

Kurtosis를 고려한 3차원 거친 표면의 탄성접촉해석

김태원*, 구영필**, 조용주***

The Elastic Contact Analysis of 3D Rough Surface of Nongaussian Height Distribution

Tae Wan Kim*, Young Pil Koo**, and Yong Joo Cho***

ABSTRACT

Surface roughness plays a significant role in friction, wear, and lubrication in machine components. Most engineering surfaces have the nongaussian height distribution. So, in this study, contact simulations are conducted for not only gaussian surfaces but also nongaussian surfaces. Nongaussian rough surface considering the kurtosis is generated numerically. And the effects of kurtosis on real contact area fraction, average gap, and mean asperity contact pressure are studied. It will be shown that the real contact area fraction and the mean asperity contact pressure are sensitive to the characteristics of surface geometry according to kurtosis.

Key Words : Contact analysis(접촉해석), Nongaussian rough surface(비정규 거친 표면), Kurtosis(커토시스), Real contact area fraction(실접촉면적율), Average gap(평균간극), Mean asperity contact pressure(평균돌기접촉압력)

기호설명

$$E' = \left[\frac{1}{2} \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right) \right]^{-1},$$

$E_{1,2}$ = Young's modulus

$\nu_{1,2}$ = poisson's ratio

$\bar{\psi}$ = power spectral density function

E = expectancy operator

$\beta(s, t)$ = beta function

$h(x, y)$ = deformed surface height above the rigid plane

$$\bar{h} = \text{average gap, } \frac{1}{\int \int dxdy} \int \int_{\Omega} h(x, y) dxdy$$

H = dimensionless average gap, \bar{h}/σ

$p(x, y)$ = contact pressure

\bar{p} = average contact pressure,

$$\frac{1}{\int \int dxdy} \int \int_{\Omega} p(x, y) dxdy$$

P = dimensionless average contact pressure,

$$\bar{p}/E'$$

u = deformation of surface profile

δ = effective rigid body displacement

2001년 1월 19일 접수
 * 부산대학교 기계기술연구소
 ** 부경대학교 기계공학과
 *** 부산대학교 기계공학부

- σ = root mean square roughness
- γ = asperity ratio, $\gamma = \lambda_y / \lambda_x$
- λ_y, λ_x = autocorrelation length along x- and y- directions
- a = the length of sides of contact domain
- Ω = real contact region
- Real contact area fraction = the fraction of the real contact area in the nominal contact area
- Average gap = the average distance between the deformed surface and the rigid plate
- Mean asperity contact pressure = the average pressure divided by the real contact area

1. 서론

기계요소에 있어 면대면 접촉은 필연적이며 이러한 접촉의 심각한 정도에 따라 마찰 마모의 거동이 결정되며 표면거칠기나 형상에 따라 극도로 높은 수직응력을 유발하여 미세균열이나 마모입자의 형성을 가속시킬 수 있다. 따라서 적절한 트라이보시스템의 설계를 위해서는 접촉면의 미소 접촉거동에 대한 정확한 이해는 매우 중요하다 할 수 있다.

그동안 거친 표면의 접촉에 관한 많은 연구들이 있어왔다. 우선 고전적으로는 대체로 돌기들의 상호작용의 영향은 무시한 채 돌기들이 단지 어떤 기하학적인 형상과 높이 분포를 가진다는 가정들하에서 수행되어져 왔는데, Greenwood와 Williamson⁽¹⁾은 접촉돌기들의 형상을 일정한 곡률을 갖는 구로써 근사시켜 접촉하중을 계산하였으며 Whitehouse와 Archard⁽²⁾는 돌기의 높이들이 정규분포(gaussian distribution)를 갖는 임의의 표면에 대해서 σ 값과 상관길이(correlation length)의 파라미터를 사용하여 해석하였다. Onions와 Archard⁽³⁾는 이러한 결과를 이용하여 평균압력과 겹보기 면적과는 독립적임을 밝혔고 Bush 등^(4,5)은 Nayak⁽⁶⁾의 등방성의 정규분포 표면모델을 사용하여 실접촉 면적은 하중에 거의 선형적임을 밝혔고 이후 이 해석을 강한 이방성을 띄는 표면에까지 확대시켰다. 그러나 이러한 연구들은 작은 하중에 대해서는 그 결과가 유효하나 높은 하중에서는 돌기들의 상호영향을 배제시킴으로써 정확한 해석결과를 기대하기는 어렵다.

