鐵磁性流體潤滑之矩形平板溫度效應分析

周祖亮*，馮騰榔，江新祿

南亞技術學院 機械工程系

摘　要

潤滑液之黏度對軸承壓力及負載容量之影響甚大，是分析軸承性能之重要參數。影響黏度之主要因素為油膜之溫度。本文使用之潤滑液為不可壓縮之電導流體，在外加磁場之作用下，探討矩形平板軸承之擠壓性能。潤滑液之黏度視為油膜溫度 T 之函數，亦即黏度函數採用 $\mu=\mu_o exp(-\gamma T)$，其中 γ 為溫度敏感度係數。

分析結果顯示，增加平板軸承之長寬比 β、赫特曼數 M_0 會增加無因次油膜壓力 p^*、負載容量 W^*，並進一步增加反應時間 t^*，提高軸承性能。至於增加溫度敏感度係數 γ 或平均膜溫 T，則會降低油膜壓力 p^*及負載容量 W^*，並減少反應時間 t^*，降低軸承性能。

關鍵字：鐵磁性流體、擠壓薄膜、赫特曼數

*Email：chou@nanya.edu.tw　　Tel：03-4361070#6208　　Fax：03-4384670

TEMPERATURE EFFECT TO THE PERFORMANCE OF RECTANGULAR PLATE LUBRICATER WITH MAGNETIC FERROFLUIDS

Tsu-Liang Chou*, Teng-lang Feng, Hsiu-Lu Chiang

Department of Mechanical Engineering, Nanya Institute of Technolog
Jhongli, Taiwan

Abstract

Lubricant viscosity is high crucial influence for the squeeze film pressure and load-carring capacity. Therefore, it becomes the important parameter in analysis of bearing performance study. The temperature is primary dominant factor to the variation of lubricant viscosity. In this research, we prove the characteristic of viscosity of uncompressible lubricant under plate lubricated with ferrofluid as viscosity varied with temperature. And viscosity ($\mu=\mu_o exp(-\gamma T)$), γ is thermal co efficiency.

The analytical result show that rise length with width, aspect ratio (β), and Hartmann number (Mo), will increase dimensionless squeeze film pressure (p*) and load-carrying capacity (W*) . Furthermore, the longer response time (t*) can promote loading of the bearing. However, the larger γ or average temperature T of the lubricant film, the smaller squeeze film pressure (p*), and load-carrying capacity (W*). But, shorter response time t* will degrade the ability of bearing performance.

Key Words：ferrofluid、squeeze film、Hartmann number

*Email：chou@nanya.edu.tw Tel：03-4361070#6208 Fax：03-4384670

壹、前言

在軸承性能之分析中，潤滑液之黏度對軸承壓力及負載容量之影響甚劇。由於負載容量為評估軸承性能之重要指標。因此，確實掌握影響潤滑液黏度之因素，是十分重要之課題。

有關鐵磁流體對短頸軸承性能之影響早在 1987 就有學者[1]開始探討。Sorge [2]於 1987 年用有限差分法技巧去分析軸頸軸承以磁性流體為潤滑液時液動潤滑性能之影響。Zhang [3]於 1991 年研究磁性流體作用之軸承靜態特性。Osman 等人[4]研究以磁流體為潤滑液之磁性軸承的靜態和動態特性。Shah 和 Bhat [5]以理論分析的技巧比較，無限長軸頸軸承受均勻和不均勻磁場作用下，潤滑擠壓油膜特性的差異。Lin[6]探討有限平板之磁液動擠壓薄膜之特性，使磁性流體之應用範圍更加寬廣。Shah 和 Bhat [7]續 Majumdar 之研究，採用鐵磁性流體為潤滑劑，得到鐵磁性流體可增加步階軸承潤滑效果之結論。Shah [8]鐵磁性流體特性之表示式中增列一個修正項，將鐵磁性流體之特性以更實際之狀態呈現，並進一步探討階梯軸承之性能。

Chiang[9]將黏度視為壓力及溫度之函數，探討金屬擠壓成型液膜之潤滑性能。黏度與壓力、溫度之關係式，Bridgman[10]在 1949 年也已建立完成。近期，Bair 和 Jarzynski 及 Winer[11]以實驗方法，探討黏度與壓力、溫度之關係。Jhiang 和 Yuan[12]於 1987 年，潤滑液之黏度採用 $\mu = \mu_0 \exp[\alpha P(x,y) - \gamma T]$ 之模式，並使用一般化雷諾方程式探討金屬擠製過程之熱液動潤滑現象。Yang 和 Jeng[13]分析黏度為壓力與溫度函數之潤滑液，在熱效應作用下，對欠對準同心圓柱軸承之性能影響。

本文以鐵磁性流體為潤滑液，採用 $\mu = \mu_o \exp(-\gamma T)$ 之模式，探討溫度敏感度係數 γ 對軸承壓力及負載容量之影響。同時將潤滑液之黏度視為油膜溫度之函數，探討兩者同時作用對矩形平板擠壓性能之複合效應。

