

# PUMP의 누설방지를 위한 Mechanical/Face Seals

글/이만형 (JOHN CRANE KOREA(주) 영업부장)

## 1. MECHANICAL SEAL의 구조 및 특징

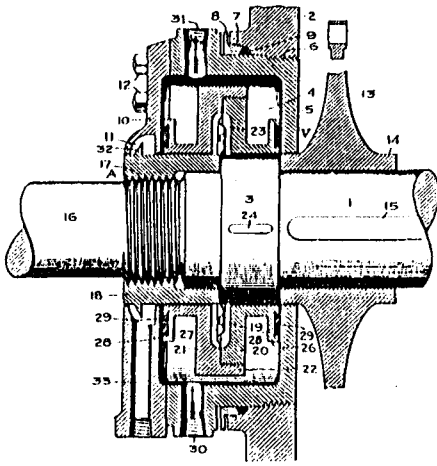
### 1) MECHANICAL SEAL의 역사

SEAL공학은 비교적 새로운 과학이라고 할 수 있다. 현재까지 이루어진 이 분야에 대한 성과는 완벽하다고는 볼 수 없겠으나 최근 수년동안 획기적인 발전을 이루어왔다. SEAL의 사용처를 고려할 때 각각 서로 다른 조건을 가지므로 일괄된 이론을 제시하기는 곤란하나, 용기내를 통과하는 SHAFT의 밀봉장치로서 정적이나 동적조건에서 유체의 누설을 방지해야 한다는 문제점을 해결하기 위한 것임에는 이론의 여지가 없다. 특히, PUMP의 SHAFT가 STUFFING BOX를 통과하는 경우 많은 밀봉 방법을 생각할 수 있겠으나 PACKING 또는 MECHANICAL END FACE SEAL의 두 가지 방법으로 선택권을 좁힐 수 있다.

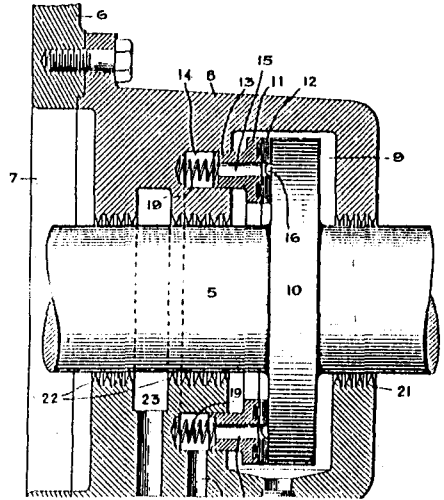
PACKING은 가장 오래 전부터 알려졌던 SEALING 방법이었으나 최초의 시도는 BC4,000년경 서남아시아에서 ROPE를 사용한 것이었으나 MECHANICAL SEAL은 20세기 초 조악한 형태로 나타나 TURBINE 설계자들이 좀 더 진보적 축봉장치를 고안하게 되었고 발전을 거듭하여 더욱 복잡한 형태의 SEAL(그림1 참조)이 특허로서 나타나게 되었다. 대부분의 기본 구조가 갖추어져 있고 분리된 섭동면이 보여진다. 먼 재질로는 CAR-

BON(29)이 기재되었고 동판의 형상이 2차 SEAL(23)로 사용되었다. 개발자는 SEAL CHAMBER 내에 냉각장치를 가진 소위 DOUBLE SEAL의 형태를 보여주며 SEAL BALANCE를 언급하고 있다. 이 SEAL은 누출액 조정형으로 생각되며 섭동면을 밀착시킬 수 있는 SPRING과 같은 축방향 가중장치는 보이지 않는다.

1919년 SPRING이 보이는 특허가 나타났다. (그림3 참조). SPRING RING 형태의 부품을 SHAFT SHOULDER(10)에 밀착시킨다. 개발자는 STEAM TURBINE을 위한 PACKING이라 불렀으나 오늘날의 용어로는 SINGLE MECHANICAL AND FACE SEAL이라 할 수 있겠다. 1920년 후반 냉동기나 자동차 업계의 설계자 및 ENGINEER들은 더욱 진보된 축봉장치를 요구하게 되었고 MECHANICAL SEAL은 이와같은 도전에 대한 반응으로 발전하여 왔으며 1945년에야 MECHANICAL SEAL의 중요성에 대한 인식을 확립하게 되었다. 최근에는 PUMP 제조 업체와 각종 화학산업에서 더욱 완벽하고 편리한 SEAL의 요청이 증가함에 COOLING 및 LUBRICATING SYSTEM이 필요치 않은 DRY RUNNING SEAL을 개발하여 PUMP용 MECHANICAL SEAL의 영역에도 점차 확장되어가고 있는 추세이다.



