

인트라 베인식 油壓 베인 펌프의 베인 先端部の潤滑 모드

鄭 材 鍊 (全北 大學校 工科大學)

京極啓史 (東京工大 工學部)

中原綱光 (東京工大 工學部)

1. 序 論

油壓베인 펌프는 小型으로 流量이 많으나, 發生壓力 面에서는 피스톤 식 펌프에 미치지 못하기 때문에 高壓化에 대한 努力이 계속 되어져 왔다. 또한 省資源, 省에너지化의 一環으로 高壓, 高效率, 長壽命化에 대한 要求가 다른 形의 펌프, 모터와 더불어 더욱더 強力해 지고 있는 實情이다. 이 問題를 解決하기 위하여는 베인펌프의 슬라이딩 部分, 특히 베인 先端部の 潤滑 狀態를 파악할 필요가 있다. 油壓베인 펌프 베인 先端部の 潤滑 問題와 關聯된 지금까지의 研究로서는 Hibi⁽¹⁾等에 의한 壓力平衡型 베인모터, W.D Beck⁽²⁾, T.C Edwards⁽³⁾에 의한 베인형 콤푸렛서 Ujiie⁽⁴⁾等에 의한 베인형 진공펌프, Ueno⁽⁵⁾等에 의한 可變容量型 베인펌프의 摩擦特性에 關한 研究 및 베인 離間現象에 關한 實驗的 研究가 있다. 그러나 이와같은 研究들의 베인과 캠링 슬라이딩 部分에 關한 欸급들은 베인先端 슬라이딩 部分에 加하여지는 變動 荷重이 不明確 했기때문에, 단순히 슬라이딩 部分의 面積이 작다는 이유로 彈性流體 潤滑狀態 일것이라는 推測을 하였을뿐, 實際적으로 어느 정도의 潤滑 狀態인지는 明確히 할수 없었다. 캠링에 대한 베인의 垂直作用力을 파악하기 위하여는 베인 주위의 壓力을 여러 位置에서 뿐만아니라 同時에 連續적으로 測定하지 않으면 안된다. 따라서 著者⁽⁶⁾ 들은 壓力平衡型의 인트라베인식 油壓베인 펌프를 利用하여 베인 주위 4個所의 非正常 壓力을 測定 하였다. 本論文에서는 壓力測定 結果를 基礎로 하여 베인先端 슬라이딩부에 加하여지는 荷重을 구하여 壓力測定の 條件下에서의 베인과 캠링間的 潤滑狀態에 대하여 어떠한 潤滑 理論을 適用할것인가를 明確히 하고자함이 本 研究의 目的이다.

2. 베인先端 슬라이딩부에 작용하는 힘

2.1 壓力測定の 實驗條件⁽⁶⁾

壓力測定에 使用한 供試 油壓펌프의 主要 諸元을 表.1에, 베인의 形狀및 베인 주위에 作用하는 壓力을 Fig.1에 나타낸다. 베인先端의 形狀은 曲率半徑 $R_v=0.64\text{mm}$ 의 新製品을 50時間 初期運轉한後 測定한 結果 曲率半徑 $R_v=1.2\text{mm}$ 였다. 또한 로터의 半徑 $R_r=48\text{mm}$, 캠링의 動徑 R_c 의 값은 小圓弧 半徑 49mm 로부터 大圓弧 半徑 52.5mm 까지 變化하는 2次曲線으로 되어있다. 試驗條件은 펌프의 吐出壓力을 $1\text{--}4\text{MPa}$, 回轉速度를 $400\text{--}800\text{rpm}$ 으로 하였으며, 試驗에 使用한 作動油는 시판하는 鑛油系 作動油로서 그의 粘度는 40°C 에서 $2.7 \times 10^{-2}\text{Pa}\cdot\text{S}$, 100°C 에서 $4.6 \times 10^{-3}\text{Pa}\cdot\text{S}$ 이다. 이상의 條件으로 實驗하여 베인과 캠링間에 作用하는 垂直作用力을 求하였으며, 더욱더 高壓, 高速에대한 作用力의 값은 實驗結果로 부터 推定하여 求하였다.

