

〈論 文〉

유한 요소 접촉 해석법에 의한 나사 체결부 설계 개선에 관한 연구

이 병 채* · 김 영 곤**

(1989년 3월 4일 접수)

A Parametric Study of Bolt-Nut Joints by the Method of Finite Element Contact Analysis

Byung Chai Lee and Young Gon Kim

Key Words: Finite Element Method(유한 요소법), Elastic Contact Problem(탄성 접촉 문제), Analysis of Bolt-Nut Joints (나사 체결부 해석), Parameter Study (영향인자 분석), Ratio of Flank Load (하중 분담률)

Abstract

A parametric study of load distribution in bolt-nut joints is performed by the method of finite element contact analysis. The contacting surface is assumed unbonded and frictionless. Multi-body contact analysis is performed in elastic region under the assumption of axi-symmetric stress state. Load acting on the first thread from the fastened plate is much greater than that on the other threads in the standard setting. But the load distribution is shown to be improved by making the center of contact force acting on the nut surface move outwards. Such a modification is possible by enlarging the gap between bolt shank and fastened plate or by inserting suitable washers. Shape modification of the standard nut by the making a groove and a step on the nut surface is also suggested, which results in almost uniform load distribution and considerable decrease in the maximum stress of the joint.

————— 기 호 설 명 —————

- | | |
|---|---|
| <p>$\{a\}$: 절점 변위 벡터</p> <p>$[A]$: 강체운동과 접촉간극의 감소량을 관계 지워주는 운동학적 변환행렬</p> <p>$\{f\}$: 외력의 상당 절점 하중 벡터</p> <p>F_i : 물체에 가해지는 외력의 i방향 성분</p> <p>$\{G\}$: 유한화된 각 예상 접촉점쌍의 접촉 간극의 크기를 나타내는 벡터</p> | <p>h_{ij} : j번째 단위 강체운동 변위에 의한 Γ_F상의 어떤 점의 i방향 변위</p> <p>$[H]$: 강체운동과 외력 작용점의 변위를 관계 지워주는 운동학적 변환행렬</p> <p>$[M]$: 절점 자유도로부터 접촉 간극의 감소량을 계산하는 행렬</p> <p>$\{P\}$: 쌍대변수(dual variable) 벡터</p> <p>q_i : 강체 운동 변위</p> <p>$\{q\}$: 강체 운동 변위 벡터</p> <p>u_i : 변위</p> <p>α_{ij} : j번째 단위 강체운동 변위에 의한 Γ_C상의 어떤 점의 i방향 변위</p> |
|---|---|

* 정회원, 한국과학기술원 기계공학과

** 정회원, 한국과학기술원 기계시스템실

- β : 하중을 가하기 전의 접촉 간극
- Γ_c : 접촉이 일어날 가능성이 있는 경계, 접촉 경계
- Γ_F : 외력이 가해지는 경계, 외력 경계
- ϵ_{ij} : 변형도
- $\{\epsilon\}$: 변형도 벡터
- ϕ : 하중을 가한 후의 접촉 간극
- σ_{ij} : 응력
- Ω : 물체가 점유하고 있는 영역

1. 서 론

나사는 공업적으로 매우 중요한 기본 기계 요소 중의 하나이며 각종 기계 구조의 부재 체결에 널리 사용되고 있다. 나사 체결부에 걸리는 응력은 일반적으로 그 수준이 상당히 높고 체결 조건에 따라 최대 응력도 크게 변하므로 합리적인 설계를 위해 상세한 해석이 필요하다. 또, 나사는 그 형태의 특성상 노치 효과에 의한 응력 집중 부위가 많으며 나사산 기리의 접촉 부위에 큰 응력이 걸리게 되므로 체결 상태하의 나사 응력 해석을 위해서는 이들 노치 효과와 접촉 거동을 포함하여 해석하여야 한다.

나사 체결부는 보통 3개이상의 물체가 접촉되어 있으므로 이러한 나사 체결부의 해석을 위해서는 다물체 접촉 해석이 필요하다. 접촉 문제는 접촉 영역의 크기가 외력에 따라서 변하는 이동경계치 문제이므로 일반적으로 그 해석 과정이 복잡하다. 접촉 문제의 해석 방법에는 접촉 압력의 분포, 접촉 영역을 가정하여 해석적으로 해를 구하는 방법⁽¹⁾과 유한 요소법을 이용하여 축차적으로 접촉 조건을 만족시키는 방법^(2,3), 수학적 계획법과 유한 요소법을 연계하여 조직적으로 해를 구하는 방법^(4,5) 등이 있으며 본 논문에서는 복잡한 형상에 적용이 가능하고 효율적인 세번째 방법을 택하였다.

