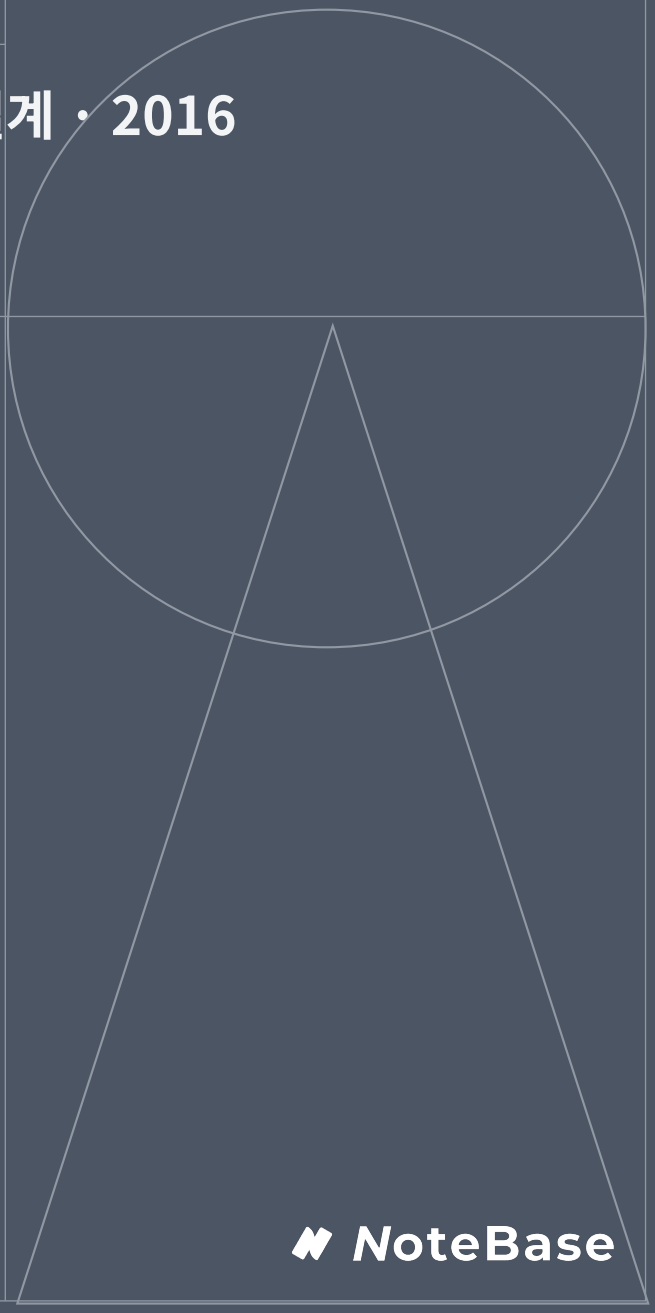
기출OX 해설집

공무원/국가직/7급 · 기계설계 · 2016



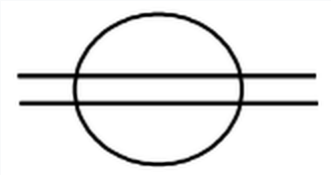
NoteBase

기출OX 해설집

공무원/국가직/7급 · 기계설계 · 2016

공무원/국가직/7급 · 기계설계 · 2016

문 1. KS B 0052 규격에 있는 아래 용접기호의 의미로 옳은 것은?



① 심(seam) 용접

② 점 용접

③ 플러그(plug) 용접

④ 이면 용접

정답 1번

출제 포인트

이 문제는 KS B 0052의 용접기호에서 원형 기호에 평행한 두 줄이 함께 표시된 핵심 특징을 보고 심(seam) 용접을 식별하는 문제이다.

NoteBase

선지별 해설

① O
원형 기호에 평행한 두 줄이 함께 있는 표시는 심 용접 기호이다. 심 용접은 점이 아니라 연속된 선 모양으로 이어지는 저항용접 계열이라는 점이 핵심이다.

② X
점 용접은 원형 기호로 구분하지만, 이 문제의 기호처럼 평행한 두 줄이 함께 들어가지 않는다. 틀린 표현은 "점 용접"이고, 올바르게는 "심 용접"이다.

③ X
플러그 용접은 판에 뚫린 구멍을 메우는 용접을 뜻하며 이 그림 같은 원형+평행선 기호로 표시하지 않는다. 틀린 표현은 "플러그 용접"이고, 올바르게는 "플러그 용접은 별도의 구멍 메움 용접 기호로 구분된다"이다.

④ X
이면 용접은 용접부의 반대면 시공과 관련된 개념 또는 보조적 표시이지, 이 문제의 기본 용접기호와 일치하지 않는다. 틀린 표현은 "이면 용접"이고, 올바르게는 "이 기호는 이면 용접이 아니라 심 용접이다"이다.

오답 포인트

원형 기호만 보고 점 용접으로 바로 판단하면 틀리기 쉽다. 이 문제의 함정은 원 내부를 지나는 평행한 두 줄을 놓치게 만들어 점 용접과 심 용접을 혼동시키는 데 있다.

다시 나오면 이렇게 판단

먼저 원형 기호만 있는지, 원형 기호에 평행한 선이 추가되어 있는지를 구분한다. 원형에 평행한 두 줄이 함께 보이면 점이 아니라 선으로 이어지는 심 용접으로 판단한다.

암기 포인트

원만 보면 점 용접을 먼저 떠올리되, 원에 평행 두 줄이 더해지면 심 용접이다.

NoteBase

문 2. 두께는 10[mm], 용접부의 길이가 40[mm]인 맞대기 용접부에 인장하중 40[kN]을 가할 때 발생하는 인장응력[MPa]은?

① 1

② 10

③ 50

④ 100

정답 4번

출제 포인트

이 문제는 맞대기 용접부의 단면적을 구한 뒤 인장응력 $\sigma = P/A$를 적용해 응력을 계산하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값:
- 두께: $10mm$
- 용접부 길이: $40mm$
- 인장하중: $40kN = 40{,}000N$

구해야 할 값:
- 인장응력 σ

주의할 조건:
- 맞대기 용접부의 단면적은 두께와 길이의 곱 $t \times l$로 본다.

사용할 공식

공식: $\sigma = \frac{P}{A}$

이 공식을 쓰는 이유:
- 인장응력은 축방향으로 작용하는 하중을 그 하중을 받는 단면적으로 나눈 값이기 때문이다.

계산 과정

1. 용접부 단면적은 $A = t \times l = 10 \times 40 = 400mm^2$이다.
2. 인장하중은 $P = 40kN = 40{,}000N$이다.
3. 따라서 인장응력은 $\sigma = \frac{40{,}000}{400} = 100N/mm^2 = 100MPa$이다.

NoteBase

선지별 해설

1번 X: 계산 결과 인장응력은 $100MPa$이므로 1은 틀리다. 틀린 표현은 응력값을 1로 본 부분이며, 올바르게는 $100MPa$이다.
2번 X: 계산 결과 인장응력은 $100MPa$이므로 10은 틀리다. 틀린 표현은 응력값을 10으로 본 부분이며, 올바르게는 $100MPa$이다. 이 값은 하중의 단위를 잘못 처리했을 때 나올 수 있다.
3번 X: 계산 결과 인장응력은 $100MPa$이므로 50은 틀리다. 틀린 표현은 응력값을 50으로 본 부분이며, 올바르게는 $100MPa$이다. 이 값은 단면적을 실제보다 크게 잡았을 때 나올 수 있다.
4번 O: 계산 결과 인장응력은 $100MPa$이므로 옳다.

오답 포인트

하중 $40kN$을 바로 40으로 두거나, 맞대기 용접부 단면적을 $10 \times 40 = 400mm^2$로 잡지 못하면 오답이 나온다. 또한 $1N/mm^2 = 1MPa$ 관계를 놓치면 단위 해석에서 흔들릴 수 있다.

다시 나오면 이렇게 판단

맞대기 용접의 인장 문제는 먼저 단면적을 $t \times l$로 계산하고, 다음에 $\sigma = P/A$를 적용한 뒤 마지막에 N/mm^2와 MPa의 수치가 같음을 확인하면 된다.

암기 포인트

맞대기 용접 인장응력은 $\sigma = P/(tl)$이며, $1N/mm^2$는 $1MPa$와 같다.

NoteBase

문 3. 피치원 지름이 1000[mm]이고, 회전수가 60[rpm]인 풀리에 체결된 벨트의 속도 $[m/s]$는? (단, 벨트와 풀리 사이의 미끄러짐은 없으며, 벨트의 두께는 무시한다)

① 0.5π

② π

③ 2π

④ 3π

정답 2번

출제 포인트

이 문제는 풀리의 피치원 지름과 회전수로 벨트의 선속도를 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값은 피치원 지름 $D = 1000mm = 1m$, 회전수 $N = 60rpm$이다.
구해야 할 값은 벨트 속도 v이다.
주의할 조건은 벨트와 풀리 사이의 미끄러짐이 없고 벨트 두께를 무시하므로 벨트 속도는 피치원 둘레의 접선속도와 같다는 점이다.

사용할 공식

$v = \frac{\pi DN}{60}$
이 공식을 쓰는 이유는 미끄러짐이 없으면 벨트가 1회전 동안 이동하는 거리가 풀리의 피치원 둘레 πD와 같고, 이를 초당 회전수 $N/60$와 곱하면 선속도가 되기 때문이다.

계산 과정

1. 지름을 미터로 바꾸면 $1000mm = 1m$이다.
2. 회전수를 초당 회전수로 바꾸면 $60rpm = 1rps$이다.
3. 벨트 속도는 $v = \pi D \times N/60 = \pi \times 1 \times 60/60 = \pi m/s$이다.

