

2023 대학생 자작자동차대회 알테어 최적설계상 보고서



학교명	한국항공대학교	팀명	KAUVOY
차량번호	206	팀장	이기혁
차량	이름	KAUEV-23	
	제원	전장 1950mm × 전폭 1100mm × 전고 1150mm (무게 180kg)	

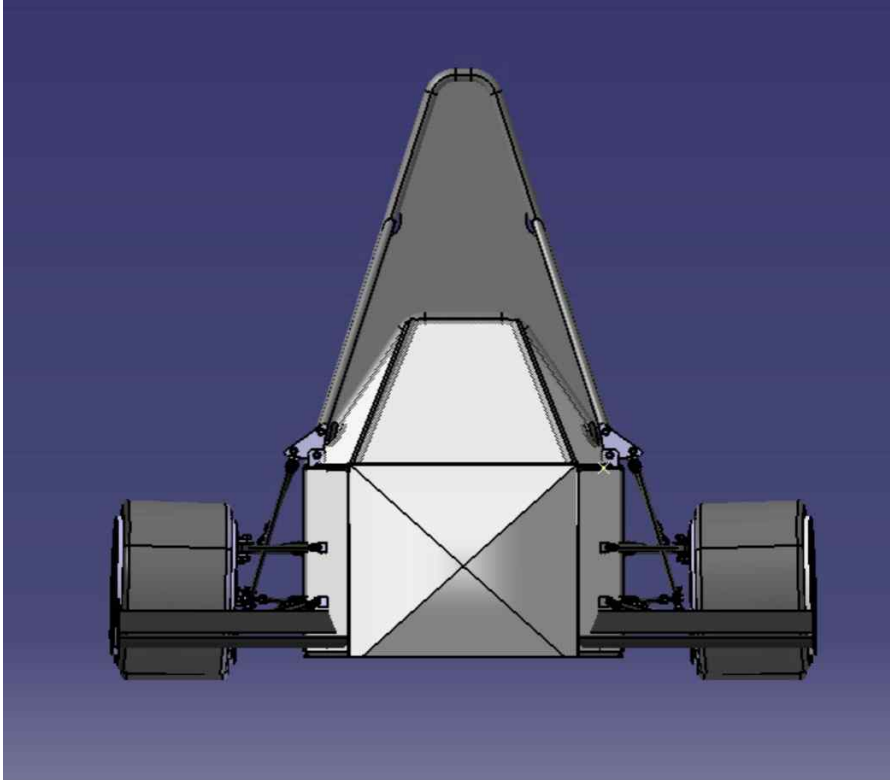
상기 참가팀은 2023 대학생 자작자동차대회의 알테어 최적설계상 부문 보고서를 다음과 같이 제출합니다.

