

The Modeling The Thermal Calculation And Balancing For Petrol Engine With Natural Charging And Supercharging By Using Matlab Program

Mai Saaid*

(Received 8 / 5 / 2017. Accepted 26 / 9 / 2017)

□ ABSTRACT □

The internal combustion engines consider the most of thermal engines spread, because of solidarity and durability and economical of those engines and long age, they are used in wide and different scopes, and they consider the main source of energy in the building machinery and the transport, some ships move by gas turbines and planes by jet engines.

we must distinguish between the engines by natural charging by absorbing or supercharging by compressor, that according to the conditions of exploitation this or that engine.

for the great development in the scope of the design and using the computer in the design process as a method which is achieved the speed in design and accuracy in the performance, The researcher has prepared programming pattern by using Matlab program for thermal calculation and balancing for the petrol engine by natural charging and supercharging, and the researcher has calculated performance pointers and drawn performance curves, and has compared between the results to find the optimal solution which ensure high energy of engine and less of the fuel consumption, therefore the pollution which is produced from it reduces.

Key words: internal combustion engine, natural charging, supercharging, energy, pollution.

* Works Supervisor – Department of the Mechanical Power Engineering - Faculty Of Mechanical and Electrical Engineering - Tishreen University – Lattakia – Syria.

نمذجة الحساب الحراري والموازنة الحرارية لمحرك بنزين بشحن طبيعي وشحن قسري باستخدام برنامج الـ Matlab

مي سعيد*

(تاريخ الإيداع 8 / 5 / 2017. قُبِلَ للنشر في 26 / 9 / 2017)

□ ملخص □

تعتبر محركات الاحتراق الداخلي من أكثر المحركات الحرارية انتشاراً، حيث بفضل تماسك ومثانة واقتصادية هذه المحركات، وعمرها المديد فإنها تستخدم في مجالات واسعة ومختلفة، كما أنها تعتبر المصدر الرئيس للطاقة في آلات البناء ووسائل النقل، بعض السفن يتم تحريكها بعنفات غازية وكذلك الطائرات بمحركات نفثة. لا بد من تمييز المحركات من حيث الشحن الطبيعي للمحرك بالامتصاص، أو الشحن القسري بواسطة ضاغط وذلك طبقاً لظروف استثمار هذا أو ذاك المحرك. نظراً للتطور الهائل في مجال التصميم واستخدام الحاسوب في عملية التصميم كوسيلة تحقق سرعة في التصميم ودقة في الأداء، فقد قام الباحث بإعداد نموذج حاسوبي باستخدام لغة الـ Matlab للحساب الحراري والموازنة الحرارية لمحرك بنزين بشحن طبيعي وشحن قسري، كما تم حساب مؤشرات الأداء للمحرك ورسم منحنيات الأداء، والمقارنة بين النتائج وذلك لاستنباط الحل الأمثل الذي يضمن استطاعة عالية للمحرك ومصروف أقل للوقود وبالتالي انخفاض التلوث الناتج عنه.

الكلمات المفتاحية: محرك احتراق داخلي، شحن طبيعي، شحن قسري، استطاعة، التلوث.

* مشرف على الأعمال - قسم هندسة القوى الميكانيكية - كلية الهندسة الميكانيكية والكهربائية - جامعة تشرين - اللاذقية - سورية.

مقدمة:

إنّ النزعة القوية والاتجاه الشديد لتطوير تصميم Design محركات السيارات، يحددان بشكل كامل الاستخدامات البارزة والهامة لهذه المحركات Engines في الصناعة، وهذه الاستخدامات تقود إلى تأمين القيمة الدنيا لتكلفة استثمار السيارات، ولكي تعمل هذه الآليات بأمان ومنانة عاليتين [1].

من هنا تأتي أهمية هذا البحث وذلك من خلال تصميم برنامج حاسوبي Computer Program خاص باستخدام لغة الـ Matlab يضم كافة البارامترات Parameters المتعلقة بالمحرك، وإجراء اختبار على البرنامج في حالتين هما حالة الشحن الطبيعي Natural Charging، وحالة الشحن القسري Supercharging ورسم منحنيات الأداء عند سرعات دوران مختلفة، ومقارنة النتائج بغية الحصول على محرك باستطاعة عالية وعزم Moment فعال أعلى واستهلاك Consumption نوعي للوقود Fuel أقل، وما يترتب عليه من انخفاض التلوث الناجم عنه.

أهمية البحث وأهدافه:

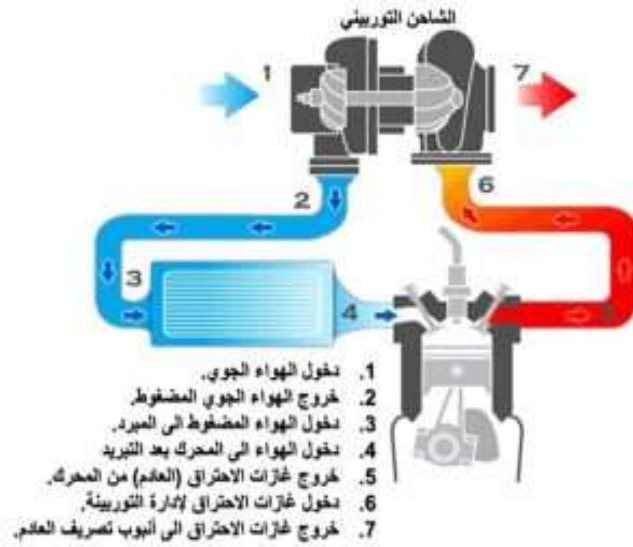
نظراً لازدياد عدد السيارات بشكل كبير، والسعي الدؤوب للوصول إلى محرك ذي استطاعة عالية هذا من جانب ومن جانب آخر انخفاض استهلاك الوقود لتخفيض التلوث بشكل كبير، فإنّ محور البحث يتمركز في إعداد موديل رياضي Mathematical Model لدراسة أداء وتحليل محركات الاحتراق الداخلي عند الشحن الطبيعي والشحن القسري، واختبار البرنامج للوصول إلى التصميم الأمثل للمحرك الذي يحقق اقتصادية عالية High Economy مع تخفيض انبعاثات الغازات الضارة.

