

CAD/CAM 시스템을 이용한 技術開發에 대한 研究 (워엄기어 開發을 중심으로)

정 선 모*

Research on the technical development by the CAD/CAM System

Chung, Sun Mo*

ABSTRACT

By developing a computer program for the systematic design of worm gears, the design formulae and tables of AGMA, JGMA, BS and DIN are analyzed and compared. The computer program can be used on micro-computers. According to the input data of the reduction ratio, the center distance, the driving torque and the material as design parameters, the program calculate the most efficient worm gear dimension.

The variation of the design parameters and other empirical coefficients in case of resulting an inadequate design gear dimension can be easily modified through the way of interactive method between the user and the monitoring system of computer.

A proposal of the standardization of worm gears was made in which a standard module according to the DIN 323 standard series number was applied.

For the more exact and effective calculation of the stress concentration and the deformation of gear teeth, a computer program using the boundary element method is also developed. Even the strength of the special gear shape such as Niemann's "Cavex" gear can be calculated in a short CPU-time.

The most effort of this study has been layed on the developing a computer program for the correction of a tooth profile and face width which is most important design factor for an exact and wide teeth contacts under loads, especially by great and wide gears. For this purpose were investigated the tooth stiffness, the mesh interferences and the kinematics and the dynamics of gear mesh. The deflection and the deformation of the gear shaft due to the loads acting on gear and shaft were also considered. Some examples have shown the sufficient good status of teeth contact in which the correction of the tooth profile and face width were accomplished due to the calculated results.

* 서울대학교 명예교수

1. 序 論

기계공업을 고도화시키는 성려화·정밀화 작업에 있어서 중요한 기계 요소의 하나인 gear 에 관한 연구는 필수적인 요건이 된다. gear 는 원래 복잡한 기하학적 형상을 가지고 구동 Torque 를 전달해야 하므로, 그 설계에는 여러 복합조건을 만족시켜야만 원활한 구동이 가능하다. 일반적인 설계 방법은 미국의 AGMA, 일본의 JGMA, 독일의 DIN-3975 등에 나오고 있으나, 많은 공식들이 주로 경험에 의존한 정성적인 개략치이며, 그의 실제 사용에 있어서 주어진 요건을 만족할 만한 효율이 좋은 gear 를 설계하는 것이 어렵다. 이러한 관점에서 흔히 worm gear 는 일반 gear 에 비해서 큰 감속비를 얻을 수 있고, 소음과 진동이 없는 원활한 운전이 가능할 뿐만 아니라, self-locking(자결작용)에 의한 역회전 방지 기능을 갖고 있기에, 여러가지 산업기계 즉, 고층 elevator, 각종 대형 propeller 구동, 공작기계의 정밀, 이송장치, 섬유기계, 운반기계, 각종 방위산업기계, 절단기 등에 광범위하게 사용되고 있는 감속기이다. 그러나, 우리나라 산업계에서는 그의 어려운 설계 및 제작과정에 비해서 그에 상당한 효율을 기대하기 곤란하다는 이유로 체계적이고 확실한 설계방법이 아직 개발되지 못한 채, 거의 전량 수입에 의존해 오고 있는 실정이다. 또한 기업현장에서 간간히 개발시도를 하더라도 worm의 소요크기(치수)가 달라질 때마다, 그의 짝인 worm wheel 을 가공하는 공구 또한 항상 달라져야 하므로 경제성 때문에 종래의 복잡한 설계방법에 따라서 무수히 반복 계산하는 시행착오법을 사용해 왔던 것이다. 이에 본 연구에서는 각국의 설계법을 비교 검토하여 worm과 그 wheel의 체계적인 설계법을 확립하고, 또한 차차 강도와 효율의 측면에서 최적의 설계법을 강구하고, 여러 종류의 구동 Torque 및 치수 변화에도 적절히 적용할 수 있도록 하며, 그 규격의 표준화 작업을 시도함으로써 향후 본격적인 계획생산체제로 탈바꿈할 수 있는 기술능력을 확립하고자 한다.

한편 일반 감속기 뿐 아니라, 특히 선박엔진용 대형 감속기나 고속 대형 터보 감속기 같이 높은 하중을 받는 감속기에 사용되는 차에서는 치면의 접촉압력의 불균일성은 구동시 소음과 진동 발생을 야기하고 심하면 치형파손에 까지 이르는 심각한 문제가 제기되는 바, 이 원인은 구동 Torque 전달로 인한 기어축의 비틀림, 압력각을 갖고 작용하는 하중에 의한 축의 처짐, bearing과 housing의 탄성변형 그리고 치 자체의 접촉압력에 대한 변형 등으로 말미암아, 이상화되어 설계된 치형이 실제 하중이 작용할 때는 불균일한 접촉상태가 되기 때문이다.

이에 대해 일반 산업현장에서는 단순한 경험식에 의존하여 반복, 수정 과정을 통해서 개략적으로 연삭작업을 해나갈 따름이며, 완제품을 생산하기에는 상당한 시간과 수동적 노력이 뒤따른다. 서독과 같은 선진 공업국에서는 10여년 전부터 전산기에 의한 보정작업을 개발하여 왔고, 최근에는 이 분야에 급속한 개발 성과가 있는 실정에 있으나, 우리나라에서는 아직도 종래의 근사적, 경험적 수정방식에서 탈피하지 못한 상태에 있는 것이 사실이다. 이것은 각종 산업기계의 고속화 및 고성능화에 근간이 되는 gear의 정밀화·고급화를 추구함에 있어 반드시 해결해야만 되는 결정적 과제로서, 본 연구에서는 기어축과 치의 변형의 정확한 해석을 통한 전산기 이용 보정작업 방식을 도입하여 우리나라 산업현장에 실용화 할 수 있도록 방안을 제시함으로써, gear 제품의 성능 향상 및 나아가 산업 기계의 국제 경쟁력에서 질적인 우위 확보에 가일층 이바지하고자 한다.

2. CAD/CAM에 의한 위엄기어시스템설계

가. 강도계산식

위엄기어의 강도계산은 원통기어나 베벨기어의 경우와 같이 치면의 반복 접촉압력에 대한 피로강도(내피팅강도)와 치면 하중에 대한 굽힘 강도에 대하여 실시한다. 허용전달력의 구하는 방법은 KS, JIS 및 JGMA에서는 아직 제정

되어 있지 않다.

그러나 BS의 계산방식을 비롯하여 AGMA의 식, 바킹점의 식, 나이만의 식등 많은 계산식이 있으며, 각각 치면의 피로강도 및 굽힘 강도를 산출할 수 있다.

(1) 정하중에 관한 치의 강도^(1, 2)

① 치의 굽힘강도와 전단강도

워엄치차장치에 있어서 굽힘강도나 전단강도가 사용될 때는 그것이 저속이나 또는 단속적으로 중하중이 가해지는 경우이며 2개중 약한 것을 사용하며, 워엄치차장치는 마찰이 심하므로 워엄휘일을 워엄에 비하여 비교적 연한 재료를 사용하므로 워엄휘일의 치에 관하여 강도계산을 한다.

② AGMA 규격의 강도계산

AGMA 440.04 규격에서는 적용범위를 다음과 같이 설정해 놓고 있다.

1) AGMA 440.04 적용범위

- ⊕ 워엄 회전수가 3600 rpm 이하일 것
- ⊕ 치면 미끄럼 속도가 6000 fpm 이하일 것
- ⊕ 속도비는 1/3~1/100의 범위 내에 있을 것
- ⊕ 1일 10시간 이하의 연속 운동으로 정기적 충격이 없을 것

2) 손실등을 고려한 입력 마력⁽³⁾

$$H_1 = \frac{F_t \cdot d_2 \cdot n_1}{126,000} + \frac{V_s \cdot F_f}{33,000} \quad (2-1)$$

여기서 H_1 의 좌측항은 전달마력, 우측항은 손실동력을 나타낸다.

$$F_t = K_s \cdot d_2^{0.8} \cdot b_e \cdot K_m \cdot K_v \quad (2-2)$$

$$F_f = \frac{\mu F_t}{\cos Y \cdot \cos \alpha} \quad (2-3)$$

$$V_s = \frac{\pi \cdot n_1 \cdot d_1}{12 \cos Y} \quad (2-4)$$

여기서

F_t : 워엄 치면에서의 접선하중 lb

V_s : 워엄 평균 피치지름상에서의 미끄럼 속도 [fpm]

K_s : 재료 계수로서 그림 2-1에 의하여 구한다.

b_e : 워엄휘일의 유효치폭은 n이나 이 경우 실제 치폭을 취한다. 다만, 그 값은 $2U_1/3$ 을 초과하여서는 안된다.

K_m : 속도비에 의한 보정계수로서 표 2-1에 의하여 구한다.

K_v : 속도계수로서 2-2에 의하여 구한다.

μ : 치면의 마찰계수로서 표 2-3에 의하여 구한다.

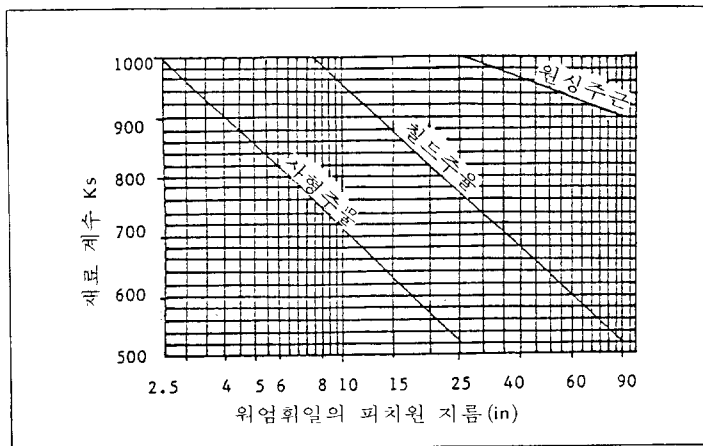


그림 2-1 (a) AGMA에 의한 재료 계수 K_s (중심거리 3in이상) 청동제 워엄휘일의 치면강도 HRC 58 이상의 워엄과의 조합

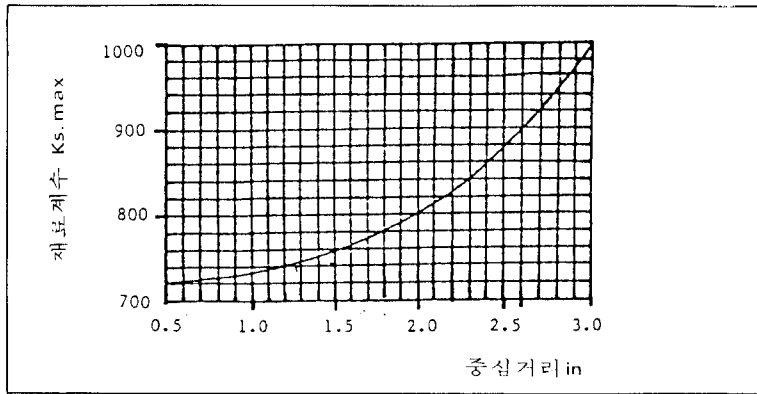


그림 2-1 (b) 중심거리 3in 이내에서의 재료 계수

정격마력은 운전상태로부터 정해지는 작용 계수를 고려하여 강도 계산상의 정격마력 H_a 를 구한다.

$$H_a = H / F_s$$

여기서 F_s : 운전상태로부터 정해지는 작용 계수 (표 2-6 참조) 워엄과 워엄휘일의 맞물림 점에서 발생하는 하중은 다음과 같다.

$$F_1 = \frac{71620 H_1}{n_1 \cdot r_1} \quad (2-5)$$

$$F_2 = \frac{F_1}{\tan(r + \rho)} \quad S = \frac{F_1 \tan \alpha}{\sin(r + \rho)} \quad (2-6)$$

여기서 F_1 : 워엄의 피치원상에 가해지는 접선력 kg, 이는 워엄휘일의 축 방향 드러스트에 상당한다.

H_1 : 입력마력

n_1 : 워엄의 회전수 rpm

r_1 : 워엄의 피치원반지름 cm

F_2 : 워엄휘일의 피치원상의 접선력 kg, 이는 워엄의 축 방향의 드러스트에 상당한다.

r : 워엄의 피치원상의 리이드각

ρ : 워엄치면에서의 마찰각으로서 $\mu = \tan \rho$

S : 워엄과 워엄휘일을 분리시키려는 반지름 방향의 힘 kg.

다. 워엄기어를 제도하는 PROGRAM ⁽⁴⁾

(1) 개요

PROGRAM의 목적은 DESIGN PROGRAM에서 얻어진 설계자료를 PLOTTER로 자동제도로함으로써 제도작업의 자동화와 정확한 도형을 제도하여 인간의 단순작업을 신속하게 행하고자 함이다.

(2) 사용 Subroutine

워엄기어를 제도할 때 사용된 주요 Subroutine 들은 다음과 같다.

표 2-4 자동제도에 사용되었던 subroutine 과 용도

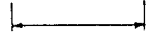
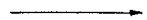





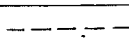
Subroutine 명	용도
ARROW	 을 그린다.
ONE-ARROW	 을 그린다.
CENTER	 을 그린다.
CIRCLE	 을 그린다.
ONEPTCIR	 을 그린다.
DASH CIR	 을 그린다.
LINE	 을 그린다.
DASH LINE	 을 그린다.

