

# Abstract

The current demands for higher performance in gas turbine engines can be reached by raising combustion temperatures to increase thermal efficiency. Hot combustion temperatures lead to the consideration of the durability of the combustor. Improvements in durability can be achieved through understanding the distribution of temperature, fuel mass fraction and stream-line patterns.

This thesis presents numerical and experimental investigation of gas turbine combustor. The procedure is based on development of a two-dimensional, axi-symmetric finite difference computer program in single can combustor. The numerical simulation of the steady, elliptic, turbulent and simple reacting flow was studied. Three conditions are investigated; different fuel inlet velocity ratios ( $V_f=0.5V_o$ ,  $V_o$  and  $4V_o$ ), different air inlet temperature ( $T_{in}=400$ , 500, 600 K) and different fuel type (Kerosene,  $C_2H_6$ ,  $CH_4$ ). The first two conditions are important, they must be studied for gas turbine combustor performance. The results of the numerical model are verified with different published researches and compared with experimental results. The verification of the results obtained from numerical solution shows a good agreement. The experimental study is concerned with test engine and the modifications carried out in this research. The gas turbine combustor was modified with water injection, regeneration and their effect on derived parameters. The numerical result shows that the fuel inlet velocity has a significant effect on the distribution of fuel mass fraction, stream line separation, circulation and combustion chamber temperature distributions. The flame envelope (the maximum temperature isotherm) forms a closed loop within the combustion chamber for  $V_f=0.5V_o$  and  $V_f=V_o$ , while it terminates on the wall for  $V_f=4V_o$ . The air injected will lower the mean temperature at the exit of combustor from 1751 K to 1005 K for  $V_f=V_o$  and the reduction occurring in fuel mass fraction at mid length of combustor axis was 59%. The gas temperature at the exit of combustor

axis increased from 1281 to 1480 K when the air inlet temperature increased from 400 to 600 K. The numerical results indicate that for all fuel inlet velocity the maximum stream line patterns ( $\psi / \psi_{\max}$ ) occurs at the axis of symmetry. Evidently the stream line patterns are influenced by changes in velocity but not in any remarkable way.

The experimental result shows that: the maximum increase in combustor outlet temperature was 9.8% for regeneration cycle, the maximum increase in combustion efficiency was 6.9%, for regeneration cycle and 9% for regeneration and water injection. The combustor pressure loss was increased (48%) due to regeneration, while water injection tends to reduce the pressure loss (50%).

The maximum fuel saving percentage was, 24.2% due to regeneration and 27.3% due to regeneration and water injection.

## الخلاصة

يمكن الحصول على أعلى أداء للمحركات التوربينية عن طريق رفع درجة حرارة الاحتراق و بالتالي زيادة الكفاءة الحرارية. عند رفع درجة حرارة الاحتراق يجب الأخذ بنظر الاعتبار مقدار تحمل المحرق. لغرض تحسين تحمل غرف الاحتراق يجب ان تكون هناك معرفة بتوزيع درجات الحرارة، توزيع الوقود وشكل خطوط الجريان داخل المحرق. تم اجراء دراسة عددية و عملية للاحتراق داخل محرق محرك توربيني غازي. تمت الدراسة العددية من خلال تطوير برنامج ثنائي الأبعاد  $(z, r)$  متناظر الحيز، مستقر، (ELLIPTIC)، لجريان مضطرب لغرفة احتراق أسطوانية تم اعتماد ثلاث حالات عند اجراء هذه الدراسة: تغيير سرعة دخول الوقود إلى المحرق  $(V_f=0.5V_o, V_o, 4V_o)$ ، تغيير درجة حرارة الهواء الداخل إلى المحرق  $(T_{in}=400, 500, 600 \text{ K})$ ، تغيير نوع الوقود المستخدم  $(\text{Kerosene}, \text{C}_2\text{H}_6, \text{CH}_4)$ . الحالتين الأولى والثانية لهما تأثير كبير على أداء المحرق. تم التحقق من نتائج النموذج الرياضي مع النماذج للأبحاث المنشورة وأعطت تطابقاً جيداً، كذلك تم التحقق من النتائج بالمقارنة مع نتائج الدراسة العملية و أعطت تقارباً جيداً.

الدراسة العملية أنجزت على غرفة احتراق محرك توربيني بعد اجراء التحويرات المطلوبة و المتوافقة مع الدراسة النظرية. هذه التحويرات تضمنت تصنيع وتركيب منظومة حقن الماء ومنظومة التبادل الحراري وتأثيرهما على أداء غرفة الاحتراق. بينت النتائج العددية ان هناك تأثيراً كبيراً لسرعة دخول الوقود الى غرفة الاحتراق على نسب توزيع الوقود، شكل

الحرارة القصوى يشكل حدوداً" مغلقة داخل غرفة الاحتراق عندما تكون سرعة دخول الوقود  $(V_I=0.5V_o, V_I=V_o)$  ، بينما تمتد هذه الحدود الى جدران غرفة الاحتراق و خارجها عند السرعة  $(V_I=4V_o)$  . كما لوحظ ان هواء التخفيف الداخل من جوانب غرفة الاحتراق يؤدي الى هبوط كبير في معدل درجات الحرارة الخارجة من المحرق ( من 1751 الى 1005 K ) عندما تكون سرعة دخول الوقود  $V_I=V_o$  كما يؤدي هواء التخفيف الى التقليل من وصول الوقود الى منتصف محور غرفة الاحتراق بنسبة ( 59% ) . ان زيادة درجة حرارة الهواء الداخل من 400 الى 600 K تؤدي الى رفع درجة حرارة الغازات عند نهاية محور غرفة الاحتراق من 1281 الى 1480 K . ان شكل خطوط الجريان يتأثر بسرعة الدخول الى غرفة الاحتراق وتكون أقصى قيمة لخطوط الجريان عند محور غرفة الاحتراق لمختلف السرع.

نتائج الدراسة العملية بينت ان أقصى ارتفاع في درجة حرارة الغازات الخارجة من المحرق هو ( 9.8% ) عند استخدام مبادل حراري قبل غرفة الاحتراق وان مقدار التحسن في كفاءة الاشتعال هو ( 6.9% ) . بينما تزداد كفاءة الاشتعال بمقدار ( 9% ) عند استخدام مبادل حراري قبل غرفة الاحتراق وحقن الماء عند مدخل الضاغط. ان استخدام المبادل الحراري يؤدي الى رفع خسائر الضغط داخل غرفة الاحتراق بحدود ( 48% ) بينما حقن الماء عند مدخل غرفة الاحتراق يؤدي الى تقليل خسائر الضغط بحدود ( 50% ) . كما يؤدي استخدام المبادل الحراري الى توفير في معدل استهلاك الوقود يصل إلى 24.2% بينما يؤدي الى توفير بحدود 27.3 % عند استخدام حقن الماء مع المبادل الحراري.