

고속전철용 알루미늄합금 감속기 케이스의 열변형에 대한 구조해석

Structural Analysis of Thermal Expansion of Aluminum Alloy Gearbox Case of High Speed Train

최진욱* 민일홍* 김완두** 박순원* 임영식*
Choi, Jin-Wook Min, Il-Hong Kim, Wan-Doo Park, Soon-Won Lim, Young-Sik

ABSTRACT

For weight reduction of the gearbox of power bogie of high speed train, aluminum alloy is recommended for the material of the gearbox case. In this paper, three models(Steel G/B Case-Steel BRG. Case[model-S], Aluminum G/B Case-Aluminum BRG. Case[model-A], Aluminum G/B Case-Steel BRG. Case[model-AS]) were compared to each other in the view of thermal expansion. The evaluation of the internal load, thermal expansion deformation and lug analysis were executed. It results that the 'model-A' is excessively deformed and fail in the bolt hole of bearing case. Material change of the bearing case to steel(model-AS) is effective to restrain the deformation of the inner radius of the bearing case and to prevent the failure of that.

1. 서론

기존의 감속구동장치 케이스는 전체가 강재(SM490A)로 되어있어 감속구동장치의 중량에 있어 상당한 비중을 차지하므로, 중량 감소를 위해 알루미늄 합금재(A356 : MIL Spec.)로의 설계 변경을 검토하였다. 그러나, 알루미늄 합금의 경우 열 팽창률이 강재의 약 2 배에 달해 온도 상승에 따른 변형이 문제로 부각되었다. 이에, 변형을 제한하고자 하는 부위(베어링 케이스)의 재질만을 강재(S45C)로 하고, 나머지 모든 부위는 알루미늄 합금을 사용하는 방안을 검토하였다.

베어링 케이스는 축을 지지하는 베어링이 압입되는 부위이며, 감속구동장치 케이스에 장착되어 축간의 상대 변위를 구속하여 안정적인 동력 전달이 이루어지도록 하는 중요 부품이다. 본 해석에서의 주된 내용은 베어링 케이스의 열 변형량 및 볼트 체결부의 파손이며, 이질재의 체결 부위에서 발생하는 열 변형량의 차이로 인한 반력을 계산하여 볼트 구멍 부위의 파손 계산을 수행하였다. 참고 문헌 [2]의 내용에 따르면, 열 변형에 의한 반경 방향 변위가 베어링 반력에 의한 변형의 10~17배에 이르므로, 이번 고찰에선 열 변형에만 초점을 두어 비교하였다.

A356은 캐스팅용 알루미늄 합금이며, 자동차를 비롯, 헬리콥터 기어박스 등에도 널리 쓰이는 재질이다. 다만, 강재에 비해 열 팽창 계수가 높아 열 변형에 따른 문제들이 야기될 수 있어, 적절한 냉각 또는 변형 방지 대책에 대한 연구가 수행 중에 있다. 특히, 축의 강성을 고려한 베어링 케이스 중심의 이동 등이 뒤이어 다루어 질 계획이다.

* 현대우주항공(주)

** 한국기계연구원

2. 해석 절차

온도는 모델 전체에 105°C를 적용하였으며, 감속기 케이스와 베어링 케이스가 모두 강재인 모델(이하 model_S), 감속기 케이스와 베어링 케이스가 모두 알루미늄 합금인 모델(이하 model_A) 그리고 감속기 케이스는 알루미늄 합금이고 베어링 케이스만 강재인 모델(이하 model_AS) 등 세 경우에 대해 해석하고 그 결과를 비교하였다.

Pre/Post-processing은 PATRAN(ver.8.0)을, 계산은 NASTRAN(ver. 70.5)을 사용하여 수행하였으며, 각 모델들은 총 20144개의 절점, 66954개의 사면체 요소로 구성되었다. 그림 1.은 1차 베어링 케이스를 포함한 감속구동장치 케이스 모델이며, 그림 2.는 베어링 케이스 모델이다.