طرائق البحث ومواده:

يلقي الباحث الضوء على المعادلات الرياضية للحساب الحراري والموازنة الحرارية لمحرك بنزين، ثمّ قام الباحث ببناء برنامج حاسوبي باستخدام البيئة البرمجية Matlab [2] خاص للمحرك في حالتي الشحن الطبيعي والشحن القسري، ويتم من خلاله إيجاد البارامترات المختلفة، وحساب مؤشرات الأداء ورسم منحنيات الأداء، ومقارنة النتائج، وفي النهاية تمّ تقديم مجموعة من الاستنتاجات والتوصيات.

الشحن القسري في محركات الاحتراق الداخلي:

يتم ضخ كمية أكبر من الهواء الجوي إلى داخل المحرك وبضغط أعلى من الضغط الجوي بواسطة ضاغط خاص، وهناك العديد من الطرق ومن أهمّها الشحن التوربيني Turbocharger كما هو موضح في الشكل (1) حيث يتم استخدام غازات العادم الناتجة عن عملية الاحتراق لإدارة توربينة خاصة، والتي تكون متصلة مع ضاغط للهواء Compressor لإدارته وبالتالي ضخ الهواء المضغوط إلى أسطوانات المحرك [3].



الشكل (1) نظام الشحن التوربيني

الحساب الحراري والموازنة الحرارية لمحرك بنزين ذي شحن طبيعي:

1. كمية الهواء اللازمة نظرياً لحرق 1kg من الوقود بشكل تام: بفرض أنّ تركيب الوقود كما يلي:

$$Lo = \frac{1}{0.208} \cdot \left[\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right] \quad \text{حيث: } C=0.855, H=0.145$$

2. كمية الشحنة القابلة للاحتراق (لـ 1kg من الوقود):

$$M1 = \alpha \cdot Lo + \frac{1}{\mu_f}$$

حيث: μ_f : الوزن الجزيئي للوقود:

$$\mu_f = 115 \frac{kg}{kg.mole}$$

و α : عامل فائض الهواء Excess Air Coefficient.

3. حساب كمية نواتج الاحتراق: $M_2 = M_{co} + M_{co_2} + M_{N_2} + M_{H_2O}$

حيث أنّ: M_{co_2} : كمية ثاني أكسيد الكربون الناتجة عن الاحتراق وتعطى بالعلاقة:

$$M_{co_2} = \frac{C}{12} - 2 \cdot \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0.208 \cdot Lo$$

M_{co} : كمية أول أكسيد الكربون الناتجة عن الاحتراق:

$$M_{co} = 2 \cdot \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0.208 \cdot Lo$$

M_{H_2O} : تعطى بالعلاقة التالية:

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} - 2 \cdot K \cdot \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0.208 \cdot Lo$$

$$MH_2 = 2 \cdot K \cdot \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0.208 \cdot Lo$$

$$M_{N_2} = 0.792 \cdot \alpha \cdot Lo :$$

4. مؤشرات عملية السحب [4]:

بفرض درجة حرارة وضغط الجو المحيط: $P_o=0.1MPa, T_o=293K$

$$\rho_o = \frac{P_o \cdot 10^{-6}}{Ra \cdot T_o} \quad \text{- كثافة هواء السحب ويحدد بالعلاقة:}$$

- تحديد درجة حرارة الغازات المتبقية: بدلالة سرعة دوران المحرك وعامل فائض الهواء.
- تحديد ضغط الغازات المتبقية: إنَّ ضغط الغازات المتبقية عند الاستطاعة الإسمية للمحرك تعطى بالعلاقة:

$$P_m = 1.18 \cdot P_o$$

$$A_p = \frac{(P_m - P_o \cdot 1.035) \cdot 10^8}{n_N^2 \cdot P_o}$$

$$P_r = P_o (1.035 + A_p \cdot 10^{-8} \cdot n^2) \quad \text{- ضغط الغازات المتبقية:}$$

$$A_f = \frac{\Delta T_N}{(110 - 0.0125 \cdot n_N)} \quad \text{- ارتفاع درجة حرارة الشحنة أثناء عملية السحب:}$$

$$A_n = \frac{\omega_{in}}{n_n} \quad \text{- الخسارة في الضغط أثناء السحب:}$$

حيث: ω_{in} : السرعة الوسطية للهواء عند عنق صمام السحب:

$$\omega_{in} = (50 \rightarrow 130) \frac{m}{sec}$$

$$\Delta P_a = \frac{(\beta^2 + \xi_{in}) \cdot A_n^2 \cdot n^2 \cdot \rho_K \cdot 10^{-6}}{2}$$

حيث: β : معامل سرعة الشحنة.

