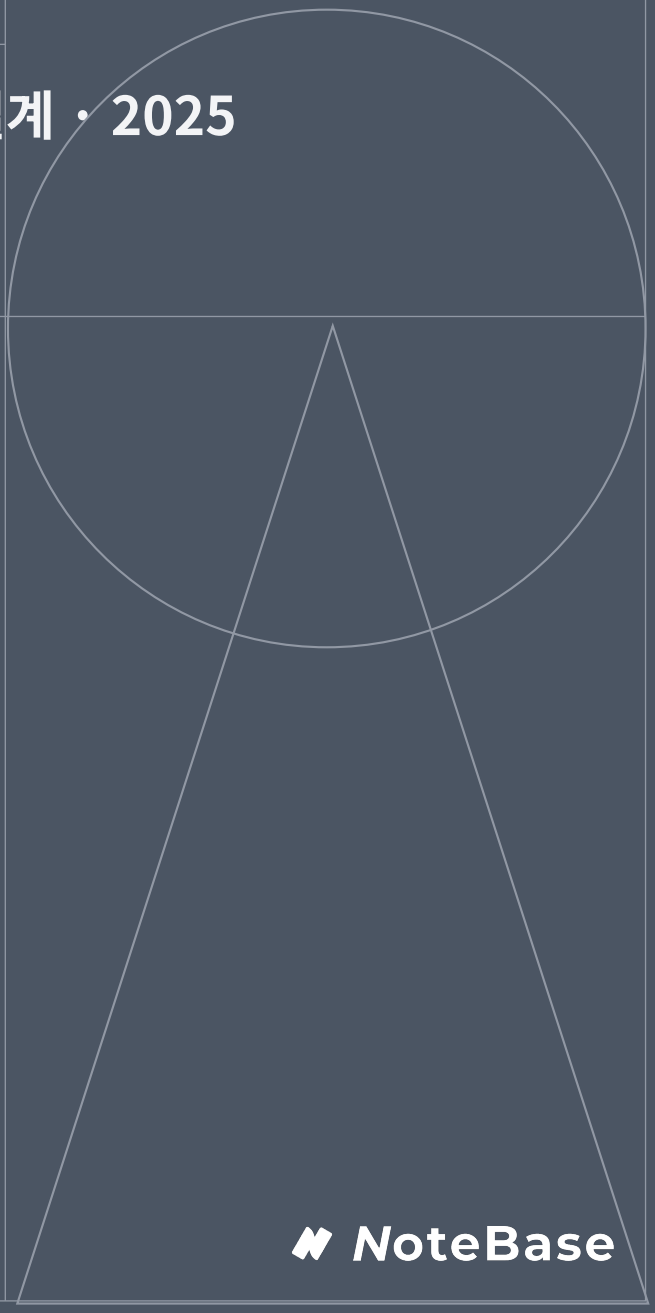
기출OX 해설집

공무원/지방직/9급 · 기계설계 · 2025



NoteBase

기출OX 해설집

공무원/지방직/9급 · 기계설계 · 2025

공무원/지방직/9급 · 기계설계 · 2025

문 1. 양쪽 끝에 나사산이 있고 머리가 없는 볼트 체결 요소로 한쪽 끝은 체결부 구멍의 암나사 부분에 미리 나사 박음을 하고 다른 한쪽 끝에 너트를 끼워 조이는 방식으로 사용되는 볼트는?

① 탭 볼트(tap bolt)

② 리머 볼트(reamer bolt)

③ 관통 볼트(through bolt)

④ 스터드 볼트(stud bolt)

정답 4번

간단한 해설

머리가 없고 양쪽 끝에 나사산이 있으며, 한쪽을 본체에 미리 박아 두고 다른 쪽에 너트를 조이는 구조는 **스터드 볼트**의 특징이다.

공통 해설

스터드 볼트는 **머리가 없는 양끝 나사 구조**의 볼트이다. 한쪽 나사부는 본체 구멍의 암나사, 즉 구멍 안쪽에 가공된 나사산에 미리 돌려 넣어 고정한다. 밖으로 나온 다른 쪽에는 체결할 부품을 끼운 뒤 너트를 조인다. 이때 본체에 박힌 쪽은 볼트를 고정하고, 반대쪽의 너트는 부품을 본체에 눌러 체결하는 역할을 한다. 따라서 문제에 제시된 형상과 체결 방식은 스터드 볼트의 정의에 해당한다.

NoteBase

문 2. 축방향으로 밀어붙이는 힘에 의해 제동하는 브레이크는?

① 밴드브레이크

② 원판브레이크

③ 블록브레이크

④ 내부확장식 브레이크

정답 2번

간단한 해설

원판브레이크는 원판의 옆면을 **축방향으로 눌러** 접촉시키고, 그 마찰로 회전을 제동한다.

공통 해설

축방향은 회전축과 나란한 방향이다. 원판브레이크는 회전축에 수직으로 놓인 원판의 옆면에 마찰재를 밀어붙이는 구조이므로, 접촉면을 누르는 힘이 **축방향**으로 작용한다. 이때 접촉면에서 회전을 방해하는 마찰력이 발생하여 제동 토크를 만든다. 즉, 마찰재를 누르는 힘의 방향과 회전을 방해하는 마찰력의 방향은 구별해야 한다.

밴드브레이크와 블록브레이크는 드럼의 바깥 원주면을, 내부확장식 브레이크는 드럼의 안쪽 원주면을 누른다. 이들은 접촉면을 누르는 힘이 **반지름방향**으로 작용하므로, 축방향으로 밀어붙여 제동한다는 조건에는 원판브레이크가 해당한다.

NoteBase

문 3. 압축 코일 스프링이 축방향 하중을 받을 때 소선의 단면에 작용하는 가장 큰 응력은?

① 압축응력

② 인장응력

③ 전단응력

④ 굽힘응력

정답 3번

간단한 해설

압축 코일 스프링에 축방향 하중을 가하면 소선은 주로 **비틀림**을 받는다. 이 비틀림으로 소선 단면에 생기는 지배적인 응력은 **전단응력**이다.

