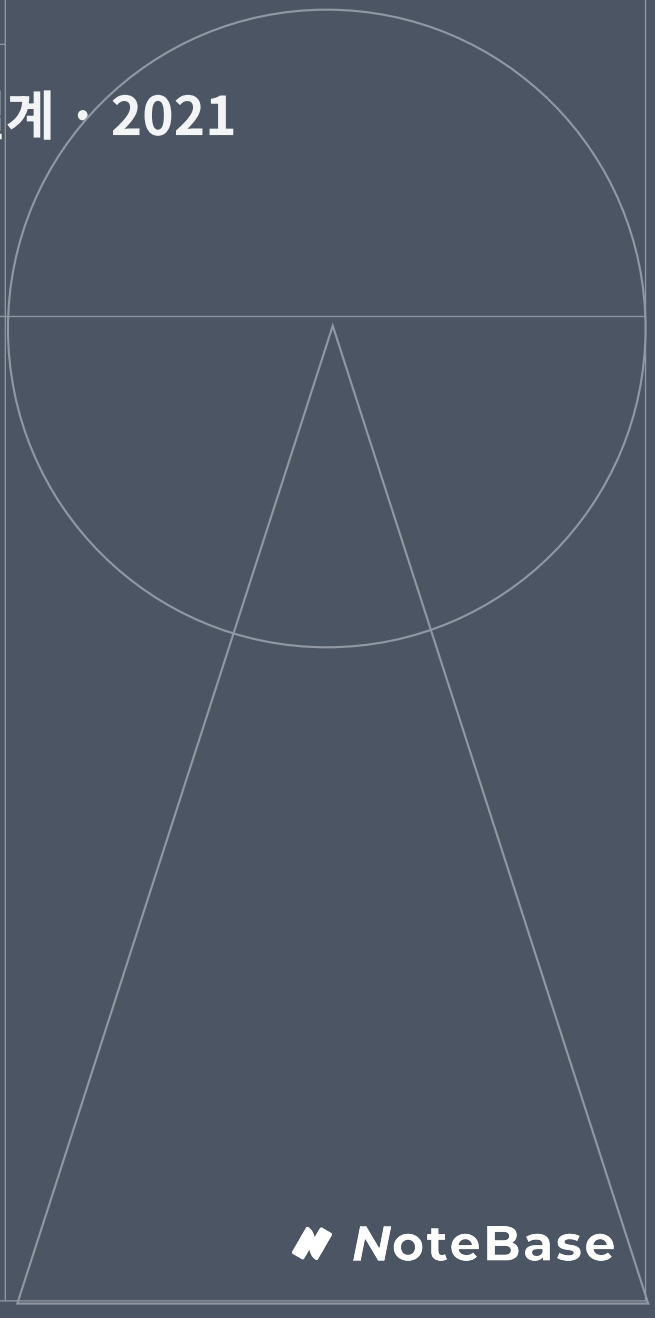
기출OX 해설집

공무원/서울시/7급 · 기계설계 · 2021



NoteBase

기출OX 해설집

공무원/서울시/7급 · 기계설계 · 2021

공무원/서울시/7급 · 기계설계 · 2021

문 1. 한쪽 면이 고정된 바깥지름이 120[mm], 두께 6[mm], 길이 8[m]인 상온의 강관에 360°C의 가열 증기를 충분한 시간동안 통하게 하여 강관의 온도를 360°C로 균일하게 올렸다. 열팽창으로 늘어난 길이의 값[mm]은? (단, 상온은 20°C이고 선팽창 계수는 $110 \times 10^{-7}[1/^{\circ}C]$이다.)

① 26.92

② 27.92

③ 28.92

④ 29.92

정답 4번

출제 포인트

이 문제는 선팽창 공식으로 상온의 강관이 가열될 때 축방향으로 늘어나는 길이를 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 길이 8m, 상온 20°C, 최종 온도 360°C, 선팽창계수 110×10^{-7}/°C이다.
구해야 할 값: 열팽창으로 증가한 길이이다.
주의할 조건: 길이 8m는 계산 편의를 위해 8000mm로 바꾸고, 온도차는 $360 - 20 = 340$°C이다. 바깥지름 120mm와 두께 6mm는 축방향 선팽창 계산에는 쓰이지 않는 함정 조건이다.

사용할 공식

선팽창량은 $\Delta L = \alpha L \Delta T$이다.
이 공식을 쓰는 이유: 문제에서 재료의 선팽창계수와 초기 길이, 온도변화량이 주어졌고, 구해야 하는 값도 길이 증가량이기 때문이다.

계산 과정

1. 온도차를 구하면 $\Delta T = 360 - 20 = 340$°C이다.
2. 길이를 mm로 바꾸면 $L = 8m = 8000mm$이다.
3. 선팽창량은 $\Delta L = (110 \times 10^{-7}) \times 8000 \times 340 = 29.92mm$이다.

NoteBase

선지 판단

① X: 계산 결과는 29.92mm이므로 26.92mm는 맞지 않는다. 틀린 표현은 '26.92'이고, 올바르게는 '29.92mm'이다. 온도차 일부를 잘못 반영하거나 곱셈을 잘못하면 이런 작은 값이 나온다.
② X: 계산 결과는 29.92mm이므로 27.92mm는 맞지 않는다. 틀린 표현은 '27.92'이고, 올바르게는 '29.92mm'이다. 선팽창계수나 온도차를 임의로 반올림하면 이런 오차가 생긴다.
③ X: 계산 결과는 29.92mm이므로 28.92mm는 맞지 않는다. 틀린 표현은 '28.92'이고, 올바르게는 '29.92mm'이다. 마지막 곱셈에서 소수점 처리를 잘못하면 1mm 정도의 오차가 생길 수 있다.
④ O: $\Delta L = 29.92mm$와 일치한다. 한쪽 끝이 고정되어 있어도 축방향 자유팽창량 자체는 $\alpha L \Delta T$로 계산하므로 29.92mm가 맞다.

오답 포인트

지름 120mm와 두께 6mm를 보고 단면 치수를 계산에 넣는 실수가 가장 흔하다. 이 문항은 원통의 크기를 묻는 문제가 아니라 길이 방향 선팽창량만 묻는 문제이므로 L과 ΔT, α만 쓰면 된다.

다시 나오면 이렇게 판단

선팽창 문제는 먼저 무엇이 늘어나는지 방향을 확인하고, 그다음 ΔT와 길이 단위를 맞춘 뒤 $\Delta L = \alpha L \Delta T$를 적용하면 된다. 축방향 길이 증가를 묻는다면 지름이나 두께 같은 단면 정보는 대부분 제외된다.

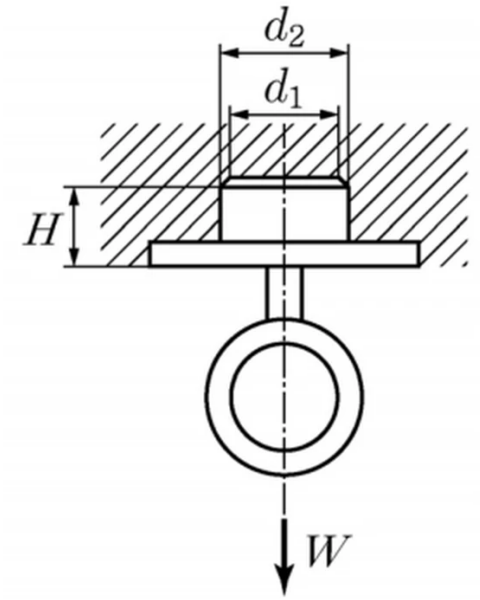
암기 포인트

선팽창은 α×길이×온도차이고, 축방향 증가량을 묻는 문제에서는 단면 치수보다 원래 길이와 온도차가 핵심이다.

NoteBase

문 2. <보기>와 같이 하중 W[N]를 매달 수 있는 아이 볼트가 있을 때, 너트부의 유효높이 H[mm]를 구하는 식으로 가장 옳은 것은? (단, q_a는 허용접촉압력, 볼트의 바깥지름은 d_2, 골지름은 d_1, 피치는 p로 나타낸다.)

<보기>



① $H = \frac{4pW}{\pi(d_2^2 - d_1^2)q_a}$
② $H = \frac{4pW}{\pi(d_2^2 + d_1^2)q_a}$
③ $H = \frac{4q_aW}{\pi(d_2^2 - d_1^2)p}$
④ $H = \frac{4q_aW}{\pi(d_2^2 + d_1^2)p}$

정답 1번

출제 포인트

이 문제는 나사부의 허용접촉압력과 유효접촉면적으로부터 너트부의 유효높이 H를 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 하중 W, 허용접촉압력 q_a, 볼트의 바깥지름 d_2, 골지름 d_1, 피치 p이다.
구해야 할 값: 너트부의 유효높이 H이다.
주의할 조건: 나사산의 유효접촉면적은 한 피치당 고리 모양 면적 $\frac{\pi}{4}(d_2^2 - d_1^2)$가 H/p개 걸리는 형태로 본다.

NoteBase

사용할 공식

허용접촉압력은 하중을 유효접촉면적으로 나눈 값이므로

$q_a = \frac{W}{A}$

이고, 유효접촉면적은

$A = \frac{H}{p} \cdot \frac{\pi}{4}(d_2^2 - d_1^2)$

이다.

이 공식을 쓰는 이유는 문제에서 허용접촉압력 q_a와 나사 치수 d_2, d_1, p가 주어졌고, 축방향 하중 W를 접촉압력으로 버티는 너트 높이 H를 묻고 있기 때문이다.

계산 과정

1. 유효접촉면적을 정리하면

$A = \frac{H}{p} \cdot \frac{\pi}{4}(d_2^2 - d_1^2)$

이다.

2. 이를 $q_a = W/A$에 대입하면

$q_a = \frac{W}{\frac{H}{p} \cdot \frac{\pi}{4}(d_2^2 - d_1^2)}$

이다.

3. H에 대해 정리하면

$H = \frac{4pW}{\pi(d_2^2 - d_1^2)q_a}$

이다.

NoteBase

선지별 해설

① O
- 계산 결과가 그대로 $H = \frac{4pW}{\pi(d_2^2 - d_1^2)q_a}$이므로 옳다.

② X
- 분모의 $\pi(d_2^2 + d_1^2)q_a$가 틀렸다. 유효접촉면적은 바깥원 면적에서 골지름 쪽 원 면적을 뺀 고리 면적이므로 $d_2^2 + d_1^2$가 아니라 $d_2^2 - d_1^2$가 들어가야 한다.
- 틀린 표현은 $d_2^2 + d_1^2$이고, 올바르게는 $d_2^2 - d_1^2$이다.

③ X
- q_a와 p의 위치가 뒤바뀌어 있다. 접촉압력이 커질수록 필요한 높이 H는 작아져야 하므로 q_a는 분모에 있어야 하고, 피치가 커질수록 같은 높이에서 맞물리는 나사산 수가 줄어드므로 필요한 높이 H는 커져야 해서 p는 분자에 있어야 한다.
- 틀린 표현은 $\frac{4q_aW}{\pi(d_2^2 - d_1^2)p}$이고, 올바르게는 $\frac{4pW}{\pi(d_2^2 - d_1^2)q_a}$이다.

④ X
- ②의 면적항 부호 오류와 ③의 q_a, p 위치 오류가 함께 들어 있다. $d_2^2 + d_1^2$는 유효고리면적이 아니고, q_a는 분모에 와야 한다.
- 틀린 표현은 $\frac{4q_aW}{\pi(d_2^2 + d_1^2)p}$이고, 올바르게는 $\frac{4pW}{\pi(d_2^2 - d_1^2)q_a}$이다.

오답 포인트

나사부 접촉면적을 원환면적으로 보지 않고 $d_2^2 + d_1^2$처럼 더해 버리거나, 허용응력·허용압력 계열 식에서 허용값 q_a를 분모에 둬야 한다는 관계를 놓치기 쉽다. 또한 H/p가 맞물리는 나사산 수라는 점을 놓치면 p의 위치를 거꾸로 쓰기 쉽다.

