

기계요소설계

Machine Element



한국산업인력공단
HUMAN RESOURCES DEVELOPMENT SERVICE OF KOREA

OPEN

공공누리



공공저작을 자유롭게 이용하라

한국산업인력공단이 창작한 본 저작물은 "공공

업인력공단

S DEVELOPMENT SERVICE OF KOREA



한국신
HUMAN RESOURCE

머 리 말

기계산업이 대형화 및 첨단화되면서 주요 핵심기술을 바탕으로 한 국가경쟁력이 모든 분야에 요구되는 오늘날 정보화의 전쟁 속에서 살아 남기위한 기술경쟁은 더욱 치열하다.

특히 기계설계기술은 최첨단 기계산업이 날로 발전하는데 중추적인 책무를 분담하고 있으며 앞으로 더 많은 기술 인력이 우수한 기술자로 역할분담을 한다면 세계 기계산업의 중심에 우리 모두가 함께하게 될 것이다.

기계는 반드시 여러 개의 주요 부품(요소)으로 구성되어 있으므로, 기계설계를 하기 위해서는 기계요소에 대한 정확한 이해와 기본적인 지식이 필요하며, 이를 바탕으로 산업현장의 풍부한 경험을 갖는다면, 기계설계를 할 수 있는 필요충분조건으로 본다.

이에 본 교재는 기계설계의 광범위한 지식 중에서 기본이라 할 기계요소설계 분야에 대한 최소한의 내용을 압축하여 다루었으며, 이 책을 직접 강의하시는 여러 교수님의 의견을 모아 산업현장에서 직접 활용하는데 유용하고 실용적인 내용으로 다음에 역점을 두어 구성하였다.

1. 본 교재는 기계요소를 처음 접하는 사람이 이해하기 쉽도록 각 내용을 제1장 총론, 제2장 결합용 기계요소, 제3장 축계 기계요소, 제4장 간접 전동 기계요소, 제5장 직접 전동 기계요소, 제6장 완충 및 제동용 기계요소, 제7장 관계 기계요소로 나누어 구성하였다.
2. 기계요소의 이해를 돕기 위하여 복잡한 서술 표현을 피하고 그림 위주로 설명하였으며, 수식이 설명된 뒤에는 수식의 이해를 돕기 위해 많은 예제를 수록하였다.
3. 제2장~제5장에는 산업현장에서 가장 많이 활용되는 내용으로 보완 및 설계 실제 문제를 수록하였다.
4. 그림과 표는 최근의 한국산업표준(KS)을 참고로 하여 기술하였다.

이 교재를 학습함으로써, 최신 기계요소설계에 대한 이론적 지식을 습득하여 산업현장에 실제로 적용할 수 있는 능력을 기르길 바라며, 또한 이 교재를 접하는 사람마다 미래의 기계공업 산업현장에서 중추적인 역할을 담당하는 기술자가 되기를 소망한다.



한국신
HUMAN RESOURCE

제 1 장 총 론

제 1 절 기계요소의 기초	3
1. 개요	3
2. 기계요소의 종류	3
3. 표준규격	3
4. 국제단위계 (SI)	5
제 2 절 응력과 변형률	11
1. 하중	11
2. 응력	12
3. 응력-변형률 선도	13
4. 축의 법칙	14
5. 프와송 비	16
제 3 절 기계 재료	18
1. 재료의 종류와 선택	18
2. 재료의 피로	21
3. 응력 집중	23
4. 열응력	24
5. 재료의 파손	26
제 4 절 허용 응력과 안전율	28
1. 허용 응력	28
2. 안전율	29

제 2 장 결합용 기계요소

제 1 절 나사	35
1. 나사의 개요	35
2. 나사의 종류	41
3. 결합용 나사	41
4. 운동용 나사 및 이송 기구	48
5. 나사의 자립 상태 및 효율	55
6. 나사를 돌리는데 필요한 토크	60
제 2 절 볼트 · 너트	62
1. 볼트의 종류	62
2. 너트의 종류	65
3. 6각 볼트	66
4. 여러 가지 나사	68

5. 와셔	70	6. 볼트 · 너트의 풀림 방지	70
7. 볼트 · 너트의 설계	73	8. 볼트의 접합	77

제 3 절 키 · 핀 · 코터 · 스플라인 83

1. 키	83	2. 핀	89
3. 코터	91	4. 스플라인	93

제 4 절 리벳 97

1. 리벳 이음	97	2. 리벳 이음의 종류	99
3. 리벳 이음의 강도 및 효율	101	4. 보일러용 리벳 이음	106

제 5 절 용접 111

1. 용접의 개요	111	2. 용접의 종류	112
3. 용접부의 분류 및 이음의 종류	114	4. 용접 이음의 강도	118

제 3 장 축계 기계요소

제 1 절 축 129

1. 축의 분류	129	2. 축의 재료와 표준 지름	131
3. 축의 강도	133	4. 구동축 설계 실제	144

제 2 절 축 이음 149

1. 축 이음의 분류	149	2. 커플링	150
3. 클러치	160		

제 3 절 베어링 170

1. 베어링의 개요	170	2. 미끄럼 베어링	172
3. 구름 베어링	182	4. 구름 베어링 설계 실제	196

제 4 장 간접전동 기계요소

제 1 절 벨트 전동	205
1. 평 벨트	205
3. 치형 벨트	221
2. V벨트 전동	216
4. 벨트 전동 설계 실제	223
제 2 절 로프 전동	227
1. 로프	227
3. 로프 거는 방법과 로프의 길이 계산	232
4. 로프 전동의 전달 동력	234
5. 와이어로프 선정 및 안전성 검사	235
2. 로프 풀리	232
제 3 절 체인 전동	240
1. 체인의 종류	240
3. 체인의 속도, 속도비 및 속도변동률	248
4. 체인의 유효장력과 전달동력	250
5. 체인 전동장치 설계 실제	251
2. 체인을 거는 방법과 길이 계산	247

제 5 장 직접전동 기계요소

제 1 절 마찰차	257
1. 마찰 전동 장치	257
2. 마찰차의 종류	257
제 2 절 기어	273
1. 기어의 개요	273
3. 헬리컬 기어	299
5. 워 기어	310
7. 평기어 감속기 설계 실제	320
2. 스퍼 기어	276
4. 베벨 기어	304
6. 기어 전동 장치	316
제 3 절 캠	325
1. 개요	325
3. 종동절의 종류	327
5. 캠의 설계	331
2. 캠의 종류	326
4. 캠의 각 부분의 이름과 캠 선도	328

제 6 장 완충 및 제동용 기계요소

제 1 절 제동장치 337

- | | |
|-------------------------|----------------------------|
| 1. 개요 337 | 2. 제동장치의 종류와 제동력 337 |
| 3. 제동장치 설계 설계 355 | |

제 2 절 스프링 363

- | | |
|----------------------|----------------------|
| 1. 개요 363 | 2. 스프링의 종류 363 |
| 3. 스프링의 설계 367 | |

제 3 절 플라이휠 382

- | | |
|-----------------------|---------------------------|
| 1. 플라이휠의 역할 382 | 2. 각속도 변동계수 382 |
| 3. 에너지 변동계수 383 | 4. 플라이휠의 관성 모멘트 384 |

제 7 장 관계 기계요소

제 1 절 관 391

- | | |
|--------------------|--------------------|
| 1. 개요 391 | 2. 관의 종류 391 |
| 3. 관의 설계 393 | |

제 2 절 관이음 399

- | | |
|-----------------|----------------------|
| 1. 개요 399 | 2. 관이음의 종류 400 |
|-----------------|----------------------|

제 3 절 밸브와 콕 402

- | | |
|-----------------|----------------|
| 1. 밸브 403 | 2. 콕 406 |
|-----------------|----------------|

부 록

- | |
|------------------------|
| 1. 익힘 문제 해답 411 |
| 2. 용어해설 443 |
| 3. 찾아보기 446 |
| 4. 참고문헌 및 자료 450 |

사업인력공단

S DEVELOPMENT SERVICE OF KOREA

총론

Chapter

01

제 1 절 기계요소의 기초

제 2 절 응력과 변형률

제 3 절 기계 재료

제 4 절 허용 응력과 안전율

사업인력공단

S DEVELOPMENT SERVICE OF KOREA



한국신
HUMAN RESOURCE

제 1 장 총 론

제 1 절 기계요소의 기초

1. 개요

기계의 종류는 무수히 많다. 이들 기계를 분해하여 보면 공통적으로 사용되는 부품들을 많이 볼 수 있으며 이들 기계를 구성하는 부품을 기계요소(machine element)라 한다. 기계는 이들의 기계요소를 그 목적에 따라서 적절히 조합하여 만든 것이다.

기계요소 설계자와 제작자는 각 요소에 관하여 어떠한 형식의 것이 있는지, 기능 또는 형상, 크기, 재료 등의 선정을 어떻게 고려하는지 등에 필요한 기초지식과 전문지식을 갖고 활용할 수 있어야 한다.

2. 기계요소의 종류

기계요소는 사용기능에 따라 다음과 같이 분류할 수 있다.

- (1) 결합용 기계요소 : 나사, 볼트·너트, 키, 핀, 코터, 스플라인, 리벳 등
- (2) 축계 기계요소 : 축, 축이음, 베어링(미끄럼, 구름) 등
- (3) 간접전동 기계요소 : 벨트, 로프, 체인 등
- (4) 직접전동 기계요소 : 마찰차, 기어 등
- (5) 제동 및 완충용 기계요소 : 브레이크, 스프링, 관성차(플라이휠) 등
- (6) 관용 기계요소 : 관, 관 이음쇠, 밸브와 콕 등

3. 표준규격

가. 표준화

각 기계마다 많이 사용하고 있는 기계요소는 생산성을 높이기 위하여 형상, 치수, 재료 등을 규격화시켜 놓고 있다. 그렇게 하면 고정도(高精度)의 제품을 신속하고 저렴한 가격으로 제작이 가능할 뿐만 아니라 교환성이 있고, 생산자, 수요자 모두가 편리하

고 보다 경제적이기 때문이다. 따라서 제품의 품질, 모양, 치수, 검사 등에 일정한 표준을 정하여 호환성을 높이고 다량 생산으로 생산성의 향상 및 생산의 합리화를 도모하는 것을 총칭하여 표준화라 한다. 우리나라에서는 1961년 공업 표준화법이 제정, 공포된 후 한국 산업규격(KS)이 제정되기 시작 하였다.

제정된 KS는 산업표준화법 제11조의 규정에 따라 5년 마다 한국 산업표준 심의회에서 확인, 개정되고 있으며, KS는 <표 1-1>과 같이 총 21개 부문으로 구성되어 있다.

표 1-1 KS의 부문별 분류기호

분류기호	KS A	KS B	KS C	KS D	KS E	KS F	KS G	KS H	KS I	KS J	KS K
부 문	기본	기계	전기	금속	광산	토건	일용품	식료품	환경	생물	섬유
분류기호	KS L	KS M	KS P	KS Q	KS R	KS S	KS T	KS V	KS W	KS X	
부 문	요업	화학	의료	품질경영	수송기계	서비스	물류	조선	항공	정보산업	

KS 규격번호는 부문을 나타내는 알파벳 기호와 고유번호인 4자리의 아라비아 숫자로 되어 있다. 아래 <표 1-2>는 기계부문의 분류 기호를 나타낸 것이다.

표 1-2 기계부문의 KS 분류기호

분류 기호	B0001 ~ B0990	B1000 ~ B3000	B3001 ~ B4000	B4001 ~	B5201 ~	B6001 ~ B7000	B7001 ~ B7100	B7101 ~	B8000 ~	B6719 B ISO 11562	B7096~ B ISO 10303~	B ISO 21018~ 23181~
기계 부문	기계 일반	기계 요소	공구	공작 기계	측정계산용 기계기구· 물리기계	일반 기계	산업 기계	농업 기계	열사용 및 가스기기	계량· 측정	산업 자동화	기타

나. 국제 표준화

국제 표준화로는 1928년 ISA(萬國규격 통일협회; International Federation of the National Standardizing Association)가 설립되어 각국 공통의 통일된 규격이 시도 되었고, 1949년에 ISO(국제 표준화 기구 ; International Organization for Standardization)가 설립되어 각종 규격이 제정되었다. <표 1-3>은 각국의 산업 규격을 나타낸 것이다.

표 1-3 각국의 산업 규격

국가별 산업규격	규 격 기 호	제정년도
한 국	KS(Korean Industrial Standards)	1962
영 국	BS(British Standards)	1901
독 일	DIN(Deutsche Industrie Normen)	1917
미 국	ANSI(American National Standards Institute)	1918
스위스	SNV(Schweizerish Normen des Vereinigung)	1918
프랑스	NF(Norme Francaise)	1918
일 본	JIS(Japanese Industrial Standards)	1921

4. 국제단위계 (SI)

SI(국제단위계)는 International System of Units의 머리글자를 취한 것이다. 국제단위계는 기본 단위로서 길이, 질량, 시간, 전류, 열역학 온도 및 광도의 단위를 채용하였다. SI 단위는 기본 단위, 유도 단위, 보조 단위 및 조립 단위로 구성된다.

가. 기본 단위

SI 기본 단위는 독립된 차원을 가지는 것으로 명칭 및 기호는 <표 1-4>와 같다.

표 1-4 SI 기본 단위

기 본 량		명 칭	기 호
길	이	미 터	<i>m</i>
질	량	킬 로 그 램	<i>kg</i>
시	간	초	<i>s</i>
전	류	암 페 어	<i>A</i>
열역학적 온도		켈 빈	<i>K</i>
물 질	량	몰	<i>mol</i>
광	도	칸 델 라	<i>cd</i>

나. 유도 단위

관련된 양들을 연결시키는 대수관계에 따라 기본 단위들을 조합시킨 단위이다. 기계공학에 주로 사용되는 특별한 명칭을 갖는 SI 유도 단위에는 힘(*N*), 압력 또는 응력(*Pa*), 에너지, 일 및 열량(*J*), 주파수(*Hz*) 등이 있다.

다. 보조 단위

SI 보조 단위는 <표 1-5>와 같이 2개의 기하학적 양으로 무차원양이며, 기본 단위 나 조립 단위 어느 쪽에 속한다고 해도 상관없으나 약속에 의하여 보조 단위라고 한다.

표 1-5 보조 단위

기 본 량	명 칭	기 호
평 면 각	라 디 안	<i>rad</i>
입 체 각	스테라디안	<i>sr</i>

라. 조립 단위

SI 조립 단위는 기본 단위와 보조 단위를 사용하여 대수적인 관계로 구성된 단위이다. <표 1-6>은 고유의 명칭을 가진 조립 단위이다.

표 1-6 고유 명칭을 가진 SI 조립 단위

기 본 량	명 칭	기 호	정 의
주 파 수	헤 르 츠	Hz	s^{-1}
힘	뉴 톤	N	$kg \cdot m/s^2$
압 력, 응 력	파 스 칼	Pa	N/m^2
에너지, 일, 열량	줄	J	$N \cdot m$
일 륜, 전 력	와 트	W	J/s
전기량, 전하량	쿨 롱	C	$A \cdot s$
전 압, 전 위	볼 트	V	W/A
전 기 용 량	패 렛	F	C/V
전 기 저 항	옴	Ω	V/A
전기 전도도	지 멘 스	S	Ω^{-1}
자기선속밀도	웨 버	Wb	$V \cdot s$
자 속 밀 도	테 슬 라	T	Wb/m^2
인 덕 턴 스	헨 리	H	Wb/A
섭 씨 온 도	섭 씨 도	$^{\circ}C$	$t^{\circ}C = (t + 273.15)K$
광 선 속	루 멘	lm	$cd \cdot sr$
조 명 도	럭 스	lx	lm/m^2

마. 기계 설계에 사용되는 SI 단위

<표 1-7>은 기계 설계에 사용되는 주요 조립 단위이다.

표 1-7 기계 설계에 사용되는 주요 조립 단위

기 본 량	SI 단위 (명칭)	SI 단위 기호
면적	제곱미터	m^2
체적	세제곱 미터	m^3
속도	미터 매 초	m/s
가속도	미터 매 제곱 초	m/s^2
각속도	라디안 매 초	rad/s
각가속도	라디안 매 제곱 초	rad/s^2
진동수, 주파수	헤르츠	Hz
회전속도	회매초	s^{-1}
밀도	킬로그램 매 세제곱미터	kg/m^3
운동량	킬로그램 미터 매 초	$kg \cdot m/s$
운동량의 모멘트	킬로그램 제곱미터 매 초	$kg \cdot m^2/s$
관성 모멘트	킬로그램 제곱미터	$kg \cdot m^2$
힘	뉴턴	N
힘의 모멘트	뉴턴 미터	$N \cdot m$
압력	파스칼	Pa
응력	파스칼(뉴턴 매 제곱미터)	$Pa(N/m^2)$
표면장력	뉴턴 매 미터	N/m
에너지, 일	줄	J
률, 동력	와트	W

바. SI 접두어

〈표 1-8〉은 SI 접두어를 나타낸다.

표 1-8 SI 접두어

배 수	기 호	접두어 명칭	배 수	기 호	접두어 명칭
10^{24}	<i>Y</i>	요타(yotta)	10^{-1}	<i>d</i>	데시(dec)
10^{21}	<i>Z</i>	제타(zetta)	10^{-2}	<i>e</i>	센티(centi)
10^{18}	<i>E</i>	엑사(exa)	10^{-3}	<i>m</i>	밀리(milli)
10^{15}	<i>P</i>	페타(peta)	10^{-6}	μ	마이크로(micro)
10^{12}	<i>T</i>	테라(tera)	10^{-9}	<i>n</i>	나노(nano)
10^9	<i>G</i>	기가(giga)	10^{-12}	<i>p</i>	피코(pico)
10^6	<i>M</i>	메가(mega)	10^{-15}	<i>f</i>	펨토(femto)
10^3	<i>k</i>	킬로(kilo)	10^{-18}	<i>a</i>	아토(atto)
10^2	<i>h</i>	헥토(hecto)	10^{-21}	<i>z</i>	젱토(zepto)
10^1	<i>da</i>	데카(deka)	10^{-24}	<i>y</i>	욕토(yocto)

사. SI 단위

기계 설계에 있어서 물체에 작용하는 힘의 단위는 예전에는 중력을 힘의 단위로 하는

중력 단위계를 사용하였으며, (kg)으로 표기하여 왔다. 그러나 SI 단위에서의 (kg)은 질량의 단위로서 중력 단위와 혼동하는 것을 막기 위하여 중력 단위계의 힘(kg)은 ‘(kg)힘’이라고 해야 되고, (kgf)(또는, kgw)로 나타내는 것이 바람직하다. 최근 국내에서도 SI 단위계를 사용하는 경향이 증가하면서 예전과 같이 중력 단위계를 사용하는 경우, SI 단위계의 쉬운 환산을 위한 예를 아래에 나타내어 SI 단위의 표현에 익숙하도록 하였다.

(1) 힘(force)

- ① 1[N] : 질량 1[kg]의 물체에 1[m/s²]의 가속도를 주는 힘을 1뉴턴(newton:N) 이라고 한다. SI 단위에서 [kg]는 질량의 단위이고, 중량 또는 힘의 단위는 아니다. 힘은 뉴턴의 제2법칙에 의하여 힘 = 질량 × 가속도이다.

$$1[N](\text{뉴턴}) = 1[kg] \times 1[m/s^2] = 1[kg \cdot m/s^2]$$

$$1[kN](\text{킬로 뉴턴}) = 10^3[N] = 101.9716[kgf] \approx 102[kgf]$$

$$1[MN](\text{메가 뉴턴}) = 10^6[N] \approx 102 \times 10^3[kgf] \approx 1.02 \times 10^5[kgf]$$

- ② 1[kgf] : 중력 단위의 힘의 단위로서 질량 1[kg]의 물체에 작용하는 중력, 즉 질량 1[kg]의 물체 무게를 의미한다. SI 단위와 중력 단위의 관계는 다음과 같다.

$$1[kgf](\text{킬로그램 힘}) = 9.80665[kg \cdot m/s^2] = 9.80665[N] \approx 9.81[N]$$

(2) 압력 또는 응력(pressure or stress)

압력과 응력은 단위면적당 작용하는 힘을 나타내며 단위가 같다. 힘을 받는 면이 유체일 때에는 압력이라 하고, 힘을 받는 면이 고체일 때에는 응력이라 한다.

식 응력 = $\frac{\text{힘}}{\text{면적}}$ 으로부터 다음의 관계식을 얻는다.

$$1[Pa](\text{Pascal, 파스칼}) = 1[N/m^2]$$

$$1[kgf/cm^2] = 9.80665[N/cm^2] = 0.0980665[N/mm^2] \approx 9.8 \times 10^4[N/m^2]$$

$$= 9.8 \times 10^4[Pa] = 0.098[MPa]$$

$$1[kgf/mm^2] = 9.80665[N/mm^2] \approx 9.8[MPa]$$

SI에서는 응력의 단위는 Pa 또는 [N/m²]의 어느 것으로 표시해도 좋으나 보통의 경우 응력 및 탄성계수는 각각 (MPa) 및 (GPa)로 표시하는 것이 바람직하다.

(3) 일 또는 모멘트

일이란 힘이 작용하여 움직인 거리이며, 힘과 거리의 곱으로 나타내고, 모멘트의 단위와 같다.

$$1[J](\text{Joule, 줄}) = 1(N \cdot m)$$

$$1(kgf \cdot m) = 9.80665(N \cdot m) \approx 9.8J$$

(4) 각속도 및 원주 속도

- ① 각속도 $\omega[\text{rad/s}]$ 와 회전수 $n[\text{rpm}]$ 은 다음의 관계가 있다.

$$\omega[\text{rad/s}] = \frac{2\pi n[\text{rpm}]}{60}$$

- ② 원주 속도는 단위 시간당 움직인 변위이다. 원운동을 하는 물체의 원주 속도는 반지름과 각속도의 곱으로 주어지며, 다음의 관계식이 자주 쓰인다.

$$v[\text{m/s}] = r[\text{m}] \cdot \omega[\text{rad/s}] = \frac{D[\text{mm}]}{2 \times 1000} \cdot \left(\frac{2\pi n[\text{rpm}]}{60} \right)$$

- (5) 일률 또는 동력(power)

일률이란 단위시간당 한 일의 양을 말한다.

$$1[\text{W}](\text{watt}) = 1[\text{J/s}] = 1[\text{N} \cdot \text{m/s}] = 1[\text{Amp} \cdot \text{Volt}]$$

또는

$$1[\text{W}] = 1[\text{J/s}] = \frac{1}{9.80665} [\text{kgf} \cdot \text{m/s}] = 0.102 [\text{kgf} \cdot \text{m/s}]$$

위 식에서 동력을 (kW)단위로 나타내면 다음과 같다.

$$1[\text{kW}] = 102 [\text{kgf} \cdot \text{m/s}]$$

또한 동력의 단위로 (PS)(마력)은 다음과 같이 정의한다. 여기서 쓰이는 마력은 프랑스에서 쓰이는 것을 의미하며, 영국에서 쓰이는 마력(HP)과 구분하여 표기하기로 한다.

(프랑스 마력) $1[\text{PS}] = 75 [\text{kgf} \cdot \text{m/s}] = 75 \times 9.80665 \div 735.5[\text{W}]$ 이며,

(영국 마력) $1[\text{HP}] = 550 [\text{ft} \cdot \text{lb/s}] = 746[\text{W}]$ 이다.

- ① 동력을 힘×속도로 표시할 때 쓰는 식

와트[W]의 정의로부터 다음 식을 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} H[\text{kW}] &= \frac{P[\text{N}] \cdot v[\text{m/s}]}{1000} = \frac{(9.81 \times P[\text{kgf}]) \cdot v[\text{m/s}]}{1000} \\ &\div \frac{P[\text{kgf}] \cdot v[\text{m/s}]}{102} \end{aligned}$$

- ② 동력을 토크×각속도로 표시할 때 쓰는 식

속도는 $v = \omega \times r$ 로 표시되므로 다음의 관계가 성립한다.

$$\begin{aligned} P \cdot v &= P \cdot (r \cdot \omega) = T \cdot \omega \\ H[\text{kW}] &= \frac{T[\text{N} \cdot \text{m}] \cdot \omega[\text{rad/s}]}{1000} = \frac{T[\text{N} \cdot \text{m}] \cdot \left(\frac{2\pi}{60} N[\text{rpm}] \right)}{1000} \\ &= \frac{T[\text{N} \cdot \text{m}] \cdot N[\text{rpm}]}{9550} \end{aligned}$$

예제 1 다음을 SI 단위로 나타내어라. 단, $1[kgf] = 9.8[N]$ 이다.

- (1) 하중 : $P = 2,500[kgf]$
- (2) 압력 : $p = 50[kgf/cm^2]$
- (3) 허용 응력 : $\sigma_a = 15[kgf/mm^2]$
- (4) 전단 탄성계수 : $G = 8.1 \times 10^3[kgf/mm^2]$
- (5) 힘의 모멘트 : $M = 45[kgf \cdot m]$

(풀이)

- (1) $P = 2,500 \times 9.8 = 24,500[N] = 24.5[kN]$
- (2) $p = 50 \times 9.8/10^{-4} = 5.0 \times 9.8 \times 10^5[N/m^2] = 5.0 \times 9.8 \times 10^5[Pa]$
 $= 4.9 \times 10^6[Pa] = 4.9[MPa]$
- (3) $\sigma_a = 15 \times 9.8/10^{-6} = 147 \times 10^6[N/m^2] = 147 \times 10^6[Pa] = 147[MPa]$
- (4) $G = 8.1 \times 10^3 \times 9.8 = 79.38 \times 10^3[N/mm^2] = 79.38 \times 10^9[N/m^2]$
 $= 79.38 \times 10^9[Pa] = 79.38[GPa]$
- (5) $M = 45 \times 9.8 = 441[N \cdot m]$

예제 2 강의 탄성계수 $E = 2.1 \times 10^4[kgf/mm^2]$ 을 SI 단위로 환산하여라.

(풀이)

$$\begin{aligned}
 1[kgf/mm^2] &= 9.8[N/mm^2] = 9.8 \times 10^6[N/m^2] = 9.8 \times 10^6[Pa] = 9.8[MPa] \\
 E &= 2.1 \times 10^4[kgf/mm^2] = 2.1 \times 10^4 \times 9.8[N/mm^2] \\
 &= 20.58 \times 10^4[N/mm^2] = 205.8 \times 10^9[N/m^2] \\
 &\approx 206 \times 10^9[Pa] = 2.06 \times 10^5[MPa] = 206[GPa]
 \end{aligned}$$

예제 3 1마력은 몇 와트(W)인가?

(풀이)

$$1\text{마력}[PS] = 75[kgf \cdot m/s] = 75 \times 9.80665 \approx 735.5[W]$$

제 2 절 응력과 변형률

1. 하중

기계나 구조물의 각 부분에는 외부로부터 여러 종류의 힘을 받는다. 이것을 하중(load)이라 한다. 기계의 각 구성 요소는 이와 같은 하중에 충분히 견딜 수 있는 강도를 가지고 있어야 하며, 결코 파손 되어서는 안 된다. 같은 재료라도 하중의 작용 상태에 따라서 강도는 현저하게 변화 되므로 강도 설계에 있어서는 먼저 작용 하중의 종류를 알아 두어야 한다. 하중은 작용상태, 작용속도, 분포상태에 따라 다음과 같이 분류한다.

가. 하중의 작용 상태에 따른 분류

(1) 인장하중(tensile load) : 재료의 축선 방향으로 늘어나게 하려는 하중이다. (그림 1-1의 (a)참조)

(2) 압축하중(compressive load) : 재료의 축선 방향으로 재료를 누르는 하중이다. (그림 1-1의 (b)참조)

(3) 전단하중(shearing load) : 재료를 가위로 자르려는 것과 같은 형태의 하중이다. (그림 1-1의 (c)참조)

(4) 굽힘하중(bending load) : 재료를 구부려 휘어지게 하는 형태의 하중이다. (그림 1-1의 (d)참조)

(5) 비틀림하중(torsion load) : 재료를 비트는 형태로 작용하는 하중이다. (그림 1-1의 (e)참조)

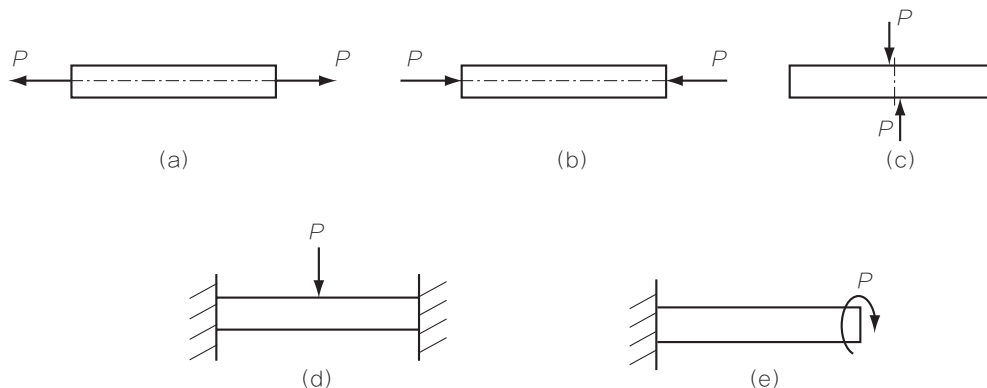


그림 1-1 하중의 작용상태에 따른 분류

나. 하중의 작용속도에 따른 분류

(1) 정 하중(static load) : 시간과 더불어 크기가 변화하지 않는 정지하중 또는 변화 하여도 무시할 수 있는 하중이다.

(2) 동 하중(dynamic load) : 하중의 크기가 시간과 더불어 변화하는 하중으로 다음과 같이 분류한다.

- ① 변동 하중 : 불규칙하게 작용하는 하중으로서 진폭과 주기가 모두 변화하는 하중이다.
- ② 반복 하중 : 계속하여 반복 작용하는 하중으로서 진폭이 일정하고 주기가 규칙적인 하중이다. (편진 하중)
- ③ 교번 하중(alternate load) : 하중의 크기와 방향이 충격 없이 주기적으로 변화하는 하중이다. (양진하중)
- ④ 충격 하중(impulsive load) : 비교적 단시간에 충격적으로 작용하는 하중이다.
- ⑤ 이동 하중 : 물체 위를 이동하며 작용하는 하중이다.

다. 하중의 분포 상태에 따른 분류

(1) 집중 하중(concentrated load) : 재료의 한점에 집중하여 작용하는 하중이다.(그림 1-2의 (a)참조)

(2) 분포 하중(distributed load) : 재료의 어느 범위 내에 분포되어 작용하는 하중으로 하중의 분포 상태에 따라 균일 분포하중 [그림 1-2의 (b)참조]와 불균일 분포하중 [그림 1-2의 (c)참조]가 있다.

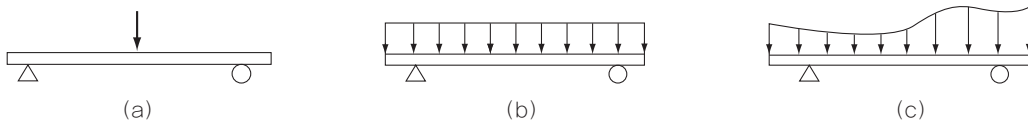


그림 1-2 하중의 분포 상태에 따른 분류

2. 응력

물체에 하중을 작용시키면 물체 내부에는 이에 대응하는 저항력이 발생하여 균형을 이루는데 이 저항력을 응력(stress)이라 한다. 보통 단위 면적당 힘의 크기로 나타내며, 단위는 (MN/m^2) 또는 (N/mm^2) 으로 표시하며, 응력의 종류는 인장 응력, 압축 응력, 전단 응력 등이 있다.

가. 인장 응력(tensile stress)

물체의 양단에 인장력이 작용하면 이 하중 방향에 대하여 직각인 단면에 수직 응력이 발생하게 되는데 이를 인장 응력이라 한다. 양단에 걸리는 인장력을 $P_t(N)$, 하중에 직각인 임의의 단면적을 $A(mm^2)$ 이라 하면 인장 응력 σ_t 는 다음과 같다.

$$\sigma_t = \frac{P_t}{A} [N/mm^2]$$

나. 압축 응력(compressive stress)

물체의 양단에 압축력이 작용하면 이 하중 방향에 대하여 직각인 단면에 수직 응력이 발생하게 되는데 이를 압축 응력이라 한다. 양단에 걸리는 압축력을 $P_c(N)$, 하중에 직각인 임의의 단면적을 $A(mm^2)$ 이라 하면 압축 응력 σ_c 는 다음과 같다.

$$\sigma_c = \frac{P_c}{A} [N/mm^2]$$

다. 전단 응력(shearing stress)

가위로 물체를 자르거나 전단기로 철판을 절단 할 때와 같이, 재료에 전단 하중을 작용 시켰을 때 생기는 응력을 전단 응력이라 한다. 전단 하중 $P_s(N)$ 을 받는 물체의 단면적을 $A(mm^2)$ 이라 하면 전단 응력 τ 는 다음과 같다.

$$\tau = \frac{P_s}{A} [N/mm^2]$$

3. 응력 - 변형률 선도

재료의 인장시험결과 얻어진 재료에 응력과 변형률의 관계를 선도로 나타낸 것이 응력-변형률 선도(stress-strain diagram)이다.

[그림 1-3의 (a)]는 풀림을 한 연강과 열처리된 합금강 및 기타 재료의 응력-변형률 선도를 나타낸 것이다. [그림 1-3의 (b)]의 선도에서 실선은 재료에 작용하는 하중을 최초의 단면적으로 나눈 응력 값, 즉 공칭 응력(nominal stress)을 나타내는 선도이고, 일점 쇄선은 하중을 그때의 단면적으로 나눈 진 응력(true stress) 또는 실제 응력을 나타낸 선도이다.

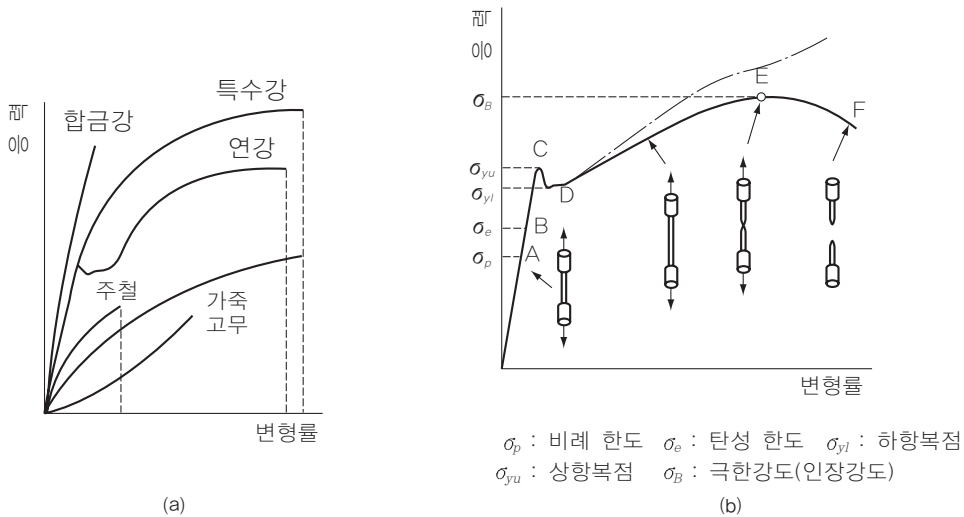


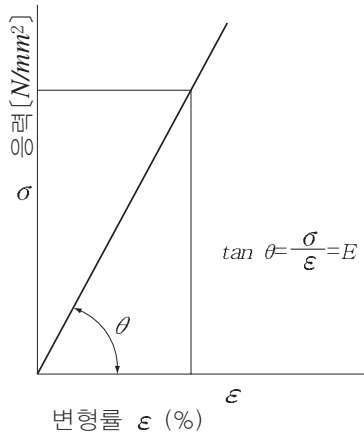
그림 1-3 응력-변형률 선도

- (1) 비례 한도(A점) : 응력과 변형률이 비례적으로 증감하는 부분이다.
- (2) 탄성 한도(B점) : 응력을 서서히 제거할 때, 변형이 없어지는 성질을 탄성(elasticity)이라 하며, 그 한계점에서의 응력을 탄성 한도(elastic limit)라 한다.
- (3) 소성 변형(plastic strain) : B점 이상으로 응력이 증가하면 응력을 제거하여도 변형이 완전히 없어지지 않고 남는다. 이것을 잔류 변형(residual strain)이라 하며, 시간이 지나면 다소 없어지면서 그대로 변형이 남아있게 되는데 이를 영구 변형 또는 소성 변형이라 한다.
- (4) 항복점(yield point) : 응력을 증가 시키지 않아도 변형이 연속적으로 갑자기 커지는 상태의 응력을 말한다(C, D점).
- (5) 극한 강도(ultimate strength) : 재료가 견딜 수 있는 최대의 응력을 말한다. [그림 1-3의 (b)]에서와 같이 D점에서 응력이 더 커지면 변형도 같이 증가하여 선도는 D E F와 같은 곡선이 되어 E점에서 최대 응력이 되며, 이 응력을 극한 강도 또는 인장 강도(tensile strength)라 한다. E점에 이르면 재료의 일부에 부분적인 수축이 생겨 드디어 F점에서 파괴된다.

4. 훅의 법칙

응력이 작용하면 응력과 변형률은 비례하여 [그림 1-4]와 같이 일직선으로 된다. 또 비례 한도이내에서 응력과 변형률은 비례한다. 이것을 훅의 법칙(Hooke's law)이라 한

다. 탄성계수는 [그림 1-3의 (b)]의 경사로부터 구할 수 있다.



$$E = \frac{\text{응력}(\sigma)}{\text{변형률}(\varepsilon)} \quad \dots\dots\dots (1-1)$$

$$\sigma = E \cdot \varepsilon$$

그림 1-4 응력-변형률 선도

이 비례 상수를 탄성률(modulus of elasticity)이라 하는데, 재료에 따라 일정한 값을 가진다. 탄성률에는 응력과 변형률의 종류에 따라 탄성계수와 전단 탄성계수가 있다.

가. 탄성계수

인장 또는 압축의 경우, 수직 응력 σ 와 그 방향의 세로 변형률 ε 과의 비를 세로 탄성률 또는 탄성계수, 영률(young's modulus)이라 하고 E 로 표시한다. 길이 l , 단면적 A 의 재료에 축 방향 하중 P 를 가했을 때, 늘임 또는 줄음을 λ 라 하면,

$$\sigma = \frac{P}{A}, \varepsilon = \frac{\lambda}{l} \text{ 이므로 (1-1)식에 대입하면}$$

$$E = \frac{\sigma}{\varepsilon} = \frac{Pl}{A\lambda}$$

$$E = \frac{Pl}{A\lambda} = \frac{\sigma l}{\lambda}$$

강의 탄성계수(E) 값은 약 $206[GN/m^2]$ ($206[kN/mm^2]$)이다.

나. 전단 탄성계수

전단 응력 τ 와 전단 변형률 γ 와의 비를 가로 탄성률(modulus of rigidity) 또는 전단 탄성계수라 하고 기호 G 로 표시한다.

[그림 1-5]와 같이 떨어진 거리 l , 단면적 A 인 재료에 P_s 의 전단 하중을 가했을 때 미끄럼 변형량 λ_s 와 전단각 ϕ 가 생겼다고 하면, 역시 후의 법칙에 의하여 전단 응력 τ 와 전단 변형률 γ 사이에서 다음의 식이 성립된다. 또한, 비틀림을 받는 재료도 비례한 도내에서는 같은 식이 적용된다.

$$\tau = \frac{P_s}{A}, \quad \gamma = \frac{\lambda_s}{l} = \tan \phi \approx \phi \quad (\phi \text{가 매우 작을 때}) \quad (1-2)$$

$$G = \frac{\tau}{\gamma} = \frac{P_s l}{A \lambda_s} = \frac{P_s}{A \phi} \quad (1-3)$$

$$\lambda_s = \frac{P_s l}{AG} = \frac{\tau l}{G}, \quad \phi = \frac{P_s}{AG} \quad (1-4)$$

강의 전단 탄성 계수(G) 값은 약 $80[GN/m^2](80[kN/mm^2])$ 이다.

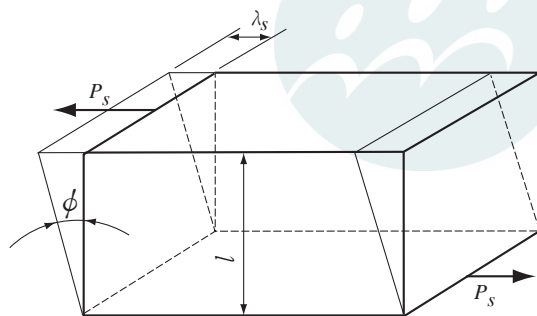


그림 1-5 전단 변형률

5. 프와송 비

실험의 결과 탄성한도 이내에서는 가로와 세로의 변형률의 비가 같은 재료에서는 항상 일정한 값을 갖는다. 이것을 프와송 비(Poisson's ratio)라 하며, 기호 ν 로 표시하고 프와송 비의 역수 m 을 프와송 수(Poisson's number)라 한다. <표 1-9>은 재질별 프와송 비를 나타낸 것이다.

표 1-9 프와송 비

재 질	ν
연강, 경강, 주강	0.23 ~ 0.30
주 철	0.20 ~ 0.29
구리, 황동, 아연	0.33
알 루 미 늬	0.34

$$\nu = \frac{1}{m} = \frac{\text{가로변형률}(\epsilon')}{\text{세로변형률}(\epsilon)}$$

탄성계수 E , 전단 탄성계수 G , 프와송 수 m 사이에는 다음의 관계가 있다.

$$\left. \begin{aligned} E &= \frac{2G(m+1)}{m} \\ G &= \frac{mE}{2(m+1)} \\ m &= \frac{2G}{E-2G} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (1-5)$$

예제 1 하중 $10[\text{kN}]$, 응력 $4[\text{N/mm}^2]$ 일 때 정사각형의 한 변의 길이는 몇 (mm)인가?

(풀이) $\sigma = \frac{P}{A}$, ($A = a \times a$), $10[\text{kN}] = 10^4[\text{N}]$

$$\therefore a = \sqrt{\frac{P}{\sigma}} = \sqrt{\frac{10,000}{4}} = 50[\text{mm}]$$

예제 2 두께 $2[\text{mm}]$ 의 판에 지름 $20[\text{mm}]$ 의 구멍을 뚫는데 필요한 힘은 어느 정도인가? 단, 전단 강도는 $300[\text{N/mm}^2]$ 이다.

(풀이) $\tau = \frac{P_s}{A} [\text{N/mm}^2]$, $A = \pi \times d \times t = \pi \times 20 \times 2 = 125.664[\text{mm}^2]$

$$\therefore P_s = \tau \times A = 300 \times 125.664 \doteq 37700[\text{N}]$$

예제 3 길이가 $100[\text{mm}]$ 인 봉이 압축응력을 받았을 때 변형률이 0.0005 라면 변형 후의 길이는 몇 (mm)인가?

$$(\text{풀이}) \quad \varepsilon(\text{변형률}) = \frac{\lambda}{l} \text{에서, } \lambda(\text{줄음}) = \varepsilon \cdot l = 0.0005 \times 100 = 0.05[\text{mm}] (\text{줄음})$$

$$\therefore l'(\text{변형후 길이}) = l - \lambda = 100 - 0.05 = 99.95[\text{mm}]$$

예제 4 $14[\text{kN}]$ 의 인장 하중을 받는 둥근 봉의 단면에 발생하는 응력을 $80[\text{N/mm}^2]$ 까지로 제한하려면 봉의 지름을 약 몇 (mm)로 하면 되는가?

$$(\text{풀이}) \quad \sigma = \frac{P}{A}, \text{ 여기서 } A = \frac{\pi d^2}{4} \text{ 이므로}$$

$$\therefore d = \sqrt{\frac{4P}{\pi\sigma}} = \sqrt{\frac{4 \times 14000}{3.14 \times 80}} \approx 15[\text{mm}]$$

예제 5 길이 $400[\text{mm}]$, 단면 $40[\text{mm}] \times 50[\text{mm}]$ 의 탄소강재가 있다. $20[\text{kN}]$ 의 인장력에 의하여 $1.9[\text{mm}]$ 늘어났다. 응력, 변형률 및 탄성계수(E)는 얼마인가?

$$(\text{풀이}) \quad \text{응력} : \sigma = \frac{P}{A} = \frac{20 \times 1000}{40 \times 50} = 10[\text{N/mm}^2]$$

$$\text{변형률} : \varepsilon = \frac{\lambda}{l} = \frac{1.9}{400} = 0.00475$$

$$\text{탄성계수} : E = \frac{\sigma}{\varepsilon} = \frac{10}{0.00475} = 2105.3[\text{N/mm}^2]$$

제 3 절 기계 재료

1. 재료의 종류와 선택

가. 재료의 종류

기계에 사용되는 재료에는 철, 강, 주철, 합금강, 비철 금속, 비철 금속 합금 및 비금속 재료(플라스틱, 세라믹, 특수 유리, 고무) 등 그 종류가 다양하다.

최근에는 첨단 재료로서 신소재(광섬유, 광전자 재료, 광학 재료, 초전도체, 반도체 소자, 엔지니어링 플라스틱, 파인 세라믹, 형상기억 합금, 액정, 고강도·고내식성 스테인

리스강 등)가 지속적으로 개발되고 재료의 특성에 따라 기능에 맞는 활용과 응용이 이루어지고 있다. <표 1-10>은 철강금속재료의 종류와 용도를 나타내며, <표 1-11>은 탄소강의 용도 및 탄소량에 따른 분류표이다.

(1) 철금속 재료의 종류와 용도

표 1-10 철금속 재료의 종류와 용도

규격 (KS D)	명칭	종별	기호		용도 및 특징
3503	일반구조용 압연 강재		SS 330 ~ SS 590		강판, 강대, 평강, 봉강 및 형강 건축, 교량, 선박, 철도, 차량, 기타 구조물
3507	배관용 탄소강관	일반배관용	SPP	흑관	아연 도금을 하지 않은 관
				백관	아연 도금을 한 관
3510	경강 선	A종 ~ C종	SW-A ~ SW-C		철선, 스프링
3512	냉간압연 강판 및 강대	1종 ~ 3종	SPCC, SPCE, SPCF, SPCG		드로잉용, 딥 드로잉용
3515	용접 구조용 압연 강재	1종 ~ 5종	SM 400A ~ SM 570		강판, 강대, 형강 및 평강
3522	고속도 공구강 강재		SKH 2 ~ SKH 59		일반 절삭용, 고속 절삭용, 기타 각종 공구
3517	기계 구조용 탄소 강관	11종 ~ 20종	STKM 11A ~ STKM 20A		인쇄용 롤러, 배기 파이프, 자전거 프레임, 스티어링 시스템, 프로펠러 샤프트, 증폭축, 유압 실린더
3556	피아노 선	1종 ~ 3종	PW 1 ~ PW 3		스프링 용
3597	스프링용 냉간압연 강대		S50C-CSP ~ S95C-CSP, SUP10-CSP		박판 스프링용, 용수철 스프링용
3701	스프링 강재		SPS 1 ~ SPS 9A		겹판 스프링, 코일 스프링
3710	탄소강 단강품		SF340A ~ SF590A		각종 단조용 소재
3751	탄소 공구 강재		STC 140 ~ STC 60		드릴, 면도날, 쇠톱, 나사용 다이스, 게이지, 칼
3752	기계 구조용 탄소강 강재		SM 12C ~ SM 58C		열간 압연, 열간 단조 가공으로 제조하여 다시 단조, 절삭 등의 가공과 열처리하며, 기계 구조용(부품 포함)
		절삭공구용	STS 11, 21, 5, 7, 8		센터 드릴, 다이스, 원형 톱, 락 톱, 쇠톱, 줄

표 1-10 철금속 재료의 종류와 용도(계속)

규격 (KS D)	명칭	종별	기호	용도 및 특징
3753	합금 공구 강재	내충격공구용	STS 4, 41, 43, 44	끌, 펀치, 칼날, 착암기의 피스톤
		냉간금형용	STS 3, 31, 93 ~ 95 STD 1 ~ 12	게이지, 절단기, 칼날, 게이지, 프레스 형틀
		열간금형용	STD 4 ~ 8, STF 3 ~ 6	압출용 다이스, 다이스, 압출 공구
3867	기계구조용 합금강재 (크로뮴강)		SCr 415 ~ SCr 445	열간 압연, 열간 단조 가공으로 제조하여 다시 단조, 절삭 등의 가공과 열처리하며, 기계 구조용(부품 포함)
	기계구조용 합금강재 (니켈크로뮴강)	표면경화용	SNC 236 ~ SNC 836	열간 압연, 열간 단조 가공으로 제조하여 다시 단조, 절삭 등의 가공과 열처리하며, 기계 구조용(부품 포함)
	기계구조용 합금강재 (니켈몰리브데넘강)	표면경화용	SNCM 220 ~ SNCM 815	열간 압연, 열간 단조 가공으로 제조하여 다시 단조, 절삭 등의 가공과 열처리하며, 기계 구조용(부품 포함)
	기계구조용 합금강재 (크로뮴몰리브데넘강)	표면경화용	SCM 415 ~ SCM 822	열간 압연, 열간 단조 가공으로 제조하여 다시 단조, 절삭 등의 가공과 열처리하며, 기계 구조용(부품 포함)
	기계구조용 합금강재 (망가니즈강)	망간강강재	SMn 420 ~ SMn 443	열간 압연, 열간 단조 가공으로 제조하여 다시 단조, 절삭 등의 가공과 열처리하며, 기계 구조용(부품 포함)
	기계구조용 합금강재 (망가니즈크로뮴강)	망간크로뮴강강재	SMnC 420 ~ SMnC 443	열간 압연, 열간 단조 가공으로 제조하여 다시 단조, 절삭 등의 가공과 열처리하며, 기계 구조용(부품 포함)
4114	크롬 몰리브덴강 단강품	축상단강품	SFCM 590S ~ SFCM 980S	축, 크랭크 축, 피니언 기어, 플랜지, 링, 휠
4117	니켈크로뮴몰리브덴강 단강품	축상단강품	SFNCM690S ~ SFNCM1030	축, 크랭크 축, 피니언 기어, 플랜지, 링, 휠
4101	탄소강 주강품		SC 360 ~ SC 480	일반구조용, 전동기 부품용
4301	회 주철품	1종 ~ 6종	GC 100 ~ GC 350	편상 흑연을 함유한 주철품 (응력 제거를 위해 어닐링하고 열처리를 할 수 있다)
4302	구상 흑연 주철품		GCD350-22 ~ GCD800-2	응력 제거를 위해 어닐링하고 열처리를 할 수 있다.

(2) 탄소강의 분류

표 1-11 탄소강의 분류

명 칭	분 류	탄소량(%)	용도에 따른 분류	탄소량에 따른 분류
기계구조용 탄소강 강재	극연강	0.03~0.05	가공성이 요구될 때	저탄소강
		0.05~0.12		
	연강	0.12~0.20		
	반연강	0.20~0.30	가공성과 동시에 강인성이 요구될 때	중탄소강
		0.30~0.40		
	반경강	0.40~0.45	강인성과 동시에 내마모성이 요구될 때	
		0.45~0.50		
탄소 공구 강재	경강	0.50~0.65	내마모성과 동시에 경도가 요구될 때	고탄소강
		0.65~0.70		
	최경강	0.70~0.95		
		0.95~1.2		

나. 재료의 선택

재료의 기계적 성질, 물리, 화학적 성질, 가공법(성형, 소성법), 열처리법과 경제성에 대하여 충분한 지식을 갖고 사용목적에 따라 선택한다.

특히 신소재 사용 선택시 이에 대한 성질과 가공성을 충분히 검토한 후 전자기 특성, 강도, 외관(색상), 흡진성, 방청성 등 다각적인 면을 고려한다.

2. 재료의 피로

기계 구조용 재료가 일정기간 동안 변동 하중이나 반복 하중을 계속적으로 받게 되면, 그 재료의 허용 응력 범위(하중과 변형률) 이내에 충분히 안전할지라도 재료의 성질이 서서히 변화하여 그 재료에 최대 응력이 작용하고 있는 주변에서 미세한 균열이 발생되고 이는 점차로 확대되어 결국 재료가 파단하게 되는데, 이런 현상을 재료의 피로(fatigue)라고 한다.

일반적으로 기계는 변동 하중이나 반복 하중을 받으면서 장기간 사용하는 경우가 대부분이므로 기계 설계시 재료의 피로에 대하여 충분한 고려가 요구된다.

재료의 피로에 영향을 주는 요인에는 노치 상태, 표면 거칠기, 압입 상태, 치수 효과 및 온도 변화 등이 있다.

가. 응력 진폭과 평균 응력

기계 재료의 피로 강도를 구할 때는 피로 시험기를 이용하여 재료에 반복 하중을 가하여 파괴하기까지의 반복 횟수를 구한다. 반복 하중으로는 그 재료의 사용 목적에 따라 인장, 압축, 굽힘 및 비틀림이 사용된다. 따라서 이런 하중으로 재료 내에 생기는 응력은 [그림 1-6]과 같이 여러 가지 상태가 있으나 일반적으로 양진 응력상태의 시험이 가장 많이 채용된다.

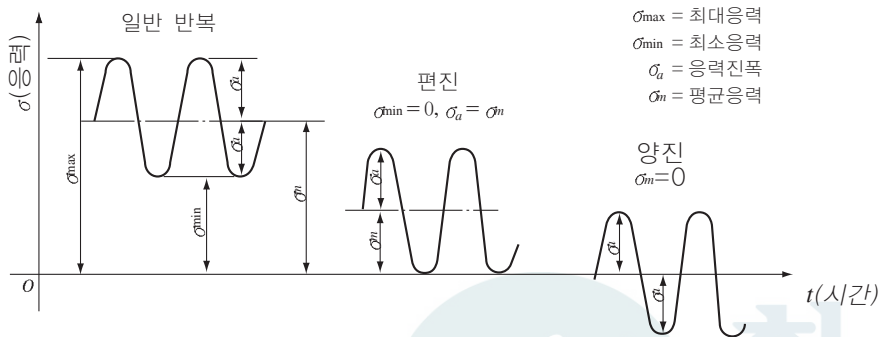


그림 1-6 반복 응력

나. S-N 곡선

시험편에 적당한 응력 진폭 $\sigma_a = S$ (양진일 때)의 반복 응력을 작용시켜서 피로 파괴할 때까지의 반복 횟수 N 을 구하고, 세로축에 응력 진폭 σ_a 의 값, 가로축에 (N) 의 값을 취하여 변형 값을 대수 그래프용지를 이용하여 (S) 와 (N) 과의 관계를 나타낸 [그림 1-7]을 S-N 곡선 또는 월러(Wöhler)곡선이라 한다.

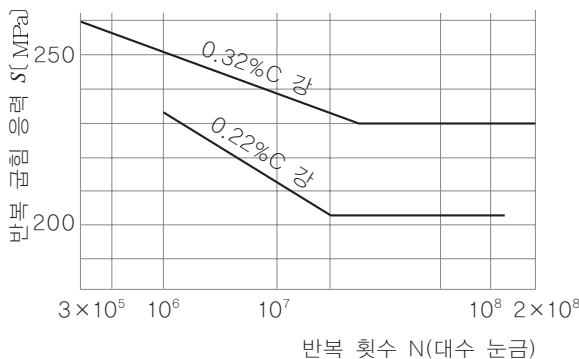


그림 1-7 S-N 곡선

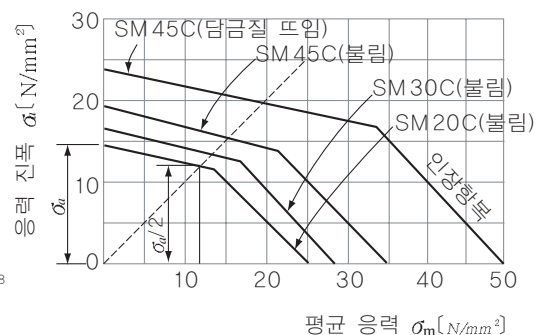


그림 1-8 탄소강의 피로 한도 선도

실험에서 강은 경사 직선이 $10^6 \sim 10^7$ 회 값에서 굽혀져 수평직선으로 옮겨가는 현상을 나타낸다. 또한 $S-N$ 곡선의 수평부 응력은 무한 반복을 가하여도 재료가 파괴되지 않는 최대 응력이 된다. 이 응력이 피로 한도(fatigue limit) 또는 내구 한도(endurance limit)가 된다. 이 피로 한도 이하에서는 반복 횟수가 아무리 많더라도 파괴되지 않는다. 피로 한도의 값은 응력의 종류에 따라서 변하고, 탄소강에 대하여는 탄소 함유량이 많은 강일수록 [그림 1-8]과 같이 직선 부분이 위로 위치하고 있다.

3. 응력 집중

기계의 구성 부품에 노치(notch)홈, 구멍, 나사, 단(段), 돌기(突起) 등에 하중이 가해질 때 그 단면에는 응력 분포 상태가 불규칙하고 부분적으로 큰 응력이 집중하게 되는데 이러한 현상을 응력 집중(stress concentration)이라 한다.

가. 응력 집중 계수

단면이 균일한 재료는 [그림 1-9의 (a)]에서와 같이 단면 $X-X'$ 에서 평균 응력 σ_m 이 고르게 분포된다. 그러나 홈 또는 구멍을 지나는 단면 $X-X'$ 에서는 [그림 1-9의 (b), (c)]와 같이 응력이 균일하게 분포되지 않고, 홈 부분과 구멍 주변에서 최대 응력 $\sigma_{\max}$ 가 발생하며, 홈은 중심부분에서 평균 응력 σ_m 보다 작아지고, 구멍이 있는 경우는 양단에서 평균 응력 보다 작게 된다. 따라서 응력 집중의 정도는 $\sigma_{\max}$ 를 σ_m 로 나눈 값으로 나타내며, 이 값을 응력 집중 계수(factor of stress concentration) 또는 형상 계수(form factor)라 하고, α 로 표시한다.

$$\alpha = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_m} = \frac{\tau_{\max}}{\tau_m} \quad (1-6)$$

$$\sigma_{\max} = \alpha \cdot \sigma_m \quad (1-7)$$

이 계수는 재료의 치수와 크기에는 무관하고 형상만으로 결정된다. 그러나 같은 노치라도 하중 상태에 따라 다르며, 노치 부분에 대한 형상 계수는 일반적으로 인장, 굽힘, 비틀림의 순서로 인장일 때가 가장 크고, 비틀림의 순으로 작아지게 된다. [그림 1-10]은 지름이 갑자기 변하는 단 붙임 축을 비틀었을 때 필릿(fillet)이 시작 되는 m 점 근처에 응력 집중이 생겨서 큰 전단 응력이 발생하고 있는 것을 보여주고 있다.

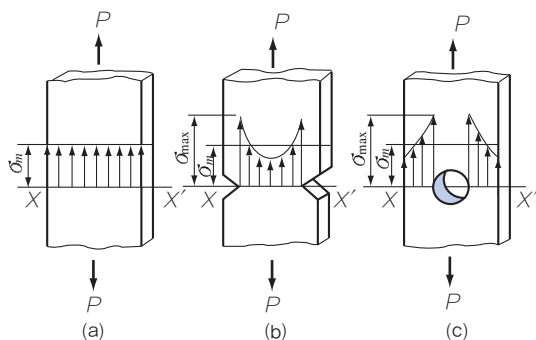


그림 1-9 응력 집중

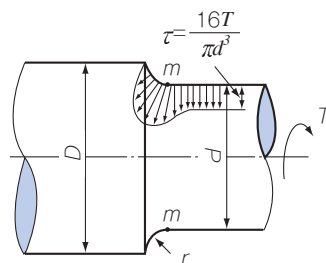
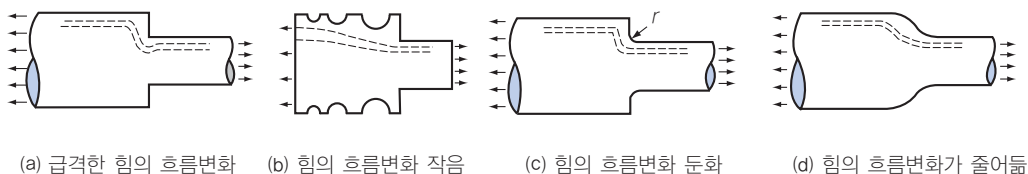


그림 1-10 단 불임축의 응력 집중

나. 응력 집중 경감 대책

기계 설계 시 응력 집중이 될 수 있는 한 적게 발생하도록 고려하여야 하며, 일반적인 응력 집중 경감 대책은 다음과 같다.

- ① [그림 1-11의 (c), (d)]와 같이 필릿(fillet)부의 반지름을 되도록 크게 하거나, 테이퍼 부분을 될 수 있는 한 완만하게 한다.
- ② [그림 1-11의 (b)]와 같이 축 단부 가까이에 2~3단의 단부를 설치하여 응력의 흐름을 완만하게 한다.
- ③ 단면 변화 부분에 보강재를 결합하여 응력 집중을 경감한다.
- ④ 단면 변화 부분에 쇼트 피닝(short peening), 롤러 압연처리 및 열처리를 시행하여 그 부분을 강화시키거나, 표면 가공정도를 좋게 하여 향상시킨다.



(a) 급격한 힘의 흐름변화 (b) 힘의 흐름변화 작음 (c) 힘의 흐름변화 둔화 (d) 힘의 흐름변화가 줄어듦

그림 1-11 단 불임 축에 대한 응력 집중의 경감 대책

4. 열응력

일반적으로 물질은 온도가 올라가면 팽창하고 내려가면 수축하므로, 기계와 구조물의 요소는 온도의 변화에 따라 작은 양이긴 하지만 신축하게 된다. 만일 온도변화에 따라 재료가 자유롭게 팽창하거나 수축할 때 재료 내부에는 아무런 응력도 생기지 않는다. 그러나 팽창이나 수축이 자유롭게 일어나지 못하도록 구속하면, 구속된 변화량에 해당

하는 변형률이 생기므로 재료 내부에는 이 변형률에 대응하는 인장 응력 또는 압축 응력이 생긴다. 이와 같이 온도변화에 따라 재료 내부에 생기는 응력을 열응력(thermal stress)이라 한다. [그림 1-12]와 같이 양 끝을 고정시킨 막대의 온도를 t_1 °C에서 t_2 °C

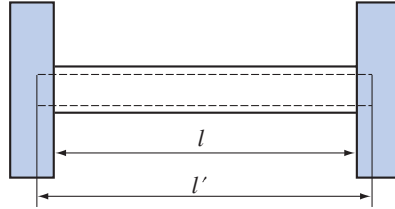


그림 1-12 양 끝을 고정시킨 막대

로 올렸을 때, 만일 막대가 자유로이 늘어날 수 있다면 막대의 길이 l 은 l' 으로 된다고 가정하자.

단위 온도 변화당 길이의 변화를 나타내는 계수를 선팅창 계수라고 하는데, 선팅창 계수를 α 라 하면,

$$l' = l\{1 + \alpha(t_2 - t_1)\} \quad (1-8)$$

의 관계가 있다.

만일, $t_2 < t_1$ 이면 l 은 수축하므로

$$l' = l\{1 + \alpha(t_1 - t_2)\} \quad (1-9)$$

로 된다.

위의 식에서 변화한 길이는 다음과 같은 식으로 나타낼 수 있다.

$$\lambda = l' - l = l\alpha(t_2 - t_1) \quad (1-10)$$

[그림 1-12]와 같이 어떤 구속 조건을 주어 길이의 변화를 억제하면, 팽창할 때에는 그 구속 조건이 압축하는 식이 되어 압축 응력이 생기고, 수축하였을 때에는 반대가 되어 인장 응력이 생긴다.

이 때, 요소 재료의 탄성 계수를 E 라 하고, 요소의 온도차에 의해 생기는 열응력은 다음과 같은 식으로 나타낼 수 있다.

$$\sigma = -E\varepsilon = -E\left(\frac{\lambda}{l}\right) = -E\alpha(t_2 - t_1) \quad (1-11)$$

여기서, $\sigma > 0$ 이면 인장 열응력을 의미하는 것이고, $\sigma < 0$ 이면 압축 열응력을 의미하는 것이다.

위의 식에서 열응력은 요소의 길이나 굵기에는 관계하지 않고, 그 재료의 탄성 계수 E 와 선팅창 계수의 값에 따라 정해지는 것을 알 수 있다.

또, 막대가 고정된 곳에서 막대의 팽창 및 수축으로 인해서 고정부에 발생하는 힘을

P , 막대의 단면적을 A 라 하면 다음 관계가 성립된다.

$$P = \sigma A = E\alpha A(t_2 - t_1) \quad (1-12)$$

여기서, $P < 0$ 이면 고정된 곳과 막대 사이에 서로 당겨 주는 인장력이 생기고, $P > 0$ 이면 서로 밀어 주는 압축력이 생기는 것이다.

〈표 1-12〉는 여러 가지 재료의 선팅창 계수의 값을 나타낸 것이다.

표 1-12 선팅창 계수의 값

재료	α [$\times 10^{-6}/^{\circ}\text{C}$]	재료	α [$\times 10^{-6}/^{\circ}\text{C}$]
아 연	29.7	구 리	16.7
납	29.3	경 강	13.0
주 석	27.0	연 강	12.0
알루미늄	23.8	주 철	10.4
황 동	18.8	유 리	8.0
청 동	17.5	도자기	3.0

5. 재료의 파손

가. 재료의 파괴와 파손

재료 내에 큰 응력이 발생하여 그 재료가 2개 이상으로 분리되는 것을 파단(rupture)이라 한다. 또 재료가 소성 변형을 일으켜 균열(crack)이 생기고, 이것이 진전되어 파단을 일으킬 때 이를 파괴(fracture)라 한다. 그리고 연성 재료가 어떤 변형을 일으켜 파괴에까지 이르지 않는 상태를 파손(failure)이라 한다.

어떤 재료가 연성 재료인지 취성 재료인지 명확하게 구별할 기준은 없으나, 보통 길이 50[mm] 재료가 5%이내의 늘음이 발생하여 파단되면, 이 재료를 취성 재료라 한다.

나. 응력 상태에 대한 강도 계산

(1) 최대 주 응력

취성 재료로 만든 축이 굽힘 모멘트 M 과 비틀림 모멘트 T 를 동시에 받을 경우, 랭킨의 식을 사용한다. (“최대 주 응력이 인장 또는 압축의 한계 응력에 이르렀을 때 파손 된다”는 랭킨이 제안한 학설)

$$M_e = \frac{1}{2} (M + \sqrt{M^2 + T^2}) \quad (1-13)$$

여기서, M_e 를 상당 굽힘 모멘트라 한다.

(2) 최대 전단 응력

연성 재료인 축이 굽힘 모멘트 M 과 비틀림 모멘트 T 를 동시에 받을 경우, 게스트의 식을 적용 한다. (“재료 내에 발생된 최대 전단 응력이 단순 인장일 때, 항복점에 해당하는 최대 전단 응력과 같아지면 파손된다.”는 쿨롱과 게스트가 제안한 학설)

$$T_e = \sqrt{M^2 + T^2} \dots\dots\dots (1-14)$$

여기서, T_e 를 상당 비틀림 모멘트라 한다.

예제 1 지름 d 인 축이 비틀림 모멘트 T 만을 받았을 때, 전단응력을 1이라 하면, 비틀림 모멘트 T , 굽힘 모멘트 $M(=T)$ 을 동시에 작용시켰을 때 생기는 최대 전단 응력은 얼마인가?

(풀이) $T = \tau \cdot Z_p$ 에서 $\tau = \frac{T}{Z_p} = 1$

$$\tau_{\max} = \frac{T_e}{Z_p} = \frac{\sqrt{M^2 + T^2}}{Z_p} = \frac{\sqrt{T^2 + T^2}}{T} = \frac{T\sqrt{2}}{T} = \sqrt{2}$$

예제 2 $10[kN \cdot m]$ 의 비틀림 모멘트와 $20[kN \cdot m]$ 의 굽힘 모멘트를 동시에 받는 축의 상당 굽힘 모멘트는 약 몇 $(kN \cdot m)$ 인가?

(풀이) $M_e = \frac{1}{2}(M + \sqrt{M^2 + T^2}) = \frac{1}{2}(20 + \sqrt{20^2 + 10^2}) \approx 21.18[kN \cdot m]$

예제 3 두께 $20[mm]$, 폭 $60[mm]$ 의 강판 중앙에 $20[mm]$ 의 구멍이 펀칭되어 있을 때, $P = 10[kN]$ 의 인장 하중을 가할 경우, 구멍 주위에 발생하는 최대 응력은 몇 (MPa) 인지 구하여라. 단 응력 집중 계수(형상 계수) $\alpha = 2.4$ 이다.

(풀이) $\sigma_m = \frac{P}{(b-d)t} = \frac{10}{(0.06-0.02)0.02} = 12,500[kN/m^2]$

$$\therefore \sigma_{\max} = \alpha \cdot \sigma_m = 2.4 \times 12,500 = 30,000[kN/m^2] = 30[MN/m^2] = 30[MPa]$$

예제 4 열팽창 하지 않는 벽사이에 단면적 $2[cm^2]$, 길이 $10[m]$ 의 강철봉을 $20^\circ C$ 에서 장치하였다. 이 강철봉의 온도가 $100^\circ C$ 로 올라갔을 때의 열응력을 구하여라. (단, 강철봉의 탄성계수 $E = 206[GPa]$, 선팽창 계수 $\alpha = 12 \times 10^{-6}/^\circ C$ 로 한다.)

(풀이) 식 (1-12)에서

$$P = \sigma A = E \alpha A (t_2 - t_1)$$

$$\text{여기서, } E = 206[GPa] = 206 \times 10^9[Pa] = 206 \times 10^9[N/m^2]$$

$$\begin{aligned}
 &= 206 \times 10^3 [N/mm^2] \\
 \alpha &= 12 \times 10^{-6} / ^\circ C \\
 A &= 2 [cm^2] = 200 [mm^2] \\
 t_2 &= 100^\circ C \\
 t_1 &= 20^\circ C \\
 \therefore P &= 206 \times 10^3 \times 12 \times 10^{-6} \times 200 (100 - 20) = 39,552 [N] \text{ (압축력)} \\
 \text{열응력 } \sigma &= \frac{39,552}{200} = 197.76 [N/mm^2] \text{ (압축 응력)}
 \end{aligned}$$

제 4 절 허용 응력과 안전율

1. 허용 응력

설계할 때 실제의 사용 상태를 정확하게 파악하고 그 상태에서 발생하는 응력을 확인한 후 절대적인 안전을 확보할 수 있도록 사용 재료와 그 치수를 결정하여야 한다.

실제로 안전하게 오랜 시간 운전 또는 사용 상태에 있을 때 각 재료에 작용하고 있는 응력을 사용 응력(working stress)이라 하며, 안전하게 여유를 두고 제한한 탄성 한도 이하의 응력, 즉 재료를 사용하는데 있어서 허용할 수 있는 최대 응력을 허용 응력(allowable stress)이라 한다.

따라서 사용 응력 (σ_w)은 허용 응력(σ_a)보다 작든지 같아야 한다.

$$\text{허용 응력}(\sigma_a) \geq \text{사용 응력}(\sigma_w)$$

결국, 인장(극한) 강도 > 항복점 > 탄성 한도 > 허용 응력 $\geq$ 사용 응력의 관계가 성립된다. 따라서 적절한 안전율을 사용하여 기계에 적용하는 재료의 허용 응력을 결정하고, 재료의 기준 강도와 안전율과의 비를 허용 응력 σ_a 로 잡는다.

$$\text{허용 응력}(\sigma_a) = \text{기준 강도}(\sigma_B) / \text{안전율}(S)$$

<표 1-13>은 철강에 대한 허용 응력을 나타낸 것이다.

표 1-13 철강에 대한 허용 응력

(단위: N/mm^2)

구 분 \ 응 력		인 장	압 축	굽힘	비틀림	전 단
연 강 ($C=0.25\%$)	정 하중	90~150	90~150	90~150	70~120	60~120
	반복 하중	60~100	60~100	60~100	48~80	40~80
	양진 하중	30~50	—	30~50	24~40	20~40
중 경강 ($C=0.5\%$)	정 하중	120~180	120~180	120~180	96~140	90~140
	반복 하중	80~120	80~120	80~120	64~96	60~96
	양진 하중	40~60	—	40~60	32~48	30~48

〈비고 : 양진 하중(교번 하중)은 가벼운 충격 하중과 같이 사용 한다.〉

2. 안전율

안전율(safety ratio)이란 어떤 기계에 적용하는 재료의 설계상 허용 응력을 정하기 위한 계수로서 허용 응력을 정하는 기준은 재료의 인장강도, 항복점, 피로강도, 크리프(creep) 강도 등인데 이런 재료의 강도들을 기준강도(응력)라 하고, 이 기준강도와 허용응력과의 비율을 안전율이라 한다.

$$\text{안전율}(S) = \frac{\text{기준강도}}{\text{허용응력}} > 1$$

여기서, 기준강도의 선정은 재질, 사용조건, 수명 등을 고려하여 일반적으로 다음과 같은 값을 잡는다.

- (1) 정하중이 작용하는 연강과 같은 연성재료는 항복점을 기준강도로 한다.
- (2) 정하중이 작용하는 주철과 같은 취성재료는 극한강도를 기준강도로 한다.
- (3) 반복하중이 작용하면 피로한도를 기준강도로 한다.
- (4) 고온에서 정하중이 작용할 때에는 크리프(creep)한도를 기준강도로 한다.
- (5) 좌굴이 예상되는 긴 기둥에서는 좌굴응력을 기준강도로 한다.

안전율은 여러 가지 요인을 고려하지 않고 주로 경험에 의한 설정값을 〈표1-14〉와 같이 사용한다. 이 안전율을 사용할 때 재료에 대한 기준 강도는 항복점을 이용하면 안전하다.

표 1-14 안전율

재료의 종류	정 하중	반복 하중	교번 하중	충격 하중
강	3	5	8	12
주철	4	6	10	15
구리 등 연한 금속	5	6	9	15

예제 1 다음 중 안전율을 구하는 공식은?

〈답〉 안전율 = 인장 강도(기준 강도)/허용 응력

$$\text{안전율} = \frac{\text{인장 강도(기준강도)}}{\text{허용 응력}}$$

예제 2 극한강도를 σ_u , 허용응력을 σ_a , 사용응력을 σ_w 라 하면 상호 관계는?

〈답〉 극한강도(σ_u) > 허용응력(σ_a) $\geq$ 사용응력(σ_w)

【 익 힘 문 제 】

1. 사각형 단면($100 \times 80\text{mm}$)의 기둥에 압축 응력 $80[\text{N/mm}^2]$ 이 발생할 때 압축 하중을 구하여라.
2. $100[\text{kN}]$ 의 압축하중을 받는 짧은 연강의 둥근 봉이 있다. 연강의 인장 강도가 $420[\text{N/mm}^2]$, 안전율이 3일 때 봉의 지름을 구하여라.
3. 지름 $d=2[\text{cm}]$, 길이 $l=120[\text{cm}]$ 인 원형 봉강에 인장하중이 작용하여 $\lambda=1.2[\text{mm}]$ 의 늘어남이 발생 되었을 때, 인장하중(P)과 인장 응력(σ_t)을 구하여라. 단, 탄성 계수 $E=200[\text{GPa}]$ 이다.
4. 길이 $2000[\text{mm}]$ 의 사각 봉($40 \times 40[\text{mm}]$)에 $100[\text{kN}]$ 의 인장 하중을 가할 때 늘음을 구하여라. 단, 강재의 탄성 계수 $E=200[\text{GPa}]$ 이다.
5. 길이 $2000[\text{mm}]$, 지름 $16[\text{mm}]$ 인 연강 봉에 $25[\text{kN}]$ 의 인장 하중이 작용할 때, 늘음 $1.2[\text{mm}]$ 가 발생 되었다면, 이 재료의 탄성 계수와 전단 탄성 계수를 구하여라. 단

프와송 비($\frac{1}{m}$) = 0.3이다.

6. 폭 $b=100[mm]$, 두께 $t=10[mm]$ 인 강판의 폭 중앙에 지름 $d=20[mm]$ 인 구멍이 뚫려 있고, 양단에 인장 하중 $P=50[kN]$ 이 작용할 때, 구멍 주위에 발생하는 최대 응력을 구하여라. 단, 형상 계수 $\alpha=2.4$ 이다.



한국신
HUMAN RESOURCE

결합용 기계요소

Chapter

02

제 1 절 나사

제 2 절 볼트 · 너트

제 3 절 키 · 핀 · 코터 · 스플라인

제 4 절 리벳

제 5 절 용접



한국신
HUMAN RESOURCE

제 2 장 결합용 기계요소

제 1 절 나사

1. 나사의 개요

나사는 일반적으로 볼트와 너트에 주로 나선형 골을 만들어, 사용 목적에 따라 나선 단면을 삼각, 사각 및 등근형 등으로 분류하며, 끼워 맞춤에 따른 결합 요소로서 회전 운동을 직선 운동으로 바꾸는 역할을 한다. 나사는 용도에 따라 결합용, 운동용, 계측용의 3종으로 분류하며 결합용 나사는 용도에 따라 구조의 정밀성 및 강도를 필요로 한다. 즉, 운동용 나사는 강도를 필요로 하고, 계측용 나사는 구조의 정밀도를 필요로 한다.

가. 나사의 구성과 나사의 용어

(1) 나사 곡선과 나사

[그림 2-1]과 같이 지름 d 인 원기둥에 밑면 $AB = \pi d$ 인 직각 3각형 ABC 를 원통의 축선에 직각이 되게 A 를 기점으로 하여 감아 올라가면 그 빗변 AC 는 원통 위에 하나의 곡선을 만든다. 이 곡선을 나사 곡선(helix)이라 한다.

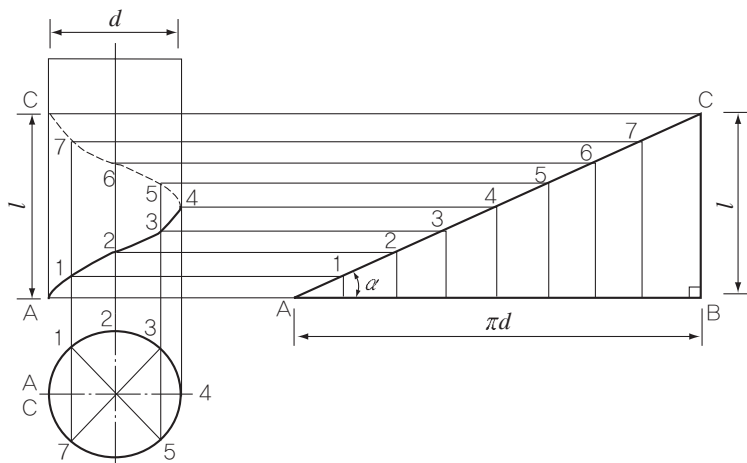


그림 2-1 나사 곡선

그리고 [그림 2-2]와 같이 나사 곡선 위에 여러 가지 단면형의 띠를 감으면 감은 띠의 봉우리 부분과 그 띠 사이에는 골 부분이 생기는데, 봉우리 부분을 나사산(thread ridge), 띠 사이의 낮은 홈 부분을 나사홈(thread groove) 또는 골(root)이라 하며, 이러한 나사산을 가진 원통 또는 원뿔을 나사(screw thread)라 한다.

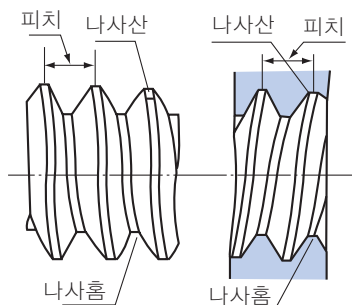


그림 2-2 나 사

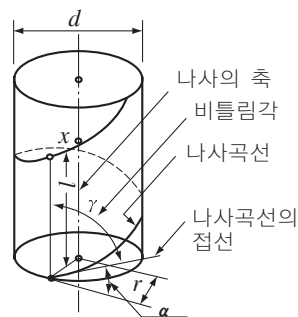


그림 2-3 리드 각과 비틀림 각

(2) 리드 각과 비틀림 각

[그림 2-3]과 같이 나사 곡선을 따라 축의 둘레를 한 바퀴 회전하였을 때 축 방향으로 이동하는 거리를 리드(lead) l 이라 하고, 서로 인접한 나사산과 나사산 사이의 축 방향의 거리를 피치(pitch) p 라 하면, 피치와 리드 사이에는 다음과 같은 관계가 있다.

$$l = np \quad \dots\dots\dots (2-1)$$

여기서, n 은 나사의 줄 수를 나타내며, 만일 $n=1$ 줄일 때에는

$$l = p \quad \dots\dots\dots (2-2)$$

① 리드 각 : 나사 곡선의 경사각을 나선 각 또는 리드 각 α 라 하면, [그림 2-1]에서

$$\tan \alpha = \frac{BC}{AB} = \frac{l}{\pi d}$$

$$\therefore \alpha = \tan^{-1} \frac{l}{\pi d} \quad \dots\dots\dots (2-3)$$

② 비틀림 각 : 나사의 곡선과 나사 곡선 위의 한 점을 통과하며, 나사의 축에 평행한 직선과의 맺는 각을 비틀림 각 γ 라 하면, 리드 각 α 와는 다음과 같은 관계가 성립한다.

$$\alpha + \gamma = 90^\circ \quad \dots\dots\dots (2-4)$$

(3) 수나사와 암나사

[그림 2-4]와 같이 원통 또는 원뿔 바깥 표면에 나사산을 새긴 것을 수나사(external thread)라 하고, 속이 빈 원통 또는 원뿔 안쪽 표면에 나사산을 새긴 것을 암

나사(internal thread)라 한다. 그리고 수나사를 새긴 것을 볼트(bolt), 암나사를 새긴 것을 너트(nut)라 하는데, 볼트와 너트는 반드시 짝을 이룬다.

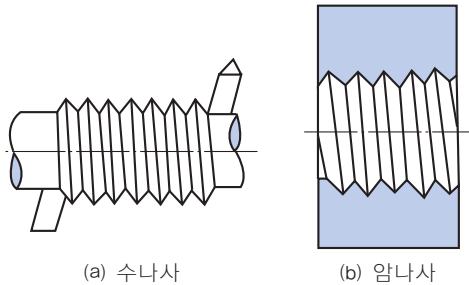


그림 2-4 수나사와 암나사

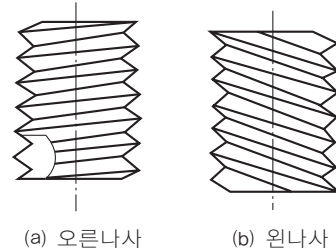


그림 2-5 오른나사와 왼나사

(4) 오른나사와 왼나사

[그림 2-5]와 같이 나사를 축 방향에서 볼 때 시계 방향으로 돌려서 앞으로 나가는 나사를 오른나사(right hand screw)라 하며, 시계반대 방향으로 돌려서 앞으로 나가는 나사를 왼나사(left hand screw)라 한다.

(5) 다중 나사

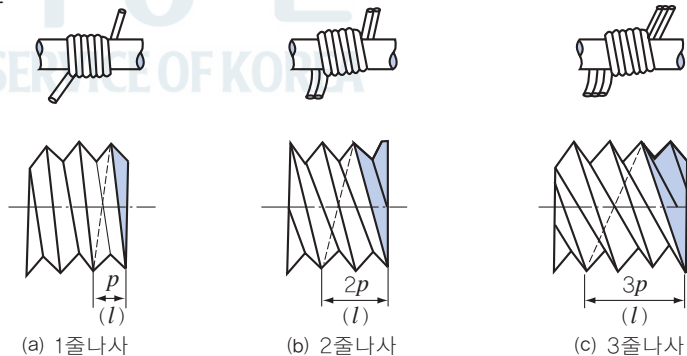


그림 2-6 여러 종류의 줄나사

[그림 2-6의 (a)]와 같이 1개의 나사 곡선을 기초로 하여 만들어진 나사를 1줄 나사(single screw thread)라 하며, 그림 (b)와 같이 2개의 나사 곡선을 동시에 감아서 만든 나사를 2줄나사(double screw thread)라 한다. 또, 2개 이상의 나사 곡선으로 만들어진 나사를 다중 나사라고 한다.

보통의 나사는 1줄 나사가 많이 사용되나, 다중 나사는 1회전에 대해 리드가 크게 되고 큰 장력을 가지므로 빨리 풀거나 빨리 쥘 때에는 다중 나사를 사용한다. 그러나 다중 나사는 풀어지기 쉬운 단점이 있다.

(6) 평행 나사와 테이퍼 나사

[그림 2-7의 (a)]와 같이 나사산이 원통의 바깥 표면 또는 안쪽 표면에 있는 나사를 평행 나사(straight thread)라 하고, 그림 (b)와 같이 나사산이 원뿔의 바깥 표면 또는 안쪽 표면에 있는 나사를 테이퍼 나사(taper thread)라 한다.

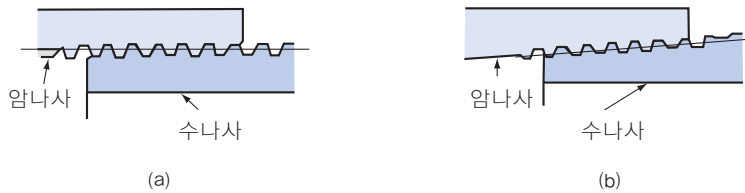


그림 2-7 평행 나사와 테이퍼 나사

나. 나사 각 부분의 이름

(1) 플랭크와 나사산각

나사에서 [그림 2-8]과 같이 나사산과 나사홈을 연결하는 면을 플랭크(flank), 나사산의 양쪽 플랭크를 연결하는 꼭지면을 나사산 봉우리(crest), 나사홈의 플랭크면을 연결하는 골을 나사골(root)이라 한다.

또, [그림 2-9]와 같이 인접한 2개의 플랭크가 이루는 각을 나사산각(included angle) β 라고 하며, 플랭크가 축선의 직각인 선과 이루는 각을 플랭크각(flank angle) ϕ 라고 한다. 나사산각 β 와 플랭크각 ϕ 의 사이에는 다음과 같은 관계가 성립한다.

$$\beta = 2\phi \quad (2-5)$$

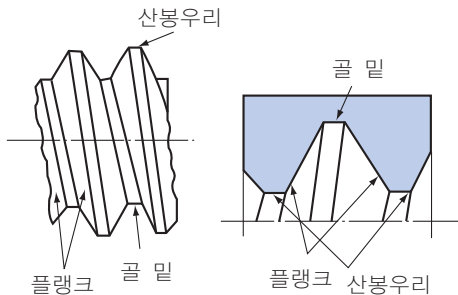


그림 2-8 플랭크, 산봉우리, 골 밑

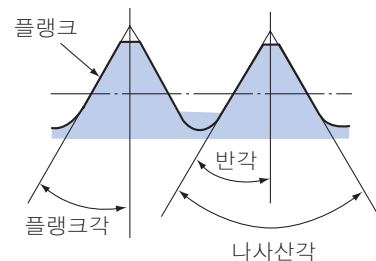


그림 2-9 나사산각과 플랭크각

(2) 유효 지름과 호칭 지름

[그림 2-10]과 같이 나사홈의 높이가 나사산의 높이와 같게 되도록 한 가상적인 원통이다. 원뿔의 지름을 유효 지름 또는 피치 지름(pitch diameter)이라 하고, 나사의 크

기를 나타내는 지름을 호칭 지름(nominal diameter)이라 하는데, 수나사의 바깥지름을 기준으로 한다.

[그림 2-11]과 같이 리드각은 나사의 골지름, 유효 지름, 바깥지름에 따라 각각 다르며, 골지름의 리드각이 가장 크다. 나사의 역학적인 여러 가지 계산에 있어서는 유효 지름의 리드각(β)을 사용한다.

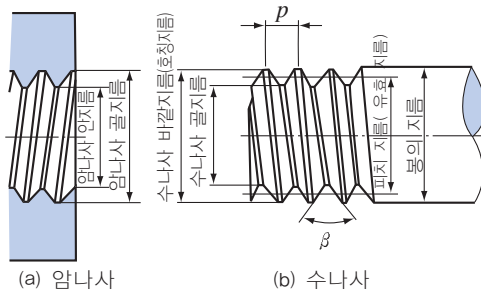


그림 2-10 나사의 명칭

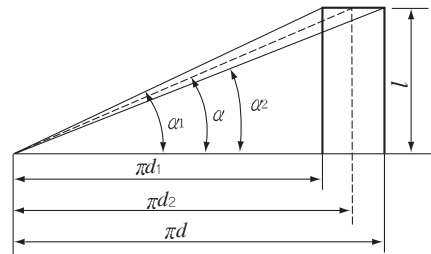


그림 2-11 여러 가지 크기의 리드각

다. 나사의 규격화

나사는 기계에 가장 많이 사용하는 기계요소로서 호환성이 요구되므로, 여러 국가에서 나사의 모양, 지름 및 피치 등에 대하여 표준 규격화(standardization)하고 있으며, 우리나라에서는 한국 산업 규격(KS)에 규정하고 있다.

<표 2-1>은 나사에 대한 주요 KS 규격을 나타낸 것이다.

표 2-1 나사의 KS 규격

KS 규격	종 류	KS 규격	종 류
KS B 0201	미터 보통 나사	KS B 1002	6각 볼트
KS B 0204	미터 가는 나사	KS B 1012	6각 너트
KS B 0203	유니파이 보통 나사	KS B 1004	4각 볼트
KS B 0206	유니파이 가는 나사	KS B 1013	4각 너트
KS B 0221	관용 평행 나사	KS B 1005	나비 볼트
KS B 0222	관용 테이퍼 나사	KS B 1014	나비 너트
KS B 0229	미터 사다리꼴 나사	KS B 1033	아이 볼트
KS B 0226	29도 사다리꼴 나사	KS B 1034	아이 너트
KS B 1324	스프링 와셔	KS B 1021	홈볼이 작은 나사
KS B 1325	이불이 와셔	KS B 1055	나사 못
KS B 1007	볼트 구멍 및 카운터 보어지름	KS B 1056	십자형 나사 못
		KS B 1006	기초 볼트

라. 일반 나사의 종류 및 호칭 표시 방법

<표 2-2>는 일반 나사의 종류 및 호칭에 대한 표시 방법을 나타낸 것이다.

표 2-2 일반 나사의 종류 및 호칭에 대한 표시 방법

구 분	나사의 종류		나사 기호	호칭 표기	관련 규격
ISO표준 나 사	미터 보통 나사		M	M8	KS B 0201
	미터 가는 나사			M8×1	KS B 0204
	미니어처 나사		S	S0.5	KS B 0228
	유니파이 보통 나사		UNC	3/8-16UNC	KS B 0203
	유니파이 가는 나사		UNF	No.8-36UNF	KS B 0206
	미터 사다리꼴 나사		Tr	Tr 10×2	KS B 0229
	관용 테이퍼 나 사	테이퍼 수나사	R	R 3/4	KS B 0222
		테이퍼 암나사	Rc	Rc 3/4	
		평행 암나사	Rp	Rp 3/4	
관용 평행 나사		G	G 1/2	KS B 0221	
ISO표준 에 없는 나 사	29도 사다리꼴 나사		TW	TW 20	KS B 0226
	관용 테이퍼 나 사	테이퍼 나사	PT	PT 7	KS B 0222 (부속서)
		평행 암나사	PS	PS 7	
	관용 평행 나사		PF	PF 7	KS B 0221 (부속서)

(1) 나사의 표시 방법 예

- ① 원 2줄 M50×2-6H 또는 L2줄 M50×2-6H : 원2줄 미터 가는나사 (M50×2) 암나사의 등급6(공차의 위치 H)
- ② 원 M10 6H/6g : 원 1줄 미터 보통나사 (M10) 나사의 등급 6H(암나사)와 6g(수나사)의 조합
- ③ No4-40UNC-2A : 원 1줄 유니파이 보통나사(No4-40UNC), 나사의 등급 2A(암나사)
- ④ G½-A : 관용 평행 수나사(G½) 나사의 등급 A급(수나사)
- ⑤ Rp½R½: 관용 평행 암나사(Rp½)와 관용 테이퍼 수나사(R½)의 조합
- ⑥ 미터 사다리꼴 나사

1줄 나사 [보기 : Tr 40×7-7H] : 호칭지름 40mm, 피치7mm, 암나사의 등급 7H
 여러줄 나사 [보기 : Tr 40×14(P7)-7e] : 호칭지름 40mm, 리드 14mm, 피치 7mm, 수나사의 등급 7e

원나사 표시 보기 : Tr 40×7LH, Tr 40×7LH-7H, Tr 40×14(P7)LH, Tr 40×14(P7)LH-7

			나사산의 감는 방향
			나사산의 줄의 수
			나사의 호칭
			나사의 등급
원 2줄	M50×2	-6H	원 2줄 미터 가는 나사(M50×2) 암나사 등급 6, 공차 위치 H
원	M 10	-6H/6g	원 미터 보통 나사(M10) 암나사 6H와 수나사 6g의 조합
	No4-40UNC	-2A	유니파이 보통나사(No4-40 UNC) 2A급
	G 1/2	-A	관용 평행 수나사(G 1/2) A급
	Rp1/2/R1/2		관용 평행 암나사(Rp1/2)와 관용 테이퍼 수나사(R1/2)의 조합

2. 나사의 종류

나사는 [그림 2-12]와 같이 나사산의 모양에 따라 3각나사, 4각나사, 사다리꼴나사, 톱니나사, 둥근나사, 볼나사 등으로 나누어지고, 피치와 나사 지름의 비율에 따라 보통 나사, 가는 나사 등으로, 사용하는 호칭에 따라 미터계 나사, 인치계 나사로, 접촉 상태에 따라 미끄럼 나사, 구름 나사로, 장착 사용부위에 따라 일반 나사, 태핑 나사, 작은 나사, 관용 나사로, 사용 목적에 따라 결합용 나사, 운동용 나사, 계측용 나사 등으로 나누어 진다.



그림 2-12 나사산의 종류

3. 결합용 나사

기계에 부품을 결합 시킬 때는 주로 3각나사가 사용되며, 이밖에 관용나사, 둥근나사도 사용된다. 3각나사는 산형의 종류에 따라 미터나사, 유니파이 나사, 관용 나사 등으로 나누며, 이들 나사는 피치와 나사 지름의 비율에 따라 보통 나사(coarse thread)와 가는 나사(fine thread)로 구분된다.

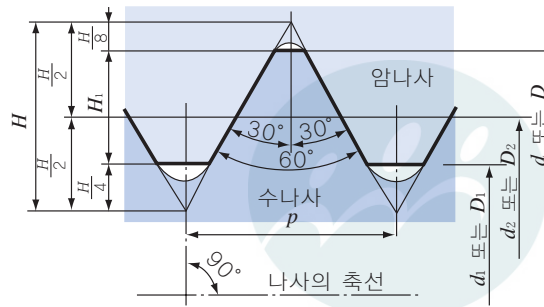
가. 미터 나사(metric thread)

미터 나사는 호칭 지름과 피치를 (mm)단위로 나타내고, 나사산 각은 60° 인 미터계 3각나사이다. 미터 보통 나사는 일반적으로 많이 사용되는 나사로서 (M 호칭지름)으로 표기하고, 부품의 결합 및 위치의 조정 등에 사용된다.

미터 가는 나사는 (M 호칭지름 $\times$ 피치)로 표기하고, 나사의 지름에 비해 피치가 작아 강도를 필요로 하는 곳, 살이 얇은 원통부, 공작기계의 이완 방지용, 세밀한 위치조정, 수밀(水密)이나, 기밀 등을 필요로 하는 부분에 사용된다.

〈표 2-3〉은 미터 보통 나사 규격이고, 〈표 2-4〉는 미터 가는 나사의 규격이다.

표 2-3 미터 보통 나사의 규격



$H=0.866025p$	$d_2=d-0.649519p$	$D=d$
		$D_2=d_2$
$H_1=0.541266p$	$d_1=d-1.082532p$	$D_1=d_1$

미터 보통 나사(계속)

(단위 : mm)

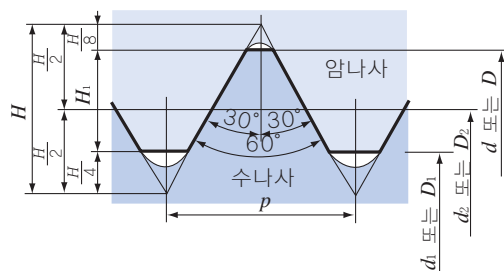
나사의 호칭*			피치	접촉 높이	암나사		
					골 지름 D	유효 지름 D_2	안지름 D_1
1란	2란	3란			p	H_1	수나사
			바깥지름 d	유효 지름 d_2			골 지름 d_1
M 1	M 1.1		0.25	0.135	1.000	0.838	0.729
M 1.2			0.25	0.135	1.100	0.938	0.829
			0.25	0.135	1.200	1.038	0.929
M 1.6	M 1.4		0.3	0.162	1.400	1.205	1.075
	M 1.8		0.35	0.189	1.600	1.373	1.221
			0.35	0.189	1.800	1.573	1.421
M 2	M 2.2		0.4	0.217	2.000	1.740	1.567
M 2.5			0.45	0.244	2.200	1.908	1.713
			0.45	0.244	2.500	2.208	2.013
M 3	M 3.5		0.5	0.271	3.000	2.675	2.459
M 4			0.6	0.325	3.500	3.110	2.850
			0.7	0.379	4.000	3.545	3.242
M 5	M 4.5		0.75	0.406	4.500	4.013	3.688
M 6			0.8	0.433	5.000	4.480	4.134
			1	0.541	6.000	5.350	4.917
M 8		M 7	1	0.541	7.000	6.350	5.917
		M 9	1.25	0.677	8.000	7.188	6.647
			1.25	0.677	9.000	8.188	7.647
M 10		M 11	1.5	0.812	10.000	9.026	8.376
M 12			1.5	0.812	11.000	10.026	9.376
			1.75	0.947	12.000	10.863	10.106
M 16	M 14		2	1.083	14.000	12.701	11.835
	M 18		2	1.083	16.000	14.701	13.835
			2.5	1.353	18.000	16.376	15.294
M 20	M 22		2.5	1.353	20.000	18.376	17.294
M 24			2.5	1.353	22.000	20.376	19.294
			3	1.624	24.000	22.051	20.752
M 30	M 27		3	1.624	27.000	25.051	23.752
	M 33		3.5	1.894	30.000	27.727	26.211
			3.5	1.894	33.000	30.727	29.211
M 36	M 39		4	2.165	36.000	33.402	31.670
M 42			4	2.165	39.000	36.402	34.670
			4.5	2.436	42.000	39.077	37.129
M 48	M 45		4.5	2.436	45.000	42.077	40.129
	M 52		5	2.706	48.000	44.752	42.587
			5	2.706	52.000	48.752	46.587
M 56	M 45		5.5	2.977	56.000	52.428	50.046
M 64			5.5	2.977	60.000	56.428	54.046
			6	3.248	64.000	60.103	57.505
			M 52	6	3.248	68.000	64.103

주* 1란을 우선적으로, 필요에 따라 2란, 3란의 순으로 선정한다.



표 2-4 미터 가는 나사의 규격

$$\begin{array}{lll}
 H=0.866025p & d_2=d-0.649519p & D=d \\
 H_1=0.541266p & d_1=d-1.082532p & D_2=d_2 \\
 & & D_1=d_1
 \end{array}$$



(단위 : mm)

나사의 호칭	피치 p	접촉 높이 H_1	암나사		
			골 지름 D	유효 지름 D_2	안지름 D_1
			수나사		
			바깥지름 d	유효 지름 d_2	골 지름 d_1
M 1	0.2	0.108	1.000	0.870	0.783
M 1.1×0.2	0.2	0.108	1.100	0.970	0.883
M 1.2×0.2	0.2	0.108	1.200	1.070	0.983
M 1.4×0.2	0.2	0.108	1.400	1.270	1.183
M 1.6×0.2	0.2	0.108	1.600	1.470	1.383
M 1.8×0.2	0.2	0.108	1.800	1.670	1.583
M 2×0.25	0.25	0.135	2.000	1.838	1.729
M 2.2×0.25	0.25	0.135	2.200	2.038	1.929
M 2.5×0.35	0.35	0.189	2.500	2.273	2.121
M 3×0.35	0.35	0.189	3.000	2.773	2.621
M 3.5×0.35	0.35	0.189	3.500	3.273	3.121
M 4×0.5	0.5	0.271	4.000	3.675	3.459
M 4.5×0.5	0.5	0.271	4.500	4.175	3.959
M 5×0.5	0.5	0.271	5.000	4.675	4.459
M 5.5×0.5	0.5	0.271	5.500	5.175	4.959
M 6×0.75	0.75	0.406	6.000	5.513	5.188
M 7×0.75	0.75	0.406	7.000	6.513	6.188
M 8×1	1	0.541	8.000	7.350	6.917
M 8×0.75	0.75	0.406	8.000	7.513	7.188
M 9×1	1	0.541	9.000	8.350	7.917
M 9×0.75	0.75	0.406	9.000	8.513	8.188
M 10×1.25	1.25	0.677	10.000	9.188	8.647
M 10×1	1	0.541	10.000	9.350	8.917
M 10×0.75	0.75	0.406	10.000	9.513	9.188
M 11×1	1	0.541	11.000	10.350	9.917
M 11×0.75	0.75	0.406	11.000	10.513	10.188
M 12×1.5	1.5	0.812	12.000	11.026	10.376
M 12×1.25	1.25	0.677	12.000	11.188	10.647
M 12×1	1	0.541	12.000	11.350	10.917
M 14×1.5	1.5	0.812	14.000	13.026	12.376
M 14×1.25	1.25	0.677	14.000	13.188	12.647
M 14×1	1	0.541	14.000	13.350	12.917
M 15×1.5	1.5	0.812	15.000	14.026	13.376
M 15×1	1	0.541	15.000	14.350	13.917

미터 가는 나사(계속)

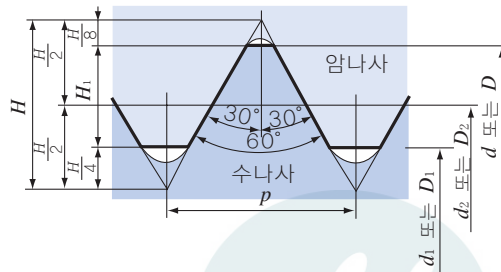
(단위 : mm)

나사의 호칭	피치 p	접촉 높이 H_1	암나사		
			골 지름 D	유효 지름 D_2	안지름 D_1
			수나사		
			바깥지름 d	유효 지름 d_2	골 지름 d_1
M 16×1.5	1.5	0.812	16.000	15.026	14.376
M16×1	1	0.541	16.000	15.350	14.917
M17×1.5	1.5	0.812	17.000	16.026	15.376
M17×1	1	0.541	17.000	16.350	15.917
M18×2	2	1.083	18.000	16.701	15.835
M18×1.5	1.5	0.812	18.000	17.026	16.376
M18×1	1	0.541	18.000	17.350	16.917
M20×2	2	1.083	20.000	18.701	17.835
M20×1.5	1.5	0.812	20.000	19.026	18.376
M20×1	1	0.541	20.000	19.350	18.917
M22×2	2	1.083	22.000	20.701	19.835
M22×1.5	1.5	0.812	22.000	21.026	20.376
M22×1	1	0.541	22.000	21.350	20.917
M24×2	2	1.083	24.000	22.701	21.835
M24×1.5	1.5	0.812	24.000	23.026	22.376
M24×1	1	0.541	24.000	23.350	22.917
M25×2	2	1.083	25.000	23.701	22.835
M25×1.5	1.5	0.812	25.000	24.026	23.376
M25×1	1	0.541	25.000	24.350	23.917
M26×1.5	1.5	0.812	26.000	25.026	24.376
M27×2	2	1.083	27.000	25.701	24.835
M27×1.5	1.5	0.812	27.000	26.026	25.376
M27×1	1	0.541	27.000	27.350	25.917
M28×2	2	1.083	28.000	26.701	25.835
M28×1.5	1.5	0.812	28.000	27.026	26.376
M28×1	1	0.541	28.000	27.350	26.917
M30×3	3	1.624	30.000	28.051	26.752
M30×2	2	1.083	30.000	28.701	27.835
M30×1.5	1.5	0.812	30.000	29.026	28.376
M30×1	1	0.541	30.000	29.350	28.917
M32×2	2	1.083	32.000	30.701	29.835
M32×1.5	1.5	0.812	32.000	31.026	30.376
M33×3	3	1.624	33.000	31.051	29.752
M33×2	2	1.083	33.000	31.701	30.835
M33×1.5	1.5	0.812	33.000	32.026	31.376
M35×1.5	1.5	0.812	35.000	34.026	33.376
M36×3	3	1.624	36.000	34.051	32.752
M36×2	2	1.083	36.000	34.701	33.835
M36×1.5	1.5	0.812	36.000	35.026	34.376
M38×1.5	1.5	0.812	38.000	37.026	36.376
M39×3	3	1.624	39.000	37.051	35.752
M39×2	2	1.083	39.000	37.701	36.835
M39×1.5	1.5	0.812	39.000	38.026	37.376
M40×3	3	1.624	40.000	38.051	36.752
M40×2	2	1.083	40.000	38.701	37.835
M40×1.5	1.5	0.812	40.000	39.026	38.376

나. 유니파이 나사(unified screw thread)

영국, 미국, 캐나다의 협정에 의해 만들어진 나사로서 ABC나사라고도 한다. 나사산 각이 60° 인 인치계 나사이며, 유니파이 보통 나사와 유니파이 가는 나사가 있다. 유니파이 보통 나사는 쥘 용에 사용되며, 유니파이 가는 나사는 정밀 기계, 진동 부분 등에 사용한다. <표 2-5>는 유니파이 보통 나사의 규격이고, <표 2-6>은 유니파이 가는 나사의 규격이다.

표 2-5 유니파이 보통 나사



(단위 : mm)

나사의 호칭*			나사산 수 (25.4[mm] 에 대한n)	피치 p (참고)	접촉 높이 H_1	암나사		
						골지름 D	유효지름 D_2	안지름 D_1
1	2	참 고				수나사		
						바깥지름 d	유효지름 d_2	골지름 d_1
1/4 -20 UNC		0.2500-20 UNC	20	1.2700	0.687	6.350	5.524	4.976
5/16 -18 UNC		0.3125 -18 UNC	18	1.4111	0.764	7.938	7.021	6.411
3/8 -16 UNC		0.3750 -16 UNC	16	1.5875	0.859	9.525	8.494	7.805
7/16 -14 UNC		0.4375 -14 UNC	14	1.8143	0.982	11.112	9.934	9.149
1/2 -13 UNC		0.5000-13 UNC	13	1.9538	1.058	12.700	11.430	10.584
9/16 -12 UNC		0.5625 -12 UNC	12	2.1167	1.146	14.288	12.913	11.996
5/8 -11 UNC		0.6250 -11 UNC	11	2.3091	1.250	15.875	14.376	13.376
3/4 -10 UNC		0.7500 -10 UNC	10	2.5400	1.375	19.050	17.399	16.299
7/8 -9 UNC		0.8750 -9 UNC	9	2.8222	1.528	22.225	20.391	19.169
1 -8 UNC		1.0000 -8 UNC	8	3.1750	1.719	25.400	23.338	21.963
1 1/8 -7 UNC		1.1250 -7 UNC	7	3.6286	1.964	28.575	26.218	24.648
1 1/4 -7 UNC		1.2500 -7 UNC	7	3.6286	1.964	31.750	29.393	27.823
1 3/8-6 UNC		1.3750 -6 UNC	6	4.2333	2.291	34.925	32.174	30.343
1 1/2 -6 UNC		1.5000 -6 UNC	6	4.2333	2.291	38.100	35.349	33.518
1 3/4-5 UNC		1.7500 -5 UNC	5	5.0800	2.750	44.450	41.151	38.951

주* 1란을 우선적으로, 필요에 따라 2란을 택한다.

표 2-6 유니파이 가는 나사

(단위 : mm)

나사의 호칭*			나사산 수 (25.4(mm) 에 대한n)	피치 p (참고)	접촉 높이 H_1	암나사		
						골지름 D	유효지름 D_2	안지름 D_1
						수나사		
1	2	참 고				바깥지름 d	유효지름 d_2	골지름 d_1
1/4 -28 UNF 5/16 -24 UNF	No.12-28 UNF	0.2160 -28 UNF	28	0.9071	0.491	5.486	4.897	4.503
		0.2500 -28 UNF	28	0.9071	0.491	6.350	5.761	5.367
		0.3125 -24 UNF	24	1.0583	0.573	7.938	7.249	6.792
3/8 -24 UNF 7/16 -20 UNF 1/2 -20 UNF		0.3750 -24 UNF	24	1.0583	0.573	9.525	8.837	8.379
		0.4375 -20 UNF	20	1.2700	0.687	11.112	10.287	9.738
		0.5000 -20 UNF	20	1.2700	0.687	12.700	11.874	11.326
9/16 -18 UNF 5/8 -18 UNF 3/4 -16 UNF		0.5625 -18 UNF	18	1.4111	0.764	14.288	13.371	12.761
		0.6250 -18 UNF	18	1.4111	0.764	15.875	14.958	14.348
		0.7500 -16 UNF	16	1.5875	0.859	19.050	18.019	17.330
7/8 -14 UNF 1 -12 UNF 1 1/8 -12 UNF		0.8750 -14 UNF	14	1.8143	0.982	22.225	21.046	20.262
		1.0000 -12 UNF	12	2.1167	1.146	25.400	24.026	23.109
		1.1250 -12 UNF	12	2.1167	1.146	28.575	27.201	26.284
1 1/4 -12 UNF 1 3/8 -12 UNF 1 1/2 -12 UNF		1.2500 -12 UNF	12	2.1167	1.146	31.750	30.376	29.459
		1.3750 -12 UNF	12	2.1167	1.146	34.925	33.551	32.634
		1.5000 -12 UNF	12	2.1167	1.146	38.100	36.726	35.809

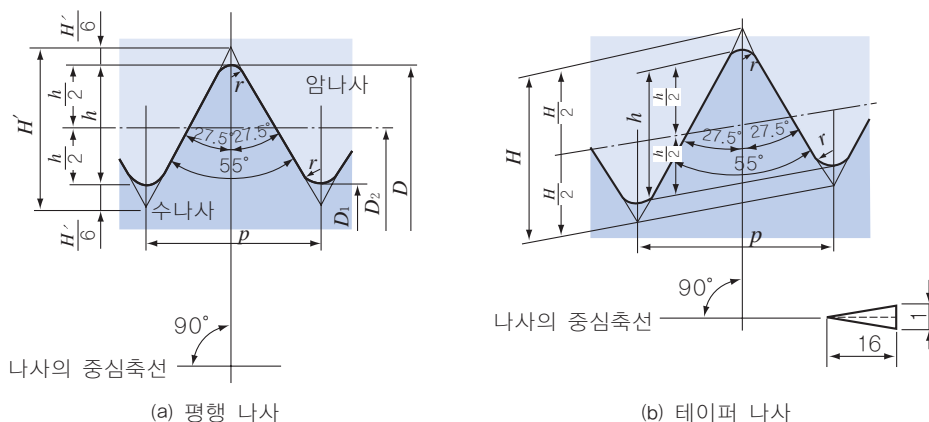
주* 1란을 우선적으로, 필요에 따라 2란을 택한다.

다. 관용 나사(pipe thread)

파이프를 연결 할 때 파이프 끝에 나사산을 내고 원통 이음쇠관으로 연결함으로서 나사산이 있는 부분의 강도가 저하된다. 따라서 강도 저하를 적게 하기 위하여 나사산의 높이가 낮은 관용 나사를 사용한다. 관용 나사의 나사산 각은 55°, 테이퍼는 1/16이며, 나사의 크기를 정하기 위한 표준치수는 1인치(inch)내에 나사산수(n)로 나타내며, 관용 테이퍼 나사(R)와 관용 평행 나사(G)의 2종류가 있다.

〈표 2-7〉은 관용 나사 규격이다.

표 2-7 관용 나사 규격



나사의 호칭 <i>mm(in)</i>		배관용 가스관 근사 안지름	배관용 가스관 바깥 지름	나사산 수 (25.4 <i>mm</i> 에 대한) <i>n</i>	테이퍼 나사 (R)		평행 나사 (G)		암나사			유효 나사 부의 길이 <i>l</i>	관끝에 서의 거리 <i>a</i>
					산의 높이 <i>h</i>	둥글기 <i>r</i>	산의 높이 <i>h</i>	둥글기 <i>r</i>	곧지름 <i>D</i>	유효지름 <i>D</i> ₂	안지름 <i>D</i> ₁		
									수나사				
									바깥지름 <i>d</i>	유효지름 <i>d</i> ₂	곧지름 <i>d</i> ₁		
R G	6($\frac{1}{8}$)	6.5	10.5	28	0.581	0.12	0.581	0.12	9.728	9.147	8.566	8	3.97
R G	8($\frac{1}{4}$)	9.2	13.8	19	0.856	0.18	0.856	0.18	13.157	12.301	11.445	11	6.01
R G	10($\frac{3}{8}$)	12.7	17.3	19	0.856	0.18	0.856	0.18	16.662	15.806	14.950	12	6.35
R G	15($\frac{1}{2}$)	16.1	21.7	14	1.162	0.25	1.162	0.25	20.955	19.793	18.631	15	8.16
R G	20($\frac{3}{4}$)	21.6	27.2	14	1.162	0.25	1.162	0.25	26.441	25.279	24.117	17	9.53
R G	25(1)	27.6	34.0	11	1.479	0.32	1.479	0.32	33.249	31.770	30.291	19	10.39

4. 운동용 나사 및 이송 기구

운동용 나사는 힘을 전달하거나 물체를 움직이게 할 목적으로 사용되는 나사로 4각 나사(square thread), 사다리꼴 나사(trapezoidal thread), 톱니 나사(buttruss thread) 등이 있으며, 이송 기구는 공작기계, 산업용 로봇, 자동 반송장치를 비롯한 각종 공장자동화용 설비에 있어서 직선운동의 위치와 속도를 제어하는 목적으로 볼나사(ball screw), 롤러 나사(roller screw) 및 리니어 모터(linear motor) 등이 이송기구로 사용되고 있다.

가. 운동용 나사

(1) 4각 나사(square thread)

축방향의 하중을 받아 운동을 전달하는데 적합하도록 나사산을 사각 모양으로 만든 나사로서, 하중의 방향이 일정하지 않고 교번하중을 받을 때 효과적인 나사로 나사 잭(screw jack), 나사 프레스(screw press), 선반의 이송 나사(feed screw)등으로 쓰인다. 나사효율이 높으나 제작이 어렵다.(그림 2-13 참조)

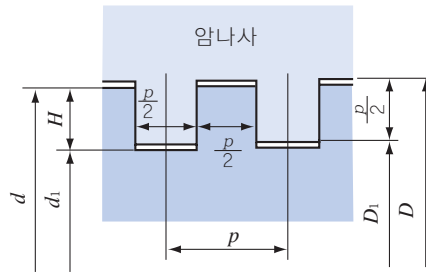


그림 2-13 4각 나사

(2) 사다리꼴 나사(trapezoidal thread)

나사의 효율면에서 4각 나사가 이상적이거나 가공의 어려움이 있어 사다리꼴나사로 대체한다. 나사산 각이 미터계(Tr)는 30° , 인치계(TW)는 29° 로 되어 있는 사다리꼴나사로서, 미터계는 피치를 [mm]로, 인치계는 1인치에 대한 나사산 수를 기준으로 나타내며, 애크미 나사(acme thread)라고도 한다. 이 나사는 스러스트(thrust)를 전달하는 부품에 적합하며, 4각 나사보다 강도가 높고 나사 봉우리와 골 사이에 틈새가 있으므로 물림이 좋으며 마모가 되어도 어느 정도 조정할 수가 있어, 공작기계의 이송 나사(feed screw), 밸브의 개폐용, 잭, 프레스 등의 축력을 전달하는 운동용 나사로 사용된다.

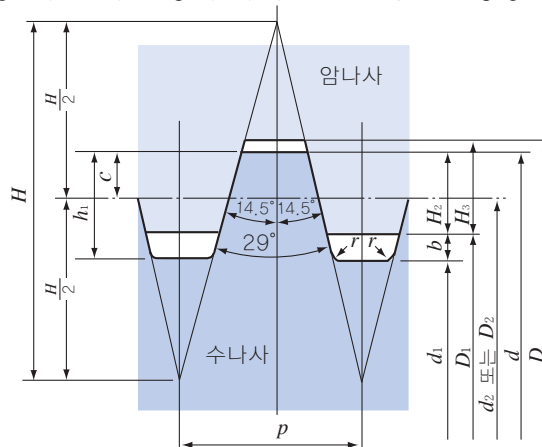


그림 2-14 29° 사다리꼴 나사

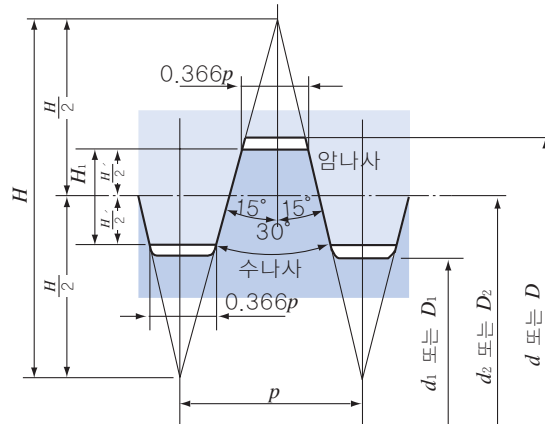


그림 2-15 미터 사다리꼴 나사

(3) 톱니 나사(buttrass thread)

톱니 나사는 힘을 한 방향으로만 받는 부품에 이용되는 나사로 압착기, 바이스(vise) 등의 이송 나사에 사용되며, 나사산 각은 30°와 45° 2종류가 있고, 하중을 받는 쪽은 제작을 간단하게 하기 위하여 나사 각이 30°인 경우에는 3°의 경사를, 45°의 경우에는 5°의 경사를 붙이고, 하중을 받지 않는 면에 0.2[mm]의 틈새를 준다.

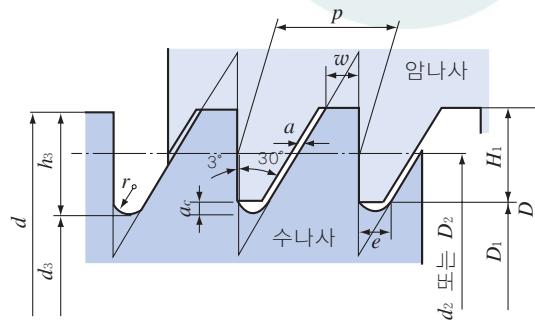


그림 2-16 톱니 나사

(4) 둥근 나사(round thread)

나사산과 골이 같은 반지름의 원호로 이은 모양이 둥글게 되어 있어, 둥근 나사 또는 너클 나사(knuckle thread)라고도 하며, 나사의 크기는 1인치 내에 있는 나사산의 수를 기준으로 한다. 이 나사는 전구 등과 같이 먼지, 모래, 등의 이물질이 나사산을 통하여 들어갈 염려가 있을 때 사용한다.

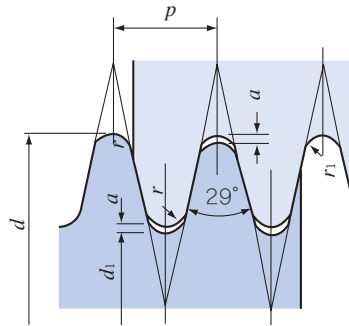


그림 2-17 등근 나사

나. 이송 기구

(1) 볼 나사(ball screw)

볼 나사는 볼에 의하여 작동되는 리드 나사(lead screw)로, 너트는 볼이 연속적으로 회전하도록 구성되어 있고, [그림 2-18]과 같이 너트의 한쪽 끝에서 다른 쪽 끝으로 순환하여 되돌아올 수 있도록 되어있다.

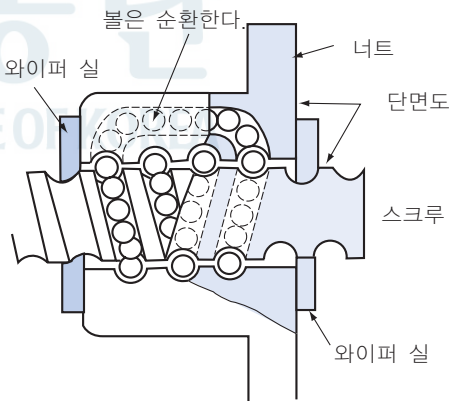


그림 2-18 볼 나사의 볼 이동 단면

볼은 나사와 너트 사이에서 물리적인 접촉을 함으로써 회전 운동에 의하여 일어나는 재래식 리드 나사의 미끄럼마찰을 대신해 주는 작용을 한다.

금속과 금속의 마찰에 구름접촉을 채택하는 것은 초기 운동을 시작할 때의 마찰을 최소화하고 또 낮은 속도에서 부드러운 운동을 필요로 할 때 고착 상태가 일어나는 영향을 막을 수 있기 때문이다. 볼 나사는 구름 접촉을 이용하므로 [그림 2-19]에서 보는 것처럼 다른 나사보다 높은 효율(약 90%)을 얻을 수 있고, 백 래시(back lash)도 감소된다.

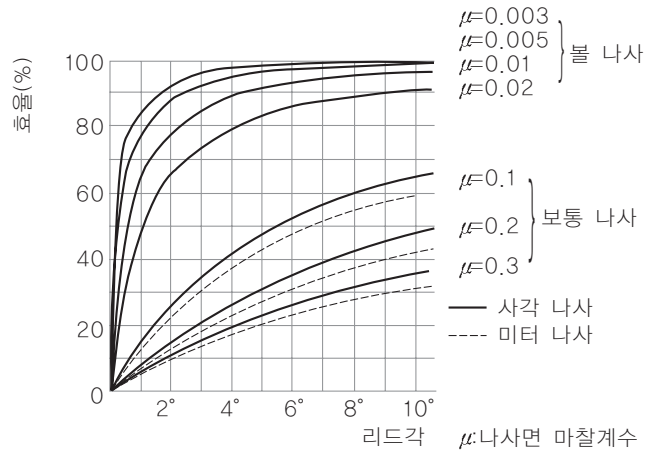


그림 2-19 볼 나사와 사각 나사 효율 비교

[그림 2-20]은 2개의 너트를 조정함으로써 백래시 제거 방법을 보여 주고 있다. 그림과 같이 중간 조임쇠를 넣고 너트를 꺾으로써 한쪽 너트는 반대 방향의 너트에 대항하여 예비부하를 받게 된다. 예비부하는 리드 나사에 가해지는 작용 부하의 1/3을 초과하지는 않지만 여전히 백래시를 완전히 제거할 수는 없다. 볼을 사용하는 또 다른 장점은 재래식 리드 나사에 비하여 수명이 길기 때문에 마모에 대한 보정을 정정할 필요가 없다. 그 이유는 구름접촉이기 때문에 리드 나사의 미끄럼 접촉에 비하여 치수의 변화가 매우 적기 때문이다.

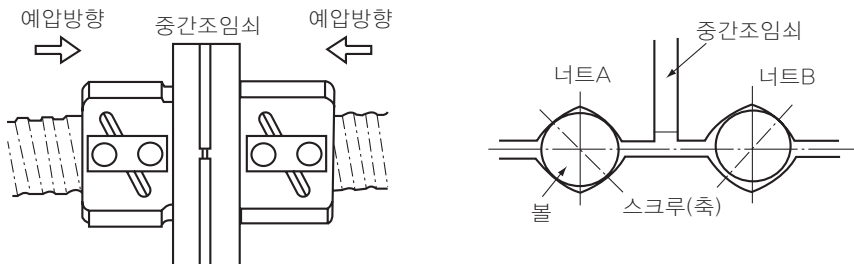


그림 2-20 2개의 너트 조정에 의한 백래시 제거 방법

(가) 볼 나사의 장·단점

① 장점

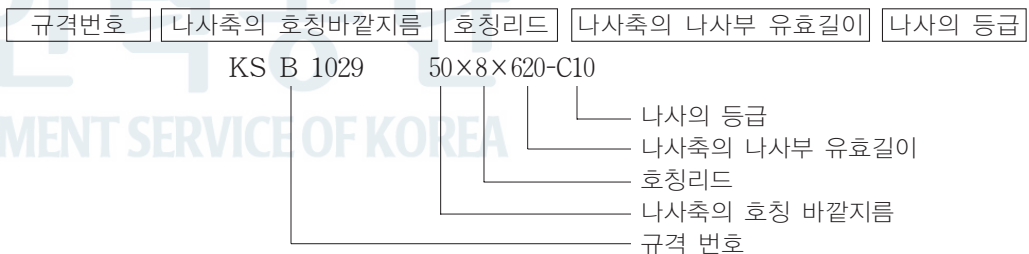
- ㉠ 나사의 효율이 좋다.
- ㉡ 백래시를 작게할 수 있다.
- ㉢ 윤활에 그다지 주의하지 않아도 좋다.

- ㉔ 먼지에 의한 마모가 적다.
 - ㉔ 높은 정밀도를 오래 유지할 수가 있다.
- ② 단점
- ㉑ 자동체결이 곤란하다.
 - ㉑ 가격이 비싸다.
 - ㉑ 피치를 작게 하는데 한계가 있다.
 - ㉑ 너트의 크기가 크게 된다.
 - ㉑ 고속으로 회전하면 소음이 발생한다.

(나) 볼 나사의 용도

- ① 자동차의 스티어링(steering)부
- ② 공작 기계의 이송나사
- ③ 수치 제어 공작 기계의 이송나사
- ④ 각종 정밀 기계류

(다) 볼나사의 호칭 방법



(2) 롤러 나사(roller screw)

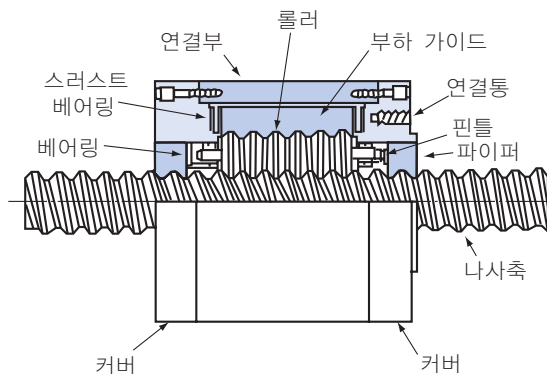


그림 2-21 롤러 나사

[그림 2-21]과 같이 나사축의 상하에 롤러 나사를 끼워 볼나사와 같은 효율을 얻을

수 있는 것으로, 동력의 전달이나 위치 결정에 사용되는 이송 나사의 마찰손실을 감소 시킴으로써 효율 향상을 도모하는 한편, 나사 축과 너트를 보다 가볍게 작동 시키는 방법으로 구름마찰을 이용한 나사이다.

용도는 연삭기, 밀링 머신, 호빙 머신, 대형 공작기계의 이송 부분, 나사 잭의 구동 부분, 유압 모터의 흡입 밸브장치, 원자력 발전 장치, 전차의 대포, 미사일의 조준 장치에 사용된다.

(3) 리니어 모터(linear motor)

메카트로닉스 기술의 급속한 발전과 고생산성의 실현을 위한 핵심 정밀요소기술로서 리니어 모터에 의한 고속 및 고정도 위치제어기술이 각종 공작기계나 자동화기기에 적용되고 있다.

리니어 모터는 회전형 모터의 기본구조를 직선상으로 전개하여 전기에너지를 직접 직선운동 에너지로 변환하는 장치로 가속력은 단순히 모터의 이송 방향의 힘과 직선적으로 이동하는 부분의 질량만으로 결정되는 비접촉 구동방식으로 고속성, 고가·감속성이 볼스크류 구동방식에 비해 유리하다. 리니어 모터의 최대속도는 120~150 m/min, 위치결정정도 0.01 μ m이다.

[그림 2-22]는 리니어 모터와 볼 스크류 구동방식의 구성 원리면에서 비교한 것이다. 리니어 모터의 특징을 볼 스크류 구동방식과 비교하면 다음과 같은 장·단점 및 사용상 유의점이 있다.

① 장점

- ㉠ 리니어 모터의 최고속도는 모터 축에서 오는 제약은 없으며, 위치센서와 제어기의 응답속도에서 결정되므로 고속성이 우수하다. 볼 스크류 구동방식은 dn 치(스크류축의 지름 $\times$ 회전수)에서 오는 허용 회전속도가 존재 한다.
- ㉡ 고정자의 연결에 의해 쉽게 스트로크(stroke)를 연장 할 수 있다.
- ㉢ 리니어 모터는 직접 구동방식으로 고가·감속성이 우수하다. 볼 스크류 구동방식은 구동력을 전달하기 위한 커플링 및 볼 스크류의 구동에 따른 관성력이 크다.
- ㉣ 비접촉 구동으로 발열 문제가 없어 위치제어 정밀도 정도가 우수하다. 볼 스크류 구동방식은 백래쉬(backlash)로 인한 위치결정오차가 생기며, 고속 구동시 발열로 인한 길이가 늘어나서 위치 결정 정도가 저하된다.
- ㉤ 리니어 모터는 윤활제가 필요 없으므로 청결한 환경에 유리하다. 볼 스크류 구동방식은 접촉부에 윤활제 사용에 따른 크린(clean)환경에 부적합하다.

㉔ 저소음, 긴수명 등으로 인한 유지보수관리가 용이하다.

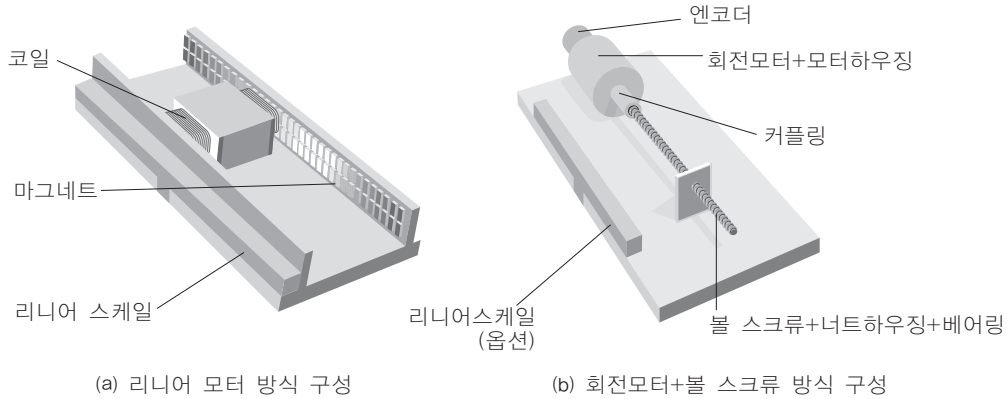


그림 2-22 리니어 모터와 볼 스크류 구동방식의 구성 원리 비교

② 단점 및 사용상 유의점

- ㉑ 리니어 모터는 부하력을 직접 받기 때문에 가동부가 경량인 경우 고주파수에 외력이 더해지는 용도에는 적당하지 않다.
- ㉒ 고속운전을 하는 기계는 진동의 저감 및 구동효율의 개선을 위한 저중심 설계가 요구된다.
- ㉓ 영구자석이 붙어 있는 리니어 모터는 철분 등이 흡인되기 쉽기 때문에 내압을 높여 이물질이 들어오는 것을 방지하는 것이 필요하다.
- ㉔ 리니어 모터는 코일의 발열이 문제가 될 수 있으므로 사용조건에 따라 효율적으로 냉각할 필요가 있다.

