유한요소해석에 의한 플라스틱 스퍼기어의 내구성향상방안 연구

김충현† · 안효석* · 정태형**

(2001년 10월 22일 접수, 2003년 1월 6일 심사완료)

On a Method for the Durability Enhancement of Plastic Spur Gear Using Finite Element Analysis

Choong Hyun Kim, Hyo-Sok Ahn and Tae Hyong Chong

Key Words: Finite Element Analysis(유한요소해석), Plastic Spur Gear(플라스틱 스퍼 기어), Maximum Stress(최대 응력), Tooth Tip Displacement(이끝변위)

Abstract

Stress patterns are created in the plastic spur gear tooth body by introducing a hole or a steel pin to improve stress distribution. Static analysis using finite element method is carried out to show the effect. The result shows that maximum stress as well as tooth tip displacement is dependent on the size and location of a hole or a steel pin. When a hole located on the tooth center line, the maximum static stress level and the tooth tip deflection is always higher than that of a solid gear. But, a considerable reduction in the maximum stress and tooth tip displacement is achieved by insertion of steel pin.

1. 서 론

동력전달용 플라스틱기어의 내구성을 향상시키는 방안으로는 치형수정,[1] 보강재의 삽입,[2] 기계적 특성이 우수한 플라스틱재료의 사용[3~6] 등이 있다.

한편, 하중을 받는 실린더 벽면이나 판재에 구멍을 뚫어 응력을 분산시키는 기법은 Shigley 등[7]에 의하여 고안되었으며 이러한 방법을 금속제 기어에 적용하여 내구성을 향상시키고자 하는 시도가 Srinivasulu 등[8]에 의하여 진행된 바 있으나 플라스틱기어에 적용된 예는 없다.

본 연구에서는 국내 플라스틱기어 연구분야[9,10]에서는 최초로 이러한 하중분산 기법을 도입하였다.

즉, 치형내부의 치중심선상에 구멍을 뚫거나 강철핀(steel pin)을 삽입할 경우 작용하중에 의하여 치형내부에 형성되는 응력분포를 골고루 분산해 줌으로써 국부적으로 발생하는 고응력에 의한 피로파손의 가능성을 감소시켜 플라스틱피니언의 운전수명을 연장하고자 하였다.

우선, 구멍을 뚫게 되면 치형내부에 새로운 응력분포를 유도함으로써 응력을 분산시키게 되고 최대 응력값의 크기가 원래 치형에서 나타나던 것보다 감소할 것으로 판단된다.

또한, 치형재료의 강성을 보강해 주기 위한 대책으로써 플라스틱피니언 재료보다 탄성계수가 훨씬 높은 금속재질을 삽입하는 방안을 도입하였다. 이 경우 삽입된 금속재료와 플라스틱피니언 재료가 맞닿는 부분은 또 다른 탄성계수를 가지는 새로운 재질로서 작용한다. 따라서 치형내부에 새로운 응력장이 형성되어 발생되는 응력이 보다 넓은 영역으로 확산되면서 최대응력값이 감소할 것으로 사료된다.

† 책임저자, 회원, 한국과학기술연구원 트라이볼로지 연구센터
E-mail : chkim@kist.re.kr
TEL : (02)958-5668 FAX : (02)958-5659
* 회원, 한국과학기술연구원 트라이볼로지연구센터
** 회원, 한양대학교 기계공학부

2. 유한요소해석

플라스틱피니언에서 발생하는 응력과 변위는 상용 유한요소해석 툴인 ANSYS® Ver 5.4를 사용하여 해석하였다.

2.1 해석모델

Table 1에 나타낸 제원을 가지는 플라스틱피니언 이(tooth) 한 개를 대상으로 2방향 자유도와 6개의 절점(node)을 가지는 선형변형률 삼각형요소를 이용한 2차원 평면응력문제로 가정하고[11~14] 해석하였다. 총 81개의 치형좌표를 갖는 피니언 치형과 이뿌리원 아래쪽으로 2*m(모듈)의 높이를 가지는 림(rim)으로 구성되고 단위두께를 가지는 해석모델을 설정하였으며, 효율적인 메쉬(mesh)생성을 위하여 곡률변화가 심한 곳에서 보다 조밀한 요소를 가지도록 해 주는 스마트사이즈(smartsize) 기법을 이용하고 요소(element)의 크기 한도를 지정하여 메쉬를 자동생성하도록 하였다.[13]

또한, 해석결과를 일반화하기 위하여 주요 변수인 구멍 반지름과 구멍 중심 위치는 피니언의 모듈(m)을 기준으로 하여 선정하였다.

구멍 반지름의 크기는 각각 m/10, m/5, 그리고 m/2으로 선정하였으며, 현재 모듈이 2이므로 구멍의 반지름은 각각 0.2, 0.4, 그리고 1.0mm이다.