2023년 08월 15일

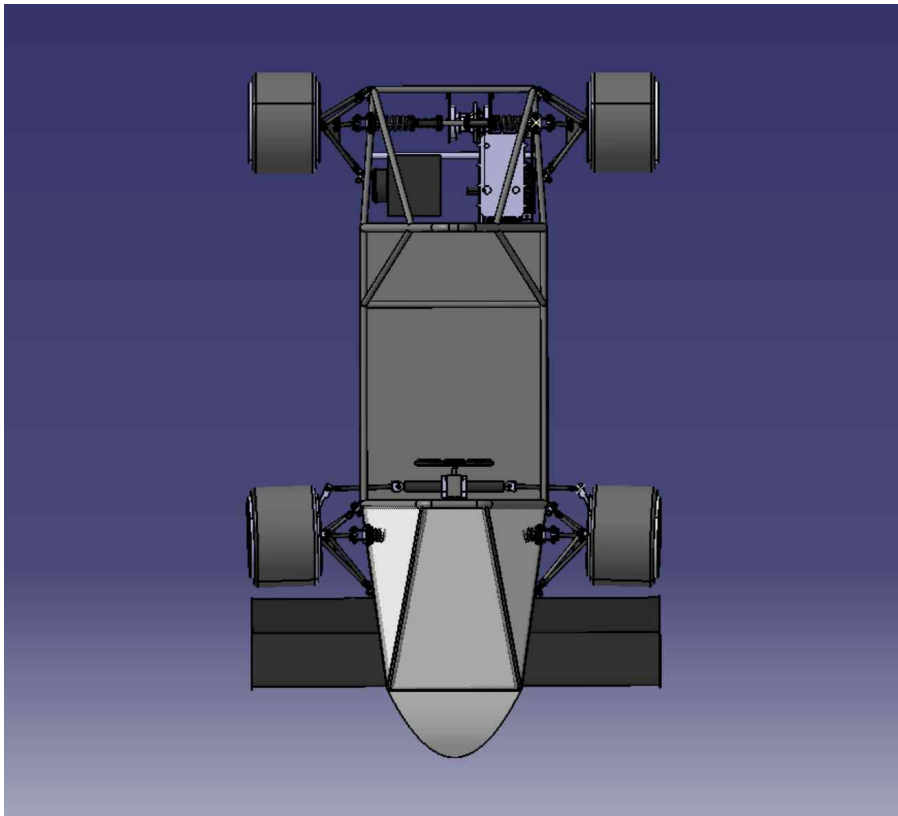
대학생 자작자동차대회 조직위원회 귀중

1. 도면

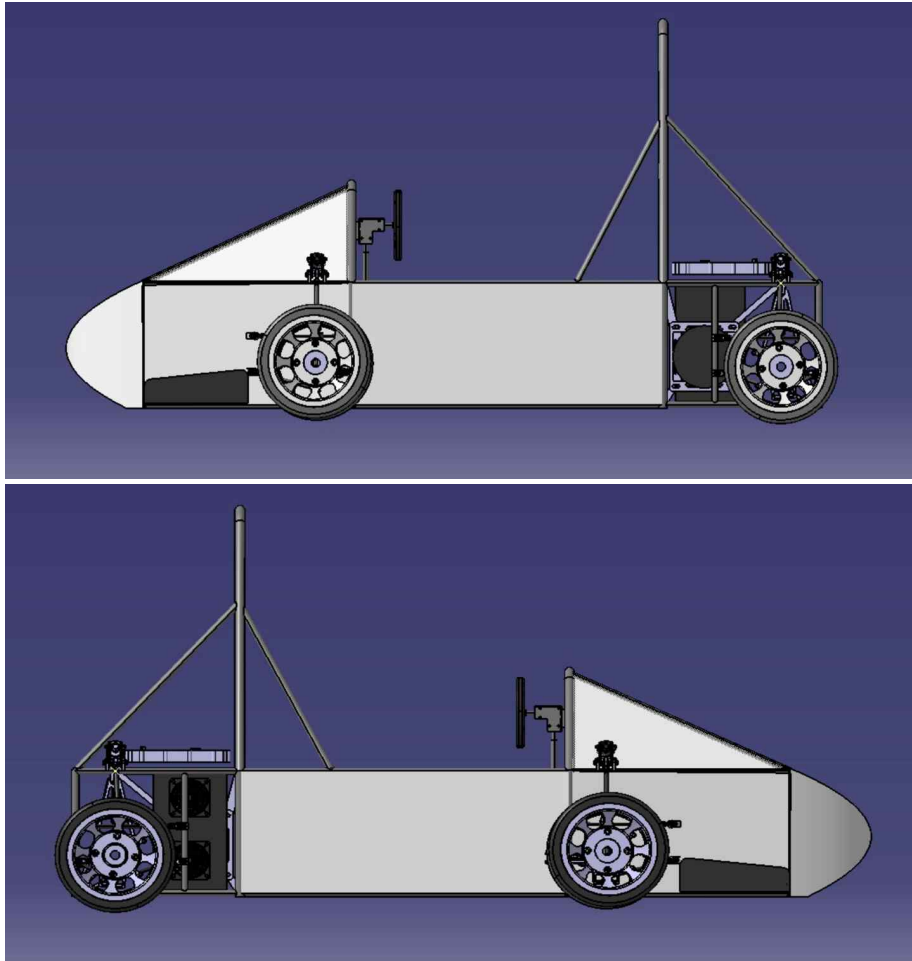
1) 정면도



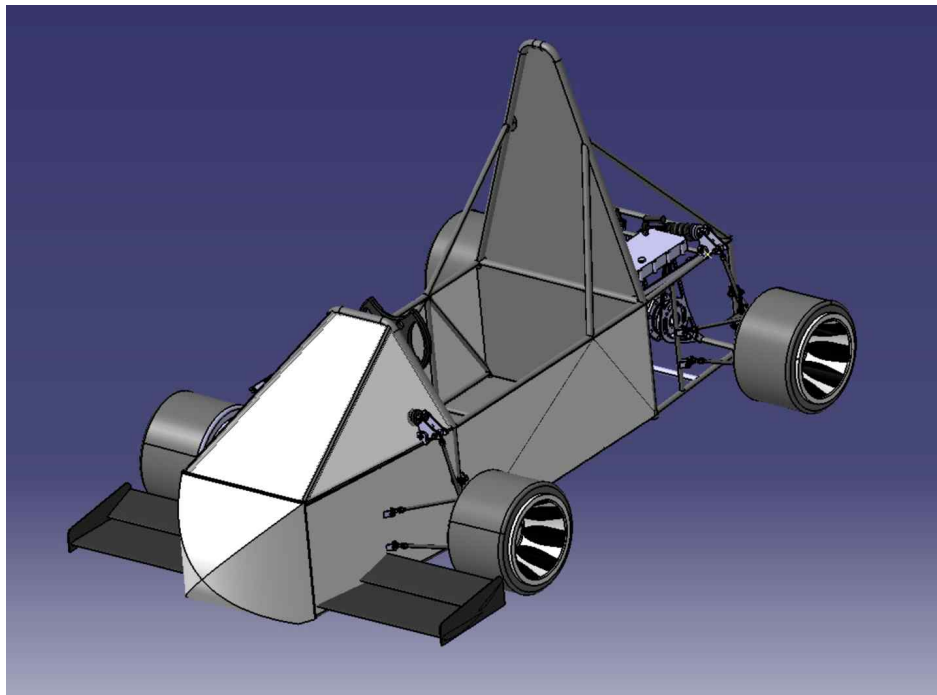
2) 평면도



3) 측면도



4) Isometric view



설계 보고서 : CAE 해석 기반의 EV 차량 부품 최적화 연구를 통한 주행 성능 및 주행 안정성 향상

이 기혁, 정재엽, 이경도, 정석현, 영기욱, 김태훈, 김성훈, 김종무, 김종휘, 김태진, 김태현, 박성준, 박주호, 방주현, 신은진, 이예찬, 이유빈, 이현석, 임채환, 장민혁,정은진, 조동현, 조명수, 조재훈, 최우용, 변성혁, 이서연, 탁규연, 한상학, 홍경민

한국항공대학교 KAUVOY팀

요약 : 차량 성능, 안정성 확보를 위한 샤시 및 전동화 파트별 부품 최적화-검증

본 보고서는 EV 자작차량의 주행 성능 및 주행 안정성 향상을 위해 CAE 해석을 진행하여 최적화 설계와 검증을 이루었다. 특히 CAE 해석에서는 2023 대학생 스마트 e 모빌리티에서의 규정과 다양한 주행 상황을 정형화하여 조건으로 적용하였으며, 차량을 크게 샤시와 전동화 파트로 나누어 목표 달성을 위한 다양한 아이디어를 도출하였다. 샤시 파트에서는 프레임, 전방 공력 장치, 너클 및 서스펜션 장치들을 다루었으며, 전동화 파트에서는 배터리, 냉각팬 및 CAN통신 제어에 대한 연구를 자세하게 다루었다. 다음은 세부적인 연구 내용 주제이다.

1. 프레임 치수 최적화 & 보강재 위상 최적화 : 차량 안정성 확보 & 경량화 [Chassis]

충돌 또는 추돌 상황에서 드라이버의 안전이 보장되며 가장 가벼운 프레임을 설계하기 위해 minitab을 이용하여 파이프의 치수 최적화를 진행했다. 이 때 총 32번의 해석이 필요했는데, 해석 시간을 대폭 감소시킬 수 있으며 비선형 해석이 가능한 Simsolid를 이용했다. 그리고 Inspire 위상 최적화 기법을 통해 취약한 측면 충돌 상황에서 최소한의 무게로 프레임의 안정성을 확보하는 보강재를 설계하였다.

2. 전방 카울 (큰 형상) 및 프론트 윈 형상 최적화 : 주행 성능 향상 [Chassis]

Simlab CFD를 이용하여 차량 형상에 따른 차체 주변 유동의 흐름을 정성적으로 분석했다. 이후 벌크 헤드에 발생했던 정체 구간을 없애기 위해 주변부의 압력차가 가장 작은 큰 형상을 최적화하였고 이를 통해 차량 전방의 원활한 유동을 만들 수 있었다. 또한 프론트 윈을 통해 오픈휠 구조로 인해 발생하는 항력을 줄이고, 다운포스를 늘려 주행 성능을 향상시킬 수 있었다.

3. 너클 최적화 & 지오메트리 및 스프링, 댐퍼 하드포인트 최적화 : 주행 안정성 확보 & 경량화 [Chassis]

차량의 주행 안정성 및 성능 향상을 목표로 하여 서스펜션 초기 지오메트리를 설정하였다. 설정한 지오메트리의 변화를 최소화하기 위해 MotionSolve 기능을 활용하여 최적의 하드포인트를 도출하였다. 또한, 롤링 현상을 최소화하기 위해서 스프링, 댐퍼의 위치를 17가지 경우로 나누고, 특정 주행 상황을 토대로 Full Vehicle Model Analysis를 진행하였다. 이를 통해 롤 각을 최소화하는 스프링, 댐퍼의 최적 하드포인트를 도출하였다. 너클의 안전율을 보장하고 경량화 설계를 위해 극한 주행상황에서 너클이 받는 하중과 선정한 AI 7075-T6의 물성치를 바탕으로 Inspire의 위상 최적화를 진행하였다.

4. 배터리 열관리 시스템의 냉각 성능 향상 및 전비 최적화 : 주행 안정성 확보 & 주행 성능 향상 [Electrification]

리튬이온 배터리의 적정온도 유지를 통한 효율 향상 및 소비전력 개선을 목표로 배터리 열관리 시스템(Battery Thermal Management System)의 설계 및 제작을 진행하였다. 실제 주행상황을 반영하기 위해 주행 테스트를 통해 배터리 셀의 온도를 측정하여 발열량을 계산하였으며, Simlab을 활용해 적정온도 유지를 위한 냉각 성능을 예측하였다. 또한, PID 제어를 통해 냉각팬의 PWM을 제어하여 리튬이온 배터리의 냉각성과 소비전력 효율을 극대화시킬 수 있는 알고리즘을 개발하였다. 마지막으로, 실제 주행 테스트를 통한 온도 데이터를 이용해 상용 프로그램인 Simlab을 통한 열관리 시스템 설계의 타당성을 검증하여 신뢰도를 높였다.

5. CAN 통신 속도계 시스템: 급감속, 급가속 시 출력지연이 적은 속도계 제작 : 주행성능 향상 [Electrification]

속도의 변화에 따른 속도 출력에 지연이 있는 GPS 속도계와 내구성에 취약한 홀센서 속도계가 아닌 컨트롤러 자체에 탑재되어 있는 CAN 통신 시스템을 이용하여 모터의 RPM을 속도로 변환시키는 시스템을 설계하였다. 또한 등속 주행 시 GPS 속도계와 제작한 속도계의 오차율을 측정하여 동력전달효율을 계산하였고 이에 따른 오차를 뺀 값이 출력되도록 하여, 더 정확한 속도계를 제작하였다.

Chassis Part_1

[1] 설계

1. 개념 설계

충돌 또는 추돌 상황에 대처할 수 있도록 충분한 안정성이 보장되는 가장 가벼운 프레임에 설계하고자 한다. 또한 항력을 최소화하고 다운포스를 최대화하기 위해 차량 전방에 위치하는 콘과 프론트 윈의 형상을 최적화한다.

2. 초기 설계

1) 초기 메인 프레임 구조 해석

프레임과 탑승자 간의 안전거리를 10mm로 설정했다.

구분	내용	여유 거리
전면	벌크헤드 - 페달	12mm
측면	측면 프레임 - 탑승자 팔꿈치	10mm
후면	후면 범퍼 - 뒷 바퀴 축	80mm

<Table 1. 초기 프레임 재원

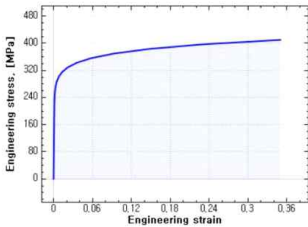
충돌 시 안정성을 확인하기 위해 Simsolid를 이용해 비선형 정적 해석을 진행했다. Ramberg-Osgood 방정식에 기반한 etk_martrial curve 기법을 사용해 SGT275의 물성치(s-s선도)를 적용하였다.

$$\epsilon = \frac{\sigma}{E} + 0.002 \left(\frac{\sigma}{F_{ty}} \right)^n, \quad n = \frac{\ln(\epsilon_{us}/0.2)}{\ln(F_{tu}/F_{ty})} \quad \text{where } \epsilon_{us} = 100 \left(\epsilon_r - \frac{F_{tu}}{E} \right)$$

Elasticity modulus	Ultimate strength	Yield strength	최대 인장률
200GPa	410MPa	275MPa	35%

<Table 2. SGT275 물성치>

항복응력 F_{ty} 의 0.2% 오프셋 변형률로 가정했고, 도출된 S-s선도는 아래와 같다.



