

고장력 볼트세트의 자리면형상과 토크계수에 관한 연구

Study on the Profile of Nut Bearing Surface and the Torque Coefficient of a High Strength Bolt Set

이 백 준¹⁾ · 손 승 요²⁾

Lee, Baek Joon · Sohn, Seung Yo

요 약 : 마찰접합용 고장력 볼트 세트의 관련 규격에서 허용하는 치수공차 범위 내에서 너트 구멍의 편심과 와셔 구멍 지름의 공차는 체결 시 편심에 의한 접촉면적의 결손을 초래하고 체결력의 산포를 유발하는 요인이 된다. 편평한 너트 자리면과 와셔의 접촉시 분포되는 압력의 비선형성을 고려하여 편평한 자리면 형상을 원호곡면으로 바꾸면 초기 선접촉은 체결이 진행됨에 따라 면 접촉으로 발전한다. 원호 접촉면은 편심에 의한 접촉면적의 결손을 감소시켜 접촉상태가 양호해지므로 자리면 마찰토크(체결력) 안정화에 기여하게 된다. 유한요소법으로 너트와 와셔 접촉면의 압력을 구하고 나사면과 자리면의 마찰계수는 토크계수 A, B급이 포함되도록 조합하고 최대편심 시 토크계수를 계산하였다. 토크계수의 분포로부터 원호자리면의 적정 곡률반지름이 결정된다.

ABSTRACT : Depending upon the combination of tolerances specified in the standards on bolt, nut and washer for high tension bolt sets, there arises center-to-center deviation between bolt and washer. This deviation may cause loss of effective contact area between nut- and washer-faces, which leads to some dispersion of the torque coefficient K . By adapting circular arc surface instead of flat surface for the nut, it is shown through numerical analyses that the dispersion of the torque coefficient can be minimized. In this way, optimum radius of curvature of the nut bearing surface is proposed.

핵심용어 : 마찰접합용 고장력 볼트세트, 토크법 관리, 토크계수, 자리면 형상

KEYWORDS : high tension bolt set, torque control method, torque coefficient, profile of nut bearing surface

1) 아주대학교 대학원
2) 정회원, 아주대학교 기계 및 산업공학부 교수

본 논문에 대한 토의를 2000년 10월 31일까지 학회로 보내주시면 토의 회답을 게재하겠습니다.

1. 서 론

강구조물에 사용되는 마찰접합용 고장력볼트는 볼트에 발생하는 높은 체결력을 바탕으로 부재들 간에 강력한 마찰력을 유발시켜 강인한 접합부를 구축한다. 접합부 조립시 이러한 체결력을 안정적으로 확보하기 위하여 사용되는 토크법 관리는 식 (1)과 같이 체결토크 T 와 볼트에 발생한 축력 F 간의 선형관계를 전제로 하고 있다⁽¹⁾.

$$T = K \cdot d \cdot F \quad (1)$$

여기서 d 는 볼트의 호칭지름이고 토크계수 K 는 식 (2)와 같이 정의된다.

$$K = \frac{1}{2} \left(\frac{P}{\pi} + \mu_s d_2 \sec \alpha' + \mu_w d_w \right) \quad (2)$$

단, P 는 나사의 피치, α' 은 나사산 반각, d_2 는 볼트의 유효지름, d_w 는 너트와 와셔 접촉면의 등가지름이며 μ_s , μ_w 는 각각 나사면과 너트 자리면의 마찰계수이다.

토크계수 K 는 여러 가지 원인에 의해 좌우된다. 이 토크계수가 안정되지 않으면 일군의 볼트로 체결되는 접합부에서 과도체결 또는 과소체결되는 볼트의 발생으로 접합부 강성에 변동을 초래하며 이는 구조물의 안전을 불확실하게 하는 요인이 된다.

