

접촉식 밀봉장치의 윤활특성에 관한 연구 동향

平林弘 · 梁保鏞*

일본이글공업(주) 연구개발본부 본부장

*부산수산대학교 기계공학과 부교수

1. 서론

기계시스템의 구조는, 공통적으로 사용되고 있는 요소적 부품에 의해 구성되고, 이들 요소적 부품을 기계요소(machine element)라 하여, 구조의 단위로 되고 있다. 접촉식 밀봉장치는, 회전기계, 예를들면, 자동차, 선박, 반응식각반기, 펌프, 터빈, 엔진, 가정용기기등의 주로 베어링부분의 윤활유나 처리액의 기기밖으로의 누설방지장치로서 불가결한 기계요소이다. 또, 시점을 바꾸어 보면 밀봉장치(seal)의 밀봉기능은, 현재 전세계적인 과제인 성자원대책, 성에너지대책, 환경오염대책에도 밀접히 관계하고 있어, 기술적으로 더욱 개선이 요구되고 있다.

본 고에서는, 대표적인 접촉식 밀봉장치를 예로, 밀봉장치의 특징, 밀봉장치의 윤활특성, 밀봉장치에 관한 연구의 동향을 설명한다. 본 고는 저자들의 기술적 교류 가운데서 태어난 성과로, 기술의 세계에 국경이 존재하지 않는다는 증표로서, 관계자의 참고가 될 것으로 기대한다.

2. 대표적인 접촉식 밀봉장치의 특징

기계요소는, 예를들면 스프링이나 핀 등과 같이 독립된 하나의 고체부품으로서 제작되어 공급되는 것과, 구름베어링과 같이 전동체와 내외륜 및 보지기라 하는 복수개의 부품이 조립되어 하나의 부품으로서 공급되고 있는 것도 있다. 통상, 여기에서 대상으로하고 있는 기계요소의 밀봉장치는, 대부분의 경우, 복수개의 부품에 의해 조립되어 하나의 기계요소부품으로서 공급되고 있다. 표 1에 밀봉장치의 용도별 및 기능별에 의한 분류 예를 나타내듯이 매우 많은 종류가 존재한다[1]. 그러나, 여기에 나타낸 밀봉장치는 일반적으로 통용하는 명칭이지만, 시장에는 상품명(기업에 따른 제품의 이름)이나 각종의 목적에 대응하여 개발한 여러 호칭의 밀봉장치가 존재하고, 또 증가하고 있다.

밀봉장치는

(1) 베어링에 공급되는 윤활제의 외부로의 유출방지(또는 제어)

(2) 축이 관통하는 용기의 축과 용기벽과 틈새로부터 용기내의 유체누설 방지(또는 제어)

(3) 기기의부로 부터 물이나 해수등의 유체, 토사, 이물질등의 침입방지등의 기능을 발휘한다. 시일의 밀봉기능은, 시일의 형상, 치수, 표면거칠기, 중량, 기계적 강도등으로 표현되는 속성과 장착되는 기계에서의 사용방법이나 사용상태에 의해 그 기능을 발휘하는 정도가 현저하게 영향을 받는다. 따라서, 양호한 밀봉기능을 기대하기 위해서는 시일의 초기설계단계로 부터 기계시스템의 설계축이 의도하는 정보를 입수하는 것이 중요하다.

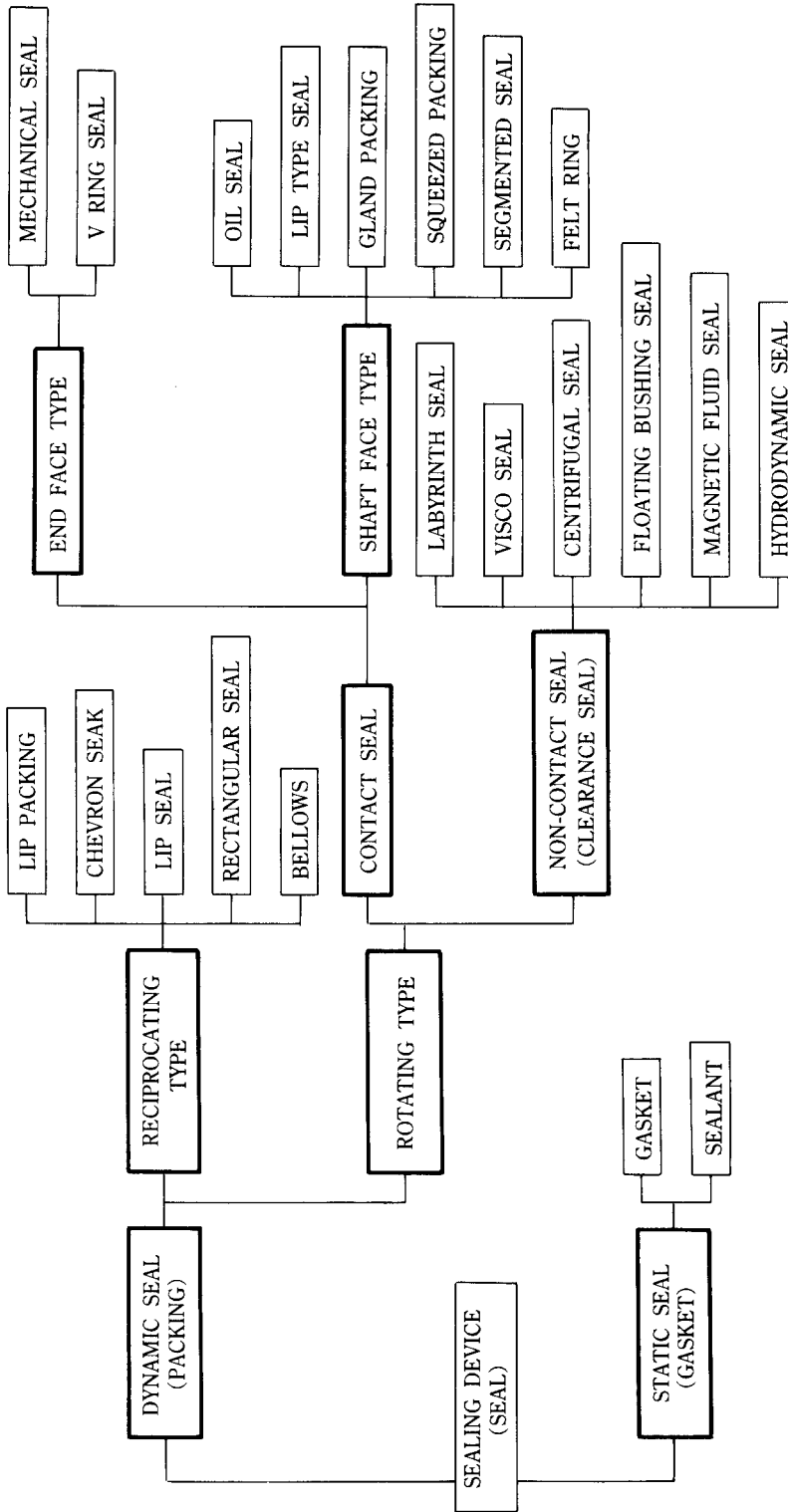
예를 들면 구름베어링[2]은 전동체, 내외륜, 보지기의 치수상의 조합과 선정된 재료의 성질이 부하용량이나 수명의 성능에 영향을 미치기 때문에, 소정의 치수로 정밀가공함과 동시에 사용조건을 파악하는 것이 제품으로서 중요하다.

표 1가운데에서 (a) 회전용 오일시일, (b) 메카니칼 시일, (c) 왕복동용 시일을 선정하고, 이들의 구조, 사용범위, 특징을 나타낸다.

