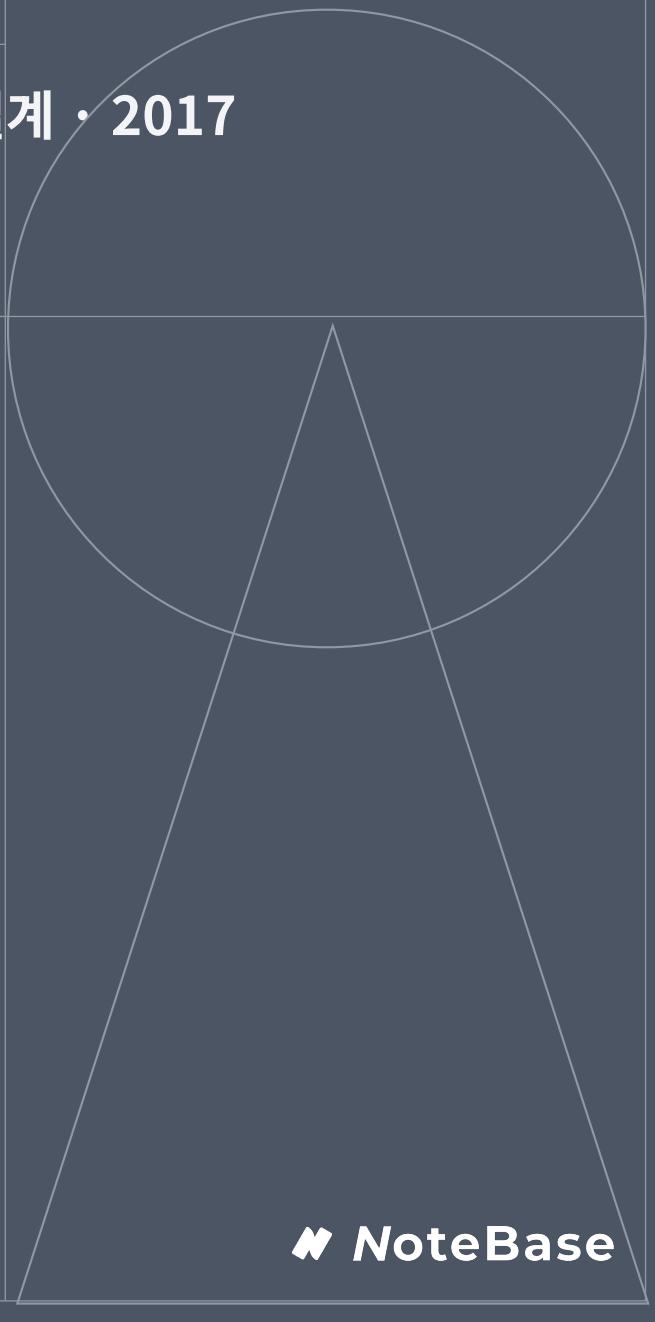
기출OX 해설집

공무원/서울시/7급 · 기계설계 · 2017



NoteBase

기출OX 해설집

공무원/서울시/7급 · 기계설계 · 2017

공무원/서울시/7급 · 기계설계 · 2017

문 1. 블록 브레이크에서 브레이크 드럼의 원주속도가 10m/s**, 브레이크 압력이** 500kPa**일 때, 브레이크 용량** [N/mm^2 · m/s]**은? (단, 마찰계수는 0.3이다.)**

① 1.5

② 2.5

③ 3.5

④ 4.5

정답 1번

출제 포인트

이 문제는 블록 브레이크의 브레이크 용량을 μpv로 계산할 수 있는지를 묻는다.

조건 정리

주어진 값은 원주속도 10m/s, 브레이크 압력 500 kPa, 마찰계수 0.3이다.
구해야 할 값은 브레이크 용량이다.
주의할 조건은 압력을 N/mm^2로 바꾸어 계산해야 한다는 점이다.

사용할 공식

브레이크 용량은 μpv이다.
이 공식을 쓰는 이유는 브레이크 용량이 마찰계수, 단위면적당 압력, 접촉 속도의 곱으로 정의되기 때문이다.

계산 과정

먼저 압력을 단위 변환하면 $500kPa = 0.5MPa = 0.5N/mm^2$이다.
여기에 마찰계수와 원주속도를 곱하면 $\mu pv = 0.3 \times 0.5 \times 10 = 1.5$
따라서 브레이크 용량은 1.5 $N/mm^2 \cdot m/s$이다.

NoteBase

선지 판단

1번: O. 계산 결과가 1.5이므로 맞다.
2번: X. 주어진 값으로 계산한 결과는 2.5가 아니라 1.5이다. 틀린 표현은 '브레이크 용량이 2.5이다'이고, 올바르게는 '브레이크 용량은 1.5이다'이다.
3번: X. $\mu = 0.3$, $p = 0.5 N/mm^2$, $v = 10 m/s$를 대입하면 3.5가 나오지 않는다. 틀린 표현은 '브레이크 용량이 3.5이다'이고, 올바르게는 '브레이크 용량은 1.5이다'이다.
4번: X. 압력 단위 변환과 마찰계수를 함께 반영하면 값은 4.5가 될 수 없다. 틀린 표현은 '브레이크 용량이 4.5이다'이고, 올바르게는 '브레이크 용량은 1.5이다'이다.

오답 포인트

500 kPa를 그대로 500으로 넣거나, 마찰계수 0.3을 곱하지 않으면 큰 오답이 나온다. 이 문제의 함정은 압력 단위 변환과 마찰계수 반영을 동시에 놓치게 만드는 데 있다.

다시 나오면 이렇게 판단

브레이크 계산형 문제는 주어진 압력을 먼저 N/mm^2로 바꾸고, 그다음 μpv에 값을 차례로 대입해 단위를 함께 검산하면 된다.

암기 포인트

블록 브레이크 용량은 μpv, 그리고 $1 MPa = 1 N/mm^2$이다.

NoteBase

문 2. 하중 300 N을 받는 압축 코일 스프링의 처짐은 20mm, 소선의 지름은 6mm, 스프링 전체의 평균 지름은 60mm일 때 전단응력은? (단, Wahl 응력수정계수 $K = 1.14$를 적용하며, π는 3으로 계산한다.)

① 213.3 MPa

② 223.3 MPa

③ 243.3 MPa

④ 253.3 MPa

정답 4번

출제 포인트

이 문제는 Wahl 응력수정계수를 적용한 압축 코일 스프링의 최대 전단응력을 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값:
- 하중 $P = 300N$
- 소선 지름 $d = 6mm$
- 평균 코일지름 $D = 60mm$
- Wahl 응력수정계수 $K = 1.14$
- π는 3으로 계산

구해야 할 값:
- 스프링 소선의 전단응력

주의할 조건:
- 처짐 20mm는 응력 계산이 아니라 스프링 상수나 강성 계산에서 쓰이는 값이므로 이 문항의 직접 계산에는 쓰이지 않는다.

사용할 공식

사용 공식은
$\tau = K \cdot \frac{8PD}{\pi d^3}$
이다.

이 공식을 쓰는 이유:
압축 코일 스프링의 소선에는 비틀림에 의한 전단응력이 생기고, 문제에서 Wahl 응력수정계수를 적용하라고 했으므로 기본 전단응력식에 K를 곱해 최대 전단응력을 구해야 한다.

NoteBase

계산 과정

1. 기본 전단응력을 계산하면
$\frac{8PD}{\pi d^3} = \frac{8 \times 300 \times 60}{3 \times 6^3} = \frac{144000}{648} = 222.2$
이므로 $222.2MPa$이다.
2. 여기에 Wahl 응력수정계수 $K = 1.14$를 곱하면
$\tau = 1.14 \times 222.2 = 253.3$
이 된다.
3. 따라서 전단응력은 $253.3MPa$이다.

선지별 해설

① X
- 계산 결과는 $253.3MPa$이므로 $213.3MPa$는 맞지 않는다. 이 값은 문제에서 준 응력수정계수 적용이나 산술 처리가 잘못된 경우의 오답이다. 올바르게는 전단응력은 $253.3MPa$이다.

② X
- $223.3MPa$는 Wahl 응력수정계수 $K = 1.14$를 거의 반영하지 않고 기본 전단응력만 본 경우에 가까운 값이다. 문제는 $K = 1.14$를 적용하라고 했으므로 틀리다. 올바르게는 전단응력은 $253.3MPa$이다.

③ X
- $243.3MPa$는 최종 곱셈이나 나눗셈에서 생긴 산술 오차에 해당한다. 공식 선택은 맞더라도 $K = 1.14$까지 정확히 곱하면 $253.3MPa$가 된다. 올바르게는 전단응력은 $253.3MPa$이다.

④ O
- $\tau = K \cdot \frac{8PD}{\pi d^3}$에 $P = 300N$, $D = 60mm$, $d = 6mm$, $K = 1.14$, π=3을 대입하면 $253.3MPa$가 나온다.
따라서 ④가 옳다.

오답 포인트

이 문항의 함정은 처짐 20mm를 보고 스프링 상수 공식으로 들어가거나, Wahl 응력수정계수 K를 빼먹는 데 있다. 응력을 묻는 문항인지, 처짐이나 강성을 묻는 문항인지 먼저 구분해야 한다.

다시 나오면 이렇게 판단

코일 스프링 계산형 문제는 먼저 무엇을 구하는지 확인한 뒤, 응력이면 $\tau = K \cdot \frac{8PD}{\pi d^3}$, 처짐이면 강성식으로 분리해서 판단한다. 마지막에는 d^3과 응력수정계수 반영 여부를 다시 검산하면 된다.

암기 포인트

압축 코일 스프링 전단응력은 기본식 $\frac{8PD}{\pi d^3}$에 Wahl 계수 K를 곱한 값이다.

NoteBase

문 3. 축방향 하중 440 kN의 나사 프레스의 나사부의 바깥지름은 120mm, 골지름은 100mm, 피치는 6mm, 나사의 허용접촉면 압력은 20N/mm^2일 때, 이 나사 프레스에 사용될 너트의 높이는? (단, π는 3으로 계산한다.)

① 25mm

② 30mm

③ 35mm

④ 40mm

정답 4번

출제 포인트

나사 프레스 너트의 높이를 허용 접촉면 압력과 나사산 접촉면적으로 계산하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값은 $W = 440000N, D = 120mm, d = 100mm, p = 6mm, p_b = 20N/mm^2$이다.
구해야 할 값은 너트의 높이 h이다.
문제 조건에서 $\pi = 3$을 사용한다.

사용할 공식

한 줄 나사산의 접촉면적은 환상면적으로 보아
$A_1 = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)$
이다.
유효 나사수는 $n = \frac{h}{p}$ 이므로 전체 접촉면적은
$A = A_1 \cdot \frac{h}{p} = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)\frac{h}{p}$
이다.
허용 접촉면 압력에서 전달 가능한 하중은 $W = p_b A$이다.
이 문제는 나사산 접촉면이 버틸 수 있는 압력으로 너트 높이를 정하는 경우이므로 이 공식을 사용한다.

NoteBase

계산 과정

먼저 한 줄 나사산의 접촉면적을 구하면

$A_1 = \frac{3}{4}(120^2 - 100^2) = \frac{3}{4} \times 4400 = 3300mm^2$

이다.

