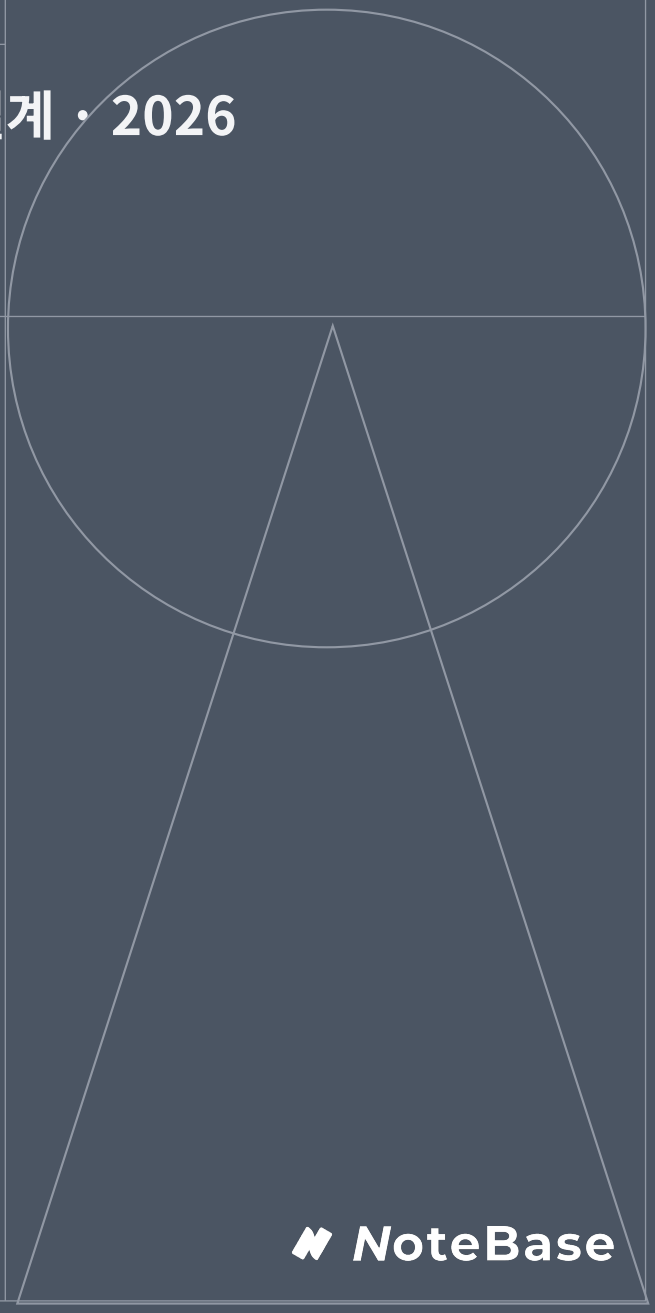
기출OX 해설집

공무원/국가직/9급 · 기계설계 · 2026



NoteBase

기출OX 해설집

공무원/국가직/9급 · 기계설계 · 2026

공무원/국가직/9급 · 기계설계 · 2026

문 1. 나사의 풀림 방지나 부품을 고정시키기 위해 사용하는 핀으로, 구멍에 삽입한 후 끝을 굽혀 고정하는 핀은?

① 분할핀

② 평행핀

③ 스프링핀

④ 테이퍼핀

정답 1번

간단한 해설

분할핀은 구멍에 끼운 뒤 **갈라진 끝을 벌려 굽혀** 핀이 빠져나오지 못하게 고정한다.

공통 해설

분할핀은 끝이 두 갈래로 나뉘어 있어, 구멍에 삽입한 뒤 돌출된 끝을 벌려 굽힐 수 있는 핀이다. 굽힌 부분은 구멍을 다시 통과하지 못하는 걸림부가 되어 핀이 빠지는 것을 막고, 체결부나 부품의 고정 상태를 유지한다. 따라서 핀의 용도만이 아니라 **삽입 후 끝을 굽혀 이탈을 막는 방식**이 분할핀을 식별하는 기준이다.

NoteBase

문 2. 볼나사에 대한 설명으로 옳지 않은 것은?

① 공작기계의 이송나사로 사용된다.

② 고속으로 동작할 시 소음이 없다.

③ 예압을 통해 백래시(backlash)를 줄일 수 있다.

④ 볼은 수나사와 암나사(너트) 사이의 홈을 따라 순환한다.

정답 2번

간단한 해설

볼나사는 고속 운전할 때 볼의 충돌과 순환 과정에서 **소음이 발생할 수 있다**. 구름접촉으로 마찰이 작다는 특성이 소음까지 없다는 뜻은 아니다.

선지별 해설

볼나사는 나사축과 너트 사이에 볼을 넣어 구름접촉으로 힘을 전달하며, 회전운동을 직선운동으로 바꾸는 기계요소이다.

① O: 볼이 구르면서 움직이므로 미끄럼나사보다 마찰이 작고 전달효율이 높다. 정밀한 위치 제어에도 적합하여 공작기계에서 테이블 등을 직선으로 이동시키는 **이송나사**로 사용된다.

② X: 고속 운전할 때 볼끼리 충돌하거나 볼이 순환 경로를 드나들면서 소음이 발생할 수 있다. 따라서 '소음이 없다'는 표현은 **'소음이 발생할 수 있다'**로 고쳐야 한다. 저소음 구조로 소음을 줄일 수는 있지만, 모든 볼나사가 고속에서 무소음으로 작동하는 것은 아니다.