5. 나사의 자립 상태 및 효율

가. 나사의 자립 상태

결합용 나사의 경우에는 나사가 풀어지지 않는 것이 필요한 조건이다. 푸는 힘을 가하지 않으면 나사가 결합된 채 풀리지 않는 상태를 자립 상태(self sustenance)라 하며, 외력의 작용 없이 스스로 풀어지지 않는 조건을 자립 조건이라 한다.

(1) 4각 나사의 자립 조건

[그림 2-23]에서 (a)는 하중 Q 를 받는 너트를 돌리는 상태를 나타내고, (b)그림은 나사의 유효지름을 원기둥으로 하는 나사를 평면상에 전개한 것으로서 나사의 리드각과 같은 경사각을 가진 경사면에 하중을 밀어 올리는 경우를 나타낸 것이다.

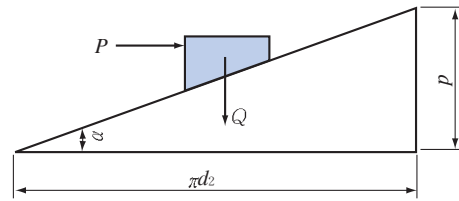
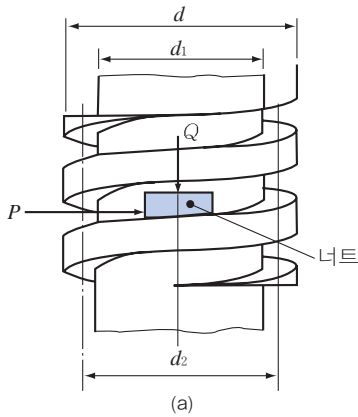


그림 2-23 4각 나사와 경사면

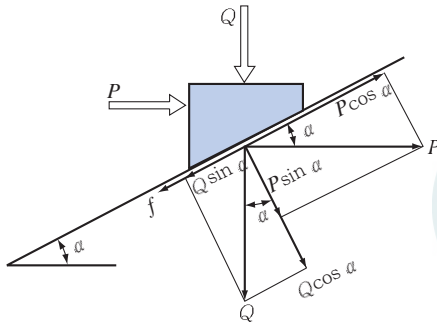


그림 2-24 나사를 질 때

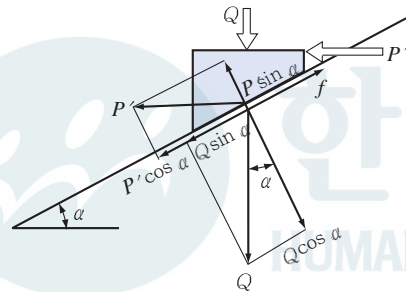


그림 2-25 나사를 풀 때

① 4각 나사를 질 때의 회전력

나사를 죄는 것은 [그림 2-24]와 같이 경사면에 하중을 끌어올리는 경우로 생각할 수 있다. 나사를 죄는 힘을 P , 축 방향에 가해진 하중을 Q , 나사의 리드 각을 α 라 할 때 이들 힘을 경사면에 수직인 분력과 평행한 분력으로 나누면 다음과 같다.

먼저, Q 와 P 에 대한 경사면에 수직인 분력은 각각 $Q \cos \alpha$, $P \sin \alpha$ 이므로

$$\text{수직 분력} = P \sin \alpha + Q \cos \alpha$$

다음, 경사면에 평행한 분력은 각각 $P \cos \alpha$, $Q \sin \alpha$ 이므로

$$\text{평행 분력} = P \cos \alpha - Q \sin \alpha$$

수직력으로 인해 경사면에 평행한 마찰력 f 가 작용하고, 이것이 경사면의 평행분력과 평형을 유지한다. 이때 경사면의 마찰 계수를 μ 라 하면

$$P \cos \alpha - Q \sin \alpha = \mu(P \sin \alpha + Q \cos \alpha) \text{가 된다}$$

이식을 정리하면 다음과 같다.

$$P = Q \frac{\mu \cos \alpha + \sin \alpha}{\cos \alpha - \mu \sin \alpha} = Q \frac{\mu + \tan \alpha}{1 - \mu \tan \alpha}$$

마찰각을 ρ 라 하면 $\mu = \tan \rho$ 이므로, 이를 위식에 대입하면 다음과 같다.

$$P = Q \frac{\tan \rho + \tan \alpha}{1 - \tan \rho \cdot \tan \alpha} = Q \tan(\rho + \alpha) \quad (2-6)$$

그런데 $\tan \rho = \mu$, $\tan \alpha = \frac{P}{\pi d_2}$ 이므로,

$$P = Q \frac{P + \mu \pi d_2}{\pi d_2 - \mu P} \quad (2-7)$$

② 4각 나사를 풀 때의 회전력

[그림 2-25]와 같이 경사면에서 하중을 끌어 내리는 경우로 생각하면 회전이 반대가 되고, 마찰각이 반대 방향이므로 나사를 푸는 힘 P' 는 다음과 같다.

P' 와 Q 에 대한 경사면에 수직 분력은 각각 $P' \sin \alpha$, $Q \cos \alpha$ 이고, 경사면에 평행한 분력은 $P' \cos \alpha$, $Q \sin \alpha$ 이므로

$$\text{수직 분력} = -P' \sin \alpha + Q \cos \alpha$$

$$\text{평행 분력} = -P' \cos \alpha - Q \sin \alpha$$

여기서 마찰력의 방향은 쥔 때와 반대이므로

$$P' \cos \alpha + Q \sin \alpha = \mu(-P' \sin \alpha + Q \cos \alpha)$$

이 식을 정리하면 다음과 같다.

$$P' = Q \frac{\mu \cos \alpha - \sin \alpha}{\cos \alpha + \mu \sin \alpha} = Q \frac{\mu - \tan \alpha}{1 + \mu \tan \alpha}$$

$$P' = Q \frac{\tan \rho - \tan \alpha}{1 + \tan \rho \cdot \tan \alpha} = Q \tan(\rho - \alpha) \quad (2-8)$$

그런데 $\tan \rho = \mu$, $\tan \alpha = \frac{P}{\pi d_2}$ 이므로

$$\therefore P' = Q \frac{\mu \pi d_2 - P}{\pi d_2 + \mu P} \quad (2-9)$$

③ 4각 나사의 자립 조건

㉠ $P' > 0$ 이면 나사를 푸는데 힘이 소요된다. 이 조건은 $\rho - \alpha > 0$ 이므로 $\rho > \alpha$ 가 된다.

㉡ $P' < 0$ 이면 나사를 푸는데 힘이 소요되지 않고 저절로 풀린다. 이 조건은 $\rho - \alpha < 0$ 이므로 $\rho < \alpha$ 가 된다.

㉢ $P' = 0$ 이면 나사가 저절로 풀리다가 어느 임의의 지점에서 정지한다. $\rho - \alpha = 0$

이므로 $\rho = \alpha$ 가 된다.

그러므로 조여진 나사에 힘을 제거하여도 나사가 스스로 풀리지 않기 위해서는 $\rho \geq \alpha$ 이어야 한다. 즉 마찰각이 리드각보다 커야 하며, 이것을 나사의 자동 결합 또는 자립 조건이라 한다.

(2) 3각 나사의 자립 조건

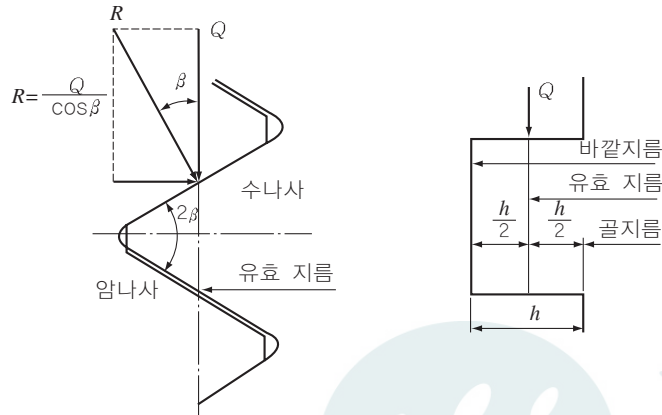


그림 2-26 3각 나사와 4각 나사의 수직력

① 3각 나사의 상당 마찰계수

[그림 2-26]은 3각 나사와 4각 나사를 비교하여 나타내고 있다. 이 그림에서 3각나사의 나사산 각도를 2β 라 하고, 축방향의 하중을 Q , 나사면에 작용하는 수직력을 R 이라 하면, $R = \frac{Q}{\cos \beta}$ 가 된다.

그러므로 마찰력 f 는

$$f = \mu R = \frac{\mu Q}{\cos \beta} = \mu' Q \quad \dots\dots\dots (2-10)$$

축방향 하중에 대한 상당 마찰계수 μ' 는 다음과 같다.

$$\mu' = \frac{\mu}{\cos \beta} = \tan \rho' \quad \dots\dots\dots (2-11)$$

여기서 ρ' 는 상당 마찰각

μ 는 나사면의 마찰계수

② 3각 나사를 쥘 때의 회전력

3각 나사의 회전력은 사각나사의 관계식에서 마찰계수 μ 를 상당 마찰계수 μ' 로 보정하면 된다.

$$P = Q \frac{\mu' + \tan \alpha}{1 - \mu' \tan \alpha} = Q \cdot \tan(\rho' + \alpha) \quad (2-12)$$

또는

$$P = Q \frac{\mu' \pi d_2 + p}{\pi d_2 - \mu' p} \quad (2-13)$$

여기서 $\tan \alpha = \frac{p}{\pi d_2}$, $\tan \rho' = \mu'$

③ 3각 나사를 풀 때

$$P' = Q \cdot \tan(\rho' - \alpha) \quad (2-14)$$

또는

$$P' = Q \frac{\mu' \pi d_2 - p}{\pi d_2 + \mu' p} \quad (2-15)$$

나. 나사의 효율

나사의 효율이란 입력한 일에 대한 출력된 일의 비율이다. 즉 하중 Q 를 피치 p 만큼 올리기 위하여 한 일 $Q \cdot p$ 와 나사를 1회전시키기 위하여 외력 P 가 한 일 $\pi d_2 \cdot P$ 와의 비이다.

$$\text{나사의 효율} = \frac{\text{나사가 이룬 일량}}{\text{나사에 준 일량}} = \frac{\text{마찰이 없는 경우의 회전력}}{\text{마찰이 있는 경우의 회전력}}$$

(1) 4각 나사의 효율(η)

$$\eta = \frac{Q \cdot p}{\pi d_2 \cdot P} = \frac{Q \pi d_2 \cdot \tan \alpha}{Q \pi d_2 \cdot \tan(\rho + \alpha)} = \frac{\tan \alpha}{\tan(\rho + \alpha)} \quad (2-16)$$

(2) 3각 나사의 효율(η')

$$\eta' = \frac{\tan \alpha}{\tan(\rho' + \alpha)} \quad (2-17)$$

나사의 자립 상태를 만족시키는 한계는 $\alpha = \rho$ 이므로 이 값을 (2.16)식에 대입하면

$$\eta = \frac{\tan \rho}{\tan 2\rho} = \frac{\tan \rho(1 - \tan^2 \rho)}{2 \tan \rho} = \frac{1}{2} - \frac{1}{2} \tan^2 \rho < 0.5 \quad (2-18)$$

즉, 나사의 자립 상태를 유지하는 나사의 효율은 반드시 50%보다 작아야 한다.

6. 나사를 돌리는데 필요한 토크

가. 4각 나사의 경우

4각 나사를 죄려고 하는 힘 P 와 나사를 풀려고 하는 힘 P' 가 나사의 유효 지름에 작용하여 나사를 체결하려고 할 때의 토크(비틀림 모멘트)를 T , 나사를 풀 때의 토크를 T' 라 하면

$$T = P \frac{d_2}{2} = Q \frac{d_2}{2} \tan(\rho + \alpha) \quad (2-19)$$

$$T' = P' \frac{d_2}{2} = Q \frac{d_2}{2} \tan(\rho - \alpha) \quad (2-20)$$

나. 3각 나사의 경우

나사를 죄는데 필요한 토크 T , 나사를 풀때의 토크를 T' 라 하면

$$T = P \frac{d_2}{2} = Q \frac{d_2}{2} \tan(\rho' + \alpha) \quad (2-21a)$$

$$T' = P' \frac{d_2}{2} = Q \frac{d_2}{2} \tan(\rho' - \alpha) \quad (2-21b)$$

공구를 사용하여 나사를 충분히 쥘 때에는 나사면의 마찰뿐만 아니라 너트와 와셔 사이의 마찰을 고려하여야 하며 토크 T 는 다음과 같다.

$$T = P \frac{d_2}{2} = Q \left\{ \frac{d_2}{2} \tan(\rho' + \alpha) + \mu_n \cdot r_n \right\} \quad (2-22)$$

여기서, r_n : 너트나 와셔의 자리면 평균 반지름

μ_n : 너트나 와셔의 자리면 마찰계수

너트와 와셔의 자리면 반지름은 다음 식과 같다.

너트의 경우 $r_n = 0.74d$

와셔의 경우 $r_n = 0.35\sqrt{D^2 + d^2}$

스패너로 너트를 돌릴때, $T = F \cdot l = P \frac{d_2}{2}$ 가 된다.

(l :스패너 길이, F :스패너를 돌리는 힘)

예제 1 M18×2의 미터 가는 나사의 치수는 얼마인가?

〈답〉M18×2 : 미터 가는 나사 바깥 지름 18[mm] 피치 2[mm]

예제 2 24산 3줄 유니파이 보통 나사의 리드는 얼마인가?

$$(\text{폴이}) \quad l = 3 \times \frac{25.4}{24} = 3.175[\text{mm}]$$

예제 3 3줄 나사에서 피치가 1.5[mm]일 때 2회전 시키면 몇 [mm]이동 하는가?

$$(\text{폴이}) \quad l = 3 \times 1.5 \times 2 = 9[\text{mm}]$$

예제 4 유니파이 보통 나사 1/4-20 UNC의 바깥 지름은 몇 [mm]인가?

$$\langle \text{답} \rangle \quad d = 25.4 \times \frac{1}{4} = 6.35[\text{mm}]$$

예제 5 나사 표시 방법의 일반적인 구성 순서는?

$\langle \text{답} \rangle$ 감김 방향-줄 수-나사의 호칭-등급

예제 6 나사에서 리드각을 α , 마찰계수 $\mu = \tan \rho$ 이면 $\alpha = \rho$ 일 때 나사의 효율은?

$$\langle \text{답} \rangle \quad \eta = \frac{1}{2} - \frac{1}{2} \tan^2 \rho = \frac{1}{2} (1 - \mu^2) < 0.5 \text{ 이므로 나사의 효율은 } 50\% \text{ 보다 작다.}$$

예제 7 20[kN]을 들어올리는 나사 잭이 있다. 그 피치가 5[mm], 암의 길이가 75[cm]일 때 이것을 올리려면 몇 (N)의 힘이 필요한가? 단, 나사의 유효지름은 44.752[mm]이고 마찰계수는 0.1이다.

(폴이) 식(2-19)를 응용하면

$$\tan \alpha = \frac{p}{\pi d_2} \text{ 에서 } \alpha = \tan^{-1} \frac{p}{\pi d_2} = \tan^{-1} \frac{5}{\pi \times 44.752} \doteq 2.0368^\circ$$

$$\rho = \tan^{-1} 0.1 \doteq 5.7106^\circ$$

$$T = P \frac{d_2}{2} = Q \frac{d_2}{2} \tan(\rho + \alpha) = Fl$$

$$(l = 750[\text{mm}], Q = 20000[\text{N}])$$

$$Fl = (20000 \times \frac{44.752}{2}) \times \tan(2.0368^\circ + 5.7106^\circ) \doteq 60884.1[\text{N} \cdot \text{mm}]$$

$$F = \frac{60884.1}{750} \doteq 81.2[\text{N}]$$

예제 8 유효지름이 6.4[mm], 피치1[mm]되는 나사를 길이 10[cm]의 스패너에 80[N]의 힘을 가해서 회전시키면 얼마의 힘으로 조일수가 있는가? (단, 마찰계수를 0.1로 한다.)



$$(\text{폴이}) \tan \alpha = \frac{p}{\pi d_2} \text{ 에서 } \alpha = \tan^{-1} \frac{p}{\pi d_2} = \tan^{-1} \frac{1}{\pi \times 6.4} = 2.8473^\circ$$

$$\rho = \tan^{-1} 0.1 \doteq 5.7106^\circ$$

$$T = P \frac{d_2}{2} = Q \frac{d_2}{2} \tan(\rho + \alpha) = Fl$$

$$(F = 80[N], l = 100[mm])$$

$$Q = \frac{2Fl}{d_2 \cdot \tan(\rho + \alpha)} = \frac{2 \times 80 \times 100}{6.4 \times \tan(5.7106^\circ + 2.8473^\circ)} \doteq 16613[N]$$

제 2 절 볼트 · 너트

1. 볼트의 종류

가. 일반 볼트

(1) 용도에 의한 분류

① 관통 볼트(through bolt)

조이려는 부분을 관통하여 볼트 지름보다 약간 큰 구멍을 뚫고, 여기에 머리 붙인 볼트를 끼워 넣은 후 너트로 결합하는 볼트이다. (그림 2-27의 (a)참조)

② 탭 볼트(tap bolt)

관통볼트를 사용하기 어려울 때 결합하려는 상대 쪽에 암나사를 내고, 머리붙이 볼트를 조여 부품을 결합하는 볼트이다. (그림 2-27의 (b)참조)

③ 스터드 볼트(stud bolt)

양쪽 끝 모두 수나사로 되어있는 나사로서 관통하는 구멍을 뚫을 수 없는 경우에 사용한다. 한쪽 끝은 상대 쪽에 암나사를 만들어 미리 반영구적으로 나사 박음하고, 다른쪽 끝에 너트를 끼워 죄도록 하는 볼트이다. (그림 2-27의 (c)참조)

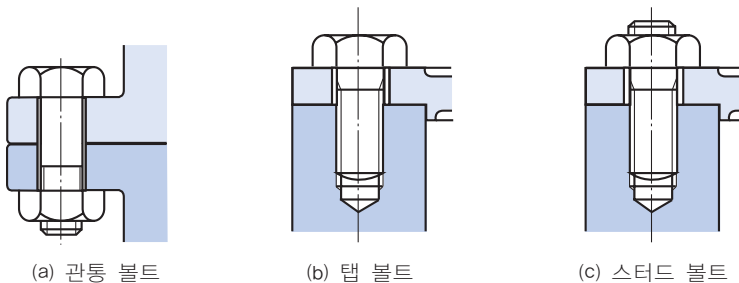


그림 2-27 용도에 의한 일반용 볼트 분류

(2) 볼트머리부에 따른 분류

① 6각 볼트

[그림 2-28의 (a)]와 같이 머리모양이 정6각형인 볼트로서 일반적으로 가장 많이 사용하며, 머리 접측면이 넓어 강력한 조임력이 얻어진다.

② 4각 볼트

[그림 2-28의 (b)]와 같이 볼트 머리모양이 정4각형인 볼트로서, 볼트머리 자리면이 6각 볼트의 2배이므로 스패너를 이용할 때 회전 모멘트를 크게 할 수 있다. 따라서 고착되어 있는 경우 볼트를 쉽게 풀어 분리할 수 있다.

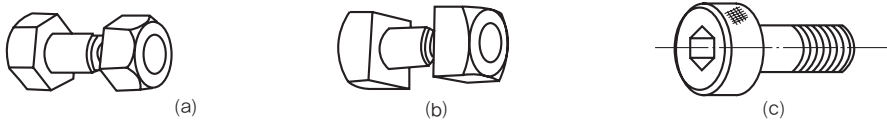


그림 2-28 볼트 머리부에 따른 분류

③ 6각 구멍볼트 볼트

[그림 2-28의 (c)]와 같이 볼트의 머리를 원통형으로 하고, 머리 가운데에 6각 렌치를 넣고 쥘 수 있는 구멍이 있는 볼트다. 볼트 재질로는 강도가 우수한 합금강(SCM 435)이 사용된다.

나. 특수 볼트

(1) 아이 볼트(eye bolt)

볼트의 머리부에 편을 끼울 구멍이 있어 자주 탈착하는 뚜껑의 결합에 사용된다. 아이 볼트중 고리 볼트(lifting bolt)는 무거운 물체를 달아 올리기 위하여 훅(hook)을 걸 수 있는 고리가 있는 볼트이다. (그림 2-29의 (a)참조)

(2) 나비 볼트(wing bolt)

볼트의 머리부를 나비 모양으로 만들어 스패너 없이 손으로 조이거나 풀 수 있어, 별도의 공구 없이 손으로 탈착이 가능하다. (그림 2-29의 (b)참조)

(3) 간격유지 볼트

스테이 볼트(stay bolt)라고도 하며, 두 물체 사이의 거리를 일정하게 유지시키면서 결합하는데 사용하며, [그림 2-29의 (c)]와 같이 중간에 링을 끼우는 방법과 볼트에 간격유지 턱을 양쪽에 만드는 방법 등이 있다.

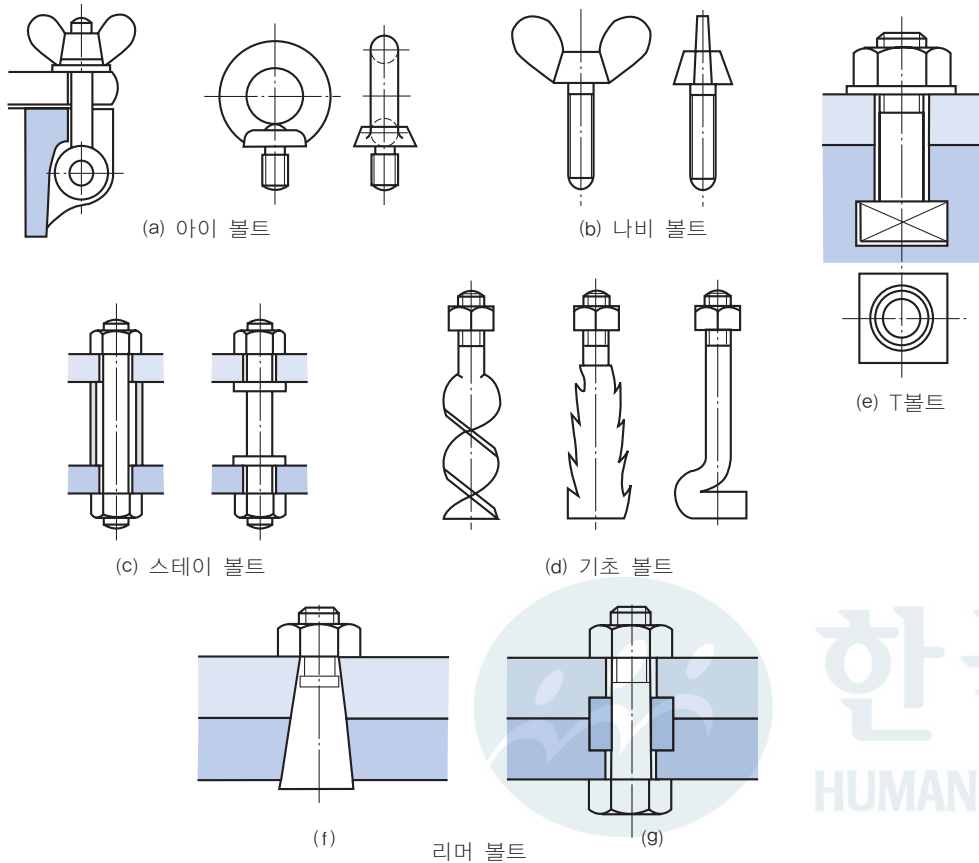


그림 2-29 특수용 볼트

(4) 기초 볼트(foundation bolt)

기계, 구조물 등을 콘크리트 기초에 고정시키기 위하여 사용하는 볼트이다. 이 볼트의 한쪽은 콘크리트 기초에 묻혔을 때 빠지지 않도록 하기 위하여 여러 가지 형태로 되어 있으며, 또 반대쪽은 수나사로 나사산이 되어 있어 기계를 고정시키는데 사용한다. (그림 2-29의 (d)참조)

(5) T 볼트(T-bolt)

공작기계 테이블 또는 정반은 다른 물체를 용이하게 고정시킬 수 있도록 T자형 홈이 파져 있다. 볼트의 머리를 4각형으로 만들어 T자형 홈에 끼우면 너트를 조일 때 볼트 머리가 회전하지 않게 된다. (그림 2-29의 (e)참조)

(6) 리머 볼트(reamer bolt)

볼트가 끼워지는 구멍은 볼트 지름보다 크므로 전단력이 작용하면 볼트가 파손되기

쉽기 때문에 큰 전단력이 작용할 때는 볼트의 맞춤이 중간 끼워 맞춤 또는 억지 끼워 맞춤이 되도록 볼트 구멍을 리머로 다듬질한 다음, 정밀 가공된 리머 볼트를 끼워 결합한다. [그림 2-29의 (f)]와 같이 볼트부분을 테이퍼지게 하여 움직이지 않도록 결합하거나, [그림 2-29의 (g)]와 같이 전단력이 발생하는 부분에 링을 끼워 링으로 하여 금 전단력을 받도록 결합한다.

2. 너트의 종류

가. 6각 너트(hexagon nut)

6각 모양으로 되어 있으며, 가장 널리 사용되는 너트이다. 6각 너트에는 너트의 호칭 높이가 호칭지름에 대하여 0.8배 이상인 너트(일반 6각 너트)와 0.8배 이하인 너트(6각 낮은 너트)가 있다. (그림 2-30의 (a)참조)

나. 4각 너트(square nut)

4각 모양으로 되어 있으며, 주로 목재 결합에 많이 사용되고 기계류의 결합에도 사용된다. (그림 2-30의 (b)참조)

다. 둥근 너트(circular nut)

회전체의 균형을 좋게 하거나 너트를 외부에 돌출 시키지 않으려고 할 때 주로 사용하며, 너트를 죄는 데는 특수한 스페너가 필요하다. (그림 2-30의 (c)참조)

라. 와셔볼이 너트(washer based nut)

너트의 밑면에 넓은 원형 플랜지가 붙어있는 와셔볼이 너트는 볼트 구멍이 큰 경우 또는 접촉하는 물체와의 접촉면적을 크게 함으로써 접촉 압력을 작게 하려고 할 때 주로 사용하며, 너트 하나로 와셔의 역할을 겸한 너트이다. (그림 2-30의 (d)참조)

마. 캡 너트(cap nut)

너트의 한쪽을 관통되지 않도록 만든 것으로 나사면을 따라 증기나 기름등이 누출되는 것을 방지하는 부위 또는 외부로부터 먼지 등의 오염물 침입을 막는데 주로 사용한다. (그림 2-30의 (e)참조)

바. 스프링 판 너트(spring plate nut)

스프링 판을 굽혀서 만들며, 나사 박음을 하지 않고 간단하게 끼울 수 있기 때문에 사용이 간단하여 스피드 너트(speed nut) 라고도 한다. (그림 2-30의 (f)참조)

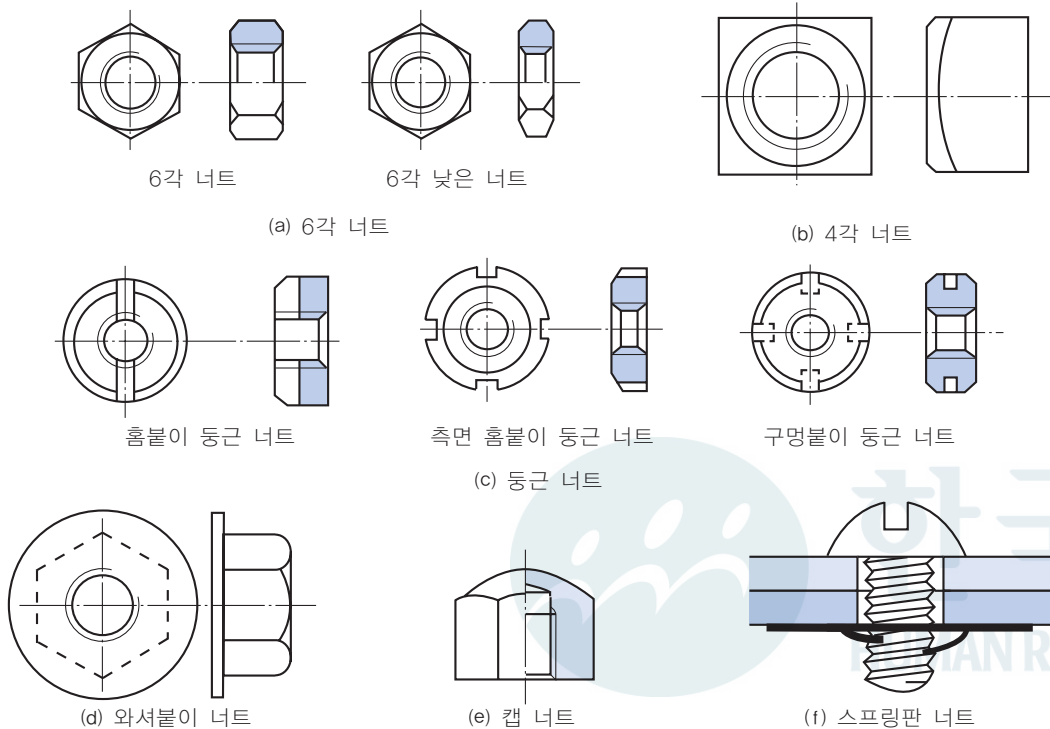


그림 2-30 너트의 종류

3. 6각 볼트(hexagon head bolt)

가. 종류와 등급

6각 볼트의 종류에는 호칭지름 6각 볼트, 유효지름 6각 볼트, 온나사 6각 볼트 등 3종류가 있다. 또 등급은 부품 등급(나사 등급)과 기계적 성질의 강도 구분을 조합한 것으로 나타낸다.

(1) 호칭지름 6각 볼트 : 볼트의 축부가 나사부의 바깥지름과 동일한 볼트이다. (그림 2-31의 (a)참조)

(2) 유효지름 6각 볼트 : 볼트의 축부가 나사부의 바깥지름보다 작은 볼트이다. (그림 2-31의 (b)참조)

(3) 온나사 6각 볼트 : 볼트의 축부가 나사부의 바깥지름과 동일하며, 축부 전체가

나사부로 원통부가 없는 볼트이다. (그림 2-31의 (c)참조)

〈표 2-8〉에서 등급 A, B, C는 일반용 나사부품의 등급에 따르며, 강도 구분은 나사의 호칭 지름 1.6~39[mm]인 강제 볼트의 기계적 성질을 나타낸 것이다.

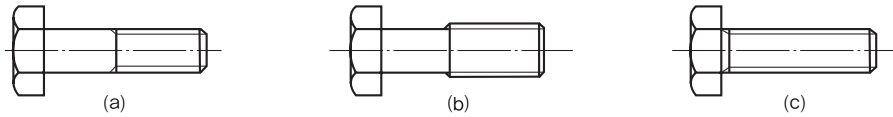


그림 2-31 6각 볼트 종류

표 2-8 6각 볼트 부품 등급과 강도 구분

볼트의 종류	재료에 따른 구분	등 급	
		부품 등급	강도 구분(성상 구분)
호칭지름 6각 볼트	강	A	8.8
		B	
		C	4.6, 4.8
	스테인리스강	A	A2-70
		B	
	비철 금속	A	—
		B	
유효지름 6각 볼트	강	B	5.8, 8.8
	스테인리스강		A2-70
	비철 금속		—
온나사 6각 볼트	강	A	8.8
		B	
		C	4.6, 4.8
	스테인리스강	A	A2-70
		B	
	비철 금속	A	—
		B	

주) 성상 구분은 스테인리스강 볼트의 기계적 성질에 따른다.

나. 강도 구분

볼트재료의 강도 정도는 강재료에서 <표 2-8>과 같이 4.6, 4.8, 5.8, 8.8등의 숫자로 구분하며, 숫자는 인장 강도와 항복점을 나타낸다. 예를 들어 8.8의 숫자에서 8은 호칭 인장 강도(N/mm^2)의 1/100인 8로서 볼트의 인장 강도는 $800N/mm^2$ 이상인 것을 나타내고, 소숫점 아래 8은 호칭 항복점(N/mm^2) 또는 내력(N/mm^2)이 호칭 인장 강도의 80%를 의미한다. $800N/mm^2$ 이상의 인장 강도를 갖는 볼트를 고장력 볼트(high tension bolt)라 해서 철골 구조물, 교량 등에 사용한다.

스테인리스강 재료의 A2-70은 A는 Austenite, 숫자 2는 화학적 성분에 따라 1~5가 있으며, 70은 최소 인장강도 $700N/mm^2$ 의 1/10을 의미한다. (고장력 : 80, 연강 : 50, 냉간가공 : 70)

4. 여러 가지 나사

가. 작은 나사(screw)

볼트의 바깥지름이 1~9(mm)인 작은 나사로서 볼트의 머리부에는 드라이버로 돌릴 수 있도록 홈이 파져 있다. 홈의 모양은 -자형과 +자형이 있다. [그림 2-32]와 같이 나사머리의 외부 돌출여부 및 볼트 머리 자리의 모양 등에 따라 여러 종류의 머리모양이 있다. 드라이버를 사용하여 조이므로 볼트에 비하여 조임력이 작다.

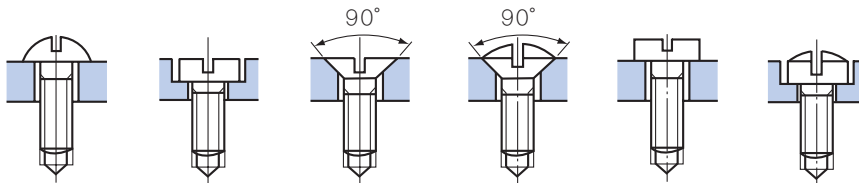


그림 2-32 머리모양에 따른 작은 나사의 분류

나. 멈춤 나사(set screw)

나사를 밀어 박음으로써 나사 끝에 발생하는 마찰저항으로 두 물체 사이에 회전이 나 미끄럼이 생기지 않도록 사용하는 나사로 키(key)의 대용 역할을 한다. 회전체의 보스부분을 축에 고정시키는데 많이 사용한다. [그림 2-33]과 같이 홈불이, 6각 구멍불이, 4각 머리불이 등으로 구분하며, 또 나사 끝의 모양에 따라 둥근 끝, 납작 끝, 막대 끝, 뿔족 끝, 오목 끝 등으로 구분한다.

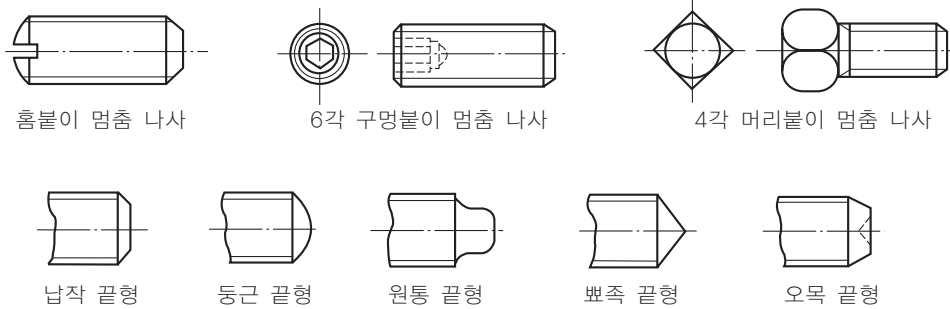


그림 2-33 머춤 나사의 형상에 따른 분류

다. 나사못(wood screw)

끝부분이 [그림 2-34]와 같이 원추형으로 가늘게 되어 있으며, 피치가 크고 나사산은 3각나사로 목재와 같은 연한 재료에 나사 박음할 때 사용한다.



그림 2-34 나사못

라. 태핑 나사(tapping screw)

나사의 표면은 침탄 경화법으로 경화시켰으며, [그림 2-35]와 같이 나사의 끝부분에 테이퍼를 준다. 나사가 들어갈 자리에 구멍을 뚫고 태핑 나사를 돌리면 나사산이 만들어진다. 주로 박판을 고정하는데 사용하거나 전기 기구 조립 등에 많이 사용한다.

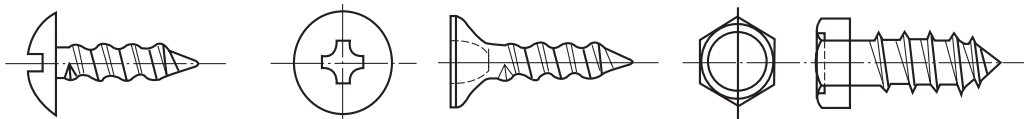
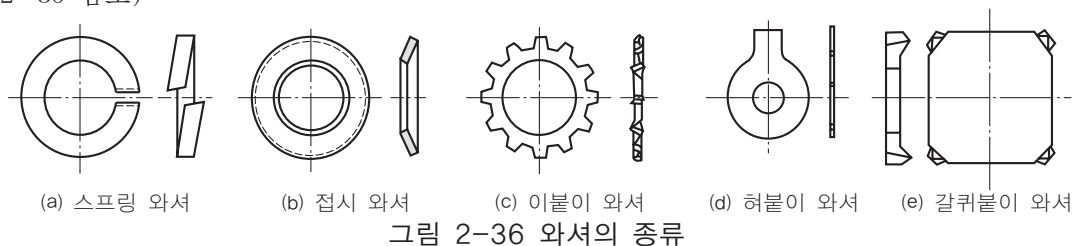


그림 2-35 태핑 나사

5. 와셔(washer)

와셔는 볼트 결합부의 구멍이 크거나 너트의 자리 면이 고르지 못할 때, 또는 자리 면의 재료가 너무 연하여 볼트의 체결 압력에 견딜 수 없거나, 너트의 풀림을 방지할 때 사용한다. 특히 갈퀴볼이 와셔 또는 허볼이 와셔는 물체를 고정시키는 역할을 하며, 스프링 와셔와 접시 스프링 와셔는 진동에 의한 풀림을 줄이는 역할을 한다. (그림 2-36 참조)



6. 볼트 · 너트의 풀림 방지

가. 로크너트에 의한 방법

[그림 2-37]과 같이 2개의 너트를 사용하여 충분히 쥔 다음, 두개의 스패너를 사용하여 바깥쪽 너트를 스패너로 고정하고, 안쪽의 너트를 다른 스패너로 풀리는 방향으로 $15^\circ \sim 20^\circ$ 정도 돌려 조인다. 이 경우 두 너트는 서로 미는 상태가 되고 나사 축은 두 너트 사이에서 인장을 받도록 되어 진동이 발생하더라도 너트가 결합상태를 유지하게 된다. 이 때 안쪽(그림에서 아래쪽) 너트를 로크너트(lock nut)라 한다.

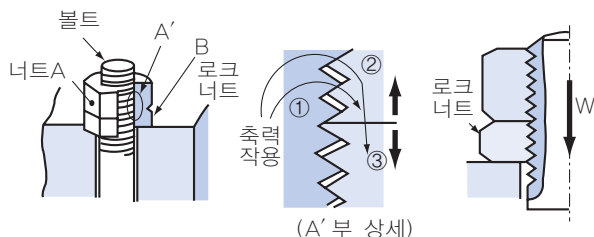


그림 2-37 로크너트

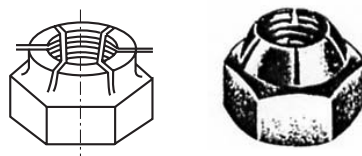


그림 2-38 자동 잠 너트

나. 자동 잠 너트에 의한 방법

[그림 2-38]과 같이 너트의 끝을 안쪽으로 변형시키면 굽혀지는 성질을 이용한 풀림을 방지하는 방법이다. 볼트에 너트를 결합시킬 때 나사부가 강하게 압착되도록 역할을 하지만, 반복하여 사용하는 경우 압착력이 약해진다.

다. 분할 핀(split pin)에 의한 방법

[그림 2-39]와 같이 볼트의 끝 부분에 구멍을 뚫어 분할 핀을 사용하는 방법이다.

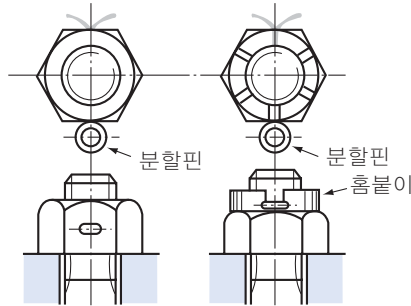


그림 2-39 분할 핀에 의한 방법

라. 와셔에 의한 방법

(1) 스프링 와셔(spring washer) 또는 고무 와셔(rubber washer)

결합된 부품 사이에 일정한 축 방향 힘을 유지하기 위하여 너트 밑에 [그림 2-40의 (a)]와 같이 탄성이 큰 스프링 와셔 또는 [그림 2-40의 (b)]와 같이 고무 와셔를 끼운다.

(2) 폴 와셔(pawl washer)

[그림 2-40의 (c)]와 같이 폴 와셔를 굽히거나 구멍을 만들어 그곳에 끼운 후 고정하는 방법이다.

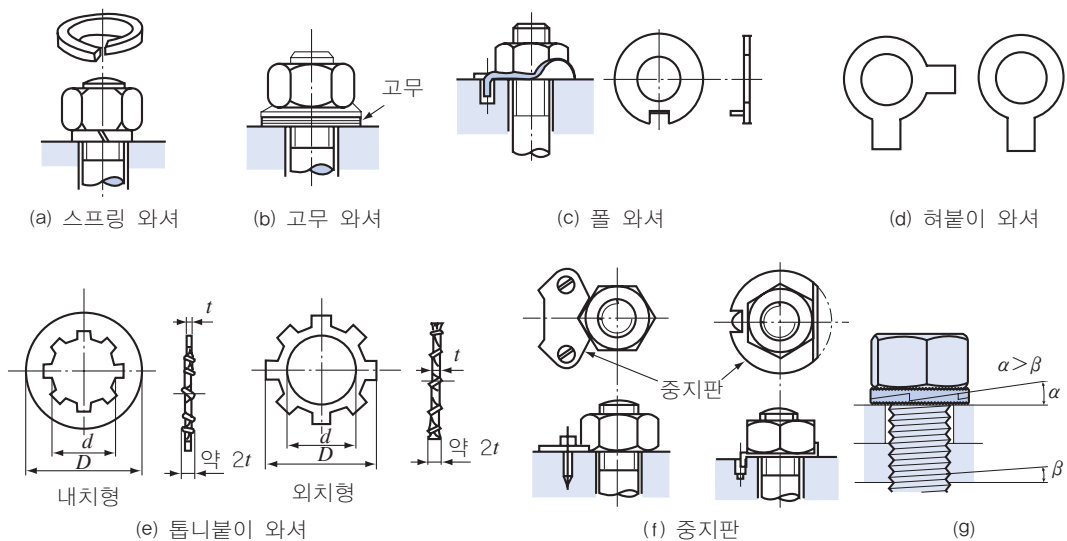


그림 2-40 와셔에 의한 방법

(3) 허 볼이 와서

[그림 2-40의 (d)]와 같이 허 볼이 와서의 허를 굽혀서 고정하는 방법이다.

(4) 톱니 볼이 와서

[그림 2-40의 (e)]와 같이 톱니볼이 와서를 사용하여 고정하며, 톱니가 바깥쪽에 있는 것을 외치형이라 하고, 이가 안쪽에 있는 것을 내치형이라 한다.

(5) 중지 판(locking plate)

[그림 2-40의 (f)]와 같이 너트의 옆이나 밑에 중지 판을 설치하여 고정하는 방법이다.

(6) 폴림방지용 와서

[그림 2-40의 (g)]와 같이 켜기 구조를 통한 볼트의 장력을 이용한 폴림 방지용 와서로 2개의 와서가 한조로 구성되어 있으며, 캠의 각도 α 가 나사산의 각도 β 보다 크며, 볼트머리와 취부면에 맞닿는 부분은 방사형 톱니모양으로 되어 있어 볼트나 너트를 조이게 되면 방사형 톱니모양은 볼트머리와 취부면에 맞물려 움직이지 않게 되고 중간부분의 캠면이 서로 미끄러지며 조여지며, 체결후 캠의 켜기 역할로 인해 폴림이 방지된다. 특히, 조립과 분해가 쉬우며, 진동과 동적부하로 인한 폴림방지에 효과적이다.

마. 멈춤 나사에 의한 방법

[그림 2-41]과 같이 볼트와 너트의 나사부 사이에 또는 너트의 옆에 멈춤 나사로서 고정하는 방법이다.

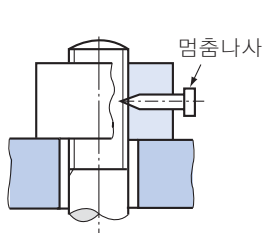


그림 2-41 멈춤 나사

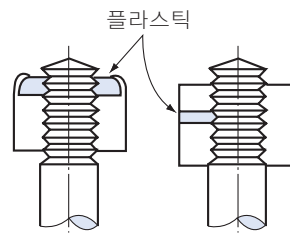


그림 2-42 플라스틱 플러그

바. 플라스틱 플러그에 의한 방법

[그림 2-42]와 같이 나사면에 플라스틱이 들어간 너트를 사용하면 나사면의 마찰계수가 크게 되어 폴림이 방지된다.

사. 철사를 이용하는 방법

[그림 2-43]과 같이 핀(pin) 대신에 철사를 감아서 폴림을 방지한다.

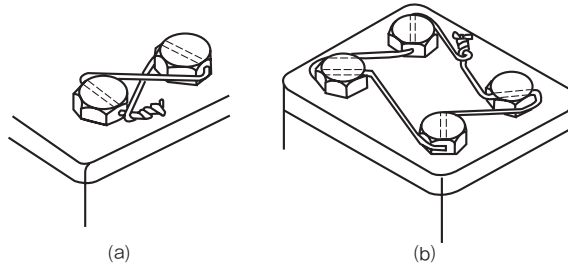


그림 2-43 철사를 이용하는 방법

7. 볼트 · 너트의 설계

기계 부품으로 사용 중인 볼트 · 너트는 여러 가지의 하중이 조합하여 작용하고 있기 때문에 어떤 한 가지 작용 상태의 하중만 고려하여 강도나 크기를 정하기는 대단히 곤란하며, 볼트 · 너트의 체결 정도, 나사면의 마찰, 진동, 충격에 의한 헐거워짐 등을 생각하는 것만으로도 나사에 작용하는 하중은 복잡하다는 것을 알 수 있다. 일반적으로 다음 3가지의 경우로 나누어 설계한다.

- ① 전단 하중만을 받을 때
- ② 축 하중만을 받을 때
- ③ 축 하중과 비틀림을 동시에 받을 때

가. 볼트의 설계

(1) 전단 하중만을 받을 때

볼트는 일반적으로 축 방향으로 힘을 받는 이음에 주로 많이 사용되나, [그림 2-44]와 같이 볼트의 축에 직각 방향으로 힘을 받을 때도 있다. 이런 용도로는 플랜지 커플링(flange coupling)의 이음 볼트나 철골 구조물의 조립 볼트 등이 있다.

그림에서 2개의 판을 결합한 볼트의 축 방향과 직각 방향으로 인장하중 (P)이 작용할 때, 볼트 지름(d)은 다음 식에 의해 구할 수 있다.

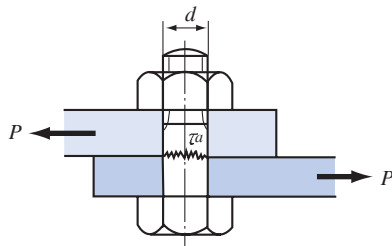


그림 2-44 전단 하중을 받는 볼트

$$P = \tau_a A = \tau_a \frac{\pi d^2}{4}$$

$$\tau_a = \frac{P}{A} = \frac{P}{\frac{\pi d^2}{4}}$$

$$\therefore d = \sqrt{\frac{4P}{\pi \tau_a}} = \sqrt{\frac{1.273P}{\tau_a}} \quad \dots\dots\dots (2-23)$$

여기서, P : 인장 하중(N)

τ_a : 허용 전단 응력(N/mm^2)

A : 볼트 단면적(mm^2)

볼트의 지름(d)은 안전성을 고려하여 계산 값보다 큰 값으로 KS규격에서 호칭 치수를 선택하여 사용한다.

(2) 축 하중만을 받을 때

볼트는 일반적으로 [그림 2-45]와 같이 인장 하중만을 받는 경우가 많다. 이것에는 훅 볼트(hook bolt), 아이 볼트(eye bolt) 등이 있다.

그림과 같이 인장 하중(P)이 볼트의 축에 단순히 작용하면 나사의 골 지름(d_1)이 위험 단면으로 된다. 이 때에 나사부의 단면에 발생하는 인장 응력, 골 지름, 인장 하중과의 관계는 다음과 같이 된다.

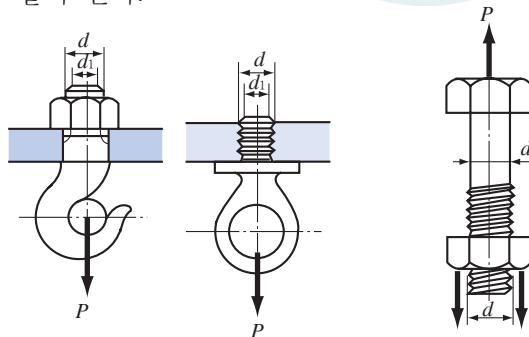


그림 2-45 축 하중만을 받는 볼트

$$P = \sigma_t A_1 = \sigma_t \cdot \frac{\pi d_1^2}{4}$$

$$d_1 = \sqrt{\frac{4P}{\pi \sigma_t}} \quad \dots\dots\dots (2-24)$$

여기서, σ_t : 인장 응력(N/mm^2)

A_1 : 골 지름 단면적(mm^2)

일반적으로 지름 3[mm]이상인 볼트는 $d_1 > 0.8d$ 이므로 $d_1 = 0.8d$ 로 하면 안전하다. 볼트의 호칭 지름은 일반적으로 바깥지름 d 로 호칭하므로 식(2-24)에서

$$0.8d = \sqrt{\frac{4P}{\pi\sigma_t}} \quad \text{이므로} \quad \therefore d = \sqrt{\frac{2P}{\sigma_t}}$$

위 식에서 σ_t 대신에 허용 인장 응력 σ_a 를 사용하면 볼트의 바깥지름(d)은 다음의 식으로 구한다.

$$d = \sqrt{\frac{2P}{\sigma_a}} \quad \dots\dots\dots (2-25)$$

(3) 축 하중과 비틀림을 동시에 받을 때

[그림 2-46]과 같이 축방향의 일정한 하중과 동시에 비틀림 하중을 받는 경우에는 비틀림 하중을 $\frac{1}{3}$ 배의 인장 또는 압축 하중으로 생각하여 $(1 + \frac{1}{3})$ 배의 인장 또는 압축 하중이 축방향에 작용하는 것으로 보고, 볼트의 바깥지름을 계산하면 다음과 같다.

$$d = \sqrt{\frac{2(1 + \frac{1}{3})P}{\sigma_a}} = \sqrt{\frac{8P}{3\sigma_a}} \quad \dots\dots\dots (2-26)$$

식 (2.26)은 보통의 꺾임 나사와 이동용 나사의 바깥지름을 구할 때 사용한다.

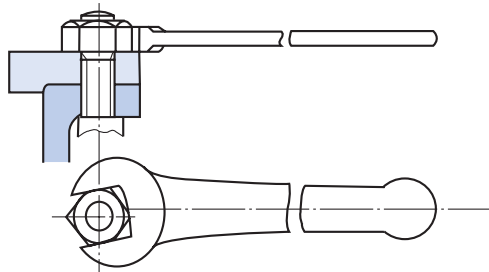


그림 2-46 스패너로 나사 돌리기

나. 너트의 설계

너트에 힘을 가하면 나사산이 탄성 변형을 일으키며, 이와 같은 변형에 의하여 나사산에 굽힘 응력과 전단 응력이 생긴다. 나사산의 파괴 시험에서 3각 나사는 주로 굽힘

으로 파괴되고, 4각 나사와 사다리꼴 나사는 주로 전단력으로 파괴 된다. 굽힘과 전단을 받는 나사를 안전하게 사용하려면 나사산에 생기는 응력이 모두 허용 응력 이하가 되어야 한다.

너트의 전 높이에 나사가 만들어져 있을 때 나사의 산수를 n , 나사의 피치를 p 라 하면 너트의 높이 H 는 다음과 같다.

$$H = np \quad (2-27)$$

축 하중 P 가 나사산에 균일하게 분포된다고 하면 나사산의 평균 접촉 압력 q_m 은

$$q_m = \frac{P}{n \cdot \frac{\pi(d^2 - d_1^2)}{4}} = \frac{P}{n \cdot \frac{\pi(d+d_1)}{2} \cdot \frac{(d-d_1)}{2}} \quad (2-28)$$

유효 지름 $d_2 = \frac{(d+d_1)}{2}$ 이고 나사산의 높이 $h = \frac{(d-d_1)}{2}$ 이므로 식 (2-28)을 다시쓰면 다음과 같다.

$$q_m = \frac{P}{n \pi d_2 h} \quad (2-29)$$

축 하중이 증가하면 나사를 돌릴 때 접촉면에서의 마찰이 커져, 마멸이 아주 심하게 발생하게 된다. 그러므로 실용상 q_m 의 값이 크게 되지 않도록 제한해야 하며, 특히 정밀을 요하는 이송 나사에서는 실용 값보다 낮은 값이 되도록 하여야 한다. 나사산의 수를 증가시키지 않고 접촉 압력을 낮게 하려면 나사의 지름을 크게 하면 된다. 보통 허용 접촉 압력은 <표 2-9>와 같은 값으로 제한하고 있다.

표 2-9 허용 접촉 압력

재료		$q_a \text{ N/mm}^2 (\text{kgf/mm}^2)$	
볼 트	너 트	결합용	전동용
연 강	연강 또는 청동	30 (3)	10 (1)
경 강	경강 또는 청동	40 (4)	13 (1.3)
강	주 철	15 (1.5)	5 (0.5)

허용 접촉 압력을 기준으로 너트의 높이를 결정하면 다음과 같다.

$$P = \frac{\pi(d^2 - d_1^2)}{4} n q_a$$

$$n = \frac{P}{\frac{\pi(d^2 - d_1^2)}{4} q_a} = \frac{P}{\pi d_2 h q_a} \quad (2-30)$$

$$H = n \cdot p = \frac{P \cdot p}{\frac{\pi(d^2 - d_1^2)}{4} q_a} = \frac{P \cdot p}{\pi d_2 h q_a} \quad \dots\dots\dots (2-31)$$

8. 볼트의 접합

가. 마찰접합

마찰접합은 응력의 흐름이 원활하며 접합부의 강성이 높다. 마찰접합은 부재의 접합면에서 응력이 전달되기 때문에 국부적인 응력집중이 생길 염려가 없다.

(1) 고장력 볼트의 종류

고장력 6각 볼트는 강구조물의 마찰접합에 주로 사용하며, 고장력 6각 볼트 · 6각 너트 · 평와서의 세트에 대하여 KS B 1010에 <표 2-10>과 같이 세트의 종류 및 사용하는 구성부품의 기계적 성질에 따른 등급을 규정하고 있다.

표 2-10 고장력 볼트 세트의 종류

세트의 종류		사용하는 구성 부품의 기계적 성질에 따른 등급		
기계적 성질에 따른 종류	토크 계수값에 따른 종류	볼 트	너 트	와 셔
1 종	A	F8T	F10(F8)	F35
	B			
2 종	A	F10T	F10	
	B			
3 종	A	(F11T)		
	B			
4 종	A	F13T	F13	
	B			

A : 표면윤활처리 (토크계수 0.110 ~ 0.150), B : 방청제 처리 (토크계수 0.150 ~ 0.190)

비고 ; 표에서 ()를 붙인 것은 되도록 사용하지 않는다.

(2) 고장력 볼트의 기계적 성질

표 2-11 고장력 볼트의 기계적 성질

등 급	항복강도 (N/mm ²)	인장강도 (N/mm ²)	장기응력 (N/mm ²)	
			허용인장응력	허용전단응력
F8T	640	800 ~ 1000	245	120
F10T	900	1000 ~ 1200	305	150
F11T	990	1100 ~ 1300	325	160
F13T	1170	1300 ~ 1500	380	180

볼트의 강도 표시 : 10.9의 경우 10은 최소인장강도 1000 N/mm²의 1/100 과, 소수점 아래 9는 항복점 또는 내력(하항복점이 명확하지 않는 경우 영구신장율 0.2%의 내력)이 인장강도 90%를 의미한다.

(3) 고장력 볼트의 체결 토크 산정

볼트의 접합을 조임토크에 의해 제어하는 방법으로 볼트가 탄성 범위내에 있다고 가정하고, 조임력과 볼트의 축력이 비례한다는 것을 이용하는 방법이다.

$T = k \cdot d \cdot n$ 여기서, T : 조임력(Torque)

k : 토크 계수값(0.11~0.15)

d : 볼트나사 바깥지름의 기준치수(m)

n : 볼트 축력(N)

보기 : M20×2.5/F10T(10.9)

볼트의 축력 산정, $\text{축력}(n) = \sigma_y A_e$, 여기서, 항복강도(σ_y) : 900N/mm²
 A_e (볼트의 유효 단면적 : mm²)

KS B 0249 표준에 따라 $A_e = \frac{\pi}{4} [20 - \frac{13}{12} (0.866025p)]^2 \div 245 \text{mm}^2$

여기서 p : 나사의 피치(mm)

축력(n) = 900 × 245 = 220,500 [N],

축력 표준값 = 축력 × 82.5% (최소값 70% ~ 최대값 95%)

= 220500 × 0.825 = 181,913 N ≒ 181.9 kN

(최소 154.2 kN ~ 최대 209.3 kN)

조임 표준토크 $T = k \cdot d \cdot n = 0.13 \times 0.02 \times 181913 \div 473 \text{ N} \cdot \text{m}$

① 임시 조임 토크(표준 토크 × 1/3 이상) = 473 × 1/3 ≒ 157.7 N · m

$$\textcircled{2} \text{ 1차 조임 토크(표준 토크} \times 60\% \text{ 이상)} = 473 \times 0.6 \approx 283.8 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\textcircled{3} \text{ 2차 조임 토크(표준 토크} \times 100\%) = 473 \times 1.0 = 473 \text{ N} \cdot \text{m}$$

단, 토크미터의 눈금량은 10 N·m 이하이며, 그 기기오차는 측정하려고 하는 토크 값의 범위에서 각 눈금이 나타내는 값의 1% 이하로 한다. 축력계의 눈금량은 측정하려고 하는 축력 1% 이하이며, 그 기기오차는 측정하려고 하는 축력 값의 범위에서 각 눈금이 표시하는 값의 2% 이하로 한다.

나. 인장접합

충분한 축력에 의하여 체결된 이음부에 인장 외력이 작용할 때 부재간 압축력과 평형상태를 이루기 때문에 볼트에 부가되는 축력은 작게 된다. 장기하중 시 허용 인장력은 설계 볼트장력의 60%이다. <표 2-12>는 고장력 볼트의 기계적 성질, <표 2-13>은 너트의 기계적 성질, <표 2-13>은 와셔의 경도표이며, [그림 2-47]은 고장력 볼트 및 너트의 머리부 각인 표시이다.

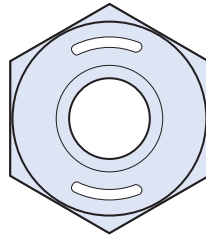
(1) 고장력 볼트의 기계적 성질

표 2-12 고장력 볼트의 기계적 성질

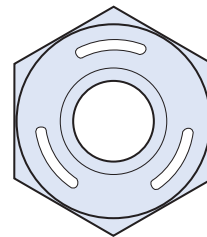
볼트 등급	최소 인장 하중 kN							경 도
	볼트 사이즈							
	M12	M16	M20	M22	M24	M27	M30	
F8T	67.4	125.4	195.8	242.7	282.0	367.0	449.0	HRC 18~31
F10T	84.3	156.7	244.8	303.4	352.5	458.8	561.3	HRC 27~38
F11T	92.7	172.4	269.3	333.7	387.8	504.7	617.4	HRC 30~40
F13T	109.6	203.7	318.2	394.4	458.3	596.4	729.7	HRC 40~45



(a) 고장력 볼트머리



(b) F8T 고장력 너트



(c) F10T 고장력 너트

그림 2-47 고장력 볼트 머리부 및 너트의 표시

(2) 너트의 기계적 성질

표 2-13 너트의 기계적 성질

너트의 기계적 성질에 따른 등급	경 도		보증 하중
	최 소	최 대	
F8	HB 85	HB 100	볼트 인장하중 (최소)과 같다.
F10	HB 95	HRC 35	
F13	HRC 30	HRC 40	

(3) 와셔의 경도

표 2-14 와셔의 경도

와셔의 기계적 성질에 따른 등급	경 도
F35	HRC 35~45 (HB 327~421)

다. 볼트의 시공

(1) 볼트의 길이 계산

부재 접합에 사용되는 볼트길이는 결합길이에 추가길이를 합한 길이를 표준으로 한다. [그림 2-48]과 같이 추가 길이는 너트 1개와 와셔 2개에 볼트나사 3산 정도의 여유길이를 말한다.

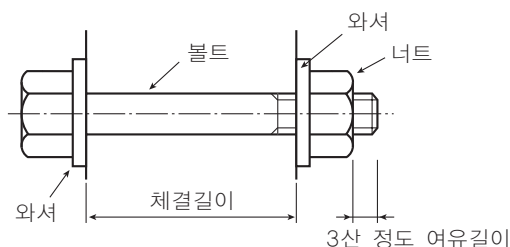


그림 2-48 볼트의 길이

$$\text{볼트의 길이 } (L) = l + 2t + h + 3p \text{ (mm)}$$

여기서, l : 체결 길이 (mm)

t : 와셔의 두께 (mm)

h : 너트의 높이 (mm)

p : 볼트의 피치 (mm)

(2) 볼트의 결합부 구멍 가공

볼트의 결합부의 구멍 가공은 부재 표면에 직각으로 드릴가공을 원칙으로 하며, 볼트 결합부 구멍 가공은 호칭지름에 여유 1~1.5mm 이내로 제한한다. 단, 도로교 표준시방서는 여유 2.5mm까지 허용된다.

예제 1 두 개 부품사이의 거리를 일정하게 고정할 때 사용하는 볼트는?

〈답〉 스테이 볼트

예제 2 나사 끝을 침탄 담금질하여 얇은 판 또는 무른 재료의 암나사 쪽을 구멍만 뚫어 놓고, 암나사를 만들어 조여가는 나사는?

〈답〉 태핑 나사

예제 3 진동이나 충격으로 일어나는 풀림 현상을 막는 너트는?

〈답〉 로크너트

예제 4 52[kN]을 지탱할 수 있는 흑 나사부의 바깥지름은 몇 (mm)인가? 단, 허용응력은 $60[N/mm^2]$ 이다.

(풀이) 식(2.25)에서 바깥 지름 $d = \sqrt{\frac{2P}{\sigma_a}} = \sqrt{\frac{2 \times 52000}{60}} \doteq 42[mm]$

예제 5 300[kN]까지 압축하중을 가할 수 있는 나사 프레스에 사용할 청동너트의 높이는 몇 (mm)인가? 단, 나사부의 바깥지름 100[mm], 골 지름 80[mm], 피치는 1인치당 2산인 4각 나사이고 허용 접촉면의 압력은 $10[N/mm^2]$ 이다.

(풀이) 식 (2-31)에서 $H = n \cdot p = \frac{P \cdot p}{\pi(d^2 - d_1^2) q_a} = \frac{P \cdot p}{\pi d_2 h q_a}$

$$p = \frac{25.4}{2} [mm] = 12.7 [mm]$$

$$d = 100 [mm], d_1 = 80 [mm]$$

$$q_a = 10 [N/mm^2]$$

$$H = \frac{300000 \times 12.7}{\frac{\pi(100^2 - 80^2)}{4} \times 10} \doteq 135 [mm]$$

예제 6 바깥지름이 30[mm], 골지름이 26.2[mm], 피치 3.5[mm]인 4각 나사에 축하중 10[kN]이 작용한다. 이 때 너트의 높이가 20[mm]라면 나사면에 생기는 접촉면

의 압력은 몇 (N/mm^2)인가?

$$(풀이) \text{ 식 (2.31)에서 } H = n \cdot p = \frac{P \cdot p}{\frac{\pi(d^2 - d_1^2)}{4} q_a} = \frac{P \cdot p}{\pi d_2 h q_a}$$

$$q_a = \frac{4P \cdot p}{\pi(d^2 - d_1^2) \cdot H} = \frac{4 \times 10000 \times 3.5}{\pi(30^2 - 26.2^2) \times 20} \doteq 10.4 [N/mm^2]$$

예제 7 M20인 볼트를 사용하여 5[kN]의 힘으로 체결할 때 다음을 구하여라. 단, 유효 지름 $d_2 = 18.376[mm]$, 골 지름 $d_1 = 16.933[mm]$, 피치 $p = 2.5[mm]$, 볼트 대변 길이 $S = 30[mm]$, 스패너 길이 $l = 350[mm]$, 나사부 마찰 계수 μ 및 볼트 자리면 마찰 계수 μ_1 은 0.15이다.

- | | | |
|-----------------|---------------|-------------|
| ① 나사에 생기는 인장 응력 | ② 리드 각 | ③ 상당 마찰 계수 |
| ④ 마찰 각 | ⑤ 비틀림 모멘트 | ⑥ 나사의 전단 응력 |
| ⑦ 나사의 비틀림 모멘트 | ⑧ 전체의 비틀림 모멘트 | ⑨ 스패너의 회전력 |

(풀이)

- ① 나사에 생기는 인장 응력(σ_t)

$$\sigma_t = \frac{4P}{\pi d_1^2} = \frac{4 \times 5000}{\pi \times 16.933^2} \doteq 22.2 [N/mm^2]$$

- ② 리드 각(α)

$$\alpha = \tan^{-1} \frac{p}{\pi d_2} = \tan^{-1} \frac{2.5}{\pi \times 18.376} \doteq 2.48^\circ$$

- ③ 상당 마찰 계수(μ')

$$\mu' = \frac{\mu}{\cos \beta} = \frac{0.15}{\cos 30^\circ} \doteq 0.173 \quad (\beta: 60^\circ \times \frac{1}{2} = 30^\circ)$$

- ④ 마찰각(ρ')

$$\rho' = \tan^{-1} \mu' = \tan^{-1} 0.173 \doteq 9.815^\circ$$

- ⑤ 비틀림 모멘트(T_1)

$$T_1 = P \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\alpha + \rho') = 5000 \times \frac{18.376}{2} \times \tan(2.48^\circ + 9.815^\circ) \\ \doteq 10012 [N \cdot mm]$$

- ⑥ 나사의 전단 응력(τ_a)

$$\tau_a = \frac{16T_1}{\pi d_1^3} = \frac{16 \times 10012}{\pi \times 16.933^3} \doteq 10.5 [N/mm^2]$$

⑦ 나사의 비틀림 모멘트(T_2)

$$T_2 = \mu P \frac{(S+d)}{4} = 0.15 \times 5000 \times \frac{(30+20)}{4} = 9375 [N \cdot mm]$$

⑧ 전체의 비틀림 모멘트(T)

$$T = T_1 + T_2 = 10012 + 9375 = 19,387 [N \cdot mm]$$

⑨ 스패너의 회전력(F)

$$F = \frac{T}{l} = \frac{19,387}{350} \approx 55.4 [N]$$

제 3 절 키 · 핀 · 코터 · 스플라인

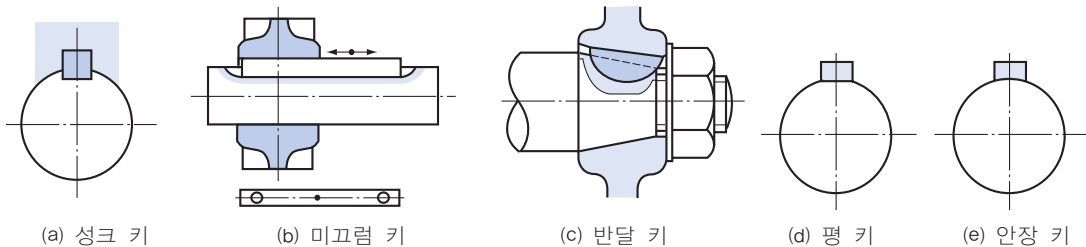
1. 키

키(key)는 축에 기어, 폴리, 플라이휠, 커플링, 클러치 등의 회전체를 고정시켜서 회전 운동을 전달시키는 결합용과 보스를 축에 고정하지 않고 축 방향으로 이동할 수 있게 한 것이 있다. 키의 재료는 전단력을 받으므로 축의 재질보다 약간 경도가 높은 것으로 4각 마봉강(SGD 1~SGD 4), 탄소강 단강 품(SF 540A), 기계 구조용 탄소강(SM 20C~SM 45C) 등을 주로 사용한다.

키 홈 절삭 방법으로 축에는 밀링커터, 엔드 밀로 가공하고, 보스(boss)쪽 홈은 브로치(broach) 또는 슬로터(slotter)가공에 의한다.

가. 키의 종류

키의 종류에는 용도에 따라 성크 키, 미끄럼 키, 반달 키, 평 키, 안장 키, 접선 키, 둥근 키, 원뿔 키 등이 있다.



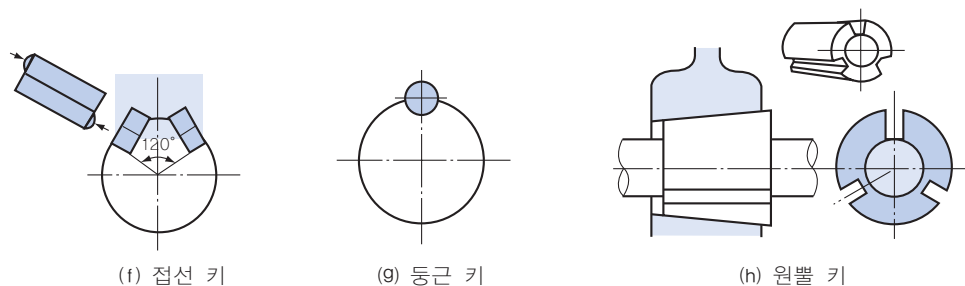


그림 2-49 키의 종류

(1) 성크 키(sunk key)

가장 널리 사용하는 일반적인 키로서 문힘 키라고도 하며, [그림 2-49의 (a)]와 같이 축과 보스의 양쪽에 모두 키 홈을 파고, 여기에 성크 키를 끼워 토크를 전달시키며, 성크 키의 종류에는 윗면이 평행한 평행 키(parallel key), 윗면에 1/100 정도의 경사를 붙인 경사키(taper key)가 있다. 또, 때려 박기위하여 머리를 만들어 붙인 머리 달린 경사 키(gib slope headed key)가 있다. 성크 키는 <표 2-15>와 같이 폭×높이($b \times h$)로 호칭하며, 호칭 치수에 따라 길이(l)의 범위와 적용하는 축 지름(d) 범위도 주어진다.

표 2-15 성크 키의 호칭 치수별 적용 축 지름과 길이

호칭 치수 $b \times h$	적용 축 지름 d	길이 l	호칭 치수 $b \times h$	적용 축 지름 d	길이 l
2×2	6초과 8이하	6~20	25×14	85초과 95이하	70~280
3×3	8초과 10이하	6~36	28×16	95초과 110이하	80~320
4×4	10초과 12이하	8~45	32×18	110초과 130이하	90~360
5×5	12초과 17이하	10~56	(35×22)	125초과 140이하	100~400
6×6	17초과 22이하	14~70	36×20	130초과 150이하	—
(7×7)	20초과 25이하	16~80	(38×24)	140초과 160이하	—
8×7	22초과 30이하	18~90	40×22	150초과 170이하	—
10×8	30초과 38이하	22~110	(42×26)	160초과 180이하	—
12×8	38초과 44이하	28~140	45×25	170초과 200이하	—
14×9	44초과 50이하	36~160	50×28	200초과 230이하	—
(15×10)	50초과 55이하	40~180	56×32	230초과 260이하	—
16×10	55초과 58이하	45~180	63×32	260초과 290이하	—
18×11	58초과 65이하	50~200	70×36	290초과 330이하	—
20×12	65초과 75이하	56~220	80×40	330초과 380이하	—
22×14	75초과 85이하	63~250	90×45	380초과 440이하	—
(24×16)	80초과 90이하	70~280	100×50	440초과 500이하	—

()가 있는 호칭 치수는 되도록 사용하지 않는다.

(2) 미끄럼 키(sliding key)

미끄럼 키는 페더 키(feather key) 또는 안내 키라고도 하며, 축 방향으로 보스를 미끄럼 운동을 시킬 필요가 있을 때에 사용한다. [그림 2-49의 (b)]와 같이 키의 고정 방식은 키를 축에 고정시키는 방식과 보스에 고정시키는 방식이 있다.

(3) 반달 키(woodruff key)

축에 반달모양의 홈을 만들어 반달모양으로 가공된 키를 끼운다. [그림 2-49의 (c)]와 같이 축에 키 홈을 깊게 파기 때문에 축의 강도가 약하게 되는 결점이 있으나, 키가 홈 속에서 자유로이 기울어질 수가 있어 키가 자동적으로 축과 보스에 조정되는 장점이 있다. 테이퍼 축에 회전체를 결합할 때 편리하고, 고속회전, 저 토크의 축에 주로 사용되며, 공작기계, 자동차 등에 많이 쓰인다.

(4) 평 키(flat key)

납작 키라고도 하며 키에는 기울기가 없다. [그림 2-49의 (d)]와 같이 키의 너비만큼 축을 평평하게 깎고 보스에 기울기 1/100의 테이퍼진 키 홈을 만들어서 때려 박는다. 축 방향으로 이동할 수 없고, 안장키보다 약간 큰 토크 전달이 가능하다.

(5) 안장 키

새들 키(saddle key)라고도 하며 키에는 기울기가 없다. [그림 2-49의 (e)]와 같이 축에는 키 홈을 가공하지 않고, 보스에만 기울기 1/100의 테이퍼진 키 홈을 만들어서 때려 박는다. 축의 강도 저하가 없고, 축의 임의의 위치에 부착시켜 사용하는 이점이 있으나, 큰 토크를 전달할 때는 미끄러지기 쉬우므로 부적당하다.

(6) 접선 키(tangential key)

[그림 2-49의 (f)]와 같이 축의 접선 방향으로 끼우는 키로서 1/100의 기울기를 가진 2개의 키를 한 쌍으로 하여 사용한다. 2개의 키를 한 홈에 때려 박으면 그 단면은 직사각형이 되어 성크 키보다 축의 강도를 덜 저하 시키면서 큰 회전력을 전달할 수가 있다. 회전 방향이 양쪽 방향일 때는 중심각이 120° 되는 위치에 두 쌍을 설치한다. 접선키는 아주 큰 회전력을 전달하는데 적합하다.

(7) 둥근 키(round key)

축과 보스를 끼워 맞춤하고 [그림 2-49의 (g)]와 같이 축과 보스 사이에 구멍을 가공하여 원형 단면의 평행핀 또는 테이퍼핀으로 때려 박은 키로서 사용법은 간단하나 전달 토크가 작다.

(8) 원뿔 키(cone key)

[그림 2-49의 (h)]와 같이 축과 보스와의 사이에 2~3곳을 축 방향으로 쪼갠 원뿔

을 때려 박아 축과 보스를 헐거움 없이 고정할 수 있고 축과 보스의 편심이 적다.

나. 키의 설계

키를 설계할 때에는 전달 토크가 완전히 전해지도록 키의 치수를 결정해야 한다. 일반적으로 싱크 키가 가장 많이 사용되므로, 여기에서는 싱크 키에 작용하는 접선력(회전력), 토크, 응력, 각부의 치수 등에 대하여 설명하기로 한다.

(1) 접선력과 토크

① 접선력

[그림 2-50]와 같이 축이 보스 쪽에 키를 통하여 토크를 전달할 때, 키는 보스 쪽에 P 로 접선력을 주게 된다. 이 때 토크 T 와 접선력 P 는 다음의 관계식을 갖는다.

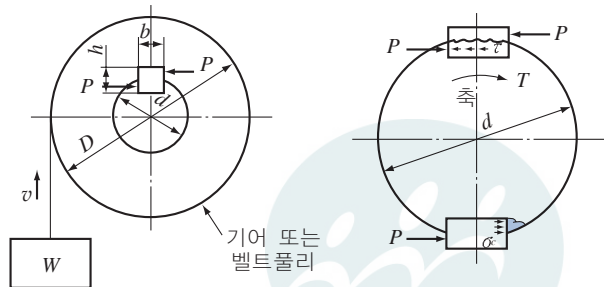


그림 2-50 키의 접선력과 전달 토크

$$P = b \cdot l \cdot \tau = \frac{2T}{d} \quad (2-32)$$

여기서, P : 축과 보스의 경계면에 작용하는 접선력(N)

T : 전달 토크($N \cdot mm$), b : 키의 너비(mm)

l : 키의 유효 길이(mm) ($l \approx 1.5 d$)

τ : 키의 전단 응력(N/mm^2)

d : 축 지름(mm)

② 전달 토크

키의 전단력에 의한 토크와 축에 작용하는 토크는 같아야 하므로, 키와 축의 전달 토크는 다음과 같이 계산한다.

(2-32)식에서

$$T = P \cdot \frac{d}{2} = (b l \tau) \cdot \frac{d}{2} = \tau_a \cdot \frac{\pi d^3}{16} \quad (2-33)$$

여기서, τ_a : 축의 전단응력(N/mm^2)

(2) 전단 응력과 압축 응력

키에 발생하는 응력은 축의 회전에 따른 키의 전단 응력과 키 홈 측면의 압축 응력 2가지로 나누어 볼 수 있다.

① 전단 응력

[그림 2-51의 (a)]와 같이 키에 작용하는 힘 P 로 인하여 키에는 전단 응력이 발생한다.

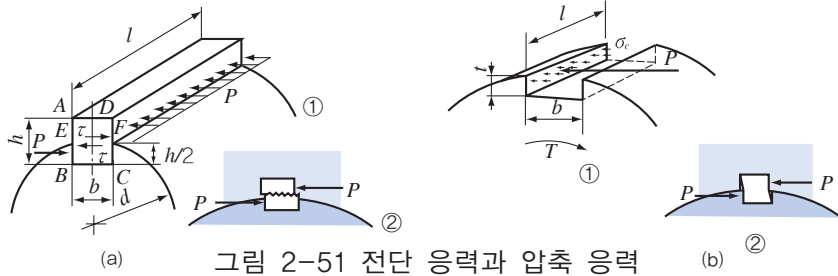


그림 2-51 전단 응력과 압축 응력

$$\tau = \frac{P}{bl} = \frac{2T}{bld} \quad (2-34)$$

② 압축 응력

축의 키 홈 깊이($t = \frac{h}{2}$)에서 키 홈의 측면이 압축될 때 발생하는 압축 응력 σ_c 는 다음과 같다.

$$\sigma_c = \frac{P}{tl} = \frac{2T}{d tl} = \frac{2T}{d \frac{h}{2} l} = \frac{4T}{dhl} \quad (2-35)$$

(3) 키의 치수

키의 치수는 너비(b), 높이(h), 길이(l)로서 나타내며, 다음과 같이 계산한다.

① 키의 너비(b)

전단 응력에 의한 키의 회전력과 축에 작용하는 회전력이 서로 같으므로

$$(b l \tau) \cdot \frac{d}{2} = \frac{\pi d^3}{16} \cdot \tau_a$$

로 되며, 일반적으로 축과 키는 같은 재질로 사용하므로 $\tau = \tau_a$ 이다. 따라서

$$\frac{b l d}{2} = \frac{\pi d^3}{16}$$

으로 된다. 여기서 $l \approx 1.5d$ 로 놓으면,

$$\frac{3 b d^2}{4} = \frac{\pi d^3}{16}$$

$$\therefore b = \frac{\pi d}{12} \approx \frac{d}{4} = 0.25d \quad (2-36)$$

② 키의 높이(h)

$$(2-35) \text{식에서 } h = \frac{2P}{\sigma_c l} = \frac{4T}{\sigma_c l d}$$

로 되고, 전단 저항과 압축 저항을 같도록 설계한다면

$$b l \tau = \frac{\sigma_c h l}{2}$$

이므로

$$h = \frac{2b\tau}{\sigma_c} \dots\dots\dots (2-37)$$

로 된다. 만일 $2\tau = \sigma_c$ 라고 하면, $h = b$ 가 되어 단면이 정사각형 키가 된다. 그러나 키는 전단력이 문제가 되므로 이 힘에 견디기 위해서는 단면 형상을 직사각형($b > h$)으로 하는 것이 바람직하다.

③ 키의 길이(l)

$$(bl\tau) \cdot \frac{d}{2} = \frac{\pi d^3}{16} \cdot \tau_a$$

에서 $\tau = \tau_a$ 로 놓으면

$$\frac{bld}{2} = \frac{\pi d^3}{16}$$

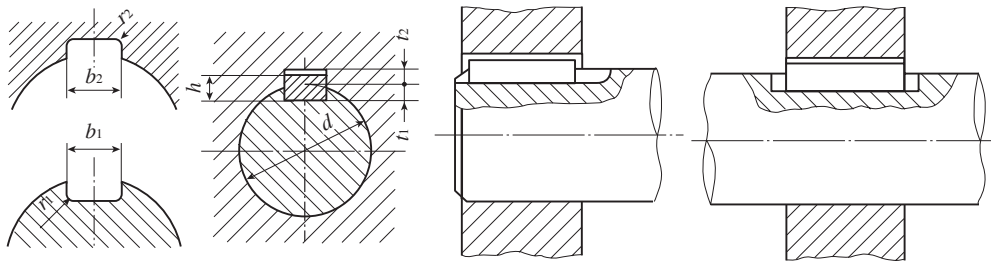
로 되어

$$l = \frac{\pi d^2}{8b} = \frac{2T}{bd\tau_a} = \frac{2T}{dt\sigma_c} = \frac{\pi \tau_a d^2}{8t\sigma_c} \doteq 1.5d \dots\dots\dots (2-38)$$

일반적으로 키의 길이는 축지름의 1.5배 또는 보스의 너비와 같게 하여 사용한다.

다. 키의 적용

(1) 평행키 및 키홈의 적용



키홈의 단면

① 평행키의 키홈

(단위 : mm)

축	키	키 홈											
적용 지름 (d)	단면 치수 (b×h)	너비(b)						깊이				홈부 반경 (r ₁ 및 r ₂)	
		조립 구분 공차						축 (t ₁)		보스 (t ₂)			
		기준	활동형		보통형		조립형						
			축 (h9)	보스 (D10)	축 (h9)	보스 (JS9)	축/보스 (P9)	기준	공차	기준	공차	최대	최소
22~30	8×7	8	+0.036	+0.098	0	+0.018	-0.015	4	+0.2 0	3.3	+0.2 0	0.25	0.16
30~38	10×8	10	0	+0.040	-0.036	-0.018	-0.051	5		3.3		0.40	0.25
38~44	12×8	12	+0.043 0	+0.120 +0.050	0 -0.043	+0.0215 -0.0215	-0.018 -0.061	5		3.3			
44~50	14×9	14						5.5		3.8			
50~58	16×10	16						6		4.3			
58~65	18×11	18						7	4.4				

② 평행키의 치수

(단위 : mm)

너비(b)		높이(h)		모떼기(c)		길이 범위 (ℓ)
기준	공차(h9)	기준	공차(h11)	최소	최대	
8	0	7	0 -0.090	0.25	0.40	18~90
10	-0.036	8		0.40	0.60	22~110
12	0 -0.043	8				28~140
14		9				36~160
16		10				45~180
18		11				50~200

2. 핀

핀(pin)은 2개 이상의 부품을 결합시키는데 주로 사용하며, 나사 및 너트의 이완 방지, 핸들을 축에 고정하거나 힘이 적게 걸리는 부품을 설치할 때, 분해 조립할 부품의 위치를 결정하는 데에 많이 사용한다. 핀은 강재로 만드나 황동, 구리, 알루미늄 등으로 만들기도 한다.

가. 핀의 종류

핀의 종류에는 용도에 따라 [그림 2-52]와 같이 평행 핀(parallel pin), 테이퍼 핀(taper pin), 분할 핀(split pin), 스프링 핀(spring pin) 등이 있다.

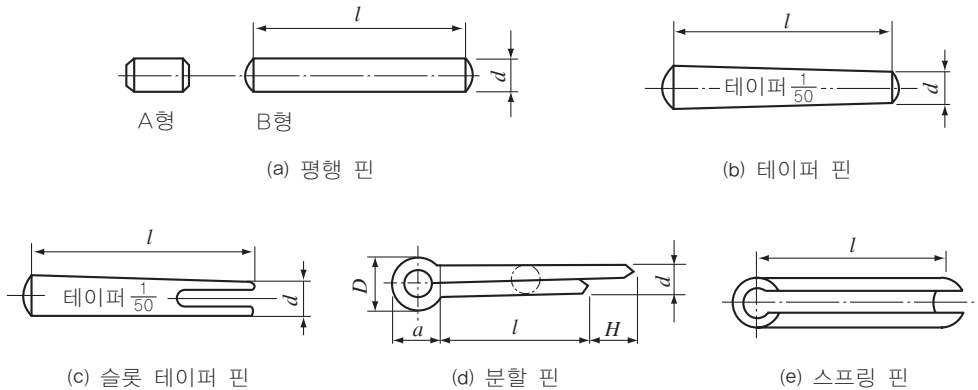


그림 2-52 핀의 종류

(1) 평행 핀(parallel pin)

끝면의 모양에 따라 A형(45° 모따기)과 B형(평형)이 있으며, 용도는 위치 결정이나 막대의 연결용으로 사용한다.

(2) 테이퍼 핀(taper pin)

보통 $\frac{1}{50}$ 의 테이퍼를 가지는 것으로, [그림 2-52]의 (b), (c)처럼 끝이 갈라진 것과 갈라지지 않은 것이 있다.

(3) 분할 핀(split pin)

한쪽 끝이 두 가닥으로 갈라진 핀으로, 나사 및 너트의 이완을 방지하거나 축에 끼워진 부품이 빠지는 것을 막고, 핀을 때려 넣은 뒤 끝을 굽혀서 늦춰지는 것을 방지하는 핀이다.

(4) 스프링 핀(spring pin)

스프링 핀은 세로 방향으로 갈라져 있으므로 바깥지름보다 작은 구멍에 끼워 넣고, 스프링의 작용을 할 수 있도록 하여 기계 부품을 결합하는 데 사용한다.

나. 너클 핀 이음의 강도

너클 핀 이음은 [그림 2-53]과 같이 한쪽 포크(fork)에 아이(eye)부분을 연결하여 구멍에 수직으로 평행 핀을 끼워 두 부분이 상대적으로 각운동을 할 수 있도록 연결한 것이다.

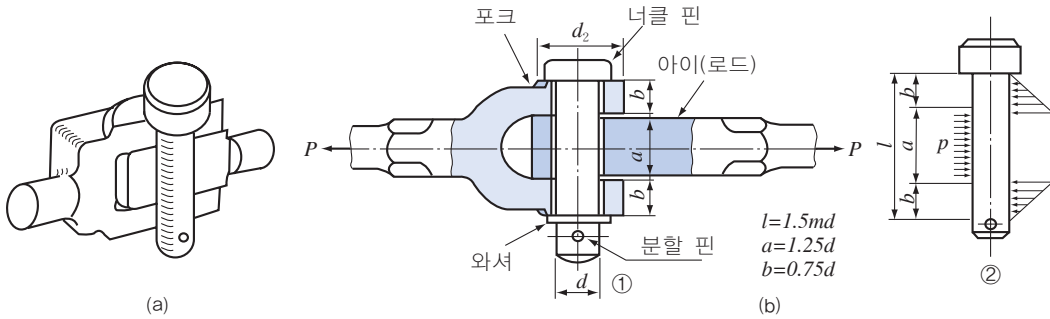


그림 2-53 핀 이음에 작용하는 힘

주로 구조물의 인장 봉이나 자동차의 동력 전달 기구에 이용하며, 핀 이음의 강도는 다음의 세가지 방법에 의하여 계산한다.

(1) 핀의 접촉 면압

[그림 2-53]에서와 같이 핀의 지름이 d , 핀과 구멍 부분의 접촉 길이가 a 이고, 축 하중 P 가 작용할 때 구멍 부분과 접촉하고 있는 핀의 면압 p 는

$$p = \frac{P}{da}$$

$$P = pda = md^2p \quad (a = md, \text{ 여기서, 프와송의 수 } m = 1 \sim 1.5)$$

$$\therefore d = \sqrt{\frac{P}{mp}} \quad (2-39)$$

포크의 두께 $b \approx \frac{1}{2}a$ 로 하며, 핀의 허용 면압 $p = 13.7 \sim 20.6 [MPa]$ 정도로 한다.

(2) 핀의 전단 응력

하중 P 에 의하여 핀은 두 곳에서 전단이 일어나므로, 전단 응력 τ 는 다음과 같다.

$$\tau = \frac{P}{A} = \frac{P}{\frac{\pi d^2}{4} \times 2} = \frac{2P}{\pi d^2} \quad (2-40)$$

(3) 핀의 굽힘 응력

핀은 [그림 2-53의 (b)]와 같이 전체 길이 l 에 하중을 받아 굽힘이 발생하므로, 굽힘 응력 σ_b 는

$$\sigma_b = \frac{M}{Z} = \frac{\frac{Pl}{8}}{\frac{\pi d^3}{32}} = \frac{4Pl}{\pi d^3} \quad (2-41)$$

3. 코터(cotter)

코터는 한쪽 또는 양쪽에 기울기를 갖는 평판 모양의 췌기로서 인장력이나 압축력

을 받는 2개의 축을 연결하는 결합용 기계요소이다. [그림 2-54]와 같이 평행한 켜기로 된 강철편의 코터를 로드(rod)와 소켓(socket)을 연결한 후 수직으로 끼워 두 축을 연결한다. 이 때의 이음을 코터 이음(cotter joint)이라 한다. 이 이음은 두 축을 해체할 필요가 있을 때 사용한다.

코터는 한쪽 기울기와 양쪽 기울기가 있고, 가공이 쉬운 한쪽 기울기가 더 많이 사용되며, 주로 피스톤 로드, 커넥팅 로드의 결합에 이용한다.

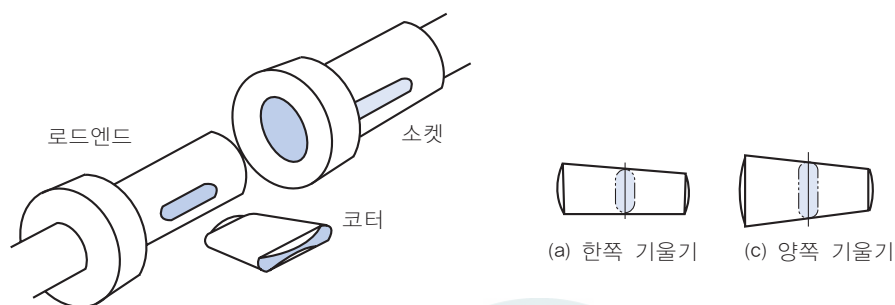


그림 2-54 코터 이음

〈표 2-16〉은 코터의 기울기, 〈표 2-17〉은 코터에 사용되는 마찰 계수와 마찰각을 나타낸 표이다.

표 2-16 코터의 기울기

사용 상태	기울기(α)	빠짐 방지
반영구적인 설치	$\frac{1}{20} \sim \frac{1}{40}$	—
자주 분리할 때	$\frac{1}{15} \sim \frac{1}{10}$	핀 사용
	$\frac{1}{10} \sim \frac{1}{5}$	너트 사용

표 2-17 마찰계수(μ)와 마찰각(ρ)값

윤활유 유무	μ	ρ
있 음	0.05~0.10	$3^\circ \sim 6^\circ$
없 음	0.15~0.40	$8.5^\circ \sim 22^\circ$

코터의 재료는 축보다 경도가 높은 재료를 사용한다. 또한 코터 이음에서 코터는 기울기면의 마찰력에 의하여 자립 상태를 유지하고 있으며, 하나의 켜기 역할을 하고 있

다. 자립조건은 마찰각을 ρ , 구배를 α 라 할 때, 다음 조건을 만족시켜야 한다.

$$\text{양쪽 구배인 경우 } \alpha \leq \rho \quad \text{한쪽 구배인 경우 } \alpha \leq 2\rho \quad (2-42)$$

4. 스플라인(spline)

스플라인은 축에 여러 개의 같은 키 홈을 파서 여기에 맞는 한 짝의 보스 부분을 만들어 서로 잘 미끄러져 운동할 수 있게 한 것이다. 키 보다 큰 토크를 전달할 수 있으며, 스플라인에는 고정용과 축 방향으로 미끄러질 수 있는 활동용이 있다.

용도는 선박의 변속 장치, 자동차의 변속기, 클러치, 항공기, 공작 기계 등의 속도 변환 기구 등에 사용되고 있다.

가. 스플라인 종류

스플라인은 형상에 따라 각형 스플라인, 인벌류트 스플라인, 세레이션으로 구분된다.

(1) 각형 스플라인

[그림 2-55]와 같이 치형의 측면이 각형을 하고 있으며, 이의 홈을 각각 축과 보스에 같은 간격으로 깎아낸 것으로, 축과 보스에 정밀한 다듬질, 표면 경화, 연마 등의 방법에 따라 공작한 것이다.

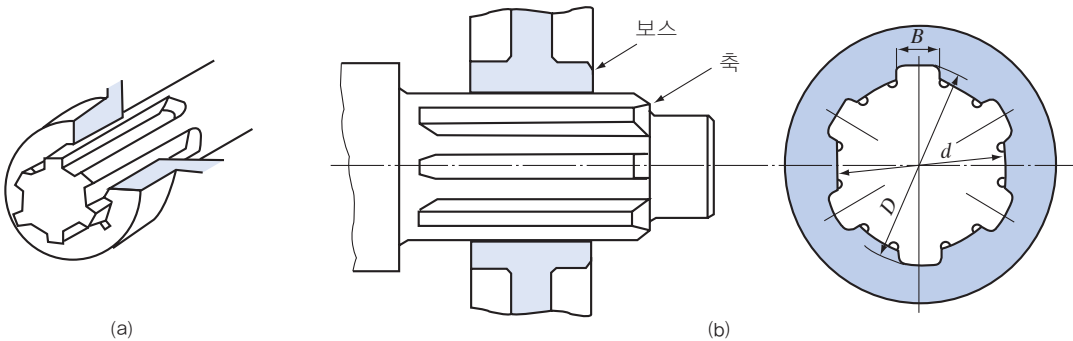


그림 2-55 각형 스플라인

- ① 종류 : 홈의 수에 따라 6, 8, 10의 3가지가 있고, 가공 공차에 따라 활동용(축 방향 이동)과 전동용이 있고, 또 형식에 따라 경하중(輕荷重)용과 중하중(重荷重)용이 있다.

② 용도 : 자동차, 차량 등과 일반기계에서 동력을 전달하는 축과 구멍을 결합하는데 주로 사용한다.

(2) 인벌류트 스플라인(involute spline)

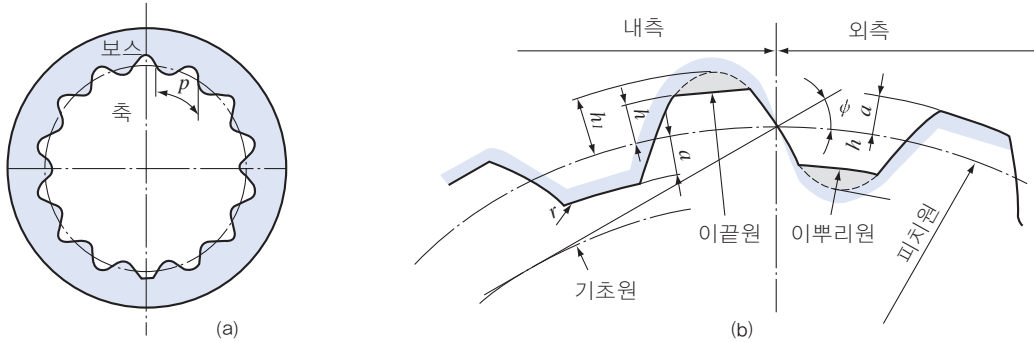


그림 2-56 인벌류트 스플라인

[그림 2-56]과 같이 치형이 인벌류트 곡선으로 되어 있는 것으로, 잇수 6~60, 모듈 0.5, 0.75, 1.0, 1.5, 2.0, 2.5의 6종류가 있다. 이 치형은 각형보다 가공정도를 높일 수 있으며, 이 뿌리의 강도가 크다. 또한 잇면이 인벌류트로 가공 되고, 회전력을 원활히 전달할 수 있으며, 큰 동력의 전달에 적합하다.

(3) 세레이션(serration)

[그림 2-57]과 같이 수많은 작은 삼각형의 스플라인을 세레이션이라 하고, 세레이션을 깎은 축과 보스의 끼워 맞춤을 세레이션 이음이라고 한다. 축과 보스사이에 상대 각 위치를 되도록 세밀히 조절해서 고정하려고 할 때 사용한다.

이의 높이가 낮고 잇수가 많으므로 축압 강도가 크게 되고, 같은 축지름에서 스플라인축보다 큰 회전력을 전달시킬 수가 있다.

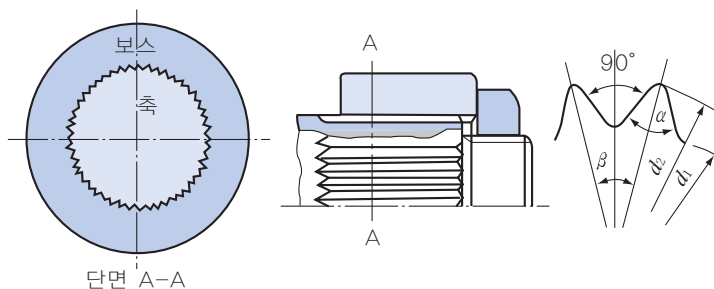


그림 2-57 세레이션

예제 1 스크(물힘)키의 규격에서 15×10은 키의 무엇을 가르키는가?

〈답〉 너비 $\times$ 높이

예제 2 키에서 전달력이 큰 것부터 작은 것 순으로 나열하면?

〈답〉 접선 키 > 문힘 키 > 플랫 키 > 새들 키

예제 3 코터의 기울기 α 코터와 로드 및 소켓과의 마찰각을 ρ 라 할 때 코터의 자립 조건은? 단, 한쪽 구배이다.

〈답〉 $\alpha \leq 2\rho$

예제 4 한쪽 기울기코터에서, 반영구적으로 사용하고자 할 때 기울기는?

〈답〉 $\frac{1}{20} \sim \frac{1}{40}$

예제 5 문힘 키에 생기는 전단응력을 τ , 키에 생기는 압축응력을 σ_c 라 하면, $\frac{\tau}{\sigma_c} = \frac{1}{2}$ 일 때 키의 너비 b 와 높이 h 와의 관계는?

(풀이) 식(2-37) $h = \frac{2b\tau}{\sigma_c}$ 에서 $\tau = \frac{\sigma_c}{2}$ 를 대입하면 $h = b$ 가 된다.

예제 6 $b \times h \times l$ 인 문힘 키를 지름 d 인 전동축에 사용할 때 키의 전단 저항으로 토크를 전달한다고 하면 너비 b 는? 단, 키와 축의 허용 전단응력은 같고 길이 l 은 $1.5d$ 이다.

(풀이) 식 (2-36)에서 $\frac{3bd^2}{4} = \frac{\pi d^3}{16} \therefore b = \frac{\pi d}{12} \div \frac{d}{4} = 0.25d$

예제 7 키의 전단에서 키의 길이 l 을 표시하면? 단, 키와 축에 생기는 전단 응력은 같다.

(풀이) 식(2-38)에서 $(bl\tau) \cdot \frac{d}{2} = \frac{\pi d^3}{16} \cdot \tau_a$ 에서 $\tau = \tau_a$ 로 놓으면,

$$\frac{bld}{2} = \frac{\pi d^3}{16} \text{로 되어 } \therefore l = \frac{\pi d^2}{8b}$$

예제 8 축의 재료와 키의 재료가 같은 경우, 축의 지름이 $50[\text{mm}]$ 에 너비 $10[\text{mm}]$ 의 슝크키를 설치했을 때 전단으로 키가 파손되지 않으려면 키의 길이는 몇 (mm)인가?

(풀이) $l = 1.5d = 1.5 \times 50 = 75[\text{mm}]$

예제 9 너클 핀 이음에서 인장력이 $100[\text{kN}]$ 핀의 허용전단 응력을 $120[\text{N/mm}^2]$ 이라 할 때 핀의 지름 d 는 몇 (mm)인가?



$$(\text{풀이}) P = 2 \cdot \frac{\pi d_1^2}{4} \cdot \tau = 2 \cdot \frac{\pi \times d_1^2}{4} \cdot 120 = 100000 [N]$$

$$d_1 = \frac{4 \times 100000}{2 \times \pi \times 120} \doteq 23 [mm]$$

예제 10 어느 코터이음에서 코터의 너비 $\times$ 높이가 10×50 이고 허용전단응력이 $20 [N/mm^2]$ 이다. 가할 수 있는 하중은?

$$(\text{풀이}) P = 2 b h \tau = 2 \times 10 \times 50 \times 20 = 20000 [N] = 20 [kN]$$

예제 11 축의 지름이 $160 [mm]$ 일 때 문힘 키의 $b \times h = 38 \times 24$, 키의 길이가 $300 [mm]$ 이고 허용 전단 응력은 $60 [N/mm^2]$ 이다. 이때 몇 $(N \cdot m)$ 의 토크를 전달할 수 있겠는가?

(풀이) 식(2-33)에서

$$T = P \cdot \frac{d}{2} = \frac{b l d}{2} \cdot \tau = \frac{38 \times 300 \times 160 \times 60}{2 \times 1000} = 54720 [N \cdot m]$$

예제 12 코터이음에서 $20 [kN]$ 의 인장력이 작용한다. 이때 코터의 폭이 $90 [mm]$, 두께가 $60 [mm]$ 인 경우 코터가 받는 전단응력은?

$$(\text{풀이}) \tau = \frac{P}{2bh} = \frac{20000}{2 \times 90 \times 60} \doteq 1.85 [N/mm^2]$$

예제 13 지름 $75 [mm]$ 의 강축에 $250 [rpm]$ 으로 $65 [kW]$ 를 전달시키는 성크 키의 길이는 몇 (mm) 인가? 단 규격 표에서 $d = 75 [mm]$ 에 대하여 키 너비는 $20 [mm]$ 이고 높이는 $13 [mm]$, 키의 전단응력은 $45 [N/mm^2]$ 이다.

$$(\text{풀이}) T = 9.55 \times 10^6 \times \frac{H}{n} [N \cdot mm]$$

$$= \frac{9.55 \times 10^6 \times 65}{250} = 2,483,000 [N \cdot mm]$$

$$T = b l \tau \cdot \frac{d}{2} \quad \therefore l = \frac{2T}{b \tau d} = \frac{2 \times 2,483,000}{20 \times 45 \times 75} \doteq 74 [mm]$$

제 4 절 리 벳(Rivet)

1. 리벳 이음

리벳은 강판 또는 형강 등을 영구적으로 결합하는데 사용하는 기계요소로서 구조가 비교적 간단하고 잔류변형이 없기 때문에 응용 범위가 넓다. 기밀을 요하는 압력용기, 보일러 등에 사용되기도 하며, 철제 구조물, 경합금 구조물(항공기의 기체) 또는 교량 등에 사용하고 있다.

(1) 리벳 이음의 특징

- ① 잔류 변형이 생기지 않으므로 취약 파괴가 일어나지 않는다.
- ② 구조물 등에서 조립할 때에는 용접이음보다 쉽다.
- ③ 경합금과 같이 용접이 곤란한 재료에는 신뢰성이 있다.

가. 리벳의 분류

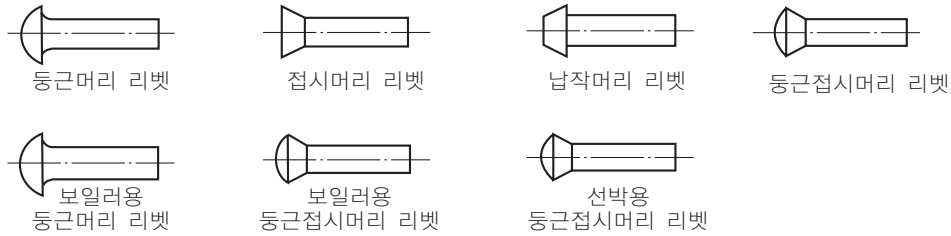
(1) 리벳의 머리 모양에 의한 분류

리벳을 머리 모양에 따라 분류하면 [그림 2-58]과 같으며 그 크기는 리벳 자루(rivet shank)의 지름으로 표시한다. 자루는 머리 쪽보다 끝 쪽이 약간 가늘게 되어 있으므로 목 밑으로부터 리벳 자루 길이 (l)의 $\frac{1}{4}$ 이 되는 곳에서 측정한 리벳의 지름을 호칭 지름으로 한다.

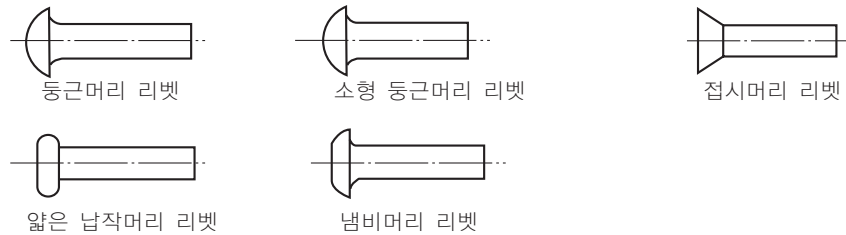
(2) 제조 방법에 의한 분류

리벳은 제조 방법에 따라 상온에서 성형되는 비교적 작은 지름(호칭 지름 1~13[mm])의 냉간 성형 리벳과 가열해서 만든 큰지름(호칭 지름 10~44[mm])의 열간 성형 리벳으로 나눈다.

- ① 열간 성형 리벳 : 재료의 변태점 이상의 온도에서 머리부분을 성형한 리벳으로 종류는 머리부분의 모양 및 일반용, 보일러용, 선박용의 구분에 따라 [그림 2-58의 (a)]와 같이 7종류가 있다.
- ② 냉간 성형 리벳 : 냉간 가공에 의해 머리부분을 성형한 리벳으로 머리 모양에 따라 [그림 2-58의 (b)]와 같이 둥근 머리 리벳, 작은 둥근 머리 리벳, 접시머리 리벳, 얇은 납작 머리 리벳, 냄비머리 리벳 등이 있다.



(a) 열간 성형 리벳



(b) 냉간 성형 리벳

그림 2-58 리벳의 머리 모양에 의한 종류

(3) 용도에 의한 분류

- ① 보일러용 리벳 : 압력에 견딜 수 있는 동시에 강도와 기밀을 필요로 하는 리벳이음으로서 보일러, 고압 탱크 등에 사용한다.
- ② 용기용 리벳 : 강도보다는 이음의 기밀을 필요로 하는 리벳이음으로서 물탱크, 저압 탱크 등에 사용한다.
- ③ 구조용 리벳 : 주로 강도만을 필요로 하는 리벳 이음으로서 철교, 선박, 차량, 구조물 등에 사용한다.

(4) 제조 장소에 따른 분류

- ① 공장 리벳 : 공장에서 리벳팅 작업을 완료하는 리벳
- ② 현장 리벳 : 대형 구조물에서 운반을 고려하여 몇 개로 분리 제조한 후 현장에서 조립하여 사용하는 리벳으로 주로 철강 구조물에 사용한다.

나. 리벳의 재료

리벳의 재료는 결합할 때 큰 힘을 받아 변형하므로 연성이 큰 재료를 사용한다. 일반적으로 연강, 경합금, 동합금 등이 사용되며, 가급적으로 동일 재료를 사용하고, 내식성을 높일 필요가 있을 때는 특수강을 사용한다. 동일 재료를 사용하면 강도, 팽창, 수축 등에서 좋다.

2. 리벳 이음의 종류

가. 겹치기 이음(lap joint)

[그림 2-59의 (a)]에서와 같이 결합할 두 판재를 직접 겹쳐 죄는 이음으로서, 힘의 전달이 동일 평면이 아닌 편심 하중으로 된다. 기체와 액체 용기의 이음 또는 보일러의 원둘레 이음에 사용한다.

나. 맞대기 이음(butt joint)

[그림 2-59의 (b)]에서 보는 바와 같이 결합할 두 판재의 양 끝을 맞대어 덮개판을 한쪽 또는 양쪽에다 대고 리베팅하는 방법으로서, 동일 평면 내에서 결합되며, 양쪽 덮개판의 경우에는 마찰 저항을 받는 면의 수가 2배로 증가한다. 보일러의 세로 방향 이음에 사용하며, 피 접합물 전체의 두께를 리벳의 쥔 두께라고 부른다.

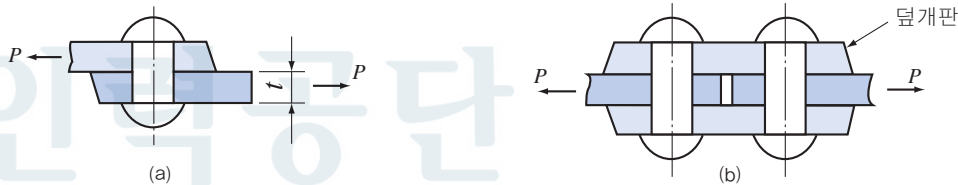
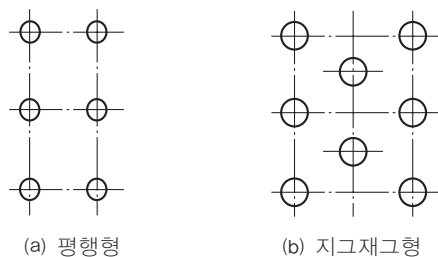


그림 2-59 리벳이음의 종류

다. 평행 형 리벳이음과 지그재그 형 리벳이음

[그림 2-60의 (a),(b)]와 같이 리벳이음이 2줄 이상일 때에는 평행형 리벳이음 또는 지그재그형 리벳이음으로 한다.



(a) 평행형

(b) 지그재그형

그림 2-60 리벳의 배열

라. 전단면 이음

[그림 2-61의 (a)]와 같이 겹치기 이음에 나타나는 전단면의 수가 1개인 단수 전단면 리벳이음과 [그림 2-61의 (b)]와 같이 양쪽 덮개판 맞대기 이음에서 나타나는 전단면의 수가 2개인 복수 전단면 리벳이음이 있다.



그림 2-61 전단면 이음

마. 리베팅, 코킹 및 풀러링

(1) 리베팅(riveting)

리벳 구멍은 지름 20[mm]까지는 펀칭으로 구멍을 뚫지만, 중요한 이음과 연성이 없는 강판에는 알맞지 않으므로 드릴링 또는 리머로 다듬질을 한다. 리벳 구멍은 리벳의 지름보다 1~1.5[mm] 크게 뚫는다. [그림 2-62]와 같이 구멍을 맞추어서 겹쳐 놓고 가열된 리벳 생크(rivet shank)를 끼우고 머리를 스냅(snap)으로 받친 다음 생크의 끝에 머리를 대고 손이나 기계력에 의하여 두드려 제2의 리벳 머리를 만들어 준다.

리벳의 지름 25[mm]까지는 손으로 작업할 수 있으나 그보다 큰 지름은 압축 공기 또는 유압 등의 기계력으로 만든다. 리벳은 가공한 다음 냉각에 의하여 수축되므로, 리베팅이 끝난 뒤에도 리벳이 냉각될 때까지 계속 눌러 놓아야 한다.

(2) 코킹(caulking)과 풀러링(fullering)

고압 탱크, 보일러 등과 같이 기밀을 필요로 할 때에는 [그림 2-63]과 같이 리베팅이 끝난 뒤에 리벳머리의 주위 또는 강판의 가장자리를 정(chisel)으로 때려 그 부분을 밀착시켜서 틈을 없앤다. 이와 같은 작업을 코킹이라 하며, 강판의 가장자리는 75°~85° 기울어지게 절단한다. 기밀을 더욱 완전하게 하기 위하여 끝이 넓은꼴로 때려 리벳과 판재의 안쪽 면을 완전히 밀착시키는데 이것을 풀러링이라 한다. 5[mm]이하의 얇은 강판에서는 코킹이 곤란하므로 안료를 문힌 베, 기름을 먹인 종이, 석면 등의 패킹(packings)을 끼워 리베팅한다. 일반적으로 리벳 축의 길이 l 은 축 지름 d 의 5배 정도로 하며 접합부의 그립(grip : 쥐 두께)으로부터 1.3 d ~1.6 d 정도 긴 것이 좋다.

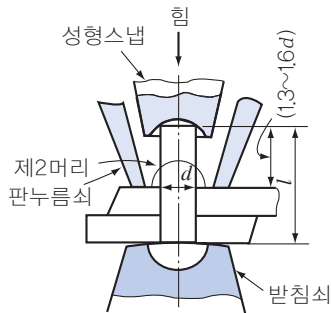


그림 2-62 리베팅

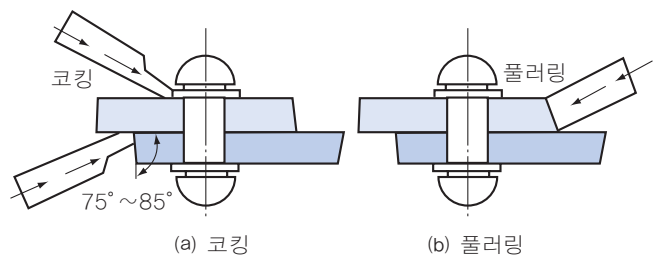


그림 2-63 코킹과 풀러링

3. 리벳 이음의 강도 및 효율

가. 리벳 이음의 강도

리벳 이음이 리벳 생크에 직각 방향으로 인장력이 작용하여 파괴될 때에는 [그림 2-64]와 같은 경우이며, 이들 각각의 경우에 대하여 리벳 설계를 할 때에는 파괴가 일어나지 않도록 강도를 고려하여 치수를 결정하여야 된다. 리벳 이음의 강도는 단위 길이에 대하여 계산하는 것이 편리하고, 각 리벳의 줄에 있어서는 최대의 피치 길이를 단위 길이로 정하므로 피치(p)가 단위 길이가 된다.

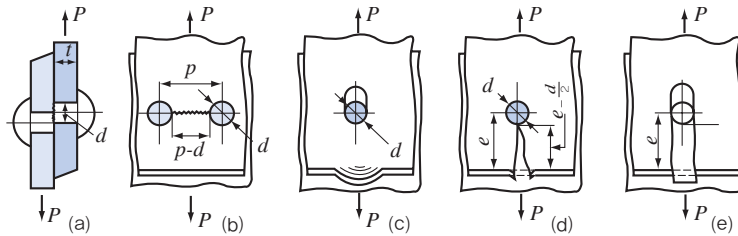


그림 2-64 리벳 이음의 파괴 상태

[그림 2-64]에서

P : 1 피치마다의 하중(N)

σ_t : 판재의 허용 인장 응력(N/mm^2)

t : 판재의 두께 (mm)

σ_c : 판재의 허용 압축 응력(N/mm^2)

d : 리벳의 지름 (mm)

τ_a : 리벳의 허용 전단 응력(N/mm^2)

p : 리벳의 피치 (mm)

τ_o : 판재의 전단 응력(N/mm^2)

d_o : 리벳 구멍의 지름(mm)

e : 리벳의 중심에서 가장자리까지의 거리(mm)

이다.

(1) 리벳의 전단 응력

[그림 2-64의 (a)]에서

$$P = \frac{\pi}{4} d^2 \tau_a, \quad \tau_a = \frac{4P}{\pi d^2} \quad (2-43)$$

복수 전단면 리벳 이음의 경우에는 전단 면적이 2배로 되므로

$$P = 2 \times \frac{\pi}{4} d^2 \tau_a, \quad \tau_a = \frac{2P}{\pi d^2}$$

또, 양쪽 덮개판 맞대기 이음과 같이 몇 개의 리벳으로 2개의 전단면을 가지는 경우에는 단면적을 2배로 하지 않고 안전율을 고려해서 1.8배로 계산한다. 즉, 리벳수를 n 이라하면

$$P = \frac{\pi}{4} d^2 \tau_a n \times 1.8 \quad (2-44)$$

(2) 판재의 인장 응력

[그림 2-64의 (b)]와 같이 판재는 리벳 구멍 사이의 단면적이 가장 작은 곳에서 인장 파괴되므로

$$P = t(p - d_o) \sigma_t$$

$$\therefore \sigma_t = \frac{P}{(p - d_o)t} \quad (2-45)$$

또, 판의 폭 b [mm] 내에 [그림 2-65]와 같이 n 개의 리벳으로 이음 했을 때에는 다음의 식으로 구한다.

$$\sigma = \frac{P}{(b - nd_o)t}$$

다만, n 은 리벳의 수이며, d_o 는 리벳 구멍의 지름이다.

판의 폭은 위의 식에서 다음과 같이 된다.

$$b = \frac{P}{t \sigma_t} + nd_o \quad (2-46)$$

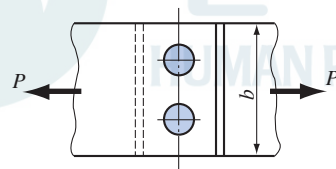


그림 2-65 판재의 인장 응력

(3) 판재의 압축 응력

[그림 2-64의 (c)]에서

$$P = dt \sigma_c$$

$$\therefore \sigma_c = \frac{P}{dt} \quad (2-47)$$

(4) 판 끝의 갈라짐

[그림 2-64의 (d)]에서 리벳의 지름과 같은 길이의 판 중앙이 집중하중을 받아서 판이 구부러진다고 생각할 때 굽힘 모멘트 M 은

$$M = \frac{pd}{8}$$

이고, 단면계수 $Z = \frac{1}{6}(e - \frac{d}{2})^2 t$ 이므로 $M = \sigma_b Z$ 의 관계식으로부터 P 를 구한다.

$$P = \frac{1}{3d} (2e-d)^2 t \sigma_b \quad \dots\dots\dots (2-48)$$

여기서, σ_b : 판의 굽힘 응력

(5) 판재의 전단 응력

[그림 2-64의 (e)]와 같이 응력이 발생하는 면의 단면적은 $2et$ 로 된다. 따라서,

$$P = 2et\tau_o$$

$$\therefore \tau_o = \frac{P}{2et} \quad \dots\dots\dots (2-49)$$

다. 리벳 이음의 설계

앞에서 설명한 여러 가지 응력들은 동시에 발생하므로, 각 부분의 강도가 같게 되도록 설계하면 가장 바람직하지만, 이것을 모두 만족시킬 수는 없으므로 실제적인 경험값을 기초로 하여 결정한 값에 대하여 강도 계산식을 적용시켜 그 한계 이내에 있도록 설계한다.

(1) 리벳 지름의 설계

리벳의 전단 응력과 판재의 압축 응력이 같다고 하면,

$$\frac{\pi}{4} d^2 \tau_a = dt \sigma_c$$

$$\therefore d = \frac{4t\sigma_c}{\pi\tau_a} \quad \dots\dots\dots (2-50)$$

(2) 리벳 피치의 설계

리벳의 전단 응력과 판재의 인장 응력이 같다고 하면,

$$\frac{\pi}{4} d^2 \tau_a = (p-d_o) t \sigma_t$$

$$\therefore p = d_o + \frac{\pi d^2 \tau_a}{4t\sigma_t} \quad \dots\dots\dots (2-51)$$

τ_a 와 σ_t 는 재료에 따라 적당한 값을 취할 수 있으므로, 위 식에서 d 와 t 의 값을 알면 p 를 계산할 수 있다.

라. 리벳 이음의 효율

[그림 2-66]과 같이 리벳 구멍이 없는 강판과 리벳 이음을 한 강판의 강도 비를 리벳 이음의 효율이라고 한다.

(1) 판의 효율(η_1)

판의 효율은 리벳 구멍이 없는 판의 인장강도에 대한 리벳 구멍이 있는 판과의 인장 강도 비율이다. 즉, 1피치 내에서 리벳 구멍이 없는 판이 견딜 수 있는 하중에 대한 리벳구멍이 있는 판이 견딜 수 있는 하중의 비를 의미한다.

$$\eta_1 = \frac{(p-d)t\sigma_t}{pt\sigma_t} = \frac{p-d}{p} \quad \dots\dots\dots (2-52)$$

(2) 리벳 효율(η_2)

리벳의 효율은 구멍 없는 판의 인장 강도에 대한 리벳의 전단 강도 비이다. 즉, 1피치 내에서 리벳 구멍이 없는 판이 견딜 수 있는 하중에 대한 1구간 내의 모든 리벳이 견딜 수 있는 하중의 비를 의미한다.

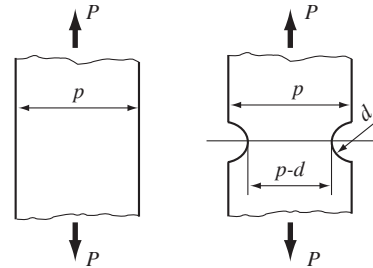


그림 2-66 리벳 이음의 효율

$$\text{단일 전단면인 경우 : } \eta_2 = \frac{\frac{\pi}{4} d^2 \tau_a}{pt\sigma_t} = \frac{\pi d^2 \tau_a}{4pt\sigma_t} \quad \dots\dots\dots (2-53)$$

$$\text{복 전단면인 경우 : } \eta_2 = \frac{\frac{\pi}{4} d^2 1.8 \tau_a}{pt\sigma_t} \quad \dots\dots\dots (2-54)$$

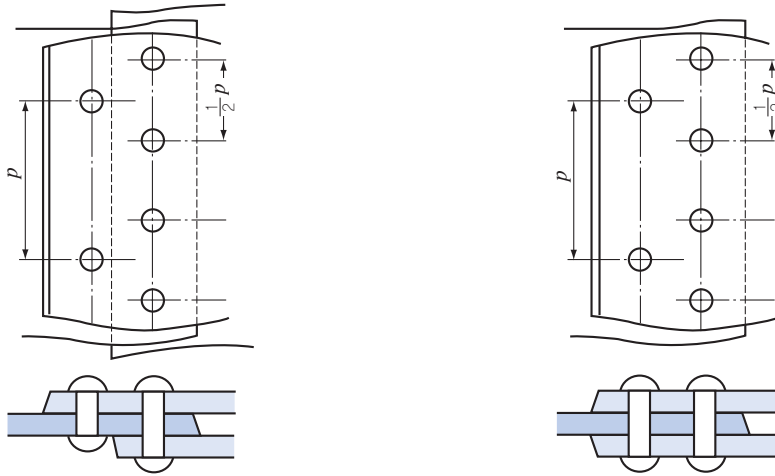
(3) 조합 효율

리벳이 가장 큰 전단응력을 받는 부분과 판재가 가장 큰 인장응력을 받는 단면이 서로 다를 경우, 가장 큰 전단응력을 받는 리벳의 효율과 가장 큰 인장응력을 받는 판재의 효율을 합하여 조합 효율이라 하고, 조합 효율을 설계의 기준으로 삼는다.

$$\eta_3 = \eta_1' + \eta_2'$$

여기서, η_1' 는 각 줄에서 리벳의 수가 가장 많은 줄에서의 판재 효율

η_2' 는 각 줄에서 리벳의 수가 가장 적은 줄에서의 리벳 효율



(a) 단일 전단면 이음과 복 전단면 이음의 혼합

(b) 복 전단면 이음

그림 2-67 피치가 다른 맞대기 이음의 조합효율

① 단일 전단면 이음과 복 전단면 이음의 혼합

[그림 2-67의 (a)]에서 리벳과 판재에서 가장 파단될 가능성이 많은 곳의 효율로 오른쪽 줄의 판재 효율은 다음과 같다.

$$\eta_1' = \frac{\sigma_t \left(\frac{p}{2} - d \right) t}{\sigma_t \left(\frac{p}{2} \right) t} = \frac{\frac{p}{2} - d}{\frac{p}{2}} = 1 - \frac{2d}{p}$$

왼쪽 줄의 리벳 효율은 다음과 같다.

$$\eta_2' = \frac{\frac{\pi}{4} d^2 \tau_a}{p t \sigma_t}$$

$$\therefore \eta_3 = \frac{p-2d}{p} + \frac{\frac{\pi}{4} d^2 \tau_a}{p t \sigma_t} \dots\dots\dots (2-55)$$

② 복 전단면 이음

[그림 2-67의 (b)]에서 리벳과 판재에서 가장 파단될 가능성이 많은 곳의 효율로 오른쪽 줄의 판재 효율은 다음과 같다.

$$\eta_1' = \frac{\sigma_t(\frac{p}{2} - d)t}{\sigma_t(\frac{p}{2})t} = \frac{\frac{p}{2} - d}{\frac{p}{2}} = \frac{p-2d}{p}$$

왼쪽 줄의 리벳 효율은 다음과 같다.

$$\eta_2' = \frac{1.8 \frac{\pi}{4} d^2 \tau_a}{p t \sigma_t}$$

$$\therefore \eta_3 = \frac{p-2d}{p} + \frac{1.8 \frac{\pi}{4} d^2 \tau_a}{p t \sigma_t} \quad \dots\dots\dots (2-56)$$

판의 효율과 리벳의 효율 중에서 작은 값을 리벳 이음의 효율로 하며, 이 값으로 리벳 이음의 강도를 결정한다. 여러 줄 리벳의 경우에는 식 (2-56)에 1 피치 사이에 있는 리벳의 수를 곱해서 계산한다.

4. 보일러용 리벳 이음

보일러(boiler) 제작은 용접 기술의 발달로 현재는 리벳 이음 대신에 용접 이음을 많이 하고 있다. 보일러를 리벳 이음으로 제작할 경우에는 기밀과 강도를 동시에 만족시켜야 하므로 리벳 이음의 설계는 주로 경험식이나 실험식으로 한다.

가. 강판의 두께

보일러와 같은 원통형의 압력 용기를 만드는 경우, 리벳 이음은 [그림 2-68]과 같이 강판을 원통형으로 감아서 이음 부분을 리베팅하는 길이이음(longitudinal seam)과 원통을 길이 방향으로 연결하여 이음 부분 둘레를 리베팅하는 원주이음(circumferential seam)이 있다. 이 원통의 양끝에 끝판(end plate)을 대고 역시 원주이음을 하게 된다.

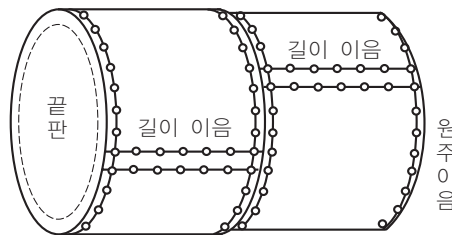


그림 2-68 보일러의 리벳 이음

[그림 2-69]와 같이 내압이 작용하는 경우, 그림 (a)와 같이 원주 방향으로 작용하

는 응력으로 인하여 길이이음의 리벳이 파괴되고, [그림2-69(b)]와 같이 길이 방향으로 작용하는 응력으로 원주 이음의 리벳이 파괴된다.

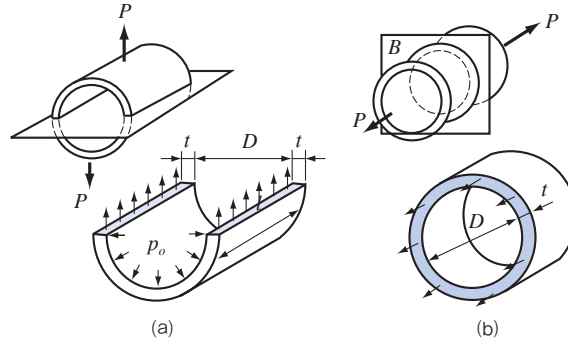


그림 2-69 원통의 파괴

(1) 원주 방향의 응력

내압 p_o 를 받아 [그림 2-70]과 같이 원주 방향의 단면 A-A에 생기는 응력을 구해보면, 원통이 상하로 분리되는 전압력은 $p_o D l$ 이 되고, 해당 단면적에서의 강판은 이 힘과 저항해야 한다. 강판의 좌우 단면적은 $2 t l$ 이므로 이 단면에 작용하는 원주 방향의 인장 응력 σ_1 은 다음과 같다.

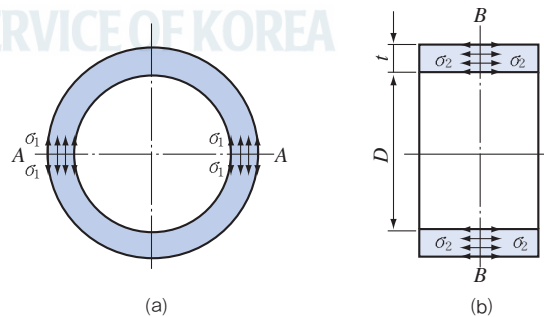


그림 2-70 원통에 생기는 응력

$$\sigma_1 = \frac{P}{A} = \frac{p_o D l}{2 t l} = \frac{p_o D}{2 t} \quad (2-57)$$

여기서, D : 원통의 안지름

l : 원통의 길이

t : 판 두께

이 응력을 후프 응력(hoop stress)이라 한다.

(2) 길이 방향의 응력

[그림 2-70의 (b)]에서 단면 B-B에 생기는 응력을 구하면, 원통을 좌우로 절단하는 힘은 원통 끝 부분에 작용하는 전압력은 $\frac{p_o \pi D^2}{4}$ 이 되고, 전압력을 받는 단면적은 $\pi D t$ 이므로 이 단면에 작용하는 길이 방향의 인장 응력 σ_2 는 다음 식과 같다.

$$\sigma_2 = \frac{\frac{p_o \pi D^2}{4}}{\pi D t} = \frac{p_o D}{4t} \quad (2-58)$$

식 (2-57)과 식 (2-58)을 비교하여 보면 $\sigma_1 = 2\sigma_2$ 가 되며, 길이 방향의 응력(원주 이음 리벳의 파괴)은 원주 방향의 응력(길이이음 리벳의 파괴)의 1/2이 됨을 알 수 있다. 따라서, 원주 방향이 길이 방향보다 파열되기 쉬우므로 원통의 강도나 두께를 결정 할 때는 원주 방향의 허용 인장 응력(σ_u)으로 결정한다. 그러므로 강판의 두께는

$$t = \frac{p_o D}{2\sigma_u}$$

이다. 위식에서 강판의 인장 강도를 σ_t , 안전율을 S 라 하면 다음 식이 된다.

$$t = \frac{p_o D S}{2\sigma_t}$$

실제로는 리벳 이음을 하면 이음을 한 부분의 강도가 저하되고, 또 사용중에 강판이 부식되어 두께가 감소하므로 이음 효율 η 와 부식 여유량 C 를 고려하여 다음과 같은 식을 사용한다.

$$t = \frac{p_o D S}{2\sigma_u \eta} + C = \frac{p_o D}{2\sigma_u \eta} + C \quad (2-59)$$

C 의 값은 부식의 정도에 따라 다르며, 공기, 물 등에서는 1, 화학 약품용 용기 등에서는 1보다 크게 한다.

보일러용 강판의 안전율은 <표 2-18>과 같다.