NoteBase

선지별 해설

① X: 0.5π는 지름 $1m$를 반지름처럼 잘못 쓰거나 원주를 절반만 잡았을 때 나오는 값이다. 올바르게는 1회전 이동거리가 $\pi D = \pi \times 1 = \pi m$이므로 속도는 $\pi m/s$이다.
② O: 계산 결과가 정확히 $\pi m/s$이므로 옳은 값이다.
③ X: 2π는 지름 D가 이미 주어졌는데 원주를 $2\pi D$로 잘못 계산했을 때 나오는 오답이다. 올바르게는 원주가 πD이므로 속도는 $\pi m/s$이다.
④ X: 3π는 주어진 지름과 회전수 조건으로는 도출되지 않는 값이다. 올바르게는 피치원 둘레 πm에 초당 회전수 1을 곱한 $\pi m/s$이다.

오답 포인트

이 문항의 함정은 지름과 반지름을 혼동하거나, 지름이 주어졌는데도 원주를 $2\pi D$로 잘못 쓰는 데 있다. 또 rpm을 초당 회전수로 바꾸지 않으면 식의 의미를 놓치기 쉽다.

다시 나오면 이렇게 판단

벨트 속도 문제는 먼저 지름인지 반지름인지 확인하고, 미끄러짐이 없으면 피치원 둘레 πD를 1회전 이동거리로 본 뒤 초당 회전수를 곱해 판단한다.

암기 포인트

미끄러짐이 없으면 벨트 속도는 풀리 피치원의 접선속도이므로 $v = \pi DN/60$이다.

NoteBase

문 4. 인치 당 나사산의 수가 20개이고, 유효지름이 $12.7[mm]$인 세줄나사에서 나선각(리드각)을 $\lambda[^\circ]$라고 하면, $\tan\lambda$는? (단, π는 3.0으로 한다)

① $\frac{1}{10}$
② $\frac{1}{20}$
③ $\frac{1}{30}$
④ $\frac{1}{40}$

정답 1번

출제 포인트

세줄나사의 리드와 유효지름으로 리드각의 $\tan\lambda$를 구하는 문제이다.

조건 정리

인치당 나사산 수는 20개이므로 피치 p는 1/20 in이다. 세줄나사이므로 리드 l은 $3p$이다. 유효지름 d_2는 $12.7mm$이고, $\pi = 3.0$이다.

사용할 공식

리드각은 $\tan\lambda = l/(\pi d_2)$로 구한다. 나선각은 유효지름 원주를 밑변, 리드를 높이로 보는 전개도에서 정의되므로 이 공식을 사용한다.

계산 과정

피치 $p = 1/20$ in이고 1 in은 $25.4mm$이므로 $p = 25.4/20 = 1.27mm$이다. 세줄나사의 리드는 $l = 3p = 3.81mm$이다. 따라서 $\tan\lambda = 3.81/(3.0 \times 12.7) = 3.81/38.1 = 0.1 = 1/10$이다.

선지별 해설

① O: 계산 결과 $\tan\lambda = 1/10$이므로 옳다. ② X: 1/20은 세줄나사를 한줄나사처럼 보고 리드를 피치와 같게 둔 값이다. 올바르게는 세줄나사의 리드는 피치의 3배이므로 $\tan\lambda = 1/10$이다. ③ X: 1/30은 리드와 원주 비를 잘못 계산한 값이다. 올바르게는 $l = 3p$와 πd_2를 정확히 대입하면 1/10이다. ④ X: 1/40은 피치와 리드를 모두 작게 본 값이다. 올바르게는 세줄나사의 리드를 반영하면 $\tan\lambda = 1/10$이다.

오답 포인트

세줄나사에서 가장 흔한 실수는 리드와 피치를 같은 값으로 보는 것이다. 인치나사는 먼저 피치를 1/TPI로 구하고, 다줄나사는 리드가 줄수만큼 커진다는 점을 놓치기 쉽다.

NoteBase

다시 나오면 이렇게 판단

나사 리드각 문제는 먼저 TPI로 피치를 구하고, 다음에 줄수만큼 리드를 만든 뒤, 마지막에 $\tan\lambda = l/(\pi d_2)$를 대입하면 된다.

암기 포인트

인치나사에서는 $p = 1/\mathrm{TPI}$, 다줄나사에서는 $l = np$이다.

NoteBase

문 5. 비틀림 모멘트 T와 굽힘 모멘트 $M = 2T$가 동시에 작용하고 있는 원형축의 최대전단응력은 비틀림 모멘트 T만 작용하고 있을 때에 비하여 몇 배가 되는가?

① $\sqrt{2}$
② $\sqrt{3}$
③ 2
④ $\sqrt{5}$

정답 4번

출제 포인트

이 문제는 원형축 바깥면에서 굽힘에 의한 수직응력과 비틀림에 의한 전단응력이 동시에 작용할 때의 최대전단응력 비를 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 비틀림 모멘트는 T, 굽힘 모멘트는 $M = 2T$이다.
구해야 할 값: 결합하중 작용 시 최대전단응력을 비틀림만 작용할 때의 최대전단응력으로 나눈 비이다.
주의할 조건: 원형축 바깥섬유에서 굽힘 수직응력 σ와 비틀림 전단응력 τ를 함께 놓고 평면응력의 최대전단응력을 구해야 한다.

사용할 공식

원형축 바깥면에서
$\sigma = \frac{32M}{\pi d^3}, \qquad \tau = \frac{16T}{\pi d^3}$
평면응력 상태의 최대전단응력은
$\tau_{\max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2}$
이다.
이 공식을 쓰는 이유는 굽힘은 수직응력을 만들고 비틀림은 전단응력을 만들어 같은 점에서 결합응력 상태가 되기 때문이다.

계산 과정

1. 비틀림만 작용할 때의 최대전단응력은 $\tau_0 = \frac{16T}{\pi d^3}$이다.
2. 굽힘 모멘트가 $M = 2T$이므로 굽힘 수직응력은 $\sigma = \frac{32(2T)}{\pi d^3} = \frac{64T}{\pi d^3} = 4\tau_0$이다.
3. 결합하중에서 최대전단응력은
$\tau_{\max} = \sqrt{\left(\frac{4\tau_0}{2}\right)^2 + \tau_0^2} = \sqrt{4\tau_0^2 + \tau_0^2} = \sqrt{5}\,\tau_0$
이다.
4. 따라서 비는 $\tau_{\max}/\tau_0 = \sqrt{5}$이다.

NoteBase

선지별 해설

① X
비가 $\sqrt{2}$가 되려면 $\sigma = 2\tau_0$ 정도의 관계가 나와야 하는데, 이 문제에서는 $M = 2T$이므로 실제로는 $\sigma = 4\tau_0$ 이다. 틀린 표현은 '비가 $\sqrt{2}$이다'이며, 올바르게는 '비가 $\sqrt{5}$이다'이다.

② X
공식에 $\sigma = 4\tau_0$를 대입하면 $\tau_{max} = \sqrt{5}\,\tau_0$가 되므로 $\sqrt{3}$은 계산 결과와 맞지 않는다. 틀린 표현은 '비가 $\sqrt{3}$ 이다'이며, 올바르게는 '비가 $\sqrt{5}$이다'이다.

③ X
최대전단응력은 굽힘응력과 비틀림응력을 단순히 직선 합산해서 구하지 않으므로 2가 될 수 없다. 틀린 표현은 '비가 2이다'이며, 올바르게는 '비가 $\sqrt{5}$이다'이다.

④ O
$\sigma = 4\tau_0$를 평면응력의 최대전단응력 식에 넣으면 $\tau_{max} = \sqrt{5}\,\tau_0$가 된다. 따라서 비가 $\sqrt{5}$인 4번이 옳다.

오답 포인트

원형축 문제에서 굽힘응력 공식과 비틀림 전단응력 공식을 따로 구한 뒤, 이를 평면응력의 최대전단응력 식으로 결합해야 한다는 점을 놓치기 쉽다. 굽힘응력과 전단응력을 단순 가감하거나, $M = 2T$를 넣고도 $\sigma = 4\tau$ 관계를 만들지 못하면 오답이 된다.

다시 나오면 이렇게 판단

원형축의 굽힘·비틀림 결합문제가 나오면 먼저 σ와 τ를 같은 기준으로 계산한 뒤, 바깥면의 평면응력 상태에서 $\tau_{max} = \sqrt{(\sigma/2)^2 + \tau^2}$를 적용해 비를 정리하면 된다.

암기 포인트

원형축 바깥면에서는 $\sigma_b = \frac{32M}{\pi d^3}$, $\tau_t = \frac{16T}{\pi d^3}$이므로 $M = 2T$이면 $\sigma_b = 4\tau_t$가 된다.

NoteBase

문 6. 고속회전 시 미끄러짐을 방지하기 위하여 스러스트(thrust) 볼 베어링에 예압(preload)을 줄 때, 가장 적절한 예압[N]은? (단, 기본 정정격하중(basic static load rating)은 40[kN], 운전속도는 1000[rpm], 제한속도는 2000[rpm]이다)

① 20

② 40

③ 100

④ 200

정답 3번

출제 포인트

이 문제는 스러스트 볼베어링의 고속회전 시 미끄러짐 방지를 위한 최소 예압을 식으로 계산하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 기본 정정격하중 $C_{0a} = 40kN = 40{,}000N$, 운전속도 $n = 1000min^{-1}$, 제한속도 $N_{max} = 2000min^{-1}$이다.
구해야 할 값: 필요한 최소 액시얼 예압 $F_{a\min}$이다.
주의할 조건: 스러스트 볼베어링은 두 식으로 계산한 값 중 큰 값을 예압으로 채택한다.

사용할 공식

필요 최소 예압은 다음 두 값 중 큰 값이다.
$F_{a\min} = \frac{C_{0a}}{100}\left(\frac{n}{N_{max}}\right)^2$
$F_{a\min} = \frac{C_{0a}}{1000}$
이 공식을 쓰는 이유는 문제에서 스러스트 볼베어링의 고속회전 시 미끄러짐 방지를 위한 예압을 묻고 있고, 기본 정정격하중과 운전속도 및 제한속도를 모두 제시했기 때문이다.

계산 과정

1. 속도비를 계산하면 $\frac{n}{N_{max}} = \frac{1000}{2000} = 0.5$이다.
2. 첫 번째 식으로 계산하면 $F_{a\min} = \frac{40{,}000}{100} \times (0.5)^2 = 400 \times 0.25 = 100N$이다.
3. 두 번째 식으로 계산하면 $F_{a\min} = \frac{40{,}000}{1000} = 40N$이다.
4. 두 값 중 큰 값은 $100N$이므로 필요한 예압은 $100N$이다.

