

變動荷重을 받는 線接觸에서의 마찰특성

鄭材鍊* 梁正九** 李奉九***

* 全北 大學校 工科大學

** 全北 大學校 大學院

*** 圓光 大學校 工科大學

1. 序論

集中的으로 荷重을 받는 線接觸部의 潤滑領域은 Johnson Chart⁽¹⁾(그림1). 또는 Hooke의 Chart⁽²⁾에서 나타난바와 같이 剛體·粘度一定領域 (Rigid-Isoviscosity region), 彈性體·粘度變化領域 (Elasticity-Variable Viscosity Region), 彈性體·粘度一定領域 (Elasticity-Isoviscosity Region)으로 分類 되어서는데 그림1에 보인 바와같은 領域內에서 2次元 線接觸의 경우 彈性 參數 g_e 가 적고 粘性 參數 g_v 가 큰 Tribology적인 實際問題가 많은데 비하여 이 領域에서의 潤滑特性에 關한 數值的인 Simulation이나 實驗的인 報告가 거의 없는 實情이다. 예를들면 Engine의 Piston Ring과 Cylinder⁽³⁾間의 潤滑, Vane 式의 油壓 펌프 등에서 볼 수 있는 晝동부의 潤滑, Rotary Engine의 Rotor 先端部分, Rotary Compressor의 Rotor와 stator間의 相對運動 領域에서 나타나는 Tribology적인 領域은 大部分이 剛體·粘度 變化領域이거나 그에 바로 인접한 彈性體·粘度 變化의 초기 領域에 分布하고 있다.

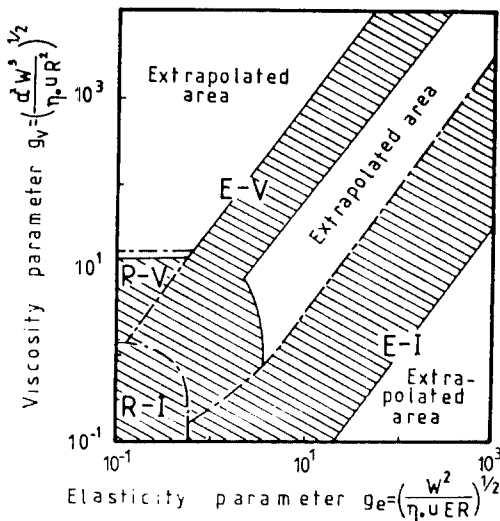


그림1. Johnson Chart에 의한 彈性流體 潤滑의 領域

이 領域의 경우 數值計算에 의한 報告도 거의 없는 實情인데 그 이유는 지금까지의 彈性流體潤滑의 解析이 구름베어링, 기어 캠등을 대상으로 하였기

때문이며, 또한 壓力·점성효과가 크게 영향을 미치는 剛體·粘度變化의 領域에서는 계산이 發散해버리는 경향이 많이 나타나, 計算이 어려운 領域⁽⁴⁾인 탓도 있기 때문이었다. 한편 油壓 베인펌프 같은 경우 구조상 그의 펌프 특성을 살리기 위하여 베인先端部에 있어서 體積效率을 向上 시키기 위한 效果的인 시일작용과 機械的 效率을 向上 시키기 위한 效果的인 摩擦制御를 위하여 可能한 한 수직 작용력을 줄이기 위하여 선단 집속부의 곡률반경을 최소화 시키지 않으면 안 될 처지에 있기 때문에 자연히 이미 記述한 바와 같이 粘性 參數가 크게 나타나는 剛體·粘度 變化領域의 潤滑모드로 된다.

