

دراسة التبادل الحراري الموضعي في حجرة احتراق محركات الاحتراق الداخلي

الدكتور أيوب عيسى حسن*

الدكتور عارف علي**

(تاريخ الإيداع 18 / 6 / 2008. قُبل للنشر في 31/8/2008)

□ الملخص □

إن الهدف من تطوير صناعة محركات الاحتراق الداخلي هو زيادة استطاعتها النوعية وتحسين اقتصاديتها في استهلاك الوقود، إضافةً إلى تخفيف التلوث الناتج عن عملها، إلا أن ذلك يترافق بزيادة الإجهادات الحرارية للعناصر الأساسية المكونة لحجرة الاحتراق، الأمر الذي يتطلب تغيير شروط التبادل الحراري ضمنها. يتضمن هذا البحث دراسة تحليلية تجريبية للتبادل الحراري ضمن حجرة الاحتراق وتوزيع التيارات الحرارية فيها، بهدف تقييم حالة العناصر الداخلة في تشكيل هذه الحجرة والإجهادات الحرارية المؤثرة فيها، الأمر الذي يوفر بدوره المعلومات اللازمة لدراسة وتحسين دورة عمل المحرك وزيادة مردوده، واتخاذ التدابير التصميمية الملائمة للعناصر الأساسية للمحرك، التي تحدد موثوقية عمله وحسن أدائه وزيادة عمر خدمته.

الكلمات المفتاحية: التبادل الحراري - كثافة التيار الحراري - حجرة الاحتراق - الإجهاد الحراري - المخطط الدليلي.

* أستاذ مساعد - قسم هندسة القوى الميكانيكية - كلية الهندسة الميكانيكية والكهربائية - جامعة تشرين - اللاذقية - سورية.

** مدرس - قسم هندسة القوى الميكانيكية - كلية الهندسة الميكانيكية والكهربائية - جامعة تشرين - اللاذقية - سورية.

Study of Heat Transfer Internal Combustion Chamber

Dr. Ayuob Hasan*
Dr. Aref Ali**

(Received 18 / 6 / 2008. Accepted 31 / 8 / 2008)

□ ABSTRACT □

The aim of developing the engines of internal combustion is to increase its qualitative power by improving its economical fuel needs and reducing the pollution triggered by it. This will be accompanied with an increase in the thermal stresses of the basic parts of the combustion chamber. This requires changing its heat exchanging. The present paper includes an experimental, analytical study of heat exchanging in the combustion chamber, the heat flow distribution, evaluating the condition of the elements forming the chamber. These conditions in turn will provide the information required for studying and improving the internal combustion engine's action, cycle, efficiency, and taking the design measures appropriate to the basic components of the engine, hence determining its service and reliability....

Keywords: heat exchanger; density of heat stream; combustion chamber; thermal stress; indicator diagram.

* Associate Professor, Department of Mechanical Power Engineering, Faculty of Mechanical and Electrical Engineering, Tishreen University, Lattakia, Syria.

** Assistant Professor, Department of Mechanical Power Engineering, Faculty of Mechanical and Electrical Engineering, Tishreen University, Lattakia, Syria.

مقدمة:

تحظى محركات الاحتراق الداخلي في وقتنا الراهن بأهمية بالغة كإحدى أهم مصادر تحويل الطاقة، ويعود ذلك إلى اقتصاديتها المرتفعة في استهلاك الوقود، إضافةً إلى إمكانية استخدامها كمصدر لإنتاج الطاقة في وسائل النقل، إذ تزيد الاستطاعة الإجمالية المنتجة منها عدة مرات عن الاستطاعة المنتجة بواسطة محطات توليد الطاقة الكهربائية. يجري في الوقت الراهن العمل على تطوير صناعة محركات الاحتراق الداخلي بهدف زيادة استطاعتها النوعية، وتحسين اقتصاديتها في استهلاك الوقود، وتخفيف التلوث الناتج عن عملها، يترافق ذلك بزيادة الإجهادات الحرارية (Thermal Stress) للعناصر الأساسية المكونة لحجرة الاحتراق، الأمر الذي يتطلب تغيير شروط التبادل الحراري فيها (Thermal Exchanging). إن توسيع المجال الحراري لدورة عمل المحرك يقود إلى زيادة المردود، ولكنه وبنفس الوقت يزيد من الحمولات الحرارية على عناصرها الأساسية، ويوفر مناخاً ملائماً لظهور مركبات أكاسد النتروجين مع غازات الاحتراق.

فإذا كان باستطاعتنا تطوير وإنتاج محركات نظيفة بيئياً (بغض النظر عن الوسيلة المستخدمة لتحقيق ذلك) فإنه من الصعب الحصول على محركات متطورة بدون عناصر مجهدة حرارياً، ولهذا السبب وفي السنوات القليلة الأخيرة تحظى مسائل التبادل الحراري الموضعي في حجرة الاحتراق (Combustion Chamber) لمختلف المحركات بأهمية خاصة، كونها تحدد ليس فقط عمر الخدمة للأجزاء المختلفة للمحرك، وإنما تحدد أيضاً فعاليته ومردوده بشكل عام.

أهمية البحث وأهدافه:

تعتبر دراسة المميزات الحرارية الموضعية، التي تحدد سير العمليات داخل اسطوانة المحرك، واحدة من أهم المسائل المطروحة في النظريات الحديثة لمحركات الاحتراق المكبسية، إذ إنه ولوقت قريب كان المخطط الدليلي لعمل المحرك (Indicator Diagram) المعطى بالعلاقة $p = f(\varphi)$ ، هو المصدر الأساسي لجميع المعلومات التي تحصل داخل اسطوانة المحرك، غير أن ذلك يعتبر غير كافٍ في وقتنا الراهن من أجل تطوير صناعة المحركات الحديثة.

يتوقف على الإجهادات الحرارية لعناصر المحرك الرئيسية كل من موثوقية وأمان عمل المحرك، وبالتالي عمر المحرك بالكامل، كما أنها تحد من إمكانية تطوير صناعة المحركات وتحديثها، من حيث زيادة سرعة دورانها واستطاعتها. ومن الواضح أنه لا يمكن التنبؤ عن حالة العناصر المجهدة حرارياً في محركات الاحتراق الداخلي من دون معرفة الشروط الموضعية (المحلية) للتبادل الحراري بين الغازات العاملة في حجرة الاحتراق وجدران تلك الحجرة. وهكذا وبهدف تقييم مدى تلويث محركات الاحتراق المكبسية للبيئة وموثوقية عملها وعمر خدمتها، لا بد من معرفة المميزات الموضعية لدورة عمل المحرك. ولهذا السبب أصبحت تلك المسألة موضعاً للبحث في مجال نظرية عمل محركات الاحتراق الداخلي.

يدخل بحثنا ضمن هذا الإطار، والذي يرمي إلى دراسة تحليلية تجريبية لرصد الحالة الحرارية داخل حجرة الاحتراق وإظهار كيفية توزع تيارات التبادل الحراري فيها، وبالتالي تقييم حالة العناصر المشكلة لهذه الحجرة الإجهادات الحرارية التي تتعرض لها.

طرائق البحث ومواده:

يعتبر هذا البحث تحليلياً وتجريبياً، حيث جرى فيه استعراض الدراسات النظرية في مجاله وتحليلها، تم التوصل إلى عرض مفهوم جديد حول دراسة التبادل الحراري الموضعي، وتم بعد ذلك تأكيده من خلال تجارب عملية على محرك احتراق داخلي بشكل مباشر وإجراء القياسات للحصول على المعطيات التي توضح عملية التبادل الحراري التي تتم في حجرة احتراق محركات الديزل.