ξ_{in} : معامل مقاومة مجرى السحب يؤخذ عادة معامل المقاومة الكلي للمجرى:

$$(\beta^2 + \xi_{in}) = 2.5 - 4$$

كما أن: $\rho_K = \rho_o$ بسبب عدم وجود شاحن.

- حساب الضغط في نهاية السحب:

$$P_a = P_o - \Delta P_a$$

$$\gamma_r = \frac{T_o + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{\varphi_s \cdot P_r}{\varepsilon \cdot \varphi_{ch} \cdot P_a - \varphi_s \cdot P_r}$$

معامل الغازات المتبقية ويعطى بالعلاقة التالية:

$\varphi_s = 1$ للشحن الطبيعي، $\varphi_{ch} = 1.11$ ، ε : نسبة الانضغاط Compression Ratio.

$$T_a = \frac{(T_o + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r)}{1 + \gamma_r} \quad \text{- درجة الحرارة في نهاية السحب:}$$

$$\eta_s = \frac{T_o}{T_o + \Delta T} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{1}{P_o} \cdot (\varphi_{ch} \cdot \varepsilon \cdot P_a - \varphi_s \cdot P_r) \quad \text{- معامل جودة السحب:}$$

5. مؤشرات عملية الضغط:

- الضغط في نهاية عملية الانضغاط يحدد من العلاقة:

$$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1}$$

إن: $n_1 = K_1 - 0.0001$ حيث: K_1 : عامل الأديباتي للانضغاط تُحسب تخطيطياً.

- درجة الحرارة في نهاية عملية الانضغاط:

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1-1}$$

6. مؤشرات عملية الاحتراق:

السعة الحرارية للهواء في نهاية الانضغاط تحدد من العلاقة:

$$(mc_v)_{to}^{tc} = 20.6 + 0.638 \cdot 10^{-3} \cdot t_c$$

حيث: $t_c = T_c - 273$

حساب السعة الحرارية للمزيج في نهاية شوط الانضغاط:

$$(mc_v')_{to}^{tc} = \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot [(mc_v)_{to}^{tc} + \gamma_r \cdot (mc_v'')_{to}^{tc}]$$

$(mc_v')_{to}^{tc}$: السعة الحرارية للغازات المتبقية في نهاية الانضغاط هي قيمة جدولية بدلالة درجة الحرارة في

نهاية شوط الانضغاط وعامل فائض الهواء.

- معامل التغير المولي النظري ويعطى بالعلاقة:

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1}$$

- معامل التغير المولي الحقيقي:

$$\mu = \frac{(\mu_0 + \gamma_r)}{(1 + \gamma_r)}$$

- كمية الحرارة الضائعة نتيجة الاحتراق غير التام للوقود:

$$\Delta H_u = 119950 \cdot (1 - \alpha) \cdot L_o$$

- حرارة احتراق المزيج العامل:

$$H_{w.m} = \frac{(H_u - \Delta H_u)}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)}$$

- حساب السعة الحرارية لنواتج الاحتراق حسب العلاقة:

$$(mc_v'')_{to}^{tz} = 24.656 + 0.002077 \cdot t_z$$

- تحديد درجة الحرارة في نهاية شوط الاحتراق:

$$\xi_Z \cdot H_{w.m} + (mc_v')_{to}^{tc} \cdot t_c = (mc_v'')_{to}^{tz} \cdot t_z$$

- حيث: $\xi_Z = 0.9$

- وبالحل المشترك للمعادلتين السابقتين تنتج قيمة درجة الحرارة t_z (نختار درجة الحرارة الموجبة)

- حساب ضغط الغازات الأعظمي عند نهاية الاحتراق:

$$P_z = \frac{P_c \cdot \mu \cdot T_z}{T_c}$$

- وبالتالي يكون الضغط الأعظمي الفعلي وهو يعطى بالعلاقة التالية:

$$P_{za} = 0.85 \cdot P_z$$

- حساب λ :

$$\lambda = \frac{P_z}{P_c}$$

7. مؤشرات عملية التمدد:

- درجة الحرارة في نهاية عملية التمدد:

$$T_b = \frac{T_z}{\varepsilon^{n_2-1}}$$

$$P_b = \frac{P_z}{\varepsilon^{n_2}} \quad \text{-الضغط في نهاية عملية التمدد:}$$

حيث أن n_2 : الأس البوليتروبي الوسطي لعملية التمدد [5]، ويؤخذ أس العملية البولتروبية أقل من أس عملية التمدد الأديباتية.

$$T_r' = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{P_b}{P_r}}} \quad \text{-تأكد من صحة قيمة درجة الحرارة } T_r \text{ التي فرضت مسبقاً باستخدام العلاقة:}$$

$$\Delta = \frac{T_r - T_r'}{T_r} \quad \text{-أي أن الخطأ المرتكب في القيمة المفروضة:}$$

8. المميزات الدليلية للمحرك [6]:

-متوسط الضغط البياني للدورة:

$$P_i' = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]$$

$$P_i = \varphi_r \cdot P_i' \quad \text{-متوسط الضغط الدليلي الفعلي:}$$

Φ_r : عامل التدوير (التكوير).