최근에는 컴퓨터의 증가된 연산속도에 힘입어

많은 접촉 해석 모델들이 생기고 있다. Lai와 Cheng⁽⁷⁾은 컴퓨터로 생성시킨 표면모델을 이용하여 실접촉 면적과의 접촉압력을 계산하였고 Lee와 Cheng⁽⁸⁾은 2차원 거칠기를 가진 표면에 대해서 돌기들의 탄성작용을 고려해 실접촉 면적, 평균 간극, 평균 돌기 접촉 압력의 관계식을 도출하였으며 Ren과 Lee^(9,10)는 이 연구를 3차원 접촉거동에까지 확장시켰다.

이러한 모델들은 한 돌기의 변형이 다른 돌기의 변형에 영향을 미치게 되는 돌기들 사이의 탄성변형을 고려함으로써 기존의 고전적인 연구들에 비해 큰 이점이 있으나 이상의 연구들은 거의 대부분 정규분포 표면라는 기본 가정하에서의 접촉 해석 결과이다. 그러나 대부분의 실제 기계표면은 비정규분포(nongaussian distribution)를 이루고 있기 때문에 위의 결과들을 실제의 기계표면에 적용하는 데는 많은 문제점이 있다.

따라서 본 연구에서는 정규분포 표면 뿐만 아니라 비정규분포 표면에 대해서 접촉 해석을 수행하여 그 특성을 파악해 보고자 한다. 이를 위해 비정규분포의 특성을 나타내는 인자의 하나인 kurtosis를 고려해 비정규분포 표면을 컴퓨터로 생성시켰으며, 이러한 거친 표면의 접촉거동에 대해 실접촉 면적율, 평균 간극 그리고 평균 돌기 접촉 압력 등을 통해 kurtosis 성분에 대한 영향을 규명할 것이다. 본 연구에서 사용된 탄성모델은 소성 인덱스가 1.0 이하, 즉 돌기들이 접촉 중에 우세하게 탄성으로 있게 되는 표면들에 대해 적용가능하다.

2. 수치적 표면 생성

2.1 Kurtosis와 표면 거칠기

기존의 표면 거칠기를 고려한 연구에서는 표면 거칠기 파라미터로 중심선 평균 거칠기(Ra)나 σ 값을 많이 이용해왔다. 그러나, 중심선 평균 거칠기나 σ 값만으로는 표면 형상을 정확히 나타내지는 못한다. 같은 중심선 평균 거칠기나 σ 값을 가지더라도 다른 돌기 분포를 가지는 표면 형상을 가질 수 있다. 따라서 표면 형상을 더욱 정확히 나타내기 위해서는 돌기의 분포상태를 나타내는 skewness와 kurtosis를 사용해야만 한다. Kurtosis는 돌기들의 분포가 어떤 높이에서 집중이 되는지를 나타내는 것이다. 돌기들의 분포가 어떤 높이에서 집중적으로

분포되어있다면, 분포곡선은 뾰족한 모양을 나타내고 kurtosis값은 커지게 되며, 돌기들의 분포가 넓게 분산된다면, 분포곡선모양은 평평하게 변하며 이 값은 낮아지게 된다. kurtosis의 계산에는 식(1)이 이용된다.

$$Ku = \frac{1}{\sigma^4} \int_{-\infty}^{\infty} z^4 \bar{\psi} dz \quad (1)$$

여기서, z 는 표면거칠기의 높이이고 $\bar{\psi}$ 는 확률 밀도함수(power spectral density function)이다.

일반적으로 kurtosis값이 3이 되는 경우에는 표면 형상은 정규분포 표면이라 하고, 3보다 큰 경우는 leptokurtic, 3보다 작은 경우는 platykurtic이라 한다⁽¹¹⁾.

2.2 표면 생성 절차

표면 거칠기가 접촉 해석에 고려되어지기 위해서는 우선 거칠기를 갖는 표면 데이터를 얻어야한다. 표면 거칠기를 구하는 방법은 측정장비를 이용하는 방법과 수치적으로 표면을 생성하는 방법이 있다. 측정에 의한 방법은 정도가 높은 측정장비가 필요하고 표면의 구조를 알기 위해서는 단면을 수 많이 측정하여 재배열해야하는 어려움이 있다. 그러나 수치적 방법은 거칠기 높이의 상관관계와 거칠기 높이의 분포를 원하는 형태로 쉽게 부여할 수 있기 때문에 거칠기의 특성을 나타내는 각 파라메타의 영향을 분리하여 파악할 수 있는 장점이 있다.

따라서, 본 연구에서는 임의의 kurtosis값을 표면에 부여하기 위하여 수치적으로 생성된 표면을 사용하였다.

