

319038
-03

보안 과제(), 일반 과제(O) / 공개(O), 비공개() 발간등록번호(O)
첨단생산기술개발사업 2021년도 최종보고서

발간등록번호

11-1543000-003995-01

75kW급
트랙터
공용화
앞차축
시스템
개발

75kW급 트랙터 공용화 앞차축 시스템 개발

2022.04.05.

2021

주관연구개발기관 / 대동기어(주)
공동연구개발기관 / (주)대동
LS엠트론(주)
TYM(주)
경북대학교 산학협력단

농림축산식품부
농림식품기술기획평가원

농림축산식품부
(전문기관)농림식품기술기획평가원

제출문

제 출 문

농림축산식품부 장관 귀하

본 보고서를 “75kW급 트랙터 공용화 앞차축 시스템 개발”(개발기간 : 2019.04.16 ~ 2021.12.31)과제의 최종보고서로 제출합니다.

2022.04.05

주관연구개발기관명 : 대동기어(주)	강경규 (인)
공동연구개발기관명 : (주)대동	김준식, 원유현 (인)
LS엠트론(주)	신재호 (인)
TYM(주)	김희용 (인)
경북대학교산학협력단	김지현 (인)

주관연구책임자 : 대동기어(주)	구경모 (인)
공동연구책임자 : (주)대동	이정수 (인)
LS엠트론(주)	장종희 (인)
TYM(주)	박현수 (인)
경북대학교산학협력단	심성보 (인)

국가연구개발사업의 관리 등에 관한 규정 제18조에 따라 보고서 열람에 동의합니다.

< 요약 문 >

사업명		총괄연구개발 식별번호 (해당 시 작성)					
내역사업명 (해당 시 작성)		연구개발과제번호					
기술 분류	국가과학기술 표준분류	LB0801	80 %	LB0802	20 %	-	-
	농림식품 과학기술분류	RC0101	100 %	-	-	-	-
연구개발과제명		75kW급 트랙터 공용화 앞차축 시스템 개발					
전체 연구개발기간		2019. 04. 16 - 2021. 12. 31(2년 9개월)					
총 연구개발비		총 1,385,200 천원 (정부지원연구개발비: 830,000 천원, 기관부담연구개발비 : 555,200 천원)					
연구개발단계		기초[] 응용[] 개발[<input checked="" type="checkbox"/>] 기타(위 3가지에 해당되지 않는 경우)[]		기술성숙도 (해당 시 기재)		착수시점 기준(3) 종료시점 목표(7)	
연구개발과제 유형 (해당 시 작성)							
연구개발과제 특성 (해당 시 작성)							
연구개발 목표 및 내용	최종 목표	<ul style="list-style-type: none"> ○ 국내 농기계 3사의 75KW급 트랙터 앞차축 공용화 개발 <ul style="list-style-type: none"> 가) 앞차축 부품 공용화 5건 이상(70% 이상) 나) 국내 농기계 3사의 기존 75KW급 트랙터 앞차축 구매 단가의 10% 이상 원가절감 다) 트랙터별 감속비를 만족하고 내구 품질이 확보된 모듈 기술 개발 라) LSD(Limited Slip Differential) 기능 옵션 탑재 기술 					
	전체 내용	<p><1차년도></p> <ul style="list-style-type: none"> ○ 특허 분석 및 선진 기술 분석 <ul style="list-style-type: none"> 가) LSD 기술관련 특허 분석 나) 선진사 MANUAL 분석 ○ 목표 사양 결정 <ul style="list-style-type: none"> 가) 75kW급 트랙터 탑재 기종 선정 나) 앞차축 TYPE별 공용화 구조 분석 및 완성차 3사별 적용 기종 탑재성 분석 ○ 판매기종 품질 이슈 DATA 제공 <ul style="list-style-type: none"> 가) 국내/외 판매기종의 필드클레임 및 사용자 환경 조사 ○ LAYOUT 및 핵심부품 설계 <ul style="list-style-type: none"> 가) Application 구상 및 설계 나) 기어트레인 및 LSD 옵션 구상 및 설계 ○ 핵심부품 Pre-Proto 제작 <ul style="list-style-type: none"> 가) 케이스류 7종 제작 나) 기어류 9종 제작 다) 구매품류 12종 제작 ○ 하우징 및 베벨기어 강도 분석 <ul style="list-style-type: none"> 가) 하중 및 구동 조건 설정 후 강도 해석 					

		<p><2차년도></p> <ul style="list-style-type: none"> ○ LAYOUT 설계 보완 및 모듈 설계 <ul style="list-style-type: none"> 가) 탑재성 문제 및 공용화 확대 구조 개선 설계 나) 기어트레인 모듈 설계 다) 케이스류 및 더블카단조인트 모듈 설계 ○ 탑재성 검토용 앞차축 PROTO 제작 <ul style="list-style-type: none"> 가) 케이스류 23종 제작 나) 기어류 14종 제작 다) 구매품류 76종 제작 ○ 정량적목표 시험 <ul style="list-style-type: none"> 가) 최대 차동잠금을 시험 나) 스티어링실린더 리크량 시험 다) 부품 공용화율 분석 ○ 공용화 앞차축 PROTO 탑재성 확인 <ul style="list-style-type: none"> 가) 외형도 및 3D 모델링 기반 트랙터 탑재성 검토 나) 실차 트랙터 탑재 ○ 하우징 및 베벨기어 강도 분석 <ul style="list-style-type: none"> 가) 하중 및 구동 조건 설정 후 강도 해석 나) 취약부 선별 및 설계 보완 추진 ○ 특허 출원 1건 <p><3차년도></p> <ul style="list-style-type: none"> ○ PILOT 기대 개선 보완 <ul style="list-style-type: none"> 가) PROTO 문제점 분석 나) 개선/보완 후 PILOT 적용 ○ 성능 평가용 앞차축 PILOT 제작 <ul style="list-style-type: none"> 가) 완성차 3사별 성능평가 각 1대 나) 공인인증시험 2대 다) 예비 1대 ○ 공용화 앞차축 PILOT 성능평가 <ul style="list-style-type: none"> 가) 탑재성 확인 나) 성능평가 실시 ○ 공용화 앞차축 제조원가 산출 <ul style="list-style-type: none"> 가) 원가절감 방안 모색 ○ 기어 및 베어링 분석 <ul style="list-style-type: none"> 가) 기어 및 베어링 Parameter study 수행 나) 최적 기어 사양 및 베어링 예압 사양 도출 ○ 특허 등록 1건
연구개발성과	<정량적 성과>	

구분	평가 항목 (주요성능 Spec)	단위	비중 (%)	최종 개발 목표치	최종 개발 결과	평가 방법
1	부품 공용화	건 (%)	50	5 (70%)	71%	자체 평가 (대동기어+완성차 3사)
2	앞차축 내구수명	hrs	20	5,000 (476 : 가속수명 시험)	477.9 (가속수명시험)	공인시험(확인) 성적서
3	최대 차동 잠급율	%	15	45±5	46.8	공인시험(확인) 성적서
4	스티어링 실린더 리크량	cc	15	0.2	0	자체 평가

<정성적 성과>

- 국내에서 생산중인 75kW급 트랙터의 앞차축 공용화 개발 완료.
- 차동제한장치(LSD) 탑재로 험로 주행 성능 향상 및 고부하 작업 대응 가능.
- 완성차 3사에서 수입 중인 Carraro 앞차축과 동일한 Application을 구성하여 트랙터 본기의 외형 변경 없이 대체 가능.
- 원활한 A/S 부품 공급으로 트랙터 무가동 시간 단축 및 고객 만족도 향상
- 테라글라이드 타입 앞차축의 해석 시뮬레이션 모델 개발 완료.
- 기어 및 베어링 Parameter에 대한 내구성 연구 결과를 활용하여 고내구성 제품 개발 가능.
- 특히 기술의 경우 유사구조에 확대 적용 가능하여 제품 신뢰성 향상 가능.

연구개발성과 활용계획 및 기대 효과	<개발성과>
	<활용계획>
	<기대효과>

연구개발성과의 비공개여부 및 사유

연구개발성과의 등록·기탁 건수	논문	특허	보고서 원문	연구 시설·장비	기술 요약 정보	소프트웨어	표준	생명자원		화합물	신품종	
								생명 정보	생물 자원		정보	실물
2	1	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

연구시설·장비 종합정보시스템 등록 현황	구입 기관	연구시설·장비명	규격 (모델명)	수량	구입 연월일	구입가격 (천원)	구입처 (전화)	비고 (설치장소)	ZEUS 등록번호
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

국문핵심어 (5개 이내)	농기계	앞차축	차동제한장치	브라켓	트랙터
영문핵심어 (5개 이내)	Agricultural machinery	Front axle	Limited slip differential	Bracket	Tractor

최종보고서										보안등급		
										일반[<input checked="" type="checkbox"/>], 보안[<input type="checkbox"/>]		
중앙행정기관명						사업명						
전문기관명 (해당 시 작성)						사업명		내역사업명 (해당 시 작성)				
공고번호						총괄연구개발 식별번호 (해당 시 작성)		연구개발과제번호				
기술분류	국가과학기술 표준분류		LB0801	80%	LB0802	20%						
	농림식품과학기술분류		RC0101	100%								
연구개발과제명			국문	75kW급 트랙터 공용화 앞차축 시스템 개발								
			영문	Development of front axle for 75kW tractor in order for common								
주관연구개발기관			기관명	대동기어(주)			사업자등록번호		619-81-03305			
			주소	경상남도 사천시 사남면 공단 1로 42 (우)52528			법인등록번호		191111-0000758			
연구책임자			성명	구강모			직위		상무			
			연락처	직장전화 전자우편			휴대전화		국가연구자번호 11276615			
연구개발기간			전체	2019. 04. 16 - 2021. 12. 31(2년 9개월)								
			단계	1단계 2019. 04. 16 - 2021. 12. 31(2년 9개월)								
연구개발비 (단위: 천원)		정부지원 연구개발비	기관부담 연구개발비	그 외 기관 등의 지원금 지방자치단체 기타()				합계			연구개발 비의 지원금	
		현금	현금	현물	현금	현물	현금	현물	현금	현물	합계	지원금
총계		830,000	195,000	360,200					1,025,000	360,200	1,385,200	
1단계	1년차	230,000	57,500	96,180					287,500	96,180	383,680	
	2년차	300,000	71,250	129,500					371,250	129,500	500,750	
	3년차	300,000	66,250	134,520					366,250	134,520	500,770	
공동연구개발기관 등 (해당 시 작성)			기관명	책임자	직위	휴대전화	전자우편	비고				
공동연구개발기관			대동공업	이정수	상무			역할	기관유형			
			LS엠트론	장종희	과장			공동	중견기업			
			동양물산	박현수	책임연구원			공동	중견기업			
			경북대학교 산학협력단	심성보	교수			공동	대학			
연구개발담당자 실무담당자			성명	강형식			직위		과장			
			연락처	직장전화 전자우편			휴대전화		국가연구자번호 11842263			

이 최종보고서에 기재된 내용이 사실임을 확인하며, 만약 사실이 아닌 경우 관련 법령 및 규정에 따라 제재처분 등의 불이익도 감수하겠습니다.

2022년 04월 05일

연구책임자: 구 강 모



주관연구개발기관의 장: 강경규
 공동연구개발기관의 장: 김준식, 원유현
 공동연구개발기관의 장: 신재호
 공동연구개발기관의 장: 김희용
 공동연구개발기관의 장: 김지현



농림축산식품부장관·농림식품기술기획평가원장 귀하

< 목 차 >

1. 연구개발의 필요성	7
1) 개발 배경	7
2) 연구 개발 대상의 국내외 현황	8
3) 최적화 개발 방안	10
4) 연구개발 목표	10
2. 연구개발과제의 수행 과정 및 수행 내용	12
1) 1차년도 연구개발 목표 및 결과	12
2) 2차년도 연구개발 목표 및 결과	47
3) 3차년도 연구개발 목표 및 결과	84
3. 연구개발과제의 수행 결과 및 목표 달성 정도	112
1) 연구수행 결과	112
2) 목표 달성 수준	115
4. 목표 미달 시 원인분석	115
5. 연구개발성과의 관련 분야에 대한 기여 정도	115
6. 연구개발성과의 관리 및 활용 계획	116

1. 연구개발의 필요성

1) 개발 배경

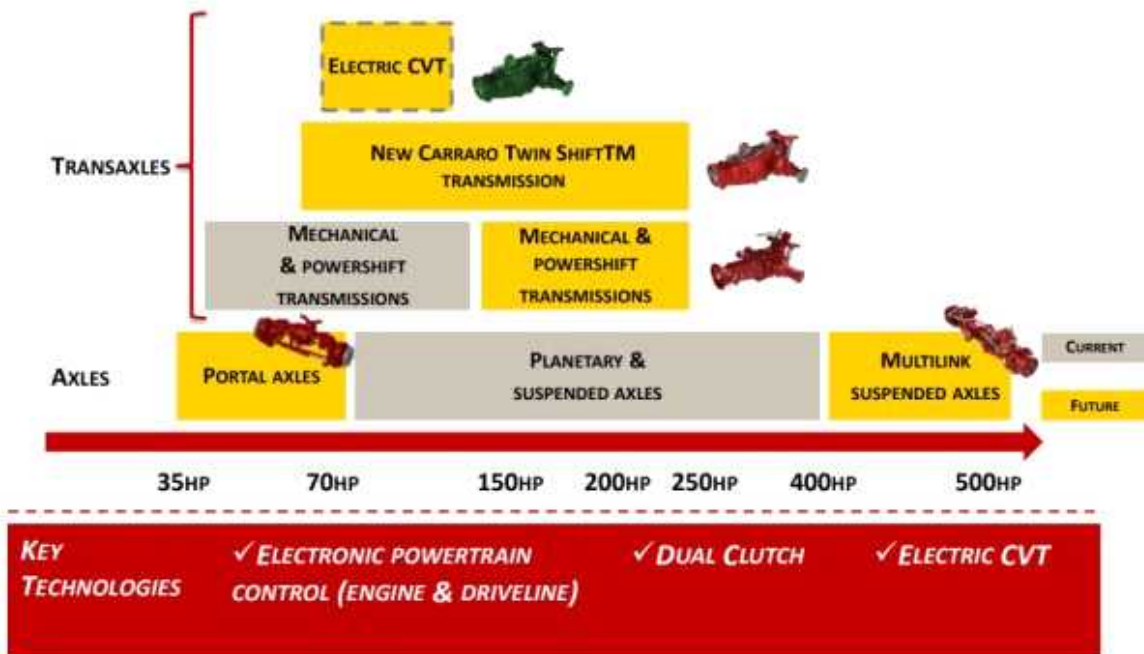
트랙터 앞차축의 기본적인 기능 및 구조는 유사하나, 앞차축의 상세 구조는 제조사별로 상이함. 특히 자동차(승용/상용차) 산업과 비교 시 파워트레인의 주요 부품에 대한 공용화 및 플랫폼 공동 개발에 따른 원가절감이 미비함. 그리고 제조사별 앞차축 수급처가 상이하여 소량 다품종 생산에 따른 가격 경쟁력이 낮아 해외 진출 시, 가격·품질 경쟁력이 저하되는 요인임.

구분	대동공업			LS엠트론			동양물산기업		
기종명	PX900	PX1000	PX1150	XP7095	XP7102	T5.110	TS89	TS100	TS110
기준마력	95	103	110	95	102	110	91	101	111
앞차축 TYPE	포탈			포탈		테라 글라이드	포탈		
특성	4륜 구동 / 차동잠금			4륜구동 / 차동잠금			4륜구동 / 차동잠금		
앞차축 수급처	국내(자회사) 수급			국내 수급		해외	국내 수급		

<국내 제조사별 75KW급 트랙터 모델 및 앞차축 현황>

해외 선진사 파워트레인(차축, 변속기) 생산 업체인 “C”사의 경우 트랙터 앞차축, 미션을 공용화하여 트랙터 완성 제조사에 공급함으로써 규모의 경제를 실현하여 가격, 품질 경쟁력을 확보하고 있음.

DRIVELINES



상기 DATA를 기준으로 분석한 결과, 트랙터 앞차축은 동일 기능 및 특성을 공유함에도 제조사별 수급처 상이로 인한 국제 시장에서 국내 농기계 3사의 가격·품질 경쟁력이 저하됨. 이와 관련하여 국내 트랙터 완성차 생산업체의 앞차축을 공용화 개발함으로써 가격 경쟁력 및 해외시장 점유율을 확보할 뿐만 아니라 A/S 부품을 공용화하여 사용자 편의 및 비용 절감 향상을 이루고자 함.

2) 연구 개발 대상의 국내외 현황

(1) 국내 기술 수준 및 시장 현황

(가) 기술현황

- ① 중/저마력급 이하의 트랙터 앞차축은 포탈 TYPE 구조이며 완성차 업체별 공용화 미적용 중
- ② 현재 고마력급 이상의 국내 트랙터는 일부 해외 선진사의 앞차축을 수입하여 조립 판매 중

(나) 시장현황

(단위 : 대)

구분	대동공업	LS엠트론	동양물산기업	계
	전체 / 75KW급	전체 / 75KW급	전체 / 75KW급	
2015	15,000 / 1,700	18,000 / 900	14,000 / 600	47,000 / 3,200
2016	15,500 / 1,600	18,000 / 800	16,000 / 700	49,500 / 3,100
2017	15,500 / 1,700	21,500 / 1,700	18,000 / 800	55,000 / 4,200
2018	16,500 / 1,800	22,500 / 1,700	20,000 / 1,300	59,000 / 4,800

표 6. 국내 트랙터 완성차 3사 트랙터 생산 현황

(단위 : 천달러)

마력	2017		2018	
	수출	수입	수출	수입
37KW 초과 75KW 이하	158,865	55,538	175,929	64,847
75KW 초과 130KW 이하	11,280	43,957	21,175	52,613
130KW 초과	16,843	24,071	6,409	31,086
계	189,005	123,566	205,531	148,546
무역수지	65,439		56,985	

표 7. 마력급 트랙터 수출입 현황

* 출처 : 관세청 전자통관시스템(수출입무역통계)

- ① 국내 시장의 중/저 마력급 트랙터(37KW~130KW) 무역 수지는 감소 추세임.
- ② 또한 20~25마력의 저가형, 저마력 트랙터가 주종을 이루며, 중국, 인도, 터키, 폴란드 등의 저가형 제품의 품질이 향상되면서 시장 지배력이 취약함.
- ③ 75KW급 이상의 트랙터 수출 증대와 수입 대체를 위해 앞차축의 공용화를 통해 규모의 경제 실현과 가격경쟁력을 앞세워 국제 시장 점유율 확대가 필요함.

(2) 국외 기술 수준 및 시장 현황

(가) 기술현황

- ① 30마력에서 350마력까지의 다양한 트랙터 앞차축 라인업 구축
- ② LSD(Limited Slip Differential), 습식 브레이크, 습식 차동고정, 현가장치 등 동일 파워 트레인에 다양한 옵션을 구축하여 사용자 선택권을 확대
- ③ 파워트레인 전문 제조업체로서 트랙터 앞차축과 함께 트랙터 미션을 셋트로 구축

- ④ 뿐만 아니라 산업기계 파워트레인(앞차축, 뒷차축, 미션) 사업도 포괄
- ⑤ 자체 제품 라인업을 통한 파워트레인 공용화로 글로벌 완성차 제조사에 판매 중

(나) 시장현황

① 북미 트랙터 시장 점유율 비교

구 분	0 < 50 마력	50 < 80 마력	80 < 100 마력
Market Size (대)	186,565	34,671	15,434
점유 Size (대)	26,646	2,289	351
점유율	14%	20%	2%

표 8. 북미 트랙터 시장 점유율 비교

② 동남아 시장 트랙터 점유율 비교(한국농업기계학회, 2017)

- 소형트랙터(50마력 이하) : 구보다 70%, 안마 25%
- 중형트랙터(90~130마력) : 뉴홀랜드 90%
- 대형트랙터(150마력 이상) : 존디어 80%, MF 20%

- ③ 현재 국내 수출 현황을 살펴보면, 북미 지역으로 40% 이상 수출이 이루어지고 있지만 그 중 소형 트랙터에 편중되어 있음.
- ④ 신시장(동남아) 지역의 시장 점유율을 위해서는 해외 선진사 대비 동등 이상의 품질 확보 및 가격 경쟁력을 갖춘 중마력급 이상 트랙터의 개발이 절실히 필요함.
- ⑤ 특히, 앞차축의 LSD 기능 옵션화를 통해 고급화를 추진하여 선진사와의 경쟁이 필요함
- ⑥ 트랙터 앞차축의 공용화, 규모화를 통한 가격 경쟁력의 우위를 점하여 수출 증대 필요

(다) 경쟁기관 현황

① DANA(미국) ⇒ 2017년 기준 매출 약 8조 1,843억원

- 미국에 본사를 둔 거대 기업으로 승용차, 상용차, 농업/건설기계 파워트레인 전문.
- 뿐만 아니라 엔진, 미션의 씰링 및 열에너지 관리 관련 기술을 연구 중.
- 세계 33개국에 139개의 주요 시설(22개 기술 센터 포함)을 갖추고 있음.

구 분	2017년	2016년	2015년
Light Vehicle	3조 5,992억 (44.0%)	2조 9,584억 (44.8%)	2조 8,168억 (40.9%)
Commercial Vehicle	1조 6,023억 (19.6%)	1조 4,230억 (21.5%)	1조 7,398억 (25.3%)
Off-Highway	1조 7,260억 (21.1%)	1조 315억 (15.6%)	1조 1,802억 (17.2%)
Pwer Technologies	1조 2,528억 (15.3%)	1조 1,983억 (18.1%)	1조 1,405억 (16.6%)
합 계	8조 1,843억 (100%)	6조 6,119억 (100%)	6조 8,774억 (100%)

표 9. DANA社 사업별 매출 구조

② Carraro Drive Tech(이탈리아) ⇒ 2017년 기준 매출 약 7,773억원

- 농용트랙터 외 스kid로더, 굴삭기, 지게차 등 산업기계의 파워트레인을 제조/판매함으로서, 농기계 51.7%, 건설기계 30.5%의 비율을 이루고 있음.
- 주요 시장은 이탈리아 14.5%, 북미 14.5%, 인도 12.8%, 독일 9% 순으로 이루어짐.
- 주요 파트너는 John Deere, Massey Ferguson, 안마 등 약 17개사와 협업을 맺음.
- 현재 국내의 "D"사와 "L"사에서도 Carraro사의 트랙터 앞차축을 수입, 적용함.

- 자회사인 Carraro Drivetech는 2017년 기준 매출 약 6,324억 원으로서, Carraro 그룹 내의 파워트레인 및 부품을 담당.

구분	2017년	2016년	2015년
농업기계	4,019억 (51.7%)	3,724억 (48.9%)	4,280억 (49.5%)
산업기계	2,371억 (30.5%)	2,285억 (30%)	3,104억 (35.9%)
그 외	1,383억 (17.8%)	1,607억 (21.1%)	1,262억 (14.6%)
합계	7,773억 (100%)	7,616억 (100%)	8,646억 (100%)

표 10. CARRARO社 매출 구조

3) 최적화 개발 방안

- (1) 현재 양산 중인 요소 부품을 최대한 활용하여 국내 트랙터 완성차 3사의 트랙터에 모두 적용할 수 있도록 설계/개발
- (2) 또한 선진사 제품 대비 동등 이상 수준의 품질을 만족하도록 개발
- (3) 국내 3개사 이상의 트랙터 적용을 위한 공용 앞차축 개발
- (4) 선진사 수준의 성능과 신뢰성이 확보된 앞차축 개발
- (5) 트랙터 완성차 3사 실차 탑재를 통한 공용화 검증 및 조기 사업화

4) 연구개발 목표

- (1) 최종목표
 - (가) 앞차축 부품 공용화 5건 이상
 - (나) 국내 트랙터 완성차 3사의 기존 75kW급 트랙터 앞차축 구매 단가의 10% 원가절감
 - (다) 트랙터별 감속비를 만족하고 내구 품질이 확보된 모듈 기술 개발
 - (라) LSD(Limited Slip Differential) 기능 옵션 탑재 기술

(2) 각 연차별 개발 목표

구분		1차년도	2차년도	3차년도
단품	핵심 부품	스티어링실린더	브라켓, 차동장치, 클러치팩(LSD 옵션)	
	제작 수량	1대분	6대분	6대분
	개발 단계	PROTO	PROTO	PILOT
앞차축	제작 수량	없음	6대	6대
	개발 단계	없음	PROTO	PILOT
	제작 방법	없음	주관기관 생산품 + PROTO	주관기관 생산품 + PILOT

* 2, 3차년도 제작 대수별 용도(각 총 6대)

- 앞차축 내구수명 시험(3차년도) : 1대
- 최대 차동잠금을 시험 : 1대
- 완성차 3사 탑재성 검증용 : 3대
- 시험 예비 : 1대

(3) 세부 정량적 목표 항목

구분	평가 항목 (주요성능 Spec)	단위	전체 항목 에서 차지하는 비중 (%)	세계최고 수준 보유국/ 보유기업 (/)	연구개발 전 국내수준	개발 목표치			평가 방법
				성능수준	성능수준	1차 년도	2차 년도	3차 년도	
1	부품 공용화	건	50	-	-	-	3	5	자체 평가 (대동기어+ 완성차 3사)
2	앞차축 내구수명	hrs	20	5,000 (이태리/Carraro)	4,000	-	-	5,000	공인시험(확인) 성적서
3	최대 차동 잠금율	%	15	45±5 (이태리/Carraro)	0	-	35±5	45±5	공인시험(확인) 성적서
4	스티어링실린더 리크량	cc	15	0.2cc/100m (이태리/Carraro)	-	-	0.5	0.2	자체 평가

2. 연구개발과제의 수행 과정 및 수행 내용

□ 1차년도 연구개발 목표 및 결과

구분 (연도)	세부과제명	세부연구목표	연구개발 수행내용	연구결과
1차 년도 (2019)	공용화 앞차축 시스템 개발	특허 분석 및 선진 기술 분석	LSD 기술관련 특허 분석 선진사 MANUAL 분석	특허 및 벤치마킹 보고서 작성
		목표 사양 결정	앞차축 TYPE별 공용화 구조 분석 및 완성차 3사별 적용 기종 탑재성 분석	타입 1차 선정 - 테라글라이드
		LAYOUT 설계	Application 구상 및 설계 기어트레인 구상 및 설계 LSD 옵션 구상 및 설계	앞차축 LAYOUT 설계
		핵심부품 설계	차동감속부 설계 케이스류 설계 더블카단조인트 설계 최종감속부 설계 LSD 옵션 탑재 구조 설계	앞차축 핵심부품 설계 및 Pre-Proto 개발 완료 - 케이스류 : 7종 - 기어류 : 9종 - 구매품류 : 12종
		핵심부품 Pre-Proto 제작	주물류 간이 모형 개발 기어류 9종 제작 구매품류 12종 제작	설계검증용 핵심 SUB 조합 Proto 개발
		75KW급 트랙터 모델 검토	75kW급 트랙터 탑재 기종 선정	완성차 3사, 탑재 기종 확정
		트랙터 기본 DATA 제공	Flange to Flange 오프셋, 스티어링실린더, 조향각, 휠 PCD, 감속비	완성차 3사, 탑재 기종별 사양 제공
		설계 자료 검증	레이아웃 기반 트랙터 탑재성 검토	문제점 발취 및 설계 보완 추진
		판매기종 품질 이슈 DATA 제공	국내/외 판매기종의 필드클레임 및 사용자 환경 조사	보완책 검토 후 설계 반영
하우징 및 베벨기어 강도 분석	하중 및 구동 조건 설정 후 강도 해석	취약부 선별 및 설계 보완 추진		

1) 특허 분석 및 선진 기술 분석

(1) 특허 분석

(가) 차동제한장치(LSD) 기술과 관련된 특허 중 공개, 등록된 한국, 미국, 일본 및 유럽 특허를 대상으로 분석함.

기술 분류	유효데이터 건수				
	한국	미국	일본	유럽	계
차동제한장치(LSD)	17/5	258/39	326/43	68/11	669/98

(나) 미국과 일본이 전체 출원량의 83%를 차지하고 나머지 한국, 유럽은 일본이 출원동향과 유사하게 진행되고 있어 동일한 출원인의 영향을 받고 있는 것으로 분석됨.

(다) 특히 가장 보편적인 사이드기어 압축 방식 관련 특허들 중 다수의 특허들이 권리만료가 된 특허가 많기 때문에 자유실시 기술로서 다수 활용할 수 있는 것으로 판단함.

(2) 선진 기술 분석

(가) 조사 대상 : 테라글라이드 앞차축

(나) 조사 배경

- ① 포탈 타입 앞차축은 이미 보편화가 이루어져 국내 완성차 제조사에서 적용 중인 앞차축 구조는 기본적으로 동일하며, 마력 증대에 따른 강도 보강 및 Application 보완을 통해 지속적인 개선이 이루어짐.
- ② 해외 선진사는 55kW급 이하 트랙터에 포탈 타입의 앞차축을 적용 중이며, 75kW급 트랙터는 이미 테라글라이드 타입의 앞차축 적용이 보편화 되어있음.
- ③ 국내 완성차 3사의 75kW급 이상 트랙터는 포탈 타입 앞차축을 적용하여 국내 판매 중이며, 수출형은 테라글라이드 타입 앞차축을 수입, 장착하여 일부 판매중임.
- ④ 현재 트랙터 시장은 고급화, 고마력화 추세로 세계 트랙터 시장이 2023년까지 연평균 5% 성장이 전망되나, 동남아 시장의 트랙터 점유율은 뉴홀랜드, 존디어가 80% 이상을 점유하고 있으며 북미 시장의 경우 국내 트랙터는 소형급에 편중되어 있음.
- ⑤ 이처럼 해외 시장 점유율을 위해서는 해외 선진사 대비 동등 이상의 품질 확보 및 가격 경쟁력을 갖춘 75kW급 이상 트랙터의 개발이 절실히 필요하며 해외 선진사 트랙터와 같이 LSD 기능 옵션화를 통해 고급화 전략으로 경쟁이 필요함.

(다) 동마력급 트랙터용 앞차축 사양 기본 조사

- ① 해외 선진사는 파워트레인 전문 업체로서, 앞차축 뿐만 아니라 밧선까지 셋트로 구성하며 나아가 굴착기, 휠로더, BACK-HOE 로더 등 산업기계까지 사업 영역이 구성됨.
- ② 자체 제품 라인업을 통한 파워트레인 공용화로 글로벌 완성차 제조사에 판매 중으로서 카탈로그를 조사하여 표준 사양을 아래 표와 같이 정리함.
- ③ 해외 선진사 3사의 75kW급 트랙터용 앞차축 사양 분석 결과, 기본 Application 사양은 모두 동일하며 최종감속비는 선택 가능하도록 구성되어 있음. 그 중 유성감속부는 휠 PCD 제약이 있기에 유성감속비는 고정되는 것으로 파악됨.
- ④ 앞차축 단독으로 브레이크 및 차동고정, 차동제한, 조향센서를 옵션으로 제공하여 수요자 선택의 폭이 다양함.

구분	해외 선진사		
	Dana	Carraro	ZF
출력(kW)	73	74	77
스티어링실린더 위치	후방	후방	후방
Flange to Flange(mm)	1640	1175 - 1640	1640
최대 조향각	55°	55°	55°
휠 PCD(mm)	275	275	275
오프셋(mm)	0	0	0
최종 감속비	11.571 - 17	10 - 21	11.5 - 16.5
브레이크	옵션	옵션	옵션
차동제한장치(LSD)	옵션	옵션	옵션
조향센서	옵션	옵션	옵션

표 15. 해외 선진사 동마력급 트랙터용 앞차축 제원표

AGRICULTURAL MODULAR AXLES												
Product Model	Generic Designation	Engine HP	Max Output		Available Planetary Ratio	Ratio Range (Overall)	Steer Angle	Flange to Flange A		BCD B	Brakes	Multidisc Differential Lock
			Nm	ft-lb				mm	in			
10	M10	45 - 65	9,200	6,780	1:4.235	11.55 to 14.585	55°	1,580	62	205	No	No
20	M20	65 - 90	13,000	9,580	1:6	11.571 to 17	55°	1,640	64	275	Yes	Yes
25	M25	90 - 105	16,000	11,800	1:6	11.571 to 17	55°	1,640	64	275	Yes	Yes
30	M30	105 - 125	21,000	15,480	1:6	14.571 to 17	55°	1,640	64	275	Yes	Yes
40	M40	125 - 140	27,000	19,910	1:6	13.827 to 17.538	55°	1,640 to 1,800	64 to 70	275	Yes	Yes
50	M50	140 - 220	42,000	30,970	1:6.353	13.827 to 17.104	55°	1,780 to 1,900	70 to 74	335	Yes	Yes
60	M60	220 - 280	55,000	40,560	1:6.353	13.82 to 18.15	55°	1,780 to 1,900	70 to 74	335	Yes	Yes
70	M70	300 - 410	80,000	59,000	1:7.07	16.97	55°	1,900	74	425	Yes	Yes

Installation dimension	TERRASTEER									
	09	11	12	14	16	18	20	23	26	30
Overall width A [mm]	1,811	1,829	1,900	1,953	1,953	2,084	2,226	2,226	2,278	2,282
Flange to flange dimension B [mm]	1,640	1,640	1,680	1,680	1,680	1,780	1,900	1,900	1,940	1,940
Bold circle diameter D [mm]	275					335			425	
Max. steering angle β [°]	55°					52°				
Engine power (reference value) [kW/HP] according to ISO 14396	66/90	77/105	92/125	103/140	114/155	132/180	147/200	169/230	191/260	221/300
Speed max. [km/h]	50									
Output torque max. [Nm]	21,000	22,000	28,000	30,000	33,000	36,000	39,000	43,000	45,000	48,000
Overall ratio	1.5 bis 16		12.0 bis 16.5			13.0 bis 17.0	13.0 bis 17.0	13.0 bis 17	13 bis 16.5	12.0 bis 16.5
Axle weight [kg]	260	265	330	390	400	465	490	495	510	550
Static axle load max. [kg]	3,600	4,000	4,500	4,800	5,200	5,600	5,800	6,200	6,600	7,000
Static axle load with front loader operation max. [kg]	5,600	6,200	6,700	7,000	7,500	7,900	8,300	8,700	9,100	9,500

	20.08	20.09	20.16	20.19	20.25	20.32	20.45	20.50	20.60	20.80
Input Engine Power (ECE R24)	63 kW 85.7 HP	63 kW 85.7 HP	74 kW 100.6 HP	81 kW 110.2 HP	103 kW 140.1 HP	132 kW 179.5 HP	151 kW 205.4 HP	191 kW 259.8 HP	230 kW 312.8 HP	260 kW 353.6 HP
Peak Torque @ Wheels	11.2 kNm	12.6 kNm	12.4 kNm	15.6 kNm	35 kNm	44.8 kNm	63 kNm	70 kNm	84 kNm	112 kNm
Total Ratio	6.51 - 16.81	8.5 - 21.1	10.4 - 21.1	12.1 - 21.1	12.1 - 21.1	12.1 - 21.1	12.1 - 21.1	12.1 - 21.1	12.1 - 21.1	14.1 - 22.1
Dynamic Load Capacity*	24 kN	24 kN	36 kN	44 kN	65 kN	75 kN	80 kN	85 kN	95 kN	110 kN
Static Load Capacity**	60 kN	60 kN	90 kN	10 kN	170 kN	190 kN	200 kN	210 kN	235 kN	275 kN
Flange to Flange Distance	925 mm	930 mm	1175 mm	1240 mm	1800 mm	1900 mm	1900 mm	1900 mm	1900 mm	1890 mm
Brakes	Wet multi-disc (optional)	Wet multi-disc (optional)	Wet multi-disc (optional)	Wet multi-disc (optional)	Wet multi-disc (optional)	Wet multi-disc (optional)	Wet multi-disc (optional)	Wet multi-disc (optional)	Wet multi-disc (optional)	Wet multi-disc (optional)
Differential	Limited slip system (optional)	Limited slip system (optional)	Limited slip system (optional)	Limited slip system (optional)	Limited slip system (optional)	Limited slip system (optional)	Limited slip system (optional)	Limited slip system (optional)	Limited slip system (optional)	Limited slip system (optional)
Steering Sensor	Optional	Optional	Optional	Optional	Optional	Optional	Optional	Optional	Optional	Optional

그림 4. 해외 선진사별 앞차축 카탈로그

(라) 차동제한장치(LSD) 기술 조사

① 다판클러치 LSD

- 좌/우 바퀴의 트랙션에 차이가 발생하면 차동사이드기어의 반발에 의한 클러치 압착을 유도하여 차동을 제한하는 방식임.
- 클러치의 재질과 개수에 따라 작동 질감 및 성능이 달라지며 1Way, 1.5Way, 2Way 방식으로 나누어짐.
- 차동기어케이스 내의 프레셔링 캠각에 따라 가감속에 의한 차동제한을 조절함.

구분	방식		
	1Way	1.5Way	2Way
차량 가속 시	LSD 작동	LSD 작동	LSD 작동
차량 감속 시	-	LSD 작동	LSD 작동

표 16. 방식별 차동제한 작동 현황

② 토르센(Torsen) LSD

- 2개의 웜기어에 6개의 웜휠로 구성된 구조로서 한 방향의 출력축에 큰 반력이 작용하여 차동이 발생하면 웜기어의 비가역성을 일으켜 양쪽 출력축 사이의 회전차를 억제함.
- 다판클러치 LSD에 비해 작동성이 부드럽고 소음이 적은 것은 장점이나, 효과가 작음.



그림 5 토르센 LSD

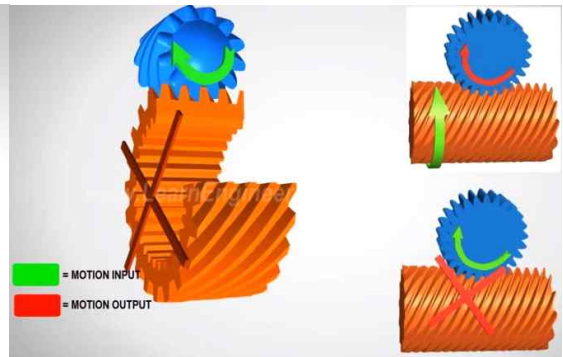


그림 6 웜기어의 비가역성

③ 비스코스-커플링(Viscous-Coupling) LSD

- 내측 플레이트와 외측 플레이트 사이의 회전차이가 발생하게 되면 차동제한장치 내부에 충전되어 있는 점도가 높은 유체가 점성력에 의해 발생하는 강한 토크에 의해 좌, 우륜 바퀴의 차동을 제한함.
- 오프로드에서의 탈출성이 우수하고 차동제한 작동 시 소음과 충격이 거의 없어 일반 승용차 및 RV 차량에 널리 적용되며 유체의 충전율을 쉽게 조절하여 차동제한 토크 설정 가능함.
- 토크 분배력이 오일의 점도에 의해 결정되는 구조이므로 온도 변화에 따른 점도 변화가 크고 분배력에 영향을 미치며 과열 시 효과가 떨어지며 오일의 점성에 의한 토크 분배력이 발생하므로 응답 속도가 다소 늦은 편임.

2) 목표 사양 결정

(1) 완성차 3사별 트랙터 탑재 제원을 바탕으로 공용화 범위 기본 검토를 실시함.

NO	항목	대동공업	LS엠트론	동양물산기업
1	스티어링실린더 위치	전방	후방	전방
2	Flange to Flange	1,590	1,640	1,944
3	조향센서	유	유	유
4	운용 조향각	50°	50°	50°
5	휠 PCD	203.2(8EA)	203.2(8EA)	152.4(8EA)
6	오프셋	65	0 ~ 22	48
7	최종 감속비	14.30	16.98	17.20

표 17 완성차 3사별 앞차축 탑재 사양

(가) 스티어링실린더 위치

① 앞차축 후방으로 탑재하여 별도의 커버 미설치 및 외부 충격으로도 회피.



그림 7 스티어링실린더 전방 위치



그림 8 스티어링실린더 후방 위치

(나) Flange to Flange

- ① 앞차축에 양쪽 휠이 조립되는 기준면의 거리로서, 완성차 3사 모두 상이함.
- ② 최단 거리 기준 셋팅 후 간격통을 적용하여 제조사별 요구거리 충족.

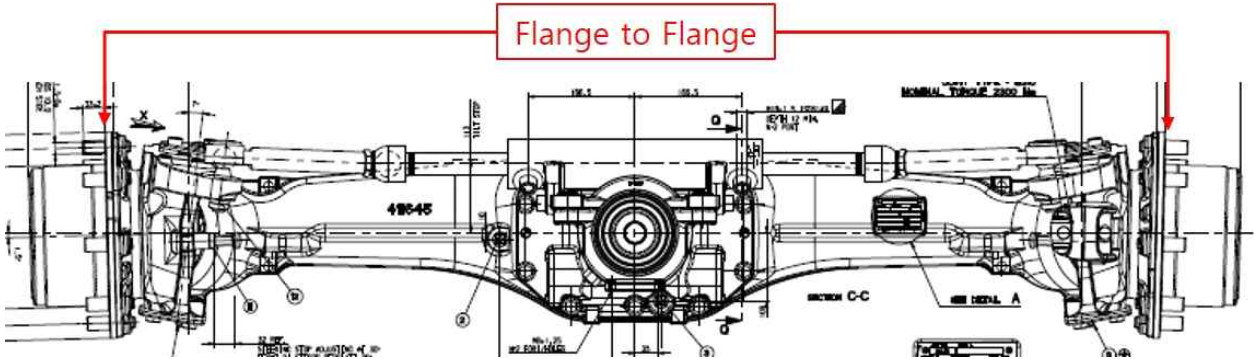


그림 9 Flange to Flange(예시)

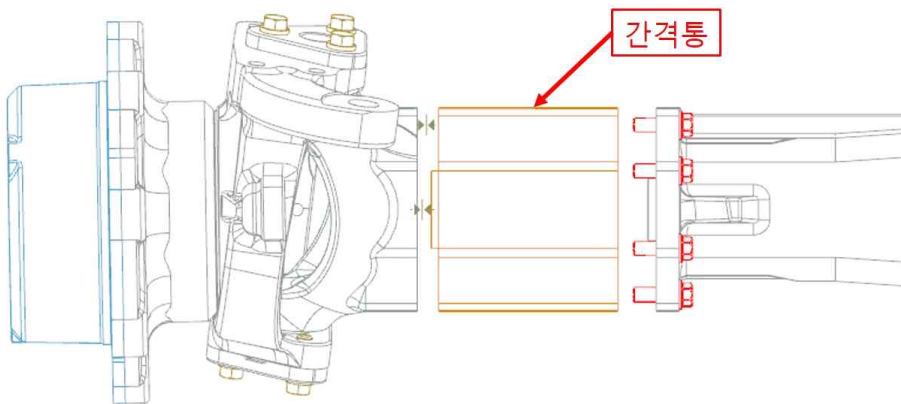


그림 10 공용화 앞차축 간격통 추가(분리형)

(다) 조향센서

- ① 완성차 업체별 요구 사항에 따라 옵션 탑재가 가능토록 케이스 조립부 가공을 추가.

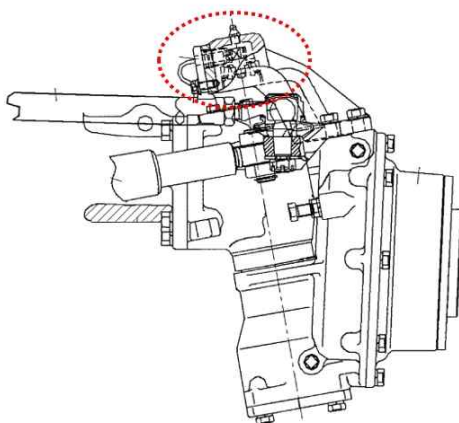


그림 11 조향 센서 부착(포탈 타입)

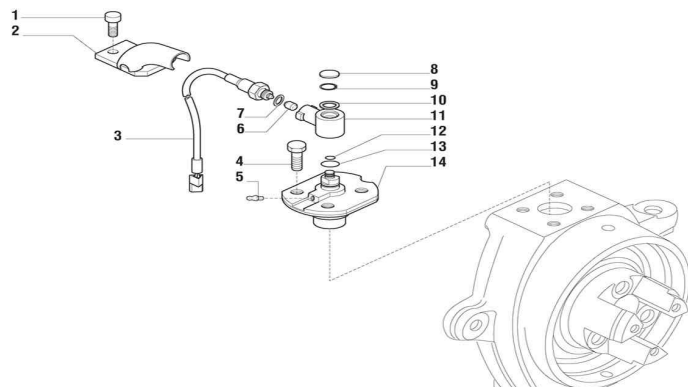


그림 12 조향 센서 부착(테라글라이드 타입)

(라) 조향각

- ① 운용 조향각은 완성차 3사 모두 55° 동일하며 포탈&테라글라이드 타입 모두 만족 가능.