표 2-1 AGMA의 속비에 따른 보정계수 Km (Ref. 1)

속 도 비 3~19.9										
속도 비	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
3	0.500	0.511	0.522	0.532	0.543	0.554	0.562	0.570	0.577	0.585
4	0.593	0.598	0.604	0.609	0.615	0.620	0.625	0.630	0.635	0.640
5	0.645	0.649	0.652	0.656	0.659	0.663	0.666	0.669	0.673	0.676
6	0.679	0.682	0.685	0.688	0.691	0.694	0.696	0.699	0.701	0.704
7	0.706	0.708	0.710	0.711	0.713	0.715	0.717	0.719	0.720	0.722
8	0.724	0.726	0.728	0.730	0.732	0.734	0.736	0.738	0.740	0.742
9	0.744	0.746	0.747	0.749	0.750	0.752	0.754	0.755	0.757	0.758
10	0.760	0.761	0.763	0.764	0.765	0.767	0.768	0.769	0.770	0.772
11	0.773	0.774	0.775	0.776	0.777	0.778	0.779	0.780	0.781	0.782
12	0.783	0.784	0.785	0.786	0.787	0.788	0.788	0.789	0.790	0.791
13	0.792	0.793	0.794	0.795	0.795	0.796	0.796	0.797	0.798	0.798
14	0.799	0.800	0.800	0.801	0.801	0.802	0.803	0.803	0.804	0.804
15	0.805		0.806		0.807		0.807		0.808	
16	0.809		0.810		0.811		0.811		0.812	
17	0.813		0.814		0.814		0.815		0.815	
18	0.816		0.816		0.817		0.817		0.818	
19	0.818		0.818		0.819		0.819		0.820	
속 도 비 20~100										
속도 비	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
2	0.820	0.822	0.823	0.824	0.825	0.825	0.826	0.826	0.826	0.826
3	0.825	0.825	0.825	0.824	0.823	0.822	0.821	0.820	0.818	0.816
4	0.815	0.812	0.810	0.807	0.804	0.802	0.799	0.796	0.792	0.789
5	0.785	0.782	0.799	0.775	0.771	0.767	0.763	0.759	0.754	0.750
6	0.745	0.740	0.735	0.729	0.724	0.718	0.712	0.706	0.700	0.694
7	0.687	0.681	0.675	0.669	0.662	0.665	0.648	0.642	0.635	0.629
8	0.622	0.615	0.609	0.602	0.595	0.589	0.582	0.575	0.568	0.562
9	0.555	0.549	0.542	0.536	0.529	0.523	0.516	0.510	0.503	0.497
10	0.490									

표 2-2 AGMA의 속도 계수 Kv 값(Ref. 3)

미끄럼속도 0 - 699fpm										
速度 v	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	0.650	0.649	0.649	0.648	0.648	0.647	0.646	0.646	0.645	0.644
2	0.644	0.643	0.643	0.642	0.641	0.641	0.640	0.639	0.639	0.638
3	0.638	0.637	0.636	0.636	0.635	0.634	0.634	0.633	0.633	0.632
4	0.631	0.631	0.630	0.629	0.629	0.628	0.628	0.627	0.626	0.626
5	0.625	0.624	0.624	0.623	0.623	0.622	0.621	0.621	0.620	0.619
6	0.619	0.618	0.618	0.617	0.616	0.616	0.615	0.614	0.614	0.613
7	0.613	0.612	0.611	0.611	0.610	0.609	0.609	0.608	0.608	0.607
8	0.606	0.606	0.605	0.604	0.604	0.603	0.603	0.602	0.601	0.601
9	0.600	0.599	0.599	0.598	0.598	0.597	0.596	0.596	0.595	0.595
10	0.594	0.593	0.592	0.592	0.592	0.591	0.590	0.590	0.589	0.589
15	0.588	0.587	0.587	0.586	0.586	0.585	0.584	0.584	0.583	0.583
20	0.558	0.557	0.556	0.556	0.555	0.554	0.554	0.553	0.553	0.552
25	0.528	0.527	0.527	0.526	0.526	0.525	0.525	0.524	0.524	0.523
30	0.500	0.499	0.499	0.498	0.498	0.497	0.497	0.496	0.496	0.495
35	0.472	0.471	0.471	0.470	0.470	0.469	0.469	0.468	0.468	0.467
40	0.446		0.445		0.444		0.443		0.442	
45	0.421		0.420		0.419		0.418		0.417	
50	0.398		0.397		0.396		0.396		0.395	
55	0.378		0.377		0.376		0.376		0.375	
60	0.358		0.357		0.357		0.356		0.355	
65	0.340		0.339		0.339		0.338		0.337	
69	0.323		0.322		0.322		0.321		0.321	
69	0.313		0.312		0.312		0.311		0.311	

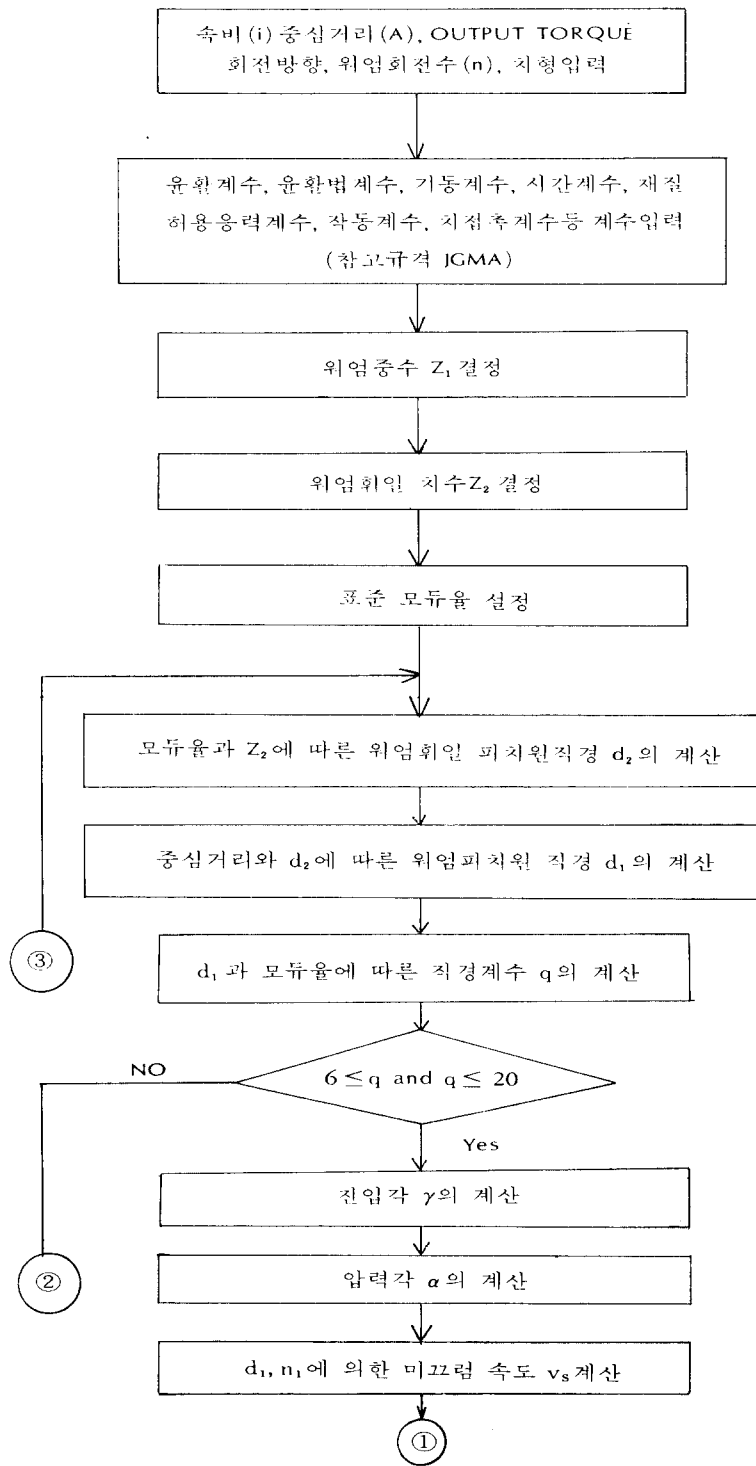
미끄럼속도 700 - 2990fpm										
速度 v	00	10	20	30	40	50	60	70	80	90
7	0.310	0.308	0.305	0.303	0.300	0.298	0.296	0.294	0.293	0.291
10	0.258	0.257	0.255	0.254	0.252	0.251	0.250	0.249	0.247	0.246
15	0.208	0.207	0.206	0.205	0.205	0.204	0.203	0.202	0.202	0.200
20	0.175		0.174		0.173		0.172		0.171	
25	0.152		0.151		0.150		0.150		0.149	
29	0.137		0.136		0.136		0.135		0.135	

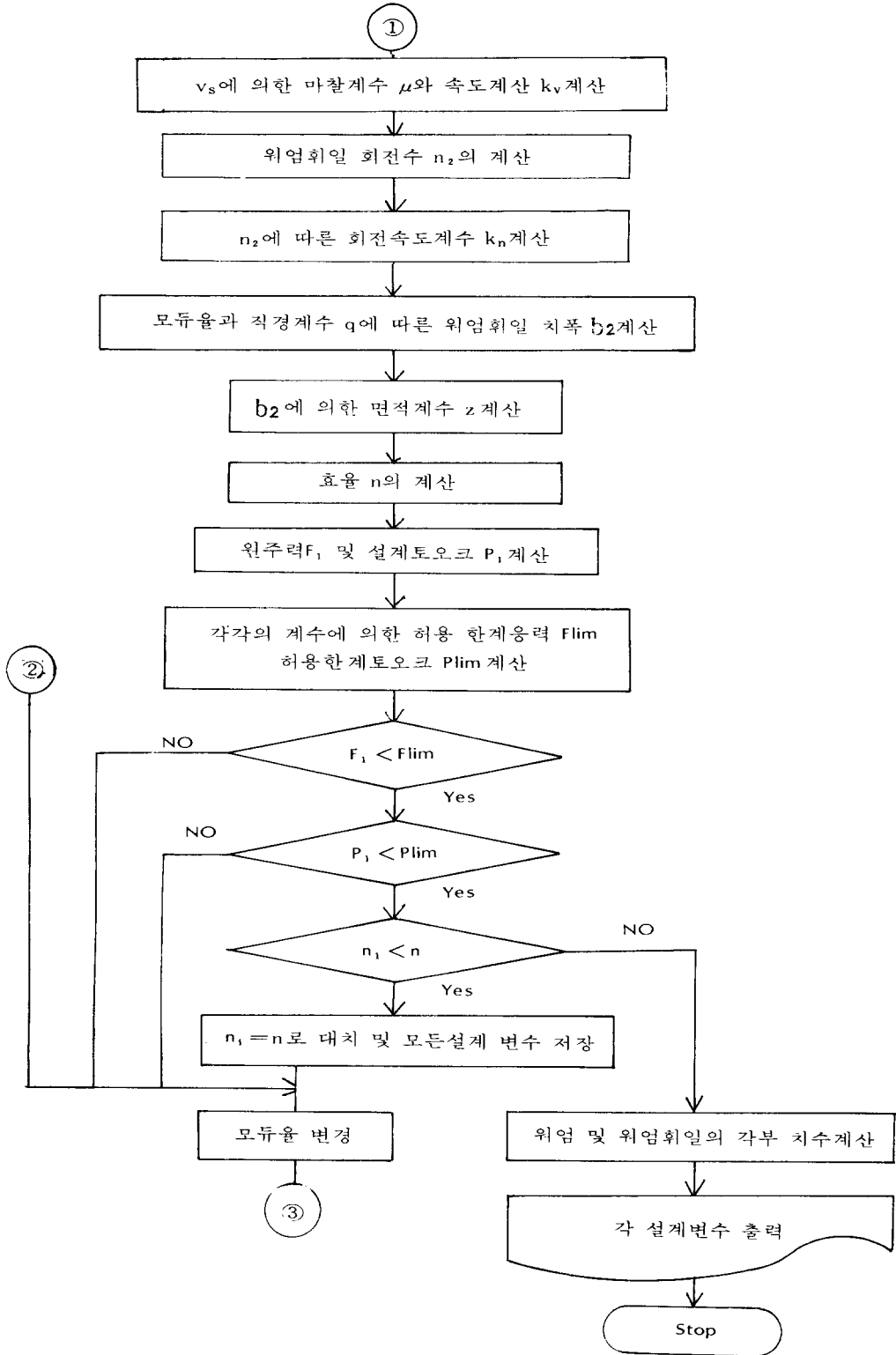
미끄럼속도 3000 - 60000fpm										
速度 v	000	100	200	300	400	500	600	700	800	900
3	0.1340	0.1310	0.1278	0.1245	0.1215	0.1185	0.1160	0.1130	0.1105	0.1080
4	0.1060	0.1040	0.1020	0.1000	0.0984	0.0967	0.0950	0.0935	0.0920	0.0904
5	0.0889	0.0875	0.0862	0.0850	0.0840	0.0830	0.0822	0.0814	0.0806	0.0798
6	0.0790									

표 2-3 AGMA의 치면 마찰계수 μ 의 값(Ref. 3)

미끄럼속도 0-499fpm										
速度v	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
	0.150	0.115	0.111	0.107	0.103	0.099	0.097	0.095	0.094	0.092
1	0.090	0.089	0.088	0.087	0.086	0.085	0.084	0.083	0.082	0.081
2	0.080	0.0793	0.0786	0.0779	0.0772	0.0765	0.0758	0.0751	0.0444	0.0737
3	0.0730	0.0726	0.0722	0.0718	0.0714	0.0711	0.0707	0.0703	0.0699	0.0695
4	0.0691	0.0687	0.0684	0.0680	0.0676	0.0673	0.0669	0.0665	0.0661	0.0658
5	0.0654	0.0651	0.0647	0.0644	0.0640	0.0637	0.0634	0.0630	0.0627	0.0623
6	0.0620	0.0618	0.0616	0.0614	0.0612	0.0610	0.0608	0.0606	0.0604	0.0602
7	0.0600	0.0598	0.0596	0.0594	0.0592	0.0590	0.0588	0.0586	0.0584	0.0582
8	0.0580	0.0578	0.0576	0.0574	0.0572	0.0570	0.0568	0.0566	0.0564	0.0562
9	0.0560	0.0558	0.0556	0.0554	0.0552	0.0550	0.0548	0.0546	0.0544	0.0542
10	0.0540	0.0539	0.0538	0.0537	0.0536	0.0535	0.0534	0.0533	0.0532	0.0531
15	0.0488	0.0486	0.0485	0.0484	0.0483	0.0482	0.0481	0.0480	0.0479	0.0478
20	0.0435	0.0434	0.0434	0.0433	0.0432	0.0432	0.0431	0.0430	0.0429	0.0429
25	0.0400	0.0399	0.0399	0.0398	0.0397	0.0397	0.0396	0.0395	0.0394	0.0394
30	0.0365					0.0363				
35	0.0346					0.0344				
40	0.0327					0.0325				
45	0.0311					0.0309				
49	0.0298					0.0297				
미끄럼속도 500-2990fpm										
速度v	00	10	20	30	40	50	60	70	80	90
5	0.0295	0.0293	0.0291	0.0289	0.0287	0.0286	0.0282	0.0280	0.0278	0.0276
10	0.0217	0.0216	0.0215	0.0214	0.0214	0.0213	0.0212	0.0211	0.0210	0.0209
15	0.0181		0.0179		0.0178		0.0177		0.0176	
20	0.0160					0.0159				
25	0.0147					0.0146				
29	0.0142					0.0141				
미끄럼속도 3000-6000fpm										
速度v	000	100	200	300	400	500	600	700	800	900
3	0.0140	0.0139	0.0138	0.0137	0.0136	0.0135	0.0134	0.0134	0.0133	0.0132
4	0.0131	0.0131	0.0130	0.0130	0.0129	0.0129	0.0128	0.0128	0.0127	0.0127
5	0.0126	0.0126	0.0125	0.0125	0.0125	0.0124	0.0124	0.0124	0.0123	0.0123
6	0.0122									

나. 설계 PROGRAM FLOW-CHART NO





(3) 추가되는 입력 자료

DESIGN PROGRAM에서는 단순히 워엄과 워엄휘일의 설계 치수만을 계산하고 워엄 축의 베어링 부분, 전축길이, 워엄휘일의 축지름등을 계산하지 않기 때문에 다음의 입력 자료를 필요하게 된다.

