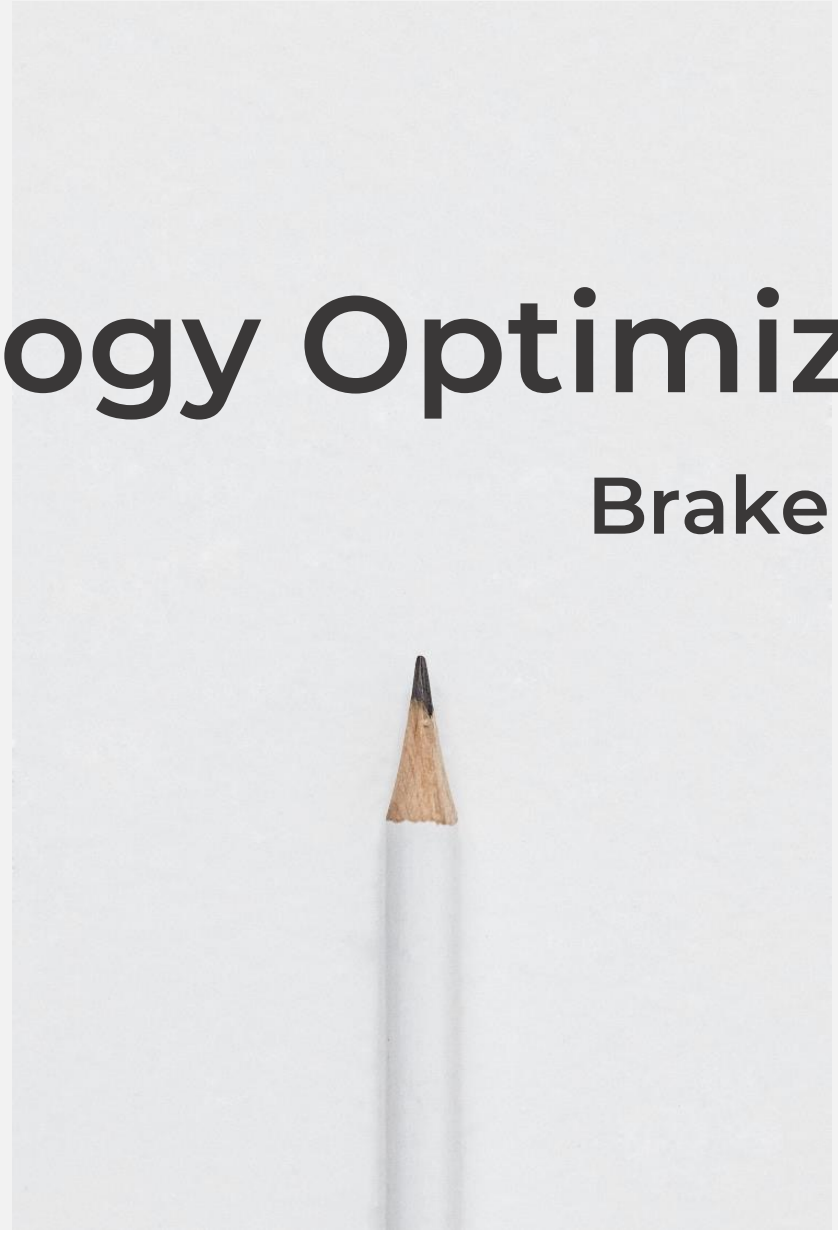
ALTAIR

AOC 2022

Topology Optimization

Brake Disc Part



한국항공대학교 기계공학부

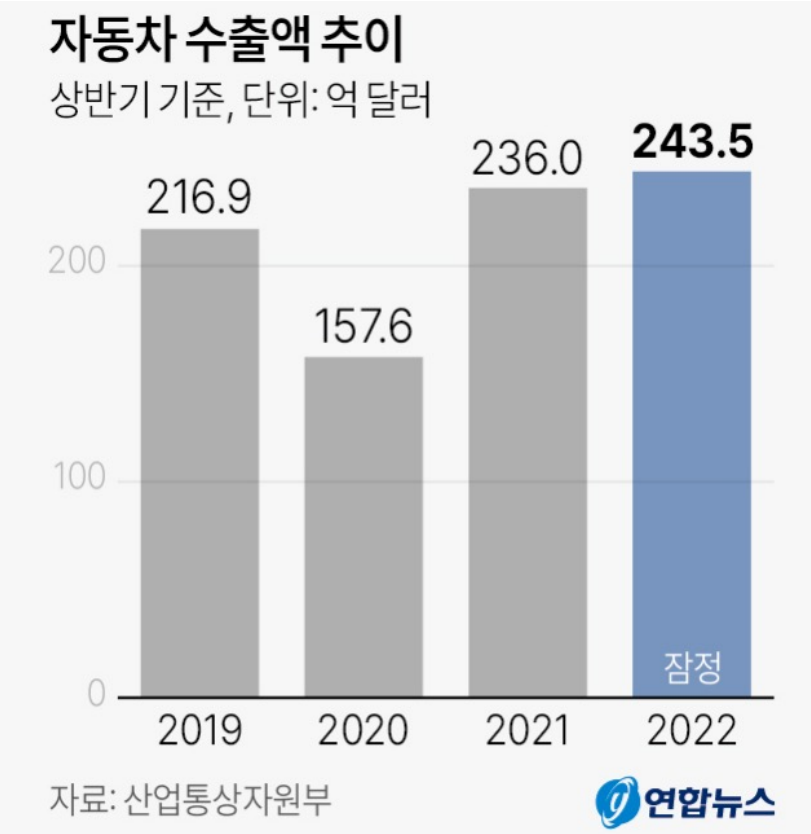
정재엽 최우용

Part 1

Introduction

1 Introduction

해를 거듭할수록 성장하며 점점 그 규모가 거대해지는 자동차 시장



현대자동차 전기차 전용 브랜드 아이오닉의 두 번째 모델인 아이오닉 6. 현대자동차 제공

현대자동차가 국내에 첫 전기차 전용공장을 짓는다. 내년에 착공해 2025년 완공 계획이다. 차질없이 진행한다면 1996년 이후 29년 만에 현대차의 국내 신규 공장이 생긴다. 기존 생산시설은 단계적으로 재건축해 '미래형 자동차 양산공장'으로 거듭난다. 현대차는 파워트레인 부문 고용보장과 직무전환 교육도 병행한다. 2025년까지 63조원을 투자하겠다는 현대차그룹의 계획이 구체적 윤곽을 드러내고 있다.

현대차는 '국내공장 미래 투자 관련 특별 합의서'를 마련했다고 12일 밝혔다. 합의서는 전날 울산공장에서 열린 올해 임금협상 15차 교섭에서 작성됐다. 현대차는 신규 공장 규모나 부지 같은 세부사항을 확정하지 않았다. 다만 이미 넓은 부지를 확보한 울산에 지을 가능성이 큰 것으로 알려진다. 앞서 기아도 광주에 전기차 생산라인을 갖춘 바 있다. 현대차가 마지막으로 지은 국내 공장은 1996년 아산공장이다.

1 Introduction

내연기관차의 몰락, 하지만 제동시스템의 발전은 여전히 진행 중

브레이크의 제동 성능뿐만 아니라 냉각 성능 또한 중요한 연구과제가 되고 있다.[1-3] 디스크 브레이크는 냉각 성능 강화를 위하여 디스크 내부의 공기 유동을 통해 냉각을 가능하게 하는 벤틸레이티드 형상으로 진화되어 왔다. 또한 최근의 차량 성능 강화로 인하여 추가된 브레이크의 부하를 해결하기 위하여, 마찰면 상에 패턴 가공을 하여 추가적인 냉각 성능 향상을 기대하는 연구들도 진행되고 있다.[4-6]

최근에는 친환경과 관련된 법규가 강화되면서 차량의 연비와 직접적으로 관련된 차체 및 부품 경량화에 대한 관심과 관련 연구가 늘어나게 되었고, 브레이크 또한 경량화를 요구 받고 있어 냉각 성능을 향상시키는 동시에 중량을 감소시키는 설계방법에 대한 연구가 활발하게 진행되고 있다. 상용 디스크 브레이크의 경량화는 기존의 단일재질로 구성되었던 디스크 로터를, 모자부에 경량화 소재를 적용하여 모자부의 무게를 줄이는 이종 재질 형태의 로터를 사용하는 방식으로 이루어지고 있다. 이를 통해 친환경의 문제 해결뿐만 아니라 차량 현가장치 경량화를 통한 차량 운동성능 향상 등의 이점을 얻을 수 있다.

또한 "최근 급증하고 있는 전기차의 경우 주행거리를 늘리기 위해 차량 무게를 낮추고 있다"면서 "리스터의 가벼운 무게가 이에 장점이 될 것"이라고 내다봤다.

[Problem]

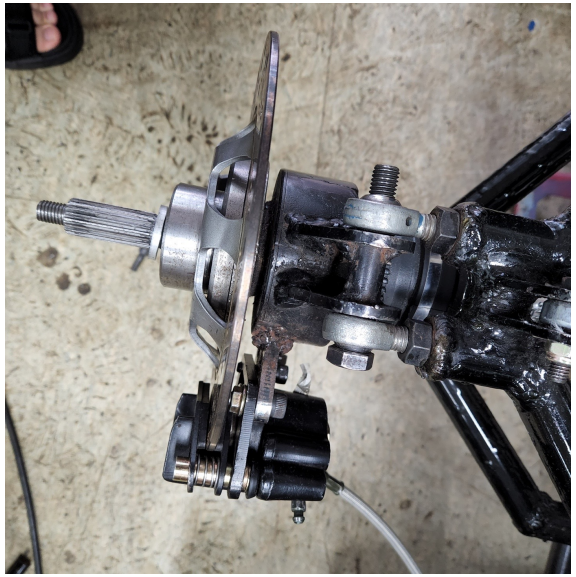
- 자동차 주행에 있어 일순위는 언제나 운전자의 안전임, 따라서 다양한 주행환경에 맞는 적절한 제동장치 도입은 필수적
- 제동 장치의 개선은 제동 마찰 성능 측면뿐만 아니라 냉각 성능 또한 중요 이슈 중 하나. 특히 자동차 시장 내 전기차의 비율이 확대됨에 따라 주행거리 연장을 위한 경량화가 화두에 오름

[Solution]

- 브레이크 디스크의 형상 최적화 과정과 로터(Rotor)의 적절한 패턴 선정을 통해 제동 장치의 경량화 및 안정성, 성능 개선

1 Introduction

설계 대상 상세 선정



[자작 전기차]
후륜 Brake Disc

[자작 전기차]
전륜 Brake Disc

[Boundary Conditions]

- 자동차 브레이크 디스크 설계 및 최적화를 진행 및 적용할 대상은 '2022 KSAE 대학생 스마트 e-모빌리티 대회'에 사용되는 자작 전기차량
- 기존의 전, 후륜 브레이크 디스크 형태를 바탕으로 설계를 진행, 특히 캘리퍼, 구동축, 휠과 같은 인접 부품의 형상 및 운동을 고려하여 설계
- 전기차의 전체 하중을 고려하여, 비교적 무거운 이중형태의 벤틸레이티드 디스크가 아닌 단일형태의 **솔리드 디스크**를 기본 형상으로 선정

Part 2. Design

Conceptual design

Detail design

-Disc body & rotor

-Disc rotor patterns

ALTAIR

Part 2. Design

Conceptual design

Detail design

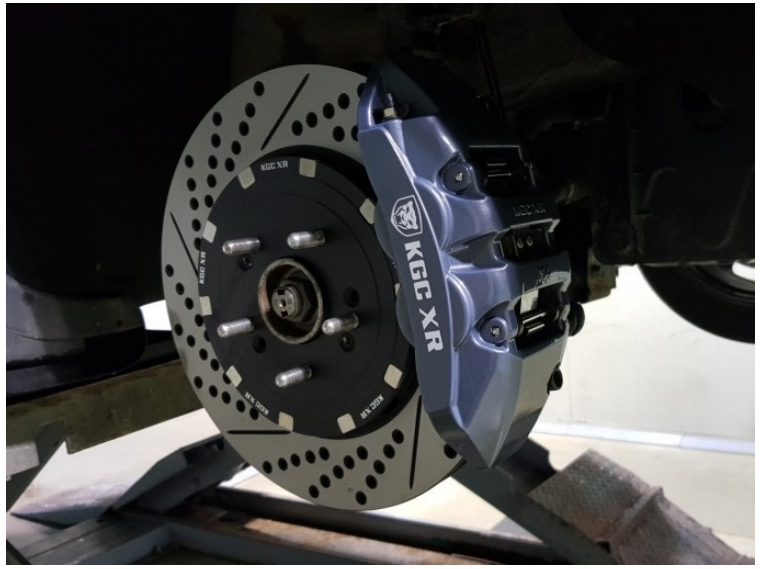
-Disc body & rotor

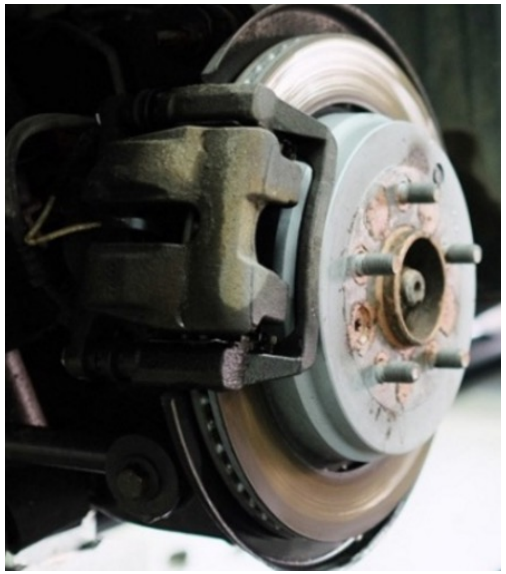
-Disc rotor patterns

2 Conceptual Design

What is Disc Brake?

What is Disc Brake?



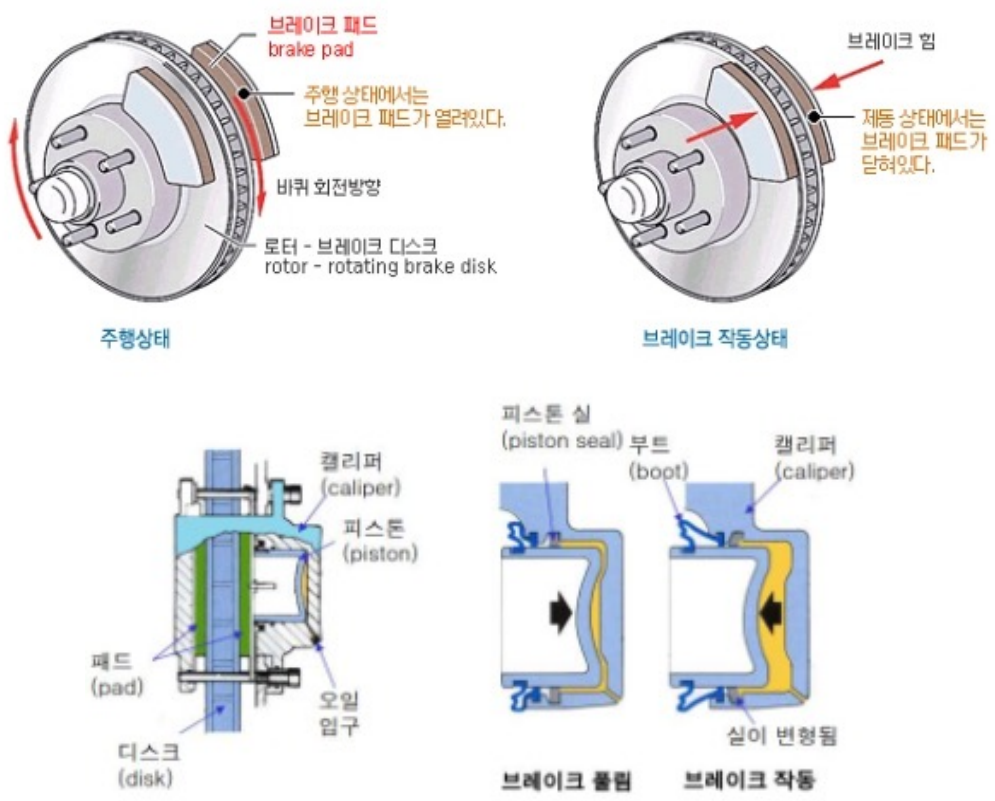


Car Braking System

- Caliper + Disc Brake
  - Ventilated Disc
  - Solid Disc
- Brake Shoe + Drum Brake

2 Conceptual Design

What is Disc Brake?



