

工學碩士 學位論文

19
高荷重 TRUK / TRAILER SUSPENSION에 對한
荷重疲勞度の 研究

指導教授 朴 卿 東

이 論文은 工學碩士學位論文으로 提出함.



2004年 8月

釜慶大學校 大學院

機械設計學科

崔 元 碩

崔元碩의 工學碩士 學位論文을 認准함.

2004年 8月 31日

主 審 教 授 柳 寅 壹



委 員 教 授 金 南 植



委 員 教 授 朴 卿 東



목 차

List of Tables	ii
List of Figures	ii
제 1 장 서 론	1
1.1. 연구의 배경	1
1.2. 일본등급 및 미국HUTCH TYPE 현가장치의 동향	2
1.3. 발생 CLAIM의 현황	3
제 2 장 이론적 배경	4
2.1. 피로시험의 목적	4
2.2. 시험편 지름 및 표면상태의 영향	6
2.3. 진동수의 영향	7
2.4. 피로에 의한 재질 및 조직의 변화	8
제 3 장 실험장치 및 방법	11
3.1. 대상물의 구조적인 특징	11
3.2. 실험장치	13
3.3. 실험방법	15
제 4 장 실험결과 및 고찰	17
4.1. 조건별 변형량	17
4.2. 변형량의 이론적분석	19
제 5 장 결 론	23
참고문헌	24
Abstract	

List of Figures

- Fig. 1 HUTCH TYPE(America) suspension and trend
- Fig. 2 The same class vehicles type trailer suspension system(Japan)
- Fig. 3 Defect vehicles in LA Longbeach Port
- Fig. 4 Defect of HUTCH TYPE equilizer hanger brkt
- Fig. 5 Hole diameter of Pin construction part
- Fig. 6 Defect part of construction Pin
- Fig. 7 A kind of repeated stress
- Fig. 8 An example of S-N curve
- Fig. 9 A kind of simple repeated stress
- Fig. 10 Effect of specimen diameter on the rotary bending fatigue limit of alloy steel
- Fig. 11 Tensile and Press test of filter specimen
- Fig. 12 Effect of frequency on the S-N curve
- Fig. 13 Deformation of S-N curve at repeated stress
- Fig. 14 Crack of inclusion for stress amplitude
- Fig. 15 Slip line of pure bronze(x800)
- Fig. 16 Fracture cardinal point of fracture surface
- Fig. 17 Fracture surface of slim plate rolling
- Fig. 18 Drawing of HUTCH TYPE EQUILIZER BRKT ASSY
- Fig. 19 Drawing of completed car(40ft Container Chassas)
- Fig. 20 A basic direction of equipment design
- Fig. 21 Applied equipment of pulsation hydraulic valve
- Fig. 22 Deformation diagram of hole in side plate
- Fig. 23 Drawing of $\Phi 50$ PIN
- Fig. 24 Deformation diagram of diagram deformation value
- Fig. 25 A measured deformation of insert part at Pin
- Fig. 26 Resolved drawing of defected part
- Fig. 27 A distance table of the 2axis trailer

List of Table

- Table 1. HUTCH / TOKYU TYPE Suspension
- Table 2. A standard and property of compositive part at test equipment
- Table 3. Chemical property of $\Phi 50$ S45C-H PIN
- Table 4. Mechanical property of $\Phi 50$ S45C-H PIN
- Table 5. The table condition of progressive step
- Table 6. A measured deformation of hole in side plate
- Table 7. A deformation value of $\Phi 50$ PIN as test condition

제 1 장 서 론

1.1. 연구의 배경

대형트럭 및 대형 트레일러에 주로 사용되는 SUSPENTION(현가장치)부의 설계는 주로 같은 양식의 디자인으로 설계된다. 물론 트랙터나 트럭 등 직접 액슬이 구동을 하는 차량의 현가장치는 차량의 제원에 따라서 많이 다르다. 요즘은 승용차의 현가장치 TYPE인 독립 현가방식이나 AIR SUSPENTION TYPE도 많이 적용되고 있는 실정이다.

여기서는 重量의 화물을 싣고 파동적으로 트랙터에 의해 운행되는 TRAILER용 CHASSIS(이하 트레일러라 칭함)에 대해서 논하기로 한다. TRAILER용 현가장치의 큰 분류는 최초 설계한 제작사의 이름을 붙여서 주로 2가지로 나뉘어진다. 첫째는 일본 동급차량 TYPE이고, 다른 하나는 미국 HUTCH사에서 설계한 HUTCH TYPE이다. 2가지 사양의 성능 및 기능에는 큰 차이가 없으나 다만 강도 및 내구성에서는 동급차량 TYPE이 일반적으로 우수하다고 판단하고 있으며, HUTCH TYPE은 내구성은 일부 떨어지나 가격 경쟁력이 월등하다고 판단한다. 또한 동급차량 TYPE은 주로 BED TRAILER나 코일운반 TRAILER 등 고 중량 차량에 주로 사용되며, HUTCH TYPE은 CONTAINER BOX 운송용 TRAILER에 많이 사용한다.

본 연구의 대상은 HUTCH TYPE SUSPENTION에 대하여 진행할 것이며, 최근 발생한 미국 현지의 CLAIM을 토대로 발생문제의 원인을 파악하는데 중점을 두기로 한다. 각 SUSPENTION 부위에 걸리는 정적/동적 하중을 차량의 제원에 따른 SPEC을 기준하여 이론적으로 분석하고, 실차 시 발생할 수 있는 여러 요소를 가장하여 실험장비를 만들어 본다. 그리고 차종에 따른 최상의 재료를 선택할 수 있는 기준을 마련하여 재료비의 경감 및 과도한 개발비를 절감할 수 있는 방안을 제시하도록 한다. 또한 CLAME 발생시 원인분석을 함으로써 산업체에서 대응할 수 있는 이론적인 논리를 제시하도록 한다.

1.2. 일본동급TYPE 현가장치와 미국HUTCH TYPE 현가장치의 동향

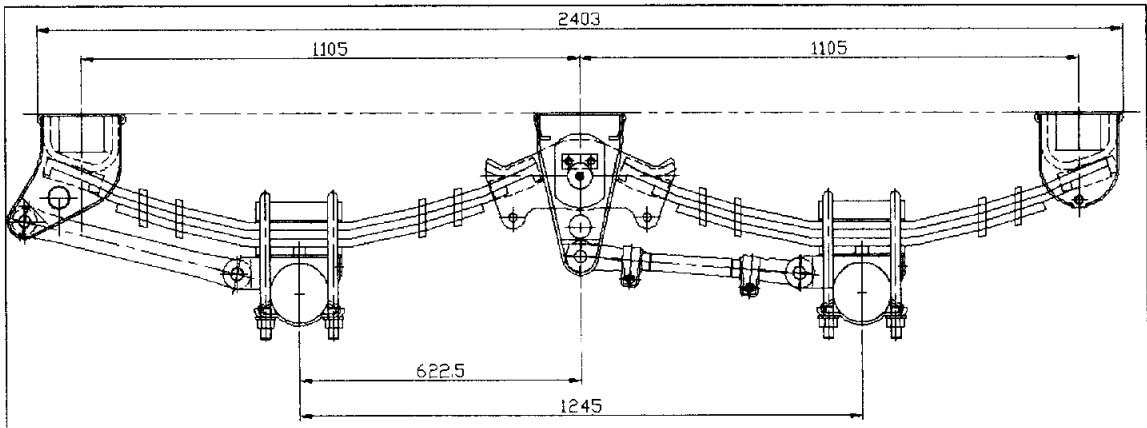


Fig. 1 HUTCH TYPE(America) suspension and trend

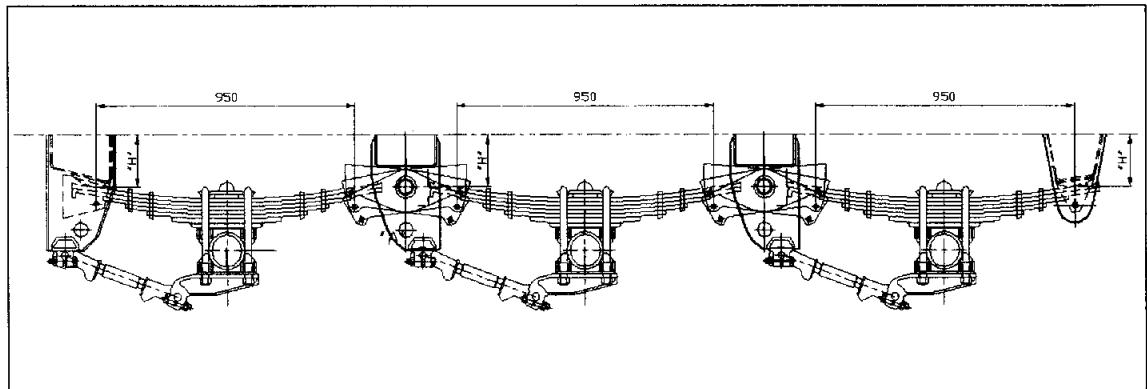


Fig. 2 The same class vehicles type trailer suspension system(Japan)