공통 해설

일반적인 압축 코일 스프링은 나선각이 작아, 축방향 하중을 받을 때 소선이 주로 비틀리는 것으로 해석한다. 스프링 전체의 길이가 줄어드는 현상과 소선 자체가 받는 응력의 종류를 구분해야 한다.

축방향 하중을 F, 코일의 평균 반지름을 R이라 하면, 하중의 작용선은 소선 단면의 중심에서 R만큼 떨어져 있다. 따라서 소선에는 $T = F \cdot R$의 **비틀림 모멘트**가 작용한다. 비틀림 모멘트는 소선 단면에 접하는 방향의 전단응력을 발생시킨다.

소선 단면에는 하중에 의한 직접 전단응력도 함께 작용한다. 따라서 축방향 하중을 받는 압축 코일 스프링의 소선에서 지배적인 응력은 **전단응력**이다. 스프링 전체가 압축된다는 이유로 소선의 주된 응력을 압축응력으로 판단하거나, 인장응력·굽힘응력으로 분류하지 않는다.

NoteBase

문 4. 원통형 박판 압력용기에 내압이 작용하고 있다. 원통 길이방향 응력이 100 MPa일 때, 원주방향 응력[MPa]은?

① 50

② 100

③ 150

④ 200

정답 4번

간단한 해설

내압을 받는 박판 원통형 압력용기의 원주방향 응력은 **길이방향 응력의 2배**이다. 따라서 길이방향 응력이 100 MPa이면 원주방향 응력은 200 MPa이다.

계산 과정

박판 원통형 압력용기에서는 벽 두께가 지름에 비해 작으므로 벽의 응력을 두께에 걸쳐 균일한 것으로 근사한다. 내압을 p, 원통의 안지름을 d, 벽 두께를 t, 길이방향 응력을 σ_z, 원주방향 응력을 σ_θ라 한다.

길이방향 응력은 내압이 닫힌 양 끝면을 밀어내는 힘을 원통 벽이 지탱하면서 생긴다. 끝면에 작용하는 압력의 힘과 원통 벽의 축방향 인장력이 평형을 이루므로 $\sigma_z = \frac{pd}{4t}$이다.

원주방향 응력은 내압이 원통을 지름 방향으로 벌리려는 힘을 지탱하면서 생긴다. 원통을 축을 지나는 평면으로 절단하여 반쪽의 힘의 평형을 생각하면 $\sigma_\theta = \frac{pd}{2t}$이다. 따라서 같은 내압·지름·두께에서 **원주방향 응력은 길이방향 응력의 2배**이다.

주어진 길이방향 응력 100 MPa에 이 관계를 적용하면 원주방향 응력은 2 × 100 = 200 MPa이다. 이는 ④의 200 MPa에 해당한다.

NoteBase

문 5. 동력 2 PS를 전달하기 위해 원주속도 10 m/s인 두 원통 마찰차를 밀어붙이는 힘[kg_f]은? (단, 마찰차의 마찰계수는 0.2이고, 미끄럼은 없다고 가정한다)

① 15

② 30

③ 50

④ 75

정답 4번

간단한 해설

동력을 전달하는 접선력은 15 kgf이다. 밀어붙이는 힘은 이 접선력을 **마찰계수 0.2로 나눈 값**이므로, 미끄럼 없이 전달하는 데 필요한 최소 힘은 75 kgf이다.

계산 과정

동력의 단위 변환: PS는 미터마력이며 1 PS = 75 kgf·m/s이다. 따라서 전달 동력 P는 2 × 75 = 150 kgf·m/s이다. 원주속도 v는 10 m/s, 마찰계수 μ는 0.2이다.

접선력 계산: 마찰차는 접촉면의 접선 방향 마찰력으로 동력을 전달한다. 동력은 접선력 F와 원주속도 v의 곱이므로 $P = Fv$이다. 따라서 $F = \frac{P}{v} = \frac{150}{10} = 15\text{kgf}$이다. 이 값은 **동력 전달에 필요한 접선력**이며, 두 마찰차를 밀어붙이는 힘과는 다르다.

밀어붙이는 힘 계산: 두 마찰차를 밀어붙이는 수직항력을 N이라 하면, 전달할 수 있는 최대 마찰력은 μN이다. **미끄럼이 없으려면** $F \le \mu N$이어야 하므로, 필요한 최소 수직항력은 $N_{\min} = \frac{F}{\mu}$이다. 값을 대입하면 $N_{\min} = \frac{15}{0.2} = 75\text{kgf}$이다.

따라서 두 원통 마찰차를 밀어붙이는 데 필요한 힘은 75 kgf이며, ④의 값과 일치한다.

NoteBase

문 6. 플랜지 커플링에서 전체 볼트의 전단저항력으로 전달할 수 있는 최대 토크는? (단, $\frac{D_b}{2}$는 축중심으로부터 볼트 중심까지의 거리, a는 볼트의 골지름, z는 볼트의 개수, τ_b는 볼트의 허용 전단응력이다)

① $\frac{1}{2}(\tau_b \pi a^2 D_b z)$

② $\frac{1}{4}(\tau_b \pi a^2 D_b z)$

③ $\frac{1}{8}(\tau_b \pi a^2 D_b z)$

④ $\frac{1}{16}(\tau_b \pi a^2 D_b z)$

정답 3번

간단한 해설

전달 토크는 **전체 볼트의 전단저항력에 볼트 중심까지의 거리**를 곱한 값이다. 볼트의 전단면적은 $\frac{\pi a^2}{4}$, 힘의 팔 길이는 $\frac{D_b}{2}$이므로 최대 토크는 $\frac{\tau_b \pi a^2 D_b z}{8}$이다.

계산 과정

볼트의 전단면적: a는 볼트의 골지름이므로 볼트 한 개의 전단면적은 $A = \frac{\pi a^2}{4}$이다. 두 플랜지의 접합면에서 볼트가 전단을 받으므로 **볼트 한 개당 전단면 하나**를 기준으로 한다.