[Disc Brake]

- 마찰은 Pascal 법칙에 따라 브레이크 페달로부터 전달된 압력에 의해 브레이크 액이 밀려나며 Caliper에 위치한 피스톤에 작용됨
- 다른 제동 방식에 비해 방열성이 우수하고, 반복적인 사용의 특성상 적합한 제동 방식
- 방열이 제대로 되지 않는다면 열이 축적되어 Brake oil에서의 Vaporlock 현상 발생, 제동 성능 저하, 자동차의 안정성이 떨어짐
- Disc와 Caliper가 맞닿는 Rotor의 패턴 즉, 무늬의 형태, 크기, 개수에 따라 제동 성능이 달라짐

2 Conceptual Design

설계 제약 조건 및 설계 인자

#1

오토바이 캘리퍼 사용

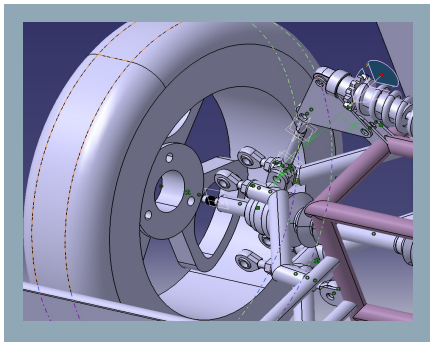
✓ 기존의 오토바이 캘리퍼 사용으로 인해 자동차용 Disc가 아닌 오토바이용 Disc 설계 필수

#2

Disc body와 rotor의 결합

✓ 상용 Disc 사용으로 인해 Disc rotor와 Disc body가 분리되어 있는 형태에서 두 부품이 결합되어 있는 Disc 설계

#3



휠에 따른 Disc의 형상

✓ 콘티넨탈타이어 사의 E-콘택트-125/80R13 휠과 Disc의 연결, 그리고 구동축과의 연결을 고려해 전체적인 Disc형상의 결정

- Disc body와 rotor가 결합된 형태의 디스크를 설계함으로써 <u>무게 감소와 구조 단순화의 이점</u>
- 현재 Disc rotor패턴 종류에 대한 제동성능 변화 연구는 활발히 진행 중
- 하지만 상세한 패턴 형태, 크기, 개수 관련 연구와 논문은 부족한 상태, 따라서 열해석과 응력해석을 통해 <u>패턴을 최적화하여 제동성능 높이는 것이 목적</u>

ALTAIR

Part 2. Design

Conceptual design

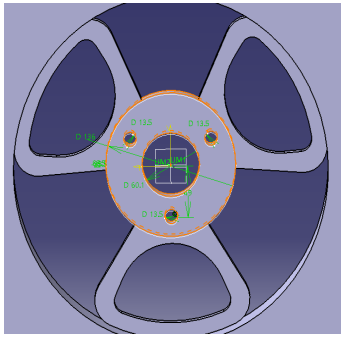
Detail design

-Disc body & rotor

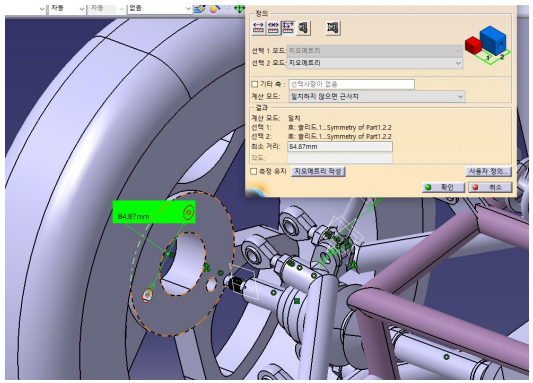
-Disc rotor patterns

2 Detail Design

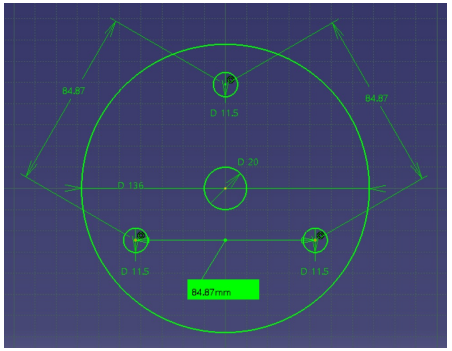
Disc body & rotor



[Wheel Size]



[Wheel 위치 및 PCD]



- 사 측에서 제공한 제원 기반 타이어 형상, 구동축과 휠허브의 CATIA 결합 형상을 통해 Disc body의 상세 수치 선정

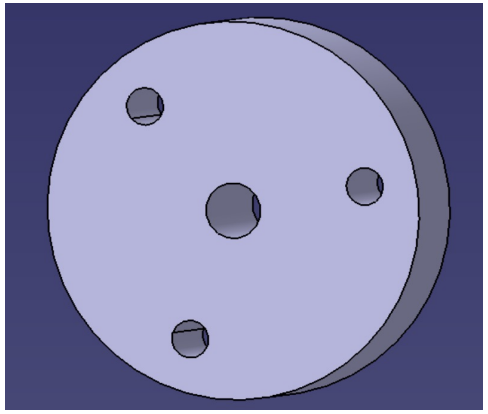
1. 회전과 진동이 큰 wheel의 특성을 고려하여 wheel과 Disc body 동일 크기 적용
→ **Disc 지름(D): 136mm**

2. Disc의 볼트 관통 구멍 간의 거리인 PCD는 wheel의 제원에 따라 동일 크기 적용
→ **PCD: 84.87mm**

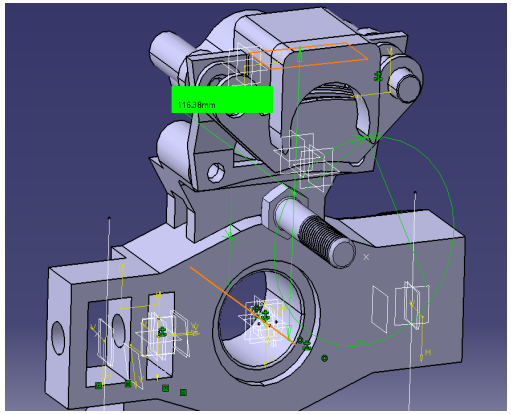
3. 볼트 관통 구멍의 크기는 wheel과 동일 크기 적용, 구동축의 관통 및 연결을 위해 중앙에 관통원 적용
→ **Bolt 구멍 지름(D): 11.5mm**
→ **중심 관통원 지름(D): 20mm**

2 Detail Design

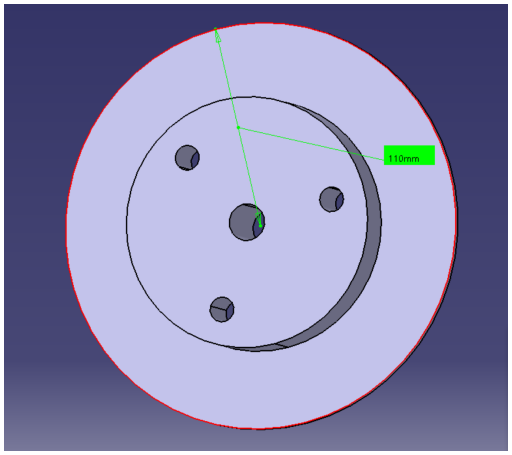
Disc body & rotor



[Disc Body]



[Disc 위치]



- 설계된 Disc body의 기본 형상을 실제 Disc가 부착되는 캘리퍼, 너클, 베어링과 구현하여 약 116mm의 Disc rotor 최대 반지름 얻어냄

- 캘리퍼와 Disc rotor가 맞닿는 면에 의해 제동성능이 좌우되기 때문에 매우 중요, 따라서 여유 간격 필수적

→ **Disc rotor 지름(D): 220mm**

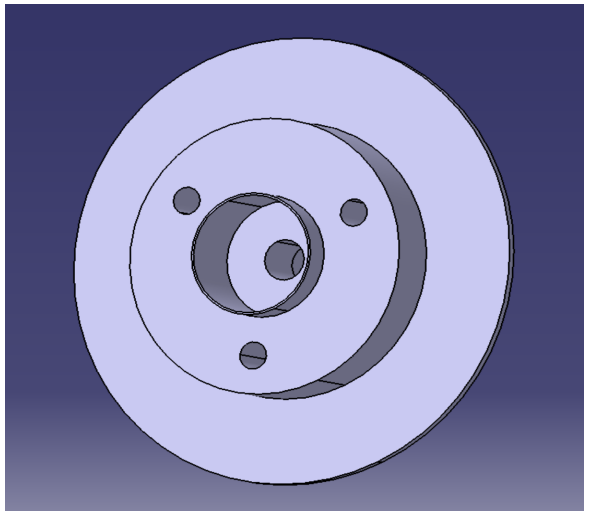
2 Detail Design

Disc body & rotor

[Wheel Center Bore]

- Center Bore: 일반적으로 상용차량의 wheelhub에 설계되는 휠 중심의 가공 형상. Center Bore는 wheelhub에 wheel을 Centering하여 큰 진동이 발생하는 wheel의 흔들림을 방지

- 흔들림과 휠 자체의 진동은 주행성능을 현격히 감소시키고 악영향을 미치기 때문에 이를 방지하기 위해 적절한 Center Bore 형상 설계 혹은 Center Bore ring 사용



[Disc body & rotor Baseline]

- 본 차체는 wheel과 Disc가 맞닿으므로 Disc body에 Center bore 적용

→ **Center Bore 바깥 지름(D): 60.1mm**
Center Bore 안쪽 지름(D): 54.1mm

ALTAIR

Part 2. Design

Conceptual design

Detail design

-Disc body & rotor

-Disc rotor patterns

2 Detail Design

Disc rotor patterns

Type	A	B	C
Pic			
Pattern	홈 패턴	복합 패턴	타공 패턴

- **Disc** 패턴의 종류를 다음과 같이 크게 **3**가지로 나눌 수 있으며**,** 주행환경과 목표를 고려하여 적절한 선택이 필요함

2 Detail Design

Disc rotor patterns

A	
B	
C	

내구성: A > B > C

(1) A형상, B형상, C형상은 브레이크 디스크의 내부에서 등가응력이 가장 많이 발생하는 것을 알 수 있고, 피로 해석에서는 A, B, C 형상의 순으로 모델의 수명이 가장 긴 것으로 나타났다. 등가응력이 가장 많이 발생하는 브레이크 디스크의 내부에서 수명이 결정되는 것을 알 수 있었다.

(2) 세 가지 형상의 모델들은 고유진동수 해석상에서는 변형에 있어 그 차이가 거의 없는 것으로 보인다. 그리고 각 형상의 모델별 하모닉 진동이 발생하는 진동수 1617Hz에서의 최대 전변형량과 등가응력을 보았을 때 A, B, C 형상 순으로 낮아지므로 이러한 순으로 강도면에서 유리한 것을 알 수 있었다.

(3) A형상, B형상, C형상의 디스크 브레이크 모델들에 대한 구조, 피로 및 진동해석을 통하여 A, B, C 형상의 모델 순으로 구조 강도면에서 유리한 것으로 판단된다.

+

냉각성능: C > B > A

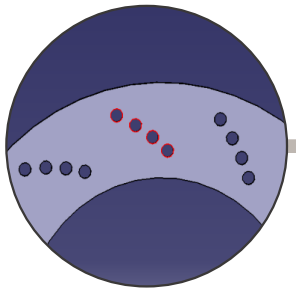
잦은 고성능 차량에 유리할 것으로 판단된다. 패턴별로 비교해보면 제동 성능 측면에서는 복합 패턴이 가장 우수한 것으로 평가되나 600 °C 이상의 고온 환경에서의 냉각 성능은 관통 패턴이 가장 우수한 것으로 평가된다. 따라서 일반 승용차에는 복합 패턴을 사용하는 것이, 600 °C 이상의 고온 환경 제동하는 빈도가 많은 경주용 또는 고성능 차량에는 관통 패턴이 포함된 패턴을 사용하는 것이 냉각 성

