

# 混合潤滑模型之建立 (I)

## Modelling of mixed lubrication (I)

計畫編號：NSC89-2212-E002-125

執行期間：89年8月1日至90年7月31日

計畫主持人：蘇侃

### 一、摘要(關鍵詞：混合潤滑、擠壓效應、表面粗度、摩擦係數)

本研究為了探討二接觸平面，在混合潤滑區域做相對滑動時之摩擦行為，針對各種不同的表面型態做了一系列的實驗。結果發現，滑動接觸面間的表面粗度高 (surface roughness height)、及表面紋路方向 (surface roughness orientation) 在混合潤滑區域中對摩擦行為皆扮演著極重要的影響。其中最明顯直接的影響即對摩擦係數的改變。由實驗中可以明顯發現，當表面紋路方向為垂直滑動方向時，在混合潤滑區域有著較好的潤滑效果，摩擦係數明顯較低；當表面紋路方向為呈 45 度角 (與滑動方向夾 45 度角) 時，潤滑效果中等；而當表面紋路方向為平行滑動方向時，潤滑效果最差。這種因表面紋路不同所造成的差異，在表面粗度較大時，差異性最為顯著。針對此一現象，我們可從微觀的觀點來解釋造成此一現象的原因為微峰 (micro-asperity) 間因相對滑動所造成的擠壓效應 (squeeze effect) 及液動效應 (hydrodynamic effect)，使得油膜承載能力增加，而由表面微峰所承載的比例相對降低。表面粗度的大小也影響混合潤滑區域中摩擦係數的大小。實驗結果顯示：表面粗度愈大，會使得膜厚比 ( $\lambda$  ratio) 愈小，表面直接接觸的比例增大，摩擦係數因而升高。

**Abstract** (Key words: mixed lubrication, surface roughness, squeezed effect, friction coefficient)

The report presents the effects of surface roughness on the friction behaviours of two flat planes in contact and in a mixed lubrication condition. Experiments were conducted on a flat-on-flat configuration in reciprocal motion. The results show that the roughness of the plane does affect the friction on the contact surfaces. Generally, the higher the roughness, the higher is the friction. The orientation of surface roughness is also an important factor on friction. The surfaces having transverse orientation result in lower friction than those having longitudinal orientation do. Such a result is probably caused by the squeezed effect of surface asperities on the liquid lubricant in a preferable orientation. On the other hand, an increase in speed always causes a decrease in the coefficient of friction due to the increase of the hydrodynamic effect to the contact. Normal pressure on the contact surfaces has little effect on the coefficient of friction.

### 二、計畫的原由與目的

在許多金屬成形加工程序中，例如鍛造、擠製等；或在機具的應用上，例如機具的平行

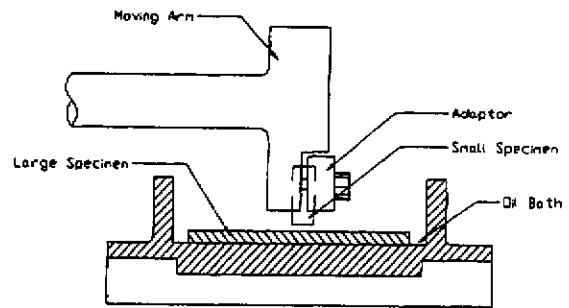
滑軌 (parallel slide-way), 及平行面的滑動軸承 (parallel surface sliding bearings) 等, 因二接觸面間的相對滑動速度慢, 負載壓力大, 使得油膜厚度不足以分開兩相對滑動接觸面, 此時的潤滑狀態則為混合潤滑或為邊界潤滑。在這種潤滑狀態下, 有部分的固體表面發生直接接觸, 其所牽涉到的摩擦機制相當複雜, 故造成摩擦係數不易正確預測。在過去及近年來, 因應用範圍漸廣, 針對混合潤滑之摩擦行為的探討逐漸受到普遍的重視, 而有許多著名的研究。例如 [1-15], 但多只為偏重點接觸或線接觸的彈液動潤滑 (EHL), 而對於二平行滑動接觸面間的探討則仍相當缺乏。至今仍未有一個較為完善的「混合潤滑模式」, 能夠廣泛的應用在實際的金屬加工成形及機具的設計應用上。探討滑動潤滑之摩擦行為, 最簡明的示意圖為 Stribeck Diagram 但在實務的應用上發現, 該圖之左邊, 即邊界潤滑及混合潤滑區域內, 實際情形卻非如圖所示。意即在不同的潤滑條件下, 但相同的 Stribeck Number 值, 卻不會得到單一的摩擦係數值。這即明白的顯示出有著更加複雜的機制影響著摩擦行為。本篇研究的主要目的是藉由一系列的實驗, 觀察摩擦係數的變化, 來探討在慢速低負載下, 二平行滑動面在混合潤滑區的摩擦行為。