③ O: 백래시는 나사축의 회전 방향을 바꿀 때 틈새 때문에 너트가 즉시 따라 움직이지 못하는 유격이다. 볼과 나사홈 사이에 미리 하중을 주는 **예압으로 축방향 틈새를 줄이면** 이러한 백래시를 줄일 수 있다.

④ O: 볼은 수나사인 나사축과 암나사인 너트 사이의 나선형 홈을 따라 구르면서 하중을 전달한다. 이후 **순환 경로를 통해 다시 하중을 받는 구간으로 돌아오므로** 볼이 계속 순환하면서 나사축과 너트의 상대운동이 이어진다.

NoteBase

문 3. 용접부의 이음효율을 나타낸 것으로 옳은 것은?

① 용접계수 × 형상계수

② 용접계수 ÷ 형상계수

③ 모재의 강도 × 용접부의 강도

④ 모재의 강도 ÷ 용접부의 강도

정답 1번

간단한 해설

용접 이음의 강도에는 용접 품질과 이음 형상의 영향이 함께 반영되므로, 이음효율은 **용접계수 × 형상계수**로 나타낸다.

핵심 풀이

이음효율은 모재의 강도에 대한 용접 이음의 강도의 비율로, 용접 후 모재에 비해 어느 정도의 강도를 확보하는지를 나타내는 무차원 값이다.

용접계수는 용접 방법과 시공 품질에 따른 강도 영향을, 형상계수는 이음의 형상과 하중 종류에 따른 강도 영향을 반영한다. 두 영향이 함께 적용되므로 이음효율은 **두 계수의 곱**으로 나타낸다. 즉, 이음효율 = 용접계수 × 형상계수이다.

강도로 표현할 때는 **용접 이음의 강도를 모재의 강도로 나눈다**. 모재의 강도를 용접부의 강도로 나누면 이음효율의 역수가 된다. 또한 두 강도를 곱하면 강도의 제곱 단위가 남으므로 무차원인 이음효율을 나타낼 수 없다.

NoteBase

문 4. 미끄럼 베어링의 재료에 요구되는 조건으로 옳지 않은 것은?

① 피로에 대한 충분한 강도

② 하중에 대한 충분한 강도

③ 눌어붙기 위한 낮은 내열성

④ 마찰열을 소산시키기 위한 높은 열전도율

정답 3번

간단한 해설

미끄럼 베어링은 마찰열을 견디고 축과의 눌어붙음을 방지해야 한다. 따라서 '눌어붙기 위한 낮은 내열성'이 아니라 **사용 온도에서 견딜 수 있는 내열성과 내소착성**이 요구된다.

선지별 해설

① O: 하중이 반복해서 변하면 베어링 재료에 피로가 누적되어 균열이나 표면 박리가 생길 수 있다. 이를 방지하려면 **반복 하중을 견디는 피로강도**가 충분해야 한다.

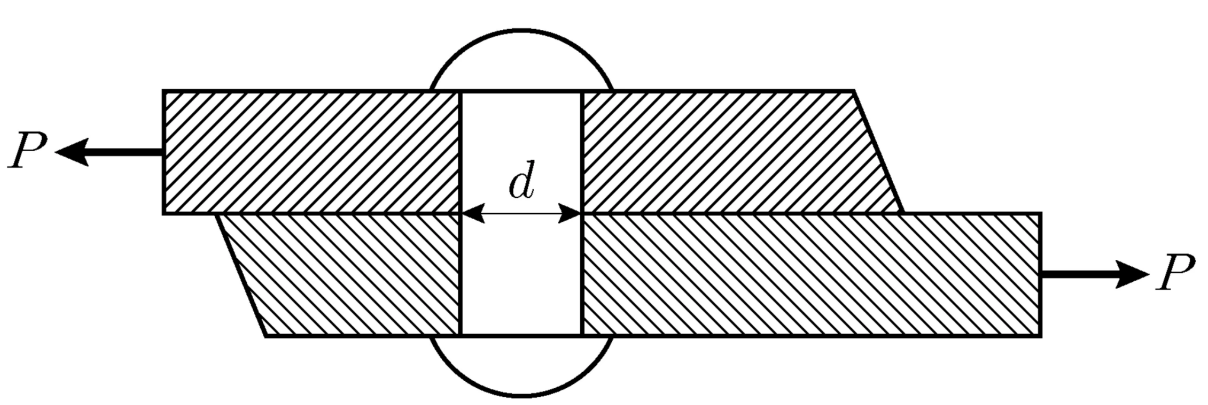
② O: 베어링은 축에 작용하는 하중을 지지하므로 접촉면에 압력을 받는다. 이 압력으로 과도하게 변형되거나 파손되지 않도록 **충분한 하중 지지 강도**가 필요하다.

③ X: 눌어붙음은 축과 베어링의 접촉면이 서로 달라붙어 원활한 미끄럼 운동을 방해하는 손상이다. 베어링 재료는 눌어붙도록 하는 것이 아니라 **눌어붙음을 방지하는 내소착성**이 좋아야 하며, 마찰열이 발생하는 사용 온도에서도 필요한 강도와 성능을 유지할 수 있는 내열성을 갖추어야 한다.

④ O: 미끄럼 운동 중 발생한 마찰열이 접촉부에 축적되면 온도가 상승하여 윤활유의 점도가 낮아지거나 베어링 재료의 성능이 저하될 수 있다. **열전도율이 높으면 발생한 열을 주변으로 잘 전달**하므로 국부적인 온도 상승을 줄이는 데 유리하다.

