

## 드럼세탁기 축계의 설계개선 및 강도평가에 관한 연구

김의수<sup>#</sup>, 김상욱\*, 김병민\*\*

### A Study on Design Improvement and Strength Evaluation of Shafting System for Washing Machine

Eui Soo Kim<sup>#</sup>, Sang Uk Kim\* and Byung Min Kim\*\*

#### ABSTRACT

By laying its drum horizontally, front-loaded washing machine mostly used in Europe that uses the head of the water to launder was appropriate for washing only small amount of laundry. However, the demands of customers are requiring front-loaded washing machine to handle big capacity laundry as well, and have faster rotation speed to increase drying ability. To meet such demands, more stress from bending and twisting are complexly loaded onto the shaft supporting the horizontal drum, causing problems in fracture strength and fatigue life. Shafting system is mainly divided into flange and shaft. Flange is located between the drum and shaft, transferring power from the shaft to drum, and acting as a supporter of the back of the drum. Shaft is connected from the flange to insert production, transferring power from the motor to drum, and mainly acting as stiffness against the horizontal weight of the shafting system. In this paper, strength analysis and experiment were executed on both the shaft and flange of front-loaded washing machine to suggest the design improvement of shafting system for big capacity, high-rotation drying. Also, verification of this evaluation was executed on fracture strength and fatigue life for studied shaft system.

**Key Words** : Bending stress(굽힘응력), Torsion(비틀림), Serration(톱니모양), High speed Dehydration(고속탈수), Inertia moment(관성모멘트), Fracture strength(파단강도), Fatigue life(피로수명)

#### 기호설명

F = Centrifugal force  
m = Unbalance load  
R = Spin drum radius  
 $\omega$  = Angular velocity  
D<sub>1</sub> = First stage bearing diameter

D<sub>2</sub> = Second stage bearing diameter  
F<sub>1</sub> = Bending load in First stage bearing  
F<sub>2</sub> = Bending load in Second stage bearing  
L<sub>1</sub> = Length between D<sub>1</sub> and m  
L<sub>2</sub> = Length between D<sub>1</sub> and D<sub>2</sub>  
M = Bending moment  
 $\sigma$  = Bending stress

☞ 접수일: 2006 년 1 월 23 일; 게재승인일: 2006 년 6 월 7 일

# 교신저자: 국립과학수사연구소

E-mail eui44013@lycos.co.kr Tel. (02) 2600-4985

\* 삼성전자 가전연구소

\*\* 부산대학교 기계공학부

T = Torque  
 $\tau$  = Shear stress  
 $r_s$  = Shaft radius  
 I = Area moment of inertia  
 $I_p$  = Polar moment of inertia

### 1. 서론

현재 국내에서 사용되고 있는 세탁기는 세탁조의 형식에 따라 세탁조가 입식(stand-up type)일 경우에는 일반세탁기, 세탁 조가 수평으로 놓여져 세탁을 하는 형식은 드럼세탁기로 분류하고 있다. 이 중 세탁조가 수평으로 놓여져 낙차에 의한 세탁방식을 채택한 드럼 세탁기는 주로 유럽지역에서 사용되던 방식으로서 소량의 세탁물을 세탁하는 방식이었다. 그러나 최근 국내에서 생산되는 드럼 세탁기는 국내 수요자의 요구에 맞추어 대용량 세탁을 가능하게 하고 또한 건조성능을 개선하기 위해 높은 회전수로 탈수도를 증가시키는 노력이 이루어지고 있다. 이를 실현하기 위해 축계의 최적설계는 확보해야 할 중요한 기술중의 하나이며 세탁기의 용량이 커질수록, 그리고 회전수가 증가할수록 수평으로 놓여진 세탁조를 지지하는 축에는 더욱 더 큰 굽힘 응력과 비틀림 응력이 복합적으로 작용하게 되어 파단강도 및 피로수명에 문제점이 발생함으로 그 중요성은 더욱 크다고 할 수 있다.

기존의 연구를 살펴보면 축계에 관해서는 많은 학자에 의해 연구가 이루어 졌다. Al-Bedoor<sup>1</sup> 등은 축의 굽힘 및 비틀림 강도에 관해서, Khalid<sup>2</sup> 등은 굽힘피로에 관해서, Juuma<sup>3</sup> 등은 비틀림 피로에 관해서, Savaidis<sup>4</sup> 등은 피로해석에 관해서 연구가 보고 된 바 있다. 하지만 제품의 형상이 상이하고 프로그램에 의해 세탁물과 세탁수가 낙차되어 운용되는 세탁기 드럼축계라는 특이성과 서로 이종의 축(SM45C)과 플랜지(Al-Diecasting)가 인서트 되어 있는 드럼 세탁기에 대해서는 제대로 된 연구가 이루어지지 못한 실정이다.<sup>5,8</sup>

Fig. 1에서 보는 바와 같이 축계는 크게 드럼과 샤프트 사이에 위치하여 샤프트의 동력을 드럼으로 전달하면서 드럼백의 지지 역할을 하는 플랜지와 플랜지에 연결되어 모터의 동력을 드럼으로 전달하면서 주로 축계의 횡방향 하중에 대한 강성 역할을 하는 샤프트로 나누어진다.