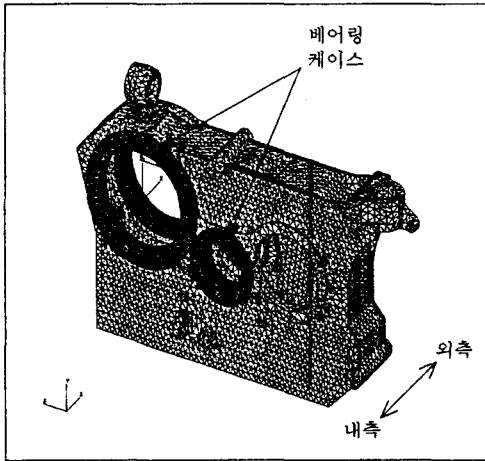


그림 1. 1차 감속구동장치의 유한요소 모델

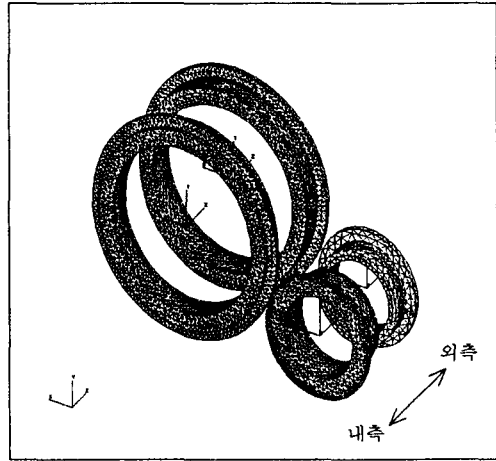


그림 2. 베어링 케이스 모델

도표 1. 사용 소재 물성치

구분	탄성계수 [MPa]	인장강도 [MPa]	항복강도 [MPa]	Poisson비	열팽창계수 [1/°C]
SM490A	205,800	≥ 490	≥ 325	0.3	1.17e-5
A356	71,656	≥ 227	≥ 186	0.33	2.20e-5
S45C	206,000	≥ 568	≥ 343	0.3	1.17e-5

3. 구조 해석 결과

3.1 관심 부위의 응력 분포 및 변위

도표 2. 베어링 케이스의 응력 및 변형량

소재구성	최대 동가응력 [MPa]	내경의 반경방향 최대 변위 [mm]
model_S	201	0.436
model_A	128	0.807
model_AS	195	0.597

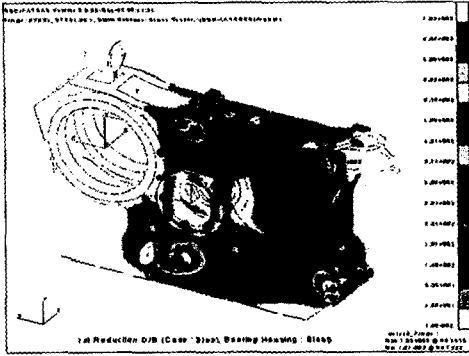


그림 3. 열 변형에 의한 등가 응력(model_S)

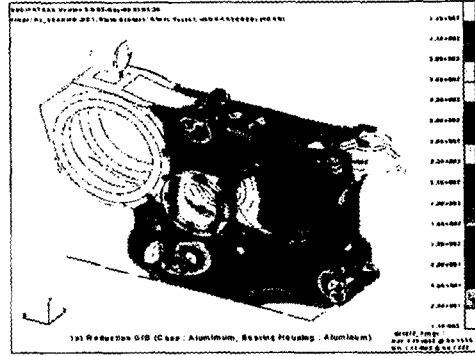


그림 4. 열 변형에 의한 등가 응력(model_A)