NoteBase

문 5. 그림과 같이 리벳의 지름(d)이 20 mm이고, 부재에 작용하는 하중(P)이 100π kgf일 때, 리벳의 단면에서 발생하는 전단응력[MPa]은? (단, 부재 사이의 마찰은 무시하고, 중력 가속도는 9.8 m/s^{2}이다)



① 0.25

② 0.98

③ 2.50

④ 9.80

정답 4번

간단한 해설

두 부재의 접촉면에서 리벳이 전단되는 **단일 전단**이므로, 하중을 리벳의 원형 단면적 하나로 나눈다. 하중을 kgf에서 N으로 환산하여 계산하면 전단응력은 **9.80 MPa**이다.

NoteBase

계산 과정

1. 전단면과 적용식: 그림에서 두 부재는 서로 반대 방향으로 당겨지며, 부재 사이의 접촉면 한 곳에서 리벳을 어긋나게 하려는 힘이 작용한다. 따라서 **전단면이 하나인 단일 전단**이다. 부재 사이의 마찰을 무시하므로 하중 P를 리벳이 전달하며, 평균 전단응력은 $\tau = \frac{P}{A}$로 구한다. 여기서 A는 리벳의 원형 단면적이다. 양쪽에 표시된 P는 같은 하중을 전달하는 한 쌍의 힘이므로 2P로 더하지 않는다.

2. 하중 환산: 주어진 중력 가속도 9.8 m/s^2를 적용하면 1 kgf는 9.8 N이다. 따라서 리벳이 전달하는 하중은 $P = 100\pi \cdot 9.8 = 980\pi$ N이다.

3. 전단면적: 리벳 지름 d가 20 mm이므로 $A = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 20^2}{4} = 100\pi$ mm^2이다. 이 값은 하중을 지탱하는 전단면 한 개의 넓이이다.

4. 전단응력: 환산한 하중을 전단면적으로 나누면 $\tau = \frac{980\pi}{100\pi} = 9.8$ N/mm^2이다. **1 N/mm^2 = 1 MPa**이므로 전단응력은 9.80 MPa이며, ④의 9.80에 해당한다.

NoteBase

문 6. 원통 마찰차에서 지름이 500 mm인 원동차가 350 rpm으로 회전할 때, 종동차의 회전속도가 250 rpm이라면 종동차의 지름[mm]은? (단, 마찰차 사이에서 미끄럼과 회전속도비 손실은 없다)

① 175

② 250

③ 600

④ 700

정답 4번

간단한 해설

미끄럼이 없는 원통 마찰차는 접촉점의 원주속력이 같으므로 **지름과 회전속도가 반비례**한다. 종동차는 원동차보다 느리게 회전하므로 지름이 더 커야 하며, 계산하면 700 mm이다.

계산 과정

원동차의 지름과 회전속도를 각각 $D_1 = 500\text{mm}$, $n_1 = 350\text{rpm}$, 종동차의 지름과 회전속도를 각각 D_2, $n_2 = 250\text{rpm}$으로 둔다. 두 회전속도는 모두 분당 회전수이므로 별도의 단위 환산은 필요하지 않다.

마찰차는 한 바퀴 회전할 때 원주 길이 πD만큼 표면이 이동하므로, 분당 표면 이동거리는 $\pi D n$이다. **미끄럼과 회전속도비 손실이 없으므로** 두 차의 접촉점에서 원주속력의 크기가 같다. 따라서 $\pi D_1 n_1 = \pi D_2 n_2$이며, 공통인 π를 소거하면 $D_1 n_1 = D_2 n_2$가 된다.

종동차의 지름을 구하도록 정리하면 $D_2 = D_1 \frac{n_1}{n_2}$이다. 여기서 $\frac{n_1}{n_2} = \frac{350}{250} = 1.4$이므로 종동차의 지름은 원동차 지름의 1.4배이다. 값을 대입하면 $D_2 = 500 \cdot \frac{350}{250} = 700\text{mm}$이다. 따라서 종동차의 지름은 700 mm로, ④의 값과 일치한다.

NoteBase

문 7. 안지름 40 mm, 바깥지름 80 mm인 단판 클러치에 1,000 N의 축방향 힘을 가할 때, 전달 가능한 최대 토크[N · m]는? (단, 접촉면은 균일마모조건이고, 마찰계수는 0.3이다)

① 9

② 18

③ 27

④ 36

정답 1번

간단한 해설

균일마모조건에서는 **안쪽·바깥쪽 반지름의 산술평균**인 30 mm를 유효 마찰반지름으로 사용한다. 마찰력 300 N이 이 반지름에서 작용하므로 전달 가능한 최대 토크는 9 N·m이다.

계산 과정

주어진 치수는 지름이므로 **반지름으로 바꾸어** 계산한다. 안쪽 반지름은 $r_i = \frac{40}{2} = 20\text{mm}$, 바깥쪽 반지름은 $r_o = \frac{80}{2} = 40\text{mm}$이다. 축방향 힘 F는 1,000 N이고 마찰계수는 $\mu = 0.3$이다.