NoteBase

선지별 해설

① X: 20 N은 계산값 $100N$보다 작아 미끄러짐 방지용 최소 예압에 미달한다. 올바르게는 예압이 20 N이 아니라 $100N$이어야 한다.
② X: 40 N은 두 번째 식 $\frac{C_{0a}}{1000}$만 적용한 값이다. 이 문제는 두 식 중 큰 값을 채택해야 하므로 40 N이 아니라 $100N$이 맞다.
③ O: 속도비를 반영한 식에서 $100N$이 나오고, 이것이 40 N보다 크므로 최소 필요 예압으로 적절하다.
④ X: 200 N은 계산된 최소 예압 $100N$의 두 배로 과대하다. 올바르게는 200 N이 아니라 $100N$을 적용한다.

오답 포인트

②는 두 식 중 하나만 계산하고 끝내면 고르기 쉬운 함정이다. 이 문항은 반드시 두 식을 모두 계산한 뒤 큰 값을 선택해야 한다. ④는 계산값보다 큰 수를 안전측이라고 막연히 고르는 실수를 노린 선택지이다.

다시 나오면 이렇게 판단

스러스트 볼베어링 예압 문제는 먼저 C_{0a}, n, N_{max}를 정리하고, 다음으로 두 식을 각각 계산한 뒤, 마지막에 큰 값을 선택하는 순서로 판단한다.

암기 포인트

스러스트 볼베어링 최소 예압은 $\frac{C_{0a}}{100}(n/N_{max})^2$와 $\frac{C_{0a}}{1000}$ 중 큰 값으로 정한다.

NoteBase

문 7. A, B 두 중실축은 각각 잇수 $Z_A = 24$, $Z_B = 72$인 평기어로 연결되어 동력을 전달하고 있다. 비틀림만 고려할 때, 두 축의 최소지름 d_A, d_B의 옳은 관계식은? (단, 축의 재질은 동일하다)

① $\left(\frac{d_A}{d_B}\right)^4 = \frac{1}{3}$
② $\left(\frac{d_A}{d_B}\right)^3 = \frac{1}{3}$
③ $\left(\frac{d_A}{d_B}\right)^4 = 3$
④ $\left(\frac{d_A}{d_B}\right)^3 = 3$

정답 2번

출제 포인트

이 문제는 기어의 잇수비로 두 축의 토크비를 구한 뒤, 중실축의 비틀림 식으로 최소지름비를 연결하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: $Z_A = 24$, $Z_B = 72$이다.
구해야 할 값: 두 축의 최소지름 비 d_A/d_B이다.
주의할 조건: 평기어에서는 접선력이 같으므로 토크는 피치반지름에 비례하고, 같은 모듈의 기어에서는 잇수에 비례한다. 축의 재질이 동일하므로 허용 전단응력은 같게 본다.

사용할 공식

기어의 토크비는 $\frac{T_B}{T_A} = \frac{Z_B}{Z_A}$이다.
중실축의 최대 전단응력은 $\tau_{\max} = \frac{16T}{\pi d^3}$이다.
이 공식을 쓰는 이유: 비틀림만 고려한 최소지름 문제이므로 같은 재질에서는 허용 전단응력이 같고, 따라서 T/d^3의 비가 같아지는 관계를 쓰면 된다.

계산 과정

1. 기어 잇수비로 토크비를 구하면 $\frac{T_B}{T_A} = \frac{Z_B}{Z_A} = \frac{72}{24} = 3$이므로 $T_B = 3T_A$이다.
2. 두 축의 허용 전단응력이 같으므로 $\frac{16T_A}{\pi d_A^3} = \frac{16T_B}{\pi d_B^3}$이다.
3. 공통항을 약분하면 $\frac{T_A}{d_A^3} = \frac{T_B}{d_B^3}$이고, 여기에 $T_B = 3T_A$를 대입하면 $\frac{T_A}{d_A^3} = \frac{3T_A}{d_B^3}$이다.
4. T_A를 약분하면 $d_B^3 = 3d_A^3$이므로 $\left(\frac{d_A}{d_B}\right)^3 = \frac{1}{3}$이다.

NoteBase

선지 판단

① X
$\left(\frac{d_A}{d_B}\right)^4 = \frac{1}{3}$은 지수가 4로 잘못 들어간 식이다. 비틀림을 받는 중실축의 지름은 d^3에 비례 관계가 걸리므로 4제곱이 아니라 3제곱이어야 한다. 옳게 고치면 $\left(\frac{d_A}{d_B}\right)^3 = \frac{1}{3}$이다.

② O
계산 결과가 그대로 $\left(\frac{d_A}{d_B}\right)^3 = \frac{1}{3}$이므로 옳다.

③ X
3이라는 값은 토크비 $T_B/T_A = 3$을 지름비로 옮기면서 방향까지 반대로 쓴 경우의 오답이다. 실제로는 큰 기어가 연결된 B축의 토크가 더 크므로 $d_B > d_A$가 되어야 한다. 옳게 고치면 $\left(\frac{d_A}{d_B}\right)^3 = \frac{1}{3}$이다.

④ X
비틀림 식의 지수 3은 맞지만 비율을 거꾸로 썼다. $T_B = 3T_A$이므로 $d_B^3 = 3d_A^3$가 되어 $\left(\frac{d_A}{d_B}\right)^3 = \frac{1}{3}$이어야 한다. 옳게 고치면 우변이 3이 아니라 1/3이다.

오답 포인트

기어의 잇수비와 축 지름비를 바로 같은 꼴로 놓으면 오답이 된다. 먼저 토크비를 구한 뒤 비틀림 식 $\tau_{\max} \propto T/d^3$를 적용해야 한다. 또한 굽힘 문제의 단면계수나 다른 강도식과 섞어서 지수를 4로 쓰는 실수가 자주 나온다.

다시 나오면 이렇게 판단

기어와 축이 함께 나오면 먼저 잇수비로 토크비를 정리하고, 그다음 축 강도식에서 어떤 지수가 걸리는지 확인해 지름비로 바꾸면 된다. 비틀림의 중실축은 항상 d^3이 핵심이다.

암기 포인트

평기어의 전달 토크는 잇수에 비례하고, 중실축 비틀림 강도는 $\tau_{\max} = 16T/(\pi d^3)$이므로 같은 재질에서는 $d \propto T^{1/3}$이다.

NoteBase

문 8. 두께 1[cm]의 강판에 펀치를 이용하여 지름 6[cm]의 천공 작업을 한다. 둥근 봉 펀치와 다이스를 이용하여 펀칭 구멍을 뚫을 수 있는 최소펀칭력[kN]은? (단, 강판은 500[MPa] 이상의 전단응력이 가해질 때 천공된다)

① $3\pi \times 10^2$

② $3\pi \times 10^5$

③ $4.5\pi \times 10^2$

④ $4.5\pi \times 10^5$

정답 1번

출제 포인트

이 문제는 원형 펀칭에서 전단면적을 구하고, 이를 이용해 최소펀칭력을 계산하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 판 두께는 $t = 1cm = 10mm$, 구멍 지름은 $d = 6cm = 60mm$, 전단응력은 $\tau = 500MPa = 500N/mm^2$이다.
구해야 할 값: 최소펀칭력 P이다.
주의할 조건: 펀칭의 전단면적은 원판면적이 아니라 원주 길이 πd와 두께 t의 곱인 πdt이다. 마지막에 N을 kN으로 바꾼다.

사용할 공식

공식은 $P = \tau A = \tau(\pi dt)$이다.
이 공식을 쓰는 이유는 둥근 봉 펀치가 원형 구멍의 둘레를 따라 판을 전단시키므로, 전단저항은 원주 전체와 판 두께에 비례하기 때문이다.

계산 과정

1. 전단면적은 $A = \pi dt = \pi \times 60 \times 10 = 600\pi mm^2$이다.
2. 최소펀칭력은 $P = \tau A = 500 \times 600\pi = 300000\pi N$이다.
3. 이를 kN으로 바꾸면 $P = 300\pi kN = 3\pi \times 10^2 kN$이다.

NoteBase

선지별 해설

① O

- 계산 결과가 $300\pi kN = 3\pi \times 10^2 kN$이므로 옳다.

② X

- $3\pi \times 10^5$는 $300000\pi N$ 수준의 값을 그대로 적은 것에 가깝다. N을 kN으로 환산하지 않은 표현이 틀렸다. 올바르게는 $3\pi \times 10^2 kN$이다.

③ X

- 펀칭력은 $P = \tau \pi d t$로 계산해야 하므로 $4.5\pi \times 10^2 kN$는 조건과 맞지 않는 값이다. 지름, 두께, 전단응력의 대입을 잘못한 결과이다. 올바르게는 $3\pi \times 10^2 kN$이다.

④ X

- $4.5\pi \times 10^5$는 값 자체도 틀리고, 설령 N 단위라고 보더라도 정답 계산과 맞지 않는다. 최소펀칭력은 $4.5\pi \times 10^5 kN$이 아니라 $3\pi \times 10^2 kN$이다.

오답 포인트

②와 ④는 N과 kN 단위 변환을 놓치면 고르기 쉽다. 또 펀칭 문제에서 전단면적을 원판면적 $\pi d^2/4$로 착각하거나, 둘레 πd와 두께 t를 곱해야 한다는 점을 놓치면 ③ 같은 값 오류가 나온다.

다시 나오면 이렇게 판단

원형 펀칭 문제는 먼저 전단면적을 원판면적이 아니라 $\pi d t$로 잡고, 다음에 $P = \tau \pi d t$를 계산한 뒤 마지막에 단위를 N에서 kN으로 검산하면 된다.

암기 포인트

원형 펀칭력은 $P = \tau \pi d t$이고, 전단면적은 원주 × 두께이다.

NoteBase

문 9. 베어링 선정 시 검토 사항으로 옳지 않은 것은?

① 하중이 큰 경우에는 선접촉을 하는 롤러 베어링을 선택한다.

