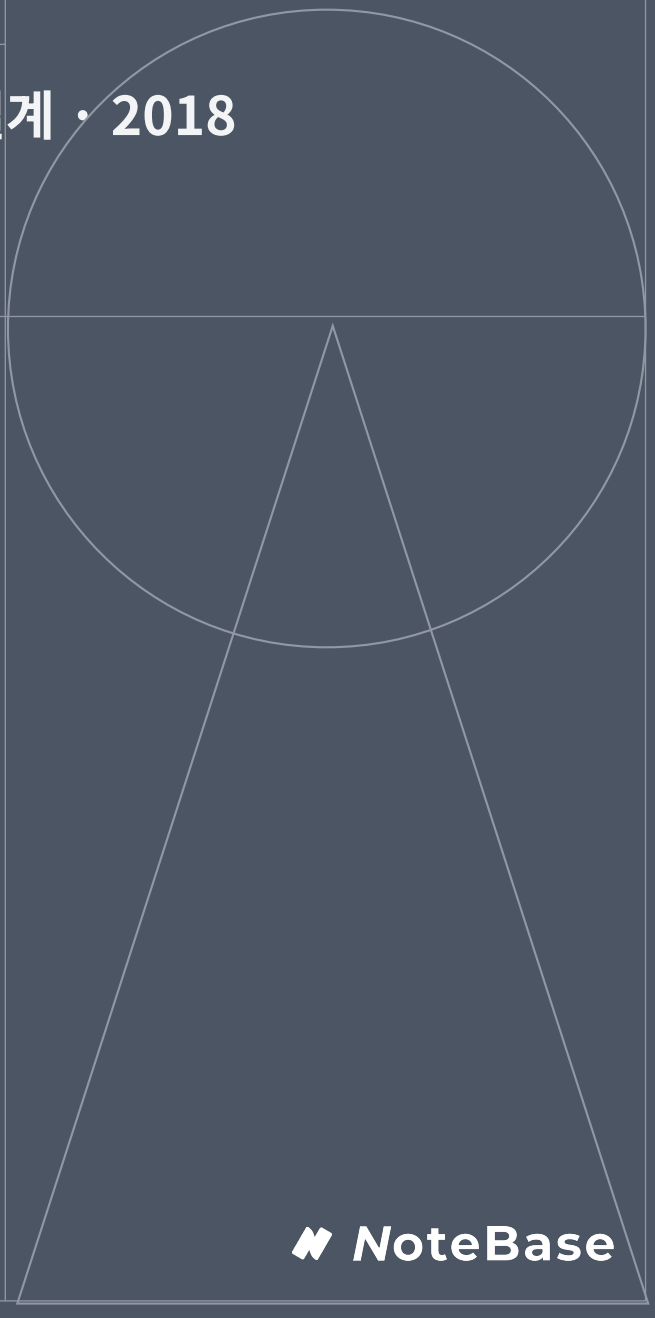
기출OX 해설집

공무원/국가직/9급 · 기계설계 · 2018



NoteBase

기출OX 해설집

공무원/국가직/9급 · 기계설계 · 2018

공무원/국가직/9급 · 기계설계 · 2018

문 1. 반지름이 R [m]인 드럼이 N [rpm]으로 회전하면서 무게 F_W [N]인 추를 H [m] 들어 올리고자 할 때, 필요한 동력[W]은?

① $\frac{\pi R F_W N}{30}$
② $\frac{\pi R F_W N}{60H}$
③ $\frac{\pi R F_W N}{120H}$
④ $\frac{\pi R F_W N}{735}$

정답 1번

간단한 해설

드럼의 원주속도가 추의 상승 속도이므로, 필요한 동력은 **무게와 상승 속도의 곱**인 $P = \frac{\pi R F_W N}{30}$ W이다. 들어 올리는 높이가 커지면 일과 소요 시간이 함께 늘어나므로, 같은 회전속도에서 동력은 높이와 무관하다.

계산 과정

추의 상승 속도: 줄이 드럼에서 미끄러지지 않고, 마찰 손실과 가속에 필요한 동력을 제외한 이상적인 인양을 생각한다. 드럼이 한 바퀴 돌면 줄이 $2\pi R$ m 감기며 추도 그만큼 올라간다. 회전속도 N rpm은 1분에 N바퀴라는 뜻이므로, **초당 상승 거리**인 속도는 $v = \frac{2\pi R N}{60}$ m/s이다.

일과 상승 시간: 무게 F_W N인 추를 높이 H m만큼 들어 올리는 데 필요한 일은 $A = F_W H$ J이다. 상승 시간은 거리를 속도로 나눈 값이므로 $t = \frac{H}{v} = \frac{60H}{2\pi R N}$ s이다. 높이 H는 **일과 소요 시간에 모두 비례하여 반영**된다.

필요 동력: 동력은 단위 시간당 한 일이므로 $P = \frac{A}{t} = F_W v$이다. 상승 속도를 대입하면 $P = F_W \cdot \frac{2\pi R N}{60} = \frac{\pi R F_W N}{30}$ W를 얻는다. 일과 시간을 나누는 과정에서 H가 약분되며, 이 식은 ①과 일치한다.

NoteBase

문 2. 플라이휠(flywheel)에 대한 설명으로 옳지 않은 것은?

① 내연기관, 왕복펌프, 공기압축기 등에서 흔히 사용된다.

② 구동토크가 많이 발생하면 운동에너지를 흡수하여 각속도 증가량이 둔화된다.

③ 동일 4행정기관에서는 직렬 기통 수가 많아질수록 에너지 변동계수도 커지므로 이를 고려하여 설계하여야 한다.

④ 축적된 운동에너지를 전단기 및 프레스 등의 작업에너지로 사용할 수 있으며, 그 출력은 극관성모멘트의 크기에 따라 결정된다.

정답 3번

간단한 해설

③의 '에너지 변동계수도 커진다'는 관계가 반대이다. 같은 조건의 4행정기관에서는 기통 수가 많아질수록 각 기통의 동력행정이 분산되어 전체 토크가 고르게 되므로, **에너지 변동계수는 작아진다**.

