

기어 치형 설계 프로그램 개발에 관한 연구

A Study on the Development of the Gear Profile Design Program

정성필¹, 박태원²✉
Sung Pil Jung¹ and Tae Won Park²✉

1 아주대학교 기계공학과 대학원 (Graduate School of Mechanical Engineering, Ajou Univ.)

2 아주대학교 기계공학과 (Department of Mechanical Engineering, Ajou Univ.)

✉ Corresponding author: park@ajou.ac.kr, Tel: 031-219-2952

Manuscript received: 2008.11.25 / Revised: 2009.2.3,4,6 / Accepted: 2009.5.8

In this paper, the gear design program is presented. The profile of gears is created using classical mathematic formulations. In each gear, a kinematic joint is applied and one can define the 2D contact condition between gear pairs. Initial and boundary conditions such as force, torque, velocity, acceleration, etc. can be set. Thus, it is possible to analyze dynamic characteristics of gear pairs such as reaction moment and the variation of angular velocity. In order to find the optimal profile of gear pairs, two optimization methods based on design of experiments are inserted in the program; One is the Taguchi method and the other is the response surface analysis method. To verify the program, the rack & pinion gear is created and analyzed. Simulation results show that the developed program is useful and result data is reliable.

Key Words: Gear Design Program (기어 설계 프로그램), Dynamic Analysis (동역학 해석), Design of Experiments (실험 계획법), Taguchi Method (다구찌 방법), Response Surface Analysis Method (반응표면분석법)

1. 서론

기어는 보통 사용하는 용도에 따라 동력전달용의 인벌류트 기어, 시계등에 사용되는 사이클로이드 치형의 기어, 체인 또는 스프로킷에 사용되는 원호 조합 치형의 기어등이 있다.¹ 기어 설계 시 가장 많이 사용되는 치형의 형상은 인벌류트 곡선이며, 인벌류트 치형의 기어는 치형의 창성이 쉽고, 치면에 걸리는 압력이 다소 크기는 하지만 락커터, 호브에 의한 치형의 형성이 쉽기 때문에 제작이 쉽고 값이 저렴한 장점이 있다.² 또한 인벌류트 치형의 기어는 호환성이 좋고 기어박스의 축간 거리가 조금 틀려도 기구학적으로 올바르게 물릴 수 있기 때문에 여러 분야에서 많이 사용하고 있다.^{3,4}

인벌류트 기어의 치형 작도법은 수학적으로 잘

규명되어 있기 때문에 지금까지 기어 자동 설계 프로그램 개발에 대한 많은 연구가 이루어져 왔다. 그 중 최근에 개발된 프로그램을 살펴보면, 먼저 Lee⁵ 등은 범용 CAD 프로그램인 AutoCAD 작업환경에서 구동되는 기어 자동 설계 프로그램을 개발하였다. Cho⁶ 등도 마찬가지로 AutoCAD 에서 구동되는 기어 설계 프로그램을 개발하였고, 여기에 기하학적으로 정의되는 정적인 응력에 기초하여 기어 이에 부과되는 강도를 계산하였다. Kwak⁷ 등은 헬리컬 기어 최적 설계 프로그램을 개발하였고, Jeong⁸ 등은 Hunting tooth 개념을 도입한 후 이를 이용해 기어 이의 최적조합을 찾아내고, 최적의 기어 형상을 설계할 수 있는 프로그램을 개발하였다.

한편 기어 이에 작용하는 최대 응력을 계산하기 위하여, Lee⁹ 등은 유한요소법을 이용하여 스퍼

기어열에 작용하는 응력을 해석하였고, Cho¹⁰ 는 AGMA(American Gear Manufactures Association)¹¹ 기준에 따라 기어열에 걸리는 응력을 계산하였다. Song¹² 등은 다물체 동역학 이론을 이용하여 기어 열간의 접촉력을 계산하였다. Tack¹³ 등은 수학적 방정식에 따른 스퍼기어 접촉 치면에 작용하는 내부응력을 계산하였고, Baud¹⁴ 등은 기어에 대한 수학적 모델을 만들어 응력을 해석한 후, 실험결과와 비교하였다.