이와같은 Tribology적인 관점과 관련시켜 油壓 베인 펌프의 경우를 살펴보면, 開發 당시의 펌프토출 압력이 70Kg/cm²이던것이 그후 使用上의 要求에 應하여 高壓·高速化가 계속 되어져 왔는데 이와같이 高壓化에 따른 運轉條件의 가속화가 계속되면 될수록 펌프베인 先端의 潤滑條件 또한 심하게 되어 構造的으로 많은 슬라이딩 부분을 많이 갖고있는 베인 펌프는 그의 性能向上을 피하는데 있어 Tribology적인 解決 없이는 不可能함을 알 수 있다. 여러곳의 슬라이딩 부분을 갖고 있지만 그 중에서도 摩擦 토크 손실과 摩耗量이 큰 점으로 보아 특히 문제가 되고 있는 곳은 베인의 先端과 캠링 사이의 線接觸 슬라이딩 부분이다. 이 슬라이딩 부분에는 충분한 油膜을 형성시키기 위하여(기계효율 증대 효과) 接觸部分의 수직작용력을 너무 낮게하면 시일이 不完全하여 체적효율이 低下하게 되며 역으로 수직 작용력을 너무 크게하면(체적효율 증대 효과) 베인 先端의 摩擦 토크가 크게되어 기계효율이 低下하는 結果를 가져오게 된다. 이와같이 相反된 問題를 해결하기 위하여는 베인 先端部의 潤滑狀態를 알 필요가 있게 된다. 역으로 이의 潤滑狀態의 解明이 펌프의 高壓化, 長壽命化, 難燃性 作動油의 使用可能化에 기여하게 될것으로 고려되어 진다. 그러나 潤滑 工學的인 觀點에서 볼때, 베인 先端部의 슬라이딩부와 같은, 단순 슬라이딩, 高壓, 動的 條件下의 潤滑 問題에 관한 研究는 그의 測定法의 難點등도 있어 현재 거의 實驗을 비롯하여 解析的인 것도 거의 보고 되지 않고 있다. 이에 本研究실에서는, 油壓 베인펌프의 베인과 캠링간의 線接觸에서 연속적

으로 變動荷重이 作動하는 條件을 모델화하여 이에 맞는 動的 摩擦 實驗裝置를 考案, 變動荷重이 作用하는 線接觸 運動에서의 摩擦力를 實驗的으로 究明하고 그의 潤滑 狀態를 推定하고자함을 目的으로 한다.

2. 實驗

本 研究의 實驗으로는 線接觸狀態에서 주기적인 變動荷重을 받으며 순간 미끄럼 運動을 하는 相對運動의 모델로서, 油壓 베인펌프의 베인 先端部의 運動을 취하였다(그림2). 變動荷重의 크기를 實際의 運轉條件에 近似 하도록 하기 위하여, 實際 베인펌프의 運轉時 베인의 先端 接觸部에 가하여지는 荷重의 크기를 測定하기 위하여, 인트라베인형 베인펌프를 이용하여 本 研究와는 별도로 펌프내의 壓力를 測定하여 이미 발표한 바 있다.⁽⁵⁾ 이의 결과를 이용하여

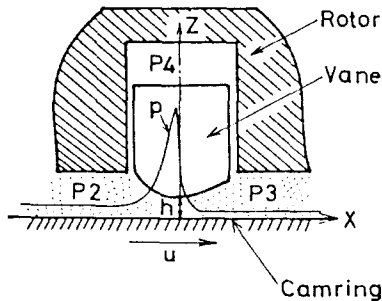
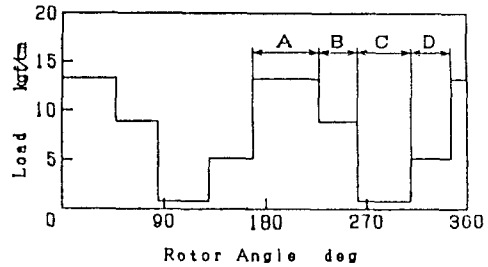


그림2. 베인 先端部의 潤滑 모델

여 베인에 가하여지는 荷重의 크기를 推定하여 實驗的 條件을 결정하였다. 로터의 回轉運轉 條件과 더불어, 그림3에 나타난 바와 같은 變動荷重이 각 포트별로 週期的으로 가하여지게 된다. 이와같은 荷重을 효과적인 實驗을 위하여 그림4와 같이 單純化시켰다. 實際에서는 그림5에 나타난바와 같은 材料, 硬度, 表面거칠기 정도를 갖는 베인과 캠링으로 線接觸 運動을 하고 있다. 이와 같은 實驗條件들을 사용하여 變動荷重이 作用하는 線接觸에서의 摩擦을 Simulation 할 수 있도록 動的 摩擦 實驗裝置를 製作 하였으며, 그의 概略圖를 그림6에 나타내며, 또한 制御 및 測定系統의 블록 다이어그램을 그림7에 나타낸다. 그림6에 있어서 디스크①은 直徑 200mm로써, 直流 모터에 의해서 구동되며, 디스크의 중심으로부터 90mm의 位置에 그림8에 나타난바와 같이 폭 10mm의 베인 ④에, 實驗條件으로 設定한 變動荷重을 가한다. 베인이 디스크에 平衡하게 均衡을 유지할 수 있도록 베인 홀더의 回轉軸이 接觸線의 中央을 통과 할 수 있도록 하였다. 베인先端의 摩擦力는 摩擦力檢出 레버 ⑤를 통하여 로드셀 ⑦로 檢出하였다. 實驗條件으로는, 實際의 펌프에서 보통 그림5에 나타난바와 같은 材料, 硬度, 表面거칠기를 갖는 베