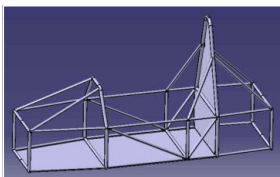
<Fig 1. s-s선도>

strain	stress	strain	stress
0.00000	0.0	0.00822	302.0
0.00028	55.0	0.01337	315.5
0.00055	110.0	0.02191	329.0
0.00083	165.0	0.03578	342.5
0.00121	220.0	0.05792	356.0
0.00141	233.8	0.09264	369.5
0.00175	247.5	0.14625	383.0
0.00234	261.3	0.22777	396.5
0.00338	275.0	0.35000	410.0
0.00516	288.5		

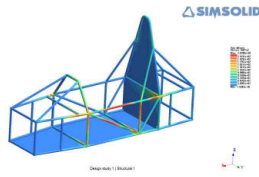
<Table 3. s-s선도 결과>

$$I = mv = Ft = 250[kg] * 11.11[m/s] = F * 0.2[s]$$

충격력은 13888N으로 전/후/측면 프레임 3면에 각각 부여했다. 작년 주행대회의 랩타임을 확인해 평균속도(11.11m/s)를 적용했고, 충돌시간(0.2s)은 교통사고 공학 연구소의 자료를 기반으로 적용했다.



<Fig 2. 초기 메인프레임>



<Fig 3. 측면 정적해석 결과>

	정면충돌		측면충돌		후면충돌	
	응력 [MPa]	변위 [mm]	응력 [MPa]	변위 [mm]	응력 [MPa]	변위 [mm]
해석 값	221.7	2.23	274.6	4.07	268	16.3
여유거리	19.77		3.7	85.93		

<Table 4. 초기메인프레임 비선형 해석 결과>

결과로 전/후방 충돌에 안전했지만, 측면 충돌 시 탑승자와 부재간 거리가 3.7mm로 안전거리 기준인 10mm를 확보하지 못했다. 전/후

방 충돌 시 초기 메인프레임 파이프의 두께와 외경의 치수를 최적화하여 경량화하고, 최소한의 보강재를 통해 측면 강성을 확보한다.

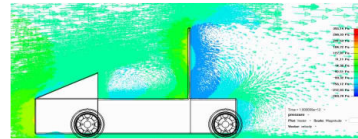
2) 초기 차량 외관 유동 해석

제작 편의성을 고려하여 메인프레임의 형상을 따라 외장재를 부착했다. 전면의 넓은 표면적과 각진 형상으로 인해 유동박리 현상이 예상되었다. 공력 성능을 파악하기 위해 Simlab을 이용해 해석했다.

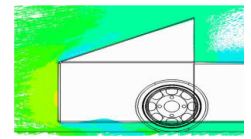
Mesh	Average size	Minimum size
Surface mesh	5mm	0.5mm
Region mesh	50mm	5mm
Volume mesh	100mm	50mm
First-layer thickness	1mm, 12layers	
Picture		
Wind tunnel blockage ration	Node points	Elements
4.16%	3,575,220	20,593,134

<Table 5. 유동해석 시 조건>

Wind Tunnel의 크기는 차량의 제원, 정면 투영면적을 고려한 Blockage ration로 도출했고, Eddy Viscosity, 공기 밀도, 압력은 상온에서의 공기 특성을 입력했다. 차량의 주행속도 11.11m/s에 맞춰 회전 각속도 경계조건(angular velocity = 102.25rad/s)을 주어 바퀴 회전도 고려했다.



<Fig 4. 초기프레임 유동해석 결과>



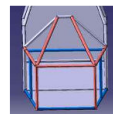
<Fig 5. 벌크헤드 정체구간>

벌크헤드 전면에 고압이 발생하며 상·하단부에 저압영역이 형성되었으며 유동 박리가 일어남을 확인했다. 이는 항력을 증가시키는 원인이 되므로 콘 형상 설계를 통해 박리점 주변의 압력차를 줄여 유동 박리를 Front Roll Hoop(이하 FRH) 끝단까지 지연시키고자 한다. 이후 프론트 윈을 설계해 오픈 휠 구조로 인해 발생된 항력을 감소시키고 다운포스를 증가시킨다.

3. 상세 설계

1) 메인 프레임 치수 최적화 및 보강재 위상 최적화

경량화하기 위해 파이프 외경과 두께를 변수로 두고, 이들의 치수를 minitab을 이용해 최적화했다. 4요인 2수준으로 16번의 해석을 진행하는데, 해석 시간을 대폭 감소시킬 수 있는 무요소법 기반의 Simsolid를 활용했다. 충돌 시 직접적으로 하중을 받는 부재와 아닌 부재로 나누었기에 4요인(하단 그림의 빨간 파이프 외경/두께, 파란 파이프 외경/두께)으로 실험을 진행했다.



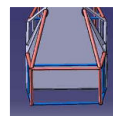
<Fig 6. 정면파이프>

분산 분석

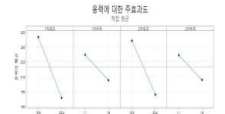
종류	DF	Adj SS	Adj MS	F-값	P-값
모형	4	31558	7890	7.27	0.004
선형	4	31558	7890	7.27	0.004
1차외경	1	14838	14838	13.67	0.004
1차두께	1	2595	2595	2.39	0.150
2차외경	1	11668	11668	10.75	0.007
2차두께	1	2457	2457	2.26	0.161
오차	11	11940	1085		
총계	15	43499			

분산 분석

종류	DF	Adj SS	Adj MS	F-값	P-값
모형	4	15279.6	3819.9	18.95	0.000
선형	4	15279.6	3819.9	18.95	0.000
1차외경	1	13845.6	13845.6	68.70	0.000
1차두께	1	1247.7	1247.7	6.19	0.030
2차외경	1	183.4	183.4	0.91	0.361
2차두께	1	2.9	2.9	0.01	0.907
오차	11	2217.0	201.5		
총계	15	17496.6			



<Fig 9. 후면파이프>



<Fig 8. 정면 주효과도>



<Fig 11. 후면 주효과도>

<Fig 7. 정면 분산분석>

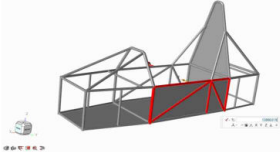
<Fig 10. 후면 분산분석>

이후 반응 최적화 도구를 통해 von-mises stress를 항복강도(275MPa)보다 안전한 260MPa를 만족하는 여러 솔루션을 도출했고, 이 중 철물점에서 구매할 수 있는 파이프 재원을 선정했다.

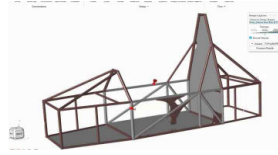
	전방 파이프1	전방 파이프2	후방 파이프1	후방 파이프2
재원	22.2pi/1.1t	15.9pi/1.1t	25.4pi/1.1t	15.9pi/1.1t

<Table 6. 초기메인프레임 비선형 해석 결과>

결과적으로, 초기 프레임(22.2pi/1.4t) 20.055kg에서 치수최적화 프레임 17.884kg으로 10.8% 경량화를 할 수 있었으며, 전/후방 충돌 시 안전거리(10mm)도 만족시킬 수 있었다.

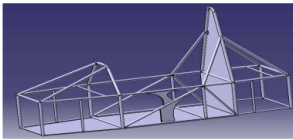


<Fig 12. 위상최적화 해석조건>

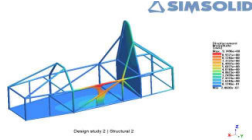


<Fig 13. 위상최적화 결과>

또한, 최소한의 무게로 측면 강성을 확보하기 위해 inspire 위상 최적화 기법을 활용하여 보강재를 설계했다. 측면 충돌 시 제약조건을 해당 모델에 적용했다. 변형을 줄이기 위해서 목적함수는 강성 최대화로 설정했고, 측면 보강 판의 형상만 최적화하기 위해 목표 질량은 메인프레임은 99.99%, 이외의 파트(측면 보강 판)는 4%로 설정했다. 위상 최적화 결과를 바탕으로 보강재 형상을 역설계 했다.



