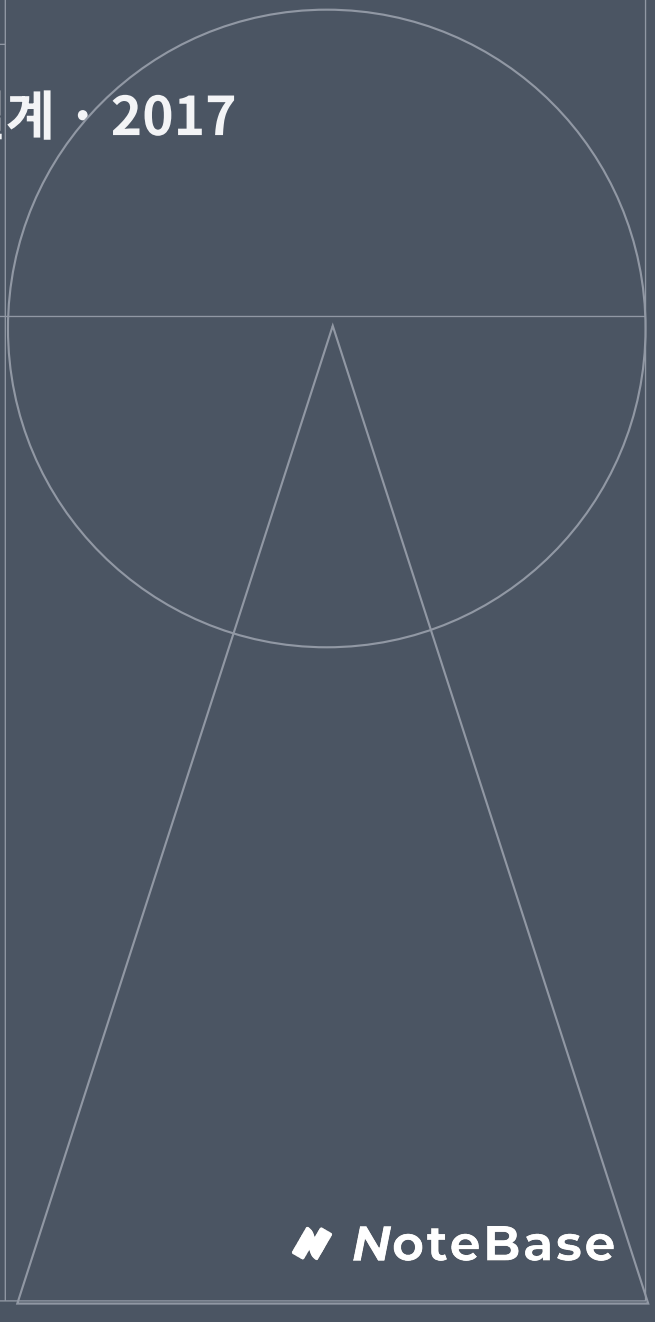
기출OX 해설집

공무원/지방직/9급 · 기계설계 · 2017



NoteBase

기출OX 해설집

공무원/지방직/9급 · 기계설계 · 2017

공무원/지방직/9급 · 기계설계 · 2017

문 1. 사다리꼴 나사에 대한 설명으로 옳은 것은?

① 사각나사에 비해 제작이 쉽고 나사산의 강도가 크다.

② 큰 하중이 한쪽 방향으로만 작용되는 경우에 적합하다.

③ 먼지와 모래 및 녹 가루 등이 나사산으로 들어갈 염려가 있는 곳에 사용된다.

④ 나사 홈에 강구를 넣을 수 있도록 가공하여 볼의 구름 접촉을 통해 나사 운동을 시킨다.

정답 1번

간단한 해설

사다리꼴 나사는 사각나사보다 **가공하기 쉽고 나사산 뿌리 부분이 두꺼워 강도가 크다**. 나사산의 옆면이 기울어진 형상이 이러한 제작·강도상의 이점을 만든다.

선지별 해설

① O: 사다리꼴 나사는 나사산의 단면이 사다리꼴이고 양쪽 옆면이 기울어져 있다. 사각나사보다 절삭 가공이 쉽고, 같은 크기의 사각나사에 비해 **나사산 뿌리 부분이 두꺼워** 나사산의 강도가 크다.

② X: 큰 축방향 하중이 한쪽 방향으로만 작용할 때 적합한 것은 **톱니나사**이다. 톱니나사는 하중을 받는 면을 나사축에 거의 수직으로 하고 반대쪽 면을 기울인 비대칭 형상이다. 사다리꼴 나사는 양쪽 옆면이 대칭이므로 양방향의 축하중을 전달하는 데 사용된다.

③ X: 먼지·모래·녹 가루 등이 들어갈 염려가 있는 곳에 사용하는 것은 **둥근나사**이다. 나사산의 산과 골이 둥글어 이물질에 의한 걸림이나 손상에 비교적 강하다. 사다리꼴 나사의 특징을 설명한 내용이 아니다.

④ X: 강구의 구름 접촉을 이용하는 것은 **볼나사**이다. 볼나사는 나사축과 너트의 나선 홈 사이에 볼을 넣어 구름 접촉으로 운동과 하중을 전달한다. 일반적인 사다리꼴 나사는 나사산과 너트가 직접 미끄럼 접촉하는 방식이다.

NoteBase

문 2. 벨트 전동장치와 비교한 체인 전동장치에 대한 설명으로 옳지 않은 것은?

① 초기 장력이 필요하지 않다.

② 체인 속도의 변동이 없다.

③ 전동효율이 높다.

④ 열, 기름, 습기에 잘 견딘다.

정답 2번

간단한 해설

체인은 스프로킷에 다각형 모양으로 감기므로, 스프로킷이 일정한 각속도로 회전해도 **다각형 작용에 따른 주기적인 속도 변동**이 생긴다. 미끄럼이 없다는 것이 순간적인 체인 속도까지 일정하다는 뜻은 아니다.

선지별 해설

① O: 벨트는 풀리와의 마찰력으로 동력을 전달하므로 미리 당겨 주는 초기 장력이 필요하다. 체인은 **스프로킷의 이와 맞물려** 동력을 전달하므로 마찰력을 확보하기 위한 초기 장력이 필요하지 않다. 다만 체인이 지나치게 늘어지지 않도록 처짐은 조정해야 한다.

② X: 체인의 각 링크는 직선이므로 스프로킷에 감긴 체인은 매끄러운 원이 아니라 다각형을 이룬다. 이에 따라 스프로킷이 일정한 각속도로 돌아도 체인을 끌어가는 유효 반지름이 주기적으로 달라져 **체인 속도가 변동한다**. 이를 다각형 작용이라고 한다. '체인 속도의 변동이 없다'는 '체인 속도의 주기적인 변동이 있다'로 고쳐야 한다.

③ O: 체인은 스프로킷과의 맞물림으로 동력을 전달하므로 마찰식 벨트 전동에서 생기는 **미끄럼에 의한 동력 손실이 없다**. 적절히 윤활하고 정상적으로 사용하는 체인 전동장치는 전동효율이 높다. 다만 링크 관절부 등의 마찰 손실까지 없어지는 것은 아니다.