### 三、實驗

#### 3-1 儀器與設備

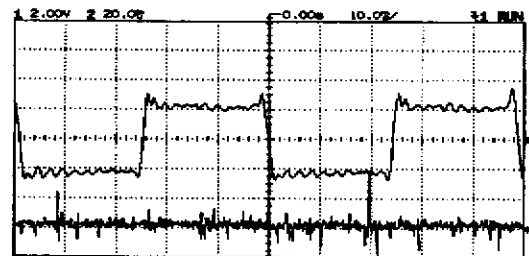
本實驗以英國 Cameron-Plint Tribology Limited 所生產之 TE-77 型往復式摩擦試驗機為主。在每個滑動行程中, 可藉由 HP 公司所生產之數位式示波器, 來觀察代表摩擦力的波形變化情形。並由 AD 轉換卡作實驗資料之擷取, 最後經由電腦及軟體的分析及儲存。

實驗平台最主要的部分為一油槽。在這油槽中有兩個相互平行的試片, 其中固定的大試片以兩根螺絲固定在油槽底座, 而滑動的小試片則以夾具鎖在運動臂上, 由直流馬達驅動 Scotch Yoke mechanism, 使運動臂成往復式的直線運動。其示意圖如圖一所示。



圖一、實驗平台之示意圖

摩擦力的量測為經由訊號放大成可量測的電壓訊號。此外可透過 Lunn-Furey 線路, 將兩試片間的接觸電阻轉換成電壓輸出, 藉此可用來判斷試片間的接觸情形。在示波器上其典型的摩擦力及接觸電壓的波形如圖二所示。



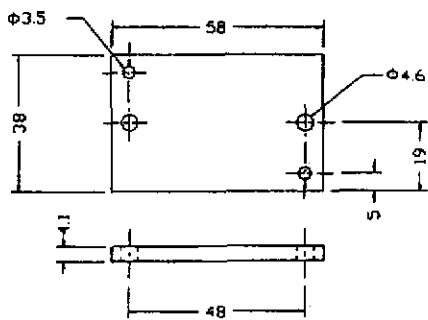
圖二、示波器上摩擦力與接觸電壓的波形變化

#### 3-2 實驗試片

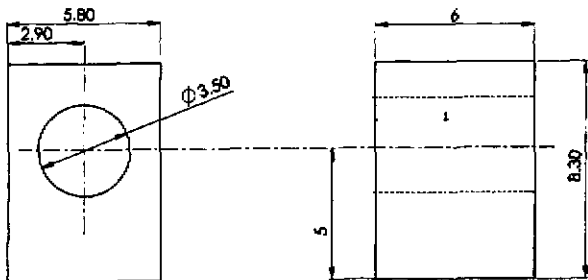
固定的大試片和進行往復運動的小試片其材質均為 JIS S45C, 外觀尺寸如圖三所示。為避免試片表面在實驗中改變過大, 以及所短其磨合 (run-in) 的時間, 故對試片進行淬火處理, 使其硬度值達 HRC-54。

在實驗中, 大試片分別以四種不同號數的砂紙 (#100、#180、400、#1000), 沿著單一方向加以研磨, 使大試片表面產生四種不同的表面粗度 (surface roughness)。研磨後, 其平均粗糙度 (across the lay) 分別為:  $R_a=0.66$ 、 $R_a=0.35$ 、 $R_a=0.06$ 、 $R_a=0.03$ ,

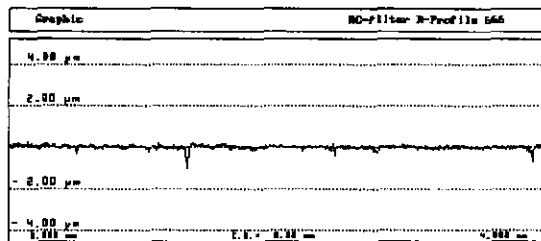
如圖四 (a)、(b)、(c)、(d) 所示。



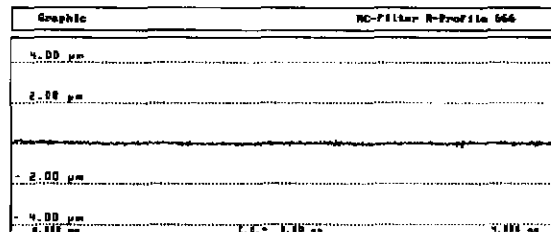
圖三 (a)、大試片的外觀及尺寸(單位:mm)



