



ISSN: 1813-162X (Print) ; 2312-7589 (Online)

Tikrit Journal of Engineering Sciences

available online at: <http://www.tj-es.com>
TJES
 Tikrit Journal of
 Engineering Sciences

Ibrahem Ali Muhsin *

 Mechanical Engineering Department
 Tikrit University
 Salahuddin
 Iraq

Studying the Effect of Load Direction Variation on the Performance of Three Tilted Pads Journal Bearing

ABSTRACT

This research studied, theoretically, the performance of a tilted pad journal bearing. This bearing consists three inclined pads. These pads are distributed circumferentially around the journal. These pads can be adjusted in two ways: by changing the tilt angle of each pad and by changing the circumferential position of the pads around the journal, relative to the external load direction, in order to obtain the following goals: (1) Maximum external load, (2) Maximum oil flow rate in order to carry out as much heat as possible, (3) Minimum power consumption, and (4) Control the attitude angle magnitude in order to control the stiffness and damping coefficients then improve bearing stability. The thickness of the oil film between the pads and the shaft surface had been obtained using an equation that was derived specially for this purpose. Then the pressure of each point on the three pads surfaces were also calculated using Reynolds equation which solved numerically using a computer program. The results showed that there is a certain direction for the external load (a specific value for β), that gives a maximum value for the external load (W), and the attitude angle (Φ), while the oil flow rate (Q) reaches its minimum value at this angle. And this value for β increases as the pads tilt angle (α) increases. Also there is another value for β , that gives a maximum value for the oil flow rate (Q). And also this value of β increases as α increases.

Keywords:

 Inclined tilted pads
 journal bearing
 sliding bearing

ARTICLE INFO

Article history:

 Received 09 March 2016
 Accepted 16 May 2016
 Available online 01 December 2017

© 2017 TJES, College of Engineering, Tikrit University

DOI: <http://dx.doi.org/10.25130/tjes.24.4.08>

دراسة تأثير تغيير اتجاه الحمل الخارجي على اداء مسند ذو ثلاث وسادات مائلة

الخلاصة

تناول هذا البحث دراسة نظرية لمحمل هيدروديناميكي ذو ثلاث وسائد موزعة محيطيا بانتظام حول المحور. هذه الوسائد قابلة للضبط بتغيير كل من: زاوية الامالة: زاوية الأماله (α) (Tilt angle) وكذلك قابلة للضبط لموقعها محيطيا بالنسبة لإتجاه الحمل الخارجي (تغيير الزاوية β) وذلك لتحقيق (1) أكبر قيمة للحمل الخارجي يمكن أن يتحملة المسند، (2) أكبر مقدار لمعدل تدفق الزيت وذلك للتخلص من أكبر كمية ممكنة من الحرارة المتولدة، (3) أقل قيمة لمعدل استهلاك القدره، (4) التحكم بزواوية الهيئة وذلك بهدف التحكم بمعاملات النابضيه والتخميد وذلك لغرض تحسين استقرائية المسند. وقد تم اشتقاق معادله خاصه لا يحدد شريحة طبقة الزيت المحصورة بين الوسادات والمحور. بعدها تم إيجاد الضغط عند كل نقطة على أي من الوسادات الثلاث وذلك بحل معادلة رينولدز عدديا باستخدام برنامج حاسوبي. لقد بينت النتائج أن هنالك قيمة معينة لزواوية اتجاه الحمل الخارجي يصل عندها الحمل الخارجي و زاوية الهيئة القيمة القصوى لهما بينما يصل معدل تصريف الزيت قيمته الدنيا وأن قيمة هذه الزاوية تزداد كلما قلت قيمة زاوية ميلان الوسادة. وأن هنالك قيمة معينة لزواوية الحمل الخارجي تبلغ عندها القدرة المستهلكة القيمة القصوى وأن هذه الزاوية تزداد بزيادة ميلان الوسادة.

