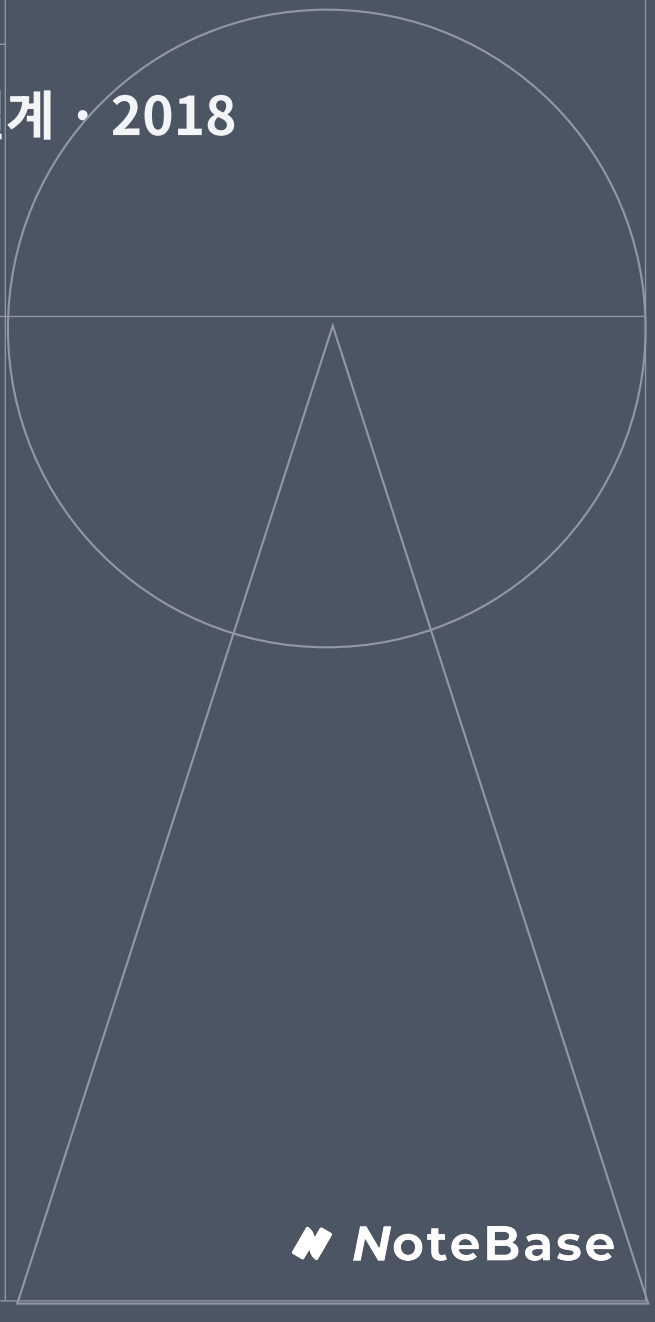
기출OX 해설집

공무원/국가직/7급 · 기계설계 · 2018



NoteBase

기출OX 해설집

공무원/국가직/7급 · 기계설계 · 2018

공무원/국가직/7급 · 기계설계 · 2018

문 1. 체인에 대한 설명으로 옳지 않은 것은?

① 일반적으로 체인은 큰 동력을 전달할 때 사용한다.

② 전동이 확실하지만 미끄럼이 있어 일정한 속도비를 얻을 수 없다.

③ 링크 수를 조절하여 체인의 길이를 조절할 수 있다.

④ 초기장력이 필요하지 않으며 베어링의 반력이 발생하지 않는다.

정답 2번

출제 포인트

체인 전동의 장단점과 벨트 전동과의 차이를 정확히 구별하는지를 묻는 문제이다.

핵심 개념

체인 전동은 체인과 스프로킷이 서로 맞물려 동력을 전달하는 방식이므로 미끄러짐이 거의 없고 일정한 속도비를 얻을 수 있다.
벨트 전동은 마찰로 동력을 전달하므로 미끄러짐이 생길 수 있다는 점에서 체인 전동과 구별된다.

선지별 해설

① O: 체인 전동은 벨트 전동보다 큰 동력을 확실하게 전달하기 쉬워 큰 동력 전달에 널리 사용된다.
② X: 틀린 부분은 '미끄러짐이 있어 일정한 속도비를 얻을 수 없다'이다. 체인은 스프로킷과 맞물려 전동하므로 미끄러짐이 거의 없고 일정한 속도비를 얻을 수 있다.
③ O: 체인의 전체 길이는 링크 수로 결정되므로 링크 수를 조절하여 체인의 길이를 조절할 수 있다.
④ O: 체인 전동은 벨트처럼 큰 초기장력을 주지 않아도 되므로 초기장력 때문에 커지는 베어링 반력 문제가 작다.
이 선지는 체인 전동의 일반적 장점을 설명한 것으로 본다.

오답 포인트

출제자가 노린 함정은 ②의 '미끄러짐' 표현이다. 미끄러짐은 벨트 전동의 대표 특징인데 이를 체인 전동의 성질처럼 바꾸어 놓아 헷갈리게 만든다.

NoteBase

다시 나오면 이렇게 판단

동력 전달 요소가 서로 맞물리면 체인이나 기어처럼 미끄러짐이 거의 없어 일정한 속도비를 얻고, 마찰로 전달하면 벨트처럼 미끄러짐 가능성을 먼저 떠올리면 된다.

암기 포인트

체인은 맞물림 전동이어서 무미끄럼·일정 속도비, 벨트는 마찰 전동이어서 미끄럼 가능으로 정리된다.

NoteBase

문 2. 축이음에 대한 설명으로 옳지 않은 것은?

① 클러치는 운전 중 필요에 따라 동력전달을 단속시킬 수 있는 축이음이다.

② 플랜지 커플링은 올덤 커플링이라고도 불린다.

③ 분할 원통형 커플링은 고정 커플링의 일종이다.

④ 유니버설 커플링은 두 축의 중심선이 같은 평면 내에서 어느 각도로 교차할 때 사용하는 축이음이다.

정답 2번

출제 포인트

이 문제는 클러치, 플랜지 커플링, 분할 원통형 커플링, 유니버설 커플링의 기능과 분류를 구별할 수 있는지를 묻는다.

핵심 개념

클러치는 운전 중에도 필요에 따라 동력을 접속하거나 차단할 수 있는 축이음이다.
플랜지 커플링은 두 축을 플랜지로 강하게 고정하는 고정 커플링이다.
올덤 커플링은 두 평행축의 중심선이 조금 어긋난 경우 미끄럼 블록으로 이를 흡수하는 축이음이다.
분할 원통형 커플링은 원통형 슬리브를 둘로 나누어 죄는 고정 커플링이다.
유니버설 커플링은 두 축의 중심선이 교차할 때 그 각도를 허용하는 축이음이다.

선지별 해설

1번 O: 클러치는 필요할 때 동력 전달을 연결하거나 끊는 장치이므로 운전 중 단속이 가능하다는 설명이 맞다.
2번 X: 틀린 부분은 "플랜지 커플링은 올덤 커플링이라고도 불린다"는 표현이다. 플랜지 커플링과 올덤 커플링은 서로 다른 축이음이다. 올바르게는 "플랜지 커플링은 대표적인 고정 커플링이고, 올덤 커플링은 평행축의 편심을 허용하는 축이음이다"가 된다.
3번 O: 분할 원통형 커플링은 두 축을 상대 운동 없이 고정하는 방식이므로 고정 커플링의 일종이라는 설명이 맞다.
4번 O: 유니버설 커플링은 두 축의 중심선이 같은 평면 내에서 각도를 이루며 교차할 때 사용하는 축이음이므로 설명이 맞다.

오답 포인트

플랜지 커플링과 올덤 커플링처럼 이름이 익숙한 축이음을 서로 같은 것으로 섞어 놓는 함정이 자주 나온다. 고정 커플링인지, 편심을 허용하는 탄성 축이음인지 기능부터 구분해야 한다.

NoteBase

다시 나오면 이렇게 판단

축이음 문제가 나오면 먼저 운전 중 접속·차단 가능 여부를 보고, 다음으로 두 축의 중심선 관계가 일치, 평행 편심, 교차 중 무엇인지 확인하면 대부분의 선지를 빠르게 가를 수 있다.

암기 포인트

클러치는 단속, 플랜지는 고정, 올덤은 평행축 편심, 유니버설은 교차축이다.

NoteBase

문 3. 베어링 번호 6310의 단열 레이디얼 볼 베어링에 그리스 윤활로 30,000시간의 수명을 주고자 한다. 이 베어링의 한계속도지수가 200,000mm · rpm이라 할 때, 이 베어링의 최대 사용 가능한 회전속도 N[rpm]은?

① 4,000

② 4,500

③ 5,000

④ 5,500

정답 1번

출제 포인트

이 문제는 베어링 번호에서 안지름을 읽어 낸 뒤 한계속도지수 dN로 최대 회전속도 N를 구하는 계산형 문제이다.

조건 정리

주어진 값은 한계속도지수 $dN = 200{,}000 mm \cdot rpm$이다.
베어링 번호 6310의 안지름 번호 10은 안지름 $d = 10 \times 5 = 50mm$를 뜻한다.
구해야 할 값은 최대 사용 가능한 회전속도 N이다.

사용할 공식

사용 공식은 $dN = d \times N$이다.
따라서 $N = \frac{dN}{d}$로 계산한다.
이 공식을 쓰는 이유는 문제에서 한계속도지수를 직접 주었고, 베어링 번호로 안지름 d를 구할 수 있기 때문이다.

계산 과정

1. 베어링 번호 6310에서 안지름은 $d = 50mm$이다.
2. $N = \frac{200{,}000}{50}$으로 계산한다.
3. $N = 4{,}000 rpm$이므로 최대 사용 가능한 회전속도는 4,000 rpm이다.

NoteBase

선지별 해설

① O: 계산 결과가 4,000*rpm*이므로 옳다.
② X: 4,500 rpm이면 $dN = 50 \times 4{,}500 = 225{,}000 mm \cdot rpm$이 되어 주어진 한계속도지수 200,000을 초과하므로 틀리다. 올바르게는 최대 사용 회전속도는 4,000 rpm이다.
③ X: 5,000 rpm이면 $dN = 50 \times 5{,}000 = 250{,}000 mm \cdot rpm$이 되어 한계속도지수를 넘으므로 틀리다. 올바르게는 최대 사용 회전속도는 4,000 rpm이다.
④ X: 5,500 rpm이면 $dN = 50 \times 5{,}500 = 275{,}000 mm \cdot rpm$이 되어 한계속도지수를 넘으므로 틀리다. 올바르게는 최대 사용 회전속도는 4,000 rpm이다.