이상의 연구들을 살펴보면, 기어 치형 창성에 관한 프로그램은 수학적 이론을 기반으로 만들었기 때문에 어느 정도 신뢰성이 있다고 할 수 있지만, 기어 이에 작용하는 응력을 계산한 연구들에 있어서는 유한요소법을 이용한 경우 기어 이의 형상이 바뀔 경우 유한요소모델을 다시 만들어야 하기 때문에 시간이 많이 걸리고, AGMA 기준을 이용한 경우는 강도 계산을 위한 계수들을 뽑아내기 어렵다는 단점이 있다.

본 연구에서는 인벌류트 스퍼기어를 최적 설계 할 수 있는 프로그램을 MATLAB¹⁵ 을 이용하여 개발하였다. 이미 정립된 수식을 이용하여 기어 이의 형상을 창성하였으며, 여기에 다물체 동역학 이론¹⁶⁻¹⁸ 과 2 차원 접촉방법¹⁹ 을 적용하여 구동기어(driving gear)의 움직임에 따른 피 구동기어(driven gear)의 움직임을 설계자가 확인할 수 있게 하였다. 기어 이에 작용하는 최대 응력을 계산하기 위하여 고전적 수식인 Lewis equation³ 과 Hertz equation³ 에 따라 이뿌리부에 작용하는 최대 굽힘 응력과 표면에 작용하는 최대 표면 응력을 계산하였다. 또한 실험계획법을 이용한 최적화 기법²⁰ 을 삽입함으로써 목적함수를 최소화시키는 기어 설계 요소의 최적 값을 찾아낼 수 있게 하였다.

2. 스퍼 기어 치형 설계

인벌류트 기어는 주로 직선형 랙 호브(straight sided rack hob)를 사용하여 가공하며 Fig. 1 에서 볼 수 있는 것과 같이 기어의 치형은 크게 필렛(fillet) 부와 인벌류트(involute)부로 나뉜다.

2.1 인벌류트부 창성 수식

Fig. 1 과 같이 기어의 회전 중심을 O 라 할 때 회전중심으로부터 인벌류트부까지의 거리 r_1 은 식(1)과 같이 표현된다.²¹

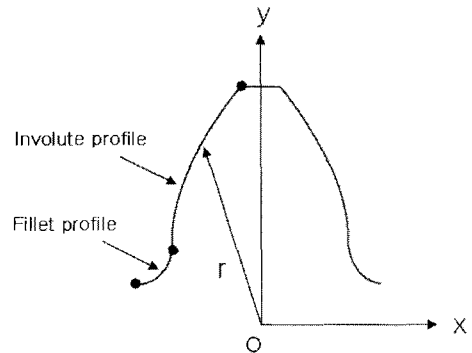


Fig. 1 Schematic diagram of the involute gear profile

$$r_1(\theta) = [x_1(\theta) \quad y_1(\theta)]^T \quad (1)$$

여기서 $x_1(\theta)$ 와 $y_1(\theta)$ 는 식(2)와 같다.

$$x_1(\theta) = \frac{Nm}{2} \left\{ \sin\theta - \left[\left(\theta + \frac{\pi}{2N} \right) \cos\phi + \frac{2X}{N} \sin\phi \right] \cos(\theta + \phi) \right\} \quad (2)$$

$$y_1(\theta) = \frac{Nm}{2} \left\{ \cos\theta - \left[\left(\theta + \frac{\pi}{2N} \right) \cos\phi + \frac{2X}{N} \sin\phi \right] \sin(\theta + \phi) \right\}$$

여기서 N 은 기어의 잇수, ϕ 는 압력각이다. 이때 독립변수 θ 의 범위는 식(3)과 같이 주어진다.

$$\theta_{\min} = \frac{2}{N} [U + (V + X) \cos\phi] \quad (3)$$

$$\theta_{\max} = \frac{1}{N \cos\phi} \text{sqrt} \{ (2 + N + 2X)^2 - (N \cos\phi)^2 \} - \left(1 + \frac{2X}{N} \right) \tan\phi - \frac{\pi}{2N}$$

여기서 U, V 는 다음과 같이 정의된다.

$$U = - \left[\frac{\pi}{4} + (\alpha - \gamma) \tan\phi + \frac{\gamma}{\cos\phi} \right] \quad (4)$$

$$V = \gamma - \alpha$$

여기서 α 는 어텐덤 계수, γ 는 공구 날끝 둥글기 계수이다.

