دراسة وتنبوء درجة حرارة غاز الأسطوانة في محرك ديزل ذو حقن مباشر

د.حسن عبد الوهاب
أستاذ مساعد
الجامعة التكنلوجية

حيدر قاسم علوان
مدرس مساعد
الجامعة التكنلوجية

حقي إسماعيل كاطع
مدرس مساعد
الجامعة التكنلوجية

الخلاصة :

يهدف البحث الى دراسة أداء المحرك باستخدام منحني الضغط كدالة لدرجات عمود المرفق عند سرع وتوقيت حقن متغيرة لمحرك ديزل نوع (PETTER PHW)ذو حقن مباشر. حيث تمحساب درجة حرارة غاز حجرة الاسطوانة و معالم أخرى لمعرفة الأداء الأمثل للمحرك.

تم دراسة تأثير عدة متغيرات هي سرعة المحرك و توقيت حقن الوقود و استخدام عدة نماذج لحساب درجة حرارة غاز حجرة الاسطوانة أثناء الأحتراق.الدراسة بينت عند السرعة (N=1600 r.p.m) يكون أداء المحرك أمثل ما يمكن. وإنفترة تعوق الاشتعال تزداد بزيادة سرعة المحرك. وقد أثبتت النتائج أنه بتقديم زاوية حقن الوقود تزداد فترة تعوق الاشتعال. وعند أستخدام نماذج مختلفة للأ حتراق أظهرت النتائج بأن هنالك تباين في منحنيات درجات الحرارة بين النموذج الأول (Single zone) و النموذجيين الأخريين (Two zone , Multi zone) .

Abstract

The research aims to study the engine performance by using the pressure-crank angle diagramat differentengine speed for different fuel injection period in Direct injection diesel engine type (PETTER PHW). The present work also includes the calculating of the gas temperature of cylinder and other variables to determine the Optimum performance of the engine. Thepresent work also study the effect of several variablesi.e the effect of engine speed , fuel injection period , and the use of several models on the value of the cylinder gas temperature.

The study showed at the speed (N = 1600 rpm) the engine performance can be optimized. The Ignition delay period increases with increasing engine speed. The results demonstrated that the Ignition delay period increases with the advance injection fuel angle. When using different models results showed that there are effectiveness on cylinder gas temperature curves between the first model (Single zone), and the other two (Two zone, Multi zone).

المقدمة

نتيجة الثورة الصناعية والتطور السريع في الحضارة البشرية والتطور التكنولوجي بدأت تبرز مشاكل عدة أبرزها في مجال مصادر الطاقة حيث باتت هذه المشكلة الشغل الشاغل للعالم الحالي وخصوصا الوقود المستخرج من باطن الارض مثل النفط والغاز, على الرغم من وجود مراكز أبحاث لتطوير مصادر الطاقة المتجددة كالطاقة الشمسية وطاقة الرياح, وبالرغم من التوقعات التي تشير إلى إن النفط سوف ينضب في حلول عام 2100 إلا انه إلى حد الآن لا يوجد بديل حقيقي و فعال يحل محل هذا النوع من الوقود على الأقل في المستقبل القريب[1] .

وبالرغم من مشاكل التلوث البيئي التي تنتج نتيجة احتراق الوقود من تلوث على الإنسان والنبات والحيوان والمياه, تعتبر محركات الاحتراق الداخلي المصدر الرئيسي لاستهلاك الوقود , لذلك يعتبر هذا حافز قوي وفعال للبحث عن سبل لزيادة كفاءة احتراق المحرك والتقليل من نسب التلوث والاقتصاد في استهلاك الوقود المستخدم و تطوير أداء المحرك.

أنواع النماذج المستخدمة في محركات الاحتراق بالانضغاط

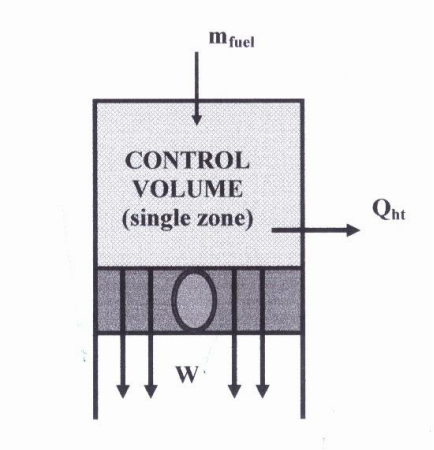
النمذجة في العلوم والهندسة بشكل عام هي الإجراء الذي يصف الظاهرة الفيزياوية لظاهرة معينة بمساعدة المعادلات الرياضية وتحل هذه المعادلات لفهم اكثر عن طبيعة تلك الظاهرة.

تساعد النماذج الهندسية عادة في تصميم أجهزة افضل عن طريق فهم اكثر عن الإجراءات الفيزيائية الأساسية الحاصلة في ذلك الجهاز.

تكون عملية النمذجة في المحركات على الأقل في العقود الماضية مركزة على الطريقة الأفضل لزيادة كفاءة المحرك وتقليل الانبعاثات.توجد الكثير من النماذج المستخدمة في محركات الاحتراق الداخلي ولكن هناك ثلاثة طرق أساسية تستخدم إلى يومنا هذا وهي كآلاتي [1]:-

1-نموذج المنطقة المنفردة (Single zone model)

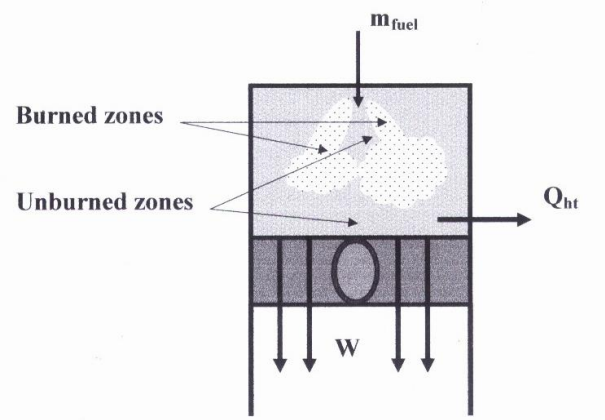
يعتبر نموذج المنطقة المنفردة بسيط و دقيق, و يعتمد هذا النموذج على القانون الأول للثرموداينمك ويسمى أيضا نموذج القانون الأول (First law model)



الشكل (1) يبين شكل المناطق في نموذج المنطقة المنفردة [1]

2- نموذج المنطقتين (Two zone model)

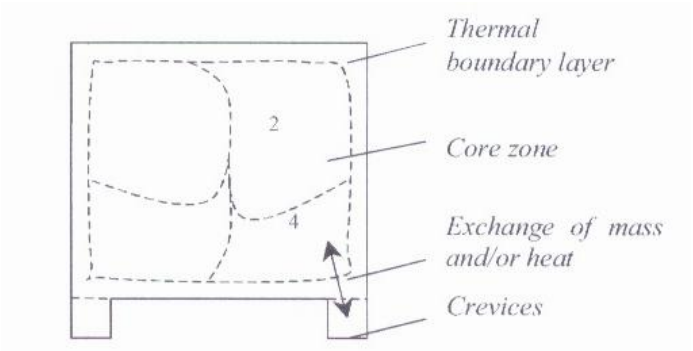
يعتبر هذا النمـوذج فعال جدا و كفوء بالنسبة لـمحركات الاشتعال بالشـرر كمـا في الشكـل (2) حيث كما هو مبين يعتبر هذا النموذج بان الوقود يقسم إلى منطقتين جزء محترق وجزء غير محترق وتعتبر هاتان المنطقتان هي نظامين ثرموديناميكين يسمح تداخل الطاقة والكتلة بينهما وبين محيطهما.