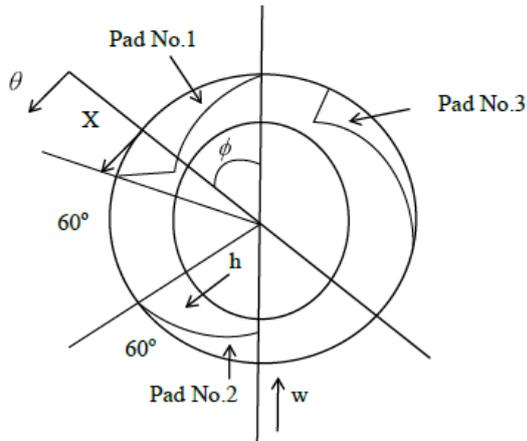
الإستقراريه العاليه اثناء الدوران وذلك لما يتمتع به من معاملات نابضيه وتخميد عاليين مما يجعلها قادره على امتصاص القوى العشوائية الإتجاه الناجمة عن موجات الضغط الديناميكية والناجمة بدورها عن عدم انتظام الدائريه لمقطع المحور الدوار واختلاف قيمة

1. المقدمة

موضوع هذا البحث هو مسند ذو ثلاث وسادات قابله للضبط (زاوية الاماله (α) وموقعها المحيطي (β) حيث يستخدم هذا النوع من المساند بشكل واسع في تطبيقات السرع العاليه حيث من اهم ميزاته

* Corresponding author: E-mail : dribrahemali4@gmail.com

على اي من ترددات اطوار التردد الطبيعي له، وهذا هو المعول به في اغلب التطبيقات.



شكل 1. مخطط لمسند هيدروديناميكي ذو ثلاث وسادات.

2. خطوات البحث

- ضبط حافة البداية للوساده رقم (1) لتتنطبق مع خط اتجاه الحمل الخارجي، اي بتعبير اخر، الزاويه بينهما تكون صفر، $(\beta=0)$.
- حل معادلة رينولدز لايجاد قيمة ضغط الزيت على كل عقدة وعلى كل أسطح الوسادات ومن ثم اختبار اداء المسند بايجاد كل السمات المرغوب دراستها، الحمل الخارجي، القدره المهدوره، زاوية الهيئه ومعدل تصريف الزيت او اي سمة اخرى يراد مراقبتها
- تغيير موقع الوسادات الزاوي باتجاه الدوران بزاوية مقدارها (10) عشرة درجات اي بتعبير اخر تكون الزاويه بين حافة البداية للوساده رقم (1) واتجاه الحمل الخارجي هي عشرة درجات.
- اعادة الخطوه (ب) اعلاه
- زيادة الزاوية (α) لكل الوسادات بنفس المقدار.
- اعادة الخطوات (ا، ب، ت، ث، ج) وذلك لرسم صورته كامله لطبيعة اداء المسند.

3. البحوث السابقة

لاهمية هذا الموضوع فقد نال الكثير من الاهتمام والبحث،

من هذه البحوث:

استنتج الباحثان **Wygant** و **Nicholas** [1] ان الحمل الخارجي يزداد بزيادة زاوية ميلان الوساده وبزيادة نسبة طول المسند الى قطره L/D ويؤدي ذلك الى زيادة معامل التخميد للمسند. قام الباحثان **Byrne** و **He** [2] في بالتوصل إلى أن وجود الوسائد يحسن من أداء المسند بصورة عامة. وأن الضغط الهيدروديناميكي والارتفاع في درجة الحرارة بسببان تشوه مرن لبطانات الوسادات. قام الباحث حميد [3] بالتوصل الى أنه عند زاوية خط الحمل 40° ونسبة الطول لقطر المسند تساوي 0.5 تعطي أفضل اداء للمسند. توصل الباحثان **Byrne** و **Allaire** [4] ان القدره المهدوره (H) تزداد بزيادة السرعه الدورانيه للمسند وان افضل زاويه لاتجاه الحمل الخارجي تتراوح بين 30° و 60° . لقد توصل الباحثان **Haleguada** و **Navathar** [5] الى ان اللامركزيه (e) تزداد بزيادة الحمل الخارجي (W) وكذلك ان الاستقراريه اثناء الدوران تعتمد على قيم معاملات النابضيه. وبناءً على ما تقدم فان الهدف من هذا البحث هو إيجاد اكبر قيمة للحمل الخارجي يمكن أن يتحملة المسند و ايجاد اكبر مقدار لمعدل تدفق الزيت وأقل قيمة لمعدل استهلاك القدره إضافة الى التحكم بقيمة زاوية الهيئه وذلك لتحسين أستقراريه اداء المسند.