오답 포인트

6310의 끝자리 10을 그대로 10 mm로 읽는 실수가 잦다. 베어링 안지름 번호는 04 이상부터 5를 곱해 실제 안지름을 구하므로 10은 50 mm로 해석해야 한다.

다시 나오면 이렇게 판단

베어링 속도 계산 문제는 먼저 번호에서 안지름을 확정하고, 다음에 주어진 속도지수 식 $dN = d \times N$에 대입해 N을 구하는 순서로 판단한다.

암기 포인트

베어링 안지름 번호는 04 이상이면 번호에 5를 곱해 d를 구하고, 한계속도지수는 dN으로 계산한다.

NoteBase

문 4. 내부확장식 브레이크(internal expansion brake)에 대한 설명으로 옳지 않은 것은?

① 브레이크 슈를 브레이크 드럼에 확장시키는 데에는 캠, 유압 등이 이용된다.

② 두 개의 브레이크 블록이 브레이크 드럼의 안쪽에 있다.

③ 브레이크 드럼의 바깥면에서 열을 발산시키는 데 편리하다.

④ 마찰면이 바깥쪽에 있으므로 먼지와 기름 등이 마찰면에 부착되는 단점이 있다.

정답 4번

출제 포인트

이 문제는 내부확장식 브레이크의 구조와 마찰면의 위치를 외부 노출 여부와 연결해 구별하는 문제이다.

핵심 개념

내부확장식 브레이크는 브레이크 슈가 드럼 내부에 놓이고 바깥쪽으로 벌어져 드럼의 안쪽 마찰면을 누르는 방식이다. 외부에서 드럼을 조이는 형식과 달리 마찰면이 드럼 안쪽에 있어 이물의 직접 부착이 비교적 적고, 발생한 열은 드럼을 통해 바깥면으로 방산된다.

선지별 해설

① O: 내부확장식 브레이크는 브레이크 슈를 바깥쪽으로 밀어 드럼 내면에 접촉시켜 제동하므로 캠이나 유압 장치가 슈 확장 장치로 쓰인다.
② O: 내부확장식은 두 개의 브레이크 슈 또는 블록이 브레이크 드럼 안쪽에 배치되는 구조가 기본이다.
③ O: 제동열은 드럼에 전달된 뒤 드럼의 바깥면에서 외기로 방출되므로 열 방산에 유리하다.
④ X: 틀린 부분은 "마찰면이 바깥쪽에 있다"는 표현이다. 내부확장식은 마찰면이 드럼 안쪽에 있으므로 먼지와 기름이 직접 부착되는 불리함이 외부 노출식보다 작다. 올바르게는 "마찰면이 드럼 안쪽에 있어 이물 부착이 비교적 적다"이다.

오답 포인트

내부확장식의 "내부"를 열 방산 위치로 오해하면 ③과 ④를 뒤집어 판단하기 쉽다. 이 형식에서 내부는 슈와 마찰면의 위치를 뜻하므로, 드럼 안쪽에서 마찰하고 드럼 바깥면으로 열이 빠져나간다는 점을 함께 묶어 보아야 한다.

다시 나오면 이렇게 판단

브레이크 형식 문제에서는 먼저 슈가 드럼의 안쪽에 있는지 바깥쪽에 있는지를 본다. 슈가 안쪽에 있고 바깥으로 벌어지면 내부확장식이므로 마찰면은 드럼 안쪽이고 오염에는 비교적 강하며 열은 드럼 바깥면에서 방산된다고 판단한다.

NoteBase

암기 포인트

내부확장식은 "슈는 안쪽, 힘은 바깥쪽, 마찰면은 드럼 안쪽"으로 정리된다.

NoteBase

문 5. 바깥지름 12mm, 안지름 10mm, 피치 2mm, 너트의 높이 $\frac{40}{\pi}$mm인 사각나사 프레스에 880N의 하중이 작용할 때, 나사의 평균접촉면 압력[N/mm^2]은? (단, 너트의 각 나사산에 작용하는 축방향 하중은 균일하게 분포한다고 가정한다)

① 0.5

② 2

③ 4

④ 6

정답 3번

출제 포인트

이 문제는 사각나사의 평균접촉면압을 구할 때 평균지름과 실제 맞물린 나사산의 축방향 접촉폭을 이용할 수 있는지를 묻는 문제이다.

조건 정리

주어진 값은 바깥지름 $12mm$, 안지름 $10mm$, 피치 $2mm$, 너트 높이 $\frac{40}{3}mm$, 축하중 $880N$이다.
평균지름은 $d_m = \frac{12+10}{2} = 11mm$이다.
구해야 할 값은 나사산 평균접촉면압이다.
사각나사이므로 한 나사산의 축방향 접촉폭은 $\frac{p}{2} = 1mm$이다.

사용할 공식

평균접촉면압은 $p_b = \frac{W}{A}$로 구한다.
사각나사의 접촉면적은 평균원주 πd_m에 전체 접촉폭을 곱한 값이므로 $A = \pi d_m \times \frac{h}{2}$이다.
이는 맞물린 나사산 수가 $\frac{h}{p}$이고, 각 나사산의 접촉폭이 $\frac{p}{2}$이어서 전체 접촉폭이 $\frac{h}{p} \times \frac{p}{2} = \frac{h}{2}$가 되기 때문이다.

계산 과정

맞물린 나사산 수는 $n = \frac{h}{p} = \frac{40/3}{2} = \frac{20}{3}$이다.
접촉면적은 $A = \pi d_m \times \frac{p}{2} \times n = \pi \times 11 \times 1 \times \frac{20}{3} = \frac{220\pi}{3} mm^2$이다.
따라서 평균접촉면압은 $p_b = \frac{880}{220\pi/3} = \frac{12}{\pi} \approx 3.82 N/mm^2$이다.
가장 가까운 값은 $4N/mm^2$이므로 정답은 3번이다.

NoteBase

선지 판단

1번: X. 평균접촉면압은 $0.5N/mm^2$가 아니라 약 $3.82N/mm^2$이다. 접촉면적을 실제보다 지나치게 크게 잡으면 이런 값이 나오며, 올바르게는 $4N/mm^2$에 가깝다.
2번: X. 평균접촉면압은 $2N/mm^2$가 아니다. 평균지름이나 접촉폭을 일부만 반영하면 과소평가되며, 올바르게는 약 $3.82N/mm^2$이다.
3번: O. 계산값이 약 $3.82N/mm^2$이므로 보기값 $4N/mm^2$가 가장 적절하다.
4번: X. 평균접촉면압은 $6N/mm^2$가 아니다. 접촉폭을 한두 나사산 정도로만 잘못 보면 과대평가되며, 올바르게는 약 $3.82N/mm^2$이다.

오답 포인트

바깥지름이나 안지름 하나만 쓰거나, 너트 높이 전체를 그대로 접촉폭으로 넣으면 오답이 된다. 이 문제의 핵심 함정은 평균지름 d_m과 사각나사의 실제 접촉폭 $\frac{h}{2}$를 동시에 반영하지 못하게 만드는 데 있다.

다시 나오면 이렇게 판단

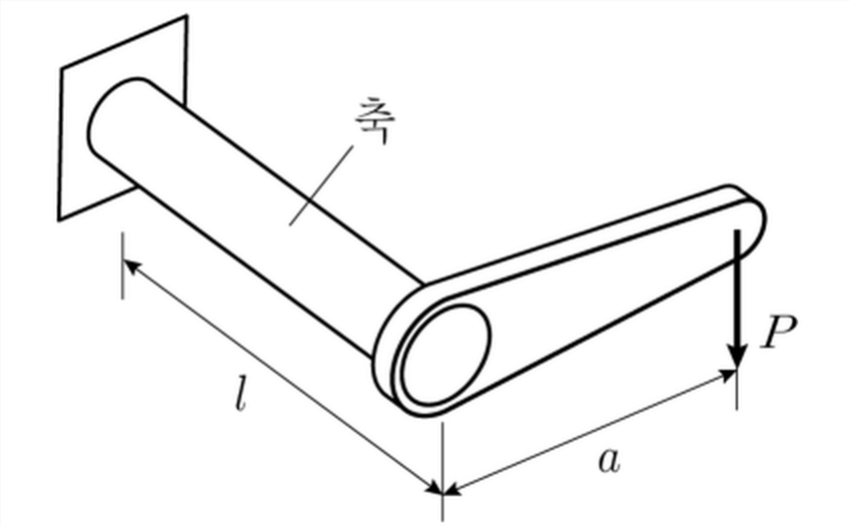
나사 면압 문제는 먼저 평균지름을 구하고, 다음에 맞물린 나사산 수와 한 나사산의 접촉폭으로 전체 접촉폭을 만든 뒤, 마지막에 $p_b = \frac{W}{A}$를 적용하는 순서로 판단한다.

암기 포인트

사각나사 평균면압은 평균지름과 전체 접촉폭 $\frac{h}{2}$로 구하며, 공식은 $p_b = \frac{W}{\pi d_m h/2}$이다.

NoteBase

문 6. 그림과 같이 하중 $P[N]$가 작용할 때 축에서는 굽힘과 비틀림이 동시에 발생한다. 상당비틀림 모멘트를 고려한 축의 최소 지름 [mm]은? (단, 축의 소재는 연성재료이며 축의 허용전단응력 $\tau_a = 8\text{MPa}$, 축의 길이 $l = 400\text{mm}$, 레버 길이 $a = 300\text{mm}$, 안전율 $S = 1$이다)



① $8\sqrt[3]{\frac{P}{\pi}}$
② $10\sqrt[3]{\frac{P}{\pi}}$
③ $16\sqrt[3]{\frac{P}{\pi}}$
④ $20\sqrt[3]{\frac{P}{\pi}}$

정답 2번

출제 포인트

이 문제는 굽힘모멘트와 비틀림모멘트가 동시에 작용하는 축에서 상당비틀림모멘트를 구한 뒤 허용전단응력식으로 최소 지름을 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값은 축 길이 $l = 400mm$, 레버 길이 $a = 300mm$, 허용전단응력 $\tau_a = 8MPa$이다.
굽힘모멘트는 $M = Pl = 400P$이고 비틀림모멘트는 $T = Pa = 300P$이다.
안전율 $S = 1$이므로 추가 보정 없이 주어진 허용전단응력을 그대로 적용한다.

사용할 공식

연성재료 축의 굽힘-비틀림 조합에서는 상당비틀림모멘트 $T_e = \sqrt{M^2 + T^2}$를 사용하고, 실축의 허용전단응력식은 $\tau_a = \frac{16T_e}{\pi d^3}$이다.
이 문제는 축에 굽힘과 비틀림이 동시에 작용하고 재료가 연성재료라고 주어졌으므로 이 식이 맞다.

