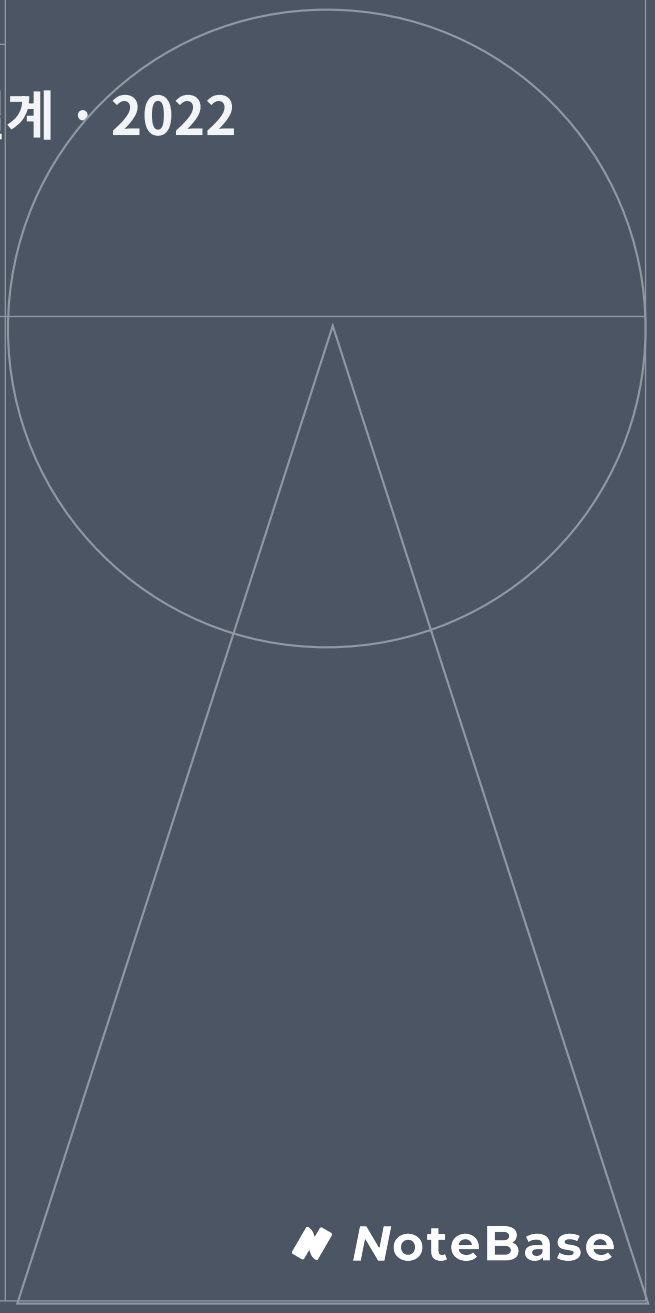
기출OX 해설집

공무원/지방직/9급 · 기계설계 · 2022



NoteBase

기출OX 해설집

공무원/지방직/9급 · 기계설계 · 2022

공무원/지방직/9급 · 기계설계 · 2022

문 1. 축과 구멍의 끼워맞춤에 대한 설명으로 옳지 않은 것은?

① 중간 끼워맞춤은 가공된 실제 치수에 따라 틈새 또는 죔새가 생긴다.

② 억지 끼워맞춤은 죔새가 있는 것으로 축의 최소 허용치수가 구멍의 최대 허용치수보다 크다.

③ 헐거운 끼워맞춤은 틈새가 있는 것으로 구멍의 최소 허용치수가 축의 최대 허용치수보다 크다.

④ 축기준 끼워맞춤은 축의 공차역을 H(H5 ~ H9)로 정하고, 필요한 죔새 또는 틈새에 따라 구멍의 공차역을 정한다.

정답 4번

간단한 해설

축기준 끼워맞춤에서 기준이 되는 축의 공차역은 **소문자 h(h5~h9)**로 표시한다. 대문자 H는 구멍기준 끼워맞춤에서 기준 구멍에 사용하는 기호이다.

선지별 해설

① O: 중간 끼워맞춤은 구멍과 축의 허용치수 범위가 겹치므로, **실제로 가공된 치수의 조합**에 따라 틈새 또는 죔새가 생긴다. 실제 구멍 지름이 축 지름보다 크면 틈새가, 축 지름이 구멍 지름보다 크면 죔새가 생긴다.

② O: 억지 끼워맞춤에서는 **가장 가는 축도 가장 큰 구멍보다 크므로** 허용치수 범위 안의 어느 조합에서도 죔새가 생긴다. 따라서 축의 최소 허용치수가 구멍의 최대 허용치수보다 크다는 관계로 이를 설명할 수 있다.

③ O: 헐거운 끼워맞춤에서 구멍의 최소 허용치수가 축의 최대 허용치수보다 크면, **가장 작은 구멍도 가장 굵은 축보다 크므로** 허용치수 범위 안의 어느 조합에서도 틈새가 생긴다.

④ X: 축기준 끼워맞춤은 축의 공차역을 **소문자 h(h5~h9)**로 정하고, 필요한 틈새나 죔새에 따라 구멍의 공차역을 바꾸는 방식이다. 기준 축 h는 위 치수허용차가 0이므로 축의 최대 허용치수가 기준치수와 같다. 선지의 대문자 H는 기준 구멍의 공차역 기호이며, 아래 치수허용차가 0이어서 구멍의 최소 허용치수가 기준치수와 같다.

NoteBase

문 2. 600 rpm으로 회전하고 2 N·m의 토크를 전달하기 위해 전동축에 필요한 동력[W]은? (단, π = 3이다)

① 0.12

② 1.2

③ 12

④ 120

정답 4번

간단한 해설

회전축의 동력은 **토크와 각속도의 곱**이다. 600 rpm을 각속도로 환산하면 60 rad/s이므로, 필요한 동력은 2 × 60 = 120 W이다.

계산 과정

동력 관계: 토크를 T, 각속도를 ω, 동력을 P라 하면 $P = T\omega$이다. 토크가 일정할 때 회전각에 토크를 곱하면 일이 되므로, 단위 시간당 일인 동력은 토크와 각속도의 곱으로 구한다. 여기서 T = 2 N·m이다.

각속도 환산: 600 rpm은 1분에 600회 회전한다는 뜻이다. 동력을 W로 구하려면 회전속도를 **초당 회전각인 rad/s로 환산**해야 한다. 한 바퀴는 2π rad이고 1분은 60초이므로, $\omega = \frac{2\pi \times 600}{60} = 60\text{rad/s}$이다. 이때 문제의 조건인 π = 3을 적용한다.

동력 계산: $P = T\omega$에 대입하면 P = 2 × 60 = 120 W이다. 이는 축이 1초에 120 J의 일을 전달한다는 뜻이다. 필요한 동력은 120 W로, ④의 값과 일치한다.

