

混合潤滑模型之建立(II)

Modelling of Mixed Lubrication (II)

計畫編號: NSC:90-2212-E-002-174

執行期限: 90年8月1日至91年7月31日

主持人: 台灣大學機械系 蘇侃

一、中文摘要

混合潤滑是液膜及峰點接觸共存的潤滑模式，但時至今日，仍然無法完全瞭解其潤滑與摩擦間的機制。因此本篇研究所考量的參數同時包含黏度、速度、負載、粗度、紋路等。在此也建立了 Stribeck 曲線圖，從圖中可以清楚界定混合潤滑的邊界範圍，並根據 Stribeck 曲線圖中摩擦係數的變化，來判斷其潤滑範圍。從實驗的結果及分析發現：表面粗度的減小、速度的提高、負載的減少、黏度的提高、橫向紋路，在混合潤滑中，皆會減少粗糙峰直接接觸的機會，並降低摩擦係數值，有利於潤滑。依對摩擦係數的效應大小排列，依序為：表面粗度 > 滑動速度 = 黏度 > 紋路方向 > 負載。利用 Stribeck Curves 可以明確分辨出各種潤滑模式（邊界潤滑、混合潤滑、液動潤滑），不過當潤滑參數改變時，邊界點會發生移動，Stribeck Curves 也會因此改變。橫向紋路在高黏度潤滑油中會產生擠壓效應，有助於增進液動油膜的生成，降低摩擦係數，但在低黏度潤滑油中，尤其當滑動速度慢時，橫向紋路的效應則不明顯。

關鍵字：摩擦係數、混合潤滑、Stribeck Curves、表面粗度、紋路方向

ABSTRACT

The dominant parameter that affects the condition of mixed boundary and hydrodynamic lubrication is going to be found experimentally. On this behalf, several parameters including viscosity of lubricant, sliding speed, normal load, surface roughness and lay direction, etc. are selected. The results show that the lubrication regimes can be determined with a Stribeck curve and that the effect of each parameter on lubrication mechanism can be identified. It is found that the decreases in surface roughness and normal load, increases in sliding speed and viscosity, or the use of transverse lay can cause a decrease in friction coefficient. About these parameters, the main dominant one is surface roughness, then, sliding speed and viscosity, and then, the lay direction. The influence of normal load on lubrication regime is nearly negligible. The results also indicate that the variation in magnitude of such parameters can make a shift in Stribeck curves, although the characteristic values are remained unchanged. It is also shown that the effects of lay direction on friction should accompany with the viscosity of lubricant.

The effect of transverse lay on friction is significant when it is accompanied with high viscosity.

Keywords : Friction coefficient, Mixed Lubrication, Stribeck Curves, Surface roughness, Surface lay direction.

二、研究動機及文獻回顧

工件最理想的潤滑狀態為全液膜潤滑(Full film lubrication)。但事實上受機件尺寸限制(Compact design requires)，或者受限於較慢的相對滑動速度，致使表面部分粗糙峰相互接觸的情形無法避免。這種介於邊界潤滑及液動潤滑的潤滑狀態，我們稱之為混合潤滑。大部分機器零件間的運作及加工場合常處於這種潤滑狀態，例如：滑軌、零件表面之光製處理等。因此針對混合潤滑的研究，改善其潤滑性能以防止磨損失效，具有其實質的經濟效應。但時至今日，仍然無法完全瞭解其潤滑機制。在混和潤滑中，為了得到較好的潤滑以降低摩擦係數，除了可有限地提高相對速度以及潤滑油黏度之外，摩擦面間的表面型態也是一個重要參數，例如表面粗度、紋路方向。在混和潤滑中，有許多關於表面型態的研究。Christensen (1972)提出 longitudinal roughness flow model【1】，Tallian (1972) 提出 Partial EHL 理論，並証實表面粗糙度對潤滑有著決定性的影響【2】。Patir and Cheng (1978) 提出 average flow model【3】，以及 Greenwood and Tripp (1971) 的 asperity contact model【4】，為以後的混合潤滑的研究立下基礎。近幾年來有許多學者相繼提出混合潤滑及表面型態間相關的研究【5-14】，但所提出之研究是針對非順應面(counterformal)所作

之研究，且大多是利用數值分析的方法來分析及模擬不同表面型態下之潤滑行為。到目前為止，以實驗的方法針對順應面所作之相關文獻報告，則相對較少。Saha, Wilson【15】，經由實驗證實 3104 鋁合金在 rolling 時，面板(sheet)紋路呈橫向時，在邊界及混合潤滑狀態下，會較其它紋路方向的表面有較好之潤滑效果，摩擦係數較小。Wang, Shi, Lee【16】，利用了數值分析的方法，來模擬頸軸承在混合潤滑狀態下，紋路方向的影響，結果發現當 L/D(長寬比)=2/3 時，橫向紋路同樣有較好之潤滑效果及較低之摩擦係數值。Katoh 等人【17】及 Makino【18】相繼採用旋轉式面接觸的實驗方法來研究紋路方向的影響。但卻呈現相反的結果。Katoh 等人的結果顯示，橫向紋路有較好的潤滑效果；Makino【18】的結果卻顯示縱向條紋有較好的潤滑效果，摩擦係數較小，油膜承載的能力也較大。由以上文獻的結果，我們可以發現，以實驗的方法針對平行滑動面的形式來探討紋路方向在混合潤滑狀態下影響的研究較少，到目前為止仍然缺乏一個較為明確的實驗結果。因此在本研究中，特別針對平行滑動面來作一系列之實驗，以茲驗證其紋路效應。並藉由實驗現象之觀察及其他參數之分析，來探討其真正潤滑機制。平行滑動面是一個值得特別關注的接觸型式，其理由有三：第一、在混合潤滑中，平行滑動面是最常見的接觸型式，例如：機械油封、工具機導軌、汽缸與活塞、往復式運動機械、平面推力軸承…等等。第二、平行滑動面較易準確控制紋路方向(lay direction)以及表面粗度大小。第三、大部分的磨潤學者大多利用點接觸、及線接觸來探討表面粗度的影響及模擬真實的面接觸狀態，這離真實的狀態有一段距離。關於平行滑動面的相