Table 1. HUTCH / TOKYU TYPE Suspension

TYPE	適用荷重	適用車種	Spring Pad	Torque Rod	地上高	車軸	윤활방식
HUTCH	20ton以内	Container Box전용	鎔接TYPE	鎔接TYPE	조정불가	2축전용	DRY방식
TOKYU	35ton以内	코일철판등 고하중 전용	鑄造TYPE	鑄造TYPE	지상고 조정식	2축/3축 혼용가능	그리스 주입방식

1.3. 발생CLAIM의 현황

6년전 국내 진도,현대정공 등에서 제작하여 미국으로 수출한 약6,000여대의 트레일러에서 REAR SUSPENTION의 PIN과 SIDE PLATE에서 이상마모가 발생하여, 차량의 얼라이먼트가 심하게 틀어지고, 심한 차체떨림현상 발생하였다. 이에 미국바이어측으로부터 동시납품한 6,000대에 대한 클레임이 접수되고, 즉각 원인파악 및 개선대책을 요구받았다.



Fig. 3 Defect vehicles in LA Longbeach Port

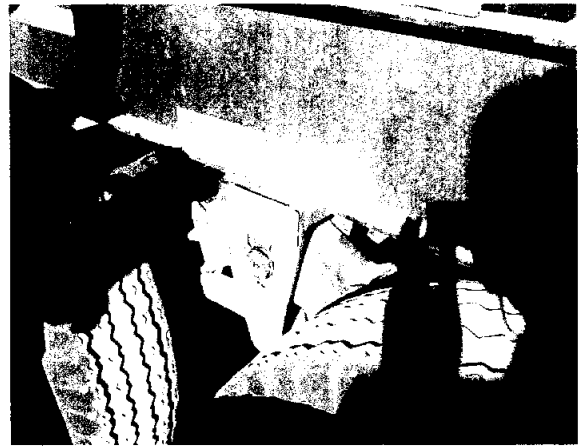


Fig. 4 Defect of HUTCH TYPE equalizer hanger brkt



Fig. 5 Hole diameter of Pin construction part



Fig. 6 Defect part of construction Pin

2. 이론적 배경

2.1. 피로시험의 목적

철사는 1회만 구부리면 부러지지 않지만 몇 번 굽힘을 반복하는 동안에 재질도 딱딱해지고 또한 저항력이 약해진다. 이렇게 반복하는 부하에 따른 재질의 변화를 피로(FATIGUE)라고 한다. 그리고 어느 한도까지 피로가 진행하면 파단된다. 이것이 피로파괴이다.

실용재료는 완전무결한 것은 아니고 많은 적은 내부결함이나 성질이 일정하지 않거나 혹은 원자배열의 혼란을 지니고 있고 작은 응력(하중에 견디는 힘)에 있어서도 완전한 탄성거동은 나타나지 않는다. 항복점 이하의 응력에 있어서도 반복하는 것에 의해 미시적으로 흐트러짐이 축적되고 재질의 변화가 생긴다. 이것이 피로의 기구임에 틀림이 없다.

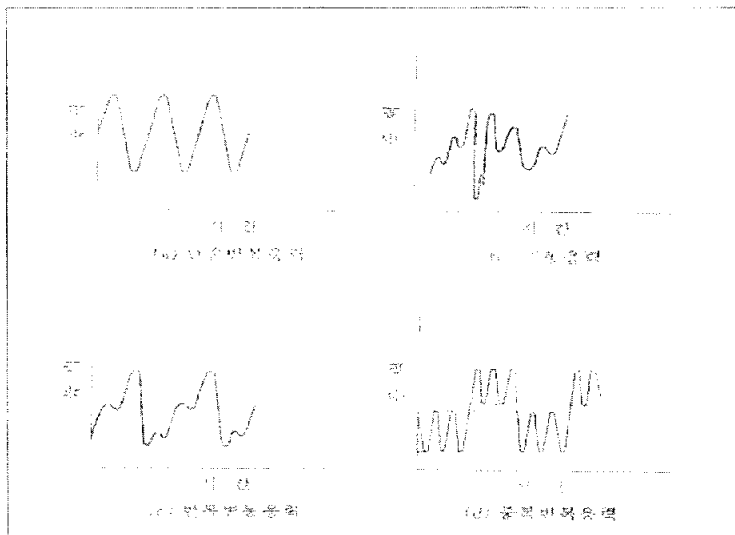


Fig. 7 Akind of repeated stress

반복하여 부하된 응력의 종류는 FIG. 7과 같이 나타난 것처럼 여러가지가 있다. 평탄한 도로를 달리는 자동차 차축을 받은 응력은 (A)에 속하고 거친 도로의 표면을 달리는 경우가 (B)에 속한다. 통상 기계의 운동 부분은 (C)의 응력상태에 있는 것

이 많다. 또 압연기처럼 일정한 간격을 두고 큰 부하가 걸리는 것처럼 기계부품은 (D)의 응력상태에 있다. 이러한 운동상태에 있는 기계는 사용시간이 경과함에 따라 닳게 된다.

기계부품은 사용 중에 사고를 미연에 막는 것이 비교적 용이하지만 피로의 진행은 외형상의 변화를 거의 동반하지 않고, 따라서 파괴가 갑자기 일어나기 때문에 큰 사고의 원인이 되는 경우가 많다. 마모 및 피로파괴가 실제 기계 부품파손 원인의 큰 부분을 차지하지만, 피로파괴에 대해 안전성의 확보라는 것은 기계설계상의 최대 중요한 사항의 하나이다.

실용기계 부품은 복잡한 변동응력을 받고 있기는 하나, 단순 반복하는 응력 하에서 피로되기 어려운 재료는 복잡한 응력의 반복되는 상태라도 대체로 강하다고 생각할 수 있기 때문에 특별한 경우를 제외하고, 각종 재료의 강한 피로의 평가는 단순 반복하는 응력에 대한 피로의 모양을 시험하고 결정한다.