NoteBase

문 3. 다음에서 설명하는 스프링으로 옳은 것은?

◯ 미소 진동의 흡수가 가능하다.
◯ 측면 강성이 없다.
◯ 하중과 변형의 관계가 비선형적이다.
◯ 스프링 상수의 크기를 조절할 수 있다.

① 판 스프링
② 접시 스프링
③ 공기 스프링
④ 고무 스프링

정답 3번

간단한 해설

공기 스프링은 **압축 공기의 탄성**으로 하중을 지지하며, 공기압과 공기실의 부피를 바꾸어 **스프링 상수를 조절**할 수 있다. 공기의 압축에 따라 압력과 지지력이 달라지므로 하중과 변형의 관계도 일반적으로 비선형적이다.

공통 해설

공기 스프링은 밀폐된 공기실 속 **공기의 압축·팽창에 따른 복원력**을 이용하는 스프링이다. 공기실이 눌리면 부피가 줄고 내부 압력이 높아져 하중을 지지한다. 공기층의 강성을 낮게 설계하여 미소 진동의 전달을 줄이는 데 사용할 수 있다.

하중이 증가할 때 공기의 압력과 부피가 함께 변하므로 하중과 변형이 항상 일정한 비율로 증가하지 않는다. 이 때문에 하중–변형 관계가 비선형적이며, 스프링 상수는 작동 상태에 따라 달라진다. 내부 압력이나 보조 공기실을 포함한 공기의 유효 부피를 바꾸면 강성을 조절할 수 있다. 예를 들어 다른 조건이 같을 때 보조 공기실을 연결해 유효 부피를 늘리면, 같은 압축 변위에 대한 압력 변화가 작아져 스프링이 더 부드러워진다.

지문의 '측면 강성이 없다'는 **횡방향 안정성을 별도의 안내·지지 장치로 확보해야 한다**는 특성을 가리킨다. 실제 제품의 횡강성은 구조에 따라 달라지므로 모든 공기 스프링에서 엄밀히 0이라고 일반화하지 않는다.

판 스프링·접시 스프링·고무 스프링은 고체 재료 자체의 탄성변형을 주로 이용한다. 고무 주머니를 쓰는 공기 스프링도 하중을 지지하는 주된 원리는 내부 공기의 압축성이므로, 고무 자체의 변형을 이용하는 고무 스프링과 구별된다. 따라서 제시된 특성들은 공기 스프링에 해당한다.

NoteBase

문 4. 미끄럼 베어링용 재료가 갖추어야 할 특성으로 옳지 않은 것은?

① 내식성이 좋아야 한다.

② 열전도율이 높아야 한다.

③ 충격 흡수력이 커야 한다.

④ 피로강도가 작아야 한다.

정답 4번

간단한 해설

미끄럼 베어링은 반복 하중에 의한 균열과 파손을 견뎌야 하므로 **피로강도가 커야 한다**. ④의 '피로강도가 작아야 한다'는 요구 특성과 반대이다.

선지별 해설

① O: 내식성은 부식에 견디는 성질이다. 윤활유의 열화 생성물이나 외부 수분 등에 의해 베어링 표면이 부식되면 표면 상태가 나빠지고 손상이 진행될 수 있으므로 **내식성이 좋아야 한다**.

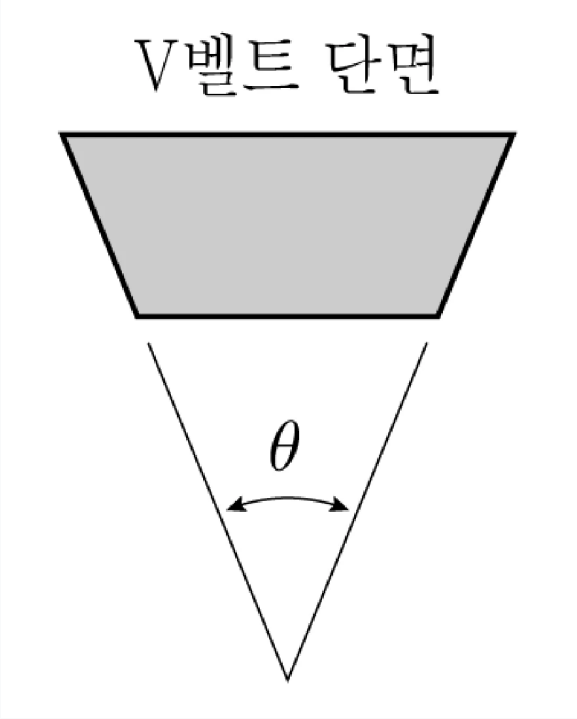
② O: 미끄럼 운동 중에는 마찰로 열이 발생한다. **열전도율이 높으면 발생한 열을 잘 전달하여** 접촉부의 국부적인 온도 상승을 줄이고, 윤활유와 베어링 재료의 과열을 억제하는 데 유리하다.

③ O: 운전 중 하중이 급격히 변하면 베어링에 충격이 가해질 수 있다. **충격을 흡수하고 파손에 견디는 능력**이 크면 순간적인 하중으로 인한 손상을 줄일 수 있으므로 충격 흡수력이 커야 한다.

④ X: 피로강도는 반복되는 하중에 견디는 능력을 나타낸다. 하중이 반복되면 균열이 생기고 성장하여 베어링 재료가 파손될 수 있으므로 **피로강도가 커야 한다**. '작아야 한다'는 '커야 한다'로 고쳐야 한다.

NoteBase

문 5. 그림과 같은 표준 V벨트에서 각도 θ는?



① 30°

② 35°

③ 40°

④ 45°

정답 3번

간단한 해설

그림의 θ는 V벨트 양쪽 경사면의 연장선이 이루는 **전체 쐐기각**이며, 표준 V벨트에서는 **40°**이다.

공통 해설

그림에서 단면 아래쪽으로 이어진 두 선은 사다리꼴 단면의 양쪽 경사면을 연장한 것이다. θ는 이 두 연장선 사이의 **전체 쐐기각**을 나타낸다.

표준 V벨트의 단면은 이 쐐기각을 **40°**로 정하므로, 그림의 θ는 40°이다. 한쪽 경사면과 단면의 중심선 사이의 각이 아니라 양쪽 경사면 사이의 각을 읽어야 한다.

NoteBase

문 6. 평기어에 대한 명칭과 관계식으로 옳은 것은? (단, D는 피치원 지름, Z는 잇수, m은 모듈이다)

① 모듈 = $\frac{Z}{D}$

② 원주피치 = $\frac{\pi D}{Z}$

③ 피치원지름 = $\frac{Z}{m}$

④ 피치 원주상 이두께 = $(Z+2)m$

정답 2번

간단한 해설

원주피치는 피치원 위에서 이웃한 두 이의 대응점 사이를 잰 거리로, **피치원 둘레를 잇수로 나눈 값**이다. 피치원 둘레가 πD이므로 원주피치는 $p = \frac{\pi D}{Z}$이다.