전체 접촉면적은

$A = 3300 \cdot \frac{h}{6}$

이다.

허용 접촉면 압력 $20N/mm^2$를 적용하면

$440000 = 20 \cdot 3300 \cdot \frac{h}{6}$

이고,

$440000 = 11000h$

이므로

$h = 40mm$

이다.

선지별 해설

① X

$h = 25mm$이면 허용 하중은 $20 \times 3300 \times \frac{25}{6} = 275000N$에 그쳐 440 kN을 버티지 못한다. 틀린 표현은 "25mm"이고, 올바르게는 "40mm가 필요하다"이다.

② X

$h = 30mm$이면 허용 하중은 $20 \times 3300 \times \frac{30}{6} = 330000N$이므로 부족하다. 틀린 표현은 "30mm"이고, 올바르게는 "40mm가 필요하다"이다.

③ X

$h = 35mm$이면 허용 하중은 $20 \times 3300 \times \frac{35}{6} = 385000N$이므로 여전히 부족하다. 틀린 표현은 "35mm"이고, 올바르게는 "40mm가 필요하다"이다.

④ O

$h = 40mm$이면 허용 하중은 $20 \times 3300 \times \frac{40}{6} = 440000N$이 되어 주어진 축방향 하중과 정확히 일치한다. 따라서 이 선택지가 옳다.

오답 포인트

평균지름을 이용한 다른 나사 공식으로 바로 들어가면 오답이 나오기 쉽다. 이 문항은 나사산 한 줄의 환상 접촉면적 $\frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)$에 유효 나사수 $\frac{h}{p}$를 곱하는 모델을 써야 하며, 피치 p를 높이 h와 연결하는 과정이 빠지면 25mm, 30mm, 35mm 같은 오답으로 흐르기 쉽다.

NoteBase

다시 나오면 이렇게 판단

나사 프레스 너트 높이 문제는 한 줄 나사산의 접촉면적을 먼저 구한 뒤, 유효 나사수 $\frac{h}{p}$를 곱해 전체 접촉면적을 만들고, 마지막에 허용 압력과 곱해 하중과 같게 두어 h를 푼다.

암기 포인트

너트 높이는 $W = p_b \cdot \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2) \cdot \frac{h}{p}$에서 구한다.

NoteBase

문 4. 초기에는 지름이 20mm인 원형 단면을 갖는 봉이 8 kN의 인장하중과 40 N·m의 비틀림모멘트를 동시에 받고 있다. 이 봉을 초기 단면 지름의 2배인 봉으로 교체하고, 비틀림모멘트는 그대로 유지하면서 적용 인장하중을 처음의 1/2로 줄이면, 이 봉 재료에 발생하는 최대 주응력은 처음의 최대 주응력 값과 비교하여 어떻게 변하겠는가?

① 1/2배로 줄어든다.

② 1/4배로 줄어든다.

③ 1/8배로 줄어든다.

④ 1/16배로 줄어든다.

정답 3번

출제 포인트

이 문제는 축인장응력과 비틀림 전단응력이 함께 작용할 때 지름 변화와 하중 변화가 최대 주응력에 미치는 비율을 구하는 문제이다.

조건 정리

- 처음 봉: 지름 20mm, 인장하중 8 kN, 비틀림모멘트 40 N·m이다.
- 바꾼 봉: 지름은 처음의 2배, 인장하중은 처음의 1/2, 비틀림모멘트는 그대로이다.
- 구해야 할 값: 바꾼 뒤 최대 주응력이 처음 최대 주응력의 몇 배인지이다.

사용할 공식

축응력은 $\sigma = P/A$, 원형단면적은 $A = \pi d^2/4$이다.
비틀림 전단응력은 $\tau = Tr/J = 16T/(\pi d^3)$이다.
최대 주응력은 $\sigma_{max} = \sigma/2 + \sqrt{(\sigma/2)^2 + \tau^2}$이다.
이 공식을 쓰는 이유는 이 문제가 축방향 정상응력과 비틀림 전단응력이 동시에 작용하는 원형축의 복합응력 상태이기 때문이다.

계산 과정

1. 단면적은 $A \propto d^2$이므로 지름을 2배로 하면 단면적은 4배가 된다.
2. 따라서 축응력은 $\sigma' = (P/2)/(4A) = \sigma/8$이 된다.
3. 비틀림 전단응력은 $\tau \propto T/d^3$이므로 지름을 2배로 하고 T를 그대로 두면 $\tau' = \tau/8$이 된다.
4. 최대 주응력 식은 σ와 τ가 모두 같은 비율로 줄면 결과도 같은 비율로 줄어드는 형태이므로 $\sigma'_{max} = \sigma_{max}/8$이 된다.
5. 따라서 바꾼 뒤 최대 주응력은 처음의 1/8배이다.

NoteBase

선지별 해설

① X: 최대 주응력은 1/2배가 아니라 1/8배이다. 지름 증가로 단면적과 비틀림 저항이 함께 커지므로 하중만 1/2로 줄었다고 판단한 값은 틀리다. 틀린 표현은 '1/2배'이고, 올바르게는 '1/8배'이다.
② X: 최대 주응력은 1/4배가 아니다. 축응력은 하중 1/2와 면적 4배를 함께 반영해 1/8배가 되고, 비틀림 전단응력도 d^3 항 때문에 1/8배가 된다. 틀린 표현은 '1/4배'이고, 올바르게는 '1/8배'이다.
③ O: 축응력과 비틀림 전단응력이 모두 처음의 1/8배가 되므로 최대 주응력도 1/8배가 된다. 따라서 정답에 맞는 선지이다.
④ X: 최대 주응력은 1/16배가 아니다. 지름 2배에서 비틀림 전단응력은 $1/d^3$에 따라 1/8배까지 줄며, 최대 주응력도 그와 같은 비율로 줄어든다. 틀린 표현은 '1/16배'이고, 올바르게는 '1/8배'이다.

오답 포인트

축응력은 d^2, 비틀림 전단응력은 d^3에 반비례한다는 차이를 놓치면 1/4배나 1/16배로 오판하기 쉽다. 또 최대 주응력은 축응력과 전단응력이 함께 줄어든 비율을 반영하므로 한쪽 응력만 따로 보고 결론내리면 틀리게 된다.

다시 나오면 이렇게 판단

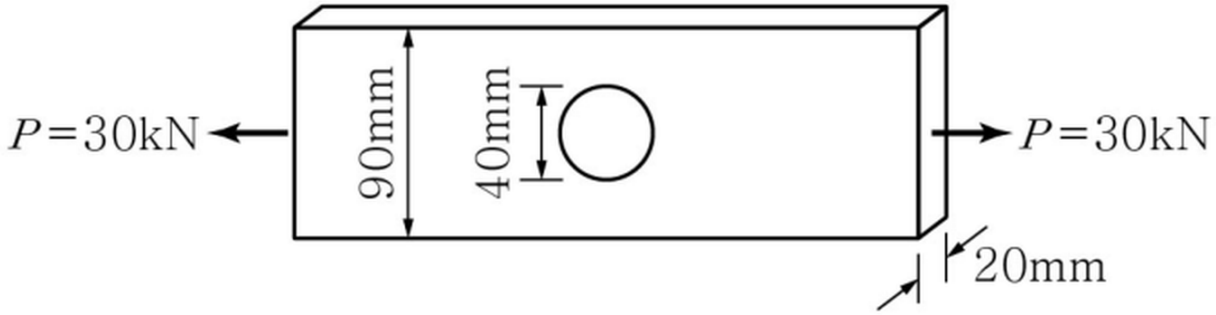
원형축의 복합응력 문제는 먼저 $\sigma \propto P/d^2$, $\tau \propto T/d^3$의 비율을 각각 계산한 뒤, 두 응력이 같은 비율로 줄었는지 확인하고 마지막에 최대 주응력 식으로 연결해 판단한다.

암기 포인트

원형축에서 축응력은 P/d^2, 비틀림 전단응력은 T/d^3, 두 응력이 함께 k배가 되면 최대 주응력도 k배가 된다.

NoteBase

문 5. 두께 20mm, 폭 90mm인 평판에 지름 40mm인 원형 노치(notch)가 그림과 같이 파여져 있다. 평판의 양 끝단에 30 kN의 인장하중이 작용하고 있고, 구멍 부분의 응력집중계수가 $K_c = 2$이다. 이 평판 재료의 인장 시 극한강도는 $\sigma_{ut} = 150\text{MPa}$이다. 가장 취약한 부위에서의 안전계수는?



① 1.2

② 1.5

③ 2.5

④ 3.0

정답 3번

출제 포인트

원형 노치가 있는 평판의 최소단면 공칭응력에 응력집중계수를 곱해 최대응력을 구하고, 이를 인장 시 극한강도와 비교해 안전계수를 구하는 문제이다.

NoteBase

조건 정리

주어진 값

- 두께 $t = 20mm$
- 폭 $b = 90mm$
- 구멍 지름 $d = 40mm$
- 인장하중 $P = 30kN = 30{,}000N$
- 응력집중계수 $K_c = 2$
- 극한강도 $\sigma_{ut} = 150MPa = 150N/mm^2$

구해야 할 값

- 가장 취약한 부위의 안전계수 n

주의할 조건

- 가장 취약한 부위는 구멍이 있는 최소단면이다.
- 공칭응력은 전체폭 $90mm$가 아니라 순단면 폭 $90 - 40 = 50mm$로 계산한다.

사용할 공식

$\sigma_n = \frac{P}{(b-d)t}, \qquad \sigma_{max} = K_c\sigma_n, \qquad n = \frac{\sigma_{ut}}{\sigma_{max}}$

이 공식을 쓰는 이유:

원형 구멍이 있는 인장 부재는 구멍 가장자리에서 응력이 집중되므로, 최소단면의 공칭응력에 응력집중계수를 곱한 최대응력으로 안전계수를 판단한다.

계산 과정

1. 순단면적을 구한다.

$A_n = (90 - 40) \times 20 = 1000mm^2$

2. 최소단면의 공칭응력을 구한다.

$\sigma_n = \frac{30{,}000}{1000} = 30MPa$

3. 응력집중을 반영한 최대응력을 구한다.

$\sigma_{max} = 2 \times 30 = 60MPa$

4. 극한강도와 비교해 안전계수를 구한다.

$n = \frac{150}{60} = 2.5$

NoteBase

선지별 해설

① X: 계산 결과와 다르다. 순단면과 응력집중계수를 반영하면 안전계수는 2.5이다. 틀린 값 1.2 → 올바르게는 2.5이다.
② X: 계산 결과와 다르다. 최소단면 공칭응력은 30MPa, 최대응력은 60MPa이므로 안전계수는 2.5이다. 틀린 값 1.5 → 올바르게는 2.5이다.
③ O: 순단면적 1000mm^2, 최대응력 60MPa, 안전계수 150/60 = 2.5로 계산되므로 옳다.
④ X: 응력집중 또는 순단면 처리를 잘못했을 때 나오는 값이다. 이 문제는 구멍 없는 전체폭이 아니라 구멍이 뚫린 최소단면으로 계산해야 하므로 3.0이 아니라 2.5이다. 틀린 값 3.0 → 올바르게는 2.5이다.