貳、分析

本文分析矩形有限平板之擠壓薄膜機構，如圖 1 所示，上平板在定負載作用下，以 V = dh/dt 之速度朝下平板之方向擠壓。上、下平板之長度、寬度分別為 a 和 b，薄膜厚度為 h。潤滑液使用不可壓縮之電導流體，黏度為潤滑液溫度之函數，亦即 $\mu=\mu_o exp(-\gamma T)$，其中 T 為潤滑液之無因次溫度，γ 為溫度敏感度係數。均勻之磁場 B_o 之作用方向為 z 軸向。假設油膜厚度很薄，因此流體之慣性力很小而

可忽略不計，其感應磁場強度亦遠低於外加磁場強度。潤滑液在此流動模式下之磁液動(MHD)動量方程式及連續方程式可簡化成，

$$\frac{\partial p}{\partial x}=\mu\frac{\partial^2 u}{\partial z^2}-\sigma B_0^2 u \tag{1}$$

$$\frac{\partial p}{\partial y}=\mu\frac{\partial^2 v}{\partial z^2}-\sigma B_0^2 v \tag{2}$$

$$\frac{\partial p}{\partial z}=0 \tag{3}$$

$$\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial v}{\partial y}+\frac{\partial w}{\partial z}=0 \tag{4}$$

其中 $\mu=\mu_0 e^{-\gamma T}$ ，μ_0 為潤滑液在常溫時之黏度，T 為潤滑液之無因次平均膜溫，$T=(\theta-\theta_o)/\theta_o$，θ 為潤滑液之溫度，$\theta_o$ 為參考溫度。u、v、w 為潤滑液沿 x、y、z 方向之速度。

上、下平板表面之邊界條件為速度分量，並表示成

$$u(x,y,0)=0,\ v(x,y,0)=0,\ w(x,y,0)=0 \tag{5}$$

$$u(x,y,h)=0,\ v(x,y,h)=0,\ w(x,y,h)=dh/dt \tag{6}$$

將(1)、(2)式積分之，並代入邊界條件(5)、(6)式，可得速度分量 u 及 v 為

$$u=\frac{h_0^2}{\mu_0 M_0^2}\frac{\partial p}{\partial x}\left[\cosh\left(\frac{M_0\sqrt{e^{\gamma T}}z}{h_0}\right)-1-\frac{\cosh\left(\frac{M_0\sqrt{e^{\gamma T}}h}{h_0}\right)-1}{\sinh\left(\frac{M_0\sqrt{e^{\gamma T}}h}{h_0}\right)}\sinh\left(\frac{M_0\sqrt{e^{\gamma T}}z}{h_0}\right)\right] \tag{7}$$

$$v=\frac{h_0^2}{\mu_0 M_0^2}\frac{\partial p}{\partial y}\left[\cosh\left(\frac{M_0\sqrt{e^{\gamma T}}z}{h_0}\right)-1-\frac{\cosh\left(\frac{M_0\sqrt{e^{\gamma T}}h}{h_0}\right)-1}{\sinh\left(\frac{M_0\sqrt{e^{\gamma T}}h}{h_0}\right)}\cdot\sinh\left(\frac{M_0\sqrt{e^{\gamma T}}z}{h_0}\right)\right] \tag{8}$$

其中 M_0 為參考溫度之 Hartmann（赫特曼數）數，其定義為

$$M_0=B_0 h_0\left(\frac{\sigma}{\mu_0}\right)^{\frac{1}{2}} \tag{9}$$

將速度分量 u 及 v 代入連續方程式(4)並對 z 積分一次之後將 $w(x,y,z)$之邊界條件代入，可得掌控薄膜壓力之修正雷諾方程式為

$$\frac{\partial}{\partial x}\left\{\frac{h_0^3}{\mu_0 M_0^3\sqrt{e^{\gamma T}}}\frac{\partial p}{\partial x}\left[\frac{M_0\sqrt{e^{\gamma T}}h}{h_0}-2\tanh(\frac{M_0\sqrt{e^{\gamma T}}h}{2h_0})\right]\right\}$$
$$+\frac{\partial}{\partial y}\left\{\frac{h_0^3}{\mu_0 M_0^3\sqrt{e^{\gamma T}}}\frac{\partial p}{\partial y}\left[\frac{M_0\sqrt{e^{\gamma T}}h}{h_0}-2\tanh(\frac{M_0\sqrt{e^{\gamma T}}h}{2h_0})\right]\right\}=\frac{dh}{dt} \tag{10}$$

引用以下無因次化參數

$$\bar{p}=\frac{-ph_0^3}{\mu_0 a^2\frac{dh}{dt}}、\quad \bar{h}=\frac{h}{h_0}、\quad \beta=\frac{b}{a}、\quad \bar{x}=\frac{x}{a}、\quad \bar{y}=\frac{y}{a} \tag{11}$$