- 본 제작 자동차가 초점을 두고 있는 부분은 내구성보단 제동성능(냉각성능)임

∴ Disc rotor의 기본 패턴은 **타공 패턴(C)**로 선정

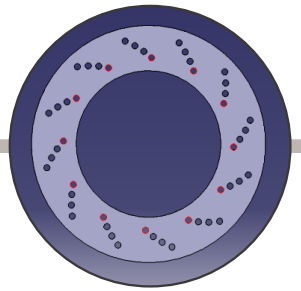
2 Detail Design

Disc rotor patterns



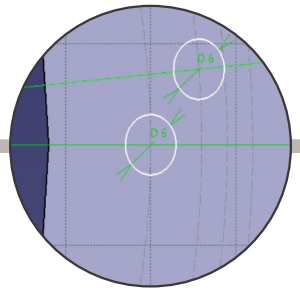
Floor num

- ✓ 같은 선 상에 위치하는 타공의 개수
- ✓ 2EA/ 3EA / 4EA



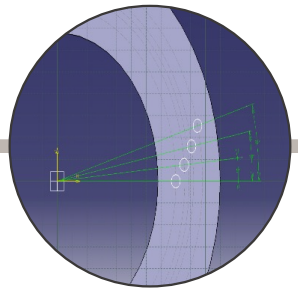
Hole num

- ✓ Rotor의 중심에서 같은 거리에 위치하는 타공의 개수
- ✓ 6EA / 8EA / 10EA / 12EA



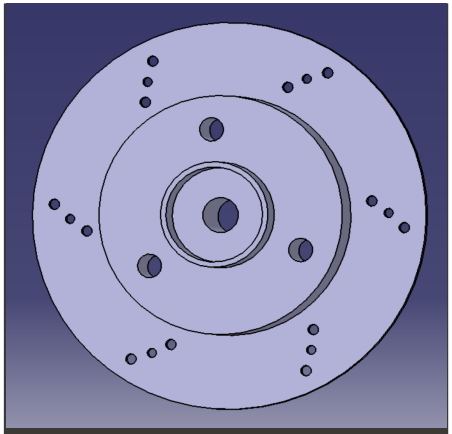
Hole size

- ✓ 각 타공 지름의 크기
- ✓ 5mm / 6mm / 7mm / 8mm



Hole angle

- ✓ 같은 선 상에 위치하는 타공 간의 각도
- ✓ 0° / 5° / 7.5° / 10°



Reference shape

Floor num: 3EA

Hole num: 6EA

Hole size: 6mm

Hole angle: 5°

① 각 기준의 상세 수치와 기본 형상은 상용 디스크의 다양한 표본을 근거로 결정

② 각 기준이 **제동성능에 미치는 영향이 클 것으로 예상되는 순서**로 최적화 진행

③ 최적화 시간을 최소화하기 위해 이전의 기준에서 **결정된 수치를 다음의 기준 수치**로 사용

Part 3. Optimization

Loads and Materials

Phase & Thermal Optimization

-Disc body

-Disc rotor patterns

Natural Frequency Analysis

ALTAIR

Part 3. Optimization

Loads and Materials

Phase & Thermal Optimization

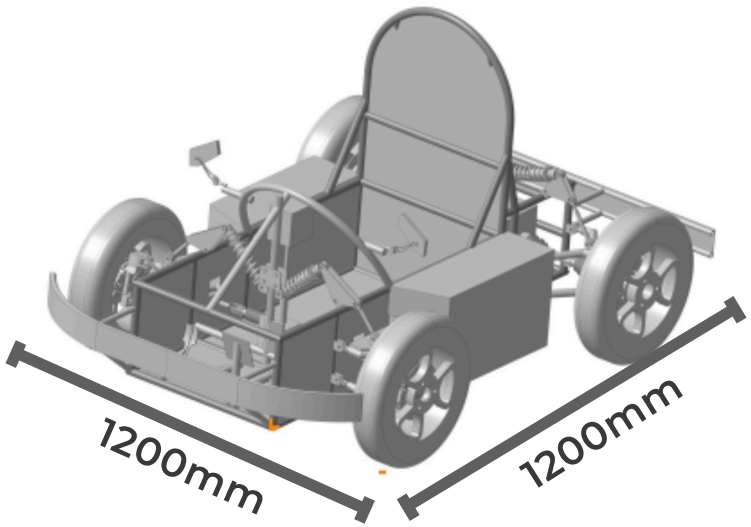
-Disc body

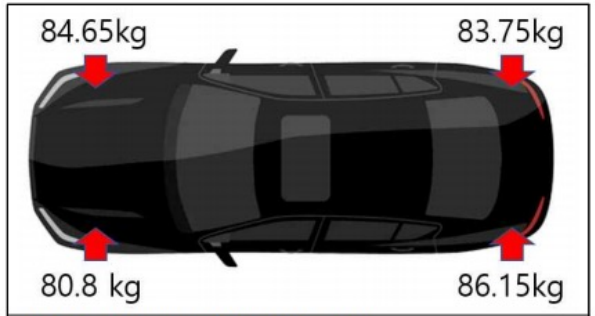
-Disc rotor patterns

Natural Frequency Analysis

3 Optimization

Load and Materials





차량의 무게 분포 실제 측정 결과

1. 차량의 길이와 너비는 대략적인 측정을 통해 1200mm로 선정
2. 각 바퀴에서의 질량을 각각 측정한 결과 하단의 사진의 결과를 얻음
3. 차량의 대칭성과 설계 상황을 고려하여 차량의 무게중심은 차량의 중앙에 위치한다고 가정
4. 따라서 차량의 총 질량 (m_{total})은 335.35kg

∴ 무게 중심이 중앙에 위치하기 때문에 다음과 같이 결과를 얻음

$$W_{FL} = W_{FR} = W_{RL} = W_{RR} = W \times \frac{1}{4}$$

3 Optimization

Load and Materials

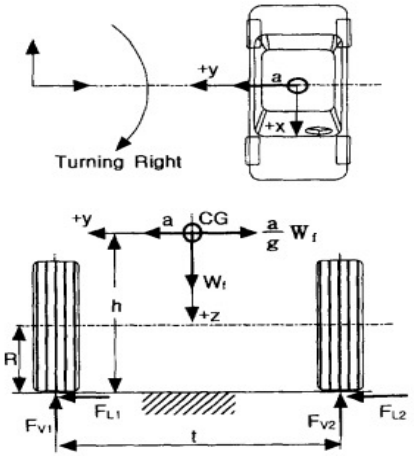


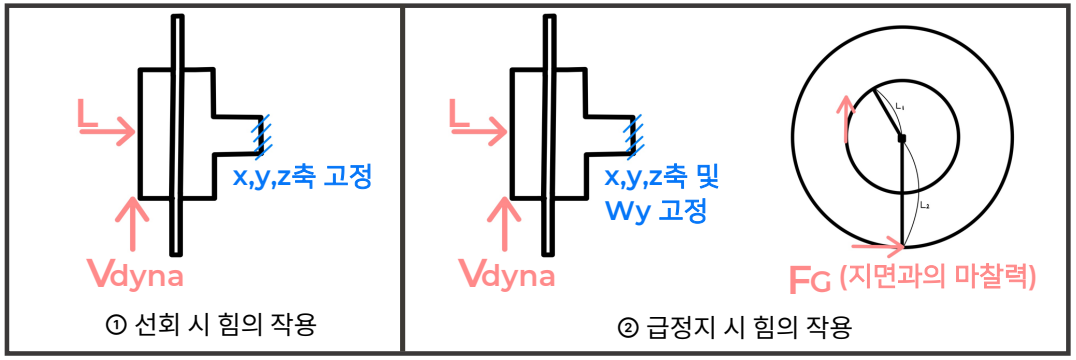
Fig. 1 Force diagram with driving conditions

$$F_{L2} = W_f\left[\frac{1}{2}\frac{a}{g} + \frac{h}{t}\left(\frac{a}{g}\right)^2\right]$$

$$F_{V2} = W_f\left(\frac{1}{2} + \frac{h}{t}\frac{a}{g}\right)$$

축 하중이 W_f 이고, 양 쪽 타이어 중심간의 거리를 t, 지면에서 무게중심(CG)까지의 높이를 h라 하면, 힘과 모멘트 평형식으로부터 식(1)과 같이 휠에 작용하는 수직방향 하중(F_{V1}, F_{V2})과 수평방향 하중(F_{L1}, F_{L2})이 표현된다. 여기서 괄호 안의 부호는 차량이 우회전하는 경우이며, 좌회전인 경우에는 반대가 된다. 따라서 허브 유니트를 위해 고려해야 하는 주행 하중 조건은 차량 주행 시 발생하는 횡 방향 가속도의 분포로 특징 지워질 수 있으며, 차량의 휠 하중을 측정하는 것뿐만 아니라 횡 방향 가속도의 측정도 중요해진다.

[선회 시 고려해야 할 힘]



① 선회 시 힘의 작용 ② 급정지 시 힘의 작용

① $L = W_f[\frac{1}{2}\frac{a}{g} + \frac{h}{t}\left(\frac{a}{g}\right)^2]$, $V_{dyna} = W_f(\frac{1}{2} + \frac{h}{t}\frac{a}{g})$

$W_f = mg = 3289.78N$, t(타이어 중심 간 거리) $= 1.2m$
h(지면에서 CG까지 거리) $= 0.177m + 0.1$(최저지상고) $= 0.277m$
$a = 0.9G$(논문 참고, 극한 상황 고려)

$\therefore$ $\boldsymbol{L = 2095.51N}$, $\boldsymbol{V_{dyna} = 2328.34N}$

② $\boldsymbol{V_{dyna} = \frac{1}{4}m(2g) = 1764.9N}$, $L = 0$

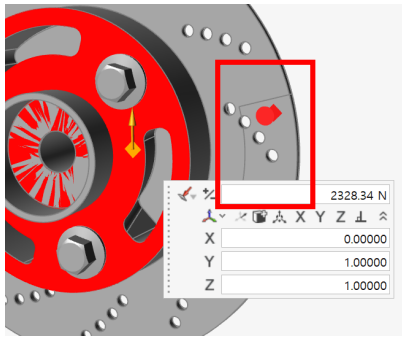
$\boldsymbol{F_G = 1.2 \times V_{dyna} = 2117.88N}$

$\boldsymbol{T = F_G \times L_1 = 561450\ N \cdot mm}$

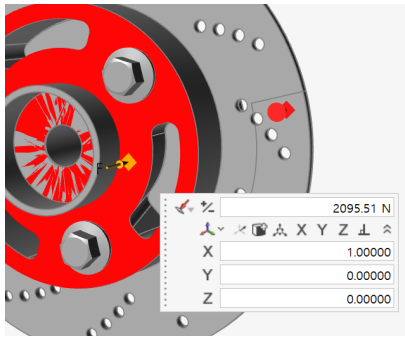
3 Optimization

Load and Materials

[선회 시 하중 작용]

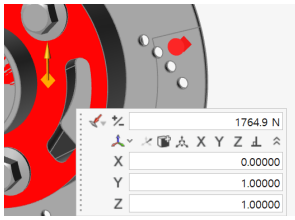


$$L = 2095.51N$$

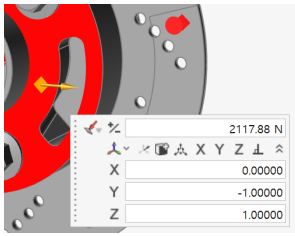


$$V_{dyna} = 2328.34N$$

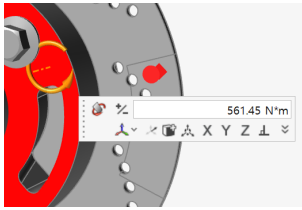
[급정지 시 하중 작용]



$$V_{dyna} = 1764.9N$$



$$F_G = 2117.88N$$



$$T = 561450\ N \cdot mm$$

3 Optimization

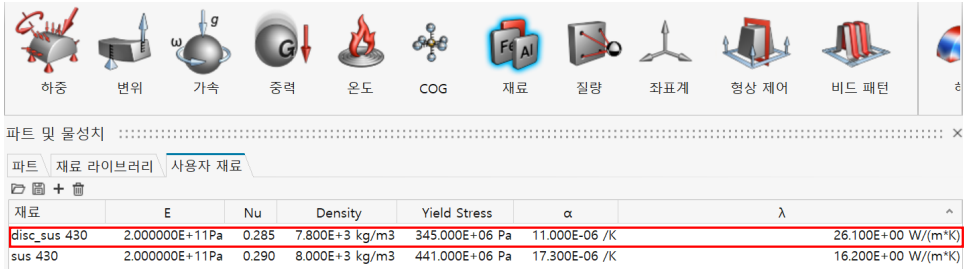
Load and Materials

Physical Properties	Metric
Density	7.80 g/cc

Mechanical Properties	Metric
Hardness, Rockwell B	85
Tensile Strength, Ultimate	517 MPa
Tensile Strength, Yield	345 MPa @Strain 0.200 %
Elongation at Break	25 %
Modulus of Elasticity	200 GPa

Electrical Properties	Metric
Electrical Resistivity	0.0000600 ohm-cm @Temperature 20.0 °C
Magnetic Permeability	600 - 1100

Thermal Properties	Metric
CTE, linear	10.4 µm/m-°C @Temperature 0.000 - 100 °C
	11.0 µm/m-°C @Temperature 0.000 - 315 °C
	11.3 µm/m-°C @Temperature 0.000 - 540 °C
	11.9 µm/m-°C @Temperature 0.000 - 650 °C
	12.4 µm/m-°C @Temperature 0.000 - 815 °C
Specific Heat Capacity	0.460 J/g-°C @Temperature 0.000 - 100 °C
Thermal Conductivity	26.1 W/m-K @Temperature 100 °C



재료	E	Nu	Density	Yield Stress	α	λ
disc_sus 430	2.000000E+11Pa	0.285	7.800E+3 kg/m3	345.000E+06 Pa	11.000E-06 /K	26.100E+00 W/(m*K)
sus 430	2.000000E+11Pa	0.290	8.000E+3 kg/m3	441.000E+06 Pa	17.300E-06 /K	16.200E+00 W/(m*K)

[Brake Disc 재료]

- Brake disc의 재료는 열팽창율이 낮고 성형성과 내산화성이 우수한 Stainless Steel의 대표 강종인 **SUS430 Ferrite** 사용
- SUS430의 물성치는 **Matweb** 참조하여 Inspire에 적용

→ Modulus of Elasticity : 200GPa
Thermal Conductivity : 26.1$W/(m \cdot K)$
Yield Stress : 345MPa
Density : 7.800E+3 kg/m^3
CTE : 11.0E-6/K