الشكل (2) يبين سحن المناطق في نموذج المنطقتين[4]

3- نموذج المناطق المتعددة (Multi zone model)

يعتبر نموذج المناطق المتعددة الأكثر استخداما بعد نموذج المنطقة المنفردة كما موضح في الشكل (3) إن ميزة نموذج المناطق المتعددة على نموذج المنطقة المنفردة هي القدرة على الآخذ بنظر الاعتبار التسربات الحاصلة داخل الاسطوانة أثناء شوط العمل، وجود طبقة متاخمة حرارية (Thermal boundary layer) وغيرها التي تعكس عدم التمازج للخليط الموجود داخل الاسطوانة هذا يعني إن النموذج اكثر قابلية لتوضيح عملية الاحتراق الحاصلة داخل الاسطوانة بشكل أدق واقرب إلى الحقيقة ورسم منحني الضغط ومعدل الحرارة المنطلقة بصورة أدق.



الشكل (3) يبين شكل المناطق في نموذج المناطق المتعددة [5]

الأجهزة المستخدمة

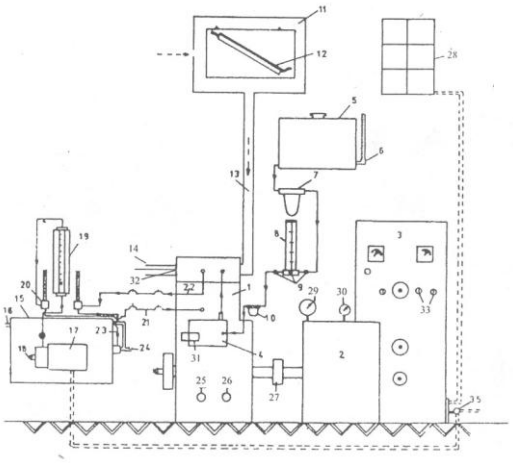
1- محرك الاحتراق الداخلي

لقد تم اخذ بيانـات عملية لتجارب على محرك رباعي الأشـواط ذو اسطوانة واحدة نـوع (PETTER PHW) في مختبرات الجامعة التكنولوجية والجدول (1) يبين المواصفات الخاصة بالمحرك و الشكل (4) يبين المخطط العام للماكينة.

الجدول (1) يبين مواصفات المحرك المستخدم

عدد الاسطوانات	1
طول شوط المكبس	110 mm
قطر الاسطوانة	90 mm
الحجم المزاح	699.435 cm^3
القدرة	7.121 kW/1800 r.p.m
أقصى عزم	40.48 N.m/1600 r.p.m
نسبة الانضغاط	17
طول ذراع التوصيل	220 mm

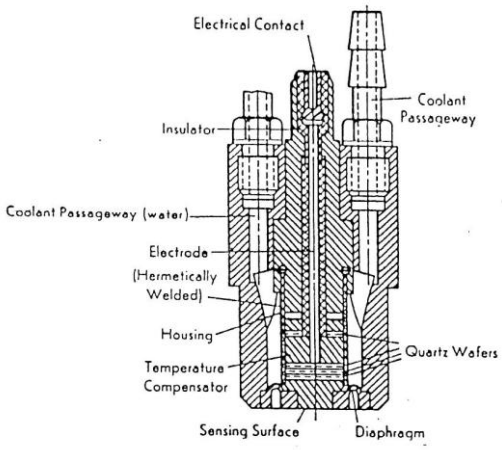
تعمل الماكينة بتبريد مائي حيث تم قياس درجة حرارة الماء الداخل والخارج من المحرك حيث إن المحرك مجهزة بمضخة ماء تعمل على دفع الماء داخل جيوب المحرك و تم قياس درجة الحرارة باستخدام ثرموميتر و الشكل (4) يبين المخطط العام للماكينة.



الشكل (4) يبين المخطط العام للماكينة - المحرك 2- جهاز قياس القدرة الكهربائي 3- وحدة السيطرة الكهربائية 4- وحـدة حقن الوقـود 5- خـزان الوقـود 6- مقياس يبين مستوى الوقـود 7- مصفي الوقـود الخشـن 8- مقياس استهلاك الوقود 9- صمام سيطرة 10- مصفي الوقود النـاعم 11- خزان الهواء 12- جهاز قياس فرق الضغط 13- أنبوب الإدخال 14- أنبوب العـادم 15- خزان الماء 16- تجهيز المـاء 17- مضخة الماء 18- المـاء من الخزان إلـى مضخة المـاء 19- جهاز مقياس تدفق الهواء 20- مقياس درجة حرارة الماء 21- الماء الداخل إلى المحرك 22- الماء الخـارج من المحرك 23- خط المـاء من المحرك إلى خزان الماء 24- تصريف الماء الفائض 25- جهاز قياس درجة حرارة الزيت 26- جهاز قياس ضغط الزيت 27- جهاز وحدة الربط (coupling) 28- وحدة مقاومة التحميل 29- نـابض الموازنـة 30- عداد السرعة 31- وحدة السيطرة علـى الوقود 32- جهاز قياس درجة حرارة الغاز العادم 33- وحدة السيطرة على التحميل

2- جهاز قياس الضغط الكهربائي الإجهادي (Piezo Electric Pressure Transducer)

مقياس الضغط هذا من صنع (AVL) نوع (8Qp) له القابلية على قياس الضغوط الى حدود (500 bar) و يمتاز باستجابته العالية و صغر حجمه مما يجعله مناسبا لقياس الضغط داخل غرفة احتراق المحرك كما يوضح الشكل (5)



الشكل (5) مقطع طولي يوضح الأجزاء الداخلية لجهاز قياس الضغط الكهربائي الاجهادي

3- جهاز الفارنبورو المبين للضغط (The Farnboro indicator system)

تــم الحصــول علــى مخطــط الضــغط بدلالــة حجــم المحــرك باســتخدام جهــاز الفــارنبورو مــن نــوع (EMPI,GLASGOW).