피니언치형의 치중심선상에 놓이는 구멍 중심의 위치는 피치원을 기준으로 하여 위아래로 m/2씩 간격을 두어 총 7곳를 설정하고 이 중 한 곳에 구멍을 뚫거나 강철핀을 삽입하도록 하였다. Fig. 1에 구멍 반지름이 0.2mm일 경우에 선정 가능한 구멍 중심 위치를 나타내었다.

2.2 경계조건 및 하중

치면에 하중이 작용하여도 림의 경계부분은 x, y 방향으로 움직임이 발생하지 않는 것으로 경계조건을 설정하였고, 인접한 치형의 영향은 배제하였다. 하중은 Fig. 1의 우측 치면의 인볼류트 치형상에서 최상단의 치형좌표와 그 바로 아래 치형좌표로 구성되는 두 개의 키포인트(key point)를 연결하는 선분에 하중이 면압(surface pressure)으로서 작용하는 것으로 설정하였다. 이 경우 하중작용 구간의 선분길이는 약 0.73mm로서 전체 인볼류트 치형길이의 약 11.8%에 해당한다.

Table 1 Specification of the plastic pinions

Materials	Nylon	Acetal
Elastic modulus [N/mm^2]	2900	2620
Poisson's ratio	0.35	
Module	2	
Number of teeth	30	
Pressure angle [deg.]	20	
Profile shift coefficient	0	
Dia. of pitch circle [mm]	60	
Dia. of tip circle [mm]	64	
Clearance coefficient	0.25	

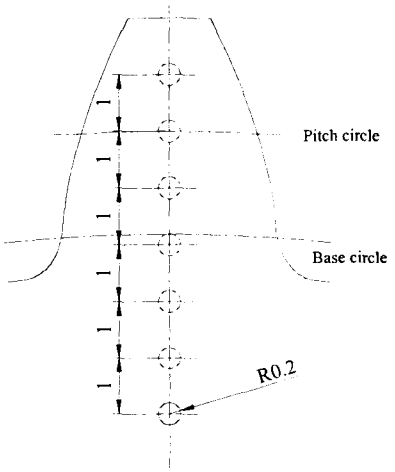


Fig. 1 Possible location of a hole center in a plastic pinion tooth

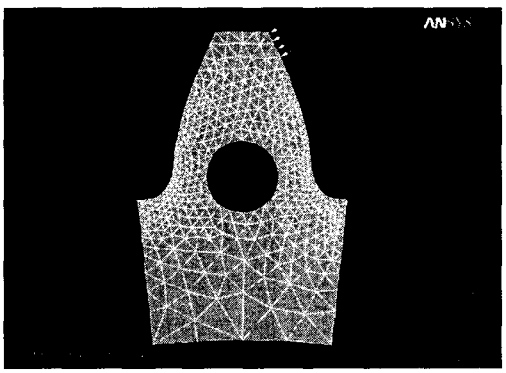


Fig. 2 Mesh and boundary conditions of a plastic pinion model : hole radius = 1.0mm, distance from the hole center to the pinion center = 28mm

플라스틱 피니언의 이끝이 강기어와 접촉하는 경우의 접촉폭을 계산하여 보면[15] 약 0.67mm로서 전술한 하중작용 선분길이보다 8% 정도 작지만 운전시에는 치형 전체의 휨과 진동 등의 영향으로 인하여 실제 접촉폭이 계산값보다 증가할 것으로 예측되므로 적용된 하중작용 선분길이는 적합한 것으로 사료된다.

한편, 운전시 발생하는 마찰마멸, 치면온도 상승, 윤활 등에 의한 영향은 해석에서 고려하지 않았으며, 플라스틱피니언 재질의 유연성을 배제하였으므로 해석결과에 의한 접촉응력과 변위량은 실제보다도 높은 값을 보일 것으로 판단된다.

Fig. 2에 본 연구에서 사용한 유한요소해석용 플라스틱피니언 해석모델의 한 예를 나타내었다.

2.3 해석내용

피니언의 재질, 구멍이나 강철핀의 삽입여부, 그 크기와 위치에 따른 피니언 이끝의 변위량과 최대응력값 및 그 변화율을 비교, 분석하였다.

플라스틱피니언은 원래 그대로의 치형(이하 Solid), 구멍만 뚫은 경우(이하 Hole), 그리고 구멍을 뚫고 기계적 물성이 전혀 다른 강철핀을 삽입한 경우(이하 Insert)로 구분하였으며 강철핀의 재질은 일반 기계구조용 탄소강으로 선정하였다.