④ O: 금속으로 된 체인은 일반적인 고무·가죽 벨트보다 **열·기름·습기에 대한 내성이 비교적 크다**. 벨트 재료의 열화나 기름에 의한 마찰력 저하의 영향을 덜 받기 때문이다. 다만 습기에 의한 부식까지 생기지 않는다는 뜻은 아니므로 윤활과 방청 관리가 필요하다.

NoteBase

문 3. Q의 하중을 올리기 위한 한줄 사각나사의 효율을 나타내는 식으로 옳지 않은 것은? (단, p는 피치, d_2는 유효지름, P는 접선방향의 회전력, T는 회전토크, ρ는 마찰각, λ는 리드각, 자리면 마찰은 무시한다)

① $\frac{pQ}{\pi d_2 P}$
② $\frac{pQ}{2\pi T}$
③ $\frac{pP}{4\pi T}$
④ $\frac{p}{\pi d_2 \tan(\rho+\lambda)}$

정답 3번

간단한 해설

한줄 나사는 한 바퀴 돌 때 하중 Q를 피치 p만큼 올리므로, **하중을 올리는 데 쓰인 일은 pQ**이다. 회전토크 T가 한 바퀴 동안 한 일은 $2\pi T$이므로 효율은 $\eta = \frac{pQ}{2\pi T}$이며, ③처럼 분자에 pP를 넣을 수 없다.

선지별 해설

한줄 나사는 리드가 피치 p와 같으므로 1회전할 때 하중 Q가 p만큼 상승한다. 이때 유효일은 pQ이며, 효율은 유효일을 투입한 일로 나눈 무차원 비율이다. 자리면 마찰은 무시하되 나사면의 마찰은 고려한다.

① O: 접선방향 힘 P가 작용하는 유효지름의 원둘레는 πd_2이다. 따라서 1회전 동안 투입한 일은 $P\pi d_2$이고, 효율은 $\eta = \frac{pQ}{\pi d_2 P}$이다.

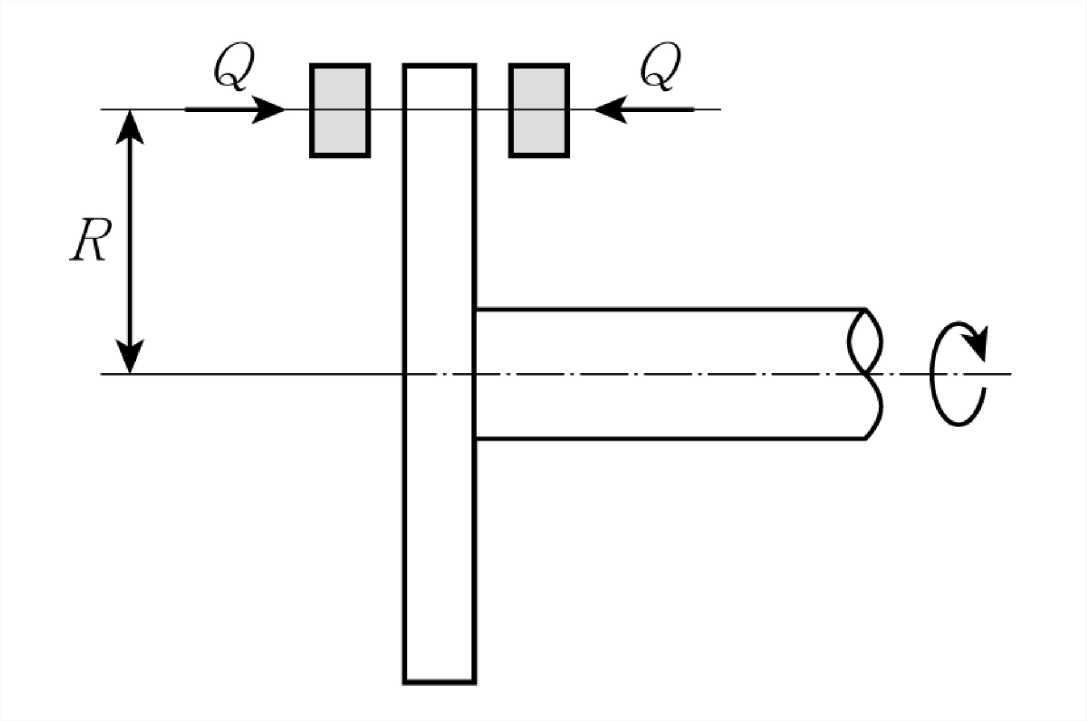
② O: 일정한 토크 T가 한 바퀴, 즉 2π rad 회전하며 한 일은 $2\pi T$이다. 따라서 효율은 $\eta = \frac{pQ}{2\pi T}$이다. 또한 $T = \frac{Pd_2}{2}$이므로 ①과 같은 식이다.

③ X: P는 **회전을 일으키는 접선방향 힘**이고, Q는 **들어 올리는 하중**이다. p는 하중의 상승 거리이므로 pP를 유효일로 사용할 수 없다. 유효일 pQ를 회전 입력 일 $2\pi T$로 나눈 $\frac{pQ}{2\pi T}$로 고쳐야 한다.

④ O: 사각나사의 나사면을 펼치면 리드각 λ의 경사면으로 볼 수 있다. 나사면 마찰을 이기며 하중을 올리는 데 필요한 접선방향 힘은 $P = Q\tan(\rho+\lambda)$이다. 이 관계를 ①의 식에 대입하여 Q를 약분하면 $\eta = \frac{p}{\pi d_2 \tan(\rho+\lambda)}$가 된다. 하중을 올릴 때는 마찰이 운동을 방해하므로 **리드각에 마찰각을 더한다**.

NoteBase

문 4. 그림과 같이 캘리퍼형 원판제동장치는 회전하는 원판의 바깥에 있는 두 개의 블록에 각각 Q의 힘을 대칭으로 작용시켜 원판에 마찰력을 발생시킨다. 블록과 원판 사이의 마찰계수를 μ, 원판의 중심에서 각 블록의 중심까지 거리가 R일 때, 이 제동장치의 최대 제동토크는?



① $0.5\mu QR$

② μQR

③ $2\mu QR$

④ $4\mu QR$

정답 3번

간단한 해설

각 블록의 마찰력은 μQ이고, 이 힘이 회전축에서 거리 R인 곳에 작용한다. 두 블록의 마찰력은 모두 회전을 방해하므로 **양쪽 제동토크를 더하면** 최대 제동토크는 $2\mu QR$이다.

NoteBase

계산 과정

각 블록의 마찰력: 그림에서 두 블록은 원판의 양면을 각각 힘 Q로 누른다. 따라서 **한쪽 접촉면의 수직항력은** $N = Q$이고, 마찰계수가 μ일 때 각 블록에서 발생하는 최대 마찰력은 $F = \mu N = \mu Q$이다.

