

〈논 문〉 SAE NO. 953760

디젤 엔진의 크랭크축 최적설계에 관한 연구

A Study on Optimization of Crankshaft in Diesel Engine

조 상 범,* 안 상 호,* 유 형 선**
S. B. Cho, S. H. Ahn, H. S. Yoo

ABSTRACT

In this study, the optimum design is carried out upon the crankshaft of in-line 6-cylinder internal combustion diesel engine with the mechanical analysis for the layout design, which is standard calculation whose process contains quadratic curve fitting method and quasi newton method about cost function, design variables and constraint conditions, Without finite element analysis, this process in wich mechanical analysis is performed upon the most critical part in crankshaft gives necessary and satisfied output in layout design and saves time and cost in developing a new diesel engine. In this study, also, the 3-dimensional finite element method is used in confirming the standard calculation for the optimization of crankshaft and the shape optimization in crankweb is obtained.

주요기술용어 : Optimum design(최적설계), Cost function(목적함수), Design variable(설계변수), Constraint condition(구속조건), Layout design(기초설계), Finite element method (유한요소법)

1. 서 론

자동차의 내연기관이 고속화, 경량화 및 대용량화 함에 따라 크랭크축 계의 피로강도, 소음 및 진동이 엔진의 동특성에 직접 영향을 준다. 따라서 크랭크축 계의 파단을 예방하고 나아가

소음 및 진동감쇄에 의한 저소음 엔진을 개발하기 위해 내연기관의 정확한 해석은 내연기관의 성능 향상에 매우 중요하다.

일반적으로 새로운 크랭크축 계의 설계과정은 설계규격을 결정하고, 이의 해석을 통해 기초설계를 하며, 이를 바탕으로 상세설계 과정을 거친다. 크랭크축 계를 해석하는 대표적인 방법으로 유한요소법을 들수 있다. 그러나 기초설계 단계부터 최적설계를 위해 유한요소법 만을 전적으로

* 인하대학교 대학원

** 정희원, 인하대학교 자동차공학과 교수

이용할 경우, 크랭크축 계의 형상이 회전축에 대하여 비대칭이며, 그에 따른 형상의 복잡성으로 인해 많은 자료양과 반복계산 과정을 거치게 되므로 대용량의 컴퓨터와 많은 계산시간을 요구하게 되어 빠른 시간안에 만족할만한 결과를 얻는데 적합하지 않다고 판단된다. 따라서 궁극적으로는 엔진의 성능향상을 도모함과 동시에, 기초 설계 단계에서 상세설계 과정에 필요한 만족할만한 결과를 빠르게 얻음으로써 새로운 엔진개발에 소요되는 시간과 비용을 단축시킬 필요성이 요구된다. 따라서 본 연구에서는 크랭크축 계의 최적 설계 과정으로 역학해석에 바탕을 둔 표준 계산에서 Quadratic curve fitting method¹⁾²⁾³⁾와 Quasi Newton method¹⁾²⁾³⁾를 이용하였고, 유한요소법⁴⁾⁵⁾⁶⁾을 이용하여 표준 계산의 결과를 검증 및 크랭크 웨브의 형상을 최적화 하였다.

2. 표준 계산 과정

일반적으로 크랭크축은 오일 홀부분과 메인저널 및 크랭크핀의 필렛부분이 취약하다. 특히, 그 형상의 복잡성과 외부하중 하에서 필렛부분이 가장 취약하다⁷⁾⁸⁾. 따라서, 본연구에서는 이 필렛부분의 역학해석을 통해 주어진 안전계수와 경계구속조건을 만족하도록 Quadratic curve fitting method와 Quasi newton method를 이용하여 최적설계를 하였다.

2.1 구조물의 정의

본 연구에서 고려할 엔진은 In-line 6-cylinder 디젤 엔진이며, 3쌍의 120° 오프셋 크랭크 스로우를 갖는 일반형으로 Fig.1과 같다.

따라서, 폭발 순서는 No.1-5-3-6-2-4로, 각각의 폭발 간격은 120°의 위상차를 갖으며 No. 1, 3, 4, 5 크랭크 웨브에만 카운터 웨이트가 존재한다.

본 연구에서 관심을 갖는 설계변수는 메인 저널 지름(DMJ), 크랭크 핀 지름(DCP), 타원의 형상을 갖는 크랭크 웨브의 장축(WEBL), 단축(WEBS), 그리고 카운터 웨이트의 장축(CWTL), 단축(CWTS) 길이이다.

2.2 역학해석 과정

크랭크축은 Fig.3에서 그 형상에 의해 단면 A-A를 따라 메인저널과 크랭크핀의 필렛부분이 가장 취약하다. 따라서 역학해석 과정의 주요 관심 대상은 이 필렛부분의 투영단면에서 응력에 대한 안전계수의 조건으로, 이는 전체 크랭크축의 파단예방에 직접적인 영향을 준다.

Fig.4은 크랭크축에 작용하는 하중으로부터 단면 A-A에서의 응력과 안전계수를 결정하는 계산과정이다.