$$\eta_i = \frac{P_i \cdot l \cdot o \cdot \alpha}{H_u \cdot \rho_0 \cdot \eta_v} \quad \text{-المردود الدليلي (الجودة البيانية) للمحرك:}$$

$$g_i = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_i} \quad \text{-الاستهلاك النوعي البياني (الدليلي) للوقود:}$$

9. المؤشرات الفعالة للمحرك:

- السرعة الخطية للمكبس و تعطى بالعلاقة:

$$V_{p.m} = \frac{S \cdot n}{30000}$$

- متوسط الضغط الميكانيكي:

$$P_m = 0.034 + 0.0113 \cdot V_{pm}$$

- متوسط الضغط الفعال:

$$P_e = P_i - P_m$$

- المردود الميكانيكي:

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i}$$

- الجودة الفعالة (المردود الفعلي):

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m$$

- الاستهلاك النوعي الفعال للوقود:

$$g_e = \frac{3600}{Hu \cdot \eta_e}$$

10. حساب أبعاد المحرك الأساسية:

- تحديد حجم الأسطوانة (طول شوط المحرك = قطر الأسطوانة):

$$V_L = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S \cdot i}{4 \cdot 10^6}$$

- الاستطاعة الفعالة:

$$Ne = \frac{Pe \cdot V_L \cdot n}{30 \cdot \pi}$$

- معدل استهلاك الوقود:

$$G_f = g_e \cdot Ne$$

- العزم الفعال:

$$Me = \frac{Ne}{W} = \frac{3 \cdot 10^4}{\pi} \cdot \frac{Ne}{n}$$

11. الحساب الحراري لمحرك بنزين بشحن طبيعي [7]:

$$Q_o = \frac{Hu \cdot G_f}{3.6}$$

- كمية الحرارة المعطاة للمحرك نتيجة الاحتراق:

$$Q_e = 1000 \cdot Ne$$

- كمية الحرارة المعادلة للعمل الفعال للمحرك:

- كمية الحرارة المعطاة إلى وسيط التبريد:

$$Q_c = \frac{c \cdot i \cdot D^{1+2 \cdot m} \cdot n^m \cdot (Hu - \Delta Hu)}{\alpha \cdot Hu}$$

نفرض أن: $m=0.65$, $c=0.5$

- كمية الحرارة المفقودة عن طريق غازات العادم:

$$Q_r = \frac{G_f}{3.6} \cdot \left[M_2 \left\{ (mc_v)_{to}^{tr} + 8.315 \right\} tr - M_1 \left\{ (mc_v)_{to}^{20} + 8.315 \right\} \cdot to \right]$$

$$Q_{i,c} = \frac{\Delta Hu \cdot G_f}{3.6}$$

- كمية الحرارة المفقودة نتيجة عدم اكتمال احتراق الوقود:

- وبالتالي فإن كمية الحرارة المفقودة بالإشعاع و بنواحي أخرى:

$$Q_{etc} = Q_o - (Q_e + Q_c + Q_r + Q_{i,c})$$

1. الحساب الحراري والموازنة الحرارية لمحرك بنزين ذي شحن توربيني:

بتطبيق العلاقات السابقة نفسها ولكن مع الأخذ بعين الاعتبار ما يلي [8]:

• بسبب وجود ضاغط لشحن الهواء يكون ضغط الهواء المشحن على مخرج الشاحن:

$$Pk = 1.5 \cdot Po = 1.5 \cdot 0.1 = 0.15 \text{ MPa}$$

$$\rho_K = \frac{P_K \cdot 10^{-6}}{Ra \cdot T_K} \quad \bullet \text{ كثافة هواء السحب:}$$

$$T_K = T_0 \cdot \varepsilon_K^{n_K - 1}, \varepsilon_K = \sqrt[n_K]{\pi_K}$$

حيث نسبة شحن الهواء: π_K

لذلك نستبدل في القوانين السابقة كل T_K بـ T_0 ، كما نستبدل كل P_K بـ P_0 .

2. إنشاء المخطط الصندوقي باستخدام لغة الـ Matlab للمحرك ذو الشحن الطبيعي:

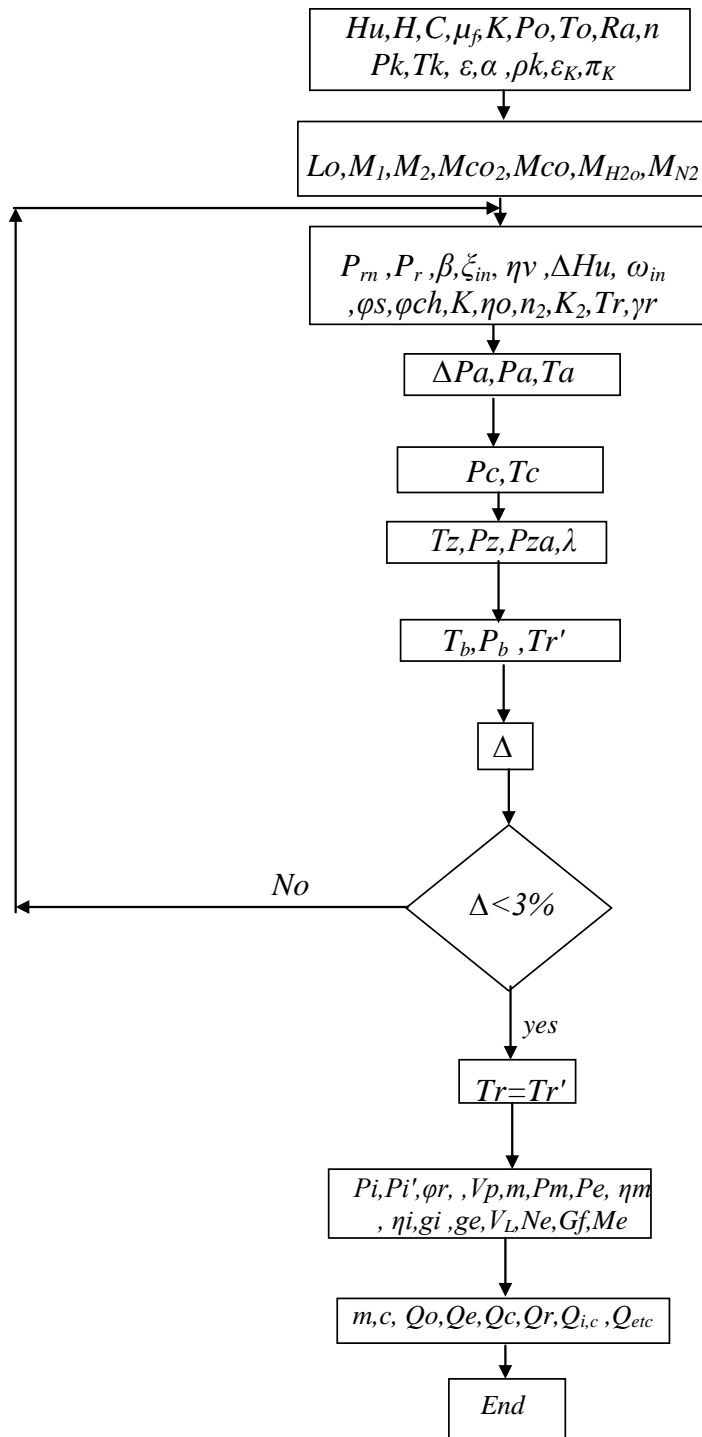
تمّ وفقاً للمعادلات السابقة بناء برنامج حاسوبي باستخدام لغة الـ Matlab كما هو مبين في المخطط الصندوقي

الشكل (2):

3. إنشاء المخطط الصندوقي باستخدام الـ Matlab للمحرك ذو الشحن القسري:

تمّ إنشاء مخطط صندوقي بلغة الـ Matlab للحساب الحراري والموازنة الحرارية لمحرك ذو شحن قسري

والمخطط مبين في الشكل التالي:



الشكل (3) المخطط الصندوقي للحساب الحراري والموازنة الحرارية لمحرك نو شحن قسري

4. تحديد خصائص السرعة الحدية لمحرك البنزين:

إنّ خصائص سرعة المحرك الحدية للحمل الكامل من أهم المؤشرات لعمله المشترك مع الآلة المستهلكة للقدرة الحركية [9]، إضافة إلى خصائص استهلاك الوقود، ويتم عادة تحديدها بالاختبار أو بموجب معطيات الشركة الصانعة

لكن في أغلب التّشترات لا تتوفر هذه المعطيات، لذلك نلجأ إلى تحديدها بالطرق التقريبية التي سنبيّنها للمحركات المستخدمة في الأغراض الصناعية أوفي وسائل النقل أو الاستعمالات العامة الأخرى وسواء كان مزوداً بشحن قسري مع تبريد أو بدونه أو كان بشحن طبيعي.

عند نقطة العمل الاسمية N_{emax} ، نقطة العمل عند العزم الأعظمي M_{emax} ، نقطة العمل عند السرعة القصوى $n_{e_{max}}$.

(1) نحدد معاملي تكييف المحرك حسب العزم K_m و حسب السرعة K_w من العلاقات:

$$K_m = \frac{M_{e_{max}}}{M_{eN}} K_w = \frac{n_{eN}}{n_{eM}}$$

(2) نحدد الثوابت a, b, c من العلاقات:

$$b = \frac{-2K_w (K_m - 1)}{K_w (2 - K_w) - 1}$$

$$c = \frac{K_w^2 \cdot (K_m - 1)}{K_w (2 - K_w) - 1}$$

$$a + b + c = 1$$

و نحدد الاستطاعة Ne من العلاقة:

$$Ne = Ne_{max} \cdot (a \cdot e + b \cdot e^2 + c \cdot e^3), e = \frac{n_e}{n_{eN}}$$

ونحدد العزم Me من العلاقة:

$$[N.m]M_e = 9550 \frac{N_e \mapsto kW}{n_e \mapsto r.p.m}$$

$$Ne = 89.6(1.038 \cdot e + 0.45 \cdot e^2 - 0.488 \cdot e^3)$$

نجري الحساب للاستهلاك النوعي للوقود من العلاقة:

$$g_e = K_e \cdot g_{eN}$$

حيث Ke : معامل تصحيح، g_{eN} : معدل استهلاك الوقود (من الحساب الحراري) حسب تغير ne .

$$Ke = 1.25 - 0.99 \cdot e + 0.98 \cdot e^2 - 0.24 \cdot e^3$$

ويتم إيجاد مؤشرات الأداء آنفة الذكر عن طريق برنامج الـ Matlab.

