

산업용 인벌류트 치차 설계를 위한 자동화 기술에 관한 연구

A Study on Automatic Technology for a industrial Industrial Involute Gears Design

조 성 철* · 변 문 현**

Seong-Cheol Cho · Mun-Hyun Byun

(1997년 8월 25일 접수, 1997년 12월 12일 채택)

ABSTRACT

This study describes a computer aided design system on involute gear for power transmission. Input data for gear design are pressure angle 20° , transmitted power, gear volume, gear ratio, addendum ratio of rack, dedendum ratio of rack, edge radius of rack, allowable contact stress and allowable bending stress etc. Bending strength contact strength and scoring are considered as the design constraints. Method of optimization developed this study. The developed gear design system can design the optimized gear that minimize the number of pinion teeth with face tooth.

1. 서 론

치차는 모듈, 치폭, 잇수가 서로 상호관계를 가지며, 강도, 물림률, 접선속도등 안전성과 성능에 관계된 인자에도 영향을 미치기 때문에 치차의 설계에 있어서 매우 중요한 요소 들이다.

치차 설계시 모듈을 크게하면 잇수가 작아져 맞물림률이 작아지므로 원활한 회전을 저해하지

만 원주 속도는 작아지고 하중계수가 커짐으로 허용 응력에는 유리하다. 그러나 잇수가 많으면 지름이커져 관성 모멘트는 커지지만 치폭이 작아져 강도가 약해지기 때문에 이가 파손되기 쉽다.

한편 치폭을 크게하면 이의 강도는 커지나 잇면 전체로 하중을 받기가 곤란해지기 때문에 설계시 이 세 변수를 결정하기에는 매우 어려운

* 충청전문대학 산업안전과

** 충남대학 기계설계공학과

점이 있다. 따라서 이러한 변수의 설계값을 정확히 계산하여 치차 설계에 적용하기 위해서는 컴퓨터를 이용한 자동설계가 필수적이라 할 수 있다.

치차 설계에 대한 컴퓨터의 도입은 1960년대 초에 시작되었으며, Cockerham¹⁾은 압력각이 20°인 치차에 대해 굽힘강도와 면압강도를 고려한 치차 설계를 위한 컴퓨터 프로그램을 개발한 바 있으며, Savage와 Goy²⁾는 굽힘강도, 면압강도에 스코어링을 포함한 최적 치차 설계를 위해 피니언의 지름 피치를 변화시키는 연구를 수행하였다. 또한 Carroll과 Johnson³⁾은 피니언의 체적을 최소화하는 스피어 치차의 최적 설계에 관하여 연구하였고, 최근 Artes와 Pedrero⁴⁾는 치차 설계 분석을 위한 그래픽 방법을 연구 한 바 있다. 이와 같이 설계의 정확도를 만족시키기 위한 여러 연구가 수행되었지만 수식의 적용 방법이 다르고, 각종 인자들도 설계자에 따라 다르게 적용 하였기 때문에 설계 결과도 다르게 나타나고 있는 실정이다.

따라서 본 연구는 동력 전달용 인벌류트 치차에 대해 치차 쌍의 체적을 고정하고 굽힘강도, 면압강도, 스코어링, 물림률, 치폭, 접선속도 등의 설계조건을 만족하면서, 치폭과 모듈을 설계변수로 하고 간섭이 없는 피니언의 최소 잇수를 목적함수로 하는 치차의 자동설계화 기법에 대하여 연구 하였다.

2. 설계를 위한 이론식

치차가 맞물려 회전할때 치차가 파손되지 않고 원활히 동력을 전달하기 위해서는 정확한 설계 변수가 선정되어야 하며, 본 연구의 치차 설계를 위해 적용한 관련 이론식은 다음과 같다.