선지별 해설

① O: 내연기관은 동력행정과 나머지 행정에서 발생하는 토크가 다르고, 왕복펌프와 공기압축기는 피스톤 위치에 따라 필요한 토크가 달라진다. 플라이휠은 이러한 기계에서 **회전 운동에너지를 저장·방출**하여 한 주기 안의 회전속도 변동을 줄인다.

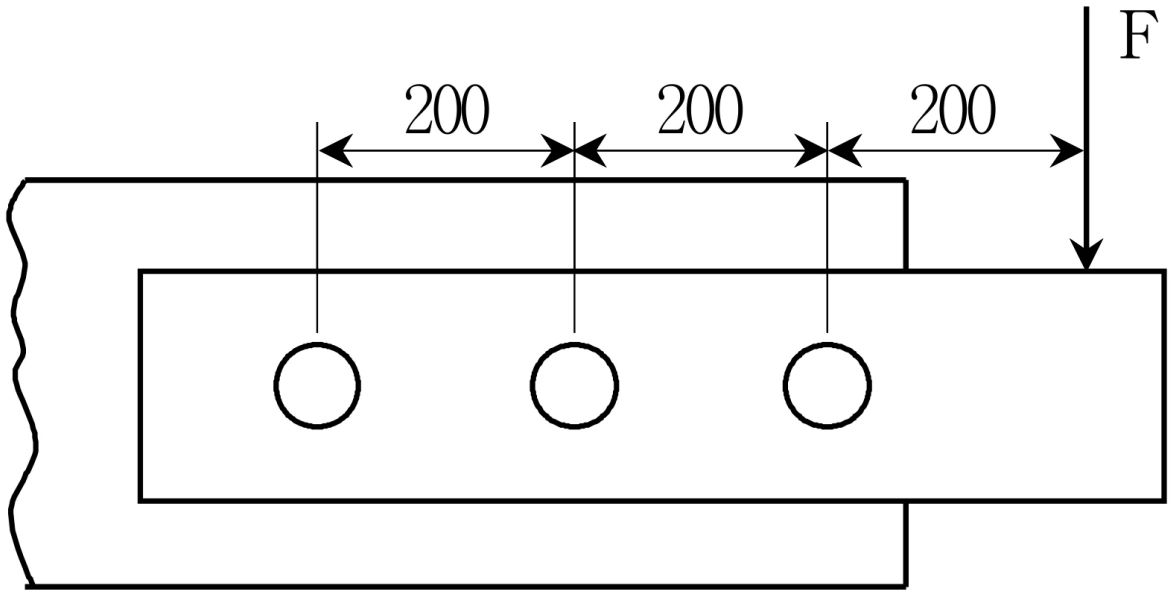
② O: 구동토크가 부하토크보다 큰 구간에서는 남는 일이 플라이휠의 운동에너지로 저장되면서 각속도가 증가한다. 플라이휠을 부착하면 회전계의 관성모멘트가 커지므로 **같은 순토크에 대한 각가속도가 작아져** 각속도 증가가 완만해진다. 구동토크가 부족한 구간에서는 저장한 에너지를 방출하여 감속을 줄인다.

③ X: 에너지 변동계수는 한 사이클 동안 한 일에 대한 최대 에너지 변동량의 비이다. 같은 조건의 4행정기관에서 기통 수가 늘어나고 각 기통의 동력행정이 고르게 배치되면, 한 기통에서 토크가 부족한 구간을 다른 기통이 보완하여 전체 토크 변동이 줄어든다. 따라서 기통 수가 많아질수록 에너지 변동계수는 **커지는 것이 아니라 작아진다**.

④ O: 전단기와 프레스는 작업 순간에 큰 에너지가 필요하므로, 작업 사이에 플라이휠에 저장한 운동에너지를 작업 중에 방출하여 이용한다. 회전축에 대한 질량관성모멘트를 J, 각속도를 ω라 하면 저장 에너지는 $E = \frac{1}{2}J\omega^2$ 이다. 여기서 극관성모멘트는 회전축에 대한 질량관성모멘트를 가리킨다. **회전속도 변화 범위와 작업시간이 같다면** 관성모멘트가 클수록 방출 가능한 에너지와 평균출력이 커진다.

NoteBase

문 3. 그림과 같은 리벳이음에서 6000 [N]의 하중(F)이 작용할 때, 가장 왼쪽의 리벳에 작용하는 전단력의 크기[N]와 방향은?



① 8000, ↑

② 8000, ↓

③ 4000, ↑

④ 4000, ↓

정답 3번

간단한 해설

왼쪽 리벳에는 편심 모멘트에 의한 위쪽 힘 6000 N과 직접하중에 의한 아래쪽 힘 2000 N이 **반대 방향으로 작용**한다. 두 힘을 합하면 **위쪽으로 4000 N**이다.

NoteBase

계산 과정

조건과 기준: 세 리벳의 전단 강성이 같다고 보는 리벳군 해석을 적용한다. 리벳이 같은 간격으로 일렬 배치되어 있으므로 리벳군의 중심은 가운데 리벳이다. 그림의 치수 단위를 그대로 사용하면 중심에서 양끝 리벳까지의 거리는 각각 200이고, 중심에서 하중 작용선까지의 편심거리 e는 200 + 200 = 400이다. 힘의 방향은 **하중을 받는 판이 리벳에 가하는 힘**을 기준으로 한다.

직접하중에 의한 힘: 중심에 작용하는 하중 성분 6000 N은 세 리벳에 균등하게 분담된다. 따라서 각 리벳에 작용하는 직접 전단력은 $P = \frac{6000}{3} = 2000\text{N}$이고, 하중과 같은 아래쪽 방향이다.

편심 모멘트에 의한 힘: 하중은 리벳군 중심에 대해 시계방향 모멘트 $M = Fe$를 만든다. 회전에 따른 리벳의 전단력은 중심에서의 거리에 비례하므로, 가운데 리벳의 모멘트 분담은 0이고 양끝 리벳에는 크기가 같은 반대 방향의 힘 Q가 작용한다. 양끝 사이의 거리가 200 + 200 = 400이므로 $Q \cdot 400 = 6000 \cdot 400$이다. 따라서 $Q = \frac{6000 \cdot 400}{400} = 6000\text{N}$이다. 판이 시계방향으로 돌려는 작용 때문에 왼쪽 리벳에는 **위쪽**, 오른쪽 리벳에는 아래쪽으로 힘이 전달된다.