圖三 (b) 小試片的外觀及尺寸(單位:mm)



圖四 (c)

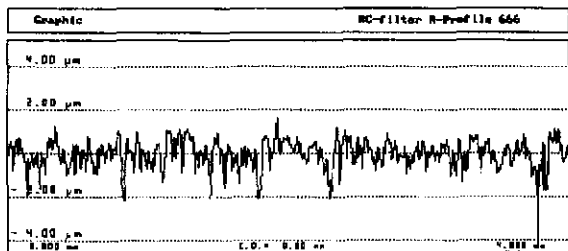


圖四 (d)

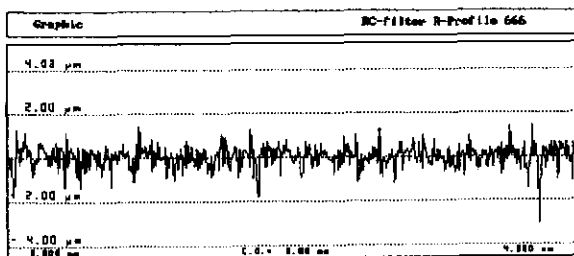
圖四、大試片研磨後的表面粗度 (a)  $R_a=0.66 \mu\text{m}$ , (b)  $R_a=0.35 \mu\text{m}$ , (c)  $R_a=0.06 \mu\text{m}$ , (d)  $R_a=0.03 \mu\text{m}$ 。

另一面，為了探討表面粗糙度的紋路方向 (surface lay) 在混合潤滑中的效應，在固定的大試片上分別沿著：(1) 垂直小試片運動方向 (Transverse)、(2) 平行小試片運動方向 (Longitudinal)、(3) 與小試片運動方向夾  $45^\circ$  角方向 ( $45^\circ$  angle) 等三種方向研磨，使得大試片的表面有具四種大小不同的粗度值外 (surface roughness)，又分別各具有三種方向性紋路 (surface lay)，因此總共有十二種不同的表面型態。大試片表面的粗度方向示意圖如圖五 (1) (2) (3) 所示。

小試片表面的處理則利用旋轉式研磨機，以無方向性的方式研磨。其研磨後的表面粗度值平均值為： $R_a=0.20$ 。小試片的四周均用砂紙小心地研磨去除毛邊，使其接觸面四周產生一輕微導角，以避免磨屑堆積及產生過大應力集中，影響實驗數據之準確性。



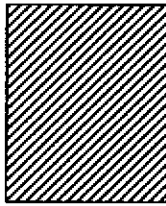
圖四 (a)



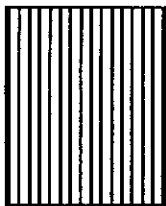
圖四 (b)



(1) 橫向紋路



(2) 45 度斜角紋路



(3) 縱向紋路

圖五、三種不同方向的表面紋路

### 3-3 潤滑油

本實驗中所採用之潤滑油為兩種黏度差異甚大之石蠟基基礎油。其性質如表一所示。

表 (一)

項目	LN	HN
外觀	淡黃透明	金黃透明
絕對黏度：Pa.s (25°C)	0.04	0.23
黏度指數 (最小)	98	95
閃點 (最低)	202	271

### 3-4 實驗程序

本實驗所採用的方法為 constant velocity, variable load method。實驗的條件如表二所示。

表 (二)  
實驗條件

---

負載壓力 (MPa):	1.39~6.94
滑動速度 (m/sec):	0.006~0.12
溫度 (°C):	25~28
潤滑油:	HN、LN (mineral oil)
表面粗度 ( $\mu\text{m}$ ):	
滑動小試片:	0.20 $\mu\text{m}$
靜止大試片:	0.03 $\mu\text{m}$ 、0.06 $\mu\text{m}$ 0.35 $\mu\text{m}$ 、0.66 $\mu\text{m}$
表面紋路方向:	
滑動小試片:	等向性
靜止大試片:	橫向、縱向、45 度斜角

