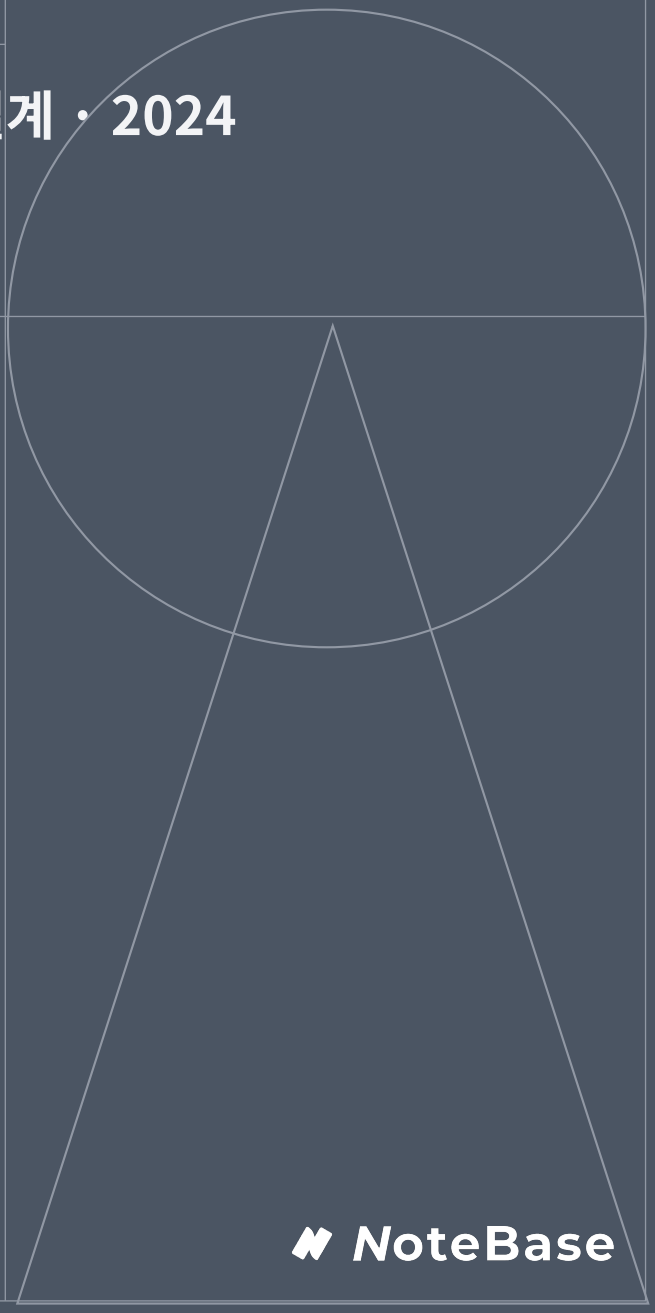
기출OX 해설집

공무원/국가직/9급 · 기계설계 · 2024



NoteBase

기출OX 해설집

공무원/국가직/9급 · 기계설계 · 2024

공무원/국가직/9급 · 기계설계 · 2024

문 1. 축과 구멍의 끼워맞춤에 대한 설명으로 옳지 않은 것은?

① 끼워맞춤 방식은 구멍기준 끼워맞춤과 축기준 끼워맞춤이 있다.

② 구멍이 크고 축이 작아서 헐겁게 끼워 맞출 때, 그 치수의 차가 틈새이다.

③ 헐거운 끼워맞춤에서 최소 틈새는 구멍의 최소 허용치수에서 축의 최대 허용치수를 뺀 수치이다.

④ 억지 끼워맞춤에서 최대 죔새는 축의 최소 허용치수에서 구멍의 최대 허용치수를 뺀 수치이다.

정답 4번

간단한 해설

④의 '축의 최소 허용치수 – 구멍의 최대 허용치수'는 **최소 죔새**이다. 최대 죔새는 **축의 최대 허용치수에서 구멍의 최소 허용치수를 뺀 값**으로, 가장 굵은 축과 가장 작은 구멍을 조합할 때 생긴다.

선지별 해설

① O: 구멍기준 끼워맞춤은 구멍의 공차 위치를 기준으로 두고 축의 공차 위치를 바꾸어 원하는 끼워맞춤을 얻는 방식이다. 축기준 끼워맞춤은 반대로 축의 공차 위치를 기준으로 두고 구멍의 공차 위치를 바꾼다. 두 방식은 **어느 쪽을 기준으로 두는지**에 따라 구분된다.

② O: 구멍의 지름이 축의 지름보다 크면 두 부품 사이에 여유가 생긴다. 이때 **구멍의 치수에서 축의 치수를 뺀 양의 차**를 틈새라고 한다.

③ O: 헐거운 끼워맞춤에서 틈새가 가장 작아지는 조합은 **가장 작은 구멍과 가장 굵은 축**이다. 따라서 최소 틈새는 구멍의 최소 허용치수에서 축의 최대 허용치수를 뺀 값이다.

④ X: 억지 끼워맞춤에서 죔새는 조립 전 축의 치수가 구멍의 치수보다 큰 정도로, 축의 치수에서 구멍의 치수를 뺀 값이다. 최대 죔새는 그 차가 가장 커지는 **축의 최대 허용치수와 구멍의 최소 허용치수**의 조합에서 생긴다. 따라서 최대 죔새는 축의 최대 허용치수에서 구멍의 최소 허용치수를 뺀 값이다. 선지의 '축의 최소 허용치수에서 구멍의 최대 허용치수를 뺀 수치'는 차가 가장 작아지는 조합이므로 **최소 죔새**를 나타낸다.

NoteBase

문 2. 미터나사에 대한 설명으로 옳지 않은 것은?

① 두줄 나사에서 리드는 피치의 두 배이다.

② 미터 가는나사는 호칭지름 × 피치로 표시한다.

③ 수나사의 골지름과 암나사의 안지름이 최대지름이다.

④ M24 수나사는 미터 보통나사로서 바깥지름이 24 mm이다.

정답 3번

간단한 해설

수나사의 골지름과 암나사의 안지름은 모두 **최소지름**이다. 최대지름은 수나사에서는 산봉우리를 잇는 바깥지름, 암나사에서는 골바닥을 잇는 골지름이다.

선지별 해설

① O: 피치는 축 방향으로 이웃한 나사산의 대응점 사이 거리이고, 리드는 나사를 한 바퀴 돌렸을 때 축 방향으로 전진하는 거리이다. 리드는 줄 수에 피치를 곱한 값이므로, **두줄 나사의 리드는 피치의 두 배**이다.

② O: 미터 가는나사는 같은 호칭지름의 보통나사보다 피치가 작다. 지름만으로는 피치를 알 수 없으므로, 미터나사를 뜻하는 M 뒤에 **호칭지름 × 피치**를 표시한다. 이때 호칭지름과 피치의 단위는 mm이다.

③ X: 수나사의 골지름은 나사산의 골바닥을 잇는 지름이고, 암나사의 안지름은 안쪽으로 돌출된 산봉우리를 잇는 지름이므로 모두 **최소지름**이다. 따라서 '최대지름'을 '최소지름'으로 고쳐야 한다. 최대지름은 수나사의 바깥지름과 암나사의 골지름이다.