الرموز

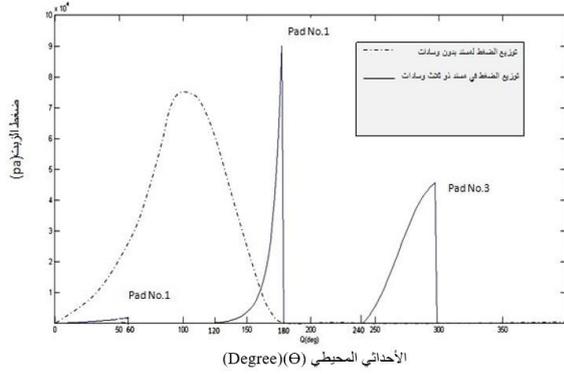
a	مساحة العنصر على السطح الداخلي للوساده، (m^2)
B_c	مركز المسند (Bearing center)
C_r	الخلوص الشعاعي (Radial clearness) بين المسند والمحور، (m)
e	مقدار الزحف بين مركزي المسند والمحور (eccentricity)، (m)
F	القوه الناجمه عن ضغط الزيت، (N)
F_{II}	مركبة القوة الموازية للخط الواصل بين مركزي المسند والمحور، (N)
F_I	مركبة القوة العمودية على الخط الواصل بين مركزي المسند والمحور، (N)
h	سمكة طبقة الزيت عند اي زاوية، (m)
H	القدره الممتصة في المسند، (W)
i, j	عداد الشبكة في الاتجاهين المحيطي (θ, x) والمحوري (z) على التوالي
J_c	مركز المحور (journal center)
K	عدد العناصر في الاتجاه المحوري
L	طول المسند، (m)
M	عدد العناصر في الاتجاه المحيطي
n	النسبة اللامركزية (eccentricity ratio)
N	السرعة الدورانية للمحور، (rpm)
P	ضغط طبقة الزيت، (Pa)
Q	معدل تصريف الزيت الكلي، (m^3/s)
Q_x	معدل تصريف الزيت بالاتجاه المحيطي، (m^3/s)
Q_z	معدل تصريف الزيت بالاتجاه المحوري، (m^3/s)
r	نصف قطر الجزء الداخلي (المحور)، (m)
R	نصف قطر الجزء الخارجي (المسند)، (m)
T	العزم الضائع في المسند، (N.m)
U	السرعة الخطية بالاتجاه المحيطي للمسند، (m/s)
v_z	السرعة الخطية بالاتجاه المحوري للمسند، (m/s)
W	الحمل الخارجي، (Pa)
X	الأحداثي المحيطي
Z	الأحداثي المحوري
α	زاوية ميلان الوساده (tilt angle)، (degree)
β	الزاوية المحصوره بين اتجاه الحمل الخارجي وحافة البداية للوساده الاولى، (degree)
θ	الزاوية المركزيه التي تحدد موقع اي نقطة على سطح اي وساده، (degree)
Φ	زاوية الهيئه (attitude angle)، (degree)
Φ_c	زاوية الهيئه المحسوبة (calculated attitude angle)، (degree)
μ	اللزوجة الديناميكية (dynamic viscosity)، (Pa s)

لزوجة الزيت بالاتجاه المحيطي والناجمه عن اختلاف درجات الحرارة بهذا الاتجاه. كما ان للانفعال المرن الذي يحصل لسطحي المسند والمحور دور في نشوء هذه القوى الغير متزنه. يتألف هذا المسند من عدد من الوسائد المثبتة محيطيا حول المحور كما في الشكل 1. للاستقراريه اهمية خاصه في تطبيقات السرع العاليه حيث من دون تحقيق درجة مقبوله للاستقراريه لا يمكن تلبية متطلبات السرع العاليه والتي تتجاوز 100000 دوره/دقيقه. ان عدم تحقيق درجه مقبوله من الاستقراريه فان ذلك يعني حصول الرنين في المسند وبذلك يكون كل النظام مهدد بالانهيار لذا يجب تجنب هذا الامر. ان الحل يكمن في أحد الاختيارين التاليين: الاول هو بعدم وصول تردد الاهتزاز المرافق لعمل النظام الى قيمة تردد احد اطوار التردد الطبيعي للنظام. اما الثاني فهو المرور السريع وعدم استقرار اهتزاز النظام

ميلان الوسادات (α) ($\alpha = 0.2, \alpha = 0.4, \alpha = 0.6$) ولمدى النسبة اللامركزية (n) مقدارها (0.9-0.1). وكذلك جرى المسح لقيم مختلفة لزاوية اتجاه الحمل الخارجي (β) تراوحت في المدى ($0^\circ - 110^\circ$) وبخطوة مقدارها (10°) وذلك لتغطية كل الاتجاهات الممكنة للحمل الخارجي بالنسبة لموقع الوسادات حول العمود. وقد تم رسم شكل الضغط للوسادات الثلاث وكذلك رسم العلاقة بين اتجاه الحمل الخارجي (الزاوية β) و كل من المتغيرات التالية:

- (1) الحمل الخارجي (W).
- (2) القدرة المستهلكة (H).
- (3) معدل تصريف الزيت (Q).
- (4) زاوية الهيئة (Φ).