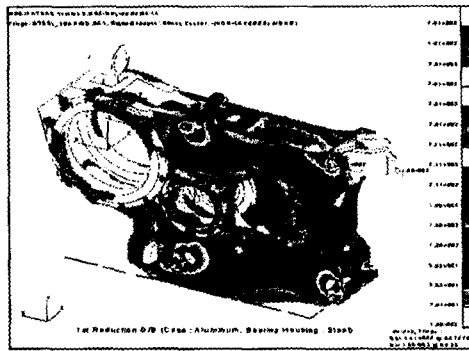


그림 5. 열 변형에 의한 등가 응력(model_AS)

베어링 케이스가 포함되지 않은 모델(참고 문헌 [1])의 경우 오일 공급 브라켓 설치용 원형 판 부근에서 최대 응력을 보였으나, 베어링 케이스를 포함할 경우, 베어링 케이스의 볼트 체결 부에서 발생한 응력이 보다 높게 계산되었다.

3.2 베어링 케이스 볼트 체결부의 반력

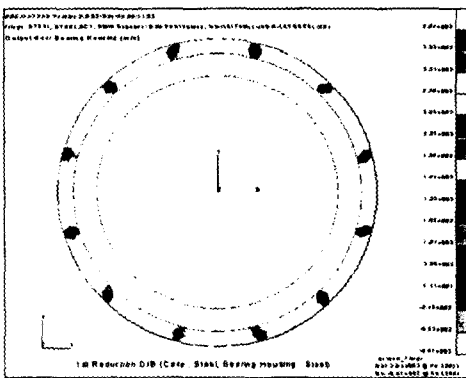


그림 6. 열 변형량의 차이에 의한 볼트 체결부의 반력(model_S)

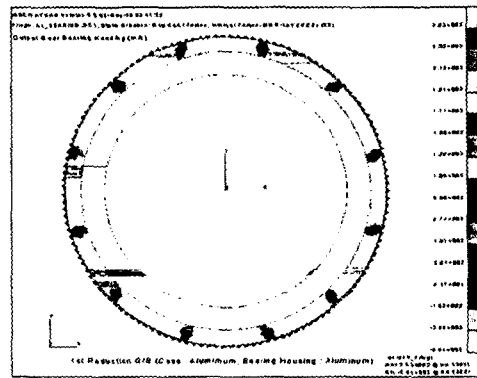


그림 7. 열 변형량의 차이에 의한 볼트 체결부의 반력(model_A)

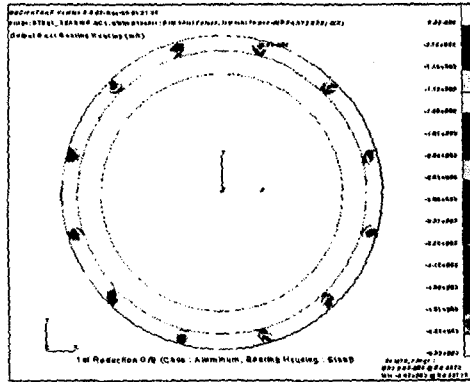


그림 8. 열 변형량의 차이에 의한 볼트 체결부의 반력 (model_AS)

3.3 베어링 케이스 볼트 체결부의 응력 분포

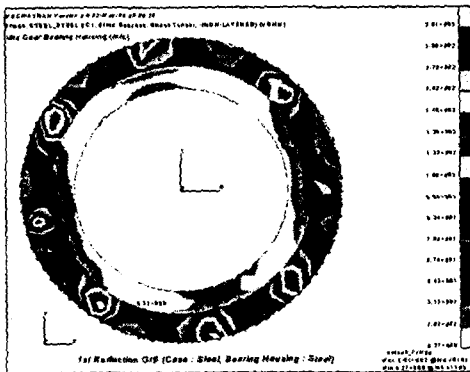


그림 9. 열 변형량의 차이에 의한 볼트 체결부의 응력(model_S)