2.2 垂直作用力의 산정

Fig.1에서 베인의 形狀및 베인의 垂直作用力에 關係하는 壓力의 狀態를

Item		Dimension
Number of vanes		10
Displacement		$97.6\text{ cm}^3/\text{rev}$
Radius of camring	small arc	49.0 mm
	large arc	52.5 mm
Radius of rotor		48.0 mm
Width of vane		46.4 mm
Hight of vane		22.6 mm
Thickness of vane		3.9 mm
Radius of vane tip	new	0.64 mm
	after 50hr running	1.20 mm
Mass of vane		25 g

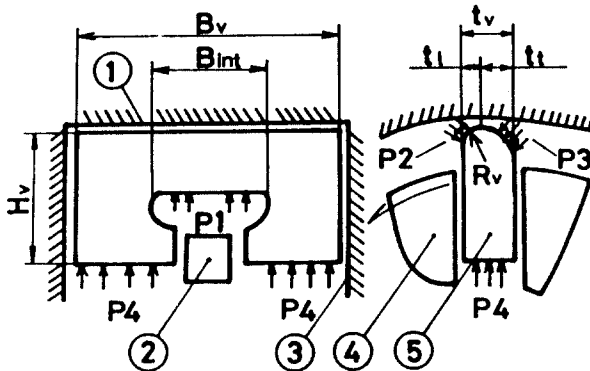
표1. 供試 펌프의 主要諸元

나타낸다. 베인의 垂直 方向으로서 作用力 F_r 은 近似的으로 다음과 같이 나타낼수 있다.

$$F_r = t_v(B_v - B_{int})P_4 + t_v B_{int}P_1 - t_l B_v P_2 - t_r B_v P_3 + m\omega^2(R_c - H_v/2 - d^2r/d\theta^2) - B_v K \eta \omega dr/d\theta \dots\dots\dots (1)$$

여기에서 m : 베인의 質量 ω : 로터의 角速度
 R_c : 캠링의 動徑 r : 로터의 半徑
 θ : 로터의 回轉角 K : 常數
 η : 作動油의 粘度이다.

여기에서 式(1)의 우변 제1項으로부터 제4項까지는 베인주위의 作動油의 壓力에 의한 힘 F_r , 제5項은 回轉하는 베인의 慣性力 F_i , 제6項은 粘性摩擦力 F_f 이다. 實際로는 $(R_c - H_v/2) \gg d^2r/d\theta^2$ 의 關係에 있으며, 또한 베인과 로터 슬리트間의 粘性摩擦力은 壓力에 의한 作用力에 비하여 무시할 程度로 작은 것으로 考慮된다. 따라서 (1)式을 整理하면,



P 1 : Pressure of intravane chamber
P 2 : Pressure of leading chamber
P 3 : Pressure of trailing chamber
P 4 : Pressure of under vane chamber

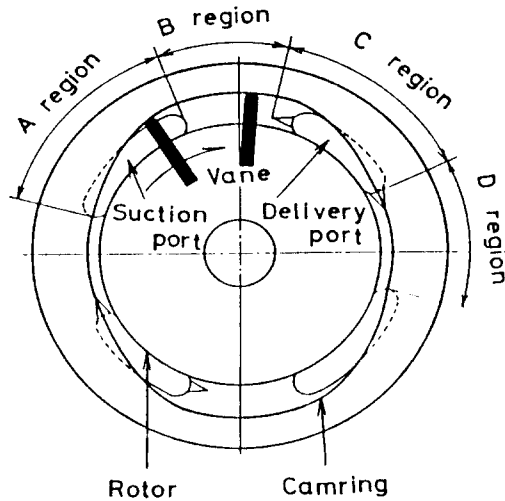
1. Camring 2. Intravane 3. Sideplate
4. Rotor 5. Vane

Fig.1 베인의 形狀 및 베인의 垂直 作用力에 關係하고 있는 壓力

$$F_r = t_v(B_v - B_{int})P_1 + t_v B_{int}P_1 - t_v B_v P_2 - t_v B_v P_3 + m\omega^2(R_c - H_v/2)$$