나사 체결부의 응력 해석에 대한 기존의 연구를 살펴보면 보울트의 자루, 너트의 몸체, 그리고 나사산의 상당 스프링 상수를 이용하여 보울트, 너트로 이루어진 계에 대해 등가 스프링 모델을 구성하여 각 나사산에 걸리는 하중 분담율을 간이적으로 계산할 수 있는 방법이 보고되어 있고, 유한 요소법을 이용하여 접촉해석을 행하지 않고 각 나사산에 걸리는 하중 분담율을 계산한 결과도 찾아볼 수 있다^(6,9). 그러나 이러한 방법들을 실제 설계에 응

용하는 것은 해석의 정밀도가 낮다든지 계산량의 과다 등의 이유로 상당히 제한적이었다.

본 논문에서는 유한 요소법을 이용하여 접촉을 고려한 나사 체결 문제를 해석하고 여러 다른 체결 조건이 각 나사산에 걸리는 하중 분담율에 미치는 영향을 살펴보고, 이 하중 분담율이 보다 균일화 될 수 있는 체결 조건을 찾고, 또 그때의 응력 분포를 살펴보는 것을 목적으로 한다.

2. 탄성 접촉문제의 수식화

변형할 수 있는 다수의 물체가 각각의 경계의 일부분에서 서로 접촉하고 있는 비점착 다물체 접촉 문제에 대해 탄성 변형 영역내에서의 변형 거동을 수식화한다. 이때 마찰은 무시하고 소변형, 소변위 문제로 가정한다. 탄성 접촉 문제의 수식화 과정을 요약하면 변형을 지배하는 방정식, 경계 조건 및 접촉 조건을 갖는 경계치 문제와 동등한 최소화 문제를 만들고 이에 유한 요소법을 적용, 이차 계획법 문제를 만들어 해를 구한다.

체적력을 무시하고 상점자 b, r 로 각각 전물체와 강체운동이 허용된 물체를 나타내고 B, R 로 각각 물체의 총수, 강체운동이 허용된 물체의 수를 나타내면 접촉 문제는 다음과 같은 최소화 문제로 기술할 수 있다⁽⁷⁾.

$$\begin{aligned} \min J(u^b, q^r) & \quad (1) \\ \text{subject to } -\phi & \leq 0 \text{ on } \Gamma_c & \quad (2) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{여기서 } J = & \sum_{b=1}^B \int_{\Omega_b} \frac{1}{2} \sigma_{ij}^b \epsilon_{ij}^b dV - \sum_{r=1}^R \int_{\Gamma_F} F_i^r u_i^r dS \\ & - \sum_{r=1}^R \int_{\Gamma_F} F_i^r h_{ij}^r q_j^r dS \\ \phi = & \beta - \left(\sum_{b=1}^B u_i^b n_i^b + \sum_{r=1}^R n_i^r a_{ij}^r q_j^r \right) \end{aligned}$$

이때 ϕ 는 접촉이 예상되는 경계에서의 예상 접촉점간의 간극을 나타낸다.

또 $\Omega, \Gamma_F, \Gamma_c$ 는 각각 물체가 점유하고 있는 영역, 외력이 가해지는 경계, 접촉이 일어날 가능성이 있는 경계를 나타내고 $\sigma_{ij}, \epsilon_{ij}$ 는 응력과 변형도를 나타내며 단위 면적당 외력을 F_i , 변위를 u_i , 강체 운동량을 q_i , 강체운동에 의한 외력이 가해진 점의 변위량을 $h_{ij} q_j$ 로 표시하였다. 그리고 초기 접촉 간극을 β , 접촉점의 단위 외향 법선을 n_i , 강체운동에 의한 접촉 간극 변화량을 $a_{ij} q_j$ 로 표시하였다.

식 (1), (2)에 유한 요소법을 적용하기 위하여

변위와 변형도 간의 관계를 나타내는 행렬을 $[L]$, i 번째 요소의 변위보간함수 행렬을 $[N]_i$, 전체 구조의 변위 벡터를 i 번째 요소의 변위벡터로 변환하는 행렬을 $[T]_i$, 절점 변위 벡터를 $\{a\}$ 라 할때 i 번째 요소내의 변형도 $\{\epsilon\}_i$ 는

$$\{\epsilon\}_i = [L] [N]_i [T]_i \{a\} \equiv [B^o]_i [T]_i \{a\}$$

로 쓸 수 있고 이를 식 (1)에 대입하면 식 (1)의 첫째항은

$$\int_{\Omega^o} \frac{1}{2} \sigma_{ij}^o \epsilon_{ij}^o dV = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^e \int_{\Omega_i^o} \{a^o\}^T [T^o]_i^T [B^o]_i^T [D^o]_i [B^o]_i [T^o]_i \{a^o\} dV \\ \equiv \frac{1}{2} \{a^o\}^T [K^o]_i^T \{a^o\}$$

가 된다. 여기서 $[D]_i$ 는 응력과 변형도 간의 관계를 나타내는 행렬이며 e 는 유한요소 모델에서 유한요소의 총수이며 Ω_i 는 i 번째 요소가 점유하고 있는 영역을 나타낸 것이다. 이때 식 (1), (2)는 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\min J'(\{a^o\}, \{q^r\}) \quad (3)$$

$$\text{Subject to } \sum_{o=1}^B [M^o] \{a^o\} + \sum_{r=1}^R [A^r] \{q^r\} - \{G\} \leq 0 \quad (4)$$

$$\text{여기서 } J' = \frac{1}{2} \sum_{o=1}^B \{a^o\}^T [K^o] \{a^o\} - \sum_{r=1}^R \{f^r\}^T [H^r] \{q^r\}$$

이며 $[M]$ 은 절점 자유도로부터 접촉 간극의 감소량을 계산하는 행렬이고 $[A]$, $[H]$, $\{G\}$ 는 각각 α_{ij} , h_{ij} , β 를 행렬 및 벡터로 표현한 것이다.