전체 볼트의 전단저항력: 허용 전단응력 τ_b는 단위 전단면적이 허용하는 힘이다. 따라서 볼트 한 개가 견디는 전단력은 $F_b = \tau_b A = \frac{\tau_b \pi a^2}{4}$이다. 같은 볼트 z개가 하중을 균등하게 분담하므로 전체 전단저항력은 $F = zF_b$이다.

최대 전달 토크: 각 볼트의 전단력은 볼트가 배치된 원의 접선 방향으로 작용한다. 힘의 팔 길이는 축중심에서 볼트 중심까지의 거리인 $r = \frac{D_b}{2}$이므로, **볼트 배치원의 지름을 그대로 곱하지 않는다**. 전체 토크는 $T_{\max} = zF_b r$이며, 대입하면 $T_{\max} = z \cdot \frac{\tau_b \pi a^2}{4} \cdot \frac{D_b}{2}$이다.

정리하면 $T_{\max} = \frac{1}{8}(\tau_b \pi a^2 D_b z)$로, ③의 식과 일치한다. 응력을 N/mm^2, 길이를 mm로 넣으면 토크의 단위는 N·mm이다.

NoteBase

문 7. 비틀림각이 30°인 헬리컬 기어 한 쌍이 있다. 원동축 기어의 잇수가 20, 치직각 모듈은 4 mm, 두 기어의 중심거리가 $80\sqrt{3}$ mm일 때 종동축 기어의 잇수는?

① 20

② 30

③ 40

④ 50

정답 3번

간단한 해설

헬리컬 기어의 피치원 지름은 **치직각 모듈을 축직각 모듈로 환산**하여 구한다. 중심거리는 두 피치원 반지름의 합이므로 두 기어의 잇수 합은 60이고, 원동축의 20을 빼면 종동축의 잇수는 40이다.

계산 과정

조건과 변수: 원동축과 종동축의 잇수를 각각 z_1, z_2라 하면 $z_1 = 20$이다. 치직각 모듈은 $m_n = 4$ mm, 비틀림각은 $\beta = 30^\circ$, 중심거리는 $a = 80\sqrt{3}$ mm이다. 별도의 전위 조건이 없으므로 표준 외접 헬리컬 기어의 중심거리 관계를 적용한다.

모듈 환산: 치직각 모듈은 이의 방향에 수직인 단면을 기준으로 하고, 축직각 모듈은 축에 수직인 단면을 기준으로 한다. 피치원 지름 계산에는 **축직각 모듈** m_t를 사용하며, 두 모듈의 관계는 $m_t = \frac{m_n}{\cos\beta}$이다. 따라서 $m_t = \frac{4}{\cos 30^\circ} = \frac{8}{\sqrt{3}}$ mm이다.

중심거리와 잇수 합: 피치원 지름은 $d_1 = m_t z_1$, $d_2 = m_t z_2$이다. 외접하는 두 기어의 중심거리는 **두 피치원 반지름의 합**이므로 $a = \frac{d_1 + d_2}{2}$이다. 이를 잇수로 나타내면 $z_1 + z_2 = \frac{2a}{m_t}$이다.

잇수 계산: 위 식에 값을 대입하면 $z_1 + z_2 = \frac{2 \cdot 80\sqrt{3}}{8/\sqrt{3}} = 60$이다. 이 60은 두 기어의 잇수 합이므로 원동축 기어의 잇수를 빼면 $z_2 = 60 - 20 = 40$이다. 종동축 기어의 잇수는 40개로, ③의 40에 해당한다.

NoteBase

문 8. 수명시간이 80,000 h인 볼 베어링에서 베어링 하중(동 등가하중)이 2배가 되면 수명시간[h]은? (단, 회전속도와 기본 동정격하중은 일정하다)

① 10,000

② 20,000

③ 40,000

④ 80,000

정답 1번

간단한 해설

회전속도와 기본 동정격하중이 일정하면 볼 베어링의 수명시간은 **동 등가하중의 세제곱에 반비례**한다. 하중이 2배가 되면 수명시간은 원래의 1/8로 줄어 10,000 h가 된다.

계산 과정

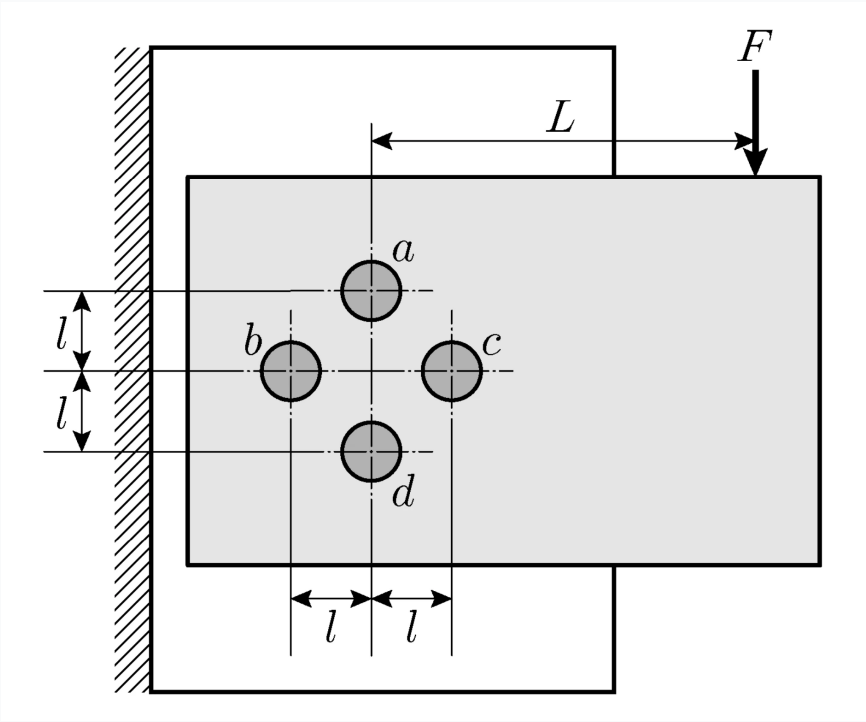
볼 베어링의 수명시간은 $L_h = \frac{10^6}{60n}\left(\frac{C}{P}\right)^3$으로 구한다. 여기서 L_h는 수명시간[h], n은 회전속도[r/min], C는 기본 동정격하중, P는 동 등가하중이다. C와 P는 같은 하중 단위를 사용한다. 볼 베어링에는 **수명지수 3**을 적용한다.