균일마모조건에서는 접촉압력 p와 반지름 r의 곱이 일정하다. 이 압력 분포를 적용하면 유효 마찰반지름은 **두 반지름의 산술평균**이 된다. 따라서 $r_m = \frac{r_o + r_i}{2} = \frac{40 + 20}{2} = 30\text{mm}$이다. 이는 접촉면에 분포한 마찰력을 하나의 힘으로 나타낼 때 같은 토크를 내는 작용 반지름이며, 미터로 환산하면 0.030 m이다.

접촉면의 최대 마찰력은 μF이므로 $0.3 \times 1{,}000 = 300$ N이다. 토크는 마찰력에 유효 마찰반지름을 곱하여 구한다. $T = \mu F r_m$에 대입하면 $T = 300 \times 0.030 = 9$ N·m이다.

전달 가능한 최대 토크는 9 N·m이며, ①의 9와 일치한다.

NoteBase

문 8. 전단변형 에너지 이론(distortion energy theory)을 이용하여, 평면응력 상태에서의 von Mises 응력을 주응력(σ_1, σ_2)으로 옳게 나타낸 것은?

① $\frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2}$
② $\frac{|\sigma_1 - \sigma_2|}{2}$
③ $(\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2)^{1/2}$
④ $\left(\frac{\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2}{2}\right)^{1/2}$

정답 3번

간단한 해설

전단변형 에너지 이론의 von Mises 응력은 **형상 변화에 쓰이는 에너지가 같은 단축응력**으로 환산한 값이다. 평면응력에서는 면 밖 주응력이 0이므로 $\sigma_v = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2}$가 된다.

핵심 풀이

전단변형 에너지 이론은 재료의 부피 변화와 형상 변화를 구분하고, **형상 변화에 쓰이는 에너지**를 기준으로 항복을 판단한다. von Mises 응력은 이 에너지가 같은 단축응력의 크기인 등가응력이다. 평면응력에서는 면 밖 주응력이 $\sigma_3 = 0$이다.

주응력으로 나타낸 von Mises 식에 $\sigma_3 = 0$을 대입하면 $\sigma_v^2 = \frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + \sigma_2^2 + \sigma_1^2}{2}$이다. 분자를 전개하면 각 제곱항과 곱항에 공통으로 2가 생겨 분모의 2가 소거된다. 따라서 $\sigma_v = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2}$이며, 이는 ③의 식이다.

①·②와의 구분: 면내 최대전단응력의 크기는 $\frac{|\sigma_1 - \sigma_2|}{2}$이다. 이는 **두 면내 주응력의 차**로 구하는 전단응력이며, 형상 변화 에너지로 환산한 von Mises 등가응력과 다르다.

④의 계수 확인: 단축응력 상태인 $\sigma_2 = 0$에서는 von Mises 응력이 $|\sigma_1|$이어야 한다. 그러나 ④는 $\frac{|\sigma_1|}{\sqrt{2}}$가 되므로, 근호 안에 남아 있는 **분모 2를 제거**해야 한다.

NoteBase

문 9. 평면응력 상태에 있는 물체의 한 점에서 측정된 응력값이 각각 $\sigma_x = 90$ MPa, $\sigma_y = 30$ MPa, $\tau_{xy} = 40$ MPa이다. 최대 주응력 이론(maximum normal stress theory)에 의한 안전계수는? (단, 재료의 기준강도는 인장 극한강도로 330 MPa이다)

① 1.5

② 2.0

③ 2.5

④ 3.0

정답 4번

간단한 해설

최대 주응력 이론에서는 **가장 큰 인장 주응력**을 인장 극한강도와 비교한다. 최대 주응력은 110 MPa이므로 안전계수는 $n = \frac{330}{110} = 3.0$이다.

계산 과정

최대 주응력 이론은 주응력이 재료의 해당 방향 강도에 도달하면 파손한다고 보는 이론이다. 주응력은 전단응력이 0인 면에 작용하는 수직응력이다. 이 문제에서는 **인장 극한강도 330 MPa**를 기준으로 가장 큰 인장 주응력에 대한 안전계수를 구한다.

평면 내 두 주응력은 평균응력 m에 응력차 항 R을 더하거나 빼서 구한다. 주어진 응력의 단위가 모두 MPa이므로 단위 변환은 필요 없다.

$m = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} = \frac{90 + 30}{2} = 60$ MPa

$R = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$

$R = \sqrt{30^2 + 40^2} = 50$ MPa

여기서 R은 두 주응력이 평균응력으로부터 각각 얼마나 떨어져 있는지를 나타낸다.

평면 내 주응력은 60 + 50 = 110 MPa와 60 − 50 = 10 MPa이다. 평면응력 상태이므로 평면에 수직한 방향의 주응력은 0이다. 따라서 세 주응력 중 **가장 큰 인장 주응력은 110 MPa**이다. 측정된 수직응력 90 MPa에 전단응력의 영향을 함께 반영하여 얻은 값이다.

안전계수 n은 기준강도를 실제 작용하는 최대 주응력으로 나눈 값이다. 인장 극한강도를 S_u, 최대 주응력을 $\sigma_{\max}$라 하면 다음과 같다.

$n = \frac{S_u}{\sigma_{\max}} = \frac{330}{110} = 3.0$

같은 응력 상태를 비례적으로 증가시키면 현재의 3배에서 최대 주응력이 인장 극한강도에 도달한다는 뜻이다. 안전계수는 같은 단위의 응력끼리 나눈 무차원 값이며, 계산값 3.0은 ④에 해당한다.