다시 나오면 이렇게 판단

나사 체결부 계산은 먼저 H/p로 유효 나사산 수를 잡고, 한 피치당 유효면적을 $\frac{\pi}{4}(d_2^2 - d_1^2)$로 둔 뒤, 허용압력식 q=(하중)/(면적)에 대입해 정리하면 된다.

암기 포인트

너트 유효높이는 접촉압력식으로 구하며, 면적항은 항상 $d_2^2 - d_1^2$, 높이식은 $H \propto pW$, $H \propto 1/q_a$이다.

NoteBase

문 3. 두 축의 교차각이 80°, 피니언의 잇수가 60개, 모듈이 4인 베벨기어가 있다. 피니언의 피치 원추각이 30°일 때 원추거리의 값[mm]은?

① 120

② 240

③ 360

④ 480

정답 2번

출제 포인트

이 문제는 베벨기어의 피치원지름과 피치 원추각을 이용해 원추거리 R를 구할 수 있는지를 묻는다.

조건 정리

주어진 값은 피니언 잇수 60, 모듈 4, 피치 원추각 30°이다.
피치원지름은 $d = mz = 4 \times 60 = 240\text{mm}$이다.
구해야 할 값은 원추거리 R이다.
두 축의 교차각 80°는 이 문항에서는 직접 계산에 쓰이지 않는다.

사용할 공식

원추거리는 피치원 반지름과 피치 원추각의 관계로 $R = \frac{r}{\sin\delta} = \frac{d}{2\sin\delta}$이다.
이 공식을 쓰는 이유는 베벨기어의 원추거리가 피치원 반지름과 피치 원추각이 만드는 직각삼각관계로 결정되기 때문이다.

계산 과정

1. 피치원지름은 $d = mz = 4 \times 60 = 240\text{mm}$이다.
2. 피치원 반지름은 $r = d/2 = 120\text{mm}$이다.
3. 원추거리는 $R = \frac{r}{\sin 30^\circ} = \frac{120}{0.5} = 240\text{mm}$이다.

NoteBase

선지 판단

1번 X: 120은 피치원 반지름 $r = d/2$ 값이다. 원추거리는 반지름을 그대로 쓰는 값이 아니라 $R = r/\sin\delta$까지 계산한 값이므로 틀리다. 틀린 표현 → 올바르게는 원추거리는 240mm이다.
2번 O: $R = \frac{240}{2\sin 30^\circ} = 240$mm이므로 맞다.
3번 X: 360은 공식 $R = \frac{d}{2\sin\delta}$에 대입해서 나올 수 없는 값이다. 주어진 조건으로는 240만 나온다. 틀린 표현 → 올바르게는 원추거리는 240mm이다.
4번 X: 480은 $R = \frac{d}{\sin\delta}$처럼 분모의 2를 빠뜨렸을 때 나오는 값이다. 피치지름을 그대로 쓰지 말고 반지름 $d/2$를 반영해야 한다. 틀린 표현 → 올바르게는 원추거리는 240mm이다.

오답 포인트

120과 480 사이에서 흔히 흔들린다. 120은 반지름까지만 구한 값이고, 480은 반지름 대신 지름을 넣어 2를 빠뜨린 값이다. 또한 교차각 80°가 보이더라도 피니언의 피치 원추각 30°가 이미 주어졌으면 원추거리 계산에는 그 값이면 충분하다.

다시 나오면 이렇게 판단

베벨기어 계산형은 먼저 $d = mz$로 피치원지름을 구하고, 그다음 $R = d/(2\sin\delta)$에 넣어 계산한다. 지름과 반지름을 혼동하지 않는지가 핵심이다.

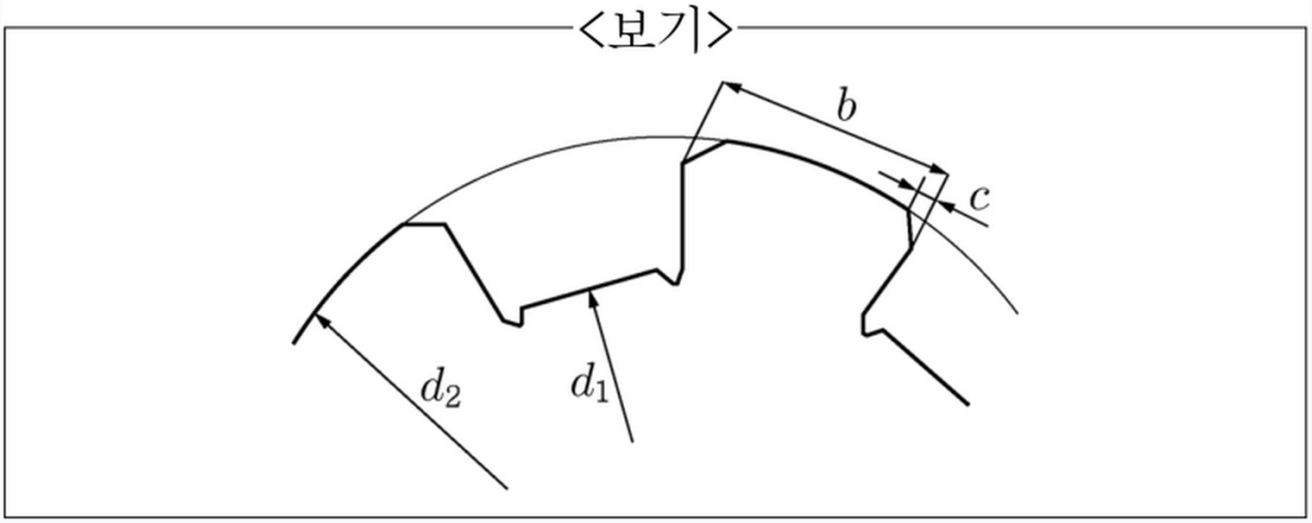
암기 포인트

베벨기어 원추거리는 $R = d/(2\sin\delta)$, 먼저 모듈과 잇수로 피치원지름을 만든다.

NoteBase

문 4. <보기>와 같은 각형 스플라인의 회전수는 $N = 1{,}200[rpm]$, 허용면압력은 $\sigma_a = 10[MPa]$, 보스의 축방향 길이는 $l = 100[mm]$, 잇수는 $Z = 6$, 외경은 $d_2 = 52[mm]$, 내경은 $d_1 = 48[mm]$, 모따기는 $c = 0.5[mm]$, 이너비는 $b = 9[mm]$, 접촉효율은 $\eta = 80[\%]$이다. 이때 이 스플라인 축이 전달할 수 있는 최대 토크의 값[N·m]은?

<보기>



① 20

② 120

③ 180

④ 240

정답 2번

출제 포인트

사각 스플라인의 허용면압과 유효 접촉면적, 평균반지름을 이용해 최대 전달토크를 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 회전수 $N = 1200rpm$, 허용면압 $\sigma_a = 10MPa = 10N/mm^2$, 보스 길이 $l = 100mm$, 잇수 $Z = 6$, 외경 $d_2 = 52mm$, 내경 $d_1 = 48mm$, 모따기 $c = 0.5mm$, 접촉효율 $\eta = 0.8$이다.
구해야 할 값: 스플라인 축이 전달할 수 있는 최대 토크이다.
주의할 조건: 유효 이높이는 모따기를 뺀 $h = (d_2 - d_1)/2 - 2c$이고, 토크 작용반지름은 평균반지름 $D_m/2$이다.

NoteBase

사용할 공식

$h = \frac{d_2 - d_1}{2} - 2c, \quad D_m = \frac{d_2 + d_1}{2}$

$T = \sigma_a \cdot h \cdot l \cdot Z \cdot \eta \cdot \frac{D_m}{2}$

이 공식을 쓰는 이유는 허용면압에 유효 접촉면적 $hlZ\eta$를 곱해 원주방향 하중을 구하고, 여기에 평균반지름을 곱하면 전달토크가 되기 때문이다.

계산 과정

1. 유효 이높이를 구하면 $h = \frac{52 - 48}{2} - 2(0.5) = 1mm$이다.
2. 평균지름과 평균반지름은 $D_m = \frac{52 + 48}{2} = 50mm, \quad r_m = \frac{D_m}{2} = 25mm$이다.
3. 최대 전달토크는 $T = 10 \times 1 \times 100 \times 6 \times 0.8 \times 25 = 120000N \cdot mm = 120N \cdot m$이다. 따라서 계산 결과는 $120N \cdot m$이다.

선지별 해설

① X: 계산 결과가 $120N \cdot m$이므로 20은 맞지 않는다. 이 값은 잇수 $Z = 6$을 빠뜨리고 한 줄만 접촉한다고 본 경우의 과소값이다. 틀린 표현은 '최대 토크가 20 N·m이다'이고, 올바르게는 '최대 토크가 120 N·m이다'이다.
② O: 허용면압, 유효 이높이, 접촉효율을 모두 반영하면 $T = 120N \cdot m$가 된다. 따라서 120이 정답이다.
③ X: 180은 유효 이높이를 $h = (d_2 - d_1)/2 - c = 1.5mm$로 잘못 두어 모따기를 한쪽만 뺀 경우에 나오는 값이다. 틀린 표현은 '최대 토크가 180 N·m이다'이고, 올바르게는 '최대 토크가 120 N·m이다'이다.
④ X: 240은 모따기를 무시하고 $h = (d_2 - d_1)/2 = 2mm$로 계산한 값이다. 틀린 표현은 '최대 토크가 240 N·m이다'이고, 올바르게는 '최대 토크가 120 N·m이다'이다.

오답 포인트

이 문제의 함정은 유효 이높이 h를 단순히 $(d_2 - d_1)/2$로 두거나 모따기 c를 한쪽만 빼는 데 있다. 또 회전수 N이 제시되어 있어 동력식으로 접근하기 쉽지만, 이 문항은 허용면압으로 토크 한계를 직접 구하는 문제이므로 N은 계산에 쓰이지 않는다.

다시 나오면 이렇게 판단

사각 스플라인 허용토크 문제는 먼저 유효 이높이 h를 정확히 정하고, 다음 평균지름에서 반지름을 구한 뒤, 마지막에 잇수와 접촉효율을 함께 반영해 $T = \sigma_a hlZ\eta(D_m/2)$로 계산하면 된다.

암기 포인트

사각 스플라인 면압 토크는 '유효 이높이 × 길이 × 잇수 × 효율 × 평균반지름'으로 기억한다. 모따기 c는 양쪽에서 빠지므로 $h = (d_2 - d_1)/2 - 2c$가 된다.

NoteBase

문 5. 교차각 30°인 유니버셜 조인트에서 원동축의 회전수가 $1,000[\mathrm{rpm}]$일 때 종동축의 회전 각속도 범위의 최솟값 $[\omega_{\min}]$과 최댓값 $[\omega_{\max}]$의 비 $\frac{\omega_{\min}}{\omega_{\max}}$는?

① 0.25

② 0.5

③ 0.75

④ 0.87

정답 3번

출제 포인트

이 문제는 단일 유니버설 조인트의 순간 각속도식에서 종동축 각속도의 최솟값과 최댓값의 비를 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값은 교차각 $\beta = 30^\circ$, 원동축 회전수 1,000 rpm이다.
구해야 할 값은 $\omega_{\min}/\omega_{\max}$이다.
비를 묻는 문제이므로 원동축의 절대 회전수 1,000 rpm은 계산 과정에서 약분되고, 교차각만 핵심 조건이 된다.

사용할 공식

단일 유니버설 조인트의 종동축 순간 각속도는
$\omega_2 = \omega_1 \frac{\cos\beta}{1 - \sin^2\beta \sin^2\theta}$
이다.
이 식을 쓰는 이유는 원동축이 등속으로 회전해도 교차각이 있는 단일 유니버설 조인트의 종동축은 회전 위치 θ에 따라 속도가 주기적으로 변하기 때문이다.