النتائج والمناقشة:

بعد إجراء العديد من الاختبارات على البرنامج الخاص للمحرك في حالتي الشحن الطبيعي والشحن القسري، خلص الباحث إلى النتائج التالية:

1- عند تشغيل البرنامج المبين في الشكل (2) في حال الشحن الطبيعي للمحرك بأخذ المعطيات

التالية:

محرك بنزين ذو شحن طبيعي رباعي الأسطوانات (توضع خطي) ورباعي الأشواط تبريد ماء $\alpha = 0.96$ نسبة الانضغاط $\varepsilon = 9.5$ سعة المحرك 2.0lit قياس الأسطوانة 86*86 استطاعة المحرك العظمى 89kW@5750rpm عزم المحرك الأعظمى 170Nm@2650rpm.

نرتب النتائج التي حصلنا عليها في الجدول التالي:

الجدول (1) مؤشرات الدورة والموازنة الحرارية للمحرك ذو الشحن الطبيعي عند نقطة عمله الاسمي

o	a	c	z	b	r	نقاط الدورة
Po=0.1 To=293	Pa=0.085 Ta=332	Pc=1.88 Tc=776.2	Pz=7.6 Tz=2973	Pb=0.455 Tb=1690	Pr=0.1187 Tr=1080	مؤشرات الدورة
$\varepsilon = 9.5$			$\lambda = 4$			
$Pi=1.15, g_i=226.699, \eta_i=0.355$			$Pe=0.935, ge=282.6, \eta_e=0.29$			المؤشرات البيانية والفعالة
Qo=307260J/s Qe-29.2%, Qc-5%, Qr-33%, Qi,c-5.6%, Qetc-27.4%						الموازنة الحرارية
D=86mm , S=86mm , i=4 , Vh=2lit Ne=89.6kW , Me=148.8N.m , $n_{eN} = 5750$						مؤشرات المحرك

2- عند تشغيل البرنامج المبين في الشكل (3) في حال الشحن القسري للمحرك بأخذ المعطيات التالية:
محرك بنزين ذو شحن توربيني رباعي الأسطوانات (توضع خطي) ورباعي الأشواط تبريد ماء $\alpha = 0.96$ نسبة الانضغاط $\varepsilon = 8.5$ سعة المحرك 2.0lit قياس الأسطوانة 86*86 استطاعة المحرك العظمى 108kW@5300r.p.m عزم المحرك الأعظمى 235Nm@2500rpm.

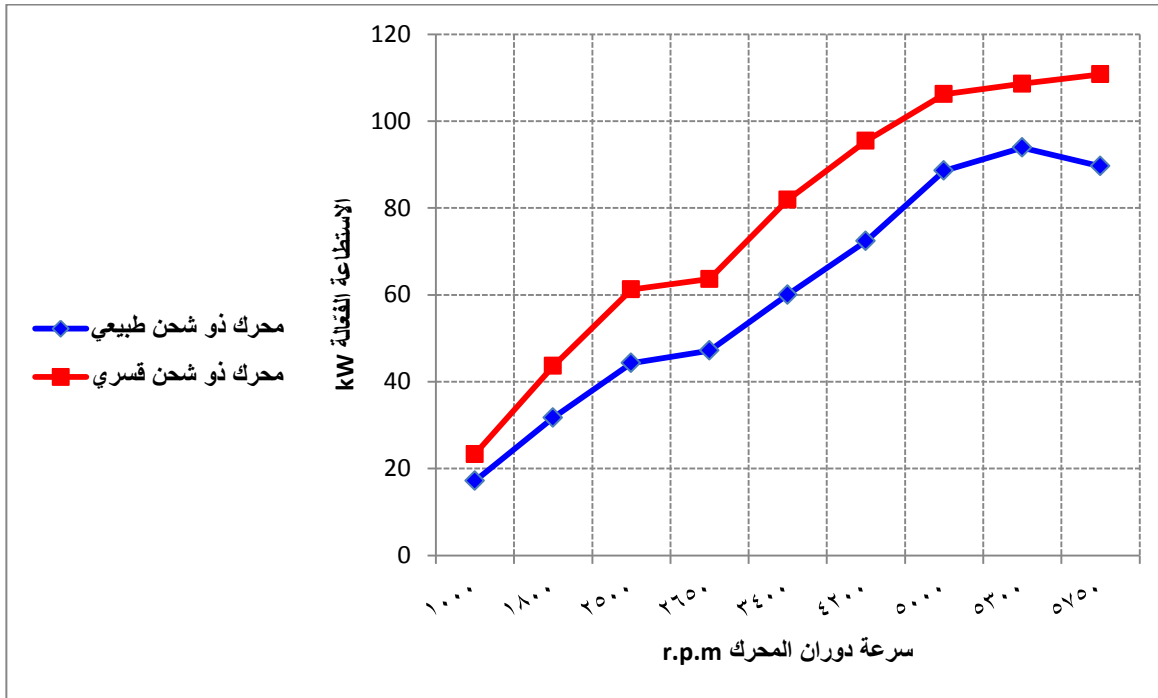
الجدول (2) مؤشرات الدورة والموازنة الحرارية للمحرك ذو الشحن التوربيني عند نقطة عمله الاسمي

k	a	c	z	b	r	نقاط الدورة
Pk=0.15 Tk=329	Pa=0.13 Ta=379.5	Pc=2.233 Tc=767	Pz=8.85 Tz=2883	Pb=0.6 Tb=1685	Pr=0.176 Tr=1119.6	مؤشرات الدورة
$\varepsilon_K = 1.335$			$\lambda = 3.96$			$\pi_K = 1.5$
$Pi = 1.44, g_i = 241.025, \eta_i = 0.34$			$Pe = 1.23, ge = 280, \eta_e = 0.29$			المؤشرات البيانية والفعالة
Qo=372980J/s Qe-29.3%, Qc-3.9%, Qr-34.7%, Qi,c-5.6%, Qetc-25.99%						الموازنة الحرارية
D=86mm , S=86mm , i=4 , VL=2lit Ne=108.6kW , Me=195.7N.m , $n_{eN} = 5300$						مؤشرات المحرك

