

자동차용 휠 베어링 외륜의 변형 해석[§]

이승표^{*†} · 김봉철^{*} · 이인하^{*} · 조영걸^{*} · 김용찬^{*}

* ㈜일진글로벌 기술연구소

Distortion Analysis for Outer Ring of Automotive Wheel Bearing

Seung Pyo Lee^{*†}, Bong Chul Kim^{*}, In Ha Lee^{*}, Young Geol Cho^{*} and Yong Chan Kim^{*}

* R&D Center, ILJIN Global

(Received May 25, 2012 ; Revised August 1, 2012 ; Accepted August 3, 2012)

Key Words: Automotive Wheel Bearing(자동차용 휠 베어링), Distortion Analysis(변형 해석), Finite Element Method(유한요소법), Circularity(진원도)

초록: 자동차용 휠 베어링은 동력을 전달하고 차량의 무게를 지지해주는 중요한 부품으로써 너클에 체결된다. 이때 체결 토크에 의하여 시일 압입부와 레도부를 포함하는 휠 베어링 외륜의 변형이 발생한다. 본 연구에서는 휠 베어링 외륜의 변형을 유한요소법을 이용하여 해석하였다. 상용 소프트웨어 MSC.MARC 를 이용하였고, 외륜, 볼트, 너클의 체결거동을 보다 정확하게 예측하기 위하여 탄소성 해석과 접촉 해석을 수행하였다. 외륜 플랜지는 가공에 따라서 다소 오목하게 형성될 수 있으며, 이는 너클과의 체결 시 틈새 발생을 유발하여 변형에 영향을 줄 수 있다. 따라서, 본 연구에서는 외륜의 오목한 정도를 변화시키면서 변형 해석을 수행하였다. 해석 결과를 검증 하기 위하여 시험을 수행하였고, 해석과 시험 결과를 비교한 결과 비교적 유사함을 알 수 있었다.

Abstract: The wheel bearing is one of the important parts in a vehicle for translating power and bearing weight. When it is mounted on the knuckle by using bolts, the distortion of the outer ring including the seal mounting point and raceway occurs. In this study, a numerical analysis was performed to analyze the distortion of the outer ring by using a finite element method. The commercial software MSC.MARC was used for this purpose. Elastoplastic and contact analysis were carried out to compute the clamping behavior of the outer ring, bolts, and knuckle. Because the concavity on the flange of the outer ring affects the deformation, its effect was considered. To verify the reliability of this study, the roundness of the outer ring was measured. The experimental results were comparatively in agreement with the computational results.

1. 서 론

자동차용 휠 베어링(automotive wheel bearing)은 동력을 전달하고 차량의 무게를 지지해주는 중요한 부품이다. 이러한 휠 베어링은 1960 년대 전륜 구동형 자동차의 개발 및 경량화, 컴팩트(compact)화 등으로 인하여 유닛(unit)화가 급속히 진행되었다. 이로 인하여 휠 베어링의 구조는 단순한 단품 베어링의 조합에서 더 나아가 내륜(inner ring)과

외륜(outer ring)에 각각 플랜지(flange)를 설치하여 베어링의 내·외륜이 휠의 허브(hub) 역할을 하도록 하는 3 세대 휠 베어링 형태로 발전하였다. 이와 같이 휠 베어링이 유닛 형태로 일체화됨에 따라서 휠 베어링 설계 시 다른 부품과의 간섭 여부 뿐만 아니라 체결 후 변형을 고려한 설계가 필요하게 되었다.^(1,2)

3 세대 휠 베어링 외륜이 너클(knuckle)에 볼트(bolt)를 이용하여 체결될 때, 볼트 체결 토크(clamping torque)에 의하여 외륜의 시일 압입부(seal mounting point)와 레도부(raceway point)를 포함하는 휠 베어링 외륜에서 변형(distortion)이 발생한다. 이러한 외륜의 변형은 레도부의 진원도(circularity)에 영향을 주고 베어링의 레도 박리(spalling)를 유발하

§ 이 논문은 2012 년도 대한기계학회 CAE 및 응용역학부문 춘계 학술대회(2012. 5. 10-12., 제주 휘닉스아일랜드) 발표논문임

† Corresponding Author, leeseungpyo@iljin.com

© 2012 The Korean Society of Mechanical Engineers

여 결국에는 베어링 파손이 발생하도록 한다(Fig. 1 참조). 따라서 외륜의 변형을 감소시킬 필요가 있으며, 이는 베어링 수명의 증가와 밀접한 관련이 있으므로 베어링 설계 시 매우 중요한 고려 사항이다.