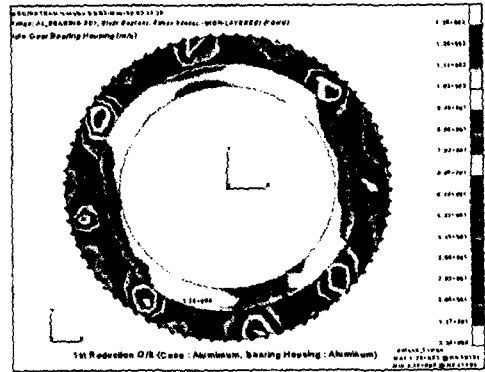


그림 10. 열 변형량의 차이에 의한 볼트 체결부의 응력(model_A)

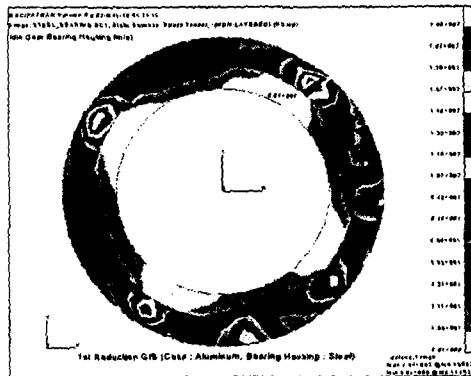


그림 11. 열 변형량의 차이에 의한 볼트 체결부의 응력 (model_AS)

3.4 베어링 케이스의 내경 변형량

도표 3. 베어링 케이스 내경의 반경 방향 변형량

[view : 내측→외측, 단위 : mm]

모 델		Model-S			Model-A			Model-AS		
부품 위치		평균	최대	최소	평균	최대	최소	평균	최대	최소
Idle Gear Bearing Case	외측									
		0.142	0.172	0.105	0.262	0.318	0.192	0.175	0.229	0.131
	내측									
		0.102	0.241	-0.027	0.188	0.447	-0.052	0.121	0.325	-0.065
Output Gear Bearing Case	외측									
		0.323	0.464	0.192	0.597	0.857	0.354	0.376	0.470	0.293
	내측									
		0.436	0.682	0.243	0.807	1.263	0.449	0.597	0.914	0.330

