

## 국산 M8 스테인리스 나사의 체결특성

인상렬\* · 박미영

한국원자력연구소  
(논문접수일 : 2001년 2월 8일)

### Tightening Characteristics of domestic M8 stainless screws

S. R. In\* and M. Y. Park

Korea Atomic Energy Research Institute  
(Received February 8, 2001)

#### 요 약

진공 시스템 구축을 위해 플랜지를 체결하기 위해서는 다수의 나사가 필수적으로 사용된다. 나사의 접촉면에 발생하는 마찰력을 아는 것으로 가정하면 나사에 가해주는 토크와 발생하는 축력의 관계를 이론적으로 구하는 것은 쉽지만 실제로는 마찰이 미지의 나사 표면상태에 크게 의존하는 것이 문제다. 시판되는 나사들의 표면상태와 제원이 일정하지 않고 나사에 의해 발생하는 축력을 제대로 예상하지 못하면 최적의 축력으로 플랜지를 균일하게 조이기가 어렵다. 본 논문에서는 플랜지 체결시 가장 많이 사용하는 나사로서 국내에서 시판되고 있는 M8 스테인리스강제 육각 표준나사 중 몇 개를 임의로 선택하고 여러 가지 체결조건에서 토크와 축력과의 관계를 구하여 우리가 예상하는 값과 얼마나 차이가 나며 나사들 사이에 어느 정도나 편차가 있는지 조사했다.

#### Abstract

A number of screws are inevitably used for tightening flanges in constructing a vacuum system. A theoretical relation between the axial force and the torque exerted on a screw is easily obtained assuming that the friction force generated on the contacting plane is known, however, in practice the friction is influenced strongly by unknown detailed surface condition. It is difficult to tighten optimally and uniformly the flange seals if the screws commercially available have undefined surface conditions and scattered dimensions, and the axial force produced by the screws can not be expected properly. In this paper a scatter of the axial force over screws and the deviation from an expected one, depending on various fastening conditions, are investigated using a variety of M8, the most popular size for vacuum flanges, domestic stainless screws of hexagonal head and standard thread.

#### 1. 서 론

진공 시스템은 용기, 밸브, 진공계, 진공펌프 등 각종 진공부품들로 구성된다. 각 부품들은 대개 표준화된 플랜지를 부착하고 있어서 개스킷을 가운데 넣고 서로 연결하여 쉽게 기밀을 유지할 수 있도록 되어 있다. 개스킷은 일정한 선하중(linear sealing force,

N/mm 또는 kgf/mm 단위) 이상 힘을 가해야 기체누설을 막을 수 있다. 금속 개스킷은 물론 고무 개스킷을 사용하는 경우에도 대개는 진공압력( $\sim 1 \text{ kgf/cm}^2$ ) 만으로 필요한 선하중을 만들어 내는 것이 어렵기 때문에 나사를 사용하여 이를 공급하는 것이 보통이다. 플랜지의 나사 개수와 유효단면적을  $N$  및  $A_s$  라고 하면 볼트에 가해지는 축력  $F_s$ 는 기밀선의 길

이가  $L$ 인 개스킷이 요구하는 최소 선하중  $F_L$ 을 공급하면서 볼트에 발생하는 인장응력이 재료의 내력  $\sigma_Y$ 를 넘지 않도록 설계한다. 즉

$$\frac{F_L L}{N} < F_v < k A_s \sigma_Y \quad (1)$$

을 만족해야 한다.  $k$ 는 안전율로 0.6~0.7이다.

나사는 볼트와 너트 중 한 쪽을 붙잡고 다른 쪽을 돌리면 축력이 작용하도록 고안된 대표적 기계요소로 그 기능과 작동역학에 대해서는 아주 잘 알려져 있다. 이론적으로는 나사의 작동역학이 단순하지만 마찰력에 따라 나사의 회전력이 축력으로 바뀌는 정도가 천차만별이 되는데 막상 플랜지 체결시 나사에 작용하는 마찰력을 아는 것이 거의 불가능하므로 최적의 힘으로 조인다는 목표를 쉽게 달성할 수 없다. 또 시판되는 나사들은 표면상태와 제원이 일정하지 않아 축력을 예상하지 못하는 것은 물론 조이는 상태를 균일하게 조절하는 것이 불가능할 수도 있다.

본 논문에서는 플랜지 체결시 가장 많이 사용하는 나사로서 국내에서 시판되고 있는 M8 스테인리스강계 육각 표준나사 중 몇 개를 임의로 선택하여 고체 윤활제를 발랐을 때와 사용하지 않았을 때, 윤활제를 도포하는 위치, 워셔가 있을 때와 없을 때 등등 여러 가지 조건에서 토크와 축력과의 관계를 구하여 우리가 예상하는 값과 얼마나 차이가 나며 나사들 사이에 어느 정도나 편차가 있는지 조사했다.

## 2. 나사 체결에 관한 이론

Fig. 1은 삼각형 산을 가진 표준 나사의 단면형상과 함께 나사의 제원을 정의하는 기호들을 요약한 것이다. 또 Table 1은 각 기호들의 의미를 식으로 표현한 것이다. 토크는  $d_2$ 에 대해 정의하고 응력은  $d_s$ (또는  $A_s$ )에 대해 계산한다. Fig. 2는 나사산을 평면에 펼쳐서 투영한 것 위에 너트를 돌릴 때 발생하는 힘 성분들을 그린 것이다. 나사의 축력  $F_v$ 와 외부에서 가해진 토크  $T$ 와의 관계식은 힘의 평형식들로부터 얻어지는데 (Fig. 2 참조) 잘 알려져 있는 유도과정은 생략하고 결과식들을 정리한다 [1].