2.2 필렛부 창성 수식

회전중심으로부터 필렛부까지의 거리 r_2 는 식(5)와 같이 표현된다.

$$r_2(\theta) = [x_2(\theta) \quad y_2(\theta)]^T \tag{5}$$

여기서 $x_2(\theta)$ 와 $y_2(\theta)$ 는 식(6)과 같다.

$$x_2(\theta) = m(P \cos \theta + Q \sin \theta) \tag{6}$$

$$y_2(\theta) = m(-P \sin \theta + Q \cos \theta)$$

여기서 P, Q 는 식(7)과 같이 정의된다.

$$P = \frac{\gamma}{L} + (U - \frac{N\theta}{2}) \tag{7}$$

$$Q = \frac{2\gamma}{L} (\frac{V+X}{2U-N\theta}) + V + \frac{N}{2} + X$$

$$L = \sqrt{1 + 4(\frac{V+X}{2U-N\theta})^2}$$

이때 독립변수 θ 의 범위는 식(8)과 같이 주어진다.

$$\theta_{\min} = \frac{2}{N} [U + (V+X) \cot \phi] \tag{8}$$

$$\theta_{\max} = \frac{2U}{N}$$

2.3 기어 이의 응력계산

본 연구에서 기어 이에 작용하는 응력은 수학 방정식을 이용하여 계산하였다. 현재까지 기어 이에 작용하는 응력을 정확하게 계산할 수 있는 수식은 개발되지 않았지만, 응력 계산을 위해 구조 해석을 하기엔 시간의 문제가, AGMA 기준을 이용하기엔 경우에 따라 정의해야 할 계수의 값을 선정하기 어렵기 때문에 효율적인 계산이 어렵다. 또한 이러한 방법을 이용하더라도 계산결과와 실제 실험결과와는 오차가 존재한다. 따라서 수식을 이용한 응력계산이 정확하지는 않지만, 발생하는

응력의 크기에 대한 경향은 유추할 수 있기 때문에, 발생하는 응력의 크기를 최소화시키는 기어 치형을 창성하는 데에는 충분히 활용될 수 있다. 이뿌리원 중 가장 약한 부분에서의 굽힘 응력은 Lewis equation 에 따라 식(9)와 같이 계산된다.

$$\sigma_b = \frac{6F_n \cos(\theta')H}{bS^2 \cos(\theta)} \tag{9}$$

여기서 F_n 은 기어 끝단에 작용하는 하중, θ' 은 이 끝원의 접선과 F 가 이루는 각도, θ 는 압력각, S 는 이뿌리부 중에서 가장 작은 두께, H 는 S 의 길이를 측정된 지점에서 기어의 중심선과 F 의 작용선과의 교점까지의 거리이다(Fig. 2 참조). 기어의 표면에 작용하는 최대 표면응력은 Hertz equation 에 따라 식(10)과 같이 계산된다.

$$\sigma_n = \sqrt{0.35 \frac{F(1/R_1 + 1/R_2)}{L(1/E_1 + 1/E_2)}} \tag{10}$$

여기서 F 는 표면에 작용하는 수직하중, L 은 치폭, R_1, R_2 는 맞물리는 지점에서의 두 기어 이의 곡률 반경, E_1, E_2 는 두 기어의 탄성계수이다.

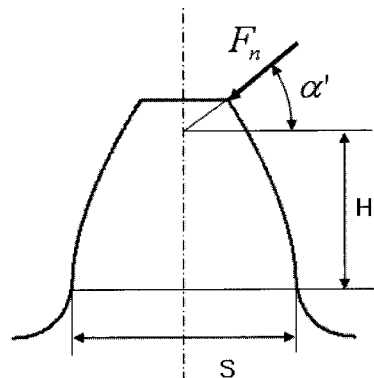


Fig. 2 Force relation applied on the gear tooth

3. 강체 다물체 동역학 이론

강체 내부의 임의의 질점에 대한 움직임이 Fig. 3 에 나타나 있다. 3 차원 공간에서 운동하는 강체 내부의 임의의 점 P 는 식(11)과 같이 표현된다.