크랭크축에 작용하는 굽힘하중과 비틀림하중은 실험 또는 시뮬레이션에 의해 공회전 속도에

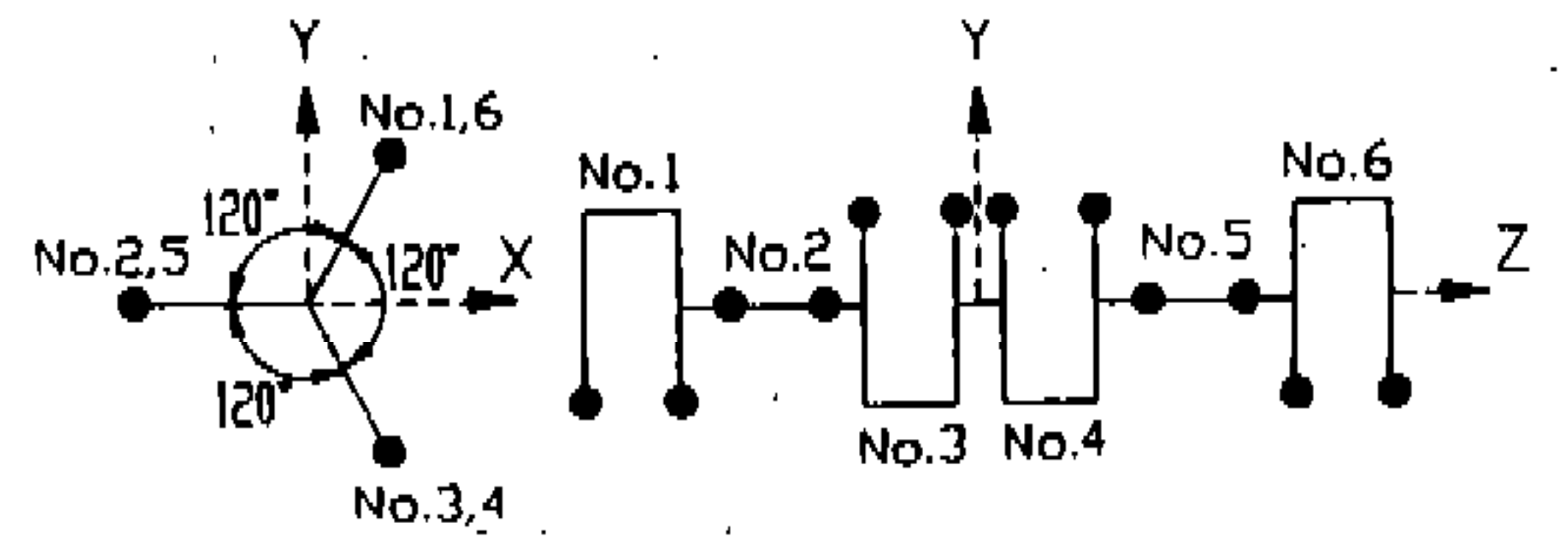


Fig.1 Diesel In-line 6-cylinder type in crankshaft

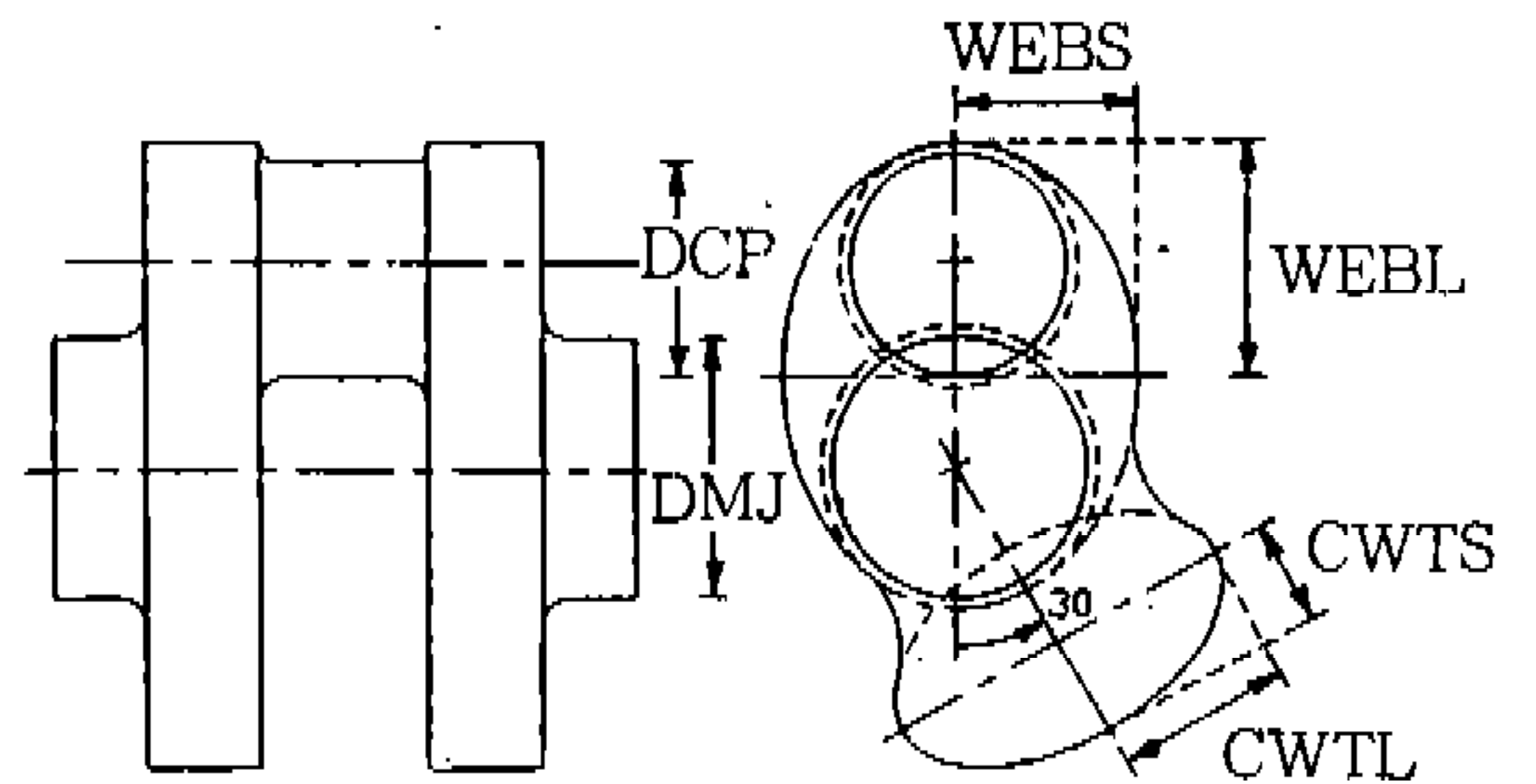


Fig.2 Design variable in Crankshaft

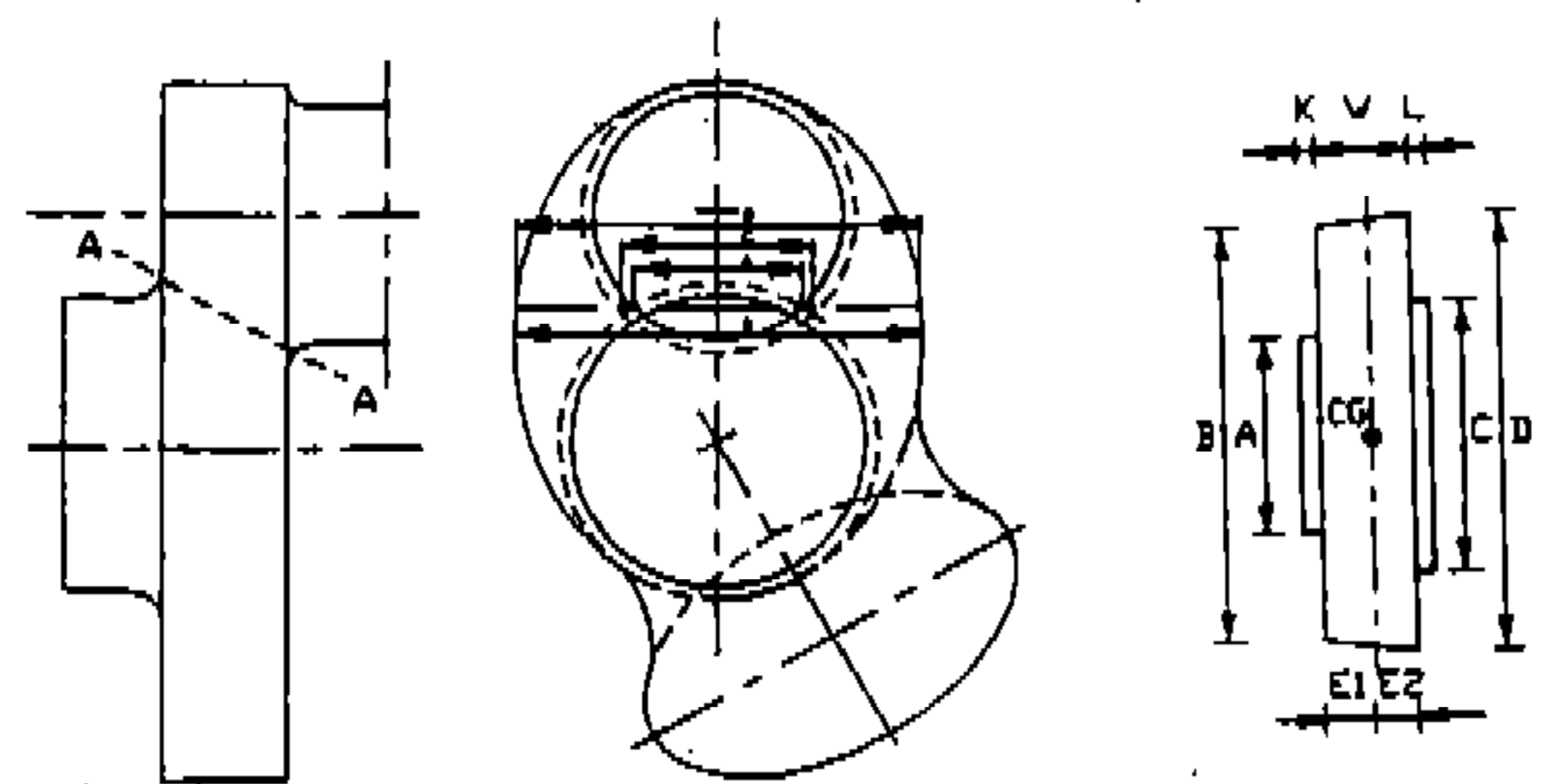


Fig.3 A critical part and projected equivalent area in crankshaft

서 레이트 속도까지 주어진 실린더 내의 개스압력과 피스톤 및 커넥팅 로드의 왕복부와 회전부의 관성력과 크랭크 스톱의 불균형이 유발하는 하중, 그리고 카운터 웨이트의 관성력에 의해 계산되어 진다.

크랭크축의 강도는 최대 필렛응력크기(Sa)에 대한 국부(Local) 피로강도(Sf)의 비율인 안전계수에 의해 결정된다. 여기서 하중에 대한 국부 피로강도는 스미스 선도⁹⁾로 부터 결정되는데, 이 선도에서 하중조건은 작용평균응력(Actual mean stress) S_m 과 작용응력크기(Actual stress

amplitude) S_a 에 의해 얻어지며, Fig.5에서 피로한계(Fatigue limit)는 OL을 F까지 연장함으로써 얻어진다. 따라서 피로한계는 국부피로강도 S_f 에 의해 결정된다.

Fig.5에서 피로강도 S_f 은 크랭크축과 동일한 재질의 시편에 완전교번굽힘(Full reverse bending)에 기인된 피로강도를 얻는 Peterson 방법⁶⁾으로부터 결정된다.