플라스틱피니언의 재질인 아세탈과 나일론은 상온에서 연성이 큰 균질의 재질로서 소성항복조건을 잘 만족한다고 가정하고 Von Mises 응력값을 기준 응력으로서 비교, 평가하였다.

3. 결과 및 고찰

Solid 피니언에 대한 유한요소해석을 통하여 계산된 최대응력값은 피니언의 재료와 상관없이 거의 일정하여 아세탈과 나일론피니언 모두 67.8MPa 정도의 값을 나타내었다. 이 값은 각각 아세탈과 나일론 재질의 인장강도값인 65.1MPa과 62.2MPa을 넘는 값으로서 이는 플라스틱재료의 유연성이 배제된 때문일 것으로 판단된다. 또한, 나일론과 아세탈피니언의 이끝변위량은 각각 0.121mm와 0.133mm로서 나일론피니언의 경우 아세탈피니언에 비하여 변위량이 약 10% 정도 작게 나타났으며 이것은 나일론의 탄성계수가 아세탈에 비하여 약 10% 정도 크기 때문이다. 즉, 동일한 응력이 작용하는 경우 변위량이 상대적으로 작아지게 되는 것이며 이후의 모든 해석에서 공통적으로 적용된다.

한편, 나일론피니언과 아세탈피니언의 최대응력값과 이끝변위량의 절대값은 서로 다르지만 그 변화율은 소수점 4째자리까지 일치할 정도로 거의 동일하였으므로 이 부분에 대한 해석결과는 아세탈에 대한 자료만으로 설명하기로 한다.

3.1 이끝변위량에 미치는 영향

Fig. 3은 구멍 반지름이 각각 0.2, 0.4, 그리고 1.0mm인 경우에 대하여 계산한 플라스틱피니언 치형의 이끝변위량을 보여준다.

x축값인 구멍 중심 위치는 (피니언 중심으로부터 구멍 중심까지의 거리 - 피니언의 이뿌리원 반지름)으로 계산하였으므로 이 값이 음수이면 구멍 중심이 피니언 이뿌리원과 피니언 중심 사이에, 양수이면 구멍 중심이 피니언 이뿌리원과 이끝원 사이에 놓인 것을 의미한다.

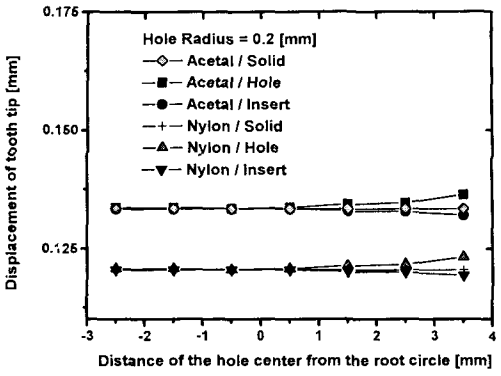
Fig. 3을 보면 Hole 피니언의 경우 이끝변위량이 증가한 반면, 강철핀을 삽입한 Insert 피니언의 경우에는 이끝변위량이 감소하며 구멍을 뚫은 경우의 이끝변위량 증가율이 강철핀을 삽입한 경우의 이끝변위량 감소율보다 훨씬 큰 것으로 나타났다. 또한, 구멍 크기가 클수록, 그리고 구멍 중심 위치가 이끝쪽에 가까울수록 이끝변위량이 크게 증가하였다.

Fig. 3(a)에 보인 것처럼 구멍 반지름이 0.2mm일 때 구멍 중심 위치가 이뿌리원 아래쪽에 있는 경우에는 이끝변위량이 Solid 피니언과 거의 동일하였으며 구멍 중심이 이뿌리원으로부터 이끝쪽으로 1mm 이상 떨어진 경우에는 이끝으로 갈수록 변위량이 점차 증가하였다.

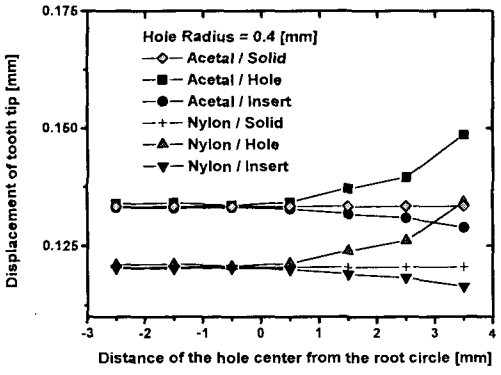
Fig. 3(b)의 구멍 반지름이 0.4mm인 경우에는 반지름이 0.2mm인 경우와 변화양상은 거의 동일하였으나 이끝변위량 증가폭이 훨씬 커졌다.

구멍 반지름이 1.0mm로 증가하면 Fig. 3(c)에서 보는 바와 같이 구멍위치가 이뿌리원 위쪽으로 갈수록 이끝변위량은 기하급수적으로 증가하였으며, 강철핀을 삽입한 경우에는 변위량이 비교적 큰 폭으로 감소하였다.