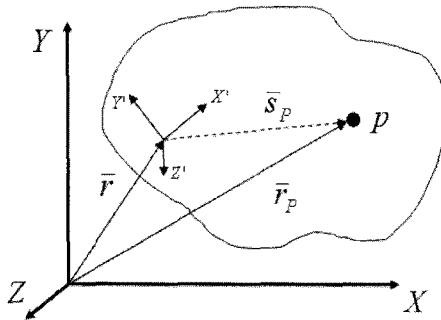


Fig. 3 Definition of position of a point on a rigid body

$$\bar{r}_p = \bar{r} + A\bar{S}_p' \tag{11}$$

여기서 A 는 물체 좌표계(body reference coordinate) X'-Y'-Z' 에서 고정 좌표계(global coordinate) X-Y-Z로 의 변환행렬, \bar{S}_p' 는 물체 좌표계의 원점에서 질점 P 까지의 위치벡터이다. \tilde{a} 를 \bar{a} 의 비대칭 행렬(skew symmetric matrix)로 정의하고, $\dot{A} = A\tilde{\omega}'$, $\dot{\bar{a}} = -\tilde{b}\bar{a}$ 임을 이용하여¹⁶ 식(11)을 미분하면 식(12)와 같은 질점 P 의 속도벡터가 유도된다.

$$\dot{\bar{r}}_p = \dot{\bar{r}} - A\tilde{S}_p'\dot{\bar{\omega}}' \tag{12}$$

이때 질점 P 의 가상 변위는 식 (13)과 같이 표현된다.

$$\delta\bar{r}_p = \delta\bar{r} - A\tilde{S}_p'\delta\pi_p' \tag{13}$$

마찬가지로 $\ddot{A} = A\ddot{\omega}' + A\tilde{\omega}'\dot{\omega}'$ 임을 이용하여¹⁶ 식(11)을 두번 미분하면 식(13)과 같은 질점 P 의 가속도 벡터가 유도된다.

$$\ddot{\bar{r}}_p = \ddot{\bar{r}} - A\tilde{S}_p'\ddot{\bar{\omega}}' + A\tilde{\omega}'\dot{\omega}'\bar{S}_p' \tag{14}$$

D'Alembert 원리를 이용하면 강체에 작용하는 힘과 가속도를 정의하는 뉴턴의 제 2 법칙은 식 (15)와 같이 표현된다.

$$\int_m \delta\bar{r}_p^T \ddot{\bar{r}}_p dm(P) = \int_m \delta\bar{r}_p^T \bar{F}(P) dm(P) \tag{15}$$

식(15)에 식(13), (14)를 대입하고, X'-Y'-Z' 좌표계의 원점이 강체의 무게중심에 위치한다고 가정하면 식(16)과 같이 강체에 대한 변분형 운동방정식이 유도된다.

$$\delta\bar{r}^T (m\ddot{\bar{r}} - \bar{F}) + \delta\pi^T (J'\dot{\bar{\omega}} + \tilde{\omega}'J'\bar{\omega}' - T') = 0 \tag{16}$$

여기서 \bar{F} , T' 는 질점 P 의 외부힘과 토크이다. 라그랑지 멀티플라이어(Lagrange multiplier)를 사용하여 미분 방정식과 구속식을 동시에 만족시키는 전체 시스템의 미분 대수 운동방정식은 식(17)과 같다.

$$\begin{bmatrix} M & \Phi_q^T \\ \Phi_q & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\bar{q}} \\ \ddot{\bar{\lambda}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \bar{Q} \\ \bar{\gamma} \end{bmatrix} \tag{17}$$

여기서 \bar{q} 는 일반화된 좌표(generalized coordinate) 이고, $\bar{\lambda}$ 는 라그랑지 멀티플라이어(Lagrange multiplier)이다. $\bar{\gamma}$ 는 일반적으로 식(18)과 같이 구속식의 가속도 방정식으로부터 구한다.¹⁶⁻¹⁸

$$\Phi_q \ddot{\bar{q}} = -2\Phi_{qi} \dot{\bar{q}} - (\Phi_{q\bar{q}})_{\bar{q}} \dot{\bar{q}} - \Phi_{ii} = \bar{\gamma} \tag{18}$$

4. 실험계획법을 이용한 최적화

실험 계획법을 이용한 최적화 방법은 크게 다구찌 방법과 반응 표면 분석법으로 분류된다.²⁰ 다구찌 방법은 제품의 품질향상을 위한 최적 설계 방법이다. 제품의 품질 산포 크기를 계량 특성치(손실함수, SN 비)로 변환하여, 산포를 작게 하는 인자들의 조건을 찾아가기 때문에 강건설계라고도 불린다. 다구찌 방법을 이용하면 Noise 에 대한 품질 특성치의 산포를 최소화 시키거나, 품질 특성치의 평균치를 최적화 시키는 설계 변수의 최적 조합을 찾을 수 있다. 그러나 설계 변수의 최적 값이 설계 변수의 수준들의 조합으로 이루어 지기 때문에 변수들이 수준 값 이외의 다른 값을 취할