可將(10)無因次化，得

$$\frac{\partial^2\bar{p}}{\partial\bar{x}^2}+\frac{\partial^2\bar{p}}{\partial\bar{y}^2}=-\frac{M_0^3\sqrt{e^{\gamma T}}}{M_0\bar{h}\sqrt{e^{\gamma T}}-2\tanh(\frac{M_0\bar{h}\sqrt{e^{\gamma T}}}{2})} \tag{12}$$

上式之邊界條件為

$$\bar{p}=0 \quad at \quad \bar{x}=0 \tag{13}$$

$$\bar{p}=0 \quad at \quad \bar{x}=1 \tag{14}$$

$$\bar{p}=0 \quad at \quad \bar{y}=0 \tag{15}$$

$$\bar{p}=0 \quad at \quad \bar{y}=\beta \tag{16}$$

為求解無因次雷諾方程式(12)並滿足上述邊界條件，假設擠壓薄膜之壓力分佈表示成由以下正交函數所構成之無窮級數。

$$\bar{p}(\bar{x},\bar{y})=\sum_{m=1}^{\infty}\sum_{n=1}^{\infty}A_{mn}\sin(m\pi\bar{x})\sin(\frac{n\pi}{\beta}\bar{y}) \tag{17}$$

上式代入無因次雷諾方程式，經整理後得

$$\frac{\partial^2\bar{p}}{\partial\bar{x}^2}+\frac{\partial^2\bar{p}}{\partial\bar{y}^2}=-\sum_{m=1}^{\infty}\sum_{n=1}^{\infty}A_{mn}m^2\pi^3\sin(m\pi\bar{x})\sin(\frac{n\pi}{\beta}\bar{y})$$
$$-\sum_{m=1}^{\infty}\sum_{n=1}^{\infty}A_{mn}\sin(m\pi\bar{x})\frac{n^2\pi^2}{\beta^2}\sin(\frac{n\pi}{\beta}\bar{y}) \tag{18}$$

比較(12)及(18)可得，

$$\sum_{m=1}^{\infty}\sum_{n=1}^{\infty}A_{mn}\frac{(\beta^2m^2+n^2)\pi^2}{\beta^2}\sin(m\pi\bar{x})\sin(\frac{n\pi}{\beta}\bar{y})=\frac{M_0^3\sqrt{e^{\gamma T}}}{M_0\bar{h}\sqrt{e^{\gamma T}}-2\tanh(\frac{M_0\bar{h}\sqrt{e^{\gamma T}}}{2})} \tag{19}$$

等式兩邊同乘以$\sin(m\pi\bar{x})\sin(\frac{n\pi}{\beta}\bar{y})$並對$\bar{x}$由 0 積分至 1，對$\bar{y}$由 0 積分至$\beta$，並利用正交函數之特性，可得

$$A_{mn}=\begin{cases}\dfrac{16\beta^2}{mn\pi^4(\beta^2m^2+n^2)}\cdot\dfrac{M_0^3\sqrt{e^{\gamma T}}}{M_0\bar{h}\sqrt{e^{\gamma T}}-2\tanh(\dfrac{M_0\bar{h}\sqrt{e^{\gamma T}}}{2})}, & m,n\quad odd\\ 0, & m,n\quad even\end{cases}\tag{20}$$

將(20)式代入(17)式，可求得擠壓薄膜之壓力分佈。

磁液動擠壓薄膜之負載容量之定義為

$$W=\int_{x=0}^{x=a}\int_{y=0}^{y=b}pdydx\tag{22}$$

利用無因次參數$\overline{W}=-Wh_0^3/\mu a^3b(dh/ht)$，將上式無因次之，並代入(17)式，可得

$$\overline{W}=\sum_{m=1,3,5,\ldots}^{\infty}\sum_{n=1,3,5,\ldots}^{\infty}\frac{64\beta^3}{m^2n^2\pi^6(\beta^2m^2+n^2)}\cdot\frac{M_0^3\sqrt{e^{\gamma T}}}{M_0\bar{h}\sqrt{e^{\gamma T}}-2\tanh(M_0\bar{h}\sqrt{e^{\gamma T}}/2)}\tag{23}$$

在等負載作用下，引用以下之無因次反應時間，

$$\bar{t}=\frac{Wh_0^2}{\mu_0a^3b}t\tag{24}$$

經由(23)、(24)式，吾人可求得時間-高度(time-height)之關係式為，

$$\frac{d\bar{h}}{d\bar{t}}=-\frac{\pi^6\left[M_0\bar{h}\sqrt{e^{\gamma T}}-2\tanh(M_0\bar{h}\sqrt{e^{\gamma T}}/2)\right]}{64\beta^2M_0^3\sqrt{e^{\gamma T}}\times\sum_{m=1,3,5,\ldots}^{\infty}\sum_{n=1,3,5,\ldots}^{\infty}\dfrac{1}{m^2n^2(\beta^2m^2+n^2)}}\tag{25}$$