체결 시 마찰계수는 나사면이나 자리면에서 일정 체결속도와 안정된 접촉을 하는 동마찰 하에서는 거의 일정하게 유지될 것으로 예상된다. 식 (2)에서 K 값에 대한 우변 세 항의 항별 기여도는 M16~M27의 범위 내에서 첫 번째 피치에 의한 항이 10%, 두 번째 나사면 마찰관련 항이 50%, 마지막 자리면 마찰 관련 항이 40% 정도로 보고되었다⁽²⁾. 한편 KS 규격에서 토크계수 K 는 제조 로트의 시험평균치를 기준으로 A급(0.110~

0.150)과 B급(0.150~0.190)의 두 종류로 구분하여 관리하도록 하고 있다⁽⁶⁾.

2. 본 론

2.1 너트의 자리면 접촉면적과 등가지름

KS B 1010⁽³⁾에 규정되어 있는 너트 구멍과 와셔 지름의 공차와 이의 조합에 의하여 얻어지는 너트 자리면 중심의 최대 편심량을 정리하면 그림 1 및 표 1과 같다.

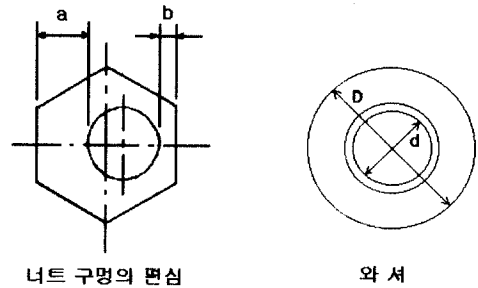


그림 1. 너트구멍의 편심과 와셔 구멍지름

표 1. 너트 자리면 중심의 최대 가능 편심량

호 칭	너트편심 a-b (mm)	와셔안지름 d(mm)		최대 가능 편심량 (mm)
		기준치수	허용차	
M 16	0.8	17	+0.7 0	$\frac{(0.8+1.7)}{2} = 1.25$
M 20	0.9	21		1.35
M 22	1.1	23	+0.8	1.45
M 24	1.2	25	0	1.50
M 27	1.3	28		1.55

표 1에 의하면 제조공정에서 허용되는 공차범위 내로 생산된 볼트 셋트를 체결하였을 때 너트 자리면 중심의 볼트 중심으로부터 최대 가능 편심량 만큼 이탈하여 편심을 갖는 접촉형상의 발생이 예견되며 그림 2(a)에 보인 바와 같이 접촉면적의 결손이 일어날 수 있다.

이와 같이 공차조합에 의한 편심으로 인하여 접촉면적의 결손이 일어나면 식 (2)의 우변 세

$$r_i = e \cos(\pi - \theta) + \sqrt{e^2 \cos^2(\pi - \theta) - e^2 + (D_i/2)^2}$$

$$r_o = e \cos(\pi - \theta) + \sqrt{e^2 \cos^2(\pi - \theta) - e^2 + (D_o/2)^2}$$

단 $\alpha = \sin^{-1}(2e/D_i)$, $D_i =$ 너트자리면 안지름,
 $D_o =$ 너트자리면 바깥지름이다.

2.2 토크계수에 대한 자리면 결손면적의 영향

그림 2. 너트 자리면과 와서의 접촉형상

번째 항에 있는 등가지름 d_w 가 변화하므로 자리면 마찰과 관련한 토크계수의 변동으로 전체 토크계수에 변화가 일어난다. 토크계수에 대한 자리면 접촉면적의 영향을 가늠하기 위하여 다음과 같이 수치적으로 접촉면적과 볼트 중심 O에 대한 마찰모멘트를 계산하고 이로부터 자리면 등가지름을 구하였다. 이 때 너트 자리면과 와서면을 편평면으로, 너트의 회전중심은 볼트중심과 일치하며 자리면은 너트 구멍의 편심과 와서 구멍의 치수공차로 인하여 표 1의 최대 편심량 만큼 볼트 축으로부터 중심이 이탈한 것으로 하였다.