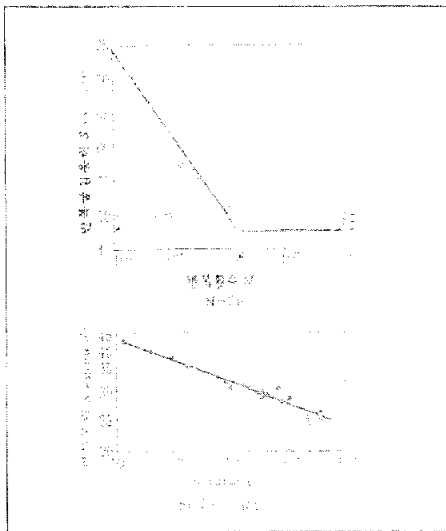


Fig. 8 An example of S-N curve

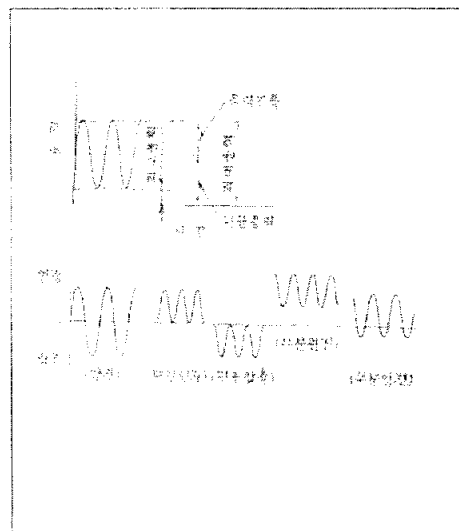


Fig. 9 A kind of simple repeated stress

단순 반복하는 응력을 부하하는 데도 불구하고 평균응력이 제로인 경우와 최대응력 혹은 최소응력의 보통이 제로 혹은 일정가로 한 방향의 힘부분이 반복하여 증가하는 경우(편동식) 등 여러종류의 형식이 있지만, 양방식은 시험결과의 길이변화가

일어나지 않기 때문에 양방식 시험을 행하는 것이 가장 일반적이다.

세로축에 응력진폭 S 를 놓고, 가로축에 피로파단 할 때까지의 응력 반복수를 N 으로 해서 FIG. 8와 같이 실험값을 정리한 것을 S - N 곡선이라고 한다. 데이터가 가능한 직선상에 오도록 N 은 대수눈금에 두고 S 가 작은 만큼 N 은 크게 되어 어떤 한 계의 S 이하의 응력을 갑자기 N 이 크게 되고 파단은 사실상 일어나지 않게 된다고 생각되어지는 경우가 철강재료에서 자주 볼 수 있다. 이 한계응력을 내구한도 혹은 피로한도라고 한다. 철강재료 이외는 명확한 피로한도를 나타내지 않는 경우가 많다.

2.2. 시험편 지름 및 표면상태의 영향

각종 강철의 회전굽힘 피로한도에 미치는 시료지름의 영향을 나타낸 것이다. 여기서 볼 수 있는 것처럼 큰 지름의 시험결과 만큼 피로한도가 저하하는 경향이 있다. 인장, 압축시험으로 시험결과 지름의 피로한도에 미치는 효과는 작지만 S - N 곡선의 형상은 시험결과 지름에 의해 변화하는 것을 나타내고 있다.

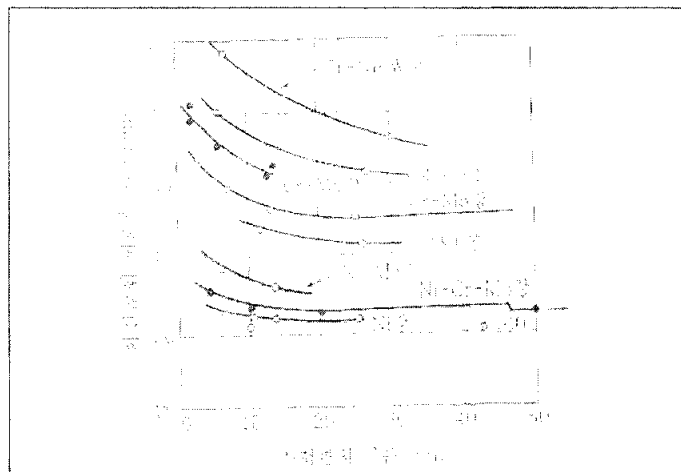


Fig. 10 Effect of specimen diameter on the rotary bending fatigue limit of alloy steel

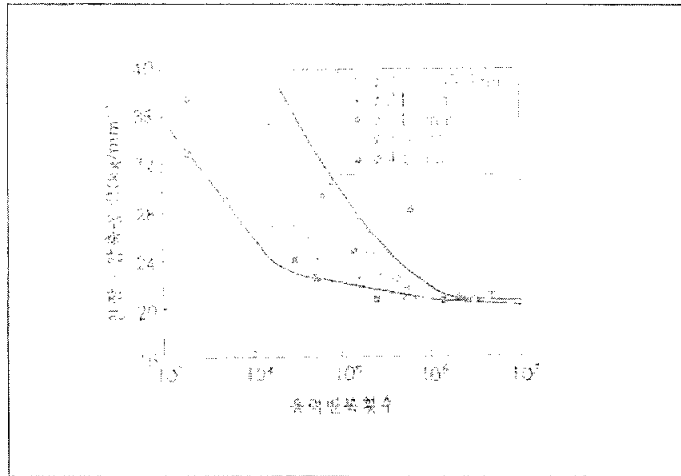


Fig. 11 Tensile and Press test of filter specimen

2.3. 진동수의 영향

S-N 곡선에 미치는 진동수의 영향을 나타낸 것이다. 이 예와 같이 진동수가 클 때는 피로한도를 크게 얻을 수 있다. 이것은 소성변형 저항이 천천히 부하하는 만큼 작아지는 현상과 관계가 있다. 그렇지만 다음에 비교한 시험결과 온도상승의 결과 시간강도, 즉 다시 말해 고응력의 반복에 의해 수명이 고진동수의 경우에 짧게 되는 것도 있다.

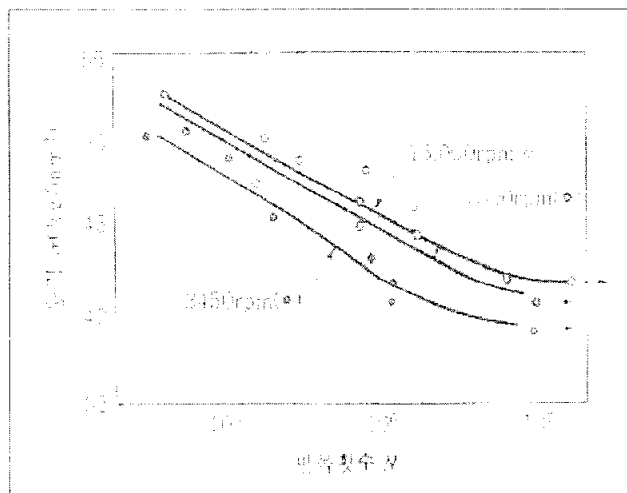


Fig. 12 Effect of frequency on the S-N curve

2.4. 피로에 의한 재질 및 조직의 변화

부하를 반복하면 응력-변형 선도는 루프선을 그리며, 이 루프선의 폭은 반복수가 증가함과 함께 변화한다. FIG. 13은 이 모양을 나타낸 것으로 (A)는 연강이 이것에 속하고, (B)는 구리가 이것에 속한다. (A)에서는 응력의 반복에 의해 C와 N원자로 고착되지 않고 움직이기 쉬운 전위가 형성된 결과 일종의 연화가 일어나고 탄성한도가 저하해서 루프선의 폭이 넓어진다. 그러나 반복수가 몹시 크게되면 이 움직이기 쉬운 전위들이 서로 뒤엎혀서 탄성이 회복한다. (B)에서는 루프선의 폭은 처음에는 넓지만 점점 좁아진다. 그리고 손상이 두드러짐에 따라서 루프선의 폭은 다시 커지게 된다. 루프선 폭이 큰 만큼 시험편의 온도가 상승한다. 여러가지 응력진폭을 일정 횟수 반복한 후의 온도를 조사해 보면 내구한도 이상의 응력진폭으로 급격한 온도 상승이 두드러지게 된다. 이 같은 물리적 성질 변화를 측정하는 것에 의해, 수 1,000 주파수의 반복에 따른 내구한도를 추정하는 것이 시도되고 있다.