時間-高度(time-height)關係式為非線性常微分方程式，可利用四階朗基-庫達方法[14]及以下初始條件求得解答。

$$\bar{h}=1\qquad at\qquad \bar{t}=0\tag{26}$$

若將上式改寫，以積分型式表示當$\bar{h}$達到h^*時所需之反應時間t^*為：

$$t^*=-\int_1^{h^*}\frac{1}{\left\{\dfrac{\pi^6\left[M_0\bar{h}\sqrt{e^{\gamma T}}-2\tanh(M_0\bar{h}\sqrt{e^{\gamma T}}/2)\right]}{64\beta^2M_0^3\sqrt{e^{\gamma T}}\times\sum_{m=1,3,5,\ldots}^{\infty}\sum_{n=1,3,5,\ldots}^{\infty}\dfrac{1}{m^2n^2(\beta^2m^2+n^2)}}\right\}}d\bar{h}\tag{27}$$

參、結果與討論

本文探討有限平板擠壓軸承採用具溫度敏感性鐵磁性流體為潤滑液，在外加磁場作用下之擠壓薄膜特性。潤滑液之黏度採用$\mu=\mu_o\exp(-\gamma T)$之模式，其中$T=(\theta-\theta_o)/\theta_o$為無因次溫度參數。

平板軸承在擠壓過程中，無因次油膜壓力 P*受到油膜厚度 h*及平均膜溫 T

影響之情形，如圖 2 所示。此圖顯示，擠壓油膜厚度 h*越小，無因次油膜壓力 P*越高。當 $h^* = 0.5$，亦即油膜厚度達啟始厚度之一半時，其軸承壓力 P*幾乎較 $h^* = 0.8$ 時之四倍。壓力分佈圖中，圓點線條代表 T=0 平均膜溫為參考溫度(室溫)，在同組曲線中其壓力為最高，因為此時之潤滑液黏度最高。相同油膜厚度之情況下，當平均膜溫增加時，因潤滑液之黏度變小，導致油膜壓力 P*降低。此圖亦顯示，油膜厚度越小，平均膜溫 T 對油膜壓力之影響程度較為顯著。因此，長時間操作之軸承，會因平均膜溫增加，導致軸承油膜壓力降低，為使軸承正常運作，應將控制軸承溫度在一定之範圍內。

軸承在擠壓過程中，無因次油膜壓力 P*受到油膜厚度 h*和參數 γ 及 M_0 影響之情形，如圖 3 所示。此圖顯示，外加磁場越強，赫特曼數 M_0 越大，將進一步提高油膜壓力 P*。圓點線條代表 M_0=0 之無外加磁場，或是潤滑液不採用鐵磁性流體之情況，其油膜壓力 P*最低；M_0 增加，油膜壓力 P*亦隨之增加，效果十分顯著。因此，為提高操作時之油膜壓力 P*，採用鐵磁性流體為潤滑液是個不錯的選擇。此外，由圖中三組壓力分佈曲線可看出油膜厚度與溫度敏感度係數 γ 之關係。此圖顯示，油膜壓力隨 γ 值之增加而減少。此原因是由於 γ 於本文潤滑液之黏度，採用 $\mu = \mu_o \exp(-\gamma T)$ 之模式。在相同之平均膜溫 T 之情況下，增加 γ 值，將使潤滑液之黏度呈指數函數之方式降低，因此造成油膜壓力快速降低。為避免發生此種油膜壓力降低之現象，可藉助潤滑液循環系統避免油膜溫度升高，或是將適當之添加劑加入潤滑液，增加潤滑液對溫度之敏感度，降低溫度敏感度係數 γ 之值。此圖亦顯示，擠壓油膜厚度 h*越小，會因擠出軸承潤滑油之阻力增大而使無因次油膜壓力 P*增加之現象，此點與圖二之結果完全吻合。

眾所周知，磁場會降低油膜朝 x 方向流動之無因次速度 u*，導致系統內會儲存較多的潤滑液，並進而提高油膜壓力 P*及負載容量 W*(Lin 2001)。本文將潤滑液黏度採用 $\mu = \mu_o \exp(-\gamma T)$ 之模式，因此，潤滑液黏度會受到 γ 之影響。在相同平均膜溫之情況下，黏度會隨 γ 之增加而降低，導致油膜之流動速度 u*增加，使系統內潤滑液量減少，油膜壓力及負載容量亦隨之減少。圖 4 中，圓點線代表潤滑液黏度在常溫下(γ=0)，磁場強度 M_0= 0 之速度 u*分佈。增加 γ 值，速度 u*亦隨之增加，因此，油膜壓力 P*及負載容量 W*隨 γ 之增加而降低。M_0 增加，速度 u*隨之減少，P*及 W*隨 M_0 之增加而增加。