오답 포인트

전체 단면적 90 × 20으로 공칭응력을 계산하면 가장 취약한 구멍 단면을 놓치게 된다. 또 응력집중계수 $K_c = 2$를 반영하지 않으면 최대응력을 과소평가해 안전계수를 실제보다 크게 잡게 된다.

다시 나오면 이렇게 판단

노치나 구멍이 있는 인장 부재 문제는 먼저 순단면 $A_n = (b - d)t$를 잡고, 그 공칭응력에 응력집중계수를 곱해 최대응력을 만든 뒤, 강도와의 비로 안전계수를 판단한다.

암기 포인트

원형 구멍 인장부재는 순단면 공칭응력 → 응력집중 반영 → 강도와 비교 순서로 안전계수를 구한다.

NoteBase

문 6. 안지름 1.2m, 내압 1 MPa이 작용하는 압력용기를 만들고자 할 때, 강판의 항복응력을 400 MPa, 안전율을 4로 하면 압력용기의 최소 두께는? (단, 부식여유량은 1mm, 이음효율은 75%로 한다.)

① 9mm

② 11mm

③ 13mm

④ 15mm

정답 1번

출제 포인트

이 문제는 이음효율과 부식여유량을 반영한 얇은 원통 압력용기의 최소 두께를 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 내압 $p = 1MPa = 1N/mm^2$, 안지름 $D = 1.2m = 1200mm$, 강판의 허용응력 $\sigma_a = 400/4 = 100MPa$, 이음효율 $\eta = 0.75$

구해야 할 값: 압력용기의 최소 두께 t

주의할 조건: 부식여유량 $c = 1mm$를 계산 두께에 마지막에 더한다.

사용할 공식

$t = \frac{pD}{2\sigma_a \eta} + c$

이 공식은 얇은 원통 압력용기의 원주응력 기준 최소 두께식이며, 이 문제는 내압이 작용하는 원통형 압력용기이고 이음효율과 부식여유량까지 함께 주어졌으므로 이 식을 적용한다.

계산 과정

1. 허용응력을 구하면 $\sigma_a = 400/4 = 100MPa$이다.
2. 계산 두께는 $t_0 = \frac{pD}{2\sigma_a \eta} = \frac{1 \times 1200}{2 \times 100 \times 0.75} = \frac{1200}{150} = 8mm$이다.
3. 부식여유량을 더하면 $t = t_0 + c = 8 + 1 = 9mm$이다.

선지별 해설

① O: 계산 결과 최소 두께는 9mm이다. 보기의 수치가 계산값과 일치한다.

② X: 11mm는 계산 결과와 맞지 않는다. 틀린 값은 11mm이고, 올바르게는 최소 두께가 9mm이다.

③ X: 13mm는 계산 결과와 맞지 않는다. 틀린 값은 13mm이고, 올바르게는 최소 두께가 9mm이다.

④ X: 15mm는 계산 결과와 맞지 않는다. 틀린 값은 15mm이고, 올바르게는 최소 두께가 9mm이다.

NoteBase

오답 포인트

강판의 허용응력을 항복응력과 혼동하거나, 이음효율 0.75를 누락하면 다른 두께가 나온다. 또 부식여유량 1mm는 계산 두께 8mm를 구한 뒤 마지막에 더해야 한다는 점이 함정이다.

다시 나오면 이렇게 판단

압력용기 두께 문제는 먼저 허용응력 =재료강도/안전율을 구하고, 다음에 이음효율을 반영한 원통 두께식을 적용한 뒤, 마지막에 부식여유량을 더하는 순서로 판단한다.

암기 포인트

얇은 원통 압력용기는 $t = \frac{pD}{2\sigma_a \eta} + c$ 순서로 계산하며, 부식여유량은 계산 마지막에 가산한다.

NoteBase

문 7. 엇걸기 평벨트 전동에서 원동 풀리의 반지름이 R_1, 종동 풀리의 반지름이 R_2이고 두 풀리의 중심 간 거리가 C일 때, 종동 풀리에서 벨트와 풀리의 접촉각[°]은? (단, $R_1 < R_2$이다.)

① $180 + 2\sin^{-1}\left(\frac{R_2 + R_1}{C}\right)$
② $180 + 2\sin^{-1}\left(\frac{R_2 + R_1}{2C}\right)$
③ $180 + 2\sin^{-1}\left(\frac{R_2 - R_1}{C}\right)$
④ $180 + 2\sin^{-1}\left(\frac{R_2 - R_1}{2C}\right)$

정답 1번

출제 포인트

이 문제는 엇걸기 평벨트 전동에서 풀리의 접촉각을 구하는 공식과, 엇걸기에서는 두 풀리 반지름의 합을 사용한다는 점을 묻는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 원동 풀리 반지름 R_1, 종동 풀리 반지름 R_2, 두 풀리 중심거리 C이다.
구해야 할 값: 종동 풀리에서 벨트와 풀리의 접촉각이다.
주의할 조건: 엇걸기 평벨트 전동이므로 접촉각은 $180^\circ + 2\alpha$ 꼴이며, $\sin\alpha$에는 $R_1 + R_2$가 들어간다.

사용할 공식

엇걸기 평벨트 전동의 접촉각은
$\theta = 180^\circ + 2\alpha, \quad \sin\alpha = \frac{R_1 + R_2}{C}$
이므로
$\theta = 180^\circ + 2\sin^{-1}\left(\frac{R_1 + R_2}{C}\right)$
이다.
이 공식을 쓰는 이유: 엇걸기에서는 벨트가 안쪽 공통접선을 이루므로 삼각관계에 반지름 차가 아니라 반지름 합이 들어간다.

계산 과정

1. 문제 조건이 엇걸기 평벨트 전동이므로 개방벨트 공식이 아니라 엇걸기 공식을 적용한다.
2. 보조각 α에 대해 $\sin\alpha = \frac{R_1 + R_2}{C}$가 성립한다.
3. 종동 풀리의 접촉각은
$\theta = 180^\circ + 2\alpha = 180^\circ + 2\sin^{-1}\left(\frac{R_1 + R_2}{C}\right)$
이 된다.
따라서 제시식과 일치하는 선지는 ①이다.

NoteBase

선지별 해설

① O
- 엇걸기 평벨트 전동에서는 접촉각이 $180^\circ + 2\sin^{-1}\left(\frac{R_1+R_2}{C}\right)$로 주어진다.
- 반지름의 합을 쓰고 분모가 C인 형태가 맞으므로 정답이다.

② X
- $\frac{R_1+R_2}{2C}$는 분모에 2를 잘못 넣은 식이다.
- 틀린 표현은 "2C"이다. 올바르게는 $\sin\alpha = \frac{R_1+R_2}{C}$이므로 $180^\circ + 2\sin^{-1}\left(\frac{R_1+R_2}{C}\right)$가 된다.

③ X
- $R_2 - R_1$를 쓰는 것은 엇걸기가 아니라 평행한 개방벨트 전동에서의 접촉각 관계이다.
- 틀린 표현은 "R_2-R_1"이다. 올바르게는 엇걸기이므로 $R_2 - R_1$가 아니라 $R_2 + R_1$를 사용한다.

④ X
- ③처럼 반지름 차를 쓴 것도 틀리고, 분모를 $2C$로 둔 것도 틀리다.
- 틀린 표현은 "R_2-R_1"와 "2C"이다. 올바르게는 $180^\circ + 2\sin^{-1}\left(\frac{R_2+R_1}{C}\right)$이다.

오답 포인트

이 문항의 함정은 엇걸기와 평행한 개방벨트의 공식을 서로 바꾸는 데 있다. 엇걸기이면 반지름의 합, 개방벨트이면 반지름의 차를 쓴다는 구분이 핵심이며, 분모를 $2C$로 잘못 적는 실수도 자주 나온다.

다시 나오면 이렇게 판단

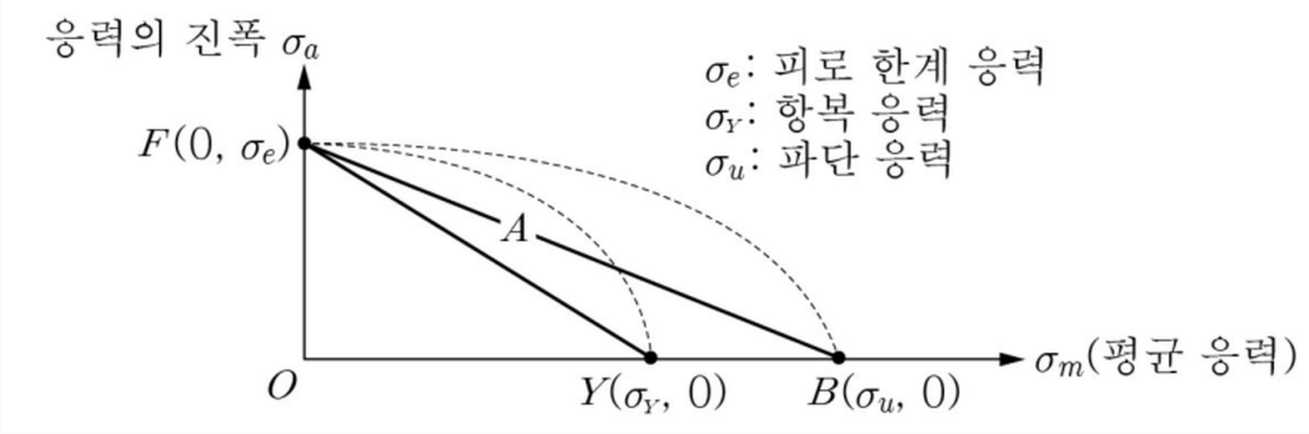
벨트 접촉각 문제는 먼저 벨트가 평행한 개방벨트인지 엇걸기인지부터 구분한다. 그다음 개방벨트는 $R - r$, 엇걸기는 $R + r$를 떠올리고, 접촉각이 180°에서 작아지는지 커지는지를 함께 점검하면 된다.

암기 포인트

엇걸기 접촉각은 $180^\circ + 2\alpha$, 개방벨트의 작은 풀리 접촉각은 $180^\circ - 2\alpha$이며, 엇걸기는 합 $(R + r)$, 개방벨트는 차 $(R - r)$를 사용한다.

NoteBase

문 8. 그림과 같은 내구선도에서 응력이 삼각형 OFB 안에 있을 때 안전하다는 피로파손이론에 의한 A선의 명칭은?



① Gerber선

② ASME선

③ Soderberg선

④ Goodman선

정답 4번

출제 포인트

이 문제는 내구선도에서 σ_a축의 피로한계응력 σ_e, σ_m축의 항복응력 σ_y, 파단응력 σ_u가 각각 어떤 피로파손 이론의 경계선을 만드는지 도식으로 구분하는 문제이다.

NoteBase

선지별 해설

① X
Gerber선은 $F(0, \sigma_e)$와 $B(\sigma_u, 0)$를 잇는 직선이 아니라 포물선 형태의 경계선이다. 틀린 표현은 '직선 A가 Gerber선'이라는 점이며, 올바르게는 F와 B를 지나는 곡선이 Gerber선이다.