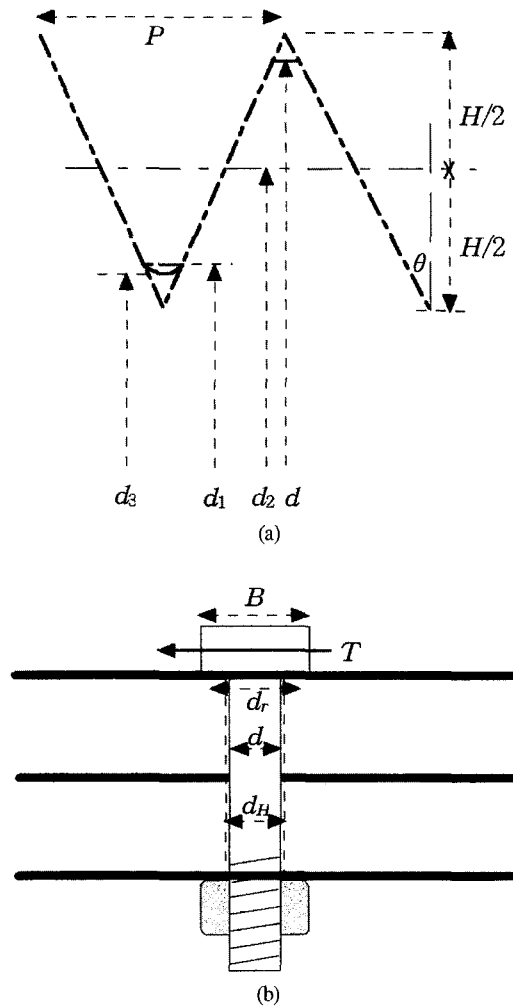


그림 1 삼각형 산을 가진 나사의 단면

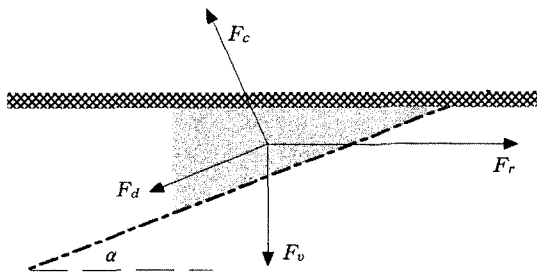
$$\begin{aligned} T &= \frac{F_v}{2} (d_2 \tan(\alpha + \beta) + \mu_r d_r) \\ &\cong \frac{F_v}{2} \left( \frac{\mu d_2}{\cos \theta'} + \frac{P d_2}{\pi d} + \mu_r d_r \right), \\ \tan(\alpha + \beta) &= \frac{\tan \alpha + \tan \beta}{1 - \tan \alpha \tan \beta}, \\ \tan \alpha &= \frac{P}{\pi d}, \quad \tan \beta = \frac{\mu}{\cos \theta'}, \\ \cos \theta' &= \cos(\tan^{-1}(\tan \theta \cos \alpha)) \end{aligned} \quad (2)$$

이때  $\mu$ 와  $\mu_r$ 은 각각 나사산 부분과 나사 좌면의 마찰계수이고  $\tan \alpha$ 는 나사의 경사도이며  $\theta'$ 은 나사산을 나사의 축에 평행하게 잘랐을 때 단면의 각

표 1 나사의 제원을 나타내는 기호의 의미

관계식	명칭
$H = \frac{\sqrt{3}P}{2} = 0.8660254P$	나사산의 높이
$d_1 = d - \left(H - \frac{H}{8} - \frac{H}{4}\right) \times 2 = d - \frac{5H}{4} = d - 1.082532P$	암나사 내경
$d_2 = d + \left(\frac{H}{8} - \frac{H}{2}\right) \times 2 = d - \frac{3H}{4} = d - 0.649519P$	수나사 유효직경
$d_3 = d_1 + \left(\frac{H}{6} - \frac{H}{4}\right) \times 2 = d - \frac{17H}{12} = d - 1.226869P$	수나사 꼭내경
$d_s = \frac{d_2 + d_3}{2} = d - 0.938194P$	수나사 유효단면적 직경
$d_r = \frac{2}{3} \frac{B^3 - d_H^2}{B^2 - d_H^2}$	암나사/수나사 좌면 직경
$A_s = \frac{\pi}{4} d_s^2$	수나사 유효단면적

$d$  : 수나사 외경,  $P$  : 수나사산 피치,  $d_H$  : 플랜지 나사구멍 직경,  $B$  : 육각 나사머리 폭.



$$F_r = \frac{2T}{d_2} - \frac{\mu_r F_c d_r}{d_2}, \quad F_d = \mu F_c$$

$$F_d \cos \alpha + F_c \cos \theta' \sin \alpha = F_r, \quad F_d \sin \alpha + F_v = F_c \cos \theta' \cos \alpha$$

그림 2 나사 접촉면에 작용하는 힘.