표 2-18 보일러용 강판의 안전율

이음의 형식 리벳 작업	겹치기 이음	맞대기 이음		
		한쪽 덮개판	양쪽 덮개판	
			2줄에서 1줄은 한쪽 덮개판	2줄 이상
손 리벳 작업	4.75	4.75	4.35	4.35
기계 리벳 작업	4.50	4.50	4.10	4.00

나. 리벳 이음의 선정

강도가 알맞으면 이음의 종류는 어느 것을 선택하여도 좋으나 복잡한 구조의 것은 제작비용이 많이 소요되므로 증기압 또는 지름이 큰 경우에 국한하고, 일반적으로는 되도록 간단한 것을 선정해야 한다. 그 선정 기준으로는 압력 $p_o[N/cm^2]$ 와 보일러 지름 $D[cm]$ 의 곱, 즉 $p_o D$ 의 값을 기준으로 하고, 이 값이 큰 것일수록 복잡한 구조의 것이 된다. <표 2-19>는 보일러용 판재 및 리벳 재료의 허용 응력을 표시한 것이고, <표2-20>은 리벳 이음 종류의 선정 기준과 효율 범위를 나타낸 것이다.

표 2-19 보일러용 판재 및 리벳 재료의 허용 응력

재 료	하 중	허 용 응 력 [MPa]					
판 재	인 장	재료 온도[°C]	350	375	400	425	475
		SB 330	86	82	75	53	38
		SB 400	103	96	88	57	39
		SB 480	113	106	95	58	39
	압축	허용 인장 응력과 같다.					
	전단	허용 인장 응력의 85%					
리벳재	전단	리벳재료 인장 응력의 21% 인장 응력이 불명일 때는 69[MPa]					
	면압	리벳 재료 인장 응력의 38%					

표 2-20 리벳 이음의 선정 기준과 효율 범위

이음 종류	효율[%]	$p_o D[N/cm]$	
		길이 방향	원주 방향
1줄 리벳 겹치기	32 ~ 52	9800	19600
2줄 리벳 겹치기	45 ~ 75	7800 ~ 18600	15700 ~ 37200
3줄 리벳 겹치기	60 ~ 80	13700 ~ 26500	27400 ~ 52900
양쪽 덮개판 2줄 맞대기	60 ~ 84	16700 ~ 31400	33300 ~ 62700
양쪽 덮개판 3줄 맞대기	72 ~ 88	25500 ~ 45000	51000 ~ 90200

예제 1 리벳 작업시 리벳의 구멍 크기는?

<답> 리벳 구멍은 리벳 지름 보다 1-1.5[mm]정도 크게 한다.

예제 2 코킹 작업의 목적은?

<답> 리베팅에서 기밀을 유지하기 위한 작업이다.

예제 3 코킹이나 풀러링을 하기 위하여 깎아 주는 판의 끝 각도는?

〈답〉 $75^\circ \sim 85^\circ$

예제 4 리벳이음에서 리벳이음의 줄 수가 많을수록 효율은?

〈답〉 줄 수가 많을수록 효율이 크다.

예제 5 리벳의 지름 d , 강판의 두께 합을 t 라 하면 리벳의 길이 ℓ 은 어떻게 표시되는가?

〈답〉 $\ell = (1.3 \sim 1.6)d + t$

예제 6 리벳 이음에서 강판의 효율은? 단, 리벳의 지름은 d , 피치는 p 이다.

〈답〉 $1 - \frac{d}{p}$

예제 7 판의 두께가 $12[mm]$, 지름이 $20[mm]$ 인 겹치기 리벳이음에서 $1200[N]$ 의 하중이 작용할 때 리벳에 생기는 전단응력은 몇 (N/mm^2) 인가?

(풀이) 식(2-44)에서 $\tau_s = \frac{4 \times 1200}{\pi \times 20^2} \doteq 3.82[N/mm^2]$

예제 8 $100[kN]$ 의 인장 하중을 받는 양쪽 덮개판 맞대기 이음이 있다. 리벳의 지름을 $16[mm]$ 라 하면 리벳을 몇 개 사용하면 좋은가? 단, 리벳의 허용 전단응력은 $60[N/mm^2]$ 이다.

(풀이) $\tau_a = \frac{P}{1.8 \times \frac{\pi d^2}{4} n}$ 에서,

$$n = \frac{P}{1.8 \times \frac{\pi d^2}{4} \cdot \tau_s} = \frac{4 \times 100000}{1.8 \times \pi (16)^2 \times 60} \doteq 5 \text{개}$$

예제 9 양쪽 덮개판 2줄 리벳 맞대기 이음에서 리벳구멍의 지름이 $18[mm]$, 각 줄의 피치가 $60[mm]$, 강판의 두께가 $8[mm]$ 일 때 강판의 효율은?

(풀이) 식(2-52)에서 $\frac{p-d}{p} = \frac{60-18}{60} = 70\%$

예제 10 한 줄 겹치기 리벳 이음에서 리벳의 지름이 $20[mm]$, 판의 두께가 $10[mm]$ 일 때 리벳의 전단응력과 판의 인장응력이 같다면 효율이 최대일 때 피치는 몇 (mm) 인가?

(풀이) 식(2-43)과 식(2-46)에서 $\tau_s = \sigma_t$ 이므로

$$\tau_s = \frac{P}{\frac{\pi d^2}{4}}, \quad \sigma_t = \frac{P}{(p-d)t}$$

$$\frac{P}{\frac{\pi d^2}{4}} = \frac{P}{(p-d)t} \text{ 에서, } \frac{\pi d^2}{4} = (p-d)t$$

$$\therefore p = d + \frac{\pi t^2}{4t} = 20 + \frac{\pi \times 20^2}{4 \times 10} \approx 51.4 [\text{mm}]$$

제 5 절 용 접(welding)

1. 용접의 개요

가. 개요

용접은 2개의 금속을 용융 온도 이상으로 가열하여 접합하는 영구적 결합법이다. 최근에는 용접 기술의 현저한 발달로 기계 부품, 구조물, 선박과 종래의 주조와 단조로 제작한 기계 부품 등에 널리 사용되고 있으며, 리벳 이음이나 주조물, 단조물에 비하여 여러 가지의 장점이 있는 반면에, 해결되지 않은 문제점도 많으므로 용접 설계시에는 용접에 관한 지식을 충분히 가지고 이에 관련된 결점을 보완하는데 노력해야 한다.

용접 이음은 다음과 같은 장점이 있다.

(1) 용접 이음은 사용 재료의 두께에 제한이 없고, 리벳, 볼트 등의 기계 결합 요소가 필요 없다.

(2) 용접 이음은 기밀 유지에 용이하고, 이음 효율을 100%까지 할 수 있다.

(3) 사용재료의 선택 폭이 넓고, 다른 이음 방법보다 제작물의 무게를 경감시킨다.

(4) 용접 이음은 사용기계가 간단하고, 작업 공정수가 적어 생산성이 높다.

(5) 용접 이음은 작업할 때 소음이 작다.

(6) 작업이 비교적 간단하여 작업의 자동화가 용이하다.

그러나, 용접 이음은 단시간에 고열을 수반하기 때문에 다음과 같은 단점이 있다.

(1) 국부적으로 가열, 급랭이 되기 때문에 수축, 변형 및 잔류 응력으로 인한 변형 위험이 있고, 사용 재료에 제한이 있다.

(2) 용접부분의 금속조직이 취성과손 및 강도저하를 가져온다.

(3) 내부 결함이 생기기 쉽고, 정확한 검사가 어렵다.

(4) 고열이 발생하기 때문에 특별한 보호 장구 착용과 안전 대책이 필요하다.

(5) 수동 용접시 용접자의 기능도에 따라 용접부의 강도가 좌우된다.

(6) 진동을 감쇠하는 능력이 부족하다.

나. 용접부의 구성

용접부는 [그림 2-71]과 같이 구성되며 용접봉과 모재의 일부가 용융하여 응고된 부분을 용착부(weld metal zone)라 하고, 그 부분의 금속을 용접 금속(weld metal)이라 한다. 용접 금속 중에서 용접봉이 녹아서 된 것을 용착 금속(deposit metal)이라 하며, 용융은 되지 않지만 열에 의해서 조직과 특성이 변화한 모재의 부분을 열 영향부(heat-affected zone)라 하고, 용착부와 합해서 용접부(weld zone)라 한다. 또, 용접부에서 치수 이상으로 표면으로부터 올라온 용착 금속을 덧살(reinforcement)이라 한다.

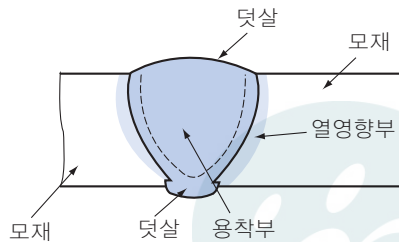


그림 2-71 용접부

2. 용접의 종류

용접은 가열 방법, 처리 방법, 모재의 상대적 위치에 따라 다르나, 그 종류를 크게 분류하면 용접(fusion welding), 압접(pressure welding), 경납 땀(brazing)이 있다.

용접법은 다양하므로 각 용접의 목적에 따라 가장 적합한 방법을 선택하여 그에 알맞은 설계를 하여야 하며, 가장 널리 사용되는 용접에는 가스(gas) 용접과 아크(arc)용접이 있으며, 최근 많이 사용되는 고에너지 밀도 용접에는 전자 빔 용접, 레이저 용접, 플라즈마 용접 등이 있다.

가. 가스 용접(gas welding)

가스와 산소가 화합하여 발생하는 높은 온도의 연소열을 이용하여 용접하는 방법이며, 산소-아세틸렌의 불꽃이 가장 널리 사용된다.

기계적 성질 및 용접 속도는 아크 용접보다는 못하지만, 약 3(mm)이하의 얇은 강판의 용접, 일부 특수강, 주철 또는 구리 합금 등의 비철 금속 용접에 있어서는 아직도 많이 쓰이고 있으며, 작은 지름의 파이프, 얇은 파이프 등에 있어서는 가스 용접이 아

크 용접보다 우수하다.

나. 아크 용접(arc welding)

아크 용접에는 금속 아크 용접, 원자 수소 아크 용접, 탄소 아크 용접 등의 여러 가지 종류가 있으나, 이 중에서 금속 아크 용접이 가장 많이 쓰인다. 낮은 전압으로 전류를 많이 통해 줌으로써 아크를 발생시켜 이를 이용하는 용접으로 압력 용기, 구조물, 선박, 공작 기계, 배관 등의 분야에 보통강이나 특수강의 강판 또는 형강을 용접하는데 쓰인다. 탄소 아크 용접은 주로 구리 합금 등의 비철 금속 용접에 유리하고, 원자 수소 아크 용접법은 금속 아크 용접법으로서 용접하기 어려운 특수 합금과 고도의 기밀을 필요로 하는 압력 용기의 용접 등에 잘 채택된다. 불활성 가스 아크 용접은 알루미늄과 마그네슘의 용접에서 발달하여 오늘에 와서는 크롬, 니켈 합금의 얇은 것에 적용되고 불활성 가스로는 아르곤(Ar)이 주로 사용된다.

다. 전자 빔 용접

금속에 전자선을 투사하면 금속에 열이 발생하는 원리를 이용하는 방법으로 투사 에너지의 양에 따라 온도가 상승하여 결국 용융, 증발하면서 용접이 되는 것이다. 이 방법은 최근 금속의 정밀 용접에 응용되어 각종 강재, 알루미늄 합금은 물론 판의 두께 100[mm]이상의 압력 용기를 비롯하여 티탄 합금 등 내식 내열성이 높은 항공 우주 재료 등 넓은 범위의 정밀 용접에 응용되고 있다.

라. 레이저 용접

레이저는 파장이 극히 짧은 빛의 일종으로 이를 이용하면 수십 (kW)급의 고출력 용접이 가능하여 금속, 세라믹스, 목재, 섬유 등의 용접에 널리 이용되고 있다. 용접에 이용되는 레이저로는 많은 종류가 있으나, 고체 레이저인 Nd, YAG 레이저와 가스 레이저인 CO₂레이저가 가장 많이 사용되고 있다.

레이저 용접은 렌즈에 의한 집광성이 뛰어나기 때문에 고에너지 밀도의 열원을 얻기 쉽고 반사 에너지의 제어가 쉽다. 그리고 반사 시간이 짧고 자기의 영향을 받지 않아 서로 다른 재료 간의 용접이 쉽다는 장점이 있으나, 대기 중에서의 용접이므로 용접부가 산화하고 깊은 용접이 어려운 단점도 있다.

마. 플라스마 용접(plasma welding)

기체를 수천도의 높은 온도로 가열하면 그 속의 가스 원자가 원자핵과 전자로 유리

되어 양(+), 음(-) 이온(ion) 상태가 된다. 이것을 플라스마(plasma)라고 한다. 기체 원자의 운동이 활발한 플라스마 상태를 작동 모체로 사용하여 금속의 접합부를 국부적으로 급속 가열하여 용접하는 방법이다.

플라스마 용접은 스테인리스강을 비롯하여 각종 내열강 및 티탄 합금, 세라믹스 등 고융해점 재료에 대해 그 효과를 나타내고 있다.

3. 용접부의 분류 및 이음의 종류

가. 용접부의 분류

(1) 그루브 용접(groove weld)

[그림 2-72]와 같이 접합할 모재를 맞대어 놓고, 그 사이에 홈(groove)을 만들며, 이 부분에 용가재를 녹여 붙이는 용접을 홈 용접(groove welding)이라 한다. 홈의 표준 형은 한면 홈과 양면 홈이 있으며, 이들의 구분은 홈의 모양에 따라 I형, V형, X형, V형, U형, H형, K형, J형, 양면 J형 등으로 나눈다. 홈의 모양과 치수는 모재의 재질, 두께, 용접 조건에 적합한 것을 택한다.

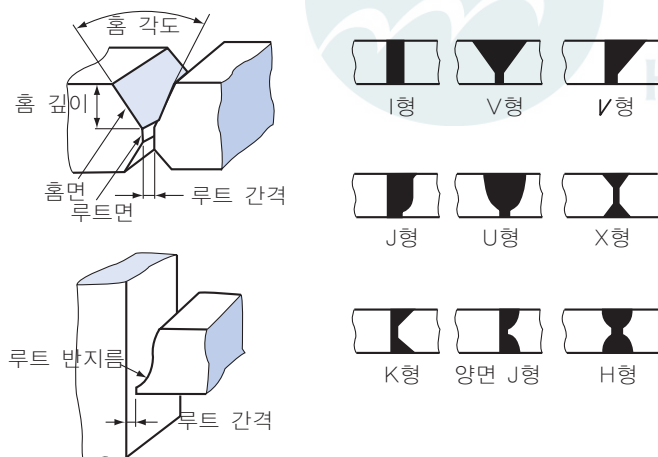


그림 2-72 홈의 각부 명칭과 홈의 형상

(2) 필릿 용접(fillet weld)

거의 직교(直交)하는 두 면을 결합하는 용접을 필릿 용접이라 하며, 용접부는 삼각형 모양의 단면을 가진다. [그림 2-73]에 표시한 것처럼 설계상 필릿 용접의 크기는 용접 다리 길이로 표시한다.

이음의 루트(root)로부터 삼각형의 빗변에 이르는 거리를 목두께(throat)라 하며, 용

접부 강도 계산에 사용된다.

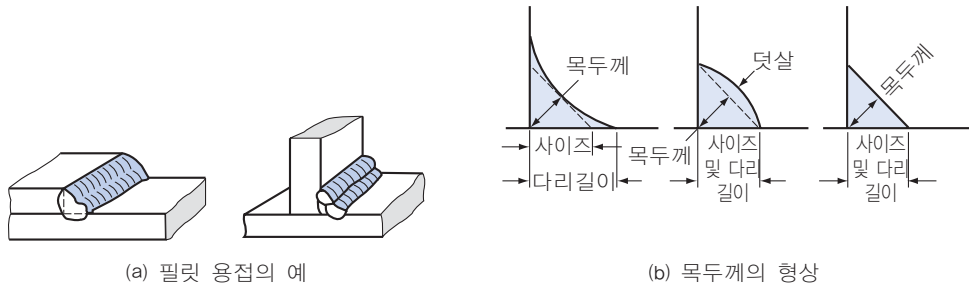


그림 2-73 필릿 용접의 각부 명칭

[그림 2-74]와 같이 필릿 용접에서 용접선을 연속으로 용접하면 연속 필릿 용접 (continuous fillet weld), 용접선 중앙을 끊어서 용접하면 단속 필릿 용접 (intermittent fillet weld)이라 한다. 또, 용접선의 양쪽을 엇갈리게 용접하는 것을 엇갈린 단속 필릿 용접 (staggered intermittent fillet weld)이라 한다.

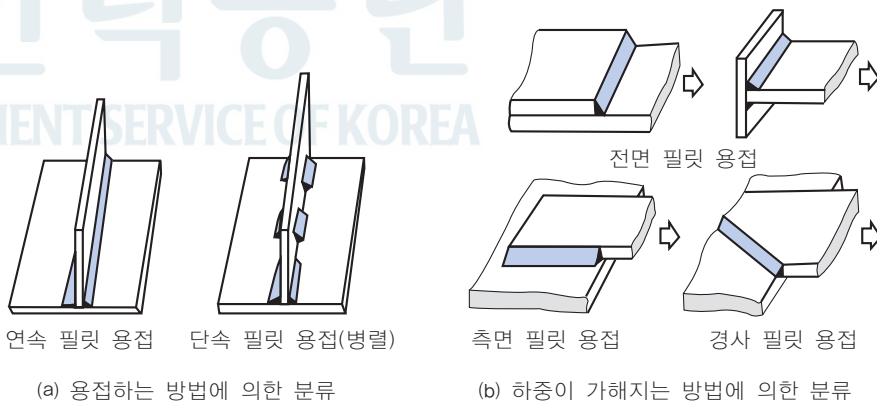


그림 2-74 필릿 용접의 종류

한편, 용접선의 방향이 힘의 작용 방향과 거의 직각인 필릿 용접을 전면 필릿 용접 (front fillet weld), 평행인 필릿 용접을 측면 필릿 용접 (side fillet weld), 경사진 필릿 용접을 경사 필릿 용접이라 한다.

(3) 비드 용접 (bead weld)

[그림 2-75]와 같이 모재의 용접 홈을 가공하지 않고, 두 판을 맞대어 그 위에 그대로 비드를 용착시켜 용접하는 방법을 말한다.

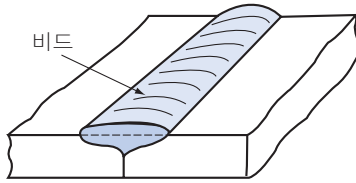


그림 2-75 비드 용접

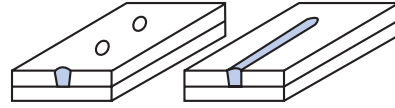


그림 2-76 플러그 용접

(4) 플러그 용접(plug weld)

[그림 2-76]과 같이 접합할 모재의 한쪽에 구멍을 뚫고, 판재의 표면까지 차게 용접하는 방법을 플러그 용접이라 한다.

(5) 덧살올림 용접(built-up weld)

[그림 2-77]과 같이 부재 표면이 마멸되었거나 치수가 부족한 표면에 비드를 쌓아 올린 용접을 덧살올림 용접이라 한다.

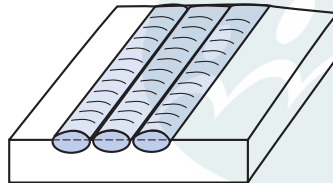


그림 2-77 덧살올림 용접

나. 용접 이음의 종류

용접 이음은 용접부의 모양으로 표시할 수도 있으나, 접합할 모재의 상대적 관계에 의하여 분류한다.

(1) 맞대기 용접 이음(butt weld joint)

모재를 일정한 간격(root)으로 놓고, 그 양끝에 홈을 판후 비드를 쌓아 접합시키는 방법으로, [그림 2-78]과 같은 종류들이 있으며, 덮개판을 이용한 맞대기 이음도 있다.

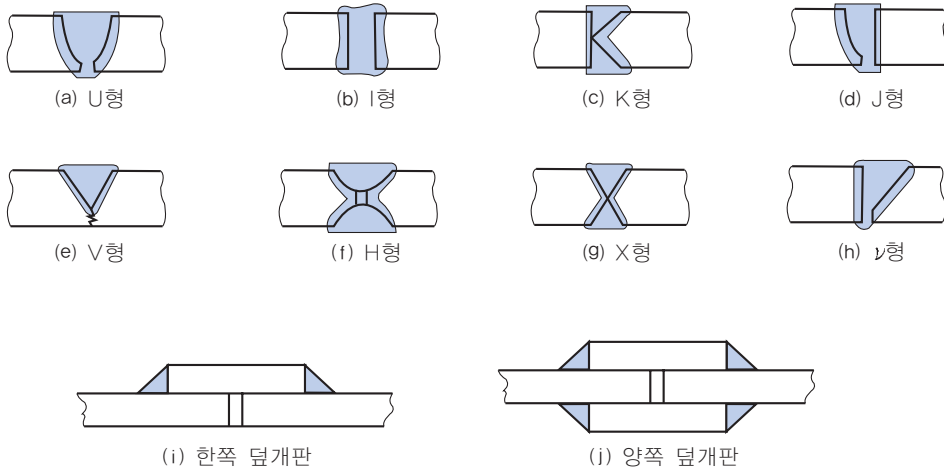


그림 2-78 맞대기 이음의 종류

(2) 겹치기 용접 이음(lap weld joint)

[그림 2-79]와 같이 α 각이 $45^\circ \sim 30^\circ$ 의 범위를 벗어나지 않도록 하여 사용한다. 그리고 사용하는 모재의 두께가 다른 경우에는 얇은 쪽을 선택한다.

$h \leq 12$ 에서는

$$b \geq (2h + 10) \sim 4h [mm]$$

$h \geq 16$ 에서는

$$b \geq (2h + 15) \sim 4h [mm] \text{ 등으로 사용한다.}$$

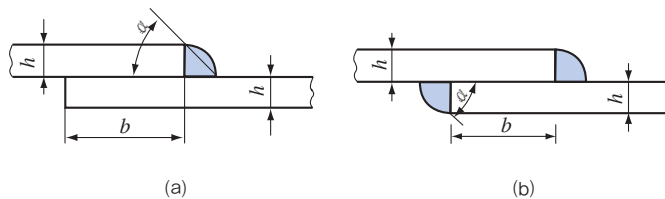


그림 2-79 겹치기 이음의 종류

(3) T형 용접 이음(T-shaped weld joint)

[그림 2-80]과 같이 2개의 모재를 수직방향으로 놓고, 용접하는 것으로 3가지의 형태가 있다.

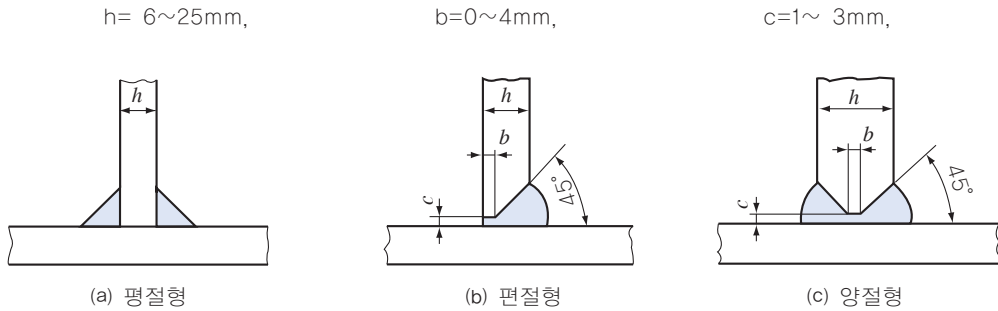


그림 2-80 T형 용접 이음의 종류

(4) 모서리 용접 이음(corner weld joint)

[그림 2-81]과 같이 2개의 모재를 모서리와 모서리를 접합시키는 용접이음으로 4가지 형상이 있다.

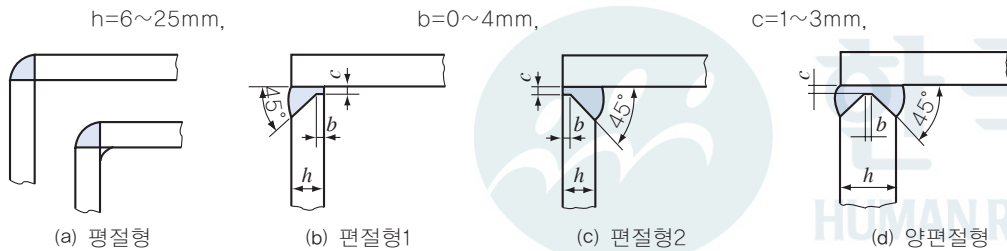


그림 2-81 모서리 용접이음의 종류

(5) 가장자리 용접 이음(edge weld joint)

[그림 2-82]와 같이 2개 이상의 모재를 가장자리끼리 서로 접합시키는 방법으로 4가지 형태가 있다.



그림 2-82 가장자리 용접 이음의 종류

4. 용접 이음의 강도

용접 이음의 형상은 여러 가지이고, 작용하는 하중도 인장, 압축, 굽힘 및 비틀림 등

가지각색이므로 응력도 복잡하다.

용접부의 응력 분포나 그 파괴 강도에 관해서 아직 불분명한 점이 많아 실용상 간단한 응력 산정법을 지정하여 구한 응력으로 용접부의 강약을 논하는 방법이 있다.

응력 산정은 기초가 되는 면 또는 그 면적을 용접부의 목 두께와 이음 길이(유효 길이)에 따라 정한다.

가. 용접 이음 설계시 주의 사항

용접 이음 설계에 있어서 주의 사항은 다음과 같다.

- ① 용접에 적합한 구조로 용접하기 쉽도록 설계한다.
- ② 용접 이음이 한곳에 집중되지 않도록 하며, 용접부의 근접 및 교차를 피한다.
- ③ 강도가 약한 필릿 용접은 가급적 피하고 맞대기 용접으로 설계한다.
- ④ 용접 자세가 아래보기 자세가 많이 나오도록 설계하며, 용접 작업에 지장이 없는 충분한 공간이 확보되도록 설계에 반영한다.
- ⑤ 두꺼운 판 이음은 용입이 깊은 용접법(X 용접 등)으로 용접 층수를 줄여 준다.
- ⑥ 이음부 내부에 기공, 슬랙 등이 존재하지 않도록 하며, 비파괴검사 방법을 활용하여 용접 품질을 확보한다.
- ⑦ 열변형 등을 고려하여 용접량이 적은 홈 형상으로 설계하며, 시공 시에는 용접 순서를 잘 검토한 후 용접토록 한다.
- ⑧ 맞대기 이음부분에서 두께 차이가 심한 경우에는 [그림 2-83 (a)]와 같이 두꺼운 쪽에 테이퍼를 주도록 설계한다.
- ⑨ 용접재료 선정시 용접성이 우수한 검증된 재료를 선택한다.
- ⑩ 용접부에 용접에 의한 잔류 응력을 경감시킬 수 있도록 하며, 용접 구조물에서 수축이 불가능한 용접부재가 발생하지 않도록 설계에 반영한다.
- ⑪ 필릿 용접부 가장자리에 리브판으로 연결할 경우 가장자리가 용접선이 교차하지 않도록 [그림 2-83(b)]와 같이 스칼롭(scallop:원형 노치)처리하여 응력 집중이 발생하지 않도록 설계한다.
- ⑫ 용접 이음을 감소시키기 위하여 굽힘 가공, 프레스 가공 등을 이용하도록 설계한다.

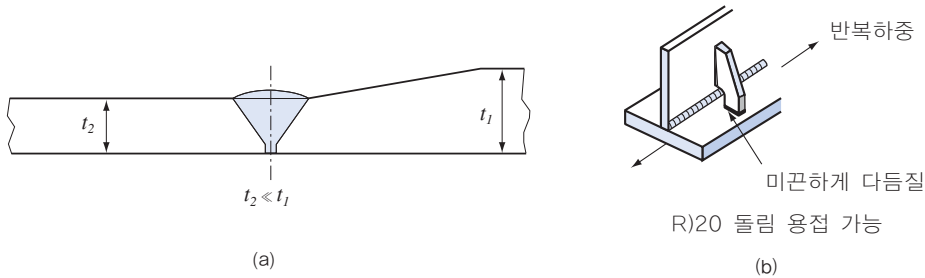


그림 2-83 용접 이음 설계시 주의사항 보기

나. 맞대기 용접 이음의 강도

맞대기 용접 이음은 극히 얇은 판을 제외하고는 [그림 2-84]와 같이 덧살이 생기므로 이것을 제거한 두께로 강도를 계산하는 것을 원칙으로 한다.

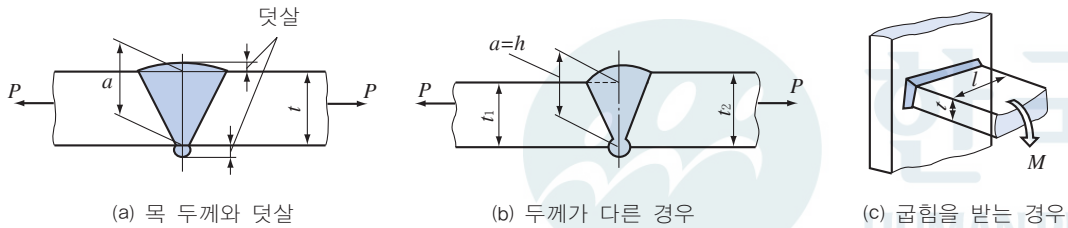


그림 2-84 맞대기 용접 이음

그림 (a)와 같이 판 두께를 t , 용접 길이를 l , 용접 금속의 인장 응력이 σ_t 일 때 두께가 같은 맞대기 용접부에서 인장 하중 P 는

$$P = \sigma_t t l = \sigma_t a l \quad (2-60)$$

여기서, a : 목 두께

한편, 그림 (b)와 같이 판 두께가 다른 경우는 두께가 얇은 쪽을 택한다.

$$P = \sigma_t t_1 l = \sigma_t a l \quad (2-61)$$

또, 그림 (c)와 같이 굽힘을 받는 경우 굽힘 모멘트 M 은 다음과 같다.

$$M = \sigma_b Z = \frac{\sigma_b t^2 l}{6} = \frac{\sigma_b a^2 l}{6} \quad (2-62)$$

용접 이음의 허용 응력 및 안전율은 <표 2-21>과 같으며, 필릿 용접에서는 이 값에 대한 이음 효율을 80%로 한다.

표 2-21 용접 이음의 허용 응력 및 안전율

하 중		설계 강도 [MPa]	안 전 율	허용 응력 [MPa]
정하중	인 장	274 ~ 333	3.3 ~ 4.0	69 ~ 98
	압 축	294 ~ 343	3.0 ~ 4.0	74 ~ 118
	전 단	206 ~ 274	3.3 ~ 4.0	49 ~ 83
달아올리기 동하중	인장, 압축	—	6.0 ~ 8.0	34 ~ 59
	전 단	—	6.0 ~ 8.0	24 ~ 44
진동 하중	인장, 압축	—	9.5 ~ 13.0	20 ~ 34
	전 단	—	9.5 ~ 13.0	15 ~ 29

다. 필릿 용접 이음의 강도

(1) 측면 필릿 용접 이음

[그림 2-85]와 같이 용접선에 대하여 하중이 평행하게 작용하는 경우 용착 금속에 전단력이 작용하므로 인장 하중은 다음과 같다.

$$P = A \tau = 2al\tau = 2 \times h \cos 45^\circ l \tau = 1.414hl\tau \quad (2-63)$$

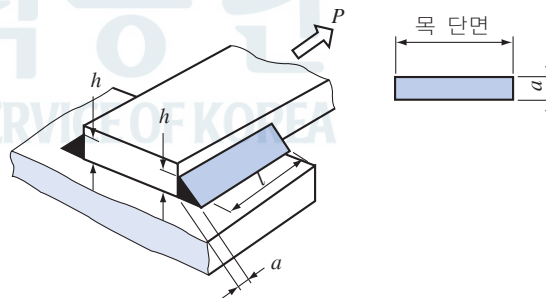


그림 2-85 측면 필릿 용접 이음

(2) 전면 필릿 용접 이음

필릿 용접 이음에서 [그림 2-86]과 같이 판면과 45°를 이루는 목 단면에서의 응력을 수직 한 방향과 평행한 방향으로 분해하면

$$P_n = P \sin 45^\circ = 0.707P \text{ (인장력)}$$

$$P_s = P \cos 45^\circ = 0.707P \text{ (전단력)}$$

이 되므로 수직 응력 σ_n 과 전단 응력 τ 는 각각 다음과 같다.

$$\sigma_n = \frac{P_n}{0.707lh} = \frac{P}{lh}$$

$$\tau = \frac{P_s}{0.707lh} = \frac{P}{lh}$$

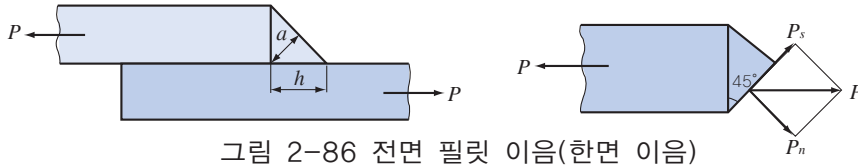


그림 2-86 전면 필릿 이음(한면 이음)

표 2-22 용접 이음의 응력 계산식

L : 하중점의 거리, l : 용접 유효 길이, h : 용접 사이즈, a : 목 두께, e : 중심으로부터의 거리

1 $\sigma = \frac{P}{la} \quad (a=t)$	2 $\sigma = \frac{P}{l(a_1+a_2)}$	3 $\sigma_b = \frac{6M}{la^2} \quad (a=t)$	4 $\sigma_b = \frac{3tM}{la(3t^2-6ta+4a^2)}$
5 $\sigma = \frac{P}{lt}$	6 $\sigma = \frac{P}{l(a_1+a_2)}$	7 $\sigma_b = \frac{6M}{lt^2}$	8 $\sigma_b = \frac{3tM}{la(3t^2-6ta+4a^2)}$
9 $\sigma_b = \frac{6PL}{lt^2}, \quad \tau = \frac{P}{lt}$	10 $\sigma = \frac{3tPL}{la(3t^2-6ta+4a^2)}, \quad \tau = \frac{P}{2lt}$	11 $\sigma_b = \frac{0.707P}{lh}$	12 $\sigma_b = \frac{1.414M}{lh(t+h)}$
13 $\sigma_b = \frac{0.707P}{lh}$ 평균 h $\sigma_{max} = \frac{P}{lh(t+h)} \sqrt{2L^2 + \frac{(t+h)^2}{2}}$	14 $\sigma = \frac{0.707P}{lh}, \quad (h=t)$	15 $\sigma_b = \frac{1.414P}{l(h_1+h_2)}, \quad (h_1=t_1, h_2=t_2)$	16 $\sigma_A = \frac{1.414P}{l(\phi_1+t_2)}, \quad \sigma_B = \frac{1.414Pt_2}{lh_2(\phi_1+t_2)}$
17 $\sigma = \frac{0.707P}{lh}, \quad (h=t)$	18 $\sigma = \frac{0.707P}{lh}, \quad (h=t)$	19 $\sigma_b = \frac{0.354P}{lh}, \quad (h=t)$	20 $\sigma = \frac{1.414P}{chb}, \quad l_2 = \frac{1.414Pe_1}{shb}$
21 필릿 $\sigma = \frac{1.414P}{2lh+l_1h_1}$ 비드 $\sigma = \frac{P}{2lh+l_1h_1}$	22 $\sigma_b = \frac{6M}{Ft}$	23 $\sigma_b = \frac{3M}{Fa}$	24 $\sigma_b = \frac{6PL}{Ft}, \quad \tau = \frac{P}{lt}$
25 $\sigma = \frac{3PL}{Fa}, \quad \tau = \frac{P}{2la}$	26 $\tau = \frac{T(3l+1.8t)}{Ft^2}$	27 $\tau = \frac{T}{2(l-a)(t-a)a}$	28 $\sigma_b = \frac{4.24M}{Fh}$

그러므로 두 응력이 동시에 작용하므로 최대 주응력 $\sigma_{\max}$ 은

$$\begin{aligned}\sigma_{\max} &= \frac{\sigma_n}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{\sigma_n^2 + 4\tau^2} \\ &= \frac{1}{2} \times \frac{P}{lh} + \frac{1}{2} \sqrt{\left(\frac{P}{lh}\right)^2 + 4\left(\frac{P}{lh}\right)^2} = \frac{1.618P}{lh}\end{aligned}$$

이응의 파단 하중은 위식에서 $\sigma_{\max} = \sigma_t$ 로 하여 구한다.

$$P = \frac{\sigma_t lh}{1.618} \quad \dots\dots\dots (2-64)$$

그러나 보통 식 (2-64) 대신에 간단히 P를 목 단면적으로 나눈 값을 강도로 한다.

$$P = \frac{\sigma_t lh}{1.414} \quad \dots\dots\dots (2-65)$$

<표 2-22>는 용접 이음의 응력 계산식을 표시한 것으로 이 식은 모두 용접부의 목 두께를 기준으로 하여 유도한 식이다.

예제 1 허용 인장 응력이 85[MPa], 두께 12[mm]인 강판을 용접 길이 200[mm], 용접 효율 80%로 맞대기 이음을 하려면 목 두께를 얼마로 하면 되겠는가? 다만, 용접부의 허용 응력은 60[MPa]이다.

(풀이) $t=12[\text{mm}]$, $l=200[\text{mm}]$, $\sigma_t=85[\text{MPa}]$ 이므로

$$P = \sigma_t t l = 85 \times 12 \times 200 = 204000[\text{N}]$$

또, 용접부의 허용 하중은 하중의 80%이므로

$$\text{허용 하중} = 204000 \times 0.8 = 163,200[\text{N}]$$

식 (2.60)에 의해 목 두께를 계산한다.

$$a = \frac{P}{\sigma_t l} = \frac{163200}{60 \times 200} = 13.6[\text{mm}]$$

그러므로 목 두께 $a=14[\text{mm}]$ 로 한다.

예제 2 [그림 2-85]에서 용접 다리 길이가 10[mm]인 전면 필릿 용접에서 용접선에 직각 방향으로 50[kN]의 힘으로 인장할 때 용접부에 생기는 응력을 구하여라. 다만 용접 길이는 140[mm]이다.

(풀이) 용접부에 생기는 응력 σ_t 는 식 (2-65)에 의하여 구한다.

$$\sigma_t = \frac{1.414P}{hl} = \frac{1.414 \times 50,000}{10 \times 140} = 50.5[\text{N/mm}^2] = 50.5[\text{MPa}]$$

예제 3 <표 2-22>의 그림 14와 같은 겹치기 용접 이음에서 두께가 15[mm]이고, 용접선에 직각 방향으로 100[kN]의 힘으로 인장 할 때, 허용 응력이 75[MPa]일 때, 용접의 유효 길이는 몇 (mm)인가?

(풀이) 용접면이 2개소이고, $h=t$ 로 놓으면

$$l = \frac{0.707P}{h\sigma} = \frac{0.707 \times 100000}{15 \times 75} \doteq 62.8[\text{mm}]$$

따라서, 용접 유효 길이는 63[mm]로 한다.

【 익 힘 문 제 】

1. 하중 30[kN]을 지지하는 흑 볼트의 나사부 지름을 구하여라. 단, 허용 응력 $\sigma_a = 60[\text{N/mm}^2]$ 이다.
2. 유효 지름 $d_2 = 60[\text{mm}]$ 인 2줄 스크루 잭의 사각 나사가 올릴 수 있는 하중을 구하여라. 단, 사각 나사의 피치는 25[mm], 나사의 마찰 계수 $\mu = 0.12$, 비틀림 응력은 $100[\text{N/mm}^2]$ 이다.
3. M10의 관통볼트에 10[kN]의 체결력이 작용하도록 할 때, 유효길이 210[mm]인 스패너에 걸리는 힘을 구하여라. 단, 나사의 피치 1.5[mm], 유효 지름 $= 9.026[\text{mm}]$, 나사의 마찰 계수와 너트 자리면 마찰 계수 μ' 는 모두 0.15, 너트의 자리면 평균 반지름 $r_n = 17[\text{mm}]$ 이다.
4. 나사의 바깥지름 36[mm], 피치 8[mm], 나사산의 높이가 피치의 $\frac{1}{2}$ 인 사각 나사의 효율을 구하여라. 단, 마찰 계수는 0.12이다.
5. M20인 나사에서 마찰 계수가 0.1, 피치가 2.5[mm], 유효 지름이 18.370[mm], 골 지름 17.294[mm]이다. 이 나사의 효율은 얼마인가?
6. 용량 200[kN]의 나사 프레스에서 사각 나사의 바깥지름이 100[mm], 골 지름이 80[mm], 피치가 16[mm]라 할 때, 나사 축에 끼울 청동제 너트의 높이를 결정하여라. 단, 허용 접촉 면압력 $p_a = 10[\text{N/mm}^2]$ 이다.

7. 축 지름이 $30[\text{mm}]$ 인 전동축이 $240[\text{rpm}]$ 으로 $10[\text{kW}]$ 를 전달한다. 이 축에 사용되는 성크 키의 호칭 치수 $b \times h = 6 \times 6[\text{mm}]$ 이며, 키 재료의 허용 압축 강도와 전단 강도는 각각 $200[\text{N/mm}^2]$, $120[\text{N/mm}^2]$ 이다. 키의 길이 l 을 구하여라.
8. 너클 핀 이음에서 인장 하중 $30[\text{kN}]$ 을 지지하기 위한 핀의 지름을 구하여라. 단, 핀 재료의 허용 전단 응력은 $50[\text{MPa}]$, 핀의 접촉 부분에서의 허용 면 압력은 $100[\text{MPa}]$ 이다.
9. $600[\text{rpm}]$ 으로 회전하는 지름 $60[\text{mm}]$ 의 축에 $b \times h \times l = 18 \times 11 \times 90[\text{mm}]$ 인 성크 키가 고정 되어 있을 때, 회전력 P , 회전 토크 T 및 키에 발생하는 압축 응력을 구하여라. 단, 키의 전단 응력은 $50[\text{MPa}]$ 이다.
10. 한줄 겹치기 열간 성형 리벳 이음에 $30[\text{kN}]$ 의 인장 하중이 작용하고 있다. 판의 두께 $10[\text{mm}]$, 판의 폭 $70[\text{mm}]$, 리벳의 지름 $16[\text{mm}]$ 일 때 리벳과 판에 생기는 응력을 각각 구하여라. 단, 판의 폭에 2개의 리벳이 있다.

11. [그림 2-87]과 같은 겹치기 리벳 이음에서 리벳의 지름 $20[\text{mm}]$, 피치 $40[\text{mm}]$, 판 두께 $10[\text{mm}]$, 리벳의 중심에서 가장자리까지의 거리 $e = 30[\text{mm}]$, 1피치마다의 하중 $P = 10[\text{kN}]$ 일 때, 리벳 1개에 생기는 전단 응력과 판에 생기는 인장 및 전단 응력을 구하여라.

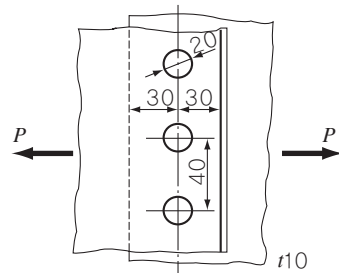


그림 2-87

12. [그림 2-88]과 같은 겹치기 리벳 이음에서 다음을 구하여라. 단, 리벳의 허용 전단 응력 $\tau = 35[\text{N/mm}^2]$, 판의 허용 인장 응력 $\sigma_t = 80[\text{N/mm}^2]$ 이다.

- ① 리벳에 생기는 하중
- ② 판의 폭
- ③ 피치
- ④ 판의 효율
- ⑤ 리벳의 효율

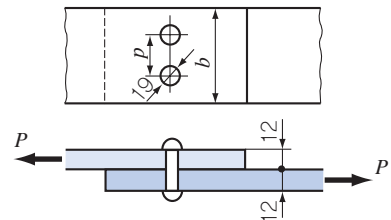


그림 2-88

13. 판의 두께 $18[\text{mm}]$, 리벳 지름 $20[\text{mm}]$ 의 2줄 겹치기 리벳 이음에서 1피치당 하중

이 $20[kN]$ 일 때, 피치, 인장 응력, 리벳 효율을 각각 구하여라. 단, 판의 효율은 60%, $\sigma_t = 50[N/mm^2]$, $\tau = 35[N/mm^2]$ 이다.

14. 판의 두께가 $3.2[mm]$, 용접 길이가 $50[mm]$ 인 판을 맞대기 이음 용접 했을 때, $30[kN]$ 의 인장 하중이 작용한다면 인장응력은 몇 (N/mm^2) 인가? 단, 용접 효율은 90%이다.

15. [그림 2-89]와 같은 맞대기 용접 이음에서 두께 $10[mm]$, 허용 인장응력 $60[N/mm^2]$, 용접 길이 $120[mm]$, 용접 효율 80% 일 때, 하중과 용접 목 두께를 구하여라. 단, 용접 부의 허용 응력은 $50[N/mm^2]$ 이다.

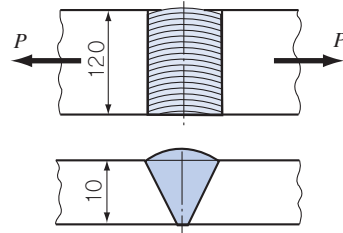


그림 2-89

16. 허용 인장 응력이 $80[MPa]$, 두께 $12[mm]$ 인 강판을 용접 길이 $200[mm]$, 용접 효율 80%로 맞대기 이음을 하려면 목 두께를 얼마로 하면 되겠는가? 단, 용접부의 허용 응력은 $70[MPa]$ 이다.

사업인력공단

S DEVELOPMENT SERVICE OF KOREA

축계 기계요소

Chapter

03

제 1 절 축

제 2 절 축 이음

제 3 절 베어링

사업인력공단

S DEVELOPMENT SERVICE OF KOREA



한국신
HUMAN RESOURCE

제 3 장 축계 기계요소

제 1 절 축

1. 축의 분류

축은 동력이나 운동을 전달하는 기계요소이며 기어, 풀리, 스프로킷휠, 플라이휠 등이 설치되어 있다. 축의 단면은 원형을 주로 사용하고, 특별한 용도로 사각 단면을 사용하는 경우도 있다. 축 설계시는 축에 작용하는 굽힘, 인장, 압축, 비틀림 하중 등이 단독 또는 복합적으로 작용하기 때문에 작용하중 상태를 충분히 고려하여야 한다.

축의 용도로는 공작기계의 전동축, 자동차용 차축, 철도 차량의 차축, 터빈용 축, 일반 범용 기계의 축 등에 사용되고 있다.

가. 작용 하중에 의한 분류

(1) 차축(axle)

차축은 주로 굽힘 모멘트를 받는 축으로, 철도 차량의 차축과 같이 그 자체가 회전하는 회전축과 자동차의 바퀴축과 같이 바퀴는 회전하지만 축은 회전하지 않는 정지축이 있다. (그림 3-1참조)

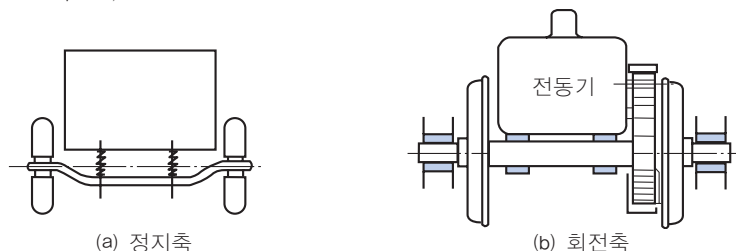


그림 3-1 차축

(2) 전동축(transmission shaft)

전동축은 회전에 의해 동력을 전달하는 축으로 주로 비틀림과 굽힘 모멘트를 동시에 받는다. 전동축은 동력을 전달시키는 회전축으로 일반 공장용 축이 이에 해당된다. [그림 3-2]와 같이 전동축은 주축, 선축, 중간축으로 구성된다.

- ① 주축 : 원동기에서 직접 동력을 받는 축이다.
- ② 선축 : 주축에서 동력을 받아 각 공장에 분배하는 축이다.
- ③ 중간축 : 선축에서 동력을 받아 각각의 기계에 동력을 전달하는 축이다.

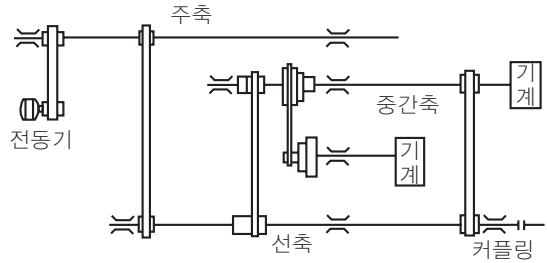


그림 3-2 전동축

(3) 스피들(spindle)

스핀들은 주로 비틀림 모멘트를 받으며 직접 일을 하는 회전축으로 치수가 정밀하고 변형량이 작으며, 길이가 짧아 선반, 밀링 머신 등 공작기계의 주축으로 사용한다. (그림 3-3 참조)

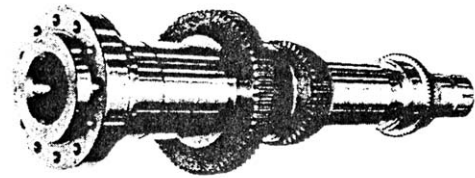


그림 3-3 스피들

나. 외부 형태에 의한 분류

(1) 직선 축(straight shaft)

직선축은 길이방향으로 일직선 형태의 축이며, 일반적인 동력전달용으로 사용한다.

(2) 크랭크 축(crank shaft)

크랭크 축은 왕복 운동기관 등에서 직선 운동과 회전 운동을 상호 변환시키는 축으로, 자동차 엔진에서 볼 수 있으며, 피스톤의 왕복 운동을 회전 운동의 형태로 바꾸어 출력시킨다. (그림 3-4 참조)

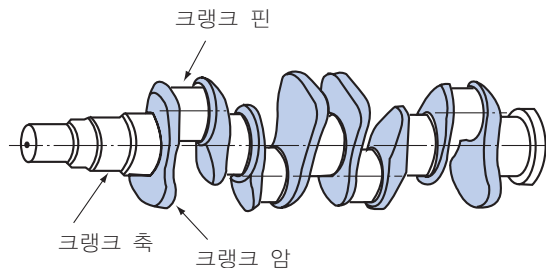


그림 3-4 크랭크 축

(3) 유연축(flexible shaft)

유연축은 자유롭게 휘 수 있도록 강선을 2중, 3중으로 감은 나사 모양의 축이며, 공간상의 제한으로 일직선 형태의 축을 사용할 수 없을 때 이용한다. (그림 3-5 참조)

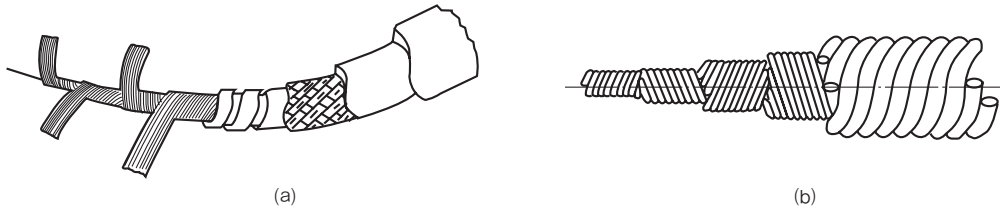


그림 3-5 유연축

다. 단면 모양에 따른 분류

(1) 원형 축(round shaft)

단면 모양이 원형으로서 축이 찬 축(solid shaft)과 축이 빈 축(hollow shaft)이 있다. 일반적으로 축이 찬 축이 많이 사용된다.

(2) 각축(square shaft, hexagonal shaft)

특수한 목적에 사용하기 위하여 축의 단면 모양을 사각형 또는 육각형으로 만든 축으로, 사각단면은 주로 믹서(mixer), 진동체(vibrator) 축 등에 많이 사용한다.

2. 축의 재료와 표준 지름

가. 축의 재료

회전축의 재료는 동력전달에 의한 비틀림이나 굽힘에 대한 충분한 강도가 있어야 한다.

진동으로 발생하는 반복하중에 대비한 내피로성, 저널 등에 의한 마모에 대비한 내마모성, 충격 등에 대비한 인성을 고려하여야 한다. 재료의 성질은 열처리 및 표면경화를 하기 쉽고 충분한 경도를 낼 수 있어야 한다.

(1) 일반용 축 재료

- ① 강도를 필요로 하지 않는 소형 축 재료 : 일반구조용 압연강재를 열처리 하지 않고 사용하거나, 기계 구조용 탄소강 강재를 불림 처리하여 사용한다.
- ② 약간의 강도를 요하는 소형 축 재료 : 기계 구조용 탄소강 강재를 담금질 및 뜨임하여 사용한다.

(2) 강력한 축 재료

- ① 기계구조용 탄소강 : 열처리 효과가 크기 때문에 일반적으로 크랭크 축, 일반 전동축에 사용한다.
- ② 크롬강 : 탄소강보다 담금질성과 인성이 좋고, 열처리로 인한 경화 균열이 적으므로

로 굵은 축에 사용한다. Cr 함유량이 증가하면 인장강도, 경도, 내마모성이 증가하지만 신율 및 충격값은 감소한다.

- ③ 니켈크로뮴강 : Ni를 1.0~3.5%를 함유한 강으로 값은 비싸나, 강인하고 담금질이 용이하다. 주로 크랭크 축, 프로펠러 축 등에 사용한다.
 - ④ 니켈크로뮴 몰리브데넘강 : 구조용 합금강중 강인성과 담금질성이 가장 좋다. 크랭크 축, 대형 축류, 강도와 정밀도를 요하는 긴 축류, 중소형 축 등에 사용한다.
 - ⑤ 크로뮴몰리브데넘강 : 인성이 높고, 니켈크로뮴강재에 가까운 성질을 가지며 가격은 니켈크로뮴강재보다 싸기 때문에 널리 사용한다. 큰 인장강도와 충격값을 필요로 할 때 또는 내부까지 완전한 담금질 조직을 얻고자 할 때 주로 사용한다.
- 〈표 3-1〉은 축의 재료와 용도를 나타낸 것이다.

나. 축의 표준 지름

구름 베어링의 안지름, 표준 치수, 재료로 사용될 봉의 표준 지름 등을 참고하여 표준으로 규정한 지름을 말한다. 〈표 3-2〉는 규정한 회전축의 표준 지름을 나타낸다.

표 3-1 축의 재료와 용도

재료의 종류	기 호	용 도	인장강도 (N/mm^2)
기계구조용 탄소강	SM 10 C~SM 25 C	소형축, 모터축	315 ~ 440
	SM 35 C~SM 40 C	차축, 일반축	510 ~ 610
	SM 45 C	크랭크축, 일반축	570 ~ 690
	SM 15 CK	캠축, 피스톤 핀	490 이상
크로뮴강	SCr 415, 420	캠축, 스플라인 축	740 ~ 1080
	SCr 430, 435, 440, 445	중, 대형 일반축	
니켈크로뮴강	SNC 236, 415	소형축, 피스톤 핀	740 ~ 930
	SNC 631, 815, 836	크랭크축, 추진축	
니켈크로뮴 몰리브데넘강	SNM 220, 240	소형축, 중형축	830 ~ 1080
	SNM 415, 420	일반축	
	SNM 431~815	크랭크축, 대형축	
크로뮴 몰리브데넘강	SCM 415	피스톤 핀	830 ~ 1030
	SCM 420, 421	일반축, 피스톤 핀	
	SCM 430~440	크랭크축, 차축	
	SCM 445, 822	대형축	

표 3-2 회전축의 표준 지름

(단위 : mm)

4, 4.5, 5, 5.6, 6, 6.3, 7, 8, 9, 10, 11, 11.2, 12, 12.5, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 22, 22.4, 24, 25, 28, 30, 31.5, 32, 35, 35.5, 38, 40, 42, 45, 50, 55, 56, 60, 63, 65, 70, 71, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 105, 110, 112, 120, 125, 130, 140, 150, 160, 170, 180, 190, 200, 220, 224, 240, 250, 260, 280, 300, 315, 320, 340, 355, 360, 380, 400, 420, 440, 450, 460, 480, 500, 530, 560, 600

주 1. 끼워맞춤 부분의 지름을 규정한 것이다.

2. 4[mm]이상 630[mm]이하의 축 지름을 규정한 것이다.

3. 축의 강도

축을 설계하려면 주어진 운동 조건과 하중 조건에서 파손되지 않는 충분한 강도(strength)를 갖게 하고, 굽힘과 비틀림이 어느 한도 이내가 되도록 강성(stiffness)을 갖게 하여 위험속도로부터 20%이상 벗어난 상태에서 사용할 수 있도록 하는 조건들이 요구된다. 축의 설계에 있어서는 각 조건에 대하여 축의 치수를 계산하고, 이들을 종합하여 가장 안전한 치수와 형상을 결정하도록 하여야 한다. 보통은 변형의 제한조건을 만족하는 축은 강도(強度)가 충분하므로, 먼저 변형 조건에서 설계하고 다음에 강도를 검토하는 편이 좋다. 축을 설계할 때 필요조건은 다음과 같으며 용도에 따라 알맞게 선정하여야 한다.

가. 축의 설계에 고려되는 사항

(1) 강도(strength)

정하중, 반복 하중, 충격 하중 등 하중의 종류에 따라 충분한 강도를 갖게 한다. 특히 키 홈, 원주 홈, 단 붙임축의 집중 응력 등을 고려하여 설계하여야 한다.

(2) 응력 집중(stress concentration)

축에 키 홈이나 코터 구멍, 노치, 단 붙임 등이 있는 부분은 단면적이 감소하고, 또한 변화가 급격하므로 응력이 집중하여 축의 강도는 감소한다. 이러한 부분은 보강을 통하여 응력 집중을 피하여야 한다.



(3) 변형(strain)

- ① 처짐 변형 : 굽힘 하중을 받는 축에서는 강도가 충분하더라도 처짐이 어느 한도 이상이 되면 베어링 압력의 불균형이 생긴다. 따라서 축의 종류에 따라 처짐량이 어느 한도 이내가 되도록 처짐을 제한하여 설계하여야 한다.
- ② 비틀림 변형 : 확실한 전동을 요하는 축은 비틀림 각에 제한을 받게 된다. 축의 비틀림 각이 크게 되면 기계적 불균형이 생기므로 축의 비틀림 각에 제한을 하여 설계하여야 한다.

(4) 진동(vibration)

축은 굽힘 진동 또는 비틀림 진동에 의하여 공진 하게 되면, 진폭이 점차 증대되어 마침내 파괴되고, 운전의 안정을 잃는 경우가 가끔 일어난다. 따라서 고속 회전하는 축에서는 진동방지 대책을 강구하여 설계하여야 한다.

(5) 열응력(thermal stress)

제트 엔진, 증기 터빈의 회전축과 같이 고온 상태에서 사용되는 축에 있어서는 열응력, 열팽창 등을 충분히 고려하여 설계하여야 한다. 고온으로 축의 길이가 변하려고 할 때 축이 길이 변화에 구속되어 있으면, 축에 열응력이 생기고 베어링 하중이 증가한다.

(6) 열팽창(thermal expansion)

고온 상태에서 운전되는 가스 터빈, 증기 터빈 등의 축은 온도 상승으로 인하여 축의 길이가 변화하고, 베어링 하중이 증가하므로 축의 설계에 있어서는 열팽창에 따른 열응력을 충분히 고려하여야 한다.

(7) 부식(corrosion)

선박의 프로펠러 축(propeller), 수차 축 및 펌프 축 등과 같이 항상 액체 중에서 접촉하고 있는 축은 전기, 화학적 작용에 의하여 부식하게 되므로 축의 설계에 부식여유를 고려하여야 한다.

나. 강도(強度)에 의한 축의 설계

(1) 굽힘 모멘트만을 받는 축

차량의 차축은 주로 굽힘 모멘트를 받는데 굽힘 모멘트의 크기는 축의 지지 방법과 하중의 종류에 따라 변한다. [그림 3-6]과 같이 축에 굽힘 하중이 작용할 때 위험 단면에서의 굽힘 모멘트 M 과 굽힘 응력 σ_b 와의 관계는 다음과 같다.

$$M = \sigma_b Z \quad (3-1)$$

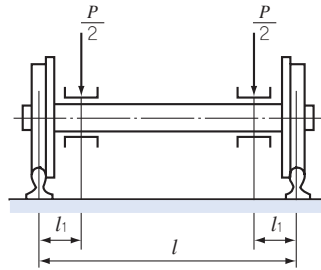


그림 3-6 굽힘을 받는 차축

① 속이 찬 축(solid shaft)의 경우

[그림 3-7의 (a)]와 같은 속이 찬 축에서 단면 계수 $Z = \frac{\pi d^3}{32}$ 이므로 식 (3-1)에 대입하면

$$M = \sigma_a \frac{\pi d^3}{32}$$

가 된다.

윗 식에서 최대 굽힘 응력을 허용 굽힘 응력으로 하면 축 지름 d 는 다음과 같다.

$$d = \sqrt[3]{\frac{32M}{\pi \sigma_a}} \doteq \sqrt[3]{\frac{10.2M}{\sigma_a}} \quad (3-2)$$

여기서, σ_a 는 축 재료의 허용 굽힘 응력이다.

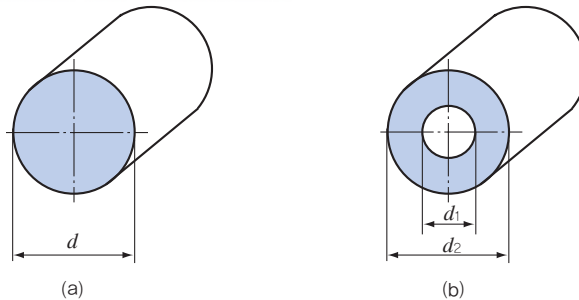


그림 3-7 속이 찬 축과 속이 빈 축 단면

② 속이 빈 축(hollow shaft)의 경우

[그림 3-7의 (b)]와 같이 바깥지름이 d_2 , 안지름이 d_1 인 속이 빈 축에서 단면 계수 Z 는

$$Z = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{d_2^4 - d_1^4}{d_2} \text{이므로 식 (3-1)에 대입하면}$$

$$M = \sigma_a \frac{\pi}{32} \left(\frac{d_2^4 - d_1^4}{d_2} \right)$$

이다. 여기서, 축 지름 비 $\frac{d_1}{d_2}=x$ 라 하면 $Z = \frac{\pi}{32} d_2^3(1-x^4)$ 이 된다. 따라서 바깥지름 d_2 는 다음과 같다.

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{32M}{(1-x^4)\pi\sigma_a}} \doteq \sqrt[3]{\frac{10.2M}{(1-x^4)\sigma_a}} \quad (3-3)$$

동일한 크기의 굽힘 모멘트를 받는 축을 동일한 재료를 사용하여 속이 찬 축과 속이 빈 축으로 만드는 경우에 각각의 지름을 비교하면 다음과 같다.

$$\frac{d_2}{d} = \sqrt[3]{\frac{1}{1-x^4}}$$

$x < 1$ 이므로 x^4 은 매우 작은 값이 되고, $1 - x^4$ 은 1에 가까운 값이 된다.

따라서, $\frac{d_2}{d}$ 는 거의 1에 가깝게 된다. 즉, 속이 빈 축의 바깥지름이 속이 찬 축의 지름보다 약간만 크게 될 뿐이므로, 속이 빈 축은 속이 찬 축보다 훨씬 가볍게 된다. 이와 같이, 속이 빈 축은 속이 찬 축보다 무게면에서는 유리하다. 그렇지만 속이 빈 축을 가공하는 데에는 더 많은 가공비가 들게 된다.

선박, 항공기 등의 축처럼 가공비가 많이 들어도 될 수 있는 대로 가벼워야 하는 경우에는 속이 빈 축이 사용되고, 공장의 전동축처럼 무게를 중요하게 여기지 않는 경우에는 가공이 간단한 속이 찬 축이 사용된다.

(2) 비틀림 모멘트만을 받는 축

비틀림 모멘트만을 받는 축에서 비틀림 모멘트 T 와 이것에 의해 발생하는 최대 전단 응력 τ 와의 관계는 다음과 같다.

$$T = Z_p \tau \quad (3-4)$$

① 속이 찬 축(실축)의 경우

속이 찬 축의 극단면 계수 $Z_p = \frac{\pi d^3}{16}$ 이므로 이것을 식 (3-4)에 대입하면

$$T = \tau \frac{\pi d^3}{16}$$

가 된다. 위식에서 속이 찬 축의 최대 전단 응력을 허용 전단 응력 τ_a 로 하면 축 지름은 다음과 같이 구할 수 있다.

$$d = \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi\tau_a}} \doteq \sqrt[3]{\frac{5.1T}{\tau_a}} \quad (3-5)$$

전동축의 전달 동력을 $H[kW]$, 회전수를 $n[rpm]$ 이라 하면 $T = \frac{H(10^3 W)}{\omega(rad/s)}$ 에서

$$H = \frac{T[N \cdot m] \omega[rad/s]}{1000} = \frac{T[N \cdot mm] \frac{2\pi n[rpm]}{60}}{1000 \times 1000}$$

따라서, 전달 토크 T는

$$T = 9.55 \times 10^6 \frac{H}{n} [N \cdot mm] = 9.55 \times 10^3 \frac{H}{n} [N \cdot m] \quad (3-6)$$

이 된다. 식 (3.6)을 식 (3.5)에 대입하면 축 지름 $d(mm)$ 는 다음과 같이 구한다.

$$d = \sqrt[3]{\frac{5.1T}{\tau_a}} = \sqrt[3]{\frac{5.1}{\tau_a} \times 9.55 \times 10^6 \frac{H}{n}} \doteq 365 \sqrt[3]{\frac{H}{\tau_a n}} \quad (3-7)$$

② 속이 빈 축(중공축)의 경우

속이 빈축의 극단면 계수 Z_p 는

$$Z_p = \frac{\pi}{16} \cdot \left(\frac{d_2^4 - d_1^4}{d_2} \right) = \frac{\pi}{16} d_2^3 (1 - x^4)$$

이므로, 이것을 식 (3-4)에 대입하여 축의 바깥지름을 구하면

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{16T}{(1-x^4)\pi\tau_a}} \doteq \sqrt[3]{\frac{5.1T}{(1-x^4)\tau_a}} \quad (3-8)$$

또, 식 (3-8)에 식 (3-6)을 대입하면 d_2 는 다음과 같다.

$$d_2 = 365 \sqrt[3]{\frac{H}{(1-x^4)\tau_a n}} \quad (3-9)$$

(3) 굽힘 모멘트와 비틀림 모멘트를 동시에 받는 축

① 연성재료의 경우

축에 굽힘 모멘트와 비틀림 모멘트가 동시에 작용하며 연성재료로 구성된 축에는 최대 전단 응력설을 적용하여 상당 비틀림 모멘트로 축 지름을 설계한다.

속이 찬 축의 지름 d 는 다음과 같다.

$$d = \sqrt[3]{\frac{16T_e}{\pi\tau_a}} \quad (3-10a)$$

$x = \frac{d_1}{d_2}$ 인 속이 빈 축의 바깥지름 d_2 는 다음과 같다.

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{16T_e}{\pi(1-x^4)\tau_a}} \quad (3-10b)$$

여기서 T_e 는 상당 비틀림 모멘트로서 다음과 같다.

$$T_e = \sqrt{M^2 + T^2} \quad (3-11)$$

② 취성재료의 경우

축에 굽힘 모멘트와 비틀림 모멘트가 동시에 작용하며 취성재료로 구성된 축에는 최대 주응력설을 적용하여 상당 굽힘 모멘트로 축 지름을 설계한다.

축이 찬 축의 지름 d 는 다음과 같다.

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 M_e}{\pi \sigma_a}} \quad (3-12a)$$

$x = \frac{d_1}{d_2}$ 인 축이 빈 축의 바깥지름 d_2 는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{32 M_e}{\pi(1-x^4) \sigma_a}} \quad (3-12b)$$

여기서, M_e 는 상당 굽힘 모멘트로서 다음과 같다.

$$M_e = \frac{1}{2} (M + \sqrt{M^2 + T^2}) \quad (3-13)$$

(4) 동하중을 받는 축

기계에 작용하는 하중은 일정하지 않고 변동하는 하중, 반복하중 또는 충격하중이 작용하게 된다. 이러한 경우 굽힘 모멘트나 비틀림 모멘트의 크기를 다소 크게 조정하여 계산한다. 즉 M 대신 $k_m M$ 으로, T 대신 $k_t T$ 로 계산한다. k_m 은 굽힘 모멘트 계수이며, k_t 는 비틀림 모멘트 계수로서 동적인 효과를 나타낸다.

① 연성재료의 축이 동하중을 받는 경우

상당 비틀림 모멘트로 축 지름을 설계하면 다음과 같다.

$$T_e = \sqrt{(k_m M)^2 + (k_t T)^2} \quad (3-14)$$

축이 찬 축의 지름 d 는 다음과 같다.

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 T_e}{\pi \tau_a}} \quad (3-15a)$$

축이 빈 축의 바깥지름 d_2 는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{16 T_e}{\pi(1-x^4) \tau_a}} \quad (3-15b)$$

② 취성재료의 축이 동하중을 받는 경우

상당 굽힘 모멘트로 축 지름을 설계하면 다음과 같다.

$$M_e = \frac{1}{2} \{k_m M + \sqrt{(k_m M)^2 + (k_t T)^2}\} \quad (3-16)$$

축이 찬 축의 지름 d 는 다음과 같다.

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 M_e}{\pi \sigma_a}} \quad \dots\dots\dots (3-17a)$$

축이 빈 축의 바깥지름 d_2 는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{32 M_e}{\pi(1-x^4) \sigma_a}} \quad \dots\dots\dots (3-17b)$$

〈표 3-3〉은 하중의 종류에 따른 동적인 효과를 나타내는 계수표이다.

표 3-3 동적 효과 계수

하중의 종류	회 전 축		정 지 축	
	k_t	k_m	k_t	k_m
정하중 또는 가벼운 동하중	1.0	1.5	1.0	1.0
급속한 변동하중, 가벼운 충격하중	1.0~1.5	1.5~2.0	1.5~2.0	1.5~2.0
심한 충격하중	1.5~3.0	2.0~3.0	—	—

다. 강성(剛性)에 의한 축의 설계

(1) 비틀림 강성

전동축에 비틀림 모멘트가 작용하면 [그림 3-8]과 같이 탄성적으로 어느 각도만큼 비틀려진다. 이 값이 어느 한계를 넘게 되면 비틀림 진동의 원인이 되어 파손될 위험이 있으므로, 축의 비틀림 각을 어느 정도 제한할 필요가 있다. 이때 비틀림 각 θ 는 다음 식으로 구한다.

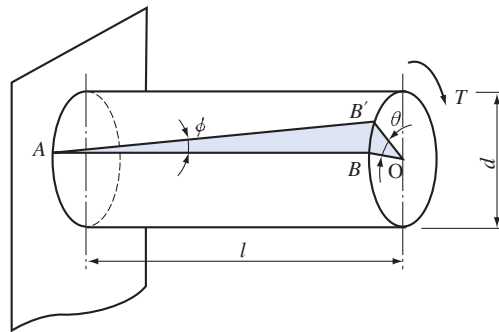


그림 3-8 축의 비틀림 모멘트

$$\theta = \frac{Tl}{GI_p} = \frac{32Tl}{G\pi d^4} \quad (3-18)$$

여기서 θ : (rad)단위의 비틀림 각

I_p : 극관성 모멘트

G : 축 재료의 전단 탄성 계수

l : 축의 길이

T : 비틀림 모멘트

라디안(rad)으로 나타낸 비틀림 각 θ 를 도(°)로 나타내면 다음과 같다.

$$\theta[^\circ] = \frac{180^\circ}{\pi} \theta[\text{rad}] = \frac{180^\circ}{\pi} \cdot \frac{32Tl}{G\pi d^4} \doteq \frac{583.6Tl}{Gd^4} \quad (3-19)$$

[참고]바하(Bach)의 축지름 공식

전동축에서는 축에 작용하는 최대 비틀림 모멘트 T 에 의한 비틀림 각 θ 를 축의 길이 1[m]에 대하여 $\frac{1}{4}^\circ$ ($\theta \leq \frac{0.25^\circ}{m} : 0.004363[\text{rad}]$)이내에 있도록 설계해야 된다고 바하(Bach)는 주장하였다. 따라서, 축 재료가 연강인 경우 $G=80[\text{GPa}]$ 이고, 회전수와 마력을 고려하면 $T=9.55 \times 10^6 \frac{H}{n}$, $\frac{\theta}{l} = \frac{0.25}{1000}$ 를 식 (3-19)에 대입하면 축이 찬 축의 지름 d 는 다음 식과 같다.

$$d \doteq 130 \sqrt[4]{\frac{H}{n}} \quad (3-20)$$

여기서, $H(\text{kW})$, $n(\text{rpm})$, $d(\text{mm})$

축이 빈 축에서 $x = \frac{d_1}{d_2}$ 일 때, 바깥지름 d_2 는 다음 식과 같이 정리할 수 있다.

$$d_2 = 130 \sqrt[4]{\frac{H}{(1-x^4)n}} \quad (3-21)$$

(2) 굽힘 강성

축에 발생하는 굽힘 응력이 허용 응력 이하가 되어도 처짐이 어느 한계 이상이 되면 [그림 3-9]와 같이 베어링은 편접축이 되어 편마멸을 일으킨다. 또, 축에 설치된 기어의 물림이 불량해지며, 벨트 전동에서는 벨트 장력의 감소로 전동 효율이 저하된다. 이 때문에 축의 처짐에도 어떤 제한을 두어 설계할 필요가 있다.

지금, [그림 3-10]과 같이 축을 단순보로 생각하면 최대 처짐 δ 와 처짐각 β 는 다음과 같다.

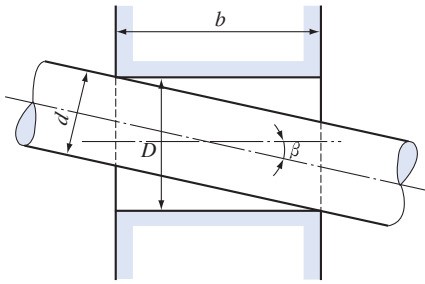


그림 3-9 베어링의 편마멸

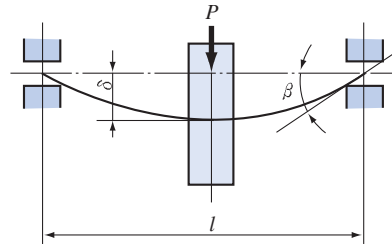


그림 3-10 축의 굽힘

$$\delta = \frac{Pl^3}{48EI}, \quad \beta = \frac{Pl^2}{16EI}$$

여기서, E : 탄성계수

I : 단면 2차 모멘트

위의 두식에서

$$\frac{\delta}{\beta} = \frac{l}{3} \quad (3-22)$$

의 관계가 성립된다. 일반적으로 전동축에서 최대 처짐각을 $\frac{1}{1000} [rad]$ 이하로 제한하므로

$$\delta = \beta \frac{l}{3} \leq \frac{l}{3000} \quad (3-23)$$

이다. 그러므로 축 길이 1[m]에 대해서는

$$\delta = \frac{1000}{3000} \leq 0.33 [mm/m]$$

로 제한하게 된다.

보통, 축 길이 1[m]당의 처짐량 δ 는 다음과 같은 정도로 한다.

공장 전동축(벨트 전동) $\delta \leq 0.35 [mm/m]$

일반 전동축(등분포 하중) $\delta \leq 0.30 [mm/m]$

(중앙 집중 하중) $\delta \leq 0.33 [mm/m]$

라. 축의 진동과 위험속도

축은 탄성체이므로 외력을 작용시키면 변형이 일어나고, 제거하면 변형이 회복된다. 그러므로 축이 회전할 때 이 현상은 축의 중심에 대하여 교대로 반복되기 때문에 이로 인하여 진동이 생긴다.

축의 진동은 대체로 처짐, 비틀림 및 신축에 의하여 생기며, 신축 방향의 진동은 그

비율이 작고, 처짐이나 비틀림에 의한 진동은 크기 때문에 대부분의 진동은 주로 처짐과 비틀림에 의해 생기는 것으로 생각한다.

예를 들면, 베어링 사이의 거리가 짧은 축에서는 처짐이 작아 처짐에 의한 진동은 작지만, 베어링 사이가 긴 축에서는 처짐에 의한 진동이 크게 된다. 축에 생기는 진동의 주기는 축의 회전수에 따라 변하며, 이 진동수와 축 자체의 고유 진동수가 일치하게 되면 공진 현상(resonance)을 일으켜 진폭이 점차 커져서 드디어 축의 탄성 한도를 초과하면 파괴를 일으킨다. 이와 같이 축의 고유 진동수에 해당하는 축의 회전수를 위험 속도(critical speed)라 하며, 이 속도에서 진동이 가장 심하게 일어난다.

따라서, 축 설계시 축의 회전수(상용 회전수)는 위험 속도로부터 적어도 $\pm 20\%$ 이상 떨어지게 하여야 한다. 즉, $1000[rpm]$ 의 1차 고유 진동수를 갖는 축에서는 상용 회전수를 $800[rpm]$ 이하로 하든지 $1200[rpm]$ 이상으로 하는 것이 안전하다.

(1) 1개의 회전체를 가진 축의 위험 속도

축은 가공 오차에 의한 편심이 항상 있다고 할 수 있다. 축은 자중이나 회전체의 질량에 의해 편심도가 증가하며, 축이 회전하면 편심에 의해 원심력이 생겨 축의 처짐은 더욱 커지게 된다.

이와 같이, 처짐이 생긴 축을 회전시키면 축이 어느 특정 회전수에 도달했을 때 축의 처짐이 급격히 증가하여 진동이 생기며, 어느 특정 회전수에서 진폭이 상당히 커지게 되는데 이때의 회전수를 위험 속도라 한다.

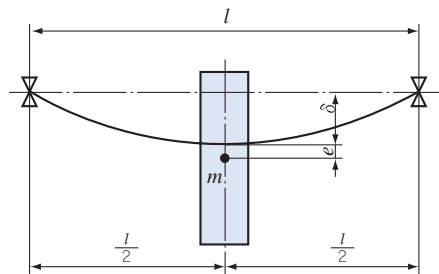


그림 3-11 보의 처짐

[그림 3-11]과 같이 질량 (m)인 회전체가 회전할 때 각속도 ω 로 회전하여 δ 만큼의 처짐이 발생하였다면 이 때의 원심력 F 는 다음과 같다.

$$F = m\omega^2(\delta + e)$$

여기서, e : 편심량

한편, 축이 원상태로 돌아오려는 복원력 P 는 다음과 같다.

$$P = k \delta$$

여기서, k : 탄성률

원심력과 복원력은 평형이므로

$$m \omega^2 (\delta + e) = k \delta$$

$$\delta = \frac{m \omega^2 e}{k - m \omega^2} = \frac{e}{\frac{k}{m \omega^2} - 1}$$

윗식에서 $e \neq 0, k = m \omega^2$ 일 때 δ 는 무한대가 되므로 축이 파괴된 상태가 된다. 이 때의 각속도를 ω_c 라고 하면 이것이 위험 각속도가 된다.

$$k = m \omega_c^2, \quad \omega_c = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad \dots\dots\dots (3-24)$$

회전체에서 $k = \frac{P}{\delta}$ 이고, $m = \frac{F}{g}$ 이므로 이것을 식 (3-24)에 대입하면

$$\omega_c = \sqrt{\frac{g}{\delta}} \quad \dots\dots\dots (3-25)$$

위험 각속도 ω_c 일 때의 회전수를 위험 속도 n_c 라 하면 다음과 같은 식이 된다.

$$n_c = \frac{60 \omega_c}{2\pi} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g}{\delta}} \quad \dots\dots\dots (3-26)$$

여기서, g : 중력 가속도 ($9.8[m/s^2]$)

마. 베어링 사이의 거리

(1) 굽힘 강도에 의한 베어링 사이의 거리

전동축에서 베어링 사이의 거리를 결정하려면 강도와 강성의 두 조건을 고려해야 한다. 전동축에는 여러 개의 베어링이 설치되어 있으므로 연속보로 생각하면 양끝 부분은 일단 지지(一端 支持), 타단 고정(他端 固定)보가 되고, 중간 부분은 양단 고정보로 볼 수 있다. 이 축에서 베어링 사이의 거리는 자중(自重) 및 회전체의 무게에 의한 굽힘 모멘트와 허용 굽힘 응력으로부터 구할 수 있다.

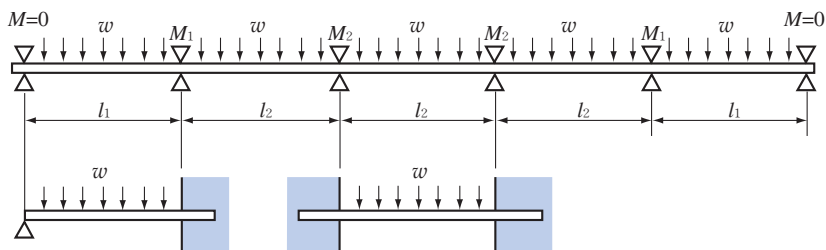


그림 3-12 연속보로 생각하는 축

[그림 3-12]와 같이 연속보의 양끝에 있는 베어링 사이의 거리를 l_1 , 기타의 길이가 l_2 일 때, 축에 균일 분포 하중이 작용하면 최대 굽힘 모멘트 M 은

$$\text{양단부의 축에서 } M = \frac{wl_1^2}{8} = \frac{\pi d^3}{32} \sigma_b$$

$$\text{중간부의 축에서 } M = \frac{wl_2^2}{12} = \frac{\pi d^3}{32} \sigma_b$$

가 된다. 따라서 위식에서 베어링 사이의 거리는

$$l_1 = \sqrt{\frac{\pi}{4} \cdot \frac{\sigma_b}{w} d^3}, \quad l_2 = \sqrt{\frac{3\pi}{8} \cdot \frac{\sigma_b}{w} d^3} \quad (3-27)$$

전동축에서 베어링 사이에 균일 분포 하중 w 가 작용한다고 가정하면 축의 무게는 자중의 4~5배로 계산한다. 즉, 비중량 $\gamma = 7.7 \times 10^{-5} [N/mm^3]$ 일 때

$$w = 4 \times \frac{\pi}{4} d^2 \gamma = 4 \times \frac{\pi}{4} \times 7.7 \times 10^{-5} d^2 = 2.42 \times 10^{-4} d^2 [N]$$

이 값을 식 (3-27)에 대입하고, $\sigma_b = 30 [N/mm^2]$ 로 하면

$$l_1 \doteq 310 \sqrt{d}, \quad l_2 \doteq 380 \sqrt{d} \quad (3-28)$$

가 된다. 식 (3-28)에서 전동축은 베어링 사이의 거리가 멀수록 경제적이지만 처짐이 커지기 때문에 베어링 사이의 거리가 짧은 것이 좋다.

(2) 굽힘 강성에 의한 베어링 사이의 거리

강성면에서 베어링 사이의 거리는 축의 자중 및 굽힘 하중에 의한 최대 처짐 δ 또는 최대 처짐각 β 의 제한으로 정한다. 지금, 축에 작용하는 하중을 균일 분포 하중으로 생각하고 계산한다. 이 때, 축의 처짐각 β 는 다음과 같다.

$$\beta = \frac{wl^3}{24EI}$$

위 식에 $E = 206 [GPa] = 206 \times 10^3 [N/mm^2]$, $I = \frac{\pi d^4}{64} [mm^4]$, $\beta = \frac{1}{1000} [rad]$, $w = 2.42 \times 10^{-4} d^2 [N]$ 을 대입하면 다음 식이 된다.

$$l \doteq 100 \sqrt[3]{d^2} \quad (3-29)$$

4. 구동축 설계 실제

[그림 3-13]과 같은 2단 감속기에서 기어 A와 B 기어의 접선력이 6kN 일 때, B와 C 기어의 축 설계, 단 축 재료의 허용 전단응력은 40MPa이다.

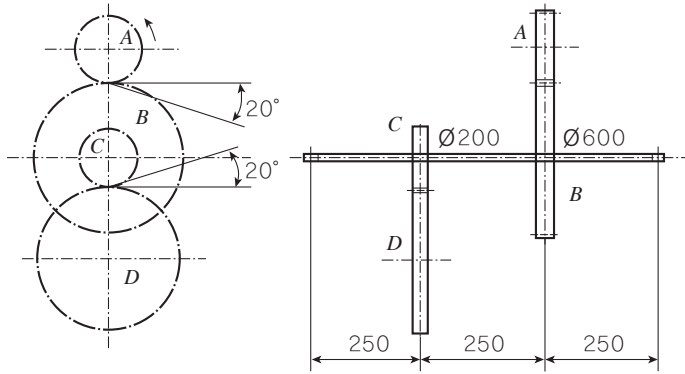


그림 3-13

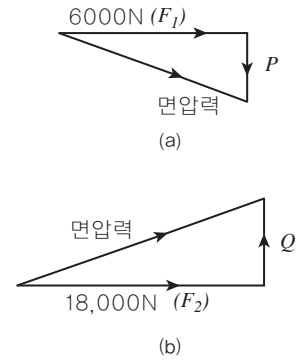


그림 3-14

토크 계산

A와 B기어상의 접선력(F_1) = 6000 N

B 기어 토크 $T = F_1 \times R_b = 6000 \times 300 = 1,800,000 \text{ N-mm}$

C 기어 토크는 동일 축상에 있으므로

$\therefore$ C 기어 토크 = B 기어 토크 = 1,800,000 N-mm

C와 D기어상의 접선력(F_2) = $\frac{T}{R_c} = \frac{1,800,000}{100} = 18,000 \text{ N}$

굽힘 모멘트

기어의 최대 면압력은 수평에 20° 경사로 작용된다. 이 면압력은 [그림 3-14]와 같이 수직 및 수평력으로 분력된다. 따라서 수직력은 다음과 같이 계산한다.

B 기어의 수직력 $P = 6,000 \times \tan 20^\circ = 2,183.8 \text{ N}$

C 기어의 수직력 $Q = 18,000 \times \tan 20^\circ = 6,551.5 \text{ N}$

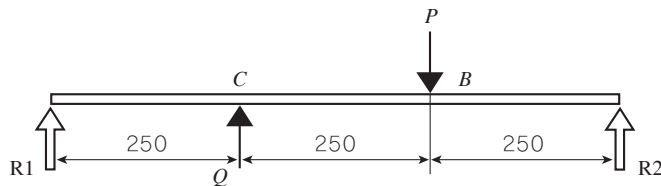


그림 3-15 축에 작용하는 수직력

[그림 3-15]에서 반력 R_1 , R_2 를 계산하면

R_2 에서 모멘트를 계산하면

$$R_1 \times 750 + Q(6,551.5) \times 500 = P(2,183.8) \times 250$$

$$\therefore R1 = -3,639.7 \text{ N}$$

R1점에서 모멘트를 계산하면

$$R2 \times 750 + Q(6,551.5) \times 250 = P(2,183.8) \times 500$$

$$\therefore R2 = -728 \text{ N}$$

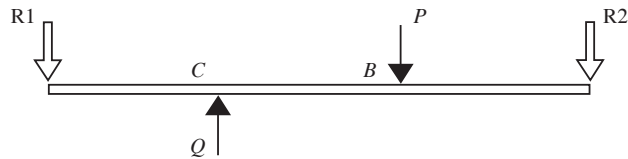


그림 3-16

[그림 3-16]과 같이 R1, R2 값이 음수(-) 값에 따른 방향이 바뀐다.

축에 작용하는 수직력에 대한 굽힘 모멘트

$$B\text{점 굽힘 모멘트 } M_{bv} = R2 \times 250 = 182,000 \text{ N-mm}$$

$$C\text{점 굽힘 모멘트 } M_{cv} = R1 \times 250 = 909,925 \text{ N-mm}$$

축에 작용하는 수평력에 따른 굽힘 모멘트 계산

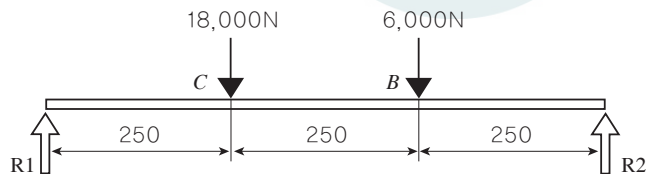


그림 3-17 축에 작용하는 수평력

[그림 3-17]에서 반력 R1, R2 를 계산하면

R2점에서 모멘트를 계산하면

$$R1 \times 750 = 18,000 \times 500 + 6,000 \times 250$$

$$\therefore R1 = 14,000 \text{ N}$$

R1점에서 모멘트를 계산하면

$$R2 \times 750 = 18,000 \times 250 + 6,000 \times 500$$

$$\therefore R2 = 10,000 \text{ N}$$

축에 작용하는 수평력에 대한 굽힘 모멘트

$$B\text{점 굽힘 모멘트 } M_{bh} = R_2 \times 250 = 2,500,000 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$C\text{점 굽힘 모멘트 } M_{ch} = R_1 \times 250 = 3,500,000 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

토크 및 굽힘 모멘트에 대한 선도

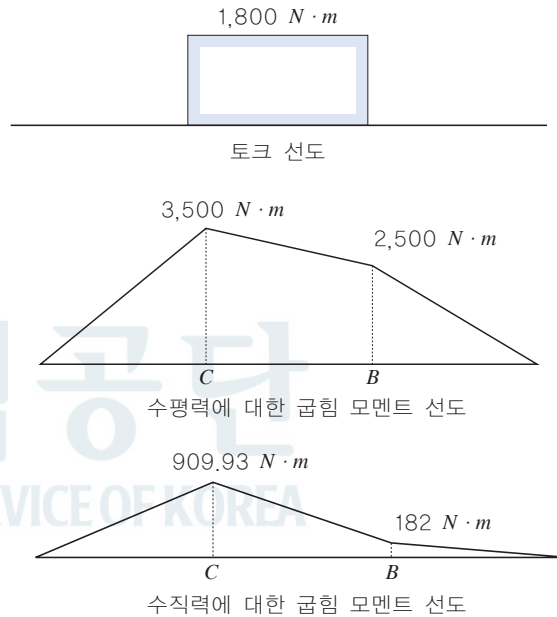


그림 3-18 토크 및 굽힘 모멘트에 대한 선도

[그림 3-18]에서 굽힘 모멘트의 최대값은 C점에서 발생하므로

$$M_{max} = \sqrt{(3,500)^2 + (909.93)^2} \approx 3,616.3 \text{ N}\cdot\text{m}$$

이때, C점에 발생하는 상당비틀림 모멘트 T_e

$$T_e = \sqrt{(M_{max})^2 + T^2} = \sqrt{(3,616.3)^2 + (1,800)^2} \approx 4,039.5 \text{ Nm}$$

$$T_e = \tau Z_p, \quad 4,039.5 = 40 \times 10^6 \frac{\pi d^3}{16}$$

여기서 $\tau = 40 \text{ MPa} = 40 \times 10^6 \text{ Pa} = 40 \times 10^6 \text{ N/m}^2$

$$d = \sqrt[3]{\frac{4039.5 \times 16}{40 \times 10^6 \times \pi}} \approx 0.08012 \text{ m}, \quad \therefore d = 80.12 \text{ mm}$$

예제 1 중하중과 고속회전에 적당한 축의 재료는?

〈답〉 Ni-Cr강

예제 2 굽힘 모멘트 M , 비틀림 모멘트 T 로 나타낼 때, 상당 굽힘 모멘트 M_e 는 어떻게 나타내는가?

〈답〉 $M_e = \frac{1}{2} (M + \sqrt{M^2 + T^2})$

예제 3 한 전동축에 걸리는 비틀림 모멘트를 2배로 증가 시키면 이 축에는 몇 배의 동력이 전달되는가? (단 회전수는 일정함)

〈답〉 식 (3-6)에서 T 가 2배 증가하면 n 이 일정 할 때 H 는 2배로 증가한다.

예제 4 길이 4[m], 지름 50[mm]의 연강축이 200[rpm]으로 전동할 때 축 끝에 1°의 비틀림이 생겼다. 얼마의 동력을 전달할 수 있는가? 단, $G = 8.0 \times 10^4 [N/mm^2]$ 이다 (풀이) 식 (3-19)에서

$$T = \frac{G d^4 \theta}{583.6 l} = \frac{8.0 \times 10^4 \times 50^4 \times 1}{583.6 \times 4000} = 214187.8 [N \cdot mm]$$

위의 값을 식 (3-6)에 대입하면

$$H = \frac{n T}{9.55 \times 10^6} = \frac{200 \times 214187.8}{9.55 \times 10^6} \approx 4.5 [kW]$$

예제 5 $3 \times 10^4 [N \cdot mm]$ 의 비틀림 모멘트와 $2 \times 10^4 [N \cdot mm]$ 의 굽힘 모멘트를 동시에 받는 축의 상당 굽힘 모멘트는 몇 ($N \cdot mm$)인가?

(풀이) 식 (3-13)에서 $M_e = \frac{1}{2} (M + \sqrt{M^2 + T^2})$

$$= \frac{1}{2} (2 \times 10^4 + \sqrt{(2 \times 10^4)^2 + (3 \times 10^4)^2}) \approx 28027 [N \cdot mm]$$

예제 6 지름 100[mm]인 축이 찬 축의 비틀림 강도가 T_1 이고, 바깥지름 100[mm], 안지름이 50[mm]인 축이 빈 축의 비틀림 강도가 T_2 일 때, $\frac{T_1}{T_2}$ 의 비는 얼마인가? 단, 축 재료의 재질은 동일하다.

(풀이) 식(3-4)에서

$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{1}{1-x^4} = \frac{1}{1-(\frac{1}{2})^4} \approx 1.07$$

예제 7 길이 6[m]의 축이 찬 등근 축에 4500[N·m]의 비틀림 모멘트가 작용할 때 비틀림각이 전 길이에 대하여 3°이내가 되게 하기 위해 축의 지름을 몇 (mm)로 하면 되겠는가? 단, $G = 8.0 \times 10^4 [N/mm^2]$ 이다.

(풀이) 식 (3-19)에서

$$d = \sqrt[4]{\frac{583.6Tl}{G\theta}} = \sqrt[4]{\frac{583.6 \times 4500 \times 10^3 \times 6000}{8.0 \times 10^4 \times 3}} \approx 90 [mm]$$

예제 8 $n[rpm]$ 으로 $H[kW]$ 를 전달하는 전동축에서 허용 전단응력이 $20.6 [N/mm^2]$ 일때, 축의 지름 $d[mm]$ 는?

(풀이) 식 (3-7)에서

$$d \approx 365 \sqrt[3]{\frac{H}{\tau_a n}} = 365 \sqrt[3]{\frac{H}{20.6 n}} \approx 133 \sqrt[3]{\frac{H}{n}}$$

제 2 절 축 이음

1. 축 이음의 분류

축의 길이는 구조상 또는 가공상의 제한으로 축을 하나로 제작하지 못하는 경우가 있다. 이럴 때에는 여러 개의 짧은 축을 제작한 후 이음하여 사용하게 된다. 이와 같이 토크를 전달하기 위하여 축을 연결하는데 사용하는 기계요소를 축 이음(shaft coupling)이라 한다. 축 이음에는 운전 중 두 축을 분리할 수 없는 커플링과 운전 중 떼어 놓을 수 있도록 한 클러치가 있다.

가. 커플링의 종류

(1) 고정 커플링(fixed coupling)

고정 커플링은 두 축이 동일선 상에 있도록 한 이음으로 축과 커플링은 볼트나 키를 사용하여 결합하며, 원통 커플링과 플랜지 커플링이 있다.

① 원통 커플링 : 머프 커플링, 마찰 원통 커플링, 셸러 커플링, 클램프 커플링

② 플랜지 커플링 : 단조 플랜지 커플링, 조립식 플랜지 커플링, 세레이션 커플링

(2) 플렉시블 커플링(flexible coupling)

플렉시블 커플링은 두 축이 동일선 상에 있는 것을 원칙으로 하며, 두 축 사이에 약간의 상호 이동을 허용할 수 있는 축 이음이다. 또, 온도 변화로 축이 신축되거나 탄성 변형에 의하여 두 축이 일직선상에 있지 않을 때도 원활한 전동을 할 수 있도록 한 축 이음으로 기어 형 축 이음, 체인 축 이음, 그리드형 축 이음, 고무 축 이음 등이 있다.

(3) 올덤 커플링(Oldham's coupling)

올덤 커플링은 두 축이 평행하고 축의 중심선이 약간 어긋났을 때 각 속도의 변동 없이 토크를 전달하는 데 사용하는 축 이음이다.

(4) 유니버설 커플링(universal coupling)

유니버설 조인트는 두 축의 중심선이 어느 각도로 교차되고, 그 사이의 각도가 운전 중 다소 변하여도 자유로이 운동을 전달할 수 있는 축 이음이다.

나. 클러치의 종류

(1) 맞물림 클러치(claw clutch)

맞물림 클러치는 클러치 중에서 가장 간단한 구조로 플랜지에 서로 물릴 수 있는 돌기 모양의 턱(claw)이 있어 서로 맞물려 동력을 단속하는 클러치이다.

(2) 마찰 클러치(friction clutch)

마찰 클러치는 두 개의 마찰 면을 밀어 붙여 마찰 면에 생기는 마찰력으로 동력을 전달하는 클러치로 원판 마찰 클러치와 원추 마찰 클러치가 있다.

(3) 기타 클러치

- ① 비역전 클러치 : 원동축으로부터 한쪽 방향의 회전 토크만을 종동축에 전달하고, 반대 방향의 회전토크는 전달하지 못하는 클러치로 일방향 클러치라고도 한다.
- ② 원심 클러치 : 원심력에 의하여 마찰면이 접촉하도록 한 것으로, 원동축이 시동되어 점차 회전 속도가 상승하면 클러치가 연결 된다.
- ③ 전자 클러치 : 전자력을 이용하여 마찰력을 발생시키는 클러치이다.
- ④ 유체 클러치 : 펌프 축을 원동기에 결합하고 터빈 축은 부하를 받는 쪽에 결합하여 동력을 전달하는 클러치이다.

2. 커플링(coupling)

가. 고정 커플링

(1) 원통 커플링(cylindrical coupling)

원통 커플링은 가장 간단한 구조로 원통 속에 두 축을 끼워 넣고 일직선이 될 수 있도록 키, 볼트 또는 클립(clip)으로 결합시켜 키의 전단력이나 마찰력으로 전동하는 이음이다.

- ① 머프 커플링(muff coupling) : [그림 3-19]와 같이 주철제 원통 속에 두 축을 맞대어 끼워 키로 고정된 축 이음을 머프 커플링이라 한다. 주로 축 지름과 하중이 작은 경우에 쓰이며, 인장력이 작용하는 축 이음에는 부적합하다. 작업상 안전을 위하여 안전 커버를 씌워 사용한다.

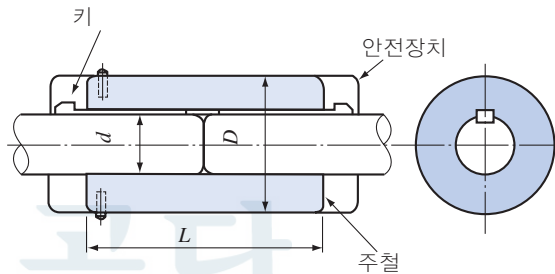


그림 3-19 머프 커플링

- ② 반겹치기 커플링(half lap coupling) : [그림 3-20]과 같이 반겹치기 커플링은 주철제 원통 속에 전달축보다 약간 크게 한 축 단면에 기울기를 주어 중첩시킨 후 공통의 키로써 고정된 커플링이며, 축방향으로 인장력이 작용하는 기계의 축 이음에 사용된다.

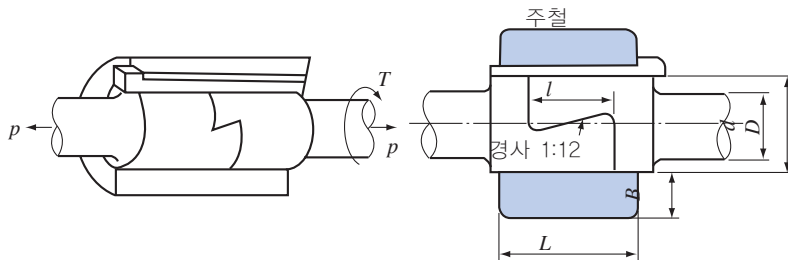


그림 3-20 반겹치기 커플링

- ③ 마찰 원통 커플링(friction clip coupling) : [그림 3-21]과 같이 2개로 분할된 원통의 바깥을 원추형으로 만들어 여기에 두 축을 끼우고, 그 바깥쪽에 2개의 링을

끼워 고정된 것을 마찰 원통 커플링이라 한다. 용도는 150[mm]이하의 축과 진동이 작용하지 않는 축에 사용한다. 이 축이음은 축과 원통 사이의 마찰력에 의해 토크를 전달한다.

[그림 3-22]에서 원통과 축사이의 접촉 압력을 p 라 하면 원통이 축을 죄는 힘 P 는 다음과 같이 유도할 수 있다.

$$P = \int_0^{\pi} \frac{d}{2} d\phi p \sin \phi \cdot \frac{L}{2} = \frac{pdL}{2} \quad (3-30)$$

여기서, P 는 커플링 원통을 조이는 힘(N)

p 는 원통과 축 사이에 생기는 접촉 압력(N/mm^2)

L 은 원통의 전체 길이(mm)

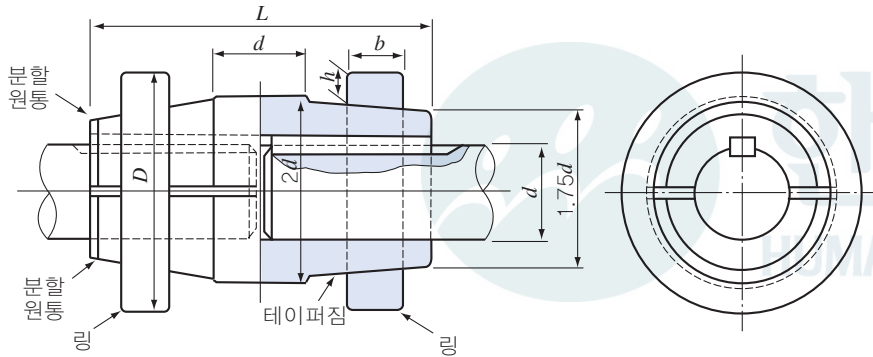


그림 3-21 마찰 원통 커플링

위 식에서 커플링의 전체 길이는 L 이나, 한쪽 축에 접촉하는 커플링의 길이는 $\frac{L}{2}$ 과 같으므로, 이 커플링이 전달할 수 있는 토크 T 는 다음과 같다.

$$T = \int_0^{2\pi} \mu p \frac{d}{2} d\phi \cdot \frac{L}{2} \cdot \frac{d}{2} = \frac{\mu \pi p d^2 L}{4} = \frac{\mu \pi P d}{2} \quad (3-31)$$

여기서, T 는 축의 비틀림 모멘트($N \cdot mm$)

μ 는 마찰 계수(0.2~0.25)

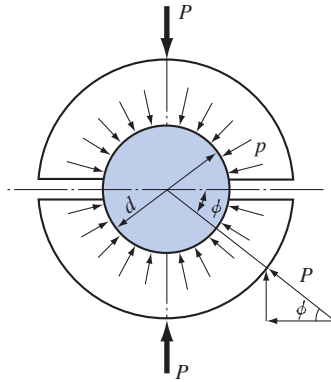


그림 3-22 마찰 원통 커플링에 작용하는 힘

- ④ 셀러 커플링(seller coupling) : 머프 커플링을 셀러(Seller)씨가 개량한 것으로, [그림 3-23]과 같이 주철제 원통은 내면이 원추면으로 되어 있다. 여기에 두 축을 끼우고, 바깥면이 원추면으로 되어있는 원추 통을 양쪽에서 끼워 넣은 다음, 3개의 볼트로 죄어 축을 고정시키는 커플링이다. 이것은 연결할 두 축의 지름이 다소 달라도 두 축이 자연스럽게 동일선 상에 있게 된다.

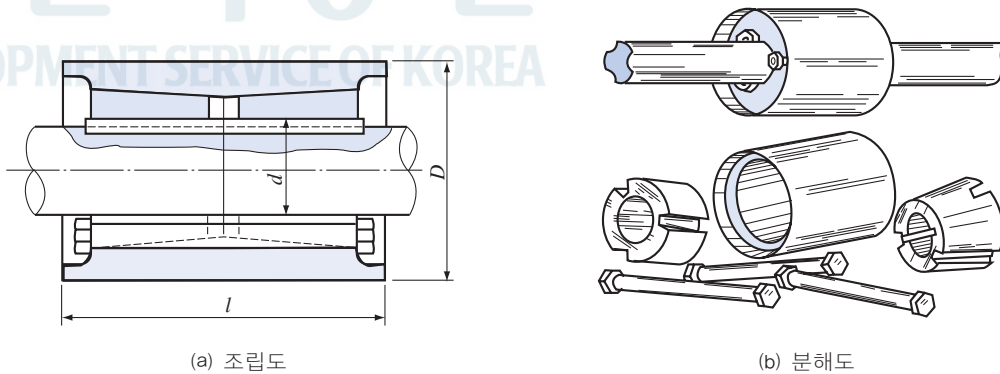


그림 3-23 셀러 커플링

- ⑤ 클램프 커플링(clamp coupling)

[그림 3-24]와 같이 두 축을 주철 또는 주강제 분할 원통에 넣고 볼트로 체결하는 이음으로 일명 분할 원통 커플링(split muff coupling)이라고도 한다. 볼트 수는 축 한 쪽에 대하여 소형 축에서는 2개, 대형 축에서는 3~4개로 한다. 이 이음은 조립이 용이하고, 축의 최대 지름은 약 200[mm]이다.

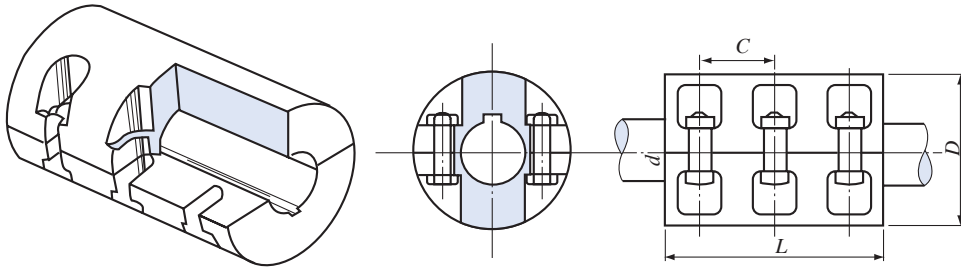


그림 3-24 클램프 커플링

(2) 플랜지 커플링(flange coupling)

[그림 3-25]와 같이 주철 또는 주강제의 플랜지를 축에 억지 끼워 맞춤을 하거나 키(key)로 결합시킨 후, 두 플랜지를 볼트로 체결한 것을 플랜지 커플링이라 한다. 이 커플링에서 플랜지의 중앙부는 요철을 만들어 두 축의 중심을 일치시킨다.

〈표 3-4〉는 플랜지 커플링의 각부 치수를 표시한 것이다.

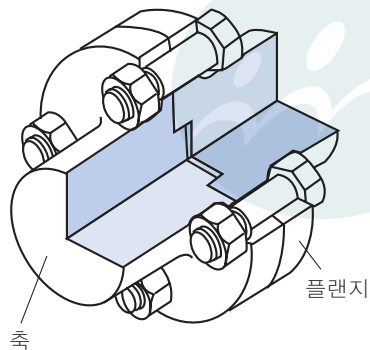
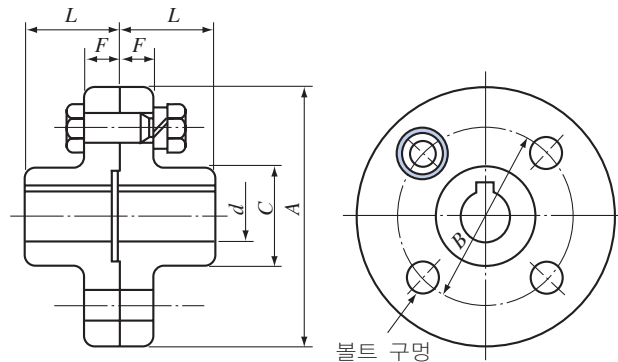


그림 3-25 플랜지 커플링

표 3-4 플랜지 커플링의 각부의 치수



(단위 : mm)

이음 바깥지름 A	d		L	C	B	F	볼트 수 z	볼트 지름 δ
	최대 축 구멍지름	최소 축 구멍지름						
112	28	16	40	50	75	16	4	10
125	32	18	45	56	85	18	4	14
140	38	20	50	71	100	18	6	14
160	45	25	56	80	115	18	8	14
180	50	28	63	90	132	18	8	14
200	56	32	71	100	145	22.4	8	16
224	63	35	80	112	170	22.4	8	16
250	71	40	90	125	180	28	8	20
280	80	50	100	140	200	28	8	20
315	90	63	112	160	236	28	10	20
355	100	71	125	180	260	5.5	8	25

이 커플링에서 강도를 계산할 때는 볼트와 키의 전단, 플랜지 마찰면의 회전마찰 저항, 보스와 플랜지 사이의 전단 등을 고려해야 한다. 축의 한쪽을 회전시키면 볼트에는 전단력이, 플랜지의 마찰면에는 마찰력이 생겨 이 저항력으로 다른 쪽 축에 토크가 전달 된다.

- ① 볼트의 전단 저항만으로 토크를 전달하는 경우
이 축이 전달할 수 있는 토크는 다음과 같다.

$$T = \frac{\pi d^3}{16} \tau_s$$

볼트의 지름 δ , 볼트 구멍의 피치원 반지름이 R 일 때 볼트가 전단 저항 τ_b 에 의해 전달할 수 있는 토크 T_1 은 다음과 같다.

$$T_1 = \frac{\pi}{4} \delta^2 \cdot \tau_b \cdot z \cdot R \quad \dots\dots\dots (3-32)$$

여기서, z : 볼트의 수

$T = T_1$ 이어야 하므로

$$\frac{\pi \delta^2 \tau_b z R}{4} = \frac{\pi d^3 \tau_s}{16}$$

$$\delta = 0.5 \sqrt{\frac{d^3 \tau_s}{z R \tau_b}} \quad \dots\dots\dots (3-33)$$

축과 볼트의 재료가 같다면 $\tau_s = \tau_b$ 이므로 볼트의 지름은 다음과 같다.

$$\delta = 0.5 \sqrt{\frac{d^3}{z R}} \quad \dots\dots\dots (3-34)$$

② 플랜지 마찰면 사이의 마찰력으로 토크를 전달하는 경우
볼트의 인장 응력을 σ_t 라 하면 볼트 1개가 죄는 힘 Q 는

$$Q = \frac{\pi}{4} \delta^2 \sigma_t \quad (3-35)$$

이므로 플랜지 접촉면이 마찰력에 의해 전달할 수 있는 토크 T_2 는 다음과 같다.

$$T_2 = \mu Q z R_f = \frac{\pi}{4} \delta^2 \sigma_t \mu z R_f \quad (3-36)$$

여기서, μ : 플랜지 접촉면의 마찰 계수

R_f : 플랜지 접촉면의 평균 반지름 ($R_f \approx R$)

따라서 $T = T_2$ 이면 다음과 같다.

$$\frac{\pi d^3}{16} \tau_s = \frac{\pi}{4} \delta^2 \sigma_t \mu z R_f \quad (3-37)$$

플랜지 커플링은 정밀도에 따라 상급과 보통급으로 나누며, 보통급에서는 T_1 과 T_2 를 고려하지만 상급에서는 볼트의 전단 저항에 의하여 토크를 전달하므로 $T = T_1$ 으로 계산한다.

③ 플랜지 뿌리부의 두께

[그림 3-26]과 같이 플랜지 뿌리 부분의 지름이 D_f , 플랜지의 두께 t 일 때 전단 저항으로 전달할 수 있는 토크 T' 는 다음과 같다.

$$T' = \pi D_f t \tau_f \frac{D_f}{2} \quad (3-38)$$

$$\frac{\pi d^3}{16} \tau_s = \pi D_f t \tau_f \frac{D_f}{2} \quad (3-39)$$

여기서, τ_f : 플랜지의 허용 전단 응력

이 식에 의해 플랜지 뿌리부의 두께를 결정할 수 있다.

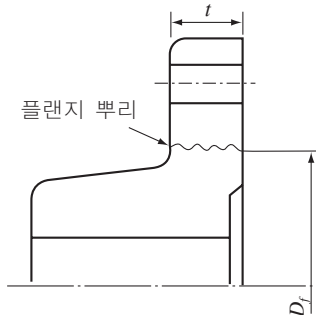


그림 3-26 플랜지 뿌리의 전단

나. 플렉시블 커플링(flexible coupling)

(1) 기어형 축이음(gear type shaft coupling)

[그림 3-27]과 같이 연결하고자 하는 두 축의 끝에 한 쌍의 외접기어를 각각 키 박음 하여 결합한다. 외치와 내치 사이의 틈새가 축의 편심을 어느 정도 흡수할 수 있으며, 고속 및 큰 토크에도 견딜 수 있다. 용도는 원심펌프, 컨베이어, 교반기, 발전기, 송풍기, 믹서, 유압 펌프, 압축기, 크레인, 기중기, 쇄석기계 등에 쓰인다.

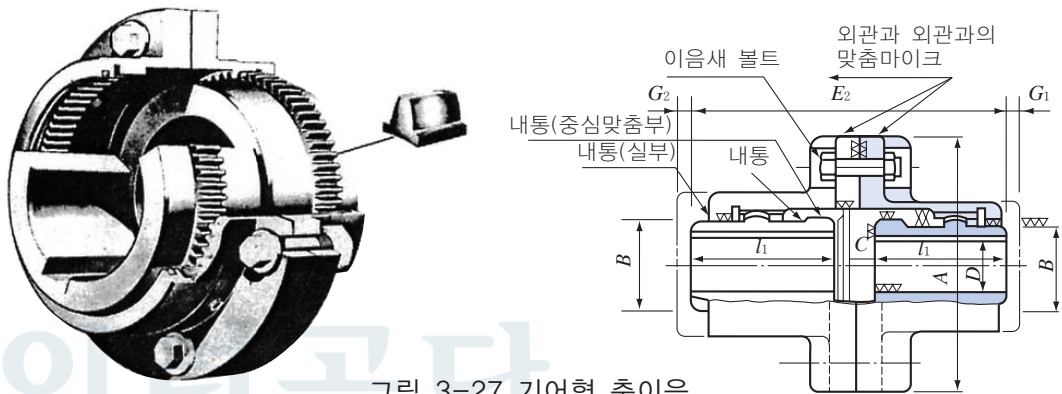


그림 3-27 기어형 축이음

(2) 체인 축 이음(chain coupling)

[그림 3-28]과 같이 결합할 두 축의 끝에 스프로킷 휠을 키 박음하여 장착하고, 2줄 체인을 사용하여 두 축에 끼워져 있는 스프로킷 휠을 이은 것이다. 회전속도가 중간속도이고 일정한 하중이 작용하는 기계에 장착된다. 주로 교반기, 컨베이어, 펌프, 기중기 등에 사용한다.

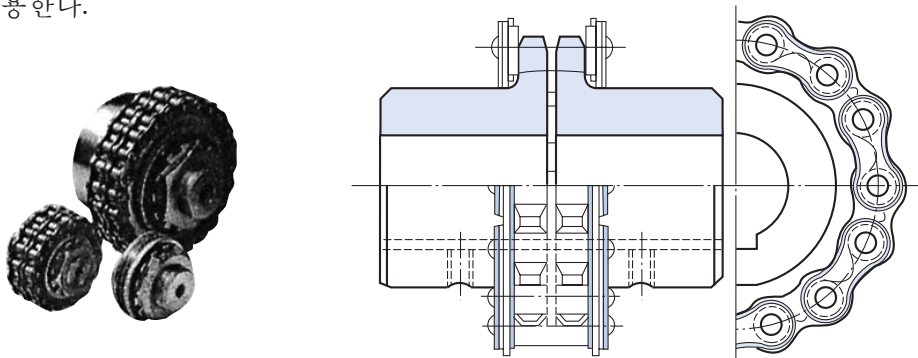
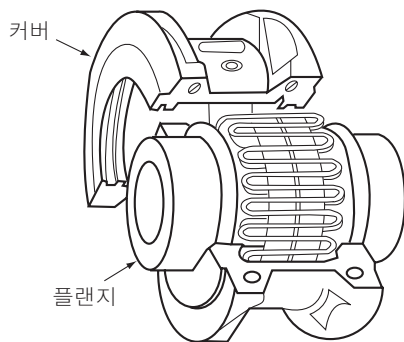


그림 3-28 체인 축 이음

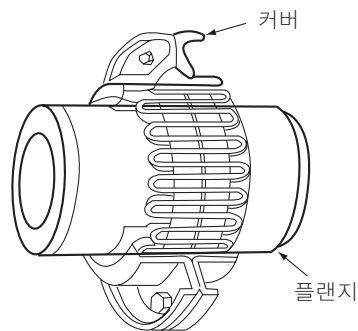
(3) 그리드형 플렉시블 축이음(grid type flexible shaft coupling)

[그림 3-29]와 같이 결합하고자 하는 두 축의 끝 부분에 축 방향으로 홈(groove)

이 파져 있는 한 쌍의 원통(허브)을 키 박음하여 각각 고정시킨다. 양 축의 축 방향 홈이 일직선이 되도록 조정한 후 S자 모양의 금속격자(그리드)를 홈 속으로 집어넣어 연결시킨다. 케이스의 결합형태에 따라 수평 분할 형과 수직 분할 형으로 분류한다.



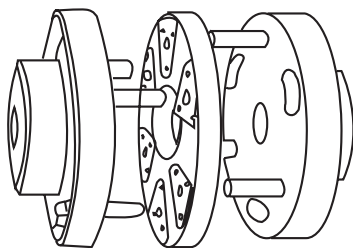
(a) 수평분할형



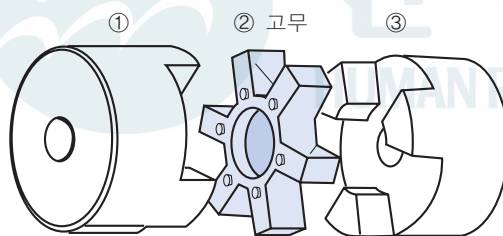
(b) 수직분할형

그림 3-29 그리드형 플렉시블 축이음

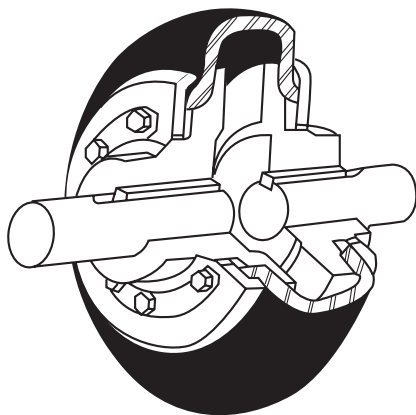
(4) 고무 축이음(rubber shaft coupling)



(a) 고무원판 휨 커플링



(b) 고무 스프로킷 휨 커플링



(c) 비틀림 전단형 고무 축이음(타이어형)

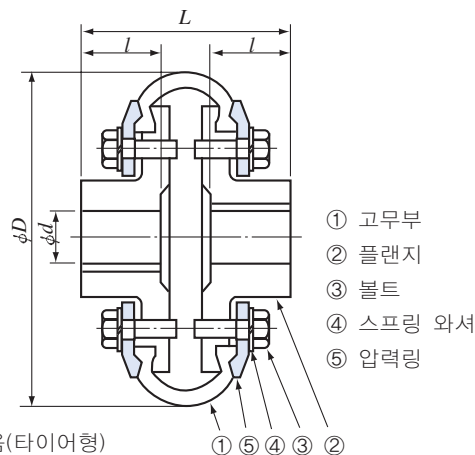


그림 3-30 고무 축이음

[그림 3-30]과 같이 고무 축이음은 구조가 비교적 간단하고 어느 한도 이내에서 축심의 어긋남을 허용할 수 있으며, 감쇠작용이 뛰어나 진동 및 충격을 잘 흡수한다. 고무는 인장과 압축이 반복되는 피로강도에 약하고 압축하중에 강하다. 이러한 성질을 이용하여 고무부에 예비 압축력을 가한 후 장착하면 작동 중에 계속 압축하중을 받게 되어 압축하중의 크기변동만을 받도록 한 것도 있다. 고무부위가 받는 힘의 형태에 따라 압축형과 전단형으로 구분한다.

압축형 고무 축이음에는 고무의 사용형태에 따라 판형, 다각형형, 고무부시 등 이 있다. 비틀림 전단형 고무 축 이음에는 구부러진 고무의 형태에 따라 타이어형, 디스크형, 샌드위치형, 도넛형으로 분류된다. 타이어형 고무 축이음에서는 결합하고자 하는 두 축의 끝에 축 방향으로 볼트구멍이 있는 한 쌍의 원통(허브)을 양 축에 키 박음하여 각각 고정시키고, 타이어 형태로 구부러진 고무를 볼트로 양쪽 허브에 연결시킨다.

다. 올덤 커플링(Oldham's coupling)

[그림 3-31]과 같이 2개의 축이 평행하고 축선의 위치가 어긋나 있으나 각속도의 변화 없이 회전력을 전달시키려고 할 때 사용하는 커플링이다. 구조는 한 개의 원판 앞뒤에 서로 직각방향으로 키 모양의 돌기를 만들어, 이것을 그 돌기에 맞는 지름 방향의 홈이 파져 있는 양편의 플랜지 사이에 끼워 놓아, 한쪽의 축을 회전시키면 중앙의 원판이 홈에 따라서 미끄러지며 다른 쪽의 축에 회전을 전달시킨다.

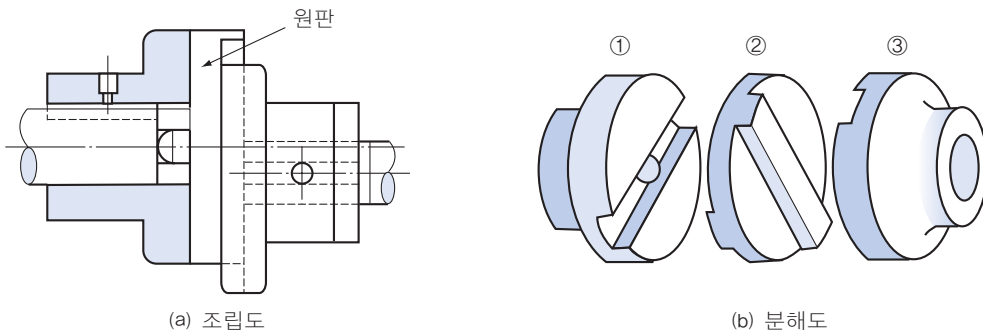


그림 3-31 올덤 커플링

라. 유니버설 커플링(universal coupling)

이것은 유니버설 조인트 또는 혹 조인트라고도 하며, 두 축이 같은 평면 내에 있으면서 그 중심선이 어느 각도로서 교차하고 있을 때 사용하는 축 이음으로, [그림 3-

32]와 같이 원동축의 A축과 종동축의 B축 양끝은 두 갈래로 나누어져 있고, 여기에 십자형의 저널(journal)을 조인트로써 회전할 수 있도록 연결한 것이다.

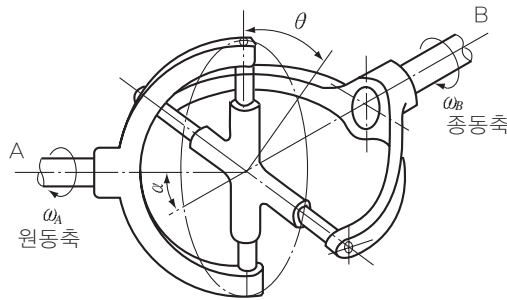


그림 3-32 유니버설 커플링

용도는 자동차, 공작기계, 압연롤러, 전달기구 등에 많이 사용한다.

요크와 십자형 핀 사이에는 니들 베어링 또는 부시를 넣어서 그리스로 윤활 하는 것이 보통이며, 축의 교각은 $\alpha=45^\circ$ 까지 취할 수 있으나 보통은 $\alpha \leq 30^\circ$ 로 하며, 일반적으로 회전수가 고속일 때는 교각을 작게, 회전수가 저속일 때는 크게 취할 수 있다.

3. 클러치(clutch)

운전 중 필요에 따라 축 이음을 차단시킬 수 있는 장치를 클러치라고 한다. 클러치는 동력전달 방법을 기준으로 맞물림 클러치(claw clutch), 마찰 클러치(friction clutch), 유체 클러치(fluid clutch), 마그네틱 클러치(magnetic clutch) 등으로 분류한다. 마찰 클러치는 다시 원판 클러치와 원추 클러치로 세분된다.

가. 맞물림 클러치(claw clutch)

맞물림 클러치는 [그림 3-33]과 같이 원동축과 종동축의 끝에 서로 물림이 가능한 형상의 턱을 만들어 서로 맞물려 동력을 전달하는 장치이다. 턱의 형태에는 사각형, 사다리꼴형, 톱니형, 삼각형, 나선형 등이 있다. 원동축 쪽 클러치는 고정시킬 수 있는 키를 사용하며, 종동축 쪽의 클러치는 축 방향으로 이동이 가능하도록 미끄럼 키를 사용한다. 턱의 강도 설계는 턱 뿌리의 전단 저항력과 턱 측면에 작용하는 압축 저항력 및 턱의 굽힘 등에 의하여 계산하면 된다.

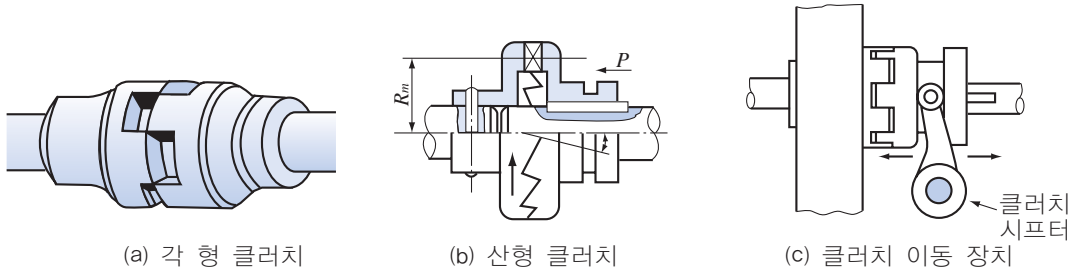


그림 3-33 맞물림 클러치

〈표 3-5〉는 맞물림 클러치의 종류와 특징을 나타낸 표이다.

표 3-5 맞물림 클러치의 종류와 특징

모 양					
하 중	비교적 경하중	비교적 중하중	중하중	중하중	초중하중
분 리	운전 중 분리 가능 (비교적 낮은 속도)		맞물림은 정지 중, 분리는 운전 중에도 가능함.	분리가 쉬움	
회 전 방 향	회전방향 변 화	회전 방향 일정	회전방향을 변화하는 곳에 사용함.		회전방향 일 정

주: 왼쪽을 원동축, 오른쪽을 종동축으로 함

(1) 굽힘 강도의 검토

지금 사각형에 대하여 턱의 높이를 h , 폭을 b , 두께를 t 라 하고, [그림 3-35]에서 보는 바와 같이 틱새 C 로서 물려 있을때 P_t 가 턱의 선단에 작용하는 것으로 하면 턱의 뿌리에 작용하는 응력 σ_t 는 다음과 같다.

$$\sigma_t = \frac{P_t h}{t b^2} = \frac{6 P_t h}{t b^2} \quad (3.40)$$

지금 z 개의 턱에 P_t 가 균일하게 작용한다고 하면 전달 토크 $T[N \cdot mm]$ 는

$$T = z \cdot P_t \cdot R = z \cdot P_t \frac{D_1 + D_2}{4} \quad (3.41)$$

여기서, D_1 : 클러치 원통의 안지름

D_2 : 클러치 원통의 바깥지름

$$R: \text{평균반지름} (= \frac{D_1 + D_2}{4})$$

식 (3-41)에서 $P_t = \frac{T}{z \cdot R}$, 이므로 식 (3-40)에 대입하면

$$\sigma_t = \frac{6 T \cdot h}{z \cdot R \cdot t \cdot b^2} = \frac{24 T \cdot h}{z(D_1 + D_2)t \cdot b^2} \quad (3-42)$$

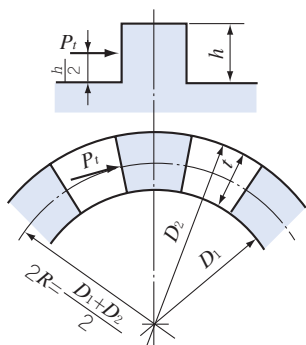


그림 3-34 맞물림 클러치의 토크

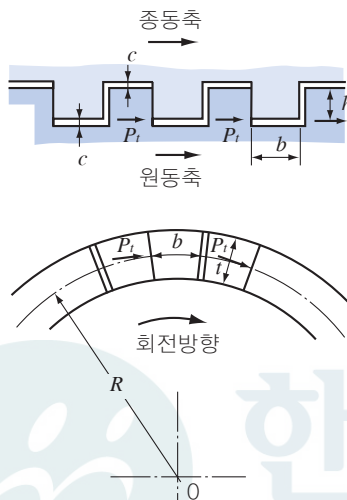


그림 3-35 맞물림 클러치의 강도

(2) 회전 토크의 계산

[그림 3-34]와 같이 물림 클러치의 원동축이 회전하면 턱이 서로 물려 돌기 때문에 턱 뿌리면은 전단 응력을 받게 된다. 이 때 한 개의 뿌리면 단면적을 A , 턱의 수를 z , 허용 전단 응력을 τ_a 라 하면 회전 토크 T 는 다음과 같다.

$$T = z A \tau_a \frac{D_1 + D_2}{4} \quad (3-43)$$

턱 뿌리면의 전체면적은 $zA = \frac{\pi}{8} (D_2^2 - D_1^2)$ 이므로

$$T = \frac{\pi (D_2^2 - D_1^2) (D_1 + D_2) \tau_a}{32} \quad (3-44)$$

(3) 접촉 면압력

[그림 3-35]와 같이 원동축의 회전에 의해 원동축 턱이 종동축 턱에 압력을 가하여 종동축을 회전시킬 때 턱의 접촉면의 허용압력 p_a 로 전달 할 수 있는 토크 T 는 다음과 같으며, 보통 강철이면 허용압력을 $30[N/m^2]$ 정도 취하며, 틈새 c 는 생략해도 큰 지장은 없다.

$$A_c = (h-c)t \cdot z = (h-c) \frac{(D_2-D_1)z}{2}$$

$$T = A_c \cdot p_a \frac{D_2+D_1}{4} = \frac{D_2^2-D_1^2}{8} (h-c)z \cdot p_a \quad \dots\dots\dots (3-45)$$

여기서, A_c : 물려 있을때의 실제 접촉 면적

턱의 수는 펀칭머신(punching machine), 전단기(shearing machine) 등에 대하여는 $z=2\sim4$, 공작기계와 같이 가끔 떼고 붙여야 되는 경우는 $z=24$ 까지 잡는다.

나. 마찰 클러치(friction clutch)

마찰 클러치는 원동축과 종동축에 붙어 있는 마찰면을 서로 밀어붙여 여기서 발생하는 마찰력에 의하여 동력을 전달한다. 이 클러치는 축 방향의 힘을 가감하여 마찰면에 미끄럼을 일으켜 종동축의 회전 속도를 변화시키기도 한다. 또, 과대한 부하가 작용하면 마찰면에 미끄럼이 생겨 종동축에 일정 이상의 토크가 전달되지 않으므로 안전 장치의 역할을 하는 장점도 있다. 그러나 마찰면의 마멸과 과열을 피할 수는 없다.

