

유한요소해석을 이용한 워터펌프 베어링돌출 설계 개선

양 철 호^{*1)} · 한 문 식²⁾

안동대학교 기계공학부¹⁾ · 계명대학교 기계자동차공학부²⁾

Design Modification of Bearing Walkout of Water Pump by a Finite Element Analysis

Chullho Yang^{*1)} · Moonsik Han²⁾

¹⁾School of Mechanical Engineering, Andong National University, Gyeongbuk 760-080, Korea

²⁾School of Mechanical and Automotive Engineering, Keimyung University, Daegu 704-701, Korea

(Received 30 November 2005 / Accepted 13 January 2006)

Abstract : A systematic methodology has been proposed to establish a reliable design of water pump system. A simplified steady-state dynamic model of water pump system has been developed to study the response of water pump system to the dynamic load mainly due to the run-out and unbalance. Design modifications are needed to strengthen the structural integrity of existing designs. Increasing the natural frequency of system is pursued to prevent a resonance from occurring in the engine excitation range. A computational reliability methodology combined with finite element analysis is used to identify the most significant factor affecting the system performance. This method considered influence of design control parameters for the performance of design. By including control factors to the system model in a systematic way, more reliable design is expected.

Key words : Bearing walkout(베어링돌출), Run-out(흔들림), Finite element analysis(유한요소해석), Reliability design(신뢰설계), Design control parameter(설계제어인자)

Nomenclature

$F_{x,H-P}, F_{y,H-P}, F_{z,H-P}$: forces from the center of hub and pulley in x, y, z direction

$M_{x,H-P}, M_{y,H-P}, M_{z,H-P}$: moments from the center of hub and pulley in x, y, z direction

$F_{x,C}, F_{y,C}, F_{z,C}$: forces from the center of clutch in x, y, z direction

$M_{x,C}, M_{y,C}, M_{z,C}$: moments from the center of clutch in x, y, z direction

$F_{x,F}, F_{y,F}, F_{z,F}$: forces from the center of fan in x, y, z direction

$M_{x,F}, M_{y,F}, M_{z,F}$: moments from the center of fan in x, y, z direction

$m_{hub,pulley}, m_{clutch}, m_{fan}$: mass of hub-pulley, clutch, and fan

Θ, Φ, Ψ : misalignment due to run-out

F_{belt} : magnitude of belt force

$\omega_{shaft}, \omega_{fan}$: acceleration of shaft and fan

$J_{hub}, J_{pulley}, J_{clutch}, J_{fan}$: axial inertia moments of hub, pulley, clutch, and fan

U_{fan}, U_{clutch} : unbalances for fan and clutch

α : angle between Z_1 axis and F_{belt}

*Corresponding author. E-mail: cyang@andong.ac.kr

1. 서론

자동차 엔진의 전방부속장치(FEAD)중의 하나인 워터펌프(water pump)는 엔진 냉각수를 순환시켜 엔진의 온도를 적절하게 유지시켜 주는 장치이다.¹⁾ 워터펌프는 보통 크랭크축 풀리에 벨트로 연결되어 구동하면서 엔진 냉각을 담당하는 핵심 부품이므로 그 내구성은 엔진과 같은 정도의 수명을 필요로 한다. 워터펌프 시스템의 내구수명을 향상시키기 위해서는 신뢰성을 고려한 최적화된 설계를 필요로 한다.²⁾

근래의 컴퓨터 발전에 따른 설계에서의 CAE의 활용은 자동차부품의 신뢰성 향상과 비용절감을 가능하게 하였다.^{3,4)}

워터펌프 시스템의 장치 구성은 Fig. 1에 나타나 있다. 전체 시스템은 축과 연결된 허브, 풀리, 클러치, 팬으로 구성되어 있다. 임펠러 축은 밀폐된 베어링으로 지지되어 있고 베어링은 펌프 하우징에 간섭 끼움(interference fit)되어 있다. 임펠러 축은 주기적이고 충격적인 회전력을 받는 크랭크축에 연결되어 회전하는 탄성체로 생각할 수 있기 때문에 축의 비틀림에 의한 작용으로 워터펌프 시스템은 진동하게 된다.