응력크기와 평균응력을 얻기 위해서는 전체 하중사이클을 고려해야 한다. 따라서, 크랭크 핀과 메이저널에서의 필렛응력은 식(1)과 식(2)와 같이 결정된다.

$$(S_c)_B = \alpha_B \cdot S_{BN} \tag{1}$$

$$(S_j)_B = \beta_B \cdot S_{BN} + \beta_Q \cdot S_{QN} \tag{2}$$

여기서, $(S_c)_B$ 는 크랭크 핀의 굽힘 필렛 응력, $(S_j)_B$ 는 메인 저널의 굽힘 필렛 응력 S_{BN} 는 크랭크 웨브의 투영단면에서의 공칭 굽힘응력이며, S_{QN} 는 크랭크 웨브의 투영단면에서의 수직하중에 기인된 공칭 인장 혹은 압축응력이고, $\alpha_B, \beta_B, \beta_Q$ 는 각각 굽힘응력에 대한 크랭크핀 필렛과 메인저널 필렛에서의 응력집중계수이다. 비틀림하중에 의한 크랭크핀과 메인저널 필렛에 작용하는 비틀림 응력은 식(3)과 식(4)와 같다.

$$(S_c)_T = \alpha_T \cdot S_{TN} \tag{3}$$

$$(S_j)_T = \beta_T \cdot S_{TN} \tag{4}$$

여기서, S_{TN} 은 크랭크웨브 투영단면에 작용하는 공칭 비틀림응력이고, α_T, β_T 는 크랭크 핀과 메인저널 필렛에서의 비틀림응력 집중계수이다.

비틀림과 굽힘에 의한 합성응력 S_v 은 변형 에너지 이론(Distorsion energy theory)로 부터 결정되며, 식(5)와 같다.