본 연구에서는 대용량 고속회전 탈수를 구현하기 위해서 기존모델을 기반으로 하여 드럼 세탁기의 구동축과 플랜지에 대하여 이론적 지식을 정립하고 시험 및 강도해석 통해 개선된 최적의 축계 형상을 제시함과 동시에 파단강도 및 피로수명 평가를 수행하여 이를 검증하고자 한다.

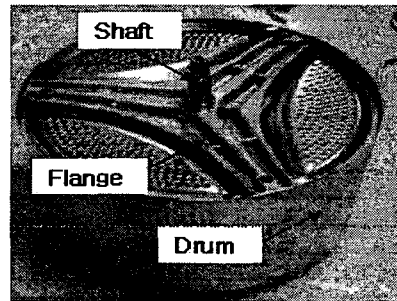


Fig. 1 Photograph of assembling shafting system

### 2. 샤프트 설계

#### 2.1 샤프트 굽힘응력

Fig. 2에서 보는 바와 같이 드럼 세탁기가 질량 m의 불균일 하중(Unbalance) 하에서  $\omega$ 의 속도로 회전하고 있는 경우, 드럼 세탁기의 축계는 원심력에 의한 굽힘하중을 받게 되며 불균일 하중 m에 대한 원심력은 식(1)과 같다.

$$F = mR\omega^2 \tag{1}$$

드럼 세탁기가 원심력에 의한 굽힘하중을 받는 경우, 베어링이 이를 지지 하며 그 힘은 평형 방정식을 고려하면 식(2)와 같다.

$$F_1 = -\frac{L_1 + L_2}{L_2} mR\omega^2, \quad F_2 = \frac{L_1}{L_2} mR\omega^2 \tag{2}$$

Force Diagram 과 Moment Diagram 으로 나타내면 Fig. 3 과 같이 굽힘하중에 의해 가장 큰 모멘트를 받는 부분은 바로 첫번째 베어링 앞 단 (드럼쪽)이다. 굽힘하중에 의한 첫번째 베어링 앞 단 부근에서 받는 최대응력은 식(3)과 같다.

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{I} \frac{D_1}{2} = \frac{32}{\pi D_1^3} (L_1 mR\omega^2) \tag{3}$$

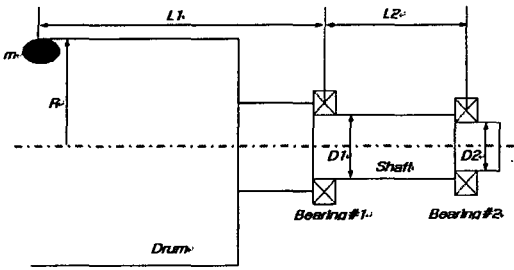


Fig. 2 Outline diagram of shafting system

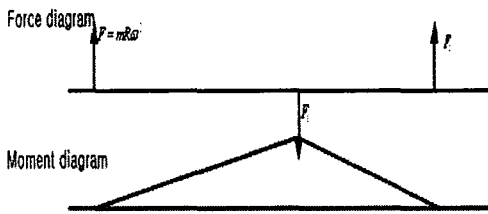


Fig. 3 Force and Moment Diagram

2.2 샤프트 비틀림 응력

축의 형상을 원형 단면을 갖는 보에 비틀림이 작용한다고 가정하면 드럼 세탁기 축의 비틀림 응력은 식 (4)의 관계에 따라 정해지며 드럼 세탁기의 회전속도가 클수록, 샤프트의 반경이 작을수록 커진다. 즉 축에 걸리는 최대 비틀림 응력은 두 번째 베어링의 뒤 단(드럼 풀리가 체결되는 부분) 즉, 가장 샤프트의 반경이 작은 부분에서 최대가 됨을 알 수 있다.

$$\tau_{max} = \frac{Tr_s}{I_p} \tag{4}$$

2.3 샤프트 치수 결정

샤프트 설계에 있어서 고려되어야 할 점은 불균일 하중에 의해서 발생하는 굽힘 및 비틀림 응력에 충분히 견딜 수 있어야 한다는 것이다. 또한 베어링에서 받는 힘은 상기에서 고찰한 바와 같이  $F_1$  과  $F_2$  이므로 이들이 작아지도록 설계되어야 한다. 따라서, 불균일 하중에 의한 원심력을 가능한 한 작게( $m, R, \omega \downarrow$ ),  $L_1$  을 가능한 한 작게, 그리고  $D_1, L_2$  을 가능한 한 크게 설계할수록 샤프트와 베어링 면에서는 유리하다.