3- نحدد كل من استطاعة المحرك Ne وعزم الدوران Me عند تغير سرعة الدوران للمحرك ذو الشحن الطبيعي ضمن المجال 1000 حتى 6000 (نقاط اختيارية).

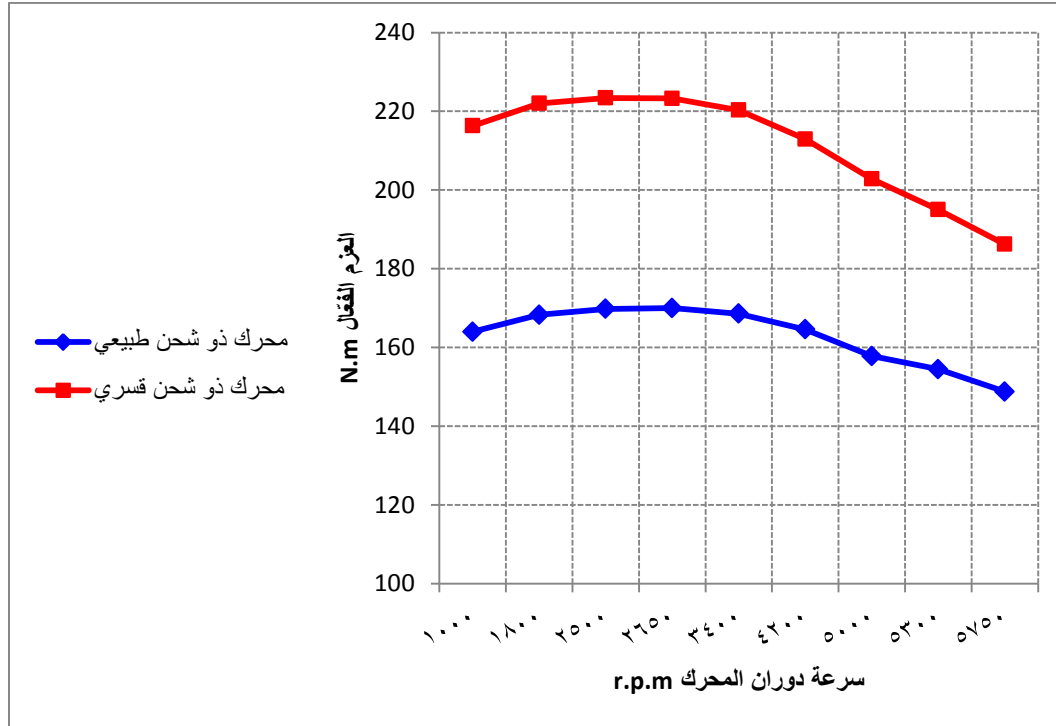
4- نحدد كل من استطاعة المحرك Ne وعزم الدوران Me عند تغير سرعة الدوران للمحرك ذو الشحن القسري ضمن المجال من 1000 حتى 6000 (نقاط اختيارية).

5- نرسم منحنيات الأداء في حالتَي الشحن الطبيعي والشحن القسري للمحرك كما يلي:
أولاً: نرسم تغير الاستطاعة الفعالة للمحرك في حالتَي الشحن القسري والشحن الطبيعي كما هو مبين في الشكل (4):



الشكل (4) تغير استطاعة المحرك الفعالة ذو الشحن الطبيعي والشحن القسري مع سرعة الدوران