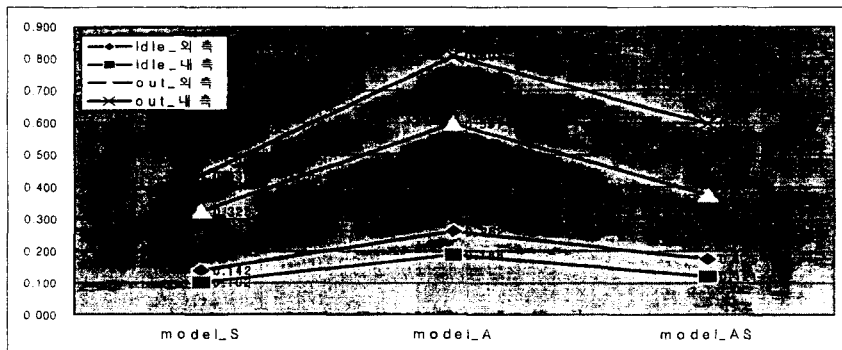


그림 12. 베어링 케이스 내경의 열변형량 비교

3.5 베어링 케이스 플랜지의 볼트 구멍에 대한 Lug 해석

(1) 플랜지 형상

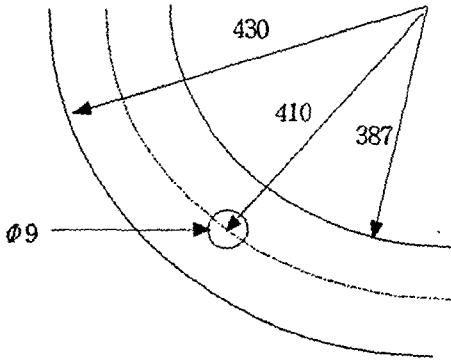


그림 13. 베어링 케이스 볼트 장착 부

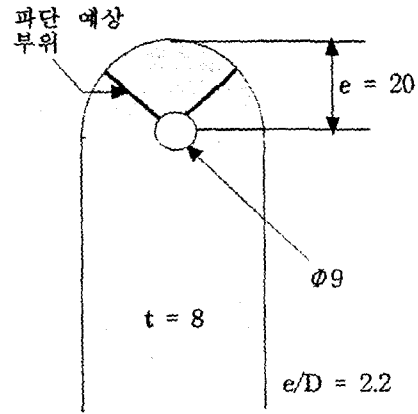


그림 14. Lug로 가정

(2) Lug 해석

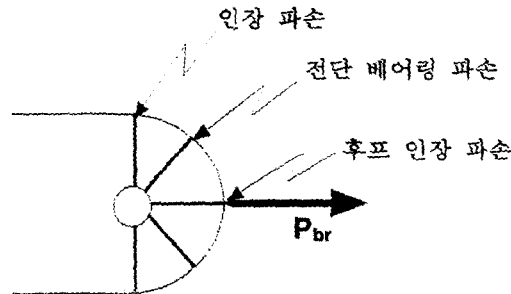


그림 15. Lug의 파손 모드

① 인장 파손 모드

케이스 플랜지부는 인장 파손 방향이 플랜지의 원주 방향이 되어, 충분한 넓이를 가지므로 인장 파손을 고려할 필요는 없음

② 전단 베어링 파손 모드

전단과 베어링의 복합적인 작용에 의한 파단 모드로, 가장 일반적인 양상임. 또한, 한 구멍의 후프 인장 파손은 인접 구멍의 원주 방향 변형에 대한 저항력에 의해 발생이 억제되므로, 전단 베어링 파손만을 고려하였음. 예제 계산은 Model-AS에서 K_{bru} 대비 하중 값이 가장 큰 출력 기어 외측 베어링 케이스에 대한 것임 (도표 4의 'Model-AS' 중 'Output Gear 외측' 참조).

$$\text{허용 하중 } P_{bru} = K_{bru} F_{Tu} A_{br} \quad [4]$$

$$\begin{aligned} e &= 10 \text{ mm}, & D &= 9 \text{ mm}, & e/D &= 1.1 \\ t &= 10 \text{ mm}, & D/t &= 0.9 \end{aligned}$$

$$K_{bru} = 0.91,$$

$$F_{Tu} = 568 \text{ MPa},$$

$$A_{br} = D * t = 90 \text{ mm}^2$$

$$P_{bru} = 0.91 * 568 * 90 = 46,519 \text{ N}$$

$$P_{max} = 32,366 \text{ N}$$

$$\text{안전계수} = P_{bru}/P_{max} = (102,000 / 5,620) = 1.44 \geq 1 \quad \therefore \longrightarrow \text{'안전'}$$

여기서,

P_{bru} : 허용 Lug 하중

e : Edge Margin,

D : 볼트 구멍 직경,

t : Lug 두께

K_{bru} : 전단 베어링 파손 계수,

F_{Tu} : 인장 극한 강도

A_{br} : 전단 면적,

P_{max} : 실제 작용 최대 하중

이다.

도표 4. 베어링 케이스 볼트 체결부위의 파손 판별

[단위 : N, mm]