<Fig 14. 최적화 메인프레임>

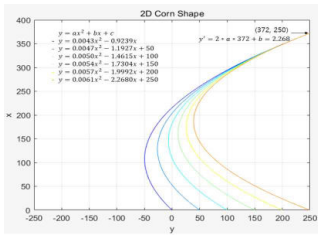


<Fig 15. 측면 정적 해석 결과>

비선형 정적 해석 결과, 9.7mm의 변형이 발생했고 최소한의 무게(0.594kg)로 안전거리(10mm)를 확보할 수 있는 보강재를 설계했다.

2) 차량의 외관(큰 및 프론트 윙) 최적 설계

벌크헤드 전면부의 압력을 감소시키고 상단부의 정체구간을 없애기 위해 이차함수형태($y = ax^2 + bx + c$)계수를 설정해 포물선 형상의 콘을 설계했다.



<Fig 16. 콘의 포물선 형상 그래프>

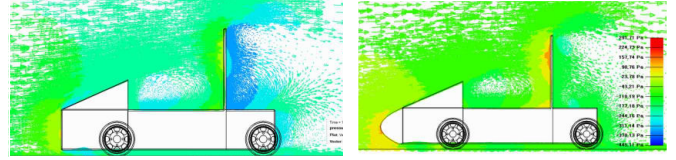
유동 박리를 없애기 위해 콘과 벌크헤드 상단의 위치는 동일하며, 이 지점에서 FRH와 콘의 기울기는 일치한다는 제약 조건을 두었다.

$$372^2a + 372b + c = 250, 744a + b = 2.268$$

콘 형상이 차체 바닥과 평행한 지점을 지나는 위치(c)를 변수로 설정했고, 50mm씩 이동시켜 6가지 모델을 해석했다.

C 지점	벌크헤드 상단 압력 [pa]	차량 전방 압력 [Pa]	차량 후방 압력 [Pa]	압력 차이 [Pa]
0	1.009	69.97935	-107.111	177.0904
50	1.598	70.5374	-109.06	179.5974
100	2.1021	70	-108.704	178.704
150	2.6717	71.898	-106.836	178.734
200	2.7252	70.756	-102	173.231
250	2.5358	69.9537	-108.349	178.3027

<Table 7. c지점에 따른 압력 결과>



<Fig. 큰 형상 없을 때>

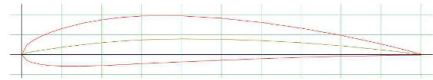
<Fig. 최적화 큰 형상 있을 때>

	큰 형상 없을 때	최적화 큰 형상 있을 때
벌크헤드 상단 압력 [Pa]	-22.6047	2.7252

<Table 8. 벌크헤드 상단 저압부 개선>

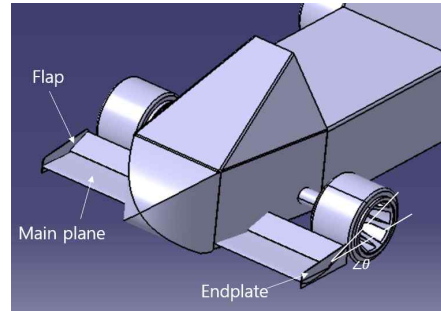
해석 결과, 압력항력을 최소화 시키는 5번째 모델(c=200mm)을 통해 벌크헤드 상단에 25.3299Pa의 압력을 개선하여 정체구간을 없앴고, 전/후방의 압력 차이를 최소화시켜 기존 대비 0.3264낮은 0.7517의 항력계수를 가질 수 있었다.

또한, 오픈 휠 구조로 인한 타이어 주변부의 유동 흐름을 개선하기 위해 프론트 윙을 설계했고, 이를 통해 항력을 줄이고 다운포스를 증가시켰다. 저속 주행 상황이기때, 낮은 레이놀즈 수에서의 공력 특성을 개선하기 위해 설계된 NACA 4412 에어포일 형태를 활용했다.



<Fig 17. NACA 4412 형상>

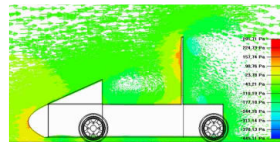
Main plane의 받음각은 0°로 고정하고 Flap의 받음각을 설계변수로 설정하였다. 6°씩 각도를 상승시켜 6가지 모델을 해석하였다.



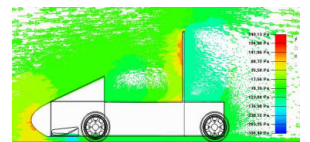
<Fig 18. 프론트 윙 형상>

받음각	항력계수(Cd)	양력계수(Cl)	양항비(Cl/Cd)
6°	0.7330	-0.1137	-0.1551
12°	0.7356	-0.1650	-0.2243
16°	0.7472	-0.1540	-0.2061
20°	0.7483	-0.1760	-0.2352
24°	0.7458	-0.2032	-0.2725
28°	0.7569	-0.2413	-0.3188

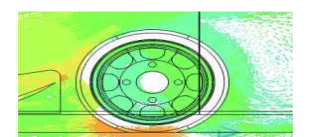
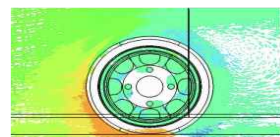
<Table 9. 받음각에 따른 유동해석 결과>



<Fig 19. 프론트 윙 없을 때>



<Fig 20. 프론트 윙 있을 때>



해석 결과, 프론트 윙이 없을 때는 타이어 전후방에 부딪히는 유동의 대부분이 휠의 회전으로 인해 하단으로 흘러 들어가며 고압이 형성되었고, 상대적으로 후방에는 저압이 형성되었다. 프론트 윙을 설계함으로써 유동이 Main plane과 Flap을 타고 휠의 상부로 매끄럽게 흘러감을 알 수 있다.

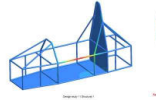
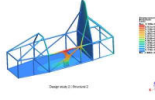
	프론트 윙 없을 때	24° Flap 프론트 윙 있을 때
타이어 전후방 압력차 [Pa]	173.9	153.4

<Table 11. 프론트 윙에 따른 타이어 전후방 압력차 결과>

Flap의 받음각이 24°인 프론트 윙을 장착했을 때, 타이어 전/후방의 압력 차이를 기존대비 19.831Pa 줄여 압력항력을 감소시켰고, 기존 양력계수 0.0523보다 0.2555만큼 감소시켜 다운포스의 효과도 얻을 수 있었다.

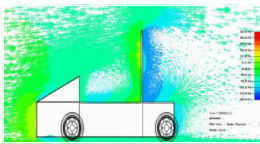
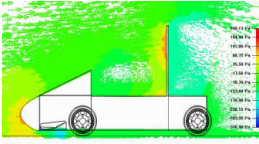
[2] 해석

1) von-mises stress, deformation 및 무게 변화

구분	초기 메인 프레임	최적화된 프레임
사진		
충돌 시 안전성	(측면) 불안정	안정
파이프 제원	22.2pi, 1.4t	25.4pi, 1.1t 15.9pi, 1.1t
von-mises stress	314 [MPa]	268 [MPa]
deformation	28.113 [mm]	9.749 [mm]
Weight	20.055 [Kg]	19.032 [Kg]

<Table 12. 초기, 최적 프레임의 구조적 특성 비교>

2) Drag 및 Down Force 변화

구분	초기 외관	최적화 외관
압력장		
Cd	1.0781	0.7458
Cl	0.0523	-0.2032

<Table 13. 초기, 최적 외관의 유동 특성 비교>

[3] 제작

1) 지그 설계와 파이프 노칭 가공을 통한 프레임 제작

충돌 해석과 유동 해석의 결과를 얻기 위해 차량 용접용 지그를 설계했고 용접 용이성을 위해 파이프 노칭을 했다. 차체 벌크헤드를 U볼트로 지그에 고정시킨 후 차체를 용접하여 기존 대비 제작 시간을 단축시킬 수 있었다.



<Fig 21. 지그와 차체 체결>



<Fig 22. 파이프 노칭>

2) 레이저 절삭과 목재를 이용한 Front wing 제작

Front wing 제작 시 레이저 절삭으로 발사 나무 판재를 커팅하여 에어포일의 리브, 스파, 경감홀 등을 제작했다. 커버링과 도장 작업을 통해 외피를 가공했다.