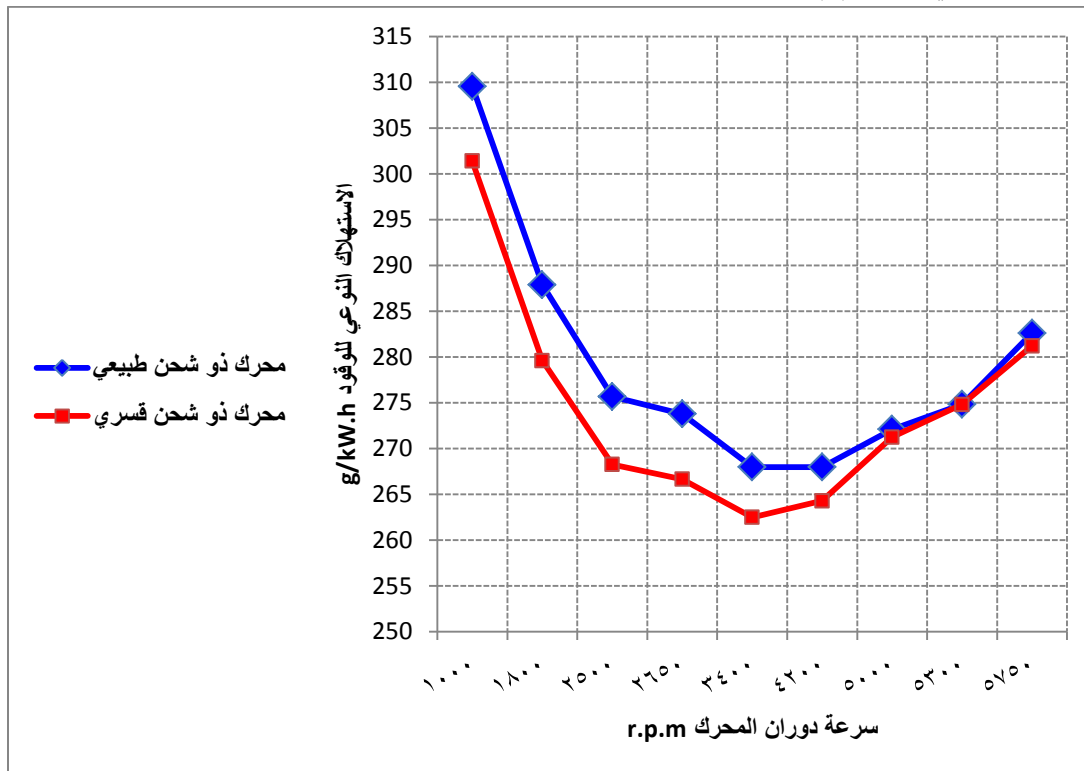
ثانياً: نرسم تغير العزم الفعّال للمحرك ذو الشحن الطبيعي والشحن القسري مع سرعة دوران المحرك كما هو مبين في الشكل (5):



الشكل (5) تغير العزم الفعال للمحرك عند الشحن الطبيعي والقسري مع سرعة الدوران

ثالثاً: نرسم تغير الاستهلاك النوعي للوقود للمحرك ذو الشحن الطبيعي والشحن القسري مع سرعة دوران

المحرك كما هو مبين في الشكل (6):



الشكل (6) تغير الاستهلاك النوعي للوقود للمحرك عند الشحن الطبيعي والشحن القسري مع سرعة الدوران

الاستنتاجات والتوصيات:

انطلاقاً مما تقدم وباستقراء المخططات السابقة توصل الباحث إلى ما يلي:

- ازدادت الاستطاعة في نظام الشحن التوربيني عند تغير سرعة دوران المحرك عنها في نظام الشحن الطبيعي، إذ أنّ الاستطاعة الفعالة عند سرعة الدوران 3400[r.p.m] كانت 60.02[kW] عند الشحن الطبيعي للمحرك، أما في حال الشحن التوربيني أصبحت الاستطاعة 81.859 [kW] لذلك نلاحظ ازدياد الاستطاعة.
- ازداد العزم الفعال للمحرك في الشحن التوربيني عند تغير سرعة الدوران عنها في نظام الشحن الطبيعي، إذ عند السرعة 3400[r.p.m] نلاحظ أنّ قيمة العزم في حال الشحن الطبيعي للمحرك 168.6[N.m]، أما عند الشحن التوربيني أصبحت وعند نفس سرعة الدوران 220.3[N.m] لذلك نلاحظ ازدياد العزم الفعال عند التشحين.
- نلاحظ انخفاض الاستهلاك النوعي الفعال للوقود في الشحن التوربيني عنه في حال الشحن الطبيعي للمحرك، فعند سرعة الدوران 3400[r.p.m] كان الاستهلاك النوعي للوقود 267.97[g/kW.h]، أما في حال الشحن القسري للمحرك انخفضت عند نفس سرعة الدوران إلى 262.48[g/kW.h].
- تزداد الاستطاعة الفعالة للمحرك، والعزم الفعال، وينخفض استهلاك الوقود بإدخال التشحين، الأمر الذي يقود بدوره إلى انخفاض التلوث الناتج (أي تقليل نسبة المواد الضارة في غازات العادم)، وبالتالي يعتبر التشحين في المحركات من الحلول البيئية الضرورية التي تساهم في التقليل من حدة التلوث.

المراجع

- [1] STONE, R. *Introduction to Internal Combustion Engines*. Palgrave Macmillan, 2012, 516.
- [2] CHAPMAN, S. J. *MATLAB Programming for Engineers*. Cengage Learning, 2015, 672.
- [3] HIERETH, H.; PRENNINGER, P. *charging the internal combustion engine*. Springer Science & Business Media, 2007, 268.
- [4] MANNING, J. *internal combustion engines design*. 2013, 657.
- [5] LEACH, J. A. *Engineering Thermodynamics*. Juta and Company Ltd, 2007, 164.
- [6] GANESAN, V. *internal combustion engines*. Second Edition, McGraw Hill Education, India, 2012, 730.
- [7] غدير، نبيل. مسعود. محركات الاحتراق الداخلي - الجزء الأول. مديرية الكتب والمطبوعات الجامعية، جامعة تشرين، 1995، 500.
- [8] SRINIVASAN, S. *Automotive engines*. Tata McGraw-Hill Education, 2001, 329.
- [9] العمر، أحمد. فيصل. محركات الاحتراق الداخلي. مديرية الكتب والمطبوعات الجامعية، جامعة حلب، 1990، 271.