2.1 간섭 방지를 위한 최소 잇수 계산식

한쌍의 치차가 물려서 회전할때 치차의 잇수비가 크면 간섭이 발생하며, 이러한 간섭 현상은 상대편 이끝에 의하여 이뿌리의 필렛부분이 깎여나가 강도가 약해지고 이의 물림 길이가 짧아져 원활한 회전을 할 수 없게 된다. 따라서 이러한 간섭이 발생되지 않도록 치차를 설계해

야하며 이때 잇수가 많은 치차쪽 보다는 잇수가 적은 피니언쪽에 발생하므로 피니언의 잇수를 더 고려해야 한다. 간섭 방지를 위한 피니언의 최소잇수 계산은 Savage¹⁾등이 제시한 공식을 사용한다.

$$N_1 \min > \left| \frac{\frac{2a_2}{m_g}}{1 - \sqrt{\cos^2 \phi + \left(\frac{1}{m_g} + 1\right)^2 \sin^2 \phi}} \right| \dots\dots\dots (1)$$

2.2 물림률

치차가 원활한 회전을 전달 하려면 회전하는 한쌍의 이물림이 완전히 끝나기 전에 다음이의 물림 상태가 이루어 져야한다. 한쌍의 이물림 상태가 끝나는 순간 다음 이의 물림 상태가 유지 된다면 동시에 물리는 잇수는 1이 된다. 따라서 치차가 원활한 회전을 하려면 항상 물리는 잇수는 1 이상이 되어야 한다. 따라서 이를 해결하기 위하여 일반적으로 물림률이 1.2~1.8 범위 내에서 설계가 이루어지며 본 연구에서는 1.4이상으로 제한하였다.

물림률 계산은 Carroll³⁾등 제시한 공식을 사용한다.

$$mp = \frac{N_1}{2\pi \cos \phi} \left\{ \sqrt{\left(1 + \frac{2a_1}{N_1}\right)^2 - \cos^2 \phi} + \sqrt{\left(m_g - \frac{2a_2}{N_1}\right)^2 - m_g \cos^2 \phi} \right\} - (1 + m_g) \sin \phi \dots\dots\dots (2)$$

2.3 치차 강도 계산식

2.3.1 굽힘강도

굽힘강도는 이의 절손과 이뿌리부의 균열을 방지하고 치차의 설계 수명을 위해 전달되어 질 수 있는 하중을 결정하기 위해 계산되며, 이의 크기, 접선하중, 응력분포 등을 고려하여 계산한다.

본 연구는 AGMA 218.01⁵⁾의 수식을 사용한

다.

$$\sigma_t = \frac{W_t K_a 1.0 K_s K_m}{K_v F m J} \dots\dots\dots (3)$$

1) 굽힘 강도의 형상계수

굽힘강도에 사용되는 형상계수(Geometry factor) J는 이의 모양과 관계가 있으므로 기하학적 형상 때문에 생기는 응력집중 및 위험하중과 치형상에서의 압축하중과 굽힘하중을 고려한다. 굽힘강도 형상계수 J⁶⁾는 다음과 같다.

$$J = \frac{Y 1}{K_f m_n} (4)$$

$$Y = \frac{1}{\left[\left(\frac{\cos \phi_L}{\cos \phi} \right) \left(\frac{1.5}{X} - \frac{\tan \phi_L}{T} \right) \right]} \dots\dots\dots (5)$$

2.3.2 면압강도

치차의 물림은 선 접촉을 하여 물리게 된다. 따라서 치차의 축직각 단면에서는 접촉점이 작용선상을 이동하며 그 접촉점에 의한 응력이 한계값을 초과하면 잇면의 현저한 마모가 발생하여 피팅(pitting)의 발생 원인이 되고 효율도 저하된다. 따라서 면압강도의 결정은 치차의 사용기간 동안에 이의 파괴 피팅이 발생하지 않는 부하를 결정하는데 있으며, 이 면압 강도는 Hertz 면압강도식을 기초로하여 유도한 면압강도식⁵⁾을 사용한다.

이때 C_a, C_s, C_m는 1로, C_f, C_v, I는 AGMA 218.01⁵⁾의 수식을 이용하여 계산한다.

$$\sigma_c = C_p \frac{W C_a C_s C_m C_f}{C_v d F I} \dots\dots\dots (6)$$

2.3.3 스코링

스코링의 파괴는 치차가 맞물려 회전할때 잇면의 하중이 증가하고 온도가 상승하여 유막이 파괴되기 때문에 발생한다.