본 연구에서는 외륜의 변형 시 진원도를 최대한 유지시키기 위하여 외륜 플랜지를 오목(concavity)하게 형성할 때 발생하는 영향에 대하여 해석적으로 검토하였다. 외륜 플랜지를 오목하게 형성하면 너클과의 체결 시 틈새 발생을 유발하여 진원도에 영향을 줄 수 있기 때문이다. 수치해석은 유한요소법(finite element method)에 기반한 상용 소프트웨어인 MSC.MARC⁽³⁾를 이용하였다. 외륜, 볼트, 너클의 체결 거동을 보다 정확하게 모사하기 위하여 탄소성 해석과 접촉 해석을 수행하였다. 해석 결과를 검증하기 위하여 시험을 수행하였고, 시험 결과를 해석 결과와 비교하였다.

2. 외륜 변형 해석

Fig. 2 는 자동차용 휠 베어링과 너클이 볼트로 체결된 상태를 나타낸다. Fig. 2 에서 알 수 있듯이 휠 베어링과 너클은 3 부분에서 볼트 체결된다. 외륜 진원도를 최소화하기 위하여 외륜 플랜지의 오목한 정도를 변화시키면서 외륜의 변형 해석을 수행하였다. 외륜의 오목한 정도는 0 μm, 30 μm, 50 μm, 100 μm의 4 가지로 하였다(Fig. 3 참조).

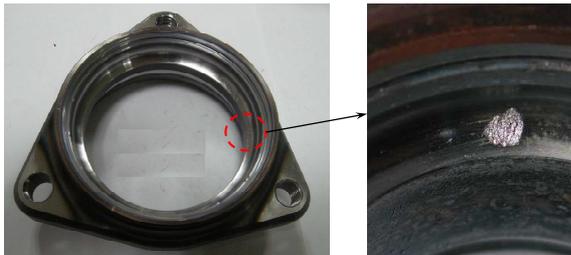


Fig. 1 Spalling of the bearing outer ring

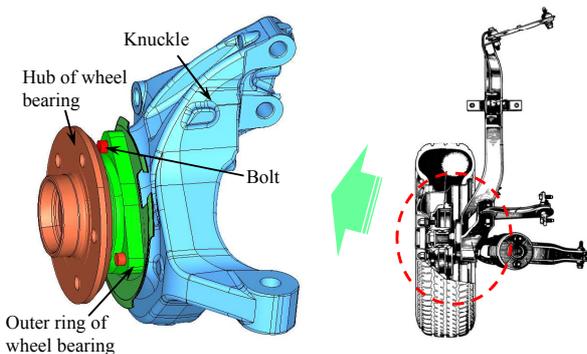


Fig. 2 Wheel bearing and knuckle of automotive

외륜의 변형 해석을 수행하기 위하여 MSC.MARC 의 8 절점(node), Element 7(three-dimensional arbitrarily distorted brick) 요소(element)와 4 절점, Element 134(three-dimensional four-node tetrahedron) 요소를 사용하였다. Element 7 과 Element 134 는 모두 1 절점에서 자유도가 3 개(u_x, u_y, u_z)인 요소이다. 모델링은 I-DEAS⁽⁴⁾를 이용하였고, 외륜, 볼트, 쉴드(shield), 너클을 모델링 하였다. 허브와 내륜은 해석 결과에 큰 영향을 끼치지 않으므로 해석 대상에서 제외하였다. 레도부는 전동체와 구름 접촉이 발생하므로 다른 부분에 비하여 상대적으로 강한 경도가 필요하며, 이를 위하여 레도부에 열처리를 하여 경도를 향상시키는 것이 일반적이다. 본 연구에서는 외륜의 열처리부와 비 열처리부를 구분하여 각각을 모델링 하였다. 메쉬(mesh)는 Hypermesh⁽⁵⁾를 이용하였고, 그 결과는 Fig. 4 와 같다. 전체 절점의 수는 139,655 이고, 8 절점 요소의 수는 90,468, 4 절점 요소의 수는 137,663 이다.