$$S_v = \sqrt{S_B^2 + 3 \cdot (c \cdot S_T)^2} \tag{5}$$

식(5)는 굽힘피로강도가 비틀림피로강도에 $\sqrt{3}$

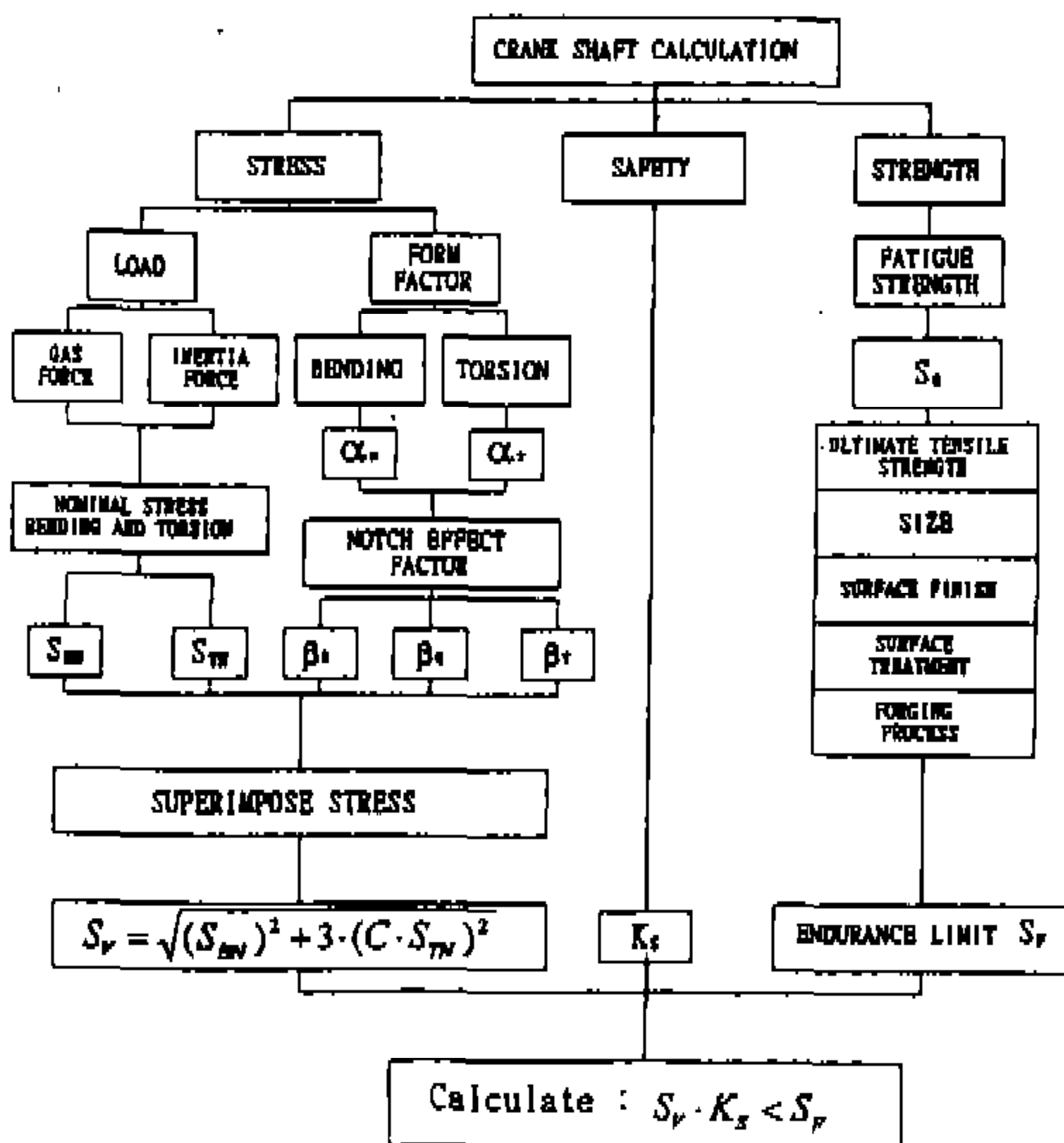


Fig.4 The mechanical analysis in standard Calculation

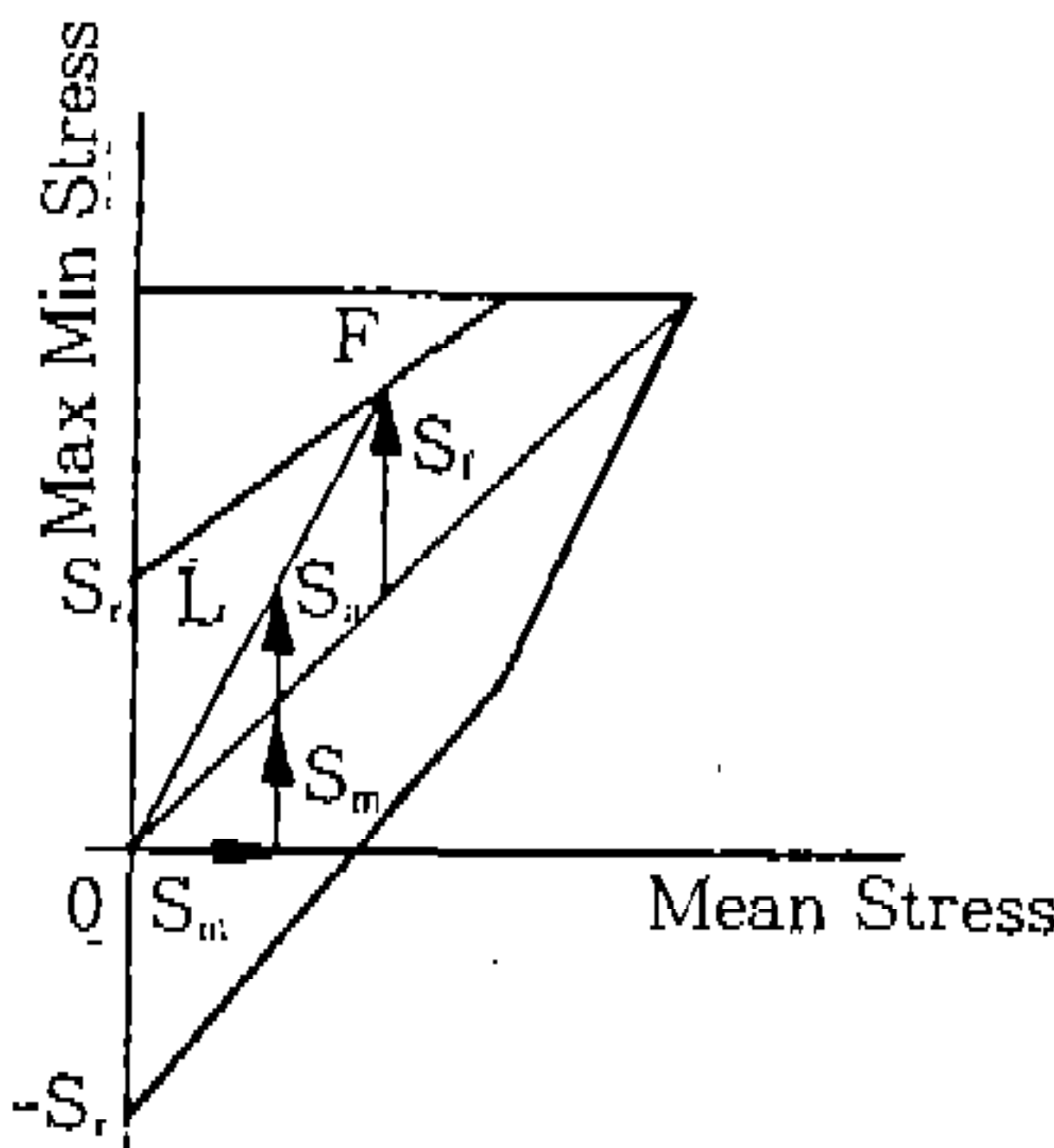


Fig.5 Fatigue limit in Smith Diagram

배일경우 잘만족된다. 따라서 이들의 비가 만족되지 않을 경우, 식(5)의 보정계수 c 는 식(6)과 같이 결정된다.

$$c = \frac{S_{FB}}{\sqrt{3} S_{FT}} \quad (6)$$

여기서, S_{FB} , S_{FT} 는 각각 시편의 굽힘과 비틀림의 피로강도이다.

그리고 안전계수 K 는 스미스 선도를 이용, 최대 펠렛용력크기 $(S_V)_A$ 에 대한 국부피로강도 S_f 의 비율로 결정된다.

$$(S_V)_A = \frac{(S_V)_{MAX} - (S_V)_{MIN}}{2}$$

$$(S_V)_{MEAN} = \frac{(S_V)_{MAX} + (S_V)_{MIN}}{2}$$

여기서, $(S_V)_{MAX}$, $(S_V)_{MIN}$ 은 완전 하중 사이클로부터 결정된다.

2.3 목적함수와 구속조건 및 설계변수

본 연구에서의 최적설계대상은 앞에서 정의한 구조물로 관심의 설계변수에 대해 주어진 구속조건을 만족하며 최소의 무게를 갖는 크랭크축을 설계하는 것이다. 따라서 본연구에서는 목적함수, 설계변수, 구속조건을 다음과 같이 정의한다.

Cost function(object function) :

$$F(DMJ, DCP, WEBS, WEBL, CWTS, CWTL) = \frac{\pi \cdot DMJ^2}{4} + \frac{\pi \cdot DCP^2}{4} + \pi \cdot WEBS \cdot WEBL + (\pi \cdot CWTS \cdot CWTL - Area1 + Area2)$$

여기서, $Area1$ 는 크랭크웨브와 카운터웨이트의 중첩부분이고, $Area2$ 는 크랭크웨브와 카운터웨이트의 연결부분으로 이는 삼각형으로 근사하는 구한다.