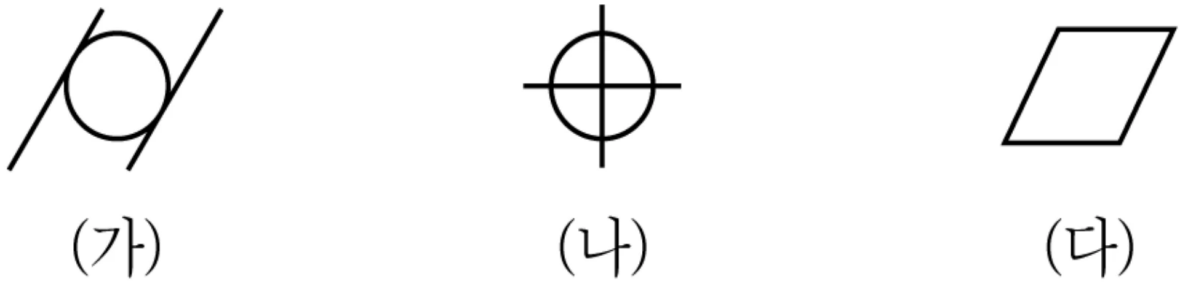
한쪽 블록의 제동토크: 마찰력은 원판의 접선 방향으로 작용하며, 회전축에서 그 작용점까지의 거리는 R이다. 힘과 반지름이 수직이므로 한쪽 블록이 만드는 제동토크의 크기는 $T_1 = FR = \mu QR$이다.

전체 제동토크: 두 블록이 원판을 누르는 힘의 방향은 서로 반대이지만, 각 접촉면의 마찰력은 모두 원판의 회전을 방해한다. 따라서 **두 제동토크는 같은 방향으로 더해져** $T = T_1 + T_2 = 2\mu QR$가 된다.

최대 제동토크는 $2\mu QR$이며 ③의 식과 일치한다. Q를 N, R을 m로 나타내면 토크의 단위는 N·m이다.

NoteBase

문 5. 그림과 같은 기하공차 기호의 종류를 옳게 짝지은 것은?



① (가): 원통도, (나): 위치도, (다): 평면도

② (가): 진원도, (나): 동심도, (다): 평면도

③ (가): 원통도, (나): 위치도, (다): 평행도

④ (가): 진원도, (나): 동심도, (다): 평행도

정답 1번

간단한 해설

(가)는 원의 양쪽에 평행한 사선이 있는 **원통도**, (나)는 원의 중심을 십자선이 지나는 **위치도**, (다)는 평행사변형 모양의 **평면도** 기호이다.

대응 관계 해설

(가) 원통도: 원의 양쪽에 서로 평행한 사선 두 개가 접한 모양이다. 원통도는 **원통면 전체가 이상적인 원통에서 벗어난 정도**를 규제하는 모양공차이다. 원통의 단면이 얼마나 원에 가까운지를 규제하는 진원도와 구별하며, 진원도 기호는 원 하나로 표시한다.

(나) 위치도: 원의 중심에서 가로선과 세로선이 교차하는 모양이다. 위치도는 구멍의 중심이나 축선 등이 **이론적으로 정확한 위치에서 벗어난 정도**를 규제한다. 두 동심원으로 표시하는 동심도 기호와 구별한다.

(다) 평면도: 닫힌 평행사변형 모양이다. 평면도는 **한 표면 자체가 얼마나 평평한지**를 규제하며, 표면의 모든 점이 정해진 간격의 두 평행평면 사이에 있도록 한다. 기준에 대한 방향을 규제하는 평행도와 다르며, 평행도 기호는 평행한 두 직선으로 표시한다.

따라서 (가) 원통도, (나) 위치도, (다) 평면도의 대응은 ①과 일치한다.

NoteBase

문 6. 내압을 받는 얇은 원통형 압력용기가 있다. 이 압력용기의 내부 게이지 압력이 1 MPa이고, 용기 두께가 1 mm, 내부지름이 2 m, 용기 길이가 3 m일 때, 이 압력용기에 걸리는 최대 응력[GPa]은?

① 0.5

② 1

③ 2

④ 5

정답 2번

간단한 해설

얇은 원통형 압력용기에서는 **원주방향 응력이 길이방향 응력의 2배**이므로 최대 응력은 원주방향 응력이다. 내압·내부지름·두께를 $\sigma_\theta = \frac{pd}{2t}$에 대입하면 1000 MPa, 즉 1 GPa이다.

계산 과정

조건과 단위: 내압 p = 1 MPa, 내부지름 d = 2000 mm, 두께 t = 1 mm, 길이 L = 3000 mm이다. 게이지 압력은 용기 안팎의 압력차이므로 그대로 사용한다. 두께가 지름에 비해 매우 작으므로 얇은 원통의 막응력 공식을 적용한다.

원주방향 응력: 원통을 축을 포함하는 평면으로 반으로 나누어 보면, 내압이 반쪽 원통을 벌리는 힘은 pdL이고 양쪽 절단면이 버티는 힘은 $2\sigma_\theta tL$이다. 두 힘의 평형에서 $\sigma_\theta = \frac{pd}{2t}$를 얻는다. 내압에 의한 힘과 저항하는 단면적에 길이가 함께 들어가므로 **L은 소거된다**. 따라서 용기 길이는 응력값에 영향을 주지 않는다.
$\sigma_\theta = \frac{1 \cdot 2000}{2 \cdot 1} = 1000\text{MPa}$

길이방향 응력: 끝판에 작용하는 내압의 힘 $\frac{p\pi d^2}{4}$을 원통 벽의 단면적 πdt가 지지하므로 $\sigma_z = \frac{pd}{4t}$이다. 이는 **원주방향 응력의 절반**이다.
$\sigma_z = \frac{1 \cdot 2000}{4 \cdot 1} = 500\text{MPa}$

최대 응력: 원주방향 응력 1000 MPa가 길이방향 응력 500 MPa보다 크다. 얇은 원통에서 두께방향 응력은 이들에 비해 매우 작으므로 최대 응력은 1000 MPa = 1 GPa이며, ②의 값과 일치한다.

NoteBase

문 7. 물체를 들어올리기 위하여 각 단면적이 20 mm^2인 로프 5개를 사용한 크레인에서, 로프의 극한강도는 600 MPa이고 안전율이 12일 때, 크레인의 최대 허용인장하중[N]은? (단, 5개의 로프에는 동일한 힘이 작용한다)

① 500

② 1,000

③ 1,200

④ 5,000

정답 4번

간단한 해설

극한강도를 **안전율로 나눈 허용인장응력**은 50 MPa이다. 로프 5개가 하중을 똑같이 나누어 받으므로, 전체 단면적 100 mm^2에 이 응력을 적용하면 최대 허용인장하중은 5,000 N이다.

계산 과정

허용인장응력: 안전율은 극한강도를 허용응력으로 나눈 값이므로, 허용인장응력 σ_a는 **극한강도를 안전율로 나누어** 구한다. 따라서 $\sigma_a = \frac{600}{12} = 50\text{MPa}$이다. 단위 관계 $1\text{MPa} = 1\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$에 따라 이는 50 N/mm^2이다.

로프 한 개의 허용인장하중: 인장응력은 인장하중을 단면적으로 나눈 값이므로, 허용인장하중은 허용인장응력에 단면적을 곱해 구한다. 각 로프의 단면적이 20 mm^2이므로 $P_1 = \sigma_a A = 50 \cdot 20 = 1{,}000\text{N}$이다. 즉, 로프 한 개가 안전율 12를 만족하며 지탱할 수 있는 하중은 1,000 N이다.