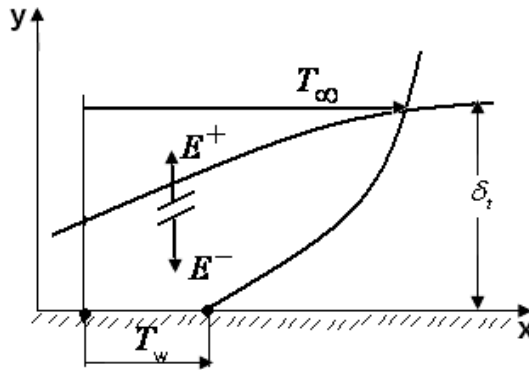
مفهوم التبادل الحراري المركب والتبادل الحراري الموضعي المحدود:

تنتقل الحرارة إما بالتوصيل أو بالحمل أو بالإشعاع، إذ إنه من النادر في الطبيعة مصادفة أحد أشكال التبادل هذه بمفرده، وإنما يترافق دوماً أحد أشكال التبادل مع غيره وفي آنٍ واحد. فمن أجل سطح صلب يملك درجة حرارة T_w ويتعرض لتيار من مائع ما (غاز مثلاً) ويملك درجة حرارة تيار حر T_∞ حيث $T_\infty > T_w$ ، في هذه الحالة يتم انتقال الحرارة بالحمل الحراري من الغاز إلى السطح الصلب عبر الطبقة الحدية الحرارية كما في الشكل (1). [1].

ووفقاً لمفهوم الطبقة الحدية الحرارية فعندما $y = 0 \Rightarrow T = T_w$ أما عندما $y = \delta_t \Rightarrow T = T_\infty$ أو بشكل أدق:

$$y = (1 - \varepsilon)T_\infty$$

حيث المتغير $\varepsilon : \varepsilon \ll 1$



الشكل (1) الشكل التخطيطي للطبقة الحدية الحرارية على سطح يتبادل الطاقة الحرارية مع غاز.

يمكن أن تختلف قيمة التيار الحراري من الغاز إلى السطح حتى في ظروف عدم تغير قيم درجات الحرارة الحدية T_∞, T_w وتتحدد هذه القيمة تبعاً لنافلية الطبقة الحدية الهيدروليكية ولحقلها الحراري الثنائي البعد (x, y) ، وتتوقف بشكل خاص على العلاقة:

$$T = f(y)_w$$

أي تعتمد على علاقة نيوتن لانتقال الحرارة بالحمل:

$$q = \alpha(T_\infty - T_w)$$

إذ يمثل الثابت $\alpha (W/m^2.k)$ معامل انتقال الحرارة بالحمل والذي يعكس تأثير بعض العوامل الفيزيائية التي

تحدد شكل العلاقة المذكورة أعلاه $T = f(y)_w$.

تأخذ معادلة فورييه - استراكرادسكي للطبقة الحدية ثنائية البعد وبدون منبع حراري داخلي الشكل التالي:

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (1)$$

على اعتبار أن:

$$\alpha \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \frac{\lambda}{\rho C_p} \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right) = - \frac{1}{\rho C_p} \frac{\partial q}{\partial x}$$

$$\alpha \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} = - \frac{1}{\rho C_p} \frac{\partial q}{\partial y}$$

كما أن: $\frac{\partial q}{\partial y} \gg \frac{\partial q}{\partial x}$ حيث انتقال الحرارة باتجاه حركة التيار صغير جداً مقارنةً بانتقال الحرارة بالاتجاه

المتعامد مع سطح الجدار (عبر الطبقة الحدية الهيدروليكية) عندئذٍ تأخذ العلاقة (1) الشكل التالي:

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = - \frac{1}{\rho C_p} \frac{\partial q}{\partial y} \quad (2)$$

إذا استخدمنا معادلة الاستمرار والمعادلة التفاضلية للحركة [2]، [3] يمكن تحديد الحقل الحراري $T(x, y)$ للطبقة الحدية (Boundary Layer)، التي يتحدد ضمنها التبادل الحراري، في عمليات انتقال الحرارة بالحمل غالباً ما يكون المطلوب تحديد كثافة التيار الحراري q . ولحل مثل هذه الحالة يعطى شكل تغير درجة الحرارة بالشكل $T = T(y)$ والذي يتم الحصول عليه من المعطيات التجريبية، كما ويعطى بنفس الوقت شكل تغير سرعة الغاز $u = u(y)$. تبعاً لسماكة الطبقة الحدية الهيدروليكية δ ، فعندما $y = \delta \Leftarrow u = u_\infty$ أما عندما $u = 0 \Leftarrow y = 0$ أي تسود حالة تسمى بحالة الالتصاق ونلاحظ أنه وبشكل عام $\delta_f \neq \delta$ [5].

وبمناقشة العلاقة (2) التي تحدد الحقل الحراري للغاز المتحرك ضمن الطبقة الحدية، وعند معرفة شكل تغير درجة الحرارة فيكون من السهل تحديد قيمة التيار الحراري q والعكس صحيح، وهنا لم نتحدث عن طبيعة الغاز وإنما عبرنا عنه بمميز ترموديناميكي واحد هو T_∞ .

عندما تكون قيمة درجة الحرارة منخفضة وكثافة الغاز مرتفعة، يمكن إهمال التبادل الحراري بالإشعاع بين الغاز والسطح، وعندئذٍ يمكن اعتبار أن التبادل الحراري يحصل بالحمل فقط، وفي هذه الحالة يتحدد تغير درجة الحرارة $T = T(y)$ بشكلٍ كامل تبعاً لظروف الحمل وتكون $q = q_{conv}$ في العلاقة (2) إذ يشير الدليل إلى التبادل الحراري بالحمل الحراري فقط heat transfer convection.

أما إذا اعتبرنا أن غازاً ما يملك درجة حرارة مرتفعة وكثافة صغيرة، يمر فوق سطح جسم صلب (الشكل (1) فإن القسم الأعظم من التبادل الحراري سيحصل بالإشعاع الحراري thermal radiation ويجب عندئذٍ أن يتضمن التحليل الكامل للحقل الحراري للغاز تأثير كل من انتقال الحرارة بالحمل والإشعاع بنفس الوقت، ويمكن مقارنة نتائج هذه الحالة مع نتائج الحالة السابقة، إذ سيتحدد الفرق في أن شكل تغير درجة الحرارة $T = T(y)$ سيكون تابعاً لتأثير عمليات التبادل الحراري المختلفة.

ففي مثل هذه الحالة يمر الغاز الساخن ليس فقط على سطح الجسم الصلب وإنما تمثل حالته مرور غاز يشع بالطاقة الحرارية أو بكلمات أخرى تكون الحالة ليست حركة غاز فقط وإنما حركة غاز مشع بالطاقة (Radiation Gas)، وعندها يجب التعويض عن كثافة التيار الحراري في العلاقة (2) بالشكل التالي:

$$q = q_{conv} + q_{rad}$$

حيث $q_{rad} (W/m^2)$ تمثل التيار الحراري الناتج عن الإشعاع الحراري، وتكتب العلاقة (2) بالشكل التالي بعد الأخذ بعين الاعتبار كلاً الحمل والإشعاع:

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = -\frac{1}{\rho C_p} \frac{\partial}{\partial y} (q_{conv} + q_{rad}) \quad (3)$$

وينظر عندها إلى التيار الحراري بالإشعاع q_{rad} كتيار يملك مركبتين:

$$q_{rad} = E^+ - E^-$$

إذ: $E^+ - E^-$ كثافة التيار الحراري بالإشعاع الذي يمثله التكامل:

$$E = \int_0^{\infty} J_{\lambda} d\lambda$$

وفقاً للمحورين x, y على التوالي، وتمثل $J = \text{Rradiosity}$ الإشعاعية للغاز الساخن التي تمثل مجموع الطاقة الإشعاعية المنبعثة والمنعكسة من الغاز الساخن، أما $\lambda (\mu m)$ فتمثل طول موجة الإشعاع [1]، [2].

نلاحظ من العلاقة (3) أن الحقل الحراري للغاز المشع يتحدد من تأثير كل من $q_{conv} + q_{rad}$ ، ولذلك يمكن اعتماد أسلوب جديد في التبادل الحراري وهو التبادل الحراري المركب أو المعقد، والذي يعبر عن التبادل الحراري عند وجود تأثير كل من التوصيل والحمل والإشعاع في نفس الوقت. وهذا يتوافق مع ما يحدث ضمن حجرة احتراق محركات الاحتراق الداخلي. من أجل معالجة التلوث البيئي الناتج عن عمل محركات الاحتراق الداخلي، يجب الحد من أكاسيد الأوزون NOX التي تعتبر أشد نواتج الاحتراق سمية والتي تنتج في ظروف درجات حرارة أعلى من $T > 1800^\circ C$ وخلال أجزاء صغيرة من الثانية. يتبين عموماً من المخطط الدليلي أن درجة الحرارة الوسطية تكون أصغر من القيمة السابقة بكثير، إلا أن أكاسيد الأوزون تشاهد في نواتج الاحتراق، وهذا يعني أنه توجد في حجم حجرة الاحتراق مناطق محدودة تملك درجات حرارة تختلف قيمها كثيراً عن درجة الحرارة الوسطية التي يقدمها المخطط الدليلي. وبالتالي وبدون تحديد قيم درجات حرارة في المناطق المحدودة التي تتشكل فيها أكاسيد الأوزون، فمن الصعب التنبؤ عن ظهور المركبات الملوثة في غازات الاحتراق، إضافة لذلك فإن التقليل من استهلاك مصادر الطاقة الطبيعية والمساهمة في حل مسألة الطاقة لا يتوقف فقط على عدد محركات الاحتراق الداخلي العاملة على هذا أو ذاك من أنواع الوقود، وإنما تعتمد على الاستخدام الكبير والفعال للاستطاعات التي تعطيها هذه المحركات بمختلف أنواعها.