그림 2(b)를 참조, 마찰계수가 일정하다는 전제하에 너트 자리면과 와서와의 접촉면적을 A 라 두고 마찰모멘트로부터 자리면 등가지름을 구하는 식을 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$Ad_w = \int_A r' dA \quad (3)$$

단 $A = \int_A dA$, $r' = \sqrt{r^2 + e^2 - 2ercos^2(\pi - \theta)}$ 이며 이 적분의 반지름방향 적분한계는 다음과 같다.

$$0 \leq \theta \leq \pi/2 + \alpha ;$$

$$r_i = D_i/2 + e,$$

$$r_o = e \cos(\pi - \theta) + \sqrt{e^2 \cos^2(\pi - \theta) - e^2 + (D_o/2)^2}$$

$$\pi/2 + \alpha \leq \theta \leq \pi ;$$

식 (3)을 수치적분하고 볼트중심과 와서 중심 간 거리(최대 편심량) e 의 변화에 따른 등가지름의 감소비율을 계산하면 표 2와 같다. 너트와 와서의 접촉상태에 의존하는 등가지름 d_w 가 감소하게 되면 식 (2)의 세 번째 항에 기인한 토크계수 K 도 감소한다.

표 2. 호칭지름별 편심량과 등가지름의 감소율

편심 e (mm)	d_w 감소율(편심 있을 때 / 편심 없을 때)			
	M24	M22	M20	M16
0.000	1.00000	1.00000	1.00000	1.00000
0.200	0.97312	0.97356	0.97408	0.97549
0.400	0.94587	0.94672	0.94772	0.95045
0.600	0.91825	0.91947	0.92092	0.92487
0.800	0.89029	0.89185	0.89373	0.89881
1.000	0.86194	0.86381	0.86610	0.87227
1.200	0.83323	0.83546	0.83801	0.84522
1.400	0.80423	0.80666	0.80962	0.81779
1.600	0.77482	0.77756	0.78078	0.78971

자리면 마찰토크의 전체 체결토크에 대한 기여도를 40%⁽²⁾로 두면 표 2의 자리면 등가지름 감소는 볼트의 호칭지름에 따라 차이는 있으나 M24의 경우 1.5mm의 편심(표 1)에 대하여 $40 \times (1 - 0.7897) = 8.4\% \sim 40 \times (1 - 0.7748) = 8.8\%$ 의 토크계수 감소효과를 초래한다고 할 수 있다. 즉 편심에 의한 접촉면적의 결손만으로도 토크계수 K 의 산포에 미치는 영향이 8.8%수준에 이를 수 있음을 나타낸다. 토크법 체결은 실제 볼트의 축력 발생과는 무관한 자리면 마찰토크를 포함하여 전체 체결토크로 관리하므로 이 중 40%의 비율

을 차지하는 자리면 마찰토크의 변동은 축력 변동의 주요 요인이 된다고 할 수 있다.

다음 표 3은 토크 시험기로 편평한 자리면을 가진 너트를 사용한 볼트세트의 체결 실험결과이다. M24와 M22볼트에서 와셔를 축 중심위치에 맞춘 후 체결한 경우와 편심을 허용한 채 체결한 경우로 나누어 토크계수를 정리하였다. 각 체결에 대한 표본 크기는 12개이다.

표 3. 와셔 위치와 토크계수 - 체결실험

시 편	M24×80	
	토크계수(와셔-축 중심위치 체결)	토크계수(와셔-편심위치 체결)
평균	0.1547	0.1578
표준편차	0.001764	0.001930
시 편	M22×70	
	토크계수(와셔-축 중심위치 체결)	토크계수(와셔-편심위치 체결)
평균	0.1545	0.1579
표준편차	0.001612	0.001997

표 3에서 보는 바와 같이 와셔를 축 중심에 맞추어 체결한 경우와 편심을 허용한 채 체결한 두 경우에 대하여 토크계수의 평균치는 2%의 변화를 보이지만 표준편차에서는 10-23%의 차이를 보이므로 허용공차로 초래되는 와셔 위치가 토크계수의 산포에 크게 영향을 미칠 수 있음을 알 수 있다.