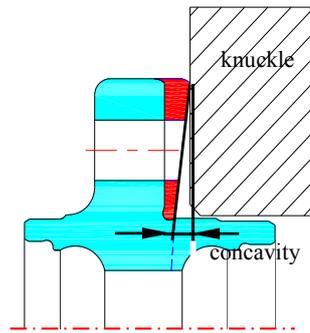


Fig. 3 Concavity of outer ring

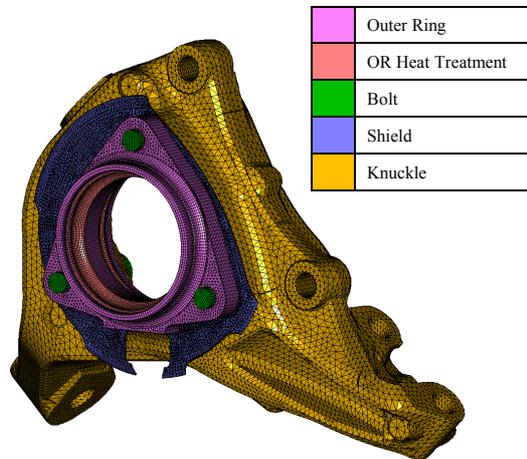


Fig. 4 Generated mesh of outer ring, bolt, shield, and knuckle

외륜 변형 해석에 필요한 물성치를 Table 1 에 나타내었다.⁽⁶⁾ 외륜의 물성치는 SM55C 이다. 외륜의 열처리부와 비 열처리부를 구분하여 각각에 대하여 다른 물성치를 적용하였다. 외륜, 볼트, 쉴드, 너클의 체결 거동을 보다 정확하게 모사하기 위하여 소성 변형을 고려한 탄소성 해석을 수행하였다. 이를 위하여 인장 시험으로부터 얻은 응력-변형률 선도(stress-strain curve)가 필요하며, 이를 Fig. 5 에 나타내었다. 너클은 스틸(steel)로 제작하는 경우와 알루미늄(aluminum)으로 제작하는 경우에 대하여 해석을 수행하였다.

경계조건으로 Fig. 6 과 같이 너클의 볼트 구멍의 모든 자유도를 구속하였다. 볼트와 외륜은 “glue 경계조건”을 적용하였다. 해석의 신뢰성을 향상시키기 위하여 너클과 외륜, 쉴드에 접촉 경계조건을 적용하였다. 하중조건으로 볼트 체결 토크를 적용하였다. 볼트 체결 토크의 크기는 135 Nm 이며, 3 개의 볼트에 각각 가하였다.

Table 1 Material properties

Part name	Young's modulus, GPa	Poisson's ratio
Outer ring	207	0.3
Outer ring heat treatment	239	0.3
Bolt	206	0.3
Shield	206	0.3
Knuckle (steel)	206	0.3
Knuckle (aluminum)	69	0.35

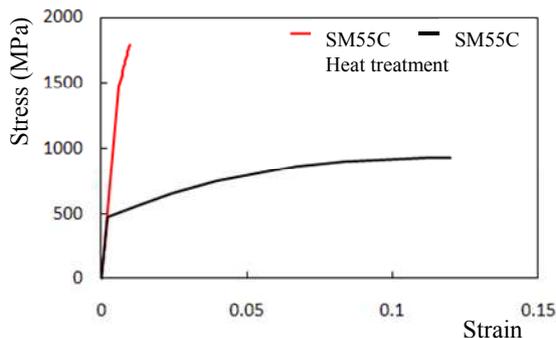


Fig. 5 Stress-strain curves

3. 해석 결과 및 고찰

외륜 플랜지의 오목한 정도를 0 μm , 30 μm , 50 μm , 100 μm 으로 변화시키면서 외륜 변형 해석을 수행한 결과를 Fig. 7 에 나타내었다. Fig. 7 의 결과는 외륜 플랜지의 오목한 정도에 따른 시일 압입부에서의 변형량을 나타내며, 실제 변형량을 200 배 확대한 결과이다. 너클은 알루미늄 너클을 사용하였다. Fig. 7 의 결과로부터 외륜 플랜지의 오목한 정도에 따라서 외륜의 변형이 달라짐을 알 수 있다.