بالأشارة الى الشكل 2 والذي يبين توزيع الضغط على الوسادات الثلاث للمسند بالنسبة للزاوية المحيطة (Θ) حيث يكون بتشكيل ثلاث منحنيات منفصلة ونلاحظ التفاوت الكبير في المساحة المحصورة بين اي من هذه المنحنيات والمحور (X) حيث ان هذا يعكس تأثير مقدار الزحف (e) وموقع الوساده حول المحور، من الجدير بالذكر فان قيمة الزاوية (β) في هذا المخطط هو صفر. ان نتائج هذا البحث متفقه مع نتائج كل من John [3] و James [4] رعد [5] حيث ان قيمة الضغط في الوسادتين الاولى والثانية اكبر من الوساد الثالثة، وكذلك قيمته للوساده الثانية اكبر من قيمته للوساده الاولى وذلك بسبب سمك طبقة الزيت فيها اقل.



شكل 2. توزيع الضغط محيطيا لمسند هيدروديناميكي تقليدي واخر بثلاث وسادات.

وبملاحظة المنحني المؤشر بالخطوط المتقطعة في الشكل يتبين الفرق بين توزيع الضغط على سطح المسند التقليدي والمسند ذو الوسادات وهذا الفارق له الدور الأكبر في أستقرارية المساند ذات الوسادات مقارنة بالنوع التقليدي Giridhar [7]. بالأشارة الى الشكل 3 والذي يمثل العلاقة بين قيمة الحمل الخارجي (W) واتجاهه (β) ولثلاث قيم لزاوية ميلان الوسادات ($\alpha = 0.2^\circ, \alpha = 0.4^\circ, \alpha = 0.6^\circ$) وعند سرعة دورانية للمسند مقدارها (3000 rpm) نلاحظ أن الحمل الخارجي يحقق أعلى قيمة له عند زوايا مختلفة ل (β) وهي ($\beta = 50^\circ$) و ($\beta = 40^\circ, \beta = 60^\circ$) منظر على التوالي لقيم زاوية ميلان الوساده (α) وكما يلي ($\alpha = 0.2, \alpha = 0.4, \alpha = 0.6$) وتفسير ذلك بسبب النقصان الحاصل في سمك طبقة الزيت والذي يؤدي بدوره الى زيادة في الضغط الناتج وبالتالي يزيد من تحمل المسند للحمل الخارجي كما يمكن الأستنتاج أن العلاقة طردية بين الحمل الخارجي (W) وزاوية ميل الوسادات (α) عند تصميم هذا النوع من المساند مراعات زاوية اتجاه الحمل الخارجي (β) وحسب الاسبقيات: ماهو الهدف الاول؟ اعلى قيمة للحمل الخارجي ام اعلى معدل لتدفق الزيت ام اقل قدره ضائعه؟ لقد تم رسم هذه العلاقة لسرعة دورانية مقدارها (3000 rpm). ان نتائج هذا البحث متفقه الى حد كبير مع نتائج المصادر [3, 8-10].

بالأشارة الى الشكل 4 والذي يمثل العلاقة بين القدرة المهدوره (H) وزاوية اتجاه الحمل الخارجي (β) من الشكل أعلاه يمكن تأشير الملاحظات التالية الاولى أن مقدار القدرة المهدوره يزداد بزيادة قيمة زاوية أمالة الوسادات (α) وهذا يجب أن ينظر اليه كضريبة مستحقة

4. التحليل النظري

نعرض هنا التحليل النظري لمحمل هيدروديناميكي ذو ثلاث وساند مائلة بزاوية مقدارها (α) وبقطر للمسند مقدارها (50 mm) وطول (25 mm) ويدور بسرعة دورانية مقدارها (3000 rpm) ومقدار الخلوص الأولي (clearness) بين وسادات المسند والمحور مقدارها (0.0375 mm) والزيت المستخدم هو نوع (VG32) زيت صناعي ذو لزوجة مقدارها ($\mu = 0.04$ Pa sec) عند درجة حرارة 40 م. وفي هذا التحليل النظري تم اشتقاق معادلة سمك شريحة الزيت بين المحور والوسادات ثم حل معادلة رينولدز باستخدام طريقة الفروقات المحددة وذلك بتوظيف برنامج حاسوبي يستخدم امكانيات برنامج ال (Mathlab) لايجاد قيمة الضغط لطبقة الزيت لكل نقطة (عنصر) على سطوح الوسائد ومن ثم يتم اجراء تحليل للقوى الناتجة من هذا الضغط ومن ثم حساب القدرة الممتصة و ايجاد معدل تصريف الزيت وغيرها من السمات الخاصة بالمحمل .