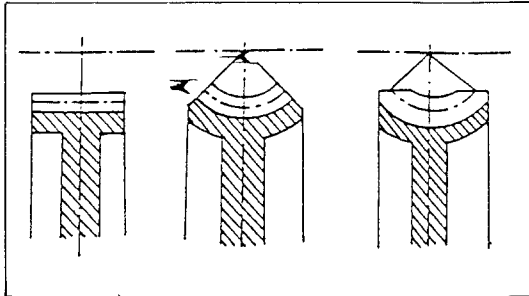


그림 2-2 워엄 휘일의 형식

표 2-5 자동제도에 추가되는 입력자료

File명	기호	입력 자료
SHAFT	LS	워엄 축 전체 길이
	LK	Key 길이
	LO	오일실링부 축 길이
	LB	베어링부 축 길이
	DK	키 폭
	LP	키부 축 길이
	LT	터어퍼부 길이
	DA	워엄 축단 직경
	DB	오일 실링부 축 직경
	DC	베어링부 축 직경
DD	워엄 축면 축 직경	
WHEEL	TY	TY = 1 : 그림 2-2의 (b)형 TY = 2 : 그림 2-2의 (c)형
	D4	워엄휘일의 내부 직경 그림의 빗금친 부분.

표 2-6 AGMA의 작용계수 F_s

기동정지가 별로 없을 때				
원 동 기	1 일간의 운전시간	피동기 부하 정도		
		고른 하중	중간정도의 충격하중	심한충 격하중
전 동 기	간혹 30분까지	0.80	0.90	1.00
	간헐 2시간	0.90	1.00	1.25
	연속 10시간	1.00	1.25	1.50
	연속 24시간	1.25	1.50	1.75
	간혹 30분까지	0.90	1.00	1.25
다 기 통 내연기관	간헐 2시간	1.00	1.25	1.50
	연속 10시간	1.25	1.50	1.75
	연속 24시간	1.50	1.75	2.00
	간혹 30분까지	1.00	1.25	1.50
단 기 통 내연기관	간헐 2시간	1.25	1.50	1.75
	연속 10시간	1.50	1.75	2.00
	연속 24시간	1.75	2.00	2.25
기동정지가 1시간에 10회이상 있을 때				
전 동 기	간혹 30분까지	0.90	1.00	1.25
	간헐 2시간	1.00	1.25	1.50
	연속 10시간	1.25	1.50	1.75
	연속 24시간	1.50	1.75	2.00

주 : 간혹운전할 경우 및 간헐운전의 경우에는 1 일간의 합계 운전시간을 대상으로 한다.

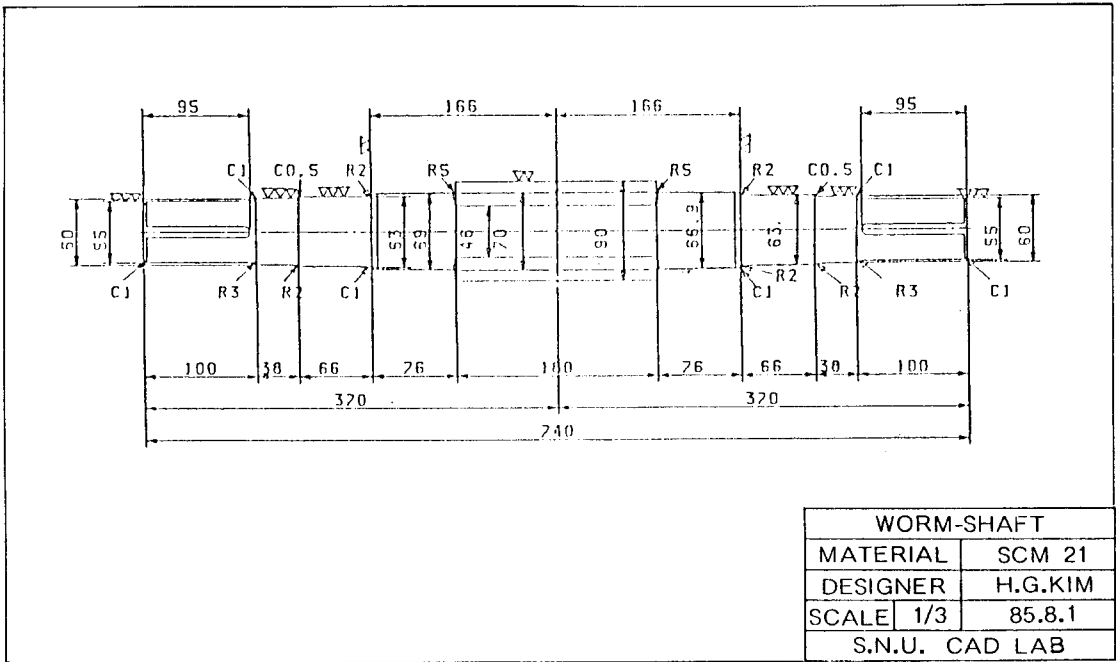


그림 2-3 워엄축의 자동제도 (Apple II plus, Watanabe plotter)

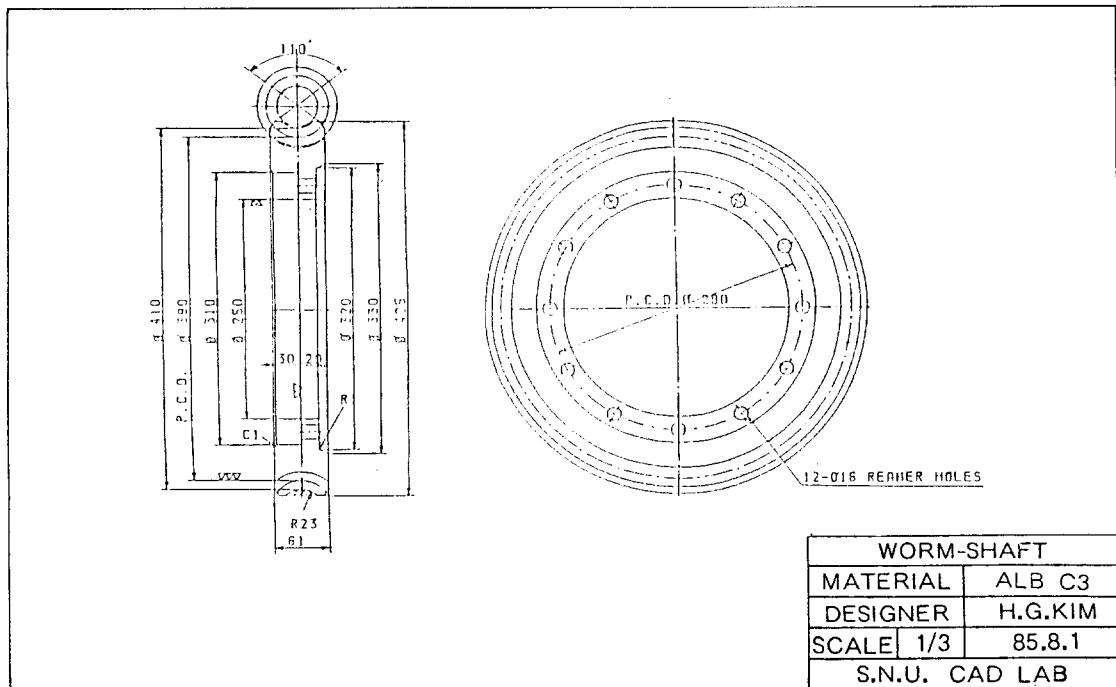
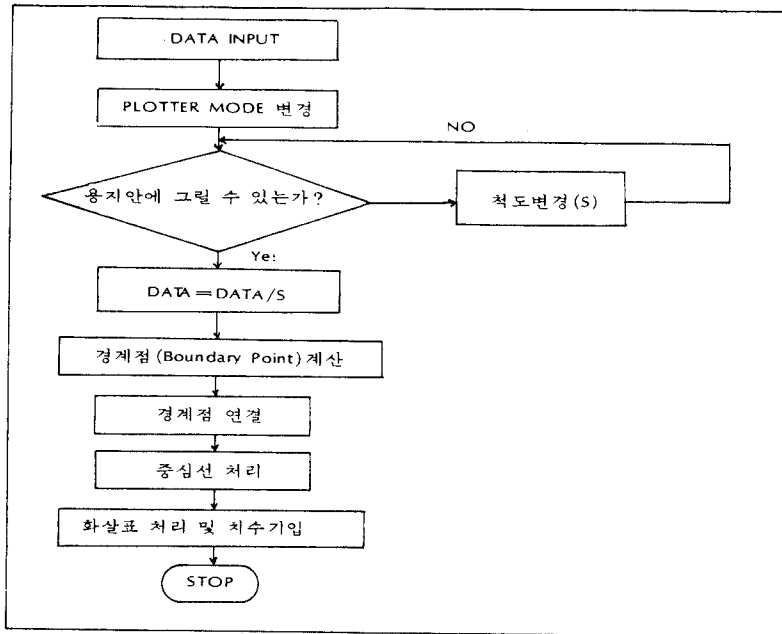


그림 2-4 워엄휠의 자동제도 (Apple II plus, Watanabe plotter)

(4) SHAFT 및 WHEEL의 ELOW CHART



Design에 의해 설계된 설계변수와 이들 및 추가 입력 자료에 대해 전산기를 이용하여 자동제도한 형상이 그림 2-3 과 그림 2-4 에 있다.

3. 표준화 방안

워엄기어를 표준화하는 데에는 여러 인자들을 고려해야 한다. 먼저 기하학적 인자로는 워엄의 치형과 중심거리 및 모듈의 표준화를 들 수 있다.

워엄의 치형은 치형곡선에 따라 5개의 치형으로 구분할 수 있다.

중심거리는 40 mm~500 mm까지로 제안하며 이산적인 값과 효율과의 비교치를 표3-4에 나타내었다.

모듈에 있어서는 워엄축방향 모듈을 기준으로 DIN 323 규격의 치수를 참조하여 표3-1, 표3-2와 같이 추천한다.

모듈의 표준화는 가공 Hob을 표준화하여, 설계시마다 다시 Hob을 가공해야 하는 불편 및

기어의 교환성에도 역점을 두어 설정하였다.

둘째로는 재질의 표준화라고 할 수 있다.

실제 재질에 따른 전달능력의 차는 크게 나타나지 않는다. 워엄과 워엄휠은 워엄기어장치의 제원에서 언급한 바와 같이 종류도 적고 값이 비싸므로 재질의 선택에 어려운 점이 있다. 전달 동력이 적을 때는 꼭 값비싼 재료를 쓸 필요가 없다. 따라서 워엄 및 워엄휠의 재질은 표3-3과 같이 제안한다.

셋째로는 가공 정밀도 문제를 들 수 있다.

워엄 기어는 다른 기어와는 달리 미끄럼 운동에 의한 마찰·마모가 생기며, 이 마찰에 의한 발열 및 효율의 저하, 마모에 의한 치의 파손 등이 문제시 되고 있다. 따라서 표면조도가 미치는 영향이 크다.

본 설계법에서는 조도계수를 사용하여 워엄에서는 3S 이내 워엄휠에서는 12S 이내에 값으로 설계한다.

강도 계산은 기존설계식은 JGMA와 AGMA

표 3-1 축방향 모듈의 추천 값(단위 : mm)

계 1 계열	계 2 계열	계 3 계열
1.00		
1.25	1.12	
	1.40	
1.60		1.50
2.00	1.80	
2.50	2.24	
	2.80	3.00
3.15	3.55	
4.00	4.50	
5.00	5.60	
	7.10	6.00
8.00	9.00	
10.00	11.20	
	14.00	12.00
16.00	18.00	
20.00		
	22.40	22.00
25.00		

표 3-2 1보다 작은 모듈을 추천 값

0.315	0.4	0.5	0.63	0.8
-------	-----	-----	------	-----

의 2 종류로 행하여 보았다. 그러나 이들 규격에서의 입력계수가 다르기 때문에 차이는 상당히 다른 값이 나온다. (표 3-5 참조)

또 실제부하 용량은 강도 설계 뿐만 아니라 제작, 조립기술, 사용조건, 윤활상태 등의 영향을 많이 받는다.

따라서 각 제작자들은 어느 1종의 규격에 따라 자기 회사의 사용재료, 가공설비, 조립기술에 의한, 제품에 대하여 실적을 쌓아가 그 계산치를 확인하는 것이 바람직하니

여기에 2~3종의 허용 전달력을 재검토하여 나름의 안전계수를 설정하여 제품의 안전성을 확

보해 둘 것을 제안한다.

이런 연후에 워엄기어에 대해 표준화를 하여야 할 것이다.

4. 성능시험⁷⁾

워엄기어의 성능시험을 협력회사인 우림기계공업주식회사에서 행하였다. 사용된 워엄기어의 제원은 워엄기어의 Design Program에 의해 출력된 표3-10 과 같다.