하지만 불균일 질량  $m$  과 회전속도  $\omega$  는 외부 인자로서 설계인자는 아니다. 마찬가지로 드럼의 반경  $R$  또한 축계 설계인자는 아니다. 따라서 샤프트의 설계는  $L_1$  을 가능한 한 작게,  $D_1$  과  $L_2$  을 가능한 한 큰 방향으로 설계하여야 한다. 최대작용 응력에 대한 샤프트의 안전율을 3 이상 수준으로 하기 위해 드럼 쪽의 첫번째 베어링(이하 1 단 베어링이라 칭함)의 직경  $D1$  을 35mm 에서 상용 베어링 내륜의 직경을 고려하여 한 단계 큰 치수인 40mm 로 결정하였다. 또한  $L_1$  과  $L_2$  의 길이는 전체 드럼 조립품의 길이 및 하우스링 베어링의 치수를 고려하여  $L_1$  은 가능한 한 작게  $L_2$  는 가능한 한 크게 결정하였다.

2.4 세레이션 부분의 설계

샤프트에 있어서 세레이션 부분이라 함은 샤프트 끝 단에 톱니 모양의 홈들을 형성하여 플랜지와 샤프트의 인서트 다이캐스팅시 접촉면적을 넓혀 접합력을 키우는 역할을 담당하는 부분을 말한다. 따라서 샤프트 세레이션 부분의 설계에 있어서 고려해야 할 점은 샤프트가 인서트 되어 다이캐스팅 되므로 서로 이종의 물질이 접촉하고 있다는 점이다. 실제로 세탁기 내구성 시험에서 가장 문제가 되는 점들 중에 하나가 바로 다이캐스팅 재질과(알루미늄)과 샤프트 재질(SM45C)사이에서 유동이 생기는 문제이다.<sup>9</sup> 그 원인으로서는 다이캐스팅 재질의 국부적인 미성형 뿐만 아니라 서로 접촉하고 있는 재질 사이의 비틀림에 의한 파괴 및 접촉면 사이의 마찰 이외에 그 메커니즘이 간단치 않다. 본 연구에서는 가장 큰 원인이 될 수 있는 세 가지 측면을 고려하여 설계에 반영하고자

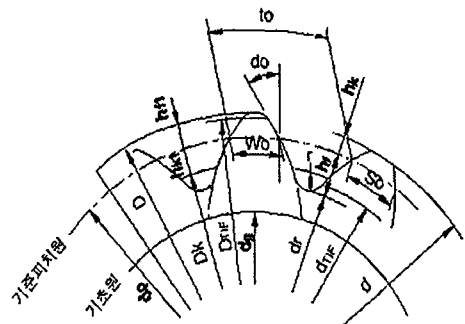


Fig. 4 Configuration of serration teeth

하였다. 첫째는 서로 접촉하고 있는 면의 면적을 늘려 전단응력을 줄이고자 함이며, 둘째는 접촉면의 강도 해석을 통해 강도 면에서 유리한 이(teeth) 개수를 설정하였다. 마지막으로 다이캐스팅 재질의 국부적인 미성형을 방지하기 위한 이빨의 형상을 제안하였다. 앞 절에서 고려한 바와 같이 1 단 베어링 부분의 직경을 40mm 로 결정하였으므로 세레이션 앞 부분의 샤프트 부시가 삽입 될 부분의 직경은 샤프트 제작 중 샤프트 부시 압입 시 베어링 부분의 굽힘을 방지하기 위하여 최소한의 턱을 250 $\mu$ m 이상 두어야 하므로 40.25mm 로 결정하였고 세레이션부의 직경은 이를 고려하여 44mm 로 결정하였다. 변수를 줄이기 위해 골 깊이와 두께는 기존 모델과 같도록 각각 1.5mm 와 22mm 로 결정하였다. 따라서 상기의 세가지 측면을 고려하기 위한 설계 변수는 이의 형상, 이의 개수 그리고  $\theta$  이다. 하지만 이의 외경과 골 깊이가 정해져 있을 때  $\theta$  와 이의 개수는 식(5)와 같은 관계를 가진다.