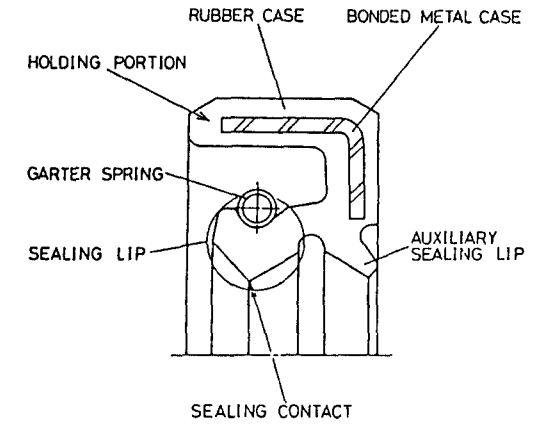
(a) 회전용 오일시일: 그림 1에 나타낸 회전용 오일시일은, 베어링부분 윤활유의 누설방지장치로서, 자동차, 산업기계, 가정용기기등에 있어서 불가결한 기계요소이다. 시일 링을 구성하는 고무부분, 축에 립의 압착을 유지하도록 하는 garter 스프링, 기기의 하우징과의 고정을 확실히 하는 금속 케이스의 부분으로 구성되어 있다. 밀봉작용은 2개의 시일립(seal lip)이 회전축과 접촉하는 부분과 기계의 하우징에 둘러싸인 면으로 유지되고 있다.

여러 사용조건과 오일시일의 구조와의 관계를, 그림 2에 나타내었다[3]. 밀봉유체압력이 높게 되면 립을 짧게하고, 그위에 보조립을 겸용하고 있다. 일반적으로 분위온도의 변화에 대응하여 립재료를 사용한다. 통상은 NBR(니틀릴 고무)는 최대 100℃, ACM(아크릴 고무)은 최대 150℃, VMQ(실리콘 고무), FKM(불소고무)은 최대 230℃이다. 耐 dust성의 향상을 위해 립의 수를 증가시

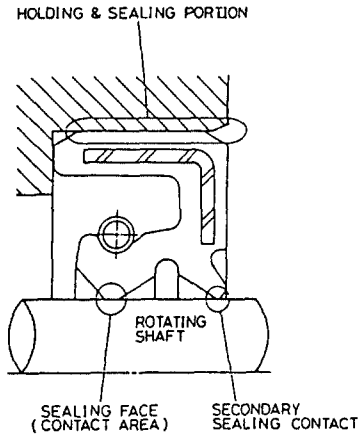
표 1. 密封裝置의 用途別 및 機能別에 의한 分類



Note (1): means the kind of sealing devices.
 Note (2): shows the use and function of sealing devices.



(a) Partial terms and construction of oil seal



(b) Sealing areas of oil seal

그림 1. 회전용 오일시일의 구조와 밀봉부분

키고 있다.

(b) 메카니칼시일: 그림 3에 나타난 메카니칼시일은, 석유화학 플랜트나 산업용 펌프의 처리액의 누설방지장치로서 사용되는 기계요소이다. 밀봉면을 구성하는 두 개의 습동편(1차시일)(한편은 펌프 케이스에 고정되고, 다른쪽은 회전축에 고정되어 있다.), 밀봉면을 압착시키는 코일스프링, 회전습동편에 축의 회전을 전달함과 동시에 소정의 축위치에 고정하기 위한 시일구성부품, 그리고 각 부품의 고정부로부터의 누설방지를 목적으로한 O링이나 가스켓(2차시일)부품으로 구성되어 있다. 밀봉작용은 습동편의 접촉부분과 각 2차시일부품으로 유지되고 있다.

메카니칼 시일의 구조와 각종 사용조건과 관계를 그림 4에 나타내었다. 밀봉유체압력이 높게되면, 그림 5에 나타난 밀봉면의 평형비(balance ratio)를 고려하고, 밀봉

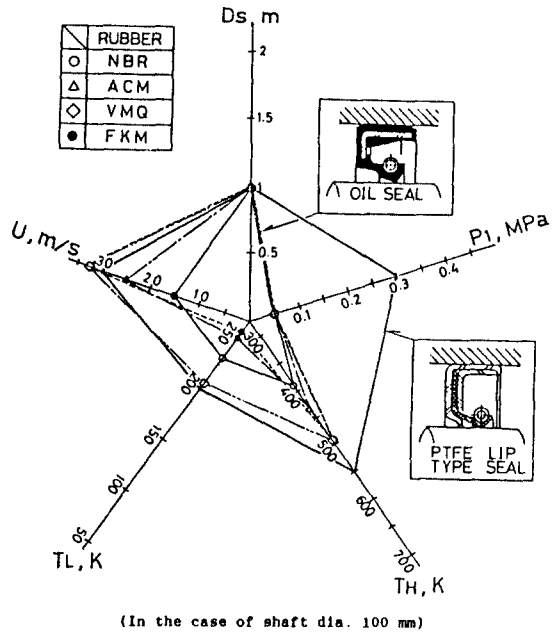
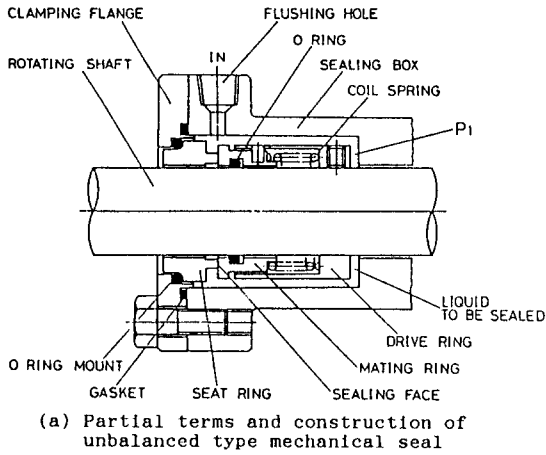


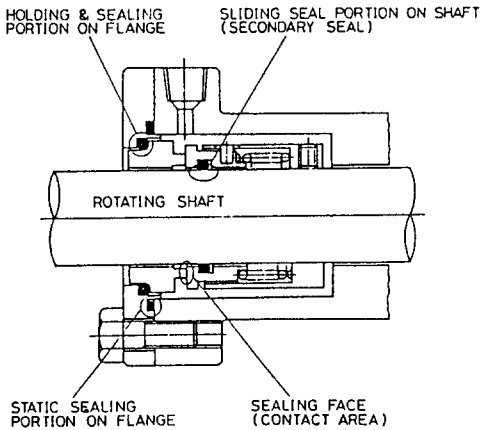
그림 2. 여러 회전용 오일시일의 구조와 사용범위

유체압력의 밀봉면 압력에의 영향을 완화하는 balance 형으로 변경한다(통상 평형비 $A_B/A_c = 60-75\%$). 한편, 고속조건 에서는 코일스프링 대신에 용접금속 bellows로 하여 구조를 간단히 함과 함께 bellows나 스프링으로 구성되어 있는 습동편부분을 회전축이 아닌, 펌프케이 스축에 고정하여 축회전수의 고속화에 따른 축진동이나 관성력에 의한 스프링의 追隨不良이나 진동대책을 실시 하고, 밀봉면의 안정화를 고려하고 있다. 펌프처리액의 윤활불량에는 내마모성이 양호한 재료를, 부식성유체 에는 내식성재료를 적용하여 대책하고 있으므로, 메카니칼 시일용 재료는 매우 많은 종류(특수합금강, 세라믹 재 료를 포함)가 채용되고 있다.