---

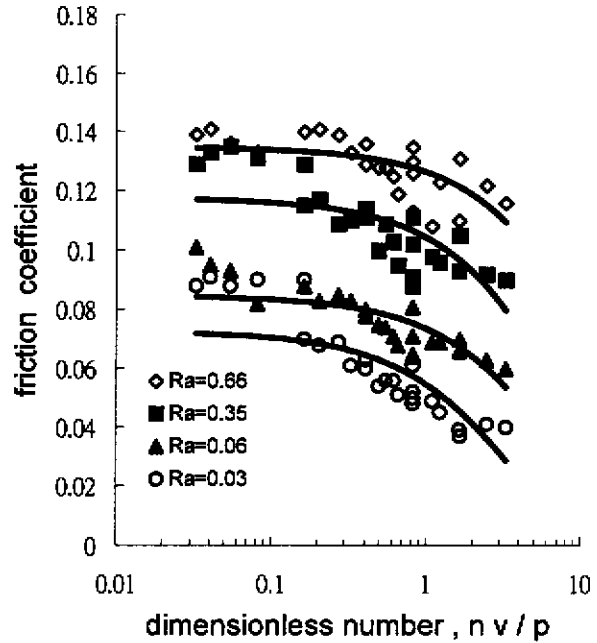
在進行不同滑動速度的實驗時，即更換新的試片，每個新試片在設定好滑動速度之後，便開始慢慢施加負載到 50N，約進行三個小時的磨合，使摩擦係數值達穩定值之後，便每隔三十分鐘，即施加新的負載。在實驗中為避免有磨屑堆積，每隔三在進行不同滑動速度的實驗時，即更換新的試片，每個新試片在設十分鐘就進行潤滑油的更新。在溫度方面，因有足夠之潤滑油，加上滑動速度並非很快，所以實驗時溫度總維持在攝氏 25~28°C。因本研究為面接觸的滑動實驗，難度較一般之點接觸及線接觸要來的高，其中一項便是試片在實驗時的傾斜問題。為避免試片在實驗中產生傾斜的現象，我們在此選擇了較短的滑動行程 (Stroke length)，二來可使 Scotch Yoke mechanism 在整個滑動行程中之速度更趨近於等速。在往復式實驗中，如果發生試片的傾斜現象，則會發生往及返的行程中摩擦力並非對稱的獨特現象，我們可藉由示波器上摩擦力的波形變化來

加以監控，以確保實驗中無試片傾斜的問題發生。相對的，在旋轉式摩擦實驗中便無此一現象，因此便無從得知兩滑動面間是否有傾斜現象發生，因此由往復式摩擦試驗機來進行二滑動面的實驗，有其獨特之優點。