② X
ASME선은 보통 $F(0, \sigma_e)$와 $Y(\sigma_y, 0)$를 기준으로 하는 타원형 경계선이다. 틀린 표현은 'A선이 ASME선'이라는 점이며, 올바르게는 ASME선은 직선이 아니라 Y를 기준으로 한 타원선이다.

③ X
Soderberg선은 $F(0, \sigma_e)$와 $Y(\sigma_y, 0)$를 잇는 직선이다. 그림의 A선은 Y가 아니라 $B(\sigma_u, 0)$로 향하므로 Soderberg선이 아니다. 틀린 표현은 'A선이 Soderberg선'이라는 점이며, 올바르게는 F와 Y를 잇는 더 가파른 직선이 Soderberg선이다.

④ O
Goodman선은 $F(0, \sigma_e)$와 $B(\sigma_u, 0)$를 잇는 직선이다. 그림의 A선은 정확히 이 두 점을 연결하는 직선이므로 Goodman선이 맞다.

오답 포인트

직선과 곡선을 먼저 구분하지 않으면 Gerber선과 Goodman선을 혼동하기 쉽다. 또 σ_y를 쓰는 Soderberg선과 σ_u를 쓰는 Goodman선을 함께 외우지 않으면 두 직선을 서로 바꾸어 고르기 쉽다.

다시 나오면 이렇게 판단

내구선도 문제에서는 먼저 경계선이 직선인지 곡선인지 본다. 그다음 σ_m축 절편이 σ_y이면 Soderberg선, σ_u이면 Goodman선으로 판단한다.

암기 포인트

Soderberg는 Y까지, Goodman은 B까지, Gerber는 B까지 가는 포물선이다.

NoteBase

문 9. 원동차의 지름이 400mm인 원통 마찰차가 회전수 600rpm으로 2πkW의 동력을 전달시킬 때 마찰차의 최소 너비는? (단, 접촉면의 허용압력은 10N/mm, 마찰계수는 0.2이다.)

① 200mm

② 250mm

③ 300mm

④ 350mm

정답 2번

출제 포인트

이 문제는 원통 마찰차에서 동력, 원주속도, 마찰력, 허용압력의 관계를 이용해 최소 너비를 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 지름 400mm, 회전수 600 rpm, 전달동력 $2\pi kW$, 마찰계수 0.2, 허용압력 10N/mm이다.
구해야 할 값: 마찰차의 최소 너비 b이다.
주의할 조건: 최소 너비이므로 전달에 필요한 접선력과 허용압력 조건을 동시에 만족하는 가장 작은 b를 구해야 한다.

사용할 공식

원주속도는 $v = \frac{\pi dn}{60}$이다.
전달동력은 $P = F_t v$이므로 접선력은 $F_t = \frac{P}{V}$이다.
마찰차는 $F_t = \mu N$이므로 누르는 힘은 $N = \frac{F_t}{\mu}$이다.
허용압력이 10N/mm이므로 $N = pb$, 따라서 $b = \frac{N}{p}$이다.
이 공식을 쓰는 이유: 동력으로 필요한 접선력을 구하고, 그 접선력을 만들기 위한 법선력과 허용압력으로 최소 접촉 너비를 바로 결정할 수 있기 때문이다.

계산 과정

1. 원주속도는 $v = \frac{\pi \times 0.4 \times 600}{60} = 4\pi m/s$이다.
2. 접선력은 $F_t = \frac{2\pi \times 1000}{4\pi} = 500N$이다.
3. 필요한 법선력은 $N = \frac{500}{0.2} = 2500N$이다.
4. 최소 너비는 $b = \frac{2500}{10} = 250mm$이다.

NoteBase

선지 판단

1번: X. 200mm이면 허용 가능한 법선력은 $10 \times 200 = 2000N$에 그치므로 필요한 $2500N$을 만들지 못한다. 최소 너비를 200mm로 본 점이 틀렸고, 올바르게는 250mm이다.
2번: O. 계산 결과 최소 너비가 정확히 250mm이므로 정답이다.
3번: X. 300mm이면 전달은 가능하지만 최소 너비가 아니다. 최소 너비를 300mm로 본 점이 틀렸고, 올바르게는 250mm이다.
4번: X. 350mm도 전달은 가능하지만 최소 너비보다 크다. 최소 너비를 350mm로 본 점이 틀렸고, 올바르게는 250mm이다.

오답 포인트

동력에서 바로 너비를 구하지 않고 원주속도, 접선력, 법선력 순서로 연결해야 한다는 점이 핵심이다. 3번과 4번은 계산값보다 큰 수라서 가능은 해 보여도 문제에서 묻는 값은 최소 너비라는 점을 놓치면 틀린다.

다시 나오면 이렇게 판단

마찰차 계산형 문제는 원주속도 계산, 동력으로 접선력 계산, 마찰계수로 법선력 환산, 허용압력으로 너비 결정의 순서로 판단하면 된다.

암기 포인트

마찰차 최소 너비는 동력 → 접선력 → 법선력 → 허용압력 순서로 구하며, 이 문항의 결과는 250mm이다.

NoteBase

문 10. 폭경비($\frac{l}{d}$)가 1.5인 끝 저널 베어링이 100 kgf의 하중을 받고 있다. 축의 허용 굽힘 응력이 2kgf/mm^2일 때 베어링 내의 평균 압력[kgf/mm^2]은? (단, π는 3으로 계산한다.)

① 1/8

② 1/6

③ 1/5

④ 1/4

정답 2번

출제 포인트

이 문제는 끝 저널 베어링에서 굽힘응력 조건으로 축지름을 구한 뒤 평균 압력 p를 계산하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: $l/d = 1.5$, 하중 $W = 100\text{kgf}$, 허용 굽힘 응력 $\sigma_b = 2\text{kgf/mm}^2$, $\pi = 3$이다.
구해야 할 값: 베어링 내의 평균 압력 p이다.
주의할 조건: 끝 저널 베어링이므로 굽힘모멘트는 $M = Wl/2$를 사용한다.

사용할 공식

굽힘응력식은 $\sigma_b = \frac{32M}{\pi d^3}$이다.
끝 저널 베어링의 굽힘모멘트는 $M = \frac{Wl}{2}$이다.
평균 압력은 투영면적으로 나누어 $p = \frac{W}{ld}$이다.
이 공식을 쓰는 이유는 축의 허용 굽힘응력으로 먼저 d를 정한 뒤, 베어링의 평균 압력을 투영면적 ld에 대한 하중으로 구하기 때문이다.

계산 과정

1. 굽힘모멘트는 $M = \frac{Wl}{2} = \frac{100l}{2} = 50l$이다.
2. 굽힘응력식에 대입하면 $2 = \frac{32 \cdot 50l}{3d^3} = \frac{1600l}{3d^3}$이다.
3. $l = 1.5d$이므로 $2 = \frac{1600 \cdot 1.5d}{3d^3} = \frac{800}{d^2}$이고, 따라서 $d^2 = 400$, $d = 20\text{mm}$이다.
4. 평균 압력은 $p = \frac{100}{1.5 \cdot 20 \cdot 20} = \frac{100}{600} = \frac{1}{6}\text{kgf/mm}^2$이다.

NoteBase

선지별 해설

① X: 계산된 평균 압력은 1/8이 아니라 1/6kgf/mm^{2}이다. 1/8은 이 문제의 굽힘응력 조건으로 나온 축지름과 맞지 않는다. 틀린 표현은 1/8이고, 올바르게는 1/6이다.
② O: 끝 저널 베어링에서 $M = Wl/2$를 적용해 $d = 20$mm를 구하면 $p = W/(ld) = 1/6$kgf/mm^{2}가 된다.
③ X: 1/5는 계산 결과보다 큰 값이므로 평균 압력을 과대평가한 선택지이다. 틀린 표현은 1/5이고, 올바르게는 1/6이다.
④ X: 1/4는 투영면적 ld를 작게 보거나 축지름을 작게 잡았을 때 나오는 오답이다. 틀린 표현은 1/4이고, 올바르게는 1/6이다.

오답 포인트

끝 저널 베어링과 중앙 저널 베어링의 굽힘모멘트 식을 혼동하기 쉽다. 또한 평균 압력을 W/d^2처럼 구하면 폭 l 조건이 빠져 오답이 된다.

다시 나오면 이렇게 판단

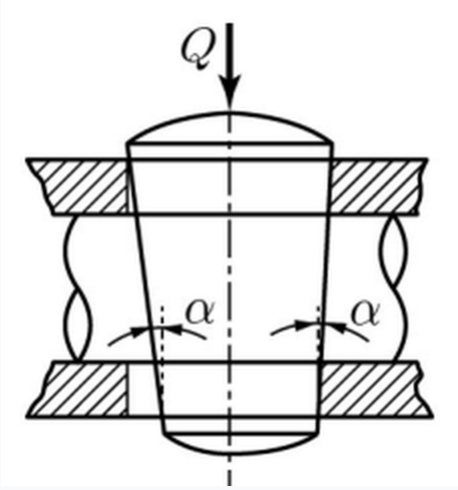
베어링 계산 문제는 먼저 형식을 보고 굽힘모멘트 식을 정한 뒤, 허용응력으로 d를 구하고 마지막에 $p = W/(ld)$로 평균 압력을 계산하면 된다.

암기 포인트

끝 저널 베어링은 $M = Wl/2$, 평균 압력은 $p = W/(ld)$이다.

NoteBase

문 11. 그림과 같이 경사각 α를 가지는 양쪽 기울기 코터에서 코터를 때려 박는 힘이 Q일 때, 코터가 저절로 빠지지 않기 위한 자립조건은? (단, 코터와 로드 사이의 마찰각은 ρ이다.)



① $\alpha \leq \rho$

② $\alpha \geq \rho$

③ $\alpha \leq 2\rho$

④ $\alpha \geq 2\rho$

정답 1번

출제 포인트

이 문제는 양쪽 기울기 코터의 도식에서 각 접촉면의 기울기각 α와 마찰각 ρ의 관계를 보고 코터의 자립조건을 판단하는 문제이다.

핵심 개념

코터가 저절로 빠지지 않는 자립조건은 각 접촉면에서 쐐기각이 마찰각보다 크지 않는 것이다. 따라서 $\tan\alpha \leq \mu = \tan\rho$이고, 곧 $\alpha \leq \rho$가 된다.

NoteBase

선지별 해설

① O
- 코터의 자립조건은 각 접촉면 기준으로 $\alpha \le \rho$이다. 양쪽 기울기 코터라도 자립 여부는 각 면에서의 마찰과 쐐기 작용의 비교로 판단하므로 이 선지가 옳다.

② X
- $\alpha \ge \rho$이면 기울기가 마찰저항보다 커져 코터가 미끄러져 빠질 수 있다. 틀린 표현은 "$\alpha \ge \rho$"이고, 올바르게는 "$\alpha \le \rho$"이다.

③ X
- 양쪽 면이 접촉한다고 해서 자립조건의 기준각이 2ρ가 되는 것은 아니다. 틀린 표현은 "$\alpha \le 2\rho$"이고, 올바르게는 "$\alpha \le \rho$"이다.