본 연구에서는 다음의 수식⁷⁾을 사용하여 스코링을 판정하고자 한다.

$$S_I = \left(\frac{K_r W_t}{K_o} \right)^{\frac{3}{4}} n_p^{\frac{1}{2}} m^{\frac{1}{4}} \dots\dots\dots (7)$$

3. 치차 설계

3.1 치차설계식

치차는 기계 시스템에 사용되는 기계요소 이므로 기계 시스템의 규모와 크기에 적합하도록 치차의 체적도 설계 되어져야 한다.

따라서 아무리 치차가 잘 설계되었다 하더라도 치차의 체적이 너무 작거나 크면 기계 시스템에 사용하기가 곤란하기 때문에 본 연구는 치차의 체적을 설계자가 자유로이 선택할 수 있도록 치차의 설계식을 구성 하였다.

치차의 설계식 구성은 치차의 체적을 입력값으로 구속하고 간섭이 없는 피니언의 최소 잇수를 함수로하고 모듈과 치폭을 설계 변수로 하여 구성하였다. 설계식은 피니언의 피치원 반경과 기어의 피치원 반경 그리고 치폭을 이용하여 각각의 체적을 구하고 식(8)과 같이 체적을 합하여 구성하였다. 이때 모듈, 기어비, 치폭은 다음 수식 (9), (10) (11)이므로 이 식들을 식(8)에 대입하여 식(12)를 구하고 이 식을 식(13)과 같이 피니언의 잇수 Z_p로 정리하여 설계식을 유도하였다.

$$V = \frac{\pi}{4} (d_1^2 + d_2^2) F \dots\dots\dots (8)$$

$$m = \frac{d}{Z} \dots\dots\dots (9)$$

$$m_g = \frac{Z_g}{Z_p} \dots\dots\dots (10)$$

$$F = K_o m \dots\dots\dots (11)$$

$$V = \frac{\pi}{4} \{ (mZ_p)^2 + (m_g mZ_p)^2 \} K_o m \dots\dots (12)$$

$$Z_p = \sqrt{\frac{4 V}{\pi K_o (m_g^2 + 1)} \frac{1}{m^3}} \dots\dots\dots (13)$$

따라서 식(13)을 이용하여 간섭이 없는 피니언의 최소 잇수를 목적함수로하고 모듈과 치폭을 변수로하는 최적 설계식 (14)를 구성하였다.

$$Q_M = \sqrt{\frac{4V}{\pi(m_g^2 + 1)Fm^2}} \dots\dots\dots (14)$$

3.1.2 구속조건식

구속조건(굽힘강도, 면압강도, 스코링, 물림률, 치폭의 크기, 최소잇수, 접선속도)의 도입은 설계조건에 맞는 목적함수를 최적화하기 위하여 도입하였다.

이때 치폭계수는 최소값(L)과 최대값(U)를 입력하고 이 범위 내에서 치폭계수를 선정하여 치폭을 계산하도록 하였으며, 물림률은 기어의 원활한 회전을 위해 식(2)로 계산된 값이 1.4보다 크도록 제한하였다. 굽힘강도와 면압강도는 계산응력이 사용응력보다 작거나 같으면 강도는 안정하다고 판정하여 식(18), (19)⁵⁾로 제한하였고, 스코링은 동점도 193~242 mm²/s의 윤활유를 사용했을 때 허용한계 스코링 값을 7900⁷⁾이하로 제한하였다.