NoteBase

문 10. 동일한 재료를 사용한 동일 길이의 중실축과 중공축이 있다. 중실축의 지름은 d, 중공축의 안지름은 d_1, 바깥지름은 d_2이다. 이때 중량비 (중공축의 무게/중실축의 무게)가 0.8이고, $d_1/d_2 = 0.6$이라면 $(d/d_2)^2$은?

① 0.64

② 0.80

③ 0.81

④ 0.90

정답 2번

간단한 해설

두 축은 재료와 길이가 같으므로 **중량비가 단면적비와 같다**. 중공축의 단면적은 바깥 원에서 안쪽 빈 원을 뺀 면적이므로, 주어진 두 비를 적용하면 $(d/d_2)^2 = 0.80$이다.

계산 과정

1. 중량비를 단면적비로 나타내기: 축의 무게는 재료의 단위체적당 무게에 단면적과 길이를 곱한 값이다. 두 축은 **재료와 길이가 같으므로** 공통 인자가 약분되어 중량비가 단면적비가 된다. 중실축과 중공축의 무게를 각각 W_s, W_h, 단면적을 각각 A_s, A_h라 하면 $W_h/W_s = A_h/A_s = 0.8$이다.

2. 두 축의 단면적 구하기: 중실축은 지름이 d인 원이므로 $A_s = \frac{\pi d^2}{4}$이다. 중공축은 **바깥 원의 면적에서 안쪽 빈 원의 면적을 뺀 값**이므로 $A_h = \frac{\pi}{4}(d_2^2 - d_1^2)$이다. 따라서 $0.8 = \frac{d_2^2 - d_1^2}{d^2}$이다.

3. 지름비의 제곱 계산하기: 구하려는 값을 $x = (d/d_2)^2$로 놓고 위 식의 분자와 분모를 d_2^2으로 나누면 $0.8 = \frac{1 - (d_1/d_2)^2}{x}$이다. 주어진 안지름과 바깥지름의 비를 대입하면 $1 - 0.6^2 = 0.64$이다. 이는 중공축의 단면적이 바깥지름 d_2인 꽉 찬 원의 면적의 64%라는 뜻이다. 따라서 $0.8 = \frac{0.64}{x}$이고, $x = \frac{0.64}{0.8} = 0.80$이다.

구하는 $(d/d_2)^2$은 0.80으로, ②의 값과 일치한다. 같은 종류의 길이끼리 나눈 비의 제곱이므로 단위는 없다.

NoteBase

문 11. 회전속도 1,000 rpm으로 50 kW의 동력을 전달하고 있는 축에 작용하는 토크[N · m]는?

① $\frac{25}{\pi}$
② $\frac{375}{\pi}$
③ $\frac{750}{\pi}$
④ $\frac{1,500}{\pi}$

정답 4번

간단한 해설

축의 토크는 **전달 동력을 각속도로 나누어** 구한다. 회전속도 1,000 rpm을 각속도로 환산하여 적용하면 토크는 $\frac{1,500}{\pi}$N · m이다.

계산 과정

동력과 토크의 관계: 동력 P는 단위 시간당 전달하는 일이고, 토크 T가 축을 회전시킬 때 한 일은 토크와 회전각의 곱이다. 따라서 각속도를 ω라 하면 **회전 운동의 동력 관계**는 $P = T\omega$이며, 구하려는 토크는 $T = \frac{P}{\omega}$이다.

단위 환산: 전달 동력은 50 kW = 50,000 W이다. 회전속도 n = 1,000 rpm은 1분에 1,000회 회전한다는 뜻이다. **1회전은 2π rad, 1분은 60초**이므로 각속도는 $\omega = \frac{2\pi n}{60}$이다. 수치를 넣으면 $\omega = \frac{2\pi \cdot 1,000}{60} = \frac{100\pi}{3}$rad/s이며, 이는 축이 1초 동안 회전하는 각도이다.

토크 계산: 동력을 각속도로 나누면 $T = \frac{50,000}{100\pi/3}$이므로 $T = \frac{1,500}{\pi}$N · m이다. 이 값은 ④의 $\frac{1,500}{\pi}$와 일치한다.

NoteBase

문 12. 양쪽 기울기(α)가 같은 코터이음에서, 코터와 로드엔드의 접촉부 마찰계수(μ)가 마찰각(ρ)과 대응($\mu = \tan\rho$)한다. 다음 중 사용 중인 코터가 저절로 빠지지 않는 경우는? (단, α와 ρ 모두 극히 작다)

① $\alpha < \rho$

② $\alpha > \rho$

③ $\alpha > 2\rho$

④ $\alpha > 4\rho$

정답 1번

간단한 해설

코터의 기울기가 마찰각보다 작으면 접촉면의 마찰이 코터가 빠지려는 움직임을 막아 **자립 조건**을 만족한다. 양쪽 기울기가 같은 이 문제에서는 그 조건이 $\alpha < \rho$이다.

핵심 풀이

코터는 경사진 면을 가진 쐐기이므로 하중을 받으면 접촉력에 의해 빠지는 방향으로 밀릴 수 있다. 이 움직임을 접촉면의 마찰만으로 막아 외부에서 붙잡지 않아도 유지되는 상태를 **자립**이라고 한다.

양쪽에 기울기가 있는 코터의 자립 조건은 **양쪽 기울기각의 합이 양쪽 마찰각의 합보다 작은 것**이다. 이 문제에서는 각 기울기가 α, 각 접촉부의 마찰각이 ρ이므로 $2\alpha < 2\rho$, 즉 $\alpha < \rho$가 된다. 마찰계수와 마찰각의 관계가 $\mu = \tan\rho$이므로 이는 $\tan\alpha < \mu$와도 같은 조건이다.