NoteBase

계산 과정

1. 식의 분모 $1-\sin^2\beta\sin^2\theta$가 가장 클 때 ω_2가 최소가 된다. $\sin^2\theta=0$이면 분모는 1이므로
$\omega_{\min}=\omega_1\cos\beta$
이다.
2. 식의 분모가 가장 작을 때 ω_2가 최대가 된다. $\sin^2\theta=1$이면 분모는 $1-\sin^2\beta=\cos^2\beta$이므로
$\omega_{\max}=\omega_1\frac{\cos\beta}{\cos^2\beta}=\frac{\omega_1}{\cos\beta}$
이다.
3. 따라서
$\frac{\omega_{\min}}{\omega_{\max}}=\frac{\omega_1\cos\beta}{\omega_1/\cos\beta}=\cos^2\beta$
이고, $\beta=30^\circ$이므로
$\frac{\omega_{\min}}{\omega_{\max}}=\cos^2 30^\circ=\left(\frac{\sqrt{3}}{2}\right)^2=\frac{3}{4}=0.75$
이다.

선지별 해설

① X: 0.25는 $\sin^2 30^\circ$를 그대로 사용한 값이다. 이 문제의 비는 $\sin^2\beta$가 아니라 $\cos^2\beta$이므로 틀린 표현이다. 올바르게는 $\omega_{\min}/\omega_{\max}=0.75$이다.
② X: 0.5는 $\sin 30^\circ$를 비로 오해한 값이다. 단일 유니버설 조인트의 최대·최소 각속도 비는 $\sin\beta$가 아니라 $\cos^2\beta$이므로 틀린 표현이다. 올바르게는 0.75이다.
③ O: 계산 결과 $\omega_{\min}/\omega_{\max}=\cos^2 30^\circ=0.75$이므로 옳은 값이다.
④ X: 0.87은 $\cos 30^\circ\approx 0.866$만 사용한 값이다. 이는 $\omega_{\min}/\omega_1$에 해당하는 값으로, $\omega_{\min}/\omega_{\max}$를 묻는 값이 아니어서 틀린 표현이다. 올바르게는 0.75이다.

오답 포인트

원동축 회전수 1,000 rpm에 끌려가 절대 각속도를 계산하려 하거나, $\cos\beta$와 $\cos^2\beta$를 혼동하면 오답이 된다. 특히 ④는 최소 각속도를 원동축 속도로 나눈 값과 혼동하기 쉬운 함정이다.

다시 나오면 이렇게 판단

단일 유니버설 조인트에서 속도 범위의 비를 묻는 문제는 순간 각속도식의 분모 극값을 먼저 본다. 그러면 $\omega_{\min}=\omega_1\cos\beta$, $\omega_{\max}=\omega_1/\cos\beta$가 되어 비는 항상 $\cos^2\beta$로 정리된다.

암기 포인트

단일 유니버설 조인트의 최대·최소 각속도 비는 교차각 β의 $\cos^2\beta$이다.

NoteBase

문 6. 바깥지름이 600[mm], 안지름이 400[mm]인 칼라 저널 베어링이 200[rpm]으로 회전하는 축으로부터 30[kN]의 축방향 하중을 받는다. 발열계수가 $pv = 0.5[N/mm^2 \cdot m/s]$일 때, 필요한 칼라의 최소 개수[개]는? (단, $\pi = 3$으로 계산한다.)

① 1

② 2

③ 3

④ 4

정답 2번

출제 포인트

이 문제는 칼라 베어링의 접촉압력 p와 미끄럼속도 v를 구해 pv 한계에서 필요한 최소 칼라 개수를 판단하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 바깥지름 600mm, 안지름 400mm, 축방향 하중 30 kN, 회전수 200 rpm, 허용 $pv = 0.5[N/mm^2 \cdot m/s]$이다.
구해야 할 값: 필요한 칼라의 최소 개수이다.
주의할 조건: 면적은 한 개 칼라의 환형 면적을 쓰고, 속도는 평균지름에서의 미끄럼속도를 쓴다.

사용할 공식

사용 면적은 $A = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)$이다.
평균지름은 $d_m = \frac{D + d}{2}$이다.
미끄럼속도는 $v = \frac{\pi d_m N}{60}$이다.
접촉압력은 칼라가 n개일 때 $p = \frac{W}{nA}$이다.
따라서 $pv = \frac{W}{nA} \cdot \frac{\pi d_m N}{60}$이다.
이 공식을 쓰는 이유는 발열계수 pv가 압력과 미끄럼속도의 곱으로 정해지고, 칼라 수가 늘어나면 하중이 분산되어 압력이 $1/n$으로 줄기 때문이다.

NoteBase

계산 과정

환형 면적은 $A = \frac{3}{4}(600^2 - 400^2) = 150000mm^2$이다.
평균지름은 $d_m = \frac{600 + 400}{2} = 500mm = 0.5m$이다.
미끄럼속도는 $v = \frac{3 \times 0.5 \times 200}{60} = 5m/s$이다.
칼라가 n개일 때 압력은 $p = \frac{30000}{150000n} = \frac{0.2}{n}N/mm^2$이다.
따라서 $pv = \frac{0.2}{n} \times 5 = \frac{1}{n}$이다.
허용조건은 $\frac{1}{n} \le 0.5$이므로 $n \ge 2$이다.

선지별 해설

① X: 칼라가 1개이면 $pv = \frac{1}{1} = 1$이 되어 허용값 0.5를 초과한다. 틀린 표현은 최소 개수가 1개라는 판단이며, 올바르게는 1개로는 부족하다.
② O: 칼라가 2개이면 $pv = \frac{1}{2} = 0.5$가 되어 허용값과 정확히 같으므로 조건을 만족한다. 최소 개수 조건까지 만족하므로 정답이다.
③ X: 칼라가 3개이면 $pv = \frac{1}{3} \approx 0.333$으로 사용은 가능하다. 다만 문제는 필요한 최소 개수를 묻고 있으므로 틀린 표현은 최소 개수가 3개라는 판단이며, 올바르게는 3개도 가능하지만 최소는 2개이다.
④ X: 칼라가 4개이면 $pv = \frac{1}{4} = 0.25$로 허용조건은 만족한다. 그러나 최소 개수는 이미 2개에서 충족되므로 틀린 표현은 최소 개수가 4개라는 판단이며, 올바르게는 4개는 과다한 개수이고 최소는 2개이다.

오답 포인트

③, ④처럼 허용조건을 만족하는 값이 보여도 문제에서 묻는 것이 가능 여부인지 최소 개수인지를 구분해야 한다. 또한 속도를 바깥지름 600mm로 바로 넣거나 칼라 수 n이 압력식 분모에 들어간다는 점을 놓치면 오답이 된다.

다시 나오면 이렇게 판단

칼라 베어링 계산형 문제는 환형 면적 계산, 평균지름으로 속도 계산, pv 식에 칼라 수를 반영한 뒤 허용값 이하가 되는 가장 작은 정수를 고르는 순서로 판단한다.

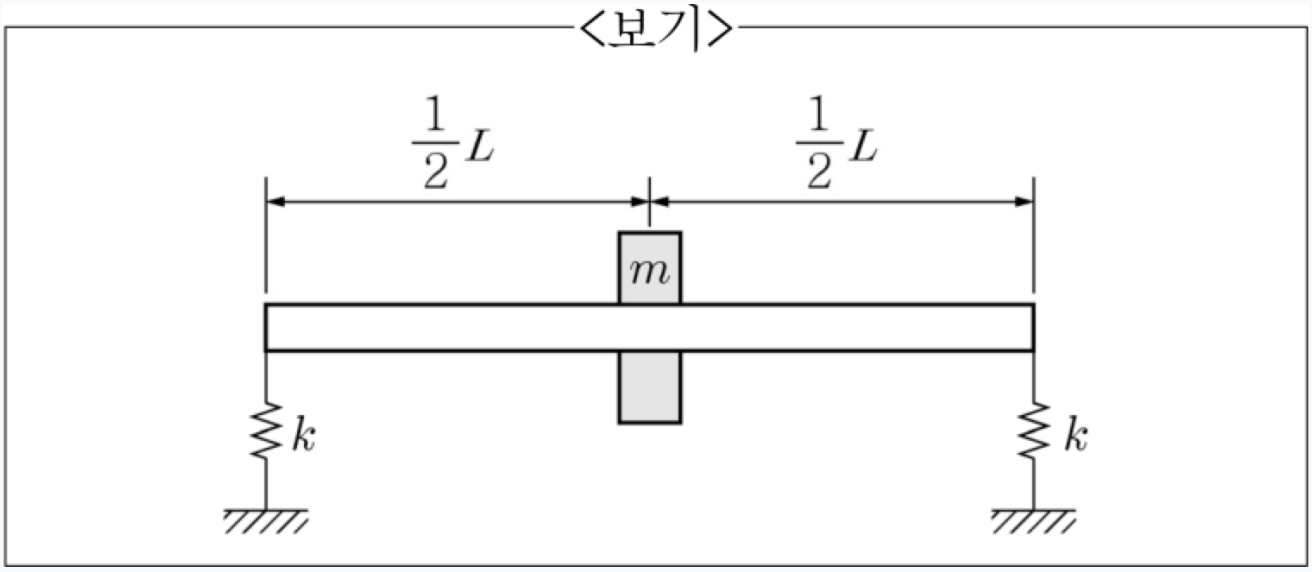
암기 포인트

칼라 수가 n개이면 압력은 $1/n$로 줄고, 최소 개수 문제는 허용조건을 처음 만족하는 가장 작은 n이 정답이다.

NoteBase

문 7. <보기>와 같이 질량 $m = 6$[kg]인 회전축의 중앙에 집중된 원형 단면의 회전축이 양쪽 끝에서 베어링으로 지지되어 있다. 회전축의 총길이는 $L = 2{,}000$[mm]이며, 양쪽 끝의 베어링은 각각 스프링계수 $k = 6.0 \times 10^4$[N/m]로 근사할 수 있다. 축의 단면 2차 모멘트가 $I = 1.0 \times 10^5$[mm^4], 축 재료의 탄성계수가 $E = 200$[GPa]일 때, 회전축의 1차 고유진동수의 값[rad/s]은? (단, 축의 자중은 무시할 수 있고, 중력가속도는 10[m/s^2]로 계산한다.)

<보기>



① 1

② 10

③ 100

④ 1,000

정답 3번

출제 포인트

양단 스프링으로 지지된 축의 중앙점 등가강성을 구한 뒤 $\omega_n = \sqrt{k_{eq}/m}$ 또는 $\omega_n = \sqrt{g/\delta}$를 적용하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: $m = 6kg$, $L = 2{,}000mm = 2m$, $k = 6.0 \times 10^4 N/m$ 2개,
$I = 1.0 \times 10^5 mm^4 = 1.0 \times 10^{-7} m^4$, $E = 200GPa = 2.0 \times 10^{11} Pa$
구해야 할 값: 1차 고유진동수 ω_n
주의할 조건: 중앙 처짐은 베어링 스프링 침하와 축의 휨 처짐이 더해지며, 축 자중은 무시한다.

NoteBase

기출OX 해설집 · 공무원/서울시/7급 · 기계설계 · 2021

사용할 공식

$\delta = \frac{P}{2k} + \frac{PL^3}{48EI}, \quad k_{eq} = \frac{P}{\delta}, \quad \omega_n = \sqrt{\frac{k_{eq}}{m}} = \sqrt{\frac{g}{\delta_s}}$
이 공식을 쓰는 이유는 중앙 집중하중에 대해 양단 반력이 각각 $P/2$가 되고, 중앙점의 전체 처짐이 스프링 처짐과 단순지지보의 중앙 휨 처짐의 직렬 합으로 결정되기 때문이다.