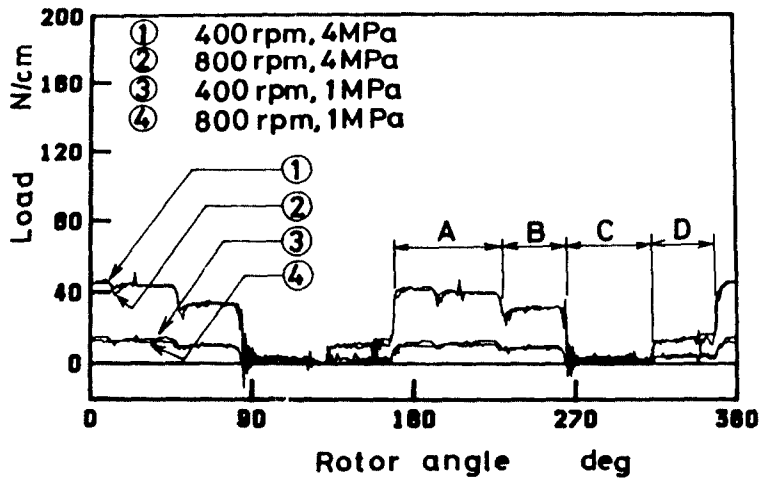
$$= F_{P1} + F_{P1} - F_{P2} - F_{P3} + F_I \dots \dots \dots (2)$$

과 같이된다. 이것은 베인의 垂直方向으로 作用하는 作用력이 주로 베인주위의 壓力에 의한것과, 베인의 慣性力에 의하여 결정되어짐을 나타낸다. 베인의 慣性力은 壓力에 의하여 發生하는 作用력에 비하여 작기때문에 베인의 垂直方向으로의 作用력의 大部分은 베인 주위의 壓力에 의한다. 式(2)로부터 로터 1회轉에 걸쳐 베인주위 4個 장소의 壓力을 同時에 뿐만아니라 連續적으로 測定한 結果⁽⁶⁾로부터 垂直方向으로의 作用력을 求할 수 있다. 베인 펌프의 슬라이딩부의 베인과 캠링間에 作用하는 垂直作用력의 펌프의 運轉條件에 의한 影響을 살펴보기 위하여 Fig.2에 캠링에 대한 베인의 位置를 A, B, C, D 區間으로 分割하여 表示하며, 대표적인 例로써 펌프의 回轉速度 800 rpm에 대하여 吐出壓力이 ② 4MPa, ④ 1MPa과 펌프의 回轉速度 400rpm에 대하여, 吐出壓力이 ① 4MPa, ③ 1MPa일때의 베인의 垂直作用력의 測定結果를 Fig.3에 나타낸다. Fig.3로부터 吸入 開始点으로부터 小圓弧 部分까지의 1Cycle중 A, B, C, D 각 區間에 對應한 4個의 階段狀의 구역으로 나누어짐을



- A : Suction port C : Delivery port
- B : Large arc region D : Small arc region

Fig.2 베인室의 位置關係



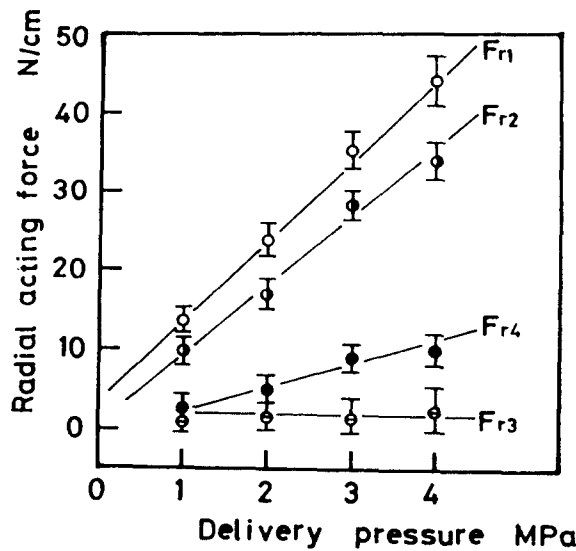
A : Suction port C : Delivery port
 B : Large arc region D : Small arc region

Fig.3 베인 垂直作用力の Cycle 的 變動

알 수 있다. A 區間은 吸入 포오트部分으로 베인 前後室의 壓力과 베인底面의 壓力이 吸入壓力이며, 인트라베인室의 壓力만이 베인의 垂直作用力으로 使用하고 있다. B 區間은 베인室의 大圓弧部로 베인後室과 底面部의 壓力이 吸入壓力이며 인트라베인室과 베인 前後室의 壓力이 베인의 垂直作用力과 關係하고 있다. C 區間은 吐出 포오트部로 4個 장소의 壓力全部가 베인의 作用力으로 作用하고 있다. D 區間은 베인室의 小圓弧部로 베인 前方室의 壓力만이 吸入壓力으로 되며, 나머지 3個所의 壓力이 베인의 作用力과 關係하고 있다.