تعتبر الدراسات المتعلقة بمسائل التبادل الحراري من المسائل المعقدة علمياً، وتحتاج إلى كلفة مادية كبيرة لإجراء التجارب والحسابات، واعتماداً على ذلك يمكن القول إن نظرية محركات الاحتراق الداخلي ستشهد في القرن الواحد والعشرين تطوراً علمياً كبيراً من خلال دراسة المميزات المحدودة لدورة عمل المحرك. إذ إن القيم الوسطية للبارامترات على كامل حجم اسطوانة المحرك لا تعطي وصفاً دقيقاً لما يجري داخلها من عمليات، لأن تغير كل بارامتر منها يتعلق بما يرافقه من تغيرات، فمثلاً انتشار الأمواج الصغيرة بسرعة مساوية لسرعة الصوت $a = \sqrt{kRT_{\infty}}$ يكون سبباً في توازن الضغط ضمن حجرة الاحتراق، فإذا أخذنا أحد الأبعاد المميزة للمحرك وليكن طول الشوط S أو قطر الاسطوانة D وفي الحالة التي يكون فيها $S = D$ ، ومن أجل نسبة انضغاط $\varepsilon = 16$ وعدد دورات $n = 2500 \text{rpm}$ يكون زمن انتظام الضغط من مرتبة $\tau_p = \frac{1}{a} = 17 \times 10^{-5} \text{ s}$ ويكون سبب توازن درجة

الحرارة هي الحركة المضطربة (Turbulent Flow) في وسط غير متجانس (Diffuse)، فالحركة الدوامية الصغيرة

تكون سبباً لانتظام درجة الحرارة في مناطق محدودة من حجرة الاحتراق، أما الحركة الدوامية الشديدة فتقود إلى انتظام التوزيع الحراري على كامل حجم حجرة الاحتراق. [4].

فإذا اعتمدنا سرعة حركة المكبس C_m كسرعة مميزة للدراسة، والمسافة بين رأس المكبس وسطح غطاء كتلة الاسطوانات كبعد مميز S_x فإن زمن انتظام التوزيع الحراري لنفس المحرك السابق سيكون $\tau_p \gg \tau_T = \frac{S_x}{C_m}$ ، أي أنه يمكن القول بأن انتظام الضغط ضمن أسطوانة المحرك يحصل بشكل سريع، إذ إن قيمته تكون ثابتة في كل لحظة على كامل حجم الاسطوانة، وبالتالي فان انتظام الضغط يتوقف على الزمن فقط أي: $P = f(\tau)$.

من خلال التجارب وباستخدام التسجيل الدقيق عن طريق حساسات خاصة، تبين أنه توجد مناطق من حجرة الاحتراق تملك درجات حرارة مُحددة تختلف قيمها عن قيم درجات الحرارة لبقية نقاط الجسم العامل ضمن الأسطوانة، أي توجد على الأقل درجتا حرارة مختلفتان، الأمر الذي يؤكد وجود اختلاف في سرعات كل من تساوي الضغط ودرجات الحرارة والتركيز الحراري (Thermal Strength) داخل أسطوانة المحرك، وبالتالي يكون من غير الصحيح استخدام معادلات الحالة المبنية على أساس المخطط الدليلي (تغير الضغط P مع زاوية دوران العمود المرفقي φ). [6] وبالتالي من الضروري تحويل المخطط الدليلي إلى مخطط لتغير درجة الحرارة $T_\infty = f(\varphi)$ وعندها ستكون درجة الحرارة المحسوبة مغايرة للفعلية بكل تأكيد.

ولدراسة التبادل الحراري الفعلي ضمن أسطوانة المحرك نقوم بأخذ حجم عنصر صغير v_{ic} مملوء بالغاز العامل من ضمن الحجم الكلي للأسطوانة V ، حيث نعتبر في مثل هذا الحجم أن تساوي درجات الحرارة يتم نتيجةً لتأثير الحركة الدوامية الضعيفة والشديدة بسرعة أكبر من حدوث ذلك على كامل حجم الاسطوانة، وتكون سرعة انتظام درجات الحرارة أكبر كلما صغر الحجم العنصري، عندئذ يمكن استخدام معادلات الحالة على الحجم العنصري بدون أخطاء كبيرة.

إذا سمينا الحجم العنصري v_{icp} بحجم المراقبة (Control Valium) واعتبرنا أن حجم الاسطوانة يملك عدداً كبيراً من حجم المراقبة هذا، فتكون درجة الحرارة المركزة في هذا الحجم هي:

$$T_i = \frac{1}{V_i} \int T dv \quad (4)$$

حيث نسمي درجة الحرارة T_i بدرجة الحرارة الموضعية (Local Temperature)، وبنفس الطريقة يمكن تحديد بقية البارامترات، حيث تتوقف قيمة درجة الحرارة الموضعية في كل لحظة على جميع العمليات الفيزيائية التي تجري ضمن حجم المراقبة وبالتالي ضمن حجرة احتراق المحرك ولكن بمقاسات أصغر. وبناءً على اختيار حجم المراقبة هذا نكون قسمنا حجم الأسطوانة إلى عدد متناه من الحجوم المتشابهة والتي تملك وسطاً مستمراً.

إن وجود المناطق ذات درجات الحرارة الموضعية أصبح مثبتاً تجريبياً [4]. لكنه عملياً وفي نظريات المحركات المكبسية ولوقت الراهن لا توجد طريقة موثوقة ودقيقة تستخدم في حساب درجات الحرارة الموضعية المحدودة. عملياً يمكن تحديد ثلاث مجموعات من المسائل المتعلقة بالتبادل الحراري الموضعي المحدود ضمن أسطوانة محرك الاحتراق الداخلي:

1- مسألة تحديد درجة الحرارة المحلية للجسم العامل في كامل حجم أسطوانة المحرك.

2-مسألة تحديد الشروط الحدية للتبادل الحراري مع سطوح العناصر الرئيسية للمحرك.

3-مسألة متعلقة بالناقلية الحراري المستقرة وغير المستقرة لأجزاء المحرك.

لا يوجد حتى الآن مدخل عام لحل مسائل التبادل الحراري الموضوعي المطروحة، ويتعلق ذلك ليس فقط بصعوبة وتعقيدات العمليات التي تحصل ضمن أسطوانة المحرك وإنما بالآليات الفيزيائية المختلفة للتبادل الحراري المركب، بغض النظر عن الدور الذي تلعبه التصاميم المختلفة لحجرة الاحتراق وأجزاء المحرك التي تساهم في تشكيل حجرة الاحتراق. يتبين من هنا أن إيجاد طريقة موحدة لدراسة وحل مسائل التبادل الحراري يتمتع بأهمية علمية وعملية بالغة، فحل إحدى المجموعات من المسائل المطروحة، ويمكن أن يوفر معطيات لحل مجموعة أخرى، والعكس بالعكس صحيح. ففي الوقت الذي يتزايد فيه الاهتمام بتطوير وتحديث محركات الاحتراق الداخلي، ومنها محركات الديزل بشكل خاص، فيعتبر من الأهمية بمكان إيجاد نظرية للتبادل الحراري في محركات الاحتراق الداخلي مبنية على مدخل واضح ومحدد وموحد، ولهذا الغرض نعتمد هنا طريقة حجوم المراقبة (Method Control Valiums)، كطريقة يمكنها