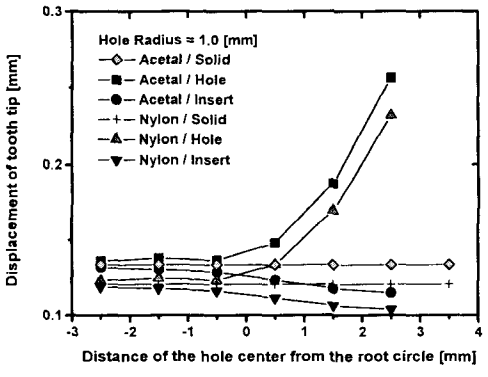
단, 구멍 반지름이 1.0mm일 때 구멍 중심이 이뿌리원으로부터 3.5mm 위쪽에 위치하는 경우에는 구멍이 이끝원과 만남으로써 해석이 불가능해지므로 제외시켰다.



(a)



(b)

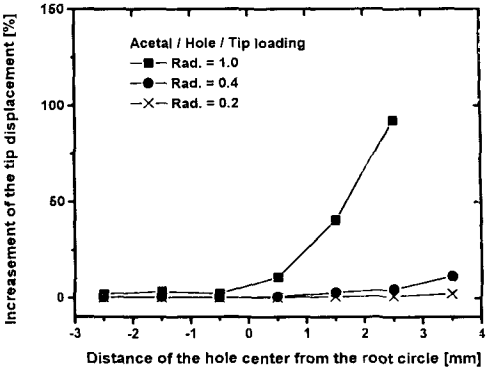


(c)

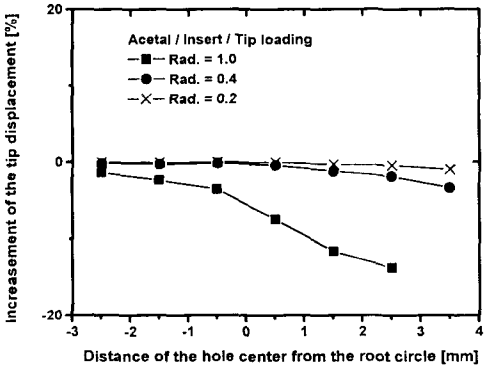
Fig. 3 Displacement of a tooth tip

Fig. 4는 구멍이나 강철핀의 크기 및 위치에 따른 이끝변위량의 변화율을 나타낸 것이다.

Fig. 4(a)의 Hole 피니언에 대한 결과를 보면 반지름이 0.2mm인 경우 변위량의 최대증가율이



(a)



(b)

Fig. 4 Variation of the displacement of a tooth tip

2.2%인 데 반하여 반지름이 0.4mm와 1.0mm인 경우에는 각각 11.4%와 92.3%까지 이끝변위량이 증가하였다.

Fig. 4(b)에서 Insert 피니언의 경우 이끝변위량은 강철핀 반지름이 0.2, 0.4, 그리고 1.0mm일 때 각각 1.0%, 3.4%, 그리고 13.8% 감소함으로써 삽입한 강철핀의 반지름이 클수록 이끝변위량의 감소율이 큰 것으로 나타났다. 따라서, 플라스틱 모재보다 강성이 큰 강철핀 삽입에 의하여 치형의 강성이 증대되고 있음을 알 수 있다.

3.2 최대응력값에 미치는 영향

최대응력값을 나타낸 Fig. 5를 보면 이뿌리원에서 이끝원 사이의 치형내부에 구멍을 뚫으면 최대응력값이 증가하고 강철핀을 삽입하면 최대응력값이 감소하는 변화를 초래하지만 이뿌리 아

래의 피니언 중심에 가까울 경우에는 별다른 영향을 주지 않는 것으로 밝혀졌다. 특히, 이뿌리원 부분에 치중심선상에 강철핀을 삽입하면 최대응력값 감소효과가 가장 큰 것으로 나타났다.

최대응력 발생위치는 Solid 피니언과 Insert 피니언 모두 이뿌리필렛(fillet) 부분이었으나 Hole 피니언은 구멍의 크기와 위치에 따라 구멍 주변에서도 최대응력이 발생하였다.

Fig. 5(a)에서 Hole 피니언의 경우 구멍 반지름이 0.2mm일 때에는 구멍 중심이 이뿌리원보다 0.5mm 아래쪽과 피치원상에 위치할 때 최대응력값은 Solid 피니언과 크게 다르지 않았다. 그 이외의 곳에 구멍 중심이 위치한 경우에는 최대응력값이 약간 증가하는 경향을 보였으며 특히 하중작용부와 가까운 이끝원 근처에 구멍 중심이 있는 경우에는 최대응력값이 크게 증가하였다.