④ X
- $\alpha \ge 2\rho$는 마찰각을 두 배로 잘못 적용한 식이며 자립조건과도 반대 방향이다. 틀린 표현은 "$\alpha \ge 2\rho$"이고, 올바르게는 "$\alpha \le \rho$"이다.

오답 포인트

양쪽 기울기 코터라는 말 때문에 접촉면이 두 개이므로 마찰각도 두 배가 된다고 착각하기 쉽다. 그러나 자립조건은 전체 형상을 한 번에 합산하는 식이 아니라 각 접촉면에서 α와 ρ를 비교하는 조건이다.

다시 나오면 이렇게 판단

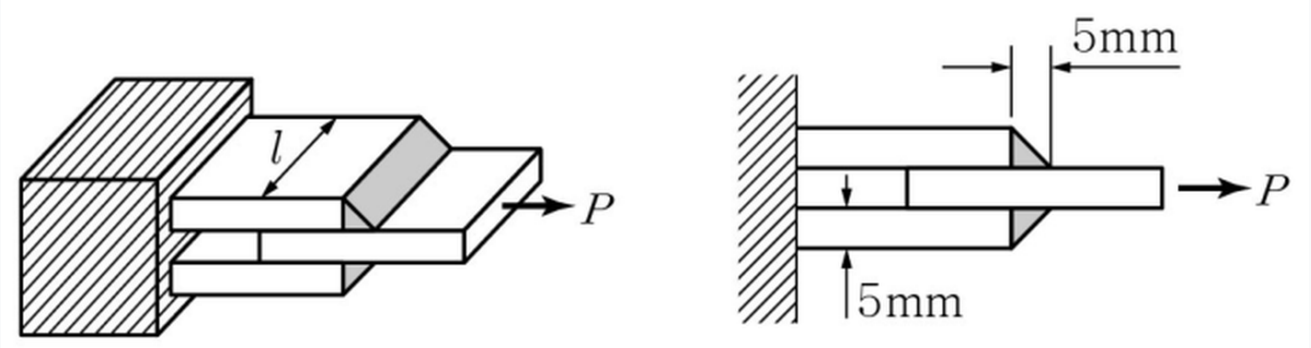
코터·쐐기류의 자립문제는 먼저 각 접촉면의 기울기각과 마찰각의 대소를 본다. 자립은 $\alpha \le \rho$, 미끄러짐은 $\alpha > \rho$로 판단할 수 있다.

암기 포인트

코터 자립은 "각 면에서 기울기각 ≤ 마찰각"으로 정리된다.

NoteBase

문 12. 그림과 같이 두께 $t = 5\text{mm}$인 두 장의 강판을 앞면에만 필렛(fillet) 용접 이음을 하려고 한다. 용접부의 허용 전단 응력이 30N/mm^2일 때, 하중 $P = 6,000\text{N}$이라면 강판의 유효 길이는 얼마 이상이어야 하는가?



① $10\sqrt{2}\,\text{mm}$

② $15\sqrt{2}\,\text{mm}$

③ $20\sqrt{2}\,\text{mm}$

④ $25\sqrt{2}\,\text{mm}$

정답 3번

출제 포인트

이 문제는 앞면에만 필렛 용접된 두 줄의 유효목단면적으로 허용 전단하중을 만족시키는 최소 유효 길이 l를 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 하중 $P = 6{,}000N$, 허용 전단응력 $\tau_a = 30N/mm^2$, 필렛의 다리길이 $5mm$

구해야 할 값: 각 용접부의 유효 길이 l

주의할 조건: 앞면에만 용접하므로 유효 용접선은 2줄이고, 필렛 용접의 유효목두께는 $5/\sqrt{2}\,mm$이다.

사용할 공식

허용하중 조건은 $P = \tau_a A$이다.

여기서 총 유효목단면적은 $A = 2l \times \frac{5}{\sqrt{2}}$이다.

이 공식을 쓰는 이유는 하중 P를 두 개의 앞면 필렛 용접이 전단으로 나누어 지지하고, 필렛 용접의 실제 저항 단면은 목두께 기준으로 계산하기 때문이다.

NoteBase

계산 과정

1. 총 유효목단면적을 식으로 쓰면 $A = 2l \times \frac{5}{\sqrt{2}}$이다.
2. 허용하중 식에 대입하면 $6{,}000 = 30 \times 2l \times \frac{5}{\sqrt{2}}$이다.
3. 정리하면 $6{,}000 = 300l/\sqrt{2}$, 따라서 $l = \frac{6{,}000\sqrt{2}}{300} = 20\sqrt{2}\,mm$이다.

선지별 해설

① X: $l = 10\sqrt{2}\,mm$이면 총 유효목단면적은 $2 \times 10\sqrt{2} \times \frac{5}{\sqrt{2}} = 100mm^2$이고 허용하중은 $30 \times 100 = 3{,}000N$이다. 6,000 N을 버티지 못한다. 유효 길이를 $10\sqrt{2}\,mm$로 보는 것이 틀렸고, 올바르게는 $20\sqrt{2}\,mm$ 이상이어야 한다.
② X: $l = 15\sqrt{2}\,mm$이면 총 유효목단면적은 $150mm^2$, 허용하중은 $4{,}500N$이다. 여전히 부족하다. 유효 길이를 $15\sqrt{2}\,mm$로 보는 것이 틀렸고, 올바르게는 $20\sqrt{2}\,mm$ 이상이어야 한다.
③ O: $l = 20\sqrt{2}\,mm$이면 총 유효목단면적은 $200mm^2$이고 허용하중은 $30 \times 200 = 6{,}000N$이다. 주어진 하중과 정확히 같아 최소 필요 유효 길이에 해당한다.
④ X: $l = 25\sqrt{2}\,mm$이면 허용하중은 $7{,}500N$으로 안전측이지만, 문제는 얼마 이상이면 되는가 중 최소 필요 길이를 묻는다. $25\sqrt{2}\,mm$가 불가능한 값은 아니나 정답으로는 과대하다. 올바르게는 최소 유효 길이가 $20\sqrt{2}\,mm$이다.

오답 포인트

앞면에만 용접이라는 조건을 놓치면 용접선 수를 4줄로 잘못 세기 쉽다. 또 필렛 용접 단면을 다리길이 5mm 그대로 쓰지 않고 유효목두께 $5/\sqrt{2}$로 써야 한다는 점이 핵심 함정이다.

다시 나오면 이렇게 판단

필렛 용접 계산형은 먼저 용접선 개수를 세고, 다음으로 유효목두께를 잡은 뒤, 마지막에 $P = \tau_a A$로 최소 길이를 역산하면 된다. 최소값을 묻는지, 단순 안전 여부를 묻는지도 함께 확인한다.

암기 포인트

등변 필렛 용접의 유효목두께는 다리길이의 $1/\sqrt{2}$배이고, 허용하중은 전단응력과 총 유효목단면적의 곱으로 계산된다.

NoteBase

문 13. 소선의 지름이 12mm이고, 스프링 전체의 평균 지름이 120mm인 스프링 상수 k_1과 소선의 지름을 2배로 하고, 스프링 전체의 평균 지름을 1.5배로 했을 때의 스프링 상수 k_2에서 스프링 상수의 비 $\frac{k_1}{k_2}$는? (단, 감김수는 19회이고, 세로 탄성 계수는 $E = 210\text{GPa}$이다.)

① $\frac{2^3}{3^7}$
② $\frac{3^3}{2^7}$
③ $\frac{2^7}{3^3}$
④ $\frac{3^7}{2^3}$

정답 2번

출제 포인트

이 문제는 원통 코일 스프링의 스프링 상수가 d^4에 비례하고 D^3에 반비례한다는 관계를 이용해 비율을 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값:
- 처음 소선 지름은 $d_1 = 12mm$, 평균 지름은 $D_1 = 120mm$이다.
- 변경 후 소선 지름은 $d_2 = 2d_1$, 평균 지름은 $D_2 = 1.5D_1$이다.
- 감김수와 재료는 동일하다.

구해야 할 값:
- k_1/k_2

주의할 조건:
- 비율 문제이므로 감김수와 재료상수는 약분된다.

사용할 공식

원통 코일 스프링의 스프링 상수는
$k \propto \frac{d^4}{D^3}$
이다.

이 공식을 쓰는 이유:
감김수와 재료가 같으면 스프링 상수의 변화는 소선 지름 d의 4제곱 효과와 평균 지름 D의 3제곱 효과만 비교하면 되기 때문이다.

NoteBase

계산 과정

1. 비율식으로 쓰면
$\frac{k_2}{k_1} = \frac{(d_2/d_1)^4}{(D_2/D_1)^3}$
이다.

2. 주어진 배수를 대입하면
$\frac{k_2}{k_1} = \frac{2^4}{(1.5)^3} = \frac{16}{(3/2)^3} = \frac{16}{27/8} = \frac{128}{27}$
이다.

3. 문제에서 구하는 값은 역수이므로
$\frac{k_1}{k_2} = \frac{27}{128} = \frac{3^3}{2^7}$
이다.

선지 판단

① X
- $2^3/3^7$은 평균 지름 변화가 $(3/2)^3$로만 반영된다는 점을 놓친 값이다. 틀린 표현은 3의 지수가 7이 된 부분이다. 올바르게는 $k_1/k_2 = 3^3/2^7$이다.

② O
- 계산 결과가 정확히 $3^3/2^7$이므로 옳다.

③ X
- $2^7/3^3$은 계산된 비의 역수로, k_2/k_1을 적은 값이다. 틀린 표현은 비의 방향이다. 올바르게는 $k_1/k_2 = 3^3/2^7$이다.

④ X
- $3^7/2^3$은 소선 지름의 4제곱 효과와 평균 지름의 3제곱 효과를 뒤섞어 지수를 잘못 배치한 값이다. 틀린 표현은 지수의 배치이다. 올바르게는 $k_1/k_2 = 3^3/2^7$이다.

오답 포인트

가장 흔한 실수는 $k \propto d^4/D^3$에서 지수 4와 3을 바꾸거나, 먼저 구한 k_2/k_1를 문제에서 요구한 k_1/k_2로 뒤집지 않는 점이다. 문제에 제시된 감김수와 재료상수를 끝까지 끌고 가는 것도 불필요한 계산을 늘리는 함정이다.

다시 나오면 이렇게 판단

코일 스프링 비율 문제는 먼저 $k \propto d^4/D^3$를 적고, 바뀐 배수를 넣어 k_2/k_1를 계산한 뒤 발문이 요구한 비의 방향과 일치하는지 마지막에 확인하는 방식으로 판단한다.

암기 포인트

$k \propto d^4/D^3$이므로 소선 지름은 4제곱으로 크게 작용하고 평균 지름은 3제곱으로 반대로 작용한다.

NoteBase

문 14. 모듈 $m = 6$, 중심거리 $C = 240\text{mm}$, 속도비가 1:3인 한 쌍의 스퍼 기어의 잇수는 각각 몇 개인가?