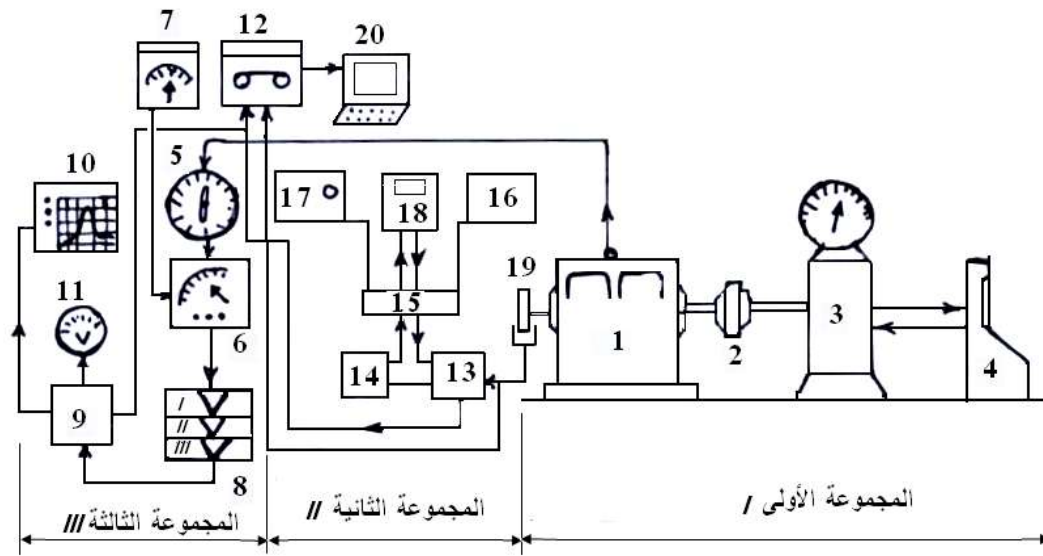
أن توفر حلاً لمسائل التبادل الحراري المذكورة أعلاه، ولأجل ذلك تم استخدام محطة الاختبار المبينة مواصفاتها أدناه.

وصف محطة الاختبار:

تم تجهيز محطة الاختبار المستخدمة في دراسة التبادل الحراري الموضوعي المحدود لمحركات الاحتراق الداخلي في الجامعة التقنية في موسكو، حيث بدأ إجراء البحث في عام 2001 بالتعاون مع البروفسور (كافتورادزي. ر. ز) على محرك ديزل من النوع KAMAZ 7405 ذي الاستطاعة Ne=176Kw وسرعة دوران 2200r pm ، وتتألف هذه المحطة الشكل (2) من ثلاث مجموعات رئيسية:

تمثل المجموعة الأولى نظام القياسات العادية، والمكون من جهاز قيادة وتحكم عن بعد، تصنع شركة هوفمان (HOFMAN) ومن محرك ديزل (1) يرتبط مع جهاز الفرملة الكهربائي (3) عبر القارنة (2)، يتم التحكم بعمل المحرك من لوحة القيادة (4) وبمساعدة المجموعة الأولى I إذ تم تسجيل المؤشرات التالية: عدد دورات المحرك والاستطاعة الفعلية وعزم الدوران ومصروف الوقود النوعي ومصروف الهواء وضغط الشحن القسري لمحرك الديزل، إضافة إلى قيم درجات الحرارة لكل من سائل التبريد والزيت والغازات الناتجة عن الاحتراق، وهذه المجموعة غير متصلة بالمجموعات الأخرى.

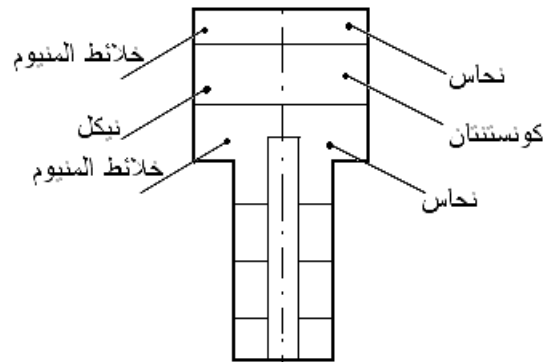
والمجموعتان الثانية والثالثة II و III تكونان مخصصتين لتسجيل الإشارات الواردة من حساسات التيار الحراري والمتوضعة في أسطوانة المحرك ومرتبطين ببعضهما مع بعض.



الشكل (2) التمثيل التخطيطي لمحطة الاختبار والأجهزة الملحقة بها

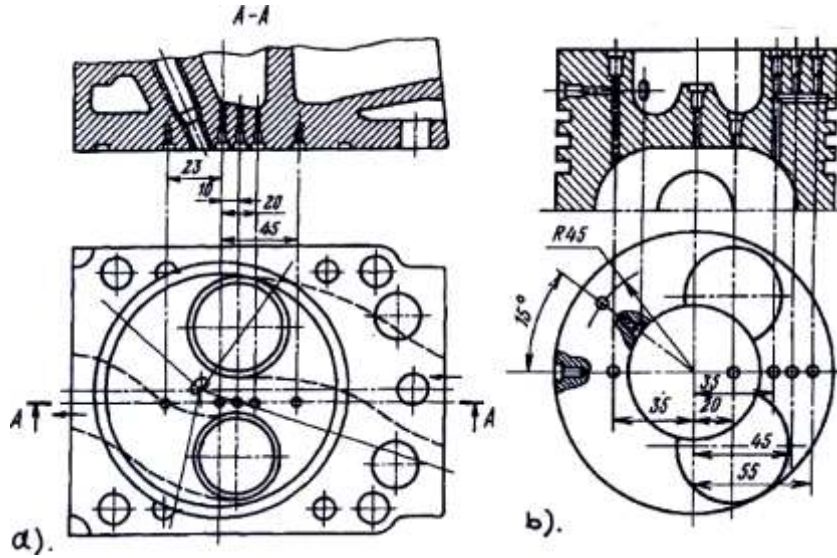
1	محرك الديزل KAMAZ-7405	8	مقو ثلاثي	15	معالج
2	قارنة وصل	9	مبدل إشارة الخرج	16	راسم طباعة
3	جهاز كبح إلكتروني	10	راسم إشارة إلكتروني	17	آلة طباعة
4	لوحة قيادة وتحكم	11	مقياس فولط	18	شاشة تسجيل
5	مفتاح مبدل	12	جهاز تسجيل مغناطيسي	19	مرسل ضوئي
6	مبدل إشارة الدخل	13	مبدل رقم	20	كمبيوتر
7	معار للمقارنة	14	ذاكرة للمعطيات		

استخدم في القياس حساسات ثلاثية الأفقية ذات سطوح إضافية مصنعة من مواد أساسية كالنحاس والكونستنتان كما في الشكل (3) ، ويتم تسجيل زاوية دوران العمود المرفقي بالإضافة إلى الإشارة الواردة من الحساسات الثلاثة. يتم وصل جهاز التسجيل المغناطيسي (12) من النوع (TEAC- 400C) إلى حاسب ألي (20) ، ويتم بمساعدته تحويل الإشارات الواردة من جهاز التسجيل المغناطيسي بالملي فولت إلى إشارات بالوحدات الحرارية، ومن ثم تحسب بوحدات التدفق الحراري بمساعدة برنامج خاص للحساب، اعتماداً على المسألة العكسية لناقلية الحرارية. يتم في البداية تسجيل الإشارة على شاشة المجموعة (18) عبر لوحة المفاتيح حيث يتم تحديد مقياسها، وبعد ذلك وبمساعدة طباعة ذات ثمانية ألوان (16) يتم إخراج الرسم على الورق وتعطي آلة الطباعة (17) تسجيلاً للمعطيات على الورق.



الشكل (3) حساسات التيار الحراري

يجري توزيع الحساسات في رأس كتلة الاسطوانات ورأس المكبس كما هو مبين على الشكل (4) وخاصةً على الأضلع الواصلة بين موقعي الصمامين في رأس كتلة الاسطوانات وفي مقطع رأس المكبس في مستوى متعامد مع محور الأصبغ المكبسي.



الشكل (4) مخطط توزيع حساسات التيار الحراري المتغير؛ a- على رأس كتلة الاسطوانات؛ b- على المكبس.

