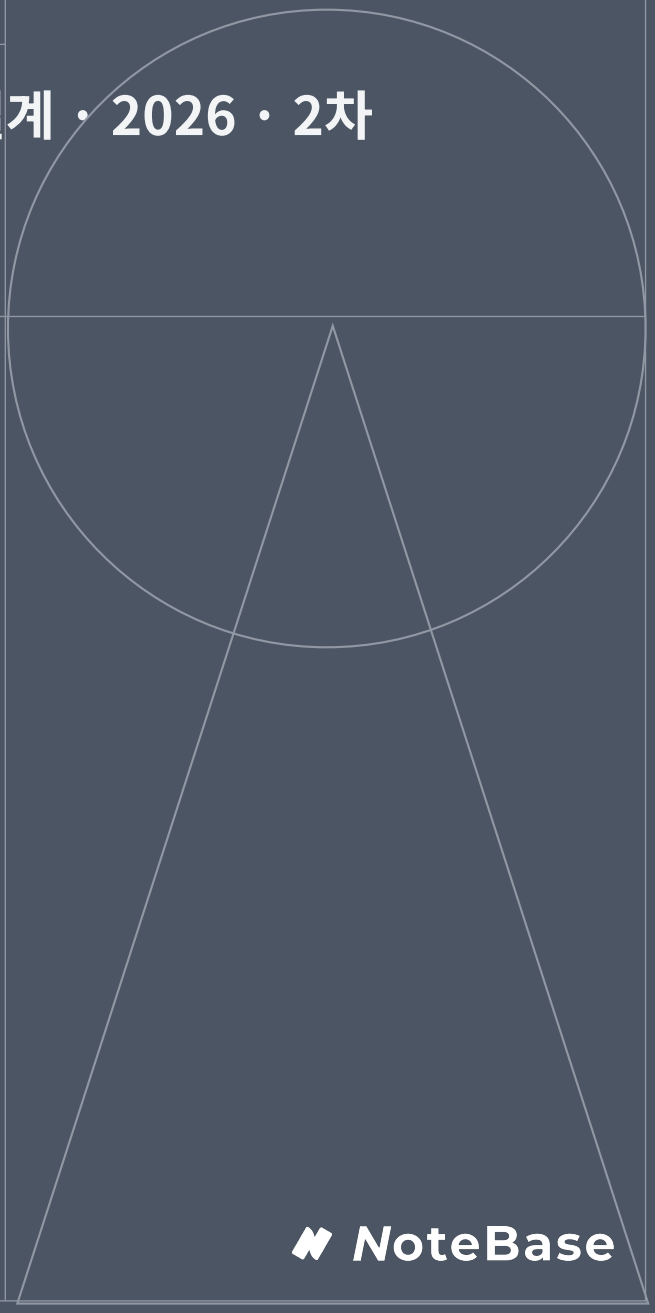
기출OX 해설집

공무원/국가직/7급 · 기계설계 · 2026 · 2차



NoteBase

기출OX 해설집

공무원/국가직/7급 · 기계설계 · 2026 · 2차

공무원/국가직/7급 · 기계설계 · 2026 · 2차

문 1. 기하공차에서 '형상공차'에 해당하는 것은?

① 동심도

② 직각도

③ 원통도

④ 위치도

정답 3번

간단한 해설

원통도는 기준이 되는 다른 면이나 축과의 관계가 아니라 **원통면 자체의 형상**을 규제한다. 따라서 데이텀 없이 지정하는 형상공차에 해당한다.

선지별 해설

형상공차는 다른 형체와의 관계가 아니라 대상 형체 자체의 모양에 허용되는 편차를 정한다.
진직도·평면도·진원도·원통도가 이에 해당한다.

① X: 동심도는 원의 중심이 기준 중심과 얼마나 일치하는지를 규제하는 **위치공차**이다. 원 자체의 둥근 정도를 규제하는 형상공차인 진원도와 구별한다.

② X: 직각도는 기준이 되는 면이나 축인 데이텀에 대해 대상 면이나 축이 얼마나 정확히 수직인지를 규제하는 **자세공차**이다. 형체 자체의 모양이 아니라 기준에 대한 방향을 규제한다.

③ O: 원통도는 실제 원통면이 이상적인 원통면에서 벗어나는 정도를 규제하는 **형상공차**이다. 원통면 전체가 반지름 차이가 공차값인 두 동축 원통면 사이에 있어야 하며, 다른 형체를 기준으로 삼는 데이텀은 필요하지 않다.

④ X: 위치도는 점·축선 등의 형체가 이론적으로 정확한 위치에서 벗어나는 정도를 규제하는 **위치공차**이다. 예를 들어 구멍의 축선이 정해진 위치에 있는지를 관리하는 것으로, 원통면 자체의 형상을 규제하는 원통도와 다르다.

NoteBase

문 2. 기준치수에 대한 구멍 공차가 $\phi 40^{+0.030}_{0}$ mm, 축 공차가 $\phi 40^{+0.045}_{+0.025}$ mm인 끼워맞춤에 대한 설명으로 옳은 것만을 모두 고르면?

ㄱ. 최대 틈새는 0.005 mm이다.
ㄴ. 최대 죔새는 0.045 mm이다.
ㄷ. 구멍의 아래치수 허용차는 0이다.
ㄹ. 구멍의 치수공차는 0.015 mm이다.

① ㄱ, ㄹ
② ㄴ, ㄹ
③ ㄱ, ㄴ, ㄷ
④ ㄱ, ㄷ, ㄹ

정답 3번

간단한 해설

구멍의 치수공차는 **최대 허용치수와 최소 허용치수의 차**이다. 따라서 40.030 − 40.000 = 0.030 mm이며, ㄹ의 0.015 mm가 아니다.

보기별 해설

기준치수 40 mm에 위·아래 치수 허용차를 각각 더하면 구멍의 허용치수는 40.000~40.030 mm, 축의 허용치수는 40.025~40.045 mm이다. 틈새는 구멍이 축보다 큰 정도이고, 죔새는 축이 구멍보다 큰 정도이다.

ㄱ. O: 최대 틈새는 **가장 큰 구멍과 가장 작은 축**을 조합할 때 생긴다. 구멍의 최대 허용치수에서 축의 최소 허용치수를 빼면 40.030 − 40.025 = 0.005 mm이다.

ㄴ. O: 최대 죔새는 **가장 큰 축과 가장 작은 구멍**을 조합할 때 생긴다. 축의 최대 허용치수에서 구멍의 최소 허용치수를 빼면 40.045 − 40.000 = 0.045 mm이다.

ㄷ. O: 아래치수 허용차는 **최소 허용치수에서 기준치수를 뺀 값**이다. 구멍의 최소 허용치수가 40.000 mm이므로 아래치수 허용차는 40.000 − 40.000 = 0 mm이다.

ㄹ. X: 구멍의 치수공차는 최대 허용치수와 최소 허용치수의 차이므로 40.030 − 40.000 = 0.030 mm이다. 따라서 0.015 mm를 **0.030 mm**로 고쳐야 한다.

옳은 보기는 ㄱ, ㄴ, ㄷ이며, 이 조합은 ③에 해당한다.

NoteBase

문 3. 지름 20 mm인 중실축이 300 kN의 축방향 하중을 받을 때, 발생한 인장응력이 재료의 허용인장응력에 도달하였다. 재료의 기준강도가 3,200 MPa일 때, 안전율은? (단, π = 3이다)

① 1.6

② 3.2

③ 4.8

④ 6.4

정답 2번

간단한 해설

발생 인장응력이 **허용인장응력에 도달**했으므로, 하중을 단면적으로 나눈 1,000 MPa가 허용인장응력이다. 기준강도 3,200 MPa를 이 값으로 나누면 안전율은 3.2이다.

계산 과정

단면적: 중실축은 속이 찬 원형 단면이므로 지름 d = 20 mm와 주어진 π = 3을 이용한다. 단면적은 $A = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3 \cdot 20^2}{4} = 300\ \text{mm}^2$이다.

허용인장응력: 축방향 인장하중에 의한 응력은 하중 P를 단면적 A로 나눈 값이다. P = 300 kN = 300,000 N이므로 $\sigma = \frac{P}{A} = \frac{300{,}000}{300} = 1{,}000\ \text{N/mm}^2$이다. 1 N/mm^2 = 1 MPa이므로 발생 인장응력은 1,000 MPa이다. 이 응력이 **허용인장응력에 도달했다**는 조건에 따라 허용인장응력도 1,000 MPa로 둔다.