④ O: M은 미터나사를, 24는 mm 단위의 호칭지름을 뜻한다. 미터 보통나사는 정해진 보통 피치를 사용하므로 **피치 표시를 생략**할 수 있다. 따라서 M24는 미터 보통나사를 나타내며, 수나사의 기준 바깥지름은 24 mm이다.

NoteBase

문 3. 시간에 따라 크기가 변하는 동하중에 해당하는 것만을 모두 고르면?

ㄱ. 충격하중
ㄴ. 분포하중
ㄷ. 반복하중
ㄹ. 양진하중

① ㄱ, ㄴ
② ㄷ, ㄹ
③ ㄱ, ㄷ, ㄹ
④ ㄴ, ㄷ, ㄹ

정답 3번

간단한 해설

동하중은 하중의 **크기나 방향이 시간에 따라 변하는** 하중이다. 분포하중은 힘이 **공간에 걸쳐 분포하는 형태**를 뜻하므로, 그 명칭만으로 동하중에 해당하지는 않는다.

NoteBase

보기별 해설

하중은 시간에 따른 변화와 공간적인 분포 상태 등 서로 다른 기준으로 분류한다. 이 문항은 시간에 따라 하중이 변하는지를 묻는다.

ㄱ. 충격하중: 동하중에 해당한다. 충돌이나 낙하처럼 짧은 시간에 힘이 급격히 작용하는 하중이다. **시간에 따른 하중의 변화가 급격하다**는 것이 특징이다.

ㄴ. 분포하중: 힘이 한 점에 집중되지 않고 일정한 길이나 면적 등에 걸쳐 작용하는 하중이다. 이는 **공간적인 분포 상태**에 따른 분류이며, 시간에 따라 크기가 변한다는 뜻은 아니다. 분포하중도 시간에 따라 일정할 수도, 변할 수도 있으므로 동하중의 종류로 고를 수 없다.

ㄷ. 반복하중: 동하중에 해당한다. 하중의 크기가 반복해서 변하거나 하중의 작용과 제거가 되풀이되는 하중이다. 예를 들어 같은 방향으로 힘을 가했다가 제거하는 과정을 반복하면, 방향이 바뀌지 않아도 **크기가 시간에 따라 변한다**.

ㄹ. 양진하중: 동하중에 해당한다. **크기가 같고 방향이 반대인 두 극값 사이**에서 하중이 반복하여 변한다. 예를 들어 같은 크기의 인장하중과 압축하중이 교대로 작용하면 하중의 부호가 바뀌면서 시간에 따라 변한다.

따라서 동하중에 해당하는 것은 ㄱ, ㄷ, ㄹ이며, 이 조합은 ③에 해당한다.

NoteBase

문 4. 지름이 d, 길이가 l인 중실축과 동일한 비틀림각을 나타내는 지름이 $2d$인 중실축의 길이는? (단, 두 축에는 동일한 비틀림 모멘트가 작용하고, 재료는 동일하다)

① $4l$

② $8l$

③ $12l$

④ $16l$

정답 4번

간단한 해설

같은 재료와 비틀림 모멘트에서 비틀림각은 축의 길이에 비례하고 **지름의 네제곱에 반비례**한다. 지름이 2배가 되면 같은 비틀림각을 유지하는 길이는 16배인 $16l$이다.

계산 과정

비틀림각의 관계: 탄성 범위에서 원형축의 비틀림각은 $\theta = \frac{TL}{GJ}$이다. 여기서 T는 비틀림 모멘트, L은 축의 길이, G는 전단탄성계수, J는 단면의 극관성모멘트이다. 두 축은 재료가 같으므로 G가 같고 T도 같다. 따라서 **비틀림각이 같으려면** $\frac{L}{J}$가 같아야 한다.

단면의 극관성모멘트: 지름이 d인 중실 원형축은 $J = \frac{\pi d^4}{32}$이다. 원래 축과 지름이 2d인 축의 극관성모멘트를 각각 J_1, J_2라 하면 $\frac{J_2}{J_1} = \frac{(2d)^4}{d^4} = 16$이다. 즉, 지름을 2배로 하면 **같은 길이에서 비틀림에 저항하는 강성은 16배**가 된다.

길이 계산: 지름이 2d인 축의 길이를 L이라 두면 $\frac{l}{J_1} = \frac{L}{J_2}$이므로 $L = l\frac{J_2}{J_1} = 16l$이다. 극관성모멘트가 커져 줄어드는 비틀림각을 길이를 늘려 보상하는 것이다. 따라서 구하는 길이는 원래 길이의 16배이며, ④의 $16l$에 해당한다.

NoteBase

문 5. 두 축의 중심선이 일직선상에 있지 않은 경우에 사용할 수 있는 커플링만을 모두 고르면?

ㄱ. 원통 커플링 ㄴ. 올덤 커플링
ㄷ. 플랜지 커플링 ㄹ. 유니버설 커플링

① ㄱ, ㄴ
② ㄱ, ㄷ
③ ㄴ, ㄹ
④ ㄷ, ㄹ

정답 3번

간단한 해설

올덤 커플링은 두 축이 **평행하지만 중심선이 어긋난 경우**에, 유니버설 커플링은 두 축의 중심선이 **각도를 이루는 경우**에 회전을 전달할 수 있다.

보기별 해설

ㄱ. 원통 커플링: 두 축 끝을 하나의 원통형 슬리브로 감싸 결합하는 **고정형 커플링**이다. 축의 어긋남을 보상하는 구조가 없으므로 두 축의 중심선을 일직선으로 맞추어 사용한다.

ㄴ. 올덤 커플링: 두 축의 중심선이 **평행하면서 서로 어긋난 경우**에 사용한다. 중간 원판이 양쪽 결합부에 대해 서로 직각인 방향으로 미끄러지면서 회전을 전달하므로 평행한 두 축 사이의 편심을 수용할 수 있다.