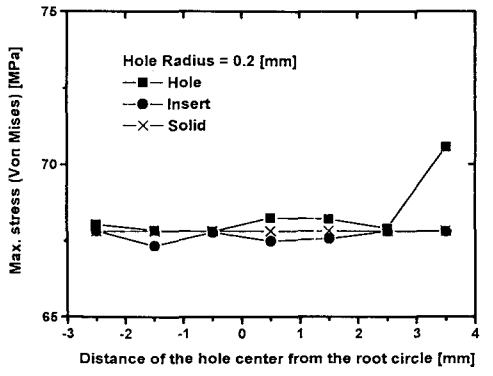
Insert 피니언의 경우에는 강철핀 중심 위치가 이뿌리원보다 0.5mm 또는 2.5mm 아래 쪽, 피치원상과 그 위쪽에 놓여 있을 때에는 최대응력값이 Solid 피니언과 거의 동일하였으나 그 이외의 위치에서는 최대응력값이 감소하였다.

최대응력 발생위치를 살펴보면 구멍의 반지름이 0.2mm일 때에는 구멍 중심이 이뿌리원보다 3.5mm 위(피치원보다 1mm 위)인 곳에 위치할 경우에는 이뿌리필렛과 구멍 주위에서 최대응력값을 보였으며, 그 이외의 위치에 있는 경우에는 모두 이뿌리필렛 부분에서 최대응력값을 보였다.

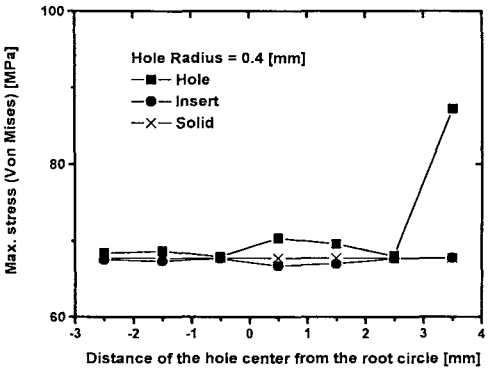
구멍 또는 강철핀의 반지름 이 0.4mm인 경우에는 Fig. 5(b)에 보인 것처럼 최대응력값의 변화양상은 반지름이 0.2mm인 경우와 거의 유사하였으나 그 변화폭은 더욱 커졌다.

Fig. 5(c)에서 구멍 반지름이 1.0mm인 Hole 피니언의 경우에는 구멍 중심의 위치에 상관없이 최대응력값이 항상 증가하였으며, 구멍 중심이 이뿌리원 위쪽에서 이끝원에 가까워질수록 최대응력값은 급증하는 것으로 나타났다. Insert 피니언의 경우에는 Solid 피니언에 비하여 항상 최대응력값이 감소하였다. 특히 강철핀 중심이 이뿌리원보다 0.5mm 위쪽에 놓인 경우에는 최대응력값이 가장 작게 나타났으며 피치원상에 위치한 경우에는 거의 변화하지 않았다.

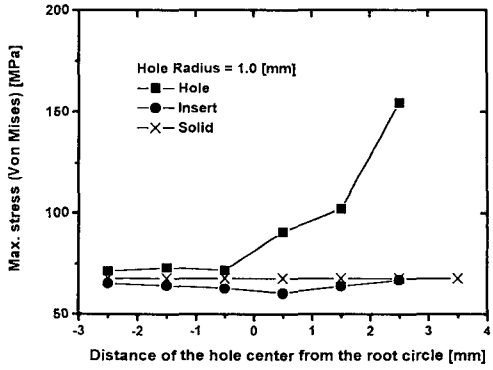
한편, 구멍 반지름이 1.0mm일 때 구멍 중심이 이뿌리원보다 각각 1.5mm, 2.5mm 위에 있으면 이뿌리필렛과 구멍 주위에서, 그 외의 위치에서



(a)



(b)



(c)

Fig. 5 Maximum stress in a pinion tooth

는 이뿌리필렛 부위에서 최대응력이 발생하였다.

구멍의 크기와 위치에 따른 최대응력값의 변화율을 Fig. 6에 나타내었다.

Fig. 6(a)를 보면 Hole 피니언의 구멍 반지름이 0.2mm일 때에는 구멍위치가 이끝 가까운 곳에 위치한 경우 최대응력값이 Solid 피니언에 비하여 4.1% 증가한 것을 제외하면 나머지 모든 위치에

서 1%미만의 미미한 증가율을 보였다.