ALTAIR

Part 3. Optimization

Loads and Materials

Phase & Thermal Optimization

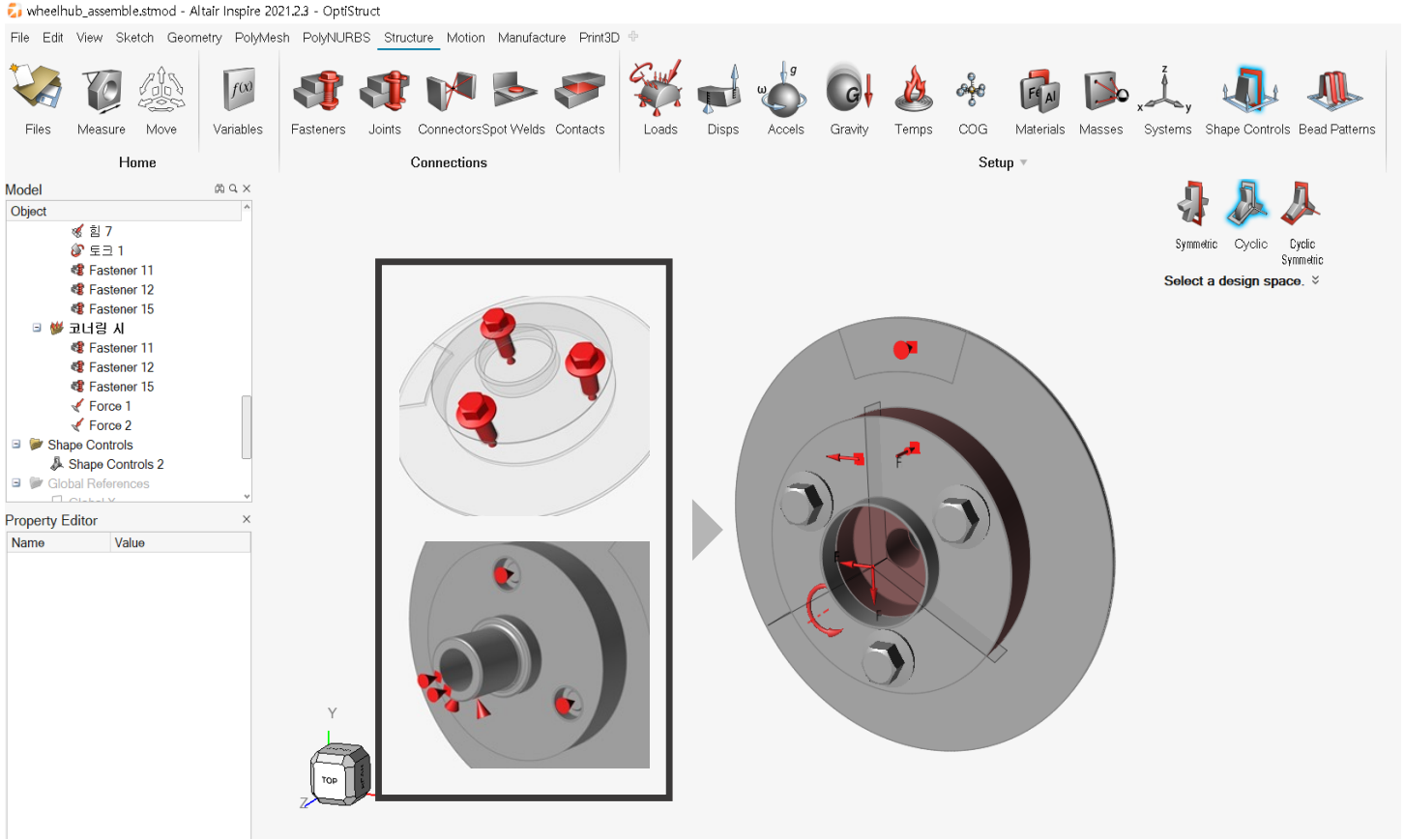
-Disc body

-Disc rotor patterns

Natural Frequency Analysis

3 Optimization

Disc Body

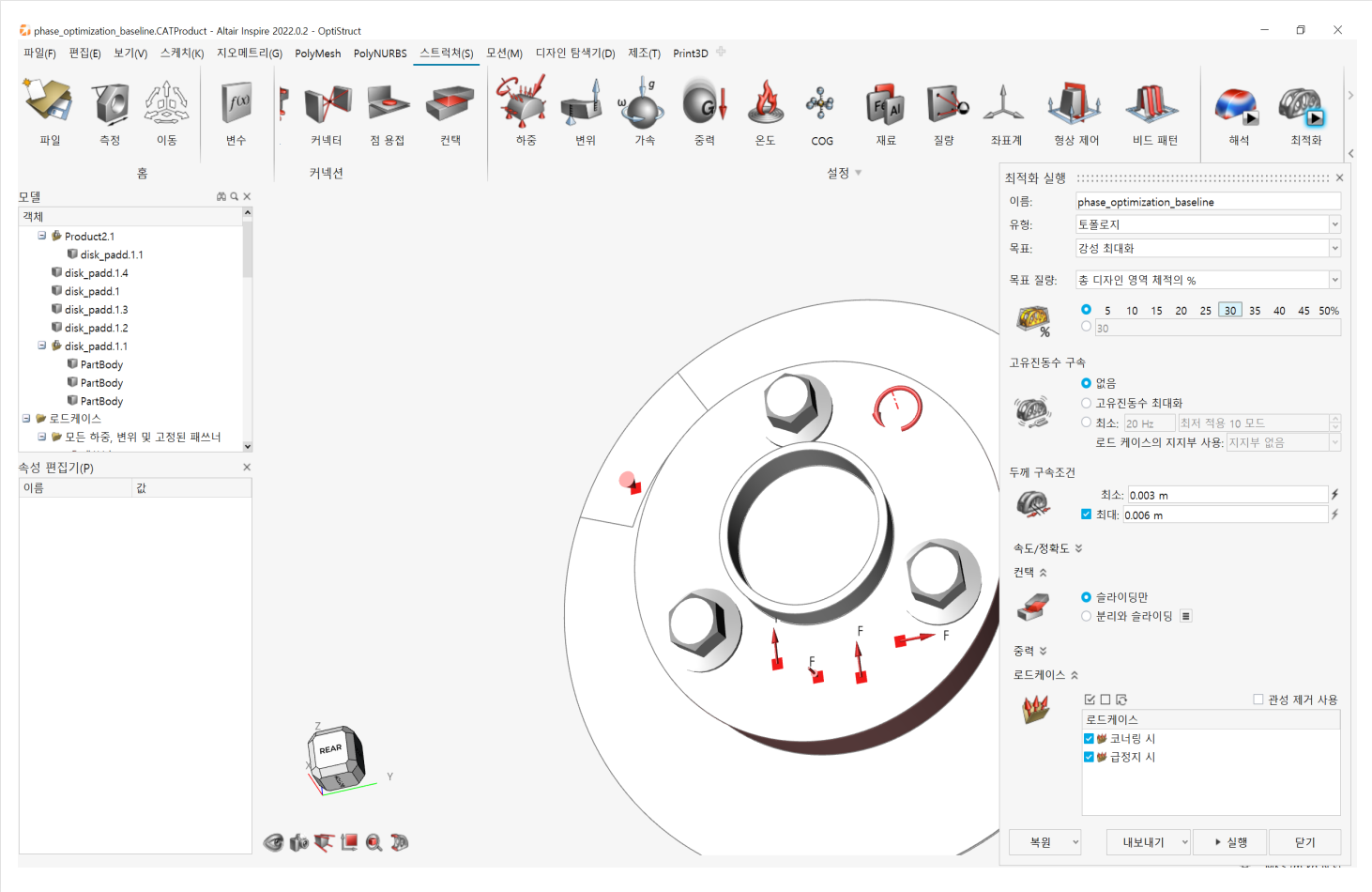


[적용 조건]

- **Shape Controls – Cyclic Symmetric**을 이용하여 경량화를 목표로 하는 **Disc body**에 대칭성 부여
- 차량에 가해지는 힘이 최대 크기로 가해지는 극한의 상황을 가정하고 각 힘의 작용 방향에 따라 **Disc body**에 하중 부여
- 볼트와 베어링에 의해 **Disc body** 그리고 **Wheelhub**의 구속

3 Optimization

Disc Body



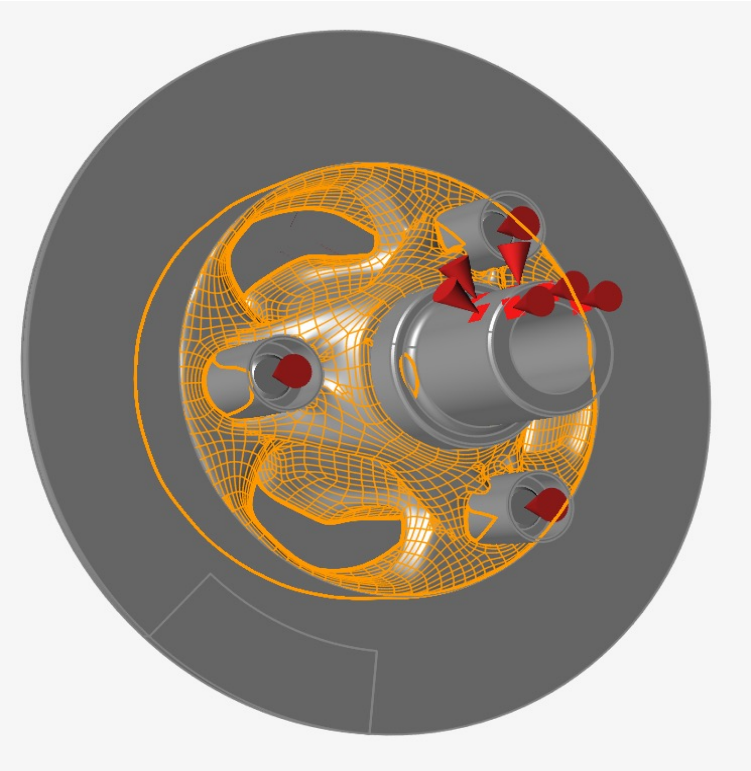
[적용 조건]

- 토폴로지 적용
- 목표는 강성 최대화
- 목표질량은 총 디자인 영역의 30% 적용
- 고유진동수 구속 없음
- 두께 최소조건은 해석 시 사용 기기의 성능을 고려하여 최소 크기 적용
- 로드케이스는 앞서 설정한 급정지 시와 선회 시의 두가지 케이스 적용

3 Optimization

Disc Body

[PolyNURBS 맞춤이 적용된 위상최적화 모델]



[모델링에서의 필수 조건]

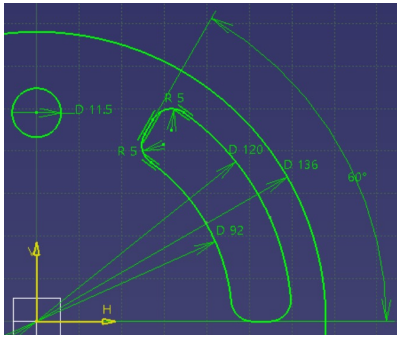
1. Disc는 wheel과 3개의 볼트로 결합되기 때문에 Joint 부분에서 발생하는 응력과 피로를 고려해야 함

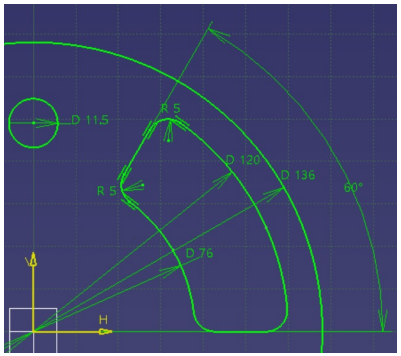
2. 기존에 체결되는 wheelhub와 결합되어 있는 형태로 조건을 적용했기 때문에 결합부의 형상에 따라 모델링을 고려해야 함

→ 상기 조건을 고려하여 최적화된 모델을 바탕으로 **최종 모델링**을 진행해야 함

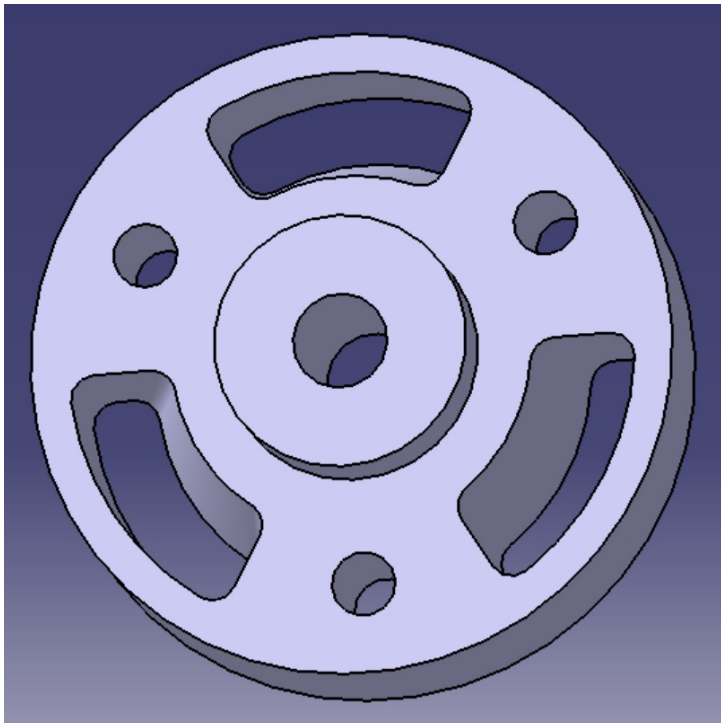
3 Optimization

Disc Body





[Top side & bottom side]



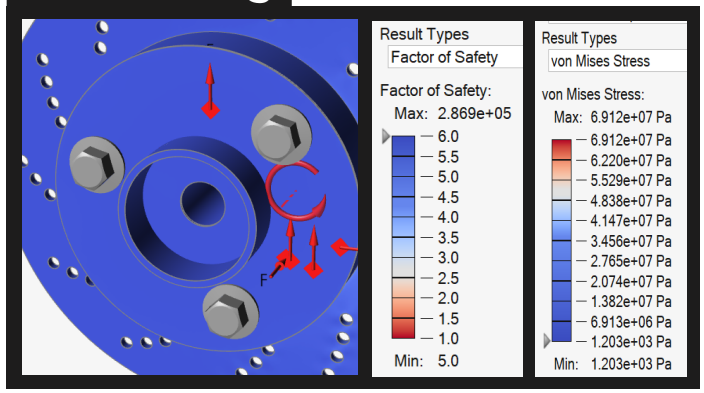
[2nd Modelling]

- 윗면에서 아랫면으로 갈수록 더욱 많은 부피가 제거된 최적화 형상을 바탕으로 **아래쪽으로 15°의 기울기**를 가지도록 설계
- 1st Modelling과 마찬가지로 wheel, wheelhub, bolt, 구동축과의 **연결, 접촉을 고려하여** 형상 설계
- 최적화 모델링 중 각진 부분에서의 **응력 집중을 최소화하기 위해 모두 round 처리**

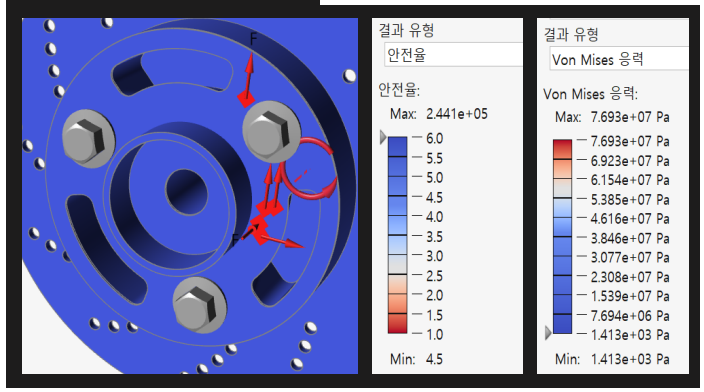
3 Optimization

Disc Body

1st Modelling



2nd Modelling



Mesh size는 Inspire에서 제시한 최소 size를 적용함

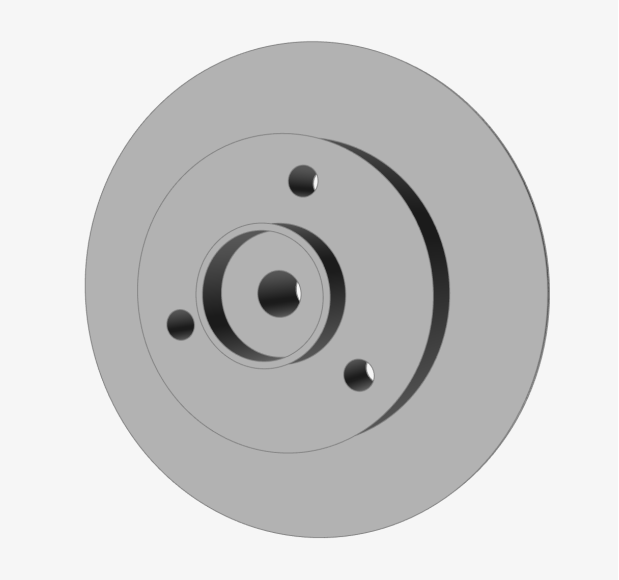
- 최적화를 거친 2nd Modelling은 1st Modelling 대비 Von Mises 응력이 다소 증가하였지만 **Factor of safety는 0.5의 미세한 감소를 보임**

→ 따라서 2nd Modelling이 응력 측면에서 안전하다고 판단하여 최종 Disc body 형상으로 선정

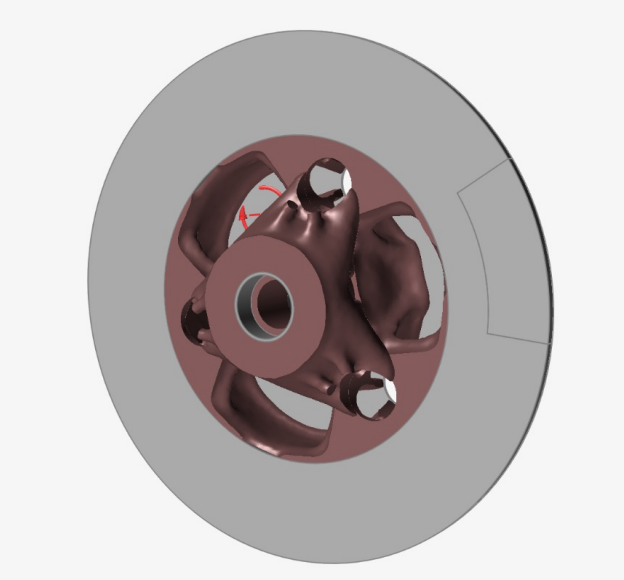
→ 하지만, 응력 해석 시 사용기기의 기계적인 한계로 인해 Mesh size를 더욱 작게 적용하지 못해 더 정확한 결과를 얻지 못함

3 Optimization

Disc Body



질량 : **4.37339E + 00kg**



질량 : **2.43482E + 00kg**

질량 : **3.69829E + 00kg**

- 최초 Baseline이 되는 1st Disc body에서 각 하중과 물성치를 대입하여 최적화를 진행한 형상의 질량은 약 44.33% 감소함
- 이를 바탕으로 설계한 2nd Disc body의 질량은 약 3.69829kg이고, 결과적으로 Baseline의 1st Disc body 대비 질량이 **약 15.44% 감소한 것**을 알 수 있음

ALTAIR

Part 3. Optimization

Loads and Materials

Phase & Thermal Optimization

-Disc body

-Disc rotor patterns

Natural Frequency Analysis

3 Optimization

Disc rotor patterns

(19) 대한민국특허청(KR)
(12) 공개특허공보(A)

(11) 공개번호 10-2013-0097895
(43) 공개일자 2013년09월04일

(51) 국제특허분류(Int. Cl.)
G01N 25/20 (2006.01) *F16D 66/00* (2006.01)
(21) 출원번호 10-2012-0019534
(22) 출원일자 2012년02월27일
심사청구일자 2012년02월27일

(71) 출원인
(주) 화신
대구광역시 달서구 성서공단북로 105 (호산동)
(72) 발명자
이영춘
경상북도 경산시 삼성현로91길 45 사동2지구화성파크드림아파트 104동502호

노 4는 상용차의 제동에너지를 산출하기 위한 변수값을 노시한 표로서, 평지에서 달리던 자동차가 속도 V_1 에서 V_2 로 감속할 때 제동에너지 (braking energy)는 수학식 1과 같이 표현할 수 있다.

