

2023 대학생 자작자동차대회 알테어 최적설계상 보고서



학교명	울산대학교	팀명	Team_Ekt
차량번호	137	팀장	천세민
차량	이름	Girin	
	제원	전장 2993mm × 전폭 1410mm × 전고 1190mm (무게 222.4kg)	

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

2023 년 08 월 15 일

대학생 자작자동차대회 조직위원회 귀중

- 설계 보고서 작성법은 아래와 같습니다.

- 1) 가급적 어떤 기술(방법)을 적용 했느냐가 아니라 어떤 이유로 CAE 를 적용, 활용했는가 서술
- 2) 가급적 어떤 부품을 적용 했느냐가 아니라 어떤 이유로 부품을 적용했는가 서술
- 3) 감성적 글쓰기가 아니라 정량적 결과를 서술 (사진, 계산식, 해석결과, 그래프 등)
- 4) 과거 차와 비교해 개선 또는 혁신 내용 (과거차를 무시하는 발언은 금물)
- 5) 해당사항 또는 강조할 내용 중심 위주로 작성

- 새시 : 프레임, 현가장치, 제동장치, 조향장치 등
- 동력계 : 엔진(흡,배기), 모터-배터리, 구동계, 윤활-냉각 등
- 인체 공학 : 변속기, 시트, 페달, 스위치 접근성, 계기판 시인성 등
- 공기역학 : 바디, 디퓨저, 윙 등

6) 작성 순서 (총 4page 이하)

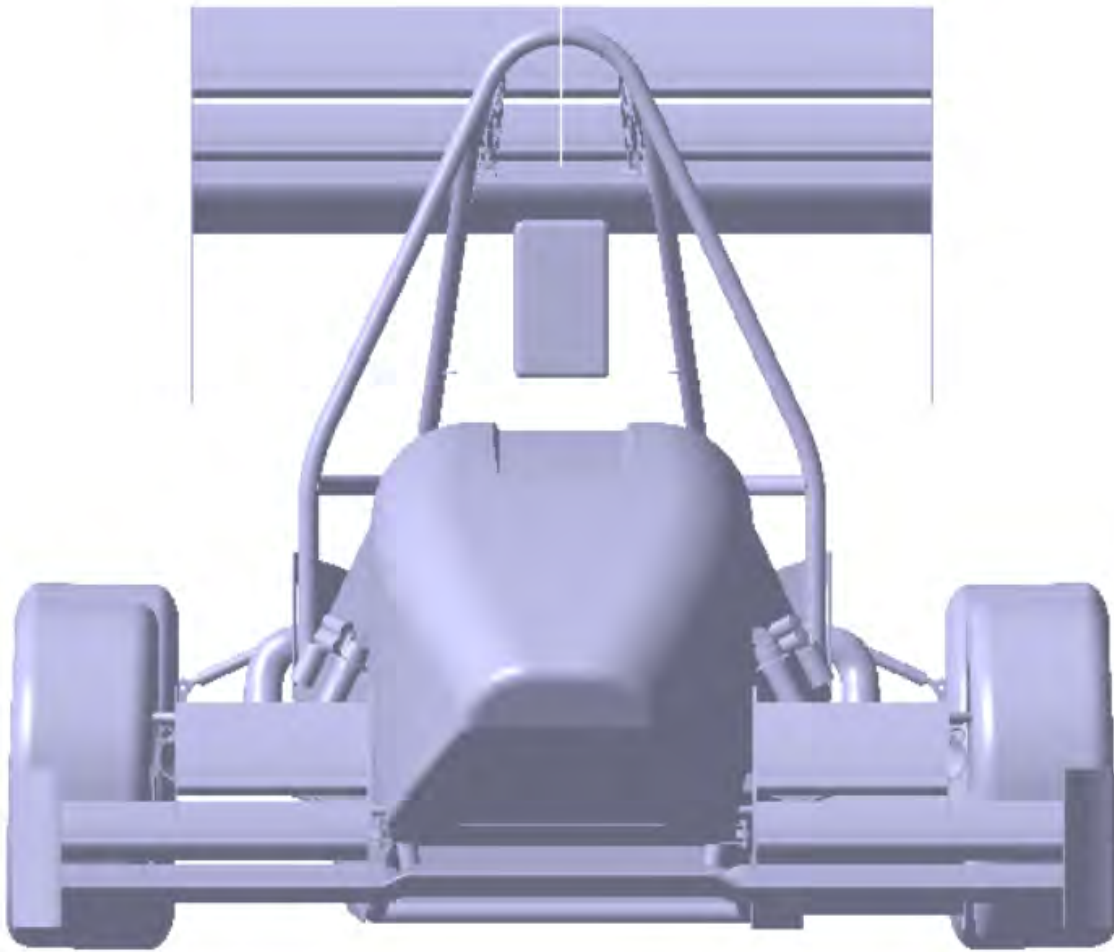
- 요약 / 설계 / 해석 / 제작 / 검증, Test 결과 / 원가절감 사례(3 건이하) / 결론 / 참고 문헌

- 본 문서는 8/15 (화)까지 신청폼에 첨부하여 제출 바랍니다.

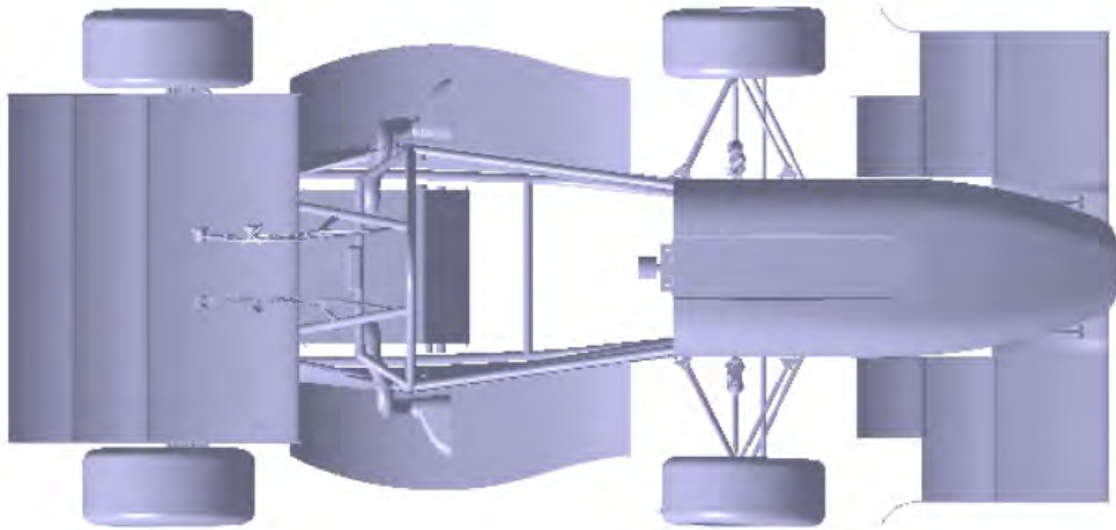
- 신청폼 바로가기 : <https://web.altair.com/ksae-aoa2023>