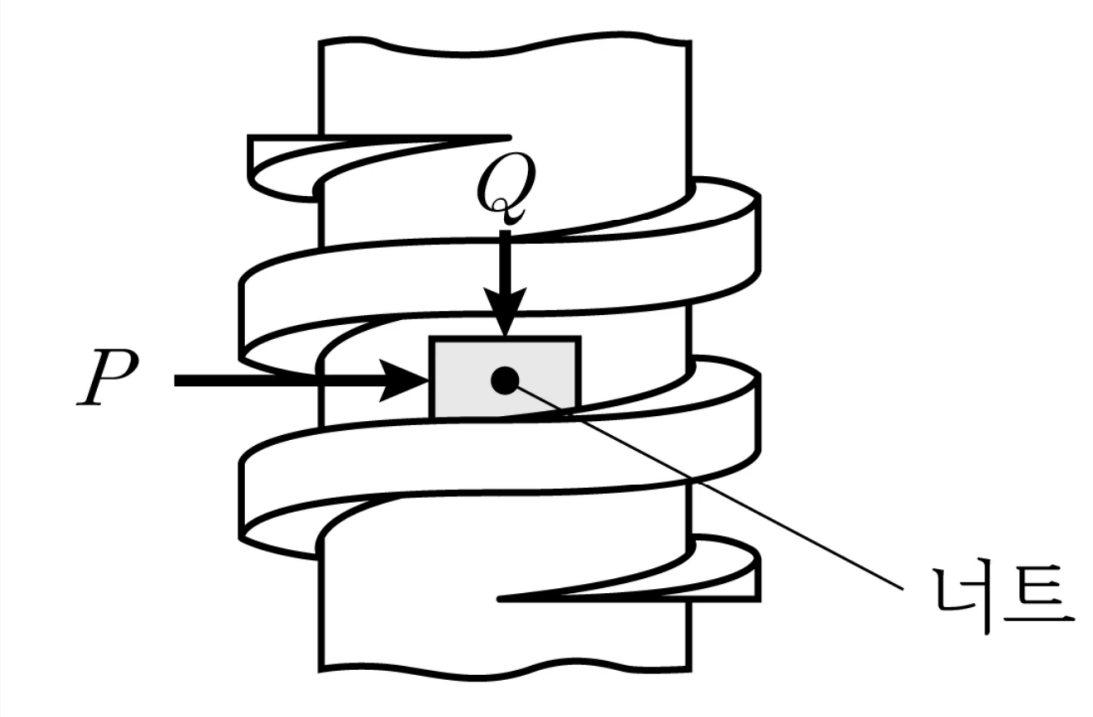
ㄷ. 플랜지 커플링: 각 축에 고정한 플랜지를 볼트로 체결하는 **고정형 커플링**이다. 결합부가 두 축을 강하게 묶으며 축의 어긋남을 보상하지 못하므로 두 축의 중심선을 일직선으로 맞추어 사용한다.

ㄹ. 유니버설 커플링: 두 축의 중심선이 **서로 각도를 이루는 경우**에 사용한다. 관절부가 꺾인 상태에서도 회전 운동을 전달할 수 있어 두 축의 중심선이 일직선일 필요가 없다.

따라서 중심선이 일직선상에 있지 않은 두 축에 사용할 수 있는 것은 ㄴ과 ㄹ이며, 이는 ③의 조합이다.

NoteBase

문 6. 사각나사를 조일 때, 유효지름의 원주에서 접선방향으로 가해지는 회전력(P)이 축방향 하중(Q)을 받는 너트를 밀어 올리는 것으로 해석할 경우, P는? (단, 접촉면의 마찰계수는 μ, 리드각(나선각)은 α이다)



① $Q\frac{\mu\sin\alpha-\cos\alpha}{\sin\alpha+\mu\cos\alpha}$
② $Q\frac{\mu\cos\alpha-\sin\alpha}{\cos\alpha+\mu\sin\alpha}$
③ $Q\frac{\mu\cos\alpha+\sin\alpha}{\cos\alpha-\mu\sin\alpha}$
④ $Q\frac{\mu\sin\alpha+\cos\alpha}{\sin\alpha-\mu\cos\alpha}$

정답 3번

간단한 해설

너트를 밀어 올릴 때는 축방향 하중과 함께 **상승을 방해하는 마찰력**도 이겨야 한다. 나사면의 경사각을 α로 두고 힘의 평형을 적용하면 $P=Q\frac{\mu\cos\alpha+\sin\alpha}{\cos\alpha-\mu\sin\alpha}$가 된다.

NoteBase

핵심 풀이

사각나사의 나사면을 유효지름의 원주를 따라 펼치면 수평면과 이루는 각이 리드각 α인 경사면으로 볼 수 있다. 그림의 접선방향 힘 P는 펼친 면에서 수평으로 작용하고, 축방향 하중 Q는 수직 아래로 작용한다. 여기서 P는 토크가 아니라 **원주 접선방향의 힘**이다.

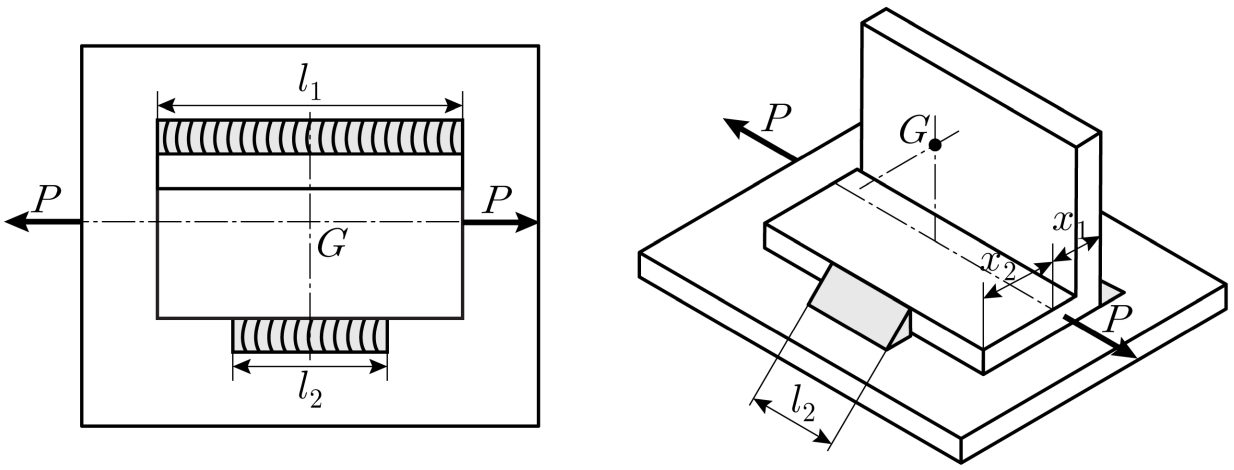
접촉면의 수직항력을 N이라 하면, P와 Q는 모두 물체를 경사면에 누르는 성분을 가진다. 따라서 경사면에 수직한 방향의 평형식은 $N = Q\cos\alpha + P\sin\alpha$이다. 마찰력의 크기는 μN이고, 너트가 올라갈 때는 **경사면 아래쪽**으로 작용한다. 너트를 내리는 경우와는 마찰력의 방향이 반대이다.

경사면 위쪽을 양의 방향으로 잡으면, 올리는 성분은 $P\cos\alpha$, 내려가게 하는 하중 성분은 $Q\sin\alpha$이다. 따라서 평형식은 $P\cos\alpha = Q\sin\alpha + \mu N$이다. 수직항력을 대입하고 P가 포함된 항을 모으면 다음과 같다.
$P(\cos\alpha - \mu\sin\alpha) = Q(\sin\alpha + \mu\cos\alpha)$

따라서 $P = Q\frac{\mu\cos\alpha + \sin\alpha}{\cos\alpha - \mu\sin\alpha}$이며, 이는 ③의 식과 일치한다. 양의 수평력으로 밀어 올릴 수 있으려면 분모인 $\cos\alpha - \mu\sin\alpha$가 양수여야 한다.