الخطوات العملية و تسجيل البيانات (experimental procedure and data recording)

قبل البدء بعملية تشغيل المحرك تتم عملية فحص الزيت في المحرك و كذلك التاكد من مائع التبريد و كمية الوقود اللازمة لاجراء الفحص. تتم عملية تشغيل المحرك و بعد فترة معينة يستقر أداء المحرك, و بعد فترة من عمل المحرك تصل درجة حرارة المائع بين (°C 100 -90) حين ذلك تكون الماكنة مستقرة للعمل.

وقد تم تشغيل جميع الأجهزة الملحقة بالمحرك و التأكد من عملها بشكل صحيح حيث تم نقل قيمة الضغط الموجودة داخل غرفة الأحتراق من قبل جهاز قياس الضغط الكهربائي الأجهادي(piezo Electric Pressure Transducer)و من ثم تحويلها إلى منحني و الذي تم رسمه من قبل جهاز الفارنبورو(The Farnboro indicator system) على ورقة خاصة بالمخطط ممسوكة على اسطوانة الجهاز حيث تتولد شرارة لتعطي نقاط تغير الضغط داخل غرفة الاحتراق عند السرع(N=1200,1400,1600,1800,2000,2200 r.p.m)وكما في الشكل(6).

و قــد تــم اخــذ مخطــطات لمنحنيــات الضغــط عنــد زوايــا حقــن مختلــفة (θ=25°,24°,20°,17° bTDC) و تثبيت سرعة المحرك عند (N=1600 r.p.m) لغرض دراسة تأثير زوايا حقن الوقود على مقدار الضغط داخل الاسطوانة و تأثيرها على معدل درجة حرارة غاز الأسطوانة عند السرعة المذكورة وكما في الشكل(7). علما لقد تم إجراء المعايرة لجميع الأجهزة المذكورة و المستخدمة في إجراء البحث.

النموذج الرياضي

سوف يتم استخدام ثلاثة نماذج لحساب درجة حرارة الغاز خلال شوطي الاحتراق و الانضغاط لمقارنة النتائج و ايجاد اسهل طريقة لاعطاء نتائج معتمدة و موثوق بها. و قد تم استخدام نموذج المنطقة المنفردة (Single zone model) بناءا على الفرضيات الآتية [3] [4] [5] [6] :-

- النموذج مبني على أساس تجانس الخليط بشكل تام ,أي الخواص الثرموديناميكية مثل الضغط ودرجة الحرارة ثابتة في كل نقطة داخل حجرة الاسطوانة للخطوة الحسابية.
- الكتلة داخل الحجم المسيطر عليه تبقى ثابتة (بدون تسرب للغازات).
- اعتبار الغازات مثالية ($PV = mRT$).
- الاحتراق تام.
- درجة حرارة جدار الاسطوانة تحت أجراء أيزوثرمي.
- نفرض درجة حرارة غاز الاسطوانة في بداية الخطوة الحسابية أقرب مايمكن لقيمتها الحقيقية.
- ثابت الغاز الهندسي يكون ثابت خلال الدورة(R=cons.).

1- معادلات التفاعل الكيميائي

ان الوقود المستخدم في محركات الاحتراق الداخلي مركب معقد نظرا لاحتوائه على الكثير من المركبات مثل الكبريت والأوكسجين بنسب قليلة و لكنها تتالف بشكل رئيسي من الهيدروكاربونات (الكاربون و الهيدروجين),و من اجل تبسيط صيغة المركب يتم معاملة الوقود باعتباره مركب هيدروكاربوني صرف (C_xH_y) حيث إن (x) عدد ذرات الكربون و (y) عدد ذرات الهيدروجين في الوقود. إن المركبات المتفاعلة داخل غرفة الاحتراق هي الوقود و الأوكسجين و بما انه يكون الاحتراق تام في غرفة الاحتراق إذن تكون معادلة الاحتراق الكيميائية و كما يأتي[3] :-

$$C_xH_y + (x + \frac{y}{4})\,O_2 + 3.76\,(x + \frac{y}{4})N_2 \rightarrow xCo_2 + (\frac{y}{4})H_2O + 3.76(x + \frac{y}{4})N_2 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots(1)$$

وفي كل خطوة خلال الدورة الحسابية هنالك الوقود والأوكسجين والنيتروجين وثاني أكسيد الكربون و بخار الماء لذلك تكون معادلة الاحتراق الكيميائية في كل خطوة من خطوات الحساب هي:-

$$b_5C_xH_y + b_4N_2 + b_3O_2 + b_2H_2O + b_1CO_2 \rightarrow a_5C_xH_y + a_4N_2 + a_3O_2 + a_2H_2O + a_1CO_2 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots(2)$$

2- حساب درجة حرارة غاز الاسطوانة

لقد تم حساب درجة الحرارة غاز الاسطوانة خلال شوطالأنضغاط والاحتراقوالتمدد باستخدام ثلاثة نماذج مختلفة و تم مقارنة النتائج في في فقرة لاحقا من هذا البحث. و تحسب درجة الحرارة على مرحلتين المرحلة الأولى و هي مرحلة الانضغاط و المرحلة الثانية هي مرحلة الاحتراق و التمدد.

أ-حساب درجة حرارة غاز الاسطوانة خلال شوط الانضغاط

يتم حساب درجة الحرارة خلال شوط الانضغاط بالاعتماد على النتائج العملية لقيم الضغط المقاسة وفقا لمعادلة الحالة العامة للغازات و بما انه لا يوجد تغير في مكونات الهواء خلال شوط الانضغاط اي انه لايوجد تغير في عدد المولات للهواء خلال شوط الانضغاط لذلك تحسب درجة الحرارة كالآتي:-

$$T_{i+1} = \frac{P_{i+1}V_{i+1}T_i}{P_iV_i} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots(3)$$

ب- حساب درجة الحرارة غاز الاسطوانة خلال شوط الاحتراق و التمدد

النموذج الأول

لقد تم بناء هذا النموذج حيث اخذ بنظر الاعتبار تغير عدد المولات خلال شوط الاحتراق نظرا لحدوث تفاعل كيميائي مما يؤدي إلى تغير عدد المولات خلال دوران عمود المرفق, حيث يتم حساب كل مكون من مكونات الخليط و ذلك بفرض دالة لنسبة الوقود المحروق في كل خطوة من خطوات عمود المرفق.