또한 최소 잇수는 식(1)에서 계산한 N_{1min}보다 최적화 후의 Q_{M1}이 항상 같거나 많아야 간섭이 일어나지 않으므로 식(16)과 같이 제한하였고, 접선속도는 입력속도 V_{tmax}보다 계산값이 작아야 안전하므로 식(21)와 같이 제한하였으며 구속 조건식⁸⁾을 열거하면 다음과 같다.

$$L \leq K_o \leq U \dots\dots\dots (15)$$

$$N_1 \min \leq Q_M \dots\dots\dots (16)$$

$$1.4 \leq m_p \dots\dots\dots (17)$$

$$\sigma_t \leq \frac{K_L}{K_T K_R} \sigma_{at} \dots\dots\dots (18)$$

$$\sigma_c \leq \frac{C_L C_H}{C_T C_R} \sigma_{ac} \dots\dots\dots (19)$$

$$S_I \leq 7900 \dots\dots\dots (20)$$

$$V_t \leq V_{tmax} \dots\dots\dots (21)$$

3.1.3 최적화 방법

본 연구에서 제시한 최적화 설계식 (14)는 간섭이 없는 최소 잇수에 대해 치차 쌍을 고정된 최소 치폭과 모듈을 변수로 사용한다. 따라서 최적화를 위해 Fig. 1을 구성하였으며, O는 만족한 영역, 실선 부분은 불만족한 영역을 뜻한다. Fig. 1에서 열은 서로다른 모듈을 취하고 행은

치폭 계수의 값을 취한다. 모듈값은 KS규격을 사용하며 맨 왼쪽이 최소값이고 오른쪽으로 가면서 증가하는 값을 취한다. 치폭 계수는 왼쪽이 최소, 아래로 내려감에 따라 증가 값이 되도록 구성한다.

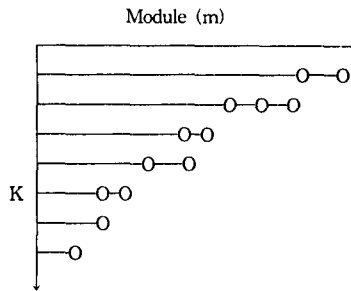


Fig. 1 Solution method of optimization

최적화 수행은 Table 1과 Table 2의 설계 자료 input에서는 치차의 가공을 위한 공구의 제한(addendum ratio, dedendum ratio, edge radius of rack, pressure angle)과 치차의 최대허용 접선속도, 치차비, 전달동력, 피니언의 분당회전수, 치차의 체적과, 허용굽힘응력, 허용면압응력, 스코링 판정값을 입력한다. 최소 잇수 계산은 식(1)을 이용하여 간섭 방지를 위한 피니언의 최소 잇수를 구한다. 물림률 계산은 앞에서 구한 피니언의 최소 잇수를 사용하여 물림률을 계산하고 그 값을 판정하여 1.4이상일 때 까지 때까지 앞에서 구한 피니언의 최소 잇수를 1씩 증가시키고 판정값이 만족하면 최적화를 수행한다.

최적화는 앞에서 구성한 Fig. 1의 방법을 이용하여 치차 설계식 (14)와 구속조건식((15)~(21))을 이용하여 실시하였다.

검색은 최소 치폭에 대해 간섭이 없는 최소 잇수를 구하는 모듈을 구하는 것으로부터 시작한다. 먼저 행으로 정의된 최소 치폭계수값을 취하고 맨 왼쪽의 작은 모듈부터 차례로 구속조건식((15)~(21))에 대입하여 구속조건이 모두 만족하면 여기에 사용한 치폭계수와 모듈을 취하여 치폭계수를 이용하여 치폭을 구하고 이 모듈과 치폭을 이용하여 목적 함수인 간섭이 없는 잇수를 모두 찾아 가장 작은 잇수값을 취한다.

이와 같이 해가 정해지면 다음 행의 같은 열에 대하여 검색을 하게 된다. 여기서도 앞의 행과 같은 방법으로 검색을 수행하며 해가 구해지면 이들과 앞의 행에서 취한 잇수값과 비교하여 가장 작은 값을 취하는 방식으로 모든행과 열에 대해 검색을 수행하여 가장 작은 값을 취하게 되며 이 값이 피니언의 최소 잇수가 되고, 이 값을 구하는데 사용한 행의 치폭값과 열의 모듈이 설계에 사용된다.