① 10, 30

② 12, 36

③ 16, 48

④ 20, 60

정답 4번

출제 포인트

모듈과 중심거리 관계식 $C = \frac{m(z_1 + z_2)}{2}$ 및 속도비로 잇수비를 세워 두 기어의 잇수를 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 모듈 $m = 6$, 중심거리 $C = 240mm$, 속도비 $1 : 3$이다.
구해야 할 값: 한 쌍의 스퍼기어 잇수 z_1, z_2이다.
주의할 조건: 스퍼기어의 피치원지름은 $d = mz$이고, 중심거리는 두 피치원 반지름의 합이므로 $C = \frac{d_1 + d_2}{2}$이다.

사용할 공식

$d = mz$
$C = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m(z_1 + z_2)}{2}$
속도비 조건에 따라 잇수비를 $z_1 : z_2 = 1 : 3$으로 둔다.
이 공식을 쓰는 이유는 모듈이 주어지면 피치원지름이 잇수에 비례하고, 중심거리는 두 피치원 반지름의 합으로 결정되기 때문이다.

계산 과정

1. 중심거리 식에 대입하면 $240 = \frac{6(z_1 + z_2)}{2}$이므로 $z_1 + z_2 = 80$이다.
2. 속도비 $1 : 3$이므로 $z_1 = x,\ z_2 = 3x$로 둔다.
3. $x + 3x = 80$에서 $4x = 80$, 따라서 $x = 20$이다.
4. 따라서 $z_1 = 20, z_2 = 60$이다.

NoteBase

선지별 해설

① X: $10:30=1:3$ 비는 맞지만 중심거리가 $\frac{6(10+30)}{2}=120mm$로 주어진 240mm를 만족하지 않는다. 틀린 표현은 "10, 30"이고, 올바르게는 "20, 60"이다.
② X: $12:36=1:3$ 비는 맞지만 중심거리가 $\frac{6(12+36)}{2}=144mm$이다. 틀린 표현은 "12, 36"이고, 올바르게는 "20, 60"이다.
③ X: $16:48=1:3$ 비는 맞지만 중심거리가 $\frac{6(16+48)}{2}=192mm$이다. 틀린 표현은 "16, 48"이고, 올바르게는 "20, 60"이다.
④ O: $20:60=1:3$이고 중심거리도 $\frac{6(20+60)}{2}=240mm$가 되어 모든 조건을 만족한다.

오답 포인트

속도비만 보고 잇수비를 맞춘 뒤 중심거리 검산을 생략하면 ①, ②, ③ 같은 오답을 고르기 쉽다. 특히 중심거리 식에서 $\frac{1}{2}$를 빠뜨리면 잇수 합을 절반으로 잘못 잡는 실수가 자주 나온다.

다시 나오면 이렇게 판단

기어 잇수 문제는 먼저 $d=mz$, $C=\frac{m(z_1+z_2)}{2}$로 잇수의 합을 구하고, 다음에 속도비로 잇수의 비를 세워 연립하면 된다. 마지막에는 중심거리에 다시 대입해 검산하면 오답을 걸러낼 수 있다.

암기 포인트

스퍼기어 잇수는 잇수비와 $C=\frac{m(z_1+z_2)}{2}$를 함께 묶어 계산한다.

NoteBase

문 15. 굽힘과 비틀림을 동시에 받는 축의 굽힘모멘트를 M, 비틀림모멘트를 T라 하자. $T=\sqrt{3}M$의 관계가 있다면, 상당 굽힘모멘트 M_e와 상당 비틀림모멘트 T_e는 각각 얼마인가?

① $M_e=\frac{1}{2}M,\ T_e=2M$
② $M_e=\frac{3}{2}M,\ T_e=2M$
③ $M_e=2M,\ T_e=\frac{1}{2}M$
④ $M_e=2M,\ T_e=\frac{3}{2}M$

정답 2번

출제 포인트

이 문제는 굽힘모멘트와 비틀림모멘트가 동시에 작용하는 축에서 상당 굽힘모멘트와 상당 비틀림모멘트를 공식으로 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값:
굽힘모멘트는 M, 비틀림모멘트는 T이다.
또한 $T=\sqrt{3}M$이다.
구해야 할 값:
상당 굽힘모멘트 M_e와 상당 비틀림모멘트 T_e이다.
주의할 조건:
M_e와 T_e는 서로 다른 공식을 쓰므로 값을 바꿔 적으면 안 된다.

사용할 공식

상당 굽힘모멘트는 $M_e=\frac{1}{2}\left(M+\sqrt{M^2+T^2}\right)$이다.
상당 비틀림모멘트는 $T_e=\sqrt{M^2+T^2}$이다.
이 공식을 쓰는 이유:
축에 굽힘과 비틀림이 함께 작용할 때 실제 조합하중을 각각 등가의 굽힘, 등가의 비틀림으로 바꾸어 설계하기 때문이다.

계산 과정

1. 먼저 T_e를 구하면 $T_e=\sqrt{M^2+T^2}=\sqrt{M^2+(\sqrt{3}M)^2}$이다.
2. 따라서 $T_e=\sqrt{M^2+3M^2}=\sqrt{4M^2}=2M$이다.
3. 다음으로 $M_e=\frac{1}{2}\left(M+\sqrt{M^2+T^2}\right)=\frac{1}{2}(M+2M)=\frac{3}{2}M$이다.

NoteBase

선지별 해설

① X: $T_e = 2M$는 맞지만 $M_e = \frac{1}{2}M$는 틀리다. M_e는 $\frac{1}{2}(M + \sqrt{M^2 + T^2})$이므로 $\frac{1}{2}(M + 2M) = \frac{3}{2}M$가 되어야 한다. 틀린 표현은 "$M_e = \frac{1}{2}M$"이고, 올바르게는 "$M_e = \frac{3}{2}M$"이다.
② O: $T_e = \sqrt{M^2 + T^2} = 2M$, $M_e = \frac{1}{2}(M + 2M) = \frac{3}{2}M$이므로 두 값이 모두 맞다.
③ X: $M_e = 2M$와 $T_e = \frac{1}{2}M$는 둘 다 틀리다. $2M$는 T_e 값이고, $\frac{1}{2}M$는 어떤 등가모멘트 공식으로도 나오지 않는다. 틀린 표현은 "$M_e = 2M,\ T_e = \frac{1}{2}M$"이고, 올바르게는 "$M_e = \frac{3}{2}M,\ T_e = 2M$"이다.
④ X: $M_e = 2M$와 $T_e = \frac{3}{2}M$는 ②의 정답 값을 서로 바꿔 적은 형태이므로 틀리다. 틀린 표현은 "$M_e = 2M,\ T_e = \frac{3}{2}M$"이고, 올바르게는 "$M_e = \frac{3}{2}M,\ T_e = 2M$"이다.

오답 포인트

이 문항의 함정은 M_e 공식과 T_e 공식을 혼동하는 데 있다. 특히 $\sqrt{M^2 + T^2}$로 먼저 구한 $2M$를 그대로 M_e에 넣어 버리거나, 두 결과값 $\frac{3}{2}M$와 $2M$를 서로 바꿔 적으면 오답이 된다.

다시 나오면 이렇게 판단

조합하중 축 문제는 먼저 $\sqrt{M^2 + T^2}$를 계산해 T_e를 구하고, 그 값을 다시 $M_e = \frac{1}{2}(M + \sqrt{M^2 + T^2})$에 대입하는 순서로 판단하면 실수가 줄어든다.

암기 포인트

T_e는 바로 $\sqrt{M^2 + T^2}$, M_e는 그 값에 M을 더해 2로 나눈 값이다.

NoteBase

문 16. 사각나사에서 나사를 조일 때 나사의 효율에 대한 설명으로 옳지 않은 것은? (단, β는 리드각, ρ는 마찰각이고, 자리면 마찰은 무시한다.)

① 효율은 $\frac{\tan\beta}{\tan(\rho+\beta)}$로 계산할 수 있다.
② 최대 효율을 갖는 리드각을 구하면 $\beta=\frac{\pi}{4}-\frac{\rho}{2}$이다.
③ 최대 효율은 $\tan^2\left(\frac{\pi}{4}-\frac{\rho}{2}\right)$로 구할 수 있다.
④ 나사가 자립상태를 유지하기 위한 최대 효율은 50%이다.

정답 4번

출제 포인트

사각나사의 효율식 $\eta=\tan\beta/\tan(\rho+\beta)$, 최대 효율 조건, 자립 조건의 관계를 묻는 문제이다.

조건 정리

주어진 조건은 사각나사, 리드각은 β, 마찰각은 ρ, 자리면 마찰은 무시한다는 점이다. 따라서 나사산 마찰만 고려한 효율식과 자립 조건 $\beta<\rho$를 적용하면 된다.

사용할 공식

효율은 $\eta=\tan\beta/\tan(\rho+\beta)$이다. 최대 효율 조건은 $d\eta/d\beta=0$에서 $\beta=\pi/4-\rho/2$로 정리된다. 이 공식을 쓰는 이유는 문제 전체가 사각나사의 조임 효율과 그 최대조건, 자립 가능 조건을 직접 묻고 있기 때문이다.

계산 과정

효율식 $\eta=\tan\beta/\tan(\rho+\beta)$에서 ①을 바로 판단할 수 있다. 최대 효율 조건은 $\beta=\pi/4-\rho/2$이므로 ②가 맞다. 이를 효율식에 대입하면 $\eta_{max}=\tan(\pi/4-\rho/2)/\tan(\pi/4+\rho/2)=\tan^2(\pi/4-\rho/2)$가 되어 ③도 맞다. 자립은 $\beta<\rho$일 때 성립하므로 자립 나사의 효율은 50%를 넘을 수 없고, 엄밀한 자립 유지 조건으로는 50% 미만으로 본다.

선지별 해설

① O. 자리면 마찰을 무시한 사각나사의 효율은 $\eta=\tan\beta/\tan(\rho+\beta)$로 계산한다.
② O. 효율식을 β에 대해 최대로 만드는 조건은 $\beta=\pi/4-\rho/2$이다.
③ O. ②의 조건을 효율식에 대입하면 최대 효율은 $\tan^2(\pi/4-\rho/2)$가 된다.
④ X. 틀린 표현은 '최대 효율은 50%이다'이다. 자립 조건은 $\beta<\rho$이며 자립 나사의 효율은 50%를 넘지 못한다. 올바르게는 '나사가 자립상태를 유지하려면 효율은 50% 이하이며, 엄밀한 자립 유지 조건으로는 50% 미만이다'라고 고쳐야 한다.

NoteBase

오답 포인트

④는 자립 조건과 한계 효율을 같은 말로 받아들이면 틀리기 쉽다. '자립 가능 범위'는 50%를 넘지 않는다는 뜻이지, 항상 최대 효율이 정확히 50%라는 뜻은 아니다.

