SUDAN UNIVERSITY OF SCIENCE AND TECHNOLOGY

FACULTY OF GRADUATE STUDIES

CYLINDER'S LINER WEAR CHARACTERISTICS IN TWIN CRANKSHAFT INTERNAL COMBUSTION ENGINES

خواص التآكل في مبطنات أسطوانات محركات الاحتراق الداخلي ثنائية عمود المرفق

By

Maisara Mohy Eldin Gasim Mohamed

A thesis submitted for the degree of doctor of philosophy in Mechanical Engineering

Supervisor: **Prof. Uzaldin S. Abdulhussain**

Co-supervisor: **Dr. Taj Elssir Hassan**

Department of Mechanical Engineering

College of Engineering

2007

Abstract

Conventional internal combustion engines have been around for more than a century. Due to its high efficiency and low cost.

The overall efficiency of IC engines approaches 50%. This means that only about 50% of the fuel is converted into useful work, and the rest of fuel power is useless energy mainly due to friction between moving parts.

Friction is the worst enemy of machinery. It wears out metal, wastes power and generates heat. Friction occurs in all moving parts in the engine, like piston rings, journal bearings, valves and cams. Friction between piston rings, cylinders liner responsible for about half of the usefulness energy [(1)].

Sliding contacts between a piston ring and a cylinder liner leads to a variety of different friction mechanisms during one working cycle of the engine. Owing to the variations in load, speed and counter surface effects, lubrication conditions in a ring/liner contact are strongly transient, which is reflected by variations in the friction and wear behavior.

Wear in cylinder liner causes inefficiency seal, and it may result in increased oil consumption, leakage, blow-by, and increasing fuel consumption.

Combustion pressure cause a force on piston, the horizontal component is a side thrust force which is normal to liner wall. This force is responsible for the friction between piston ring and wall and then wear of cylinder liner. Beside the minor causes by piston ring surfaces finishing and coating, cylinder liner material, cylinder liner surface finishing and coating and cylinder liner out of roundness.

The aim of the present work is to minimize side thrust force as it is major cause of cylinder liner wear.

In the present work an arrangement of twin crankshaft model has been manufactured in Sudan University of Science and Technology-College of Engineering as a solution attempt to overcome cylinder friction and then reducing cylinder wear.

Twin crankshaft engine uses two contra-rotating crankshafts, geared together, and connected to a piston through two connecting rods driven by one crankshaft.

Experimental work was carried out to investigate wear characteristics using three different engines arrangement inline, offset and twin crankshaft engines, for two engine's speeds.

A computer program was used to model the three engines arrangements and to obtain their theoretical performances.

A comparison between the experimental results of the three engines arrangement showed that twin crankshaft engine arrangement is a promising solution for reduction of cylinder liner wear. This is in agreement with the predicted results obtained by the computer program.

الخلاصة

محرّكات الاحتراق الداخلي التقليديةِ لاتزال تستخدم لأكثر من قرن. بسبب كفاءتها العالية وكلفتها المنخفضة.

الكفاءة الكلية لهذه المحرّكاتِ حوالي 50 %. هذا يَعْني بأنّ حوالي 50 % فقط من طاقة الوقودِ يتحول إلى عملٍ مفيدِ، والباقي عبارة عن طاقة مهدرة بسبب الاحتكاك بين الأجزاءِ المتحركة.

الاحتكاك أسوأ عدو للماكينات إذ أنه يُضعف المعادن ويهدر القدرة ويولد الحرارة. يَحْدثُ الاحتكاك في كُلّ الأجزاءِ المتحركة في المحرّكِ، مثل حلقاتِ المكبس والمحامل والصمامات والحدبات، لكن الاحتكاك بين حلقاتِ المكبس ومبطّن الأسطوانات مسئول عن حوالي نِصْفِ الطاقةِ الضائعة في الاحتكاك.

التلامس المنزلق بين حلقات المكبس ومبطّن الأسطوانة يُؤدّيانِ إلى حدوث آلياتِ احتكاك مختلفةِ أثناء دورةِ عملٍ واحدة مِنْ المحرّكِ. وبسبب الاختلافات في الحملِ، السرعة، التأثيرات السطحيّة، ظروف التزييت بين حلقات المكبس ومبطن الأسطوانة تكون عابرة، الأمر الذي يؤدي إلى تفاوت في حدوث التآكل والاحتكاك.

التآكل في مبطّنِ الأسطوانة يؤدي إلى تقليل كفاءة حلقات المكبس التي تعمل كمانعة للتسرب، وهذا قَدْ يُؤدّي إلى استهلاك متزايد للزيت، تسرب غازات غرفة الاحتراق وبالتالي تقليل ضغط الاحتراق، واستهلاك متزايد للوقود.

يسبب ضغطِ الاحتراق قوة على المكبسِ، المكوّن الأفقي لهذه القوة هو قوة الدفع الجانبية التي تؤثر عمودياً على سطح المبطّنِ. هذه القوةِ مسئولة عن الاحتكاك بين حلقات المكبس ومبطن الأسطوانة ومن ثم تؤدي إلى تآكل مبطّنِ الأسطوانة. إلى جانب الأسبابِ البسيطةِ الأخرى مثل صقل وطلاء سطوحِ حلقات المكبس، مادّة مبطّنِ الأسطوانة، صقل وطلاءِ مبطّنِ الأسطوانة والأسطوانة غير مكتملة الاستدارة.

إنّ هدفَ العملِ الحاليِ هو تخفيض قوةَ الدفع الجانبية التي هي سببُ رئيسيُ لتآكل مبطّنِ الأسطوانة.