5. اختبار اداء المسند

لغرض اختبار اداء المسند تم معادلة رينولدز وكما يلي:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial P}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial P}{\partial z} \right) = 6\mu \frac{\partial h}{\partial x} + 12 \frac{\partial h}{\partial t} \quad (1)$$

$$Cr \times (1 + n \cos \theta) - x \tan \alpha \quad (2)$$

معادلة سمك شريحة الزيت [6] بعد تعويض معادلة سمك شريحة الزيت الخاصة بهذا النوع من المساند في معادلة رينولدز وتبسيط المعادلة. وباستخدام نموذج الفروقات المحددة ذات الخمسة عقد نحصل على المعادلة التالية (1) Alicia, (2) Slant :

$$P_{i,j} = C_1 P_{i+1,j} + C_2 P_{i-1,j} + C_3 P_{i,j+1} + C_3 P_{i,j-1} - C_4 \quad (3)$$

حيث (C_1, C_2, C_3, C_4 and C_5) هي معاملات تعبر عن ابعاد المسند وظروف عمله. بعد حل المعادلة اعلاه عدديا يتم ايجاد قيمة ضغط الزيت (P) على كل عنصر في سطح الوساده ومعاملة قيم الضغوط بمساحة كل عنصر (a) فنوجد قيمة القوة المؤثرة على كل عنصر (F) ومن ثم تحليلها الى عموديه F_1 واخرى موازيه للخط الرابط بين مركزي المحور والمسند F_{11} ثم نوجد مجموع محصلة القوى العمودية , ومجموع محصلة القوى الموازيه, على كل الوسادات وكما يلي:

1- المركبة العمودية للقوة الكلية (F_1) يتم حسابها كما يلي:

$$F_{1(i,j)} = F_{i,j} \sin \theta \quad (4)$$

$$F_{1t} = \sum_{\text{pad } 1}^{\text{pad } 3} \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^k F_{1i,j} \quad (5)$$

1- المركبة الأفقية للقوة الكلية (F_{11}) يتم حسابها كما يلي

$$F_{11(i,j)} = F_{i,j} \cos \theta \quad (6)$$

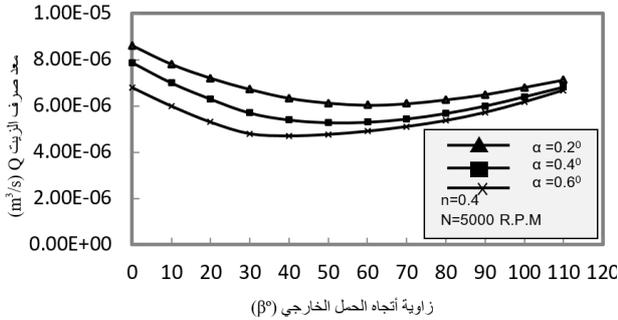
$$F_{11t} = \sum_{\text{pad } 1}^{\text{pad } 3} \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^k F_{11i,j} \quad (7)$$

6. النتائج والمناقشة

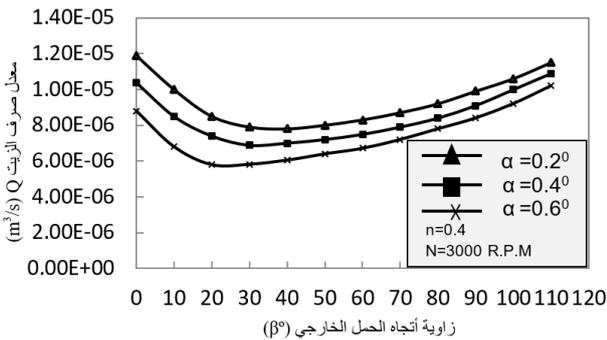
نعرض هنا النتائج المستحصلة نظرياً ومناقشتها ومقارنتها مع نتائج الدراسات الأخرى، حيث تمت الدراسة بأخذ ثلاث قيم لزاوية