<Fig 23. 커버링 작업>



<Fig 24. 외피 작업>

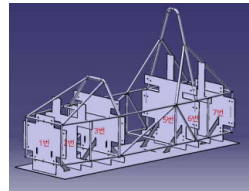
[4] 원가 절감 사례

1) 차량 용접용 지그 가공비용 절감

지그를 설계하고 외부업체에 가공을 맡겼다. 가공 비용 절감하기 위해 지그 설계에서 (1)치수 정수화, (2)타공 개수 25.25% 감소, (3)면적을 10.96% 줄임으로써, 초기 견적 대비 -19.48% 비용을 줄였다.

유형	견적 1	견적 2	견적 3	증감율[%]
면적 [m^2]	1.815	1.633	1.454	-10.96
타공 수	80	86	64	-25.58
비용[원]	484000	508000	409000	-19.48

<Table 14. 제원 증감율>



<Fig 25. 지그 모델링>



<Fig 26. 지그 현물>

[5] 결론

1) 초기 프레임(22.2pi/1.4t) 20.055kg에서 치수최적화 프레임 17.884kg으로 10.8% 경량화를 했으며, 전/측/후면 충돌 상황에서 안전거리 10mm를 만족시키는 파이프 제원을 최종적으로 선정했다.

2) 보강재의 한쪽 당 질량은 최소한의 무게인 0.594kg이며, y방향 변위량을 9.749mm로 감소시켜 충돌 시 안전거리 10mm를 확보하여 드라이버를 보호할 수 있는 안전설계가 적용됐음을 확인했다.

3) 벌크헤드 주변과 Rear Roll Hoop 뒷면에 작용하는 압력을 평균내어 압력 차이가 제일 적은 콘 형상을 선정했다. 벌크헤드 상단 저압부의 압력이 25.3299Pa 만큼 개선되었고, 정체구간을 없앴다.

4) 최적화된 받음각을 적용한 front wing을 부착한 후 front wheel의 전후방 압력차가 11.8%의 감소율을 보이며 휠 주변부의 유동흐름을 개선하고 전체 항력계수를 0.3323 감소시키며, 음의 양력계수(Cl=-0.2032)를 통해 다운포스의 효과를 내었다.

Chassis Part_2

[1] 설계

1. 개념 설계

지오메트리의 변화량과 주행 중, 발생하는 차량의 롤 각을 최소화하여 주행 안정성과 성능을 향상시키고자 한다. 또한 너클의 재질 변화와 최적화를 통해 안전율을 확보함과 동시에 경량화 설계를 진행한다.

2. 초기 설계

	Toe	Camber	Caster
Front	+3°	-2°	+3°
Rear	+3°	0°	0°

<Table 15. 설정한 서스펜션 지오메트리>

초기 설정한 푸시로드 길이에 따라 차량 부품 사이의 간섭이 없는 스프링, 댐퍼의 체결점은 다음과 같이 설정하였다.



<Fig 27. 초기 스프링, 댐퍼 체결점 위치>

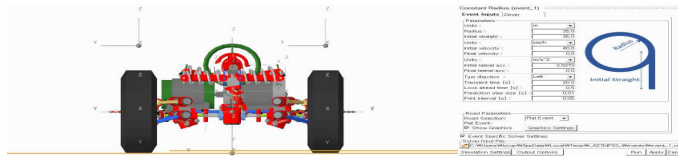
	X [mm]	Y [mm]	Z [mm]
Lower	1000.622	80.894	373.992
Upper	1000.053	277.152	473.404

<Table 16. 스프링, 댐퍼 체결점 위치>

3. 상세 설계

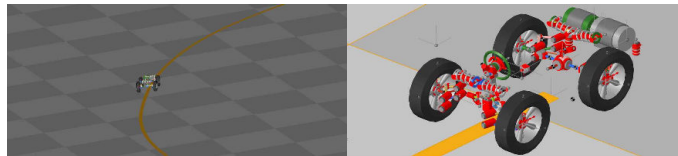
1) 스프링, 댐퍼 하드포인트 최적화

스프링과 댐퍼의 위치는 Y 방향으로 10mm 간격, 댐퍼의 각도는 5° 간격으로 총 17가지 경우로 나타났다. 이후, 각 경우에 대해 MotionView의 Full Vehicle Model을 설계 차량의 제원과 동일하게 설정하였고, 선회 상황을 가정하기 위한 트랙의 파라미터는 다음과 같다.



<Fig 28. 트랙 파라미터 설정>

각 경우에 대해 Full Vehicle Analysis를 수행하여 주행상황 중 발생하는 Roll angle을 측정하였다.



<Fig 29. Full Vehicle Model Analysis>

2) 지오메트리 하드포인트 최적화

주행 성능 향상을 위해서는 주행 중 지오메트리의 변화량을 최소화해야 한다. 이를 위해 MotionView의 MotionSolve로 하드포인트를 최적화하여 지오메트리 변화를 최소화하는 과정을 진행하였다. 그에 앞서 서스펜션 변화를 확인하기 위해 Static Ride 해석을 진행하였다.

Vehicle Parameters	
Tire Static Loaded Radius [mm]	188.5
Tire Vertical Spring Rate [N/mm]	96.90
Vehicle CG Height [mm]	268.31
Wheel Base [mm]	1340.0
Vehicle Weight [N]	1854.09
Static Ride Parameters	
Jounce travel [mm]	50.00
Rebound travel [mm]	50.00

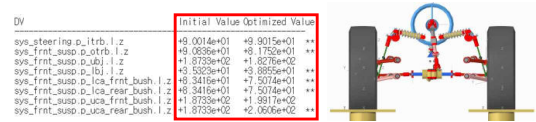
<Table 17. Static 해석 조건>

설계 변수는 지오메트리에 영향을 주는 너클/타이로드/LCA & UCA 체결점의 Z축 변위로 설정하였다. 반응 변수는 Ride Steer, Ride Camber, Ride Caster로 지정하고 그 변화를 확인하였다.

반응 변수	정의	목표값 [Deg/m]
Ride Steer	$1000 \times YAW$	-4
Ride Camber	$-1000 \times Roll$	5
Ride Caster	$-1000 \times AY$	-8

<Table 18. Response Variables 목표값 설정>

총 14번 반복 계산 후에 최적화 값을 얻을 수 있었고 최적화 포인트들을 얻을 수 있었다. 최적화된 하드 포인트는 다음과 같다.



<Fig 30. 하드포인트 초기/최적화값 & 최적화 모습>

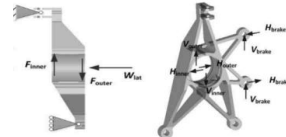
3) 하중 적용 & 위상 최적화

너클 재료로 선정된 AI 7075-T6의 물성치는 다음과 같다.

Density	Elasticity modulus	Yield strength
2810 kg/cm ³	72000 MPa	510 MPa

<Table 19. AI 7075-T6 물성치>

다음은 차량에 가해지는 최대 응력을 나타낸 표이다.

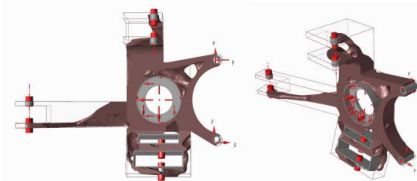


<Fig 31. 각 주행상황에 대한 너클 하중 도식화>

Cornering [MPa]	F_{inner}		F_{outer}	W_{lat}		
		14657.09	13762.1167	1342.4605		
Braking [MPa]	V_{outer}	V_{inner}	H_{outer}	H_{inner}	V_{brake}	H_{brake}
	7023	6205	10536	9308	1827	460

<Table 20. 각 주행상황 시 하중>

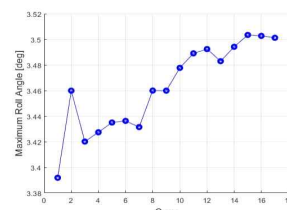
이후, 해당 하중을 초기 너클 모델에 적용하였고, 목적함수는 강성 최대화, 목표 질량은 60%로 설정하였다. 이에 대해 위상 최적화를 진행한 결과는 다음과 같다.