크레인의 최대 허용인장하중: 5개 로프에 **동일한 힘이 작용**하므로 각 로프가 1,000 N씩 지탱할 때 전체 허용하중에 도달한다. 따라서 $P = 5P_1 = 5 \cdot 1{,}000 = 5{,}000\text{N}$이며, 이는 ④의 5,000 N에 해당한다.

NoteBase

문 8. 기어에 대한 각속도비로 옳지 않은 것은?

① 베벨기어의 각속도비는 피동 회전각속도 N_2의 구동 회전각속도 N_1에 대한 비이다.

② 베벨기어의 각속도비는 구동 피치원추각 δ_1의 사인값의 피동 피치원추각 δ_2의 사인값에 대한 비이다.

③ 웜기어의 각속도비는 웜의 피치원 지름 D_w의 웜휠의 피치원 지름 D_g에 대한 비이다.

④ 웜기어의 각속도비는 웜의 리드 l의 웜휠의 피치원 원주 πD_g에 대한 비이다.

정답 3번

간단한 해설

웜이 한 바퀴 돌 때 웜휠의 피치원 둘레에서 진행하는 길이는 웜의 **리드**이다. 따라서 웜기어의 각속도비는 $\frac{l}{\pi D_g}$이며, **피치원 지름의 비만으로는 나타낼 수 없다**.

선지별 해설

① O: 이 문제에서 각속도비는 **구동 각속도에 대한 피동 각속도의 비**이다. 따라서 구동 각속도를 N_1, 피동 각속도를 N_2라 하면 각속도비는 $\frac{N_2}{N_1}$이다. 구동 각속도를 피동 각속도로 나눈 감속비와는 분자·분모가 반대이다.

② O: 베벨기어의 두 피치원추는 공통 꼭짓점을 가지며 서로 구름운동을 한다. 꼭짓점에서 같은 거리 R에 있는 피치원 반지름은 각각 $r_1 = R\sin\delta_1$, $r_2 = R\sin\delta_2$이다. 접촉 위치의 원주속도가 같으므로 $N_1 r_1 = N_2 r_2$이며, 각속도비는 $\frac{N_2}{N_1} = \frac{\sin\delta_1}{\sin\delta_2}$가 된다. 즉 **구동 피치원추각의 사인값을 피동 피치원추각의 사인값으로 나눈다**.

③ X: 웜과 웜휠은 베벨기어처럼 두 피치면이 단순히 구르며 회전하는 관계가 아니다. 웜의 나선이 웜휠의 이를 밀어 회전시키므로, 웜휠이 얼마나 도는지는 **웜의 한 회전당 나선의 전진량인 리드**에 의해 정해진다. 따라서 각속도비를 $\frac{D_w}{D_g}$로 나타낼 수 없으며, 웜을 구동측으로 할 때의 각속도비는 $\frac{l}{\pi D_g}$로 고쳐야 한다.

④ O: 웜의 리드 l은 나선을 따라 한 바퀴 진행할 때의 축방향 전진 거리이다. 웜이 한 바퀴 회전하면 웜휠은 피치원 둘레에서 리드만큼 진행하고, 웜휠이 한 바퀴 도는 데 필요한 길이는 πD_g이다. 따라서 **웜 한 회전에 대한 웜휠의 회전수**는 $\frac{l}{\pi D_g}$이며, 이것이 웜휠의 각속도를 웜의 각속도로 나눈 비와 같다.

NoteBase

문 9. 100 N·m의 토크를 전달하는 축의 최소 지름[mm]은? (단, 축의 전단강도는 400 MPa, 안전계수는 2이다)

① $\frac{2}{\sqrt[3]{2\pi}}$
② $\frac{2}{\sqrt[3]{\pi}}$
③ $\frac{20}{\sqrt[3]{2\pi}}$
④ $\frac{20}{\sqrt[3]{\pi}}$

정답 4번

간단한 해설

안전계수 2를 적용하면 **허용전단응력은 200 MPa**이다. 원형 축의 최대전단응력이 이 값을 넘지 않도록 계산하면 최소 지름은 $\frac{20}{\sqrt[3]{\pi}}$mm이다.

계산 과정

1. 허용전단응력과 단위: 안전계수는 재료의 강도를 허용응력으로 나눈 값이므로, 허용전단응력은 $\tau_a = \frac{400}{2} = 200\text{MPa}$이다. 지름을 mm로 구하므로 토크는 T = 100 N·m = 100,000 N·mm로 바꾸고, 1 MPa = 1 N/mm^{2}를 사용한다.

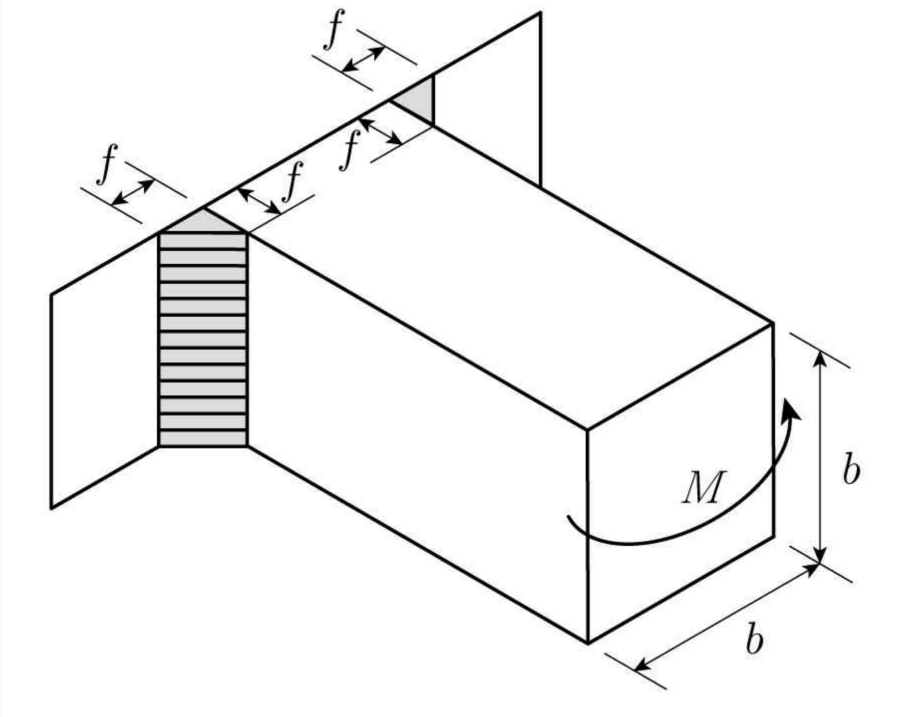
2. 비틀림 강도식: 축을 중실 원형 축으로 보고, 지름을 d라 하면 최대전단응력은 $\tau_{max} = \frac{16T}{\pi d^3}$이다. 비틀림 전단응력은 중심에서 멀어질수록 커지므로 **축 표면의 최대전단응력**을 허용전단응력과 비교한다.