無因次油膜壓力 P*受到長寬比 β 和溫度敏感度係數 γ 影響之情形，如圖 5 所示。矩形平板軸承之 β=1，其油膜壓力以實線表示。此圖顯示，油膜壓力 P*會隨長寬比 β 之增加而增高。此乃因 β 越大，潤滑油經由 y 方向流出之流動阻力將增

加，系統內會儲存較多的潤滑液，並進而提高油膜壓力 P*；但是，β 大於 2 之後，油膜壓力隨 β 值同步增加之效果逐漸降低。此圖亦顯示，在長寬比 β 相同之情況下，油膜壓力會隨 γ 之減少而增高。因為增加 γ 值，會導致潤滑液之黏度大幅降低，以致油膜壓力隨 γ 值之增加而呈現減少之現象。

無因次負載容量 W*與油膜厚度 h*之關係受參數 M_0 及 T 影響之情形、如圖 6 所示。本圖以 h*為橫座標，探討在擠壓過程中，不同薄膜厚度之負載容量的變化。軸承擠壓運動之初始條件為 h*(0)=1，油膜厚度 h*隨反應時間 t*之增加而減少。h*越小表示油膜厚度越薄，此情況將使油膜壓力 P*迅速增高（參考圖 2、3），因此，利用（22）式定義之負載容量 W*會呈現快速增高之現象。此外，T 越大負載容量 W*越小，此乃因油膜溫度 T 增高導致黏度降低所致。至於 M_0 之影響，會因 x 方向速度之 u 隨 M_0 之增高而降低，使得系統內儲存較多的潤滑液，因而增高油膜壓力 P*並進一步提高軸承負載容量 W*。

無因次負載容量 W*與油膜厚度 h*之關係受參數 β 及 γ 影響之情形，如圖 7 所示。油膜厚度越小，油膜壓力增高並進一步導致負載容量快速增加。在 β=1 之組的曲線中，T 越大其負載容量越大。圖中顯示，圓點線代表溫度敏感度係數 γ=0 之情況，其負載容量均為同組曲線中之最大值。

無因次負載容量 W*與長寬比 β 之關係受 T 及 M_0 影響之情形，如圖 8 所示。β 越大，代表軸承長度沿 y 方向會快速增加，導致潤滑液朝該方向擠出之阻力增加，系統內留存之潤滑液量增加，故由圖 8 可看出其負載容量 W*亦將大幅增加。T 越高，潤滑液黏度越低，將使負載容量 W*降低。至於 M_0 之影響，則因可提高油膜壓力而使負載容量增加。

無因次油膜厚度 h*與反應時間 t*之關係受參數 β 及 γ 影響之情形，如圖 9 所示。薄膜厚度 h*越小，邊界層之影響增強，軸承欲將潤滑液由 x、y 方向擠出之阻力越大，因而增高油膜壓力，並增加薄膜厚度變薄之困難度，故反應時間大幅增加。β 越大，反應時間 t*會增加。其原因可由圖 5、7 之油膜壓力及負載容量與 β 之關係可看出；當 β 越大，油膜壓力及負載容量會隨之提高，增加軸承上下表面進一步擠壓並相互接近之困難度。溫度敏感度係數 γ 越大，在相同的油膜均溫情況下，潤滑液之黏度相形較低，導致負載容量降低，並進一步減少反應時間 t*。

無因次反應時間 t*與 β 之關係受參數 M_0 及 γ 影響之情形，如圖 10 所示。如前所述，β 增加，軸承之反應時間會隨之增加，當 β=10 時，反應時間接近最大值。提高 M_0，因可提高油膜壓力而使負載容量增加。溫度敏感度係數 γ 越大，潤滑液之黏度將減少，最後導致反應時間 t*進一步減少。

肆、結論

1. 增加β、M_0會降低x方向無因次速度u*，導致系統內儲存較多的潤滑液，因此，增加無因次油膜壓力p*、負載容量W*，並進一步增加反應時間t*，提高軸承性能。
2. 增加溫度敏感度係數γ或平均膜溫T，會增加x方向無因次速度u*，減少系統內儲存的潤滑液，因此降低油膜壓力p*及負載容量W*，並減少反應時間t*，降低軸承性能。