따라서 코터가 저절로 빠지지 않는 경우는 $\alpha < \rho$인 ①이다. ②~④는 모두 기울기각이 마찰각보다 큰 범위이므로 자립 조건을 만족하지 않는다.

NoteBase

문 13. 100 N · m의 토크를 전달하는 지름 50 mm의 전동축에 폭 10 mm, 길이 50 mm인 평행키가 연결되어 있을 때, 키에 발생하는 전단응력 [MPa]은?

① 8

② 12

③ 16

④ 20

정답 1번

간단한 해설

키가 전달하는 접선력은 토크를 축 반지름으로 나누어 구하고, 전단응력은 이 힘을 **키의 폭 × 길이인 전단면적**으로 나눈 값이다. 접선력 4000 N과 전단면적 500 mm^2를 적용하면 전단응력은 8 MPa이다.

계산 과정

주어진 토크를 T, 축 지름을 d, 키의 폭을 b, 길이를 l이라 두면 T = 100 N·m, d = 50 mm, b = 10 mm, l = 50 mm이다. 길이 단위를 mm로 통일하기 위해 토크를 100000 N·mm로 환산한다.

키에 작용하는 접선력 F의 모멘트 팔 길이는 **축의 반지름**이다. 따라서 $T = F \cdot \frac{d}{2}$이고, $F = \frac{2T}{d}$이다. 수치를 대입하면 $F = \frac{2 \cdot 100000}{50} = 4000\text{N}$으로, 이것이 키가 전달하는 힘이다.

평행키의 전단면적 A는 **폭과 길이의 곱**이므로 A = 10 × 50 = 500 mm^2이다. 이 면에 접선력이 균일하게 분포한다고 보아 평균 전단응력을 계산한다.

전단응력은 전단력을 전단면적으로 나눈 값이므로 $\tau = \frac{F}{A} = \frac{4000}{500} = 8\text{N/mm}^2$이다. 1 N/mm^2 = 1 MPa이므로 키의 전단응력은 8 MPa이며, ①의 값과 일치한다.

NoteBase

문 14. 서로 맞물려 회전하는 한 쌍의 평기어에 대해 피니언의 잇수가 30개, 기어의 잇수가 60개, 모듈이 2 mm이고 피니언의 회전속도가 600 rpm일 때, 두 기어의 축간 거리[mm]와 기어의 회전속도[rpm]를 바르게 연결한 것은?

① 축간 거리: 45, 회전속도: 300

② 축간 거리: 45, 회전속도: 600

③ 축간 거리: 90, 회전속도: 300

④ 축간 거리: 90, 회전속도: 600

정답 3번

간단한 해설

축간 거리는 두 기어의 **피치원 반지름의 합**이므로 90 mm이다. 기어의 잇수가 피니언의 2배이므로 회전속도는 **절반인 300 rpm**이다.

계산 과정

피치원 지름: 모듈 m은 피치원 지름 d를 잇수 z로 나눈 값이므로 $d = mz$이다. 모듈이 2 mm이므로 피니언의 피치원 지름은 $d_1 = 2 \cdot 30 = 60$ mm, 기어의 피치원 지름은 $d_2 = 2 \cdot 60 = 120$ mm이다.

축간 거리: 외접하여 맞물리는 두 평기어의 축간 거리 a는 **두 피치원 반지름의 합**이다. 따라서 $a = \frac{d_1 + d_2}{2}$에 두 지름을 대입하면 $a = \frac{60 + 120}{2} = 90$ mm이다. 두 지름의 합 180 mm를 절반으로 나누는 것은 각 지름을 반지름으로 바꾸어 더하기 때문이다.

기어의 회전속도: 피니언과 기어는 같은 시간 동안 맞물림점을 지나는 이의 수가 같으므로 $n_1 z_1 = n_2 z_2$이다. 여기서 n_1, n_2는 각각 피니언과 기어의 회전속도이고, $z_1 = 30$, $z_2 = 60$은 각 잇수이다. 회전속도는 **잇수에 반비례**하므로 $n_2 = 600 \cdot \frac{30}{60} = 300$ rpm이다. 잇수가 두 배인 기어는 피니언이 두 바퀴 도는 동안 한 바퀴 돈다.

축간 거리 90 mm와 기어의 회전속도 300 rpm을 연결한 선택지는 ③이다.

NoteBase

문 15. 치직각 모듈이 4 mm, 비틀림각(나선각)이 30°, 잇수가 90개인 헬리컬 기어의 피치원 지름[mm]은?

① 720

② $360\sqrt{3}$

③ $360\sqrt{2}$

④ $240\sqrt{3}$

정답 4번

간단한 해설

헬리컬 기어는 **치직각 모듈을 축직각 모듈로 환산**하여 피치원 지름을 구한다. $d = \frac{m_n z}{\cos\beta}$를 적용하면 피치원 지름은 $240\sqrt{3}$ mm이다.

계산 과정

주어진 조건: 치직각 모듈은 $m_n = 4$ mm, 비틀림각은 $\beta = 30^\circ$, 잇수는 $z = 90$이다. 구하려는 값은 피치원 지름 d이며 단위는 mm이다.