도를 반으로 나눈 값이다 ( $\theta$ 는 나사산의 수직단면에서의 값이다). 식 (2)의 오른쪽 근사식은  $\tan \alpha \cdot \tan \beta \ll 1$ 일 때(대부분 이 조건을 만족한다) 성립한다. 식 (2)는 볼트 머리를 돌리거나 너트를 돌리거나 같은 식으로 표현되는데 단지  $\mu_r$ 과  $d_r$ 이 볼트 머리 또는 너트에 대한 값이라는 것에 주의하면 된다. 실제로는 두 경우에 같은 값들을 사용할 수 있다. 식 (2) 오른쪽 근사식에서 첫째 항과 셋째 항은 볼트와 너트의 마찰 및 너트 또는 볼트 좌면의 마찰에 의한 것이고 둘째 항은 순수하게 나사의 역학에 의한 것이다. 마찰이 완전히 없어지면 둘째 항만 남는다. 볼트 또는 너트 자체의 마찰력을 제하고 볼트에 실제로 작용하는 토크를  $T_b$ 라고 하면

$$T_b = T - \frac{F_v \mu_r d_r}{2} = \frac{F_v}{2} d_2 \tan(\alpha + \beta)$$

$$\cong \frac{F_v}{2} \left( \frac{\mu d_2}{\cos \theta'} + \frac{P d_2}{\pi d} \right) \quad (3)$$

으로 주어진다.

축력과 토크에 의해 볼트에는 인장응력  $\sigma$ 와 전단응력  $\tau$ 가 발생하는데 이는 각각 다음과 같이 구해진다.

$$\sigma = \frac{F_v}{A_s} \quad (3)$$

$$\tau = \frac{4T_b}{A_s d_s} = \frac{4T_b}{F_v d_s} \sigma = 2 \tan(\alpha + \beta) \frac{d_2}{d_s} \sigma \quad (4)$$

이 인장응력과 전단응력의 합성응력이 볼트재료의 내력보다 커지도록 해야 한다. 즉

$$\sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sigma \sqrt{1 + 12 \tan^2(\alpha + \beta) \left(\frac{d_2}{d_s}\right)^2} < \sigma_y$$

$$\Rightarrow \sigma < \frac{\sigma_y}{\sqrt{1 + 12 \tan^2(\alpha + \beta) \left(\frac{d_2}{d_s}\right)^2}} \quad (5)$$

이 성립한다. 식 (1)과 비교하면 마지막 항의 분모가  $1/k$ 에 해당하며  $k$ 는  $\mu$ 의 함수다. 이 식과 식 (2) 및 (3)을 이용하여 어떤 나사에 대해 외부에서 가해주는 토크의 상한값을 구하면

$$T < \frac{\sigma_Y A_s}{\sqrt{\frac{1}{\gamma} + \frac{48}{d_s^2} \left( 1 - \frac{\mu_r d_r}{\gamma} + \frac{\mu_r^2 d_r^2}{4\gamma^2} \right)}} = \frac{A_s (d_2 \tan(\alpha + \beta) + \mu_r d_r)}{2\sqrt{1 + 12 \tan^2(\alpha + \beta) \left( \frac{d_2}{d_s} \right)^2}} \sigma_Y \quad (6)$$

$$\gamma = \frac{d_2 \tan(\alpha + \beta) + \mu_r d_r}{2}$$

으로 주어진다.

실험의 대상이 되는 M8 육각 표준 볼트의 제원은 Table 2와 같다. 이제 이 값들을 식 (2)에 대입하면

$$F_v \text{ [kgf]} \approx \frac{2T \text{ [kg}\cdot\text{mm]}}{8.3\mu + 0.36 + 9.6\mu_r} \quad (7)$$

표 2 M8 육각 표준나사의 제원.

항 목
$d=8$
$P=1.25$
$d_1=6.646835$
$d_2=7.188101$
$d_3=6.466414$
$d_4=6.827258$
$B=12.6$
$d_H=8.05$
$d_r=1.335d=9.596$
$A_s=36.6$
$\tan \alpha = 0.049736$
$\tan \beta = \mu / \cos \theta' = 1.154344 \mu$

(단위: 길이는 mm, 면적은 mm<sup>2</sup>이다.)

을 얻는다.  $\mu$ 와  $\mu_r$ 이 같다면 너트 또는 볼트 좌면의 마찰이 가장 큰 영향을 미치며 통상적인 마찰계수 값의 범위(0.15-0.4) 안에서 순수한 나사 운동이 미치는 영향은 미미하다. 우선 실험을 하기 전에 식 (6)의 오른쪽 항을  $T_{upper}$ 라 하고 몇 가지  $\mu_r$ 에 대해  $\mu$ 를 변화시키면서  $\mu-T_{upper}$  그래프를 구하면 Fig. 3(a)와 같다. 또 식 (2)[또는 (7)]에서  $\mu = \mu_r$ 로 놓고  $\mu$ 를 몇 가지 값으로 변화시키면서  $T-F_v$  그래프를 구해보면 Fig. 3(b)와 같다.

Fig. 3(a)는 같은  $\mu$ 에 대해  $\mu_r$ 이 커지면 외부에서 가해진 토크가 나사에 전달되는 비율이 점점 줄어들므로 [식 (3)] 그만큼 큰 토크가 요구됨을 나타낸다. 또  $\mu_r=0$ 일 때는  $T=T_b$ 이므로  $\mu$ 가 커져도  $\tau$ 는 일정하고 [식 (4)]  $\sigma$ 만 줄어들므로 [식 (3)]  $T_{upper}$ 가 단조 증가하지만  $\mu_r \neq 0$ 일 때는  $\mu$ 가 커지면  $\sigma$ 가 줄어드는 대신  $\tau$ 가 증가하므로 ( $F_v$ 가 줄어들며 [식 (2)]  $T_b$ 가 커지기 때문)  $T_{upper}$ 는 처음에는 커지지만 나중에는 줄어들어 극대점을 하나 갖는다.  $\mu_r$ 이 클수록  $\mu$ 가  $T_b$ 에 미치는 영향이 크므로 극대점은 작은  $\mu$  값에서 나타난다.