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

그림3. 베인의 作用力 分布
(運轉條件 1500rpm, 175kgf/cm²)

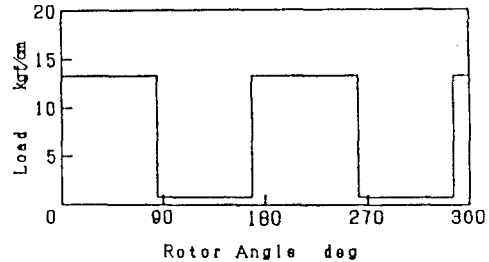


그림4. 구형파로 單純化한 베인의 作用力
(運轉條件 1500rpm, 175kgf/cm²)

	Vane	Camring
개 설	SKH-9	SUJ-2
경 도	HRC 60-62	HRC 64
표면양상	6 μm R _{max}	16 μm R _{max}

그림5. 베인과 디스크(캠링)의 性状

인과 캠링을 사용하고 있기 때문에, 本 實驗에서도 實際 기계의 베인을 폭 10mm로 절단한 것을 이용하였다.

또한 정격 회전수 1500rpm, 정격 압력 210kgf/cm²의 베인 펌프를 모델화하여, 디스크의 回轉數는 실제 펌프의 깊이로 환산하여, 300 ~ 1500rpm의 範圍로 5단계로 하였으며, 變動荷重의 파형은 制御하기가 쉬운 사인파와 구형파의 2종류로 하여 주파수는 實際의 運轉條件을 환산하여 로터 1회전당 2회의 壓力 變動을 일으키는 것으로 하여, 10 ~ 50 Hz의 範圍를 택하였으며, 荷重의 크기는 實際 機械의 運轉條件으로 환산하여 吐出壓力가 35 ~ 210 kgf/cm²에 상당하는 範圍의 2.45 ~ 14.7kgf/cm를 취하였다. 實驗에 使用하는 시료유는 베인펌프의 作動油로 사