그림 4-1 a와 같이 A_m 이 A_r 보다 크면 전치폭으로 하중을 전달하고 그림 4-1 b와 같이 A_m 이 A_r 보다 작으면 일부분의 치폭만이 하중을 전달한다. 이렇게 결정된 치폭 전체 변형선과 상대 치면선과의 거리가 치 자체의 변형량으로 이 치 자체 변형량에 맞물림 강성계수 C_r 를 곱하면 치폭에 의한 하중 분포를 얻을 수 있다. 이렇게 계산된 하중 분포로부터 다시 치폭 전체 변형량을 계산하여 이전에 계산한 치폭 전

표 3-10 자체설계법에 의한 워엄기어의 컴퓨터 출력자료

WORM GEAR INPUT DATA	
1. APPROXIMATE CENTER DISTANCE	200
2. SPEED RATIO (I)	1/39
3. REVOLUTION OF WORM (R.P.M)	1200
4. HAND OF HELIX	RIGHT
5. OUTPUT TORQUE (KG-M)	15
WORM GEAR OUTPUT DATA	
1. AXIAL MODULE OF WORM	10
2. DIAMETRAL QUOTIENT	7
3. CALCULATED CENTER DISTANCE	200
4. REVOLUTION OF WHEEL (RPM)	20.7692308
5. WORM PITCH DIAMETER (MM)	70
6. WHEEL PITCH DIAMETER (MM)	370
7. ADDENDUM OF WORM (MM)	10
8. ADDENDUM OF WORM WHEEL (MM)	10
9. DEPENDUM OF WORM (MM)	12
10. DEPENDUM OF WORM WHEEL (MM)	12
11. THREAD NUMBER OF WORM	1
12. TEETH NUMBER OF WHEEL	39
13. LEAD (MM)	31.4159265
14. AXIAL PITCH (MM)	31.4159265
15. FACE ANGLE (DEGREES)	101.9592308
16. LEAD ANGLE (DEGREES)	91.2813076
17. HELIX ANGLE (DEGREES)	81.83999777
18. PRESSURE ANGLE (DEGREES)	20
19. WHOLE DEPTH OF WORM (MM)	22
20. WHOLE DEPTH OF WHEEL (MM)	22
21. THEORICAL EFFICIENCY (%)	84.5229109
22. WORM LENGTH (MM)	141.371669
23. EFFECTIVE WHEEL FACE WIDTH	60.6217780
24. LIMIT TRANSMIT FORCE (KG)	2067.60104
25. INPUT LIMIT POWER (HP)	20.8545381
26. OUTPUT LIMIT POWER (HP)	17.7254007

표 3-3 치면강도에 대응하는 허용 응력 계수(6) S_{clim}

위엄회일의 재질	위엄의 재질	S_{clim} 타블음한계 미끄럼 속도 (m/s)	
인칭동 원심 구조품	합금강 칩탄 담금질	1.55	30
	합금강 H_B 400	1.34	20
	합금강 H_B 250	1.12	10
인칭동 칠드주물	합금강 칩탄 담금질	1.27	30
	합금강 H_B 400	1.05	20
	합금강 H_B 250	0.88	10
인칭동 사형주물 또는 단조품	합금강 칩탄 담금질	1.05	30
	합금강 H_B 400	0.84	20
	합금강 H_B 250	0.70	10
알루미늄 청동	합금강 칩탄 담금질	0.84	20
	합금강 H_B 400	0.67	15
	합금강 H_B 250	0.56	10
황 동	합금강 H_B 400	0.49	8
	합금강 H_B 250	0.42	5
편상 흑연강화주철	좌측과 같음. 단 휘일의 경도보다 높은 것.	0.70	5
보통 주철	인칭동주물 또는 단조품	0.63	2.5
	좌측과 같음. 단 휘일의 경도보다 높은 것.	0.42	2.5

표 3-4 중심거리 A와 효율과의 관계 (자체설계법에 따른 위엄회전수 1,000 rpm 일때)

설계비 주비	중심거리 mm											
	40	50	63	80	100	125	160	200	250	315	400	500
10/1	86.84	87.42	87.66	89.20	89.21	90.70	93.16	92.56	93.44	94.93	95.41	95.51
20/1	77.39	75.81	76.17	81.57	84.13	84.13	89.91	87.28	88.21	92.09	93.54	92.35
30/1	69.84	69.84	72.02	74.95	74.95	78.01	79.45	80.84	81.55	88.21	90.47	89.08
40/1	66.33	69.84	69.03	70.50	74.95	74.95	76.12	79.45	80.84	80.97	83.01	89.30
50/1	69.94	65.05	75.57	76.23	78.22	70.62	80.55	82.28	77.21	84.38	85.39	81.43
60/1	63.35	71.30	66.34	67.02	79.39	71.20	72.96	81.56	76.74	79.45	85.12	81.08
70/1	62.71	66.30	69.16	69.84	69.84	73.30	74.95	74.94	78.55	79.64	80.84	81.55
80/1	49.87	64.34	66.33	68.83	71.34	71.34	71.74	77.04	76.28	79.68	81.26	81.94
90/1	62.71	62.71	64.63	66.33	69.84	69.84	69.03	74.95	74.94	77.45	79.45	80.83
100/1	—	—	61.28	71.30	67.63	66.69	77.39	70.33	72.96	73.41	75.39	79.19

분석 : 속비 i 가 증가하면 효율이 감소하는 경향이 있다. 중심거리가 작아지면 상대적으로 위엄퍼치원 직경 d_1 의 감소로 인한 마찰계수 값이 커져서 효율이 감소한다. 수치가 단조 감소, 단조 증가하지 않는 것은 표준 모듈의 이산적 값 때문이다.

표 3-5 자체설계법의 허용원주력 범위(안전율을 고려하지 않는 상태) 단위 (Kg)

$n_1 = 1000$ rpm, 중심거리 500 mm 위엄휘일재질 : 인청동원심주조, 위엄재질 : 합금강(담금질한 것)

속비 \ 설계법	자체설계법	AGMA	비
10/1	4420	4420	1
20/1	4920	5150	0.955
30/1	4740	5100	0.929
40/1	4620	4980	0.927
50/1	5020	4830	1.039
60/1	5020	4820	1.041
70/1	5050	4360	1.158
80/1	4730	3800	1.244
90/1	4350	3270	1.330
100/1	3980	2770	1.437

주의 : 동일 위엄에 대하여 허용원주력을 구했을 경우 각 규격이 차이가 있으므로 안전하게 작은 쪽의 값을 택할것.

표 3-6 자체설계법에 의한 위엄기어의 주요 설계변수

중심거리 비 (i) 변수	40mm				50mm				63mm				80mm			
	Z_1	Z_2	q	m_a	Z_1	Z_2	q	m_a	Z_1	Z_2	q	m_a	Z_1	Z_2	q	m_a
10/1	2	19	6.4	3.15	2	19	6	4	3	30	10	3.15	3	30	10	4
20/1	1	20	6.67	3	1	20	8.17	3.55	1	20	8	4.5	1	20	6.67	6
30/1	1	30	10	2	1	30	10	2.5	1	30	10	3.15	1	30	10	4
40/1	1	40	10	1.6	1	40	10	2	1	40	10.4	2.5	1	40	10.8	3.15
50/1	1	50	7.14	1.4	1	50	12.5	1.6	1	50	6.25	2.24	1	50	7.14	2.8
60/1	1	60	11.43	1.12	1	60	6.67	1.5	1	60	10	1.8	1	60	11.42	2.24
70/1	1	70	10	1	1	70	10	1.25	1	70	8.75	1.6	1	70	10	2
80/1	1	80	20	0.8	1	80	9.29	1.12	1	80	10	1.4	1	80	8.89	1.8
90/1	1	90	11.11	0.8	1	90	10	1	1	90	10.8	1.25	1	90	10	1.6
100/1	—	—	—	—	—	—	—	—	1	100	12.5	1.12	1	100	6.67	1.5

Z_1 : 위엄의 중 수 Z_2 : 위엄휘일의 잇수
 q : 직경계수(표의 값은 소숫점 이하 3 자리에서 반올림 값)
 m_a : 위엄 축 방향 모듈(mm)

표 3-7 자체설계법에 의한 워엄기어의 주요 설계변수

중심거리 변수 속비 (i)	100mm				125mm				160mm				200mm			
	Z ₁	Z ₂	q	m _a	Z ₁	Z ₂	q	m _a	Z ₁	Z ₂	q	m _a	Z ₁	Z ₂	q	m _a
10/1	3	30	10	5	3	30	9.68	6.3	4	39	6.07	7.1	4	39	11	8
20/1	2	39	11	4	2	39	11	5	2	39	6.07	7.1	2	39	11	8
30/1	1	30	10	5	1	30	9.68	6.3	1	30	10	8	1	30	10	10
40/1	1	40	10	4	1	40	10	5	1	40	10.79	6.3	1	40	10	8
50/1	1	50	6.34	3.55	1	50	12.5	4	1	50	7.14	5.6	1	50	6.34	7.1
60/1	1	60	6.67	3	1	60	10.42	3.55	1	60	11.11	4.5	1	60	6.67	6
70/1	1	70	10	2.5	1	70	9.37	3.15	1	70	10	4	1	70	10	5
80/1	1	80	9.28	2.24	1	80	9.29	2.8	1	80	10.14	3.55	1	80	8.89	4.5
90/1	1	90	10	2	1	90	10	2.5	1	90	11.58	3.15	1	90	10	4
100/1	1	100	11.11	1.8	1	100	11.61	2.24	1	100	6.67	3	1	100	12.68	3.55

Z₁ : 워엄의 중 수 Z₂ : 워엄휘일의 잇수
 q : 직경계수(표의 값은 소숫점 이하 3자리에서 반올림 값)
 m_a : 워엄 축 방향 모듈(m)

표 3-8 자체설계법에 의한 워엄기어의 주요 설계변수

중심거리 변수 속비 (i)	250mm				315mm				400mm				500mm			
	Z ₁	Z ₂	q	m _a	Z ₁	Z ₂	q	m _a	Z ₁	Z ₂	q	m _a	Z ₁	Z ₂	q	m _a
10/1	4	39	11	10	5	59	6.25	11.2	6	60	6.67	12	6	60	11.43	14
20/1	2	39	11	10	2	39	6	14	3	60	6.67	12	3	60	11.43	14
30/1	1	30	10	12.5	2	59	11	9	2	59	7.67	12	2	59	12.43	14
40/1	1	40	10	10	1	40	10.4	12.5	1	40	10	16	2	79	10.29	11.2
50/1	1	50	12.5	8	1	50	6.25	11.2	1	50	7.14	14	1	50	12.5	16
60/1	1	60	10.42	7.1	1	60	10	9	1	60	6.67	12	1	60	11.43	14
70/1	1	70	9.37	6.3	1	70	8.78	8	1	70	10	10	1	70	10	12.5
80/1	1	80	9.29	5.6	1	80	8.73	7.1	1	80	8.89	9	1	80	9.29	11.2
90/1	1	90	10	5	1	90	10	6.3	1	90	10	8	1	90	10	10
100/1	1	100	11.11	4.5	1	100	12.5	5.6	1	100	12.68	7.1	1	100	11.11	9

Z₁ : 워엄의 중 수 Z₂ : 워엄휘일의 잇수
 q : 직경계수(소숫점 이하 3자리에서 반올림 값)
 m_a : 워엄 축 방향 모듈(m)

표 3-9 위엄회전수와 효율과의 관계(자체설계법에 따른 중심거리 100mm 위엄기어)

위엄회전수 (rpm) 속비 (i)	200	500	1000	1500	2000	3000
10/1	82.21	86.46	89.21	91.44	92.11	93.12
20/1	74.84	80.40	84.13	85.90	87.28	89.17
30/1	62.71	69.84	74.95	77.46	80.84	82.27
40/1	62.71	69.84	74.95	77.46	79.45	81.55
50/1	68.76	72.27	78.22	79.98	82.28	84.21
60/1	67.73	71.30	77.39	79.20	81.56	83.56
70/1	58.70	62.27	69.84	72.00	74.95	77.45
80/1	60.43	64.38	71.34	73.46	76.28	78.69
90/1	58.70	62.27	69.84	72.00	74.95	77.45
100/1	56.19	60.27	67.63	69.90	72.95	75.60

분석 : rpm의 증가가 효율의 증가함에 관계하는 것은 미끄럼 속도 V_s 의 증가에 따른 마찰계수 μ 의 상대적 감소를 의미하기 때문이다.

체 변형량과의 차가 거의 없을 때 반복 계산을 중지하고 그 때의 결과로부터 치 자체의 변형량

과 치폭에 의한 하중 분포를 얻게 된다.

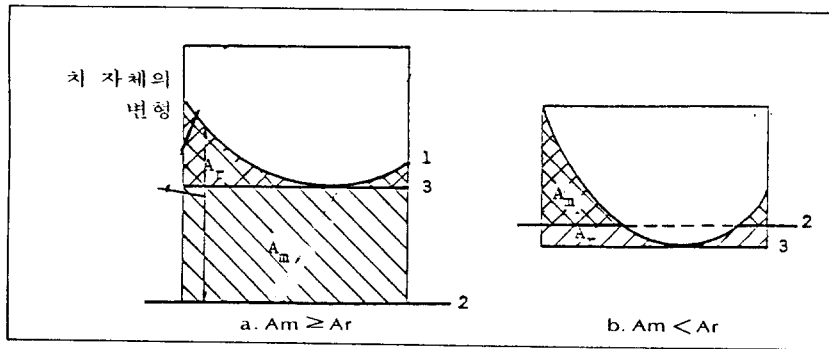


그림 4-1 치 자체의 변형과 하중분포

5. 치형 및 치폭 수정 프로그램

가. 프로그램의 목표

동력을 전달하는 기어 장치는 축, 베어링, 기어 자체의 변형 등으로 기어의 물림 상태가 불량해져서 치폭에 연해 하중이 불균일하게 분포되고 진동, 소음, 마모 등을 초래한다.

이러한 변형을 미리 예측하여 기어의 물림 상태가 양호하고 치폭에 연한 하중 분포가 비교적 균일하도록 하는 치형 수정량과 치폭 수정량을 계산하는 것이 이 프로그램의 목표이다.

또한 이 프로그램은 하나의 축 위에 네 개까지의 스퍼어 기어, 헬리컬 기어, 유성 치차 등이 있을 경우에 대해 계산이 가능하다.

나. 프로그램의 구성

프로그램은 크게 세 부분으로 나누어져 있다. 첫 번째 프로그램이 수행되고, 이어서 두 번째와 세 번째 프로그램이 차례로 수행되는데, 하나의 프로그램이 수행될 때에 다른 두 프로그램은 전혀 필요하지 않다. 그러나, 각각의 프로그램에서 계산된 값들 중에서 그 다음의 프로그램에 필요한 값은 Relative file에 저장시킨

후 필요할 때마다 호출하여 사용하거나 새로운 값으로 대치 시킨다.

또한, 각 프로그램은 하나의 Data file을 필요로 하고, 하나의 Output file을 만든다.

