل -5-العلاقة بين الطاقة الحرارية التي يستهلكها المحرك ونسبة الطاقة الحرارية لوقود الديزل إلى الطاقة الكلية.

أما عند عمل المحرك بدون حمل، كما يوضح شكل 5، والذي يبين العلاقة بين الطاقة الحرارية التي يستهلكها المحرك ونسبة الطاقة الحرارية لوقود الديزل إلى الطاقة الكلية، فان انخفاض كمية الوقود غير المحترق وارتفاع الطاقة الحرارية التي يستهلكها المحرك تسبب زيادة كفاءة الاحتراق في النسب العالية لوقود الديزل. أما انخفاض نسبة وقود الديزل فتؤدي إلى عدم احتراق الوقود بصورة تامة، مما يستدعي زيادة كمية الوقود التي يحتاجها المحرك للحفاظ على السرعة المطلوبة.

يبين شكل 6، العلاقة بين قيم الضغط المسجلة لنسب مختلفة من الطاقة الحرارية لوقود الديزل إلى الطاقة الكلية الداخلة للمحرك، ويلاحظ انخفاض القيمة القصوى للضغط عند الأحمال الجزئية في حالة عمل المحرك بنسب منخفضة من وقود الديزل، إن قيمة الضغط الأقصى للأسطوانة منخفضة، وتزداد مع زيادة نسبة الوقود الديزل إلى أن تصل إلى أعلى قيمة لها.

وعند الأحمال المتوسطة فأن انخفاض كمية الوقود الغازي في الخليط تسبب زيادة كمية الهواء الداخل للأسطوانة، وأن ارتفاع نسبة وقود الديزل تؤدي إلى زيادة كمية الحرارة المتحررة منه والمنتقلة إلى الوقود الغازي مما يزيد من كفاءة الاحتراق.

أما عند حمل قريب من الحمل الأقصى فأن أعلى قيمة للضغط داخل الاسطوانة تحدث عند عمل المحرك بأقل نسبة من وقود الديزل، وتبدأ القيمة بالانخفاض التدريجي مع زيادة نسبة وقود الديزل، نتيجة نقصان فترة تأخير الاشتعال، وعدم توفر فترة زمنية كافية لتحضير أكبر كمية من الوقود الجاهز للاشتعال، وان طبيعة الخلط في النسب العالية للوقود الغازي في محرك وقود ثنائي عند الأحمال العالية افضل بكثير من طبيعة الخلط في محرك يعمل بالديزل فقط، مما يؤدي إلى تقدم وانتشار اللهب، وحصول الاحتراق بصورة سريعة وكفوءة، إذا انخفضت القيمة القصوى للضغط عند عمل المحرك فقط بوقود الديزل.

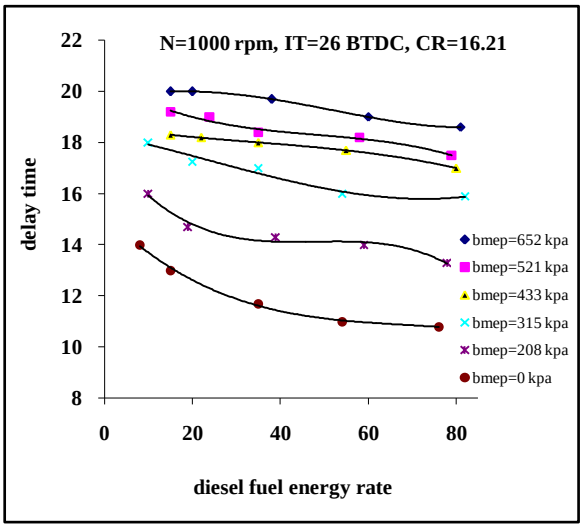


شكل -6- قيم الضغط المسجلة لمجموعة التجارب لنسب مختلفة من الطاقة الحرارية لوقود الديزل إلى الطاقة الكلية الداخلة للمحرك.