안전율: 안전율 n은 **기준강도를 허용응력으로 나눈 비**이다. 따라서 $n = \frac{3{,}200}{1{,}000} = 3.2$이다. 두 응력의 단위가 같아 안전율에는 단위가 없으며, 계산값 3.2는 ②에 해당한다.

NoteBase

문 4. 평면응력 상태에 있는 물체의 한 점에서 측정된 수직응력(σ_x, σ_y)과 전단응력(τ_{xy})을 이용하여, 면내 최대 전단응력을 옳게 나타낸 것은? (단, $\sigma_x > \sigma_y > 0$이다)

① $\sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$
② $\sqrt{\left(\frac{\sigma_x + \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$
③ $\frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$
④ $\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x + \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$

정답 1번

간단한 해설

면내 최대 전단응력은 **모어 원의 반지름**이므로 $\sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$ 이다. 평균 수직응력은 원의 중심 위치를 정하며, 최대 전단응력에 더하지 않는다.

공통 해설

평면응력 상태에서 면의 방향을 평면 안에서 바꿀 때, 그 면의 수직응력과 전단응력을 각각 가로축과 세로축에 표시하면 모어 원을 이룬다. 원의 중심은 $(c, 0)$이고, $c = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2}$는 평균 수직응력이다.

원의 한 점 (σ_x, τ_{xy})에서 중심까지의 가로 거리는 $\sigma_x - c = \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}$, 세로 거리의 크기는 $|\tau_{xy}|$이다. 따라서 피타고라스 정리에 따라 반지름은 $R = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$ 이다. 이때 제곱하는 수직응력 항은 **합의 절반이 아니라 차의 절반**이다.

전단응력의 최대 크기는 원에서 세로 좌표의 절댓값이 가장 큰 곳에서 얻으므로, 면내 최대 전단응력은 $\tau_{\max,\,\text{in}} = R$이다. 평균 수직응력 c는 가로축상의 위치이므로 여기에 더하지 않는다. $c + R$는 원의 가장 오른쪽 가로 좌표인 면내 최대 주응력이다. 주어진 $\sigma_x > \sigma_y > 0$ 조건에서도 면내 최대 전단응력은 중심 위치가 아닌 반지름으로 정한다.

NoteBase

문 5. 나사에 대한 설명으로 옳지 않은 것은?

① 암나사에서 골지름은 최대지름이다.

② 수나사에서 바깥지름은 최소지름이다.

③ 한줄나사에서 리드는 피치값과 동일하다.

④ 피치는 서로 이웃한 나사산과 나사산 사이의 거리이다.

정답 2번

간단한 해설

②의 '최소지름'은 **최대지름**으로 고쳐야 한다. 수나사의 바깥지름은 나사산 꼭대기를 연결한 지름이며, 최소지름은 골지름이다.

선지별 해설

① O: 암나사는 구멍 안쪽에 나사산이 형성되어 있다. 나사산 꼭대기는 축 쪽으로 돌출되고 골은 축에서 더 먼 곳에 있으므로, **골을 연결한 지름이 최대지름**이다.

② X: 수나사는 나사산 꼭대기가 바깥쪽으로 돌출되어 있으므로, 바깥지름은 꼭대기를 연결한 **최대지름**이다. 최소지름은 나사산의 골을 연결한 골지름이므로, 선지의 '최소지름'을 '최대지름'으로 고쳐야 한다.

③ O: 리드는 나사를 한 바퀴 돌렸을 때 축 방향으로 전진하는 거리이다. 한줄나사는 나선이 한 줄이므로 한 바퀴 회전하면 이웃한 나사산의 같은 위치까지 전진한다. 따라서 **리드와 피치가 같다**.

④ O: 피치는 이웃한 나사산에서 서로 대응하는 두 점 사이를 **축 방향으로 측정한 거리**이다. 예를 들어 축을 지나는 단면에서 이웃한 두 나사산 꼭대기 사이의 축 방향 거리가 피치이며, 나사산 사이에 비어 있는 틈의 폭만을 뜻하지 않는다.

NoteBase

문 6. 두 축이 서로 평행한 기어만 나열한 것은?

① 평기어, 헬리컬 기어

② 내접기어, 하이포이드 기어

③ 스파이럴 베벨 기어, 웜 기어

④ 래크와 피니언, 직선 베벨 기어

정답 1번

간단한 해설

평기어와 헬리컬 기어는 모두 **평행한 두 축 사이에서 회전을 전달**한다. 헬리컬 기어의 이가 비스듬하다는 것은 이의 방향을 뜻하며, 두 축이 비스듬하다는 뜻은 아니다.

개념 구분

평행축 기어: 평기어, 헬리컬 기어, 내접기어가 해당한다. 평기어는 이가 축과 평행하고, 헬리컬 기어는 이가 축에 대해 비스듬하지만, 두 기어가 맞물리는 축의 배치는 모두 **서로 평행**하다. 따라서 평기어와 헬리컬 기어를 함께 나열한 묶음은 두 기어 모두 문제의 조건을 만족한다.

교차축 기어: 직선 베벨 기어와 스파이럴 베벨 기어는 두 축의 중심선을 연장하면 **한 점에서 만나는** 기어이다. 이가 직선인지 곡선인지에 따라 구분되지만, 두 종류 모두 평행축 기어는 아니다. 따라서 스파이럴 베벨 기어나 직선 베벨 기어가 포함된 묶음은 제외된다.

엇갈림축 기어: 하이포이드 기어와 웜 기어는 두 축이 **평행하지도 않고 만나지도 않는** 기어이다. 특히 내접기어 자체는 평행축 기어이지만, 함께 나열된 하이포이드 기어가 엇갈림축 기어이므로 그 묶음은 조건을 만족하지 않는다.

NoteBase

문 7. 원형 단면 중실축의 지름을 2배로 늘렸을 때, 축에 가할 수 있는 최대 비틀림 모멘트는 몇 배가 되는가? (단, 축의 허용전단응력은 일정하다)

① 2

② 4

③ 8

④ 16

정답 3번

간단한 해설

허용전단응력이 일정한 원형 중실축의 최대 비틀림 모멘트는 **지름의 세제곱에 비례**한다. 지름이 2배가 되면 최대 비틀림 모멘트는 $2^3 = 8$배가 된다.

계산 과정

원형 중실축에 비틀림 모멘트 T가 작용하면 전단응력은 **축의 바깥 표면에서 최대**가 된다. 지름을 d, 바깥 반지름을 r, 극단면2차모멘트를 J라 하면 $r = d/2$, $J = \frac{\pi d^4}{32}$이며, 최대전단응력은 $\tau_{\max} = \frac{Tr}{J}$이다.

허용전단응력을 τ_a라 하면, 가할 수 있는 최대 비틀림 모멘트는 최대전단응력이 허용값에 도달할 때의 값이다. 따라서 $T_{\max} = \tau_a \frac{J}{r} = \frac{\pi \tau_a d^3}{16}$이다. **허용전단응력이 일정**하므로 지름 변화에 따른 최대 비틀림 모멘트의 변화는 d^3으로 결정된다.

변경 전후 지름을 각각 d_1, d_2라 하면 $d_2 = 2d_1$이다. 최대 비틀림 모멘트의 비는 $\frac{T_{\max,2}}{T_{\max,1}} = \left(\frac{d_2}{d_1}\right)^3 = 2^3 = 8$이다. 이는 단위가 없는 배율이며, 최대 비틀림 모멘트는 처음의 8배가 되어 ③의 값과 일치한다.

NoteBase

문 8. 축을 설계할 때, 하중작용 시 발생하는 변형을 제한하기 위해 고려해야 할 것은?

① 강성
② 경도
③ 부식
④ 열응력

정답 1번

간단한 해설

하중을 받을 때 변형에 저항하는 성질이 **강성**이다. 축의 처짐이나 비틀림을 허용 범위 안으로 제한하려면 충분한 강성을 확보해야 한다.

개념 구분

강성은 물체가 **하중에 의한 변형에 저항하는 정도**이다. 같은 하중과 지지 조건에서 강성이 클수록 축의 처짐이나 비틀림이 작아진다. 따라서 축이 부러지지 않더라도 변형이 너무 크면 기능에 문제가 생길 수 있으므로, 변형을 제한하는 설계에서는 강성을 고려한다.