② 전동기 또는 계기 등과 같이 저소음이 요구되는 곳에서는 깊은홈 볼 베어링을 선택한다.

③ 설치오차 또는 큰 진동으로 큰 경사가 예상되는 곳에서는 배면조합된 앵귤러 볼 베어링을 선택한다.

④ 반경방향 하중만 받고 고속회전이 요구될 때에는 깊은홈 볼 베어링이나 원통 롤러 베어링을 선택한다.

정답 3번

출제 포인트

베어링의 하중 방향, 소음, 정렬오차, 회전속도에 따라 적절한 형식을 구분하는 문제이다.

핵심 개념

롤러 베어링은 선접촉이어서 볼 베어링보다 큰 하중에 유리하다.
깊은홈 볼 베어링은 구조가 간단하고 고속회전과 저소음 운전에 적합하다.
조심 베어링은 축과 하우징 사이의 정렬오차나 축의 처짐으로 생기는 경사를 흡수할 수 있다.
앵귤러 볼 베어링의 배면조합은 양방향 축하중과 모멘트 하중에 유리하지만 큰 정렬오차를 허용하는 형식은 아니다.

선지별 해설

① O: 롤러 베어링은 접촉이 선접촉이므로 동일 크기에서 볼 베어링보다 큰 하중을 지지하는 데 유리하다.
② O: 깊은홈 볼 베어링은 마찰이 작고 회전이 원활하여 전동기나 계기처럼 저소음이 필요한 곳에 널리 쓴다.
③ X: 틀린 부분은 "배면조합된 앵귤러 볼 베어링"이다. 설치오차나 큰 진동으로 축의 경사가 예상되면 조심성이 있는 조심 볼 베어링이나 조심 롤러 베어링을 선택하는 것이 맞다. 배면조합된 앵귤러 볼 베어링은 큰 경사 흡수용이 아니다.
④ O: 반경방향 하중이 주가 되고 고속회전이 필요하면 깊은홈 볼 베어링이나 원통 롤러 베어링이 적합한 선택이 된다.

오답 포인트

③은 "배면조합"이라는 표현 때문에 지지 강성이 좋아 보인다는 점이 함정이다. 강성이 크다는 점과 정렬오차를 스스로 보정하는 조심성은 다른 성질이므로 구분해야 한다.

다시 나오면 이렇게 판단

하중이 크면 선접촉인 롤러 베어링을 먼저 떠올리고, 저소음·고속이면 깊은홈 볼 베어링을 본다. 문제에 설치오차, 축의 처짐, 큰 경사가 나오면 조심 베어링 계열인지부터 판단한다.

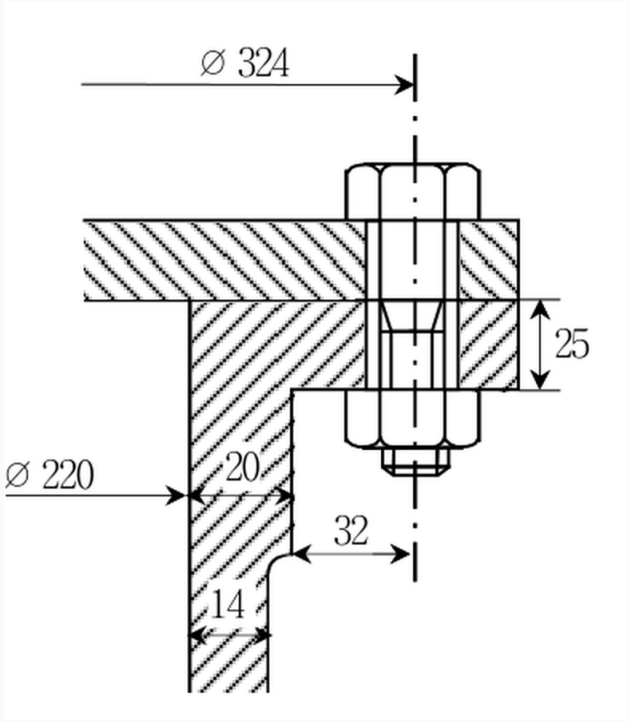
NoteBase

암기 포인트

큰 하중은 롤러, 저소음·고속은 깊은홈 볼, 큰 경사는 조심 베어링이다.

NoteBase

문 10. 그림과 같은 압력강관에 내압이 걸리기 전, 전체 볼트에는 60[kN]의 예하중이 걸려 있다. 여기에 내부 가압으로 인한 하중 60[kN]이 추가로 작용할 때, 볼트에 걸리는 최대인장응력 [MPa]은? (단, 하중 변화에 따른 볼트와 플랜지의 변형은 선형적이라 가정하며, 압력강관에 사용한 볼트는 총 12개, 볼트 각각의 단면적은 200[mm^2]이고, 나사의 강성계수에 대한 플랜지의 강성계수 비는 4이다)



① 5

② 20

③ 25

④ 30

정답 4번

출제 포인트

볼트와 플랜지의 강성비를 이용해 외력 60kN 중 실제로 볼트 인장력 증가로 전달되는 몫을 구한 뒤, 예하중과 합산하여 최대인장응력을 계산하는 문제이다.

NoteBase

조건 정리

주어진 값은 전체 예하중 60 kN, 내부 가압으로 인한 추가 하중 60 kN, 볼트 수 12개, 볼트 1개당 단면적 $200mm^2$, 플랜지와 볼트의 강성비 $k_f/k_b = 4$이다.
구해야 할 값은 외력 작용 후 볼트에 걸리는 최대인장응력이다.
주의할 조건은 외력 60 kN 전체가 그대로 볼트에 더해지는 것이 아니라 강성비에 따라 일부만 볼트 인장력 증가분이 된다는 점이다.

사용할 공식

외력이 작용한 체결부에서 볼트가 부담하는 추가 하중 비율은 $C = \frac{k_b}{k_b + k_f}$이다.
따라서 볼트군의 추가 인장하중은 $\Delta F_b = CW$, 외력 작용 후 볼트군 전체 인장하중은 $F = F_i + \Delta F_b$이다.
이 공식을 쓰는 이유는 문제에서 볼트와 플랜지의 변형이 선형이고 강성비가 주어졌으므로, 외력 분담비로 볼트 증가하중을 계산하는 전형적인 체결체 문제이기 때문이다.

계산 과정

1. 외력 분담비를 구하면 $C = \frac{1}{1+4} = 0.2$이다.
2. 볼트군이 추가로 받는 인장하중은 $\Delta F_b = 0.2 \times 60 = 12kN$이다.
3. 외력 작용 후 볼트군 전체 인장하중은 $F = 60 + 12 = 72kN$이다.
4. 볼트 1개당 인장하중은 $72/12 = 6kN$이다.
5. 볼트 1개당 인장응력은 $\sigma = \frac{6 \times 10^3}{200} = 30MPa$이다.

선지별 해설

① X: 5 MPa는 추가 인장하중 $12kN$만을 12개 볼트에 나눈 뒤 응력으로 바꾼 값이다. 이는 증가분만 계산한 것으로, 이미 걸려 있던 예하중 60 kN을 빠뜨렸다. 틀린 값 5 MPa → 올바르게는 예하중과 증가분을 합친 30 MPa이다.
② X: 20 MPa는 외력 작용 시 볼트 인장력이 오히려 줄어든다고 잘못 본 경우의 값이다. 내부 가압에 의한 분리하중은 볼트 인장력을 감소시키는 것이 아니라 증가시킨다. 틀린 값 20 MPa → 올바르게는 전체 볼트 인장하중이 72 kN이 되어 30 MPa이다.
③ X: 25 MPa는 전체 예하중 60 kN만으로 계산한 값이다. 외력 60 kN이 추가로 작용하면 강성비에 따라 12 kN이 더해지므로 예하중만으로 끝나지 않는다. 틀린 값 25 MPa → 올바르게는 추가분을 포함한 30 MPa이다.
④ O: 강성비로 계산한 볼트 추가하중은 12 kN이고, 이를 예하중 60 kN에 더하면 총 72 kN이다. 볼트 1개당 하중은 6 kN이므로 인장응력은 30 MPa가 되어 옳다.

오답 포인트

이 문항의 함정은 외력 60 kN 전체를 바로 볼트에 더하거나, 반대로 예하중만 보고 끝내는 데 있다. 체결부 문제에서는 먼저 외력 분담비 C를 구해 볼트가 실제로 얼마나 더 받는지를 계산해야 하며, 그다음에 예하중과 합산해야 한다.

NoteBase

다시 나오면 이렇게 판단

체결 볼트 계산형 문항은 예하중 확인 → 강성비로 외력 분담비 계산 → 볼트 증가하중 산정 → 예하중과 합산 → 볼트 1개당 응력 계산 순서로 판단하면 된다.

암기 포인트

외력에 대한 볼트 증가분은 CW, 최종 볼트하중은 예하중 + 증가분이다.

NoteBase

문 11. 표준시편을 인장시험하여 얻는 응력-변형률 곡선에서 알 수 있는 재료상수가 아닌 것은?

① 항복점 혹은 내력(proof stress)

② 종탄성계수 혹은 영 계수(Young’s modulus)

③ 극한인장강도(ultimate strength)

④ 프아송 비(Poisson’s ratio)

정답 4번

출제 포인트

인장시험으로 얻는 응력-변형률 곡선에서 직접 읽을 수 있는 값과, 별도의 횡변형률 측정이 있어야 구할 수 있는 재료상수를 구별하는 문제이다.

핵심 개념

응력-변형률 곡선은 축방향 응력과 축방향 변형률의 관계를 나타내는 곡선이므로 기울기에서 종탄성계수, 특정 점에서 항복점 또는 내력, 최대점에서 극한인장강도를 읽을 수 있다.
프아송 비는 축방향 변형에 대한 횡방향 변형의 비이므로 축방향 곡선만으로는 알 수 없고 횡변형률 측정이 추가로 필요하다.

선지별 해설

① O
항복점 또는 내력은 인장시험의 응력-변형률 곡선에서 결정되는 대표값이다. 뚜렷한 항복점이 없으면 오프셋법으로 내력을 정하므로 곡선으로부터 구할 수 있다.