1. 도면

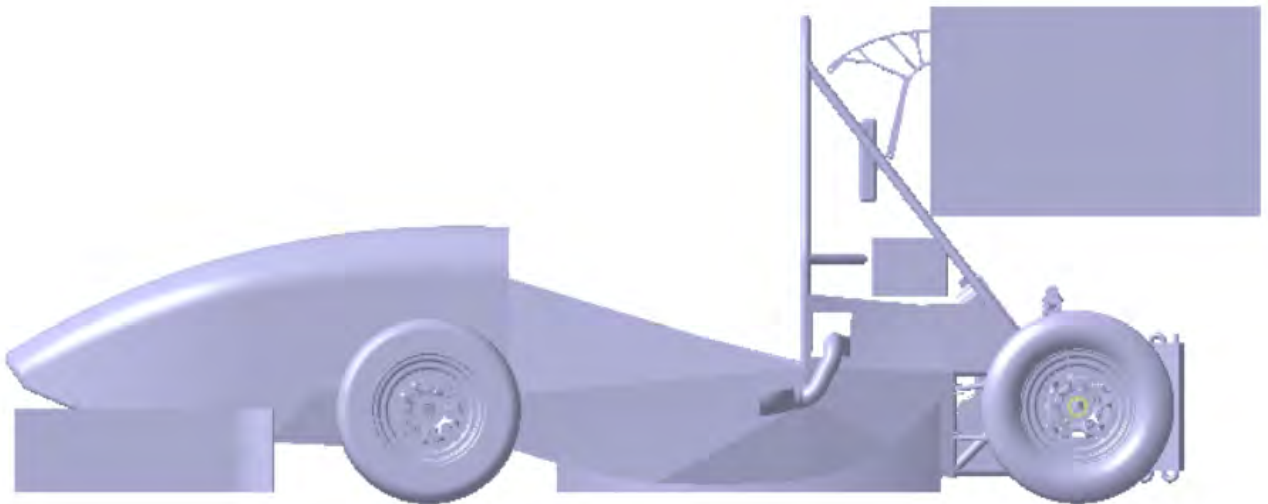
1) 정면도



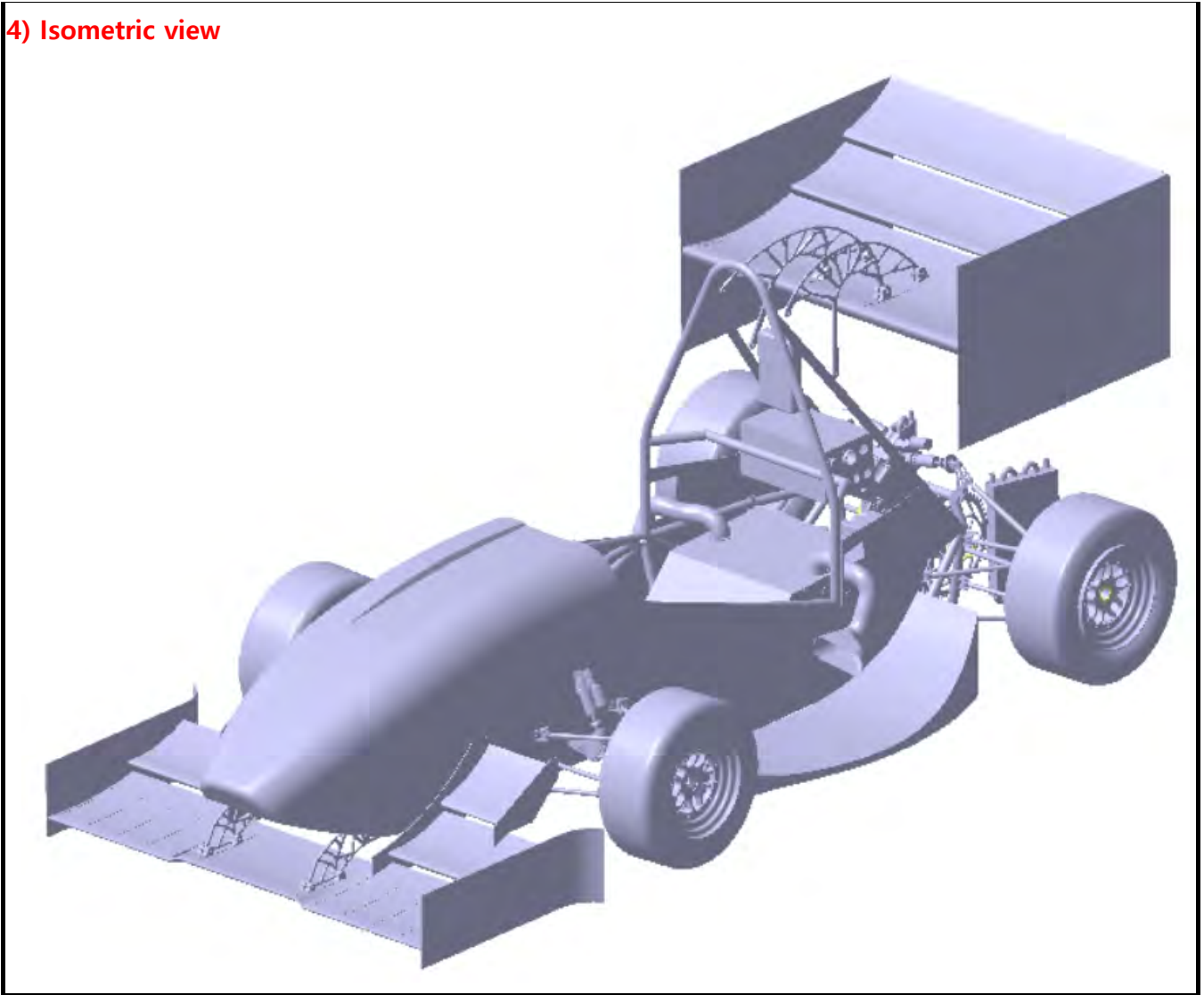
2) 평면도



3) 측면도



4) Isometric view



설계 보고서 : 로드홀딩능력 극대화를 위한 최적 설계 보고서

천세민,한재민,김시원,이상민,박범근,이용진,성영제,김영제,김찬영,차승비,염의진,문정환,김보민,염태웅,강태훈,최서정,권채현
문영은,김민준,서주형,성재현,양현규,유정민,이승하,정민제,정우성,조유현,구시현,김동영

울산대학교 Team_Ekt

요약 : 현가하질량 감소와 파츠 경량화를 통한 차량 최적 설계 및 배터리팩 열유동해석

작년에는 프레임의 경량화에 중점을 두었으나, 올해는 프레임을 유지하면서 현가하질량에 영향을 미치는 부품들의 경량화에 집중했다. 이에 대한 구체적인 내용과 개선 결과를 다음과 같이 설명하겠다.

또한 배터리팩의 냉각방식을 Altair Simlab 소프트웨어를 이용하여 개선시키는 것을 목표로하였다.

동력전달축(Drive Shaft) 개선:

SimSolid를 활용하여 모터와 Lsd의 동력을 전달하는 동력전달축에 대한 구조해석을 진행하였다. 결과적으로, 22pi 외경을 가진 중실축의 드라이브샤프트를 16pi 중공축으로 개선하였다. 드라이브샤프트가 받게될 하중을 정확하게 명시하기 위해 카티아스캐치를 참고하여 경계조건을 입력하였다.