關文獻之中，Lebeck (1987)【19-20】將 Lenning(1960)【21】、Brix (1962)【22】、Kanas(1984)【23】、等幾位學者的實驗結果繪製成特徵曲線並加以比較，不過我們在實際的應用中卻發現，不同的速度、負載所組成的單一 Stribeck number 值，在相同的摩擦面中，會得到二明顯不同的摩擦係數值，在混合潤滑狀態下尤其明顯。此種現象在過去大多被忽略了，因此有必要在此對此現象加以探討並提出合理的解釋。

二、實驗方法

實驗中採用 Cameron-Plint TE-77 往復式摩擦試驗機，其試片及運動方向如圖一所示。上滑動試片的尺寸為 $6 \times 6 \times 6$ mm (長 \times 寬 \times 高)，下固定試片的尺寸為 $58 \times 38 \times 4$ mm (長 \times 寬 \times 高)，其外視接觸面積為 6×6 mm²。試片材料為中碳剛 S45C 熱處理硬化，HRC 硬度值為 54，試片表面經由不同號數水砂紙，並沿著特定方向研磨，以獲得不同表面型態的摩擦面，如表一所示。所添加之潤滑油為石蠟基基礎油：LN、HN、BS-150 等礦物油，其黏度依序為：0.04 Pa s、0.23 Pa s、0.66 Pa s。實驗時溫度保持在室溫 25℃。在本實驗中，最主要量測的實驗參數為摩擦力及接觸電壓。摩擦係數可經由摩擦力與正向壓力之換算獲得，而接觸電壓值 V_c 可以用來判斷兩個試片之接觸情形，主要由 Lunn-Furey 電路所組成。由示波器上之 V_c 之量測，經由換算可以得到真正的接觸電阻 R_c ，其關係式為： $R_c = (3.6 \times 10^5 V_c) / (30 - 606 V_c)$

但由於電路消耗的原因，當 $V_c = 45$ mV

時， $R_c = \infty$ ，表示兩試片沒有直接接觸。

為了觀察混合潤滑中，慢速低壓下的潤滑情形，在此選擇了幾種實驗條件，如表二所列。

三、實驗結果與討論

3.1. 表面粗度大小的影響

表面粗度對潤滑的影響的實驗結果如圖二～圖四所示。由圖中清楚發現，摩擦係數隨著表面粗度值增加而增加的趨勢。當相同之 Stribeck Number，粗度較小的表面，所獲得的 Stribeck Curves 愈接近曲線底部，意即越接近混和潤滑及液動潤滑之交界處。圖四中，當 $R_a = 0.05$ μ m，Stribeck Number 為 0.6 時，已達曲線之底部，此時之摩擦係數為 0.033。由圖中實驗的結果可以清楚發現，表面粗度在各種紋路方向的滑動面上，對於潤滑仍然有著明顯的影響，表面粗度值 (R_a) 愈大，摩擦係數越大，在 Stribeck Curves 上，相對上越接近邊界潤滑。另一個值得注意的地方是，表面粗度的影響在縱向紋路的方向上更加明顯。我們沿著垂直紋路的方向上，量測實驗前及磨合後表面粗度的變化情形，結果發現橫向紋路的 CLA 粗度值 (R_a) 的減少的變化量，要較縱向紋路的表面來得小，表示橫向紋路的粗糙峰接觸碰撞的情形較少，因此表面粗度大小對橫向紋路的表面而言，其影響效果較小；而縱向紋路的表面，因磨合前後粗度值 (R_a) 減小的變化量較大，表示粗糙峰在潤滑時發生接觸碰撞的情形較多，因此表面粗度大小對縱向紋路的表面而言，其影響效果較大。

3.2. 表面紋路方向的影響

爲了驗證橫向紋路方向在慢速低壓下，是否有擠壓膜效應 (Squeeze effect) 的存在，實驗中選擇了三種紋路方向，實驗結果如圖五~圖六所示。當潤滑油爲黏度最高的 BS-150 時，紋路效應明顯大於黏度最低的 LN 基礎油。當固定試片及滑動試片均爲橫向紋路方向時，在高黏度基礎油 BS-150 的潤滑下，在速度爲 0.06m/s，負載 100N (外視壓力：2.78MPa) 時，已達特徵曲線之底部，摩擦係數爲最小值 0.023，以此點可做爲混合潤滑及液動潤滑的交界點。固定試片及滑動試片紋路方向爲縱向紋路時，在整個實驗過程中，皆處於邊界潤滑爲主的潤滑狀態，當滑動速度爲 0.12m/s 時，摩擦係數爲 0.1。第三種紋路方向爲與滑動方向夾 45 度 (滑動式片與固定試片同時沿順時針方向轉 45 度角)，在整個實驗中，其摩擦係數分布在 0.045~0.126 之間，處於混合潤滑狀態。這種紋路方向所獲得的實驗結果明顯介於其他兩者之間，這更加證實了紋路方向的角度的確是一個影響潤滑結果的重要參數之一。從接觸電壓的變化情形，在 0.03m/s 速度下，開始有明顯的液動油膜生成而縱向紋路方向的滑動面，自始至終，都無液動油膜之生成。45 度角紋路的滑動面則在速度達 0.06m/s，才開始明顯有液動油膜之生成，由以上接觸電壓的觀察，顯示出橫向紋路方向的滑動面，有助於液動油膜的生成。

3.3. 潤滑油黏度的影響

圖七爲對三種不同黏度的基礎油實驗所獲得的結果。黏度最高的 BS150 基礎油，可以達到曲線之底部，此時摩擦係數 0.022 最小，此點可視爲混合潤滑及液動

潤滑的交界點，HN、及 LN 則仍處於邊界及混和潤滑區域。低黏度的 LN 潤滑油無法產生液動油膜，接觸電壓始終保持在 0 附近，黏度較高的潤滑油 HN 及 BS150 則在滑動速度達到一定值時，接觸電壓升高，就會開始產生明顯的液動油膜。不過黏度高的潤滑油當其產生液動油膜之後，黏度反倒成爲增加摩擦阻力之一因素，由圖七中在滑動速度爲 0.06m/s 時，雖然處於液動潤滑狀態，但其摩擦係數明顯較黏度較低的 HN 潤滑油要來得高，因此不能單以黏度大小來預測摩擦係數之大小，還須將其當時所處之潤滑狀態一並考慮進去。