2.3 유한요소법에 의한 자리면 접촉압력 분포

실제의 접촉형상에 따라 자리면 등가지름이 토크계수에 미치는 영향을 평가하기 위하여 유한요소법으로 접촉면의 압력과 등가지름을 계산하였다.

너트 자리면과 와셔 간의 접촉은 탄·소성 접촉문제⁽⁵⁾로 보고 볼트 체결체를 2차원 축대칭 모델로 해석하였다^(4,5). 접촉면은 그림 3과 같이 너트 자리면이 편평면인 경우와 원호곡면인 두 가지 경우를 고려하였다.

그림 3. 편평 자리면 접촉압력(F8T, M24)

그림 4는 탄소성 유한요소 해석모델이고 주요 해석조건은 다음과 같다.

- (1) 모델링은 Altair사의 HyperMesh⁽⁸⁾를 사용하고 HKS사 ABAQUS⁽⁹⁾의 CAX3 및 CAX4 요소, 축 대칭 탄소성 접촉 문제로 해석
- (2) Von Mises의 항복조건 적용
- (3) 너트가 회전하여 전진하는 량에 상응하는 변위를 볼트의 강제변위로 하여 하중을 대신.

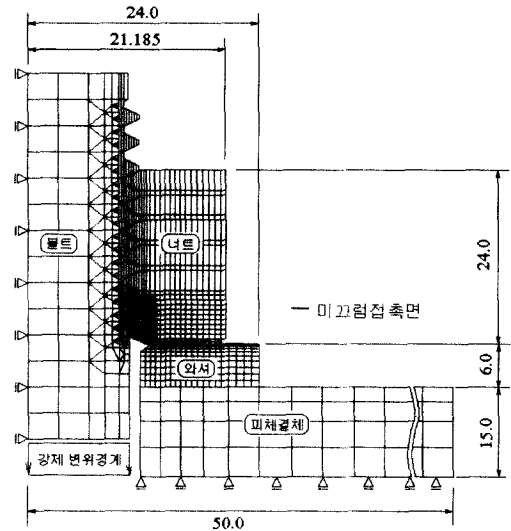


그림 4. 유한요소 탄·소성 해석모델

2.3.1 너트 자리면이 편평한 경우

그림 5와 6의 강도구분 F10T와 F8T인 M24 볼트 체결체에서 너트 자리면이 편평한 경우의 회전각 대 접촉면의 압력변화를 나타낸 것이다. 그림 5, 6, 7, 8에서 R/R_0 는 부록의 그림 A1에보

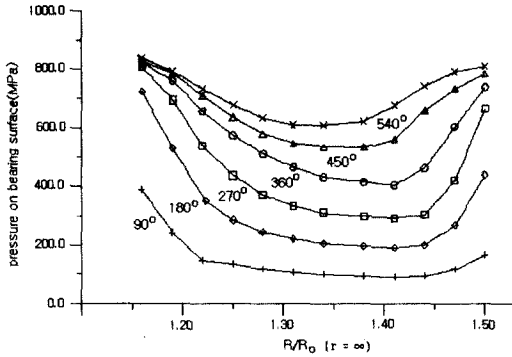


그림 5. 평편 자리면 접촉압력(F10T, M24)

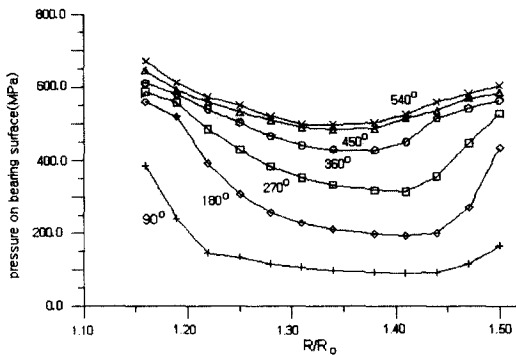


그림 6. 평평 자리면 접촉압력(F8T, M24)