NoteBase

계산 과정

1. 굽힘모멘트와 비틀림모멘트를 구하면 $M = 400P$, $T = 300P$이다.
2. 상당비틀림모멘트는 $T_e = \sqrt{(400P)^2 + (300P)^2} = 500P$이다.
3. 이를 허용전단응력식에 대입하면 $8 = \frac{16 \cdot 500P}{\pi d^3}$이다.
4. 따라서 $d^3 = \frac{1000P}{\pi}$, $d = 10\sqrt[3]{\frac{P}{\pi}}$가 된다.

선지 판단

1번 X: $8\sqrt[3]{\frac{P}{\pi}}$이면 $d^3 = \frac{512P}{\pi}$가 된다. 이를 대입하면 실제 전단응력은 $\tau = \frac{16 \cdot 500P}{\pi d^3} = \frac{8000}{512} = 15.625MPa$가 되어 허용전단응력 8 MPa를 초과한다. 옳게는 $10\sqrt[3]{\frac{P}{\pi}}$이다.
2번 O: $10\sqrt[3]{\frac{P}{\pi}}$이면 $d^3 = \frac{1000P}{\pi}$가 되고, 식에 대입하면 $\tau = 8MPa$가 되어 허용조건을 정확히 만족하는 최소 지름이다.
3번 X: $16\sqrt[3]{\frac{P}{\pi}}$이면 $d^3 = \frac{4096P}{\pi}$가 되어 실제 전단응력은 $\tau = \frac{8000}{4096} = 1.953125MPa$이다. 허용치보다 지나치게 작은 응력이므로 최소 지름이 아니다. 옳게는 계수가 16이 아니라 10이다.
4번 X: $20\sqrt[3]{\frac{P}{\pi}}$이면 $d^3 = \frac{8000P}{\pi}$가 되어 실제 전단응력은 $1MPa$에 불과하다. 이는 허용전단응력 8 MPa 적용을 빠뜨리거나 지름을 과대평가한 값이다. 옳게는 $10\sqrt[3]{\frac{P}{\pi}}$이다.

오답 포인트

굽힘모멘트 PI와 비틀림모멘트 Pa를 따로 보거나, 상당비틀림모멘트 $\sqrt{M^2 + T^2}$ 대신 단순한 한쪽 모멘트만 넣으면 오답이 된다. 또 허용전단응력 8 MPa를 식에 나누어 넣지 않으면 지름이 과대 또는 과소 계산된다.

다시 나오면 이렇게 판단

축의 조합하중 문제는 먼저 굽힘모멘트와 비틀림모멘트를 각각 구하고, 연성재료이면 상당비틀림모멘트로 합성한 뒤 $\tau_a = \frac{16T_e}{\pi d^3}$에 대입해 최소 지름을 판단한다.

암기 포인트

연성재료 축의 굽힘-비틀림 조합은 $T_e = \sqrt{M^2 + T^2}$, 실축 전단응력은 $\tau = \frac{16T}{\pi d^3}$로 정리된다.

NoteBase

문 7. 다음 표는 한국산업표준(KS)에 근거하여 상용되는 구멍과 축의 치수 허용차이다. 기준 치수가 각각 ∅75mm인 구멍과 축의 끼워맞춤에 대한 설명으로 옳은 것은?

치수의 구분[mm]	p6	H6
65초과 80이하	+0.051 mm +0.032 mm	+0.019 mm 0 mm

① 구멍의 최대 허용치수는 75.051 mm이다.

② 축의 최소 허용치수는 75.019 mm이다.

③ 최대 죔새는 0.051 mm이고, 최소 죔새는 0.013 mm이다.

④ 헐거운 끼워맞춤에 해당된다.

정답 3번

출제 포인트

이 문제는 기준치수 75*mm*에서 구멍 H6와 축 p6의 극한치수를 구하고, 그 차이로 최대 죔새와 최소 죔새를 판단하는 문제이다.

조건 정리

기준 치수는 75*mm*이다.
구멍 H6의 허용차는 0 ~ + 0.019*mm*이다.
축 p6의 허용차는 +0.032 ~ + 0.051*mm*이다.
대문자 H는 구멍, 소문자 p는 축을 뜻한다.

사용할 공식

구멍 최대치수는 기준치수 + 구멍 상한편차이다.
구멍 최소치수는 기준치수 + 구멍 하한편차이다.
축 최대치수는 기준치수 + 축 상한편차이다.
축 최소치수는 기준치수 + 축 하한편차이다.
최대 죔새는 축 최대치수 - 구멍 최소치수이다.
최소 죔새는 축 최소치수 - 구멍 최대치수이다.
죔새는 축이 구멍보다 큰 만큼의 차이이므로 극한치수끼리 빼서 최대값과 최소값을 구한다.

NoteBase

계산 과정

구멍 H6의 최대 허용치수는 75 + 0.019 = 75.019mm이고, 최소 허용치수는 75 + 0 = 75.000mm이다.
축 p6의 최대 허용치수는 75 + 0.051 = 75.051mm이고, 최소 허용치수는 75 + 0.032 = 75.032mm이다.
최대 죔새는 75.051 − 75.000 = 0.051mm이다.
최소 죔새는 75.032 − 75.019 = 0.013mm이다.
최소 죔새도 양수이므로 전 구간에서 축이 구멍보다 크다.

선지별 해설

① X. 틀린 표현은 "구멍의 최대 허용치수는 75.051 mm"이다. H6는 구멍이므로 구멍의 최대 허용치수는 75.019mm이고, 75.051mm은 축의 최대 허용치수이다.
② X. 틀린 표현은 "축의 최소 허용치수는 75.019 mm"이다. 축 p6의 최소 허용치수는 75.032mm이고, 75.019mm은 구멍의 최대 허용치수이다.
③ O. 최대 죔새는 축 최대치수와 구멍 최소치수의 차이이므로 0.051mm이고, 최소 죔새는 축 최소치수와 구멍 최대치수의 차이이므로 0.013mm이다.
④ X. 틀린 표현은 "헐거운 끼워맞춤"이다. 최소 죔새가 0.013mm이므로 틈새가 생기지 않고, 올바르게는 억지 끼워맞춤에 해당된다.

오답 포인트

①과 ②는 H6와 p6를 뒤바꾸면 바로 틀리게 된다. ④는 최대값만 보고 판단하는 실수를 노린 선지이며, 최소 죔새까지 계산해야 헐거운 끼워맞춤이 아님을 확인할 수 있다.

다시 나오면 이렇게 판단

끼워맞춤 문제는 먼저 대문자와 소문자로 구멍과 축을 구분한 뒤 각 극한치수를 계산한다. 그다음 극한치수의 차이로 최대·최소 틈새 또는 죔새를 구하면 끼워맞춤 종류가 결정된다.

암기 포인트

대문자는 구멍, 소문자는 축이다. 최소 죔새가 양수이면 억지 끼워맞춤이다.

NoteBase

문 8. 한 피치 구간에서 1,620 N의 인장하중을 받는 동일한 두께의 판을 3줄 겹치기 리벳이음으로 접합하고자 할 때, 바깥쪽 줄의 리벳 1피치 사이의 전단응력[MPa]은? (단, 리벳지름은 20 mm이고 같은 줄에 있는 리벳들은 같은 크기의 힘을 받으며, 부하평균화계수는 0.9, π는 3으로 한다)

① 2

② 3

③ 4

④ 5

정답 1번

출제 포인트

이 문제는 3줄 겹치기 리벳이음에서 1피치 하중을 각 리벳에 분담시키고, 부하평균화계수까지 반영하여 바깥쪽 줄 리벳의 전단응력을 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 1피치 하중 1620 N, 리벳지름 20 mm, 줄 수 3, 부하평균화계수 0.9이다.
구해야 할 값: 바깥쪽 줄 리벳 1개의 전단응력이다.
주의할 조건: 한 피치에서 3개의 리벳이 하중을 나누고, 실제 분담은 부하평균화계수 0.9를 반영한다.

사용할 공식

리벳 1개의 전단응력은 $\tau = \frac{P}{n\eta A}$이다. 여기서 $A = \frac{\pi d^2}{4}$이다.
이 공식을 쓰는 이유: 한 피치 하중 P가 3줄의 리벳에 분담되고, 실제 하중 분담의 불균일은 $\eta = 0.9$로 보정해야 하기 때문이다.

계산 과정

1. 리벳 1개의 전단면적은 $A = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3 \times 20^2}{4} = 300mm^2$이다.
2. 한 피치에서 하중을 분담하는 유효 리벳 수는 $n\eta = 3 \times 0.9 = 2.7$이다.
3. 따라서 바깥쪽 줄 리벳 1개의 전단응력은 $\tau = \frac{1620}{3 \times 0.9 \times 300} = 2MPa$이다.

선지 판단

① O: 계산 결과가 $2MPa$이므로 옳다.
② X: 3 MPa로 본 것은 하중을 3줄이 아니라 더 적은 리벳 수에 분담시키는 오산이다. 올바르게는 $\tau = 2MPa$이다.
③ X: 4 MPa로 본 것은 전단면적이나 하중 분담 수를 잘못 적용한 값이다. 올바르게는 $\tau = 2MPa$이다.
④ X: 5 MPa로 본 것은 거의 전체 하중이 한 리벳에 걸린 것처럼 계산한 값이다. 올바르게는 $\tau = 2MPa$이다.

NoteBase

오답 포인트

바깥쪽 줄 리벳이라고 해서 전체 하중을 바로 1개 또는 2개 리벳에만 나누면 틀린다. 이 문제는 한 피치에 있는 3개의 리벳이 하중을 분담하고, 그 뒤에 부하평균화계수 0.9를 곱해 유효 분담 수를 줄여야 한다는 점이 함정이다.