왼쪽 리벳의 합력: 직접 전단력 2000 N은 아래쪽이고, 모멘트에 의한 전단력 6000 N은 위쪽이므로 두 힘의 크기를 뺀다. 합력은 6000 − 2000 = 4000 N이고 방향은 위쪽이다. 따라서 ③의 '4000, ↑'와 일치한다. 이때 리벳이 판에 가하는 반력은 판이 리벳에 가하는 힘과 반대 방향이다.

NoteBase

문 4. 인장항복응력이 400 [MPa]인 재료가 $\sigma_x = 120$ [MPa], $\sigma_y = -80$ [MPa]인 평면응력상태에 있을 때, 최대 전단응력설에 따른 안전계수는?

① 6

② 4

③ 3

④ 2

정답 4번

간단한 해설

최대 전단응력설은 **가장 큰 주응력과 가장 작은 주응력의 차이**로 항복을 판단한다. 이 상태의 최대 전단응력은 100 MPa이고 전단항복응력은 200 MPa이므로, 두 응력의 비인 안전계수는 2이다.

계산 과정

주응력: 제시된 수직응력만 작용하므로 x, y 방향은 주응력 방향이다. 평면응력상태에서는 면에 수직인 방향의 응력이 0이므로, 세 주응력을 큰 순서로 배열하면 $\sigma_1 = 120\text{MPa}$, $\sigma_2 = 0$, $\sigma_3 = -80\text{MPa}$이다. 압축응력인 −80 MPa의 부호를 그대로 유지한다.

최대 전단응력: 최대 전단응력설에서는 **세 주응력 중 최댓값과 최솟값**의 차이의 절반을 사용한다. 따라서 $\tau_{\max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2}$이고, $\tau_{\max} = \frac{120 - (-80)}{2} = 100\text{MPa}$이다.

전단항복응력: 최대 전단응력설은 현재의 최대 전단응력이 단축 인장시험에서 항복할 때의 최대 전단응력에 도달하면 항복한다고 본다. 단축 인장항복 시 주응력은 400 MPa, 0, 0이므로, 전단항복응력은 **인장항복응력의 절반**인 $\tau_Y = \frac{400}{2} = 200\text{MPa}$이다.

안전계수: 안전계수 n은 전단항복응력을 현재의 최대 전단응력으로 나눈 값이다. $n = \frac{\tau_Y}{\tau_{\max}} = \frac{200}{100} = 2$이며 단위는 없다. 즉, 주어진 응력 비율을 유지하면서 하중을 2배로 늘리면 항복 기준에 도달한다. 계산값 2는 ④에 해당한다.

NoteBase

문 5. 비틀림 모멘트 T가 작용하면 비틀림각이 4° 발생하는 지름 d인 축에서 축지름만 변경하여 비틀림각을 1°로 줄이고자 할 때, 축지름[mm]은? (단, 축은 실축이고, 탄성 거동한다고 가정한다)

① $\sqrt{2}d$
② $\sqrt[3]{2}d$
③ $\sqrt[3]{4}d$
④ $\sqrt[4]{2}d$

정답 1번

간단한 해설

실축의 비틀림각은 다른 조건이 같으면 **지름의 네제곱에 반비례**한다. 비틀림각을 4°에서 1°로 줄이려면 지름을 $\sqrt[4]{4}=\sqrt{2}$배로 늘려야 하므로, 필요한 지름은 $\sqrt{2}d$ mm이다.

계산 과정

변경 후 축지름을 D, 축의 길이를 L, 재료의 전단탄성계수를 G라 하자. **축지름만 변경**하므로 비틀림 모멘트 T, 길이 L, 전단탄성계수 G는 일정하다.

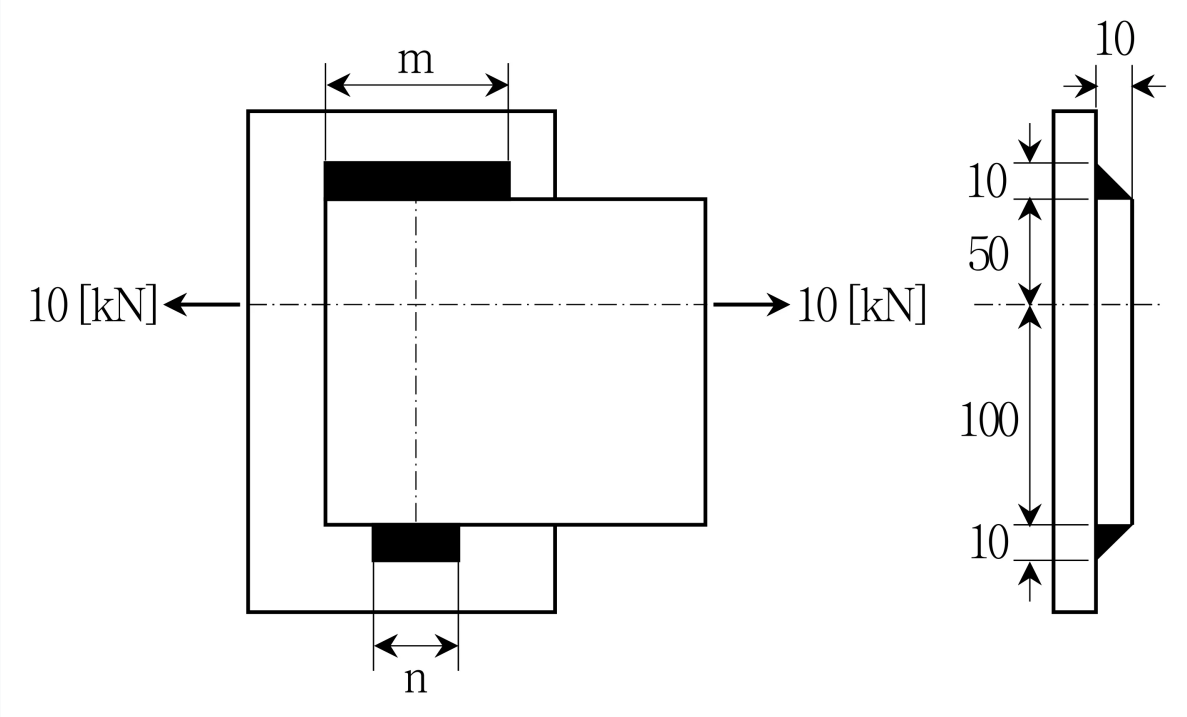
탄성 거동하는 균일한 원형 축의 비틀림각은 $\theta=\frac{TL}{GJ}$이다. 여기서 J는 단면의 극관성모멘트이며, 지름이 d인 실축에서는 $J=\frac{\pi d^4}{32}$이다. 따라서 지름을 키우면 J가 지름의 네제곱에 비례하여 증가하고, 비틀림각은 그만큼 감소한다.