경도는 **표면의 눌림이나 긁힘에 저항하는 성질**로, 축 전체의 처짐·비틀림에 대한 저항을 뜻하는 강성과 구별한다.

부식은 환경과의 반응으로 재료가 손상되는 현상이며,

열응력은 온도 변화에 따른 팽창·수축이 구속될 때 발생하는 응력이다.

NoteBase

문 9. 평기어의 중심거리가 120 mm이고, 각속도비는 3이다. 피니언의 잇수가 30개일 때, 기어의 잇수[개]와 모듈[mm]은?

① 잇수: 30, 모듈: 2

② 잇수: 30, 모듈: 6

③ 잇수: 90, 모듈: 2

④ 잇수: 90, 모듈: 6

정답 3번

간단한 해설

맞물린 평기어의 **각속도는 잇수에 반비례**하므로 기어의 잇수는 3 × 30 = 90개이다. 중심거리는 두 피치원 반지름의 합이므로, 잇수의 합 120개와 중심거리 120 mm를 이용하면 모듈은 2 mm이다.

계산 과정

기어의 잇수: 피니언과 기어의 잇수를 각각 z_1, z_2, 각속도의 크기를 각각 ω_1, ω_2라 한다. 맞물리는 두 기어는 피치원에서 접선속도가 같으므로 각속도는 피치원 지름에 반비례한다. 또한 두 기어의 모듈이 같아 피치원 지름은 잇수에 비례하므로 $\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1}$이다. 따라서 **각속도비 3은 기어 잇수가 피니언 잇수의 3배**라는 뜻이며, 기어의 잇수는 3 × 30 = 90개이다.

중심거리와 피치원 지름: 피니언과 기어의 피치원 지름을 각각 d_1, d_2, 중심거리를 a라 하면 $a = \frac{d_1 + d_2}{2}$이다. 중심거리 120 mm는 **두 피치원 반지름의 합**이므로, 두 피치원 지름의 합은 2 × 120 = 240 mm이다.

모듈: 모듈 m은 피치원 지름을 잇수로 나눈 값이므로 $d_1 = mz_1$, $d_2 = mz_2$이다. 두 식을 더하면 $d_1 + d_2 = m(z_1 + z_2)$이므로, 지름의 합을 잇수의 합으로 나누어 모듈을 구한다. $m = \frac{240}{30 + 90} = 2\text{mm}$이다.

기어의 잇수 90개, 모듈 2 mm는 ③의 값과 일치한다.

NoteBase

문 10. 평행키 대비 큰 토크를 전달할 수 있고, 두 쌍의 키를 120° 간격의 원주방향으로 만든 키 홈에 때려 박아 설치하는 키는?

① 접선키
② 반달키
③ 안장키
④ 경사키

정답 1번

간단한 해설

두 쌍의 키를 **120° 간격으로 배치**하는 것은 접선키의 특징이다. 접선키는 접선 방향의 힘을 **압축력으로 받아** 큰 토크를 전달한다.

핵심 풀이

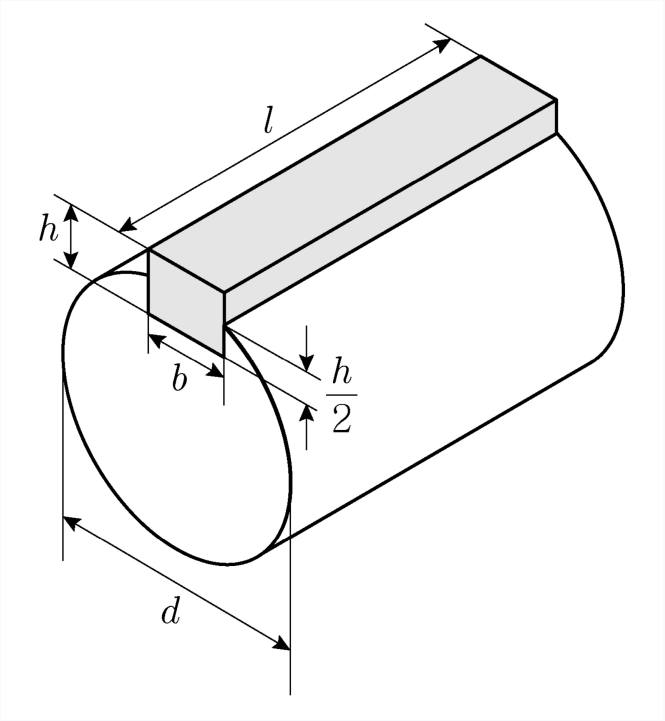
접선키는 경사진 두 개의 키를 서로 반대 방향으로 맞대어 한 쌍으로 사용하는 키이다. 이를 축의 접선 방향으로 설치하며, 문제의 **두 쌍을 120° 간격으로 배치**한다는 조건이 접선키를 가리킨다. 여기서 두 쌍은 키 두 개가 아니라, 두 개씩 짝지은 키 두 조를 뜻한다.

접선키는 축과 보스 사이의 회전력을 키의 압축력으로 전달하므로 큰 토크를 전달하는 데 적합하다. 한 쌍은 한 방향의 토크를 담당하고, 회전 방향이 바뀌면 다른 쌍이 반대 방향의 토크를 담당한다. 따라서 두 쌍을 설치하면 **양방향의 회전력**을 전달할 수 있다.

경사키도 경사를 이용한 쐐기 작용으로 축과 보스를 조여 결합한다. 다만 경사가 있거나 때려 박아 설치한다는 점만으로 접선키와 같아지는 것은 아니다. 접선키를 구별하는 조건은 **키를 쌍으로 구성하여 접선 방향으로 설치하는 구조**와 두 쌍의 배치이다.

NoteBase

문 11. 그림과 같은 평행키에 토크를 전달할 때 키의 전단응력(τ)과 압축응력(σ)의 비율($\frac{\tau}{\sigma}$)이 $\frac{1}{4}$이면, b와 h의 관계로 옳은 것은? (단, b는 키의 너비, h는 키의 높이, l은 키의 길이, d는 축의 지름이다)



① $b = 0.5h$

② $b = h$

③ $b = 1.5h$

④ $b = 2h$

정답 4번

간단한 해설

키의 전단면적은 bl, 압축을 받는 옆면의 면적은 $\frac{hl}{2}$이므로, **같은 전달력을 받는 두 면적의 차이**로 응력비가 정해진다. $\frac{\tau}{\sigma} = \frac{h}{2b} = \frac{1}{4}$이므로 $b = 2h$이다.

NoteBase

계산 과정

전달력: 토크를 T, 키에 작용하는 접선방향 힘을 F라 하면, 축 반지름이 $\frac{d}{2}$이므로 $T = F \cdot \frac{d}{2}$이다. 따라서 $F = \frac{2T}{d}$이며, 이 힘이 키의 전단과 옆면 압축을 일으킨다.

전단응력: 키가 축과 보스 사이에서 잘리려는 면은 너비 b, 길이 l인 면이다. 전단면적이 bl이므로 평균 전단응력은 $\tau = \frac{F}{bl}$이다.

압축응력: 그림에서 키 높이의 절반이 축에 묻혀 있으므로, 축 또는 보스와 접촉하여 힘을 전달하는 옆면의 높이는 **키 전체 높이의 절반**인 $\frac{h}{2}$이다. 압축면적은 $\frac{hl}{2}$이고, 평균 압축응력은 $\sigma = \frac{2F}{hl}$이다.

응력비와 치수 관계: 두 응력의 비를 구하면 공통인 전달력 F와 길이 l이 소거되어 $\frac{\tau}{\sigma} = \frac{h}{2b}$가 된다. 주어진 응력비를 대입하면 $\frac{h}{2b} = \frac{1}{4}$이므로 $4h = 2b$, 즉 $b = 2h$이다. 너비는 높이의 2배이며, 같은 길이 단위를 쓰는 치수 사이의 관계이다. 이는 ④의 관계와 일치한다.

NoteBase

문 12. 인장하중이 작용하는 판재의 리벳이음에서 발생할 수 있는 파손에 해당하는 것만을 모두 고르면?