선지별 해설

① X: 모듈은 이의 크기를 나타내며, **피치원 지름을 잇수로 나눈 값**이다. 따라서 올바른 관계식은 $m = \frac{D}{Z}$이며, 선지는 분자와 분모를 뒤바꾸었다.

② O: 원주피치 p는 피치원 위에서 이웃한 두 이의 대응점 사이의 원호 길이이다. 피치원 둘레 πD에 Z개의 이가 일정한 간격으로 배치되므로 $p = \frac{\pi D}{Z} = \pi m$이다.

③ X: 모듈의 정의 $m = \frac{D}{Z}$에서 양변에 잇수 Z를 곱하면 **피치원 지름은 모듈과 잇수의 곱**인 $D = mZ$가 된다. 잇수를 모듈로 나누는 식이 아니다.

④ X: 전위가 없고 백래시를 두지 않은 표준 평기어에서 피치 원주상 이두께 s는 원주피치의 절반이므로 $s = \frac{p}{2} = \frac{\pi m}{2}$이다. 선지의 $(Z+2)m$은 이두께가 아니라 **이끝원 지름**이다. 표준 이끝높이가 m이므로 피치원 지름에 2m을 더하여 $D + 2m = (Z+2)m$이 된다.

NoteBase

문 7. 밸브에 대한 설명으로 옳지 않은 것은?

① 글로브 밸브는 밸브 몸통이 둥근형이고 내부에서 유체가 S자 모양으로 흐른다.

② 버터플라이 밸브는 밸브 몸통 입구와 출구의 중심선이 직각이고 유체도 직각으로 흐른다.

③ 안전 밸브는 유체의 압력이 일정값을 초과했을 때 밸브가 열려서 압력 상승을 억제할 수 있다.

④ 게이트 밸브는 밸브 디스크가 유체의 관로를 수직으로 막아서 개폐하고 유체가 일직선으로 흐른다.

정답 2번

간단한 해설

②의 '입구와 출구의 중심선이 직각이고 유체도 직각으로 흐른다'는 **앵글 밸브**의 설명이다. 버터플라이 밸브는 입구와 출구의 중심선이 일직선이며, 관로 안의 **원판을 회전시켜** 개폐한다.

선지별 해설

① O: 일반적인 글로브 밸브는 몸통이 둥근 형태이고, 내부의 격벽과 밸브 시트를 지나도록 유로가 구성되어 유체가 **S자 모양으로 방향을 바꾸며** 흐른다. 디스크와 시트 사이의 간격을 바꾸어 유체의 흐름을 조절한다.

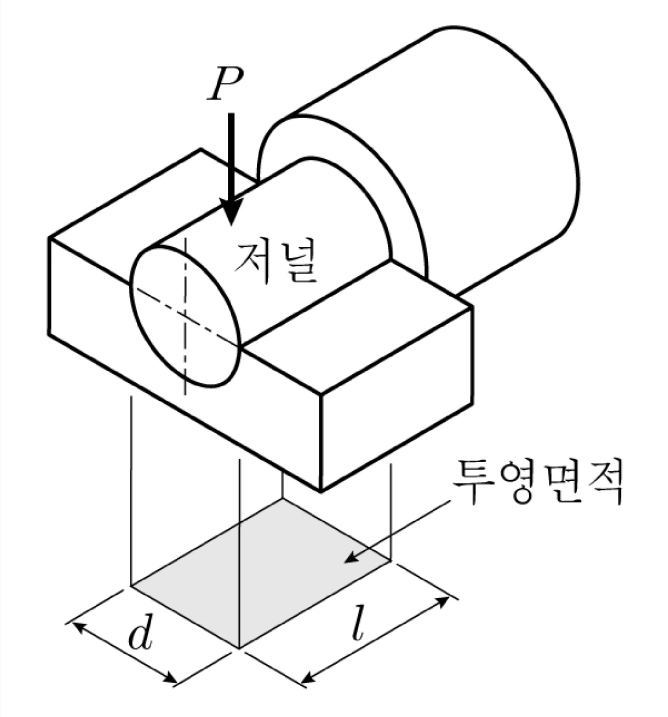
② X: 버터플라이 밸브는 입구와 출구의 중심선이 일직선인 관로 안에서 원판형 디스크를 약 90° 회전시켜 개폐한다. 닫을 때는 원판의 넓은 면이 흐름을 막고, 열 때는 원판이 흐름 방향과 나란해져 유체가 통과한다. 입구와 출구가 직각으로 배치되어 유체의 방향이 90° 바뀌는 것은 **앵글 밸브**의 특성이다.

③ O: 안전 밸브는 유체 압력이 **설정 압력을 초과하면 자동으로 열려** 유체를 배출한다. 유체를 배출하여 장치 내부의 과도한 압력 상승을 억제하고 설비를 보호한다.

④ O: 게이트 밸브는 판 모양의 디스크를 **유체의 흐름에 수직인 방향으로 이동시켜** 관로를 열고 닫는다. 완전히 열면 디스크가 유로에서 물러나므로 유체가 관로를 따라 일직선으로 흐른다.

NoteBase

문 8. 그림과 같은 레이디얼 저널(radial journal)의 베어링 압력을 구하는 식은? (단, P는 하중, d는 저널의 지름, l은 저널의 길이이고, 저널에서 압력분포가 일정하다)



① $\frac{4P}{\pi d^2}$
② $\frac{\pi P}{d^2}$
③ $\frac{P}{l^2}$
④ $\frac{P}{dl}$

정답 4번

간단한 해설

레이디얼 저널의 베어링 압력은 하중을 **하중 방향에 수직인 투영면적**으로 나눈 값이다. 그림의 투영면적은 지름 d와 길이 l의 곱이므로 $p = \frac{P}{dl}$이다.

NoteBase

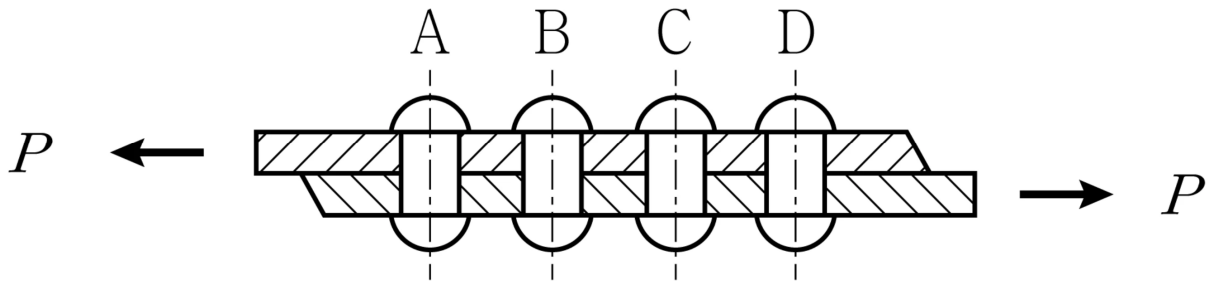
공통 해설

레이디얼 저널은 축에 수직으로 작용하는 하중을 베어링에 전달한다. 베어링 압력을 구할 때 기준으로 삼는 면적은 **하중 방향에 수직인 평면에 투영한 면적**이다. 그림 아래의 회색 직사각형이 이 투영면적이며, 두 변의 길이가 저널의 지름 d와 길이 l이므로 $A = d \cdot l$이다.