변경 전후의 수명시간을 각각 L_{h1}, L_{h2}, 동 등가하중을 각각 P_1, P_2라 하자. **회전속도와 기본 동정격하중이 일정**하므로 수명시간의 비를 구하면 두 값의 영향은 소거된다. 따라서 $\frac{L_{h2}}{L_{h1}} = \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^3$이다. 하중이 2배이므로 $P_2 = 2P_1$이고, 수명시간의 비는 $\left(\frac{1}{2}\right)^3 = \frac{1}{8}$이다. 이는 같은 회전속도로 운전할 수 있는 시간이 원래의 1/8로 감소한다는 뜻이다.

처음 수명시간 80,000 h에 이 비율을 적용하면 $L_{h2} = \frac{80{,}000}{8} = 10{,}000\text{h}$이다. 이는 ①의 10,000 h에 해당한다.

NoteBase

문 9. 그림과 같은 겹치기 리벳이음에서 편심하중 F가 작용할 때 4개의 리벳 중 가장 큰 전단하중을 받는 것은?



① a

② b

③ c

④ d

정답 3번

간단한 해설

c에서는 아래쪽 직접 전단하중과 편심모멘트에 의한 전단하중이 **같은 방향으로 더해진다**. 네 리벳은 리벳군 중심에서 거리가 같아 모멘트에 의한 전단하중의 크기도 같으므로, 합력이 가장 큰 위치는 c이다.

NoteBase

선지별 해설

동일한 리벳이 하중을 분담하는 것으로 해석하면, 하중 F는 리벳군 중심에 작용하는 아래쪽 힘과 시계방향 모멘트 M = FL로 나눌 수 있다. 직접 전단하중은 각 리벳에 아래쪽으로 $\frac{F}{4}$씩 전달된다. 모멘트에 의한 전단하중은 리벳군 중심에서 각 리벳을 잇는 선에 수직인 접선방향으로 작용하고, 그 크기는 중심에서의 거리에 비례한다. 그림에서 네 리벳은 모두 중심에서 거리 l에 있으므로 **모멘트에 의한 전단하중의 크기는 서로 같다**. 아래의 방향은 하중을 받는 판이 각 리벳에 전달하는 힘을 기준으로 한다.

① a: 중심의 위쪽에 있으므로 시계방향 모멘트에 의한 전단하중은 오른쪽이다. 아래쪽 직접 전단하중과 **직각으로 합성**되므로, 두 하중이 같은 방향으로 더해지는 c보다 합력이 작다.

② b: 중심의 왼쪽에 있으므로 모멘트에 의한 전단하중은 위쪽이다. 아래쪽 직접 전단하중과 **반대 방향으로 작용**하므로, 합력의 크기는 두 하중 크기의 차의 절댓값이다.

③ c: 중심의 오른쪽에 있으므로 모멘트에 의한 전단하중은 아래쪽이다. 직접 전단하중도 아래쪽이어서 **두 하중의 크기가 그대로 더해진다**.

④ d: 중심의 아래쪽에 있으므로 모멘트에 의한 전단하중은 왼쪽이다. 아래쪽 직접 전단하중과 직각으로 합성되어 a와 같은 크기의 합력을 받는다.

따라서 합력은 c에서 가장 크고, a와 d에서는 서로 같으며, b에서 가장 작다. 가장 큰 전단하중을 받는 리벳은 c로, ③에 해당한다.

NoteBase

문 10. 게이트 밸브(gate valve)에 대한 설명으로 옳지 않은 것은?

① 밸브를 완전히 열었을 때 유체의 에너지 손실이 적다.

② 밸브 디스크의 승강 길이가 길어져 개폐 시간이 증가한다.

③ 밸브 디스크가 유체의 관로를 수직으로 막아서 개폐한다.

④ 유체압력이 일정압 초과 시 자동으로 열려 압력을 조절한다.

정답 4번

간단한 해설

④의 '일정 압력 초과 시 자동으로 열리는' 기능은 **안전밸브**의 기능이다. 게이트 밸브는 디스크를 유체 흐름에 수직으로 이동시켜 **관로를 열거나 차단**한다.

선지별 해설

① O: 밸브를 완전히 열면 디스크가 유로 밖으로 올라가므로 유체가 거의 직선으로 흐른다. 유체의 흐름을 방해하는 부분이 적어 **압력 손실과 에너지 손실이 작다**.

② O: 완전히 열려면 디스크가 관로를 가로막지 않는 위치까지 이동해야 하므로 **승강 거리가 길다**. 일반적인 나사식 조작에서는 이 거리를 이동시키기 위해 핸들을 여러 번 돌려야 하므로 개폐에 시간이 오래 걸린다.

③ O: 디스크를 **유체 흐름에 수직인 방향**으로 이동시켜 관로를 막거나 연다. 디스크를 내리면 유로를 차단하고, 올리면 유로가 열린다.

④ X: 압력이 설정값을 넘으면 자동으로 열려 유체를 방출하고 과도한 압력 상승을 막는 것은 **안전밸브의 기능**이다. 게이트 밸브는 디스크의 위치를 조작하여 관로를 개폐하는 밸브이며, 설정압력에 따라 자동으로 열리는 압력 보호 기능을 갖는 것은 아니다.