이상의 壓力에 의한 作用力과 베인의 慣性力이 合하여져 垂直方向으로의 合力이 되나, 로터의 半徑에 비하여 베인 垂直方向의 移動거리가 짧기때문에 베인의 慣性力은 1Cycle中 變化가 작고 거의 一定值를 갖고 있으며, 그의 크기 또한 壓力에 의한 作用力에 비하여 작은 편이다. 또한 주위의 壓力이 回轉速度의 影響을 그다지 크게받지 않기때문에 베인의 垂直作用力の 回轉速度에 의한 影響은 별로 크지않다. Fig.4에 펌프의 回轉速度가 800rpm이고, 吐出壓力이 1MPa로부터 4MPa까지 變化할때까지의 베인의 캠링에 대한 垂直作用力을 壓力變動 成分을 包含하여 吸入 포오트部, 大圓弧部 吐出 포오트部, 小圓弧部の 4個 區間으로 나누어 나타낸다. Fig.4에서 알 수 있는

바와 같이 同一 回轉에 있어서 吐出壓力이 增加하면 1Cycle 中の A,B,D 區間의 베인 垂直作用力 F_{r1} , F_{r2} , F_{r4} 는 直線的으로 增加하나 C 區間에서 의 作用力 F_{r3} 는 베인의 背壓과 베인先端에 作用하는 吐出壓力에 서로 反對 方向에서 作用하기 때문에 吐出壓力과는 關係없이 零의 값으로 된다. 또한 同一한 吐出壓力에 대한 베인의 垂直作用力の 變化率은 $F_{r1} > F_{r2} > F_{r4} > F_{r3}$ 와 같이 됨을 알 수 있다. 鄭⁽⁶⁾ 등에 의한 壓力測定은 回轉數 800rpm까지 吐出 壓力이 1-4MPa의 範圍에서 이루어졌으나 Fig.4의 結果로부터 外挿하여 펌프 의 定格條件(1500rpm, 14MPa)에서 垂直作用力を 推定하면 A 區間の $F_{r1} = 150\text{N/cm}$, B 區間の $F_{r2} = 120\text{N/cm}$, C區間の $F_{r3} = 3\text{N/cm}$, D區間の $F_{r4} = 40\text{N/cm}$ 로 된다.



- F_{r1} : Force in the suction port
- F_{r2} : Force in the large arc region
- F_{r3} : Force in the delivery port
- F_{r4} : Force in the small arc region

吐出壓力 2MPa

Fig.4 區間別 垂直作用力の 變化

3. 베인先端부에 있어서의 潤滑모-드

潤滑問題의 대상이 되는 베인先端部 斷面의 모델을 Fig.5에 나타낸다. 여기에서는 베인의 前後부에 壓力을 갖고있는 作動油가 存在하며, 入,出口에는 공히 充分한 潤滑膜이 形成되어 完全한 流體潤滑이 이루어지는 것으로 假定한다. 또한 베인과 캠링의 表面은 完全히 메끄러운것으로 假定하여 潤滑 모-드를 推定하기로 한다. 베인 슬라이딩부에서의 潤滑은 전단速度, 作動油의 粘度, 接觸部の 形狀등이 主要 파라메터이나 더 나아가 壓力-粘度效果 및 高荷重에 대한 材料의 彈性變形도 考慮하지 않으면 안된다. 이러한 關係를 파악하기 위하여 K.L Johnson⁽⁷⁾이 제안한 潤滑狀態를 나타내는 領域圖를 利用하여, 壓力-粘度 指數는 鑛油系 潤滑油의 標準的인 값으로 $\alpha = 2.2 * 10^{-8} \text{m}^2/\text{N}$ 로, 펌프의 運轉條件과 壓力測定 結果로부터 얻어진 베인의 垂直作用力으로부터 베인 先端部の 潤滑 狀態를 推定한다. 여기에서 發生하는 피크壓力이 대단히 높기때문에 潤滑 파라메터中の 하나인 粘度 η 는 피에즈 粘性效果를 考慮하여, Barus式으로부터 다음 關係로 된다.