벨크랭크(Bell crank) 개선

Inspire Motion을 활용하여 차량의 벨크랭크 부품 최적화를 진행한 결과, 최적화된 형상을 23년도 차량에 적용함으로써, 기존 벨크랭크 형상 대비 29.2%의 경량화를 달성하였다. 더불어, 안전성을 고려한 결과로 1.58의 안전계수를 가진 안전한 형상을 성공적으로 도출하였다. 이로써 차량의 성능 향상과 동시에 안전성을 보장하는 최적화된 벨크랭크 부품의 적용이 가능해졌다.

브레이크 레일 (Brake rail)과 브레이크 디스크(Brake disc) 개선

22년도 차량의 경우 알루미늄 6061 t6 재질의 레일을 제작하여 사용하였으나 드라이버의 답력에 대한 소성변형이 심하다 판단하여 inspire 를 통한 재질변경 및 구조해석을 시행하여 대체재질을 찾았으며 내구레이스 트랙 특성상 코너구간과 직선구간의 비율이 1:1 로 동일하기에 디스크에 Heat generation 이 제동성능을 저하시킬것으로 판단하여 디스크 타공형상도 최적화하였다.

센터락볼트(Center lock bolt) 개선

Simsolid 를 활용하였습니다.기존차량에 사용되던 scm440 재질의 센터락볼트는 규정토크 98Nm 로 체결시 필요이상의 강도를 가지고 있는것같다 판단하였다. 우려하던 부분인 나사산에서의 응력집중 현상만 안전계수를 충족하며 버티낼시 알루미늄 7075 t6 재질로 변경하여 서스펜션 거동에 빠른 응답성을 기대할수있을것같아 개선을 결정하였다.

배터리팩 냉각해석

Simlab 을 활용하여 배터리팩의 냉각효율을 최대로 끌어내줄수있는 inlet 위치를 case 별로 나누어 해석하였다. 이를 통해 작년 대비 냉각성능을 20% 상승시킬수 있었다.

브릿지(Bridge) 최적화

23년도 차량은 프론트윙 과 리어윙 어셈블리가 장착되기에 이를 프레입과 체결시켜줄 부재가 필요하였다. 충분한 강성을 가지되 가벼운 질량으로 설계하기위해 Inspire 의 optimization 기능을 이용하였다.

1.서론

22년도 차량 KUHO 의 경우 차량의 휠베이스와 무게중심 배치가 코너링에 탁월함을 보일수있게 설계하였으며 스티어링 성향또한 팀내에 프로 드라이버가 있기에 오버스티어 성향을 띄도록 설계하였다. 이러한 차량의 장점을 더 극대화시키기위해 23년도 차량 Girin 을 설계할때에는 현가하질량 최소화 와 플에어로 파츠를 장착한 로드홀딩 극대화 차량을 만드는 것을 목표로 두었다. 이를 달성하기위해 Team_Ekt 는 Altair 사의 inspire 와 Simsolid, Simlab 을 활용하여 차량을 제작하였다.

1.1 설계

2022년도 차량의 경우 22mm의 중실축 scm440 재질의 드라이브샤프트를 사용하였다. 작년 차량연습주행 당시 슬라립 및 짐카나 테스트에서 충분한 강성을 보여줬기에 추가적인 경량화를 할수있을거라 판단하였습니다. 드라이브샤프트가 받는 하중을 정확하게 명시하기위해 차량거동중에 발생하는 Plot 들을 참고하여 하중조건을 기입하였습니다.

Blue	-15.655
Dark Blue	-12.552
Light Blue	-9.449
Cyan	-6.346
Green	-3.242
Light Green	-0.139
Yellow-Green	2.964
Yellow	6.068
Orange	9.171
Red-Orange	12.274
Red	15.378

Fig.1 차량 시뮬레이션 소프트웨어인 Optimum lab 을 이용하여 측정한 Girin 의 횡가속도 plot

차량이 최대 횡가속도 15.65m/s² 를 받는 상황일때의 횡방향 스프링 변위를 최대변위라고 가정한다면 Wheel travel/Spring travel=Motion ratio 수식을 이용하여 코너링상황시 휠의 최대변위를 알수있다. 이때 Bulit in tripod housing 의 최대 허용변위각이 15 도 이기에 드라이브샤프트에 가해지는 하중조건을 명확하게 규정할수 있었다.

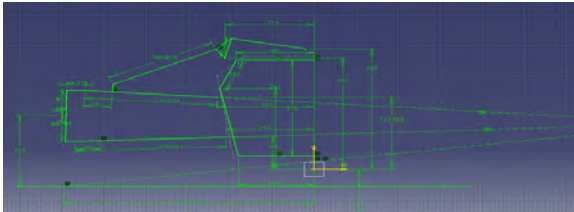


Fig.2 wheel travel=0.84*30=(Motion ratio)*(Spring travel)=25.2mm 이므로 트라이포드 하우징에서 ±15°이내 범위로 수렴.

1.2 해석

수직하중을 제외한 최대 비틀림 상황(47.2Nm 의 토크(+))를 가정하여 해석을 진행하였다

Density[kg/m ³]	7850
Tensile Yield stress[Mpa]	415
Compressive Yield stress[Mpa]	415
Poison's ratio	0.29
Young's Modulus[Gpa]	205

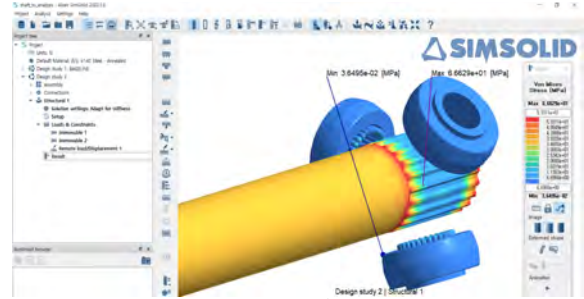


Fig.3 22mm 중실축 Drive shaft

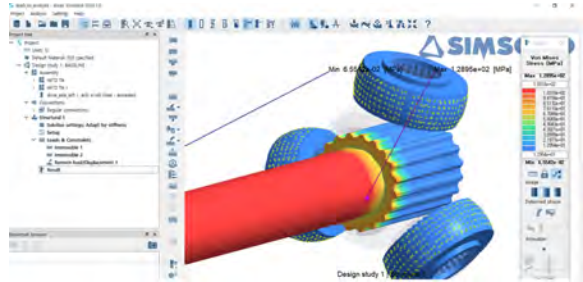


Fig.4 16mm 중공축 Drive shaft

해석결과 기존의 22pi 중실축 드라이브샤프트의 안전계수는 7 임을 확인하였다. 비틀림 상황임을 고려하여 안전계수를 3 을 목표로 잡고 해석시 드라이브샤프트의 외경을 16pi 로 최적화 할수있었으며 중실축에서 전단응력은 단면의 최외각 경계에서 최대이고, 중심에서 영이 되기에 중실축의 대부분 재료는 허용 전단응력 이하의 응력을 받게 된다는걸 감안하여 중량절감이 중요시 된다면, 중공축의 사용이 바람직하다고 생각하였고 기존의 22pi 중실축->16pi 중공축 드라이브샤프트를 제작하였다.

질량(kg)	2022 Drive shaft	2023 Drive shaft
	1.606	0.955
	40.5% 경량화	

1.3 제작

드라이브샤프트는 선반가공을 통하여 스플라인부분과 축부분의 외경을 달리 가공하였고 CNC 가공으로 스플라인 가공을 하였다. 외경이 달라지는 부위는 응력집중현상을 예방하기위하여 필렛형태의 용접비드를 보강해주었다.