ㄱ. 리벳의 전단
ㄴ. 구멍의 압축
ㄷ. 판재끝의 전단
ㄹ. 판재끝의 갈라짐

① ㄱ, ㄹ
② ㄱ, ㄴ, ㄷ
③ ㄴ, ㄷ, ㄹ
④ ㄱ, ㄴ, ㄷ, ㄹ

정답 4번

간단한 해설

판재에 인장하중이 작용해도 리벳이 하중을 전달하는 과정에서 **리벳 단면에는 전단**이, **구멍 벽에는 압축**이 생긴다. 또한 리벳 구멍이 판재 끝에 너무 가까우면 끝부분이 잘려 나가거나 갈라질 수 있다.

보기별 해설

ㄱ. O: 서로 연결된 판재가 반대 방향으로 당겨지면 리벳은 판재 사이의 하중을 전달한다. 이때 판재가 서로 미끄러지려는 힘으로 **판재의 접합면에 걸친 리벳 단면**에 전단응력이 생기며, 전단강도를 넘으면 리벳이 잘린다.

ㄴ. O: 리벳이 구멍 벽을 누르면서 하중을 전달하므로 **리벳과 구멍 벽의 접촉부**에는 압축 성격의 면압이 작용한다. 이 면압이 지나치게 크면 구멍 주변이 눌려 찌그러지거나 구멍이 늘어나는 압축파손이 발생할 수 있다.

ㄷ. O: 구멍과 판재 끝 사이의 거리가 부족하면 리벳이 끝부분을 밀어내면서 **구멍 양옆에서 판재 끝으로 이어지는 두 전단면**이 잘릴 수 있다. 이는 리벳 자체가 잘리는 ㄱ과 달리, 판재 끝부분이 떨어져 나가는 전단파손이다.

ㄹ. O: 리벳 구멍이 판재 끝에 너무 가까우면 구멍 주변에서 시작한 균열이 **판재 끝까지 이어져 갈라지는** 파손이 발생할 수 있다. ㄷ이 두 전단면을 따라 끝부분이 잘려 나가는 형태라면, ㄹ은 구멍에서 가장자리로 균열이 뻗는 형태이다.

ㄱ·ㄴ·ㄷ·ㄹ은 모두 발생 가능한 파손 형태이므로, 이들을 모두 포함한 조합은 ④이다.

NoteBase

문 13. 동일한 두 강판의 V홈형 맞대기이음에서 용접부의 목두께는 10 mm이고 길이는 100 mm이다. 이음효율이 0.8일 때, 최대 인장력 [kN]은? (단, 강판의 인장강도는 40 MPa이고, 안전율은 4이다)

① 0.80

② 1.25

③ 8.00

④ 12.5

정답 3번

간단한 해설

인장강도를 안전율로 나눈 **허용 인장응력**에 용접 단면적과 **이음효율 0.8**을 곱한다. 허용 인장응력 10 MPa와 단면적 1,000 mm^2를 적용하면 최대 인장력은 8.00 kN이다.

계산 과정

허용 인장응력: 안전율 4를 고려하므로 강판의 인장강도 40 MPa를 그대로 사용하지 않고 **안전율로 나눈 값**을 사용한다. 허용 인장응력을 σ_a라 하면 $\sigma_a = \frac{40}{4} = 10\text{MPa}$이다. 1 MPa = 1 N/mm^2이므로 이는 단면적 1 mm^2당 허용되는 인장력이 10 N이라는 뜻이다.

용접 단면적: 맞대기이음에서 인장력을 지지하는 단면적 A는 **목두께와 용접 길이의 곱**이다. 목두께 t = 10 mm, 길이 l = 100 mm이므로 $A = tl = 10 \times 100 = 1{,}000\text{mm}^2$이다. 두 강판이 하나의 이음으로 연결되므로 단면적을 두 배로 계산하지 않는다.

이음효율 적용: 이음효율 $\eta = 0.8$은 이음의 강도가 같은 단면의 모재 강도의 80%라는 뜻이다. 따라서 최대 허용 인장력은 $P = \eta\sigma_a A$로 구한다. 수치를 대입하면 $P = 0.8 \times 10 \times 1{,}000 = 8{,}000\text{N}$이다.

단위 환산: 1 kN = 1,000 N이므로 8,000 N = 8.00 kN이다. 이는 ③의 8.00에 해당한다.

NoteBase

문 14. 미끄럼 베어링 대비 구름 베어링의 특징으로 옳지 않은 것은?

① 호환성이 있다.

② 마찰계수가 크다.

③ 내충격성이 작다.

④ 점접촉이나 선접촉을 한다.

정답 2번

간단한 해설

구름 베어링은 볼이나 롤러의 구름 운동을 이용하므로 일반적으로 미끄럼 베어링보다 **마찰계수가 작다**. 특히 기동할 때의 마찰저항이 작아 축을 회전시키기 쉽다.

선지별 해설

① O: 구름 베어링은 주요 치수와 정밀도 등이 표준화되어 있어 **같은 규격의 제품으로 교체**하기 쉽다. 이러한 표준화에 따른 호환성은 조립과 유지·보수를 편리하게 한다.

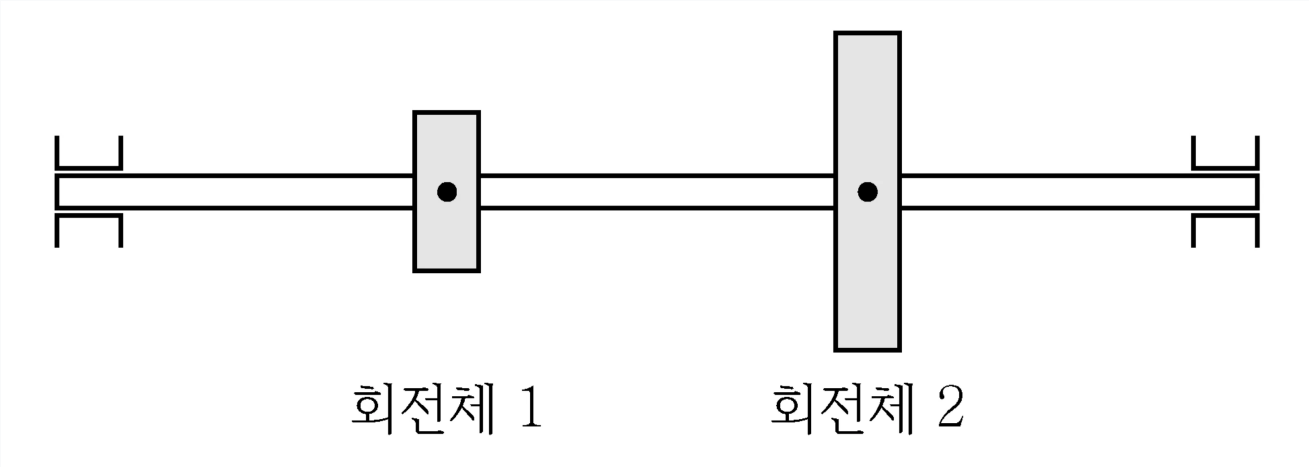
② X: '마찰계수가 크다'를 **'마찰계수가 작다'**로 고쳐야 한다. 구름 베어링은 내륜과 외륜 사이의 볼이나 롤러가 구르면서 상대 운동을 가능하게 하므로, 일반적으로 미끄럼 베어링보다 마찰저항이 작다. 특히 기동 마찰계수가 작고 운전 중 마찰계수와의 차이도 작다.

③ O: 구름 베어링은 전동체와 궤도륜의 좁은 접촉부에 하중이 집중되어 접촉응력이 커진다. 큰 충격하중을 받으면 접촉면에 영구적인 눌림 자국 등이 생길 수 있으므로, 미끄럼 베어링에 비해 일반적으로 **충격하중에 약하다**.

④ O: 전동체와 궤도면의 접촉은 기하학적으로 **볼은 점접촉, 롤러는 선접촉**으로 구분한다. 실제로 하중이 작용하면 탄성변형으로 접촉부가 작은 면적을 이루지만, 기본적인 접촉 형상은 점접촉 또는 선접촉으로 설명한다.