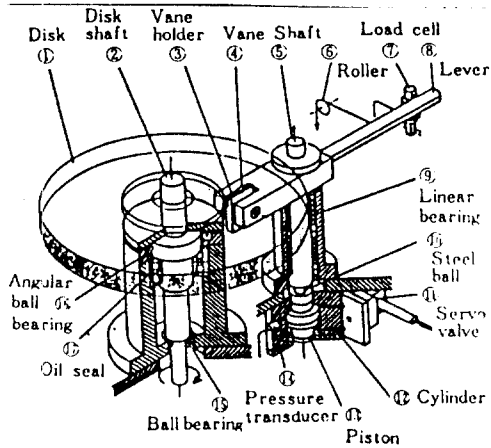


그림6. 實驗裝置

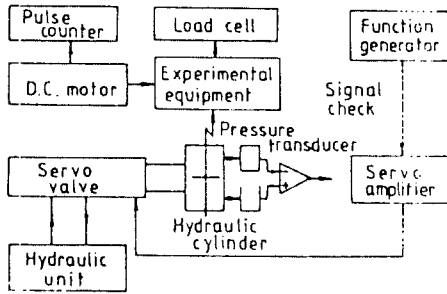


그림7. 制御 및 測定 系統圖

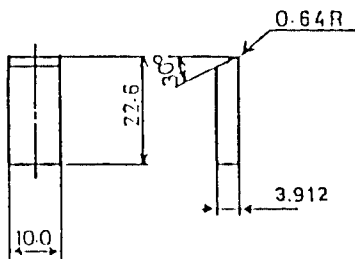


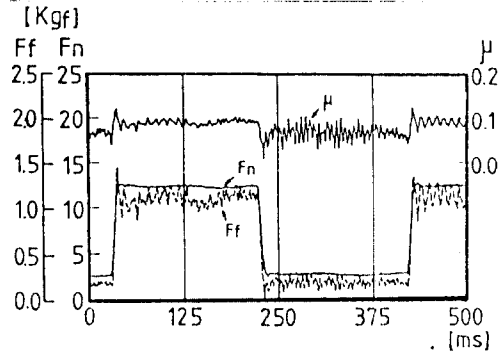
그림8. 베인의 기하학적 형상

용 되어지고 있는 것과 비슷한 정도의 점도물 갖는 VG-32의 첨가제를 전혀 넣지 않은 광유로 하였다. 급유는 디스크가 충분히 적실 수 있도록 하기 위하여 베인의 뒷쪽에 1m 정도의 높이로 부터 비닐튜브를 통하여 행하였으며, 탱크의 오일 온도를 20°C로 유지시켰다. 實驗에 들어가는는 우선 최초로 급유가 충분히 됨을 확인 한 다음 디스크를 요구하는 회전수로 회전시킨다. 다음으로 실린더 내의 차압이 설

정한 진동수, 진폭으로 變化 하도록 평선제너레이터를 조정하였다. 이상태에서 차압과 摩擦力의 신호를 A/D변화 한 후 퍼스널컴퓨터에 수록하였다.

3. 실험결과 및 고찰

우선 荷重의 變化에 대한 摩擦力和 摩擦係數 μ 의 變化하는 대표적인 형태, 예를들면 荷重의 變動 주파수 2.5Hz, 單位폭당의 크기 12kgf/cm, 미끄럼 속도 3.16m/s (實際 펌프의 運轉條件으로 환산하여 回轉數 150rpm, 吐出壓力 160kgf/cm² 예상당)의 경우와 荷重의 變動 주파수 10Hz, 單位 폭당의 크기 12 kgf/cm, 미끄럼 속도 3.16m/s (實際 펌프의 運轉條件으로 환산하여 회전수 600rpm, 吐出壓力 160kgf/cm² 예상당)의 경우에서 구형과 變動荷重을 作用시켰을때의 變化를 그림9, 10에 나타낸다. 또한 荷重의 크기 및 미끄럼 速度는 상기의 구형과와 동일하나 變動 주파수가 각각 10Hz 및 40Hz인 경우 사인파 變動 荷重을 作用시켰을때의 變化를 그림11, 12에 나타낸다. 어느 경우이든 荷重의 피형에 對應하여 거의 位相의 지연이 없는 狀態로 摩擦力和 摩擦係數가 變動하고 있음을 알 수 있다. 특히 摩擦係數는 荷重이 클때에는 큰 값을, 荷重이 작은 경우에는 작은값을 나타낸다. 그리고 이들의 경향은 무차원 파라미터 $S_0 = \eta U / (W/L)$ 의 값이 작을수록 현저하게 나타나는데 이것은 베인 線端의 潤滑狀態가 混合潤滑 領域에 있음을 나타내주고 있다. 또한 摩擦

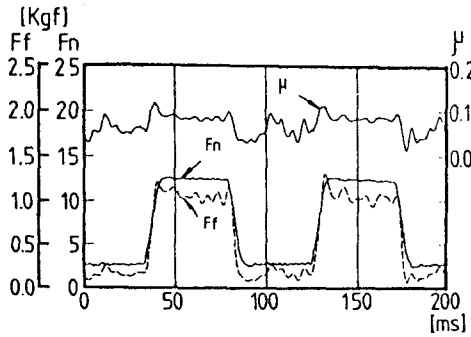


F_n : 荷重, F_f : 摩擦力, μ : 摩擦係數
運轉條件 F_n : 12kgf/cm, 주속 U : 3.16m/s,
주파수: 2.5Hz

그림9. 摩擦 特性 (구형과 荷重의 경우)

力은 荷重이 Step 狀態로 증가하는 순간 最大값을 나타내며, 진동적으로 變化해 가다가 一定値에 근접해 가는 경향을 보이고 있다. 이와같이 베인의 수직 作用力이 最小値로부터 最大値로 Step 狀態로 變化할때에는 마찰력이 크게 변동하여 마찰 계수가 피크

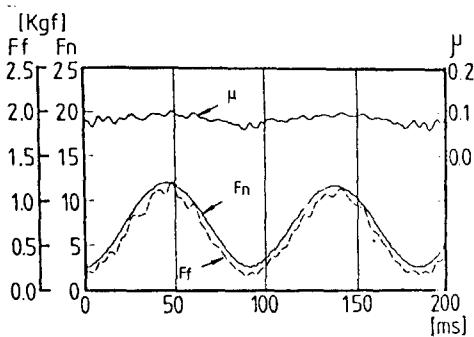
값을 나타내어 이때의 潤滑狀態가 대단히 가혹해 질 것으로 판단되어진다. 本 實驗에서는 구형파의 경우 20Hz 까지의 結果를 나타냈으나 實際 펌프의 경우 정격 속도가 50Hz까지 變化하기 때문에 그 경우 潤滑狀態는 더욱 가혹 할것으로 豫想 되어진다. 潤滑的인 領域 및 그의 變動을 考察하기 위하여 測定한 데이터를 利用하여 작성한 구형파 荷重에 대한 스트