NoteBase

문 7. 그림과 같이 단면이 비대칭인 앵글(angle)의 측면필릿 용접이음에서, 앵글의 도심(G)으로부터 편위되어 부재에 인장하중(P)이 작용할 때 용접길이비(l_1/l_2)는? (단, 용접부 목두께는 같고, x_1, x_2에 비해 충분히 작다)



① $\frac{x_1}{x_2}$

② $\frac{x_2}{x_1}$

③ $\frac{(x_1+x_2)}{x_1}$

④ $\frac{(x_1+x_2)}{x_2}$

정답 2번

간단한 해설

목두께가 같은 두 용접부를 같은 전단응력 기준으로 설계하면, 분담하는 힘은 용접길이에 비례한다. 모멘트 평형을 위해 **하중 작용선에 가까운 용접부를 더 길게** 해야 하므로, 길이비는 거리비의 역수인 $\frac{l_1}{l_2}=\frac{x_2}{x_1}$이다.

NoteBase

계산 과정

그림에서 길이가 l_1, l_2인 용접부와 하중 작용선 사이의 수직거리는 각각 x_1, x_2이다. 공통 목두께를 a, 각 용접부가 분담하는 힘의 크기를 F_1, F_2라 둔다. 목두께가 두 거리에 비해 충분히 작으므로, 목두께에 따른 작용 위치의 차이는 무시하고 그림의 거리를 모멘트팔로 사용한다.

측면필릿 용접부는 하중을 전단으로 전달하며, 유효 목단면적은 목두께와 용접길이의 곱이다. 두 용접부를 **같은 전단응력 기준**으로 설계하면, 그 전단응력을 τ라 할 때 $F_1 = \tau a l_1$, $F_2 = \tau a l_2$이다. 따라서 $\frac{F_1}{F_2} = \frac{l_1}{l_2}$로, 힘의 분담비가 용접길이비와 같다.

힘의 평형에서 $F_1 + F_2 = P$이다. 하중 작용선에 대해 두 용접부의 힘이 만드는 모멘트는 방향이 반대이므로, **모멘트 크기가 같아야** 한다. 따라서 $F_1 x_1 = F_2 x_2$이고, 이를 정리하면 $\frac{F_1}{F_2} = \frac{x_2}{x_1}$이다. 작용선에서 가까운 쪽은 모멘트팔이 짧으므로 더 큰 힘을 분담한다.

힘의 분담비와 용접길이비를 연결하면 $\frac{l_1}{l_2} = \frac{x_2}{x_1}$이다. 양변은 길이끼리 나눈 무차원 비이며, 이 식은 ②에 해당한다.

NoteBase

문 8. 잇수가 z인 헬리컬 기어의 축직각 모듈을 m_1, 치직각 모듈을 m_2라고 할 때, 상당 스퍼기어 잇수는?

① $\frac{zm_2}{m_1}$
② $\frac{zm_1}{m_2}$
③ $\frac{zm_2^3}{m_1^3}$
④ $\frac{zm_1^3}{m_2^3}$

정답 4번

간단한 해설

치직각 모듈과 축직각 모듈은 $m_2 = m_1\cos\beta$의 관계에 있다. 상당 스퍼기어 잇수는 $z_v = \frac{z}{\cos^3\beta}$이므로, 실제 잇수에 **모듈비의 세제곱**을 곱한 $\frac{zm_1^3}{m_2^3}$이다.

계산 과정

모듈의 관계: 비틀림각을 β라 한다. 축직각 모듈 m_1은 기어축에 수직인 단면에서, 치직각 모듈 m_2는 이의 방향에 수직인 단면에서 정한 모듈이다. 치직각 피치는 축직각 피치에 $\cos\beta$를 곱한 값이고, 모듈은 피치를 π로 나눈 값이므로 $m_2 = m_1\cos\beta$이다. 따라서 $\cos\beta = \frac{m_2}{m_1}$이다.

상당 잇수의 의미: 상당 스퍼기어는 헬리컬 기어의 **치직각 단면에서 피치점 부근의 치형**을 스퍼기어로 환산한 것이다. 이때 사용하는 상당 잇수 z_v는 실제 잇수 z와 비틀림각으로부터 $z_v = \frac{z}{\cos^3\beta}$로 구한다. 이는 환산에 쓰는 잇수이며, 헬리컬 기어의 실제 이 개수가 바뀐다는 뜻은 아니다.

모듈비 대입: 위 식의 $\cos\beta$에 $\frac{m_2}{m_1}$을 대입하면 $z_v = z\left(\frac{m_1}{m_2}\right)^3 = \frac{zm_1^3}{m_2^3}$이다. 두 모듈을 같은 길이 단위로 나타내면 모듈비는 무차원이고, 결과는 잇수이다. 이 식은 ④와 일치한다.

NoteBase

문 9. 한쪽 덮개판 한줄 맞대기 이음과 양쪽 덮개판 두줄 맞대기 이음에서, 리벳 1피치당 허용 인장하중을 각각 W_1, W_2라고 할 때, 하중비 (W_2/W_1)는? (단, 리벳의 전단만을 고려한다)

① 1

② 1.8

③ 2

④ 3.6

정답 4번

간단한 해설

양쪽 덮개판의 복전단에는 **유효 전단면 계수 1.8**을 적용하고, 두줄 배치에서는 1피치당 하중을 분담하는 리벳 수가 2배가 된다. 두 효과를 곱한 하중비는 $2 \times 1.8 = 3.6$이다.

계산 과정

두 이음에 같은 지름·재료의 리벳을 사용하는 조건으로 비교한다. 리벳 지름을 d, 단면적을 $A = \frac{\pi d^2}{4}$, 허용전단응력을 τ_a라 두면, 단일전단을 받는 리벳 1개의 허용하중은 $A\tau_a$이다. 리벳의 전단만 고려하므로 판재의 인장파괴나 지압파괴에 대한 계산은 필요하지 않다.

한쪽 덮개판 한줄 맞대기 이음: 리벳은 모재와 덮개판 사이에서 단일전단을 받는다. 맞댐선을 기준으로 한쪽의 1피치 구간에 리벳이 1개 있으므로 $W_1 = A\tau_a$이다. 맞댐선 양쪽의 리벳군은 같은 하중을 차례로 전달하므로, 양쪽 리벳 수를 합쳐 허용하중을 늘리지 않는다.

양쪽 덮개판 두줄 맞대기 이음: 모재의 양면에 덮개판이 있어 리벳 1개에 전단면이 2개 생기는 복전단 구조이다. 이때 설계식에는 **유효 전단면 계수 1.8**을 적용하므로, 리벳 1개의 허용하중은 $1.8A\tau_a$이다. 두줄 배치에서는 한쪽의 1피치 구간에 리벳이 2개 있어 하중을 분담하므로 $W_2 = 2 \cdot 1.8A\tau_a$이다.

하중비: $\frac{W_2}{W_1} = \frac{2 \cdot 1.8A\tau_a}{A\tau_a} = 3.6$이다. 공통인 단면적과 허용전단응력이 약분되므로 하중비에는 단위가 없으며, 이 값은 ④의 3.6에 해당한다.