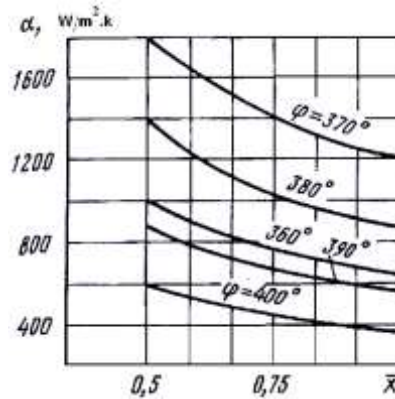
تعتبر درجة حرارة المنطقة فوق أسوار الضغط العليا هي المؤشر الرئيس والهام عن الحالة الحرارية للمحرك، لذلك فإنه تم تسجيل درجة حرارة قعر المكبس إضافةً إلى درجات الحرارة المتغيرة والتيار الحراري الحاصل في تلك المنطقة.

تم تزويد المكبس بمجمع مستقبل للتيار ذي زراع، بحيث يكون موثوقاً وثابتاً عند عمل المحرك في مجال واسع لسرعات دوران العمود المرفقي، أما الأسلاك الناقلة للإشارة من الحساسات فقد تم إلصاقها على السطح الداخلي للمكبس وعلى زراع مجمع التيار بواسطة لاصق خاص يتحمل ظروف الحرارة المرتفعة.

النتائج والمناقشة:

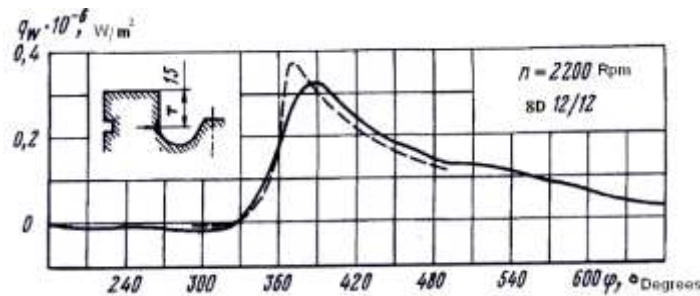
تم إجراء الدراسة التجريبية وتحليل النتائج على مرحلتين، الأولى: عن طريق دراسة التبادل الحراري في أثناء عملية الضغط والتمدد للحجم فوق المكبس من جراء حركته، أي التبادل الحراري بالحمل بدون أخذ الإشعاع الحراري بعين الاعتبار، ويمكن تحقيق ذلك تجريبياً من خلال التوقف عن إعطاء الحرارة للأسطوانة المدروسة، أي إيقاف عملية الاحتراق، أما في المرحلة الثانية: فتمت دراسة التبادل الحراري بالحمل والإشعاع معاً في أثناء عملية احتراق مزيج الوقود والهواء في الاسطوانة. وفي عملية الانضغاط والتمدد فوق رأس المكبس تمت ملاحظة التوزيع المنتظم تقريباً لدرجة حرارة الجسم العامل (الغاز) في كامل حجرة الاحتراق، إذ إنه عند انعدام الإشعاع في هذه الحالة تُبسط

المسألة وتتحول إلى عملية تبادل حراري بالحمل الحراري بين غاز ذي درجة حرارة ثابتة وسطوح اسطوانة تملك درجات حرارة تابعة للإحداثيات فقط (أي للموقع من حجرة الاحتراق)، وبالرغم من أن القسم الأعظم من كمية الحرارة تنتقل من الجسم العامل إلى جدران الأسطوانة في أثناء شوطي الاحتراق والتمدد، فإن دراسة التبادل الحراري في حالة الانضغاط تحظى بأهمية كبيرة، لأن عملية تبريد وتسخين عناصر المحرك في هذه الحالة تؤثر في الحالة الحرارية لتلك العناصر خلال دورة عمل المحرك بالكامل، كما أن المعلومات المتعلقة بالتبادل الحراري تكون ضرورية لدراسة تشكيل الشحنة واحتراقها، وبشكل خاص من أجل دراسة عملية تبخر طبقة الوقود على سطوح الأسطوانة وتحديد درجة حرارة تلك السطوح وكمية الوقود المتبخرة تبعاً لزاوية دوران عمود المرفق، إذ يلزمنا معرفة عامل إعطاء الحرارة في حجرة الاحتراق، ويلزم ذلك أيضاً من أجل الدراسة الكافية لحركة الغازات والهواء في نهاية شوط الانضغاط. يبين الشكل (5) قيم معامل إعطاء الحرارة بالحمل التي تم التوصل إليها حسابياً لسطوح رأس كتلة الأسطوانات في المحرك المدروس وفقاً لـ [4].



الشكل (5) عامل إعطاء الحرارة بالحمل لسطوح رأس كتلة الاسطوانات عند قيم مختلفة لزاوية دوران العمود المرفقي

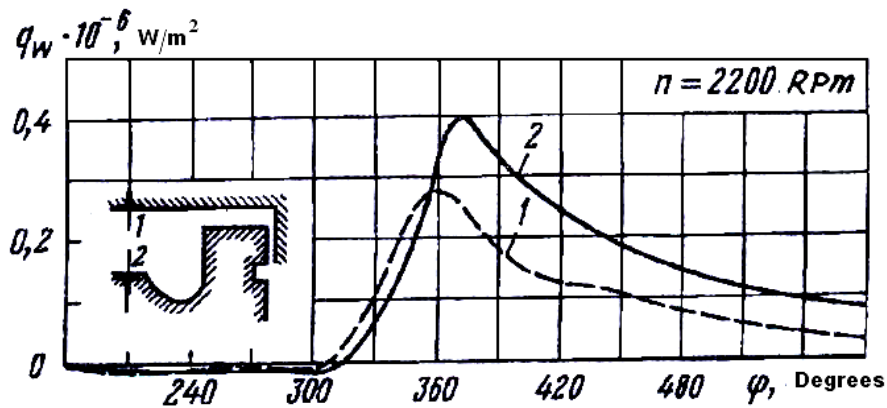
ويظهر الشكل (6) تغير كثافة التيار الحراري على السطوح الجانبية لحجرة الاحتراق المشكلة في المكبس، في شوطي الانضغاط والتمدد الناتجة عن حركة المكبس بدون احتراق.



الشكل (6) تغير كثافة التيار الحراري على السطوح الجانبية لحجرة الاحتراق في المكبس.

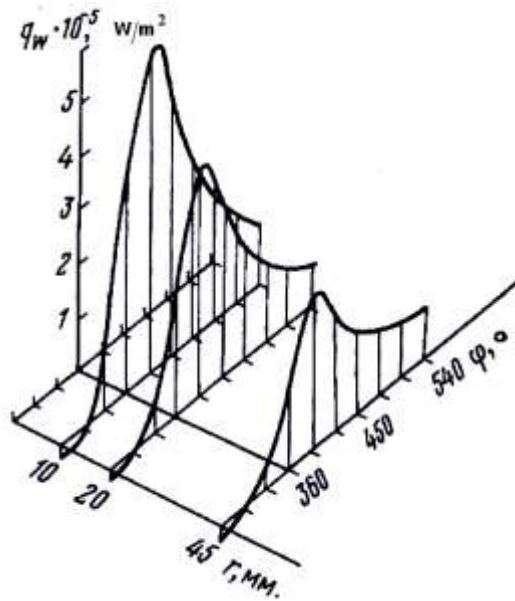
الخط المتقطع القيم التجريبية والخط المستمر النتائج الحسابية

وبينت المقارنة بين النتائج التجريبية المسجلة والنتائج التحليلية المعروفة على تطابق تقريبي، إذ تشير المسافة T على الرسم إلى المنطقة من جدار حجرة الاحتراق في المكبس التي تجري فيها عملية القياس. ويظهر الشكل (7) تغيرات التيار الحراري المتغير على سطوح رأس المكبس ورأس كتلة الاسطوانة، وتشير إلى أن التيار الحراري في النقاط البعيدة عن محور الأسطوانة تكون قيمه على سطح المكبس اكبر من قيمه على سطح رأس الأسطوانة، وهذا يفسره الاختلاف في قيم السرعة، وخاصة في مرحلة الضغط حيث تكون النقطة 1 على رأس الأسطوانة منطقة تباطؤ وانقطاع في التيار الحراري، بسبب اندماج التيارات ذات السرعة القطرية المتجهة إلى مركز حجرة الاحتراق، وتكون عندها النقطة 2 الواقعة على رأس المكبس تمثل واجهة مقاومة للتيار الحراري المنحرك بسرعة u_0 مما يجعل قيم q_w أكبر عند رأس المكبس.