변경 전후 비틀림각의 비를 취하면 공통인 T, L, G가 소거된다. 따라서 $\frac{1^\circ}{4^\circ}=\left(\frac{d}{D}\right)^4$이다. 각도의 비를 사용하므로 도를 라디안으로 환산할 필요는 없다. 이 관계에서 $\left(\frac{D}{d}\right)^4=4$가 되어, 단면의 극관성모멘트를 기존의 4배로 만들어야 함을 알 수 있다.

양의 지름을 취하면 $D=\sqrt[4]{4}d=\sqrt{2}d$이다. 기존 지름 d의 단위가 mm이므로 필요한 지름은 $\sqrt{2}d$ mm이며, ①의 값과 일치한다.

NoteBase

문 6. 그림과 같이 필렛 용접된 두 금속판의 좌우로 10 [kN]의 하중이 가해질 때, 필요한 용접부 최소 길이 m, n에 가장 근사한 치수[mm]는? (단, 용접부의 허용전단응력은 10 [N/mm^2]이다)



① m: 188, n: 94

② m: 137, n: 69

③ m: 110, n: 55

④ m: 95, n: 48

정답 4번

간단한 해설

필렛 용접은 각장 10 mm가 아니라 **목두께 약 7.07 mm**를 기준으로 전단강도를 계산한다. 하중선까지의 거리가 위쪽 50 mm, 아래쪽 100 mm이므로 모멘트 평형에 필요한 용접 길이 비는 **m : n = 2 : 1**이며, 최소 길이는 각각 약 94.3 mm, 47.1 mm이다.

NoteBase

계산 과정

하중과 목두께: 두 판을 당기는 하중은 P = 10 kN = 10,000 N이다. 좌우 화살표는 서로 반대 방향의 인장하중을 나타내므로 두 크기를 더하지 않는다. 오른쪽 단면의 필렛 용접은 두 각장이 모두 10 mm인 직각이등변삼각형이다. 전단강도를 계산하는 **목두께 a는 용접 뿌리에서 빗면까지의 최단거리**이므로 $a = \frac{10}{\sqrt{2}} \approx 7.07\text{mm}$이다.

위·아래 용접부의 하중 분담: 위쪽 길이 m의 용접부가 부담하는 힘을 F_m, 아래쪽 길이 n의 용접부가 부담하는 힘을 F_n이라 한다. 그림에서 하중선과 두 용접선 사이의 거리는 각각 50 mm, 100 mm이다. 하중선에 대한 모멘트 평형은 $50F_m = 100F_n$이므로 $F_m = 2F_n$이다. 최소 길이로 설계할 때 두 용접부는 같은 허용전단응력에 도달하고 목두께도 같으므로, 부담하는 힘은 길이에 비례한다. 따라서 **하중선에 더 가까운 위쪽 용접부를 두 배 길게** 하여 $m = 2n$으로 정한다.

필요한 전체 용접 길이: 전단응력은 하중을 목단면적으로 나눈 값이다. 두 용접부의 목단면적 합은 $A = a(m + n)$이고, 허용전단응력은 $\tau_a = 10\text{N/mm}^2$이다. 최소 길이는 허용응력과 실제 응력이 같아지는 조건 $P = \tau_a a(m + n)$에서 구한다. 이에 따라 $m + n = \frac{10{,}000}{10 \cdot 7.07} \approx 141.4\text{mm}$이다. 이 값은 위·아래 용접 길이를 합한 값이다.

각 용접부의 길이: 전체 길이를 2 : 1로 나누면 $m = \frac{2}{3} \cdot 141.4 \approx 94.3\text{mm}$, $n = \frac{1}{3} \cdot 141.4 \approx 47.1\text{mm}$이다. 이 계산값에 가장 근사한 치수는 ④의 m = 95 mm, n = 48 mm이다.

NoteBase

문 7. 아이볼트에 축방향으로 3 [kN]의 인장하중이 작용할 때, 사용 가능한 볼트의 최소 바깥지름[mm]은? (단, 허용인장응력은 40 [N/mm^2], 골지름(d_1)과 바깥지름(d)의 비율 $\frac{d_1}{d} = 0.5$, $\pi = 3$으로 한다)

① 10

② 12

③ 16

④ 20

정답 4번

간단한 해설

인장응력은 **골지름을 기준으로 한 단면적**으로 계산한다. 허용인장응력을 만족하려면 골지름이 10 mm 이상이어야 하며, 골지름이 바깥지름의 0.5배이므로 최소 바깥지름은 **20 mm**이다.

계산 과정

하중은 P = 3 kN = 3000 N이고, 허용인장응력은 $\sigma_a = 40\text{N/mm}^2$이다. 축방향 인장을 받는 볼트는 나사부에서 단면적이 가장 작은 **골지름 기준의 단면**으로 강도를 검토한다.

필요한 최소 단면적: 인장응력은 $\sigma = \frac{P}{A}$이므로, 응력이 허용값 이하가 되려면 $A \geq \frac{P}{\sigma_a}$이어야 한다. 따라서 $A \geq \frac{3000}{40} = 75\text{mm}^2$이다. 이는 주어진 하중을 견디는 데 필요한 나사 골 부분의 최소 단면적이다.

최소 골지름: 골지름을 d_1이라 하면 원형 단면적은 $A = \frac{\pi d_1^2}{4}$이다. 주어진 $\pi = 3$을 적용하면 $\frac{3d_1^2}{4} \geq 75$, 즉 $d_1^2 \geq 100$이므로 $d_1 \geq 10\text{mm}$이다.