Fig. 3(b)에서 마찰계수  $\mu$ 가 커질수록 같은 토크  $T$ 에 대해 축력  $F_v$ 는 현저하게 감소한다. 그림에서 세 개의 점선은 세 가지 내력값을 가정하고 식 (6)을 사용하여 구한 토크의 상한값들을(Fig. 3(a)에서 사각형 점들에 해당함) 이은 것으로 공급 가능한 축력의 상한값을 나타내기도 한다. 규격 볼트들은 머리에 A2-70과 같이 재료와 내력범위가 새겨져 있다 [2]. 참고로 A2는 오스테나이트계 중 SS304이고 A4는 SS16

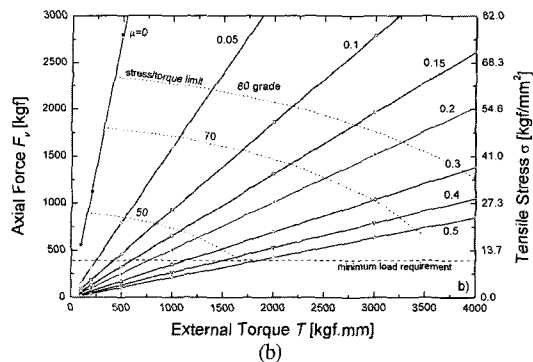
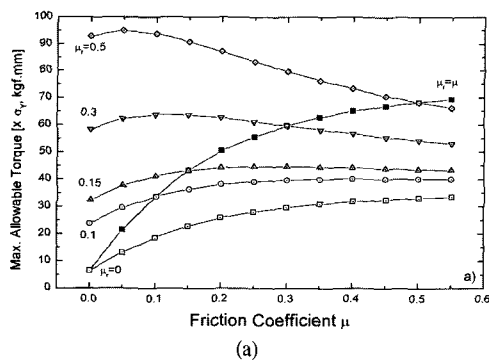


그림 3 (a) M8 나사의 마찰계수에 따른 토크의 상한값. (b) M8 나사의 토크 대 축력 그래프. 점선은 응력발생에 따른 허용토크를 나타내고 파선은 최소 선하중 공급에 필요한 축력을 나타낸다.

이다. 오스테나이트 스테인리스강제 볼트의 내력은 50 등급은  $21.4 \text{ kgf/mm}^2$  이상, 70등급은  $45.9 \text{ kgf/mm}^2$  이상, 80등급은  $61.2 \text{ kgf/mm}^2$  이상이다. 위의 세 개의 점선들은 볼트의 내력을 각각  $25 \text{ kgf/mm}^2$ ,  $50 \text{ kgf/mm}^2$  및  $65 \text{ kgf/mm}^2$ 으로 가정하고 구한 것이다.

그림에서 아래쪽에 수평으로 그어진 파선은 사용하는 플랜지의 기밀구조와 개스킷이 요구하는 최소 선하중을 공급할 수 있는 축력값의 예로써 결국 특정 나사는 점선과 파선 사이에 작동 영역이 존재한다. 이것은 식 (1)을 도표화한 것으로 볼 수 있다. 마찰력이 커지면 수직방향(축력)의 허용범위가 줄어들고, 즉 볼트의 내력 범위 안에서 얻을 수 있는 축력이 낮아지고, 수평방향(토크)의 허용범위는 폭이 약간 늘었다가 줄어들면서 전체적으로 높은 토크 쪽으로 이동한다. 플랜지 기밀구조 및 개스킷의 선하중 요구치가 높다면 볼트의 내력에 따라 작동영역이 존재하지 않을 수도 있다. 50등급 볼트는 금속 개스킷을 사용하는 플랜지에서 구실을 제대로 하지 못할 가능성이 크다.

### 3. 실험 및 고찰

실험은 토크를 가하면서 축력을 측정하여 토크-축력 그래프를 구하는 것을 목표로 했다. 토크는 토크렌치(torque wrench, 정밀도 3%)를 사용하여 조절하고 축력은 로드셀(load cell, 최대 5000 kgf, 정밀도 0.25% F.S)로 측정했다. 시스템의 구성은 Fig. 4와 같다. 나사의 윤활제는 MoS<sub>2</sub> 페이스트를 사용했다. 실험에 사용한 나사는 시중에서 구입할 수 있는 것

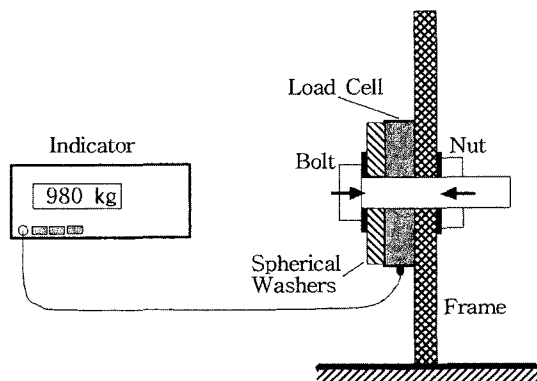


그림 4 나사의 축력측정을 위한 장치 구성.

들을 특별한 기준이 없이 임의로 선택한 것이다. 이 실험에는 총 10 가지 종류의 나사를 사용했다. 특별한 인급이 없으면 너트를 돌리면서 축력을 측정하는 것을 기본으로 삼았다.