(그림 1)



(그림 2)

2) PACKING과 MECHANICAL SEAL의 비교

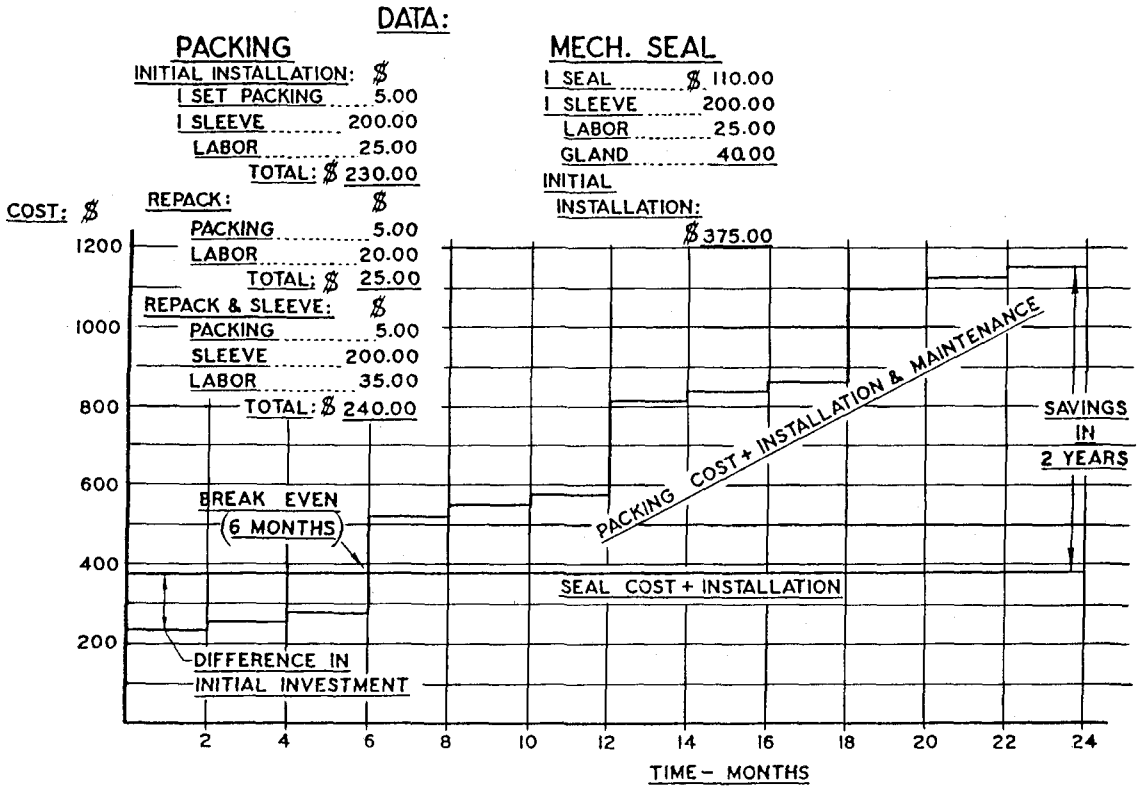
PACKING은 어느 정도의 누액이 허용될 때에만 제대로 작동한다. 이와같이 PACKING의 누수는 의도적인 것이며 그렇지 않다면 PACKING은 타버릴 것이다. 그러므로 엄밀한 의미에서 PACKING은 누액 억제장치일 뿐이지 SEAL은 아닌 것이다. 예로써 3"SHAFT의 3550 RPM으로 회전하는 PUMP에서 SEALING WATER가 250 PSI(17.58KG/CM)일 때 1PINT/MIN(0.47 L/MIN)양의 액이 누출할 수 있다.