(c) 왕복동용 시일: 그림 6에 나타난 왕복동용 시일 (예로서, 스트럿트형 shock absorber용 오일시일, 자동차 엔진헤드부 밸브스템시일 및 유압실린더용 립패킹)은 장착기기 용기내의 유체압력을 保持하고, 밀봉기능으로서는 누설제어장치로서 작용한다. Absorber, 자동차엔진, 유압실린더에 있어서 밀봉장치는 불가결한 기계요소이다. 어느것이나 시일링을 구성하는 고무부분, 축에의 립 의 압착을 보장하는 garter 스프링, 소정의 기기 장착부에 고정을 위한 케이스나 가이드 부분으로 구성되어 있다. 밀봉작용은 왕복운동을 하는 축표면과 접촉하는 시일링 선단에서 유지된다. 그러나 회전용 오일시일이나 메카 니칼시일이 동일한 면에서 연속적인 반복습동에 의한 접촉부분에서의 밀봉작용인 것에 대해, 왕복동용 시일은



(a) Partial terms and construction of unbalanced type mechanical seal



(b) Sealing areas of unbalanced type mechanical seal

그림 3. 메카니칼시일의 구조와 밀봉부분

축의 왕복운동에 의해 립접촉부분이 연속적으로 변하는 면에서 밀봉작용이 강요되어, 후술하듯이 안정한 밀봉 기능을 유지하기 위해서는 항상 축면에 얇은 유막을 유지하는 누설제어작용이 요구된다.

왕복동용 시일의 구조와 각종 사용조건을의 관계를 나타낸 것이 그림 7이다. 왕복동용기기에 따라 채용되는 시일이 다르다. 고압용 유압실린더에는 V 패킹 또는 U 패킹, 저압용 유공압실린더에는 O 링, 특수한 용도로서 shock absorber에는 왕복동용 오일시일, 자동차용 엔진의 밸브시스템에는 밸브시스템시일이 적용되고 있고, 각각의 시일에 누설 허용량(누설제어)이 존재하고 있는 것이, 회전용 시일과 다르다.

3. 접촉식 밀봉장치의 윤활특성

두평면간의 습동에 관한 윤활특성은, 중요한 기계요

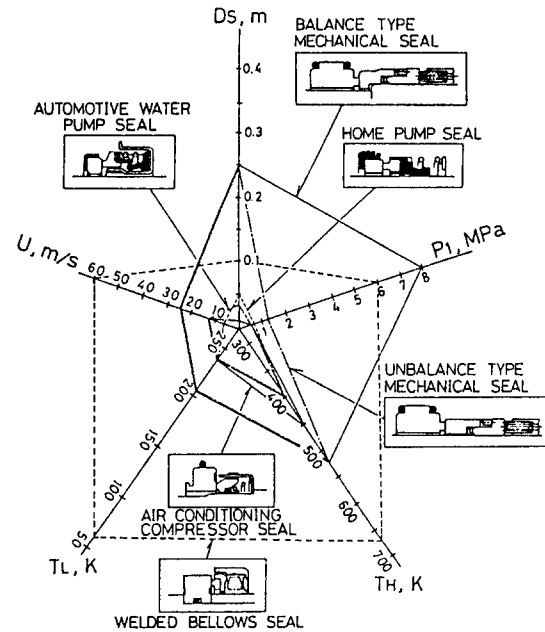


그림 4. 여러 메카니칼시일의 구조와 사용조건범위

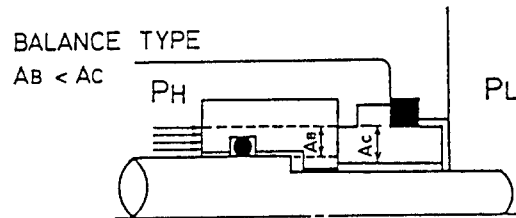
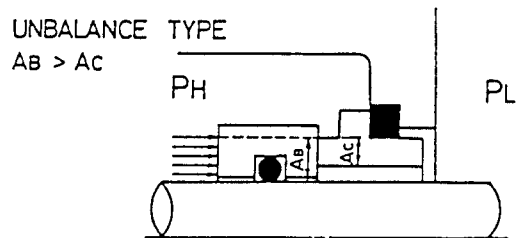


그림 5. 메카니칼시일의 평형비의 정의

소인 미끄럼베어링을 대상으로 많은 연구가 실시되어 왔다. 오일시일이나 메카니칼 시일은, 구조상 그리고 사용형태로 부터 미끄럼베어링과 유사한 곳이 많고, 시일의 윤활특성연구에 있어서 베어링의 연구성과가 유효하다.

그림 8은 Stribeck 곡선(또는 $f \sim G$ 곡선)으로서 알려진 저널베어링의 윤활특성을 나타낸 그림이다. 저널베어링이 유막을 갖고 회전하고 있는 경우의 마찰계수 f_n , 윤활제의 점도 μ 와 회전수 N 의 곱을 평균베어링하중 \bar{p}_0

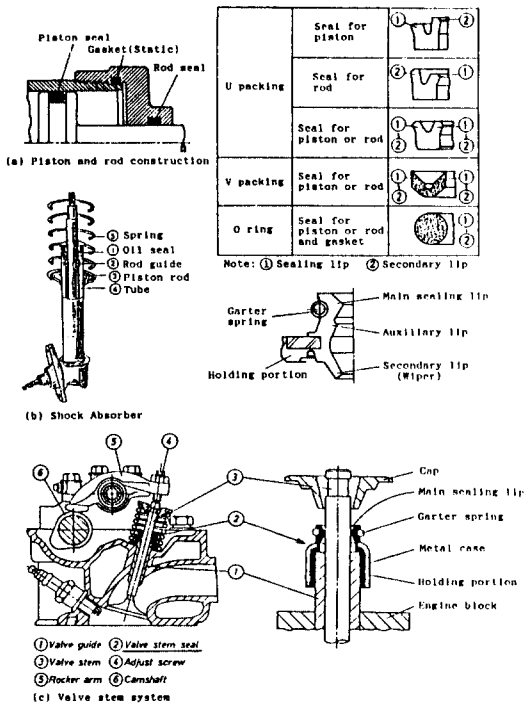


그림 6. 대표적인 왕복동용 시일의 구조와 장치기

나는 무차원량 $G(=\mu N/\bar{p})$ 에 관계하고 있고, 통상 f 는 조건변화에 따라 G 의 감소와 함께 직선적으로 감소하고, 어느 값에서 최소의 f 에 도달한 후 G 의 감소와 함께 증가하는 경향을 갖는다. f 의 최솟치를 나타낼 때까지의 $f \times G$ 를 나타내는 영역을 유체윤활영역이라 하고, 이것 이후를 혼합윤활 또는 경계윤활영역(비유체윤활영역)으로서 구별하고 있다.

유체윤활영역에서는, 습동면(밀봉면)사이에는 어느 두께의 유막이 존재하는 것에 대해, 비유체윤활상태에서는 습동면은 유막이 없게되어, 국부적인 직접접촉점이 생기게 되는 상태로 된다.

3-1. 회전용 오일시일의 윤활특성

회전용 오일시일을 여러조건으로 실험한 결과, 그림 9와 같은 오일시일의 $f \sim G$ 의 존재영역은 $G=0.1 \sim 10 \times 10^{-6}$ 의 범위이고, 이 범위에서는 밀봉, 누설의 여부에 관계없이

$$f = \phi G^{0.5} \quad (1)$$

식 (1)이 성립하고 있다. 단 ϕ 는 비례정수이다. 이것은 Stribeck곡선에서의 유체윤활영역에 속하며, 회전용 오일시일의 마찰, 밀봉특성은 유체윤활상태에서의 거동인 것이 명확하다[5].