$$\theta \cong \arctan\left(\frac{n \cdot p}{r_i \pi}\right) \quad (5)$$

여기서,  $\theta$  = 기초원 접선과 이의 각도,  $p$  = 골 깊이,  $r_i$  = 골의 내경,  $n$  = 이의 개수 이다. 따라서 최종적인 설계 변수는 이의 형상과 개수이다. 상기에서 기술한 세가지 측면 중 첫째로 세레이션부의 결면적 측면에서만 보면  $\theta$  를 기존품과 같이 45° 로 할 경우 면적은 기존보다 16%상승하며, 50° 로 할 경우 기존대비 27% 상승한다. 이들  $\theta$  에 해당되는 이의 개수는 각각 43 개와 51 개로 결정된다. 두 번째로 비틀림 하중에 대한 접촉면에서

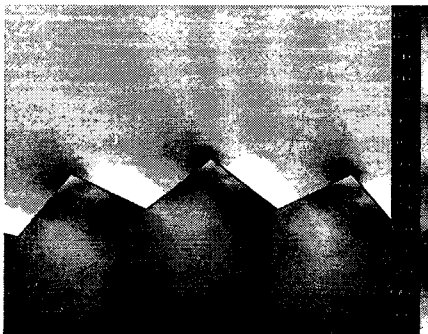


Fig. 5 Result of the analysis for serration with torsion

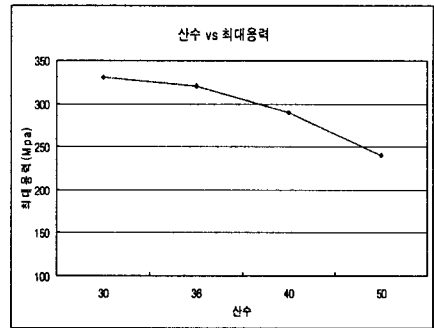


Fig. 6 Comparison of stress at each teeth

의 강도 측면이다. 정성적으로 강도 측면에서 이의 개수에 따른 영향을 쉽게 알 수 없으므로 CAE 를 수행하였다. 선 접촉 문제로 모델링 하였고, Tool 은 Nastran Solver 를 사용하였으며 접촉면의 마찰계수는 정확히 알 수 없으므로 일정한 값 0.1 로 고정하였다. Fig. 5 는 산수 50 개의 형상에 대한 해석결과이며 톱니 모양의 상부면은 플랜지(알루미늄) 측이며 하부 면은 샤프트측이다. 비틀림 하중은 샤프트에 3°의 강제 변위를 주었으며 그 하중의 20%지점을 나타내었다. 그 결과 최대응력은 샤프트 측에서 발생하며 Fig. 6 에서 보는 바와 같이 산수가 증가 함에 따라 최대응력이 작아짐을 알 수 있다. 따라서 상기에서 고려한 바와 마찬가지로 세레이션부의 접촉면적이나 비틀림 하중에 의해서 발생하는 최대응력 면에서는 산수 43 개보다는 51 개가 더 효과적이라 할 수 있다. 하지만 마지막으로 다이캐스팅시 발생하는 미성형 측면에서 보면 산수가 많은, 즉 산과 산 사이의 골의 폭이 좁은 경우에 미성형이 발생할 가능성이 커 보인다. 따라서 본 연구에서는 이를 보완하기 위하여 Fig. 4 와 같은 형태의 산 모양을 제안 하였다. 이는 일반적인 기어 형태의 모양이며 산이 직선형태가 아닌 약간 곡선 모양으로 알루미늄 다이캐스팅시 성형측면에서 기존보다는 유리할 거라 사료된다. 상기 내용을 종합 정리하면 설계된 샤프트의 주요 치수는 Table 1 과 같다. 상기 기술한 설계 개념에 따라 기존 모델 대비 베어링간 거리는 가능한 한 증가 시켰으며, 첫번째 베어링의 폭은 직경이 40mm 로 증가하면서 2mm 증가 하였다. 그러면서도 세탁기 전체의 레이아웃을 고려하여 샤프트의 전체 길이는 가능한 한 줄이고자 노력하

였다. 두 번째 베어링은 굽힘 모멘트가 거의 작용하지 않으므로 기존 베어링을 사용하였고 드럼 플리와 연결되는 부분도 기존 모델과 동일하다.

Table 1 Parameter values of the shaft

Parameter	D1 (mm)	D2 (mm)	Total Length (mm)	L2 (mm)	External diameter (mm)	Depth	Teeth Number (mm)	Teeth shape type
Size	40	25	160	72	44	1.5	51	Curve

### 3. 플랜지 설계 및 강도 해석

#### 3.1 플랜지 설계

세탁기 드럼 내에 언밸런스 하중이 존재 할 때 회전으로 인한 원심력이 작용하여 축계에 대하여 굽힘하중 즉, 상기한 바와 같이 축계에 굽힘응력으로 작용한다. 이에 비하여 드럼세탁기 축계에 걸리는 비틀림 하중은 굽힘에 비해 미소하기 때문에 플랜지를 설계하는데 있어서 가능한 한 굽힘하중에 충분한 강도를 유지하면서 적절한 질량을 유지하도록 하였다. 플랜지의 단면은 굽힘하중에 대한 강도를 향상 시키기 위하여 가능한 한 중립 축을 단면의 중앙에 두고 단면계수를 크게 설계하여야 한다. 굽힘 하중을 받는 축의 단면계수  $Z$  는 식(6)과 같다.