운전 중의 워터펌프 시스템은 흔들림(run-out)과 불균형(unbalance)에 의해서 잡아당기는 힘(pulling force)이 생성될 수 있고, 특히 시스템의 고유 진동수가 엔진의 특정 회전수에 도달하게 되면 공진이 발생하여 베어링이 돌출(walkout)을 할 수도 있게 된다. 이렇게 되면 베어링 누수(sealing) 문제와 워터펌프의 내구성 문제, 그리고 최종적으로 엔진 전체에 대한 문제를 발생시키게 된다. 이러한 중요성에도 불과하고 베어링 돌출에 대한 체계적인 연구가 아직까지 수행되고 있지 않다.

따라서 본 연구에서는 이러한 문제를 해결하기 위해서 먼저 베어링 돌출을 일으키는 원인 요소를 규명하고, 신뢰성을 지닌 워터펌프 시스템의 설계를 위한 설계인자의 결정과 각각의 설계인자가 시스템의 반응(고유 진동수)에 어떤 영향을 미치는지를 알아보려고 한다. 이를 위해 상용 유한요소 코드인 ABAQUS⁵⁾를 사용하여 고유진동수 관련 해석을 수행하였다.

2. 워터펌프시스템 지배방정식

워터펌프 시스템(Fig. 2)을 구성하는 허브, 풀리, 클러치, 팬, 축의 흔들림과 불균형에 의해서 생성되는 외부 하중에 대한 시스템의 힘과 모멘트의 평형 방정식으로부터 다음의 단순화된 준-동적 지배 방정식(quasi-dynamic governing equation)을 유도하였다.⁶⁾

허브와 풀리 중심에서의 힘과 모멘트는 아래의 식 (1)에서 식 (6)까지 나타낼 수 있다.

$$F_{x,H-P} = F_{belt} \sin \alpha \cdot \sin(\theta + \phi) \quad (1)$$

$$F_{y,H-P} = F_{belt} \sin \alpha \cdot \cos(\theta + \phi) - m_{hub,pulley} g + m_{hub,pulley} \omega_{shaft}^2 d_1 \sin \theta \quad (2)$$

$$F_{z,H-P} = -F_{belt} \cos \alpha \quad (3)$$

$$M_{x,H-P} = 0 \quad (4)$$

$$M_{y,H-P} = 0 \quad (5)$$

$$M_{z,H-P} = -\frac{1}{4} (J_{hub} + J_{pulley}) \omega_{shaft}^2 \sin(2\theta + 2\phi) \quad (6)$$

클러치 중심에서의 힘과 모멘트는 다음의 식 (7)에서 식 (12)까지 나타낼 수 있다.

$$F_{x,c} = 0 \quad (7)$$

$$F_{y,c} = -m_{dutch} g + \{m_{dutch} \omega_{dutch}^2 [d_1 \sin \theta + d_2 \sin(\theta + \phi)] + U_{dutch} \omega_{dutch}^2\} \quad (8)$$

$$F_{z,c} = 0 \quad (9)$$

$$M_{x,c} = 0 \quad (10)$$

$$M_{y,c} = 0 \quad (11)$$

$$M_{z,c} = -\frac{1}{4} J_{dutch} \omega_{dutch}^2 \sin(2\theta + 2\phi + 2\psi) \quad (12)$$

팬 중심에서의 힘과 모멘트는 다음과 같이 식 (13)에서 식 (18)로 나타낼 수 있다.

$$F_{x,F} = 0 \quad (13)$$

$$F_{y,F} = -m_{fan} g + \{m_{fan} \omega_{fan}^2 [d_1 \sin \theta + d_2 \sin(\theta + \phi)] + U_{fan} \omega_{fan}^2\} \quad (14)$$

$$F_{z,F} = 0 \quad (15)$$

$$M_{x,F} = 0 \tag{16}$$

$$M_{y,F} = 0 \tag{17}$$

$$M_{z,F} = -\frac{1}{4} J_{fan} \omega_{fan}^2 \sin(2\theta + 2\phi + 2\psi) \tag{18}$$

3. 유한요소모델과 해석절차

3.1 유한요소모델

유한요소 해석을 위한 워터펌프 시스템은 Fig. 1 과 같이 단순하게 모델링 되었다. 시스템은 워터펌프 하우징의 일부분과 축, 허브, 풀리, 클러치, 팬으로 구성되어있고 각각의 치수와 위치는 Fig. 2와 Table 1에 나타내었다. 하우징, 축에 사용된 유한 요소는 상용 유한요소해석 패키지인 ABAQUS의 6면체 요소(C3D8 in ABAQUS)를 사용하였고 허브, 풀리, 클러치, 팬에 대해서는 쉘 요소(S4 in ABAQUS)를 사용하여 모델을 이상화 시켰다. 모델 크기는 대략 20,000 개의 절점을 사용하였고 요소의 크기는 최소 5 mm, 최대 14 mm 정도로 모델링을 하였다.