3. 최소 지름 조건: 지름이 커지면 최대전단응력이 작아지므로, 최소 지름에서는 **최대전단응력과 허용전단응력이 같아진다**. 따라서 $200 = \frac{16 \cdot 100{,}000}{\pi d^3}$이며, 이를 정리하면 $d^3 = \frac{8{,}000}{\pi}$mm^{3}이다.

4. 계산 결과: 양변의 세제곱근을 취하면 $d_{min} = \sqrt[3]{\frac{8{,}000}{\pi}} = \frac{20}{\sqrt[3]{\pi}}$mm이다. 이 값이 선택지 ④의 식과 일치한다.

NoteBase

문 10. 그림과 같이 필릿 용접된 정사각 단면의 보에 굽힘 모멘트 M이 작용할 때, 용접 목단면에 대한 최대 굽힘응력은?



① $\frac{6M}{fb^2}$

② $\frac{6M}{\sqrt{2}fb^2}$

③ $\frac{f+b}{(f+b)^3-b^3}\frac{6M}{b}$

④ $\frac{\sqrt{2}f+b}{(\sqrt{2}f+b)^3-b^3}\frac{6M}{b}$

정답 4번

간단한 해설

필릿 용접의 **목두께**는 $t = f/\sqrt{2}$이므로, 두 목단면을 포함한 굽힘 방향의 바깥 치수는 $h = b + \sqrt{2}f$이다. 이 목단면의 단면2차모멘트와 **중립축에서 가장 먼 지점까지의 거리**를 이용하여 $\sigma_{max} = Mc/I$로 계산한다.

NoteBase

계산 과정

목두께와 계산 단면: 그림의 f는 직각이등변삼각형 모양인 필릿 용접부의 각장이다. 목두께 t는 용접 뿌리에서 용접 표면까지의 최단거리이므로 $t = f\sin 45^\circ = f/\sqrt{2}$이다. 양쪽 용접부의 목단면을 각각 길이 b, 두께 t인 직사각형으로 놓으면, 굽힘 방향의 전체 바깥 치수는 $h = b + 2t = b + \sqrt{2}f$이다. **각장과 목두께를 구별**해야 한다.

단면2차모멘트: 두 목단면은 대칭이므로 중립축은 보 단면의 중심을 지난다. 폭 b, 높이 h인 바깥 직사각형에서 폭 b, 높이 b인 가운데 직사각형을 빼면 두 목단면이 남는다. 직사각형의 중심축에 대한 단면2차모멘트가 $BH^3/12$이므로, 용접 목단면의 단면2차모멘트는 $I = \frac{bh^3}{12} - \frac{b\cdot b^3}{12} = \frac{b(h^3 - b^3)}{12}$이다. 이는 **굽힘에 저항하는 두 용접 목단면만**의 단면2차모멘트이다.

최대 응력의 위치: 탄성 굽힘에서 응력의 크기는 중립축으로부터의 거리 y에 비례하여 $\sigma = My/I$로 주어진다. 따라서 목단면의 바깥 끝에서 최대가 되며, 그 거리는 $c = h/2$이다.

최대 굽힘응력: 위의 I와 c를 대입하면 $\sigma_{\max} = \frac{M(h/2)}{b(h^3 - b^3)/12} = \frac{6Mh}{b(h^3 - b^3)}$이다. 여기에 $h = b + \sqrt{2}f$를 넣으면 $\sigma_{\max} = \frac{6M}{b}\frac{b + \sqrt{2}f}{(b + \sqrt{2}f)^3 - b^3}$로, ④의 식과 일치한다. M을 N·mm, b와 f를 mm로 나타내면 응력의 단위는 $\mathrm{N/mm^2}$, 즉 MPa이다.

NoteBase

문 11. 인벌류트(involute) 치형을 갖는 평기어에 대한 설명으로 옳지 않은 것은?

① 작용선은 두 개의 기초원의 공통접선과 일치한다.

② 법선 피치의 길이는 기초원 피치의 길이보다 항상 크다.

③ 한 쌍의 기어는 압력각이 같아야 작동한다.

④ 기초원의 지름은 피치원의 지름보다 항상 작다.

정답 2번

간단한 해설

②의 '항상 크다'는 '같다'로 고쳐야 한다. 인벌류트 평기어에서 치형의 공통법선 방향으로 잰 **법선 피치는 기초원 피치와 같다**.

선지별 해설

① O: 인벌류트 곡선의 각 점에서 그은 법선은 기초원에 접한다. 따라서 두 치형의 접촉점에서 그은 공통법선인 작용선은 **두 기초원의 공통접선**과 일치한다.

② X: 여기서 법선 피치는 이웃한 같은 쪽 치면 사이를 치형의 공통법선 방향으로 잰 거리이다. 기초원 둘레의 한 피치에 해당하는 호를 접선 방향으로 풀어 놓은 길이와 같으므로, **법선 피치와 기초원 피치는 같다**. 원주 피치를 p, 압력각을 α, 법선 피치를 p_n, 기초원 피치를 p_b라 하면 $p_n = p_b = p\cos\alpha$이다. 따라서 '기초원 피치보다 항상 크다'는 '기초원 피치와 같다'로 고쳐야 한다.

③ O: 서로 맞물리는 표준 평기어는 **같은 모듈과 압력각**을 사용한다. 이웃한 이가 차례로 맞물리려면 두 기어의 기초원 피치가 일치해야 한다. 모듈을 m이라 할 때 $p_b = \pi m\cos\alpha$이므로, 같은 모듈에서 압력각이 다르면 기초원 피치가 달라져 정상적으로 연속 맞물림을 할 수 없다.

④ O: 피치원 지름을 d, 기초원 지름을 d_b라 하면 **기초원 지름은 피치원 지름에 압력각의 코사인을 곱한 값**으로, $d_b = d\cos\alpha$이다. 일반적인 평기어의 압력각은 $0^\circ < \alpha < 90^\circ$이므로 $0 < \cos\alpha < 1$이고, 기초원 지름은 피치원 지름보다 작다.

NoteBase

문 12. 구름 베어링의 기본 동정격하중(동적 부하용량)에 대한 설명으로 옳은 것은?

① 한 개의 롤러 베어링에 부가할 수 있는 최대 하중이다.

② 동하중을 받는 내륜이 1,000만 회전을 견딜 수 있는 하중이다.

③ 전동체 지름의 1/10,000에 해당하는 영구변형량을 발생시키는 하중이다.

④ $33\frac{1}{3}$ rpm의 내륜속도에서 500시간의 수명을 얻을 수 있는 일정하중이다.

정답 4번

간단한 해설

기본 동정격하중은 **기본 정격수명 100만 회전**에 대응하는 일정하중이다. $33\frac{1}{3}$ rpm으로 500시간 회전하면 총 100만 회전이 된다.

선지별 해설

기본 동정격하중은 크기와 방향이 일정한 하중으로, 동일한 베어링 집단의 90%가 구름접촉 피로에 의한 손상 없이 100만 회전할 수 있는 하중을 뜻한다. 레이디얼 베어링에서는 순수 반지름방향 하중, 스러스트 베어링에서는 중심에 작용하는 축방향 하중을 기준으로 한다.