(1) 원판 클러치(disc clutch)

[그림 3-36]과 같이 원동축과 종동축 사이에 마찰판을 한 장 또는 여러 장을 설치하여 접촉시켜 그 사이의 마찰력에 의하여 전동하는 장치이다. 원판 클러치는 마찰판의 수에 따라 단판식과 다판식이 있고, 또 드럼 속에 기름을 채워 접촉판이 기름 속에서 작용하는 습식과 기름을 쓰지 않는 건식이 있으며, 작동 방법에 의하여 기계식과 유압식으로 나눌 수 있다. 용도는 단판식은 주로 자동차에 사용되고, 다판식은 공작기계에서 클러치 장치를 소형으로 하기 위하여 많이 사용한다.

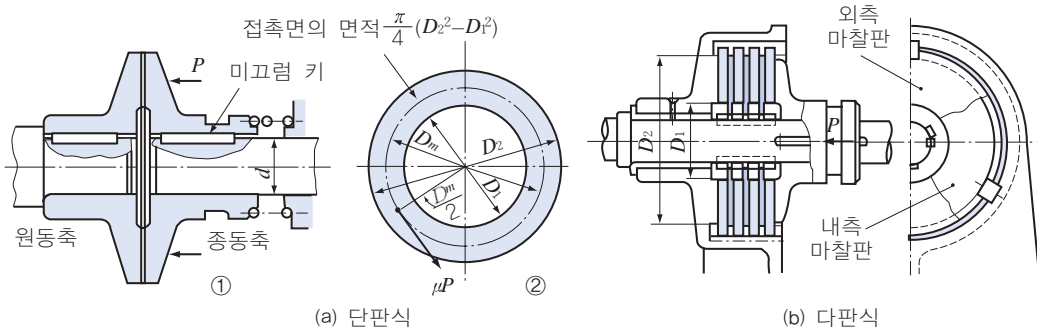


그림 3-36 원판 클러치

[그림 3-36의 (a)]에서 원판의 바깥 둘레 부분만 접촉시키고, 중앙부를 떼어 놓은

것은 마찰력을 효과적으로 작용시키기 위한 것이며, [그림 3-37]에서 축 방향으로 밀어 붙이는 힘 P 는 다음과 같이 구할 수 있다.

① 접촉면에 작용하는 평균 압력 (p_m)

$$p_m = \frac{P}{\pi b D_m z} = \frac{2T}{\pi \mu b D_m^2 z} \quad (3-46)$$

여기서, b : 접촉면의 너비 $b = \frac{D_2 - D_1}{2} [mm]$

D_m : 접촉면의 평균 지름 $\frac{D_2 + D_1}{2} [mm]$

$D_1 D_2$: 접촉면의 안지름과 바깥지름 $[mm]$

z : 다판 클러치의 접촉면 수

$$\begin{aligned} P &= \pi b D_m p_m z = \frac{2T}{\mu D_m z} = \frac{4T}{\mu (D_1 + D_2) z} \\ &= \frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_1^2) p_m z \quad (3-47) \end{aligned}$$

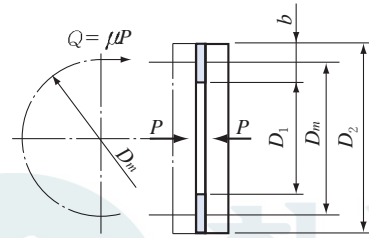


그림 3-37 원판 클러치의 작용 힘

접촉면에 가하는 압력이 크면, 미끄럼 없이 큰 힘을 전달 할 수 있으나 접촉면의 단위 면적당의 압력이 크게 되면 마모가 빠르게 되어 수명이 짧아지므로 접촉면 압력을 적당한 값으로 유지하는 것이 필요하다.

② 전달토크(T)

$$\begin{aligned} T &= \frac{Q D_m z}{2} = \frac{\mu P z D_m}{2} = \mu P z \frac{(D_1 + D_2)}{4} \\ &= \mu \pi b D_m p_m z \frac{(D_2 + D_1)}{4} = \mu \frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_1^2) p_m z \frac{(D_2 + D_1)}{4} \\ &= \mu \pi (D_2^2 - D_1^2) p_m z \frac{(D_2 + D_1)}{16} \quad (3-48) \end{aligned}$$

③ 전달 동력(H)

$$T = \frac{\mu P z D_m}{2} = 9550 \times 10^3 \frac{H}{n} \text{에서 } H[kW] \text{는 다음과 같다.}$$

$$H = \frac{\mu P z D_m n}{2 \times 9550 \times 1000} [kW] \quad (3-49)$$

(2) 원추 클러치(cone clutch)

접촉면이 원추형태로 된 클러치이다. 원판 클러치에 비하여 같은 축 방향 추력에 대하여 더 큰 마찰력을 발생시킬 수 있다. [그림 3-38]과 같이 원동축의 클러치 A에 종동축의 클러치 B를 축 방향 힘 P 로 밀어붙여서 접촉시키면 접촉된 원추면에 직각인 힘(F_1)이 생기고 마찰력에 의하여 종동축 B가 회전하게 된다.

① 축 방향의 힘(P) 및 원추면에 직각인 힘(F_1)

축 방향 힘 P 와 F_1 사이의 관계는 축방향 힘의 평형 조건에 따라

$$P = F_1 \sin \alpha + \mu F_1 \cos \alpha = F_1 (\sin \alpha + \mu \cos \alpha)$$

$$\therefore F_1 = \frac{P}{\sin \alpha + \mu \cos \alpha} \quad (3-50)$$

위 식에서 마찰 계수는 마찰 재료의 종류, 마찰면의 다듬질 상태, 건조 또는 기름의 유무, 평균 미끄럼 속도 등에 따라서 다르게 된다.

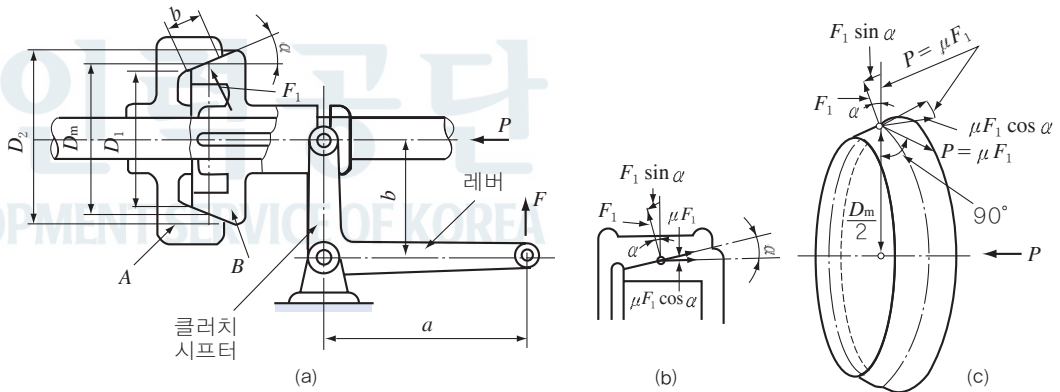


그림 3-38 원추 클러치의 마찰력

원추 각 α 가 작을수록 P 는 작아도 좋으나 α 가 너무 작아 마찰각 또는 그 이하로 되면 사용할 때에 충격을 수반하고, 안쪽 원추를 빼낼 때 힘이 든다. 따라서 α 는 일반적으로 $10^\circ \sim 12^\circ$ 정도로 한다. 접촉면의 직각하중 (F_1)은 전달 토크와 마찰면의 평균 지름 $D_m [(6 \sim 8)d]$ 을 고려할 때는

$$F_1 = \frac{2T}{\mu D_m} = \frac{T}{\mu R_m} \quad (3-51)$$

로 되고, 또 접촉면의 너비(b)와 접촉면 사이의 허용 압력(p_m)을 고려할 때에는

$$F_1 = \pi D_m b p_m \quad (3-52)$$

여기서, p_m : 원추 접촉면 사이의 허용 압력(N/mm^2)

b : 원추 접촉면의 너비(mm)

D_m : 마찰면의 평균지름 [$D_m = \frac{(D_1 + D_2)}{2} = D_1 + b \sin \alpha$] (mm)

또한, 종동축을 밀어붙이는 축방향의 힘(P)은 식(3-50)과 식(3-51)의 관계에서

$$\begin{aligned} P &= \frac{2T}{\mu D_m} (\sin \alpha + \mu \cos \alpha) = \pi D_m b p_m (\sin \alpha + \mu \cos \alpha) \\ &= \frac{2T}{\mu D_m} (\sin \alpha + \mu \cos \alpha) [\text{잡아당길 때의 힘}] \dots\dots\dots (3-53) \end{aligned}$$

위 식에서 일정한 토크 T 를 전달할 때 원추 각(2α)을 작게 할수록 축 방향으로 밀어 붙이는 힘 P 는 작아짐을 알 수 있다.

② 원추면이 전달할 수 있는 회전 토크(T)

접촉면의 원주방향 마찰력 $P = \mu F_1$ 에 의하여 전해지므로

$$\begin{aligned} T &= P \cdot \frac{D_m}{2} = \mu F_1 \frac{D_m}{2} = \mu F_1 \frac{(D_1 + D_2)}{4} \\ &= \frac{\pi \mu D_m^2 b p_m}{2} = \frac{\mu D_m P}{2(\sin \alpha + \mu \cos \alpha)} \dots\dots\dots (3-54) \end{aligned}$$

③ 접촉면의 평균 압력(p_m)

식 (3-52)와 식 (3-54)에서

$$p_m = \frac{F_1}{\pi D_m b} = \frac{2T}{\pi \mu D_m^2 b} = \frac{P}{\pi D_m b (\sin \alpha + \mu \cos \alpha)} \dots\dots\dots (3-55)$$

다. 기타 클러치

(1) 비 역전 클러치(over running clutch)

원동축에서 한 방향의 토크만 종동축에 전하고, 반대 방향의 토크는 전하지 않는 클러치를 비 역전 클러치 또는 일방향 클러치(one way clutch)라고 한다. 이 클러치는 [그림 3-39]와 같이 적당한 썰기 모양으로 만들어진 공간 속에 볼(ball)이나 롤러(roller)와 같은 전동체가 삽입되어 있다. 원동축의 회전에 의하여 전동체가 썰기 모양의 공간 속으로 끌려 들어가면 클러치 효과가 생기고, 그 반대인 경우에는 클러치 효과가 없어진다.

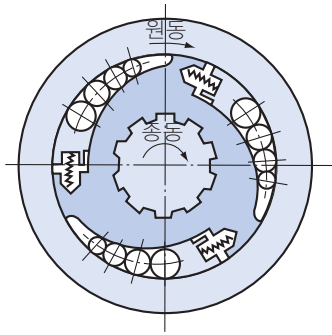


그림 3-39 비 역전(일방향) 클러치

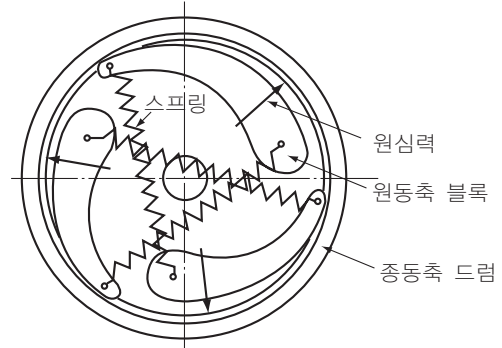


그림 3-40 원심 클러치

(2) 원심 클러치(centrifugal clutch)

[그림 3-40]과 같이 원동축 블록(block)이 드럼 속에 코일 스프링으로 연결되어 있다. 이 클러치는 원동축이 어느 회전속도 이상으로 회전하면, 원심력이 스프링의 장력을 초과하여 블록이 종동축 드럼 내면에 접촉되어 마찰력으로 토크를 전달하게 된다.

(3) 전자 클러치(electro magnetic clutch)

[그림 3-41]과 같이 전자력을 이용하여 마찰력을 발생시키는 클러치로서 원격제어가 가능하다. 기능은 수차 제어, 서보(servo)제어 등에 이용되어 원동기와 부하 사이의 회전 토크 전달과 기계적인 스위치로서 기계에 의하여 임의로 조절된다. 종류는 건식, 습식, 단판, 다판, 단식, 복식 등으로 구별하고, 코일의 결합방식과 작동방식 마찰조정에 따라서도 구분한다. 용도는 공작 기계, 산업기계의 자동화, 고속화에 따른 자동제어장치 등에 많이 사용하고 있다.

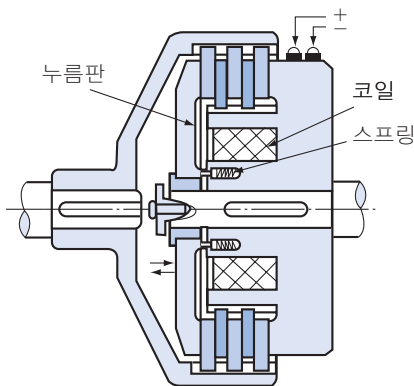


그림 3-41 전자 클러치

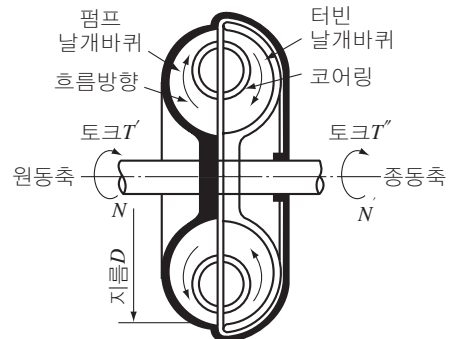


그림 3-42 유체 클러치

(4) 유체 클러치(fluid clutch)

[그림 3-42]와 같이 직선 방사상의 날개를 갖는 2개의 임펠러(펌프 및 터빈)를 마주보도록 대치시켜서 여기에 적당량의 기름을 채운 것으로 원동기를 펌프 축에, 터빈 축을 부하에 결합하여 동력을 전달한다. 용도는 자동차, 건설기계, 산업기계, 선박, 철도 차량 등의 동력전달에 많이 사용하고 있다.

유체 클러치는 다음과 같은 특징이 있다.

- ① 원동기의 시동이 쉽다.
- ② 과부하의 상태가 발생하더라도 원동기를 보호한다.
- ③ 축의 비틀림 진동과 충격을 완화한다.
- ④ 역회전도 쉽게 할 수 있다.
- ⑤ 변속의 자동화가 용이하다.

예제 1 두 축의 중심선을 완전히 일치시키기 어려운 경우나 진동과 전달 토크의 변동이 심할 때 사용하는 커플링은?

〈답〉플렉시블 커플링

예제 2 대형 고속정밀 회전축에 알맞으며 일반기계의 커플링으로 사용하는 축이음은?

〈답〉플렌지 커플링

예제 3 축이음 중 연강제 링으로 양 끝에 축을 때려 박아 임의의 곳에 고정할 수 있으므로 긴 전동축 연결에 편리한 이음은?

〈답〉마찰원통 커플링

예제 4 2개의 주철제 원뿔통을 3개의 볼트로 죄며 일명 테이퍼 슬리브 커플링이라 하는 커플링은?

〈답〉셀러 커플링

예제 5 유니버설 조인트의 허용 축 각도는 몇 도 이내 인가?

〈답〉 30°

예제 6 원판 클러치에서 클러치를 밀어 붙이는 힘을 P , 평균지름을 D_m 이라 할 때

비틀림 모멘트 T 는 어떻게 표시 되는가?

〈답〉 식 (3-48)에서 $T = \frac{\mu P D_m}{2}$

예제 7 원추 클러치에서 마찰 면에 작용하는 수직력을 F_1 , 원추정각의 반을 α , 마찰계수를 μ 라 할 때 축 방향에 가하는 힘 F_1 은?

〈답〉 식 (3-50)에서 $\therefore F_1 = \frac{P}{\sin \alpha + \mu \cos \alpha}$
 $P = F_1 (\sin \alpha + \mu \cos \alpha)$

예제 8 원통 커플링에서 원통이 축을 누르는 힘을 $100[N]$, 축 지름 $40[mm]$, 마찰계수 0.2 일 때 이 커플링이 전달할 수 있는 토크는 몇 ($N \cdot mm$)인가?

(풀이) 식 (3-31)에서 $T = \frac{\mu \pi P D}{2} = \frac{0.2 \times 3.14 \times 100 \times 40}{2} \approx 1,256 [N \cdot mm]$

예제 9 원추 클러치에서 축 방향 하중 $750[N]$ 을 작용시킬 때 접촉면에 생기는 수직력은 몇 (N)인가? 단, 원추 각은 30° , $\mu = 0.707$ 이다.

(풀이) 식 (3-50)에서

$$\therefore F_1 = \frac{P}{\sin \alpha + \mu \cos \alpha} = \frac{750}{\sin 30^\circ + 0.707 \times \cos 30^\circ} \approx 674.3 [N]$$

예제 10 마찰판의 수가 4인 다판 클러치에서 접촉면의 안지름이 $50[mm]$, 바깥지름 $90[mm]$, 스러스트 하중을 $600[N]$ 작용시킬 때 전달할 수 있는 토크는 몇 ($N \cdot mm$)인가? 단 마찰계수는 0.3 이다.

(풀이) 식 (3-48)에서

$$T = \mu z P \frac{(D_1 + D_2)}{4} = \frac{0.3 \times 4 \times 600 \times (90 + 50)}{4} = 25,200 [N \cdot mm]$$

예제 11 $350[rpm]$, $25[kW]$ 를 전달시키는 원추 클러치의 접촉 폭 b 는 몇 (mm)로 설계하여야 하나? 단, 중동차의 평균지름 $D = 360[mm]$, 마찰계수 0.2 , 접촉면의 허용 평균압력 $p_m = 0.3[N/mm^2]$, 축 재료의 허용 전단 응력을 $20[N/mm^2]$ 이라 한다.

(풀이) 식 (3-54)에서 $T = \frac{\pi \mu D_m^2 b p_m}{2} = 9550 \times 10^3 \frac{H}{n}$

$$\therefore b = \frac{2 \times 9550 \times 10^3 \times H}{\pi \mu D_m^2 p_m n} = \frac{2 \times 9550 \times 10^3 \times 25}{3.14 \times 0.2 \times 360^2 \times 0.3 \times 350} \approx 55.9 [mm]$$

제 3 절 베어링

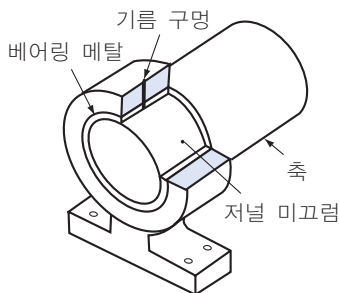
1. 베어링의 개요

베어링은 축을 받쳐 줄 뿐만 아니라 축의 회전을 원활하게 하는 기계요소로서 베어링의 종류에는 미끄럼 베어링과 구름 베어링이 있다. 축과 베어링 사이에는 마찰이 있기 때문에 동력 손실이 생기고, 심하면 마찰열로 베어링이 손상될 수도 있다. 따라서 윤활유를 축과 베어링 사이에 급유함으로써 마찰 감소 및 마찰 열 발생을 줄여줄 수 있고 베어링의 온도를 일정하게 유지시켜줄 수 있어 소음과 진동이 없는 원활한 구동을 하게 된다. 베어링을 설계할 때에는 작용 하중에 의한 변형을 작게 하기위하여 충분한 강도와 강성을 갖도록 해야 하며, 마찰과 윤활, 베어링의 압력을 고려하여야 한다.

가. 베어링의 종류

(1) 축과 베어링의 접촉에 따른 베어링 분류

- ① 미끄럼 베어링(sliding bearing) : 저널과 베어링이 서로 미끄럼에 의해서 접촉한다. (그림 3-43의 (a)참조)
- ② 구름 베어링(rolling bearing) : 볼(ball), 롤러(roller)에 의해서 구름 접촉하는 것이다. (그림 3-43의 (b)참조)



(a) 미끄럼 베어링



(b) 구름 베어링

그림 3-43 축과 베어링의 접촉에 따른 베어링 분류

(2) 작용하중의 방향에 따른 베어링 분류

- ① 레이디얼 베어링(radial bearing) : 레이디얼 하중, 즉 축선에 직각으로 작용하는 하중을 받쳐준다. 미끄럼 베어링에선 저널 베어링(journal bearing)이라고도 한다. (그림 3-44의 (a)참조)

2. 미끄럼 베어링(sliding bearing)

가. 미끄럼 베어링의 구조

미끄럼 베어링의 일반적인 구조는 베어링 메탈(bearing metal), 윤활부, 베어링 하우징(bearing housing)으로 되어 있다. 베어링 메탈은 접촉면의 마찰을 감소시키고 저널의 마멸을 방지한다. 윤활부는 윤활제를 베어링의 접촉면에 공급하여 마멸을 감소시키고, 마찰열을 흡수하여 방산시키는 기구와 기능을 갖고 있다. 베어링 하우징은 베어링 메탈을 지지하면서 작용하는 힘을 프레임(frame)에 전달한다.

나. 미끄럼 베어링의 종류

(1) 레이디얼 미끄럼 베어링

- ① 단일체 베어링(solid bearing) : [그림 3-45]와 같이 구조가 간단하여 경하중의 저속용에 쓰이며, 베어링 하우징에 끼워 고정된 축을 지지하는데 주로 사용한다. 베어링 하우징 상부에는 급유구가 붙어있다.

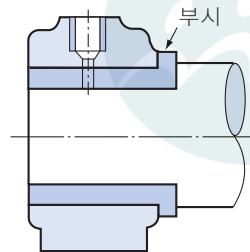


그림 3-45 단일체 베어링

- ② 분할 베어링(split bearing) : [그림 3-46]과 같이 본체(body)와 캡(cap)으로 분할

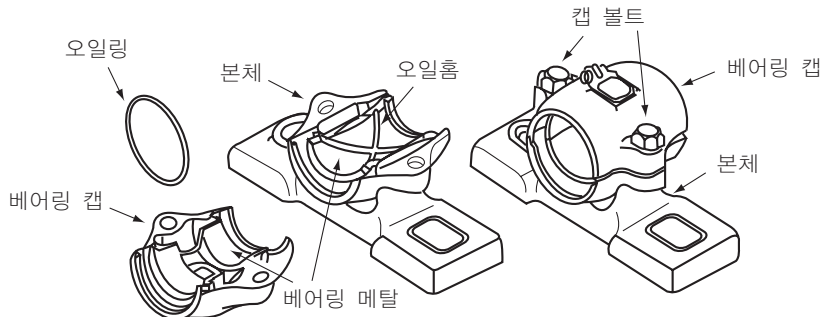


그림 3-46 분할 베어링

된 베어링으로, 중하중의 고속용에 쓰인다. 베어링의 유격 조정은 분할 면에 shim을 넣어 적절히 유지하며, 내면에는 원활한 윤활을 위하여 오일 홈(groove)을 만든다.

(2) 스러스트 미끄럼 베어링

- ① 피벗 베어링(pivot bearing) : 피벗 베어링은 절구 베어링이라고도 하며, 세워져 있는 축에 의하여 스러스트 하중을 받을 때 사용한다.
- ② 칼라 베어링(collar bearing) : 칼라 베어링은 수평으로 된 축이 스러스트 하중을 받을 때 사용하는 베어링으로 여러 단의 칼라가 배열되어 있어 베어링의 길이가 비교적 길어진다.

다. 미끄럼 베어링 재료의 특성

미끄럼 베어링은 축 하중을 받치고 있으므로 회전중 유막이 양호한 상태이면 재료에 따른 영향이 적으나, 유막이 불량한 상태가 되면 베어링 메탈과 축이 직접 접촉하게 되어 마멸과 소손이 발생한다. 이에 따라 베어링 재료는 마멸이 적고, 면압 강도와 내식성이 커야 되며, 녹아 붙음이 일어나기 어려운 성질이 요구되나, 이와 같은 성질을 모두 만족시킬 재료는 없으므로, 가장 가까운 성질을 갖고 있는 금속재료 또는 비금속 재료를 선택 사용한다.

(1) 금속 재료

① 주철, 황동, 청동

내마멸성이 높고, 충격에 강하다. 고속 회전에서는 녹아 붙음을 일으키기 쉽다. 공작 기계의 메인(main) 베어링에 쓰이고, 단일체 베어링의 저·중속용에 주로 사용한다.

② 화이트 메탈(white metal)

주석(Sn), 아연(Zn), 납(Pb), 안티몬(Sb)의 합금이며, 주석계 화이트 메탈은 주석을 주성분으로 구리, 안티몬을 함유한 합금으로 배빗 메탈(babbitt metal)이라고도 하며, 성능이 가장 우수하여 내연기관을 비롯한 각종 기계의 베어링으로 가장 널리 사용하고 있다. 단점으로는 피로 강도, 면압 강도가 부족하다.

③ 켈멧(kelmet)

구리와 납의 합금이며, 피로 강도와 내열성이 높으므로 고속·중하중(重荷重)의 내연기관용 베어링으로 널리 사용한다.

④ 카드뮴 합금

화이트 메탈에 비하여 피로 강도와 내열성이 높으므로 중하중(重荷重)내연기관에 널리 사용 된다.

⑤ 알루미늄 합금

내마멸성이 높아 고속·중하중(重荷重)베어링에 주로 사용되나, 마찰에 의해 생기는 산화 피막 때문에 축이 손상되기 쉬운 단점이 있다.

⑥ 오일리스 베어링(oilless bearing)

금속 분말을 가압·소결하여 성형한 뒤 윤활유를 입자 사이의 공간에 스며들게 한 것으로 급유가 곤란한 베어링이나 급유를 하지 않는 베어링에 사용한다. 오일리스 베어링에는 구리계와 철계가 있으며, 구리계는 고속 저압용에 사용하고, 철계는 저속 저압용에 사용한다.

(2) 비금속 재료

베어링 재료로 사용하는 비금속 재료에는 흑연, 플라스틱, 고무 등이 있다. 흑연은 고체 윤활제의 역할을 함으로써 별도의 윤활제가 필요하지 않다. 플라스틱은 윤활유가 없는 상태에서도 비교적 마찰 계수가 작고 내마멸성도 좋으며, 경계 윤활성이 좋아 베어링 재료로서 적합하다. 고무는 물과 같이 저점도 윤활제의 역할을 하며, 마찰 계수가 작고 진동, 충격의 흡수성이 우수하여 백 메탈(back metal)에 부착하여 사용한다.

라. 미끄럼 베어링의 마찰과 점도

(1) 마찰의 종류

① 상대운동에 의한 분류

㉠ 미끄럼마찰 : 정지하고 있는 물체에 미는 힘을 서서히 증가 시키면 움직이기 시작하며, 미는 힘이 작을 때는 어느 한도까지는 물체가 움직이지 않는다. 이것은 접촉면에서 마찰력이 생겼기 때문이고, 물체에 가한 힘은 이에 대항하여 물체를 움직이지 않도록 하는 마찰력과 힘의 평형을 이룬다. 이때 마찰력은 작용하는 힘과 같고 방향이 반대이다.

㉡ 구름마찰 : 구름마찰은 상대운동을 하며 굴러가지만 마찰력은 정지 마찰력을 초과하지 않으며, 미끄러지면서 굴러가는 경우에는 마찰력의 크기는 동마찰 계수와 수직력의 곱과 같다.

② 마찰면의 상태에 따른 분류

㉠ 고체 마찰 : 마찰면 사이에 윤활제가 없는 건조마찰로서 마찰저항이 커 발열량이 많다. 마찰 계수의 크기는 접촉면의 상태와 상대속도의 영향을 받으며 일반적으로 0.1~1.0이다.

㉡ 유체 마찰 : 마찰면 사이에 유막이 형성되어 두 면이 완전히 분리된 상태로 상대 운동을 한다. 유체가 양 접촉면에 각각 접촉되어 있고, 중간에 있는 유체의 상대운

동으로 인하여 전단력이 발생한다. 전단력의 합은 마찰력으로서 기름의 점성과 관계가 깊으며, 마찰 계수는 일반적으로 0.001~0.01이다.

㉔ 경계 마찰 : 고체 마찰과 유체 마찰의 중간으로서 유막이 극히 얇은 상태이다. 마찰계수의 크기는 0.01~0.1이다.

(2) 점도 및 점도측정

① 점도

유체의 점도는 절대점성계수(absolute viscosity) η 로 나타낸다. 1[cm]의 유막두께로 면적 1[cm²]의 판을 1[cm/s]의 속도로 움직이는데 필요한 힘이 1dyne인 경우 그때의 점도를 1푸아즈(poise)라 한다.

$$1[\text{poise}] = 1[\text{dyne} \cdot \text{s}/\text{cm}^2] = 0.1[\text{Pa} \cdot \text{s}]$$

실용단위로서 푸아즈(P)의 $\frac{1}{100}$ 을 취하여 센티 푸아즈(cP)단위를 사용한다.

$$1[\text{cP}] = \frac{1}{100} [\text{P}]$$

동 점성계수(dynamic viscosity) ν 는 밀도가 ρ 이고 절대 점성계수가 η 일 때 다음과 같이 표현된다.

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \dots\dots\dots (3-56)$$

동 점성계수의 단위로 스토크 [St]가 사용되며 1[St]의 $\frac{1}{100}$ 을 취하여 1센티스토크 (centistoke)라 하고 [cSt]의 기호로 표시한다.

$$1[\text{St}] \text{Stoke} = 1[\text{cm}^2/\text{s}], \quad 1[\text{cSt}] = \frac{1}{100} [\text{St}]$$

② 점도측정

점도측정을 위하여 사용되는 점도계로 세이볼트(Saybolt) 점도계가 있다. 일정온도에서 60[cc]의 기름이 표준 모세관 속을 통과하는데 소요되는 시간을 초[sec]로 나타낸 값을 SUV(Saybolt Universal)라고 할 때 점도는 다음 식에 의하여 산정한다.

$$\eta[\text{cP}] = \rho(0.22 \cdot \text{SUV} - \frac{180}{\text{SUV}}) \dots\dots\dots (3-57)$$

여기서 ρ 는 밀도 [g/cm³]

마. 미끄럼 베어링의 윤활

(1) 윤활제와 윤활작용

윤활제는 베어링의 종류, 용도에 따라 여러 가지가 있으나, 주 목적은 마찰 계수와 마멸의 감소, 녹아 붙음의 방지, 냉각, 밀봉, 녹 방지, 청정 작용 등이며, 이와 같은 작용은 윤활제 첨가제에 따라 개선된다.

윤활 목적을 달성하기 위하여 적절한 윤활제를 사용하여야 한다. 윤활에서 하중이 크거나, 속도가 낮거나, 점도가 극히 낮으면 유막이 얇게 되어 윤활 상태가 불량하게 되고 국부적 과열과 녹아 붙음의 원인이 되기도 한다.

윤활제의 대부분은 액체 윤활제이고, 반고체형의 그리스와 고체형의 흑연, 이산화물 리브덴 등과 같은 고체 윤활제가 있다. 액체 윤활제는 화학적으로 안정되고, 가격이 저렴한 석유 제품이 많이 사용된다.

(2) 윤활 방법

① 적하 급유법(drop lubrication)

[그림 3-47]과 같이 오일 컵을 사용하여 모세관 현상이나 사이펀(siphon)작용으로 윤활유를 공급하는 방법으로 원주 속도 4~5[m/s] 정도의 저속, 중 하중에 사용한다.

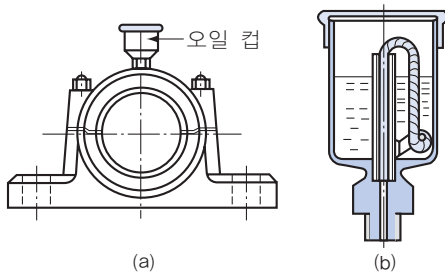


그림 3-47 적하 급유법

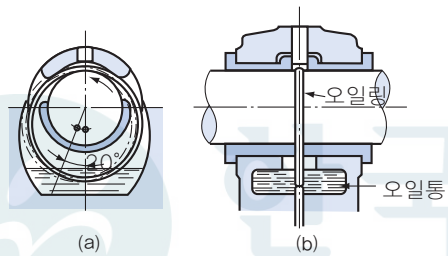


그림 3-48 오일링 급유법

② 오일링 급유법(oil ring lubrication)

[그림 3-48]과 같이 베어링 아랫부분에 기름을 채우고, 축에 오일링을 걸쳐놓아 축이 회전하면 링도 함께 회전하여 윤활유를 축 위쪽으로 공급하여 베어링에 급유하는 것으로 저속에서는 윤활이 불량하다.

③ 패드 급유법(pad lubrication)

[그림 3-49]와 같이 윤활유 통에 모세관 작용을 하는 패드를 넣어 스프링에 의해 축에 눌러 붙여 놓는 방법으로 철도 차량의 베어링에 많이 사용하고 있다.

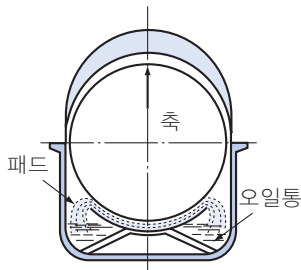


그림 3-49 패드 급유법

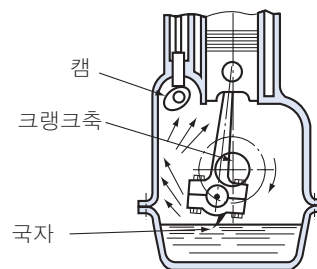


그림 3-50 비말 급유법

④ 비말 급유법(splash lubrication)

[그림 3-50]과 같이 내연기관의 크랭크 축에 급유할 때 사용하는 것으로 크랭크 축이 회전하면 크랭크 축에 붙어있는 국자가 오일을 퍼 올려 뿌리는 구조로 되어있다.

⑤ 순환 급유법(circulation lubrication)

[그림 3-51]과 같이 펌프의 압력을 이용하여 베어링 내부에 강제적으로 급유하는 강제 급유법과 베어링 상부에 설치한 기름 탱크로부터 파이프를 거쳐 중력 수도압(水頭壓)으로 급유하는 중력 급유법이 있다. 강제 급유법은 펌프 압력으로 확실히 급유할 수 있으므로 고속(50m/s), 중·하중용에 적합하며 고속 내연기관, 증기터빈, 기타 동작기계 등에 사용되며, 중력 급유법은 원주 속도 10~15[m/s] 정도의 중고속용에 사용된다.

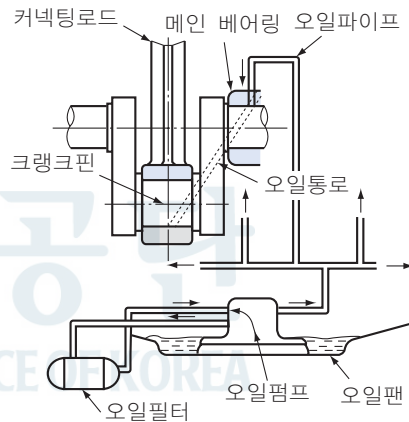


그림 3-51 강제 급유법

바. 미끄럼 베어링의 설계

(1) 베어링 압력

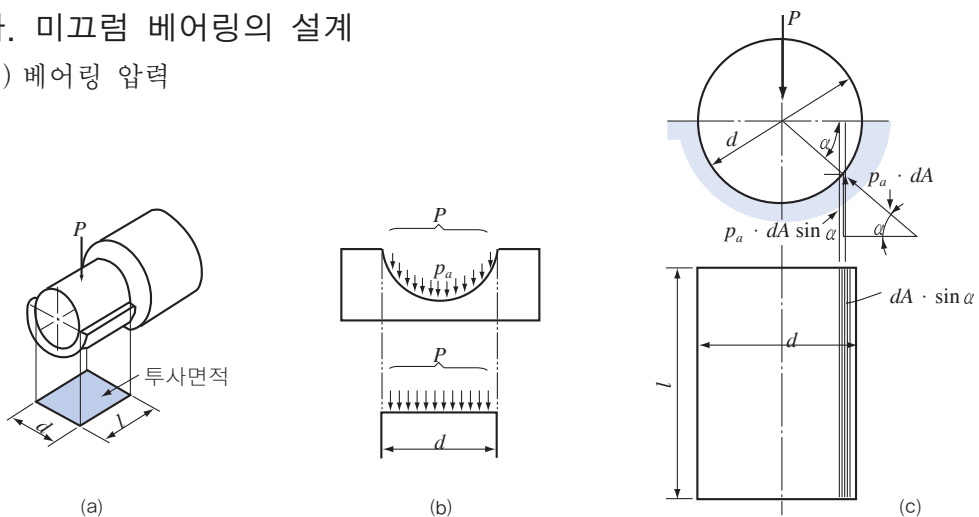


그림 3-52 미끄럼 베어링의 압력

베어링이 받는 압력은 접촉면의 위치에 따라 다르므로 평균값을 취하게 된다. [그림 3-52]와 같이 저널면상에 작용하는 압력을 p_a 라 하고, 하중 P 가 작용할 때 p_a 는 일정하므로

$$P = p_a dl \quad (3-58)$$

로 되고, 여기서 dl 은 베어링 면을 하중 P 의 방향에 수직한 평면상에 투사한 투상면적이다. 이때에 투상면적을 A 라 하면, $dl = A$ 가 되므로 $P = p_a \cdot A$ 가 된다. 즉, 하중을 투상면적으로 나눈 평면압력을 베어링 압력이라 한다.

$$p_a = \frac{P}{A} = \frac{P}{dl} \quad (3-59)$$

표 3-7 미끄럼 베어링 허용 베어링 압력(p_a)

베어링 재료	경도 (HB)	축의 최소 경도 (HB)	최대 허용 압력 (MPa)	최고 허용 온도 (°C)
포 금	50 ~ 100	200	7 ~ 20	200
황 동	80 ~ 150	200	7 ~ 20	200
인 청 동	100 ~ 200	300	15 ~ 60	250
주석 계 화이트 메탈	20 ~ 30	<150	6 ~ 10	150
납 계 화이트 메탈	15 ~ 20	<150	6 ~ 8	150
연 동	20 ~ 30	300	10 ~ 18	170
연 청 동	40 ~ 80	300	20 ~ 32	220 ~ 250

허용 베어링 압력(p_a)은 재료, 윤활유, 윤활 방법, 회전 속도, 하중의 종류, 가공 상태 등 여러 가지 조건에 따라 다르나 대체적으로 <표 3-7>과 같다.

(2) 레이디얼 저널(radial journal)의 설계

저널을 설계할 때에는 하중이 작용하므로 끝 저널과 중간 저널의 크기(지름과 길이)가 강도(strength)와 강성(rigidity)에 충분히 견딜 수 있도록 설계하여야 한다.

① 끝 저널(end journal)의 설계

[그림 3-53]과 같이 끝 저널을 외팔보로 보고, 베어링 압력이 균일하게 분포하는 것으로 가정하면 그 합력이 저널의 중앙에 집중 하중으로 작용한다고 볼 수 있다.

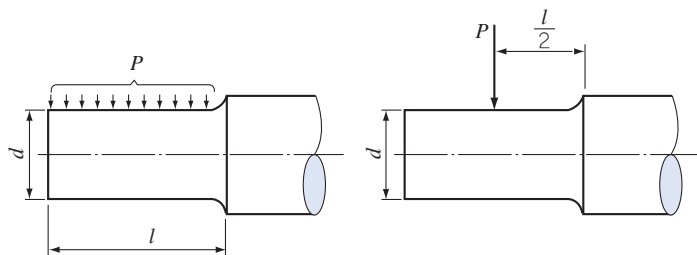


그림 3-53 끝 저널에 작용하는 하중

최대 굽힘 모멘트를 M , 단면 계수를 Z , 허용 굽힘 응력을 σ_b 라 하면

$$M = \frac{Pl}{2}, \quad M = \sigma_b Z = \sigma_b \frac{\pi d^3}{32}$$

위의 두 식에서

$$d = \sqrt[3]{\frac{16Pl}{\pi \sigma_b}} = \sqrt[3]{\frac{5.1Pl}{\sigma_b}} \quad (3-60)$$

위 식에 식(3-58)을 대입하면

$$M = \frac{Pl}{2} = \frac{p_a d l^2}{2} = \sigma_b \frac{\pi d^3}{32}$$

$$\therefore \frac{l}{d} = \sqrt{\frac{\sigma_b}{5.1p_a}} \quad (3-61)$$

위 식에서 $\frac{l}{d}$ 를 폭지름 비라 한다.

② 중간 저널의 설계

[그림 3-54]와 같이 하중이 중앙에 집중하여 작용한다면 최대 굽힘 모멘트 $M_{\max}$ 는 보의 중앙 단면에 생긴다. 이때 최대 굽힘 모멘트는 다음 식으로 나타낼 수 있다.

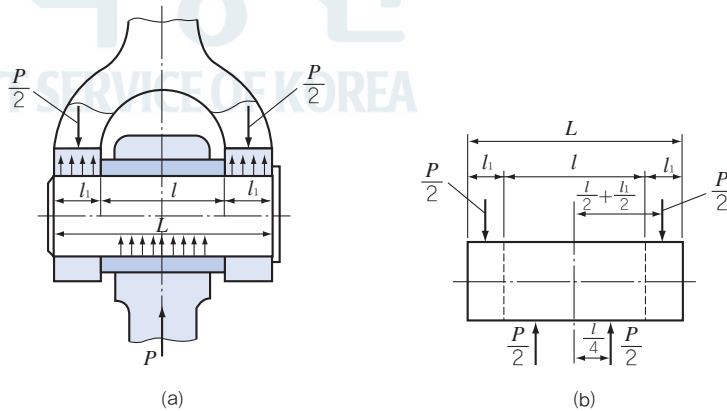


그림 3-54 중간 저널에 작용하는 힘

$$\begin{aligned} M_{\max} &= \frac{P}{2} \left(\frac{l}{2} + \frac{l_1}{2} \right) - \frac{P}{2} \cdot \frac{l}{4} = \frac{P}{2} \left(\frac{l}{2} + \frac{l_1}{2} - \frac{l}{4} \right) \\ &= \frac{P}{2} \cdot \frac{l}{4} (l + 2l_1) = \frac{PL}{8} \\ \frac{PL}{8} &= \sigma_b \frac{\pi d^3}{32} \text{ 에서} \\ d &= \sqrt[3]{\frac{4PL}{\pi \sigma_b}} = \sqrt[3]{\frac{1.27PL}{\sigma_b}} \quad (3-62) \end{aligned}$$

저널의 전 길이 L 과 저널 부분의 길이 l 와의 관계는 $L=1.5l$ 이다.

$$d = \sqrt[3]{\frac{1.27 e P l}{\sigma_b}} = \sqrt[3]{\frac{1.27 \times 1.5 p_a d l^2}{\sigma_b}} \quad (3-63)$$

$$\frac{l}{d} = \sqrt{\frac{1}{1.27 \times 1.5} \cdot \frac{\sigma_b}{p_a}} = \sqrt{\frac{\sigma_b}{1.91 p_a}} \quad (3-64)$$

$\frac{l}{d}$ 의 값이 작아지면 윤활유의 누설이 현저하여 부하 능력이 감소되므로 폭지름 비는 보통 하중의 경우는 1.0~1.5를 많이 사용한다.

(3) 스러스트 저널 베어링(thrust journal)의 강도

[그림 3-55]와 같이 축방향 하중을 지지하는 저널 베어링으로 축의 끝에서 축 방향 하중을 지지하는 피벗 베어링과 축 중간에 한 개 또는 여러 개가 설치되어 축 방향 하중을 지지하는 칼라 베어링이 있다.

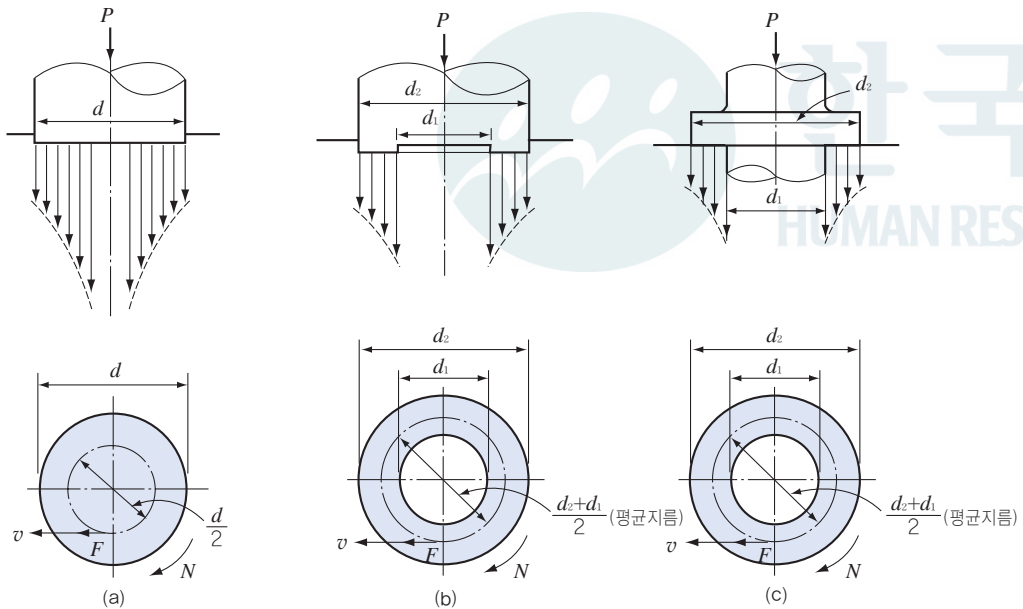


그림 3-55 스러스트 저널 베어링

① 칼라 베어링(collar bearing)

① 베어링 압력(p)

[그림 3-55의 (C)]와 같은 저널 베어링에 받는 압력은 다음과 같다.

$$p = \frac{P}{\frac{\pi(d_2^2 - d_1^2)}{4} \cdot z} \quad (3-65)$$

여기서 P 는 축 방향으로 베어링에 가해지는 힘(N)

$\frac{\pi(d_2^2 - d_1^2)}{4}$ 는 칼라 한 개당 면적 (mm^2), z 는 칼라의 수이다.

㉠ 발열계수(pv)

발열계수는 평균압력과 칼라 접촉면의 평균 반지름 위치에서 원주 속도와의 곱이다.

$$pv = \frac{P}{\frac{\pi(d_2^2 - d_1^2)}{4} z} \cdot \frac{(d_2 + d_1)}{1000} \cdot \left(\frac{2\pi n}{60}\right)$$

위 식을 정리하면 바깥지름 $d_2[mm]$ 와 안지름 $d_1[mm]$ 에 대한 식을 얻는다.

$$d_2 - d_1 = \frac{Pn}{30 \times 1000 \times zpv} [mm] \quad \dots\dots\dots (3-66)$$

여기서, P : 축 방향하중(N)

n : 회전 각속도(rpm)

z : 칼라 수

p : 베어링 압력(N/mm^2)

v : 평균 반지름에서의 원주 속도(m/s)

㉡ 피벗 베어링(pivot bearing)

㉢ 베어링 압력(p)

[그림 3-55의 (b)]와 같은 피벗 베어링에 받는 압력은 다음과 같다.

$$p = \frac{P}{\frac{\pi(d_2^2 - d_1^2)}{4}} \quad \dots\dots\dots (3-67)$$

여기서 P 는 베어링에 가해지는 축 방향의 힘(N)

$\frac{\pi(d_2^2 - d_1^2)}{4}$ 은 피벗 베어링의 면적

㉠ 발열 계수(pv)

$$pv = \frac{P}{\frac{\pi(d_2^2 - d_1^2)}{4}} \cdot \frac{(d_2 + d_1)}{1000} \cdot \left(\frac{2\pi n}{60}\right)$$

$$d_2 - d_1 = \frac{Pn}{30 \times 1000 \times pv} [mm] \quad \dots\dots\dots (3-68)$$

3. 구름 베어링(rolling bearing)

구름 베어링은 구름접촉을 하기 때문에 미끄럼 베어링에 비해 마찰이 작아서 마찰손실이 적고, 기동저항과 발열도 작아 고속회전을 할 수 있다. 그러나 전동체와 궤도륜이 점접촉이나 선접촉을 하기 때문에 충격에 약하고, 소음이 생기기 쉬운 결점이 있다.

가. 구름 베어링의 구조

구름 베어링은 [그림 3-56]과 같이 궤도륜(외륜과 내륜)사이의 전동체(rolling element)가 들어 있다. 전동체는 리테이너(retainer)에 의하여 일정한 간격을 유지하도록 되어 있어 마멸과 소음을 방지하게 된다. 보통 내륜은 축과 결합하고, 외륜은 하우징과 결합한다.

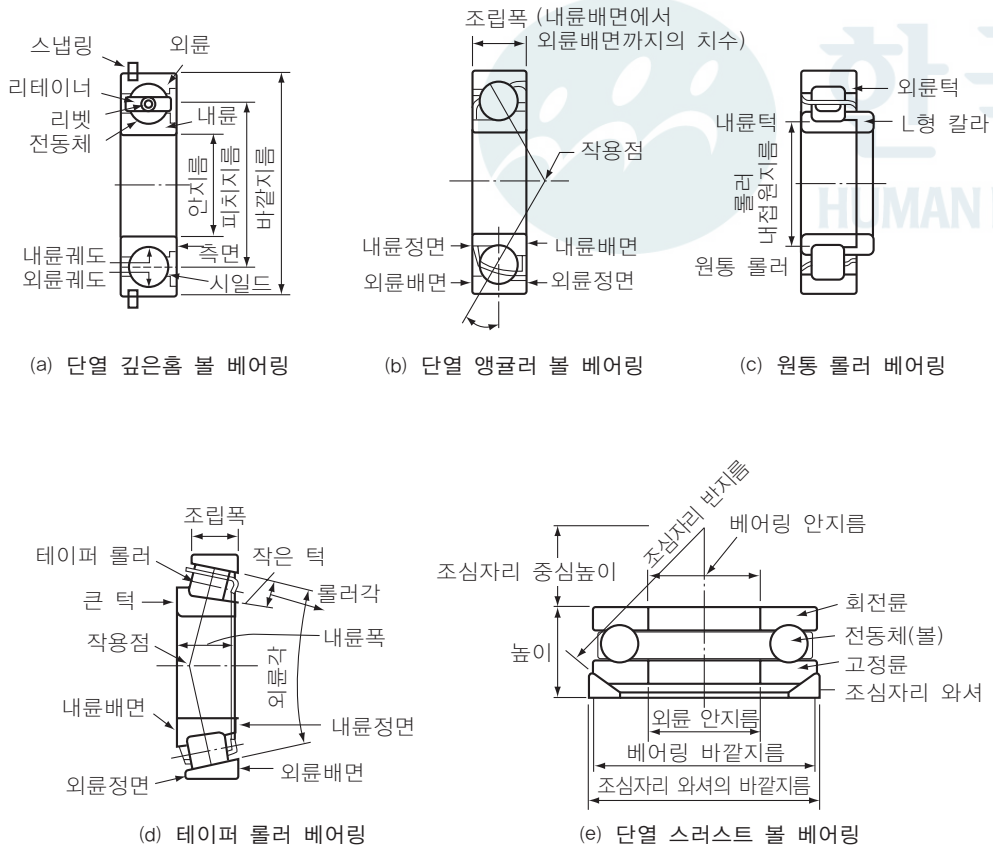


그림 3-56 구름 베어링의 구조와 명칭

[그림 3-57]과 같이 전동체의 형상에 따라 전동체가 볼(ball)인 볼 베어링과 전동체가 롤러(roller)인 롤러 베어링으로 구분한다. 롤러 베어링은 롤러의 모양에 따라 원통 롤러(cylindrical roller), 테이퍼 롤러(tapered roller), 자동 조심 롤러(self-aligning roller), 니들 롤러(needle roller)로 구분한다. 볼 베어링은 전동체가 점접촉을 하므로 마찰저항이 적어 고속 및 고정밀 회전축에 적합하다. 롤러 베어링은 전동체가 선접촉을 하므로 중하중용으로 적합하다.

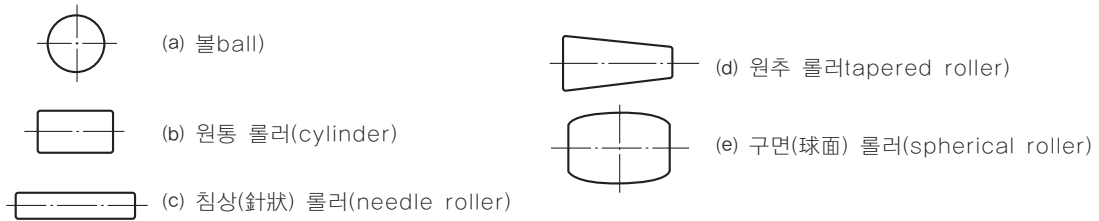


그림 3-57 전동체의 여러가지 형상

나. 구름 베어링의 종류

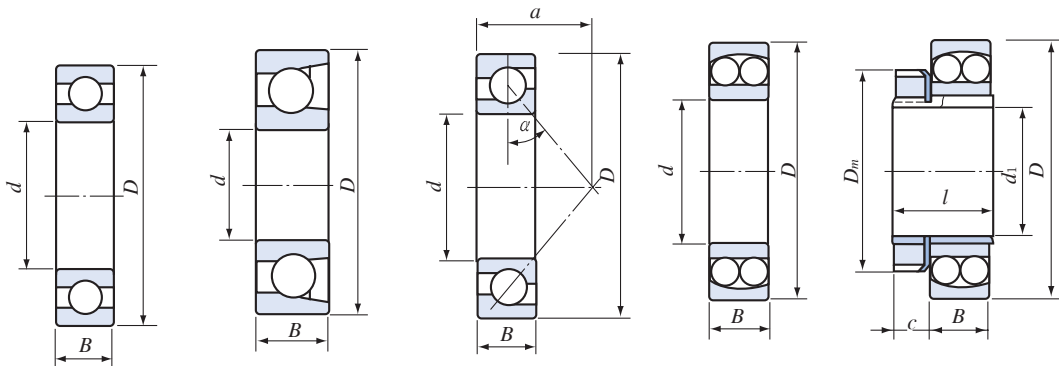
〈표 3-8〉은 구름 베어링의 종류를 나타내는 표이다.

표 3-8 구름 베어링의 종류



(1) 레이디얼 볼 베어링

- ① 깊은 홈 볼 베어링(deep groove ball bearing) : [그림 3-58의 (a)]와 같이 깊은 홈 볼 베어링은 구름 베어링 중에서 가장 널리 사용되는 것으로 궤도는 내륜, 외륜 모두 원호 모양의 깊은 홈이 있다. 축에 내륜을 압입하고, 외륜은 하우징에 고정하며, 내륜과 외륜을 분리 할 수 없다. 구조가 간단하고 정밀도가 높아서 고속 회전용으로 가장 적합하다.
- ② 마그네토 볼 베어링(magneto ball bearing) : [그림 5-58의 (b)]와 같이 외륜 궤도면의 한쪽 궤도 홈 턱을 제거하여 베어링 요소의 분리 조립을 쉽게 하도록 한 베어링으로, 접촉각이 작아 깊은 홈 볼 베어링보다 부하 하중을 작게 받는다. 스러스트 하중에 대해서도 한쪽 방향으로만 부하 능력을 가지고 고속, 소형 정밀 기계에 사용한다.
- ③ 앵글러 볼 베어링(angular contact ball bearing) : [그림 3-58의 (c)]와 같이 앵글러 볼 베어링은 볼과 내외륜과의 접촉점을 잇는 직선이 레이디얼 방향에 대해서 어느 각도를 이루고 있기 때문에 앵글러 볼 베어링이라 하며, 이 각도를 접촉각이라 한다. 구조상 레이디얼 하중 외에 한 방향의 스러스트 하중을 받는 경우에 적합하고, 접촉각이 클수록 스러스트 부하 능력이 증가한다.
- ④ 자동 조심 볼 베어링(self-aligning ball bearing) : [그림 3-58의 (d)]와 같이 자동 조심 볼 베어링은 외륜의 궤도면이 구면으로 되어 있어, 그 중심이 베어링 중심과 일치하고 있기 때문에 자동적으로 중심을 맞출 수 있다. 축이나 베어링 하우징의 공작이나 설치시에 발생하는 축심의 어긋남을 조절할 수 있어 무리한 힘이 생기지 않는다. 그러나 스러스트 하중을 받는 능력은 그다지 크지 않은 편이다. 안지름이 테이퍼진 경우에는 베어링 번호 뒤에 K가 붙으며 표준 테이퍼는 $\frac{1}{12}$ 이다.



(a) 깊은 홈 볼 베어링 (b) 마그네토 볼 베어링 (c) 앵글러 볼 베어링

(d) 자동 조심 볼 베어링

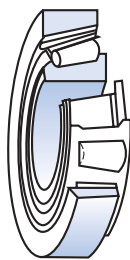
그림 3-58 레이디얼 볼 베어링

(2) 레이디얼 롤러 베어링

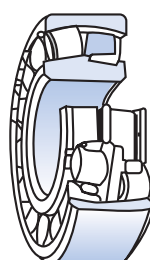
- ① 원통 롤러 베어링(cylindrical roller bearing) : [그림 3-59의 (a)]와 같이 원통 롤러 베어링은 전동체로서 원통 롤러를 사용하는 베어링으로, 볼 베어링이 점접촉을 하는데 비하여 선접촉을 하므로, 레이디얼 방향의 부하 용량이 크다. 따라서, 중하중, 고속회전에 적합하다. 롤러는 내륜 또는 외륜의 턱에 의하여 안내되며, 내외륜의 턱의 유무에 의하여 여러 가지 형식이 있다. 턱이 내륜 또는 외륜에만 있는 형식의 것은 축방향으로 어느 정도 이동할 수 있다.
- ② 테이퍼 롤러 베어링(tapered roller bearing) : [그림 3-59의 (b)]와 같이 테이퍼 롤러 베어링은 전동체로 테이퍼 롤러를 사용한 베어링으로 내륜, 외륜 및 롤러 원추의 정점이 축선상의 한 점에 집중되며, 롤러는 내륜의 턱에 의하여 안내된다. 따라서, 레이디얼 하중과 스러스트 하중의 합성 하중에 대한 부하능력이 크다.
- ③ 자동조심 롤러 베어링(self-aligning roller bearing) : [그림 3-59의 (c)]와 같이 구면 롤러 베어링은 표면이 구면으로 되어 있는 롤러를 전동체로 사용한 것으로서, 자동 조심 작용이 있어 축심의 어긋남을 자동적으로 조절한다. 레이디얼 부하 용량이 크고, 구면을 이용하여 양 방향의 스러스트 하중에도 견딜 수 있으므로 중하중 및 충격 하중에 적합하다.
- ④ 니들 롤러 베어링(needle roller bearing) : [그림 3-59의 (d)]와 같이 니들 롤러 베어링은 지름 5[mm]이하의 바늘 모양의 롤러를 사용한 것으로서 일반적으로 리테이너는 없으며, 내외륜이 있는 것과 내륜이 없고 축에 직접 접촉하는 구조의 것이 있다. 니들 롤러 베어링은 축지름에 비하여 바깥지름이 작고, 부하 용량이 크므로 다른 롤러 베어링을 사용할 수 없는 좁은 장소나 충격하중이 있는 곳에 사용한다.



(a) 원통 롤러 베어링



(b) 테이퍼 롤러 베어링



(c) 자동조심 롤러 베어링



(d) 니들 롤러 베어링

그림 3-59 레이디얼 롤러 베어링

(3) 스러스트 볼 베어링(thrust ball bearing)

[그림 3-60]과 같이 스러스트 볼 베어링은 스러스트 하중만을 받으므로 고속 회전에는 부적합하다. 단식은 스러스트 하중이 한 방향일 경우에, 복식은 양 방향일 경우에 쓰인다. 단식에서는 회전륜과 고정륜 사이에 볼을 넣어 사용하고, 고속 회전에는 부적합하다. 복식에서는 상하에 고정륜, 중간에 회전륜이 있으며, 고정륜과 회전륜 사이에는 볼이 있고, 축은 회전륜에 부착된다.

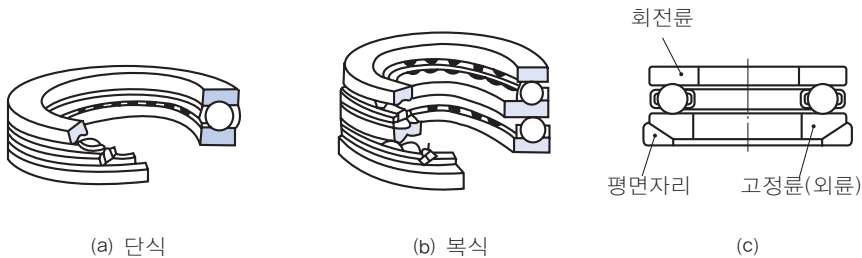


그림 3-60 스러스트 볼 베어링

(4) 스러스트 자동조심 롤러 베어링(thrust self-aligning roller bearing)

[그림 3-61]과 같이 스러스트 자동조심 롤러 베어링은 큰 축 방향 하중을 받을 수 있으나 고속 회전에는 부적합하다. 스러스트 하중이 작용할 때 어느 정도의 레이디얼 하중을 받을 수도 있다. 궤도면은 구면이므로 자동 조심 작용을 한다. 설치오차 및 축의 휨을 받아준다.

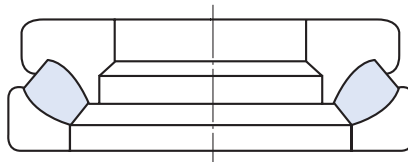


그림 3-61 스러스트 자동조심 롤러 베어링

다. 구름 베어링 규격

(1) 구름 베어링의 호칭 번호

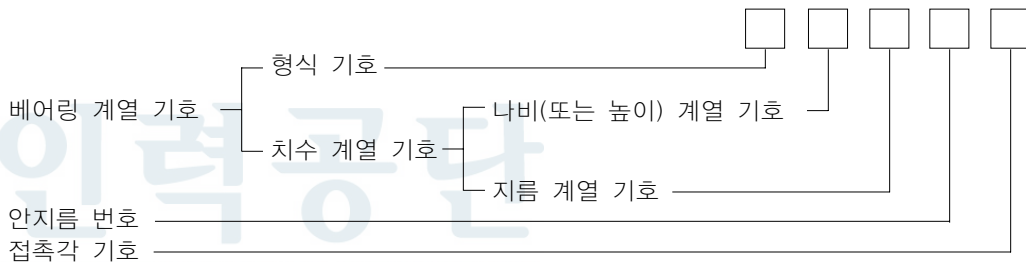
구름 베어링에 호칭 번호를 붙이는 목적은 제조나 사용시 혼란을 방지하고, 또 정리의 편의를 도모하기 위함이다. 호칭 번호로 주요 치수를 손쉽게 알 수 있으며, 호칭 번

호 앞뒤에 붙이는 기호로 그 베어링의 특수한 형태를 알 수 있다. 그러므로 구름 베어링을 구입 할 때는 반드시 호칭 번호를 알아야 한다.

호칭 번호는 <표 3-9>와 같이 기본 기호와 보조 기호로 이루어져 있으며, 베어링의 치수는 안지름을 기준으로 하여 규격화 되어 있다.

표 3-9 베어링 호칭 번호의 구성

기본 번호			보조 기호					
베어링 계열기호	안지름 번호	접촉각 기호	내부 기호	실 · 실드 기호	궤도륜 모양 기호	조합 기호	내부 틀새 기호	정밀도 등급 기호



① 기본 기호

㉠ 형식기호 : 베어링의 형식에 따라 정해진 번호 또는 기호를 말하며 베어링 호칭 시 제일 먼저 나오는 기호이다. <표 3-10>은 구름 베어링의 형식 기호, 치수 기호 및 베어링 계열 기호를 나타낸다. 형식번호 1, 2, 3, 4인 경우 복렬 베어링이고, 6, 7인 경우 단열 베어링이며, N인 경우 원통롤러 베어링이다.

㉡ 치수계열 기호 : 베어링의 치수는 안지름, 바깥지름, 폭(또는 높이)이 기본이다. 베어링의 치수규격은 안지름을 기준으로 각각의 안지름에 대하여 여러 가지 크기의 폭과 바깥지름을 조합한 것으로 구성되어 있다. 치수계열 기호는 두 자리수로 나타내는데 첫 번째 숫자는 폭계열(또는 높이 계열)수이며, 두 번째 숫자는 지름계열수로 나타낸다. [그림 3-62]는 구름 베어링의 치수 기호이다.

표 3-10 구름 베어링의 종류와 계열 기호

베어링의 종류		형식 기호	치수 기호	베어링 계열 기호
레이디얼 볼 베어링	단열 깊은 홈형	6	18, 19, 10, 02, 03, 04	68, 69, 60, 62, 63, 64
	단열 앵굴러형	7	10, 02, 03, 04	70, 72, 73, 74
	자동 조심형	1	02, 22, 03, 23	12, 22, 13, 23
스러스트 볼 베어링	단식 평면자리형	5	11, 12, 13, 14	511, 512, 513, 514
	복식 평면자리형	5	22, 23, 24	522, 523, 524
	단식 구면자리형	5	32, 33, 34	532, 533, 534
	복식 구면자리형	5	42, 43, 44	542, 543, 544
원통 롤러 베어링	N형	N	02, 03, 04	N2, N3, N4
	NF형	NF	02, 03	NF2, NF3
	NU형	NU	10, 02, 22, 03, 23, 04	NU10, NU2, NU22, NU3, NU23, NU4
	NJ형	NJ	02, 03, 04	NJ2, NJ3, NJ4
	MN형	NN	30	NN30
테이퍼 롤러 베어링		3	02, 22, 03, 23	302, 322, 303, 323
자동조심 롤러 베어링		2	30, 31, 22, 32, 13, 23	230, 231, 222, 232, 213, 223
니들 롤러 베어링		NA RNA	49	NA49, RNA49

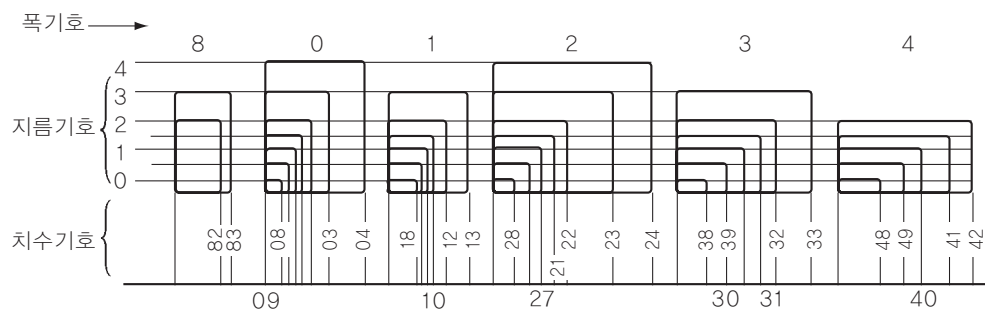


그림 3-62 구름 베어링의 치수 기호

㊤ 안지름 번호 : 안지름 번호는 구름 베어링 내륜의 안지름을 표시하는 것으로 안지름 부여 방법은 <표 3-11>과 같다.

표 3-11 안지름 번호부여 방법

안지름 범위(mm)	안지름 치수	안지름 기호	예
10(mm) 미만	안지름이 정수인 경우 안지름이 정수아닌 경우	안지름 /안지름	2(mm)이면 2 2.5(mm)이면 /2.5
10(mm) 이상 20(mm) 미만	10(mm) 12(mm) 15(mm) 17(mm)	00 01 02 03	
20(mm) 이상 500(mm) 미만	5의 배수인 경우	안지름을 5로 나눈 수	40(mm)이면 08
	5의 배수가 아닌 경우	/안지름	28(mm)이면 /28
500(mm) 이상		/안지름	560(mm)이면 /560

㉔ 접촉각 기호 : 볼 또는 롤러 베어링에서 하중이 가해지는 작용선이 반지름방향과 이루는 각을 접촉각이라 하며, 각도에 따른 접촉각 기호는 <표 3-12>와 같다.

표 3-12 접촉각 기호

베어링의 형식	호칭 접촉각	접촉각 기호
단열 앵귤러 볼 베어링	10° 초과 22° 이하	C
	22° 초과 32° 이하(보통 30°)	A*
	32° 초과 45° 이하(보통 45°)	B
테이퍼 롤러 베어링	17° 또는 24° 이하	C
	24° 초과 이하	D

*생략할 수 있다.

② 보조 기호

보조 기호는 <표 3-13>과 같다.

표 3-13 보조 기호(KSB 2012)

내부 기호		실 · 실드		궤도면 모양		베어링의 조합		레이디얼 내부 틈새		정밀도 등급	
내 용	기호	내 용	기호	내 용	기호*	종 류	기호	구 분	기호	등 급	기호
내부설계가 표준과 다른것	A	양쪽 실볼이	UU	내륜 원통 구멍	없음	뒷면 조합	DB	보통의 레이디얼 내부 틈새보다 작다	C2	0 급	없음
ISO규정에 따라 제작된 테이퍼 롤러 베어링	J	한쪽 실볼이	U	플랜지 볼이	F			보통의 레이디얼 내부 틈새	CN	6X 급	P6X
자동조심 롤러베어링	C CA CD	양쪽 실드 볼이	ZZ	내륜 테이퍼 구멍(기준 테이퍼 1/12)	K	정면 조합	DF	보통의 레이디얼 내부 틈새보다 크다	C3	6 급	P6
원통롤러베어링	E	한쪽 실드 볼이	Z	링 홈볼이	N			C3 보다 크다	C4	5 급	P5
스러스트 자동조심 롤러베어링	H			멈춤링 볼이	NR	병렬 조합	DT	C4 보다 크다	C5	4 급	P4
										2 급	P2

*다른 기호를 사용할 수 있다.

라. 구름 베어링의 기본 설계

(1) 구름 베어링의 마찰

[그림 3-63]와 같이 전동체는 부하 하중에 의해 궤도면을 파고 들어가 전동체의 전후가 불록하게 올라오며, 전동체가 통과한 후에는 다시 원상태로 되돌아간다. 이 현상은 전동체가 이동에 따른 저항이 생기며, 그 저항은 미끄럼마찰에 의한 저항에 비하여 현저히 작다. 내외륜에 궤도면의 곡률 반지름과 볼의 반지름을 같게 하면 하중이 가해질 때 양쪽의 접촉 면적이 증대되므로 마찰저항이 크게 된다. 이 때문에 [그림 3-64]와 같이 궤도면의 반지름을 볼의 반지름보다 약간 크게 한다.

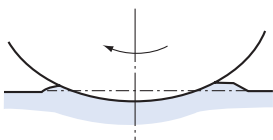


그림 3-63 전동체의 마찰

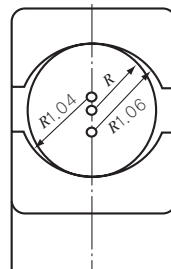


그림 3-64 궤도면과 볼의 곡률 반지름

미끄럼 베어링의 마찰 계수는 고체 마찰에서는 0.14~0.25, 유체 마찰에서는 0.01~0.007 정도이며, 구름 베어링의 마찰 계수는 <표 3-14>와 같다.

표 3-14 구름 베어링의 마찰 계수

재료의 종류	마찰 계수 μ	재료의 종류	마찰 계수 μ
단열 깊은 홈 볼 베어링	0.0010~0.0015	자동 조심 볼 베어링	0.0008~0.0012
단열 앵글러 볼 베어링	0.0012~0.0020	자동 조심 롤러 베어링	0.0020~0.0025
원통 롤러 베어링	0.0010~0.0015	스러스트 볼 베어링	0.0010~0.0015
테이퍼 롤러 베어링	0.0017~0.0025	니들 롤러 베어링	0.0015~0.0025

(2) 구름 베어링의 수명과 정격 수명

① 베어링 수명

구름 베어링을 오래 사용하게 되면 소음과 진동의 증가, 마멸에 의한 정밀도의 저하, 구름면의 피로 박리(剝離) 등으로 인하여 사용할 수 없게 된다. 따라서 이때까지의 한계 회전수나 시간을 베어링 수명(bearing life)이라 한다.

② 베어링 피로 수명

베어링의 내륜 또는 외륜의 궤도면은 전동체로부터 압축 하중을 받는다. 이 때 받은 압축 하중은 축이 회전함에 따라 반복되고, 이 반복된 압축 하중에 의하여 전동체나 궤도륜에 피로가 발생한다. 이 피로가 어느 한계를 넘으면 재료가 파손된다. 그러나 실제로는 이 피로 파손은 재료가 반복되는 압축력에 의해 재료 내부 표면에 평행하게 생기는 전단 응력에 의해 균열이 발생하고, 이 균열이 성장하여 재료의 표면이 떨어져 나가게 된다. 이 현상을 플레이킹(flaking)이라 하며, 최초의 플레이킹이 생길 때까지의 총회전수가 구름 베어링의 피로 수명이다.

③ 정격 수명

동일 조건으로 제조된 구름 베어링이라도 견딜 수 있는 피로 수명은 모두가 다르다. 그래서 동일 규격의 베어링을 같은 조건으로 여러 개 사용하였을 때, 이 중 90%이상의 베어링이 피로에 의한 손상이 생기지 않을 때까지의 총 회전수나 시간을 정격 수명(rated life)이라 한다. 기계와 같이 수명이 시간으로 표시되는 경우는 베어링의 수명도 파손될 때까지의 시간으로 표시하면 편리하다. 이 경우 100만 회전이 500시간에 상당 하므로 그 때의 축의 회전수 $n=10^6 \div 500 \div 60 \approx 33.3[rpm]$ 이 된다.

정격 회전 수명 L 과 500시간 단위로 나타내는 정격 시간 수명 L_h 와의 관계는 다음 식으로 주어진다.

$$L_h = \frac{L (10^6 \text{ 회전})}{60 \times n} \quad (3-69)$$

(3) 구름 베어링의 정격 하중

구름 베어링이 견딜 수 있는 최대 하중을 정격 하중 또는 부하 용량이라 하며, 정 정격 하중(靜定格荷重)과 동 정격 하중(動定格荷重)으로 분류한다.

① 기본 정 정격 하중(basic static load rating)

구름 베어링이 정지하고 있는 상태에서 견딜 수 있는 최대 하중을 정 정격 하중(static load rating)이라 한다. 즉, 베어링 내의 최대 응력을 받고 있는 접촉부에서 전동체와 궤도륵과의 영구 변형량의 합이 전동체 지름의 $\frac{1}{10,000}$ 이내가 되도록 한 정지 하중을 기본 정 정격 하중이라 하고 C_0 로 표기한다.

② 기본 동 정격 하중(basic dynamic load rating)

구름 베어링이 회전 중에 견딜 수 있는 최대 하중을 동 정격 하중(dynamic load rating)이라 하고, 베어링의 정격 회전 수명이 100만 회전이 되도록 방향과 크기가 일정한 하중을 기본 동 정격 하중이라 하며 C 로 표기 한다. 즉, $33.3[rpm]$ 으로 500시간에 견딜 수 있는 최대 하중이라 할 수 있다.

(4) 구름 베어링의 정격 수명 계산

베어링의 수명(L), 베어링에 부하 하중(P), 기본 동 정격 하중(C)사이에는 다음과 같은 관계가 있다.

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^r \dots\dots\dots (3-70)$$

여기서, r : 지수(볼 베어링은 3, 롤러 베어링은 $\frac{10}{3}$)

이 식을 식(3.69)에 대입하면 다음과 같다.

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P}\right)^r \dots\dots\dots (3-71)$$

정격 시간 수명 L_h 는 500시간에 견디는 경우이고, 수명은 하중의 r 승에 반비례하므로 다음과 같이 정리할 수 있다.

$$\begin{aligned} L_h &= \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P}\right)^r = 500 \times \frac{33.3}{n} \left(\frac{C}{P}\right)^r = 500 f_n^r \left(\frac{C}{P}\right)^r \\ &= 500 f_h^r \dots\dots\dots (3-71) \end{aligned}$$

여기서, f_h 를 수명 계수(life factor)라 한다.

$$f_h = \sqrt[r]{\frac{33.3}{n}} \left(\frac{C}{P}\right) = f_n \left(\frac{C}{P}\right) \dots\dots\dots (3-73)$$

$$f_n = \sqrt[r]{\frac{33.3}{n}} \dots\dots\dots (3-74)$$

여기서, f_n 을 속도 계수(speed factor)라 한다.

〈표 3-15〉는 구름 베어링의 사용 상태, 기계의 종류에 따른 정격 수명 시간과 수명 계수 적용 관련 표이다.

표 3-15 구름 베어링의 수명 시간과 수명 계수

사용 상태	기계의 종류	정격 시간 수명 L_h	수명계수 f_h
늘 회전할 필요가 없는 기구	도어 개폐기, 자동차 방향 지시기	500	1
단시간 또는 가끔 사용하는 기계로, 만일 사고로 정지되더라도 영향이 적은 경우	가정용 전기 기구, 자전거, 기계 공장의 호이스트, 농업용 기계 단조공장 크레인, 핸드 그라인더 등	4000 ~ 8000	2~2.5
단속적으로 사용되며 연속적으로 사용하는 사용되지 않으나 확실성이 필요한 기계	발전소의 보조 기계, 컨베이어, 엘리베이터, 에스컬레이터, 일반 하역크레인, 기계 톱, 건설 기계 등	8000 ~ 14000	2.5~3
1일 8시간 연속 운전 기계	일반 펌프, 공작 기계, 윤전기, 원심 분리기, 전동기, 철도 차량, 기어 감속 장치, 바이브레이터 등	20000 ~ 30000	3.5~4
24시간 연속 운전되고, 사고로 정지되어서는 안 될 기계	중요한 전동기, 발전소 배수 펌프, 제지 기계, 볼밀, 송풍기, 크레인, 시내 수도 설비 등	50000 ~ 100000	4.5~6

① 하중 계수

베어링은 축에 가해지는 하중이나 기어의 회전력 또는 풀리에 가해지는 장력에 의한 힘을 받는다. 또 여기에 기어의 정밀도와 다듬질 정도, 변형에 의한 영향 등 이론적으로 계산되지 못하는 하중을 받는다. 따라서 베어링을 선정 할 때 베어링의 하중 계산은 이론적 계산 값에 보정 계수인 하중 계수(load factor)를 곱하여 구한다.

즉, 이론 하중을 P_{th} , 하중 계수를 f_w 라 하면 실제 작용하는 하중 P 는 다음과 같으며, 하중 계수 값은 〈표 3-16〉을 적용한다.

$$P = f_w P_{th} \quad (3-75)$$

표 3-16 하중 계수의 값

하중 상태	적용 예	f_w
충격이 없는 원활한 운전	전동기, 공작 기계	1.0~1.2
보통의 운전	송풍기, 크레인, 엘리베이터	1.2~1.5
어느 정도의 진동, 충격이 있는 운전	건설 기계	1.5~2.5

② 기계 계수(f_m)

기계의 조건에 따른 기계 계수는 〈표 3-17〉과 같다.

표 3-17 기계 계수(f_m)

기계의 조건	기계 계수
충격을 받지 않는 회전 기계 (발전기, 전동기, 회전로, 터보 송풍기)	1.0~1.2
왕복 운동을 하는 기계 (내연 기관, 크랭크축)	1.2~1.5
매우 심한 충격을 받는 기계 (압연기, 분쇄기)	1.5~3.0

③ 벨트 계수(f_b)

동력이 벨트에 의해 전달될 때, 베어링 하중 P 는 벨트의 유효 하중 P_b 에 기계 계수〈표 3-17〉과 벨트 계수〈표 3-18〉을 곱하여 다음과 같이 계산한다.

$$P = f_m f_b P_b \quad \dots\dots\dots (3-76)$$

표 3-18 벨트 계수(f_b)

벨트의 종류	f_b
V벨트	2.0~2.5
평벨트(인장 폴리 부착)	2.5~3.0
평벨트	4.0~5.0
실크 벨트	3.5~4.5

④ 기어 계수(f_g)

기어에 의한 전달 방식에서도 베어링에 가해지는 하중 P 는 기어에 가해지는 합성력 P_g 에 기계 계수 〈표 3-17〉과 기어 계수 〈표 3-19〉를 곱하여 다음과 같이 계산한다.

$$P = f_m f_g P_g \quad \dots\dots\dots (3-77)$$

표 3-19 기어 계수(f_g)

기어의 거칠기 정도	f_b
정밀 연삭 기어	1.0 ~ 1.1
보통 기계 가공 기어	1.1 ~ 1.3

(5) 구름 베어링의 사용 한계 속도

구름 베어링에서는 전동체와 리테이너의 마찰로 생기는 발열이나 녹아 붙음 같은 윤활상 제약으로 속도에 한계가 있다. 구름 베어링의 한계 속도 값으로 dn 값(d : 베어링의 안지름, n : 회전수)을 사용한다. 즉 이 값의 크기에 따라 윤활법이 선택되며, 윤활법과 한계 속도 dn 값은 <표 3-20>과 같다.

표 3-20 윤활 방법과 한계 속도 계수 dn 값

베어링의 형식	그리스 윤활	윤활유			
		유욕	적하	강제	분무
단열 레이디얼 볼 베어링	200000	300000	400000	600000	1000000
복렬 자동 조심 볼 베어링	150000	250000	400000	—	—
단열 앵귤러 볼 베어링	200000	300000	400000	600000	1000000
원통 롤러 베어링	150000	300000	400000	600000	1000000
원추 롤러 베어링	100000	200000	230000	300000	—
자동 조심 롤러 베어링	80000	120000	—	250000	—
스트스트 볼 베어링	40000	60000	120000	150000	—

마. 구름 베어링의 윤활법

(1) 윤활의 목적

구름 베어링에서는 전동체와 궤도면의 탄성변형에 의해 국부적으로 마찰이 생겨 열이 발생한다. 그러므로 전동체, 내외륜, 리테이너 사이의 미끄럼마찰을 감소시켜 마멸과 부식을 방지하기 위해 윤활제를 공급해야 한다. 구름 베어링의 윤활 방법은 그리스 윤활과 오일 윤활로 나눈다. 윤활만을 생각하면 오일 윤활이 우수하지만 구조적인 면에서 그리스 윤활이 많은 장점을 갖고 있다.

(2) 구름 베어링의 윤활법

① 그리스 윤활

그리스는 반고체형 윤활제로 주입량은 하우징의 구조, 그리스의 종류, 주위 환경 등에 따라 다르지만, 일반적으로 베어링 케이스 내의 1/2~1/3정도 충전한다. 충전량이 너무 많으면 발열이 되기 쉽고, 열 때문에 그리스가 녹아 노화되기 쉽다. 사용 온도는 0~50°C정도가 보통이고, 고온용의 경우는 70°C정도까지 사용한다.

② 오일 윤활

그리스 윤활이 적합하지 않은 경우에 사용하며, 오일은 적정 온도에서 적정한 점도

가 되도록 선정하는 것이 중요하다. 오일은 그리스에 비하여 누유되지 않도록 주의해야 하며, 정밀한 급유 장치가 필요하다. 오일은 주로 산화 안정성 및 방청성이 우수한 광유 또는 합성유가 쓰인다.

4. 구름 베어링 설계 실제

가. 등가 베어링 하중

구름 베어링 하중은 레이디얼 하중(F_r)과 스러스트 하중(F_a)의 합성 하중이 작용하는 경우가 대단히 많다. 이 같은 경우 베어링 카탈로그의 기본 부하용량을 사용할 수가 없기 때문에 실제로 받는 하중과 동일한 상태로 베어링의 수명에 부여하도록 적정 레이디얼 또는 스러스트 하중으로 환산할 필요가 있다. 이렇게 환산된 하중을 등가하중(equivalent dynamic load)이라 한다. 따라서 레이디얼 베어링은 등가 레이디얼 하중, 스러스트 베어링은 등가 스러스트 하중으로 베어링의 수명을 계산한다.

(1) 등가 레이디얼(equivalent radial load) 하중

등가 레이디얼 하중은 다음과 같이 계산한다.

$$P_r = XVF_r + YF_a \quad \text{..... (3-78)}$$

여기서, P_r : 등가 레이디얼 하중 (N)

F_r : 레이디얼 하중 (N)

F_a : 스러스트 하중 (N)

X : 레이디얼 계수

Y : 스러스트 계수

V : 회전계수

(2) 등가 스러스트(equivalent thrust load) 하중

보통 스러스트 볼베어링은 레이디얼 하중을 받는 능력은 없으나, 구면 롤러 베어링, 테이퍼 롤러 베어링 등에 스러스트 하중과 레이디얼 하중이 동시에 작용할 때에 여기에 같은 수명을 줄수 있는 실제 스러스트 하중을 환산할 수가 있다. 이렇게 환산된 하중을 등가 스러스트 하중이라 한다.

$$P_a = XF_r + YF_a \quad \text{..... (3-79)}$$

여기서, P_a : 등가 스러스트 하중 (N)

F_r : 레이디얼 하중 (N)

F_a : 스러스트 하중 (N)

X : 레이디얼 계수

Y : 스러스트 계수

(3) 평균 등가 하중

[그림 3-65]와 같이 베어링의 하중이 최대 하중(P_{max})과 최소 하중(P_{min})사이를 주기적으로 변동하는 경우에는 평균 등가 하중을 산정하여 적용한다.

$$P_{min} = \frac{1}{3} (P_{min} + 2P_{max}) \dots\dots\dots (3-80)$$

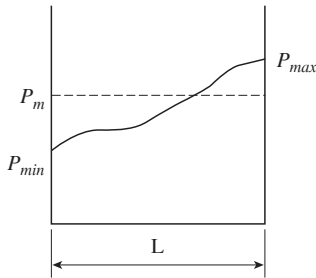


그림 3-65 평균 등가 하중

나. 구름 베어링 설계 실제

[그림 3-66]과 같이 850 rpm으로 1일 8시간 연속 운전하는 기어 감속 장치의 설계에서 베어링 수명시간 20,000시간 이상으로 설계 하는 경우 볼 베어링의 수명 계산, 단, 깊은 홈 단열 볼 베어링 번호 6210($C=35,000N$, $C_o=23,200N$), 하중 계수 $f_w=1.5$ 이다.

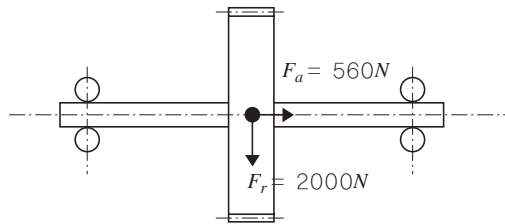


그림 3-66 합성 하중

X, Y 값

$$\begin{aligned} \frac{f_o \times F_a}{C_o} &= \frac{14.4 \times 560}{23,200} \approx 0.348 \rightarrow e = 0.22 && \leftarrow \text{베어링 카탈로그 활용} \\ \frac{F_a}{F_r} &= \frac{560}{2000} = 0.28 \rightarrow \frac{F_a}{F_r} > e = 0.22 && \rightarrow X = 0.56, Y = 1.99 \\ &&& V = 1 \text{ (내륜 회전)} \end{aligned}$$

등가 레이디얼 하중

$$P_r = XVF_r + YF_a = 0.56 \times 1 \times 2000 + 1.99 \times 560 = 2,234.4 \text{ N}$$

$$\text{베어링 하중 } P = f_w \times P_r = 1.5 \times 2,234.4 = 3,351.6 \text{ N}$$

수명 시간 (L_h)

$$L_h = 500 \left(\frac{C}{P} \right)^{\epsilon} \left(\frac{33.3}{n} \right) = 500 \left(\frac{35,000}{3,351.6} \right)^3 \left(\frac{33.3}{850} \right) \doteq 22,307 (\text{시간}) > 20,000 (\text{시간})$$

베어링 계산 수명시간($L_h=22,307$)이 설계 수명시간($L_h=20,000$) 이상으로 적절한 베어링 선정이다.

예제 1 축 방향으로 하중을 받을 때 사용하는 베어링은?

〈답〉 스러스트 베어링

예제 2 Oilless 베어링이란?

〈답〉 다공질체로 하여 이것에 윤활유를 함유시켜 장시간 함유하지 않고 사용할 수 있는 베어링이다.

예제 3 레이디얼 엔드 저널 베어링에서 저어널의 지름 $d[\text{mm}]$ 이고 레이디얼하중 $P[\text{N}]$ 일때 저널의 길이 l 을 구하는 식은? 단, 베어링의 압력은 $p_a[\text{N/mm}^2]$ 이다.

$$\langle \text{답} \rangle l = \frac{P}{p_a d}$$

예제 4 엔드 저널로서 지름 $50[\text{mm}]$ 의 전동축을 받치고 허용 최대 베어링 압력을 $6[\text{N/mm}^2]$, 저널의 길이를 $100[\text{mm}]$ 라 할 때 최대 베어링 하중은 몇 (kN)인가?

$$(\text{풀이}) \text{ 식(3-58)에서 } P = p_a d l = 6 \times 50 \times 100 = 30,000[\text{N}] = 30[\text{kN}]$$

예제 5 회전수 $420[\text{rpm}]$ 으로 베어링 하중 $1620[\text{N}]$ 을 받는 저널 베어링의 지름은 몇 (mm)인가? 단, 허용 베어링 압력 $p_a = 0.1[\text{N/mm}^2]$, 폭과 지름의비는 $\frac{l}{d} = 2.0$ 이다.

$$(\text{풀이}) \text{ 식(3-58)에서 } P = p_a d l = p_a d (2d) = 2 p_a d^2$$

$$d = \sqrt{\frac{P}{2 p_a}} = \sqrt{\frac{1620}{2 \times 0.1}} = 90[\text{mm}]$$

예제 6 축의 지름이 $160[\text{mm}]$, 칼라 지름이 $250[\text{mm}]$, 칼라의 수가 3개인 칼라 베

어링은 최대 몇 (kN)의 스러스트 하중에 견딜 수 있는가? 단, 베어링 압력은 $0.625[N/mm^2]$ 이다.

(풀이) 식 (3-65) $p = \frac{P}{\frac{\pi(d_2^2 - d_1^2)}{4} \cdot z}$ 에서

$$p = \frac{\pi(d_2^2 - d_1^2)zp}{4} = \frac{3.14(250^2 - 160^2) \times 3 \times 0.625}{4} \doteq 54,312[N]$$

$$\doteq 54.3[kN]$$

예제 7 볼 베어링에서 베어링 하중을 $\frac{1}{2}$ 배로 하면 수명은 몇 배로 되는가?

(풀이) $L = (\frac{C}{P})^r$ 에서 $L = (\frac{C}{P})^3$

$$L' = (\frac{C}{\frac{P}{2}})^3 = 8(\frac{C}{P})^3 = 8[L] \quad \therefore \text{답 8배}$$

예제 8 베어링 하중이 $500[N]$, 회전수가 $3,000[rpm]$ 일 때 기본부하 용량이 $9,000[N]$ 인 볼 베어링의 수명시간은?

(풀이) 식 (3-71)에서

$$L_h = \frac{10^6}{60n} (\frac{C}{P})^r = \frac{10^6}{60 \times 3,000} (\frac{9,000}{500})^3 = 32,400 \text{ 시간}$$

예제 9 $150[rpm]$ 으로 $1[kN]$ 을 지지하는 감속치차 축용 볼 베어링을 3만 시간 수명이 되도록 할 때 기본 부하 용량을 구하여라. 단, 하중계수는 1로 한다.

(풀이) 식(3-71), (3-75)에서, $P = f_w P_{th}$, $L_h = \frac{10^6}{60n} (\frac{C}{P})^r$

$$(\frac{C}{P})^r = \frac{60nL_h}{10^6} \quad \therefore C = P \sqrt[3]{\frac{60nL_h}{10^6}} = 1 \sqrt[3]{\frac{60 \times 150 \times 30,000}{10^6}} \doteq 6.46[kN]$$

예제 10 베어링 번호 6310의 단일 레이디얼 볼 베어링에 그리이스 윤활유로 30,000시간의 수명을 주고자 한다. 이 베어링의 한계 속도 계수가 200,000이라 할 때 이 베어링의 최대 사용 회전수는 얼마인가?

(풀이) $dn = 200,000$ 베어링 #6310, $d = 50[mm]$

$$\therefore n = \frac{200,000}{d} = \frac{200,000}{50} = 4,000[rpm]$$

【 익 힘 문 제 】

1. $5[kW]$ 의 동력을 전달하고 $250[rpm]$ 으로 회전하는 전동축에 지름 $400[mm]$ 의 벨트 풀리를 사용할 때 원주상의 회전을 구하여라.
2. $50[kW]$, $200[rpm]$ 으로 동력을 전달하는 축의 지름을 구하여라. 단, 축의 허용 전단 응력 $\tau_a = 57[N/mm^2]$ 이다.
3. $N = 400[rpm]$, $T = 100[kN \cdot m]$ 을 받는 회전축의 전달 동력과 축의 지름을 구하여라. 단, 허용 응력 $\tau_a = 25[N/mm^2]$ 이다.
4. $25[kW]$, $300[rpm]$ 을 전달시키는 전동축이 $0.5[kN \cdot m]$ 의 휨 모멘트를 동시에 받을 때 T_e , M_e , d 를 구하여라. 단, 축의 허용 전단 응력 $\tau_a = 50[N/mm^2]$, 허용 휨 응력 $= 65 [N/mm^2]$ 이다.
5. $200[rpm]$ 으로 $15[kW]$ 를 전달하는 길이 $5[m]$ 의 축이 찬축에 비틀림 각을 전 길이에 대하여 1° 이내로 하기위한 축의 지름을 구하여라. 단, $G = 8.2 \times 10^4 [N/mm^2]$ 이다.
6. 지름 $50[mm]$, 길이 $1000[mm]$ 인 축이 찬 축이 $1500[rpm]$ 으로 회전할 때 비틀림 각과 전달 동력 $[kW]$ 을 구하여라. 단, 축 재료의 허용 비틀림 응력 $\tau_a = 40[N/mm^2]$, $G = 8.2 \times 10 [N/mm^2]$ 이다.
7. $400[rpm]$ 으로 회전하면서 동력을 전달하는 축의 지름 $80[mm]$, 축의 중심에서 $250[mm]$ 떨어진 원주상에 4개의 볼트로 고정된 플랜지 커플링이 있다. ① 축과 볼트의 전단 응력 $\tau_a = 50[N/mm^2]$ 일 때 전달 동력 $[kW]$ ② 볼트의 지름을 각각 구하여라. 단, 축과 볼트의 재질은 같다.
8. 축을 $200[rpm]$ 으로 회전시키는 맞물림 클러치에서, $D_2 = 125[mm]$, $D_1 = 75[mm]$, $h = 25[mm]$, $z = 3$ 일 때, 필요한 전달 동력 $[kW]$ 을 구하여라. 단, 턱에 걸리는 접촉 압력 $p_m = 25[N/mm^2]$ 이다.
9. $15[kW]$, $500[rpm]$ 를 전달하는 접촉면의 지름 계수 1.5 (바깥지름 $= 1.5 \times$ 안지름)인 원

- 관 클러치의 바깥지름과 안지름을 구하여라. 단, $\mu=0.2$, 접촉 면압 $p_m=0.3[N/mm^2]$ 이다.
10. $400[rpm]$, $20[kW]$ 를 전달하는 원추 클러치의 평균지름과 접촉 너비를 구하여라. 단, $D_m=7d$, $p_m=0.3[N/mm^2]$, $\mu=0.2$, $\tau_a=20[N/mm^2]$ 이다.
11. 다관 클러치의 $D_1=180[mm]$, $D_2=250[mm]$ 이고, $40[kW]$ 을 전달하기 위한 회전수를 구하여라. 단, $p_m=0.2[N/mm^2]$, $\mu=0.2$, $z=6$ 이다.
12. 길이 $100[mm]$ 인 축 끝 저널이 $300[rpm]$ 으로 회전할 때 필요한 베어링 하중을 구하여라. 단, $p_v=0.1[N/mm^2 \cdot m/s]$ 이다.
13. $25[kN]$ 의 하중을 받는 피벗 저널베어링이 $180[rpm]$ 으로 회전하고 있다. 이 저널의 바깥지름 $d_2=120[mm]$ 일 때 안지름과 베어링 압력을 구하여라. 단, $p_v=4[N/mm^2 \cdot m/s]$ 이다.
14. $P=30[kN]$, $N=200[rpm]$, $d_1=400[mm]$, $d_2=500[mm]$ 인 칼라 저널의 수와 베어링 압력을 구하여라. 단, $p_v=0.5[N/mm^2 \cdot m/s]$ 이다.
15. 기본 부하용량의 $\frac{1}{2}$ 인 베어링 하중이 작용하는 레이디얼 볼 베어링이 $100[rpm]$ 으로 회전할 때 수명 시간을 구하여라.
16. 원통 롤러 베어링 N 206이 $3000[rpm]$ 으로 $920[N]$ 의 베어링 하중을 받을 때 수명 시간을 구하여라. 단, 하중 계수 $f_w=1.5$, 베어링 기본 부하 용량 $C=14600[N]$ 이다.
17. 단일 앵글러 볼 베어링 No. 7206에 레이디얼 하중 $1500[N]$ 이 작용하고, 내륜이 $800[rpm]$ 으로 회전할 때 수명 시간을 구하여라. 단, 하중 계수 $f_w=1.2$, 베어링 기본 부하 용량 $C=17700[N]$ 이다.



한국신
HUMAN RESOURCE

사업인력공단

S DEVELOPMENT SERVICE OF KOREA

간접전동 기계요소

Chapter

04

제 1 절 벨트 전동

제 2 절 로프 전동

제 3 절 체인 전동

사업인력공단

S DEVELOPMENT SERVICE OF KOREA



한국신
HUMAN RESOURCE

제 4 장 간접전동 기계요소

제 1 절 벨트 전동

1. 평 벨트(flat belt)

가. 벨트의 종류

평 벨트는 힘과 탄력성이 필요하므로, 가죽, 직물, 고무, 링크, 레이스, 강철 등의 벨트가 사용되나 현재로서는 고무벨트가 가장 일반적으로 사용되고 있다.

(1) 가죽 벨트(leather flat belt)

소가죽, 물소 가죽을 연하게 처리하여 두께 약 5~8[mm]정도로 만든 벨트를 1겹 벨트라 하며, 2겹 벨트, 3겹 벨트가 있다. 가죽 벨트는 탄닝 또는 크롬 등의 약품으로 처리하여 벨트용 가죽을 만든다.

- ① 탄닝 처리 가죽 : 탄성이 풍부하고, 내구력도 크며, 늘어남은 작지만 단단하여 유연성이 작기 때문에 작은 지름의 폴리에는 부적당하다.
- ② 크롬 처리 가죽 : 유연성이 있으므로 작은 지름의 폴리에 적합하며, 형상이 부서지기 쉬우므로, 탄닝 처리한 가죽 평 벨트와 겹쳐 사용하면 형상이 부서지지 않는다.

(2) 고무 벨트(rubber belt)

2장 이상의 직물 벨트에 고무를 포개 붙여 만든 것으로 유연하고, 폴리에 잘 접촉되므로 미끄럼이 적고, 비교적 수명이 길다. 또한 습기에 잘 견디고, 먼지 등에 의하여 손상 받지 않으며, 70°C의 온도에도 잘 견딘다.

고무벨트는 너비와 두께를 적당히 가감할 수 있어서 운반용으로 널리 쓰인다.

(3) 섬유 벨트(textile belt)

섬유 벨트는 무명, 대마, 합성 섬유의 직물을 이음매 없이 짜서 만든 것으로 폭과 길이를 마음대로 만들 수 있으나, 가죽에 비하여 연결하기가 힘들다. 인장강도는 크지만 마찰계수가 작고, 온도와 습도에 의한 신축이 심하며 유연성이 좋지 않아 전동 효율이 떨어진다. 가죽보다 가격이 싸기 때문에 널리 사용한다.

(4) 강철 벨트(steel belt)

강철 벨트는 압연한 얇은 강철판으로 만들며, 다른 벨트에 비하여 탄성과 마찰 계수는 떨어지지만 인장강도가 대단히 크며, 늘어나지도 않고 수명이 긴 장점이 있다. 이 벨트는 마찰을 크게 하기 위하여 풀리의 표면에 고무, 코르크 등을 붙인다.

나. 평 벨트의 이음 방법

평 벨트는 반드시 연결해서 사용해야 하는데 [그림 4-1]과 같이 접착제로 압착하여 붙이는 방법, 가죽 끈이나 철사로 잇는 방법, 클램프(clamp) 이음 방법, 엘리게이터(alligator)를 이용한 이음 방법 등이 있다.

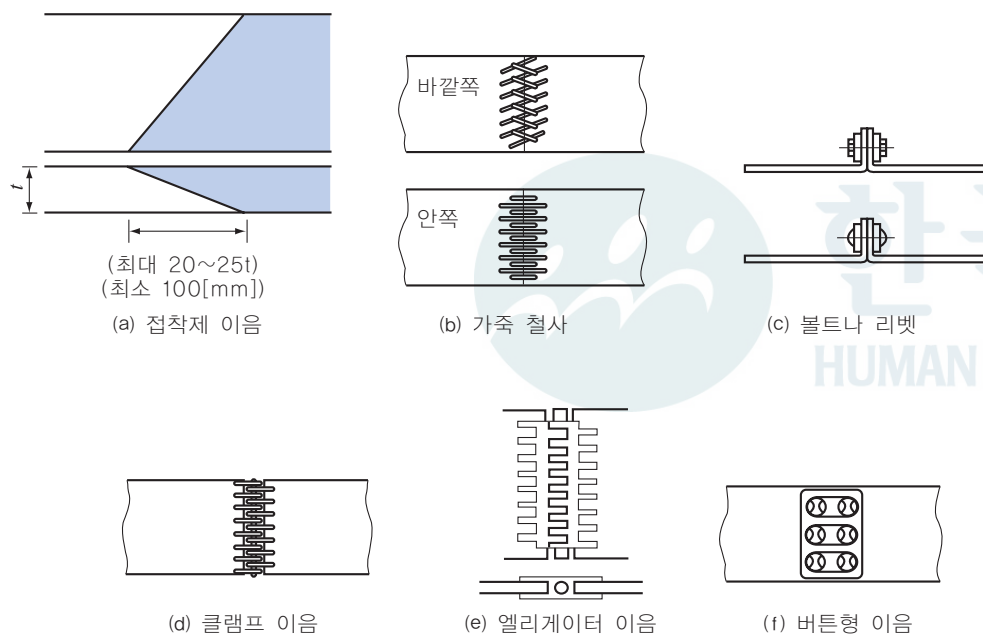


그림 4-1 벨트의 이음 방법

이음을 하면 이음부가 약하기 때문에 벨트를 설계할 때에는 벨트 자체의 강도를 기준으로 하지 않고 이음부의 강도를 기준으로 한다. 각 이음 방법에 따른 이음 효율은 <표 4-1>과 같다.

표 4-1 이음 효율

이음 종류	접착제 이음	철사 이음	가죽끈 이음	이음쇠 이음
이음 효율	75~90%	60%	40~50%	40~70%

다. 평 벨트 거는 방법

평 벨트를 거는 방법에는 [그림 4-2]와 같이 회전 방향이 같은 평행 걸기(open belting)와 회전 방향이 반대인 십자 걸기(cross belting)가 있다. 평행 걸기의 경우 접촉각은 한쪽은 180° 보다 작고, 다른 쪽은 180° 보다 크다. 십자 걸기의 경우 접촉각은 양쪽이 180° 보다 크며 각의 크기는 양쪽이 거의 같다.

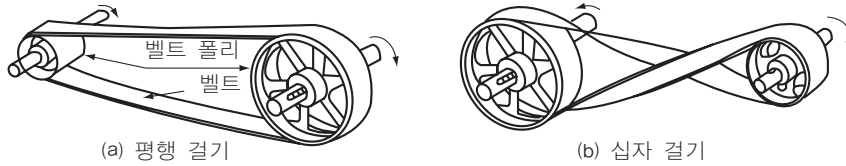


그림 4-2 평 벨트 거는 방법

[그림 4-3]과 같이 풀리가 회전하면 (a)그림에서 아래쪽 벨트는 인장력을 받아서 긴장측(tight side)이 되고, 위쪽은 느슨해져서 이완측(slack side)이 된다. 이와 같이 벨트 전동에서는 긴장측을 아래로 이완측은 위쪽이 되도록 하여야 한다. 만일, (b)그림에서와 같이 반대로 하면 아래 이완측에 벨트 자중에 의한 처짐으로 접촉각이 작아져 마찰력 감소로 미끄럼이 생기기 쉽다.

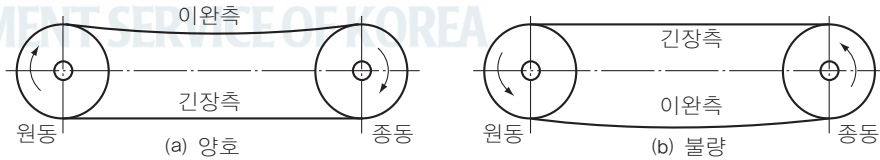


그림 4-3 벨트의 긴장측과 이완측

라. 평 벨트의 길이와 접촉각

(1) 평 벨트의 길이

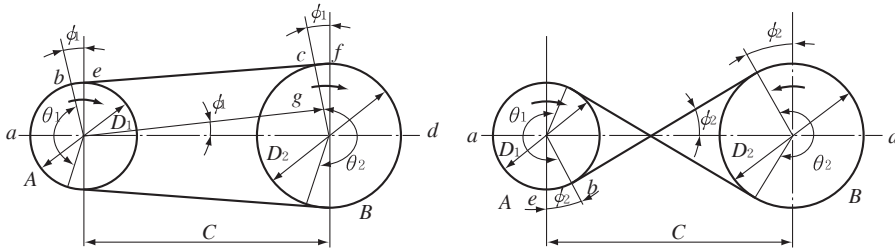


그림 4-4 평 벨트의 길이와 접촉각

[그림 4-4]와 같이 벨트 풀리의 지름이 각각 D_1, D_2 이고, 축간 거리가 C 인 두 풀리에 벨트를 감았을 때 벨트의 이론적 길이는 다음과 같이 계산한다.

① 평행 걸기의 경우

$$L = \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \phi_1(D_2 - D_1) + 2C \cdot \cos \phi_1$$

위 식에서

$$\sin \phi_1 = \frac{D_2 - D_1}{2C}$$

여기서 풀리 지름 D_1, D_2 보다 축간거리 C 가 매우 크기 때문에 ϕ_1 이 작게 되어 $\sin \phi_1 \approx \phi_1$ 이 된다. $\cos \phi_1 \approx 1 - 1/2(\sin \phi_1)^2$ 으로 할 수 있으므로 벨트길이(L)는 근사적으로 다음과 같이 구한다.

$$L = 2C + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4C} \quad \dots\dots\dots (4-1)$$

② 십자 걸기의 경우

$$L = \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \phi_2(D_1 + D_2) + 2C \cdot \cos \phi_2$$

위 식에서

$$\sin \phi_2 = \frac{D_2 + D_1}{2C}$$

여기서 풀리 지름 D_1, D_2 보다 축간거리 C 가 매우 크기 때문에 ϕ_2 가 작게 되어 $\sin \phi_2 \approx \phi_2$ 가 된다. 평행 걸이와 같은 방법으로 정리하면 벨트 길이(L)는 근사적으로 다음과 같이 구한다.

$$L = 2C + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 + D_1)^2}{4C} \quad \dots\dots\dots (4-2)$$

(2) 평 벨트의 접촉각

[그림 4-4]에서 벨트와 풀리가 접촉하고 있는 부분의 중심각 θ_1, θ_2 를 접촉각(contact angle)이라 하며, 이 각이 클수록 벨트의 미끄럼이 적고, 큰 동력을 전달할 수 있다. 또 평행 걸기에서는 축간 거리가 짧거나 풀리의 지름 차이가 크게 되면 접촉각이 작아진다. 또, 접촉각을 크게 하기 위해서는 위쪽이 이완측이 되도록 해야 한다. 만일 접촉각이 작아서 미끄럼이 생기기 쉬운 경우는 [그림 4-5]와 같은 긴장 풀리(tightening pulley)를 사용하면 접촉각을 크게 할 수 있다.

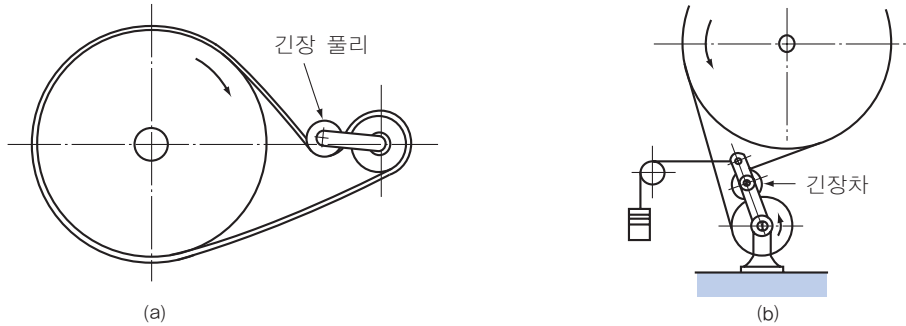


그림 4-5 긴장 풀리

① 평행 결기의 경우

각 풀리의 접촉각을 각각 θ_1, θ_2 라 하면 다음과 같이 구한다.

$$\left. \begin{aligned} \theta_1 &= 180^\circ - 2\phi_1 = 180^\circ - 2 \sin^{-1}\left(\frac{D_2 - D_1}{2C}\right) \\ \theta_2 &= 180^\circ + 2\phi_1 = 180^\circ + 2 \sin^{-1}\left(\frac{D_2 - D_1}{2C}\right) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (4-3)$$

② 십자 결기의 경우

$$\theta_1 = \theta_2 = 180^\circ + 2\phi_2 = 180^\circ + 2 \sin^{-1}\left(\frac{D_2 + D_1}{2C}\right) \dots\dots\dots (4-4)$$

십자 결기가 평행 결기보다 접촉각이 커서 큰 동력을 전달 할 수 있으나, 벨트가 비틀려서 서로 접촉하기 때문에 마멸되기 쉽다.

마. 평 벨트의 장력과 전달 동력

(1) 벨트의 장력

벨트 전동은 마찰력에 의해 힘을 전달하므로 필요한 마찰력을 얻으려면 벨트를 풀리에 감았을 때 벨트에 인장력이 주어져야 한다. 이 인장력을 초기 장력(initial tension)이라 하며 기호 T_o 로 표기한다. 초기 장력 상태에서 풀리가 회전을 시작하면 벨트의 장력이 증가하는 쪽과 감소하는 쪽이 있어 팽팽한 쪽과 느슨한 쪽이 생긴다. 이 때 팽팽한 쪽의 장력을 긴장측 장력(tight side tension), 기호는 T_t 으로 표기한다. 또 느슨한 쪽의 장력을 이완측 장력(slack side tension), 기호는 T_s 로 표기한다.

① 초기 장력

$$T_o \doteq \left(\frac{T_t + T_s}{2} \right) \dots\dots\dots (4-5)$$

② 유효 장력

긴장측 장력은 크고 이완측 장력이 작으므로 이 장력 차이로 중동 풀리가 회전하게 되는데 이 장력의 차이를 유효 장력(effective tension)이라 하고 기호 T_e 로 표기한다.

$$T_e = T_t - T_s \quad \dots\dots\dots (4-6)$$

③ 아이텔바인(Eytelwein)식 : 장력비

원동 풀리의 회전으로 중동 풀리가 회전하려면 유효 전달력(T_e)이 중동 풀리의 원주에 작용하여야 한다. 따라서 벨트가 회전할 때 전달력을 구하려면 긴장측 장력과 이완측 장력을 구하여야 하는데, [그림 4-6의 (a)]와 같이 벨트에 작용하는 장력은 접촉 각 전체에 걸쳐 T_t 에서 T_s 까지 직선적으로 감소하고 있다.

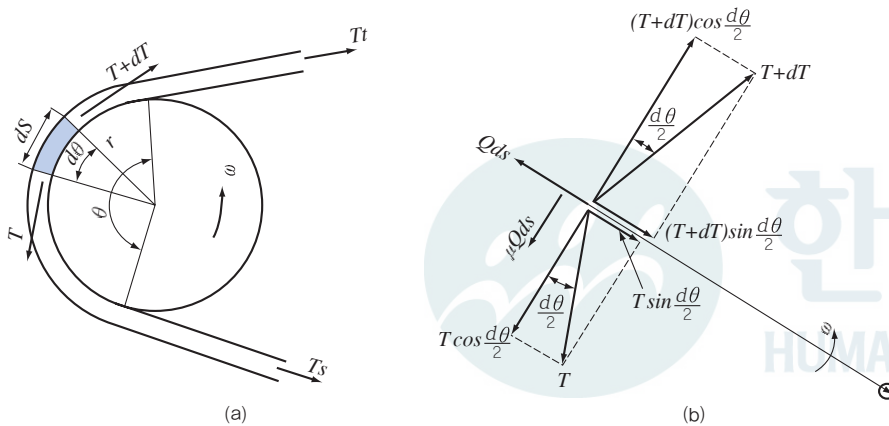


그림 4-6 벨트와 풀리 사이의 힘의 균형

그림 (b)와 같이 반지름 방향에 작용하는 힘들은 평형 조건으로부터 다음과 같다.

$$\begin{aligned} Q \cdot ds &= T \sin \frac{d\theta}{2} + (T+dT) \sin \frac{d\theta}{2} \\ &= 2T \sin \frac{d\theta}{2} + dT \sin \frac{d\theta}{2} \end{aligned}$$

여기서, Q 는 벨트가 풀리의 림면을 누르는 힘

위식에서 첫째 항의 $\sin \frac{d\theta}{2} \approx \frac{d\theta}{2}$ 라 하고, 둘째 항은 아주 작은 값이므로 무시하면

$$Q \cdot ds = 2T \cdot \frac{d\theta}{2} = T \cdot d\theta$$

가 된다. 따라서 마찰력은

$$\mu \cdot Q ds = \mu \cdot T d\theta$$

여기서, μ 는 마찰력이다.

마찰력이 dT 와 균형을 이루고 있으므로

$$dT = \mu \cdot Q ds = \mu \cdot T d\theta$$

$$\therefore \frac{dT}{T} = \mu \cdot d\theta$$

위식을 접촉각에 전체에 대하여 적분하면 다음과 같다.

$$\int_{T_s}^{T_t} \frac{dT}{T} = \mu \int_0^\theta d\theta, \quad \log_e \frac{T_t}{T_s} = \mu \theta$$

$$\frac{T_t}{T_s} = e^{\mu\theta} \dots\dots\dots (4-7)$$

가 된다. 이 식을 아이텔바인(Eytelwein)식 또는 장력비라 한다.

④ 벨트의 장력

벨트의 속도 $v \leq 10[m/s]$ 에서 원심력을 무시하면

$$T_t = \frac{e^{\mu\theta}}{e^{\mu\theta}-1} T_e, \quad T_s = \frac{1}{e^{\mu\theta}-1} T_e \dots\dots\dots (4-8)$$

벨트의 속도 $v > 10[m/s]$ 에서 원심력을 고려하면

$$T_t = \frac{e^{\mu\theta}}{e^{\mu\theta}-1} T_e + m v^2, \quad T_s = \frac{1}{e^{\mu\theta}-1} T_e + m v^2 \dots\dots\dots (4-9)$$

여기서, m 은 단위 길이당 질량(kg/m)으로, $m = A\rho = bt\rho$ 로 계산한다.

v 는 원주 속도 (m/s)이다.

벨트의 유효 장력은 마찰 계수와 접촉각이 클수록 커진다. 마찰계수의 값은 벨트와 벨트 풀리의 재질이나 벨트풀리의 표면 상태로 결정되며, 벨트 풀리의 표면이 거칠면 마찰 계수는 커지지만 마찰에 따른 벨트 면이 손상되어 벨트의 수명이 짧아지게 된다. 벨트와 풀리의 재질에 따른 마찰 계수는 <표 4-2>와 같다.

표 4-2 마찰 계수

재 질	마찰 계수
가죽 벨트와 주철제 풀리	0.2 ~ 0.3
가죽 벨트와 목재 풀리	0.4
면 벨트와 주철제 풀리	0.2 ~ 0.3
고무벨트와 주철제 풀리	0.2 ~ 0.25

(2) 벨트의 전달 동력

① 원심력을 무시할 때 ($v \leq 10[m/s]$)

$$H = \frac{T_e v}{1000} = \frac{T_t v}{1000} \cdot \frac{e^{\mu\theta} - 1}{e^{\mu\theta}} [kW] \quad (4-10)$$

② 원심력을 고려할 때 ($v > 10[m/s]$)

$$H = \frac{T_e v}{1000} = \frac{v}{1000} (T_t - mv^2) \frac{e^{\mu\theta} - 1}{e^{\mu\theta}} [kW] \quad (4-11)$$

③ 최대 전달 동력

식(4-10)에서 벨트의 속도가 커지면서 전달 동력은 증가하지만 어느 속도 이상이 되면 원심력 때문에 오히려 감소하게 된다. 이 때, 전달 동력이 최대가 되는 속도는 식(4-11)에서 v 로 미분하여 이것을 0으로 놓으면

$$\begin{aligned} \frac{dH}{dv} &= \frac{T_t}{1000} \cdot \frac{e^{\mu\theta} - 1}{e^{\mu\theta}} - 3mv^2 \cdot \frac{1}{1000} \cdot \frac{e^{\mu\theta} - 1}{e^{\mu\theta}} = 0 \\ &= \frac{1}{1000} \cdot \frac{e^{\mu\theta} - 1}{e^{\mu\theta}} (T_t - 3mv^2) = 0 \end{aligned}$$

윗식에서 $T_t - 3mv^2 = 0$ 이라 하면

$$v = \sqrt{\frac{T_t}{3m}}$$

를 얻는다. 이 속도는 전달 동력이 최대가 되는 벨트의 속도이다. 따라서 최대 전달 동력 $H_{\max}$ 는 v 값을 식(4-11)에 대입하면 다음과 같다.

$$H_{\max} = \frac{2}{3} \cdot \frac{T_t}{1000} \cdot \sqrt{\frac{T_t}{3m}} \cdot \frac{e^{\mu\theta} - 1}{e^{\mu\theta}} [kW] \quad (4-12)$$

바. 벨트의 설계

벨트가 운전 중에 큰 동력을 전달하기 위해서는 마찰 계수가 큰 재료와 이음 효율이 높은 이음 방법을 선택하여야 한다. 또한 최대 인장력이 걸리는 긴장 측 장력에 충분히 견딜 수 있도록 폭과 두께를 결정하여야 한다.

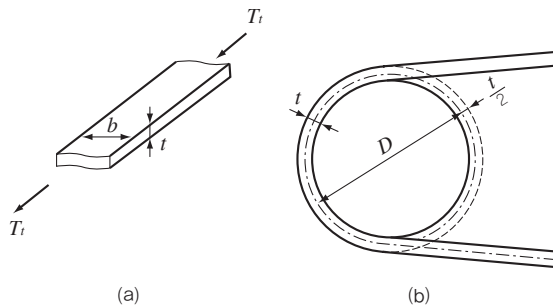


그림 4-7 벨트의 장력과 벨트에 생기는 응력

[그림 4-7의 (a)]와 같이 벨트에 장력 T_t 이 작용할 때 생기는 인장 응력 σ_t 는

$$\sigma_t = \frac{T_t}{bt} \quad (4-13)$$

[그림 4-7의 (b)]에서 굽힘 응력 $\sigma_b \approx \frac{tE}{D}$ 가 되므로 벨트에 생기는 응력은 다음과 같다.

$$\sigma = \sigma_t + \sigma_b = \frac{T_t}{bt} + \frac{tE}{D} \quad (4-14)$$

위 식에서 $\frac{t}{D}$ 가 작은 경우에는 굽힘 응력은 장력에 의한 인장 응력에 비하여 작기 때문에 고려하지 않는다. 벨트의 단면(폭과 두께)을 결정하기 위해서는 벨트에 생기는 응력이 허용 응력(σ_a)이하가 되게 하여 다음과 같이 구한다.

$$bt = \frac{T_t}{\sigma_a \eta} \quad (4-15)$$

여기서 η 는 벨트의 이음 효율이다.

사. 벨트 풀리의 설계

벨트 풀리(belt pulley)는 [그림 4-8의 (a)]와 같이 벨트를 거는 림(rim)과 축을 연결하는 보스(boss), 림과 보스를 연결하는 암(arm)으로 구성되어 있다. 주로 주철제를 사용하고, 강력하거나 고속($v=30[m/s]$ 이상)인 때는 강제(鋼製)를 사용한다. 또, 대형 벨트 풀리는 그림 (b)와 같이 2개로 분할되어 볼트로 결합한다.

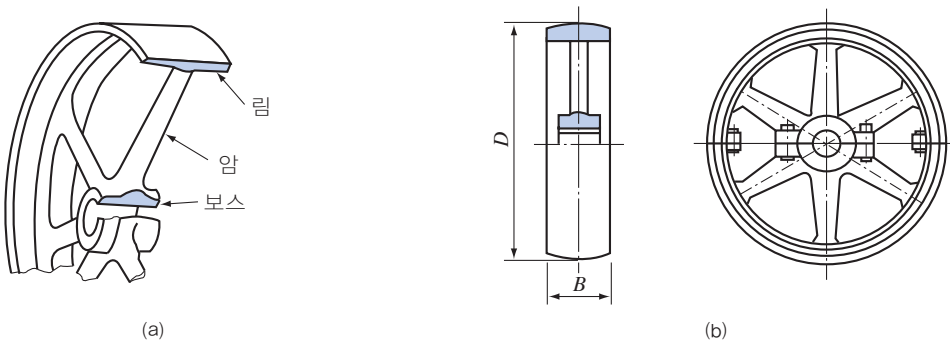


그림 4-8 벨트 풀리

그림의 형상은 [그림 4-9의 (b)]와 같이 평탄한 것도 있으나 중앙부를 높게(crown 처리) 한 것도 있다. 림의 중앙을 높게 한 이유는 그림 (a)와 같은 풀리에 감긴 벨트가 회전하면 점 A에서 점 B로 움직이므로 벨트가 원추 풀리의 큰 지름 쪽으로 이동하는 경향이 있어 벨트는 풀리의 중앙에 오게 되어 벗겨지지 않는다. 또한 림면의 형상을

(c)와 같이 하면 벨트가 상하기 쉬우므로 (d)와 같이 하는 것이 좋다.

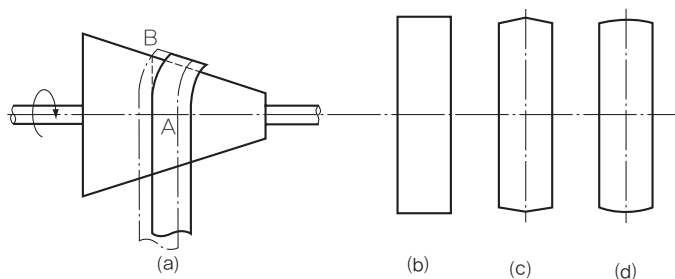


그림 4-9 풀리의 림면 형상

(1) 림(rim)

벨트 풀리가 고속 회전을 하거나 지름이 큰 때는 원심력으로 림에 원주 방향의 인장 응력이 생기며, 이 응력이 림 재료의 허용 응력보다 크게 되면 파괴된다. 그러므로 림의 원주 속도를 제한할 필요가 있다. <표 4-3>은 여러 가지 재료에 대한 림의 허용 원주 속도를 표시한다.

표 4-3 림의 허용 원주 속도

벨트 풀리의 재료	허용 원주 속도[m/s]
주 철	20
경 합 금	30
철 판	30
목 재	30
철 심 목 재	40

[그림 4-10]과 같은 주철제 벨트 풀리의 각부 치수는 다음과 같다.

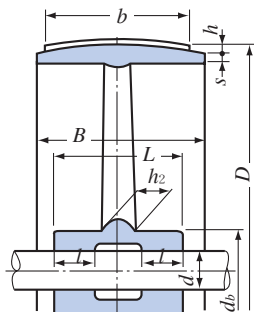


그림 4-10 평벨트 풀리의 각부 치수

림의 너비 $B = 1.1b + 10 [mm]$

림의 두께 $s = \frac{D}{200} + 3 [mm]$ (평평한 것)

$s = \frac{D}{300} + 2 [mm]$ (크라운이 있는 것)

보스의 길이 $L = B \cdots \cdots B = (1.2 \sim 1.5)d$ 일 때

$L = 0.7B \cdots \cdots B > 1.5 d$ 일 때

보스가 긴 구멍의 중간에 여유를 두고 있을 때 길이 l 은

$l = (0.4 \sim 0.5)d$

보스의 바깥지름 $d_b = \frac{5}{3}d + 10 [mm]$

(2) 암(arm)

암은 회전 방향에 장축(長軸)을 지지할 수 있게 타원 단면을 많이 사용하지만, 대형은 십자형 단면으로 되어 있다. 림에서부터 암에 걸리는 힘은 주로 굽힘 작용을 받으므로 암의 보스 쪽은 굽게, 림 쪽은 가늘게 한다.

암의 수 n 은 다음 식으로 구한다.

$$n = \left(\frac{1}{3} \sim \frac{1}{6} \right) \sqrt{D}$$

보통 암의 수는 4개(지름이 500[mm] 이하) 내지 8개(지름이 500[mm] 이상)이다.

암의 크기를 결정하기 위해서 암을 보스에 고정한 외팔보로 생각하고 근사적으로 계산한다. [그림 4-11]과 같이 바깥둘레에 작용하는 회전력 P 를 암의 수의 1/3을 부담하는 것으로 한다. 암에 생기는 최대 굽힘 응력 σ_b 로 암의 크기를 계산한다.

$$M = Py = \frac{n}{3} \sigma_b Z = \frac{n}{3} \sigma_b \frac{\pi h_1^3}{64}$$

$$\sigma_b = \frac{192Py}{\pi n h_1^3}$$

$$h_1 = \sqrt[3]{\frac{192Py}{\pi n \sigma_b}} \cdots \cdots (4-16)$$

여기서, y : 보스와의 접촉부에서 외주까지의 거리

h_1 : 보스에 접하는 암 단면의 장축 길이

Z : 암의 단면 계수로 타원인 경우는 $\frac{\pi}{64} h_1^3$

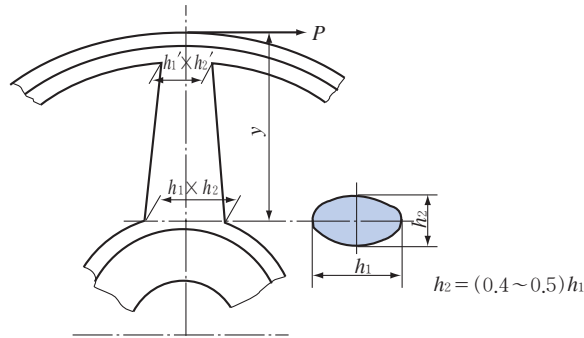


그림 4-11 암의 굽힘 강도

2. V벨트 전동

V벨트 전동 장치는 [그림 4-12]와 같이 고무나 가죽으로 된 사다리꼴 단면을 갖는 V벨트를 폴리 홈에 끼워 마찰에 의해 전동한다. 축간 거리가 짧은 경우에도 사용할 수 있으며, 다음과 같은 장점이 있다.

- ① 홈의 양면에 밀착되므로 마찰력이 평 벨트보다 크고, 미끄럼이 적어 비교적 작은 장력으로 큰 회전력을 전달할 수 있다.
- ② 평 벨트와 같이 벗겨지는 일이 없다.
- ③ 이음매가 없어 운전이 정숙하고, 충격을 완화하는 작용을 한다.
- ④ 지름이 작은 폴리에도 사용할 수 있다.
- ⑤ 설치 면적이 좁으므로 사용이 편리하다.

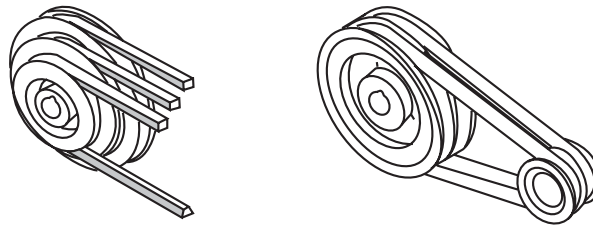


그림 4-12 V 벨트와 폴리

가. V벨트

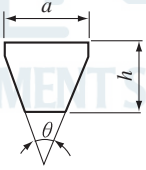
[그림 4-13]과 같이 단면 구조는 전동할 때에 외측은 늘어나고 내측은 줄어들게 되므로 고무 층에서 중간의 신축이 없도록 중앙부를 면이나 인조 섬유 등으로 만들고 상하에는 경질 고무 층을 입힌다.



그림 4-13 V 벨트의 단면

V벨트의 종류는 KS규격에서 단면의 형상에 따라 6종류로 규정하고 있으며, M형을 제외한 5종류가 동력 전달용으로 사용된다. <표 4-4>는 V벨트의 치수와 벨트의 인장 강도를 나타낸다.

표 4-4 V 벨트의 치수와 인장 강도

단면형상	종류	a [mm]	h [mm]	θ [$^{\circ}$]	단면적 [mm ²]	인장 강도 [kN]	허용 장력 [N]
	M	10.0	5.5	40	44	1.2 이상	78
	A	12.5	9.0	40	83	2.4 이상	147
	B	16.5	11.0	40	137	3.5 이상	235
	C	22.0	14.0	40	237	5.9 이상	392
	D	31.5	19.0	40	467	10.8 이상	843
	E	38.0	24.0	40	732	14.7 이상	1176

V벨트의 길이는 폴리의 피치원을 지나는 길이를 유효 둘레라고 할 때, 유효 둘레를 인치로 나타낸 숫자를 호칭 번호로 표시한다. (예, 호칭 번호 100 : $100 \times 25.4 = 2540$ [mm])

나. V벨트 풀리

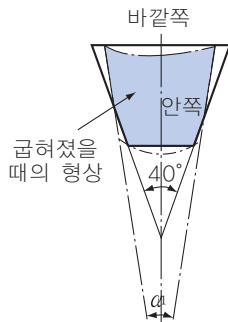


그림 4-14 V벨트의 변형

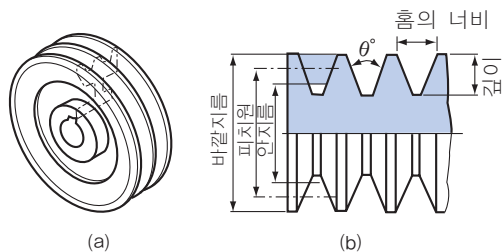


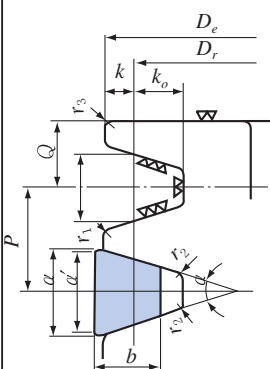
그림 4-15 V벨트 풀리

V벨트 풀리는 림(rim)을 제외한 나머지 부분은 평 벨트 풀리와 같다. 홈의 형상은 V벨트와 같아서 V벨트가 굽혀지면 [그림 4-14]와 같이 안쪽은 압축을 받아 넓어지고, 바깥쪽은 인장을 받아 좁아진다. 따라서 구동중에 V벨트의 각도는 보다 작아지며, 이 각도는 풀리의 지름이 작아질수록 더 작아진다. 따라서 풀리에 홈 각을 V벨트보다 더 작은 각도로 가공하여야만 미끄럼에 따른 동력 손실을 줄일 수 있다. [그림 4-15]는 V벨트 풀리의 홈 각과 V벨트의 각도가 다른 것을 나타낸 그림이다.

V벨트 풀리의 호칭 지름은 피치원 지름으로 나타내며, 홈의 각도는 V벨트의 수명, 전동 효율에 영향이 있으므로 정밀하게 다듬질해야하며 풀리의 홈 밑이 V벨트가 직접 접촉되지 않도록 한다. <표 4-5>는 V벨트 풀리의 형상과 치수를 나타낸다.