식 (3), (4)는 독립 변수로 구조 전체 절점 변위를 가지므로 그 개수가 많다. 그러나 제한 조건식 (4)는 예상 접촉점쌍에서만 검토되므로 그 수가 작다. 따라서 보다 효율적으로 해를 구하기 위해 식 (3), (4)를 쌍대문제(dual problem)로 바꾼다. 쌍대변수를 $\{P\}$ 라고 하면 쌍대문제는 다음과 같다.

$$\max_{\{P\}} \min_{\{a^o\}, \{q^r\}} \left\{ J' + \{P\}^T \left(\sum_{o=1}^B [M^o] \{a^o\} + \sum_{r=1}^R [A^r] \{q^r\} - \{G\} \right) \right\} \quad (5)$$

$$\text{Subject to } \{P\} \geq 0$$

여기서 쌍대 변수 벡터 $\{P\}$ 는 물리적으로 접촉 부에서의 압축 접촉력을 나타낸다. 식 (5)에서 괄호안의 최소화 문제의 필요조건은

$$[K^o] \{a^o\} - \{f^o\} + [M^o]_i^T \{P\} = 0 \quad (6)$$

$$[A^r] \{P\} - [H^r]_i^T \{f^r\} = 0 \quad (7)$$

이 되며 식 (6), (7)을 최소화 문제 (5)에 대입하여 $\{a^o\}$ 를 소거하면 다음과 같은 쌍대 문제를 얻을 수 있다.

$$\max_{\{P\}} \left[-\frac{1}{2} \{P\}^T [Q] \{P\} - \{R\}^T \{P\} \right] \quad (8)$$

$$\text{Subject to } \{P\} \geq 0 \quad (9)$$

$$[A^r]_i^T \{P\} = [H^r]_i^T \{f^r\} \quad (10)$$

$$\text{여기서 } [Q] = \sum_{o=1}^B [M^o] [K^o]^{-1} [M^o]_i^T$$

$$\{R\} = \{G\} - \sum_{o=1}^B [M^o] [K^o]^{-1} \{f^o\}$$

이다. 식 (8), (9), (10)으로 이루어진 이차 계획법 문제는 표준형의 이차 계획법 문제이며 Lemke의 방법을 이용하여 해를 구할 수 있다⁽⁶⁾.

3. 나사 체결부 해석 결과 및 검토

3.1 개요

체결 상태하의 나사산에 걸리는 하중의 분포를 균일화 하기 위한 유한 요소 해석을 행함에 있어 해석의 기본적인 모델로 Fig. 1과 같은 2장의 강제 원판을 강제 볼트와 너트로 체결한, 4개의 물체로