최소 바깥지름: 주어진 비율은 $\frac{d_1}{d} = 0.5$이므로 **바깥지름은 골지름의 2배**이다. 따라서 $d \geq \frac{10}{0.5} = 20\text{mm}$이며, 선택지 중 이 조건을 만족하는 최소 바깥지름은 ④의 20 mm이다.

NoteBase

문 8. 사각나사의 안지름이 8[mm], 바깥지름이 12[mm], 피치는 π[mm]일 때, 1000[N]의 축방향 하중을 견딜 수 있는 너트의 최소 높이[mm]는? (단, 재료의 허용접촉면압력은 10[N/mm^2]이다)

① 1

② 5

③ 10

④ 12

정답 2번

간단한 해설

접촉면압력은 **하중을 나사산의 접촉면적으로 나눈 값**이다. 주어진 지름과 피치로 접촉면적을 너트 높이에 따라 나타내고 허용접촉면압력 10 N/mm^{2}를 적용하면, 최소 높이는 **5 mm**이다.

계산 과정

필요한 접촉면적: 축방향 하중 W = 1000 N을 허용접촉면압력 10 N/mm^2 이하로 지지해야 한다. 접촉면압력을 접촉면 전체에 균일하게 적용하는 설계식에서, 필요한 최소 접촉면적은 $A_{\min} = \frac{1000}{10} = 100\text{mm}^2$이다.

나사산 한 바퀴의 접촉면적: 사각나사는 축방향 하중을 받는 **한쪽 나사산 면**의 접촉면적으로 계산한다. 바깥지름 D = 12 mm, 안지름 d = 8 mm이므로 한 바퀴의 면적은 두 원의 면적 차이다. $A_1 = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)$에 대입하면 $A_1 = \frac{\pi}{4}(12^2 - 8^2) = 20\pi\text{mm}^2$이다.

너트 높이와 전체 접촉면적: 너트 높이를 H, 피치를 p라 하면 물림 수는 $n = \frac{H}{p}$이다. 따라서 전체 접촉면적은 $A = A_1 n = A_1 \frac{H}{p}$이다. 피치가 π mm이므로, H를 mm 단위 수치로 넣으면 $A = 20\pi \cdot \frac{H}{\pi} = 20H$이고 면적의 단위는 mm^{2}이다.

최소 높이: 전체 접촉면적이 100 mm^2 이상이어야 하므로 $20H \geq 100$이다. 따라서 $H_{\min} = \frac{100}{20} = 5\text{mm}$이다. 이때 접촉면압력은 허용값 10 N/mm^{2}와 같으며, 계산된 최소 높이 5 mm는 ②에 해당한다.

NoteBase

문 9. 스프링지수가 10이고 소선의 지름이 2[mm]인 압축 코일스프링에서 하중이 70[kgf]에서 50[kgf]로 감소할 때 처짐의 변화가 50[mm]가 되는 스프링의 유효감김수는? (단, 전단탄성계수는 8×10^3 [kgf/mm^2]이다)

① 5

② 6

③ 7

④ 8

정답 1번

간단한 해설

하중 감소량 20 kgf와 처짐 감소량 50 mm로 구한 **스프링 상수는 0.4 kgf/mm**이다. 스프링지수 10과 소선 지름 2 mm를 강성식에 대입하면 유효감김수는 5회이다.

계산 과정

하중과 처짐이 비례하는 탄성 범위에서 스프링 상수 k는 하중 변화량을 처짐 변화량으로 나눈 값이다. 이 문제에서는 **두 하중의 차이**를 사용하므로 하중 감소량은 70 − 50 = 20 kgf이다. 처짐 감소량이 50 mm이므로 $k = \frac{20}{50} = 0.4\text{kgf/mm}$이다.

스프링지수 C는 코일 평균지름 D와 소선 지름 d의 비로, $C = \frac{D}{d}$이다. 따라서 d = 2 mm, C = 10에서 코일 평균지름은 $D = Cd = 10 \cdot 2 = 20\text{mm}$이다.

압축 코일스프링은 축방향 하중을 받으면 주로 소선의 비틀림으로 처짐이 생긴다. 유효감김수를 n, 전단탄성계수를 G라 하면 처짐은 $\delta = \frac{8FD^3n}{Gd^4}$이므로, 스프링 상수는 $k = \frac{Gd^4}{8D^3n}$이다. 여기에 $D = Cd$를 대입하면 $k = \frac{Gd}{8C^3n}$으로 정리된다.

유효감김수에 관해 풀면 $n = \frac{Gd}{8C^3k}$이다. G = 8000 kgf/mm^{2}와 앞에서 구한 값을 대입하면 $n = \frac{8000 \cdot 2}{8 \cdot 10^3 \cdot 0.4} = 5$이다. 유효감김수는 5회로, ①의 값과 일치한다.

NoteBase

문 10. 벨트 전동에서 벨트의 장력으로 인해 베어링에 전달되는 하중(F_d)과 이완측 장력(T_s) 사이의 관계(F_d/T_s)로 옳은 것은? (단, 마찰계수는 μ이고, 벨트의 접촉각은 θ이며, 원심력의 영향은 무시한다)

① $(e^{2\mu\theta} - 2e^{\mu\theta}\cos\theta + 1)^{1/2}$

② $e^{2\mu\theta} - 2e^{\mu\theta}\cos\theta + 1$

③ $(e^{2\mu\theta} + 2e^{\mu\theta}\cos\theta + 1)^{1/2}$

④ $e^{2\mu\theta} + 2e^{\mu\theta}\cos\theta + 1$

정답 1번

간단한 해설

베어링에 전달되는 하중은 긴장측과 이완측 장력의 **벡터합의 크기**이다. 한계 장력비를 합력 식에 대입하면 $\frac{F_d}{T_s} = \sqrt{e^{2\mu\theta} - 2e^{\mu\theta}\cos\theta + 1}$이 된다.

계산 과정

장력비: 긴장측 장력을 T_t, 이완측 장력을 T_s라 한다. 이 문항에서는 벨트가 미끄러지기 직전의 **한계 장력비**를 적용한다. 원심력을 무시하면 $\frac{T_t}{T_s} = e^{\mu\theta}$이며, 접촉각 θ는 라디안으로 나타낸다.