(마) 휠 PCD

- ① 포탈 타입의 경우, 휠을 부착하기 위한 차축플랜지 교체로 호환 가능.
- ② 테라글라이드의 경우 유성감속부 감속비 설정에 따른 SIZE 제약이 발생
- ③ 기본 검토 결과 : 모듈화 개발

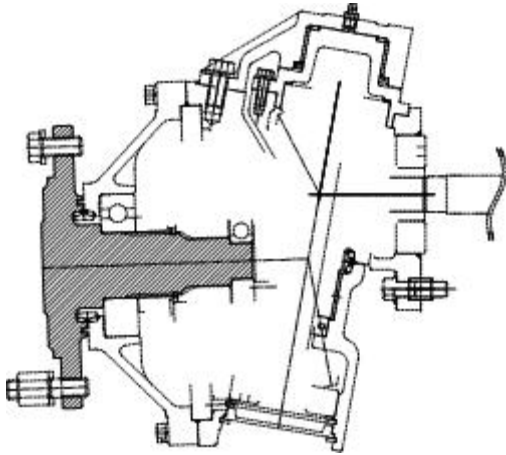


그림 13 포탈 타입

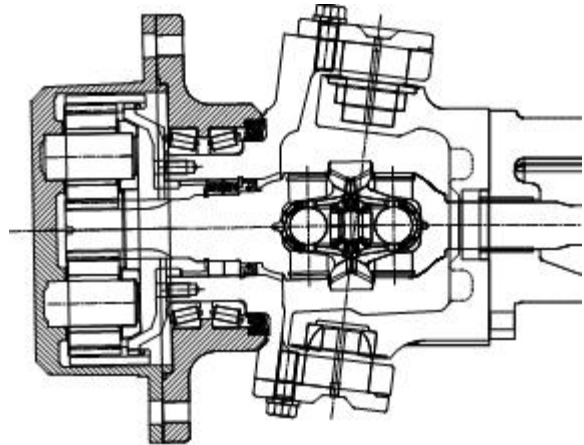


그림 14 테라글라이드 타입

(바) 오프셋(Off-set)

- ① 출력축과 입력축의 높이차로써 트랙터의 지상고와 관련되며, 이는 앞차축과 프레임을 연결하는 브라켓의 높이로 조절 가능.
- ② 단, 브라켓을 통한 높이 조절 시 미션의 출력축과 앞차축의 입력축 높이차에 따른 구동축 연결 시스템 보완이 필요함,
- ③ 기본 검토 결과 : 모듈화 개발

(사) 최종 감속비

- ① 완성차 3사에서 판매중인 트랙터에 부합하는 앞차축을 역개발하는 과정으로서 기존 미션총조합 사양에 맞는 감속비를 위해 모듈화 개발이 필요.
- ② 기본 검토 결과 : 차동부 & 최종감속부 모듈화 개발.

(2) 공용화 앞차축 타입 선정

(가) 검토 요인

- ① 모듈화에 따른 부품 최소화(원가 절감)
- ㉠ 원가 절감 및 생산/정비성을 검토하기 위해 앞차축 타입별 투입 부품을 분석함.

타입	케이스	기어	베어링	구매품류	합계
포탈	14	12	8	141	175
테라글라이드	10	8	4	71	93

표 19 타입별 투입 부품 종 수

- 전체적으로 포탈 타입 대비 테라글라이드 타입의 부품 종 수는 53% 수준으로 생산 및 정비성에서 테라글라이드 앞차축이 유리함.

㉔ 상세 기어류 검토

- 완성차 3사의 최종 감속비(14.30 / 16.98 / 17.20)에 최대한 부합하는 감속비를 타입별로 검토함.

▷ 포탈 타입 - 기어류

구 분	대동공업	LS엠트론	동양물산기업
차동부	29T / 18T	35T / 18T	35T / 18T
포탈부	18T / 19T	18T / 19T	18T / 19T
	34T / 14T	34T / 14T	34T / 14T
유성감속부	60T / (19T) / 21T	59T / (19T) / 21T	60T / (19T) / 21T
최종 감속비(A)	14.30	17.04	17.25
요구 감속부(B)	14.30	16.98	17.20
감속비 차(B-A)	0	-0.06	-0.05

표 20 포탈 타입 기어류 감속비 검토

▷ 테라글라이드 타입 - 기어류

구 분	대동공업	LS엠트론	동양물산기업
차동부	31T / 13T	34T / 12T	34T / 12T
유성감속부	60T / (23T) / 12T	60T / (23T) / 12T	60T / (23T) / 12T
최종 감속비(A)	14.31	17.00	17.00
요구 감속부(B)	14.30	16.98	17.20
감속비 차(B-A)	-0.01	-0.02	0.2

표 21 테라글라이드 타입 감속비 검토

▷ 기어류 공용화 검토 결과

타입	공용화 기어류	이원화 기어류	합계
포탈	5종	3종	8종
테라글라이드	3종	2종	5종

표 22 기어류 공용화 비교

- * 베벨기어의 경우 잇수 변경에 따른 피치각 및 외경, 원추거리가 변경되므로 상대 베벨기어의 제원 또한 병행되어 변경하여야함.

㉕ 케이스류 검토

- 감속비 만족을 위해 기어의 잇수가 변경되면 그에 따른 모듈 및 외경 등 전체적인 형상 또한 변경이 필요함. 그에 따라 조립 공간 확보 및 상대품의 간섭을 회피하기 위해 케이스류의 변경 또한 필요함.

▷ 포탈 타입 - 케이스류

구분	공용화 케이스류	이원화 케이스
유섬감속부 + 포탈부	앞차축케이스 + 지지대 베벨기어케이스 앞차축커버 유성기어지지	-
차동부	-	앞차축지지 차동기어케이스

표 23 포탈 타입 케이스류 검토

▷ 테라글라이드 타입 - 케이스류

구분	공용화 케이스류	이원화 케이스
유섬감속부	유성기어지지 + 커버 휠허브, 스위블하우징 킹핀지지	-
차동부	차동케이스 차동기어케이스	-

표 24 테라글라이드 타입 케이스류 검토

- 테라글라이드 타입의 경우, 완성차 3사에서 CARRARO사의 앞차축(20.16 / 20.19 / 20.22)을 수입하여 적용하고 있으며, 해당 앞차축은 위에서 조사한 바와 같이 기본적인 레이아웃 범위 내에서 차동부의 감속비를 조절토록 구성됨.
- 이점을 착안하여 CARRARO사의 앞차축 기본 사양을 토대로 모든 케이스를 공용토록 구상함.
- 이는 소재 생산에서 가공, 조립까지 일원화를 구축하여 제조 원가 절감에 유리함.

㊤ 기술 동향 검토

- 포탈 타입 앞차축의 경우 상부 킹핀 베벨기어의 치합이 틀어지면서 부하집중이 발생하고 나아가 파손이 발생하는 클레임이 자주 일어남.

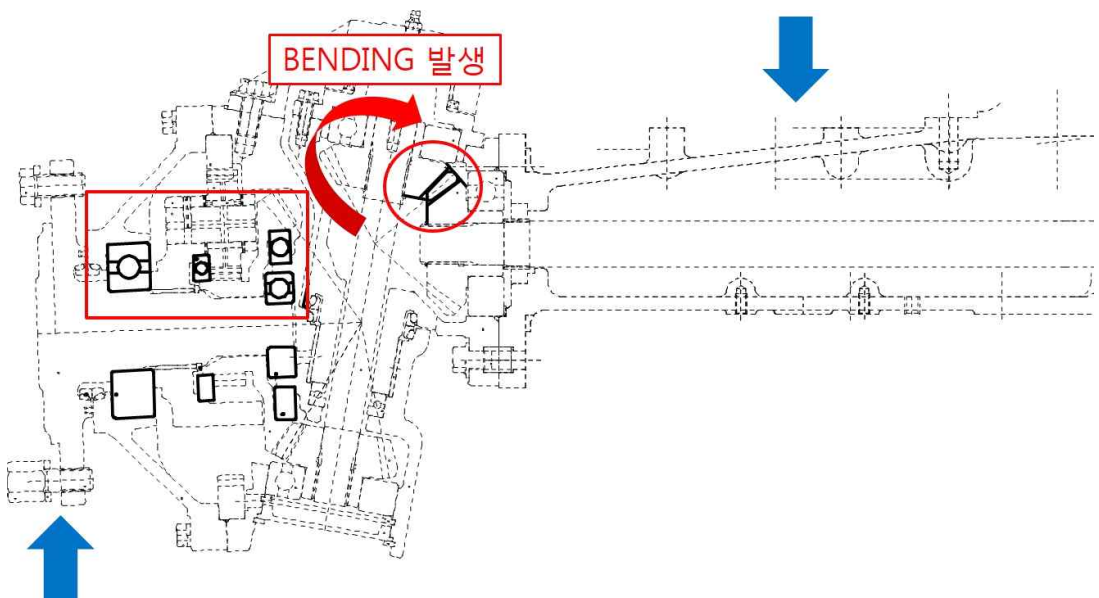


그림 15 포탈 타입 앞차축 Bending 발생

- 테라글라이드 타입 앞차축의 경우, 구동축이 더블카단조인트 구조로서 유동성을 가지고 있어 차축의 변형에 의한 파손에 매우 유리함.
그리고 바퀴를 지지하는 베어링이 포탈 타입에 적용되는 베어링보다 크고 테이퍼롤러 베어링으로서 하중 분산에도 유리함.

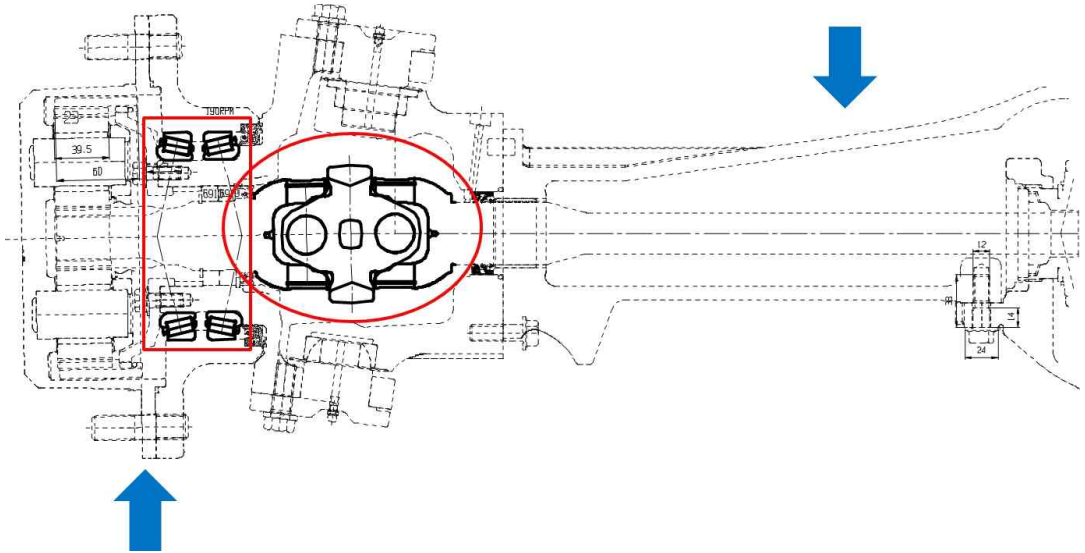


그림 16 테라글라이드 타입 앞차축 - 더블카단조인트 및 테이퍼롤러베어링

(나) 검토 요약

- ① 포탈 타입은 구조적으로 고하중에 불리할 뿐만 아니라 현재의 기술 추세인 테라글라이드 타입을 채택하여 트랙터의 고성능화로 수출 시장 확대가 필요함.
- ② 부품 수를 줄여 구조를 단순화하여 제작 및 정비성을 향상시킬 필요가 있음.
- ③ 필요시 차동제한장치(LSD)를 탑재하여 고부하 대응이 가능토록 함과 동시에 유지보수가 용이한 타입으로 선정이 필요함.

(다) 공용화 앞차축 타입 1차 선정 : 테라글라이드

(라) 차동제한장치 타입 선정 : 사이드기어 압착식

3) Layout 설계

* 테라글라이드 타입 선정에 따라 현재 완성차 3사에서 수입형 모델로 적용 중인 CARRARO 20.16(또는 20.19 / 20.22) 앞차축을 벤치마킹하여 설계함.

(1) 감속비 설정

(가) 유성감속부

- ① 만약 유성감속비를 조절할 경우 링기어, 유성기어, 선기어의 전체 제원 변경이 불가피하며 이는 케이스 및 휠 PCD도 개별 개발되어야하는 공용화에 부적합함.
- ② 이에 따라 CARRARO 앞차추과 DANA 앞차축 기술자료를 상세히 분석한 결과 유성감속비가 1:6으로 설정되어 있음을 알 수 있으며, 이는 타 선진사의 앞차축 또한 유사 마력급에서는 유성감속부를 공용화한 것으로 파악됨.

AGRICULTURAL MODULAR AXLES												
Product Model	Generic Designation	Engine HP	Max Output		Available Planetary Ratio	Ratio Range (Overall)	Steer Angle	Flange to Flange A		BCD B	Brakes	Multidisc Differential Lock
			Nm	ft-lb				mm	in			
10	M10	45 - 65	9,200	6,780	1:4.235	11.55 to 14.585	55°	1,580	62	205	No	No
20	M20	65 - 90	13,000	9,580	1:6	11.571 to 17	55°	1,640	64	275	Yes	Yes
25	M25	90 - 105	16,000	11,800	1:6	11.571 to 17	55°	1,640	64	275	Yes	Yes
30	M30	105 - 125	21,000	15,480	1:6	14.571 to 17	55°	1,640	64	275	Yes	Yes
40	M40	125 - 140	27,000	19,910	1:6	13.827 to 17.538	55°	1,640 to 1,800	64 to 70	275	Yes	Yes
50	M50	140 - 220	42,000	30,970	1:6.353	13.827 to 17.104	55°	1,780 to 1,900	70 to 74	335	Yes	Yes
60	M60	220 - 280	55,000	40,560	1:6.353	13.82 to 18.15	55°	1,780 to 1,900	70 to 74	335	Yes	Yes
70	M70	300 - 410	80,000	59,000	1:7.07	16.97	55°	1,900	74	425	Yes	Yes

그림 17 DANA사 앞차축 유성감속비

(나) 차동부

- ① 상기 유성감속비를 벤치마킹품을 토대로 1:6로 설정한 후, 완성차 3사별 최종감속비 만족을 위해 차동감속비를 조정함.

* 벤치마킹품 차동부 베벨 기본 제원 : 29T / 12T

유성감속비	차동부	최종감속비	비고		차
			업체	요구감속비	
6 : 1	31T / 13T	14.31 : 1	대동공업	14.30	+ 0.01
	34T / 12T	17.00 : 1	LS엠트론	16.98	+ 0.02
	34T / 12T	17.00 : 1	동양물산기업	17.20	-0.20

표 25 최적 사양 1차 산출

- ② 대동공업, LS엠트론과 달리 동양물산기업의 경우, 요구감속비와 0.2 차이가 발생하는 점은 유성감속비 조정을 통해 조정이 가능하나 유성감속부는 링기어, 유성기어, 선기가 모두 연관되어 있는 점을 전제로 재검토를 진행함.

유성감속비	차동부	최종감속비	비고		차
			업체	요구감속비	
61T / 12T	34T / 12T	17.24 : 1	동양물산기업	17.20	+ 0.04

표 26 동양물산기업 사양 재산출

- ③ 상기 검토 사양을 모두 검토 한 결과, 완성차 3사별 기어트레인 제원은 아래와 같으며, 동양물산기업의 경우 기존 17 : 1 감속비에서 타이어 경향성을 검토한 후 최종 사양 선정을 계획함.

유성감속비	차동부	최종감속비	비고		차
			업체	요구감속비	
6 : 1	31T / 13T	14.31 : 1	대동공업	14.30	+ 0.01
	34T / 12T	17.00 : 1	LS엠트론	16.98	+ 0.02
	34T / 12T	17.00 : 1	동양물산기업	17.20	-0.20
6.08 : 1	34T / 12T	17.24 : 1	동양물산기업	17.20	+ 0.04

표 27 최적 사양 2차 산출

(다) 휠 PCD, 오프셋(Off-set)

- ① 테라글라이드 앞차축은 오프셋이 0으로 고정되며 이에 따른 지상고 셋팅은 브라켓을 설계로 보완함.
- ② 휠 PCD는 완성차 3사에서 적용중인 CARRARO 앞차축을 토대로 $\Phi 275$ 로 설정함.

(라) 앞, 뒤브라켓

- ① 완성차 3사 프레임 탑재부 사양을 토대로 브라켓을 검토함.

구 분	앞브라켓			뒷브라켓		
	폭	거리	높이	폭	거리	높이
대동공업	260	200	113	398	203	85.5
LS엠트론	220	168	113	220	203	113
동양물산	135	248.5	0	175	165.5	0

표 28 완성차 3사 프레임 탑재부 사양

- ② 대동공업과 LS엠트론의 앞브라켓 사양은 유사함에 따라 소재 공용화 가능토록 설계.

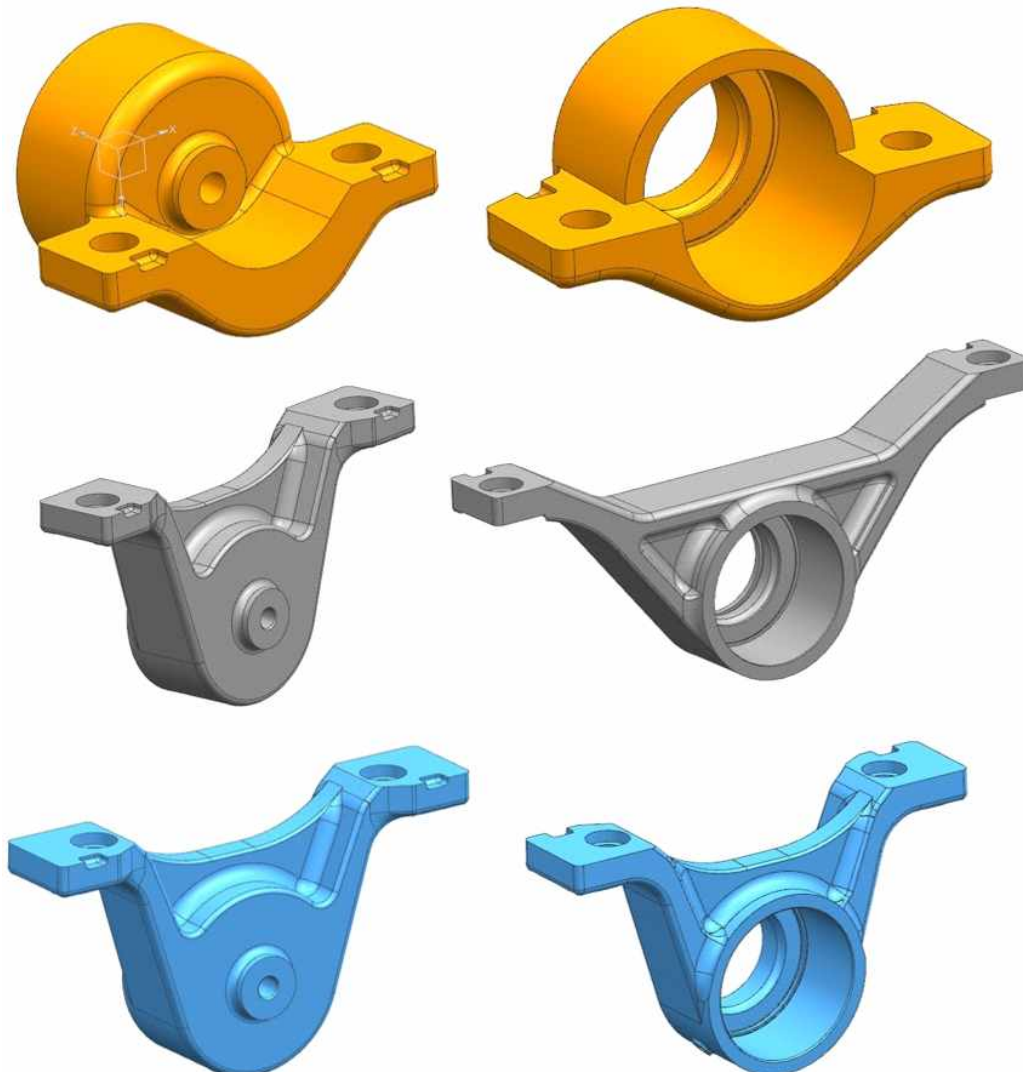


그림 18 완성차 3사별 앞/뒤브라켓 모델링

(마) Flange to Flange

① 완성차 3사별 요구되는 Flange to Flange는 아래와 같음.

구분	대동공업	LS엠트론	동양물산기업
Flange to Flange	1,590	1,640	1,944

표 29 완성차 3사별 Flange to Flange

② 이를 기반으로 CARRARO 앞차축과 달리 분리형 앞차축 구조를 채택하여 요구사양에 따라 간격통을 추가하여 Flange to Flange를 만족할 수 있도록 K사 앞차축을 벤치마킹함.

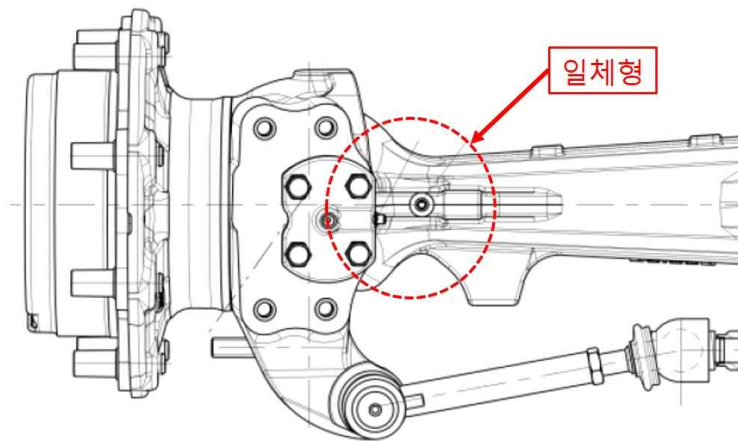


그림 19 CARRARO 앞차축 구조(일체형)

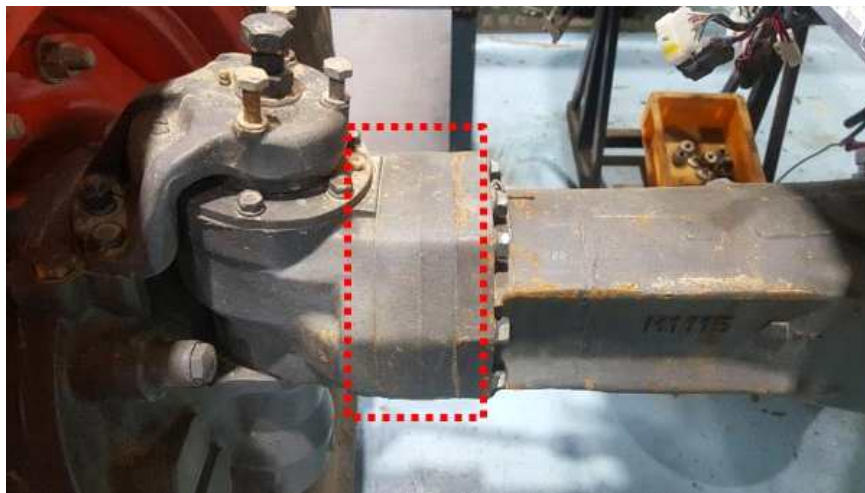


그림 20 Flange to Flange 조절용 간격통(예시)(K사)

(사) 조향각 설정

① 더블카단조인트 제원 분석

- 테라글라이드 타입 앞차축의 조향각은 핵심 구동축인 ‘더블카단조인트’ 거동 특성에 의해 결정됨.
- 고부하 대응을 위해 CARRARO 20.19 앞차축의 더블카단조인트를 입수하여 분석함.
- 또한 더블카단조인트 전문 제조사(“G”사, “E”사)의 기술자료를 분석하여 동마력급의 더블카단조인트 상세 제원을 산출함.

Size	T _{max}	β _{max}	∅ A _{max}	B	C _{min}	F _{min}	∅ G _{min}	∅ D	Y	X
	[Nm]	[deg]	[mm]							
B300	1550	52°	85.8	56	120	32	27	128	3.15	6.30
		55°		57	123	33		131	3.63	7.26
		60°		57	127	35		134	4.41	8.82
B310	2300	52°	96.3	62	134	36	31	145	3.49	6.98
		55°		64	138	37		148	4.07	8.15
		60°		64	142	39		151	4.95	9.90
B320	3400	52°	110.3	70	152	41	35	163	3.94	7.88
		55°		72	156	42		166	4.58	9.17

그림 21 "G"사 더블카단조인트 사양

All series are available with sun pinion-forkshaft.

Cardan Drive-Shafts, double-joint version for Steering Axles, Needle bearing version

Order number		0.403.300	0.408.500	0.409.500	0.411.500	0.412.500
Md _{lim}	Nm	1800	2250	3500	5800	7500
Angle of deflection β	°	55	52	50	50	50
A	mm	87	96	111	126	138
B	mm	57	63	70	81	89
C	mm	33	33	41,5	39	48
D	mm	68	78	90	105	114
E	mm	89	101	111,5	128	144
F	mm	-	89	100	113	143
G	mm	-	46	46	56	60

그림 22 “E”사 더블카단조인트 사양

② 더블카단조인트 거동 분석

- 제품의 크 및 조향 각도에 따른 더블카단조인트 거동량 관계 확인
- 해외 선진사에서 제공된 DATA를 바탕으로 더블카단조인트 거동 및 수식 유효성을 검증 완료 후 설계 DATA로 활용함.

구분	수식	단위	value
스파이더 중심 거리	a	mm	31.5
요구 회전각	β	°	50
동기 회전각	βx	°	35
더블카단조인트 이동 거리	$x = a / (\cos(\beta x / 2)) - a$	mm	1.5
축 이동 거리 계산식 참고용	$\sin(\text{RADIANS}(\beta / 2))^2$		0.178606195
	$\cos(\text{RADIANS}(\beta x / 2))^2$		0.909576022
	$\sin(\text{RADIANS}(\beta / 2))^2$		0.178606195
	$\cos(\text{RADIANS}(\beta / 2))^2$		0.821393805
축 이동 거리	e	mm	6.5

Joint size	0.408
Deflection angle β°	50
x [mm]	1,5
Joint size	0.408
Deflection angle β°	50
e [mm]	6,5

그림 23. 조향에 따른 더블카단조인트 거동성 산출

4) 상세 설계

(1) 차동제한장치(LSD) 설계

(가) 타이어의 외경 및 허용하중을 기준으로 스키드토크 산정 후, 유성기어의 감속비 및 전달효율에 의한 구동축 회전토크를 기준으로 벤치마킹품 대비 3.5~4.5 N/mm² 낮은 수준의 클러치 면압을 설계함.

(나) 한편 클러치 디스크 면수를 증대시켜 내구성을 확보하면서, 면수 증대(9매 → 11매)로 인한 차동사이드기어의 제동력이 증대되는 점을 감안하여 피니언기어를 벤치마킹품 대비 2개를 더 증대시켜 차동부의 강도를 강화함.

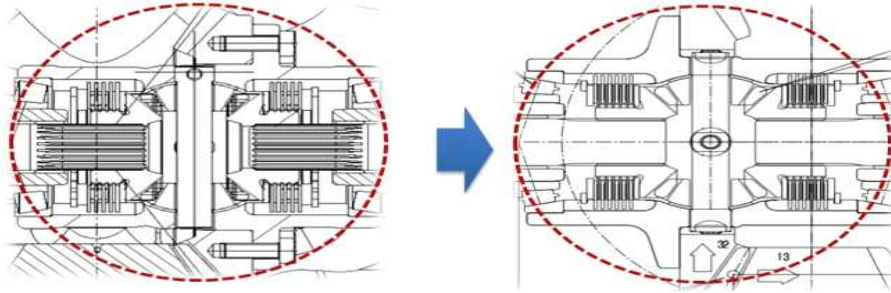


그림 24 CARRARO 20.16(좌) 대비 공용화 앞차축(우) 디스크 면수 증대

(다) 피니언기어의 굽힘강도는 치저부의 치폭증대 여유를 확보하여 베벨기어의 굽힘파손의 설계 개선 여유를 확보함. 그리고 면압피로 파손 및 피니언축과의 소착을 방지하고자 CAUBET 표면처리를 추가하고, 차후 SCM420H 또는 SCR820PRH 등으로 강종을 보강할 수 있도록 SCM420H 기준으로 설계하여 여유를 확보함.

(라) 또한 LSD 클러치 작동을 원활하게 하기 위해 벤치마킹품과 같이 DIN5480 규격의 스플라인 Series 1급으로 설계하여 차동사이드기어와 차동기어축 간의 슬라이딩 운동이 원활하도록 함.

(2) 유성감속부 설계

(가) CARRARO 20.16 차축의 유성감속부 구조를 분석하여 개선점을 도출함.

- 벤치마킹품의 경우 유성기어축이 외팔보 지지 압박음 고정 구조로 인하여 누유 및 축 평행도 불량, 유동성 부족으로 니들베어링 편하중(편마모) 발생 가능성 예상함.
- 이런 문제점을 보완하여 설계 보완함.

(나) 상기 문제점을 보완하여 설계 보완함.

- 유성기어축(①)이 회전지지 되도록 유성기어지지(②)와 유성기어지지커버(③)로 체결하는 양단지지 구조로 설계하여 유성기어축의 유동성을 확보하여 니들베어링의 편하중 감소(면압 수명 상승)토록 설계
- 유성기어지지와 유성기어지지커버가 3개소의 보스와 볼트로 지지되는 구조로서, 하중 발생에 따른 변형을 감소할 수 있음.
- 또한 유성기어 치폭을 증대로 니들베어링의 길이도 증대하여 수명 증대 가능
- 조립 용이 : 유성기어축을 유성기어지지에 조립하고 니들베어링, 유성기어를 조립 후 유성기어지지커버를 조립함에 따라 직관적 조립 가능
- 추가로 대동기어에서 생산 중인 유사품의 문제점(기공 발생, Notch부 파손 등)을 고려하여 세부 형상 보완함.

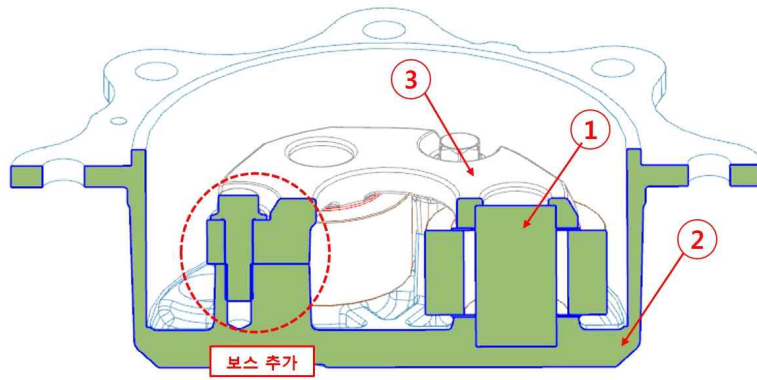


그림 25 공용화 앞차축 유성감속부 구조

(3) 더블카단조인트 설계

(가) 더블카단조인트 사양 설정

- ① 동남아 시장에서는 트랙터를 이용한 개간, 평탄작업 등 전방 작업에 의한 고부하가 요구되고 있으며, 향후 마력증대형 트랙터 탑재성을 감안하여 벤치마킹품 대비 고부하 사양으로 설정함.

* 축 경 증대 및 십자베어링 보강 사양 적용

조향각	베어링 축간 거리	축 이동 거리	요크부 축단거리
최대 55°	64mm	최대 8.11mm	41mm

표 30. 더블카단조인트 기본 사양

(나) 기본 설계 및 세부 공정 설계

- ① 3D 모델링을 통한 초대 조향각 기준 간섭 여부 확인
- ② 제조 공정 현실화 및 품질 안정화를 위해 마찰용접 공법 검토.

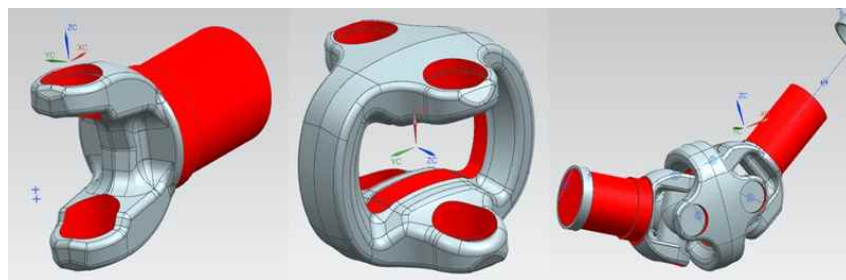


그림 26 더블카단조인트 구동 간섭 검토

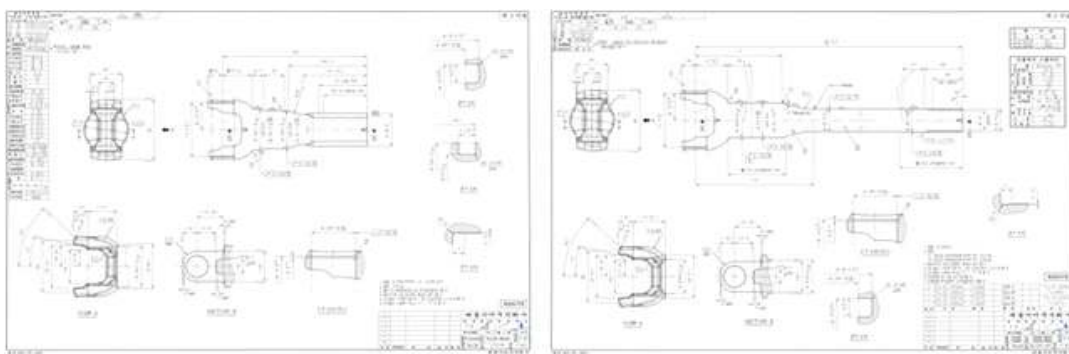


그림 27. 더블카단조인트 설계 도면

(4) 차폭 증대 옵션 설계

- (가) 벤치마킹품의 경우, 앞차축지지와 킹핀부가 일체형으로서 강도 측면에서는 유리할 것이나 차폭이 상이할 시 별도의 금형 및 가공 지그 추가 개발이 필요한 단점이 있음.
- (나) 이러한 단점을 보완하고자 킹핀부 분리 구조를 채택하여 생산성 향상 및 간격통 추가로 다양한 차폭에 대응가능토록 설계함.
- (다) 간격통 좌/우 측에 O링을 추가하여 누유를 방지하고 킹핀지지 측으로는 메탈부시를 조립하여 차폭이 증대되더라도 차동기어축의 지지점이 변동되지 않도록 설계함.

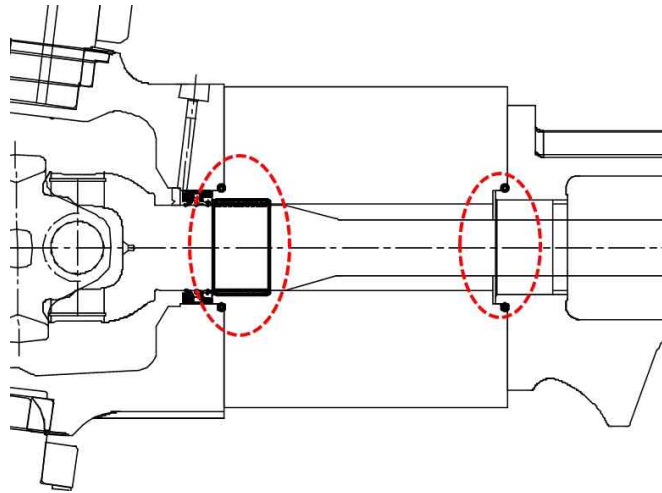


그림 28 킹핀지지부 분리형 및 간격통 추가 구조 설계

(5) 더블카단조인트 누유 개선 연구

- (가) 실제 현장 작업에서는 CARRARO 앞차축 뿐만 아니라 테라글라이드 타입 앞차축을 적용하는 산업기계에서도 킹핀지지-더블카단조인트부에서 오일 누유 현상이 자주 발견되고 있으며 이를 회피하고자 구조 분석을 실시함.



그림 29 더블카단조인트부 누유 발생

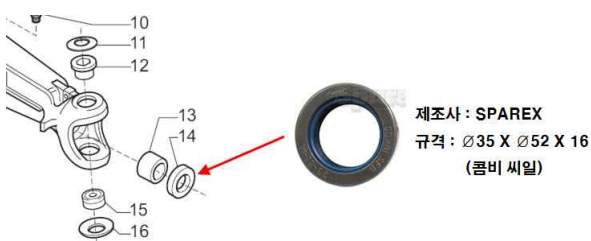


그림 30 CARRARO 앞차축 실링 구성



그림 31 John Deere 앞차축 실링 구성

- (나) 조사 결과, 해외 선진사의 경우 일반 TC타입의 오일셀보다 밀폐성이 뛰어난 콤비셀을 사용하고는 있으나 더블카단조인트의 나선운동(회전운동+왕복운동) 거동으로 셀링의 한계가 존재함으로 파악함.
- (다) 나선운동에 의한 이물질 유입으로 오일셀 손상될 가능성이 높을 것이며, 이를 오일실 전문업체에 기술문의하였으나 현재까지 이러한 운동에 적합한 오일셀은 없다는 결론을 도출함.
- (라) 이 점을 벤치마킹하여 2차년도에 더블카단조인트 셀링 구조 개선토록 계획함.

5) 공용화 앞차축 시스템 해석 및 내구 성능 평가

(1) 하우징 및 스파이럴베벨기어 강도 평가

(가) 공용화 앞차축 하중 조건

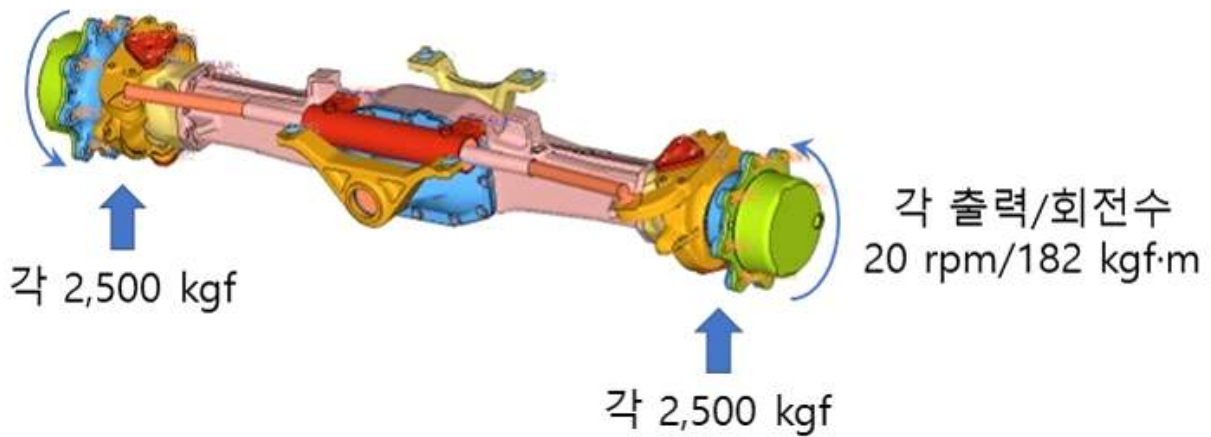


그림 32 앞차축에 작용하는 하중 조건

(나) 기어 강도 및 베어링 수명 평가 시뮬레이션 모델 개발

- ① 기어, 베어링, 축, Differential, 하우징을 포함한 앞차축 모델 개발
 - ㉠ 2D, 3D 도면을 이용하여 기어, 베어링, 축, Differential, 하우징을 포함한 앞차축 모델을 개발함.
 - ㉡ 해석 모델은 기어트레인 설계/해석 전용 소프트웨어인 MASTA 10.0으로 개발함.

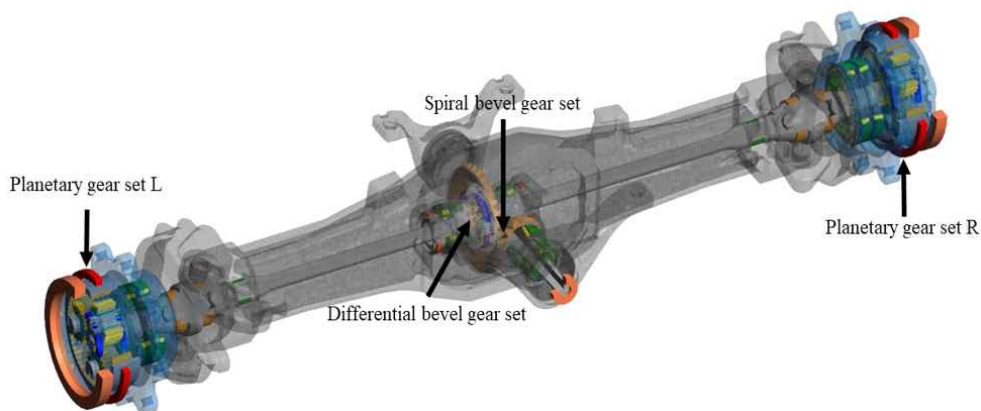


그림 33 앞차축 해석 모델

㉔ 해석 모델의 베어링(Taper roller bearing(TRB), Deep groove ball bearing(DGBB))은 MASTA 10.0의 데이터베이스를 이용하여 모델링되었으며, 마운팅은 모두 억지끼워 맞춤으로 가정함.