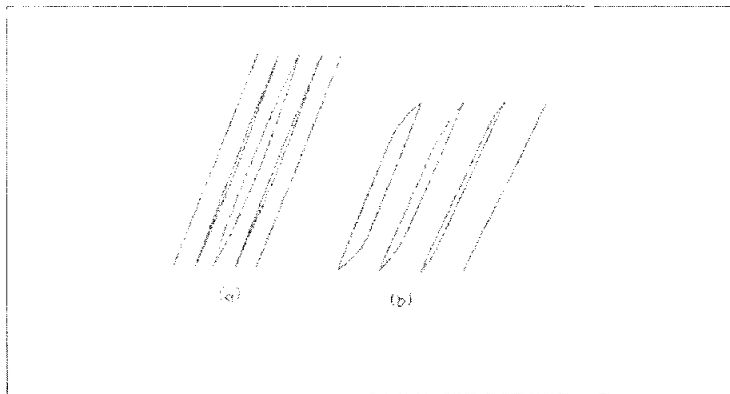


Fig. 13 Deformation of S-N curve at repeated stress

연철의 금속은 응력의 반복에 의한 단단함의 상승이 일어난다. 응력이 높아지는 만큼 단단함도 높아진다. 단, 미리 약하게 냉간 가공한 구리나 담금질한 강철처럼 두드러지게 높은 변형을 내장하는 재료로는 응력의 반복수에 따른 변화를 볼 수 없다.

금속재료의 소성변형은 주로 특정의 결정면에 의한 미끄러짐에 의한다.

이 결과 미리 평활하게 해두었던 시험편의 표면에 변형 후에는 미끄럼선 또는 미끄럼 띠는 만곡한다. 피로시험의 경우도 미끄럼 띠가 보이는데, 예를 들면 양쪽 흔들림 시험에서는 거시적인 변형이 일어나지 않기 때문에 변형에 따른 미끄럼면이 끌어당기는 방향에 접근하는 듯한 회전은 없다. 그리고 반복수가 증가해도 미끄럼 띠의 수는 그다지 증가하지 않는다. 하지만 초기에 나타난 미끄럼 띠는 점점 굵어지며 증가한다. 또한 FIG. 14, 15에 나타난 것처럼 미끄럼 띠에 따라 틈이 발생하는 경우가 있다.

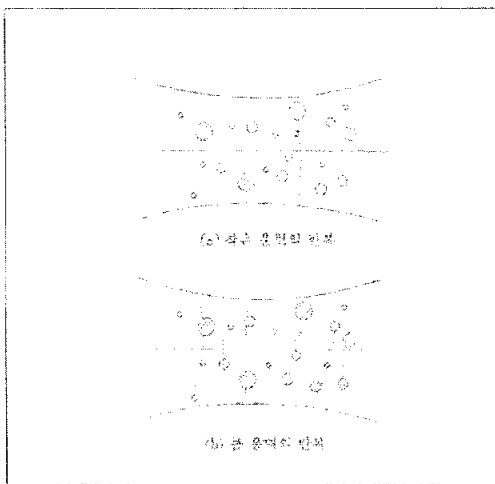


Fig. 14 Crack of inclusion for stress amplitude

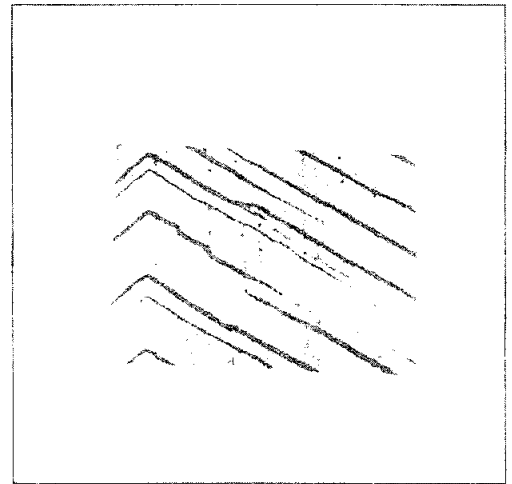


Fig. 15 Slip line of pure bronze(x800)

이 경우는 단단함은 저사이클 사이에 포화하고, 10,000 회 이상의 반복으로는 단단함은 거의 증가하지 않는다. 그러나 이것의 피로로 인하여 소성변형은 결정입계나 개재물은 응력집중부에 우선적으로 일어나고, 미끄럼 띠에 보이드의 발생이 병행해서 진행되는 것은 생각할 수 있다. 작은 응력을 반복해서 부하하는 것의 특징은 응력집중이 특히 두드러지는 부분에 오직 변형이 집중적으로 일어나고 축적되어, 이것에 보이드 혹은 균열이 발생하는 것이다. 비금속성 개재물은 응력 집중원이 되어 역시 그 계면의 결과력이 작기 때문에 보이드의 발생원이 되기 쉽다.

정적 인장시험이나 대응력 반복 파단의 경우는 개재물로부터 일체히 균열이 발생하고 이것이 연결되어 파단하는데 피로한계 부근의 파단의 경우는 표면 가까이의

근 개재물로부터 균열이 우선 발생하면 변형은 이 부분에 집중해서 균열이 확대되고 파단에 이른다.

Fig. 16은 축수강의 피로파단면에 보여진 파괴기점이 된 개재물을 가리킨다. 압연 용 튜의 피로파면을 나타내었다. 개재물로부터 발생한 피로균열은 물결모양으로 넓어진다. 이것을 FISH EYE라고 한다.