<Fig 32. 위상 최적화 결과>

[2] 해석

1) Roll angle 변화

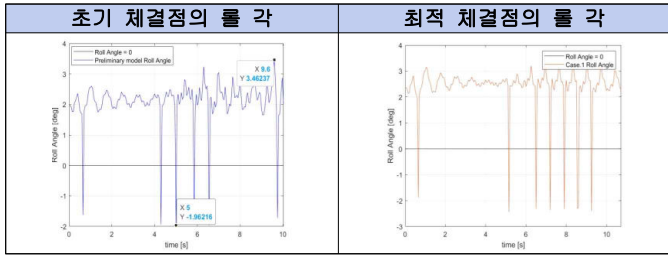


<Fig 33. 17가지 경우의 롤 각>

Spring & Damper		
	Y[mm]	Z[mm]
Lower	30	373.99
Upper	250	373.99

<Table 21. 스프링 댐퍼 최적점 좌표>

설계한 너클의 도면을 바탕으로 CNC 가공하여 너클을 현물화하였다.



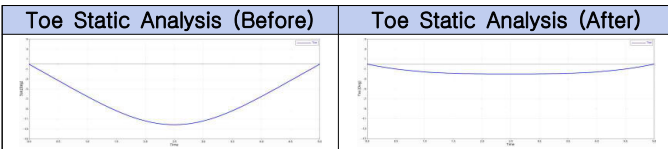
<Table 22. 초기, 최적 체결점의 롤 각>

	초기 값(deg)	최적화 값 (deg)	개선율 (%)
roll angle	3.46237	3.3918	2.081%

<Table 23. 롤 각 개선율>

2) 지오메트리 변화

다음은 하드포인트 최적화 전후의 지오메트리 변화이다.



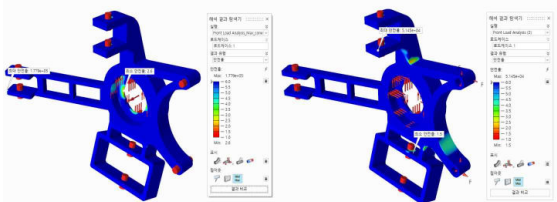
<Table 24. 최적화 전후의 Toe 변화>

	최적화 전 [Deg]	최적화 후 [Deg]	개선율 [%]
Camber 변화량	2.10712	1.82688	13.300
Toe 변화량	12.1329	1.98045	83.677
Caster 변화량	0.78542	0.39176	50.121

<Table 25. 지오메트리 개선율>

3) 위상 최적화 결과

해석 결과, 선회 시에 최소 안전율은 2.6, 제동 시에 최소 안전율은 1.5임을 확인했다. 이는 초기 목표인 안전율 1.5라는 조건을 만족하고, 너클이 안전하게 설계되었음을 검증하였다.



<Fig 34. 위상 최적화 결과에 대한 안전율>

Load case	최소 안전율	최대 응력
Cornering	2.6	161.9
Braking	1.5	273.2

<Table 26. 각 주행상황에 대한 최소 안전율과 최대 응력>

너클의 무게는 2022년과 비교하여 82.2089%라는 감소율을 보이며 경량화에 성공하였다.

	2022년	2023년
너클 무게 [kg]	2.843	0.5058
감소율 [%]	82.2089	

<Table 27. 너클의 무게 감소율>

[3] 제작



<Fig 35. CNC 가공 너클 & 3D 프린팅 너클>

[4] 원가 절감 사례

1) 암 파이프 두께 감소 : 경량화를 위해 암을 기존의 내경 8, 외경 25에서 내경 8, 외경 14인 파이프로 설계, 제작하여 원가를 48% 절감하였고, 경량화를 성공적으로 이뤄냈다. 추가적으로 암을 체결하고 파단 여부를 확인해본 결과 안정성에도 문제가 없음을 확인하였다.



<Fig 36. 서스펜션 암 현물화>

[5] 결론

1) MotionView의 Full Vehicle Analysis 통해 스프링과 댐퍼의 하드포인트 최적점을 도출하여 롤 각을 2.081% 개선하여 선회 시, 타이어 접지력을 향상시켰고, 롤링 현상을 억제하였다.

2) 지오메트리 하드포인트 최적화를 통해서 최대 83.677% 개선된 토 각 변화량을 도출하여 주행 안전성 및 성능을 증가시켰다.

3) 소재의 변경 및 Inspire의 위상 최적화 기법을 통해 82% 경량화된 너클을 현물화하였고, 선회 시 최소 안전율 2.6, 제동 시 1.5임을 확인하여 초기 목표인 최소 안전율 1.5를 달성하였다.

Electrification Part_1

[1] 설계

1. 개념 설계

리튬이온 배터리는 30~40°C의 범위에서 우수한 성능을 발휘하며 냉각되지 않으면 배터리 수명감소 및 열폭주 현상의 원인이 될 수 있다. 그러므로, 전동화 파워트레인 팀에서는 작년 차량에는 존재하지 않았던 배터리 열관리 시스템(Battery Thermal Management System) 설계를 진행하였다. 적정온도범위 유지를 위해 Simlab을 이용한 냉각 성능 예측 및 PID를 이용한 팬 제어를 통해 전비를 높이고자 한다.

2. 초기 설계

1) 열 해석 모델

배터리의 총 발열량(Q)은 작동 시 발생하는 시간에 따른 온도의 변화를 이용해 계산하였으며 사용된 식은 아래와 같다.

$$Q = \rho C_p \frac{dT}{dt} \quad (1)$$

2) 대류열전달계수

배터리의 발열량과 Nusselt 수를 이용하여 각 온도 구간에 대해 냉각 시 필요한 풍속을 구할 수 있다. 배터리 하우징은 깎인 사각관의 형태이므로 Nusselt 수는 식 (2)의 Gnielinski가 제안한 유효 상관식을 사용하였다.

$$Nu_D = \frac{(f/8)(Re_D - 1000)Pr}{1 + 12.7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (2)$$

여기서 마찰인자(f)는 Moody 선도에서 구할 수 있으며 $0.5 \leq Pr \leq 2000$ 및 $3000 \leq Re_D \leq 5 \times 10^6$ 에 대해 유효하다. 배터리 하우징은 짧은 관의 형태를 띄고 있으므로 $\overline{Nu}_{D,jd}$ 는 $Nu_{D,jd}$ 보다 크다고 생각하는 것이 타당하다.

$$\frac{\overline{Nu}_D}{Nu_{D,jd}} = 1 + \frac{C}{(x/D)^m} \quad (3)$$

여기서 C와 m은 Prantl 수와 Reynolds 수 뿐만 아니라 입구와 입구 영역의 성질에 따라 달라진다. 이에 관한 결과들은 참고문헌의 논문의 값을 사용하였다.

3. 상세 설계

1) 배터리 물성치

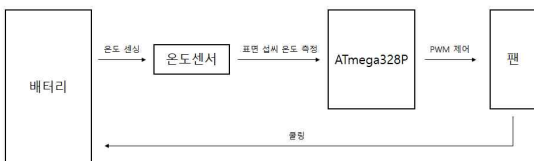
본 보고서에 사용된 배터리팩은 한 개의 모듈로 구성되어 있으며 13개의 셀이 직렬로 연결되어 있고, 16개의 셀이 병렬로 연결되어 있다. 배터리 셀의 제원 및 성능표를 통해 최대 허용작동온도 조건을 선정하였고, 참고 문헌을 통해 최적 작동온도를 선정하였다.

최대허용 작동온도	60°C
최적 작동온도	30~40°C

<Table 28. 배터리셀 온도조건>

2) 냉각팬 제어 알고리즘

전반적인 시스템은 셀의 온도를 적외선 온도센서인 GY-906을 통해 측정 후 해당 값을 이용해 온도 계산 및 PID 제어를 이용하여 팬을 제어하는 방식으로 이루어진다.



<Fig 37. 시스템의 블록 다이어그램>

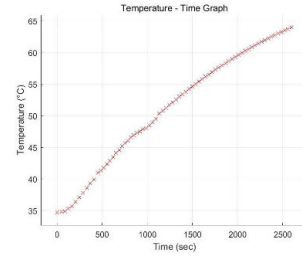
온도 데이터 획득과 계산, 냉각팬의 제어는 8비트 16Mhz 마이크로프로세서인 ATmega328P와 C++언어를 온도 측정 및 팬 제어를 진행하였다. 또한, Ziegler-Nichols 방법을 이용해 PID 게인값을 계산하였다.

K_p	K_i	K_d
3.12	1.8	0.45

<Table 29. PID 게인값>

3) 온도 상승 시험

앞서 언급한 센서를 통해 주행 시의 리튬이온 배터리의 온도변화를 측정하였다. 주행 테스트 시, 1km의 트랙을 25바퀴, 총 25km를 주행하며 배터리팩의 온도변화를 측정하였다. 다음은 주행시험 시 배터리팩에서 발생한 온도 그래프이다.