伍、參考文獻

1. Tipei, N., 1982, "Theory of lubrication with ferrofluids: Application to short bearing," *ASME J. Lubri. Tech.*, Vol. **104**, pp. 510-515.
2. Sorge, F., 1987, "A numerical approach to finite journal bearings lubricated with ferrofluid," *ASME J. Tribol.*, Vol. **109**, pp. 77-82.
3. Zhang. Y., 1991, "Static characteristics of magnetized journal bearing lubricated with ferrofluid," *ASME J. Tribol.*, Vol. **113**, pp. 533-538.
4. Osman, T.A., Nada, G.S. and Safar Z.S., 2001, "Static and dynamic characteristics of magnetized journal bearings lubricated with ferrofluid," *Tribol. Int.*, Vol. **34**, pp. 369-380.
5. Shah, R.C. and Bhat, M.V., 2004, "Ferrofluid squeeze film in a long journal bearing," *Tribol. Int.*, Vol. **37**, pp. 441-446.
6. Lin, J. R. ,''Magneto-hydrodynamic squeeze film charateristics for finite retangular plates'' , Industrial Lubrication and tribology，Vol.55, No.2, pp.84-89,2003
7. Shah, R.C., Bhat, M.V., "A step bearing lubricated with magnetic fluid," Mathematics Today.
8. Shah, R.C., 2003, "Ferrofluid lubrication in step bearing with two steps," Industrial Lubrication and Tribology, Vol. 55, No. 6, pp. 265-267,
9. Chiang, Hsiu-Lu, 1987, ''金屬擠壓成型液膜潤滑之廣義雷諾方程式模式理論分析'', 國立台灣大學機械工程研究所碩士論文
10. Bridgman, P. W., 1949, "Viscosities to 30,000kg/cm^2,"*Proc. Am. Acad. Arts. Sci.*, Vol. **77**, pp.117-28.
11. Scott Bair, Jacek Jarzynski, Ward O. Winer, 2001, 'The temperature, pressure and

time dependence of lubricant viscosity,' *Tribology International*, Vol.**34**, pp.461-468.

12. Jhiang, S. L., Yuan, K., 1987, 'A thermal hydrodynamic lubrication analysis for hydrostatic extrusion based oh the generalized Reynolds equation model,' 中華民國第十一屆全國力學會議,
13. Yang, Y. K., Jeng, M. C., 2004, "Analysis of viscosity interaction on the misaligned conical-cylindrical bearing," *Tribology International* , Vol.**37**, pp.51-60.
14. Gerald, C. F., 1986, "Applied Numerical Analysis".

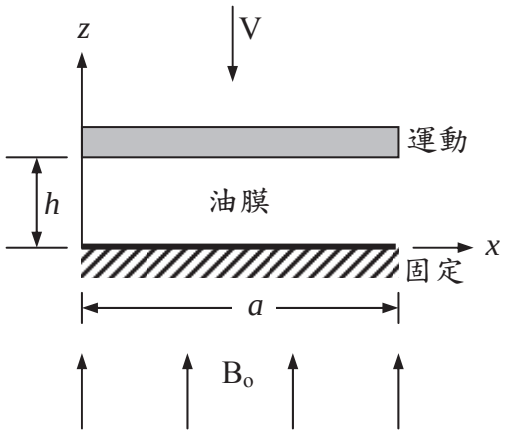

圖 1、平行有限矩形板之擠壓薄膜物理機構示意圖

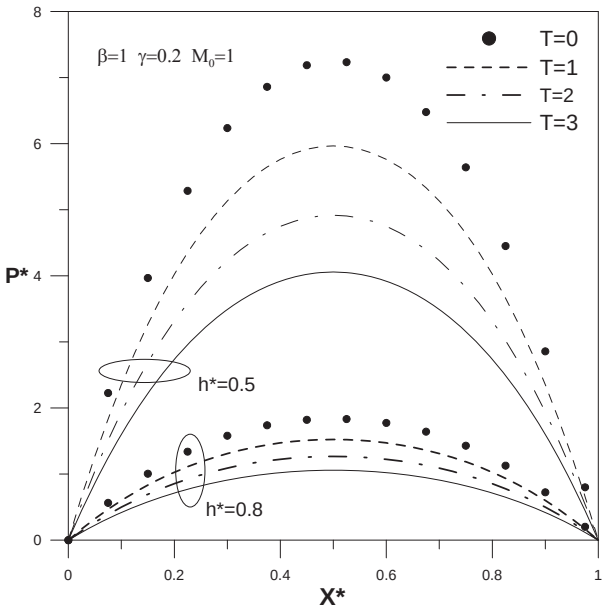

圖 2、無因次油膜壓力 P*與油膜厚度 h*及油膜溫度 T 之關係(y*=0.5 之位置)

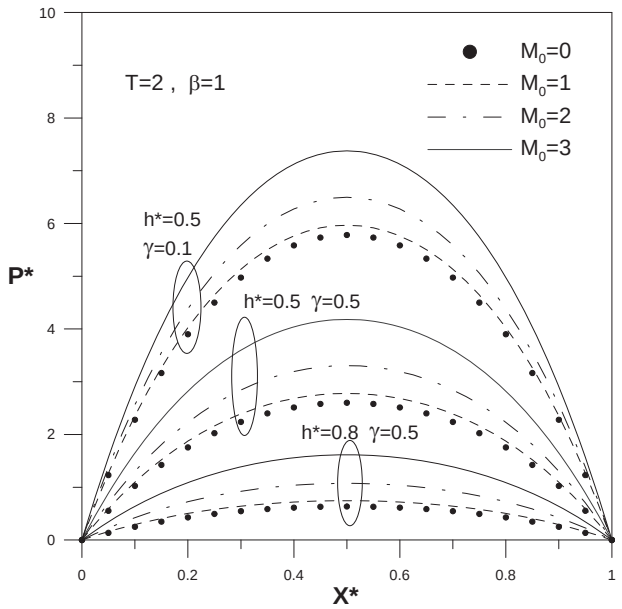

圖 3、無因次油膜壓力 P*與油膜厚度 h*、γ 及 M_0 關係(y*=0.5 之位置)