NoteBase

문 15. 던커레이(Dunkerley) 실험식에 의한 두 개의 회전체를 갖는 회전축의 위험속도[rpm]는? (단, 축의 자중은 무시하고, 각 회전체를 단독으로 설치했을 때, 위험속도는 각각 $n_1 = 3{,}000\text{rpm}$, $n_2 = 4{,}000\text{rpm}$ 이다)



① 1,800

② 2,400

③ 3,500

④ 5,000

정답 2번

간단한 해설

던커레이 실험식은 각 회전체를 단독으로 설치했을 때의 **위험속도 제곱의 역수를 더하는** 관계이다. 두 회전체를 함께 설치한 축의 위험속도는 2,400 rpm으로, 각각을 단독으로 설치했을 때보다 낮다.

계산 과정

그림의 두 회전체를 함께 설치한 축의 위험속도를 n, 각 회전체를 단독으로 설치했을 때의 위험속도를 n_1, n_2라 한다. **축의 자중을 무시**하므로 던커레이 실험식에는 두 회전체의 기여만 포함한다. 따라서 $\frac{1}{n^2} = \frac{1}{n_1^2} + \frac{1}{n_2^2}$이다. 모든 속도를 같은 단위인 rpm으로 대입할 수 있다.

두 항을 통분하고 양의 제곱근을 취하면 $n = \frac{n_1 n_2}{\sqrt{n_1^2 + n_2^2}}$이다. 주어진 값은 $n_1 = 3{,}000\text{rpm}$, $n_2 = 4{,}000\text{rpm}$ 이며, 분모는 $\sqrt{3{,}000^2 + 4{,}000^2} = 5{,}000$이다. 이 5,000은 두 단독 위험속도의 제곱합에 제곱근을 취한 중간값이다.

따라서 $n = \frac{3{,}000 \cdot 4{,}000}{5{,}000} = 2{,}400\text{rpm}$이다. 실험식으로 구한 위험속도는 2,400 rpm이며, ②의 값과 일치한다.

NoteBase

문 16. 지름이 같은 외접 원통(평) 마찰차가 600 rpm으로 회전하면서 300 N·m의 최대 토크를 전달한다. 두 마찰차 사이에 서로 밀어붙이는 힘이 2,000 N이고 마찰계수가 0.3일 때, 원주속도[m/s]는? (단, 두 마찰차의 미끄럼은 없으며, π = 3이다)

① 30

② 60

③ 120

④ 150

정답 1번

간단한 해설

최대 전달 토크는 **최대 마찰력과 반지름의 곱**이므로 마찰차의 반지름은 0.5 m이다. 이 반지름에서 600 rpm에 해당하는 원주속도는 30 m/s이다.

계산 과정

최대 마찰력: 서로 밀어붙이는 힘은 접촉면의 수직항력 N = 2,000 N이고, 마찰계수는 μ = 0.3이다. 마찰차는 접선 방향의 마찰력으로 토크를 전달하므로, **최대 토크를 전달할 때**의 접선력 F는 최대 마찰력과 같다. 따라서 $F = \mu N = 0.3 \cdot 2{,}000 = 600$ N이다.

반지름: 접선력 F의 작용선과 회전축 사이의 거리가 반지름 r이므로 토크는 $T = Fr$이다. T = 300 N·m를 대입하면 $r = \frac{T}{F} = \frac{300}{600} = 0.5$ m이다.

원주속도: 한 바퀴 회전할 때 원주 위의 점이 이동하는 거리는 $2\pi r$이다. 회전수 n = 600 rpm은 분당 회전수이므로 **초당 회전수로 바꾸어** 곱한다. 따라서 $v = \frac{2\pi rn}{60}$이고, π = 3을 적용하면 $v = \frac{2 \cdot 3 \cdot 0.5 \cdot 600}{60} = 30$ m/s이다. 미끄럼이 없으므로 두 마찰차의 접촉점에서 원주속도의 크기는 같다.

계산된 원주속도 30 m/s는 ①의 30에 해당한다.

NoteBase

문 17. 인벌류트 기어의 물림률(contact ratio)에 대한 설명으로 옳은 것은?

① 법선피치를 물림길이로 나눈 값이다.

② 접촉호의 길이를 원주피치로 나눈 값이다.

③ 물림률이 증가할수록 소음과 진동이 증가한다.

④ 연속적인 회전을 위해서는 1보다 작아야 한다.

정답 2번

간단한 해설

물림률은 한 쌍의 이가 접촉하는 동안 피치원 위에서 진행한 **접촉호의 길이를 원주피치로 나눈 값**이다. 이는 회전 중 동시에 맞물리는 이 쌍의 평균 개수를 뜻한다.

선지별 해설

① X: 분자와 분모가 뒤바뀌었다. 물림길이를 L, 법선피치를 p_n이라 하면 물림률은 $\varepsilon = \frac{L}{p_n}$이다. 물림길이는 작용선 위에서 실제 접촉이 이루어지는 구간의 길이이고, 여기서 법선피치는 작용선 방향으로 잰 인접한 이 사이의 간격인 기초원피치이다. 따라서 **물림길이를 법선피치로 나누어야** 한다.

② O: 접촉호는 한 쌍의 이가 접촉을 시작하여 끝낼 때까지 피치원 위에서 진행한 호이고, 원주피치는 피치원 위에서 잰 인접한 이 사이의 간격이다. **접촉호의 길이를 원주피치로 나누면** 한 쌍의 이가 접촉하는 동안 몇 쌍의 이가 차례로 물림에 참여하는지 알 수 있다. 이 비가 물림률이며, 물림길이를 법선피치로 나눈 값과 같다. 예를 들어 물림률이 1.5이면 한 쌍 물림과 두 쌍 물림이 번갈아 나타나 평균적으로 1.5쌍이 접촉한다.

③ X: 물림률이 커지면 여러 이 쌍이 하중을 나누어 지지하고, 앞선 이 쌍에서 다음 이 쌍으로 하중이 전달될 때 접촉이 더 겹친다. 따라서 다른 조건이 같다면 회전이 원활해져 **소음과 진동이 일반적으로 감소**하는 방향으로 작용한다. 물림률이 증가할수록 소음과 진동이 증가한다는 설명은 반대이다.

④ X: 물림률이 1보다 작으면 한 쌍의 이가 접촉을 끝낸 뒤 다음 이 쌍이 접촉하기 전까지 물림이 끊기는 구간이 생긴다. 연속적인 회전 전달을 위한 이론적 최소 조건은 **물림률이 1 이상**인 것이며, 실제로는 제작·조립 오차를 고려하여 1보다 크게 설계한다.

NoteBase

문 18. 평벨트 전동에서 긴장측 장력은 T_t[N], 이완측 장력은 T_s[N], 풀리와 벨트 사이의 접촉각은 θ[rad], 벨트의 단위 길이당 질량은 $\overline{m}$[kg/m], 원주속도는 v[m/s], 마찰계수는 μ일 때, 전달동력[kW]은? (단, $v > 10$ m/s이고 두 풀리의 지름은 같다)

① $\frac{T_t + \overline{m}v^2}{1,000}\left(\frac{e^{\mu\theta}}{e^{\mu\theta}-1}\right)v$
② $\frac{T_t - \overline{m}v^2}{1,000}\left(\frac{e^{\mu\theta}}{e^{\mu\theta}-1}\right)v$
③ $\frac{T_t + \overline{m}v^2}{1,000}\left(\frac{e^{\mu\theta}-1}{e^{\mu\theta}}\right)v$
④ $\frac{T_t - \overline{m}v^2}{1,000}\left(\frac{e^{\mu\theta}-1}{e^{\mu\theta}}\right)v$

정답 4번

간단한 해설

고속 평벨트에서는 긴장측 장력에서 **원심장력을 뺀 장력**에 마찰에 의한 장력비를 적용한다. 전달동력은 이렇게 구한 **긴장측과 이완측의 장력 차**에 벨트 속도를 곱하고, 1,000으로 나누어 kW로 나타낸다.

공통 해설

평벨트의 전달동력은 풀리 둘레에서 작용하는 유효장력과 벨트 속도의 곱이다. 유효장력은 긴장측과 이완측의 장력 차이므로, 장력을 N, 속도를 m/s로 넣으면 $P = \frac{(T_t - T_s)v}{1,000}$이며 단위는 kW이다.

주어진 조건은 $v > 10$ m/s이므로 원심장력을 고려한다. 단위 길이당 질량이 $\overline{m}$인 벨트의 원심장력은 $T_c = \overline{m}v^2$이다. 원심장력은 양쪽 장력에 공통으로 포함되지만, 풀리와의 마찰로 동력을 전달하는 데 쓰이는 성분은 아니다. 따라서 미끄럼 한계에서의 평벨트 장력비는 **양쪽 총장력에서 원심장력을 뺀 값**에 적용하며, $\frac{T_t - T_c}{T_s - T_c} = e^{\mu\theta}$이다. 여기서 접촉각 θ는 rad 단위를 사용한다.