다시 나오면 이렇게 판단

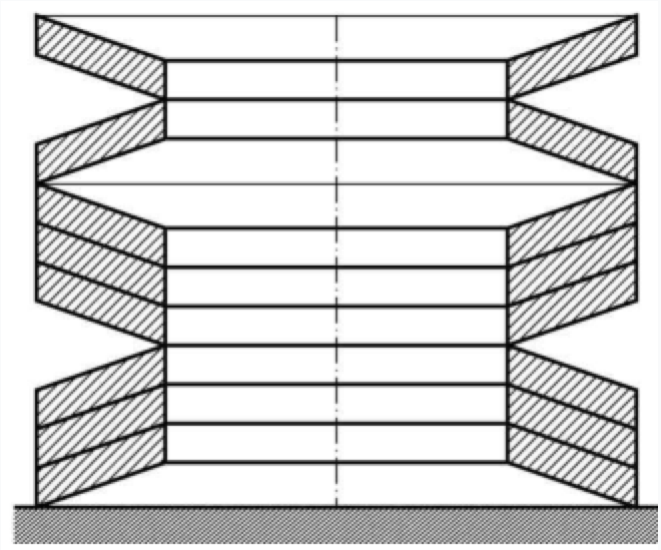
리벳 계산형 문제는 1피치 하중을 먼저 확인하고, 그 하중을 나누는 리벳 수를 정한 뒤, 부하평균화계수와 전단면적을 차례로 반영하면 된다.

암기 포인트

리벳 전단응력은 하중 1피치분을 리벳 수로 나누고 η와 $A = \frac{\pi d^2}{4}$를 반영해 구한다.

NoteBase

문 9. 한 개의 접시스프링에 수직 정하중 40N이 가해질 때 처짐량은 1mm이다. 그림과 같이 직렬과 병렬로 구성된 조합 접시스프링의 상당스프링 상수[N/mm]는? (단, 접시스프링에 가해지는 힘은 스프링이 선형으로 변형되는 영역에 있다고 가정하고, 스프링의 무게는 무시한다)



① 15

② 25

③ 35

④ 45

정답 1번

출제 포인트

이 문제는 접시스프링의 직렬·병렬 조합을 묶음별로 나누어 상당스프링 상수를 구하는 문제이다.

조건 정리

한 개 접시스프링에 $40N$이 작용할 때 처짐량이 $1mm$이므로 한 개의 스프링 상수는 $k = 40N/mm$이다.
그림을 위에서부터 읽으면 홀로 놓인 접시스프링 1장, 그 아래에 방향이 뒤집혀 홀로 놓인 접시스프링 1장, 다시 그 아래에 같은 방향으로 3장이 밀착해 포개진 묶음, 맨 아래에 같은 방향으로 3장이 포개진 묶음이 차례로 이어진 구조이며, 사용된 접시스프링은 모두 8장이다.
그림 판독의 근거는 다음과 같다. 낱장이 떨어져 놓이며 위·아래 원뿔 방향이 교대로 뒤집히는 부분은 서로 마주보므로 직렬 요소로 보고, 여러 장이 빈틈없이 같은 방향으로 포개져 하나의 두꺼운 원뿔처럼 보이는 부분은 병렬 묶음으로 본다. 이 규칙에 따르면 위쪽 낱장 2개는 각각 하나의 직렬 요소이고, 아래쪽 두 뭉치는 각각 3장 병렬 묶음이며, 이 네 요소가 다시 위에서 아래로 직렬로 이어진다.

NoteBase

기출OX 해설집 · 공무원/국가직/7급 · 기계설계 · 2018

사용할 공식

병렬 조합은 스프링 상수가 더해져 $k_p = \sum k_i$가 된다.
직렬 조합은 역수합을 써서 $\frac{1}{k_s} = \sum \frac{1}{k_i}$가 된다.
이 공식을 쓰는 이유는 같은 방향으로 포개진 접시스프링은 같은 변위를 가지는 병렬 묶음이 되고, 방향이 바뀌는 묶음 사이는 하중이 같게 전달되는 직렬 관계가 되기 때문이다.

계산 과정

1. 한 개 접시스프링의 상수는 $k = 40N/mm$이다.
2. 같은 방향으로 3장이 포개진 병렬 묶음 하나의 상수는 $3k = 120N/mm$이다.
3. 전체 조합은 $40N/mm$, $40N/mm$, $120N/mm$, $120N/mm$의 네 묶음이 직렬인 형태이다.
$\frac{1}{k_{eq}} = \frac{1}{40} + \frac{1}{40} + \frac{1}{120} + \frac{1}{120} = \frac{1}{15}$
4. 따라서 $k_{eq} = 15N/mm$이다.

선지별 해설

① O: 계산 결과 상당스프링 상수는 $15N/mm$이므로 옳다.
② X: ②의 "25"는 틀렸고, 올바르게는 "15"이다. 위의 두 단독 스프링과 아래의 두 병렬 묶음을 모두 직렬로 합쳐야 하므로 $25N/mm$가 될 수 없다.
③ X: ③의 "35"는 틀렸고, 올바르게는 "15"이다. 병렬 묶음 두 개가 있어도 그 묶음들 사이가 직렬 연결이므로 전체 강성은 크게 낮아진다.
④ X: ④의 "45"는 틀렸고, 올바르게는 "15"이다. 직렬 연결이 포함된 조합의 상당스프링 상수는 한 개의 스프링 상수 $40N/mm$보다 커질 수 없으므로 $45N/mm$는 성립하지 않는다.

오답 포인트

접시스프링 문제는 그림에서 같은 방향 포개기와 마주보는 직렬 연결을 한꺼번에 세지 못하면 오답이 나온다. 이 문제의 함정은 3장 병렬 묶음만 보고 강성이 커진다는 점에 집중하여, 그 묶음들이 다시 직렬로 이어진다는 사실을 놓치는 데 있다.

다시 나오면 이렇게 판단

접시스프링 조합은 먼저 같은 방향으로 포개진 부분을 하나의 병렬 묶음으로 바꾸어 nk를 만든 뒤, 방향이 바뀌는 묶음들 사이는 직렬로 보고 역수합으로 최종 상당스프링 상수를 구하면 된다.

암기 포인트

같은 방향 포개기=병렬이므로 nk, 마주보기=직렬이므로 $1/k$의 합으로 처리한다.

NoteBase

문 10. 원동차 회전수 600 rpm, 종동차 회전수 300 rpm, 두 축 사이의 중심거리 300 mm인 외접하는 원통마찰차가 있다. 원통마찰차를 1 kN의 힘으로 밀어서 서로 접촉시킬 때, 최대 전달동력[kW]은? (단, 두 마찰차 사이에서의 마찰계수는 0.2이다)

① 0.2π

② 0.4π

③ 2π

④ 4π

정답 2번

출제 포인트

이 문제는 외접 원통마찰차의 접선속도 관계와 최대 마찰력 μN을 이용해 최대 전달동력을 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값:
- 원동차 회전수 $600rpm$
- 종동차 회전수 $300rpm$
- 두 축 중심거리 $300mm$
- 미는 힘 $1kN$
- 마찰계수 0.2

구해야 할 값:
- 최대 전달동력

주의할 조건:
- 외접 마찰차이므로 두 반지름의 합이 $300mm$이다.
- 미는 힘이 곧 두 마찰차 사이의 수직항력 N이 된다.

사용할 공식

사용할 관계식은 $r_1 + r_2 = 300mm$, $n_1 r_1 = n_2 r_2$, $F = \mu N$, $P = Fv$이다.
이 공식을 쓰는 이유:
외접 마찰차는 접촉점의 접선속도가 같아야 하므로 회전수와 반지름이 반비례하고, 전달 가능한 힘의 한계는 마찰력 μN으로 결정되기 때문이다.

NoteBase

계산 과정

1. 접선속도 같음 조건에서 $600r_1 = 300r_2$이므로 $r_2 = 2r_1$이다.
2. 외접 조건 $r_1 + r_2 = 300mm$에 대입하면 $3r_1 = 300mm$이므로 $r_1 = 100mm$, $r_2 = 200mm$이다.
3. 원동차 지름은 $200mm = 0.2m$이므로 접선속도는 $v = \pi dn/60 = \pi \times 0.2 \times 600/60 = 2\pi m/s$이다.
4. 최대 마찰력은 $F = \mu N = 0.2 \times 1000 = 200N$이다.
5. 최대 전달동력은 $P = Fv = 200 \times 2\pi = 400\pi W = 0.4\pi kW$이다.

선지별 해설

① X
- 계산 결과는 $0.4\pi kW$이므로 $0.2\pi kW$는 맞지 않는다.
- 이 값은 접선속도를 $\pi m/s$처럼 절반으로 잘못 잡을 때 나오는 오답이다.
- 올바르게는 최대 전달동력이 $0.4\pi kW$이다.

② O
- 최대 마찰력 $200N$과 접선속도 $2\pi m/s$를 곱하면 $0.4\pi kW$가 된다.
- 회전수비로 반지름을 먼저 구한 뒤 $P = Fv$를 적용하면 일관되게 이 값이 나온다.

③ X
- $2\pi kW$는 정답의 5배로, $400\pi W$를 $0.4\pi kW$로 바꾸지 못하고 단위를 잘못 처리한 값이다.
- 올바르게는 $400\pi W = 0.4\pi kW$이다.

④ X
- $4\pi kW$는 수직항력 $1kN$을 그대로 접선력처럼 쓰거나 $\mu = 0.2$를 빠뜨릴 때 나오는 값이다.
- 마찰차의 최대 전달력은 항상 μN까지만 가능하므로 올바른 값은 $0.4\pi kW$이다.

오답 포인트

이 문항의 함정은 중심거리로 반지름을 먼저 구해야 한다는 점과 $1kN$이 그대로 전달력이 아니라 수직항력이라는 점이다. 또한 W를 kW로 바꾸는 단위 변환을 놓치면 ③이나 ④ 같은 오답으로 흐르기 쉽다.

다시 나오면 이렇게 판단

마찰차 동력 문제는 먼저 접선속도 같음 조건으로 반지름이나 지름을 정하고, 다음에 $F = \mu N$으로 최대 전달력을 구한 뒤, 마지막에 $P = Fv$와 단위 변환까지 확인하는 순서로 판단한다.

암기 포인트

외접 마찰차는 $n_1 r_1 = n_2 r_2$, 최대 전달력은 μN, 동력은 $P = Fv$이다.

NoteBase

문 11. 기어의 대표적인 치형인 인벌류트 치형과 사이클로이드 치형에 대한 설명으로 옳지 않은 것은?

① 인벌류트 치형은 사이클로이드 치형에 비해 제작과 조립이 쉽다.

② 인벌류트 치형은 압력각이 변화한다.

③ 사이클로이드 치형은 언더컷이 발생하지 않는다.

④ 인벌류트 치형은 미끄럼률이 변화하고 치면의 마모가 불균일하다.

정답 2번

출제 포인트

이 문제는 인벌류트 치형과 사이클로이드 치형의 기본 성질, 특히 압력각과 언더컷, 미끄럼 특성의 차이를 구별할 수 있는지를 묻는다.