4. 인벌류트 치차의 형상 정의

인벌류트 형 스퍼어 치차를 직선 랙과 호브(hob)를 사용하여 가공할때 가공되는 치차 형상은 이뿌리원(tooth base circle) 부, 필렛(fillet) 부, 인벌류트(involute) 부, 그리고 잇봉우리(tooth top circle land) 부등 4 부분으로 구성된다. 따라서 이 4부분을 작도하기 위한 공식은 다음과 같다.

4.1 이뿌리원

이뿌리원 부는 각 γ 와 β 사이의 디텐덤 원이 되며 이뿌리원 부를 작도하는 공식은 다음과 같다.

$$X = R_d \sin(\alpha) \dots\dots\dots (22)$$

$$Y = R_d \cos(\alpha) \dots\dots\dots (23)$$

4.2 필렛

필렛은 각 γ 가 절삭압력각인 ϕ 보다 크면 점 E의 궤적은 필렛의 형상을 나타낸다. 각 θ 가 증가함에 따라 점 C는 인벌류트 곡선을 그리고 점 D는 트로코이드 곡선을 그릴 것이다. 필렛의 공식은 다음⁹⁾을 인용하였다.

$$X_d = -R\theta \cos(\beta + \theta) + (R - b + r_f) \sin(\beta + \theta) \dots\dots\dots (24)$$

$$Y_d = R\theta \sin(\beta + \theta) + (R - b + r_f) \cos(\beta + \theta) \dots\dots\dots (25)$$

4.3 인벌류트 곡선

인벌류트 치차의 설계시 인벌류트 곡선부의 작도는 치차의 중심을 직각 좌표계의 원점으로

잡고 구하고자 하는 이의 중심선을 Y축에 일치시켜 놓았을때 그 이의 인벌류트 직각 좌표값은 아래와 같이 표현된다.

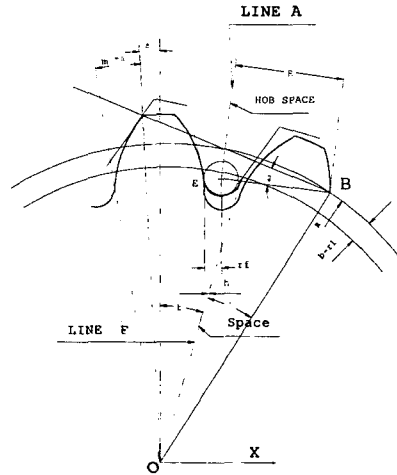


Fig.2 Geometry model of involute

$$X = \frac{R_b}{\cos(\alpha)} \cos \left[\frac{\pi}{2N} + inv(\phi) - inv(\alpha) \right] \dots\dots\dots (26)$$

$$Y = \frac{R_b}{\cos(\alpha)} \sin \left[\frac{\pi}{2N} + inv(\phi) - inv(\alpha) \right] \dots\dots\dots (27)$$

4.4 잇봉우리

인벌류트 곡선이 이뿌리원에서 만나는 잇봉우리 부의 공식은 다음과 같다.

$$X = R_o \sin(\sigma) \dots\dots\dots (28)$$

$$Y = R_o \cos(\sigma) \dots\dots\dots (29)$$

위의 공식에 의해 작도된 것을 대칭이동시켜 그리면 완전한 한 개의 이(tooth) 모양을 얻을 수 있고 이와 같이 정의된 이를 원주 피치만큼 회전시켜 그리면 치차 전체 모양을 정의할 수 있다.

5. 결과 및 해석

이상과 같이 수행한 설계법을 적용시켜보기

위해 본 연구에서는 인벌류트 치형의 스퍼어 치차에 대해 기준 피치원 상의 압력각을 20°, 치차비, 입력 회전수, 동력, 치차체적, 절삭공구 자료를 입력하여 설계를 수행하였으며, 자료 입력값은 Table 1과 Table 2의 입력값을 사용하였다.