단순화된 유한요소모델에 다음과 같은 경계조건을 사용하였다. 워터펌프하우징은 완전하게 고정시켰고 베어링은 하우징에 대하여 간섭끼움을 사용하여 고정하였다. 축은 베어링에 의해 지지되어 있고 허브, 풀리, 클러치, 팬은 각각의 위치에서 축 표면상의 절점과 동일 절점을 사용하여 고정하였다. 사용된 재료는 등방성 탄성거동 모델을 이용하였고, 2장에서 기술한 힘과 모멘트를 시스템에 대한 외부 하중으로 사용하였다.

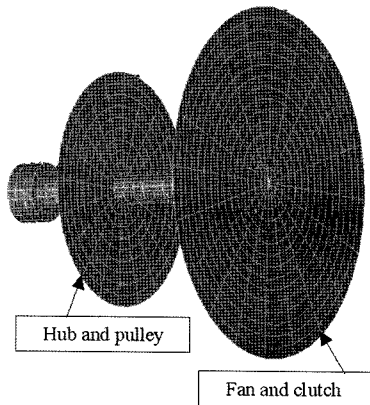


Fig. 1 FE model of water pump system

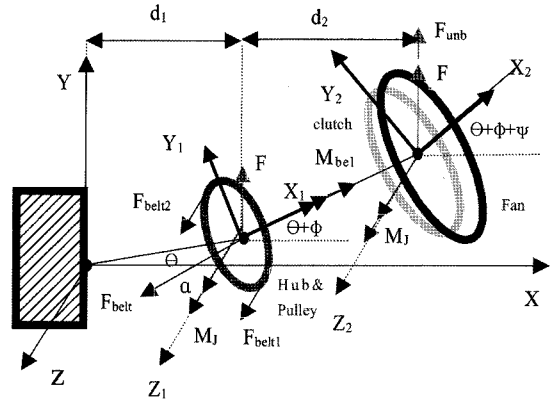


Fig. 2 Simplified model to obtain governing equation of quasi-dynamic load for simulation

3.2 해석절차

사용된 재료의 성질과 도면으로부터 얻어진 불균형 량(U_{fan} , U_{clutch}), 흔들림 각도(θ , ϕ , ψ), 각 부분의 무게, 관성 모멘트, 각속도, 벨트 장력 등은 Table 1에 정리하였다. 2장에서 유도된 식으로부터 얻어진 준-동적 하중은 워터펌프 시스템의 정상 상태 동적 모델(steady-state dynamic model)에 적용하였다.

사용한 엔진 회전수는 0-6000 rpm의 구간이고 ABAQUS의 정상 상태 동적 해석(steady state dynamics) 절차를 사용하여 동적 하중을 받았을 때의 시스템의 반응을 나타내었다. 시스템의 반응은 최대

Table 1 Material properties and related parameters for the simulation

	Hub	Pulley	Clutch	Fan
Mass m (kg)	0.17	0.25	1.43	1.32
Axial moment of inertia J (kg · m ²)	0.00046	0.00221	0.00323	0.02085
Max Unbalance U (kg · mm)	N/A	N/A	0.18~0.36	0.15~0.3
Angular velocity : ω_{hub} = 0~6000×1.26 (rpm) ω_{fan} = 0~2500 (rpm)				
Interference fit : δ = 0.0465 (mm)				
$d_1=7(\text{mm})$, $d_2 = 73.6(\text{mm})$			$F_{bet} = 495(\text{N})$, $\alpha=41^\circ$	
$\theta=0\sim0.09291$		$\phi=0.2186\sim0.2221$		$\psi=0\sim0.4813$
	Young's modulus	Density	Material damping	
Steel	210 (GPa)	7.79 (g/cm ³)	0.24%	
Aluminum	76 (GPa)	2.8(g/cm ³)	0.19%	

의 하중을 받는 팬에서의 힘을 엔진 회전수에 따른 변화로 나타내었다.