축직각 모듈로 환산: 피치원은 기어 축에 수직인 단면을 기준으로 하므로, 지름 계산에는 **축직각 모듈** m_t를 사용한다. 치직각 방향의 피치는 축직각 방향의 피치를 투영한 길이이므로 $m_n = m_t\cos\beta$가 성립한다. 따라서 $m_t = \frac{m_n}{\cos\beta}$이고, 수치를 대입하면 $m_t = \frac{4}{\cos 30^\circ} = \frac{8}{\sqrt{3}}$ mm이다. 이 값은 피치원 둘레 방향의 피치를 원주율로 나눈 값이다.

피치원 지름 계산: 축직각 모듈은 $m_t = \frac{d}{z}$로 정의되므로 $d = m_t z$이다. 따라서 $d = \frac{8}{\sqrt{3}} \cdot 90 = 240\sqrt{3}$ mm이며, 선택지 ④의 값과 일치한다.

NoteBase

문 16. 다음 설명에 해당하는 스프링은?

◯ 원형 평판을 사용하며, 중앙에 구멍이 있고 원추형 모양이다.
◯ 스프링을 병렬 또는 직렬로 조합하여 강성을 쉽게 조정할 수 있다.
◯ 프레스의 완충장치, 공작기계 등에 사용된다.

① 토션 바
② 링 스프링
③ 접시 스프링
④ 코일 스프링

정답 3번

간단한 해설

중앙에 구멍이 있는 **원추형 원판**을 축 방향으로 눌러 사용하는 것이 접시 스프링이다. 여러 장을 직렬·병렬로 쌓아 하중과 변형량의 관계를 조정할 수 있다.

공통 해설

접시 스프링은 중앙에 구멍이 뚫린 원형 판을 얕은 원추형으로 만든 스프링이다. 축 방향으로 힘을 가하면 원추형 판이 평평해지는 방향으로 탄성 변형하면서 하중을 받는다. 따라서 제시된 '중앙에 구멍이 있는 원추형 모양'은 접시 스프링을 식별하는 형태적 특징이다.

동일한 접시 스프링을 같은 방향으로 포개는 병렬 조합에서는 **같은 변형량에서 받는 하중이 증가**한다. 방향을 번갈아 쌓는 직렬 조합에서는 **같은 하중에서 전체 변형량이 증가**한다. 이처럼 쌓는 방식을 바꾸어 강성을 조정할 수 있으므로 프레스의 완충장치나 공작기계에서 요구하는 하중·변형 특성에 맞추어 사용할 수 있다.

NoteBase

문 17. 벨트전동장치에서 구동풀리의 지름이 300 mm, 종동풀리의 지름이 600 mm이고, 축간 중심거리가 2 m일 때, 바로(평행)걸기 벨트 길이와 엇(십자)걸기 벨트 길이의 차이[mm]는? (단, 벨트와 풀리 사이에 미끄럼이 없고, 벨트의 두께는 무시한다)

① 60

② 70

③ 80

④ 90

정답 4번

간단한 해설

벨트 길이의 근사식을 빼면 길이 차이는 **두 풀리 지름의 곱을 축간거리로 나눈 값**이 된다. 엇걸기 벨트가 바로걸기보다 약 90 mm 길다.

계산 과정

큰 풀리의 지름을 D, 작은 풀리의 지름을 d, 축간 중심거리를 C라 두면 D = 600 mm, d = 300 mm이다. 길이를 mm로 구하므로 **축간거리도 2 m = 2000 mm로 통일**한다. 벨트의 두께는 무시하므로 주어진 풀리 지름을 그대로 사용한다.

벨트 길이는 두 직선부와 풀리에 감긴 원호 길이의 합이다. 축간거리에 비해 풀리 크기가 작을 때 사용하는 길이 근사식에서, 바로걸기는 두 풀리의 **지름 차**에 따른 보정항을 쓴다. 바로걸기 길이를 L_o라 하면 다음과 같다.
$L_o \approx 2C + \frac{\pi}{2}(D+d) + \frac{(D-d)^2}{4C}$

엇걸기는 벨트의 두 직선부가 교차하므로 보정항에 두 풀리의 **지름 합**이 들어간다. 엇걸기 길이를 L_c라 하면 다음과 같다.
$L_c \approx 2C + \frac{\pi}{2}(D+d) + \frac{(D+d)^2}{4C}$

엇걸기 길이에서 바로걸기 길이를 빼면 두 식의 공통항이 소거되고 보정항의 차이만 남는다.
$(D+d)^2 - (D-d)^2 = 4Dd$이므로 길이 차이는 다음과 같이 정리된다.
$\Delta L = L_c - L_o$
$\Delta L \approx \frac{4Dd}{4C} = \frac{Dd}{C}$

주어진 지름과 축간거리를 대입하면 $\Delta L \approx \frac{600 \cdot 300}{2000} = 90\text{mm}$이다. 따라서 엇걸기 벨트가 바로걸기보다 약 90 mm 길며, 선택지 ④의 90에 해당한다.

NoteBase

문 18. 길이가 길고 두께가 얇은 원통형 압력용기 안에 내압이 작용할 때, 길이 방향의 인장응력(σ_a)에 대한 원주방향의 인장응력(σ_b)의 비(σ_b/σ_a)는?

① 0.5

② 1

③ 2

④ 4

정답 3번

간단한 해설

얇은 원통형 압력용기에서 **원주방향 인장응력은 길이 방향 인장응력의 2배**이다. 따라서 두 응력의 비는 $\sigma_b/\sigma_a = 2$이다.