다시 나오면 이렇게 판단

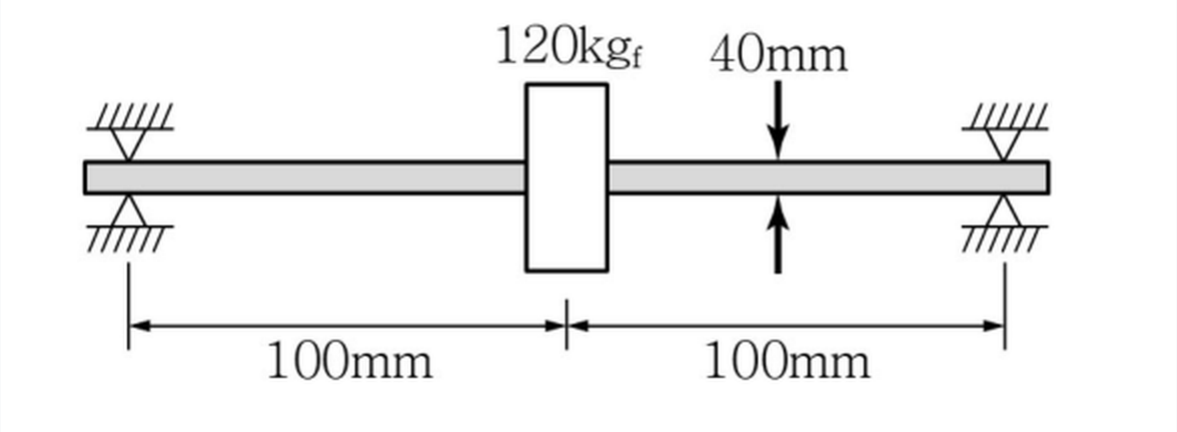
사각나사 효율 문제는 먼저 $\eta = \tan\beta/\tan(\rho+\beta)$를 확인하고, 그다음 최대 효율 조건 $\beta = \pi/4 - \rho/2$, 마지막으로 자립 조건 $\beta < \rho \Rightarrow \eta < 50\%$ 순서로 판단하면 된다.

암기 포인트

사각나사에서는 '효율식은 $\tan\beta/\tan(\rho+\beta)$, 최대 효율 각은 $\pi/4 - \rho/2$, 자립은 효율 50% 미만'으로 정리된다.

NoteBase

문 17. 그림과 같이 지름이 $d = 40\text{mm}$인 축이 베어링으로 지지되고, 1개의 휠을 지지하고 있을 때 위험속도[rpm]를 계산하면? (단, 재료의 탄성계수는 200 GPa이다.)



① $\frac{200}{\sqrt{\pi}}$
② $\frac{400}{\sqrt{\pi}}$
③ $\frac{600}{\sqrt{\pi}}$
④ $\frac{800}{\sqrt{\pi}}$

정답 3번

출제 포인트

이 문제는 중앙에 집중하중을 받는 단순지지축의 정적 처짐을 구한 뒤 위험속도 공식을 적용할 수 있는지를 묻는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 휠 하중 $W = 120kgf$, 축 지름 $d = 40mm$, 지간 $l = 200mm$, 탄성계수
$E = 200GPa \approx 2 \times 10^4 kgf/mm^2$
구해야 할 값: 위험속도 $n[rpm]$
주의할 조건: 휠은 축 중앙에 있으므로 중앙집중하중을 받는 단순지지보의 처짐식을 사용한다.

사용할 공식

단면2차모멘트는 $I = \frac{\pi d^4}{64}$이다.
중앙집중하중을 받는 단순지지축의 정적 처짐은 $y = \frac{Wl^3}{48EI}$이다.
위험속도는 $n = \frac{30}{\pi}\sqrt{\frac{g}{y}}$이다.
이 공식을 쓰는 이유는 이 문항이 베어링으로 양단 지지된 축 중앙에 휠 1개가 달린 전형적인 단순지지축 위험속도 문제이기 때문이다.

NoteBase

계산 과정

1. 단면2차모멘트는 $I = \frac{\pi(40)^4}{64} = 40000\pi mm^4$이다.
2. 정적 처짐은 $y = \frac{120 \times 200^3}{48 \times 2 \times 10^4 \times 40000\pi} = \frac{0.025}{\pi} mm$이다.
3. 시험형 계산에서 $g \approx 10$으로 두면 위험속도는 $n = \frac{30}{\pi}\sqrt{\frac{10}{0.025/\pi}} = \frac{600}{\sqrt{\pi}} rpm$이다.

선지 판단

1번 X: 계산 결과가 $\frac{600}{\sqrt{\pi}}$와 다르다. 이 값은 정적 처짐을 실제보다 크게 잡은 경우에 해당하며, 올바르게는 $\frac{600}{\sqrt{\pi}}$이다.
2번 X: 계산 결과보다 작다. 위험속도 식의 상수나 중력가속도 근사를 일부 누락하면 이런 값이 나오지만, 올바르게는 $\frac{600}{\sqrt{\pi}}$이다.
3번 O: I, y, 위험속도를 차례로 계산하면 $n = \frac{600}{\sqrt{\pi}} rpm$이므로 맞다.
4번 X: 계산 결과보다 크다. 처짐을 실제보다 작게 계산한 값에 해당하며, 올바르게는 $\frac{600}{\sqrt{\pi}}$이다.

오답 포인트

이 문항의 핵심 함정은 지간 전체를 200mm로 잡는 점과 위험속도 식을 정적 처짐과 연결하는 점이다. 또한 선택지가 딱 떨어지도록 $g \approx 10$을 쓰는 시험형 근사를 놓치면 수치가 어긋난다.

다시 나오면 이렇게 판단

위험속도 문제는 먼저 지지조건과 하중 위치를 보고 처짐식을 정한 뒤, $I \to y \to n$ 순서로 계산하면 된다. 마지막에는 선택지가 상징식인지 수치식인지까지 함께 대조하면 된다.

암기 포인트

단순지지축 중앙집중하중은 $y = \frac{Wl^3}{48EI}$, 위험속도는 $n = \frac{30}{\pi}\sqrt{\frac{g}{y}}$로 연결된다.

NoteBase

문 18. 내연기관에서 지름이 96mm인 크랭크샤프트 축을 지지하는 커넥팅로드의 저널 베어링의 안지름이 96.120mm이고 바깥지름은 102.122mm이다. 베어링의 폭은 15mm, 편심률은 $\varepsilon = 0.57$이다. 최소 유막두께는?

① 25.8μm

② 34.2μm

③ 51.6μm

④ 68.4μm

정답 1번

출제 포인트

이 문제는 저널 베어링의 반경 틈새와 편심률의 관계를 이용해 최소 유막두께를 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값:
축지름 96mm
베어링 안지름 96.120mm
편심률 $\varepsilon = 0.57$
구해야 할 값:
최소 유막두께 $h_{\min}$
주의할 조건:
지름 틈새는 $96.120 - 96 = 0.120mm$이고, 계산에 쓰는 반경 틈새는 그 절반인 $c = 0.060mm = 60\mu m$이다.

사용할 공식

$h_{\min} = c - e = c(1 - \varepsilon)$
이 공식을 쓰는 이유:
저널 베어링에서 편심률은 $\varepsilon = e/c$이므로 편심량은 $e = c\varepsilon$이다. 최소 유막두께는 반경 틈새에서 편심량을 뺀 값으로 정해진다.

계산 과정

1. 지름 틈새를 구하면 $96.120 - 96 = 0.120mm$이다.
2. 반경 틈새는 $c = 0.120/2 = 0.060mm = 60\mu m$이다.
3. 최소 유막두께는 $h_{\min} = c(1 - \varepsilon) = 60(1 - 0.57) = 60 \times 0.43 = 25.8\mu m$이다.

NoteBase

선지별 해설

① O
계산 결과가 $25.8\mu m$이므로 맞다.

② X
$34.2\ \mu m$는 60×0.57로 계산한 값으로, 편심량 e를 최소 유막두께로 잘못 본 경우의 오답이다. 틀린 표현은 편심량과 최소 유막두께를 같게 본 점이고, 올바르게는 최소 유막두께는 $c(1-\varepsilon)$이다.

③ X
$51.6\ \mu m$는 지름 틈새 0.120mm를 그대로 사용해 120×0.43으로 계산한 값이다. 틀린 표현은 지름 틈새를 반경 틈새로 착각한 점이고, 올바르게는 틈새를 절반으로 나눈 $60\mu m$를 써야 한다.

④ X
$68.4\ \mu m$는 지름 틈새 $120\ \mu m$에 편심률 0.57을 곱한 값으로, 반경 틈새와 최소 유막두께 공식을 모두 잘못 적용한 경우의 오답이다. 틀린 표현은 120×0.57을 답으로 본 점이고, 올바르게는 $60 \times (1-0.57) = 25.8\mu m$이다.

오답 포인트

이 문항의 함정은 틈새 0.120mm가 반경 틈새가 아니라 지름 틈새라는 점이다. 또한 편심률 ε에서 바로 $c\varepsilon$를 구해 그것을 최소 유막두께로 착각하기 쉽다.

다시 나오면 이렇게 판단

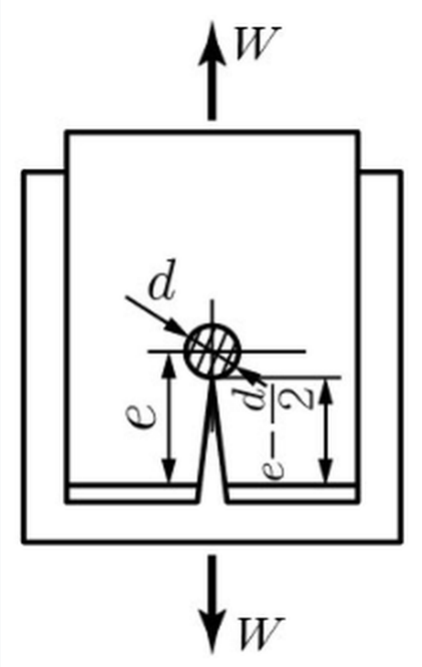
저널 베어링 유막 문제는 먼저 주어진 틈새가 지름 기준인지 반지름 기준인지 구분한 뒤, c를 반경 틈새로 맞추고 $h_{\min} = c(1-\varepsilon)$를 적용하면 된다.

암기 포인트

저널 베어링 최소 유막두께는 반경 틈새 기준으로 $h_{\min} = c(1-\varepsilon)$이다.

NoteBase

문 19. 리벳 이음한 판의 끝이 그림과 같이 갈라지는 경우에 파단되는 단면에서의 최대 굽힘응력은? (단, d는 리벳 지름, e는 마진, t는 판의 두께, W는 한 개의 리벳에 작용하는 하중이다.)



① $\sigma_b = \frac{Wd}{t(2e-d)^2}$
② $\sigma_b = \frac{2Wd}{t(2e-d)^2}$
③ $\sigma_b = \frac{3Wd}{t(2e-d)^2}$
④ $\sigma_b = \frac{4Wd}{t(2e-d)^2}$

정답 3번

출제 포인트

이 문제는 리벳 구멍 아래쪽이 갈라질 때 남는 단면의 폭을 잡고, 그 단면에 생기는 최대 굽힘응력을 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값은 리벳 지름 d, 마진 e, 판 두께 t, 한 개의 리벳에 작용하는 하중 W이다.
갈라진 뒤 한쪽에 남는 단면 폭은 $b = e - \frac{d}{2} = \frac{2e-d}{2}$이다.
좌우 두 단면이 대칭이므로 한쪽 단면이 부담하는 하중은 $\frac{W}{2}$이다.