1.6. معدل تصريف الزيت

بالإشارة الى الشكل 5 الذي يمثل العلاقة بين معدل تصريف الزيت (Q) وزاوية اتجاه الحمل الخارجي (β) وعند سرعة دورانية للمسند مقدارها (3000 rpm) نلاحظ من هذا الشكل أن معدل تدفق الزيت يبدأ بالتناقص مع زيادة الزاوية (β) للقيم المختلفة لزاوية ميلان الوسادة (α) ويبلغ قيمته الدنيا عند قيم مختلفة لقيم (β) مقاديرها ($60^\circ, 40^\circ, 30^\circ$) لزاوية ميلان الوسادة مقدارها ($0.2^\circ, 0.4^\circ, 0.6^\circ$) على التوالي. حيث زيادة ميلان الوسادة يؤدي بالنتيجة الى تقليل مساحة المقطع الذي يتدفق من خلاله الزيت بالاتجاه المحوري (z) كذلك نقصانه بالاتجاه المحيبي (x) وبالتالي سوف يؤدي الى تبديد كمية اقل للحرارة وبالمحصلة قد نضطر الى استخدام منظومة تبريد ملحقة لتبريد المسند والتخلص من الحرارة الزائدة. وعند زيادة السرعة الدورانية الى (5000 rpm) فإن ذلك يؤدي الى زيادة في معدل تدفق الزيت ونقصان في قيم زاوية اتجاه الحمل الخارجي التي يحصل عندها الحد الأدنى لتصريف الزيت وذلك لكل قيمة من قيم زوايا ميلان الوسادات (α). من الجدير بالذكر ان زيادة السرعة الدورانية يزيد من معدل اتدفق المحيبي للزيت في حين يؤدي الى تناقص معدل الجريان المحوري (الجانبى) لكن لحسن الحظ، المحصلة النهائية تكون لصالح الزيادة في معدل التدفق الكلي للزيت. كما ان نتائج هذا البحث تنفق الى حد كبير مع نتائج [11] Dynamics.



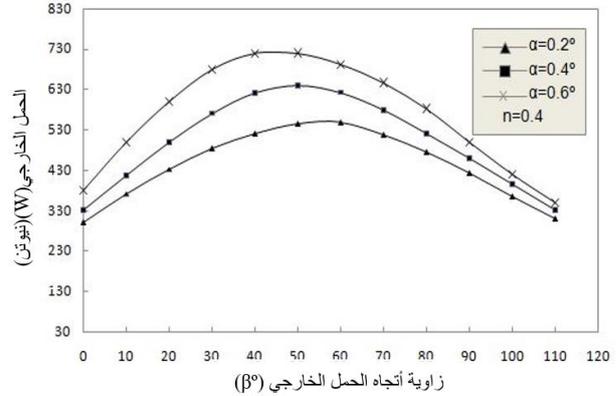
شكل 5. علاقة تغير معدل تصريف الزيت Q مع زاوية اتجاه الحمل الخارجية (β) وسرعة دورانية $N = 3000$ rpm.



شكل 6. علاقة تغير معدل تصريف الزيت Q مع زاوية اتجاه الحمل الخارجية (β) وسرعة دورانية $N=5000$ R.P.M.

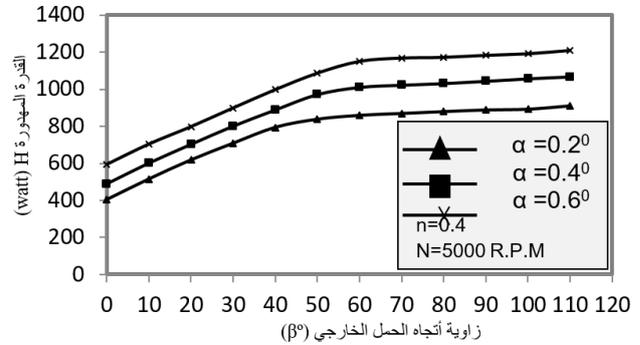
بالإشارة الى الشكل 7 الذي يمثل العلاقة بين زاوية الهيئة (ϕ) وزاوية الحمل الخارجي (β) نلاحظ أنه بزيادة الزاوية (β) فإن ذلك يؤدي الى زيادة الزاوية (ϕ) حيث تكون قيم (ϕ) هي (ϕ_1, ϕ_2, ϕ_3) للقيم المختلفة لزاوية امالة الوسادة (α) ولقيم (β) هي ($50^\circ, 40^\circ$)، 60° على التوالي بعدها تبدأ قيم (ϕ) بالتناقص مقابل زيادة قيمة زاوية الحمل الخارجي (β) بغض النظر عن قيمة زاوية ميلان الوسادة (α). أن توافق نقاط الانقلاب في قيم (Q), (H), (W) وهذا مؤشر ايجابي حيث يمكن توظيفه في المجال العملي حيث يمكن استثمار التوليفه بين اي عاملين او اكثر من المتغيرات الأربعة (W, H, Q, ϕ) لغرض الحصول على أداء افضل للمسند وذلك