표면 구조의 통계적 불성치는 확률밀도함수와 자기상관함수(autocorrelation function)로부터 특정 지워질 수 있고 이 두함수를 이용하여 원하는 표면을 생성시킬 수 있다. 표면의 자기상관함수는 식(2)와 같이 정의된다.

$$R(\lambda_x, \lambda_y) = E\{z(x, y), z(x + \lambda_x, y + \lambda_y)\} \quad (2)$$

여기서, E 는 기대연산자(expectancy operator)이며 λ_x 와 λ_y 는 x 축 및 y 축의 자기상관길이(auto-correlation length)이다.

표면 거칠기의 계수형태를 고려해야 하므로 노

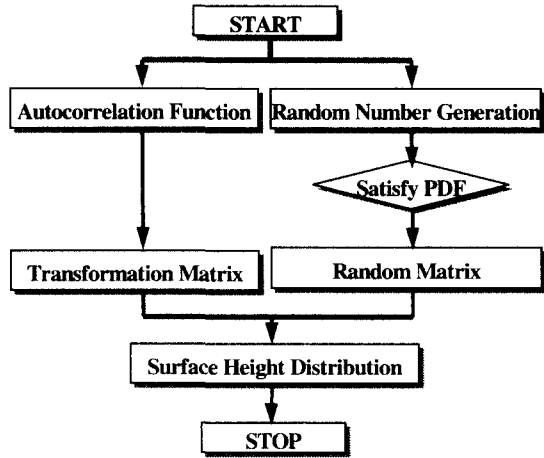


Fig. 1 Flowchart of generation of random rough surface

드 번호인 i, j 를 사용하는 것이 편리한데, 즉 z_{ij} 가 $x=i\Delta x, y=j\Delta y$ 에서의 거칠기 높이를 나타낸다면 R_{μ} 는 다음과 같이 정의될 수 있다.

$$R_{\mu} = R(p\Delta x, q\Delta y) = E(z_{ij}, z_{i+p, j+q}) \quad (3)$$

여기서, Δx 와 Δy 는 샘플링(sampling) 간격이다.

확률밀도함수는 거칠기 높이의 분포에 관계하여 정규분포 또는 비정규분포로 구분할 수 있다. 식(4)에 정규분포에 대한 확률밀도함수를 나타내었으며 이 경우에 거칠기 높이의 표준편차와 평균치를 부여하여 원하는 거칠기 높이분포를 구할 수 있다.

$$f(z) = \frac{1}{\sqrt{2\pi\sigma^2}} \exp\left\{-\frac{(z-\bar{z})^2}{2\sigma^2}\right\} \quad (4)$$

여기서, \bar{z} 는 거칠기 높이의 평균치이다.

식(5)는 비정규 분포에 대한 확률밀도함수이며 가중치 s 와 t 를 변경하여 원하는 거칠기 높이 분포를 구한다. 즉, $s < t$ 가 되도록 s 와 t 를 취하면 거칠기 높이는 골짜기로 편중되고 $s > t$ 인 경우에는 높은 값들이 많아진다(Sk). $s=t<3$ 이거나 $s=t>3$ 인 경우에는 대칭(symmetric)이지만 거칠기 높이 분포가

비정규분포 형태를 가진다(Ku).

$$f(z) = \frac{1}{\beta(s, t)} z^{(s-1)} \cdot (1-z)^{(t-1)} \quad (5)$$

여기서, $\beta(s, t)$ 는 베타함수(Beta Function)이며 s 와 t 는 가중치(weighting factor)이다.

랜덤 행렬에 대한 선형 변환(linear transformation)을 이용하여 $n \times m$ 크기의 자기상관 행렬 $[R_{pq}]$ 과 거칠기 높이 $[z_{ij}]$ 의 $N \times M$ 행렬을 생성할 수 있다. 따라서 난수 생성기(random number generator)를 이용하여 $(N+n) \times (M+m)$ 행렬 $[\eta_{ij}]$ 를 생성한 다음 선형변환을 통하여 다음과 같이 거칠기 높이를 구할 수 있다.^(6,12,13)

$$z_{ij} = \sum_{k=1}^n \sum_{l=1}^m \alpha_{kl} \eta_{i+k, j+l} \quad \begin{matrix} i=1, 2, \dots, N \\ j=1, 2, \dots, M \end{matrix} \quad (6)$$

여기서, α_{kl} 은 원하는 자기상관행렬을 얻기 위해 결정되어야 하는 계수로서 식(3)의 정의에 따라 다음과 같은 관계를 가진다.

$$R_{pq} = \sum_{k=1}^{n-p} \sum_{l=1}^{m-q} \alpha_{kl} \alpha_{k+p, l+q} \quad \begin{matrix} i=0, 1, \dots, n-1 \\ j=0, 1, \dots, m-1 \end{matrix} \quad (7)$$

Fig. 1은 표면 거칠기의 수치적 생성과정을 나타낸 것이며, 본 연구에서는 kurtosis에 따른 거친 표면의 접촉상황을 해석하기 위해 $Ku=3.0$ 인 정규분포 표면과 함께 $Ku=2.0$ 과 $Ku=4.0$ 의 비정규분포 표면을 생성시켰다.