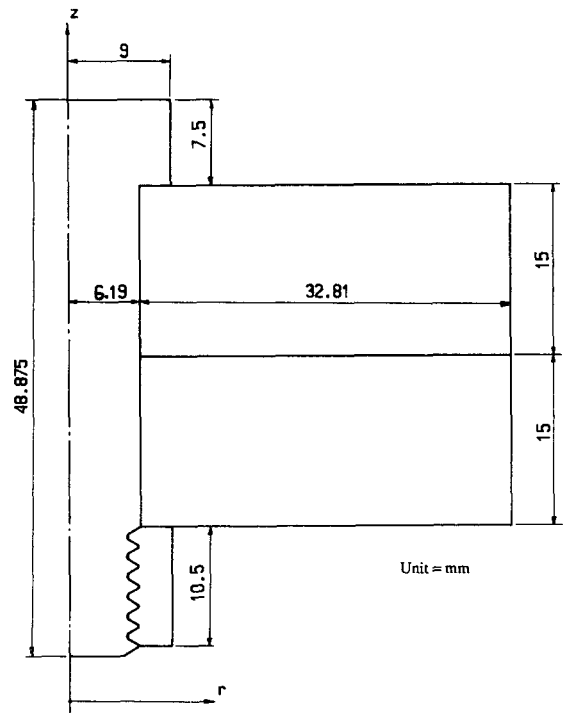


Fig. 1 Dimension of basic model

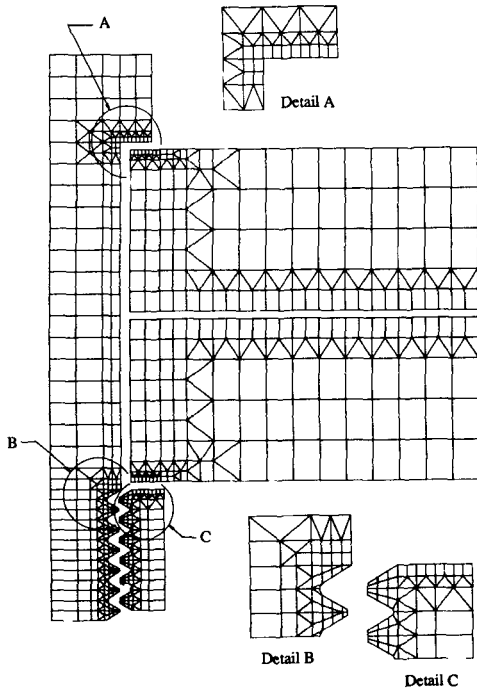


Fig. 2 Finite element mesh for bolt-nut joint, coarse mesh

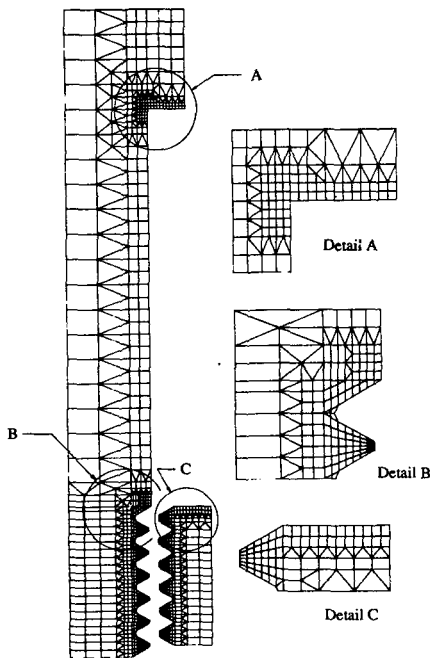


Fig. 3 Finite element mesh for bolt-nut joint, fine mesh

이루어진 계를 선택하였다.

여기서 볼트는 M12 6각 볼트(KS 부품등급 C), 너트는 M12 6각 너트(KS 부품등급 A)를 사용하였고 강의 탄성계수는 200GPa, 프와송의 비는 0.3으로 하였다. 하중 조건은 실제 체결 조건과 보다 근접한 결과를 위해 외력을 가하는 대신에 볼트의 머리 하단부와 이에 접촉하고 있는 원판 사이에 음의 접촉 간극을 초기 상태로 주었으며 다른 접촉부의 초기 간극은 모두 0으로 주었다. 또 4물체로 이루어진 계는 스스로 평형을 이루고 있으나 Z방향으로의 강체운동을 구속하기 위해 경계조건으로 볼트 머리 상단 끝부분의 Z방향 자유도를 구속하였다. 유한 요소 해석에 사용된 요소는 삼각 또는 사각 선형 요소이며 기본 모델의 요소 분할은 Fig. 2, Fig. 3과 같은 형태로 하였다. Fig. 2의 전체 요소수는 837개, 전체 절점수는 861개이며 SUN-3 마이크로 컴퓨터를 이용하여 해석하였고 영향인자(parameter) 분석은 Fig. 2의 요소 분할 형태를 이용하여 행해졌다. Fig. 3의 전체 요소수는 1977개, 전체 절점수는 1976개이며 CRAY-2S를 사용하여 해석하였고 보다 조잡한 모델인 Fig. 2 격자의 해를 검증하기 위해 사용하였다.

3.2 기존 해석 결과와의 비교

나사산 하중 분포에 대한 영향인자 분석을 하기 앞서 해석 결과에 대한 신뢰를 얻기 위해 기존의 해석 결과와 비교해 보았다. 비교 대상은 접촉 해석법을 이용하지 않고 M24나사 체결부를 해석한 Tanaka⁽⁸⁾의 결과를 택하였으며 이 때 사용된 모델은 Fig. 4와 같다. Tanaka의 해석은 삼각형 요소 분할을 취하고 있으며 총 요소수 466개, 총 절점수 315개이다. 현재의 해석에는 Fig. 2와 같은 정도의 요소 분할을 이용하였으며 총 요소수 661개, 총 절점수 707개이다. Fig. 5, 6은 각각 지름 25mm, 28mm의 구멍을 가진 원판에 M24 볼트를 체결했을 때의 체결력에 대한 각 나사산에 걸리는 하중 분담율을 나타낸 것이며 이 때 가해진 체결력은 두 경우 모두 26.5kN이다. 여기서 나사산의 번호는 접촉 나사산중 너트 상면에 가장 가까운 것을 1번으로 하여 순서대로 번호를 정하였고 또 각 나사산의 하중 분담율은, 각 나사산의 예상 접촉점에서 구해지는 접촉력의 합을 전 나사산의 접촉력의 합으로 나눈 값으로 하였다. 결과를 보면, 두 경우 모두 2, 6번 나사산을 제외하고는 잘 일치하고 있는데