Fig.5 실제 차량 부착 결과물

2.1 설 계

벨크랭크의 경우 차량의 Ride frequency 를 바꾸는 과정에서 Motion ratio 를 수정함에있어 작년과 형상이 바뀌게되었다.

Ride frequency	전분	후분
2022	2.71hz	2.69hz
2023	2.71hz	2.88hz

Fig.1 Ride frequency Table

낮은 주파수를 통해 그림을 향상시켰고 후분의 주파수를 7% 증가시키면서 후분이 더 잘따라오도록 하였다.

2.2 해 석

기존 22 년도 차량의 벨크랭크의 경우 Motion ratio 만을 고 려하여 제작되었었다. 구조해석시 나오는 결과를 보고 안전계 수가 충분하다면 형상최적화를 할수있을거라 판단하여 스프 링 최대압축시 상황을 가정하여 Motion 해석을 진행하였다. 차량에 사용되는 스프링과 댐퍼의 제원을 각각 아래와 같이 기입하였다.

Spring Rate: 6251kgf/m=61322.3N/m

$$C_{crit} = 4\pi m_s f_s R_m^2$$

Fig.2 댐퍼가 스프링 마운트사이에서 작동된다고 가정할시 모션비를 고려한 인계감쇠계수

Linear damping=3242N*s/m

또한 차량의 최대압축시 받게되는 preload 량을 고려하여 좌측 어셈블리에 걸리는 하중을 나누어 942N 을 기입하였다.

스프링 최대 압축량 30mm 를 actuator 기능을 활용하여 전 른ride frequency 2.71hz 를 주파수로 잡고 연속적인 Bumping 상황에서의 벨크랭크 안정성을 판단하였다.



Fig.3 최적화된 벨크랭크의 형상

해석결과 극한의 하중조건을 주었음에도 1.5의 안전계수가 나와 충분한 강성을 가지고있다 판단하였다. 이를 통해 maximize stiffness 30%의 형상최적화를 거쳐 나온 모델링

을 도대로 역설계를 진행하였다.

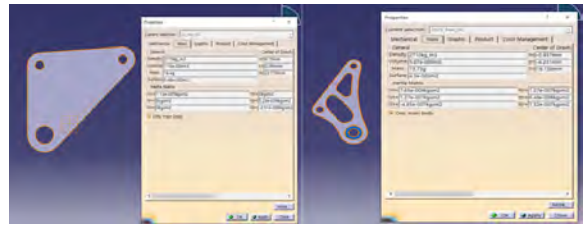


Fig.4 CATIA 역설계 형상

역설계된 벨크랭크를 기반으로 motion 해석을 다시 시행하였다.

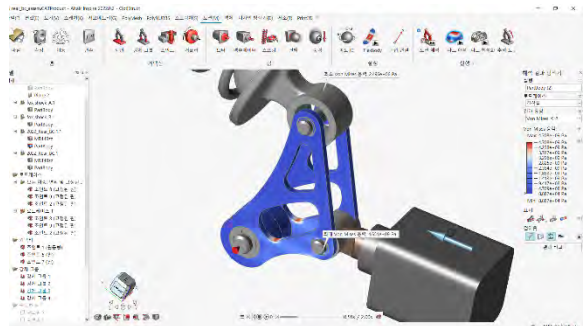


Fig.5 von mises stress of optimization

해석결과 19.4g->13.73g 으로 경량화를 성공 하였고 최대의 하중조건을 받음에도 1.06의 안전계수를 만족하는 벨크랭크를 제작할수있 게되었다.

질량(g)	2022 Bell crank	2023 Bell crank
	19.4	13.73
총 29.2% 경량화		

2.3 제 작

카티아에서 역설계한 모델링을 Drafting 기능을 이용하여 1:1 도면을 만든뒤 Autocad dwg 파일로 변환 후 CNC 가공을 이용하여 제작하였었다.



Fig.6 실제 차량에 장착된 벨크랭크

3.1 설 계

17 년도부터 사용하던 SCM440 재질의 센터락 볼트의 강성이 필요이상으로 높아 현가하질량을 상승시키고 있지않을까 라는 생각을 하였다. 현가하질량에 속하는 부품 중 휠어셈블리와 직결되는 파츠인 센터락볼트의 재질을 알루미늄 7075 T6 로 변경하여 제품의 안전계수가 충분하고 나사산에서의 변형이 없다면 현가하질량 감소에 충분한 영향을 끼칠거라 판단하였다.

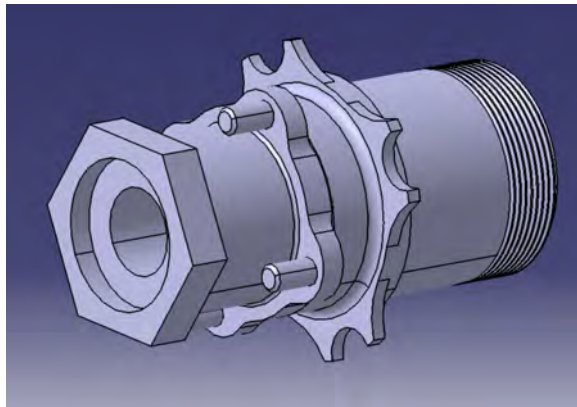


Fig.1 CATIA center_lock_with_spindle assy

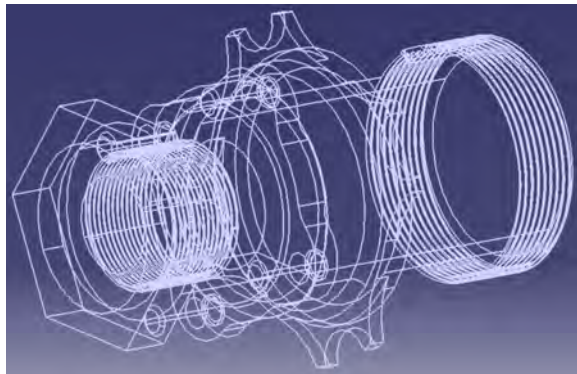


Fig.2 wire frame of assy

CATIA 의 centerlock bolt assembly 이다 Alumimium 7075 T6 로 재질변경시 제일 우려되는 지점은 나사산에서의 응력집중현상으로 인한 나사산 파손이기에 카티아상에서 Helix->Pitch sketch->Slot->Assembly 순으로 센터락볼트가 나사산에 맞게 체결된 상황을 가정하여 모델링하였다.

3.2 해 석

기존 질량 대비 66% 감소를 목표로 하여 진행하였다. 규정에 나와있는 체결토크 98Nm 와 볼팅시 발생하는 마찰을 고려하여 알루미늄의 Friction of coefficient:0.2 를 경계조건으로 줬을 때 발생하는 von mises stress 를 알아보기

위해 기존의 센터락 볼트를 역설계하여 선형 정적 구조해석을 진행해보았다.