수 없다는 단점이 있다. 한편, 반응표면 분석법은 설계 변수와 반응 변수와의 관계를 2 차의 회귀 모형 함수로 추정한 후, 최소화 알고리즘을 이용하여 모형함수를 최소화시키는 설계 변수들의 값을 찾아낸다. 반응표면 분석법을 이용할 경우 경계 값 내에 있는 임의의 값을 최적 값으로 선택할 수 있다. 따라서 다구찌 방법을 이용할 때 보다 좀더 최적 값에 가까운 값을 찾아낼 수 있다. 설계 변수의 값이 불연속적으로 주어지는 경우에는 다구찌 방법을, 설계 변수 값을 연속적으로 취할 수 있는 경우에는 반응표면 분석법이 많이 이용되고 있다.

본 논문에서는 개발한 프로그램에는 다구찌 방법과 반응표면분석법을 이용한 최적화 방법이 모두 삽입되어 있어서 설계변수의 특성에 맞게 설계자가 선택할 수 있도록 하였다. 최적화를 수행하기 앞서 Plackett-Burman 실험계획표를 이용해 민감도 분석을 시행 할 수 있다. 다구찌 방법을 이용한 최적화의 경우 잡음 인자(noise factor)를 고려한 혼합 직교배열표를 생성해 시뮬레이션을 수행한 후, 목적함수의 특성에 맞춰 S 비 값을 계산, SN 비를 최대로 하는 설계변수들의 수준 값을 찾아낸다. 반응 표면 분석법을 이용한 최적화의 경우 중심합성 실험 계획표를 이용하여 실험을 진행한 후, 회귀 모형 함수의 추정 및 분산분석을 이용한 신뢰성 검증을 자동으로 실시한다. 마지막으로 강력한 최소화 알고리즘인 Sequential Quadratic Programming method(SQP)를 이용하여 구속조건을 만족시키면서 모형함수를 최소화시키는 설계 변수들의 최적값을 찾아낸다.

5. 프로그램 시뮬레이션

Fig.4 는 본 연구에서 개발한 프로그램의 작동 순서를 보여준다. 기어설계를 위한 설계변수로는 압력각, 모듈, 기어 잇수, 전위계수, 어텐덤 계수, 디텐덤 계수, 공구날끝 등갈기 계수, 치폭계수 그리고 기어 중심간 거리가 있다.¹⁴ 설계 변수 정의가 끝나면 기어 형상을 창성하고, 스퍼기어에는 회전 조인트, 랙에는 병진조인트가 자동 부착된다. 설계자는 접촉조건을 부여할 기어쌍을 선택하고, 힘 또는 변위, 속도등의 초기조건을 설정한다. 그 다음 동역학 해석이 이루어지고 변위, 속도, 가속도, 반력, 응력등의 결과데이터를 동영상상 또는 그래프로 확인할 수 있다.

Fig. 5 는 본 연구에서 개발한 프로그램을 이용해 창성한 랙-피니언 기어를 보여준다. Fig. 5 에서 볼 수 있는 것과 같이 피니언과 랙의 형상은 물론이고, 이뿌리원(tooth root circle), 이끝원(tooth tip circle), 피치원(pitch circle)등이 정확하게 창성되었음을 알 수 있다. 피니언은 회전조인트(revolute joint), 랙은 병진조인트(translational joint)로 구속되어 있고, 피니언과 랙은 2 차원 접촉 메커니즘이 적용되어 있다.