يتم حساب نسبة الوقود المحروقة خلال شوط الاحتراق وفقا لدالة ويب (Wiebe function) التي تحسب نسبة الوقود المحروقة لوقود الديزل لكل زاوية من زوايا عمود المرفق [4] و كما يأتي:-

$$x_b = 1 - \exp[-a(\frac{\theta - \theta_o}{\Delta\theta_b})^{m+1}] \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots(4)$$

يتم حساب المكونات الكلية للاسطوانة من عدد المولات لكل مركب من مركبات الخليط وعدد المولات الكلية للخليط و نسب كل مركب كالآتي [3] :-

$$So_x = x + \frac{y}{4} \quad \text{.....(5)}$$

$$w_f = 12x + y \quad \text{.....(6)}$$

$$AF_{st} = \frac{4.76 * So_x * 28.96}{w_f} \quad \text{.....(7)}$$

$$\phi = \frac{AF_{st}}{AF_R} \quad \text{.....(8)}$$

$$w = \frac{PV}{(\frac{4.76So_x}{\phi})R_{mol}T} \quad \text{.....(9)}$$

$$dm_f = \Delta x_b w \quad \text{.....(10)}$$

$$b_1 = x_b w * x \quad \text{.....(11)}$$

$$b_2 = \frac{x_b w * y}{2}$$

$$b_3 = w(x + \frac{y}{4})(\phi - x_b) \quad \text{.....(13)}$$

$$b_4 = 3.76w(x + \frac{y}{4})\phi \quad \text{.....(14)}$$

$$b_5 = x_b w \quad \text{.....(15)}$$

$$a_1 = b_1 + dm_f x \quad \text{.....(16)}$$

$$a_2 = b_2 + dm_f(\frac{y}{2}) \quad \text{.....(17)}$$

$$a_3 = b_3 - dm_f(x + \frac{y}{4}) \quad \text{.....(18)}$$

$$a_4 = b_4 \quad \text{.....(19)}$$

$$a_5 = b_5 - dm_f \quad \text{.....(20)}$$

تحسب عدد المولات الكلية داخل الاسطوانة في كل خطوة من خطوات الدورة و ذلك بجمع عدد المولات الكلية في بداية الخطوة و جمع عدد المولات الكلية في نهاية الخطوة و كالآتي[3] :-

$$M_1 = b_1 + b_2 + b_3 + b_4 + b_5 \quad \text{.....(21)}$$

$$M_2 = a_1 + a_2 + a_3 + a_4 + a_5 \quad \text{.....(22)}$$

$$T_{i+1} = \frac{P_{i+1}V_{i+1}T_iM_1}{P_iV_iM_2} \quad \text{.....(23)}$$

النموذج الثاني

يعتمد هذا النموذج على تغير عدد المولات اثناء شوطي الاحتراق و التمدد و لكن عن طريق معامل يسمى معامل التغير المولي و يعتمد طريقة التكرار لايجاد نسبة الوقود المحروق في كل خطوة من خطوات عمود المرفق بدلا من فرض دالة لنسبة الوقود المحروق, و الاعتماد على البيانات العملية المستحصلة أثناء اجراء التجارب العملية و كالآتي [7] :-

$$V_s^{\bullet} = \frac{V_v}{t_v j} \quad \text{.....(24)}$$

$$V_t^{\bullet} = \frac{V_d N}{120} \quad \text{.....(25)}$$

$$\eta_v = \frac{V_s^{\bullet}}{V_t^{\bullet}} \quad \text{.....(26)}$$

.....(27)

$$m_v = V_d \eta_v \rho_v \quad \text{.....(27)}$$

$$\dot{m}_{ph} = \frac{3.6 m_p}{t_p} \quad \text{.....(28)}$$

$$m_c = \frac{1000 \times \dot{m}_{ph}}{120 N} \quad \text{.....(29)}$$

$$m_t = 1000 * L_t m_c \quad \text{.....(30)}$$

$$\lambda_v = \frac{m_v}{m_t} \quad \text{.....(31)}$$

$$f_r = \frac{P_r T_a}{[\eta_v (r_c - 1) T_r P_a]} \quad \text{.....(32)}$$

$$T_i = \frac{T_{ign} P_i V_i}{P_{ign} V_{ign} \beta_x} \quad \text{.....(33)}$$

النموذج الثالث

يعتبر هذا النموذج سهل و بسيط و لكن سوف يعتمد على فرض عدم وجود تغير في عدد المولات خلال شوطي الاحتراق و التمدد و كالآتي [2] :-

$$T_i = \frac{P_i V_i T_{ref}}{P_{ref} V_{ref}} \quad \text{.....(34)}$$

3- حساب فترة تعوق الاشتعال

تم استخدام معادلة ولفر (Wolfer`s Equation) لحساب فترة تعوق الاشتعال لتميزها بالدقة و البساطة [4] [3]

$$DP = 0.44 \left(\frac{6N}{1000}\right) \frac{\exp\left(\frac{4650}{T_m}\right)}{P_m^{1.19}} \quad \text{.....(35)}$$

$$T_m = \frac{T_{inj} + T_{ign}}{2} \quad \text{.....(36)}$$

$$P_m = \frac{P_{inj} + P_{ign}}{2} \quad \text{.....(37)}$$

تحليل و مناقشة النتائج

1- منحني درجة الحرارة غاز الاسطوانة

يبين الشكل (8) التغير في درجات الحرارة لغاز الاسطوانة مع درجات زوايا عمود المرفق حيث تبدأ درجة حرارة الغاز بالازدياد في شوط الانضغاط إلى أن يتم حقن الوقود داخل حجرة الاحتراق مما يؤدي إلى الانخفاض في درجة حرارة الغاز قبل البدء بطور الاحتراقبسبب تبخر كمية قليلة من الوقود أثناء فترة حقنه, و يوضح الشكل أيضا ارتفاع مفاجئ في درجة حرارة الخليط و السبب يعود إلى وجود كمية وقود مهيأة للاشتعال في هذا الطور و من ثم تبدأ درجة الحرارة بالازدياد بصورة مفاجئة نتيجة حدوث الاحتراق و من ثم تواصل درجة الحرارة بالارتفاع تدريجيا إلى أن يصل إلى أعلى قيمة خلال الدورة و من ثم تبدأ درجة الحرارة بالانخفاض و بصورة تدريجية إلى نهاية شوط التمدد .

2- تأثير تغيير سرعة دوران المحرك

يتضح من الشكل (8) إن أعلى درجة حرارة تكون عند السرعة (N=1200 r.p.m) حيث تكون أقصى درجة الحرارة الخليط عند السرع (1200,1400,1600,1800,2000,2200r.p.m) هي (T=2157,2064,2053,1817,1899,1640K°) على التوالي عند الزوايا (θ=15°,15°,13°,18°,24°,21°aTDC) على التوالي و نلاحظ بان أقصى درجة حرارة تستمر بالهبوط و لكن عند السرعة (N=2000 r.p.m) ترتفع و من ثم تستمر بالنزول و نلاحظ أيضا تذبذب موقع أعلى درجة حرارة وذلك بسبب كمية الوقود الجاهزة للاحتراق عند لحظة الاشتعال.

يبين الشكل (9) منحني الكفاءة الحرارية المكبحية و منحني استهلاك الوقود النوعي المكبحي عند سرع محرك مختلفة و يبين الشكل (10) منحني العزم المكبحي و الشكل (11) منحني القدرة المكبحية. حيث يبين إن أعلى كفاءة حرارية مكبحية و اقل كمية لاستهلاك الوقود النوعي المكبحي هي عند السرعة (N=1600 r.p.m) و هذا بسبب التوازن بين الخسائر الحرارية و الخسائر الاحتكاكية, و إن أقصى عزم مكبحي عند السرعة (N=1600 r.p.m) و لكننلاحظ إن أقصى قدرة مكبحية تكون عند السرعة (N=1800 r.p.m) و ذلك لنفس السبب المذكور أعلاه.