압력분포가 일정하다는 조건에서 하중 P는 압력 p와 투영면적 A의 곱으로 나타낸다. 따라서 $P = pA$에 $A = dl$을 적용하면 베어링 압력은 $p = \frac{P}{dl}$이다. 분모에는 저널의 원형 단면적이나 길이의 제곱이 아니라 **지름과 길이의 곱**이 들어간다. P를 N, d와 l을 mm로 나타내면 압력의 단위는 N/mm^2, 즉 MPa이다.

NoteBase

문 9. 두께가 같은 2개의 강판을 4개의 리벳(A, B, C, D)으로 네 줄 겹치기 이음할 때, 인장하중 P에 의해 발생하는 전단응력이 가장 큰 리벳 2개는?



① A, B

② A, D

③ B, C

④ C, D

정답 2번

간단한 해설

여러 줄의 리벳으로 연결한 겹치기 이음에서는 강판의 탄성변형 때문에 하중이 균등하게 분담되지 않는다.
겹침부 양끝의 리벳이 안쪽 리벳보다 큰 전단하중을 받으므로, 그림의 A와 D에서 전단응력이 가장 크다.

NoteBase

선지별 해설

그림에서 A와 D는 하중 방향으로 배열된 리벳의 양끝에 있고, B와 C는 안쪽에 있다. 겹침부에서는 리벳을 통해 한 강판의 인장하중이 다른 강판으로 전달된다. 이때 강판의 축력과 늘어나는 정도가 위치에 따라 달라지므로 리벳마다 전달하는 하중도 같지 않으며, **양끝 리벳의 분담하중이 안쪽보다 크다**. 그림처럼 전단면적이 같은 리벳은 분담하중이 클수록 전단응력도 크다.

① A, B: A는 양끝 중 하나여서 전단응력이 크지만, B는 안쪽에 있어 A와 D보다 작다. 따라서 최대 전단응력을 받는 두 리벳의 조합이 아니다.

② A, D: 두 리벳 모두 겹침부 양끝에 있다. 같은 두께의 강판과 대칭적인 리벳 배열에서는 두 끝의 하중 분담이 대칭이므로, A와 D가 **동일한 최대 전단응력**을 받는다.

③ B, C: 두 리벳 모두 안쪽에 있다. 두 끝의 A와 D보다 분담하중이 작으므로 전단응력도 작다.

④ C, D: D는 최대 전단응력을 받는 끝 리벳이지만, C는 안쪽 리벳이어서 D보다 전단응력이 작다. 최대인 두 리벳을 고르려면 C 대신 A가 포함되어야 한다.

NoteBase

문 10. 웜(worm)과 웜휠(worm wheel) 장치에 대한 설명으로 옳지 않은 것은?

① 웜과 웜휠의 두 축이 서로 평행하다.

② 큰 감속비를 얻을 수 있다.

③ 웜과 웜휠에 추력이 생긴다.

④ 웜과 웜휠 사이의 역전을 방지할 수 있다.

정답 1번

간단한 해설

①의 '서로 평행하다'는 잘못된 설명이다. 웜과 웜휠은 **엇갈린 두 축** 사이에서 동력을 전달하며, 보통 두 축의 방향은 90°를 이룬다.

선지별 해설

① X: 웜과 웜휠의 축은 **서로 평행하지도 만나지도 않는 엇갈린 축**이다. 보통 두 축의 방향은 90°를 이룬다. 따라서 '서로 평행하다'는 '서로 엇갈려 있다'로 고쳐야 한다.

② O: 웜이 한 바퀴 돌 때 웜휠은 웜의 줄 수에 해당하는 잇수만큼 진행한다. 예를 들어 1줄 웜은 한 바퀴 돌아도 웜휠을 한 이만큼만 진행시킨다. 따라서 **웜의 줄 수에 비해 웜휠의 잇수가 많으면** 웜휠의 회전속도가 크게 낮아져 큰 감속비를 얻을 수 있다.

③ O: 나선형 치면이 맞물려 힘을 전달하므로 웜과 웜휠에는 각각 **축 방향의 힘인 추력**이 발생한다. 따라서 두 축을 지지하는 베어링은 회전축에 수직인 하중뿐 아니라 추력도 지지할 수 있어야 한다.

④ O: 웜이 웜휠을 구동할 수 있어도, 리드각과 치면 마찰 조건에 따라 웜휠 쪽에서 웜을 구동할 수 없는 **자기잠김**이 생길 수 있다. 이를 이용하면 부하가 웜휠을 통해 웜을 거꾸로 구동하는 것을 방지할 수 있다. 리드각이 작을수록 자기잠김이 일어나기 쉽지만, 모든 웜 장치에서 항상 역전이 방지되는 것은 아니다.

NoteBase

문 11. 로프 전동장치에 대한 설명으로 옳지 않은 것은?

① 연속식 방법으로 로프를 거는 경우, 1개의 로프가 끊어지더라도 운전이 가능하다.

② 로프에 사용되는 재료는 와이어, 섬유질 등이 있다.

③ 전동경로가 직선이 아닌 경우에도 사용이 가능하다.

④ 장거리 동력전달이 가능하다.

정답 1번

간단한 해설

연속식은 **하나의 긴 로프**를 여러 홈에 연속해서 거는 방식이므로, 로프가 한 곳이라도 끊어지면 **동력전달을 계속할 수 없다**. 여러 개의 독립된 로프를 사용하는 병렬식과 구별해야 한다.

선지별 해설

① X: 연속식은 하나의 긴 로프를 원동풀리와 종동풀리의 여러 홈에 차례로 걸어 사용하는 방식이다. 겉으로 여러 줄처럼 보여도 모두 이어진 하나의 로프이므로, 한 곳이 끊어지면 폐회로가 끊겨 **운전을 계속할 수 없다**. 여러 개의 독립된 고리 모양 로프를 거는 병렬식에서는 한 로프가 끊어져도 나머지 로프의 허용 전달동력 범위에서 동력전달을 계속할 수 있다.