구멍 반지름이 0.4mm인 경우에는 변화양상은 구멍 반지름이 0.2mm인 경우와 거의 유사하였으나 최대응력값의 변화폭이 증가하였다. 즉, 이끝 가까운 곳에 구멍이 존재하는 경우에 최대응력값이 크게 증가하여 Solid 피니언보다 28.6% 큰 것으로 나타났으며 이뿌리원으로부터 이끝쪽으로 0.5mm 떨어진 곳에 위치한 경우 3.7%, 피치원상에 위치한 경우 0.4%, 나머지 위치에서는 2.6% 미만으로 증가하였다.

그러나, 구멍 반지름이 1.0mm로 커지면 Solid 피니언보다 최대응력값이 최소 5.2% 이상, 구멍 중심이 이뿌리원보다 이끝에 가까운 쪽에 위치하면 33.7% 이상으로 급증하였다. 특히, 구멍 반지름이 0.2, 0.4mm인 경우 최대응력값의 변화율이 가장 작게 나타났던 피치원상에 구멍이 뚫려있는 경우에도 최대응력값이 50.6% 증가하였으며, 피치원보다 1mm 위쪽에 구멍이 있는 경우에는 127.8%로 급증하였다. 이러한 해석결과는 치형 내부에 반지름이 1.0mm인 구멍이 있을 경우 하중작용에 의하여 형성되는 응력분포에 큰 영향을 미치고 있음을 말해 준다.

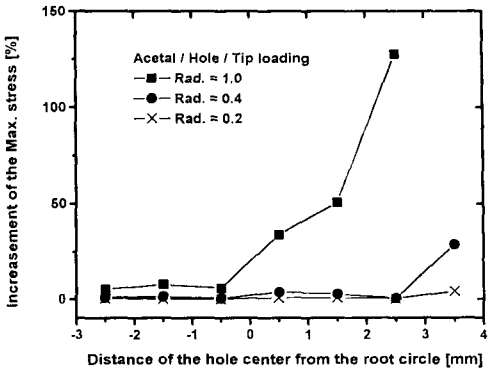
Fig. 6(b)의 Insert 피니언의 경우에는 Solid 피니언보다 최대응력값이 항상 작은 것으로 나타났으며 강철핀의 반지름이 커질수록 최대응력값의 감소율이 커진다는 것을 알 수 있었다.

강철핀의 반지름이 0.2mm인 경우에 최대응력값의 감소율은 강철핀이 이뿌리원보다 1.5mm 아래에 위치한 경우 0.7%, 이뿌리원보다 0.5, 1.5mm 위에 위치하는 경우 각각 0.5%와 0.4%였으며 나머지 위치에서는 변화가 거의 없었다.

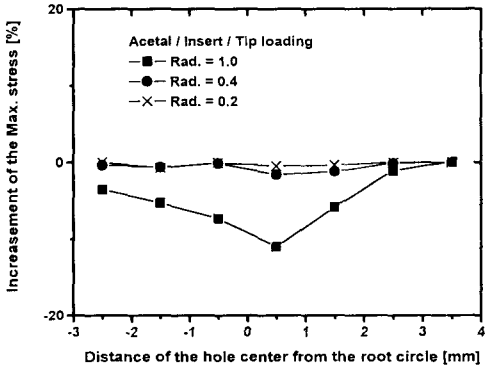
강철핀의 반지름이 0.4mm인 경우에는 0.2mm인 경우보다 최대응력의 감소폭이 더욱 커져서 이뿌리원보다 0.5mm 위에 위치한 경우 1.6% 감소하여 최소값을 보였으며 나머지 위치에서는 0.6% 미만의 변화를 보였다.

한편, 강철핀의 반지름이 1.0mm인 경우에는 강철핀의 중심이 이뿌리원보다 2.5mm 아래인 경우 3.5% 감소하였고 강철핀 중심의 위치가 이끝쪽으로 갈수록 최대응력값은 점차 감소하여 이뿌리원에서 이끝쪽으로 0.5mm 떨어져 있는 경우 11%로서 가장 변화가 컸으며 다시 이끝쪽으로 갈수록 최대응력값의 감소율은 줄어드는 추세를 보였다.

전체적으로 볼 때 강철핀을 삽입한 경우에는



(a)



(b)

Fig. 6 Variation of the maximum stress in a pinion tooth

플라스틱피니언 치형에서 발생하는 최대응력값을 감소시키는 효과가 있으며, 특히 이뿌리 부분에 강철핀을 삽입한 경우 최대응력을 감소시키는 효과가 가장 큰 것으로 나타났다.

3.3 응력분포도

Fig. 7은 전술한 해석결과 중에서 대표적인 응력분포도를 나타낸 것이다.

Fig. 7(a)는 Solid 아세탈피니언에 하중이 가해진 경우로서 이뿌리 부위의 압축부분과 인장부분에 높은 응력이 나타나는 것을 볼 수 있다.