4. 워터펌프 설계개선

4.1 워터펌프 설계 주요인자 결정

워터펌프 시스템의 설계는 어느 정도 예측 가능한 사용 환경(하중, 경계 조건 등) 외에도 다른 요소들에 의해서 예기치 못한 영향을 받을 수 있다. 이러한 설계 의도에 반하는 요소들에 대해서 시스템이 신뢰성과 강건성을 가지기 위해서는 체계적인 설계 도입을 필요로 하며 워터펌프 시스템의 설계인자 중에서 제어 요소(control factor)와 수준(level)을 Table 2와 같이 설정하였다.

제어요소들의 최적표본점(optimal sampling point)을 사용한 CDOE(computational design of experiment)⁷⁾는 Table 3과 같다. CDOE 매트릭스 각각의 경우에 대해서 시뮬레이션을 수행 후 그 결과(1st frequency)를 CDOE 매트릭스와 함께 Table 3에 나타내었다. CDOE 매트릭스와 결과를 Auto-Slam(Auto-Successive Linear Approximation algorithm)⁷⁾의 입력값으로 사용하여 시스템의 반응에 미치는 설계인자의 영향을 구하고 이를 주 영향곡선(main effect plot)을 이용하여 나타내었다(Fig. 3).

이 결과는 각각의 주 요소의 변화에 따른 시스템의 반응을 나타내므로 어떤 인자가 시스템설계에 가장 큰 영향을 미치는 지를 결정할 수 있다.

Fig. 3에 도시한 6개의 요소 중에서 팬의 무게가

Table 2 P-diagram for reliable design of water pump system

Control factor table		Design range			
Parameter no.	Parameter description	Lower bound	Upper bound	Level	Nominal value
1	Shaft mass density ratio	0.5	1	4	7.79E3 (kg/m ³)
2	Shaft young's modulus ratio	1	1.5	4	2.1E5 (MPa)
3	Clutch mass ratio	0.5	1	6	1.43(kg)
4	Fan mass ratio	0.5	1	6	1.32(kg)
5	Fan young's modulus ratio	1	1.5	4	0.5E5 (MPa)
6	Hub&pulley mass ratio	0.5	1	4	0.17 & 0.25 (kg)

Table 3 CDOE matrix for simulation runs

Run	Shaft mass density ratio	Shaft young's modulus ratio	Clutch mass ratio	Fan mass ratio	Fan young's modulus ratio	Hub& pulley mass ratio	1st Freq. (Hz)
1	0.83	1.00	0.90	0.80	1.50	0.83	89.39
2	1.00	1.17	0.60	0.60	1.00	0.83	137.25
3	0.83	1.50	1.00	0.50	1.33	0.50	164.96
4	0.67	1.33	0.80	0.50	1.17	0.67	176.95
5	0.50	1.17	1.00	1.00	1.33	1.00	76.65
6	0.50	1.50	0.50	0.70	1.00	0.67	123.85
7	0.67	1.33	0.70	0.90	1.50	0.50	89.71
8	1.00	1.00	0.50	1.00	1.17	1.00	77.79