㉕ 가정

▷ 스파이럴베벨기어 SET

	Spiral Bevel Pinion	Spiral Bevel Wheel	Differential Pinion	Differential Side Gear
Hand	Left	Right	-	-
Mean spiral angle [degree]	35	35	-	-
No. of teeth	13	32	10	16
Module [mm]	6.3	6.3	4.4	4.4
Face width [mm]	36.321	36.321	13.781	13.781
Pressure angle [degree]	20	20	22.5	22.5
AGMA Quality grade	8	8	8	8
Material	SCM420H	SCM420H	SCM420H	SCM420H
Cutting process	Generating	Generating	Formate	Formate

표 31 차동부 베벨기어 제원

Pinion cutter	
Inner edge radius convex	1 mm
Outer edge radius concave	1 mm
Wheel cutter	
Inner blade angle convex	20 degree
Inner edge radius convex	1 mm
Outer blade angle concave	20 degree
Outer edge radius concave	1 mm
Radius	76.2 mm

표 32 스파이럴베벨기어 가공 커터 제원

▷ 유성감속부

	Sun gear	Planet gear	Ring gear
No. of teeth	12	23	60
Normal module	3	3	3
Face width	61	39.5	43.5
Pressure angle	25	25	25
Profile shift coefficient	0.4300	0.4852	-0.3221
ISO Quality grade	7	8	9
Material	SCM420H	SCM420H	SCM420H

표 33 유성감속부 기어 제원

* 유성, 링기어 : Dedendum factor 1.25 설정

▷ 베어링

- Preload of TRB Carrier shaft inner/outer : 0 μm
- Preload of TRB Input shaft F/R : 0 μm

▷ Application factor(K_A)는 1.0 가정

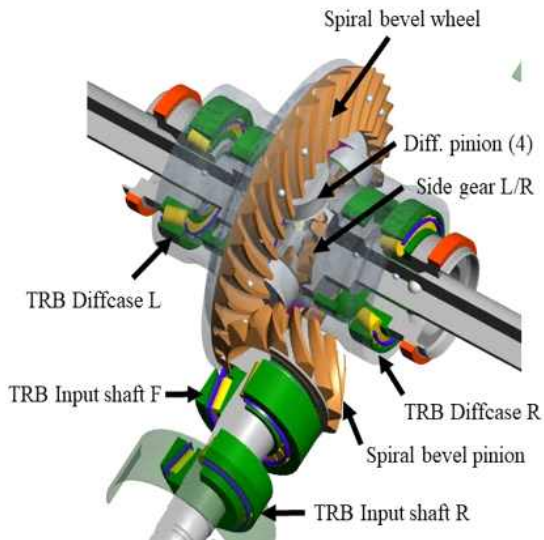


그림 34 차동 기어 상세 모델

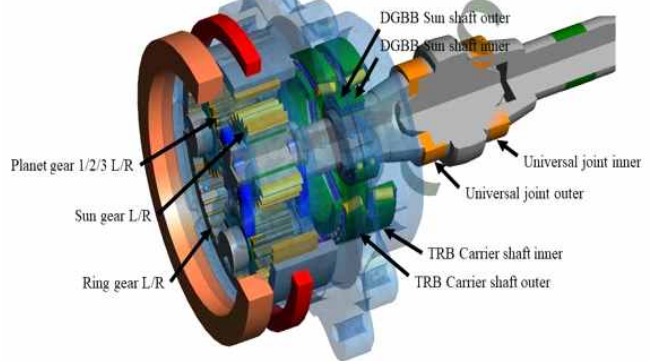


그림 35 종감속부(유성기어 세트) 상세 모델

▷ 하중 및 토크

- 차축 양단 출력 동일
- 차량 하중의 일부를 각각 양단의 Planetary carrier에 작용하도록 모델링

	Forward Drive
Duration [hr]	4000
Temperature [°C] (Oil sump)	68
Input speed [RPM]	295
Output speed L [RPM]	20
Output torque L [N·m]	1785.42
Vertical Load [N]	24525

표 34 해석 수행을 위한 앞차축 하중 조건

(다) 하우징 구조 해석을 위한 경제조건 및 하중 정의

- ① FE 컴포넌트와 하우징에서 볼트 연결부는 서로 접촉하고 있는 면이 포함하고 있는 모든 Node점들을 강제로 연결.
- ② Axle 하우징과 Swivel 하우징의 지지부는 강성 베어링 요소(상단 지지부 Stiffness: Tilt=109N/m, Radial=109N/m, Axial=109N/m; 하단 지지부 Stiffness: Tilt=0, Radial=109N/m, Axial=109N/m)를 이용하여 모델링.

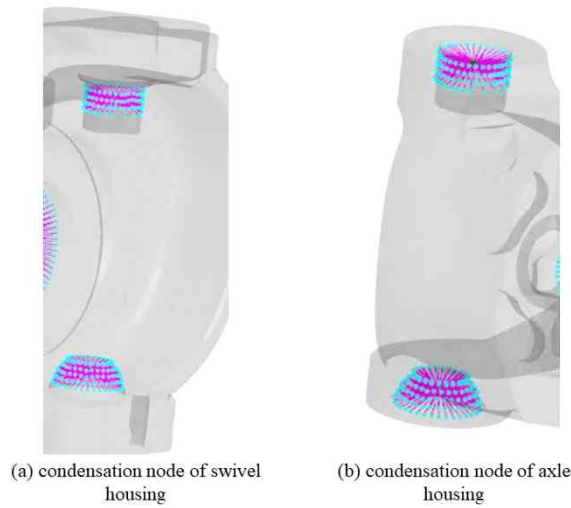


그림 36 Axle 하우징과 Swivel 하우징 지지부의 강성 베어링 요소 모델링

③ 시스템 경계 조건

- ㉠ Front support, Rear support에서 차량 연결부 절점의 6자유도를 구속.
- ㉡ Axle 하우징은 입력축의 회전방향에 대해 자유도를 가질 수 있게 Front support, Rear support와 강성 베어링 요소를 이용해 연결함.



그림 37 Front/Rear support의 차량 연결부 경계조건

그림 38 Axle 하우징 경계조건

- ㉢ 앞차축에 입력되는 하중은 아래와 같이 적용함.

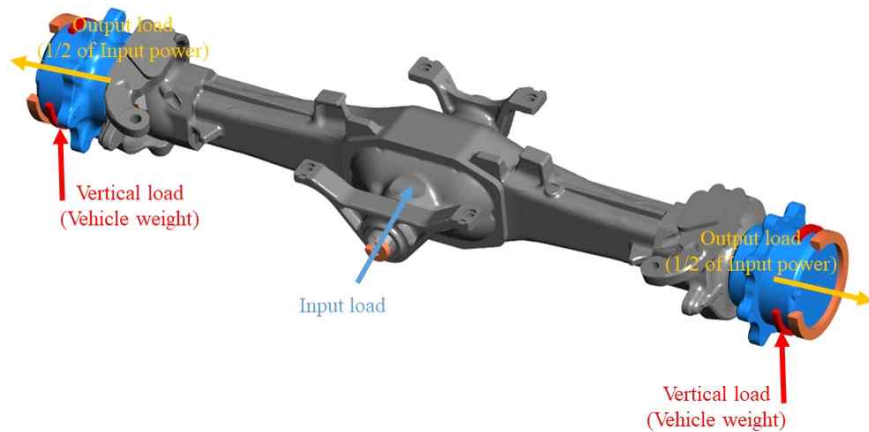
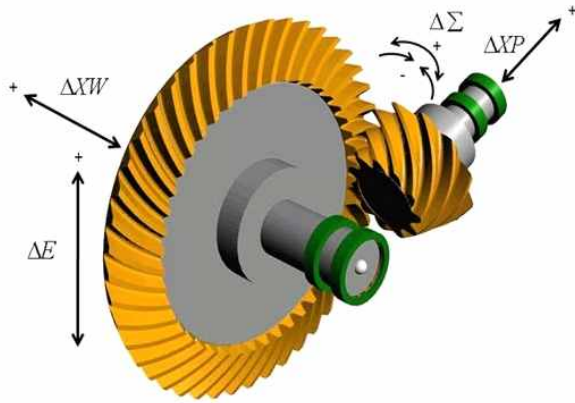


그림 39 앞차축 외부 하중

(라) 기어의 굽힘 및 면압 강도 평가

① Gear mesh misalignment

- ㉠ 베벨기어는 4개의 자유도에서의 misalignment 정의만으로 두 베벨기어의 작용선 상의 misalignment를 정의할 수 있음.



ΔXP Pinion axial displacement
 ΔXW Wheel axial displacement
 ΔE Wheel radial displacement, perpendicular to pinion axis
 $\Delta \Sigma$ Shaft angle (angle between pinion and wheel axes)

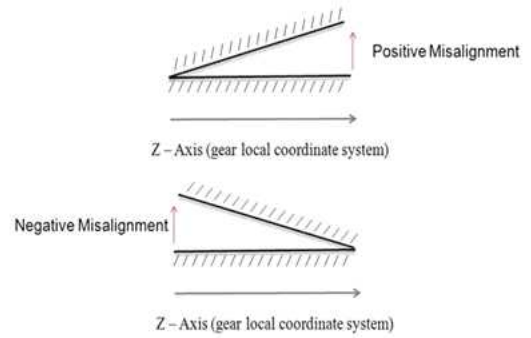


그림 40 베벨기어 mesh misalignment의 정의

그림 41 기어 mesh misalignment의 정의

- ㉡ 따라서, 베어링과 하우징의 강성을 모두 고려하여 시스템의 변형량을 예측함.

Misalignments (Wheel)	Delta E (μm)	ΔE	-117.1417
	Delta XP (μm)	ΔXP	36.2339
	Delta XW (μm)	ΔXW	37.9671
	Delta Sigma (mrad)	$\Delta \Sigma$	-0.05545
Misalignments (Pinion)	Delta E (μm)	ΔE	62.1942
	Delta XP (μm)	ΔXP	22.7425
	Delta XW (μm)	ΔXW	-43.4237
	Delta Sigma (mrad)	$\Delta \Sigma$	0.3645
Misalignments (Total)	Delta E (μm)	ΔE	-54.9476
	Delta XP (μm)	ΔXP	58.9764
	Delta XW (μm)	ΔXW	-5.4566
	Delta Sigma (mrad)	$\Delta \Sigma$	0.309

표 37 스파이럴 베벨기어 세트의 mesh misalignment

Planet Angle (°)			45	165	285
Loaded Flank			Both Flanks	Left Flank	Left Flank
Gear A	Name		Sun	Sun	Sun
Gear B			Planet(A)	Planet(B)	Planet(C)
Total Equivalent Misalignment for Rating (μm)		f _{sh}	6.3634	6.3448	-23.894
Gear A Equivalent Misalignment for Rating (μm)			198.2217	-112.9067	-105.7365
Gear B Equivalent Misalignment for Rating (μm)			191.8583	-119.25	-81.8426

표 38 Planet gear set L(선기어와 유성기어)의 mesh misalignment

Planet Angle (°)			45	165	285
Loaded Flank			Right Flank	Right Flank	Right Flank
Gear A	Name		Planet(A)	Planet(B)	Planet(C)
Gear B			Annulus	Annulus	Annulus
Total Equivalent Misalignment for Rating (μm)		f _{sh}	-5.4863	-13.0694	25.2347
Gear A Equivalent Misalignment for Rating (μm)			-129.2803	-54.4823	191.9581
Gear B Equivalent Misalignment for Rating (μm)			-123.794	-41.4129	166.7234

표 39 Planet gear set L(유성기어와 링기어)의 mesh misalignment

Planet Angle (°)			45	165	285
Loaded Flank			Both Flanks	Left Flank	Left Flank
Gear A	Name		Sun	Sun	Sun
Gear B			Planet(A)	Planet(B)	Planet(C)
Total Equivalent Misalignment for Rating (μm)		f _{sh}	-6.3568	-6.3453	23.8919
Gear A Equivalent Misalignment for Rating (μm)			-182.9596	103.92	99.4606
Gear B Equivalent Misalignment for Rating (μm)			-176.6029	110.2639	75.5687

표 40 Planet gear set R(선기어와 유성기어)의 mesh misalignment

Planet Angle (°)			45	165	285
Loaded Flank			Right Flank	Right Flank	Right Flank
Gear A	Name		Planet(A)	Planet(B)	Planet(C)
Gear B			Annulus	Annulus	Annulus
Total Equivalent Misalignment for Rating (μm)		f _{sh}	5.4888	13.0708	-25.2337
Gear A Equivalent Misalignment for Rating (μm)			119.0405	49.7173	-176.9484
Gear B Equivalent Misalignment for Rating (μm)			113.5517	36.6465	-151.7147

표 41 Planet gear set R(유성기어와 링기어)의 mesh misalignment

② 기어 안전 계수

- ㉠ 시스템 전체의 변형으로 인한 misalignment를 고려하여 ISO 10300에 따라 앞차축 베벨기어 세트에 대한 강도 평가를 수행함.
- ㉡ 면압, 굽힘에 대한 정적 안전 계수는 아래 표와 같으며 충분한 안전 계수를 확보하고 있는 것으로 평가됨.

	Contact	Static Contact	Bending	Static Bending
Spiral bevel pinion	1.5752	2.5473	3.9313	10.4708
Spiral bevel wheel	1.6601	2.5473	3.71	9.7046
Diff. pinion	-	-	-	12.7039 (worst)
Diff. side gear L/R	-	-	-	10.6777

표 42 ISO 10300를 기준으로 한 베벨 기어 세트의 안전 계수

- ㉢ 시스템 전체의 변형으로 인한 misalignment를 고려하여 ISO 6336:2006 Method B에 따라 최종 감속부 유성기어 세트에 대한 강도 평가를 수행함하였으며, 그 결과는 아래 표와 같음.

	Bending safety factor	Contact safety factor
Sun gear L	2.2552	0.8239
Planet L (45°)	2.6234	1.6253
Planet L (165°)	1.7248	1.1635
Planet L (285°)	1.4796	0.9902
Ring L	2.0213	1.7679
Sun gear R	2.2554	0.8241
Planet R (45°)	2.6234	1.6255
Planet R (165°)	1.7248	1.1637
Planet R (285°)	1.4797	0.9904
Ring R	2.0215	1.7683

표 43 ISO 6336:2006을 기준으로 한 유성기어 세트의 안전 계수

㊸ 선기어, 유성기어의 면압에 대한 안전 계수가 1이하의 값으로 나타났으며, 상세한 Contact analysis 결과는 아래와 같음.

* Loaded Tooth Contact Analysis(LTCA): Strip Load Analysis(SLA)

- 성기어 세트의 Micro geometry를 반영하여 기어 치의 하중 분포를 계산하기 위하여 MASTA의 BASIC LTCA를 이용함.
- BASIC LTCA는 independent strip model(J. D. Smith, 1999)을 이용함.
- 해석 모델은 아래와 같이 선기어에 각각 15 μ m의 치폭 방향 크라운을 적용함.

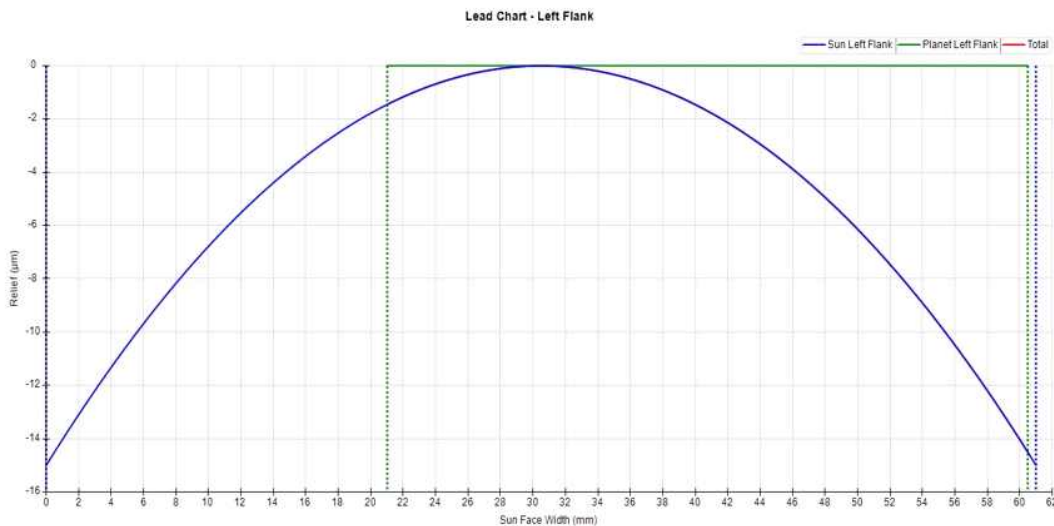


그림 42 선기어의 리드 수정량

- 기어 Micro geometry를 반영한 LTCA를 이용하여 ISO 6336:2006 Method B에 따라 계산된 유성기어세트의 Face load factor는 아래 표와 같음.

구 분		Sun to Planet (A)	Sun to Planet (B)	Sun to Planet (C)
Face Load Factor (Contact)	$K_{H\beta}$	1.1135	1.1066	2.4243
Face Load Factor (Bending)	$K_{F\beta}$	1.093	1.0874	2.0806

표 44 유성기어 세트 L의 Face load factor(선기어와 유성기어)

구 분		Planet to Ring (A)	Planet to Ring (B)	Planet to Ring (C)
Face Load Factor (Contact)	$K_{H\beta}$	1.4837	1.8584	2.4237
Face Load Factor (Bending)	$K_{F\beta}$	1.386	1.6699	2.0802

표 45 유성기어 세트 L의 Face load factor(유성기어와 링기어)

구 분		Sun to Planet (A)	Sun to Planet (B)	Sun to Planet (C)
Face Load Factor (Contact)	$K_{H\beta}$	1.1136	1.1066	2.4243
Face Load Factor (Bending)	$K_{F\beta}$	1.0931	1.0874	2.0806

표 46 유성기어 세트 R의 Face load factor(선기어와 유성기어)

구 분		Planet to Ring (A)	Planet to Ring (B)	Planet to Ring (C)
Face Load Factor (Contact)	$K_{H\beta}$	1.4839	1.8585	2.4237
Face Load Factor (Bending)	$K_{F\beta}$	1.3861	1.67	2.0802

표 47 유성기어 세트 R의 Face load factor(유성기어와 링기어)

- SLA에 다른 유성기어세트의 Contact chart는 아래와 같음.

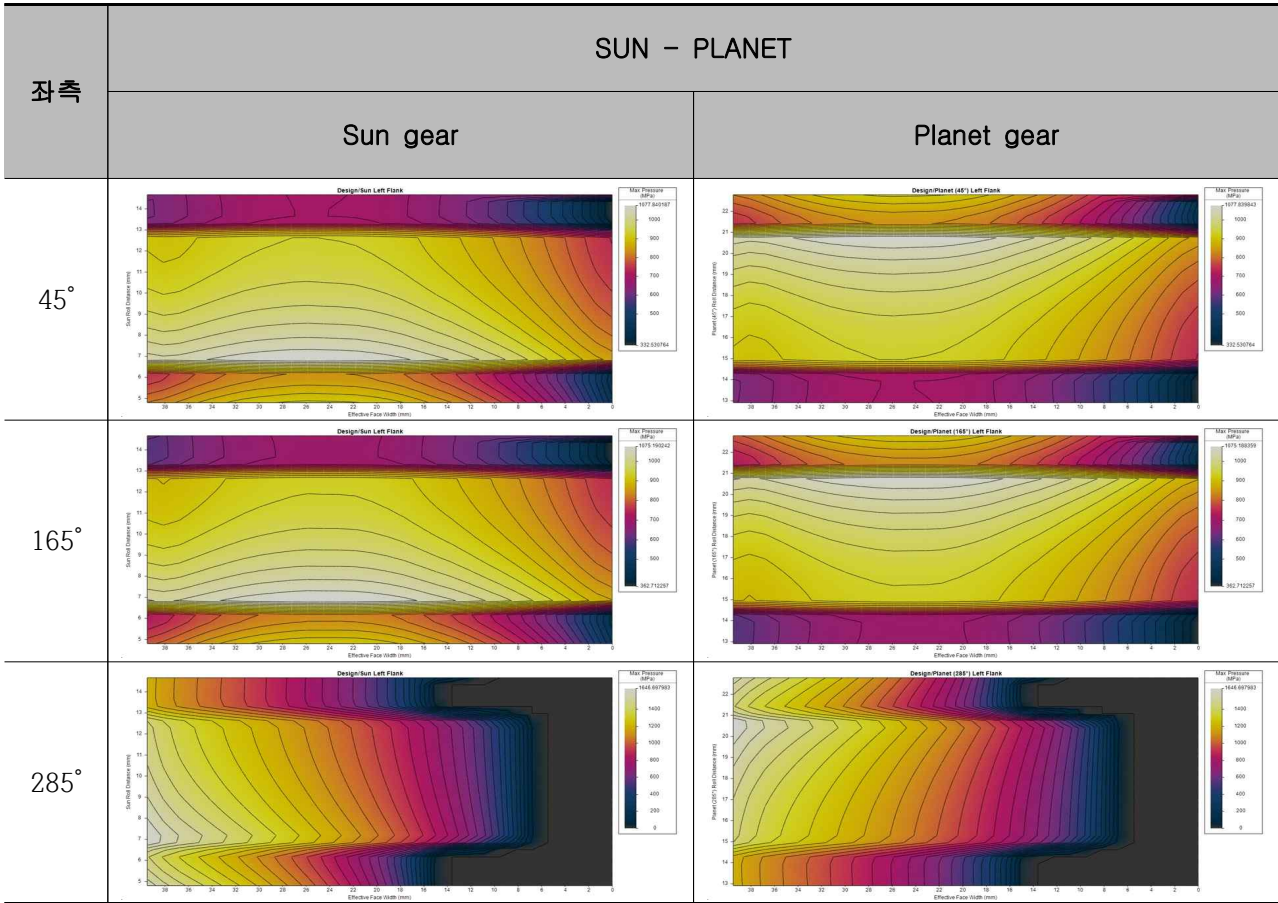


표 48 선기어-유성기어 Contact chart (좌측)

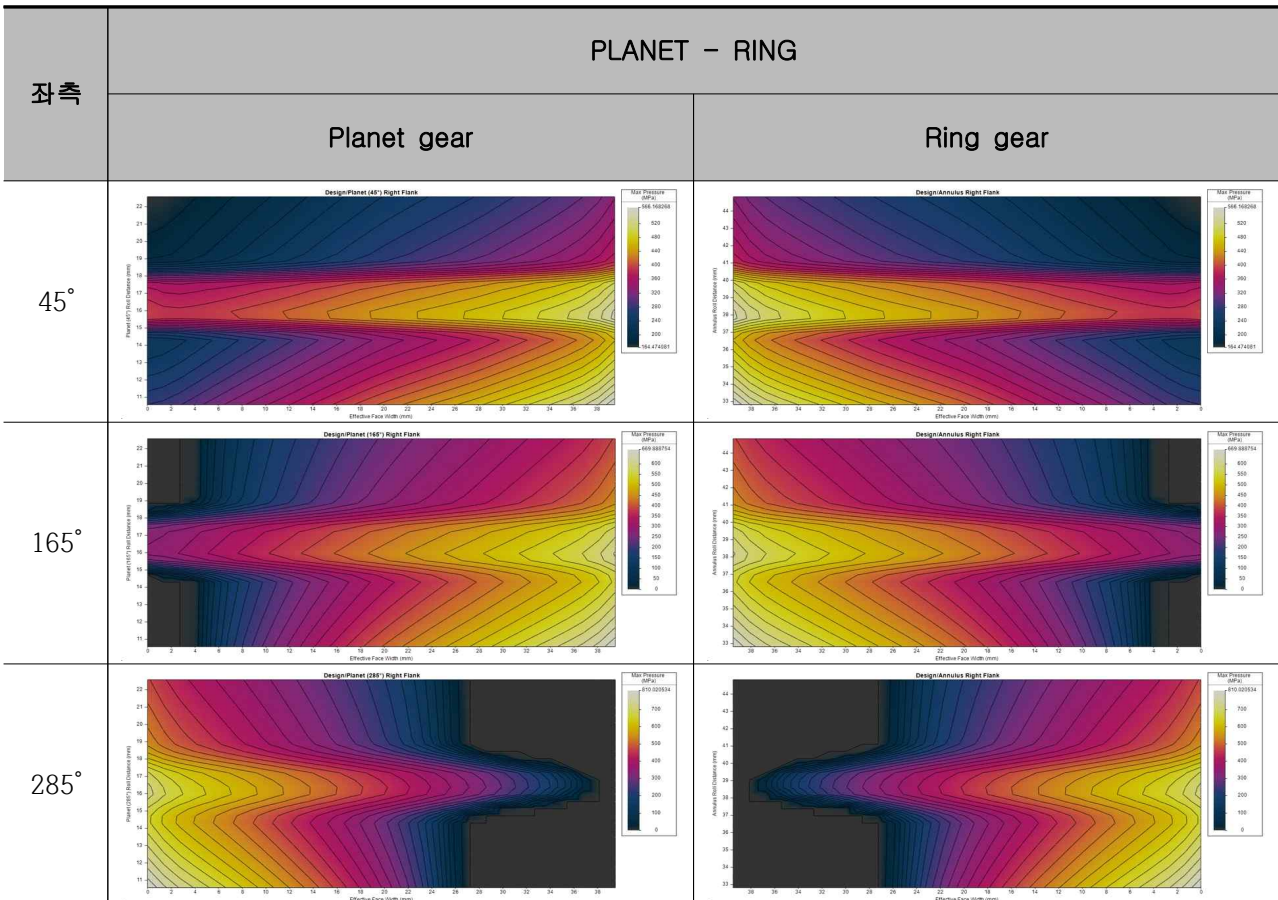


표 49 유성기어-링기어 Contact chart (좌측)

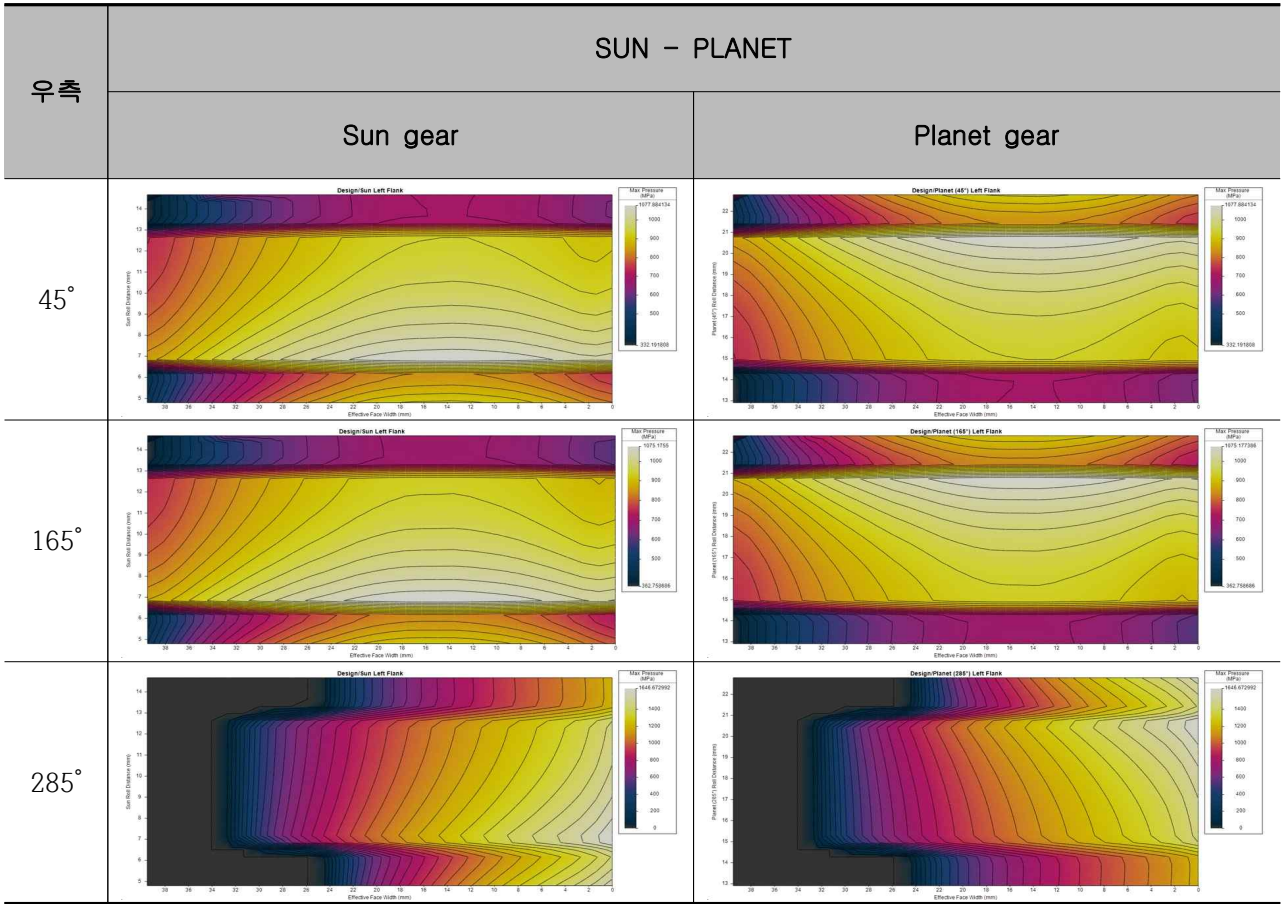


표 50 선기어-유성기어 Contact chart (우측)

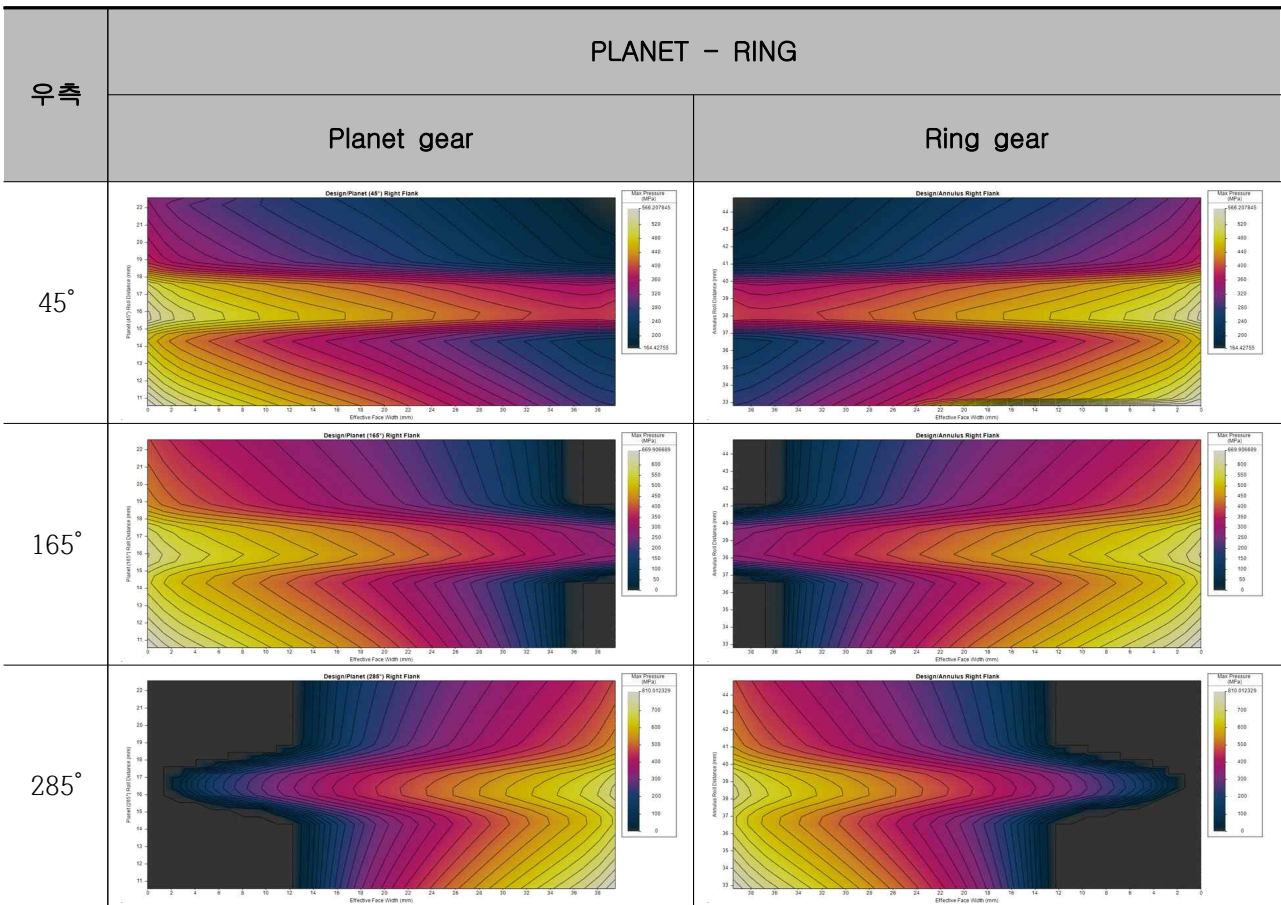


표 51 유성기어-링기어 Contact chart (좌측)

- Contact analysis 결과, 크라우닝이 적용되지 않은 유성기어, 링기어에서 Edge contact이 발생해 높은 Face load factor가 산출됨.
- 치형 수정을 통해 Face load factor를 감소시키고 Safety factor를 향상시킬 가능성이 있음.

(마) 베어링 피로 수명 평가

① 베어링 수명과 Damage 분석

- DGBB, TRB에 대해 ISO 281:2007, ISO/TS 16281:2008에 따른 Damage를 아래표와 같이 평가함.

	ISO 281:2007 Basic rating life (Damage, %)	ISO/TS 16281:2008 Basic rating life (Damage, %)
TRB Carrier shaft outer L	53.3	47.7
TRB Carrier shaft inner L	34.4	25.4
DGBB Sun shaft outer L	13.1	15.0
DGBB Sun shaft inner L	2.2	2.8
TRB Diffcase L	10.2	10.0
TRB Diffcase R	13.1	9.2
TRB Input shaft F	16	31.0
TRB Input shaft R	14.4	13.3
TRB Carrier shaft outer R	45.3	39.2
TRB Carrier shaft inner R	29.2	20.9
DGBB Sun shaft outer R	13.1	15.0
DGBB Sun shaft inner R	2.1	2.8

표 52 ISO 281과 ISO/TS 16281에 따른 베어링 Damage 비교 검토 결과

- 모든 베어링에서 Damage가 50% 이하이므로 베어링 수명 문제 없음.

② 베어링 접촉 응력 분석

- 앞차축의 TRB 중 안전계수가 가장 낮은 TRB Carrier shaft outer L에 대해 Contact analysis를 수행함

Element Id	Angle (°)	Maximum Normal Stress (MPa)	Normal Load (Inner) (kN)	Normal Load (Outer) (kN)
1	0	0	0	0
2	10	0	0	0
3	20	0	0	0
4	30	0	0	0
5	40	0	0	0
6	50	0	0	0
7	60	0	0	0
8	70	0	0	0
9	80	0	0	0
10	90	0	0	0
11	100	0	0	0
12	110	568.4345	0.2267	0.2267
13	120	1032.0023	1.1876	1.1876
14	130	1336.4684	2.3618	2.3618
15	140	1560.4028	3.5152	3.5152
16	150	1724.5361	4.5175	4.5175
17	160	1838.2655	5.2858	5.2858
18	170	1905.4593	5.7671	5.7671
19	180	1927.7719	5.9313	5.9313
20	190	1905.7218	5.7687	5.7687
21	200	1838.7898	5.2889	5.2889
22	210	1725.3315	4.5219	4.5219
23	220	1561.4811	3.5205	3.5205
24	230	1337.8727	2.3676	2.3676
25	240	1033.8895	1.1932	1.1932
26	250	571.6262	0.2302	0.2302
27	260	0	0	0
28	270	0	0	0
29	280	0	0	0
30	290	0	0	0
31	300	0	0	0
32	310	0	0	0
33	320	0	0	0
34	330	0	0	0
35	340	0	0	0
36	350	0	0	0
Maximum	-	1927.772	5.9313	

표 53 element 상세: TRB Carrier shaft outer L

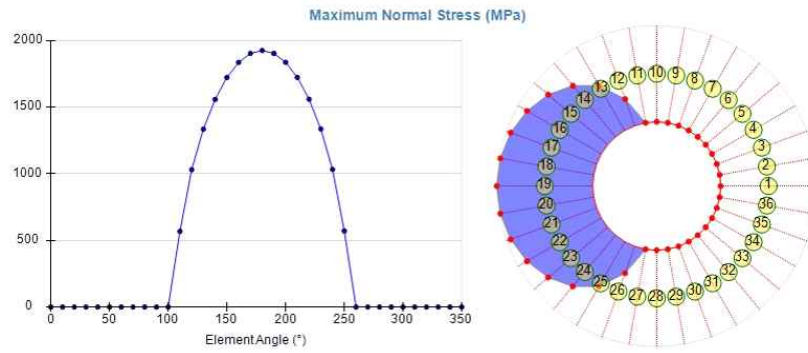


그림 67 반경방향 하중 분포: TRB carrier shaft outer L

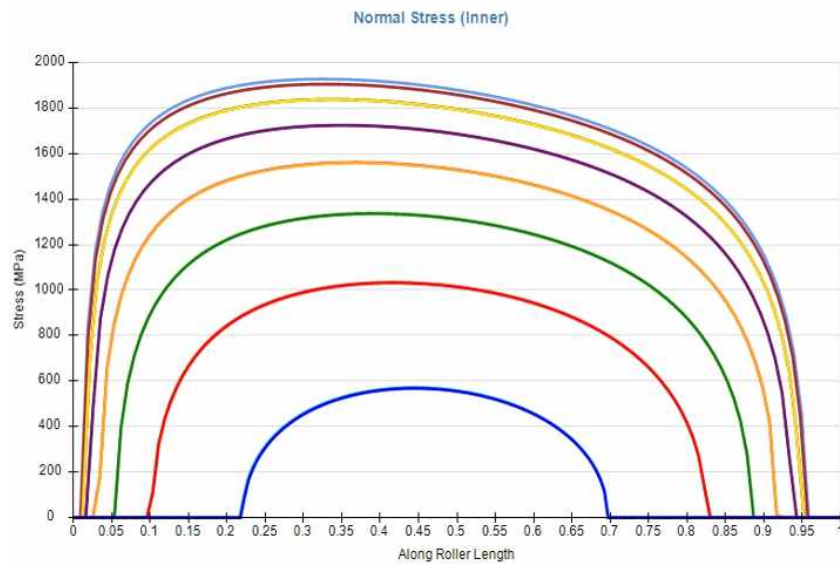


그림 68 길이방향 하중 분포: TRB carrier shaft outer L

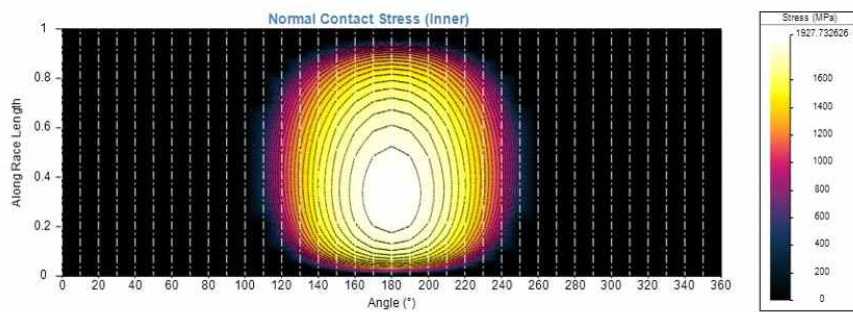


그림 69 Normal 접촉 응력(내륜): TRB Carrier shaft outer L

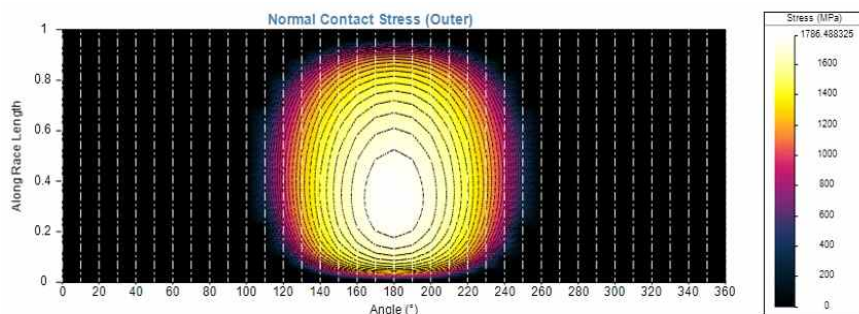


그림 70 Normal 접촉 응력(외륜): TRB Carrier shaft outer L

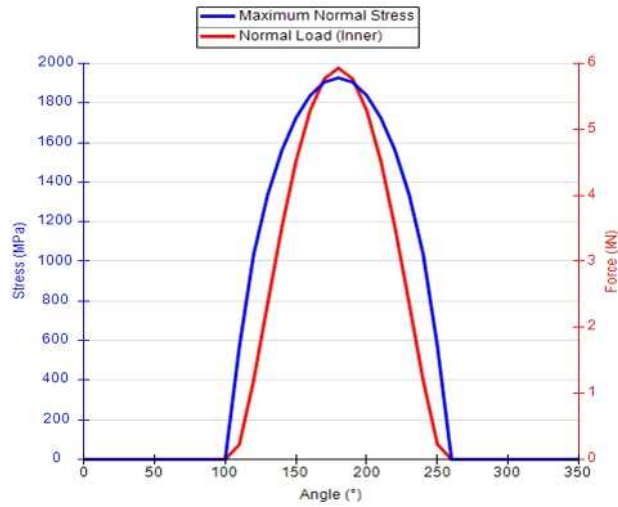


그림 71 Element 응력과 하중
TRB Carrier shaft outer L

- 앞차축의 DGBB 중 안전계수가 가장 낮은 DGBB Sun shaft outer L에 대해 Contact analysis를 수행하였고, 결과는 아래와 같음.

Element Id	Angle (°)	Maximum Normal Stress (MPa)	Normal Load (Inner) (kN)	Normal Load (Outer) (kN)
1	5.2941	1365.524	0.1178	2
2	26.4706	1609.5961	0.1929	2
3	47.6471	1612.9545	0.1941	2
4	68.8235	1396.1026	0.1258	2
5	90	914.8389	0.03541	2
6	111.1765	0	0	0
7	132.3529	0	0	0
8	153.5294	0	0	0
9	174.7059	0	0	0
10	195.8824	0	0	0
11	217.0588	0	0	0
12	238.2353	0	0	0
13	259.4118	0	0	0
14	280.5882	0	0	0
15	301.7647	0	0	0
16	322.9412	0	0	0
17	344.1176	745.0834	0.01913	2
Maximum	-	1612.955	0.1941	

표 54 element 상세: DGBB Sun shaft outer L

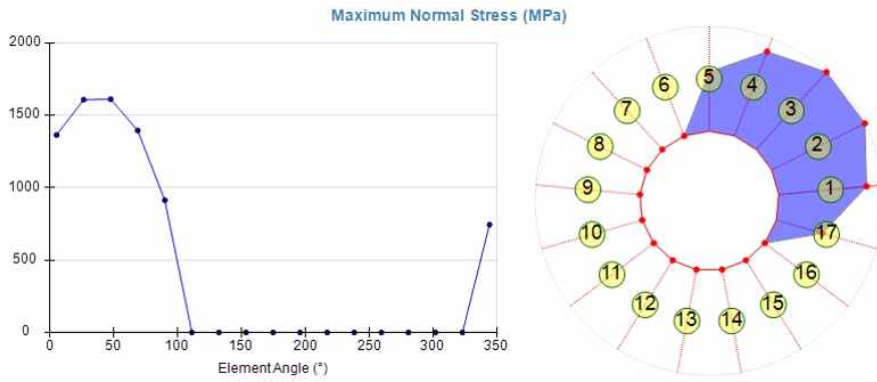


그림 72 하중 분포: DGBB Sun shaft outer L

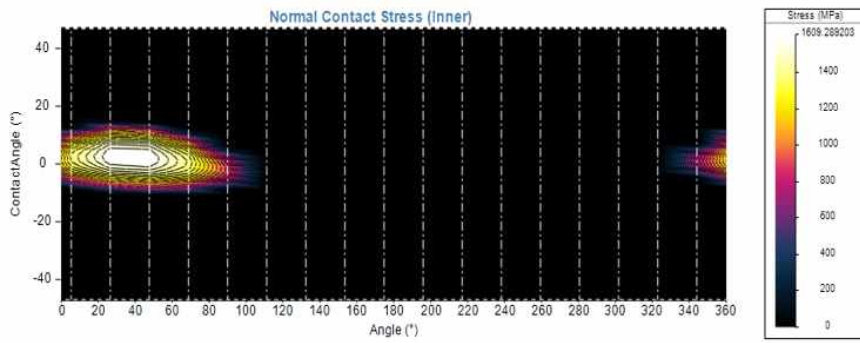


그림 73 Normal 접촉 응력(내륜): DGBB Sun shaft outer L

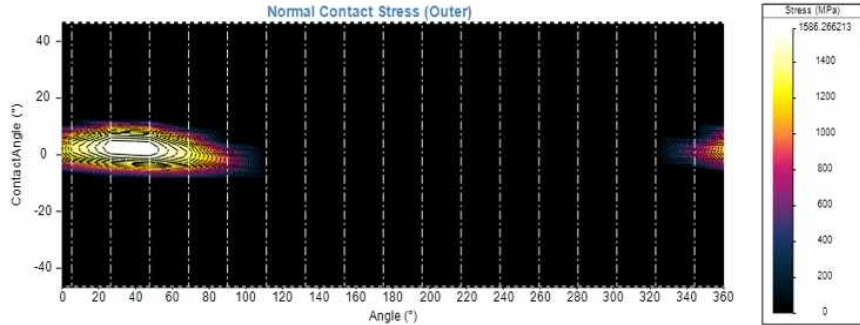


그림 74 Normal 접촉 응력(외륜): DGBB Sun shaft outer L

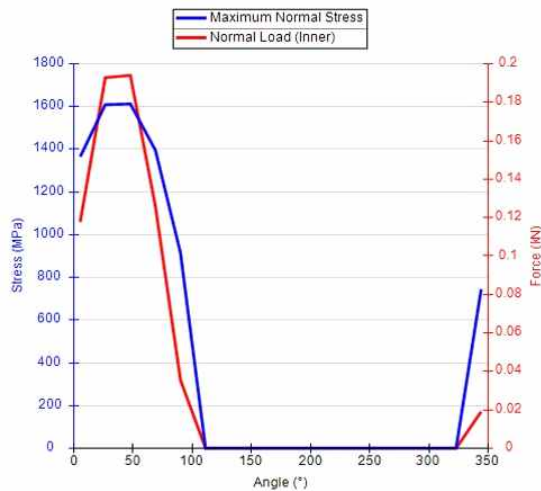


그림 75 Element 응력과 하중
DGBB Sun shaft outer L

(바) 구조 해석을 통한 하우징 수명 평가

① 차동케이스의 구조 해석

- ㉠ 차동케이스는 차량이 급가속하거나 급정지 시 매우 큰 토크가 작용하여 가장 취약 부위인 베어링 장착 부위에서 파손의 우려가 있음.
- ㉡ 도출된 하중은 차동케이스에 마운팅 된 베어링 위치에 적용됨.
- ㉢ Mesh 구성은 MASTA 해석 모델과 동일하며 아래 표와 같음.(재질 : FCD500)

Parameter	Value
No of nodes	54035
No of elements	32346
Elements type	2 nd order Tetrahedral

표 56 차동 케이스의 Mesh 정보

Parameter	Value
Young's modulus	200 GPa
Density	7.14 g/cm ²
Poisson's ratio	0.275
Yield strength	320 MPa
Ultimate tensile strength	500 MPa

표 57 FCD500의 물성치

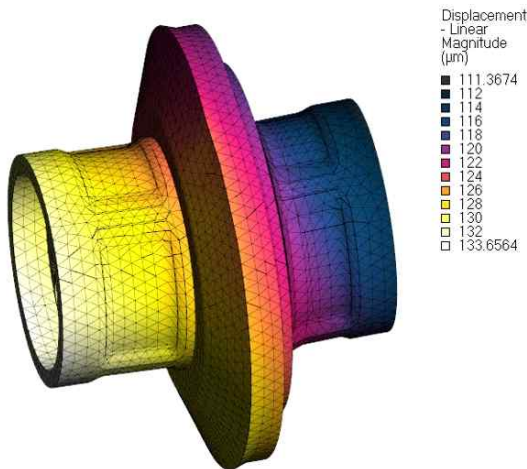


그림 76 차동케이스의 변형량

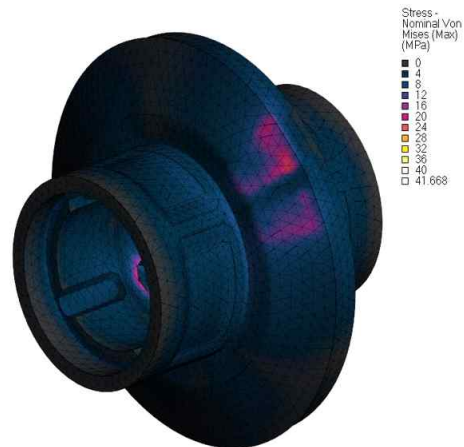


그림 77 차동케이스의 Von-Mises stress 분포

② 캐리어와 하우징의 구조 해석

- ㉠ 차량이 급가속 및 급정지하는 상황을 가정하여 Axle housing, Swivel housing, Planetary carrier에 대해서도 구조해석을 수행함.
- ㉡ 도출된 하중은 베어링 마운팅 위치에 적용됨.
- ㉢ Mesh 구성은 MASTA 해석 모델과 동일하며 아래 표와 같음.(재질 : FCD500)

	Axle housing	Swivel housing	Planetary carrier
No of nodes	298486	66346	80540
No of elements	169780	38583	45504
Elements type	2 nd order Tetrahedral		

표 59 캐리어와 하우징의 Mesh 정보

㉔ 각각의 최대 변형량, 최대 응력(Von-Mises stress), Safety factor(GL guideline)은 아래 표와 같음.