إن فترة تأخير الاشتعال المقاسة بدلالة درجات عمود المرفق من منحنى الضغط مع درجات عمود المرفق، تمثل الفترة المحصورة من بداية حقن الوقود إلى الدرجة التي ينفصل فيها منحنى الضغط عند حصول الاحتراق عن منحنى الضغط للهواء في حالة تدوير المحرك بثبوت السرعة.

يوضح شكل 7، العلاقة بين الدرجة التي يتم بها بدء الاشتعال بثبوت توقيت الحقن عند 26 درجة قبل النقطة الميتة العليا، لنسب

مختلفة من الطاقة الحرارية لوقود الديزل إلى الطاقة الكلية الداخلة للمحرك وبأحمال مختلفة. إذ لوحظ زيادة فترة التأخير عند النسب العالية للوقود الغازي، ولا تلبث أن تنخفض مع نقصان هذه النسبة، وذلك لان زيادة نسبة الوقود الغازي في الخليط تؤدي إلى انخفاض كمية الهواء الداخل للمحرك نتيجة الحجم الذي يشغله بدلا من الهواء، كما تسبب زيادة طول فترة التأخير الكيميائية للخليط نتيجة عدم توفر الأكسجين بكميات كبيرة.



شكل-7-العلاقة بين تأخر الأشعال ونسب الطاقة الحرارية لوقود الديزل إلى الطاقة الكلية الداخلة للمحرك لأحمال مختلفة.

تتأثر فترة تأخير الاشتعال بالضغط ودرجة حرارة الخليط أثناء شوط الانضغاط، إذ تقل هذه الفترة بزيادة درجة الحرارة والضغط للخليط، وبما أن زيادة الحمل تسبب زيادة درجة حرارة مكونات الاسطوانة، لذا تقل هذة الفترة.

4. الاستنتاجات

1. تؤدي زيادة نسبة وقود الديزل في الأحمال المنخفضة إلى انخفاض الاستهلاك النوعي للوقود، إلى أن تصل اقل قيمة له عند نسب بحدود 40 لغاية 60% من وقود الديزل، بعد ذلك يعود للارتفاع مرة أخرى.
2. يحصل أعلى استهلاك نوعي للوقود في الأحمال المتوسطة عند اقل نسبة من وقود الديزل. وعند حمل قريب من الحمل الكلي يحدث اقل استهلاك نوعي للوقود عند اقل نسبة من وقود الديزل.
3. تسبب زيادة نسبة وقود الديزل في الأحمال المنخفضة إلى ارتفاع الكفاءة الحرارية المكبحية تدريجيا، وبصورة أوضح مما هو عليه الحال عند عمل المحرك بأحمال متوسطة. إن الكفاءة الحرارية المكبحية لمحرك وقود ثنائي في الأحمال العالية اكبر من قيمها عند العمل بالأحمال الجزئية.
4. عند عمل المحرك بحمل قريب من الحمل الكلي فأن الكفاءة الحرارية المكبحية للمحرك الثنائي تكون مساوية تقريبا لقيمتها عند العمل بوقود ديزل فقط.
5. إن أعلى قيمة للضغط الأقصى للأسطوانة في الأحمال المنخفضة يحدث عند عمل المحرك بوقود ديزل فقط، فيما تكون أعلى قيمة له عند عمل المحرك بأحمال متوسطة عند نسب محصورة بين 40 الى60% من وقود الديزل، أما عند حمل قريب من الحمل الكلي فان أعلى قيمة للضغط الأقصى داخل الاسطوانة يحدث عند اقل نسبة وقود ديزل.

جدول 1،
مواصفات المحرك المستخدم في البحث.