② O
종탄성계수 또는 영 계수는 탄성구간 응력-변형률 곡선의 기울기이다. 따라서 응력-변형률 곡선에서 직접 구할 수 있는 값이다.

③ O
극한인장강도는 공칭응력이 최대가 되는 점의 값이다. 응력-변형률 곡선의 최고점에서 읽으므로 곡선으로부터 알 수 있다.

④ X
틀린 부분은 프아송 비를 응력-변형률 곡선에서 알 수 있다고 본 점이다. 프아송 비는 횡변형률과 종변형률의 비이므로 축방향 응력-변형률 곡선만으로는 구할 수 없고, 올바르게는 별도의 횡변형률 측정이 있어야 한다.

NoteBase

오답 포인트

프아송 비도 재료상수라는 점 때문에 곡선에서 함께 얻는다고 착각하기 쉽다. 그러나 이 문항은 재료상수인지가 아니라 표준시편 인장시험으로 얻은 응력-변형률 곡선만으로 알 수 있는지 여부를 묻는다.

다시 나오면 이렇게 판단

인장시험 곡선에서 바로 읽는 값은 축방향 응력과 축방향 변형률 관계에서 정의되는 값인지 먼저 본다. 기울기, 항복 관련 값, 최대응력은 곡선에서 구하고, 횡수축이나 가로변형이 필요한 값은 곡선만으로는 구하지 못한다.

암기 포인트

인장곡선은 E, 항복점, 극한강도를 준다. 프아송 비는 횡변형률이 있어야 정해진다.

NoteBase

문 12. M4볼트가 인장하중 3000[N]의 하중을 견딘다면 같은 재질의 M8볼트가 견디는 최대하중[kN]은? (단, 최대하중의 계산은 볼트의 바깥지름을 사용한다)

① 6

② 12

③ 24

④ 27

정답 2번

출제 포인트

같은 재질의 볼트가 같은 허용인장응력을 가질 때 최대하중은 단면적에 비례하고, 원형 단면적은 바깥지름의 제곱에 비례한다.

조건 정리

주어진 값: M4 볼트의 최대 인장하중은 $3000N$이다.
구해야 할 값: M8 볼트의 최대 인장하중이다.
주의할 조건: 문제에서 최대하중 계산에 볼트의 바깥지름을 사용한다고 했으므로 지름비 $\frac{8}{4}$를 그대로 사용한다.

사용할 공식

허용 인장하중 P는 허용응력 σ와 단면적 A의 곱이므로 $P = \sigma A$이다. 원형 단면적은 $A = \frac{\pi d^2}{4}$이므로 같은 재질에서는 $P \propto d^2$이다.
이 공식을 쓰는 이유: 같은 재질이면 허용응력을 같게 볼 수 있고, 문제에서 바깥지름을 사용하라고 했으므로 하중비를 지름의 제곱비로 바로 구할 수 있다.

계산 과정

$\frac{P_{M8}}{P_{M4}} = \frac{A_{M8}}{A_{M4}} = \left(\frac{8}{4}\right)^2 = 4$
$P_{M8} = 4 \times 3000N = 12000N = 12kN$
따라서 M8 볼트가 견디는 최대하중은 $12kN$이다.

NoteBase

선지 판단

① X: $6kN$은 지름이 2배이므로 하중도 2배라고 본 값이다. 틀린 표현 → 올바르게는 최대하중은 지름에 비례하지 않고 지름의 제곱에 비례한다.
② O: 계산 결과가 $12000N = 12kN$이므로 옳다.
③ X: $24kN$은 단면적비 4를 적용한 뒤 다시 한 번 배수를 잘못 곱한 과대계산 값이다. 틀린 표현 → 올바르게는 M8의 최대하중은 $12kN$이다.
④ X: $27kN$은 같은 재질, 바깥지름 기준이라는 조건에서 나올 수 없는 값이다. 틀린 표현 → 올바르게는 하중비가 4이므로 $3000N$의 4배인 $12kN$이 된다.

오답 포인트

M4에서 M8로 바뀌면 지름이 2배이므로 하중도 2배라고 착각하기 쉽다. 이 문제의 함정은 하중이 길이나 지름이 아니라 단면적에 비례한다는 점이다. 또한 문제에서 바깥지름을 사용한다고 못 박았으므로 유효단면적이나 골지름으로 바꾸어 계산하지 않는다.

다시 나오면 이렇게 판단

같은 재질의 볼트·축·봉의 허용하중 문제는 먼저 $P = \sigma A$를 떠올린다. 같은 재질이면 허용응력을 같게 보고 하중비를 단면적비로 바꾼다. 원형 단면이면 단면적비는 곧 지름의 제곱비가 된다.

암기 포인트

같은 재질의 원형 부재는 $P \propto d^2$이다. 지름이 2배이면 허용하중은 4배가 된다.

NoteBase

문 13. 압축 코일스프링의 유효 감김수, 소선지름, 스프링 전체 평균지름만 각각 2배로 하면 스프링상수는 몇 배가 되는가?

① 1

② 2

③ 4

④ 8

정답 1번

출제 포인트

이 문제는 압축 코일스프링의 스프링상수 비례식에서 유효 감개수, 소선지름, 평균지름 변화가 스프링상수에 미치는 영향을 배수로 판단하는 문제이다.

조건 정리

주어진 변화는 유효 감개수 n, 소선지름 d, 스프링 전체 평균지름 D를 각각 2배로 만드는 것이다.
구해야 할 값은 변화 후 스프링상수의 배수이다.
같은 재료의 스프링으로 보면 횡탄성계수 G는 변하지 않는다.

사용할 공식

압축 코일스프링의 스프링상수는 $k = \frac{Gd^4}{8D^3n}$ 이다.
이 공식은 원형 단면 압축 코일스프링에서 스프링상수가 소선지름의 4제곱에 비례하고, 평균지름의 3제곱 및 유효 감개수에 반비례함을 나타낸다.

계산 과정

변화 전 스프링상수를 k라 두면 변화 후 스프링상수 k'는
$k' \propto \frac{(2d)^4}{(2D)^3(2n)} = \frac{16d^4}{16D^3n} = \frac{d^4}{D^3n}$
이 된다.
따라서 $\frac{k'}{k} = 1$ 이므로 스프링상수는 변하지 않는다.

NoteBase

선지별 해설

① O: 계산 결과 스프링상수의 배수는 1이다. 소선지름 2배로 인해 16배 커지지만 평균지름 2배와 유효 감개수 2배로 인해 $2^3 \times 2 = 16$배 나누어져 서로 상쇄된다.
② X: 2배가 되지 않는다. "2배"라는 값은 지름 변화만 일부 반영하거나 반비례 항을 하나 놓쳤을 때의 오판이다. 올바르게는 평균지름의 3제곱과 유효 감개수까지 함께 반영해야 하므로 1배이다.
③ X: 4배가 되지 않는다. "4배"라는 값은 소선지름의 영향만 크게 보고 반비례 항의 전체 효과를 과소평가한 경우에 나온다. 올바르게는 증가분과 감소분이 정확히 상쇄되어 1배이다.
④ X: 8배가 되지 않는다. "8배"라는 값은 평균지름의 3제곱 반비례나 유효 감개수 반비례를 일부만 적용한 경우에 해당한다. 올바르게는 16/16 = 1이므로 변화가 없다.

오답 포인트

소선지름 d의 4제곱만 보고 크게 증가한다고 판단하기 쉽지만, 평균지름 D의 3제곱 반비례와 유효 감개수 n 반비례를 함께 계산해야 한다. 비례식의 분자와 분모를 끝까지 동시에 비교하지 않으면 2배, 4배, 8배 같은 오답으로 흐르기 쉽다.

다시 나오면 이렇게 판단

코일스프링 배수 비교 문제는 먼저 $k \propto \frac{d^4}{D^3 n}$ 형태를 적고, 바뀐 값의 지수를 각각 곱한 뒤 분자 증가배수와 분모 증가배수를 나누어 최종 배수를 판단한다.

암기 포인트

압축 코일스프링은 d^4에 비례하고 $D^3 n$에 반비례하므로 배수 비교는 d는 4제곱, D는 3제곱, n은 1제곱으로 계산한다.

NoteBase

문 14. 한 쌍의 표준 평기어가 중심거리 360[mm], 모듈 4[mm]일 때, 구동기어와 피동기어의 회전속도비가 2:1이라면, 구동기어와 피동기어의 잇수는?

① 구동기어의 잇수(개): 30, 피동기어의 잇수(개): 60

② 구동기어의 잇수(개): 40, 피동기어의 잇수(개): 80

③ 구동기어의 잇수(개): 50, 피동기어의 잇수(개): 100

④ 구동기어의 잇수(개): 60, 피동기어의 잇수(개): 120

정답 4번

출제 포인트

이 문제는 표준 평기어의 중심거리 식과 회전속도비 식을 함께 써서 구동기어와 피동기어의 잇수를 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값은 중심거리 $360mm$, 모듈 $4mm$, 회전속도비 $2:1$이다.
구해야 할 값은 구동기어 잇수 z_1와 피동기어 잇수 z_2이다.
표준 평기어에서는 피치원 지름이 $d = mz$, 중심거리가 $a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m(z_1 + z_2)}{2}$ 이다.

사용할 공식

중심거리 식은 $a = \frac{m(z_1 + z_2)}{2}$ 이고, 맞물린 기어의 회전속도비는 $\frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$ 이다.
이 공식을 쓰는 이유는 문제에서 중심거리와 모듈이 함께 주어져 잇수의 합을 구할 수 있고, 회전속도비가 주어져 두 기어 잇수의 비를 구할 수 있기 때문이다.

계산 과정

1. 중심거리 식에 값을 대입하면 $360 = \frac{4(z_1 + z_2)}{2} = 2(z_1 + z_2)$ 이므로 $z_1 + z_2 = 180$ 이다.
2. 회전속도비가 $n_1 : n_2 = 2 : 1$ 이므로 $\frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = 2$ 이고, 따라서 $z_2 = 2z_1$ 이다.
3. 이를 $z_1 + z_2 = 180$에 대입하면 $z_1 + 2z_1 = 180$ 이므로 $3z_1 = 180$, $z_1 = 60$ 이다.
4. 따라서 $z_2 = 120$ 이다.