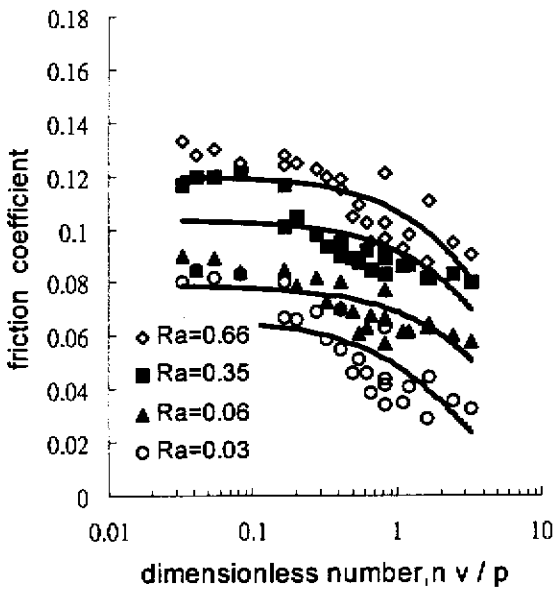
#### 四、結果與討論

##### 4-1 粗度大小之影響

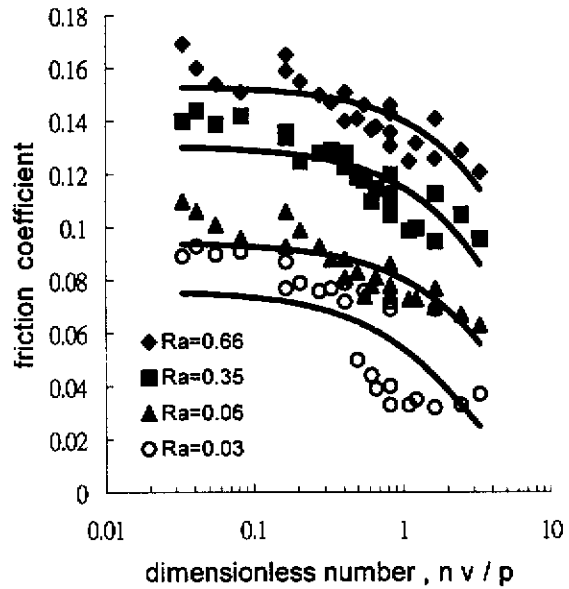
本實驗中，四種不同表面表面粗度的摩擦副在各種實驗條件下所得到的結果繪製成 Stribeck 曲線圖，如圖六～圖八所示。從實驗所得的結果非常清楚的顯示，滑動面間的表面粗度值大小 (surface roughness height)，在混合潤滑中對於摩擦行為的影響非常顯著。在圖六～圖八中，在各種不同的負載、速度、表面條紋方向等條件範圍下，摩擦係數皆明顯隨著表面粗度大小的增加而增加。在這種粗糙度效應明顯的潤滑狀態和表面粗糙峰間的接觸有關，進而影響膜厚比。當其它潤滑條件相同，而表面粗度愈大時，其膜厚比愈小，粗糙峰間相互接觸碰撞的機率愈大。



圖七、不同粗度值大小的 Stribeck 曲線圖 (45 度斜角條紋)



圖六、不同粗度值大小的 Stribeck 曲線圖 (橫向條紋)



圖八、不同粗度值大小的 Stribeck 曲線圖 (縱向條紋)

## 4-2 不同條紋方向的影響

從實驗的結果：圖九～圖十二顯示出接觸面的條紋方向在混合潤滑區域扮演著重要的角色。從結果我們可以發現，橫向條紋的表面，在潤滑過程中可以得到較低的摩擦係數值，其次是 45 度斜角的條紋表面，縱向條紋表面則獲得較高的摩擦係數值。在四種大小不同的表面粗度值 ( $R_a=0.66\ \mu\text{m}$ ,  $R_a=0.35\ \mu\text{m}$ ,  $R_a=0.06\ \mu\text{m}$ ,  $R_a=0.03\ \mu\text{m}$ ) 中，皆獲得同樣的趨勢，對於此種現象，我們針對接觸面的條紋方向對摩擦係數在混合潤滑所引起的效應舉出了一個較為可能的解釋：從微觀的觀點來看，在混合潤滑區域，因有部分表面微峰 (micro-asperity) 是直接接觸，在這種情形下，潤滑油便被上下接觸的微峰所包圍 (asperity valleys)，在此我們稱之為油腔。隨著兩接觸面間的相對滑動，在油腔內的潤滑油受到擠壓，加上潤滑油可視為不可壓縮流體，如果油腔對於滑動速度是一個收斂區 (converge)，如此油腔中的潤滑油便會形成一股往外的油膜壓力，此油膜壓力便藉此承受了一部份的負載，所以摩擦係數便隨此一油膜壓力的增加而降低。若以收斂油腔的下平面為基準面，相對滑動速度又可分為“平行”及“垂直”油腔下平面這兩部分速度分量，由平行油腔底面這速度分量所造成的效應可視為液動效應 (hydrodynamic effect)；而垂直這分量則可視為擠壓效應 (squeeze effect)。從實驗結果發現，在橫向的表面條紋 (transverse roughness orientation) 中，因液動效應及擠壓效應效果明顯，能夠有效的產生液動油膜 (hydrodynamic film) 及擠壓油膜 (squeeze film)，所以摩擦係數較小，而 45 度斜角條紋的表面效果較小，所以摩擦係數較大，而在縱向條紋的表面上，隨著相對滑動，油腔內之潤滑油無法被有效地拘束住 (trapping)，會隨著滑動方向而流出油腔，因此幾乎無此效應存在，所得到的摩擦係數最大。