② O: 로프의 재료에는 **금속 와이어와 섬유**가 있다. 와이어로프는 여러 가닥의 금속선을 꼬아 만들며, 섬유로프는 면이나 마 등의 섬유를 꼬아 만든다.

③ O: 로프는 유연하므로 안내풀리를 적절히 배치하면 **전동경로의 방향을 바꿀 수 있다**. 따라서 동력을 전달하는 경로가 직선이 아닌 경우에도 사용할 수 있다.

④ O: 로프를 두 풀리 사이에 길게 걸어 장력과 마찰력으로 동력을 전달하므로, **축 사이의 거리가 큰 경우**에도 사용할 수 있다. 이 때문에 로프 전동장치는 장거리 동력전달에 이용된다.

NoteBase

문 12. 지름이 200 mm인 원통마찰차가 2 rad/s로 회전하면서 전달할 수 있는 최대 동력이 80 W일 때, 원통마찰차의 최소 폭[mm]은? (단, 원통마찰차의 마찰계수는 0.2이고, 폭 1 mm당 허용하중은 10 N이다)

① 100

② 150

③ 200

④ 250

정답 3번

간단한 해설

전달동력은 **마찰력 × 원주속도**이므로, 원주속도 0.2 m/s에서 80 W를 전달하려면 마찰력 400 N이 필요하다. 마찰계수 0.2에서 이 힘을 얻는 데 필요한 누름힘은 2000 N이므로, 폭 1 mm당 허용하중 10 N에 따른 최소 폭은 200 mm이다.

계산 과정

1. 원주속도: 지름 D = 200 mm = 0.2 m이므로 반지름 r = 0.1 m이다. 각속도는 $\omega = 2\text{rad/s}$이며, 접촉점의 원주속도는 $v = r\omega = 0.1 \cdot 2 = 0.2\text{m/s}$이다. 동력을 W로 계산하므로 길이는 **m 단위로 환산**한다.

2. 필요한 마찰력: 접촉면의 접선방향 마찰력 F가 동력을 전달하므로 동력 P와의 관계는 $P = Fv$이다. 따라서 필요한 마찰력은 $F = \frac{P}{v} = \frac{80}{0.2} = 400\text{N}$이다.

3. 필요한 누름힘: 두 마찰차를 서로 누르는 힘을 N, 마찰계수를 μ라 하면 전달 가능한 최대 마찰력은 μN이다. 미끄러지지 않고 400 N을 전달하려면 $F \le \mu N$이어야 하므로, **최소 누름힘**은 $N_{\min} = \frac{F}{\mu} = \frac{400}{0.2} = 2000\text{N}$이다.

4. 최소 폭: 폭 1 mm당 허용하중 q = 10 N/mm는 접촉면이 견딜 수 있는 누름힘의 기준이다. 폭을 b라 하면 전체 허용하중은 qb이므로, 필요한 누름힘 2000 N을 견디려면 $qb \ge 2000\text{N}$이어야 한다. 따라서 $b_{\min} = \frac{N_{\min}}{q} = \frac{2000}{10} = 200\text{mm}$이며, 이는 ③의 200에 해당한다.

NoteBase

문 13. 축 방향 인장하중 Q가 작용하는 아이볼트(eye bolt)에서 골지름이 바깥지름의 0.8배일 때, 최소 바깥지름은? (단, σ_s는 기준강도, S는 안전율이다)

① $\frac{2}{5}\sqrt{\frac{QS}{\pi\sigma_s}}$
② $\frac{5}{2}\sqrt{\frac{QS}{\pi\sigma_s}}$
③ $\sqrt{\frac{4QS}{\pi\sigma_s}}$
④ $\sqrt{\frac{QS}{4\pi\sigma_s}}$

정답 2번

간단한 해설

인장응력은 **골지름에 해당하는 단면적**을 기준으로 계산하고, 허용응력은 기준강도를 안전율로 나눈 값이다. 필요한 골지름을 구한 뒤 0.8로 나누면 최소 바깥지름은 $\frac{5}{2}\sqrt{\frac{QS}{\pi\sigma_s}}$이다.

계산 과정

1. 하중을 지지하는 단면: 바깥지름을 D, 골지름을 d라 하면 주어진 조건은 $d = 0.8D$이다. 나사산의 골 부분은 단면이 작으므로, 축 방향 인장하중 Q에 대한 강도는 **골지름 기준 단면적** $A = \frac{\pi d^2}{4}$으로 검토한다.

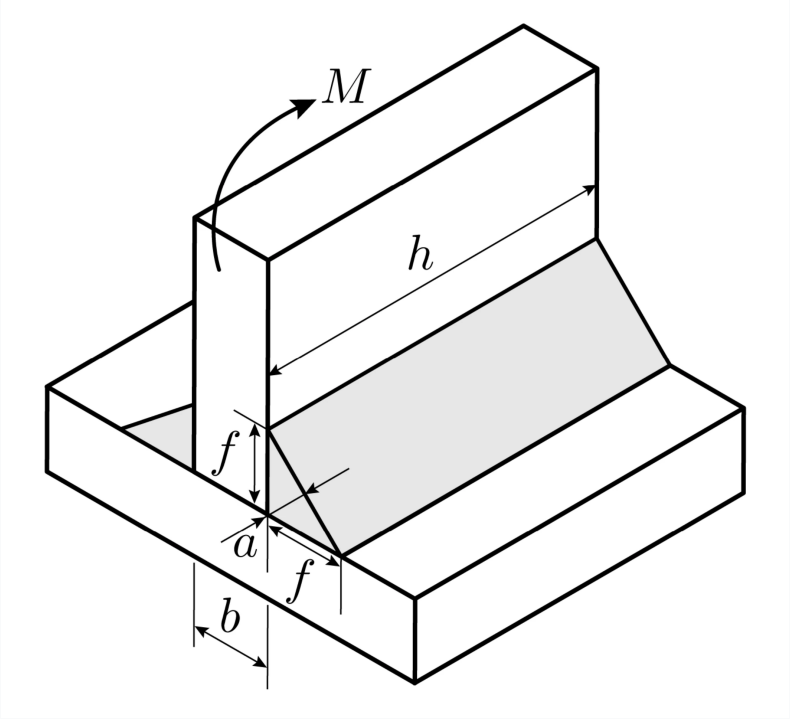
2. 허용응력 조건: 기준강도 σ_s를 안전율 S로 나눈 허용응력은 $\sigma_a = \frac{\sigma_s}{S}$이다. 발생 인장응력 $\sigma = \frac{Q}{A}$가 허용응력 이하여야 하므로 $\frac{4Q}{\pi d^2} \le \frac{\sigma_s}{S}$가 성립해야 한다.

3. 필요한 골지름: 위 조건을 정리하면 $d^2 \ge \frac{4QS}{\pi\sigma_s}$이다. **최소 지름에서는 허용응력과 발생응력이 같아지므로**, 최소 골지름은 $d_{\min} = 2\sqrt{\frac{QS}{\pi\sigma_s}}$이다. 이 값은 바깥지름이 아니라 나사 골 부분에 필요한 지름이다.