계산 과정

1. 축의 굽힘강성은 $EI = (2.0 \times 10^{11})(1.0 \times 10^{-7}) = 2.0 \times 10^4 N \cdot m^2$이다.
2. 하중 P에 대한 스프링 처짐은 $\delta_k = P/(2k) = P/(1.2 \times 10^5)$이고, 축 휨 처짐은 $\delta_b = PL^3/(48EI) = P \times 8/(48 \times 2.0 \times 10^4)$이다.
3. 따라서 $\delta_k/P = 8.33 \times 10^{-6} m/N$, $\delta_b/P = 8.33 \times 10^{-6} m/N$이므로 전체 컴플라이언스는 $1.667 \times 10^{-5} m/N$이다.
4. 등가강성은 $k_{eq} = 1/(1.667 \times 10^{-5}) = 6.0 \times 10^4 N/m$이다.
5. 고유진동수는 $\omega_n = \sqrt{k_{eq}/m} = \sqrt{(6.0 \times 10^4)/6} = \sqrt{10^4} = 100 rad/s$이다.
6. 같은 결과를 정적 처짐으로 써도 확인된다. $W = mg = 60N$이므로 $\delta_s = W/k_{eq} = 60/(6.0 \times 10^4) = 0.001m$, 따라서 $\omega_n = \sqrt{g/\delta_s} = \sqrt{10/0.001} = 100 rad/s$이다.

선지별 해설

① X
1 rad/s가 되려면 $k_{eq} = m\omega_n^2 = 6 \times 1^2 = 6N/m$이어야 한다. 실제 등가강성은 $6.0 \times 10^4 N/m$이므로 전혀 맞지 않는다. 틀린 수치 1 → 올바르게는 100 rad/s이다.

② X
10 rad/s가 되려면 $k_{eq} = 6 \times 10^2 = 600N/m$이어야 한다. 실제 등가강성은 그보다 100배 큰 $6.0 \times 10^4 N/m$이다. 틀린 수치 10 → 올바르게는 100 rad/s이다.

③ O
베어링 스프링 2개의 합성강성 $2k$와 축 휨강성을 처짐 기준으로 직렬 합성하면 $k_{eq} = 6.0 \times 10^4 N/m$가 된다. 따라서 $\omega_n = \sqrt{k_{eq}/m} = 100 rad/s$이므로 옳다.

④ X
1,000 rad/s가 되려면 $k_{eq} = 6 \times 1000^2 = 6.0 \times 10^6 N/m$이어야 한다. 이는 실제 등가강성보다 100배 큰 값이다. 틀린 수치 1,000 → 올바르게는 100 rad/s이다.

오답 포인트

양단 스프링 2개를 단순히 병렬로만 보고 축의 휨 처짐을 빼먹거나, 반대로 축만 보고 베어링 스프링 침하를 빼먹으면 오답이 된다. 또 I의 단위를 mm^4에서 m^4로 바꾸지 않으면 굽힘강성이 크게 왜곡된다.

NoteBase

다시 나오면 이렇게 판단

중앙 집중질량 진동 문제는 먼저 중앙점 정적 처짐을 만드는 요소가 무엇인지 나눈다. 이 문제처럼 스프링 침하와 보의 휨이 함께 있으면 처짐을 더해 등가강성을 구하고, 마지막에 $\omega_n = \sqrt{k_{eq}/m}$ 또는 $\omega_n = \sqrt{g/\delta_s}$를 적용하면 된다.

암기 포인트

고유진동수는 강성의 제곱근에 비례하고 질량의 제곱근에 반비례한다. 직렬 결합은 강성이 아니라 처짐을 먼저 더한다.

문 8. 두 줄 사각나사로 이루어진 나사잭에서 나사의 유효지름이 40[mm], 피치가 3[mm]이다. 들어올리는 하중이 40[kN]일 때 필요한 토크가 160[N·m]이라면, 나사를 죌 때 효율은? (단, 나사부의 마찰은 고려하고 자리면의 마찰은 무시하며, π=3으로 계산한다.)

① 0.05

② 0.125

③ 0.2

④ 0.25

정답 4번

출제 포인트

이 문제는 두 줄 사각나사 나사잭의 효율을 1회전당 출력일과 입력일의 비로 계산할 수 있는지를 묻는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 유효지름 40mm, 피치 3mm, 하중 40 kN, 토크 160 N·m이다.
구해야 할 값: 나사를 질 때의 효율이다.
주의할 조건: 두 줄 나사의 리드는 $2p = 6mm$이고, 자리면 마찰은 무시하며, $\pi = 3$을 사용한다. 이 문제의 효율은 1회전당 일의 비로 구하므로 유효지름 40mm는 직접 쓰지 않는다.

사용할 공식

= 출력일입력일 = (WL)/(2π T)
여기서 W는 하중, L은 리드, T는 토크이다.
이 공식을 쓰는 이유는 나사 1회전당 하중이 리드만큼 이동하므로 출력일은 WL이 되고, 회전에 필요한 입력일은 $2\pi T$가 되기 때문이다.

계산 과정

1. 두 줄 나사의 리드는 $L = 2p = 2 \times 3 = 6mm = 0.006m$이다.
2. 1회전당 출력일은 $WL = 40{,}000 \times 0.006 = 240J$이다.
3. 1회전당 입력일은 $2\pi T = 2 \times 3 \times 160 = 960J$이다.
4. 따라서 효율은 $\eta = \frac{240}{960} = 0.25$이다.

NoteBase

선지 판단

① X: 0.05는 계산 결과와 맞지 않는다. 올바르게는 효율이 0.25이다. 이 값은 리드나 1회전 입력일을 잘못 잡은 오답이다.
② X: 0.125는 피치 3mm를 그대로 리드로 본 경우의 값이다. 두 줄 나사의 리드는 $2p = 6mm$이므로 올바르게는 0.25이다.
③ X: 0.2는 $\pi = 3$ 조건이나 두 줄 나사 조건을 정확히 반영하지 못한 값이다. 올바르게는 효율이 0.25이다.
④ O: 두 줄 나사의 리드 6mm를 사용하면 $\eta = \frac{40{,}000 \times 0.006}{2 \times 3 \times 160} = 0.25$가 되어 맞다.

오답 포인트

두 줄 나사에서 피치와 리드를 같은 것으로 보면 ②의 0.125가 나온다. 또한 유효지름 40mm가 주어졌다고 해서 효율 계산식에 바로 넣으면 안 되며, 먼저 1회전당 출력일과 입력일을 구해야 한다.

다시 나오면 이렇게 판단

나사 효율 문제는 먼저 줄 수로 리드를 구한 뒤, 1회전당 출력일 WL과 입력일 $2\pi T$를 계산하여 그 비를 취하면 된다.

암기 포인트

두 줄 나사의 리드는 피치의 2배이고, 나사 효율은 $\eta = \frac{WL}{2\pi T}$이다.

NoteBase

문 9. 치직각 모듈 4, 나선각이 $60\,^{\circ}$이며 피니언의 잇수는 50개인 한 쌍의 헬리컬 기어가 피니언이 500[rpm]으로 7[kW]의 동력을 전달할 때의 추력 P_s의 값[N]은? (단, $\pi = 3$으로 계산한다.)

① $490\sqrt{3}$
② $700\sqrt{3}$
③ $1,050\sqrt{3}$
④ $1,400\sqrt{3}$

정답 2번

출제 포인트

이 문제는 헬리컬기어의 치직각 모듈과 나선각으로 피치원지름을 구한 뒤 접선력에서 주력 P_s를 계산하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값은 치직각 모듈 $m_n = 4$, 나선각 $\beta = 60\,^{\circ}$, 피니언 잇수 $z = 50$, 회전수 500 rpm, 전달동력 7 kW이다.
구해야 할 값은 주력 P_s이다.
치직각 모듈이므로 먼저 횡모듈과 피치원지름을 구해야 한다.

사용할 공식

횡모듈은 $m_t = \frac{m_n}{\cos\beta}$이고 피치원지름은 $d = m_t z$이다.
동력과 토크의 관계는 $T = \frac{60P}{2\pi n}$이다.
접선력은 $P_t = \frac{2T}{d}$, 주력은 $P_s = P_t \tan\beta$이다.
이 공식을 쓰는 이유는 헬리컬기어의 힘이 접선력, 반경방향분력, 축방향분력으로 나뉘며 이 문항의 P_s는 접선력의 축방향 성분이기 때문이다.

계산 과정

1. 횡모듈은 $m_t = \frac{4}{\cos 60\,^{\circ}} = \frac{4}{1/2} = 8$이다.
2. 피치원지름은 $d = m_t z = 8 \times 50 = 400\text{mm} = 0.4\text{m}$이다.
3. 토크는 $T = \frac{60 \times 7000}{2 \times 3 \times 500} = 140\text{N}\cdot\text{m}$이다.
4. 접선력은 $P_t = \frac{2T}{d} = \frac{2 \times 140}{0.4} = 700\text{N}$이다.
5. 주력은 $P_s = P_t \tan 60\,^{\circ} = 700 \times \sqrt{3} = 700\sqrt{3}\,\text{N}$이다.

NoteBase

선지 판단

① X: 계산된 주력은 $700\sqrt{3}\,\mathrm{N}$이므로 $490\sqrt{3}\,\mathrm{N}$은 $210\sqrt{3}\,\mathrm{N}$만큼 작은 값이다. 올바르게는 $P_s = 700\sqrt{3}\,\mathrm{N}$이다.
② O: $P_s = 700\sqrt{3}\,\mathrm{N}$으로 계산되므로 정답이다.
③ X: 토크 $140\,\mathrm{N\cdot m}$와 피치원지름 0.4m를 적용하면 $1050\sqrt{3}\,\mathrm{N}$은 나올 수 없다. 올바르게는 $P_s = 700\sqrt{3}\,\mathrm{N}$이다.
④ X: 치직각 모듈 4를 그대로 사용해 피치원지름을 200mm로 잡으면 $1400\sqrt{3}\,\mathrm{N}$이 나오지만, 헬리컬기어에서는 $m_t = \frac{m_n}{\cos\beta}$로 바꾸어 $d = 400\mathrm{mm}$를 써야 한다. 올바르게는 $P_s = 700\sqrt{3}\,\mathrm{N}$이다.

오답 포인트

치직각 모듈을 횡모듈로 바꾸지 않고 바로 $d = mz$를 적용하면 ④ 같은 과대값이 나온다. 또 동력에서 토크를 구한 뒤 접선력을 거치지 않고 바로 값을 대입하면 ①, ③처럼 토크를 과소 또는 과대 계산한 오답이 생긴다.

다시 나오면 이렇게 판단

헬리컬기어 계산형은 치직각 모듈인지 횡모듈인지부터 구분하고, 피치원지름 산정 후 동력에서 토크, 토크에서 접선력, 마지막에 필요한 분력 순서로 계산하면 된다.

암기 포인트

헬리컬기어는 $m_t = \frac{m_n}{\cos\beta}$, $P_t = \frac{2T}{d}$, 축방향 주력은 $P_s = P_t\tan\beta$로 정리된다.

NoteBase

문 10. 미끄럼 베어링의 작동 회전수 및 베어링 압력이 일정할 때, 베어링의 틈새비가 $\frac{1}{2}$배가 되면 사용해야 할 윤활유의 점도는 ( )배가 되어야 한다. 괄호 안에 들어갈 숫자로 옳은 것은? (단, 미끄럼 베어링의 좀머펠트 수(Sommerfeld number)는 일정하다.)

① 2
② $\frac{1}{2}$
③ $\frac{1}{4}$
④ $\frac{1}{8}$

정답 3번

출제 포인트

이 문제는 숨머펠트 수가 일정할 때 틈새비와 점도의 비례관계를 식으로 정리할 수 있는지를 묻는다.

조건 정리

주어진 값: 작동 회전수 n 일정, 베어링 압력 p 일정, 숨머펠트 수 S 일정
구해야 할 값: 틈새비가 1/2배가 될 때 점도 μ의 변화비
주의할 조건: 틈새비 ψ는 식에서 제곱으로 들어가므로 절반이 되면 점도는 같은 비율이 아니라 제곱 비율로 변한다.

사용할 공식

숨머펠트 수를 $S = \frac{\mu n}{p\psi^2}$로 둔다.
이 공식을 쓰는 이유: 문제에서 숨머펠트 수가 일정하고 회전수와 압력도 일정하다고 주어졌으므로, 남는 변수인 틈새비와 점도의 관계를 바로 비교할 수 있다.

계산 과정

숨머펠트 수 S가 일정하므로
$S = \frac{\mu n}{p\psi^2} = \text{constant}$
이고, n과 p도 일정하므로
$\mu \propto \psi^2$
가 된다.
틈새비가 $\psi \to \frac{1}{2}\psi$로 변하면 점도는
$\mu' = \left(\frac{1}{2}\right)^2 \mu = \frac{1}{4}\mu$
가 된다. 따라서 필요한 윤활유의 점도는 원래의 1/4배이다.