### 3.1 나사들 사이의 편차

Fig. 5(a)~5(d)는 서로 종류가 다른 8개의 나사들을 각각 윤활제 없이 너트 쪽을 돌려서 조인 경우, 볼트 쪽을 돌린 것, 볼트에 윤활제를 바른 것, 너트 좌면에 윤활제를 바른 것의 순서로 측정된 토크 대 축력 그래프들이다. 점선과 파선은 모든 회전부위의 마찰계수가 균일하다고 가정했을 때( $\mu = \mu_r$ ) 실험값들이 어떤 범위 안에 들어가는지를 대략 보여주며 채선은 측정값들을 평균하여 마찰계수를 구한 것이다. 사용이력에 따른 마찰력의 미묘한 변화를 감안할 때 너트를 돌리는 것과 볼트를 돌리는 것과 는 효과면에서 별 차이가 없다. 실제 플랜지 체결시에는 볼트가 구멍 벽에 닿는 경우가 종종 있어서 마찰이 증가하겠지만 실험에서는 그런 상황을 재현하지는 않았다.

윤활제의 사용은 마찰력을 상당히 감소시키지만 접촉하는 부위 모두에 발라야 더욱 효과적이다. 볼트에만 윤활제를 바르고 너트 좌면에 도포하지 않았을 때는 그 곳의 마찰 때문에 평균적 마찰계수는 생각보다 낮아지지 않았다. 식 (7)에서  $\mu = 0.175$  (Fig. 5(d)에서 평균 마찰계수),  $\mu_r = 0.3$  (Fig. 5(a)에서 평균 마찰계수)인 것은  $\mu = \mu_r = 0.235$  (Fig. 5(c)에서 평균 마찰계수)인 것과 유사함을 확인할 수 있다. 윤활제를 도포하면 마찰계수 자체는 감소하지만 나사들 사이에서 값의 편차는 별로 줄어들지 않는다. 체결토크가 1000 kgf.mm일 때 윤활제를 전혀 도포하지 않은 것은 발생하는 축력이 최소 271 kgf, 최대 381 kgf인 것에 반해 윤활제를 모두 도포한 것은 최소값이 481 kgf, 최대값은 673 kgf이다. 그러나 회전 부위에 모두 윤활제를 도포한 경우라도 여전히 마찰계수가 큰 것은 작은 것보다 50% 이상 크고 최소 축력은 최대값의 70%에 불과하다.

다 그런 것은 아니지만 축력 그래프가 보이는 일반적인 현상의 하나는 일정한 경향이 없는 비직선성이다. 나사들 사이에 편차가 있는 것처럼 한 나사

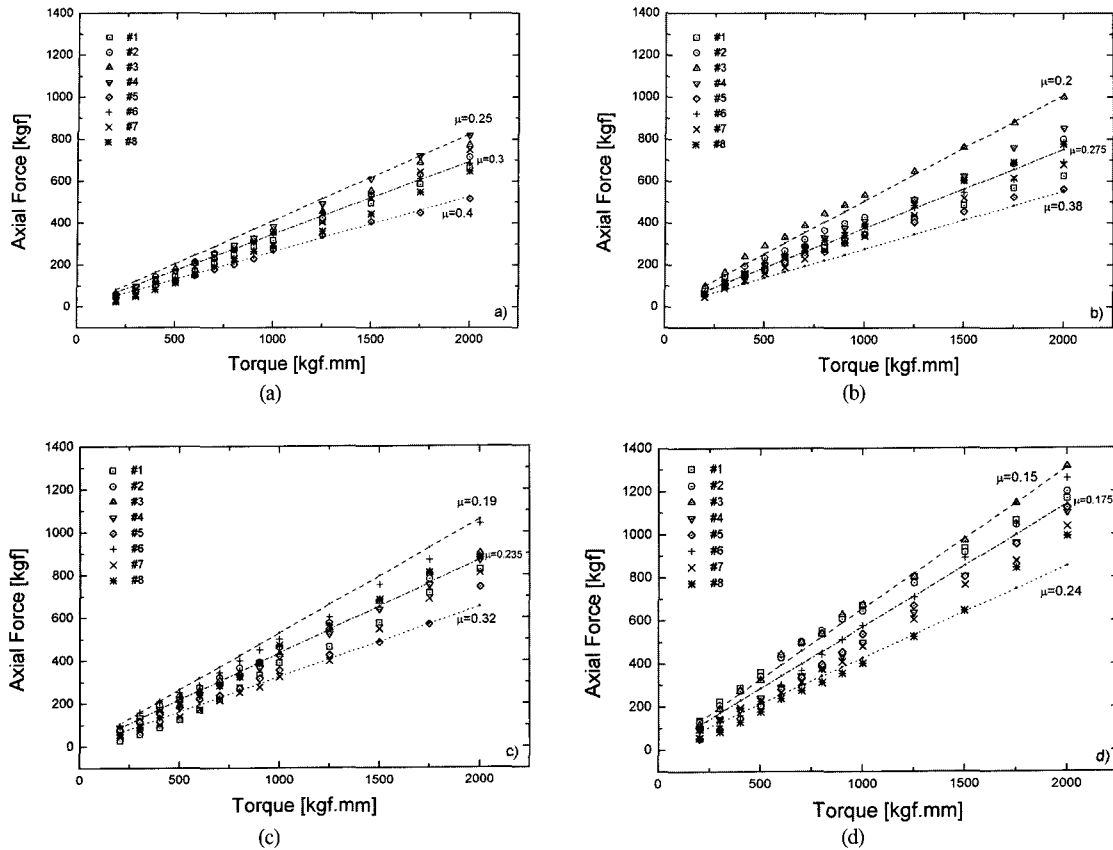


그림 5 각종 8개의 나사에 대해 (a) 무윤활-너트 회전, (b) 무윤활-볼트 회전, (c) 볼트 윤활, (d) 볼트/너트 좌면 윤활 등의 체결조건에서 차례대로 얻은 토크 대 축력 특성.