핵심 개념

인벌류트 치형은 기초원에서 풀려 나가는 곡선으로 만든 치형으로, 압력각이 일정하고 중심거리 오차에 비교적 둔감한 치형이다.
사이클로이드 치형은 구름원 운동으로 만들어지는 치형으로, 언더컷이 잘 생기지 않지만 압력각이 일정하지 않고 제작과 호환성이 불리한 치형이다.

선지별 해설

1번 O: 인벌류트 치형은 공구 형상이 단순하고 중심거리 변화에 대한 허용성이 커서 제작과 조립이 사이클로이드 치형보다 쉽다.
2번 X: 틀린 표현은 '압력각이 변화한다'이다. 인벌류트 치형은 맞물림 중 작용선이 일정하여 압력각이 일정하다. 올바르게는 '사이클로이드 치형은 압력각이 변하고, 인벌류트 치형은 압력각이 일정하다'이다.
3번 O: 사이클로이드 치형은 치근부가 비교적 유리하여 인벌류트 치형처럼 언더컷 문제가 크게 생기지 않는다는 점이 대표 특징이다.
4번 O: 인벌류트 치형은 접촉점에 따라 미끄럼률이 달라지고 피치점 전후에서 미끄럼 상태가 바뀌므로 치면 마모가 균일하지 않다.

오답 포인트

인벌류트 치형과 사이클로이드 치형의 장단점을 서로 바꾸어 외우면 2번과 3번을 혼동하기 쉽다. 특히 '인벌류트는 압력각 일정, 사이클로이드는 언더컷이 적음'이라는 대표 키워드를 뒤집으면 바로 오답이 된다.

다시 나오면 이렇게 판단

치형 비교 문제는 먼저 인벌류트의 대표 성질인 압력각 일정, 제작 용이, 중심거리 변화 허용을 떠올리고, 사이클로이드는 언더컷이 적지만 압력각이 일정하지 않다는 대비로 판단하면 된다.

NoteBase

암기 포인트

인벌류트는 압력각 일정·제작 용이, 사이클로이드는 언더컷 적음·압력각 변화이다.

NoteBase

문 12. 허용인장응력 (σ)이 $100N/mm^2$이고 두께 (t)가 $4mm$인 두 개의 강판을 용접길이 (l) $20mm$로 맞대기 용접이음을 하고자 할 때, 용접부의 최대 허용인장하중 $P[kN]$는? (단, 용접부의 이음효율은 75%이다)

① 6

② 8

③ 10

④ 12

정답 1번

출제 포인트

이 문제는 맞대기 용접 이음의 유효단면적과 이음효율을 적용하여 최대 허용인장하중을 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 허용인장응력 $\sigma = 100N/mm^2$, 두께 $t = 4mm$, 용접길이 $l = 20mm$, 이음효율 $\eta = 0.75$이다.
구해야 할 값: 용접부의 최대 허용인장하중 P이다.
주의할 조건: 맞대기 용접이므로 유효단면적은 $t \times l$이고, 계산한 하중에 이음효율 75%를 반드시 반영해야 한다.

사용할 공식

공식은 $P = \sigma \times A \times \eta = \sigma \times (tl) \times \eta$이다.
이 공식을 쓰는 이유는 용접부가 인장하중을 받을 때 허용응력에 유효단면적을 곱해 기본 허용하중을 구하고, 실제 용접이 모재보다 약한 정도를 이음효율로 반영해야 하기 때문이다.

계산 과정

1. 유효단면적은 $A = t \times l = 4 \times 20 = 80mm^2$이다.
2. 모재 기준 허용하중은 $\sigma A = 100 \times 80 = 8000N$이다.
3. 이음효율 75%를 적용하면 $P = 8000 \times 0.75 = 6000N = 6kN$이다.

NoteBase

선지별 해설

① O: 계산 결과 최대 허용인장하중은 $6kN$이므로 옳다.
② X: $8kN$은 $100 \times 80 = 8000N$까지만 계산하고 이음효율 75%를 빠뜨린 값이다. 틀린 표현은 '최대 허용인장하중이 8 kN이다'이고, 올바르게는 '이음효율을 적용한 최대 허용인장하중은 6 kN이다'이다.
③ X: $10kN$은 주어진 σ, t, l, η를 모두 반영하면 나올 수 없는 값이며, 계산값 $6kN$보다 허용하중을 과대평가한 것이다. 틀린 표현은 '최대 허용인장하중이 10 kN이다'이고, 올바르게는 '주어진 조건의 최대 허용인장하중은 6 kN이다'이다.
④ X: $12kN$은 두 판의 단면적을 중복 계산하여 $80mm^2$를 $160mm^2$처럼 본 뒤 효율 75%를 적용할 때 생기기 쉬운 값이다. 맞대기 용접의 저항단면은 접합부 한 단면으로 본다. 틀린 표현은 '최대 허용인장하중이 12 kN이다'이고, 올바르게는 '유효단면적 $80mm^2$에 대한 최대 허용인장하중은 6 kN이다'이다.

오답 포인트

이 문제의 함정은 이음효율 75%를 빼먹거나, 두 개의 강판이라는 말만 보고 단면적을 두 배로 잡는 데 있다. 맞대기 용접은 $t \times l$ 한 단면으로 계산한 뒤 효율을 곱해야 한다.

다시 나오면 이렇게 판단

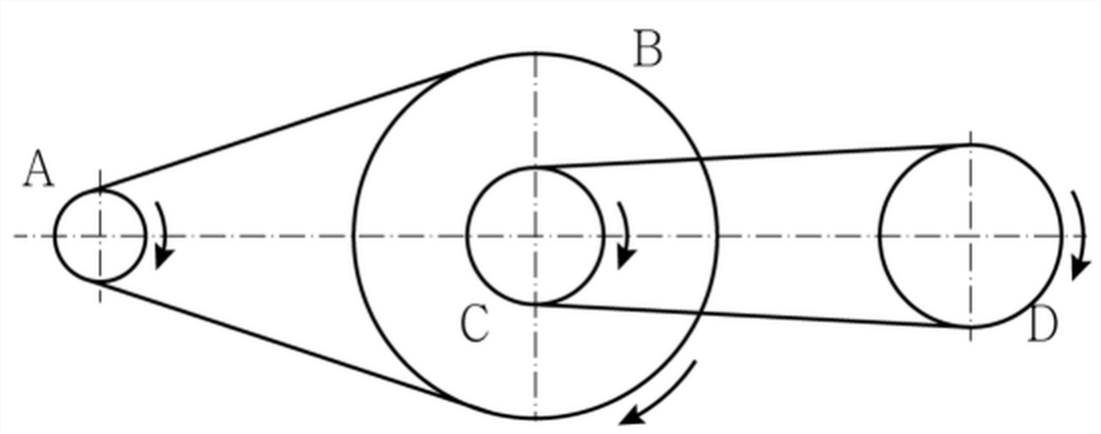
용접 계산형 문항은 먼저 유효단면적을 정하고, 다음에 허용응력을 곱해 기본 하중을 구한 뒤, 마지막에 이음효율을 적용하는 순서로 판단한다.

암기 포인트

맞대기 용접 허용하중은 허용응력× 단면적× 이음효율이며, 두 판을 잇더라도 저항단면을 무조건 두 배로 잡지 않는다.

NoteBase

문 13. 그림과 같이 벨트와 풀리 A, B, C, D로 구성된 장치가 있다. 풀리 A가 2,000 rpm으로 회전할 때 풀리 D가 375 rpm으로 회전한다면 풀리 D의 지름[mm]은? (단, 풀리 A 지름 $D_A = 20mm$, 풀리 B 지름 $D_B = 80mm$, 풀리 C 지름 $D_C = 30mm$이며 벨트 두께의 영향은 무시하고 풀리와 벨트 사이의 미끄럼은 없는 것으로 가정한다)



① 10

② 20

③ 30

④ 40

정답 4번

출제 포인트

벨트 전동의 무미끄럼 조건과 동축 풀리의 동일 회전수를 연결하여 최종 풀리의 지름을 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값은 풀리 A의 회전수 $N_A = 2000rpm$, 풀리 D의 회전수 $N_D = 375rpm$, 지름 $D_A = 20mm$, $D_B = 80mm$, $D_C = 30mm$이다.
벨트와 풀리 사이에 미끄럼이 없으므로 각 벨트 구간에서 둘레속도가 같다.
풀리 B와 C는 같은 축에 있으므로 회전수가 같아 $N_B = N_C$이다.
구해야 할 값은 풀리 D의 지름 D_D이다.

사용할 공식

벨트 전동에서 미끄럼이 없으면 같은 벨트로 연결된 두 풀리에 대해 $N_1D_1 = N_2D_2$가 성립한다.
이 문제는 A-B 구간과 C-D 구간이 따로 존재하고, 중간의 B와 C가 동축이어서 $N_B = N_C$로 이어지므로 이 공식을 단계별로 적용할 수 있다.

NoteBase

계산 과정

먼저 A와 B의 관계에서

$N_A D_A = N_B D_B$

이므로

$2000 \times 20 = N_B \times 80$

따라서

$N_B = 500 rpm$

이다.

B와 C는 같은 축이므로

$N_C = 500 rpm$

이다.

이제 C와 D의 관계에 $N_1 D_1 = N_2 D_2$를 적용하면

$N_C D_C = N_D D_D$

즉

$500 \times 30 = 375 \times D_D$

이므로

$D_D = \frac{500 \times 30}{375} = 40 mm$

이다.

선지별 해설

① X: $10 mm$이면 C-D 구간에서 $N_D = 500 \times 30/10 = 1500 rpm$이 되어 주어진 $375 rpm$과 맞지 않는다. 풀리 D의 지름은 $10 mm$가 아니라 $40 mm$이다.

② X: $20 mm$이면 $N_D = 500 \times 30/20 = 750 rpm$이 된다. 중간 전달 뒤의 회전수 관계를 끝까지 적용하면 풀리 D의 지름은 $20 mm$가 아니라 $40 mm$이다.

③ X: $30 mm$이면 $N_D = 500 \times 30/30 = 500 rpm$이 된다. 이는 풀리 C와 D의 지름을 같게 본 착각에 가까우며, 실제로는 풀리 D의 지름이 $30 mm$가 아니라 $40 mm$이다.

④ O: A-B 구간에서 $N_B = 500 rpm$이고 B와 C는 동축이므로 $N_C = 500 rpm$이다. 이어서 $500 \times 30 = 375 \times D_D$이므로 $D_D = 40 mm$가 되어 정답이 된다.

오답 포인트

A-B 구간 계산만 하고 멈추거나, B와 C가 같은 축이라 회전수가 같다는 조건을 놓치면 오답이 나온다. 또한 $D_C = 30 mm$를 그대로 답처럼 보는 단순 대입형 착각도 자주 발생한다.