이 관계에서 $T_s - T_c = (T_t - T_c)e^{-\mu\theta}$이므로, 양쪽 장력의 차는 $T_t - T_s = (T_t - T_c)(1 - e^{-\mu\theta})$가 된다. 이를 전달동력 관계에 넣으면 $P = \frac{T_t - \overline{m}v^2}{1,000}\left(\frac{e^{\mu\theta}-1}{e^{\mu\theta}}\right)v$이며 단위는 kW이다. 즉 긴장측 장력에서는 원심장력을 빼고, 그 값에 **1보다 작은 마찰 계수항** $\frac{e^{\mu\theta}-1}{e^{\mu\theta}}$을 곱하여 유효장력을 구한다.

NoteBase

문 19. 롤러 체인의 파단하중은 3.5 kN, 다열계수는 2.5, 부하보정계수는 1.4이다. 평균속도가 5.6 m/s이고 안전율이 10일 때, 최대 전달동력 [kW]은? (단, 원심력과 자중에 의한 장력은 무시한다)

① 1.0

② 1.4

③ 2.8

④ 3.5

정답 4번

간단한 해설

파단하중에 다열계수를 곱하고 안전율로 나눈 뒤, **부하보정계수로 나누어** 전달에 사용할 수 있는 힘을 구한다. 이 힘에 평균속도를 곱하면 최대 전달동력은 **3.5 kW**이다.

계산 과정

주어진 파단하중을 $W = 3.5\text{kN}$, 다열계수를 $k_m = 2.5$, 부하보정계수를 $K = 1.4$, 안전율을 $S = 10$, 평균속도를 $v = 5.6\text{m/s}$로 둔다. 원심력과 자중에 의한 장력을 무시하므로 전달력에 대한 강도 조건으로 최대 동력을 구한다.

허용 장력: 다열 체인의 하중 지지 능력에는 주어진 다열계수를 적용한다. 여기에 안전율을 반영한 허용 장력은 $F_a = \frac{k_m W}{S}$이다. 따라서 $F_a = \frac{2.5 \cdot 3.5}{10} = 0.875\text{kN}$이다. 이는 **안전율을 확보하면서 허용되는 장력**이다.

최대 전달력: 부하보정계수는 운전 중 부하의 영향을 반영하여 설계에 사용하는 힘을 크게 잡는 계수이다. 실제 전달력을 F라 하면 **보정한 힘이 허용 장력 이하**여야 하므로 $KF \le F_a$이다. 따라서 $F_{\max} = \frac{F_a}{K} = \frac{0.875}{1.4} = 0.625\text{kN}$이다.

최대 전달동력: 동력은 전달력과 속도의 곱이므로 $P_{\max} = F_{\max} v$이다. $1\ \text{kN} \cdot \text{m/s} = 1\ \text{kW}$이므로 $0.625 \times 5.6 = 3.5\ \text{kW}$이다. 최대 전달동력은 3.5 kW로, ④의 값과 일치한다.

NoteBase

문 20. 로프를 거는 방법에 대한 설명으로 옳지 않은 것은?

① 단독식은 이음매가 많아 진동이 발생하기 쉽다.

② 단독식은 여러 개의 로프를 병렬로 거는 방법이다.

③ 연속식은 로프 하나가 절단되어도 계속 운전할 수 있다.

④ 연속식은 장력이 전체적으로 균등하고, 초기 장력의 조절이 자유롭다.

정답 3번

간단한 해설

연속식은 **하나의 긴 로프를 여러 홈에 연속으로 감는 방식**이므로, 로프가 한 곳이라도 절단되면 동력 전달이 끊겨 운전을 계속할 수 없다. 여러 로프가 독립되어 있어 하나가 끊어져도 나머지 로프로 동력을 전달할 수 있는 방식은 단독식이다.

선지별 해설

① O: 단독식은 각각의 로프 양 끝을 이어 고리로 만들므로 **로프마다 이음매가 생긴다**. 하나의 로프를 이어 쓰는 연속식보다 이음매가 많고, 이음부가 풀리 홈을 통과할 때 접촉 상태가 달라져 진동이 발생하기 쉽다.

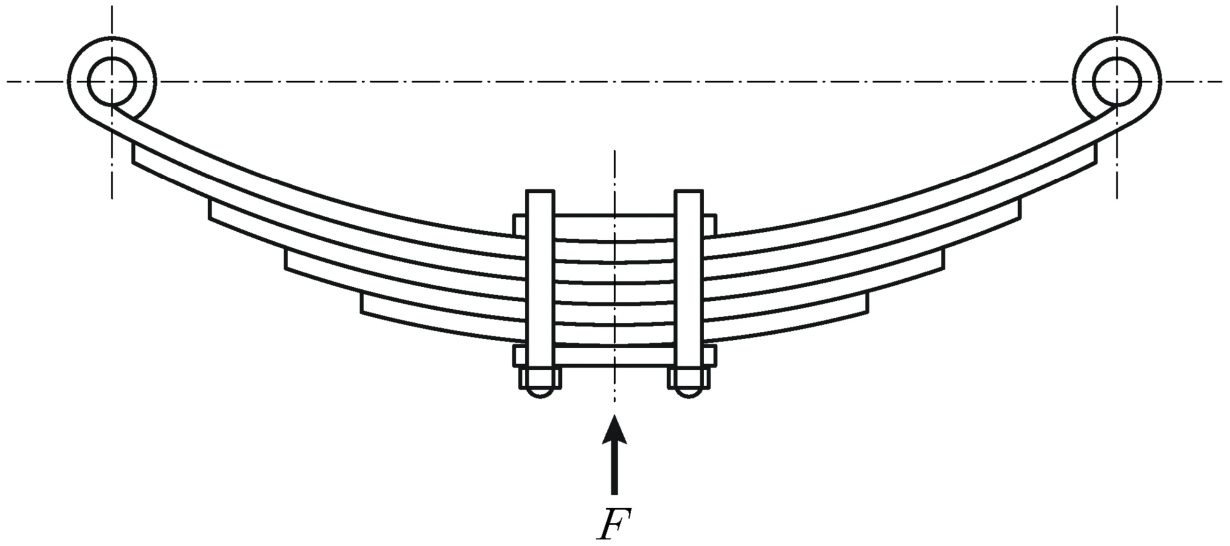
② O: 단독식은 **서로 독립된 여러 개의 고리형 로프를 병렬로** 걸어 동력을 전달한다. 각 로프가 풀리의 홈에 따로 걸리므로 로프 하나의 절단이 다른 로프의 고리까지 끊지는 않는다.

③ X: 연속식은 하나의 긴 로프를 풀리의 여러 홈에 차례로 감아 하나의 닫힌 고리를 이루는 방식이다. 따라서 **어느 한 곳이 절단되어도 전체 로프의 연결이 끊겨** 운전을 멈추고 수리해야 한다. '로프 하나가 절단되어도 계속 운전할 수 있다'는 설명은 여러 로프가 독립되어 있는 단독식의 특성이다.

④ O: 연속식은 하나의 로프가 여러 홈을 연속으로 지나고 긴장 풀리로 당김을 조절하므로, 독립된 로프를 각각 거는 방식보다 각 감김부의 장력을 균등하게 유지하기 쉽다. 또한 **긴장 풀리를 이용하여 초기 장력을 조절**할 수 있다. 여기서 장력이 균등하다는 것은 여러 감김부 사이의 균형을 뜻하며, 동력 전달 중 팽팽한 쪽과 느슨한 쪽의 장력이 같다는 뜻은 아니다.

NoteBase

문 21. 그림과 같이 250 N의 힘(F)을 받는 양단 지지형 겹판 스프링에서, 스팬은 1,000 mm, 판의 폭은 60 mm, 판의 두께는 5 mm, 판의 수는 5개이다. 스프링 중앙에서 발생하는 최대 굽힘응력[MPa]은? (단, 판 사이의 마찰과 밴드폭은 무시한다)



① 20

② 30

③ 40

④ 50

정답 4번

간단한 해설

겹판 스프링은 **5개 판이 중앙의 굽힘모멘트를 나누어 부담**한다. 판 한 장의 단면계수에 판 수를 곱해 전체 굽힘모멘트를 나누면 최대 굽힘응력은 50 MPa이다.