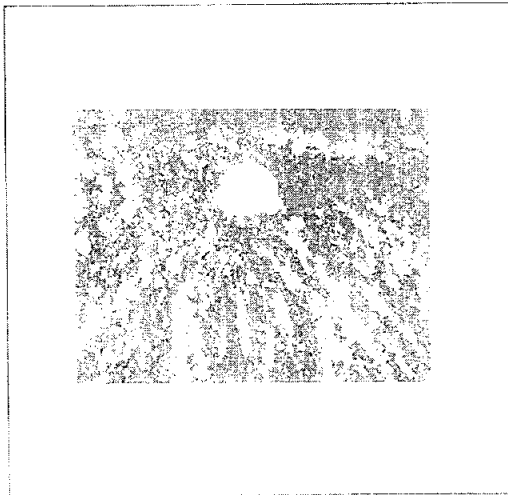


Fig. 16 Fracture cardinal point of fracture surface

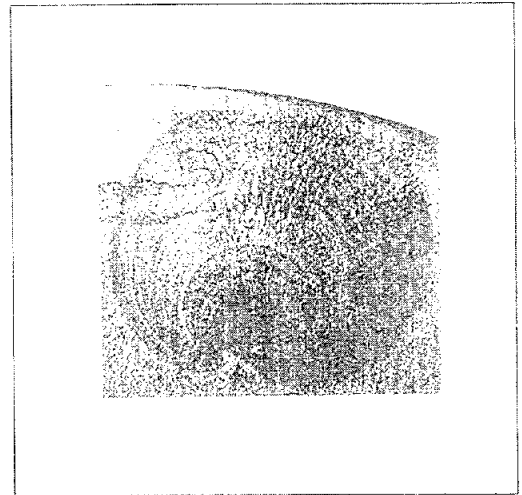


Fig. 17 Fracture surface of slim plate rolling

3. 실험장치 및 방법

3.1. 대상물의 구조적인 특징

3.1.1 SUSPENTION EQUILIZER BRKT ASSY

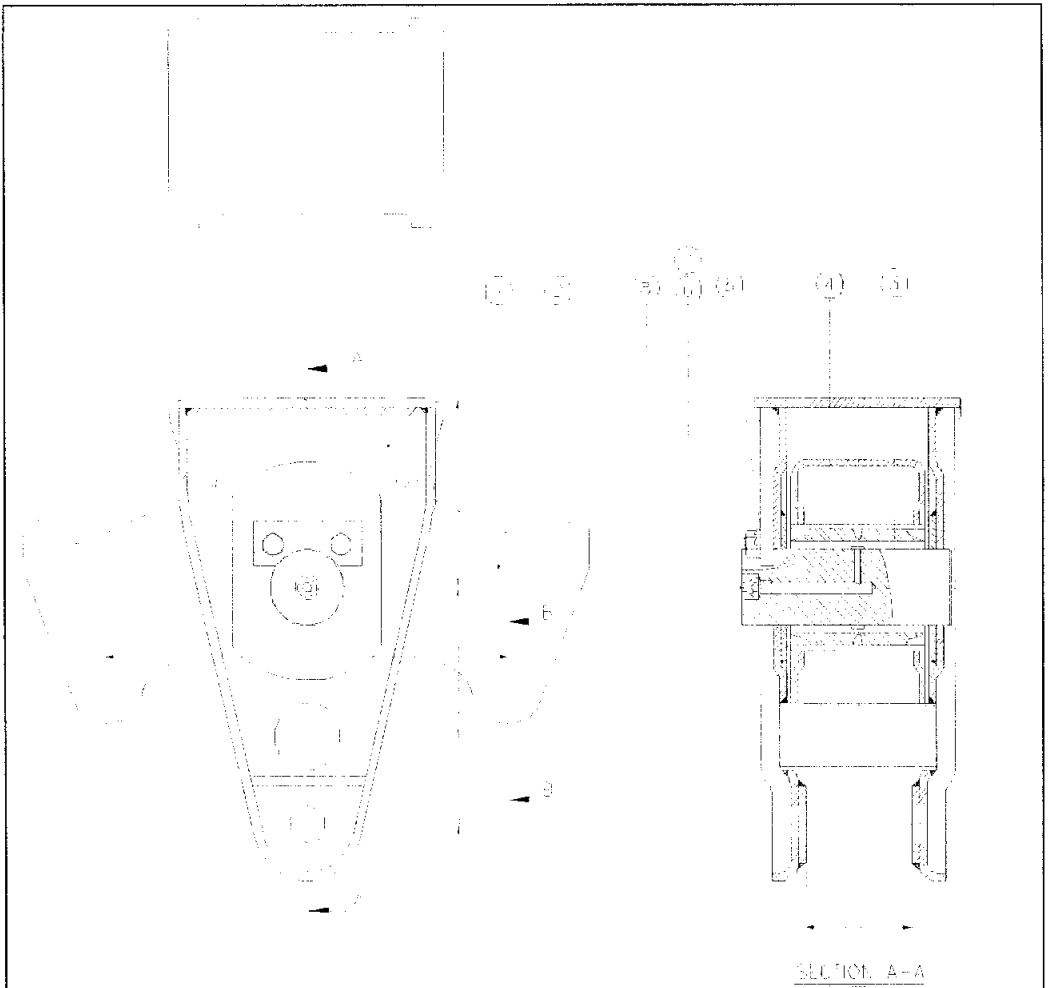


Fig 18. HUTCH社 TYPE의 EQUILIZER BRKT ASSY 의 상세도면

1. 고하중 트레일러의 현가장치에 속하며, 리프스프링의 장력을 각 축에 분산시키는 작용을 하는 부품임
2. ②번부품이 ①부품과 조립되며, 조립하여 좌우로 움직일수 있도록 가운데에 ③번 PIN을 결합시켜놓았음
3. 하중(응력)의 진행은 지면에서 올라오는 역하중이 타이어나 액슬을 통하고, 다시 스프링을 통하여 ②번부품에 전달되어짐
4. 그리하여 ③번PIN에 응력을 전달시켜서 차체에 용접되어있는 ①부품을 통해 차체로 이동되어짐

3.2. 실험장치(장치의 도면)

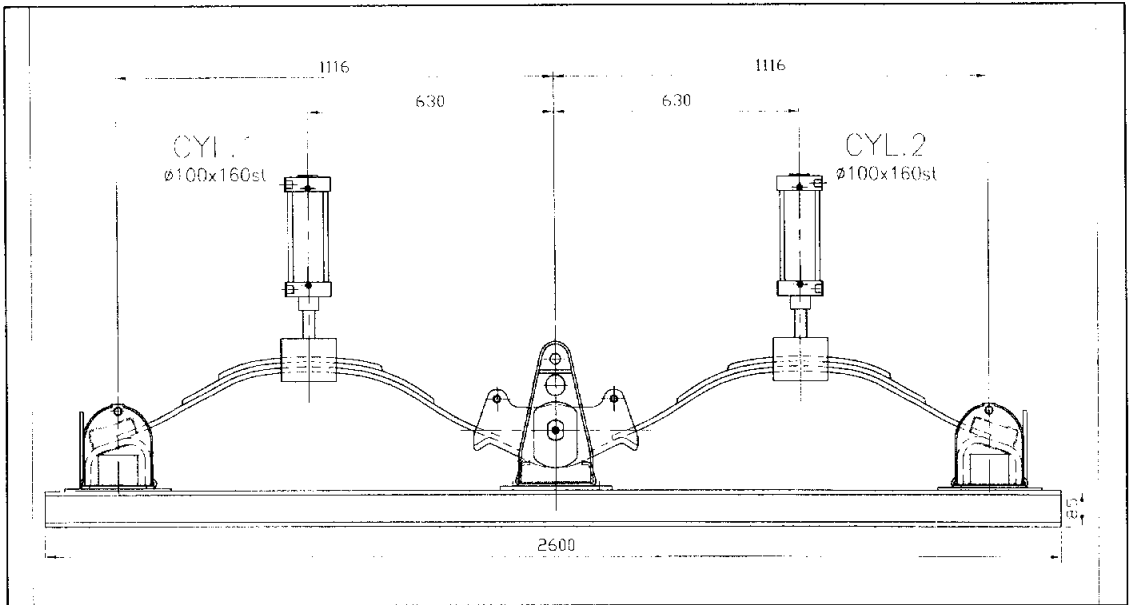


Fig. 20 A basic direction of equipment design

Table 2. A standard and property of composite part at test equipment

부품명	규격	수량	특징
유압CYLINDER	$\Phi 100 \times 160 \text{ST}$	2	각 실린더별 맥동밸브별도장착
LEAF SPRING	5판(LEAF)사양	2	고하중차량용 판스프링사용
압축용 BAR	100T X 200 X 150	2	실린더가 스프링을 압축하는 블록
유압펌프	250Kg/cm ²	1	스프링정점에 최대5TON하중가능
장치의 다이	H-BEAM(10T X 85)	1	H-BEAM을사용 안정된작업용이함

실험의 4단계에 부응할수있도록 최대 5TON하중발생할 수 있는 SYSTEM으로 설계하였습니다. LEAF SPRING은 대형트레일러차량에서 주로 사용하는 5단으로 하였고, MAKER는 한국스프링製로 조립하였습니다.

압축용BAR는 지속적인 스프링과의 접촉에서 마모되지않도록 고주파열처리를 하였으며 또한, CYLINDER에 장착할 수 있는 TAP가공을 하였습니다.

3.2. 실험장치(장치의 사진)