	Axle housing	Swivel housing	Planetary carrier
Max. of Displacement (μm)	1278.40	1879.05	2275.14
Max. of Von-Mises stress (MPa)	174.87	385.66	64.45
Safety factor	1.83	0.83	4.97

표 60 유성 케리어와 하우징의 구조 해석 결과

㉕ Swivel housing의 최대 응력은 Boundary condition이 적용된 부위에서 나타나므로 이를 감안하여 평가가 필요함.



그림 78 차축 하우징의 변형량

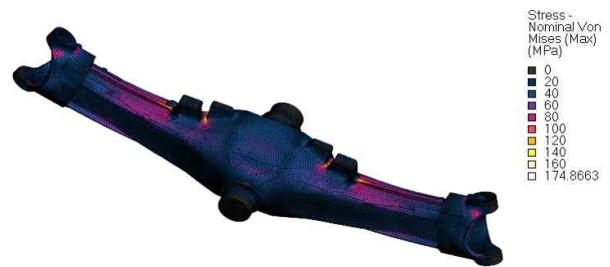


그림 79 차축 하우징의 Von-Mises stress 분포

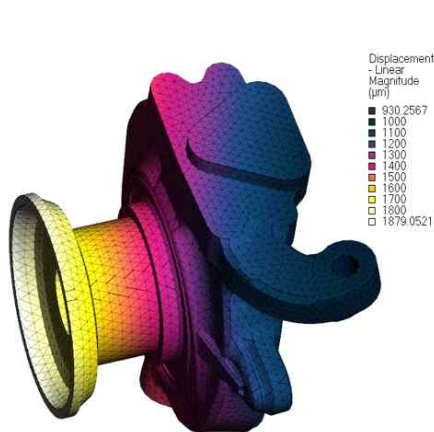


그림 80 Swivel 하우징의 변형량

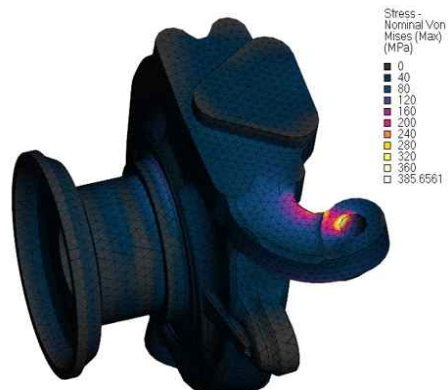


그림 81 Swivel 하우징의 Von-Mises stress 분포

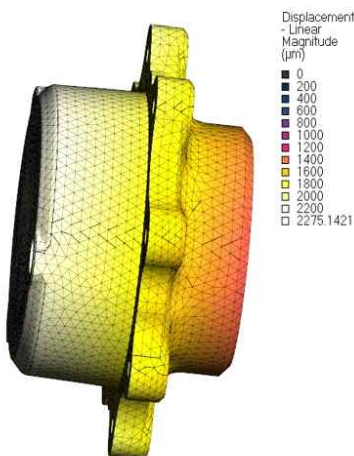


그림 82 유성 케리어의 변형량



그림 83 유성 케리어의 Von-Mises stress 분포

□ 2차년도 연구개발 목표 및 결과

구분 (연도)	세부과제명	세부연구목표	연구개발 수행내용	연구결과
2차 년도 (2020)	공용화 앞차축 시스템 개발	LAYOUT 설계 보완	Application 구상 및 설계 기어트레인 구상 및 설계 LSD 옵션 구상 및 설계	앞차축 LAYOUT 설계
		설계 자료 검증	프레임 모델링 제공 외형도 및 3D 모델링 기반 트랙터 탑재성 검토	모델링 기반 탑재성 검토 문제점 발취 및 설계 보완 요청
		PROTO 부품 설계	차동감속부 모듈 설계 케이스류 모듈 설계 더블카단조인트 모듈 설계 최종감속부 공용 설계 LSD 옵션 탑재 구조 설계	핵심부품 설계보완 및 PROTO 개발 완료 - 케이스류 : 23종 - 기어류 : 14종 - 구매품류 : 76종
		탑재성 검토용 앞차축 PROTO 제작	주물류 간이 모형 개발 기어류 14종 제작 구매품류 76종 제작	공용화 앞차축 PROTO 개발 완료
		정량적목표 시험	최대 차동잠금율 시험 스티어링실린더 리크량 시험 부품 공용화율 분석	공인입회시험 완료
		앞차축 탑재성 확인	실차 트랙터 탑재	문제점 발취 및 설계 보완 요청
		하우징 및 베벨기어 강도 분석	하중 및 구동 조건 설정 후 강도 해석	취약부 선별 및 설계 보완 추진
		PROTO 문제점 설계 보완	탑재성 문제 및 공용화 확대 구조 개선 설계	PILOT 설계 반영
		특허 출원	더블유조인트 조합 문제점 개선 구조 출원	특허 출원 완료

1) Layout 설계 보완

(1) 완성차 3사, 테라글라이드 앞차축 제원 재검토

NO	항목	대동공업	LS엠트론	동양물산기업
1	스티어링실린더 위치	후방	←	←
2	Flange to Flange	1,780	1,640	1,900
3	조향센서	옵션	←	←
4	운용 조향각 (최대 조향각)	50° (55°)	←	←
5	휠 PCD	203.2(8EA)	←	←
6	오프셋	0	←	←
7	최종 감속비	16	17.07	20.66

(2) Pre-Proto 설계 보완

(가) Flange to Flange 모듈화 개선

- ① 1차년도에 검토한 앞차축지지 간격통 추가 구조를 개점토한 결과, 체결볼트 길이 과다고 인해 조립이 불가능함을 확인함.
- ② 이는 킹핀지지를 증대하여 체결볼트의 길이를 축소, 조립 가능토록 보완함.

구 분	LS엠트론 (기준 사양)	대동공업	동양물산기업
앞차축지지	1,113mm	1,113mm	1,113mm
킹핀지지 증대	-	+ 70mm	+ 70mm
간격통 추가	-	-	100mm

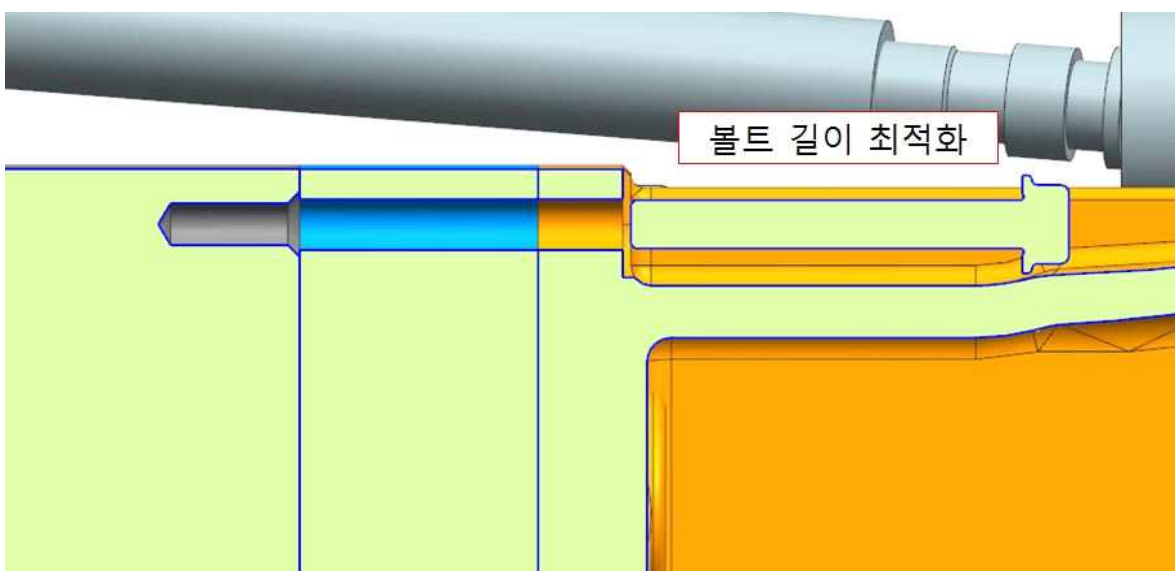


그림 84 킹핀지지 체결용 볼트 길이 최적화

(나) 앞차축 ROLL 스토퍼 구조 개선

- ① 완성차 3사별 프레임 모델링을 접수하여 장착성 및 간섭 여부를 검토한 결과, 앞차축이 일정 ROLL 각도를 넘지 않도록 차단하는 스토퍼의 위치와 형상이 서로 상이한 문제를 확인함.
- ② 이는 앞차축지지에 별도의 작은 블록을 추가 조립하는 방식을 채택하여 기종에 맞춰 쉽게 호환할 수 있도록 보완함.

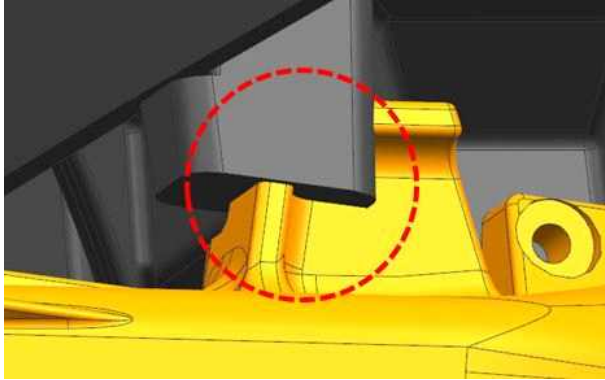


그림 85 프레임 간섭 발생

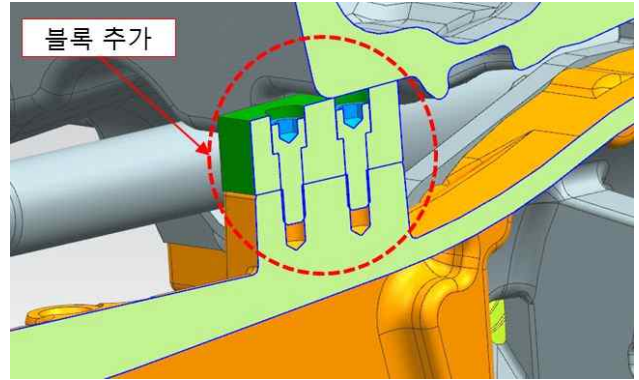


그림 86 ROLL 스토퍼 블록 조립 구조

(다) 스티어링실린더 지지대 개선

- ① 앞서 프레임 모델링을 검토하면서 최대 ROLL 운동 시 스티어링실린더 지지대와도 간섭이 발생하는 문제도 확인함.
- ② 또한 초기 설계와 유사한 구조의 타기종의 경우 스티어링실린더 작동에 의한 반력으로 인하여 볼트가 절단되는 현상도 종종 발생하는 점을 인식하여 구조 개선을 시도함.
- ③ 하여 기존과 달리 스티어링실린더 작동방향과 동일한 방향으로 볼트를 체결함과 동시에 체결위치를 앞차축지지에서 차동케이스로 변경하여 프레임과의 간섭을 회피함.
- ④ 개선 사양의 경우 지지점이 작동점보다 아래에 위치하여 작동 시 모멘트가 증가할 수 있으나 차동케이스가 12개의 볼트와 2개의 평행핀으로 조립되어 있기에 이 점은 충분히 보완될 것으로 예상함.

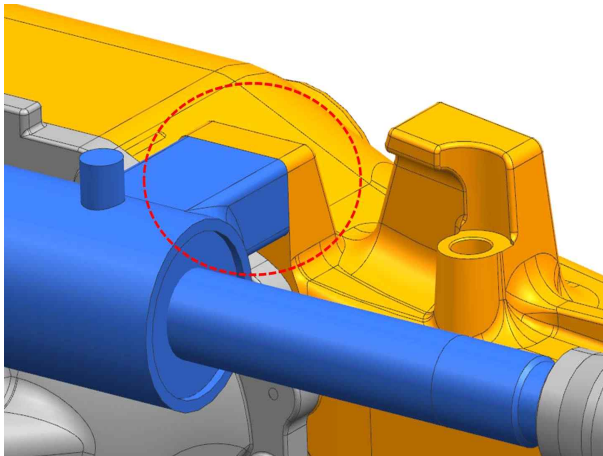


그림 87 기존 스티어링실린더 지지 구조

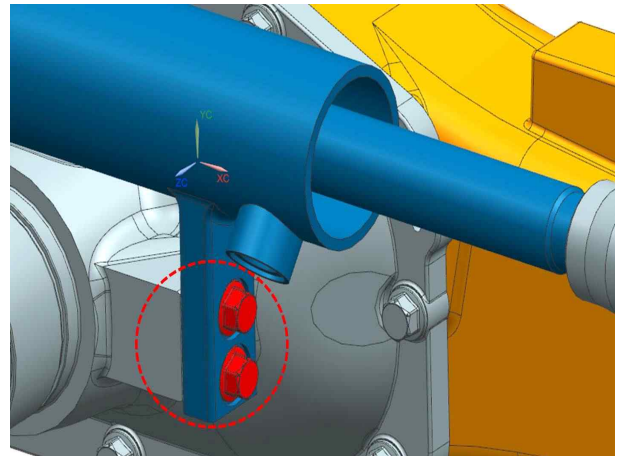


그림 88 개선 스티어링실린더 지지 구조

(라) 스티어링실린더, 볼조인트조합 개선

- ① 완성차 3사로부터 제공받은 앞차축 제원을 분석 결과(최대 스트로크 120mm, 최대 사용압력 175 bar)를 바탕으로 기본 개발 사양을 설정함.

외경	전장	스트로크	최대사용압력	최대유량
Φ80 mm	708 mm	115 ± 1 mm	185 kgf/cm ²	21 L/min

표 65 스티어링실린더 사양 검토

- ② 상기 기본 사양을 바탕으로 3D 모델링을 통해 조향성을 확인한 결과, 112mm ~ 113mm 실린더 작동 시 최대 조향각(55°)을 완성차 3사 모두 만족함을 확인함.

구 분	대동공업	LS엠트론	동양물산기업
최대 스트로크	112mm	113mm	112mm

표 66 완성차 3사, 스티어링실린더 최대 작동거리

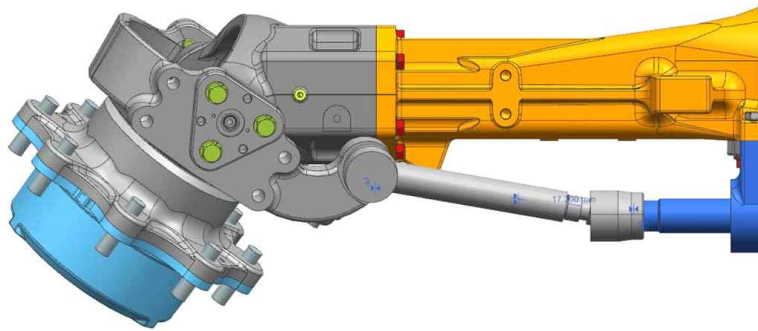


그림 89 대동공업 최대 조향(55°, 112mm)

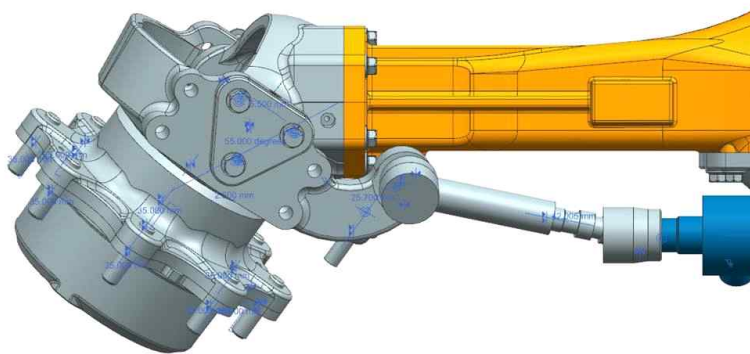


그림 90 LS엠트론 최대 조향(55°, 113mm)

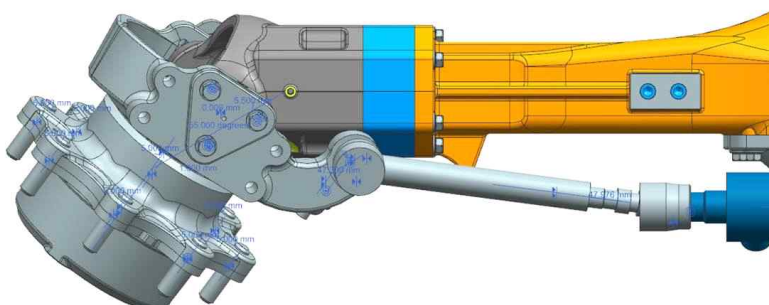


그림 91 동양물산기업 최대 조향(55°, 112mm)

- ③ 스티어링실린더의 유압포트는 M18 X 1.5 ISO6149 사양으로서, 현재 완성차에 적용중인 사양과 동일하게 적용하고 포트의 위치와 방향은 완성차 3사 모두 탑재하였을 경우, 간섭이 발생하지 않도록 위치를 선정함.

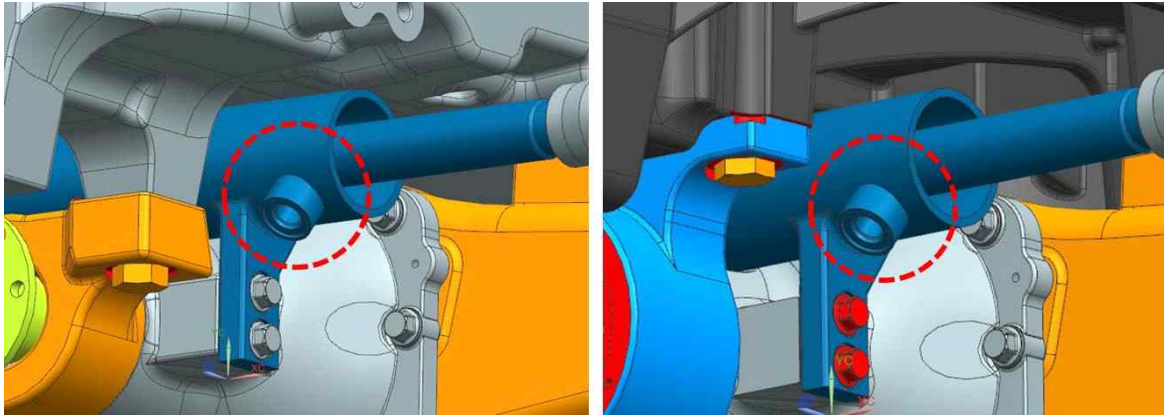


그림 92 스티어링실린더 유압포트 사양, 위치 공용화

- ④ 볼조인트조합은 현재 생산 중인 양산품을 개량하여 활용하는 방법을 채택함.

(마) 차동케이스 개선

- ① 국내 트랙터의 경우 전진 기준으로 전륜구동축이 CW(Clock Wise) 방향으로 구동되나, 일부 해외의 경우 CCW(Counter Clock Wise) 방향의 구동이 필요한 경우가 있음.
- ② 이런 문제점을 보완하는 방법으로, 조립 공정에서 단순 반전 조립을 통해 두 방향 모두 만족할 수 있는 구조를 도출함.
- ③ 개선 사양은 스티어링실린더 취부를 차동케이스 중앙으로 위치시켜 반전 조립이 가능하도록 설계함.

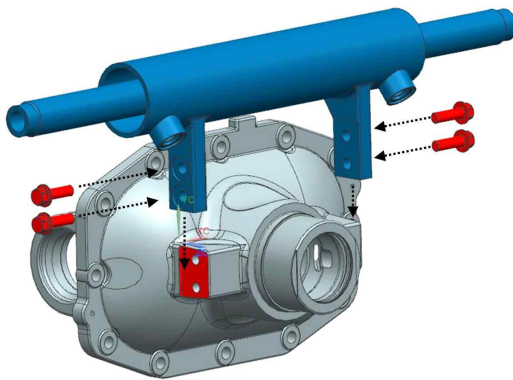


그림 93 차동케이스 CW 조립

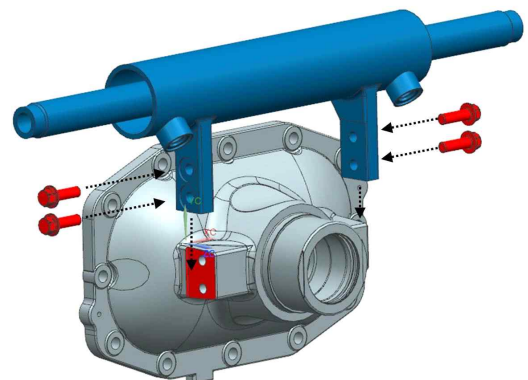


그림 94 차동케이스 CCW 조립

(바) 브라켓 개선

- ① 완성차 3사로부터 제공받은 앞차축 제원 및 프레임을 토대로 재검토한 결과, 트랙터별 사양이 상이하기에 각기 개별 개발이 필요함을 재확인함.

구 분	앞브라켓			뒤브라켓		
	폭	거리	높이	폭	거리	높이
대동공업	260	200	113	398	203	85.5
LS엠트론	220	170	116.55	220	207	116.55
동양물산	210	170	57	210	234	57

표 67 완성차 3사 프레임 탑재부 사양

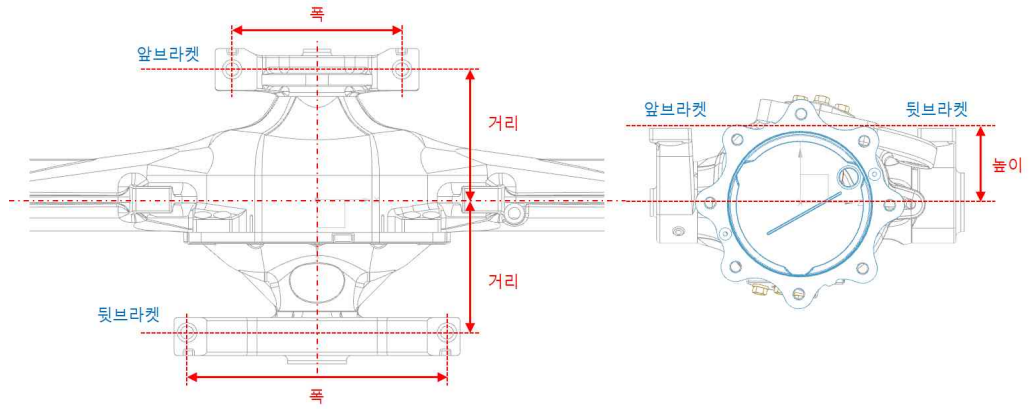


그림 95 프레임 탑재부(브라켓) 사양도

- ② 뒤브라켓의 경우, U조인트 보호커버 조립이 가능하도록 개선함.
- ③ 대동공업 트랙터의 경우, 기존 대동기어 생산품으로 대체 가능하여 3차년도 개선 개발 시 보완토록 계획함.

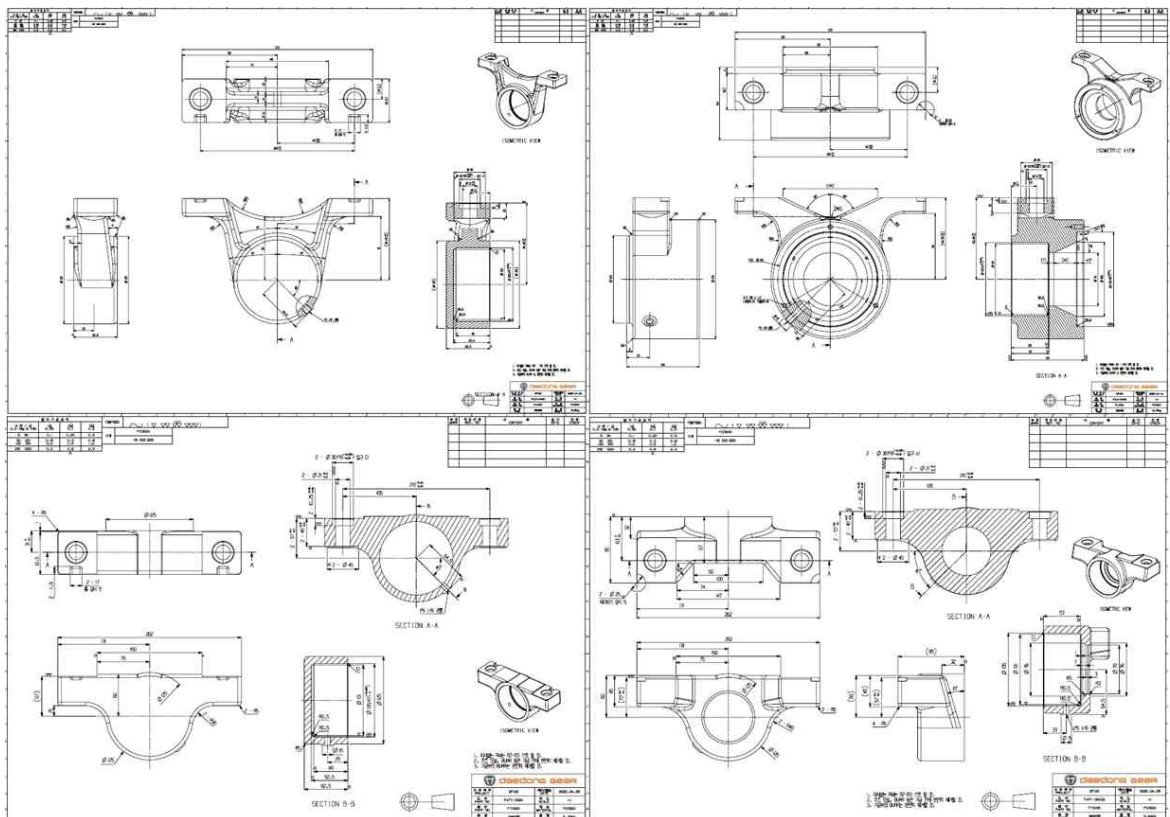


그림 96 브라켓 4종 개선 사양

※ 브라켓을 한가지 사양으로 일원화할 경우, 완성차 3사별로 엔진프레임을 변경해야하는 문제가 발생함. 트랙터의 특성 상, 내수 또는 수출 국가에 따라 앞차축을 변경하여 판매되는 경우가 많으며 이 경우 엔진프레임에 맞춰 앞차축의 Application을 변경함. 만약 앞차축에 맞춰 엔진프레임을 변경할 경우, 완성차의 Application을 수정해야하는 문제가 발생함.

(사) 차동스파이럴베벨 개선

- ① 완성차 3사로부터 추가로 제공받은 트랙터 제원을 통해 최적의 감속비를 조정함.
- ② 유성감속부는 모두 1:6로 동일하여 최종감속비를 토대로 차동감속비를 설정함.

유성감속비	차동부	최종감속비	비고		차
			업체	요구감속비	
6 : 1	32T / 12T	16.00 : 1	대동공업	16.00	0
	34T / 12T	17.00 : 1	LS엠트론	17.07	-0.07
	31T / 9T	20.66 : 1	동양물산기업	20.66	0

표 68 감속비 설정

- ③ 상세 기어 사양은 대동기어에서 생산하는 동마력급의 부품을 벤치마킹하여 제품의 내구성을 보장할 수 있는 사양으로 검토하였으며 보유 중인 베벨치절 공구로 활용이 가능하여 개발비 및 원가 절감에 기여함.

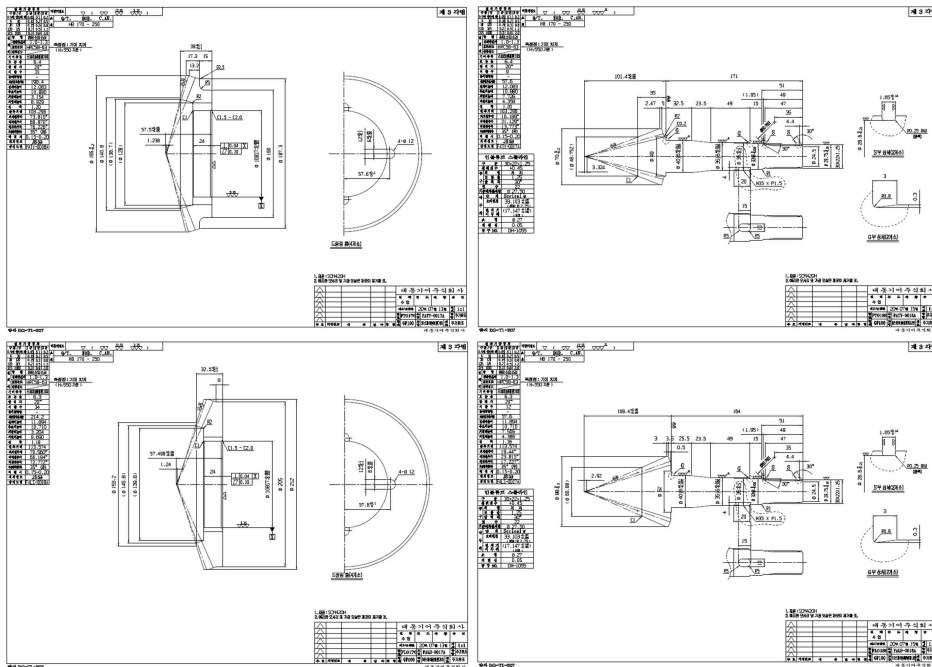


그림 97 차동부 스파이럴베벨기어, 피니언 도면

- ④ 그리고 스파이럴베벨피니언 조립부 깊이를 최대로 설정한 후 간격통 및 SHIM 조정을 통해 전 기종 적용 가능하도록 개선함.

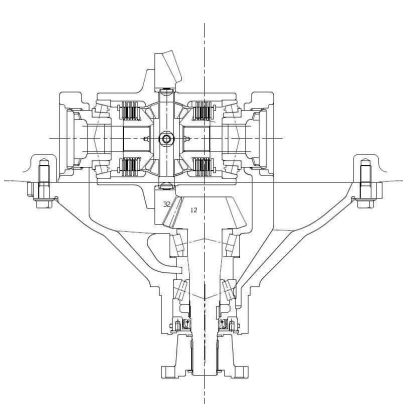


그림 98 대동공업 차동부

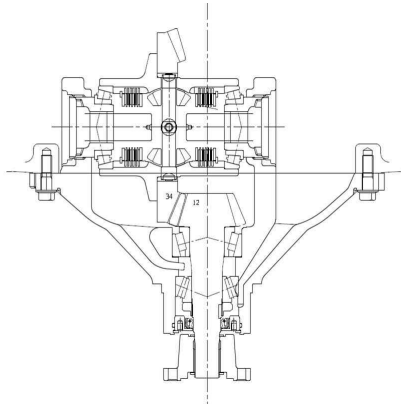


그림 99 LS엠트론 차동부

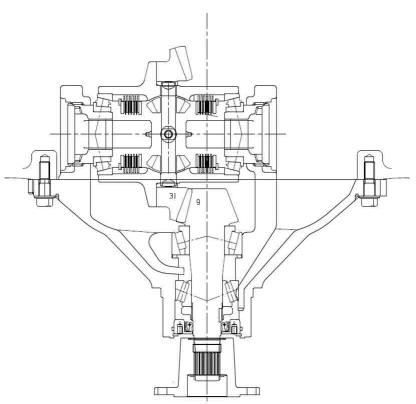


그림 100 동양물산기업 차동부

2) 공용화 앞차축 Proto 제작

(1) 완성차 3사별 BOM 정립

(가) 상세설계 완료 후, 완성차 3사별 BOM을 정립하여 부품을 분석함.

주물류	기어류	구매품류	총 중
25	18	76	119

표 69 앞차축 전체 부품 중 수

(나) 기종별 공용품 분석결과는 아래와 같음.

구분	대동공업	LS엠트론	동양물산기업	3사 공통
공용품 중 수	93	93	96	77
공용화율	78%	78%	81%	65%

표 70 부품 공용화 분석 결과

▶ 대동공업			▶ LS엠트론			▶ 동양물산기업		
대계	품번	품명	대계	품번	품명	대계	품번	품명
0	TL0330	휠허브 그룹	0	TL0330	휠허브 그룹	0	TL0330	휠허브 그룹
1	TL0340	스피들하우징(좌)	1	TL0340	스피들하우징(좌)	1	TL0340	스피들하우징(좌)
1	FA0540	스피들하우징(우)	1	FA0540	스피들하우징(우)	1	FA0540	스피들하우징(우)
1	TE8908	스피들볼트(M16*1.5)	2	TE8908	스피들볼트(M16*1.5)	2	TE8908	스피들볼트(M16*1.5)
1	CE5074	스넵링	2	CE5074	스넵링	2	CE5074	스넵링
1	TB0140	롤베어링	4	TB0140	롤베어링	4	TB0140	롤베어링
1	FA0650	오일시일(54*72*16)	2	FA0650	오일시일(54*72*16)	2	FA0650	오일시일(54*72*16)
1	TM8727	스넵링	2	TM8727	스넵링	2	TM8727	스넵링
1	FA0370	60인러널기어	2	FA0370	60인러널기어	2	FA0370	60인러널기어
1	FA0610	휠캐리어	2	FA0610	휠캐리어	2	FA0610	휠캐리어
1	FA0410	링	2	FA0410	링	2	FA0410	링
1	FA0550	UBS볼트	24	FA0550	UBS볼트	24	FA0550	UBS볼트
1	TL0450	칼라(휠캐리어)	2	TL0450	칼라(휠캐리어)	2	TL0450	칼라(휠캐리어)
1	FA0460	휠허브	2	FA0460	휠허브	2	FT0430	휠허브
1	FA0660	테이퍼롤러베어링(32922)	4	FA0660	테이퍼롤러베어링(32922)	4	FA0660	테이퍼롤러베어링(32922)
1	FA0670	오일시일(130*160*16)	2	FA0670	오일시일(130*160*16)	2	FA0670	오일시일(130*160*16)
1	TM9337	심츨볼트(M18*1.5)	16	TM9337	심츨볼트(M18*1.5)	16	FA0440	심츨볼트(M20*1.5)
1	FA0690	링핀(하부)	2	FA0690	링핀(하부)	2	FA0690	링핀(하부)
1	TE3330	볼트	12	TE3330	볼트	12	TE3330	볼트
1	TE3325	스프링와셔	12	TE3325	스프링와셔	12	TE3325	스프링와셔
1	TE3742	스프링볼트	2	TE3742	스프링볼트	2	TE3742	스프링볼트
1	TM0014	구리스넵링	2	TM0014	구리스넵링	2	TM0014	구리스넵링
0	FA0420	유성기어그룹	2	FA0420	유성기어그룹	2	FT0430	유성기어그룹
1	FA0430	유성기어지지 커버	2	FA0430	유성기어지지 커버	2	FA0430	유성기어지지 커버
1	FA0440	자석플러그	2	FA0440	자석플러그	2	FA0440	자석플러그
1	FA0600	유성기어축	2	FA0600	유성기어축	2	FA0600	유성기어축
1	FA0390	플러	180	FA0390	플러	180	FA0390	플러
1	FA0400	스피드스트칼라	12	FA0400	스피드스트칼라	12	FA0400	스피드스트칼라
1	FA0520	23기어	6	FA0520	23기어	6	FA0520	23기어
1	FA0350	오일링	2	FA0350	오일링	2	FA0350	오일링
1	XA0950	집시머리볼트	4	XA0950	집시머리볼트	4	XA0950	집시머리볼트
1	TE5547	UBS볼트	6	TE5547	UBS볼트	6	TE5547	UBS볼트
0	TL0460	머플류조인트 그룹	2	TL0460	머플류조인트 그룹	2	TL0460	머플류조인트 그룹
1	TL0470	차동기어축(좌)	1	TL0470	차동기어축(좌)	1	TL0470	차동기어축(좌)
1	TL0480	차동기어축(우)	1	TL0480	차동기어축(우)	1	TL0480	차동기어축(우)
1	TL0490	센트럴바디	2	TL0490	센트럴바디	2	TL0490	센트럴바디
1	TF6523	구리스넵링	4	TF6523	구리스넵링	4	TF6523	구리스넵링
1	TL0560	심차베어링	4	TL0560	심차베어링	4	TL0560	심차베어링
1	CE2935	스넵링	16	CE2935	스넵링	16	CE2935	스넵링
0	FA0200	차동 그룹	1	FA0200	차동 그룹	1	FA0200	차동 그룹
1	FA0220	차동하우징	1	FA0220	차동하우징	1	FA0220	차동하우징
1	FA0230	차동핀	1	FA0230	차동핀	1	FA0230	차동핀
1	FA0100	차동피니언기어	4	FA0100	차동피니언기어	4	FA0100	차동피니언기어
1	FA0090	차동사이드기어	4	FA0090	차동사이드기어	4	FA0090	차동사이드기어
1	FA0240	피니언 완사	4	FA0240	피니언 완사	4	FA0240	피니언 완사
1	FA0110	플러리디스크	10	FA0110	플러리디스크	10	FA0110	플러리디스크
1	FA0120	플러리디스크(단면)	2	FA0120	플러리디스크(단면)	2	FA0120	플러리디스크(단면)
1	FA0130	플러리플레이트	12	FA0130	플러리플레이트	12	FA0130	플러리플레이트
1	FA0280	윈너트	2	FA0280	윈너트	2	FA0280	윈너트
1	FA0290	윈너트-차동	2	FA0290	윈너트-차동	2	FA0290	윈너트-차동
1	TL0640	DU부시	2	TL0640	DU부시	2	TL0640	DU부시
1	TP0320	테이퍼롤러베어링	2	TP0320	테이퍼롤러베어링	2	TP0320	테이퍼롤러베어링
0	CE5658	스넵링	2	CE5658	스넵링	2	CE5658	스넵링
0	FA0210	베벨기어 지지그룹	1	F00080	베벨기어 지지그룹	1	FT0080	베벨기어 지지그룹
1	TL0120	12스파이럴베벨피니언	1	FL0090	차동케이스	1	FT0110	9스파이럴베벨피니언
1	FA0270	링 너트 피니언	1	FA0270	링 너트 피니언	1	FA0270	링 너트 피니언
1	FA0180	윈너트 플랜지	1	FA0180	윈너트 플랜지	1	FA0180	윈너트 플랜지
1	FA0190	오일시일 커버	1	FA0190	오일시일 커버	1	FA0190	오일시일 커버
1	FA0040	32스파이럴베벨기어	1	FL0120	32스파이럴베벨피니언	1	FT0120	31스파이럴베벨피니언
1	CE2921	스넵링	2	CE2921	스넵링	2	CE2921	스넵링
1	TL0680	오일링	1	TL0680	오일링	1	TL0680	오일링
1	CE5658	스넵링	1	CE5658	스넵링	1	CE5658	스넵링
1	TL0620	오일시일	1	TL0620	오일시일	1	TL0620	오일시일
1	TJ3790	테이퍼롤러베어링	1	TJ3790	테이퍼롤러베어링	1	TJ3790	테이퍼롤러베어링
1	TL0750	테이퍼롤러베어링	1	TL0750	테이퍼롤러베어링	1	TL0750	테이퍼롤러베어링
1	TE5931	싱, O.1	1	TE5931	싱, O.1	1	TE5931	싱, O.1
1	TE5932	싱, O.2	1	TE5932	싱, O.2	1	TE5932	싱, O.2
1	TE5547	UBS볼트	12	TE5547	UBS볼트	12	TE5547	UBS볼트
1	TE3168	평링핀	2	TE3168	평링핀	2	TE3168	평링핀
0	FA0150	액슬하우징 그룹	1	F00010	액슬하우징 그룹	1	FT0010	액슬하우징 그룹
1	FA0160	양차축 지지	1	FL0010	양차축 지지	1	FT0010	양차축 지지
1	FA0170	양차축 지지	1	FL0020	양차축 지지	1	FT0020	양차축 지지
1	FA0250	링핀 지지(좌)	1	TL0080	링핀 지지(좌)	1	FA0250	링핀 지지(좌)
1	FA0260	링핀 지지(우)	1	TL0090	링핀 지지(우)	1	FA0260	링핀 지지(우)
1	TE3742	구리스넵링	2	TE3742	구리스넵링	2	TE3742	구리스넵링
1	FA0300	집시스프링	4	FA0300	집시스프링	4	FA0300	집시스프링
1	FA0310	링핀부시	2	FA0310	링핀부시	2	FA0310	링핀부시
1	FA0320	스페리컬베어링(내용)	2	FA0320	스페리컬베어링(내용)	2	FA0320	스페리컬베어링(내용)
1	FA0330	스페리컬베어링(외용)	2	FA0330	스페리컬베어링(외용)	2	FA0330	스페리컬베어링(외용)
1	FA0340	배속단핀	1	FA0340	배속단핀	1	FA0340	배속단핀
1	PE4832	오일링	4	PE4832	오일링	4	PE4832	오일링
1	XA0850	오일시일	2	XA0850	오일시일	2	XA0850	오일시일
1	XA0930	메탈부시	2	XA0930	메탈부시	2	XA0930	메탈부시
1	TJ2281	오일기어지지	1	TJ2281	오일기어지지	1	XA0930	오일기어지지
1	TE5547	UBS볼트	20	TE5547	UBS볼트	20	FT0090	UBS볼트
1	TE3168	평링핀	4	TE3168	평링핀	4	TE3168	평링핀
1	CE5665	플러그	1	CE5665	플러그	1	CE5665	플러그
1	CE5658	시일와셔	1	CE5658	시일와셔	1	CE5658	시일와셔
1	CE2852	플러그	1	CE2852	플러그	1	CE2852	플러그
1	CE2851	시일와셔	1	CE2851	시일와셔	1	CE2851	시일와셔
1	FA0760	스프링와셔	2	FA0760	스프링와셔	2	FA0760	스프링와셔
0	FA0170	양차축브라켓 그룹	1	F00030	양차축브라켓 그룹	1	FT0030	양차축브라켓 그룹
1	FA0160	양차축브라켓	1	FL0030	양차축브라켓	1	FT0030	양차축브라켓
1	FA0140	파이프링	4	FA0140	파이프링	4	FA0140	파이프링
1	TE5556	오일링	2	TE5556	오일링	2	TE5556	오일링
1	TE8906	DX부시	2	TE8906	DX부시	2	TE8906	DX부시
1	TM0014	구리스넵링	2	TM0014	구리스넵링	2	TM0014	구리스넵링
1	TE8439	코팅화합	1	TE8439	코팅화합	1	TE8439	코팅화합
0	TL0240	스티어링실린더 그룹	1	F00070	스티어링실린더 그룹	1	FT0070	스티어링실린더 그룹
1	FA0230	스티어링실린더	1	FL0070	스티어링실린더	1	FT0070	스티어링실린더
1	FA0250	스티어링실린더	2	FL0090	스티어링실린더	2	FA0250	스티어링실린더
1	TE5547	UBS볼트	4	TE5547	UBS볼트	4	TE5547	UBS볼트

그림 101 기종별 앞차축조립 BOM

(2) 공용화 앞차축 제작

구분	완성차 탑재용	차동잠금을 시험	예 비	합 계
제작 댓수	3대	1대	2대	6대

표 71 앞차축 제작 현황



그림 102 공용화 앞차축 Proto(대동공업 기대 & 최대차동잠금을 시험 기대)






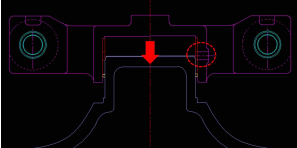

그림 103 공용화 앞차축 Proto(LS엠트론 기대)



그림 104 공용화 앞차축 Proto(동양물산기업 기대)

(3) Proto 제작 문제점 분석

- 제작 과정 중 발생한 주요 조립 문제점은 3차년도 개발 시 참고하여 개선할 계획임.