NoteBase

선지 판단

1번 X: 구동기어 30개, 피동기어 60개는 잇수비가 1 : 2라서 회전속도비 조건은 맞지만, 잇수 합이 90이라 중심거리가 $a = \frac{4(30+60)}{2} = 180mm$ 이다. 문제 조건인 $360mm$를 만족하지 않는다. 올바르게는 잇수 합이 180이 되어야 하므로 구동기어 60개, 피동기어 120개이어야 한다.
2번 X: 구동기어 40개, 피동기어 80개도 잇수비는 맞지만, 중심거리가 $a = \frac{4(40+80)}{2} = 240mm$ 이다. 틀린 부분은 중심거리 조건을 만족하지 못하는 점이다. 올바르게는 구동기어 60개, 피동기어 120개이다.
3번 X: 구동기어 50개, 피동기어 100개도 잇수비는 맞지만, 중심거리가 $a = \frac{4(50+100)}{2} = 300mm$ 이다. 따라서 $360mm$ 조건에서 부족하다. 올바르게는 구동기어 60개, 피동기어 120개이다.
4번 O: 구동기어 60개, 피동기어 120개이면 잇수비가 1 : 2이므로 회전속도비 2 : 1을 만족하고, 중심거리도 $a = \frac{4(60+120)}{2} = 360mm$ 이다. 두 조건을 모두 만족하므로 정답이다.

오답 포인트

보기의 네 쌍이 모두 피동기어 잇수가 구동기어의 2배라서 속도비 조건만 보면 모두 맞아 보이는 함정이 있다. 이 문제는 중심거리 식까지 함께 확인해야 하며, 속도비만 보고 고르면 1번부터 3번도 맞는 것처럼 착각하게 된다.

다시 나오면 이렇게 판단

기어 잇수 계산 문제는 먼저 중심거리와 모듈로 잇수의 합을 구하고, 다음에 회전속도비로 잇수의 비를 구한 뒤, 합과 비를 동시에 만족하는지 확인하는 순서로 판단한다.

암기 포인트

평기어는 중심거리로 잇수의 합을, 회전속도비로 잇수의 비를 구하면 해가 정해진다.

NoteBase

문 15. 양끝이 단순지지되어 있는 중실축 길이의 중앙에 집중하중이 작용할 때, 축의 위험 각속도의 제곱에 대한 설명으로 옳은 것은? (단, 축의 자중에 의한 영향은 무시한다)

① 축재료의 종탄성계수에 반비례한다.

② 축길이의 세제곱에 반비례한다.

③ 작용한 집중하중의 크기에 비례한다.

④ 축지름의 네제곱에 반비례한다.

정답 2번

출제 포인트

이 문제는 단순지지 축의 중앙에 집중하중이 작용할 때 처짐과 위험 각속도의 관계를 이용하여 ω^2의 비례식을 판단하는 문제이다.

조건 정리

주어진 조건: 양끝 단순지지, 중실축, 중앙 집중하중 작용, 자중 영향 무시이다.
구해야 할 값: 위험 각속도의 제곱 ω^2가 무엇에 비례 또는 반비례하는지이다.
주의할 조건: 위험 각속도는 축의 처짐 δ와 반비례 관계이므로 먼저 처짐식을 세워야 한다.

사용할 공식

위험 각속도의 제곱은 $\omega^2 = \frac{g}{\delta}$이다.
단순지지보 중앙 집중하중의 최대처짐은 $\delta = \frac{WL^3}{48EI}$이다.
중실축의 단면2차모멘트는 $I = \frac{\pi d^4}{64}$이다.
이 공식을 쓰는 이유는 축의 위험 각속도가 처짐이 커질수록 낮아지고, 이 문제의 하중조건이 단순지지보 중앙 집중하중 조건과 정확히 일치하기 때문이다.

계산 과정

1. 중앙 집중하중에 대한 처짐식을 쓴다.
$\delta = \frac{WL^3}{48EI}$
2. 위험 각속도 제곱식에 대입한다.
$\omega^2 = \frac{g}{\delta} = \frac{48EIg}{WL^3}$
3. 중실축에서는 $I \propto d^4$이므로
$\omega^2 \propto \frac{Ed^4}{WL^3}$
가 된다.
따라서 ω^2는 E, d^4에는 비례하고, W, L^3에는 반비례한다.

NoteBase

선지별 해설

① X. $\omega^2 \propto E$이므로 축재료의 종탄성계수에 반비례하지 않는다. 틀린 표현은 "반비례"이고, 올바르게는 "축재료의 종탄성계수에 비례한다"이다.
② O. $\omega^2 \propto \frac{1}{L^3}$이므로 축길이의 세제곱에 반비례한다.
③ X. $\omega^2 \propto \frac{1}{W}$이므로 작용한 집중하중의 크기에 비례하지 않는다. 틀린 표현은 "비례"이고, 올바르게는 "작용한 집중하중의 크기에 반비례한다"이다.
④ X. $\omega^2 \propto d^4$이므로 축지름의 네제곱에 반비례하지 않는다. 틀린 표현은 "반비례"이고, 올바르게는 "축지름의 네제곱에 비례한다"이다.

오답 포인트

처짐식 δ와 위험 각속도식 $\omega^2 = g/\delta$의 역관계를 뒤집어 읽으면 ①, ③, ④처럼 비례와 반비례를 모두 반대로 고르게 된다. 특히 $I \propto d^4$를 알고도 δ식만 보고 바로 판단하면 부호를 거꾸로 잡기 쉽다.

다시 나오면 이렇게 판단

위험 각속도 문제는 먼저 $\omega^2 \propto 1/\delta$를 적고, 다음에 주어진 지지조건과 하중조건에 맞는 처짐식 δ를 세운 뒤, 마지막에 E, W, L, d가 분자에 있는지 분모에 있는지를 정리하면 된다.

암기 포인트

중앙 집중하중 단순지지축은 $\omega^2 \propto \frac{Ed^4}{WL^3}$로 정리된다.

NoteBase

문 16. 압축 코일스프링의 좌굴에 대한 설명으로 옳은 것은? (단, D는 스프링 전체 평균지름, δ는 변형길이, L_f는 스프링 자유길이이다)

① 좌굴상수 α는 스프링 자유길이 L_f 및 변형길이 δ에 의해 결정된다.

② 스프링 안쪽에 삽입하는 가이드는 좌굴한도에 영향을 미치지 않는다.

③ $\frac{L_f}{D}$값이 클수록 압축에 의한 좌굴이 발생할 수 있다.

④ 좌굴이 발생하지 않는 안정영역과 발생하는 불안정영역은 양단의 경계조건과는 무관하고 $\frac{L_f}{D}$과 $\frac{\delta}{L_f}$에 의해서 결정된다.

정답 3번

출제 포인트

압축 코일스프링의 좌굴은 세장비인 L_f/D가 커질수록 잘 발생하며, 좌굴상수 α와 안정영역 판단에는 양단의 지지조건이 함께 반영된다는 점을 묻는 문제이다.

핵심 개념

압축 코일스프링의 좌굴은 축방향으로 눌릴 때 스프링이 옆으로 휘는 불안정 현상이다.
좌굴 위험은 자유길이 L_f가 길고 평균지름 D가 작아 L_f/D가 클수록 커진다.
좌굴상수 α는 스프링의 양단 지지·경계조건에 따라 달라지는 값이며, 가이드 봉이나 가이드 구멍은 좌굴을 억제하는 역할을 한다.

선지별 해설

① X: 틀린 표현은 "좌굴상수 α는 스프링 자유길이 L_f 및 변형길이 δ에 의해 결정된다"이다. 좌굴상수 α는 L_f나 δ 자체로 정해지는 값이 아니라 양단의 지지·경계조건에 따라 정해진다.
② X: 틀린 표현은 "가이드는 좌굴한도에 영향을 미치지 않는다"이다. 스프링 안쪽 가이드는 스프링의 횡방향 변위를 억제하므로 좌굴 발생을 늦추고 좌굴한도에 영향을 미친다.
③ O: 자유길이에 비해 평균지름이 작아 L_f/D가 클수록 스프링이 가늘고 긴 형상이 되어 압축 시 좌굴이 발생하기 쉬워진다. 좌굴 위험을 세장비로 판단하는 기본 선지이다.
④ X: 틀린 표현은 "양단의 경계조건과는 무관하다"이다. 안정영역과 불안정영역은 L_f/D, δ/L_f만이 아니라 양단의 지지조건과 그에 따른 좌굴상수 α까지 함께 고려하여 결정된다.

오답 포인트

이 문항의 함정은 좌굴을 L_f/D 같은 형상비만의 문제로 축소하는 데 있다. ①과 ④는 경계조건의 영향을 지워버렸고, ②는 가이드의 좌굴 억제 효과를 반대로 서술하여 헷갈리게 만든 선지이다.

NoteBase

다시 나오면 이렇게 판단

압축 코일스프링 좌굴 문제는 먼저 L_f/D가 큰지 확인하고, 다음으로 양단 지지조건과 가이드 유무가 좌굴상수 α와 좌굴한도에 영향을 주는지 판단하면 정답을 가를 수 있다.

암기 포인트

코일스프링 좌굴은 L_f/D가 클수록 커지고, α는 경계조건이 정하며, 가이드는 좌굴을 줄인다.

NoteBase

문 17. 원심펌프가 동력 6[kW], 회전수 2400[rpm]으로 구동된다. 펌프의 회전차가 길이 500[mm], 지름 10[mm]인 축에 설치되었을 때, 이 축의 허용전단응력에 대한 안전계수는? (단, 허용굽힘응력은 $\sigma_b = 480[MPa]$이고, 허용전단응력은 $\tau_a = \frac{\sigma_b}{2}$로 하며, π는 3.0으로 한다)

① 1.8

② 3.6

③ 5.4

④ 7.2

정답 1번

출제 포인트

이 문제는 동력과 회전수로 축의 전달토크를 구한 뒤, 실축의 비틀림 전단응력과 허용전단응력을 비교하여 안전계수를 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값은 동력 $P = 6kW$, 회전수 $n = 2400rpm$, 축지름 $d = 10mm$, 굽힘허용응력 $\sigma_b = 480MPa$, 허용전단응력 $\tau_a = \sigma_b/2 = 240MPa$, $\pi = 3.0$이다.
구해야 할 값은 이 축의 안전계수이다.
축 길이 $500mm$는 비틀림 전단응력 계산에는 직접 들어가지 않는 조건이다.