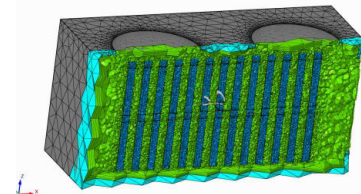
<Fig 38. 배터리 팩 온도 결과>

테스트 결과, 셀의 온도는 최대 64°C로 허용온도 범위에서 벗어나는 것을 확인할 수 있다. 최적의 온도 조건에서의 차량 주행을 위해 각 온도구간 별 냉각팬의 RPM을 선정하고자 한다. 앞서 언급했던 식 (1), (2), (3)을 이용하여 냉각에 필요한 풍속을 계산한 후, Simlab을 이용해 냉각을 위한 각 구간의 최소풍속을 통해 최적화된 냉각팬 제어를 진행하고자 한다.

[2] 해석

1) CFD 해석

각 온도 구간에서 배터리셀의 RPM에 의한 냉각 정도를 예측하기 위해 CFD 해석을 수행하였다. 해석은 Altair사의 Simlab을 이용하여 진행하였으며 해석에 사용된 조건은 아래 표와 같다.



<Fig 39. 배터리 팩의 mesh 구성>

Battery Properties	ρ (kg/m ³)	2615.7
	k (W/m · K)	29.557
	C_p (J/kg · K)	1605
Mesh	Surface	4mm
	Region	1mm
	Volume	8mm
Turbulence Models	k-epsilon	
Node & Elements	acuPrep:	Total nodes = 2889724
	acuPrep:	Total elements = 17153637

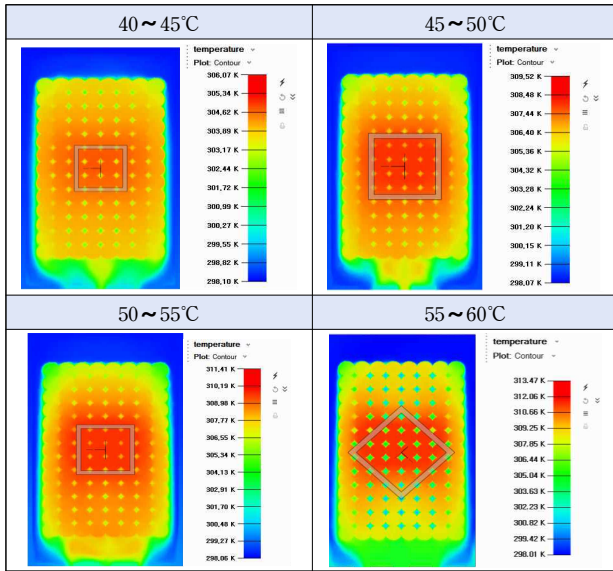
<Table 30. 배터리 해석 조건>

총 노드 수는 2889724개, 총 요소 수는 17153637개로 구성하였다.

2) 해석 결과

온도 구간별 RPM에 의한 냉각해석을 진행하였다. 배터리 셀의 온도 조건 변경을 통해 각 온도 구간에서의 최적의 냉각 성능을 위한 냉각

팬의 RPM을 Simlab을 통해 검토하였다.



<Table 31. 각 온도 조건에서의 배터리 셀 열유동해석 결과>

위 표는 최적의 RPM에서의 각 구간의 최고온도일 때의 냉각성능을 나타낸 것이다. 각 온도 구간별 최적의 냉각팬 RPM은 아래 표에서 확인할 수 있다.

Temperature (°C)	Cooling Fan RPM (RPM)	Final Maximum Temperature
40~45°C	1616	32.92°C
45~50°C	2693	36.37°C
50~55°C	3770	38.26°C
55~60°C	4847	40.32°C

<Table 32. 온도 구간별 RPM에 따른 온도 변화>

해석을 통해 각 온도 구간에서의 최적 RPM을 통해 냉각 성능을 검토해 본 결과, 낮은 온도 구간에서는 낮은 풍속으로도 냉각성능이 좋다는 것을 확인할 수 있었다. 또한, 배터리의 효율적인 작동을 위해 배터리의 최대 허용 작동온도인 60°C 이내에서 냉각을 통해 최적 작동 온도 구간인 30~40°C에서 동작 가능하다는 결론을 도출할 수 있다.

[3] 제작

1) 배터리팩 제작

냉각팬은 배터리팩의 옆면에 총 두 개 장착되었으며 배터리팩의 하부에는 바람이 빠져나올 수 있도록 구멍을 추가적으로 뚫었다. 다음 사진은 배터리에 팬이 장착이 되어있는 사진이다.



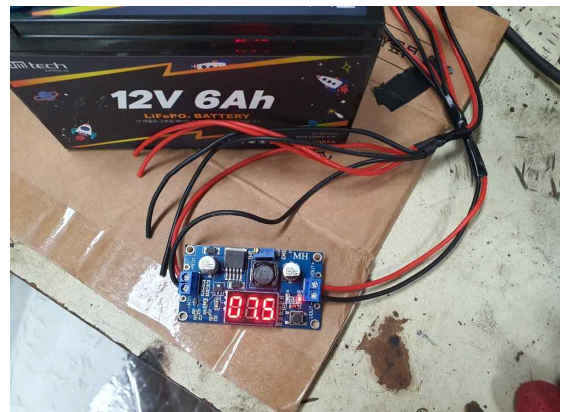
<Fig 40. 냉각팬을 배터리팩에 부착한 모습>

2) 보조배터리, 스텝다운모듈

온도센서는 프로세서의 보드에서 출력되는 5V의 전원을 사용하며 냉각팬의 온도에 따른 제어가 소비전력을 아끼는 방향에서 얼마나 많은 전력을 아낄 수 있는지 보기위해 별도로 12V 6Ah의 보조전력원을 사용한다. 마이크로프로세서는 7V의 외부전원을 사용하여 하여 Step Down모듈을 사용하여 12V를 7V로 낮춰 연결하였다. 다음 사진은 보조전력원으로 사용하는 배터리의 사진과 7V사용을 위해사용한 Step Down모듈이다.



<Fig 41. 보조배터리>

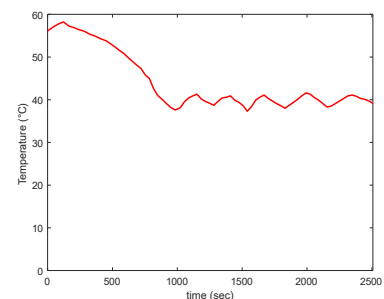


<Fig 42. 스텝 다운 모듈>

[4] 검증, Test 결과

1) 해석 결과 검증

앞서 진행된 해석 결과와 <표. 온도 구간별 RPM에 따른 온도 변화>를 바탕으로 차량에 장착될 BTMS의 성능을 검토하고 결과 검증을 통해 Simlab을 통한 BTMS 설계의 타당성을 입증해보고자 이전과 동일한 조건에서 주행 테스트를 진행하였다. 냉각팬 단수 조절 기능의 동작을 시험하기 위해 셀의 온도를 56.2°C까지 상승시킨 후 측정을 진행하였다. 아래 그림은 실제 주행을 통해 측정된 온도 그래프이다.



<Fig 43. BTMS 사용 시의 배터리 팩 온도 변화>

각 온도 구간에서 냉각 시의 온도 구배를 비교한 결과 해석 결과와 유사한 경향성을 보이는 것을 알 수 있다. 또한 PID 제어의 특성상 기준 온도인 40°C에 도달한 후 진동하며 수렴하는 결과를 얻을 수 있었다. 해당 검증을 통해 Simlab을 통한 BTMS 설계는 타당하다는 결론을 내릴 수 있다.

2) 전력 소모량 비교

PID 제어와 Full load의 전력 소모를 비교하였다.

Full load	PID Control
42.6W	9.83W

<Table 33. PID제어의 유무에 따른 소비전력의 비교>

측정 결과, 팬 제어를 사용하였을 때, Full load로 팬을 작동시켰을 때보다 77%의 소비전력을 줄일 수 있는 것을 확인하였다.

[5] 결론

1) 초기에 계산된 냉각팬의 RPM을 바탕으로 해석을 진행하여 각 구간에서 최적의 RPM을 선정하여 배터리 열관리 시스템을 구축하는 것이 가능하였다.

2) 냉각팬 작동 시의 Full load 조건에 비해 PID 제어 조건하의 전력 소모량이 77% 개선되었음을 확인하였다. 이를 통해 주행거리 증가 또는 출력 상승의 결과를 기대하는 것이 가능하다.