표 4-5 V벨트 풀리의 홈 형상과 치수

(단위 : mm)

V벨트 풀리	형	호칭 지름	$\alpha(^{\circ})$	l_0	k	k_0	e	f	r_1	r_2	r_3
	M	50 이상 71 이하 71 초과 90 이하 90 초과	34 36 38	8.0	2.7	6.3	13.0	9.5	0.2 ~ 0.5	0.5 ~ 1.0	1 ~ 2
	A	71 이상 100 이하 100 초과 125 이하 125 초과	34 36 38	9.2	4.5	8.0	15.0	10.0	0.2 ~ 0.5	0.5 ~ 1.0	1 ~ 2
	B	125 이상 160 이하 160 초과 200 이하 200 초과	34 36 38	12.5	5.5	9.5	19.0	12.5	0.2 ~ 0.5	0.5 ~ 1.0	1 ~ 2
	C	200 이상 250 이하 250 초과 315 이하 315 초과	34 36 38	16.9	7.0	12.0	22.5	17.0	0.2 ~ 0.5	1.0 ~ 1.6	2 ~ 3
	D	355 이상 450 이하 450 초과	36 38	24.6	9.5	15.5	37.0	24.0	0.2 ~ 0.5	1.6 ~ 2.0	3 ~ 5
	E	500 이상 630 이하 630 초과	36 38	28.7	12.7	19.3	44.5	29.0	0.2 ~ 0.5	1.6 ~ 2.0	4 ~ 5

다. V벨트의 전달 동력

(1) V벨트의 마찰 계수

V벨트 전동은 평 벨트 전동에 비하여 V벨트 풀리의 홈에 벨트가 썩기 작용으로 끼워지기 때문에 마찰력이 크게 된다. [그림 4-16]에 나타난 것과 같이 V벨트가 풀리를

누르는 힘을 Q 라 하고, 홈의 각도를 α , 홈 벽에 벨트가 작용하는 수직력을 R 이라 하면 반지름 방향에 있는 힘의 평형은 다음과 같다.

$$Q = 2(R \sin \frac{\alpha}{2} + \mu R \cos \frac{\alpha}{2}) = 2R(\sin \frac{\alpha}{2} + \mu \cos \frac{\alpha}{2}) \quad (4-17)$$

이 때, 벨트 측면에 작용하는 수직력 R 은

$$R = \frac{Q}{2(\sin \frac{\alpha}{2} + \mu \cos \frac{\alpha}{2})} \quad (4-18)$$

마찰력에 의한 회전력 P 는

$$P = 2 \mu R = \frac{\mu Q}{\sin \frac{\alpha}{2} + \mu \cos \frac{\alpha}{2}} = \mu' Q \quad (4-19)$$

따라서

$$\mu' = \frac{\mu}{\sin \frac{\alpha}{2} + \mu \cos \frac{\alpha}{2}} \quad (4-20)$$

V벨트 전동에서는 평 벨트에 적용되는 식에서의 μ 대신에 μ' 를 사용하면 된다. 이 경우 회전력의 비는 $\mu=0.25$, $\alpha=40^\circ$ 일 때, $\mu':\mu=1.733:1$ 이 된다. 결과적으로 V벨트가 평 벨트 보다 훨씬 큰 회전력을 전달할 수 있다.

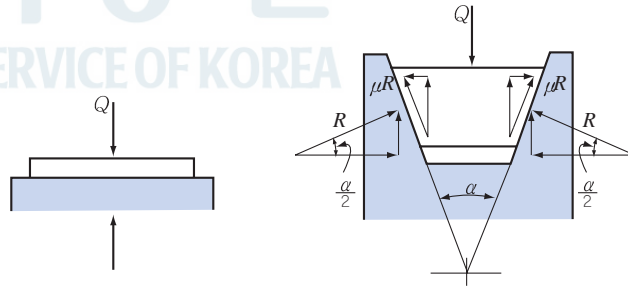


그림 4-16 V벨트의 마찰력

<표 4-6>은 μ' 의 값을 나타낸다.

표 4-6 μ' 의 값

α°	μ				
	0.20	0.25	0.30	0.35	0.40
34	0.41	0.47	0.52	0.56	0.59
35	0.41	0.46	0.51	0.55	0.59
36	0.40	0.46	0.50	0.55	0.58
37	0.39	0.45	0.50	0.54	0.57
38	0.39	0.44	0.49	0.53	0.57
39	0.38	0.44	0.49	0.53	0.56
40	0.38	0.43	0.48	0.52	0.56

(2) V벨트의 전달 동력

V벨트 장력은 평 벨트 장력 식에서 μ 대신에 μ' 를 사용하는 것 이외에는 모두 동일하다. V벨트의 수를 z 라 하면 전달 동력 H 는 다음과 같다.

① 원심력을 무시하는 경우

$$H = \frac{T_e v z}{1000} = \frac{T_t v z}{1000} \cdot \left(\frac{e^{\mu' \theta} - 1}{e^{\mu' \theta}} \right) [kW] \quad (4-21)$$

② 원심력을 고려하는 경우

$$H = \frac{T_e v z}{1000} = \frac{v z}{1000} (T_t - m v^2) \cdot \left(\frac{e^{\mu' \theta} - 1}{e^{\mu' \theta}} \right) [kW] \quad (4-22)$$

여기서, T_e 는 V벨트의 유효장력(N)

T_t 는 긴장측 장력(N)

m 은 단위 길이당 질량(kg/m)으로, $m = A\rho$ 로 계산한다.

v 는 원주 속도 (m/s)이다.

(3) V벨트의 선정

V벨트의 형은 <표 4-7>과 같이 전달 동력의 크기에 따라 선정하며, V벨트 풀리의 최소 피치원 지름은 V벨트의 형에 따라 <표 4-8>과 같다.

표 4-7 전달 동력과 V벨트의 형

전달 동력 (kW)	V벨트의 원주 속도(m/s)		
	10 이하	10~17	17 이상
1.5미만	A	A	A
1.5~3.5	B	B	A 또는 B
3.5~7.3	B 또는 C	B	B
7.3~18.4	C	B 또는 C	B 또는 C
18.4~36	C 또는 D	C	C
36~73	D	C 또는 D	C 또는 D
73~110	E	D	D
110이상	E	E	E

표 4-8 V벨트 풀리의 최소 피치원 지름

(단위 : mm)

형	A	B	C	D	E
최소 피치 지름	65	120	180	300	480

V벨트 1가닥이 전달하는 동력 H_0 는 접촉각 180° , 접촉각 수정 계수 1.00인 경우의 값이며, 접촉각 수정 계수 k_1 과 부하 수정 계수 k_2 를 고려한다면 V벨트 1가닥의 전달 동력은 $H_0 k_1 k_2$ 가 된다. <표 4-9>는 k_1 값을 표시하고, <표 4-10>은 k_2 값을 나타내며, 필요한 V벨트의 수는 다음 식으로 구한다.

$$z = \frac{H}{H_0 k_1 k_2} \quad \dots\dots\dots (4-23)$$

표 4-9 접촉각 수정 계수 k_1 값

각도[°]	180	176	172	170	168	164	160	156	153	150	145
k_1	1.00	0.99	0.98	0.98	0.97	0.96	0.96	0.95	0.95	0.94	0.93
각도[°]	140	137	135	130	128	125	123	120	115	100	90
k_1	0.92	0.91	0.90	0.89	0.89	0.88	0.87	0.86	0.85	0.74	0.69

표 4-10 부하 수정 계수 k_2 의 값

기계의 종류 또는 하중 상태	k_2
송풍기, 원심 펌프, 발전기, 컨베이어, 엘리베이터, 인쇄기, 그 밖에 하중 변화가 적고 완만한 것	1.0
공작 기계, 세탁 기계, 면조 기계 등 약간의 충격이 있는 것	0.9
왕복 압축기	0.85
제지기, 제재기, 제빙기	0.80
분쇄기, 전단기, 광산 기계, 제분기, 원심 분리기	0.75
방적기, 광산 기계는 정격 하중에 대해	0.72
기동 하중 { 100~150%의 것	0.64
150~200%의 것	0.50
200~250%의 것	

3. 치(齒)형 벨트(toothed belt)

치형 벨트는 기계의 고속화, 자동화, 경량화로 성능이 매우 급속히 향상되고 있으며, 이와 같은 요구에 부응하여 만들어진 벨트로 타이밍 벨트(timing belt)라고도 한다.

[그림 4-17의 (a)]와 같이 평 벨트 내측에 같은 피치의 사다리꼴 또는 원형 모양의 돌기를 만들고, 벨트 폴리도 이 벨트가 물릴 수 있도록 인벌류트 치형이 만들어져 있다.

따라서 벨트와 벨트 폴리가 이 물림이 되므로 미끄럼이 없어 정확한 회전 각속도비

가 유지되고, 초기장력이 작으므로 베어링에 작용하는 하중을 작게 할 수 있다는 장점이 있다. 또한 굴곡성이 좋아 작은 폴리에도 사용되며, 축간거리가 짧아 좁은 장소에도 설치가 가능하다.

용도는 큰 힘의 전동에 적합하지 않고, 고속 저하중용으로 식품 제조기계, 섬유 기계, 사무 기계, 자동판매기 등의 비교적 소형 자동 기계 또는 자동차 엔진의 크랭크 축과 캠 축 사이의 전동에 사용된다.

치형 벨트의 재질은 고무 또는 폴리비닐 등의 고분자 재료를 사용하며, 자동차 엔진과 같은 가혹한 환경에서는 내식성의 벨트를 사용한다. 벨트 폴리의 재료는 연강 또는 플라스틱이므로, 기어나 체인과 같은 금속 접촉이 없어 윤활이 필요 없고, 금속성의 소음도 매우 작다.

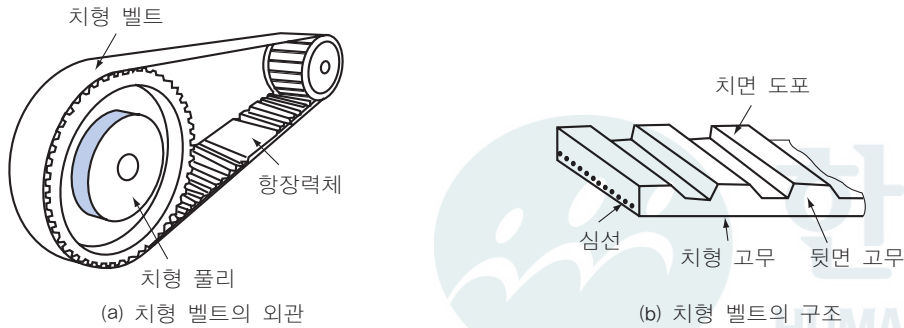


그림 4-17 치형 벨트의 외관 및 구조

[그림 4-17 (b)]와 같이 기어의 랙과 비슷한 치형으로 이 부분 및 커버는 고무로 만들어져 있고, 치면(齒面)은 고무로 도포한 직물이 씌워져 있으며, 벨트 폴리도 이의 요철(凹凸)과 같게 만들어져 있다. 뒷면 고무 속에는 와류(渦流) 모양의 강선이 벨트 피치선 상에 들어 있어 벨트가 받는 장력을 지지한다. 폴리와 접촉하는 치면은 높은 강도에 견디는 나일론, 직물 등으로 만들어져 있어 내마멸성이 크다.

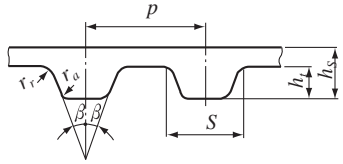
가. 치형 벨트의 종류

치형 벨트에는 피치의 크기에 따라 <표 4-11>과 같이 XL(extra light), L(light), H(heavy), XH(extra heavy), XXH(double extra heavy) 등이 있다.

또, 벨트의 길이는 피치 선에 따라 측정한 길이로 가는 V벨트와 같이 그 길이를 인치(inch)의 10배 번호로 나타내지만, 길이와 잇수로 나타내는 경우도 있다. 또, 벨트의 너비(폭)도 인치의 10배수로 나타낸다.

주로 공작 기계에 쓰이는 것은 피치가 12.700[mm](1/2 in)이다.

표 4-11 치형 벨트의 종류

기 호		종 류				
		XL	L	H	XH	XXH
	$p(mm)$	5,080	9,525	12,700	22,225	31,750
	$2\beta(^{\circ})$	50	40	40	40	40
	$S(mm)$	2.57	4.65	6.12	12.57	19.05
	$h_t(mm)$	1.27	1.91	2.29	6.35	9.53
	$h_s(mm)$	2.3	3.6	4.3	11.2	15.7
	$r_r(mm)$	0.38	0.51	1.02	1.57	2.29
	$r_a(mm)$	0.38	0.51	1.02	1.19	1.52
	인장 강도 $N/25.4(mm)$	1960	2646	6762	9310	10780
인장 시험	신연율[%]	4.0 이하	4.0 이하	4.0 이하	4.0 이하	4.0 이하

나. 벨트의 속도

벨트의 속도는 pulley의 원주 속도와 같으며 다음 식으로 계산한다.

$$v = \frac{D_p}{1000} \cdot \frac{\pi}{60} [N] \quad (4-24)$$

여기서, v 는 벨트의 속도(m/s)

D_p 는 피치원 지름(mm)

N 은 pulley의 회전수(rpm)

4. 벨트 전동 설계 실제

[그림 4-18]과 같이 출력 15kW, 회전속도 1170rpm의 구동모터에 의하여 400rpm으로 회전하는 기계의 V벨트 전동장치를 설계하려 한다. 단, 축간거리 950mm, V벨트 마찰계수 $\mu=0.3$, 부하 수정계수 $k_2=0.9$, 전동시 전달 미끄럼은 무시하며, pulley의 최소 피치원지름은 200mm 이다.

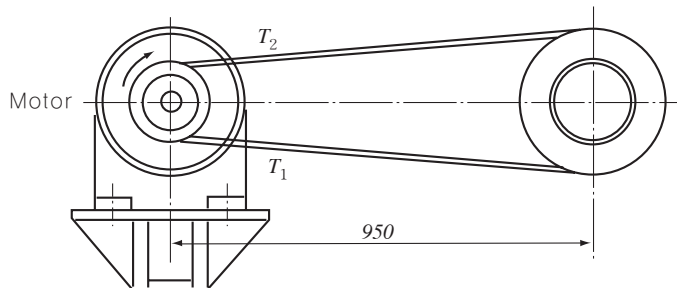


그림 4-18 V 벨트 전동 장치

(1) <표 4-7>에서 15kW 전달 동력에 적정한 V벨트 : C형 선정

(2) 폴리의 지름

최소 피치원 지름(D_1) : 200mm,

Motor 폴리의 바깥지름 (D_{o1}) = 200 + (7 × 2) = 214mm

기계축 폴리의 피치원 지름(D_2) = $D_1 \times \frac{n_1}{n_2} = 200 \times \frac{1170}{400} = 585 \text{ mm}$

기계축 폴리의 바깥지름(D_{o2}) = 585 + (7 × 2) = 599mm

(3) 벨트의 속도 (v) = $\frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60 \times 1000} = \frac{3.14 \times 200 \times 1170}{60 \times 1000} \doteq 12.25 \text{ m/s}$

(4) 감아걸기 각도 (Motor 측) $\theta_1 = 180^\circ - 2\sin^{-1} \frac{D_2 - D_1}{2C} = 180^\circ - 2\sin^{-1} \frac{585 - 200}{2 \times 950} \doteq 156.6^\circ$

(5) 상당 마찰계수 μ'

<표 4-5>에서 $\alpha = 34^\circ$, 식 4-20 적용

$$\mu' = \frac{\mu}{\sin \frac{\alpha}{2} + \mu \cos \frac{\alpha}{2}} = \frac{0.3}{\sin \frac{34^\circ}{2} + 0.3 \times \cos \frac{34^\circ}{2}} \doteq 0.5179$$

(6) 장력비 ($e^{\mu' \theta}$) = $e^{0.5179 \times 3.14 \times \frac{156.6^\circ}{180^\circ}} = e^{0.5179 \times 2.7332} \doteq 4.12$

(7) 벨트 1개의 전달 동력 $H_0(\text{kW})$

표 4-4에서 C형 V벨트 허용 장력 $T_1 = 392 \text{ N}$

$v \geq 10 \text{ m/s}$ 로 원심력을 고려하면

$m = A \cdot \rho$, 표 4-4에서 $A = 237 \text{ mm}^2 = 2.37 \text{ cm}^2$, 여기서 V벨트 $\rho = 1.2$

$$m = \frac{\omega}{g}, \quad \omega = 2.37 \times 100 \times \frac{1.2 \times 9.81}{1000} = 2.79 \text{ N/m},$$

$$mv^2 = \frac{\omega v^2}{g} = \frac{2.79 \times (12.25)^2}{9.81} \doteq 42.7 \text{ N}$$

$$H_0 = \frac{v}{1000} (T_1 - mv^2) \cdot \frac{e^{\mu' \theta} - 1}{e^{\mu' \theta}} = \frac{12.25}{1000} (392 - 42.7) \cdot \frac{4.12 - 1}{4.12} \doteq 3.24 \text{ kW}$$

(8) V 벨트의 소요 개수 Z

〈표 4-9〉에서 접촉각 수정계수 156.6° , $k_1 = 0.95$

$$Z = \frac{H}{H_0 \cdot k_1 \cdot k_2} = \frac{15}{3.24 \times 0.95 \times 0.9} \approx 5.4 \text{개} (\therefore 6 \text{개 사용})$$

(9) V벨트 길이 L

4-1식 적용

$$L = 2C + \frac{\pi(D_1 + D_2)}{2} + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4C} = 2 \times 950 + \frac{\pi(200 + 585)}{2} + \frac{(585 - 200)^2}{4 \times 950}$$

$$\approx 3172 \text{mm}$$

V벨트 표준 길이 번호 125 ($L = 3175 \text{mm}$) 사용

예제 1 벨트의 전동에서 긴장 측의 장력을 T_t , 이완 측의 장력을 T_s 라 할 때 초기 장력 T_o 는?

〈답〉 식(4-5) $T_o \approx \left(\frac{T_t + T_s}{2} \right)$

예제 2 V-벨트 단면의 밑부분 각도(α)와 V벨트 폴리 홈의 각도(β)는?

〈답〉 $\alpha = 40^\circ$ $\beta = 38^\circ$

예제 3 양 폴리의 지름을 D_1, D_2 , 축간거리를 C 라 할 때 평행결기의 경우 벨트의 길이 L 은?

〈답〉 $L \approx 2C + \frac{\pi(D_2 + D_1)}{2} + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4C}$ 식(4.1) 참고

예제 4 벨트의 전동에서 긴장 측의 장력을 T_t , 이완 측의 장력을 T_s , 마찰계수를 μ , 접촉각을 θ 라 할 때 이들 사이의 관계식은? 단, 원심력은 무시한다.

〈답〉 식 (4-7)에서 $e^{\mu\theta} = \frac{T_t}{T_s}$

예제 5 중심거리 $C = 500[\text{mm}]$, 폴리의 지름이 $D_1 = 50[\text{mm}]$, $D_2 = 300[\text{mm}]$ 인 평벨트의 길이는 몇 (mm)인가? 단, 평행결기이다.

(풀이) 식 (4-1) $L \doteq 2C + \frac{\pi(D_2+D_1)}{2} + \frac{(D_2-D_1)^2}{4C}$ 에서

$$L = (2 \times 500) + \frac{\pi(300+50)}{2} + \frac{(300-50)^2}{4 \times 500} = 1000 + 549.78 + 31.25 \doteq 1581[\text{mm}]$$

예제 6 $4[\text{m/s}]$ 의 속도로 전동하고 있는 벨트 전동에서 긴장 측의 장력이 $1250[\text{N}]$, 이완 측의 장력이 $515[\text{N}]$ 이라고 하면 전달동력은 몇 (kW)인가?

(풀이) $H = \frac{T_e v}{1000}$ 에서 $T_e = T_t - T_s = 1250 - 515 = 735[\text{N}]$

$$\therefore H = \frac{735 \times 4}{1000} = 2.94[\text{kW}]$$

예제 7 V-벨트의 속도가 $25[\text{m/s}]$ 의 경우에, V-벨트의 단위 길이마다 무게 $w=2[\text{N/m}]$, 긴장 측의 장력 $T_t=350[\text{N}]$ 이라할 때, 이 V-벨트는 몇 (kW)를 전달할 수 있는가? 단, $e^{\mu\theta}$ 는 2이다.

$$H = \frac{T_e v}{1000} = \frac{v}{1000} (T_t - m v^2) \left(\frac{e^{\mu\theta} - 1}{e^{\mu\theta}} \right), \quad \text{여기서, } m = \frac{w}{g} \doteq 0.2[\text{kg/m}]$$

$$= \frac{25 \times 1}{1000} [350 - 0.2(25)^2] \left(\frac{2-1}{2} \right) \doteq 2.8[\text{kW}]$$

예제 8 축간거리 $2[\text{m}]$, 구동 풀리의 지름이 $200[\text{mm}]$, 종동 풀리의 지름이 $500[\text{mm}]$ 일 때 벨트를 평행 걸기로 하였다. 구동 풀리의 회전수가 $400[\text{rpm}]$ 이고, $2[\text{kW}]$ 를 전달하려면 벨트의 치수를 얼마로 하는 것이 좋겠는가? 다만, $\mu=0.2$, 벨트의 허용 인장 응력은 $2[\text{MPa}]$, 벨트의 이음 효율은 80%이다.

(풀이) ① 벨트의 속도

$$v = \frac{\pi D_1 n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 200 \times 400}{60 \times 1000} \doteq 4.19[\text{m/s}]$$

② 접촉각

$$\theta = 180^\circ - 2 \sin^{-1} \frac{D_2 - D_1}{2C} = 180^\circ - 2 \sin^{-1} \frac{500 - 200}{2 \times 2000} \doteq 171.4^\circ \doteq 3[\text{rad}]$$

$$e^{\mu\theta} = e^{0.2 \times 3} \doteq 1.822$$

③ $v \leq 10[\text{m/s}]$ 일 때 원심력을 무시하므로 식(4-8)로 긴장 측 장력을 구하면

$$T_t = 1000H \left(\frac{e^{\mu\theta}}{v(e^{\mu\theta}-1)} \right) = 1000 \times 2 \times \frac{1.822}{4.19(1.822-1)} \doteq 1058[N]$$

④ 벨트의 단면적

$$bt = \frac{T_t}{\sigma_a \eta} = \frac{1058}{2 \times 0.8} = 661.25[mm^2]$$

$\therefore bt = 140 \times 5 = 700[mm^2]$ (벨트의 너비 140[mm], 두께 5[mm]가 된다.)

제 2 절 로프 전동

로프 전동 장치는 로프(rope)를 홈이 있는 로프 풀리(rop pulley)에 감아 로프와 풀리 사이의 켜기 작용에 의한 마찰로 동력을 전달한다. 로프 전동은 옥외에서 먼 거리 전동에 적합하므로 광산, 토목 공사, 제철소 등에 널리 쓰이며, 여러 가닥의 로프를 사용하면 큰 동력을 전달할 수 있다.

1. 로프

로프에는 마(hemp)나 면(cotton)으로 만든 섬유 로프(textile rope)와 와이어로 만든 와이어로프(wire rope)가 있으며, 섬유 로프는 주로 전동용에 와이어로프는 크레인(crane), 윈치(winch) 등의 중량물 운반용에 쓰인다.

가. 로프의 종류

(1) 섬유 로프

섬유 로프는 섬유로 만든 끈실(yarn)을 꼬아서 작은 밧줄(strand)을 만들고 이 작은 밧줄을 [그림 4-19]와 같이 3개 또는 4개 꼬아서 로프를 만든다. 4줄(strand) 꼬임의 것은 중심에 별도로 심(芯, center core)을 넣는다. 3꼬임보다 4꼬임 쪽이 로프 풀리의 홈과의 접촉 면적이 크다. 보통, 끈 실은 왼쪽 꼬임, 작은 밧줄은 오른쪽 꼬임, 로프는 왼쪽 꼬임으로 한다. 전동용 로프는 굵기가 25~50[mm] 정도의 것을 사용하며 굵은 것을 1개 사용하는 것보다 가는 것을 여러 개 사용하는 것이 좋다.

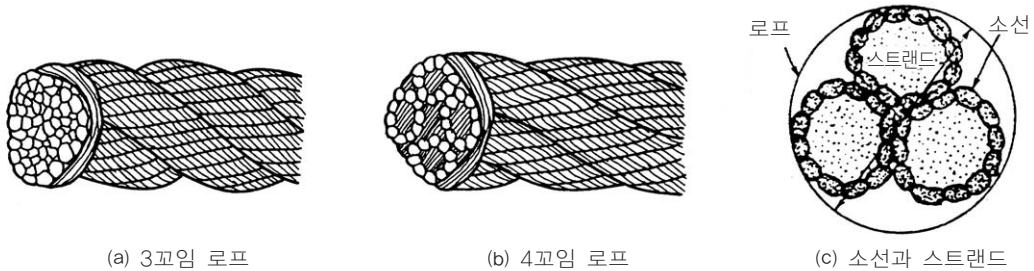


그림 4-19 섬유 로프의 꼬임 방법

면 로프는 매우 유연하여 잘 굽어지므로 작은 로프 폴리에 걸어서 사용할 수 있으나, 습기의 영향을 받기 쉬워 옥외에서 사용하는 경우에는 수명이 짧아진다. 이에 비하여 삼(마, 麻) 로프는 비바람에 강하기 때문에 옥외에서의 사용에 적합하다. 사용 장력은 외접원의 단위 면적에 대하여 면 로프는 $0.8 \sim 1.0 [MPa]$, 삼 로프는 $0.8 \sim 1.5 [MPa]$ 이다.

(2) 와이어로프

와이어로프는 양질의 강선(이것을 素線이라한다.)을 열처리하여 몇 번이고 다이(die)를 통과 시켜서 소요의 크기로 한 다음 아연 도금한 것을 여러 개 꼬아서 작은 밧줄을 만드는데, 보통 작은 밧줄 6개를 꼬아서 로프를 만들며, 그 중심에 심(삼실을 꼬아서 기름을 포함 시킨 것)을 넣는다. 삼(마, 麻)실의 심은 작은 밧줄 속에 넣는 수도 있다.

같은 굵기의 로프라도 되도록 가는 강선을 여러 개 사용하는 것이 유연성이 풍부하다. 와이어로프에도 왼쪽 꼬임, 오른쪽 꼬임의 구별이 있다.

와이어로프의 인장 강도는 소선의 인장 강도 합계보다 10~20% 정도 작다. 안전율은 5~10 정도이고, 속도는 $6 \sim 10 [m/s]$, 속도비는 1:1, 축간 거리는 $50 \sim 100 [m]$ 정도이며, 이 이상으로 사용할 경우는 중간 폴리를 사용하면 좋다. [그림 4-20]은 와이어로프의 구성을 나타내며, <표 4-12>는 많이 사용되는 와이어로프의 단면 구성을 표시한 것이다.

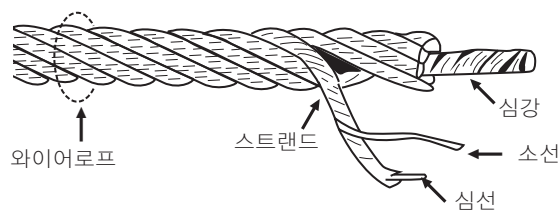


그림 4-20 와이어로프의 구성

① 와이어로프 구성

- ㉠ 소선 : 스트랜드를 구성하는 강선, 도금 소선과 비도금 소선이 있다.
- ㉡ 스트랜드(가닥) : 복수의 소선 등을 낀 로프의 구성 요소, 밧줄 또는 연선이라고도 한다.
- ㉢ 심강 : 섬유심, 스트랜드심 및 로프심의 총칭

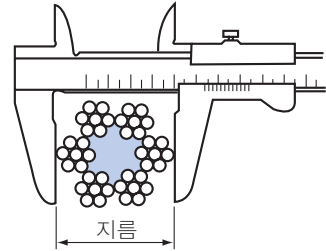


그림 4-21 와이어로프의 지름 측정

표 4-12 와이어로프의 단면 구성

호칭	7개선 6교임	12개선 6교임	19개선 6교임	24개선 6교임	30개선 6교임	37개선 6교임	61개선 6교임	실형 19개선 6교임
구성기호	6×7	6×12	6×19	6×24	6×30	6×37	6×61	6×S(19)
단면								
호칭	실형 19개선 6교임 로프심 들어감	워링톤형 19개선 6교임	워링톤형 19개선 6교임 로프심 들어감	필러형 25개선 6교임	필러형 25개선 6교임 로프심 들어감	워링톤 실형 26개선 6교임	워링톤 실형 26개선 6교임 로프심 들어감	필러형 29개선 6교임
구성기호	IWRC 6×S(19)	6×W(19)	IWRC 6×W(19)	6×F(25)	IWRC 6×F(25)	6×WS(26)	IWRC 6×WS(26)	6×F(29)
단면								
호칭	필러형 29개선 6교임 로프심 들어감	워링톤 실형 31개선 6교임	워링톤 실형 31개선 6교임 로프심 들어감	워링톤 실형 36개선 6교임	워링톤 실형 36개선 6교임 로프심 들어감	워링톤 실형 41개선 6교임	워링톤 실형 41개선 6교임 로프심 들어감	세미 실형 37개선 6교임
구성기호	IWRC 6×F(29)	6×WS(31)	IWRC 6×WS(31)	6×WS(36)	IWRC 6×WS(36)	6×WS(41)	IWRC 6×WS(41)	6×SeS(37)
단면								
호칭	세미 실형 37개선 6교임 로프심 들어감	실형 19개선 8교임	워링톤형 19개선 8교임	필러형 25개선 8교임	헤르쿨레스형 7개선 18교임	헤르쿨레스형 7개선 19교임	나폴레스형 7개선 34교임	나폴레스형 7개선 35교임
구성기호	IWRC 6×SeS(37)	8×S(19)	8×W(19)	8×F(25)	18×7	19×7	34×7	35×7
단면								

② 소선의 재료

탄소강(C : 0.50~0.85% 섬유상 조직)

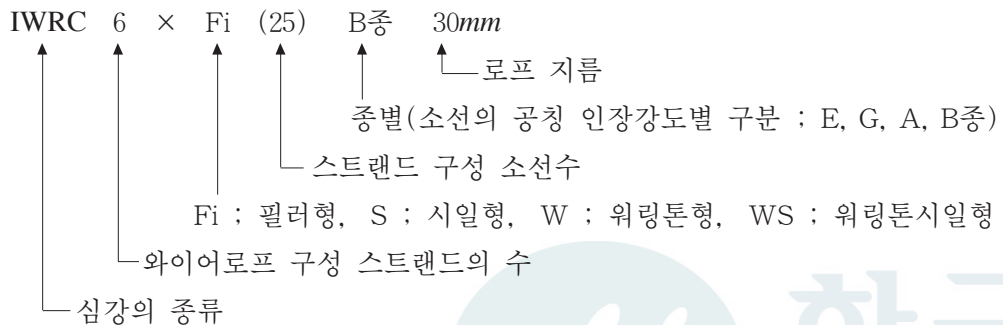
③ 심강(core)의 재료

㉠ 섬유(Fiber)

㉡ WSC(Wire Strand Core)

㉢ IWRC(Independent Wire Rope Core)

④ 와이어로프의 표기



로프의 크기 표시는 [그림 4-21]과 같이 외접원의 지름으로 나타내며, 로프 단면 구성은 스트랜드(strand)의 수 × 스트랜드 속의 소선의 수로 나타낸다.

나. 로프의 꼬는 방법

철사를 몇 가닥 또는 수십 가닥을 적당하게 꼬아서 스트랜드(strand)를 만들고, 이 스트랜드와 와이어로프의 꼬임이 반대 방향인 것을 보통 꼬임(common lay), 같은 방향인 것을 랭 꼬임(Lang's lay)이라고 한다. KS에서는 로프의 왼쪽, 오른쪽 꼬임만으로는 틀리기 쉬우므로 [그림 4-22]와 같이 Z꼬임, S꼬임이라고 구별하고 있다.

보통꼬임은 랭 꼬임에 비하여 소선(wire)의 꼬임의 경사가 급격하기 때문에 접촉 면적이 적고, 소선의 마멸이 빠르지만, 엉키어 풀리지 않으므로 취급이 쉽고, 랭 꼬임은 꼬임의 경사가 완만하므로 접촉 면적이 크고 마멸에 의한 손상이 적기 때문에 내구성(耐久性)이 높고, 유연성도 보통꼬임보다 좋으나, 엉키어 풀리기 쉬우므로 취급에 주의하여야 한다. 일반적으로는 보통 Z꼬임이 많이 사용된다.

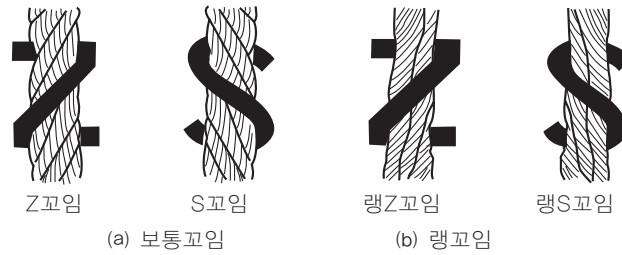


그림 4-22 꼬임 방향에 따른 분류

전동용 와이어로프의 지름은 9~30[mm] 정도이며, 이 로프를 연결할 때에는 로프 끝을 약간 풀어서 양단을 꼬아서 이음 하므로 숙련된 기능이 필요하며, 그 부분이 약간 굵어지는 결점이 있다. 소선의 인장강도에 의한 와이어로프의 구분은 <표 4-13>과 같다.

표 4-13 소선의 공칭 인장강도에 의한 구분

종 별	적 요
E 종 ($1320N/mm^2$ 급)	비도금 및 도금(도금 후 냉간 가공한 것을 포함한다.)
G 종 ($1470N/mm^2$ 급)	도금(도금 후 냉간 가공한 것을 포함한다.)
A 종 ($1620N/mm^2$ 급)	비도금 및 도금(도금 후 냉간 가공한 것을 포함한다.)
B 종 ($1770N/mm^2$ 급)	비도금 및 도금(도금 후 냉간 가공한 것을 포함한다.)

비고 : ()에 표시한 수치는 소선의 공칭 인장강도를 나타내며, 와이어로프의 파단하중 산출 기초로 사용된다.

다. 로프 전동의 장단점

(1) 장점

- ① 대마력 전달에는 평벨트 및 V벨트보다 유리하다.
- ② 상당히 먼거리 동력전달이 가능하고 와이어로프에서는 50~100[m], 섬유질로프에서는 10~30[m] 정도이다.
- ③ 원동축에서 종동축으로 동력을 분배하는 경우에 적합하다.
- ④ 벨트에 비하여 미끄럼이 적다.
- ⑤ 고속 운전에 적합하다.
- ⑥ 전동 경로가 직선이 아닌 경우에도 사용이 가능하다.

(2) 단점

- ① 장치가 복잡하게 된다. 즉 벨트와 같이 자유로이 로프를 감아 걸고 벗길 수 없다.
- ② 조정이 어렵고 절단되었을 경우 수리가 곤란하다.
- ③ 미끄럼이 적으나 전동이 불확실하다.

2. 로프 풀리

로프 풀리는 로프 시브(ropes sheave)라고도 하며, [그림 4-23]과 같이 바깥둘레에 홈이 있다. 섬유 로프는 그림 (a)와 같이 로프 풀리에 걸었을 때 홈의 밑 부분에 로프가 닿지 않고 V벨트와 같이 양측 경사면에 닿게 되어 있으며, 홈의 각도는 $30\sim 60^\circ$ 이나 보통 45° 정도로 한다. 그러나 와이어로프 풀리는 그림 (b)와 같이 홈의 밑 부분에 닿게 되어 있으며, 홈 바닥의 둥글기의 반지름 r 은 로프의 반지름보다 약간 크게 ($2r=1.07d$)하고, 바닥의 접촉각은 120° 정도로 하여 로프 지름 둘레의 $1/3$ 을 지지할 수 있게 한다. 이것은 로프가 홈의 경사면에 접촉하면 심한 마멸을 일으키기 때문이다. 또, 홈 밑 부분에 가죽, 목재, 고무를 삽입하여 로프의 마멸을 작게 한다.

로프 풀리의 피치원 지름 D_p 는 로프의 수명을 고려하여 로프 지름 d 의 40~50배로 한다. 지름이 작으면 로프는 구부러지거나 신축할 때 피로를 일으켜 수명을 단축하게 된다. 로프 풀리의 재료는 주로 주철 또는 주강을 사용하며 강판 용접 구조형도 있다.

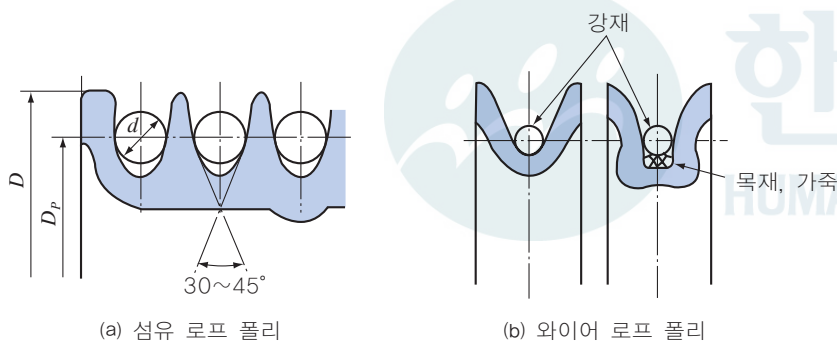


그림 4-23 로프 풀리의 홈과 피치원 지름

3. 로프 거는 방법과 로프의 길이 계산

가. 로프 거는 방법

로프 전동에서 1가닥의 굵은 로프를 쓰는 것보다 여러 가닥의 가는 로프를 쓰는 쪽이 좋으며, 축간 거리가 긴 경우일 때는 로프 1가닥으로 전동한다. 로프를 거는 방법에는 [그림 4-24]와 같이 병렬식과 연속식이 있다.

(1) 병렬식(단독식 또는 영국식) 장단점

병렬식은 그림 (a)와 같이 로프 풀리 사이에 로프를 서로 독립되게 감는 방식이다.

(장점)

- ① 하중이 각 로프에 고르게 분배되어 작용한다.

② 로프 1가닥이 절단되어도 전동이 가능하다.

③ 설비비가 싸서 널리 사용한다.

(단점)

① 각 로프의 장력을 동일하게 하기가 곤란하다.

② 초기장력이 큰 로프가 하중을 부담하고 헐거운 로프는 미끄럼이 발생되어 로프 속도가 달라진다.

③ 이음매가 많아 진동이 발생한다.

(2) 연속식(미국식) 장단점

연속식은 그림 (b)와 같이 긴 로프 1가닥을 양 로프 풀리에 여러 번 감는 방식이다.

(장점)

① 이음매가 1개이므로 병렬식보다 운전 중에 진동이 적다.

② 장력이 전체적으로 평균화 되어 균일하게 되고 장력의 조절이 쉽다.

(단점)

① 로프가 한 곳이라도 절단되면 운전이 불가능하다.

② 설비비가 다소 고가이다.

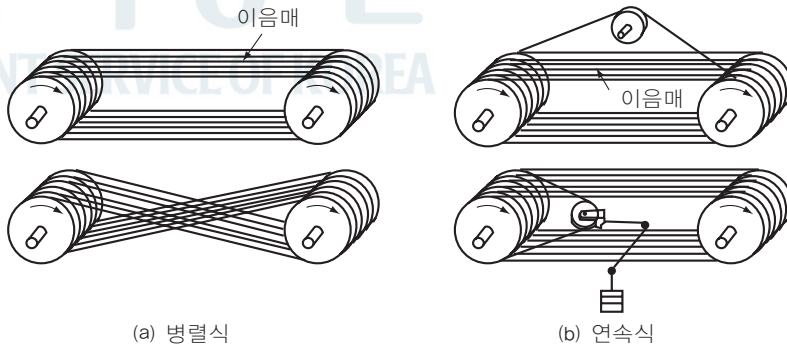


그림 4-24 로프를 거는 방법

나. 로프의 길이 계산

로프의 길이는 축간 거리가 짧을 때에는 평 벨트와 같은 식으로 구하지만, 로프가 늘어지도록 축간 거리가 긴 경우는 처진 로프가 근사적으로는 포물선에 가깝다고 가정하여 계산한다. [그림 4-25]에서 로프가 자중 때문에 처진 양을 $h[mm]$, A B 사이의 1/2을 $l[mm]$, 로프의 장력을 $T[N]$, 로프 단위 길이당의 무게를 $w[N/m]$ 라 하면

$$h \approx \frac{T}{2w} - \sqrt{\frac{T^2}{4w^2} - \frac{l^2}{2}} \quad \text{또는} \quad h \approx \frac{wl^2}{2T} \quad (4-24)$$

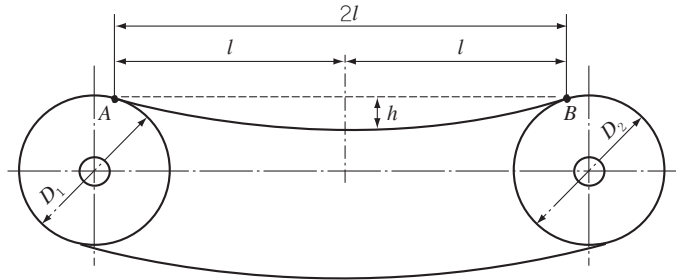


그림 4-25 로프의 처짐량

로프가 거의 수평인 경우는 축간 거리가 $2l$ 이므로 A B 사이의 로프 길이 L' 는 근사적으로 다음과 같다.

$$L' = 2l \left(1 + \frac{2}{3} \cdot \frac{h^2}{l^2} \right) \quad (4-25)$$

그러므로 로프의 전 길이 L 은 다음과 같이 계산한다.

$$L \doteq \frac{\pi}{2} (D_1 + D_2) + 4l \left(1 + \frac{2}{3} \cdot \frac{h^2}{l^2} \right) \quad (4-26)$$

4. 로프 전동의 전달 동력

로프는 로프 풀리의 홈에 켜기와 같이 압입되므로, 장력과 회전력의 관계도 V벨트와 마찬가지로 취급할 수 있다.

전달 동력은 와이어로프의 경우는 마찰 계수를 μ 로, 섬유 로프의 경우는 μ' 를 사용하여 로프 1가닥의 전달 동력을 구한다. 와이어로프의 경우에는 홈의 바닥에서 접촉하므로 전달 동력을 구하려면 평 벨트의 식을 그대로 사용하면 된다. 다만, 이 경우의 마찰 계수 μ 는 대략 <표 4-14>와 같다.

표 4-14 와이어로프와 풀리와의 마찰계수 μ

로프와 풀리의 종류	건 조	그리스 바름
금속제 로프 풀리	0.17	0.07
홈바닥 목재 메움	0.24	0.14
홈바닥 가죽 메움	0.50	0.20

면 로프, 삼 로프와 주철제 풀리 사이의 마찰계수는 대략 $\mu=0.1\sim0.3$ 정도이다. 홈의 각도를 $2\alpha=45^\circ$ 로 하여 μ 의 여러 값에 대한 상당 마찰계수 μ' 를 구하면 <표 4-15>와 같다.

표 4-15 면 로프, 삼 로프의 상당 마찰계수 μ'

μ	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30
μ'	0.21	0.29	0.35	0.40	0.45

로프의 전동 효율은 로프의 지름 25[mm] 정도에서는 0.90~0.95, 50[mm] 정도에서는 0.85~0.90이 된다. 로프 전동에서 로프에 초기 장력을 주기 위해 길이를 조절하는 것은 곤란하므로 축간거리를 조절하거나 긴장 풀리를 사용한다. 축간 거리가 길면 로프의 자중에 의해 자연히 로프에 장력이 가해지게 된다.

[그림 4-26]에 표시한 것과 같이 장력 T 는 다음 식으로 계산한다.

$$T \doteq \frac{wl^2}{2h} + wh \quad (4-27)$$

여기서 T : 로프 자중에 의해서 로프에 생기는 인장력

l : A, B 지점 사이의 $\frac{1}{2}$ 거리

h : A, B 지점 사이의 처짐 량

w : 로프의 단위 길이 당 무게

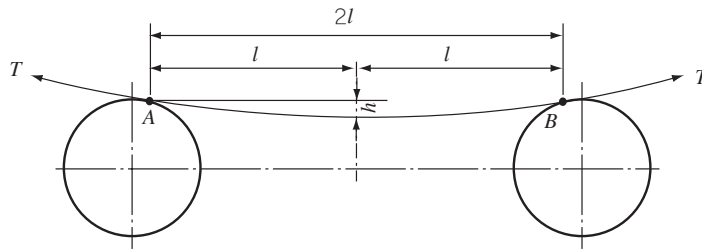


그림 4-26 로프의 장력

5. 와이어로프 선정 및 안전성 검사

가. 와이어 로프의 안전율 및 파단하중

와이어로프는 안전 사용하중을 초과하여 계속 하중이 증가하면, 신율이 발생하면서

탄성 한도를 넘게되고 결국 파단에 이르게 된다. 이때의 하중을 파단하중이라고 한다.

안전율이란 파단하중과 사용정하중과의 비율을 말하며, 용도 및 취급방법에 따라 안전율은 보통 4~10정도를 적용한다.

(1) 용도에 따른 안전율

표 4-16 와이어로프의 용도별 안전율 적용

용도	안전율
엘리베이터	10 이상
기중기	3.5 이상
타워크레인 권상용	5 이상
보조 로프 및 고정용	4 이상
수동 윈치	6 이상

(2) 와이어로프의 파단하중

표 4-17 와이어로프의 파단하중

로프 지름 (mm)	파단 하중 (kN)	단위 무게 (kg/m)
	(A종, 6×19, 보통꼬임)	
4	8.64	0.058
5	13.5	0.091
6.3	21.4	0.144
8	34.6	0.233
10	54.0	0.364
12.5	84.4	0.569
14	106	0.713
16	138	0.932
18	175	1.18
20	216	1.46
25	338	2.28
28	424	2.85
30	486	3.28

나. 와이어로프의 안전성 검사 및 폐기 판단 기준

(1) 와이어로프의 안전성 검사

① 마모정도

전 길이에 대하여 가장 마모가 심한 곳, 하중이 가해지는 곳 등의 지름을 여러번 측정하여 신품 대비 7%이상(단면적 감소 15% 이상) 마모가 발생하였다면, 신품으로 교체한다.

② 단선유무

동일 스트랜드에서의 단선개소, 동일소선에서의 단선개소 등을 조사하여 1m에서 단선이 20개소 이상이거나 동일 스트랜드에서 10% 이상 단선이 발생하였다면, 신품으로 교체한다.

③ 부식정도

와이어로프에 녹 발생 정도와 내부의 부식유무 등을 조사하여 부식이 발생되면 신품으로 교체한다.

④ 보유(保油) 상태

와이어로프의 표면상의 보유상태와 윤활유가 내부에 침투된 상태 등을 검사한다.

⑤ 기타

와이어로프의 변형상태, 꺾임상태, 끝부분의 조임 상태 등을 검사한다.

(2) 와이어로프의 폐기 판단 기준

안전성 검사 실시 후 폐기 판단 기준에 따라 신품으로 교체한다.

다. 와이어로프의 안전하중 및 지름 산정

(1) 와이어로프의 안전하중

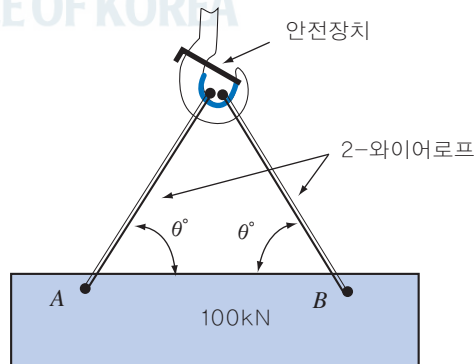
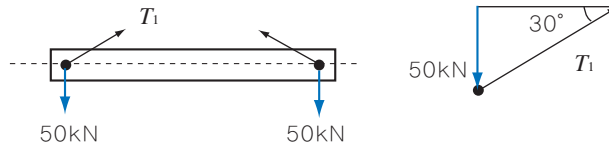


그림 4-27 와이어로프의 슬링 상태

[그림 4-27]에서 θ 가 30° , 60° , 90° 일 때, 와이어에 걸리는 하중을 계산하고 적정 와이어로프 및 A, B부에 사용할 샤클 규격을 선정하라. 단, 와이어로프의 안전율은 4이며, 슬링 와이어의 절단면수는 총 4개이다.

(1) 30°일 때



$$T_1 \sin 30^\circ = 50 \text{ kN} \quad \therefore T_1 = \frac{50 \text{ kN}}{\sin 30^\circ} = 100 \text{ kN}$$

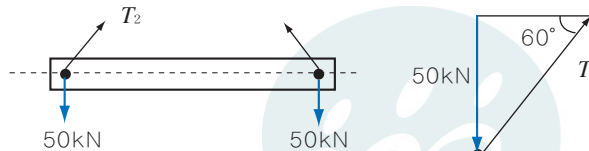
와이어로프 (1 가닥에 걸리는 하중) 사용하중 $P_1 = \frac{T_1}{2} = \frac{100 \text{ kN}}{2} = 50 \text{ kN}$

와이어 파단하중 = 안전율 $\times$ 사용하중 = $4 \times 50 = 200 \text{ kN}$

〈표 4-17〉에서 와이어로프 지름 20mm 선정, 파단하중 216 kN $\gg$ 200 kN

샤클은 A, B부분에 걸리는 최대하중 $T_1 = 100 \text{ kN}$ 으로 안전 사용하중 100 kN을 선정한다.

(2) 60°일 때



$$T_2 \sin 60^\circ = 50 \text{ kN} \quad \therefore T_2 = \frac{50 \text{ kN}}{\sin 60^\circ} = 57.7 \text{ kN}$$

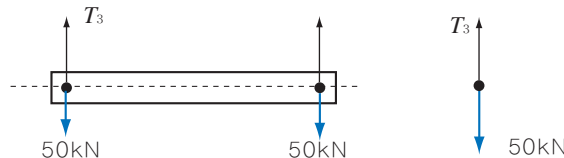
와이어로프 (1 가닥에 걸리는 하중) 사용하중 $P_2 = \frac{T_2}{2} = \frac{57.7 \text{ kN}}{2} = 28.85 \text{ kN}$

와이어 파단하중 = 안전율 $\times$ 사용하중 = $4 \times 28.85 = 115.4 \text{ kN}$

〈표 4-17〉에서 와이어로프 지름 16mm 선정, 파단하중 138 kN $\gg$ 115.4 kN

샤클은 A, B부분에 걸리는 최대하중 $T_2 = 57.7 \text{ kN}$ 으로 안전 사용하중 60 kN을 선정한다.

(3) 90°일 때



$$T_3 \sin 90^\circ = 50 \text{ kN} \quad \therefore T_3 = \frac{50 \text{ kN}}{\sin 90^\circ} = 50 \text{ kN}$$

와이어로프 (1 가닥에 걸리는 하중) 사용하중 $P_3 = \frac{T_3}{2} = \frac{50 \text{ kN}}{2} = 25 \text{ kN}$

와이어 파단하중 = 안전율 $\times$ 사용하중 = $4 \times 25 = 100 \text{ kN}$

〈표 4-17〉에서 와이어로프 지름 14mm 선정, 파단하중 100 kN ≧ 106 kN

샤클은 A, B부분에 걸리는 최대하중 $T_3 = 50 \text{ kN}$ 으로 안전 사용하중 50 kN을 선정한다.

∴ $\theta = 30^\circ$ 인 경우 와이어로프 지름 20mm 사용

60° 인 경우 와이어로프 지름 16mm 사용

90° 인 경우 와이어로프 지름 14mm 사용

예제 1 로프 전동 장치에 의하여 11[kW], 250[rpm]의 동력을 지름 600[mm]의 로프 풀리로 속도비 1:1인 피동 축에 전달하기 위하여 와이어로프 1 가닥을 사용하고 자 한다. 로프의 파단 하중을 구하여라. 단, 홈 바닥에는 가죽을 끼우고, 마찰 계수는 0.2, 안전율은 8, 로프에는 약간의 그리스를 바른 것으로 한다.

(풀이) ① 로프의 속도

$$v = \frac{\pi D_1 n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 600 \times 250}{60 \times 1000} \approx 7.85 \text{ [m/s]}$$

② $e^{i\theta}$

$D_1 = D_2 = 600 \text{ [mm]}$ 이므로 접촉각 $\theta = 180^\circ = \pi \text{ [rad]}$

$$e^{i\theta} = e^{0.2 \times 3.14} \approx 1.874$$

③ 긴장 축 장력은 식(4-10)에 의하여 구한다.

$$T_t = \frac{1000H}{v} \cdot \frac{e^{i\theta}}{e^{i\theta} - 1} = \frac{1000 \times 11}{7.85} \cdot \frac{1.874}{1.874 - 1} \approx 3005 \text{ [N]}$$

④ 파단 하중

$$\text{안전율 } 8 \text{ 을 적용하면, } T_B = 3005 \times 8 = 24040 \text{ [N]} = 24.04 \text{ [kN]}$$

예제 2 축간 거리 30[m]의 로프 풀리에서 로프를 걸었을 때 1[m] 처졌다. 이 때, 로프에 생기는 장력과 접촉점에서부터 접촉점까지의 로프 길이를 구하여라. 단, 로프의 단위 길이에 대한 무게 $w = 6 \text{ [N/m]}$ 이다.

(풀이) ① 로프에 발생하는 장력을 T 라 하면 식(4-27)에 의해 구한다.

$$T \approx \frac{wl^2}{2h} + wh = \frac{6 \times 15^2}{2 \times 1} + (6 \times 1) = 681 \text{ [N]}$$

② 접촉점에서 접촉점까지의 로프 길이 L' 는 식(4-25)에 의해 구한다.

(축간거리 = 2l)

$$L' = 2l \left(1 + \frac{2}{3} \cdot \frac{h^2}{l^2} \right) = 30 \left(1 + \frac{2}{3} \cdot \frac{1^2}{15^2} \right) \approx 30.09 \text{ [m]}$$

제 3 절 체인 전동(chain drive)

체인 전동은 [그림 4-28]과 같이 체인을 두 개의 스프로킷 휠(sprocket wheel)에 감아서 스프로킷 휠을 회전시켜 동력을 전달하는 장치로 미끄럼을 일으키지 않고 정확한 속도비를 전동시킬 수 있다. 회전을 전달하는 두 축 사이의 거리가 기어를 사용하는 것에는 너무 멀고, 벨트를 사용할 경우 너무 가까울 때에는 체인 전동이 가장 알맞다. 그러나 이와 같은 장점에 비해 고속 전동에서는 진동과 소음이 생기기 쉽고, 두 축이 평행한 경우에만 전동이 가능하다. 전동효율은 롤러 체인이 95% 이상, 사일런트 체인의 경우는 98 %이상이다. 또한, 체인은 인장강도가 크므로 큰 동력을 전달하거나 물건을 운반하는데 쓰이며, 유지 및 수리가 간단하고 수명이 긴 장점이 있다.

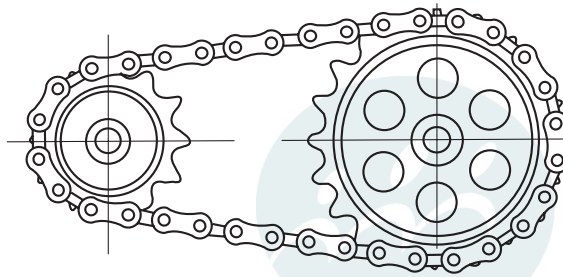


그림 4-28 체인 전동

1. 체인의 종류

(1) 롤러 체인(roller chain)

일반적으로 널리 사용되는 동력전달용 체인으로 저속회전에서 고속회전까지 넓은 범위에서 사용된다. [그림 4-29 (a)참조]

(2) 부시 체인(bush chain)

롤러 체인에서 롤러를 없애고, 롤러와 부시를 일체화하여 구조를 간단하게 만든 것으로 경하중용으로 쓰인다. [그림 4-29 (b)참조]

(3) 더블피치 롤러체인(double pitch roller chain)

롤러 체인의 피치를 2배로 하여 부하가 적게 걸리는 반송용 체인으로 사용하고 있다. [그림 4-29 (c)참조]

(4) 오프셋 체인(offset chain)

링크 판이 오프셋 모양으로 구부러진 형태를 하고 있으며, 오프셋은 전동 중 충격을

흡수하므로 중 하중, 저속전동에 적합하다. [그림 4-29 (d)참조]

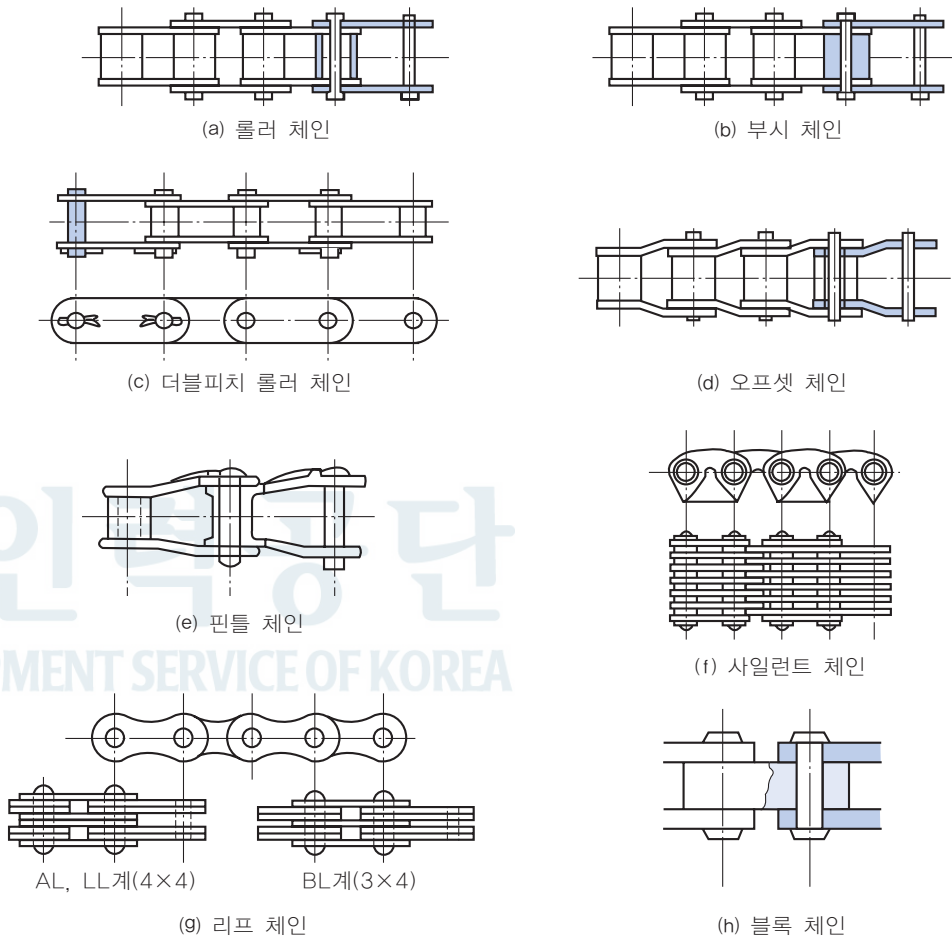


그림 4-29 체인의 종류

(5) 핀틀 체인(pintle chain)

오프셋 링크에서 링크판과 부시를 일체화시킨 것이다. 오프셋 링크와 이음 핀으로 연결되어 있으며, 저속 중용량의 컨베이어, 엘리베이터용에 사용한다. [그림 4-29 (e)참조]

(6) 사일런트 체인(silent chain)

링크가 스프로킷에 비스듬히 미끄러져 들어가 맞물려 있어 롤러 체인보다 소음이 적다. 주로 고속용으로 쓰이며, 가격이 비싸다. [그림 4-29 (f)참조]

(7) 리프 체인(leaf chain)

몇 개의 링크판과 핀으로 구성된 것으로서 달아 내림용, 평형용, 운반전달용이 있으며 주로 저속용으로 사용하고 있다. [그림 4-29 (g)참조]

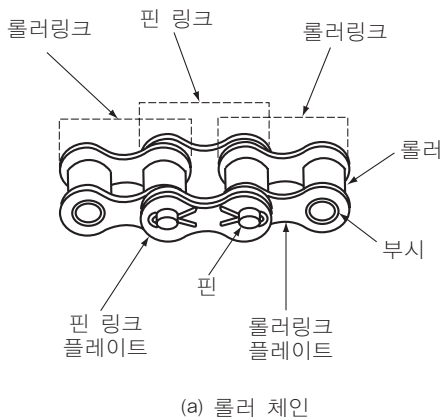
(8) 블록 체인(block chain)

플레이트(plate)의 링크를 핀으로 연결한 체인으로 저속($v=4[m/s]$ 이하)에 주로 사용한다. 이 체인에 가격은 싸지만 마찰 부분이 많아서 저속, 경하중용에 적합하다. 수송용, 견인용으로 사용하고 있다. [그림 4-29 (h)참조]

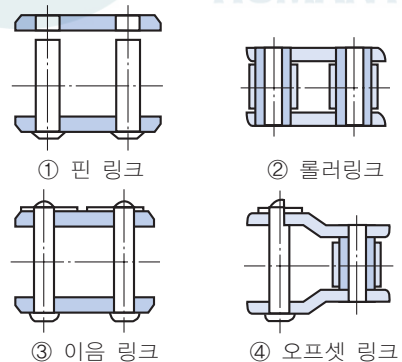
가. 롤러 체인

(1) 롤러 체인의 구조

[그림 4-30 (a)]와 같이 롤러 체인은 롤러 링크(roller link)와 핀 링크(pin link)를 교대로 연속적으로 연결한 것이다. 롤러 링크는 두 개의 롤러 링크 플레이트(roller link plate)에 두 개의 부시(bush)를 고정하고, 그 바깥에 회전이 자유로운 롤러를 끼운다. 핀 링크는 두 개의 핀 링크 플레이트(pin link plate)에 두 개의 핀을 고정한다. 롤러 체인은 양끝을 탈착 가능한 핀을 부착한 이음 링크로 연결하여 둥글게 하며, 이음 링크에는 [그림 4-30 (b)]와 같이 4가지가 있다.



(a) 롤러 체인

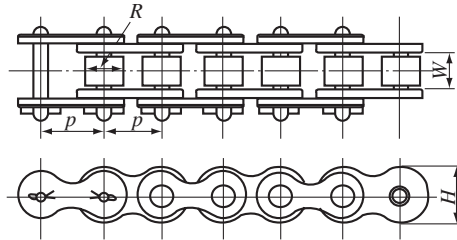


(b) 이음 링크

그림 4-30 롤러 체인의 구조

링크의 수는 되도록 짝수로 하는 것이 좋으나 홀수일 때는 오프셋 링크(offset link)를 사용하여 연결한다. <표 4-18>은 롤러 체인의 치수 및 강도를 나타낸 것이다.

표 4-18 롤러 체인의 치수 및 강도(KS B1407)



호칭 번호	피 치	롤러 바깥지름 (최대)	롤러 링크 안나비 (최소)	롤러 링크 플레이트 나비 (최대)	파단 하중 (최소) [N]
	p	R	W	H	
40	12.70	7.92	7.85	12.0	13,920
50	15.88	10.16	9.40	15.0	21,690
60	19.05	11.91	12.57	18.1	31,360
80	25.40	15.88	15.75	24.1	55,370
100	31.75	19.05	18.90	30.1	86,730
120	38.10	22.23	25.22	36.2	125,440
140	44.45	25.40	25.22	42.2	170,520
160	50.80	28.58	31.55	48.2	222,460
200	63.50	39.68	37.85	60.3	346,920

(2) 롤러 체인의 스프로킷 휠

피치는 체인에서 인접한 핀의 중심사이 거리를 말한다. [그림 4-31]과 같이 체인은 스프로킷 휠에 맞물려 회전하므로 체인의 피치와 스프로킷 휠의 피치는 같다. 체인이 스프로킷 휠에 감겼을 때 체인의 핀 중심을 지나는 원을 피치원(pitch circle)이라 한다. 스프로킷 휠에서 인접한 핀들의 중심간 직선거리가 스프로킷 휠의 중심에 대하여 이루는 중심각을 굴곡 각 α 라고 하며 다음과 같다.

$$\alpha = \frac{2\pi}{Z} [\text{rad}], \quad \text{또는} \quad \alpha = \frac{360^\circ}{Z} \quad (4-28)$$

여기서, Z 는 스프로킷 휠의 잇수

굴곡 각은 인접한 링크간의 반복적인 상대운동에 의하여 발생하는 각도이므로 체인의 원활한 운전과 체인의 마멸에 관련되어 있다.

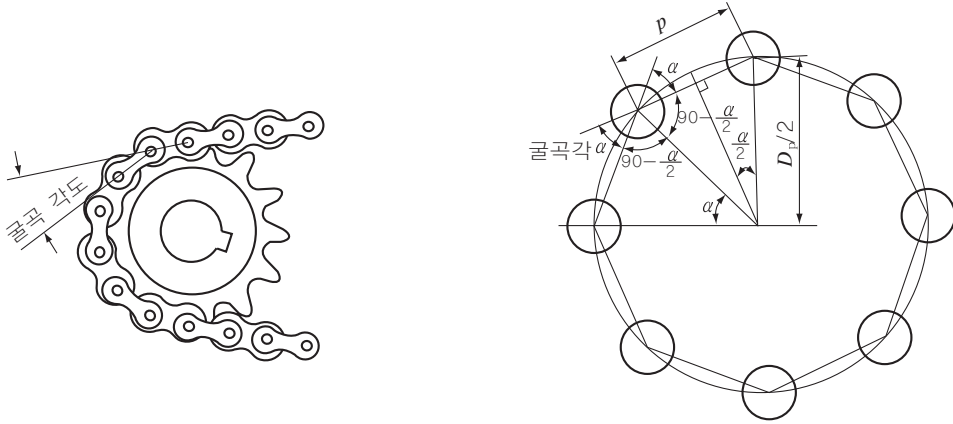


그림 4-31 굴곡각도

$$\sin \frac{\alpha}{2} = \frac{p/2}{D_p/2} \text{ 에서 식(4-28)과 결합하면, } \sin \frac{\pi}{Z} = \frac{p}{D_p} \dots\dots\dots (4-29)$$

여기서 p 는 피치, D_p 는 피치원 지름
만약 $\frac{\pi}{Z}$ 의 값이 충분히 작을 경우 $\sin \frac{\pi}{Z} \approx \frac{\pi}{Z}$ 가 되어 다음식이 성립한다.

$$Z \approx \frac{\pi D_p}{p} \dots\dots\dots (4-30)$$

스프로킷 휠의 잇수는 보통 10~70개의 범위가 좋고, 잇수가 작으면 굴곡 각도가 커져서 원활한 운전을 할 수가 없고 진동을 일으켜 수명을 단축시킨다. 그러므로 잇수가 17개 이상에서는 굴곡 각도가 20° 보다 작고 각도의 변화가 적다. 그러나 17개 이하가 되면 굴곡 각도가 급격히 증가하여 원활한 운전을 할 수 없으므로, 잇수는 17개 이상으로 하는 것이 좋다. 또한 마멸을 균일하게 하기 위해서는 잇수는 되도록 홀수로 사용한다. 롤러체인 전동의 축간거리는 $40p \sim 50p$ (p 는 피치) 감속비는 7:1이내, 원주 속도는 $5[m/s]$ 이내가 바람직하다.

나. 사일런트 체인(silent chain)

(1) 사일런트 체인의 구조

롤러체인은 스프로킷 휠의 이가 마멸되거나 체인의 피치가 늘어나면 물림이 불량해져 소음과 진동이 생기는데, 이 결점을 없애고 정숙하고 원활한 운전을 하려고 할 때는 [그림 4-32]와 같은 사일런트 체인을 사용한다. 이 체인은 고속에서도 소음이 없는 반면에 제작이 어렵고, 무거우며 가격이 비싸기 때문에 롤러 체인만큼 널리 사용되지 않는다. 사일런트 체인은 강판으로 만든 링크 플레이트 여러 장을 겹쳐서 핀으로

결합한 것이다. 링크 플레이트 양측이 이루는 각을 면각(面角)이라 부르고, 보통 52° , 60° , 70° , 80° 의 4종류가 있으며, 피치가 클수록 면각은 작은것을 사용한다.

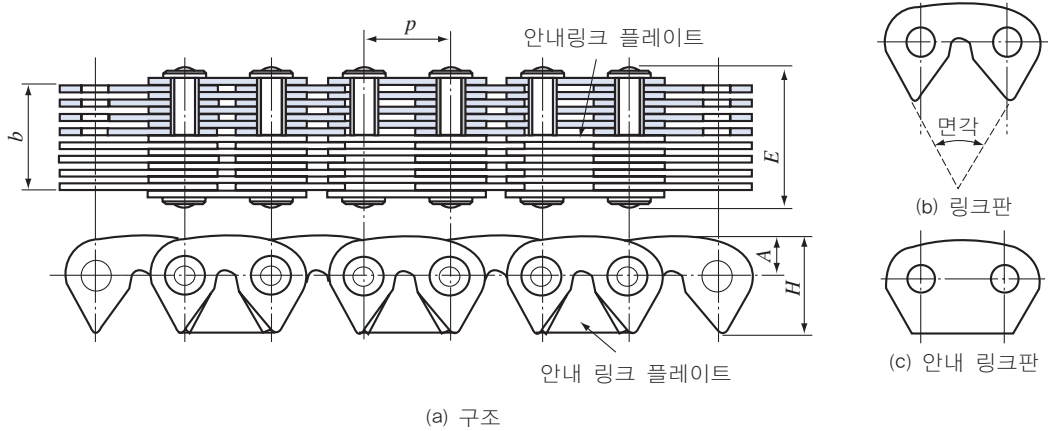


그림 4-32 사일런트 체인의 구조

[그림 4-33]는 안내 링크 플레이트로서, 운전 중 가로 미끄럼을 방지하기 위하여 설치한다. [그림 4-33 (a)]는 체인 안내 링크를 중앙에 집어넣은 것을 센터 가이드 형(center guide type) 체인이라고 한다. 이 때는 스프로킷 휠의 중앙에 홈을 파놓아야 한다.

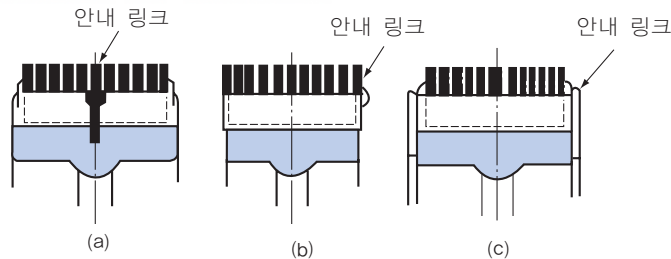


그림 4-33 사일런트 체인 안내링크

[그림 4-33 (b)]는 안내 링크가 체인의 양쪽에 달려 있는 사이드 가이드 형(side guide type) 체인이다. [그림 4-33 (c)]는 가이드 링크 플레이트가 없는 것으로 논 가이드 형(non guide type)이라 하며, 이 때는 스프로킷 휠의 치(齒)부분 양측에 플랜지를 설치하여 가로 미끄럼 이동을 방지한다.

(2) 사일런트 체인의 종류

사일런트 체인은 링크 플레이트 결합법에 따라 레이놀즈 사일런트 체인(Reynolds silent chain)과 모스 사일런트(Morse silent chain) 체인의 2종류가 있다.

① 레이놀즈 사일런트 체인

[그림 4-34 (a)]와 같이 핀 이음에 의한 것으로 링크 벨트 형이라고도 한다. 2개의 라이너(liner)를 집어넣은 것으로 부시 m' 는 링크 플레이트 A에, 부시 m 은 링크 플레이트 B에 각각 고정되어 있다. 링크 A, B가 굽혀질 때 부시 m 은 링크 A에, 부시 m' 는 링크 B에 대하여 어느 각도만큼 움직일 수 있다.

② 모스 사일런트 체인

[그림 4-34 (b)]와 같이 핀 대신에 받침 a, b에서 접촉하도록 되어 있고, 2개의 핀으로 링크의 굴곡 운동을 핀 로커 운동으로 바뀌서 마모를 작게 한 것이다.

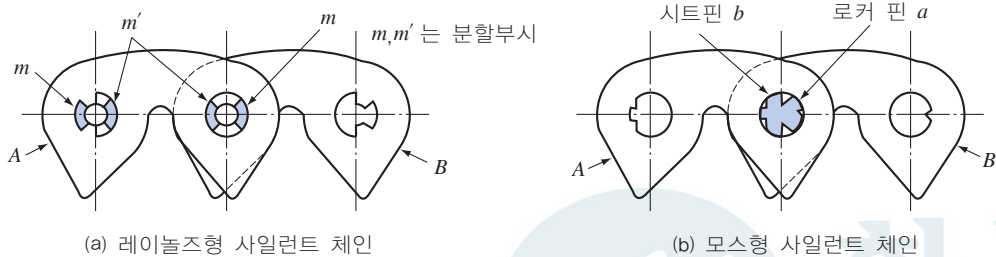


그림 4-34 사일런트 체인의 종류

(3) 사일런트 체인의 스프로킷 휠

사일런트 체인의 스프로킷 휠은 강이나 고급 주철로 만들고, 이는 랙과 같이 직선으로 되어 있다. [그림 4-35]와 같이 이의 양면이 이루는 각을 β , 링크 플레이트의 면을 α 잇수를 z 라 하면 다음과 같은 식이 얻어진다.

$$\frac{\alpha}{2} = \frac{\beta}{2} + \frac{2\pi}{z} \quad \text{에서} \quad \beta = \alpha - \frac{4\pi}{z} \quad (4-31)$$

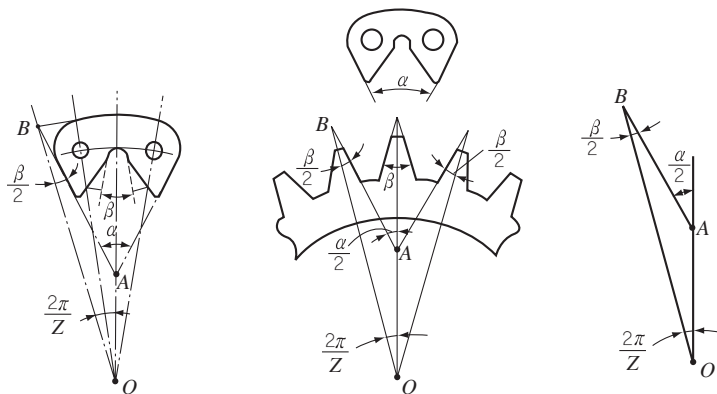


그림 4-35 링크의 면각과 스프로킷 휠의 양면 각

사일런트 체인은 두 링크 플레이트의 바깥쪽의 경사면이 스프로킷 휠의 이(치, 齒)의 경사면과 밀착되어 회전한다. 만일 체인의 피치가 늘어나도 체인은 스프로킷 휠의 이에 대하여 약간 바깥쪽에서 접촉할 뿐, 완전히 밀착해서 전동되므로 정숙한 운전을 계속할 수 있다.

스프로킷 휠의 바깥지름은 보통 피치원 지름과 같고, 잇수는 면각이 52° 일 때 17~120개로 하며, 면각이 클 때에는 잇수를 감소시킬 수 있으나 보통 17개 이상으로 한다. 또, 마멸을 균일하게 하기 위해서는 되도록 잇수는 홀수로 하며, 링크의 수는 짝수로 하는 것이 좋고, 축간 거리를 조정할 수 있도록 한다. 축간 거리는 피치의 30~50배 정도로 한다.

2. 체인을 거는 방법과 길이 계산

가. 체인을 거는 방법

체인은 평행 축에 평행 걸기를 하므로 두 축의 스프로킷 휠은 동일 평면에 있어야 하며, 스프로킷 휠의 접촉각은 모두 120° 이상으로 하는 것이 좋다. [그림 4-36]은 수평 양축에 체인을 거는 방법으로 [그림 4-36 (a)]는 벨트 전동과 반대로 긴장 축을 위로, 이완 축을 아래로 한다. [그림 4-36 (b)]처럼 이완 축을 위로 하면 구동 스프로킷 휠에서 체인이 벗겨지기 쉽고, 늘어진 체인이 긴장 축 체인에 접촉할 우려가 있다.

[그림 4-37]과 같이 상하로 배치할 때는 큰 스프로킷 휠을 아래로 하여 체인이 늘어져도 벗겨지지 않도록 하는 것이 좋다. [그림 4-37 (b)]와 같이 이완 축에 긴장 풀리를 쓰는 경우도 있다.

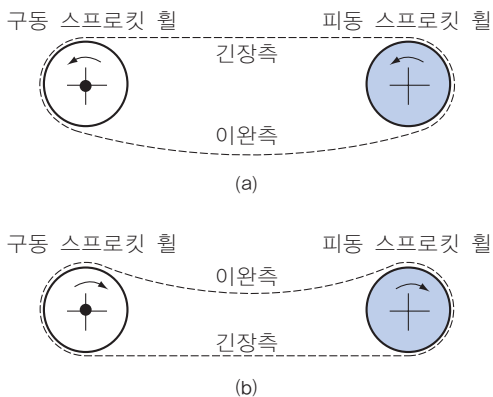


그림 4-36 수평 방향의 체인전동

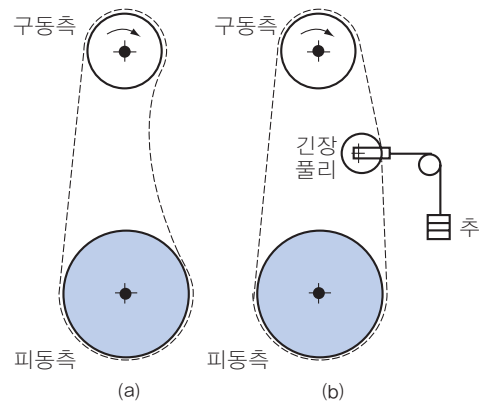


그림 4-37 수직 방향의 체인전동

나. 체인의 길이 계산(링크 수)

체인의 길이는 피치의 정수배, 즉 링크수의 정수이어야 한다. 또 사용 중 체인이 늘어날 경우 축간거리를 조정할 수 있어야 한다. 체인의 링크 수는 벨트의 길이를 구하는 근사식으로부터 구한다.

벨트의 길이를 구하는 근사식은 식(4-1)에서

$$L = 2C + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_1 - D_2)^2}{4C}$$

스프로킷의 잇수는 $Z \approx \frac{\pi D}{p}$ 에서 $D \approx \frac{pZ}{\pi}$ 로 나타낼 수 있으므로 위 식으로부터 어렵잡을 수 있는 개략적인 체인의 길이는 다음과 같이 된다.

$$L = 2C + \frac{(Z_1 + Z_2)p}{2} + \frac{(Z_2 - Z_1)^2 p^2}{4C\pi^2}$$

여기서, Z_1, Z_2 는 스프로킷 휠의 잇수

p 는 피치

C 는 스프로킷 휠의 중심간 거리

링크의 수 L_n 는 개략적인 체인의 길이를 체인 1개의 피치 p 로 나눈 값으로 나타낸다. 계산결과 소수점 이하의 숫자가 나온 경우는 작은 수치라도 올림하여 1개의 링크를 증가시킨다. 보통의 경우 롤러링크와 핀 링크가 교대로 맞물려 연결되므로 체인 링크 수는 되도록 짝수로 한다. 단, 홀수로 될 경우는 오프셋 1링크를 끼워 사용한다.

$$L_n = \frac{2C}{p} + \frac{(Z_1 + Z_2)}{2} + \frac{(Z_2 - Z_1)^2 p}{4C\pi^2} \quad \dots\dots\dots (4-32)$$

축간거리 C 는 일반적으로 $40p \sim 50p$ 이며, 체인의 길이 L 은 식(4-32)에서 정수 개로 계산된 링크 수에 피치를 곱하여 얻는다.

$$L = L_n \cdot p \quad \dots\dots\dots (4-33)$$

3. 체인의 속도, 속도비 및 속도변동률

가. 체인의 속도

체인의 속도는 다각형의 스프로킷에 벨트를 걸은 것과 같은 상태가 되므로, 최대 체인의 속도와 최소 체인의 속도와의 사이를 주기적으로 변화한다. 이 때에 체인의 평균 속도 (v_m)는 다음과 같이 구한다.

$$v_m = \frac{\pi D_1 n_1}{60 \times 1000} \quad \dots\dots\dots (4-34)$$

여기서, D_1 : 스프로킷 휠의 피치원 지름

n_1 : 스프로킷의 회전수(rpm)

나. 속도비

체인의 전동에서 속도비는 다음과 같다.

$$i = \frac{n_2}{n_1} = \frac{Z_1}{Z_2} \quad \dots\dots\dots (4-35)$$

속도비는 롤러체인은 보통 1:5 정도이고, 1:7 이상은 피하며, 사일런트 체인은 보통 1:6 정도이고, 1:8 이상은 사용하지 않는다.

다. 체인의 속도변동률

체인 전동은 [그림 4-38]과 같이 정다각형에 체인을 감은 상태가 되므로, 정다각형의 정점으로 체인이 진입하면 속도는 최대가 되고, 정다각형의 변을 따라 진입하면 속도는 최소가 된다. 최소 회전반지름과 최대 회전반지름과의 관계는 다음과 같다.

$$R_{\min} = R_{\max} \cdot \cos \frac{\alpha}{2} = R_{\max} \cdot \cos \frac{\pi}{Z} \quad \dots\dots\dots (4-36)$$

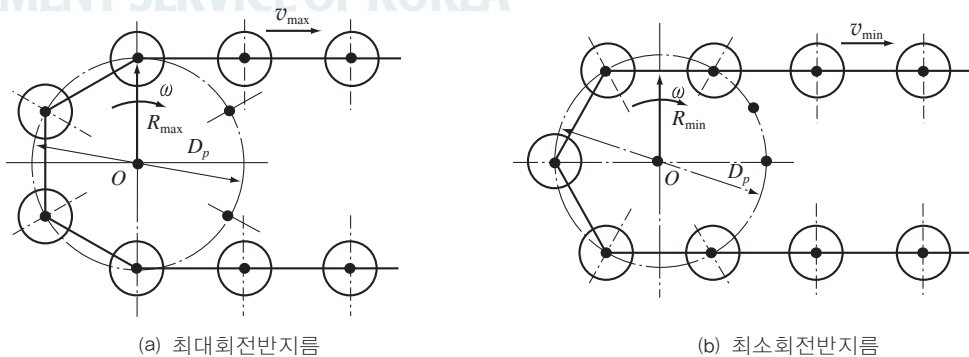


그림 4-38 체인의 속도변동률

각속도가 일정한 경우 회전반지름 변동에 따른 체인의 최대속도 및 최소속도의 비는 다음과 같다.

$$\frac{v_{\min}}{v_{\max}} = \frac{R_{\min}}{R_{\max}}$$

식(4-35)에서

$$\frac{R_{\min}}{R_{\max}} = \cos \frac{\pi}{Z} = \frac{v_{\min}}{v_{\max}}$$

따라서 속도변동률 λ 는 다음과 같다.

$$\lambda = \frac{v_{\max} - v_{\min}}{v_{\max}} = \left(1 - \frac{v_{\min}}{v_{\max}}\right) = \left(1 - \cos \frac{\pi}{Z}\right) \doteq \frac{\pi^2}{2Z^2} \quad (4-37)$$

$$\text{또 } \frac{P}{D_p} = \sin \frac{\pi}{Z} \doteq \frac{\pi}{Z}$$

$$\therefore \lambda = \frac{P^2}{2D_p^2} \quad (4-38)$$

위 두식에서 스프로킷 휠의 잇수 또는 스프로킷 휠의 피치원 지름을 크게 하거나 피치 p 를 작게 하면 속도변동률이 감소되는 것을 알 수가 있다. 속도변동률이 크면 장력의 변동이 커지고 소음과 진동, 마멸의 원인이 된다.

4. 체인의 유효장력과 전달동력

가. 체인의 유효장력

체인의 유효장력(P)은 원심력에 의한 장력과 자중에 의한 장력을 무시하고 계산한다.

$$P = \frac{P_B}{S} \quad (4-39)$$

여기서 P_B 는 체인의 파단하중 또는 절단하중 <표 4-18>에 따른다.

S 는 안전율로 롤러체인은 5~20, 사일런트 체인은 30~50정도로 한다.

나. 체인의 전달동력

체인은 초기장력이 없으며 축간거리가 짧아 자중을 무시하며, 또한 이완 측의 장력도 무시한다. 긴장 측의 장력이 전달력이 되며 전달동력은 다음과 같다.

$$H = \frac{T_t v_m}{1000} [kW], \quad H = \frac{T_t v_m}{735.5} [PS] \quad (4-40)$$

여기서 T_t 는 긴장 측 인장력[N]

v_m 은 체인의 원주 속도[m/s]

5. 체인 전동장치 설계 실제

[그림 4-39]와 같이 출력 3.7kW, 회전속도 200rpm의 감속기에 의하여 40rpm으로 회전하는 기계의 체인 전동장치를 설계하려 한다. 체인의 번호와 길이, 스프로킷 휠의 잇수 및 지름산정. 단, 축간거리 1050mm, 충격을 수반하는 전동으로 과부하 수정계수 2.0, 스프로킷 최소 잇수 15, 2열 롤러 체인을 사용하며, 이 체인의 다열 계수는 1.7이다. 또한, 체인의 안전율은 15이다.

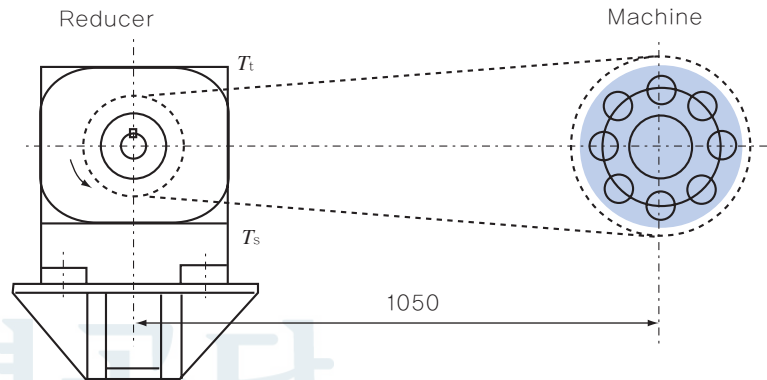


그림 4-39 체인 전동장치

(1) 체인 선정

체인 #80, 잇수 15 피치원 지름

$$D_{p1} = \frac{p}{\sin \frac{180^\circ}{Z_1}} = \frac{25.4}{\sin \frac{180^\circ}{15}} \approx 122.17 \text{ mm}$$

체인 속도 v

$$v = \frac{\pi D_{p1} n_1}{60 \times 1000} = \frac{3.14 \times 122.17 \times 200}{60 \times 1000} \approx 1.28 \text{ m/s}$$

전달력 T_i

$$T_i = \frac{1000 H_{kw}}{v} = \frac{1000 \times 3.7}{1.28} \approx 2890.6 \text{ N}$$

파단 설계하중 산정 = $T_i \times \text{부하수정계수} \times \text{안전율} = 2890.6 \times 2.0 \times 15 = 86,718 \text{ N}$

표 4-18에서 체인 #80 파단하중 = 55,370 N

2열 체인 (다열 계수 1.7 적용) 파단 하중 = $55,370 \times 1.7 = 94,129 \text{ N}$

파단 설계하중 = 86,718 N ≪ 2열 체인 파단 하중 = 94,129 N

∴ 2열 #80 체인은 적절한 선정이다.

(2) 체인의 길이 L_n (링크 수)

$$Z_2 = \frac{n_1 \cdot z_1}{n_2} = \frac{200 \times 15}{40} = 75 \text{ (잇수)}$$

$$L_n = \frac{2C}{p} + \frac{(Z_1 + Z_2)}{2} + \frac{(Z_2 - Z_1)^2 p}{4C\pi^2} = \frac{2 \times 1050}{25.4} + \frac{(15 + 75)}{2} + \frac{(75 - 15)^2 \times 25.4}{4 \times 1050 \times \pi^2} \doteq 129.9 \text{ 링크}$$

$$\therefore L_n = 130 \text{ 링크 사용 } (L = 130 \times 25.4 = 3,302 \text{ mm})$$

(3) 스프로킷 휠의 지름

① 감속기 측 스프로킷 휠 : 잇수 15, 피치원 지름 122.17 mm

$$\text{스프로킷 휠의 바깥지름 } D_{o1} = (0.6 + \cot \frac{180^\circ}{Z_1})p = (0.6 + \cot \frac{180^\circ}{15}) \times 25.4 \doteq 134.74 \text{ mm}$$

② 기계 측 스프로킷 휠 : 잇수 75,

$$\text{피치원 지름 } D = \frac{p}{\sin \frac{180^\circ}{Z_2}} = \frac{25.4}{\sin \frac{180^\circ}{75}} \doteq 606.56 \text{ mm}$$

$$\text{스프로킷 휠의 바깥지름 } D_{o2} = (0.6 + \cot \frac{180^\circ}{Z_2})p = (0.6 + \cot \frac{180^\circ}{75}) \times 25.4 \doteq 621.26 \text{ mm}$$

예제 1 피치가 12.7[mm], 잇수가 20인 체인 휠이 매분 500회전할 때 이 체인의 평균 속도는 몇 (m/s)인가?

$$(\text{풀이}) D = \frac{p}{\sin \frac{180^\circ}{Z}} = \frac{12.7}{\sin \frac{180^\circ}{20}} \doteq 81.184 \text{ [mm]}$$

$$v = \frac{\pi D n}{60 \times 1000} = \frac{3.14 \times 81.184 \times 500}{60 \times 1000} \doteq 2.12 \text{ [m/s]}$$

예제 2 1[kW]를 전달하는 체인 전동장치에서 체인의 평균속도가 2[m/s]일 때 체인에 걸리는 하중은?

$$(\text{풀이}) H[\text{kW}] = \frac{Pv}{1000} \quad \therefore P = \frac{1000H}{v} = 500 \text{ [N]}$$

예제 3 5[kW]를 전달시키는 롤러 체인의 파단하중은 몇 (kN)인가? 단, 롤러 체인의 평균속도를 2[m/s], 안전율을 12로 한다.

$$(\text{풀이}) H = \frac{Pv}{1000} [\text{kW}] \text{ 에서 } P = \frac{1000H}{v} = \frac{1000 \times 5}{2} = 2,500 \text{ [N]},$$

$$\therefore \text{파단강도} = 2,500 \times 12 = 30,000 \text{ [N]} = 30 \text{ [kN]}$$

【 익 힘 문 제 】

1. 평 벨트에서 $C=2[m]$, $D_1=0.6[m]$, $D_2=0.8[m]$ 일 때, 평행결기와 십자결기 각각의 경우에 대하여 벨트의 길이와 접촉각을 구하여라.
2. 축간거리 $C=2000[mm]$, $D_1=400[mm]$, $D_2=600[mm]$ 인 평행결기 평 벨트의 구동 풀리가 $400[rpm]$ 으로 $4[kW]$ 를 전달할 때, 벨트의 속도, 유효장력, 접촉각, 긴장 측 장력 및 이완 측 장력을 구하여라. 단, $\mu=0.3$ 이다.
3. 평행결기 평 벨트에서 $D_1=200[mm]$, $D_2=400[mm]$, 축간거리 $C=1500[mm]$, $400[rpm]$ 일 때 전달동력을 구하여라. 단, 벨트의 두께 $bt=100 \times 6[mm]$, 허용 인장 응력 $2.5[N/mm^2]$, $\mu=0.3$, 이음 효율 80%이다.
4. 모터 $3[kW]$, $1200[rpm]$ 으로 어느 기계의 주축에 $300[rpm]$ 을 전달하고, 축간거리 $C=600[mm]$ 일 때, V벨트의 개수를 구하여라. 단, 모터 풀리 $D_1=120[mm]$ 이고, V벨트는 A형을 사용하는 것으로 하며, 이 때 홈의 각은 36° , $\mu=0.25$, V벨트 1개의 허용 장력은 $180[N]$ 으로 한다.
5. V벨트의 속도 $v=8[m/s]$ 일 때와 $v=25[m/s]$ 일 때의 B형 V벨트 1개의 전달 동력 $[kW]$ 을 구하여라. 단, 접촉각은 140° , $\mu=0.4$ 이며, B형 V벨트 $T_t=300[N]$, V벨트 $1[m]$ 당 무게는 $1.6[N/m]$ 로 한다.
6. 축간 거리 $20[m]$ 의 로프 풀리에서 로프를 걸었을 때 $0.5[m]$ 처졌다. 이 때, 로프에 생기는 장력과 접촉점에서부터 접촉점까지의 로프 길이를 구하여라. 단, 로프 단위 길이에 대한 무게 $w=4[N/m]$ 이다.
7. 로프 전동 장치에서 $7.5[kW]$, $200[rpm]$ 의 동력을 전달하는 기중기에서 지름 $800[mm]$ 의 로프 풀리로 속도 비 1:1인 중동축에 전달하기 위한 와이어로프의 파단하중을 구하여라. 단, 홈에는 가죽을 끼우고 약간의 그리스를 바른 것으로 하여 $\mu=0.2$ 로 하며, 안전율은 10으로 한다.

8. No. 80인 롤러 체인의 스프로킷 휠의 잇수가 각각 18과 60이고, 중심거리 $800[mm]$ 일 때, 체인의 길이를 구하여라.
9. 롤러 체인 No. 60, 구동축 스프로킷 휠 $Z_1=35$, $n_1=300[rpm]$ 일 때 전달 동력을 구하여라. No. 60체인(피치 $19.05[mm]$)의 파단 하중은 $31360[N]$ 으로 하며, 안전율은 12이다.
10. No. 100 롤러 체인으로 $5.5[kW]$ 의 동력을 전달할 때 안전 계수 15이상으로 유지하기 위한 체인의 속도를 구하여라. 단, 롤러 체인 No. 100의 파단 하중은 $86730[N]$ 으로 한다.
11. $3[kW]$ 를 전달하는 롤러 체인의 스프로킷 휠 잇수 20, 축의 회전수 $800[rpm]$ 일 때, 안전율을 구하여라. 단, 체인의 피치는 $p=12.70[mm]$ 이고, 체인의 파단 하중은 $13920[N]$ 이다.
12. $7.5[kW]$, $1180[rpm]$ 의 전동기로 롤러 체인을 사용하여 전동하려고 한다. 이 경우 체인의 호칭 번호와 스프로킷 휠의 잇수를 결정하여라. 단, 속도 비는 1:2, 체인의 속도 $5[m/s]$, 축간거리 $600[mm]$, 안전율은 10으로 한다. 또, 스프로킷 휠의 피치원지름, 바깥지름을 구하여라.

사업인력공단

S DEVELOPMENT SERVICE OF KOREA

직접전동 기계요소

Chapter

05

제 1 절 마찰차

제 2 절 기어

제 3 절 캠

사업인력공단

S DEVELOPMENT SERVICE OF KOREA



한국신
HUMAN RESOURCE

제 5 장 직접전동 기계요소

제 1 절 마찰차(friction wheel)

1. 마찰 전동 장치

동력을 전달하는데 있어서 2개의 바퀴를 직접 접촉시켜 서로 밀어 붙임으로써 그 사이에 생기는 마찰력을 이용하여 2축 사이의 동력을 전달하는 것을 마찰 전동(friction drive)이라 하고, 이 장치에 사용되는 바퀴를 마찰차라 한다. 마찰차는 일반적으로 전달되어야 할 힘이 크지 않으며, 정확한 속도 비를 요구하지 않는 경우, 속도비가 매우 커서 보통의 기어로 전동하기 어려운 경우에 사용한다. 또, 두 축 사이의 동력을 빈번히 단속(斷續)시킬 필요가 있는 경우, 무단 변속이 필요한 경우에도 사용한다. 미끄러짐을 될 수 있는 한 작게 하기 위하여 접촉면에 마찰 계수가 큰 재료를 사용하거나 접촉 압력을 크게 한다. 반면, 마찰차는 미끄럼 때문에 충격적인 하중이 가해지는 경우는 안전장치 역할을 하는 효과도 있다.

2. 마찰차의 종류

가. 원통 마찰차(cylindrical friction wheel)

원통 마찰차는 평행한 두 축 사이에 동력을 전달하며, 외접하는 경우와 내접하는 경우가 있다. [그림 5-1]은 원통 마찰을 이용한 레코드(record)의 회전 장치를 나타낸 것이다.

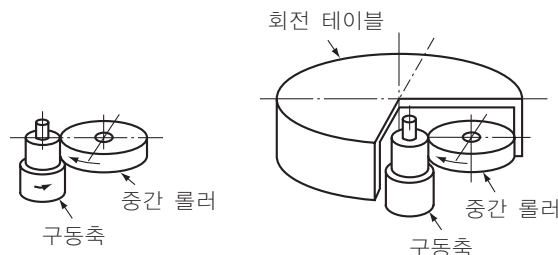


그림 5-1 원통 마찰차

[그림 5-1의 (a)]는 구동축으로부터 중간 물러로 전동하는 장치로 외접하는 두 마찰차는 서로 반대 방향으로 회전한다. 그림 (b)는 중간 물러로부터 회전판에 전동하는 장치로 내접하는 두 마찰차는 같은 방향으로 회전한다.

(1) 마찰차의 속도와 속도비

- ① 속도 : 두 원통 마찰차가 완전한 구름 접촉을 하여 미끄럼이 전혀 없다고 하면 표면 속도는 같다. 즉, 마찰에 의하여 밀착시켜서 같은 속도로 회전 작용을 계속적으로 하는 것이 된다. [그림 5-2]와 같이 외접하는 원통 마찰차에서 지름이 D_A , D_B 인 경우, 미끄럼이 전혀 없다고 가정하면 두 마찰차의 원주 속도 v 는 다음과 같다.

$$v = \frac{\pi D_A N_A}{1000} = \frac{\pi D_B N_B}{1000} \quad (5-1)$$

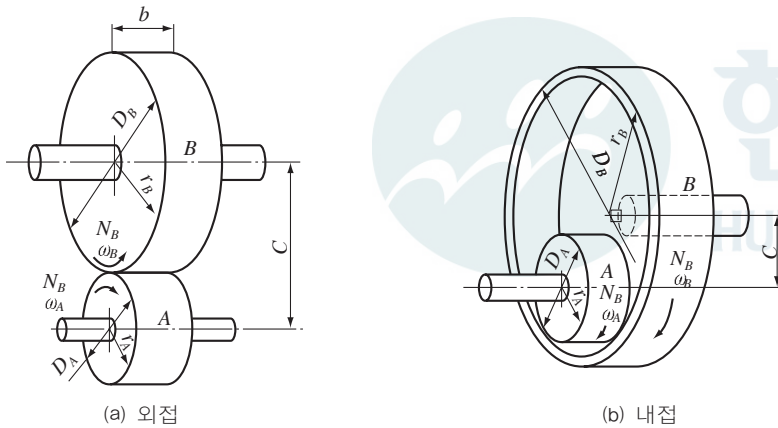


그림 5-2 원통 마찰차의 회전비

- ② 속도비 : [그림 5-2]에서 외접과 내접의 경우

$$i = \frac{N_B}{N_A} = \frac{\omega_B}{\omega_A}$$

그런데, 식 (5-1)에서 $i = \frac{N_B}{N_A} = \frac{D_A}{D_B}$ 이므로

위 식을 다시 쓰면 속도비 i 는 다음과 같다.

$$i = \frac{N_B}{N_A} = \frac{D_A}{D_B} = \frac{\omega_B}{\omega_A} = \frac{r_A}{r_B} \quad (5-2)$$

여기서, N_A : 원동차의 회전수(rpm), N_B : 종동차의 회전수(rpm)

D_A : 원동차의 지름(mm), D_B : 종동차의 지름(mm)

ω_A : 원동차의 각속도(rad/s), ω_B : 종동차의 각속도(rad/s)

r_A : 원동차의 반지름(mm), r_B : 종동차의 반지름(mm)

즉, 회전속도는 지름에 반비례한다. 또한, 외접을 시키면서 회전 방향을 같게 하려면 [그림 5-3]과 같이 두 마찰차 사이에 중간차 (C)를 삽입하면 된다. 이 경우 속도비(i)는

$$i = \frac{N_B}{N_A} = \frac{N_C}{N_A} \cdot \frac{N_B}{N_C} = \frac{D_A}{D_C} \cdot \frac{D_C}{D_B} = \frac{D_A}{D_B} \quad \dots\dots\dots (5-3)$$

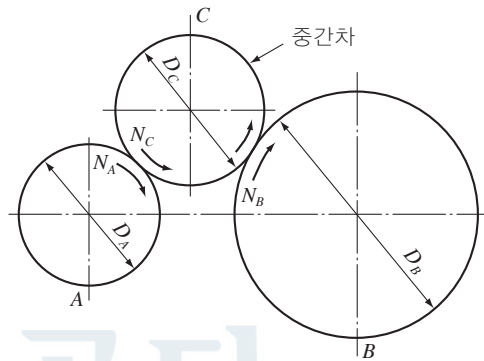


그림 5-3 중간차

이므로, 중간차 C는 속도비에는 아무런 영향이 없고, 회전 방향만을 변화시킨다. 이 중간차를 아이들 휠(idle wheel)이라고 한다. 또한 중간차의 크기에도 무관계이므로 임의의 지름의 것을 사용할 수 있다.

(2) 축간 거리와 지름

① 축간거리

[그림 5-2]에서 축간 거리(C)는 다음과 같이 구한다.

(외접의 경우)

$$C = \frac{D_A + D_B}{2} = r_A + r_B \quad \dots\dots\dots (5-4)$$

(내접의 경우)

$$C = \frac{D_A - D_B}{2} = r_A - r_B \quad \dots\dots\dots (5-5)$$

이 경우는 $D_A > D_B$ 일 때이다.

② 지름

[그림 5-2]에서 원동차 및 종동차의 지름은 다음과 같다.

(외접의 경우)

$$D_A = \frac{2C}{\frac{N_A}{N_B} + 1} = \frac{2C}{\frac{1}{i} + 1} \quad (5-6a)$$

$$D_B = \frac{2C}{\frac{N_B}{N_A} + 1} = \frac{2C}{i + 1} \quad (5-6b)$$

(내접의 경우)

$$D_A = \frac{2C}{1 - \frac{N_A}{N_B}} = \frac{2C}{1 - \frac{1}{i}} \quad (5-7a)$$

$$D_B = \frac{2C}{\frac{N_B}{N_A} - 1} = \frac{2C}{i - 1} \quad (5-7b)$$

(3) 회전력과 전달동력

- ① 회전력 : [그림 5-4]에서 두 마찰차를 누르는 힘 P 를 작용시켜 A차가 회전하면, 접촉점에서 마찰력 Q 가 생겨서 B차를 회전시킨다. 이 Q 를 마찰차의 회전력(driving force) 또는 전달력이라 하고, 두 마찰차 사이의 마찰 계수를 μ 라고 할 때 다음과 같이 구한다.

$$Q \leq \mu P \quad (5-8)$$

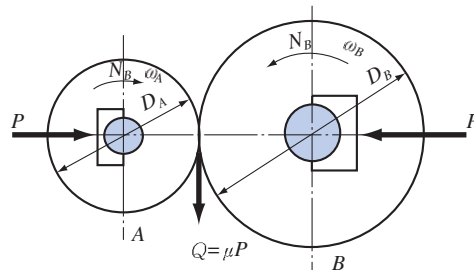


그림 5-4 원통 마찰의 전동

- ② 전달 동력 : [그림 5-4]에서 전달할 수 있는 최대 전달 동력은 다음과 같다.

$$H = \frac{Q[N] \cdot v[m/s]}{1000} = \frac{\mu P[N] \cdot v[m/s]}{1000} \quad [kW] \quad (5-9)$$

따라서, 전달 동력을 크게 하기 위해서는 주 속도를 크게 하는 방법 외에 마찰 계수 μ 및 회전력 Q 를 크게 하면 된다. 식(5-8)에서 마찰 계수 μ 는

$$\mu = \frac{Q}{P} = \tan \rho \quad (5-10)$$

여기서 ρ 는 마찰각이다.

(4) 마찰차의 너비

[그림 5-4]에서 마찰차의 너비(b)는 접촉선마다의 허용선 접촉 압력을 $f[N/mm]$ 라 할 때

$$b \geq \frac{P}{f} \quad (5-11)$$

위 식에서 너비 b 를 너무 크게 하면 마찰차의 균일한 접촉이 곤란하므로 대략 마찰차의 지름과 같은 정도($b \leq D$)로 한다. 밀어 붙이는 힘 P 는 스프링이나 나사를 이용해서 밀어붙이지만 간단한 경우는 레버(lever), 지렛대, 중력 등을 사용하기도 한다. <표 5-1>은 마찰 계수와 허용선 접촉 압력을 나타낸다.

표 5-1 마찰 계수와 허용선 접촉 압력

표면 재료		허용선 접촉 압력 (f)[N/mm]	마찰 계수(μ)
원동차	종동차		
주철	주철	20~30	0.1~0.15
	종이	7~10	0.15~0.2
	가죽	5~15	0.15~0.3
	목재	10~15	0.2~0.5

마찰차의 재료는 보통 주철, 강, 황동, 베크라이트, 목재 등으로 만들고 마찰계수를 크게 하기 위해 표면에 경질고무, 파이버, 가죽, 나무, 종이 등을 붙여서 사용한다.

나. 홈 마찰차(grooved friction wheel)

원통 마찰차에서 큰 동력을 전달하려고 하면 마찰 계수가 큰 재료를 사용하거나 또는 두 마찰차를 큰 힘으로 밀어붙여야 한다. 그러나 밀어붙이는 힘을 크게 하면 베어링에 큰 힘이 가해져 베어링 하중으로 되고 큰 마찰 손실이 생긴다. 따라서 밀어붙이는 힘을 증가시키지 않고 전달 동력을 크게 할 수 있게 개량한 것이 홈 마찰차이다.

홈 마찰차는 [그림 5-5]와 같이 마찰차의 둘레에 쐐기 모양의 V형 홈이 파여져 서로 물리게 한 것으로 동일한 압력에 대하여 큰 회전력을 얻을 수 있다. 홈 마찰차는 보통 양 바퀴를 모두 주철로 만들고, 홈의 각도는 $2\alpha=30\sim40^\circ$ 이다. 홈의 피치는 3~

20[mm]로서, 보통 10[mm]정도이고, 그리고 홈의 수가 너무 많으면 홈이 동시에 정확하게 박혀지지 않으므로 보통 $Z=5$ 개 정도이다.

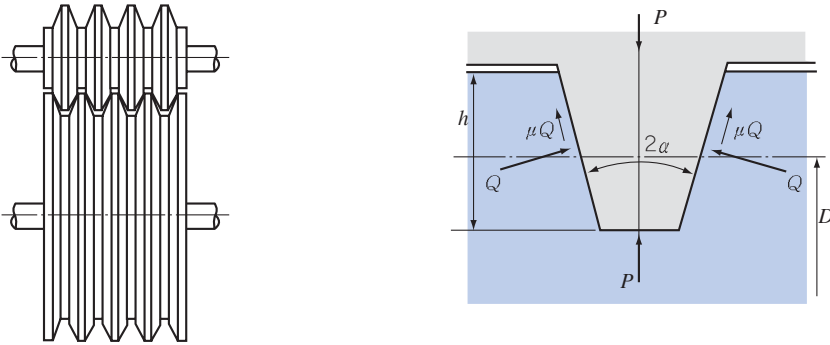


그림 5-5 홈 마찰차에 받는 힘

(1) 마찰 계수

[그림 5-5]에 나타난 홈 마찰차에서 홈 각도를 2α , 밀어붙이는 힘을 P , 접촉 홈의 경사면에 수직한 힘을 Q , 마찰 계수를 μ , 유효 마찰 계수를 μ' 라 하면

$$P = 2Q \cdot \sin \alpha + 2\mu Q \cdot \cos \alpha = 2Q (\sin \alpha + \mu \cos \alpha)$$

$$Q = \frac{P}{2(\sin \alpha + \mu \cos \alpha)} \quad \dots\dots\dots (5-12)$$

이 때, 회전력을 F' 라 하면

$$F' = 2\mu Q = \frac{\mu}{\sin \alpha + \mu \cos \alpha} P = \mu' P \quad \dots\dots\dots (5-13)$$

$$\mu' = \frac{\mu}{\sin \alpha + \mu \cos \alpha} \quad \dots\dots\dots (5-14)$$

따라서, 홈 마찰차와 원통 마찰차를 같은 힘으로 밀어붙일 때 회전력을 비교하면

$$F' : F = \frac{\mu}{\sin \alpha + \mu \cos \alpha} : \mu = \mu' : \mu \quad \dots\dots\dots (5-15)$$

이 식에서 $\mu=0.2$, $2\alpha=30^\circ$ 라 하면, $\mu'=0.44$ 가 되어 홈 마찰차가 원통 마찰차에 비해 2배 이상의 회전력을 얻을 수 있다는 것을 알 수 있다.

(2) 홈의 깊이와 수

- ① 홈의 깊이 : 홈 마찰차는 홈의 깊이가 깊을수록, 또 속도가 클수록 마멸 및 소음이 심해져 홈의 깊이는 되도록 작게 하는 것이 좋다. [그림 5-6]에서 마찰차의

지름을 D 라고 하면 $h=0.05 D$ 이하로 하는 것이 좋으나, 일반적으로 다음과 같은 경험식을 많이 사용한다.

$$h=0.3\sqrt{\mu' P} \quad \dots\dots\dots (5-16)$$

여기서 h 는 홈의 깊이(mm), P 는 홈에 밀어 붙이는 힘(N)

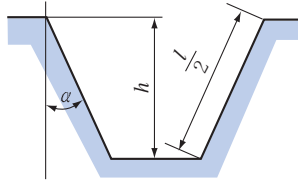


그림 5-6 홈의 깊이

② 홈의 수 : 접촉되는 부분의 전체 길이를 l 이라 하고, 홈의 수를 Z 라 하면

$l = \frac{2Zh}{\cos\alpha}$ 가 된다. 따라서, 홈의 수 Z 는 다음과 같다.

$$Z = \frac{l \cos\alpha}{2h} = \frac{Q}{2hf} \quad \dots\dots\dots (5-17)$$

홈의 수가 너무 많으면 정확하게 끼워지지 않으므로 5개 이하로 한다. 홈 마찰차는 마멸, 소음, 마찰 손실 등이 홈 부분에서 생기므로 효율은 0.88~0.99정도이다.

(3) 전달 동력

홈 마찰차의 전달 동력은 다음과 같이 구한다.

$$Z = \frac{F'v}{1000} = \frac{\mu' P v}{1000} [kW] \quad \dots\dots\dots (5-18)$$

여기서 F' : 마찰차의 회전력(N)

P : 밀어 붙이는 힘(N)

v : 마찰차의 원주 속도(m/s)

위 식에서 원주 속도(v)는 미끄럼이 없는 평균 지름으로 구하는 것이 보통이다.

다. 원추 마찰차(cone friction wheel)

두 축이 구름 접촉을 하면서 어느 각도로 교차할 때 사용하는 마찰차를 원추 마찰차라 한다. [그림 5-7,(a)]는 외접한 경우로서 두 마찰차는 서로 반대 방향으로 회전하고, 그림 (b)는 내접하는 경우로 같은 방향으로 회전한다.

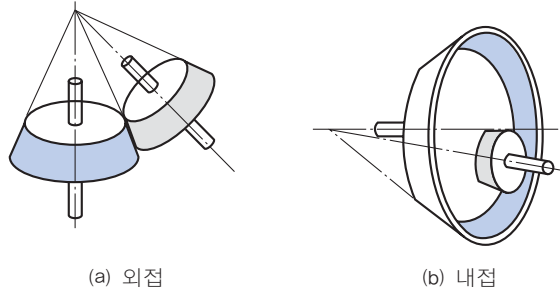


그림 5-7 원추 마찰차

(1) 속도비와 축각

[그림 5-8]과 같이 외접하는 원추 마찰차에서 원추 각을 α , β 라 하고, 각속도를 ω_1 , ω_2 회전수를 n_1 , n_2 라 하면 속도비 i 는 다음과 같다.

$$i = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{n_2}{n_1} = \frac{D_1}{D_2} = \frac{2\overline{OP} \sin \alpha}{2\overline{OP} \sin \beta} = \frac{\sin \alpha}{\sin \beta} \quad (5-19)$$

두 축이 이루는 축각 $\theta = \alpha + \beta$ 이므로

$$i = \frac{n_2}{n_1} = \frac{\sin \alpha}{\sin \beta} = \frac{\sin \alpha}{\sin(\theta - \alpha)} = \frac{\tan \alpha}{\sin \theta - \cos \theta \cdot \tan \alpha} \quad (5-20)$$

$$\tan \alpha = \frac{\sin \theta}{\cos \theta + \left(\frac{n_1}{n_2}\right)}, \quad \tan \beta = \frac{\sin \theta}{\cos \theta + \left(\frac{n_2}{n_1}\right)} \quad (5-21)$$

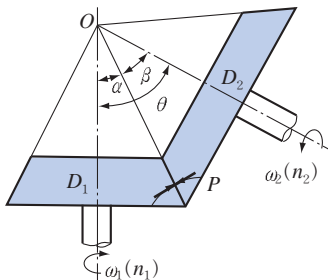


그림 5-8 외접하는 원추 마찰차

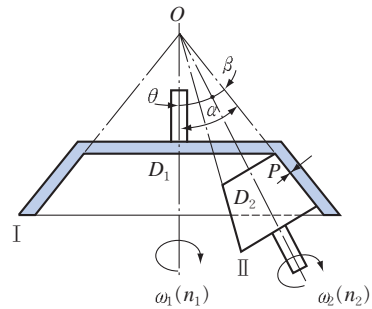


그림 5-9 내접하는 원추 마찰차

즉, 두 축이 이루는 각과 속도비를 알면 원추 마찰차의 원추각을 구할 수 있다. 또, 두 축각 $\theta = 90^\circ$ 인 경우는 다음과 같다.

$$\tan \alpha = \frac{n_2}{n_1}, \quad \tan \beta = \frac{n_1}{n_2} \quad (5-22)$$

한편, [그림 5-9]와 같이 내접하는 경우($\theta = \alpha - \beta$)도 같은 방법으로 계산하면

$$\tan \alpha = \frac{\sin \theta}{\cos \theta - (\frac{n_1}{n_2})}, \quad \tan \beta = \frac{\sin \theta}{(\frac{n_2}{n_1}) - \cos \theta} \quad (5-23)$$

(2) 접촉면의 너비

접촉면에 작용하는 접촉 압력을 f 라 하면 접촉선의 길이, 즉 바퀴의 너비 b 는 다음과 같다.

$$b = \frac{P}{f} = \frac{Q_1}{f \cdot \sin \alpha} = \frac{Q_2}{f \cdot \sin \beta} \quad (5-24)$$

마찰 계수와 접촉 압력의 허용 값은 원통 마찰차의 값을 그대로 사용한다.

(3) 베어링에 걸리는 하중과 전달 동력

① 베어링에 걸리는 하중

원추 마찰차에 의하여 회전을 전달하기 위해서 [그림 5-10]과 같이 축 방향으로 하중 Q_1, Q_2 를 가하면 접촉면에 수직 방향으로 서로 누르는 힘 P 가 발생되며, 그 마찰력에 의하여 회전을 전달하게 된다.

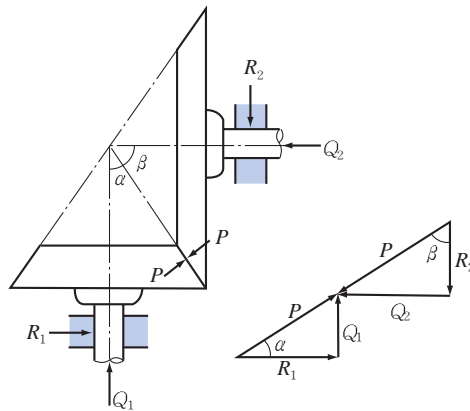


그림 5-10 원추 마찰차의 힘의 해석

원추 마찰차에서 원추각을 각각 α, β 라 하면

$$Q_1 = P \sin \alpha, \quad Q_2 = P \sin \beta$$

$$P = \frac{Q_1}{\sin \alpha} = \frac{Q_2}{\sin \beta} \quad (5-25)$$

이 때, 베어링에는 축에 직각인 힘도 작용하므로, 이 힘을 R_1, R_2 라고 하면

$$R_1 = P \cos \alpha, R_2 = P \cos \beta \quad \dots\dots\dots (5-26)$$

축각이 90° 인 경우에는 $R_1 = Q_1, R_2 = Q_2$ 가 된다.

② 전달 동력

원추면에서 중앙 부분의 원주 속도를 $v[m/s]$ 라고 할 때 전달 동력 $H[kW]$ 는 다음 식과 같다.

$$H = \frac{\mu P v}{1000} = \frac{\mu Q_1 v}{1000 \sin \alpha} = \frac{\mu Q_2 v}{1000 \sin \beta} \quad \dots\dots\dots (5-27)$$

라. 무단변속 마찰차

구동축의 속도를 일정하게 유지하고 종동축의 회전속도를 어떤 범위 내에서 연속적으로 자유로이 변화시킬 수 있는 장치이다.

(1) 원판마찰차에 의한 무단변속 장치

원판마찰차는 크라운 마찰차(crown friction wheel)라고도 한다. 회전하는 원판과 접촉하고 있는 바퀴의 폭은 되도록 작아야 한다. 그 이유는 바퀴의 폭이 넓은 경우 바퀴의 중앙선에서는 구름접촉을 하지만 바퀴의 안쪽과 바깥쪽에서 원주 속도의 차이로 인하여 미끄럼마찰이 일어나기 때문이다.

① 원판차가 1개일 때

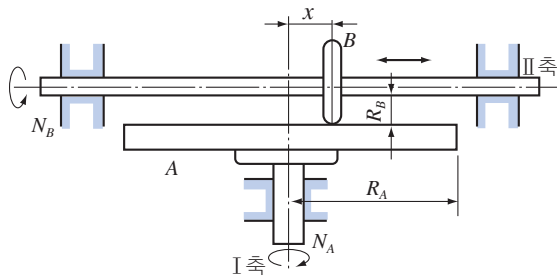


그림 5-11 1개의 원판차에 의한 무단변속 장치

[그림 5-11]과 같이 접촉점에서 속도가 같다고 가정하면 접촉점의 원주 속도는 두 마찰차에서 같으며, $R_B \cdot \omega_B = x \cdot \omega_A$ 로부터 다음과 같은 회전속도비가 얻어진다.

$$i = \frac{N_B}{N_A} = \frac{x}{R_B} \quad \dots\dots\dots (5-28)$$

② 원판차가 2개일 때

[그림 5-12]와 같이 접촉점에서 속도가 같다고 가정하면 A에 대한 C의 속도비는

$$\frac{N_C}{N_A} = \frac{x}{R_C}$$

이고, C에 대한 B의 속도비는

$$\frac{N_B}{N_C} = \frac{R_C}{a-x}$$

이다. A에 대한 B의 속도비는 다음과 같다.

$$i = \frac{N_B}{N_A} = \frac{N_C}{N_A} \cdot \frac{N_B}{N_C} = \frac{x}{a-x} \quad (5-29)$$

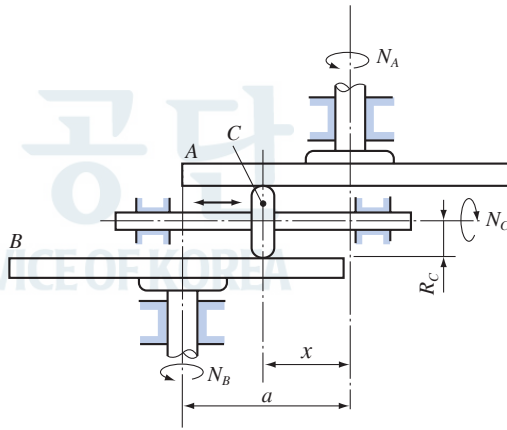


그림 5-12 2개의 원판차에 의한 무단변속 장치

(2) 원추 마찰차에 의한 무단변속 장치

[그림 5-13]과 같은 원추차의 기하학적인 관계는 다음과 같다.

$$R_x = x \cdot \frac{R_A}{L}$$

따라서, A에 대한 B의 속도비는 다음과 같다.

$$i = \frac{N_B}{N_A} = \frac{R_x}{R_B} = \frac{R_A}{R_B} \cdot \frac{x}{L} \quad (5-30)$$

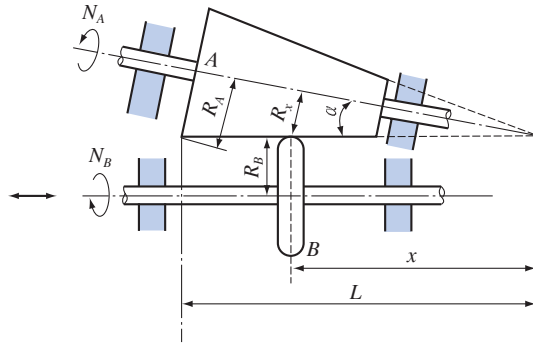


그림 5-13 1개의 원추차에 의한 무단변속 장치

[그림 5-14]와 같이 동일한 두개의 원추 마찰차가 서로 반대 방향으로 맞추어져 있는 마찰차를 에반스의 마찰차(Evan's friction cone)라 한다.

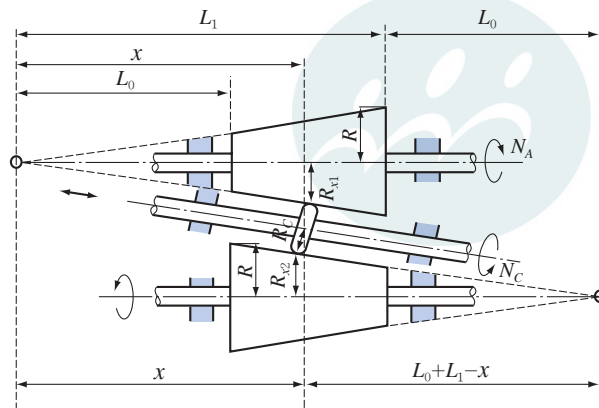


그림 5-14 2개의 원추차에 의한 무단변속 장치

(3) 구면 마찰차에 의한 무단변속 장치

마찰면이 구면인 마찰차로서 직교축 또는 평행축에 사용한다.

① 평행한 축에 사용하는 무단변속 장치

[그림 5-15의 (a)]는 서로 평행한 두 축에 사용하는 무단변속 장치로서 중간 마찰차의 회전반지름은 일정하나 접촉위치에 따라 원동축과 종동축의 회전반지름이 각각 변화한다. 그림 (b)는 서로 평행한 두 축에 사용하는 무단 변속장치로서 원동축의 마찰차와 종동축의 마찰차는 동일한 마찰차로서 회전반지름도 일정하다. 구면 중간차의 자세각이 변하게 되면 원동차와 중간차의 접촉점이 변화하고, 중간차의 회전중심으로

부터 원동차와의 접촉점까지 거리가 변화한다. 이와 같이 중간차와의 접촉점이 변화함에 따라 원동차 및 종동차의 회전반지름이 변화하게 된다.

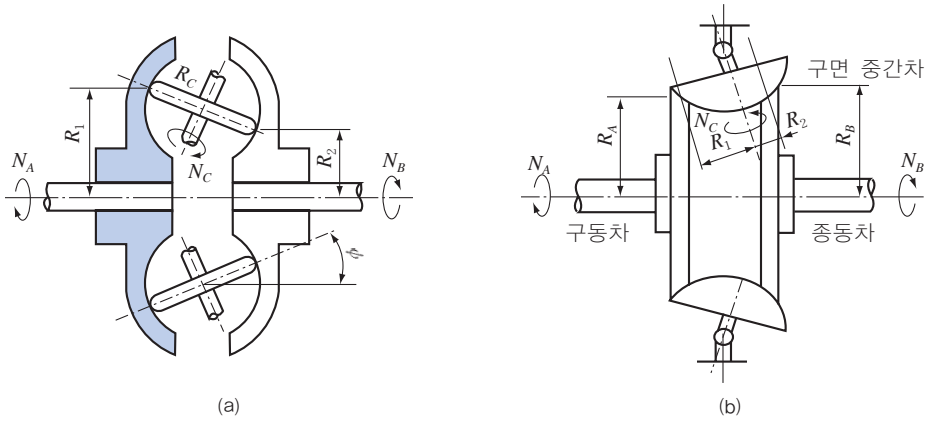


그림 5-15 구면차(평행한 축)에 의한 무단변속 장치

② 직교하는 축에 사용하는 무단변속 장치

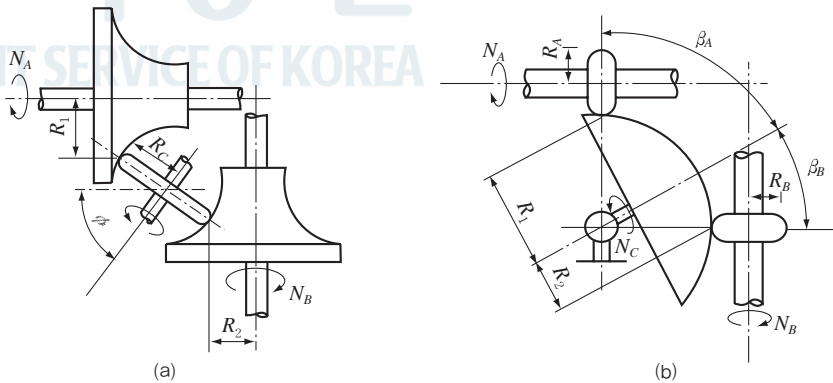


그림 5-16 구면차(직교하는 축)에 의한 무단변속 장치

[그림 5-16의 (a)]는 직교하는 두 축에 사용하는 무단변속 장치로서 중간 마찰차가 접촉한 마찰차의 부위에 따라 회전속도비가 달라지는 경우를 나타낸다. 중간 마찰차는 원통 마찰차로서 회전반지름은 일정하나 접촉위치에 따라 마찰차의 회전반지름이 각각 변화한다. 그림 (b)는 직교하는 두 축에 사용하는 무단변속장치로서 원동축과 종동축의 마찰차는 원통 마찰차이다. 구면 중간차의 자세각이 변화하게 되면 원동차와 중간차의 접촉점이 변화하고, 중간차와 종동차의 접촉점도 변화하게 된다. 이와 같이 중간

차에서 접촉점이 변화함에 따라 회전반지름이 변화하게 되고, 원동축과 종동축이 각속도의 변화를 일으키는 경우이다.

예제 1 마찰차에서는 접촉면에 마찰을 크게 하기 위하여 마찰재를 쓰고 또 축압력을 높이는데, 이렇게 하면 베어링에 무리가 생기게 된다. 이런 결점을 없애고 접촉면에 마찰력을 높인 마찰차는?

〈답〉 홈볼이 마찰차

예제 2 홈 마찰차의 홈 각은 일반적으로 어느 정도로 하는가?

〈답〉 $30^\circ - 40^\circ$

예제 3 지름 $D_A=200[mm]$, $D_B=300[mm]$ 의 내접 마찰차에서 그 중심거리는?

(풀이) 식(5-5)에서

$$C = \frac{D_B - D_A}{2} = \frac{300 - 200}{2} = 50[mm]$$

예제 4 원동차의 지름 $125[mm]$, 종동차의 지름이 $375[mm]$ 인 원동 마찰차가 회전하고 있다. 마찰차의 마찰계수가 0.2이고 서로 밀어 붙이는 힘은 $2[kN]$ 이라고 할 때 최대 토크는 몇 $(N \cdot m)$ 인가?

(풀이) $Q = \mu P = 0.2 \times 2000 = 400[N]$

$$T = \frac{QD}{2} = \frac{400 \times 0.375}{2} = 75[N \cdot m]$$

예제 5 원주 속도 $10[m/s]$ 로 회전하는 원통 마찰차가 $1[kW]$ 를 전달하려면 마찰차의 너비는 얼마로 하면 되는가? 단, 마찰계수는 0.2, 단위 접촉 폭 마다의 허용 압력은 $10[N/cm]$ 이다.

(풀이) 식(5-9), (5-11)에서

$$H = \frac{Q[N] \cdot v[m/s]}{1000} = \frac{\mu P[N] \cdot v[m/s]}{1000} [kW] \text{에서}$$

$$P = \frac{1000 H}{\mu v} = \frac{1000 \times 1}{0.2 \times 10} = 500[N]$$

$$b = \frac{P}{f} = 50[mm]$$

예제 6 한 쌍의 홈 마찰차의 중심 거리가 $500[\text{mm}]$, 원동차와 종동차의 회전수가 각각 $300[\text{rpm}]$, $200[\text{rpm}]$ 일 때 $3[\text{kW}]$ 를 전달시키려면 밀어붙이는 힘을 얼마로 하면 되겠는가? 또, 홈의 깊이와 수를 구하여라. 다만, 홈의 각도는 30° , 마찰 계수는 0.2 , 허용 압력을 $30[\text{N/mm}]$ 라 한다.

(풀이)

- ① 홈 마찰차의 지름 (D_1, D_2)

$$i = \frac{n_2}{n_1} = \frac{200}{300} = \frac{D_1}{D_2} \text{ 이므로 } D_1 = \frac{2}{3} D_2$$

$$D_1 + D_2 = \frac{2}{3} D_2 + D_2 = 2C = 2 \times 500 = 1000$$

$$\frac{5}{3} D_2 = 1000 \quad \therefore D_2 = 600[\text{mm}], \quad D_1 = 400[\text{mm}]$$

- ② 원주 속도

$$v = \frac{\pi D_1 n_1}{1000 \times 60} = \frac{\pi \times 400 \times 300}{1000 \times 60} \doteq 6.283[\text{m/s}]$$

- ③ 유효 마찰 계수 μ' 식(5-14)에서

$$\mu' = \frac{\mu}{\sin \alpha + \mu \cos \alpha} = \frac{0.2}{\sin 15^\circ + (0.2 \times \cos 15^\circ)} \doteq 0.4425$$

- ④ 밀어 붙이는 힘 식(5-18)에서

$$P = \frac{1000 H}{\mu' v} = \frac{1000 \times 3}{0.4425 \times 6.283} \doteq 1079[\text{N}]$$

- ⑤ 홈의 깊이 식(5-16)에서

$$h = 0.3 \sqrt{\mu' P} = 0.3 \sqrt{0.4425 \times 1079} \doteq 6.6[\text{mm}]$$

- ⑥ 경사면에 수직한 힘은 식(5-12)에서

$$Q = \frac{P}{2(\sin \alpha + \mu \cos \alpha)} = \frac{1079}{2(\sin 15^\circ + 0.2 \times \cos 15^\circ)} \doteq 1193.6[\text{N}]$$

- ⑦ 홈의 수 식(5.17)에서

$$Z = \frac{Q}{2hf} = \frac{1193.6}{2 \times 6.6 \times 30} \doteq 3\text{개}$$

예제 7 두 축이 90° 인 원추 마찰차에서 원동차의 회전수가 $400[\text{rpm}]$ 이고, 속도비

가 1/2일 때 원추각 α , β 는 얼마인가? 또, 원동차의 지름이 250[mm]이고, 5[kW]를 전동하기 위해서는 축에 어느 정도의 힘으로 밀어붙이면 되겠는가? 다만, 마찰차의 마찰계수는 0.35로 한다.