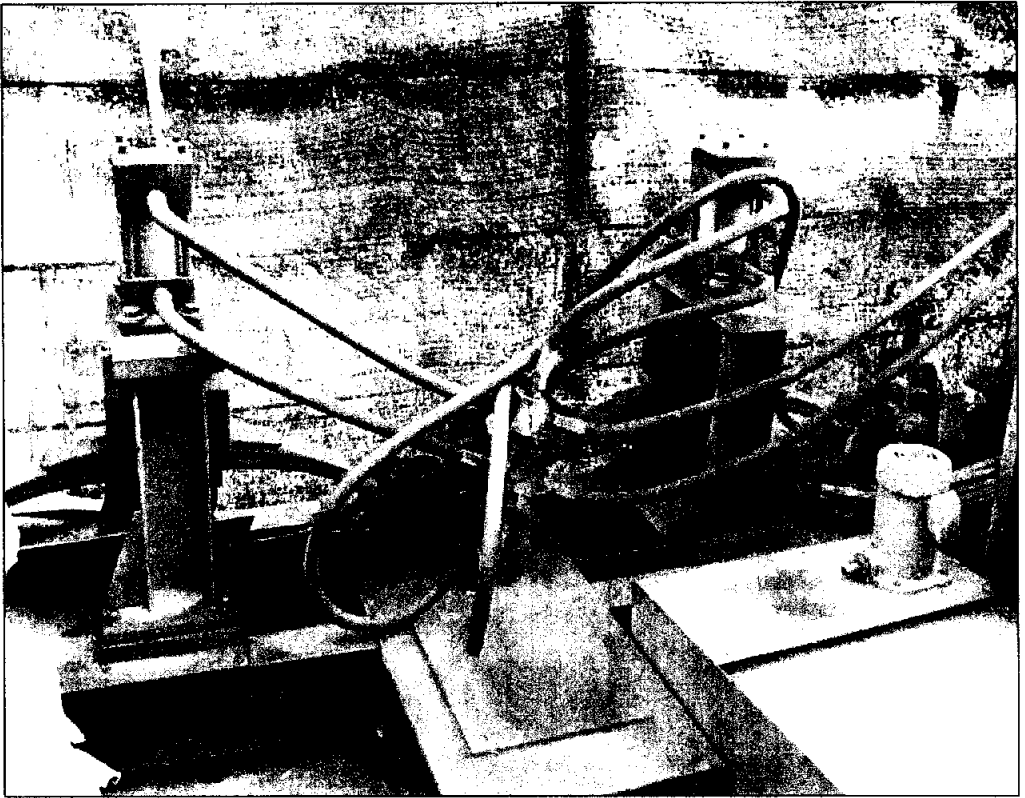


Fig. 21 Applied equipment of pulsation hydraulic valve

3.3. 실험방법

본 실험에서는 동일한 LOT에서 생산된 EQUALIZER BRKT를 사용하였고, 정상적인 METAL BUSH 및 RUBER BUSH를 삽입하였다. 또한 운행상과 동일한 GREASE를 주입하여 최대한 실제 운행 조건과 같이하였다.

실험의 장소는 본제품 생산공정내에 설치하였으며, 주위의 환경적인 요소는 무시하기로 하였다. 장치가 하나뿐인 관계로 각 실험조건별로 동시에 시행하지는 못하였으며, 각각의 실험완료후 새로운 제품을 재설치하여 진행하였다.

각조건별에서 HANGER BRKT의 PIN삽입부의 HOLE의 변화와 PIN의 직경변화를 측정할 수 있도록 하였으며, 또한 PIN과 BRKT HOLE부가 접촉되는 부분의 조직검사도 동일하게 시행하였다.

3.3.1. 시험편

본 연구에 사용된 재료중 PIN은 S45C-H 환봉을 사용하였고 접촉되는 HOLE부는 SS400철판을 가공하여 제작하였다. 아래 Table은 PIN의 성분분석표 및 기계적성질을 나타내었다.

Table 3. Chemical property of $\Phi 50$ S45C-H PIN

		C	Si	Mn	P	S	Cu	Ni	Cr
Spec	Min	42	15	60					
	Max	48	35	90	30	35	30	20	20
Result		44	23	70	23	12	13	5	6

Table 4. Mechanical property of $\Phi 50$ S45C-H PIN

Yield Strength	Tensile Strength	Elongation	Hardness
Kg/mm(Mpa)	57.0(558)	526	77.37

3.3.2. 실험조건

하중및 시간등 실험조건에 맞추어 총 4단계로 실험을 진행하였다.

각 단계별의 PIN과 SIDE PLATE內 HOLE部の 변형량을 관찰하여 하중등의 운행조건에 따른 시험편의 변형치를 관찰하였다.

Table 5. The table condition of progressive step

단계	하중(Min)	하중(Max)	운행시간	상하운동길이	운동횟수
1단계	3ton	3.5ton	200H	200mm	100만회
2단계	3.5ton	4ton	250H	200mm	100만회
3단계	4ton	4.5ton	300H	200mm	100만회
4단계	4.5ton	5ton	350H	200mm	100만회

- ① 하중(Min)과 하중(Max)는 기본적으로 실린더가 압축시 발생할 수 있는 하중의 여유치를 감안하여 설정한 것임
- ② 운행시간은 일률적으로 50H씩 증가하여 보기로 함
- ③ 상하운동길이는 실린더 운동길이인 200mm로 설정함(공차범위 10mm이내)
- ④ 운동횟수는 약 100만회로 일괄설정
- ⑤ 기본운행시간이내에서 휴식시간없이 계속가동(약10일간)
- ⑥ 실험장소의 습도/온도/외부분진 등 환경적인 요인은 본실험에서 무시하기로 함
- ⑦ 최초 GREASE충진후 운행도중에는 일체의 OIL도포는 하지않음

4. 실험결과 및 고찰

4.1. 조건별 변형량

각 조건별로 실험장치를 운행하여 PIN과 SIDE BRKT HOLE部の 형상변형량을 측정하여 아래 도표로 변형치를 표시하였다.

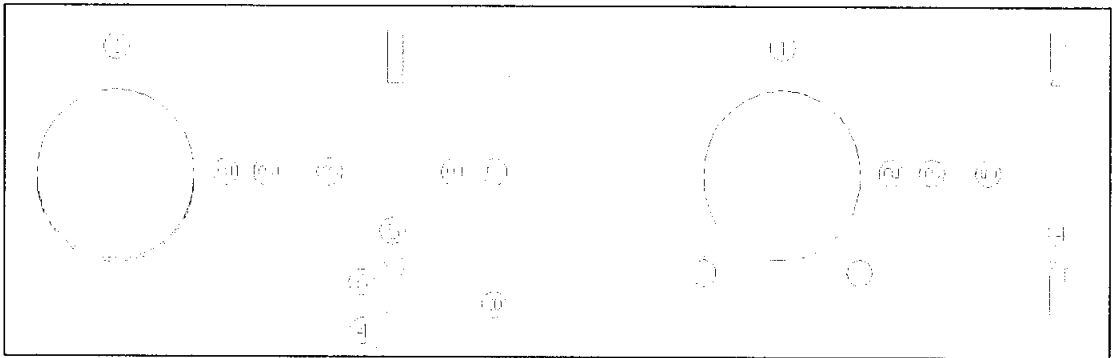


Fig. 22 Deformation diagram of hole in side plate

Table 6. A measured deformation of hole in side plate

단계	SIDE PLATE RH部								SIDE PLATE LH部				
	①	②	③	④	⑤	⑥	⑦	⑧	①	②	③	④	⑤
1단계	0.1	0.3	0.2	0.1	0	0	0.1	0.2	0.1	0.2	0.2	0.2	0.1
2단계	0.12	0.5	0.5	0.11	0.1	0.11	0.2	0.25	0.2	0.4	0.5	0.26	0.15
3단계	0.13	0.8	0.9	0.12	0.12	0.15	0.25	0.26	0.22	0.6	0.8	0.28	0.16
4단계	0.15	1.5	2	0.15	0.15	0.2	0.28	0.3	0.25	2.1	1.8	0.28	0.18

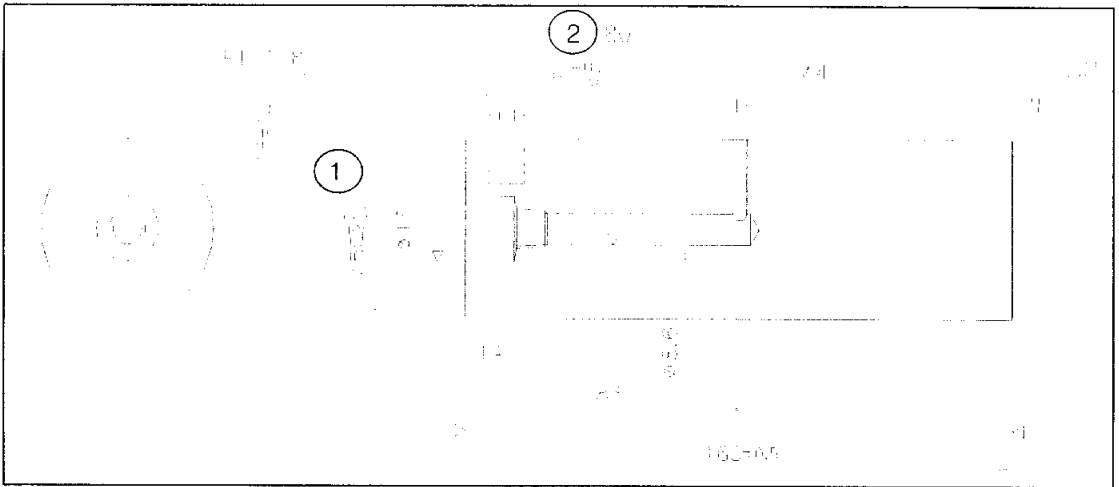


Fig. 23 Drawing of Φ50 PIN

Table 7. A deformation value of Φ50 PIN as test condition

단계	PIN RH部 변형량		PIN LH部 변형량	
	①	②	①	②
1단계	0.5	0.5	0.6	0.4
2단계	0.7	0.6	1.2	1.2
3단계	0.9	0.9	1.5	1.6
4단계	1.3	1.5	1.8	1.9