3. 접촉 해석

일반적으로 한 쌍의 거친 표면의 접촉은 하나의 상당 표면(equivalent surface)과 강체면의 접촉으로 모델링 할 수 있다. 본 연구에서는 기본적으로 영향함수(influence function)를 이용한 방법으로 3차원 접촉해석을 수행하였으며 접촉 영역은 한 변의 길이가 $2a$ 인 사각영역으로 가정하였다.

Fig. 2는 강체면과 접촉하는 거친 표면의 접촉변형을 대략적으로 도시한 것이다. 접촉문제를 풀기

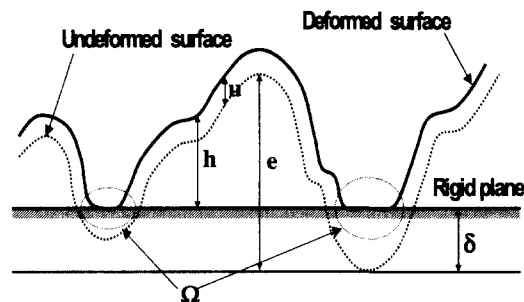


Fig. 2 Contact between a elastic rough surface and rigid plane

위해서는 다음의 구속조건에 의한 반복 연산이 필요한데, 즉

$$\begin{matrix} \text{접촉영역에서는} \\ p(x, y) > 0, \quad h(x, y) = 0 \end{matrix} \quad (8-a)$$

$$\begin{matrix} \text{접촉영역밖에서는} \\ p(x, y) = 0, \quad h(x, y) > 0 \end{matrix} \quad (8-b)$$

이다. 여기서 $p(x, y)$ 는 접촉압력이며 $h(x, y)$ 는 변형후의 강체면과 거친 표면간의 거리를 나타내며, 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$h(x, y) = e(x, y) + u(x, y) - \delta \quad (9)$$

여기서, $e(x, y)$ 는 변형되기 전의 표면형상의 높이분포이고 δ 는 유효 강체 변위(effective rigid body displacement)이며 $u(x, y)$ 는 탄성변형량이다. 접촉영역 Ω 내에서는 $h(x, y) = 0$ 이므로 $u(x, y)$ 를 Boussinesq의 식으로 나타내면 식 (9)는 다음과 같은 관계를 가진다.

$$\begin{aligned} \frac{2}{\pi E'} \iint_{\Omega} \frac{p(x', y')}{\sqrt{(x-x')^2 + (y-y')^2}} dx' dy' \\ = \delta - e(x, y) \end{aligned} \quad (10)$$

사각조각면(patch)내에서는 균일한 압력을 가지므로 식 (8)은 다음과 같이 단순 이산화될 수 있다.

$$\sum_{j=1}^k F_{i,j} P_j = \delta - e_i \quad (11)$$

여기서, k 는 접촉영역 Ω 내에서의 사각조각면의 수이고 $F_{i,j}$ 는 요소 j 에서의 수직분포하중에 의한 요소 i 에서의 영향을 나타내는 영향함수(influence function)로서 다음과 같이 나타낼 수 있다.⁽¹⁴⁾

$$F_{i,j} = \frac{2}{\pi E'} \left[(x+a) \ln \left\{ \frac{(y+a) + \sqrt{(y+a)^2 + (x+a)^2}}{(y-a) + \sqrt{(y-a)^2 + (x+a)^2}} \right\} + (y+a) \ln \left\{ \frac{(x+a) + \sqrt{(y+a)^2 + (x+a)^2}}{(x-a) + \sqrt{(y+a)^2 + (x-a)^2}} \right\} + (x-a) \ln \left\{ \frac{(y-a) + \sqrt{(y-a)^2 + (x-a)^2}}{(y+a) + \sqrt{(y+a)^2 + (x-a)^2}} \right\} + (y-a) \ln \left\{ \frac{(x-a) + \sqrt{(y-a)^2 + (x-a)^2}}{(x+a) + \sqrt{(y-a)^2 + (x+a)^2}} \right\} \right] \quad (12)$$