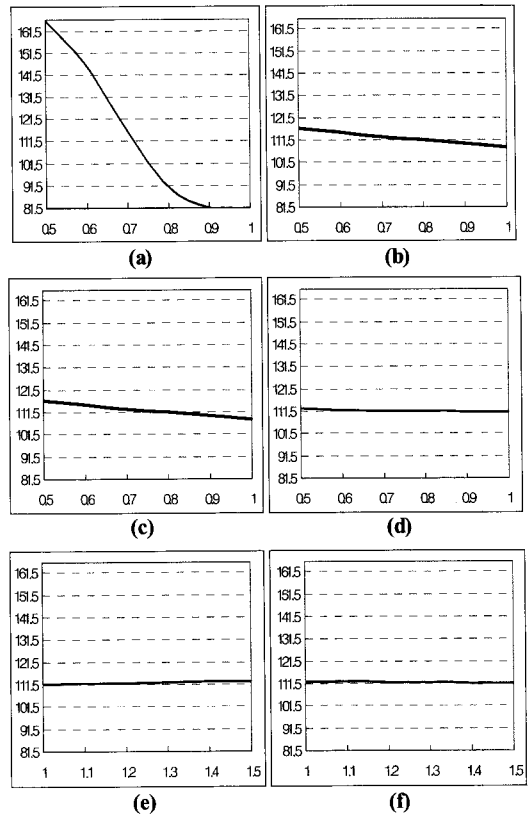


Fig. 3 Main effect plots (response: 1st frequency of the system): (a) Fan mass ratio; (b) Shaft mass density ratio; (c) Hub and pulley mass ratio; (d) Clutch mass ratio; (e) Fan Young's modulus ratio; (f) Shaft Young's modulus ratio

시스템의 반응에 가장 큰 영향을 주고 있음을 알 수 있다. 그 밖의 다른 설계인자들의 시스템에 대한 반응은 Fig. 3과 같이 나타났다.

4.2 워터펌프의 설계 변경

초기 워터펌프 시스템 설계에서 계산된 첫 번째 고유 진동수는 67(Hz), 두 번째 고유 진동수는 96(Hz)이었다. 첫 번째 고유 진동수를 고려하면 계산된 고유 진동수는 엔진 가진 범위보다 작은 값을 가지므로 주행 중에 공진에 의해서 시스템이 불안정해질 수 있으므로 시스템의 설계 변경을 필요로 한다.^{8,9)}

경험적인 방법에 의해서 결정된 설계 변수를 사용한 설계의 경우에는 외부 하중에 대한 시스템의 반응과 안정성 예측이 쉽지 않다. 예를 들면, 워터펌프 시스템은 패키징 문제 때문에 위치 제약을 받을 수 있다. 이 경우에 보통 최대 이동 가능한 경우와 기존 설계 경우의 시스템 반응을 비교하여 팬 위치를 결정한다. 그러나 팬의 위치를 최대 이동 가능한 수치인 11(mm)를 이동할 경우와 기존의 팬의 위치에서의 첫 번째 고유진동수를 비교하면 차이가 거의 없고 최대 하중도 거의 같은 값을 보인다(Fig. 4, 5). 그러므로 경험적인 방법이 아닌 설계인자들에 대한 시스템의 반응을 고려하여 그 결과를 가지고 체계적인 설계 변경을 하여야 한다.

Fig. 3의 주 영향곡선의 결과로부터 시스템의 반응에 가장 큰 영향을 미치는 팬 무게, 축의 밀도를 선택하여 시스템의 반응을 등고선 곡선(contour plot)에 나타내었다(Fig. 6). 이 등고선 곡선으로부터 워터펌프 설계자는 설계목표(design target)를 달성하기 위한 설계 인자를 설정할 수 있다. 6개의 설계 인자 중에서 가장 큰 영향을 미치는 팬의 무게를

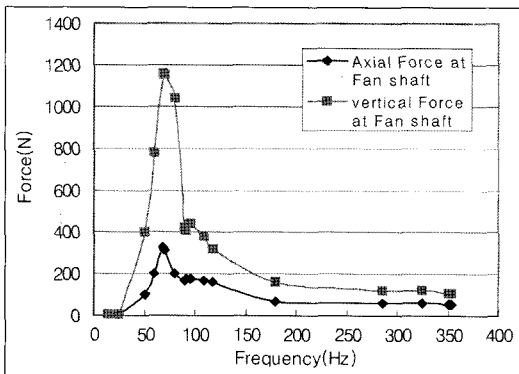


Fig. 4 Peak load on the fan shaft with engine speed 0 to 6000 rpm(original design)

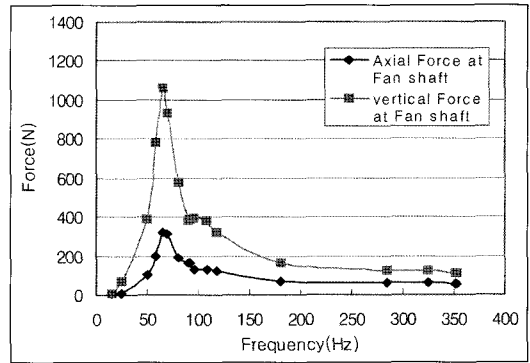


Fig. 5 Peak load on the fan shaft with engine speed 0 to 6000 rpm(new design, fan location has been moved 11mm from original design)