에서도 접촉하고 있는 위치가 변함에 따라 표면상태가 바뀌고 따라서 마찰 특성이 달라진다고 해석할 수 있다. 참고로 진공플랜지 체결용으로 신경써서 가공하고 표면을 알마이트 (양극산화피막) 처리한 알루미늄 2024합금 볼트의 경우는 상당히 양호한 직선성을 나타낸다.

Fig. 6(a)와 6(b)는 같은 나사 세트르 계속 실험을 시행할 때 있을 수 있는 사용이력의 영향을 없애고 윤활의 효과만을 보기 위해 여러 종류의 나사 8개를 처음부터 볼트 및 너트 좌면에 모두 윤활제를 바르고 축력을 측정된 것과 같은 회사, 같은 종류의 나사 3개를 볼트에만 윤활제를 바르고 축력을 측정된 것이다. Fig. 6(a)를 Fig. 5(d)와 비교하면 마찰계수가 전반적으로 다소 줄어들고 있지만 큰 차이는 나지 않는다. 약간의 차이는 위서의 손상여부와 관련이

있다고 보여진다. Fig. 6(b)는 역시 Fig. 5(c)와 별반 차이가 없다. 같은 공장에서 만든 같은 종류의 나사들도 다른 종류의 나사들처럼 큰 편차를 보이기는 마찬가지다.

### 3.1 각종 나사체결 조건의 영향

Fig. 7은 한 가지 나사를 가지고 무윤활이면서 위서를 사용하지 않는 최악의 조건부터 위서를 사용하고 볼트뿐 아니라 너트 좌면에도 윤활제를 바른 최상의 조건까지 네 가지 상태를 차례대로 변화시키면서 구한 특성을 비교한 것이다. 위서의 사용은 이 경우 마찰력을 줄이는 데는 큰 기능을 하고 있지 않다. 볼트에만 윤활제를 바를 때 늘어나는 축력과 너트 좌면에도 도포했을 때 늘어나는 축력의 크

국산 M8 스테인리스 나사의 체결특성

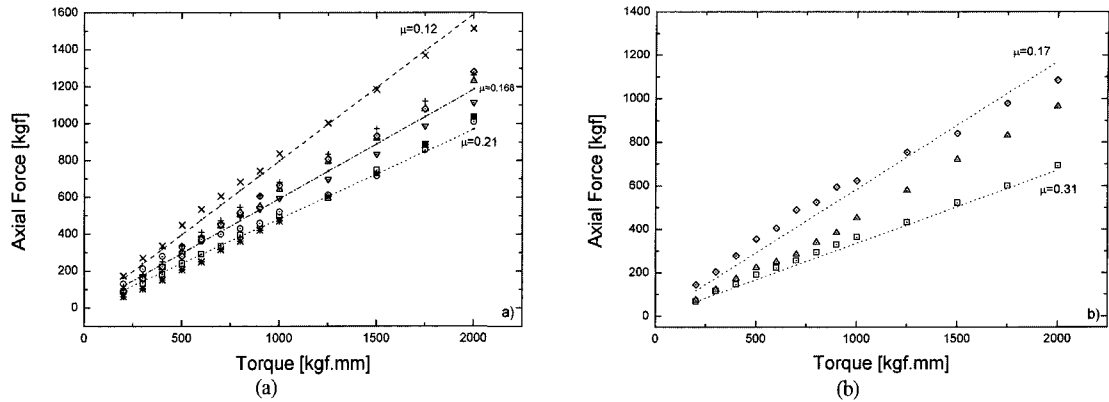


그림 6 (a) 각종 8개의 나사에 대해 볼트/너트 좌면 윤활 및 (b) 동종 3개의 나사에 대해 볼트 윤활 조건에서 얻은 토크 대 축력 특성.

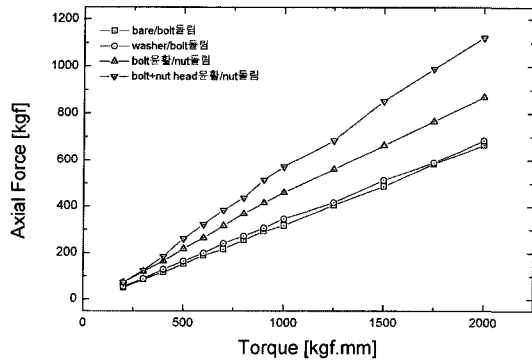


그림 7 한 나사에 대해 각종 체결조건에서 얻은 토크 대 축력 특성의 비교.

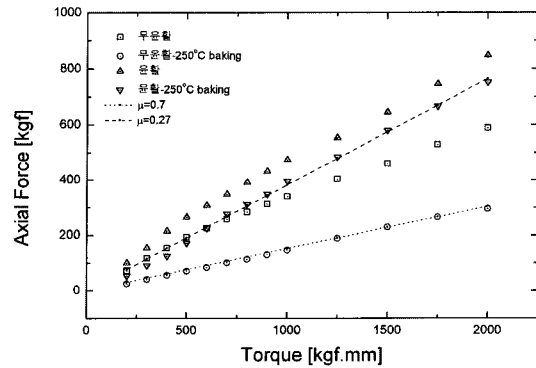


그림 8 동종 3개의 나사에 대해 윤활 및 무윤활 상태에서 250°C 가열이 축력 특성에 미치는 영향.

기는 전반적으로 비슷하지만 결국은 후자가 다소 큰 영향을 미친다. 이는 식 (7)에서 예견할 수 있는 바와 같다. 토크가 1000 kgf.mm일 때 체결조건에 따라 가장 높은 축력값은 571 kgf로 가장 낮은 축력 값 316 kgf의 1.8배에 달한다.