(풀이)

- ① 두 축이 90°일 때, 원추각 α , β 는 식(5-22)에 의해

$$\tan \alpha = \frac{n_2}{n_1} = 0.5 \quad \therefore \alpha = 26^\circ 34'$$

$$\beta = 90^\circ - 26^\circ 34' = 63^\circ 26'$$

- ② 원동차의 원주 속도

$$v = \frac{\pi D_1 n_1}{1000 \times 60} = \frac{\pi \times 250 \times 400}{1000 \times 60} \doteq 5.236 [m/s]$$

- ③ 축에 가해지는 힘 Q_1 , Q_2 식(5-27)에서

$$Q_1 = \frac{1000 H \cdot \sin \alpha}{\mu v} = \frac{1000 \times 5 \times \sin 26^\circ 34'}{0.35 \times 5.236} \doteq 1220 [N]$$

$$Q_2 = \frac{1000 H \cdot \sin \beta}{\mu v} = \frac{1000 \times 5 \times \sin 63^\circ 26'}{0.35 \times 5.236} \doteq 2440 [N]$$

한국신
HUMAN RESOURCE

제 2 절 기어(Gear)

1. 기어의 개요

구동축에서 종동축으로 동력을 전달하는 방법에는 마찰 전동, 기어 전동, 감아 걸기 전동 등이 있다. 이 중에서 기어 전동 장치는 미끄럼이 생기지 않기 때문에 일정 속도 비로 큰 회전력을 연속적으로 전달할 수 있는 장점이 있어 가장 널리 사용되고 있다.

기어는 원통 마찰차나 원추 마찰차의 둘레에 이(teeth)를 같은 간격으로 만든 것이며, 구동 기어(driving gear)의 이가 회전함에 따라 종동 기어(driving gear)의 이 홈에 들어가 치(齒)면을 눌러 회전을 전하는 기계요소이다.

가. 기어의 종류

기어의 종류는 여러 가지 방법으로 나눌 수 있으며, [그림 5-17]과 같이 두 축의 상대 위치에 따라 분류하면 다음과 같다.

(1) 평행 축 기어

두 축이 서로 평행할 때 사용하는 기어이다.

① 스퍼 기어(spur gear)

직선 치형을 가지며 잇줄이 축에 평행하다. 제작이 용이하며 가장 많이 쓰인다. (그림 5-17의 (a)참조)

② 랙(rack)

작은 스퍼 기어와 맞물리고 잇줄이 축 방향과 일치한다. 그림 (b)와 같이 끝은 막대에 같은 간격으로 동일한 형태의 이를 만든 것이다. 피치원의 반지름이 무한대인 스퍼 기어로 생각할 수 있다. 회전운동을 직선운동으로 바꾸는데 사용한다.

③ 내접 기어(internal gear)

그림 (c)와 같이 스퍼 기어와 맞물리며 원통의 안쪽에 이가 만들어져 있다. 잇줄이 축에 대하여 평행하며, 맞물린 기어와 회전방향이 같다. 유성기어 장치 또는 기어 형 축이음에 사용한다.

④ 헬리컬 기어(helical gear)

그림 (d)와 같이 잇줄이 축 방향과 일치하지 않는 기어이다. 이의 물림이 좋아져 조용한 운전을 하나 축 방향 하중이 발생하는 단점이 있다.

평행축 기어	(a) 스퍼 기어 (b) 랙과 작은 기어 (c) 내접 기어 (d) 헬리컬 기어 (e) 헬리컬 랙 (f) 더블 헬리컬 기어
교차축 기어	(g) 직선 베벨 기어 (h)스파이럴 베벨 기어 (i) 제로 베벨 기어 (j) 크라운 베벨 기어
엇갈림축 기어	(k) 원통 웜 기어 (l) 장고형 웜 기어 (m) 나사 기어 (n) 하이포이드 기어

그림 5-17 기어의 종류

⑤ 헬리컬 랙(helical rack)

그림 (e)와 같이 헬리컬 기어와 맞물리고 잇줄이 축 방향과 일치하지 않는다. 피치 원의 반지름이 무한대인 헬리컬 기어로 생각할 수 있다.

⑥ 더블 헬리컬 기어(double helical gear)

그림 (f)와 같이 비틀림 각 방향이 서로 반대인 한 쌍의 헬리컬 기어를 조합한 것이

다. 축 방향의 힘(추력)이 발생하지 않는다.

(2) 교차 축 기어

교차하는 두 축의 운동을 전달하기 위하여 원추형으로 만든 기어를 베벨 기어(bevel gear)라고 한다.

① 직선 베벨 기어(straight bevel gear)

그림 (g)와 같이 잇줄이 피치원뿔의 모직선(母直線)과 일치하는 베벨 기어이다. 베벨기어 중 제작이 가장 간단하여 많이 쓰인다.

② 스파이럴 베벨 기어(spiral bevel gear)

그림 (h)와 같이 잇줄이 곡선이고 모직선에 대하여 비틀려 있는 기어이다. 제작이 어려우나 이의 물림이 좋고 조용하게 회전한다.

③ 제로 베벨 기어(zero bevel gear)

그림 (i)와 같이 스파이럴 베벨 기어 중에서 이너비의 중앙에서 비틀림 각이 영(zero)인 베벨 기어이다.

④ 마이터 기어(miter gear)

두 축이 직각으로 만나며 맞물리는 두 기어의 잇수가 같은 베벨 기어이다.

⑤ 크라운 기어(crown gear)

그림 (j)와 같이 피치면이 평면으로 된 베벨 기어이다.

(3) 엇갈림 축 기어

두 축이 평행하지도 않고, 만나지도 않는 축 사이의 동력을 전달하는 기어를 말한다.

① 원통 워م 기어(cylindrical worm gear)

두 축이 직각을 이루는 경우에 적용한다. 원통형 워م과 이에 맞물리는 워م휠을 총칭하는 말이다. 큰 감속을 얻을 수 있으나 효율이 낮은 단점이 있다. (그림 5-17의 (k)참조)

② 장고형 워م 기어(hourglass worm gear)

그림 (l)와 같이 원통 워م 기어를 개선한 것으로서 워름을 장고형으로 만들어 워름 휠과의 접촉면적을 크게 한 것이다.

③ 나사 기어(screw gear)

그림 (m)과 같이 서로 교차하지도 않고 평행하지도 않는 두 축 사이의 운동을 전달하는 기어로서 헬리컬 기어의 이 모양을 갖는다.

④ 하이포이드 기어(hypoid gear)

그림 (n)과 같이 서로 교차하지도 않고 평행하지도 않는 두 축 사이의 운동을 전달하는 스파이럴 베벨 기어로서 일반 스파이럴 베벨 기어에 비하여 피니언의 위치가 이동된다.

2. 스퍼 기어(spur gear)

가. 기어의 각부 명칭

기어의 각부 명칭은 [그림 5-18]과 같으며, 그 용어는 다음과 같다.

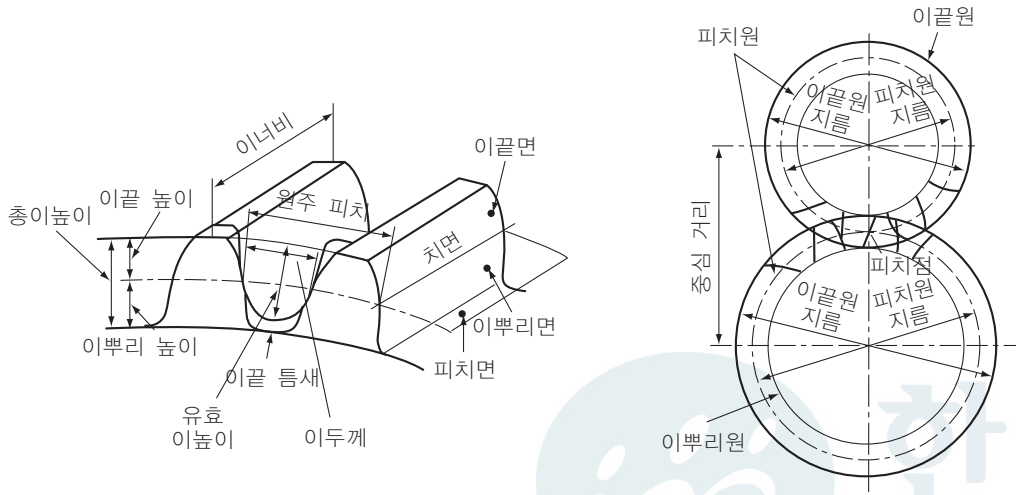


그림 5-18 스퍼 기어의 각부 명칭

(1) 피치원

평행한 두 축 사이에 일정 각속도비의 회전을 전달하는 스퍼 기어는 원통 마찰차의 마찰 면을 기준으로 하여 같은 간격의 이를 만든 것으로 생각할 수 있다. 따라서 물려 있는 한 쌍의 스퍼 기어는 완전한 구름 접촉을 하는 마찰차로 생각할 수 있다. 이 마찰차에 해당하는 원을 피치원이라 하고, 랙과 같은 직선일 때는 피치선이라 한다. 한 쌍의 스퍼 기어의 운동은 피치원 또는 피치선 등이 서로 접하여 완전한 운동을 하며, 이 접촉점을 피치점이라 한다.

(2) 이 끝 높이

피치원에서 이끝원까지의 거리를 이끝 높이(addendum)라 하며, 이끝원은 이끝을 연결한 원이다.

(3) 이뿌리 높이

피치원에서 이뿌리원까지의 거리를 이뿌리 높이(dedendum)라 하며, 이뿌리원은 이뿌리를 연결한 원이다.

(4) 총 이높이

총 이높이는 이끝 높이와 이뿌리 높이를 합한 크기이다.

(5) 이끝 틈새

이끝 틈새는 이끝원에서부터 이것과 맞물리고 있는 기어의 이뿌리원까지의 거리이다.

나. 이의 크기

피치원의 크기가 같은 기어에서 잇수가 다르면 이의 크기가 달라지므로, 이의 크기를 결정하는 기준이 필요하다. 이의 크기를 나타내는 기준에는 [그림 5-19]와 같이 원주 피치, 모듈, 지름 피치가 있다.

원주 피치

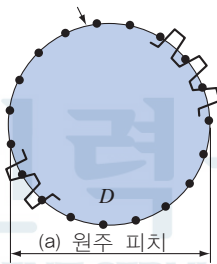
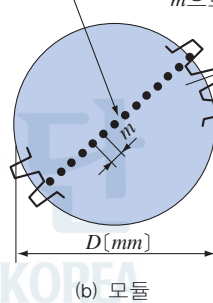
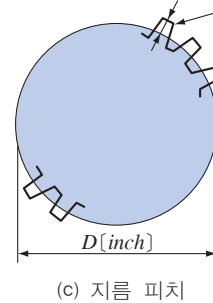
모듈 표준기어(보통이)에서는 m 으로 된다표준기어(보통이)에서는 $\frac{1}{P_d}$ 인치로 된다

그림 5-19 이의 크기 비교

(1) 원주 피치(circular pitch)

원주 피치는 피치원의 둘레를 잇수로 나눈 값으로, 피치원의 지름을 D , 잇수를 Z 라 하면 원주 피치 p 는 다음과 같다.

$$p = \frac{\pi D}{Z} [mm] \quad \dots\dots\dots (5-31)$$

위 값이 클수록 잇수는 작아지고, 이의 크기는 커진다.

(2) 모듈(module)

모듈은 피치원의 지름을 잇수로 나눈 값이며, 이 값을 기준으로 이끝 높이, 이뿌리 높이 등이 결정된다. [그림 5-20]과 같이 모듈이 클수록 잇수는 작고, 이는 커진다. <표 5-2>는 모듈의 표준을 나타낸다.

$$m = \frac{D}{Z} = \frac{p}{\pi} [mm] \quad \dots\dots\dots (5-32)$$

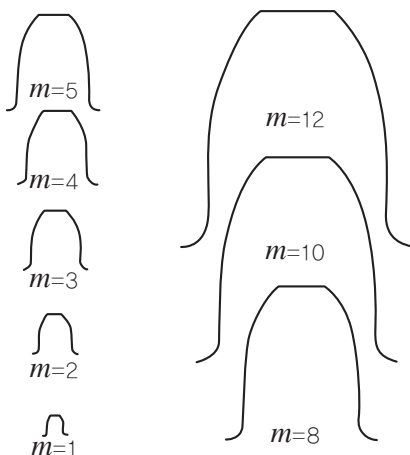


그림 5-20 치형의 크기

표 5-2 모듈의 표준 값(KS B 1404)

계 열	모 들 표 준 치 수													
제 1 계열	1	1.25	1.5	2	2.5	3	4	5	6	8	10	12	16	20
	25	32	40	50										
제 2 계열	1.125	1.375	1.75	2.25	2.75	3.5	4.5	5.5	6.5	7	9			
	11	14	18	22	28	36	45							
비 고 : 제1계열을 우선적으로 하고, 필요에 따라 제2계열을 선택한다.														

(3) 지름 피치(diametral pitch)

지름 피치는 잇수를 피치원의 지름으로 나눈 값으로 모듈의 역수가 되며, 단위로는 인치(inch)를 사용하므로 수치에서는 역수가 되지 않는다. 이 값이 작을수록 잇수는 작고 이는 커진다.

$$p_d = \frac{Z}{D[in]} = \frac{25.4 Z}{D[mm]} = \frac{25.4}{m} \quad \dots\dots\dots (5-33)$$

$$m = \frac{25.4}{p_d} = \frac{p}{\pi} \quad \dots\dots\dots (5-34)$$

〈표 5-3〉은 p 및 m 과 p_d 와의 관계를 나타내는 표이다.

표 5-3 p 및 m 과 p_d 와의 관계

재 료	기 호	p 를 기준	m 을 기준	p_d 를 기준
원주 피치	p	$\frac{\pi D}{Z}$	πm	$\frac{25.4 \pi}{p_d}$
모듈	m	$\frac{p}{\pi}$	$\frac{D}{Z}$	$\frac{25.4}{p_d}$
지름 피치	p_d	$\frac{25.4 \pi}{p}$	$\frac{25.4}{m}$	$\frac{Z}{D}$

다. 치형 곡선

(1) 사이클로이드 치형(cycloid tooth)

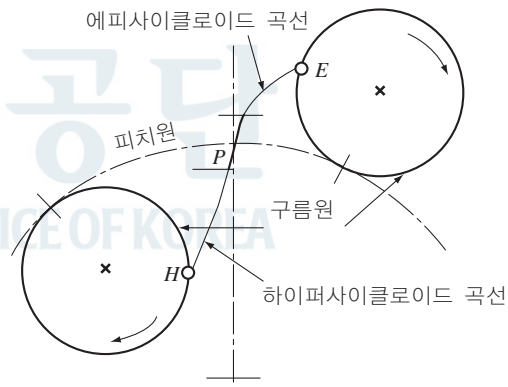


그림 5-21 사이클로이드 치형 곡선

[그림 5-21]과 같이 작은 구름원이 피치원의 바깥둘레(외측)를 미끄럼 없이 굴러갈 때 구름원주상의 한 점이 그리는 궤적을 외전(外轉)사이클로이드(epicycloid) 곡선이라고 하고, 작은 구름원이 피치원의 안쪽둘레(내측)를 미끄럼 없이 외측 구름원과 반대방향으로 굴러갈 때 구름원주상의 한점이 그리는 궤적을 내전(內轉) 사이클로이드(hypocycloid) 곡선이라 한다. 위의 두 곡선이 합해져 이루어진 치형을 사이클로이드 치형이라 한다.

이 치형은 물림률이 비교적 크고, 미끄럼률이 이 끝면과 이뿌리 면에서 일정하다. 원주피치와 구름원의 크기가 같아야 호환성이 있으며 치형 가공이 인벌류트 치형보다 까다롭다는 단점이 있다.

(2) 인벌류트 치형

[그림 5-22]에서와 같이 원통 면(기초원)에 실을 감아서 팽팽하게 잡아당기면서 풀어 나갈 때 실의 한 점이 그리는 궤적을 인벌류트곡선(involute curve)이라 한다. 원통면을 기초원이라 하고 인벌류트 곡선을 따라 형성된 이(치, 齒)가 인벌류트 치형(involute tooth)이다. 인벌류트 치형을 갖는 기어는 압력 각 및 이의 크기(모듈)가 같아야 호환이 된다.

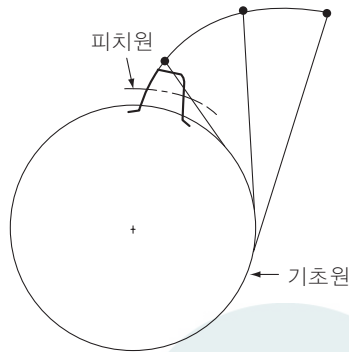


그림 5-22 인벌류트 치형 곡선

(3) 사이클로이드 치형과 인벌류트 치형의 비교

사이클로이드 치형은 마모가 적고 정밀한 회전을 하나 공작과 조립이 까다롭다. 반면 인벌류트 치형은 제작이 쉽고 조립이 쉬워 일반적으로 널리 쓰인다. <표 5-4>는 사이클로이드 치형과 인벌류트 치형의 비교표이다.

표 5-4 사이클로이드 치형과 인벌류트 치형의 비교

종류/성질	사이클로이드 치형	인벌류트 치형
압력각	압력각 변화	압력각 일정
미끄럼률/마모	일정하다/마모균일	변화가 많다. 피지점에서 미끄럼률은 0이다/마모불균일, 치형변화
절삭공구	사이클로이드 곡선이어야 하고 구름원에 따라 여러 가지의 커터가 필요하다.	직선(사다리꼴)으로서 제작이 쉽고 값이 싸다.
공작 방법	빈공간이라도 치수가 극히 정확해야 하고 전위절삭이 불가능하다.	빈공간은 다소 치수의 오차가 있어도 된다. 전위절삭이 가능하다.
중심거리/조립	정확해야 한다/어렵다	약간의 오차가 있어도 무방하다/쉽다
언더컷	발생 안한다.	발생한다.
호환성	원주피치와 구름원이 모두 같아야 한다.	압력각과 모듈이 모두 같아야 한다.
용 도	정밀기계(시계, 계기류)	전동용, 일반적으로 쓰임.

라. 표준 기어와 전위 기어

(1) 표준 기어

인벌류트 기어의 피치원 지름을 무한대로 하면, 치형이 직선인 막대 모양의 기어, 즉 랙(rack)이 된다. 이때 피치원은 직선으로 되며 이것을 피치선이라 한다. 따라서 랙과 물리는 상대방의 기어는 인벌류트 치형을 갖게 된다. 피치원에 따라서 측정한 이 두께가 원주피치의 1/2과 같은 치형을 기준 치형이라 하고, [그림 5-23]과 같이 이 기준 치형에서 피치원 지름을 무한대로 한 랙을 기준 랙(basic rack)이라 한다. 기준 랙 모양의 랙 공구의 기준 피치선과 기어의 기준 피치원을 피치점에서 서로 구름운동을 하도록 하면, [그림 5-24]와 같이 이 두께가 원주피치의 1/2인 기어가 만들어 진다. 이 기어를 표준 기어라 한다. 또한 이 끝 틈새를 제외한 이 높이가 $2m$ (여기서 m 은 모듈)인 것을 보통 이라 하며 표준 기어에서는 보통 이로 되어 있다. 일반적으로 표준 평기어에서 그 기준 압력각 α (랙 공구에서는 공구 압력각 $\alpha_n = \alpha$ 이다.)는 14.5° 와 20° 가 규정되어 있었으나 현재는 KS에서 20° 로 규정하고 있다. 또한 이 끝 틈새는 $C_k \geq 0.25m$ 로 규정하고 있으나, 절삭 치형에서는 $C_k = 0.25m$, 연삭 및 세이빙 치형에서는 $C_k = 0.35m$ 정도로 하는 것이 보통이다.

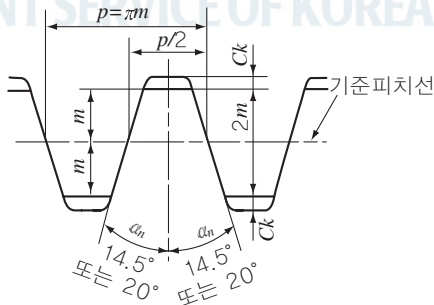


그림 5-23 기준 랙

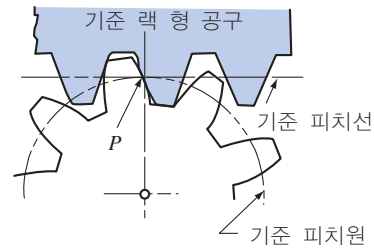


그림 5-24 표준 기어

(2) 전위 기어

기어에 있어서 이를 절삭할 때 실용적인 잇수 즉, 공구 압력각 20° 의 경우는 14개, 14.5° 에서는 25개 이하로 되면 이뿌리가 공구 끝에 의하여 먹혀 들어가서, 이른바 언더컷 현상이 생겨 유효한 물림 길이가 감소되고 그 때문에 이의 강도가 아주 약하게 된다. 이것을 방지하려면 [그림 5-25]와 같이 기준 랙 공구의 기준 피치선(이의 두께와 홈의 길이가 같은 곳)을 기어의 피치원으로부터 적당량만큼 이동하여 창성 절삭한다.

이와 같이 랙 공구의 기준 피치선이 기어의 기준 피치원에 접하지 않는 기어를 전위 기어라 한다.

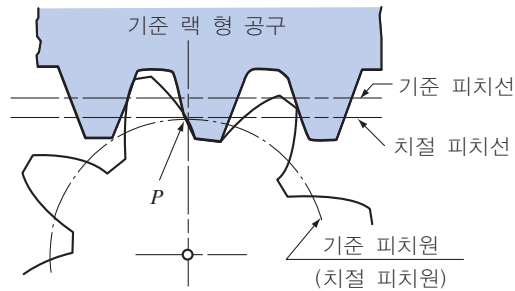


그림 5-25 전위 기어

1) 전위 기어의 사용 목적

- ① 중심거리를 자유로이 조절할 수 있다.
- ② 언더컷을 방지할 수 있다.
- ③ 이의 강도를 증대시킨다.

2) 전위 기어의 장단점

[장점]

- ① 모듈에 비하여 강한 이가 얻어진다.
- ② 최소 잇수를 극히 적게 할 수 있다.
- ③ 물림률을 증대시킨다.
- ④ 주어진 중심거리에 맞춘 기어설계가 용이하다.
- ⑤ 공구의 종류가 적어도 되고 각종 기어에 응용된다.

[단점]

- ① 계산이 복잡하게 된다.
- ② 교환성이 없게 된다.
- ③ 베어링 압력을 증대시킨다.

3) 전위량과 전위 계수

전위 기어에서 기준 피치원의 접선을 치절삭 피치선이라 하고, [그림 5-26]과 같이 랙 공구의 기준 피치선과 기어의 기준 피치원과의 거리를 전위량(amount of shift)이라 한다.

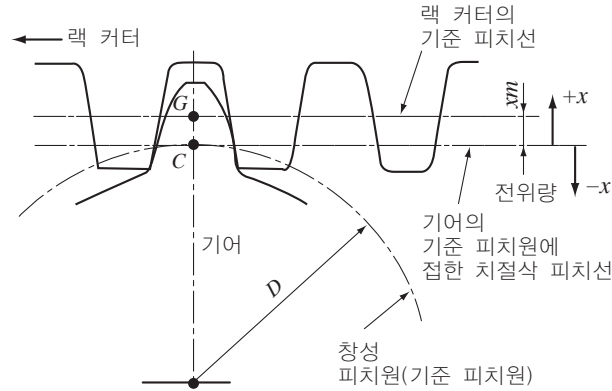


그림 5-26 전위 기어의 전위량

기어의 기준 피치원에서 바깥쪽으로 떨어져 있는 양(+)의 전위량과 반대로 랙의 기준 피치선이 기어의 기준 피치원에서 안쪽으로 떨어져 있는 음(-)의 전위량이 있다. 전위량은 $xm[mm]$ [전위계수×모듈]로 구한다. 여기서 x 를 전위 계수(coefficient of shift)라 한다.

4) 전위 계수의 선정

① 언더컷 방지를 위한 전위 계수

언더컷을 일으키는 한계는 [그림 5-27]에서 랙 공구의 이 끝이 간섭 점 a 에 닿은 경우이므로 언더컷을 방지하기 위한 전위 계수는 다음과 같이 구한다.

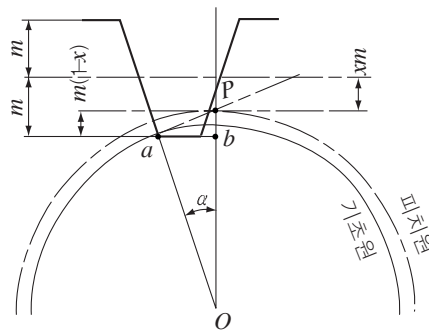


그림 5-27 언더컷이 생기지 않는 전위

$$\overline{Pb} = \overline{aP} \sin \alpha = \overline{OP} \sin^2 \alpha = \frac{Zm}{2} \sin^2 \alpha \quad (5-35)$$

그림에서 $\overline{Pb}$ 의 길이는 $(1 - x)m$ 이므로

$$(1-x)m = \frac{Zm}{2} \sin^2 \alpha$$

$$x \geq 1 - \frac{Z \sin^2 \alpha}{2} \quad \dots\dots\dots (5-36)$$

따라서, 공구 압력 각 14.5° 및 20° 에 대하여 이론적 한계 잇수가 각각 32, 17이므로 한계 전위계수는 다음과 같이 구한다.

$$\alpha = 14.5^\circ \text{에 대하여 } x = \frac{32-Z}{32} \quad \left. \begin{array}{l} \\ \alpha = 20^\circ \text{에 대하여 } x = \frac{17-Z}{17} \end{array} \right\} \dots\dots\dots (5-37)$$

실용적 한계 전위계수는 다음과 같이 구한다.

$$\alpha = 14.5^\circ \text{에 대하여 } x = \frac{26-Z}{32} \quad \left. \begin{array}{l} \\ \alpha = 20^\circ \text{에 대하여 } x = \frac{14-Z}{17} \end{array} \right\} \dots\dots\dots (5-38)$$

언더컷을 방지하기 위해서는 x 의 값은 큰 쪽이 안전하며, 접촉 응력 및 미끄럼률을 작게 하기 위해서는 x 의 값이 큰 것이 유리하므로 식 (5-37)의 이론 한계를 기준으로 설계하는 편이 좋다.

② 중심거리를 표준 기어의 중심 거리와 같게 하는 전위 계수

가장 간단하게 전위계수를 선택하는 방법으로 피니언에 (+)전위계수를 주고, 기어에 같은 크기의 (-)전위계수를 준다. 즉, 피니언 쪽의 이 끝 높이는 크고, 기어의 이 끝 높이는 작게 된다. 이 경우에는 중심거리 증가계수 y 는 0(영)이 되어 중심거리는 표준 기어의 중심거리와 같게 된다. 중심거리가 표준 기어와 같고, 전위 기어의 복잡한 계산이 필요 없으며, 피니언의 이뿌리에서 언더컷이 방지되므로 널리 쓰인다.

$$(\text{중심 거리}) \quad C = \frac{(Z_1 + Z_2)m}{2}$$

이 경우에 언더컷을 방지하기 위한 이론적 조건은 식(5-37), (5-36)로부터 다음과 같이 정한다.

$$\alpha = 14.5^\circ \text{의 경우 } Z_1 + Z_2 \geq 34 \quad \dots\dots\dots (5-39)$$

$$\alpha = 20^\circ \text{의 경우 } Z_1 + Z_2 \geq 64 \quad \dots\dots\dots (5-40)$$

이 경우에 언더컷을 방지하기 위한 실용적 조건은 식(5-38), (5-36) 으로부터 다음과 같이 정한다.

$$\alpha=14.5^\circ \text{의 경우 } Z_1+Z_2 \geq 28 \quad (5-41)$$

$$\alpha=20^\circ \text{의 경우 } Z_1+Z_2 \geq 52 \quad (5-42)$$

마. 이의 맞물림 요소

(1) 물림률

한 쌍의 기어에 있어서 서로 물리어 연속적으로 회전 운동을 전달하기 위해서는 항상 적어도 한 쌍 이상의 이 접촉이 작용선상에서 행하여져야 한다. [그림 5-28]에서 한 쌍의 기어가 물고 돌아갈 때 각각에 기어의 이끝원과 작용선과의 교점을 a, b 라 하면 a 점에서 물림이 시작하여 피치점 P 를 지나 b 점에서 끝나게 되므로 작용선 $\overline{aPb}$ 의 길이가 물림 길이 S 이고, $\overline{aP}$ 를 접근 물림 길이 (S_a), $\overline{Pb}$ 를 퇴거 물림 길이 (S_r)라 한다. 기어의 물림이 순조롭고 원활하게 이루어지려면 한 쌍의 이 물림이 끝나기 전에 다음 한 쌍의 이 물림이 시작되어야 하므로, $\overline{aPb}$ 의 길이는 작용선 방향의 피치인 법선 피치보다 커야 하며, 물림 길이 S 를 법선 피치 p_n 으로 나눈 값을 물림률(contact ratio) 또는 접촉률이라 하며, 다음과 같이 구한다.

$$\epsilon = \frac{\text{물림길이}}{\text{법선피치}} = \frac{S}{p_n} = \frac{S_a + S_r}{p_n} \quad (5-43)$$

여기서 ϵ : 표준 기어 물림률

p_n : 법선 피치(mm)

S : 물림 길이(mm) ($S = S_a + S_r$)

S_a : 접근 물림 길이(mm)

S_r : 퇴거 물림 길이(mm)

D_g : 기초원 지름(mm)

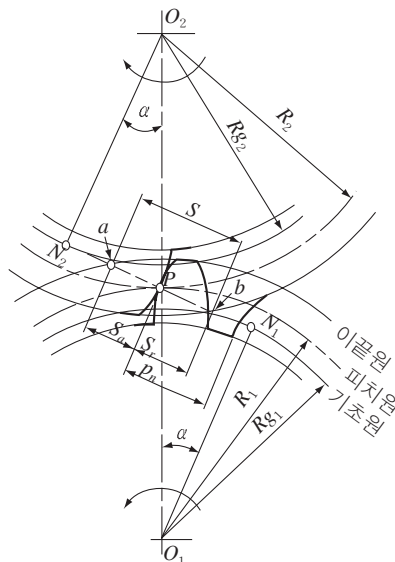


그림 5-28 물림 길이

위 식에서 $p_n = \frac{\pi D_g}{Z}$ 으로 구하며, 물림 길이 (S)는

$$S = S_a + S_r \quad \dots\dots\dots (5-44)$$

접근 물림 길이 (S_a)와 퇴거 물림 길이(S_r)는 다음과 같이 구한다.

$$S_a = \sqrt{(R_2 + a_2)^2 - (R_2 \cos \alpha)^2} - R_2 \sin \alpha \quad \dots\dots\dots (5-45)$$

$$S_r = \sqrt{(R_1 + a_1)^2 - (R_1 \cos \alpha)^2} - R_1 \sin \alpha \quad \dots\dots\dots (5-46)$$

표준 기어의 경우 압력각(α)과 잇수로서 물림률을 구할 때는 $a = m$, $p_n = p \cos \alpha$, $p = \pi m$, $R_1 = \frac{1}{2} Z_1 m$, $R_2 = \frac{1}{2} Z_2 m$ 이므로, 퇴거와 접근 물림률은 다음과 같이 표시한다.

ε_1 : 퇴거 물림률, ε_2 : 접근 물림률일 때

$$\varepsilon_1 = \varepsilon(Z_1) = \frac{\sqrt{(\frac{Z_1+2}{2})^2 - (\frac{Z_1+\cos \alpha}{2})^2} - \frac{Z_1}{2} \sin \alpha}{\pi \cos \alpha}$$

$$\varepsilon_2 = \varepsilon(Z_2) = \frac{\sqrt{(\frac{Z_2+2}{2})^2 - (\frac{Z_2+\cos \alpha}{2})^2} - \frac{Z_2}{2} \sin \alpha}{\pi \cos \alpha}$$

$$\therefore \varepsilon = \varepsilon_1(Z_1) + \varepsilon_2(Z_2)$$

$$= \frac{1}{2 \pi \cos \alpha} [\sqrt{(Z_1+2)^2 - (Z_1 \cos \alpha)^2} + \sqrt{(Z_2+2)^2 - (Z_2 \cos \alpha)^2} - (Z_1+Z_2) \sin \alpha] \quad \dots\dots\dots (5-47)$$

실제 기어의 물림률은 $\varepsilon > 1$ 이 필요조건이며, 일반적으로 $\varepsilon = 1.4 \sim 2.5$ 의 범위에 있어야 한다. 또 ε 의 값이 클수록 맞물림 잇수가 많고, 전달력은 분산되며, 회전이 원활하게 된다. 따라서 ε 값의 크기는 기어의 진동과 소음 또는 이의 마모 등에 크게 영향을 미친다. 또한 언더컷이 생기지 않는 범위에서 압력 각이 작을수록 물림률이 좋다. 일반적으로 $\varepsilon > 1.2$ 가 바람직하며, 보통 동력 전달용의 기어에서는 운전 성능을 고려하여 가능한 물림률의 값을 크게 잡는다.

(2) 언더컷(undercut)

[그림 5-29]와 같이 랙 공구나 호브로 기어를 창성할 때에 간섭이 일어나도록 두면 기어의 이뿌리를 깎아 내어 이뿌리가 가느다랗게 되는데 이것을 언더컷이라 한다. 언더컷이 생기면 이뿌리 두께가 가늘게 되어 강도가 저하하고 전동이 원활하지 못하다.

1) 언더컷의 발생

기어를 절삭할 경우 그림 (b)와 같이 공구의 끝이 C 를 넘어서 C' 점까지 이르면 간

섭이 일어나 이뿌리 부분이 깎여 나가게 되고, 언더컷이 생긴다.

- ① 표준 기어에서는 잇수가 적을 때와 양쪽의 잇수 비(比)가 클 때 언더컷이 일어나고, 물림률의 값이 작게 되며, 한 쌍의 기어에서 피니언의 이의 강도가 기어의 강도 보다 약하게 된다.
- ② 피니언의 잇수가 아주 적을 때, 잇수비($\frac{Z_2}{Z_1}$)가 극히 클 때, 또는 잇수가 적은 피니언과 랙이 맞물릴 때에 발생한다.

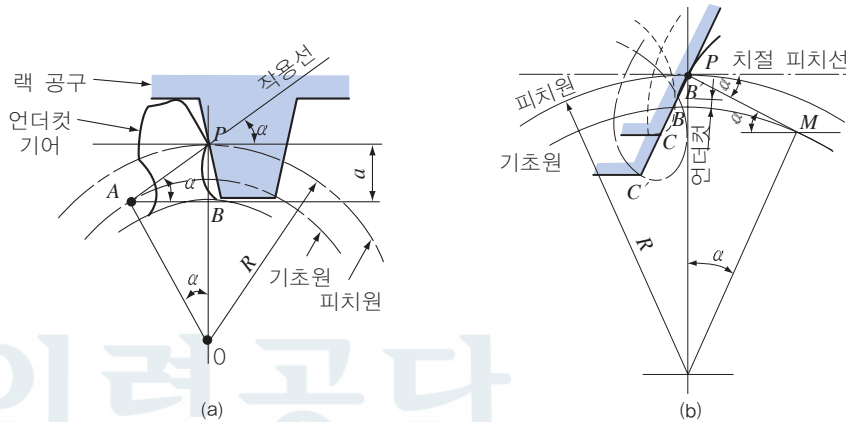


그림 5-29 언더컷

2) 언더컷의 방지

이 높이를 줄여서 낮은 이로 제작하거나 압력 각을 증가시킨다. ($\alpha=20^\circ$ 또는 그 이상으로 크게 한다.) 또는 한계 잇수 이상으로 제작하거나 낮은 이의 사용 또는 전위 기어를 만들어 사용한다.

(3) 미끄럼률

기어가 서로 물려서 회전 운동을 하는 경우, 양 기어의 피치원은 구름 접촉을 하기 때문에 잇면상의 피치 점에서는 구름 접촉뿐이지만, 잇면 위의 다른 점에서는 구름 접촉과 동시에 반드시 미끄럼 접촉을 한다. 따라서 잇면에는 반드시 마찰이 생기고, 동력의 손실을 일으켜서 기어장치의 효율을 저하시킨다.

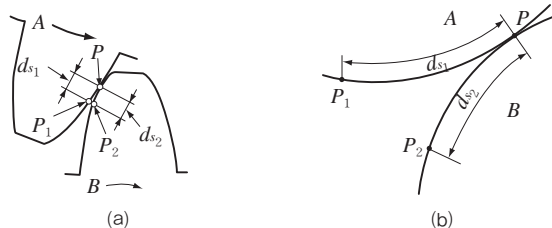


그림 5-30 미끄럼률

[그림 5-30의 (a)]와 같이 한 쌍의 치형이 P 점에서 접촉하고 있는 순간에 점 P_1 , P_2 가 그림 (b)와 같이 호 d_{s1} 과 d_{s2} 의 길이가 서로 다르기 때문에 한쪽의 호가 다른 쪽 호에 대하여 미끄러지는 비율을 미끄럼률(specific sliding)이라고 한다.

그림 (b)에서 한 쌍의 이가 A, B 기어의 점 P 에서 접촉할 때, 화살표 방향으로 회전하여 어느 정도 시간이 지난 후 P_1 과 P_2 점이 되고, $d_{s1} < d_{s2}$ 가 된다. 지금, 한 쌍의 기어에서 잇면의 변위를, $d_{s1}(=\widehat{PP_1})$, $d_{s2}(=\widehat{PP_2})$ 라 할 때, 미끄럼률(σ_1, σ_2)은 다음과 같다.

$$\sigma_1 = \frac{d_{s2} - d_{s1}}{d_{s1}}, \quad \sigma_2 = \frac{d_{s1} - d_{s2}}{d_{s2}} \quad \dots\dots\dots (5-48)$$

① 미끄럼률의 크기

미끄럼률의 변화는 사이클로이드 치형에서는 피치점의 앞뒤에서 각각 일정하다. 그러나 인벌류트 치형에서는 피치점에서 0(영)이고, 양 끝으로 감에 따라 증대된다.

사이클로이드 치형에서는 이끝면과 이뿌리 면에서 미끄럼률의 크기에 차이가 있기는 하나 잇면에 비교적 고르게 분포되어 있고, 인벌류트 치형에서는 차이가 심하다.

(4) 백래시(back lash)

한 쌍의 기어가 물고 돌아갈 때 이론상으로 생각하면 이두께와 이홈 사이에 틈새 없이 접촉하여도 좋으나 실제로는 윤활유의 유막 두께, 기어의 치수 오차, 중심 거리의 변동, 열팽창, 부하에 의한 이의 변형, 축의 변형 등을 고려하여 물림 상태에서 이의 뒷면에 [그림 5-31]과 같이 적당한 틈새, 즉 잇면의 놀음 또는 백래시를 허용하지 않으면 원활한 전동을 할 수 없다.

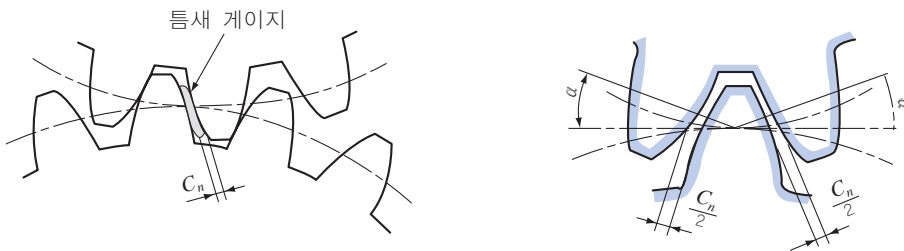


그림 5-31 백래시

1) 백래시를 주는 이유

- ① 치형 오차, 피치 오차, 편심(이와 축의 처짐) 가공 오차
- ② 중 하중, 고속 회전으로 발열되어 팽창
- ③ 윤활을 위한 잇면 사이의 유막 두께

등의 이유로 백래시를 주어 물림 상태를 원활하게 하여 준다. 그리고 백래시가 너무 크면 소음과 진동이 생기므로 가능한 적게 하는 것이 좋다.

2) 백래시를 주는 방법

백래시를 주는 방법에는 전위 기어를 제작하여 다음의 2가지 방법에 의한다.

① 중심 거리를 반지름 방향의 길이만큼 크게 하는 방법

백래시는 치면의 수직인 접촉선상에서 측정한 틈새의 길이로써 표시한다. 또한 백래시의 크기는 절삭된 기어의 피치 차(差)에 의하여 좌우되는 동시에 여러 가지 요소에 의하여 영향을 받으므로 백래시를 이론적으로 구하는 것은 거의 불가능하다. 법선 방향의 백래시는

$$C_n = (0.03 \sim 0.05)m$$

으로 한다. 단, 이 값은 $m=2.5 \sim 25$, 이의 피치원의 원주 속도가 $7.5[m/sec]$ 이하의 경우에 적용되며, m 이 2.5 이하, 또는 원주 속도가 $7.5 [m/sec]$ 이상인 경우에는 위 식에서 구한 값보다 크게 한다. 그리고 치면 높이가 너무 크면 소음과 진동이 발생하므로 필요 이상으로 크게 해서는 안 된다.

② 기어의 이 두께를 작게 하는 방법

기어의 이 두께를 작게 하려면 負(-)로 전위하면 된다. 그리고 이 끝 틈새 계수 $k=0.25$, 공구 압력 각 α_c 일 때, 전위 계수는 다음과 같다.

$$x_1 = \frac{k_1}{2\cos\alpha_c}, \quad x_2 = \frac{k_2}{2\cos\alpha_c} \quad \dots\dots\dots (5-49)$$

바깥지름을 그대로 하면, 양 기어의 이 높이와 이 끝 부분이 그만큼 증가하게 된다. 양 기어의 잇수가 상당히 많을 때에는 $k_1=k_2$ 로 하고, 피니언의 잇수가 적고, 기어의 잇수가 많을 때에는 $k_1=0, k_2=k$ 로 하여 기어의 이 두께만을 얇게 한다.

바. 스퍼 기어의 강도

(1) 기어의 강도

기어를 선택할 때에는 동력을 안전하게 전달할 수 있도록 강도가 충분해야 하며, 중동기어가 필요한 회전수를 얻을 수 있도록 해야 한다. 또, 기어의 사용 조건에 맞는 재료를 선정하며, 이의 크기를 정하여 기어 각 부분의 치수를 결정해야 한다.

기어에서 한 쌍의 이가 물려 있을 경우 [그림 5-32]와 같이 이에 걸리는 응력은 굽힘 응력과 접촉점에서의 면압을 생각할 수가 있다. 굽힘 응력은 이가 부러지는 원인이 되며, 면압은 마멸과 점부식(pitting)의 원인이 된다.

기어 재료가 비교적 연할 때에는 굽힘 강도보다 면압 강도에 약하며, 열처리하여 경

화시킨 경우나 취성 재료에서는 면압 강도보다 굽힘 강도에 약하다. 그러므로 표면 경화한 취성 재료는 굽힘 강도, 연강은 면압 강도를 주로 검토해야 한다. 따라서 기어의 전달 동력은 굽힘 강도와 면압 강도를 계산한 후 작은 값을 허용 전달 동력으로 선택 하여야 안전하다.

(2) 굽힘 강도

이의 굽힘 강도에 대하여는 접촉점에 가해지는 힘의 크기와 접촉점의 위치가 물림의 진행에 따라 변하며, 모양도 복잡하므로 여러 가지의 계산식이 있을 수 있다. 그 중에서도 루이스(Lewis)가 1892년에 처음으로 이의 굽힘 응력에 관한 공식을 제안하였는데 이 공식이 오늘날에도 기어 설계의 기초가 되고 있다. 루이스는 다음과 같은 가정을 바탕으로 하여 이에 대한 굽힘 강도를 구하였다.

- ① 전달 동력에 의하여 기어에 걸리는 전하중은 하나의 이에 걸리는 것으로 한다.
- ② 전하중은 이 끝에 작용한다.
- ③ 이의 모양은 이뿌리 곡선이 내접하는 포물선으로 하는 균일 강도의 외팔보로 생각 한다.

[그림 5-32]에서 보는 바와 같이 $P_1 = P_n \cos \beta$ 와 $P = P_n \cos \alpha$ 이 성립한다. 이 관계를 이용하면 이뿌리에 가해지는 굽힘 모멘트는 다음과 같다.

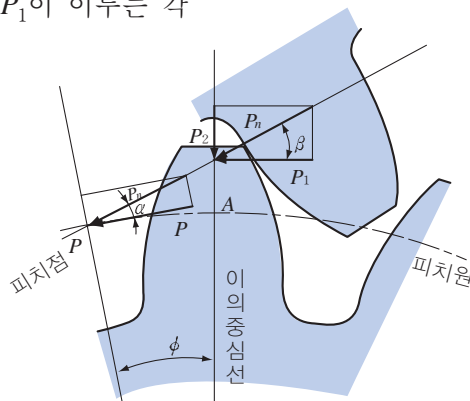
$$M = P_1 \ell = (P_n \cos \beta) \ell = \left(\frac{P}{\cos \alpha} \cos \beta \right) \ell \quad \dots\dots\dots (5-50)$$

여기서, P_n 은 이에 작용하는 전(全)하중

P 는 피치원주상에서의 회전력($P = P_n \cos \alpha$)

P_1 은 이끝에 작용하는 원주방향의 힘 ($P_1 = P_n \cos \beta$)

β 는 P_n 과 P_1 이 이루는 각



(a) 이에 가해지는 힘

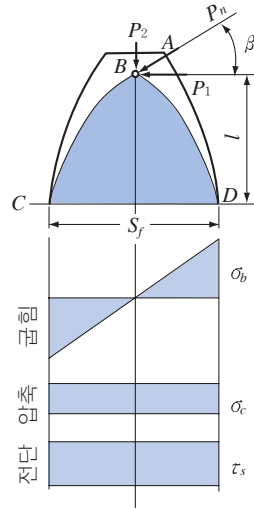


그림 5-32 이의 굽힘 강도

이뿌리에 가해지는 굽힘 모멘트에 의한 굽힘 응력은 다음과 같다.

$$\sigma_b = \frac{M}{Z} = \frac{\left(\frac{P}{\cos \alpha}\right) \cos \beta \cdot l}{\frac{b S_f^2}{6}} = \frac{6 P \cos \beta \cdot l}{\cos \alpha \cdot b S_f^2} \quad (5-51)$$

여기서 Z 는 이뿌리 부분의 단면계수

b 는 기어의 너비

S_f 는 이뿌리의 이 두께(= $\overline{CD}$)

위의 식에서 P 는 다음과 같다.

$$P = \sigma_b b \frac{\cos \alpha}{\cos \beta} \cdot \frac{S_f^2}{6 l} \quad (5-52)$$

기어의 각부 치수는 모듈 단위로 나타내므로 S_f 와 l 도 모듈 단위로 나타내어

$l = \lambda m$, $S_f = \phi m$ 이라 하면 (여기서 λ , ϕ 는 단위 모듈에 대한 계수)

$$P = \sigma_b b m \frac{\cos \alpha}{\cos \beta} \cdot \frac{\phi^2}{6 \lambda}$$

여기서, $\frac{\cos \alpha}{\cos \beta} \cdot \frac{\phi^2}{6 \lambda} = y$ 라 하면

다음 식이 얻어진다.

$$P = \sigma_b b m y \quad (5-53)$$

이 식을 루이스의 식이라 하고, 여기서 y 는 치형만으로 정하는 계수이므로 치형 계수(form factor) 또는 강도 계수(strength factor)라 한다.

표 5-5 스퍼 기어의 치형 계수 y 값

잇수 Z	압력각 $\alpha=14.5^\circ$ 표준기어		압력각 $\alpha=20^\circ$ 표준기어		압력각 $\alpha=20^\circ$ 낮은이	
	y	$y' (\beta=\alpha)$	y	$y' (\beta=\alpha)$	y	$y' (\beta=\alpha)$
12	0.237	0.355	0.277	0.415	0.338	0.496
13	0.249	0.377	0.292	0.443	0.350	0.515
14	0.261	0.399	0.308	0.468	0.365	0.540
15	0.270	0.415	0.319	0.490	0.374	0.556
16	0.279	0.430	0.325	0.503	0.386	0.578
17	0.289	0.446	0.330	0.512	0.391	0.587
18	0.293	0.459	0.335	0.522	0.399	0.603
19	0.299	0.471	0.340	0.534	0.409	0.616
20	0.305	0.481	0.346	0.543	0.415	0.628
21	0.311	0.490	0.352	0.553	0.420	0.638
22	0.313	0.496	0.354	0.559	0.426	0.647
24	0.318	0.509	0.359	0.572	0.434	0.663
26	0.327	0.522	0.367	0.587	0.443	0.679
28	0.332	0.534	0.372	0.597	0.448	0.688
30	0.334	0.540	0.377	0.606	0.453	0.697
34	0.342	0.553	0.388	0.628	0.461	0.713
38	0.347	0.565	0.400	0.650	0.469	0.729
43	0.352	0.575	0.411	0.672	0.474	0.738
50	0.357	0.587	0.422	0.694	0.486	0.757
60	0.365	0.603	0.433	0.713	0.493	0.773
75	0.369	0.613	0.443	0.735	0.504	0.792
100	0.374	0.622	0.454	0.757	0.512	0.807
150	0.378	0.635	0.464	0.779	0.523	0.829
300	0.385	0.650	0.474	0.801	0.536	0.855
랙	0.390	0.660	0.484	0.823	0.550	0.880

〈표 5-5〉는 표준 기어의 치형 계수 y 값을 모듈을 기준으로 표시하였다. 표 중에서 $y' (\beta=\alpha)$ 는 기어의 정밀도가 매우 높을 때 사용하는 치형 계수이고, 일반적으로는 왼쪽의 y 값을 사용하는 것이 안전하다.

그러나 실제로는 이뿌리에 응력 집중이 일어나고, 기어의 가공 정밀도나 설치 오차 등에 의해 이에 작용하는 P 값이 변하며, 또 속도가 빠르면 빠를수록 이에 충격적인 하중이 가해지므로 피치원의 원주 속도에 비례하여 하중이 크게 된다. 따라서 동적부가 하중을 고려한 속도 계수를 루이스 식에 도입하여 다음과 같이 나타낸다.

$$P = f_v \sigma_b b m y \quad (5-54)$$

여기서, f_v 는 속도 계수이다.

표 5-6 기어 재료의 허용 반복 굽힘 응력

재 료	기 호	인장 강도 σ_t (MPa)	경도 (HB)	허용반복굽힘응력 σ_b (MPa)
주철	GC150	> 127	140~160	69
	GC200	> 167	160~180	88
	GC250	> 216	180~240	108
	GC300	> 265	190~240	127
주강	SC410	> 412	140	118
	SC450	> 451	160	186
	SC480	> 480	190	196
기계구조용 탄소강	SM15C(침탄용)	> 490	400	294
	SM25C	> 441	111~163	206
	SM35C	> 568	121~235	255
	SM45C	> 686	163~269	294
니켈 크로뮴강	SNC236	> 686	212~255	343~392
	SNC631	> 784	248~302	392~588
	SNC836	> 880	269~321	392~588
	SNC415(표면경화용)	> 784	600	294~392
	SNC815(표면경화용)	> 931	600	392~539
포금 델타메탈 인청동 니켈청동		> 176	85	> 49
		343~588	-	98~196
		186~294	70~100	49~69
		627~880	180~260	196~294

표 5-7 속도 계수

원주속도 v (m/s)	속도계수 f_v	기어의 다듬질 정도	적용 예
$v=0.5 \sim 10$ (m/s): 저속용	$\frac{3.05}{3.05+v}$	거칠은 면	크레인, 권상기, 시멘트 밀
$v=10 \sim 20$ (m/s): 중속용	$\frac{6.1}{6.1+v}$	기계다듬질	전동기, 일반기계, 정밀기계
$v=20 \sim 50$ (m/s): 고속용	$\frac{5.55}{5.55+\sqrt{v}}$	정밀다듬질	증기터빈, 송풍기 등 고속기계, 고 정밀기계
$v < 20$ (m/s): 지철금속 재료의 기어	$\frac{0.75}{1+v} + 0.25$		경하중 소형기계

〈표 5-6〉은 반복 하중에 대한 기어 재료의 허용 굽힘 응력 σ_b 값을 나타낸 것이며, 또 속도 계수의 값은 〈표 5-7〉에 나타난 바스(Barth)의 식에 의하여 구한다.

또, 하중이 가해지는 방법이 다르므로 하중 계수 f_w 를 추가하는 경우도 있다.

$$P = f_w f_v \sigma_b b m y \quad (5-55)$$

하중 상태에 따라 하중 계수는 <표 5-8>과 같다.

표 5-8 하중 계수

하 중 상 태	f_w 의 값
조용한 하중이 작용할 때	0.80
변동 하중이 작용할 때	0.74
충격 하중이 작용할 때	0.67

(3) 면압 강도

치(齒)면을 누르는 회전력이 기어에 작용하면 접촉 응력이 생긴다. 이 접촉 응력이 높으면 치면이 마멸되거나, 피로 때문에 [그림 5-33]과 같은 점부식이라 하는 피팅(pitting)이 생긴다. 따라서, 기어 설계에서는 치면 접촉부에 압력이 과대하게 작용하지 않도록 해야 한다. 치면에 압력이 작용할 때 접촉 응력은 헤르츠(Hertz)의 공식이 널리 사용되고 있다. [그림 5-34]와 같이 서로 접촉하고 있는 원기둥에서 반지름이 r_1 , r_2 접촉 길이 b , 각 재료의 세로 탄성 계수가 E_1 , E_2 접촉면의 수직 하중이 P_n 이라하면 접촉 응력 σ_c 는 다음과 같다.

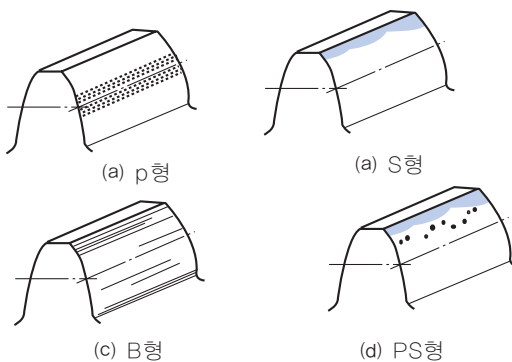


그림 5-33 이 의 피팅 현상

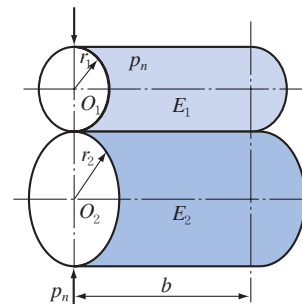


그림 5-34 2개의 원기둥 접촉

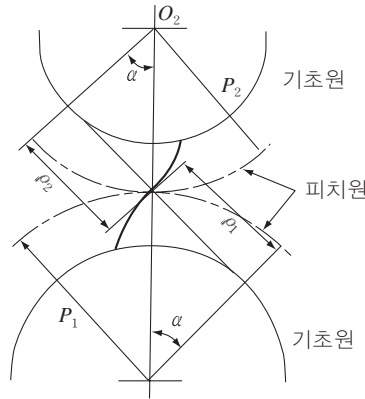


그림 5-35 치면의 곡률 반지름

$$\sigma_c^2 = \frac{0.35 P_n \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right)}{b \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right)} \quad (5-56)$$

식 (5-56)을 기어에 적용할 때 치면의 곡률 반지름은 치형의 위치에 따라 다르지만, 반지름으로 피치점의 치면 곡률 반지름을 택한다. 피치점 부근에서 모든 하중을 치면이 받게 되므로 이곳에서 피팅이 일어나기 쉽다. 따라서 가장 약한 부분으로 피치점의 곡률 반지름을 택하면

$$\rho_1 = \frac{D_1}{2} \sin \alpha, \quad \rho_2 = \frac{D_2}{2} \sin \alpha$$

여기서, D_1, D_2 는 각 기어의 피치원 지름이다.

이 값을 식(5-56)에 적용하면 접촉 응력은 다음과 같다.

$$\sigma_c^2 = \frac{0.35 P \left(\frac{2}{D_1 \sin \alpha} \cdot \frac{D_1 + D_2}{D_2} \right)}{b \cos \alpha \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right)}$$

각 기어의 잇수를 Z_1, Z_2 라고 $\frac{Z_1}{Z_2} = \frac{D_1}{D_2}$ 하면 이므로 위 식은 다음과 같다.

$$P = \frac{\sigma_c^2 \sin 2\alpha}{2.8} \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right) D_1 b \frac{2Z_2}{Z_1 + Z_2}$$

$$P = k D_1 b \frac{2Z_2}{Z_1 + Z_2} = k b m \frac{2Z_1 Z_2}{Z_1 + Z_2} \quad (5-57)$$

$$\text{단, } k = \frac{\sigma_c^2 \sin 2\alpha}{2.8} \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right)$$

여기서 굽힘 강도와 같이 면압 강도에도 속도 계수를 고려하고, $D_1 = mZ_1$ 이므로 식 (5-57)은 다음과 같은 식이 된다.

$$P = f_v k D_1 b \frac{2Z_2}{Z_1 + Z_2} = f_v k b m \frac{2Z_1 Z_2}{Z_1 + Z_2} \quad (5-58)$$

위 식에서 k 를 비응력 계수(比應力 係數) 또는 접촉면 응력 계수라고 하며, 압력각과 재질에 따라 결정된다. 재료의 경도와 접촉 응력은 밀접한 관계가 있으므로 경도에 따라 그 값이 다르다. <표 5-9>는 접촉면 응력 계수를 나타낸 것이다.

표 5-9 기어재료의 접촉면 응력 계수(비응력 계수)

기어재료의 경도(HB)		접촉면 응력계수 $k(N/mm^2)$		기어재료의 경도(HB)		접촉면 응력계수 $k(N/mm^2)$	
작은 기어	큰 기어	압력각 α		작은 기어	큰 기어	압력각 α	
		14.5°	20°			14.5°	20°
강(150)	강(150)	0.196	0.265	강(400)	강(400)	2.293	3.048
강(200)	강(150)	0.284	0.382	강(500)	강(400)	2.430	3.224
강(250)	강(150)	0.392	0.519	강(600)	강(400)	2.568	3.410
강(200)	강(200)	0.392	0.519	강(500)	강(500)	2.871	3.812
강(250)	강(200)	0.510	0.941	강(600)	강(600)	4.214	5.576
강(300)	강(200)	0.647	0.843				
강(250)	강(250)	0.647	0.843	강(150)	주철	0.294	0.382
강(300)	강(250)	0.794	1.049	강(200)	주철	0.578	0.774
강(350)	강(250)	0.960	1.274	강(250)	주철	0.960	1.274
				강(300)	주철	1.029	1.362
강(300)	강(300)	0.960	1.274	강(150)	인청동	0.304	0.402
강(350)	강(300)	1.137	1.509	강(200)	인청동	0.608	0.804
강(400)	강(300)	1.245	1.646	강(250)	인청동	0.902	1.323
강(350)	강(350)	1.245	1.784	주철	주철	1.294	1.842
강(400)	강(350)	1.588	2.058	니켈주철	니켈주철	1.372	1.823
강(500)	강(350)	1.666	2.215	니켈주철	인청동	1.137	1.519

주 ()안의 숫자는 브리넬경도(HB)를 나타낸다.

기어의 설계에서는 굽힘 강도와 면압 강도를 각각 검토한 후 안전한 쪽 (작은 값)을 택하여야 한다. 보통, 부하가 작고 마멸이 적은 경우는 굽힘 강도를 고려하고, 장시간에 걸쳐 부하가 작용하는 경우는 면압 강도를 고려하여 계산하여야 한다.

사. 스퍼 기어의 설계

(1) 스퍼 기어의 구조

기어는 이 부분 이외에 림(rim), 암(arm), 보스(boss)로 구성되어 있고, 사용 재료, 공작법, 사용 조건 등에 따라 그 형상도 다르다. 또 피치원 지름의 크기에 따라 [그림 5-36]과 같이 웨브형, 원통형, 일체형 등이 있다.

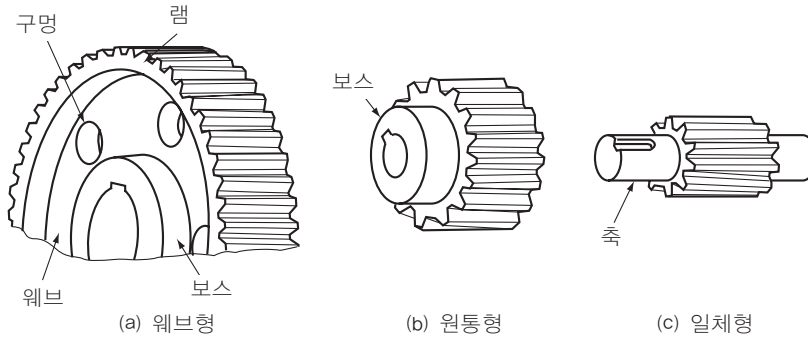


그림 5-36 스퍼 기어의 지름 크기에 따른 형상

① 림(rim)

림의 두께는 모듈의 1.6~2.2배로 한다. 일체형으로 된 작은 기어는 림도 보스도 없으므로 이뿌리와 키홈 사이의 두께는 강 또는 합성수지의 경우 모듈의 2.2배, 주철의 경우는 2.8배로 한다.

② 암(arm)

피치원 지름이 작은 기어는 림과 보스의 길이가 짧을 때는 일체형 또는 웨브형으로 하지만 그 외는 [그림 5-37]과 같은 암 형으로 한다. 암의 수는 <표 5-10>에 따라 결정한다. 암의 단면 형상은 보통 타원이지만 큰 기어에서는 십자형, H형, T형, 등이 쓰인다. 또 암의 수 n 은 피치원 지름 D 를 기준으로 하여 다음과 같이 정한다.

$$n = \left(\frac{1}{7} \sim \frac{1}{8} \right) \sqrt{D} \dots\dots\dots (5-59)$$

표 5-10 피치원 지름과 암의 수

피치원의 지름 $D(mm)$	암의 수
100 이하	웨브형 6mm
100~180	웨브형 8mm
180~500	4개
500~1500	6개
1500~2400	8개

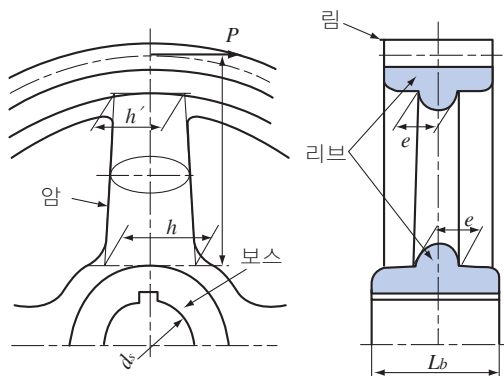


그림 5-37 기어의 각부 치수

암의 강도는 보스 쪽을 고정단으로 한, 피치원주상의 접선 방향에서 암의 직각 방향으로 회전력 P 가 작용하는 외팔보로 생각하고 계산한다. [그림 5-37]에서 암의 수가 4개일 때 1개의 암이 회전력을 지지하는 것으로 생각하고, 안전을 고려하여 4개 이상인 경우에는 $\frac{n}{4}$ 개가 회전력을 받는 것으로 하여 다음과 같이 계산한다. 암의 고정단에 해당하는 뿌리 부분에 작용하는 굽힘 모멘트 M 은

$$M = P \ell = \frac{1}{4} n \sigma_b Z$$

암이 타원 단면인 경우 $b = \frac{h}{2}$ 로 하면

$$Z = \frac{\pi h^2}{32} \left(\frac{h}{2} \right) = \frac{\pi h^3}{64}$$

이다. 따라서

$$M = P \ell = \frac{n \sigma_b}{4} \cdot \frac{\pi h^3}{64} = \frac{\pi \sigma_b n h^3}{256}$$

$$h = \sqrt[3]{\frac{256 P \ell}{\pi n \sigma_b}} \quad \dots \dots \dots (5-60)$$

여기서, ℓ : 암의 바깥지름에서 피치원까지의 거리
로 암의 단면 치수가 결정된다.

③ 보스 (boss)

보스의 두께는 키를 설치하는 경우 키 홈의 깊이만큼 보스의 바깥지름을 증가시킨다. 키 홈의 깊이를 제외한 보스의 두께 δ 는 축 지름 d 를 기준으로 하면 다음과 같다.

경하중(輕荷重) $\delta = 0.4d$, 중하중(中荷重) $\delta = 0.44d$, 중하중(重荷重) $\delta = 0.5d$

또, 보스의 길이 $L_b = (1.2 \sim 2.2)d$ 로 한다.

3. 헬리컬 기어(helical gear)

가. 헬리컬 기어의 특성

스퍼 기어의 단점은 이가 물리기 시작하여 끝날 때까지 선접촉을 하므로 진동이나 소음이 발생되기 쉽다. 또, 회전이 원활하게 되기 위해서는 물림률을 크게 하여 한꺼번에 여러 개의 이가 물리도록 해야 한다. 이와 같은 단점을 보완하기 위해서 만든 기어가 헬리컬 기어이다.

[그림 5-38의 (a)]와 같은 스퍼 기어를 축에 직각되게 같은 간격으로 잘라, 원주 방향으로 일정한 각도만큼 차례로 위상을 달리하여 배열하면, 그림 (b)와 같은 기어가 되는데 이것을 단볼이 기어(steped gear)라 한다. 또, 스퍼 기어의 이 너비를 무한으로 분할하여 위상을 달리하면 원통면 위의 잇줄이 나선 모양으로 이어지게 되는데, 이 기어를 헬리컬 기어라 한다.

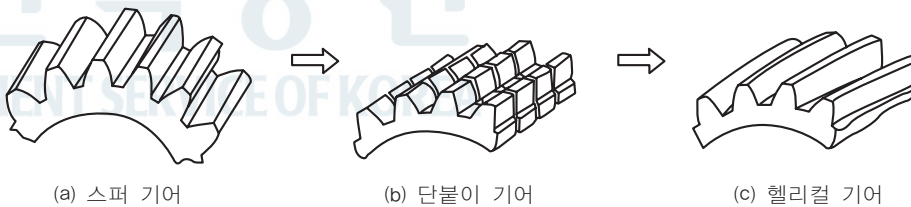


그림 5-38 헬리컬 기어의 형성

헬리컬 기어는 이가 비틀어져 있어, 축 방향에 스러스트가 생기므로 스러스트 베어링이 필요하다. [그림 5-39]에서 이에 직각으로 작용하는 하중을 P_n , 이의 비틀림 각을 β 라 하면, P_n 은 원주 방향의 회전력 P 와 축방향의 스러스트 P_a 의 분력으로 나눌 수 있으며, 다음의 관계가 성립된다.

$$\left. \begin{aligned} P &= P_n \cos \beta \\ P_a &= P_n \sin \beta = P \tan \beta \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (5-61)$$

축방향의 분력 P_a 의 방향은 [그림 5-40]과 같이 이의 비틀림 방향과 회전 방향에 따라 다른 것에 주의를 해야 한다. 비틀림 각은 보통 $10^\circ \sim 30^\circ$ 로 한다.

헬리컬 기어에서 스러스트를 없애기 위하여 비틀림 각이 같고, 비틀림 방향이 정반

대가 되도록 만든 기어를 더블 헬리컬 기어(double helical gear) 또는 헤링본 기어(herringbone gear)라 한다.

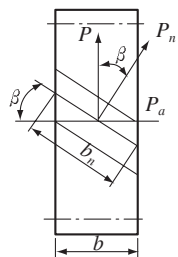


그림 5-39 치면에 작용하는 힘

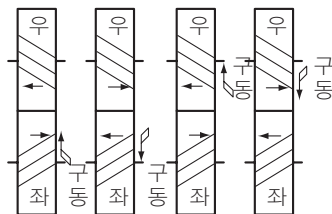


그림 5-40 스러스트의 방향

더블 헬리컬 기어는 터빈용 감속기나 선박용 감속기 등에 널리 사용되고 있다. 헬리컬 기어의 속도비는 $\frac{1}{5} \sim \frac{1}{7}$ 을 한도로 하지만 최대 $\frac{1}{10} \sim \frac{1}{15}$ 까지 할 수 있다.

나. 헬리컬 기어의 치형

(1) 헬리컬 기어의 치형 방식

헬리컬 기어는 스퍼 기어와 달리 잇줄이 축에 대하여 경사져 있어서, 치형을 나타내는 방식에는 두 가지가 있다. [그림 5-41]과 같이 축에 직각인 단면의 치형을 기준 랙의 치형으로 표시하는 축직각 방식(normal shaft system)과 잇줄에 직각인 단면의 치형을 기준 랙의 치형으로 표시하는 치직각 방식(normal tooth system)이 있다.

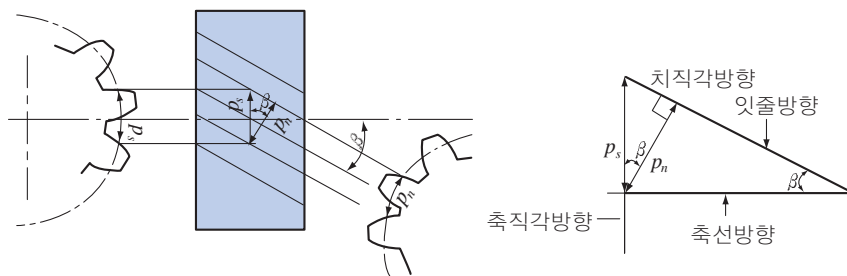


그림 5-41 축직각 방식과 치직각 방식

치직각 방식과 축직각 방식을 비교하면 잇수는 같으나 피치와 모듈은 다르다. [그림 5 - 41]에서 축직각 피치를 p_s , 치직각 피치를 p_n 이의 피치원에서 측정한 비틀림 각

을 β 라 하면

$$p_n = p_s \cos \beta \quad (5-62)$$

같은 방법으로 축직각 모듈을 m_s , 치직각 모듈을 m_n 이라 하면 다음 관계가 있다.

$$m_n = \frac{p_n}{\pi} = \frac{p_s \cos \beta}{\pi} = m_s \cos \beta \quad (5-63)$$

또 축직각 압력각 α_s 와 치직각 압력각 α_n 사이에는 [그림 5-42]와 같이 헬리컬 랙으로 생각할 때 $\triangle O12$ 로부터

$$\overline{12} = h \tan \alpha_n$$

$\triangle O13$ 및 $\triangle 123$ 으로부터 $\overline{12} = 13 \cos \beta = h \tan \alpha_s \cos \beta$ 이므로

$$\therefore h \tan \alpha_n = h \tan \alpha_s \cos \beta \text{ 에서}$$

$$\tan \alpha_s = \frac{h \tan \alpha_n}{h \cos \beta} = \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} \quad (5-64)$$

가 된다. 그러므로 $\alpha_n < \alpha_s$ 이다.

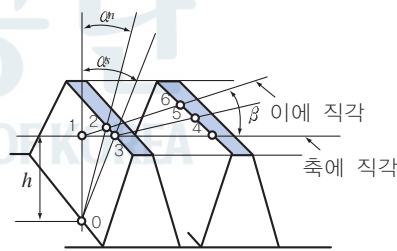


그림 5-42 축직각 압력각과 치직각 압력각

헬리컬 기어도 스퍼 기어와 같이 랙 공구나 호브로 절삭을 하는데, 이 때 공구는 잇줄 방향으로 절삭 운동을 하므로 공구의 모듈과, 압력각은 치직각 모듈 및 치직각 압력각과 일치한다. 헬리컬 기어의 주요 치수는 다음과 같다.

① 피치원의 지름 $D_s = m_s Z_s = \frac{m_n Z_s}{\cos \beta} \quad (5-65)$

② 이끝원 지름(바깥지름) $D_o = D_s + 2m_n = \left(\frac{Z_s}{\cos \beta} + 2 \right) m_n \quad (5-66)$

③ 중심 거리 $C = \frac{D_{s1} + D_{s2}}{2} = \frac{(Z_{s1} + Z_{s2}) m_n}{2 \cos \beta} \quad (5-67)$

④ 총 이높이 (압력각 20° 인 경우) $h = (2 + 0.25) m_n \quad (5-68)$

여기서 Z_s 는 축직각 단면의 잇수인 동시에 헬리컬 기어의 잇수이다.

다. 헬리컬 기어의 상당 스퍼기어

헬리컬 기어의 치형은 축직각 방식의 치형이 실제 치형이지만 이를 절삭할 때는 잇줄을 따라 절삭하기 때문에 치직각 방식의 치형이 표준이 된다. 따라서 헬리컬 기어를 설계할 때는 치직각 방식에 의해 결정한다.

표 5-11 치직각 방식 헬리컬 기어의 치수

항 목	기 호	치직각 방식	축직각 방식
모듈	m	치직각 모듈 m_n	정면 모듈 $m_s = \frac{m_n}{\cos \beta}$
압력각	α	치직각 압력각 α_n	정면 압력각 $\alpha_s = \tan^{-1} \left(\frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} \right)$
원주피치	p	$p_n = \pi m_n$	$p_s = \pi m_s = \frac{\pi m_n}{\cos \beta}$
피치원 지름	D	$\frac{Z_s m_s}{\cos \beta}$	$Z_s m_s$
총이높이	h	$h \geq 2.25 m_n$	
이끝원 지름	D_o	$\left(\frac{Z_s}{\cos \beta} + 2 \right) m_n$	$Z_s m_s + 2 m_n$
중심 거리	C	$\frac{(Z_{s1} + Z_{s2}) m_n}{2 \cos \beta}$	$\frac{(Z_{s1} + Z_{s2}) m_s}{2}$

헬리컬 기어는 [그림 5-43]과 같이 축직각 단면에서는 피치원이 진원이지만 치직각 단면에서는 타원이 된다. 이 타원에서 반단축(半短軸)의 길이 b 는 진원의 반지름과 같으나 반장축(半長軸)의 길이 a 는 다르다.

치직각 단면은 타원이므로, $\frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} = 1$ 인 타원에서 곡선 상의 임의의 한 점 $P(x, y)$ 의 곡률 반지름 ρ 는 다음과 같다.

$$\rho = a^2 b^2 \left(\frac{x^2}{a^4} + \frac{y^2}{b^4} \right)^{\frac{3}{2}}$$

그림 중 피치점 P 의 좌표는 $x=0, y=b$ 이므로 점 P 의 곡률 반지름 R_e 는 다음과 같다.

$$\rho = R_e = a^2 b^2 \left(0 + \frac{b^2}{b^4} \right)^{\frac{3}{2}} = \frac{a^2}{b}$$

헬리컬 기어의 치직각 방식에서 반장축의 길이 $a = \frac{D_s}{2 \cos \beta}$ 이고, 반단축의 길이 $b = \frac{D_s}{2}$

이므로 이 값을 윗식에 대입하면

$$R_e = \frac{D_s}{2\cos^2\beta} \quad (5-69)$$

따라서, 이 곡률 반지름을 피치원의 반지름으로 하여 원을 그리면 피치원의 지름 D_e 는 다음과 같다.

$$D_e = 2R_e = \frac{D_s}{\cos^2\beta} \quad (5-70)$$

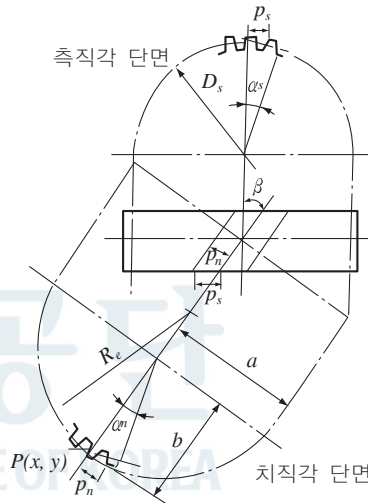


그림 5-43 헬리컬 기어의 치형과 상당 스퍼 기어

치직각 방식의 피치점 P 에서 곡률 반지름 R_e 와 같은 반지름을 피치원의 반지름으로 하는 가상원을 그려 이 원을 피치원으로 하는 스퍼 기어를 상당 스퍼 기어(equivalent spur gear)라고 한다. 또 이 기어의 잇수를 실제 잇수에 대하여 상당 스퍼 기어의 잇수(equivalent number of tooth)라 한다.

상당 스퍼 기어의 잇수 Z_e 는 다음 식으로 주어진다.

$$Z_e = \frac{D_e}{m_n} = \frac{D_s}{m_n \cos^2\beta} = \frac{Z_s m_n}{\cos^2\beta} \cdot \frac{1}{m_n \cos^2\beta} = \frac{Z_s}{\cos^3\beta} \quad (5-71)$$

라. 헬리컬 기어의 강도 계산

(1) 굽힘 강도

헬리컬 기어의 강도 계산은 피치원 지름이 D_e , 잇수 Z_e 인 스퍼 기어로 생각하고 근사적으로 계산할 수 있으며, 스퍼 기어의 강도식을 적용하고 있다. 헬리컬 기어에서

이에 가해지는 수직 하중 $P_n = \frac{P}{\cos \beta}$ 이고, 이 폭 $b_n = \frac{b}{\cos \beta}$, 모듈은 치직각 모듈 m_n , 치형 계수는 상당 스퍼 기어의 잇수에 해당하는 치형 계수 y_e 를 스퍼 기어의 굽힘 강도 계산식에 적용하면 다음과 같이 된다.

$$P_n = \frac{P}{\cos \beta} = f_v \sigma_b \frac{b}{\cos \beta} m_n y_e$$

$$P = f_v \sigma_b b m_n y_e \quad \dots\dots\dots (5-72)$$

이 식에서 치형 계수의 값은 상당 스퍼 기어의 잇수 Z_e 에 따라 <표 5-4>에서 찾는다.

(2) 면압 강도

헬리컬 기어의 면압 강도도 스퍼 기어의 면압 강도식을 적용한다.

$$P_n = \frac{P}{\cos \beta} = f_v C_w k D_{e1} \frac{b}{\cos \beta} \cdot \frac{2Z_{e2}}{(Z_{e1} + Z_{e2})}$$

$$= f_v C_w k \frac{D_{s1}}{\cos^2 \beta} \cdot \frac{b}{\cos \beta} \cdot \frac{2Z_{s2}}{(Z_{s1} + Z_{s2})}$$

$$D_{s1} = m_s Z_{s1} \text{ 이므로}$$

$$P = f_v \frac{C_w}{\cos^2 \beta} k b m_s \frac{2Z_{s1} Z_{s2}}{Z_{s1} + Z_{s2}} \quad \dots\dots\dots (5-73)$$

여기서, C_w 는 공작 정밀도를 고려한 계수로 보통 기어에서는 0.75정도로 하고, 정밀한 공작을 요하는 기어에서는 1.0으로 한다.

4. 베벨 기어(bevel gear)

가. 베벨 기어의 종류

베벨 기어는 회전축이 서로 교차하는 곳에 동력과 운동을 전하는 기어이다. 축이 서로 평행하지 않기 때문에 기하학적으로 취급이 어렵고, 또 가공하기도 복잡하다.

두 축의 교차점을 꼭지점으로 하는 원추의 구름에 의해 회전을 전달한다. 이 원추를 피치 원추(pitch cone)라 하고, 두 축의 교차각을 축각(shaft angle)이라 한다. 베벨 기어는 이 피치 원추에 이를 만든 것이다.

베벨 기어는 잇줄을 형성하는 방법에 따라 여러 가지가 있다. [그림 5-17, (g, h, i, j)]와 같이 잇줄이 원추의 모선(母線)과 일치하고 직선으로 되어 있는 것을 직선 베벨 기어(straight bevel gear), 이 물림을 원활하게 하기 위하여 잇줄이 직선이면서 경사진 것을 헬리컬 베벨 기어(helical bevel gear), 잇줄이 곡선으로 되어 있으면서 모선에 경사져 있는 것을 스파이럴 베벨 기어(spiral bevel gear)라 한다.

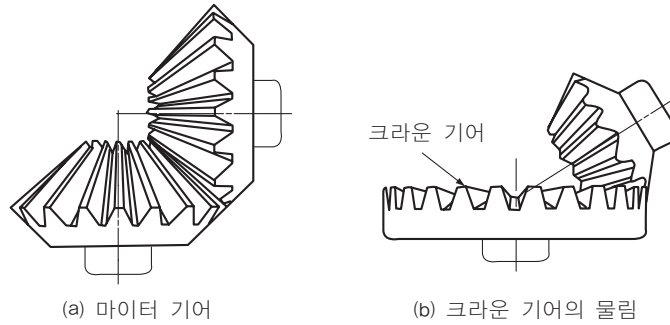


그림 5-44 마이터 기어와 크라운 기어

한편, 베벨 기어에는 [그림 5-44,(a)]와 같이 축각이 직각이며, 잇수가 같은 마이터 기어(miter gear)와 스파이럴 베벨기어 중에서 이 나비의 중앙에서 비틀림 각이 0인 제로 베벨 기어(zero bevel gear)가 있다. 또, 그림 (b)와 같이 피치면이 평면으로 된 크라운 기어(crown gear)도 있다.

나. 베벨 기어의 명칭

(1) 베벨 기어의 각부 명칭과 치수

베벨 기어의 치형은 [그림 5-45]와 같이 안쪽에서 바깥쪽으로 갈수록 비례적으로 커진다. 따라서, 바깥쪽을 대단부(大端部) 또는 외단부(heel), 안쪽을 소단부(小端部) 또는 내단부(toe)라 한다. 따라서, 베벨 기어의 이의 크기는 원추의 위치에 따라 달라진다. 그러므로 이의 크기를 모듈로 나타낼 때에는 원추의 외단부, 즉 크기가 제일 큰 부분을 기준으로 한다. 베벨 기어의 각부 명칭과 치수는 다음과 같다.

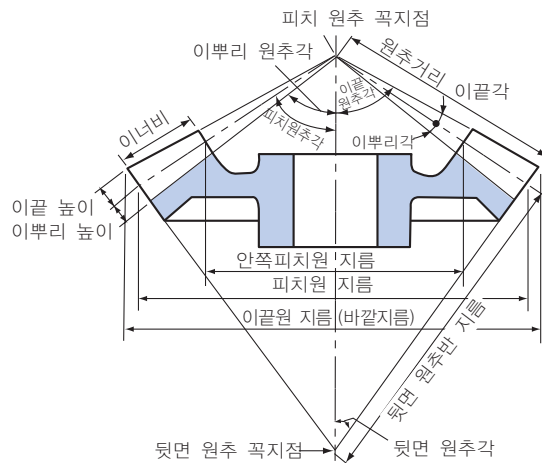


그림 5-45 베벨 기어의 명칭

① 속도비 : 속도비는 마찰차의 경우와 같다.

$$i = \frac{n_2}{n_1} = \frac{D_2}{D_1} = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{\sin \delta_1}{\sin \delta_2} \quad (5-74)$$

② 피치 원추각 : 피치 원추에서 꼭지각의 1/2을 피치 원추각(pitch cone angle)이라 하며, 축각을 θ 라 할 때 다음과 같다.

$$\tan \delta_1 = \frac{\sin \theta}{\frac{Z_2}{Z_1} + \cos \theta}, \quad \tan \delta_2 = \frac{\sin \theta}{\frac{Z_1}{Z_2} + \cos \theta} \quad (5-75)$$

이 식에서, 축각이 90° 인 경우

$$\tan \delta_1 = \frac{Z_1}{Z_2}, \quad \tan \delta_2 = \frac{Z_2}{Z_1} \quad (5-76)$$

③ 원추 거리 : 피치 원추의 꼭지점에서 외단부까지의 모선 길이를 외단 원추 거리 또는 원추 거리라 하며, 다음과 같다.

$$A = \frac{D_1}{2 \sin \delta_1} = \frac{D_2}{2 \sin \delta_2} \quad (5-77)$$

④ 이 폭 : 베벨 기어의 이 폭은 보통 다음과 같이 정한다.

$$b = \left(\frac{1}{3} \sim \frac{1}{4} \right) A \quad (5-78)$$

표 5-12 베벨 기어의 각부 치수

재료의 종류	기호	구동 기어	피동 기어
피치 원추각	δ	$\tan \delta_2 = \frac{\sin \Sigma}{Z_2/Z_1 + \cos \Sigma}$	$\tan \delta_2 = \frac{\sin \Sigma}{Z_1/Z_2 + \cos \Sigma}$
피치원 지름	D	$D_1 = m z_1$	$D_2 = m z_2$
이끝원 지름	D_a	$D_{a1} = D_1 + 2 h_a \cos \delta_1$	$D_{a2} = D_2 + 2 h_a \cos \delta_2$
원추 거리	A	$A = \frac{D_1}{2 \sin \delta_1}$	$A = \frac{D_2}{2 \sin \delta_2}$
이끝각	θ_a	$\tan \theta_a = \frac{h_a}{A}$	
이뿌리각	θ_f	$\tan \theta_f = \frac{h_f}{A}$	
이끝 원추각	δ_a	$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_a$	$\delta_{a2} = \delta_2 + \theta_a$
이뿌리 원추각	δ_f	$\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_f$	$\delta_{f2} = \delta_2 - \theta_f$

다. 베벨 기어의 상당 스퍼 기어

[그림 5-46]과 같이 베벨 기어를 근사적으로 뒀면 원뿔을 전개한 원을 피치원으로 하는 스퍼 기어를 생각할 때 이것을 베벨 기어의 상당 스퍼 기어(equivalent spur gear)라 한다. 상당 스퍼 기어는 밀링 머신 등으로 베벨 기어를 깎을 경우, 인벌류트 커터의 커터 번호를 계산하는 경우 및 강도 계산의 경우 등에 사용된다.

[그림 5-46]에서 OA 는 피치 원추의 모선이고, $O'A$ 는 배원추의 모선으로, 두 모선은 직각이 된다.

$\triangle O'AE$ 에서 $\angle O'AE = \delta$, $AE = \frac{D}{2}$ 이므로

$$R_e = \overline{O'A} = \frac{\overline{AE}}{\cos \delta} = \frac{D}{2 \cos \delta} \quad (5-79)$$

지금, 상당 스퍼 기어의 잇수를 Z_e 라 하면 $Z_e = \frac{2\pi R_e}{p}$ 로 계산되므로 상당 스퍼 기어의 잇수는 다음과 같다.

$$Z_e = \frac{2\pi R_e}{p} = \frac{2\pi D}{2p \cos \delta} = \frac{Z}{\cos \delta} \quad (5-80)$$

상당 잇수는 베벨 기어의 잇수보다 많으며, 상당 스퍼 기어의 원주 피치는 근사적으로 베벨 기어의 원주 피치와 같다고 본다.

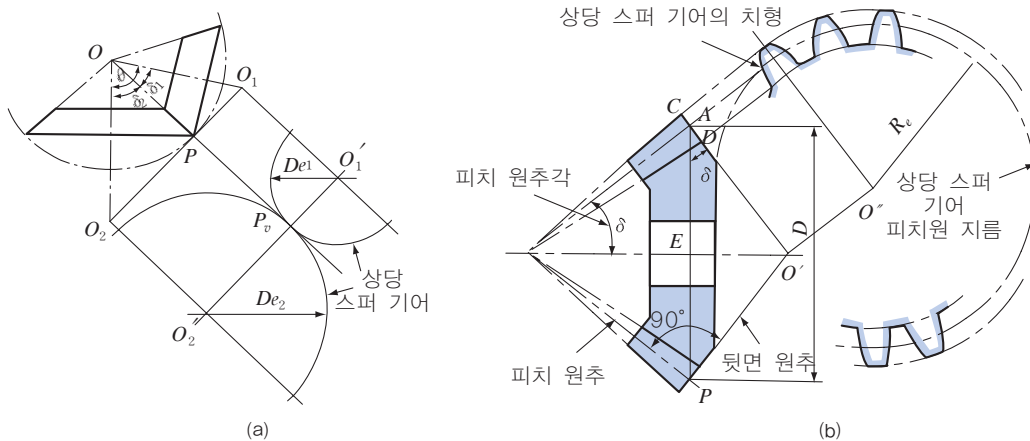


그림 5-46 베벨 기어의 전개

라. 베벨 기어의 강도 계산

(1) 직선 베벨 기어에 작용하는 힘

베벨 기어에 작용하는 압력과 스러스트를 구하려면 먼저 잇면에 작용하는 전체 압력의 합성과 힘의 작용점에 대하여 축에 직각인 방향과 축 방향으로 상당 스퍼 기어의 피치원상의 접선력을 분해해야 한다.

[그림 5-47]에서 전달력 P 가 힘의 작용점에 집중하여 작용한다고 생각하면 잇면에는 압력각 α 의 방향에 힘 P_n 이 작용하고, 피치 원뿔면에 수직으로 P_r 의 힘이 작용한다. 즉, 은 P_n 와 P 의 P_r 힘으로 나누어진다.

$$P = P_n \cos \alpha \quad P_n = \frac{P}{\cos \alpha} \quad (5-81)$$

$$P_r = P_n \sin \alpha = P \tan \alpha \quad (5-82)$$

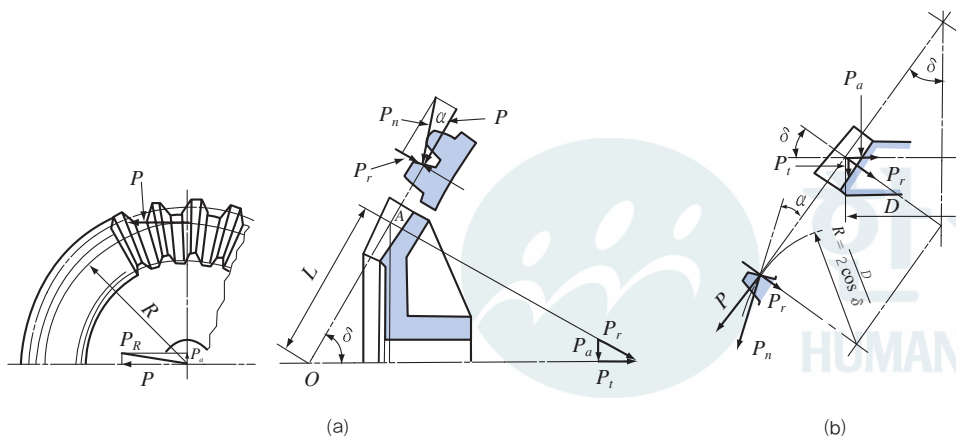


그림 5-47 베벨 기어에 작용하는 힘의 역학

P_r 에 의한 가로 하중 P_a 는 피치 원뿔각 δ 일 때

$$P_a = P_r \cos \delta = P \tan \alpha \cos \delta \quad (5-83)$$

[그림 5-47]에서 잇면에 작용하는 힘의 분력 P_t 는 축에 받는 스러스트의 크기는

$$P_t = P_r \sin \delta = P \tan \alpha \sin \delta \quad (5-84)$$

로 되고, 베어링에 작용하는 전체 가로 하중(P_R)은 다음과 같다.

$$P_R = \sqrt{P^2 + P_a^2} = P \sqrt{1 + \tan^2 \alpha \cdot \cos^2 \delta} \quad (5-85)$$

여기에서 P 와 P_a 의 합력 P_R 는 축에 수직한 평면위에 있고, 베어링에 대하여 레이디얼 하중으로서 작용하고 P_t 는 스러스트 하중으로서 작용한다.

(2) 굽힘 강도

베벨 기어의 강도 계산은 상당 스퍼 기어로 생각하고 계산한다. 상당 스퍼 기어의 모듈은 외단부의 것이므로 이의 굽힘 강도를 계산할 때도 외단부에 작용하는 전달력

으로 해야 한다.

베벨 기어는 스퍼 기어와 달리 외단부와 내단부의 치수가 다르다. 즉 외단부에서 내단부로 갈수록 전달력, 즉 토크가 작아지므로 이것을 보정하는 계수가 필요하다.

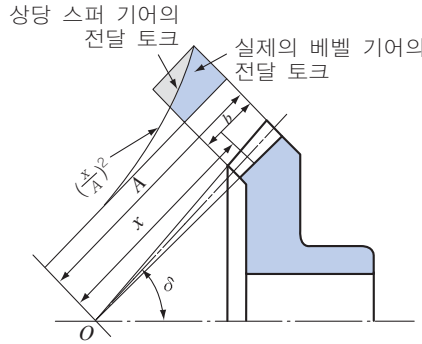


그림 5-48 직선 베벨 기어의 이의 강도

[그림 5-48]에서와 같이 베벨 기어에서 피치 원추의 정점(頂点) O에서부터 거리 x 에 힘이 작용할 때, 베벨 기어의 축으로부터 하중점까지의 반지름은 $\frac{x}{A}$ 의 비율로 감소되는 것을 알 수 있다. 이 때, 상당 스퍼 기어의 전달 토크를 T_e , 실제 베벨 기어가 전달할 수 있는 토크를 T 라 하면 다음과 같은 관계가 성립한다.

$$\frac{T}{T_e} = 1 - \frac{b}{A} = \frac{A-b}{A}$$

위 식을 베벨 기어 계수(bevel gear factor)라 하며, 이 계수를 스퍼 기어의 굽힘 강도식에 보정하면 다음과 같다.

$$P = f_v \sigma_b b m y_e \frac{A-b}{A} \quad (5-86)$$

(3) 면압 강도

직선 베벨 기어의 경우, 이의 면압 강도는 스퍼 기어와 같으며, 잇수는 상당 스퍼 기어의 잇수로 계산한다.

$$P = f_v k b m \frac{2Z_{e1}Z_{e2}}{Z_{e1}+Z_{e2}} \quad (5-87)$$

그러나 위 식보다는 미국의 AGMA(American Gear Manufacture's Association)의 식이 널리 사용된다.

$$P = 16.4 b \sqrt{D_1} \cdot f_m \cdot f_s [N] \quad (5-88)$$

여기서, D_1 : 피니언의 피치원 지름

f_m : 재료에 대한 계수

f_s : 사용 기계에 의한 계수

〈표 5-13〉은 베벨 기어의 재료에 대한 계수 표이고, 〈표 5-14〉는 베벨 기어의 사용 기계에 의한 계수 표이다.

표 5-13 베벨 기어의 재료에 대한 계수

피니언의 재료	기어의 재료	f_m	피니언의 재료	기어의 재료	f_m
주철 및 주강	주철	0.3	기름 담금질강	연강 및 주강	0.45
조질강	조질강	0.35	침탄강	조질강	0.5
침탄강	주철	0.4	기름 담금질강	기름 담금질강	0.8
기름 담금질강	주철	0.4	침탄강	기름 담금질강	0.8
침탄강	연강 및 주강	0.45	침탄강	침탄강	1.0

표 5-14 베벨 기어의 사용 기계에 의한 계수

f_s	사 용 기 계
2.0	자동차, 전차(기동 토크에 의함)
1.0	항공기, 송풍기, 원심 분리기, 기중기, 벨트 구동(공작 기계), 인쇄기, 원심 펌프, 감속기, 방적기, 목공기
0.75	공기 압축기, 휴대용 전기 공구, 광산 기계, 컨베이어
0.65~0.5	분쇄기, 모터, 직렬 구동 공작 기계, 왕복 펌프, 압연기

5. 웜 기어(worm gear)

가. 웜 기어의 형상과 치수

(1) 웜 기어의 특징

웜 기어는 두 축이 서로 직각이면서 같은 평면 위에 있지 않는 축에 동력을 전하는 것으로, 수나사 모양인 웜과 웜에 물리는 헬리컬 기어 모양의 이를 갖는 웜 휠(worm wheel)로 구성되어 있다. 이 한 쌍의 조합을 웜 기어라 한다.

웜 기어의 특징은 다음과 같다.

- ① 치면에서의 미끄럼이 커서 전동 효율이 떨어진다.(약 50~70%)
- ② 중심 거리에 오차가 있을 때는 마멸이 심하다.

- ③ 작은 용량으로 큰 감속비(1/10~1/100)를 얻을 수 있다.
- ④ 역전을 방지할 수 있고, 소음이 작아 정숙한 회전이 가능하다.
- ⑤ 인벌류트 원통 기어와 같이 교환성이 없고, 조정이 필요하다.
- ⑥ 워 휠의 공작이 어려워 특수 공구가 필요하며, 연삭 가공이 어렵다.
- ⑦ 워 휠의 정밀 측정이 곤란하며, 가격이 비싸다.
- ⑧ 워와 워 휠에 스러스트 하중이 생긴다.

워의 성질은 나사와 거의 같으며, 나사에 비하여 리드각이 크다.

워의 줄수를 Z_w , 회전수를 n_w , 워 휠의 잇수를 Z_g , 회전수를 n_g 라 하면 속도비 i 는

$$i = \frac{n_g}{n_w} = \frac{Z_w}{Z_g} = \frac{l}{\pi D_g} \quad (5-89)$$

여기서, l : 워의 리드

D_g : 워 휠의 피치원 지름

(2) 워 및 워 휠의 재질

워는 워 휠보다 미끄럼마찰을 받는 시간이 훨씬 길다. 이에 따라 워는 워 휠보다 마모에 강한 재질을 사용하여야 하며, 보통 워는 침탄강, 워 휠은 인청동을 사용한다.

(3) 워 기어의 형상

워 기어의 형상은 원통형과 장고형으로 나눈다. [그림 5-49]와 같이 한쪽만을 장고형으로 한 것과 양쪽을 장고형으로 한 것이 있다. 그림 (a)는 워가 원통형이고 워 휠은 장고형이며, 그림 (b)는 워는 장고형이나 워 휠은 원통형이다. 또 그림 (c)는 워와 워 휠이 모두 장고형이며, 장고형은 물림률이 증대되고 부하 특성이 좋으나, 제작이 어려워 가격이 비싸다. 워의 줄수는 1~6정도이다.

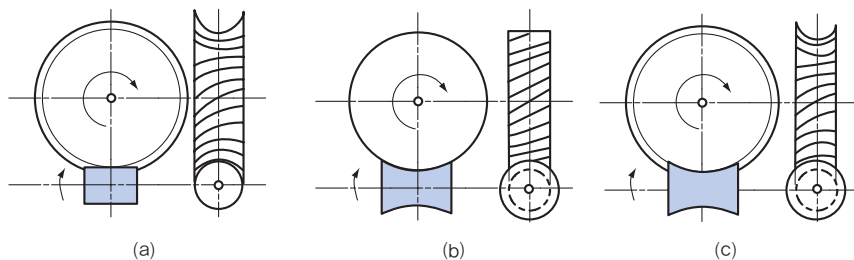


그림 5-49 워 기어의 형상

(4) 워 기어의 각부 치수

워 기어의 치형에 대해서는 워의 치형을 기준으로 하고, 워의 치형은 직선 치형을

가진 기준 랙으로 창성되며, 압력각은 치직각 단면으로, 피치와 모듈 등은 축직각 단면으로 표시한다. 축직각 단면의 치형을 기준으로 워임 기어의 각부 치수를 결정한다.

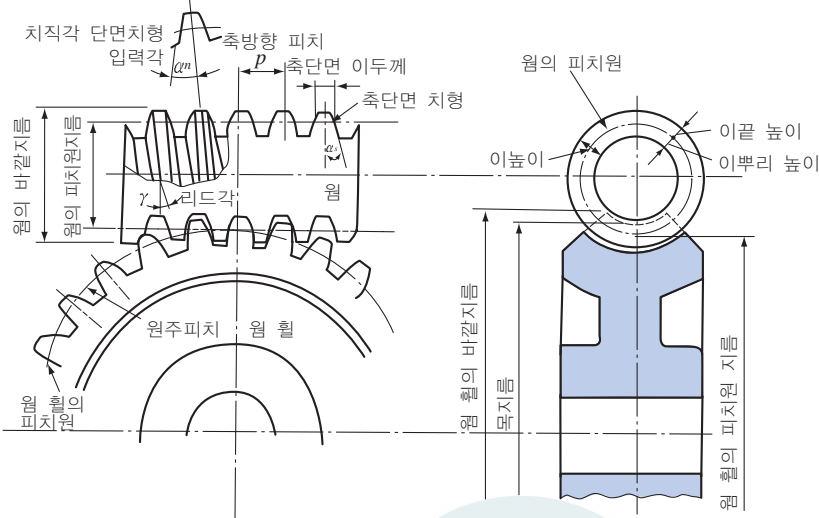


그림 5-50 워임 기어의 각부 명칭

- ① 축직각 피치 p_s 와 축직각 모듈 m_s 와의 관계는 $p_s = \pi m_s$ 이고,
 - ② 치직각 피치 p_n 과 치직각 모듈 m_n 과의 관계는 $p_n = \pi m_n$ 이다.
- 그리고 워임의 리드각을 γ 라고 하면 $p_n = p_s \cos \gamma$, $m_n = m_s \cos \gamma$ 이다.

<표 5-15>는 워임 기어의 각부 치수의 비율을 나타낸 것이다.

표 5-15 워임 기어의 치수 비율

워임의 줄수 Z_w		워임의 줄수 Z_g	
축직각 모듈	m_s	피치원 지름	$D_g = m_s z_g$
축직각 피치	$p_s = \pi m$	목 지름	$D_t = D_g + 2h_a$
피치원 지름	$D_w = 2.4p_s + 28(mm)$ $D_w = 2p_s + 12.7(mm)$	이끝원 지름	$D_{a2} = D_t + 1.5h_a$
이끝원 지름	$D_{a1} = D_w + 2h_a$	이끝 높이	$h_a = m_s$
이끝 높이	$h_a = m_s (Z_w = 1, 2)$ $h_a = 0.9m_s (Z_w = 3, 4)$	이끝의 반지름	$R = \frac{D_t}{2} - h_a$
총이 높이	$h = 2.25m_s (Z_w = 1, 2)$ $h = 2.05m_s (Z_w = 3, 4)$	이 나비	$b = 2.4p_s + 6 (Z_w = 1, 2)$ $b = 2.15p_s + 5 (Z_w = 3, 4)$
리드	$l = p_s z_w$	림의 두께	$s = 0.632p_s (Z_w = 1, 2)$ $s = 0.563p_s (Z_w = 3, 4)$
길이	$L = (4.5 + 0.02Z_g)p_s$		
리드각	$\gamma = \tan^{-1} \frac{l}{\pi D_w}$	중심 거리	$a = \frac{D_w + D_g}{2}$
이두께	$\frac{p_s}{2}$	꼭지각	$\theta = 60 \sim 80^\circ$

표에서 워의 피치원 지름은 일반적인 값이고, 설계시는 비교적 자유로히 결정할 수 있다. 또 리드각은 이의 간섭을 피하기 위해 <표 5-16>과 같은 범위를 가져야 한다.

표 5-16 리드각과 압력각의 관계

치직각 압력각 α_n	14.5°	20°	25°	30°
리드각 γ	< 15°	< 25°	< 35°	< 35°

웜 기어는 보통 웜축을 구동하여 웜 휠을 회전시킨다. 반대로, 웜 휠을 구동하여 웜을 회전시키려고 하면 웜의 리드각이 작을 때는 치면의 마찰이 크게 되어 웜을 회전시킬 수 없다. 그러나 웜의 리드각이 클 때(여러 줄인 경우)는 웜 휠이 구동하여 웜에 고속 회전을 줄 수 있어 분무기 등에 쓰이고 있다. 또 웜 기어는 마멸이 크므로 윤활에 주의를 하여 웜을 오일 속에서 회전하도록 한다. 주된 용도로는 공작기계의 분할기구, 윈치(winch)등에 이용된다.

나. 웜 기어에 작용하는 힘

웜 기어에 있어서 이(齒)와 축에 작용하는 힘을 구하는데, 웜의 나선면과 웜 휠의 잇면이 이 피치점에서 접촉하고 있는 경우에 대하여 생각한다.

(1) 회전력

[그림 5-51]에서 접촉면에 작용하는 수직력이 P_n 일 때, μP_n 인 마찰력이 웜의 리드각 방향으로 작용한다.

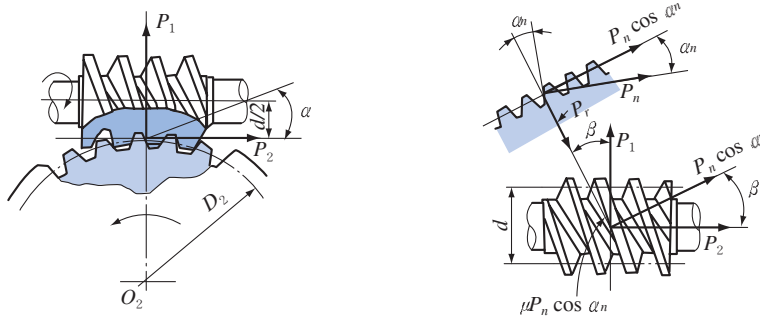


그림 5-51 웜 기어에 작용하는 힘

① 웜의 축방향 힘(P)

웜 휠의 피치원주에 작용하는 접선력, 즉 웜의 축방향 스러스트(P)는 힘의 평형 조

전으로부터 다음과 같이 구할 수 있다.

$$P = P_n \cos \alpha_n \cdot \cos \beta - \mu P_n \sin \beta \quad (5-90)$$

$$P_n = \frac{P}{\cos \alpha_n \cdot \cos \beta - \mu \sin \beta} \quad (5-91)$$

여기서, P_n : 잇면의 수직력(N)

P : 톱의 회전력(N)

μP_n : 잇면의 마찰력

α_n : 이직각 단면의 압력각

μ : 잇면의 마찰 계수

② 톱 휠의 축방향 힘(P_1)

톱의 피치원주에 작용하는 힘, 즉 톱 휠의 축방향 스러스트(P_1)

$$P_1 = P_n (\cos \alpha_n \cdot \sin \beta + \mu \cos \beta) \quad (5-92)$$

③ 톱 및 톱 휠의 반지름 방향의 힘(P_2)

$$P_2 = P_n \sin \beta \frac{P_1}{\tan(\beta + \rho')} = 1 - \frac{\mu}{\cos \alpha_n} \tan \beta \quad (5-93)$$

$\frac{\mu}{\cos \alpha_n} = \mu' = \tan \rho'$ 일 때, 톱 휠의 회전력(P_1)은 다음의 관계가 있다.

$$P_1 = P_2 \tan(\beta + \rho') \quad (5-94)$$

④ 마찰각

[그림 5-51]에서 $P = P_n \cos \alpha_n$ 이고, 마찰력은 μP_n 이므로 다음의 관계가 있다.

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{\tan \beta + \tan \rho'}{1 - \tan \beta \cdot \tan \rho'} = \tan(\rho' + \beta) \quad (5-95)$$

μ 의 값은 기어의 재질, 윤활유의 종류, 윤활유의 상태, 공작의 정밀도 등에 따라, 윤활유의 상태가 좋을 때는 $\mu=0.05 \sim 0.15$, 나쁠 때는 $\mu=0.1 \sim 0.2$ 정도로 한다.

(2) 톱 기어의 효율

① 톱을 구동할 때

효율(η)은 마찰이 없는 경우와 마찰이 있는 경우의 비율로 나타낸다.

$$\eta = \frac{T'}{T} = \frac{\tan \beta}{\tan(\beta + \rho')} = \frac{\tan \beta}{(\tan \beta + \tan \rho')(1 - \tan \beta \cdot \tan \rho')} \quad (5-96)$$

일반적으로 효율은 $\eta=0.8 \sim 0.9$ (전동용으로 비틀림각 β 가 클 때) 또는 $\eta=0.4 \sim 0.6$ (역전 방지일 때)로 한다.

② 톱 휠을 구동할 때

톱 휠을 구동 기어로 하여 톱을 돌리는 경우에는 회전이 반대가 되어 마찰각이 음

(-)이 되므로, 이 때의 효율 η' 는

$$\eta' = \frac{\tan(\beta - \rho')}{\tan \beta} \quad (5-97)$$

가 된다. $\beta \leq \rho'$ 일 때에는 $\eta' \leq 0$, 즉, P_1 은 음(-)으로 되어 회전 불가능이므로 자동 체결(self-locking)로 되기 때문에 웜 휠로 웜을 돌릴 수는 없으며, 이 기어를 자동 체결 웜 기어 장치라 한다. 이 원리를 이용하여 역전 방지 장치 기구로 사용할 수 있다. 웜 기어가 받는 전체 효율(η)은 다음과 같이 구한다.

$$\eta = \eta_1 \times \eta_2 \times \eta_3 \cdots$$

여기서, η_1 : 웜의 효율, η_2 : 스러스트 베어링의 손실 효율

η_3 : 커터 손실 효율

다. 웜 기어의 강도 계산

(1) 웜 휠의 굽힘 강도

굽힘 강도는 웜 휠에 대하여 계산하며, 웜 휠의 회전력(웜의 축방향 힘) P 는 다음과 같다.

$$P = f_v \cdot f_w \cdot \sigma_b \cdot b \cdot p_n \cdot y \quad (5-98)$$

여기서, σ_b : 재료의 허용 반복 굽힘 응력 y : 치형 계수

f_v : 웜 휠의 속도 계수

f_w : 하중 계수 또는 충격 계수

b : 이너비(치폭)

p_n : 웜 휠의 치직각 피치($p_n = p_s \cos \beta$)

표 5-17 웜 휠의 속도 계수(f_v)

재료	속도계수 f_v
금속재료	$f_v = \frac{4}{6 + v_g}$
합성수지	$f_w = \frac{1 + 0.25v_g}{1 + v_g}$

표 5-18 웜 휠의 치형 계수(y)

치직각 압력각 α_n	치형계수 y
14.5°	0.100
20°	0.125
25°	0.150
30°	0.175

주 v_g 는 웜휠의 피치원주상의 속도(m/s)

표 5-19 웜 휠의 허용 굽힘 응력 (σ_b N/mm²)

웜휠의 재료	한 방향회전	양 방향회전
주철	8.5	5.7
인청동	17.0	11.3
안티몬 청동	10.5	7.0
합성수지	3.0	2.0

(2) 면압 강도

웜 휠의 치면에서 압력에 의한 마멸을 고려한 허용 전달 하중은 다음과 같은 실험 식으로 계산한다.

$$P = f_v \cdot \phi \cdot D_g \cdot b_e \cdot K \quad \dots\dots\dots (5-99)$$

여기서, ϕ : 웜의 리드각에 대한 보정 계수

D_g : 웜 휠의 피치원 지름

b_e : 유효 이 너비

K : 내마모(내마멸)에 대한 계수

표 5-20 웜의 리드각에 대한 보정 계수 ϕ

리드각의 범위	보정계수 ϕ
$\gamma < 10^\circ$	1.00
$\gamma = 10^\circ \sim 25^\circ$	1.25
$\gamma > 25^\circ$	1.50

표 5-21 내마모(내마멸)에 대한 계수 K

웜의 재료	웜 휠의 재료	$K(MPa)$
담금질강	주철	343×10^{-3}
주철	주철	235×10^{-3}
강(HB 250 이상)	인청동	412×10^{-3}
담금질강	인청동	549×10^{-3}
담금질강	인청동(금형)	833×10^{-3}
담금질강	안티몬청동	833×10^{-3}
강(HB 250 이상)	합성수지	411×10^{-3}
주철	인청동	637×10^{-3}

6. 기어 전동 장치

기어가 3개 이상 연속하여 맞물려 있는 경우를 기어 전동 장치 또는 기어열(gear trains)이라고 한다. 이러한 장치는 회전 방향을 바꿀 때 또는 큰 각속도비가 필요할 때 사용한다.

가. 기어 트레인(gear train)

(1) 단식 기어 장치(단순 기어열)

[그림 5-52]와 같이 중간 기어를 설치한 경우 속도비는 다음과 같다.

$$i = \frac{n_3}{n_1} \cdot \frac{n_2}{n_3} = \frac{n_2}{n_1} = \frac{D_1}{D_2} = \frac{Z_1}{Z_2} \quad (5-100)$$

여기서, n : 회전수, D : 피치원 지름, Z : 잇수

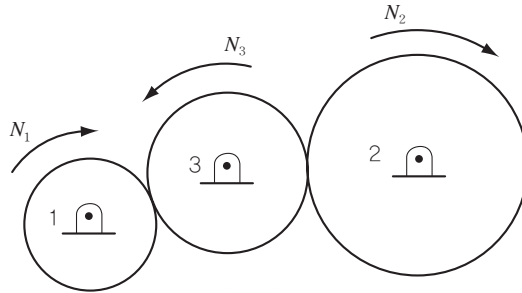


그림 5-52 단식 기어 장치(단순 기어열)

중간 기어 3은 속도비에는 무관하고, 회전 방향에만 관계가 있어 아이들 기어(idle gear)라 한다. 외접하는 경우 회전 방향을 바꾸는데, 아이들 기어가 그림과 같이 홀수일 때는 종동측 회전은 같은 방향이 되고, 아이들 기어가 짝수일 때는 종동측 회전이 원동측 회전과 반대 방향이 된다.

(2) 복식 기어 장치(복합 기어열)

기어 전동 장치에서 원하는 각속도비를 얻기 위하여는 여러 가지 제약 조건이 따른다. 단식 기어 장치의 각속도비는 1:5를 넘지 않는 것이 권장된다. 따라서, 큰 각속도비를 얻기 위하여는 복식 기어 장치(복합 기어열)를 사용한다. 복식 기어 장치에는 두 개 이상의 기어가 부착되어 있으며, 축들은 같은 구조물에 부착된 베어링에 지지되어 회전한다. [그림 5-53]과 같은 복식 기어 장치의 각속도비 i 는 다음과 같이 구한다.

$$i = \frac{n_4}{n_1} = \frac{n_2}{n_1} \cdot \frac{n_4}{n_3} = \frac{D_1 D_3}{D_2 D_4} = \frac{Z_1 Z_3}{Z_2 Z_4} \quad (5-101)$$

여기서, n : 회전수, D : 피치원 지름, Z : 잇수

위 식을 일반적인 경우에 대하여 적용하면 다음의 식을 얻는다.

$$i = \frac{\text{원동차의 잇수의 곱}}{\text{종동차의 잇수의 곱}}$$

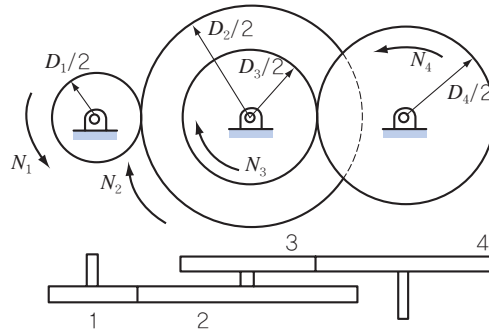


그림 5-53 복식 기어 장치

나. 기어 변속 장치

(1) 기어 변속기

구동축의 일정 회전 속도를 기어의 변환에 의해 종동축에 임의의 회전 속도로 변환시키는 장치를 기어 변속기라고 한다. [그림 5-54]는 클러치에 의한 기어 변속기이다.

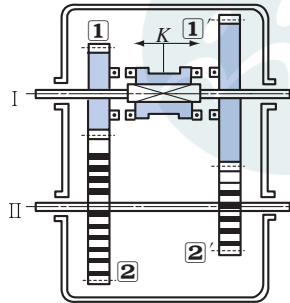


그림 5-54 클러치에 의한 기어 변속기

구동축 I 과 종동축 II에 속도비가 다른 두 조의 기어가 물린다. I 축에 설치된 클러치 K의 좌우 이동에 따라 II축에 속도비를 조절(증속 또는 감속)할 수 있는 기어 변속 장치이다.

다. 유성 기어 장치(planetary gear train)

유성 기어 장치는 태양 기어, 캐리어(carrier), 내접 기어, 유성피니언으로 구성되어 있으며, 서로 맞물리는 한 쌍의 기어가 회전할 때 한쪽의 기어가 다른 쪽의 기어 축을 중심으로 공전하는 장치를 말한다. 유성 기어 장치는 중심에 태양기어(sun gear)가 있고 이에 맞물린 몇 개(대개 세 개 또는 네 개)의 유성피니언(planetary pinion)이 내접

기어에 물린다. 캐리어는 태양 기어와 유성 피니언의 중심을 연결하는 역할을 한다. 유성 기어 장치에서는 아주 높은 비율의 각속도비를 얻을 수 있다. 태양 기어를 중심으로 한 유성 피니언의 운동이 태양계의 유성과 비슷하다고 하여 유성 기어 장치라고 한다.

(1) 유성 기어의 구성

[그림 5-55]와 같은 유성 기어는 전형적으로 다음과 같이 구성되어 있다.

- ① 그림 1은 태양기어(sun gear)로 고정되어 있는 경우도 있고 고정되어 있지 않고 자유로이 회전할 수 있는 경우도 있다.
- ② 그림 2는 유성 피니언으로 축 II를 중심으로 하여 자전(自轉)을 하면서 태양 기어 주위를 공전(公轉)한다.
- ③ 그림 A는 캐리어 또는 암(arm)이라고도 하며, 태양 기어의 중심과 유성피니언의 중심을 연결한다.

지금, 그림에서 기어 1을 고정하고, 암 A를 기어 2와 함께 기어 1의 둘레를 시계 방향으로 1회전 시켰을 때, 기어 2는 어느 방향으로 몇 회전을 하는가를 계산하면, 편의상 시계 방향의 회전을 (+), 반시계 방향의 회전을 (-)라 하면 암 A의 회전은 +1이 된다. 먼저, 이 장치 전체를 고정하여 서로 상대 운동이 없는 상태 그대로 전체를 +1회전시키면 기어 1과 2 및 암 A는 +1회전한 것이 된다.

다음에 암 A를 고정하고, 기어 1을 축 I의 둘레를 -1회전시키면(위에서 기어 1을 고정하고, 암을 +1회전시켰으나 암을 고정하는 경우는 암에 대하여 기어 1이 반대 방향으로 회전하는 것으로 생각할 수 있다.) 기어 1은 결국 앞의 +1회전과 합하여 0회전이 된다. 그러나 기어 2는 기어 1의 -1회전에 의해 축 II의 둘레를 $(-1) \times (-1) \times (\frac{Z_1}{Z_2}) = \frac{Z_1}{Z_2}$ 회전을 하게 된다.(기어 2는 1과 반대 방향으로 회전하므로 -1을 곱 한다.)

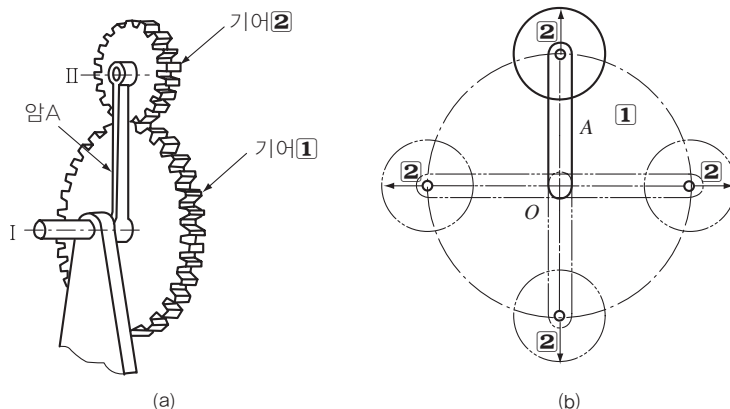


그림 5-55 유성 기어 장치

이와 같이, 전체를 고정하는 경우와 암을 고정하는 경우의 회전을 합하면 기어 [2]의 회전수가 된다. 즉, 기어 [1]을 고정해 놓고, 암 A를 축 I의 둘레를 +1회전시키면 기어 [2]는 축 II의 둘레를 $1 + (\frac{Z_1}{Z_2})$ 회전하는 것을 알 수 있다.

이상으로 기어 [2]는 공전하면서 자전을 하게 되므로, 기어 [2]의 회전수는 <표5-22>와같이 구할 수 있다.

표 5-22 유성 기어의 계산

구 분	기어 [1]	기어 [2]	암 A
전체 고정	+1	+1	+1
암 고정	-1	$(-1)(-1) \times \frac{Z_1}{Z_2}$	0
합성 회전수	0	$1 + \frac{Z_1}{Z_2}$	+1

7. 평기어 감속기 설계 실제

[그림 5-56]과 같은 2단감속기 전달동력 11kW, 입력회전수 600rpm, 감속비 $i = \frac{1}{12}$ ($i_1 = \frac{1}{3}$, $i_2 = \frac{1}{4}$), 피니언기어의 허용굽힘응력 $\sigma_b = 300\text{MPa}$, 치폭 $b = 10\text{m}$, 1축 및 2축의 피니언 기어 피치원지름은 120mm, 압력각 20° , 접촉면응력계수 $k = 1.049$ 일 때, 감속기어 설계.

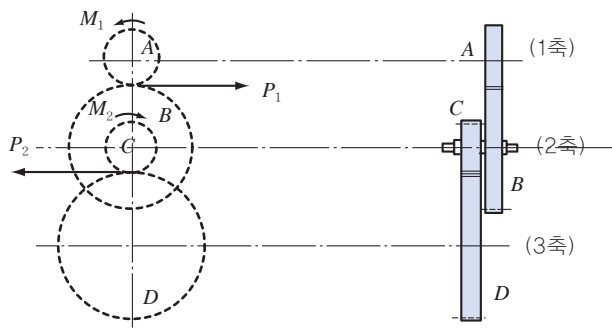


그림 5-56

(1) 1단 기어

$$\text{원주 속도 } v_1 = \frac{\pi D_1 n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 120 \times 600}{60 \times 1000} \approx 3.77 \text{ m/s}$$

$$\text{속도 계수 } f_{v1} \text{ 표 5-7에서 } f_{v1} = \frac{3.05}{3.05 + v_1} = \frac{3.05}{3.05 + 3.07} \approx 0.4472$$

$$P_1 = \frac{1000 H_{kw}}{v_1} = \frac{1000 \times 11}{3.77} \approx 2,917.8 \text{ N}$$

① 굽힘 강도면에서 모듈 계산 (식 5-54 적용)

치형계수 표 5-5에서 잇수 30의 경우, $y_1 = 0.377$

$$P_1 = f_{v1} \sigma_{b1} m_1 b_1 y_1 = 0.4472 \times 300 \times m_1 \times 10 m_1 \times 0.377 = 2,917.8 \text{ N}$$

$$\therefore m_1 = \sqrt{\frac{2,917.8}{0.4472 \times 300 \times 10 \times 0.377}} \approx 2.4$$

② 면압 강도면에서 모듈 계산 (식 5-58 적용)

$$P_1 = f_{v1} k_1 m_1 b_1 \frac{2Z_1 Z_2}{Z_1 + Z_2} = 0.4472 \times 1.049 \times m_1 \times 10 m_1 \frac{2 \times 30 \times 90}{30 + 90} = 2,917.8 \text{ N}$$

$$\therefore m_1 = \sqrt{\frac{2,917.8}{0.4472 \times 1.049 \times 10 \times 45}} \approx 3.7$$

모듈 면압 강도를 고려하여 $m_1 = 4$ 선정

A, B 기어의 너비 $b_1 = 10 m_1 = 10 \times 4 = 40 \text{ mm}$

A 기어 잇수 $D_1 = m_1 Z_1 = 120 \text{ mm}$

$$\therefore Z_1 = \frac{120}{m_1} = \frac{120}{4} = 30, Z_2 = \frac{Z_1}{i_1} = Z_1 \times \frac{1}{i_1} = 30 \times 3 = 90$$

A, B 기어의 잇수 $Z_1 = 30, Z_2 = 90$

③ 기어의 치수

축간거리(1축~2축) C_1

$$C_1 = \frac{m_1 (Z_1 + Z_2)}{2} = \frac{4 (30 + 90)}{2} = 240 \text{ mm}$$

A 기어 피치원 지름 $D_1 = m_1 Z_1 = 4 \times 30 = 120 \text{ mm}$

바깥 지름 $D_{o1} = m_1 (Z_1 + 2) = 4 \times 32 = 128 \text{ mm}$

B 기어 피치원 지름 $D_2 = m_1 Z_2 = 4 \times 90 = 360 \text{ mm}$

바깥 지름 $D_{o2} = m_1 (Z_2 + 2) = 4 \times 92 = 368 \text{ mm}$

④ 기어의 재료

B기어 <표 5-5>에서 잇수 90의 경우, $y_2=0.450$, 허용 굽힘 응력 σ_{b2}

$$P_1 = f_{v1} \sigma_{b2} m_1 b_1 y_2 = 0.4472 \times \sigma_{b2} \times 4 \times 40 \times 0.450 = 2,917.8 \text{ N}$$

$$\sigma_{b2} = \frac{2,917.8}{0.4472 \times 4 \times 40 \times 0.450} \doteq 90.6 \text{ N/mm}^2 = 90.6 \text{ MPa}$$

A기어 재료 : <표 5-6>에서 SNC 236, $\sigma_b = 343 \sim 392 \text{ MPa} \gg \sigma_{b1} = 300 \text{ MPa}$

B기어 재료 : <표 5-6>에서 GC 250, $\sigma_b = 108 \text{ MPa} \gg \sigma_{b2} = 90.6 \text{ MPa}$

<표 5-9>에서 접촉면 응력 계수 $k = 1.362 (\text{N/mm}^2) \gg k_1 = 1.049 (\text{N/mm}^2)$

(2) 2단 기어

$$2\text{단 축 회전수 } n_3 = n_2 = n_1 \times i_1 = 600 \times \frac{1}{3} = 200 \text{ rpm}$$

$$\text{원주 속도 } v_2 = \frac{\pi D_3 n_3}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 120 \times 200}{60 \times 1000} \doteq 1.257 \text{ m/s}$$

$$\text{속도 계수 <표 5-7>에서 } f_{v2} = \frac{3.05}{3.05 + v_2} = \frac{3.05}{3.05 + 1.257} \doteq 0.7081$$

$$P_2 = \frac{1000 \text{ Hkw}}{v_2} = \frac{1000 \times 11}{1.257} \doteq 8,751 \text{ N}$$

① 굽힘 강도면에서 모듈 계산 (식 5-54 적용)

치형계수 표 5-5에서 잇수 15의 경우, $y_3=0.319$

$$P_2 = f_{v2} \sigma_{b2} m_2 b_2 y_2 = 0.7081 \times 300 \times m_2 \times 10 m_2 \times 0.319 = 8,751 \text{ N}$$

$$\therefore m_2 = \sqrt{\frac{8,751}{0.7081 \times 300 \times 10 \times 0.319}} \doteq 3.6$$

② 면압 강도면에서 모듈 계산 (식 5-58 적용)

$$P_2 = f_{v2} k m_2 b_2 \frac{2Z_3 Z_4}{Z_3 + Z_4} = 0.7081 \times 1.049 \times m_2 \times 10 m_2 \frac{2 \times 15 \times 60}{15 + 60} = 8,751 \text{ N}$$

$$\therefore m_2 = \sqrt{\frac{8,751}{0.7081 \times 1.049 \times 10 \times 24}} \doteq 7.01$$

모듈 면압 강도를 고려하여 $m_2 = 8$ 선정

C, D 기어의 너비 $b_2 = 10m_2 = 10 \times 8 = 80\text{mm}$

C 기어 잇수 $D_3 = m_3 Z_3 = 120\text{mm}$

$$\therefore Z_3 = \frac{120}{m_2} = \frac{120}{8} = 15, Z_4 = \frac{Z_3}{i_2} = Z_3 \times \frac{1}{i_2} = 15 \times 4 = 60$$

C, D기어의 잇수 $Z_3 = 15, Z_4 = 60$

③ 기어의 치수

축간거리(2축~3축) C_2

$$C_2 = \frac{m_2(Z_3 + Z_4)}{2} = \frac{8(15 + 60)}{2} = 300\text{mm}$$

C기어 피치원 지름 $D_3 = m_2 Z_3 = 8 \times 15 = 120\text{mm}$

바깥 지름 $D_{o3} = m_2(Z_3 + 2) = 8 \times 17 = 136\text{mm}$

D기어 피치원 지름 $D_4 = m_2 Z_4 = 8 \times 60 = 480\text{mm}$

바깥 지름 $D_{o4} = m_2(Z_4 + 2) = 8 \times 62 = 496\text{mm}$

④ 기어의 재료

D기어 <표 5-5>에서 잇수 60의 경우, $y_4 = 0.433$, 허용 굽힘 응력 σ_{b4}

$$P_2 = f_{v3} \sigma_{b4} m_3 b_3 y_4 = 0.7081 \times \sigma_{b4} \times 8 \times 80 \times 0.433 = 8,751 \text{ N}$$

$$\sigma_{b4} = \frac{8,751}{0.7081 \times 8 \times 80 \times 0.433} \approx 44.6\text{N/mm}^2 = 44.6\text{MPa}$$

C기어 재료 : <표 5-6>에서 SNC 236, $\sigma_b = 343 \sim 392\text{MPa} \gg \sigma_{b3} = 300\text{MPa}$

D기어 재료 : <표 5-6>에서 GC 250, $\sigma_b = 108\text{MPa} \gg \sigma_{b4} = 44.6\text{MPa}$

<표 5-9>에서 접촉면 응력 계수 $k = 1.362(\text{N/mm}^2) \gg k_1 = 1.049(\text{N/mm}^2)$

예제 1 기준원 위에 원판을 굴릴 때 원판상의 1점이 그리는 궤적으로 나타내는 곡선은?

<답> 사이클로이드 곡선

예제 2 평치차의 물림률이란?

<답> 접촉호의 길이를 법선 피치로 나눈 값

예제 3 기어에서 백래시(back lash)란?

<답> 이 사이와 이 두께와의 차

예제 4 기어에 피치원의 지름을 D , 원주피치를 p 라면 기어의 잇수 Z 를 구하는 식은?

〈답〉 $Z = \frac{\pi D}{p}$

예제 5 헬리컬 기어에서 비틀림 각을 β 헬리컬 기어의 상당 잇수를 Z_e 라 할 때 이들 사이의 관계식은?

(풀이) $Z_e = \frac{Z}{\cos^3 \beta}$

예제 6 압력각이 20° 피치원 지름이 $300[\text{mm}]$ 인 평치차의 기초원 지름은 몇 (mm)인가?

(풀이) 기초원 지름 $= PCD \times \cos \alpha = 300 \times \cos 20^\circ \approx 281.9[\text{mm}]$

예제 7 감속비가 $Z_1:Z_2=1:3$ 이고 모듈이 3, 피니언의 잇수가 30인 표준 평치차의 중심거리는?

(풀이) $Z_1:Z_2=1:3=30:Z_2 \quad \therefore Z_2=90$

$$C = \frac{m(Z_1+Z_2)}{2} = \frac{3(30+90)}{2} = 180[\text{mm}]$$

예제 8 $1800[\text{rpm}]$ 의 모터에 3중 나사 웜을 달고 잇수 72개의 웜 기어를 회전시키면 웜 기어의 회전수는 몇 (rpm)인가?

(풀이) 감속비 $i = \frac{3}{72} = \frac{1}{24}$, $n = 1800 \times \frac{1}{24} = 75[\text{rpm}]$

예제 9 치직각 모듈 $m=6$, 잇수 $Z=60$ 인 헬리컬 기어에서 피치원의 지름은 몇 (mm)인가? 단, 비틀림 각 $\beta=30^\circ$ 이다.

(풀이) $PCD = \frac{mZ}{\cos \beta} = \frac{6 \times 60}{\cos 30^\circ} \approx 415.692[\text{mm}]$

예제 10 기초원 지름 $150[\text{mm}]$, 잇수 30, 압력각 20° 인 인벌류트 스퍼 기어에서 물림 길이가 $7\pi[\text{mm}]$ 이라면 이 기어의 물림률은?