$$\eta = \eta_0 \cdot \exp(\alpha P) \dots\dots\dots (3)$$

여기에서 η : 壓力 P에서의 점도 η_0 : 대기압하에서의 점도
 α : 壓力-점성지수 P: 壓力

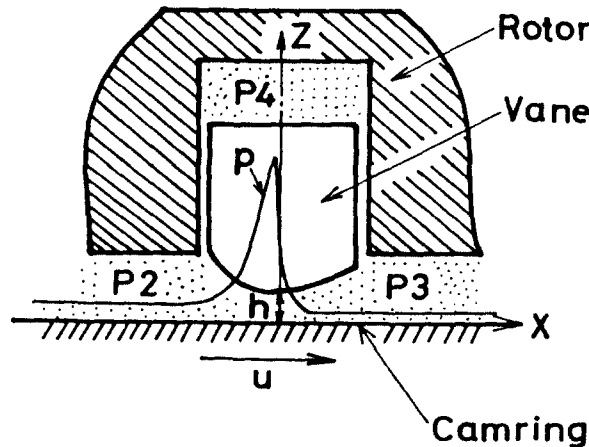


Fig.5 베인先端部 斷面의 모델

潤滑 모드를 결정하기 위하여 線接觸 彈性流體潤滑 狀態에 대한 Johnson Chart를 利用, 가로 座標에는 無次元 粘性 파라메터를

$$g_v = \left\{ \frac{\alpha W^3}{\eta \cdot u R^2} \right\}^{1/2} \dots\dots\dots (4)$$

세로 座標에는 無次元 彈性 파라메터를 나타낸다.

$$g_e = \left\{ \frac{W^2}{\eta \cdot u E R} \right\}^{1/2} \dots\dots\dots (5)$$

- 여기에서 W: 베인의 單位길이당 作用力(荷重)
- u: 베인의 平均 슬라이딩 速度
- R: 베인先端과 캠링의 等價 曲率半徑
- E: 베인과 캠링의 等價 彈性係數를 나타낸다.

Fig.6으로부터 펌프의 回轉速度 400-1500rpm 吐出壓力 1-14MPa의 運轉條件의 경우, $g_v=0.1-100$, $g_e=0.1-1.1$ 로 나타나, 베인先端部の 潤滑 狀態는 剛體.粘度一定(普通의 流體潤滑)의 領域으로부터 剛體.粘度變化와 彈性.粘度變化(普通의 EHL) 領域에 걸쳐 이루어짐을 알 수 있다. 回轉速度 400rpm, 吐出壓力 4MPa의 경우 吸入포-트部, 大圓弧部, 小圓弧部에서 各各 $g_v=29.6$, 19.7, 4.5와 $g_e=1.5$, 1.15, 0.43으로되어 剛體.粘度變化와 彈性.粘度變化의 境界 領域에 있으나, 吐出 포-트部에서는 $g_v=0.56$, $g_e=0.1$ 로 되어 剛體.粘度一定(普通의 流體潤滑)의 領域으로 된다. 回轉速度의 影響은 거의 없기 때문에 吐出壓力이 同一한 4MPa에서 回轉速度가 800rpm, 1500rpm의 경우도 베인의 垂直作用力이 同一한 것으로 假定하면, $g_v=29.6$ 으로부터 22.3, 16.5로 $g_e=1.5$ 로부터 1.11, 0.82로 減少하여 토출 포-트部 및 小圓弧部도 剛體.粘度一定의 領域으로 된다. 回轉速度 1500rpm, 吐出壓力 14MPa의 통상의 베인 펌프의 定格條件에 대하여 前述의 베인의 垂直作用力의 外挿値를 利用하여 潤滑狀態를 推定하면 吸入 포-트部, 大圓弧部에서는 各各 $g_v=105$, 71 및 $g_e=2.8$, 2.2로 되어 彈性.粘度變化의 領域으로 되나 이 경우에도 彈性變形

의 影響이 別로 크지않은 剛體.粘度變化 領域에 가까운 影域이다. 또한 吐出 포트部에서는 $g_v=1.9$, $g_e=0.2$ 로 되어 剛體.粘度一定(普通의 流體潤滑)의 領域으로 小圓弧部에서는, $g_v=11.3$, $g_e=0.64$ 로 되어 剛體.粘度變化의 領域이 됨을 알 수 있다. 이상으로부터, 베인先端部에서는 구름베어링, 기어 등에 있어서 粘度變化와 彈性 變形이 同程度로 作用하는 典型的인 彈性流體潤滑과는 달리 剛體.粘度一定 領域으로부터 剛體.粘度變化 領域의 潤滑狀態에 있음을 確認 할 수 있다.