NoteBase

문 10. 마찰면의 수가 6개인 다판 브레이크에서 원판 마찰면의 평균 지름이 100 mm일 때, 제동 토크 75 N·m를 발생시키는 축방향으로 미는 힘[N]은? (단, 마찰면은 균일마모조건이고, 마찰계수는 0.25이다)

① 1,000

② 2,000

③ 3,000

④ 4,000

정답 1번

간단한 해설

다판 브레이크에서는 **각 마찰면의 제동 토크를 합산**한다. 평균 지름 100 mm에 대응하는 평균 반지름 0.05 m와 마찰면 6개를 적용하면, 75 N·m의 토크에 필요한 축방향 힘은 1,000 N이다.

계산 과정

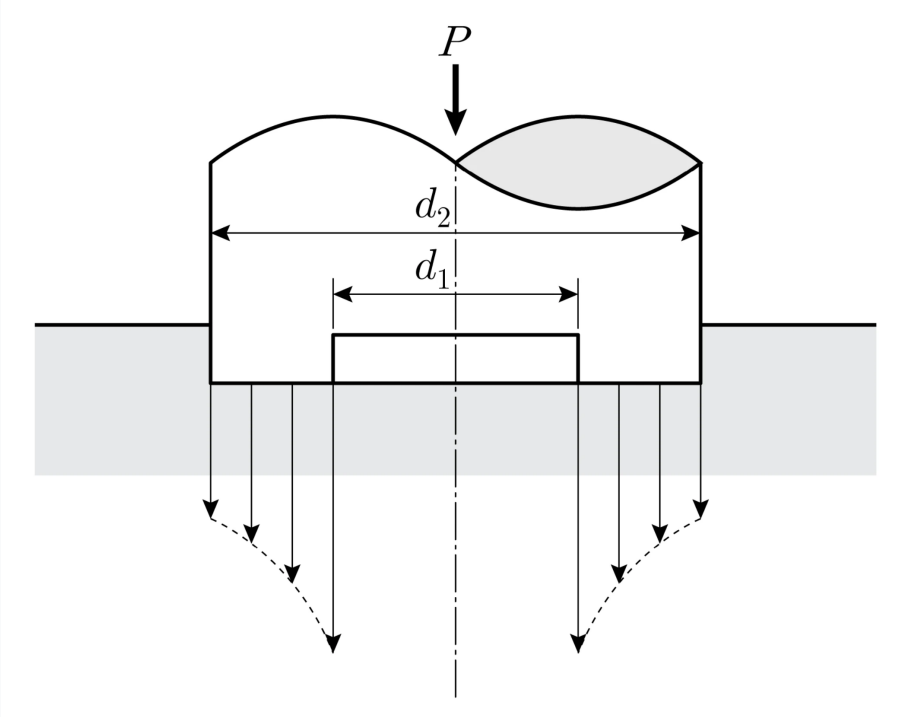
평균 반지름: 균일마모조건에서는 마찰면의 평균 반지름을 토크 계산의 유효 반지름으로 사용한다. 주어진 100 mm는 **반지름이 아니라 지름**이므로, 평균 반지름은 $r_m = \frac{100}{2} = 50\text{mm}$이다. 토크의 단위가 N·m이므로 50 mm = 0.05 m로 환산한다.

제동 토크 관계: 축방향으로 미는 힘을 F라 하면 각 마찰면을 누르는 수직항력도 F이고, 각 면의 마찰력은 μF이다. 따라서 한 면의 제동 토크는 $\mu F r_m$이며, **6개 마찰면의 토크가 더해지므로** 전체 제동 토크는 $T = n\mu F r_m$이다. 여기서 n은 마찰면 수 6, μ는 마찰계수 0.25이다.

축방향 힘 계산: $F = \frac{T}{n\mu r_m}$에 주어진 값을 대입하면 $F = \frac{75}{6 \cdot 0.25 \cdot 0.05} = 1{,}000\text{N}$이다. 즉, 축방향 힘 1,000 N으로 각 마찰면을 눌러야 전체 제동 토크 75 N·m를 얻으며, 이는 ①의 1,000 N과 일치한다.

NoteBase

문 11. 그림과 같이 90 kN의 하중 P를 받는 피벗(pivot) 베어링의 안지름 d_1이 100 mm일 때, 베어링의 바깥지름 d_2 [mm]는? (단, 평균 베어링 압력은 4 MPa, $\pi = 3$이다)



① 150

② 200

③ 250

④ 300

정답 2번

간단한 해설

하중을 지지하는 면적은 가운데 빈 부분을 제외한 **원환 면적**이다. 평균 압력으로 구한 면적 22,500 mm^2를 적용하면 바깥지름은 200 mm이다.

NoteBase

계산 과정

주어진 하중은 $P = 90\text{kN} = 90{,}000\text{N}$, 평균 베어링 압력은 $p = 4\text{MPa} = 4\text{N/mm}^2$이다. 안지름은 $d_1 = 100\text{mm}$이며, 원주율은 문제의 조건대로 $\pi = 3$을 사용한다.

평균 베어링 압력은 **하중을 실제 지지 면적으로 나눈 값**이므로 $p = \frac{P}{A}$이다. 따라서 필요한 지지 면적은 $A = \frac{90{,}000}{4} = 22{,}500\text{mm}^2$이다.

그림에서는 중앙의 안지름 부분이 접촉하지 않으므로, 지지 면적은 **바깥 원의 면적에서 안쪽 원의 면적을 뺀 값**이다. 따라서 $A = \frac{\pi}{4}(d_2^2 - d_1^2)$이고, 주어진 값을 대입하면 $22{,}500 = \frac{3}{4}(d_2^2 - 100^2)$이다.

이를 정리하면 $d_2^2 - 10{,}000 = 30{,}000$, $d_2^2 = 40{,}000$이다. 지름은 양수이므로 $d_2 = \sqrt{40{,}000} = 200\text{mm}$이며, ②의 200에 해당한다.

NoteBase

문 12. 회전 중인 엔진의 출력은 30 PS이고 토크는 50 kg_f · m일 때, 엔진 회전수[rpm]는? (단, π = 3이다)

① 300

② 450

③ 600

④ 900

정답 2번

간단한 해설

회전 출력은 **토크와 각속도의 곱**이다. 30 PS를 2,250 kgf·m/s로 환산한 뒤 토크 50 kgf·m와 π = 3을 적용하면 엔진 회전수는 450 rpm이다.

계산 과정

출력을 P, 토크를 T, 분당 회전수를 n이라 두면 P = 30 PS, T = 50 kgf·m이다. **1 PS = 75 kgf·m/s**이므로 출력은 30 × 75 = 2,250 kgf·m/s이다.

회전 운동에서 출력은 단위 시간당 하는 일이므로 $P = T\omega$이다. 여기서 ω는 각속도이다. 한 바퀴의 회전각은 2π rad이고, n rpm은 1분에 n바퀴이므로 **초당 회전각으로 바꾸려면 60으로 나눈다**. 따라서 $\omega = \frac{2\pi n}{60}$이고, $P = \frac{2\pi n T}{60}$이다.