في العملِ الحاليِ تم تصنيع نموذج لماكينة ثنائية عمود المرفق في جامعةِ السودان للعلوم والتكنولوجيا – كلية الهندسة لمحاولة لحل مشكلة الاحتكاك بين المكبس و الأسطوانة وبالتالي تخفيض تآكل الأسطوانة.

الماكينة ثنائية عمود المرفق هي عبارة عن نظام يستخدم عمودي مرفق يدوران في اتجاهين متعاكسين ويتصلان بالمكبس عن طريق ذراعي توصيل يتم تدويرهما بواسطة عمودي المرفق.

تمت كتابة برنامج حاسوبي لنمذجة الترتيبات الثلاثة للمحركات وللحصول على الأداء النظري لها.

العمل التجريبي نُفّذَ لثلاثة ترتيبات لمحرّكاتِ مختلفة: الماكينة التقليدية والماكينة ذات عمود المرفق اللا متمركز وأخيرا الماكينة ثنائية عمود المرفق. عند سرعتين مختلفتين للمحرك.

أجريت مقارنة بين النتائج المتحصلة للمحرّكاتَ الثلاث ووجد أن الماكينة ثنائية عمود المرفق تعدُ حَلاً واعدا لتخفيضِ تآكل مبطّنِ الأسطوانة. هذه النتائج جاءت متوافقة مع نتائج البرنامج الحاسوبي.

Acknowledgment

I would like to thank many people whose help and encouragement and valuable advices, which made it possible to do this work.

Among those to whom I am especially indebted is

Professor

Uzaldin S. Abdulhussain

Who offered his time in supervision, follow up and guidance throughout the research period and during the preparation of this thesis.

Associate professor

Taj Elssir Hassan

For his unlimited help, constant indispensable and invaluable comments.

My thanks also to the staff of mechanical engineering and the staff of the workshop in the College of engineering of Sudan University of Science and Technology.

List of symbols:

a	Piston acceleration, m/s^2
A_{bc}	Rod's small end loading area ,m^2
A_{N-N}	Shank cross-section area,m^2
A_p	Cylinder cross-section area, m^2
b	Connecting rod length, m
c	Cylinder diameter, m
C	Static load, N/m^2
C_b	Belt center distance, m
C_F	Surface condition factor
C_p	The elastic coefficient, √psi
C_v	Specific heat, (kJ/kg.k)
D	Cylinder diameter, m
d	Crankshaft offset from the axis of piston movement, m
D_{bp}	Outer diameter of the main pin, m
Di	Inner diameter of the main pin, m
D_{ip}	Inner diameter of big end pin, m
D_{is}	Rod's big end inner diameter, m
d_{op}	Rod's big end outer diameter, m
d_{os}	Rod's small end outer diameter, m
d_p	Pitch diameter, m
D_{PL}	Outer diameter of the big end pin, m
F_n	Net face width, m
F	Force applying on the end of the crank arm, N
$F_{(thrust)}$	Side thrust force, N
F_f	Friction force, N
F_g	Gas force, N/m^2
f_i	Inertia force, N
fmep	Friction mean effective pressure or work to over come friction, atm
F_r	Rod applied force, N
F_s	Piston force, N
f_s	Safety factor
g	Gravity, m/s^2
h	Horsepower

H	Life time for the bearing, hours
$\mathbf{K_B}$	Rim-thickness factor
$\mathbf{K_m}$	Load distribution factor
$\mathbf{K_o}$	Overload factor
$\mathbf{K_s}$	Shape factor
$\mathbf{K_v}$	Dynamic factor
L	The length between the centers of the big and small pins, m
$\mathbf{L_p}$	Rod's big end length, m
$\mathbf{L_{PL}}$	The length of the big end pin, m
$\mathbf{L_s}$	Rod's small end length, m
m	Mass of the piston and piston's pin, kg
mmep	Work required to motor an engine, atm
n	Constant
N	Force applying on the piston, N
P	Gas pressure, N/m^2
$\mathbf{P_h}$	Power produced by the electric motor, W
$\mathbf{P_b}$	Dynamic load applying on bearings, N
$\mathbf{P_d}$	Diametric pitch, (1/in)
Q	Heat addition, kJ
r	Radius of crankshaft, m
R	Gas constant, (kJ/kg.k)
$\mathbf{R_p}$	Radius of the big pulley, m
$\mathbf{r_p}$	Radius of the small pulley, m
T	Temperature, C^o
$\mathbf{t_s}$	Rod's small end thickness, m
v	Velocity, m/s
V	Volume, m^3
x	Fraction of heat release

Greek symbols:

$\boldsymbol{\alpha}$	Angle between the extension of connecting rod and the line perpendicular to the crank arm, degrees
$\boldsymbol{\gamma}$	Specific heat ratio
$\boldsymbol{\theta}$	Angle between the crank and the line joining the center of the crankshaft to the piston, degrees

μ	Friction factor
σ_b	Load stress, N/m^2
σ_c	Contact stress for the gear, N/m^2
σ_{cc}	Compression stress, N/m^2
τ_{max}	Maximum shear stress, N/m^2
φ	The angle between the connecting rod and the axis of piston movement, deg
ω	Angular velocity, rad/s

Subscripts:

b	bearing
b	belt
c	contact
d	diameter
g	gas
i	inner
ip	Inner, big
max	maximum
n	net
o	overload
op	Outer, big
p	pulley
r	rod
s	small

Table of content: