

旋盤의 移送裝置部の 컴퓨터利用設計에 관한 研究

Study On the Computer Aided Design of Lathe Feed Driving Unit

廉永夏* · 李長茂** · 李元憲***
 Y.H. Yum, J.M. Lee, W.H. Lee

Abstract

As a basic study on the machine tools of modular structure, a Computer Aided Design of feed driving unit and an optimization of the dynamic characteristics of a machine tool structure are carried out.

Computer-aided design technique enables designers to save time and to easily do the job in variant design by effectively documenting design techniques and data. In this study a computer program package was developed for automatic design of a proper feed driving units by utilizing building block principle of IOWA CADET.

1. 緒 論

고도의 기술을 필요로 하는 지식 집약형 공업으로 공업의 중심이 옮겨 가고 있는 현재의 추세로 보아, 장차 공작기계와 생산시스템에 많은 변화가 예상된다. 즉 생산시스템의 유연성이 높아져야 하고 공작기계가 다능화 되어야 하며, 내구성 및 가공 능력도 향상되어야 한다. 위와같은 요구에 부응하기 위한 연구가 모듈라 공작기계에 관한 연구라 볼 수 있으며, 본 연구에서는 전 산업 분야에서 널리 활용되어 생산성 향상 및 생산비 절감에 많은 기여를 하고 있는 컴퓨터원용설계(C. A. D.) 기술을 공작기계중 비중이 가장 큰 선반의 이송 장치부에 적용하여 보았다.

컴퓨터를 이용한 설계는 복잡한 자료의 선별 및 수식의 계산을 신속 정확하게 수행할 수 있으며, 다양한 설계 조건을 쉽게 만족시킬 수 있다. 최근에는 설계 기술에서의 컴퓨터 사용뿐 아

니라 제품생산의 제어에 이르기까지 컴퓨터의 사용이 확산되어 무인 공장을 통한 생산제품이 가능한 CAD/CAM으로 발전하였다. 이러한 기술의 혁신으로 생산성의 증가 및 정밀도를 유지할 수 있으며, 우리나라에서도 이러한 설계 기술의 토착화가 필요하리라 사료된다.

1차년도에는 이미 보고서를 제출한 바와같이 선반의 주축 구동 유닛트를 최적화하기 위한 설계기술 및 데이터들을 컴퓨터에 효율적으로 도큐멘테이션화하여 컴퓨터 프로그램 패키지들 만들고 주축부의 원하는 부분(예컨대 스피들 또는 기어)의 최적화를 위하여 탐색 프로그램이 용이하게 삽입될 수 있도록 하였다.

본 2차년도에는 위의 기법을 그대로 적용하여 선반 이송 유닛트의 자동 설계 및 최적화를 시도하였다.

본 연구의 대상으로 채택된 공작기계는 대한중기의 KOHEMA-860 선반이다.

2. 선반의 이송장치의 일반사항과 변속기구의 고안

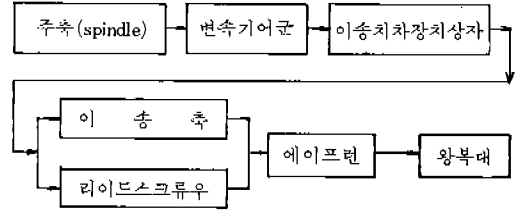
2.1 선반의 이송장치의 일반사항

선반의 이송장치는 나사절삭 변속 기구와 이송 기구로 나눌 수 있다. 선반에서 이송은 스피indel 1회전 당 공구의 직선 이동거리를 말하며, 공구가 스피indel의 중심선과 평행하게 움직이는 세로 이송(longitudinal feed)과 중심선에 대해 직각 방향으로 움직이는 가로이송(cross feed)이 있다.

선반의 이송에 관한 일반사항은 다음과 같다.

- (1) 세로 이송과 가로 이송은 주축회전과 연결되어야 한다.
- (2) 주축회전을 직선운동으로 바꾸기 위하여 이송봉과 리이드 스크류우가 장치되어 있다.
- (3) 주축의 회전은 변환치차군(change gear)과 이송 치차장치 상자의 이송치차군을 거쳐서 이송봉 또는 리이드 스크류우와 연결된다.
- (4) 이송치차 장치는 노오튼장치 또는 미끄럼치차장치로 되어 있다.
- (5) 세로 이송과 가로 이송은 동시에 이루어질 수 없다.
- (6) 이송봉과 리이드 스크류우는 동시에 작동될 수 없다.
- (7) 나사절삭을 위한 리이드 스크류우는 하프너트(half nut)와 맞물려 있다.
- (8) 리이드스크류우는 인치나사나 미터나사 어느 것의 가공에도 사용된다.
- (9) 리이드스크류우의 정밀도는 KS B4003(선반정밀도 검사)에 따른다.
- (10) 이송장치에는 안전장치가 구비되어 과부하에 대하여 자동이송을 정지시킬 수 있도록 할 것이 필요하다.
- (11) 이송은 수동과 자동이 함께 될 수 있는 것이 필요하다.
- (12) 윤활은 자연낙하 방식으로 하여 급유관을 통하도록 한다.

이송 계통은



로 이루어진다.

2-2 나사 절삭을 위한 변속기구의 고안

여러가지 피치의 나사절삭을 위하여 이송을 위한 변속기어를 일일이 갈아 끼우는 것은 많은 시간과 노력이 필요하게 되므로 나사절삭을 위한 급속 변속장치가 필요하다. 나사는 표준 규격에 의해 통일되어 있으므로 수열을 작성하면 한정된 수의 기어만으로도 필요한 변속이 가능하게 된다.

나사의 절삭을 위한 수열은 등비급수열로 주어지며 이송장치의 구조에 따라 여러가지 다른 배열로 주어질 수 있다.

나사절삭이나 자동이송을 위한 변속은 Norton 구동장치, 미끄럼기어장치, 변환치차 구동장치, 클러치구동장치, 스프링키이구동장치, 벨트 구동장치등을 이용하여 얻는다.

대부분의 경우 여러가지 변속을 정확하고 간편하게 얻기 위해 미끄럼 기어장치나 Norton 구동장치를 사용하며, 이들 두 장치를 적절히 조합하고 그밖의 다른 몇 경우를 보조적으로 사용하여 소기의 속도변환을 얻고 있다. 나사절삭을 위한 수열을 얻기 위해서는 6-10단의 Norton 구동장치를 이용하여 기본변속을 하고 이것을 속도 변속하기 위해 미끄럼 구동장치를 사용한다. 다음에 여러가지 종류의 나사를 절삭하는 경우에 대하여 KOHEMA-860 선반과 Daewoo A-20 선반을 예로 하여 고찰하도록 하였다.

2-2-1 미터나사

Table 1과 Table 2는 각각 KOHEMA 선반과 Daewoo A-20 선반의 미터나사 절삭을 위한 절

삭표이다.

Table 1. 에서는 23종의 나사를 절삭하는 것이 가능하며, 이를 위해 10단의 Norton 변속장치와 4 단의 등비급수의 확대 변속기어를 이용한다. 미터나사 절삭을 위한 수열은 다음식과 같은 기어 배열로 가능하다.

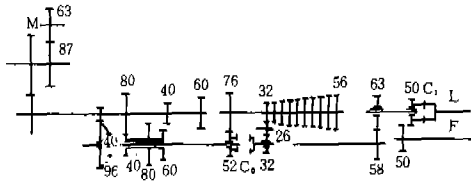
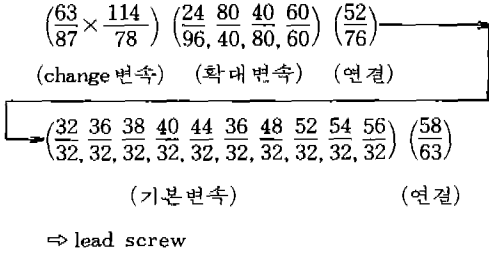


Fig. 1 Gear trains for cutting meter screw (KOHEMA-860 lathe)

Table 2에서는 Daewoo A-20선반의 나사 절삭을 위한 수열이 주어져 있다. N과 C는 보통 이송과 거친이송을 나타내고 이를 위해 FNC 변속기어를 사용한다. FNC 변속기어란 이송에서 미세이송(fine), 보통이송(normal), 거친이송(coarse)의 구분을 위한 표시이다. 미세이송은 보통이송의 1/1.5배, 거친이송은 보통이송의 16배의 이송을 하도록 되어 있다.

기본변속을 위한 Norton 구동장치는 6 단으로 되어 있고, 확대변속은 4 단이며 확대변속의 경

Table 1. Feed rates for meter screw (KOHEMA-860 Feed rates lathe)

1, 2, 3, ..., 10; Norton gear step
L, T, S, H; Four step gear trains

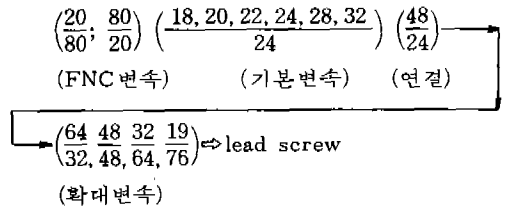
Step	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
L	0.5						0.75			
T	1			1.25			1.5			1.75
S	2	2.25		2.5	2.75		3	3.25		3.5
H	4	4.5	4.75	5	5.5	5.75	6	6.5	6.75	7

Table 2. Feed rates for meter screw (Daewoo A-20 lathe)

1, 2, 3, ..., 6; Norton gear step
2, 1, 1/2, 1/4; Four step gear trains

step	Normal (N)				Coarse (C)			
	2	1	1/2	1/4	2	1	1/2	1/4
1	2.25				36	18	9	4 1/2
2	2.5	1.25			40	20	10	5
3	2.75				44	22		5.5
4	3	1.5	0.75		48	24	12	6
5	3.5	1.75			56	28	14	7
6	4	2	1	0.5	64	32	16	8

우 동일 축상에서 잇수의 합이 동일하지 않을 경우가 있으므로 전위시켜서 제작된다.



미터나사를 절삭키 위한 Daewoo A-20 선반의 기어열은 다음과 같다. Daewoo A-20 선반의 나사 절삭기구는 Fig. 2에서 주어진다.

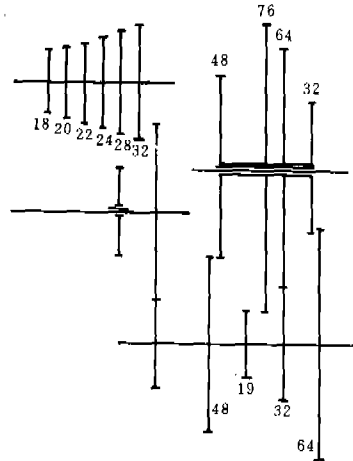


Fig. 2. Gear trains for cutting meter screw (Daewoo A-20 lathe)

2-2-2 인치나사

Table 3은 KOHEMA-860선반의 인치나사 절

삭포이다. 인치나사의 절삭시는 40종의 나사 절삭이 가능하며, 미터나사와 인치나사의 수열상의 비를 고려하여 change 기어의 잇수와 이송치 차 열의 연결 순서를 변화시킴으로써 가능하다.

KOHEMA 선반에서 인치나사 절삭을 위한 기어 배열은 Fig. 3에서 주어지고, 기어 배열식은 다음과 같다.

$$\left(\frac{63}{87} \times \frac{114}{78} \right) \left(\frac{24}{96}, \frac{80}{40}, \frac{40}{80}, \frac{60}{60} \right) \text{ (클러치)}$$

$$\text{(change 변속) (확대 변속)}$$

$$\left(\frac{32}{32}, \frac{32}{36}, \frac{32}{38}, \frac{32}{40}, \frac{32}{44}, \frac{32}{46}, \frac{32}{48}, \frac{32}{52}, \frac{32}{54}, \frac{32}{56} \right) \text{ (클러치)}$$

$$\text{(기본 변속)}$$

⇒ lead screw

Table 3. Feed rates for inch screw (KOHEMA-860 lathe) 1, 2, ..., 10; Norton gear step H, S, T, L; Four step gear trains

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
H	4	4½	4¾	5	5½	5¾	6	6½	6¾	7
S	8	9	9½	10	11	11½	12	13	13½	14
T	16	18	19	20	22	23	24	26	27	28
L	32	36	38	40	44	46	48	52	54	56

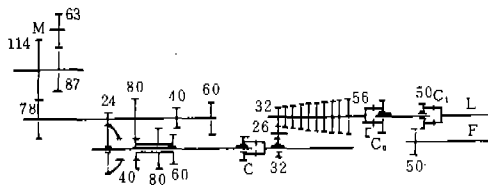


Fig. 3. Gear train for cutting inch screw (KOHEMA-860 lathe)

Table 4는 Daewoo A-20선반의 인치나사 절삭 포이다. 가공 범위는 거친나사 24종(8-9/16 T. P. I.) 보통나사 20종(80-9T. P. I.)이다.

Daewoo A-20 선반의 경우 미터나사와 인치나사의 핏치 수열이 정확히 대응할 수 없으므로 몇 개의 보충 변속 기어를 사용하여 이를 보완한다. 또 mm단위의 lead screw를 사용하여 인치나사를 가공하므로 inch로의 전환을 위해 변환기가 필요하다.

Table 4. Feed rates for inch screw (Daewoo A-20 lathe) 1, 2, ..., 6; Norton gear step 2, 1, ½, ¼; Four step gear trains.

	Normal (N)				Coarse (C)			
	2	1	½	¼	2	1	½	¼
1	9	18	36	72	⅙	⅓	2¼	4½
2	10	20	40	80	⅕	⅓	2½	5
3	11	22	44		⅙	⅓	2¾	5½
4	12	24	48		¼	1½	3	6
5	14	28	56		⅙	1¼	3½	7
6	16	32	64		1	2	4	8

Daewoo A-20 선반에서 인치나사 절삭을 위한 기어 배열은 다음과 같다.

$$\left(\frac{20}{80}, \frac{80}{20} \right) \left(\frac{32}{24}, \frac{24}{24}, \frac{18}{24} \right) \left(\frac{64}{32}, \frac{48}{48}, \frac{32}{64}, \frac{19}{76} \right)$$

$$\text{(FNC 변속) (기본 변속) (확대 변속)}$$

$$\left(\frac{36}{30}, \frac{36}{33}, \frac{30}{35} \right) \left(\frac{61}{65}, \frac{37}{49} \right)$$

$$\text{(보통 변속) (전환)}$$

2-2-3 모듈을 나사

모듈을 나사의 절삭을 위하여는 미터나사 절삭시의 기어열에 π배를 해주어야 한다. 즉 변환 계수는 π이며, KOHEMA 선반의 경우에는 change 기어의 변환에 의하여 모듈을 나사의 절삭이 가능하다. KOHEMA 선반의 경우에 모듈을 나사의 수열은 Table 5에 주어지고 기어 배열은 Fig. 1과 같다.

기어 배열 식은 다음과 같다.

$$\left(\frac{110}{65} \times \frac{114}{58} \right) \left(\frac{24}{96}, \frac{80}{40}, \frac{40}{80}, \frac{60}{60} \right) \left(\frac{52}{76} \right)$$

$$\text{(change 변속) (확대 변속) (연결)}$$

$$\left(\frac{32}{32}, \frac{36}{36}, \frac{38}{38}, \frac{40}{40}, \frac{44}{44}, \frac{46}{46}, \frac{48}{48}, \frac{52}{52}, \frac{54}{54}, \frac{56}{56} \right) \left(\frac{58}{63} \right)$$

$$\text{(기본 변속) (연결)}$$

⇒ lead screw

Table 5. Feed rates for module-screw (KOHEMA-860 lathe)
1, 2, ..., 10; Norton gear step
L, T, S, H; Four step gear trains

Step	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
L	0.5						0.75			
T	1			1.25			1.5			1.75
S	2	2.25		2.5	2.75		3	3.25		3.5
H	4	4.5		5	5.5		6	6.5		7

Daewoo A-20 선반의 경우 모듈을 나사의 절삭표는 다음과 같이 Table 6에 주어진다.

이때 가공 범위는 거친나사 22중(1.25-16mm), 보통나사 4중(0.25-1mm)이다.

Table에서 보는 바와 같이 모듈을 나사의 수열은 미터나사의 1/4배의 수열을 이루고 있으므로 미터나사 절삭시의 기어열에 $\pi/4$ 배 해 주면 모듈을 나사를 가공할 수 있다. 변환계수 $\pi/4$ 에 대응하는 치차 배열은 $(\frac{71}{80}, \frac{100}{113})$ 으로 주어 지므로

모듈을 나사를 절삭하기 위하여는 미터나사 절삭시의 기어 열에 FNC 변속기어의 뒤에 변환기어를 부착하고 미터나사 절삭시의 기어 조작과 동일한 방법으로 모듈나사를 가공하면 된다.

Table 6. Feed rates for module-screw (Daewoo A-20 lathe)
1, 2, ..., 6; Norton gear step
2, 1, 1/2, 1/4; Four step gear trains

step	Normal (N)				Coarse (C)			
	2	1	1/2	1/4	2	1	1/2	1/4
1					9	4.5	2.25	
2					10	5	2.5	1.25
3					11	5.5	2.75	
4	0.75				12	6	3	1.5
5					14	7	3.5	1.75
6	1	0.5	0.25		16	8	4	2

2-2-4 Diametric pitch (DP) 나사

KOHEMA 선반의 경우 DP나사의 절삭표는 Table 7에 주어진다.

$\pi/DP = \text{pitch (in)}$ 로 되고 DP나사의 수열은 인치나사의 수열과 동일하므로 인치나사 절삭시의 기어열에 π 의 변환계수에 대응하는 치차배열을 첨가해 주면 DP나사의 절삭이 가능해 진다.

KOHEMA-860선반의 경우 DP나사의 절삭을 위하여 인치나사 절삭시의 기어 열중에서 change 기어부를 변환계수 π 를 고려하여 변경시켰다. 즉 KOHEMA-860 선반의 DP나사 절삭을 위한 기어 배열식은 다음과 같다.

$$\left(\frac{110}{65} \times \frac{114}{58} \right) \left(\frac{24}{96}, \frac{80}{40}, \frac{40}{80}, \frac{60}{60} \right)$$

(change 변속) (확대변속)

$$\left(\frac{32}{32, 36, 38, 40, 44, 46, 48, 52, 54, 56} \right)$$

(기본변속)

Table 7. Feed rates for DP-screw (KOHEMA-860 lathe)
1, 2, ..., 10; Norton gear step
H, S, T, L; Four step gear trains

Step	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
H	4	4 1/2		5	5 1/2		6	6 1/2		7
S	8	9		10	11		12			14
T	16	18		20	22		24			28
L										

Daewoo A-20 선반의 경우 DP나사의 절삭을 위한 표가 별도로 주어져 있지 않으나, 인치나사 절삭시의 경우를 고려하여 절삭할 수 있을 것이다.

3. 이송동력, 축, 베어링 및 기어 설계

3-1 이송 동력 계산

공작기계의 이송동력은 정미절삭동력의 2~5%에 불과하다. 절삭동력 N_n 은 정미 절삭동력 N_n , 이송동력 N_f , 손실동력 N_r 의 합으로 표시된다.

$$N = N_n + N_f + N_r \dots \dots \dots (1)$$

절삭동력은 주절삭 분력이 주어진 경우

$$N_n = P_1 \cdot v / 60 \cdot 102 \dots \dots \dots (2)$$

로 주어지고 주철삭분력 P_1 은 Kronenberg 와 O. Kiensle 에 의하면

$$P_1 = bhK_s = bh^{1-\epsilon} K_{s1.1v} \dots\dots\dots (3)$$

로 표시된다.

이송동력은 이송분력 P_2 가 주어 질 때

$$N_f = \frac{P_2 \cdot n \cdot s}{60 \times 75 \times 10^3} \text{ or } P_2 = \frac{P_2 \cdot n \cdot s}{60 \cdot 102 \cdot 10^3} Kw \dots\dots (4)$$

로 된다.

그러나 대부분의 경우 공작기계의 기계적 효율 η %이 주어지면 절삭동력 N 은

$$N = \frac{N_n + N_f}{\eta} \times 100 \dots\dots\dots (5)$$

이 되고 N_f 가 N_n 에 비해 매우 작으므로

$$N = \frac{N_n}{\eta} \times 100 \dots\dots\dots (6)$$

이 된다. 또한 이송동력은 계산된 정미 절삭동력으로부터

$$N_f = N_n \cdot (0.02 \sim 0.05) \dots\dots\dots (7)$$

로 된다.

3-2 축 설계 및 베어링 하중 계산

전동축의 경우 주로 비틀림 작동하에 있으므로 게스트(Guest)의 최대전단응력설에 따른 강도 계산으로 축지름을 계산한다.

ASME code 에 따르면 허용전단응력 τ_a 는

$$\tau_a = 0.30 S_{yt} \dots\dots\dots (8)$$

또한 $\tau_a = 0.18 S_{ut} \dots\dots\dots (9)$

(여기서 S_{yt} 는 탄성한도, S_{ut} 는 인장강도)

로 주어지며, 필레트나 키이 홈등에 의해 응력 집중이 발생하는 경우에는 허용 전단응력은 25%가량 줄어든다.

Mohr 의 원에 의해 최대 전단응력을 구하면

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \dots\dots\dots (10)$$

이다. 그런데

$$\tau_x = \frac{32M}{\pi d^3}, \quad \tau_{xy} = \frac{16T}{\pi d^3} \dots\dots\dots (11)$$

이므로

$$\tau_a = \frac{16}{\pi d^3} \sqrt{M^2 + T^2} \dots\dots\dots (12)$$

이 된다. 여기에서 굽힘 모멘트와 비틀림 모멘트에 충격과 피로에 의한 보정계수 C_m, C_t 를 곱하며 보정하면

$$\tau_a = \frac{16}{\pi d^3} \sqrt{(C_m M)^2 + (C_t T)^2} \dots\dots\dots (13)$$

이 된다. C_m, C_t 는 Table 8 과 같다. 이 식을 정리하면

$$d = \left\{ \frac{16}{\pi \tau_a} \left[(C_m M)^2 + (C_t T)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} \dots\dots\dots (14)$$

로 되므로, 이 식을 이용하여 축지름을 계산할 수 있다.

이송장치부의 각 축들은 Fig. 4 와 같이 연결되어 있다. 이러한 축을 지지하는 베어링하중은 다음과 같이 계산한다.

Table 8. Values of bending-moment factor C_m and torsional-moment factor C_t

Type of loading	C_m	C_t
Stationary shaft :		
Load applied gradually	1.0	1.0
Load applied suddenly	1.5~2.0	1.5~2.0
Rotating shaft :		
Load applied gradually	1.5	1.0
Steady load	1.5	1.0
Load applied suddenly, minor shocks	1.5~2.0	1.0~1.5
Load applied suddenly, heavy shocks	2.0~3.0	1.5~3.0

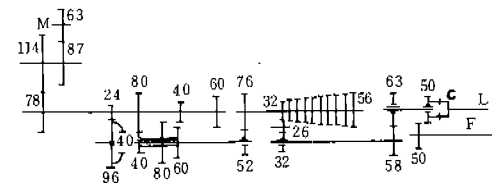


Fig. 4. Shafts and gear train of feed system

Fig. 5 와 같이 자유물체도(free body diagram)가 표현되는 계에 있어서

$$P_{1y} = -P_p \sin \theta_1 \dots\dots\dots (15)$$

$$P_{2y} = P_r \cos \theta_2 - P_u \sin \theta_2 \dots\dots\dots (16)$$

$$M_{1y} = M \cos \theta_2 \dots\dots\dots (17)$$

$$P_{1z} = -P_p \cos \theta_1 \dots\dots\dots (18)$$

$$P_{1z} = P_r \sin \theta_2 + P_u \cos \theta_2 \dots\dots\dots (19)$$

$$M_{1z} = M \sin \theta_2 \dots\dots\dots (20)$$

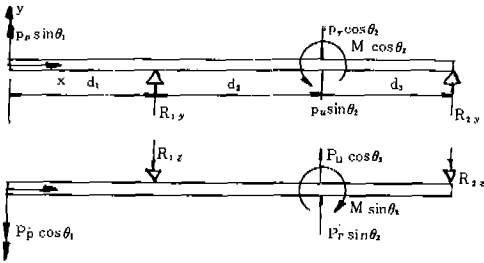


Fig. 5. Free body diagram for shafts

가 되며 반력은

$$R_{1y} = \frac{P_{1y}(d_1 + d_2 + d_3) + P_{2y}d_3 + M_{2y}}{d_2 + d_3} \dots\dots\dots (21)$$

$$R_{1z} = \frac{P_{1z}(d_1 + d_2 + d_3) + P_{2z}d_3 + M_{2z}}{d_2 + d_3} \dots\dots\dots (22)$$

$$R_{2y} = \frac{-P_{1y}d_1 + P_{2y}d_2 - M_{2y}}{d_2 + d_3} \dots\dots\dots (23)$$

$$R_{2z} = \frac{-P_{1z}d_1 + P_{2z}d_2 - M_{2z}}{d_2 + d_3} \dots\dots\dots (24)$$

로 표시되어 베어링 하중은

$$R_i = \sqrt{R_{iy}^2 + R_{iz}^2} \quad (i = 1, 2) \dots\dots\dots (25)$$

로 구하여 진다.

각 축에 작용하는 굽힘 모멘트는 특히 함수 (singularity function) 를 사용하여 계산하였다.

$$M_y = P_{1y}(x)' - R_{1y}(x - d_1)' + P_{2y}(x - (d_1 + d_2))' + M_{2y}(x - (d_1 + d_2))_0 \dots\dots\dots (26)$$

$$M_z = P_{1z}(x)' - R_{1z}(x - d_1)' + P_{2z}(x - (d_1 + d_2))' + M_{2z}(x - (d_1 + d_2))_0 \dots\dots\dots (27)$$

이들을 이용하여 벡팅모우먼트

$$BM = \sqrt{M_y^2 + M_z^2} \dots\dots\dots (28)$$

으로부터 굽힘모멘트를 계산한다.

비틀림 모멘트는

$$TOR = T : 0 \leq x < d_1 + d_2 \dots\dots\dots (29)$$

$$TOR = 0 : d_1 + d_2 \leq x \leq d_1 + d_2 + d_3 \dots\dots\dots (30)$$

가 된다.

3-3 기어 설계

3-3-1 기어의 잇수 계산

기어군에 있어서 대부분의 기어는 같은 모듈을 가지며 스피어 기어에 대해서는

$$D_j = m \cdot Z_j, \quad D'_j = m \cdot Z'_j \dots\dots\dots (31)$$

이고, 두 축 사이의 축간 거리 A는

$$A = m \cdot \frac{Z_j + Z'_j}{2} = m \cdot Z_o, \quad Z_o = \frac{A}{m} \dots\dots\dots (32)$$

이다.

한쌍의 맞물리는 기어에서 잇수는 다음과 같다.

$$Z_j = 2 Z_o \frac{U_j}{1 + U_j}, \quad Z'_j = 2 Z_o \frac{1}{1 + U_j} \dots\dots\dots (33)$$

각각의 변속비에 대하여 잇수는 정수이므로

$$Z_j = E_j f_j, \quad Z'_j = E_j g_j, \quad U_j = f_j / g_j \dots\dots\dots (34)$$

로 나타내지며, 식(3)과 (4)에서

$$Z_j = 2 Z_o \frac{f_j}{f_j + g_j}, \quad Z'_j = 2 Z_o \frac{g_j}{f_j + g_j} \dots\dots\dots (35)$$

가 성립한다.

이때 f_j, g_j 와 $f_j + g_j$ 는 공통인수가 없고, $f_j + g_j$ 는 $2 Z_o$ 의 인수가 된다.

$$2(Z_o) = Z_j + Z'_j = E_j (f_j + g_j) \dots\dots\dots (36)$$

$f_j + g_j$ 의 최소 공배수를 K라 할때

$$2 Z_o = E \cdot K \dots\dots\dots (37)$$

이 되며 E는 정수이다.

식(35)와 (37)로부터

$$\bar{Z} = E \cdot K \frac{f_x}{f_x + g_x}, \quad \bar{Z}' = E \cdot K \frac{g_y}{f_y + g_y} \dots\dots\dots (38)$$

으로 된다.

치차의 언더컷을 고려하면 $Z \geq Z_{min}$ 이어야 하므로

$$E \cdot K \frac{f_x}{f_x + g_x} \geq Z_{min} \quad \text{또는}$$

$$E \cdot K \frac{g_y}{f_y + g_y} \geq Z_{min} \quad \dots\dots\dots(39)$$

로 되며 Z_{min} 은 기어의 이론적 최소 잇수이다. 그러므로

$$E_{min} = \frac{Z_{min} (f_x + g_x)}{K \cdot f_x} \quad \text{또는}$$

$$E_{min} = \frac{Z_{min} (f_y + g_y)}{K \cdot g_y} \quad \dots\dots\dots(40)$$

이 되거나 이에 가장 근접한 정수이다.

3-3-2 기어의 피치원 지름의 계산

AGMA (American Gear Manufacturing Association) Code 360.02에 의하면 부하의 종류, 회전속도, 기어의 정밀도 종류, 잇수비, 외기조건 등에 따라 기어의 작동조건은 변화한다. 이러한 인자를 고려하여 기어의 작동 조건을 결정하면 기어의 크기와 종류를 결정할 수 있다. 치차의 구동 torque는

$$T = 63,000 \frac{P}{N_p} \quad \dots\dots\dots(41)$$

이며, 부하의 종류에 따른 과부하 계수를 곱한 design torque는 다음과 같이 된다.

$$T' = K_o T \quad \dots\dots\dots(42)$$

과부하계수는 Table 9와 같다.

설계토오크가 얻어지면 면압강도와 굽힘강도의 경우를 고려하여 대략적인 치차의 피치원 지름을 결정할 수 있다. 55 R_c 이상의 경도를 갖는 열처리한 강을 재료로 할 때 설계토오크에 따른 치차의 피치원 지름은 Fig. 6과 Fig. 7과 같다.

재질과 경도가 다른 경우를 Table 10 및 11의 재질 상수에 의한 보정이 되어야 한다.

치차의 종류는 대략적인 피치원 지름으로부터 얻어진 피치원주 속도에 따라 결정된다.

피치원주 속도는

$$V_{pc} = \frac{\pi}{12} dn \quad \dots\dots\dots(43)$$

이고 2000fpm까지는 평치차가 사용되고, 이 값을 넘는 경우는 헬리컬 기어를 사용해야 한다. 대략적인 피치원 지름이 결정 되었을 때 전달 동력은 굽힘 강도의 측면에서 분배

$$P_{at} = \frac{n_p \cdot d \cdot K_v \cdot F \cdot J \cdot S_{at} \cdot K_L}{126000 \cdot K_o K_m K_s P_t K_R K_T} \quad \dots\dots\dots(44)$$

로 된다.

K_v 는 Fig. 8과 같고 K_o 는 Table 12에서 주어진다. K_m 은 Table 12에서 주어지고 J 는 Fig. 9와 같다. K_s 는 평치차와 헬리컬 기어를 사용하는 경우에는 1이고 재질에 따른 S_{at} 의 값은 Table 14와 같다. K_L 은 Table 13에서 주어지며 K_T 는 윤활유의 최고온도에 따라

$$K_T = \frac{460 + T_f}{620} \quad \dots\dots\dots(45)$$

로 된다.

면압강도의 관점에서 전달동력은

$$P_{ac} = \frac{n_p \cdot F \cdot I \cdot C_v}{12600 \cdot C_s C_m C_r C_o} \left(\frac{S_{ac} \cdot d \cdot C_L \cdot C_H}{C_p C_T C_R} \right)^2 \quad \dots\dots(46)$$

S_{ac} 는 Table 15에서 주어지고 C_p, C_r 는 각각 Table 16과 17에서 주어진다. I 는 Fig. 10과 같다.

C_v 는 대개의 경우 1이다. 식(36)과(38)에 의한 전달동력은 설계 토오크에 의한 전달동력보다 커야 하므로 피치원 지름은 시행 오차법에 의하여 결정되어야 한다.

결정된 피치원 지름으로부터 모듈율은

$$m = \frac{D}{25.4 Z} \quad \text{로 결정된다.}$$

Table 9. Overload factor

(For speed increasing and decreasing drives)

Power source	Load on driven machine		
	Uniform	Moderate shock	Heavy shock
Uniform	1.00	1.25	1.75 or higher
Light shock	1.25	1.50	2.00 or higher
Medium shock	1.50	1.75	2.25 or higher

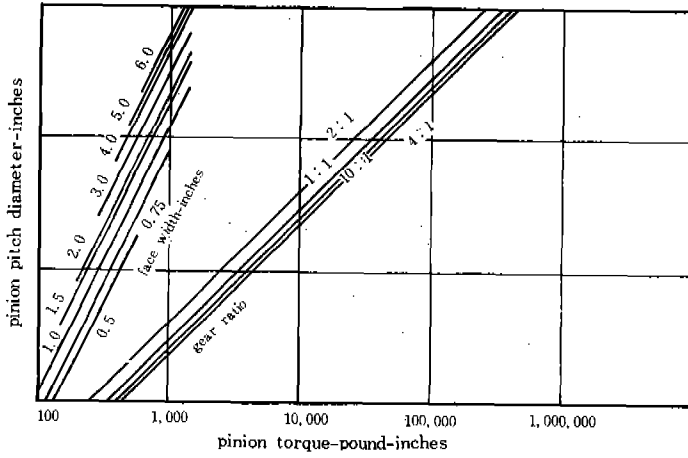


Fig. 6. Approximate pinion diameter Vs pinion torque for surface durability of spur and helical gear (20 degree normal pressure angle)

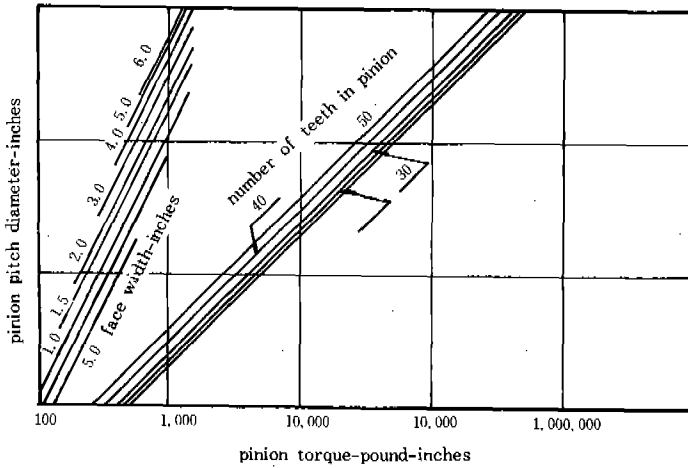


Fig. 7. Approximate pinion diameter Vs pinion torque for strength of spur and helical gears (20 degree normal pressure angle)

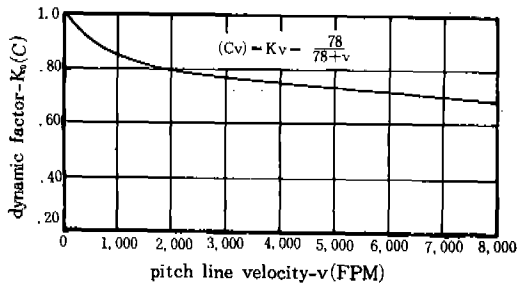


Fig. 8. Dynamic factor- $K_v(C_v)$

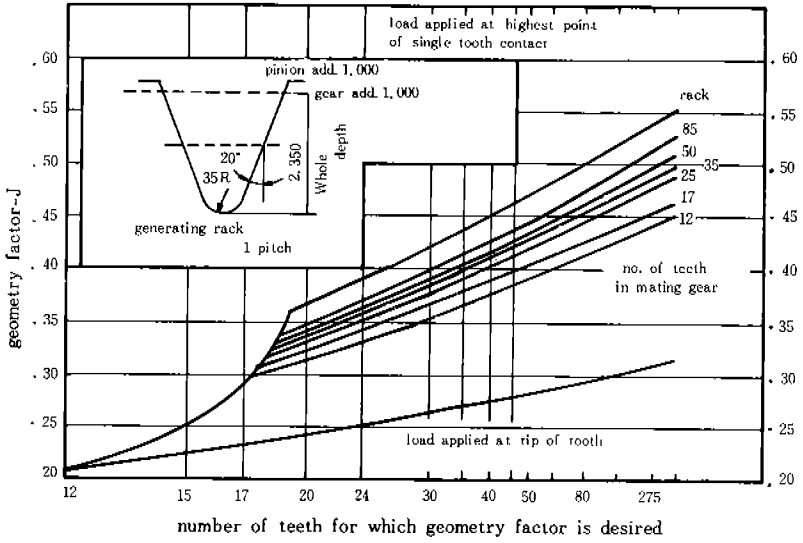
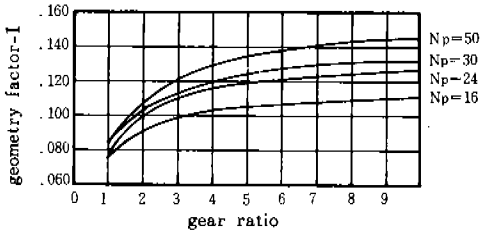


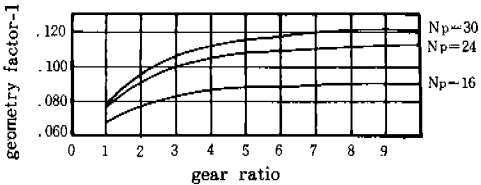
Fig. 9. Geometry factors-20 Spur-standard addendum.



(A) 20 degree pressure angle full depth teeth-standard

$$\text{addendum} = \frac{1}{P_t}$$

(P_t = transverse diametral pitch)
(N_p = number of teeth in pinion)



(B) 20 degree pressure angle stub teeth-standard

$$\text{addendum} = \frac{8}{P_t}$$

Note: all curves are for the lowest point of single tooth contact on pinion

Table 10. Material factor.

Material	Gear Hardness		Material Factor
	Bhn	Rc	
Steel		55 - 63	1.00
Steel	500min	50 min	1.20
Steel	450-500		1.30
Steel	400-450		1.40
Steel	350-400		1.50
Steel	300-350		1.63
Steel	250-300		1.86
Steel	200-250		2.20
Steel	150-200		3.00
AGMA Class 40 Cast Iron	200min		5.00
AGMA Class 30 Cast Iron	175		7.65

Fig. 10. External spur gear geometry factor-I.

Table 11. Surface durability material factors.

Gear			Pinion			Material Factors
Material	Bhn	Rc 'min	Material	Bhn	Rc 'min	
Case-Hardened Steel		58	Case-Hardened Steel		60	90
Case-Hardened Steel		55	Case-Hardened Steel		55	1.00
Flame or Induction-Hardened Steel		50	Case-Hardened Steel		55	1.05
Flame or Induction-Hardened Steel		50	Flame or Induction-Hardened Steel		50	1.05
Oil-Hardened Steel	500 min		Case-Hardened Steel		55	1.00
Oil-Hardened Steel	500min		Oil-Hardened Steel	500 min		1.05
Oil-Hardened Steel	450-500		Oil-Hardened Steel	450-500		1.10
Oil-Hardened Steel	400-450		Oil-Hardened Steel	400-450		1.20
Oil-Hardened Steel	350-400		Oil-Hardened Steel	350-400		1.30
Heat-Treated Steel	300-350		Heat-Treated Steel	300-350		1.50
Heat-Treated Steel	250-300		Case-Hardened Steel		55	1.65
Heat-Treated Steel	210-250		Heat-Treated Steel	245-280		1.90
AGMA Grade 40 Cast Iron			Case-Hardened Steel		55	2.2
AGMA Grade 40 Cast Iron			Heat-Treated Steel	300-350		2.3
AGMA Grade 40 Cast Iron			Annealed Steel	160-200		2.5
AGMA Grade 40 Cast Iron			AGMA Grade 40 Iron	200		2.75

Table 12. Load distribution factor.

Condition of Support	Spur and Helical Gears							
	Face Width							
	2 in. Face and Under		6 in. Face		9 in. Face		16 in. Face and Over	
	Spur	Helical	Spur	Helical	Spur	Helical	Spur	Helical
Accurate mounting, low bearing clearances, minimum elastic deflection Precision gears	1.3	1.2	1.4	1.3	1.5	1.4	1.8	1.7
Less rigid mountings, less accurate gears, contact across full face	1.6	1.5	1.7	1.6	1.8	1.7	2.0	2.0
Accuracy and mounting such that less than full face contact exists	Over 2.0							
Bevel Gears								
Application	Both Members Straddle Mounted			One Members Straddle Mounted			Neither Members Straddle Mounted	
General Industrial	1.00 to 1.10			1.10 to 1.25			1.25 to 1.40	

Table 13. Life factor.

Number of Cycles	Spur, Helical & Herringbone Gears				Bevel Gears
	160 Bhn	250 Bhn	450 Bhn	case carburized**	case carburized**
Up to 1,000	1.6	2.4	3.4	2.7	4.6
10,000	1.4	1.9	2.4	2.0	3.1
100,000	1.2	1.4	1.7	1.5	2.1
1 million	1.1	1.1	1.2	1.1	1.4
10 million	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0
100 million and over	1.0 - 0.8*	1.0 - 0.8*	1.0 - 0.8*	1.0 - 0.8*	1.0

Table 14. Allowable stress.

Material	Heat Treatment	Min. Material Hardness or Min. Tensile Strength	Sat - psi.	
			Spir, Helical and Herringbone	Bevel
Steel	Normalized	140 BHN	19 - 25,000	11,000
	Quenched and Tempered	180 BHN	25 - 33,000	14,000
	Quenched and Tempered	300 BHN	36 - 47,000	19,000
	Quenched and Tempered	450 BHN	44 - 59,000	25,000
	Case Carburized	55 Rc	55 - 65,000	27,500
	Case Carburized	60 Rc	60 - 70,000	30,000
	Induction or Flame Hardened Hardness Pattern A of Footnote 1 } Hardness Pattern B } of Footnote 1 }	54 Rc	45 - 55,000*	13,500
		54 Rc at Hardened Surface		
	Nitrided AISI 4140	53 Rc Case** 300 BHN Core	37 - 42,000*	20,000
Cast Iron AGMA Grade 20 AGMA Grade 30 AGMA Grade 40		175 BHN 200 BHN	5,000	2,700
			8,500	4,600
			13,000	7,000
Nodular Iron ASTM Grade 60-40-18 ASTM Grade 80-55-06	Annealed		15,000	8,000
			20,000	11,000
ASTM Grade 100-70-03 ASTM Grade 120-90-02	Normalized Quenched and Tempered		26,000	14,000
			30,000	18,500
Bronze AGMA 2c(10%-12% Tin)		40,000 psi	5,700	3,000
Aluminum Bronze ASTM B-148-52 Alloy 9C-H.T.		90,000 psi	23,600	12,000

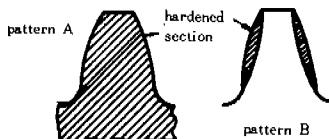


Fig. 11. Gear tooth pattern (Model A and B)

Footnote (1)

- * Values for teeth 6DP and finer.
- ** For heavy gears these hardnesses lower values will be lower hence, of allowable stress should be used.

Table 15. Allowable contact stress number.

Allowable Contact Stress Number-sac

Material	Minimum Surface Hardness	sac
Steel	Though Hardened	
	180 Bhn	85 - 95,000
	240 Bhn	105 - 115,000
	300 Bhn	120 - 135,000
	360 Bhn	145 - 160,000
	440 Bhn	170 - 190,000
	Case Carburized	
	55 Rc	180 - 200,000
	60 Rc	200 - 225,000
	Flame of Induction Hardened	
	50 Rc	170 - 190,000
Cast Iron		
AGMA Grade 20	-	30,000
AGMA Grade 30	175 Bhn	50,000
AGMA Grade 40	200 Bhn	65,000
Nodular Iron		90-100% of sac value of steel with the same hardness
Annealed	165 Bhn	
Nodular Iron	210 Bhn	
Oil Quench and Temper	255 Bhn	
Bronze	Tensile Strength psi (Min)	sac
Tin Bronze		
AGMA 2C (10-20% Tin)	40,000	30,000
Aluminum Bronze		
ASTM B148-52 (Alloy 9C-H.T.)	90,000	65,000

Table 16. Elastic coefficient.

Non-Localized Contact

Pinion Material and Modulus of Elasticity - E	Gear Material and Modulus of Elasticity				
	Steel	Cast Iron	Aluminum Bronze	Tin Bronze	
	30 × 10 ⁶	19 × 10 ⁶	17.5 × 10 ⁶	16 × 10 ⁶	
Steel	30 × 10 ⁶	2300	2000	1950	1900
Cast Iron	19 × 10 ⁶	2000	1800	1800	1750
Aluminum Bronze	17.5 × 10 ⁶	1950	1800	1750	1700
Tin Bronze	16 × 10 ⁶	1900	1750	1700	1650

Table 17. Elastic coefficient. Localized Contact.

Pinion Material and Modulus of Elasticity - E	Gear Material and Modulus of Elasticity				
	Steel	Cast Iron	Aluminum Bronze	Tin Bronze	
	30 × 10 ⁶	19 × 10 ⁶	17.5 × 10 ⁶	16 × 10 ⁶	
Steel	30 × 10 ⁶	2800	2450	2400	2350
Cast Iron	19 × 10 ⁶	2450	2250	2200	2150
Aluminum Bronze	17.5 × 10 ⁶	2400	2200	2150	2100
Tin Bronze	16 × 10 ⁶	2350	2150	2100	2050

4. KOHEMA - 860 선반의 이송장치의 실례

Fig. 12는 KOHEMA- 860 선반의 이송장치상 자내의 기어배열을 단순화하여 그린 것이다.

이송동력은 주축으로부터 변속기어군을 통하여 변속이 된 후 이송장치상자의 축M으로 전달된다.

M축에는 M₂₂, M₃₃, M₄₄, M₅₅의 기어가 있으며 이 기어들은 축I의 기어 I₄₄, I₃₃, I₂₂과 맞물려 2, 1/2, 1배의 변속을 행한다. 1/4 변속은 M₂₂기어와 I₃₃기어를 통해 행해지고 I₃₃과 일체로 가동되어 있는 안기어는 인블 류우트 스플라인이다. 축I는 스플라인 축이며 I₄₄, I₃₃, I₂₂기어가 한몸체로서 스플라인 축 I위에서 미끄럼운동을 하면서 확대변속을 행한다. I₃₃기어는 축I위에서 니이들 베어링으로 접촉하고 있어서 축I위에서 원활하게 회전한다.

KOHEMA선반의 이송장치는 10단의 Norton 변속장치가 근간이 되며, N축위의 N₂₂, N₃₃, N₄₄, N₅₅, N₆₆, N₇₇, N₈₈, N₉₉의 10단의 기어가 K축 위의 K₂₂기어와 아이들러 기어 I₂₂과 맞물려 Norton 변속장치를 형성한다. K₂₂기어는 K축 위에 삽입되어 있는 미끄럼키에 의하여 구동된다. I축과 K축은 동일축선상에 있고 I축은 K축내로 연장되어 bearing K₁까지 연장되어 있다. 또한 이 두 축 사이에는 니이들 베어링이 설치되어 있어서 독립적으로 원활히 회전할 수 있다. 이러한 형태의 축은 지지하기 위한 후레임과 베어링이 적어도 되므로 구조적으

(주) Fig.11은 Table14 allow-able stress에 있어서 재료의 열처리 상태에 따른 기어의 hardened section에 대한 pattern A와 pattern B의 설명도를 각각 나타낸다.

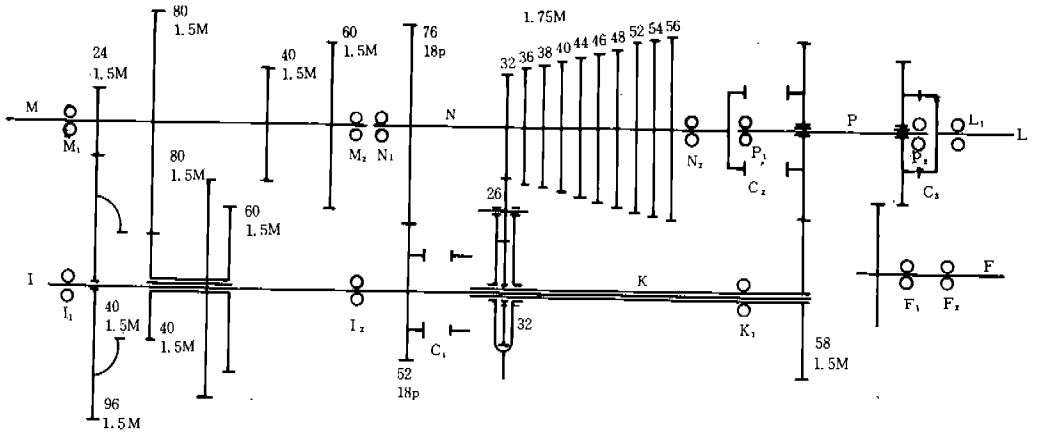


Fig. 12. Gear train of feed system of KOHEMA-860 lathe.

로 간단하고 강도상의 장점도 얻을 수 있다. 여기서 C_1, C_2, C_3 는 모두 클러치를 표시한다. 클러치는 작동클러치를 사용한다.

이송동력은 최종적으로 P 축으로 전달되고 리이드 스크류우를 구동할 때는 클러치 C_3 를 이용하고 이송축(feed lod)을 구동할 때는 P_{60} 기어와 F_{60} 기어를 맞물림으로써 이루어 진다. 그림에서 $M_1, M_2, I_1, I_2, K_1, N_1, N_2, P_1, P_2, F_1, F_2$ 등은 레이디얼 보울 베어링을 표시하고, L_1 은 트러스트 보울 베어링이다.

5. Computer를 이용한 계산

5-1 전산처리

수집된 자료들을 처리하고 계산을 수행하기 위

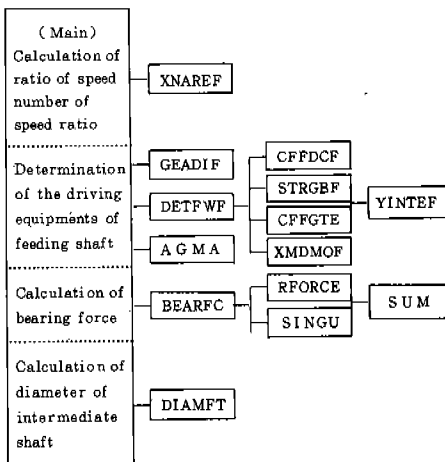


Fig. 13. Flow diagram of the computer program.

다음 순서에 준하여 전산 프로그램을 작성한다.

- i) 속도역비, 이송장치부의 속도 단수 및 기준 회전수의 산출
- ii) 이송장치의 설계 (미터나사 절삭 가공시를 기준)

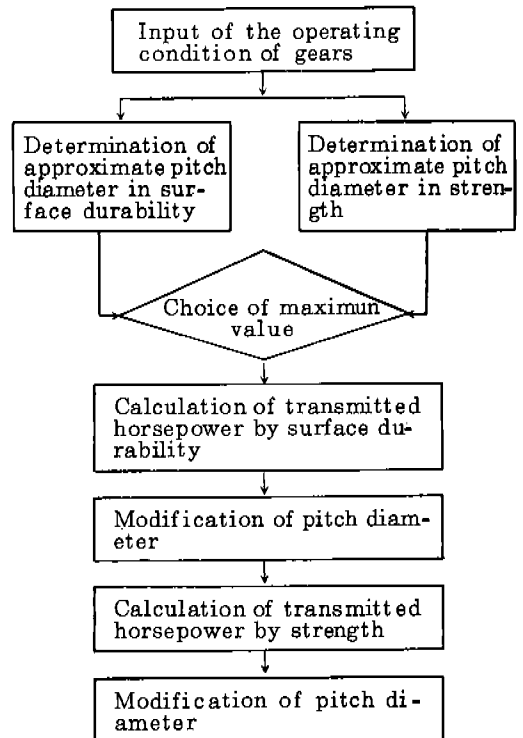


Fig. 14. Flow chart of calculation of pitch diameter.

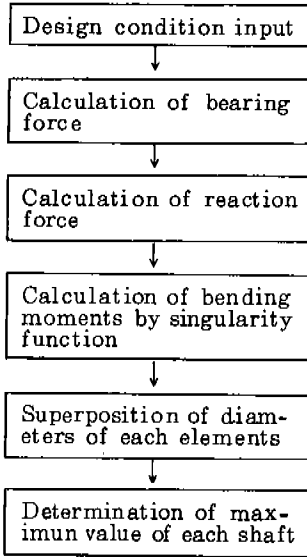


Fig. 15. Flow chart of calculation of shafts.

iii) 축지름의 계산

iv) 베어링 하중의 계산

본 프로그램은 이미 수행된 추축 구동장치의 전산프로그램을 모체로 하여 이송장치에서 주어지는 데이터를 사용함으로써 이송기어 시스템과 기어 축의 계산을 수행했다.

전체적인 선반 이송장치부의 설계를 전산화하기 위해 building block을 이용한 IOWA CADET (computer augmented design engineering technique) 방식을 채택했다.

전체적인 설계의 flow diagram과 치차 및 축에 대한 flow chart는 Fig. 13, Fig. 14, Fig. 15와 같다.

5-2 컴퓨터 프로그램에 의한 설계 예

본 연구에서는 미터나사 절삭시의 치차배열을 기준으로 하여, 1차년도에 수행되었던 주축부에 대한 컴퓨터 프로그램 패키지를 이송 장치부에 적용하였다.

그 결과를 확인하기 위하여, 설계 데이터를 입력시켜 출력된 데이터를 KOHEMA-860 선반의 제원과 비교하였다.

기어 트레인의 설계에 대한 데이터가 Table 18에 주어지고, 축 설계 자료가 Table 19에 주

어진다.

계산된 설계치와 KOHEMA-860선반의 제원과 비교결과가 Table 20에 주어져 있다.

Table 18. Input data for design of gear train.

Number of out speed	40
Horsepower for feeding	0.2 HP

Table 19. Input data, for calculation of shaft.

Shaft	Radius of gear (mm)	
	Driving	Following
No. I	08.3	30.0
No. II	28.0	43.0
No. III	53.6	28.0
No. IV	60.0	36.6
No. V	47.3	37.5

Table 20 Comparison of calculated output vs KOHEMA-860.

	KOHEMA - 860				Calculated Output			
Number of teeth of gears	24:96	80:40	40:80		24:96	80:40	40:80	
	60:60	52:76	32:32		60:60	52:76	32:32	
	36:32	83:32	40:32		36:32	38:32	40:32	
	44:32	46:32	48:32		44:32	46:32	48:32	
	52:32	54:32	56:32		52:32	54:32	56:32	
	58:63				58:63			
Pitch diameter	36	144	120	60	36	146.1	26.8	53.7
	60	120	90	90	38	75.8	44.2	44.2
	73.5	107.5	56	63	40.2	58.8	44.6	44.6
	66.5	70	77	80.5	43.5	48.9	43.4	61.5
	84	91	94.5	98	42.7	53.6	42.2	58
	56	87	94.5		56.3	78.7	36.4	82.6
				48.1	74.1	38.2	90.0	
				34.3	92.2			
Module	1.5	18P	1.75	1.5	1.5	2.0	2.0	1.5
Width of gear gear	10				7.5	10	10	7.5
Diameter of intermediate shafts	22 - 38				17.6	32.7	22.4	21.5
					21.5	24.2		
Bearing load					26.13	224	100.3	
					41.02	135.8		

6. 결 언

본 연구에서는 공작기계 구성 유닛트의 최적 설계에 필요한 컴퓨터 프로그램을 개발하였다.

1차년도에는 선반의 주축 구동 유닛트의 최

적화 설계에 적용하였으며, 본 년도에는 선반 이송장치부의 미터 나사절삭에 적용하여 보았다.

그 결과 본 컴퓨터 프로그램 패키지가 주축 구동 유닛트는 물론이고 이송 장치부에 있어서도 선반 설계에 유용함을 알 수 있었다.

본 년도의 연구에 있어서 Pitch diameter의 계산이 약간의 차이를 보이고 있는데 이는 본 프로그램에 있어서 AGMA의 설계 방법을 따라 기본 변속 장치를 계산함으로써 인해 실제의 기어배열과의 차이를 보여주고 있다.

결과적으로 공작기계의 최적 설계에 있어서 시간과 경비의 절약뿐 아니라 성능을 훨씬 원활히 향상시킬 수 있으나 앞으로 계속적인 경험과 좀 더 고차원의 최적화에 대한 연구가 요망된다.

후 기

본 연구는 1981년 및 1982년도 한국 과학재단 연구비의 지원으로 이루어진 것으로 관계자에게 진심으로 감사드린다.

참 고 문 헌

1. 강명순 : 공작기계 설계 (선반편), 동명사, 1976.
2. 염영하 : 최신공작기계, 동명사, 1975.
3. 정선모 : 표준기계설계학, 동명사, 1976.
4. C. R. Mischke : An Introduction to Computer Aided Design, Prentice-Hall Inc., 1968.
5. 주중남 : "국산 선반설계에 관한 연구(이송 장치)", 서울대학교 학사논문, 1978.
6. 안사리·자한길 : "국산 선반의 전산기 원용설계", 서울대학교 석사논문, 1978.
7. 최 순 : "고속 소형 선반의 치차 동력 전달장치부의 전산기원용설계", 서울대학교 석사논문, 1982.
8. AGMA Manual 360.02