Table 1 Cutter tool data

Addendum ratio of rack	1.25
Dedendum ratio of rack	1.00
Edge radius of rack	0.30
Pressure angle(deg.)	20°

Table 2 Input data of design

Gear ratio	6
Revolution of pinion(rpm)	6000
Input power (KW)	55
Gear sets Volume (mm)	4740×10 ⁴
(Pinion, gear Material: SMC45)	
Allowable contact stress (MPa.)	665
Allowable bending stress (MPa.)	665

이때 피니언의 최소 잇수는 식(1)에서 계산한 17개 보다 최적화를 수행후 계산된 잇가 19개로 2개가 더 많았는데 이것은 물림률을 1.4이상으로 구속한 결과로 보인다.

굽힘강도는 허용응력입력 값이 665 Mpa, 면압강도의 허용응력 입력값이 665 Mpa이고 최적화 수행후의 값은 굽힘강도 계산응력이 약 49 Mpa, 면압강도 계산응력이 약 439 Mpa이므로 치차가 운전중에도 파손되지 않고 안전하게 운전할 수 있다는 것을 보여준다. 또한 스퀴어링 판정값은 7900으로 제한하였고 계산값은 6890이므로 안정하다고 판정된다. 접선속도는 입력값이 55 m/sec 이지만 최적화 수행후의 값은 약 35.8 m/sec로 나타났으므로 치차가 원활한 회전을 할 수 있음을 보여준다.

수행결과는 Table 3과 Table 4에 나타내었다.

또한 Table 3의 출력값을 이용하여 컴퓨터화면에 도면화 하였고, Fig. 2은 피니언과 기어가 물리어 있는 도면화 결과와 설계 값을 보인다.

Table 3 Output data for gear sets drawing

	Pinion	Gear
Module	6	
Addendum	6	
Dedendum	7.5	
Center distance	228	
Clearance	0.25	
Number of teeth	19	57
Pitch circle diameter	114	342
Addendum circle diameter	126	354
Base circle diameter	102	330
Dedendum circle diameter	99	327

Table 4 Result of output data

Contact stress (MPa)	439.096405
Bending stress (MPa)	49.219257
Scoring index	6890.599609
Face width(mm)	48
Contact ratio	1.608792
Tangential velocity(m/sec)	35.814156
Trans. tangential load(Kg)	1548.491211

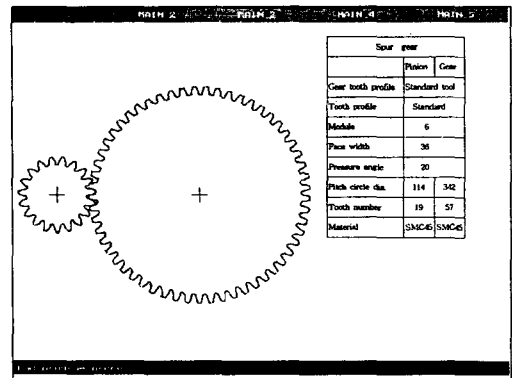


Fig. 2 Model of gear set drawing

6. 결 론

산업용 인벌류트 치차의 자동설계화 기술에 관한 연구를 수행하여 얻은 결론은 다음과 같다.

본 연구에서 제시한 치차설계(제3장의 식(14))을 이용하여 설계를 수행한 결과 응력 제한값을

굽힘응력과 면압응력을 각각 665 MPa, 스코링 판정값은 7900으로 제한하고 설계한 결과 굽힘응력이 약 49 MPa, 면압응력이 약 439 MPa, 스코링은 6800으로 나타나 운전중 치차가 운전중 파손되지 않고 안전하다는 것을 보여준다.

또한 접선속도는 입력값이 55 m/sec이지만 설계후의 값은 약 35.8 m/sec로 나타났으므로 치차가 원활한 회전을 할 수 있음을 보여준다.

따라서 본 연구에서 개발한 치차설계 자동화 시스템을 사용하여 굽힘강도, 면압강도, 스코링, 물림률, 치폭, 접선속도등을 만족하면서 안전하게 구동할 수 있는 치차 설계에 활용할 수 있으리라 기대된다.