NO	구분	이미지	상세현황	대응 방안
1	설계		소재부 두께 편차에 의한 킹핀지지 간섭 일부 발생	간섭부 임시 그라인딩 재생 후 조립
2	제조		TRB 압박음 과다로 인한 조립 불가	외경 재생 후 선별 조립
3	제조		스페리컬베어링 형상 불량	재추진
4	설계		브라켓 조립 시, 내압이 발생하여 조립이 난해함	강제 압입 조립
5	제조		설계 대비 스티어링실린더 외경 과다로 인하여 차동케이스 간섭 발생	간섭부 임시 그라인딩 재생 후 조립

3) 공용화 앞차축 탑재

(1) 완성차 3사 공용화 앞차축 탑재



그림 110 공용화 앞차축 탑재 완료(대동공업)



그림 111 공용화 앞차축 탑재 완료(LS엠트론)

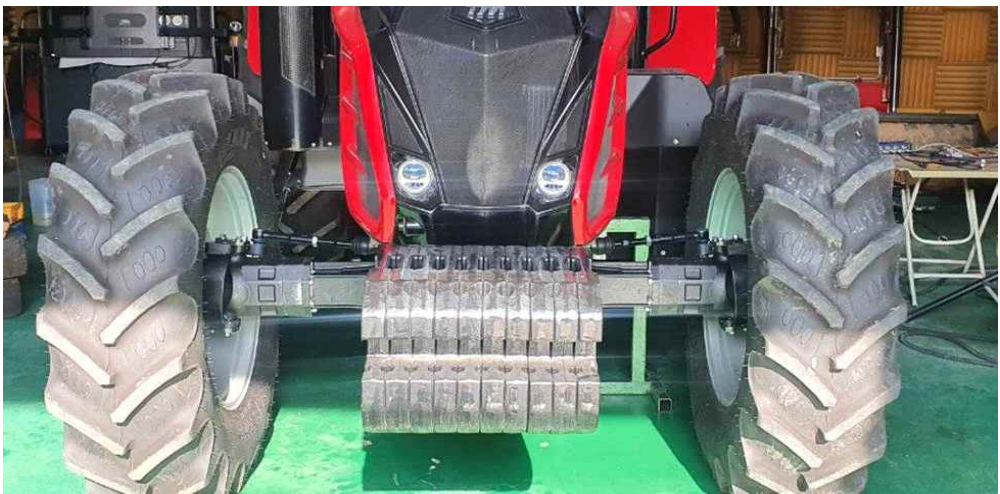
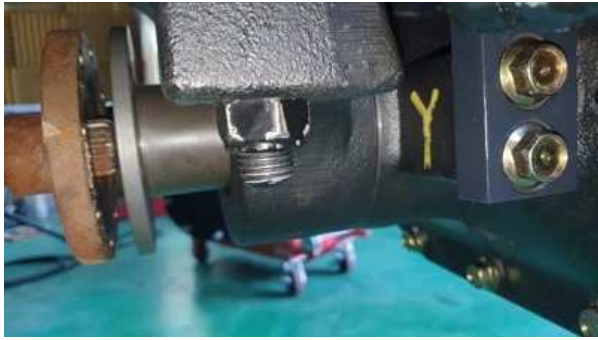
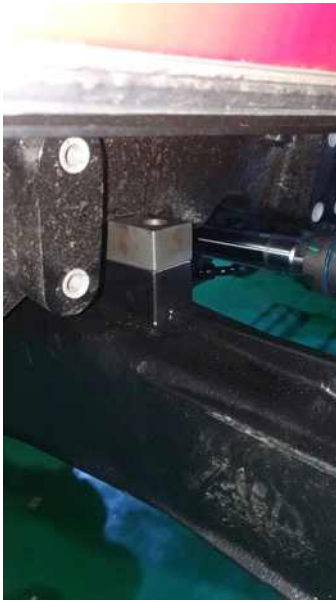


그림 112 공용화 앞차축 탑재 완료(동양물산기업)







(2) 공용화 앞차축 탑재 실차 검증

(가) 검증 내용

- ① 트랙터 장착시 간섭여부 확인 및 조립성 검토
- ② 조향 및 Rolling 시 트랙터 간섭여부 및 기타 문제점 확인
- ③ TOE-IN 확인
- ④ 기타 호환성 관련 예상 문제점 검토

(나) 검증 결과

- ① 조립성 특이사항 없음
- ② 육안 간섭 여부 확인
 - 앞차축 장착 후 차축 프레임과 스티어링실린더 사이의 간섭은 없으나 간격이 다소 좁아보임.(3D 모델링 기준 최소 19mm)

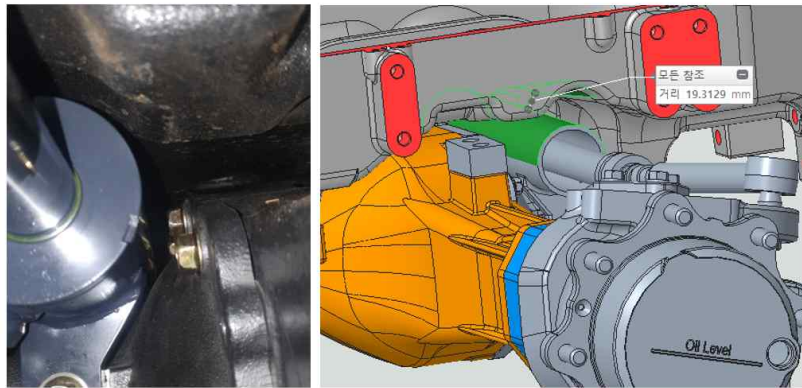


그림 138 차축 프레임-스티어링실린더 간섭여부 확인

- ③ 운용 최대 조향각 50° 기준 최대 조향 시 간섭 여부 없음
- ④ 동양물산기업의 경우 양산 앞차축의 Center to Center 거리가 30mm 증대되어 간섭 문제는 없으나, 주행성능 검증 시 회전반경이 변동될 수 있음.
- ⑤ 앞차축 양단의 Rollin 스톱퍼 높이와 Rolling 각도는 양산 모델과 동일함.

(다) 종합 검토 결과

- ① 완성차 3사 탑재성 확인 결과 이상 없음.
- ② 완성차 3사별 추가 개선 및 검토 내용
 - 대동공업 : 더블카단조인트 최대 조향각 증대
 - LS엠트론 : 조향센서 탑재
 - 동양물산기업 : 조향센서 탑재 및 머드가드 취부

(라) 탑재성 외 검토사항

- ① 스티어링실린더 용량 증대
 - ▷ 양산품 대비 Stroke는 50mm 감소하였고 실린더의 보어경이 5mm 증대됨. 계산 결과 LTL값이 변경됨.
 - * LTL(Lock to Lock) : 핸들이 한쪽 끝에서 반대쪽 끝까지 돌아가는 회전수
 - 권장 LTL 값 : 3 ~ 5
 - Proto LTL 값: 4.1(권장 LTL값 만족)
 - ▷ 기존 완성차의 오비트를 및 Steering valve를 공용 사용하므로 조향력이 증대됨. 향후 필드 테스트 진행 시 추가 검증 필요함.

② 조향 센서 적용

- ▷ 현재 적용중인 Carraro社의 앞차축은 조향센서가 탑재된 상태로 수입됨.
- ▷ 완성사 3사별로 사용 중인 조향센서의 자료를 취합하여 Pilot 개발 시 탑재 가능토록 설계 보완 예정임.

4) 특허 출원

(1) 특허 배경

- (가) 테라글라이드 TYPE 차축의 경우 국/내외 농업기계, 산업기계의 앞차축에 적용 중으로 기존의 포탈 TYPE과 달리 더블유조인트 구동축 구조를 지님.
- (나) 구조상 더블유조인트가 외부로 노출되어 있으며 오일실의 손상으로 인한 누유 문제가 주로 발생함.
- (다) 더블유조인트는 거동 특성 상, 출력축이 고정되어 있는 조향부가 회전하면 입력축이 축방향으로 왕복운동이 발생함. 이같은 현상으로 차축이 주행 중 선회를 하게되면 입력축은 축방향의 왕복운동과 원주방향의 회전운동이 결합하여 나선운동이 일어남.
- (라) 이는 이물질의 유입으로 오일씰 손상을 야기시킬 수 있으며 현재로서는 나선운동에 적합한 오일실은 시중에 없음.
- (마) 차축의 조립 측면에서도 매우 불리한 구조로, 800mm가 넘는 더블유조인트 전체를 작업자가 들어 조립을 하는 과정에서 중량에 의해 제품이 처지면서 오일실 손상을 발생시킬 수 있음.

기존 사양 문제점

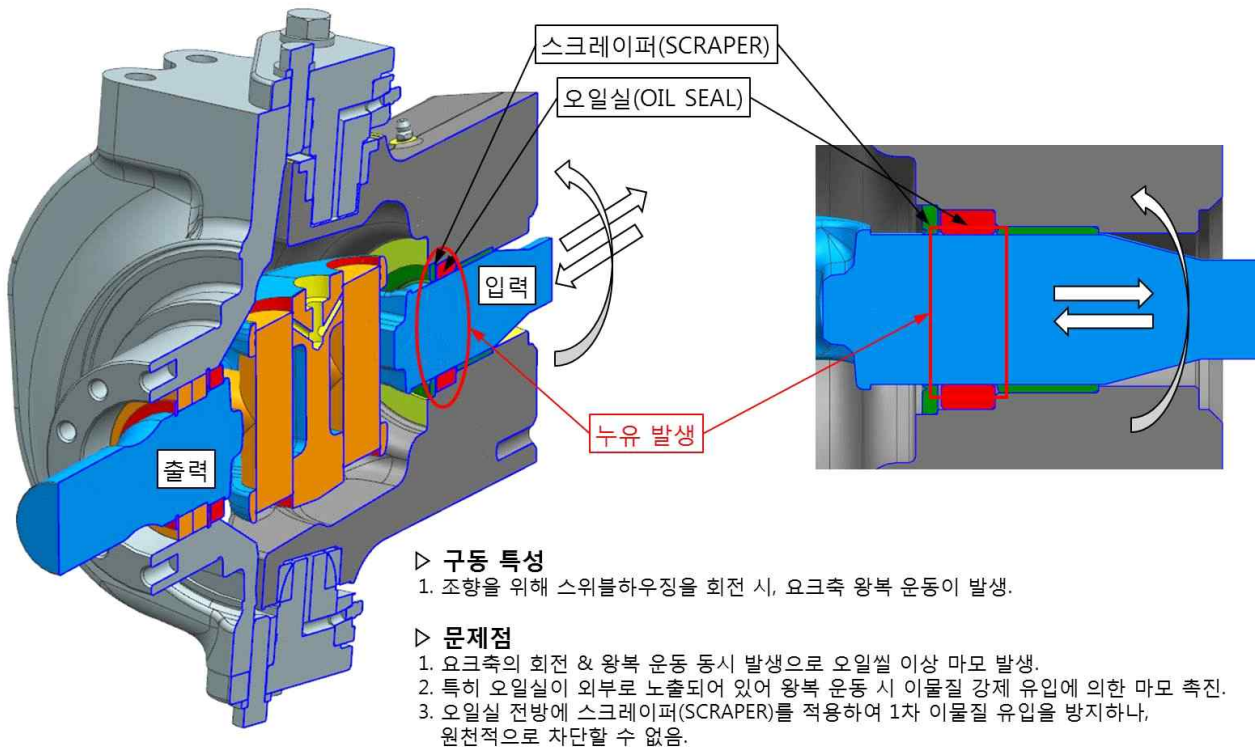


그림 139 기존 더블유조인트 거동 특성

(2) 특허 내용

- (가) 이러한 문제점의 보완책으로 입력축의 축방향 왕복운동을 방지하고 회전운동만 발생할 수 있는 구조를 고안함.
- (나) 개선 구조로서 입력축을 요크축과 구동축으로 분리하여 상대운동이 가능하도록 설계함.
- (다) 구동축은 조향부 축의 부시와 차동부 축의 링너트에 의해 양 끝단이 지지되어 회전하고, 조향부 축에 설치된 스냅링과 스러스트칼라에 의하여 축방향 거동을 방지함. 이로써 왕복운동에 의한 이물질 강제 유입을 차단하여 오일실 마모를 방지함.
- (라) 구동축과 요크축은 스플라인으로 결합하여 회전력을 전달함.
- (마) 만약 조향이 발생하여 요크축이 왕복운동하더라도 스플라인을 통해 Sliding만 일어나고, 입력축에 축방향 운동을 전달하지 않음.
- (바) 그리고 구동축과 요크축이 스플라인 사이에 이물질이 유입되는 것을 방지하기 위해 더스트실을 추가함.

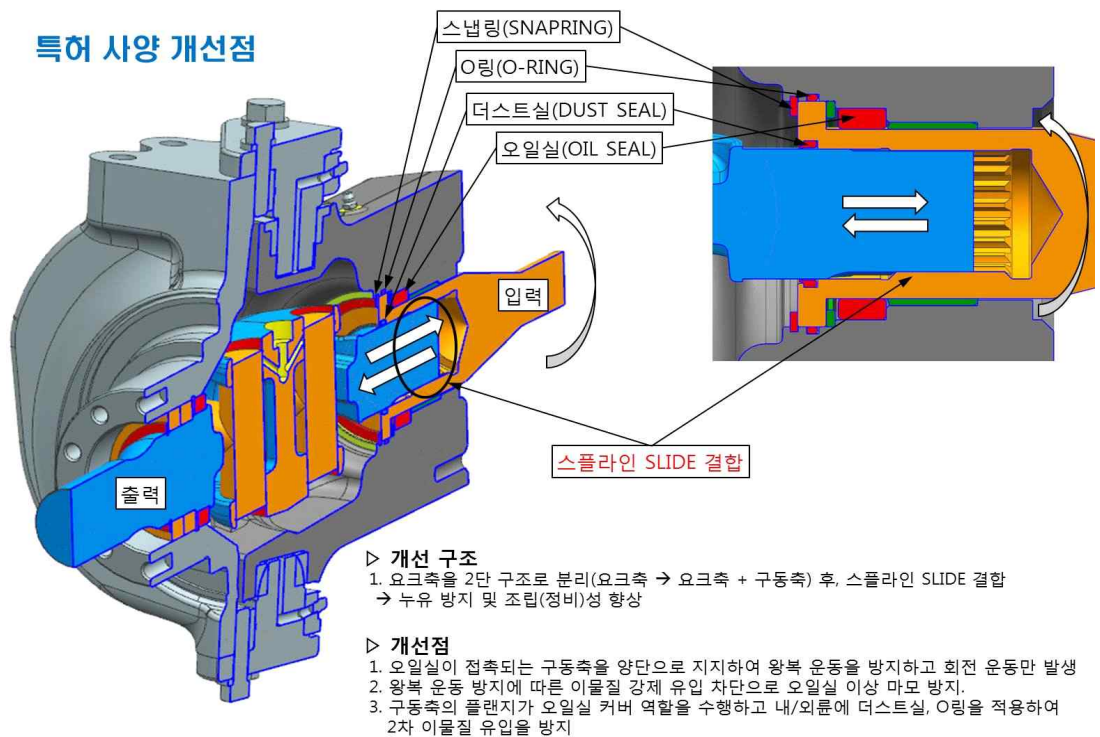


그림 140 특허 더블유조인트 거동 특성

(3) 특허 출원 : 2020년 10월 29일 출원 완료.

5) 공용화 앞차축 Proto 정량적 목표 시험 및 평가

(1) 최대차동잠금을 시험(공인시험)

(가) 벤치마킹품의 수준과 개발품과의 클러치시스템 성능 비교 평가를 위해 시험 조건 부여 후, 샤시다이아모 시험 진행

(나) 시험 방법 : 샤시다이아모에 차축을 설치하고 차축 좌, 우의 바퀴에 다른 구동력을 부여, 차축을 구동시 발생하는 입력토크 대비 좌, 우 바퀴의 토크차이를 측정.



그림 141 최대차동잠금을 시험(샤시다이아모 활용)

시험 조건		최대 잠금 구간 차축 토크(좌/우) [kgf·m]	최대 차동 잠금율 [%]
초기 차축 토크(좌/우) [kgf·m]	초기 차축 회전수(좌/우) [rpm]		
100(좌) / 100(우)	30 / 30	100(좌) / T(우)	$\left(\frac{100 - T}{100 + T}\right) \times 100$

표 73 최대차동잠금을 시험 조건

(다) 2차년도 정량적 목표 : 35±5%

(라) 시험 결과 : 평균 38.1% 수준(정량적 목표 만족)

구분	초기 차축 토크(좌/우) [kgf·m]	초기 차축 회전수(좌/우) [rpm]	최대 잠금 구간 차축 토크(좌/우) [kgf·m]	최대 차동 잠금율 [%]
1차	100 / 100	30 / 30	100 / 41	32.4
2차			100 / 40.6	42.2
3차			100 / 41	41.8
4차			100 / 47	36.0

표 74. 차동잠금을 시험 결과

(2) 부품 공용화(자체 평가)

(가) 완성차 3사 기대별 앞차축의 부품 공용화 평가

(나) 평가 방법 : 전체 부품 기준 완성차 3사 공통 적용 부품 평가

(다) 2차년도 정량적 목표 : 3건 이상

- ※ 평가 기준의 모호함을 보완하여 완성차 3사 공통으로 적용되는 부품의 비율로 대체하여 평가
- ※ 차년도(3차년도) 목표 수정 : 70% 이상

(라) 개선 2차년도 정량적 목표 : 60% 이상

(마) 평가 결과 : 119종 중 77종 공용(65%로서 정량적 목표 만족)

전체 종 수	구분	대동공업	LS엠트론	동양물산	3사 공통
119	공용화 종 수	93	93	96	77
	공용화율	78%	78%	81%	65%

표 75 부품 공용화율 분석 결과

▶ 대동공업				▶ LS엠트론				▶ 동양물산기업			
대번	종번	종명	대수	대번	종번	종명	대수	대번	종번	종명	대수
0	TL0330	휠하우징(좌)	1	0	TL0330	휠하우징(좌)	1	0	TL0330	휠하우징(좌)	1
1	TL0340	스위블하우징(좌)	1	1	TL0340	스위블하우징(좌)	1	1	TL0340	스위블하우징(좌)	1
1	FA0340	스위블하우징(우)	1	1	FA0340	스위블하우징(우)	1	1	FA0340	스위블하우징(우)	1
1	TE6808	니트	2	1	TE6808	니트	2	2	TE6808	니트	2
1	CE5974	스냅링	2	1	FA0374	스냅링	2	1	FA0374	스냅링	2
1	TE0140	롤베어링	4	1	TE0140	롤베어링	4	1	TE0140	롤베어링	4
1	FA0650	오일시일(22*16)	2	1	FA0650	오일시일(22*16)	2	1	FA0650	오일시일(22*16)	2
1	TM8727	스냅링	2	1	TM8727	스냅링	2	1	TM8727	스냅링	2
1	FA0370	60리튬볼리어	2	1	FA0370	60리튬볼리어	2	1	FA0370	60리튬볼리어	2
1	FA0610	롤리어	2	1	FA0610	롤리어	2	1	FA0610	롤리어	2
1	FA0410	링	2	1	FA0410	링	2	1	FA0410	링	2
1	FA0550	UBS볼트	24	1	FA0550	UBS볼트	24	1	FA0550	UBS볼트	24
1	TL0450	칼라(롤리어)	2	1	TL0450	칼라(롤리어)	2	1	TL0450	칼라(롤리어)	2
1	FA0480	링	2	1	FA0480	링	2	1	FA0480	링	2
1	FA0660	테이퍼롤리베어링(22*22)	4	1	FA0660	테이퍼롤리베어링(22*22)	4	1	FA0660	테이퍼롤리베어링(22*22)	4
1	FA0670	오일시일(22*16)	2	1	FA0670	오일시일(22*16)	2	1	FA0670	오일시일(22*16)	2
1	TM9327	심종볼트(M18*1.5)	16	1	TM9327	심종볼트(M18*1.5)	16	1	FA0340	심종볼트(M20*1.5)	16
1	FA0680	링(상부)	2	1	FA0680	링(상부)	2	1	FA0680	링(상부)	2
1	FA0690	링(하부)	2	1	FA0690	링(하부)	2	1	FA0690	링(하부)	2
1	TE3330	롤	12	1	TE3330	롤	12	1	TE3330	롤	12
1	TE3228	시일와셔	1	1	TE3228	시일와셔	1	1	TE3228	시일와셔	1
1	TE3742	쿠리스노빙	2	1	TE3742	쿠리스노빙	2	1	TE3742	쿠리스노빙	2
1	TM9014	쿠리스노빙	2	1	TM9014	쿠리스노빙	2	1	TM9014	쿠리스노빙	2
0	FA0420	유정키어그룹	2	0	FA0420	유정키어그룹	2	0	FA0420	유정키어그룹	2
1	FA0430	유정키어지지커브	2	1	FA0430	유정키어지지커브	2	1	FA0430	유정키어지지커브	2
1	FA0440	차이올리크	2	1	FA0440	차이올리크	2	1	FA0440	차이올리크	2
1	FA0500	유정키어축	12	1	FA0500	유정키어축	12	1	FA0500	유정키어축	12
1	FA0590	롤리	180	1	FA0590	롤리	180	1	FA0590	롤리	180
1	FA0400	스피드롤라	180	1	FA0400	스피드롤라	180	1	FA0400	스피드롤라	180
1	FA0520	23기어	6	1	FA0520	23기어	6	1	FA0520	23기어	6
1	FA0950	링	4	1	FA0950	링	4	1	FA0950	링	4
1	XA0950	집시머플러	4	1	XA0950	집시머플러	4	1	XA0950	집시머플러	4
1	TE5547	UBS볼트	6	1	TE5547	UBS볼트	6	1	TE5547	UBS볼트	6
0	TL0460	더블유인드그룹	2	0	TL0460	더블유인드그룹	2	0	TL0460	더블유인드그룹	2
1	TL0470	12기어축	1	1	TL0470	12기어축	1	1	TL0470	12기어축	1
1	TL0480	차축키어축(우)	1	1	TL0480	차축키어축(우)	1	1	TL0480	차축키어축(우)	1
1	TL0490	차축키어축(좌)	1	1	TL0490	차축키어축(좌)	1	1	TL0490	차축키어축(좌)	1
1	TE6528	쿠리스노빙	4	1	TE6528	쿠리스노빙	4	1	TE6528	쿠리스노빙	4
1	TL0560	십자베어링	4	1	TL0560	십자베어링	4	1	TL0560	십자베어링	4
1	CE2935	스냅링	16	1	CE2935	스냅링	16	1	CE2935	스냅링	16
0	FA0200	차축하우징	1	0	FA0200	차축하우징	1	0	FA0200	차축하우징	1
1	FA0220	차축링1	1	1	FA0220	차축링1	1	1	FA0220	차축링1	1
1	FA0230	차축링2	1	1	FA0230	차축링2	1	1	FA0230	차축링2	1
1	FA0100	차축피니언키어	4	1	FA0100	차축피니언키어	4	1	FA0100	차축피니언키어	4
1	FA0300	차축시어키어	2	1	FA0300	차축시어키어	2	1	FA0300	차축시어키어	2
1	FA0240	피니언와셔	4	1	FA0240	피니언와셔	4	1	FA0240	피니언와셔	4
1	FA0310	롤리핀리크	12	1	FA0310	롤리핀리크	12	1	FA0310	롤리핀리크	12
1	FA0120	롤리핀리크(우편면)	2	1	FA0120	롤리핀리크(우편면)	2	1	FA0120	롤리핀리크(우편면)	2
1	FA0130	롤리핀리크(좌편면)	12	1	FA0130	롤리핀리크(좌편면)	12	1	FA0130	롤리핀리크(좌편면)	12
1	FA0380	롤리핀리크(우편면)	2	1	FA0380	롤리핀리크(우편면)	2	1	FA0380	롤리핀리크(우편면)	2
1	FA0390	링너트,차축	2	1	FA0390	링너트,차축	2	1	FA0390	링너트,차축	2
1	TL0640	인바우시	2	1	TL0640	인바우시	2	1	TL0640	인바우시	2
1	TE0220	테이퍼롤리베어링	2	1	TE0220	테이퍼롤리베어링	2	1	TE0220	테이퍼롤리베어링	2
1	CE0958	스냅링	2	1	CE0958	스냅링	2	1	CE0958	스냅링	2
0	FA0310	배백키어 지지그룹	1	0	FA0310	배백키어 지지그룹	1	0	FA0310	배백키어 지지그룹	1
1	TL0120	12스피어휠베백피니언	1	1	TL0120	12스피어휠베백피니언	1	1	TL0120	12스피어휠베백피니언	1
1	FA0270	링너트,피니언	1	1	FA0270	링너트,피니언	1	1	FA0270	링너트,피니언	1
1	FA0180	링너트,피니언	1	1	FA0180	링너트,피니언	1	1	FA0180	링너트,피니언	1
1	FA0190	오일시일 커버	1	1	FA0190	오일시일 커버	1	1	FA0190	오일시일 커버	1
1	FA0440	32스피어휠베백피니언	1	1	FA0440	32스피어휠베백피니언	1	1	FA0440	32스피어휠베백피니언	1
1	CE2921	스냅링	2	1	CE2921	스냅링	2	1	CE2921	스냅링	2
1	TL0630	오일링	1	1	TL0630	오일링	1	1	TL0630	오일링	1
1	CE5658	스냅링	1	1	CE5658	스냅링	1	1	CE5658	스냅링	1
1	TL0620	오일시일	1	1	TL0620	오일시일	1	1	TL0620	오일시일	1
1	TL0790	테이퍼롤리베어링	1	1	TL0790	테이퍼롤리베어링	1	1	TL0790	테이퍼롤리베어링	1
1	TL0850	테이퍼롤리베어링	1	1	TL0850	테이퍼롤리베어링	1	1	TL0850	테이퍼롤리베어링	1
1	TE5931	링,오	1	1	TE5931	링,오	1	1	TE5931	링,오	1
1	TE5932	링,오	1	1	TE5932	링,오	1	1	TE5932	링,오	1
1	FA0760	UBS볼트	12	1	FA0760	UBS볼트	12	1	FA0760	UBS볼트	12
1	TE3168	병방린	2	1	TE3168	병방린	2	1	TE3168	병방린	2
0	FA0130	액슬하우징 그룹	1	0	FA0130	액슬하우징 그룹	1	0	FA0130	액슬하우징 그룹	1
1	FA0250	유정키어 지지(좌)	1	1	FA0250	유정키어 지지(좌)	1	1	FA0250	유정키어 지지(좌)	1
1	FA0260	유정키어 지지(우)	1	1	FA0260	유정키어 지지(우)	1	1	FA0260	유정키어 지지(우)	1
1	TE3742	쿠리스노빙	2	1	TE3742	쿠리스노빙	2	1	TE3742	쿠리스노빙	2
1	FA0300	집시머플러(내용)	2	1	FA0300	집시머플러(내용)	2	1	FA0300	집시머플러(내용)	2
1	FA0310	스페리컬베어링(외용)	2	1	FA0310	스페리컬베어링(외용)	2	1	FA0310	스페리컬베어링(외용)	2
1	FA0320	스페리컬베어링(내용)	2	1	FA0320	스페리컬베어링(내용)	2	1	FA0320	스페리컬베어링(내용)	2
1	FA0340	스페리컬베어링(외용)	2	1	FA0340	스페리컬베어링(외용)	2	1	FA0340	스페리컬베어링(외용)	2
1	PE4852	오일링	2	1	PE4852	오일링	2	1	PE4852	오일링	2
1	XA0950	메탈부시	2	1	XA0950	메탈부시	2	1	XA0950	메탈부시	2
1	T2291	오일키어지지	1	1	T2291	오일키어지지	1	1	T2291	오일키어지지	1
1	TE5547	UBS볼트	20	1	TE5547	UBS볼트	20	1	TE5547	UBS볼트	20
1	TE3168	병방린	4	1	TE3168	병방린	4	1	TE3168	병방린	4
1	CE5665	롤리	1	1	CE5665	롤리	1	1	CE5665	롤리	1
1	CE5659	시일와셔	1	1	CE5659	시일와셔	1	1	CE5659	시일와셔	1
1	CE2881	롤리	1	1	CE2881	롤리	1	1	CE2881	롤리	1
1	CE2951	시일와셔	1	1	CE2951	시일와셔	1	1	CE2951	시일와셔	1
1	FA0760	UBS볼트	12	1	FA0760	UBS볼트	12	1	FA0760	UBS볼트	12
0	FA0170	양차축브라켓 그룹	1	0	FA0170	양차축브라켓 그룹	1	0	FA0170	양차축브라켓 그룹	1
1	FA0160	양브라켓	1	1	FA0160	양브라켓	1	1	FA0160	양브라켓	1
1	TE5340	과일링	4	1	FA0140	과일링	4	1	FA0140	과일링	4
1	TE5330	오일링	2	1	TE5330	오일링	2	1	TE5330	오일링	2
1	TE8906	인바우시	2	1	TE8906	인바우시	2	1	TE8906	인바우시	2
1	TM9014	쿠리스노빙	2	1	TM9014	쿠리스노빙	2	1	TM9014	쿠리스노빙	2
1	TE5439	중방린	1	1	TE5439	중방린	1	1	TE5439	중방린	1
0	TL0240	스티어링릴린드 그룹	1	0	TL0240	스티어링릴린드 그룹	1	0	TL0240	스티어링릴린드 그룹	1
1	FA0150	롤,UBS볼트	2	1	FA0150	롤,UBS볼트	2	1	FA0150	롤,UBS볼트	2
1	TE5547	UBS볼트	4	1	TE5547	UBS볼트	4	1	TE5547	UBS볼트	4

그림 143 기종별 앞차축총조합 BOM

(3) 스티어링실린더 리크량(자체 평가)

(가) 평가 방법 : 제작용체 벤치 설비를 활용하여 내구시험 실시

작동 압력	작동유	작동횟수
185 kgf/cm ²	UTF55	50,000회 (80sec / 1 Cycle)

표 76. 시험 조건

(나) 2차년도 정량적 목표 : 5만 Cycle 작동 후 외부누유 0.5cc 이하

(다) 평가 결과 : 리크 및 부품 파손 없음(정량적 목표 만족)

- 작동시험 / 내압 / 내부누유 / 외부누유

관리번호	시험명	시험대상	시험방법	순위	검사 항목	규격	측정기기	검사주기	시험(요청)번호	시험결과	비고
44-20-001	ST100	STEERING CYLINDER	재질	1	외관	Taper부 도장층 중심 리플링 변형, 용접부 변형	외관검사	전부	1982-1/1	양호	양호
			시험방법	2	도막두께	40±5µm	도막두께측정기	전부	1982-1/1	양호	양호
			시험방법	3	CURE	MS, B	외관	전부	1982-1/1	양호	양호
			시험방법	4	S.S.T	항산화부식 시험법	항산화부식 시험법	전부	1982-1/1	양호	양호
			시험방법	5	Adhesion	ISO1170	ISO1170	전부	1982-1/1	양호	양호
			시험방법	6	Real Resistance	ISO15001	ISO15001	전부	1982-1/1	양호	양호
			시험방법	7	Dye Penetration	ISO10647	ISO10647	전부	1982-1/1	양호	양호
			시험방법	8	Hardly Aging	ISO10647	ISO10647	전부	1982-1/1	양호	양호

관리번호	시험명	시험대상	시험방법	순위	검사 항목	규격	측정기기	검사주기	시험(요청)번호	시험결과	비고
44-20-001	ST100	STEERING CYLINDER	재질	1	외관	Taper부 도장층 중심 리플링 변형, 용접부 변형	외관검사	전부	1982-1/1	양호	양호
			시험방법	2	도막두께	40±5µm	도막두께측정기	전부	1982-1/1	양호	양호
			시험방법	3	CURE	MS, B	외관	전부	1982-1/1	양호	양호
			시험방법	4	S.S.T	항산화부식 시험법	항산화부식 시험법	전부	1982-1/1	양호	양호
			시험방법	5	Adhesion	ISO1170	ISO1170	전부	1982-1/1	양호	양호
			시험방법	6	Real Resistance	ISO15001	ISO15001	전부	1982-1/1	양호	양호
			시험방법	7	Dye Penetration	ISO10647	ISO10647	전부	1982-1/1	양호	양호
			시험방법	8	Hardly Aging	ISO10647	ISO10647	전부	1982-1/1	양호	양호

그림 144 스티어링실린더 시험성적서

6) 공용화 앞차축 PROTO 제조원가 산출

(1) 단품별 최고가를 기준으로 상위 10품목 발체(대다수 전문부품 및 대형 주물류)하여 원가 절감 방안 모색함.

(가) 설계 부문 : 최대한 소재 형상으로 간섭 회피 및 투입 중량 저감 실현

(다) 제조 부문 : 미기능부 가공 최소화, NECK 공정 시간 단축

(라) 구매 부문 : 기능 허가 없는 기준에서 실속형 제품 해외 소싱 적용

7) 공용화 앞차축 Proto 시스템 해석 및 내구 성능 평가

(1) 해석 모델

(가) 완성차 3사 중 전폭이 가장 길고, 감속비가 가장 큰 동양물산기업 기대를 대표 평가 모델로 선정함.

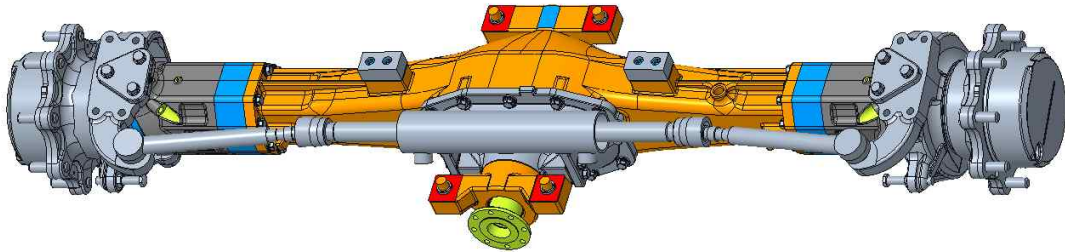


그림 145 동양물산기업 기대 앞차축 3D

(나) 1차년도에 개발한 해석 모델을 기본으로 활용하면서 설계 보완된 주물류, 축류, 기어 macro & micro geometry, 베어링 예압 등을 모두 반영함.

① 가정

▷ 스파이럴베벨기어 SET

	Spiral Bevel Pinion	Spiral Bevel Wheel	Differential Pinion (4)	Differential Side Gear (2)
Hand	Left	Right	-	-
Mean spiral angle [deg.]	35	35	-	-
No. of teeth	9	31	10	16
Module [mm]	6.4	6.4	4.4	4.4
Face width [mm]	31.7332	31	13.781	13.781
Pressure angle [degree]	20	20	22.5	22.5
AGMA Quality grade	8	8	8	8
Material	SCM420H	SCM420H	SCM420H	SCM420H
Cutting process	Generating	Generating	Formate	Formate

표 77 앞차축에 적용되는 베벨기어류의 제원

Pinion cutter	
Inner edge radius convex	0.967 mm
Outer edge radius concave	0.961 mm
Wheel cutter	
Inner blade angle convex	20 degree
Inner edge radius convex	1 mm
Outer blade angle concave	20 degree
Outer edge radius concave	1 mm
Radius	76 mm

표 78 스파이럴베벨기어 가공 커터 제원

▷ 유성감속부

	Sun gear	Planet gear	Ring gear
No. of teeth	12	23	60
Normal module	3	3	3
Face width	61	39.5	43.5
Pressure angle	25	25	25
Profile shift coefficient	0.4300	0.4852	-0.3221
ISO Quality grade	7	8	9
Material	SCM420H	SCM420H	SCM420H

표 79 유성감속부 기어 제원

- * 유성감속부의 기본적인 제원은 1차년도와 동일하게 적용함.
- * 단, Sun gear 와 Planet gear에 micro geometry를 아래와 같이 반영함.

	Sun gear	Planet gear	Ring gear
Profile crowning (μm)	20	20	0
Lead crowning (μm)	0	20	0

표 80 치면 크라우닝 적용

▷ 베어링

- TRB Inout shaft F/R에 대하여 동일 사양의 SKF & FAG bearing geometry를 사용.
- 정정격하중과 동정격하중은 제공받은 도면에 주어진 값을 사용함.

▷ Application factor(K_A)는 1.0 가정

▷ 하중 및 토크 : 1차년도와 동일

- 차축 양단 출력 동일
- 차량 하중의 일부를 각각 양단의 Planetary carrier에 작용하도록 모델링

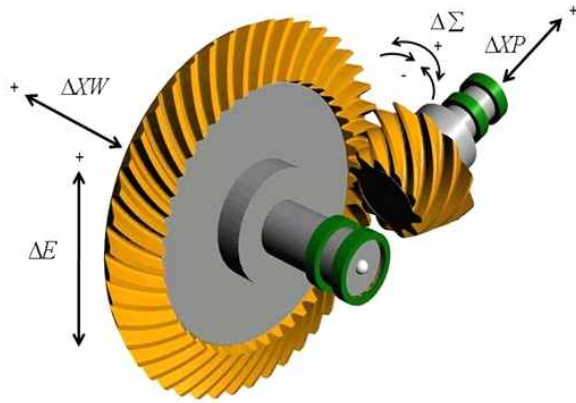
	Forward Drive
Duration [hr]	4000
Temperature [°C] (Oil sump)	68
Input speed [RPM]	295
Output speed L [RPM]	20
Output torque L [N·m]	1785.42
Vertical Load [N]	24525

표 81 해석 수행을 위한 앞차축 하중 조건

(다) 하우징 구조 해석을 위한 경계조건 및 하중 : 1차년도와 동일.

(라) 기어의 굽힘 및 면압 강도 평가

① Gear mesh misalignment



ΔXP Pinion axial displacement
 ΔXW Wheel axial displacement
 ΔE Wheel radial displacement, perpendicular to pinion axis
 $\Delta \Sigma$ Shaft angle (angle between pinion and wheel axes)

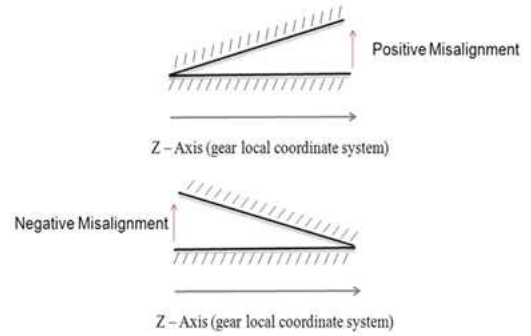


그림 146 베벨기어 mesh misalignment의 정의

그림 147 기어 mesh misalignment의 정의

Misalignments (Wheel)	Delta E (μm)	ΔE	-118.193
	Delta XP (μm)	ΔXP	32.9109
	Delta XW (μm)	ΔXW	55.5787
	Delta Sigma (mrad)	$\Delta \Sigma$	-0.1437
Misalignments (Pinion)	Delta E (μm)	ΔE	53.4757
	Delta XP (μm)	ΔXP	30.8279
	Delta XW (μm)	ΔXW	-24.6876
	Delta Sigma (mrad)	$\Delta \Sigma$	0.2267
Misalignments (Total)	Delta E (μm)	ΔE	-64.7176
	Delta XP (μm)	ΔXP	63.7388
	Delta XW (μm)	ΔXW	30.8912
	Delta Sigma (mrad)	$\Delta \Sigma$	0.08305

표 83 스파이럴 베벨기어 세트의 mesh misalignment

Planet Angle ($^\circ$)		15	135	255
Loaded Flank		Left	Left	Left
Gear A	Name	Sun	Sun	Sun
Gear B		Planet(At15 $^\circ$)	Planet(At135 $^\circ$)	Planet(At255 $^\circ$)
Total Equivalent Misalignment for Rating (μm)	f_{sh}	-4.1913	-31.036	22.278
Gear A Equivalent Misalignment for Rating (μm)		-228.757	-10.3475	218.4048
Gear B Equivalent Misalignment for Rating (μm)		-225.383	20.6883	196.1268

표 84 Planet gear set L(선기어와 유성기어)의 mesh misalignment

Planet Angle (°)			15	135	255
Loaded Flank			Right	Right	Right
Gear A	Name		Planet(At15°)	Planet(At135°)	Planet(At255°)
Gear B			Annulus	Annulus	Annulus
Total Equivalent Misalignment for Rating (μm)		f _{sh}	-2.5628	28.9359	-20.096
Gear A Equivalent Misalignment for Rating (μm)			53.4191	182.3752	-228.03
Gear B Equivalent Misalignment for Rating (μm)			55.9819	153.4393	-207.935

표 85 Planet gear set L(유성기어와 링기어)의 mesh misalignment

Planet Angle (°)			15	135	255
Loaded Flank			Left	Left	Left
Gear A	Name		Sun	Sun	Sun
Gear B			Planet(At15°)	Planet(At135°)	Planet(At255°)
Total Equivalent Misalignment for Rating (μm)		f _{sh}	4.2089	31.1347	-22.366
Gear A Equivalent Misalignment for Rating (μm)			218.3537	11.484	-209.13
Gear B Equivalent Misalignment for Rating (μm)			214.9689	-19.6508	-186.764

표 86 Planet gear set R(선기어와 유성기어)의 mesh misalignment

Planet Angle (°)			15	135	255
Loaded Flank			Right	Right	Right
Gear A	Name		Planet(At15°)	Planet(At135°)	Planet(At255°)
Gear B			Annulus	Annulus	Annulus
Total Equivalent Misalignment for Rating (μm)		f _{sh}	2.5707	-28.992	20.1455
Gear A Equivalent Misalignment for Rating (μm)			-51.1678	-173.812	217.2182
Gear B Equivalent Misalignment for Rating (μm)			-53.7385	-144.82	197.0727

표 87 Planet gear set R(유성기어와 링기어)의 mesh misalignment

② 기어 안전 계수

- ㉠ 시스템 전체의 변형으로 인한 misalignment를 고려하여 ISO 10300에 따라 앞차축 베벨기어 세트에 대한 강도 평가를 수행함.
- ㉡ 면압, 굽힘에 대한 정적 안전 계수는 아래 표와 같으며 충분한 안전 계수를 확보하고 있는 것으로 평가됨.