$$Z = \frac{I}{C} \quad (6)$$

여기서,  $C$  는 중립 축으로부터의 거리이며,  $I$  는 면적관성 모멘트이다. 상기 2 절의 굽힘 하중과 수직응력의 관계식에서도 보듯이 단면계수가 크면 클수록 굽힘하중에 의한 수직응력은 작게 된다. Fig. 7 에서 보듯이 기존품의 경우 중립 축은  $C_1=14.5\text{mm}$ ,  $C_2=14.5\text{mm}$  로서  $C_1=C_2$  의 관계에 있고 면적관성 모멘트는  $I=73108.33\text{mm}^4$  이다. 이때의 단면계수는  $Z=5041.95\text{mm}^3$  이다. 따라서 본 연구에서는 중립 축을 중앙에 위치 시킬 수 있는 기본 단면 형상을 유지하면서 그 중립축에 대하여 면적관성 모멘트를 최대화 하고 기존품에서 응력 집중되는 곳은 보강리브 등을 통해 최대 응력을 줄이고자 하였다. 플랜지의 살두께는 강도뿐만 아니라 전체의 무게, 즉 재료비 상승 측면을 고려하

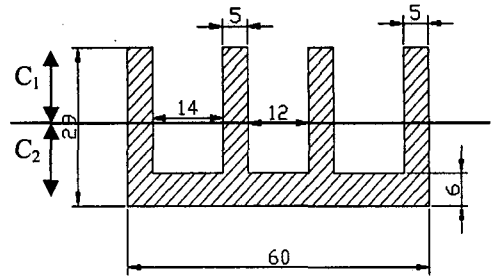


Fig. 7 Section of shaft flange for old model

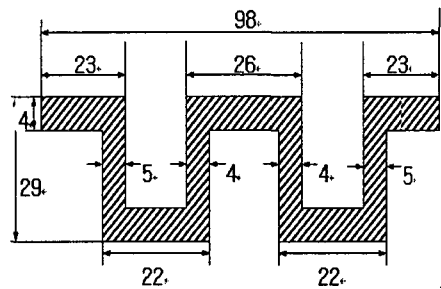


Fig. 8 Section of shaft flange improved

여 5mm 로 하였고 중립 축으로부터의 단위 면적까지의 거리 또한 전체 축의 길이를 고려하여 29mm 로 한정 하였다. 이렇게 설계된 플랜지 단면의 단면계수는 약  $5858.2\text{mm}^4$  로서 기존품 대비 약 16% 증가하였다. Fig. 8 은 본 연구를 통해 설계되어진 플랜지의 단면형상을 나타내었다.

#### 3.2 FEM 에 의한 강도 해석

상기에서 설계된 모델의 강도 평가를 위하여 FEM 해석을 수행하였다. 해석 프로그램은 Patran/Nastran 을 사용하였으며, 구속조건은 실제와 같이 샤프트의 베어링 양단부를 고정하고, 드럼 앞부분에 일정한 불균형 하중이 작용했을 때의 하중을 설정하였다. 드럼 앞쪽에 동일한 불균형 하중 300g 이 작용한다고 가정하고 1800rpm 에서의 불균형 하중에 의한 원심력을 인가하였다. Fig. 9 는 기존품의 강도 해석 결과를 보여 준다. 플랜지 드럼쪽 부분에서 최대응력 100MPa 을 나타내었으며, 플랜지의 베어링쪽 부분에서는 65MPa 의 값을 나타내었다. 이는 추후 기술할 강도 및 피로 시험의 판단 위치로 볼 때 타당하다고 사료 된다. Fig. 10 에서 보듯이 개선품의 경우는 플랜지의 최대응력

이 약 75MPa 으로서 기존품 대비 강도면에서 약 25% 향상됨을 확인할 수 있다. 또한 플랜지 전체 질량은 1780g 으로 기존 대비 약 14%증가 하였다. 이는 플랜지의 강도 보강에 의한 질량 증가 요인도 있지만 드럼의 직경이 증가함으로 인한 요인도 있다. 질량의 증가분에 대한 강도를 평가 하기 위하여 normal mode 주파수를 해석에 의하여 구한 결과 기존품은 814Hz, 현재 설계된 모델은 820Hz 로서 질량대비 강성도 동등수준 이상으로 설계되었음을 확인하였다.