4. 바깥지름으로 환산: 골지름이 바깥지름의 0.8배이므로 $D_{\min} = \frac{d_{\min}}{0.8}$이다. 따라서 $D_{\min} = \frac{5}{2}\sqrt{\frac{QS}{\pi\sigma_s}}$이며, 이는 ②의 식과 일치한다. 하중과 기준강도에 일관된 단위를 사용하면 결과는 길이 단위가 된다.

NoteBase

문 14. 판의 두께 b, 용접치수 f, 용접부의 길이 h로 양쪽 필릿(fillet) 용접한 부재에 굽힘모멘트 M이 작용할 때, 목단면(목두께 $a = \frac{f}{\sqrt{2}}$)에 대한 최대 굽힘응력은?



① $\frac{6M}{ah^2}$
② $\frac{3\sqrt{2}M}{fh^2}$
③ $\frac{3M}{fh^2}$
④ $\frac{6\sqrt{2}M}{ah^2}$

정답 2번

간단한 해설

양쪽 용접부가 함께 굽힘을 지지하므로 **두 목단면의 단면2차모멘트를 합산**해야 한다. 최대 굽힘응력은 $\sigma_{max} = \frac{3M}{ah^2}$이며, 목두께 $a = \frac{f}{\sqrt{2}}$를 대입하면 $\frac{3\sqrt{2}M}{fh^2}$가 된다.

NoteBase

계산 과정

목단면과 중립축: 양쪽 필릿 용접부를 각각 목두께 a, 길이 h인 유효 직사각형 단면으로 취급한다. 그림의 굽힘모멘트 M에 의한 응력은 용접 길이 h 방향으로 변하며, 중립축은 그 길이의 중앙을 지난다. 따라서 중립축에서 가장 먼 용접부 끝까지의 거리는 $c = \frac{h}{2}$이다. 판 두께 b가 아니라 **용접부의 목두께 a**를 유효 단면의 폭으로 사용한다.

단면2차모멘트: 폭 a, 길이 h인 직사각형 하나의 중앙축에 대한 단면2차모멘트는 $\frac{ah^3}{12}$이다. 양쪽 용접부의 길이 방향 중앙이 같으므로 두 단면의 값을 더하면 $I = 2 \cdot \frac{ah^3}{12} = \frac{ah^3}{6}$이다. 이 값은 **양쪽 용접부 전체의 굽힘 저항**을 나타내는 단면 특성이다.

최대 굽힘응력: 탄성 굽힘식 $\sigma = \frac{My}{I}$에서 y는 중립축으로부터의 거리이다. 응력의 크기는 이 거리에 비례하므로 양 끝에서 최대가 된다. $y = c = \frac{h}{2}$와 $I = \frac{ah^3}{6}$을 대입하면 $\sigma_{\max} = \frac{M(h/2)}{ah^3/6} = \frac{3M}{ah^2}$이다.

목두께 대입: 주어진 관계 $a = \frac{f}{\sqrt{2}}$를 적용하면 $\sigma_{\max} = \frac{3M}{(f/\sqrt{2})h^2}$, 즉 $\sigma_{\max} = \frac{3\sqrt{2}M}{fh^2}$가 되어 ②의 식과 일치한다. M을 N·mm, f와 h를 mm로 넣으면 응력의 단위는 $\mathrm{N/mm^2}$이다.

NoteBase

문 15. 사각나사를 사용한 나사잭으로 물건을 들어 올릴 때의 효율에 대한 설명으로 옳지 않은 것은? (단, 자리면 마찰은 무시한다)

① 나사의 효율은 나선각이 45°일 때 최대이다.

② 나선각이 0°에 가까워지면 효율은 0%에 가까워진다.

③ 자립 유지 상태에서 나사의 최대 효율은 50%를 넘지 못한다.

④ 나선각이 같은 경우 나사면의 마찰계수가 커지면 효율은 낮아진다.

정답 1번

간단한 해설

마찰이 있는 사각나사는 나선각이 45°일 때 효율이 최대가 되지 않는다. 최대 효율을 얻는 나선각은 **45°에서 마찰각의 절반을 뺀 값**이다.

선지별 해설

나사의 효율은 입력 일에 대한 하중을 들어 올리는 일의 비율이다. 자리면 마찰을 무시하면, 나선각을 λ, 나사면의 마찰각을 ϕ라 할 때 $\eta = \frac{\tan\lambda}{\tan(\lambda+\phi)}$이다. 마찰계수 μ와 마찰각의 관계는 $\tan\phi = \mu$이며, 여기서는 나사면에 마찰이 있는 경우를 다룬다.

① X: 마찰각이 일정할 때 효율이 최대가 되는 조건은 $\lambda = 45^\circ - \frac{\phi}{2}$이다. 마찰이 있으면 마찰각이 양수이므로 최대 효율을 얻는 나선각은 **45°보다 작다**. 따라서 선지의 '나선각이 45°일 때 최대'는 마찰각의 영향을 빠뜨린 설명이다.

② O: 마찰각이 일정한 양수일 때 나선각이 0°에 가까워지면 효율식의 분자는 0에 가까워지고, 분모는 $\tan\phi$에 가까워진다. 따라서 **효율은 0%에 가까워진다**. 나선각이 작아질수록 한 바퀴 회전할 때 하중이 올라가는 거리가 작아지지만, 나사면의 마찰 손실은 남기 때문이다.

③ O: 자립은 구동력을 제거해도 하중 때문에 나사가 저절로 역회전하여 내려가지 않는 상태이다. 자립 조건은 **나선각이 마찰각 이하**인 $\lambda \le \phi$이다. 같은 나선각에서 자립을 유지하는 범위의 효율은 마찰각이 가장 작은 한계 상태인 $\phi = \lambda$에서 가장 크다. 이때도 $\eta = \frac{1-\tan^2\lambda}{2} < \frac{1}{2}$이므로 자립 상태의 효율은 50%를 넘지 못한다.

④ O: 나선각이 같을 때 마찰계수가 커지면 $\tan\phi = \mu$에 따라 마찰각도 커진다. 그러면 효율식의 분자는 그대로이고 분모인 $\tan(\lambda+\phi)$가 커지므로 효율이 낮아진다. 같은 높이만큼 하중을 올리더라도 **마찰을 이기는 데 필요한 입력 일이 증가**하기 때문이다.