Fn : 荷重, Ff : 摩擦力, μ : 摩擦係數
 運轉條件 Fn : 12kgf/cm, 流速 U : 3.16m/s,
 주파수: 10Hz

그림10. 荷重, 摩擦力, 摩擦係數 의關係 (구형파)

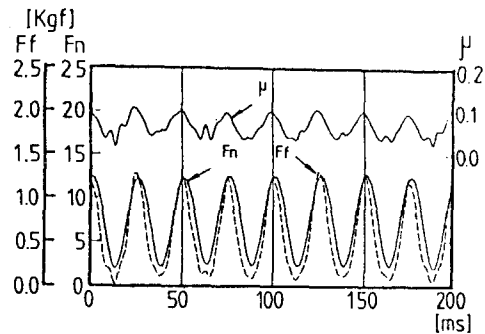
라이백 선도를 그림13에 나타낸다. 우선 0Hz인 즉 정적인 荷重과 비교하여 보면 動荷重의 경우가 다소 摩擦係數 값이 크게 나타나나, 測定 誤差의 範圍에 있으며, 그의 값 자체는 정적하중의 경우와 별다른 차이를 보이지 않고 있다. 또한 그의 전체적인 변화도 거의 근사한 경향을 나타냄으로써 역시 전체적인 部分 EHL 또는 混合潤滑 領域에 있는것으로 판단 할



Fn : 荷重, Ff : 摩擦力, μ : 摩擦係數
 運轉條件 Fn : 12kgf/cm, 流速 U : 3.16m/s,
 주파수: 10Hz

그림11. 摩擦力 特性 (사인파 하중의 경우)
 수 있다. 다음으로 주파수에 따른 變化를 比較하여

보면 本 實驗의 範圍 內에서는 摩擦係數값의 크기가 주파수에 관계없이 거의 비슷한 크기를 나타내고 있음을 나타내주고 있다. 流體 潤滑의 領域에서의 경우에는 動的 荷重이 作用할때에는 스키즈 效果가 작용하여 정적인 荷重의 경우보다 유막 두께가 커져 摩擦係數가 작아지는 경향을 보이고, 또한 動的 荷重의 경우에도 주파수가 클수록 摩擦係數가 작아지는 것이 一般的인 경향을 감안해 본다면, 本 實驗에서 實施한 實驗 範圍 內의 線接觸 運動의 경우 部分 彈性 流體潤滑 또는 混合 潤滑 領域에 있음을 確實하게 알 수 있다.



Fn : 荷重, Ff : 摩擦力, μ : 摩擦係數
 運轉條件 Fn : 12kgf/cm, 流速 U : 3.16m/s,
 주파수: 40Hz

그림12. 摩擦力 特性 (사인파 荷重의 경우)

다음으로 작용하중의 形態를 사인파로 作用시켰을때의 變化 內容을 살펴보기 위하여 그림14에 주파수에 따른 스트라이백 선도를 나타낸다. 0Hz로 표시된 정적 荷重과 비교하여 보면 구형파의 경우와 같이 動 荷重의 폭이 약간 크게 나타나나, 전체적인 경향은 큰 차이가 없이 근사한 경향을 나타내주고 있다. 주파수에 따른 차이는 구형파 보다 다양한 주파수별 實驗을 한 결과 상당한 차이가 있음을 보여주고 있다. 정적인 荷重이 作用하여유때의 摩擦係數값이 가장 작고, 주파수가 증가함에 따라 摩擦係數가 증가함을 알 수 있다. 그리고 그의 경향은 무차원 파라미터 $S_o = \eta U / (W/L)$ 의 값이 작은 境界 潤滑 領域에 가까운 領域에서 현저한 차이가 있어 分布 폭이 넓으며, S_o 의 값이 커짐에 따라 摩擦係數값의 분포 폭이 좁아지는 경향을 나타내고 있다. 混合潤滑의 觀點에서 보면, 荷重의 일부는 유막의 領域에 의하여 지지되고, 일부는 금속끼리의 돌기부분에서 지지되어진다. 이때의 摩擦力는 윤활막의 전단력과 금속끼리의 접촉 전단력의 합으로 나타낸다. 즉 混合潤滑의 경우 금속끼리의 接觸部, 전단이 차지하는 비율이 크게 되는 것이 特徵이며, 動的 荷重이 作用할 때, 그의 荷重 주파수가 높게되면, 단위폭당의 금속간의 接觸點수가 증가하기 때문에 摩擦力가 증가하