인 바와 같이 너트와 와셔의 접촉면적 내 임의점 i 에서의 반지름 R 에 대한 $i=1$ 일 때의 반지름 (와셔 구멍) R_0 의 비이다. 그림 5와 6에서 와셔 표면과 너트 자리면의 접촉압력은 안쪽이 높고 중앙부가 양 단부보다 낮다. 따라서 편평한 두 면의 접촉임에도 불구하고 압력분포는 반지름방향으로 균일하지 않음을 알 수 있다. 또 편평면 접촉은 모든 체절각도에서 안쪽 압력이 최대이므로 안쪽에서 접촉면적에 결손이 발생하면 자리면 마찰토크에 미치는 영향도 클 것으로 예상된다. 그림 5와 6에서 보는 바와 같이 강도구분에 관계없이 너트회전각이 대략 450° 이면 접촉면 전체에 걸쳐 유효한 압력이 분포된다. 따라서 접촉면의 마찰토크로부터 접촉면 등가지름과 토크계수의 계산은 이 때의 접촉압력을 기준으로 한다. 그림 7과 8

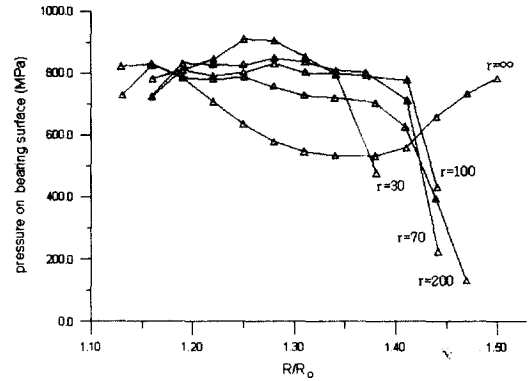


그림 7. 곡률반지름 대 접촉압력(F10T, M24)

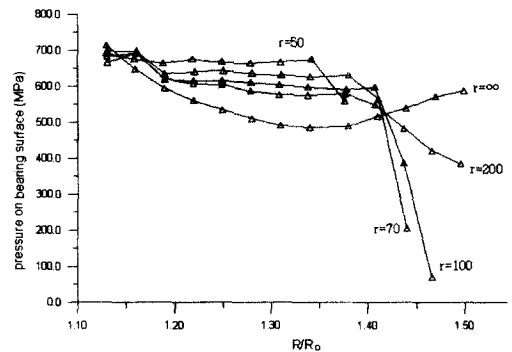


그림 8. 곡률반지름 대 접촉압력(F8T, M24)

은 너트를 450° 까지 회전하였을 때 너트 자리면이 편평면(곡률반지름 $r=\infty$) 및 원호 곡면일 때의 접촉면 압력을 나타낸다.

2.3.2 너트 자리면이 원호곡면인 경우

그림 7과 8은 강도구분 F10T와 F8T인 경우 서로 다른 곡률 반지름을 가진 자리면의 압력분포를 나타낸다. 곡률 반지름이 커질수록 접촉면위는 넓어지고 최대인 압력이 작아지며 편평면인 경우에 비하여 접촉면에서 비교적 균일한 압력으로 분포되는 것을 볼 수 있다.

2.4 자리면 형상과 토크계수의 산포

유한요소법으로 계산된 접촉압력으로부터 접촉

면의 등가지름 d_w 를 계산하는 기본 알고리즘을 부록에 실었다. 등가지름 d_w 를 사용하여 식 (2)로부터 토크계수를 계산하였다. 이 때 자리면과

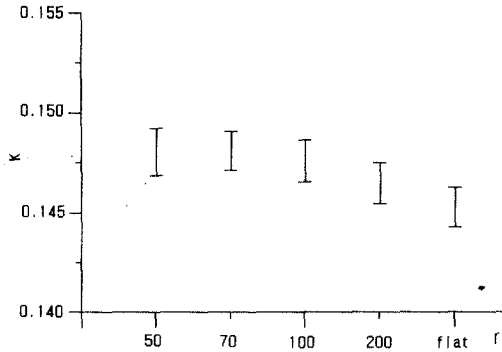


그림 9. 토크계수 변동(A급, M24, F10T)