NoteBase

선지 판단

① X: 2배는 틈새비가 줄수록 점도가 커진다고 잘못 본 값이다. 숨머펠트 수 일정 조건에서는 μ가 ψ^2에 비례하므로 올바른 값은 1/4배이다.
② X: 1/2배는 틈새비가 절반이 된 것을 그대로 점도에 옮긴 값이다. 식에서 틈새비는 제곱으로 작용하므로 올바르게는 1/4배이다.
③ O: 틈새비가 1/2배이면 점도는 $(1/2)^2 = 1/4$배가 되므로 맞다.
④ X: 1/8배는 틈새비의 제곱관계를 한 번 더 줄여 잘못 계산한 값이다. 올바른 값은 1/4배이다.

오답 포인트

틈새비가 절반이 되었다는 문장을 보고 점도도 바로 1/2배로 판단하거나, 비례식의 분모에 있다는 이유로 2배로 뒤집는 실수가 잦다. 이 문제의 함정은 틈새비가 식에 ψ^2로 들어간다는 점이다.

다시 나오면 이렇게 판단

숨머펠트 수처럼 일정한 무차원수가 주어지면 먼저 식을 쓰고, 고정된 변수와 변하는 변수만 남겨 비례관계로 정리한다. 그다음 제곱인지, 역수인지, 1차 비례인지를 확인하면 수치 함정을 피할 수 있다.

암기 포인트

숨머펠트 수 일정, n과 p 일정이면 점도는 틈새비의 제곱에 비례한다.

NoteBase

문 11. 양쪽 덮개판 두 줄 맞대기 리벳 이음에서 피치가 p, 리벳 지름이 d, 판 두께가 t이고, 리벳의 허용전단응력이 τ이고, 판의 허용인장응력이 σ라고 할 때, 리벳의 효율[%]을 나타낸 식은?

① $\eta = \frac{\pi d^2 \tau}{4pt\sigma} \times 100$
② $\eta = \frac{1.8\pi d^2 \tau}{4pt\sigma} \times 100$
③ $\eta = \frac{3.6\pi d^2 \tau}{4pt\sigma} \times 100$
④ $\eta = \frac{2.2\pi d^2 \tau}{4pt\sigma} \times 100$

정답 3번

출제 포인트

이 문제는 양쪽 덧개판 두 줄 맞대기 리벳 이음에서 피치당 리벳 수와 이중전단 계수를 반영해 효율식을 구할 수 있는지를 묻는다.

조건 정리

주어진 값은 피치 p, 리벳 지름 d, 판 두께 t, 리벳 허용전단응력 τ, 판 허용인장응력 σ이다.
구해야 할 값은 리벳 이음의 효율 η이다.
양쪽 덧개판 맞대기 이음의 리벳은 이중전단을 받고, 두 줄이므로 피치당 리벳 수는 2개이다.

사용할 공식

리벳 효율은 리벳의 전단강도를 구멍이 없는 무공판 1피치의 인장강도로 나눈 값으로 정의하며, 이 문제는 판 효율이 아니라 리벳 효율을 묻고 있다.
리벳 1개의 이중전단 강도는 $1.8 \times \frac{\pi d^2}{4}\tau$이다. 이중전단은 전단면이 2개이므로 이론상 단전단의 2배(계수 2.0)가 되어야 하지만, 두 전단면이 하중을 완전히 균등하게 분담하지는 못하는 점을 반영해 실무와 기계설계 교재에서는 감쇠계수 약 0.9를 곱한 $2 \times 0.9 = 1.8$을 관용적으로 사용한다.
따라서 피치당 리벳 2개의 전단강도는
$P_s = 2 \times 1.8 \times \frac{\pi d^2}{4}\tau = 0.9\pi d^2 \tau$
판 1피치의 인장강도는 $P_t = pt\sigma$이므로 효율은 $\eta = \frac{P_s}{P_t} \times 100$이다.
이 공식을 쓰는 이유는 보기의 계수가 피치당 리벳 수와 이중전단 여부로 결정되기 때문이다.

계산 과정

1. 리벳 1개는 양쪽 덧개판 맞대기 이음이므로 이중전단을 받아 $1.8 \times \frac{\pi d^2}{4}\tau$가 된다.
2. 두 줄이므로 피치당 리벳 수는 2개이고, 총 전단강도는 $2 \times 1.8 \times \frac{\pi d^2}{4}\tau = 0.9\pi d^2 \tau$이다.
3. 효율은 판의 인장강도 $pt\sigma$에 대한 비이므로
$\eta = \frac{0.9\pi d^2 \tau}{pt\sigma} \times 100 = \frac{3.6\pi d^2 \tau}{4pt\sigma} \times 100$
따라서 ③이 맞다.

NoteBase

선지 판단

① X: $\eta = \frac{\pi d^2 \tau}{4pt\sigma} \times 100$은 리벳 1개가 단전단을 받는 기본형에 가깝고, 두 줄과 이중전단 조건이 빠진 식이다. 올바르게는 $\eta = \frac{3.6\pi d^2 \tau}{4pt\sigma} \times 100$이다.
② X: 1.8 계수는 이중전단은 반영했지만 두 줄이라 피치당 리벳이 2개라는 점이 빠졌다. 올바르게는 여기에 2를 더 반영한 $\eta = \frac{3.6\pi d^2 \tau}{4pt\sigma} \times 100$이다.
③ O: 피치당 리벳 2개와 리벳 1개당 이중전단 계수 1.8을 적용하면 $P_s = 0.9\pi d^2 \tau$가 되고, 이를 $pt\sigma$로 나누면 제시식과 같아진다.
④ X: 2.2라는 계수는 이 이음의 전단강도 계산에서 나올 근거가 없다. 두 줄과 이중전단을 정확히 반영한 계수는 3.6이므로 올바르게는 $\eta = \frac{3.6\pi d^2 \tau}{4pt\sigma} \times 100$이다.

오답 포인트

두 줄이면 피치당 리벳 수가 2개이고, 양쪽 덧개판 맞대기 이음이면 각 리벳이 이중전단을 받는다는 두 조건을 함께 잡아야 한다. 이 둘 중 하나라도 빠뜨리면 ①이나 ②처럼 계수가 작아진다.

다시 나오면 이렇게 판단

리벳 이음 효율 문제는 먼저 피치당 리벳 수를 세고, 다음으로 단전단인지 이중전단인지를 정한 뒤, 마지막에 $\frac{\pi d^2}{4}\tau$와 $pt\sigma$의 비로 정리하면 된다.

암기 포인트

두 줄 맞대기 양쪽 덧개판은 피치당 리벳 2개, 각 리벳은 이중전단이므로 전단계수는 2×1.8이다. 이중전단 계수 1.8은 이론값 2.0에 하중 불균등 분담을 반영한 감쇠계수 0.9를 곱한 관용값임을 함께 기억한다.

NoteBase

문 12. 속도비가 $\frac{1}{2}$인 원통마찰차의 원동차가 400[rpm]으로 회전하면서 지름이 1,200[mm]인 종동차에 회전을 전달한다. 마찰차의 폭이 100[mm]이며 허용면압이 2[kgf/mm]일 때 마찰차가 12[kW]의 동력을 전달한다. 마찰계수의 값은? (단, 중력가속도 $g = 9.8[m/s^2]$이며, $\pi = 3$으로 계산한다.)

① 0.42

② 0.45

③ 0.48

④ 0.51

정답 4번

출제 포인트

이 문제는 원통마찰차의 속도비로 원동차 지름을 구한 뒤, 전달동력에서 접선력과 허용면압으로 누름힘을 계산하여 마찰계수 μ를 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 속도비 $= \frac{1}{2}$, 원동차 회전수 400 rpm, 종동차 지름 1,200mm, 마찰차 폭 100mm, 허용면압 2kgf/mm, 전달동력 12 kW
구해야 할 값: 마찰계수 μ
주의할 조건: 속도비에서 원동차 지름을 먼저 구해야 하고, 허용면압 2kgf/mm는 폭 100mm에 대한 총 누름힘으로 바꿔야 한다.

사용할 공식

속도비 관계는 $\frac{n_2}{n_1} = \frac{d_1}{d_2}$이다.
주속은 $v = \frac{\pi d_1 n_1}{60}$이다.
전달동력은 $P = F_t v$이므로 접선력은 $F_t = \frac{P}{v}$이다.
마찰력은 $F_t = \mu N$이므로 마찰계수는 $\mu = \frac{F_t}{N}$이다.
이 공식을 쓰는 이유는 마찰차가 미끄럼 없이 회전할 때 둘레속도가 같고, 전달동력은 접선력과 주속의 곱이며, 실제 동력 전달은 접촉면의 마찰력으로 이루어지기 때문이다.

NoteBase

계산 과정

1. 속도비가 $\frac{1}{2}$이고 종동차 지름이 1,200mm이므로 원동차 지름은 $d_1 = \frac{1}{2} \times 1200 = 600$ mm이다.
2. 원동차의 주속은 $v = \frac{\pi d_1 n_1}{60} = \frac{3 \times 0.6 \times 400}{60} = 12$ m/s이다.
3. 전달동력 12 kW에서 접선력은 $F_t = \frac{P}{v} = \frac{12000}{12} = 1000$ N이다.
4. 허용면압이 2kgf/mm이고 폭이 100mm이므로 총 누름힘은 $2 \times 100 = 200$ kgf이다. 이를 N으로 바꾸면 $N = 200 \times 9.8 = 1960$ N이다.
5. 따라서 마찰계수는 $\mu = \frac{F_t}{N} = \frac{1000}{1960} \approx 0.51$이다.

선지 판단

① X: 0.42는 계산값과 다르다. 마찰계수는 약 0.51이다. 틀린 표현은 마찰계수를 0.42로 본 점이며, 올바르게는 0.51이다.
② X: 0.45는 계산값과 다르다. 마찰계수는 약 0.51이다. 틀린 표현은 마찰계수를 0.45로 본 점이며, 올바르게는 0.51이다.
③ X: 0.48은 계산값과 다르다. 마찰계수는 약 0.51이다. 틀린 표현은 마찰계수를 0.48로 본 점이며, 올바르게는 0.51이다.
④ O: $\mu \approx 0.51$이므로 계산 결과와 일치한다.

오답 포인트

허용면압 2kgf/mm를 그대로 힘으로 쓰거나, 종동차 지름 1,200mm를 그대로 주속 계산에 넣으면 오답이 나온다. kgf를 N으로 바꾸지 않거나 속도비에서 원동차 지름 600mm를 먼저 구하지 않으면 ①~③ 같은 값으로 흔들리기 쉽다.

다시 나오면 이렇게 판단

마찰차 계산형 문항은 속도비로 지름 관계를 먼저 확정하고, 주속 계산 후 동력에서 접선력을 구한 다음, 허용면압과 폭으로 누름힘을 만든 뒤 $\mu = \frac{F_t}{N}$ 순서로 판단한다.

암기 포인트

마찰차는 둘레속도 일치, 동력은 $P = F_t v$, 마찰계수는 $\mu = \frac{F_t}{N}$로 정리된다.

NoteBase

문 13. 웜에 대한 웜휠의 회전 각속도비가 $\frac{1}{20}$인 웜기어 장치가 있다. 웜휠의 잇수가 80개, 웜의 리드가 $16\pi[mm]$일 때, 웜휠의 피치원 지름의 값[mm]은?

① 80

② 160

③ 320

④ 640

정답 3번

출제 포인트

이 문제는 웜기어의 속도비로 웜의 줄수를 구한 뒤 리드식과 모듈식을 연결하여 웜휠의 피치원 지름을 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 웜휠/웜의 회전 각속도비는 1/20, 웜휠의 잇수는 80개, 웜의 리드는 16π mm이다.
구해야 할 값: 웜휠의 피치원 지름이다.
주의할 조건: 속도비 1/20은 웜휠의 속도가 웜의 속도보다 20배 느리다는 뜻이므로 $n_2/n_1 = z_1/z_2$ 관계로 웜의 줄수를 먼저 구해야 한다.