MECHANICAL SEAL은 측정을 위해 수집하기 전에 기화하므로 실제에 있어 눈에 볼 수 없는 양의 누액으로 같은 작용을 할 수 있으며 정확하게 말하면 MECHANICAL SEAL도 약간의 누액은 있는 셈이며 완벽한 누수방지를 할 수 있는 장치는 존재하지 않는다. 그것은 단지 등급의 문제이며 냉동 COMPRESSOR용 MECHANICAL SEAL에서의 누액은 1 OUNCE/YEAR(28.35G/YEAR) 미만이다. 경험적으로 어려운 적용범위에서 MECHANICAL SEAL과 PACKING의 누액비율은 1 : 100이상이다. 따라서 MECHANICAL SEAL을 사용하였을 경우 생산품 결손의 절약은 PACKING을 사용하였을 경우보다 월등한 것이다. 또한 PACKING은 SHAFT나 SLEEVE에 흠이

나 마모를 유발시켜 SHAFT와 SLEEVE를 정기적으로 교체하여 주어야 한다. 이 외에도 MECHANICAL SEAL은 노동력이나 재료면에서 경비 절감 효과를 제공하며 다만 PRIMARY SEAL FACE만을 교체하므로써 8~10년까지도 사용이 가능하다. 더우기 PACKING 설치에 있어 과누액으로 지저분하고 자주 재조정해야 한다는 불편함이 있다.

MECHANICAL SEAL은 독성 인화물을 취급하는데 완충 또는 안전범위를 쉽게 창출할 수 있어 중요한 안전 역할을 한다. 이것은 경비면에서 효과를 볼 수 없을지 모르나 안전과 인명을 보호하자는 측면에서 더욱 중요하다.

MECHANICAL SEAL을 설치할 경우 최초 투자비용은 일반적으로 PACKING보다 높다. 그러나 유지 보수를 고려할 때, 아래 도표(그림 3)는 완벽한 실례를 나타낸다. 최초 설치시 MECHANICAL SEAL이 PACKING보다 \$145.00바싸지만 6개월 간 2차에 걸친 PACKING교체와 1차의 SLEEVE 교체를 필요로 하는 PACKING과 동일하게 되고 2년 후에는 \$775.00이나 절약된다는 것을 알 수 있다. 이는 누액으로 폐기되는 생산유체 및 안전성 환경오염 방지등의 다른 이익을 고려하지 않은 것이다.



(그림 3)

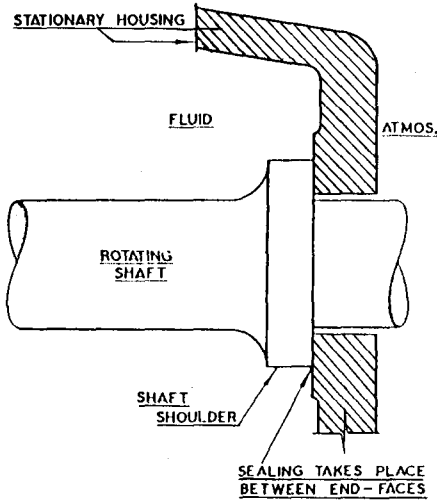
### 3) MECHANICAL SEAL의 구조

가장 쉽게 이해할 수 있는 기본적인 형태의 MECHANICAL SEAL은 (그림 4)에서 보는 바와 같이 용기내 벽면에 SHAFT의 돌출부가 접촉된 형태이다. SEALING은 두개의 접촉면에서 이루어지며 너무 단순화된 형태이므로 불충분한 SEALING 장치라는 결점을 가지고 있다. 이와같이 불편한 점들이 수정, 보완되어 (그림 5)에서와 같이 극복되었다. 즉, 돌출부는 PRIMARY RING이라는 WASHER로 대체되었고 용기내 벽면은 SEAT로 대체되었다. 이 두부분이 접촉하여 섭동되는 것을 1차 SEALING이라 하며 고압, 고온 그리고 정적, 동적상태에서 SEALING 역할을 하는 SEAL의 심장부이다.