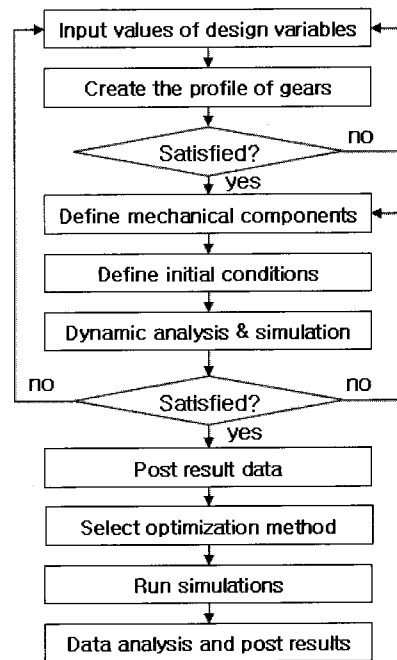


Fig. 4 Design and analysis process of the program

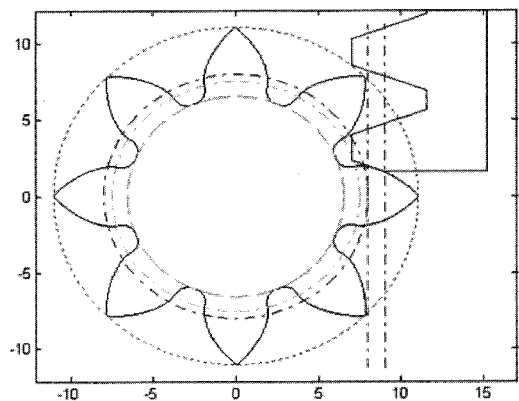


Fig. 5 Rack & Pinion gear

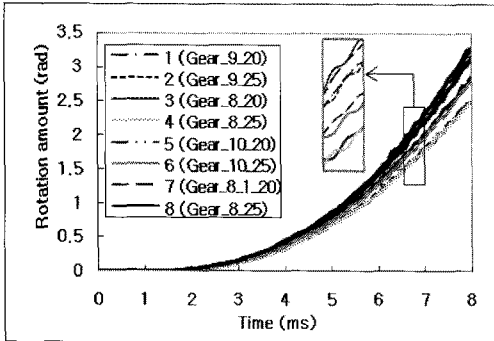


Fig. 6 Rack & Pinion gear

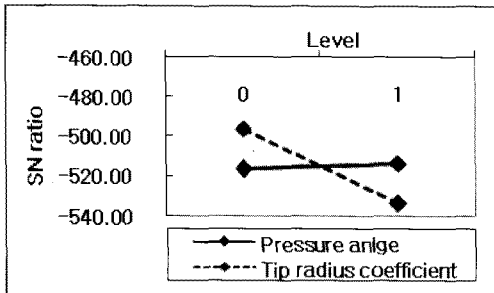


Fig. 7(a) SN ratio of the maximum bending moment

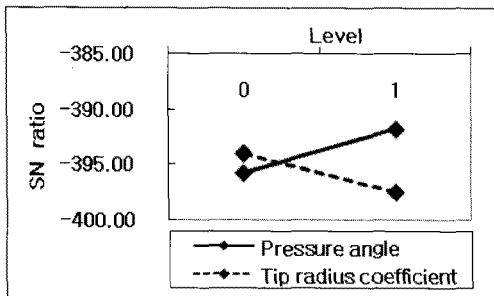


Fig. 7(b) SN ratio of the maximum surface stress

Table 1 Design variables

Factor	Level	Value	
Number of teeth*module	A(4)	0	8*1.75
	A(4)	1	8*2
	A(4)	2	9*1.75
	A(4)	3	10*1.5
Pressure angle	B(2)	0	20°
	B(2)	1	25°
Tip radius coefficient	C(2)	0	0.25
	C(2)	1	0.35