<수학식 1>

$$E_b = \frac{m}{2}(V_1^2 - V_2^2) + \frac{I}{2}(\omega_1^2 - \omega_2^2)$$

여기에서, m은 차량질량[kg]이고, V_1 은 초기속도[m/s]이고, V_2 는 나중속도[m/s]이고, I는 회전부 질량 관성모멘트[kgm²]이고, ω_1 는 회전부 초기 각속도[1/s]이고, ω_2 는 회전부 나중 각속도[1/s]를 나타내는 것이다.

또한, 속도를 각속도로 표면하면 V= Rω 이므로 수학식 1은 수학식 2는 다음과 같다.

<수학식 2>

$$E_b \approx \frac{mk}{2}(V_1^2 - V_2^2)$$

상기 수학식 2에서 회전질량체의 보정계수(k)값 1.1을 적용하면, 제동에너지를 계산할 수 있으며, 그 값은 2241.25KJ이다.

또한, 제동력은 제동에너지(E_b)를 제동시간(dt)으로 나눈 값으로 수학식 3과 같다.

<수학식 3>

$$P_b = d(E_b)/dt, \quad [Nm/s]$$

또한, 감속도가 일정한 경우, 속도, 제동력은 수학식 4를 통해 얻을 수 있다.

[제동에너지 계산 관련 특허]

할 때 제동에너지 (braking energy)는 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$E_0 = \frac{m}{2}(V_1^2 - V_2^2) + \frac{I}{2}(\omega_1^2 - \omega_2^2) \quad (1)$$

여기에서,

m : 차량 중량 [kg]

V_1 : 초기속도 [m/s], V_2 : 최종속도 [m/s]

I : 회전부 질량 관성모멘트 [kg·m²]

ω_1 : 회전부 초기 각속도 [1/s],

ω_2 : 회전부 최종 각속도 [1/s]

속도를 각속도로 표면하면 $V = R\omega$ 이므로 위 식은 다음과 같다

$$E_0 = \frac{m}{2}(V_1^2 - V_2^2) + \frac{I}{2}\left(\frac{V_1^2}{R^2} - \frac{V_2^2}{R^2}\right)$$

$$= \frac{m}{2}(V_1^2 - V_2^2)\left(1 + \frac{I}{mR^2}\right)$$

$$\approx \frac{mk}{2}(V_1^2 - V_2^2) \quad (2)$$

[제동에너지 계산 관련 논문]

[제동에너지 계산]

$$E_b = \frac{m}{2}\left(V_1{}^2 - V_2{}^2\right) + \frac{I}{2}\left(\omega_1{}^2 - \omega_2{}^2\right)$$

(Where , V = Rω)

$$\therefore E_b \approx \frac{mk}{2}\left(V_1{}^2 - V_2{}^2\right)$$

(k는 통상적으로 1.1)

- 차체에서의 회전체는 wheelhub, wheel, disc만 존재한다고 가정
- 4개의 제동장치 **모두 동일한 힘**으로 제동한다고 가정
- 열해석 시 Disc 각각의 해석 결과를 도출할 수 있기 때문에 **구동장치의 한 쪽의 수치**를 대입
- 상황: **45km/h**에서 급제동

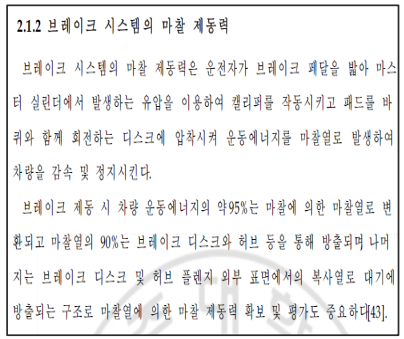
상기의 계산식을 통해 도출한 제동에너지는 다음과 같음

$$E_b \approx \frac{(83.75kg)(1.1)}{2}\{(12.5m/s)^2 - 0\}$$

$$\approx \mathbf{7197.2657kg \cdot m^2/s^2}$$

3 Optimization

Disc rotor patterns



2.1.2 브레이크 시스템의 마찰 제동력

브레이크 시스템의 마찰 제동력은 운전자가 브레이크 페달을 밟아 마스터 실린더에서 발생하는 유압을 이용하여 캘리퍼를 작동시키고 패드를 바퀴와 함께 회전하는 디스크에 압착시켜 운동에너지를 마찰열로 발생하여 차량을 감속 및 정지시킨다.

브레이크 제동 시 차량 운동에너지의 약95%는 마찰에 의한 마찰열로 변환되고 마찰열의 90%는 브레이크 디스크와 허브 등을 통해 방출되며 나머지는 브레이크 디스크 및 허브 플렌지 외부 표면에서의 복사열로 대기에 방출되는 구조로 마찰열에 의한 마찰 제동력 확보 및 평가도 중요하다[43].

[브레이크 제동 시 운동에너지의 변환]

[실제 e-모빌리티 대회 제동 성능 테스트 영상]

[접촉 면적 계산]

- 디스크가 회전한다고 했을 때 제동 시 패드와의 접촉면의 구분 및 면적 계산을 진행
- 접촉 면적 = $0.0153153\,m^2$ (한쪽 단면)×2 = $0.0306306\,m^2$

[제동 시간 선정]

- 실제 e-모빌리티 자작자동차 대회에서 진행한 제동 성능 테스트 영상들과 관련 논문을 바탕으로 제동 시간을 선정함
- 이때 차체는 **45km/h**에서 급제동하여 완전 제동을 한다는 가정을 함
- 약 1.7sec ~ 2.5sec의 시간이 걸리는 것을 확인하고 결과값을 도출하는데 있어서 Conservative한 결과를 위해 **2sec**로 선정

❖ 앞서 논문에서 제동에너지의 약 **95%**가 열에너지로 변형된다는 사실을 통해 **Heat Flux [열유속]**을 다음과 같이 계산할 수 있음

$$\left[\begin{aligned} Heat\ Flux\ [\text{열유속}] &= \text{제동에너지}(E_b)\times 0.95 \div \text{제동시간} \div \text{접촉면적} \\ &= 7197.2657kg\cdot m^2/s^2\times 0.95 \div 2s \div 0.0306306m^2 = \mathbf{117484.8958W/m^2} \end{aligned}\right]$$

∴ 결과적으로 약 $\mathbf{117484.8958W/m^2}$의 $Heat\ Flux$가 하나의 회전체에서 발생하는 것을 알 수 있음

3 Optimization

Disc rotor patterns

브레이크 작동시간이 짧은 경우, 디스크과 패드는 반무한고체(semi-infinite solids) 로 생각할 수 있다. 이런 조건들 하에서 냉각 표면에서의 온도가 증가하지 않았기 때문에, 브레이크에 온도 변화가 일어나지 않는다. 경계면에서 동일한 온도의 필요조건과 총 발열이 패드와 디스크에 의해 흡수된 열과 동일하다는 사실은 식(6.2)의 방정식으로부터 얻어진다.

q_D = Disk 내의 열플럭스(heat flux) , [Nm/hm²]

q_P = pad 내의 열플럭스(heat flux) , [Nm/hm²]

C_P = 패드 비열(pad specific heat), [Nm/kg K]

C_D = 디스크 비열(disk specific heat), [Nm/kg K]

k_P = 패드 열전도율, [Nm/mh K]

k_D = 디스크 열전도율, [Nm/mh K]

ρ_P = 패드 밀도, [kg/㎥]

ρ_D = 디스크 밀도, [kg/㎥]

이것은 재질 특성들에 의해 디스크 또는 패드로 흡수된 총 열발생량을 표현하는 것이다. 발생된 총 열은 q_D/q_P 와 같고 방정식 $\frac{q_D}{q_P} = \left(\frac{\rho_D C_D k_D}{\rho_P C_P k_P}\right)^{1/2}$ 로부터 디스크나 패드에 의해 흡수된 상대적 제동에너지 ϒ 가 얻어진다.

$$\gamma = \frac{q_D}{q_D + q_P} = \frac{1}{1 + \left(\frac{\rho_P C_P k_P}{\rho_D C_D k_D}\right)^{1/2}} \quad \text{---(6.4)}$$

[Disc와 Pad 사이의 열배분]

- 앞서 계산된 *Heat Flux*는 좌측 논문에 의거하여 Disc와 Pad에 계산된 비율로 나누어 적용
- 이때 Disc의 재질은 **SUS430**, Pad의 재질은 **Ceramic**으로 이루어져 있고 재질에 따른 물성치는 다음의 표와 같음

	Specific heat	Thermal conductivity	Density
SUS430	$0.530 J/gK$	$23\ W/mK$	$7.8\ g/cm^3$
Ceramic	$0.326 J/gK$	$30\ W/mK$	$6\ g/cm^3$

$$\left[\ \gamma_D = \frac{q_D}{q_D + q_P} = \frac{1}{1 + \left(\frac{\rho_P C_P k_P}{\rho_D C_D k_D}\right)^{\frac{1}{2}}} = 0.56004\ \right]$$

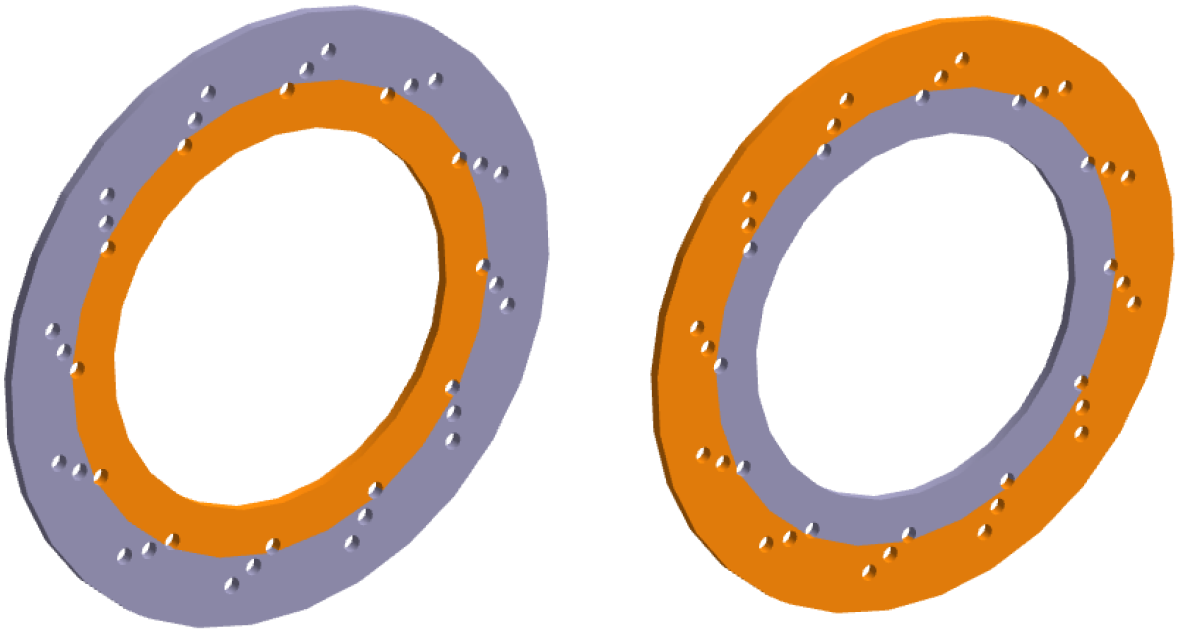
∴ 결과적으로 급제동 시 발생한 *Heat Flux*는 Disc에 약 **56.004%** 배분됨

$$\Rightarrow Heat\ Flux_{Disc} = \mathbf{62506.429 W/m^2}$$

3 Optimization

Disc rotor patterns

[Simsolid에서 Thermal Analysis 진행]



Disc Rotor's Inner and Outer

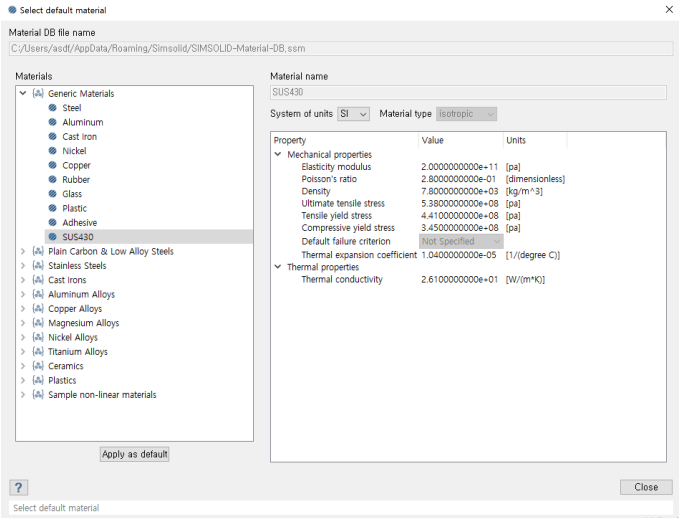
- $Heat\ Flux$ 대입을 위해 Disc의 Rotor 부분을 Inner와 Outer로 나누었음
- 나머지 Disc body는 나누어진 두 개의 Disc rotor와 Assembly 하여 열해석을 진행

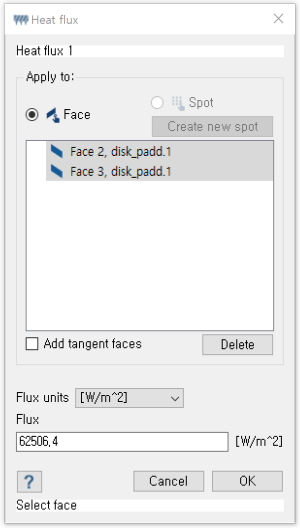
→ Inner와 Outer를 나누는 기준은 Caliper의 Pad로 잡히는 면적을 통해 나누었음

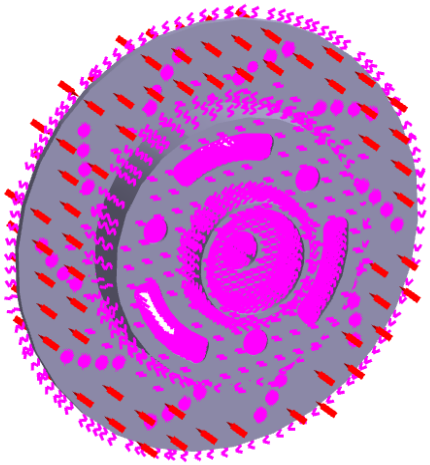
3 Optimization

Disc rotor patterns

[Simsolid에서 Thermal Analysis 진행]