사용할 공식

속도비 관계는 $\frac{n_2}{n_1} = \frac{z_1}{z_2}$이다.
웜의 리드는 $L = \pi m z_1$이다.
웜휠의 피치원 지름은 $d_2 = m z_2$이다.
이 공식을 쓰는 이유: 속도비에서 웜의 줄수 z_1를 구할 수 있고, 리드식에서 모듈 m을 구한 뒤 웜휠의 잇수 z_2와 곱하면 피치원 지름이 바로 나오기 때문이다.

계산 과정

1. 속도비 $\frac{n_2}{n_1} = \frac{1}{20} = \frac{z_1}{80}$이므로 웜의 줄수는 $z_1 = 4$이다.
2. 리드식 $L = \pi m z_1$에 대입하면 $16\pi = \pi m \times 4$이므로 모듈은 $m = 4$ mm이다.
3. 웜휠의 피치원 지름은 $d_2 = m z_2 = 4 \times 80 = 320$ mm이다.

NoteBase

선지 판단

① X: 80mm는 계산 결과와 다르다. 웜휠의 피치원 지름은 80mm가 아니라 320mm이다. 이 값은 잇수 80을 지름으로 잘못 본 경우에 가까운 오답이다.
② X: 160mm는 계산 결과의 절반이다. 웜휠의 피치원 지름은 160mm가 아니라 320mm이다. 속도비에서 웜의 줄수를 2로 잘못 잡으면 이런 값이 나온다.
③ O: 속도비로 웜의 줄수 4를 구하고, 리드에서 모듈 4mm를 구하면 $d_2 = 4 \times 80 = 320$ mm가 되므로 옳다.
④ X: 640mm는 계산 결과의 두 배이다. 웜휠의 피치원 지름은 640mm가 아니라 320mm이다. 리드식에서 모듈을 8mm로 잘못 계산하면 이런 값이 나온다.

오답 포인트

속도비를 보고 바로 20을 곱하거나 나누는 식으로 처리하면 틀린다. 먼저 속도비를 잇수비와 연결해 웜의 줄수를 구해야 하고, 그다음 리드식으로 모듈을 구해야 한다.

다시 나오면 이렇게 판단

웜기어 계산형은 속도비로 줄수 또는 잇수 관계를 먼저 정리하고, 리드식 $L = \pi m z_1$으로 모듈을 구한 뒤, 마지막에 $d = mz$를 적용하는 순서로 판단한다.

암기 포인트

웜기어는 속도비로 줄수를 찾고, 리드로 모듈을 찾은 뒤, 피치원 지름은 $d = mz$로 마무리한다.

NoteBase

문 14. 원동축과 종동축의 스프로킷 휠의 잇수가 각각 $Z_1 = 15, Z_2 = 30$이고, 롤러체인의 피치가 20[mm], 축 간 거리가 250[mm]일 때, 필요한 롤러체인의 링크 개수[개]는? (단, $\pi = 3$으로 계산한다.)

① 24

② 36

③ 48

④ 60

정답 3번

출제 포인트

이 문제는 스프로킷의 잇수, 체인 피치, 축간거리로부터 롤러체인의 링크 수를 구하는 계산형 문제이다.

조건 정리

주어진 값은 $Z_1 = 15, Z_2 = 30, p = 20[mm], C = 250[mm], \pi = 3$이다.
구해야 할 값은 필요한 롤러체인의 링크 수 L_p이다.
링크 수는 체인 길이를 피치 p로 나눈 피치 수로 계산한다.

사용할 공식

롤러체인의 링크 수는
$L_p = \frac{Z_1 + Z_2}{2} + 2\frac{C}{p} + \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2\pi}\right)^2 \frac{p}{C}$
이다.
이 공식은 두 스프로킷의 평균 감김 길이, 축간거리로 생기는 직선부 길이, 잇수 차이 보정항을 함께 반영하므로 이 문제 조건에 그대로 적용된다.

계산 과정

주어진 값을 공식에 대입하면
$L_p = \frac{15 + 30}{2} + 2 \cdot \frac{250}{20} + \left(\frac{30 - 15}{2 \cdot 3}\right)^2 \cdot \frac{20}{250}$
이다.
이를 정리하면
$L_p = 22.5 + 25 + (2.5)^2 \cdot 0.08 = 22.5 + 25 + 0.5 = 48$
이므로 필요한 롤러체인의 링크 수는 48개이다.

NoteBase

선지별 해설

① X
24개는 직선부 길이를 충분히 반영하지 못한 과소 계산값이다. 올바르게는 48개이다.

② X
36개는 축간거리 항이나 보정항을 일부만 반영한 과소 계산값이다. 올바르게는 48개이다.

③ O
공식에 값을 대입하면 $L_p = 48$이므로 옳다.

④ X
60개는 평균 감김 길이와 축간거리 항을 과대 반영한 값이다. 올바르게는 48개이다.

오답 포인트

체인 길이식을 사용할 때 $2C/p$ 항을 빠뜨리거나, 잇수 차이 보정항을 무시하면 정답보다 작게 나온다. 이 문제는 직선부 길이와 보정항을 모두 포함하는지를 묻는 함정이 있다.

다시 나오면 이렇게 판단

체인 링크 수 문제는 먼저 Z_1, Z_2, p, C를 정리한 뒤 링크 수 공식을 선택하고, 마지막에 결과가 피치 수 기준의 링크 개수인지 확인하면 된다.

암기 포인트

체인 링크 수는 평균 잇수항 + 직선부 $2C/p$ + 잇수 차이 보정항의 합으로 판단한다.

NoteBase

문 15. 스프링의 스팬 l이 1,000[mm], 판재의 폭 b가 97[mm], 두께 h가 5[mm]인 단순보형 겹판 스프링의 중앙에 5[kN]의 수직 하중이 작용할 때 스프링 판 장수의 최소값[장]으로 옳은 것은? (단, 스프링 중앙 지점의 허용굽힘응력 σ_b는 300[MPa], 밴드의 폭 e는 50[mm]로 하며, 유효스팬 $l_e = l - 0.6e$의 공식을 사용한다. 또한 판 사이의 마찰은 고려하지 않는다.)

① 7

② 8

③ 9

④ 10

정답 4번

출제 포인트

단순보형 겹판 스프링의 허용굽힘응력 식으로 필요한 스프링 판 수의 최소값을 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값은 스팬 $l = 1000\text{mm}$, 판 폭 $b = 97\text{mm}$, 두께 $h = 5\text{mm}$, 중앙하중 $W = 5\text{kN} = 5000\text{N}$,
허용굽힘응력 $\sigma_b = 300\text{MPa} = 300\text{N/mm}^2$, 밴드 폭 $e = 50\text{mm}$이다.
유효스팬은 $l_e = l - 0.6e = 1000 - 0.6 \times 50 = 970\text{mm}$이다.
구해야 할 값은 허용응력을 넘지 않게 하는 최소 판 수 n이다.

사용할 공식

단순보형 겹판 스프링의 중앙 최대굽힘응력은
$\sigma_b = \frac{3Wl_e}{2nbh^2}$
이다.
이 문제는 중앙에 수직하중이 작용하는 단순보형 겹판 스프링이므로, 유효스팬 l_e를 써서 허용굽힘응력 조건 $\sigma_b \le 300\text{MPa}$를 만족하는 n을 구하면 된다.

계산 과정

공식을 n에 대하여 정리하면
$n = \frac{3Wl_e}{2\sigma_b bh^2}$
이다.
값을 대입하면
$n = \frac{3 \times 5000 \times 970}{2 \times 300 \times 97 \times 5^2} = \frac{14550000}{1455000} = 10$
이 된다.
따라서 허용응력을 만족하는 최소 판 수는 10장이다.

NoteBase

선지별 해설

① X: 7장일 때의 실제 굽힘응력은 $\sigma = 3000/7 \approx 428.6\text{MPa}$로 허용응력 300 MPa를 크게 초과한다. 틀린 값이며, 올바르게는 10장 이상이어야 한다.
② X: 8장일 때의 실제 굽힘응력은 $\sigma = 3000/8 = 375\text{MPa}$로 허용응력을 초과한다. 틀린 값이며, 올바르게는 10장 이상이어야 한다.
③ X: 9장일 때의 실제 굽힘응력은 $\sigma = 3000/9 \approx 333.3\text{MPa}$로 아직 허용응력보다 크다. 틀린 값이며, 올바르게는 10장 이상이어야 한다.
④ O: 10장일 때의 실제 굽힘응력은 $\sigma = 3000/10 = 300\text{MPa}$로 허용응력과 정확히 같아 조건을 만족한다. 최소 판 수가 10장이므로 옳다.

오답 포인트

밴드가 있는 겹판 스프링은 전체 스팬 l이 아니라 유효스팬 $l_e = l - 0.6e$를 써야 한다는 점이 함정이다. 또 계산값이 정수가 나오지 않아도 최소 판 수는 허용응력을 넘지 않는 가장 작은 정수로 판단해야 한다.

다시 나오면 이렇게 판단

겹판 스프링 판 수 문제는 먼저 유효스팬을 구한 다음, 허용굽힘응력 식에 대입하여 n을 계산하고, 마지막에 그 값이 허용응력을 넘지 않는 최소 정수인지 확인하는 순서로 판단한다.

암기 포인트

단순보형 겹판 스프링은 $\sigma_b = \frac{3Wl_e}{2nbh^2}$, 밴드가 있으면 $l_e = l - 0.6e$를 적용한다.

NoteBase

문 16. 회전속도 1,000[rpm]으로 120[kW]의 동력을 전달하는 사각형 맞물림(클로) 클러치에서 클로의 수 4개, 바깥지름 120[mm], 안지름 80[mm], 클로의 높이가 30[mm]일 때 클로의 뿌리에 생기는 전단응력의 값[MPa]은? (단, $\pi = 3$으로 계산한다.)

① 2

② 4

③ 8

④ 12

정답 3번

출제 포인트

이 문제는 전달동력과 회전수로 토크를 구한 뒤, 그 토크를 클로 1개당 접선하중으로 바꾸어 루트 전단면적으로 나누는 문제이다.

조건 정리

주어진 값은 회전속도 $n = 1{,}000rpm$, 동력 $P = 120kW$, 클로 수 $z = 4$, 바깥지름 $D_o = 120mm$, 안지름 $D_i = 80mm$, 클로 높이 $h = 30mm$이다.
구해야 할 값은 클로 뿌리의 전단응력 τ이다.
클로 루트의 전단면적은 반지름 방향 두께와 높이의 곱이므로
$A = ((D_o - D_i)/2) \times h = ((120 - 80)/2) \times 30 = 600mm^2$이다.

사용할 공식

동력과 토크의 관계는 $P = \frac{2\pi nT}{60}$ 이므로 $T = \frac{60P}{2\pi n}$ 이다.
클로 1개가 받는 힘은 $F_1 = \frac{T}{zr}$ 이고, 전단응력은 $\tau = \frac{F_1}{A}$ 이다.
이 공식을 쓰는 이유는 먼저 축이 전달하는 전체 토크를 구하고, 그 토크가 바깥반지름 위치의 4개 클로에 분담되어 각 클로의 루트 단면에 전단하중을 만들기 때문이다.

계산 과정

1. $\pi = 3$을 적용하면 $T = \frac{60 \times 120{,}000}{2 \times 3 \times 1{,}000} = 1{,}200N \cdot m = 1.2 \times 10^6 N \cdot mm$ 이다.
2. 힘이 작용하는 반지름은 바깥지름 기준 $r = 120/2 = 60mm$이므로 전체 접선하중은
$F = \frac{T}{r} = \frac{1.2 \times 10^6}{60} = 20{,}000N$ 이다.
3. 클로 4개가 균등하게 분담하므로 클로 1개당 하중은 $F_1 = \frac{20{,}000}{4} = 5{,}000N$ 이다.
4. 따라서 클로 뿌리의 전단응력은 $\tau = \frac{5{,}000}{600} = 8.33N/mm^2 \approx 8.33MPa$ 이므로 약 $8MPa$이다.