NoteBase

문 11. 외접하는 두 평기어의 중심거리가 250 mm이고 회전속도가 각각 1,200 rpm과 800 rpm일 때, 두 기어의 잇수 차는? (단, 모듈은 5 mm이다)

① 20

② 25

③ 30

④ 35

정답 1번

간단한 해설

외접 평기어의 중심거리로 구한 **잇수의 합은 100개**이고, 잇수는 회전속도에 반비례하므로 두 기어의 잇수비는 2 : 3이다. 따라서 잇수는 각각 40개와 60개이며, 차는 20개이다.

계산 과정

1. 잇수의 합: 1,200 rpm인 기어의 잇수를 z_1, 800 rpm인 기어의 잇수를 z_2라 한다. 모듈은 피치원 지름을 잇수로 나눈 값이므로 피치원 지름은 $d = mz$이다. 외접하는 두 평기어의 중심거리 a는 **두 피치원 반지름의 합**이므로 $a = \frac{m(z_1 + z_2)}{2}$이다. 중심거리 250 mm와 모듈 5 mm를 대입하면 $z_1 + z_2 = \frac{2 \times 250}{5} = 100$이다. 즉 두 기어의 잇수 합은 100개이다.

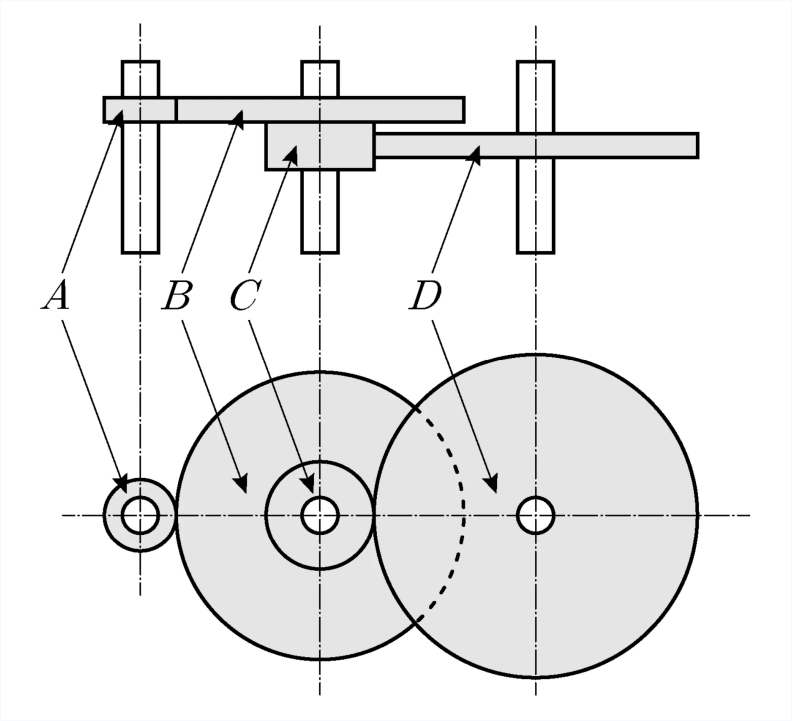
2. 잇수의 비: 맞물린 기어는 피치원에서의 원주속도가 같으므로 $n_1 d_1 = n_2 d_2$이다. 두 기어의 모듈이 같아 $d = mz$를 적용하면 $n_1 z_1 = n_2 z_2$가 된다. 따라서 **잇수는 회전속도에 반비례**하며, $\frac{z_1}{z_2} = \frac{800}{1{,}200} = \frac{2}{3}$이다. 더 빠르게 도는 기어의 잇수가 더 적다.

3. 각 기어의 잇수: 잇수비가 2 : 3이므로 $z_1 = 2k$, $z_2 = 3k$로 놓는다. 잇수 합이 100개이므로 $2k + 3k = 100$, $k = 20$이다. 따라서 $z_1 = 40$, $z_2 = 60$이다.

4. 잇수 차: 60 − 40 = 20개이므로 ①의 20에 해당한다.

NoteBase

문 12. 기어트레인을 이용하여 기어 D가 연결된 출력축 회전속도 N_D [rpm]와 기어 A가 연결된 입력축 회전속도 N_A [rpm]의 비 $\frac{N_D}{N_A}=\frac{1}{12}$로 설계하려고 한다. 이때 중간 기어 C의 잇수(Z_C)는? (단, 동일 축에 조립된 기어는 같은 속도[rpm]로 회전하고, 잇수는 각각 $Z_A=20$, $Z_B=80$, $Z_D=90$이다)



① 20

② 25

③ 30

④ 35

정답 3번

간단한 해설

맞물린 기어의 회전속도는 **잇수에 반비례**하고, 같은 축의 B와 C는 같은 속도로 회전한다. A에서 B로 전달될 때 속도가 1/4로 줄어드므로, 전체 속도비를 1/12로 만들려면 C에서 D로 전달될 때 1/3로 줄어야 하며 C의 잇수는 **30개**이다.

NoteBase

계산 과정

그림에서 A와 B가 맞물리고, B와 C는 **같은 축**에 조립되어 있으며, C와 D가 맞물린다. 각 기어의 회전속도를 N_A, N_B, N_C, N_D, 잇수를 Z_A, Z_B, Z_C, Z_D라 하면 같은 축의 조건에 따라 $N_B = N_C$이다. 회전속도의 단위는 rpm이며, 구할 값은 C의 잇수이다.

A → B: 맞물린 두 기어는 같은 시간 동안 같은 수의 이가 맞물려 지나가므로 **회전속도와 잇수의 곱이 같다**. 따라서 $N_A Z_A = N_B Z_B$이고, $\frac{N_B}{N_A} = \frac{Z_A}{Z_B} = \frac{20}{80} = \frac{1}{4}$이다. 즉, B와 같은 축의 C도 입력축 속도의 1/4로 회전한다.