و نلاحظ من الشكل(12) أيضا بزيادة سرعة دوران المحرك تزداد فترة تعوق الاشتعال و ذلك يعود إلى افتقار الخليط (lean mixture) أي في المجال الذي يحدث فيه الاحتراق في غرفة الاحتراق.

توضح اغلب البحوث بان بداية الاشتعال تبدأ في الطبقة السطحية الخارجية للوقود المنتشر المحقون (fuel spray jet) حيث تبدأ قطرات الوقود بالتبخر و تمتلك كمية فائضة من الأوكسجين. إن التغير في فاعلية الخليط في هذا المجال يعزى إلى تأثير معدل التفاعل بين الأوكسجين و الوقود. إن الزيادة في سرعة دوران المحرك تسبب نقصان فترة تعوق الاشتعال الفيزيائية أي الوقت المطلوب لتبخر الوقود و شكل الخليط المحترق. فإذا كان العامل الفيزيائي هو العامل الأساسي المسيطر على طول فترة تعوق الاشتعال فمن المتوقع إن تقل فترة تعوق الاشتعال بزيادة سرعة المحرك و لكن البحوث العملية تدل على زيادة فترة تعوق الاشتعال بزيادة السرعة و هذا قد يكون مؤشر إلى إن العامل الكيميائي هو العامل الرئيسي المسيطر على زيادة فترة الاشتعال بدلا عن العامل الفيزيائي.

3- تأثير تغيير فترة حقن الوقود

يبين الشكل (13) منحني درجة حرارة غاز الاسطوانة حيث تكون أقصى درجة حرارة هي (T=2069 K) عند (θ=11° aTDC) لتوقيت حقن (θ=25° bTDC) و تبدأ أقصى درجة حرارة بالتناقص و الاندفاع بعيدا كلما تأخرت فترة حقن الوقود حيث تكون أقصى درجة حرارة لتوقيت حقن مختلف هي (T=2069,2053,2003,1958 K°) عند (θ=11°,13°,18°,24° aTDC) لزوايا حقن (θ =25°,24°,20°,17° bTDC) و يحدث هذا بسبب عملية الخلط الجيد الناتجة عن حقن الوقود في وقت متقدم حيث يكون الضغط و درجة الحرارة اقل نسبيا كلما تقدمنا في عملية حقن الوقود مما يسهل من عملية خلط الوقود مع الهواء و يؤدي بالتالي إلى زيادة فترة تعوق الاشتعال.

مقارنة النماذج المستخدمة لحساب درجة حرارة غاز الاسطوانة

توضح الأشكال (8,14,15) منحنيات درجة حرارة غازات الاسطوانة لكل نموذج لسرع مختلفة و كدوال لدرجات عمود المرفق, ويوضح الشكل(16)درجة حرارة غاز الاسطوانة عند السرعة (N=1200 r.p.m) و كدالة لدرجات عمود المرفق. و تظهر هنالك تباين في المنحنيات و خصوصا بين النموذج الأول و النموذجين الآخرين,و ذلك بسبب الأخذ بنظر الاعتبار تأثير تغير عدد المولات من المعادلة الكيميائية خلال عملية الاحتراق. و يكون التباين قليل جدا بين النموذجين الثاني و الثالث. لذلك يعتبر النموذج الثالث الذي لا يعتمد على حساب مكونات غاز الاسطوانة الكيميائية (النموذج الأول) و لا بإجراء عملية تكرار حسابية (النموذج الثاني) جيد و فعال وسريع و يعطي نتائج دقيقة .

الاستنتاجات

بعد مناقشة النتائج و المنحنيات في هذا البحث تم التوصل الى نتائج توافق نتائج البحوث السابقة و التي تم تناولها من قبل عدة باحثين, و يمكن ايجازها بما يأتي:-

1- تأثير تغير سرعة المحرك

- تنخفض أقصى قيمة لدرجة الحرارة بزيادة السرعة.
- تكون أقصى كفاءة حرارية مكبحية و أقصى عزم مكبحي و اقل استهلاك وقود نوعي مكبحي عند السرعة (N=1600 r.p.m).
- تزداد فترة تعوق الاشتعال بزيادة سرعة دوران المحرك.

2- تأثير تغير فترة حقن الوقود

- تنخفض أقصى قيمة لدرجة الحرارة و تندفع بعيدا عن النقطة المَيتة العليا بتقدم فترة حقن الوقود.
- تزداد فترة تعوق الاشتعال بتقدم فترة حقن الوقود.

مقارنة النماذج المستخدمة لحساب درجة حرارة غاز الاسطوانة

- يكون التباين بين النموذج الثاني و الثالث لمنحني درجة حرارة غاز الاسطوانة غير موجود تقريبا, و لكن يكون هنالك تباين واضح بين النموذج الاول و النمذجين الاخرين بسبب الاخذ بنظر الاعتبار تاثير تغير المولات من المعادلة الكيميائية

الرموز المستخدمة

a_n - عدد المولات في نهاية الخطوة الحسابية لكل مكون من مكونات الخليط

b_n - عدد المولات في بداية الخطوة الحسابية لكل مكون من مكونات الخليط

- نسبة الوقود الحروقة عند كل زاوية من زوايا عمود المرفق

M_1 - عدد المولات الكلية للخليط في بداية الخطوة الحسابية.

M_2 - عدد المولات الكلية للخليط في نهاية الخطوة الحسابية

j - عدد اسطوانات المحرك

T_a ,P_a - الضغط و درجة الحرارة الجويين

T_{ign} ,v_{ign} ,P_{ign} - الضغط و الحجم و درجة الحرارة عند بداية الاحتراق

T_m ,P_m - معدل الضغط و درجة حرارة غاز الاسطوانة بين بداية حقن الوقود و بداية الاحتراق

T_{inj} ,P_{inj} - الضغط و درجة حرارة غاز الاسطوانة عند لحظة حقن الوقود

AF_R - نسبة الهواء إلى الوقود الحقيقية

AF_{st} - نسبة الهواء إلى الوقود النظرية

DP - فترة تعوق الاشتعال (CA deg)

dm_f - عدد مولات الوقود المحروقة في كل خطوة (mol)

f_r - معامل الغاز المتبقي

L_t - كتلة الهواء النظرية المطلوبة لحرق 1 kg من الوقود $(kg_{fuel}1/kg_{air}1)$

m_p - كمية الوقود المستهلكة المقاسة (kg)

- معدل استهلاك الوقود (hr/kg)

m_t - الكمية النظرية للهواء اللازم لحرق الوقود الداخل إلى الاسطوانة خلال دورة واحدة (kg)

m_v - كتلة كمية الهواء المسحوبة داخل الاسطوانة خلال دورة واحدة (kg)