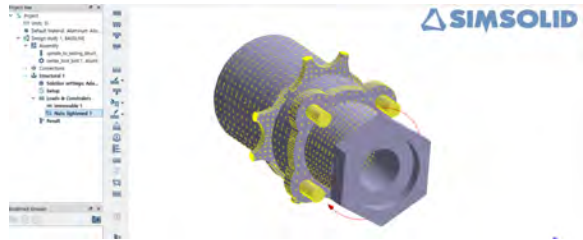


Fig.3 Center_lock_with_assy 경계조건

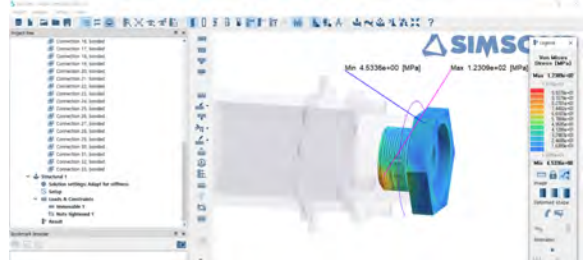


Fig.4 von mises stress of center_lock_bolt

von mises stress plot 을 보면 나사산에서 최대응력수치가 발생하는걸 알수있었다. 나사산에서 발생하는 von mises stress 는 123Mpa 로 AL7075 T6 의 Shear Yield stress 의 37%에 해당하는 응력값이며 안전계수는 2.69 가 도출되었다. 추가적인 복합하중이 발생하지않는다면 충분히 안전할것 이라고 판단하였다.

Drive_Shaft 1.606kg->0.955kg 총 40.5% 경량화
Center_lock_bolt 0.956kg->0.332kg 총 65.2% 경량화
현가하질량 총 1.926kg 감소

기존 현가하질량 대비 7% 감소->현가상질량/현가하질량 비 를 기준으로 보았을 때 현가상질량 11.4kg 감소효과와 동일

3.3 제 작

선반가공을 통하여 스피들의 나사산과 동일한 피치의 나사산 가공을 진행하였다. 경도가 낮은 알루미늄 특성상 미모성이 떨어지기에 이노다이징 공치를 고려하여 가공하였다.

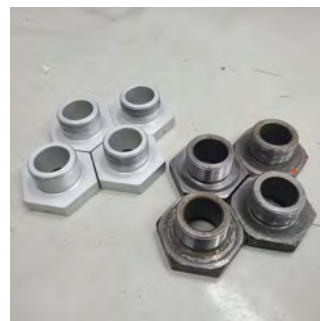


Fig.5 comparing with 2022 Center_Lock_Bolt

(좌: 기존 SCM440 센터락볼트 우:AL7075 T6 센터락볼트)



Fig.6 실제 차량에 장착시

4.1 설 계

작년 KUHO 차량의 경우 배터리팩 냉각방식이 공랭식으로 12V 소형 냉각팬을 세그먼트케이스 상부에 병렬로 배치하였다. 그러나 연습주행당시 배터리팩 내부 발열량 때문에 차량의 성능이 저하됨을 체감하였다. 냉각방식에 문제가 있다고 판단하여 작년차량의 Inlet 유속을 계산해보았다

$$1\text{feet}=30.48\text{cm}\rightarrow 304.8\text{mm}$$

$$252.85\text{ft}^3/\text{min}=7.174\text{m}^3/\text{min}=0.12\text{m}^3/\text{sec}$$

$$Q=AV(\text{풍량 계산공식})\ 0.12=(3.14*(0.12)^2)*\text{풍속(m/s)}$$

$$\text{풍속}=2.65\text{m/s}(120\text{mm 일때})$$

$$2.65\text{m/s}\rightarrow 9.54\text{km/h}$$

KSAE AutoCross 2019 V2 - Speed

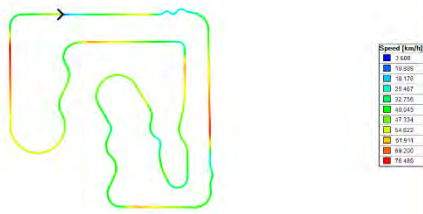


Fig.1 Optimum lab speed plot

차량 주행 시뮬레이션 프로그램인 Optimum lab 을 활용하여 내구레이스 트랙 Speed plot 을 참고할시에 차량의 주행풍이 12V 냉각팬의 유속보다 최소 3 배이상 높을것으로 판단하였다. 주행풍을 받아줄 Inlet 의 유속을 정확하게 판단하기위해 차량의 3d 풍동해석 plot 을 reference 로 삼아서 inlet 의 유속 경계조건을 지정하기로하였다.

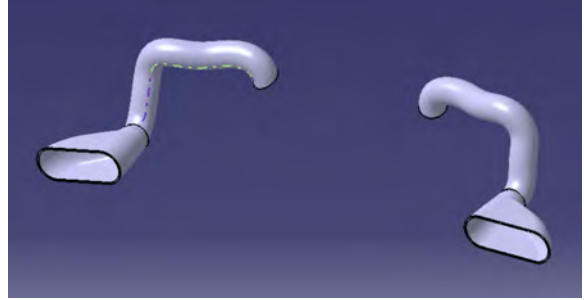


Fig.2 주행풍을 받아줄 Carbon duct 와 stream path line 모델링

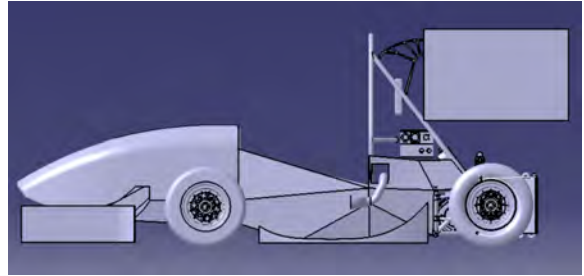


Fig.3 차량에 장착시 모습

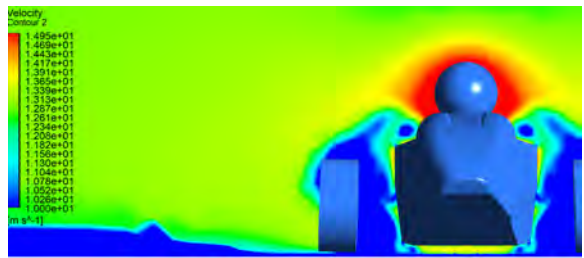


Fig.4 최고속도로 주행시 3D speed plot

$Q(\text{일정})=A*V(\text{단면적*유속})$ 에서 단면적 A 가 줄어들면 유속 V 가 늘어나므로 초기 inlet 의 단면적을 0.009m^2 냉각호스의 단면적을 0.0066m^2 으로 좁히면서 유속의 증가효과를 기대하였습니다. Carbon duct 가 $90^\circ, 0^\circ, -90^\circ$ 로 설치될 때 유속이 다를것이라 판단하여 세가지 케이스로 유동해석을 진행하였습니다.

4.2 해 석

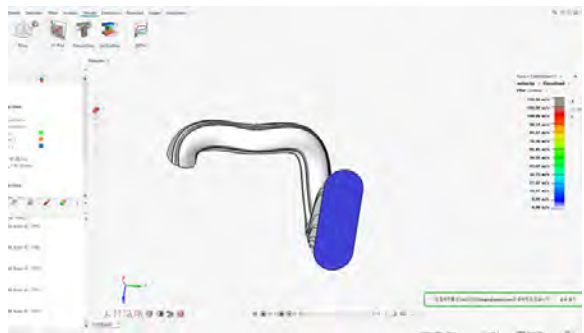


Fig.5 90°로 설치되는 경우



Fig.60로 설치되는 경우



Fig.7 -90°로 설치되는 경우

	90°	0°	-90°
Average velocity of outlet	61.35m/s	73.05m/s	55.4m/s

Fig.8 각도별 평균유속 Table

위 결과를 인용하여 배터리팩 내부 열유동해석을 Simlab의 Acusolve를 이용하여 진행하였다.