핵심 풀이

양 끝이 막힌 얇은 원통형 압력용기에서 내압을 p, 안쪽 반지름을 r, 두께를 t라 하자. 두께가 반지름에 비해 작으므로 벽 두께 방향의 응력 차이를 무시하고, 끝부분의 영향을 받지 않는 원통 벽의 인장응력을 구한다.

원주방향 인장응력: 원통을 축을 포함하는 평면으로 나누면, 내압은 두 반쪽을 벌리려 하고 절단면 양쪽의 벽이 이를 지탱한다. 길이 L인 부분에 대해 압력의 합력은 $2prL$, 벽의 저항력은 $2tL\sigma_b$이므로 $\sigma_b = \frac{pr}{t}$이다.

길이 방향 인장응력: 내압이 끝판을 밀어내는 힘을 **원통 벽의 고리 모양 단면 전체**가 지탱한다. 끝판에 작용하는 힘은 $p\pi r^2$, 얇은 벽의 단면적은 약 $2\pi rt$이므로 $\sigma_a = \frac{pr}{2t}$이다.

두 식에서 원주방향 인장응력은 길이 방향 인장응력의 2배이므로, 묻는 비는 $\frac{\sigma_b}{\sigma_a} = 2$이다. **분자는 원주방향, 분모는 길이 방향**이며, 0.5는 이 순서를 뒤집은 비이다.

NoteBase

문 19. 소선의 지름이 10 mm, 전단탄성계수는 80 GPa, 유효감김수가 10이고 평균지름이 50 mm인 원통형 코일스프링에 작용하는 축방향 하중이 3 kN일 때, 스프링의 처짐량[mm]은? (단, 스프링의 처짐은 소선의 비틀림에 의한 변형만 고려한다)

① 0.24

② 3.75

③ 24.0

④ 37.5

정답 4번

간단한 해설

소선의 **비틀림에 의한 처짐**만 고려하므로 원통형 코일스프링의 처짐식 $\delta = \frac{8FD^3n}{Gd^4}$을 적용한다. 주어진 하중과 치수를 대입하면 처짐량은 37.5 mm이다.

계산 과정

주어진 값은 축방향 하중 F = 3 kN = 3,000 N, 소선 지름 d = 10 mm, 코일 평균지름 D = 50 mm, 유효감김수 n = 10이다. 길이를 mm로 계산하므로 전단탄성계수는 **N/mm^{2}로 통일**하여 G = 80 GPa = 80,000 N/mm^{2}를 사용한다.

축방향 하중은 소선에 $T = \frac{FD}{2}$의 비틀림모멘트를 일으킨다. 이때 소선의 비틀림 변형이 코일 전체의 축방향 처짐으로 나타난다. 문제에서 **소선의 비틀림에 의한 변형만 고려**하므로 처짐량은 $\delta = \frac{8FD^3n}{Gd^4}$으로 계산한다. 여기서 D는 코일의 평균지름이고, d는 소선 자체의 지름이다.

각 값을 대입하면 $\delta = \frac{8 \cdot 3{,}000 \cdot 50^3 \cdot 10}{80{,}000 \cdot 10^4} = 37.5\text{mm}$이다. N과 mm로 단위를 통일했으므로 계산 결과는 축방향 처짐량을 mm로 나타낸 값이다.

처짐량 37.5 mm는 ④의 37.5에 해당한다.

NoteBase

문 20. 안지름이 서로 다른 두 관(pipe) A와 B로 각각 같은 유량의 유체를 수송한다. 안지름이 d인 관 A에서보다 유체의 평균 속도를 4배 빠르게 하기 위한 관 B의 안지름은? (단, 두 관 모두 안지름에 비하여 길이가 길고 직선이며, 관 내벽에서의 마찰 손실은 무시한다)

① $\frac{d}{4}$

② $\frac{d}{2}$

③ $2d$

④ $4d$

정답 2번

간단한 해설

같은 유량에서는 평균 속도가 **관 단면적에 반비례**한다. 속도를 4배로 하려면 단면적을 1/4로 줄여야 하므로, 단면적이 안지름의 제곱에 비례하는 원형 관의 안지름은 $\frac{d}{2}$가 된다.

계산 과정

유량 Q는 단위 시간에 관을 통과하는 유체의 부피이다. 관의 유동 단면적을 S, 평균 속도를 v라 하면 $Q = Sv$이다. 평균 속도는 단면 전체의 유량을 단면적으로 나눈 값이므로 이 관계를 적용한다.

관 A와 B의 단면적을 각각 S_A, S_B, 평균 속도를 각각 v_A, v_B라 하자. 두 관의 **유량이 같고** $v_B = 4v_A$이므로 $S_A v_A = S_B \cdot 4v_A$이다. 따라서 $\frac{S_B}{S_A} = \frac{1}{4}$이며, 관 B의 단면적은 관 A의 1/4이어야 한다.

관 B의 안지름을 d_B라 하면 원형 관의 단면적은 $S = \frac{\pi d^2}{4}$이므로 **단면적의 비는 안지름 비의 제곱**이다. 따라서 $\left(\frac{d_B}{d}\right)^2 = \frac{1}{4}$이고, 안지름은 양수이므로 $d_B = \frac{d}{2}$이다.

관 B의 안지름은 관 A의 절반인 $\frac{d}{2}$이며, 이는 ②의 값과 일치한다. d와 d_B에는 같은 길이 단위를 적용한다.

NoteBase