Fig. 3에 접촉해석 절차를 나타내는 순서도를 나타낸 것으로서, 먼저 앞 절에서 상술한 방법으로 거친 표면을 수치적으로 생성시키고 두 거친 표면 사이의 접근 거리를 변화시켜 탄성 변형량을 부여하여 초기 접촉점들의 수와 초기 변형량을 계산한다. 그리고 돌기들의 상호 작용을 고려하기 위한 영향계수 행렬(influence matrix)을 구성하여 초기 접촉 압력을 계산한 다음, 음의 압력값을 갖는 접촉점은 배제시키고 새로운 접촉점 수에 대응하는 영향계수 행렬을 재구성하는 반복계산을 수행하여 접촉압력을 계산하고 아울러 실접촉면적율, 평균간극 그리고 평균돌기 접촉 압력을 계산하게 된다.

일반적으로 유한폭을 가진 길보기엔 평평한 거친 표면에 강체면을 압착시키게 되면 돌기 압력 분포는 전체적으로 균일하지 않고 모서리의 선단부(edge)부위에 압력이 집중되는 바람직하지 못한 문제가 발생한다. 이상적으로는 이러한 선단부의 영향을 피하기 위해서 접촉 영역을 무한히 넓은 것으로 두어야 하지만 이는 수치적으로는 명백히 불가능한 것이다. 이를 해결하기 위해 본 연구에서는 상당 표면을 프로파일링 시키는 방법⁽⁸⁾을 사용하여 선단부의 압력스파이크를 효과적으로 없앨 수 있었다.

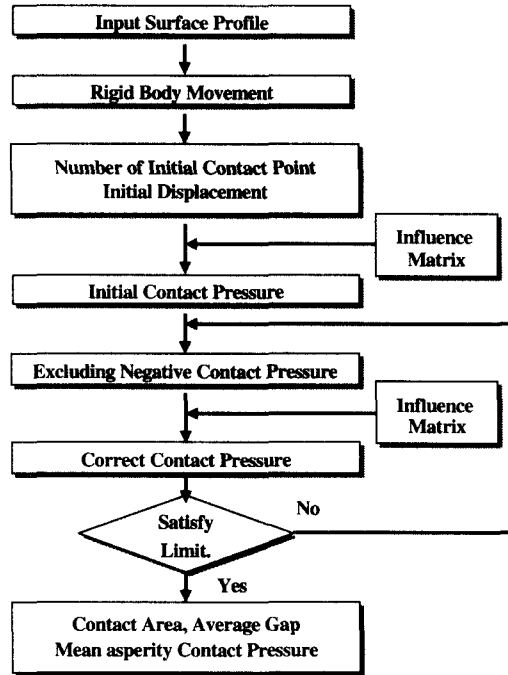


Fig. 3 Flowchart of contact analysis

본 연구에서 표면돌기들은 접촉해석 전과정을 통해 언제나 탄성이라는 가정하에서 수행되었다. 이는 탄성접촉 해석의 한계를 가지고 있는 것이지만 Archard의 주장⁽¹⁵⁾에 근거하면 베어링, 기어 그리고 캠 등의 기계요소로 볼 때 처음 몇 접촉사이클은 소성변형이 됨이 타당하지만 수백만번의 접촉사이클로 볼 때는 탄성변형만을 가진 정상상태에 도달한다고 볼 수 있으며 Greenwood와 Williamson의 연구⁽¹⁾에서도 일정시간이 경과하면 탄성영역에 도달하는 실험결과를 밝힌 바 있으므로 이는 탄성접촉 모델의 유용성을 뒷받침해줄 수 있다.

각 거친 표면의 접촉 해석 영역은 101×101 격자(grid)들로 나누어진 사각 영역이며 해석조건으로서 무차원 평균 접촉 압력의 범위($P = \bar{p}/E'$)는 0.0008부터 0.2434까지의 총 11단계에 걸쳐 접촉해석을 수행하였다.

4. 결과 및 고찰

Fig. 4 ~ Fig. 6은 kurtosis가 각각 2.0, 3.0, 4.0인

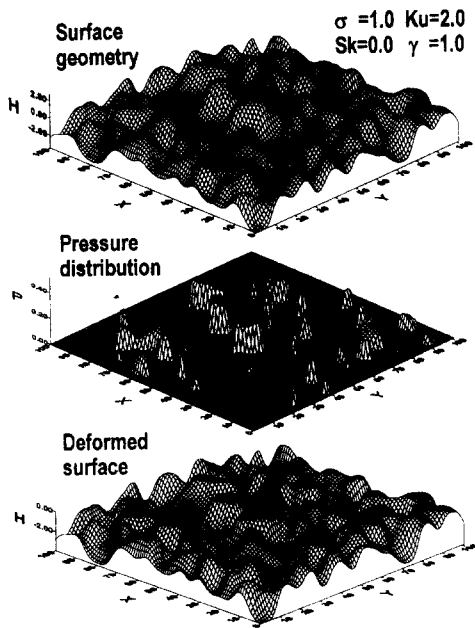


Fig. 4 Surface geometry ($Ku=2.0$), pressure distribution and surface deformation under $P=0.0279$