다. 프로그램에 대한 설명^(8, 9, 10)

(1) 프로그램 - 1

모듈, 치직각 압력각, 나선각 등 기어에 대

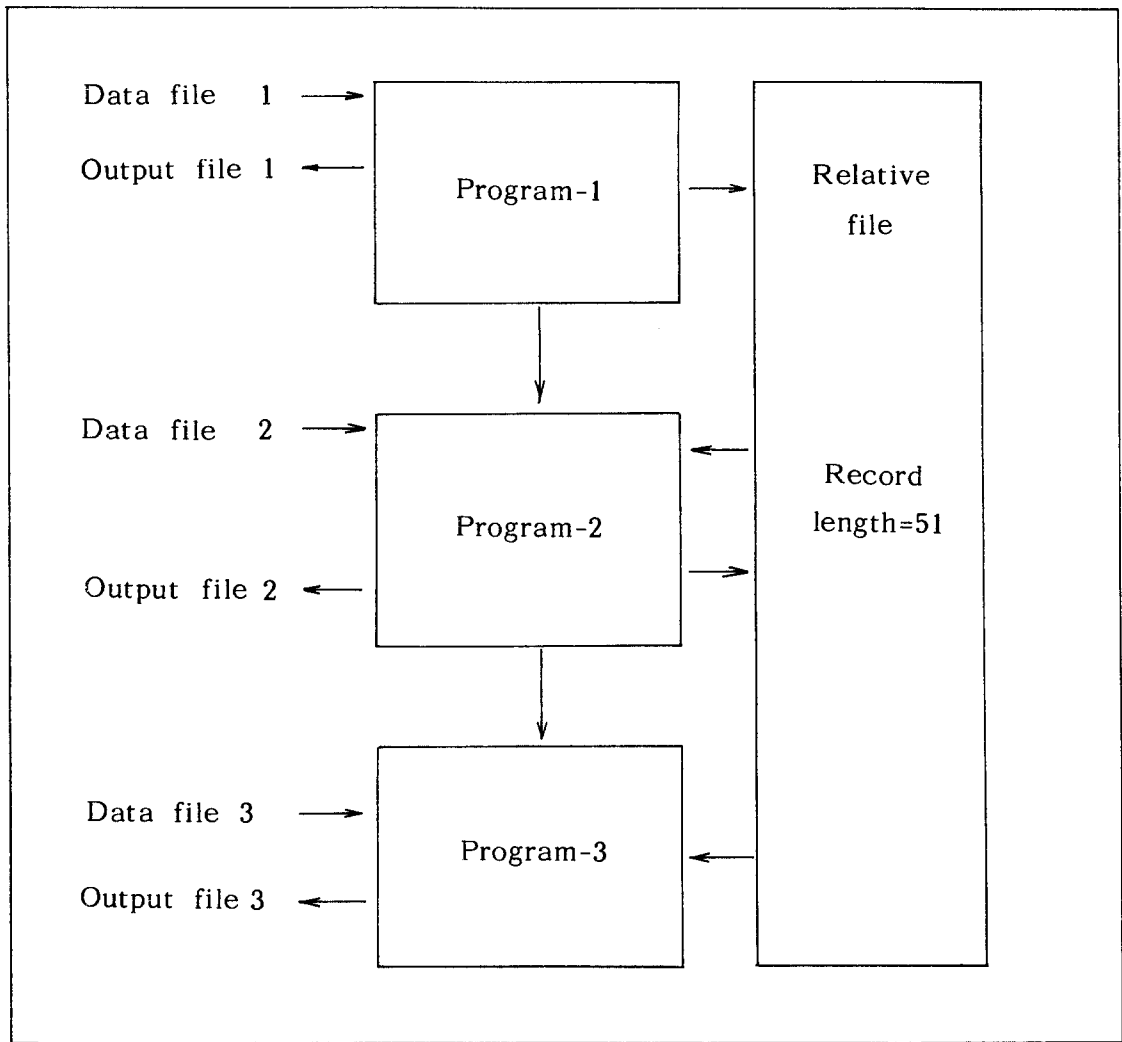


그림 5-1 프로그램의 구성

한 입력 데이터와 재질의 특성, 축경, 베어링의 위치, 베어링의 강성 등 축과 베어링에 대한 입력 데이터를 수집하여, 이들 입력 데이터의 적합성을 검토한다. 만약 에러(error)가 발생하면 계산을 중지하고 에러메세지(error message)를 내 놓는다. 에러가 없으면, 일정한 형식에 따라 압력데이터를 Output file 1에 저장시키고 치폭, 절점의 좌표, 기어에 작용하는 하중, 기

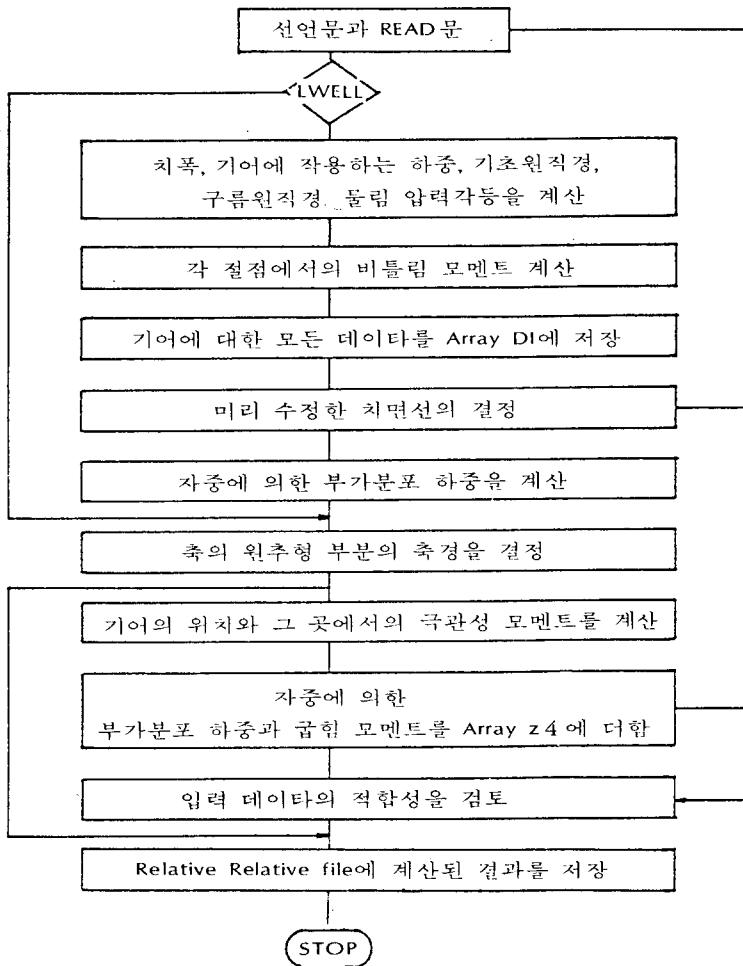
초원 직경, 구름원 직경, 물림 압력각, 극관성 모멘트 등을 계산하여 그 값을 Relative file에 저장 시킨다.

(2) 프로그램 - 2

Relative file로 부터 프로그램 -1에서 계산한 결과 중 축에 대한 데이터와 부가 분포 하중, 굽힘 모멘트 등을 읽어 들여, 전달 매트릭스(transfer matrix) 방법을 이용해 xy-평

(4) 순서도 (flow chart)

① 프로그램 - 1의 순서도



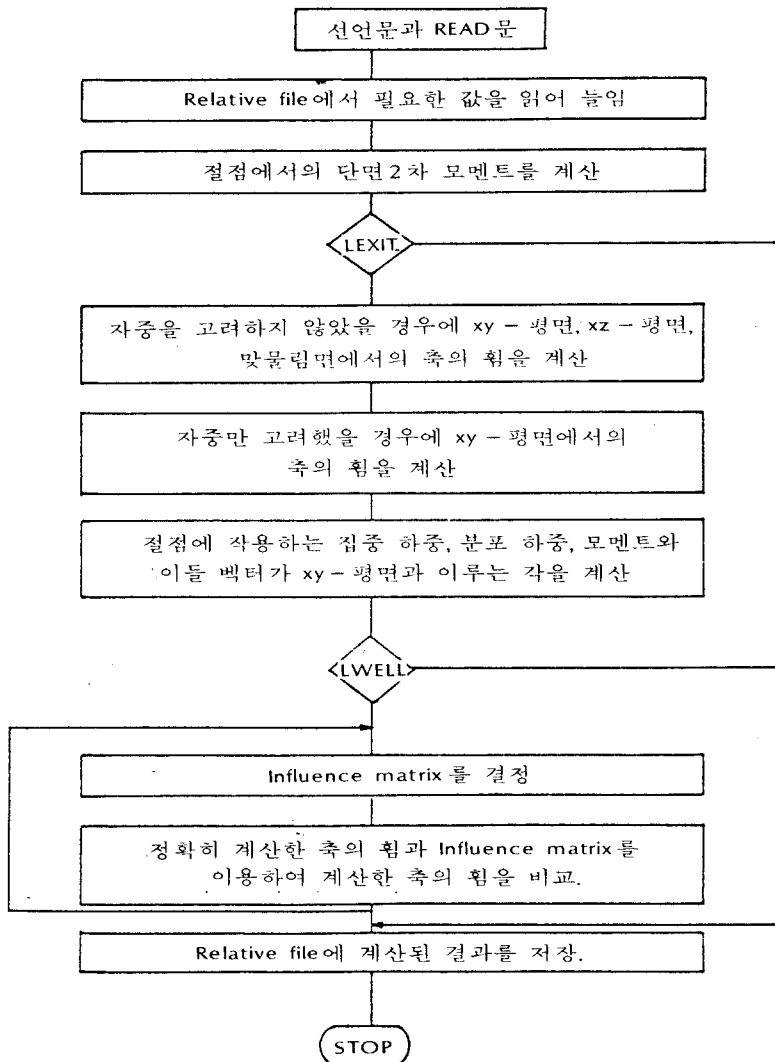
면, xz -평면, 맞물림면(surface of action)에서의 축의 변형량과 절점에서의 집중 하중, 모멘트, 분포 하중 등을 계산하고, 그 값들을 Output file 2에 저장시킨다.

fluence matrix, 기어에 대한 각 계원 등을 읽어 들인 후, 맞물림 강성 계수, 하중 등급 계수, 치폭 전체 변형량, 치폭 수정량, 치 자체의 변형량, 치폭에 연한 하중분포 등을 계산한다. 또한, 하중 분포계수, 치형 수정량을 계산한 후, 그 값들을 Output file 3에 저장시킨다.

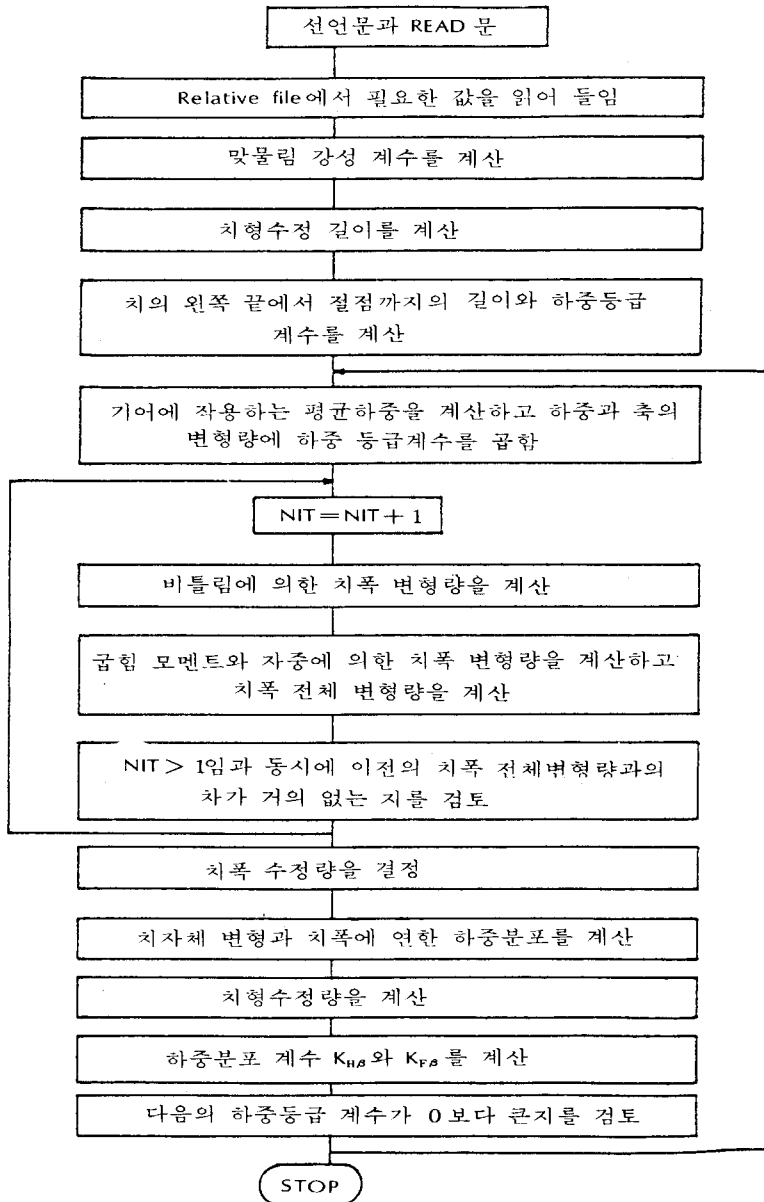
(3) 프로그램 - 3

Relative file로 부터 축의 변형량과 In-

② 프로그램 - 2 의 순서도



③ 프로그램 - 3 의 순서도



④ 치차 수정의 예

치차 수정 프로그램을 이용하여 우림기계공업
주식회사에서 제작한 2 단 감속기의 치차를 수
정하였다.