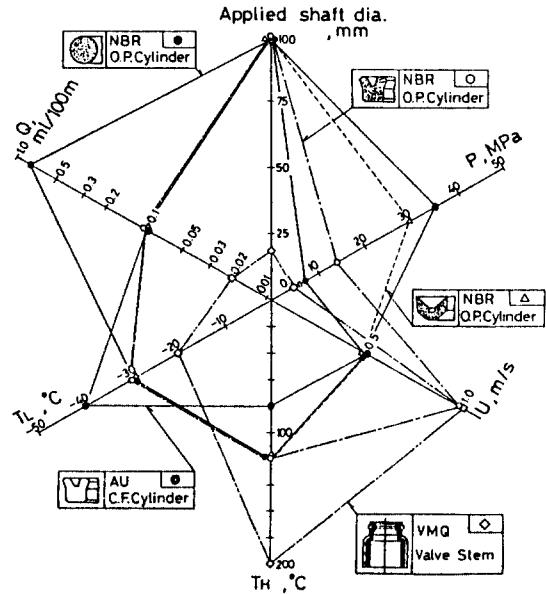


그림 7. 대표적인 왕복동용 시일의 사용조건범위

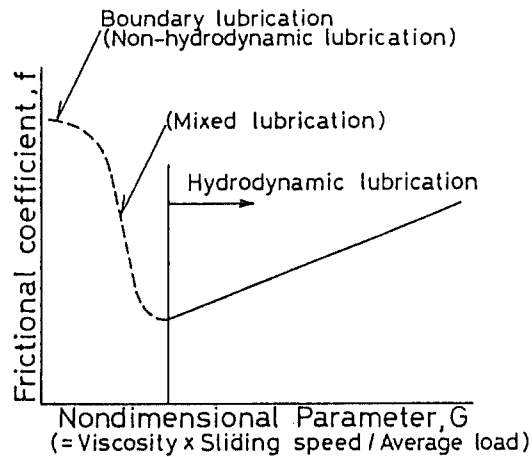


그림 8. Stribeck곡선($f \sim G$ 특성)의 모식적설명과 윤활특성

두개의 평행평판이 유막을 사이에 두고 한편이 고정, 다른편이 운동하는 경우, 예로 한면에 기복(waviness)이 있고 운동방향으로 향하여 틈새가 좁게되는 영역이 있으면, convergent 웨기형 틈새에 유체의 점성을 이용하여, 상대 미끄럼속도로서 유체를 강제적으로 유입시키므로 동압을 발생시킨다. 「점성웨기작용(wedge action)」을 유체윤활상태가 실현한다[6]. 그림 10은 오일시일 립선단의 걸보기 접촉폭과 축방향의 압력분포를 나타내지만, 실제로는 축표면이나 립고무표면의 거칠기의 존재에

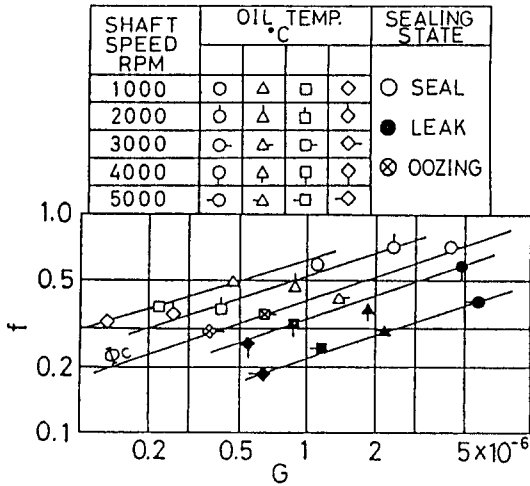


그림 9. 회전용 오일시일의 f~G특성과 밀봉영역

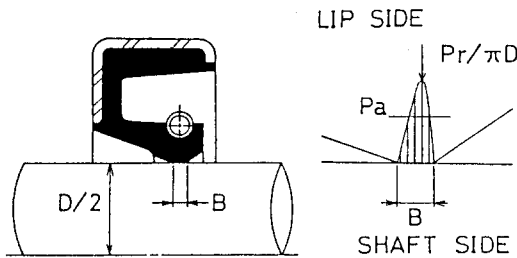


그림 10. 회전용 오일시일의 접촉과 립선단의 겹보기 접촉압력

의해 그림 11에 나타내는 모델과 같이 미소돌기의 집합으로 구성되어 있다. 립표면의 돌기간의 간섭이나 접촉에 의해, 립과 축의 틈새 h_1 는 고무표면의 거칠기면에 대한 정적인 실험결과를 기초로 하여 고무의 점탄성을 고려하면

$$h_1 = h_{max} \exp(-\alpha P_a J' \lambda / h_{max}) \quad (2)$$

식 (2)와 같이 변화한다. 단, h_{max} 는 축거칠기의 최대높이, α 는 계수, P_a 는 립의 평균접촉압력, λ 는 축거칠기의 파장, J' 는 고무의 복소 컴플라이언스 J^* 의 실수부로서 진동수의 증가에 따라 감소하는 점탄성적 성질이다.

오일시일의 고무립선단이 축표면의 거친부분에서 변형하는 것을 고려하여 그림 9의 결과를 포일 베어링이론을 적용하여, 정리하면

$$f = \phi G^{3/2}, \quad G = \mu U B/P, \quad (3)$$

$$\phi = 5(h_{max}/\lambda)^{3/2} (D/2h_{max})^{3/2} \exp(\alpha P_a J' \lambda / h_{max})$$

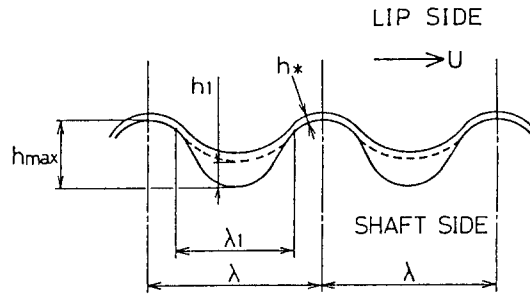


그림 11. 회전용 오일시일의 고무립과 축표면접촉상태의 모델

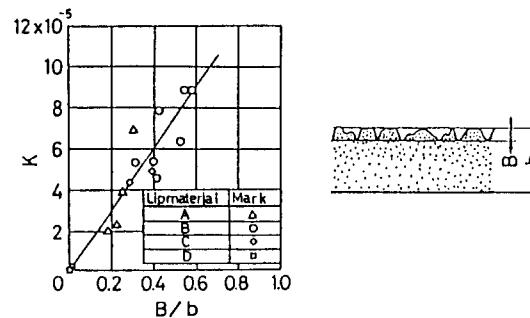


그림 12. 회전용 오일시일의 기기동시의 립선단의 미소균열(B/b치)과 밀봉능력특성 K의 관계

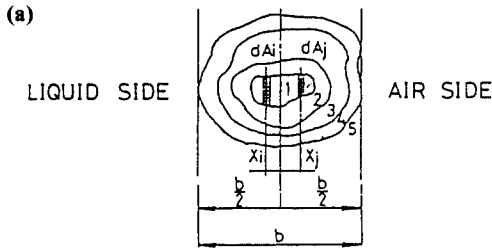
의 관계가 성립한다[7]. (단, B는 오일시일의 접촉폭, D는 축직경, P,는 오일시일의 緊迫力이다.) 따라서 오일시일의 고무립 선단과 축 사이의 유체유회의 발생은 축표면의 거칠기와 오일시일 표면의 접촉에 의해 생기는 「쇄기형 유막작용」인 것이, 실험 및 이론으로 입증되었다. 한편, 그림 9에서는, 식 (10)의 비례정수 ϕ 의 값에 의해 (ϕ_c 를 밀봉한계라 한다).

$$\phi > \phi_c \text{ 밀봉} \quad (4)$$

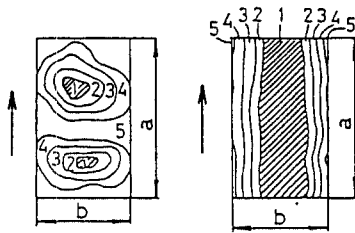
$$\phi < \phi_c \text{ 누설}$$

와 같이 밀봉영역이 구별되지만, 어느 경우도, 오일시일의 유회특성은 베어링에서 보여지듯이 밀봉유체(유회유)의 점성저항에 지배되고, 유막이 존재한다. 오일시일을 장시간 작동시키면, 립고무재질이나 유회유가 열화하여, 립에 균열이 생긴다든지, 컴플라이언스가 감소하여 밀봉성능은 저하한다. 또 열화유내에 존재하는 이물질이나 외부에서 침입한 토사도, 특히 유막두께와 같은 정도의 粒徑의 경우, 유막내에서 마모(abrasive)을 일으키고, 립이나 축의 과대마찰을 발생시킨다[8].