(풀이) 식 (5-44)에서 $p_n = \frac{\pi D_g}{Z} = \frac{150\pi}{30} = 5\pi$

$$\varepsilon = \frac{S}{p_n} = \frac{7\pi}{5\pi} = 1.4$$

예제 11 축간거리가 55[cm]인 평행한 두 축 사이에 회전을 전달하는 한 쌍의 평기어에서 피니언이 124회전할 때 기어를 96회전 시키려면 피니언의 피치원의 지름은 얼마로 하면 되겠는가?

$$(\text{풀이}) \quad C = \frac{D_1 + D_2}{2} = 55[\text{cm}], \quad \therefore D_1 + D_2 = 110[\text{cm}] \quad \text{①}$$

$$\frac{n_2}{n_1} = \frac{D_1}{D_2} = \frac{96}{124} \text{에서 } D_2 = \frac{31}{24} D_1 \quad \text{②}$$

②를 ①식에 대입하면 $D_1 = 48[\text{cm}]$

제 3 절 캠

1. 개요

특수한 모양을 가진 원동절에 회전 운동 또는 직선 운동을 주어서 이것과 짝을 이루고 있는 종동절(follower)이 복잡한 왕복 직선 운동이나 왕복 각운동 등을 하게 하는 기구를 캠 기구(cam mechanism)라 하고, 원동절을 캠(cam)이라 한다. [그림 5-57]은 캠의 적용 예와 캠 기구를 나타낸다.

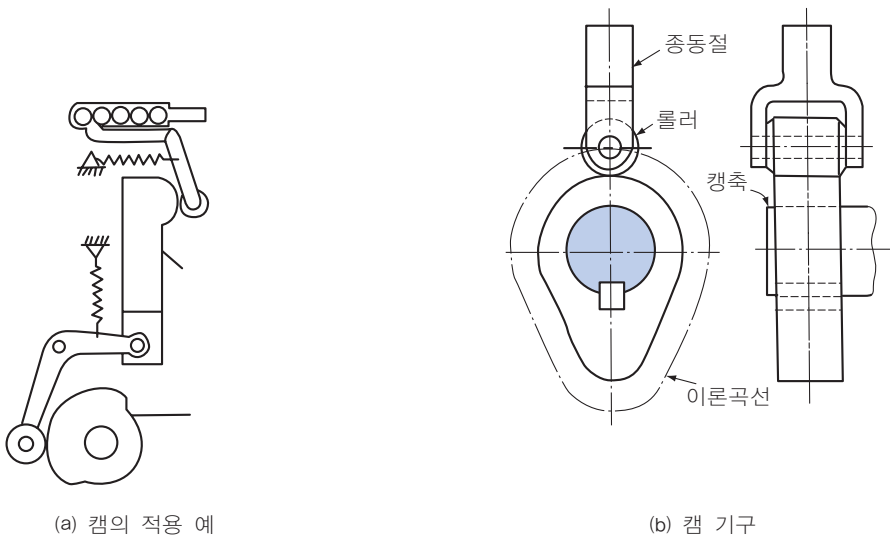


그림 5-57 캠의 적용 예와 캠 기구

2. 캠의 종류

구조는 간단하나 복잡한 운동을 쉽게 실현할 수 있어, 내연 기관의 밸브 개폐기구나 공작 기계, 인쇄 기계, 자동 기계 등의 운동 변환 기구에 사용되고 있다. 캠은 접점의 자취에 따라 평면 곡선을 가지는 평면 캠(plane cam)과 공간 곡선을 가지는 입체 캠(solid cam)으로, 중동절 운동의 구속성 여부에 따라 중력 또는 스프링의 힘 등에 의하여 중동절을 원동절에 접촉시켜 불구속적인 운동을 하게 하는 소극적 캠(negative cam)과, 자체 캠 기구의 구조에 의하여 중동절을 원동절에 접촉시켜 구속적인 운동을 하게 하는 확동 캠(positive cam)으로 나눈다.

가. 평면 캠

(1) 소극 평면 캠

[그림 5-58]과 같이 소극 평면 캠에는 윤곽 곡선을 평면으로 한 판 모양의 판 캠과 윤곽 곡선을 한 변에만 가진 판 모양의 직선 운동 캠(translation cam) 등이 있다.

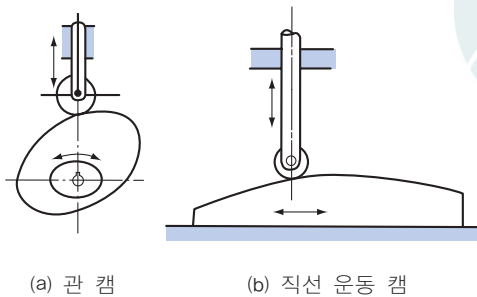


그림 5-58 소극 평면 캠

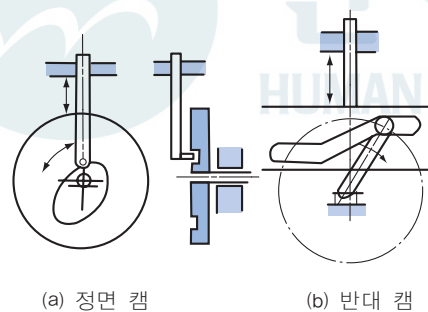


그림 5-59 확동 평면 캠

(2) 확동 평면 캠

[그림 5-59]와 같이 확동 평면 캠에는 정면에 윤곽 곡선의 홈이 있는 판으로 된 정면 캠(face cam)과 원동절에 롤러를 붙이고 중동절에 윤곽 곡선의 홈을 낸 반대 캠(inverse cam) 등이 있다.

나. 입체 캠

(1) 소극 입체 캠

[그림 5-60]과 같이 소극 입체 캠에는 원통의 단면을 윤곽 곡선으로 한 단면 캠

(end cam)과 원판을 회전축에 기울어지게 한 경사판 캠(swash plate cam) 등이 있다.

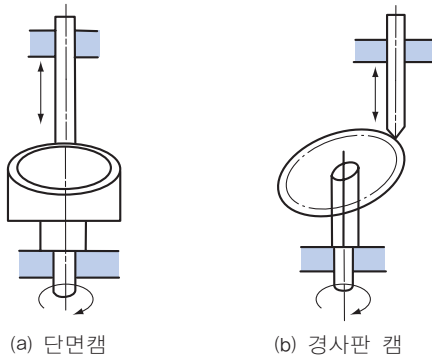


그림 5-60 소극 입체 캠

(2) 작동 입체 캠

[그림 5-61]과 같이 작동 입체 캠에는 원통 표면에 윤곽 곡선이 있는 원통 캠(cylindrical cam)과 원뿔 표면에 윤곽 곡선이 있는 원뿔 캠(conical cam), 구의 표면에 윤곽 곡선이 있는 구형 캠(spherical cam) 등이 있다.

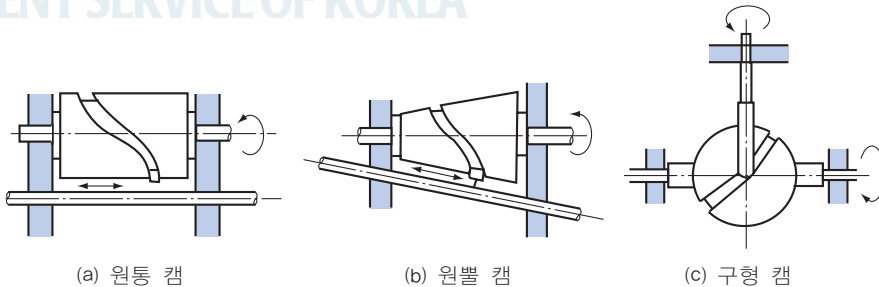


그림 5-61 작동 입체 캠

3. 종동절의 종류

[그림 5-62]에서 캠과 접촉하는 종동절에는 운동 방향에 따라 왕복 종동절(reciprocating follower), 흔들리 종동절(oscillating follower)과 접촉 부분의 모양에 따라 뿔족 종동절(knife edge follower), 평판 종동절(plate follower), 곡면 종동절(curved follower) 및 롤러 종동절(roller follower) 등이 있다.

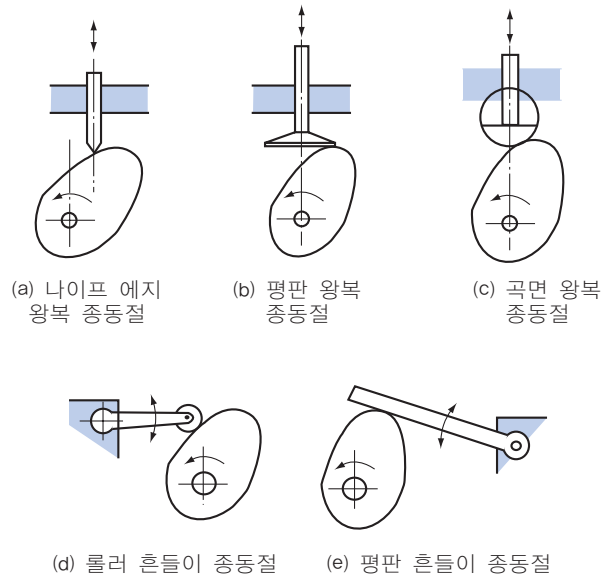


그림 5-62 여러 가지 종류의 종동절

(1) 뿔족 종동절

캠의 윤곽선을 극도로 손상하므로 거의 실제 사용하지 않으며 이론적으로 분류 할 뿐이다. (그림 5-62의 (a)참조)

(2) 평판 및 곡면 종동절

캠 곡선의 경사가 비교적 급하고도 롤러에 간격의 여유(space)가 없을 때 흔히 사용한다. 접촉면에 받는 응력에 의한 변형을 고려할 때, 평판 종동절 보다는 곡면 종동절이 유리하다. (그림 5-62의 (b),(c)참조)

(3) 롤러 종동절

접촉 끝에 롤러를 달아서 캠과 굴림 접촉이 되도록 한 것으로 응력과 마모를 감소할 수 있어 널리 사용된다. (그림 5-62의 (d)참조)

이상 어느 종류의 종동절이나 모두 캠의 운동에 따라서 제한 운동을 확보하기 위하여 중력(gravity), 스프링(spring), 유압(hydraulic) 등의 힘을 이용하며, 캠에 힘을 파서 종동절을 안내한다.

4. 캠의 각 부분의 이름과 캠 선도

(1) 캠의 각 부분의 이름

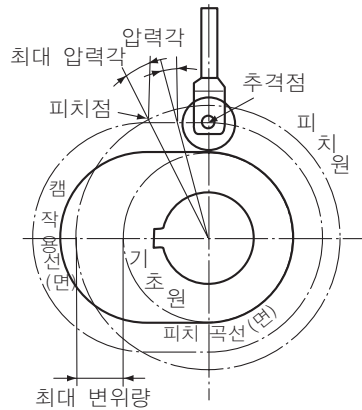


그림 5-63 캠의 각 부분의 이름

[그림 5-63]에서 나타낸 캠의 각 부분의 이름에 대한 설명은 다음과 같다.

- ① 추적점(trace point) : 종동절 끝점 또는 롤러의 중심점
- ② 피치 곡선(pitch curve) : 추적점의 자취
- ③ 캠 작용면(working cam surface) : 롤러와 접촉되는 캠의 곡선, 즉 윤곽 곡선
- ④ 기초원(basic circle) : 윤곽 곡선에 내접하는 최소의 원
- ⑤ 압력각(pressure angle) : 피치 곡선 위의 한점에서의 법선과 종동절의 운동 방향이 이루는 각도로, 보통 캠의 회전수가 100[rpm]이하인 경우에는 압력각을 45° 까지, 그 이상에서는 30° 이하로 제한한다.
- ⑥ 최대 압력각(max pressure angle) : 최대의 압력각
- ⑦ 피치점(pitch point) : 최대 압력각일 때의 추적점
- ⑧ 피치원(pitch circle) : 캠의 중심과 피치점의 거리를 반지름으로 하는 원
- ⑨ 최대 변위량(lift) : 윤곽 곡선의 최대 반지름과 최소 반지름의 차

(2) 캠 선도

캠의 윤곽을 결정할 때에는 캠의 각 순간에 대한 종동절의 위치, 속도 및 가속도를 고려하여야 한다.

이들에 대한 변위 선도(displacement diagram), 속도 선도(velocity diagram) 및 가속도 선도(acceleration diagram)의 세 가지로 구성되는 캠 선도(cam diagram)는 캠의 윤곽을 결정하는 기초가 된다. 특히, 변위 선도에서의 변위 곡선은 기초 곡선(base curve)이라 한다.

- ① 등속도 선도 : [그림 5-64]의 (b)와 같이 종동절이 등속도 운동을 하면, 변위 선도와 속도 선도는 모두 직선으로, 가속도 선도는 처음과 끝이 무한대의 값이고,

그 밖에는 0의 값으로 나타난다.

이런 경우 종동절에 큰 충격이 작용하므로, 이 캠은 고속 회전이나 하중이 큰 장치에 사용되기에는 부적당하다. 따라서, 기초 곡선의 처음과 끝을 둥글게 완화시켜 충격을 줄일 필요가 있다.

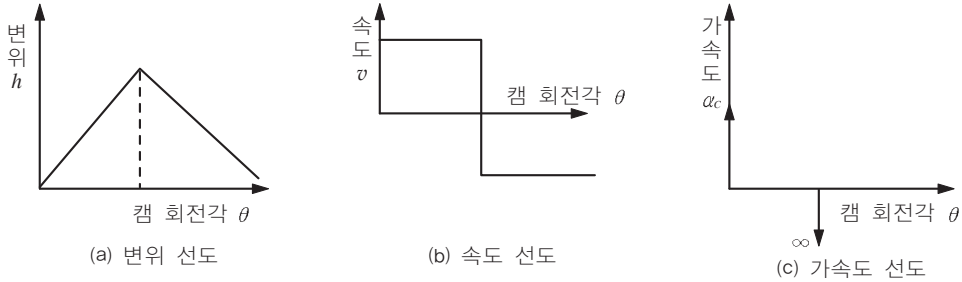


그림 5-64 등속도 선도

- ② 등가속도 선도 : 종동절이 등가속도 운동을 하면, 가속도 선도에서 가속도가 운동의 처음과 끝, 그리고 중앙에서 급격히 변화한다. 그러므로 이 캠은 중속으로 회전하는 장치에 사용한다. [그림 5-65]

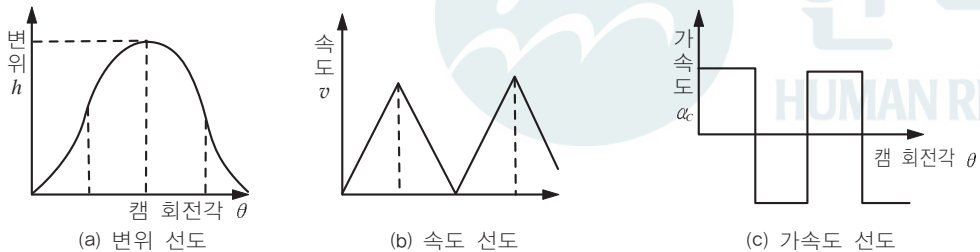


그림 5-65 등가속도 운동 캠 선도

- ③ 단순 조화 운동 선도 : 종동절이 단순 조화 운동(simple harmonic motion)을 하면, 가속도 선도에서 가속도가 운동의 끝 부분에서 급격히 변화한다. 그러므로 이 캠은 중속으로 회전하는 장치에 사용한다. [그림 5-66]

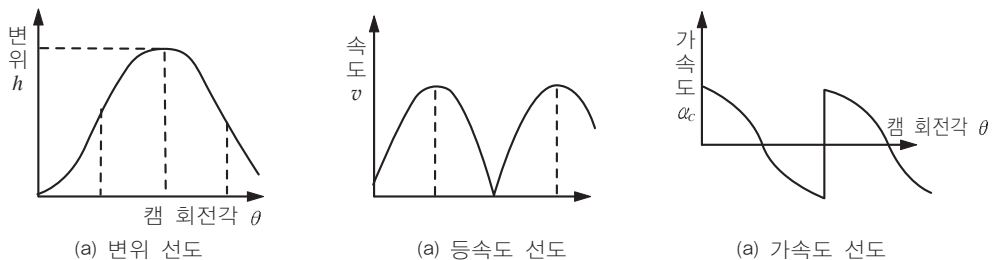


그림 5-66 단순 조화 운동 캠 선도

5. 캠의 설계

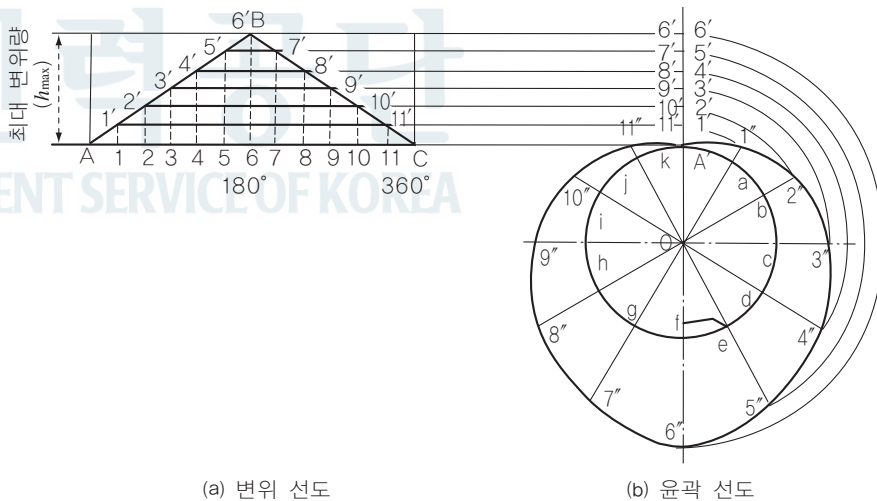
(1) 캠의 윤곽 곡선

캠을 설계할 때에는 캠의 윤곽 곡선, 전달력, 중동절의 절대 속도, 관성 등을 고려하여야 한다. 또, 캠의 윤곽 곡선은 최대 압력각, 최대 변위량, 편심량 등에 의하여 작성된 기초 곡선에 의해 결정한다.

변위 선도가 주어졌을 때, 윤곽 곡선은 다음과 같이 작성된다.

- ① 변위 선도를 등 간격으로 나누어 각 구간에서의 변위를 변위 선도에 표시한다.
- ② 적절한 크기의 기초원을 그리고 이를 등 구간으로 나눈다.
- ③ 기초원상의 등 구간점에 변위 선도에서 구한 변위만큼을 방사선 방향으로 표시하여 추적점의 위치를 결정한다.
- ④ 각 기초원을 원만하게 연결하여 윤곽 곡선을 완성한다.

[그림 5-67]은 캠의 변위 선도와 윤곽 곡선을 나타낸다.



(a) 변위 선도

(b) 윤곽 선도

그림 5-67 캠의 변위 선도와 윤곽 곡선

【 익 힘 문 제 】

1. 원동차의 지름 400[mm], 중동차의 지름 500[mm], 나비 75[mm]인 원통 마찰차가 있다. 원동차가 350[rpm]으로 회전할 때의 전달 동력은 몇 (kW)인가? 다만, 허용 압력은 20[N/mm], 마찰 계수는 0.2로 한다.

2. 원동차의 지름이 $300[mm]$ 이고 회전수가 $400[rpm]$ 이며, $2[kW]$ 의 동력을 전달하고 있는 원통 마찰차가 있다. 마찰차는 모두 주철제이고, 속도비는 0.6, 마찰 계수는 0.2이며, 허용 압력이 $25[N/mm]$ 인 경우의 종동차의 지름과 중심 거리 및 너비를 구하여라.
3. 두 축이 이루는 각이 75° , 속도비가 3인 외접하는 원추 마찰차가 있다. 원동차와 종동차의 원추 각은 각각 얼마인가?
4. 축각이 90° 일 때, 원추 마찰차의 바깥지름이 각각 $D_1=500[mm]$, $D_2=200[mm]$, 접촉 너비 $b=60[mm]$ 이며, 종동차가 $600[rpm]$ 으로 돌고 있다. 이 때, 허용 접촉 압력이 $20[N/mm]$, 마찰 계수가 0.25일 때 축방향의 하중은 얼마인가? 또, 전달할 수 있는 동력은 몇 (kW)인가?
5. $Z_1=24$, $Z_2=60$ 이고 모듈이 5, 압력 각이 20° 인 평 기어의 기초원 지름과 법선 피치를 구하여라.
6. 모듈 $m=4$, 잇수 $Z_1=36$, $Z_2=42$ 인 표준 스퍼 기어에서 압력 각 $\alpha=14.5^\circ$ 와 20° 인 경우에 물림률을 비교하여라.
7. 다음과 같은 한 쌍의 표준 스퍼 기어의 전달 동력을 계산하여라.
 피니언 : 재질 SM35C (HB 200), 잇수 26, 회전수 $600[rpm]$, 기어 : 재질 GC 250, 잇수 50, 회전수 $312[rpm]$ 이고, 모듈 5, 압력 각 20° , 이 너비를 $45[mm]$ 로 하며, SM35C 피니언의 허용 굽힘 반복 응력은 $255[MPa]$, 잇수 26개 일 때 치형 계수 $y=0.367$ 이며, GC 250 기어의 허용 굽힘 응력은 $108[MPa]$, 잇수 50개 일 때 치형 계수 $y=0.422$ 이다. 또한, 피니언은 강(HB 200)이고, 기어는 주철일 때 접촉면 응력 계수 $k=0.77[MPa]$ 이다.
8. 치직각 모듈이 5, 비틀림 각이 30° , 잇수가 120인 헬리컬 기어에서 축 직각 모듈, 피치원 지름, 치직각 단면에서 타원의 곡률 반지름과 상당 스퍼 기어의 잇수를 구하여라.

9. 치직각 모듈이 5, 잇수가 각각 30, 90, 비틀림 각이 20° 인 한 쌍의 헬리컬 기어의 중심 거리를 구하여라. 또, 피니언이 $600[rpm]$ 으로 $10[kW]$ 의 동력을 전달할 때, 헬리컬 기어에 작용하는 스러스트를 구하여라.
10. 베벨 기어에서 두 축의 교차각이 80° 이고, $Z_1=26$, $Z_2=32$ 일 때 원추각, 피치원 지름, 바깥지름, 원추 거리를 구하여라. 단, 모듈은 4이다.
11. 워م 기어에서 워ムの 줄수는 3, 축직각 모듈 4, 속도비 1/20, 중심 거리 $145[mm]$ 일 때 워ム과 기어의 피치원 지름을 구하여라.



한국신
HUMAN RESOURCE

완충 및 제동용 기계요소

Chapter

06

제 1 절 제동장치

제 2 절 스프링

제 3 절 플라이휠



한국신
HUMAN RESOURCE

제 6 장 완충 및 제동용 기계요소

제 1 절 제동장치

1. 개요

제동장치는 기계 부분의 운동 에너지를 열에너지나 전기 에너지 등으로 바꾸어 흡수함으로써 운동 속도를 감소시키거나 정지시키는 장치이다.

제동장치에서 가장 널리 사용되고 있는 것은 마찰 브레이크(friction brake)이다. 이 브레이크는 브레이크 드럼과 브레이크 블록으로 된 작동부와 인력, 공기압, 전자석 등에 의하여 브레이크 힘을 조종하는 조절부로 되어 있다.

제동장치는 작동부분의 구조에 따라 블록 브레이크, 밴드 브레이크, 디스크 브레이크 등으로 분류되고, 브레이크 작동력의 전달 방법에 따라 공기 브레이크, 유압 브레이크, 전자 브레이크 등으로 분류한다. 또한, 제동 목적에 따라 유체 브레이크와 전기 브레이크가 쓰일 때도 있다. 용도는 일반 기계, 자동차, 철도 차량 등에 널리 사용되고 있다.

2. 제동장치의 종류와 제동력

가. 블록 브레이크(block brake)

블록 브레이크는 회전하는 브레이크 드럼(brake drum)을 브레이크 블록으로 누르게 한 것으로, 블록의 수에 따라 단식 블록 브레이크(single block brake)와 복식 블록 브레이크(double block brake)로 나눈다. 브레이크 드럼은 보통 주철 또는 주강제이나, 브레이크 블록은 주철에 아스베스트 직물, 펠로우드 등을 붙여 쓰고 있으며, 나무를 이용할 경우도 있다. 용도는 차량, 기중기 등에 많이 사용한다.

(1) 단식 블록 브레이크

[그림 6-1]에서와 같이 단식 블록 브레이크는 1개의 브레이크 블록으로 회전하는 브레이크 드럼을 누르는 장치이다. 이 때, 브레이크 드럼의 축에 휀 모멘트가 작용하므로, 큰 제동 토크가 필요한 경우에는 적합하지 않다. 브레이크 레버를 손으로 누르는 힘은 $100 \sim 150[N]$ 으로 최대의 경우라도 $200[N]$ 을 넘지 않도록 한다.

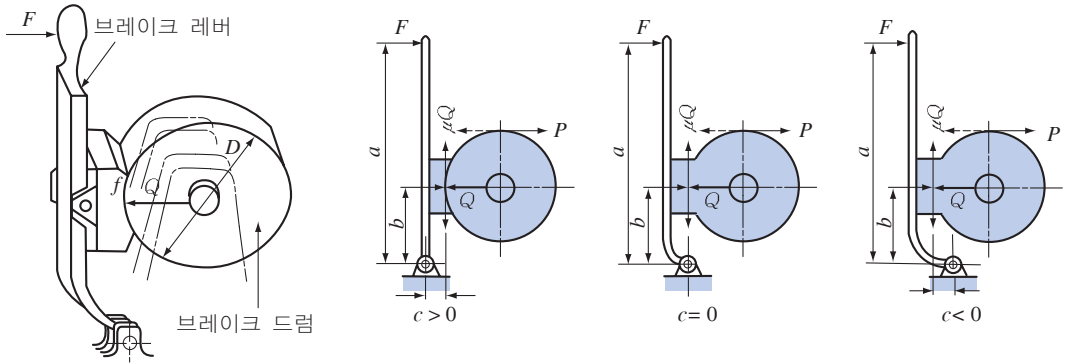


그림 6-1 단식 블록 브레이크의 형식

레버의 회전중심으로부터 마찰력이 작용하는 힘까지의 수직거리 c 에 따라 다음의 3가지로 나눈다. (a) $c > 0$ 인 내 작용선형의 경우, (b) $c = 0$ 인 중 작용선형의 경우, (c) $c < 0$ 인 외 작용선형의 경우로 나누어지며, 브레이크 드럼이 반시계방향으로 회전하는 것을 좌회전이라 하고, 시계방향으로 회전하는 것을 우회전이라 한다.

브레이크 레버에 브레이크 블록을 부착시킬 때, 레버 받침점부터 힘을 가하는 점과의 거리 a 와 레버 받침점부터 블록의 접촉점과의 거리 b 와의 비, 즉 $\frac{a}{b}$ 의 표준값은 3~6이며, 최대 10을 넘지 않게 한다. 블록과 브레이크 드럼 사이의 최대 틈새의 표준값으로서 2~3[mm]정도가 적당하다.

① 브레이크의 조작력

각 형식에서 브레이크가 작용하도록 레버 끝에 작용시키는 힘을 F 라 하고, 수직력을 Q , 마찰에 의한 제동력을 μQ 라고 하면 힘의 평형식은 다음과 같다.

㉠ 내 작용선형($c > 0$)

드럼이 우회전하는 경우 평형식은 다음과 같다.

$$a \cdot F = b \cdot Q + c \cdot \mu Q$$

위 식으로부터 조작력은 다음과 같다.

$$F = \frac{Q}{a} (b + \mu c) \quad (6-1)$$

드럼이 좌회전하는 경우 마찰력의 방향이 반대이므로 μ 대신 $-\mu$ 로 사용하여 계산한 조작력은 다음과 같다. 같은 크기의 조작력인 경우 우회전보다 더 큰 수직력을 얻는다.

$$F = \frac{Q}{a} (b - \mu c) \quad (6-2)$$

㉔ 중 작용선형($c=0$)

c 가 0인 경우로서 위의 식에 대입하면, 회전방향에 무관하게 제동효과는 일정하며 제동력은 다음과 같다.

$$F = \frac{Q}{a}b \quad (6-3)$$

㉕ 외 작용선형($c<0$)

내 작용선형에 비하여 c 방향이 반대이므로 c 대신 $-c$ 를 대입한다. 우회전의 경우 조작력은 다음과 같다.

$$F = \frac{Q}{a}(b - \mu c) \quad (6-4)$$

좌회전의 경우 조작력은 다음과 같다. 같은 크기의 조작력인 경우 우회전보다 더 작은 수직력을 얻는다.

$$F = \frac{Q}{a}(b + \mu c) \quad (6-5)$$

그림 (a)의 좌회전과 (c)의 우회전에서 F 가 음(-)이 되는 경우가 생길 수 있다. 이 경우 레버에 힘을 주지 않더라도 자동적으로 브레이크가 걸리므로 축의 회전이 정지되어 축의 회전 속도를 조절하는 브레이크로는 사용할 수 없게 된다. 다시 말하면 브레이크 레버 받침점의 위치에 따라 브레이크로 사용되지 못하는 경우도 발생한다.

그러나 이 장치는 브레이크 드럼이 역전할 때 브레이크를 걸리게 하면 역전 방지 장치로도 이용될 수도 있다.

② 제동력과 제동토크

작용반작용의 원리에 의하여 접촉점에서 발생하는 힘은 제동레버와 드럼에서 각각 반대방향으로 작용한다. 드럼의 접선방향 제동력 P 는 다음과 같다.

$$P = \mu Q \quad (6-6)$$

브레이크 드럼을 제동하는 토크는 다음과 같다.

$$T = \mu Q \cdot \frac{D}{2} \quad (6-7)$$

여기서 D 는 브레이크 드럼의 지름, μ 는 마찰계수

(2) 복식 블록 브레이크

[그림 6-2]와 같이 브레이크 드럼에 대하여 2개의 블록 브레이크가 배치된 경우를 말한다. 축방향 힘이 양쪽으로 작용하므로 베어링에 추가되는 하중이 없다. 따라서, 큰 하중이 걸리는 경우에도 사용할 수 있어 전동 원치, 크레인 등에 많이 사용된다.

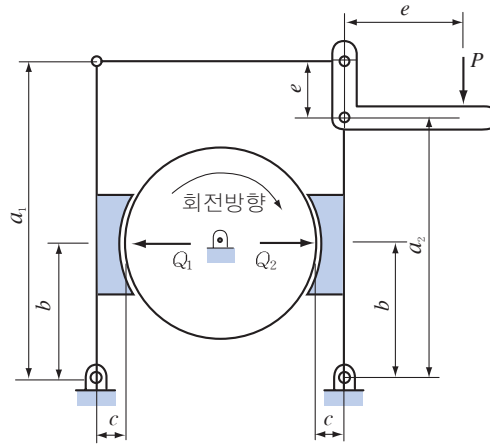


그림 6-2 복식 브레이크

양 레버의 끝에 작용하는 힘을 각각 F_1 , F_2 라 하고, 양 마찰면에 작용하는 수직하중을 Q_1 , Q_2 라고 하면 드럼이 우회전하는 경우 블록을 미는 힘과 마찰력은 다음과 같다.

$$Q_1 = \frac{a_1 F_1}{b + \mu c}, \quad Q_2 = \frac{a_2 F_2}{b - \mu c}$$

제동 토크는 다음과 같다.

$$T = \mu(Q_1 + Q_2) \frac{D}{2}$$

$$\therefore T = \mu \left(\frac{a_1 F_1}{b + \mu c} + \frac{a_2 F_2}{b - \mu c} \right) \frac{D}{2} \quad (6-8)$$

위와 같은 제동토크로서 제동할 수 있는 동력은 다음과 같다.

$$H = \frac{T[N \cdot m] n[rpm]}{9550} [kW] \quad (6-9)$$

(3) 블록 브레이크 성능

[그림 6-3]과 같은 브레이크 패드(pad)의 압력(q)은 블록을 브레이크 드럼에 밀어 붙이는 힘(Q)을 브레이크 드럼의 단면적(A)으로 나눈 값이다.

$$q = \frac{Q}{A} = \frac{Q}{de} \quad (6-10)$$

여기서 d 는 브레이크 블록의 너비를, e 는 블록의 길이를 나타낸다.

$\frac{e}{R}$ 값이 작으면 브레이크 압력이 균일하게 되나 드럼을 미는 힘이 작아진다.

보통 접촉중심각 $\beta=50\sim70^\circ$ 가 되도록 $\beta=\frac{e}{R}$ 값을 정한다.

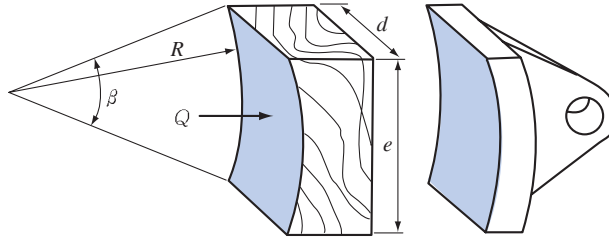


그림 6-3 브레이크 블록

브레이크에서 발생하는 발열량은 접촉면에서 마찰력에 의해 발생하는 마찰일과 같다. 마찰력에 의해 제동되는 제동력은 다음과 같다.

$$H = \frac{\mu Q [N] v [m/s]}{1000} [kW] \quad (6-11)$$

브레이크 용량(brake capacity)은 단위 마찰면적에 대한 일률 또는 단위 마찰면적마다 시간당 발생하는 열량으로 다음과 같이 나타낸다.

$$\frac{1000H}{A} = \mu q v [N/mm^2 \cdot m/s] \quad (6-12)$$

여기서 H 는 동력(kW)

A 는 마찰면적(mm^2)

열이 발생하면 브레이크 성능이 떨어지므로 마찰열의 냉각이 필요하게 된다. 냉각성능은 브레이크 용량에 해당하는 양이 된다. 브레이크 드럼을 자연 냉각시키는 경우에는 브레이크 용량이 다음의 값을 초과하지 않도록 한다.

가혹하게 사용하는 경우 $\mu q v \leq 0.6 [N/mm^2 \cdot m/s]$

가혹하게 사용하지 않는 경우 $\mu q v \leq 1.0 [N/mm^2 \cdot m/s]$

방열이 좋고 가혹한 사용이 아닌 경우 $\mu q v \leq 3.0 [N/mm^2 \cdot m/s]$

<표 6-1>은 주철제 및 주강제 브레이크 드럼에 대한 여러 가지 브레이크 재료의 조합에 따른 마찰 계수의 값을 나타낸 것이다.

표 6-1 브레이크 재료의 마찰 계수

사용 재료	허용 브레이크 압력(MPa)	마찰 계수	사용 조건
주철	1~1.8	0.1~0.2	건조
		0.08~0.12	윤활
강철띠	1~1.8	0.15~0.20	건조
		0.10~0.15	윤활
연강	0.8~1.5	0.15	건조
황동	0.5~0.8	0.1~0.2	윤활 · 건조
청동	0.5~0.8	0.1~0.2	윤활 · 건조
목재	0.1~0.15	0.10~0.35	약간의 기름
석면, 직물	0.07~0.7	0.35~0.60	건조
파이버	0.05~0.3	0.05~0.10	윤활 · 건조
가죽	0.05~0.3	0.23~0.30	윤활 · 건조

나. 드럼 브레이크(drum brake)

내부 확장식 브레이크(internal expansion brake) 또는 내확 브레이크라고도 한다. 회전운동을 하는 드럼(drum)이 바깥쪽에 있고, 두 개의 브레이크 블록이 드럼의 안쪽에서 대칭으로 드럼에 접촉하여 제동한다. 드럼의 재질로 마찰계수가 크고 내마모성이 큰 주철을 주로 사용한다. 마찰력을 높이기 위하여 양측의 슈(shoe)에 라이닝(lining)을 붙인다. 슈를 바깥쪽으로 확장하여 밀어 붙이는 데 캠을 사용하거나 유압장치(유압 실린더)를 사용한다. 주로 자동차 뒷바퀴의 제동에 사용한다.

[그림 6-4]와 같이 브레이크 슈를 미는 힘은 좌우가 동일하게 F 라고 하면, 마찰면에 작용하는 수직력 Q_1 , Q_2 라 하고, 이에 의한 마찰력을 μQ_1 , μQ_2 라고 하면, 힘의 평형식은 다음과 같다.

$$aF = bQ_1 \pm c\mu Q_1, \quad aF = bQ_2 \mp c\mu Q_2,$$

여기서 $\pm$, $\mp$ 부호의 위 부호는 드럼이 우회전하는 경우이고, 아래부호는 드럼이 좌회전하는 경우이다.

위 식을 정리하면 마찰력은 다음과 같다.

$$\mu Q_1 = \frac{a\mu Q}{b \pm \mu c}, \quad \mu Q_2 = \frac{a\mu Q}{b \mp \mu c}$$

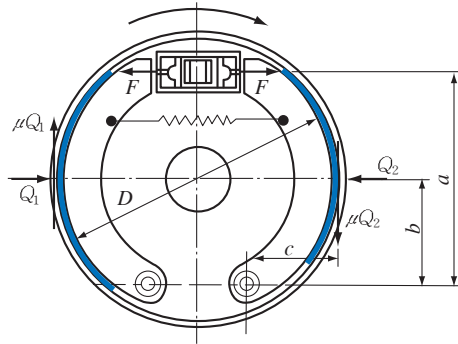


그림 6-4 내부 확장식 브레이크

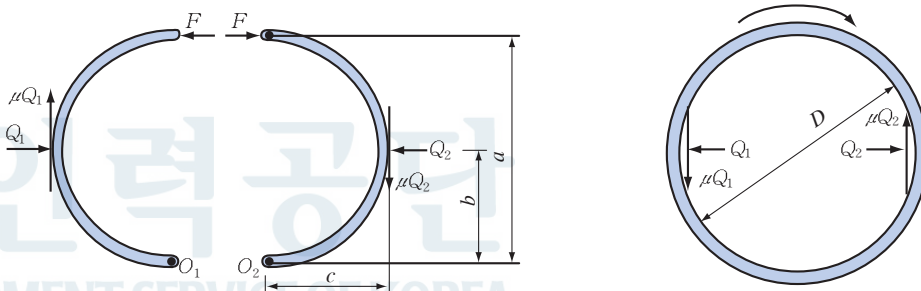


그림 6-5 내부 확장식 브레이크에 작용하는 힘

마찰력 P 는 제동력으로서 다음과 같다.

$$P = \mu Q_1 + \mu Q_2 = F \left(\frac{\mu a}{b + \mu c} + \frac{\mu a}{b - \mu c} \right) \quad (6-13)$$

마찰력에 의한 제동토크는 다음과 같다.

$$T = (\mu Q_1 + \mu Q_2) \cdot \frac{D}{2} = \frac{D}{2} \cdot F \left(\frac{\mu a}{b + \mu c} + \frac{\mu a}{b - \mu c} \right) \quad (6-14)$$

한편, 브레이크 슈를 밀기 위하여 유압을 사용하는 경우가 있다. 제동을 하기 위한 유압 실린더의 압력 p 는 슈를 미는 힘 F 를 실린더의 단면적으로 나눈 값이며 다음과 같다.

$$p = \frac{F}{\pi d^2 / 4} \quad (6-15)$$

여기서 F 는 슈를 미는 힘

d 는 유압 실린더 안지름

다. 축압 브레이크

(1) 원판 브레이크(disk brake)

① 캘리퍼형 원판 브레이크(caliper disk brake)

[그림 6-6]과 같이 회전 운동을 하는 드럼이 안쪽에 있고 바깥에서 양쪽 대칭으로 드럼을 밀어 붙여 마찰력이 발생하도록 한 장치이다. 자동차의 앞바퀴, 자전거의 바퀴 등의 제동에 쓰인다.

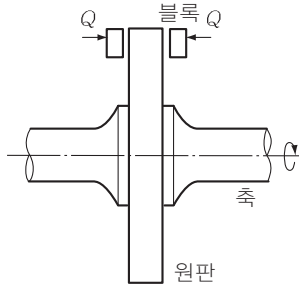


그림 6-6 캘리퍼 원판 브레이크

캘리퍼 원판 브레이크에서 양쪽에서 밀어붙이는 힘은 같도록 한다. 제동토크 T 는 다음과 같다.

$$T = R \cdot (2\mu F) \quad (6-16)$$

여기서 R 은 원판의 중심으로부터 블록의 중심까지의 거리

μ 는 블록과 드럼 사이의 마찰계수

F 는 한쪽의 블록이 원판을 수직으로 미는 힘

② 클러치형 원판 브레이크(clutch-type disc brake)

[그림 6-7]과 같이 축방향 하중에 의하여 발생하는 마찰력으로 제동하는 브레이크로서 마찰면이 원판인 경우이다. 원판의 수에 따라 단판 브레이크와 다판 브레이크로 분류한다.

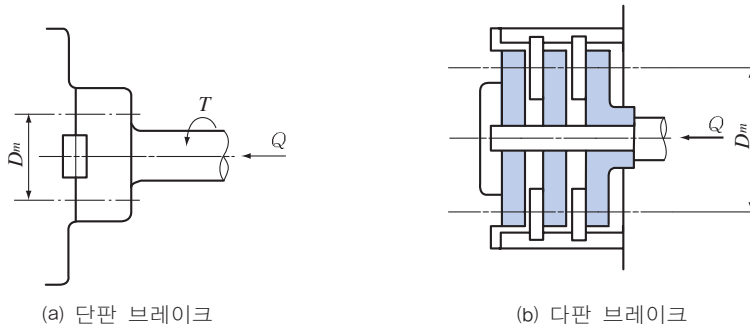


그림 6-7 클러치형 원판 브레이크

㉠ 단판 브레이크

그림 (a)와 같이 한 개의 브레이크 원판으로 이루어진 축압 브레이크이다.

평균 지름상에서 브레이크의 제동력은 다음과 같다.

$$F = \mu Q$$

여기서 Q 는 축방향으로 미는 힘

F 는 평균지름에서의 브레이크 제동력

제동토크는 다음과 같다. 이 식은 원판이 균일하게 마모될 때 적용하는 식이며 이 경우 안쪽의 압력이 바깥쪽보다 높다.

$$T = F \frac{D_m}{2} = (\mu Q) \frac{D_m}{2} \quad \dots\dots\dots (6-17)$$

여기서 D_m 은 원판의 평균지름

㉡ 다판 브레이크

그림 (b)와 같이 여러 개의 브레이크 원판으로 이루어진 축압 브레이크이다.

축방향 힘 Q 와 각 원판에서의 반력은 Q_1 과의 평형식은 다음과 같다.

$$Q = Z \cdot Q_1$$

여기서 Q_1 은 마찰면 1개에 작용하는 축방향 힘

평균지름상에서 제동력은 다음과 같다.

$$P = Z \cdot \mu Q_1 = \mu Q$$

제동 토크는 다음과 같다.

$$T = Z(\mu Q_1) \frac{D_m}{2} = \mu Q \cdot \frac{D_m}{2} \quad \dots\dots\dots (6-18)$$

식 (6-18)에서 보는 바와 같이 원판수의 증가에 따라 축방향 하중에 대하여 제동할 수 있는 토크가 증가하는 것이 아니라 변함이 없다. 따라서 다판 브레이크는 축방향 힘을 원판의 수인 Z 배 증가시킴으로 인해 브레이크의 용량이 증가한다는 의미이다.

(2) 원추 브레이크(cone brake)

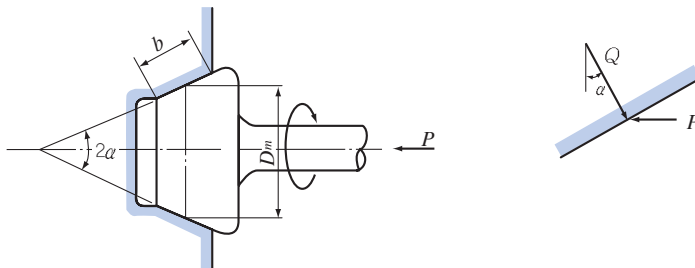


그림 6-8 원추 브레이크

[그림 6-8]과 같이 축방향 하중은 브레이크 접촉면에 수직한 하중을 발생시키고, 이 수직력으로 인하여 접촉면에 마찰력이 발생한다. 이 마찰력으로 제동하는 브레이크이다. 마찰면에 수직하게 작용하는 힘(Q)은 브레이크면의 평균압력(p)과 다음의 관계가 있다.

$$Q = \pi D_m b p$$

여기서 D_m 은 마찰면의 평균지름

b 는 마찰면의 너비(폭)

p 는 마찰면의 평균압력

축방향으로 미는 힘(P)은 마찰면에 수직하게 작용하는 힘(Q)과 평형을 이룬다.

$$P = Q \sin \alpha = \pi D_m b p \sin \alpha$$

여기서 α 는 브레이크 축이 마찰면과 이루는 각

위의 관계로부터 축방향으로 미는 힘(P)과 브레이크의 평균압력(p)과의 관계는

$$p = \frac{P}{\pi D_m b \sin \alpha} \quad \dots \dots \dots (6-19)$$

이다. 브레이크 제동력 F 는 다음과 같다.

$$F = \mu Q = \frac{\mu}{\sin \alpha} P = \mu' P$$

브레이크의 제동토크(T)는 다음과 같다. 이 식은 원판이 균일하게 마모될 때 적용되는 식이며 이 경우 안쪽의 압력이 바깥쪽보다 높다.

$$F = \mu Q \cdot \frac{D_m}{2} = \frac{\mu}{\sin \alpha} P \cdot \frac{D_m}{2} \quad \dots \dots \dots (6-20)$$

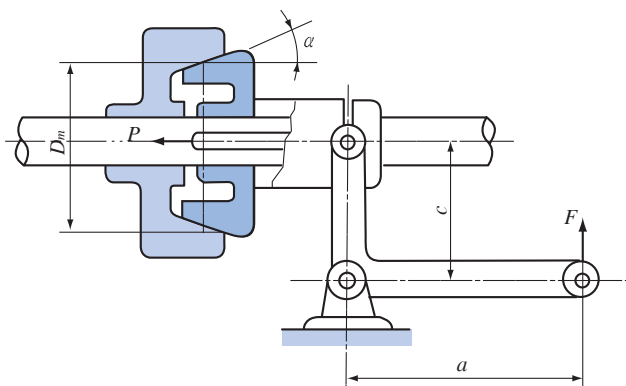


그림 6-9 원추 브레이크 작동력

원추 브레이크를 축방향으로 미는 힘 P 와 브레이크 레버의 조작력 F 와의 관계는 평형식으로부터 얻으면 다음과 같다.

$$P = \frac{a}{c} F \quad (6-21)$$

라. 밴드 브레이크(band brake)

레버를 사용하여 브레이크 드럼의 바깥에 감겨있는 밴드에 장력을 주면 밴드와 브레이크 드럼 사이에 마찰력이 발생한다. 이 마찰력에 의해 제동하는 것을 밴드 브레이크라 한다. 밴드의 안쪽에 가죽, 석면 등을 붙여 마찰력을 크게 한다. 브레이크 밴드를 레버에 부착하는 위치에 따라 단동식, 차동식, 합동식으로 분류한다. 드럼의 방향과 반대 방향쪽에 있는 밴드가 긴장측이 되고, 드럼의 회전과 같은 방향쪽에 있는 밴드가 이완측이 된다.

(1) 밴드의 장력

드럼에 감긴 밴드 양끝에서의 장력에 관한 식은 이미 제 5장의 벨트에서 설명한 것과 같다. 긴장측과 이완측의 장력관계는 다음과 같다.

$$T_t = e^{\mu\theta} T_s \quad (6-22)$$

여기서 T_t 는 밴드의 긴장측 장력

T_s 는 밴드의 이완측 장력

μ 는 밴드와 브레이크 드럼사이의 마찰계수

θ 는 밴드와 브레이크 드럼사이의 접촉각

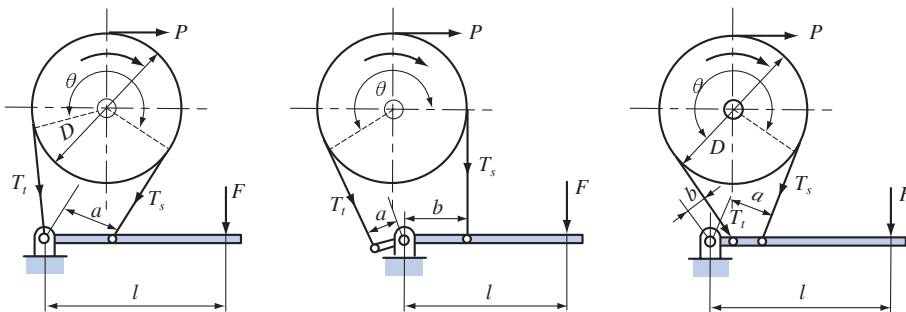


그림 6-10 밴드 브레이크의 종류

브레이크의 제동력은 긴장측과 이완측의 장력차이다.

$$P = T_t - T_s \quad \dots\dots\dots (6-23)$$

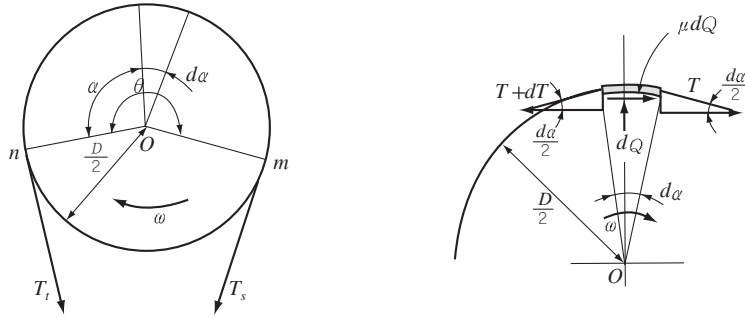


그림 6-11 밴드의 장력

[그림 6-11]에서 긴장측과 이완측의 장력을 제동력에 대하여 나타내면 다음과 같다.

$$T_t = P \frac{e^{\mu\theta}}{e^{\mu\theta} - 1}, \quad T_s = P \frac{1}{e^{\mu\theta} - 1} \quad \dots\dots\dots (6-24)$$

(2) 밴드 브레이크의 제동력

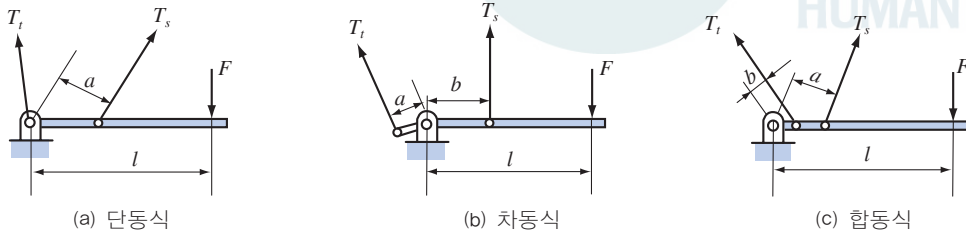


그림 6-12 밴드 브레이크의 제동력과 조작력의 평형

① 단동식 밴드 브레이크

밴드의 한쪽 끝이 레버의 회전중심에 부착된 경우를 말한다. 드럼이 우회전하는 경우 평형 방정식은 다음과 같다.

$$-lF + aT_s = 0$$

위 식을 조작력에 대하여 나타내면 다음과 같다.

$$F = \frac{a}{l} T_s = P \frac{a}{l} \frac{1}{e^{\mu\theta} - 1} \quad \dots\dots\dots (6-25)$$

드럼이 좌회전하는 경우 평형 방정식은 다음과 같다.

$$-l F + a T_t = 0$$

위 식을 조작력에 대하여 나타내면 다음과 같다.

$$F = \frac{a}{l} T_t = P \frac{a}{l} \frac{e^{\mu\theta}}{e^{\mu\theta} - 1} \quad \dots\dots\dots (6-26)$$

② 차동식 밴드 브레이크

밴드의 양끝이 레버의 회전중심에서 각각 반대쪽에 부착된 경우를 말한다. 드럼이 우회전하는 경우 평형 방정식은 다음과 같다.

$$-l F + b T_s - a T_t = 0$$

위 식을 조작력에 대하여 나타내면 다음과 같다.

$$F = \frac{1}{l} (b T_s - a T_t) = \frac{T_s}{l} (b - a \frac{T_t}{T_s}) = \frac{P}{l} \frac{(b - a e^{\mu\theta})}{e^{\mu\theta} - 1} \quad \dots\dots\dots (6-27)$$

드럼이 좌회전하는 경우 평형 방정식은 다음과 같다.

$$-l F + b T_t - a T_s = 0$$

위 식을 조작력에 대하여 나타내면 다음과 같다.

$$F = \frac{1}{l} (b T_t - a T_s) = \frac{T_s}{l} (b \frac{T_t}{T_s} - a) = \frac{P}{l} \frac{(b e^{\mu\theta} - a)}{e^{\mu\theta} - 1} \quad \dots\dots\dots (6-28)$$

③ 합동식 밴드 브레이크

밴드의 양끝이 레버의 같은 위치에 부착된 경우를 말한다.

드럼이 우회전하는 경우 평형 방정식은 다음과 같다.

$$-l F + a T_s + b T_t = 0$$

위 식을 조작력에 대하여 나타내면 다음과 같다.

$$F = \frac{1}{l} (a T_s + b T_t) = \frac{T_s}{l} (a + b \frac{T_t}{T_s}) = \frac{P}{l} \frac{(a + b e^{\mu\theta})}{e^{\mu\theta} - 1} \quad \dots\dots\dots (6-29)$$

드럼이 좌회전하는 경우 평형 방정식은 다음과 같다.

$$-l F + b T_s + a T_t = 0$$

위 식을 조작력에 대하여 나타내면 다음과 같다.

$$F = \frac{1}{l} (b T_s + a T_t) = \frac{T_s}{l} (b + a \frac{T_t}{T_s}) = \frac{P}{l} \frac{(b + a e^{\mu\theta})}{e^{\mu\theta} - 1} \quad \dots\dots\dots (6-30)$$

(3) 설계치수

브레이크를 설계하기 위한 밴드의 인장응력은 다음과 같다.

$$\sigma_t = \frac{T_t}{t \cdot w} \quad \dots\dots\dots (6-31)$$

여기서 w 는 밴드의 너비로서 보통 $w \leq 150[\text{mm}]$ 이고, 제동시 잘 굽혀지게 하기 위하여 두께는 $t=2 \sim 4[\text{mm}]$ 로 한다. 인장응력은 강의 경우에는 보통 $\sigma_t=60 \sim 80[\text{N/mm}^2]$ 로 한다. 밴드가 이러한 조건을 만족하도록 브레이크를 설계한다.

마. 자동 하중 브레이크

윈치(winch), 크레인(crane) 등으로 하물(荷物)을 올릴 때는 제동 작용은 하지 않고 클러치 작용을 하며, 하물을 아래로 내릴 때는 하물 자중에 의한 제동 작용으로 하물의 속도를 조절하거나 정지시킨다. 이와 같은 역할에 사용되는 것이 자동 하중 브레이크(automatic load brake)이며, 다음과 같은 것들이 있다.

(1) 웜 브레이크(worm brake)

[그림 6-13]과 같이 웜 기어에 의해 구동되는 기계에서 하중에 의해 생긴 웜 기어의 원주상의 힘은 웜축을 축방향으로 누른다. 이 스러스트는 하중에 비례하므로 이 힘을 이용하여 마찰 저항을 얻도록 하면 브레이크로 쓸 수 있다.

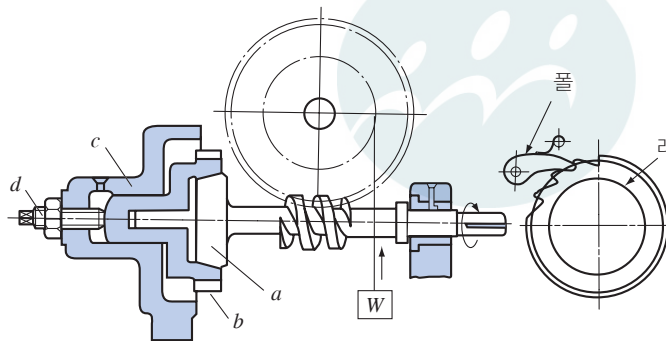


그림 6-13 웜 브레이크

그림은 체인 블록(chain block)에 부착되어 있는 웜 브레이크를 표시한 것이다. a는 외원추, b는 내원추(래칫 휠), c는 케이스, d는 틱새 조정 볼트이다.

웜 축을 우회전(화살표 방향)시키면 하중이 들어 올려지고, 웜 축은 왼쪽으로 스러스트를 받으므로 a가 b에 눌러 들어가 일체로 되어 회전한다. 축의 회전을 멈추면 래칫 휠에 풀이 걸린 상태로 정지된다.

끌어 내릴 때에는 웜 축을 역회전시키면, a, b는 서로 분리되면서 브레이크는 풀리게 된다.

(2) 나사 브레이크(screw brake)

[그림 6-14]는 나사 브레이크로 웜 브레이크의 웜 대신에 나사를 사용한 것이다.

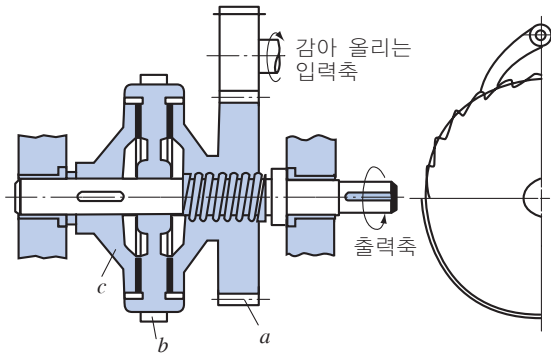


그림 6-14 나사 브레이크

그림에서 a기어는 내축에 암나사(원나사)가 축에는 수나사가 원나사로 깎여져 있다. b는 래칫 휠로 안쪽에 미끄럼 베어링을 사용하여 축위를 자유롭게 회전하도록 되어 있으며, 원판 c는 축과 키로 결합되어 있다.

물체를 들어 올릴 때는 기어 a가 좌회전을 하게 되면, 원나사의 작용에 의해 a, b, c는 일체가 되어 회전하고, 원판 c는 키로 고정되어 있으므로 축이 회전하여 물체를 들어 올린다. 물체를 끌어 내리는 경우 래칫 휠은 풀에 걸리고 기어 a가 우회전 하게 되면, a, b, c사이에 틈새가 생긴다. 그래서 원판 c는 축과 함께 하중에 의해 우회전한다.

(3) 원심 브레이크(centrifugal brake)

[그림 6-15]와 같이 원심 브레이크는 정지시키기 위한 제동은 없고, 오로지 물체를 들어 올릴 때 속도를 일정하게 유지시키기 위한 것이다.

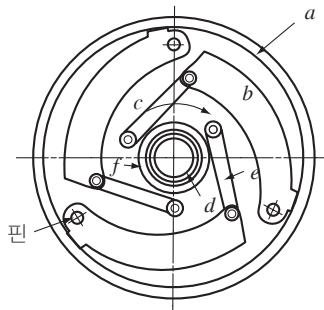


그림 6-15 원심 브레이크

a는 케이스로 브레이크 드럼에 해당하며 고정되어 있다. b는 원심력에 의해 작동하는 브레이크 슈이다. 물체의 낙하 속도가 증가하여 b의 원심력이 스프링의 인장력보다

커지면 회전편을 축으로 하여, 바깥쪽으로 벌어져 케이스 a의 안쪽에 밀착하여 마찰력이 생기므로 축을 제동하게 된다. 속도가 감소되면 b는 스프링의 힘으로 안쪽으로 되돌려지고, 따라서 제동력이 감소되어 하물의 낙하 속도는 증가한다.

(4) 전자 브레이크(magnetic brake)

전자 브레이크는 2장의 마찰 원판을 사용하여 두 원판의 탈착조작(脫着操作)이 전 자력에 의해 이루어져 브레이크 작용을 하는 것이다. 복잡한 조작 기구를 필요로 하지 않고 원격조작이 용이하며, 다판식으로 하면 소형으로도 큰 제동 토크를 얻을 수 있어 전자 클러치와 같이 다방면에 널리 사용되고 있다.

[그림 6-16]은 단판식 전자 브레이크의 간단한 일례로 고정 원판측의 코일에 전류를 통하면 전자력에 의해 회전 원판이 끌어 당겨져 제동 작용이 일어나고, 전류를 끊으면 스프링 작용으로 원판이 떨어져 회전을 계속한다.

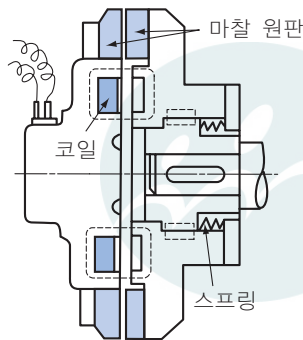


그림 6-16 전자 브레이크

바. 래칫 휠(ratchet wheel)

래칫 휠은 풀과 결합하여 사용되며 축의 역전을 방지하기 위한 장치이며, 브레이크 장치의 일부로 사용하기도 한다. 종류에는 외측 래칫 휠, 내측 래칫 휠이 있으며, 외측 래칫 휠이 더 많이 사용된다.

(1) 외측 래칫 휠

[그림 6-17]에서 보는 바와 같이 래칫 휠의 바깥쪽에 이를 가진 것이 외측 래칫 휠이다. 래칫 휠은 한쪽방향의 회전은 풀에 의하여 방해받지 않으나, 반대방향의 회전은 풀에 의하여 방해를 받는다. 즉 래칫 휠은 한쪽방향으로만 회전하고 그 역전은 불가능하도록 만든 장치이다. 이의 각도 α 는 마찰각 ρ 보다 크게 하여 풀이 이뿌리에 확실하게 미끄러져 들어가도록 한다. 풀은 하중에 충분히 견딜 수 있고, 확실하게 작용하여 래칫 휠에 잘 걸려야 한다. 마찰 계수가 0.15~0.20이면 α 는 15° 정도가 되게 한다.

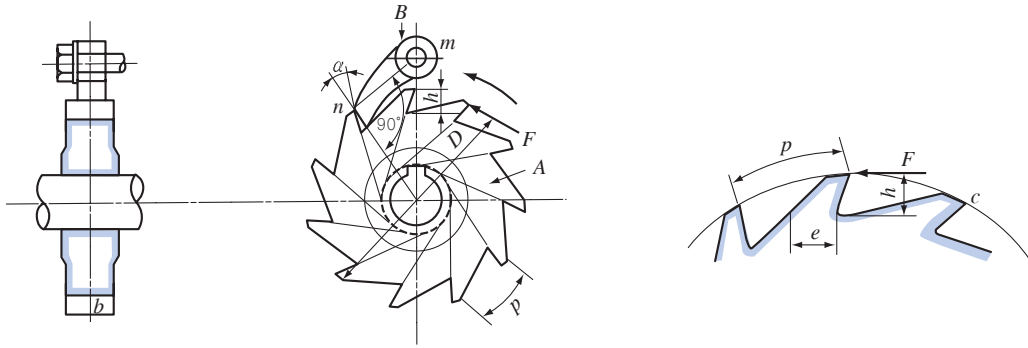


그림 6-17 외측 래칫 휠

래칫 휠의 지름 D 는 다음과 같이 표현한다.

$$D = \frac{pz}{\pi} \quad (6-32)$$

여기서 p 는 래칫 휠의 피치,

z 는 래칫 휠의 잇수

래칫 휠에 작용하는 토크 T 는 다음과 같다.

$$T = F \cdot \frac{D}{2} \quad (6-33)$$

여기서 F 는 풀에 걸리는 힘

위의 두식을 정리하면 다음의 식을 얻는다.

$$F = \frac{2\pi T}{z \cdot p} \quad (6-34)$$

풀이 이에 작용하는 면압력 q 는 다음과 같다.

$$q = \frac{F}{bh} \quad (6-35)$$

여기서 h 는 이의 높이,

b 는 래칫 휠의 폭

보통 주철의 허용면압력은 $q = 1 \sim 10 [N/mm^2]$ 이고, 주강 및 단강의 허용 면압력은 $q = 15 \sim 30 [N/mm^2]$ 이다.

래칫 휠의 이뿌리 부분의 굽힘응력은 다음과 같다.

$$\sigma_t = \frac{M}{Z} = \frac{F \cdot h}{\frac{be^2}{6}} = \frac{6Fh}{be^2}$$

여기서, M : 이뿌리부의 굽힘 모멘트

Z : 이뿌리부의 단면 계수

e : 이뿌리부의 두께

보통 취하는 값으로 이끝높이 $h=0.35p$, 이뿌리부의 두께 $e=0.5p$ 로 정하고, 이너비 계수 $\phi = \frac{b}{p}$ 라 놓으면, 보통 주철인 경우에는 $\phi=0.5\sim 1.0$, 주강 및 단강인 경우 $\phi=0.3\sim 0.5$ 로 한다. 잇수는 $z=6\sim 25$ 개 정도로 한다.

위 식에 $h=0.35p$, $e=0.5p$, $\frac{b}{p}$ 와 식 (6-34)를 대입 적용하면

$$\sigma_b = \frac{6Fh}{be^2} = \frac{6\left(\frac{2\pi T}{zp}\right) \cdot 0.35p}{\phi p(0.5p)^2} = \frac{4.2\pi T}{0.25\phi zp^3}$$

$$p = 3.75 \sqrt[3]{\frac{T}{\phi z \sigma_b}} \quad \dots\dots\dots (6-36)$$

(2) 내측 래칫 휠

[그림 6-18]과 같이 래칫 휠의 안쪽에 이를 가지고 있으며 비교적 소형이다. 이것은 넓은 장소를 필요로 하지 않아서 편리하나, 풀은 래칫 휠의 이끝원의 접선상 B에 놓일 수 없으므로 접선과 맺는 각은 60° 로 한다. 또 이의 모양은 마찰각이 $14\sim 17^\circ$ 만큼 되게 반지름 방향으로 경사시킨다.

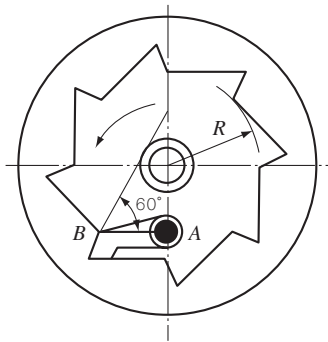


그림 6-18 내측 래칫 휠

일반적으로 잇수는 $z=16\sim 30$, 이 높이는 $15\sim 30(mm)$ 로 한다. 내측 래칫 휠의 경우에는 이끝의 두께 $e=p$ 로 하여 계산하면 다음과 같다.

$$p = 2.37 \sqrt[3]{\frac{T}{\phi z \sigma_b}} \quad \dots\dots\dots (6-37)$$

3. 제동장치 설계 실제

[그림 6-19]와 같은 밴드 브레이크로 권상할 수 있는 최대하중(W)을 제동하려 할 때, 최대 토크, 최대 권상하중 W , 제동력 Q , 레버 끝에 작용하는 힘 F_1 , 밴드의 너비 B , 브레이크 용량 및 드럼이 좌회전하여 W 하중이 낙하할 때 레버 끝에 작용하는 힘 F_2 설계. 단, 밴드의 두께는 2mm , 밴드의 허용 인장 응력 60N/mm^2 , 레버의 길이 1000mm , 마찰계수 0.3 , 권상 동력 5kW , 회전수 100rpm , θ 는 222° 이다.

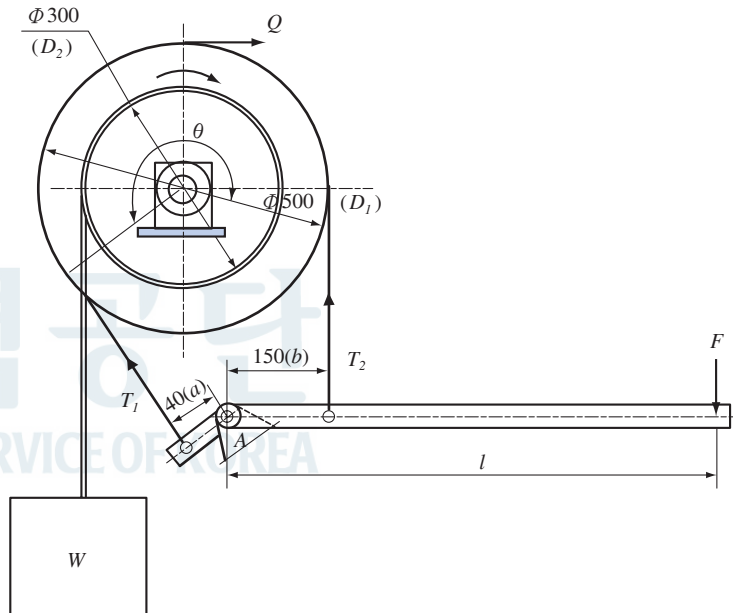


그림 6-19

(1) 최대토크 T

$$T = 9.55 \times 10^6 \frac{H_{kw}}{n} [N-mm] = 9.55 \times 10^6 \frac{5}{100} = 4.775 \times 10^5 [N-mm]$$

(2) 최대 권상하중 W

$$T = W \times \frac{D_2}{2} = W \times \frac{300}{2} = 4.775 \times 10^5 [N-mm]$$

$$\therefore W = \frac{4.775 \times 10^5 \times 2}{300} \approx 3183.3 N$$

(3) 제동력 Q

$$T = Q \frac{D_1}{2} = W \frac{D_2}{2}, \quad \therefore Q = W \frac{D_2}{D_1} = 3183.3 \frac{300}{500} \doteq 1910 \text{ N}$$

(4) 레버 끝에 작용하는 힘 F_1

A점 기준 모멘트(오른 방향 회전)

$$F_1 l = T_1 a - T_2 b = 0, \quad \frac{T_1}{T_2} = e^{\mu\theta}, \quad T_2 = \frac{Q}{e^{\mu\theta} - 1}, \quad e^{\mu\theta} = e^{0.3 \times \pi \times \frac{222^\circ}{180^\circ}} \doteq 3.2$$

$$F_1 = \frac{T_2 b - T_1 a}{l} = \frac{T_2 (b - \frac{T_1}{T_2} a)}{l} = \frac{Q(b - a e^{\mu\theta})}{l(e^{\mu\theta} - 1)} = \frac{1910[150 - (40 \times 3.2)]}{1000(3.2 - 1)} = 19.1 \text{ N}$$

(5) 밴드의 너비 B

$$\text{밴드의 최대 장력 } T_1 = \frac{Q e^{\mu\theta}}{(e^{\mu\theta} - 1)} = \frac{1910 \times 3.2}{(3.2 - 1)} \doteq 2,778.2 \text{ N}$$

$$\text{밴드의 너비 } B = \frac{T_1}{\sigma_t \times t} = \frac{2778.2}{60 \times 2} \doteq 23.2 \text{ mm}$$

(6) 브레이크 용량

$$\mu q v = \frac{1000 H_{kw}}{A} = \frac{1000 H_{kw}}{B \pi D_1 \times \frac{\theta^\circ}{360^\circ}} = \frac{1000 \times 5}{23.2 \times \pi \times 500 \times \frac{222^\circ}{360^\circ}} \doteq 0.2225 \text{ mN/mm}^2 \text{ s}$$

(7) 좌회전하여 W하중이 낙하할 때 레버 끝에 작용하는 힘 F_2

A점 기준 모멘트(왼 방향 회전)

$$F_2 l = T_2 a - T_1 b = 0, \quad \frac{T_1}{T_2} = e^{\mu\theta}, \quad T_2 = \frac{Q}{e^{\mu\theta} - 1}$$

$$F_2 = \frac{T_1 b - T_2 a}{l} = \frac{T_2 (\frac{T_1}{T_2} b - a)}{l} = \frac{Q(b e^{\mu\theta} - a)}{l(e^{\mu\theta} - 1)} = \frac{1910[(150 \times 3.2) - 40]}{1000(3.2 - 1)} = 382 \text{ N}$$

예제 1 그림과 같이 단식 블록 브레이크에서 레버에 150[N]의 힘을 가했을 때, 드럼이 우회전 및 좌회전하는 경우에 제동력과 제동토크를 구하여라. 단, 마찰계수 $\mu=0.2$, $a=1000[\text{mm}]$, $b=300[\text{mm}]$, $c=75[\text{mm}]$, 드럼의 지름 $D=400[\text{mm}]$ 이다.

(풀이)

(1) 우회전 하는 경우

① 제동력

$aF - c \cdot \mu Q - bQ = 0$ 에서 제동력 P 는 $P = \mu Q$ 이므로

$$P = \frac{a \mu F}{b + \mu c} = \frac{1000 \times 0.2 \times 150}{300 + (0.2 \times 75)} \doteq 95.24[\text{N}]$$

② 제동토크

$$T = P \cdot \frac{D}{2} = 95.24 \times \frac{400}{2} = 19,048[\text{N} \cdot \text{mm}]$$

(2) 좌회전 하는 경우

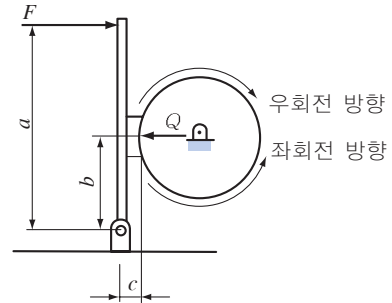
① 제동력

$aF + c \mu Q - bQ = 0$ 이므로

$$P = \frac{a \mu F}{b - \mu c} = \frac{1000 \times 0.2 \times 150}{300 - (0.2 \times 75)} \doteq 105.26[\text{N}]$$

② 제동토크

$$T = P \cdot \frac{D}{2} = 105.26 \times \frac{400}{2} = 21,052[\text{N} \cdot \text{mm}]$$

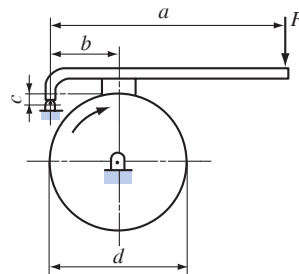


예제 2 우회전하고 있는 드럼의 회전토크는 20,000[N · mm]이다. 드럼과 브레이크 패드사이의 마찰계수는 0.2이다. 드럼을 제동하기 위하여 막대 끝에 가하여야 할 조작력 F 를 구하여라.

여기서 $a=1000[\text{mm}]$, $b=300[\text{mm}]$, $c=75[\text{mm}]$, 드럼의 지름 $d=400[\text{mm}]$ 이다.

(풀이)

$$T = \mu Q \cdot \frac{D}{2} \text{에서} \quad Q = \frac{2T}{\mu D} \quad \dots\dots\dots ①$$

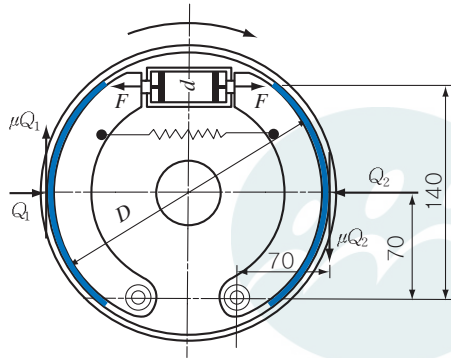


$$aF - bQ + \mu cQ = 0 \text{ 에서 } F = Q \frac{(b - \mu c)}{a} \quad \text{..... ②}$$

②에 ①을 대입하면

$$F = \frac{b - \mu c}{a} \cdot \frac{2T}{\mu D} = \frac{300 - 0.2 \times 75}{1000} \cdot \frac{2 \times 20,000}{0.2 \times 400} = 142.5 [N]$$

예제 3 그림과 같이 내확 브레이크를 사용하여 800[rpm]으로 회전하는 15[kW]의 동력을 제동하려 한다. 마찰계수가 0.3일 때, 브레이크 제동력, 유압에 의한 브레이크 슈에 작용하는 힘, 제동에 필요한 유압을 각각 구하여라. 여기서 $a=140[mm]$, $D=200[mm]$, $b=70[mm]$, $c=70[mm]$ 이다. 유압실린더의 내경은 20[mm]이다.



(풀이)

① 제동력

$$\text{제동토크 } T = 9550 \times 10^3 \times \frac{H[kW]}{n} [N/mm] \text{ 에서}$$

$$T = 9550 \times 10^3 \times \frac{15}{800} = 179,062.5 [N]$$

$$\text{제동력 } T = \frac{D}{2} P \text{ 에서}$$

$$P = \frac{2T}{D} = \frac{2 \times 179,062.5}{200} = 1790.625 [N]$$

② 제동에 필요한 유압

식 (6-13)에서

$$P = F \left(\frac{\mu a}{b + \mu c} + \frac{\mu a}{b - \mu c} \right)$$

$$\begin{aligned} \therefore F &= \frac{P}{\left(\frac{\mu a}{b + \mu c} + \frac{\mu a}{b - \mu c} \right)} = \frac{1790.625}{0.3 \times 140 \left(\frac{1}{70 + 0.3 \times 60} + \frac{1}{70 - 0.3 \times 60} \right)} \\ &= 1393.5 [N] \end{aligned}$$

제동에 필요한 유압은 식(6-15)에서

$$p = \frac{F}{A} = \frac{F}{\frac{\pi d^2}{4}} = \frac{1393.5}{\frac{\pi}{4} \times 20^2} \doteq 4.44 [N/mm^2]$$

예제 4 클러치형 원판 브레이크에서 접촉면 평균지름이 $100[mm]$, 밀어서 접촉시키는 힘이 $5000[N]$, 회전속도가 $200[rpm]$ 이면, 제동할 수 있는 동력(kW)은 얼마인가? 여기서 마찰계수는 0.3 이다.

(풀이)

$$T = \mu Q \frac{D_m}{2} = 0.3 \times 5000 \times \frac{100}{2} = 75000 [N \cdot mm]$$

$$H = \frac{nT}{9550 \times 10^3} = \frac{200 \times 75000}{9550 \times 10^3} = 1.55 [kW]$$

예제 5 $400[rpm]$ 으로 $5[kW]$ 의 동력을 전달하는 회전축을 원추 브레이크로 제동하고자 한다. 마찰면의 폭은 $20[mm]$, 마찰면의 평균지름은 $200[mm]$, 원추 반각 $\alpha=20^\circ$ 이다. 다음을 구하여라. 단, 접촉면의 마찰계수 μ 는 0.3 이다.

- (1) 축을 제동하는데 필요한 제동토크는 얼마인가?
- (2) 축방향으로 가해야 할 하중은 얼마인가?
- (3) 축방향 하중으로 인한 접촉면 압력은 얼마인가?

(풀이)

- (1) 제동토크 $T = 9550 \times 10^3 \frac{H}{n}$ 에서

$$T = 9550 \times 10^3 \times \frac{5}{400} = 119375 [N \cdot mm]$$

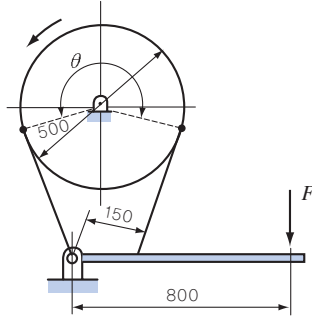
- (2) 축방향 하중 $T = \frac{\mu}{\sin \alpha} P \cdot \frac{D_m}{2}$ 에서

$$P = \frac{T}{\frac{\mu}{\sin \alpha} \frac{D_m}{2}} = \frac{119375}{\frac{0.3}{\sin 20^\circ} \times \frac{200}{2}} \doteq 1361 [N]$$

- (3) 접촉면 압력 $Q = \pi D_m b p \sin \alpha$ 에서

$$p = \frac{Q}{\pi D_m b \sin \alpha} = \frac{1361}{\pi \times 200 \times 20 \times \sin 20^\circ} \doteq 0.317 [N/mm^2]$$

예제 6 그림과 같이 드럼이 200[rpm]으로 좌회전을 하고 있다. 단동 브레이크에서 $F=200[N]$ 이면 제동할 수 있는 동력은 몇 (kW)인가? 단, $\mu=0.3$, $\theta=250^\circ$ 이다.



(풀이)

$$150 \times T_t - 800 \times F = 0 \text{ 에서}$$

$$T_t = \frac{800 \times F}{150} = \frac{800 \times 200}{150} \doteq 1066.7 [N]$$

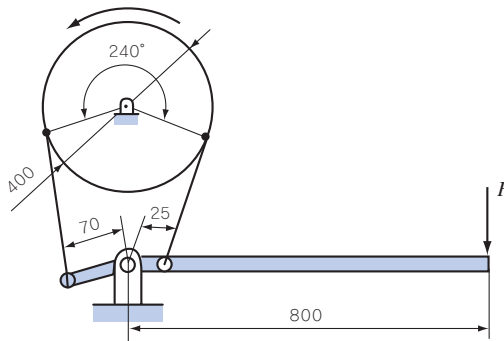
$$e^{\mu\theta} = e^{0.3 \times 250 \times \frac{\pi}{180}} = 3.7$$

$$\text{제동력 } P = T_t - T_s = T_t - \frac{1}{e^{\mu\theta}} T_t = \left(1 - \frac{1}{e^{\mu\theta}}\right) T_t$$

$$T = T_t \left(1 - \frac{1}{e^{\mu\theta}}\right) \cdot \frac{D}{2} = 1066.7 \left(1 - \frac{1}{3.7}\right) \times \frac{500}{2} \doteq 194,600 [N]$$

$$H = \frac{nT}{9550 \times 10^3} = \frac{200 \times 194,600}{9550 \times 10^3} \doteq 4.08 [kW]$$

예제 7 그림과 같은 밴드 브레이크의 드럼축에 $3[kN \cdot m]$ 의 토크가 작용하고 있다. 마찰계수가 0.3일 때 축의 회전을 정지시키려면 브레이크 레버에 작용시킬 힘의 크기는 얼마인가?



(풀이)

제동력 $T = P \cdot \frac{D}{2}$ 에서

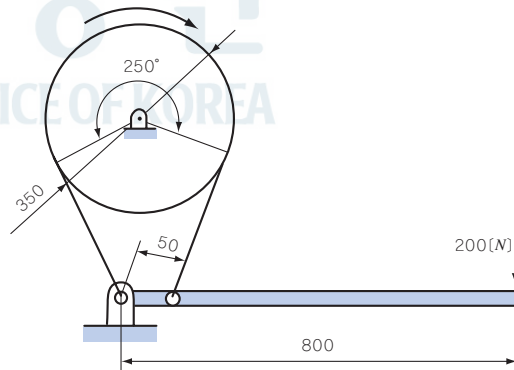
$$P = \frac{2T}{D} = \frac{2 \times 3000000}{400} = 15000 [N]$$

$$e^{\mu\theta} = e^{0.3 \times 240 \times \frac{\pi}{180}} = 3.51$$

좌회전에서 레버에 가하는 힘 F 는

$$F = \frac{P(b e^{\mu\theta} - a)}{l(e^{\mu\theta} - 1)} = \frac{15000(25 \times 3.51 - 70)}{800(3.51 - 1)} \approx 132.6 [N]$$

예제 8 그림과 같은 단동식 밴드 브레이크 장치에서 제동할 수 있는 최대 제동토크는 얼마인가? 또한 마찰계수 0.3, 밴드의 두께 4[mm], 밴드의 허용 인장응력 60[N/mm²]일 때 밴드의 너비는 얼마로 해야 하는가?



(풀이)

우회전이므로 $lF - aT_s = 0$ 에서

$$F = \frac{aT_s}{l} = \frac{aP}{l(e^{\mu\theta} - 1)}$$

$$e^{\mu\theta} = e^{0.3 \times 250 \times \frac{\pi}{180}} = 3.702$$

브레이크의 제동력 P 는

$$P = F \frac{l}{a} (e^{\mu\theta} - 1) = 200 \times \frac{800}{50} (3.702 - 1) = 8646.4 [N]$$

최대 제동토크

$$T = P \cdot \frac{D}{2} = 8646.4 \times \frac{0.35}{2} = 1513.12 [N \cdot m]$$

긴장축 장력

$$T_l = P \frac{e^{\mu\theta}}{e^{\mu\theta} - 1} = 8646.4 \times \frac{3.702}{3.702 - 1} = 11846.4 [N]$$

밴드의 너비

$$w = \frac{T_l}{\sigma_t t} = \frac{11846.4}{60 \times 4} = 49.4 \approx 50 [mm]$$

예제 9 잇수가 $z=14$ 이고, 토크 $140 [N \cdot m]$ 를 받는 외측 래치를 설계하여라. 재료는 주강으로서 허용 굽힘 응력 $25 [N/mm^2]$ 이고, 이너비 계수는 0.4이다.
(풀이)

피치는 $p = 3.75 \sqrt[3]{\frac{T}{\phi z \sigma_b}}$ 로부터

$$p = \sqrt[3]{\frac{140000}{0.4 \times 14 \times 25}} = 37.5 [mm]$$

모듈

$$m = \frac{p}{\pi} = \frac{37.5}{\pi} = 11.9 \approx 12$$

원주 피치

$$p = \pi m = \pi \times 12 \approx 37.70 [mm]$$

외접원 지름

$$D = m z = 12 \times 14 = 168 [mm]$$

이끌 높이

$$h = 0.35 p = 0.35 \times 37.70 = 13.20 [mm]$$

이너비

$$b = 0.4 p = 0.4 \times 37.70 = 15.08 [mm]$$

이끌 두께

$$c = 0.25 p = 0.25 \times 37.70 \approx 9.43 [mm]$$

이뿌리 두께

$$e = 0.5 p = 0.5 \times 37.70 = 18.85 [mm]$$

이면에 가해지는 힘

$$P = \frac{2T}{D} = \frac{2 \times 140000}{168} \approx 1666.7 [N]$$

$$\text{면압 } q = \frac{P}{b h} = \frac{1666.7}{15.08 \times 13.20} \approx 8.37 [N/mm^2]$$

제 2 절 스프링(spring)

1. 개요

포괄적인 의미를 갖는 스프링을 여러 가지로 정의 하여 왔다. 우리말로 코일스프링이 용의 수염과 비슷하다는 뜻으로 용수철(龍鬚鐵)이라고 부른다.

스프링은 탄성이 큰 재료로 만들어지며, 하중의 작용에 따라 변형한다. 스프링에 외력이 작용하면 변형되므로 외력은 일을 하는 셈이고, 이 일은 스프링에 변형에너지 형태로 저장된다. 스프링에 작용시킨 외력을 제거하면 변형은 원래대로 돌아가고 변형된 에너지가 방출된다. 이러한 스프링에는 형상, 재질에 따라 여러 가지로 분류되며, 용도로는 밸브 스프링, 저울, 시계태엽, 기타 진동충격의 흡수 완화 등에 이용된다.

(1) 스프링 상수

스프링의 변형 $\delta(mm)$ 는 탄성한도 내에서는 하중 P 에 비례하며, 인장압축의 선형 스프링에서는

$$P = k\delta \quad (6-38)$$

의 관계가 성립한다. $k(N/mm)$ 는 단위변형을 일으키는데 필요한 힘으로서 스프링 상수(spring constant)라 하며 변형에 대한 강성(剛性)을 나타내는 중요한 스프링 특성치이다. 스프링의 탄성변형에 의하여 저장되는 탄성변형 에너지는 U 는

$$U = \frac{1}{2}P\delta = \frac{1}{2}k\delta^2 \quad (6-39)$$

(2) 자유 높이

스프링에 하중이 작용하지 않고 있을 때의 높이를 자유 높이라 한다. 코일의 평균 지름 D 와 자유높이 H 와의 비를 스프링의 종횡비 r 라 한다.

$$r = \frac{H}{D} \quad (6-40)$$

r 가 크면 작은 하중에도 스프링이 휘어질 염려가 있으므로 0.8~4가 적당하다.

2. 스프링의 종류

가. 사용 재료에 따른 분류

스프링의 재료로 금속재료가 가장 많이 쓰이며, 이 가운데에서도 강도가 큰 철강재료가 그 대부분을 차지한다. <표 6-2>는 스프링 재료표이다.

표 6-2 스프링 재료

종 류 (KS 규격)	기 호	용 도						가로 탄성계수 G (N/mm^2)	세로 탄성계수 E (N/mm^2)
		일 반 용	도 전	비 자	내 열	내 식	내 피 로		
스프링강재 (D 3701)	SPS 6, SPS 7, SPS 9, SPS 9A	○						78×10^3	206×10^3
경강선 (D 3510)	SW-B, SW-C	○							
피아노선 (D 3556)	PW-1, PW-2, PW-3	○							
스프링용 오일템퍼선 (D 3579)	SWO-A, SWO-B	○					○		
스프링용 스테인리스 강선 (D 3535)	STS 302, STS 304, STS 304N1, STS 316	○				○		69×10^3	186×10^3
	STS 631J1				○			74×10^3	196×10^3
황동선 (D 5103)	C2600W, C2700W, C2800W		○	○		○		39×10^3	98×10^3
양백선 (D 5102)	C7521W, C7541W, C7701W		○	○		○			108×10^3
인청동선 (D 5102)	C5102W, C5191W, C5212W		○	○		○		42×10^3	98×10^3
베릴륨동선 (D 5102)	C1720W		○	○		○		44×10^3	127×10^3

철강재 스프링 재료가 갖추어야 할 조건은 다음과 같다.

- ① 가공하기 쉬운 재료이어야 한다.
- ② 높은 응력에 견딜 수 있고, 영구변형이 없어야 한다.
- ③ 피로강도와 파괴인성치가 높아야 한다.
- ④ 열처리가 쉬워야 한다.
- ⑤ 표면 상태가 양호해야 한다.
- ⑥ 부식에 강해야 한다.

소재를 기준으로 분류하면 다음과 같다.

(1) 금속 스프링

금속 스프링에는 강 스프링과 비철 스프링이 있다. 강으로는 탄소강과 합금강이 쓰이며, 비철로는 동합금과 니켈합금이 쓰인다.

(2) 비금속 스프링

비금속 스프링으로는 고무(rubber) 스프링, 공기(air) 스프링, 액체 스프링, FRP(섬유 강화 복합재료)가 있다.

나. 스프링의 모양에 따른 분류

(1) 코일 스프링(coil spring)

하중의 방향에 따라 압축 코일 스프링(compressive coil spring)과 인장 코일 스프링(tension coil spring)으로 분류하고, 스프링의 외형에 따라 원추형, 장고형, 드럼형이 있다. 비틀림 모멘트를 받는 비틀림 코일 스프링(torsion coil spring)이 있다. (그림 6-20의 (a),(b),(c),(d),(e),(f)참조)

(2) 겹판 스프링(leaf spring)

판 스프링은 너비가 좁고 얇은 긴 보로서 하중을 지지한다. 여러 장 겹쳐서 사용하는 경우 겹판 스프링이라고 한다. 주로 자동차의 현가장치로 사용한다. (그림 6-20의 (g)참조)

(3) 토션바(torsion bar)

원형봉에 비틀림 모멘트를 가하면 비틀림 변형이 생기는 원리를 이용한 스프링으로 토션바라 한다. (그림 6-20의 (h)참조)

(4) 태엽 스프링(spiral spring)

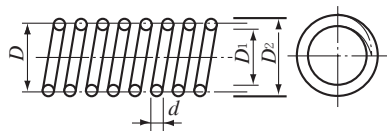
시계의 태엽에서와 같이 변형 에너지를 저장하였다가 변형이 회복되면서 일을 한다. (그림 6-19의 (i)참조)

(5) 벌류트 스프링(volute spring)

태엽 스프링을 축방향으로 감아올려 사용하는 것으로 압축용으로 쓰인다. 용도는 오토바이 자체 완충용으로 쓰인다. (그림 6-20의 (j)참조)

(6) 접시 스프링(disk spring)

원판 스프링이라고도 한다. 중앙에 구멍이 있고 원추형 모양이다. 스프링을 병렬 또는 직렬로 조합하여 강성을 쉽게 조정할 수 있다. 프레스의 완충장치, 공작기계 등에 쓰인다. (그림 6-20의 (k)참조)



(a) 압축코일 스프링



(c) 원추형 코일 스프링



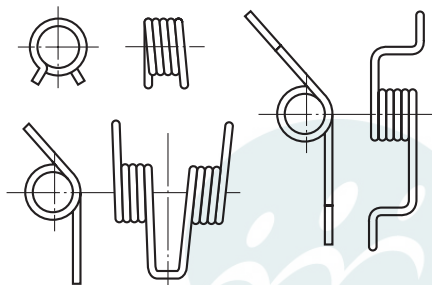
(d) 장고형 코일 스프링



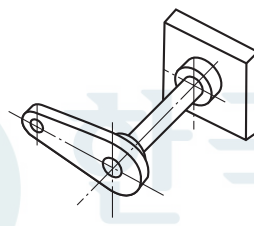
(b) 인장코일 스프링



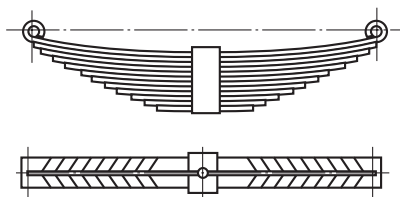
(e) 드럼형 코일 스프링



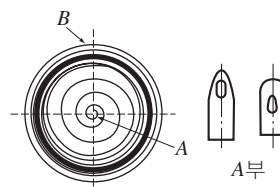
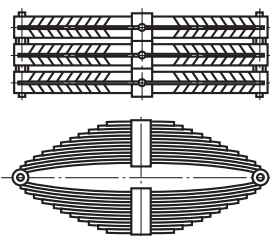
(f) 비틀림 코일 스프링



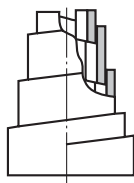
(h) 토션 바



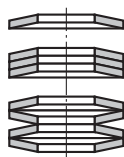
(g) 겹판 스프링



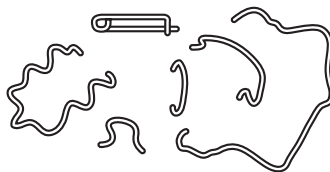
(i) 태엽 스프링



(j) 벌류트 스프링



(k) 접시 스프링



(l) 와이어 스프링



(m) 와셔 스프링

그림 6-20 모양에 따른 스프링 종류

(7) 와이어 스프링(wire spring)

탄성이 강한 선형재료로 여러 가지 모양으로 만들어 탄성에 의한 복원력을 이용한 스프링이다. (그림 6-20의 (1)참조)

(8) 와셔 스프링(washer spring)

볼트의 머리와 중간재 사이 또는 너트와 중간재 사이에 사용하며 충격을 흡수하는 역할을 한다. (그림 6-20의 (m)참조)

다. 용도에 따른 분류

(1) 완충형 스프링

질량과 결합하여 고유진동을 발생하는 특성을 이용한 것으로 진동, 충격에너지를 흡수하는 목적으로 쓰인다. 자동차의 현가장치, 방진스프링 등에 쓰인다.

(2) 측정용 스프링

힘과 변형의 원리를 이용한 것으로 압축력(또는 인장력)에 의한 변형 길이로 힘을 측정한다. 저울 등에 쓰인다.

(3) 에너지의 축적

에너지의 흡수특성을 이용한 것으로 시계의 태엽 스프링, 총의 방아쇠 스프링 등이 있다.

3. 스프링의 설계

가. 스프링의 조합

(1) 병렬연결(parallel)

[그림 6-21]과 같이 조합되었을 때, 외력에 의하여 변형된 스프링의 길이가 모두 같은 경우이다. 스프링의 변형된 길이가 x 라면 각 스프링의 반력은 다음과 같다.

$$P_1 = k_1 x, P_2 = k_2 x, P_3 = k_3 x, \dots \dots \dots \textcircled{1}$$

스프링에 가해지는 외력은 각 스프링에서의 반력의 합과 같다.

$$P = P_1 + P_2 + P_3 \dots \dots \dots \textcircled{2}$$

따라서 식①을 식②에 대입하면 다음과 같다

$$k_{eq}x = k_1 x + k_2 x + k_3 x \dots \dots \dots \textcircled{3}$$

여기서 k_{eq} 는 상당 스프링 상수(equivalent spring constant)

③식에서 x 를 소거하면 병렬 연결된 스프링의 상당 스프링 상수를 얻는다.

$$k_{eq} = k_1 + k_2 + k_3 \dots \dots \dots (6-41)$$

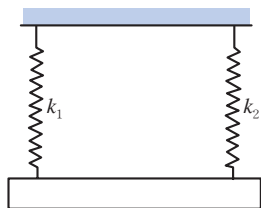


그림 6-21 병렬 연결된 스프링의 조합



그림 6-22 직렬 연결된 스프링의 조합

(2) 직렬연결(series)

[그림 6-22]와 같이 조합되었을 때, 각 스프링에 가해지는 힘이 같은 경우이다. 각 스프링의 변형된 길이가 각각 $x_1, x_2, x_3, \dots$ 이면, 각 스프링의 반력은 다음과 같다.

$$P_1 = k_1 x_1, P_2 = k_2 x_2, P_3 = k_3 x_3, \dots \quad (4)$$

각 스프링에서의 변형된 길이의 합은 전체 계의 변형된 길이이다. 각 스프링의 변형된 길이가 각각 $x_1, x_2, x_3, \dots$ 이고 전체 변형된 길이가 x 라면 다음과 같다.

$$x = x_1 + x_2 + x_3 + \dots \quad (5)$$

직렬 연결된 스프링의 반력은 스프링에 자중을 무시하면 $P = P_1 = P_2 = P_3 \dots$ 이므로 따라서 식 (4)를 식 (5)에 대입하면 다음과 같다.

$$\frac{P}{k_{eq}} = \frac{P}{k_1} + \frac{P}{k_2} + \frac{P}{k_3} + \dots \quad (6)$$

(6)식에서 P 를 소거하면 직렬 연결된 스프링의 상당 스프링 상수를 얻는다.

$$\frac{1}{k_{eq}} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \frac{1}{k_3} + \dots \quad (6-42)$$

나. 코일 스프링

(1) 코일 스프링의 구조

코일 스프링은 소재(素材)를 코일 모양으로 감은 것으로 그 축선 방향에 압축 또는 인장 하중이 작용한다. 이 스프링은 제작이 용이하여 효율이 높고 가격이 싸기 때문에 차량용 현가(懸架) 스프링, 내연 기관의 밸브 스프링, 안전밸브 스프링 등에 쓰인다.

[그림 6-23]은 압축 코일 스프링의 각부 명칭을 표시한 것이다.

압축 코일 스프링에서 양끝부분(자리부분)의 모양은 여러 가지가 있으며, [그림 6-24]와 같이 양끝 부분을 축에 직각이 되게 하여 스프링의 구부러짐을 방지한다.

스프링에서 자리 감김(end turn)은 스프링으로서의 기능을 발휘하지 못하므로 이 부분의 코일 감김수를 무효 감김수 또는 자리 감김수라 한다. 자리 감김 부분을 제외한 나머지 부분을 유효 감김이라 하고, 그 부분의 감김수를 유효 감김수(number of

active coils)라 한다. 즉 코일 스프링의 총감김수(total number of turn)는 유효 감김수와 무효 감김수를 더한 것이 된다.

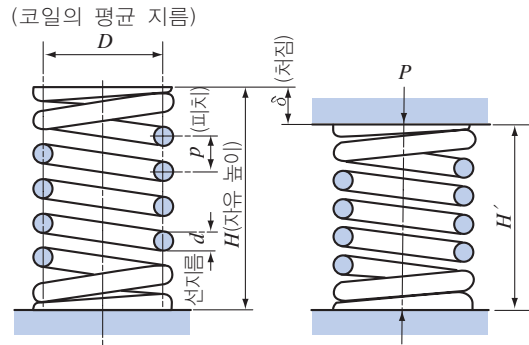


그림 6-23 코일 스프링의 각부 명칭

압축 코일 스프링의 경우는 다음과 같이 계산한다.

$$n_a = n_t - (x_1 + x_2) \quad (6-43)$$

여기서, n_a = 유효 감김수

n_t = 총 감김수

x_1, x_2 = 상, 하 무효 감김수

[그림 6-24]에서 (a)와 (b)같이 코일 끝부분이 다음 소선과 접촉할 때를 크로스 엔드(cross end)라 하며, $x_1 = x_2 = 1$ 로 한다. 또, 그림 (c)와 같이 코일 끝부분이 다음 소선과 접촉하지 않을 때를 오픈 엔드(open end)라 하며, 연삭 부분의 길이가 3/4감김일 때는 $x_1 = x_2 = 0.75$ 로 한다. 인장 코일 스프링의 경우에는 후크(hook) 부분을 제외하고 $n_a = n_t$ 로 계산한다.

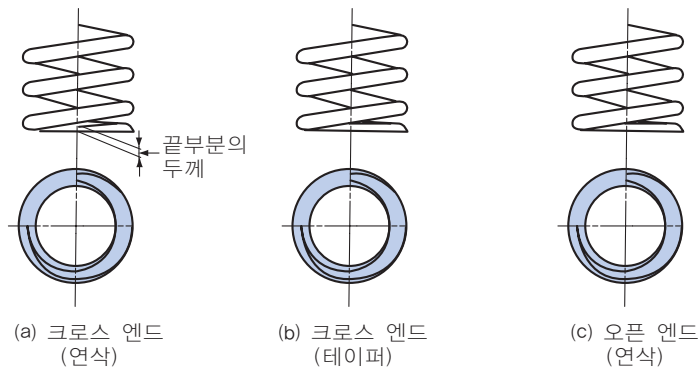


그림 6-24 압축 코일 스프링의 끝부분의 형상

(2) 스프링 지수(C)

스프링 지수는 소선의 지름에 대한 스프링의 평균 지름의 비이다.

$$C = \frac{D}{d} = \frac{R}{r} \quad (6-44)$$

여기서 d 는 소선의 지름

D 는 스프링 전체의 평균 지름

r 는 소선의 반지름

R 은 스프링 전체의 반지름

(3) 전단 응력

코일 스프링에 작용하는 축방향 하중에 의하여 소선의 굽힘 변형은 발생하지 않고 비틀림 변형만 발생한다고 가정하면, [그림 6-25]와 같이 축방향 하중 P 에 의하여 스프링의 소선에 작용하는 비틀림 모멘트 T 는 다음과 같다.

$$T = \frac{D}{2} \cdot P = R \cdot P$$

소선에 작용하는 비틀림 모멘트에 의한 전단 응력은 다음과 같다.

$$\tau = \frac{T}{Z_p}$$

여기서, $Z_p = \frac{\pi}{16} d^3$ 이다.

위의 두 식을 조합하여 전단 응력을 축방향 하중과 스프링 지수로 나타내면 다음과 같다.

$$\tau = \frac{T}{\frac{\pi}{16} d^3} = \frac{16(\frac{D}{2} P)}{\pi d^3} = \frac{8C}{\pi d^2} P = \frac{8C^3}{\pi D^2} P$$

위 식의 이론적인 응력은 실제 실험값에 비하여 약간 작은 현상이 나타나는데 이를 수정하는 계수가 제시되어 널리 사용되고 있다.

왈의 응력 수정계수(Wahl correction factor)는 다음과 같다.

$$K = \frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0.615}{C} \quad (6-45)$$

이론적 계산응력에 왈의 수정계수를 고려한 응력은 다음과 같다.

$$\tau = K \frac{8D}{\pi d^3} P = K \frac{8C}{\pi d^2} P = K \frac{8C^3}{\pi D^2} P \quad (6-46)$$

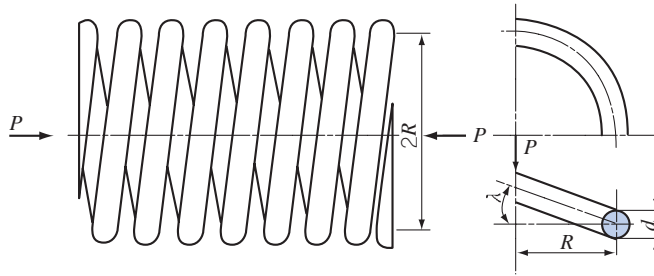


그림 6-25 축방향 하중을 받는 압축 코일 스프링

(4) 변형량 및 스프링 상수

비틀림 모멘트에 의하여 변형되는 스프링 소선의 유효길이 L 은 다음과 같다.

$$L \approx \pi D n \quad (6-47)$$

여기서 n 은 유효 감김수

D 는 스프링 전체의 평균지름

스프링 소선의 비틀림 각도 θ 와 처짐 δ 와의 기하학적 관계는 다음과 같다.

$$\theta = \frac{\delta}{R}, \text{ 또는 } \delta = R\theta \quad (1)$$

한편 비틀림 모멘트를 받는 소선의 비틀림 각은 다음과 같다.

$$\theta = \frac{TL}{GI_p} [\text{rad}] \quad (2)$$

여기서, I_p 는 소선의 극2차 단면계수로서 $I_p = \frac{\pi}{32} d^4$

G 는 소선의 전단 탄성계수

식 ①, ②와 앞에서 서술한 $T = \frac{D}{2}P$ 로부터 다음과 같은 스프링의 처짐량(변위) δ 에 관한 식을 얻을 수 있다.

$$\delta = \frac{64nR^3P}{Gd^4} = \frac{8nD^3P}{Gd^4} \quad (6-48)$$

스프링 상수는 다음과 같다.

$$k = \frac{P}{\delta} = \frac{Gd^4}{8nD^3} \quad (6-49)$$

스프링에 저장되는 내부 탄성에너지(U)는 다음과 같다.

$$U = \frac{1}{2}P\delta = \frac{1}{2}k\delta^2 \quad (6-50)$$

다. 토션바 (torsion bar)

[그림 6-26]과 같이 토션바 스프링은 막대를 비틀었을 때 탄성에 의하여 원래의 위치로 되돌아가려는 성질을 이용한 것이다. 단위 중량당 에너지 흡수율이 대단히 크므로 가볍게 할 수 있으며 구조가 간단하다. 그림 (a)는 토션바이고, 그림 (b)는 자동차에 사용된 토션바의 일례이다.

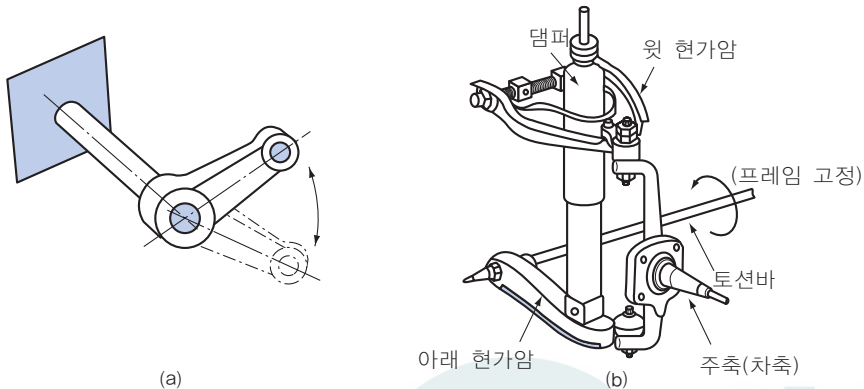


그림 6-26 토션바

원형 단면을 갖는 막대의 한쪽 끝을 고정하고 다른쪽 끝을 비틀었을 때 전단 응력 τ 과 비틀림각 θ 는 다음과 같다.

$$\tau = \frac{T r_{\max}}{I_p} = \frac{16T}{\pi d^3} \quad (6-51)$$

그리고

$$\theta = \frac{T \cdot L}{G \cdot I_p} = \frac{32}{\pi d^4} \cdot \frac{T \cdot L}{G} \quad (6-52)$$

여기서, L : 토션바의 길이

T : 비틀림 모멘트

G : 재료의 전단 탄성계수

d : 원형봉의 지름

I_p : 극 2차 단면계수

$r_{\max}$: 원형봉의 반지름

비틀림 스프링 상수(k_t)는 다음과 같다.

$$k_t = \frac{T}{\theta} = \frac{\pi d^4}{32} \cdot \frac{G}{L} \quad (6-53)$$

토션바에 저장된 탄성에너지(U)는 다음과 같다.

$$U = \frac{1}{2} T \theta = \frac{1}{2} T \cdot \frac{32TL}{\pi d^4 G} = \frac{16T^2 L}{\pi d^4 G} \quad (6-54)$$

단위 체적당의 평균 탄성에너지 (u)는 총에너지(U)를 총부피($V = \frac{\pi}{4} d^2 L$)로 나눈 값이다.

$$u = \frac{U}{V} = \frac{64T^2}{\pi^2 d^6 G} = \frac{1}{4} \cdot \frac{\tau^2}{G} \quad (6-55)$$

라. 판스프링 (leaf spring)

판스프링은 스프링 강을 띠 모양으로 만들어 구부려 포갠 것으로 강판의 탄성 성질을 이용한 것이다. 트럭, 철도차량 등의 현가장치로 쓰이고 있다. 판스프링은 1개의 판으로 구성된 단일판스프링과 2개 이상의 판을 겹쳐서 만든 겹판 스프링으로 구분된다. 지지형태에 따라 외팔보 형과 단순보 형이 있다.

- ① 판 사이의 마찰에 의하여 진동을 억제하는 작용을 한다.
- ② 내구성이 좋다.
- ③ 판 사이의 마찰로 인하여 작은 진동의 흡수가 곤란하다.

(1) 단일판스프링

① 외팔보형 단일판스프링(single-leaf, cantilever spring)

[그림 6-27]과 같이 보의 길이가 l 이고, 양단은 고정단과 자유단으로 구성되며, 자유단에서 하중 P 가 작용한다. 판의 단면은 사각형으로 두께는 h 로 일정하고, 고정단 부분의 폭은 b 이며, 자유단 부분의 폭은 b' 로서 일정하게 변화한다고 하면, 고정단 부분의 응력은 다음과 같다.

$$\sigma = \frac{M}{Z} = \frac{Pl}{\frac{bh^2}{6}} = \frac{6Pl}{bh^2} \quad (6-56)$$

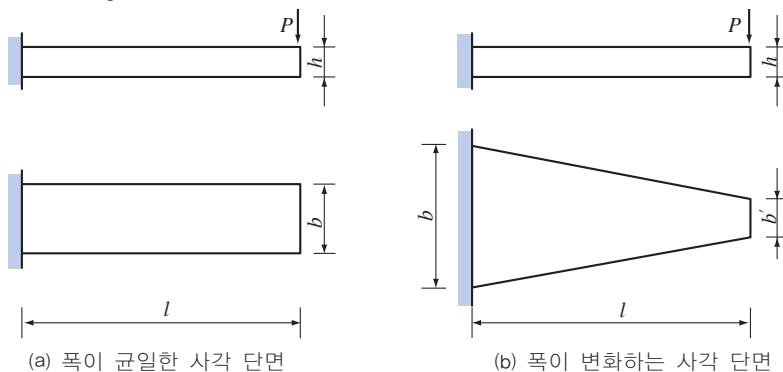


그림 6-27 외팔보형 단일판 스프링

자유단 부분에서의 처짐은 다음과 같다.

$$\delta_{\max} = K \frac{Pl^3}{3EI} = K \frac{Pl^3}{3E(bh^3/12)}$$

여기서, K 는 형상 수정계수로서 단면의 폭이 일정한 경우 $K=1$ 이다.

위 식을 정리하면 다음과 같다.

$$\delta_{\max} = K \frac{4Pl^3}{bh^3E} \quad (6-57)$$

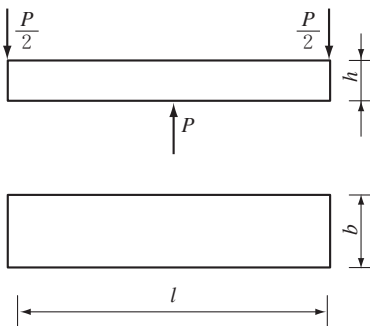
또한, K 는 폭의 변화에 따라 정해지며 길이 방향으로 폭이 일정($b=b'$)하면 $K=1.00$ 이 되고, 삼각형($b'=0$)이면 $K=1.50$ 이 된다. 폭의 변화에 따른 K 값은 <표 6-3>과 같다.

표 6-3 판스프링에서 폭의 변화에 따른 형상 수정계수 K 값

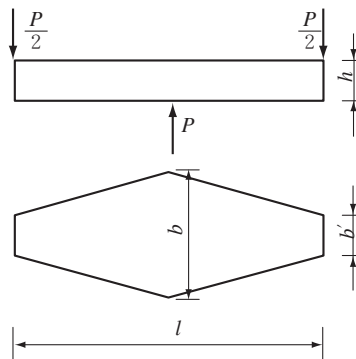
b'/b	0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
K	1.50	1.39	1.32	1.25	1.20	1.16	1.12	1.09	1.05	1.03	1.00

② 양단 지지형 단일판 스프링

[그림 6-28]과 같이 양단 지지형 단일판 스프링(single-leaf, end supported spring)에서 길이가 l 이고 양단에서 단순 지지되었으며 중앙에서 하중 P 가 작용한다면, 판의 단면은 사각형으로서 두께는 h 로 일정하고, 중앙지점의 폭은 b 이고, 양단 부분의 폭은 b' 로 일정하게 변화한다고 하면, 외팔보형 단일판 스프링의 응력 계산식(6-56)에 P 대신 $\frac{P}{2}$ 를, l 대신 $\frac{l}{2}$ 를 대입하면 된다.



(a) 폭이 균일한 사각 단면



(b) 폭이 변화하는 사각 단면

그림 6-28 양단 지지형 단일판 스프링

중앙부분의 응력은 다음과 같다.

$$\sigma = \frac{M}{Z} = \frac{(P/2)(l/2)}{\frac{bh^2}{6}} = \frac{3Pl}{2bh^2} \quad \dots\dots\dots (6-58)$$

최대 처짐은 중앙에서 발생하며 다음과 같다.

$$\delta_{\max} = K \frac{Pl^3}{48EI} = K \frac{Pl^3}{48E(bh^3/12)} = K \frac{1}{4} \cdot \frac{Pl^3}{bh^3E} \quad \dots\dots\dots (6-59)$$

폭의 변화에 따른 K 값은 <표 6-3>과 같다.

(2) 겹판 스프링

① 외팔보형 겹판 스프링

[그림 6-29]와 같이 외팔보형 겹판 스프링(multi-leaf, cantilever spring)은 고정단쪽에 여러 개의 판으로 겹쳐져 있고 자유단쪽에 1개의 판으로 구성되어 있다. 외팔보형 겹판 스프링을 해석하기 위하여 이에 상응하는 외팔보형 단일판 스프링으로 모형화한다. 외팔보형 겹판 스프링은 판의 두께가 h 이고 너비가 b 인 판이 n 개인 경우 고정단쪽은 n 겹이고 자유단쪽은 1겹인 형태를 갖는다. 이 겹판 스프링은 고정단쪽의 폭이 n b 이며 자유단쪽이 b 로서 일정하게 변화하는 단일판 스프링으로 모형화 한다.

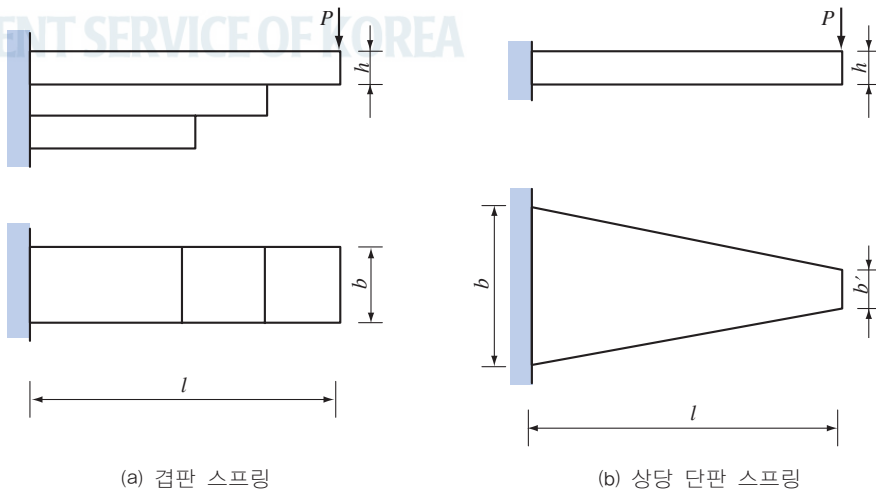


그림 6-29 폭이 균일한 사각단면을 갖는 외팔보형 겹판 스프링의 해석

고정단 부분의 응력은 다음과 같다.

$$\sigma = \frac{M}{Z} = \frac{Pl}{n \frac{bh^2}{6}} = \frac{6Pl}{nbh^2} \quad \dots\dots\dots (6-60)$$

자유단 부분에서의 처짐은 다음과 같다.

$$\delta_{\max} = K \frac{Pl^3}{3EI} = K \frac{Pl^3}{3E(nbh^3/12)}$$

여기서, K 는 형상 수정계수로서 단면의 폭이 일정한 경우 $K=1$ 이다.

위 식을 정리하면 다음과 같다.

$$\delta_{\max} = K \frac{4Pl^3}{nbh^3E} \quad (6-61)$$

여기서 n 은 판의 수이다

또한 K 는 폭의 변화에 따라 정해지는 상수로서 <표 6-3>과 같으며, 삼각형($b' = 0$)이면, $K=1.50$ 이 된다.

② 양단 지지형 겹판 스프링

[그림 6-30]과 같이 양단 지지형 겹판 스프링(multi-leaf, end-supported spring)은 중앙에는 여러 개의 판으로 되어 있고 단순지지된 양단은 1개의 판으로 되어 있다. 스프링중 가장 긴 것으로 주 스프링(main spring)이라 하며 주 스프링의 양끝을 둥글게 만들어 편을 끼울 수 있도록 스프링 귀(spring eye)를 만든다. 길이가 길면 스프링계수가 작아지고, 강도가 커진다. 지지하는 강판수가 많으면 지지할 수 있는 하중은 증가하고, 스프링 계수가 작아진다. 스프링 귀에서 귀까지의 거리를 스패(span)이라 한다.

여러 개의 판을 체결하기 위하여 중앙부에 밴드(band) 또는 센터볼트(center bolt)를 사용하고 떨어진 곳에는 클립(clip)을 사용한다. 양단 지지형 겹판 스프링에 발생하는 응력은 외팔보형 겹판 스프링의 응력 식(6-60)에 P 대신 $P/2$ 를, l 대신 $l/2$ 를 대입하면 된다.

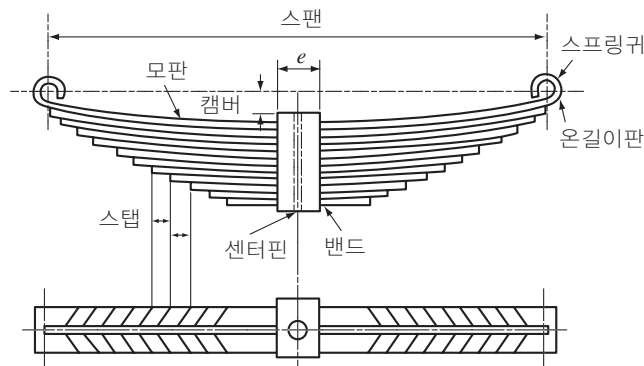


그림 6-30 양단 지지형 겹판 스프링

중앙부분의 응력은 다음과 같다.

$$\sigma = \frac{M}{Z} = \frac{(P/2)(l/2)}{n \frac{bh^2}{6}} = \frac{3}{2} \cdot \frac{Pl}{nbh^2} \quad (6-62)$$

중앙부분의 처짐은 식(6-57)에서 판의 수(n)만 고려하면 된다.

$$\delta_{\max} = K \frac{Pl^3}{48EI} = K \frac{Pl^3}{48E(n \frac{bh^3}{12})} = K \cdot \frac{1}{4} \cdot \frac{Pl^3}{nbh^3E} \quad (6-63)$$

여기서 n 은 판의 수이다.

l 은 스패(판스프링의 총 길이)

또한 K 는 폭의 변화에 따라 정해지는 상수로서 <표 6-3>과 같으며, 삼각형($b' = 0$)이면, $K=1.50$ 이 된다.

마. 접시 스프링(disk spring)

[그림 6-31]과 같이 안쪽에 구멍이 뚫어진 접시모양의 원판으로 원판 스프링이라고 한다. 힘을 가하면 높이 방향으로 변형한다. 접시 스프링은 경하중용(기호 L)과 중하중용(기호 H)으로 구분한다. 여러 개의 스프링을 조합하기 용이하고, 선형적인 성질이 잘 유지된다. 접시 스프링을 같은 방향으로 겹쳐 놓았을 때 병렬 연결의 강성성질을 갖는다. 즉, 스프링은 점점 딱딱해진다.

$$k_{eq} = k + k + \dots \quad (6-64)$$

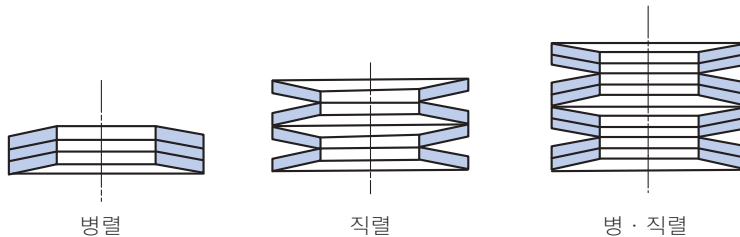


그림 6-31 접시 스프링의 결합

접시 스프링을 다른 방향으로 겹쳐 놓았을 때 직렬연결의 강성성질을 갖는다. 스프링은 점점 연해진다.

$$\frac{1}{k_{eq}} = \frac{1}{k} + \frac{1}{k} + \dots \quad (6-65)$$

접시 스프링을 병렬연결과 직렬연결을 혼합하였을 때에도 일반적인 강성계산법으로 계산한다.

바. 고무 스프링(rubber spring)

고무 스프링은 방진고무라고도 하며 감쇠특성이 커서 진동을 감소시키거나 충격을 완화시키는 용도로 사용한다. [그림 6-32]와 같이 여러 가지 형상의 제작이 가능하다. 대개 천연고무를 금속편에 부착하여 사용하며 기름과 접하는 곳에서는 합성고무를 사용한다. 고무 스프링은 변형 후에도 부피가 변하지 않고 일정하다. 고무의 탄성계수는 변형률에 따라 변화하며 정확히 결정하기 어렵다.

(1) 특징

- ① 한 개의 고무로 두 방향 또는 세 방향으로 동시에 작용할 수 있다.
- ② 크기 및 모양을 자유로이 선택할 수 있어 여러 가지 용도로 사용가능하다.
- ③ 감쇠작용이 커서 진동 및 충격흡수가 좋다.
- ④ 방진효과뿐만 아니라 방음효과도 우수하다.
- ⑤ 인장력에 약하므로 인장하중을 피하는 것이 좋다.
- ⑥ 노화와 변질방지를 위하여 $0\sim 70^{\circ}\text{C}$ 온도범위에서 사용하여야 하며, 기름과의 접촉과 직사광선을 피하도록 한다.

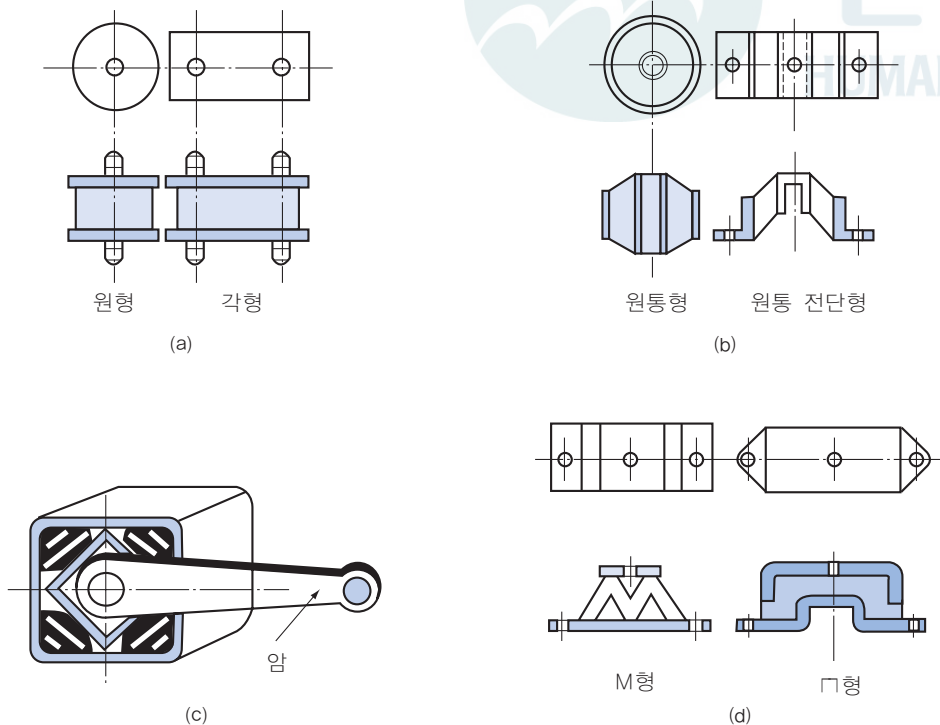


그림 6-32 고무 스프링

(2) 고무 스프링 종류

- ① 압축형 : 수직으로 큰 하중이 작용하여 압축하중을 받는 경우이다.
- ② 전단형 : 고무가 전단력을 받는 경우로 가벼운 하중을 지지한다.
- ③ 비틀림형 : 외부의 사각 케이스와 내부의 사각 케이스 사이에 고무를 삽입한 경우로서 비틀림 하중을 받는 경우이다.
- ④ 복합형 : 고무가 압축하중과 전단하중을 동시에 받는 경우이다.

사. 공기 스프링(air spring)

[그림 6-33]과 같이 원통 모양의 공기 주머니(air bag)에 공기를 넣어 압축된 공기의 변형특성을 이용한 것으로 완충작용이 우수하다. 작용하는 형태에 따라 그림 (a)와 같은 벨로스형(bellows type)과 (b)와 같은 다이어프램형(diaphragm type)으로 나누며 복합형도 있다. 벨로스형은 주름모양을 하고 있으며 스프링의 움직임에 따라 내부의 부피와 압력이 변화한다. 다이어프램형은 스프링의 움직임에 따라 고무막이 반전되어 가는 형식이다.

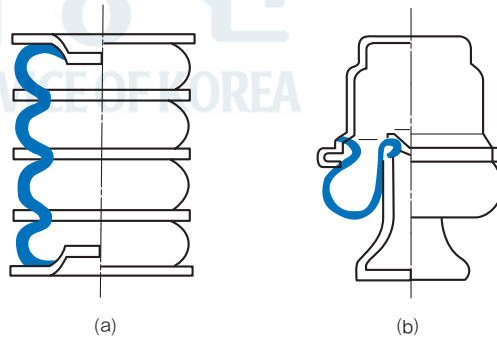


그림 6-33 공기 스프링

(특성)

- ① 공기량에 따라 스프링 계수의 크기를 조절할 수 있다.
- ② 공기자체의 압축성으로 인해 감쇠특성이 크므로 작은 진동을 흡수할 수 있다.
- ③ 측면방향의 강성이 없다.
- ④ 공기탱크, 압축기 등을 설치해야 하므로 구조가 복잡하고 제작비가 비싸다.

예제 1

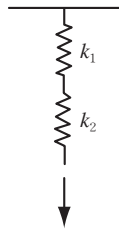


그림 (a)

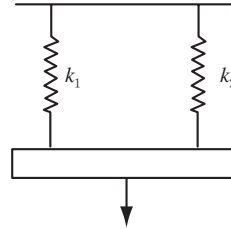


그림 (b)

그림과 같이 두개의 인장 스프링이 그림 (a)는 직렬, 그림 (b)는 병렬로 연결되어서 $720[N]$ 의 하중이 작용하고 있다. 스프링 상수 $k_1=12[N/mm^2]$, $k_2=18[N/mm^2]$ 라면 직렬과 병렬연결의 경우에 늘어난 길이는 각각 얼마인가?

(풀이)

(1) 그림 (a) 직렬연결의 경우

$$\frac{1}{k_{eq}} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} \text{에서}$$

$$k_{eq} = \frac{k_1 k_2}{k_1 + k_2} = \frac{12 \times 18}{12 + 18} = 7.2 [N/mm]$$

$$F = k_{eq} \delta \text{에서}$$

$$\delta = \frac{F}{k_{eq}} = \frac{720}{7.2} = 100 [mm]$$

(2) 그림 (b) 병렬연결의 경우

$$k_{eq} = k_1 + k_2 \text{에서}$$

$$k_{eq} = k_1 + k_2 = 12 + 18 = 30 [N/mm]$$

$$F = k_{eq} \delta \text{에서}$$

$$\delta = \frac{F}{k_{eq}} = \frac{720}{30} = 24 [mm]$$

예제 2 하중이 $4[kN]$ 작용하였을 때 처짐이 $\delta=100[mm]$ 로 되는 코일 스프링에서 소선의 지름은 $d=20[mm]$ 이다. 이 스프링의 유효 감김수 n 과 소선에 작용하는 전단 응력 $\tau(N/mm^2)$ 를 구하여라. 단, 스프링 지수 $C=10$, 와의 수정계수 $K=1.2$, 전단 탄

성계수 $G=8 \times 10^4 [N/mm^2]$ 이다.

(풀이)

$$C = \frac{D}{d} \text{에서 } D = C \cdot d = 10 \times 20 = 200 [mm]$$

$$\delta = \frac{8nD^3P}{Gd^4} \text{에서 } n = \frac{\delta G d^4}{8PD^3} = \frac{100 \times 8 \times 10^4 \times 20^4}{8 \times 4000 \times 200^3} = 5$$

$$\tau = K \frac{8DP}{\pi d^3} = 1.2 \times \frac{8 \times 200 \times 4000}{\pi \times 20^3} \approx 305.6 [N/mm^2]$$

예제 3 소선의 지름 $d=8[mm]$ 스프링의 지름 $D=80[mm]$ 인 압축 코일 스프링에서 하중이 $P=300[N]$ 작용하였을 때 처짐 $\delta=20[mm]$ 가 되었다. 다음 물음에 답하여라. 단, 전단 탄성계수 $G=8 \times 10^4 [N/mm^2]$ 이다.

- (1) 스프링 지수 C (2) 스프링 상수 k (3) 유효 감김수 n

(풀이)

$$(1) C = \frac{D}{d} = \frac{80}{8} = 10$$

$$(2) k = \frac{P}{\delta} = \frac{300}{20} = 15 [N/mm]$$

$$(3) \delta = \frac{8nD^3P}{Gd^4} \text{에서}$$

$$n = \frac{\delta G d^4}{8PD^3} = \frac{20 \times 8 \times 10^4 \times 8^4}{8 \times 300 \times 80^3} \approx 5.33, n=6 \text{으로 한다.}$$

예제 4 안전밸브용 압축 코일 스프링에 $2[kN]$ 의 작용하중이 작용할 때, 소선의 지름 $d[mm]$ 와 처짐량 $\delta[mm]$ 를 계산하여라. 단, 전단 탄성계수 $G=8 \times 10^4 [N/mm^2]$, 유효 감김수 12권, 허용 전단응력 $\tau=300 [N/mm^2]$ 이고, 왈(Wahl)의 수정계수 $K=1.1$ 로 한다.

(풀이) $\tau = k \frac{8DP}{\pi d^3}$ 에서

$$d = \sqrt[3]{\frac{8DPK}{\pi\tau}} = \sqrt[3]{\frac{8 \times 2000 \times 40 \times 1.1}{\pi \times 300}} \approx 9.07 [mm]$$

$$\delta = \frac{8nD^3P}{Gd^4} = \frac{8 \times 12 \times 40^3 \times 2000}{8 \times 10^4 \times 9.07^4} \approx 22.7 [mm]$$

제 3 절 플라이휠

1. 플라이휠의 역할

단기통 내연 기관은 크랭크 축이 1~2 회전할 때마다 1회의 폭발 에너지가 발생하여 회전력을 일으키는데, 이 때 크랭크 축에 작용하는 토크는 [그림 6-34]와 같이 변동하게 된다. 1 사이클 중에서 순간적으로 작용하는 토크의 크기는 평균 토크에 비하여 큰 경우도 있고, 작은 경우도 있어 토크의 변동으로 회전이 원활하지 못하다.

플라이휠은 큰 관성 모멘트를 이용하여 운동에너지를 흡수하였다가 방출하는 작용을 하여 회전체의 각속도변동이 줄어들도록 하여 회전을 원활하게 하는 것이다. 즉, 플라이휠은 기계의 회전 속도 변동을 어느 한정된 범위 내로 유지하는 작용을 하므로 그 기능상 큰 모멘트를 가져야 한다. 따라서 플라이휠은 되도록 큰 질량을 가질 뿐만 아니라, 그 바깥지름도 강도가 허용되는 정도까지 크게 설계해야 한다.