NoteBase

다시 나오면 이렇게 판단

복합 벨트 전동 문제는 각 벨트 구간마다 $N_1D_1 = N_2D_2$를 세우고, 중간에 동축 조건이 있으면 그 회전수를 먼저 연결한 뒤 마지막 미지수를 푸는 순서로 판단한다. 각 수치가 어느 풀리에 대응하는지 단계별로 적으면 계산 실수를 줄일 수 있다.

암기 포인트

벨트 무미끄럼은 ND 일정, 동축 풀리는 회전수 동일이라는 두 조건으로 정리된다.

NoteBase

문 14. 기계부품의 완전한 성능과 호환성을 확보하기 위한 기하공차(KS A ISO1101) 중 데이텀(datum)이 필요 없는 공차는?

① 평행도(Parallelism) 공차
② 직각도(Perpendicularity) 공차
③ 대칭도(Symmetry) 공차
④ 원통도(Cylindricity) 공차

정답 4번

출제 포인트

이 문제는 기하공차를 형상공차와 데이텀 기준형 공차로 구분할 수 있는지를 묻는 문제이다.

핵심 개념

평행도는 기준 데이텀에 대해 요소가 얼마나 평행한지를 규제하는 자세공차이다. 키워드는 기준과의 방향 관계이다.
직각도는 기준 데이텀에 대해 요소가 90도 관계를 이루는 정도를 규제하는 자세공차이다. 키워드는 기준과의 직교 관계이다.
대칭도는 기준 중심면이나 기준축에 대해 요소가 대칭 위치에 있는지를 규제하는 위치공차이다. 키워드는 기준에 대한 중심 위치이다.
원통도는 하나의 원통 자체 형상이 이상적인 원통에 얼마나 가까운지를 규제하는 형상공차이다. 키워드는 자체 형상 관리이며 데이텀이 필요 없다.

선지별 해설

1번: X. 평행도는 어떤 요소가 기준 요소에 대해 평행한 정도를 관리하는 자세공차이므로 비교 기준이 되는 데이텀이 필요하다. 틀린 표현은 "데이텀이 필요 없는"에 해당하며, 올바르게는 "평행도 공차는 데이텀이 필요한 공차"이다.
2번: X. 직각도는 기준 요소에 대한 90도 방향 관계를 평가하는 자세공차이므로 데이텀이 있어야 공차역이 정해진다. 틀린 표현은 "데이텀이 필요 없는"에 해당하며, 올바르게는 "직각도 공차는 데이텀이 필요한 공차"이다.
3번: X. 대칭도는 기준 중심면 또는 기준축에 대해 대칭 여부를 판단하는 위치공차이므로 반드시 기준이 필요하다. 틀린 표현은 "데이텀이 필요 없는"에 해당하며, 올바르게는 "대칭도 공차는 데이텀이 필요한 공차"이다.
4번: O. 원통도는 하나의 원통 표면 자체가 이상적인 원통 형상에 얼마나 가까운지를 보는 형상공차이므로 다른 요소를 기준으로 삼지 않는다. 따라서 데이텀이 필요 없다.

NoteBase

오답 포인트

평행도와 직각도는 방향을, 대칭도는 위치를 관리하므로 모두 기준 요소와의 관계가 전제된다. 반대로 원통도는 원통 자체의 형상을 보는 공차인데도 원통의 축을 떠올리며 데이텀이 필요하다고 착각하기 쉽다.

다시 나오면 이렇게 판단

기하공차를 보면 먼저 기준 요소와의 관계를 보는 공차인지, 요소 자체의 형상을 보는 공차인지 구분한다.
자세공차와 위치공차는 데이텀이 필요하고, 형상공차는 독립 형상 관리이므로 데이텀이 필요 없다.

암기 포인트

형상공차는 자기 자신을 본다. 자세공차와 위치공차는 기준과의 관계를 본다.

NoteBase

문 15. 길이 $l[mm]$, 폭 $b[mm]$인 평행키(묻힘키)가 있다. 평행키의 길이 $l[mm]$를 축의 지름 $d[mm]$와 같게 하고 축과 키가 동일한 회전토크 $T[N \cdot mm]$를 받는다고 할 때, 축의 지름 $d[mm]$는? (단, 축과 키는 전단저항만을 받으며 축의 전단응력은 키의 전단응력의 0.5배이다)

① $d = \frac{4}{\pi}b$

② $d = \frac{12}{\pi}b$

③ $d = \frac{16}{\pi}b$

④ $d = \frac{32}{\pi}b$

정답 3번

출제 포인트

이 문제는 축의 비틀림 전단응력과 평행키의 전단응력을 같은 토크 조건에서 연결하여 d와 b의 관계를 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 조건은 평행키의 길이 l이 축 지름 d와 같다는 점, 축과 키가 같은 회전토크 T를 받는다는 점, 그리고 축의 전단응력이 키의 전단응력의 0.5배라는 점이다.
구해야 할 값은 축의 지름 d를 폭 b로 나타낸 식이다.

사용할 공식

축의 최대 전단응력은 $\tau_s = \frac{16T}{\pi d^3}$이다.
키에 작용하는 접선력은 $F = \frac{2T}{d}$이므로, 키의 전단응력은 $\tau_k = \frac{F}{bl} = \frac{2T}{bdl}$이다.
이 공식을 쓰는 이유는 축은 원형축의 비틀림 전단응력 공식으로 계산하고, 키는 토크가 반지름 $\frac{d}{2}$에서 접선력으로 전달된다고 보고 전단면적 bl에 대해 전단응력을 계산하기 때문이다.

NoteBase

계산 과정

문제에서 $l = d$이므로 키의 전단응력은 $\tau_k = \frac{2T}{bd^2}$이다.
또한 $\tau_s = 0.5\tau_k$이므로
$\frac{16T}{\pi d^3} = 0.5 \cdot \frac{2T}{bd^2} = \frac{T}{bd^2}$
가 된다.
양변에서 T를 약분하면
$\frac{16}{\pi d^3} = \frac{1}{bd^2}$
이고, 다시 정리하면
$16b = \pi d$
이므로
$d = \frac{16}{\pi} b$
가 된다.

선지별 해설

1번 X: $d = \frac{4}{\pi} b$는 정답식보다 4배 작다. 축 전단응력 식의 계수 16을 4로 잘못 줄이거나, 키의 접선력 $F = \frac{2T}{d}$를 누락하면 나올 수 있는 오답이다. 틀린 식 → 올바르게는 $d = \frac{16}{\pi} b$이다.
2번 X: $d = \frac{12}{\pi} b$는 축과 키의 전단응력 비를 정확히 반영하지 못한 값이다. 0.5배 조건이나 계수 정리에서 일부만 반영하면 이런 값이 나온다. 틀린 식 → 올바르게는 $d = \frac{16}{\pi} b$이다.
3번 O: $\tau_s = 0.5\tau_k$, $l = d$, $\tau_s = \frac{16T}{\pi d^3}$, $\tau_k = \frac{2T}{bd^2}$를 차례로 대입하면 $d = \frac{16}{\pi} b$가 되므로 옳다.
4번 X: $d = \frac{32}{\pi} b$는 0.5배 조건을 반대로 적용하여 축 전단응력이 키보다 더 크게 작용하는 것처럼 계산한 오답이다. 틀린 식 → 올바르게는 $d = \frac{16}{\pi} b$이다.

오답 포인트

가장 흔한 실수는 키의 전단응력을 $\frac{T}{bd^2}$로 바로 두거나, 축의 전단응력이 키의 0.5배라는 관계를 반대로 쓰는 것이다. 또한 키의 길이 조건 $l = d$를 끝까지 유지하지 않으면 계수가 틀어진다.

다시 나오면 이렇게 판단

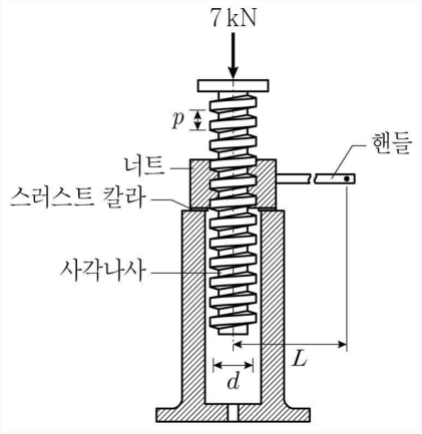
축과 키가 같은 토크를 받을 때는 먼저 축의 비틀림 공식과 키의 접선력 공식을 각각 세운다. 그다음 전단응력비 조건을 대입하고, 마지막에 $l = d$ 같은 형상 조건을 반영해 계수를 정리하면 된다.

암기 포인트

평행키 전단은 $F = \frac{2T}{d}$, 원형축 전단은 $\tau_s = \frac{16T}{\pi d^3}$로 시작하면 같은 토크 문제의 계수 정리가 흔들리지 않는다.

NoteBase

문 16. 그림과 같이 사각나사로 구성된 나사잭이 있다. 나사 피치 (p) 5 mm, 나사 유효지름 (d) 23.5 mm, 핸들 유효길이 (L) 235 mm일 때, 하중 7 kN을 들어올리기 위해 핸들 끝에서 작용시켜야 하는 힘[N]은? (단, 스러스트 칼라(thrust collar) 접촉면 마찰은 무시하고, 사각나사의 마찰계수는 0.1, π는 3으로 계산한다)



① 54.25

② 56.25

③ 58.25

④ 60.25

정답 4번

출제 포인트

이 문제는 사각나사로 하중을 들어 올릴 때의 나사 토크를 구한 뒤 핸들 유효길이로 나누어 작용 힘을 계산하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값은 하중 7000N, 나사 피치 $p = 5mm$, 나사 유효지름 $d = 23.5mm$, 핸들 유효길이 $L = 235mm$, 마찰계수 $\mu = 0.1$이다.
구해야 할 값은 핸들 끝에서 가해야 하는 힘 P이다.
주의할 조건은 스러스트 칼라 접촉면 마찰을 무시하고, 사각나사이므로 리드각과 마찰각을 합성한 토크식을 써야 한다는 점이다.

NoteBase

사용할 공식

사각나사에서 하중을 들어 올릴 때의 토크는 $T = \frac{Wd}{2}\tan(\phi + \alpha)$이다.
여기서 $\tan\phi = \mu$, $\tan\alpha = \frac{p}{\pi d}$이다.
핸들 끝의 힘은 $P = \frac{T}{L}$이다.
이 공식을 쓰는 이유는 문제 조건이 사각나사로 축방향 하중을 상승시키는 경우이고, 스러스트 칼라 마찰을 무시하므로 나사면 마찰만 고려한 상승 토크식이 그대로 적용되기 때문이다.