위 관계를 회전수에 대해 정리하면 $n = \frac{60P}{2\pi T}$이다. 환산한 출력과 π = 3을 대입하면 $n = \frac{60 \cdot 2250}{2 \cdot 3 \cdot 50} = 450$이다. 따라서 엔진 회전수는 450 rpm으로, ②의 값과 일치한다.

NoteBase

문 13. 고정용 치공구 중 클램프(clamp)의 설계 조건으로 옳지 않은 것은?

① 클램핑 기구는 조작이 간단하고 급속 클램핑 형식을 택한다.

② 클램프의 고정력은 위치결정구나 지지구에 직접 가하여 공작물을 견고히 고정한다.

③ 공작물의 손상, 변형, 뒤틀림을 방지하기 위하여 여러 개의 작은 힘으로 분산하여 고정한다.

④ 절삭력은 클램프가 위치한 방향으로 작용하도록 하고, 절삭력의 반대편에 고정력을 배치한다.

정답 4번

간단한 해설

④는 절삭력을 클램프 쪽으로 향하게 한 점이 잘못되었다. 주된 절삭력은 **위치결정구나 지지구가 받도록** 하고, 클램프의 고정력은 공작물을 이들에 밀착시키도록 가한다.

선지별 해설

① O: 공작물의 장착과 분리에 걸리는 시간을 줄이려면 **조작이 간단하고 신속하게 고정·해제할 수 있는 기구**가 유리하다. 급속 클램핑 형식은 반복 작업에서 준비 시간을 줄여 생산성을 높인다.

② O: 고정력은 **공작물을 거쳐 위치결정구나 지지구로 곧바로 전달**되도록 가한다. 받침이 있는 부분을 향해 누르면 공작물이 기준 위치에 밀착되고, 지지되지 않은 부분을 눌러 휘게 하는 것을 피할 수 있다.

③ O: 한 곳에 큰 힘을 집중하면 접촉 부위가 손상되거나 공작물이 휘고 뒤틀릴 수 있다. 필요한 전체 고정력을 확보하면서 **여러 지점에 작은 힘으로 분산**하면 국부적인 하중 집중과 변형을 줄일 수 있다.

④ X: 주된 절삭력이 클램프 쪽으로 작용하면 공작물이 위치결정구에서 떨어지려 하고, 클램프가 큰 절삭하중까지 부담하게 된다. 절삭력은 **위치결정구나 지지구 쪽으로 작용**하게 하고, 고정력도 공작물을 이들에 밀착시키도록 배치해야 한다. 예를 들어 바이스에서는 절삭력을 고정 턱이 받도록 하고, 이동 턱은 공작물을 고정 턱에 밀착시킨다. 따라서 절삭력과 고정력을 서로 맞서게 하는 배치를 기본 설계 조건으로 삼는 것은 부적절하다.

NoteBase

문 14. 원통 코일 스프링에 작용하는 하중 1,750 N에 의한 스프링 소선의 최대 전단응력이 800 N/mm^{2}일 때, 소선의 지름[mm]은? (단, 스프링 지수는 7, Wahl의 응력수정계수는 1.2, π = 3이다)

① 7

② 8

③ 9

④ 10

정답 1번

간단한 해설

최대 전단응력에는 **Wahl의 응력수정계수**를 곱해 주어야 한다. 스프링 지수 7을 이용해 평균 코일 지름을 소선 지름으로 나타내어 계산하면, 주어진 응력 800 N/mm^{2}에 대응하는 소선 지름은 7 mm이다.

계산 과정

하중을 F, 평균 코일 지름을 D, 소선 지름을 d라 하자. 주어진 값은 F = 1,750 N, 최대 전단응력 800 N/mm^2, Wahl의 응력수정계수 K = 1.2, π = 3이다. 스프링 지수는 **평균 코일 지름과 소선 지름의 비**이므로 $C = \frac{D}{d} = 7$, 즉 $D = 7d$이다.

코일 스프링의 축방향 하중은 소선에 비틀림을 일으킨다. 소선의 곡률과 직접전단의 영향을 반영하려면 비틀림 전단응력에 Wahl 계수를 곱하므로, 최대 전단응력은 $\tau_{\max} = K\frac{8FD}{\pi d^3}$이다. 여기에 $D = Cd$를 대입하면 $\tau_{\max} = K\frac{8FC}{\pi d^2}$가 된다.

이 식을 소선 지름의 제곱에 대해 정리하면 $d^2 = \frac{8KFC}{\pi\tau_{\max}}$이다. 주어진 값을 대입하면 $d^2 = \frac{8 \cdot 1.2 \cdot 1{,}750 \cdot 7}{3 \cdot 800} = 49\text{mm}^2$이다. 하중은 N, 응력은 N/mm^{2}를 사용했으므로 계산된 지름의 제곱은 mm^2 단위이다.

지름은 양수이므로 위 값의 양의 제곱근을 취한다. 소선 지름은 7 mm이며, ①의 값과 일치한다.

NoteBase

문 15. 원추각이 15°, 원추 접촉면의 평균지름이 200 mm인 원추 클러치에 축방향 힘 440 N이 작용할 때, 원추 클러치의 최대 전달토크[N · m]는? (단, 접촉면은 균일마모조건이고, 마찰계수는 0.2이며, $\sin 15° = 0.25$**,** $\cos 15° = 0.95$**이다)**

① 10

② 15

③ 20

④ 25

정답 3번

간단한 해설

원추 클러치를 결합시키는 축방향 힘에는 **수직항력과 마찰력의 축방향 성분**이 함께 포함된다. 이를 고려하면 접촉면의 수직항력은 1,000 N이고, 평균반지름 0.1 m에서 마찰력으로 전달하는 최대 토크는 20 N·m이다.

계산 과정

축방향 힘을 P = 440 N, 마찰계수를 $\mu = 0.2$, 원추각을 $\alpha = 15\,^\circ$라 한다. 균일마모조건에서는 마찰토크를 계산할 때 **내·외측 반지름의 산술평균**을 유효반지름으로 사용한다. 주어진 평균지름이 200 mm이므로 평균반지름은 $r_m = \frac{200}{2} = 100$ mm, 즉 0.1 m이다.

접촉면 전체의 수직항력을 N이라 하면, 클러치를 밀어 넣어 결합시키는 데 필요한 힘은 $P = N(\sin\alpha + \mu\cos\alpha)$이다. 수직항력의 축방향 성분 $N\sin\alpha$와 결합을 방해하는 마찰력의 축방향 성분 $\mu N\cos\alpha$를 **더하여** 축방향 힘과 평형을 맞춘다. 따라서 $N = \frac{440}{0.25 + 0.2 \cdot 0.95} = 1{,}000$ N이다. 이 값이 접촉면을 수직으로 누르는 힘이다.

최대 원주방향 마찰력은 $F = \mu N$이므로 $0.2 \times 1{,}000 = 200$ N이다. 최대 전달토크는 이 마찰력과 평균반지름의 곱으로, $T = \mu N r_m$이다. 따라서 $200 \times 0.1 = 20$ N·m이며, ③의 20에 해당한다.