GEAR SPEC.	1 st		2 nd	
	PINION GEAR		PINION GEAR	
모 듀 울	10		14	
압 력 각	20°			
나 선 각	L 15° R		R 10° L	
잇 수	18	41	17	35
이 끝 원 직 경	215.67	422.34	279.67	520.32
전 위 계 수	+0.466	-0.106	+0.357	-0.187
축 간 거 리	309 mm		372 mm	

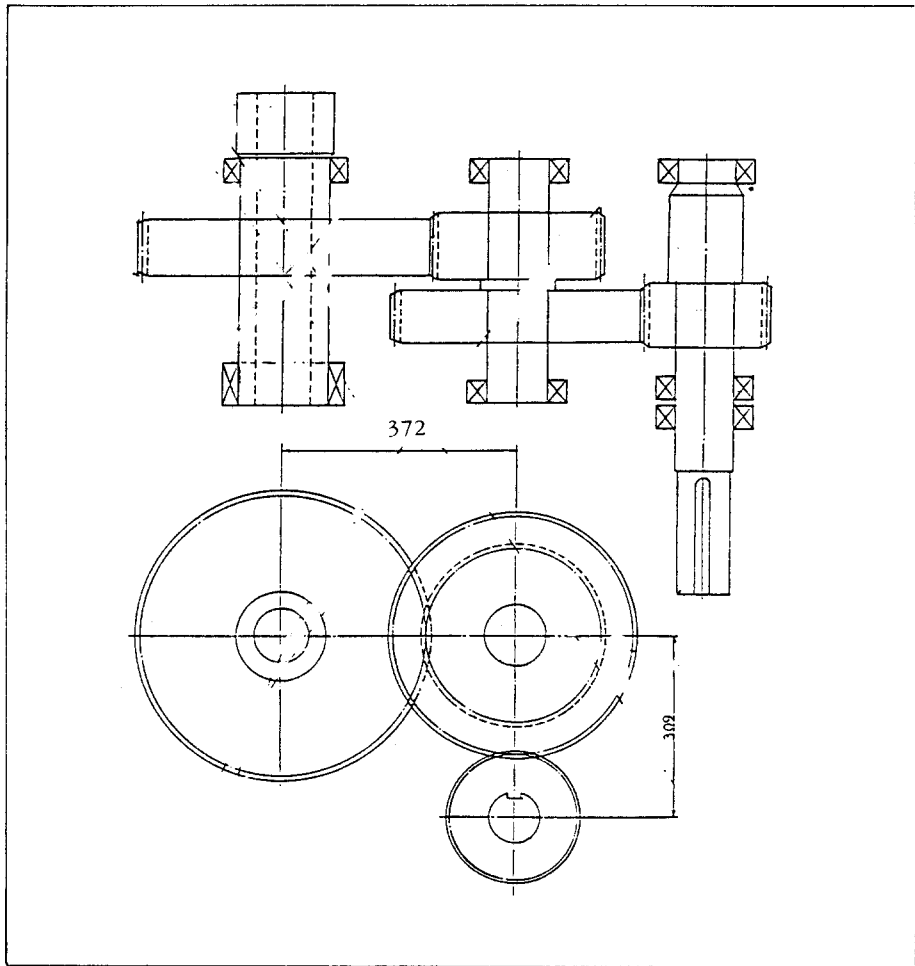


그림 5-1 2 단 감속기

6. 결 과

page 1.

```

-- GEAR CORRECTION --      250712
TITLE:
** REDUCER OF WOORIM CO. 1ST GEAR MESHING **

INPUT DATA
-----
I. DATA FOR GEAR
-----
1. SPECIFIC NO., SPECIFICATION OF GEAR AND LOAD FACTOR
      NN
      X G I  CG  MN  ALN BETA  CT  CB1  CB2  CB3GAB  FPNN
      1 1 1   10  20  -15          1
-----
2. TORQUE, FACE WIDTH, COORDINATE OF GEAR CENTER
      TU  L1A  U1E  U2A  U2E  Z  X  DA  V
      208. 303.          18 0.466215.67
-1687. 213. 303.          41-C.106442.34 -309.
-----
II. DATA FOR SHAFT
-----
4. NO. OF NODES, MODULI OF THE MATERIAL
      NTP  EM  GM  RO
      9    1
-----
5. DIAMETERS, SUPPORT CONDITION AND EXTERNAL LOADS
      U  DA  DI  CS  CD  QV  QW  FV  FW  MV  PW  TL
      93.5
88.0 93.5 -1
136.0 93.5 -1
205.0 93.5 1.56
307.0 124.0
450.5-124.0
460.5 98.0
482.5 98.0
508.5
    
```

page 2.

```

-- GEAR CORRECTION --      250712
EXPLANATION OF INPUT DATA
FORMAT: F6.0, WHEN NO SPECIAL FORMAT
DATA FOR GEAR
-----
NK - (I2) NO. OF (DOUBLE) GEAR MESHING
NG - (I2) NO. OF DRIVEN GEARS IN THE GEAR MESHING
    -NG : NO. OF PLANET GEARS
* NI - (I2) NO. OF GEARS TO BE CORRECTED
* CG (N/MP*0.001MP) AVERAGE SPRING CONSTANT OF TOOTH
    IF NOT GIVEN, CG IS CALCULATED IN PROCERAP
MN  PM  NORMAL MODULI
ALN  C  NORMAL PRESSURE ANGLE
BETA 0  PITCH MELIX ANGLE
CT    1  LOAD DISTRIBUTION RATIO IN DOUBLE GEAR
    = LEFT-HALF / RIGHT-HALF / CT = 1 IF NOT GIVEN
* CB1/2/3  LOAD GRADE FACTOR
* NPR/NPG (I1) INDICES DEDUCTING PRECORRECTED TOOTH SURFACE PROFILE
    FOR DRIVING GEAR (NPR), DRIVEN GEAR (NPG)
    = 1 : ON LEFT TOOTH SURFACE, = 2 : ON RIGHT TOOTH SURFACE
    = 3 : ON BOTH TOOTH SURFACE
NA (I1) INDEX FOR THE PLACE WHERE INPUT OR OUTPUT TORQUE ACTS
    = 1 : LEFT OF GEAR TO BE CORRECTED
    = 2 : RIGHT OF GEAR TO BE CORRECTED
    IF THIS GEAR IS A IDLE GEAR, LET NA = 0
NB (I1) INDEX FOR OUTPUT
    =0: ALL, = 1: LIKE 0, EXCLUDING EXPLANATION OF INPUT DATA
    =2: LIKE 1, EXCLUDING CALCULATION FOR SHAFT
    =3: LIKE 2, EXCLUDING DATA FOR GEAR
    =4: ONLY CALCULATION FOR SHAFT
TU  N*M  TWISTING MOMENT
U1A,U1E  PM  COORDINATES OF STARTING AND ENDING PT. OF FACE WIDTH
    FOR LEFT-HALF GEAR IN DOUBLE GEAR
U2A,U2E  MM  FOR RIGHT-HALF GEAR IN DOUBLE GEAR
Z - NO. OF TEETH
* X - ADDENDUM MODIFICATION COEFF.
    = TCG : CALCULATE IN PROGRAM
* DA  MM  OUTSIDE DIAPETER
* V,u  MM (F7.0) COORDINATES OF GEAR CENTER
* U  MM  COORDINATES OF PT. WHERE TOOTH SURFACE PROFILE IS PRECORRECTED
    = -1 IN CASE OF DIRECTION DEVIATION OF TOOTH
    IN CASE OF TOOTH SURFACE PROFILE CORRECTED POINTWISE:
    1. U = COORDINATE OF STARTING PT. OF FACE WIDTH (= U1A OR U2A)
    OTHERS U = DISTANCE FROM STARTING PT.
* FBU  MM  PRECORRECTIVAL ANGLT
    
```

```

DATA FOR SHAFT
-----
NTP  - (I2)  NO. OF NODES
EM   N/MM2  ELASTIC MODULUS OF THE MATERIAL
      DEFAULT(IF NOT GIVEN): 206000 (N/MM2)
GM   N/MM2  SHEAR MODULUS OF THE MATERIAL
      DEFAULT(IF NOT GIVEN): 80000 (N/MM2)
RO   KG/M3  DENSITY OF THE MATERIAL
      DEFAULT(IF LET RO = 1.): 7800 (KG/M3)
DA,DI MM    OUTER AND INNER DIAPETER OF SHAFT (FOR NEXT ELEPEMT)
      -OA, -OI : OUTER AND INNER DIAPETER FOR CONE-FORM ELEPEMT
CS   N/MM   SPRING CONSTANT OF BEARING (=1 WHEN VERY STIFF)
CD   N*M/RAD TILTING SPRING CONSTAAT OF BEARING(=-1 WHEN VERY STIFF)
QV,QW N/MM  DISTRIBUTED LCAD IN V-, W-DIRECTION (FOR NEXT ELEPEMT)
FV,FW N     CONCENTRATED LCAD IN V-, W-DIRECTION
TU   N*M    TWISTING MOPEMT
    
```

page 3.

```

-- GEAR CORRECTION --      850712
** REDUCER OF WOORIM CC. 1ST GEAR MESHING **
CALCULATION FOR SHAFT      ELASTIC MODULUS = 206000.(N/MM2)
                          DENSITY = 7800.(KG/M3)
    
```

1. DEFLECTION
 COMPONENT OF DEFLECTION V, W AND RESULTANT DEFLECTION VW
 ANGLE PHIVW BETWEEN V-AXIS AND DEFLECTION VECTOR
 RESULTANT SLOPE MRES OR STRES

WITH WEIGHT, VE = DEFLECTION DUE TO WEIGHT (IN V-DIRECTION)

U (MM)	V (MUEM)	W (MUEM)	VW (MUEM)	PHIVW (DEG)	STRES (-)	VE (MUEM)
C.0	0.3	0.8	0.9	67.5	C.100E-04	C.022
88.0	0.0	0.0	0.0	****	C.100E-04	G.000
136.0	0.0	0.0	0.0	****	C.200E-04	C.000
205.0	1.1	3.0	3.2	69.8	C.574E-04	C.033
213.0	1.2	3.5	3.7	70.2	C.555E-04	C.040
235.5	1.5	4.6	4.8	71.7	C.440E-04	C.080
280.5	1.6	5.8	6.0	74.4	C.887E-05	C.104
303.0	1.5	5.7	5.9	75.4	C.142E-04	C.105
307.0	1.5	5.6	5.8	75.5	C.174E-04	C.104
450.5	0.3	1.3	1.3	77.2	C.403E-04	G.027
455.5	0.2	1.1	1.1	77.3	C.406E-04	C.023
460.5	0.2	0.9	0.9	77.3	C.409E-04	C.019
482.5	0.0	0.0	0.0	****	C.419E-04	C.000
508.5	-0.2	-1.1	1.1	257.4	C.419E-04	-C.022

2. LOADS
 RESULTANT CONCENTRATED LOAD FRES, MOMENT MRES AND DISTRIBUTED LCAD QRES
 ANGLES BETWEEN V-AXIS AND THESE VECTORS PHIF, PHIN, PHIQ

U (MM)	FRES (N)	PHIF (DEG)	MRES (N*MM)	PHIN (DEG)	QRES (N/MM)	PHIQ (DEG)
C.0	0.0	****	0.0	****	C.5	360.0
88.0	20086.9	248.1	2.0	90.0	C.5	360.0
136.0	15965.3	62.6	965.2	158.0	C.5	360.0
205.0	15948.7	62.7	165.9	300.2	2.1	360.0
213.0	15941.0	62.8	281.9	314.3	215.8	67.1
235.5	11106.1	60.9	479.8	346.0	215.8	67.1
280.5	1198.1	24.6	702.3	356.3	215.8	67.1
303.0	3727.4	266.1	670.3	354.8	2.1	360.0
307.0	3728.0	266.0	655.4	354.8	C.9	360.0
450.5	3739.7	263.9	119.7	353.9	C.8	360.0
455.5	3740.1	263.9	101.0	353.9	C.7	360.0
460.5	3740.5	263.8	82.3	353.9	C.6	360.0
482.5	15.0	0.0	0.2	89.9	C.6	360.0
508.5	0.0	****	0.0	322.4	C.6	360.0

page 4.

-- GEAR CORRECTION -- 850712

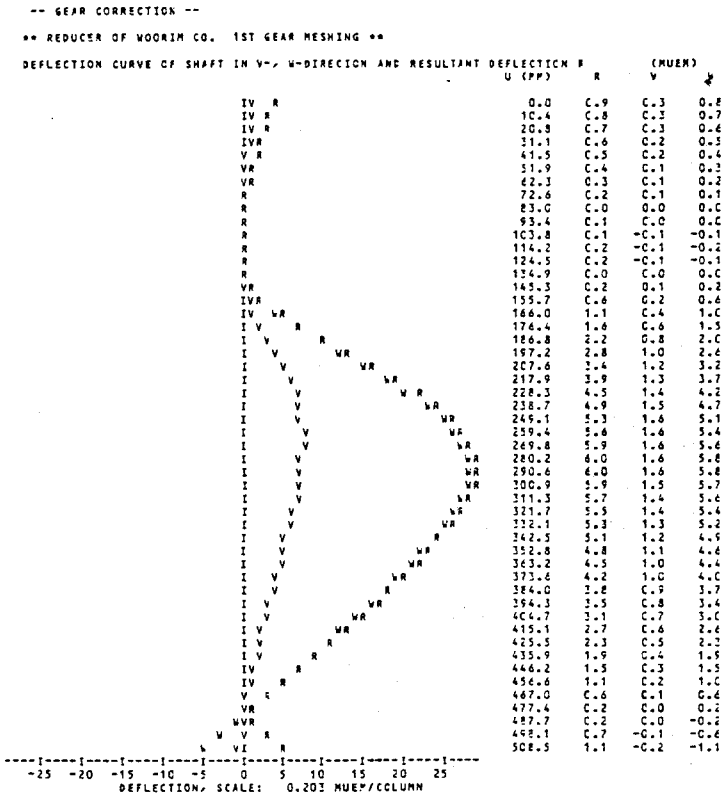
REACTION AT BEARING

1. FORCE (N)

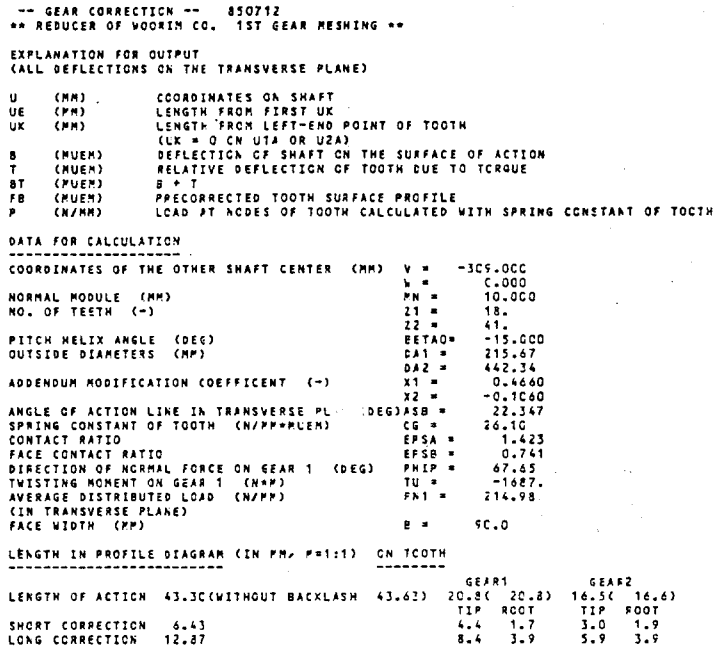
COMPONENT FV, FW AND RESULTANT FORCE FRES WITH ANGLE BETWEEN V-AXIS AND RESULTANT VECTOR

U (MM)	FV	FW	FRES	PHIF(DEG)
88.0	7441.99	18638.90	20049.68	68.2
136.0	-14856.42	-32815.34	36021.66	245.6
482.5	-430.17	-3718.75	3743.54	263.4

page 5.



page 6.



page 7.