㉔ 1차년도 해석 결과와 비교하였을 때, 큰 변화는 나타나지 않음.

	Contact	Static Contact	Bending	Static Bending
Spiral bevel pinion	1.4133	2.2856	4.0957	10.9088
Spiral bevel wheel	1.5278	2.2856	3.4923	9.074
Diff. pinion	-	-	-	11.1365 (worst)
Diff. side gear L/R	-	-	-	9.3603/9.3603

표 88 ISO 10300를 기준으로 한 베벨기어 세트의 안전 계수

- ㉔ 시스템 전체의 변형으로 인한 misalignment를 고려하여 ISO 6336:2006 Method B에 따라 최종 감속부 유성기어 세트에 대한 강도 평가를 수행하였으며, 그 결과는 아래 표와 같음.
- ㉔ 유성기어의 경우, sun gear(profile barreling)와 planet gear(lead crowning and profile barreling)의 치면 수정으로 인해 하중 분포가 개선되어 1차년도 해석 모델과 비교해 대부분의 안전계수가 개선되었음.
- ㉔ 특히, 1차년도 해석 결과에서 contact safety factor가 1 이하로 평가되었던 sun gear와 planet gear의 안전계수가 모두 1 이상으로 개선되었음.

	Bending safety factor	Contact safety factor	Bending safety factor (2019)	Contact safety factor (2019)
Sun gear L	4.0193	1.0522	2.2552	0.8239
Planet L (15°)	2.3438	1.3852	2.6234	1.6253
Planet L (135°)	2.1875	1.3047	1.7248	1.1635
Planet L (255°)	2.4555	1.3931	1.4796	0.9902
Ring L	2.9436	2.5154	2.0213	1.7679
Sun gear R	4.1181	1.1001	2.2554	0.8241
Planet R (15°)	2.3833	1.4847	2.6234	1.6255
Planet R (135°)	2.2253	1.3982	1.7248	1.1637
Planet R (255°)	2.4959	1.4926	1.4797	0.9904
Ring R	3.1152	2.6858	2.0215	1.7683

표 89 ISO 6336:2006을 기준으로 한 유성기어 세트의 안전 계수

- 유성기어 세트의 Micro geometry를 반영하여 기어 치의 하중 분포를 계산하기 위하여 MASTA의 BASIC LTCA(independent strip model(J. D. Smith, 1999))를 이용함.
- 해석 모델에는 profile 및 lead 방향 modification이 모두 반영되었으며, 적용한 micro geometry는 다음과 같음.

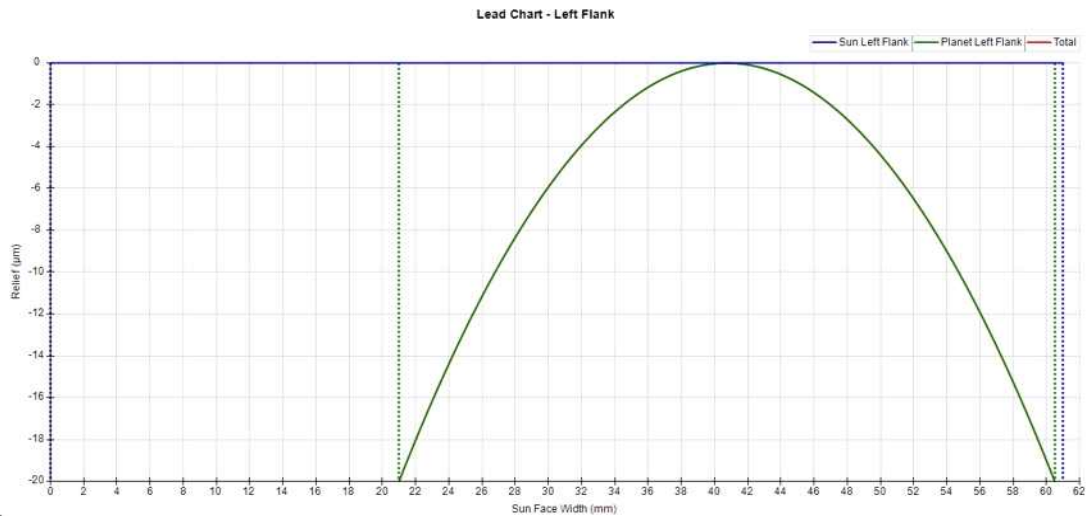


그림 148 선기어와 유성기어의 리드 수정량

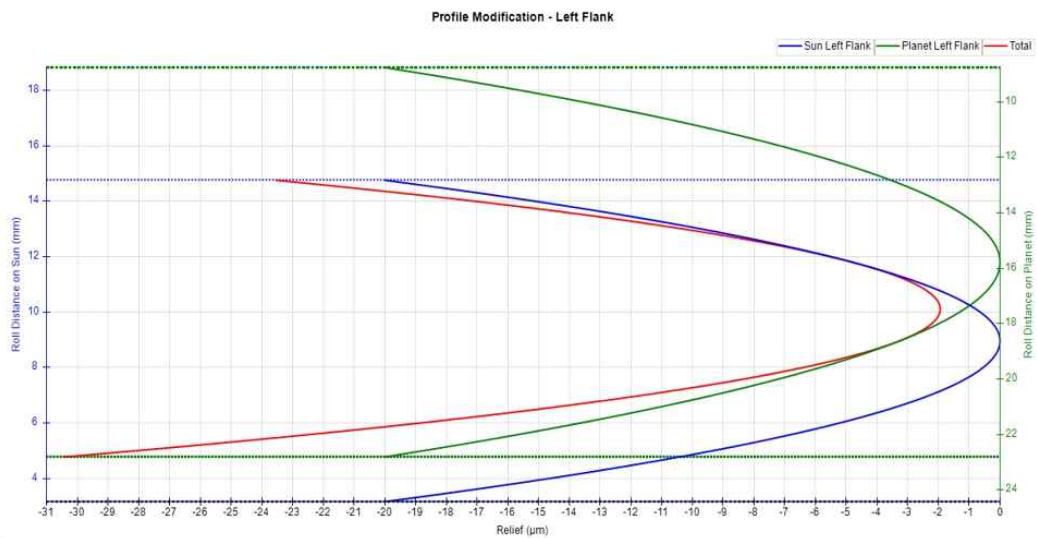


그림 149 선기어와 유성기어의 치형 수정량

- 기어 Micro geometry를 반영한 LTCA를 이용하여 ISO 6336:2006 Method B에 따라 계산된 유성기어세트의 Face load factor는 아래 표와 같음.

구 분		Sun to Planet (15°)	Sun to planet (135°)	Sun to planet (255°)
Face Load Factor (Contact)	$K_{H\beta}$	1.4853	1.5738	1.5715
Face Load Factor (Bending)	$K_{F\beta}$	1.387	1.455	1.4532

표 90 유성기어 세트 L의 Face load factor(선기어와 유성기어)

구 분		Planet to Ring (15°)	Planet to Ring (135°)	Planet to Ring (255°)
Face Load Factor (Contact)	$K_{H\beta}$	1.6426	1.6574	1.6847
Face Load Factor (Bending)	$K_{F\beta}$	1.5073	1.5185	1.5392

표 91 유성기어 세트 L의 Face load factor(유성기어와 링기어)

구 분		Sun to Planet (15°)	Sun to planet (135°)	Sun to planet (255°)
Face Load Factor (Contact)	$K_{H\beta}$	1.4869	1.5768	1.5731
Face Load Factor (Bending)	$K_{F\beta}$	1.3885	1.4576	1.4548

표 92 유성기어 세트 R의 Face load factor(선기어와 유성기어)

구 분		Planet to Ring (15°)	Planet to Ring (135°)	Planet to Ring (255°)
Face Load Factor (Contact)	$K_{H\beta}$	1.6454	1.66	1.687
Face Load Factor (Bending)	$K_{F\beta}$	1.5099	1.521	1.5414

표 93 유성기어 세트 R의 Face load factor(유성기어와 링기어)

- SLA에 다른 유성기어세트의 Contact chart는 아래와 같음.

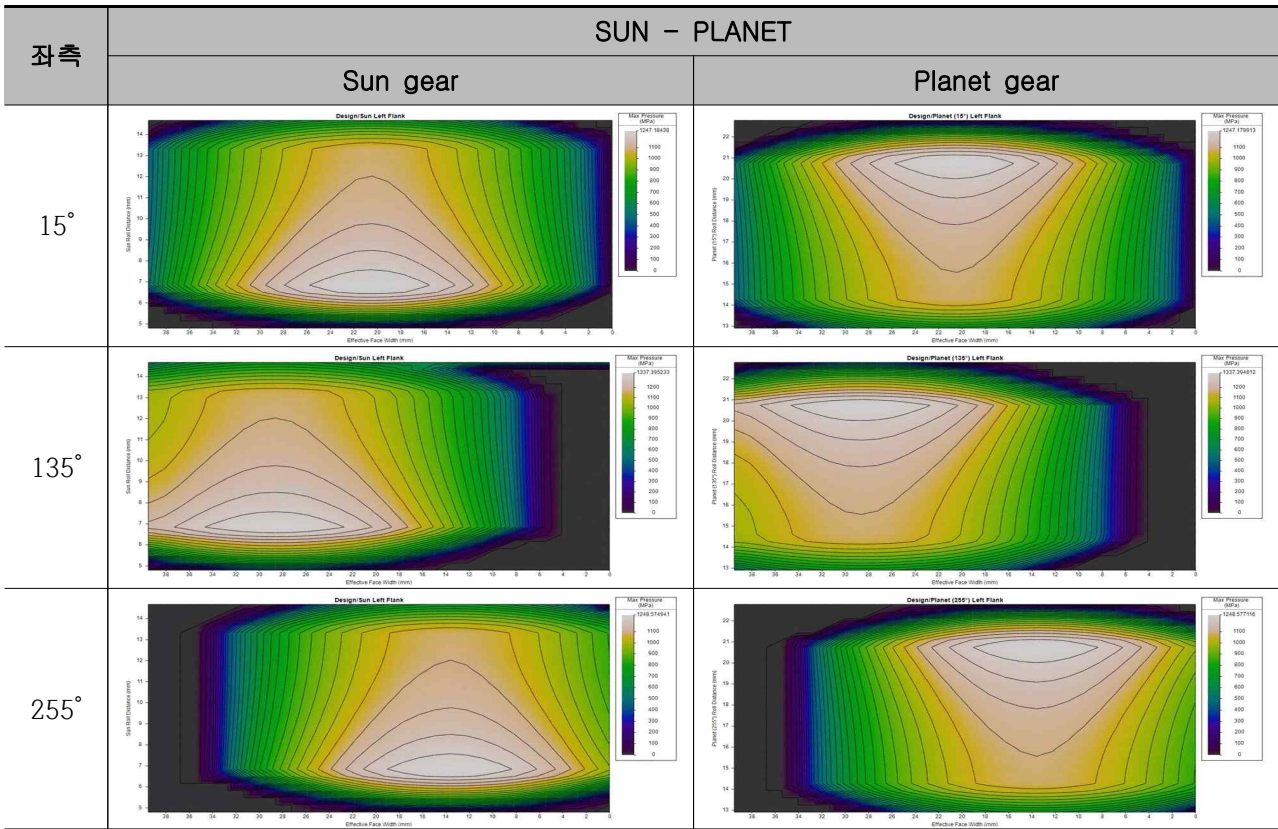


표 94 선기어-유성기어 Contact chart (좌측)

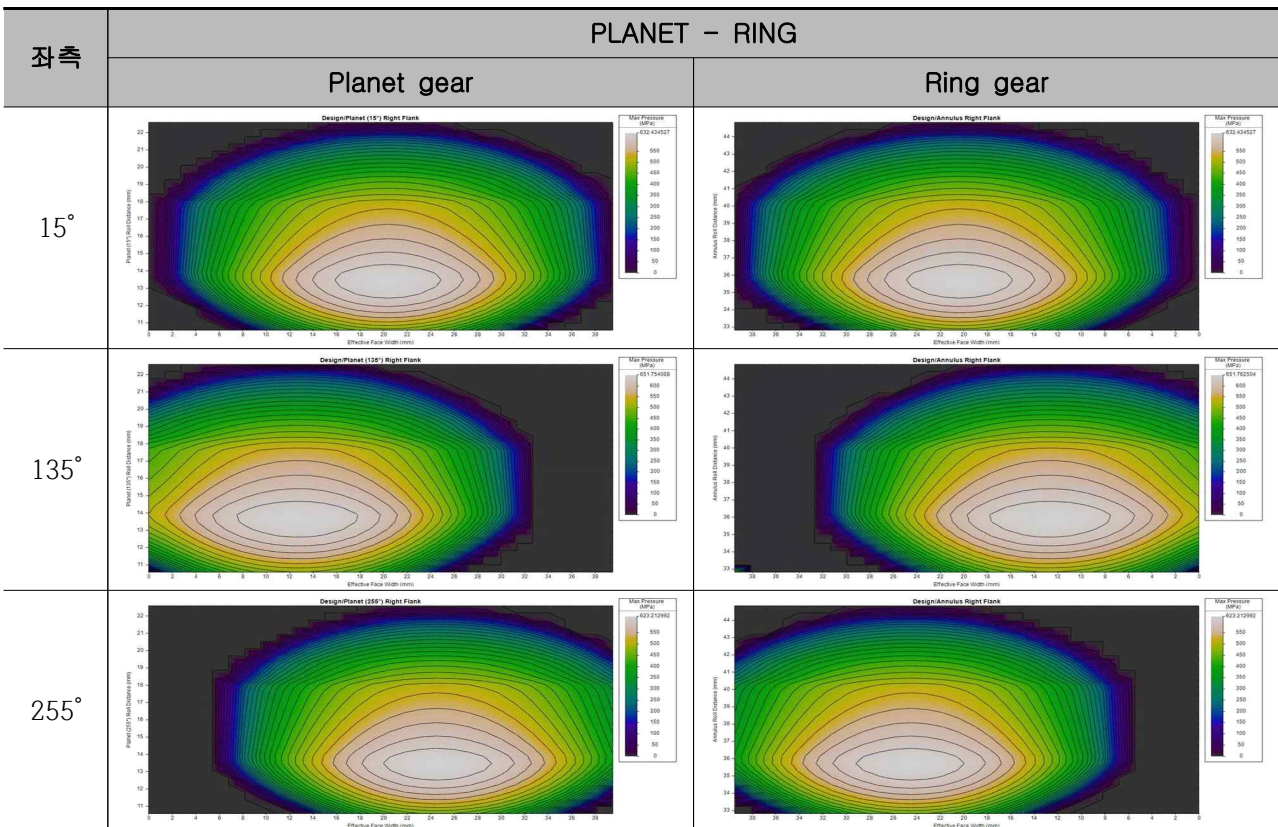


표 95 유성기어-링기어 Contact chart (좌측)

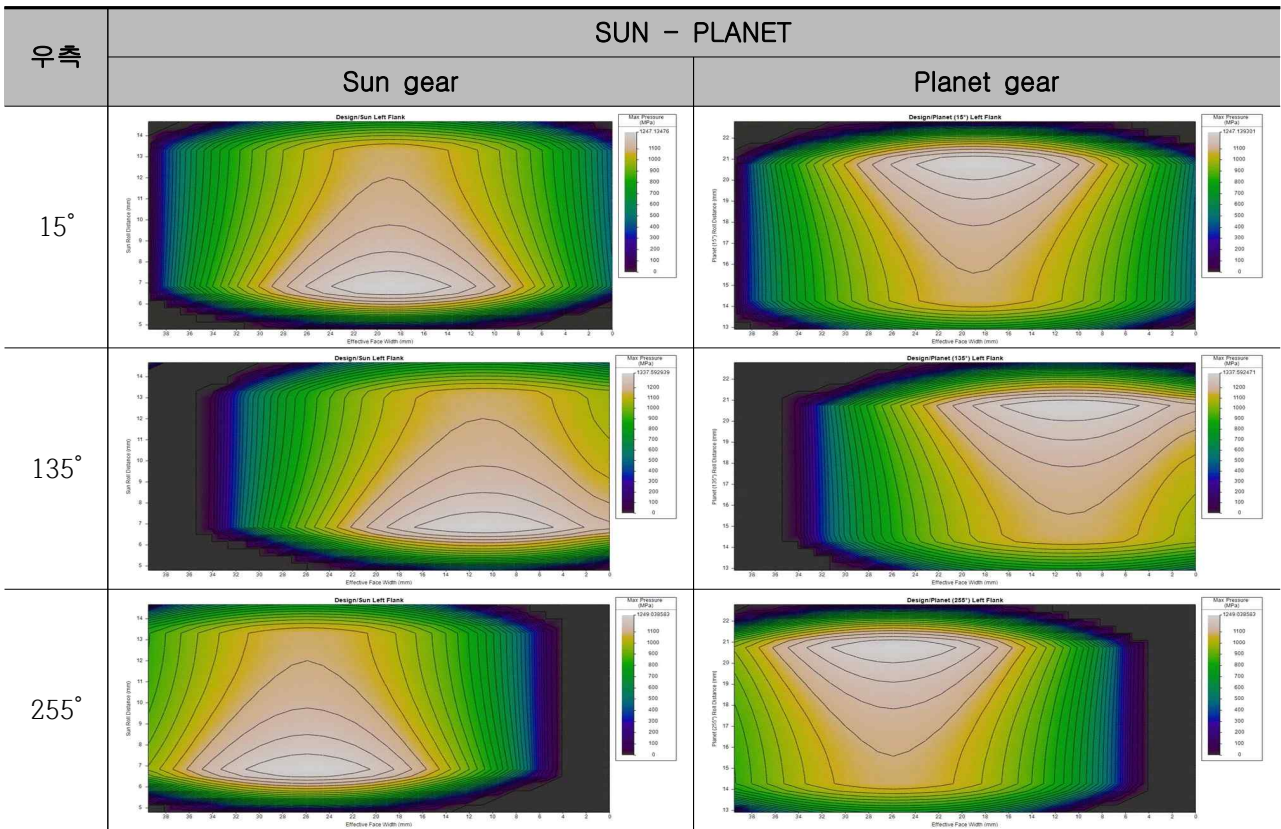


표 96 선기어-유성기어 Contact chart (우측)

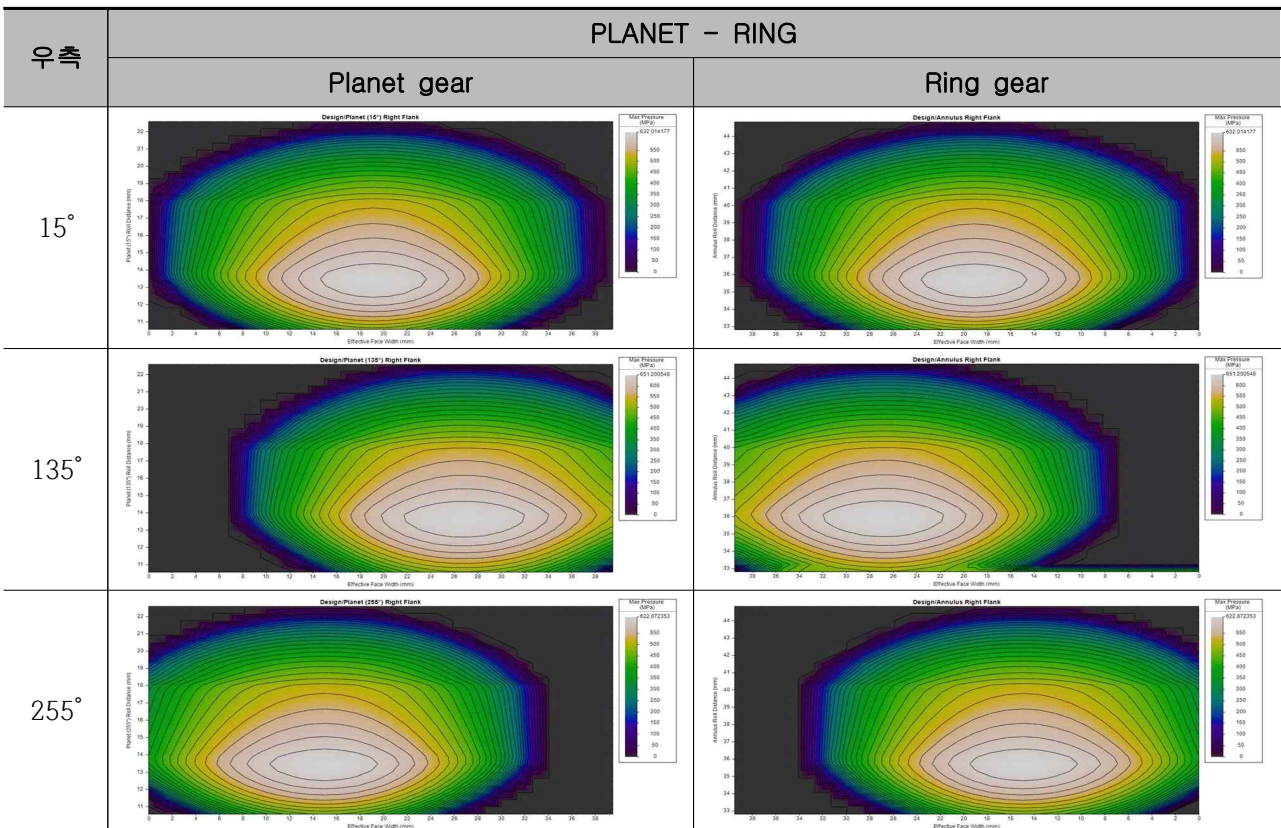


표 97 유성기어-링기어 Contact chart (좌측)

- Contact analysis 결과, 선기어, 유성기어의 치형 수정을 적용함으로써 1차년도 해석 결과에 대비하여 Edge contact이 억제되어 Face load factor가 감소한 것을 알 수 있음.

(마) 베어링 피로 수명 평가

① 베어링 수명과 Damage 분석

- Needle roller bearing(NRB)을 제외한 DGBB, TRB에 대해 ISO 281:2007, ISO/TS 16281:2008에 따라 safety factor를 아래와 같이 평가함

	ISO 281:2007 Basic rating life safety factor	ISO/TS 16281:2008 Basic reference rating life safety factor
TRB Carrier shaft outer L	1.8941	1.0102
TRB Carrier shaft inner L	2.9376	1.5858
DGBB Sun shaft outer L	5.6456	6.0254
DGBB Sun shaft inner L	23.373	47.325
TRB Diffcase L	6.4723	4.4551
TRB Diffcase R	8.0632	5.7253
TRB Input shaft F	2.2762	3.3352
TRB Input shaft R	9.1785	29.68
TRB Carrier shaft outer R	4.4527	2.2315
TRB Carrier shaft inner R	2.8712	1.4389
DGBB Sun shaft outer R	7.5532	4.8509
DGBB Sun shaft inner R	30.931	24.5674

표 98 베어링 안전 계수

② 베어링 접촉 응력 분석

- 앞차축의 TRB 중 안전계수가 가장 낮은 TRB Carrier shaft outer L에 대해 Contact analysis를 수행함.

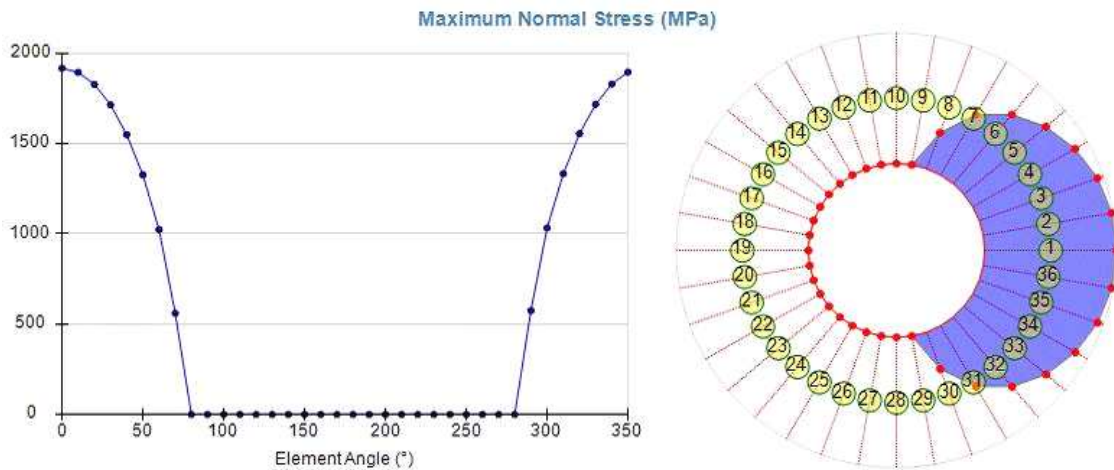


그림 174 반경방향 하중 분포 : TRB carrier shaft outer L

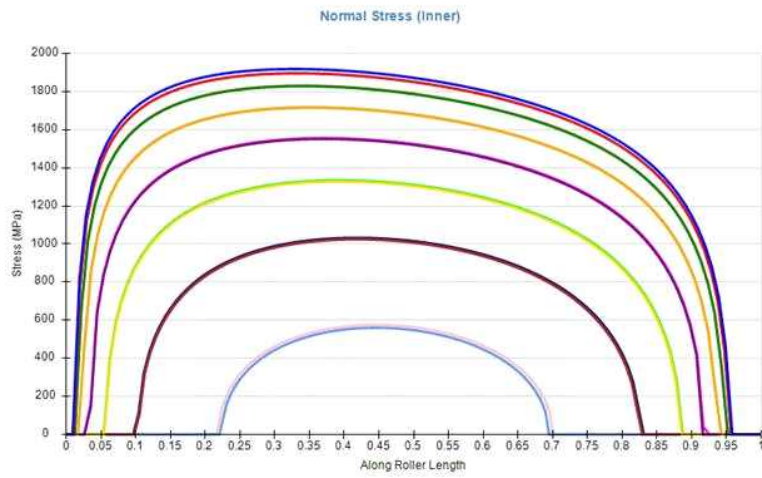


그림 175 길이방향 하중 분포: TRB carrier shaft outer L

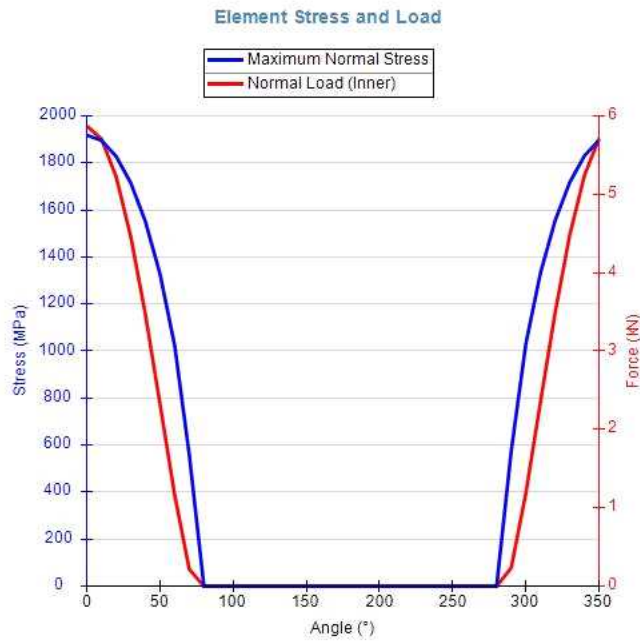


그림 176

Element 응력과 하중: TRB Carrier shaft outer L

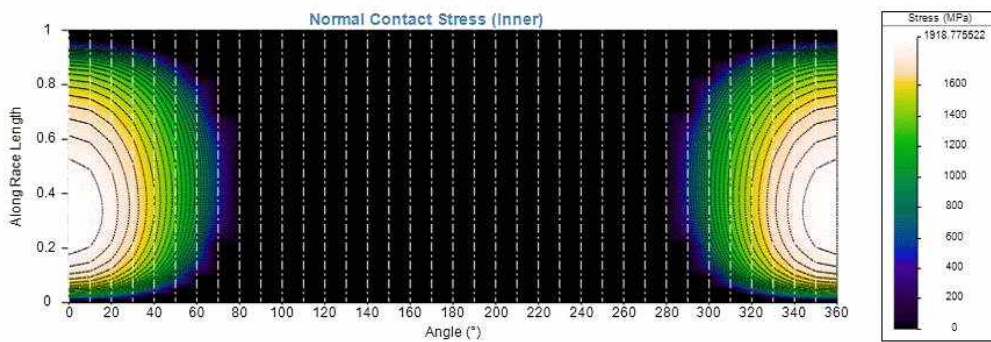


그림 177 Normal 접촉 응력(내륜): TRB Carrier shaft outer L

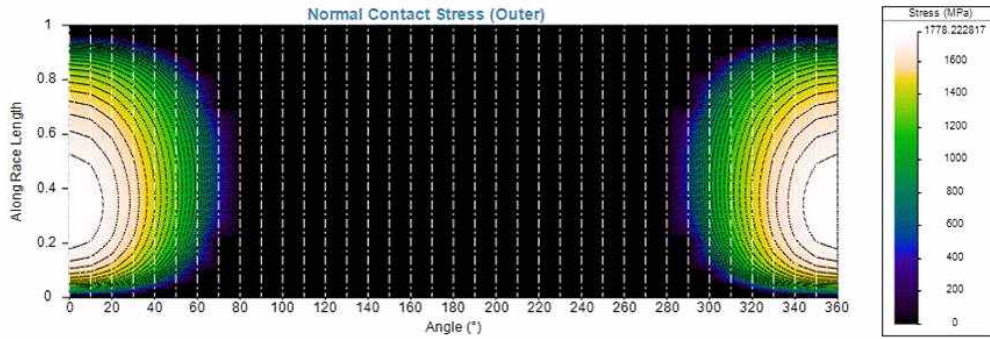


그림 178 Normal 접촉 응력(외륜): TRB Carrier shaft outer L

Element Id	Angle (°)	Maximum Normal Stress (MPa)	Normal Load (Inner) (kN)	Normal Load (Outer) (kN)
1	0	1918.856	5.8743	5.8743
2	10	1896.261	5.7083	5.7083
3	20	1829.072	5.2284	5.2284
4	30	1715.527	4.4645	4.4645
5	40	1551.779	3.4696	3.4696
6	50	1328.379	2.3264	2.3264
7	60	1024.456	1.1648	1.1648
8	70	560.5595	0.2179	0.2179
9	80	0	0	0
10	90	0	0	0
11	100	0	0	0
12	110	0	0	0
13	120	0	0	0
14	130	0	0	0
15	140	0	0	0
16	150	0	0	0
17	160	0	0	0
18	170	0	0	0
19	180	0	0	0
20	190	0	0	0
21	200	0	0	0
22	210	0	0	0
23	220	0	0	0
24	230	0	0	0
25	240	0	0	0
26	250	0	0	0
27	260	0	0	0
28	270	0	0	0
29	280	0	0	0
30	290	575.8691	0.2353	0.2353
31	300	1033.076	1.1921	1.1921
32	310	1334.509	2.3554	2.3554
33	320	1556.273	3.4964	3.4964
34	330	1718.735	4.4864	4.4864
35	340	1831.152	5.2438	5.2438
36	350	1897.286	5.7163	5.7163
Maximum	—	1918.86	5.8743	

표 99 Element 상세: TRB Carrier shaft outer L

- 앞차축의 DGBB 중 안전계수가 가장 낮은 DGBB Sun shaft outer L에 대해 Contact analysis를 수행하였고, 결과는 아래와 같음.

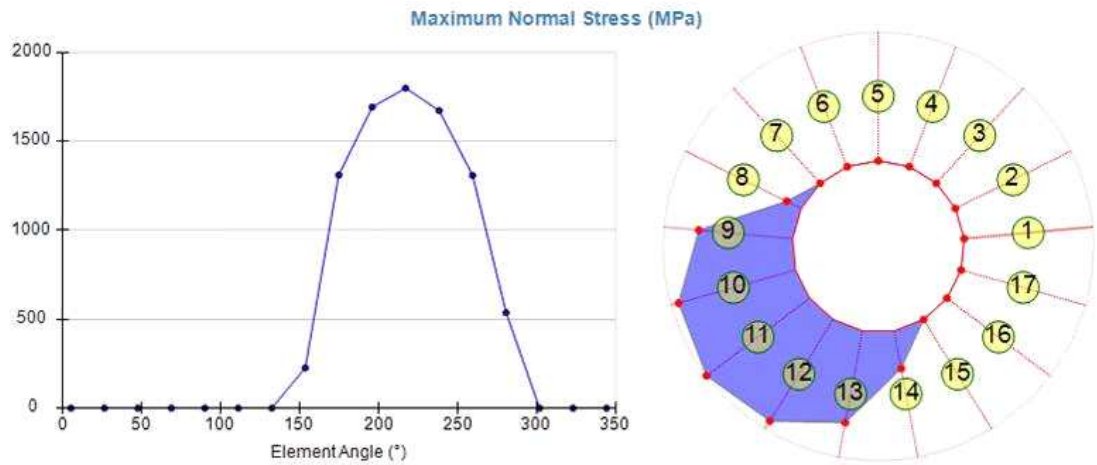


그림 179 반경방향 하중 분포 : DGBB Sun shaft outer L

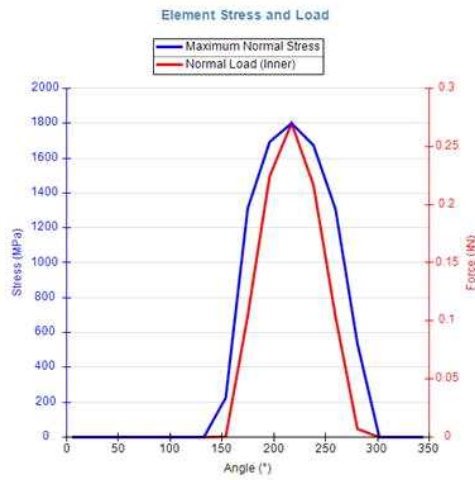


그림 180
Element 응력과 하중: DGBB Sun shaft
outer L

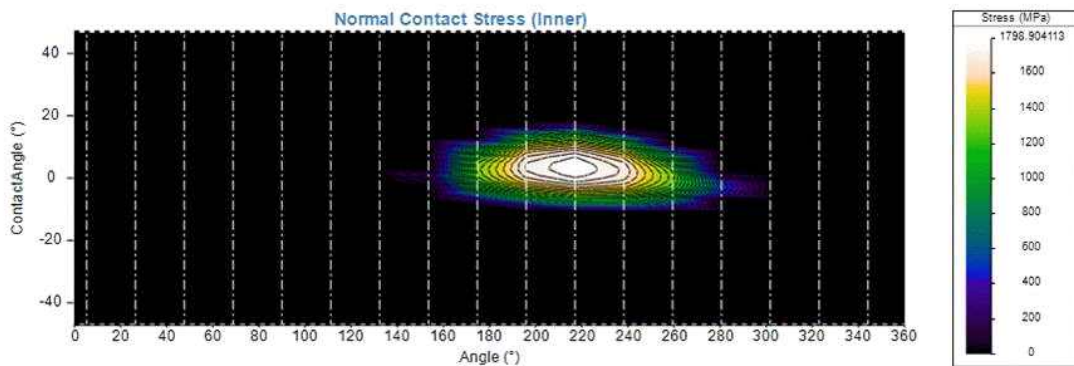


그림 181 Normal 접촉 응력(내륜): DGBB Sun shaft outer L

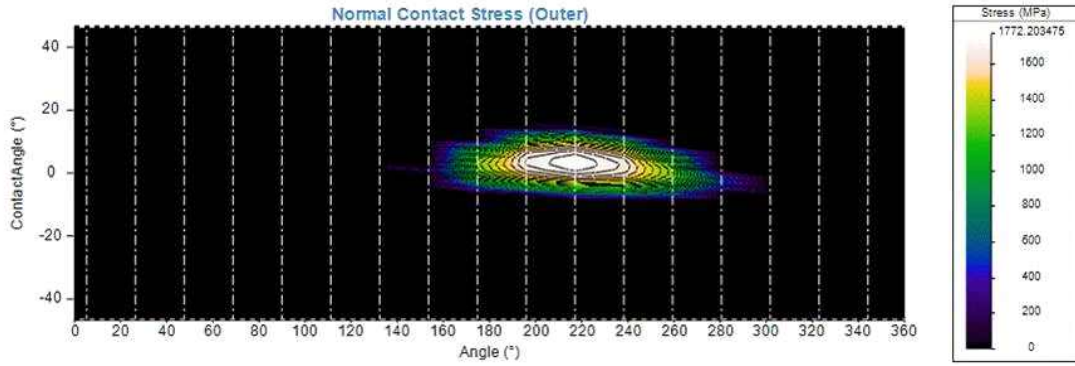


그림 182 Normal 접촉 응력(외륜): DGBB Sun shaft outer L

Element Id	Angle (°)	Maximum Normal Stress (MPa)	Normal Load (Inner) (kN)	Normal Load (Outer) (kN)
1	5.2941	0	0	0
2	26.4706	0	0	0
3	47.6471	0	0	0
4	68.8235	0	0	0
5	90	0	0	0
6	111.1765	0	0	0
7	132.3529	0	0	0
8	153.5294	226.6144	0.000538	2
9	174.7059	1311.878	0.1044	2
10	195.8824	1693.525	0.2246	2
11	217.0588	1800.498	0.2699	2
12	238.2353	1673.76	0.2169	2
13	259.4118	1309.729	0.1039	2
14	280.5882	537.341	0.007175	2
15	301.7647	0	0	0
16	322.9412	0	0	0
17	344.1176	0	0	0
Maximum	—	1800.5	0.2699	—

표 100 Element 상세: DGBB Sun shaft outer L

(바) 구조 해석을 통한 하우징 수명 평가

① 차동케이스의 구조 해석

Parameter	Value
No of nodes	54035
No of elements	32346
Elements type	2 nd order Tetrahedral

표 102 차동 케이스의 Mesh 정보

Parameter	Value
Young's modulus	200 GPa
Density	7.14 g/cm ²
Poisson's ratio	0.275
Yield strength	320 MPa
Ultimate tensile strength	500 MPa

표 103 FCD500의 물성치

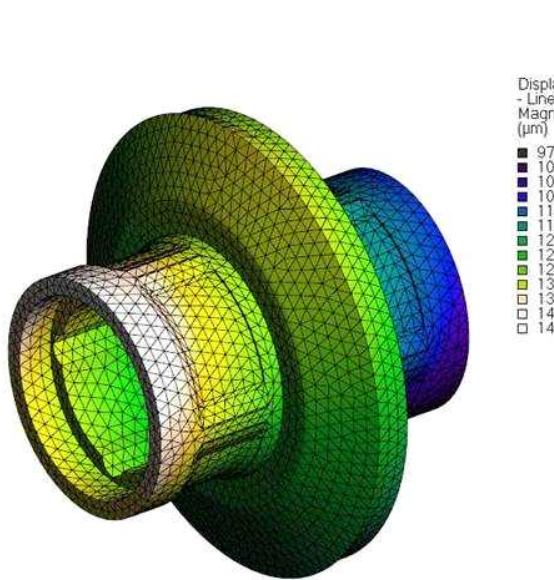


그림 183 차동케이스 변형량

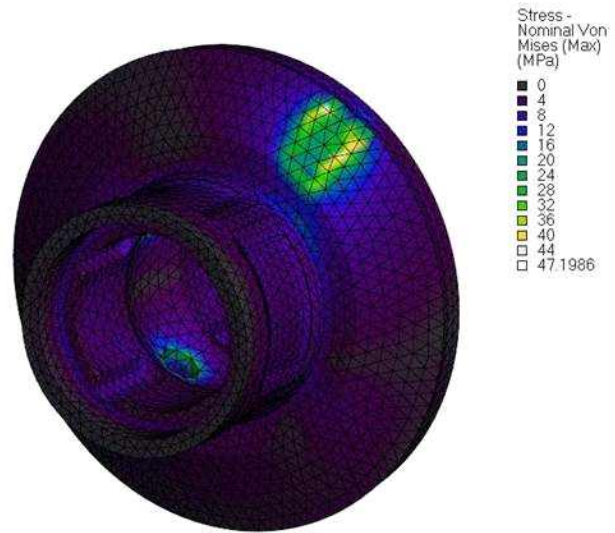


그림 184

차동케이스의 Von-Mises stress 분포

- ㉠ 최대 변형량은 141.16 μm 로 나타남.
- ㉡ 차량 급정거 시 차동 케이스의 최대응력은 47.1986 MPa로 나타남
- ㉢ GL guideline(2010)에 따른 safety factor는 약 6.77로 1차년도 해석 결과(S/F: 7.67) 보다 다소 감소하였지만, 해석상으로는 충분한 강도를 가진 것으로 나타남.

② 캐리어와 하우징의 구조 해석

	Axle housing	Swivel housing	Planetary carrier
No of nodes	1,678,414	509,132	579,900
No of elements	1,106,101	335,976	380,245
Elements type	2 nd order Tetrahedral		

표 105 캐리어와 하우징의 Mesh 정보

	Axle housing	Swivel housing	Planetary carrier
Max. of Displacement (μm)	1278.40	1879.05	2275.14
Max. of Von-Mises stress (MPa)	174.87	385.66	64.45
Safety factor	1.83	0.83	4.97

표 106 유성 캐리어와 하우징의 구조 해석 결과

- ㉠ Axle housing의 경우, 전폭 증가에 따라 vertical load(차량 하중)에 의한 모멘트가 증가하여 최대 응력이 1차년도 해석 결과(Von-Mises stress: 174.87MPa, S/F: 1.83) 대비 더 크게 발생한 것으로 판단됨.
- ㉡ Swivel housing의 최대 응력은 Boundary condition이 적용된 부위에서 나타나므로 이를 감안하여 평가가 필요함.
- ㉢ 최대응력이 발생원인 중 하나로 해석 조건에 의한 영향도 고려할 필요가 있음. 해당 부위는 RBE2(Rigid Type) 요소로 연결되어 Boundary condition 영향이 지배적일 것으로 판단됨. Static 강동 상 문제가 있을 시 해당 해석 결과(하중, bearing reaction force 등)을 바탕으로 범용 FE solver를 활용한 면밀한 검토가 요구됨.