C → D: 같은 관계를 적용하면 $\frac{N_D}{N_C} = \frac{Z_C}{Z_D} = \frac{Z_C}{90}$이다. 전체 출력·입력 속도비는 **두 맞물림 단계의 속도비를 곱한 값**이므로, $\frac{N_D}{N_A} = \frac{1}{4} \cdot \frac{Z_C}{90} = \frac{Z_C}{360}$이다.

설계 조건 $\frac{N_D}{N_A} = \frac{1}{12}$를 대입하면 $\frac{Z_C}{360} = \frac{1}{12}$이다. 이를 풀면 $Z_C = \frac{360}{12} = 30$이다. 따라서 C의 잇수는 30개이며, ③의 30에 해당한다.

NoteBase

문 13. 하중 12 kN을 받는 레이디얼 엔드 저널 베어링의 발열계수가 2 N/mm^2 · m/s일 때, 저널의 길이[mm]는? (단, 회전속도는 300 rpm이고, π = 3이다)

① 60

② 70

③ 80

④ 90

정답 4번

간단한 해설

발열계수는 **베어링 압력과 저널 원주속도의 곱**이다. 두 식을 곱하면 지름이 소거되므로, 주어진 하중과 회전속도로 계산한 저널 길이는 90 mm이다.

계산 과정

조건과 변수: 하중 W = 12 kN = 12000 N, 회전속도 n = 300 rpm, 발열계수 k = 2 N/mm^2 · m/s이다. 저널의 지름을 d, 길이를 l이라 하고 두 길이는 mm 단위로 둔다. 원주율은 문제에서 지정한 π = 3을 사용한다.

베어링 압력: 레이디얼 저널 베어링의 평균 압력 p는 하중을 **투영면적 dl**로 나누어 구한다. 따라서 $p = \frac{W}{dl}$이며 단위는 N/mm^{2}이다. 여기서 투영면적은 저널의 옆면 전체 넓이가 아니라 지름과 길이의 곱이다.

원주속도와 발열계수: 저널 표면이 한 바퀴에 이동하는 거리는 원주 길이이므로, 원주속도는 $v = \frac{\pi dn}{60000}$이다. 분모의 60000은 mm를 m로 바꾸는 1000과 분을 초로 바꾸는 60의 곱이며, v의 단위는 m/s이다. 발열계수는 $k = pv$이므로 두 식을 곱하면 $k = \frac{\pi Wn}{60000l}$이 된다. 압력은 지름에 반비례하고 원주속도는 지름에 비례하여 **지름 d가 소거된다**.

길이 계산: 위 관계를 길이에 대해 정리하면 $l = \frac{\pi Wn}{60000k}$이다. 주어진 값을 대입하면 $l = \frac{3 \cdot 12000 \cdot 300}{60000 \cdot 2} = 90$ mm이다.

계산한 저널 길이 90 mm는 ④의 값과 일치한다.

NoteBase

문 14. 평벨트를 150°의 접촉각으로 풀리에 감아 동력을 전달하고 있다. 벨트와 풀리 사이 마찰계수가 0.2이고 이완측 장력이 10 N이라고 할 때, 긴장측 장력[N]은? (단, 벨트의 원심력은 무시한다)

① $10e^{\frac{\pi}{6}}$

② $10e^{\frac{5\pi}{6}}$

③ $20e^{\frac{\pi}{6}}$

④ $20e^{\frac{5\pi}{6}}$

정답 1번

간단한 해설

평벨트의 장력비를 구할 때 접촉각은 **라디안으로 환산**하여 사용한다. 150°는 $5\pi/6$ rad이므로 마찰계수 0.2를 곱한 지수는 $\pi/6$이고, 긴장측 장력은 $10e^{\pi/6}$ N이다.

계산 과정

장력비 관계: 긴장측 장력을 T_1, 이완측 장력을 T_2, 마찰계수를 μ, 접촉각을 θ라 한다. 원심력을 무시한 평벨트에서 미끄러지기 직전의 마찰 한계 장력비는 $\frac{T_1}{T_2} = e^{\mu\theta}$이다. 풀리와 벨트 사이의 마찰이 양쪽 장력 차이를 지탱하며, 이 관계에서 접촉각은 **라디안**으로 넣는다.

접촉각과 지수 계산: $\theta = 150 \cdot \frac{\pi}{180} = \frac{5\pi}{6}$ rad이다. 따라서 $\mu\theta = 0.2 \cdot \frac{5\pi}{6} = \frac{\pi}{6}$이다. 이 값은 장력 자체가 아니라 **장력비를 결정하는 지수**이다.

긴장측 장력 계산: 이완측 장력 $T_2 = 10$ N에 장력비를 곱하면 $T_1 = T_2 e^{\mu\theta} = 10e^{\pi/6}$ N이다. 이는 ①의 값과 같다.

NoteBase

문 15. 베어링의 동 등가하중계수 표에서, 접촉각 25°인 고정형 단열 앵귤러 볼 베어링에 반지름방향 하중 F_r과 축방향 하중 F_a가 작용할 때, 동 등가하중[N]은? (단, F_r은 1,000 N, F_a는 600 N이다)

베어링 형식		단열 베어링				
앵귤러 볼 베어링		$\frac{F_a}{F_r} \le e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		e
	접촉각	X	Y	X	Y	
	20°	1	0	0.43	1	0.57
	25°	1	0	0.41	0.87	0.68

① 600

② 932

③ 1,000

④ 1,030

정답 3번

간단한 해설

축방향 하중과 반지름방향 하중의 비가 0.6으로, 접촉각 25°의 기준값 0.68 이하이다. 따라서 **X = 1, Y = 0**을 적용하여 동 등가하중은 1,000 N이다.

NoteBase

계산 과정

동 등가하중 P는 반지름방향 하중과 축방향 하중의 영향을 하나의 하중으로 환산한 값이다. 주어진 계수표를 이용하면 $P = XF_r + YF_a$로 계산하며, X는 반지름방향 하중계수, Y는 축방향 하중계수이다. 여기서 $F_r = 1{,}000\text{N}$, $F_a = 600\text{N}$이다.