Fig. 8은 같은 종류의 나사 3개를 가지고 무윤활 상태에서 250°C로 12시간 가열한 나사와 MoS<sub>2</sub>를 도포하고 같은 조건으로 가열한 나사에 대해 측정 한 수치들의 평균값을 사용하여 그린 것이다. 그림에는 비교를 위해 가열 전 값들도 같이 그려져 있다. 맨살로 가열한 나사들은 마찰력( $\mu=0.7$ )이 매우 커져서 가열 후 그대로는 나사로서의 구실을 전혀 하지 못하지만 윤활제를 도포한 것은 250°C로 가열한 후에도 여전히 상당한 성능을 발휘함을 알 수 있다.

3.3 이완현상 및 반복체결의 영향

나사를 어떤 토크로 조이면 축력은 시간이 지나면서 처음 값보다 수 % 가량 감소한 후 안정화된다. Fig. 9는 나사를 조인 후 지나간 시간에 따라 축력이 줄어드는 정도를 측정한 것이다. 큰 토크로 조일수록 축력이 오랫동안 감소하고 감소하는 정도도 커진다. 예를 들어 2000 kgf.mm로 조였을 때는 수 분 안에 5% 정도 줄어들지만 수 시간 후 까지도 조금씩 계속 줄어든다. 1000 kgf.mm로 조였을 때는 수 분 안에 3% 정도 줄어들고 수십 분 정도 감소가 계속된다. 축력이 줄어드는 것은 크립(creep)과 같은 응력-변형의 시간의존 특성에 의한 것은 아니고(재료가 금속이고 상온이므로) 워셔 등 삽입체들의 소성 변형에 의한 것으로 여겨진다.

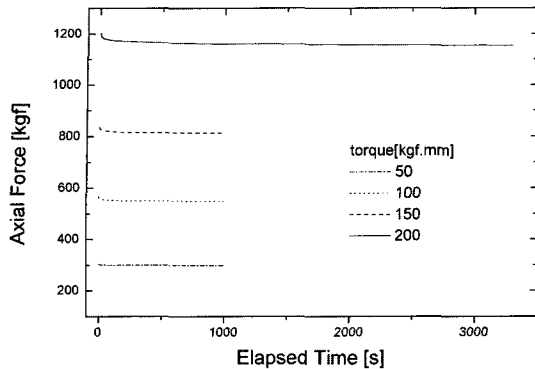


그림 9 여러 토크로 조인 후 축력의 시간변화.

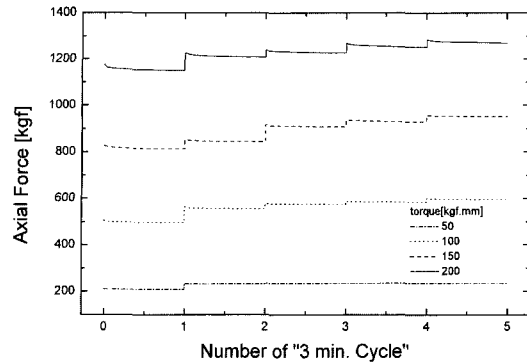


그림 10 나사를 반복해서 같은 토크로 조일 때 축력의 시간변화.

Fig. 10은 나사를 일정 토크로 조인 후 3분이 지나서 다시 같은 토크로 조이는 것을 다섯 번 반복하면서 축력을 측정하는 것이다. 축력은 처음 값보다 차츰 커져서 다섯 번째에 가서는 10% 내외로 증가한다. 또 축력이 다시 감소하는 정도도 점점 줄어든다. 플랜지를 조일 때 특히 최종 토크로 몇 번 반복해서 조이는 것은 균일도를 높일 뿐만 아니라 원하는 축력을 유지하는 좋은 방법이다.

Fig. 11은 한 나사를 반복해서 사용할 때 같은 토크에 대해 축력이 어떻게 변하는가를 보여준다. x축은 반복 체결횟수로 윤활제를 바르지 않고 계속 사용하는 경우와 윤활제를 도포하고 상온에서만 계속 사용하거나 가열 후 재차 사용하는 경우를 비교했다. 어느 경우든 정도의 차이는 있지만 나사를 계속 사용하면 마찰이 커지고 축력이 줄어드는 것으로 나타났다. 축력이 감소하는 정도는 사용하는 횟수가 진행될수록 표면상태가 안정화되면서 둔화된다. 그림에서 윤활의 1번 및 2번 조건은(파선 및 점선) 볼트에 윤활제를 바르고 250℃로 가열한 후 또는 상온에서 계속 사용하는 것이고 3번 조건이란(그림에서 쇠선) 윤활조건은 2번과 같지만 계속 새 워셔를 교체해서 사용하는 경우로써 다른 것에 비해 축력의 감소가 더디다. 여섯 번째 조일 때는 다른 것들도 워셔를 새로운 것으로 교체했는데 특히 무윤활인 경우는 새 워셔를 사용하면 원래 값을 거의 회복하고 윤활제를 도포한 것도 부분적으로 회복된다. 이것은 마찰의 증가가 주로 워셔면의 손상에 기인하고 윤활제의 감소에도 영향을 받는다는 것을

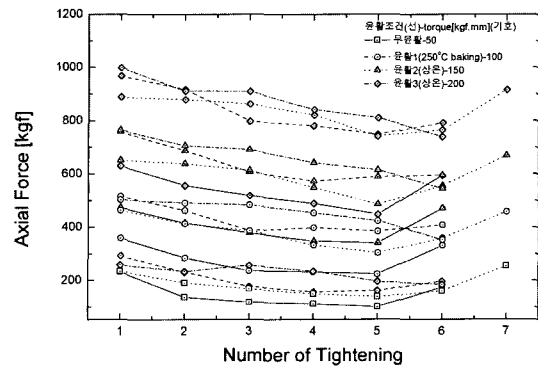


그림 11 각종 체결조건 하에서 나사를 반복해서 사용할 때 일정 토크에 대한 축력의 변화. 선은 항상 윤활조건을 나타내고 기호는 어떤 토크값을 가리킨다.