Disc 재질 적용 [SUS430]

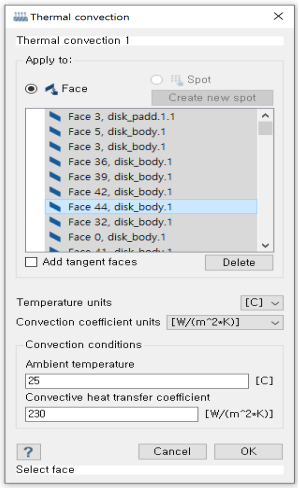
- Inspire 해석 시와 동일하게 Disc의 재질은 동일한 SUS430으로 대입, 즉 이때 물성치는 이전과 같음

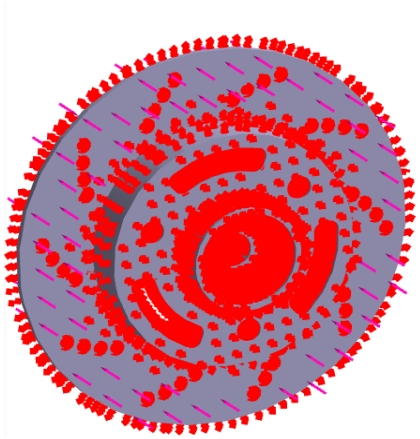
Heat Flux 대입

- *Heat Flux*란을 선택한 후, 앞서 계산한 *Heat Flux*를 기입하고 열이 작용하는 면적을 선택함

3 Optimization

Disc rotor patterns





[대류로 인한 열 방출]

Type of fluid and flow	Convective heat transfer coefficient h_c (W/m^2 K)
Air, free convection	6 – 30
Water, free convection	20 – 100
Air or superheated steam, forced convection	30 – 300
Oil, forced convection	60 – 1800
Water, forced convection	300 – 18000
Synthetic refrigerants, boiling	500 - 3000
Water, boiling	3000 – 60000
Synthetic refrigerants, condensing	1500 - 5000
Steam, condensing	6000 – 120000

[대류 종류에 따른 대류열전달 계수]

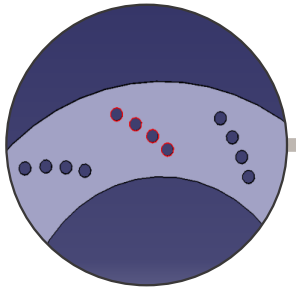
1. 대류로 인한 열 방출을 적용해야하므로 대류가 면에 수직하는 방향으로 선택
2. 대류의 종류는 차체가 달리고 있는 상황을 가정하기 때문에 "**강제대류**"임을 가정
3. 자동차 주행에서 강제대류의 대류열전달 계수는 통상적으로 약 200~250W/m^2·K이고, Conservative한 값을 얻기 위해 230W/m^2·K으로 선정하였음
4. *Heat Flux*가 가해지지 않은 면은 모두 대류가 일어나는 것으로 가정
5. 마지막으로 Ambient Temperature는 상온인 25°C로 설정

3 Optimization

Disc rotor patterns

[Thermal Analysis conditions] - Re

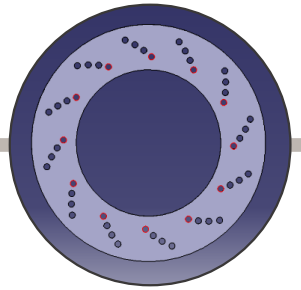
#1



Floor num

- ✓ 같은 선 상에 위치하는 타공의 개수
- ✓ 2EA/ 3EA / 4EA

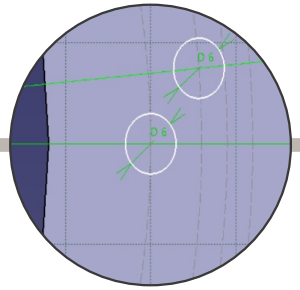
#2



Hole num

- ✓ Rotor의 중심에서 같은 거리에 위치하는 타공의 개수
- ✓ 6EA / 8EA / 10EA / 12EA

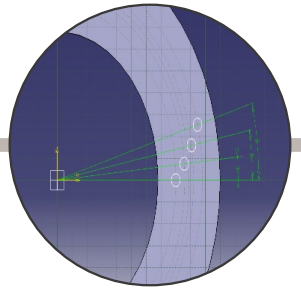
#3



Hole size

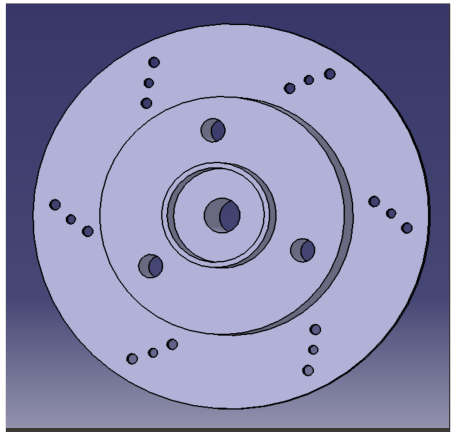
- ✓ 각 타공 지름의 크기
- ✓ 5mm / 6mm / 7mm / 8mm

#4



Hole angle

- ✓ 같은 선 상에 위치하는 타공 간의 각도
- ✓ 0° / 5° / 7.5° / 10°



Reference shape

Floor num: 3EA

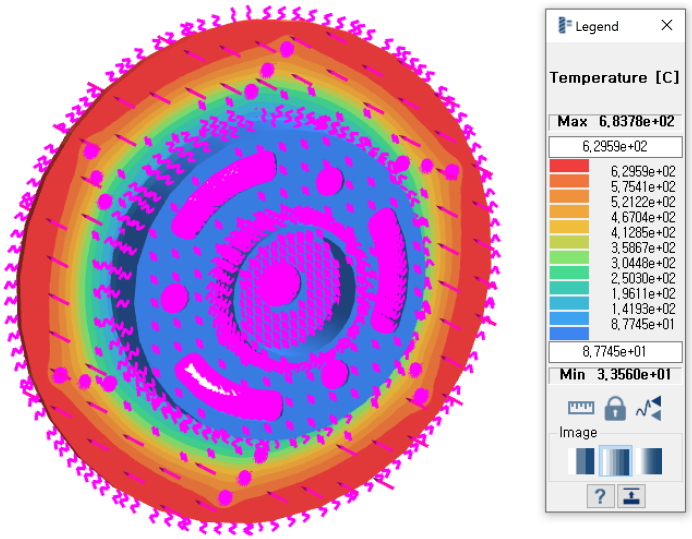
Hole num: 6EA

Hole size: 6mm

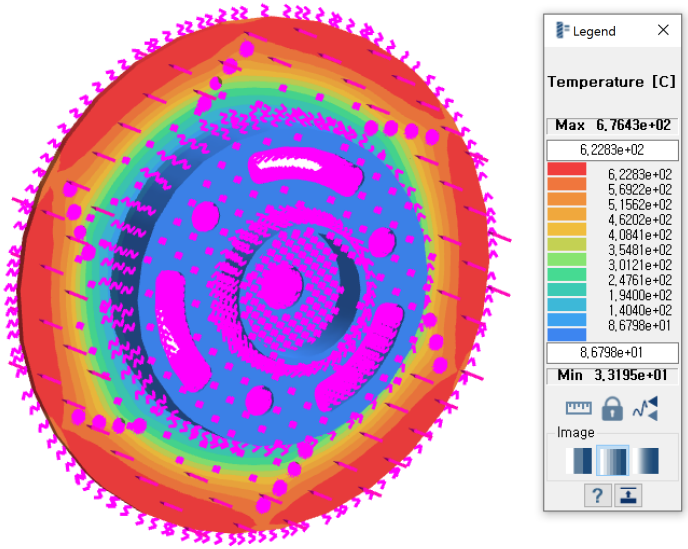
Hole angle: 5°

3 Optimization

Disc rotor patterns



Case A : 층이 3개일 경우



Case B : 층이 4개일 경우

[기준 1 – Floor num]

기준 1에서는 층의 개수를 다룸
각각 층의 개수는 다음과 같음

Floor : 2, 3, 4

이때 3개의 Case 중 3, 4층의 경우가 가장 온도가 낮으므로 두 Case의 결과만 비교

Case A : 3 Floor

Maximum Temperature : 683.78℃
Minimum Temperarue : 33.56℃

Case B : 4 Floor

Maximum Temperature : 676.43℃
Minimum Temperarue : 33.20℃

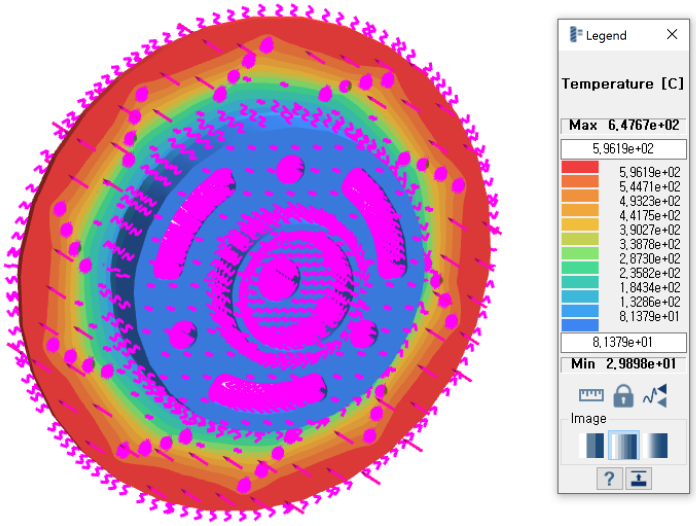
⇩

4층의 경우가 더 낮은 온도를 나타냄

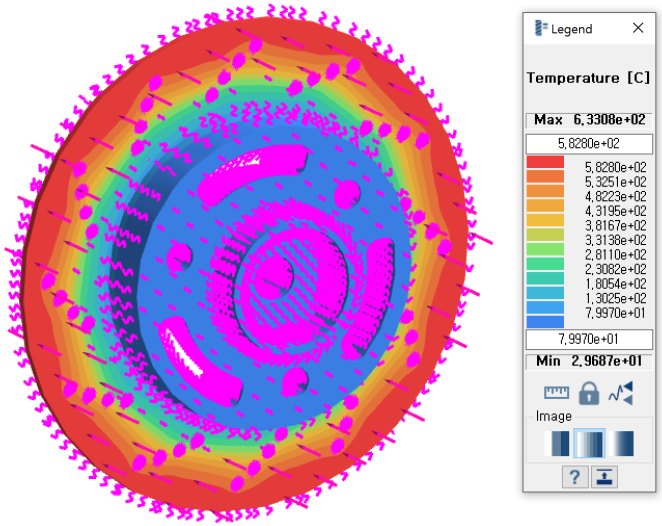
∴ **Choose : 4 Floor**

3 Optimization

Disc rotor patterns



Case A : 동일 층에 10개의 Hole



Case B : 동일 층에 10개의 Hole

[기준 2 – Hole num]

기준 2에서는 구멍의 개수를 다룸
동일 층에서 구멍의 개수는 다음과 같음

Count : 6, 8, 10, 12

이때 4개의 Case 중 10, 12개의 경우가 가장 온도가 낮으므로 두 개의 경우만 비교

Case A : 10 EA

Maximum Temperature : 647.67℃
Minimum Temperarue : 29.89℃

Case B : 12 EA

Maximum Temperature : 633.00℃
Minimum Temperarue : 29.69℃

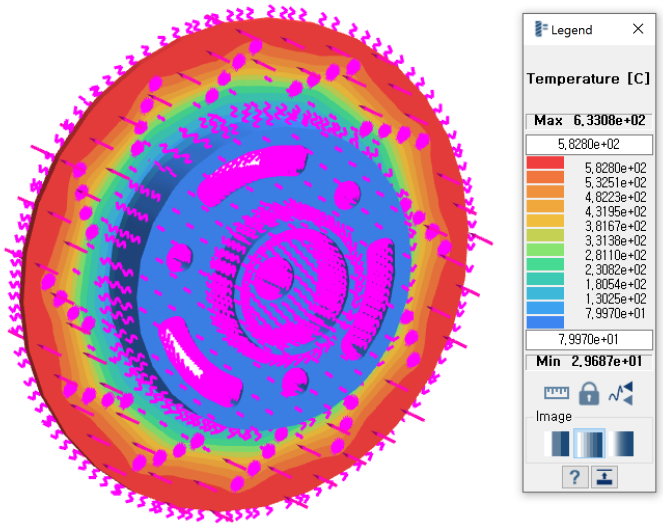
⇩

12EA의 경우가 더 낮은 온도를 나타냄

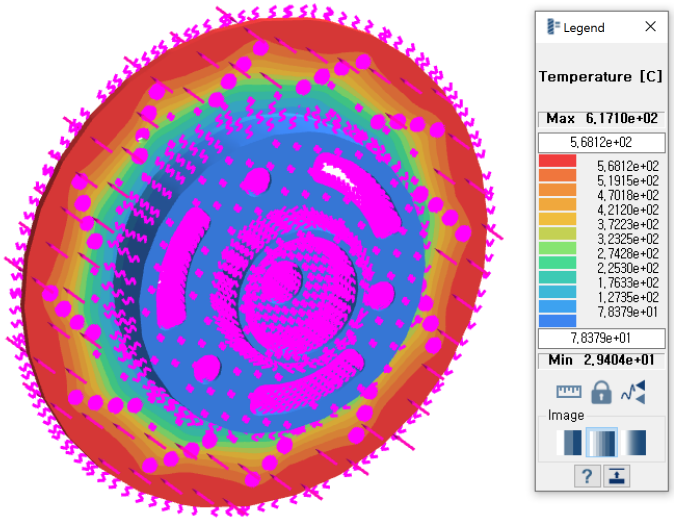
∴ **Choose : 12 EA**

3 Optimization

Disc rotor patterns



Case A : 지름 6mm의 Hole



Case B : 지름 7mm의 Hole

[기준 3 – Hole size]

기준 3에서는 구멍의 지름을 다룸
구멍의 지름은 다음과 같음

Diameter : 5, 6, 7, 8

이때 8mm의 경우가 가장 온도가 낮게 나타났지만, 8mm인 경우 구멍 간의 거리가 약 1mm남짓으로 파단이 발생할 수 있다고 판단, 따라서 차선으로 6mm, 7mm의 경우를 비교함