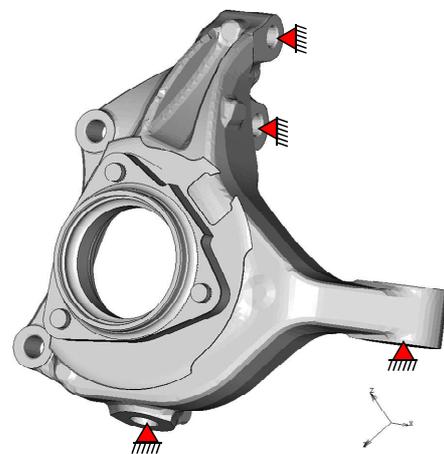
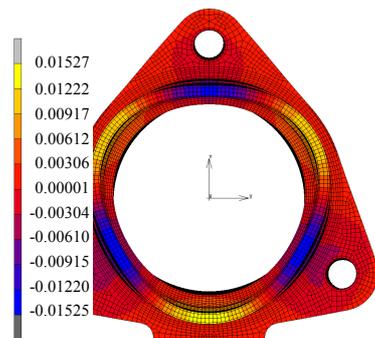
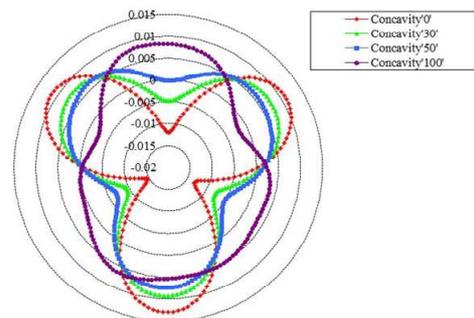


Fig. 6 Boundary conditions



(a) Outer ring distortion contour at concavity 0 μm



(b) Outer ring distortion at seal mounting point

Fig. 7 Outer ring distortion results

Table 2 Circularities according to concavity

Concavity	Circularity at seal mounting point, μm		Circularity at inboard raceway point, μm		Circularity at outboard raceway point, μm	
	Aluminum	Steel	Aluminum	Steel	Aluminum	Steel
0 μm	27.61	13.97	14.19	7.20	15.36	6.70
30 μm	18.82	8.05	9.00	2.77	12.38	3.84
50 μm	14.46	4.89	7.59	4.22	11.17	4.90
100 μm	11.05	31.45	9.17	31.16	7.73	23.78