N - سرعة دوران المحرك (r.p.m)

P - الضغط (kPa)

R_{mol} - الثابت العام للغازات ((kmol.K/kJ

r_c - نسبة الانضغاط

V_d - الحجم المزاح (^{3}m)

- معدل التدفق الحجمي للهواء داخل الاسطوانة عند سرعة معينة ($s/^3$m)

- استهلاك الهواء النظري لاسطوانة و احدة لمحرك رباعي الأشواط ($s/^3$m)

V_v - الحجم المقاس لشحنة الوقود (^{3}m)

W - عدد مولات الغاز الكلية (Mol)

w_f - عدد مولات الوقود (Mol)

β_x - معامل التغير المولي

η_v - الكفاءة الحرارية الحجمية %

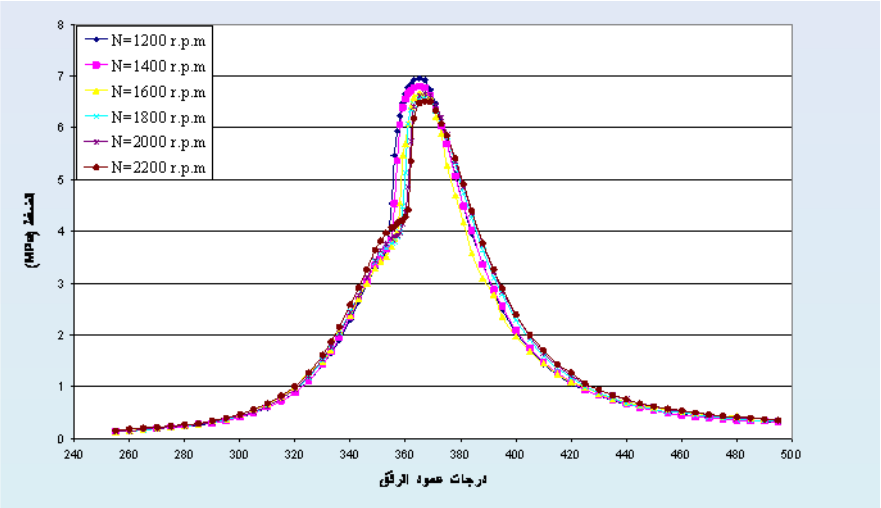
θ - زاوية عمود المرفق عند كل خطوة (CA deg)

θ_o - الزاوية التي يبدأ فيها الوقود بالاحتراق (CA deg)

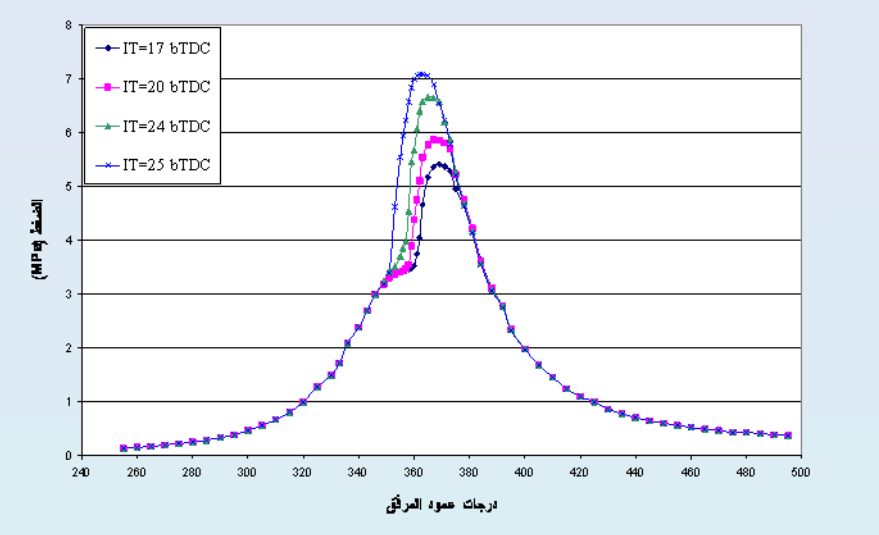
$\Delta_b\theta$ - الفترة الكلية للاحتراق (CA deg))

λ_v - معامل الهواء الإضافي

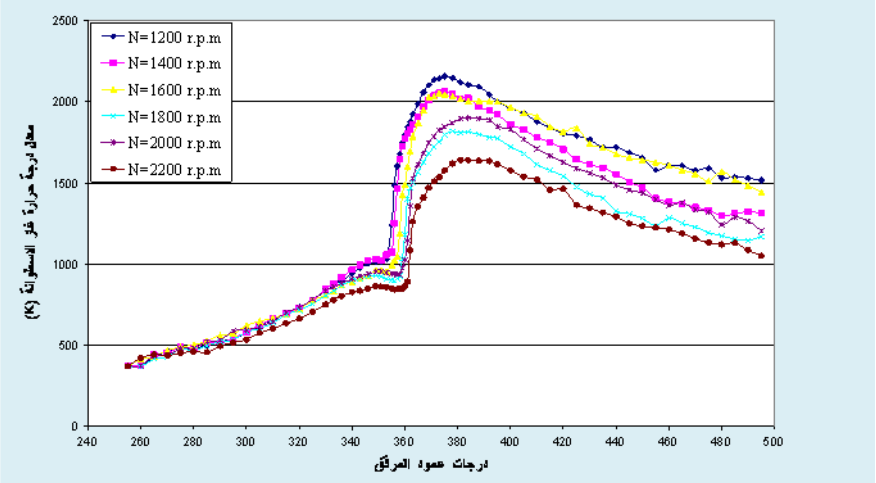
- النسبة المكافئة



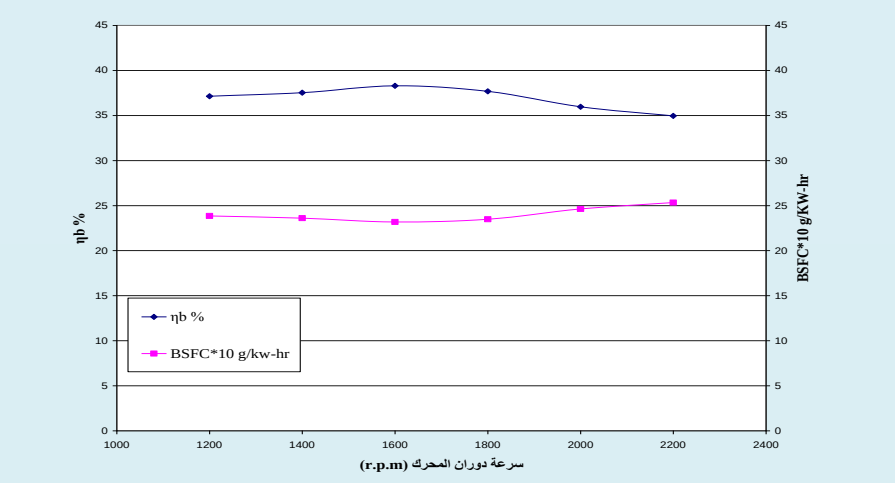
الشكل (6) منحني الضغط المقاس عند سرع محرك متغيرة