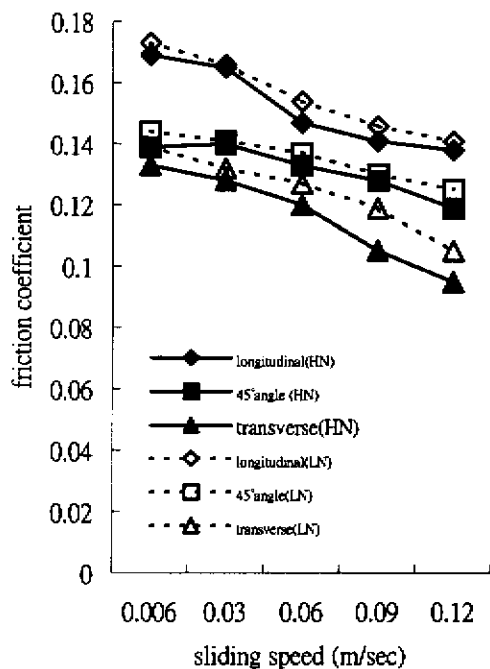
## 4-3 黏度的影響

在圖九～圖十二實驗結果中，高黏度

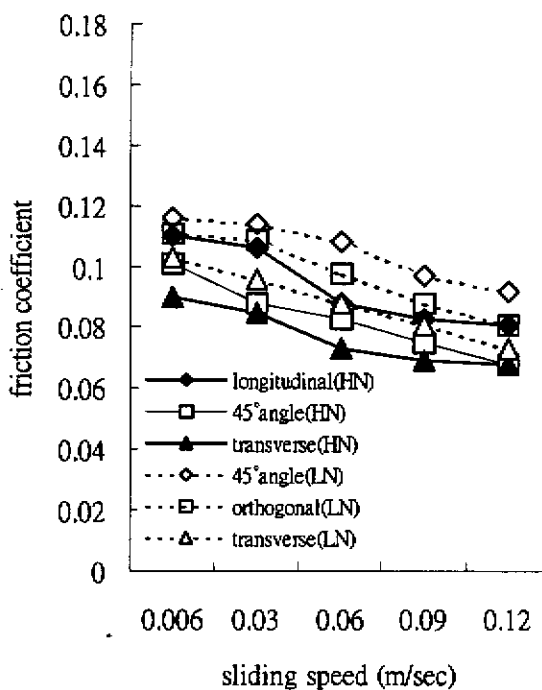
的石蠟基礎油 HN 所得到的摩擦係數明顯比低黏度的石蠟基礎油 LN 要來得低。其中值得注意的是：在圖九及圖十中，潤滑油黏度對摩擦係數的影響明顯小於條紋方向的影響；而在圖十一及圖十二中，卻相反地黏度對摩擦係數的影響明顯大於條紋方向的影響。其合理的解釋為：當表面粗度較大時，如圖九 ( $R_a=0.66\ \mu\text{m}$ )、圖十 ( $R_a=0.35\ \mu\text{m}$ )，表面微峰與微峰間的距離較大，微峰與微谷間的深度較深，高低起伏較大，粗糙峰較為陡峭，在這種情形下，潤滑油在微峰間如果受到橫向條紋的拘束 (trapping)，其所產生擠壓效應較光表面明顯明顯，黏度的提昇雖有助於油膜的建立，及增進油膜的厚度，但當表面為縱向條紋時，縱使黏度增加，效果明顯不及紋路的擠壓效應來得大。當表面很光滑時，如圖十一 ( $R_a=0.06\ \mu\text{m}$ )、圖十二 ( $R_a=0.03\ \mu\text{m}$ ) 時，因粗糙峰間的高低差異極小，很趨近於等向性紋路 (isotropic)，因此條紋的方向再此時已幾乎無所差別 (沿各個方向所量得的粗度值已約略接近或在同一個數量級)，此時油膜的建立及油膜厚度的增加，黏度的提昇可以達到很好的效果。針對這個現象，其合理的解釋為：載荷是由部分的油膜及部分的接觸峰點所共同承擔，當負載壓力增加時，峰點接觸所承受的比例漸增，因而使得摩擦係數隨之提高。再者因實驗中所施加之負載壓力不大，故 load pressure effect 並不明顯。