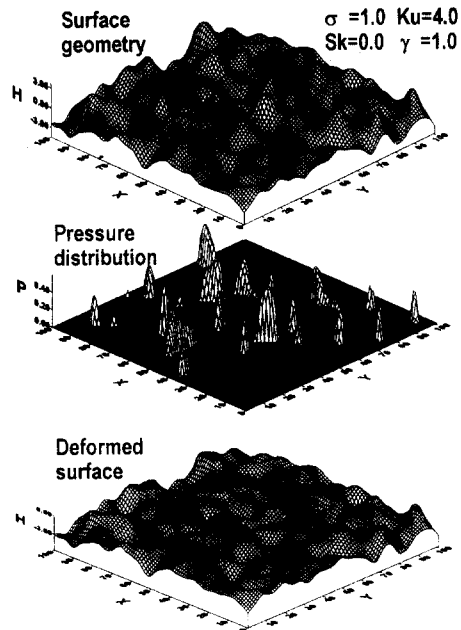


Fig. 6 Surface geometry ($Ku=4.0$), pressure distribution and surface deformation under $P=0.0279$

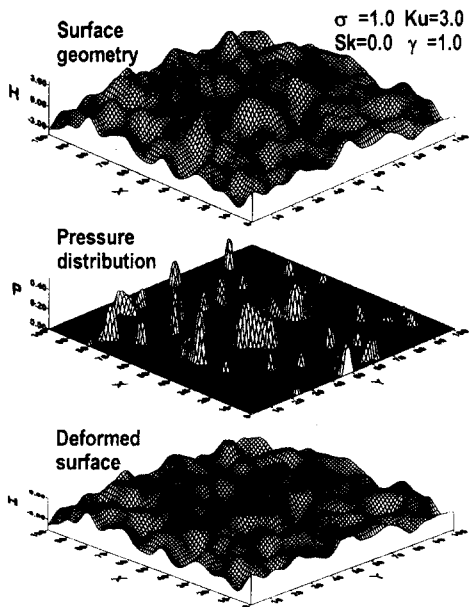


Fig. 5 Surface geometry ($Ku=3.0$), pressure distribution and surface deformation under $P=0.0279$

표면에 대해 동일한 평균 접촉 압력하에서의 결과를 도시하였다. 우선 Fig. 4 ~ Fig. 6의 표면형상을 살펴보면, Fig. 4의 표면 형상은 $Ku = 2.0$ 의 표면으로 Fig. 5의 정규분포 표면에 비해 상대적으로 돌기들이 평평한 경향을 가지고 있음을 알 수 있는 반면, Fig. 6의 표면 형상은 $Ku = 4.0$ 인 표면으로 정규분포 표면에 비해 상대적으로 돌기들이 뾰족한 경향을 나타냄을 알 수 있다. Fig. 4 ~ Fig. 6의 두 번째 그림들은 접촉 압력의 분포를 나타낸 것으로 무차원 평균 접촉 압력은 세 경우 모두 $P = \bar{p}/E' = 0.0279$ 이다. 그리고 압력분포의 그림으로부터 선단부의 돌기들의 압력 스파이크가 나타나지 않음을 알 수 있고 이는 반무한체의 거친 표면을 접촉해석 할 때 표면 프로파일링에 의한 방법이 유용함을 알 수 있다.

Fig. 4 ~ Fig. 6의 세 번째 그림들은 변형후의 표면 형상을 도시한 것으로 실접촉율은 각각 $0.134(Ku=2.0)$, $0.106(Ku=3.0)$, $0.0803(Ku=4.0)$ 으로서 kurtosis 값이 커질수록 더 적은 실접촉면적을 가짐을 알 수 있는데 이는 kurtosis 값이 커질수록 돌기

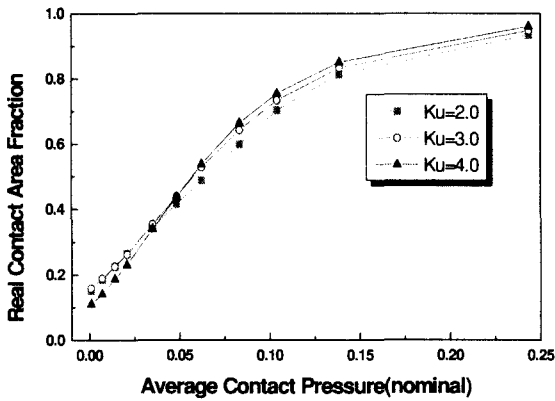


Fig. 7 The real contact area against the nominal contact pressure for different kurtosis