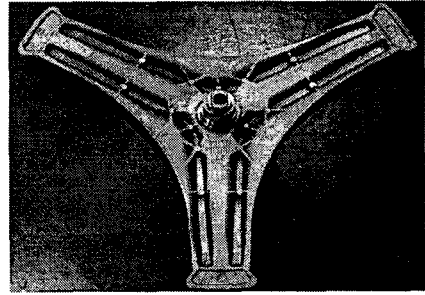


Fig. 11 Photograph of manufactured shaft system



Fig. 9 Result of strength analysis for old model

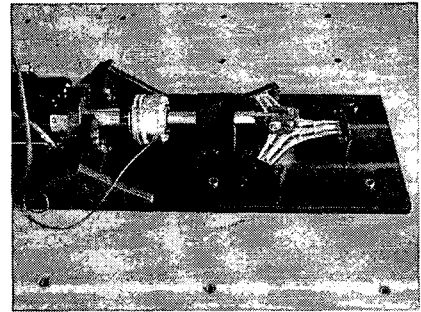


Fig. 12 Photograph of tester for fracture and fatigue strength in shaft system

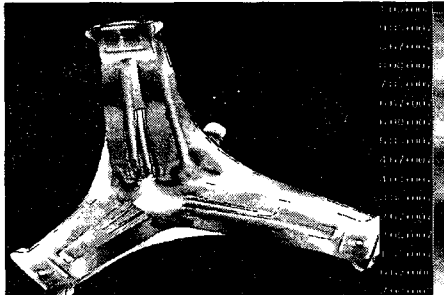


Fig. 10 Result of strength analysis for improved model

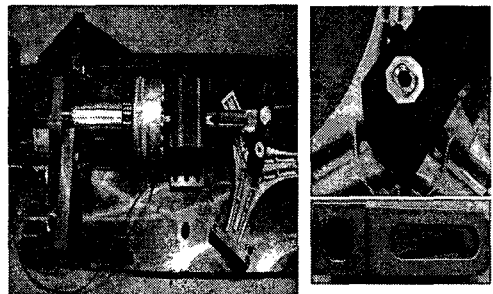


Fig. 13 Photograph of tester for torsion in shaft system

#### 4. 축계 강도 평가

본 연구에서 설계된 축계를 시작품 제작한 후 실제 강도를 평가 하기 위하여 파단 강도 및 피로 강도 시험을 수행 하였다. Fig. 11 은 실제 시험에 사용된 축계 형상을 나타내며 Fig. 12 는 축계의 파단 및 피로강도 시험을 위한 장치를 보여준다.

시험장치는 플랜지 샤프트 어셈블리 즉, 축계의 굽힘 파괴 및 피로 시험을 하기 위하여 플랜지 끝단을 블럭으로 고정시키고 베어링 지지부에 축의 횡방향으로 하중을 줄 수 있도록 액츄에이터와 로드 셀을 장착하였다. Fig. 13 은 파단 강도 시험 중 비틀림 시험을 위한 장치이며, Fig. 12 의 시험 장치에서 별도의 8 각형의 인서트 가 끼워진 load block 을 사용함으로써 비틀림 하중을 가할 수 있

도록 하였다. 시험속도는 5mm/min 으로 평가한 결과 얻어진 하중 변위선도를 Fig. 14 에 나타내었다. 가장 취약한 부분은 베어링 뒤 단의 드림 풀리가 접속되는 부분으로 직경이 가장 작은 부분이며 당연한 결과로 보여진다. 그때의 파단 토크는 약 8361kgf · cm 이었다. 이 토크 값이 실제로 얼마나 큰 값인지 알아보기 위하여 Fig. 15 에서 제시된 계산식에서 보듯 실제 모터에 소요되는 동력을 3kW 로 가정하여 계산한 결과 파단 토크의 약 2% 정도였다. 따라서 비틀림 강도는 충분한 것으로 판단되었다. 다음은 설계된 축계의 실제 굽힘 파단 강도

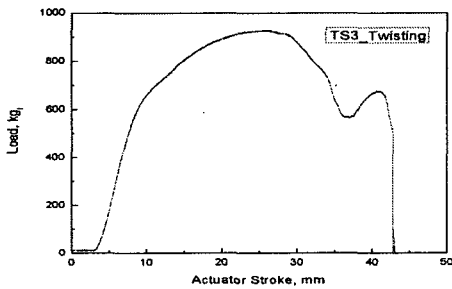


Fig. 14 Result of fracture strength for torsion

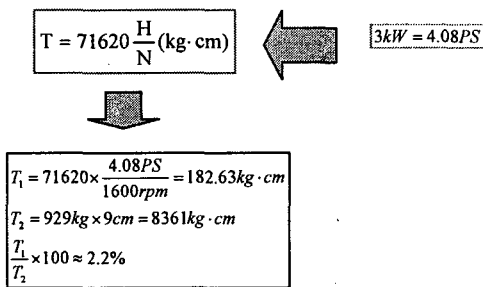


Fig. 15 Chart of torque calculation for torsion

를 알아보기 위해 Fig. 16, Fig. 17 과 같이 파단시험을 수행하여 파괴강도와 취약부를 확인하고 하중 변위선도 Fig. 18 을 획득하였다. 시험 결과 파단부위는 전부 플랜지 단면에서 파단이 일어났고 파단 하중과 파단 변위 모두 기존품 대비 개선품이 우수함을 확인하였다. Fig. 19 는 피로강도 시험을 위한 시험장치를 보여준다. 하중은 1.5Hz 의 속도로