그림 185 차축 하우징의 변형량

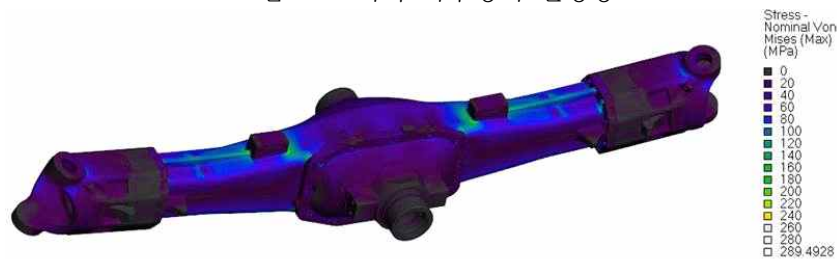


그림 186 차축 하우징의 Von-Mises stress 분포

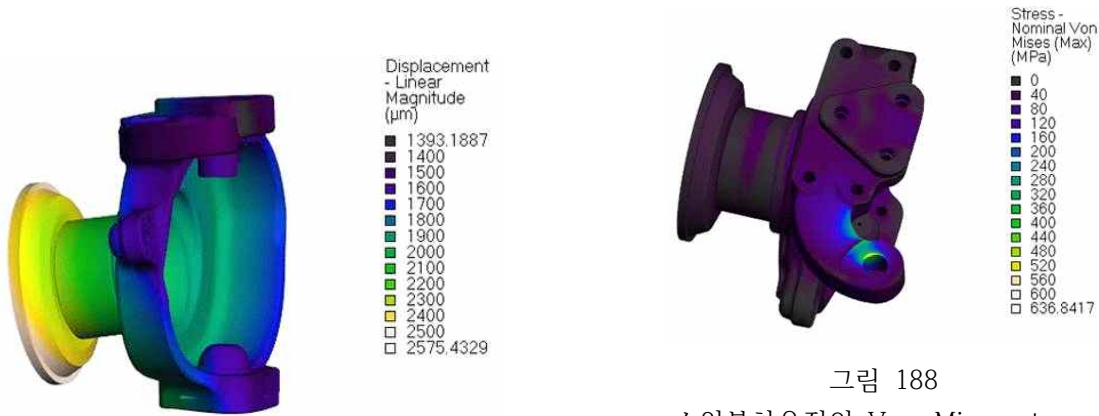


그림 187 스위블하우징 변형량

그림 188 스위블하우징의 Von-Mises stress 분포



그림 189 유성기어지지 변형량

그림 190 유성기어지지의 Von-Mises stress 분포

□ 3차년도 연구개발 목표 및 결과

구분 (연도)	세부과제명	세부연구목표	연구개발 수행내용	연구결과
3차 년도 (2021)	공용화 앞차축 시스템 개발	PROTO 개선 보완	PROTO 문제점 분석 및 설계/공정보완	PILOT 개선 사항 반영
		앞차축 PILOT 제작	주물류 20종 제작 기어류 18종 제작 구매품류 68종 제작	공용화 앞차축 PILOT 개발 완료
		정량적목표 시험	최대 차동잠금을 시험 스티어링실린더 리크량 시험 부품 공용화율 분석	공인입회시험 완료
		앞차축 성능 평가	실차 트랙터 탑재 후 성능/내구성 평가	평가 결과 특이 사항 없음 시험 결과 공유 및 보완사항 요청
		앞차축 제조원가 절감	완성차 3사별 기존 앞차축 원가 대비 10% 이상 원가절감 방안 모색	부품 공용화 확대 및 투입 소재 저감, 공정 개선
		기어 및 베어링 분석	gear parameter study bearing preload study	최적 기어 사양 도출 베어링 예압 사양 도출
		특허 등록	더블유조인트 조합 문제점 개선 구조 등록	특허 등록 완료

1) 공용화 앞차축 Proto 개선 보완

(1) 2차년도 공용화 앞차축 문제점 분석 및 개선 실시



그림 191 PROTO 분해조사

- * 2차년도 Proto 개발 후 완성차 3사 트랙터에 탑재성 검증 완료함.
- * 3차년도는 탑재성 외 완성차 3사별 추가 개선 요청 사항을 보완하고, 부품 제작, 조립 과정 중 발생한 문제점을 개선하여 품질 안정화를 추구함.

(가) 스윙블하우징-킹핀지지 간섭 개선

- ① Proto 제작 시 스윙블하우징-킹핀지지 간섭 발생으로 조향성 저하를 확인.
- ② 설계사양 확인 결과, 1.558mm 간격이 있으나 간섭 부위는 주물 미가공 부위로서 소재 및 가공 편차를 감안할 시 불합리한 구조임을 확인.
- ③ 이를 개선하고자 스윙블하우징 내측에 자리파기 가공을 추가.



그림 192. 스윙블하우징-킹핀지지 간섭부 자리파기

(나) 차동케이스-스티어링실린더 조립부 개선

- ① Proto 제작 시 스티어링실린더의 외경 증대($\phi 80 \rightarrow \phi 82$)로 인한 차동케이스 간섭이 발생하여 체결 볼트 구멍이 불일치하는 문제가 발생함.
 - ② 스티어링실린더는 고압의 유압제품으로서 외경을 축소(튜브 두께 감소)할 경우 내구성 문제가 발생할 것으로 판단하여 차동케이스의 스티어링실린더 안착부 가공량을 증대함.
- * 기존 : R41 → 개선 : R42



그림 193. 차동케이스 설계 변경(전 → 후)

(다) 추가적으로 부품별 제작 공정을 관리하여 품질 개선을 추진하였으며, 가공성 향상 및 원가절감 방안으로 공정 개선을 추진하여 개선 설계 실시함.

- * 미기능부 가공 최소화
- * 미기능 및 간섭 발생부 소재형상 개선
- * 사양 규제 완화를 통한 Neck 공정 개선 등

2) 공용화 앞차축 Pilot 제작

(1) 완성차 3사별 BOM 정립

(가) 개선설계 완료 후, 완성차 3사별 BOM을 정립하여 부품을 분석함.

주물류	기어류	구매품류	총 종
20	18	68	106

표 109 공용화 앞차축 Pilot 전체 부품 종 수

(2) 공용화 앞차축 Pilot 제작

구분	완성차 탑재용	차동잠금을 및 내구시험	예 비	합 계
제작 댓수	3대	2대	1대	6대

표 110 앞차축 제작 현황

- * 공용화 앞차축 제작 후, 수압 및 모터링 테스트를 실시하여 누유 여부 및 작동 시 특이 사항을 확인함.



그림 194 공용화 앞차축 수압 및 모터링 테스트

- * 공용화 앞차축 수압 및 모터링 테스트 시 특이 사항 없음.



그림 195 공용화 앞차축 PILOT (대동공업 기대 & 차동잠금을 및 내구시험 기대)



그림 196 공용화 앞차축 PILOT (동양물산기업 기대)



그림 197 공용화 앞차축 PILOT (LS엠트론 기대)

2) 공용화 앞차축 Pilot 제조원가 산출

(1) 완성차 3사로부터 접수한 양산 앞차축 수급가를 토대로 사전 제조원가를 분석함.

* 양산 앞차축 수급가는 각 업체별 대외비 사항으로 본 보고서에 기재 불가

(2) 개발품 중 최고가를 기준으로 상위 품목을 발체하여 원가절감 방안을 마련함.

▣ 75KW급 트랙터용 공용화 앞차축 개발 관련 원가 현황 ▣

2022.03.18 / 기술연구소

▶ 국내 완성차 3사, 테라글라이드 F/A 수급가 현황

구분	대동공업	LS엠트론	동양물산기업	비고
現 F/A 수급가 (A)	각 업체별 기존 앞차축 수급가는 대외비 사항으로 공개 불가			동양물산기업은 전폭 증대 및 옵션 탑재 사항
목표 원가 (B)				-
수급 절감 가능 금액(A-B)				수급가 대비 10% 이상 절감

▶ 핵심부품 원가 현황

(단위 : 원, %)

NO	품명	대개	기존		원가 절감 방안	목표		대당 절감	대당 절감(%)
			원가	대당 원가		원가	대당 원가		
1	더블카단조인트(좌/우)	2	142,500	285,000	공정 개선	130,000	260,000	-25,000	-1.4
2	앞차축지지	1	250,000	250,000	소재 중량 저감, 가공 최소화	224,000	224,000	-26,000	-1.5
3	스위블하우징(좌/우)	2	71,200	142,400	소재 중량 저감, 가공 최소화	62,000	124,000	-18,400	-1.1
4	스티어링샤프린더	1	125,000	125,000	저가형 해외 소싱 검토	115,000	115,000	-10,000	-0.6
5	볼조인트조합	2	60,000	120,000	저가형 해외 소싱 검토	55,000	110,000	-10,000	-0.6
6	TRB(32922)	4	31,000	124,000	저가형 해외 소싱 검토	28,000	112,000	-12,000	-0.7
7	킹핀지지(좌/우)	2	73,000	146,000	소재 중량 저감, 가공 최소화	62,000	124,000	-22,000	-1.3
8	유성기어지지	2	41,000	82,000	소재 중량 저감, 가공 최소화	37,000	74,000	-8,000	-0.5
9	60인터널기어	2	30,000	60,000	공정 개선	26,000	52,000	-8,000	-0.5
10	앞브라켓	1	30,000	30,000	소재 중량 저감, 가공 최소화	26,000	26,000	-4,000	-0.2
11	뒷브라켓	1	30,000	30,000	소재 중량 저감, 가공 최소화	26,000	26,000	-4,000	-0.2
12	킬러브	2	38,000	76,000	소재 중량 저감, 가공 최소화	34,000	68,000	-8,000	-0.5
계				1,470,400	계		1,315,000	-155,400	-9.1

▶ 원가절감 세부 방안

구분	대상 부품	검토안	상세 방안
주물류	앞차축지지	소재 형상을 통한 간섭 회피 및 투입 중량 저감	가공 여유를 감안하여 주물 투입량 최소화
	스위블하우징		
	킹핀지지 등		
기어류	더블카단조인트	NECK 공정 시간 단축	기능적 중요도가 낮은 부분은 가공성을 감안하여 형상 단순화
	기어류		
구매품류	스페리컬베어링	NECK 공정 시간 단축	열처리 변형 DATA 활용하여 열로 공정 개선 및 삭제
	일반 구매품	저가형 제품 해외 소싱	-
조립	앞차축총조합	협력업체 도급화 전환	-

* 공정 개선을 통한 부품 원가 절감 효과 : 9.1%

* 3사 공용 앞차축 공급으로 인한 생산물량 증대 시, 전체 약 10% 원가 절감 기대.

3) 공용화 앞차축 PILOT 탑재 및 성능 검증

(1) 시험 방법

(가) 완성차 3사별 사내 시험 기준에 의거 평가

▷ 대동공업(주)

(1) 검증 항목

- (가) 실차 장착성 평가
- (나) 앞차축 조향 및 Rolling 성능 평가
- (다) 선회 반경 성능 평가
- (라) 조향 성능 평가
- (마) 내구 시험

(2) 검증 결과

(가) 실차 장착성 평가

- ① 트랙터 장착시 간섭 등 조립성 특이사항 없음



그림 199 Pilot 앞차축 탑재(대동)

(나) 앞차축 조향 및 Rolling 성능 평가

- ① 최대 Rolling 각도 7.5°, 최대 조향 각도 47°(외측각 기준)로 설계 SPEC 만족.
- ② 최대 Rolling 및 최대 조향시 본넷, 엔진부 등 본기 간섭 및 특이 사항 없음.



그림 200 앞차축 조향 및 Rolling 간섭여부 확인

(다) 선회 반경 성능 평가

① 시험 방법

- 사내 시험 표준(DG-VT-043-00 : 트랙터 최소 선회반경 평가)에 준하여 실시.

② 시험 결과

- 시험 기준 편브레이크 미 사용 5.05±0.2m만족함.

구분	편브레이크 사용시		편브레이크 미사용시	
	좌선회	우선회	좌선회	우선회
최소 선회반경(m)	4.23	4.26	5.01	4.98

(라) 조향 성능 평가

① 시험 방법

- 사내 시험 표준(DG-VT-024-01 : 조향 성능 평가)에 준하여 실시.

- 무부하시 대비 부하시 핸들 회전수 비를 평가함.

② 시험 결과

- 시험 기준 만족하며 특이 사항 없음.

CW			CCW			평가 기준
무부하 회전수	부하 회전수	부하비 (%)	무부하 회전수	부하 회전수	부하비 (%)	
4.28	3.3	77.2	4.34	3.43	79.0	부하비 60% ↑ 무부하 회전수 3.5 ↑

(마) 내구 시험

① 시험 방법

- 사내 시험 표준(DG-VT-034-00 : 트랙터 종합 내구 성능 평가)에 준하여 실시.

항목	로터리	쟁기	로더	트레일러	TOTAL
목표(hr)	100	100	100	200	500

② 시험 결과

- 실차 내구 500hr 시험 중 누유, 이상 소음, 볼트 풀림 등 특이 사항 없음.

- 시험 완료 후 분해 조사 결과 특이 사항 없음.



그림 201 실차내구 완료 후 분해 조사

▷ LS엠트론(주)

(1) 검증 항목

- (가) 실차 장착성 평가
- (나) 조향각, 조향력, 요동각 시험
- (다) 선회 반경 성능 평가
- (라) 구조강도 시험(힘로 시험)
- (마) 로더 시험

(2) 검증 결과

(가) 실차 장착성 평가

- ① 트랙터 장착시 조립성, 부품 간 간섭을 검사함
- ② 장착 후 주행 작업, 로더 작업, 로타리 작업, 쟁기 작업을 통하여 이상 작동 여부를 검사함.
- ③ 검증 결과 특이 사항 없음.



그림 202 Pilot 앞차축 탑재(LSM)

(나) 조향각, 요동각, 조향력 시험

- ① 시험 방법
 - 사내 시험 표준(LSM-TC-A-046)에 준하여 실시.
- ② 시험 결과
 - ㉠ 조향각 시험
 - 시험 기준 대비 좌측 +1.2%, 우측 -0.5%로 나타났으나, 기준 범위를 만족함.

항목	시험 기준	Pilot 조향각
좌측	41.0°	41.5°
우측	41.0°	40.8°

표 114 Pilot 앞차축 조향각 시험

㉔ 조향력 시험

- 무부하 대비 부하 조건 조향각 오차 $\pm 3\%$ 이내 기준 만족함.

항목	무부하 조향각	부하 조향각	시험 기준
좌회전 내측	41.5°	42.0°	하중의 2배 적용 후 조향 시 무부하 대비 조향각 100±3%
우회전 내측	40.8°	40.2°	

표 115 Pilot 앞차축 조향력 시험

㉕ 요동각 시험

- 시험 기준 대비 -1.3%로 나타났으나, 사내 시험 기준 범위를 만족함.

항목	시험 기준	Pilot 요동각
좌측	7.5°	7.4°

표 116 Pilot 앞차축 요동각 시험

(다) 선회 반경 성능 평가

① 시험 방법

- 사내 시험 표준(LSM-TC-A-004)에 준하여 실시

② 시험 결과

- 시험(설계) 기준(좌/우 4,695mm±3%) 만족함

구분	시험 기준 선회 반경	Pilot 선회 반경	
		좌선회	우선회
최소 선회반경(mm)	4,695	4,805(+2.3%)	4,750(+1.2%)

(라) 구조강도 시험(험로 시험)

① 시험 방법

- 사내 시험 표준(LSM-TC-A-009)에 준하여 실시

- 모델별로 규정된 목표 횡수 및 주행 속도로 규정된 규격의 험로시험장을 한 방향 회전 주행으로 실시.

시험 기준	조건
주행 차속	4km/h
엔진 회전 속도	1,500rpm
주행 단수	5단
원형 트랙 회전 반경	9.0m
목표 Cycle	3,000회
1 Cycle time	50초

표 118 구조강도 시험 조건



그림 203 구조강도 시험

② 시험 결과

- 3,000 cycle 주행 후 검사 결과 누유, 케이스류 파손 등 이상 없으며, 시험 기준을 만족함.

(마) 로더 시험

① 시험 방법

- 사내 시험 표준(LSM-TC-A-070)에 준하여 실시

시험 기준	조건
시험 방법	전/후진 Digging → 후진 Roll back → 전진 8자 주행 → Dump
시험 시간	50 hr

표 119 로더 시험 조건



그림 204 필드 로더 시험

② 시험 결과

- 50 hr 주행 중 이상 작동 및 이상 충격, 이상 소음 없음.
- 주행 완료 후 검사 결과 누유, 케이스류 파손 등 이상 없으며, 시험 기준을 만족함.

▷ 동양물산기업(주)

(1) 검증 항목

- (가) 실차 장착성 평가
- (나) 조향각, 롤링각 시험
- (다) 선회 반경 성능 평가
- (라) 조향 조작력 시험
- (마) 전륜 악로시험

(2) 검증 결과

(가) 실차 장착성 평가

- ① Center to Center 거리가 양산 모델 대비 +30mm 증대되어 간섭문제는 나타나지 않았으나 주행성능 검증 시 회전반경 변동성 확인 필요.
- ② 외 트랙터 장착시 간섭 등 조립성 특이사항 없음.



그림 205 Pilot 앞차축 탑재(동양)

(나) 조향각, 롤링각 시험

① 시험 방법

- 사내 시험 표준에 준하여 실시.



그림 206 앞차축 조향 및 Rolling 각 측정

② 시험 결과

항목	조향각(°)		롤링각(°)
	우회전	좌회전	
좌측	40°	47°	7.5°
우측	48°	40°	7.3°

표 120 Pilot 앞차축 조향력 시험

- 최대 롤링각이 기존 설계사양 대비 0.5° ~ 0.7° 부족하나 트랙터 본기의 접촉부 (스토퍼)가 주물 비가공면으로 발생한 현상임.

(다) 선회 반경 성능 평가

① 시험 방법

- 사내 시험 표준에 준하여 실시.



그림 207 선회 반경 성능 평가

② 시험 결과

구분	편브레이크 사용시		편브레이크 미사용시	
	좌선회	우선회	좌선회	우선회
최소 선회반경(m)	4.41	4.36	4.91	4.91

- Pilot 앞차축은 기존 양산사양과 동일하게 설계되었으므로 선회반경은 양산사양 대비 차이 없음.

(라) 조향 조작력 시험

① 시험 방법

- 사내 시험 표준에 준하여 실시



그림 208 조향 조작력 측정

② 시험 결과

- 양산 사양 측정결과(1 ~ 1.4kgf) 대비 최대 -28% 조작력 감소
- 스티어링실린더 용량 증대로 인한 조작력 감소

엔진 RPM	조향력(kgf)	
	좌회전	우회전
Idle	1.03	1.02
Rate	1.05	1.04
Maximum	1.05	1.04

표 122 Pilot 앞차축 조향력 시험

(마) 전륜 악로시험

① 시험 방법

- 사내 시험 표준에 준하여 실시



그림 209 전륜 악로시험

② 시험 결과

- 시험 진행 후 누유 및 크랙, 볼트 풀림 없음.

4) 공용화 앞차축 Pilot 정량적 목표 시험 및 평가

(1) 최대차동잠금을 시험(공인시험)

- (가) 벤치마킹품의 수준과 개발품과의 클러치시스템 성능 비교 평가를 위해 시험 조건 부여 후, 샤시다이내모 시험 진행
- (나) 시험 방법 : 샤시다이내모에 차축을 설치하고 차축 좌, 우의 바퀴에 다른 구동력을 부여, 차축을 구동시 발생하는 입력토크 대비 좌, 우 바퀴의 토크차이를 측정.



그림 210 최대차동잠금을 시험(샤시디어나모 활용)

시험 조건		최대 잠금 구간 차축 토크(좌/우) [kgf-m]	최대 차동 잠금율 [%]
초기 차축 토크(좌/우) [kgf-m]	초기 차축 회전수(좌/우) [rpm]		
100(좌) / 100(우)	30 / 30	100(좌) / T(우)	$\left(\frac{100 - T}{100 + T}\right) \times 100$

표 123 최대차동잠금을 시험 조건

(다) 3차년도 정량적 목표 : 45±5%

(라) 시험 결과 : 평균 46.8% 수준(정량적 목표 만족)

구분	초기 차축 토크(좌/우) [kgf-m]	초기 차축 회전수(좌/우) [rpm]	최대 잠금 구간 차축 토크(좌/우) [kgf-m]	최대 차동 잠금율 [%]
1차	100 / 100	30 / 30	100 / 37	45.9
2차			100 / 38	44.9
3차			100 / 34	49.2
4차			100 / 36	47.0
평균				46.8

표 124. 차동잠금을 시험 결과

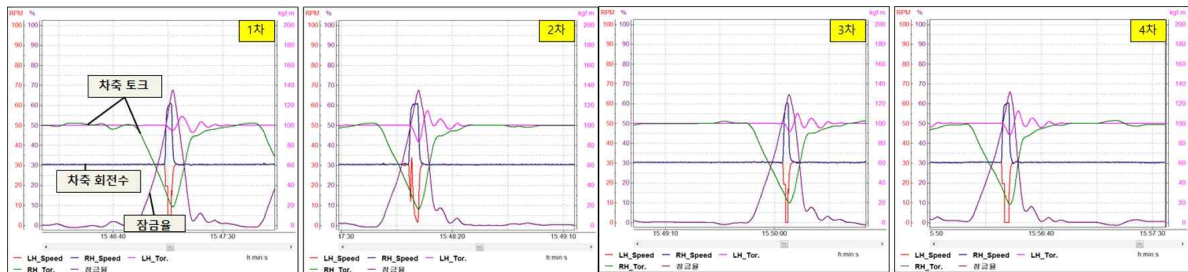


그림 211 차동잠금을 시험 결과

(2) 앞차축 내구수명(공인시험)

(가) 앞차축 내구수명 검증을 위해 B10 Life 5,000hr 이상, 신뢰도 90% 시험

- ① 가속 수명 시험 모드는 현재 생산중인 제품의 DATA를 활용
- ② 내구수명 시험 전/후 효율 변화가 10% 이내인지 확인
- ③ 시험 중/후 파손, 이상마모 등 특이사항 확인.

(나) 시험 방법 :

- ① 앞차축을 고정 지그에 수평으로 설치하고, 오일 레벨 등을 확인.
- ② 오일을 일정 온도로 유지하면서 시험 조건에 따라 시험을 실시하며, 시험시 회전속도, 토크를 계측하여 효율을 계산.

$$\eta(\%) = \frac{T_{out} \times N_{out}}{T_{in} \times N_{in}} \times 100$$

T_{in} : 입력 토크, N·m, T_{out} : 출력 토크, N·m

N_{in} : 입력 회전수, RPM, N_{out} : 출력 회전수, RPM

입력 회전수 (RPM)	출력 회전수 (RPM)	출력 토크 (kgf·m)	각 축당 출력 토크 (kgf·m)
530	33	200	100
		400	200
		600	300
		720	360

표 125 앞차축 성능 시험 조건

입력 회전수 (RPM)	출력 회전수 (RPM)	출력 토크 (kgf·m)	각 축당 출력 토크 (kgf·m)	가속수명 시간 (hrs)
530	33	720	360	475.99

표 126 앞차축 내구수명 시험 조건

(다) 3차년도 정량적 목표 : 5,000hr(가속수명 475.99hr) 이상

(라) 시험 결과

- ① 가속수명 시험 477.9hr 시험 완료(정량적 목표 만족)
- ② 시험 전/후 효율 변화 2.2% 이내 확인
- ③ 시험 중 이상 소음 및 누유 발생하지 않음.
- ④ 시험 후 분해조사 결과, 기어, 축 및 베어링 등 이상 없음 확인.

시험항목	단위	평가기준	시험결과	비고
앞차축 내구수명 시험	hrs	475.99 이상	477.9	무고장 가속수명시험 (B ₁₀ 5,000 시간)

표 127 앞차축 내구수명 시험 결과

입력 회전수 (RPM)	출력 회전수 (RPM)	입력 토크 (kgf·m)	출력 토크 (kgf·m)	효율 (%)
530	33	14.38	199.0	86.1
		27.65	400.0	90.0
		40.96	599.0	91.0
		48.96	720.0	91.5

표 128 효율(내구수명 시험 전)

입력 회전수 (RPM)	출력 회전수 (RPM)	입력 토크 (kgf·m)	출력 토크 (kgf·m)	효율 (%)
530	33	14.09	200.0	88.3
		27.35	400.0	91.0
		40.41	600.0	92.4
		48.47	721.0	92.6

표 129 효율(내구수명 시험 후)

내구수명 시험 전 효율 (%)	내구수명 후 효율 (%)	효율 변화 (%)
86.1	88.3	+2.2
90.0	91.0	+1.0
91.0	92.4	+1.4
91.5	92.6	+1.1

표 130 내구수명 시험 전/후 효율 변화

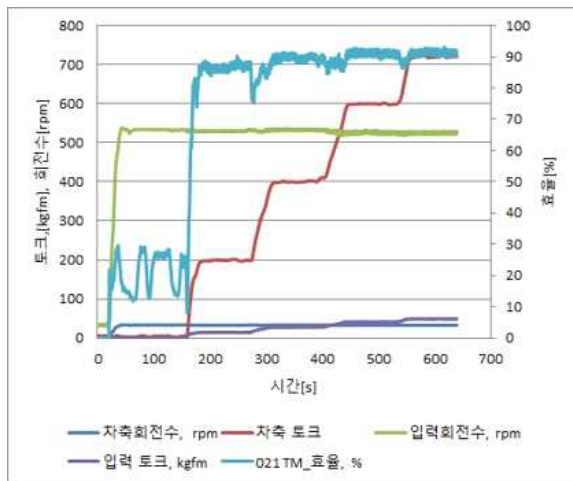


그림 212 내구수명 시험 전 효율

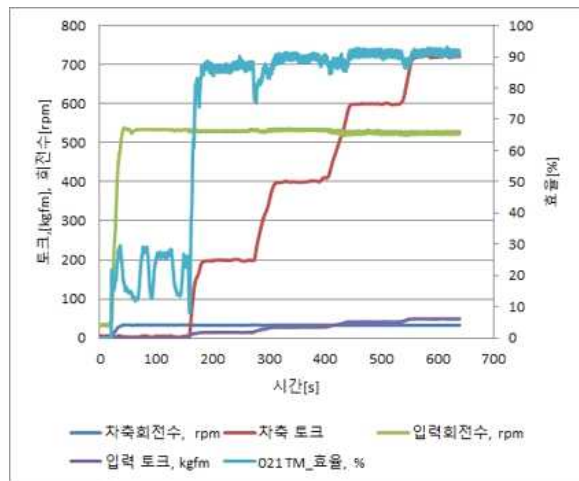


그림 213 내구수명 시험 후 효율

LSD 앞차축 내구시험 CHECK SHEET														
시험 일자	단수	입력 회전수 FPM	입력 토크 kg-m	입력 출력 hp	차축 속도 RPM	차축 토크 kg-m	차축 출력 hp	외기 온도 °C	차동부 온도 °C	LH 온도 °C	RH 온도 °C	1일시 시험시간 hr	총 누적 운전시간 hr	특이 사항
21.07.29		530	48.9	36.2	33	721	33.2	29	68	69	71	2.0	2.03	
21.07.30~21.08.02		531	48	35.6	33.1	721	33.3	31	69	69	70	71.3	73.33	
21.08.02~21.08.03		531	48.3	35.8	33.3	720	33.5	28	69	70	71	23.4	96.73	
21.08.03~21.08.04		532	48.5	36.0	33.4	722	33.7	29	70	70	72	23.9	120.63	
21.08.04~21.08.05		533	48.7	36.2	33.6	721	33.8	31	71	71	71	23.7	144.33	
21.08.05~21.08.06		532	48.6	36.1	33.4	720	33.6	29	69	70	71	23.8	168.13	
21.08.06~21.08.09		532	48.3	35.9	33.2	720	33.4	31	68	69	70	72.2	240.33	
21.08.09~21.08.10		530	48.8	36.1	33	721	33.2	31	69	70	70	23.4	263.73	
21.08.10~21.08.11		532	48.7	36.2	33.5	721	33.7	30	70	71	71	23.8	287.53	
21.08.11~21.08.12		533	48.5	36.1	33.7	719	33.8	29	69	69	71	23.1	310.63	
21.08.13~21.08.17		531	48	35.6	33.1	722	33.4	31	71	71	71	97.0	407.63	
21.08.17~21.08.18		533	48.3	35.9	33.5	720	33.7	31	72	72	70	23.6	431.23	
21.08.18~21.08.19		532	48.9	36.3	33.4	720	33.6	30	69	70	71	23.7	454.93	
21.08.19~21.08.20		530	48.5	35.9	33	721	33.2	30	68	72	71	23.0	477.93	
AVE		531.6	48.5	36.2	33.3	721.00	33.2	30.0	69.4	70.2			477.93	

그림 214 내구수명 시험 일지

(4) 부품 공용화(자체 평가)

(가) 완성차 3사 기대별 앞차축의 부품 공용화 평가

(나) 평가 방법 : 전체 부품 기준 완성차 3사 공통 적용 부품 평가

(다) 3차년도 정량적 목표 : 3건 이상(70% 이상)

※ 평가 기준의 모호함을 보완하여 전 품목 대비 완성차 3사 공통 적용되는 부품의 비율로 대체하여 평가

(마) 평가 결과 : 106종 중 75종 공용(71%로서 정량적 목표 만족)

▶기동조립				▶1차부품				▶중간조립			
제1	모델	품명	대	제1	모델	품명	대	제1	모델	품명	대
1	T033-00318 C1	FA0291	소속중추(후방)	1	중용	1	T033-00318 C1	FA0291	소속중추(후방)	1	중용
1	T033-00318 C1	FA0291	소속중추(후방)	1	중용	1	T033-00318 C1	FA0291	소속중추(후방)	1	중용
1	06613-10678	T83742	구리소브롤	4	구대	1	06613-10678	T83742	구리소브롤	4	구대
1	T033-00344	FA0540	소속중추(180*18)	2	구대	1	T033-00344	FA0540	소속중추(180*18)	2	구대
1	02178-90180	T86803	니트	2	구대	1	02178-90180	T86803	니트	2	구대
1	04611-00720	CE8074	소납침	2	구대	1	04611-00720	CE8074	소납침	2	구대
1	08101-08910	T80140	종래어협	4	구대	1	08101-08910	T80140	종래어협	4	구대
1	T033-0133A	FA1330	소납침(133*72*10)	2	구대	1	T033-0133A	FA1330	소납침(133*72*10)	2	구대
1	04612-00300	T168727	소납침	2	구대	1	04612-00300	T168727	소납침	2	구대
1	T033-0037A	FA0370	60회분활기어	2	구대	1	T033-0037A	FA0370	60회분활기어	2	구대
1	T033-00618 C1	FA0611	활기회어	2	구대	1	T033-00618 C1	FA0611	활기회어	2	구대
1	T033-0034A	FA0340	소납침	20	구대	1	T033-0034A	FA0340	소납침	20	구대
1	T033-0122A	FA1220	소납침	20	구대	1	T033-0122A	FA1220	소납침	20	구대
1	T033-0045A	T04040	활기회어(구대)	2	구대	1	T033-0045A	T04040	활기회어(구대)	2	구대
1	T033-0046A	FA0460	활기회어	2	중용	1	FA71-00013A	FT0130	활기회어	2	중용
1	T033-0066A	FA0660	타이퍼(구대어협)(3022)	4	구대	1	T033-0066A	FA0660	타이퍼(구대어협)(3022)	4	구대
1	T033-0067A	FA0670	소납침(130*160*18)	2	구대	1	T033-0067A	FA0670	소납침(130*160*18)	2	구대
1	T4810-28912	T169337	소납침(181*18)	16	구대	1	T4810-28912	T169337	소납침(181*18)	16	구대
1	T033-0068A	FA0680	소납침(181*18)	16	구대	1	T033-0068A	FA0680	소납침(181*18)	16	구대
1	T033-0108A	FA1080	소납침(108*18)	16	구대	1	T033-0108A	FA1080	소납침(108*18)	16	구대
1	T033-0069A	FA0690	소납침(181*18)	16	구대	1	T033-0069A	FA0690	소납침(181*18)	16	구대
1	01176-91440	T83390	중용	10	구대	1	01176-91440	T83390	중용	10	구대
1	04612-00340	T83323	소납침(181*18)	16	구대	1	04612-00340	T83323	소납침(181*18)	16	구대
1	T033-0034A	FA0340	소납침	20	구대	1	T033-0034A	FA0340	소납침	20	구대
1	T033-0038A	FA0380	소납침	20	구대	1	T033-0038A	FA0380	소납침	20	구대
1	04612-00380	CE2863	소납침	20	구대	1	04612-00380	CE2863	소납침	20	구대
1	T4820-48171	T83413	소납침	4	구대	1	T4820-48171	T83413	소납침	4	구대
1	T033-0042A	FA0420	후살기어(구대)	2	중용	1	FA71-00013A	FT0130	후살기어(구대)	2	중용
1	T033-0043A	FA0431	후살기어(구대)	2	중용	1	T033-0043A	FA0431	후살기어(구대)	2	중용
1	T033-0044A	FA0440	차축(구대)	2	구대	1	T033-0044A	FA0440	차축(구대)	2	구대
1	T033-0060A	FA0600	후살기어(구대)	6	구대	1	T033-0060A	FA0600	후살기어(구대)	6	구대
1	T033-0039A	FA0390	중용	180	구대	1	T033-0039A	FA0390	중용	180	구대
1	T033-0040A	FA0400	소납침(181*18)	12	구대	1	T033-0040A	FA0400	소납침(181*18)	12	구대
1	T033-0032A	FA0320	237기어	8	구대	1	T033-0032A	FA0320	237기어	8	구대
1	T033-0033A	FA0330	중용	2	구대	1	T033-0033A	FA0330	중용	2	구대
1	T033-0035A	FA0350	활기회어(구대)	4	구대	1	T033-0035A	FA0350	활기회어(구대)	4	구대
1	T033-0123A	FA1230	소납침	8	구대	1	T033-0123A	FA1230	소납침	8	구대
1	T033-0127C	FA1271	안동(구대어협)(180*18)	1	구대	1	T033-0127C	FA1271	안동(구대어협)(180*18)	1	구대
1	T033-0111A	FA1110	안동(구대어협)(180*18)	1	구대	1	T033-0111A	FA1110	안동(구대어협)(180*18)	1	구대
1	T033-0020A	FA0200	차축(구대어협)	1	중용	1	T033-0020A	FA0200	차축(구대어협)	1	중용
1	T033-0022A	FA0220	차축(구대)	1	구대	1	T033-0022A	FA0220	차축(구대)	1	구대
1	T033-0023A	FA0230	차축(구대)	2	구대	1	T033-0023A	FA0230	차축(구대)	2	구대
1	T033-0010A	FA0100	차축(구대어협)	4	구대	1	T033-0010A	FA0100	차축(구대어협)	4	구대
1	T033-0009A	FA0090	차축(구대어협)	2	구대	1	T033-0009A	FA0090	차축(구대어협)	2	구대
1	T033-0024A	FA0240	타이퍼(구대)	4	구대	1	T033-0024A	FA0240	타이퍼(구대)	4	구대
1	T033-0011A	FA0110	활기회어(구대)	10	구대	1	T033-0011A	FA0110	활기회어(구대)	10	구대
1	T033-0012A	FA0120	활기회어(구대어협)	2	구대	1	T033-0012A	FA0120	활기회어(구대어협)	2	구대
1	T033-0013A	FA0130	활기회어(구대)	12	구대	1	T033-0013A	FA0130	활기회어(구대)	12	구대
1	T033-0028A	FA0280	활기회어	2	구대	1	T033-0028A	FA0280	활기회어	2	구대
1	T033-0029A	FA0290	타이퍼(구대)	2	구대	1	T033-0029A	FA0290	타이퍼(구대)	2	구대
1	08311-83020	T06640	타이퍼(구대)	2	구대	1	08311-83020	T06640	타이퍼(구대)	2	구대
1	08711-80210	T06320	타이퍼(구대어협)	2	구대	1	08711-80210	T06320	타이퍼(구대어협)	2	구대
1	04611-00730	CE8638	소납침	2	구대	1	04611-00730	CE8638	소납침	2	구대
1	FA15-0008A	F10080	차축(구대어협)	1	중용	1	FA15-0008A	F10080	차축(구대어협)	1	중용
1	T033-0008A	FA0080	소납침(181*18)	12	구대	1	FA71-00013A	FT0130	소납침(181*18)	12	구대
1	T033-0027A	FA0270	타이퍼(구대)	1	구대	1	T033-0027A	FA0270	타이퍼(구대)	1	구대
1	T033-0018A	FA0180	타이퍼(구대)	1	구대	1	FA71-00013A	FT0130	타이퍼(구대)	1	구대
1	T033-0019A	FA0190	소납침(구대어협)	1	구대	1	T033-0019A	FA0190	소납침(구대어협)	1	구대
1	T033-0025A	FA0250	소납침(181*18)	12	구대	1	FA71-00013A	FT0130	소납침(181*18)	12	구대
1	04612-00300	CE2221	소납침	2	구대	1	04612-00300	CE2221	소납침	2	구대
1	04611-00730	T06830	소납침	1	구대	1	04611-00730	T06830	소납침	1	구대
1	04611-00730	CE8638	소납침	1	구대	1	04611-00730	CE8638	소납침	1	구대
1	09503-23211	T06620	소납침	1	구대	1	09503-23211	T06620	소납침	1	구대
1	T8210-82207	T18790	타이퍼(구대어협)(180*18)	1	구대	1	T8210-82207	T18790	타이퍼(구대어협)(180*18)	1	구대
1	T033-0013A	T06730	타이퍼(구대어협)(3020A)	1	구대	1	T033-0013A	T06730	타이퍼(구대어협)(3020A)	1	구대
1	T8780-48170	T83921	"실온 1"	1	구대	1	T8780-48170	T83921	"실온 1"	1	구대
1	T8780-48140	T83922	"실온 2"	1	구대	1	T8780-48140	T83922	"실온 2"	1	구대
1	T033-0129A	FA1290	소납침	14	구대	1	T033-0129A	FA1290	소납침	14	구대
1	88440-48881	T83168	활기회어(181*18)	2	구대	1	88440-48881	T83168	활기회어(181*18)	2	구대
1	FA15-0001A	F10010	활기회어(구대)	1	중용	1	FA15-0001A	F10010	활기회어(구대)	1	중용
1	T033-0026A	FA0260	활기회어(구대)	1	구대	1	T033-0026A	FA0260	활기회어(구대)	1	구대
1	T033-0025A	FA0250	활기회어(구대)	1	구대	1	T033-0025A	FA0250	활기회어(구대)	1	구대
1	06613-10678	T83742	구리소브롤(구대어협)	2	구대	1	06613-10678	T83742	구리소브롤(구대어협)	2	구대
1	T033-0030A	FA0300	소납침	4	구대	1	T033-0030A	FA0300	소납침	4	구대
1	T033-0031A	FA0310	활기회어	2	구대	1	T033-0031A	FA0310	활기회어	2	구대
1	T033-0032A	FA0320	소납침(활기회어(구대어협))	2	구대	1	T033-0032A	FA0320	소납침(활기회어(구대어협))	2	구대
1	T033-0033A	FA0330	소납침(활기회어(구대어협))	2	구대	1	T033-0033A	FA0330	소납침(활기회어(구대어협))	2	구대
1	04611-00600	T84832	소납침(181*18)	8	구대	1	04611-00600	T84832	소납침(181*18)	8	구대
1	T033-0035A	XA0350	활기회어(구대어협)(180*18)	2	구대	1	T033-0035A	XA0350	활기회어(구대어협)(180*18)	2	구대
1	T033-0036A	XA0360	활기회어(구대어협)(180*18)	2	구대	1	T033-0036A	XA0360	활기회어(구대어협)(180*18)	2	구대
1	T033-0037A	FA0370	소납침	20	구대	1	T033-0037A	FA0370	소납침	20	구대
1	11520-96919	T12193	중용	1	구대	1	11520-96919	T12193	중용	1	구대
1	T033-0076A	FA0760	소납침(구대)	2	구대	1	T033-0076A	FA0760	소납침(구대)	2	구대
1	T033-0077A	FA0771	소납침(구대)	1	구대	1	FA71-00013A	FT0030	소납침(구대)	1	구대
1	T033-0018A	FA0180	활기회어	1	중용	1	FA71-00013A	FT0030	활기회어	1	중용
1	T033-0014A	FA0140	타이퍼(구대)	4	구대	1	T033-0014A	FA0140	타이퍼(구대)	4	구대
1	04611-91000	T83336	소납침	2	구대	1	04611-91000	T83336	소납침	2	구대
1	T4820-41891	T83908	중용	2	구대	1	T4820-41891	T83908	중용	2	구대
1	06612-00300	T160014	소납침	2	구대	1	06612-00300	T160014	소납침	2	구대
1	06613-10678	T83742	구리소브롤(구대어협)	2	구대	1	06613-10678	T83742	구리소브롤(구대어협)	2	구대
1	FA15-0007A	F10070	소납침(구대어협)	1	구대	1	FA15-0007A	F10070	소납침(구대어협)	1	구대

5) Simulation model based parameter study

(1) 2차년도에 개발 완료한 시뮬레이션 모델을 활용하여 최종 감속 기어의 치형 수정(micro geometry modification) 및 베어링 예압량에 대한 parameter study를 수행함.

(가) 시뮬레이션 모델

① 치형 수정 및 parameter study에 이용한 시뮬레이션 모델은 아래와 같음.



그림 217 Simulation model of tractor front axle

② 해석 시 적용한 load case는 아래와 같음.

	Forward Drive
Duration [hr]	4,000
Temperature [°C] (Oil sump)	68
Input speed [RPM]	295
Output speed L [RPM]	20
Output torque L [N·m]	1785.42
Vertical Load [N]	24,525

(나) 기어 치형 수정 (Gear micro geometry modification)

① 해석 모델에 반영된 초기 치형 수정량은 sun gear의 경우, profile barrelling 20 μ m, planet gear의 경우, profile barrelling과 lead crowning이 각각 20 μ m로 아래와 같음.

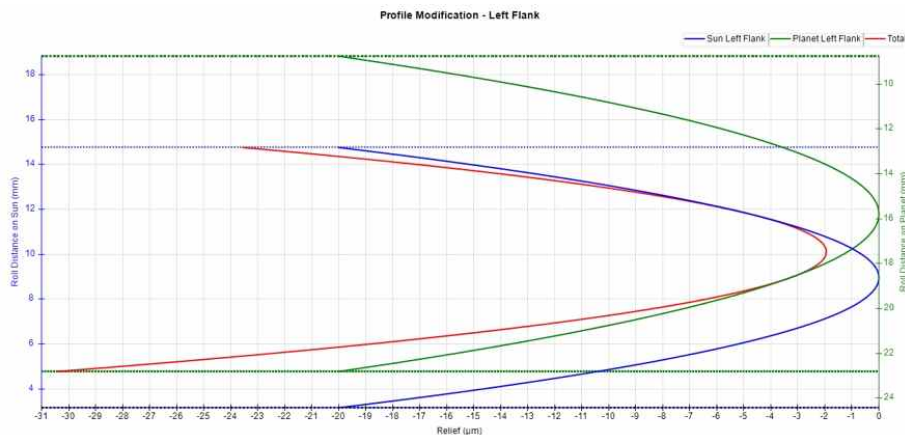


그림 218 Profile modification of sun & planet gear

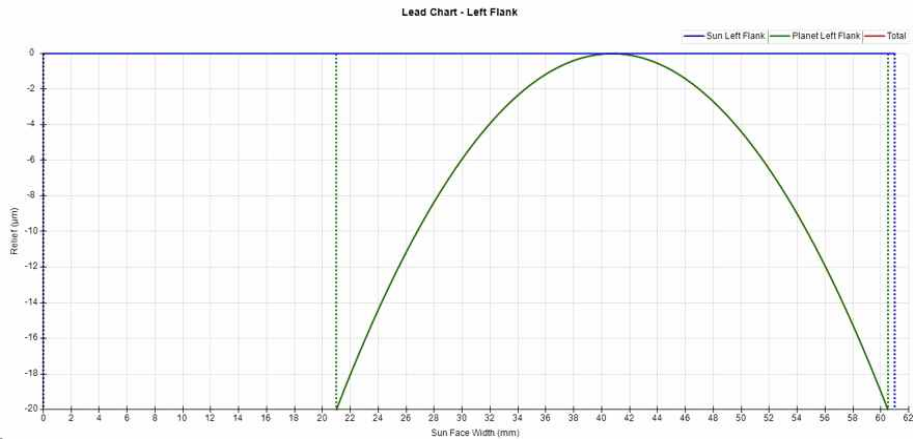


그림 219 Lead modification of sun & planet gear

② 초기 제원에 따른 기어 안전 계수는 아래와 같으며 2차년도 해석 결과 contact safety factor가 가장 낮게 나타난 sun-planet gear mesh의 치형 수정량에 대해 parameter study를 수행함.

	Bending safety factor	Contact safety factor	Bending safety factor (1Y)	Contact safety factor (1Y)
Sun gear L	4.0193	1.0522	2.2552	0.8239
Planet L (15°)	2.3438	1.3852	2.6234	1.6253
Planet L (135°)	2.1875	1.3047	1.7248	1.1635
Planet L (255°)	2.4555	1.3931	1.4796	0.9902
Ring L	2.9436	2.5154	2.0213	1.7679
Sun gear R	4.1181	1.1001	2.2554	0.8241
Planet R (15°)	2.3833	1.4847	2.6234	1.6255
Planet R (135°)	2.2253	1.3982	1.7248	1.1637
Planet R (255°)	2.4959	1.4926	1.4797	0.9904
Ring R	3.1152	2.6858	2.0215	1.7683

표 133 ISO 6336:2006 Safety factor : Planetary gear sets

③ sun-planet gear mesh의 face load factor($K_{H\beta}$)와 contact safety factor를 주요하게 검토하였음.

lead 방향 linear relief (lead slope)의 sign convention은 아래와 같음.