NoteBase

계산 과정

주어진 값은 중앙 하중 F = 250 N, 스팬 L = 1,000 mm, 판의 폭 b = 60 mm, 두께 t = 5 mm, 판 수 n = 5이다. 그림처럼 양 끝이 지지되고 중앙에 힘이 작용하며, 밴드폭을 무시하므로 스팬 전체를 계산에 사용한다.

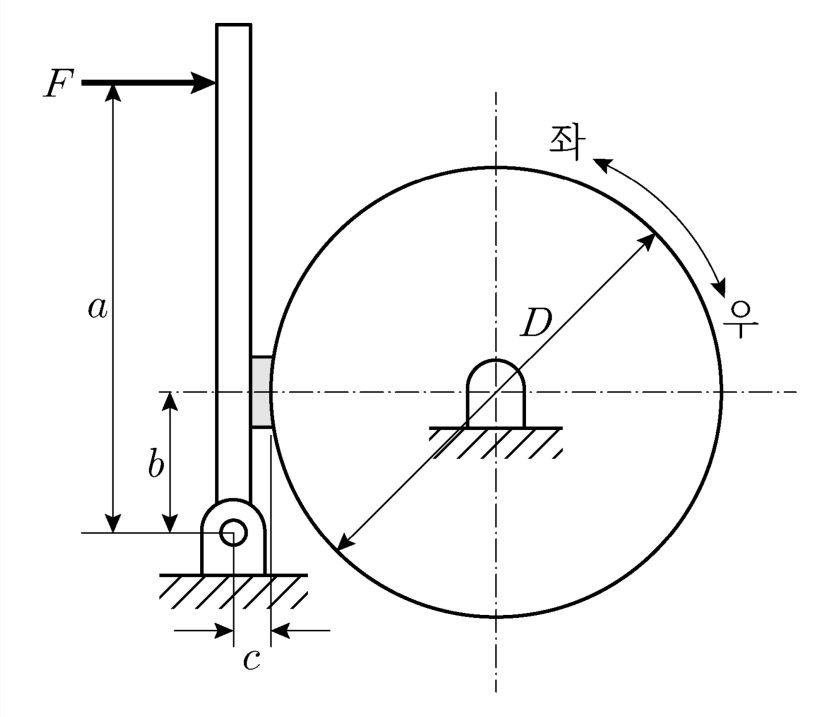
중앙 굽힘모멘트: 하중이 중앙에 작용하므로 양쪽 지지반력의 크기는 각각 $\frac{F}{2} = 125\text{N}$이다. 중앙에서 굽힘모멘트의 크기가 최대이며, 반력에 스팬의 절반을 곱하면 $M_{\max} = \frac{FL}{4} = 62{,}500\text{N}\cdot\text{mm}$이다.

판의 단면계수: 폭 b, 두께 t인 직사각형 판 한 장의 단면계수는 $Z = \frac{bt^2}{6}$이다. 따라서 $Z = \frac{60 \cdot 5^2}{6} = 250\text{mm}^3$이다. 판 사이의 마찰을 무시하므로 **전체 두께 25 mm인 한 장의 판으로 계산하지 않고**, 중앙에서 굽힘모멘트를 분담하는 5개 판의 단면계수를 합한다. 그 합은 $nZ = 1{,}250\text{mm}^3$이다.

최대 굽힘응력: 굽힘응력은 굽힘모멘트를 단면계수로 나눈 값이므로 $\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{nZ}$이다. 이를 계산하면 $\sigma_{\max} = \frac{62{,}500}{1{,}250} = 50\text{N/mm}^2$이다. 1 N/mm^2 = 1 MPa이므로 최대 굽힘응력은 50 MPa이며, ④의 값과 일치한다.

NoteBase

문 22. 그림과 같은 단식 블록 브레이크($a = 70$ cm, $b = 15$ cm, $c = 5$ cm, $D = 40$ cm, $F = 16$ N)에서 드럼이 좌회전과 우회전을 할 때, 제동 토크[N·cm]를 바르게 연결한 것은? (단, 마찰계수는 0.2이다)



① 좌회전: 280, 우회전: 300

② 좌회전: 280, 우회전: 320

③ 좌회전: 300, 우회전: 280

④ 좌회전: 320, 우회전: 280

정답 4번

간단한 해설

좌회전에서는 블록에 작용하는 마찰력이 **가압력과 같은 방향의 모멘트**를 만들어 접촉 수직항력이 커지고, 우회전에서는 반대로 작용한다. 제동 토크의 크기는 마찰력과 드럼 반지름의 곱이므로 좌회전은 320 N·cm, 우회전은 280 N·cm이다.

NoteBase

계산 과정

접촉 수직항력을 N, 마찰력의 크기를 f, 제동 토크의 크기를 T라 두면 $f = \mu N$이다. 드럼 반지름은 $r = \frac{D}{2} = 20$ cm이므로 $T = fr = \mu N r$로 계산한다. 그림에서 레버 회전축을 기준으로 가압력 F의 모멘트 팔은 a = 70 cm, 수직항력의 모멘트 팔은 b = 15 cm, 마찰력의 모멘트 팔은 c = 5 cm이다.

좌회전: 드럼 왼쪽 접촉점의 표면은 아래로 움직이므로 블록이 받는 마찰력도 아래쪽이다. 이 마찰력은 레버에 **가압력 F와 같은 시계 방향 모멘트**를 만든다. 수직항력은 반시계 방향 모멘트를 만들므로 평형식은 $Nb = Fa + \mu N c$이다. 따라서 $N = \frac{Fa}{b - \mu c}$이고, 수치를 대입하면 $N = \frac{16 \cdot 70}{15 - 0.2 \cdot 5} = 80$ N이다. 이는 블록과 드럼이 서로 누르는 힘의 크기이며, 마찰력은 f = 0.2 × 80 = 16 N이다. 제동 토크는 T = 16 × 20 = 320 N·cm이다.

우회전: 접촉점의 표면과 블록이 받는 마찰력은 위쪽을 향한다. 마찰력은 **가압력 F와 반대인 반시계 방향 모멘트**를 만들므로 평형식은 $Fa = Nb + \mu N c$이다. 따라서 $N = \frac{Fa}{b + \mu c}$이고, $N = \frac{16 \cdot 70}{15 + 0.2 \cdot 5} = 70$ N이다. 마찰력은 f = 0.2 × 70 = 14 N이므로 제동 토크는 T = 14 × 20 = 280 N·cm이다.

좌회전 320 N·cm, 우회전 280 N·cm의 연결은 ④와 일치한다. 두 토크는 모두 각 회전 방향을 방해하는 방향으로 작용한다.

NoteBase

문 23. 유효감김수가 10, 평균지름이 10 mm, 소선의 지름이 1 mm, 전단 탄성계수가 78 GPa인 원통형 코일스프링의 스프링상수[N/mm]는?

① 0.975

② 1.025

③ 1.95

④ 9.75

정답 1번

간단한 해설

원통형 코일스프링의 스프링상수는 $k = \frac{Gd^4}{8D^3n}$으로 구한다. 전단 탄성계수를 N/mm^{2}로 환산해 대입하면 **0.975 N/mm**이며, 이는 1 mm 변형에 필요한 하중이 0.975 N임을 뜻한다.