NoteBase

선지별 해설

① X: 계산 결과는 약 $8.33MPa$이므로 2 MPa는 지나치게 작다. 틀린 수치 2 MPa → 올바르게는 약 $8MPa$이다.
② X: 계산 결과는 약 $8.33MPa$이므로 4 MPa도 맞지 않는다. 4 MPa는 하중 분담을 한 번 더 나누는 식의 중복 분담 오류에서 나오는 값이다. 틀린 수치 4 MPa → 올바르게는 약 $8MPa$이다.
③ O: $T \to F \to F_1 \to \tau$ 순서로 계산하면 $\tau \approx 8.33MPa$가 되므로 보기의 8 MPa가 정답이다.
④ X: 12 MPa는 작용반지름을 바깥반지름 $60mm$이 아니라 안지름 기준 $40mm$로 잘못 잡을 때 가까워지는 값이다. 틀린 수치 12 MPa → 올바르게는 약 $8MPa$이다.

오답 포인트

이 문제의 함정은 작용반지름과 루트 전단면적을 혼동하는 데 있다. 바깥지름과 안지름이 함께 주어지면 전단면적은 $((D_o - D_i)/2) \times h$로 잡고, 하중의 작용반지름은 바깥지름 기준으로 따로 잡아야 한다.

다시 나오면 이렇게 판단

클러치 계산형 문제는 동력에서 토크를 구하고, 토크를 1개 클로의 접선하중으로 바꾼 뒤, 마지막에 루트 면적으로 나누는 순서로 판단하면 된다. 수치가 여러 개 주어져도 토크, 1개당 하중, 전단면적의 세 단계를 분리하면 혼동이 줄어든다.

암기 포인트

클러치 전단응력은 토크 → 1개 클로 하중 → 루트 면적 순서로 구한다. 루트 면적은 $((D_o - D_i)/2) \times h$이다.

NoteBase

문 17. 롤러 체인에서 스프로킷 휠의 잇수가 Z, 체인의 피치가 p일 때 체인의 평균속도v_m에 대한 최저속도 $v_{\min}$의 비율 $[v_{\min}/v_m]$을 나타낸 식은?

① $\frac{\pi}{Z\sin(\pi/Z)}$
② $\frac{\pi}{Z\tan(\pi/Z)}$
③ $\frac{p}{Z\sin(\pi/Z)}$
④ $\frac{p}{Z\tan(\pi/Z)}$

정답 2번

출제 포인트

이 문제는 롤러 체인의 다각형 작용에서 최저속도와 평균속도의 비를 유도하는 공식을 묻는 계산·공식형 문항이다.

조건 정리

주어진 값은 스프로킷 휠의 잇수 Z, 체인의 피치 p이다.
구해야 할 값은 $v_{\min}/v_m$이다.
주의할 조건은 이 비율이 속도비이므로 무차원량이어야 하며, 최저속도는 다각형 작용에 따른 접선방향 속도성분으로 구한다는 점이다.

사용할 공식

피치원 반지름은 $R = \frac{p}{2\sin(\pi/Z)}$ 이다.
평균속도는 $v_m = \frac{pZn}{60}$ 이다.
최저속도는 $v_{\min} = \omega R\cos\left(\frac{\pi}{Z}\right) = \frac{2\pi n}{60} \cdot \frac{p}{2\sin(\pi/Z)}\cos\left(\frac{\pi}{Z}\right)$ 이다.
이 공식을 쓰는 이유는 롤러 체인이 원둘레를 따라 등속으로 움직이는 것이 아니라 다각형 작용으로 인해 순간속도가 변하고, 최저속도는 피치원 접선속도의 성분으로 결정되기 때문이다.

계산 과정

1. 체인의 피치 p와 잇수 Z로부터 피치원 반지름을 $R = p/[2\sin(\pi/Z)]$로 둔다.
2. 평균속도는 한 바퀴당 Z개의 피치가 지나가므로 $v_m = pZn/60$이다.
3. 최저속도는 $v_{\min} = \omega R\cos(\pi/Z)$이므로
$\frac{v_{\min}}{v_m} = \frac{\frac{2\pi n}{60} \cdot \frac{p}{2\sin(\pi/Z)}\cos(\pi/Z)}{\frac{pZn}{60}} = \frac{\pi\cos(\pi/Z)}{Z\sin(\pi/Z)} = \frac{\pi}{Z\tan(\pi/Z)}$
따라서 정답식은 $\pi/[Z\tan(\pi/Z)]$이다.

NoteBase

선지별 해설

① X. $\pi/[Z\sin(\pi/Z)]$는 $\cos(\pi/Z)$ 항이 빠진 식이다. 최저속도는 단순한 피치원 주속이 아니라 접선방향 속도성분이므로 $\cos(\pi/Z)$가 반드시 들어가야 한다. 틀린 식 $\pi/[Z\sin(\pi/Z)]$ → 올바르게는 $\pi/[Z\tan(\pi/Z)]$이다.
② O. $\pi/[Z\tan(\pi/Z)]$는 $v_{\min} = \omega R\cos(\pi/Z)$, $v_m = pZn/60$를 대입해 정리한 결과와 일치한다.
③ X. $p/[Z\sin(\pi/Z)]$는 속도비에 피치 p가 남아 있어 무차원량이 되지 못한다. 비율식에서는 p가 소거되어야 한다. 틀린 식 $p/[Z\sin(\pi/Z)]$ → 올바르게는 $\pi/[Z\tan(\pi/Z)]$이다.
④ X. $p/[Z\tan(\pi/Z)]$도 p가 남아 단위가 생기므로 속도비가 될 수 없다. tan 형태만 맞고 분자에 π가 와야 한다. 틀린 식 $p/[Z\tan(\pi/Z)]$ → 올바르게는 $\pi/[Z\tan(\pi/Z)]$이다.

오답 포인트

①은 최저속도를 피치원 주속으로 착각해 $\cos(\pi/Z)$ 성분을 빼먹게 만드는 함정이다. ③, ④는 속도비가 무차원량이라는 점을 놓치면 고르기 쉬운 오답이다.

다시 나오면 이렇게 판단

롤러 체인 속도비 문제는 먼저 $v_m = pZn/60$을 두고, 다음으로 $p = 2R\sin(\pi/Z)$와 $v_{\min} = \omega R\cos(\pi/Z)$를 연결해 정리한다. 최종 비율식에서 p가 소거되는지 확인하면 오답을 빠르게 걸러낼 수 있다.

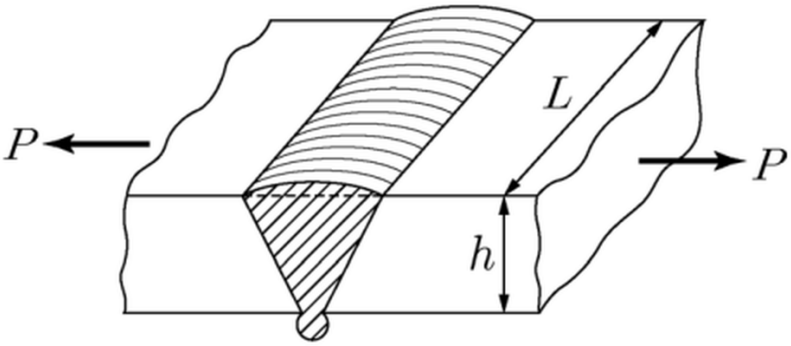
암기 포인트

다각형 작용의 최저속도비는 $v_{\min}/v_m = \pi/[Z\tan(\pi/Z)]$이며, 비율식에는 p가 남지 않는다.

NoteBase

문 18. <보기>와 같이 두 판을 맞대기 용접하여 비이드(bead)가 형성되었다. 용접길이 (L)는 250[mm], 판두께 (h)는 4[mm], 용접부의 허용인장응력은 15[N/mm^2], 안전율은 1일 때 용접부에 가할 수 있는 최대 인장하중 P의 값[N]은?

<보기>



① 15,000

② 20,000

③ 25,000

④ 30,000

정답 1번

출제 포인트

이 문제는 맞대기 용접부의 유효단면적과 허용인장응력을 이용해 최대 인장하중을 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값은 용접길이 $L = 250mm$, 판두께 $h = 4mm$, 허용인장응력 $\sigma_t = 15N/mm^2$, 안전률 1이다.
구해야 할 값은 용접부에 가할 수 있는 최대 인장하중 P이다.
맞대기 용접이므로 유효단면적은 판두께와 용접길이의 곱 Lh로 본다.

사용할 공식

$P = \sigma_t A = \sigma_t Lh$
맞대기 용접에서 인장하중에 저항하는 단면적은 용접길이와 판두께의 곱이므로 $A = Lh$를 사용한다.

NoteBase

계산 과정

1. 유효단면적은 $A = Lh = 250 \times 4 = 1{,}000mm^2$이다.
2. 최대 인장하중은 $P = \sigma_t A = 15 \times 1{,}000 = 15{,}000N$이다.
3. 안전률이 1이므로 추가로 나눌 값이 없어 최대 인장하중은 그대로 $15{,}000N$이다.

선지별 해설

① O: 계산 결과가 $15{,}000N$이므로 옳다.
② X: 수치 20,000 N은 계산값과 다르다. 올바른 값은 15,000 N이다.
③ X: 수치 25,000 N은 계산값과 다르다. 올바른 값은 15,000 N이다.
④ X: 수치 30,000 N은 계산값과 다르다. 올바른 값은 15,000 N이다.

오답 포인트

맞대기 용접을 필릿용접처럼 다른 목두께로 계산하거나, 판두께 h 대신 임의의 치수를 곱하면 오답이 나온다. 이 문항은 유효단면적을 Lh로 잡는지가 핵심 함정이다.

다시 나오면 이렇게 판단

용접 강도 계산문제는 먼저 용접 형식에 맞는 유효단면적을 정한 뒤 허용응력과 곱한다. 맞대기 용접의 인장하중이면 $A = Lh$, 그다음 $P = \sigma A$ 순서로 계산하면 된다.

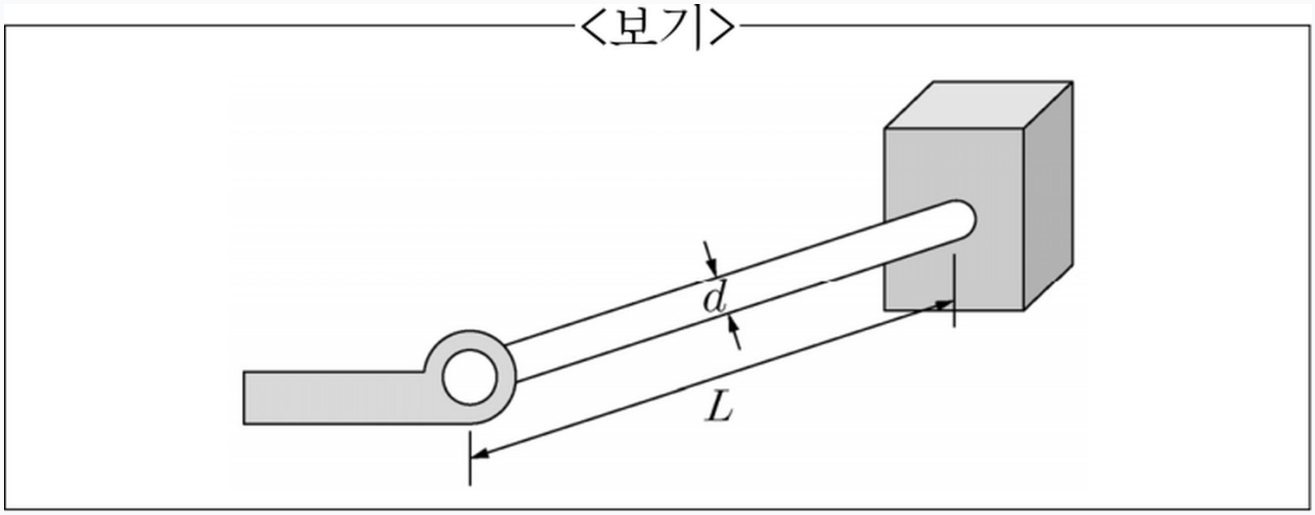
암기 포인트

맞대기 용접 인장강도는 유효단면적 Lh에 허용인장응력을 곱해 구한다.