오일시일의 유회특성이 립선단과 축표면간의 「유막」에



$$M_1 = \frac{\sum dA_i \left(\frac{X_i}{b/2}\right) - \sum dA_j \left(\frac{X_j}{b/2}\right)}{\sum dA_i + \sum dA_j}$$



No: Apparent contact area (a x b)
 N1: Sum of actual contact areas (shaded)
 N1/No: Degree of actual contact

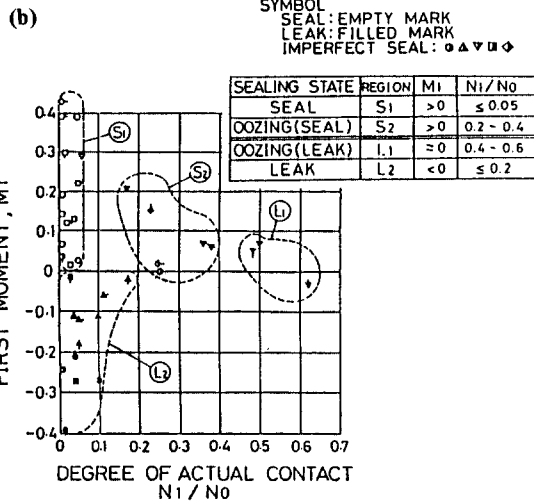


그림 13(a). 회전용 오일시일의 습동면의 비틀림특성 M_1 과 접촉특성치 N_1/N_0 의 정의, (b). 회전용 오일시일의 밀봉상태와 립접촉특성치(M_1 , N_1/N_0)의 관계

지배되고 있는 것이 명확하게 된 후 「밀봉」에 대한 연구가 진전되었다. 오일시일을 정상적으로 사용하고 있을 때에 오일시일이 공기를 기름층에 「흡입하는 현상」이나 오일시일을 역으로 부착한 경우에 대기층에 적하한 기

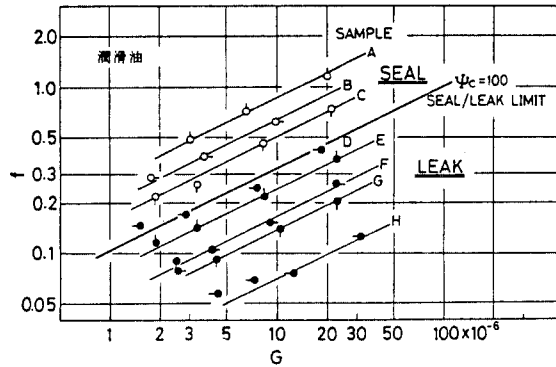


그림 14. 메카니칼시일의 $f \sim G$ 특성

름을 반대측에 「공급하는 현상」이 실험적으로 확인되고 있고, 이들의 현상을 배경으로 여러종류의 밀봉 기구가 추측되었다. 그림 12는 기기기동시에 오일시일의 립선단부의 마찰에 의해 생긴 미소균열 (B/b값)과 오일시일의 밀봉능력특성 K(역부착 오일시일의 흡입특성수)와의 관계를 나타낸 것으로, B/b값과 K값이 비례하는 관계 즉, 립선단의 미소요철이 밀봉유체의 대기층에 흐름(누설)에 대항하는 밀봉작용에 기여하고 있는 것이 명확하게 되었다.

한편, 그후 glass축에 오일시일을 설치하고 습동시켜, 축내부로부터 microscope와 VTR을 이용하여, 건조운전, 윤활상태운전하에서 립선단과 축표면간의 유막거동, 밀봉·누설상태, 립의 접촉상태를 여러 운전조건하에서 관찰하고, 통계적 畫線處理를 구사하여, 밀봉기구의 해석이 실시되었다.

그 결과 그림 13에 나타내듯이 통계적 정의에 따른 립의 축접촉부 면적의 1차 모멘트 M_1 과 겹보기 접촉면적내의 참접촉면적비 N_1/N_0 와의 관계로서 밀봉영역, 누설영역, 접촉영역이 구별되는 것이 명확히 되었다. 즉, 밀봉상태를 얻기 위해서는

$$M_1 > 0 \text{에서 } N_1/N_0 \geq 0.05$$

의 조건을 만족하는 습동상태가 필요하다. 이 영역에서는 립의 미소돌기에 따른 마이크로 캐비테이션이 유막내에서 안정하며 또한 연속해서 발생하고 있고, 밀봉상태를 형성하고 있다. 오일시일의 유효특성(마찰과 밀봉특성)에 대해, 시일의 설계상으로는, M_1 을 규정하는 립형상, N_1/N_0 에 밀접히 관계하는 고무재료의 선정, 그리고 마찰에 따른 거친상태에 배려가 중요한 인자이다. 오일시일의 상대면인 축표면에 대해서는, 축거칠기 2~3 μm R_{max} 에서 研削방향성(회전에 따른 기복이 존재하는 상태)이 생기지 않는 프랜지 연삭이 가장 좋고, 이들의 실험상 또는 실용상 전제로 되고 있다[11].

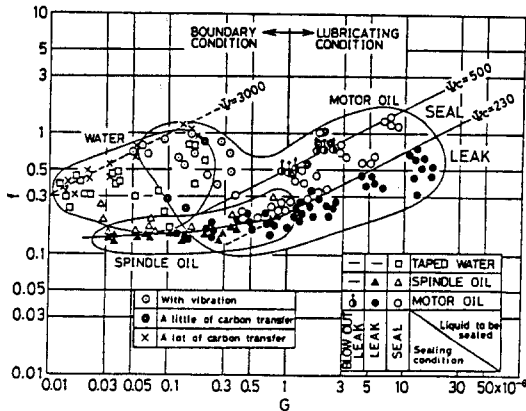


그림 15. 메카니칼시일(스테인리스鋼片과 燒成 카본의 조합)의 f~G특성범위와 밀봉상태, 진동현상, 분출현상, 전이현상, 윤활제의 관계

3-2. 메카니칼 시일의 윤활특성

메카니칼 시일을 윤활유를 이용하여 여러 조건에서 실험한 결과, 그림 14와 같이 메카니칼 시일의 f~G의 존재영역은 $G > 0.1 \sim 50 \times 10^{-6}$ 의 범위에서는 밀봉·누설에 관계없이

$$f = \Psi G^{1/2} \tag{5}$$

이 성립하고 있다. 단, Ψ 는 비례상수이다. 이것은 Striebeck 곡선에서 유체윤활영역에 속하고, 오일시일과 같이 메카니칼 시일의 마찰·밀봉특성은 유체윤활상태에서의 거동인 것이 명확하다. 그러나, 메카니칼시일의 대상으로 하는 밀봉유체는 윤활성이 나쁜 물, 해수, 약액(藥液)이 많고, G의 범위는 비유체영역으로 이동한다[12]. 또, 그림 4에 나타내듯이 메카니칼시일은 오일시일에 비하여 보다 고속조건, 고압조건, 고온조건, 극저온조건에 사용되므로, 습동부분에서의 마찰열에 의한 고온화나 눌러붙음, 밀봉면에서의 냉매의 비등에 따른 가스누설에 의한 습동편의 진동 또는 밀봉유체의 분출누설등 여러가지의 거동이 생기는 것이 관찰되고 있다[13-15]. 이들의 결과를 f~G특성상에 정리한 것이 그림 15이고, 매우 광범위한 사용조건하의 메카니칼시일의 윤활특성이 f~G 특성상에 포함될 수 있다. 동시에, 식 (5)의 Ψ 값이 밀봉·누설한계 외에 유체의 분출한계, 비유체영역에서의 흑연재료편의 異常한 상대면의 轉移限界에도 밀접히 관계하고 있는 것이 명확하다. 메카니칼시일의 습동재의 한편에는 통상 자기윤활성이 뛰어난 흑연소재를 이용하는 것은, 마찰마모현상이 직접 밀봉성능에 영향을 미치는 것이 배경이다. 또 메카니칼시일의 설계에 있어서 가능한 유체윤활특성영역에서 시일이 작동하도록, 시일구조나 습동면상태를 고안하고 있다[16, 17]. 예로, 물이나 약액