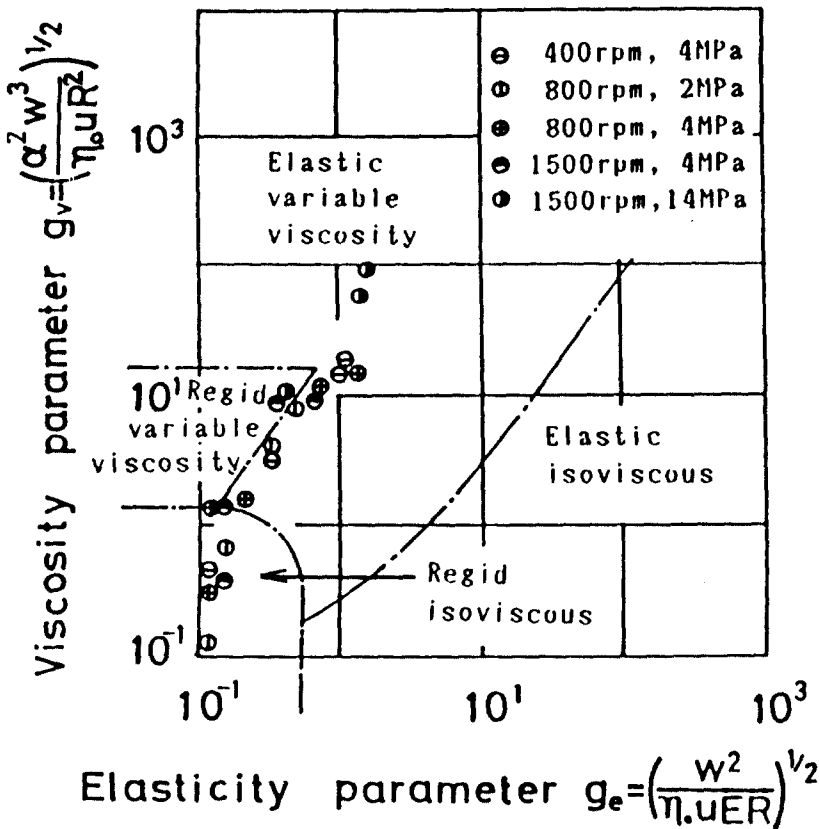


Fig.6 Johnson chart上的 베인슬라이딩部の 潤滑領域

4. 結論

壓力平衡型 인트라베인式 油壓베인 펌프에 있어서 吐出壓力 1-4MPa, 回轉 速度 400-800rpm일때의 壓力測定 結果를 基礎로 하여, 實際使用 條件인 경

우에서의 베인과 캠링間에 作用하는 垂直作用力과 潤滑狀態를 推定하였다. 그 結果를 整理하면 다음과 같다.

- (1) 베인에 加하여지는 垂直作用力은 吸入 포-트로부터 小圓弧部까지 4區間的 階段狀으로 分布하며, 로터의 回轉速度는 그의 크기에는 거의 影響을 미치지 않으나 微小한 變動은 回轉速度의 增加와 더불어 크게 된다.
- (2) 베인과 캠링間 슬라이딩部の 潤滑領域은 剛體.粘度變化 領域으로부터 剛體.粘度一定 領域에 있으며, 壓力에 의한 粘度 變化뿐만아니라 彈性變形의 影響 또한 顯著하게 나타나는, 소위 典型的인 彈性流體潤滑 狀態에는 도달하지 않고 있음을 알 수 있다.

5. 參考文獻

- (1) 日比.市川, 日本機械學會 論文集 Vol 42, NO.356(1976), P1167.
- (2) Beck, W.D., et al, Trans. ASHRAE, Vol. 72, Part.1(1966), P190.
- (3) Edward, T.C. and Mcdonald, A.T., Proc. of the compressor tech. at Purdue Univ. Inchiiana(1972), P250.
- (4) 氏家.西野, 油壓과 空氣壓, Vol 14,NO.1(1983), P10.
- (5) 上野, 油壓과 空氣壓, Vol 14, NO.1(1983), P10.
- (6) 鄭材鍊, 京極, 中原, 日本機械學會 論文集 Vol 504, NO.504(1988), P2047.
- (7) 上野.岡島, 日本機械學會 論文集 Vol 52, NO.447(1986), P2152.
- (8) Johnson, K.L., J.Mech.Engng. Soc., Vol 12, NO.1(1970), P9.
- (9) Dowson, D., Proc. Inst., Mech.Eng., London. Vol 182(3A)(1968), P151.