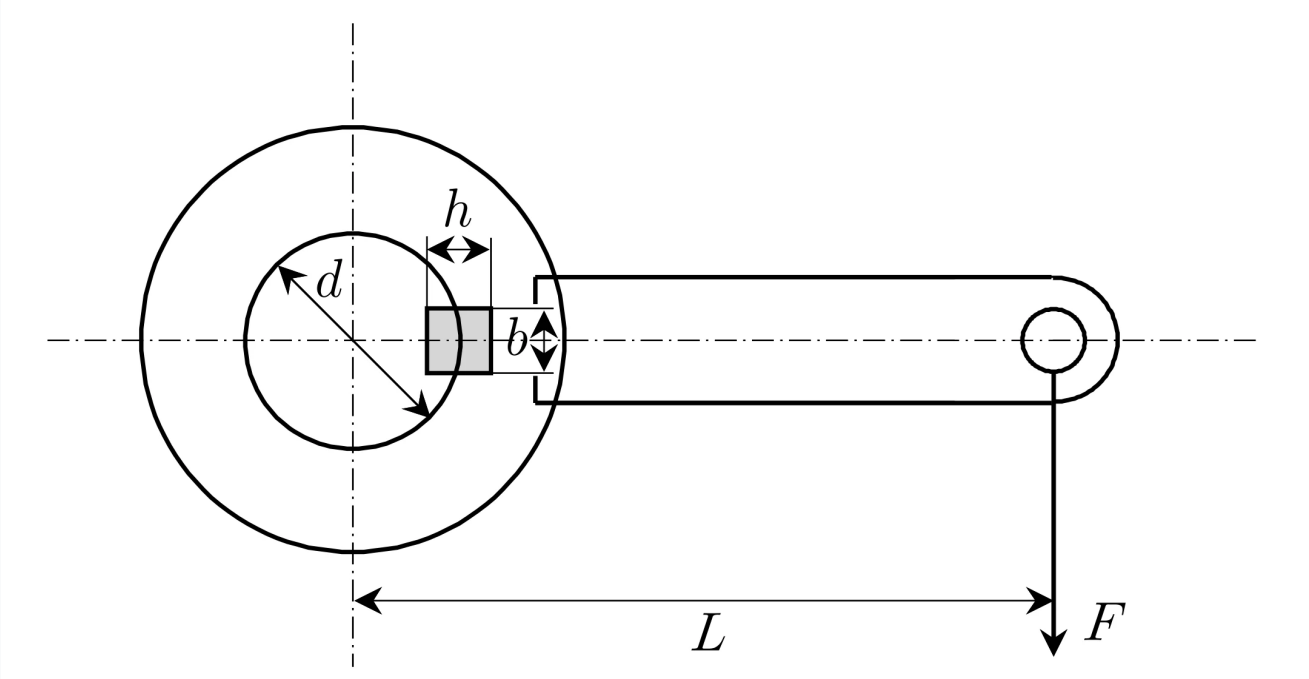
합력: 벨트는 풀리의 양쪽 접선 방향으로 풀리를 당기므로, 베어링에 전달되는 하중은 두 장력의 벡터합으로 구한다. 두 장력 방향 사이의 각을 ϕ라 하면 접선과 반지름의 수직 관계로부터 $\cos\phi = -\cos\theta$이다. 따라서 $F_d^2 = T_t^2 + T_s^2 - 2T_tT_s\cos\theta$가 된다. 접촉각을 두 장력 사이의 각으로 그대로 사용하면 **교차항의 부호**가 잘못된다.

장력비 대입: 합력 식의 양변을 T_s^2으로 나누고 한계 장력비를 대입하면 $\left(\frac{F_d}{T_s}\right)^2 = e^{2\mu\theta} - 2e^{\mu\theta}\cos\theta + 1$이다. 이 식은 하중비 자체가 아니라 **하중비의 제곱**을 나타낸다.

하중비: 힘의 크기는 음수가 아니므로 양의 제곱근을 취한다. 따라서 $\frac{F_d}{T_s} = \sqrt{e^{2\mu\theta} - 2e^{\mu\theta}\cos\theta + 1}$이며, ①의 식과 일치한다. 두 힘을 나눈 비이므로 단위는 없다.

NoteBase

문 11. 그림과 같이 지름이 d인 축에 평행키가 있을 때, 중심으로부터 L만큼 떨어져 있는 레버에 작용할 수 있는 최대 힘 F는? (단, 키의 너비, 깊이, 길이는 각각 b, h, l이고 단면에 작용하는 허용전단응력은 τ_0이다)



① $\frac{hl\tau_0 d}{2L}$

② $\frac{bl\tau_0 d}{2L}$

③ $\frac{\sqrt{2}hl\tau_0 d}{L}$

④ $\frac{l\tau_0}{2bdL}$

정답 2번

간단한 해설

키가 전단에 저항하는 면적은 **너비 × 길이**인 bl이다. 이 면적이 견디는 접선력에 축 반지름 $d/2$를 곱한 허용토크를 레버 길이 L로 나누면, 최대 힘은 $F_{max} = \frac{bl\tau_0 d}{2L}$이다.

NoteBase

계산 과정

토크 관계: 그림에서 힘 F는 레버에 수직으로 작용하고, 축 중심에서 힘의 작용선까지의 거리는 L이므로 전달토크는 $T = FL$이다. 키에 작용하는 접선력을 Q라 하면 축 반지름 $d/2$에서 같은 토크를 전달하므로 $T = Q\frac{d}{2}$이다.

키의 전단강도: 축과 레버가 서로 회전하려 할 때 키는 축 표면을 따라 전단된다. 따라서 전단면적은 **너비와 길이의 곱**인 $A = bl$이며, 깊이 h는 이 전단면적에 포함되지 않는다. 전단응력을 면적 전체에 균일하게 분포하는 것으로 보면 $\tau = \frac{Q}{bl}$이므로, 허용전단응력 τ_0에 도달할 때 키가 견디는 최대 접선력은 $Q_{\max} = bl\tau_0$이다.