NoteBase

문 16. 일정한 내부 압력 p를 받는 얇은 벽의 원통형 압력용기에서, 원주방향 응력(hoop stress) σ_1, 길이방향 응력(axial stress) σ_2, 원통용기 바깥 표면에서 최대 면내(in-plane) 전단응력 τ로 옳은 것은? (단, 압력용기 안쪽 반지름은 r, 벽 두께는 t이다)

① $\sigma_1: \frac{pr}{2t}$, $\sigma_2: \frac{pr}{t}$, $\tau: \frac{pr}{2t}$
② $\sigma_1: \frac{pr}{t}$, $\sigma_2: \frac{pr}{2t}$, $\tau: \frac{pr}{t}$
③ $\sigma_1: \frac{pr}{2t}$, $\sigma_2: \frac{pr}{t}$, $\tau: \frac{pr}{4t}$
④ $\sigma_1: \frac{pr}{t}$, $\sigma_2: \frac{pr}{2t}$, $\tau: \frac{pr}{4t}$

정답 4번

간단한 해설

얇은 벽 원통형 압력용기의 원주방향 응력은 $\sigma_1 = \frac{pr}{t}$, 길이방향 응력은 $\sigma_2 = \frac{pr}{2t}$로, **원주방향 응력이 길이방향 응력의 2배**이다. 최대 면내 전단응력은 **두 면내 주응력 차이의 절반**이므로 $\tau = \frac{pr}{4t}$이다.

계산 과정

내부 압력은 p, 안쪽 반지름은 r, 벽 두께는 t이다. 얇은 벽이므로 벽 두께에 걸쳐 응력이 균일하다고 근사한다. 길이방향 응력은 양 끝이 막혀 있어 내압이 끝판에도 작용하는 일반적인 압력용기를 기준으로 구한다.

1. 원주방향 응력: 길이 L인 원통을 중심축을 포함하는 평면으로 잘라 반쪽을 생각한다. 내압이 반쪽 원통을 벌리는 합력은 **투영면적에 압력을 곱한 값**인 $p(2rL)$이고, 양쪽 벽의 절단면적 합은 $2tL$이다. 힘의 평형은 $\sigma_1(2tL) = p(2rL)$이므로 $\sigma_1 = \frac{pr}{t}$이다.

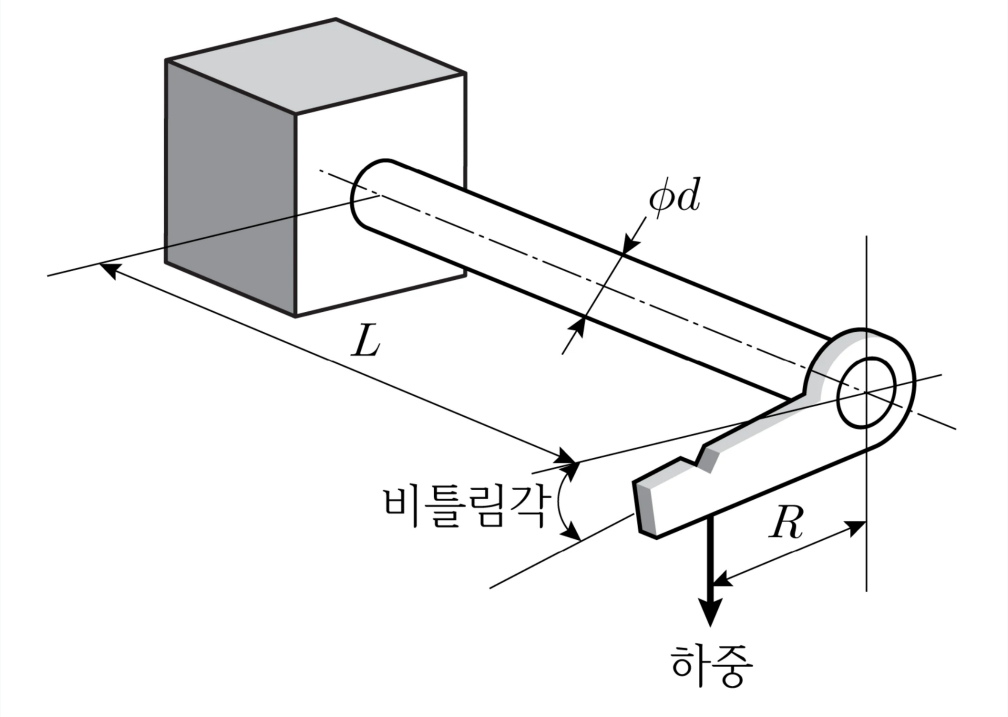
2. 길이방향 응력: 끝판을 밀어내는 압력의 합력은 $p\pi r^2$이다. 이를 지탱하는 벽의 단면적은 얇은 벽 근사에서 **원주 길이와 벽 두께의 곱**인 $2\pi rt$이다. 힘의 평형은 $\sigma_2(2\pi rt) = p\pi r^2$이므로 $\sigma_2 = \frac{pr}{2t}$이다.

3. 최대 면내 전단응력: 원주방향과 길이방향을 기준으로 한 응력요소에는 전단응력이 없으므로, 두 방향의 응력은 표면 접평면 안의 주응력이다. 최대 면내 전단응력은 **이 두 주응력 차이의 절반**으로 구한다. 두 응력의 차이는 $\sigma_1 - \sigma_2 = \frac{pr}{2t}$이므로 $\tau = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} = \frac{pr}{4t}$이다. 바깥 표면의 반지름방향 응력 0을 최소 응력으로 사용하는 계산은 면내에 한정하지 않은 최대 전단응력을 구하는 것이므로 구별해야 한다.

따라서 $\sigma_1 = \frac{pr}{t}$, $\sigma_2 = \frac{pr}{2t}$, $\tau = \frac{pr}{4t}$의 조합인 ④와 일치한다. r과 t를 같은 길이 단위로 넣으면 세 응력의 단위는 압력 p의 단위와 같다.

NoteBase

문 17. 현가장치로 이용되는 토션 바 스프링에서 비틀림 스프링 상수 [N · m/rad]를 구하는 식은? (단, 토션 바의 길이 L [mm], 봉의 지름 d [mm], 봉과 하중 사이 거리 R [mm], 가로 탄성계수는 G [GPa]이다)



① $\frac{\pi d^3 RG}{64L}$
② $\frac{\pi d^3 RG}{32L}$
③ $\frac{\pi d^4 G}{32L}$
④ $\frac{\pi d^4 G}{16L}$

정답 3번

간단한 해설

비틀림 스프링 상수는 **토크를 비틀림각으로 나눈 값**이다. 원형 실봉의 극관성모멘트가 $J = \frac{\pi d^4}{32}$이므로 $k_\theta = \frac{GJ}{L} = \frac{\pi d^4 G}{32L}$이며, 하중의 작용거리 R은 이 상수에 포함되지 않는다.