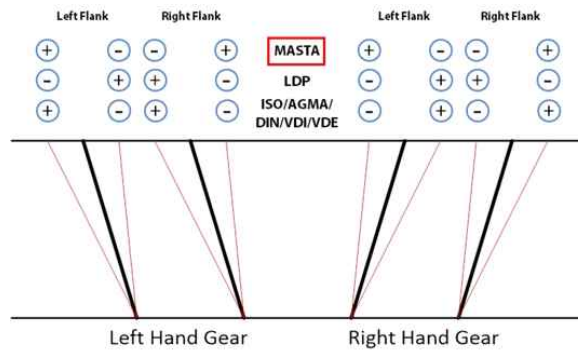


그림 220 Sign convention for lead modification

④ sun gear의 lead crown 양에 따른 face load factor와 contact safety factor는 아래와 같음.

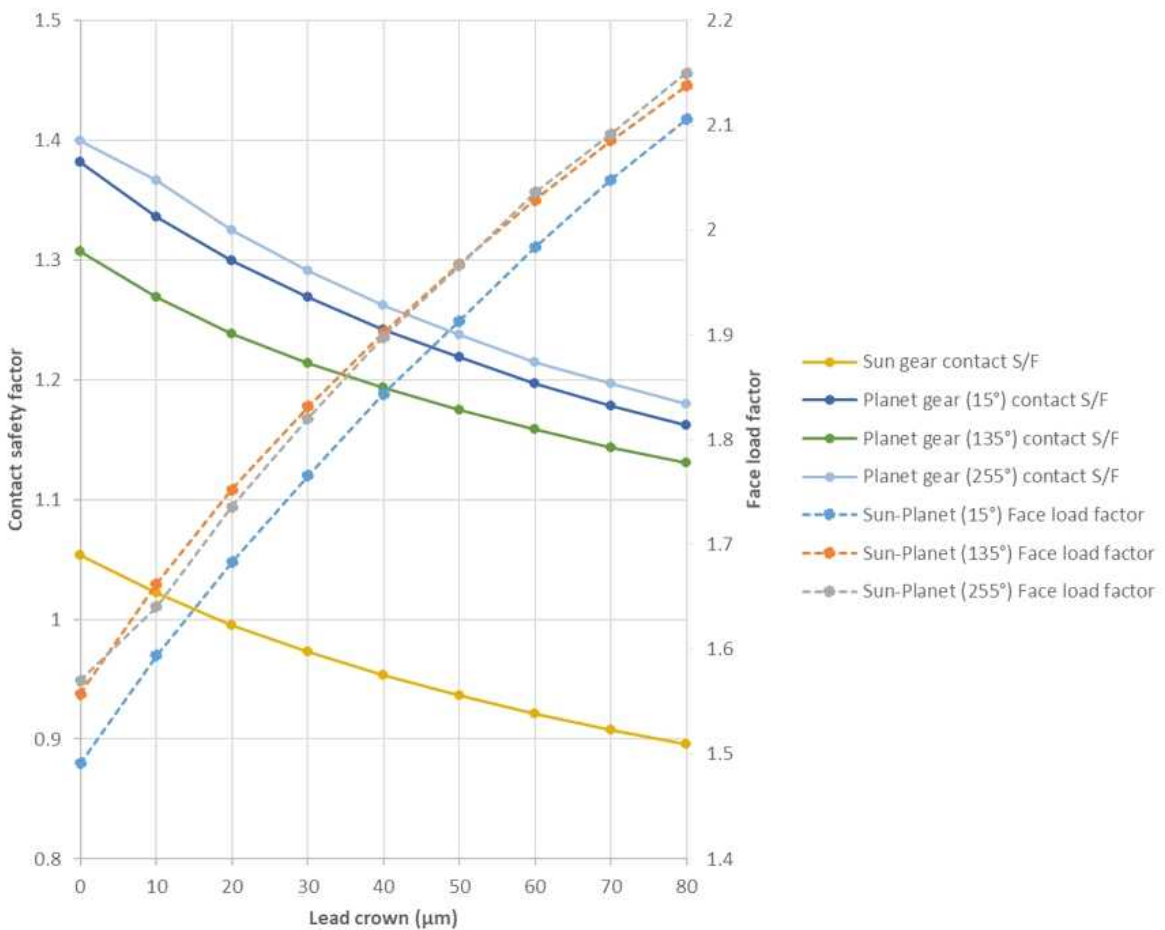


그림 221 Parameter study: lead crown of sun gear

* lead crown 양이 증가함에 따라 face load factor가 증가하고, contact safety factor는 감소함. 따라서, sun gear의 lead crown 적용이 내구 수명을 개선한다고 기대하기는 어려워 보임.

⑤ sun gear의 lead linear relief 양에 따른 face load factor와 contact safety factor는 아래와 같음.

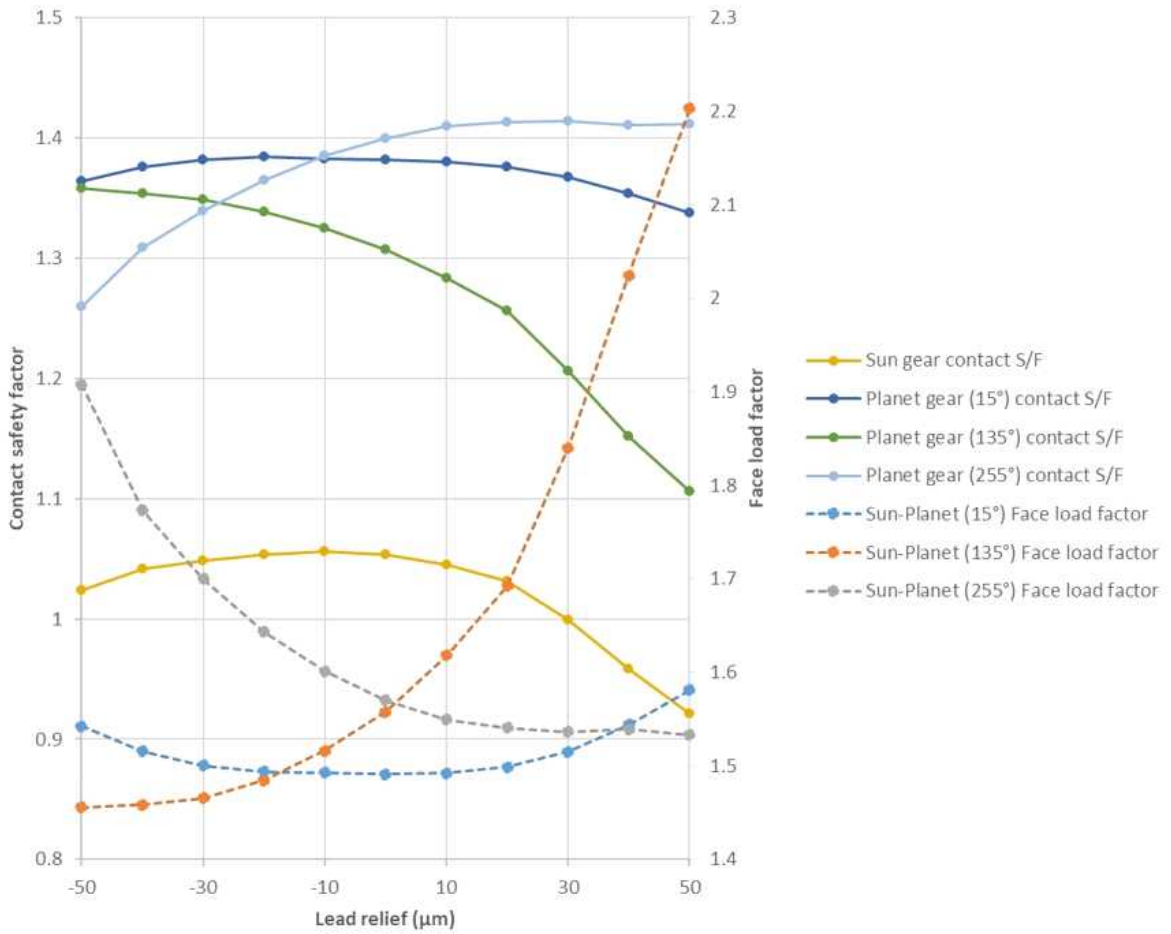


그림 222 Parameter study: lead linear relief of sun gear

* 해석 결과에서 lead relief에 따른 sun gear의 contact safety factor의 증가는 기대하기 어려우며, planet gear(135°)의 face load factor의 경향성이 상충하는 부분이 있어 초기 제원과 같이 0 μ m의 lead relief를 적용하는 것이 바람직해보임.

⑥ planet gear의 lead crown 양에 따른 face load factor와 contact safety factor는 아래와 같음.

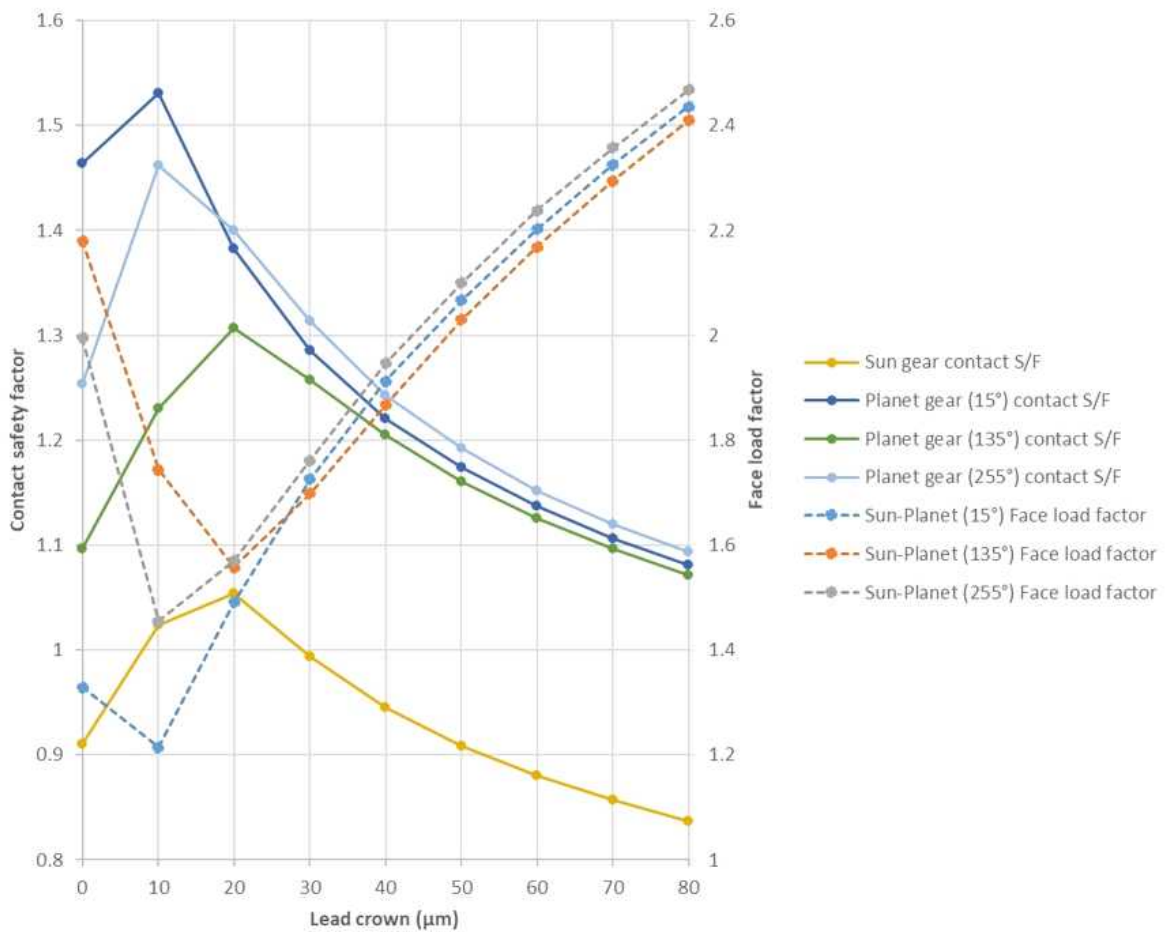


그림 223 Parameter study: lead crown of planet gear

* 초기 제원으로 선정된 20 μ m의 lead crown 양에서 sun gear의 수명이 가장 높게 나타났으며, face load factor 또한 가장 낮게 나타나므로 적용된 치형 수정량이 적합한 것으로 판단됨.

⑦ planet gear의 lead linear relief 양에 따른 face load factor와 contact safety factor는 아래와 같음.

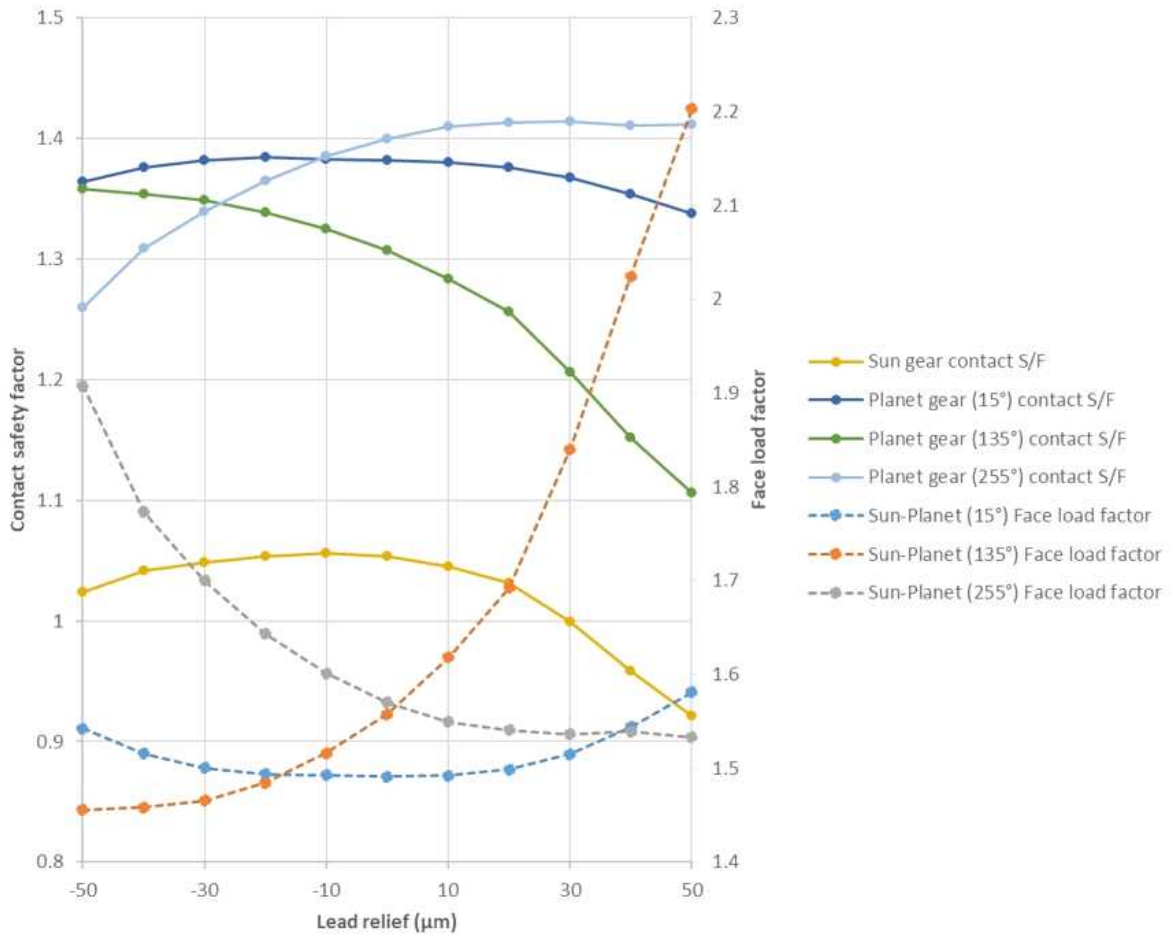


그림 224 Parameter study: lead linear relief of sun gear

* $-10\mu\text{m} \sim 0\mu\text{m}$ 의 lead relief를 적용했을 때 sun-planet gear mesh의 face load factor가 가장 낮게 나타남.

▷ 종합 검토 결과

- planet gear의 경우, 양쪽 치면이 각각 sun gear, ring gear와 접촉할 뿐만아니라 후진 시에는 방향이 바뀌어 적용 가능한 치형 수정이 제한될 수 있음.
- 현재 ring gear에는 치형 수정이 적용되지 않음을 고려할 때, 현재 sun gear와 planet gear에 적용된 micro geometry 제원은 적합한 것으로 판단됨.

	Sun gear	Planet gear	Ring gear
Profile crowning (μm)	20	20	0
Lead crowning (μm)	0	20	0

표 134 치면 크라우닝 적용

(다) 베어링 예압 (Bearing preload)

- ① 대상 시스템에서는 taper roller bearing(TRB)의 예압량(preload)이 명확하게 정의되어 있지 않으므로, 예압량이 TRB 내구 수명에 미치는 효과를 분석함.
- ② 예압량이 없는 것으로 가정한 2차년도 해석 결과, ISO 281:2007 및 ISO/TS 16281:2008에 따른 베어링 수명 안전 계수는 아래 표와 같음.

	ISO 281:2007 Basic rating life safety factor	ISO/TS 16281:2008 Basic reference rating life safety factor
TRB Carrier shaft outer L	1.8941	1.0102
TRB Carrier shaft inner L	2.9376	1.5858
DGBB Sun shaft outer L	5.6456	6.0254
DGBB Sun shaft inner L	23.373	47.325
TRB Diffcase L	6.4723	4.4551
TRB Diffcase R	8.0632	5.7253
TRB Input shaft F	2.2762	3.3352
TRB Input shaft R	9.1785	29.68
TRB Carrier shaft outer R	4.4527	2.2315
TRB Carrier shaft inner R	2.8712	1.4389
DGBB Sun shaft outer R	7.5532	4.8509
DGBB Sun shaft inner R	30.931	24.5674

표 135 Bearing safety factor

- ③ 안전 계수가 가장 낮은 TRB Carrier shaft outer L, TRB Input shaft F에 대해 parameter study를 수행함.
- ④ 각 베어링의 장착 위치는 아래와 같음.

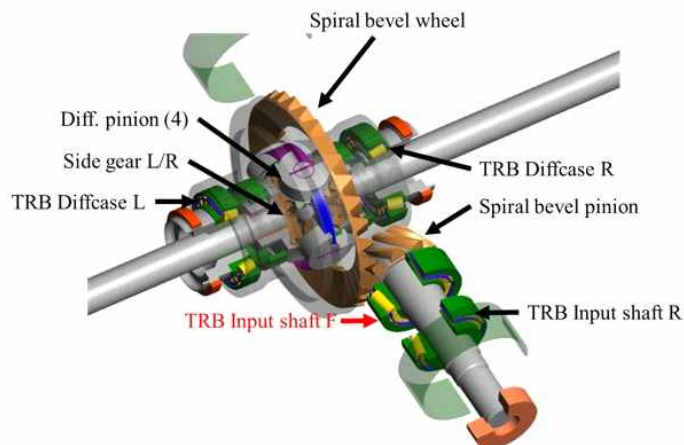


그림 225 차동부 베어링

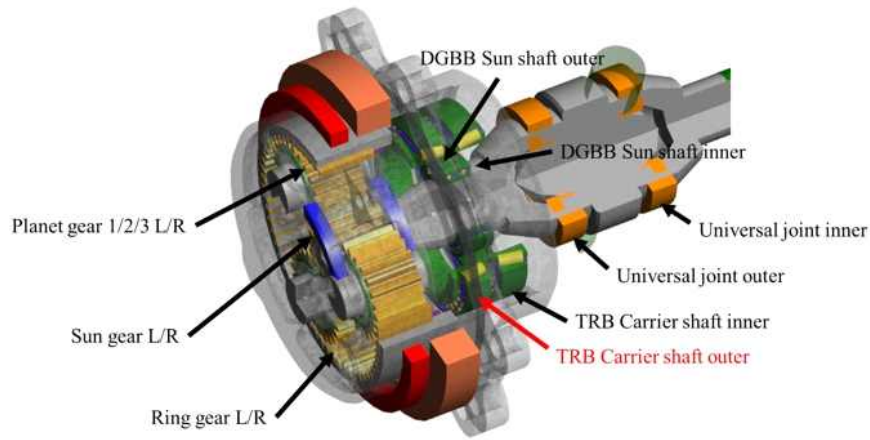


그림 226 유성감속부 베어링

- ⑤ 예압 제어 방식은 설치가 비교적 용이한 axial displacement로 설정함.
- ⑥ 예압량에 따른 검토 항목은 같은 축에 장착된 베어링 및 연결된 유성 기어 세트, 디퍼런셜 지지 베어링의 modified rating life damage(L_{10m} , ISO 281:2007), modified reference rating life damage(L_{10mr} , ISO/TS 16281:2008)임.
- ⑦ TRB Carrier shaft outer L의 예압량에 대한 parameter study 결과는 아래와 같음.

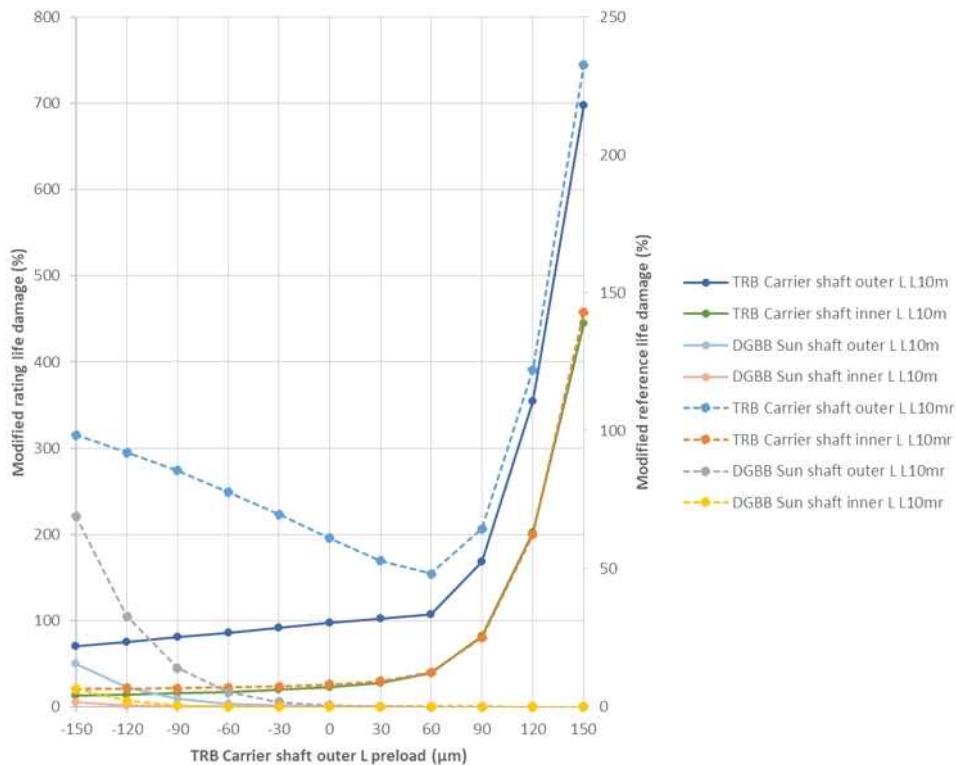


그림 227 Parameter study: TRB Carrier shaft outer L preload

- * TRB Carrier shaft outer L의 damage를 보면, 특정한 preload($60\mu m$)에서 수명이 최대가 되고 이후에는 급격히 감소함.
- * 그 외의 베어링의 경우에도 $60\mu m$ 이상에서 damage가 급격히 증가하는 경향이 나타남.
- * 일반적으로 preload에 의한 효과는 동력 전달에 의한 하중에 비해 작은 값이기 때문에 동일 축의 베어링에 한정되어 검토함. 즉, sun gear shaft에 장착된 DGBB의 경우, 결과 해석에 유의할 필요가 있음.

⑧ TRB Input shaft F의 예압량에 대한 parameter study 결과는 아래와 같음.

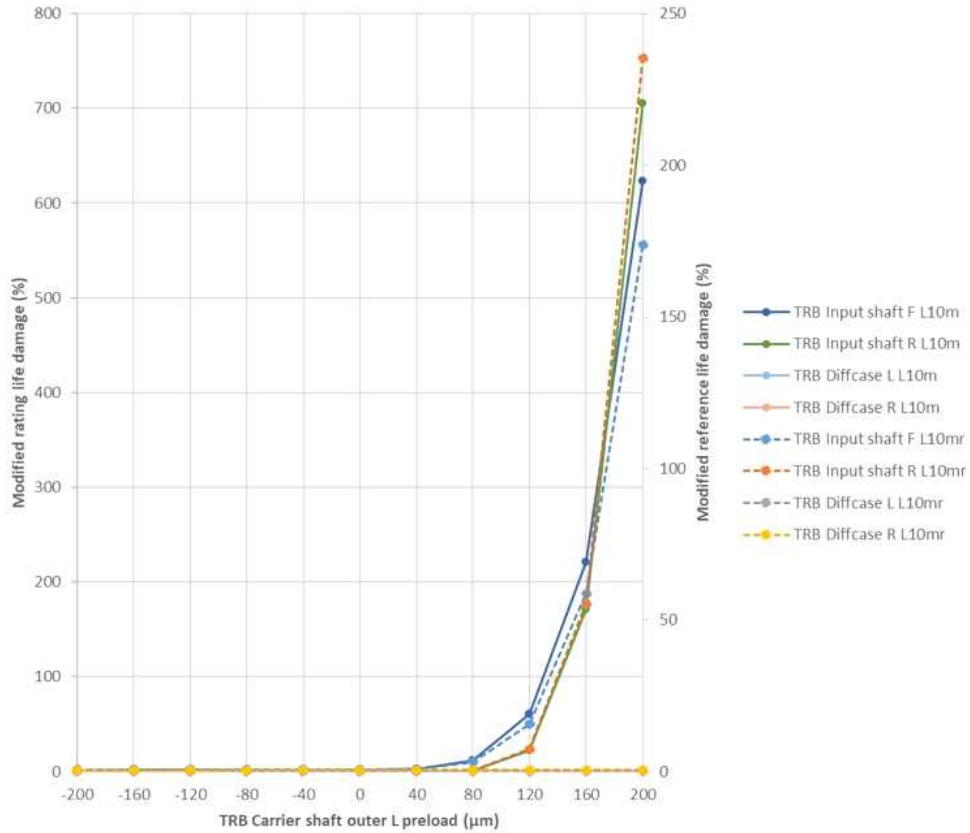


그림 228 Parameter study: TRB Input shaft F preload

- * TRB Input shaft F의 예압량에 대해서는 40 μ m 이상부터 수명이 급격히 감소함.
- * 마찬가지로, preload는 동력 전달에 의한 하중에 비해 작은 값이므로 diffcase 지지 베어링에 대한 효과는 미미하게 나타남.

▷ 종합 검토 결과

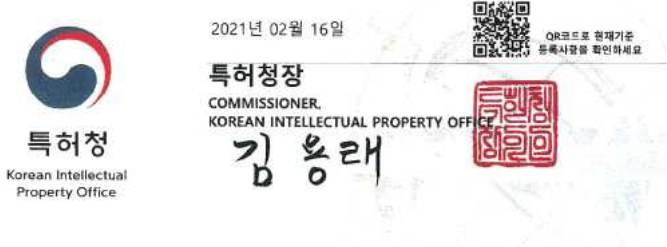
- 두 가지 변수에 대한 해석 결과 모두 ISO/TS 16281:2008에 따른 modified reference rating life damage의 경우, 작동 중 틈새(operating clearance) 및 축 정렬(misalignment)이 고려된 결과로서 preload에 더 민감하게 나타났음.

6) 특허 등록

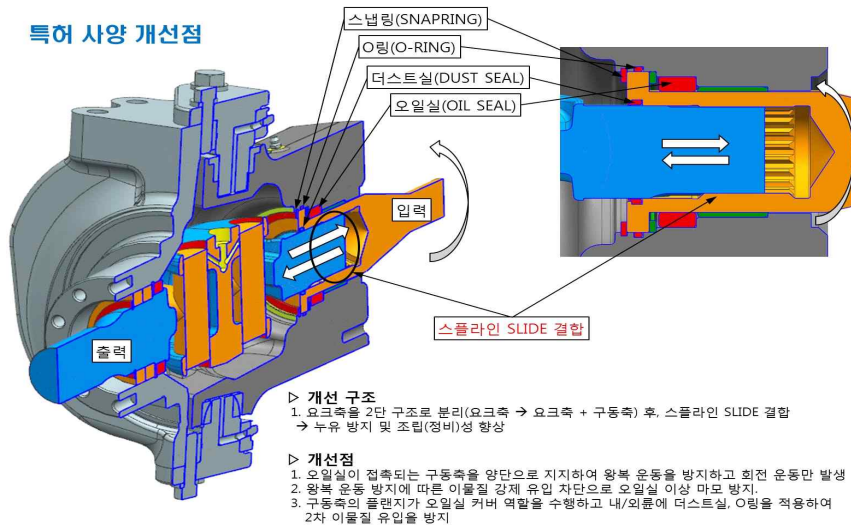
- (1) 특허 출원일 : 2020년 10월 29일 출원 완료.
- (2) 특허 등록일 : 2021년 2월 16일 등록 완료.



위의 발명은 「특허법」에 따라 특허등록원부에 등록되었음을 증명합니다.
 This is to certify that, in accordance with the Patent Act, a patent for the invention has been registered at the Korean Intellectual Property Office.



(가) 등록번호 : 제 10-2218189 호



7) 해외 전시회 출품 및 트렌드 조사

- (1) 전 시 회 : Green Industry & Equipment Expo (GIE EXPO), 미국 루이빌
- (2) 전시 기간 : '21.10/20 ~ 10/23
- (3) 전시 품목 : 공용화 앞차축 외 대동기어 생산품



그림 231 GIE EXPO 대동기어 부스

(4) 농업기계 파워트레인 최신 동향 파악

(가) 기종별 트랙터 주요 특징 및 트렌드

구분	특징 및 트렌드
대형	<ul style="list-style-type: none"> ◦ 테라글라이드 구조의 앞차축 100% 채택 ◦ 유압 + 전자제어 시스템을 이용한 고급화
중형	<ul style="list-style-type: none"> ◦ 테라글라이드, 포탈 구조 앞차축 혼재 ◦ 유럽 및 미국과 같은 선진 MAKER 앞차축은 테라글라이드 구조 적용
소형	<ul style="list-style-type: none"> ◦ 포탈 구조 앞차축 100% 채택 ◦ 전반적으로 저가 중심이며, 전동화 수준은 미미

(나) 기종별 트랙터 앞차축 세부 특성

기종 구분	마력 (HP)	앞차축 구조	특성 분석	MAKER	비고	
농양권	대형	120↑	테라글라이드, 포탈 구조가 50:50 수준	국내 및 일본계 업체의 경우 대다수 글로벌 차축 생산업체의 제품을 탑재	구보다 마힌드 라 대동 동양 LS 국제	차축 MAKER
	중형	120~60	대다수 포탈 구조	중형 트랙터의 경우 수전농에 적합한 포탈 구조		
	소형	60↓	100% 포탈 구조	매우 저렴한 원가 구조		
서양권	대형	120↑	100% 테라글라이드 구조	고부하용 차축인 테라글라이드 구조를 채택하고 있으며, 글로벌 업체 제품을 탑재	WHSEL JD 뉴홀랜 드 CNH CASE	DANA ZF CARRARO
	중형	120~60	대다수 테라글라이드 구조	대다수 테라글라이드 차축이 탑재		
	소형	60↓	일부(10% 수준) 테라글라이드 구조	소형 기종에도 일부 테라글라이드 차축 탑재		

3. 연구개발과제의 수행 결과 및 목표 달성 정도

1) 연구수행 결과

(1) 정성적 연구개발성과

- 국내에서 생산중인 75kW급 트랙터의 앞차축 공용화 개발 완료.
- 차동제한장치(LSD) 탑재로 험로 주행 성능 향상 및 고부하 작업 대응 가능.
- 완성차 3사에서 수입 중인 Carraro 앞차축과 동일한 Application을 구성하여 트랙터 본기의 외형 변경 없이 대체 가능.
- 원활한 A/S 부품 공급으로 트랙터 무가동 시간 단축 및 고객 만족도 향상
- 테라글라이드 타입 앞차축의 해석 시뮬레이션 모델 개발 완료.
- 기어 및 베어링 parameter에 대한 내구성 연구 결과를 활용하여 고내구성 제품 개발 가능.
- 특허 기술의 경우 유사구조에 확대 적용 가능하여 제품 신뢰성 향상 가능.

(2) 정량적 연구개발성과(해당 시 작성하며, 연구개발과제의 특성에 따라 수정이 가능합니다)

(단위 : 건, 천원)

성과지표명	연도	연도			계	가중치 (%)	
		1단계 (2019년)	2단계 (2020년)	3단계 (2021년)			
전담기관 등록·기탁 지표 ¹⁾	특허 출원	목표(단계별)		1건	1건	15%	
		실적(누적)		1건		1건	15%
	특허 등록	목표(단계별)			1건	1건	15%
		실적(누적)			1건	1건	15%
	논문 (비SCI)	목표(단계별)			2건	2건	-
		실적(누적)			2건	2건	-
연구개발과제 특성 반영 지표 ²⁾	기술 이전	목표(단계별)		1건	1건	10%	
		실적(누적)		1건		1건	5%
	고용 창출	목표(단계별)	1건			1건	20%
		실적(누적)	1건			1건	20%
	제품화	목표(단계별)			1건	1건	20%
		실적(누적)			1건	1건	20%
	인력 양성	목표(단계별)	1건			1건	20%
		실적(누적)	1건			1건	20%
계					100%		
					95%		

평가 항목 (주요성능 ¹⁾)	단위	전체 항목에서 차지하는 비중 ²⁾ (%)	세계 최고		연구개발 전 국내 성능수준	연구개발 목표치			목표 설정 근거	
			보유국/보유기관	성능수준	성능수준	1차년도	2차년도	3차년도		
1	부품 공용화	건	50	-	-	-	-	3	5	-
2	앞차축 내구수명	hrs	20	이태리/Carraro	5,000	4,000	-	-	5,000	선진 기술
3	최대차동 잠금율	%	15	이태리/Carraro	45±5	0	-	35±5	45±5	선진 기술
4	스티어링실린더 시크량	cc	15	이태리/Carraro	0.2cc/100m	-	-	0.5	0.2	선진 기술

(3) 세부 정량적 연구개발성과

[과학적 성과]

□ 논문(국내외 전문 학술지) 게재

번호	논문명	학술지명	주저자명	호	국명	발행기관	SCIE 여부 (SCIE/비SCIE)	게재일	등록번호 (ISSN)	기여율
1	Strength evaluation of gears and bearings considering housing deformation of the tractor front axle	정밀농업 과학기술	한현우 오주선 박영준 심성보	VOL. 3 NO. 3	대한민국	정밀농업 학회	비SCIE	2021.09.25	2713-5632	100%
2	제동 부하가 작용하는 트랙터 차동 장치 케이스의 강도 평가	농업생명 환경연구	한현우 오주선 유한주 심성보	-	대한민국	강원대학교	비SCIE	심사중	2238-8322	100%

[기술적 성과]

□ 지식재산권(특허, 실용신안, 의장, 디자인, 상표, 규격, 신제품, 프로그램)

번호	지식재산권 등 명칭 (건별 각각 기재)	국명	출원				등록			기여율	활용 여부
			출원인	출원일	출원 번호	등록 번호	등록인	등록일	등록 번호		
1	전방 차축 어셈블리	대한민국	대동기어 (주)	2020.10.29	10-2020-0141700	대동기어 (주)	2021.02.16	10-2020-0141700	100%		

[경제적 성과]

□ 시제품 제작

번호	시제품명	출시/제작일	제작 업체명	설치 장소	이용 분야	사업화 소요 기간	인증기관 (해당 시)	인증일 (해당 시)
1	공용화앞차축	2021년 04월	대동기어(주)	(주)대동	시제품	2019~2021		

□ 기술 실시(이전)

번호	기술 이전 유형	기술 실시 계약명	기술 실시 대상 기관	기술 실시 발생일	기술료 (해당 연도 발생액)	누적 징수 현황
1	노하우 이전	테라글라이드 앞차축 더블유조인트 설계 및 생산 노하우	극동공업사	2020.10.28	-	-

□ 사업화 현황

번호	사업화 방식 ¹⁾	사업화 형태 ²⁾	지역 ³⁾	사업화명	내용	업체명	매출액		매출 발생 연도	기술 수명
							국내 (천원)	국외 (달러)		
1	자기실시	신제품 개발	국내	TG300L	공용화 앞차축 적용	(주)대동	53,058	-	2021~2022년	-

□ 매출 실적(누적)

사업화명	발생 연도	매출액		합계	산정 방법
		국내(천원)	국외(달러)		
TG300L(공용화 앞차축)	2021년	42,387	-	42,387	당사 매출 집계
TG300L(공용화 앞차축)	2022년	10,671	-	10,671	당사 매출 집계
합계		53,058	-	53,058	

□ 사업화 계획 및 무역 수지 개선 효과

성과		해외 선진사 수입 대체 적용			
사업화 계획	사업화 소요기간(년)	2019년 ~ 2022년			
	소요예산(천원)	1,100,000			
	예상 매출규모(천원)	현재까지	3년 후	5년 후	
		53,058	177,800	533,574	
	시장 점유율	단위(%)	현재까지	3년 후	5년 후
			국내	5%	10%
국외			0%	1%	3%
향후 관련기술, 제품을 응용한 타 모델, 제품 개발계획		95kW급 트랙터 공용화 앞차축 확대 개발 적용			
무역 수지 개선 효과(천원)	수입대체(내수)	현재	3년 후	5년 후	
		53,058	160,072	444,645	
	수출	-	17,785	88,929	

□ 고용 창출

순번	사업화명	사업화 업체	고용창출 인원(명)			합계
			2019년	2020년	2021년	
1	TG300L	대동기어(주)	1			1
합계			1			1

□ 고용 효과

고용 효과	구분		고용 효과(명)	
	개발 전	연구인력		10
생산인력			92	
개발 후		연구인력	12	
		생산인력	94	

□ 경제적 파급 효과

(단위: 천원/년)

구분	사업화명	수입 대체	수출 증대	매출 증대	생산성 향상	고용 창출 (인력 양성 수)	기타
2021년	TG300L	42,387	-	42,387	-	-	실적
2022년	TG300L	88,929	-	88,929	-	1	실적+계획
2023년	TG300L	142,286	-	142,286	-	1	계획
2024년	TG300L	160,072	17,785	177,858	-	-	계획
2026년	TG300L	444,645	88,929	533,574	-	1	계획

[사회적 성과]

□ 홍보 실적

번호	홍보 유형	매체명	제목	홍보일
1	전시회	GIE EXPO	75kW Tractor Front Axle	'21 10/20~10/23

2) 목표 달성 수준

추진 목표	달성 내용	달성도(%)
○ 관련 특허 분석 및 선진 기술 분석	○ LSD 기술관련 특허 분석 및 선진사 앞차축 MANUAL 분석	100
○ 공용화 앞차축 LAYOUT 설계	○ Application, 기어트레인, LSD 옵션 구상 및 설계	100
○ 핵심부품 설계	○ 차동감속부, 케이스류, 더블카단조인트, 유성 감속부, LSD 옵션 탑재 구조 설계	100
○ 공용화 앞차축 PILOT 제작	○ 완성차 기대 3대, 공인시험 1대, 예비 2대 제작	100
○ 공용화 앞차축 성능 평가	○ 트랙터 탑재 및 성능/내구 평가 수행 차동잠금율 등 공인인증시험 수행	100
○ 하우징 및 기어류 강도 분석	○ 해석 Simulation 개발 및 강도 해석	100
○ 기어, 베어링 분석	○ Parameter study를 통한 최적 사양 도출	100
○ 특허 등록	○ 앞차축 누유 개선 관련 특허 1건 등록	100
○ 앞차축 원가절감	○ 완성차 3사 수급가 기준 10% 이상 원가절감	100

4. 목표 미달 시 원인분석(해당 사항 없음)

5. 연구개발성과의 관련 분야에 대한 기여 정도

- 국내 트랙터 완성차 MAKER에 모두 적용 가능한 테라글라이드 타입 75kW급 트랙터용 공용화 앞차축을 국내 기술로 개발한 첫 사례임.
- 트랙터용 테라글라이드 앞차축 사양 표준화 기대
 - 본 개발 기술과 노하우를 바탕으로 해외 선진사처럼 마력별로 기본 제품 라인업을 구축할 수 있도록 공용화 앞차축 연구개발 가능
- 앞차축 수입 대체 효과
 - 해외 선진사 대비 동등 이상의 성능을 확보하였으며, 현재 국내 트랙터에 적용 중인 기존 앞차축과 동일한 Application을 구현하여 트랙터 본기의 하드웨어적인 변경 없이 대체 가능함.
- 핵심 부품 국산화
 - 앞차축의 핵심 부품인 LSD, 더블카단조인트를 국산화하여 해외 선진기술과의 격차 완화
 - 특히 트랙터는 큰 조향각과 고부하를 요하는 작업이 많은 만큼 내구성이 확보된 트랙터용 더블카단조인트 기술을 유사 기종(산업기계 등)에 적용하여 범용성을 확대.

6. 연구개발성과의 관리 및 활용 계획

- 가격경쟁력 및 신뢰성 확보된 앞차축 모듈 제작 및 판매
 - 완성차 MAKER별 호환 가능한 앞차축 모듈 추가 개발을 통한 생산 규모 확대 및 원가 경쟁력 확보로 국내/외 제조사에 입찰 참여
 - 옵션 사양을 통한 선택의 다양화 및 고객 만족도 향상
 - 국내/외 농업기계 전시회 출품(홍보) 및 국내 대리점, 해외법인을 통한 홍보 추진
 - 노하우 이전
 - 앞차축 제작 및 생산, 품질관리에 관한 노하우를 이전(위탁생산)하여 협력사와 상생 유도
 - 추가 옵션 탑재 및 기술 고도화
 - 해외 선진사와 같이 브레이크 시스템을 옵션으로 탑재하여 앞차축 고급화를 추진
 - 핵심 기술인 LSD를 유압 또는 전자제어 시스템으로 발전시켜 실시간 토크 제어 및 빠른 응답성을 갖추어 견인력 증대 및 고속 주행 안정성을 확보
 - 해외 수입 앞차축 대체
 - 앞차축 공용화 제작으로 인한 수입품 대비 원가 경쟁력 확보 및 해외 선진사 수입 대체 적용 기대
 - 현재 수입 의존중인 75kW급 트랙터의 앞차축 수입 대체 효과로 5년 후 국내 시장 점유율 약 15%, 무역 수지 개선액 약 40만불 달성 기대
 - 유사 기종 앞차축 개발
 - 테라글라이드 앞차축은 트랙터 뿐만 아니라 산업기계에도 적용 중으로 기본 구조 및 메커니즘은 동일함
 - 특히 트랙터는 다양한 작업기를 부착하고 작업을 하며, 동남아 등 신시장의 경우 건설작업에도 투입하기에 고내구성을 요구함
 - 이 점을 착안하여 고신뢰성 트랙터 앞차축 개발 기술을 타 산업의 파워트레인 개발에 확대 적용 가능할 것으로 기대
 - 특허 기술 개선 및 상용화
 - 본 사업을 통해 연구개발한 특허 기술은 산업 분야를 더블카단조인트 구동 방식의 파워트레인이라면 산업 분야를 떠나 모두 적용 가능할 것으로 기대
-

주 의

1. 이 보고서는 농림축산식품부에서 시행한 첨단생산기술개발 사업의 연구보고서입니다.
2. 이 보고서 내용을 발표하는 때에는 반드시 농림축산식품부에서 시행한 첨단생산기술개발 사업의 연구결과임을 밝혀야 합니다.
3. 국가과학기술 기밀 유지에 필요한 내용은 대외적으로 발표 또는 공개하여서는 안 됩니다.