3.4. 擠壓效應對液動油膜之影響

兩平行滑動的光滑面相互滑動時，因無垂直兩表面方向上的運動，理論上應無擠壓效應或液動效應的產生。但事實上，從微觀的觀點，在某些粗糙峰的相互滑動時，經由幾何方向上的分析可同時產生微觀的擠壓效應及液動效應，或者兩者各自存在。在本實驗中，當紋路方向與運動方向均呈垂直時，摩擦係數明顯降低許多，由圖五中之結果可知。此一降低摩擦係數的潤滑機制不外乎是擠壓效應，或者是液動效應，或者同時存在相互影響，卻不得而知。以黏度較低之 LN 潤滑油進行實驗所獲得的實驗結果如圖六所示，結果顯示在 LN 潤滑油時，除了在 0.09m/s~0.12m/s 仍有些許的紋路效應存在，在 0.015m/s~0.06m/s 時，紋路效應已不存在，在此，其合理的解釋爲：當潤滑油黏度高時，潤滑油不容易隨著滑動而溢出粗糙峰間間隙，相反的，黏度稀薄之潤滑油，則不易停留在粗糙峰間隙內，尤其當速度慢時，低黏度的潤滑油有充裕的時

間，來逃離 (escape) 出粗糙峰間的空隙。由實驗的接觸電壓值的上升，一直到最後的 45mV，我們觀察出一個有趣的現象就是，當電壓值得升高時，總是在磨合前幾分鐘的時候，並非一開始滑動就有接觸電壓升高的情形發生，其次是液動油膜在橫向紋路時較易發生，因此我們研判出一個關於紋路效應在混合潤滑中的潤滑機制為：橫向紋路在適當黏度的潤滑油潤滑之下可以產生擠壓效應，油膜厚度以及油膜承受負載的能力隨之增加，並進而幫助建立液動油膜的產生。

3.5. 滑動速度及正向壓力對摩擦係數的影響

圖八~九為滑動速度對摩擦係數之影響，其結果顯示，摩擦係數有隨著滑動速度之增加而降低的趨勢，以 0.03~0.12m/s 的範圍而言，滑動速度增加四倍，摩擦係數約降低 0.04，這是橫向紋路時的實驗結果，當紋路為縱向時，摩擦係數約降低 0.03，略少於橫向紋路，不過仍明顯呈現降低的趨勢。圖十~十一為正向負載對摩擦係數影響的實驗結果，由圖中負載增加五倍，摩擦係數約略增加 0.01~0.02，如果跟滑動速度相比，正向負載對摩擦係數的影響明顯小了許多，因此混合潤滑狀態下，以滑動速度及正向負載對摩擦係數的效應而言，以滑動速度為影響摩擦係數最主要之參數，而非正向負載。

3.6. 相同 Stribeck Number 產生不同之 Stribeck 曲線。圖十二~圖十三為在相同之 Stribeck Number (nv/p)，但不同之負載、速度時所到的 Stribeck 曲線圖。圖中 CASE(a)代表高壓 / 高速，CASE(b)代表中壓 / 中速，CASE(c)代表低壓 / 低

速的潤滑條件，其中壓力及速度的高低是相對於 a、b、c 三者而言。由圖十二中，當 Stribeck Number 大於 1.42E-2 時，CASE (a)、CASE(b)、CASE(c)，三者的摩擦係數趨近相同，此時為液動潤滑狀態而當 Stribeck Number 小於 1.42E-2 時，CASE (a)、CASE(b)、CASE(c)三者的摩擦係數大小為： $f_a > f_b > f_c$ ；此時滑動面處於混合潤滑及邊界潤滑狀態，由此可得知此種現象之發生必定與潤滑時粗糙峰的直接接觸有關，並因此造成參數間對摩擦係數影響的大小不一的結果。由圖八~圖十一的實驗結果，可以清楚解釋此一現象，是由於在混合潤滑及邊界潤滑狀態下，滑動速度影響摩擦係數的能力明顯大於正向負載所致。

四、結論

綜合以上之實驗結果及討論，我們可以獲得以下幾點結論：

1. 表面粗度的減小、速度的提高、負載的減少、黏度的提高、橫向紋路，在混合潤滑中，皆會減少粗糙峰直接接觸的機會，並降低摩擦係數值，有利於潤滑。
2. 依對摩擦係數的效應大小排列，依序為：表面粗度 > 滑動速度 = 黏度 > 紋路方向 > 負載。
3. 利用 Stribeck Curves 可以明確分辨出各種潤滑模式 (邊界潤滑、混和潤滑、液動潤滑)，不過當潤滑條件改變時，邊界點會發生轉移，Stribeck Curves 也會因此改變。
4. 橫向紋路在高黏度潤滑油中會產生擠壓效應，有助於增進液動油膜的生成，降低摩擦係數，但在低黏度潤滑油中，橫向紋路的效應則不明顯。