가리킨다. 이 곳에 같이 그리지는 않았지만 나사를 반복 사용할 때 윤활제를 새로 도포하고 워셔를 새로 갈아도 축력이 약간씩 줄어드는 것으로 보아 나사 자체의 마모가 미치는 영향도 없지는 않은 것으로 보인다. 그림에서 일곱 번째 조임은 너트 좌면에 윤활제를 도포하고 하는 것인데 원래의 값보다 더 높아지는 것으로 보아 이 부분의 마찰이 가장 큰 영향을 미치고 있음을 알 수 있다.

### 3.4 결과에 대한 고찰

위에서 축력측정 실험에 사용했던 나사들은 같은 토크에서 나타내는 축력에 큰 편차를 나타냈다. 아마 시판되고 있는 어떤 나사를 골라도 비슷한 양



상을 보일 것이다. 우리가 플랜지를 조일 때 일정한 토크를 정해 놓고 나사를 돌리는 것은 개스킷을 균일하게 눌러 뜻하지 않는 누설을 막으려는 것이지만 같은 종류의 나사를 사용해도  $\pm 30\%$  내에서 축력을 고르게 만드는 것은 불가능하다. 또 실제 축력이 예상한 값과 많이 달라진다면 표준 토크값으로 맞추는 진정한 의미가 사라진다.

콘플래트(Conflat) 플랜지에서 구리 개스킷을 사용할 때 기밀을 위한 권장 선하중은 30~40 kgf/mm (나사당 1000 kgf 내외의 축력에 해당)이고 토크의 표준값은 1000~1500 kgf.mm인데 이는 마찰계수가 0.15 보다 적어져야 가능한 값이다. 통상 실용 마찰계수를 0.2로 잡는 것을 생각하면 서로 모순인 조건이라고 여겨진다.

실제로 콘플래트 플랜지를 체결해 보면 많은 경우 600 kg.mm 이상에서 누설이 상당히 막히고 800 kg.mm 이면 거의 누설이 없어진다 ( $<10^{-10}$  mbar.L/s). 이 체결조건은 표준값에 비해 훨씬 못 미치는 것이다. 심지어 1000 kg.mm 이상으로 조인다고 해도 원래 의도했던 선하중을 제공하지 못할 가능성이 매우 크다. 그런데도 누설이 그치고 기밀이 이루어지는 것은 사실 권장하는 표준값들이 다소 과도하게 주어졌기 때문이다.

한 실험결과에 의하면 콘플래트 플랜지에 구리 개스킷을 넣고 M8 볼트로 조일 때 기밀을 위한 최소 선하중은 15 kg/mm 내외로 나왔다 [3]. 이때 예를 들어 200CF 플랜지에서 나사 한 개당 필요한 축력은  $\pi \times 166.1 \times 15 \div 20 = 391$  kgf이고  $\mu = 0.15$ 일 때 토크는 600 kg.mm, 0.2일 때 800 kg.mm 정도이므로 체결토크의 기준값이 보통 1000 kg.mm인 점을 감안하면 윤활제의 도포는 최소 필요조건이지 충분조건은 되지 못할 수도 있다는 것을 알 수 있다. 즉 윤활제를 사용하지 않는 경우는 ( $\mu = 0.3$ ) 말할 것도 없고 볼트에 윤활제를 바르는 것으로도 나사에 따라서 때

로는 실험적 최소 선하중조차 만족하기 어려울 수 있다.

이런 문제를 근본적으로 해결하기 위해서는 나사를 제작할 때부터 진공 플랜지 체결용으로 표면을 더욱 매끄럽게 다듬고 제원을 균일화할 필요가 있으며, 나사의 모든 회전부위에 윤활제를 도포하여 사용하고 새 나사와 기사용 나사를 섞어 쓰지 않는 것이 좋을 것이다. 나사를 반복 사용하는 경우는 워셔만이라도 새 것으로 교체하는 것이 바람직하다.

#### 4. 결 론

진공시스템 조립에서 가장 많이 사용하는 나사로서 시중에서 흔하게 구할 수 있는 M8 스테인리스 나사들을 임의로 선택하여 토크 대 축력 특성을 구했다. 여러 다른 종류의 나사들에 대한 각종 체결조건에서의 축력측정 실험결과로부터 다음과 같은 사실들을 알 수 있다. 1) 같은 M8 나사들도 천차만 별의 체결특성을 나타낸다. 2) 일반적인 체결 표준조건을 만족하면서 나사를 파손시키지 않으려면 윤활제의 사용이 필수적이다. 3) 나사 접촉면뿐 아니라 너트 또는 볼트 좌면에까지 윤활제를 도포해야 충분한 축력을 얻을 수 있다. 4) 나사들은 가능한 표면의 가공상태가 깨끗한 것을 고른다. 5) 한번 사용한 나사에는 새로 윤활제를 도포하고 워셔를 새로 교체하는 것이 좋다.

#### 참 고 문 헌

- [1] 日本機械學會編, 機械工學便覽 7編 3章 (1997)
- [2] KS B 0241-1996, 내식 스테인리스강제 나사부품의 기계적 성질, 한국표준협회
- [3] K. Obara et al., Jpn. J. Vac. Soc. 32, 2 (1989)