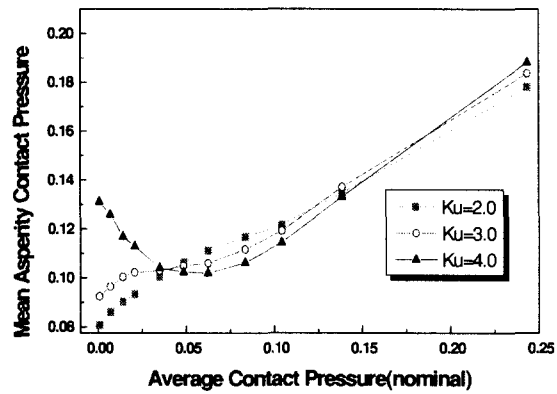


Fig. 9 The mean asperity contact pressure against the nominal contact pressure for different kurtosis

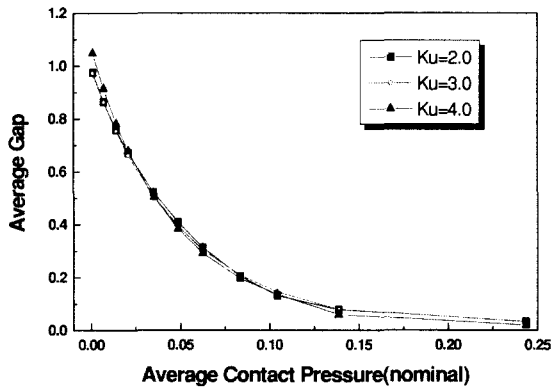


Fig. 8 The average gap against the nominal contact pressure for different kurtosis

윗부분의 형상이 뾰족하고 또 하중조건이 비교적 낮은 수준이기 때문에 나타나는 결과라 할 수 있다.

Fig. 7 ~ Fig. 9는 세 가지의 다른 kurtosis에 대해서 걸보기 평균 접촉압력에 따른 실접촉면적율, 평균 간극, 평균 돌기 접촉 압력의 변화를 도시한 것이다. 그래프의 각 점은 같은 성질 즉, 동일한 R_a , σ , Sk , $\gamma = \lambda_y / \lambda_x$ 값을 지니는 7개의 다른 표면들의 결과를 평균하여 계산한 것이다.

우선, Fig. 7에서는 세 경우 모두 평균 접촉압력(하중)이 증가함에 따라 실접촉면적율이 증가하고 있는데, 낮은 하중에서는 하중과 실접촉 면적율의 관계가 선형적이거나 높은 하중에서는 돌기들의 탄성 작용의 영향에 의해 선형적인 관계가 나타나지 않

음을 알 수 있다. 또 $Ku=4.0$ 인 경우 낮은 하중에서는 돌기 끝단의 형상이 뾰족하여 단위길이당 돌기가 차지하는 비율이 $Ku=2.0, 3.0$ 의 표면보다 작기 때문에 실접촉율이 상대적으로 낮으나, 높은 하중에서는 돌기 끝 부위로 가면서 단위길이당 돌기가 차지하는 비율이 커짐으로 $Ku=2.0, 3.0$ 의 표면보다 실접촉면적율이 커짐을 알 수 있다.

Fig. 8은 평균 접촉 압력에 따른 평균 간극을 도시한 것인데 전체적으로 하중이 증가함에 따라 평균간극이 비선형적으로 감소하고 있음을 알 수 있다. kurtosis값에 대해서는 큰 차이를 발견할 수 없으나, 적은 하중에서는 kurtosis가 클수록 평균간극이 다소 크고, 낮은 하중에서는 다소 작아짐을 알 수 있는데 이 역시 kurtosis에 따른 표면형상의 특성에 기인하는 것으로 분석될 수 있다.

대부분의 트라이볼로지 현상은 표면들의 미시적인 상호작용에 의해 결정이 되므로 거시적인 걸보기 평균 접촉압력은 면접촉의 상호작용을 밝혀내는데 부적절하다. 따라서 이러한 미비점을 보완한 인자로 평균 돌기 접촉 압력을 들 수 있는데, 이는 평균 압력을 실접촉면적율로 나눈 값으로 계산될 수 있다. Fig. 9에 걸보기 압력에 따른 평균돌기 접촉압력의 변화를 도시하였는데 $Ku=4.0$ 인 경우, 작은 하중에서는 실접촉 면적이 적음에 기인하여 평균 돌기 접촉 압력이 상대적으로 크나 하중이 증가할수록 실접촉 면적율의 증가가 평균접촉압력의 증가보다 더 크기 때문에 감소하다가 일정 수준의 하중에 다다르면 평균접촉압력의 증가가 더 크기때문에 평균 돌기 접촉 압력은 다시 증가하게 된다.