① X: 기본 동정격하중은 베어링에 가할 수 있는 절대적인 최대 하중이 아니라, **정해진 피로수명을 기준으로 한 하중**이다. 실제 하중이 달라지면 기대할 수 있는 피로수명도 달라지며, 롤러 베어링에만 적용되는 개념도 아니다.

② X: 기준 회전수는 1,000만 회전이 아니라 **100만 회전**이다. 외륜을 고정하고 내륜을 회전시키는 조건에서 기본 정격수명이 100만 회전이 되게 하는 일정하중으로 설명한다.

③ X: 전동체 지름의 1/10,000에 해당하는 영구변형량을 기준으로 하는 것은 **기본 정정격하중**이다. 여기서 영구변형량은 가장 큰 하중을 받는 접촉부에서 전동체와 궤도륜에 생기는 영구변형량의 합을 뜻한다. 기본 동정격하중은 이 변형량이 아니라 구름접촉 피로수명을 기준으로 한다.

④ O: $33\frac{1}{3}$ rpm은 1분당 회전수이므로, 1시간당 회전수는 $33\frac{1}{3} \times 60 = 2{,}000$회이다. 따라서 500시간 동안의 총회전수는 $2{,}000 \times 500 = 1{,}000{,}000$회이다. 즉, 제시된 속도와 시간은 **기본 정격수명 100만 회전**을 시간 단위로 나타낸 조건이므로 기본 동정격하중의 설명에 해당한다.

NoteBase

문 13. 회전축의 위험속도에 대한 설명으로 옳은 것은?

① 축이 회전 가능한 최대의 회전속도이다.

② 축의 이음 부분이 마찰에 의하여 마모되기 시작할 때의 회전속도이다.

③ 축의 고유진동수와 일치하는 축의 회전속도이다.

④ 전동축에서 안전율 10일 때의 회전속도이다.

정답 3번

간단한 해설

위험속도에서는 **축의 회전속도와 고유진동수가 일치**하여 공진이 발생한다. 이 때문에 축의 진동 진폭이 크게 증가할 수 있다.

공통 해설

회전 불평형으로 생기는 힘은 축이 회전할 때마다 주기적으로 작용한다. 이 힘의 진동수가 축의 고유진동수와 같아지면 **공진으로 진동 진폭이 커진다**. 이때의 회전속도가 위험속도이므로, 축의 고유진동수와 일치하는 회전속도라는 설명에 해당한다.

위험속도를 구별하는 기준은 **고유진동수와의 일치**이다. 회전할 수 있는 최대 속도나 이음부가 마찰로 마모되기 시작하는 속도를 뜻하지 않으며, 전동축의 안전율을 10으로 정했을 때의 속도도 아니다.

NoteBase

문 14. 허용 압력속도계수(발열계수)는 2N/mm^2 · m/s, 지름은 70 mm, 길이는 125 mm의 중간저널 베어링을 250 rpm으로 회전하는 축에 사용하였을 때, 최대 허용하중[N]은? (단, π = 3으로 한다)

① 15,000

② 18,000

③ 20,000

④ 25,000

정답 3번

간단한 해설

저널 베어링의 압력속도계수는 **베어링 압력과 축 표면속도의 곱**이다. 표면속도 0.875 m/s에서 허용 압력속도계수 2 N/mm^2 · m/s를 적용하고, 압력을 받는 투영면적 8,750 mm^{2}를 곱하면 최대 허용하중은 20,000 N이다.

계산 과정

1. 적용 관계: 하중을 W, 저널 지름을 d, 베어링 길이를 L, 축 표면속도를 v라 한다. 저널 베어링의 평균 압력 p는 하중을 **투영면적 dL**로 나눈 값이므로 $p = \frac{W}{dL}$이다. 허용 압력속도계수를 C라 하면 발열 제한 조건은 $pv \le C$이며, 최대 허용하중에서는 $pv = C$가 된다. 주어진 C는 2 N/mm^2 · m/s이다.

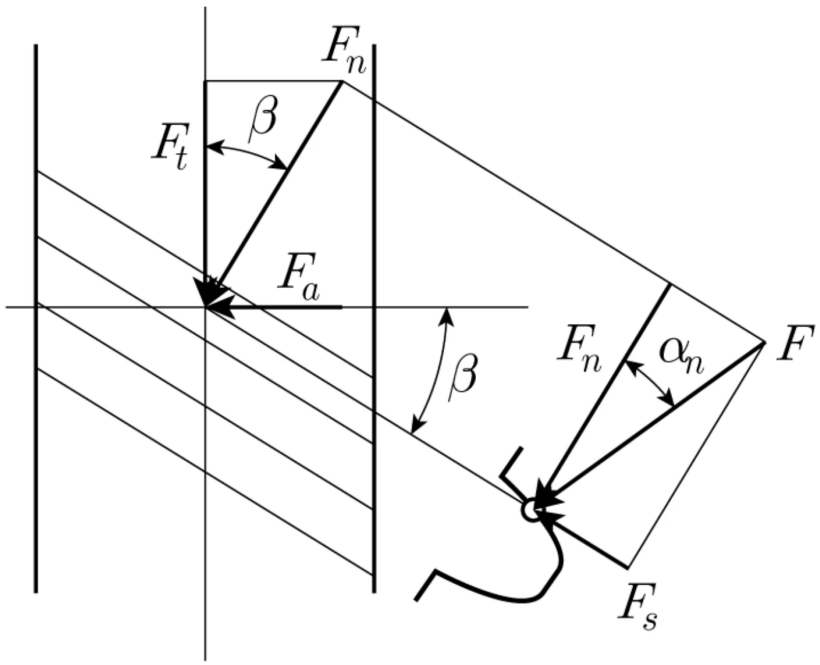
2. 축 표면속도: 회전수 n은 250 rpm이고 지름 d는 70 mm이다. 한 바퀴의 이동거리 πd에 분당 회전수를 곱하고, mm를 m로 바꾸며 분을 초로 바꾸면 표면속도를 구할 수 있다. π = 3을 적용하면 $v = \frac{3 \cdot 70 \cdot 250}{1000 \cdot 60} = 0.875$ m/s이다.

3. 허용 베어링 압력: 표면속도가 정해졌으므로 $p_{\max} = \frac{C}{v} = \frac{2}{0.875} = \frac{16}{7}$ N/mm^{2}이다. 이는 주어진 회전속도에서 압력속도계수의 허용값을 넘지 않는 최대 평균 압력이다.

4. 최대 허용하중: 길이 L은 125 mm이므로 투영면적은 $dL = 70 \cdot 125 = 8{,}750$ mm^{2}이다. 하중은 평균 압력에 투영면적을 곱한 값이므로 $W_{\max} = p_{\max} dL$이다. 따라서 $W_{\max} = \frac{16}{7} \cdot 8{,}750 = 20{,}000$ N으로, ③의 20,000 N에 해당한다.

NoteBase

문 15. 전달 토크가 T [N·m], 치직각 모듈이 m_n [mm], 잇수가 Z_s, 치직각 압력각이 α_n, 비틀림각이 β인 헬리컬 기어에서, 그림과 같이 피치원에 작용하는 하중 F_n [N]은?