五、參考文獻

- 【1】 Christensen H., A theory of mixed lubrication, Proceeding of Institute of Mechanical Engineers, 1972, vol. 186, pp.41-72.
- 【2】 Tallian T.E., The theory of partial elastohydrodynamic contacts., Wear, 1972, vol.21, pp. 49-55.
- 【3】 Patir N., and Cheng H.S., An average flow model for determine effects of three dimensional roughness on partial hydrodynamic lubrication, ASME J. of Lubri. Technology, 1978, vol.100, pp.12-17.
- 【4】 Greenwood J.A., and Tripp, J.H., The contact of two nominally flat rough surfaces, Proc. Instn. Mech. Engrs., 1971, vol. 185, 48/71, pp. 625-633.
- 【5】 Lee S.C., and Cheng H.S., On the load-average gap relation between two rough contacts with longitudinal roughness, STLE Tribol. Trans., 1992, vol.35, pp.523-529.
- 【6】 Lee S.C., and Ren N., Behavior of elastic-plastic rough surface contacts as affected by the surface topography, load and materials, STLE, Tribol. Trans., 1996, vol.39, pp. 67-74.
- 【7】 Hu Y.z., and Wang H., A computer model of mixed lubrication in point contacts, 2001, Tribol. Inter., vol. 34, pp.65-73.
- 【8】 Lubrecht A.A., Ten Napel W.E., and Bosma, R., The influence of longitudinal and transverse roughness on the elastohydro- dynamic lubrication of circular contacts, J. of Tribol., 1988, vol.110, pp.421-427.
- 【9】 Kweh C.C., Evans H.P., and Snidle R.W., Micro elastohydro-dynamic lubrication of an elliptical contact with transverse and 3-dimensional roughness, J. of Tribol., 1989, vol.111, pp. 577-584.
- 【10】 Kweh C.C., Patchong M.J., Evans H.P., and Snidle R.W., Simulation of elastohydrodynamic contacts between rough surfaces, J. of Tribol., 1992, vol. 114, pp.412-21.
- 【11】 Chang L., Webster M.N., A study of elastohydrodynamic lubrication of rough surfaces, J. of Tribol., 1991, vol.113, pp. 110-115.
- 【12】 Ai X., Cheng H.S., The effect of surface texture on EHL point contacts, J. of Tribol., 1996, vol. 118, pp. 59-66.
- 【13】 Xu G., Sadeghi F., Thermal EHL analysis of circular contacts with measured surface roughness, J. of Tribol., 1996, vol.118, pp. 473-483.
- 【14】 Zhu D., and Hu Y.Z., Effects of rough surface topography and orientation on the characteristics of EHD and mixed lubrication in both circular and elliptical contacts, 2001, Tribol. Trans., vol.44, pp. 391-398.
- 【15】 Saha P.K., Wilson W.R.D., Timsit R.S., Influence of surface topography on the friction characteristics of 3104 aluminum alloy sheet, Wear, 1996, vol.197, pp.123-129.

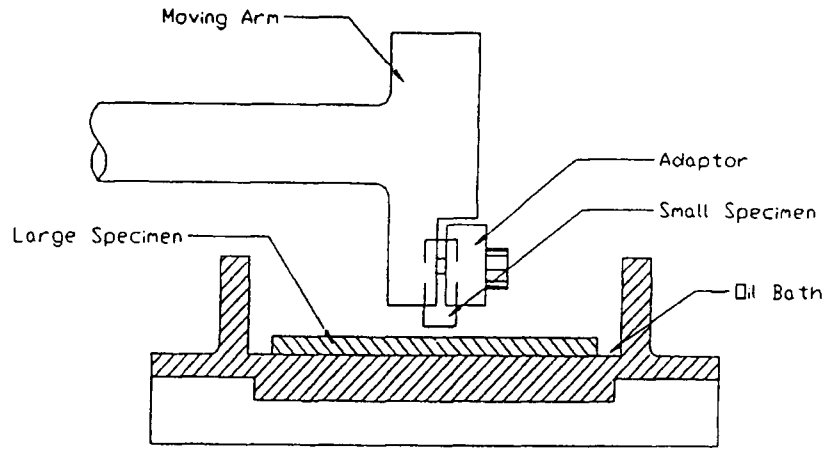
- 【16】 Wang Q., Shi F., and Lee S.C. A mixed-lubrication study of journal bearing conformal contacts, *Trans. of the ASME*, 1997, vol.119, pp. 456-461.
- 【17】 Katoh J., Satoh T., Kamikubo F., and Mizuhara K., Analysis of running-in process under lubricated conditions using combined time- space plot and three dimensional bearing curves, *Tribo. Trans.*, 2001, vol.44, pp. 104-110.
- 【18】 Makino T., Morohoshi S., and Saki K., The effect of roughness orientation on mixed friction, *Proc.25 th Leeds-Lyon Symp. on Tribo.*, 1998, pp. 355-365.
- 【19】 Lebeck A.O., Parallel sliding load support in the mixed friction regime, Part1-The experimental data, *J. of Trib.*, 1987, vol.109 pp.189-195.
- 【20】 Lebeck A.O., Parallel sliding load support in the mixed friction regime, Part2-Evaluation of the mechanisms, *J. of Trib.*, 1987, vol.109 pp.196-205.
- 【21】 Lenning R.L., The transition from boundary to mixed friction, *Lubrication Engineering*, 1960, pp. 575-582.
- 【22】 Brix V.H., The film lubrication, *Lubrication Engineering*, 1962, pp. 312-319.
- 【23】 Kanas P.W., Microasperity lubrication in a boundary lubricated interface, Masters thesis, Mechanical Engineering Department, The university of New Mexico, Albuquerque, 1984.

	滑動上試片	靜止下試片
Ra=0.66 μ m	平行滑動方向	平行滑動方向
Ra=0.66 μ m	與滑動方向呈 45 度角	與滑動方向呈 45 度角
Ra=0.66 μ m	垂直滑動方向	垂直滑動方向
Ra=0.35 μ m	平行滑動方向	平行滑動方向
Ra=0.35 μ m	與滑動方向呈 45 度角	與滑動方向呈 45 度角
Ra=0.35 μ m	垂直滑動方向	垂直滑動方向
Ra=0.16 μ m	平行滑動方向	平行滑動方向
Ra=0.16 μ m	與滑動方向呈 45 度角	與滑動方向呈 45 度角
Ra=0.16 μ m	垂直滑動方向	垂直滑動方向
Ra=0.05 μ m	平行滑動方向	平行滑動方向
Ra=0.05 μ m	與滑動方向呈 45 度角	與滑動方向呈 45 度角
Ra=0.05 μ m	垂直滑動方向	垂直滑動方向