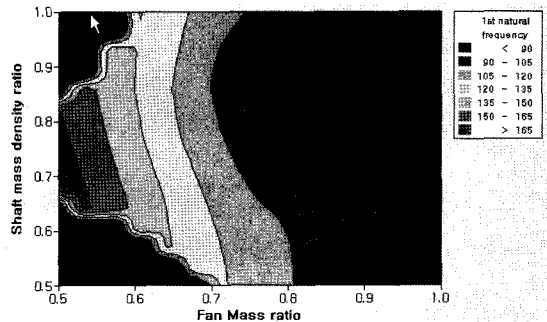


Fig. 6 Contour plot of 1st natural frequency of original design

10% 줄이고 축의 밀도를 10% 줄인 경우의 계산된 결과는 시스템의 첫 번째 고유진동수를 123(Hz)까지 증가시켰고 두 번째 고유 진동수는 127.4(Hz)이었다. 첫 번째 고유 모드는 축방향의 회전이고 두 번째 고유모드는 굽힘이므로 엔진이 가진 범위에서 회전할 때 두 번째 고유모드가 베어링 돌출에 더욱 큰 영향을 미칠 것으로 사료된다.

5. 결론

워터펌프 시스템의 불균형과 흔들림에 의해서 발생하는 잡아당기는 힘은 고유 진동수가 엔진의 가진 주파수의 범위에 들어가게 되면 증폭되어 베어링 돌출을 발생시킨다. 이러한 베어링 돌출을 방지하기 위한 신뢰성 설계를 하기 위하여 체계적인 접근을 시도하였다. 먼저 P-diagram을 통하여 주요한 설계 인자를 도출하여 CDOE를 결정하였다. 시스템의 성능에 가장 큰 영향을 미치는 설계 인자를 결정

하기 위하여 시뮬레이션 결과를 입력 값으로 사용한 Auto-Slam을 이용하여 설계 인자의 변화가 시스템의 성능에 미치는 영향을 검토 하였다. 그 결과로 6 개의 설계 인자 중에서 팬 무게가 시스템의 고유진동수에 대하여 가장 큰 영향을 끼치는 설계 인자임을 알 수 있었다.

또한 결정된 최대 민감 설계인자의 변화에 따른 시스템의 반응을 고찰하여 설계자는 설계방향을 정할 수 있을 것으로 사료된다. 팬 무게를 10% 줄이고 축의 직경을 10 % 줄임으로서 시스템의 고유진동수를 67(Hz)에서 엔진 가진 주파수보다 큰 127(Hz) 까지 증가시킬 수 있었고 흔들림과 클러치 무게, 시스템의 감쇄비를 줄임으로서 공진시에 작용하는 잡아당기는 힘을 감소시켜 시스템의 내구성을 향상시킬 수 있었다.

References

- 1) W. Crouse and D. Anglin, Automotive Mechanics, 10th Edition, McGraw-Hill, New York, 2001.
- 2) C. Taylor, The Internal Combustion Engine in Theory and Practice, M.I.T. Press, Cambridge, 1985.
- 3) N.-H. Cho, S.-U. Lee, S.-K. Lee and S.-H. Lee, "Finite Element Analysis of Thermal Fatigue Safety for a Heavy-Duty Diesel Engine," Transactions of KSAE, Vol.12, No.1, pp. 122-129, 2004.
- 4) C. Yang and M. Han, "Finite Element Analysis of Engine Cylinder Block and Main Bore for Reliable Design," Transactions of KSAE, Vol.13, No.4, pp.39-48, 2005.
- 5) ABAQUS User Manual, Ver 6.2, HKS, 2002.
- 6) B. Sandor, Engineering Mechanics: Dynamics, 2nd Edition, Prentice-Hall, New Jersey, 1987.
- 7) Analytical Reliability and Robustness Concept, Ford Internal Training Guide, 2001.
- 8) W. Thomson, Theory of Vibration with Applications 4th Edition, Prentice Hall, New Jersey, 1993.
- 9) R. Juvinall and K. Marshek, Fundamentals of Machine Component Design 3rd, Edition, John Wiley & Sons, New York, 1999.