5. 결 론

비정규 분포의 특성을 나타내는 인자의 하나인 kurtosis를 고려한 비정규분포 표면을 수치적으로 생성하고 이러한 거친 표면의 접촉거동에 대해 실 접촉 면적율, 평균 간극 그리고 평균 돌기 접촉 압력 등을 통해 kurtosis 성분에 대한 영향을 살펴본 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 큰 kurtosis 값의 표면은 작은 kurtosis 값의 표면에 비해 낮은 하중에서는 돌기 끝단의 형상이 뾰족하여 단위길이당 돌기가 차지하는 비율이 작기 때문에 실접촉율이 상대적으로 낮으나, 높은 하중에서는 돌기 골 부위로 가면서 단위길이당 돌기가 차지하는 비율이 커짐으로 인해 실접촉면적율이 커짐을 알 수 있다

2. 평균 간극에 대해서는 kurtosis에 따른 영향이 적음을 알 수 있었다.

3. 평균돌기 접촉압력은 낮은 하중에서 kurtosis 값에 따라 상당한 차이를 보임을 알 수 있었는데 이는 kurtosis 값에 따른 돌기 형상의 차이로 인한 것으로 사료된다.

후 기

본 연구는 한국과학재단 목적기초연구(과제번호 : 2001-1-30400-005-3)지원으로 수행되었습니다. 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

- Greenwood, J. A., and Williamson, J. B. P., "Contact of Nominally Flat Surfaces," Proc. Roy. Soc., Vol. A295, pp. 300-319, 1966.
- Whitehouse, D. J., and Archard, J. F., "The Properties of Random Surfaces of Significance in Their Contact," Proc. Roy. Soc., Vol. A316, pp. 97-121, 1970.
- Onions, R. A., and Archard, J. F., "The Contact of Surfaces Having a Random Surface Structure," J. of Phys. D. Appl. Phys., Vol. 6, pp. 289-304, 1973.
- Bush, A. W., Gibson, R. F., et al., "The Elastic Contact of a Rough Surface," Wear, Vol. 35, pp. 87-111, 1975.
- Bush, A. W., Gibson, R. D., et al., "Strongly Anisotropic Rough Surface," ASME Journal of Lubrication Technology, Vol. 101, pp. 15-20, 1979.
- Nayak, P. R., Random Pressure Model of Rough Surfaces," ASME Journal of Lubrication Technology, Vol. 93, pp. 398-407, 1971.
- Lai, W. T. and Cheng, H. S., "Computer Simulation of Elastic Rough Contact," ASLE Trans., Vol. 28, No. 2, pp. 172-180, 1985.
- Lee, S. C., and Cheng, H. S., "On the Relation of Load to Average Gap in the Contact Between Surfaces with Longitudinal Roughness," STLE Tribology Transactions, Vol. 35, pp. 523-529, 1992.
- Ren, N., and Lee, S. C., "Contact Simulation of 3-Dimensional Rough Surfaces Using Moving Grid Method." ASME Journal of Tribology, Vol. 115, No.4, Oct., pp. 597-601, 1993.
- Ren, N., and Lee, S. C., "The Effects of Surface Roughness and Topography on the Contact Behavior of Elastic Bodies." ASME Journal of Tribology, Vol. 116, No.4, Oct., pp. 804-811, 1994.
- Hamrock, B. J. "Fundamentals of Fluid Film Lubrication," McGRAW-HILL, 1994.
- Patir, N., "A Numerical Procedure for Random Generation of Rough Surfaces," Wear, Vol. 47, pp. 263-277, 1978.
- Hu, Y. Z., and Tonder, K., "Simulation of 3-D Random Rough Surface by 2-D Digital Filter and Fourier Analysis," Int. J. Mach. Tools Manufact., Vol. 32, No. 1/2, pp. 83-90, 1992.
- Love, A. E. H., "The Stress Produced in a Semi-Infinite Solid by Pressure on Part of the Boundary," Proc. Roy. Soc. London, Vol. A228, pp. 377, 1929.
- Archard, J. F., "Elastic deformation and the laws of friction," Proc. Roy. Soc. London, Vol. A243, pp. 190, 1957.