계산 과정

1. 리드각을 구하면 $\tan\alpha = \frac{5}{3 \times 23.5} = \frac{5}{70.5} \approx 0.0709$이다.
2. 마찰각은 $\tan\phi = 0.1$이므로 $\tan(\phi + \alpha) = \frac{0.1 + 0.0709}{1 - 0.1 \times 0.0709} \approx 0.1721$이다.
3. 토크는 $T = \frac{7000 \times 23.5}{2} \times 0.1721 \approx 14158.7 N \cdot mm$이다.
4. 따라서 핸들 끝의 힘은 $P = \frac{14158.7}{235} \approx 60.25N$이다.

선지 판단

1번 X: 계산 결과는 $60.25N$이므로 54.25는 맞지 않는다. 올바르게는 60.25가 되어야 한다. 이 값은 $\tan(\phi + \alpha)$ 계산이나 최종 나눗셈에서 수치를 작게 잡을 때 나올 수 있는 오답이다.
2번 X: 계산 결과는 $60.25N$이므로 56.25는 맞지 않는다. 올바르게는 60.25가 되어야 한다. 이 값은 리드각 또는 마찰각 중 하나를 불완전하게 반영해 토크를 작게 계산할 때 생길 수 있다.
3번 X: 계산 결과는 $60.25N$이므로 58.25는 맞지 않는다. 올바르게는 60.25가 되어야 한다. 이 값은 $\tan(\phi + \alpha)$의 분모 $1 - \mu\tan\alpha$를 무시하는 근사 계산이나 중간 반올림을 크게 했을 때 나올 수 있다.
4번 O: $P \approx 60.25N$으로 계산되므로 정답이다. 나사 상승 토크를 먼저 구한 뒤 핸들 유효길이로 나누는 순서가 정확하다.

오답 포인트

사각나사 문제에서 가장 흔한 함정은 마찰계수 μ만 넣고 끝내거나, 리드각 α를 구해 놓고 $\tan(\phi + \alpha)$ 합성 공식을 생략하는 점이다. 또 토크를 구한 뒤 핸들 길이로 나누지 않으면 힘이 아니라 모멘트에서 멈추게 된다.

다시 나오면 이렇게 판단

사각나사 계산형은 먼저 $\tan\alpha = \frac{p}{\pi d}$로 리드각 성분을 정리하고, 다음에 $T = \frac{Wd}{2}\tan(\phi + \alpha)$로 상승 토크를 구한 뒤, 마지막에 $P = \frac{T}{L}$로 핸들 힘을 계산하는 순서로 판단한다.

암기 포인트

사각나사 상승 문제는 리드각 계산, $\tan(\phi + \alpha)$ 적용, $P = T/L$ 변환의 세 단계로 정리된다.

NoteBase

문 17. 재료의 피로현상에 대한 설명으로 옳지 않은 것은?

① 비철금속들은 명확한 내구한도가 있으며 피로강도는 사이클이 증가함에 따라 지속적으로 증가한다.

② S-N선도는 피로강도 대 파손까지의 수명 사이클 횟수로 나타낸다.

③ 내구한도는 재료의 표면상태, 하중의 형태, 온도 등에 영향을 받는다.

④ 재료에 항복강도 이하의 반복응력이 작용할 때, 점진적으로 파손되는 현상이 발생할 수 있다.

정답 1번

출제 포인트

이 문제는 피로강도, 내구한도, S-N선도의 의미와 피로파손의 발생 조건을 구분하는 문제이다.

핵심 개념

내구한도는 일정 반복수 이상에서도 파손되지 않도록 견딜 수 있는 한계응력이다.
피로강도는 정해진 반복수까지 파손되지 않게 하는 응력크기이다.
S-N선도는 응력크기와 파단까지의 반복수 사이의 관계를 나타내는 선도이다.
철강재는 내구한도가 비교적 뚜렷하지만, 비철금속은 명확한 내구한도가 나타나지 않는 경우가 많다.

선지별 해설

① X: 틀린 부분은 '비철금속들은 명확한 내구한도가 있으며'와 '피로강도는 사이클이 증가함에 따라 지속적으로 증가한다'이다. 실제로는 철강재에서 내구한도가 비교적 뚜렷하게 나타나고, 비철금속은 명확한 내구한도가 없는 경우가 많다. 또한 피로강도는 허용 반복수가 커질수록 일반적으로 낮아진다.
② O: S-N선도는 응력 S와 파손까지의 반복수 N의 관계를 나타내는 선도이므로 설명이 옳다.
③ O: 내구한도는 재료 자체의 성질만으로 고정되지 않고 표면상태, 하중형태, 온도, 응력집중 등의 영향을 받으므로 설명이 옳다.
④ O: 피로파손은 반복응력에 의해 미세균열이 누적되면서 진행되므로 항복강도 이하의 응력에서도 점진적으로 파손될 수 있다.

오답 포인트

비철금속과 철강재의 내구한도 특성을 뒤바꾸면 쉽게 틀린다. 또한 반복수가 많아질수록 피로강도가 커진다고 거꾸로 이해하면 ①을 옳다고 보기 쉽다.

다시 나오면 이렇게 판단

피로 문제에서는 먼저 내구한도가 뚜렷한 재료인지, 정해진 반복수에서의 피로강도를 묻는지 구분한다. 그다음 S-N선도는 응력과 반복수의 관계라는 점, 피로파손은 항복강도 이하에서도 생길 수 있다는 점을 대입해 선지를 판단한다.

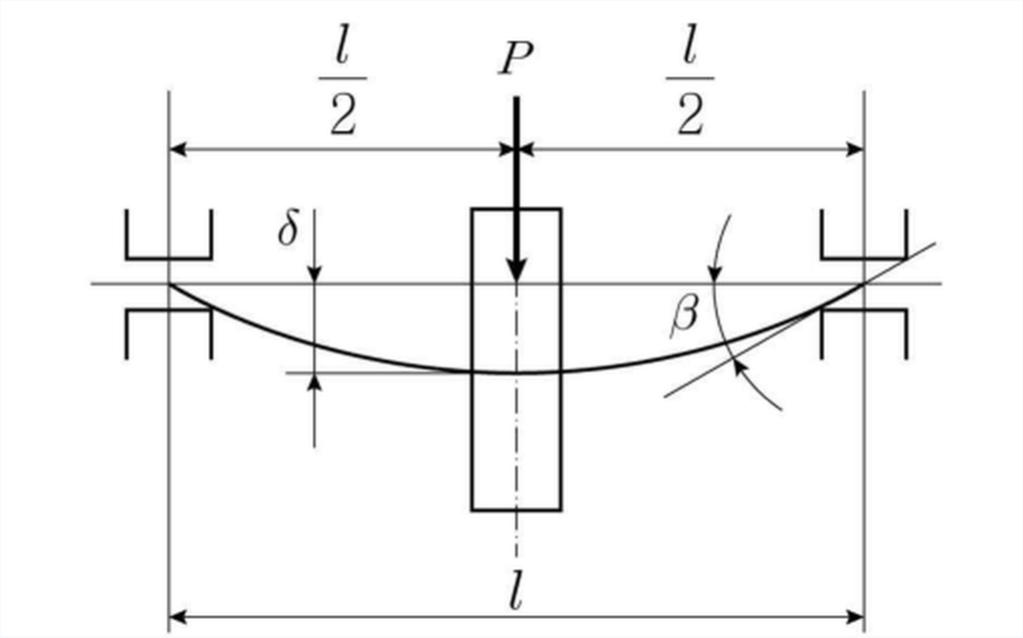
NoteBase

암기 포인트

철강재는 내구한도, 비철금속은 반복수별 피로강도로 정리한다.

NoteBase

문 18. 베어링 간격이 l이고 양단이 단순지지된 보의 중앙에 집중하중 P가 작용하는 경우, 최대 처짐량 δ는 보의 중심에서 일어나고 최대 처짐각 β는 단순지지점 근처에서 일어난다. 일반적인 전동축에서 축처짐의 설계기준치 $\frac{\delta}{l}$로 가장 적합한 것은?



① $\frac{\beta}{3}$
② $\frac{\beta}{2}$
③ β
④ 2β

정답 1번

출제 포인트

이 문제는 양단 단순지지보에 중앙 집중하중이 작용할 때 최대 처짐량과 지지점 처짐각의 관계를 이용해 $\frac{\delta}{l}$를 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 조건은 베어링 간격이 l인 단순지지보의 중앙에 집중하중 P가 작용하는 경우이다.
구해야 할 값은 축지점 설계기준치 $\frac{\delta}{l}$이다.
최대 처짐량 δ는 중앙에서, 최대 처짐각 β는 단순지지점에서 발생한다.

NoteBase

사용할 공식

중앙 집중하중을 받는 단순지지보에서

$\delta = \frac{Pl^3}{48EI}$

$\beta = \frac{Pl^2}{16EI}$

가 성립한다.

이 공식을 쓰는 이유는 문제의 축이 양단 단순지지되고 하중이 정확히 중앙에 작용하는 전형적인 보 처짐 조건이기 때문이다.

계산 과정

1. 처짐량 식을 베어링 간격으로 나누면

$\frac{\delta}{l} = \frac{Pl^2}{48EI}$

가 된다.

2. 처짐각 식은

$\beta = \frac{Pl^2}{16EI}$

이다.

3. 두 식을 비교하면

$\frac{\delta}{l} = \frac{1}{3}\beta$

이므로

$\frac{\delta}{l} = \frac{\beta}{3}$

이다.

선지별 해설

① O: 계산 결과 $\frac{\delta}{l} = \frac{\beta}{3}$이므로 맞는 선지이다.

② X: 틀린 표현은 $\frac{\delta}{l} = \frac{\beta}{2}$이다. 올바르게는 $\frac{\delta}{l} = \frac{\beta}{3}$이다. $\frac{\beta}{2}$는 처짐량 식과 처짐각 식의 계수 48과 16의 비를 잘못 비교한 값이다.

③ X: 틀린 표현은 $\frac{\delta}{l} = \beta$이다. 올바르게는 $\frac{\delta}{l} = \frac{\beta}{3}$이다. 처짐각 β와 $\frac{\delta}{l}$는 동일하지 않고 계수 차이 3배가 있다.

④ X: 틀린 표현은 $\frac{\delta}{l} = 2\beta$이다. 올바르게는 $\frac{\delta}{l} = \frac{\beta}{3}$이다. 이 값은 실제 관계보다 6배 크게 잡은 값으로, 처짐량과 처짐각의 비례관계를 반대로 이해한 경우에 해당한다.