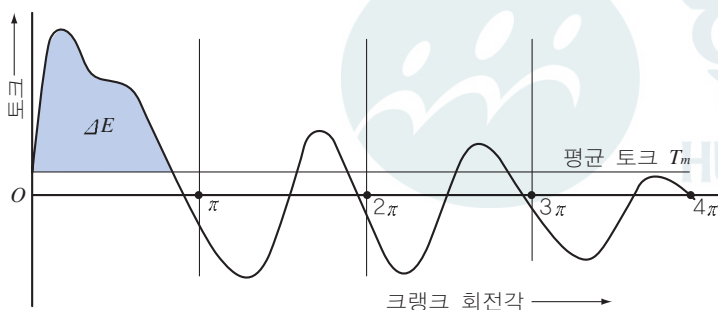


그림 6-34 4 사이클 내연 기관의 토크 곡선

2. 각속도 변동계수

4 사이클 엔진에서 평균 토크를 T_m 이라 하면 크랭크 축이 1사이클 사이에서 얻을 수 있는 운동 에너지는 평균 토크와 각속도의 곱으로 표시하면 다음과 같다.

$$E = 4\pi T_m \dots\dots\dots (6-66)$$

이 되고, 2 사이클 엔진의 경우 운동 에너지는

$$E = 2\pi T_m \dots\dots\dots (6-67)$$

플라이휠에서 각속도는 에너지를 흡수할 때는 빠르게 되고, 방출할 때는 느리게 된다. 따라서 각속도의 최대값을 ω_1 , 최소값을 ω_2 라 하면 1사이클 동안의 평균 각속도 ω_m

은 다음과 같다.

$$\omega_m = \frac{\omega_1 + \omega_2}{2} \quad \dots\dots\dots (6-68)$$

1사이클 동안의 각속도 변동계수 δ 는 다음과 같다.

$$\delta = \frac{\omega_2 - \omega_1}{\omega_m} \quad \dots\dots\dots (6-69)$$

〈표 6-4〉는 기관별 허용 각속도 변동계수표이다.

표 6-4 기관별 허용 각속도 변동계수

기관의 종류	각속도 변동계수
공기 압축기, 왕복 펌프, 일반 공장 동력용 증기기관	1/20~1/40
제지, 분쇄기	1/40~1/50
일반 공장용 디젤 기관	1/20~1/70
벨트 전동에 의한 교류 발전기, 운전용 디젤 기관	1/70~1/80
벨트 전동에 의한 압축기	1/60~1/75
직결 직류 발전기, 운전용 내연기관	1/100~1/150
직결 교류 발전기, 운전용 내연기관	1/150~1/250
공작기계	1/35
방직기계	1/150~1/300
왕복 펌프, 전단기	1/20~1/30

3. 에너지 변동계수

지금, 플라이휠이 에너지를 흡수하여 ω_1 의 각속도로 회전하고 있을 때의 운동 에너지는 $E = \frac{1}{2} I \omega_1^2$ 이고, 플라이휠이 에너지를 방출하여 ω_2 의 각속도로 회전하고 있을 때의 운동 에너지는 $E = \frac{1}{2} I \omega_2^2$ 이므로 플라이휠이 에너지를 흡수하거나 방출할 때 1사이클 동안의 에너지 변화량 ΔE 는 다음 식과 같다.

$$\Delta E = E_2 - E_1 = \frac{1}{2} I (\omega_2^2 - \omega_1^2) = I \omega_m^2 \delta \quad \dots\dots\dots (6-70)$$

에너지 변동계수 q 는 다음과 같다.

$$q = \frac{\Delta E}{E} \quad \dots\dots\dots (6-71)$$

여기서 E 는 크랭크 축 1사이클 동안 발생한 에너지

〈표 6-5〉는 내연기관의 에너지 변동계수표이다.

표 6-5 에너지 변동계수

사이클수	내연기관의 형식	에너지 변동계수
4사이클 기관	단기통	1.2~1.3
	직렬 2기통(크랭크각 180°)	0.75~1.10
	직렬 2기통(크랭크각 360°)	0.5~0.6
	직렬 4기통(크랭크각 360°)	0.1~0.33
	직렬 6기통(크랭크각 360°)	0.09~0.29
2사이클 기관	단기통	0.50~0.90
	직렬 2기통(크랭크각 180°)	~0.50

4. 플라이휠의 관성 모멘트

(1) 원기둥의 관성 모멘트

질량 m 인 물체가 축으로부터 반지름 r 인 곳에서 회전하고 있을 때 관성모멘트 I 는 다음과 같다.

$$I = \int dm r^2$$

여기서 dm 은 원기둥에서 반지름 r 인 곳에 미소질량

(2) 플라이휠의 관성 모멘트

원기둥의 관성 모멘트식을 플라이휠과 비교하여 나타내면 다음과 같다.

$$I = \frac{1}{2} \rho b \pi (r_1^4 - r_2^4) = \frac{\rho b \pi (D_o^4 - D_i^4)}{32} \quad \dots\dots\dots (6-72)$$

여기서, ρ : 림(rim) 재료의 밀도

b : 림의 폭

r_1 : 림의 바깥 반지름

r_2 : 림의 안쪽 반지름

D_o : 림의 바깥지름

D_i : 림의 안지름

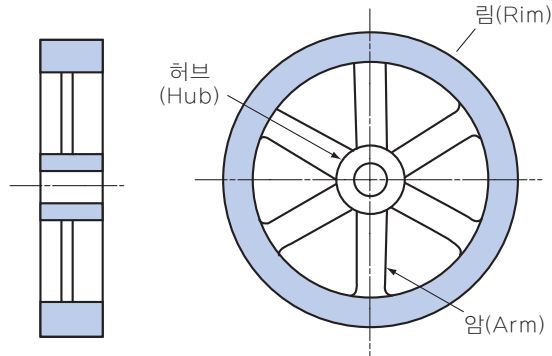


그림 6-35 림 형태의 관성차

예제 1 강판을 전단하는 전단기(shearing machine)가 한번 일을 할 때마다 $50[kN \cdot m]$ 의 에너지가 소요된다. 이 기계는 $1200[rpm]$ 으로 회전하는 플라이휠을 달아 여기에 저장된 에너지로 강판을 전단하는데 전단 작업 후 플라이휠의 회전속도는 10% 줄어든다. 강철제 원판형 플라이휠의 바깥지름은 몇 (mm)인가? 단, 림의 폭은 $50[mm]$, 강의 비중량은 $77,000[N/m^3]$ 이며, 휠의 강도는 고려하지 않는다.

(풀이)

전단작업 전의 회전수는 $1200[rpm]$ 이므로

$$\omega_1 = \frac{2\pi n_1}{60} = \frac{2 \times \pi \times 1200}{60} \approx 125.66 [rad/s]$$

전단작업 후의 회전수는 10% 감속되므로

$$\omega_2 = \frac{2\pi n_2}{60} = \frac{2 \times \pi \times (1200 \times 0.9)}{60} \approx 113.10 [rad/s]$$

플라이휠의 극관성 모멘트는 $\Delta E = \frac{(\omega_1^2 - \omega_2^2)I}{2}$ 에서

$$I = \frac{2 \Delta E}{\omega_1^2 - \omega_2^2} = \frac{2 \times 50000}{125.66^2 - 113.1^2} \approx 33.35 [N \cdot m \cdot s^2]$$

플라이휠의 바깥 반지름은 에서 $I = \frac{\pi b \gamma r^4}{2g}$

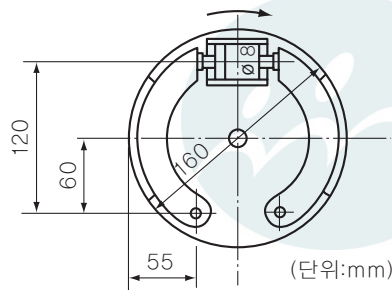
$$r = \sqrt[4]{\frac{2gI}{\pi b \gamma}} = \sqrt[4]{\frac{2 \times 9.81 \times 33.35}{\pi \times 0.05 \times 77000}} \approx 0.482 [m]$$

따라서 플라이휠의 바깥지름은 다음과 같다.

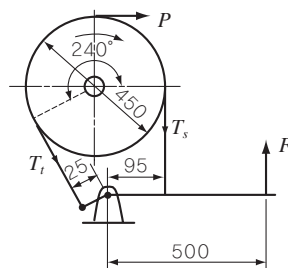
$$D_o = 2r = 2 \times 0.482 = 0.964 [m] (=964 [mm])$$

【 익 힘 문 제 】

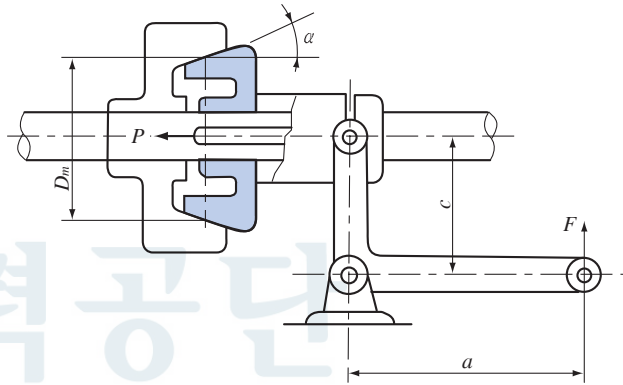
1. [그림 6-1의 (a)]와 같은 브레이크로 $140[N \cdot m]$ 의 토크를 얻으려면 브레이크 레버 끝에 조작력은 얼마로 하면 되겠는가? 단, 드럼이 우회전을 하며 $a=1200[mm]$, $b=200[mm]$, $c=100[mm]$, $D=500[mm]$ 이고, 마찰 계수는 0.2이다.
2. [그림 6-1의 (b)]와 같은 브레이크에서 $50[N \cdot m]$ 의 제동 토크를 얻으려면 브레이크 레버의 조작력은 얼마가 필요한가? 단, 드럼이 우회전을 하며 $a=1000[mm]$, $b=200[mm]$, $c=50[mm]$, $D=400[mm]$ 이고, 마찰 계수는 0.2이다.
3. 그림과 같은 내부 확장식 브레이크에서 실린더의 유압이 $5[N/mm^2]$ 이고, 브레이크 드럼이 $600[rpm]$ 으로 회전하면 제동할 수 있는 동력은 몇 (kW) 인가? 단, 마찰 계수는 0.3이다.



4. 드럼축에 $400[N \cdot m]$ 의 토크가 작용하는 [그림 6-10의 (a)]와 같은 밴드 브레이크에서 드럼축이 좌회전하는 경우, 축의 회전을 정지시키기 위한 조작력 F 를 구하여라. 단, $\mu=0.3$, $l=800[mm]$, $a=50[mm]$, $\theta=270^\circ$, $D=400[mm]$ 이다.
5. 그림과 같은 밴드 브레이크 드럼의 축에 $1[kN \cdot m]$ 의 토크가 작용할 때, 브레이크 레버 조작력을 구하여라. 단, $\mu=0.3$ 이다.



6. 브레이크 드럼의 지름이 $450[\text{mm}]$ 인 밴드 브레이크에서 밴드의 두께가 $3[\text{mm}]$, 너비가 $100[\text{mm}]$ 일 때 얻을 수 있는 최대 제동 토크를 구하여라. 단, 밴드와 드럼 사이의 마찰 계수는 0.4 , 접촉각은 250° , 밴드의 허용 인장 응력은 $80[\text{MPa}]$ 로 한다.
7. 그림과 같은 원추 브레이크가 $300[\text{rpm}]$ 으로 회전하면서 $3[\text{kW}]$ 의 동력을 갖는 회전축을 제동한다. 원추 반각 $\alpha=20^\circ$, $\mu=0.3$, $a=500[\text{mm}]$, $c=200[\text{mm}]$ 마찰면 평균 압력이 $p=0.4[\text{N/mm}^2]$, 원추면의 평균지름이 $D_m=180[\text{mm}]$ 일 때 접촉면 폭과 조작력 F 를 구하여라.



8. 잇수가 $z=12$ 이고, 토크 $120[\text{N}\cdot\text{m}]$ 를 받는 외측 래킷을 설계하여라. 재료는 주강으로서 허용 굽힘 응력 $20[\text{N/mm}^2]$ 이고, 이너비 계수는 0.4 이다.
9. 코일의 평균지름이 $40[\text{mm}]$ 이고 소선지름이 $4[\text{mm}]$, 전단 탄성계수가 $8.0 \times 10^4[\text{N/mm}^2]$ 인 압축 코일 스프링에 하중 $20[\text{N}]$ 을 가하면 $1[\text{mm}]$ 의 처짐이 발생하는 경우, 스프링의 유효 감김수와 단위하중 $10[\text{N}]$ 을 가하였을 때 발생하는 스프링의 전단응력을 구하여라.
10. 판의 폭이 $60[\text{mm}]$ 이고 판의 수가 8 개, 판의 두께가 $8[\text{mm}]$ 인 외팔보형 겹판 스프링의 길이가 $800[\text{mm}]$ 이다. 종탄성계수가 $2.06 \times 10^5[\text{N/mm}^2]$ 이고 자유단에 집중하중 $2[\text{kN}]$ 이 작용할 때, 스프링의 최대 굽힘 응력과 최대 처짐을 구하여라.
11. 관성 모멘트 $500[\text{N}\cdot\text{m}^2]$ 를 요하는 플라이휠 림의 바깥 반지름이 $750[\text{mm}]$, 안반지름이 $700[\text{mm}]$ 일 때 림의 폭을 결정하여라. 단, 플라이휠 재료의 비중량은 $77000[\text{N/m}^3]$ 이다.



한국신
HUMAN RESOURCE

관계 기계요소

Chapter

07

제 1 절 관

제 2 절 관이음

제 3 절 밸브와 콕



한국신
HUMAN RESOURCE

제 7 장 관계 기계요소

제 1 절 관(管)

1. 개요

기체, 액체, 분체, 고체 및 이것들의 용합체의 수송에 사용하며, 기체는 도시 가스, 냉동 가스 등, 액체는 물, 석유등, 분체로서는 밀가루, 시멘트 등, 고체는 모래, 석탄 등을 운반할 수 있는 통로를 말하며, 재질적으로 볼 때, 금속관과 비금속관이 있는데, 금속관에는 주철관, 강관, 동관, 황동관, 납관, 알루미늄관, 휼관 등이 있고, 비금속관에는 고무호스, 비닐호스, 염화 비닐관, 등이 있다.

2. 관의 종류

(1) 주철관(cast iron pipe)

주철관은 가격이 저렴하고 내식성이 우수하기 때문에 수도용, 가스수송용, 배수용, 저압 증기 배관용, 전선의 지하 케이블용 등의 매설용으로 사용한다. 강관에 비하여 단위 길이당의 무게가 무겁고, 파괴 강도가 약한 결점이 있다.

호칭 치수는 관의 안지름으로 나타내며, 75~1500[mm]의 것이 있고, 길이는 3~4[m]이다. 재질은 보통 주철과 고급 주철을 사용하여 주조하며, 근래에 와서 대형관은 원심주조법에 의해 안지름 1500[mm], 길이 8~10[m]가 생산되고 있다. 사용 압력은 0.7~1.0[MPa]이하 이다.

(2) 강관(steel pipe)

강관은 이음매가 없는 것과 이음매가 있는 것이 있고, 이음매 없는 강관은 양질의 평로강 또는 전기로강을 열간 압연 또는 냉간 인발에 의해 제작한다. 강관에는 용도에 따라 일반 배관용, 압력 배관용, 고압 배관용, 고온 배관용, 보일러 열교환기용, 특수 고압용 및 화학 공업용 등이 있고, 재질에 따라 탄소강 강관, 스테인리스강 강관, 합금강 강관 등이 있으며, 대형관은 용접기술의 발달로 나선형 용접관이 많이 사용되고 있다.

① 배관용 탄소강 강관 : 사용압력 0~1.5[MPa]이고, 350°C를 초과하지 않는 증기,

가스, 기름, 물 및 공기 등의 배관으로 사용한다. 이것에는 아연도금을 하지 않는 흑관과 아연 도금한 백관이 있다.

- ② 압력 배관용 탄소강 강관 : 고압용 이외의 사용압력 $1.5 \sim 10[\text{MPa}]$ 으로서 350°C 를 초과하지 않는 경우의 압력 배관에 사용한다.
- ③ 고압 배관용 탄소강 강관 : 사용압력이 $10 \sim 20[\text{MPa}]$ 이고, 350°C 를 초과하지 않는 경우의 압력 배관용으로 사용한다.
- ④ 고온 배관용 탄소강 강관 : 사용압력이 $0 \sim 20[\text{MPa}]$ 이고 350°C 를 초과하는 고온 배관에 사용한다.
- ⑤ 보일러 열교환기용 탄소강 강관 : 파이프의 내, 외부에서 열의 접촉을 행하는 목적으로 하는 장소에 사용한다.
- ⑥ 스테인리스강 강관 : 사용압력 $0 \sim 10[\text{MPa}]$ 이고, 내식성, 내열용, 고온용 및 저온용 배관에 사용하며, 최고 사용온도는 $650 \sim 800^{\circ}\text{C}$ 이다.
- ⑦ 합금강 강관 : 사용압력 $0 \sim 20[\text{MPa}]$ 이고, 최고 사용온도 $150 \sim 650^{\circ}\text{C}$ 이며, 주로 고온용 배관에 사용하는 Ni, Cr, Mo, V 등을 함유하는 강관으로 배관용 합금강 강관, 보일러 열교환기용 합금강 강관 등이 있다.

(3) 동관(copper pipe)

냉간 인발법으로 만들어진 이음매 없는 관으로 내식성, 굴곡성이 우수하고 전기와 열의 전도성이 좋을 뿐만 아니라 내압성도 상당히 있어 열교환기용, 급수용, 압력계용 배관, 급유관 등 화학 공업용으로 널리 사용한다. 보통 길이가 $3 \sim 5[\text{m}]$ 정도이고, 바깥 지름두께로써 호칭하며, 사용압력 $7[\text{MPa}]$ 이하, 온도 200°C 이하에 사용한다. 특히 고온에서 강도가 약하다는 결점이 있다.

(4) 황동관(brass pipe)

보통 냉간 인발법으로 만든 이음매 없는 관으로 주로 지름이 작은 관이 많다. 동관과 거의 같은 것이나 가격이 저렴하고 강도가 크므로 가열기, 냉각기, 복수기, 열교환기 등에 많이 사용한다.

(5) 납관(lead pipe)

납 관은 압출 제관기에 의해 제작되고, 내산성이 강하며 또한 굴곡이 자유로우므로 수도, 가스, 산성 액체 또는 오수관 등으로 사용한다.

(6) 알루미늄관(aluminum pipe)

보통 냉간 인발법에 의한 이음매 없는 관으로서 비중이 작고 동, 황동 다음에 열과 전기의 전도도가 높다. 고 순도의 것일수록 내식성과 가공성이 좋으므로 화학 공업용, 전기 기기용, 건축용 구조재로서 널리 사용한다.

(7) 휨관(flexible pipe)

강, 구리, 황동, 알루미늄 등의 얇은 관을 [그림 7-1]과 같이 나선형으로 감아서 기밀을 유지하도록 만든 관이다. 이 관은 열, 가스, 증기, 물, 기름 등의 수송용, 전선 보호관 또는 신축 이음으로 사용된다. 관의 크기는 안지름으로 나타내며, 굽힘성이 커서 1.5[MPa] 정도까지 견딘다.

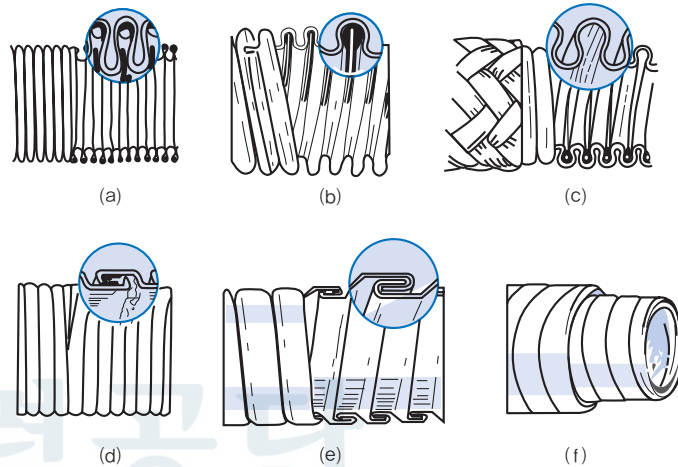


그림 7-1 휨 관

(8) 고무호스(rubber hose)

고무, 인조고무 또는 강한 천에 고무를 결합하여 만든다. 굴곡이 자유롭고 운반이나 이동성을 필요로 하는 경우에 사용한다. 수송 물체의 종류에 따라 공기호스, 물호스, 증기호스, 산소호스, 아세틸렌호스 등이 있으며, 진공용 호스는 압축력에 의한 파손을 방지하기 위하여 코일상으로 강선을 넣은 흡입호스가 있다. 호스의 규격은 안지름으로 호칭한다.

(9) 염화 비닐관(poly-vinyl chloride pipe)

이음부분이 없는 관으로 연질과 경질의 두 종류가 있다. 연질은 내약품성이고 경질은 내산, 내알칼리, 내식성 등이 좋고 전기 절연성이 우수하다.

3. 관의 설계

관의 설계에 있어서는 유체의 종류, 압력, 습도, 유량 등을 알고, 다음의 조건을 고려하여 시행한다.

- (1) 경제적 조건
관내의 유속과 관 지름의 관계, 보온 재료의 두께 등
- (2) 공학적 조건
강도, 열팽창(열응력), 열손실, 저항 손실, 수력학적 진동, 수격, 부식 등
- (3) 수리적 조건
부식에 대한 성질, 조립, 분해, 등을 쉽게 할 수 있고, 위험시의 비상 장치의 완비 등

가. 관의 중량

배관용 강관, 압력 배관용 강관, 고온 배관용 탄소강 강관, 고압 배관용 탄소 강관의 중량은 비중량 $77000[N/m^3]$ 을 기준으로 다음식에 의하여 계산한다.

$$W = 0.24193t(D - t)(N/m) \quad \dots\dots\dots (7-1)$$

여기서 D : 관의 지름 (mm)

t : 관의 두께 (mm)

나. 관의 스케줄 번호

강관의 치수는 바깥지름을 기준으로 하여 두께에 따라 안지름이 결정되며, 사용압력에 따라 스케줄 번호(Schedule No)를 다음과 같이 계산한다. 강관의 두께는 스케줄 번호에 따라 다르게 된다.

$$\text{스케줄 번호} = \frac{p}{\sigma_b \cdot E} \times 1000 \quad \dots\dots\dots (7-2)$$

여기서 p : 사용 압력(관내 수송 유체압력)(N/mm^2)

σ_b : 강관 재료의 허용 응력(N/mm^2)

E : 이음매 유무에 따른 계수(이음매가 없는 경우 : 1,

이음매가 있는 경우 : 0.85)

다. 유량과 관의 안지름

관 설계에는 흐르는 유체의 종류, 유량, 유속, 압력, 온도 등을 고려하여야 한다. 유체 수송을 목적으로 하는 관의 지름은 유량과 유속으로 결정하므로 호칭법은 안지름을 기준으로 한다.

[그림 7-2]와 같이 관내를 가득 차 흐르는 유체는 파이프의 중앙부에서는 빠르고, 벽 가까이에서는 느리므로 유속은 보통 평균 유속으로 생각한다. 관의 안지름은 다음 식으로 계산한다.

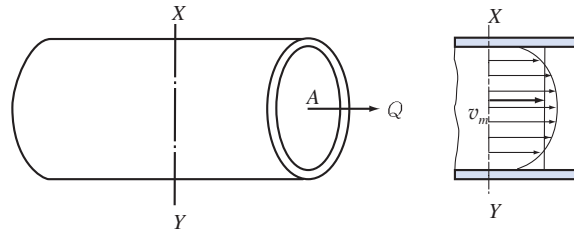


그림 7-2 관내의 유체 속도 분포

$$Q = A v_m = \frac{\pi}{4} \left(\frac{D}{1000} \right)^2 v_m$$

$$D = 2000 \sqrt{\frac{Q}{\pi v_m}} = 1128 \sqrt{\frac{Q}{v_m}} \quad (7-3)$$

여기서 Q : 유량

A : 관내의 단면적

v_m : 평균 유속

D : 관의 안지름

식 (7-3)에서, 만일 평균 유속을 크게 하면 관의 안지름은 작아지나 손실 수두가 증가해서 에너지 손실이 커지므로 <표 7-1>에서 적당한 v_m 값을 각종 용도에 따라 정할 필요가 있다. 식 (7-3)은 관의 지름에 비하여 관로가 길고 직선일 때 적합하고, 만일 그렇지 못하면 관로에 여러 가지 마찰이 증가되고, 동력 손실이 커지며, 유지비가 비싸게 든다.

표 7-1 용도에 따른 관내 평균 유속 기준

유체	용도	평균속도 $v_m(m/s)$	유체	용도	평균속도 $v_m(m/s)$
물	상수도 { 장거리 중거리 근거리 } { 지름 3~5mm 지름 ~30mm 지름 >100mm }	0.5~0.7 ~1 ~0.5 ~1 ~2	물	소방용 호스 난방탕관	6~10 0.1~3
	수력 원동소 도수관	2~5	공기	공기관 { 저압 고압 }	10~15 20~25
	흡입 토출관 { 저수두 고수두 }	1~2.5 2~4		가스 석유 기관 흡입관 { 소형 대형 }	15~20 20~25
	왕복펌프 { 흡입관(긴 관) " (짧은 관) 토출관 { (긴 관) " (짧은 관) }	0.70이하 1 1 2		디젤 기관 흡입관 { 소형 대형 }	14~20 20~30
			가스	석탄가스관	2~6
			증기	포화 증기관 과열 증기관	12~40 40~80

라. 관의 두께

관의 두께는 일반적으로 얇은 관과 두꺼운 관과 다르게 계산하나, 일반적으로 얇은 원통관의 계산식에 부식 여유 및 제작할 때 살 두께의 평균 등을 생각하여 결정한다.

(1) 내압을 받는 얇은 관

- ① 원주 방향으로 내압을 받는 경우 : [그림 7-3]과 같이 원통의 길이 l [mm]을 취하여 고려할 때 원통 방향, 즉 대나무를 쪼개는 방향의 하중 P_1 은 내압 p 가 하중 방향의 투영 면적에 작용하였을 때의 전체 압력이므로 이것에 대하여 관 양쪽의 길고 가느다란 단면적 $tl \times 2$ 에 응력 σ_1 이 발생하여 저항하는 것을 알 수 있다. 이때에 σ_1 을 후프 응력(hoop stress)이라 한다. 그림 (c), (d)에서 하중은 내압 p [N/mm²]가 투상 면적에 작용하였을 때의 전체 압력 $P=pDl$ 이 관에 양측의 길고 가느다란 단면적 ($2tl$)에 응력 σ_1 이 발생하여 저항 하므로 $pDl=2tl\sigma_1$ 이므로, 후프 응력 (σ_1)과 관 두께(t)는 다음과 같다.

$$\sigma_1 = \frac{pD}{2t} \quad \dots\dots\dots (7-4)$$

$$t = \frac{pD}{2\sigma_1} \quad \dots\dots\dots (7-5)$$

여기서 D : 원통의 안지름(mm)

t : 관의 두께(mm)

p : 원통의 내압(N/mm²)

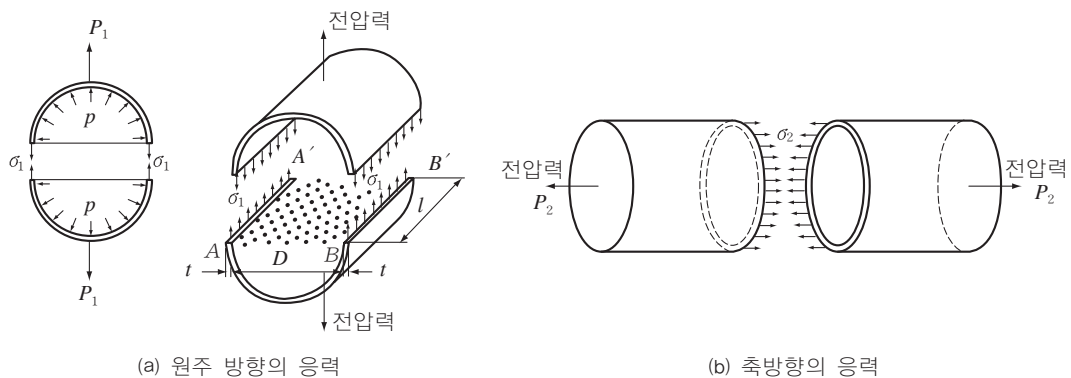


그림 7-3 얇은 관의 응력

- ② 축 방향으로 내압을 받는 경우 : [그림 7-3]에서 축방향 하중 P_2 는 내압 p 가 안지름 D 에 대한 면적 $\frac{\pi}{4}D^2$ 에 가한 전체 압력이므로 $P_2=p \times \frac{\pi}{4}D^2$ 으로 되고, 이것

에 대하여 t 두께의 환상(環狀) 면적 $\pi D t$ 에 응력 σ_2 가 발생하여 저항하는 것으로 생각하여 $p \times \frac{\pi}{4} D^2 = \pi D t \sigma_2$ 이므로

$$\sigma_2 = \frac{pD}{4t} \quad \dots\dots\dots (7-6)$$

$$t = \frac{pD}{4\sigma_2} \quad \dots\dots\dots (7-7)$$

σ_1 과 σ_2 의 식을 비교하면 축방향의 응력 σ_2 는 원주 방향의 후프 응력에 절반이므로, 원통의 강도는 후프 응력 σ_1 에 대해서만 고려한다.

그러므로 얇은 관의 두께를 설계하려면 식 (7.5)에 바탕을 두어 안전율, 이음 효율이나 부식 등을 고려하여 다음 식에 의해 최소 관 두께 t 를 구한다.

$$t = \frac{pD}{2\sigma_a \eta} + C = \frac{pDS}{2\sigma_t \eta} + C \quad \dots\dots\dots (7-8)$$

여기서 σ_t : 재료의 인장 강도(N/mm^2) σ_a : 허용응력(N/mm^2)

S : 안전율(강에서 $S=4\sim6$ 적용) C : 부식 여유(보통 1[mm]이상)

η : 이음효율(이음매 없는 관에서 $\eta=1$, 단점관에서 $\eta=8$,

리벳이음관에서 $\eta=0.57\sim0.63$)

또, 두께 t 가 같고, 같은 압력 p 를 받은 원통은 지름 D 가 클수록 발생 응력이 크게 되고 파괴되기 쉬운 것을 알 수 있다. <표 7-2>는 내압을 받는 관의 이음 효율과 허용 응력을 나타내고, <표 7-3>은 탄소 강관의 허용응력을 나타낸 표이다.

표 7-2 내압을 받는 얇은 살두께 관의 허용응력(σ_a)과 상수(C)

재 질		이음효율(η)		인장 응력(σ_t) N/mm^2	허용 응력(σ_a) N/mm^2	상수C(mm)	
주철	보통	—		—	25	$t \leq 55$	$6(1 - \frac{pD}{275000})$
	고급				40	$t \geq 55$	0
주 강		—		450	60	$t \leq 55$	$6(1 - \frac{pD}{275000})$
						$t \geq 55$	0
강		이음매없는관	1.00	340~450	80	1	
		단점관	0.80				
		리벳이음관	0.57~0.63	450~550	100		
동		—		200~550	20	$d \leq 100$ $100 < d \leq 125$	1.5 0
납	순수한 납	—		125	2.5	0~3	
	1~3%Sb			—	5.0		

표 7-3 탄소강 강관의 허용응력(σ_a)

재 료	구분	제조 방법	허용응력 [N/mm ²]	재 료	구분	제조 방법	허용응력[N/mm ²]		
			350°C 이하				350°C 이하	400°C 이하	450°C 이하
압력 배관용 탄소 강관	SPPS	380 S	95	고온 배관용 탄소 강관	SPHT	380 S	95	82	57
		380 E	81			380 E	81	70	48
		420 S	105			420 S	105	90	58
		420 E	89			420 E	89	76	48
고압 배관용 탄소 강관	SPPH	380 S	95	보일러 및 열교환기용 탄소 강관	STBH	340 S	88	—	—
		380 E	—			340 E	71	—	—
		420 S	105			410 S	88	77	54
		490 S	123			410 E	75	65	46

〈비고〉(1)제조 방법의 S는 이음매 없는 관, E는 전기 저항 용접관

예제 1 압력 7.5[MPa]의 물을 상온 부근에서 흐르게 하는 이음매 없는 강관 SPPS 380(허용 응력 95[N/mm²])을 사용할 때 필요한 스케줄 번호를 구하여라.

(풀이) 식 (7-2)에서

$$\text{스케줄 번호} = \frac{P}{\sigma_t \cdot E} \times 1000$$

E : 이음매 없는 관 (계수=1)

$$p = 7.5[\text{MPa}] = 7.5[\text{N/mm}^2]$$

$$\therefore \text{스케줄 번호} = \frac{P}{\sigma_t \cdot E} \times 1000 = \frac{7.5}{95 \times 1} \times 1000 = 79 \text{ (＃80 사용)}$$

예제 2 안지름 1.2[m], $v_m = 3[\text{m/s}]$ 인 수력 원동소 도수관 2개를 사용할 때 전체 유량을 구하여라.

(풀이) $Q = A v_m = \frac{\pi}{4} \left(\frac{D}{1000} \right)^2 v_m$ 에서

$$\therefore Q = A v_m n = \frac{\pi}{4} \left(\frac{D}{1000} \right)^2 v_m n = \frac{\pi}{4} \left(\frac{1200}{1000} \right)^2 \times 3 \times 2 \approx 6.79[\text{m}^3/\text{s}]$$

예제 3 두께 5[mm], 안지름 300[mm]인 얇은 관에 3[MPa]의 압력이 작용할 때, 관벽에 생기는 응력을 구하여라.

(풀이)

$$\sigma = \frac{pD}{2t} = \frac{3 \times 300}{2 \times 5} = 90 [N/mm^2]$$

예제 4 양수량 150[l/s], 압력 2[MPa]인 원심 펌프의 흡입 토출 파이프를 계산하라.

(풀이) 식 (7-3)

$$D = 2000 \sqrt{\frac{Q}{\pi v_m}} = 1128 \sqrt{\frac{Q}{v_m}} \quad \text{에서}$$

〈표 7-1〉 평균유속 $v_m = 2[m/s]$ 를 적용하면

$Q = 150[l/s] = 0.15[m^3/s]$, 관의 안지름은 다음과 같다.

$$\therefore D = 2000 \sqrt{\frac{Q}{\pi v_m}} = 1128 \sqrt{\frac{Q}{v_m}} = 1128 \sqrt{\frac{0.15}{2}} \approx 309 [mm]$$

관의 두께는 식(7-5)에서

$$t = \frac{pD}{2 \sigma_a \eta} + C = \frac{pDS}{2 \sigma_t \eta} + C$$

이음매 없는 압력 배관용 탄소강 강관을 사용할 때 〈표 7-2〉에서 $\eta = 1$, $C = 1$ 을 적용하고, 〈표 7-3〉에서 SPPS 380으로 볼 때 $\sigma_a = 95[N/mm^2]$, 압력 2[MPa] = 2[N/mm²]를 대입하면 관의 두께는 다음과 같다.

$$t = \frac{pD}{2 \sigma_a \eta} + C = \frac{2 \times 309}{2 \times 95 \times 1} + 1 \approx 4.3 [mm]$$

제 2 절 관이음

1. 개요

관을 연결하거나 유체의 흐름 방향을 바꾸는 경우에 관이음(pipe joint)을 한다. 관을 용접으로 영구 이음을 한 경우에는 유체의 누설이 없으며, 유지비나 설치비가 절약되고 무게도 가볍다. 그러나 관로를 수리하는 것은 불편하므로 탈착을 쉽게 할 수 있는 이음이 널리 이용되고 있으며, 또한 온도 변화를 조절하기 위한 신축이음이 사용된다.

관이음은 관로의 연장, 관로의 곡절(曲折), 관로의 분기(分岐), 관의 상호 운동, 관 접속의 착탈(着脫) 기능 등이 있다.

2. 관이음의 종류

가. 나사식 관이음

나사식 이음은 관에 관용 나사나 가는 나사를 깎아서 파이프를 이음한 것으로 물, 기름, 증기, 가스 등의 일반 배관에 사용한다. 나사 부분에서의 누설을 막기 위하여 나사 부분에 페인트나 광명단, 흑연 등을 바르고, 다시 마(麻)를 감거나 접착테이프를 감는다. [그림 7-4]는 나사식 관이음의 종류를 나타낸 것이다.

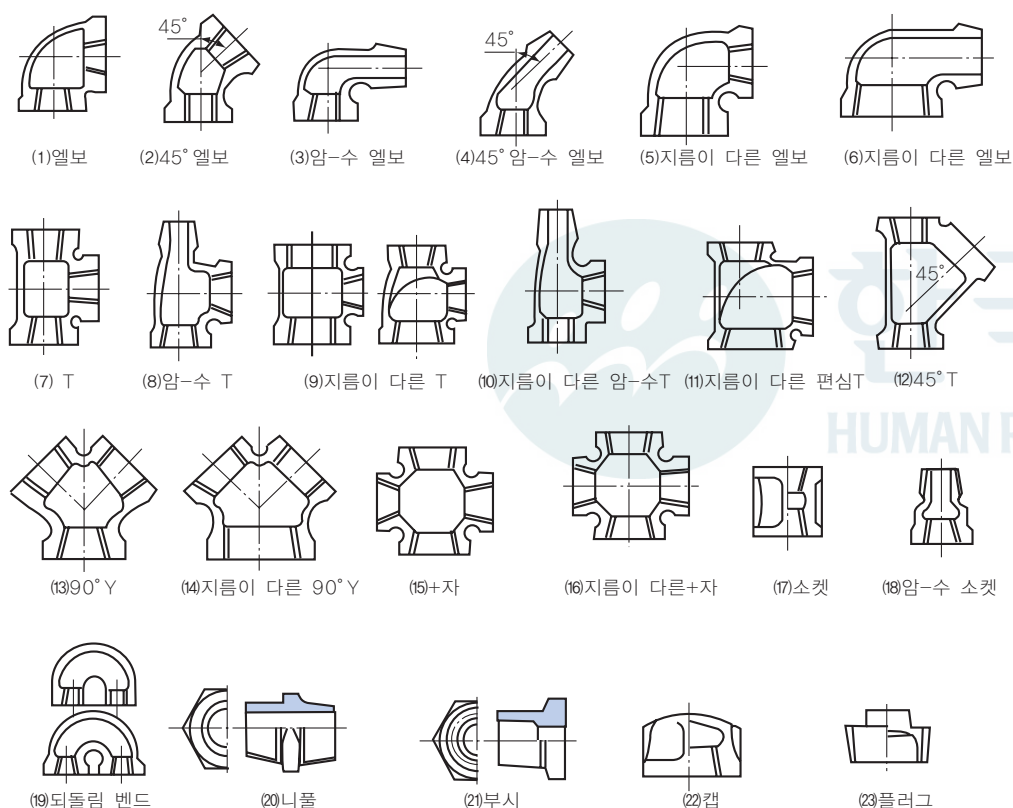


그림 7-4 나사식 관이음

나. 플랜지 이음

플랜지 이음은 관의 지름이 크거나 유체의 압력이 큰 경우에 쓰이며, 가끔 분해, 조립할 필요가 있을 때 편리하다. 플랜지 이음에는 기밀을 유지하기 위해 개스킷을 사용하며, 저압용 개스킷으로는 고무, 합성수지, 석면, 파이버, 종이 등을 사용하며, 고압용으로는 구리, 납, 연강 등을 사용한다. 호칭 압력은 0.2, 0.5, 1.0, 1.5, 2.0, 3.0, 4.0 및

5.0[MPa]에 맞는 형식과 치수가 KS규격에 정해져 있으므로 특별한 경우 이외에는 계산할 필요가 없다. [그림 7-5]는 플랜지 이음의 종류를 나타낸다.

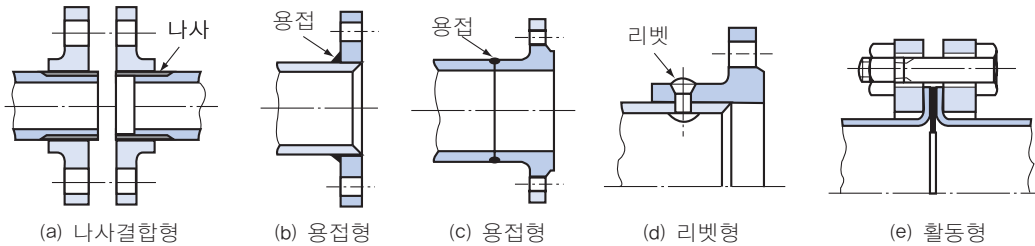


그림 7-5 플랜지 이음의 종류

[그림 7-6]과 같은 플랜지 이음에서 플랜지의 두께는 다음과 같이 구한다.

$$P = \frac{\pi D_m^2 p}{4} \quad (7-9)$$

여기서, D_m : 개스킷의 평균 지름(mm)

p : 내압(N/mm^2)

$$M = Pl, \quad l = \frac{D_b - D_f}{2}$$

여기서, D_f : 플랜지 보스의 지름(mm)

D_b : 볼트 구멍 중심원(피치원)의 지름(mm)

l : 압 길이(mm)

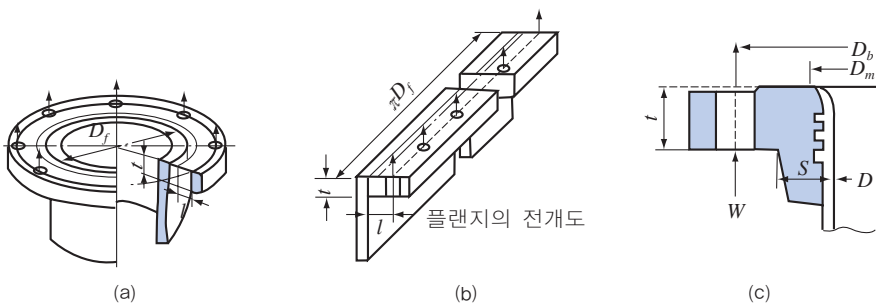


그림 7-6 플랜지의 치수

이 때, 플랜지의 굽힘 모멘트는

$$M = \sigma_b Z = \frac{\pi D_f t^2}{6} \sigma_b \quad (7-10)$$

그러므로 두께 t 는 식 (7.9)에 $M=Pl$ 을 대입하여 구한다.

$$t = \sqrt{\frac{6Pl}{\pi D_f \sigma_b}} \quad (7-11)$$

다. 신축 이음

신축 이음은 배관이 받는 온도차로 생기는 신축의 흡수, 장시간 사용에 의한 배관축의 변위 조정, 진동원(振動源)과 배관과의 완충을 목적으로 사용한다. 이러한 원인들은 단독으로 생기는 경우는 적고, 대부분의 조합으로 생기는 경우가 많다. [그림 7-7]은 신축 이음의 여러 가지 형태를 나타낸 것이다.

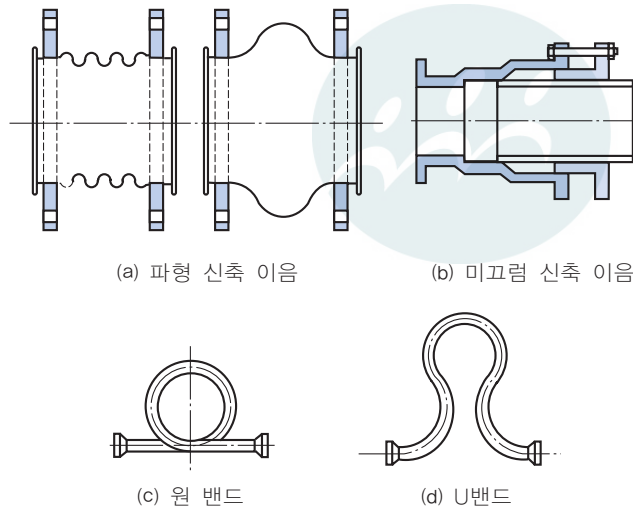


그림 7-7 신축 이음

제 3 절 밸브와 콕

관속을 흐르는 유체의 유량, 압력, 온도를 제어하기 위하여 밸브나 콕(valve & cock)을 사용한다. 밸브나 콕의 재료로는 보통 청동이 사용되지만 고온, 고압, 내식성이 요구 되는 곳에는 주철, 주강, 합금강이 사용된다. 용도에 따라 스톱 밸브, 체크 밸브, 슬루스 밸브, 감압 밸브, 안전밸브, 및 콕 등이 있다.

1. 밸브

가. 밸브의 선택

유체의 유량, 흐름의 단속(斷續), 방향 전환, 압력 등을 조절할 때는 밸브를 사용한다. 이들은 유체가 새는 것을 확실히 막을 수 있으며, 특히 점성이 큰 유체에 대해서는 흐름의 저항이 작은 구조로 만들어야 한다.

(1) 유량과 방향

밸브를 지나는 유체의 양과 방향에 대해서 유체를 최대한으로 유통시키고 조절하며, 앵글 밸브는 흐름의 방향을 직각으로 돌린다.

(2) 압력과 온도

밸브의 각 부분 설계는 압력과 온도 조건에 따라 설계하는데, 밸브에는 호칭 압력이 명시되고 있으나, 실제 밸브의 허용 압력은 유체 온도에 따라 달라진다. 보통 $0.5[MPa]$ 이하에 사용하는 것을 저압 밸브라 하고, $16[MPa]$ 까지의 것을 중압 밸브, 그리고 그 이상의 것을 고압 밸브라 한다.

나. 밸브의 종류

(1) 스톱 밸브(stop valve)

스톱 밸브는 [그림 7-8의 (a)]와 같이 흐름의 방향이 입구와 출구가 같고, 밸브 내에서 밸브가 상하로 변하는 글로브 밸브(globe valve)와 그림(b)와 같이 흐름이 직각으로 바뀌는 앵글 밸브(angle valve)가 있다. 어느 것이나 밸브 안을 흐르는 유체의 방향이 바뀌는 구조이며, 밸브는 언제나 유체 안에 들어 있기 때문에 에너지 손실이 크고, 물이 고이는 곳에는 이물질이 쌓이기 쉬운 결점이 있다. 그러나 밸브의 양정(揚程)이 작고, 개폐가 빠르며 밸브와 밸브 시트(valve seat)의 가공, 교환, 수리 등이 쉬우므로 밸브 중에서 가장 널리 사용한다.

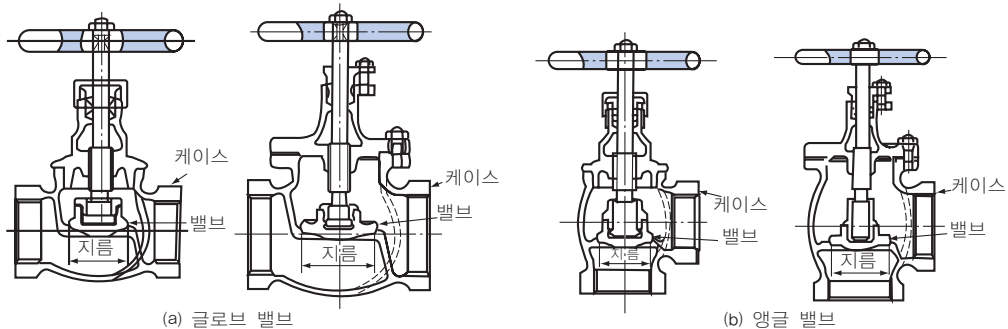


그림 7-8 글로브 밸브와 앵글 밸브

(2) 슬루스 밸브(sluiice Valve)

슬루스 밸브는 밸브 판이 흐름에 대하여 직각으로 놓여지며, 밸브 시트에 대하여 미끄러지는 운동을 하는 구조이다. 흐름에 대한 저항은 밸브 중에서 가장 작고, 유체를 자유로이 충분히 흐르게 할 수 있으며, 완전히 차단할 수도 있다. 보통 조작이 빈번하지 않는 곳에 사용하나, 제어나 유량을 줄이는 곳에는 사용하지 않는다.

[그림 7-9]와 같이 밸브 스템(valve stem)의 승강(昇降)과 더불어 밸브가 상하로 움직이는 승강형과 밸브만이 상하로 움직이는 비승강형이 있다.

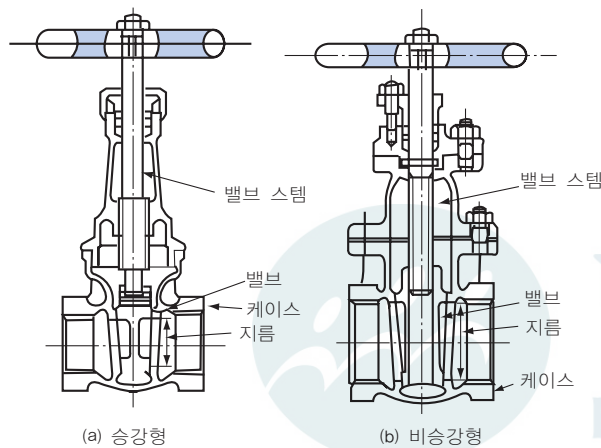


그림 7-9 슬루스 밸브

(3) 체크 밸브(check valve)

역지(逆止) 밸브라고도 하며, [그림 7-10]과 같이 유체를 한 방향으로만 흘러가게 하고, 역류하지 않도록 한다. 밸브의 무게와 밸브의 양쪽에 걸리는 압력차에 의해 자동적으로 작동하도록 되어 있다.

그림 (a)는 보일러의 급수관계에 설치하는 밸브이고, 그림 (b)는 보일러 출구의 주관에 설치하는 밸브이다.

(4) 안전 밸브(safety valve)

증기, 가스 등의 유체가 제한된 최고 압력을 초과했을 때 자동적으로 밸브가 열려서 유체를 외부로 방출하는 밸브이다. 안전 밸브는 제한 압력을 넘었을 때 확실히 배출하여 압력을 제한 값 내에 유지해야 하고 배출이 끝난 후 압력이 정확하게 유지되고 제한 압력보다 너무 내려가지 않아야 한다.

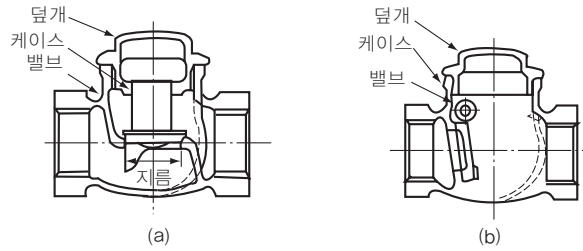


그림 7-10 체크 밸브

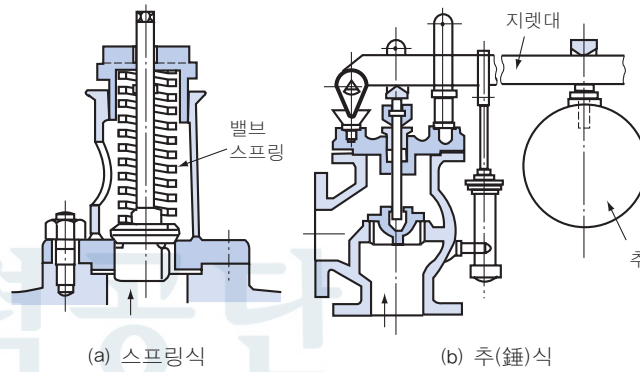


그림 7-11 안전 밸브

(5) 나비형 밸브(butterfly valve)

조름 밸브(throttle valve)라고도 하며, [그림 7-12]와 같이 원형에 밸브 판의 지름을 축소하여 밸브판을 회전시킴으로써 유량을 조절하는 밸브이다.

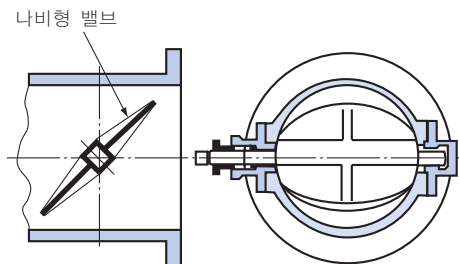


그림 7-12 나비형 밸브

(6) 감압 밸브(reducing valve)

감압 밸브는 고압 유체를 보다 낮은 압력으로 감압하고, 그대로 일정하게 유지하는

경우에 쓰이는 밸브로, 밸브의 열림은 추(錐)나 스프링, 다이어프램 등으로 제어한다.

[그림 7-13]은 스프링식 감압 밸브이다.

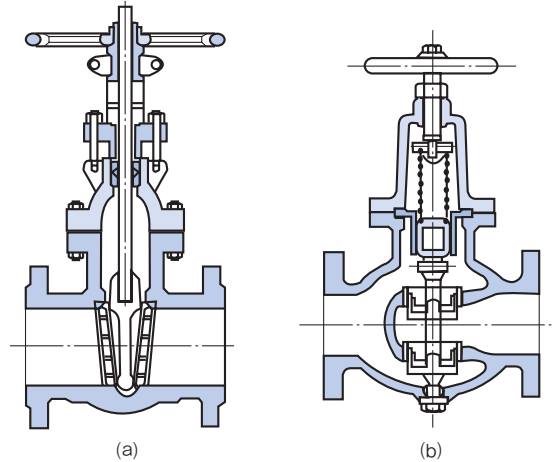


그림 7-13 스프링식 감압 밸브

2. 콕

콕(cock)은 구멍이 있는 플러그를 회전시켜 유체의 통로를 간단히 개폐할 수 있다. 작은 지름의 관로나 배출용에 널리 쓰이며, 흐름의 방향을 바꿀 수도 있다. 플러그의 모양은 [그림 7-14]와 같이 원추형으로 $\frac{1}{6}$ 의 테이퍼가 있다.

플러그와 본체의 원추면은 기밀을 유지하도록 되어 있고, 플러그에 뚫린 통로의 구멍에는 직사각형, 사다리꼴형, 타원형, 원형 등이 있다. 좌우에 구멍이 있는 2방향 콕과 3방향으로 구멍이 있는 3방향 콕이 있다.

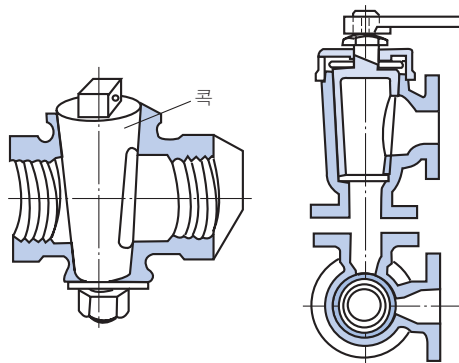


그림 7-14 콕

【 익 힘 문 제 】

1. 양수량 $0.2[m^3/s]$, 압력 $1.5[MPa]$ 인 원심 펌프에서 배출관의 크기를 구하여라. 단, 평균 유속은 $3[m/s]$ 이다.
2. 바깥지름 $216[mm]$, 두께 $6[mm]$ 인 강관의 허용 응력을 $95[MPa]$ 이라 하면 이 강관은 어느 정도의 압력에 견딜 수 있는가? 이 강관에 $100[l/s]$ 의 물을 수송하려면 유속 (m/s) 과 유량 (m^3/h) 은 얼마인가?
3. 유량 $300[l/s]$, 압력 $3.0[MPa]$ 일 때, 상온에서 사용하는 이음매 없는 강관의 외경은 몇 (mm) 인가? 단, 평균 유속 $v_m=2.5[m/s]$, 부식 여유 $C=1[mm]$ 로 한다.
4. 유량 $0.25[m^3/s]$ 의 상수를 주철제 관으로 수송 압력 $1.5[MPa]$ 로 중거리 수송하려고 한다. 외경을 설계하여라, 단 평균 유속 $v_m=10[m/s]$ 로 한다.
5. 외경 $200[mm]$, 두께 $4[mm]$ 인 강관의 허용 응력을 $95[N/mm^2]$ 이라 하고, 이 강관으로 물을 유량 $100[l/s]$ 의 물을 수송한다고 할 때 다음을 계산하여라. 단 부식 여유 $C=1[mm]$ 로 한다.
 - ① 유속은 몇 (m/s) 인가?
 - ② 내압은 몇 (MPa) 인가?
 - ③ 유량은 몇 (m^3/h) 인가?



한국신
HUMAN RESOURCE

사업인력공단

S DEVELOPMENT SERVICE OF KOREA

부 록

Chapter

08

1. 익힘 문제 해답
2. 용어 설명
3. 찾아 보기
4. 참고 문헌 및 자료

사업인력공단

S DEVELOPMENT SERVICE OF KOREA



한국신
HUMAN RESOURCE

익힘 문제 해답

제 1 장 총론

1. 압축응력 $\sigma_c = \frac{P_c}{A}$ 에서 압축하중 P_c 는

$$P_c = \sigma_c A \quad \text{여기서, } A = 100 \times 80 = 8000 [mm^2]$$

$$\sigma_c = 80 [N/mm^2]$$

$$\therefore P_c = 80 \times 8000 = 640,000 [N] = 640 [kN]$$

2. 허용 인장 응력 $\sigma_a = \frac{\sigma}{S}$ 에서

$$\sigma_a = \frac{420}{3} = 140 [N/mm^2]$$

$$\sigma_a = \frac{P}{A} \text{ 에서, } A = \frac{P}{\sigma_a} = \frac{100000}{140} \doteq 714.29 [mm^2]$$

$$A = \frac{\pi d^2}{4} \text{ 에서, } d = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 714.29}{\pi}} \doteq 30.16 [mm]$$

3. $\lambda = \frac{Pl}{AE}$ 에서, $P = \frac{AE\lambda}{l}$

$$\text{여기서 } A = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi \times 2^2}{4} \doteq 3.14 [cm^2]$$

$$E = 200 [GPa] = 200 \times 10^9 [N/m^2] = 2.0 \times 10^7 [N/cm^2]$$

$$\lambda = 1.2 [mm] = 0.12 [cm]$$

$$l = 120 [cm]$$

$$\therefore \text{인장 하중 } P = \frac{AE\lambda}{l} = \frac{3.14 \times 2.0 \times 10^7 \times 0.12}{120} = 62800 [N]$$

$$\text{인장 응력 } \sigma_a = \frac{P}{A} = \frac{62800}{3.14} = 20000 [N/cm^2] = 20 [kN/cm^2]$$

4. $\lambda = \frac{Pl}{AE}$ 에서

$$\text{여기서, } A = 40 \times 40 = 1,600 [\text{mm}^2]$$

$$P = 100 [\text{kN}] = 10^5 [\text{N}]$$

$$l = 2,000 [\text{mm}]$$

$$E = 200 [\text{GPa}] = 2.0 \times 10^5 [\text{N/mm}^2]$$

$$\lambda = \frac{Pl}{AE} = \frac{10^5 \times 2000}{1600 \times 2.0 \times 10^5} = 0.625 [\text{mm}]$$

$$5. \quad E = \frac{Pl}{A\lambda} \text{ 에서 } A = \frac{\pi \times 16^2}{4} \doteq 201.06 [\text{mm}^2]$$

$$l = 2,000 [\text{mm}]$$

$$P = 25 [\text{kN}] = 25,000 [\text{N}]$$

$$\lambda = 1.2 [\text{mm}]$$

$$\therefore E = \frac{25000 \times 2000}{201.06 \times 1.2} = 207,235 [\text{N/mm}^2] \doteq 207 [\text{GPa}]$$

$$\nu = \frac{1}{m} = 0.3 \text{ 에서, } m = \frac{1}{0.3}$$

$$\begin{aligned} \text{식 (1-5) 에서 } G &= \frac{mE}{2(m+1)} = \frac{\frac{1}{0.3} \times 207235}{2(\frac{1}{0.3} + 1)} = \frac{207235}{2 \times 1.3} \doteq 79,706 [\text{N/mm}^2] \\ &\doteq 80 [\text{GPa}] \end{aligned}$$

$$6. \quad \sigma_m = \frac{P}{(b-d)t} = \frac{50,000}{(100-20)10} = 62.5 [\text{N/mm}^2]$$

$$\text{식 (1-6) 에서 } \sigma_{\max} = \alpha \cdot \sigma_m = 2.4 \times 62.5 = 150 [\text{N/mm}^2]$$

제 2 장 결함용 기계요소

1. 축 볼트는 인장 하중만이 작용하므로

식 (2-25)에서

$$d = \sqrt{\frac{2P}{\sigma_a}} = \sqrt{\frac{2 \times 30000}{60}} \doteq 31.6 [\text{mm}]$$

미터 나사 M 32 , 인치 나사 1-1/4 선정

2. 하중을 올리는데 필요한 회전 토크(T)는

$$T = P \cdot \frac{d_2}{2} \text{ 에서, 식 (2-7)을 대입하면}$$

$$T = Q \cdot \frac{d_2}{2} \frac{p + \mu \pi d_2}{\pi d_2 - \mu p} = Q \cdot \frac{60}{2} \frac{25 + 0.12 \times 3.14 \times 60}{(3.14 \times 60) - (0.12 \times 25)} \doteq 7.7Q$$

비틀림 응력을 발생시키는 회전 토크 (T)는

$$T = \tau_a \cdot Z_p = \tau_a \cdot \frac{\pi d_2^3}{2} = 7.7Q$$

스크루 잭이 올릴 수 있는 하중 Q

$$Q = \tau_a \cdot \frac{\pi d_2^3}{16 \times 7.7} = 100 \times \frac{3.14 \times 60^3}{16 \times 7.7} \doteq 550520[N] = 550.52[kN]$$

3. 리드각 $\alpha = \tan^{-1} \frac{p}{\pi d_2} = \tan^{-1} \frac{1.5}{3.14 \times 9.026} \doteq 3.028^\circ$

$$\text{마찰각 } \rho' = \tan^{-1} \frac{\mu}{\cos \beta} = \tan^{-1} \frac{0.15}{\cos \frac{60^\circ}{2}} \doteq 9.826^\circ$$

식 (2-22)에서

$$T = P \frac{d_2}{2} = Q \left\{ \frac{d_2}{2} \tan(\rho' + \alpha) + \mu_n \cdot r_n \right\} = P \cdot l$$

$$\text{여기서, } Q = 10000[N], \quad \mu_n = 0.15$$

$$r_n = 17[mm], \quad l = 210[mm]$$

$$T = 10000 \left\{ \frac{9.026}{2} \tan(3.028^\circ + 9.826^\circ) + 0.15 \times 17 \right\} \doteq 35798[N \cdot mm]$$

$$\text{스패너에 걸리는 힘} \quad \therefore P = \frac{T}{l} = \frac{35798}{210} \doteq 170.5[N]$$

4. 리드각 α

$$\alpha = \tan^{-1} \frac{p}{\pi d_2}$$

$$\text{여기서 } p = 8[mm], \quad d_2 = 36 - \frac{8}{2} = 32[mm]$$

$$\therefore \alpha = \tan^{-1} \frac{8}{3.14 \times 32} = 4.552^\circ$$

마찰각 ρ

$$\rho = \tan^{-1} \mu = \tan^{-1} 0.12 \approx 6.843^\circ$$

식 (2-16)에서

$$\therefore \eta = \frac{\tan \alpha}{\tan(\rho + \alpha)} = \frac{\tan 4.552^\circ}{\tan(6.843^\circ + 4.552^\circ)} \approx 0.395 (39.5\%)$$

5. 리드각 α

$$\alpha = \tan^{-1} \frac{p}{\pi d_2}$$

$$\therefore \alpha = \tan^{-1} \frac{2.5}{3.14 \times 18.37} \approx 2.482^\circ$$

마찰각 ρ'

$$\rho' = \tan^{-1} \frac{\mu}{\cos \beta} = \tan^{-1} \frac{0.1}{\cos \frac{60^\circ}{2}} \approx 6.587^\circ$$

식 (2-17)에서

$$\eta' = \frac{\tan \alpha}{\tan(\rho' + \alpha)} = \frac{\tan 2.482^\circ}{\tan(6.587^\circ + 2.482^\circ)} \approx 0.272 (27.2\%)$$

6. 식 (2-31)에서

$$H = n \cdot p = \frac{P \cdot p}{\frac{\pi(d^2 - d_1^2)}{4} q_a} = \frac{P \cdot p}{\pi d_2 h q_a}$$

여기서 $P : 200,000 [N]$, $p : 16 [mm]$

$q_a : 10 [N/mm^2]$

$$d_2 = \frac{d + d_1}{2} = \frac{100 + 80}{2} = 90 [mm]$$

$$h = \frac{d - d_1}{2} = \frac{100 - 80}{2} = 10 [mm]$$

$$\therefore H = \frac{P \cdot p}{\pi d_2 h q_a} = \frac{200000 \times 16}{3.14 \times 90 \times 10 \times 10} \approx 113.2 [mm]$$

7. 축 동력에 따른 토크 공식

식 (3-6) 참고

$$T = 9.55 \times 10^6 \frac{H}{n} [N \cdot mm] \text{에서}$$

$$\therefore T = 9.55 \times 10^6 \frac{10}{240} \approx 397917 [N \cdot mm]$$

식 (2-38)에서

$$\ell = \frac{2T}{bd\tau_a} = \frac{2T}{bt\sigma_c} \approx 1.5d$$

$$\ell_1 = \frac{2T}{bd\tau_a} = \frac{2 \times 397917}{6 \times 30 \times 120} \approx 36.8 [mm]$$

$$\ell_2 = \frac{2T}{dt\sigma_c} = \frac{2T}{d \frac{h}{2} \sigma_c} = \frac{2 \times 397917}{30 \times \frac{6}{2} \times 200} \approx 44.2 [mm]$$

$$\ell_3 \approx 1.5d = 1.5 \times 30 = 45 [mm]$$

$$\ell_3 < \ell_2 < \ell_1 \quad \therefore \ell = \ell_3 = 45 [mm]$$

8. 식 (2-40) $\tau = \frac{2P}{\pi d^2}$ 에서

$$d = \sqrt{\frac{2P}{\pi\tau}} = \sqrt{\frac{2 \times 30000}{3.14 \times 50}} \approx 20 [mm]$$

9. 식 (2-38) $l = \frac{2T}{bd\tau_a} = \frac{2T}{dt\sigma_c}$ 에서

(1) 회전 토크 T

$$T = \frac{bd\tau_a l}{2} = \frac{18 \times 60 \times 50 \times 90}{2} = 2430000 [N] = 2430 [kN]$$

(2) 압축 응력 σ_c

$$\sigma_c = \frac{2T}{dtl} = \frac{2T}{d \frac{h}{2} l} = \frac{4T}{dhl} = \frac{4 \times 2430000}{60 \times 11 \times 90} \approx 163.6 [N/mm^2] (163.6 [MPa])$$

(3) 회전력 P

$$P = \frac{2T}{d} = \frac{2 \times 2430000}{60} = 81000 [N] = 81 [kN]$$

10. (1) 리벳의 전단 응력

$$\text{식 (2-44)에서 } \tau_a = \frac{2P}{\pi d^2} = \frac{2 \times 30000}{3.14 \times 16^2} \approx 74.6 [N/mm^2]$$

(2) 판재 인장응력

$$\sigma_t = \frac{P}{(b - nd_0)t} = \frac{30000}{(70 - 2 \times 16) \times 10} \approx 78.95 [N/mm^2]$$

11. (1) 리벳의 전단 응력

식 (2-43)에서

$$\tau_a = \frac{4P}{n \pi d^2} = \frac{4 \times 10000}{3 \times 3.14 \times 20^2} \approx 10.61 [N/mm^2]$$

(2) 판재의 인장 응력

식 (2-46)에서

$$\sigma_t = \frac{P}{(p - d_0)nt} = \frac{10000}{(40 - 20) \times 3 \times 10} \approx 16.67 [N/mm^2]$$

(3) 판재의 전단 응력

식 (2-48)에서

$$\tau_0 = \frac{P}{2et} = \frac{10000}{2 \times 30 \times 10} \approx 16.67 [N/mm^2]$$

12. (1) 리벳에 생기는 하중

$$P = \frac{\pi}{4} d^2 \tau n = \frac{3.14}{4} \times 19^2 \times 35 \times 2 \approx 19837 [N]$$

(2) 판의 폭

$$b = \frac{P}{t \cdot \sigma_t} + nd = \frac{19837}{12 \times 80} + 2 \times 19 \approx 58.7 [mm]$$

(3) 피치

$$p = d + \frac{\pi d^2 \tau}{4 t \sigma_t} = 19 + \frac{2 \times 19^2 \times 35}{4 \times 12 \times 80} \approx 29.3 [mm]$$

(4) 판의 효율 : 식 (2-52)에서

$$\eta_1 = \frac{p - d}{p} = 1 - \frac{19}{29.3} = 0.352 (35.2\%)$$

(5) 리벳의 효율 : 식 (2-53)에서

$$\eta = \frac{\pi d^2 \tau}{4 p t \sigma_t} = \frac{3.14 \times 19^2 \times 35}{4 \times 40 \times 12 \times 80} = 0.258 (25.8\%)$$

13. (1) 피치

$$\eta = 1 - \frac{d}{p} \text{에서}$$

$$p = \frac{d}{1 - \eta} = \frac{20}{1 - 0.6} = 50 [mm]$$

(2) 인장 응력

$$\sigma_t = \frac{P}{(p-d)t} = \frac{20000}{(50-20) \times 18} \approx 37.04 [N/mm^2]$$

(3) 리벳의 효율

$$\eta_2 = \frac{\frac{\pi}{4} d^2 \tau n}{p t \sigma_t} = \frac{3.14 \times 20^2 \times 35 \times 2}{4 \times 50 \times 18 \times 37.04} = 0.66 (66\%)$$

14. 인장 응력

$$\sigma_t = \frac{P}{hl} = \frac{P\eta}{hl} = \frac{30000 \times 0.9}{3.2 \times 50} = 168.75 [N/mm^2]$$

15. (1) 하중

$$P' = hl \sigma \eta = 10 \times 120 \times 60 \times 0.8 = 57600 [N]$$

(2) 목두께

$$t = \frac{P'}{\sigma_t l} = \frac{57600}{50 \times 120} = 9.6 [mm]$$

16. $P' = hl \sigma \eta = 12 \times 200 \times 80 \times 0.8 = 153600 [N]$

목두께

$$t = \frac{P'}{\sigma_t l} = \frac{153600}{70 \times 200} \approx 11 [mm]$$

제 3 장 축계 기계요소

1. 식 (3-6)에서

$$T = 9.55 \times 10^6 \frac{H}{n} = 9.55 \times 10^6 = \frac{5}{250} = 191000 [N \cdot mm]$$

$$F = \frac{2T}{D} = \frac{2 \times 191000}{400} = 955 [N]$$

2. 식 (3-6), (3.5)에서

$$T = 9.55 \times 10^6 \frac{H}{n} = \tau_a Z_p = \tau_a \frac{\pi d^3}{16}$$

$$\therefore T = 9.55 \times 10^6 \frac{H}{n} = 9.55 \times 10^6 \frac{50}{200} = 2,387,500 [N \cdot mm]$$

$$T = \tau_a Z_p = \tau_a \frac{\pi d^3}{16}$$

$$\therefore d = \sqrt[3]{\frac{16 \times T}{\pi \tau_a}} = \sqrt[3]{\frac{16 \times 2,387,500}{3.14 \times 57}} \approx 60 [mm]$$

$$3. T = 9.55 \times 10^6 \frac{H}{n} = \tau_a Z_p = \tau_a \frac{\pi d^3}{16}$$

$$H = \frac{n T}{9.55 \times 10^6} = \frac{400 \times 100000}{9.55 \times 10^6} \approx 4.2 [kW]$$

$$\therefore d = \sqrt[3]{\frac{16 \times T}{\pi \tau_a}} = \sqrt[3]{\frac{16 \times 100000}{3.14 \times 25}} \approx 27.3 [mm]$$

4. (1) 상당 비틀림 모멘트

$$\therefore T = 9.55 \times 10^6 \frac{H}{n} = 9.55 \times 10^6 \frac{25}{300} \approx 795,833 [N \cdot mm]$$

식 (3-11)에서

$$T_e = \sqrt{M^2 + T^2} = \sqrt{500000^2 + 795833^2} \approx 939867.1 [N \cdot mm]$$

(2) 상당 굽힘 모멘트

식 (3-13)에서

$$M_e = \frac{1}{2}(M + T_e) = \frac{1}{2}(500000 + 939867.1) = 719933.5 [N \cdot mm]$$

(3) 축의 지름

식 (3-10a), (3-12a)에서

$$d = \sqrt[3]{\frac{16T_e}{\pi\tau_a}} = \sqrt[3]{\frac{16 \times 939867.1}{3.14 \times 50}} \doteq 45.7 [mm]$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32M_e}{\pi\sigma_b}} = \sqrt[3]{\frac{32 \times 719933.5}{3.14 \times 65}} \doteq 48.3 [mm]$$

∴ 축 지름은 50[mm]로 선정한다.

$$5. \therefore T = 9.55 \times 10^6 \frac{H}{n} = 9.55 \times 10^6 = \frac{15}{200} \doteq 716,250 [N \cdot mm]$$

$$\theta = \frac{\pi}{180^\circ} \times \theta^\circ = \frac{\pi}{180^\circ} \times 1^\circ \doteq 0.01745 [rad]$$

축 지름을 식(3-18), (3-20)에서 각각 구할 수 있다.

$$(1) \text{식(3-18)} \theta = \frac{Tl}{GI_p} = \frac{32Tl}{G\pi d^4} \text{에서}$$

$$d = \sqrt[4]{\frac{32Tl}{G\pi\theta}} = \sqrt[4]{\frac{32 \times 716,250 \times 5000}{8.2 \times 10^4 \times 3.14 \times 1.745 \times 10^{-2}}} \doteq 71.07 [mm]$$

(2) 식(3.20)에서

$$d = 130 \sqrt[4]{\frac{H}{n}} = 130 \sqrt[4]{\frac{15}{200}} \doteq 68.03 [mm]$$

∴ 축 지름은 $d = 75 [mm]$ 로 선정한다.

6. (1) 비틀림 각

식 (3-19)에서

$$\theta \doteq \frac{583.6Tl}{Gd^4}, \text{ 여기서 } T = \tau_a \cdot Z_p = \tau_a \frac{\pi d^3}{16}$$

$$\therefore \theta = \frac{583.6 \frac{\pi d^3}{16} \tau_a l}{Gd^4} = \frac{583.6 \pi \tau_a l}{16 G d} = \frac{583.6 \times 3.14 \times 40 \times 1000}{16 \times 8.2 \times 10^4 \times 50} \doteq 1.12^\circ$$

(2) 전달 동력

$$H = \frac{nT}{9.55 \times 10^6} = \frac{n \cdot \frac{\pi d^3}{16} \tau_a}{9.55 \times 10^6} = \frac{1500 \times 3.14 \times 50^3 \times 40}{16 \times 9.55 \times 10^6} \doteq 154.1 [kW]$$

7. (1) 축의 전달 동력

$$T = \tau_a \frac{\pi d^3}{16} = 50 \times \frac{3.14 \times 80^3}{16} = 5,024,000 [N \cdot mm]$$

$$\text{축의 전달 동력 } H = \frac{nT}{9.55 \times 10^6} = \frac{400 \times 5,024,000}{9.55 \times 10^6} \doteq 210.4 [kW]$$

(2) 볼트의 지름 δ

볼트 Z개의 전달 저항에 의하여 전달할 수 있는 토크는 식 (3-32)에서

$$T_1 = \frac{\pi \delta^2}{4} \cdot \tau_a \cdot Z \cdot R = \frac{\pi \delta^2}{4} \times 50 \times 4 \times 250 \doteq 39,250 \delta^2$$

여기서, R 은 축 중심에서 볼트 중심까지의 거리

$T_1 = T$ 이어야 하므로

$$T_1 = 39,250 \delta^2 = T = 5,024,000$$

$$\therefore \delta = \sqrt{\frac{5,024,000}{39,250}} \doteq 11.3 [mm] \quad (12 [mm] \text{ 볼트 사용})$$

8. 턱의 접촉면 압력에 의한 전달 토크(T)는 식 (3-45)에서

$$T = \left(\frac{D_2^2 - D_1^2}{8} \right) (h - c) \cdot p_m \cdot Z \left(\frac{125^2 - 75^2}{8} \right) 25 \times 25 \times 3 = 2,343,750 [N \cdot mm]$$

여기서, c 는 언급이 없으므로 무시($c=0$)하였다.

전달 동력 $H(kW)$ 는 다음과 같다.

$$H = \frac{nT}{9.55 \times 10^6} = \frac{200 \times 2,343,750}{9.55 \times 10^6} \doteq 49.1 [kW]$$

9. 식 (3-48)에서 토크 T 는

$$T = \mu z \pi (D_2^2 - D_1^2) p_m \frac{D_1 + D_2}{16} = 9.55 \times 10^6 \frac{H}{n}$$

여기서, $D_2 = 1.5 D_1$, 접촉면 수 $z=1$, $\mu=0.2$, $p_m=0.3 [N/mm^2]$

$$H = 15 [kW], n = 500 [rpm]$$

$$T = 0.2 \times 1 \times 3.14 \{ (1.5D_1)^2 - D_1^2 \} \times 0.3 \frac{(D_1 + 1.5D_1)}{16} = 9.55 \times 10^6 \frac{15}{500}$$

$$D_1 = \sqrt[3]{\frac{286500}{0.0368}} \doteq 198.2 \doteq 200 [mm]$$

$$\therefore D_2 = 1.5D_1 = 1.5 \times 200 = 300 [mm]$$

$$10. \therefore T = 9.55 \times 10^6 \frac{H}{n} = 9.55 \times 10^6 \frac{20}{400} \doteq 477,500 [N \cdot mm]$$

$$T = \tau_a \frac{\pi d^3}{16} \text{에 서}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi \tau_a}} = \sqrt[3]{\frac{16 \times 477,500}{3.14 \times 20}} \doteq 50 [mm]$$

$$D_m = 7d = 7 \times 50 = 350 [mm]$$

식 (3-54)에 서

$$b = \frac{2T}{\pi \mu D_m^2 P_m} = \frac{2 \times 477,500}{3.14 \times 0.2 \times 350^2 \times 0.3} \doteq 41.4 \leq 42 [mm]$$

11. 식 (3-49)에 서

$$n = \frac{2 \times 9550 \times 1000H}{\mu P D_m}$$

여기서, $H = 40 [kW]$, $\mu = 0.2$, $D_2 = 250 [mm]$, $D_1 = 180 [mm]$

$$D_m = \frac{D_2 + D_1}{2} = \frac{250 + 180}{2} = 215 [mm]$$

식 (3.47)에 서 $p_m = 0.2 [N/mm^2]$, $z = 6$

$$P = \frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_1^2) p_m z = \frac{3.14}{4} (250^2 - 180^2) 0.2 \times 6 = 28,354.2 [N]$$

$$\therefore n = \frac{2 \times 9550 \times 1000 \times 40}{0.2 \times 28,354.2 \times 215} \doteq 627 [rpm]$$

$$12. pv = \frac{P}{dl} \cdot \frac{\pi dn}{60 \times 1000} = \frac{\pi Pn}{60 \times 1000 l} \text{에 서}$$

베어링 하중 P 는 다음과 같다.

$$P = \frac{60 \times 1000 l p v}{\pi n} = \frac{60 \times 1000 \times 100 \times 1}{3.14 \times 300} \doteq 6369.4 [N]$$

13. (1) 안지름 d_1

식 (3-66)에서 $z=1$, $P=25000[N]$, $n=180[rpm]$, $p v=4[N/mm^2 \cdot m/s]$

$$d_2 - d_1 = \frac{P n}{30 \times 1000 p v z} = \frac{25000 \times 180}{30 \times 1000 \times 4} = 37.5 [mm]$$

$$\therefore d_1 = d_2 - 37.5 = 120 - 37.5 = 82.5 [mm]$$

(2) 베어링 압력

식 (3-67)에서

$$p = \frac{P}{\frac{\pi}{4}(d_2^2 - d_1^2)} = \frac{25000}{\frac{3.14}{4}(120^2 - 82.5^2)} \doteq 4.2 [N/mm^2]$$

14. (1) 칼라 저널의 수

식 (3-66)에서

$$z = \frac{P n}{30 \times 1000 p v (d_2 - d_1)} = \frac{30000 \times 200}{30 \times 1000 \times 0.5 (500 - 400)} = 4 \text{개}$$

(2) 베어링 압력

$$p = \frac{P}{z \frac{\pi}{4}(d_2^2 - d_1^2)} = \frac{30000}{4 \times \frac{3.14}{4}(500^2 - 400^2)} \doteq 0.106 [N/mm^2]$$

15. 식 (3-70)에서

$$L_n = \left(\frac{C}{P}\right)^3 [10^6 \text{회 전}], \quad P = \frac{1}{2} C$$

$$L_n = \left(\frac{C}{\frac{1}{2} C}\right)^3 = 8 [10^6 \text{회 전}]$$

식 (3-71)에서

$$\therefore L_n = \frac{L_n}{60 n} = \frac{8 \times 10^6}{60 \times 100} = 1333.3 [hr]$$

16. 식 (3-75)에서

$$P = f_w \cdot P_{th} = 1.5 \times 920 = 1380 [N]$$

$$L_n = \left(\frac{C}{P} \right)^{\frac{10}{3}} \times 10^6 = \left(\frac{14600}{1380} \right)^{\frac{10}{3}} \times 10^6 \approx 2600 \times 10^6$$

$$L_h = \frac{2600 \times 10^6}{60 \times 3000} \approx 14,444.4 [hr]$$

17. 식 (3-72)에서

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^r, \quad P = f_w \cdot P_{th} = 1.2 \times 1500 = 1800 [N]$$

$$\therefore L_h = \frac{10^6}{60 \times 800} \left(\frac{17700}{1800} \right)^3 \approx 19,809 [hr]$$

제 4 장 간접전동기계요소

1. (1) 벨트의 길이

① 평행 결기의 경우

식 (4-1)에서

$$\begin{aligned} L &= 2C + \frac{\pi}{2} (D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4C} \\ &= 2 \times 2 + \frac{\pi}{2} (0.6 + 0.8) + \frac{(0.8 - 0.6)^2}{4 \times 2} \approx 6.204 [m] \end{aligned}$$

② 십자 결기의 경우

식 (4-2)에서

$$\begin{aligned} L &= 2C + \frac{\pi}{2} (D_1 + D_2) + \frac{(D_2 + D_1)^2}{4C} \\ &= 2 \times 2 + \frac{\pi}{2} (0.6 + 0.8) + \frac{(0.8 + 0.6)^2}{4 \times 2} \approx 6.444 [m] \end{aligned}$$

(2) 접촉각

① 평행 결기의 경우

식 (4-3)에서

각 폴리의 접촉각을 각각 θ_1 , θ_2 라 하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned}\theta_1 &= 180^\circ - 2\phi_1 = 180^\circ - 2\sin^{-1}\left(\frac{D_2 - D_1}{2C}\right) \\ &= 180^\circ - 2\sin^{-1}\left(\frac{0.8 - 0.6}{2 \times 2}\right) \doteq 174.268^\circ (= 174^\circ 16' 05'')\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\theta_2 &= 180^\circ + 2\phi_1 = 180^\circ + 2\sin^{-1}\left(\frac{D_2 - D_1}{2C}\right) \\ &= 180^\circ + 2\sin^{-1}\left(\frac{0.8 - 0.6}{2 \times 2}\right) \doteq 185.732^\circ (= 185^\circ 43' 55'')\end{aligned}$$

② 십자 결기의 경우

식 (4-4)에서

$$\begin{aligned}\theta_1 &= 180^\circ + 2\phi_2 = 180^\circ + 2\sin^{-1}\left(\frac{D_2 + D_1}{2C}\right) \\ &= 180^\circ + 2\sin^{-1}\left(\frac{0.8 + 0.6}{2 \times 2}\right) \doteq 220.975^\circ (= 220^\circ 58' 30'')\end{aligned}$$

2. (1) 벨트의 속도

$$v = \frac{\pi D_1 n_1}{60 \times 1000} = \frac{3.14 \times 400 \times 400}{60 \times 1000} \doteq 8.37 [m/s]$$

(2) 유효 장력

식 (4-10) $H = \frac{T_e v}{1000} [kW]$ 에서

$$T_e = \frac{1000H}{v} = \frac{1000 \times 4}{8.37} \doteq 477.9 [N]$$

(3) 접촉각

식 (4-3)에서

$$\begin{aligned}\theta_1 &= 180^\circ - 2\phi_1 = 180^\circ - 2\sin^{-1}\left(\frac{D_2 - D_1}{2C}\right) \\ &= 180^\circ - 2\sin^{-1}\left(\frac{600 - 400}{2 \times 2000}\right) \doteq 174.268^\circ (= 174^\circ 16' 05'')\end{aligned}$$

(4) 긴장축 장력

$$e^{\mu\theta} = e^{0.3 \times \frac{\pi}{180^\circ} \times 174.268^\circ} \doteq 2.49$$

식 (4-8)에서

$$T_t = \frac{e^{\mu\theta}}{e^{\mu\theta}-1} T_e = \frac{2.49}{2.49-1} \times 477.9 = 797.43[N]$$

(5) 이완축 장력

$$T_s = \frac{1}{e^{\mu\theta}-1} T_e = \frac{1}{2.49-1} \times 477.9 = 320.74[N]$$

3. 식 (4-15) $bt = \frac{T_t}{\sigma_a \eta}$ 에서 긴장축 장력(T_t)

$$T_t = (bt) \sigma_a \eta = 100 \times 6 \times 2.5 \times 0.8 = 1200[N]$$

벨트속도 (v)

$$v = \frac{\pi D_1 n_1}{60 \times 1000} = \frac{3.14 \times 200 \times 400}{60 \times 1000} \doteq 4.19[m/s]$$

$$\theta_1 = 180^\circ - 2\phi_1 = 180^\circ - 2 \sin^{-1}\left(\frac{D_2 - D_1}{2C}\right)$$

$$= 180^\circ - 2 \sin^{-1}\left(\frac{400-200}{2 \times 1500}\right) \doteq 172.355^\circ$$

식 (4-8) $T_t = \frac{e^{\mu\theta}}{e^{\mu\theta}-1} T_e$ 에서

$$T_e = \frac{(e^{\mu\theta}-1)T_t}{e^{\mu\theta}} = \frac{(2.466-1) \times 1200}{2.466} \doteq 713.382[N]$$

전달 동력 $H[kW]$

$$H = \frac{T_e v}{1000} = \frac{713.382 \times 4.19}{1000} \doteq 3[kW]$$

$$4. v = \frac{\pi D_1 n_1}{60 \times 1000} = \frac{3.14 \times 120 \times 1200}{60 \times 1000} \doteq 7.54[m/s]$$

종동축 V풀리의 피치원 D_2

$$D_2 = D_1 \frac{n_2}{n_1} = 120 \times \frac{1200}{300} = 480 [mm]$$

μ' 는 식 (4-20)에서 $\mu = 0.25$, $\alpha = 36^\circ$ 일 때

$$\mu' = \frac{\mu}{\sin \frac{\alpha}{2} + \mu \cos \frac{\alpha}{2}} = \frac{0.25}{\sin \frac{36^\circ}{2} + 0.25 \times \cos \frac{36^\circ}{2}} \doteq 0.45722$$

$$\theta = 180^\circ - 2 \sin^{-1} \left(\frac{480 - 120}{2 \times 600} \right) \doteq 145.08^\circ \doteq 2.5322 [rad]$$

$$e^{\mu' \theta} = e^{0.45722 \times 2.5322} \doteq 3.1828$$

벨트의 수 Z 는 원심력을 무시할 때, 허용 장력 $T_t = 180 [N]$

식 (4-21) $H = \frac{T_t v Z}{1000} \left(\frac{e^{\mu' \theta} - 1}{e^{\mu' \theta}} \right)$ 에서

$$Z = \frac{1000 H}{T_t v} \left(\frac{e^{\mu' \theta} - 1}{e^{\mu' \theta}} \right) = \frac{1000 \times 3}{180 \times 7.54} \left(\frac{3.1828}{3.1828 - 1} \right) \doteq 3.2 (4개)$$

5. (1) $v = 8 [m/s]$ 일 때 : 원심력을 무시하면

μ' 는 식 (4.20)에서 $\mu = 0.4$, $\alpha = 40^\circ$ 일 때

$$\mu' = \frac{\mu}{\sin \frac{\alpha}{2} + \mu \cos \frac{\alpha}{2}} = \frac{0.4}{\sin \frac{40^\circ}{2} + 0.4 \times \cos \frac{40^\circ}{2}} \doteq 0.5572$$

장력비 $e^{\mu' \theta} = e^{0.5572 \times \frac{\pi}{180^\circ} \times 140^\circ} \doteq 3.902$

식 (4-21)에서

$$H = \frac{T_t v Z}{1000} \left(\frac{e^{\mu' \theta} - 1}{e^{\mu' \theta}} \right)$$

여기서, $T_t = 300 [N]$, $v = 8 [m/s]$, $Z = 1$ 개

$$\therefore H = \frac{T_t v Z}{1000} \left(\frac{e^{\mu' \theta} - 1}{e^{\mu' \theta}} \right) = \frac{300 \times 8 \times 1}{1000} \left(\frac{3.902 - 1}{3.902} \right) \doteq 1.78 [kW]$$

(2) $v = 25 [m/s]$ 일 때 : 원심력을 고려하면

식 (4-22)에서

$$H = \frac{v Z}{1000} (T_t - m v^2) \left(\frac{e^{\mu' \theta} - 1}{e^{\mu' \theta}} \right)$$

여기서, $T_t = 300 [N]$, $v = 8 [m/s]$, $Z = 1$ 개, $w = 1.6 [N/m]$, $m \doteq 0.16 [kg/m]$

$$H = \frac{vZ}{1000} (T_t - mv^2) \left(\frac{e^{\mu\theta} - 1}{e^{\mu\theta}} \right) = \frac{25 \times 1}{1000} (300 - 0.16 \times 25^2) \left(\frac{3.902 - 1}{3.902} \right) \doteq 3.72 [kW]$$

6. (1) 로프에 생기는 장력

식 (4-27) $T \doteq \frac{wl^2}{2h} + wh$ 에서

여기서, $w = 4 [N/m]$, $l = 10 [m]$ ($2l$: 축간거리)

$$h = 0.5 [m]$$

$$\therefore T \doteq \frac{wl^2}{2h} + wh = \frac{4 \times 10^2}{2 \times 0.5} + 4 \times 0.5 = 402 [N]$$

(2) 접촉점에서 접촉점까지의 로프 길이

식 (4-25)에서

$$L' = 2l \left(1 + \frac{2}{3} \cdot \frac{h^2}{l^2} \right) \quad \text{여기서, } l = 10 [m] \text{ (} 2l \text{: 축간거리)}$$

$$\therefore L' = 2l \left(1 + \frac{2}{3} \cdot \frac{h^2}{l^2} \right) = 2 \times 10 \left(1 + \frac{2}{3} \cdot \frac{0.5^2}{10^2} \right) \doteq 20.03 [m]$$

7. (1) 와이어로프의 파단하중

① 로프의 속도

$$v = \frac{\pi D_1 n_1}{1000 \times 60} = \frac{\pi \times 800 \times 200}{1000 \times 60} \doteq 8.38 [m/s]$$

$D_1 = D_2 = 800 [mm]$ 이므로 접촉각 $\theta = 180^\circ$ 이다.

② $e^{\mu\theta}$

$D_1 = D_2 = 600 [mm]$ 이므로 접촉각 $\theta = 180^\circ = \pi [rad]$

$$e^{\mu\theta} = e^{0.2 \times 3.14} \doteq 1.874$$

③ 긴장 측 장력은 식(4-10)에 의하여 구한다.

$$T_1 = \frac{1000H}{v} \cdot \frac{e^{\mu\theta}}{e^{\mu\theta} - 1} = \frac{1000 \times 7.5}{8.38} \times \frac{1.874}{1.874 - 1} \doteq 1919 [N]$$

④ 파단 하중

$$\text{안전율 } 10 \text{ 을 적용하면, } T_B = 1919 \times 10 = 19190 [N] = 19.19 [kN]$$

8. <표 4-15>에서 No 80 일 때, $p = 25.4 [mm]$ 이므로 식 (4-32)에서 링크 수 (L_n)는

$$L_n \doteq \frac{2C}{p} + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \frac{(Z_2 - Z_1)^2 p}{4C\pi^2}$$

$$= \frac{2 \times 800}{25.4} + \frac{18 + 60}{2} + \frac{(60 - 18)^2 \times 25.4}{4 \times 800 \pi^2} \doteq 104 (\text{링크})$$

식 (4-33)에서 체인의 길이 (L)

$$L = L_n \cdot p = 104 \times 25.4 = 2641.6 [mm]$$

9. 식 (4-39)에서 유효 하중 (P)는

$$P = \frac{P_B}{S} = \frac{31360}{12} \doteq 2613.3 [N]$$

체인 속도

$$v = \frac{\pi D_1 n_1}{1000 \times 60} = \frac{Z_1 p n_1}{1000 \times 60} = \frac{35 \times 19.05 \times 300}{1000 \times 60} \doteq 3.33 [m/s]$$

전달 동력은 식 (4-40)에서 $T_t = P$ 로 놓으면

$$H = \frac{T_t v}{1000} = \frac{P v}{1000} = \frac{2613.3 \times 3.33}{1000} \doteq 8.7 [kW]$$

10. 식 (4-39)에서 유효 하중 (P)는

$$P = \frac{P_B}{S} = \frac{86730}{15} \doteq 5782 [N]$$

식 (4-40) $H = \frac{T_t v}{1000}$ 에서

$$v = \frac{1000H}{P} = \frac{1000 \times 5.5}{5782} \doteq 0.95 [m/s]$$

11. 체인 속도

$$v = \frac{\pi D_1 n_1}{1000 \times 60} = \frac{Z_1 p n_1}{1000 \times 60} = \frac{20 \times 12.7 \times 800}{1000 \times 60} \doteq 3.39 [m/s]$$

식 (4-40) $H = \frac{T_t v}{1000} = \frac{P v}{1000}$ 에서 $T_t = P$ 로 놓으면

$$P = \frac{1000H}{v} = \frac{1000 \times 3}{3.39} \doteq 885 [N]$$

식 (4-39) 에서 $P = \frac{P_B}{S}$ 안전율 (S)은

$$S = \frac{P_B}{P} = \frac{13920}{885} \approx 15.7$$

12. (1) 체인의 호칭번호

식 (4-40) $H = \frac{T_t v}{1000} = \frac{P v}{1000}$ 에서 $T_t = P$ 로 놓으면

$$P = \frac{1000H}{v} = \frac{1000 \times 7.5}{5} = 1500 [N]$$

식 (4-39) $P = \frac{P_B}{S}$ 에서 파단 하중 (P_B)은

$$P_B = P \cdot S = 1500 \times 10 = 15000 [N]$$

<표 4-15>에서 체인호칭 번호 50($p = 15.88 [mm]$) 선정

파단 강도 = $21690 [N] > 15000 [N]$

(2) 스프로킷 휠의 잇수

$$\text{체인 속도 } v = \frac{\pi D_1 n_1}{60 \times 1000} = \frac{Z_1 p n_1}{1000 \times 60} \text{ 에서}$$

$$Z_1 = \frac{1000 \times 60 v}{p n_1} = \frac{1000 \times 60 \times 5}{15.88 \times 1180} = 16$$

(3) 스프로킷 휠의 피치원 지름과 바깥지름

① 구동 스프로킷 휠

$$\text{피치원 지름 } D_1 = \frac{p}{\sin \frac{180^\circ}{Z_1}} = \frac{15.88}{\sin \frac{180^\circ}{16}} \approx 81.4 [mm]$$

바깥지름

$$D_{o1} = p \left(0.6 + \cot \frac{180^\circ}{Z_1} \right) = 15.88 \left(0.6 + \cot \frac{180^\circ}{16} \right) \approx 89.36 [mm]$$

② 종동 스프로킷 휠 (속도비 1:2에서 $Z_2 = 32$)

$$\text{피치원 지름 } D_2 = \frac{p}{\sin \frac{180^\circ}{Z_2}} = \frac{15.88}{\sin \frac{180^\circ}{32}} \approx 162 [mm]$$

바깥지름

$$D_{o2} = p(0.6 + \cot \frac{180^\circ}{Z_2}) = 15.88(0.6 + \cot \frac{180^\circ}{32}) \doteq 170.76 [mm]$$

제 5 장 직접전동 기계요소

1. 식 (5-1)에서

$$v = \frac{\pi D_A N_A}{1000 \times 60} = \frac{\pi \times 400 \times 350}{1000 \times 60} \doteq 7.33 [m/s]$$

식 (5-11) $b \geq \frac{P}{f}$ 에서

$$P = f \cdot b = 20 \times 75 = 1500 [N]$$

식 (5-9)에서

$$H = \frac{\mu P v}{1000} = \frac{0.2 \times 1500 \times 7.33}{1000} \doteq 2.2 [kW]$$

2. (1) 종동차의 지름

식 (5-3)에서

$$i = \frac{N_B}{N_A} = \frac{D_A}{D_B}, \text{ 여기서, } D_A = 300 [mm], N_A = 400 [rpm], i = 0.6$$

$$\therefore D_B = \frac{D_A}{i} = \frac{300}{0.6} = 500 [mm]$$

$$N_B = i \cdot N_A = 0.6 \times 400 = 240 [rpm]$$

(2) 중심거리

식 (5-4)에서

$$C = \frac{D_A + D_B}{2} = \frac{300 + 500}{2} = 400 [mm]$$

(3) 너비

식 (5-1)에서

$$v = \frac{\pi D_A N_A}{1000 \times 60} = \frac{\pi \times 300 \times 400}{1000 \times 60} \doteq 6.283 [m/s]$$

식 (5-9) $H = \frac{\mu P v}{1000}$ 에서

$$P = \frac{1000H}{\mu v} = \frac{1000 \times 2}{0.2 \times 6.283} \doteq 1591.6 [N]$$

식 (5-11) 에서

$$b \geq \frac{P}{f} = \frac{1591.6}{25} \doteq 63.7 [mm]$$

$$\therefore b = 64 [mm]$$

3. 식 (5-19)에서

$$i = \frac{n_2}{n_1} = 3$$

식 (5-21)에서

$$\alpha = \tan^{-1} \frac{\sin \theta}{\cos \theta + (\frac{n_1}{n_2})} = \tan^{-1} \frac{\sin 75^\circ}{\cos 75^\circ + (\frac{1}{3})} \doteq 58.49^\circ (58^\circ 29' 24'')$$

$$\beta = \tan^{-1} \frac{\sin \theta}{\cos \theta + (\frac{n_2}{n_1})} = \tan^{-1} \frac{\sin 75^\circ}{\cos 75^\circ + (3)} \doteq 16.51^\circ (16^\circ 30' 36'')$$

4. (1) 축방향의 하중

식 (5-19)에서

$$i = \frac{n_2}{n_1} = \frac{D_1}{D_2}, \quad \text{여기서, } D_1 = 500 [mm], \quad D_2 = 200 [mm]$$

식 (5-22)에서

$$\alpha = \tan^{-1} \frac{n_2}{n_1} = \tan^{-1} \frac{D_1}{D_2} = \tan^{-1} \frac{500}{200} \doteq 68.2^\circ (68^\circ 12')$$

$$\beta = \tan^{-1} \frac{n_1}{n_2} = \tan^{-1} \frac{D_2}{D_1} = \tan^{-1} \frac{200}{500} \doteq 21.8^\circ (21^\circ 48')$$

식 (5-24) $b = \frac{P}{f} = \frac{Q_1}{f \cdot \sin \alpha} = \frac{Q_1}{f \cdot \sin \beta}$ 에서

축 방향 하중

$$Q_1 = b \cdot f \sin \alpha = 60 \times 20 \times \sin 68.2^\circ \approx 1114.2 [N]$$

$$Q_2 = b \cdot f \sin \beta = 60 \times 20 \times \sin 21.8^\circ \approx 445.6 [N]$$

(2) 전달 동력

$$H = \frac{\mu P v}{1000} \text{여기서, } P = f \cdot b = 60 \times 20 = 1200 [N]$$

$$v = \frac{\pi D_{2m} n_2}{1000 \times 60}, \text{여기서, } n_2 = 600 [rpm]$$

$$D_{2m} = D_2 - b \sin \beta = 200 - 60 \times \sin 21.8^\circ \approx 177.72 [mm]$$

$$v = \frac{\pi \times 177.72 \times 600}{1000 \times 60} \approx 5.583 [m/s]$$

$$\therefore H = \frac{0.25 \times 1200 \times 5.583}{1000} \approx 1.7 [kW]$$

5. (1) 기초원 지름

① 피니언

$$D_{g1} = Z_1 m \cos \alpha = 24 \times 5 \times \cos 20^\circ \approx 112.76 [mm]$$

② 기어

$$D_{g2} = Z_2 m \cos \alpha = 24 \times 5 \times \cos 20^\circ \approx 281.91 [mm]$$

(2) 법선피치

$$p_n = \pi m \cos \alpha = 3.14 \times 5 \times \cos 20^\circ \approx 14.8 [mm]$$

6. 식 (5-47)에서

$$\varepsilon = \frac{1}{2\pi \cos \alpha} \left[\sqrt{(Z_1 + 2)^2 - (Z_1 \cos \alpha)^2} + \sqrt{(Z_2 + 2)^2 - (Z_2 \cos \alpha)^2} - (Z_1 + Z_2) \sin \alpha \right]$$

① $\alpha = 14.5^\circ$ 일 때, 물림률 ε_1

$$\varepsilon_1 = \frac{1}{2\pi \cos 14.5^\circ} \left[\sqrt{(36 + 2)^2 - (36 \cos 14.5^\circ)^2} + \sqrt{(42 + 2)^2 - (42 \cos 14.5^\circ)^2} - (36 + 42) \sin 14.5^\circ \right] \approx 2.042$$

② $\alpha = 20^\circ$ 일 때, 물림률 ε_2

$$\varepsilon_2 = \frac{1}{2\pi \cos 20^\circ} [\sqrt{(36+2)^2 - (36 \cos 20^\circ)^2} + \sqrt{(42+2)^2 - (42 \cos 20^\circ)^2} - (36+42) \sin 20^\circ] \approx 1.708$$

$$\therefore \varepsilon_1 = 2.042 > \varepsilon_2 = 1.708$$

압력각이 크면 물림률은 떨어진다.

7. (1) 굽힘 강도에 의한 전달하중

① 피니언

식 (5-54)에서

$$P_1 = f_v \sigma_b b m y \quad \text{여기서, } v = \frac{\pi D_1 n_1}{1000 \times 60} = \frac{\pi (5 \times 26) \times 600}{1000 \times 60} \approx 4.08 [m/s]$$

$$f_v = \frac{3.05}{3.05 + v} = \frac{3.05}{3.05 + 4.08} \approx 0.4278$$

$$\sigma_b = 255 [MPa] = 255 [N/mm^2]$$

$$b = 45 [mm], m = 5, y = 0.367$$

$$\therefore P_1 = 0.4278 \times 255 \times 45 \times 5 \times 0.367 \approx 9008 [N]$$

② 기어

$$P_2 = f_v \sigma_b b m y \quad \text{여기서, } f_v = 0.4278$$

$$\sigma_b = 108 [MPa] = 108 [N/mm^2]$$

$$b = 45 [mm], m = 5, y = 0.422$$

$$\therefore P_2 = 0.4278 \times 108 \times 45 \times 5 \times 0.422 \approx 4387 [N]$$

(2) 면압 강도에 의한 전달하중

식 (5-58)에서

$$P_3 = f_v k b m \frac{2 Z_1 Z_2}{Z_1 + Z_2} \quad \text{여기서 } k = 0.77$$

$$\therefore P_3 = 0.4278 \times 0.77 \times 45 \times 5 \times \frac{2 \times 26 \times 50}{26 + 50} \approx 2535.6 [N]$$

(1), (2)에서 전달할 수 있는 하중

$$P_1 > P_2 > P_3 = 2535.6 [N]$$

(3) 전달동력

$$H = \frac{P_3 v}{1000} = \frac{253.6 \times 4.08}{1000} \doteq 10.3 [kW]$$

8. (1) 축직각 모듈

식 (5-53)에서

$$m_s = \frac{m_n}{\cos \beta} = \frac{5}{\cos 30^\circ} \doteq 5.7735$$

(2) 피치원 지름

식 (5-65)에서

$$D_s = m_s Z_s = \frac{m_n}{\cos \beta} Z_s = 5.7735 \times 120 = 692.82 [mm]$$

(3) 곡률 반지름

식 (5-69)에서

$$\rho = R_e = \frac{D_s}{2 \cos^2 \beta} = \frac{692.82}{2 \times \cos^2 30^\circ} \doteq 461.88 [mm]$$

(4) 상당 스피 기어 잇수

식 (5-71)에서

$$Z_e = \frac{Z_s}{\cos^3 \beta} = \frac{120}{\cos^3 30^\circ} \doteq 185$$

9. (1) 중심 거리

$$A = \frac{(Z_1 + Z_2) m_n}{2 \cos \beta} = \frac{(30 + 90) \times 5}{2 \times \cos 20^\circ} \doteq 319.3 [mm]$$

(2) 스러스트 하중

① 피니언 기어 피치원 지름

$$D_1 = \frac{Z_1 m_n}{\cos \beta} = \frac{30 \times 5}{\cos 20^\circ} = 159.63 [mm]$$

② 속도

$$v = \frac{\pi D_1 n_1}{1000 \times 60} = \frac{3.14 \times 159.63 \times 600}{1000 \times 60} \doteq 5 [m/s]$$

③ 전달 하중

$$P = \frac{1000H}{v} = \frac{1000 \times 10}{5} \doteq 2000[N]$$

④ 스러스트 하중

$$P_a = P \tan \beta = 2000 \times \tan 20^\circ = 727.94[N]$$

10. (1) 원추각

식 (5-75)에서 교차각 $\theta = 80^\circ$, $Z_1 = 26$, $Z_2 = 32$

$$\delta_1 = \tan^{-1} \frac{\sin \theta}{\frac{Z_2}{Z_1} + \cos \theta} = \tan^{-1} \frac{\sin 80^\circ}{\frac{32}{26} + \cos 80^\circ} \doteq 35.04^\circ$$

$$\delta_2 = \tan^{-1} \frac{\sin \theta}{\frac{Z_1}{Z_2} + \cos \theta} = \tan^{-1} \frac{\sin 80^\circ}{\frac{26}{32} + \cos 80^\circ} \doteq 44.96^\circ$$

(2) 피치원 지름

$$D_1 = Z_1 m = 26 \times 4 = 104[mm]$$

$$D_2 = Z_2 m = 32 \times 4 = 128[mm]$$

(3) 바깥지름

$$a_1 = a_2 = m$$

$$D_{o1} = D_1 + 2a_1 \cos \delta_1 = 104 + 2 \times 4 \times \cos 35.04^\circ \doteq 110.55[mm]$$

$$D_{o2} = D_2 + 2a_2 \cos \delta_2 = 128 + 2 \times 4 \times \cos 44.96^\circ \doteq 133.66[mm]$$

(4) 원추거리

$$A = \frac{D_1}{2 \sin \delta_1} = \frac{D_2}{2 \sin \delta_2} = \frac{104}{2 \times \sin 35.04^\circ} \doteq 90.6[mm]$$

11. 피치원 지름

① 워 휠의 피치원 지름

$$\text{워 휠의 잇수 } Z_2 = i \cdot Z_1 = 20 \times 3 = 60 \text{ (줄수 } Z_1 = 3)$$

$$D_2 = m_s Z_2 = 4 \times 60 = 240[mm]$$

② 워의 피치원 지름

$$D_1 = 2A - D_2 = 2 \times 145 - 240 = 50[mm]$$

제 6 장 완충 및 제동용 기계요소

1. 식 (6-7)에서

$$T = \mu Q \cdot \frac{D}{2} = 0.2 \times Q \times \frac{0.5}{2} = 140 [N \cdot m]$$

$$\therefore Q = 2800 [N]$$

식 (6-1)에서

$$F = \frac{Q}{a} (b + \mu c) = \frac{2800}{1200} (200 + 0.2 \times 100) \doteq 513.3 [N]$$

$$2. T = \mu Q \cdot \frac{D}{2} = 50 [N \cdot m]$$

$$\therefore Q = \frac{2 \times 50}{\mu D} = \frac{100}{0.2 \times 0.4} = 1250 [N]$$

식 (6-4)에서

$$F = \frac{Q}{a} (b - \mu c) = \frac{1250}{1000} (200 - 0.2 \times 50) \doteq 237.5 [N]$$

$$3. \text{식 (6-15) } p = \frac{F}{\frac{\pi d^2}{4}} \text{에서}$$

$$F = p \cdot \frac{\pi d^2}{4} = 5 \times \frac{\pi \times 18^2}{4} = 1272.3 [N]$$

식 (6-14)에서

$$\begin{aligned} T &= \frac{D}{2} \cdot F \left(\frac{\mu a}{b + \mu c} + \frac{\mu a}{b - \mu c} \right) \\ &= \frac{160}{2} \times 1272.3 \times \left(\frac{0.3 \times 120}{60 + 0.3 \times 55} + \frac{0.3 \times 120}{60 - 0.3 \times 55} \right) \doteq 132,133.4 [N \cdot mm] \end{aligned}$$

$$\therefore H = \frac{nT}{9.55 \times 10^6} = \frac{600 \times 132,133.4}{9.55 \times 10^6} \doteq 8.3 [kW]$$

4. 식 (6-26) $F = P \frac{a}{l} \frac{e^{\mu\theta}}{e^{\mu\theta} - 1}$ 에서

$$P = \frac{2T}{D} = \frac{2 \times 400}{0.4} = 2000 [N]$$

$$a = 50 [mm], l = 800 [mm]$$

$$e^{\mu\theta} = e^{0.3 \times \frac{\pi}{180^\circ} \times 270^\circ} \doteq 4.1112$$

$$\therefore F = 2000 \times \frac{50}{800} \times \frac{4.1112}{4.1112 - 1} \doteq 165.2 [N]$$

5. 식 (6-27) $F = \frac{P(b - ae^{\mu\theta})}{l(e^{\mu\theta} - 1)}$ 에서

$$a = 25 [mm], b = 95 [mm], l = 500 [mm]$$

$$e^{\mu\theta} = e^{0.3 \times \frac{\pi}{180^\circ} \times 240^\circ} \doteq 3.5136$$

$$P = \frac{2T}{D} = \frac{2 \times 1000}{0.45} = 4444.4 [N]$$

$$\therefore F = \frac{4444.4}{500} \times \frac{(95 - 25 \times 3.5136)}{(3.5136 - 1)} \doteq 25.3 [N]$$

6. 식 (6-31) $\sigma_t = \frac{T_t}{t \cdot w}$ 에서 $\sigma_t = 80 [N/mm^2]$

$$T_t = t \cdot w \cdot \sigma_t = 3 \times 100 \times 80 = 24,000 [N]$$

$$T_t = P \frac{e^{\mu\theta}}{e^{\mu\theta} - 1} \text{ 에서 } e^{\mu\theta} = e^{0.4 \times \frac{\pi}{180^\circ} \times 250^\circ} \doteq 5.7278$$

$$\therefore P = T_t \frac{e^{\mu\theta} - 1}{e^{\mu\theta}} = 24000 \times \frac{5.7278 - 1}{5.7278} \doteq 19,810 [N]$$

제동 토크 $T = P \frac{D}{2} = 19,810 \times \frac{0.45}{2} = 4457.25 [N \cdot m]$

7. (1) 조작력 F

$$T = 9.55 \times 10^6 \frac{H}{n} = 9.55 \times 10^6 \times \frac{3}{300} = 95,500 [N \cdot mm]$$

식 (6-20) $T = \frac{\mu}{\sin \alpha} P \frac{D_m}{2}$ 에서

$$P = \frac{T}{\frac{\mu}{\sin \alpha} \cdot \frac{D_m}{2}} = \frac{95,500}{\frac{0,3}{\sin 20^\circ} \times \frac{180}{2}} \doteq 1210 [N]$$

$P = \frac{a}{c} F$ 에서

$$\text{조작력 } F = \frac{c}{a} P = \frac{200}{500} \times 1210 = 484 [N]$$

(2) 접촉면 폭

식 (6-19) $p = \frac{P}{\pi D_m b \sin \alpha}$ 에서

$$b = \frac{P}{\pi D_m p \sin \alpha} = \frac{1210}{3,14 \times 180 \times 0,4 \times \sin 20^\circ} \doteq 15,6 [mm]$$

8. 식 (6-36)에서 피치

$$p = 3,75 \sqrt[3]{\frac{T}{\phi Z \sigma_b}} = 3,75 \sqrt[3]{\frac{120,000}{0,4 \times 12 \times 20}} \doteq 40 [mm]$$

외접원 지름 식 (6-32)에서

$$D = \frac{pZ}{\pi} = \frac{40 \times 12}{3,14} \doteq 152,8 [mm]$$

이 끝 높이 $h = 0,35p = 0,35 \times 40 = 14 [mm]$

이 너비 $b = 0,4p = 0,4 \times 40 = 16 [mm]$

이 끝 두께 $c = 0,25p = 0,25 \times 40 = 10 [mm]$

이뿌리 두께 $e = 0,5p = 0,5 \times 40 = 20 [mm]$

이면에 가해지는 힘 $P = \frac{2T}{D} = \frac{2 \times 120,000}{152,8} \doteq 1570,7 [N]$

면압 $q = \frac{P}{bh} = \frac{1570,7}{16 \times 14} \doteq 7 [N/mm^2]$

9. (1) 유효 감김수 n

식 (6-48) $\delta = \frac{8nD^3P}{Gd^4}$ 에서

유효 감김수 $n = \frac{Gd^4\delta}{8D^3P} = \frac{8.0 \times 10^4 \times 4^4 \times 1}{8 \times 40^3 \times 20} = 2 \text{회}$

(2) 단위 하중 $10[N]$ 을 가하였을 때의 전단 응력 τ

$$\tau = \frac{T}{Z_p} = \frac{P \cdot \frac{D}{2}}{\frac{\pi d^3}{16}} = \frac{8PD}{\pi d^3} = \frac{8 \times 10 \times 40}{3.14 \times 4^3} \doteq 15.9 [N/mm^2]$$

10. (1) 최대 굽힘 응력

식 (6-60)에서

$$\sigma_{\max} = \frac{6Pl}{nbh^2} = \frac{6 \times 2000 \times 800}{8 \times 60 \times 8^2} = 312.5 [N/mm^2]$$

(2) 최대 처짐

식 (6-61)에서

$$\delta_{\max} = K \frac{4Pl^3}{nbh^3E} \text{ 여기서, 폭이 일정하므로 } K=1$$

$$\delta_{\max} = 1 \times \frac{4 \times 2000 \times 800^3}{8 \times 60 \times 8^3 \times 2.06 \times 10^5} \doteq 80.9 [mm]$$

11. 식 (6-72)에서

$$\text{관성 모멘트 } I = \frac{1}{2} \rho b \pi (r_1^4 - r_2^4)$$

$$\begin{aligned} \therefore \text{림의 폭 } b &= \frac{2I}{\rho \pi (r_1^4 - r_2^4)} = \frac{2 \times 500}{77000 \times 3.14 (0.75^4 - 0.7^4)} \doteq 0.0542 [m] \\ &= 54.2 [mm] \end{aligned}$$

제 7 장 관계 기계요소

1. 식 (7-3)에서 관 안지름 D

$$D = 2000 \sqrt{\frac{Q}{\pi v_m}} = 1128 \sqrt{\frac{Q}{v_m}} = 1128 \sqrt{\frac{0.12}{3}} = 225.6 [\text{mm}]$$

관의 두께는 식(7-5)에서

$$t = \frac{Dp}{2\sigma_a \eta} + C$$

이음매 없는 압력 배관용 탄소강 강관을 사용할 때 <표 7-2>에서 $\eta=1$, $C=1$ 을 적용하고, <표 7-3>에서 SSPS 38로 볼 때 $\sigma_a=95[N/mm^2]$, 압력 $1.5[MPa]=1.5[N/mm^2]$ 를 대입하면 관의 두께는 다음과 같다.

$$t = \frac{Dp}{2\sigma_a \eta} + C = \frac{225.6 \times 1.5}{2 \times 95 \times 1} + 1 \approx 2.8 [\text{mm}]$$

관의 외경 $D_o = D + 2t = 225.6 + 2 \times 2.8 = 231.2 [\text{mm}]$

2. 식 (7-4) $\sigma = \frac{pD}{200t}$ 에서

$$p = \frac{200t \cdot \sigma}{D} = \frac{200 \times 6 \times 95}{(216 - 2 \times 6)} \approx 558.8 [N/mm^2]$$

$$Q = A \cdot v \text{에서 } Q = 0.1 [m^3/s], \quad A = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi \times 0.204^2}{4} \approx 0.03269 [m^2]$$

$$v = \frac{Q}{A} = \frac{0.1}{(0.03269)} \approx 3.06 [m/s]$$

$$\text{유량 } Q_h = 0.1 \times 3600 = 360 [m^3/h]$$

3. $Q_h = 0.3 [m^3/s]$

식 (7-3)에서 관 안지름 D

$$D = 2000 \sqrt{\frac{Q}{\pi v_m}} = 1128 \sqrt{\frac{Q}{v_m}} = 1128 \sqrt{\frac{0.3}{2.5}} = 390.8 [\text{mm}]$$

관의 두께는 식(7-5)에서

$$t = \frac{Dp}{2\sigma_a\eta} + C$$

이음매 없는 압력 배관용 탄소강 강관을 사용할 때 <표 7-2>에서 1을 적용하고, <표 7-3>에서 SSPS 38로 볼 때 $\sigma_a = 95[N/mm^2]$, 압력 $3[MPa] = 3.0[N/mm^2]$ 를 대입하면 관의 두께는 다음과 같다.

$$t = \frac{Dp}{2\sigma_a\eta} + C = \frac{390.8 \times 3}{2 \times 95 \times 1} + 1 \doteq 7.2[mm]$$

$$\text{관의 외경 } D_o = D + 2t = 390.8 + 2 \times 7.2 = 405.2[mm]$$

4. 식 (7-3) $D = 2000 \sqrt{\frac{Q}{\pi v_m}} = 1128 \sqrt{\frac{Q}{v_m}}$ 에서

평균유속 $v_m = 1[m/s]$, $Q = 0.25[m^3/s]$ 관의 안지름은 다음과 같다.

$$\therefore D = 2000 \sqrt{\frac{Q}{\pi v_m}} = 1128 \sqrt{\frac{Q}{v_m}} = 1128 \sqrt{\frac{0.25}{1.0}} = 564[mm]$$

관의 두께는 식(7-5)에서

$$t = \frac{Dp}{2\sigma_a\eta} + C$$

<표 7-2>에서 $\eta = 1$, $C = 1$ 을 적용하고, <표 7-3>에서, 주철 $\sigma_a = 25[N/mm^2]$ 압력 $1.5[MPa] = 1.5[N/mm^2]$ 를 대입하면 관의 두께는 다음과 같다.

$$t = \frac{Dp}{2\sigma_a\eta} + C = \frac{564 \times 1.5}{2 \times 25 \times 1} + 1 \doteq 18[mm]$$

$$\text{관의 외경 } D_o = D + 2t = 564 + 2 \times 18 = 600[mm]$$

5. (1) 유속

$$Q = A \cdot v \text{에서 } Q = 0.1[m^3/s], \quad A = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi \times 0.192^2}{4} \doteq 0.029[m^2]$$

$$v = \frac{Q}{A} = \frac{0.1}{0.029} \doteq 3.45[m/s]$$

(2) 내압

$$\text{식 (7-5)} \quad t = \frac{Dp}{2\sigma_a\eta} + C \text{에 서}$$

$$p = \frac{2\sigma_a\eta(t-C)}{D} = \frac{2 \times 95 \times 1(4-1)}{(200-8)} \approx 3 [N/mm^2]$$

$$= 3 [MPa]$$

(3) 유량

$$\text{유량} \quad Q_h = 0.1 \times 3600 = 360 [m^3/h]$$



한국신
HUMAN RESOURCE

용어해설

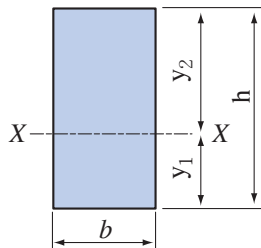
1. 단면계수

보(beam)에 외력이 가해져서 변형이나 변형력이 일어날 때, 이를 계산하는데 쓰이는 계수로, 보를 아래쪽으로 구부리면, 보의 윗부분은 팽팽해지고 아랫부분은 압축된다.

이 때 아랫부분·윗부분에 생기는 힘을 휨 변형력이라고 한다. 보의 어떤 단면에서의 변형력은 인장도 압축도 받지 않는 중립축으로 부터의 거리에 비례하기 때문에, 중립축으로부터 가장 먼 곳이 최대가 된다. 이 최대값은 그 점의 휨모멘트에 비례하는데, 이 비례상수의 역수를 단면계수라고 한다.

단면계수는 단면의 형태에 의해서 정해지는 상수이며, 이 밖에 단면 1차 모멘트, 단면 2차 모멘트라고 하는 것도 있다. 평면도형 내의 미소면적(微少面積)과 어떤 하나의 축에서 그 면적 부분에 이르는 거리를 곱한 것을 모두 합할 때 이 것을 단면 1차 모멘트 또는 면적 모멘트라고 한다. 이 경우, 거리에 제곱을 미소면적에 곱하고 그 도형 전체에 대해서 합한 것을 단면 2차 모멘트라고 한다.

도형의 면내(面內)에서 도심을 통과하는 축에 관한 단면 2차 모멘트 I 를 축에서 도형의 주변까지의 최대거리로 나눈 것을 그 축에 관한 단면계수(modulus of section)라 하고 보통 이것을 Z 로 나타낸다.

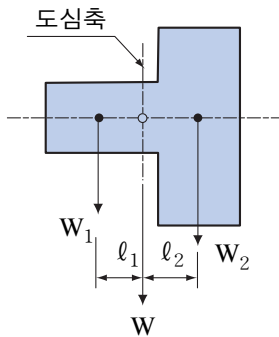


$$Z_1 = \frac{I}{y_1} = \frac{\frac{bh^3}{12}}{y_1}, \quad Z_2 = \frac{I}{y_2} = \frac{\frac{bh^3}{12}}{y_2}$$

2. 도심

강체의 중심을 평면도형으로 생각할 때의 중심을 도심이라 부른다.

균질재료로 만들어지고 일정한 두께와 중량 W 를 갖는 아래 그림과 같은 단면 형상을 갖는 물체의 단면에서 임의의 축을 기준으로 하여 나누어진 중량 W_1 과 W_2 의 크기가 다르더라도 도심축 또는 도심에 관한 평형조건은 만족되어야 한다.

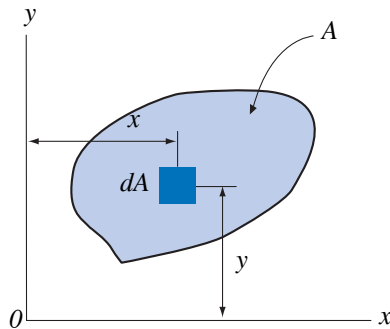


$$W = W_1 + W_2$$

$$W_1 l_1 = W_2 l_2$$

3. 단면2차 모멘트(관성 모멘트)

그림에서 면적이 A 인 평면도형의 미소면적 dA 를 생각하자. x 축과 y 축으로부터 미소면적 dA 의 도심까지 거리를 x , y 라고 하면, 미소면적 dA 의 도심까지의 x 또는 y 의 제곱을 곱하고 이를 전체면적 A 에 대하여 적분한 것을 각 축에 대한 관성 모멘트(moment of inertia) 또는 단면2차 모멘트(second moment of area)라고 한다.



따라서, 다음과 같은 식으로 정의한다.

$$I_x = \int_A y^2 dA, \quad I_y = \int_A x^2 dA,$$

4. 원형동력 축의 극단면계수(극 관성모멘트)

원형동력축 비틀림의 경우 중심축에서 먼곳의 힘들이 비틀림 모멘트에 더 많이 기여한다. 따라서 이 때 사용되는 것이 중심축으로부터의 거리의 제곱을 면적으로 적분한 극모멘트가 사용된다. 중실(속이찬 축)단면의 단면2차 모멘트 $I_p = \frac{\pi d^4}{32}$

중심축에 관한 단면2차 극모멘트 I_p 를 축에서 최대반경으로 나눈 값을 그 중심축에 관한 극단면계수 Z_p 로 나타낸다.

$$Z_p = \frac{\pi d^3}{16}$$

5. 관성 반경(회전 반경)

어떤 단면의 도심을 지나는 임의의 축에 대한 단면2차 모멘트 중 그 값이 최소인 최소 단면2차 모멘트 I_{min} 의 값을 그 단면적 A 로 나눈 값의 제곱근을 최소 2차 반경 또는 회전반경이라 하고 k 로 표시한다.

기둥이나 Truss 압축재의 좌굴에 대해 안전한 설계를 하는데 사용되는 것으로, 회전반경의 값이 최소인 축이 좌굴에 대하여 가장 약한 축이다. 그러므로 이 약한 축에 대하여 안전하게 설계한다면 모든 경우가 안전한 설계가 이뤄진다.

$$k = k_{min} = \sqrt{\frac{I_{min}}{A}}$$

찾아보기

T 볼트	64
V벨트	194
V벨트 폴리	217

〈ㄱ〉

가스 용접	112
각축	131
간격유지 볼트	63
감압 밸브	405
강 관	391
접판 스프링	365
고무 스프링	378
고무호스	393
고장력 볼트	77
고정커플링	149
공기 스프링	379
관	391
관용 나사	47
관통 볼트	62
교번 하중	12
구름 베어링	170
국제 표준화	4
국제단위계	5
굽힘하중	11
그루브 용접	114
그리스 윤활	195
극한 강도	14
기계 계수	193
기계요소	3
기본 단위	5
기어 계수	194
기어 트레인	317
기초 볼트	64

깊은 홈 볼 베어링	184
------------	-----

〈ㄴ〉

나비 볼트	63
나비형 밸브	405
나사 곡선	35
나사 브레이크	350
나사못	69
나사의 효율	59
너클핀	90
납 관	392
니들 롤러 베어링	185

〈ㄷ〉

다중 나사	37
단식 블록 브레이크	337
단일체 베어링	172
더블피치 롤러체인	240
동 관	392
동 하중	12
둥근 나사	50
둥근 너트	65
둥근 키	85
등가 베어링 하중	196
드럼 브레이크	342

〈ㄹ〉

래칫 휠	352
레이디얼 베어링	170
레이저 용접	113
로프	227
로프 폴리	232
롤러체인	240

리니어 모터	54
리머 볼트	64
리베팅	100
리프 체인	241
림	214

<ㄴ>

마그네토 볼 베어링	184
마찰 원통 커플링	151
마찰 클러치	150
맞물림 클러치	150
머프 커플링	151
멈춤 나사	68
모듈	277
물림롤	285
미끄럼 베어링	170
미끄럼 키	85
미끄럼롤	287

<ㄷ>

반겹치기 커플링	151
반달 키	85
반복 하중	12
밴드 브레이크	347
밸브	402
벌류트 스프링	365
베벨 기어	304
베어링 수명	191
베어링 피로 수명	191
벨트 계수	194
변동 하중	12
보조 단위	6
복식 블록 브레이크	339
볼 나사	51
부시 체인	240
분포 하중	12
분할 베어링	172
분할 핀	71

블록 브레이크	337
블록 체인	242
비 역전 클러치	166
비드 용접	115
비례 한도	14
비말 급유법	177
비틀림하중	11

<ㄹ>

4각 나사	49
4각 너트	65
4각 볼트	63
사다리꼴 나사	49
사용 응력	28
사이클로이드 치형	279
사일런트 체인	241
섬유 로프	227
싱크 키	84
세레이션	94
셸러 커플링	153
소선	229
소성 변형	14
순환 급유법	177
스러스트 베어링	171
스러스트 볼 베어링	186
스터드 볼트	62
스트랜드	229
스톱 밸브	354
스퍼 기어	276
스프링	363
스프링 핀	90
스플라인	93
스핀들	130
슬루스 밸브	404
심강	229

<ㅇ>

아이 볼트	63
-------	----

〈天〉

〈ㄷ〉

차축	129
첵 벨브	404
충 이높이	277
최대 전단 응력	27
최대 주 응력	26
축 이음	149
충격 하중	12
치수계열 기호	187
치형 벨트	221

〈ㄱ〉

칼라 베어링	173
캠 선도	329
캡 너트	65
코일 스프링	365
코킹	100
코터	91
콧	402
크랭크 축	130
클램프 커플링	153
키	83

〈ㄴ〉

탄성 한도	14
탄성계수	15
태엽 스프링	365
태핑 나사	69
탭 볼트	62
테이퍼 나사	38
테이퍼 롤러 베어링	185
테이퍼 베어링	171
테이퍼 핀	90
토션바	365
톱니 나사	50

〈ㅇ〉

판 스프링	373
-------	-----

패드 급유법	176
평 벨트	205
평 키	85
평면 캠	326
평행 나사	38
평행 핀	90
표준 기어	281
표준화	3
폴리링	100
폴립방지용 와셔	72
프와송 비	16
플라스마 용접	113
플라이휠	382
플랜지 커플링	154
플랭크	38
플러그 용접	116
플렉시블 커플링	150
피벗 베어링	173
피치	36
피치원	276
핀	89
핀틀 체인	241
필릿 용접	114

〈ㅎ〉

하중	11
하중 계수	193
항복점	14
허용 응력	28
헬리컬 기어	299
형식기호	187
호칭 지름	38
홈 마찰차	261
황동관	392
휨 관	393
힘	8

참고문헌 및 자료

- 정선모, 한동철, 표준 기계설계학(신판), 동명사, 2010.
- 서울대학교, 생산 기술 연구소, 1996.
- 정선모, 이동식, 기구학, 동명사, 1997.
- 강형모, 기계설계, 구민사, 2009.
- 정균호, 용접설계시공, 한국산업인력공단, 2009.



한국산업인력공단
HUMAN RESOURCE DEVELOPMENT INSTITUTE

이 교재는 고용노동부장관의 권한을 위탁받아 근로자의 직업능력개발훈련을 촉진하기 위하여 한국산업인력공단이 편찬한 것입니다.

■ 집필위원

송요풍 (성 림 기 계)

■ 검토위원

윤중원 (한 국 폴 리 텍 대 학)

신태수 (대 한 상 공 회 의 소)

안철홍 (한 국 시 설 안 전 공 단)

■ 편 집

이채욱 (한 국 산 업 인 력 공 단)

한국산업인력공단
HUMAN RESOURCE DEVELOPMENT SERVICE OF KOREA

기계요소설계

2판 1쇄 발행 2010년 11월 30일 <값 원>

저작권자 / 한국산업인력공단

발 행 / 한국산업인력공단 등록번호 / 10-141

주 소 / (121-757) 서울특별시 마포구 공덕동 370-4

전 화 / 02-3274-9738 <http://www.hrdkorea.or.kr>

인 쇄 / (사) 한국시각장애인연합회

ISBN : 978-89-5923-432-5 93550

본 교재의 어느 부분도 발행인의 승인 없이 무단복제시는 저작권법에 위배됩니다.

누리" 제4유형:출처표시+상업적 이용금지+변경금지 조건에 따라 이용 할 수 있습니다.



한국신
HUMAN RESOURCE

사업인력공단

S DEVELOPMENT SERVICE OF KOREA