프로그램의 유효성을 검증하기 위해 Fig. 5 와 같은 랙-피니언 기어에 대하여 표 1 과 같이 설계 변수의 종류와 수준을 정의한 후 동역학 해석을 수행하였다. 설계 변수중에서 잇수(Number of teeth)와 모듈(Module)은 피니언의 이끝원 반경이 10mm 가 넘지 않도록 짝을 맞추었고, 압력각(Pressure angle)과 공구 날끝 둥글기 계수(Tip radius)는 통상적으로 널리 쓰이는 값으로 설정하였다. 표에서 설계변수 A 의 수준은 4, 설계변수 B,C 의 수준은 2 이므로 프로그램 내부에서 4x2x2 직교배열표를 자동으로 생성하여 무작위 순서(random sequence)로 시뮬레이션을 수행하였다. 동역학 해석을 위해 피니언과 랙의 질량은 각각 0.08kg, 0.05kg 으로 설정하였고, 특히 피니언의 경우 회전 축방향 관성 모멘트를 10kgmm² 으로 설정하였다. 피니언의 중심은 지표면(ground body)에 회전조인트로 구속하였고, 랙은 무게중심점에서 지표면과 병진조인트로 구속하였다. 중력가속도는 무시하였으며, 랙에 길이방향으로 500N 의 힘을 가하였고, 피니언에는 10Nm 크기의 역방향 토크를 가한 후 시간에 따른 피니언의 회전량을 측정하였다. 이때 랙의 움직임에 따른 피니언의 회전이 가장 많이 또 가장 빠르게 증가하는 경우가 동력 전달 효율이 가장 좋은 것으로 가정하였다. 총 8 번의 시뮬레이션이 수행되었고, 시뮬레이션 수행 순서에 따른 동역학 해석결과와 응력 계산결과를 이용하여 발생하는 최대 응력의 크기는 작게 하고, 동력 전달효율은 좋은 최적의 기어를 설계하였다.

Fig. 6 은 프로그램에서 얻은 동역학 시뮬레이션 결과를 보여준다. 그림에서 7ms 부근의 확대도를 자세히 살펴보면 총 8 가지의 경우 중 굵은 실선으로 표현된 8 번째 경우가 회전량이 가장 큰 것으로 나타났다. 따라서 8 개의 잇수를 갖고, 압력각이 25° 일 때 동력전달 효율이 가장 좋을 수 있다. Fig. 7(a)와 (b)는 각각 기어 이에 발생하는 최대 굽힘 응력과 최대 표면응력에 대한 SN 비 해석 결과를 보여준다. SN 비를 크게 하는 것이 좋은 경우이므로, 압력각은 1 수준, 공구 날끝 둥글기 계수는 0 수준으로 하는 것이 최적의 경우로 도출되었다. 따라서 실험계획법에 따라 동역학 해석을 진행하고, 각 경우에서 발생하는 응력값을 산출해본 결과 기어의 잇수는 8 개, 압력각은 25°, 공구 날끝 둥글기 계수는 0.25 로 했을 때 동력전달 효율이 가장 좋으면서도 집중되는 최대 응력값이 작은 최적의 기어로 판단된다.

6. 결론

본 연구에서는 수학적 관계식을 이용하여 스퍼 기어 및 랙 기어를 창성하고, 기구 동역학 해석 및 실험계획법을 이용한 최적화가 가능한 프로그램을 개발하였다. 기존 기어 설계 프로그램의 대부분은 기어 이의 형상만 생성해줄 뿐, 동역학 해석을 통한 간섭 체크나 기어 짝(gear pairs)의 동특성등은 파악할 수 없었다. 또한 기어의 잇수, 모듈, 압력각등이 어떻게 설정될 때 최적의 성능을 발휘되는지에 대한 예측이 불가능하였다. 본 연구에서 개발된 프로그램에서는 기구학 조인트 및 접촉 관계를 창성된 기어에 부여할 수 있고, 힘, 속도 및 가속도등의 경계 조건을 부여함으로써 기어열 사이의 동특성 해석이 가능하다. 또한 실험계획법에 기반을 둔 다구찌 방법과 반응표면 분석법을 이용한 최적화 모듈이 삽입되어있어서 설계변수의 특성에 맞는 최적화 기법을 선택하여 쉽고 빠르게 최고의 성능을 발휘하는 기어의 설계가 가능하게 하였다. 본문에서 반응표면 분석법에 대한 적용예제는 명시하진 않았지만, 반응표면 분석법을 이용한 최적화의 경우 실험계획법에 따라 수행한 시뮬레이션 결과를 토대로 목적함수를 유추하고, 통계 분석 및 최적화 기법을 활용하여 변수들의 최적값을 찾아낸다.^{20,22} 특히 반응표면분석법을 이용하면 연속적인 값을 취할 수 있는 변수들의 최적값을 구할 수 있기 때문에 기어 중심간 거리 및 전위계수등의 최적값을 선정하는데 활용될 수 있다. 추후 헬리컬 기어, 워밍기어등에 대한 기어열 창성 수식과 3 차원 접촉 모듈을 추가하는 것이 과제로 남아있다. 본 프로그램을 활용하면 향후 기어 설계 분야에서 크게 활용될 수 있으리라 기대된다.