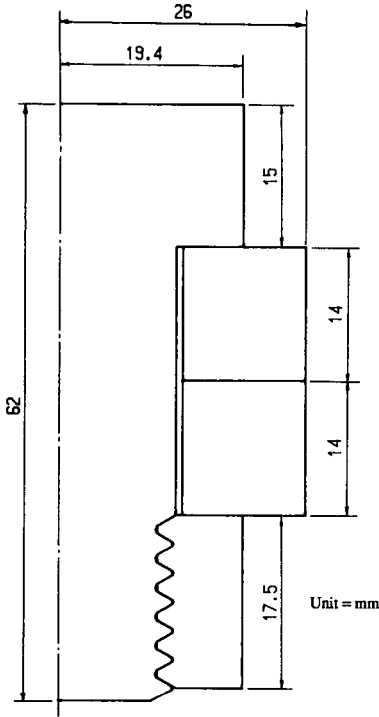


Fig. 4 Dimension of Tanaka's model

이는 나사접촉부의 형상때문에 크지 않은 하중하에서는 접촉영역의 변화가 거의 없어서 두 경우가 서로 비슷한 결과를 준 것으로 생각된다.

3.3 각종 영향 인자에 대한 결과 및 검토

체결 상태하의 나사산에 걸리는 하중의 분포에 영향을 미치는 각종 영향 인자에 대한 결과를 살펴 보면 다음과 같다.

(1) 체결력 변화

Fig. 1과 같은 기본 모델에 대해 Fig. 3과 같이 요소 분할하여 0~7.5kN까지 체결력을 변화시켰을 때의 하중과 변위의 관계를 구해본 결과 거의 선형성을 나타내고 있음을 알 수 있었다. 또한 같은 모델에서 체결력 변화에 대한 각 나사산의 하중 분담율을 구해본 결과 체결력 변화에 대한 각 나사산의 하중 분담율의 변화는 거의 없음을 알 수 있었다. 따라서 나사산 하중 분담율에 대한 체결력의 영향이 없는 것으로 간주하여 이후의 각 영향인자에 대한 해석에서는 작용하는 체결력이 7~7.5kN 사이의 값이 되도록 볼트 머리와 체결되는 판 사이의 간극을 정하였다.

(2) 요소 분할 정도의 변화

나사산 하중 분담율이 요소의 분할 정도에 따라 어떤 영향을 받는가 알아보기 위해 기본 모델에 대해 각각 Fig. 2, 3과 같이 요소 분할하였을 때의 결과를 구해본 결과 전체적으로 비슷한 경향을 나타내고 있음을 알 수 있었으며 1번 나사산에서 3.47%의 최대오차를 나타내었다. 따라서 요소의 분할 정도가 나사산 하중 분담율에 미치는 영향은 미약한 것으로 보고 이후의 각 영향인자에 대한 해석은 따로 언급하는 경우를 제외하고는 모두 Fig. 2의 형태의 요소 분할을 택하였다.

(3) 볼트 머리와 너트의 외경 변화

Fig. 7은 볼트의 머리와 너트의 지름을 같은 비율로 변화시켜 보았을 때의 결과이다. 여기서 KS에 규정된 표준 너트의 지름은 18mm이다. 결과를 보면 너트의 지름이 커짐에 따라 1번 나사산의 하중 분담율은 별로 변하지 않는 반면 6번 나사산의

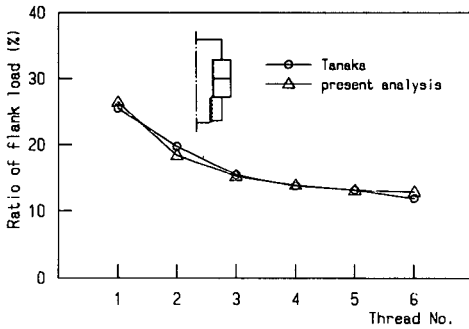
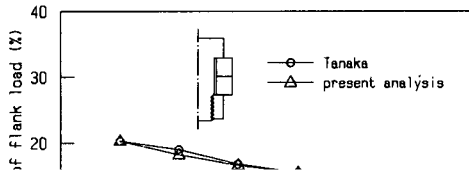


Fig. 5 Comparison present analysis' with Tanaka's result, plate hole diameter=25mm