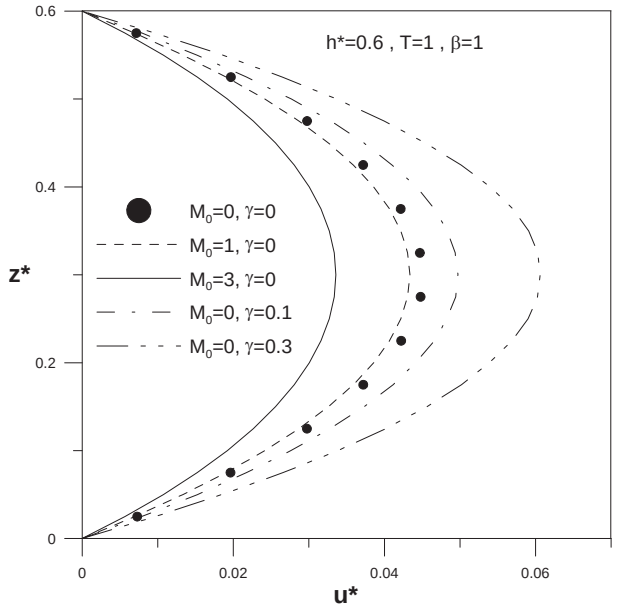

圖 4、不同溫度敏感度係數 γ 和 M_0 與 x 方向無因次速度 u*之關係

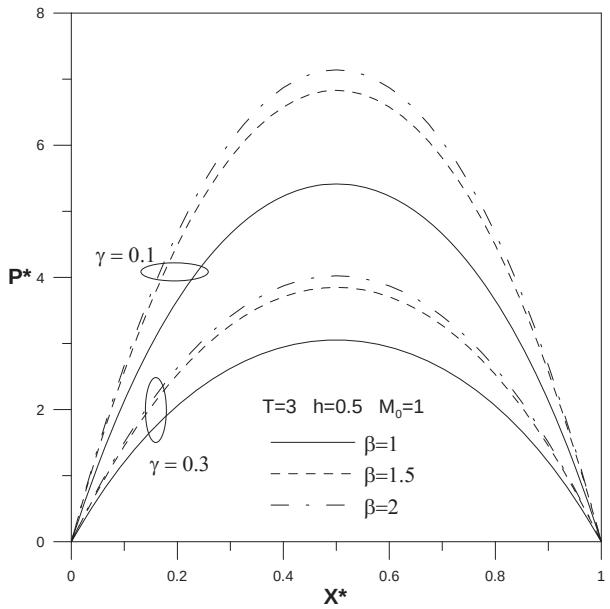

圖 5、無因次薄膜壓力 P*與 γ 及 β 之關係(y*=0.5 之位置)