الشكل (7) تغير قيم التيار الحراري على سطوح رأس الاسطوانة والمكبس في نقاط متقابلة في حالتها الانضغاط والتمدد في أثناء حركة المكبس 1- رأس الاسطوانة . 2- رأس المكبس

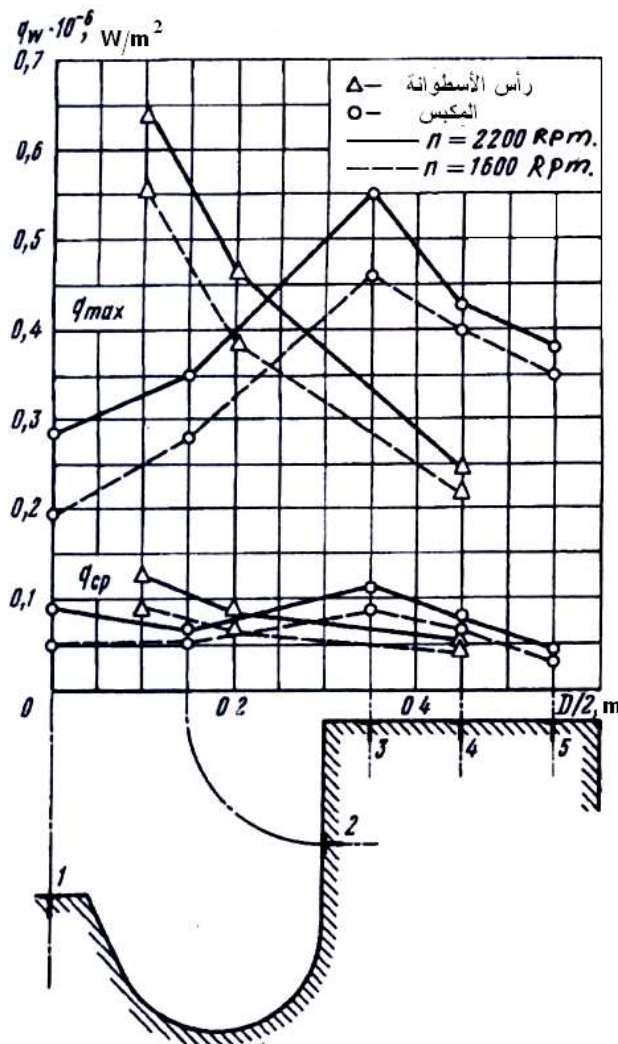
كما ويظهر الشكل (8) توزيع التيار الحراري غير المستقر لمحيط وسطوح رأس الأسطوانة والتي أظهرت من خلال التجربة منحنى تغير العلاقة $q = f(r, \varphi)$ حيث r نصف القطر اعتباراً من محور الأسطوانة، φ التوضع الزاوي لمكان القياس منسوباً إلى مقطع سطح الأسطوانة.



الشكل (8) توزيع كثافة التيار الحراري غير المستقر على رأس الأسطوانة في أثناء علميتي الانضغاط والتمدد الناتجة عن حركة المكبس (بدون اشتعال $n = 2200 Rpm$)

ومن الملاحظ أن التوزيع الحراري يكون متناظراً تقريباً باستثناء الضلع بين الصمامين حيث تكون التيارات الحرارية اللحظية والوسطية ذات قيم أعظمية، وتصبح هذه الظاهرة أكثر وضوحاً خلال شوط الاحتراق. يتبين من هنا أن أكثر الأماكن تعرضاً للإجهاد الحراري هو الضلع الواصل بين الصمامين وهذا ما تؤكدته النتائج التجريبية التي تم تسجيلها والموضحة على الشكل (9)، إذ تصبح قيمة التيار الحراري في القسم الوسطي من رأس الأسطوانة أقل من قيمته على الضلع بين الصمامين ولا تزيد عن قيمة التيار الحراري على سطح المكبس في نقطة الالتقاء عند محور الأسطوانة.

أما عن تأثير سرعة دوران المحرك في كثافة التيار الحراري فيمكن تفسيره بأن سرعة التيار في الأسطوانة يحددها التبادل الحراري بالحمل، ويكون تناقص قيمة التيار الحراري في النقطة 2 مقارنةً مع قيمه في النقاط الأخرى من سطوح حجرة الاحتراق على المكبس نتيجةً للحركة الدوامية المتشكلة في تلك النقطة في أثناء شوط الانضغاط، إذ تزداد تبعاً لذلك سماكة الطبقة الحدية أي تزداد المقاومة الحرارية، إضافةً إلى ذلك ففي النقطة 2 يمكن أن يحدث انفصال للتيار الحراري عن جدار الأسطوانة.



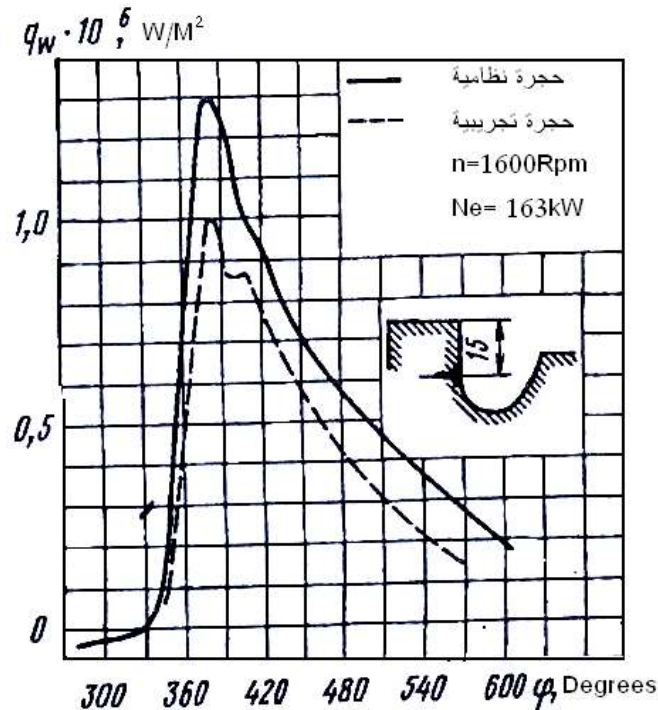
الشكل (9) القيم الوسطية والأعظمية لكثافة التيار الحراري عند عمل محرك الديزل مع إيقاف حقن الوقود في الأسطوانة عند قيمتين مختلفتين لسرعة الدوران.

لقد دلت تجارب [6] أنه في محركات الديزل ذات حجرة الاحتراق المنفصلة (المشطورة) تتعرض النقاط الحادة والبارزة في السطوح المشككة لها إلى أعظم إجهادات حرارية، مما يؤدي في كثير من الأحيان إلى ظهور الشقوق على الحواف الحادة للقناة المتشككة في حجرة الاحتراق. ولهذا السبب تكون التصاميم المقترحة لحجرة الاحتراق من أجل زيادة الحركة الدوامية وتحسين تشكيل الخليط، وبالتالي التقليل من مصروف الوقود، غالبا ما تترافق مع انخفاض في موثوقية عمل الأجزاء المختلفة من حجرة الاحتراق، نتيجة لزيادة فعالية التيارات الحرارية وبالتالي الإجهاد الحراري في تلك الأجزاء، أما عن تأثير نسبة قطر فوهة حجرة الاحتراق في المكبس إلى قطر الأسطوانة d_0 / D ، يلاحظ أن زيادة تلك النسبة تؤدي إلى انخفاض سرعة التيارات من الحجرة إلى المكبس، وهذا يؤدي بدوره إلى انخفاض قيمة رقم رينولدز وبالتالي إلى انخفاض السرعة وانخفاض مستوى الحركة الاضطرابية، الذي سيؤدي بدوره إلى انخفاض شدة التبادل الحراري على جميع سطوح حجرة الاحتراق.

من هذه المناقشة يمكن الوصول إلى نتيجة مفادها، أنه في محركات الديزل ذات الشحن القسري والتي تتعرض إلى حمولات حرارية كبيرة، من المفضل أن تكون حجرة الاحتراق ضمن رأس المكبس مع زيادة النسبة d_0 / D ، ولكن هذه الزيادة يجب أن تبقى ضمن حدود معينة، بحيث لا يؤدي انخفاض سرعة الجريان إلى سوء عملية تشكيل الخليط واحتراقه.