오답 포인트

처짐량 δ와 처짐각 β를 각각 외워 두지 않으면 둘 다 Pl^2 또는 Pl^3에 비례한다는 감각만 남아 계수 비교를 놓치기 쉽다. 이 문항의 함정은 값을 새로 계산하기보다 δ//와 β의 계수비가 $16 : 48 = 1 : 3$이라는 점을 정확히 연결하는지에 있다.

NoteBase

다시 나오면 이렇게 판단

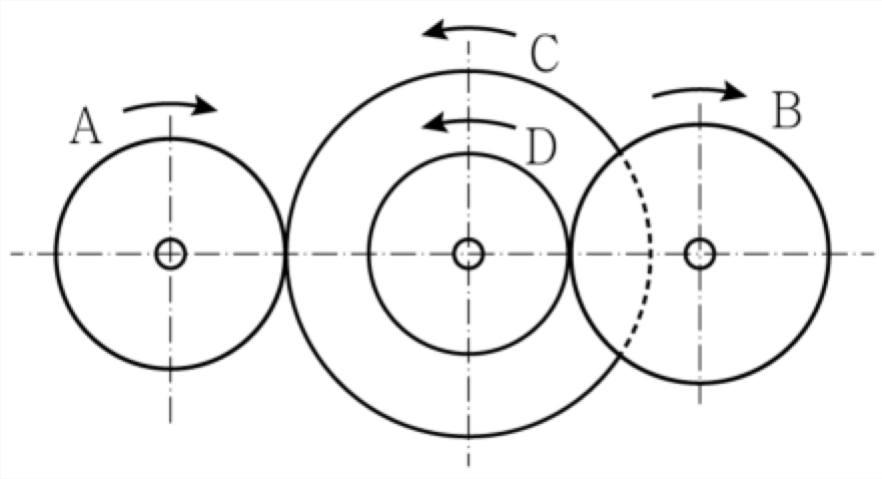
중앙 집중하중 단순지지보가 보이면 먼저 δ와 β의 표준식을 적고, δ를 I로 나눈 뒤 공통항 $\frac{PI^2}{EI}$를 소거해 계수만 비교하면 된다.

암기 포인트

중앙 집중하중 단순지지보에서는 $\delta/I = \beta/3$이다.

NoteBase

문 19. 그림은 복식 기어열을 나타낸 것으로 기어 A에서 B로 회전을 전달할 때, 중간에 있는 기어 C와 D는 같은 축에 고정되어 있으나 잇수는 서로 다르다. 기어 A가 500rpm으로 회전할 때, 기어 B의 회전수[rpm]와 기어 C의 원주피치[mm]는? (단, 기어 A와 C의 모듈 $m = 2$, 기어 A 피치원 지름 $D_A = 70\text{mm}$, 기어 C 피치원 지름 $D_C = 120\text{mm}$, 기어 B 잇수 $Z_B = 35$, 기어 D 잇수 $Z_D = 30$이다)



① 기어 B의 회전수[rpm]: 125, 기어 C의 원주피치[mm]: 2π

② 기어 B의 회전수[rpm]: 125, 기어 C의 원주피치[mm]: 4π

③ 기어 B의 회전수[rpm]: 250, 기어 C의 원주피치[mm]: 2π

④ 기어 B의 회전수[rpm]: 250, 기어 C의 원주피치[mm]: 4π

정답 3번

출제 포인트

복식 기어열의 전체 속도비와 모듈-원주피치 관계 $p = \pi m$를 함께 묻는 문제이다.

조건 정리

주어진 값은 $n_A = 500rpm$, $m = 2$, $D_A = 70mm$, $D_C = 120mm$, $Z_B = 35$, $Z_D = 30$이다.
기어 A와 C의 모듈이 같으므로 $Z_A = D_A/m = 70/2 = 35$, $Z_C = D_C/m = 120/2 = 60$이다.
구해야 할 값은 기어 B의 회전수와 기어 C의 원주피치이다.
기어 C와 D는 같은 축에 고정되어 있으므로 회전수는 서로 같다.

사용할 공식

기어 한 쌍의 속도비는 $n_1Z_1 = n_2Z_2$이다.
원주피치는 $p = \pi m$이다.
이 문제는 A가 C를 구동하고, 같은 축의 D가 다시 B를 구동하는 복식 기어열이므로 속도비를 두 번 적용해야 한다.

NoteBase

계산 과정

먼저 A와 C의 관계를 적용하면 $n_C = n_A \times Z_A/Z_C = 500 \times 35/60 = 291.67rpm$이다.
C와 D는 같은 축에 있으므로 $n_D = n_C = 291.67rpm$이다.
다음으로 D와 B의 관계를 적용하면 $n_B = n_D \times Z_D/Z_B = 291.67 \times 30/35 = 250rpm$이다.
기어 C의 원주피치는 $p = \pi m = \pi \times 2 = 2\pi mm$이다.

선지별 해설

① X: 원주피치 $2\pi mm$는 맞지만 기어 B의 회전수 125 rpm이 틀리다. 복식 기어열의 전체 속도비를 적용하면 $n_B = 250rpm$이므로 바른 표현은 "기어 B의 회전수는 250 rpm이고 기어 C의 원주피치는 $2\pi mm$이다"이다.
② X: 기어 B의 회전수 125 rpm도 틀리고, 원주피치 $4\pi mm$도 틀리다. 바른 값은 $n_B = 250rpm$, $p = 2\pi mm$이다.
③ O: 복식 기어열의 속도비를 적용하면 기어 B의 회전수는 250 rpm이고, 모듈 관계 $p = \pi m$를 적용하면 기어 C의 원주피치는 $2\pi mm$이다.
④ X: 기어 B의 회전수 250 rpm은 맞지만 원주피치 $4\pi mm$가 틀리다. 원주피치는 $p = \pi m$이므로 바른 표현은 "기어 C의 원주피치는 $2\pi mm$이다"이다.

오답 포인트

원주피치를 $2\pi m$처럼 잘못 외우면 $4\pi mm$를 고르게 된다. 또 복식 기어열에서 같은 축의 C와 D가 같은 회전수를 가진다는 점을 놓치면 B의 회전수를 과소계산하기 쉽다.

다시 나오면 이렇게 판단

복식 기어열 문제는 먼저 각 기어의 잇수를 모두 정리하고, 맞물리는 한 쌍마다 nZ가 같다는 관계를 순서대로 적용하면 된다. 모듈이 주어지면 원주피치는 별도로 $p = \pi m$으로 바로 계산하면 된다.

암기 포인트

기어 속도비는 $nZ =$ 일정, 원주피치는 $p = \pi m$이다.

NoteBase

문 20. 한 쌍의 스퍼기어가 외접하고 있다. 모듈 5mm, 잇수 24인 피니언이 50rpm으로 4.5kW의 동력을 전달한다. 피니언의 허용굽힘응력이 100MPa일 때, 굽힘강도만을 고려한 피니언의 최소 치폭[mm]은? (단, 속도와 충격에 의한 영향을 고려한 루이스 설계식을 사용하고 속도계수 $f_v = 1$, 충격계수 $f_w = 1$, 모듈기준 치형계수 $Y = 0.3$, $\pi = 3$으로 계산한다)

① 0.1

② 1

③ 10

④ 100

정답 4번

출제 포인트

이 문제는 모듈기준 루이스 설계식을 이용해 피니언의 최소 치폭을 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값은 모듈 $m = 5mm$, 잇수 $z = 24$, 회전수 $n = 50rpm$, 동력 $P = 4.5kW$, 허용굽힘응력 $\sigma = 100MPa = 100N/mm^2$, 속도계수 $f_v = 1$, 충격계수 $f_w = 1$, 모듈기준 치형계수 $Y = 0.3$, $\pi = 3$이다.
구해야 할 값은 최소 치폭 b이다.
주의할 조건은 치형계수 Y가 모듈기준이므로 루이스식을 $W_T = f_v f_w \sigma b m Y$ 형태로 써야 한다는 점이다.

사용할 공식

피치원 지름은 $d = mz$이다.
피치선 속도는 $v = \pi dn/60$이다.
전달 접선하중은 $W_T = 1000P/v$이다.
루이스 설계식은 모듈기준 치형계수를 사용할 때 $W_T = f_v f_w \sigma b m Y$이다.
이 공식을 쓰는 이유는 문제에서 굽힘강도만 고려하고, 모듈기준 치형계수 Y를 직접 주었기 때문이다.

계산 과정

1. 피치원 지름은 $d = mz = 5 \times 24 = 120mm = 0.12m$이다.
2. 피치선 속도는 $v = \pi dn/60 = 3 \times 0.12 \times 50/60 = 0.3m/s$이다.
3. 전달 접선하중은 $W_T = 1000P/v = 1000 \times 4.5/0.3 = 15000N$이다.
4. 루이스식에 대입하면 $15000 = 1 \times 1 \times 100 \times b \times 5 \times 0.3 = 150b$이다.
5. 따라서 $b = 15000/150 = 100mm$이다.

NoteBase

선지별 해설

1번: X. $0.1mm$는 전달동력 $4.5kW$를 $4.5W$처럼 잘못 처리해 접선하중을 $15N$ 수준으로 축소할 때 나오는 값이다. 올바르게는 치폭이 $100mm$이다.
2번: X. $1mm$는 접선하중이나 응력 단위를 한 자리 이상 잘못 처리한 값이다. 루이스식에 정확히 대입하면 $b = 100mm$가 된다.
3번: X. $10mm$는 피치선 속도를 $3m/s$처럼 10배 크게 보아 접선하중을 $1500N$으로 잘못 계산할 때 얻기 쉬운 값이다. 올바른 피치선 속도는 $0.3m/s$이므로 치폭은 $100mm$이다.
4번: O. 모듈기준 루이스식 $W_T = f_v f_w \sigma b m Y$에 계산값을 넣으면 $b = 100mm$가 되어 정답이다.

오답 포인트

이 문제의 핵심 함정은 모듈기준 치형계수 Y와 원주피치기준 치형계수를 혼동하는 점, 그리고 피치선 속도 계산에서 mm를 m로 바꾸지 않아 v를 10배 잘못 잡는 점이다.

다시 나오면 이렇게 판단

기어 굽힘강도 계산은 먼저 $d = mz$로 지름을 구하고, 다음에 $v = \pi dn/60$으로 속도를 구한 뒤, $W_T = 1000P/v$와 루이스식을 연결해 미지수 b를 푼다고 정리하면 된다.

암기 포인트

모듈기준 루이스식은 $W_T = \sigma b m Y$ 형태이며, 피치선 속도 오산이 치폭 오산으로 바로 이어진다.

NoteBase