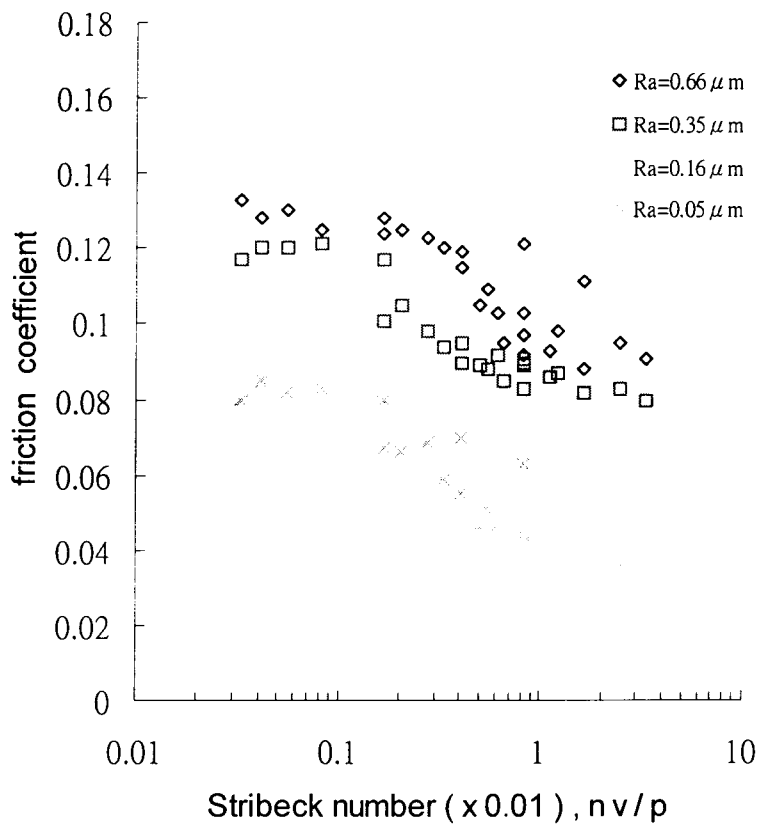
表一、表面粗度及紋路方向組合

滑油	HN、LN、BS150
正向負載	1.39MPa、2.78MPa、4.17MPa、 5.56MPa、6.95MPa
滑動速度	0.006m/s、0.03m/s、0.06m/s、 0.09m/s、0.12m/s