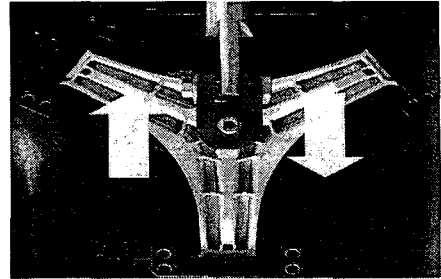


Fig. 16 Photograph of tester for bending fracture

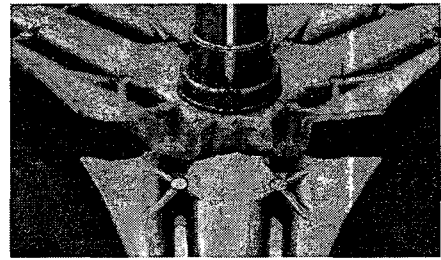


Fig. 17 Photograph of fracture section for bending

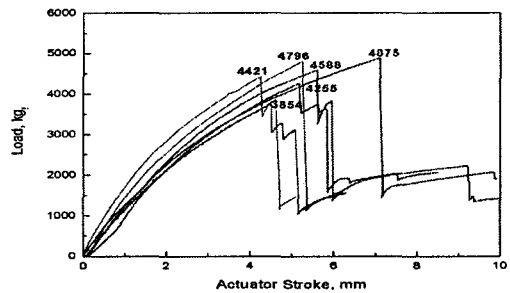


Fig. 18 Result of fracture strength for bending

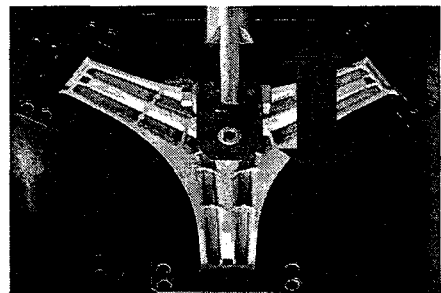


Fig. 19 Photograph of tester for fatigue strength

인장-압축의 교번 하중을 가하였다. 이로서 하중에 따른 사이클 횟수에 대한 결과를 얻고자 하였으며 이때의 파괴 기준은 기존 굽힘 파괴 시험 결과로부터 7mm 로 정하였다. Fig. 20 은 설계된 축계의 하중에 따른 파단 형상을 보여주며 Fig. 21 은 설계된 모델과 기존 축계의 피로강도 시험결과를 비교한 S-N 선도이다. 중고속에서 고속으로 증가시 언밸런스의 원심력에 의한 굽힘 하중의 증가는 1.27 배 증가하는데 비해 일반적으로 피로라고 보는  $10^6$  cycle 에서의 하중은 현재 설계된 모델이 기존품 보다 1.29 배 증가했음을 확인 할 수 있었다.

$$F \propto \frac{mv^2}{r}, \left(\frac{1800}{1600}\right)^2 = 1.27, \frac{F_{new}}{F_{old}} = \frac{1236}{960} = 1.29$$

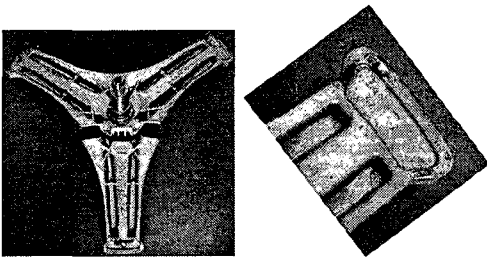


Fig. 20 Photograph of fracture for fatigue

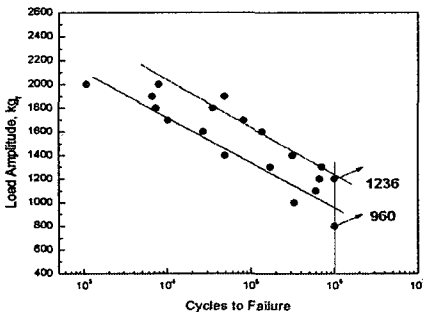


Fig. 21 Comparison of S-N graph at each model

위의 실험을 정리 하면, 기존품과 개선품 축계의 굽힘 파괴 시험을 통하여 축계의 취약부 및 파단 강도 데이터를 얻었고 피로 시험을 통하여 축계의 하중-수명 선도를 획득하였다. 또 이를 통하여 중

고속 회전 대비 고속 회전 축계의 피로 강도 개선 효과를 굽힘피로 시험을 통하여 확인하였고 향후 신모델 연구시의 비교 데이터를 마련하였다.