최대 힘: 키가 전달할 수 있는 허용토크는 $T_{\max} = Q_{\max}\frac{d}{2} = \frac{bl\tau_0 d}{2}$이다. 이를 레버의 토크 관계에 대입하면 $F_{\max} = \frac{T_{\max}}{L} = \frac{bl\tau_0 d}{2L}$이며, ②의 식과 일치한다. 길이를 mm, 허용전단응력을 N/mm^{2}로 대입하면 힘의 단위는 N이다.

NoteBase

문 12. 헬리컬 기어(helical gear)의 특징으로 옳지 않은 것은?

① 이가 잇면을 따라 연속적으로 접촉하므로 이의 물림길이가 길다.

② 두 기어의 비틀림각의 방향이 반대이고 각의 크기가 서로 다를 경우, 축은 평행하지 않고 교차한다.

③ 최소 잇수가 평기어보다 적기 때문에 잇수가 적은 기어에서 사용된다.

④ 임의로 비틀림각을 선정할 수 있으나 두 기어의 중심거리를 조정할 수 없다.

정답 4번

간단한 해설

④의 '중심거리를 조정할 수 없다'는 설명이 잘못되었다. 헬리컬 기어는 설계할 때 **비틀림각을 조절하여 중심거리를 조정**할 수 있다.

선지별 해설

① O: 헬리컬 기어는 이가 축에 대해 비스듬하므로, 물림이 이의 한쪽 끝에서 시작해 잇폭 방향으로 점차 진행된다. 평기어보다 **물림이 겹치는 구간이 길어** 하중이 연속적으로 전달되고 충격과 소음이 작다.

② O: 두 외접 헬리컬 기어가 평행축에서 맞물리려면 비틀림 방향이 반대이고 **비틀림각의 크기는 같아야** 한다. 방향이 반대라도 각의 크기가 다르면 두 축은 그 각의 차이만큼 기울어진 엇갈린 축 배치가 된다. 이때 맞물리려면 두 기어의 치직각 모듈과 치직각 압력각이 같아야 한다.

③ O: 언더컷은 이를 가공할 때 이뿌리 부분이 지나치게 깎이는 현상이다. 헬리컬 기어는 비틀림각 때문에 치직각 단면에서 환산한 상당 평기어의 잇수가 실제 잇수보다 커진다. 따라서 같은 치직각 압력각과 치형 조건에서는 **언더컷을 피할 수 있는 최소 잇수가 평기어보다 적어** 잇수가 적은 기어를 설계할 때 유리하다.

④ X: 비틀림각은 설계 조건에 맞추어 선택할 수 있으며, 이를 이용해 **중심거리도 조정할 수 있다**. 전위가 없는 평행축 외접 헬리컬 기어에서 치직각 모듈을 m_n, 두 기어의 잇수를 z_1, z_2, 비틀림각의 크기를 β라 하면 중심거리는 $a = \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2\cos\beta}$이다. 치직각 모듈과 잇수가 같아도 비틀림각을 바꾸면 피치원 지름과 중심거리가 달라진다. 이는 설계 단계에서 비틀림각을 선택한다는 뜻이며, 이미 제작된 기어의 비틀림각을 운전 중에 바꾼다는 뜻은 아니다.

NoteBase

문 13. 구멍의 공차역은 $30^{+0.025}_{+0.00}$이고, 축의 공차역은 $30^{+0.011}_{-0.005}$일 때, 이 축과 구멍의 결합에 대한 설명으로 옳은 것은?

① 최대죔새는 0.011이다.

② 최대틈새는 0.014이다.

③ 최소틈새는 0.014이다.

④ 억지 끼워맞춤이다.

정답 1번

간단한 해설

최대죔새는 **가장 큰 축과 가장 작은 구멍**을 조합할 때 생긴다. 이때 치수 차이는 30.011 − 30.000 = 0.011이다.

선지별 해설

공차역의 위·아래 치수허용차를 기준치수 30에 각각 더하면 한계치수가 된다. 구멍의 최소치수는 30.000, 최대치수는 30.025이고, 축의 최소치수는 29.995, 최대치수는 30.011이다. 구멍이 축보다 크면 그 차이가 틈새이고, 축이 구멍보다 크면 그 차이가 죔새이다.

① O: 최대죔새는 **축의 최대치수에서 구멍의 최소치수를 뺀 값**이다. 가장 큰 축을 가장 작은 구멍에 결합하면 축이 구멍보다 가장 많이 커지므로, 최대죔새는 30.011 − 30.000 = 0.011이다.

② X: 최대틈새는 **구멍의 최대치수에서 축의 최소치수를 뺀 값**이다. 가장 큰 구멍과 가장 작은 축의 조합이므로, 최대틈새는 30.025 − 29.995 = 0.030이다. 따라서 0.014가 아니라 0.030으로 고쳐야 한다.

③ X: 틈새가 가장 작아지는 조합은 **가장 작은 구멍과 가장 큰 축**이다. 이때 구멍치수에서 축치수를 빼면 30.000 − 30.011 = −0.011이다. 음수는 축이 구멍보다 커서 죔새가 생긴다는 뜻이므로, 최소틈새가 0.014라는 설명은 성립하지 않는다. 이 조합에서는 죔새 0.011이 생긴다.

④ X: 억지 끼워맞춤은 허용되는 치수 조합에서 항상 죔새가 생기는 끼워맞춤이다. 이 문제에서는 최대틈새 0.030과 최대죔새 0.011이 모두 가능하므로, 실제 치수 조합에 따라 틈새 또는 죔새가 생기는 **중간 끼워맞춤**이다.

NoteBase

문 14. 지름이 D[mm], 허용선접촉압력이 p_0[kgf/mm], 마찰계수가 μ인 마찰차를 사용하여 N[rpm]의 회전속도로 동력 H[PS]를 전달하기 위해 필요한 마찰차의 최소 너비 b[mm]는? (단, 맞물린 두 마찰차 사이에 상대운동은 없다)

① $\frac{(4.5\times10^3)\mu H}{p_0\pi DN}$
② $\frac{(4.5\times10^6)\mu H}{p_0\pi DN}$
③ $\frac{(4.5\times10^3)H}{p_0\mu\pi DN}$
④ $\frac{(4.5\times10^6)H}{p_0\mu\pi DN}$

정답 4번

간단한 해설

전달 가능한 접선력은 **마찰계수 × 허용 수직력**이며, 허용 수직력은 선접촉압력과 너비의 곱이다. 동력과 원주속도로 필요한 접선력을 구하면 최소 너비는 $b_{\min}=\frac{4.5\cdot10^6H}{p_0\mu\pi DN}$ mm이다.