NoteBase

사용할 공식

한쪽 단면의 굽힘모멘트는 $M = \frac{W}{2} \cdot \frac{d}{4} = \frac{Wd}{8}$이다.
한쪽 단면은 폭 b, 두께 t인 직사각형이므로 단면계수는 $Z = \frac{tb^2}{6}$이다.
따라서 최대 굽힘응력은 $\sigma_b = \frac{M}{Z}$이다.
이 공식을 쓰는 이유는 그림의 파단 형상이 리벳 구멍 양쪽에 남은 두 개의 가는 단면이 각각 굽힘을 받는 형태이기 때문이다.

계산 과정

1. 남는 단면 폭을 $b = e - \frac{d}{2} = \frac{2e-d}{2}$로 둔다.
2. 한쪽 단면의 굽힘모멘트는 $M = \frac{W}{2} \cdot \frac{d}{4} = \frac{Wd}{8}$이다.
3. 단면계수는 $Z = \frac{tb^2}{6} = \frac{t}{6}\left(\frac{2e-d}{2}\right)^2 = \frac{t(2e-d)^2}{24}$이다.
4. 따라서
$\sigma_b = \frac{M}{Z} = \frac{Wd/8}{t(2e-d)^2/24} = \frac{3Wd}{t(2e-d)^2}$
이므로 계수는 3이다.

선지별 해설

① X
계수가 1인 식은 실제 계산 결과보다 작다. 남는 단면 폭을 $\frac{2e-d}{2}$로 두고 $M = \frac{Wd}{8}$, $Z = \frac{t(2e-d)^2}{24}$를 적용하면 $\sigma_b = \frac{3Wd}{t(2e-d)^2}$가 된다. 틀린 표현은 앞의 계수 1이고, 올바르게는 $\sigma_b = \frac{3Wd}{t(2e-d)^2}$이다.

② X
계수가 2인 식도 부족하다. 좌우 단면의 하중 분담과 직사각형 단면계수 $Z = \frac{tb^2}{6}$를 함께 반영하면 계수는 3이 되어야 한다. 틀린 표현은 앞의 계수 2이고, 올바르게는 $\sigma_b = \frac{3Wd}{t(2e-d)^2}$이다.

③ O
한쪽 단면의 굽힘모멘트가 $\frac{Wd}{8}$, 단면계수가 $\frac{t(2e-d)^2}{24}$이므로 최대 굽힘응력은 $\sigma_b = \frac{3Wd}{t(2e-d)^2}$가 된다. 식과 계수가 모두 맞다.

④ X
계수가 4인 식은 실제보다 크게 본 값이다. 이 문제의 굽힘모멘트와 단면계수를 정확히 대입하면 계수는 4가 아니라 3이다. 틀린 표현은 앞의 계수 4이고, 올바르게는 $\sigma_b = \frac{3Wd}{t(2e-d)^2}$이다.

오답 포인트

이 문제의 함정은 남는 단면 폭을 e로 바로 두거나, 좌우 대칭이라서 한쪽 단면이 $\frac{W}{2}$를 받는다는 점을 빠뜨리는 데 있다. 또한 $b = e - \frac{d}{2}$를 $2e - d$로 바꿀 때 제곱항까지 함께 정리하지 않으면 계수가 쉽게 틀어진다.

NoteBase

다시 나오면 이렇게 판단

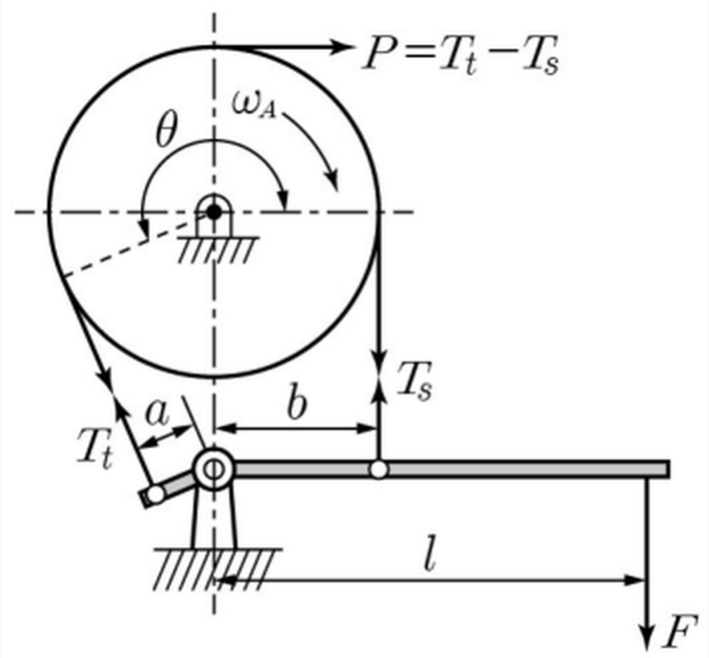
리벳 끝단 갈라짐 문제는 먼저 한쪽에 남는 유효 단면 폭을 잡고, 다음에 한쪽 단면이 받는 하중과 모멘트팔을 정리한 뒤, 마지막에 $\sigma_b = M/Z$로 계수를 확인하는 순서로 판단하면 된다.

암기 포인트

끝단 갈라짐 굽힘응력은 남는 폭 $b = e - \frac{d}{2}$를 먼저 잡으면 $\sigma_b = \frac{3Wd}{t(2e-d)^2}$로 정리된다.

NoteBase

문 20. 차동식 밴드 브레이크에서 그림과 같이 피봇점에 대한 밴드의 긴장측 장력 방향과 막대의 조작력 방향이 반대인 경우에 조작력 식은 어느 것인가? (단, $b > a$이다.)



① $F = \frac{P}{l}\frac{b + ae^{\mu\theta}}{e^{\mu\theta} - 1}$
② $F = \frac{P}{l}\frac{b - ae^{\mu\theta}}{e^{\mu\theta} - 1}$
③ $F = \frac{P}{l}\frac{be^{\mu\theta} - a}{e^{\mu\theta} - 1}$
④ $F = \frac{P}{l}\frac{be^{\mu\theta} + a}{e^{\mu\theta} - 1}$

정답 2번

출제 포인트

이 문제는 차동식 밴드 브레이크에서 밴드 장력비 $T_t/T_s = e^{\mu\theta}$와 피벗점 기준 모멘트 평형을 이용하여 조작력 F를 구하는 문제이다.

조건 정리

- 주어진 관계: $P = T_t - T_s$, $T_t/T_s = e^{\mu\theta}$
- 구해야 할 값: 막대 끝의 조작력 F
- 거리 조건: 긴장측 장력의 모멘트팔은 a, 이완측 장력의 모멘트팔은 b, 조작력의 모멘트팔은 l이다.
- 주의할 조건: 문제에서 긴장측 장력 방향과 조작력 방향이 반대라고 주어졌으므로 피벗 모멘트식에서 $T_t a$는 감산 항으로 들어간다.

NoteBase

사용할 공식

$T_t = T_s e^{\mu\theta}$
$P = T_t - T_s$
$Fl = T_s b - T_t a$

이 공식을 쓰는 이유는 밴드 브레이크의 장력 관계는 마찰식 $T_t/T_s = e^{\mu\theta}$로 정리되고, 조작력은 레버의 피벗점에 대한 모멘트 평형으로 결정되기 때문이다.

계산 과정

1. $P = T_t - T_s$, $T_t = T_s e^{\mu\theta}$를 결합하면
$P = T_s(e^{\mu\theta} - 1)$
$T_s = \frac{P}{e^{\mu\theta} - 1}$
2. 따라서 긴장측 장력은
$T_t = T_s e^{\mu\theta} = \frac{P e^{\mu\theta}}{e^{\mu\theta} - 1}$
3. 주어진 방향 조건의 레버 평형식 $Fl = T_s b - T_t a$에 대입하면
$Fl = \frac{P}{e^{\mu\theta} - 1} b - \frac{P e^{\mu\theta}}{e^{\mu\theta} - 1} a$
$Fl = \frac{P(b - a e^{\mu\theta})}{e^{\mu\theta} - 1}$
4. 따라서
$F = \frac{P}{l} \frac{b - a e^{\mu\theta}}{e^{\mu\theta} - 1}$

NoteBase

선지별 해설

① X
- $F = \frac{P}{l}\frac{b + ae^{\mu\theta}}{e^{\mu\theta} - 1}$는 모멘트식에서 $T_s b$와 $T_t a$를 같은 부호로 더한 경우이다.
- 이 문제는 긴장측 장력 항 $T_t a$가 감산으로 들어가야 하므로 틀리다.
- 틀린 표현은 $b + ae^{\mu\theta}$이고, 올바르게는 $b - ae^{\mu\theta}$이다.

② O
- $T_s = \frac{P}{e^{\mu\theta} - 1}$, $T_t = \frac{Pe^{\mu\theta}}{e^{\mu\theta} - 1}$를 구한 뒤 $Fl = T_s b - T_t a$를 적용하면
$F = \frac{P}{l}\frac{b - ae^{\mu\theta}}{e^{\mu\theta} - 1}$
가 된다.
- 장력비와 모멘트팔의 대응이 모두 맞으므로 옳다.

③ X
- $F = \frac{P}{l}\frac{be^{\mu\theta} - a}{e^{\mu\theta} - 1}$는 b 쪽에 긴장측 장력 T_t, a 쪽에 이완측 장력 T_s를 잘못 대응시킨 식이다.
- 그림에서는 a가 긴장측 장력의 팔길이이고 b가 이완측 장력의 팔길이이다.
- 틀린 표현은 $be^{\mu\theta} - a$이고, 올바르게는 $b - ae^{\mu\theta}$이다.

④ X
- $F = \frac{P}{l}\frac{be^{\mu\theta} + a}{e^{\mu\theta} - 1}$는 긴장측·이완측 장력의 팔길이 대응도 바뀌었고, 부호도 가산으로 처리한 식이다.
- 즉 ③의 팔길이 혼동에 ①의 부호 혼동이 함께 들어간 오답이다.
- 틀린 표현은 $be^{\mu\theta} + a$이고, 올바르게는 $b - ae^{\mu\theta}$이다.

오답 포인트

차동식 밴드 브레이크에서는 a, b에 어떤 장력이 걸리는지와 피벗 모멘트 부호를 동시에 맞춰야 한다. 수험생은 $T_t/T_s = e^{\mu\theta}$만 기억하고 레버 평형에서 $T_t a$의 부호를 반대로 쓰거나, a와 b에 걸리는 장력을 서로 바꾸어 쓰는 실수를 자주 한다.

다시 나오면 이렇게 판단

차동식 밴드 브레이크 문제는 먼저 $T_t > T_s$를 확정하고, 다음에 그림에서 a가 어느 장력의 팔길이인지 b가 어느 장력의 팔길이인지 확인한 뒤, 마지막으로 피벗 모멘트식의 부호를 정리하면 된다. 그 다음에만 $P = T_t - T_s$와 $T_t/T_s = e^{\mu\theta}$를 대입하면 오답을 줄일 수 있다.

암기 포인트

차동식 밴드 브레이크는 먼저 $T_t/T_s = e^{\mu\theta}$, 다음에 $P = T_t - T_s$, 마지막에 레버 모멘트식 $Fl = T_s b - T_t a$ 순서로 정리하는 문제이다.

NoteBase