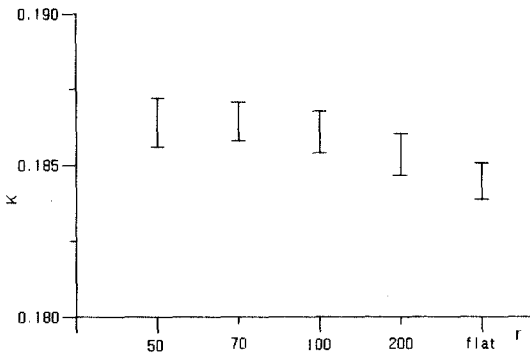


그림 10. 토크계수 변동(B급, M24, F10T)

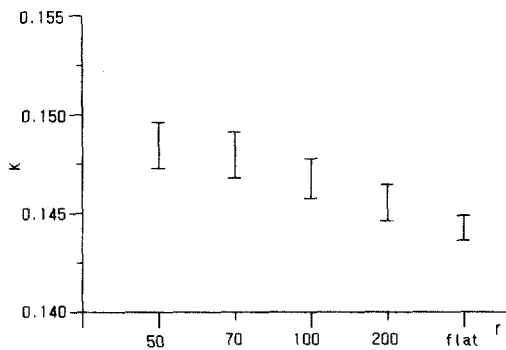


그림 11. 토크계수 변동(A급, M24, F8T)

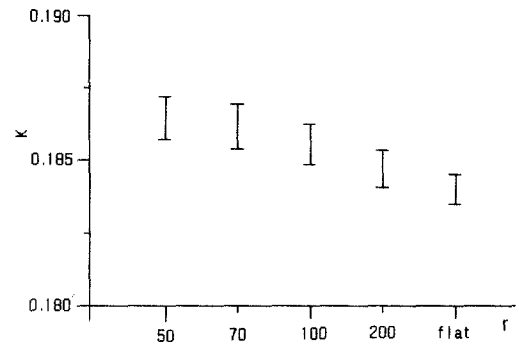


그림 12. 토크계수 변동(B급, M24, F8T)

나사면의 마찰계수는 A, B급의 토크계수를 포함할 수 있도록 최소 0.08 최대 0.25로 잡고 이들의 조합에 의하여 토크계수 K 의 변동폭을 계산하였다. 그림 9~12는 이와같이 유한요소법으로 몇 가지 곡률반지름이 주어진 자리면 접촉압력을 전제로 계산한 토크계수 K 의 변동범위를 나타낸 것이다.

2.5. 종합검토

너트 자리면이 원호곡면인 경우 압력이 분포되는 위치는 원호의 정점에서 시작되는 선 접촉으로부터 너트가 회전함에 따라 접촉면이 중심과 바깥의 양쪽으로 확대되어 갈 것으로 예상된다. 그림 7과 8에서 너트 회전각이 증가할수록 너트 자리면과 와셔와의 접촉면적이 넓어지므로 등가지름도 커진다고 생각된다. 강도구분이 낮은 쪽(F8T)의 등가지름이 높은 쪽(F10T)보다 더 커지는데 이는 너트가 전진함에 따라 변형량의 증가가 커서 접촉면적이 넓어지기 때문으로 생각된다. 따라서 너트 자리면이 편평하면 발생하는 접촉면적의 결손은 자리면이 원호곡면인 경우에 비하여 더 큰 영향을 받을 것이 명백하다.

M24에서 볼트와 와셔의 중심간 편심량은 최대 1.5mm까지 차이가 나지만 접촉면 결손이 중심 쪽으로 진행되더라도 접촉영역이 편심으로 인하여 결손영역을 침범하는 정도는 크지 않을 것으로 판

단된다.