Model-S				Model-A				Model-AS									
Idle Gear	Bolt No.	반력	Idle Gear	Bolt No.	반력	Idle Gear	Bolt No.	반력	Idle Gear	Bolt No.	반력	Idle Gear	Bolt No.	반력			
외측	1	7781	내측	1	19865	외측	1	5088	내측	1	12914	외측	1	9050	내측	1	4080
	2	2373		2	20166		2	1696		2	13120		2	23731		2	9385
	3	2475		3	18687		3	1647		3	12035		3	16242		3	4631
	4	2692		4	15808		4	1808		4	10150		4	16272		4	5261
	5	853		5	22598		5	594		5	14758		5	20557		5	9766
	6	8354		6	18692		6	5433		6	12239		6	8788		6	9040
	7	7382		7	14615		7	4862		7	9561		7	11314		7	11655
	8	6228		8	23512		8	4031		8	15395		8	14386		8	17088
max		8354	max		23512	max		5433	max		15395	max		23731	max		17088
F_{Tu}	→	490	F_{Tu}	=	490	F_{Tu}	=	227	F_{Tu}	=	227	F_{Tu}	=	568	F_{Tu}	=	568
D_{out}	→	228.0	D_{out}	→	240.0	D_{out}	=	228.0	D_{out}	=	240.0	D_{out}	=	228.0	D_{out}	=	240.0
D_{cent}	→	212.0	D_{cent}	→	220.0	D_{cent}	=	212.0	D_{cent}	=	220.0	D_{cent}	=	212.0	D_{cent}	=	220.0
e	=	8.0	e	=	10.0	e	=	8.0	e	=	10.0	e	=	8.0	e	=	10.0
d	→	9.0	d	→	9.0	d	=	9.0	d	=	9.0	d	=	9.0	d	=	9.0
t	→	10.0	t	→	7.5	t	=	10.0	t	=	7.5	t	=	10.0	t	=	7.5
e/d	=	0.89	e/d	=	1.11	e/d	=	0.89	e/d	=	1.11	e/d	=	0.89	e/d	=	1.11
d/t	=	0.90	d/t	=	1.20	d/t	=	0.90	d/t	=	1.20	d/t	=	0.90	d/t	=	1.20
K_{bru}	→	0.81	K_{bru}	→	0.91	K_{bru}	=	0.81	K_{bru}	=	0.91	K_{bru}	=	0.81	K_{bru}	=	0.91
P_{bru}	=	35721	P_{bru}	=	30098	P_{bru}	=	16548	P_{bru}	=	13943	P_{bru}	=	41407	P_{bru}	=	34889
S.F.	=	4.28	S.F.	=	1.28	S.F.	=	3.05	S.F.	=	0.91	S.F.	=	1.74	S.F.	=	2.04
Condition		OK	Condition		OK	Condition		OK	Condition		FAIL	Condition		OK	Condition		OK

Out-put Gear	Bolt No.	반력	Out-put Gear	Bolt No.	반력	Out-put Gear	Bolt No.	반력	Out-put Gear	Bolt No.	반력	Out-put Gear	Bolt No.	반력	Out-put Gear	Bolt No.	반력
외측	1	4193	내측	1	2996	외측	1	2883	내측	1	1976	외측	1	21445	내측	1	19566
	2	5184		2	6634		2	3379		2	4196		2	26993		2	20580
	3	2958		3	14924		3	2054		3	9659		3	29322		3	5322
	4	5286		4	12160		4	3653		4	7725		4	13779		4	14309
	5	3438		5	14999		5	2384		5	9709		5	26390		5	8450
	6	3904		6	10217		6	2556		6	6578		6	19410		6	10137
	7	3578		7	7131		7	2488		7	4572		7	17973		7	18383
	8	5458		8	1584		8	3546		8	1086		8	20827		8	23989
	9	1780		9	2365		9	1235		9	1694		9	21203		9	15065
	10	6982		10	1514		10	4756		10	1027		10	12374		10	26834
	11	6518		11	2114		11	4285		11	1379		11	32366		11	24277
	12	4221		12	3118		12	2926		12	2085		12	17159		12	21607
max		6982	max		14999	max		4756	max		9709	max		32366	max		26834
F_{Tu}	=	490	F_{Tu}	=	490	F_{Tu}	=	227	F_{Tu}	=	227	F_{Tu}	=	568	F_{Tu}	=	568
D_{out}	→	430.0	D_{out}	→	430.0	D_{out}	=	430.0	D_{out}	=	430.0	D_{out}	=	430.0	D_{out}	=	430.0
D_{cent}	→	410.0	D_{cent}	→	410.0	D_{cent}	=	410.0	D_{cent}	=	410.0	D_{cent}	=	410.0	D_{cent}	=	410.0
e	=	10.0	e	=	10.0	e	=	10.0	e	=	10.0	e	=	10.0	e	=	10.0
d	→	9.0	d	→	9.0	d	=	9.0	d	=	9.0	d	=	9.0	d	=	9.0
t	→	10.0	t	→	10.0	t	=	10.0	t	=	10.0	t	=	10.0	t	=	10.0
e/d	=	1.11	e/d	=	1.11	e/d	=	1.11	e/d	=	1.11	e/d	=	1.11	e/d	=	1.11
d/t	=	0.90	d/t	=	0.90	d/t	=	0.90	d/t	=	0.90	d/t	=	0.90	d/t	=	0.90
K_{bru}	→	0.91	K_{bru}	→	0.91	K_{bru}	=	0.91	K_{bru}	=	0.91	K_{bru}	=	0.91	K_{bru}	=	0.91
P_{bru}	=	40131	P_{bru}	=	40131	P_{bru}	=	18591	P_{bru}	=	18591	P_{bru}	=	46519	P_{bru}	=	46519
S.F.	=	5.75	S.F.	=	2.68	S.F.	=	3.91	S.F.	=	1.91	S.F.	=	1.44	S.F.	=	1.73
Condition		OK	Condition		OK	Condition		OK	Condition		OK	Condition		OK	Condition		OK