-- GEAR CORRECTION -- 850712
 ** REDUCER OF WOORIM CC. 1ST GEAR MESHING **

DISTRIBUTION OF LOAD AND DEFLECTION
 UNDER GIVEN TWISTING MOMENT
 TOOTH SURFACE PROFILE CORRECTION: RIGHT TOOTH SURFACE IS TO BE CORRECTED

U (MM)	UE (MM)	UK (MM)	B (MUEM)	T (MUEM)	BT (MUEM)	FB (MUEM)	P (N/MM)
213.0	0.0	5.0	3.6	0.0	3.6	C.0	279.8
218.3	5.3	10.3	3.9	0.1	4.0	C.0	268.2
223.6	10.6	15.6	4.1	0.2	4.4	C.0	257.2
228.9	15.9	20.9	4.4	0.3	4.7	C.0	246.9
234.2	21.2	26.2	4.6	0.4	5.0	C.0	237.4
239.5	26.5	31.5	4.8	0.5	5.3	C.0	228.6
244.8	31.8	36.8	5.0	0.6	5.6	C.0	220.6
250.1	37.1	42.1	5.2	0.6	5.8	C.0	213.5
255.4	42.4	47.4	5.4	0.7	6.0	C.0	207.2
260.6	47.6	52.6	5.5	0.7	6.2	C.0	201.7
265.9	52.9	57.9	5.6	0.8	6.4	C.0	197.2
271.2	58.2	63.2	5.7	0.8	6.5	C.0	193.6
276.5	63.5	68.5	5.7	0.8	6.5	C.0	191.0
281.8	68.8	73.8	5.8	0.9	6.6	C.0	189.3
287.1	74.1	79.1	5.8	0.9	6.7	C.0	188.5
292.4	79.4	84.4	5.7	0.9	6.7	C.0	188.6
297.7	84.7	89.7	5.7	0.9	6.6	C.0	189.8
303.0	90.0	95.0	5.6	0.9	6.6	C.0	191.4

LOAD DISTRIBUTION FACTOR: KH-BETA = 1.30
 KF-BETA = 1.22

PROFILE CORRECTION(MUEP), NACH H.SIGG, MAAG

INITIAL CONTACT 17.1 TOLERANCE:
 LAST CONTACT 12.0 +/-4.

page 8.

-- GEAR CORRECTION -- 850712
 ** REDUCER OF WOORIM CC. 1ST GEAR MESHING **

TOOTH SURFACE PROFILE CORRECTION FOR EQUAL DISTRIBUTED LOAD K (MUEM)

UNDER GIVEN TWISTING MOMENT
 RIGHT TOOTH SURFACE IS TO BE CORRECTED

UK	K	UK (MM)
1	5.00	3.23 I
2	10.29	2.83 I
3	15.59	2.45 I
4	20.88	2.09 I
5	26.18	1.76 I
6	31.47	1.45 I
7	36.76	1.17 I
8	42.06	0.91 I
9	47.35	0.69 I
10	52.65	0.49 I
11	57.94	0.33 I
12	63.24	0.20 I
13	68.53	0.10 I
14	73.82	0.03 I
15	79.12	0.00 I
16	84.41	0.00 I
17	89.71	0.03 I
18	95.00	0.09 I

CORRECTION FOR THE PRECORRECTED TOOTH SURFACE PROFILE, IF GIVEN
 SCALE X: C.077 (MUEM/COLUMN)

page 1.

-- GEAR CORRECTION -- 850712
 TITLE:
 ** REDUCER OF WOORIM CC. 2ND GEAR MESHING **

INPUT DATA

I. DATA FOR GEAR

1. SPECIFIC NO., SPECIFICATION OF GEAR AND LOAD FACTOR

NNH	CG	MN	ALN	BETA	CT	CB1	CB2	CB1KGB	AM PPNN
2 1 1		14	20	10					1
1		10	20	15					

2. TORQUE, FACE WIDTH, COORDINATE OF GEAR CENTER

	TU	U1A	U1E	U2A	U2E	Z	X	DA	V	W
		181.	291.			17	C.357279.67			
3473.4	186.	286.				35	C.187520.32			372.
		76.	166.			41	C.106442.34			
-740.7	71.	171.				18	C.466215.67		309.	

II. DATA FOR SHAFT

4. NO. OF NODES, MODULI OF THE MATERIAL

NTP	EM	GM	RO
8			1

5. DIAMETERS, SUPPORT CONDITION AND EXTERNAL LOADS

U	DA	DI	CS	CD	QV	QW	FV	FW	MV	MW	TL
	100.0										
23.0	100.0		-1								
75.0	100.0			10.02							
167.0	124.0										
180.0	100.0										
292.0	100.0										
349.0	100.0		-1								
372.0											

page 2.

```

-- GEAR CORRECTION -- 650712
EXPLANATION OF INPUT DATA
FORMAT: F6.0, WHEN NO SPECIAL FORMAT
DATA FOR GEAR
-----
NK - (I2) NO. OF (DOUBLE) GEAR MESHING
NG - (I2) NO. OF DRIVEN GEARS IN THE GEAR MESHING
      -NG : NO. OF PLANET GEARS
* NI - (I2) NO. OF GEARS TO BE CORRECTED
* CG (N/MP*0.001MP) AVERAGE SPRING CONSTANT OF TOOTH
      IF NOT GIVEN, CG IS CALCULATED IN PROCRAP
MM MP      NORMAL MODULUS
ALN 0      NORMAL PRESSURE ANGLE
BETA G     PITCH HELIX ANGLE
CT      LOAD DISTRIBUTION RATIO IN DOUBLE GEAR
      = LEFT-HALF / RIGHT-HALF ; CT = 1 IF NOT GIVEN
* CB1,2,3  LOAD GRADE FACTOR
* NPR,NPG (I1) INDICES DEACTING PRECORRECTED TOOTH SURFACE PROFILE
      FOR DRIVING GEAR (NPR), DRIVEN GEAR (NPG)
      = 1 : ON LEFT TOOTH SURFACE, = 2 : ON RIGHT TOOTH SURFACE
      = 3 : ON BOTH TOOTH SURFACE
NA (I1) INDEX FOR THE PLACE WHERE INPUT OR OUTPUT TORQUE ACTS
      = 1 : LEFT OF GEAR TO BE CORRECTED
      = 2 : RIGHT OF GEAR TO BE CORRECTED
      IF THIS GEAR IS A IDLE GEAR, LET NA = 0
NB (I1) INDEX FOR OUTPUT
      =0: ALL, = 1: LIKE 0, EXCLUDING EXPLANATION OF INPUT DATA
      =2: LIKE 1, EXCLUDING CALCULATION FOR SHAFT
      =3: LIKE 2, EXCLUDING DATA FOR GEAR
      =4: ONLY CALCULATION FOR SHAFT
TU N*MM TWISTING MOMENT
U1A,U1E PM COORDINATES OF STARTING AND ENDING PT. OF FACE WIDTH
      FOR LEFT-HALF GEAR IN DOUBLE GEAR
U2A,U2E MM FOR RIGHT-HALF GEAR IN DOUBLE GEAR
Z - NO. OF TEETH
* X - ADDENDUM MODIFICATION COEFF.
      = 100 : CALCULATE IN PROGRAM
* DA MP OUTSIDE DIAMETER
V,W MM (F7.0) COORDINATES OF GEAR CENTER
* U MP COORDINATES OF PT. WHERE TOOTH SURFACE PROFILE IS PRECORRECTED
      = -1 IN CASE OF DIRECTION DEVIATION OF TOOTH
      IN CASE OF TOOTH SURFACE PROFILE PRECORRECTED POINTWISE:
      1. U = COORDINATE OF STARTING PT. OF FACE WIDTH (= U1A OR U2A)
      OTHERS U = DISTANCE FROM STARTING PT.
* FBV MUEM PRECORRECTIONAL AMOUNT
DATA FOR SHAFT
-----
NTP - (I2) NO. OF NODES
EM N/MP2 ELASTIC MODULUS OF THE MATERIAL
      DEFAULT(IF NOT GIVEN): 206000 (N/MP2)
GM N/MP2 SHEAR MODULUS OF THE MATERIAL
      DEFAULT(IF NOT GIVEN): 80000 (N/MP2)
RO KG/M3 DENSITY OF THE MATERIAL
      DEFAULT(IF LET RO = 1.): 7800 (KG/M3)
DA,DI MM OUTER AND INNER DIAMETER OF SHAFT (FOR NEXT ELEMENT)
      -DA, -DI : OUTER AND INNER DIAMETER FOR CONE-FORM ELEMENT
CS N/MM SPRING CONSTANT OF BEARING (= -1 WHEN VERY STIFF)
CD N/MM RAD TILTING SPRING CONSTANT OF BEARING (= -1 WHEN VERY STIFF)
QV,QW N/MM DISTRIBUTED LOAD IN V-, W-DIRECTION (FOR NEXT ELEMENT)
FV,FW N CONCENTRATED LOAD IN V-, W-DIRECTION
TU N*MM TWISTING MOMENT
    
```

page 3.

-- GEAR CORRECTION -- 850712
 ** REDUCER OF WOORIM CC. 2ND GEAR MESHING **
 CALCULATION FOR SHAFT ELASTIC MODULUS = 20600C.(N/MM²)
 DENSITY = 7800.(KG/M³)

1. DEFLECTION
 COMPONENT OF DEFLECTION V, W AND RESULTANT DEFLECTION VW
 ANGLE PHIVW BETWEEN V-AXIS AND DEFLECTION VECTOR
 RESULTANT SLOPE NRES OR STRES

WITH WEIGHT, VE = DEFLECTION DUE TO WEIGHT (IN V-DIRECTION)

U (MM)	V (MUEM)	W (MUEM)	VW (MUEM)	PHIVW (DEG)	STRES (-)	VE (MUEM)
0.0	3.4	2.2	4.0	32.7	C.176E-03	-C.179
23.0	0.0	0.0	0.0	****	C.176E-03	C.000
75.0	-7.5	-4.7	8.8	212.5	C.159E-03	C.385
76.0	-7.6	-4.8	9.0	212.5	C.159E-03	G.352
98.5	-10.5	-6.6	12.4	212.2	C.141E-03	C.529
143.5	-15.0	-9.1	17.5	211.3	C.849E-04	C.707
166.0	-16.3	-9.8	19.0	210.8	C.472E-04	C.741
167.0	-16.4	-9.8	19.1	210.8	C.454E-04	C.741
180.0	-16.9	-9.9	19.6	210.5	C.353E-04	C.746
186.0	-17.1	-10.0	19.8	210.4	C.241E-04	C.746
211.0	-17.1	-9.7	19.7	209.7	C.321E-04	C.719
261.0	-13.8	-7.4	15.7	208.2	C.128E-03	C.547
286.0	-10.6	-5.6	12.0	207.6	C.164E-03	G.414
292.0	-9.8	-5.1	11.0	207.5	C.171E-03	G.378
349.0	0.0	0.0	0.0	****	C.203E-03	C.000
372.0	4.2	2.1	4.7	27.0	C.203E-03	-C.160

2. LOADS
 RESULTANT CONCENTRATED LOAD FRES, MOMENT MRES AND DISTRIBUTED LOAD QRES
 ANGLES BETWEEN V-AXIS AND THESE VECTORS PHIF, PHIM, PHIQ

U (MM)	FRES (N)	PHIF (DEG)	MRES (N*MM)	PHIM (DEG)	QRES (N/MM)	PHIQ (DEG)
0.0	0.0	****	0.0	****	C.6	360.0
23.0	12457.3	220.9	0.2	90.0	C.6	360.0
75.0	12481.0	220.8	648.5	130.8	1C.6	360.0
76.0	12489.0	220.8	661.0	130.8	3E.7	262.4
98.5	11852.6	218.0	1013.2	126.7	3E.7	262.4
143.5	10679.0	211.4	1601.4	124.0	3E.7	262.4
166.0	10153.4	207.6	1835.0	123.4	1C.6	360.0
167.0	10162.8	207.6	1845.1	123.4	C.9	360.0
180.0	10173.5	207.5	1976.7	123.0	1.5	360.0
186.0	10192.1	207.5	2037.5	122.8	302.2	201.5
211.0	2769.4	224.1	2048.3	115.4	302.2	201.5
261.0	12647.6	16.7	1681.9	108.3	302.2	201.5
286.0	20210.5	18.5	1271.3	108.5	1.5	360.0
292.0	20190.6	18.5	1150.1	108.5	C.6	360.0
349.0	13.8	360.0	C.2	90.2	C.6	360.0
372.0	0.0	****	0.0	202.9	C.6	360.0

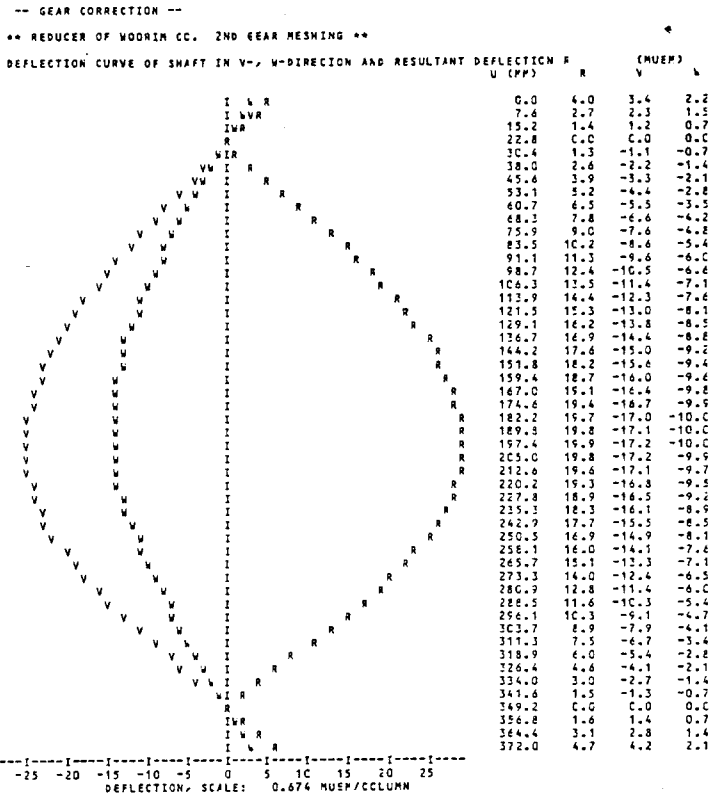
page 4.