بههدف دراسة تأثير شدة الحركة الدوامية لشحنة الهواء عند السحب على التبادل الحراري الموضعي في أثناء عملية الاحتراق، فقد تم استخدام واحدٍ من مرسلات الإشارة (حساسات التيار الحراري) والذي تم وضعه على السطح الجانبي لحجرة الاحتراق في المكبس، بحيث كانت نافورة الوقود موجهة من مذرر الحاقن باتجاه ذلك الحساس. وقد دلت القياسات إلى أنه مع زيادة شدة الحركة الدوامية فإن كثافة التيار الحراري المحلي تصبح أصغر بالرغم من وجود عملية الحمل الحراري وبشكلٍ واضح.

يُعرى السبب هنا إلى أن زيادة تدوير الشحنة الهوائية قد تساهم في نقل منطقة الاحتراق بعيداً عن مكان تسجيل تغيرات الحمل الحراري التي تقوم بها كما هو مبين على الشكل (10).

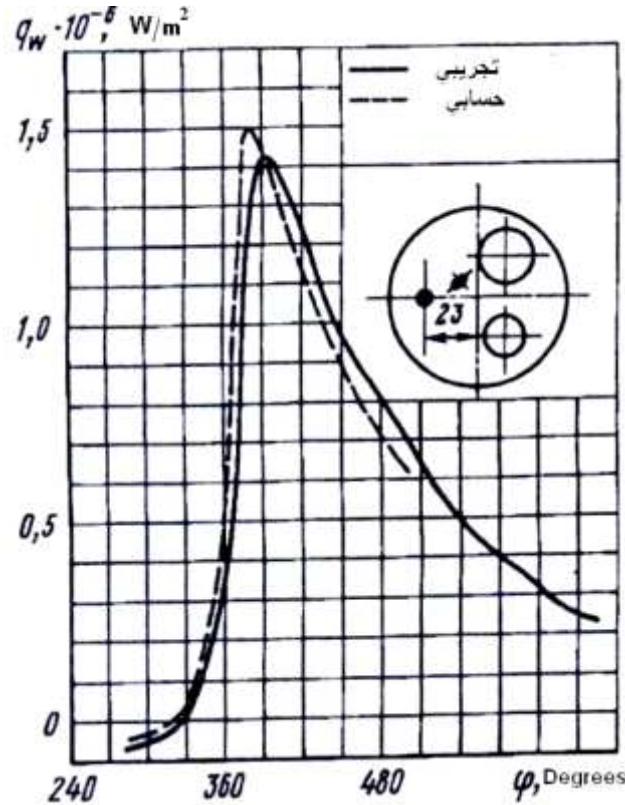


الشكل (10) تأثير تدوير الشحنة في التيار الحراري غير المستقر في حجرة الاحتراق في المكبس من أجل الشروط المبينة أعلاه.

إن تقييم النتائج التجريبية لكثافة التيار الحراري المحلية تُمكن من الحصول على تكامل للتأثيرات المختلفة للتيار الحراري، ولكن في الواقع عند الظروف الحقيقية، تتوقف قيم التيارات الحرارية المحلية غير المستقرة على عدة عوامل يمكن دراستها من خلال التجربة وتسجيل القراءات مع عملية الاحتراق في أسطوانة المحرك.

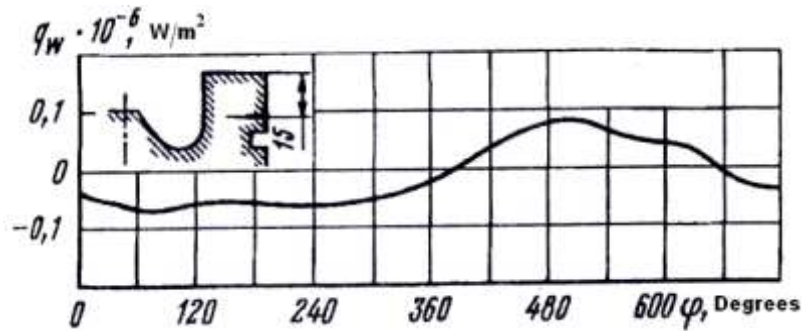
يبين الشكل (11) التطابق بين النتائج الحسابية والتجريبية لقيم التبادل الحراري على رأس كتلة الاسطوانات، بالرغم من أن النتائج الحسابية تمت من خلال معالجة المخطط الدليلي لعمل المحرك والتي لم تأخذ بعين الاعتبار تأثير الحركة الدوامية للشحنة، ولكن تأثيرها يبدو واضحاً من خلال التطابق المذكور.

يصل الفرق بين القيم التجريبية والحسابية في بعض الحالات اللحظية بحدود 16%، ويعود السبب إلى أنه في النقاط الواقعة على العصب بين الصمامين، يمكن أن تبلغ قيم التيارات الحرارية اللحظية من عدة آلاف إلى عدة ملايين W/m^2 ، ويحصل تطابق للقيم عند محيط رأس كتلة الأسطوانة وسطح رأس المكبس.



الشكل (11) مقارنة بين النتائج التجريبية والحسابية على سطوح كتلة الأسطوانات وعلى سطوح حجرة الاحتراق من أجل القيم التالية $n = 2200Rpm$, $Ne = 176kW$ ، وتشير ● إلى أماكن توضع الحساسيات.

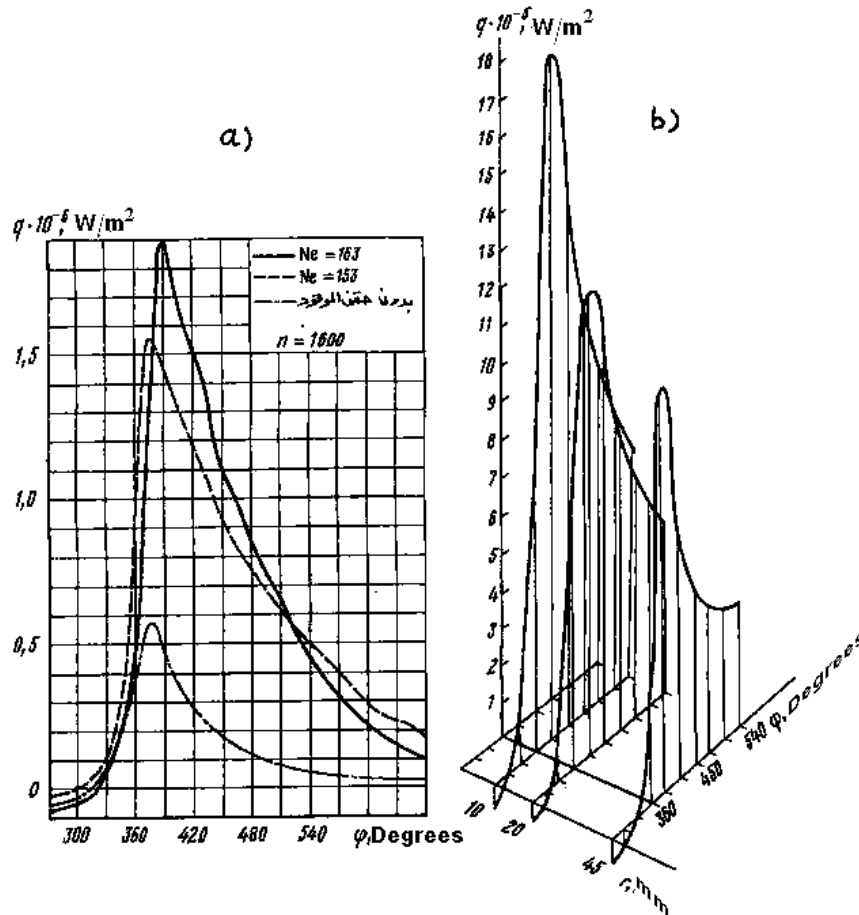
تتعرض المنطقة فوق الحلقة المكبسية العليا للمكبس إلى إجهادات حرارية كبيرة وقد بينت تسجيلات التيارات الحرارية فيها كما في الشكل (12) ، ومن خلال حساب القيم الوسطية لكامل دورة عمل المحرك تبين وجود قيم سلبية وهذا يدل على أن الحرارة تقدم من سطوح المكبس فوق الحلقة المكبسية العليا.