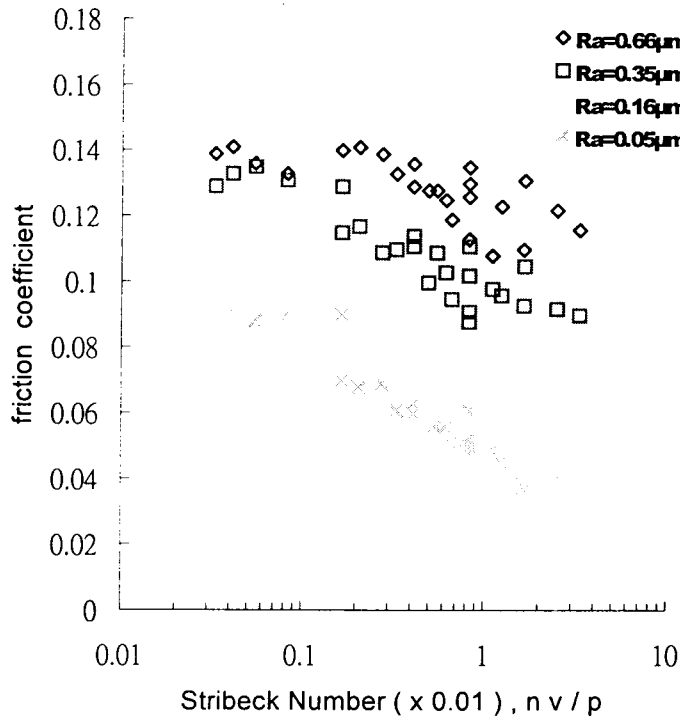
表二、慢速低壓下的實驗條件



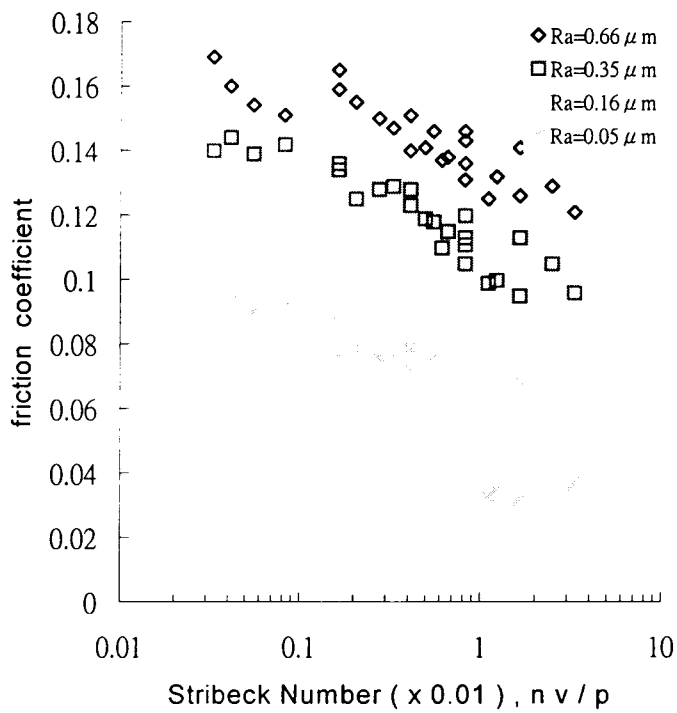
圖一、實驗試片與機器配置圖



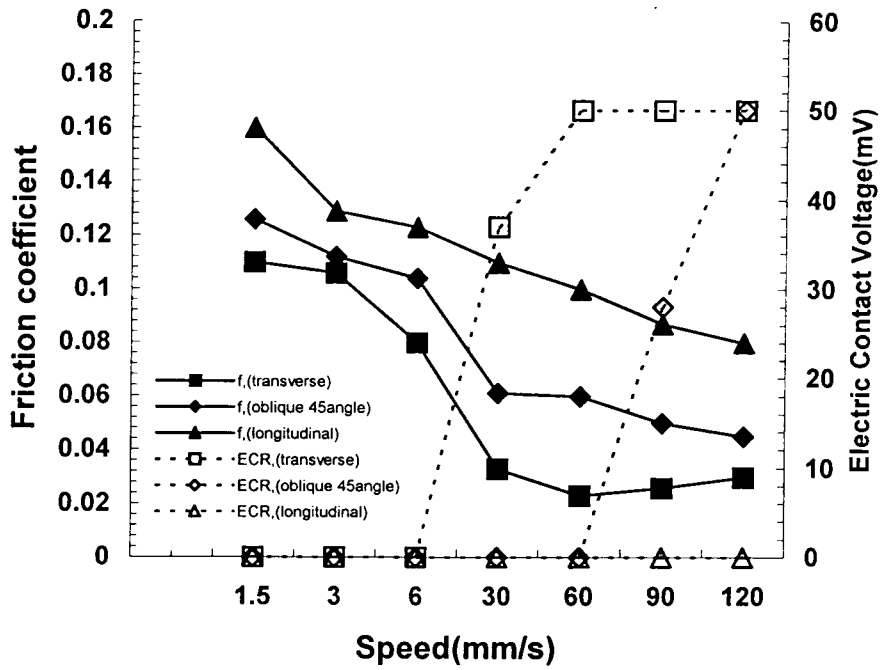
圖二、表面粗度的影響 (HN, Transverse lay)



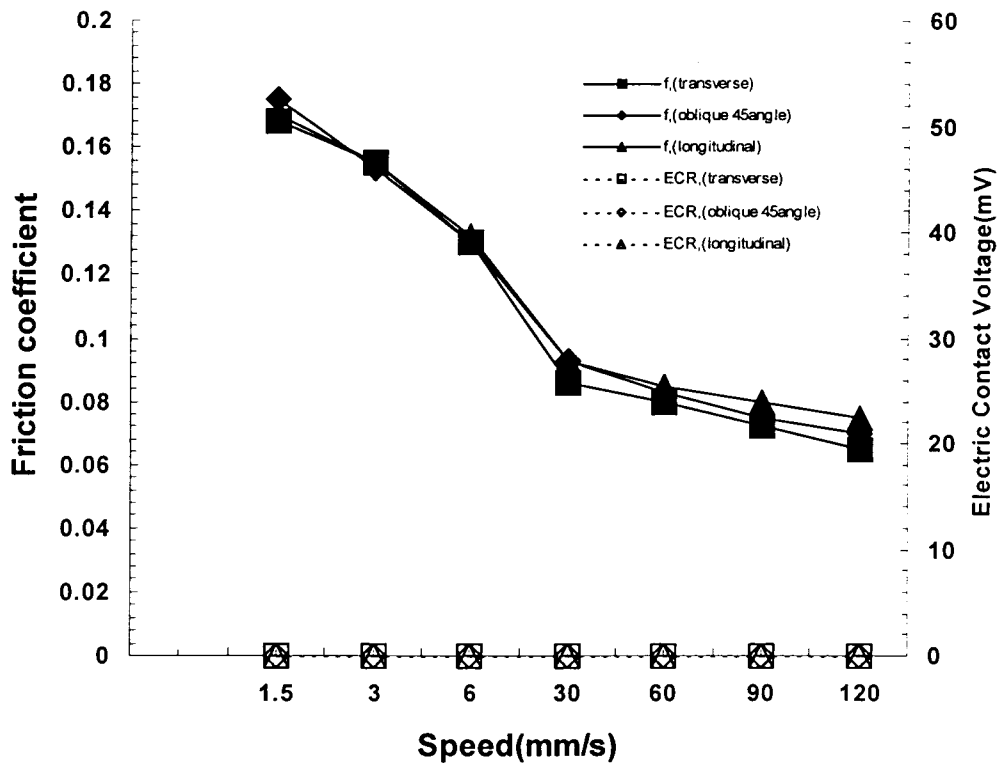
圖三、表面粗度的影響 (HN, 45 度方向紋路)



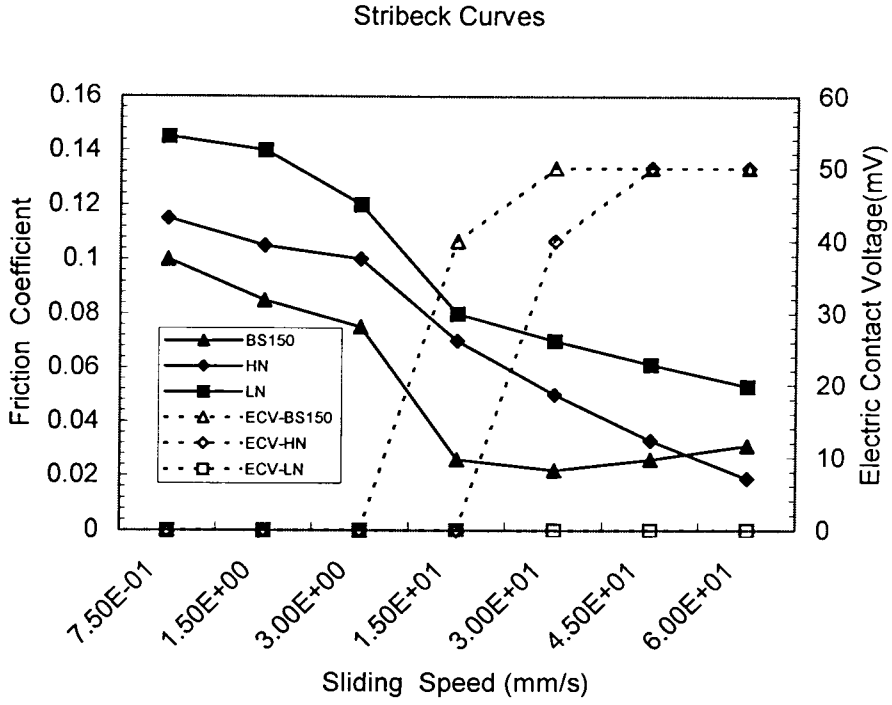
圖四、表面粗度的影響 (HN, longitudinal 方向紋路)