### 5. 결론

본 연구에서는 업계 최초의 동용량대비 최고 회전수 구현을 위해 회전 수 증가에 따른 드럼 세탁기 축계의 강도 보강 설계 및 파단, 피로강도시험을 수행함으로써 아래와 같은 결론을 얻었다.

1. 샤프트 설계에서는 가장 큰 원인이 될 수 있는 상기의 세가지 면에서 접근하여 설계에 반영하고자 하였다. 첫번째는 서로 접촉하고 있는 면의 면적을 늘려 전단응력을 줄이고자 함이며, 두 번째는 접촉면의 강도 해석을 통해 강도면에서 유리한 이 개수 등의 치수를 결정하였다. 마지막으로 다이캐스팅 재질의 국부적인 미성형을 방지하기 위한 최적의 세레이션 형상을 제안하였다.
2. 플랜지를 설계하는데 있어서 단면은 굽힘하중에 대한 강도를 향상 시키기 위하여 가능한 한 중립 축을 단면의 중앙에 두도록 하며 단면계수를 크게 하였고 설계에 대한 평가는 Patran/Nastran 상용 tool 을 사용하여 응력 해석을 수행한 결과 최대응력은 약 75Mpa 으로서 기존품 대비 강도면에서 약 25% 향상됨을 확인할 수 있었다.
3. 설계 된 축계의 파단 강도 및 피로 강도를 평가하기 위하여 개선품과 기존품에 대하여 각각 굽힘 및 비틀림 파단 시험과 굽힘 피로 시험을 수행하였고 그 결과 비틀림 파단 강도에 비하여 실제 비틀림 하중은 약 2.2%정도로써 아주 미미한 수준이고, 굽힘 파단 시험 결과 기존 모델품에 비하여 개선품이 더 우수함을 확인하였다. 피로강도 시험결과를 비교하면 불 균형 하중의 원심력에 의한 굽힘 하중의 증가는 1.27 배 증가하는데 비해 일반적으로 피로한도 하중은 개선품이 기존 품보다 1.29 배 증가를 확인 할 수 있었다.

### 참고문헌

1. Al-Bedoor, B. O., "A Dynamic model of coupled



- shaft torsional and blade bending deformations in rotors,” *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, Vol. 169, No. 1-2, pp. 177-190, 1999.
2. Khalid, Y. A., Mutasher, S. A., Sahari, B. B. and Hamouda, A. M. S., “Bending fatigue behavior of hybrid aluminum/composite drive shafts,” *Materials & Design*, In Press, Corrected Proof, Available online 26 August 2005.
  3. Juuma, T., “Torsional fretting fatigue strength of a shrink-fitted shaft with a grooved hub,” *Tribology International*, Vol. 33, No. 8, pp. 537-543, 2000.
  4. Savaidis, A., Savaidis, G. and Zhang, C., “FE fatigue analysis of notched elastic-plastic shaft under multiaxial loading consisting of constant and cyclic components,” *International Journal of Fatigue*, Vol. 23, No. 4, pp. 303-315, 2001.
  5. Das, G., Ray, A. K., Ghosh, S., Das, S. K. and Bhattacharya, D. K., “Fatigue failure of a boiler feed pump rotor shaft,” *Engineering Failure Analysis*, Vol. 10, No. 6, pp. 725-732, 2003.
  6. Sackfield, A., Barber, J. R., Hills, D. A. and Truman, C. E., “A shrink-fit shaft subject to torsion,” *European Journal of Mechanics - A/Solids*, Vol. 21, No. 1, pp. 73-84, 2002.
  7. Fonte, M., Reis, L., Romeiro, F., Li, B. and Freitas, M., “The effect of steady torsion on fatigue crack growth in shafts,” *International Journal of Fatigue*, In Press, Corrected Proof, Available online 28 November 2005.
  8. Shokrieh, M. M., Hasani, A. and Lessard, L. B., “Shear buckling of a composite drive shaft under torsion,” *Composite Structures*, Vol. 64, No. 1, pp. 63-69, 2004.
  9. Alonso Rasgado, M. T., Davey, K., Clark, L. D. and Hinduja, S., “Boundary element stress analysis for bi-metallic dies in pressure diecasting,” *Journal of Materials Processing Technology*, In Press, Corrected Proof, Available online 26 August 2005.