Technical characteristics	
- Manufacture	PRODIT s.a.s.
-Cycle	OTTO or DIESEL, four strokes
-Number of cylinder	1 vertical
-Diameter	90 mm
-Stroke	85 mm
-Swept volume	541 cm^3
-Compression ratio	4÷17.5
-Max. power	4 kWat 2800 rpm
-Max torque	28Nm at 1600rpm
-water cooled	
-No load speed rang	500÷3600 rpm (Otto cycle)
-Load speed range	1200÷3600 rpm (Otto cycle)
-Intake start	54° before T.D.C.
-Intake end	22° after T.D.C.
-Exhaust start	22° before T.D.C.
-Exhaust end	54° after T.D.C.
-Fixed spark advance	10° (spark ignition)

قائمة الرموز المستخدمة

ATDC	بعد النقطة الميتة العليا
BTDC	قبل النقطة الميتة العليا
^oCA	درجات من عمود المرفق
CR	نسبة الأنضغاط
FAR	نسبة الوقود الى الهواء
OIT	توقيت الحقن الأمثل
bmep	متوسط الضغط المكبحي الفعال
bp	القدرة المكبحية
Bsfc	أستهلاك الوقود النوعي المكبحي

6. المصادر

[1] Salariya, K S, Sethi, V, Exhaust analysis and performance of a single cylinder diesel engine run on dual fuels, IE (I) Journal, vol.85, 2004.

[2] Karim, G.A. and Klat, S.R. and Moore, N.P.W., Knock in dual fuel engine, Proc. Inst. of Mech. Eng., vol. 181, Pt.1, 1996.

[3] Karim, G.A., A review of combustion processes in the duel fuel engines, the gas-diesel engine, Prog. Energy Combustion Sci. J., vol. 1, 1989.

[4] Annand, W.J.D., Heat transfer in the cylinder s of reciprocating internal combustion engine, Ph.D. thesis, University of Manchester, England, 1992.

[5] Yamin, A. A., Servastava, R. M., Performance compression of LPG and gasoline as fuels of Ambassador car engine, IE(I) Journal-MC, vol. 84, 2003.

[6] Mockus, S., Sapragonas, J., Stonys, A., Pukalskas, S., Analysis of exhaust gas composition of internal combustion engines using LPG, Journal of environmental engineering and landscape management, vol. 15, N0. 1, 2006

[7] Song, S and Hill, P.G., Duel fueling of a pre-chamber diesel engine with natural gas, SAE paper No.991115, 1999.

[8] Benea B C and Soica A O, Researches regarding using LPG on diesel engine, Fascicle of Management and Technological Engineering, vol. VI (XVI), 2007.

[9] Karim G A, An Examination of some measures for improving the performance of gas fuelled diesel engine at light load. SAE Transactions, 912366, 1991.

[10] Qi D H, Bian Y ZH, Ma ZH Y, Zhang CH H and Liu SH Q, Combustion and exhaust emission characteristics of a compression ignition engine using liquefied petroleum gas-Diesel blended fuel. Energy Conversion and Management, vol. 48, No.2, pp: 500 -509, 2007.

[11] Sethi V P and Salariya K S, Exhaust Analysis and Performance of a Single Cylinder Diesel Engine Run on Dual Fuels, IE (I) Journal.MC vol. 85, April, 2004.

Study of Effect of Diesel Fuel Energy Rate in Duel Fuel on Performance of Compression Ignition Engine

Maan Janan Basheer
Department of Machines and Equipment Engineering /University of Technology

Abstract

The aim of this work is to study the effect of diesel fuel percentage on the combustion processes in compression ignition engine using dual – fuel (diesel and LPG).

The brake thermal efficiency increased with the increase of diesel fuel rate at low loads, and decreased when load increased. To get sufficient operation in engine fueled with dual fuel, it required sufficient flow rate of diesel fuel, if the engine fueled with insufficient diesel fuel erratic operation with miss fire cycles presented.

Dual-fuel operation at part load showed higher specific fuel consumption than straight diesl operation. At full loads, brake specific fuel consumption of duel fuel engine approaches that for diesel fuel values.