그림 9~10의 토크계수 분포범위는 강도구분 F10T, M24 볼트의 경우, 원호의 곡률반지름이 R=70mm인 경우에 토크계수의 변동폭이 가장 작고, 강도구분 F8T인 경우는 그림 11~12로부터 R=100mm에서 변동폭이 가장 작음을 알 수 있다. 따라서 위에서 수치해석한 범위 내에서 자리면은 강도구분 F10T의 경우 70mm, F8T인 경우에는 100mm를 곡률 반지름으로 하는 원호 곡면이 적절하다고 판단된다.

3. 결 론

강구조물에 널리 사용되는 고장력볼트 세트의 체결축력에 영향을 주는 토크계수 K의 변동을 원호곡선형 자리면형상과 관련하여 고찰한 결과를 다음과 같이 요약할 수 있다.

- (1) 편평한 자리면의 너트와 와셔와의 조합은 너트 구멍의 편심과 와셔구멍 반지름에 허용되는 공차에 기인한 체결시의 편심 때문에 접촉면적의 결손이 발생하고 이로 인하여 마찰토크의 불안정 즉 체결력의 변동이 초래될 수 있다.
- (2) 너트 자리면과 와셔와의 접촉면 결손을 최소화하기 위하여 자리면의 형상을 원호곡선형으로 하고 토크계수 K의 변동 즉 볼트 체결력의 변동을 최소화하는 반지름은 강도구분 F10T의 경우 70mm, F8T인 경우에는 100mm이다.

참 고 문 헌

- (1) 손승요, 신근하, 김영조, 1996, 나사기술총람, 문운당, pp. 158-163
- (2) 손승요 등, 1994, TS볼트체결에서 체결력, 토크계수 및 품질관리에 관한 연구, 한국강구조학회 논문집 제6권 제3호, pp. 189-196
- (3) KS B 1010-1981, 마찰접합용 고장력 6각 볼트·6각 너트·평와셔 세트

- (4) Kim Jin Ho, 1993, A Study on the Development of Super High Strength Bolts, 大阪大學校
- (5) 이병채, 김영근, 1989, "유한요소 접촉해석법에 의한 나사체결부 설계개선에 관한 연구", 대한 기계학회 논문집, Vol. 13, pp. 353-361
- (6) 賀勢晋司, 1985, ねじ締結における座面壓について, 精密機械, pp. 997
- (7) 吉本勇, ねじ締結体設計のポイント, 日本規格協會, 1992, pp. 174-175
- (8) HyperMesh User's Manual, Altair Computing Inc. ver. 2.0, 1995
- (9) Hibbitt, Karlsson & Sorensen, Inc. ABAQUS/Standard User's Manual, 1997

부록 : 유한요소해에서 얻은 접촉압력으로 부터 자리면 등가지름의 계산

유한요소 해에서 얻은 너트와 와셔 간의 접촉압력분포로부터 접촉면의 등가지름을 계산한다. 접촉면적을 그림 A1에 표시한 바와 같이 등간격인 미소 원환영역으로 구분하여 마찰력의 합을 구하고 같은 방법으로 마찰모멘트를 구한 다음 이 두 결과를 이용하여 식 (A1)으로 자리면의 등가지름을 구한다. 여기서 접촉면 안쪽의 압력을 p_i , i 번째 등간격점의 접촉압력을 p_i 라 두면 마찰력 F 와 마찰모멘트 M 에 대한 식은 다음과 같다.

$$F = \sum_{i=1}^{n-1} F_{wi}$$

$$M = \sum_{i=1}^{n-1} F_{wi} \cdot \bar{R}_i$$

$$\text{단 } F_{wi} = 2\pi\mu\delta\bar{P}_i\bar{R}_i, \quad \bar{P}_i = \frac{P_i + P_{i+1}}{2}$$

$$\bar{R}_i = \frac{R_i + R_{i+1}}{2}$$

이로부터 자리면 등가지름 d_w 는 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$d_w = 2 \frac{\sum_{i=1}^n F_{wi} \cdot \overline{R}_i}{\sum_{i=1}^n F_{wi}} \quad (A1)$$

그림 A1. 자리면 등가지름 계산모형

(접수일자 : 2000년 1월 29일)