Fig. 7(b)는 피치원상에 반지름 1.0mm의 구멍이 존재하는 경우의 응력분포도로서 Fig. 5(c)에서 이뿌리원으로부터 2.5mm 위쪽에 구멍이 존재하는 경우에 해당한다. Fig. 7(b)를 Fig. 7(a)와 비교해 보면 이뿌리부분, 구멍과 가까운 치면에서의

응력변화가 크고 Solid 피니언과 다르게 구멍 주위에서도 최대응력값이 발생한다는 것을 알 수 있었다. 이 때 최대응력값은 Solid 아세탈피니언의 최대응력값보다 127.8% 큰 것으로서 국부적으로 높은 응력이 발생하고 있을 뿐만 아니라 구멍 주변에서의 응력변화가 비교적 심한 것으로 나타나고 있다.

Fig. 7(c)는 피니언의 이뿌리원보다 0.5mm 위에 강철핀을 삽입함으로써 Fig. 6(b)에 보인 것처럼 최대응력값이 약 11% 감소한 경우이다. Solid 피니언의 경우 하중이 작용하는 곳과 이뿌리필렛 부분에 국부적으로 높은 응력분포를 보이는데 비하여 이 경우에는 삽입된 강철핀 주위로 자연스럽게 응력의 흐름이 유도되면서 치형내부에 발생하는 최대응력값이 감소함과 동시에 하중작용영역과 이뿌리필렛을 제외한 치형내부 전체에서 비교적 고른 응력분포를 보임으로써 국부적인 고응력에 의한 파손위험성을 현저히 감소시킬 수 있을 것으로 판단된다.

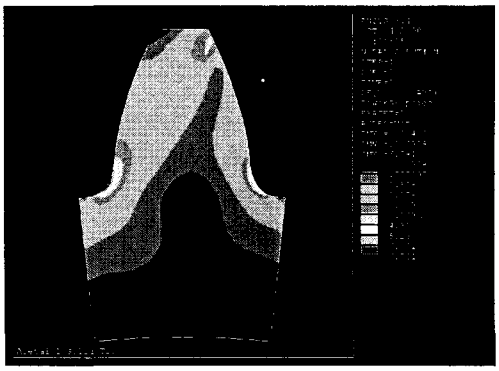
4. 결 론

전술한 조건의 각각의 플라스틱피니언에 대한 유한요소해석을 통하여 다음과 같은 사항을 알 수 있었다.

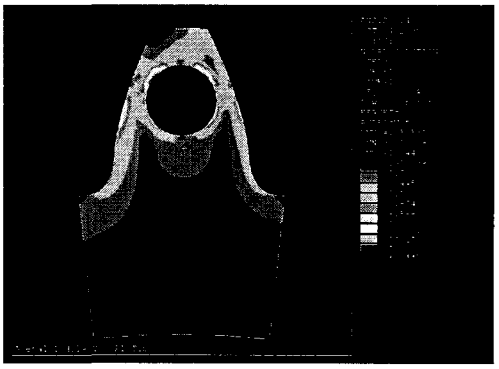
(1) 플라스틱피니언 치형의 치중심선상에 구멍을 뚫은 경우에는 구멍 반지름의 크기와 구멍 중심의 위치에 상관없이 최대응력값과 이끝변위가 원래 그대로의 치형에 비하여 항상 증가할 뿐만 아니라 구멍 주위에서의 응력변화가 심한 것으로 나타났다. 따라서, 강기어와 맞물려 회전하는 경우에는 지나친 간섭이 발생하는 등 마찰마멸 측면에서 불리할 것으로 판단된다.

그러나, 강기어와의 물림에 의해 발생되는 충격의 일부를 치형내부의 구멍이 변형되면서 흡수, 완화시키는 효과도 예측할 수 있다.

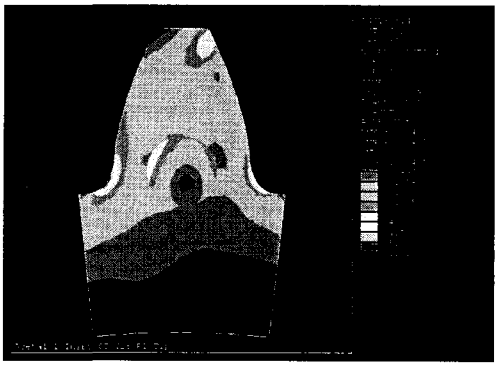
(2) 플라스틱피니언 치형의 치중심선상에 구멍을 뚫은 후 강철핀을 삽입한 경우에는 강철핀의 반지름의 크기와 중심 위치에 상관없이 최대응력값과 이끝변위가 원래 그대로의 치형에 비하여 감소함과 동시에 치형내부의 응력분포가 개선되어 국부적인 고응력발생 현상이 완화되는 것으로 나타났다.