① $F_n = T\cos\alpha_n/(m_n Z_s)$

② $F_n = 2000T/(m_n Z_s\cos\beta)$

③ $F_n = 2000T/(m_n Z_s)$

④ $F_n = 2T/(m_n Z_s\cos^2\beta)$

정답 3번

간단한 해설

그림에서 $F_t = F_n\cos\beta$이고, 피치원 지름은 $d = m_n Z_s/\cos\beta$이다. 두 관계를 토크식에 적용하면 **비틀림각 항이 소거**되어 $F_n = \frac{2000T}{m_n Z_s}$ [N]이 된다.

NoteBase

계산 과정

하중의 관계: 그림의 F_n은 **원주방향 하중과 축방향 하중의 합력**이다. 원주방향 하중 F_t와 이루는 각이 β이므로 $F_t = F_n\cos\beta$, 즉 $F_n = \frac{F_t}{\cos\beta}$이다. 오른쪽 그림에서 치직각 압력각 α_n은 전체 치면하중 F와 F_n 사이의 각이므로, 구하려는 F_n을 전체 치면하중과 구별해야 한다.

피치원 지름: 축직각 모듈을 m_t, 피치원 지름을 d [mm]라 하면 $m_n = m_t\cos\beta$이고 $d = m_t Z_s$이다. 따라서 $d = \frac{m_n Z_s}{\cos\beta}$이다. **치직각 모듈을 그대로 잇수와 곱한 값**은 이 헬리컬 기어의 피치원 지름이 아니다.

토크와 원주방향 하중: 회전 토크를 만드는 성분은 F_t이며, 모멘트팔은 피치원 반지름이다. 토크를 **N·m에서 N·mm로 환산**하면 $1000T = F_t\frac{d}{2}$이므로 $F_t = \frac{2000T}{d}$이다. 여기에 피치원 지름을 대입하면 $F_t = \frac{2000T\cos\beta}{m_n Z_s}$이다.

하중 도출: 위 원주방향 하중을 $F_n = \frac{F_t}{\cos\beta}$에 대입하면 분자의 $\cos\beta$와 분모의 $\cos\beta$가 소거된다. 따라서 $F_n = \frac{2000T}{m_n Z_s}$ [N]이며, ③의 식과 일치한다.

NoteBase

문 16. 스프링 전체의 평균지름이 32 mm인 코일스프링이 하중 100 N을 받아 처짐이 2 mm 생겼을 때, 스프링 지수는? (단, 전단 탄성계수 $G = 80$ GPa, 스프링의 유효감김수는 25이다)

① 4

② 8

③ 16

④ 32

정답 1번

간단한 해설

스프링 지수는 **코일 평균지름을 소선 지름으로 나눈 값**이다. 처짐식으로 구한 소선 지름이 8 mm이므로, 스프링 지수는 $C = \frac{32}{8} = 4$이다.

계산 과정

주어진 값은 코일 평균지름 D = 32 mm, 하중 P = 100 N, 처짐 δ = 2 mm, 유효감김수 n = 25이다. 소선 지름을 d라 두고, 길이를 mm로 계산하므로 전단 탄성계수도 **N/mm^{2}로 통일**한다. G = 80 GPa = 80,000 N/mm^{2}이다.

코일스프링의 기본 처짐식은 $\delta = \frac{8PD^3n}{Gd^4}$이다. 이는 탄성 범위에서 축방향 하중에 의한 소선의 비틀림을 주된 변형으로 보는 식이다. 여기서 D는 코일의 평균지름이고, d는 코일을 이루는 **소선 자체의 지름**이다.

처짐식을 소선 지름에 대해 정리하면 $d^4 = \frac{8PD^3n}{G\delta}$이다. 주어진 값을 대입하면 $d^4 = \frac{8 \cdot 100 \cdot 32^3 \cdot 25}{80{,}000 \cdot 2} = 4096\ \text{mm}^4$이다. 따라서 $d = \sqrt[4]{4096} = 8\ \text{mm}$이며, 이는 코일 평균지름이 아니라 소선의 지름이다.

스프링 지수는 $C = \frac{D}{d}$로 정의된다. 따라서 $C = \frac{32}{8} = 4$이며, 같은 길이 단위끼리 나누므로 **단위가 없는 값**이다. 계산한 스프링 지수 4는 ①의 값과 일치한다.

NoteBase

문 17. 양단이 고정된 20°C의 강관에 T로 온도를 상승시켜 60 MPa의 열응력이 발생하였을 때, 온도 T[°C]는? (단, 강관의 탄성계수 E=200 GPa, 선(열)팽창계수는 1.2×10^{-5}/°C이다)

① 25

② 30

③ 45

④ 60

정답 3번

간단한 해설

양단이 고정되어 열팽창이 억제되므로 열응력의 크기는 $\sigma = E\alpha\Delta T$이다. 주어진 응력에 해당하는 **온도 상승량은 25°C**이므로, 초기 온도 20°C를 더한 최종 온도는 45°C이다.

계산 과정

1. 열응력 관계: 양단이 고정된 강관은 가열되어도 축 방향으로 늘어날 수 없다. 자유롭게 팽창할 때의 열변형률 $\alpha\Delta T$를 압축응력에 의한 탄성변형률이 상쇄하므로, 선형 탄성 범위에서 열응력의 크기는 $\sigma = E\alpha\Delta T$이다. 여기서 α는 선팽창계수이고, **온도 변화량**은 $\Delta T = T - 20$이다.

2. 단위 통일: 응력이 60 MPa로 주어졌으므로 탄성계수도 같은 응력 단위로 바꾼다. 200 GPa = 200,000 MPa이고, 선팽창계수는 $\alpha = 1.2 \times 10^{-5}/^{\circ}\mathrm{C}$이다.

3. 온도 상승량 계산: 열응력 식을 온도 변화량에 대해 정리하면 $\Delta T = \frac{\sigma}{E\alpha}$이다. 수치를 대입하면 $\Delta T = \frac{60}{200{,}000 \times 1.2 \times 10^{-5}} = 25^{\circ}\mathrm{C}$이다. 이 값은 최종 온도가 아니라 **20°C에서 더 올라간 온도**이다.

4. 최종 온도: 초기 온도에 상승량을 더하면 $T = 20 + 25 = 45^{\circ}\mathrm{C}$이다. 따라서 구하는 온도는 45°C로, ③의 값과 일치한다.

NoteBase

문 18. 2N M12−6H 나사에 대한 설명으로 옳지 않은 것은?

① 미터 보통 나사이다.

② 두줄나사이다.

③ 오른나사이다.

④ 수나사이다.

정답 4번

간단한 해설

6H의 **대문자 H는 암나사**의 공차 위치를 나타낸다. 따라서 '수나사'라는 설명은 '암나사'로 고쳐야 한다.

선지별 해설

① O: M은 미터나사의 기호이고, 12는 호칭지름이 12 mm임을 뜻한다. 미터 보통 나사는 호칭지름에 대응하는 표준 피치를 사용하므로 **피치 표시를 생략**한다. 이 문항의 M12는 피치가 따로 표시되지 않은 미터 보통 나사이다.