설계변수 : $DMJ, DCP, WEBS, WEBL, CWTS, CWTL$

$$g_1 : c_1 \cdot S_c - S_f \leq 0$$

$$g_2 : 0.5 - K \leq 0$$

$$g_3 : K - 1.0 \leq 0$$

$$g_4 : c_2 - \frac{DCP}{DMJ} \leq 0$$

$$g_5 : \frac{DCP}{DMJ} - c_3 \leq 0$$

$$g_6 : c_4 \cdot Bore\ Dia. - DMJ \leq 0$$

$$g_7 : DMJ - c_5 \cdot Bore\ Dia. \leq 0$$

$$g_8 : c_6 \cdot Bore\ Dia. - DCP \leq 0$$

$$g_9 : DCP - c_7 \cdot Bore\ Dia. \leq 0$$

$$g_{10} : \frac{DMJ}{2} + R_{mj} + \frac{L_{stroke}}{2} + \frac{DCP}{2} + R_{cp} - 2 \cdot WEBL \leq 0$$

$$g_{11} : CWTL - \left(\frac{DCP}{2} + R_{cp} \right) \leq 0$$

여기서, $c_1, c_2, c_3, c_4, c_5, c_6, c_7$ 은 상수이며, K 는 카운터웨이트의 균형비율이다.

Quadratic curve fitting method와 Quasi newton method를 적용하기 위해 Lagrange multiplier를 이용하면, 목적 함수 $F(\{x_i\})$ 는 다음과 같이 수정된다.

$$Q(\{x\}, \{\lambda\}, \{s\}) = F(\{x\}) + \sum_{j=1}^J \lambda_j (g_j(\{x\}) + s_j^2)$$

따라서, $Q(\{x\}, \{\lambda\}, \{s\})$ 의 최소점(Minimum point)은

$$\frac{\partial Q}{\partial \{x\}} = 0, \quad \frac{\partial Q}{\partial \{\lambda\}} = g_j(\{x\}) + s_j^2 = 0$$

이므로, 결국 $Q(\{x\}, \{\lambda\}, \{s\}) = F(\{x\})$ 이 된다.

그리고, $g_j(\{x\}) + s_j^2$ 는 g_j 의 등가 구속조건이다.

2.4 Quadratic curve fitting method와 Quasi newton method의 적용

Quadratic curve fitting method의 적용은 Quasi newton method의 시작점 결정에 있다. 이는 수렴에 따른 Newton method의 단점을 보

완하며 Newton method에서 특히 헤시안 행렬의 구성이 매 반복계산마다 많은 계산과정을 거치게 되므로 상대적으로 적용하기 쉬운 Quadratic curve fitting method로 충분히 최적점에 근접시킨후, Newton method를 적용하게 되면 상대적으로 빠르게 만족할만한 결과를 얻을수 있기 때문이다. 또한, Newton method에서 헤시안 행렬을 쉽게 얻기위해 Quasi newton method를 이용하였다.

2.5 결 과

다음 Table 1는 표준 계산에 의한 크랭크축의 각 RPM별로 최적설계한 결과이다.

Table 1으로부터 RPM 1,100일때 가장 취약한 경우이며, 따라서 그에 따른 최적목적함수값

과 설계변수는 다음과 같고, 그때의 크랭크핀과 메인저널 필릿에서의 안전계수는 1.74001과 1.74114이다.

- Optimum Cost Function = 33652.80
- Dia. of Main journal = 95.4800
- Dia. of Crank pin = 80.9600
- Crankweb S-axis side = 64.0245
- Crankweb L-axis side = 84.8600
- Counter Weight S-axis = 35.7600
- Counter Weight L-axis = 68.2400

3. 3차원 유한요소법

유한요소법의 이용은 표준 계산의 결과를 검증하며 크랭크웨브의 형상을 최적화 하고자 한다.

Table 1 The results in standard calculation

Term \ RPM	900.0	1100.0	1300.0	1500.0	1700.0	1900.0
DMJ	93.81	95.48	92.10	89.48	90.44	90.75
DCP	79.29	80.96	79.58	77.96	78.92	79.76
WEBS	65.52	64.02	62.81	61.19	62.15	62.46
WEBL	83.94	84.86	84.23	82.61	83.57	83.61
CWTS	40.09	35.76	38.76	38.77	39.72	36.86
CWTL	66.57	68.24	66.86	65.24	66.20	66.35
COST FUNCTION	32302.9	33652.8	31560.7	31398.3	31494.4	31525.7
메인저널 안전계수	No.1, 6 : 1.81925	No.1, 6 : 1.74114	No.1, 6 : 1.76573	No.1, 6 : 1.70777	No.1, 6 : 1.72976	No.1, 6 : 1.75887
	No.2, 5 : 1.81925	No.2, 5 : 1.74114	No.2, 5 : 1.76573	No.2, 5 : 1.70777	No.2, 5 : 1.72976	No.2, 5 : 1.75887
	No.3, 4 : 1.81925	No.3, 4 : 1.74114	No.3, 4 : 1.76573	No.3, 4 : 1.70777	No.3, 4 : 1.72976	No.3, 4 : 1.75887
크랭크핀 안전계수	No.1, 6 : 1.70927	No.1, 6 : 1.74001	No.1, 6 : 1.77520	No.1, 6 : 1.75608	No.1, 6 : 1.84729	No.1, 6 : 1.91715
	No.2, 5 : 1.76746	No.2, 5 : 1.81701	No.2, 5 : 1.89501	No.2, 5 : 1.86165	No.2, 5 : 1.91850	No.2, 5 : 1.99206
	No.3, 4 : 1.70927	No.3, 4 : 1.74001	No.3, 4 : 1.77520	No.3, 4 : 1.75608	No.3, 4 : 1.84729	No.3, 4 : 1.91715
균형추 비율 K	0.733489	0.724041	0.751784	0.751584	0.741265	0.774287

본연구에서 사용한 요소분할과정은 구조물을 먼저 6면체 블럭 혹은 웨지(wedge) 블럭으로 구성한후 각 블럭당 꼭면에 대한 정보를 포함하여 요소분할의 수를 결정한후 요소분할을 한다. 구조물을 먼저 블럭단위로 구성한 것은 형상 최적화 과정에서 먼저 각 블럭당 요소에 작용하는 최소 응력값에 대한 안전계수가 기준값보다 클 경우 그 블럭을 제거하고 경계근처의 블럭 절점의 위치를 움직여 형상의 크기를 줄인후, 블럭경계면의 요소의 절점을 이동시키기 위함이다. 이러한 과정의 장점은 형상최적화 과정에서 요소의 절점만을 이동시킬 경우 요구되는 많은 계산양을 혁신적으로 줄일수 있다. Fig.6은 구조물을 블럭 형태로 구성한 것이며 Fig.7은 각 블럭에 대해

요소분할을 한 경우이다.

Fig.8와 Fig.9은 굽힘하중과 비틀림하중에 대한 변형결과이다. 여기서 비틀림하중의 경우 요소의 절점이 U_x , U_y , U_z 의 변위를 갖기 때문에 직접요소에 작용시킬수 없다. 따라서 이에 강제요소를 연결하여 구조물에 비틀림하중이 작용하도록 한다. 그러므로 강제요소의 영 계수 (Young modulus)는 구조물보다 10~100배 정도로 한다.