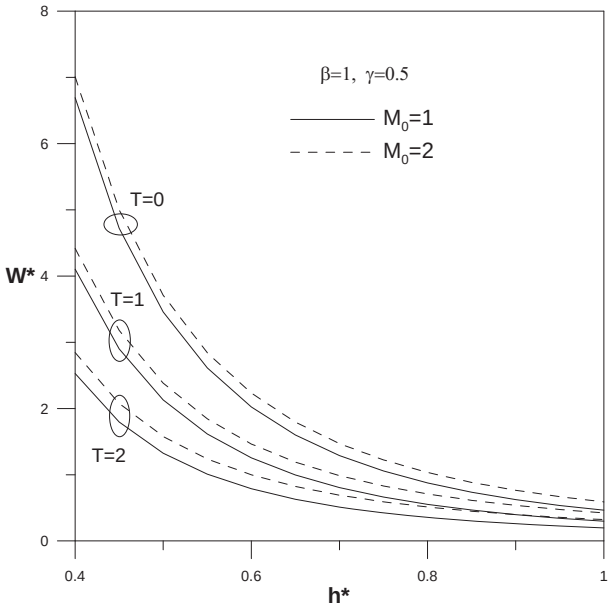

圖 6、無因次負載容量 W*與油膜厚度 h*之關係受參數 M_0 及 T 影響之情形

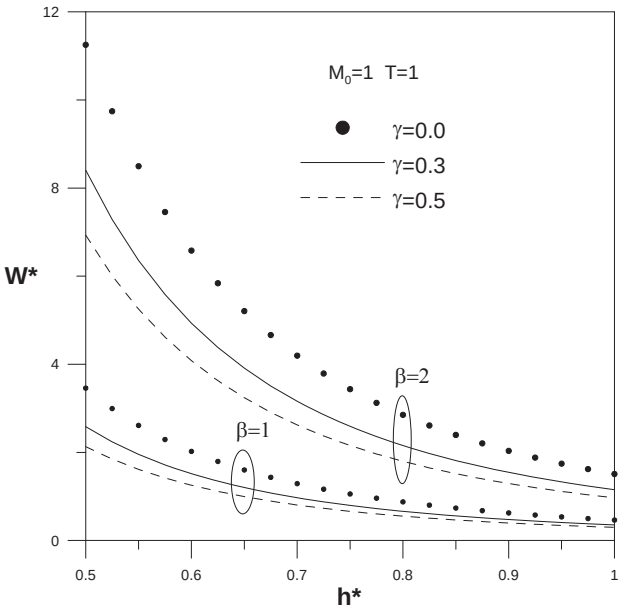

圖 7、無因次負載容量 W*與油膜厚度 h*之關係受參數 β 及 M_0 影響之情形

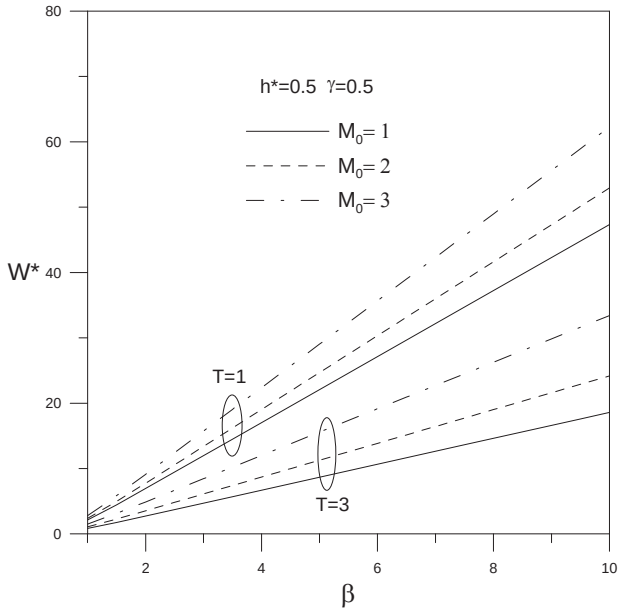

圖 8、無因次負載容量 W*與長寬比 β 之關係受 T 及 M_0 影響之情形

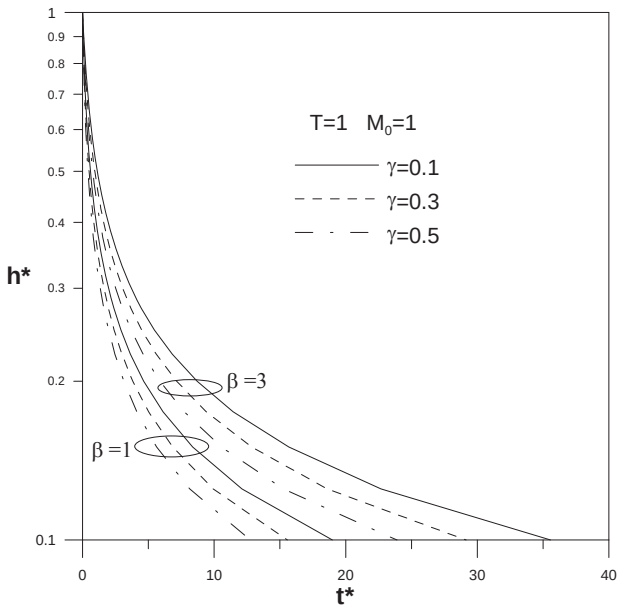

圖 9、無因次薄膜厚度 h*與反應時間 t*之關係受參數 β 及 γ 影響之情形。

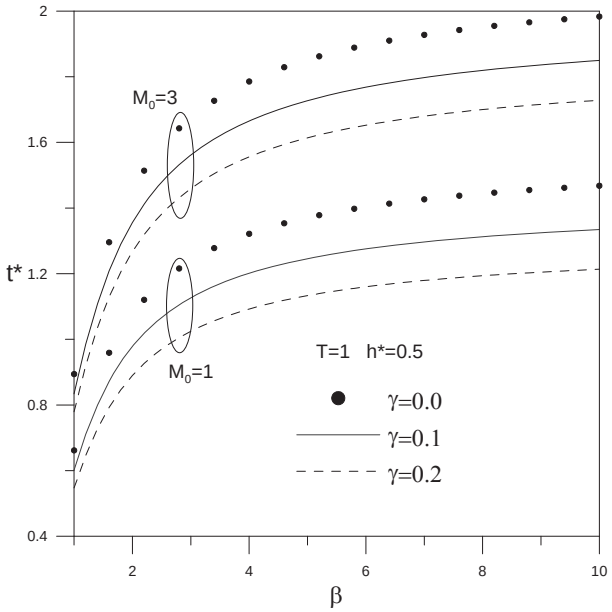

圖 10、無因次反應時間 t*與 β 之關係受參數 M_0 及 γ 影響之情形。