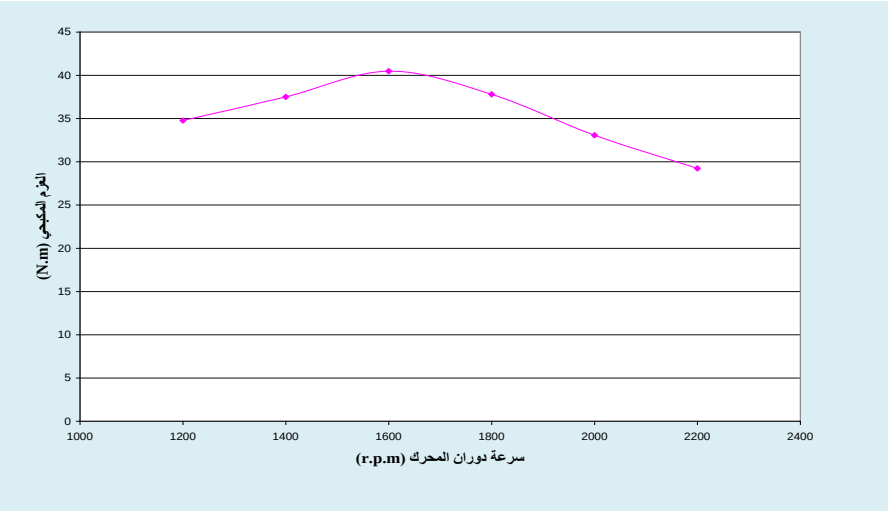
الشكل (7) منحني الضغط المقاس عند زوايا حقن وقود متغيرة



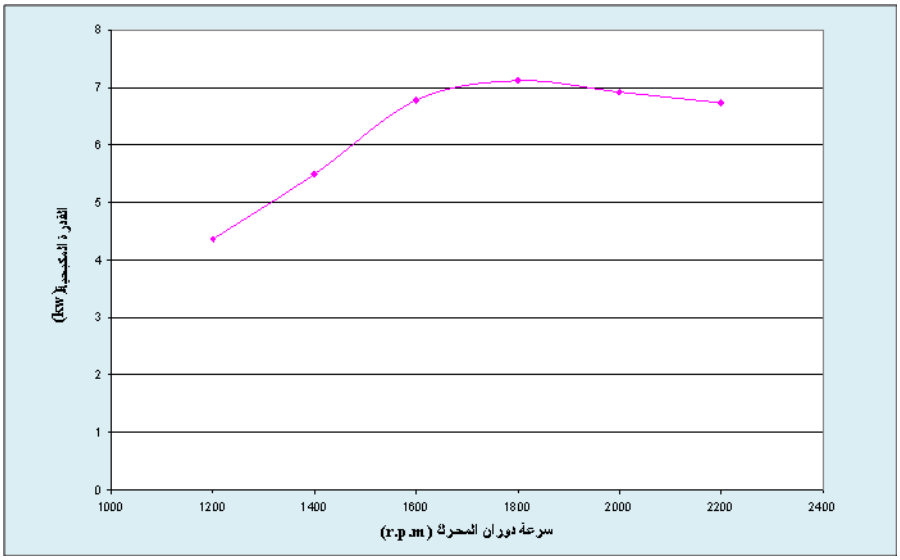
الشكل (8) منحني معدل درجة حرارة غاز الاسطوانة عند سرع مختلفة للنموذج الأول



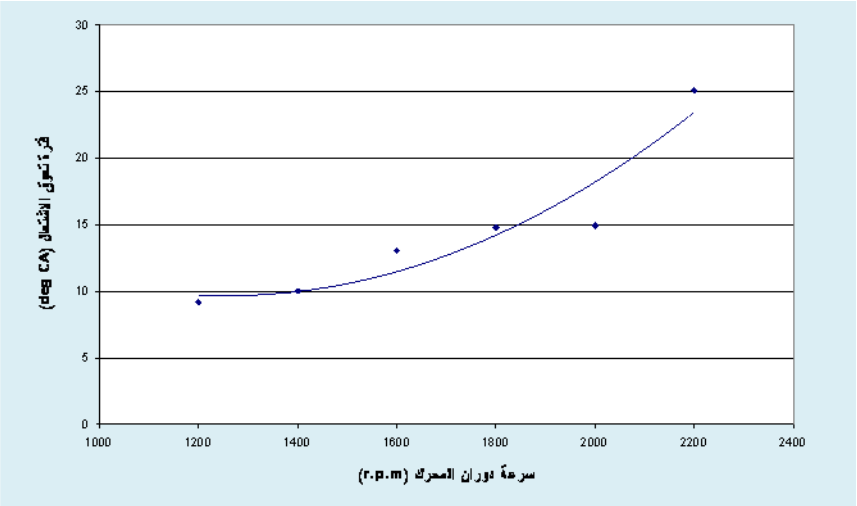
الشكل (9) منحني الكفاءة الحرارية و استهلاك الوقود النوعي المكبحيين عند سرع مختلفة



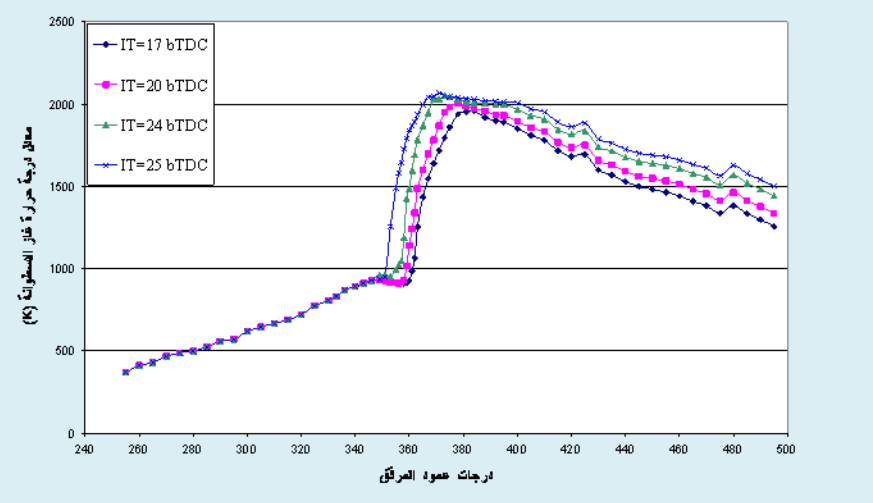
الشكل (10) منحني العزم المكبحي عند سرع مختلفة