다음 Fig.10은 표준 계산의 안전계수에 대한 구속조건을 바탕으로 크랭크웨브의 형상최적화 한 결과이다.

2장에 의해 얻어진 설계변수를 갖는 크랭크축에 유한요소법 적용시 비틀림 하중이 작용할 때

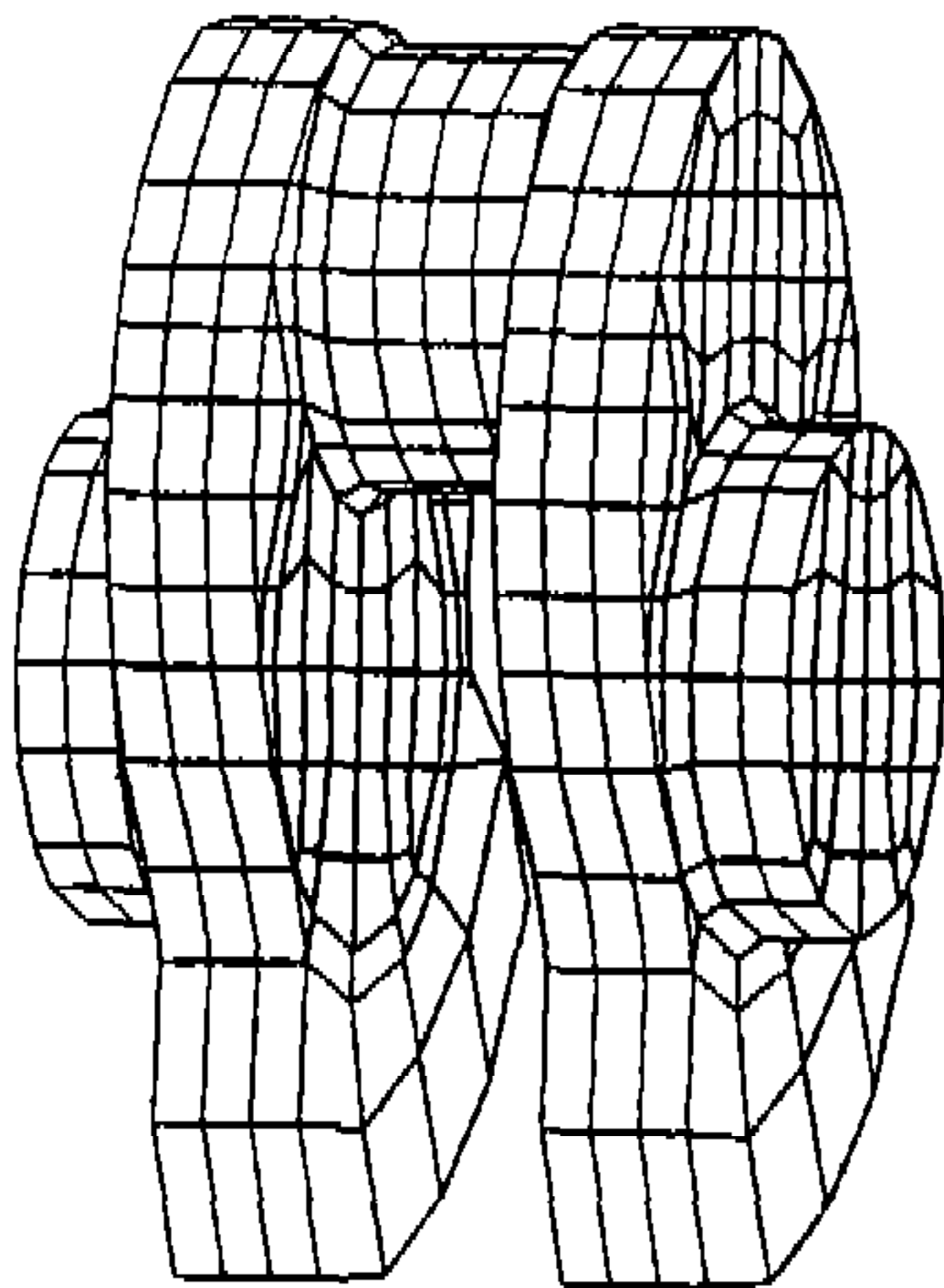


Fig.6 Block form of structure

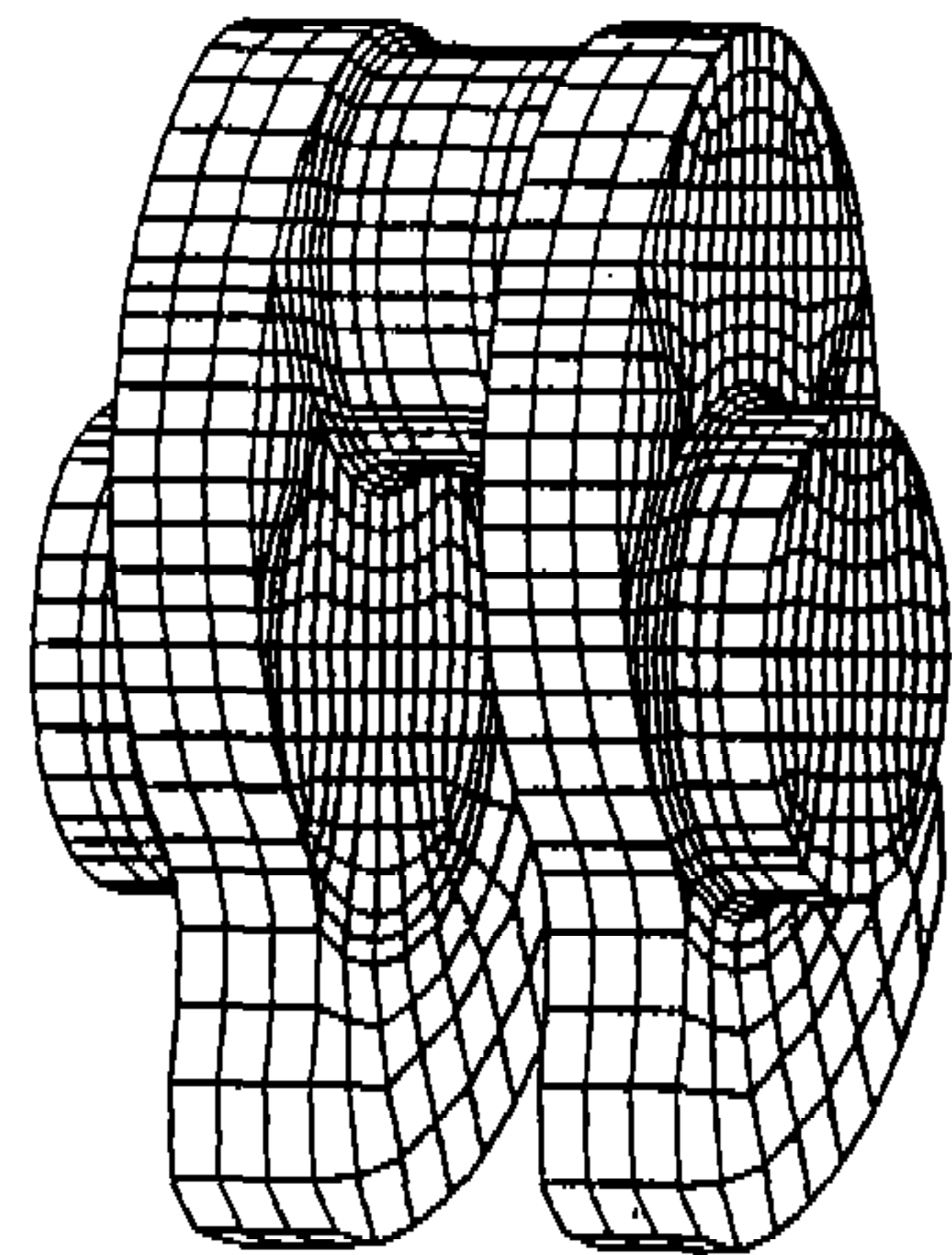


Fig.7 Mesh generation per each block

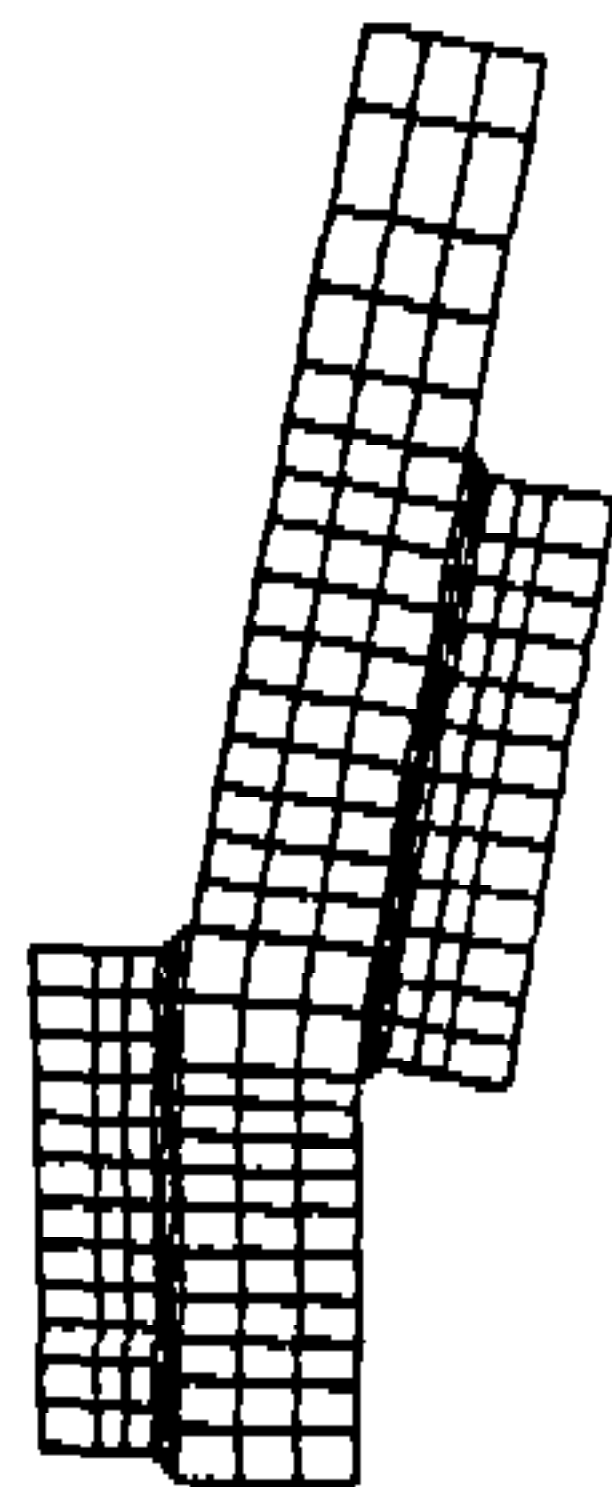


Fig.8 Displacement in Bending force

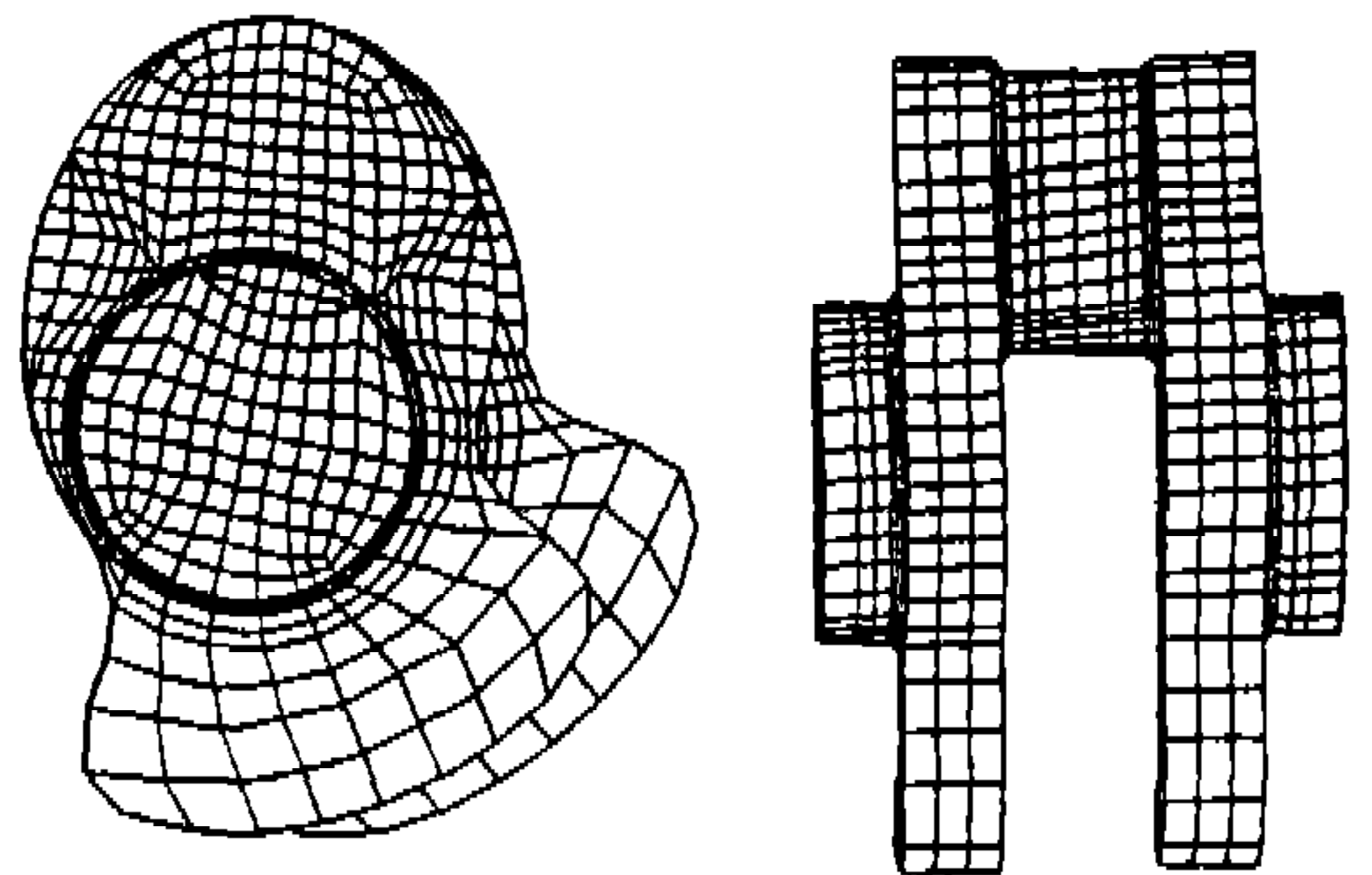


Fig.9 Displacement in Torsional force

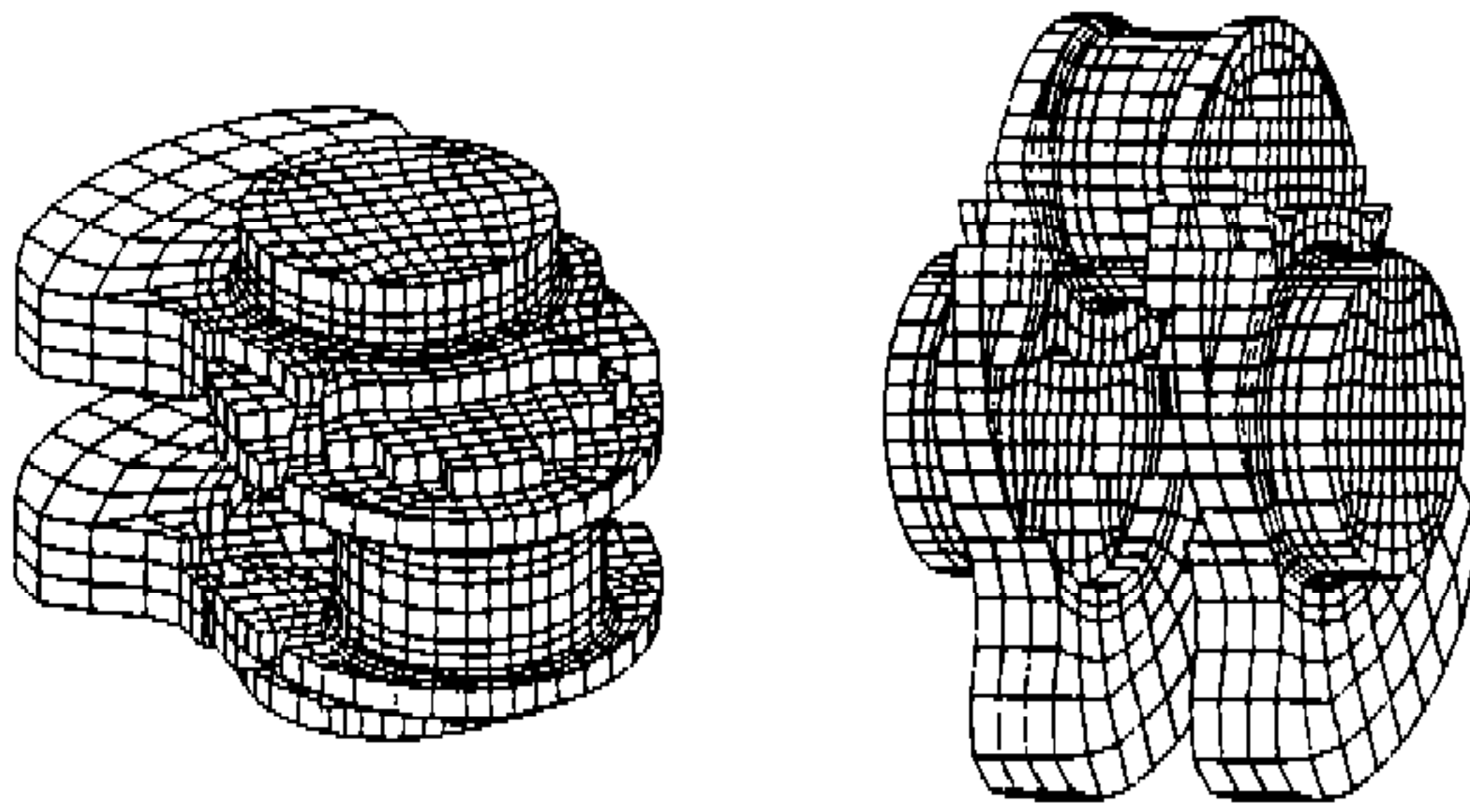


Fig.10 Shape optimization in crankshaft

가장 취약하며, 그때의 최대 주응력은 크랭크핀 펠릿에서 각각 $S_1=5.750E^8$, $S_2=3.485E^8$, $S_3=3.400E^8$ 이고, 스미스 선도에 따른 안전계수는 1.6671이다.