## 4-4 滑動速度的影響

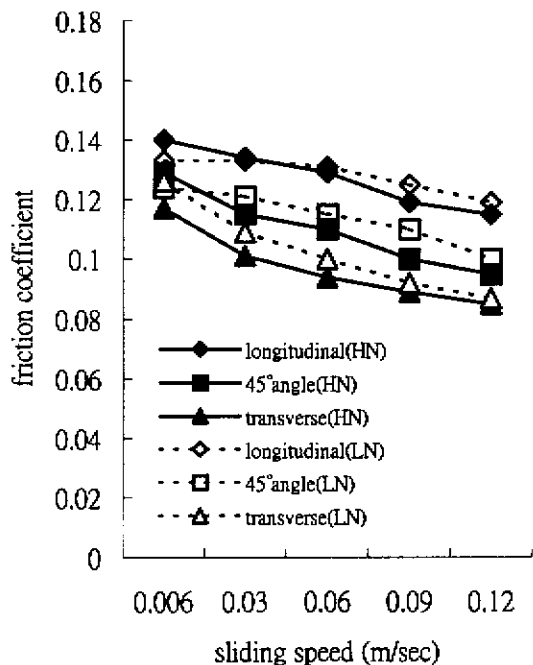
由圖九～圖十二所示，滑動速度愈高，摩擦係數愈低。因為滑動速度的提高可以提高膜厚比 ( $\lambda$  ratio)，減少微峰直接接觸的面積及接觸時間。而在微峰間的擠壓效果及液動效果，皆可藉由滑動速度的增加來增強其效果，其最明顯的結果便是摩擦係數顯著的下降。



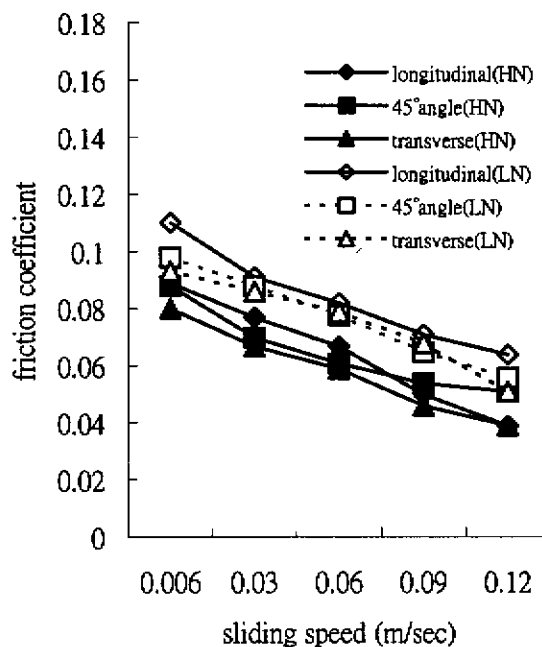
圖九、條紋方向、黏度及速度對摩擦係數的影響 ( $Ra=0.66 \mu m$ )



圖十一、條紋方向、黏度及速度對摩擦係數的影響 ( $Ra=0.06 \mu m$ )



圖十、條紋方向、黏度及速度對摩擦係數的影響 ( $Ra=0.35 \mu m$ )



圖十二、條紋方向、黏度及速度對摩擦係數的影響 ( $Ra=0.03 \mu m$ )

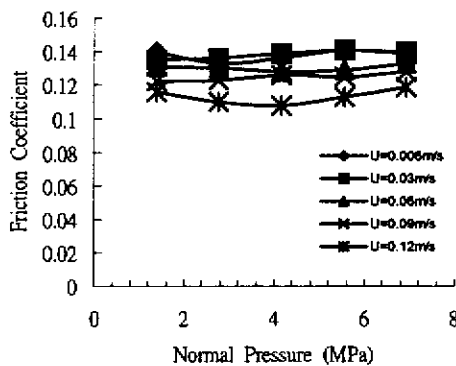
#### 4-5 負載壓力的影響

由圖十三~圖十六的結果顯示，摩擦係數大致上不隨著正向壓力的增加而有所顯著的改變。但當滑動速度較快時 (ie: 0.09m/s、0.12m/s) 或在表面粗度值較小時 (ie:  $Ra=0.06 \mu m$ 、 $Ra=0.03 \mu m$ )，摩擦係數有隨著正向壓力的增加而增加的趨勢。