하중비 확인: 표의 접촉각 25° 행에서 기준값은 e = 0.68이다. 주어진 하중비는 $\frac{F_a}{F_r} = \frac{600}{1{,}000} = 0.6$이므로 **기준값 이하인 열**을 사용한다.

계수 선택: 접촉각 25° 행과 $\frac{F_a}{F_r} \le e$ 열이 만나는 곳의 계수는 X = 1, Y = 0이다. 오른쪽의 X = 0.41, Y = 0.87은 **하중비가 0.68을 초과할 때** 적용하는 값이다.

동 등가하중 계산: $P = XF_r + YF_a$에 선택한 계수를 대입하면 P = 1 × 1,000 + 0 × 600 = 1,000 N이다. 이는 ③의 1,000 N과 일치한다.

NoteBase

문 16. 굽힘 모멘트와 비틀림 모멘트를 동시에 받는 축의 굽힘응력이 4 MPa이고 전단응력이 $2\sqrt{3}$ MPa일 때, 최대 주응력[MPa]은?

① 3

② 4

③ 5

④ 6

정답 4번

간단한 해설

굽힘응력과 비틀림에 의한 전단응력이 함께 작용하므로 **평면응력의 주응력 공식**을 적용한다. 평균 수직응력 2 MPa에 주응력의 평균값으로부터의 편차 4 MPa를 더하면 최대 주응력은 **6 MPa**이다.

계산 과정

응력 상태: 굽힘에 의한 축 방향 수직응력을 σ, 비틀림에 의한 전단응력을 τ라 두면 $\sigma = 4\text{MPa}$, $\tau = 2\sqrt{3}\text{MPa}$이다. 굽힘과 비틀림만 작용하므로 축 방향에 수직인 방향의 수직응력은 0인 **평면응력 상태**로 계산한다.

주응력 공식: 주응력은 전단응력이 0이 되는 면에 작용하는 수직응력이다. 한 방향의 수직응력이 0인 이 응력 상태에서는 $\sigma_{\max} = \frac{\sigma}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2}$이다. 첫째 항은 두 방향 수직응력의 평균이고, 제곱근 항은 주응력이 그 평균에서 벗어나는 크기이다. 최대값을 구하므로 **제곱근 항을 더한다**.

수치 대입: 평균 수직응력은 $\frac{\sigma}{2} = \frac{4}{2} = 2\text{MPa}$이다. 평균에서 벗어나는 크기는 $\sqrt{2^2 + (2\sqrt{3})^2} = \sqrt{4 + 12} = 4\text{MPa}$이다. 주어진 응력의 단위가 모두 MPa이므로 별도의 단위 환산은 필요하지 않다.

최대 주응력: $\sigma_{\max} = 2 + 4 = 6\text{MPa}$이므로 ④의 6에 해당한다.

NoteBase

문 17. 극한강도 300 MPa, 항복강도 200 MPa, 피로한도가 150 MPa인 소재에 인장 편진응력이 작용할 경우 응력진폭의 크기[MPa]는? (단, 안전계수는 1로 하고, 굿맨선을 사용한다)

① 100

② 125

③ 150

④ 175

정답 1번

간단한 해설

인장 편진응력은 0에서 최대 인장응력까지 반복되므로 **평균응력과 응력진폭이 같다**. 이 관계를 안전계수 1인 굿맨선에 적용하면 응력진폭은 **100 MPa**이다.

계산 과정

인장 편진응력은 최소응력이 0이고 최대응력이 인장인 반복응력이다. 평균응력은 $\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}$, 응력진폭은 $\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}$이다. 따라서 $\sigma_{\min} = 0$이면 **평균응력과 응력진폭이 같아** $\sigma_m = \sigma_a$가 된다.

굿맨선은 인장 평균응력이 커질수록 피로에 견딜 수 있는 응력진폭이 감소하는 관계를 나타낸다. 피로한도를 S_e, 극한강도를 S_u라 하면, 안전계수 1에서 한계식은 $\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_u} = 1$이다. 평균응력 항의 기준은 **항복강도가 아니라 극한강도**이므로, 이 문제에서는 $S_e = 150$ MPa, $S_u = 300$ MPa를 사용한다.

모든 응력을 MPa 단위로 놓고 $\sigma_m = \sigma_a$를 대입하면 $\frac{\sigma_a}{150} + \frac{\sigma_a}{300} = 1$이다. 분모를 통일하면 $\frac{3\sigma_a}{300} = 1$이므로 $\sigma_a = 100$ MPa이다.

이때 평균응력도 100 MPa이고, 최대응력은 $\sigma_{\max} = \sigma_m + \sigma_a = 200$ MPa이다. 이는 주어진 항복강도 200 MPa와 같으므로 **항복강도를 넘지 않는 한계**에도 해당한다.

따라서 구하는 응력진폭은 100 MPa이며, ①의 100과 일치한다.

NoteBase

문 18. 유효지름이 d, 피치가 p인 한줄 사각나사의 자립상태를 유지하기 위한 최소 마찰계수는?

① $\frac{\pi d}{p}$
② $\frac{\pi d}{2p}$
③ $\frac{p}{\pi d}$
④ $\frac{2p}{\pi d}$

정답 3번

간단한 해설

한줄 사각나사는 **리드가 피치와 같고**, 자립하려면 마찰계수가 리드각의 탄젠트 이상이어야 한다. 따라서 자립 한계의 최소 마찰계수는 $\mu_{\min} = \frac{p}{\pi d}$이다.

계산 과정

1. 리드각 구하기: 리드는 나사가 한 바퀴 회전할 때 축 방향으로 이동하는 거리이다. **한줄 나사의 리드는 피치와 같으므로** 그 값은 p이다. 유효지름 d에서 나사선 한 바퀴를 평면으로 펼치면 밑변이 πd, 높이가 p인 직각삼각형이 된다. 따라서 리드각을 λ라 하면 $\tan\lambda = \frac{p}{\pi d}$이다.