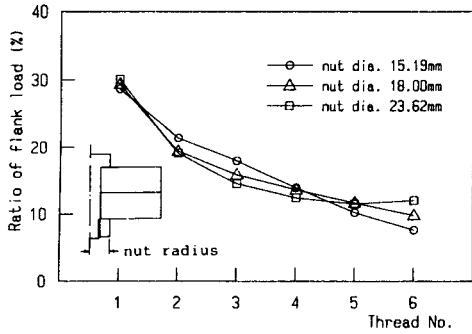


Fig. 7 Load distribution of threads for different nut diameter

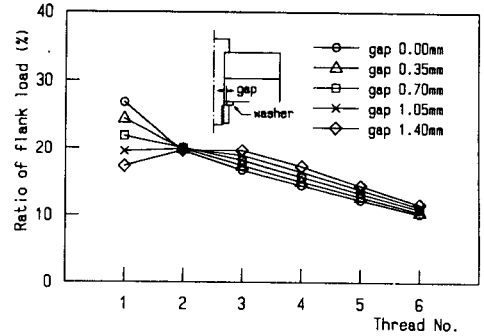


Fig. 9 Load distribution of threads for different hole size of washer

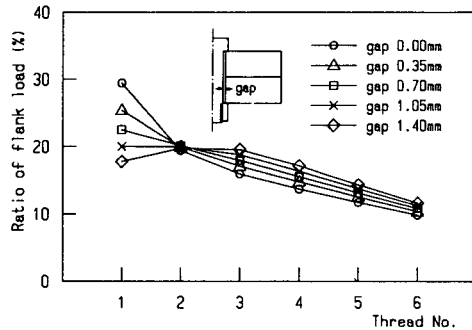


Fig. 8 Load distribution of threads for different hole size of plate

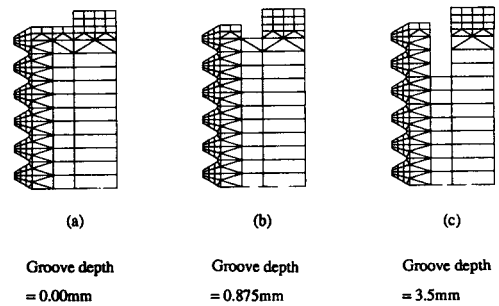


Fig. 10 Shape of modified nut

분담율이 증가하여 전체적으로 하중 분담율이 균일화 된 것으로 여겨진다.

(4) 원판의 내경 변화

위의 결과에서 너트 상면의 바깥쪽에만 하중을 분포시킨다면 1번 나사산에 걸리는 하중이 완화되고, 또 너트에 작용하는 굽힘 모멘트가 증가함에 따라 5, 6번 나사산의 하중 분담율이 증가하여 나사산의 하중 분담율이 전체적으로 균일화 될 것으로 예상된다. 실제로 원판의 내경을 크게 하여 너트 상면의 바깥쪽에 하중을 분포시켰을 때의 결과가 Fig. 8에 나타나 있다. 여기서 원판의 내경이 커질수록, 즉 원판 구멍과 볼트 자루와의 간극이 커질수록 1번 나사산에 걸리는 하중이 급격히 감소하고 3번 이하의 나사산의 하중 분포가 전체적으로 상승함을 볼 수 있는데 간극이 약 1.05mm인 경우 전체적으로 가장 균일한 하중 분담율을 보여주고 있으며 이때 하중 분담율은 각 나사산 모두 20%를 초과하지 않음을 알 수 있다.

(5) 와서의 내경 변화

실제로 각 볼트, 너트에 대해 적당한 크기의 구멍을 가진 피체결체를 선택할 수가 없는 경우가 많으므로 대신 적당한 내경을 가진 외경 23mm, 두께 2mm의 강으로 만든 와서를 끼워 비슷한 조건을 만들었을 때의 결과가 Fig. 9에 제시되어 있다. 이때의 결과는 Fig. 8에 나타난 원판의 내경을 변화시켰을 때의 결과와 매우 유사함을 알 수 있다.

(6) 너트 형상 변화

지금까지의 결과를 살펴보면 너트의 지름, 너트 상면에 가해지는 하중의 분포 상태가 각 나사산에 걸리는 하중 분담율에 많은 영향을 주고 있는데, 이러한 영향인자들을 결합하여 하중 분담율이 보다 균일화 될 수 있는 새로운 형태의 너트를 만들 수 있다. Fig. 10에 새로운 형태의 너트가 나타나 있는데 각 너트의 지름은 원지름 18mm에서 29.24mm로 늘렸으며, 또 너트 상면의 외곽부에 하중을 작용시키기 위해 높이 1mm의 단을 붙였고, 또 1

번 나사산에 가해지는 하중을 줄이기 위해 너트의 상면에 홈을 만들어 1번 나사산 주위의 유연도를 증가시켰다. 이러한 형상의 너트를 사용하였을 때의 결과가 Fig. 11에 제시되어 있는데 깊이 0.875 mm의 홈을 판 Fig. 10(b)의 너트를 사용한 경우 각 나사산 하중 분담율이 최대 18.96%, 최소 15.00%의 범위에 존재하는 가장 균일한 분포를 나

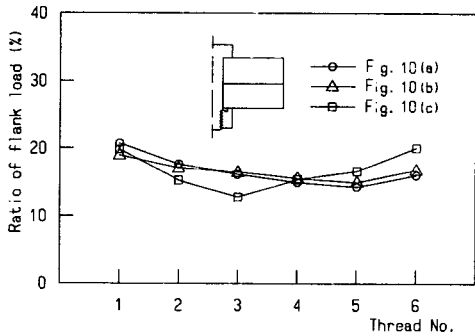


Fig. 11 Load distribution of threads for various shape of nut

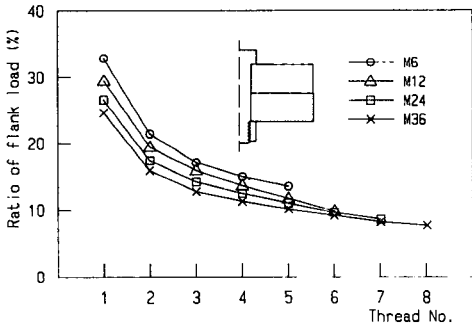


Fig. 12 Load distribution of threads for various thread specification, basic model