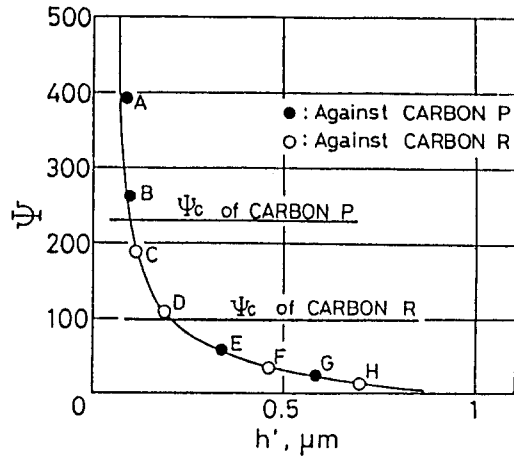


그림 16. 메카니칼시일의 Ψ 치와 금속편습동면의 기복 h' 와 밀봉한계의 관계

을 직접 밀봉하는 것이 아니라, 완충제와 병용시키는 의미로 윤활유를 밀봉유체의 반대측에 놓는 복식 메카니칼시일 방식을 각반기용 시일에 채용하고 있다.

메카니칼시일의 습동면에서의 유체막의 발생원인으로서, 습동면의 기복(waviness), 표면거칠기, 습동편의 열변형이 압력에 의한 변형, 습동편의 떨림(wobbling), 편심등이 연구되어 보고되고 있다. 여기에서는, 습동면의 기복이 「점성폐기작용(wedge action)」에 의해 습동부에 유막을 발생시키는 것이, 실험적이나 이론적으로 명확히 되었다[18].

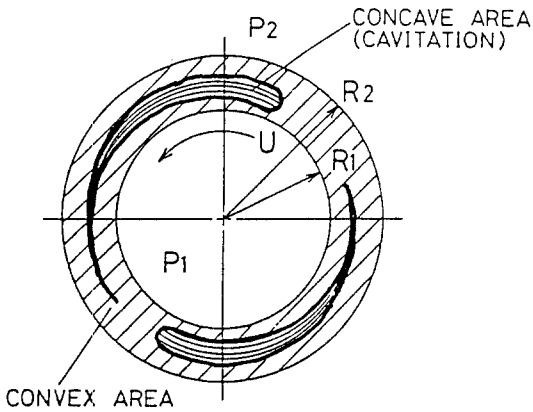
그림 16은 그림 13에 이용한 금속습동편의 습동방향의 기복의 크기 h' 와 식 (5)에서 구한 Ψ 치의 관계를 나타낸다. Ψ 치와 기복 h' 의 사이에는

$$\Psi \propto h'^{-3/2} \tag{6}$$

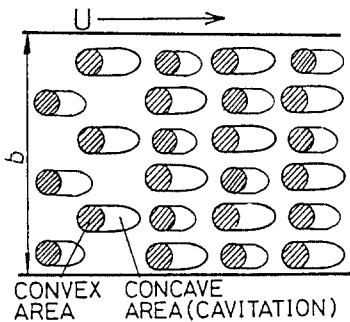
의 관계가 성립한다. 이것은 유체윤활영역에서는 메카니칼시일의 Ψ 치는, 습동면의 기복의 크기에 의해 정해지고, 기복이 클수록 폐기효과가 증대하기 때문에 Ψ 치는 감소한다. 동시에 이 영역에 있어서는 f~G특성상에 밀봉한계 Ψ_c 치가 인정되어

$$\begin{aligned} \Psi > \Psi_c &: \text{밀봉} \\ \Psi < \Psi_c &: \text{누설} \end{aligned} \tag{7}$$

의 관계가 있다. 밀봉한계의 Ψ_c 치는 습동면의 거칠기, 편심, 밀봉유체압력에는 영향을 받지 않으나 습동면의 직경 D와 습동폭 b의 비가 크게됨에 따라 증대한다. (밀봉을 위해서는 작은 기복이 요구된다). 또 그림에 나타내듯이 Ψ_c 치는 습동면 재료의 흑연재질에 의해 변화한다. 메카니칼시일의 윤활특성이 습동면 재료의 흑



(a) Cavitation of macro area based on surface waviness



(b) Cavitation of micro area based on surface roughness

그림 17. 메카니칼시일의 밀봉에 발생하는 캐비테이션의 모델

연재질에 의해 변화한다. 메카니칼시일의 윤활특성이 습동면사이의 유막에 지배되고, 그 원인의 하나로 습동면의 기복이 기여하고 있는 것을 나타내었다. 한편, 메카니칼시일의 「밀봉」에 대한 연구도 많은 연구자가 실시하고 있고, 밀봉기구에 대한 모델이 많이 존재하지만, 저자들은 캐비테이션(cavitation) 설[19]과 펌핑작용(pumping) 설[20]에 주목하고 있다. 메카니칼시일의 습동면에 기복이 있고, convergent 틈새의 영역에서 유체압력을 발생하고, 유체막에 유입하지만, divergent 틈새의 영역에서는 부압이 발생하고, 유체는 이것이 견디어내는 것이 불가능하므로 캐비테이션이 발생한다. 캐비테이션부분은 유체에 용존하고 있는 공기의析出이나 외부에서의 공기혼입(aeration)이 생기기 쉽다.

메카니칼시일의 캐비테이션의 개념을 그림 17에 나타

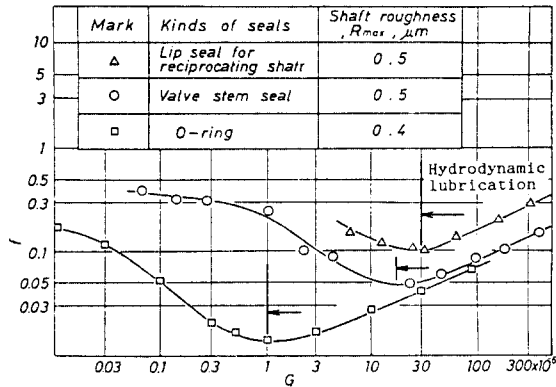


그림 18. 대표적인 왕복동용시일의 f~G 특성

내었다. 그림과 같이

① 표면의 기복에 의한 divergent 틈새부에 생기는線狀 캐비테이션

② 표면거칠기의 돌기부의 후류에 형성되는 미소 캐비테이션

의 두가지 현상이 관찰된다. 이 캐비테이션영역이 습동방향으로 형성되면 밀봉유체의 반경방향의 흐름을 방해하고, 밀봉이 유지된다.

메카니칼시일은 설계상, 습동재의 선택과 조합, 구조 및 습동면의 기복이나 거칠기의 관리가 중요하다. 그러나, 이미 지적했듯이 메카니칼시일은 고압, 고온조건에서 사용되는 경우를 포함하여, 습동면의 유체압이나 열에 의한 변형에 의해, 습동면에서의 접촉이 변화하고, 윤활특성에 현저한 영향을 미치므로, 설계시에 변형의 예측, 예를들면, FEM계산이나 실험에 의한 확인이 중요하다.