NoteBase

문 16. 안지름이 200 mm이고, 20 N/mm^{2}의 내압을 받는 두꺼운 강관의 최소 바깥지름[mm]은? (단, 강관의 허용인장응력은 60 MPa이다)

① 250

② $200\sqrt{2}$

③ 300

④ $220\sqrt{2}$

정답 2번

간단한 해설

두꺼운 강관은 **안쪽 표면의 최대 원주응력**이 허용인장응력을 넘지 않아야 한다. 라메 식에 내압 20 N/mm^{2}와 허용인장응력 60 N/mm^{2}를 적용하면, 최소 바깥지름은 안지름의 $\sqrt{2}$배인 $200\sqrt{2}$mm이다.

계산 과정

조건 정리: 안지름을 d = 200 mm, 바깥지름을 D, 내압을 p = 20 N/mm^{2}로 둔다. 1 MPa = 1 N/mm^{2}이므로 허용인장응력은 $\sigma_a = 60$N/mm^{2}이다. 외압이 따로 주어지지 않았으므로 내압만 작용하는 경우로 계산한다.

공식 적용: 두꺼운 강관에서는 원주응력이 두께 방향으로 일정하지 않으며, **안쪽 표면에서 최대**가 된다. 내압만 작용할 때 라메 식으로 구한 최대 원주응력은 $\sigma_{\theta,\max} = p\frac{D^2+d^2}{D^2-d^2}$이다. 반지름으로 나타낸 식에서도 분자와 분모의 공통 인자가 약분되므로 지름을 그대로 사용할 수 있다.

최소 지름 계산: 안지름과 내압이 일정할 때 바깥지름이 커지면 최대 원주응력은 작아진다. 따라서 허용응력을 만족하는 **최소 바깥지름에서는 두 응력이 같다**. 수치를 대입하면 $60 = 20\frac{D^2+200^2}{D^2-200^2}$이다. 이를 정리하면 $3(D^2-200^2) = D^2+200^2$, 즉 $2D^2 = 4\cdot 200^2$이므로 $D^2 = 2\cdot 200^2$이다.

결과: 지름은 양수이므로 $D_{\min} = 200\sqrt{2}$mm이다. 이는 ②의 값에 해당한다.

NoteBase

문 17. 종동 풀리의 지름이 500 mm인 평벨트 풀리에 평행걸기된 벨트의 장력비가 2이다. 벨트의 너비는 100 mm, 두께는 5 mm, 허용 인장응력은 2 MPa, 이음효율은 80%이다. 유효장력에 의하여 종동 풀리에 전달되는 최대 토크[N·m]는? (단, 원심력은 고려하지 않으며, 토크 계산 시 벨트의 무게와 굽힘응력은 무시한다)

① 100

② 300

③ 500

④ 1,000

정답 1번

간단한 해설

이음효율을 반영한 긴장측 최대 장력은 800 N이며, 장력비가 2이므로 **유효장력은 두 장력의 차인 400 N**이다. 여기에 풀리 반지름 0.25 m를 곱하면 최대 토크는 100 N·m이다.

계산 과정

1. 긴장측 최대 장력: 긴장측은 벨트에서 장력이 큰 쪽이고, 이완측은 장력이 작은 쪽이다. 각 장력을 T_1, T_2로 둔다. 원심력을 고려하지 않고 벨트의 무게와 굽힘응력을 무시하므로, 긴장측 최대 장력은 허용 인장응력과 단면적으로 구한다. 단면적은 $100 \times 5 = 500\ \text{mm}^2$이고, 2 MPa는 $2\ \text{N/mm}^2$이다. 이음부의 강도 저하를 반영하여 **허용 장력에 이음효율 0.80을 곱한다**.
$T_1 = 0.80 \cdot 2 \cdot 500 = 800\text{N}$

2. 이완측 장력: 장력비가 2라는 것은 긴장측 장력이 이완측 장력의 두 배라는 뜻이다. 따라서 긴장측이 허용 한계인 800 N에 도달할 때 이완측 장력은 다음과 같다.
$T_2 = \frac{T_1}{2} = \frac{800}{2} = 400\text{N}$

3. 유효장력: 두 벨트 장력은 풀리에 서로 반대 방향의 모멘트를 발생시키므로, 회전에 기여하는 힘은 **두 장력의 차**이다. 유효장력을 F라 하면 다음과 같다.
$F = T_1 - T_2 = 800 - 400 = 400\text{N}$

4. 최대 토크: 풀리 지름 D는 500 mm = 0.50 m이다. 토크의 팔 길이는 **지름이 아니라 반지름**이므로 $r = \frac{D}{2} = \frac{0.50}{2} = 0.25\text{m}$이다. 유효장력에 이 반지름을 곱하여 전달 토크 M을 구한다.
$M = Fr = 400 \cdot 0.25 = 100\text{N} \cdot \text{m}$

최대 전달 토크는 100 N·m이며, 선택지 ①의 값과 일치한다.

NoteBase

문 18. 안지름이 40 mm, 바깥지름이 60 mm인 단판 클러치가 전달하는 최대 토크가 5 N·m일 때, 클러치 접촉면에서 축 방향으로 미는 힘[N]은? (단, 접촉면의 마찰계수는 0.2이고, 균일 마모조건이다)

① 1,000

② 1,500

③ 2,000

④ 2,500

정답 1번

간단한 해설

균일 마모조건에서는 **유효 마찰반지름을 안쪽·바깥쪽 반지름의 산술평균**으로 구하므로 25 mm이다. 접촉면의 토크 관계 $T = \mu F r_m$에 따라 필요한 축 방향 힘은 1,000 N이다.

계산 과정

주어진 값과 단위: 안지름이 40 mm, 바깥지름이 60 mm이므로 안쪽 반지름은 20 mm, 바깥쪽 반지름은 30 mm이다. 전달 토크는 5 N·m이고 마찰계수는 0.2이다. 구할 힘 F는 접촉면을 축 방향으로 누르는 힘이다.

유효 마찰반지름: 균일 마모조건에서는 접촉압력과 반지름의 곱이 일정하다. 이 압력 분포를 적용하면 마찰토크를 계산하는 유효 반지름은 **두 반지름의 산술평균**이 된다. 따라서 $r_m = \frac{20+30}{2} = 25\text{mm}$이다. 토크의 길이 단위가 m이므로 25 mm를 0.025 m로 바꾼다.

축 방향 힘 계산: 접촉면을 누르는 힘 F가 수직항력이므로 한계 마찰력은 μF이다. 이 마찰력에 유효 반지름을 곱한 것이 최대 전달 토크이므로 $T = \mu F r_m$을 적용한다. 이를 힘에 대해 정리하면 $F = \frac{T}{\mu r_m}$이고, 주어진 값을 대입하면 $F = \frac{5}{0.2 \cdot 0.025} = 1{,}000\text{N}$이다.

필요한 축 방향 힘은 1,000 N으로, ①의 값과 일치한다.