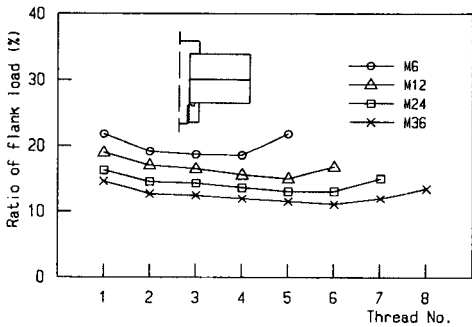


Fig. 13 Load distribution of threads for various thread specification, modified nut

타내었다. 또 같은 형상의 너트에 대해 Fig. 3과 같은 정도의 요소 분할을 이용하여 구한 결과, 하중 분담율이 최대 17.84%, 최소 15.6% 범위내에 존재하는 좀더 균일한 분포를 얻을 수 있었다.

(7) 볼트, 너트의 규격 변화

M6~M36까지의 볼트에 대해 표준 형상의 너트와 Fig. 10(b)의 변형된 너트를 체결한 경우의 결과가 각각 Fig. 12, 13에 나타나있다. M6, M12, M24, M36에 대해 각각 5, 6, 7, 8개의 나사산을 적용하였는데 Fig. 13에서 볼때 개선된 너트를 사용할 경우 역시 다른 규격의 나사에 대해서도 하중 분담율 균일화의 효과를 기대할 수 있을 것으로 판단된다.

3.4 응력 결과 및 검토

Fig. 3과 같이 요소 분할하고 표준 형상의 너트와 Fig. 10(b)와 같은 형상의 너트를 사용한 경우의 유효응력(effective stress) 선도가 Fig. 14~16까지에 나타나 있다. 이때 가한 체결력은 모두 7.48kN이며 Fig. 14, 15는 표준형상의 너트에 대한 유효 응력 선도와 유효 응력 선도의 나사부 확대 그림이고 Fig. 16은 변형된 너트에 대한 유효