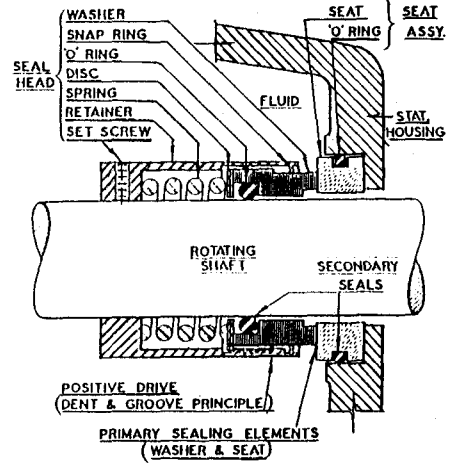
SHAFT 또는 SLEEVE를 통한 또다른 누설로

는 O-RING 또는 다른 형태의 2차 SEAL에 의해 누설이 차단되며 2차 SEAL은 다소 동적이다. 1차 SEAL면이 조금씩 마모하면서 SPRING LOAD에 의하여 보상시켜주지 않으면 안되기 때문이다. 또한 SPRING의 반작용은 SET SCREW 또는 다른 방법으로 SHAFT에 고정된 RETAINER에 흡수된다. RETAINER는 효율적인 운전을 제공할 수 있도록 WASHER의 홈에 일치하도록 제작한 홈을 가지고 작동한다. 그러므로 SHAFT가 회전하면서 SEAL HEAD도 같이 회전하도록 되어 있다.

이와같이 (그림 4)에서 보인 SEAL의 불합리성을 보완하여 SHAFT 마모를 없애며 진동을 줄이고 SPRING 장력은 SEAL FACE의 접촉을 유지하고 부품의 호환성을 이루었다.



〈그림 4〉



〈그림 5〉

## 2. MECHANICAL SEAL의 기초이론

MECHANICAL SEAL의 설계에 변수로 작용할 수 있는 FACTOR는 실로 다양하다 할 수 있으나 주요 변수를 고려한다면 SHAFT SIZE 회전수 (R. P. M) 유체의 압력 온도 및 유체의 특성등을 들 수 있겠다. 그렇다면 이와같은 조건들이 복합적으로 영향을 미치는 SEAL을 설계함에 있어 공학적으로 간단히 분석하여 보기로 한다.

1) CLOSING FORCE (SEAL FACE의 결합력) :  $F_t$

SEAL FACE 상호간 결합력은 SPRING 장력  $F_s$ 와 유체의 압력  $F_h$ 의 합으로 볼 수 있다.

$$F_t = F_s + F_h$$

아래 〈그림 6-1〉을 참조하면

$$F_t = \frac{1}{4} \pi (D_o^2 - D_i^2) \times P_t$$

$P_t$ (단위면적당 결합력)

$$\frac{1}{4} \pi (D_o^2 - D_i^2) = A_f \text{라 하면}$$

$$F_t = A_f, P_t$$

SPRING LOAD  $F_s$ 를 고려하면

$$F_s = A_f, P_s (P_s : \text{SPRING 압력})$$

〈그림 6-1〉에서

$D_b$  = BALANCE DIAMETER

$D_h$  = STATIONARY SECONDARY SEAL의 외경이라하면 진공력을 견디기 위하여

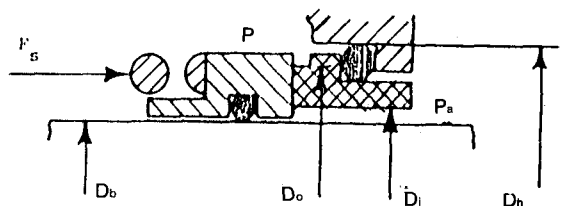
$$F_s > \frac{1}{4} \pi (D_h^2 - D_b^2) (P_a - P)$$