الدفع مقابل زيادة قيمة الحمل الخارجي وهذا ما يتفق مع المعادلات النظرية حيث ان القدرة تهدر نتيجة قص طبقات مادة التزييت وأن زيادة قيمة (α) يقلل من سمك طبقة المانع وبذلك يزيد من معدل القص ($\frac{du}{dh}$) وبالتالي زيادة القدرة المهدورة. أما الملاحظة الثانية: فإن قيمة القدرة المهدورة تزداد بزيادة زاوية اتجاه الحمل الخارجي (β) وعندما تصل قيمة هذه الزاوية الى حد معين تكاد تستقر قيمة القدرة الممتصة.



شكل 3. العلاقة بين الحمل الخارجي (W) وزاوية اتجاهه بالنسبة للوسائد (β).

أما الملاحظة الثالثة: فإن قيمة الزاوية (β) التي تصل عندها القدرة الممتصة الى حد الأستقرار تختلف باختلاف قيمة زاوية إمالة الوسادات (α) وهذا عكس سلوكية تغير الحمل الخارجي مع الزاوية (β) الشكل 3 (حيث الترتيب معكوس) وهذا ماله الأثر الأيجابي على مستوى التطبيق العملي حيث يمكن تحقيق اعلى قيمة للحمل الخارجي مقابل قدرة مهدورة دون قيمتها القصوى وهذا ما يعد مكسباً في التطبيق العملي. كما ان نتائج هذا البحث تنفق مع نتائج [9] Byrne.



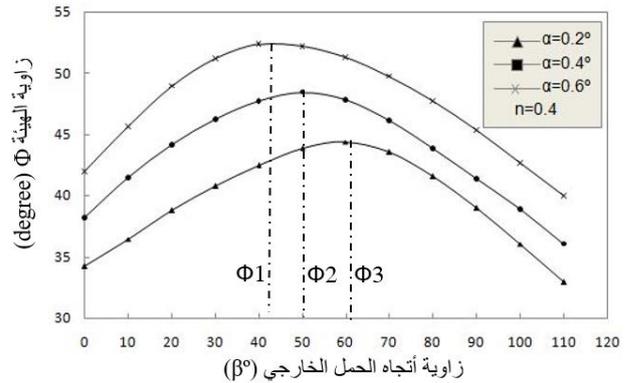
شكل 4. علاقة تغير القدرة المهدورة (H) مع زاوية الحمل الخارجي (β).

بالإشارة الى الشكل 6 الذي يمثل العلاقة بين معدل تصريف الزيت (Q) وزاوية إتجاه الحمل الخارجي (β) وعند سرعة دورانية للمسند مقدارها (3000 rpm) نلاحظ من هذا الشكل أن معدل تدفق الزيت يبدأ بالتناقص مع زيادة الزاوية (β) للقيم المختلفة لقيم (β) مقاديرها ($60^\circ, 40^\circ, 30^\circ$) لزاوية ميلان الوسادة مقدارها ($0.2^\circ, 0.4^\circ, 0.6^\circ$) على التوالي. حيث زيادة ميلان الوسادة يؤدي بالنتيجة الى تقليل مساحة المقطع الذي يتدفق من خلاله الزيت بالاتجاه المحوري (z) كذلك نقصانه بالاتجاه المحيبي (x) وبالتالي سوف يؤدي الى تبديد كمية اقل للحرارة وبالمحصلة قد نضطر الى استخدام منظومة تبريد ملحقة لتبريد المسند وهذا يتفق تماماً مع نتائج ابراهيم [10].

& Pump Symposium 2016 Proceedings: Texas A&M University. Turbomachinery Laboratory; 2016.