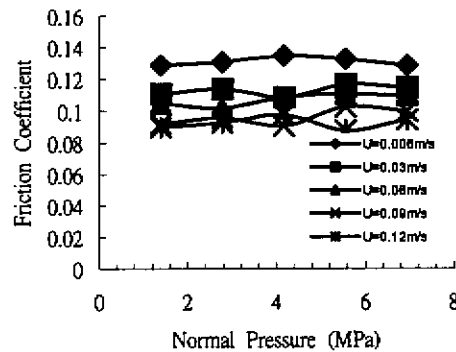
#### 四、結論

從本實驗對於一連串滑動面接觸的實驗中可以獲得以下結論：

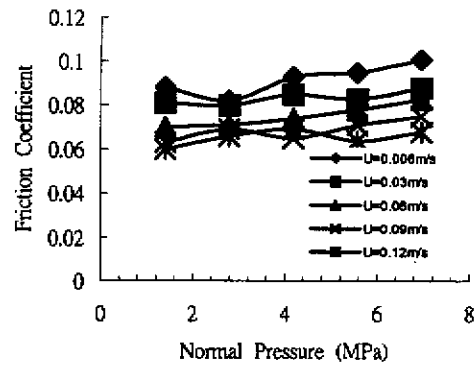
從微觀的觀點，橫向紋路的滑動接觸面在混合潤滑區域中可以有效的在微峰間產生擠壓效應及液動效應可有效降低摩擦係數，這在許多機器的工作條件受限下，藉由改變滑動接觸面的表面型態來增進潤滑及降低摩擦時相當有用。



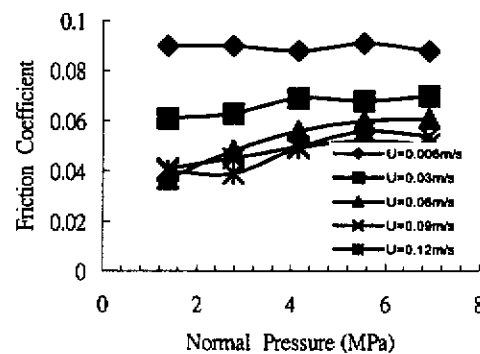
圖十三、負載壓力的影響  
( $Ra=0.66 \mu m$ )



圖十四、負載壓力的影響  
( $Ra=0.35 \mu m$ )



圖十五、負載壓力的影響  
( $Ra=0.06 \mu m$ )



圖十六、負載壓力的影響  
( $Ra=0.03 \mu m$ )

#### 六、參考文獻

- [1] A. Harnoy, and B. Friendland, Dynamic friction model of lubricated surfaces for precise motion control, Tribology Transactions, 37, pp. 608-614, (1994).
- [2] A. O. Lebeck, Parallel sliding load support in the mixed friction regime, part2-Evaluation of the mechanisms, Trans. ASME, J. of Trib., 109, pp 196-205, (1987).
- [3] A. O. Lebeck, Parallel sliding load support in the mixed friction regime, part1-The experimental data, Trans. ASME,



J. of Trib., 109, pp 189-195, (1987) .

[4] A. Polycarpou and A. Soom, Two dimensional models of boundary and mixed friction at a line contact, Trans. ASME, J. of Trib., 117, pp. 178-184, (1995)

[5] B. Jacobson, Thin film lubrication of real surfaces, Trib. Int., 33, pp 205-210, (2000) .

[6] D. J. Schipper and P. H. Vroegop, Micro-EHL in lubricated concentrated contacts, Trans. ASME, J. of Trib., 112, pp 392-397, (1990)

[7] D. P. Hess, and A. Soom, Friction at a lubricated line contact operating at oscillating sliding velocities, Trans. ASME, J. of Trib., 112, pp. 147-152, (1990) .

[8] H. P. Evans\* and R. W. Snidle, Analysis of micro-elastohydrodynamic lubrication for engineering contacts, Trib. Int., 29, pp 659-667, (1996) .

[9] K. L. Johnson, J. A. Greenwood, and S. Y. Poon, A simple theory of asperity contact in elastohydrodynamic lubrication, Wear, 19, pp. 91-108, (1972) .

[10] M. Smeeth and H. A. Spikes, The elastohydrodynamic friction and film forming properties of lubrication base oils, Trib. Trans., 42, pp. 559-569, (1999) .

[11] N. Patir, and H. S. Cheng, An average flow model for determining effects of three dimensional roughness on partial hydrodynamic lubrication, ASME, J. of Lubrication technology, 100, pp. 12-17, (1995) .

[12] P. Pan, and B. J. Hamrock, Simple formulate for performance of parameters used in elastohydrodynamically lubricated line contacts, Trans. ASME, J. of Trib., 112, pp.246-152, (1989) .

[13] Q. Wang, F. Shi and S.C. Lee, A mixed-lubrication study of journal bearing conformal contacts, Trans. ASME, J. of Trib., 119, pp 456-461, (1997) .

[14] X. Zhai, G. Needham and L. Chang, On the mechanism of multi-valued friction in unsteady sliding line contacts operating in the regime of mixed-film lubrication, Trans. ASME, J. of Trib., 119, pp 149-155, (1997) .

[15] X. Zhai and L. Chang, An engineering approach to deterministic modeling of mixed film contacts, Trib. Trans., 41, pp 327-334, (1998) .