Inlet(m/s)	73.05
Outlet(pa)	0
Wall 1(W/m ² *K)	237(Heat transfer coefficient)
Wall 2(W/m ²)	1075(Each cell)
Symmetry	Symmetry plane
nodes	1976594
elements	10515220

Fig.9 경계조건 Table

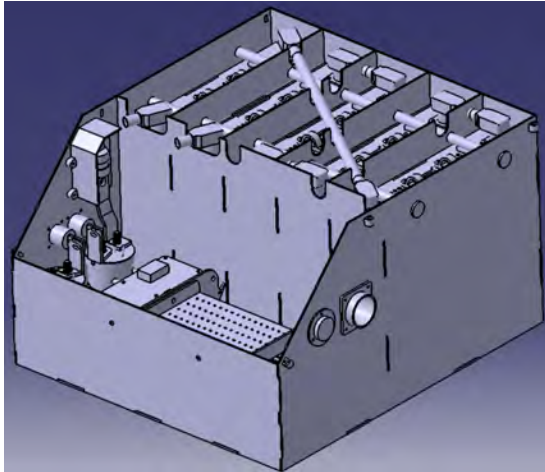


Fig.10 배터리팩 내부 구성

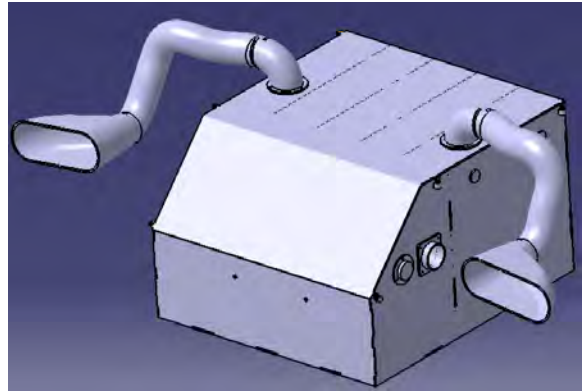


Fig.11 Carbon duct와 배터리팩 배치도. 배터리 내부발열량을 계산해보면 아래와 같이 계산할수있다.

20p 셀이 최대로 15A 씩 써도 me1302 모터의 최대출력을 못내기에 18650 30Q 셀의 최대 전류를 15A로 가정하여 발열량을 도출

$$P [W] = E0^2 / (r + R)$$

셀당 15A 쓸 때 배터리 셀 내부 저항에서 쓰는 파워=(I²)R=(15²)×20×10⁻³=4.5W 한 셀당 4.5w를 소비한다고 볼수있고 이를 셀의 전체 단면적으로 나누면 셀 하나당 발생하는 heat flux를 계산할수있다.

$$4.5 / ((2\pi * 0.009 * 0.065) + (2\pi * 0.009^2)) = 1075.9W/m^2$$

또한 배터리팩 표면으로도 열이 방출되기에 표면에 알루미늄의 Heat transfer coefficient인 237W/m²*k를 주었다.

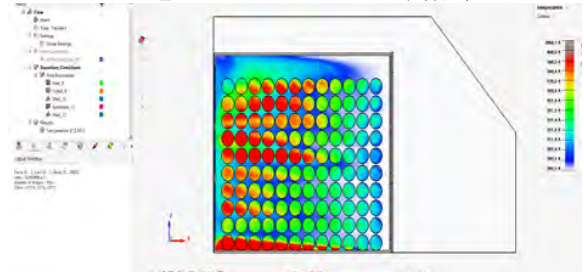


Fig.12 result of 2022 battery pack cooling

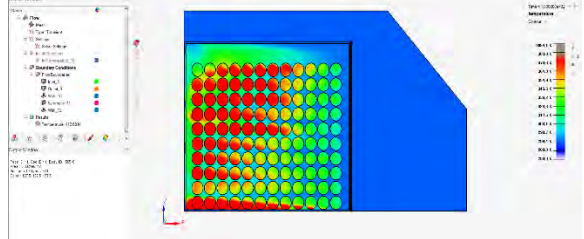


Fig.13 result of 2023 battery pack cooling 해석결과의 신뢰도를 확인하기위해 SAMSUNG SDI 18650 30Q 데이터시트의 결과중 11.7분동안 15A의 전류로 셀을 가동했을시 발열온도인 81.2°C를 참조하여 시간에 따른 발열량과 냉각효과를 보고자 하여 Transient method(time step size:1sec Final time:702sec)로 설정한뒤에 냉각효율이 얼마나 개선되어졌는지 확인하였다.

CASE	Average temperature
2022 Battery pack	412.68K
2023 Battery pack	383K

Fig.14 열유동 해석 셀 표면에서의 평균온도 table

배터리팩 내벽,외벽,방화벽의 규정을 충족하며 냉각효율을 최대로 이끌어낼수있는 case 와 수정 전 case 를 비교해보니 이전보다 냉각효율이 7.2%증가되어진걸 확인할수있었다.

4.3 제작



Fig.1 배터리팩 레이저커팅

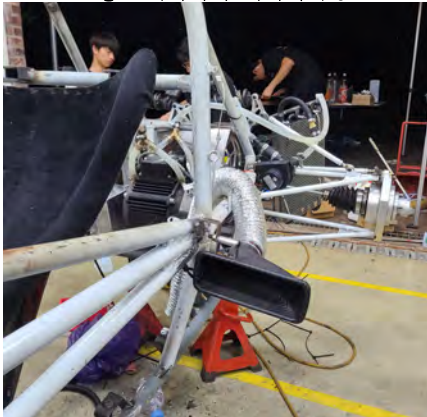


Fig.2 Carbon duct 제작

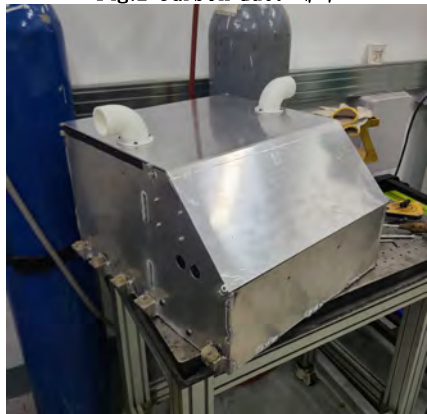


Fig.3 Battery_pack_assy

5.1 설계

작년과 동일하게 Tilton 사의 필로우 볼 타입의 78-725 마스터 실린더를 사용하여 페달 박스의 길이를 짧게 유지하였다. Pedal Force 는 800N 으로 설정하여 Pedal ratio 는 1.17 이고 0.59 의 bias 를 갖도록 설계하였다

페달비 계산과정

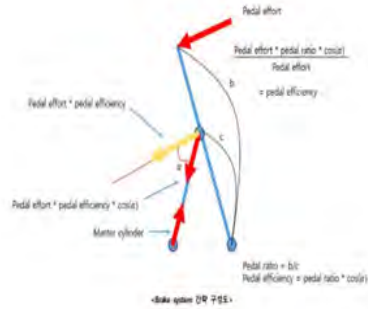


Fig.1 Calculation of pedal formula

Pedal length (b)	200mm
Master Cylinder Point	123mm
a [degree]	43.716
Pedal ratio (b/c)	1.63
Pedal efficiency	1.17

압력을 800N 으로 설정하였을 때, 차량의 동적 토크마진이 전 후륜 각각 73Nm, 61Nm 로 동적 하중에서 약 17%의 토크 마진을 갖도록 하였다. 이론상 700N 부터 브레이크 락이 걸리게 되어 주행 시 드라이버가 락이 걸리지 않을 정도의 제동력을 일정하게 낼 수 있도록 설계하였다.