② O: 앞의 **2N은 나사산의 줄 수가 2**임을 나타낸다. 즉, 독립된 두 개의 나선이 형성된 두줄나사이며, 나사가 두 개라는 뜻은 아니다.

③ O: 나사의 감김 방향은 **오른나사일 때 표시를 생략**한다. 왼나사는 별도의 방향 표시가 필요한데, 주어진 표기에는 그러한 표시가 없으므로 오른나사이다.

④ X: 6H는 나사의 공차 등급을 나타내며, 6은 공차의 등급, H는 공차의 위치를 뜻한다. 공차 위치 기호는 **암나사에 대문자, 수나사에 소문자**를 사용하므로 6H는 암나사에 해당한다. 따라서 '수나사이다'를 '암나사이다'로 고쳐야 한다.

NoteBase

문 19. 고속도로를 108 km/h의 속도로 주행하던 승용차가 장애물을 보고 브레이크를 밟아서 5초 후에 완전히 정지하였다. 제동에 의해 발산되어야 할 동력[kW]은? (단, 승용차의 질량은 1,000 kg이다)

① 45

② 90

③ 180

④ 450

정답 2번

간단한 해설

정지할 때까지 소산해야 할 에너지는 자동차가 처음 가지고 있던 **운동에너지**이다. 이를 제동 시간 5초로 나누면 **평균 제동 동력**은 90 kW이다.

계산 과정

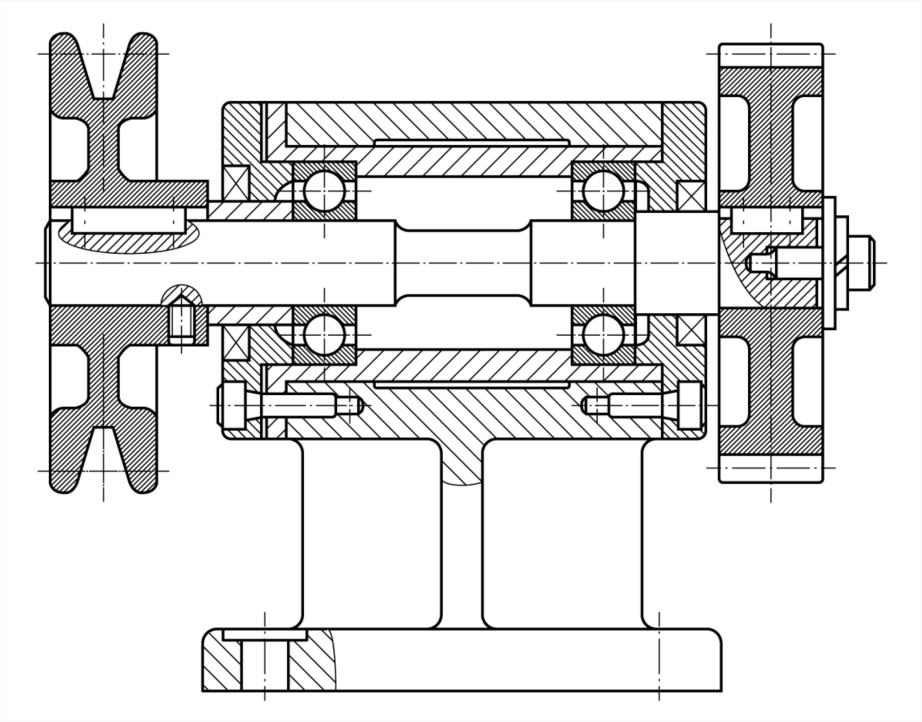
속도와 조건: 질량 m = 1,000 kg, 제동 시간 t = 5초이며, 최종 속도는 0이다. 에너지를 J 단위로 계산하기 위해 처음 속도를 m/s로 바꾸면 $v = 108 \times \frac{1,000}{3,600} = 30\text{m/s}$이다.

소산해야 할 에너지: 자동차가 완전히 정지하면 운동에너지가 0이 되므로, 제동으로 소산해야 할 에너지는 **처음 운동에너지 전체**이다. 운동에너지 공식 $E = \frac{1}{2}mv^2$에 대입하면 $E = \frac{1}{2} \cdot 1,000 \cdot 30^2 = 450,000\text{J}$이다. 즉, 5초 동안 450 kJ의 에너지를 소산해야 한다.

평균 제동 동력: 동력은 단위 시간당 소산하는 에너지이므로 $P_{\text{avg}} = \frac{E}{t}$로 구한다. 따라서 $P_{\text{avg}} = \frac{450,000}{5} = 90,000\text{W}$이고, 1 kW = 1,000 W이므로 90 kW이다. 이는 **제동 구간 전체의 평균값**이며, ②의 90에 해당한다.

NoteBase

문 20. 그림의 동력전달장치 조립도에 없는 기계요소는?



① 반경방향 하중을 지지하면서 원활한 축 회전을 돕는 기계요소

② 나사를 박음으로써 나사 끝에 발생하는 마찰저항으로 두 물체 사이에 상대운동이 생기지 않도록 하는 기계요소

③ 축과 보스를 결합하여 회전운동을 전달하는 기계요소

④ 분할된 두 개의 반원통으로 두 축을 덮어서 두 축을 연결하는 기계요소

정답 4번

간단한 해설

그림은 하나의 축에 풀리를 장착한 구조이며, 두 축을 반원통 두 개로 감싸 연결하는 **클램프 커플링**은 나타나지 않는다. 축 주위의 큰 몸체는 베어링을 지지하는 하우징이다.

NoteBase

도식 해설

① 볼베어링: 하우징 안쪽의 왼쪽과 오른쪽 지지부에는 원형 단면의 볼이 그려져 있다. 볼베어링은 **축에 수직인 반경방향 하중**을 지지하며, 볼의 구름운동으로 회전 마찰을 줄인다. 따라서 ①의 기계요소는 조립도에 있다.

② 멈춤 나사: 왼쪽 풀리의 보스 아래쪽에는 축을 향해 조여진 나사가 보인다. 보스는 풀리 중심에서 축을 끼우는 부분이며, 멈춤 나사는 **나사 끝으로 축을 눌러** 접촉부의 마찰저항 등으로 풀리와 축 사이의 상대운동을 억제한다. 이 나사가 ②의 기계요소에 해당한다.

③ 키: 좌우 풀리의 보스와 축 사이에 끼워진 길쭉한 부품이 키이다. 키는 축과 보스에 마련된 홈에 걸쳐 끼워져 **상대회전을 막고 토크를 전달**하므로 풀리가 축과 함께 회전하게 한다. 따라서 ③의 기계요소도 조립도에서 확인된다.

④ 클램프 커플링: 두 개의 반원통으로 두 축의 연결부를 감싸고 볼트로 조여 하나로 연결하는 축이음이다. 그림의 축은 왼쪽 풀리에서 오른쪽 풀리까지 이어져 있으며, **두 축의 끝을 반원통으로 감싼 연결부가 없다**. 따라서 ④가 설명하는 기계요소는 이 조립도에 없다.

NoteBase