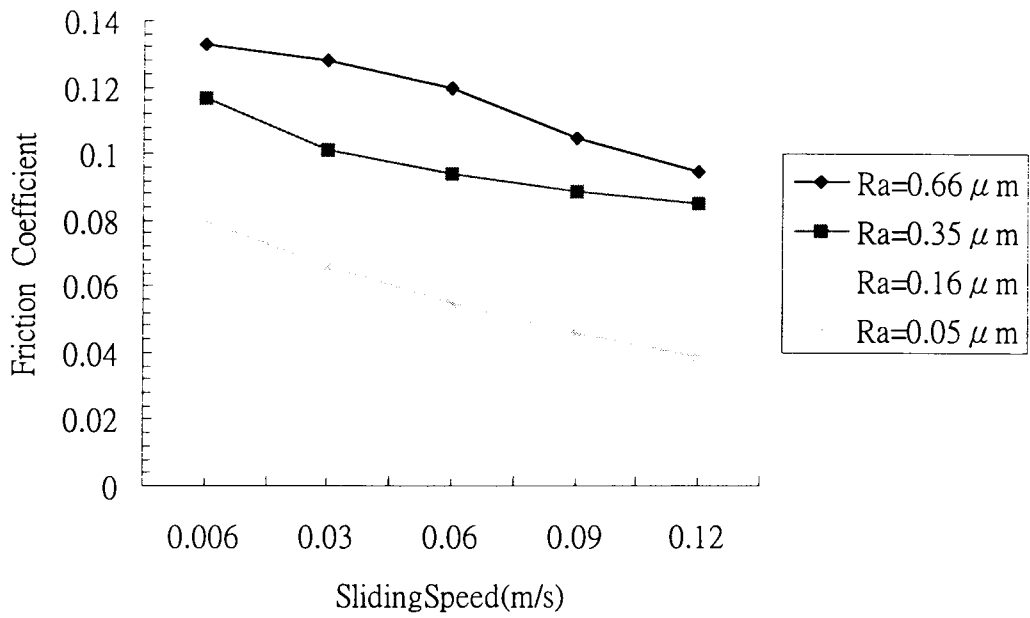
圖五、紋路方向對摩擦係數的影響 (BS150, 2.78MPa, Ra=0.16 μm)



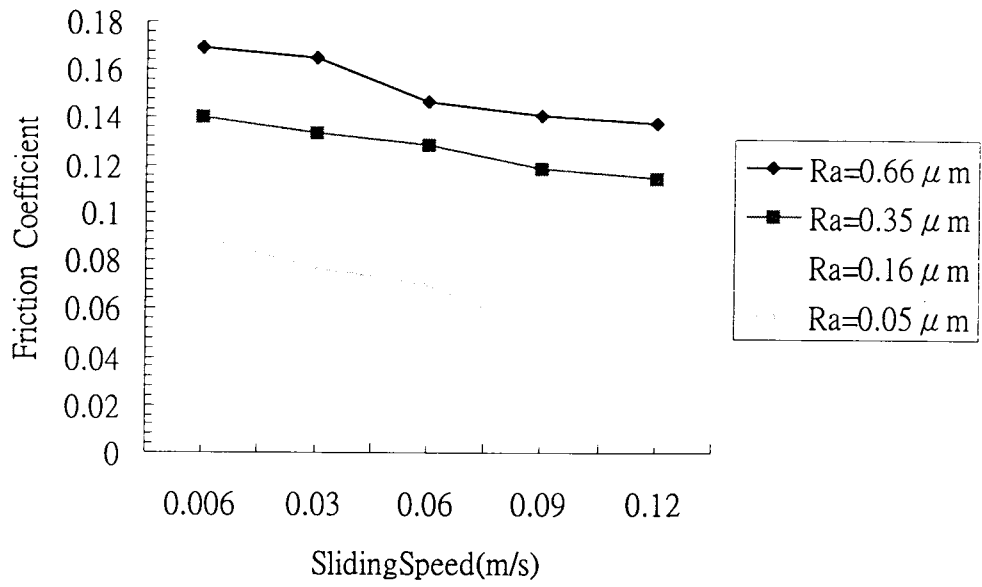
圖六、紋路方向對摩擦係數的影響 (LN, 2.78MPa, Ra=0.16 μm)



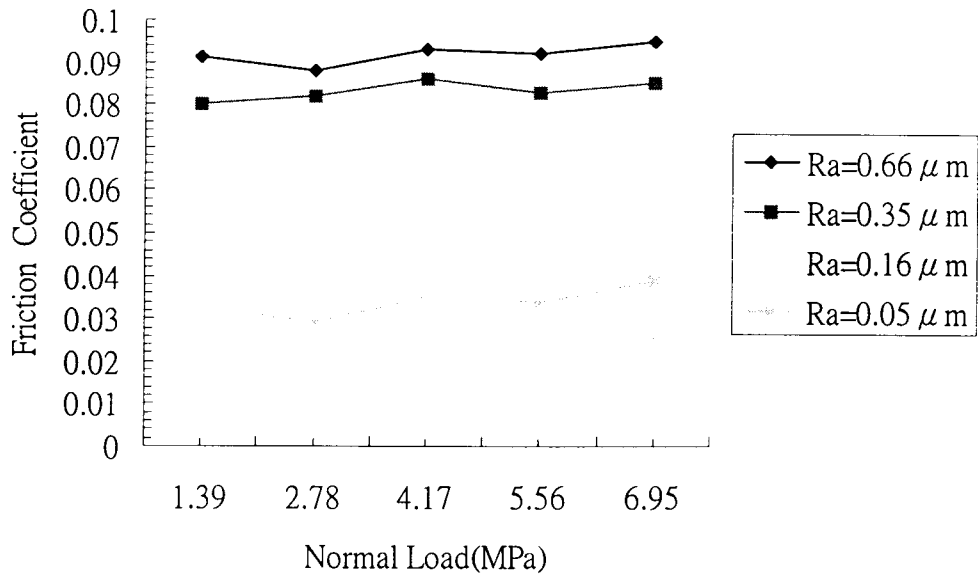
圖七、粘度對摩擦係數的影響 (Transverse lay, 5.56MPa, Ra=0.16 μm)