NoteBase

핵심 풀이

그림에서 길이 L인 원형 봉의 한쪽 끝은 고정되어 있고, 다른 끝에 연결된 팔에 하중이 작용하여 봉이 비틀린다. 균일한 원형 실봉이 선형 탄성 범위에서 비틀릴 때 토크 T와 비틀림각 θ의 관계는 $\theta = \frac{TL}{GJ}$이다. 여기서 G는 가로 탄성계수, J는 단면의 극관성모멘트이다. 따라서 **단위 비틀림각당 필요한 토크**인 스프링 상수는 $k_\theta = \frac{T}{\theta} = \frac{GJ}{L}$ 이다.

지름 d인 원형 실봉은 $J = \frac{\pi d^4}{32}$이므로, 이를 대입하면 $k_\theta = \frac{\pi d^4 G}{32L}$이다. 이는 ③의 식과 일치한다. 여기서는 굽힘에 쓰는 단면2차모멘트가 아니라 **비틀림에 쓰는 극관성모멘트**를 적용해야 한다.

하중을 F라 하면 그림의 거리 R은 토크를 구할 때 $T = FR$로 사용된다. 그러나 비틀림각도 $\theta = \frac{FRL}{GJ}$이므로, 토크를 비틀림각으로 나누면 FR이 약분된다. 따라서 **R이 포함된 ①·②의 식**은 이 문제에서 요구하는 비틀림 스프링 상수의 식이 아니다.

단위도 주어진 조건과 일치한다. d와 L을 mm, G를 GPa 단위의 수치로 대입하면 식의 단위는 $\mathrm{GPa \cdot mm^3}$이 된다. $1\ \mathrm{GPa \cdot mm^3} = 1\ \mathrm{N \cdot m}$이므로 비틀림각을 rad으로 나타낸 스프링 상수의 단위는 $\mathrm{N \cdot m/rad}$이다.

NoteBase

문 18. 엔드 저널 베어링에서 저널의 지름이 30 mm, 저널면에 작용하는 평균압력이 3 MPa, 허용굽힘응력이 64 MPa일 때, 베어링 폭[mm]은? (단, 저널을 외팔보 구조로 가정하여 베어링의 폭 길이에 걸쳐 균일 분포하중이 작용하는 것으로 설계하고, π = 3이다)

① 30

② 40

③ 50

④ 60

정답 4번

간단한 해설

균일 분포하중의 합력은 베어링 폭의 중앙에 작용하므로, 고정단 굽힘모멘트는 전체 하중에 **폭의 절반**을 곱해 구한다. 원형 단면의 굽힘응력이 허용값 64 MPa에 도달하는 베어링 폭은 60 mm이다.

계산 과정

하중 산정: 베어링 폭을 L, 저널 지름을 d라 두면 d = 30 mm이다. 평균 베어링 압력 p는 하중을 **투영면적 dL**로 나눈 값이므로 전체 하중은 W = pdL이다. 1 MPa = 1 N/mm^{2}이므로 p = 3 N/mm^{2}이며, 폭 방향의 단위길이당 하중은 $w = pd = 3 \cdot 30 = 90$N/mm이다.

최대 굽힘모멘트: 저널을 길이 L의 외팔보로 보고 균일 분포하중을 적용한다. 전체 하중 $W = wL$의 작용점은 **고정단에서 L/2인 위치**이므로 최대 굽힘모멘트는 고정단에서 생긴다. 그 크기는 $M_{\max} = W\frac{L}{2} = \frac{wL^2}{2}$이다. w = 90 N/mm를 대입하면 $M_{\max} = 45L^2$이며, L을 mm로 넣으면 모멘트의 단위는 N·mm이다.

굽힘강도 조건: 지름 d인 원형 단면의 단면계수는 $Z = \frac{\pi d^3}{32}$이다. 주어진 π = 3과 d = 30 mm를 적용하면 $Z = \frac{3 \cdot 30^3}{32} = 2531.25\text{mm}^3$이다. 최대 굽힘응력은 $\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{Z}$이므로, 허용굽힘응력 64 N/mm^{2}에 도달하는 조건은 $\frac{45L^2}{2531.25} = 64$이다.

폭 계산: 위 식을 풀면 $L^2 = \frac{64 \cdot 2531.25}{45} = 3600\text{mm}^2$이다. 폭은 양수이므로 $L = \sqrt{3600} = 60\text{mm}$이다. 따라서 허용굽힘응력을 기준으로 구한 베어링 폭은 60 mm이며, ④의 값과 일치한다.

NoteBase

문 19. 잇수가 30개인 스프로킷 휠이 500 rpm으로 회전할 때, 피치가 20 mm인 롤러 체인의 평균속도 [m/s]는?

① 5

② 10

③ 15

④ 20

정답 1번

간단한 해설

스프로킷이 한 바퀴 돌면 체인은 **피치 × 잇수**만큼 이동한다. 한 바퀴당 이동거리는 0.6 m이므로, 500 rpm에서 체인의 평균속도는 5 m/s이다.

계산 과정

주어진 잇수는 z = 30, 회전수는 n = 500 rpm이다. 체인 피치 p는 이웃한 롤러 중심 사이의 거리이며, 속도를 m/s로 구하기 위해 20 mm를 0.020 m로 환산한다.

스프로킷의 이 하나가 지나갈 때 체인은 한 피치만큼 전진하므로, **한 바퀴당 이동거리**는 피치에 잇수를 곱한 값이다. 따라서 한 바퀴 돌 때 체인이 이동하는 거리는 0.020 × 30 = 0.6 m이다.

1분에 500바퀴 회전하므로 체인은 1분 동안 0.6 × 500 = 300 m 이동한다. 이를 **초당 이동거리로 환산**하면 평균속도는 $v = \frac{pzn}{60}$이며, $v = \frac{300}{60} = 5\text{m/s}$이다.

구한 평균속도 5 m/s는 ①의 5에 해당한다.

NoteBase

문 20. 온도변화에 따른 관의 신축을 허용하는 관이음에 해당하지 않는 것은?

① 유니온 이음

② 미끄럼 이음

③ 신축형 밴드

④ 고무관 이음

정답 1번

간단한 해설

유니온 이음은 관을 쉽게 **분해·조립하기 위한 이음**이다. 체결된 상태에서 관의 길이 변화를 흡수하는 신축 이음에 해당하지 않는다.

개념 구분

유니온 이음: 양쪽 관 끝에 연결한 부품을 유니온 너트로 조여 결합한다. 너트를 풀면 관을 분리할 수 있지만, 조여진 접합부가 관축 방향으로 미끄러지는 구조는 아니다. 따라서 **분해·조립의 편의**와 온도변화에 따른 신축 허용을 구분해야 한다.

미끄럼 이음: 관이 이음부 안에서 **축 방향으로 미끄러질 수 있어** 열팽창과 수축에 따른 길이 변화를 흡수한다.

신축형 밴드: 관을 굽힌 부분의 **탄성 굽힘 변형**으로 관 끝의 움직임을 받아들여 신축을 허용한다.

고무관 이음: **고무의 유연성과 탄성 변형**을 이용하여 연결된 관 사이의 길이 변화를 흡수한다.

NoteBase