NoteBase

문 19. <보기>와 같은 중실축 토션 바에서 길이 L이 지름 d의 10배이고($L = 10d$) 전단탄성계수가 G이다. 이 중실축 토션 바의 허용전단응력이 τ일 때 허용되는 최대 비틀림각의 값[rad]은?

<보기>



① $\frac{10\tau}{G}$

② $\frac{20\tau}{G}$

③ $\frac{30\tau}{G}$

④ $\frac{40\tau}{G}$

정답 2번

출제 포인트

이 문제는 중실축 원형축의 허용전단응력 식과 비틀림각 식을 연결하여 허용 최대 비틀림각을 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: $L = 10d$, 전단탄성계수 G, 허용전단응력 τ이다.
구해야 할 값: 허용되는 최대 비틀림각 θ이다.
주의할 조건: 중실축 원형축이므로 극관성모멘트는 $J = \pi d^4/32$, 바깥반지름은 $c = d/2$이다.

사용할 공식

허용전단응력 식은 $\tau = Tc/J$이고, 중실축에서는 $\tau = 16T/(\pi d^3)$가 된다.
비틀림각 식은 $\theta = TL/(JG)$이다.
이 공식을 쓰는 이유: 문제에서 허용전단응력 τ가 주어졌으므로 먼저 허용토크 T를 구한 뒤, 그 토크를 비틀림각 식에 넣으면 최대 허용 비틀림각을 구할 수 있다.

NoteBase

계산 과정

1. 허용전단응력 식에서 허용토크를 구하면 $T = \tau\pi d^3/16$이다.
2. 비틀림각 식 $\theta = TL/(JG)$에 $L = 10d$, $J = \pi d^4/32$를 대입한다.
3. $\theta = \frac{TL}{JG} = \frac{(\tau\pi d^3/16)\cdot 10d}{(\pi d^4/32)G} = \frac{20\tau}{G}$
4. 따라서 허용되는 최대 비틀림각은 $20\tau/G$이다.

선지 판단

① X
계산 결과는 $20\tau/G$인데 ①은 $10\tau/G$이므로 절반으로 작게 계산한 값이다. 틀린 표현은 계수 10이고, 올바르게는 $20\tau/G$이다.

② O
계산 결과와 정확히 일치한다. 허용전단응력으로부터 허용토크를 구한 뒤 비틀림각 식에 대입하면 $20\tau/G$가 된다.

③ X
계산 결과는 $20\tau/G$인데 ③은 $30\tau/G$이므로 $10\tau/G$만큼 과대하다. 틀린 표현은 계수 30이고, 올바르게는 $20\tau/G$이다.

④ X
계산 결과는 $20\tau/G$인데 ④는 $40\tau/G$이므로 2배 크게 잡은 값이다. 틀린 표현은 계수 40이고, 올바르게는 $20\tau/G$이다.

오답 포인트

전단응력 식과 비틀림각 식을 따로 외우고 연결하지 못하면 오답이 나온다. 특히 중실축의 극관성모멘트 $J = \pi d^4/32$와 바깥반지름 $c = d/2$를 잘못 넣으면 ①이나 ④ 같은 계수 오차가 생긴다.

다시 나오면 이렇게 판단

원형축 비틀림 계산 문제는 허용전단응력으로 허용토크 T를 먼저 구하고, 그다음 $\theta = TL/(JG)$에 넣는 순서로 판단한다. 마지막에는 d가 약분되어 무차원인 각도만 남는지도 함께 검산한다.

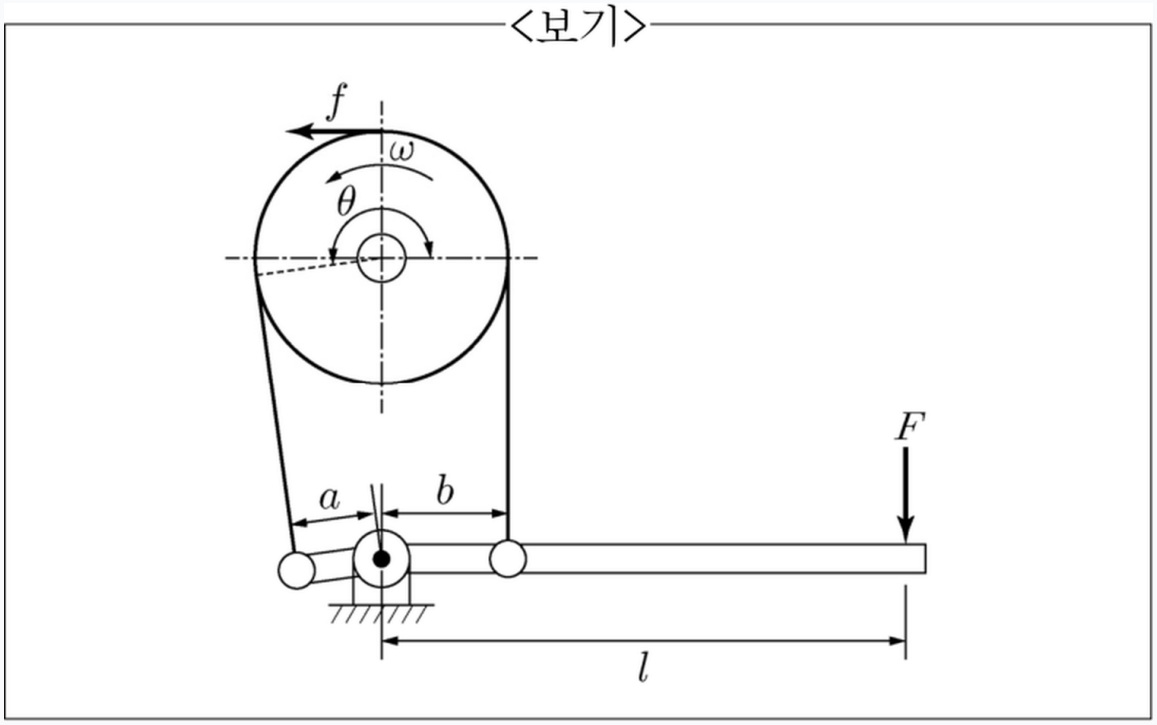
암기 포인트

중실축은 $\tau = 16T/(\pi d^3)$, $J = \pi d^4/32$, $\theta = TL/(JG)$의 세 식을 한 묶음으로 기억하면 바로 연결된다.

NoteBase

문 20. <보기>와 같은 차동식 밴드 브레이크가 있다. 밴드와 브레이크 드럼 사이의 마찰계수는 μ, 밴드와 브레이크 사이의 접촉각은 θ[rad], 브레이크의 제동력은 f[N]일 때, 드럼이 반시계방향으로 회전하는 경우 조작력 F의 식은?

<보기>



① $F = \frac{f}{l} \cdot \frac{be^{\mu\theta} - a}{e^{\mu\theta} - 1}$

② $F = \frac{f}{l} \cdot \frac{a + be^{\mu\theta}}{e^{\mu\theta} - 1}$

③ $F = \frac{f}{l} \cdot \frac{b + ae^{\mu\theta}}{e^{\mu\theta} - 1}$

④ $F = \frac{fa}{l} \cdot \frac{1}{e^{\mu\theta} - 1}$

정답 1번

출제 포인트

자동식 밴드 브레이크에서 반시계 회전 시 긴장측과 이완측을 구분하고, $\frac{T_1}{T_2} = e^{\mu\theta}$, $f = T_1 - T_2$, $Fl = bT_1 - aT_2$를 연결해 조작력 F를 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값은 마찰계수 μ, 접촉각 θ, 제동력 f, 레버 거리 a, b, l이다.
드럼이 반시계방향으로 돌면 오른쪽 밴드가 긴장측 T_1, 왼쪽 밴드가 이완측 T_2가 된다.
제동력은 밴드 장력차이이므로 $f = T_1 - T_2$이다.

NoteBase

사용할 공식

$\frac{T_1}{T_2} = e^{\mu\theta}$

$f = T_1 - T_2$

$Fl = bT_1 - aT_2$

이 공식을 쓰는 이유는 밴드와 드럼 사이의 마찰이 장력비를 정하고, 제동력 f가 장력차이로 주어지며, 레버의 조작력은 회전축에 대한 모멘트 평형으로 결정되기 때문이다.

계산 과정

1. 장력비에서 $T_1 = e^{\mu\theta}T_2$가 된다.
2. 제동력 식에 대입하면 $f = T_1 - T_2 = (e^{\mu\theta} - 1)T_2$이므로 $T_2 = \frac{f}{e^{\mu\theta} - 1}$, $T_1 = \frac{fe^{\mu\theta}}{e^{\mu\theta} - 1}$가 된다.
3. 레버의 모멘트 평형은 오른쪽 장력의 반시계 모멘트와 왼쪽 장력 및 조작력의 시계 모멘트를 같게 두어 $Fl = bT_1 - aT_2$가 된다.
4. 이를 대입하면 $F = \frac{1}{l}(bT_1 - aT_2) = \frac{f}{l} \cdot \frac{be^{\mu\theta} - a}{e^{\mu\theta} - 1}$가 된다.

선지별 해설

① O: $T_1 = \frac{fe^{\mu\theta}}{e^{\mu\theta} - 1}$, $T_2 = \frac{f}{e^{\mu\theta} - 1}$를 $Fl = bT_1 - aT_2$에 대입하면 $F = \frac{f}{l} \cdot \frac{be^{\mu\theta} - a}{e^{\mu\theta} - 1}$가 되어 맞다.

② X: 왼쪽 이완측 T_2가 만드는 모멘트를 더해 버린 식이다. 자동식 밴드 브레이크에서는 왼쪽 장력은 조작력과 같은 시계방향 모멘트를 만들므로 분자는 $a + be^{\mu\theta}$가 아니라 $be^{\mu\theta} - a$가 된다. 틀린 표현은 $a + be^{\mu\theta}$이고, 올바르게는 $be^{\mu\theta} - a$이다.

③ X: 반시계 회전일 때 긴장측을 왼쪽으로 잘못 본 식이다. 이 문항에서는 오른쪽이 긴장측이므로 $ae^{\mu\theta}$가 아니라 $be^{\mu\theta}$가 들어가야 한다. 틀린 표현은 왼쪽 항에 $ae^{\mu\theta}$를 둔 부분이고, 올바르게는 $\frac{f}{l} \cdot \frac{be^{\mu\theta} - a}{e^{\mu\theta} - 1}$이다.

④ X: 이 식은 이완측 장력 aT_2만 남기고 오른쪽 긴장측 장력 bT_1의 작용을 빠뜨린 식이다. 자동식 밴드 브레이크의 조작력은 두 장력의 모멘트 차로 정해지므로 맞지 않는다. 틀린 표현은 $F = f\frac{a}{l} \cdot \frac{1}{e^{\mu\theta} - 1}$이고, 올바르게는 $F = \frac{f}{l} \cdot \frac{be^{\mu\theta} - a}{e^{\mu\theta} - 1}$이다.

오답 포인트

가장 흔한 실수는 회전방향을 보고 긴장측과 이완측을 반대로 잡는 것이다. 그다음 실수는 레버 평형에서 왼쪽 장력 aT_2의 모멘트 방향을 잘못 잡아 더하기로 처리하는 것이다.

다시 나오면 이렇게 판단

밴드 브레이크 문제는 먼저 회전방향으로 긴장측과 이완측을 정하고, 다음에 $\frac{T_1}{T_2} = e^{\mu\theta}$와 $f = T_1 - T_2$로 두 장력을 구한 뒤, 마지막에 레버의 모멘트 부호를 넣어 Fl 식을 세우면 된다.

암기 포인트

반시계 회전의 자동식 밴드 브레이크에서는 오른쪽이 긴장측이 되고, 조작력은 $Fl = bT_1 - aT_2$로 정리된다.

NoteBase