2. 자립 조건 적용: 자립은 외부에서 회전력을 가하지 않아도 하중에 의해 나사가 저절로 역회전하지 않는 상태이다. 사각나사를 리드각 λ의 경사면으로 보면, 하중 W가 경사면을 따라 미끄러뜨리는 힘은 $W\sin\lambda$, 최대 정지마찰력은 $\mu W\cos\lambda$이다. 자립하려면 **최대 정지마찰력이 미끄러뜨리는 힘 이상**이어야 하므로 $\mu W\cos\lambda \geq W\sin\lambda$, 즉 $\mu \geq \tan\lambda$가 성립해야 한다.

3. 최소값 결정: 최소 마찰계수는 미끄러지기 직전의 한계에서 구하므로 $\mu_{\min} = \tan\lambda = \frac{p}{\pi d}$이다. p와 d는 같은 길이 단위로 나타내며, 그 비인 마찰계수는 무차원이다. 이 식은 ③의 표현과 일치한다.

NoteBase

문 19. 잇수가 Z개인 스프로킷 휠이 일정한 회전속도[rpm]로 롤러체인에 동력을 전달하고 있다. 체인의 최대속도(v_{max})와 최소속도(v_{min})를 이용한 체인의 속도 변동률[%]은? (단, Z>10이고, 속도 변동률은 $\frac{v_{max}-v_{min}}{v_{max}} \times 100$이다)

① $(1-\sin\frac{180^\circ}{Z}) \times 100$

② $(1-\cos\frac{180^\circ}{Z}) \times 100$

③ $(1-\tan\frac{180^\circ}{Z}) \times 100$

④ $(1-\cot\frac{180^\circ}{Z}) \times 100$

정답 2번

간단한 해설

체인은 스프로킷에 다각형 모양으로 걸리므로, 회전속도가 일정해도 **다각형 작용**으로 속도가 변한다. 최대속도에 대한 최소속도의 비는 $\cos\frac{180^\circ}{Z}$이므로 속도 변동률은 $\left(1-\cos\frac{180^\circ}{Z}\right) \times 100$ %이다.

계산 과정

스프로킷의 피치원 반지름을 R, 일정한 각속도를 ω라 하자. 체인의 핀 중심을 연결하면 잇수 Z와 같은 수의 변을 가진 정다각형이 된다. 이웃한 핀 사이의 중심각은 $\frac{360^\circ}{Z}$이고, 그 절반은 $\frac{180^\circ}{Z}$이다.

최대·최소속도: 다각형 작용에 의해 체인을 진행시키는 유효반지름은 R에서 $R\cos\frac{180^\circ}{Z}$까지 변한다. 최소 유효반지름은 정다각형의 중심에서 한 변까지의 수직거리이므로, 반지름 R에 반중심각의 코사인을 곱한 값이다. 체인의 속도는 각속도와 유효반지름의 곱이므로 $v_{max}=\omega R$, $v_{min}=\omega R\cos\frac{180^\circ}{Z}$이다.

속도비: 두 속도를 나누면 $\frac{v_{min}}{v_{max}}=\cos\frac{180^\circ}{Z}$이다. 일정한 각속도와 피치원 반지름이 약분되므로, 이 속도비는 **회전속도의 크기와 무관하게 잇수 Z로 결정**된다.

속도 변동률: 문제에서 주어진 기준은 **최대속도에 대한 속도 차이의 비율**이다. 따라서 $\frac{v_{max}-v_{min}}{v_{max}} \times 100 = \left(1-\frac{v_{min}}{v_{max}}\right) \times 100$이고, 속도비를 대입하면 $\left(1-\cos\frac{180^\circ}{Z}\right) \times 100$ %이다. 이는 ②의 식과 일치한다.

NoteBase

문 20. 도면에서 부품 치수가 $\phi 30h5$와 $\phi 30h7$로 주어졌을 때, 이에 대한 설명으로 옳은 것은?

① 축기준 치수이며, h5공차가 h7공차보다 더 크다.

② 축기준 치수이며, h7공차가 h5공차보다 더 크다.

③ 구멍기준 치수이며, h5공차가 h7공차보다 더 크다.

④ 구멍기준 치수이며, h7공차가 h5공차보다 더 크다.

정답 2번

간단한 해설

소문자 h는 위 치수허용차가 0인 **기준축**을 나타낸다. 같은 기준치수에서는 IT 등급 숫자가 클수록 공차가 커지므로 **h7의 공차가 h5보다 크다**.

선지별 해설

공차는 최대 허용치수와 최소 허용치수의 차이로, 허용되는 치수 범위의 폭이다. h5와 h7에서 문자 h는 공차역의 위치를, 숫자 5와 7은 각각 IT5와 IT7의 공차 등급을 나타낸다. h는 축의 위 치수허용차가 0인 기준축이며, 구멍의 아래 치수허용차가 0인 기준구멍은 대문자 H로 표시한다. 같은 기준치수에서는 IT 등급 숫자가 작을수록 공차가 작아 더 정밀한 가공을 요구한다.

① X: h5와 h7은 기준축의 치수 표시이므로 축기준이라는 설명은 맞다. 그러나 공차의 크기는 **h5가 h7보다 작다**. 숫자 5가 7보다 작으므로 허용되는 치수 범위도 더 좁다.

② O: 두 치수 모두 h로 표시된 **기준축의 치수**이며, 기준 지름이 30으로 같다. 같은 기준치수에서 IT7의 공차가 IT5보다 크므로 h7이 h5보다 더 넓은 치수 범위를 허용한다.

③ X: 소문자 h를 썼으므로 구멍기준이 아니라 **축기준**이다. 또한 공차 크기도 반대로 설명했다. 같은 기준치수에서 h7의 공차가 h5보다 크다.

④ X: h7의 공차가 h5보다 크다는 비교는 맞지만, **구멍기준이라는 설명이 틀리다**. 구멍기준의 기준구멍은 H로 표시하며, 문제의 h는 기준축을 나타낸다.

NoteBase