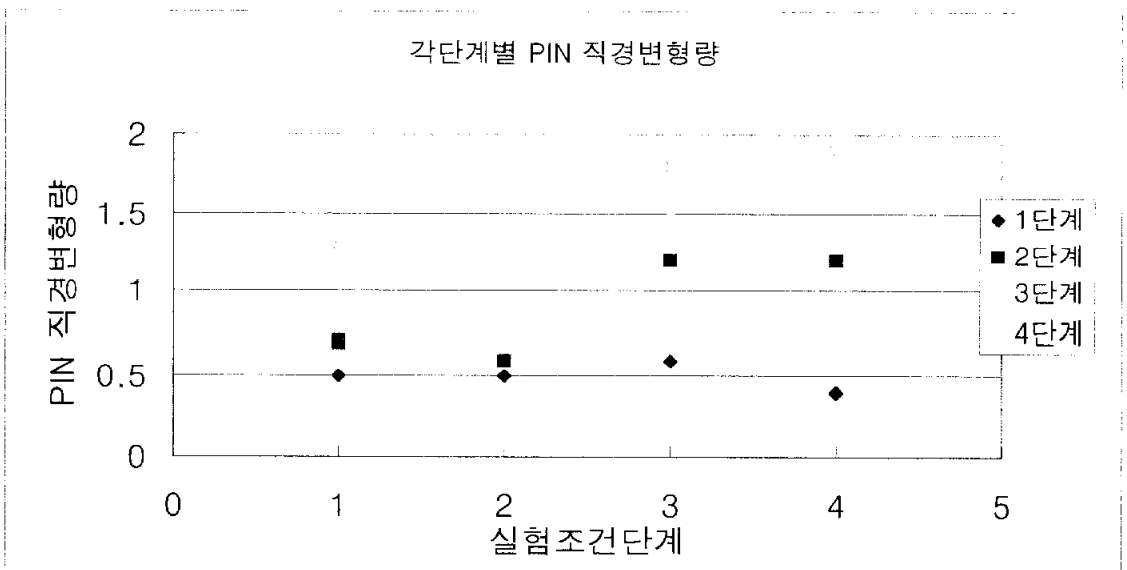


Fig. 24 Deformation diagram of diagram deformation value

2.2. 현상에 대한 이론적인 분석

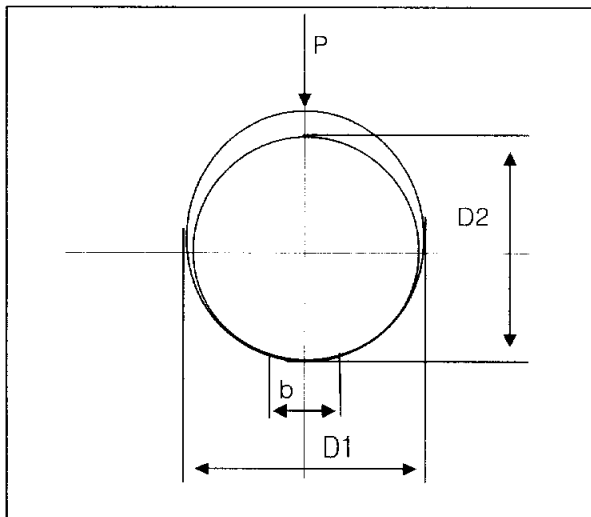
2.2.1 이상변형의 상태요약

1. EQUALIZER HANGER ASS'Y의 SIDE PLATE의 SHAFT HOLE부가 소성변형되어있다.
2. SHAFT가 SIDE PLATE와 접합하는부분이 소성변형되어있다.
3. SHAFT STOPPER를 고정하는 BOLT 2개가 피로파단되어있다.

2.2.2 이상변형을 발생시킨 하중조건에의 산출

HOLE부의 이상변형을 발생시킨 하중조건을 해석하는방법으로 유한요소해석 및 HERTZ의 이론 해석등이 있으나 이번에는 HERTZ의 이론해석이 적합하다고 판단한다.

2.2.2.1. HERTZ의 공식



$$T = 0.798 \sqrt{\frac{\frac{D_1 - D_2}{P \cdot D_1 \cdot D_2}}{\left[\frac{1 - V_1^2}{E_1} + \frac{1 - V_2^2}{E_2} \right]}}$$

$$b = 1.6 \sqrt{\frac{D_1 \cdot D_2}{(D_1 - D_2)} \left[\frac{1 - V_1^2}{E_1} + \frac{1 - V_2^2}{E_2} \right]}$$

Fig. 25 A measured deformation of insert part at Pin

$$V_1 = V_2 = \text{POISSONS RATIO} = 0.28$$

$$E_1 = E_2 = \text{YOUNG'S MODULUS} = 21.09 \times 10000 \text{ kg/mm}^2$$

4-2. 변형량의 이론적분석

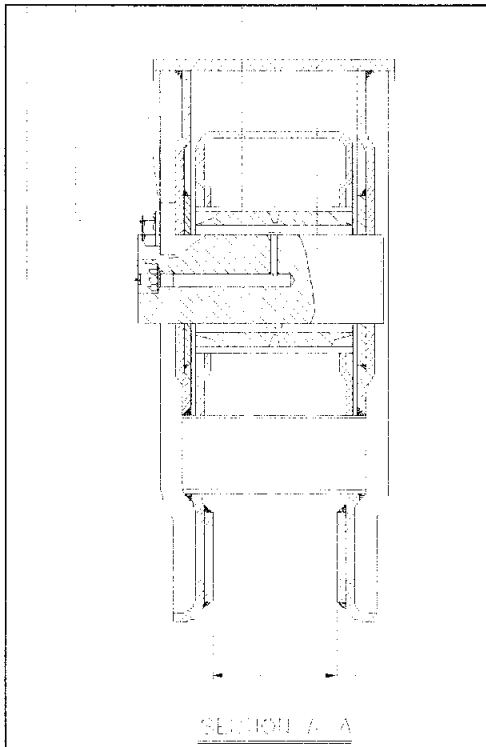


Fig. 26 Resolved drawing of defected part

SIDE PLATE SS540 T6.0

$$D1 = 54.7$$

$$D2 = 54.0$$

SHAFT S45C-D

REINFORCEMENT SS540 T9.0

$$T = 0.591 \sqrt{PE \frac{D1-D2}{D1 \cdot D2}}$$

$$P = \frac{D1 \cdot D2}{E(D1-D2)} \left(\frac{\ell_{cmm}}{0.591} \right)^2$$

$$\ell_{cmm} = \text{접촉허용응력} = 27 \text{ kgf/mm}^2$$

$$E_1 + E_2 + E = 21090 \text{ kg/mm}^2$$

$$P = \frac{547 \cdot 54}{21090(54.7-54.0)} + \left(\frac{27}{0.591} \right)^2$$

$$= \frac{2953.8}{14763} \cdot 45.685^2$$

$$= \frac{6164932.767}{14763} = 417.59 \text{ kg/mm}$$

2-2-2-3. EQUALIZER HANGER의 SIDE PLATE 2EA에서 부담가능한 하중 P

$$P = P \times (9+6) \times 2 = 417.59 \times 15 \times 2$$

$$= 12,527.7 \text{ kg}$$

즉 EQUALIZER HANGER ASS'Y 1EA로
부담가능한 허용하중은 12.5TON이다

$$P=2R$$

$$R=P/2 = 6.25\text{TON}$$

TRAILER 2축차의 경우

정지한 경우

TRAILER의 차축상부에 부담가능한

최대하중은

$$P=P1=P2 = 12.53\text{TON}$$

6.26 X 8

$$R=R1\cdots=R2 = 6.26\text{TON}$$

= 50.08TON

주행중인 경우

TRAILER가 주행하면 반복하는 상하하중이 발생하기 때문에 구조기준으로
부하배수를 설정한다.

a. 반복회수 100,000,000회

b. 부하배수

전체: $W \times 1(0.5)$

차축, SUSPENTION관계 $W \times 1(0.8)$

허용하중

$$W = W / 1.8 = 50.8 / 1.8 = 27.82\text{TON}$$

치수상의 부하

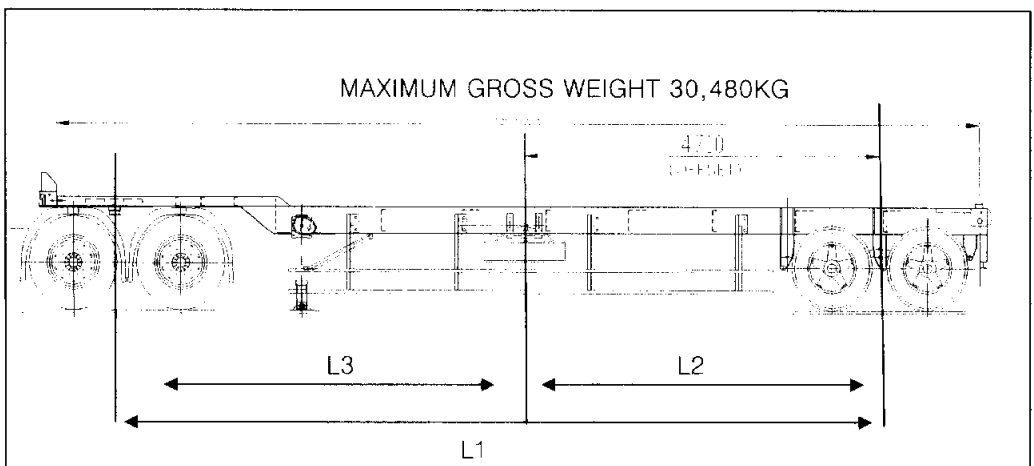


Fig. 27 A distance table of the 2axis trailer

L2 = 0일때 W_p 가 최대하중이 되지만 현실적이지 않다

보안기준내 중량한도

1축의 부담하중이 10ton이내 , 2차축의 경우 최대로 20ton이내로 규정하고
있기 때문에 CONTAINER용 TRAILER는 이 기준으로 설계되어졌다.

안전율 산출

보안기준차축의 허용하중 = 20TON

보안기준 동적부하배수 = 1.8

 안전율 1.3

안전율 = $50.08 / 20 = 1.39$

보안기준안전율 =1.3

문제발생 TRAILER의 제원상 안전율

허용하중 = 31.5TON

안전율 = $50.08 / 31.5 = 1.59$

보안기준안전율 =1.3

5. 결 론

Hutch Type Suspension에서 최근 발생된 미국현지의 Claim을 토대로 발생문제의 원인파악을 위해 각 Suspension 부위에 걸리는 정적/동적 하중을 차량의 제원에 따른 SPEC을 기준으로 분석한 결과는 다음과 같다.

1. 실제 차량의 제원에 맞추어진 이론적 안전율내에 들어가는 설계로 판명되어졌다. 그러나 본 TYPE의 SUSPENTION에서는 제품전체에 차량의 하중이 분산되어지게 되어있으나, 실운행에서 과도한 하중적재 등으로 PIN과 SIDE BRKT의 소착이 발생시 열과 마찰에 의한 마모가 발생되어졌다.
2. 하중에 대한 강도는 안전율상에 들어가지만, PIN과 SIDE BRKT가 고정되지않는 TYPE이므로 한번의 고하중 적재나 과도한 운행등으로 PIN과 SIDE BRKT에 조그만 한 유격발생시 하중과 운동에 의한 마찰열이 발생되어졌다.
3. 또한, PIN에 접촉되어지는 SIDE BRKT의 면이 6mm로서 허용하중에 비하여 극히 좁으므로 유격발생시 극소부분에 집중적 마찰열이 발생할 가능성이 크다.
4. 본 연구결과로 미루어볼 때, 실제 이론적 강도상에 문제가 없는 설계이지만 허용하중이상의 운행, 돌발적 과손등에 대비하여 대형트럭/트레일러의 SUSPENTION 설계시에는 아래의 원칙으로 해야함이 도출되어진다.
 - ① SUSPENTION의 EQUILIZER BRKT의 SIDE BRKT는 PIN과 일체TYPE이 되거나 유격이 없는 고정TYPE으로 설계할 것(고정BOLT타입등)
 - ② 부득이 고정TYPE HANGER의 설계가 불가할 때에는 SIDE BRKT와 PIN의 접촉면적을 PIN직경이상으로 할 것

참고문헌

- (1) 배성인, 한민구, 파괴역학 실험법, 인천, 원창출판사, pp8-11, 209, (1995)
- (2) 김재훈, 기계구조용재료의 피로균열 진전거동에 관한 연구, 충남대학교 박사학위논문, pp10-16, (1989)
- (3) P.C. Paris and F. Erdogan, Tran. of the ASME Ser. D, pp528-534 ,(1963)
- (4) 장동일 외 2명, 파괴역학, 인천, 원창출판사, pp85-96, 119, (1992)
- (5) 朴卿東, 原字盧用 低合金鋼의 高溫波勞 크랙전이와 크랙開閉口 特性에 관한 研究, 동아대학교 박사학위논문, (1983)
- (6) 日本機械學會基準, 彈塑性 破壞引性 J 試驗方法, JSME S 001-1981
- (7) Standard Test Method for Measurement of Fatigue Crack Growth Rates ASTM :E647-93, (1993)
- (8) 우흥식 외 2명, 재료파괴공학, 서울, 보성문화사, pp147-170, 265-273, (1993)
- (9) ASTM Standard, E647-81, (1981)
- (10) 小林英男, 破壞力學, 東京, 共立出版株式會社, pp57-63, 131-135, (1993)
- (11) Y. Kitsunai, Fatigue Crack growth Behavior in Mild Steel Weldments at Low Temperature. pp280-290, (1991)
- (12) Advanced Fatigue Crack Progagation, Instron 2490 Series Application Programs, pp1-4, (1991)

A Study on the Load Fatigue of High Load Truck / Trailer Suspension

Won-suk Chai

**Dept. of Precision Mechanical Engineering,
Graduate School of Pukyong National University**

Abstract

(1)Was proved by design that come in chassis theoretical safety factor set of actuality vehicles.

But, load of the welsh onion amount has been scattered to whole product in viewer's suspension, but rage and frictional heat fretting of excessive overload pin and side brkt's 'SO-CHACK' were happened in occurrence in actual drive.

(2)Intensity about load comes in safety factor, but frictional heat by load and exercise was happened at attack by a mobile unit occurrence to pin and side brkt for giving a summary or unmeasured running etc. of up and down of once because is type that pin and side brkt are floating.

(3)Also, because side brkt's side touched to pin compares during allowable stress as 6 mm and is narrow extremely, intensive frictional heat may happen on smallest part at attack by a mobile unit occurrence

(4) From this research result, it is design that there is no problem to actuality theoretical intensity, but running more than permission load, that must do by below fundamental rule truck/suspension design of trailer preparing to sudden damage etc.. is drawn

① Suspension's equalizer brkt's side brkt becomes pin and all type or by fixing type that attack by a mobile unit is not design(fixing bolt type)

② That do side brkt's contact area more than pin diameter when fixing type hanger's design is incomprehensible inevitably