Nomenclature

a_2 : 기어의 어텐덤 비, C_a : 사용계수,
 C_f : 표면상태계수, C_{H1} : 경도비 계수,
 C_{L1} : 면압강도 수명계수, C_m : 하중분담계수,
 C_p : 탄성정수계수, C_{R1} : 면압강도안전계수,
 C_s : 치수효과계수, C_T : 면압강도온도계수,
 C_v : 동하중계수, d : 피니언의 피치원 직경,
 E_p , E_g : 피니언, 기어재료의 탄성계수,
 F : 치폭, I : 면압강도 형상계수,
 J : 굽힘강도 형상계수, K_a : 사용계수,
 K_f : 응력수정계수, K_{L1} : 굽힘강도수명계수,
 K_m : 하중분포계수, K_o : 치폭계수,
 K_R : 굽힘강도안전계수, K_s : 치수효과계수,
 K_T : 굽힘강도온도계수, K_v : 동하중계수,
 L : 최소치폭, m : 모듈, m_g : 기어비,
 m_n : 하중분담율, m_p : 물림율, N_1 : 피니언잇수,
 N_{1min} : 피니언의최소잇수, n_p : 피니언의 rpm,
 Q_{N1} : 최적설계에서 극소화 시킬 목적함수,
 σ_{at} : 허용굽힘응력, σ_{ac} : 허용면압응력,
 σ_c : 면압응력, σ_t : 굽힘응력,
 S_I : 스코링 판정값, T : Layout 상태에서 치폭,
 U : 최대치폭,
 ν_g , ν_p : 기어, 피니언재료의 포아송비,
 V : 체적(피니언+기어), v_t : 접선속도,
 v_{tmax} : 최대접선속도, t : 접선하중,
 Y : 치형계수, Φ : 압력각, Φ_L : 작용압력각

본 논문은 1996년도 충청전문대학 교내 연구비 지원에 의해 이루어졌음.

참 고 문 헌

- 1) CoKerham, G., and Waite, D., "Computer-Aided -Desig of Spur and Hermal Gear Train, Computer Aided Design, Vol. 8, No. 2, pp. 84~88, 1976.
- 2) Savage, M., Coy, J.J. and Townsend, P., "Optimal Tooth Numbers for Compact Standard Spur Gear sets", Trans. ASME., Journal of Mechanical Design, Vol. 104, No. 3, pp. 749~758, 1982.
- 3) Carroll, R. K. and Johnson, G. E., "Optimal Design of Compact Spur Gear Sets", Trans. ASME., Journal of Mechanisms, Transmissions & Auto. in Design, Vol. 106, No. 33, pp. 95~101, 1984.
- 4) M. ARTES and J.I. PEDRERO, "Computerized Graphic Method for The Analysis of Gear Design", Departamento de Mecanica, E.T.S. Ingenieros Industriales, U.N.E.D., Vol. 29, NO. 1, pp. 59~71, 1994.
- 5) American Gear Manufacturers Association, "AGMA Standard for Rating the Pitting Resistance and Bending Strength of Spur and Helical Involute Gear Teeth, AGMA 218.01, 1982.
- 6) Lopez, M.A., Whewey, R.T., "A Method for Determining the AGMA Tooth Form Factor from Equations for the Generated Tooth Root Fillet", Trans. ASME, Journal of Mechanisms, Transmissions and Automation in Design, Vol. 108, No. 85-DET-9, pp. 270~279, 1986.
- 7) 송지복, 박재춘, 정지복, 남궁재관, "신기계설계학", 청문각, pp. 538~539, 1995.
- 8) 정태형, 김민수, "컴퓨터를 이용한 동력전달용 인벌류트 원통치차의 설계" 대한기계학회논문집 제14권, 제3호, pp. 594~602, 1990.
- 9) R.B. Randdall, "A New Method of Model-

조성철, 변문현

ing Gear Faults”, Journal of Mechanical Design, Vol. 104, pp. 259~267, 1982.