Case A : 6 mm

Maximum Temperature : 633.00℃
Minimum Temperarue : 29.69℃

Case B : 7 mm

Maximum Temperature : 617.10℃
Minimum Temperarue : 29.40℃

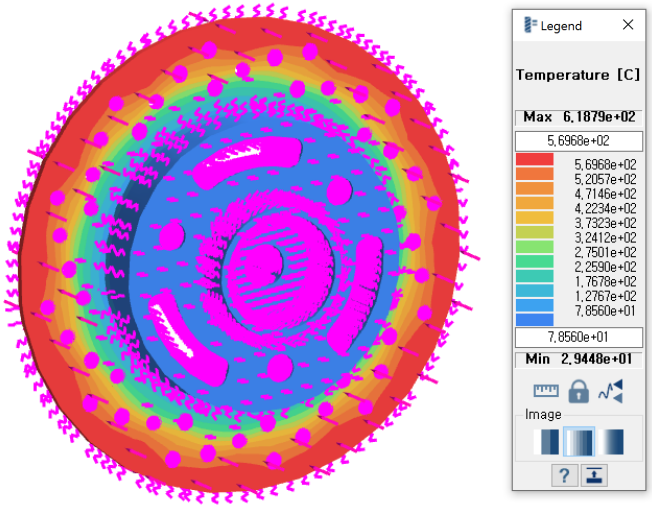
⇩

7mm의 경우가 더 낮은 온도를 나타냄

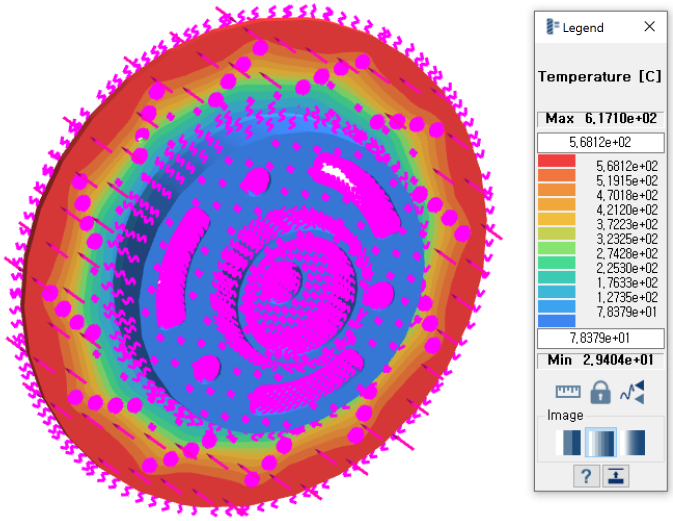
∴ Choose : 7 mm

3 Optimization

Disc rotor patterns



Case A : 패턴의 각도가 10°인 경우



Case B : 패턴의 각도가 5°인 경우

[기준 4 – Hole angle]

기준 4에서는 패턴의 각도를 다룸
비교되는 각도는 다음과 같음

Degrees : 0, 5, 7.5, 10

이때 4개의 Case 중 5°, 10°의 경우가 가장 온도가 낮으므로 두 개의 경우만 비교하였음

Case A : 10 Degrees

Maximum Temperature : 618.79℃
Minimum Temperarue : 29.45℃

Case B : 5 Degrees

Maximum Temperature : 617.10℃
Minimum Temperarue : 29.40℃

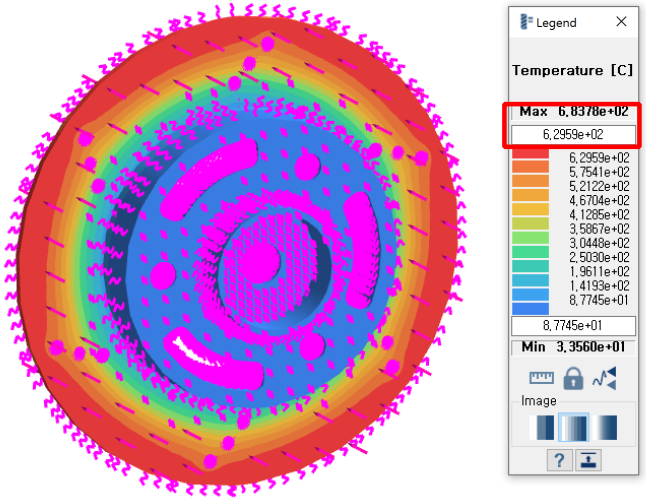
⇩

5°의 경우가 더 낮은 온도를 나타냄

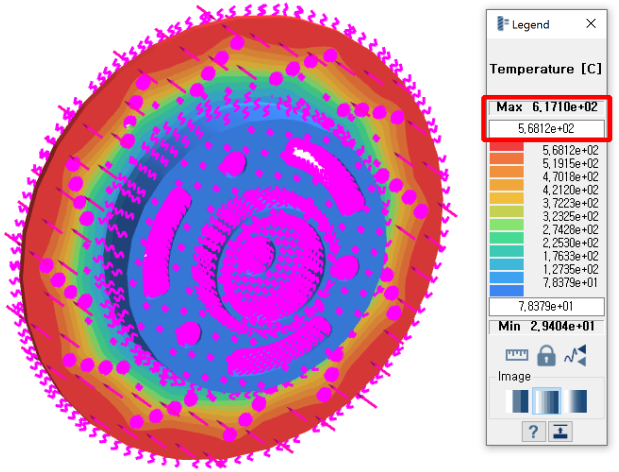
∴ **Choose : 5 Degrees**

3 Optimization

Disc rotor patterns



[Reference Thermal Analysis]



[Final Optimization Thermal Analysis]

- 열 해석을 통해 결정된 최종 Disc Rotor의 패턴 인자 : **4Floors + 12EA + 7mm + 5degrees**
- Reference 형상의 열해석과 최종 최적화 형상의 열해석을 비교한 결과

  Maximum Temperatures : 683.78℃ → 617.10℃
- 열해석을 이용한 최적화 과정으로 선정한 최종 최적화 형상은 Reference 형상 대비 약 65.68℃ 온도가 감소함
- 따라서 Disc의 열적 성능을 향상하기 위해 해당 최적화 과정을 진행한 것은 적절하다고 판단할 수 있음

ALTAIR

Part 3. Optimization

Loads and Materials

Phase & Thermal Optimization

-Disc body

-Disc rotor patterns

Natural Frequency Analysis

3 Optimization

Natural Frequency Analysis

성적 특성, 특히 NVH(Noise, Vibration, Harshness)에 관한 고객 요구 수준도 높아지고 있다. 제동장치의 소음과 진동은 발생 주파수에 따라 몇 가지로 구분된다. 그 중 스퀼 소음(Squeal noise)은 제동 중에 발생하는 소음으로 사람의 귀가 작은 음압레벨에서도 민감하게 반응하는 고주파(1 kHz ~ 18 kHz)로 나타나 차량의 탑승자뿐만 아니라 보행자까지도 인지하기 쉬운 대표적인 제동 소음이다. 디스크와 패드간 불균일한 면압 분포, 시스템 부품 간 공진, 자려진동(Self excited vibration), 마찰 계수 변화 등의 원인에 의해 발생한다고 알려져 있다.[1-3]

스퀼은 제동 중 디스크와 브레이크 패드의 마찰에 의해 브레이크 시스템의 공진이 유발되고 이로 인해 소음이 발생하는 현상으로서, 스퀼 소음 연구를 위해서는 구조 진동 측면과 마찰·마모 측면을 함께 고려하여야 한다.

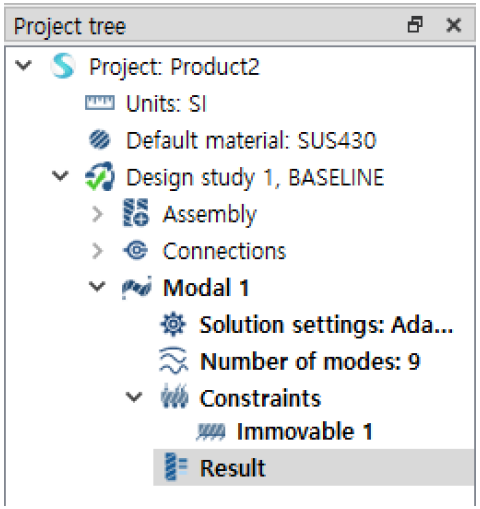
스퀼 소음에 대하여 지난 수십 년 동안 많은 연구가 있어 왔으며, 특히 마찰재와 디스크 또는 드럼의 연성진동(Coupled vibration)을 해석하여 스퀼 발생 기구를 설명하고 주파수를 예측하려는 노력이 있었다. 그 중 하나의 대표적인 연구 방법으로서는 컴퓨터 응용 해석(CAE : Computer Aided Engineering) 등에 기반한 복소 고유치 해석(CEA : Complex Eigenvalue Analysis)이 있다.[4-6] 이러한 수치해석 방법은 스퀼 소음의 주파수를 예측하고 개선방안을 도출하는 데 좋은 길잡이가 되고 있다.

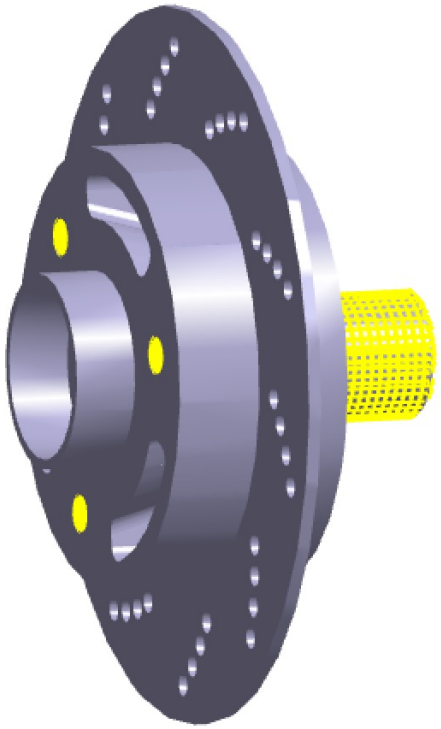
- 차량이 제동 시 차체에는 제동에 의한 **진동이 발생함**
- 이때 발생한 진동이 차량 부품의 고유진동수와 동일하게 되면, 진동 극대화되는 공진이 발생하여 **부품에 악영향을 야기하거나 소음이 발생**할 수 있음
- 특히 고유진동수가 높아질수록 높은 진동수에서 공진이 발생하므로, **해당 현상이 일어날 가능성이 높아짐**

→ **Brake Disc의 고유진동수 해석이 요구됨**

3 Optimization

Natural Frequency Analysis

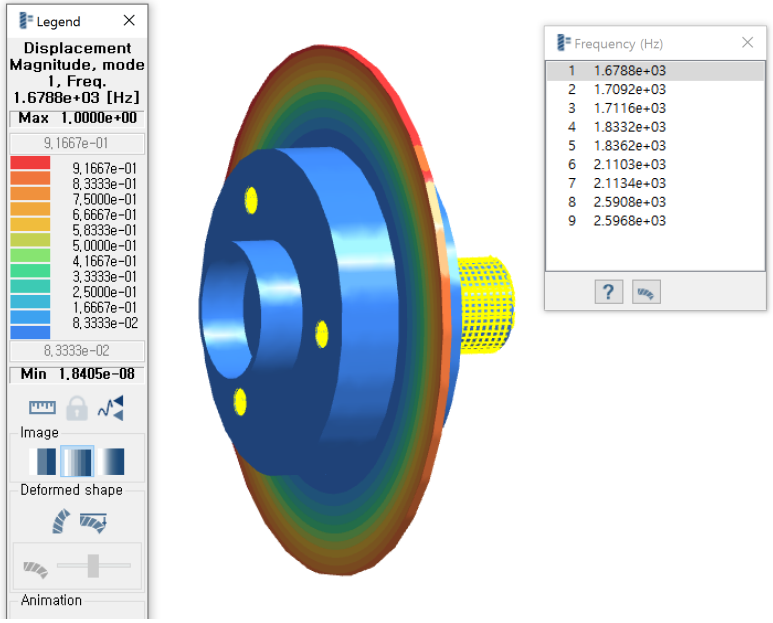




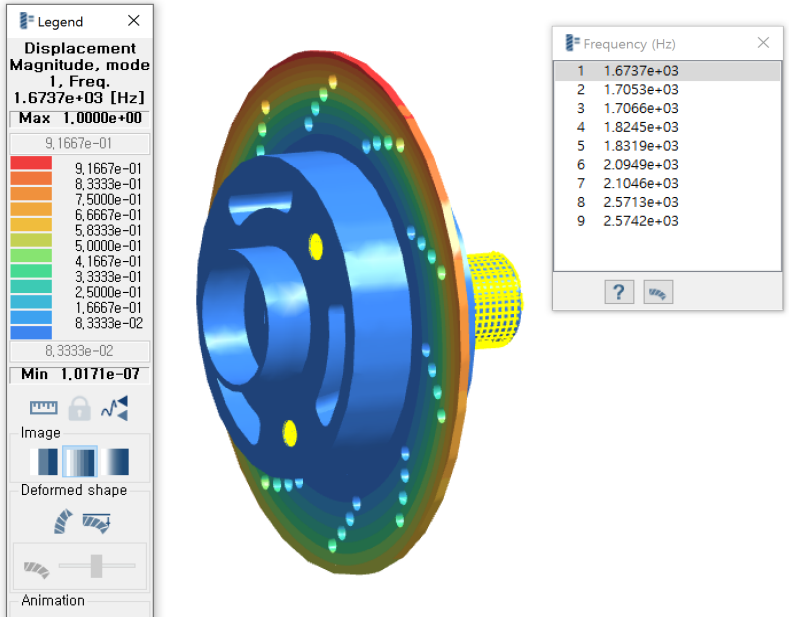
- 최종적으로 결정된 최적화 형상과 Baseline 형상의 고유진동수 비교
- Simsolid의 고유진동수 해석 기능을 통해 고유진동수 비교
- 해석을 진행하는 각 형상의 물성치는 Inspire에서 설정한 것과 동일 적용 (SUS430)
- 실제 형상이 구속되는 부분을 Constraints 기능을 통해 설정한 후 고유진동수 해석

3 Optimization

Natural Frequency Analysis



[Baseline]



[Final optimization]

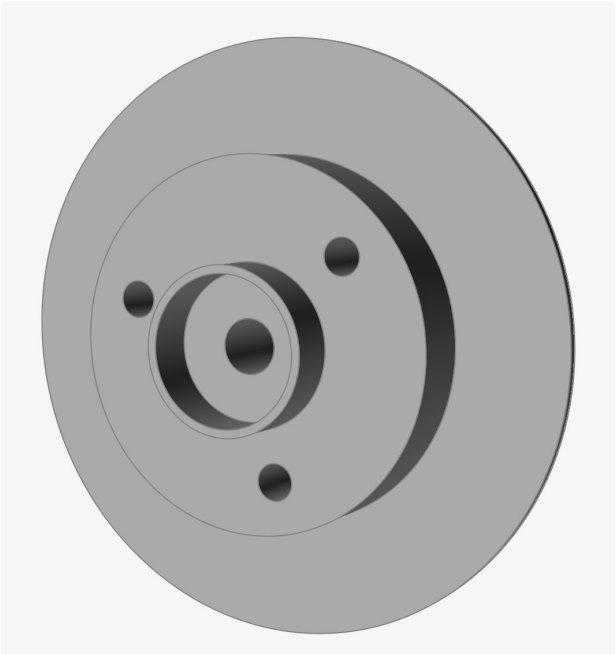
Final optimization 형상은 Baseline 형상보다 전체적으로 질량이 감소했기 때문에 고유진동수가 감소할 것으로 판단

→ 예상한 바와 같이 고유진동수는 아주 미세하게 감소하였음

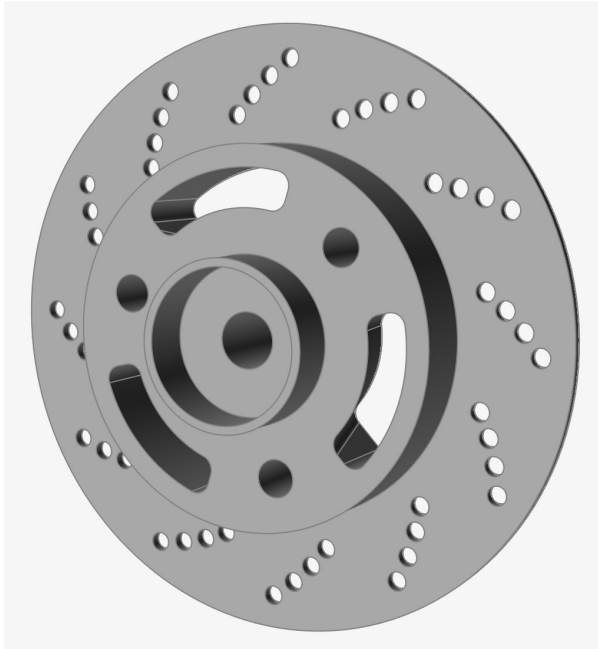
Part 4
Conclusion

4 Conclusion

Phase optimization



[Baseline]