참고문헌

- Merritt, H. E., "Gear Engineering," John Wiley & Sons, Inc., 1971.
- Dudley, D. W., "Handbook of Practical Gear Design," CRC Press, 1984.
- Maitra, G. N., "Handbook of Gear Design," McGraw-Hill, pp. 10-17, 1985.
- Colbourne, J. R., "The Geometry of Involute Gears," Springer-Verlag, 1987.
- Lee, K. W. and Cho, K. Z., "A Study on the Automatic Gear Design & Analysis Program," Proc. of KSPE Spring Conference, pp. 226-229, 2000.
- Cho, G. Y., Kim, S. C., Choi, J. U. and Song, J. C., "A Study on the Development of Computer-Aided Automatic Design System for Gears," Journal of the Korean Society for Precision Engineering, Vol. 13, No. 5, pp. 95-103, 1996.
- Kwak, J. S. and Chung, S. W., "Development of the Optimal Design Program and the 3-D Modeling for the Helical Gear," Journal of Korean Society of Industrial Application, Vol. 3, No. 2, pp. 107-114, 2000.
- Jeong, H. J., Jung, Y. H. and Yun, J. D., "Development of the Program for Optimum Design of Spur Gear Using Hunting Tooth," Proc. of KSPE Spring Conference, pp. 545-546, 2007.
- Lee, K. W., Ban J. S., Kim, G. H. and Cho, K. Z., "A Study on Stress Analysis of Spur Gear Using FEM," Journal of the Korean Society for Precision Engineering, Vol. 19, No. 2, pp. 171-176, 2002.
- Cho, S. C., "A Study the Development of Involute Spur Gears Profiles Strength," Journal of Korean Society of Industrial Application, Vol. 9, No. 4, pp. 269-276, 2006.
- American Gear Manufactures Association: AGMA Standard for Rating the Ritting Resistance and Bending Strength of Spur and Helical Involute Gear Teeth, AGMA 218.01, 1982.
- Song, I. H., Choi, J. H., Ryu, H. S. and Bae, D. S., "Dynamic Analysis of Spur Gear Pairs: Mesh Forces with Efficient Contact Analysis," Proc. of Korean Society of Automotive Engineers Spring Conference, pp. 779-783, 2004.
- Tack, G. R., Chweh, S. H. and Yoon, K. Y., "A Stress Analysis on the Involute-Circular Arc Composite Tooth Profile Gear," Journal of the Korean Society of Mechanical Engineers, Vol. 11, No. 2, pp. 198-204, 1987.
- Baud, S. and Velez, P., "Static and Dynamic Tooth Loading in Spur and Helical Geared Systems- Experiments and Modle Validation," Journal of Mechanical Design, Vol. 124, No. 2, pp. 334-346, 2002.
- Amos, G., "MATLAB: An Introduction with Applications," John Wiley & Sons, Inc., pp. 186-221, 2005.

16. Haug, E. J., "Computer Aided Kinematics and Dynamics of Mechanical Systems: Vol. I Basic Method," Prentice-Hall, Inc., pp. 1-301, 1988.
17. Nikravesh, P. E., "Computer Aided Analysis of Mechanical systems," Prentice-Hall, Inc., pp. 289-311, 1988.
18. Jung, S. P. and Park, T. W., "Analysis and Control of the Flexible Multibody System Using MATLAB," Transactions of KSME(A), Vol. 32, No. 5, pp. 437-443, 2008.
19. Shabana, A. A. and Sany, J. R., "An Augmented Formulation for Mechanical Systems with Non-Generalized Coordinates: Application to Rigid Body Contact Problems," Nonlinear Dynamics, Vol. 24, No. 2, pp. 183-204, 2001.
20. Jung, S. P. and Park, T. W., "An Optimum Design of a Gas Circuit Breaker Using Design of Experiments," Mechanics Based Design of Structures and Machines, Vol. 36, No. 4, pp. 346-363, 2008.
21. Kuang, J. H. and Yang, Y. T., "An Estimate of Mesh Stiffness And Load Sharing Ratio of a Spur Gear Pair," Proceedings of the 6th International Power Transmission and Gearing Conference, pp. 1-9, 1992.
22. Jung, S. P. and Park, T. W., "Development of the Optimization Design Module of a Brake System," Transactions of Korean Society of Automotive Engineers, Vol. 16, No. 3, pp. 166-171, 2008.