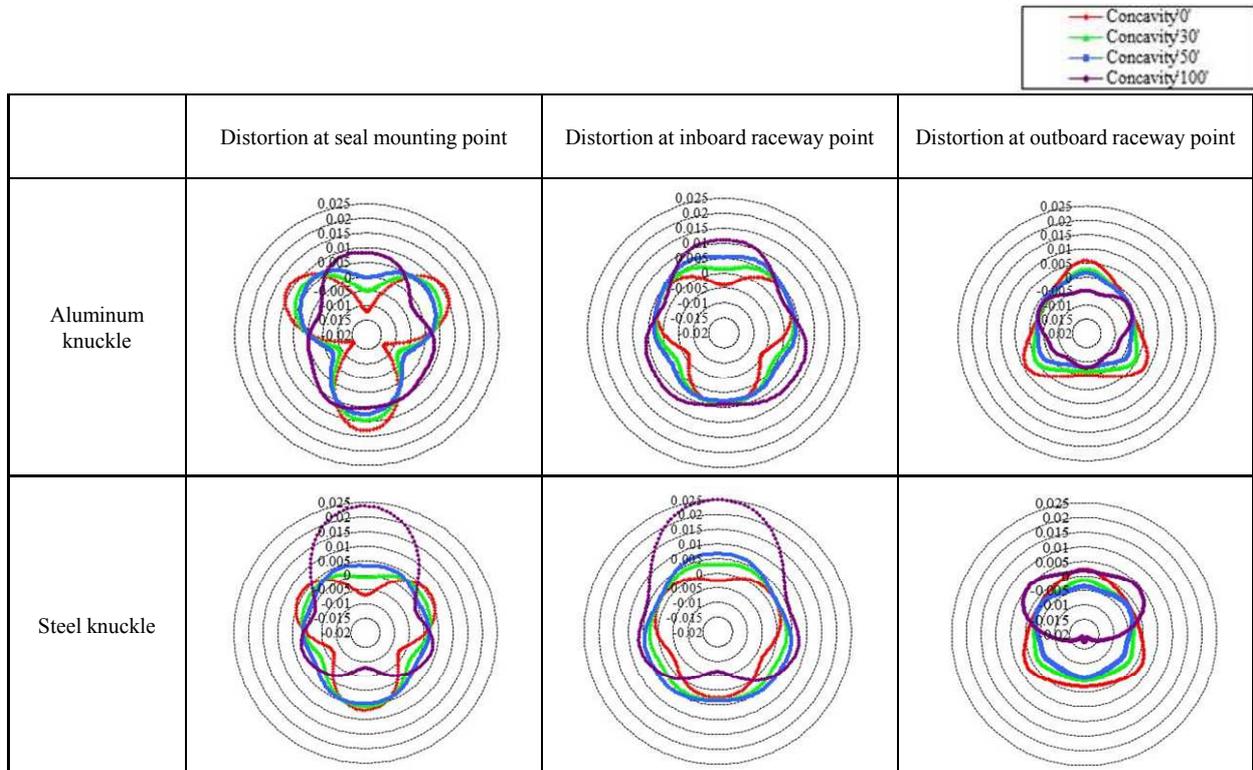


Fig. 8 Outer ring distortion at seal mounting point, inboard raceway point, and outboard raceway point

오목한 정도에 따른 외륜 변형의 영향을 정량적으로 검토하기 위하여 진원도를 계산할 필요가 있다. 진원도는 외륜 변형량의 최대값과 최소값의 차이로부터 계산되며, 외륜 변형량의 오목한 정도가 0 μm , 30 μm , 50 μm , 100 μm 인 경우에 대하여 각각 27.61 μm , 18.82 μm , 14.46 μm , 11.05 μm 이었다. 이 결과로부터 오목한 정도가 100 μm 인 경우의 진원도가 가장 적음을 알 수 있다. 그러나, Fig. 7(b)의 변형 형상까지 고려한다면 오목한 정도가 50~100 μm 의 경우의 외륜 변형이 원형에 가장 가깝게 변형

함을 알 수 있다. 따라서 외륜의 오목한 정도가 50~100 μm 일 경우가 베어링 수명에 가장 유리하다고 예상할 수 있다.

너클의 재질을 알루미늄과 스틸로 변화시키면서 외륜 변형 해석을 수행하였고, 그 결과를 Fig. 8에 나타내었다. Fig. 8의 결과는 시일 압입부, 내측 궤도부, 외측 궤도부에서의 변형량을 나타낸다(Fig. 9 참조). 알루미늄 너클과 스틸 너클에 대한 영향을 정량적으로 검토하기 위하여 외륜 변형량의 오목한 정도에 따른 진원도를 계산하였고, 그 결과를

Table 3 Comparison circularities between analysis and experiment according to concavity

Concavity	Circularity, μm	
	Analysis	Experiment
Seal mounting point	27.61	36.20
Inboard raceway point	14.19	22.90
Outboard raceway point	15.36	17.00

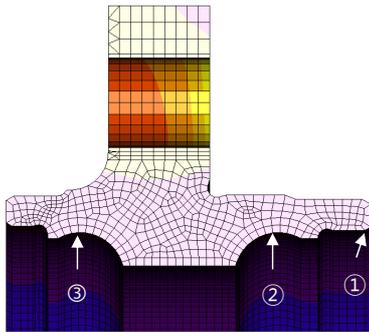


Fig. 9 Location of seal mounting point ①, inboard raceway point ②, and outboard raceway point ③

Table 2 에 나타내었다. Table 2 에서 알 수 있듯이 오목한 정도가 0~50 μm 인 경우 알루미늄 너클의 진원도는 스틸 너클 진원도의 약 2~3 배가 된다. 오목한 정도가 100 μm 인 경우는 스틸 너클 진원도가 알루미늄 너클 진원도의 약 3 배가 되며, 0~50 μm 인 경우와 전혀 다른 변형 거동을 보인다. 알루미늄 너클 진원도가 스틸 너클 진원도의 약 2~3 배가 되는 이유는 Table 1 에서 알 수 있듯이 알루미늄의 탄성계수(Young's modulus) 가 스틸의 탄성계수에 비하여 3 배 정도 적기 때문이다. 그러나, 오목한 정도가 100 μm 인 경우에는 외륜의 진원도를 감소시킬 수 있는 임계점을 넘어버렸기 때문에 스틸 너클 진원도가 오히려 알루미늄 너클 진원도보다 더 크게 증가한 것으로 판단된다. 위의 결과로부터 스틸 너클의 경우는 알루미늄 너클과 달리 오목한 정도가 30~50 μm 의 경우가 외륜 변형이 원형에 가장 가깝게 변형함을 알 수 있으며 따라서 외륜 변형에 가장 유리함을 예상할 수 있다.