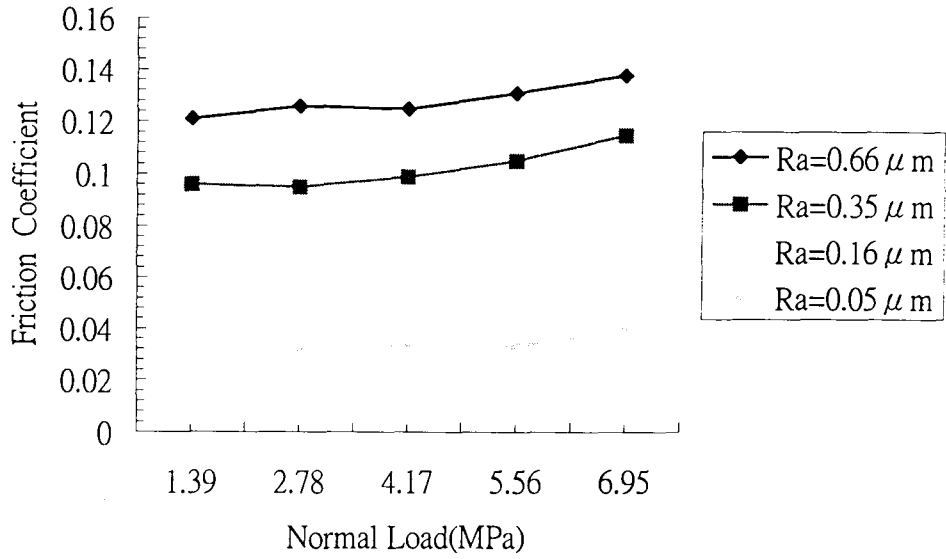
圖八、滑動速度 versus 摩擦係數 (6.95MPa, HN, Transverse lay)



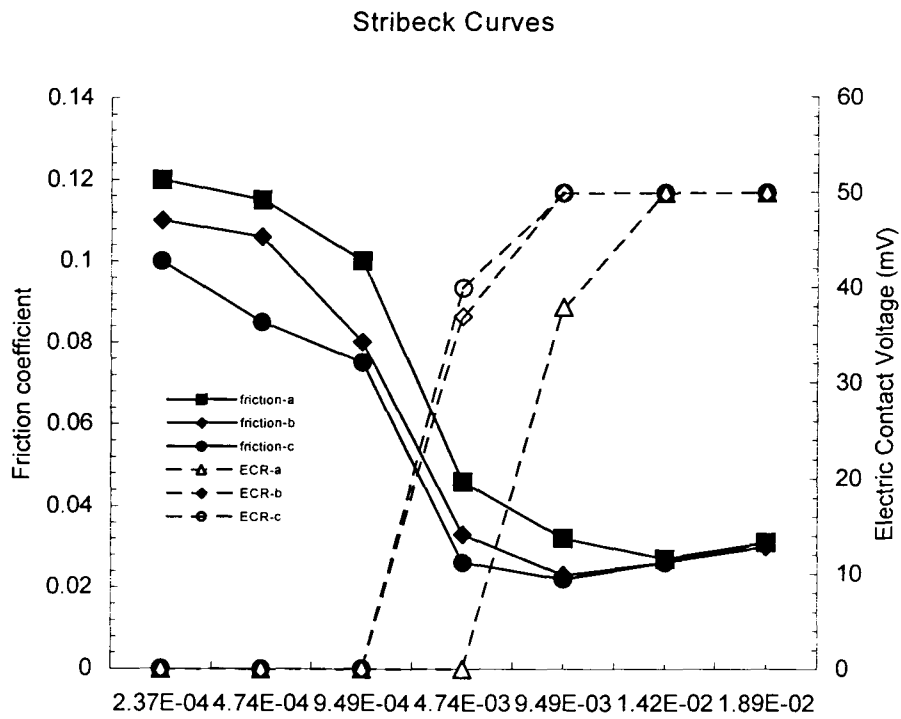
圖九、滑動速度 versus 摩擦係數 (6.95MPa, HN, Longitudinal lay)



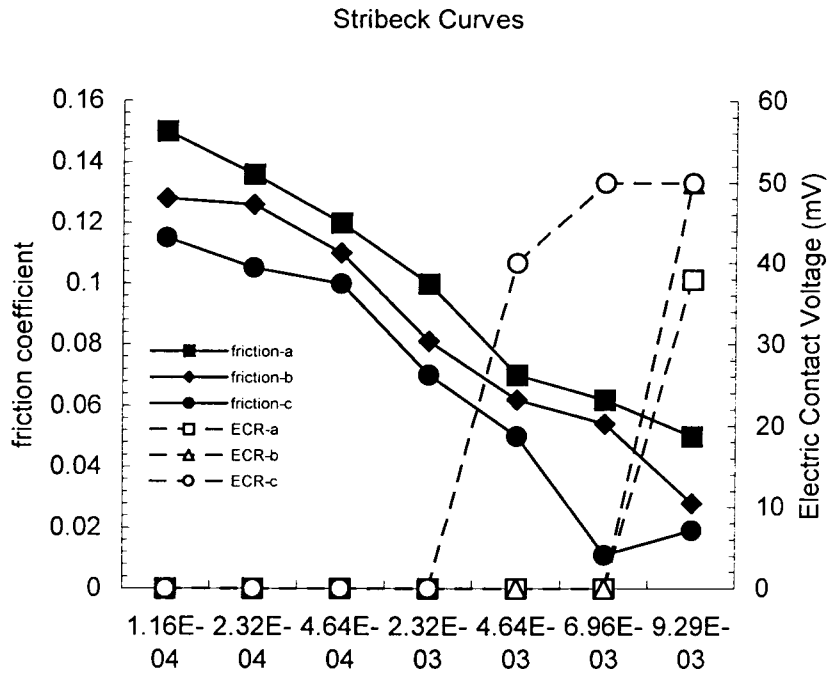
圖十、正向壓力 versus 摩擦係數 (0.12m/s, HN, Transverse lay)



圖十一、正向壓力 versus 摩擦係數 (0.12m/s, HN, Longitudinal lay)



圖十二、Stribeck Curves (BS150, Transverse) :case(a)、(b)、(c)



圖十三、Stribeck Curves (HN, Transverse) :case(a)、(b)、(c)