계산 과정

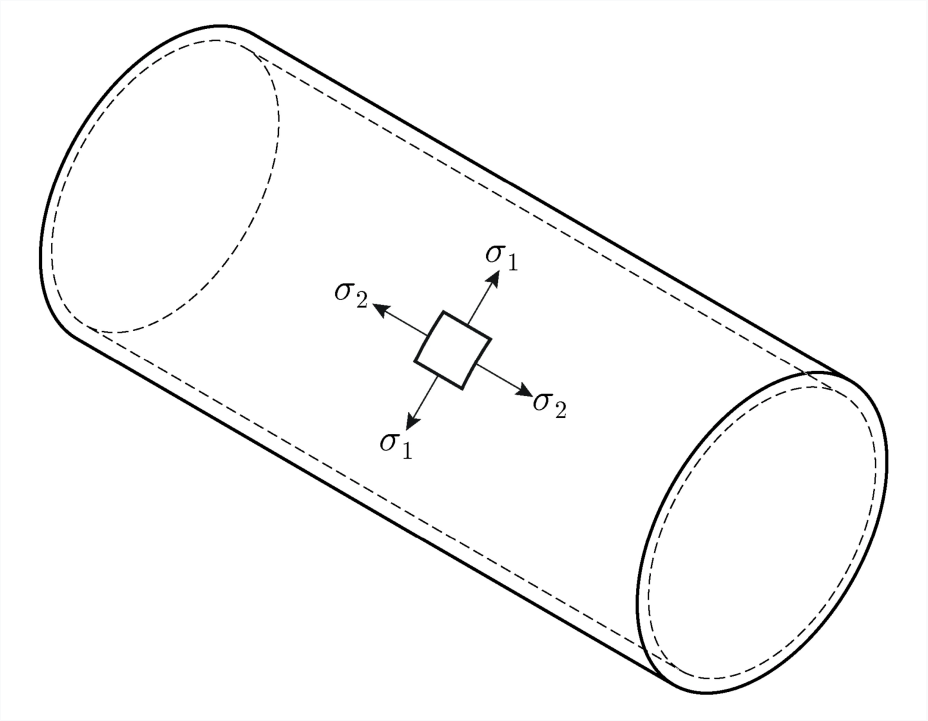
공식 적용: 탄성 범위에서 축방향 하중을 받는 원통형 코일스프링은 주로 **소선의 비틀림**에 의해 변형된다. 하중을 F, 축방향 변형량을 δ라 하면 스프링상수는 $k = \frac{F}{\delta} = \frac{Gd^4}{8D^3n}$이다. 여기서 G는 전단 탄성계수, d는 소선의 지름, D는 코일의 평균지름, n은 유효감김수이다.

조건과 단위: n = 10, D = 10 mm, d = 1 mm이다. 길이를 mm로 사용하므로 **G의 단위를 N/mm^{2}로 통일**한다. 1 GPa = 1,000 N/mm^{2}이므로 G = 78 GPa = 78,000 N/mm^{2}이다. 주어진 감김수는 이미 유효감김수이므로 그대로 사용한다.

대입과 계산: $k = \frac{78{,}000 \cdot 1^4}{8 \cdot 10^3 \cdot 10} = 0.975$이며, 단위는 N/mm이다. 따라서 스프링을 1 mm 변형시키는 데 필요한 하중은 0.975 N이고, 계산한 스프링상수 0.975 N/mm는 ①의 값과 일치한다.

NoteBase

문 24. 그림과 같은 양단이 막혀 있는 원통형 압력용기의 두께는 5 mm이고, 안지름은 100 mm이다. 내압이 3 MPa이고 안전율이 1일 때, 발생한 응력(σ_1, σ_2)[MPa]을 바르게 연결한 것은? (단, 부식여유량은 무시하고, 용기의 두께는 안지름 대비 매우 얇다)



① σ_1: 15, σ_2: 30
② σ_1: 30, σ_2: 15
③ σ_1: 30, σ_2: 60
④ σ_1: 60, σ_2: 30

정답 2번

간단한 해설

양단이 막힌 얇은 원통에서는 **원주방향 응력이 길이방향 응력의 2배**이다. 그림의 σ_1은 원주방향이므로 30 MPa, σ_2는 길이방향이므로 15 MPa이다.

NoteBase

계산 과정

조건과 방향: 그림에서 σ_1은 원통의 둘레를 따라 작용하는 원주방향 응력이고, σ_2는 원통의 축과 나란한 길이방향 응력이다. 주어진 **얇은 벽 조건**에 따라 두께 방향으로 응력이 일정하다고 보는 박육 원통 공식을 적용한다. 내압 p = 3 MPa, 안지름 d = 100 mm, 두께 t = 5 mm이다. 부식여유량을 무시하므로 주어진 두께를 그대로 쓰며, 안전율이 1이므로 별도의 안전율 배수는 적용하지 않는다. 1 MPa = 1 N/mm^{2}이므로 mm 단위로 계산하면 응력은 MPa로 얻어진다.

원주방향 응력: 원통을 축을 포함하는 평면으로 반으로 나누어 생각한다. 길이 L인 부분에서 내압의 합력은 투영면적 dL에 작용하는 힘이고, 벽은 양쪽의 단면적 tL로 이를 지탱한다. 따라서 힘의 평형은 $pdL = 2\sigma_1 tL$ 이다. **압력에 저항하는 벽 단면이 양쪽에 하나씩** 있으므로 분모에 2t가 들어간다.

$\sigma_1 = \frac{pd}{2t}$

$\sigma_1 = \frac{3 \cdot 100}{2 \cdot 5} = 30\text{MPa}$

길이방향 응력: **양단이 막혀 있으므로** 내압이 끝판을 밀어내는 힘을 원통 벽이 길이방향 인장력으로 지탱한다. 끝판에 작용하는 힘은 $p\pi d^2/4$이고, 이를 지탱하는 얇은 원통 벽의 단면적은 둘레와 두께를 곱한 πdt로 근사한다. 이 두 힘의 평형에서 다음 식을 얻는다.

$\sigma_2 = \frac{p\pi d^2/4}{\pi dt} = \frac{pd}{4t}$

$\sigma_2 = \frac{3 \cdot 100}{4 \cdot 5} = 15\text{MPa}$

따라서 σ_1 = 30 MPa, σ_2 = 15 MPa이며, 이 조합은 ②와 일치한다. 두 응력은 모두 내압에 의해 원통 벽을 잡아당기는 인장응력이다.

NoteBase

문 25. 밸브의 특징에 대한 설명으로 옳은 것은?

① 스톱 밸브(stop valve)는 슬루스 밸브라고도 하며, 밸브 디스크가 유체의 통로를 수직으로 막아서 개폐한다.

② 게이트 밸브(gate valve)는 리프트 밸브라고도 하며, 밸브 디스크가 유체 속에 있어 유체의 에너지 손실이 크다.

③ 체크 밸브(check valve)는 밸브 양면에 발생한 압력 차이를 이용하여 유체의 역류를 방지할 목적으로 사용한다.

④ 안전 밸브(safety valve)는 유체의 압력이 사용압력을 초과하였을 때 자동으로 밸브가 잠겨 압력을 상승시킨다.

정답 3번

간단한 해설

체크 밸브는 **밸브 양쪽의 압력 차**로 자동 작동하여 유체가 한 방향으로만 흐르게 한다. 순방향에서는 열리고 역방향 압력이 작용하면 닫혀 **역류를 방지**한다.

선지별 해설

① X: 슬루스 밸브는 **게이트 밸브의 다른 이름**이다. 디스크가 유체의 흐름에 수직인 방향으로 이동하여 통로를 여닫는 것도 게이트 밸브의 특징이다. 스톱 밸브는 글로브 밸브로도 불리며, 디스크를 밸브 시트에 수직으로 이동시켜 시트의 구멍을 열거나 닫는다. 밸브 시트는 닫힐 때 디스크가 맞닿아 유체를 차단하는 부분이다.

② X: 게이트 밸브의 다른 이름은 리프트 밸브가 아니라 슬루스 밸브이다. 게이트 밸브는 **완전히 열면 디스크가 유로에서 벗어나** 유체가 거의 직선으로 흐르므로 에너지 손실이 작다. 유로가 굽어 유체의 흐름 방향이 바뀌고, 게이트 밸브보다 에너지 손실이 큰 것은 스톱 밸브의 특징이다.

③ O: 체크 밸브는 **압력 차로 자동 개폐하여 역류를 막는** 밸브이다. 순방향 압력 차에 의한 힘이 디스크를 여는 데 필요한 힘보다 커지면 유체가 통과한다. 반대로 유체가 역류하려고 하면 역방향 압력이 디스크를 시트에 밀착시키는 방향으로 작용하여 통로를 막는다.

④ X: 안전 밸브는 압력을 상승시키는 장치가 아니라 과도한 압력으로부터 설비를 보호하는 장치이다. 압력이 설정된 작동 압력에 도달하면 **자동으로 열려 유체를 배출**하고 압력이 더 상승하는 것을 억제한다. 따라서 '밸브가 잠겨 압력을 상승시킨다'는 설명은 작동 방향과 목적을 반대로 서술한 것이다.

NoteBase