-- GEAR CORRECTION -- 850712

REACTION AT BEARING

1. FORCE (N)
 COMPONENT FV, FW AND RESULTANT FORCE FRES WITH ANGLE BETWEEN V-AXIS AND RESULTANT VECTOR

U (MM)	FV	FW	FRES	PHIF(DEG)
23.0	9404.25	8153.86	12446.90	40.9
349.0	19099.91	6404.23	20144.99	18.5



```

-- GEAR CORRECTION -- 850712
** REDUCER OF WOODRIM CC. 2ND GEAR MESHING **
EXPLANATION FOR OUTPUT
(CALL DEFLECTIONS ON THE TRANSVERSE PLANE)
U (MM) COORDINATES ON SHAFT
UE (MM) LENGTH FROM FIRST UK
UK (MM) LENGTH FROM LEFT-END POINT OF TOOTH
(LK = 0 ON U1# OR U2#)
B (MUEP) DEFLECTION OF SHAFT ON THE SURFACE OF ACTION
T (MUEP) RELATIVE DEFLECTION OF TOOTH DUE TO TORQUE
BT (MUEP) B + T
FB (MUEP) PRECORRECTED TOOTH SURFACE PROFILE
P (N/MM) LOAD AT NODES OF TOOTH CALCULATED WITH SPRING CONSTANT OF TOOTH
DATA FOR CALCULATION
COORDINATES OF THE OTHER SHAFT CENTER (MM) V = 0.000
W = 372.000
NORMAL MODULE (MP) MN = 14.000
NO. OF TEETH (-) Z1 = 17.
Z2 = 35.
PITCH HELIX ANGLE (DEG) BETAC = 10.000
OUTSIDE DIAMETERS (MM) DA1 = 279.67
DA2 = 520.32
ADDENDUM MODIFICATION COEFFICIENT (-) X1 = 0.3570
X2 = -0.1870
ANGLE OF ACTION LINE IN TRANSVERSE PLANE( DEG) ASB = 21.254
SPRING CONSTANT OF TOOTH (N/MP*MUEP) CG = 24.37
CONTACT RATIO EFS1 = 1.482
FACE CONTACT RATIO EFS2 = 0.395
DIRECTION OF NORMAL FORCE ON GEAR 1 (DEG) PHIP = 101.26
TWISTING MOMENT ON GEAR 1 (N*MM) TL = 3473.
AVERAGE DISTRIBUTED LOAD (N/MP) PA1 = 106.45
(IN TRANSVERSE PLANE)
FACE WIDTH (MM) S = 100.0
LENGTH IN PROFILE DIAGRAM (IN MP, P=1:1) ON TOOTH
-----
GEAR1 GEAR2
LENGTH OF ACTION 62.07(WITHOUT BACKLASH 62.22) 27.5( 27.9) 22.3( 22.4)
TIP RCOT TIP RCOT
SHORT CORRECTION 10.05 6.8 2.2 4.3 2.5
LONG CORRECTION 20.18 12.8 5.3 9.1 5.5
    
```

page 7.

```

-- GEAR CORRECTION -- 850712
** REDUCER OF WOORIM CC. 2ND GEAR MESHING **

DISTRIBUTION OF LOAD AND DEFLECTION
UNDER GIVEN TWISTING MOMENT
TOOTH SURFACE PROFILE CORRECTION: LEFT TOOTH SURFACE IS TO BE CORRECTED

      U      UE      UK      B      T      BT      FE      P
      (MM)   (MM)   (MM)   (MUEM) (MUEM) (MUEM) (MUEM) (N/MP)

186.0  0.0  5.0  19.8  0.0  19.8  C.0  268.0
191.9  5.9  10.9  19.9  0.1  20.0  C.0  261.4
197.8  11.8  16.8  19.9  0.3  20.2  G.0  256.9
203.6  17.6  22.6  19.9  0.4  20.3  C.0  254.6
209.5  23.5  28.5  19.8  0.5  20.3  C.0  254.5
215.4  29.4  34.4  19.6  0.6  20.2  C.0  256.6
221.3  35.3  40.3  19.4  0.7  20.0  C.0  260.9
227.2  41.2  46.2  19.0  0.8  19.8  C.0  267.3
233.1  47.1  52.1  18.6  0.9  19.5  C.0  275.8
238.9  52.9  57.9  18.2  0.9  19.1  C.0  286.5
244.8  58.8  63.8  17.7  1.0  18.7  C.0  299.3
250.7  64.7  69.7  17.1  1.1  18.1  C.0  314.2
256.6  70.6  75.6  16.4  1.1  17.5  C.0  331.2
262.5  76.5  81.5  15.7  1.2  16.8  C.0  350.3
268.4  82.4  87.4  14.9  1.2  16.1  C.0  371.2
274.2  88.2  93.2  14.0  1.2  15.2  C.0  393.9
280.1  94.1  99.1  13.1  1.2  14.4  C.0  418.5
286.0  100.0 105.0 12.2  1.2  13.4  C.0  444.6

LOAD DISTRIBUTION FACTOR:  KN-BETA = 1.45
                           KF-BETA = 1.30

PROFILE CORRECTION(MUEP), NACH H.SIGG, MAAG
-----
INITIAL CONTACT  20.6  TOLERANCE:
LAST CONTACT     15.5  +/-4.
    
```

page 8.

```

-- GEAR CORRECTION -- 850712
** REDUCER OF WOORIM CC. 2ND GEAR MESHING **

TOOTH SURFACE PROFILE CORRECTION FOR EQUAL DISTRIBUTED LOAD K (MUEM)
UNDER GIVEN TWISTING MOMENT
LEFT TOOTH SURFACE IS TO BE CORRECTED

      UK      K      UK (MP)
      (MM)   (MM)   (MP)

 1  5.00  0.45  I ***
 2  10.88 0.22  I ***
 3  16.76 0.07  I ***
 4  22.65 0.00  I ***
 5  28.53 0.01  I ***
 6  34.41 0.11  I ***
 7  40.29 0.29  I ***
 8  46.18 0.54  I ***
 9  52.06 0.88  I ***
10  57.94 1.29  I ***
11  63.82 1.79  I ***
12  69.71 2.34  I ***
13  75.59 3.00  I ***
14  81.47 3.72  I ***
15  87.35 4.50  I ***
16  93.24 5.35  I ***
17  99.12 6.26  I ***
18 105.00 7.22  I ***

CORRECTION FOR THE PRECORRECTED TOOTH SURFACE PROFILE, IF GIVEN
SCALE K: C.172 (MUEN/COLUMN)
    
```

가. 결과에 대한 설명
 처음의 결과는 1 단 기어에 대한 것이고, 두 번째 결과는 2 단 기어에 대한 것이다.
 Page 1 에는 모든 입력 데이터를 나타내어 올바르게 입력되었는지를 확인할 수 있으며, Page 2 에는 입력 데이터에 대해 설명하고 있다. Page 3 에는 절점에서의 축의 변형량과 하중, 그리고 이들 벡타가 xy-평면과 이루는 각을

나타내었고, Page 4 에는 지점에서의 반력을 나타내었으며, Page 5 에는 좀 더 세분된 절점에서의 축의 변형량을 도표로 나타내었다. Page 6 에는 기어에 대한 특성치와 맞물림 길이 및 치형 수정 길이를 나타내었고, Page 7 에는 치폭 전체 변형량, 치폭에 의한 하중분포, 하중 분포 계수, 치형 수정량 등을 나타내었으며, Page 8 에는 치폭 수정량을 도표와 함께 나타내었다.

Page 7 의 치형 수정량 중에서 맞물림 시작에서의 값은 기어 1 의 이뿌리와 기어 2 의 이끝에 대한 치형 수정량이고, 맞물림 끝의 값은 기어 1 의 이끝과 기어 2 의 이뿌리에 대한 치형 수정량

이다.

따라서, 치형 수정에 대한 결과는 다음 표 6-1 과 같다. 그리고 치폭 수정은 Page 8 에 나타난 값에 따라 완만하게 행하면 된다.

표 6-1 치형 수정 길이와 치형 수정량

	1 단				2 단			
	기어 1		기어 2		기어 2		기어 2	
	이 끝	이뿌리	이 끝	이뿌리	이 끝	이뿌리	이 끝	이뿌리
치형수정길이 (mm) (짧은 치형수정)	4.4	1.7	3.0	1.9	6.8	2.2	4.8	2.5
치형수정길이 (mm) (긴 치형수정)	8.4	3.9	5.9	3.9	12.8	5.3	9.1	5.5
치형수정량 (μm)	12.0	17.0	17.1	12.0	15.5	20.6	20.6	15.5

나. 기어 접촉에 관한 최적 설계 방안

(1) 기어 접촉의 장애

이미 언급한 바와 같이 치의 변형에 의한 맞물림 장애와 치폭 전체 변형에 의한 불균일한 접촉은 하중의 집중과 진동, 소음, 마모 등의 문제를 야기시킨다. 따라서, 이와 같은 장애를 될 수 있는 한 줄이는 것이 기어접촉에 관한 최적 설계의 한 방법이라 하겠다.

(2) 최적 설계 방안

고하중의 대형 치차에 대해서는 치차 수정 프로그램을 통한 치형 수정과 치폭 수정을 행하는 것이 바람직하고, 저하중의 소형이나 중형의 치차에 대해서는 근사적인 치폭 수정도 가능하다. 근사적인 치폭 수정을 행할 경우 일반적인 휨 이론에 의한 축의 휨을 근사적으로 계산하여, 그에 따라 한쪽으로 치우치게 원호형 치폭 수정을 행하면 보다 좋은 접촉 상태를 얻게 될 것이다. 가능하다면 회전 거리 오차를 줄이기 위하여 ϵ_a 가 1 보다 크게 되도록 나선각을 증가시키는 것도 기어의 접촉 상태를 좋게 하는 한 방법이라 생각한다.

7. 결 론

워엄기어의 컴퓨터를 이용한 체계적인 설계법

을 확립하기 위하여 AGMA, JGMA, BS 및 DIN 규격에 의한 설계공식들을 분석 비교하였다. 설계공식 중에서 경험에 의존하는 계수를 포함하는 경우는 가능한 한 배제하였으며 불가피한 경우는 설계자가 자료를 직접 주도록 하였다. 컴퓨터는 중소기업에서 부담적게 구입할 수 있는 마이크로 컴퓨터(Apple II)를 이용하였으며 설계 입력 변수로서는 감속비, 축간거리, 구동 토오크, 재질을 주어 효율이 가장 높은 워엄기어를 설계하도록 하였고, 입력변수에 해당되는 설계가 부적당할 경우는 입력변수를 바꾸어 계산할 수 있도록, 즉 대화방식의 설계 프로그램을 개발하였다. 이에 의하여 효율이 70% ~ 80% 이상을 상회하는 워엄기어의 설계가 가능하여졌다. 또한 표준화 방안의 기본으로써 워엄 및 워엄휠에 표준 Module을 DIN 규격의 수열에 따라 적용하였다.

개발된 설계방식에 의한 계산치는 이미 AGMA, BS 및 DIN을 정리하여 제정된 JGMA에 의한 값과 거의 같음을 보여주고 있으며 감속비가 극히 작거나 클 경우에는 AGMA에 의한 값과 상당한 차이를 보여 주었는데, 이는 강도 계산식의 계수 차이에서 오는 것이다.

치의 강도를 정확히 계산하기 위하여 치와 같이 급변하는 기하학적 형상을 같은 구조물의 응력 및 변형해석에 적합한 경계요소법에 의한 해

석 프로그램을 작성하였다. 이를 통하여 치의 뿌리 부분의 응력 집중 상태 및 변형을 복잡한 입력 잡업 없이 신속히 계산하여 강도 계산식에 의한 값과 비교할 수 있었으며 강도 계산식에 존재하지 않는 특수 치형, 예로써 Niemann 형 (Cavex 치형)의 강도를 계산하여 필렛반경에 따른 최대 응력의 변화를 그려 나타내어 보았다.

또한 일반 감속기, 특히 전달 토오크가 크고 치폭이 긴 감속기의 평치차 및 헬리컬 기어의 (하중하에서) 정확하고 접촉면이 넓은 물림을 위하여 치형 및 치폭 수정 프로그램을 개발하였다. 이를 위하여 치의 강성, 맞물림 장애, 기어의 기구학과 역학에 대하여 근본적(이론적)인 연구를 수행하였으며 기어축의 비틀림과 굽힘에 의한 변형도 고려하였다.

몇가지 감속기를 예로 들어 치형 및 치폭 수정량을 계산하고 제작된 감속기의 치면 접촉 상태와의 비교를 통하여 수정 프로그램의 효용성을 입증하였다. 이 프로그램은 앞으로 정밀, 고하중, 대형 감속기의 치형 및 치폭 수정에 크게 기여할 것으로 판단된다.

참 고 문 헌

1. 공업진흥청, 기어설계기준, 1981.
2. 정선모·한동철, 표준기계설계학, 동명사, 1983.
3. 近畿齒車懇話會, カサ齒車とウォームギヤ, 大河出版, 1979.
4. 機械技術者のための自動設計製圖法, 日刊工業新聞社, 1979.
5. J. E. Shigley, Mechanical Engineering Design, 4ed., McGraw Hill, 1983.
6. 齒車便覽編集委員會, 齒車便覽, 日刊工業新聞社, 東京, 1962.
7. 황희룡, 韓松擘, Apple II Basic 프로그래밍 500題, 교학사, 1985.
8. AGMA, 341.01, AGMA 374.01
9. JGMA 131-02, JGMA 132-02, JGMA 405-01
10. AGMA, AGMA Standards
11. DIN, BS, JAMA Standards
12. ISO 1328-1975(E)
13. C.A. Brebbia, The Boundary Element Method for Engineers, Pentech Press, 1980.
14. EDV-Programm Zur Ermittlung der Zahnflanken Korrekturen am Ritzel zum Ausgleich der Lastbedingten Zahnverformungen.