

다단 치차장치 설계 시스템 개발에 관한 연구 (제 2 보: 일반화된 신설계 알고리즘의 개발)

정태형*, 배인호**, 박경진*

Development of a Design System for Multi-Stage Gear Drives (2nd Report: Development of a Generalized New Design Algorithm)

Tae Hyong Chong*, Inho Bae**, and Gyung-Jin Park*

ABSTRACT

The design of multi-stage gear drives is a time-consuming process because it includes more complicated problems, which are not considered in the design of single-stage gear drives. The designer has to determine the number of reduction stages and the gear ratios of each reduction stage. In addition, the design problems include not only dimensional design but also configuration design of gear drive elements. There is no definite rule or principle for these types of design problems. Thus the design practices largely depend on the sense and the experiences of the designer, and consequently result in undesirable design solution.

A new and generalized design algorithm has been proposed to support the designer at the preliminary phase of the design of multi-stage gear drives. The proposed design algorithm automates the design process by integrating the dimensional design and the configuration design process. The algorithm consists of four steps. In the first step, the user determines the number of reduction stages. In the second step, gear ratios of every stage are chosen using the random search method. The values of the basic design parameters of a gear are chosen in the third step by using the generate and test method. Then the values of the dimensions, such as pitch diameter, outer diameter and face width, are calculated for the configuration design in the next step. The strength and durability of each gear is guaranteed by the bending strength and the pitting resistance rating practices by using AGMA rating formulas. In the final step, the configuration design is carried out using simulated annealing algorithm. The positions of gears and shafts are determined to minimize the geometrical volume (size) of a gearbox while avoiding interferences between them. These steps are carried out iteratively until a desirable solution is acquired.

The proposed design algorithm is applied to the preliminary design of four-stage gear drives in order to validate the availability. The design solution has considerably good results in both aspects of the dimensional and the configuration design.

Key Words : Gear(치차, 기어), Multi-Stage Gear Drives(다단 치차장치), Dimensional Design(제원 설계), Configuration Design(배치 설계), Generalized New Design Algorithm(일반화된 신설계 알고리즘)

* 한양대학교 기계공학과

** 한양대학교 대학원 기계설계학과

기호설명

b	Face width	[mm]
d_o	Outer diameter of a gear	[mm]
d_p	Pitch diameter of a gear	[mm]
d_s	Outer diameter of a shaft	[mm]
f	Objective function	
m	Normal module	[mm]
u	Gear ratio (> 1)	
z	Number of teeth	

1. 서론

다단 치차장치의 설계는 1 단 기어쌍(single gear pair)과는 달리 속도 전달비(transmission ratio, 전이수비)에 따른 적절한 단수(number of stages)의 결정과 각 단에서의 이수비 배분이 요구되며, 이와 함께 각 단에서의 전달 하중을 수용할 수 있는 치차(gear, 기어)의 제원을 결정해야 한다. 또한, 설계한 치차를 다른 치차 또는 축 등 다른 기계 요소들과의 간섭을 피하며 한정된 공간 내에 적절하게 배치하기 위한 설계도 필요하다. 이와 같이 다단 치차장치의 설계에는 제원 설계(dimensional design)와 배치 설계(configuration design)가 고도로 연성되어 있어, 실제 설계 수행시에는 전적으로 설계자의 경험과 감각에 의지하여, 제원 설계와 배치 설계를 반복적인 시행 착오에 의해 설계하는 것이 대부분이었다. 이에 따라 설계 시간의 증가는 물론, 설계의 신뢰도에 있어서도 만족할 만한 결과를 주지 못하는 경우가 대부분이다.

본 연구의 제 1 보⁽¹⁾에서는 이와 같은 설계 문제를 해결하기 위해 2 단 및 3 단 치차장치의 제원 설계 프로세스를 자동화한 설계 시스템을 개발하고, 시뮬레이티드 어닐링 알고리즘을 이용한 배치 설계 시스템의 개발을 수행하였다. 그러나, 전보에서 개발한 시스템은 3 단 이하 치차장치의 설계에 적용할 수 있으며, 치차의 제원 설계시 설계자가 설정해 주어야 하는 항목이 존재한다는 단점을 지니고 있었다. 그러나 고속도비 다단 치차장치가 4 단 이상으로 구성되는 경우도 많아, 제원 설계와 배치 설계의 자동화가 반드시 필요하다는 점을 고려할 때, 이들에 대해서도 모두 적용이 가능한 일반적인 설계 시스템을 개발하는 것이 필요하다.

따라서, 본 논문에서는 원통 치차로 구성된 2 단 및 3 단 치차장치의 설계는 물론, 4 단 이상의 다단 치차장치에 대해서도 이수비 배분, 치차 제원의 설계, 치차장치의 배치 설계를 모두 자동적으로 수행할 수 있는 일반화된 새로운 설계 알고리즘을 제안하고 이를 이용한 설계 시스템을 개발하였다. 또한, 개발된 시스템으로 실제 4 단 치차장치에 대한 설계를 직접 수행하여 설계 시스템의 효율성을 검증하였다.

2. 다단 치차장치의 신설계 알고리즘

다단 치차장치의 설계 과정은 입력력 속도 및 전달 동력 등 주어진 설계 명세에 따라 단수와 각 단의 이수비를 결정하고, 이에 따라 치차 제원을 설계하며, 설계한 각 요소를 적절하게 배치하는 것으로 구성된다고 볼 수 있다. 이러한 설계 과정을 기반으로 다단 치차장치의 기본 설계를 자동화하기 위한 새로운 알고리즘을 제안하며, 이를 Fig. 1에 보인다. 제안한 알고리즘은 크게 단수의 결정, 각 단의 이수비 결정, 각 치차의 제원 설계, 치차장치의 배치 설계의 4 단계 과정으로 이루어져 있으며, 이들 각 단계의 설계 과정을 반복적으로 수행하여 적절한 설계해를 선정하게 된다.

2.1 단수의 결정 : Step 1

일반적으로 설계자는 속도 전달비, 사용 가능한 공간, 그리고 그 외의 다른 설계 조건들을 고려하여 단수와 각 단의 이수비를 결정한다. 현재까지 다단 치차장치의 단수의 결정에 관해서는 정식화된 방법이 존재하지 않는다. 다만, 한 단의 이수비가 5보다 큰 경우 단수를 증가하도록 하는 것과 같은 대략적인 지침만이 주어지고 있다.⁽²⁾ 이는 대부분의 경우 단수 선정의 범위가 그리 크지 않아 설계자의 경험과 필요에 따라 결정해 줄 수 있고, 선정된 단수가 절대적인 값으로 볼 수 없기 때문이다. 따라서, 본 연구에서는 설계자가 단수를 입력하여 설계를 수행할 수 있도록 하였다. 이 과정 또한 단수의 상하한치를 설정해 주는 등의 알고리즘의 간단한 변경을 통해 자동화할 수 있으나, 그로 인해 부가되는 계산량의 증가에 비해 설계자가 단수를 입력하고, 설계 결과가 만족스럽지 않거나, 최대 계산 반복 횟수를 넘는 등 필요한 경우 단수를 증감하여 프로그램을 수행하는 것이 보

다 효율적이다.

2.2 각 단의 잇수비 배분 : Step 2

두 번째 설계 단계에서는 각 단의 잇수비 u_i 를 일종의 임의탐색법(random search method)을 통해 결정한다.

현재까지 다단 치차장치의 단수의 결정과 잇수비 배분에 관해서는 제 1 보⁽¹⁾에 보인 바와 같이 2단 및 3단 치차장치에 대해서는 Niemann⁽³⁾이 Hertz 응력식을 기본으로 도출한 잇수비 배분에 관한 설계식을 제안하고 있으나, 4단 이상의 일반적인 다단 치차장치 설계를 위한 정식화된 방법은 존재하지 않는다. 다만 각 단의 잇수비를 일반적으로 5 내지 7(특수한 경우에는 10) 정도까지 사용하고, 입력측 단의 잇수비보다 출력측 단의 잇수비를 작게 한다는 등의 대략적인 지침만이 주어지고 있다.^(4,5)

본 연구에서는 이러한 두 가지 지침을 근거로 하여 잇수비 결정을 위해 임의탐색법(random search method)을 사용한 알고리즘을 제안한다. 즉, 각 단의 잇수비를 정확하게 결정하기는 힘들지만 그 상하한치는 기존의 지침에 따라 설계자가 대략

적으로 정해줄 수 있으므로, 각 단의 잇수비의 상한치와 하한치를 설정하고, 이 범위 내에서 입력측 단의 잇수비가 출력측 단의 잇수비보다 크도록 임의수(random number)를 발생시킴으로써 잇수비를 설정하도록 하였다. 우선 잇수비의 상한치와 하한치 사이에서 임의수를 발생시켜 이를 1단의 잇수비로 하고, 결정된 1단의 잇수비를 상한치로 하여 임의수를 다시 발생시켜 이를 2단의 잇수비로 하는 방식으로 모든 단의 잇수비를 결정한다. 여기서 결정된 각 단의 잇수비는 Step 3의 치차 제원을 결정하기 위한 기본적인 입력으로 사용되며, Step 4에서의 배치 설계까지 수행한 후 다른 잇수비를 설정하여 같은 설계 과정을 반복적으로 수행한다. 최종적으로는 배치 설계에서 치차상자의 부피를 최소화 하는 적절한 잇수비를 설정하게 되며, 이는 각 단의 잇수비가 치차의 제원 설계 및 배치 설계와 서로 직접적인 영향을 미치기 때문인 것이다. 이에 대해서는 이후 예제를 통해 검증한다.

2.3 치차 제원의 결정 : Step 3

세 번째 단계에서는 기본 설계 파라미터로 각 단 치차의 모듈 m , 잇수 z , 치폭 b 를 잡아 생성

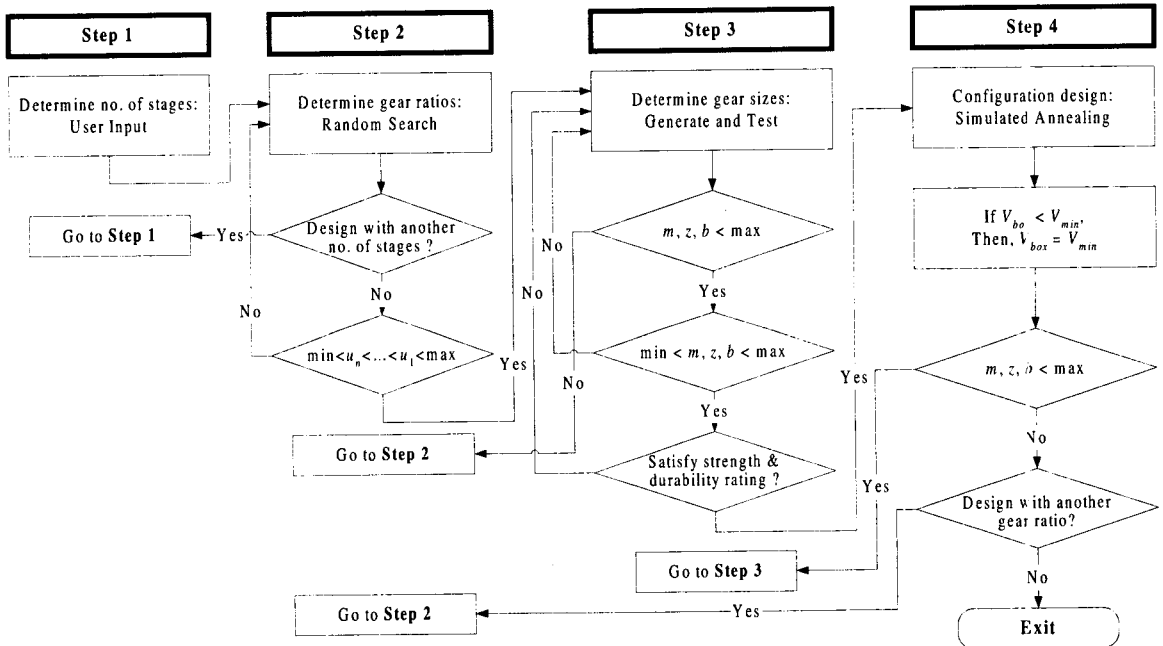


Fig. 1 Flow chart of the proposed design algorithm for multi-stage gear drives

검사법(generate and test method)을 통해 그 값들을 결정하고, 이로부터 배치 설계에 필요한 치차의 제원, 즉 피치원 지름과 이끝원 지름을 결정할 수 있다. 일반적으로 원통 치차의 설계를 위해서는 모듈, 잇수, 치폭 외에 압력각(pressure angle), 나선각(helix angle), 전위계수(addendum modification coefficient)도 고려해야 한다. 그러나, 이들에 대해서는 치차의 상세설계 단계에서 고려하게 되고, 기본설계에서 결정한 피치원 지름과 이끝원 지름에는 큰 영향을 미치지 않는다. 따라서, 압력각, 나선각, 전위계수를 고정시키고, 모듈, 잇수, 치폭만을 기본 설계 파라미터로 하는 것이 가능하다.

일반적으로 생성검사법은 탐색 효율이 떨어지는 경우가 많지만, 설계해에 대한 탐색 공간을 한정시킴으로써 탐색 시간에 대한 부하를 크게 줄일 수 있다. 즉, 모듈의 경우 ISO 규격⁽⁶⁾에 나와 있는 표준치만을 사용하기 때문에 이산변수(discrete variable)로 볼 수 있고, 잇수의 경우 정수변수(integer variable)로서 압력각에 따라 실용적인 최소한계 잇수를 결정할 수 있으며, 대략적인 피니언의 최대 한계 잇수도 설정할 수 있다.⁽³⁻⁵⁾ 또한, 치폭의 경우 연속변수(continuous variable)이지만, 실용적으로는 모듈의 정수배로서 상하한치를 정해주는 것이 가능하므로 이산 변수로 취급하여 설계를 수행할 수 있다.⁽⁷⁾ 설계된 치차는 강도 평가를 통해 검증하고, 평가를 만족하는 치차에 대해서만 배치 설계를 수행한다. 여기서 강도 평가는 AGMA 규격⁽⁸⁾에 의해 치차의 면압 강도(pitting resistance)와 굽힘 강도(bending strength)에 대해 평가한다.

한편, 치차쌍의 제원 설계에 대해서는 저자 등을 비롯한 여러 연구자들에 의해 최적설계의 방법론을 이용한 연구가 진행되어 왔고,^(9,10) 여기서도 그와 같은 방법론을 채용하여 제원 설계를 수행하는 것도 생각해 볼 수 있다. 그러나, 이상에서 제안한 알고리즘으로도 적은 탐색 시간 내에 충분히 만족스러운 설계 결과를 얻을 수 있고, 또한 실제로 각 단 치차쌍의 부피가 최소로 된다고 하여 배치 설계에 있어서 치차상자의 부피를 최소로 할 수 있는 것은 아니므로 현재의 알고리즘에서는 생성검사법을 채용하여 설계를 수행한다.

2.4 다단 치차장치의 배치 설계 : Step 4

본 연구의 제 1 보⁽¹⁾에서 보인 것과 같이 시뮬

레이티드 어닐링 알고리즘(simulated annealing algorithm)을 이용하여 중심거리와 간섭 등 설계 제약 조건을 만족하며 최소의 부피를 가지는 치차 장치의 배치 설계를 수행한다. 본 논문의 제 1 보⁽¹⁾에서의 배치 설계는 이미 이전 단계에서의 설계를 통해 제원이 결정되어 있는 치차를 직경과 높이를 가지는 원통으로 가정하여, 다수의 원통을 3차원 공간 내에 패킹(packaging)하는 문제로 생각한 것이었다. 즉, 치차의 배치를 위한 목적함수는 식 (1)과 같이 가상적인 치차상자의 부피, 즉 치차를 완전히 감싸는 직육면체의 부피와 제약 조건들의 선형합을 사용하여, 이를 최소화하는 것으로 하였다.^(1,9)

$$f = W_0 P_0 V_{box} + \sum_{i=1}^{nc} W_i P_i C_i \quad (1)$$

여기서, f 는 목적함수, W_0 와 P_0 는 각각 치차상자에 대한 가중치 계수(weighting factor)와 표준화 계수(normalizing factor), V_{box} 는 치차상자의 부피, W_i 와 P_i 는 각각 제약 조건에 대한 가중치 계수와 표준화 계수, C_i 는 제약 조건을 나타낸다.

반면, 본 논문에서는 배치 설계를 위한 목적함수의 구성은 제 1 보⁽¹⁾와 같은 방식을 취하지만, 여기서 사용되는 치차 제원은 이전 단계에서 잠정적으로 설정된 것일 뿐이다. 즉, Fig. 1의 Step 4에 보인 바와 같이 일단 설정된 치차 제원으로 배치 설계를 수행하여 치차상자의 부피를 최소화하는 배치 설계해를 구하고, 이를 이전의 최적 배치 설계해와 비교하여 이전의 해보다 좋은 경우 현재의 설계해를 최적해로 하고, 이와 같은 설계 과정을 반복하여 최종적으로 적절한 배치해를 설정하게 된다. 이것은 제원 설계와 배치 설계가 서로 고도로 연성되어 있는 실제 설계의 특성을 반영하여 자동화한 것을 의미한다.

제약 조건으로는 제 1 보⁽¹⁾와 마찬가지로 각 단의 피니언과 기어가 물림을 이루기 위한 제약 조건과 치차와 다른 치차 사이, 치차와 축 사이의 간섭을 회피하기 위한 제약 조건을 설정하여 치차 장치 요소들이 적절히 배치될 수 있도록 하였다. 이후 예제로 보인 4단 치차장치의 배치 설계에 사용된 제약 조건은 Table 1의 $C_1 \sim C_{44}$ 와 같다. Table 1에서 (x_i, y_i, z_i) , (x_{si}, y_{si}, z_{si}) 를 각각 i 번째 치차와 i 번째 축의 중심점의 좌표라고 하면,

$C_1 \sim C_4$ 와 $C_5 \sim C_8$ 은 각각 1, 2, 3, 4 단에서의 피니언과 기어가 물림을 이루기 위한 중심거리 제약 조건과 치폭 방향의 중심위치 제약 조건을 나타낸다. 또한, $C_9 \sim C_{14}$, $C_{15} \sim C_{17}$ 은 동일한 축을 가지는 치차들 사이의 중심위치에 관한 제약 조건들을 나타낸다. $C_{18} \sim C_{29}$ 는 치차들 사이의 간섭을 피하기 위한 제약조건으로서 이 값이 0 보다 작은 경우에는 간섭이 생기지 않음을 의미하며, 그 경우에는 식 (1)의 목적함수에 포함시키지 않는다. $C_{30} \sim C_{44}$ 는 치차와 축 사이의 간섭을 피하기 위한 제약 조건으로서, 마찬가지로 0 보다 작은 경우에는 고려하지 않는다.

3. 설계 예: 4 단 치차장치의 설계

이상과 같이 개발한 설계 알고리즘을 4 단 치차장치의 설계에 적용한 예를 보인다. 기본설계 명세는 Table 2 와 같다. 설계는 전달 동력이 8 kW 이고, 속도 전달비가 300, 입력 속도가 6000 rpm 인 고속도비 4 단 치차장치를 대상으로 하며, 강도 평가에 필요한 명세 항목들은 산업용 치차장치 설계에 사용되는 일반적인 값들로 하였다.

Table 1 Constraints used for the design of four-stage gear drives

$C_1 = \sqrt{(x_1 - x_2)^2 + (y_1 - y_2)^2} - (d_{p1} + d_{p2})/2$	$C_{24} = (d_{o2} + d_{o7})/2 - \sqrt{(x_2 - x_7)^2 + (y_2 - y_7)^2} > 0$
$C_2 = \sqrt{(x_3 - x_4)^2 + (y_3 - y_4)^2} - (d_{p3} + d_{p4})/2$	$C_{25} = (d_{o2} + d_{o8})/2 - \sqrt{(x_2 - x_8)^2 + (y_2 - y_8)^2} > 0$
$C_3 = \sqrt{(x_5 - x_6)^2 + (y_5 - y_6)^2} - (d_{p5} + d_{p6})/2$	$C_{26} = (d_{o3} + d_{o7})/2 - \sqrt{(x_3 - x_7)^2 + (y_3 - y_7)^2} > 0$
$C_4 = \sqrt{(x_7 - x_8)^2 + (y_7 - y_8)^2} - (d_{p7} + d_{p8})/2$	$C_{27} = (d_{o3} + d_{o8})/2 - \sqrt{(x_3 - x_8)^2 + (y_3 - y_8)^2} > 0$
$C_5 = z_1 - z_2$	$C_{28} = (d_{o4} + d_{o7})/2 - \sqrt{(x_4 - x_7)^2 + (y_4 - y_7)^2} > 0$
$C_6 = z_3 - z_4$	$C_{29} = (d_{o4} + d_{o8})/2 - \sqrt{(x_4 - x_8)^2 + (y_4 - y_8)^2} > 0$
$C_7 = z_5 - z_6$	$C_{30} = (d_{s1} + d_{o4})/2 - \sqrt{(x_{s1} - x_4)^2 + (y_{s1} - y_c)^2} > 0$
$C_8 = z_7 - z_8$	$C_{31} = (d_{s1} + d_{o6})/2 - \sqrt{(x_{s1} - x_6)^2 + (y_{s1} - y_6)^2} > 0$
$C_9 = x_2 - x_3$	$C_{32} = (d_{s1} + d_{o8})/2 - \sqrt{(x_{s1} - x_8)^2 + (y_{s1} - y_8)^2} > 0$
$C_{10} = y_2 - y_3$	$C_{33} = (d_{s2} + d_{o6})/2 - \sqrt{(x_{s2} - x_6)^2 + (y_{s2} - y_6)^2} > 0$
$C_{11} = x_4 - x_5$	$C_{34} = (d_{s2} + d_{o8})/2 - \sqrt{(x_{s2} - x_8)^2 + (y_{s2} - y_8)^2} > 0$
$C_{12} = y_4 - y_5$	$C_{35} = (d_{s3} + d_{o1})/2 - \sqrt{(x_{s3} - x_1)^2 + (y_{s3} - y_1)^2} > 0$
$C_{13} = x_6 - x_7$	$C_{36} = (d_{s3} + d_{o2})/2 - \sqrt{(x_{s3} - x_2)^2 + (y_{s3} - y_2)^2} > 0$
$C_{14} = y_6 - y_7$	$C_{37} = (d_{s3} + d_{o8})/2 - \sqrt{(x_{s3} - x_8)^2 + (y_{s3} - y_8)^2} > 0$
$C_{15} = z_2 - z_3 - (b_2 + b_3)/2$	$C_{38} = (d_{s4} + d_{o1})/2 - \sqrt{(x_{s4} - x_1)^2 + (y_{s4} - y_1)^2} > 0$
$C_{16} = z_4 - z_5 - (b_4 + b_5)/2$	$C_{39} = (d_{s4} + d_{o2})/2 - \sqrt{(x_{s4} - x_2)^2 + (y_{s4} - y_2)^2} > 0$
$C_{17} = z_6 - z_7 - (b_6 + b_7)/2$	$C_{40} = (d_{s4} + d_{o4})/2 - \sqrt{(x_{s4} - x_4)^2 + (y_{s4} - y_4)^2} > 0$
$C_{18} = (d_{o1} + d_{o5})/2 - \sqrt{(x_1 - x_5)^2 + (y_1 - y_5)^2} > 0$	$C_{41} = (d_{s5} + d_{o1})/2 - \sqrt{(x_{s5} - x_1)^2 + (y_{s5} - y_1)^2} > 0$
$C_{19} = (d_{o1} + d_{o6})/2 - \sqrt{(x_1 - x_6)^2 + (y_1 - y_6)^2} > 0$	$C_{42} = (d_{s5} + d_{o2})/2 - \sqrt{(x_{s5} - x_2)^2 + (y_{s5} - y_2)^2} > 0$
$C_{20} = (d_{o1} + d_{o7})/2 - \sqrt{(x_1 - x_7)^2 + (y_1 - y_7)^2} > 0$	$C_{43} = (d_{s5} + d_{o4})/2 - \sqrt{(x_{s5} - x_4)^2 + (y_{s5} - y_4)^2} > 0$
$C_{21} = (d_{o1} + d_{o8})/2 - \sqrt{(x_1 - x_8)^2 + (y_1 - y_8)^2} > 0$	$C_{44} = (d_{s5} + d_{o6})/2 - \sqrt{(x_{s5} - x_6)^2 + (y_{s5} - y_6)^2} > 0$
$C_{22} = (d_{o2} + d_{o5})/2 - \sqrt{(x_2 - x_5)^2 + (y_2 - y_5)^2} > 0$	
$C_{23} = (d_{o2} + d_{o6})/2 - \sqrt{(x_2 - x_6)^2 + (y_2 - y_6)^2} > 0$	

Table 2 Design specifications for design example

Transmitted power	[kW]	8
Input speed	[rpm]	6000
Transmission ratio		300
Gear type		External spur
Pressure angle	[deg.]	20
Material		Steel
Heat treatment		Carburized & case hardened
Hardness	[HRC]	55
AGMA quality number		11
Load cycles		1×10^7

또한, Table 3 에 설계 예에서 사용한 기본 파라미터인 각 단의 잇수비, 모듈, 피니언 잇수, 치폭의 상하한치와 변수의 형태를 보인다. 이미 언급한 바와 같이 잇수비는 임의수로서 연속변수이며, 모듈은 이산변수, 피니언 잇수는 정수변수이다. 치폭은 모듈의 정수배로 설정하여 이산변수로 취급하며, 각 단의 피니언과 기어는 동일한 치폭을 갖는 것으로 가정하였다.

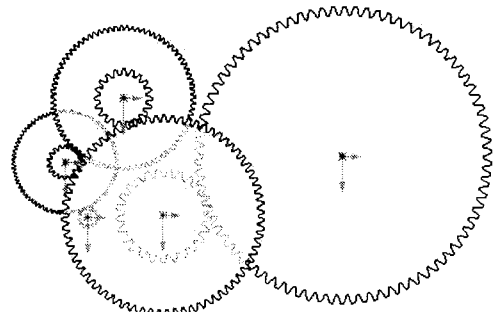
Table 3 Minimum and maximum values of the basic design parameters and their types

	Min.	Max.	Types
Gear ratios	1.0	9.0	Continuous
Module	[mm] 1.0	6.0	Discrete
Number of teeth, pinion	14	25	Integer
Face width	[module] 4	15	Discrete

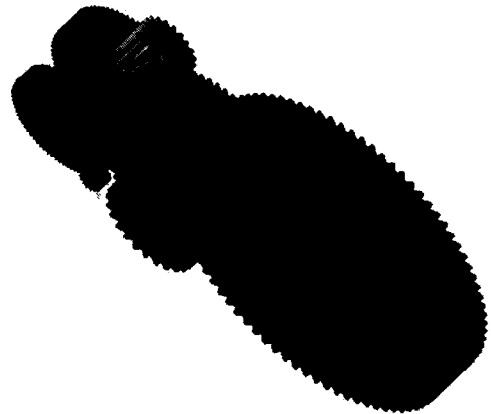
이상의 설계 명세로부터 축과의 간섭을 고려하지 않은 경우에 대한 설계해를 Table 4 에 보인다. Table 4 의 설계 결과에서 각 단의 잇수비는 5.5, 4.389, 3.7, 3.28 와 같이 적절하게 배분된 것을 볼 수 있으며, 일반적인 경험적 설계치와 비교해도 좋은 결과를 나타내고 있다고 볼 수 있다. 또한, 각 단의 모듈 및 치폭 등 치차 제원에 관한 설계 또한 설계 의도에 적절하게 부합하는 수치를 가지는 것을 알 수 있다. 이것은 잇수비 설정을 위해 임의 탐색을 수행하고 있으나, 여기서 설정된 잇수비가 치차의 제원은 물론 배치 설계와 상호 영향을 주기 때문으로 분석할 수 있으며, 이러한 경향은 Fig. 2 에서 명확히 확인할 수 있다.

Table 4 Design result without considering shaft interference

Stage	1	2	3	4
Module	[mm] 1.5	2.0	3.0	4.0
Gear ratio	5.5	4.389	3.7	3.28
Number of teeth, pinion	14	18	20	25
Number of teeth, gear	77	79	74	82
Pitch diameter, pinion	[mm] 21.0	36.0	60.0	100.0
Pitch diameter, gear	[mm] 115.5	158.0	222.0	328.0
Face width	[mm] 18.0	30.0	45.0	60.0
Volume of gearbox	[mm ³]	19.3×10^6		



(a) 2-dimensional representation



(b) 3-dimensional representation

Fig. 2 Configuration of the gears in Table 4

Fig. 2 (a)는 제원 설계를 통해 얻어진 Table 4 의 각 치차를 배치한 설계 결과를 2 차원 정면도로 나타낸 도식해를 보이고 있는 것이며, Fig. 2 (b)는

이를 3 차원 솔리드 모델로 나타낸 것이다. 이 경우 각 치차들이 물림조건을 만족하며 치차상자의 크기를 최소화하기 위해 좌표 중심으로 모이는 경향을 나타냄을 볼 수 있으나, 축과의 간섭을 고려하지 않았기 때문에 1 단 피니언 축과 3 단 기어 사이에 간섭이 생길 가능성이 있음을 확인할 수 있다. 그러나, 실제로는 1 단 피니언의 위치를 약간 변경시켜 줌으로써 치차상자의 부피에 영향을 주지않고 간섭을 회피할 수 있는 것을 쉽게 알 수 있다. 이는 축과의 간섭을 고려하지 않은 설계해인 경우에도 실제 설계시에는 설계자에게 배치설계를 위한 기본적인 방향성을 제공할 수 있는 것으로도 분석할 수 있다. 이때 치차상자의 부피는 19324379 mm³ 이었다.

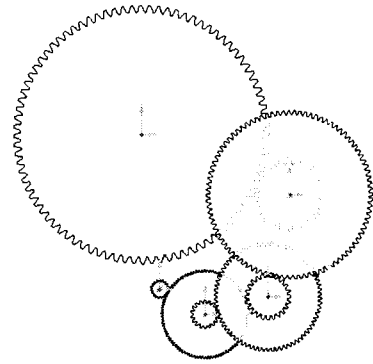
Table 5 Design result considering shaft design

Stage	1	2	3	4
Module [mm]	1.25	2.0	2.5	4.0
Number of teeth, pinion	19	18	24	24
Number of teeth, Gear	97	74	92	88
Gear ratio	5.105	5.05	3.833	3.667
Pitch diameter, pinion [mm]	23.75	36.0	60.0	96.0
Pitch diameter, gear [mm]	121.25	148.0	230.0	352.0
Face width [mm]	18.75	28.0	37.5	56.0
Volume of gearbox [mm ³]	22.7×10 ⁶			

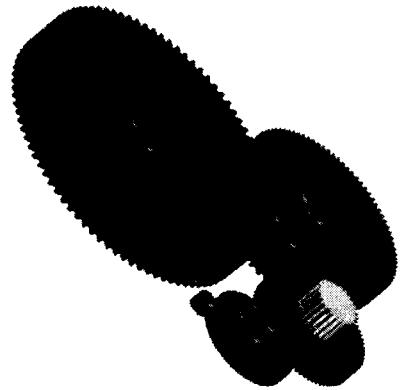
한편, Table 5 와 Fig. 3 은 축과의 간섭을 고려한 설계 결과를 나타내고 있다. 실제 설계시에는 필연적으로 축 또는 다른 요소들과의 간섭을 피하여야 하므로, 단순히 치차만을 최소 공간내에 배치하는 것과는 다른 양상을 가진다.

본 시스템에서는 이러한 조건에 대해서도 Table 1 의 C₃₀ ~ C₄₄ 와 같이 축과의 간섭관계를 고려하는 제약조건으로 기술함으로써 쉽게 해결 가능하도록 하였다. Table 5 의 설계 결과도 Table 4 의 설계 결과와 마찬가지로 각 단의 잇수비와 모듈, 치폭 등에서 좋은 결과를 얻은 것을 알 수 있다. 그러나, 이에 대한 배치 설계 결과는 축과의 간섭을 고려하고 있기 때문에 이전과는 다른 양상을 가진다. Fig. 3 의 (a)와 (b)에서 볼 수 있듯이 치차는 각 축과의 간섭을 피하면서 배치되는 경향을 가지지만, 이 경우에도 치차상자의 부피를 최소화하기 위해 역시 중심방향으로 모이고 있음을 볼

수 있다. 이 때 치차상자의 부피는 Table 4 의 결과 보다는 약간 증가하여 22689493 mm³ 이었다.



(a) 2-dimensional representation



(b) 3-dimensional representation

Fig. 3 Configuration of the gears in Table 5

4. 결론

본 연구에서는 원통 치차로 구성된 다단 치차 장치의 설계를 위해 제원 설계와 배치 설계를 반복적으로 수행하여 최종적으로 설계 의도에 부합하는 설계해를 제공하는 일반화된 새로운 알고리즘을 제안하였다. 각 단의 잇수비 설정은 임의 탐색을 사용하였으며, 각 치차의 제원 설계를 위해서는 생성검사법을 사용하였고, 또한 치차의 배치 설계를 위해 시뮬레이티드 어닐링 알고리즘을 이용, 치차상자의 부피를 최소화 할 수 있는 설계를 수행함으로써 치차의 위치를 결정하였다.

본 논문에서 제안한 알고리즘은 제원 설계와 배치 설계를 반복적으로 수행하여 최종적으로 적

절한 제원과 배치를 동시에 설정하게 된다. 이것은 제원 설계와 배치 설계가 서로 고도로 연성되어 있는 실제 설계의 특성을 반영하여 자동화한 것을 의미하며, 모든 다단 치차장치의 설계에 일반적으로 적용할 수 있는 일관된 설계 알고리즘을 제공한 것이다.

개발한 시스템을 통해 4 단 치차장치에 대한 설계를 수행한 결과, 일반적인 설계 의도에 부합하는 좋은 설계 결과를 제시함을 알 수 있었다. 일반적인 다단 치차장치의 설계에는 많은 시간과 비용이 소비된다고 하는 관점에서 볼 때, 본 시스템을 이용하는 경우 상당히 효율적이고 편리하게 기본설계를 수행할 수 있을 것으로 기대된다.

후 기

이 논문은 1997 년 한국학술진흥재단의 학술연구비에 의하여 지원되었음을 밝혀두며 관계 기관에 심심한 사의를 표하는 바이다.

참고문헌

1. 정태형, 이성주, 배인호, 박경진, "다단 치차장치 설계 시스템 개발에 관한 연구 (제 1 보)," 한국정밀공학회지, 제 17 권, 제 9 호, 2000.
2. AGMA Standard 917-B97, "Design Manual for Parallel Shaft Fine-Pitch Gearing," American Gear Manufacturers Association, 1997.
3. Niemann, G., and Winter, H., "Maschinenelemente," Band II (In German), 1989.
4. 박영조, "기계설계," 보성문화사, 1997.
5. Townsend, D. P., "Dudley's Gear Handbook," McGraw-Hill, 1992.
6. ISO Standard 54-1977, "Cylindrical Gears for General Engineering and for Heavy Engineering - Modules and Diametral Pitches," International Organization for Standardization, 1977.
7. 仙波正莊, "新版 齒車傳動機構設計のポイント," 日本規格協會, 1988.
8. ANSI/AGMA Standard 2101-C95, "Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth," American Gear Manufacturers Association, 1995.
9. 정태형, 김민수, "컴퓨터를 이용한 동력전달용

인벌류우트 원통치차의 설계," 대한기계학회 논문집, Vol. 14, No. 3, pp. 594-602, 1990.

10. 정태형, 이후덕, 배인호, "부피 및 물림 진동을 고려한 헬리컬 기어의 설계," 대한기계학회 논문집, 제 23 권, 제 10 호, pp. 1716-1722, 1999.
11. Szykman, S., and Cagan, J., "Constrained Three-Dimensional Component Layout Using Simulated Annealing," ASME J. of Mechanical Design, Vol. 119, No. 2, pp. 28-35, 1997.