- [3] Majed RH. Load line direction and bearing length effects on the tilting 4-pad bearing performance *Engineering and Technology Journal* 2009; **27** (9): 1691-1700.
- [4] Byrne JM, Allaire. Finding the load line direction in the three tilted pad bearing for load capacity. Power Loss, and Rigid Rotor Stability, Report No UVA /643092/MAE98/530 University of Virginia.
- [5] Navthar RR, Halegowda DN. Stability analysis of hydrodynamic journal bearing using stiffness coefficients. *International Journal of Engineering Science and Technology* 2010; **2** (2): 87-93.
- [6] Salant R, Fortier A. Numerical simulation of a slider bearing with an engineered slip/no-slip surface. *14th International Colloquium of Tribology, Esslingen, Germany*; 2004. pp. 1699-1704.
- [7] Fortier AE. Numerical simulation of hydrodynamic bearings with engineered slip/no-slip surfaces. MSc. Thesis: Georgia Institute of Technology; 2004.
- [8] Sabnavis G. Test results for shaft tracking behavior of pads in a spherical pivot type tilting pad journal bearing. MSc. Thesis. Virginia Polytechnic Institute and State University; USA: 2005.
- [9] Mahesh A, Belkar S, Kharde R. Pressure distribution analysis of plain journal bearing with lobe journal bearing. *International Journal of Engineering Research & Technology* 2013; **2**: 1-6.
- [10] Muhsin IB. Study of a four titled pad bearing. *Tikrit Journal of Engineering Sciences* 2009; **16** (2): 28-42.
- [11] Dynamics of Simple Rotor-Fluid Film Bearing System, L. San Andrés, Lecture Notes (#5) in Modern Lubrication, <http://phn.tamu.edu/TRIBGroup>, 2002.

بأستخدام نظام سيطرة اوتوماتيكي لتنظيم مقدار السماح (Clearness) الموجود بين وسادات المسند والعمود من خلال السيطرة على مقدار ميلان الوسادات والحصول على زاوية لاتجاه الحمل الخارجي لتحقيق الغرض المطلوب.



شكل 7. علاقة تغير زاوية الهيئة (Φ) مع زاوية اتجاه الحمل الخارجية (β) وسرعة دورانية $N=3000$ R.P.M

7. الاستنتاجات

- بناءً على هذه الدراسة يمكن الخروج بالاستنتاجات التالية:
- 1- فيما يخص أعلى قيمة للحمل الخارجي (W) يمكن استنتاج أمرين، الأول أن قيمة الحمل الخارجي تزداد بزيادة قيمة زاوية ميلان الوسادة (α). أما الاستنتاج الثاني فإن هنالك قيمة قصوى للحمل الخارجي عند زاوية معينة لاتجاهه (β). قيمة هذه الزاوية تزداد كلما قلت قيمة زاوية ميلان الوسادة (α).
 - 2- بالنسبة للقدرة المستهلكة (H) في المسند فذلك يمكن استنتاج أمرين، الأول تزداد قيمة قدرة المهدورة كلما زادت قيمة زاوية ميلان الوسادة (α). أما الأمر الثانية أن قيمة القدرة المهدورة تستقر قيمتها عند زاوية محددة لاتجاه الحمل الخارجي (β) وهذه الزاوية تزداد كلما زادت قيمة زاوية ميلان الوسادة (α).
 - 3- يتناسب معدل جريان الزيت (Q) عكسياً مع قيمة زاوية ميلان الوسادة (α) ويبلغ معدل جريانه قيمته الدنيا عند زاوية محددة لاتجاه الحمل الخارجي (β) وهذه الزاوية تزداد كلما قلت قيمة زاوية ميلان الوسادة (α).
 - 4- العلاقة تكون طردية بين زاوية الهيئة (Φ) وزاوية ميلان الوسادة (α) ولكل زاوية ميلان معينة للوسادة، هنالك قيمة قصوى لزاوية الهيئة (Φ) تحصل تلك القيمة القصوى لـ (Φ) عند قيمة زاوية محددة لاتجاه الحمل الخارجي (β) تزداد قيمتها كلما قلت زاوية ميلان الوسادة (α).

8. التوصيات

- 1- إجراء دراسة عملية لغرض إجراء مقارنة للنتائج العملية مع نتائج هذا البحث.
- 2- الأخذ بنظر الاعتبار تغيير عدد الوسائد على أداء المسند.
- 3- دراسة تأثير طول الوسادة على أداء المسند.

المصادر

- [1] Nicholas JC, Wygant KD. Tilting pad journal bearing pivot design for high load applications. *Proceedings of the 24th Turbomachinery Symposium: Texas A&M University. Turbomachinery Laboratories*; 1995.
- [2] He M, Cloud CH, Byrne JM, Vázquez JA. Fundamentals of fluid film journal bearing operation and modeling. *Asia Turbomachinery*