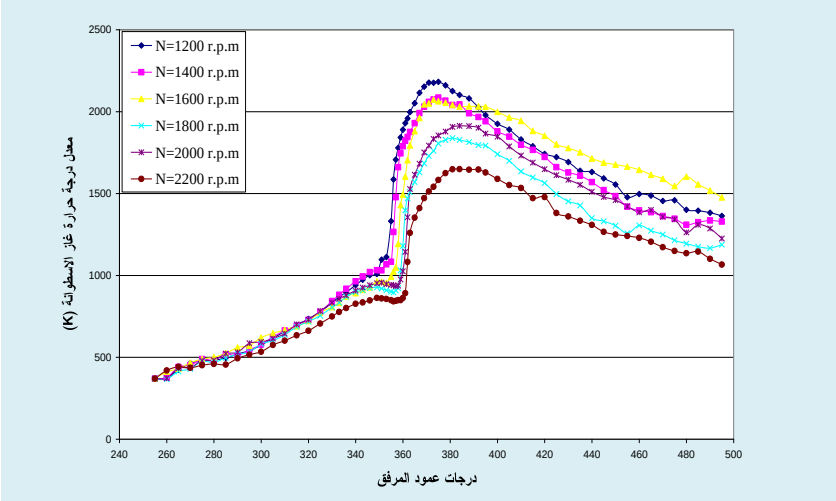
الشكل (11) منحني القدرة المكبحية عند سرع مختلفة



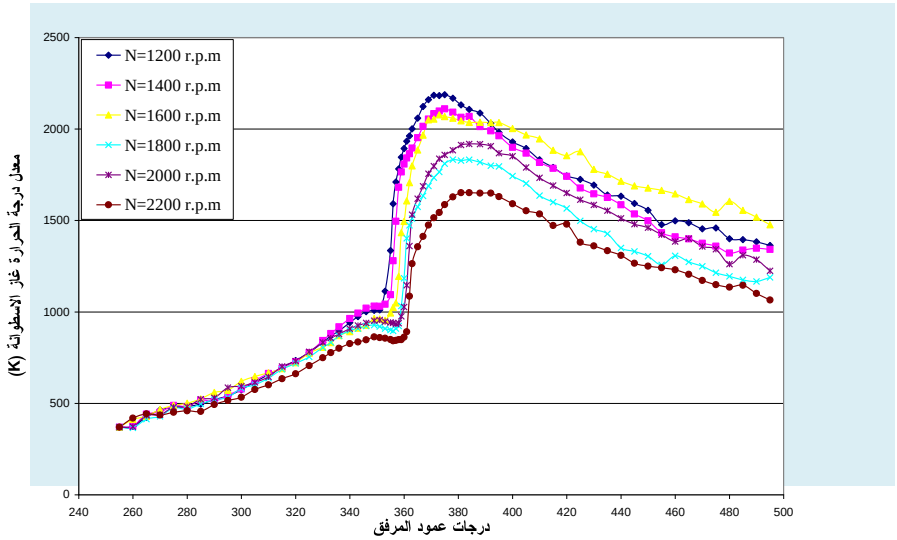
الشكل (12) منحني فترة تعوق الاشتعال عند سرع مختلفة



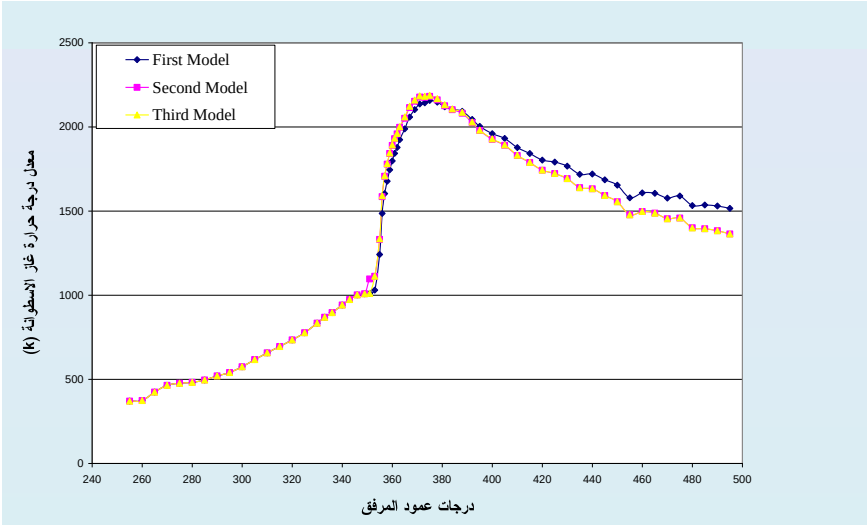
الشكل (13) منحني درجة حرارة غاز الاسطوانة عند توقيتات حقن مختلفة



الشكل (14) منحني درجة حرارة غاز الاسطوانة عند سرع مختلفة للنموذج الثاني



الشكل (15) منحني درجة حرارة غاز الاسطوانة عند سرع مختلفة للنموذج الثالث



الشكل (16) منحني درجة حرارة الاسطوانة للنماذج الثلاثة عند السرعة (1200 r.p.m)

Reference

1. John W. Fairbanks, "**The Diesel Challenge in the New Millennium**" U.S. department of energy, 2001.
2. Benjamin R.B. ,"**Combustion Data Acquisition and Analysis**" final year project, Loughborough University, Mechanical Engineering Department, 2000.
3. Benson, R.S., Whitehouse N. D., "**Internal Combustion Engine**" Pergamon text book, Vol. 1, 1979.
4. John B. Heywood, "**Internal Combustion Engine Fundamental**" 1988.
5. Roy Ogink, "**An Engine Cycle Simulation Code with Detailed-Chemistry Multi-Zone Combustion Model**" ph.D thesis, Göteborg, Sweden, 2002.
6. Roy Ogink, "**Computer Modeling of HCCI Combustion**" ph.D thesis, Göteborg, Sweden, 2004.
7. Malatinsky P. , "**Anpassung Einer Eicher-Dieselmotoren Baureihe An Die Neu Zeitlichen Anforderungen"** MTZ, 141-146, Nr.4, 1982.
8. **"Diesel Technology and the American Economy"** Charles River Associates , washington D.C , Report D02378-00, 2004.
9. Lyn W.T. , "**Study of Burning Rate and Nature of Combustion in Diesel Engine**" Symposium on Combustion, 1963.
10. Henein N.A. , "**A mathematical Model for the Mass and Combustion Mixture Formation around Fuel Droplets**" SAE 710221, 1971.
11. Bolt J.A., Henein N.A. , "**The Effect Some Engine Variables on Ignition Delay and Other Combustion Phenomena in a Diesel Engine**" Mechanical engineering institute, vol.184, pt 3j 1970.
12. Chung-Gong Kim, "**A crank Angle Resolved CIDI engine Combustion Model with Arbitrary fuel injection for Control Purpose**" PhD. Thesis, 2004.