$P$  : STUFFING BOX 내부압력

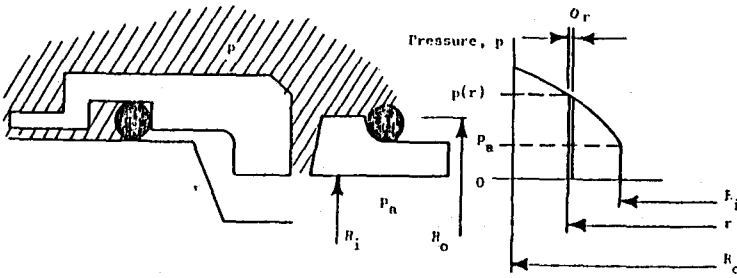
$P_a$  : STUFFING BOX 외부압력

유체력  $F_h$ 만을 고려하면

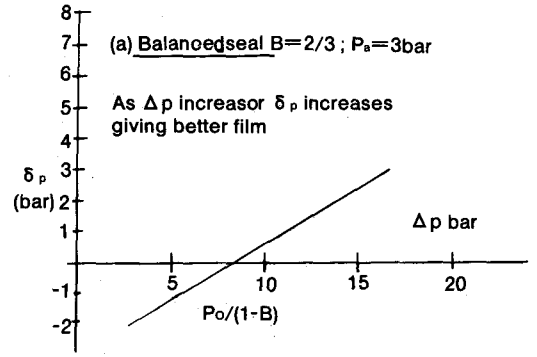
$$\begin{aligned} F_h &= \frac{1}{4} \pi (D_o^2 - D_b^2) \times P + \frac{1}{4} \pi (D_b^2 - D_i^2) \times P_a \\ &= \frac{1}{4} \pi (D_o^2 - D_i^2) \times B \times P + \frac{1}{4} \pi (D_o^2 - D_i^2) (1 - B) \times P_a \\ &= A_f \times B \times P + A_f (1 - B) \times P_a \end{aligned}$$



〈그림 6-1〉 Arrangement of spring in mechanical seal



〈그림 6-2〉 Seal face pressure distribution



$$= Af(B \times \Delta P + Pa)$$

$$B = \frac{(Do^2 - D6^2)}{(Do^2 - Di^2)}$$

$$\Delta P = P - Pa$$

그러므로  $F_t = F_s + Af(\Delta P \times B + Pa)$

만약 P가 높고 ( $P > 30 \text{ bar}$ ) Pa가 대기압이라면 Pa를 무시할 수 있으므로

$$F_t = F_s + P \times B \times Af$$

2) 윤활작용

SEAL FACE의 윤활은 마찰열을 조절하고 SEAL FACE의 마모를 방지하기 위하여 필수 불가결한 것이며 정적·동적인 유체 FILM을 형성할 수 있어야 한다. 따라서 CLOSING FORCE와 평형을 유지하려면

$$F_t = F_s + Af(\Delta P \times B \times Pa) = (F_{hs} + F_{hd} + F_m)$$

$F_{hs}$ : HYDROSTATIC FILM SUPPORT FORCE

$F_{hd}$ : HYDRODYNAMIC FILM SUPPORT FORCE

$F_m$ : MECHANICAL SUPPORT FORCE THROUGH ASPERITY CONTACT.

FIG 6-2를 참조하면

$$F_{hs} = \int_{r_i}^{r_o} 2\pi r \delta p(r)$$

$$= Pa \times Af + \beta(P - Pa)Af$$

$$= Af(\beta \times \Delta P + Pa)$$

( $\beta$ : 입력 분포인자)

사실상  $\beta$ 는 FACE의 OPENING FORCE를 산출하는데 쓰이는  $\Delta P + \beta + Pa$ 의 유막 압력분포를 결정하는 인자이다.

$$F_{hd} + F_m = F_t - F_{hs}$$

$$= F_s + Af(\Delta P \times B \times Pa) - Af(\Delta P \times \beta + Pa)$$

$$= Af(P_s + \Delta P \times B + Pa - \Delta P \times \beta - Pa)$$

$$= Af(P_s + (B - \beta)\Delta P)$$

PARALLEL FILM으로 가정할 경우  $\beta = 0.5$

$$F_{hs} = Af(\Delta P \times \beta + Pa)$$

$$= Af(\Delta P \times 0.5 + Pa)$$

SPECIFIC FACE PRESSURE EFFECT는

$$P_t = F_t / Af$$

$$= \{F_s + Af(\Delta P \times B + Pa)\} / Af$$

$$= P_s + \Delta P \times B + Pa$$

FILM을 형성하려는 압력을 P라 하면  $P > P_t$ 이면 FILM이 급속히 형성되며  $P < P_t$ 이면 FILM이 형성되지 않는다.

$$\delta P = P - P_t$$

$$= P - P_s - \Delta P \times B - Pa$$

$$= \Delta P(1 - B) - P_s$$

$\delta P > 0$ 이면 FILM이 급속히 형성되며

$\delta P < 0$ 이면 FILM이 형성되지 않는다.