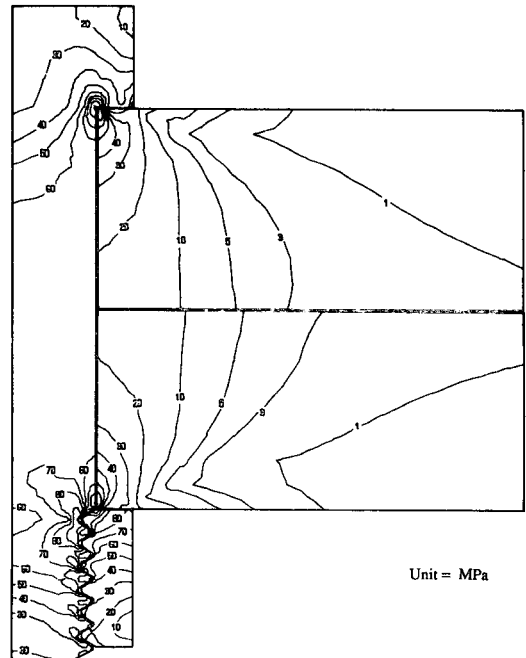


Fig. 14 Effective stress contours, basic model

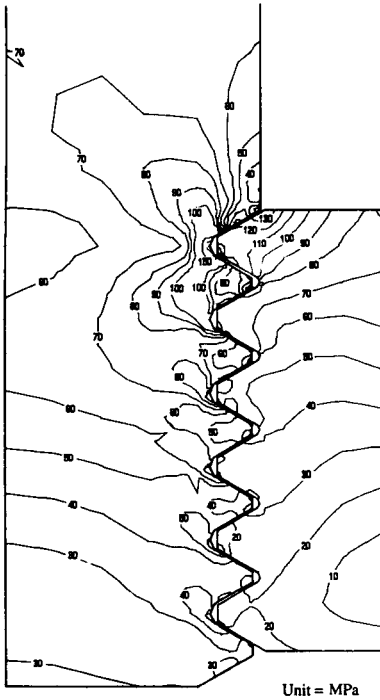


Fig. 15 Detailed effective stress contours, basic model

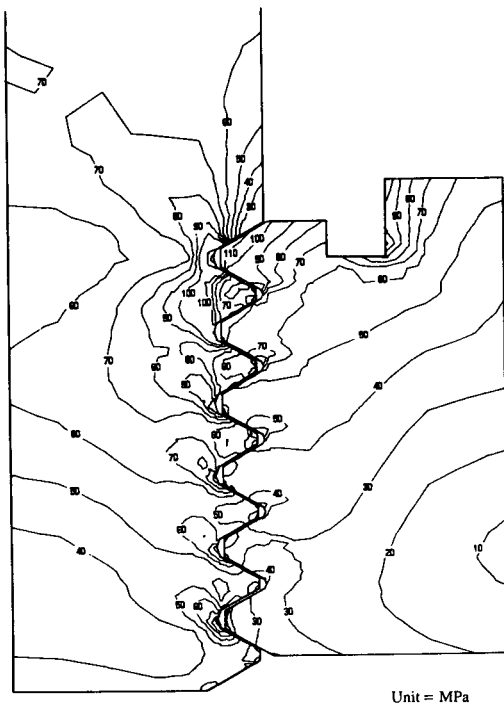


Fig. 16 Detailed effective stress contours, modified nut

응력 선도의 나사부 확대 그림이다. Fig. 15, 16을 비교해보면 최대 유효응력값은 둘다 볼트의 첫째 나사골의 노치 부위에서 나타나며 Fig. 15, 16에 대해 각각 305.9 MPa, 278.1 MPa로 변형된 너트를 사용한 경우 약 9%의 응력 감소를 보이고 있다. 그러나 아래쪽의 나사골은 모두 응력값이 표준 너트에 비해 증가하여 균일화 되고 있음을 살펴 볼 수 있다. 너트 부위에 대해 살펴보면 최대 유효응력값을 보이고 있는 위치는 1번 나사산의 이 끝 부분이며 Fig. 15, 16에 대해 각각 171.3 MPa, 134.1 MPa로 21.7%의 큰 감소를 보이고 있다.

4. 결 론

유한 요소 접촉 해석법을 이용하여 나사 체결부의 체결 조건에 따른 각 나사산 하중 분담율의 변화를 분석하였고 이를 균일화하기 위한 설계 개선을 모색하였다. 해석을 위해 비점착 접촉, 무시할 수 있는 마찰, 축 대칭 응력상태, 선형 탄성 변형 등이 가정되었다.

나사산에 걸리는 하중 분담율은 표준 볼트, 너트로 체결된 경우 접촉 나사산중 너트의 상면에 가까운 것일수록 커지는 경향을 보인다. 그러나, 너트 상면 접촉력 작용 중심을 외곽으로 이동시키거나 첫번째 나사산 부근의 강성을 감소시키면 이러한 경향이 상당히 완화될 수 있음을 보였다. 이러한 개선은 볼트 자루와 체결관 구멍 사이 간극의 적절한 확대, 적절한 와셔 사용, 너트 외경 확대, 너트의 첫번째 나사산 근처에 그루브를 파는 것, 너트 외곽에 단을 형성하는 것 등에 의해 가능하다. 특히, 변형된 형상의 너트를 사용한 경우 전 나사산이 거의 균일한 하중 분담율을 갖도록 개선할 수 있었다. 이 경우 나사의 노치부에 가해지는 최대 응력도 상당히 감소하였다.

참 고 문 헌

- (1) Timosenko, S. P. and Goodier, J. N., 1970, "Theory of Elasticity", Mcgraw Hill, New York, p. 409.
- (2) Mazurkiewicz, M. and Ostachowicz, W., 1983, "Theory of Finite Element Method for Elastic Contact Problems of Solid Bodies", Computers and Structures, Vol. 17, pp. 51~59.
- (3) Sachdeva, T. D., Ramarkrishnan, C. V. and Natar-

- jan, R., 1981, "A Finite Element Method for the Elastic Problems", *Journal of Engineering for Industry, Trans. ASME*, Vol. 103, pp. 456~461.
- (4) Chand, R., Haug, E. J. and Rim, K., 1976, "Analysis of Unbonded Contact Problems by means of Quadratic Programming", *Journal of Optimization Theory and Applications*, Vol. 20, pp. 171~189.
- (5) Yoon, K. E. and Rim, K., 1971, "Analysis of Unbonded Contact Problems through Application of an Optimization Technique", *Developements in Mechanics*, Vol. 6, pp. 659~672.
- (6) Panne, Van de and Whinston, A., 1964, "The Simplex and the Dual Method for Quadratic Programming", *Operational Research Quarterly*, Vol. 15, pp. 355~388.
- (7) Lee, B. C. and Kwak, B. M., 1984, "A Computational Method for Elasto-Plastic Contact Problems", *Computers and Structures*, Vol. 18, pp. 757~765.
- (8) Tanaka, Michihiko, Miyazawa, Hideo Asaba, Eiki, Hongo, Kaoru, 1981, "Application of the Finite Element Method to the Bolt-Nut Joints", *Bulletin of JSME*, Vol. 24, pp. 1064~1071.
- (9) 山本, 1966, "ねじ隨説(20)", *機械の研究*, 第18卷, 第10號, pp. 1268~1272.
- (10) 정선모, 한동철, 1983, "포준 기계 설계학", 동명사, 서울, p. 112.