الشكل (12) التيارات الحرارية المحلية غير المستقرة في منطقة إسواره الضغط العليا من المكبس عند $n = 1800Rpm$, $Ne = 163kW$

توجد بالمقابل قيم موجبة تتطابق مع أنظمة حمولات مرتفعة وسرعات منخفضة، يمكن تفسير هذه النتائج بأن اتجاه التيار الحراري في المنطقة المذكورة يحدده الفراغ بين المكبس والأسطوانة. يمكن القول وبشكل عام إن قيمة التيار الحراري في منطقة الحلقة المكبسية العليا تكون أقل بحدود (12-15) مرة مما هي عليه على سطوح القسم الوسطي من حجرة الاحتراق. إن توزع التيارات الحرارية المحلية تبعاً

لحمولة المحرك والبعد عن مركز الأسطوانة يكون متغيراً بشكل غير منتظم الشكل (13) إذ تمت القياسات من أجل سرعة دوران واحدة واستطاعتين مختلفتين ($n = 1600 \text{rpm}$, $Ne = 163 \text{kW}$, $Ne = 153 \text{kW}$).



الشكل (13) تأثير حمولة المحرك في التيارات الحرارية الموضعية غير المستقرة. a - على سطوح رأس الأسطوانة في المنطقة بين الصمامين؛ b - توزيع التيارات الحرارية على تلك السطوح.

تجدر الإشارة هنا إلى أن أعلى قيمة للحمولات الحرارية في حجرة الاحتراق تقع عند منتصف قعر حجرة الاحتراق في رأس كتلة الأسطوانات وتتوافق هذه النتيجة مع [7]. وإذا جرى إهمال السطوح الجانبية للمكبس، عندئذ تكون أكبر قيمة مسجلة لعدم انتظام توزيع التيار الحراري هي عند رأس كتلة الأسطوانات (بين المحيط والمركز).

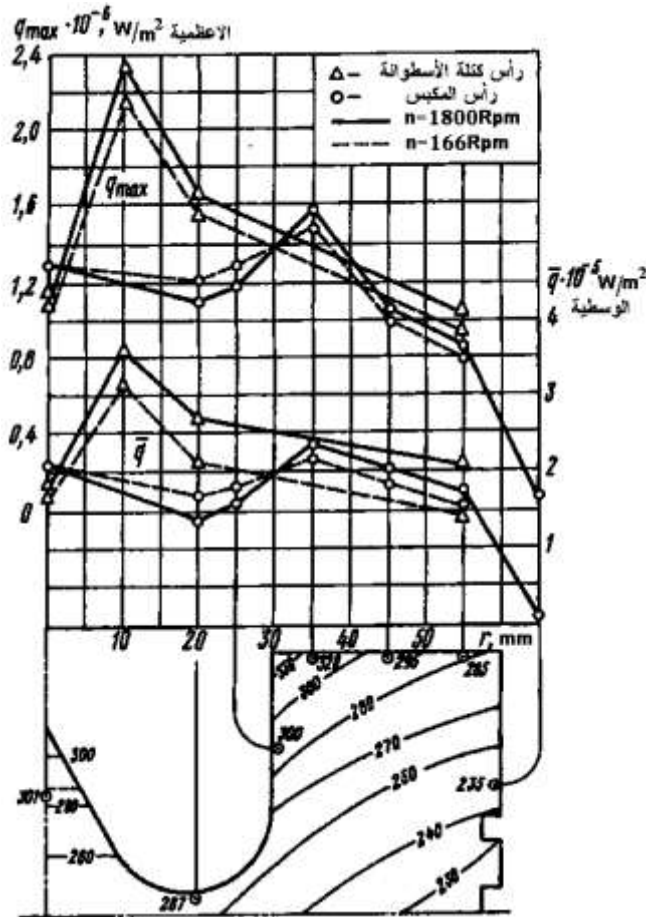
يمكن تفسير التوزيع المنتظم للتيار الحراري في رأس المكبس نظراً لبعد القسم المدب من رأس المكبس في القعر (إذ تعتبر تلك النقطة مركزاً للحمولات الحرارية الكبيرة على المكبس). تم تسجيل أعلى قيم للتيارات الحرارية للمكبس عند حوافه، وهذا ما تؤيده النتائج التجريبية [8]. يظهر الشكل (14) تسجيل قيم التيارات الحرارية على المكبس عند عمل المحرك بشكل طبيعي، إذ تبين أن تغير سرعة الدوران لا يؤثر بشكل كبير على عدم انتظام توزيع التيارات الحرارية على سطوح المكبس.

دلّت التجارب على أنه في كل الحالات وبغض النظر عن موقع مرسل الإشارة فإن أكثر من 90% من الحرارة الناتجة في المحرك تنتقل خلال عمليات الاحتراق والتمدد، وتعتبر الفترة التي تنطلق فيها الحرارة بشدة هي الفترة الأساسية للتبادل الحراري في حجرة الاحتراق والسطوح المجاورة لها.

الاستنتاجات والتوصيات:

تم من خلال هذه الدراسة التحليلية التجريبية الحصول على النتائج التالية:

1- دلّت الدراسة على أن عملية التبادل الحراري في حجرة احتراق محركات الاحتراق الداخلي تتم بشكلٍ معقد، وتساهم طريقة دراسة التبادل الحراري الموضعي، التي تقوم على تجزئة حجرة الاحتراق إلى مناطق محدودة على فهم أوسع لعمليات التبادل الحاصلة ضمن الحجرة.



الشكل (14) توزيع القيم العظمى q_{max} والمتوسطة q لكثافة التيارات الحرارية خلال دورة محرك الديزل من النوع 8D12/12 عند شروط $Ne = 163kW$ ، $n = (1800, 1600)Rpm$ ، * - النقاط التجريبية.

2- تساهم الدراسة التجريبية عند توفر أجهزة القياس والوسائل الحديثة للمراقبة في الحصول على نتائج تدعم الأفكار والدراسات النظرية حول عملية التبادل الحراري، وتثبت صحة المبادئ الفيزيائية المستخدمة لدراسة التيارات الحرارية التي تحدث بشكل فعلي في أسطوانة المحركات المكبسية.

3- تتعرض مختلف الأجزاء المشكلة لحرارة الاحتراق في المحركات إلى إجهادات حرارية مرتفعة، وخاصةً الضلع بين الصمامين في رأس كتلة الاسطوانات، والأماكن الحادة والبارزة في السطوح المشكلة لتلك الحجرة، ولذلك يجب مراعاة هذه المسألة عند تصميم المحركات الجديدة لضمان المتانة وتحمل الاجتهادات الحرارية المرتفعة.

4- يكون توزيع التيارات الحرارية على سطوح حجرة الاحتراق ورأس المكبس غير منتظم بشكلٍ عام، وتتناقص كثافة التيارات الحرارية تبعاً للبعد عن مركز حجرة الاحتراق، ويتعلق عدم الانتظام هذا بظروف عمل المحرك من سرعة دوران وحموله، كما أن شدة التبادل الحراري تكون أعظمية في شوطي الاحتراق والتمدد، إذ يحدث فيهما الانطلاق الشديد للحرارة.

المراجع:

- 1- HOLMAN J. P. Heat transfer Ninth Edition Michigan State University 2002.
- 2- لينتوف أ. أي . نظرية التبادل الحراري 1977 (باللغة الروسية).
- 3- ليكوف أ. ف. التبادل الحراري 1978. (باللغة الروسية).
- 4- شليختينغ غ. أي . نظرية الطبقة الحدية 1974 . (باللغة الروسية).
- 5- إيفاشينكو ن. أ. كفتارادزي ر. ز. النموذج المتعدد المناطق لدورة عمل محرك الاحتراق الداخلي 1997 (باللغة الروسية).
- 6- كفتارادزي ر. ز عامل انتقال الحراري الموضوعي التقريبي في أسطوانة محركات الديزل ذات حجرة الاحتراق نصف المشطورة. مجلة بناء الآلات 1985. No 5 صفحات 86 – 91 (باللغة الروسية).
- 7- BOULOUUSHOS k. ; EBERLE M.; INEICHEN B.; KLUKOWSKI C. *New Insight into the mechanism of in- cylinder Heat Transfer in Diesel Engines*. SAE 890573. 1989..
- 8- FLYNN P. ; MIZUSAWA M.; UEHARA O. A. *An Experiment at determination of the Instantiates Potential radiant heat transfer within on operating diesel Engine*. SAE Preprints. 1972. NO720022. 31.