Vehicle Data		Weight Distribution (lbm)	
Balance Bar Size	1.5	Front	4.0
Wheel	1.5	Rear	1.2
Cylinder Bore (in)	1.50	Front	407.2
Cylinder Bore (mm)	38.10	Rear	305.4
Cylinder Area (in²)	167.82628	CC Weight (mm)	1.4
Caliper Retain Base (mm)	13.0	Wheelbase (mm)	148.0
Number of Pistons	4	Point	rear
Pressure Ratio	14.00	Point	212.40
Fluid Friction Coefficient	0.40	Point	424.80
Disc Outer Diameter (mm)	160.0	Braking Torque (Corner) (Nm)	73.0
Disc Inner Diameter (mm)	110.0	Braking Torque (Ave) (Nm)	61.0
Disc Outer Radius (mm)	80.0	Car Mass (Load Akin) (kg)	1.0204
Disc Inner Radius (mm)	55.0	Rated Torque (Ave) (Nm)	4.0
Disc Effective Radius (mm)	67.5	Car Dynamic Load (Ave) (kg)	1.000000
Cylinder Horse (HP)	0.000000	Rated Torque (Ave) Dynamic (Nm)	100.000000
Fluid Pressure (PSI)	2700.000000	Torque Margin (Ave. Static) (Nm)	148.000000
Fluid Pressure (Bar)	186.949072	Torque Margin (Ave. Dynamic) (Nm)	73.000000
Fluid Pressure (Psi)	2700.000000	Brake Size	0.60
Fluid Pressure (Bar)	186.949072		
Piston Force (HP)	0.000000		
Braking Torque (Corner) (Nm)	73.0		

Fig.2 sheet of calculating brake torque

-디스크 설계

Wilwood 사의 복동식 캘리퍼(gp200)에 맞추어 Floating Disc 를 제작하였고 작년과 비교하여 제동시 발생하는 마찰열의 Max temperature 가 더 낮게 나오는 것을 목표로 설계를 진행하였다.

Drilled type 과 Slotted type 의 여러가지 형상의 디스크를 디자인 후 해석하였고 그 중에서 패드 분진과 마찰열을 신속히 방출하며 제동력을 일정하게 유지하는데 장점이 있는 Slotted type Disc 를 최종적으로 선정하였다

Heat flux(W/m ²)	15000
Ambient temperature(C)	25
Convection heat transfer coefficient	230
Material	SUS420J2
Elastic modulus	220GPa
Poisson's ratio	0.3
Density	7700 [kg/m ³]
Ultimate tensile stress	540 MPa
Tensile yield stress	225MPa
Compressive yield stress	225MPa
Thermal expansion coefficient	1.03e-05

5.2 해석
Fig.3 Disc 열해석 경계조건 Table



Fig.4 2022 Drilled Disc



Fig.5 2023 Slotted Disc

해석결과 아래와 같은 결과를 도출하였다.

	2022 Disc	2023 Disc
Max temperature(C)	257.7	248.09

최종 형상 선정 후 Altair Inspire 와 Simsolid 를 이용하여 Clamping Force 와 Friction Force 에 대한 구조해석을 진행하여 필요한 강성이 확보되는지 확인하였다

$$\frac{Pedal\ Force * Pedal\ ratio * Balance\ bar\ bias}{Cylinder\ Area}$$

Fig.6 Clamping Force 계산식

$$\frac{Cylinder\ Force * Pad\ Friction\ Coefficient * \pi * I\ ston\ Area * 4}{Cylinder\ Area}$$

Fig.7 Friction Force 계산식



	Clamping Force	Friction Force
Safety factor	3	4
Max displacement(mm)	1.944e-04	7.23e-03

작년 차량의 브레이크 레일은 변형이 많이 일어났었기에 구조적 강성이 충분하지 않다 판단하여 Altair Inspire 를 활용하여 브레이크 레일을 재설계하였다. 답력은 800N 으로 가정하여 브레이크 레일에 가해지는 힘을 계산하였다

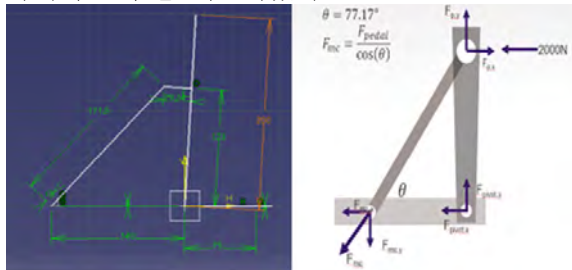


Fig.8 CATIA Sketch of pedal

계산한 하중조건을 브레이크 레일에 적용하여

Altair Inspire를 이용하여 최적화를 진행하였다.

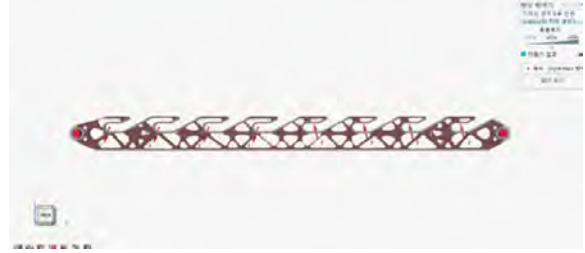


Fig.9 최적화된 2023년도 브레이크 레일
최적화된 형상을 바탕으로 브레이크 레일을 재설계하여 2022 brake rail과 비교해보았다.



Fig.10 2022 brake rail



Fig.11 2023 brake rail

	Displacement(mm)
2022	0.701
2023	0.503

2022년과 비교하였을 때 Displacement가 약 20% 감소함을 확인할 수 있었다.

5.3 제작



Fig.12 2023 Slotted disc



Fig.13 Weld 2023 brake rail

CNC가공 및 레이저커팅가공을 이용하여 새롭게 개선되어진 브레이크레일과 디스크를 제작하였다.

6.1 설계

공력장치는 200N의 힘을 가했을 때 25mm 이상의 변형이 발생하면 안 된다는 규정에 따라, 공력장치와 프레임을 연결하는 부재인 Bridge를 설계하였다. Bridge는 23년도 차량의 최고 속도인 약 22.22m/s에서 발생하는 최대 항력과 다운포스를 고려하여 설계하였다.

Rear wing Bridge의 초기 형상은 19년도 Swan neck Bridge 형상을 기반으로 설계하였다. 재료는 AL 7075보다 강성이 낮지만 가공성과 비용 문제로 AL 6061 T6를 선정하였다. 19년도 Bridge는 티타늄이었지만 23년도 Bridge는 알루미늄이라 더 두꺼운 형상으로 설계해야 했기에 Inspire를 이용하여 위상최적화를 진행하여 Bridge의 경량화를 진행하였다.

프레임과 연결되는 부분은 지지점으로 설정하고, Z 방향 힘은 리어윙의 자중(70N)과 최대 다운포스(170N)를 고려하여 윙 체결부에 각각 120N을 적용하고, X 방향 힘은 리어윙의 항력(54N)을 고려하여 27N씩 적용하였다.