MAX Force		23512	MAX Force		15395	MAX Force		32366
MIN Safety Factor		1.28	MIN Safety Factor		0.91	MIN Safety Factor		1.44

4. 결 론

기존의 강재 케이스의 중량 감소를 위해 알루미늄 합금으로의 재질 변경을 검토한 결과 다음의 결론을 얻게 되었다.

- 1) Model-A의 경우, 축과 베어링이 취부되는 베어링 케이스 내경의 반경방향으로 과도한 열 변형량(0.807mm)이 발생하였으며, 이의 개선을 위해 베어링 케이스 부분만을 강재로 바꾼 (Model-AS) 경우 0.597mm의 변형량을 보여, 기존 강재 감속기 케이스(Model-S)의 변형 (0.436mm)에 근사한 수준으로의 개선 효과를 보였다.
- 2) 베어링 케이스 볼트 체결부의 응력은 강성이 낮은 Model-A이 다른 모델들에 비해 낮은 값(128MPa)을 보이며, Model-S와 Model-AS는 비슷한 수준(201MPa, 195MPa)으로 계산되었다.
- 3) 베어링 케이스의 볼트 구멍에 대한 Lug 해석 결과, Model-A의 경우 파손 안전율이 1보다 낮은 값(최소 0.91)을 보였으나, Model-AS로의 변경 후 최소 1.44로서 안전한 것으로 판별되었다.

향후 Model-AS에 대하여, 알루미늄 합금 재질 감속기 케이스의 낮은 강성에 기인한 베어링 케이스 장착부의 중심 이동 등에 대한 정밀한 계산이 수행될 계획이며, 그에 따른 적절한 보강 계획이 수립될 것이다.

참고 문헌

- [1] 고속 전철 대차용 감속 구동 장치 개발 (3차년도 연차보고서)
- [2] 한국철도학회, 1999년도 춘계학술대회논문집, p 116
- [3] Richard G. Budynas, Advanced Strength and Applied Stress Analysis, McGraw-Hill Book Company, p 273
- [4] E. F. Bruhn, Analysis and Design of Flight Vehicle Structures, Jacobs Publishing, inc., 1973, p D1.7

후기 : 본 연구는 건설교통부와 통상산업부 및 과학기술처 선도기술사업인 “고속전철 기술개발사업”의 일환으로 수행된 연구결과의 일부임을 밝힌다.