(a) Solid, Max. tensile stress = 59.1 MPa



(b) Hole, Hole rad. = 1.0mm,
Max. tensile stress = 67.4 MPa



(c) Insert, Pin rad. = 1.0mm,
Max. tensile stress = 52.6 MPa

Fig. 7 FEM analysis results for stress distribution and displacement

이러한 해석결과는 전술한 바와 같이 모재보다 기계적특성이 우수한 재료와의 결합에 의한 것으로 판단되며, 실제 운전시에도 마찰마멸특성의 향상으로 이어질 것으로 사료된다.

또한, 플라스틱피니언의 경우 운전시 치면온도가 상승하여 재질이 취약하게 되는데[1~5] 이 경우에는 삽입된 강철핀을 통하여 열의 일부를 외부로 방출하거나 치면전체로 골고루 분산시켜 치면온도를 하강시킴으로써 강기어에 비하여 내열성이 뒤떨어지는 플라스틱피니언의 단점을 보완해 주는 효과도 기대된다.

(3) 전술한 유한요소해석결과를 종합하여 보면 원래 그대로의 플라스틱피니언 치형과 비교할 때 치형의 치중심선과 이뿌리원이 교차하는 곳에 강철핀을 삽입하면 최대응력값이 가장 작게 나타날 뿐만 아니라 이끝변위도 감소하므로 실제 운전시에도 국부적으로 발생하는 고응력에 의한 파손현상을 줄이고 마찰마멸특성을 개선함으로써 플라스틱피니언의 치면내구성을 향상시킬 수 있을 것으로 판단된다.

참고문헌

(1) Tsukamoto, N., 1979, "Investigation about the Strength of Plastic Gears (1st. The Strength of Nylon Gears which have Counter-crowning)," *Bulletin of the JSME*, Vol. 22, No. 173, pp. 1685~1692.

(2) Tsukamoto, N., and Terasima, K., 1985, "Investigation about the Prevention of Tooth Profile Change of Plastic Gears (2nd Report ; Abrasion and Tooth Profile Change of Nylon Gear, Reinforced with a Stiffener)," *Bulletin of the JSME*, Vol. 28, No. 245, pp. 2723~2729.

(3) Tsukamoto, N., Maruyama, H., and Terashima, K., 1990, "Fundamental Characteristics of Plastic Gears Made of Thermoplastic Resin Filled with Various Fibers," *JSME Int. J., Series III*, Vol. 33, No. 4, pp. 590~596.

(4) Tanaka, S., Ezoe, S., Fujioka, Y., and Morimoto, K., 1991, "Accuracy and Wear Resistance of Small Injection-Molded Plastic Gears," *JSME Int. J.*, Vol. 34, No. 2, pp. 310~314.

(5) Aya, T. and Nakayama, T., 1997, "Influence of Environmental Temperature on Yield Stress of Polymers," *JSME Int. J., Series A*, Vol. 40, No. 3, pp. 343~348.

(6) Suzuki, Y., Sugibayashi, T., Ikegami, K., Shiratori, E., 1981, "A Study of Molding Method and Static Strength of Carbon Fiber-reinforced Plastic Gear," *Bulletin of the JSME*, Vol. 24, No. 198, pp. 2177~1280.

(7) Shigley, J. E., Mischke, C. R., 1989, "Mechanical Engineering Design," McGrow-Hill.

(8) Srinivasulu, B, Rao, A. R., 1992, 'Spur Gears - A New Approach to Tooth Design," AGMA technical paper No. 92FTMS1.

(9) Kim, C. H, Ahn, H.-S. and Chong. T. H. 2000, "Behavior of Reciprocating Dry Sliding Wear of Plastics against Steel," *J. of the KSTLE*, Vol. 16, No. 1, pp. 1~8.

(10) Kim, C. H. Lee, S.-C. Ahn, H.-S. and Chong, T.H. 2000, "Wear and Operation Characteristics of Acetal and Nylon Pinion against Steel Gear," *Transactions of the KSME, A*, Vol 24, No. 9, pp. 2387~2396.

(11) ANSYS, Inc., 1994, "ANSYS Workbook," Release 5.4.

(12) Sohn, C.-H., 1999, "Introduction to FEM and Linear Analysis," Tae-Sung S&E Co., Ltd..

(13) Moaveni, S., 1999, "Finite Element Analysis : Theory and Application with ANSYS," Prentice Hall, Inc.

(14) Adams, V. and Askenazi, A., 1999, "Building Better Products with Finite Element Analysis," Onward Press.

(15) Johnson, K. L., 1994, "Contact Mechanics," Cambridge University Press.