Fig. 1 : Road Case

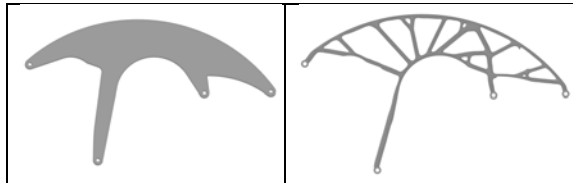


Fig. 2 : Topology Optimization(질량 최소화, SF 6)

이후 리어윙 어셈블리 해석을 진행하여 낮은 안전율을 갖는 부분의 두께를 늘리는 방식으로 형상을 수정하여 Bridge의 최종 형상을 설계하였다.

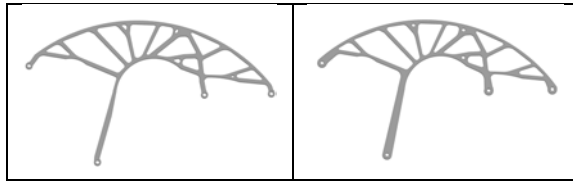


Fig. 3 : Optimized Bridge

Model	질량(kg)
초기	0.910
최종	0.474
약 52% 경량화	

Table 1 : Weight reduction

6.2 해석

최적화된 형상을 리어윙 설계에 적용하였고 리어윙 전체 구조해석을 진행하였다.

검차시 가장 높은 모멘트를 가할 수 있는 위치에 200N 하중조건을 걸어 해석을 진행하였다.

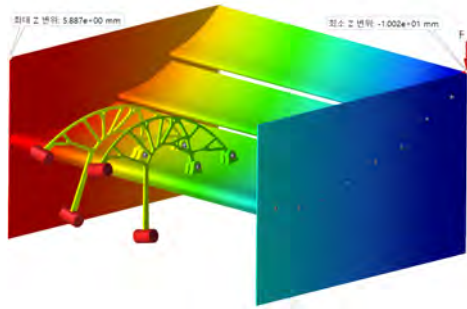


Fig. 4 : Z Displacement

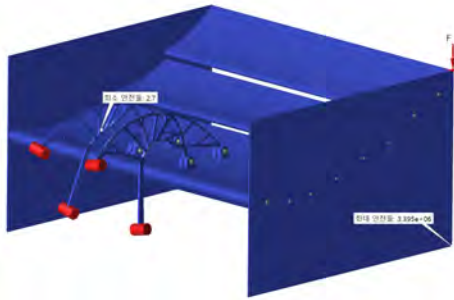


Fig. 5 : Safety Factor

해석 결과 Z 방향 최대 변위가 약 10mm 이고, 최소 안전율은 2.7 로 구조적 안정성을 확인하였다.

7.1 설계

Front wing Bridge 도 같은 프레임워크로 최적화를 진행하였다.

Z 방향 힘	프론트 윙의 자중 = 50N 최대 다운포스 = 160N Total : 210N
X방향 힘	최대 항력 = 54N

Table 2 : Road Case



Fig. 6 : Road Case

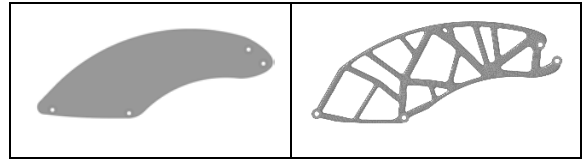


Fig. 7 : Topology Optimization(질량 최소화, SF 2.5)

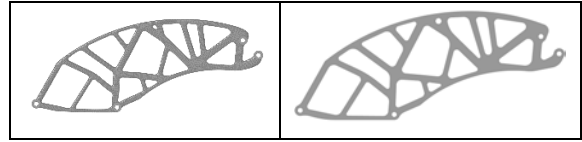


Fig. 8 : Optimized Front Bridge

Model	질량(kg)
초기	0.38039
최종	0.15117
약 60% 경량화	

Table 3 : Weight reduction

7.2 해석

위상 최적화된 형상 단품 해석을 진행하였다.

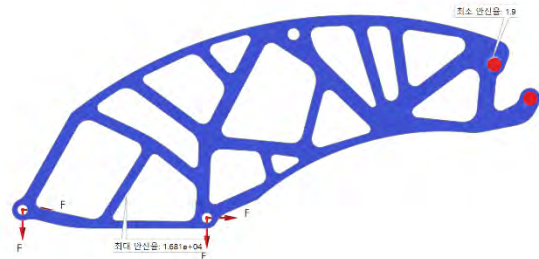


Fig. 9 : Safety Factor

단품 해석 결과 최소 안전율이 1.9로 구조적 안정성을 확인하였다.

7.3 제작

레이저 커팅을 이용해 Bridge 를 가공하였고 홀 근처 응력 집중현상을 제거하기 위해 1mm 의 테이퍼를 추가로 수기가공을 통해 적용하였다.

5. 원가 절감 사례 (3 건 이하)

5.1 CNC 가공시 지불하는 비용은 시간당 비용이다. 머시닝에 소요되는 시간을 최소화하고자 각 가공품의 Fillet 부위 R 값을 동일하게 설계하였습니다. 구조해석 결과 제품의 강성이 상당응력에 비해 안전하다고 판단되면 (판단기준 안전계수 1.5 이상) 이에 맞춰 가공을 진행하였다.

5.2 기존의 차량 지그 제작 방식은 스틸판을 레이저커팅하여 조립식으로 만들어 사용하는 방식이었다. Ride frequency가 변경되며 이에 맞는 벨크랭크를 설계하다보니 지그의 형상변화가 필요하였고 이를 스틸판 레이저커팅 가공이 아닌 3D 프린팅 기술을 활용하여 지그를 제작해보았다. 서스펜션의 Hard point 는 작은 위치오차에도 롤센터와 롤커플량, 로드가 받는 하중이 오차대비 크게 달라져 이를 정확하게 잡으려하였는데 이에 형상에 따라 유연하게 서포트가 가능한 3D 프린팅 PLA 지그가 적합하다 판단하였다. 내부채움 100%의 PLA 로 지그를 생성시 압피이프의 하중을 충분히 견디었고 이를 활용하기로 하였다. 또한 3D 프린팅 기기를 이용하여 레이저커팅 가공비용을 절약할 수 있었다.

6. 결 론

Drive_Shaft 1.606kg->0.955kg 총 40.5% 경량화
Center_lock_bolt 0.956kg->0.332kg 총 65.2% 경량화
현가하중량 총 1.926kg 감소 현가하중량을 작년대비 7%(1.926kg)감소시키며 스프링의 수축/팽창 반응을 높혀 타이어의 노면 밀착성을 증가 시킬수있었다. 이를 통해 차량의 지면 홀딩능력 향상을 도모하였다.

또한 배터리팩 냉각 효율을 7.2%개선하여 모터의 성능과 내구레이스시 주행거리 증가효과를 기대할 수 있을것이다.

References

1. 자동차 구조 교과서-아오야마 모토오, 임옥택
2. Racing car design-Derek seward
3. Mechanisms of Material-Timothy.A philpot
4. Practical Aspects of Multibody Simulation-한국알테어 Online store
5. Simulation revolution-한국알테어 Online store
6. 하이퍼웍스를 이용한 전산유체해석-한국알테어 Online store