3) 해석과정을 통해 배터리 후면 중앙에서 가장 높은 온도가 발생하는 것을 확인하였으며 이는 작동유체의 유동이 배터리 하우징 후면까지 원활하게 전달되지 못해서 발생한 문제라고 판단된다. 그러므로 하우징 내부에 공기 유로를 배치하여 배터리 셀 후방까지 유동을 원활히 전달하는 것이 가능하다면 냉각효율 극대화가 가능할 것으로 사료된다.

Electrification Part_2

[1] 설 계

1. 개념 설계

또한 차량을 운전하는 운전자가 운전 중 봐야 할 가장 중요한 정보는 바로 차량의 속력이다. 여러 상용차량에서 속력을 측정하기 위해 GPS 시스템과 바퀴에 달린 홀센서를 이용하고 있다. 하지만 GPS 시스템에는 급감가속시 반응속도에 지연이 있으며 진동이 큰 바퀴 특성상 바퀴에 달린 홀센서 또한 내구성 문제가 있다고 판단하였다. 이에 구동모터의 RPM값을 출력하는 홀센서의 정보를 컨트롤러의 CAN통신을 이용하여 속력으로 변환하는 시스템을 설계하고자 한다.

2. 초기 설계

1) CAN 프로토콜

컨트롤러가 사용하는 CAN 프로토콜은 SAE J1939 프로토콜을 기반으로 만들어졌으며 해당 프로토콜에서 모터의 RPM의 정보를 포함하는 ID는 0x0CF11E05이며 계산에 필요한 버프는 첫 번째와 두 번째 버프이며 아래와 같이 계산하면 RPM값을 얻을 수 있다.

$$RPM = (MSB \times 256) + LSB \quad (1)$$

2) RPM 속력 변환

RPM값을 얻게 되면 속력으로 변환을 해야한다. 구동에 사용된 소기어와 대기어의 기어비는 1대4이며 타이어의 둘레는 1200mm로 측정되었다. 다음식에 타이어의 둘레와 기어비를 적용시키면 m/s 단위의 속력을 얻을 수 있다. km/h로 변환시키려면 3.6을 곱해주면 된다.

$$V(m/s) = \frac{1}{4} \frac{RPM \times 2\pi r}{60} \quad (2)$$

[2] 해 석

1) 동력 전달 효율

모터에서 구동륜까지 동력이 전달되면서 개별 바퀴간의 회전수의 차이, 타이어의 직경 등 치수측정에서의 오차, 주행시 발생하는 지면과 타이어간의 마찰, 기어와 체인간의 마찰로 인한 동력손실, 차동기어에 의한 동력 손실 등 여러 동력전달손실이 일어난다. 대부분의 차량에서 동력전달 효율은 92%~95% 정도 된다. 이런 효율을 가질 때 0~60km/h의 속력에서의 오차값을 계산하였다.

Velocity (km/h)	Error (km/h)
0~10	0.4
10~20	1.2
20~30	2.0
30~40	2.9
40~50	3.7
50~60	4.5

<Table 34. 속력 구간별 오차 계산값>

[3] 제 작

1) 사용 하드웨어

CAN통신을 이용하기 위해 모터 구동을 위한 컨트롤러는 CAN을 지원하는 KLS-7275HC 컨트롤러를 사용하였다. 또한 CAN BUS에서 속력값을 뽑아내기 위해 사용한 프로세서는 ATmega328P를 사용했고

MCP2515 CAN 모듈을 이용하여 CAN BUS의 정보를 프로세서로 받았다. 속력값은 3.5인치 LCD패널을 이용하여 출력되도록 하였으며 7-segment방식을 이용하여 숫자를 표현하였다. LCD에서 나오는 화면은 다음과 같다.



<Fig 44. LCD 화면>

2) RPM값 추출

사용한 프로세서에서는 C++기반 언어를 사용하였다. RPM값을 포함한 정보의 ID값은 0x0CF11E05이며 이를 10진수로 표현하여 구별할 수 있는 ID값으로 변환 시 2364612101로 나타낼 수 있다. <mcp_can_ndfs.h> 라이브러리와 CAN.readMsgBuf 함수를 사용하여 ID값과 버프값을 읽고 구별해내었으며 계산한 속력값을 Serial 통신을 이용하여 LCD모니터로 전송하였다.

[4] 검증, Test 결과

1) 실제 측정 오차

실제로 오차가 얼마나 나는지 알아보기 위해 차량을 운전하면서 스마트폰의 GPS 속도계의 속력과 LCD에서 출력되는 속력의 차이를 측정해보았다.

Velocity (km/h)	Error (km/h)	Efficient (%)
0~10	0.2	96.2
10~20	1.3	92.0
20~30	2.1	92.3
30~40	2.7	92.8
40~50	5.1	89.8
50~60	7.3	88.3

<Table 35. 속력 구간별 오차 측정값>

실제로 측정된 오차값을 이용하여 동력전달효율의 평균값을 계산하니 91.9%가 나오는 것을 확인할 수 있었다. 따라서 모터 RPM값을 이용하여 계산한 속력의 91.9%만 LCD화면에 출력하도록 설정하여 출력되는 속력의 정확성을 높일 수 있었다.

[5] 결 론

1) CAN 통신을 이용하여 모터의 RPM을 곧바로 속도로 출력하여 GPS 속도계가 가진 지연성을 극복할 수 있었으며 별다른 센서의 사용 없이 자체적 컨트롤러의 CAN 통신 시스템을 이용하여 진동이 큰 바퀴에 센서가 장착되는 홀센서 속도계의 내구성이 취약한 점도 극복할 수 있었다.

2) 지속적인 주행과 속도의 변화에 따른 출력 속도의 오차를 계산하여 동력전달효율을 계산하였고 그 결과에 따른 실제 차량의 속도와 계산된 속도의 차이를 줄여 정확한 속도계를 제작하였다.

References

[1] Frank P. Incropera, "Principles of Heat and Mass Transfer", Wiley, 2019

[2] H. Shin, "Cooling CFD Analysis of a Car Battery Pack with Circular Cells", 6 pp, July 2017

[3] W. Lee, "Study On CFD Analysis of 21700 Circular Cell Battery Module by Fan Forced Cooling", 대한전기학회 전력계통연구회 춘계학술대회, 2 pp, April 2021

[4] S. Lee, "A numerical study on performance of the air-cooling system of a cylindrical lithium-ion battery package with airflow direction", 한국자동차공학회 추계학술대회, 8 pp, 2020

[5] M. Song, "A New Temperature Control System by PWM Control Method for Thermal Massage System", 한국전기전자학회, 11p p, September 2014

[6] Seward, D. (2003). Race Car Design. Wiley.

[7] Ramberg, W. and Osgood, W.R., Description of Stress-Strain Curves by Three Parameters. Technical Note No. 902, National Advisory Committee for Aeronautics, Washington DC., 1943.

[8] T. Ananda Babu, D. Vijay Praveen, Dr.M.Venkateswarao, "Crash Analysis Of Car Chassis Frame Using Finite Element Method", International Journal of Engineering Research & Technology, vol. 1 Issue 8, 2012.

[9] Holmberg, E., Torstenfelt, B. & Klarbring, A. Stress constrained topology optimization. Struct Multidisc Optim 48, 33-47, 2013.

[10] 이겨레, 황의상, 민승재, "위상최적화를 이용한 자작자동차의 프레임 설계, KSAE 부문종합 학술대회, 2010.

[11] 신창현, "친환경 자동차의 후방 충돌 성능 개선을 위한 후방 측면부재의 최적설계에 관한 연구", 국민대학교 자동차공학전문대학원 석사학위 논문, 2017.

[12] 류종우, 조성권, 양준모, 유정열, 최해천, 이준식, "자동차 하단부 형상이 항력과 양력에 미치는 영향", 한국자동차공학회 춘계학술대회, vol. 4, pp.134-146, 1995.

[13] 이정수, 박용민, 장진혁, "양/항력 동시개선을 위한 공력성능 연구", 한국자동차공학회 춘계학술대회, pp. 609-615, 2021.

[14] K. VAMSI KRISHNA, K.V.P.P. CHANDU, "MODELING AND CRASH ANALYSIS OF CAR INTEGRAL FRAME USING FEM METHOD", IJSDR, vol. 4 Issue 1, 2019.

[15] 조병철 외 2인, 차체 조립용 3차원 지그 설계 시스템 개발, 대한기계학회, PP.1299~1304, 2002.

[16] 신형곤, 서브 프레임 제작용 다목적 용접지그 개발, 한국기계기술학회지, 12, PP.131~136, 2011.