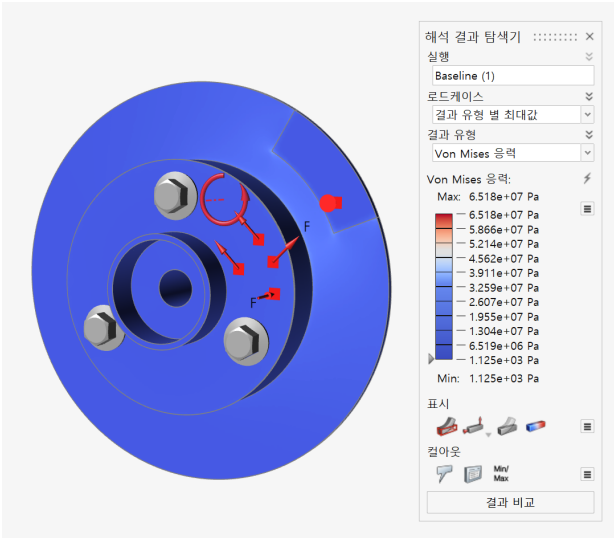


[Final optimization]

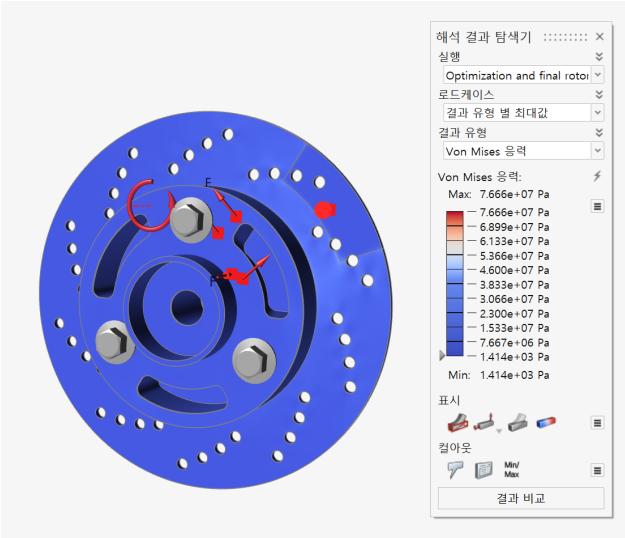
최종 경량화 : $4.37449kg \rightarrow 3.63918kg$

4 Conclusion

Phase optimization



[Baseline]



[Final optimization]

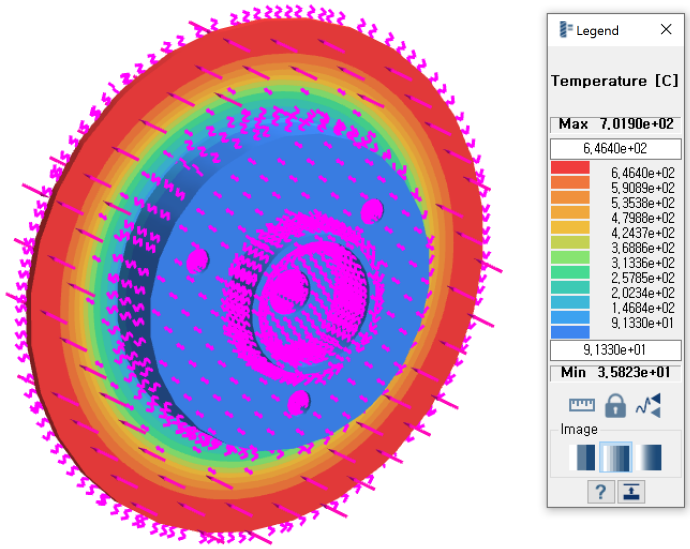
최종 Von Mises 응력 : **6.518E + 07Pa → 7.666E + 07Pa**

Mechanical Properties	Metric
Tensile Strength, Ultimate	517 MPa
	66.0 MPa @Temperature 760 °C
	134 MPa @Temperature 650 °C
Tensile Strength, Yield	441 MPa @Strain 0.200 %
	28.0 MPa @Strain 0.200 %, Temperature 870 °C
	52.0 MPa @Strain 0.200 %, Temperature 760 °C
	114 MPa @Strain 0.200 %, Temperature 650 °C

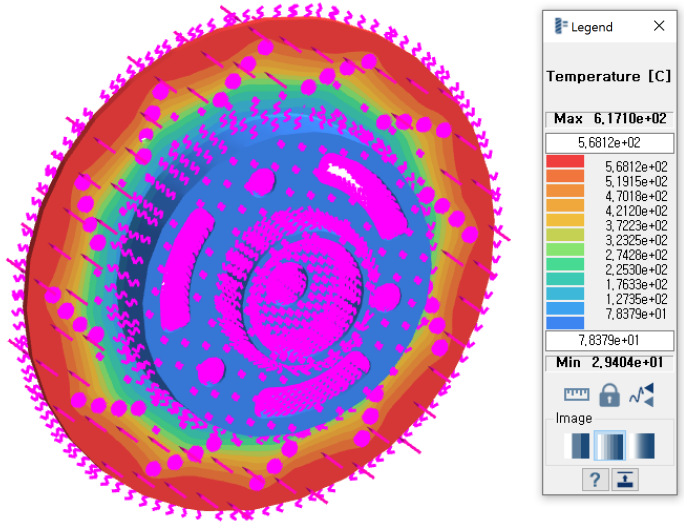
- Baseline의 Disc body & rotor 대비 Final optimization 형상에 **최대 Von Mises 응력이 다소 상승함**
- 하지만 Maximum temperature인 약 650°C에서 SUS430의 극한응력은 134MPa이고, 항복응력은 114MPa이므로 최종 Von Mises 응력인 77MPa에서는 **안전하다고 판단**할 수 있음

4 Conclusion

Thermal optimization



[Baseline]



[Final optimization]

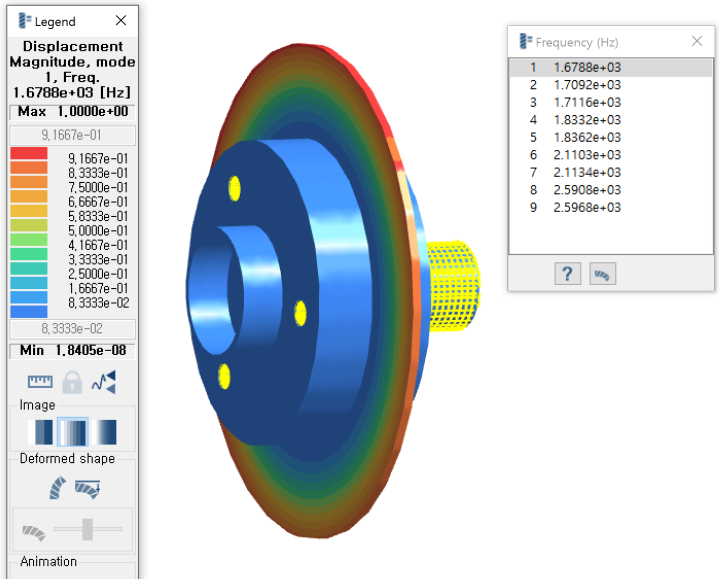
최종 열 최적화 : 701.90℃ → 617.10℃

- 디스크 패턴 형상에 따른 Maximum temperature의 변화를 보았을 때, 대류가 진행되는 면적이 증가하면 대류로 인한 열방출이 증가하는 것을 직관적으로 알 수 있음
  → 따라서 기준 **1, 2, 3**에 대한 열 최적화는 예상할 수 있는 결과

- 하지만 기준 **4**에서는 각도가 증가함에 따라 대류 열 방출량이 선형적인 결과로 나타나는 것이 아니라, 형상에 맞는 최적의 각도가 존재하는 것을 알 수 있음
  → 따라서 다음과 같이 인자를 설정하여 진행한 열해석은 가치가 있음을 확인함

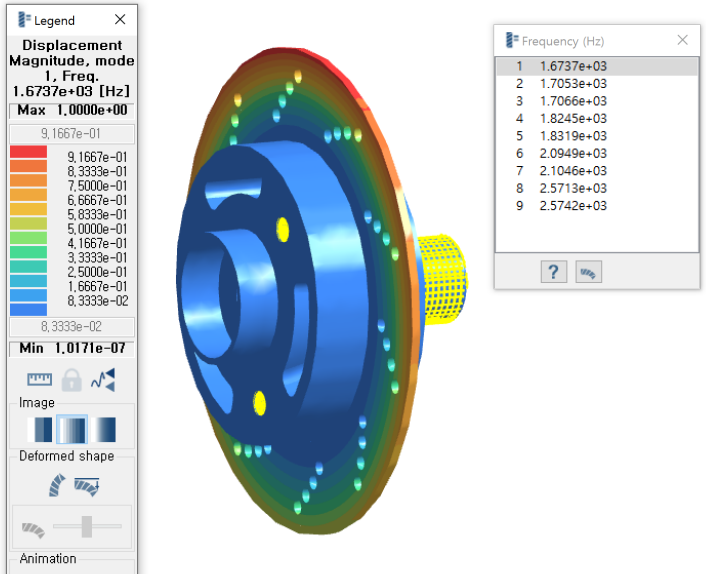
4 Conclusion

Natural Frequency Analysis



[Baseline]

고유진동수 감소

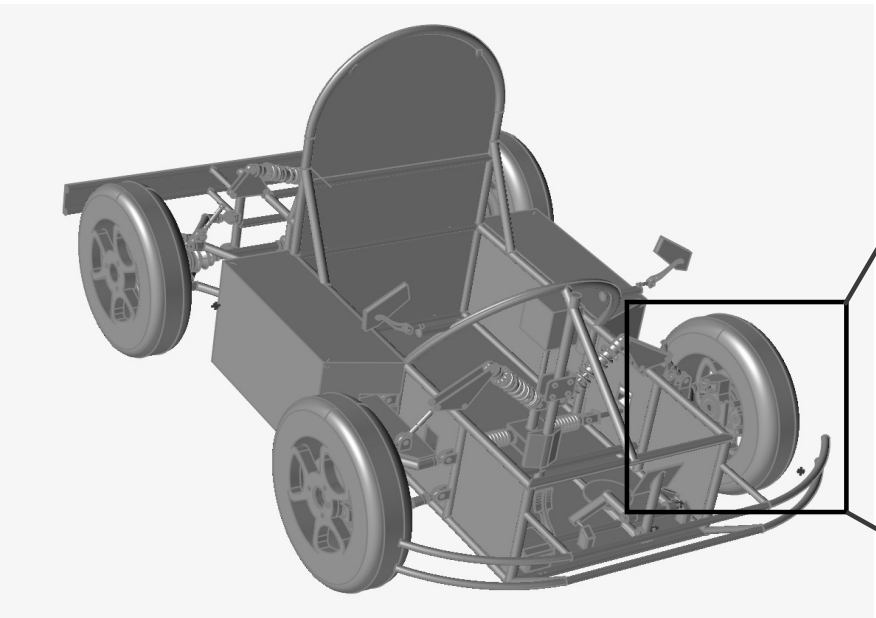


[Final optimization]

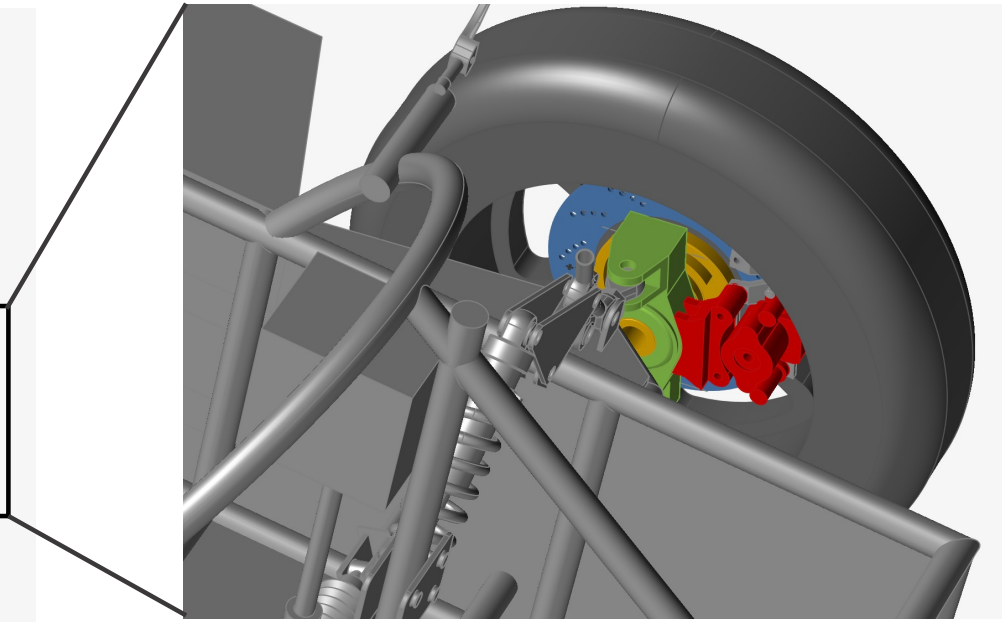
- 차량의 1, 2차 고유진동수가 낮아지면 공회전 시 차량 자체에 공진이 일어날 수 있음
- 하지만 차량의 성능이 평가받는 대부분의 상황인 운행 중에는 공진현상이 발생할 가능성이 적어 공진으로 인한 승차감의 저하, 디스크 및 패드의 마모가 일어날 확률이 감소함
- 진동수가 높을 때 소음(스퀼현상)이 발생하기 때문에 고유진동수가 낮아지면 고회전 시 소음 발생의 확률이 감소함

4 Conclusion

Final Optimization Form



[Assembly - All]



[Assembly - Part]

5 Reference

- 한문식, 조재웅. "브레이크 디스크 구조 형상별 내구성 해석." Journal of the Korean Society of Manufacturing Technology Engineers Vol.22 No.1 2013. 2. pp. 36~44 -> 브레이크 디스크 형상별 장점
- 김기훈, 유영면, 임종순. "승용차용 Wheel Bearing Hub Unit 설계를 위한 주행 하중조건의 실험적 연구" 한국자동차공학회논문집 제 10권 제 2호., pp. 166~173 -> 하중계산
- (주) 화신, 이영춘 (2012). 국제특허분류 G01N 25/20. Seoul : 대한민국 특허청 -> 제동에너지 계산
- 백일현. "자동차 브레이크 제동시 디스크의 열적거동 및 응력 특성에 관한 연구." Journal of the KSTLE Vol. 28, No. 5, October 2012, pp. 246~251 -> 제동에너지 계산
- 강석현. "모터싸이클 디스크 브레이크의 열 해석 및 응력 해석을 통한 형상 설계." 한국공작기계학회 2001년도 추계학술대회, 2001, pp363~368 -> HeatFlux 계산
- 최성진. "브레이크 시스템의 동특성 해석 모델에 관한 연구." 국내박사학위논문 , 2007. 경기도 -> 고유주파수 변화에 따른 장점
- 박기완, 남재현, 강재영, 김영식, 이재복, 류봉조. "브레이크 디스크 표면 패턴에 따른 FE 스퀼 및 진동해석." 한국기계기술학회지, 2017, vol.19, no.6, 통권 75호 pp. 899-905 -> 고유진동수 변화에 따른 장점