NoteBase

문 19. 연성 재료의 순수 전단의 경우, 정적 파손이론으로 변형 에너지설 (Von Mises theory)을 적용할 때, 최대 전단응력은? (단, σ_Y는 항복응력, ν는 포아송비이다)

① $\frac{\sigma_Y}{\sqrt{1+\nu}}$
② $\frac{\sigma_Y}{\sqrt{2}}$
③ $\frac{\sigma_Y}{\sqrt{3}}$
④ $\frac{\sigma_Y}{2\sqrt{1+\nu}}$

정답 3번

간단한 해설

순수 전단에서 **Von Mises 등가응력**은 $\sqrt{3}\tau$이다. 이 값이 인장 항복응력 σ_Y에 도달할 때 항복하므로, 최대 전단응력은 $\frac{\sigma_Y}{\sqrt{3}}$이다.

계산 과정

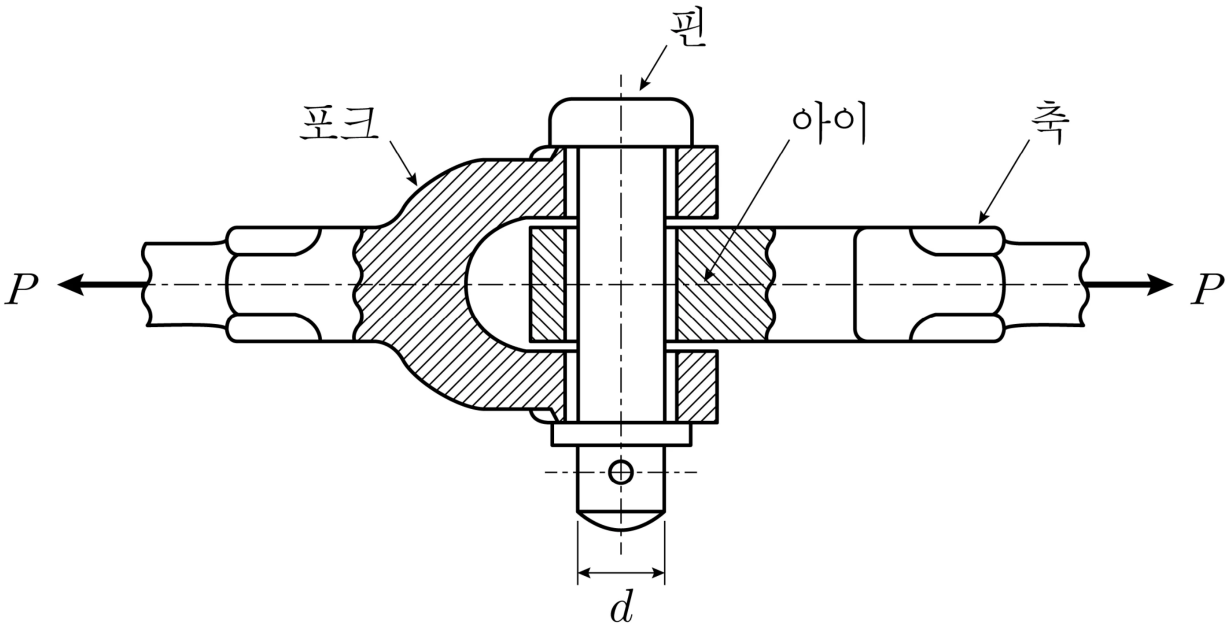
1. 순수 전단의 응력 상태: 전단응력의 크기를 τ라 하면, 주응력은 $\sigma_1 = \tau$, $\sigma_2 = 0$, $\sigma_3 = -\tau$이다. 최대 전단응력은 $\tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} = \tau$이므로, 순수 전단에서 항복을 일으키는 전단응력의 크기를 구하면 된다.

2. Von Mises 항복 조건: 이 이론은 **형상 변화에 따른 변형에너지**를 기준으로 하며, 응력 상태를 단축 인장과 비교할 수 있는 등가응력으로 나타낸다. 순수 전단에서는 $\sigma_v^2 = 3\tau^2$이므로 $\sigma_v = \sqrt{3}\tau$이다. 항복이 시작되는 조건은 $\sigma_v = \sigma_Y$이다.

3. 항복 한계 계산: $\sqrt{3}\tau = \sigma_Y$를 풀면 $\tau_{max} = \frac{\sigma_Y}{\sqrt{3}}$이다. 이는 ③의 식과 일치하며, 응력의 단위는 주어진 항복응력과 같다. 이 항복 조건에는 **포아송비가 나타나지 않는다**.

NoteBase

문 20. 포크(fork)와 아이(eye)를 연결하는 핀(pin) 이음에 인장하중 P = 100 kN이 작용할 때, 핀의 허용전단응력이 50 N/mm^{2}인 경우, 핀의 최소 지름 d [mm]는? (단, 핀의 전단만을 고려한다)



① $\sqrt{\frac{1000}{\pi}}$
② $\sqrt{\frac{2000}{\pi}}$
③ $\sqrt{\frac{3000}{\pi}}$
④ $\sqrt{\frac{4000}{\pi}}$

정답 4번

간단한 해설

핀은 아이와 포크의 두 접촉 경계에서 힘을 전달하므로 **이중전단**을 받는다. 두 전단면의 합계 면적이 2000 mm^2 이상이어야 하므로, 최소 지름은 $\sqrt{\frac{4000}{\pi}}$ mm이다.

NoteBase

계산 과정

전단면 확인: 그림에서 아이가 포크의 두 갈래 사이에 끼워져 있다. 핀은 아이의 위쪽과 아래쪽 경계에 해당하는 **두 단면에서 전단**을 받으며, 각 전단면은 하중 P의 절반을 전달한다. 문제의 조건에 따라 핀의 전단만 고려한다.

필요한 전단면적: 하중은 P = 100 kN = 100000 N이고, 허용전단응력은 $\tau_a = 50\ \mathrm{N/mm^2}$이다. 전단응력은 전단력이 작용하는 단면적당 힘이므로, 두 전단면의 합계 면적을 A_합이라 하면 τ = PA_합이다. 허용전단응력을 넘지 않으려면 A_합 ≥ (100000)/(50) = 2000 $\mathrm{mm^2}$이어야 한다. 이는 **두 전단면을 합한 최소 면적**이며, 한 전단면에 필요한 면적은 1000 $\mathrm{mm^2}$이다.

지름과 면적의 관계: 핀의 지름을 d [mm]라 하면 한 전단면의 원형 면적은 $A = \frac{\pi d^2}{4}$이다. 이중전단이므로 A_합 = 2A = (π d^2)/(2)를 적용한다. 따라서 $\frac{\pi d^2}{2} \geq 2000$이고, 이를 정리하면 $d^2 \geq \frac{4000}{\pi}$이다.

최소 지름: 허용전단응력에 도달하는 경계에서 $d_{\min} = \sqrt{\frac{4000}{\pi}}$ mm가 된다. 이 값은 ④의 식과 일치한다.

NoteBase