사용할 공식

전달토크는 $T = \frac{9550P}{n}$ 이다.
실축의 최대 전단응력은 $\tau = \frac{16T}{\pi d^3}$ 이다.
안전계수는 $N = \frac{\tau_a}{\tau}$ 이다.
이 공식을 쓰는 이유는 원심펌프 회전차가 축에 비틀림하중을 주고, 문제에서 허용전단응력에 대한 여유 정도를 묻기 때문이다.

계산 과정

1. 동력과 회전수로 토크를 구하면 $T = \frac{9550 \times 6}{2400} = 23.875N \cdot m$ 이다.
2. 응력식에 넣기 위해 토크를 $N \cdot mm$로 바꾸면 $T = 23.875 \times 10^3 = 23875N \cdot mm$ 이다.
3. 축의 실제 전단응력은 $\tau = \frac{16 \times 23875}{3.0 \times 10^3} = 127.33MPa$ 이다.
4. 안전계수는 $N = \frac{240}{127.33} = 1.885$ 이므로 약 1.8이다.

NoteBase

선지별 해설

① O
- 계산된 안전계수는 약 1.885이므로 1.8이 가장 가깝다.
- 올바른 표현은 안전계수는 약 1.8이라는 것이다.

② X
- 3.6은 계산 결과 1.885와 맞지 않는다.
- 올바르게는 안전계수는 3.6이 아니라 약 1.8이다.
- 토크 단위를 $N \cdot m$와 $N \cdot mm$로 섞거나 실제 전단응력을 과소평가하면 이런 과대값이 나온다.

③ X
- 5.4는 계산된 안전계수보다 지나치게 크므로 틀리다.
- 올바르게는 안전계수는 5.4가 아니라 약 1.8이다.
- 지름의 세제곱 항이나 응력식의 계수 16을 잘못 다루면 응력이 실제보다 작아져 이런 값이 나올 수 있다.

④ X
- 7.2도 계산 결과와 일치하지 않는다.
- 올바르게는 안전계수는 7.2가 아니라 약 1.8이다.
- 축 길이 $500mm$를 불필요하게 끌어들이거나 허용응력을 그대로 안전계수로 오해하면 과대한 값이 나오기 쉽다.

오답 포인트

축 길이 $500mm$는 비틀림각 계산에는 필요하지만 전단응력 자체에는 들어가지 않는다는 점이 함정이다. 또 토크를 $N \cdot m$에서 $N \cdot mm$로 바꾸지 않거나, 실축 비틀림 응력식의 $\frac{16T}{\pi d^3}$를 정확히 쓰지 않으면 오답으로 흐르기 쉽다.

다시 나오면 이렇게 판단

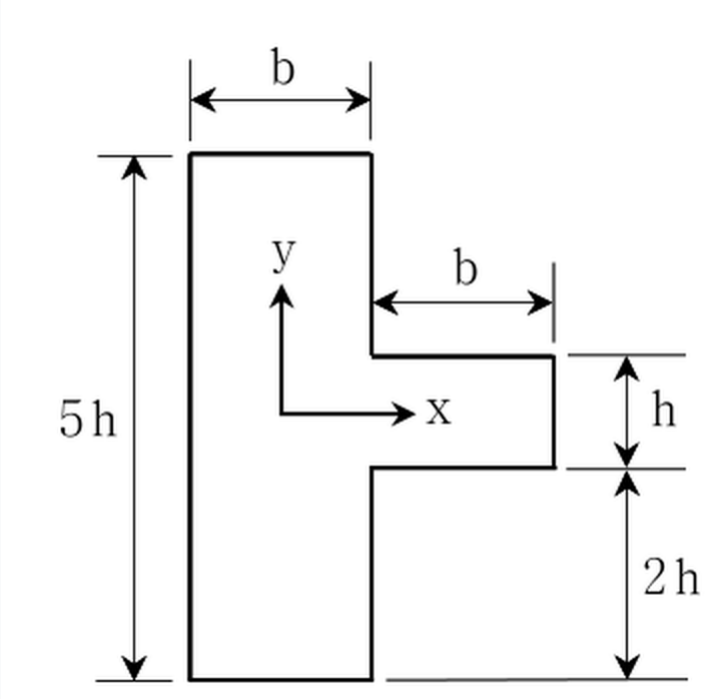
동력과 회전수가 주어지면 먼저 토크를 구하고, 축 문제이면 응력식에 맞는 단위로 변환한 뒤 허용응력과 실제응력을 비교해 안전계수를 판단한다. 길이 조건이 보여도 응력 문제인지 변형 문제인지를 먼저 구분하면 불필요한 값을 걸러낼 수 있다.

암기 포인트

축의 안전계수는 허용전단응력 나누기 실제전단응력이며, 실축 비틀림 응력은 $\tau = 16T/\pi d^3$이다.

NoteBase

문 18. 그림과 같은 단면 형상에서 x축에 대한 단면 2차 모멘트(I_{xx})를 계산한 것으로 옳은 것은? (단, x축은 단면의 중심에 위치한다)



① $\frac{125}{6}bh^3$

② $\frac{125}{12}bh^3$

③ $\frac{29}{6}bh^3$

④ $\frac{21}{2}bh^3$

정답 4번

출제 포인트

이 문제는 합성단면을 직사각형 두 개로 분할하여 x축에 대한 단면 2차 모멘트 I_{xx}를 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 단면은 세로 직사각형 $b \times 5h$와 오른쪽 돌출 직사각형 $b \times h$의 합으로 볼 수 있다.
구해야 할 값은 단면 중심을 지나는 x축에 대한 I_{xx}이다.
세로 직사각형의 도심은 높이 중앙인 $2.5h$에 있고, 오른쪽 돌출 직사각형도 $2h$에서 $3h$ 사이에 있으므로 도심이 역시 $2.5h$에 있다.
따라서 두 직사각형의 도심이 모두 x축 위에 있어 평행축 정리의 Ad^2 항이 필요 없다.

NoteBase

사용할 공식

직사각형의 도심축에 대한 단면 2차 모멘트는 $I_{xx} = \frac{bH^3}{12}$이다.
이 문제는 각 분할 직사각형의 도심이 모두 같은 x축 위에 있으므로
$I_{xx} = \frac{b(5h)^3}{12} + \frac{b(h)^3}{12}$
로 바로 합산할 수 있다.

계산 과정

세로 직사각형의 단면 2차 모멘트는
$I_1 = \frac{b(5h)^3}{12} = \frac{125}{12}bh^3$
이다.
오른쪽 돌출 직사각형의 단면 2차 모멘트는
$I_2 = \frac{b(h)^3}{12} = \frac{1}{12}bh^3$
이다.
따라서 전체 단면의 단면 2차 모멘트는
$I_{xx} = I_1 + I_2 = \frac{125}{12}bh^3 + \frac{1}{12}bh^3 = \frac{126}{12}bh^3 = \frac{21}{2}bh^3$
이다.

선지별 해설

① X: $\frac{125}{6}bh^3$는 실제값 $\frac{21}{2}bh^3$보다 크다. 세로 직사각형의 값을 과대하게 두 번 반영한 형태에 가깝다.
올바르게는 $I_{xx} = \frac{21}{2}bh^3$이다.
② X: $\frac{125}{12}bh^3$는 세로 직사각형 $b \times 5h$만 계산한 값이다. 오른쪽 돌출부 $b \times h$의 기여분 $\frac{1}{12}bh^3$이 빠졌다.
올바르게는 $\frac{21}{2}bh^3$이다.
③ X: $\frac{29}{6}bh^3$는 세로 직사각형 하나의 값인 $\frac{125}{12}bh^3$보다도 작다. 전체 단면은 세로 직사각형에 면적이 더 붙은 형상이므로 I_{xx}가 이보다 작아질 수 없다. 올바르게는 $\frac{21}{2}bh^3$이다.
④ O: 두 직사각형의 도심이 모두 x축 위에 있으므로 $\frac{b(5h)^3}{12} + \frac{b(h)^3}{12}$만 합하면 된다. 계산하면 $\frac{21}{2}bh^3$가 되어 옳다.

오답 포인트

이 문항의 함정은 오른쪽 돌출부의 높이가 h라는 점과, 그 돌출부의 도심도 x축 위에 있다는 점이다. 돌출부를 누락하면 ②가 되고, 평행축 항을 불필요하게 넣거나 형상을 과대평가하면 ①처럼 큰 값이 나온다.