3-3. 왕복동용시일의 윤활특성

왕복동용 로드시일의 누설은, 왕복운동을 하는 실린더축표면에 링상으로 긁어내고 남는 기름층의 존재, 그 위에, 이 기름층의 양이 많게 되고 축방향에 筋狀으로 흐르는 기름의 출현에 의해 명확히된다. 한편 이와 같은 기름누설이 관찰되지 않는 유압용 실린더의 경우에서도, 축이 대기측에 밀려나간 상태에서의 시일과의 습동면상당의 실린더 표면영역에는 얇은 유막이 남아 있는 것이, 빗물의 누설정도들로 부터 알 수 있다. 이와 같이 왕복동용축에 있어서 시일의 윤활특성은, 회전축용 오일시일이나 메카니칼시일과는 다른 기구에 의해 지배되고 있다. 이 기구는 축의 왕복에 대한 시일의 「긁어내기 작용」이다. 축이 기름층으로 향하여 움직이는 경우(motoring stroke)에 생기는 시일선단과 축표면간에 생기는 유막이, 축이 대기측으로 향하여 움직이는 경우(pumping stroke)에 생기는 유막보다 두꺼운 경우는 긁어내는 작

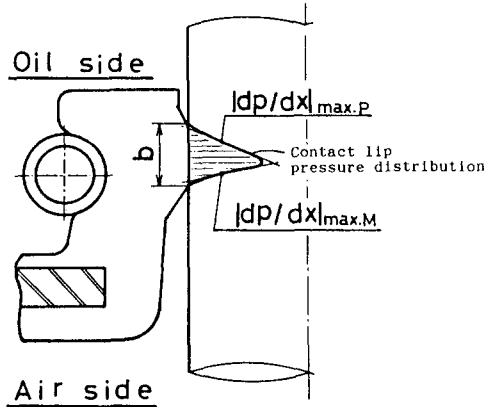


그림 19. 왕복동용시일의 립접촉부의 접촉압력분포의 정의

용이 생기고, 누설현상으로 되는 것을 의미하고 있다. (경험적으로 床面에 흘린 물을 쓸어내기 위해, 끌어내는 판의 각도를 물의 양(두께)에 따라 변하는 것을 상상하기 바람).

그림 18은 shock absorber용 오일시일, 밸브시스템시일, O링을 왕복동시험기에 장착하고, 운전중의 마찰과형을 계측하여, 행정중앙에서의 평균적인 마찰력 F를 시일의 全緊迫力 P,로 나누고 마찰계수 f를 구해, $G(= \mu u L/P, \mu$: 기름의 점도, u : 축속도, L : 축의 행정길이) 값과의 관계를 나타내고 있다[22].

어느 시일도 Stribeck 곡선과 같은 곡선이고, G가 큰 영역에서는 유체유허 특성, G가 적은 영역에서는 경계유허(비유체유허) 특성을 나타내고 있다. 이들 시일은 유체유허영역에서는

$$f = \Psi G^{1/2} \quad (8)$$

의 관계가 있다. 오일시일이나 메카니칼시일에서는 Reynolds의 식을 이용하여 습동면의 유막발생형상(립의 기복양 등)을 미리 설정하고, 유압의 발생량을 계산으로 구해, 그 압력으로부터 부하용량이나 마찰계수등을 산출하였다. 그러나 왕복동용 시일에서는 Reynolds 식으로 접촉면의 압력분포가 초기의 변형에 의해 확정된 접촉상태에 의해 거의 정해지고, 유막의 형성에 의한 영향을 무시 가능한 것으로 가정하여 유허면간의 압력분포를 미리 설정하여, 유막두께 h를 구하는 방법에 의해 계산하고 있다. 이 방법은 「유체유허의 역이론」[23]으로서 알려져 있고, 왕복동용 시일의 끌어내기현상과 누설현상의 설명이 가능하다. 이론적으로 왕복동용 시일의 립접촉부의 접촉압력분포를 그림 19에 나타낸다. $|dp/dx|_{max,P}$ (pumping stroke) 및 $|dp/dx|_{max,M}$ (motoring stroke)

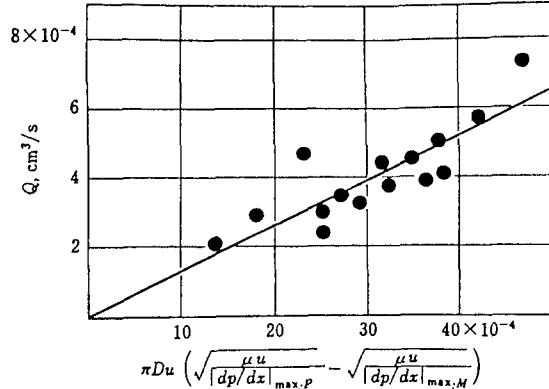


그림 20. 밸브시스템시일의 누설량과 접촉압력분포의 관계

로 구하여진 변곡점이 있으면, 유막의 형성이 가능하다. 유막두께 \bar{h} 는

$$\bar{h} = [8\mu u/9] \frac{dp}{dx} |_{max}^{1/2} \quad (9)$$

로 구해지고 $|dp/dx|_{max}$ 는 압력분포의 각 공정에 대응하는 최대압력구배의 절대치이다.

그림 18에는 3종류 시일의 결과가 나타나 있으나, 유체유허에서 경계유허로 이행하는 G의 값이 다르다. 왕복동용 시일에 있어서도, 장기간의 운전을 가능하도록 하기 위해서는 시일의 유체유허영역에서 사용하는 것이 바람직하고, G_c 값을 적게하는 것이 시일설계상 중요하다. G_c 점은 습동부의 유막두께 \bar{h} 와 왕복동축 표면거칠기 R_{max} 가 일치하는 조건으로 하면, 식 (9)와 G의 정의로부터, G_c 값은 (유체유허영역에서 비유체유허영역에의 천이점 G_c)

$$G_c = \frac{9}{8\pi} \left[\frac{b}{\bar{p}} \right] \left| \frac{dp}{dx} \right|_{max} \left[\frac{R_{max}}{b} \right]^2 \quad (10)$$

이 유도된다. 이 식은 유체유허영역을 크게하기 위해 $|dp/dx|_{max}$ 을 적게, 또는 R_{max} 을 적게하는 것을 나타내고 있다. 실용상 $|dp/dx|_{max}$ 는 누설량에 영향을 미치므로, 시일 및 기구의 수명연장의 목적으로 가능한 축표면을 평활하게 하고, 또한 마모하기 어려운 구조로 하고있다.

식 (9)를 이용해서, 일정속도 u의 왕복동용 시일의 유량 \bar{Q} 를 구하면

$$\bar{Q} = \frac{\pi Du \bar{h}}{2} = \frac{\sqrt{2}}{3} \pi Du \sqrt{\mu u \left| \frac{dp}{dx} \right|_{max}} \quad (11)$$

로 된다. 따라서, 왕복동용 시일의 누설량 \bar{Q} 는 펌핑행정의 유량 \bar{Q}_p 로부터 motoring행정의 유량 \bar{Q}_M 을 뺀

표 2. 過去 12회의 流體密封에 관한 國際會議(BHRA主 催)의 開催時期, 開催地, 取扱된 論文數

International Conference on Fluid Sealing				
No.	Date	Nation	of City	Number of Paper
1	Apr. 1961	U.K.	Ashfor	32
2	Apr. 1964	U.K.	Grainfield	38
3	Apr. 1967	U.K.	Cambridge	40
4	May. 1969	U.S.A	Philadelphia	41
5	Mar. 1971	U.K.	Conventry	48
6	Feb. 1973	W. Germany	Munich	32
7	Sep. 1975	U.K.	Buckingham	33
8	Sep. 1978	U.K.	Dargham	29
9	Apr. 1981	Netherlands	Mardarhocker	34
10	Apr. 1984	Austria	Innsbruck	36
11	Apr. 1987	France	Cannes	41
12	May. 1989	U.K.	Brighton	28