는 현상으로 나타난다. 逆으로 $S_o = \eta U / (W/L)$ 의 값이 크게 되면 摩擦係數값의 분포폭이 증가하기 때문에, 이것은 流體潤滑 領域이 증가하여 스퀴즈 효과가 크게 나타난 까닭으로 고려된다. 實驗範圍를 더욱 확대 할 경우 스퀴즈 효과가 더욱 현저하게 나타날 것으로 考慮되어진다.

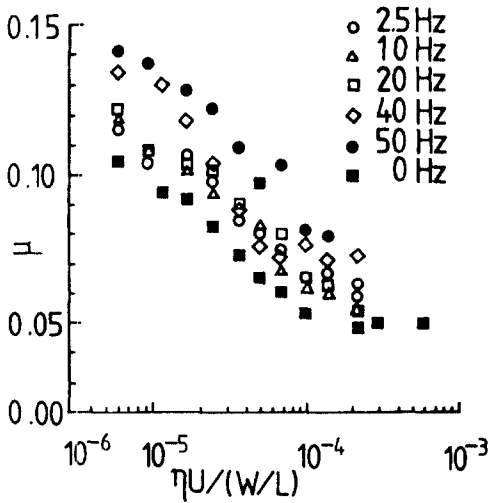


그림13. 動的荷重이 作用할때의 스트라이백 선도 (구형파)

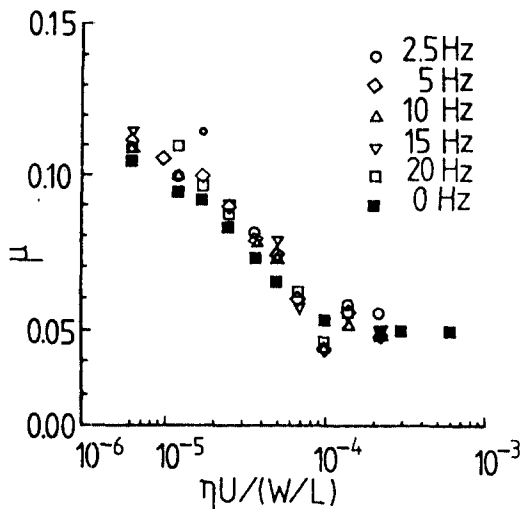


그림14. 動的荷重이 作用할때의 스트라이백 선도 (사인파)

4. 결론

線接觸 運動의 모델이 되는 動的 摩擦 實驗裝置를 이용하여 高速, 경하중, 소곡률 半徑을 갖는 베인 선단부의 運動狀態에서 摩擦力을 測定한 결과

(1) 實驗範圍내 荷重條件에서의 潤滑狀態는 流體 潤滑에서, 일부 固體接觸을 수반하는 彈性流體潤滑, 또는 混合潤滑에로의 遷移領域에 있는 것으로 추정할 수 있었다.

(2) 實際 油壓 펌프의 正格 運轉條件을 상정한 베인 선단 線接觸部의 摩擦係數는 0.05 ~ 0.09 정도의 範圍에 있음을 알았다.

(3) 本 研究의 實驗範圍에서 動的荷重이 作用때의 摩擦特性은 정적荷重 作用時의 摩擦特性과 別 차이가 없었으며, 또한 作用荷重의 주파수의 變化에도 크게 영향을 받지 않았으나, 주파수의 增加와 더불어 摩擦係數가 약간 增加하는 경향을 나타냈다.

5. 참고 문헌

- (1). Johnson, K.L., Journal.Mech.Eng. Sci., Vol12, NO.1(1970), PP9.
- (2). Hooke, C. J., Journal.Mech.Eng. Sci., Vol19, NO.4(1977), PP149.
- (3). Dowson, D., etal, Proc. Royal. Soc. London. A386, (1983), PP409.
- (4). Kostreva, M.M., Trans., ASME, J. Tribology., Vol183, NO.3(1984), PP386.
- (5) 鄭材鍊外., 大韓 機械學會 '89 春季 學術大會 抄錄集(II), PP173.