해석의 신뢰성을 검증하기 위하여 오목한 정도가 0 μm 인 알루미늄 너클에 대하여 외륜 변형 시험을 수행하였다. 토크 렌치(torque wrench)를 이용하여 3 군데의 외륜 볼트를 체결하였고, 이 때 가해지는 토크를 측정하기 위하여 다이얼 게이지(dial gauge)를 이용하였다. 외륜의 변형량을 측정 한 결과를 Fig. 10 에 나타내었다. 시험 결과와 해석 결과를 정량적으로 검토하기 위하여 외륜

	Distortion at seal mounting point	Distortion at inboard raceway point	Distortion at outboard raceway point
Analysis			
Experiment			

Fig. 10 Comparison outer ring distortions between analysis and experiment at seal mounting point, inboard raceway point, and outboard raceway point

변형량의 오목한 정도에 따른 진원도를 계산하였고 그 결과를 Table 3 에 나타내었다. Fig. 10 과 Table 3 에서 알 수 있듯이 시험 결과와 해석 결과는 외륜 변형의 형상과 진원도의 크기가 대체로 유사하다. 따라서, 본 연구에서 제시한 해석 방법을 통하여 오목한 정도에 따른 외륜 변형 해석을 수행할 수 있고 그 결과로부터 베어링 수명에 유리한 설계치를 도출할 수 있음을 예상할 수 있다.

4. 결 론

외륜의 변형을 감소시키기 위하여 외륜 플랜지의 오목한 정도를 변화시키면서 외륜의 변형 해석을 수행하였다. 알루미늄 너클의 경우, 오목한 정도가 50~100 μm 일 때의 외륜 변형이 원형에 가장 가깝게 변형함을 알 수 있다. 따라서 외륜 플랜지의 오목한 정도가 50~100 μm 일 경우가 다른 경우에 비하여 베어링 수명에 유리하다고 예상할 수 있다. 또한, 스틸 너클의 경우는 알루미늄 너클과 달리 오목한 정도가 30~50 μm 의 경우가 외륜 변형에 가장 유리함을 예상할 수 있다. 해석의 신뢰성을 확인하기 위하여 시험을 수행하였고, 그 결과 시험 결과와 해석 결과가 비교적 유사한 경향을 보임을 확인하였다. 결론적으로 본 연구에서

제시한 해석 방법을 이용하여 오목한 정도에 따른 외륜 변형 해석을 수행할 수 있음을 알 수 있다.

참고문헌

- (1) Lee, S. P., Lee, I. H., Kim, Y. C., Kim, H. W., Bae, H. U. and Park, J. Y., 2010, "Structural Design and Analysis of Automotive Wheel Bearing Using Parametric Method," *2010 Fall Annual Meeting of the KSME*, pp. 574~577.
- (2) Lee, S. P., Lee, I. H., Kim, B. C. and Jin, S. K., 2011, "Deformation Analysis for Dust Cap of Automotive Wheel Bearing," *Transactions of the Korean Society of Manufacturing Technology Engineers*, Vol. 20, No. 5, pp. 576~581.
- (3) MSC Software Corporation, 2008, "Volume B: Element Library," *MARC 2008 r1*, pp. 152~155.
- (4) Siemens Product Lifecycle Management Software Inc., 2008, "Finite Element Modeling User's Guide Version NX 6," *I-DEAS NX 6*.
- (5) Altair Engineering Inc., 2009, "Hypermesh User's Guide Version 10.0," *Hypermesh 10.0*.
- (6) Lee, S. P., Lee, I. H., Cho, Y. G., Kim, B. C. and Koo, M. H., 2010, "Stress Analysis of Automotive Wheel Bearing Considering the Heat Treatment," *Spring Conference of the KSPE*, pp. 923~924.