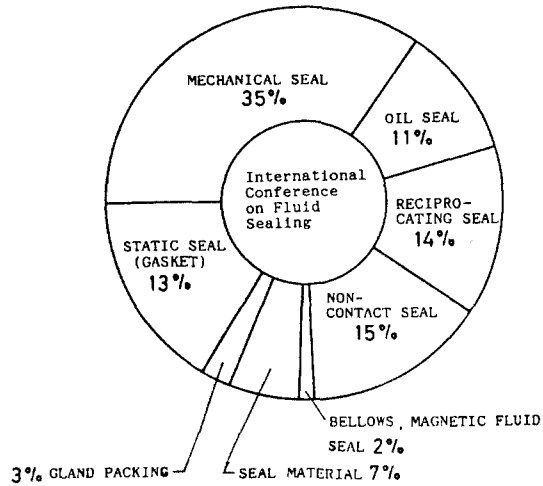


그림 21. 과거 12회의 유체밀봉에 관한 국제회의의 (BHRA 主催)에서 취급한 대표적인 시일의 비율

차로서 구해진다. 그림 20은 설계상 립의 최대압력구배를 변화시키고, 누설량 Q를 제어한 자동차엔진의 접촉형 벨브시스템시일의 Q와 $|dp/dx|_{max}$ 값의 관계이다. 벨브시스템시일이 만약 완전밀봉되었다고 하면 벨브봉과 안내면이 늘어붙음등의 손상이 발생하고, 누설량이 많으면 엔진유의 소비량이 증대하고, 배기가스로 되어 대기오염에도 영향을 미친다. 따라서, 특정의 유량을 벨브봉과 벨브안내면사이에 공급하는 기능이 이 시일에는 요구된다[24]. 그림 19의 결과는 실용 시일이 이론과 일치하고 있는 것을 나타내고 있다.

4. 최근의 연구동향

밀봉장치에 관한 연구성과는 영국유체역학연구협회(BHRA, British Hydromechanics Research Association)의 주최에 의해 개최되는 「유체밀봉에 관한 국제회의(International Conference of Fluid Sealing)」에 의존하는 것이 많다. 이 국제회의는, 1961년에 제1회가 개최된 후로, 표 2에 나타내듯이 1989년에 제12회 회의가 실시되었고, 발표논문수는 총 432편이다. 이 논문의 내용을 대표적인 시일로서 정리하면, 그림 21과 같다[25]. 메카니칼시일, 회전용 오일시일, 왕복동용시일이 연구의 60%를 점하고 있다. 최근의 연구동향을 알기위해, 제 12회의 국제회의에 발표된 12편의 메카니칼시일의 연구내용을 보면, 메카니칼시일의 습동면간의 유체막 거동을 취급한 것이 4편, 메카니칼시일의 설계요소·신뢰성이나 고장예지를 취급한 것이 5편, 메카니칼시일의 진동현상을 취급한 것이 2편, 습동재료를 취급한 것이

1편이다. 어느 시일도 항상 보다 가혹한 조건에서의 적용과 시장에서의 신뢰성의 향상(수명연장이나 오염방지) 그리고 그것에 수반되는 제현상(고장사례)의 설명, 성자원, 성에너지에 대응한 설계상의 새로운 접근이, 최근 연구의 주요태마로 되고 있다[26, 27].

5. 결 언

대표적인 접촉식 밀봉장치의 특징과 윤활특성에 대해, 종래의 연구를 중심으로 총괄하였다. 회전용 오일시일, 메카니칼시일, 왕복동용시일은, 어느 산업계에 있어서도 불가결한 기능부품이다. 상술하였듯이 많은 연구자나 기술자가 다량의 연구성과를 보고하고 있다. 그러나, 시일사용자에 있어서 현재의 상태를 충분히 만족하고 있는가 하는 점에서 본다면, 성능 수명, 특히 신뢰성 면에서 시일제작자의 급후의 발전이 필요하다. 이를 위해서는, 이론적인 고찰의 한편으로 접촉식밀봉장치의 연구에는, 한층 상세한 여러가지 현상의 관찰과 해석이 중요하다는 것을 이해하였을 것으로 생각한다. 끝으로 본고가 관계자의 도움이 된다면 다행이다.

참 고 문 헌

1. 日本潤滑學會編, 潤滑 핸드북, 養賢堂, 855(1987)
2. 구름베어링 工學編集委員會編, 구름베어링工學, 養賢堂, 34(1975).
3. 日本機械學會編, 機械圖集-패킹 및 가스켓, 日本機械學會, 7(1974).
4. 文獻(1)과 同一

5. F. Hirano, H. Ishiwata and H. Kambashi: Friction and sealing characteristics of oil seals, Proc. 1st ICFS, BHRA, Paper A-4, 1(1961).
6. 文献(1)과 同一
7. F. Hirano and H. Ishiwata: The lubricating condition of a lip seal, IME Proc., 80-Part 3B, 138(1965/66).
8. H. Tanoue, H. Tada and H. Ishiwata; Effect of soil particles in lubricating oil on the wear of oil seals and shafts, Proc. 5th ICFS, BHRA, Paper D3, 138(1965/66).
9. Y. Kawahara, H. Hirabayashi and A. Matsushima; Effect of surface condition of a lip on sealing phenomena of oil seals. SAE Technical Paper No. 780405, 1(1978).
10. K. Nakamura and Y. Kawahara; An investigation of sealing performance of lip seals through observations of sealing surface under dynamic condition, Proc. 10th ICFS, BHRA, Paper C1, 8(1984).
11. 平林, 大龍; オイルシールの密封性能に及ぼす軸の影響, 機械設計, 24-151, 62(1980).
12. H. Ishiwata and H. Hirabayashi; Friction and sealing characteristics of mechanical seals. Proc. 1st ICFS, BHRA, Paper D5, 17(1961).
13. H. Hirabayashi and A. Matsushima; A study of friction in high speed face seals, Lubric. Engng., ASME, 9-4, 533(1984).
14. J.C. Hudelson; Dynamic instability of undamped bellow face seals in cryogenic liquid, ASLE Trans., 9-4, 381(1966).
15. R.F. Salant and S.E. Hassen; Large-scale thermoelastic instability in hydrostatic mechanical seals, Proc. 12th ICFS, BHRA, Paper BI, 75(1989).
16. 平林, 松本: 高圧用メカニカルシール, 高圧力, 8-1, 25(1970).
17. 平林, 中山: 高圧用メカニカルシールの現況, 日本機械學會誌, 64-512, 57(1961).
18. 石渡, 平林: メカニカルシールの摩擦と密封特性について, 日本機械學會誌, 64-512, 57(1961).
19. B.S. Nau: Film cavitation observations in face seals, Proc. 4th ICFS, BHRA, Paper 20, 190(1969).
20. J.A. Findlay; Inward pumping in mechanical face seals, ASME Trans. Series F, 91, 3(1969).
21. T. Shimomura, T. Chiba and H. Hirabayashi. A Study of cracking phenomena on carbon-rings of mechanical seals for an automotive air conditioning compressor% SAE Technical Paper No. 900 338, 1(1990).
22. H. Hirabayashi, Y. Kawahara and Y. Muto. A study of lubrication characteristics on valve stem seals for automobile engines, SAE Technical Paper No. 79350, 1(1979).
23. F. Hirano and M. Kaneta. Dynamic behavior of flexible seals for reciprocating motion, Proc. 4th ICFS, BHRA, Paper 2, 11(1969).
24. Y. Kawahara, Y. Muto and H. Hirabayashi. A study of characteristics of the controlled oil leakage of valve-stem seals for automotive engines. ASLE Trans., 24-2, 250(1981).
25. 平林. 新時代を迎える東獨ドレスデン国際シール會議に出席して, トライボロジ, 4-8, 28(1990).
26. 예로, P. Waidner. Evaporation in the gap of face seals-theoretical calculations and results for hot water applications, Proc. 12th ICFS, BHRA, Paper B4, 127(1989).
27. 예로, H. Tanoue, S. Matui and H. Hirabayashi. Experiments in condition monitoring of mechanical seals, Proc. 12th ICFS, BHRA, Paper F3, 291(1989).