만약  $\Delta P \frac{P_s}{1-B}$  이면 BALANCE SEAL에서  $\delta P > 0$  ( $B < 1$ )이 되어야 하며 UNBALANCE SEAL에서  $\delta P < 0$  ( $B > 1$ )이 되어야 한다. 예로서

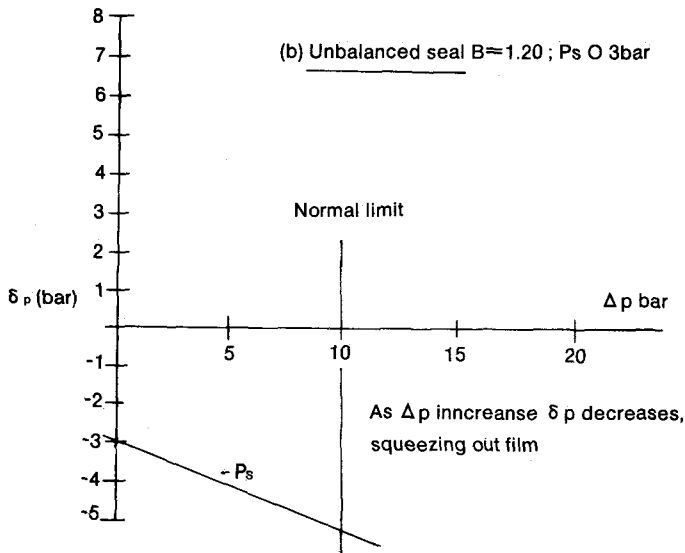


FIG 6-3에서  $\delta P$ 와  $\Delta P$ 의 변화를 그래프로 나타내고 있다. 그래프를 관찰하면  $\Delta P=0$ 에서 BALANCE SEAL과 UNBLANCE SEAL의 FILM 형성 능력이 같으나 압력이 증가하면서 BALANCE SEAL은 FILM 형성능력이 비례하여 증가함에 반하여 UNBALANCE SEAL의 FILM 형성능력은 반비례하여 감소한다.

그러므로 일반적으로 UNBALANCE SEAL의 압력한계는 대략 IMPaG(145 PSIG)미만으로 한정되며 BALANCE SEAL의 압력한계는 7MPaG(1015 PSIG) 또는 그이상에서도 사용이 가능하게 되는 이유이다.

3) PV치 (PV LIMIT)

MECHANICAL SELA에서의 PV치는 아래와 같이 정의된다.

P: SELA에 있어서의 압력차 (bar)

V: SEALING FACE에 있어서의 평균 미끄럼 속도 (m/sec)

$$V = \pi \left\{ \frac{d_o + d_i}{2000} \right\} \times N / 60$$

$d_o$ : OUT DIA OF SEAL FACE(MM)

$d_i$ : IN DIA OF SEAL FACE(MM)

N: R. P. M

따라서  $PV = P \times (d_o + d_i) \times N / 38200$  (bar m/s)

4) 열 차단( $\Delta T$  LIMIT)

A. SEAL FACE에서의 발생열

$$H_g = \mu D_m N (F_s + \Delta P \times A_t \times B)$$

B. 열(DISSIPATED HEAT)

$$H_d = M' k A \tanh(m'l) \times \Delta T$$

$$m' = \sqrt{hC/kA}$$

k: THERMAL CONDUCTIVITY OF SEAL

A: CROSS SECTIONAL PERPENDICULAR TO HEAT FLOW

$h'$ : HEAT TRANSFER COEFFICIENT

$l$ : AXIAL LENGTH OF SEAL RING HEAT TRANSFER SURFACE

C: CIRCUMFERENCE OF HEAT TRANSFER

T: TEMPERATURE RISE AT SEAL FACE OVER SURROUNDING FLUID( $T_f - T_p$ )

5) COOLING FLOW Q

$$Q = H / (P \times C \times \delta T_c)$$

P: COOLANT DENSITY C: COOLANT SP/HEAT

$\delta T_c$ : COOLANT TEMPERATURE RISE(MAX 25K)