다시 나오면 이렇게 판단

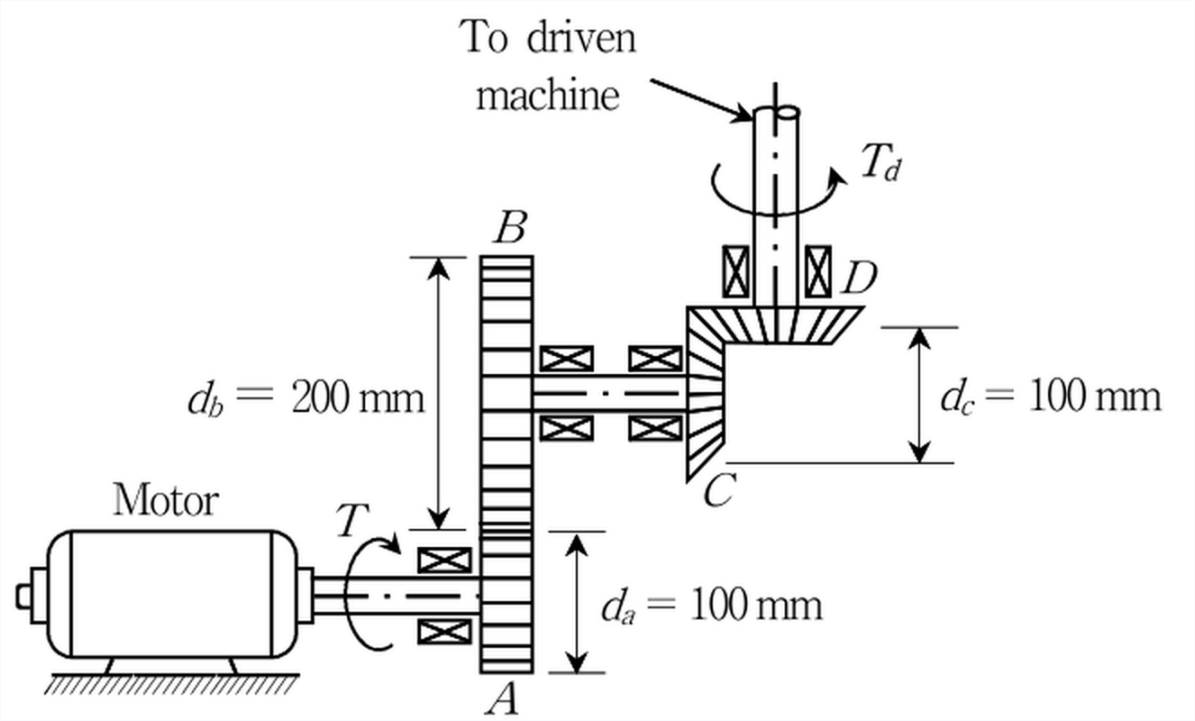
합성단면 문제는 먼저 직사각형으로 분할한 뒤 각 부분의 도심이 기준축 위에 있는지를 본다. 도심이 기준축 위에 있으면 $\frac{bH^3}{12}$만 계산하여 합하고, 기준축에서 떨어져 있으면 그때만 Ad^2를 더하는 방식으로 판단한다.

암기 포인트

합성단면에서 각 부분의 도심축이 기준축과 일치하면 I_{xx}는 각 직사각형의 $\frac{bH^3}{12}$를 그대로 더한 값이 된다.

NoteBase

문 19. 그림과 같이 4개의 기어로 구성된 기어열(gear train)이 모터의 토크를 전달하고 있다. 모터의 구동토크 $T = 150[\mathrm{N \cdot m}]$일 때, 기어열의 출력축에 작용하는 토크 $T_d[\mathrm{N \cdot m}]$는? (단, 기어 D는 기어 C와 동일한 형상을 가지고 있다)



① 150

② 300

③ 600

④ 1200

정답 2번

출제 포인트

이 문제는 기어의 피치원 지름비를 이용해 각 단계의 토크 전달비를 계산하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 모터 구동토크 $T = 150N \cdot m$, 기어 A의 지름 $d_a = 100mm$, 기어 B의 지름 $d_b = 200mm$, 기어 C의 지름 $d_c = 100mm$이다. 기어 D는 기어 C와 동일 형상이므로 $d_D = d_C = 100mm$로 본다.
구해야 할 값: 출력축 토크 T_d이다.
주의할 조건: B와 C는 같은 축에 고정되어 같은 토크를 전달하고, C와 D는 동일 형상이므로 두 번째 기어쌍의 토크비는 1 : 1이다.

NoteBase

사용할 공식

기어가 맞물릴 때 접선력은 같으므로 토크비는 피치원 지름비와 같다.
$\frac{T_2}{T_1} = \frac{d_2}{d_1}$
이 공식을 쓰는 이유: 한 쌍의 기어에서 종동기어의 지름이 클수록 같은 접선력으로 더 큰 토크를 만들고, 같은 축에 있는 기어는 토크가 그대로 이어지기 때문이다.

계산 과정

1. A가 B를 구동하므로 첫 번째 단계의 토크는
$T_B = T \times \frac{d_b}{d_a} = 150 \times \frac{200}{100} = 300N \cdot m$
2. B와 C는 같은 축이므로 $T_C = T_B = 300N \cdot m$이다.
3. C와 D는 동일 형상이므로 두 번째 단계의 토크는
$T_d = T_C \times \frac{d_D}{d_C} = 300 \times \frac{100}{100} = 300N \cdot m$
따라서 출력축 토크는 $300N \cdot m$이다.

선지별 해설

① X
- $150N \cdot m$는 입력토크를 그대로 적은 값이다. A100mm가 B200mm를 구동하면 첫 단계에서 토크가 2배가 되므로 출력토크가 될 수 없다.
- 틀린 값이며, 올바르게는 $300N \cdot m$이다.

② O
- A→B에서 $150 \times 200/100 = 300N \cdot m$가 된다. B와 C는 같은 축이고, C와 D는 동일 형상이라 두 번째 단계의 토크비가 1이므로 최종 출력토크도 $300N \cdot m$이다.

③ X
- $600N \cdot m$는 두 단계 모두에서 토크가 2배가 된다고 본 값이다. 그러나 C와 D는 동일 형상이므로 두 번째 단계의 토크비는 2가 아니라 1이다.
- 틀린 값이며, 올바르게는 $300N \cdot m$이다.

④ X
- $1200N \cdot m$는 기어비를 중복 적용하거나 단계별 비를 잘못 곱한 값이다. 이 기어열의 실제 전체 토크비는 $2 \times 1 = 2$이므로 이런 값이 나올 수 없다.
- 틀린 값이며, 올바르게는 $300N \cdot m$이다.

오답 포인트

첫 단계의 100 → 200 기어쌍만 보고 입력토크를 그대로 두거나, C와 D가 동일 형상이라는 조건을 놓쳐 두 번째 단계도 다시 2배로 계산하기 쉽다. 같은 축에서는 토크가 그대로 전달되고, 동일 형상 기어쌍의 토크비는 1이라는 점이 함정이다.

NoteBase

다시 나오면 이렇게 판단

기어열 문제는 맞물리는 각 쌍마다 $T_{out}/T_{in} = d_{out}/d_{in}$만 적용하고, 같은 축은 그대로 이어서 본다. 전체 토크비를 단계별로 곱하면 이 문제는 $2 \times 1 = 2$이므로 입력토크 $150N \cdot m$에 곱해 $300N \cdot m$로 판단된다.

암기 포인트

토크는 종동기어 지름이 클수록 커지고, 같은 축은 그대로이며, 동일 형상 기어쌍의 토크비는 1이다.

NoteBase

문 20. 마찰면의 수가 1개이고 평균지름이 200[mm]인 원판 브레이크로 100[rpm]으로 회전하고 있는 회전체를 제동하고자 한다. 축방향으로 5[kN]을 가할 때, 발생하는 제동동력[kW]은? (단, 접촉면은 균일 마모조건이며, 원판의 마찰계수는 0.3이고, π는 3.0으로 한다)

① 1.5

② 15.0

③ 3.0

④ 30.0

정답 1번

출제 포인트

이 문제는 원판 브레이크의 제동토크와 각속도를 이용해 제동동력 P를 구하는 계산형 문제이다.

조건 정리

주어진 값은 마찰면 수 1개, 평균지름 $200mm$, 축방향 힘 $5kN$, 마찰계수 $\mu = 0.3$, 회전수 $100rpm$이다.
구해야 할 값은 제동동력 P이다.
평균반지름은 평균지름의 절반이므로 $R_m = 100mm = 0.1m$이다.

사용할 공식

사용 공식은 $T = \mu W R_m$, $\omega = \frac{2\pi N}{60}$, $P = T\omega$이다.
이 문제는 균일 마모조건의 원판 브레이크에서 평균반지름이 주어졌으므로 제동토크를 먼저 구하고, 여기에 각속도를 곱해 제동동력을 구하는 경우에 해당한다.

계산 과정

1. 평균반지름은 $R_m = \frac{200}{2}mm = 100mm = 0.1m$이다.
2. 제동토크는 $T = \mu W R_m = 0.3 \times 5000 \times 0.1 = 150N \cdot m$이다.
3. 각속도는 $\omega = \frac{2\pi N}{60} = \frac{2 \times 3.0 \times 100}{60} = 10rad/s$이다.
4. 제동동력은 $P = T\omega = 150 \times 10 = 1500W = 1.5kW$이다.

NoteBase

선지별 해설

① O: 계산 결과 제동동력은 $1.5kW$이므로 옳다.
② X: $15.0kW$는 회전수 $100rpm$을 그대로 곱하고 $\omega = \frac{2\pi N}{60}$ 변환을 하지 않을 때 나오는 값이다. 틀린 표현은 각속도 변환을 생략한 값이라는 점이며, 올바르게는 $100rpm$을 $10rad/s$로 바꿔 $1.5kW$가 된다.
③ X: $3.0kW$는 평균지름 $200mm$를 평균반지름처럼 사용해 $R_m = 0.2m$로 계산할 때 나오는 값이다. 틀린 표현은 지름을 반지름으로 본 점이며, 올바르게는 평균반지름이 $0.1m$이므로 $1.5kW$가 된다.
④ X: $30.0kW$는 평균지름을 반지름으로 잘못 쓰고, 동시에 rpm을 rad/s로 변환하지 않았을 때 나오는 값이다. 틀린 표현은 반지름과 각속도를 모두 잘못 적용한 점이며, 올바르게는 $R_m = 0.1m$, $\omega = 10rad/s$로 계산해 $1.5kW$가 된다.

오답 포인트

이 문항의 함정은 평균지름과 평균반지름을 혼동하는 점, 그리고 rpm을 그대로 곱해 동력을 구하는 점이다. 보기 ③과 ④는 지름-반지름 혼동을, 보기 ②와 ④는 각속도 변환 누락을 노린 오답이다.

다시 나오면 이렇게 판단

원판 브레이크 동력 문제는 평균지름을 먼저 평균반지름으로 바꾸고, $T = \mu W R_m$로 토크를 구한 뒤, $\omega = \frac{2\pi N}{60}$로 회전수를 각속도로 변환해서 $P = T\omega$ 순서로 판단한다.

암기 포인트

브레이크 동력은 토크 × 각속도이며, 평균지름이 주어지면 반지름으로 절반 변환이 먼저이다.

NoteBase