본 연구에서는 요소 분할과 형상 최적설계가 가능하도록 Adinar source program을 개조하였고, solver부분은 Frontal method를 사용하였으며, 이 결과의 확실성을 얻기위해 NISA package를 사용했다.

4. 결 론

앞의 과정에서 가장 관심의 대상은 안전계수에 대한 조건으로 이는 주어진 크랭크축의 파단에방에 직접적인 영향을 주기 때문이다.

2장과 3장의 안전계수 결과는 차이가 있는데, 이것은 응력계산 과정이 Fig.3의 A-A 단면에 대한 평균응력에 기인한 것이다. 그러나 2장과 3장의 결과들은 모두 각각의 안전계수에 대한 조건을 만족하므로 표준 계산 과정만으로 기초설계 단계에서 상세설계 과정에 필요한 만족할만한 결과를 얻을수 있었으며, 이로인해 새로운 엔진의 개발에 소요되는 시간을 어느정도 단축시킬 수

있으리라 판단된다. 또한 크랭크웨브의 형상최적화를 통해 그의 불필요한 무게를 줄였는데, 이는 전체적으로는 엔진의 무게를 감소시키는 결과를 가져올 것으로 기대된다.

후 기

본 연구는 인하대학교 1993년도 연구비 지원에 의하여 수행되었음

참 고 문 헌

1. Jasbir S. Arora, "Optimum Design", McGraw-Hill, 1989
2. A.J. Morris, "Foundation of Structure Optimization: A Unified Approach", John Wiley & Sons, 1982
3. Uri Kirsch, "Optimum Structural Design", McGraw-Hill Book, 1981
4. Zienkiewicz, "The Finite Element Method", McGraw-Hill, 1991
5. E.Hinton and D.R.J. Owen, "Finite Element Programming", Academic Press, 1977
6. Gerald W. Green, "Design of Crankshaft by the Finite Element Method", SAE, No. 870579
7. Donald E. Niles, "Stress and Fatigue Analysis of a Two Throw Crankshaft", SAE, No.670010
8. E.J. Jensen, "Crankshaft Strength Through Laboratory", SAE, No.700526
9. Joseph E. Shigley & Larryd. Mitchell, "Mechanical Engineering Design", McGraw-Hill, 1983