계산 과정

1. 원주속도와 동력의 단위: 지름 D가 mm이고 N이 분당 회전수이므로 원주속도는 $v=\frac{\pi DN}{60}$ mm/s이다. 동력 단위는 1 PS = 75 kgf·m/s = 75,000 kgf·mm/s이므로, 전달 동력 P는 $P=75{,}000H$ kgf·mm/s이다.

2. 필요한 접선력: 두 마찰차 사이에 상대운동이 없으므로 접촉부에서 미끄러지지 않고 동력을 전달한다. 접선력 F와 원주속도 v에 대해 $P=Fv$이므로, $F=\frac{P}{v}=\frac{4.5\cdot10^6H}{\pi DN}$ kgf이다. 이 힘이 동력 H를 전달하는 데 필요한 마찰력이다.

3. 접촉하중과 최소 너비: 두 마찰차를 누르는 수직력을 Q라 하면, 허용선접촉압력은 **단위 너비당 허용 수직력**이므로 $Q\le p_0b$이다. 미끄러지지 않으려면 $F\le\mu Q$여야 하므로 $F\le\mu p_0b$를 만족해야 한다. 따라서 $b\ge\frac{F}{\mu p_0}$이며, 최소 너비에서는 등호가 성립한다.

4. 결과: 필요한 접선력을 대입하면 $b_{\min}=\frac{4.5\cdot10^6H}{p_0\mu\pi DN}$ mm이다. 마찰계수는 분모에 들어가며, PS와 mm 단위를 환산한 계수는 $4.5\cdot10^6$이므로 ④의 식과 일치한다.

NoteBase

문 15. 태양기어 1개, 유성기어 3개인 유성기어장치에서 내접기어를 고정할 때, 태양기어에 대한 캐리어의 각속도비는?(단, 기어는 표준기어를 사용하고, 태양기어 잇수는 20개, 유성기어의 잇수는 40개이다)

① $\frac{1}{4}$
② $\frac{1}{5}$
③ $\frac{1}{6}$
④ $\frac{1}{8}$

정답 3번

간단한 해설

표준 유성기어의 배치에서 내접기어 잇수는 $20 + 2 \times 40 = 100$개이다. **내접기어를 고정**하면 캐리어의 각속도는 태양기어 각속도의 $\frac{20}{20+100} = \frac{1}{6}$이 된다.

계산 과정

태양기어·유성기어·내접기어의 잇수를 각각 Z_s, Z_p, Z_r, 태양기어·내접기어·캐리어의 각속도를 각각 $\omega_s, \omega_r, \omega_c$라 한다. 구할 값은 태양기어를 기준으로 한 캐리어의 각속도비 $\frac{\omega_c}{\omega_s}$이다.

1. 내접기어 잇수: 표준기어는 피치원 지름이 잇수에 비례한다. 태양기어와 내접기어 사이에 유성기어가 들어가므로 내접기어의 피치원 반지름은 태양기어 반지름에 유성기어 지름을 더한 값이다. 따라서 $Z_r = Z_s + 2Z_p$이고, 내접기어 잇수는 $20 + 2 \times 40 = 100$개이다.

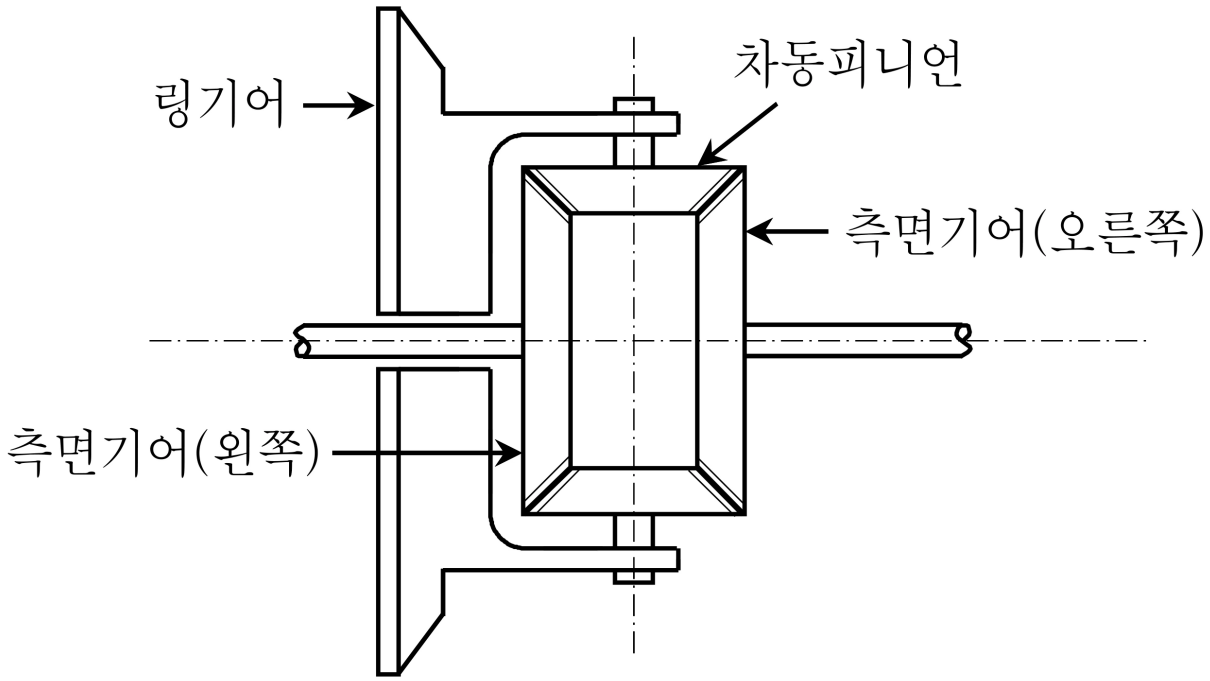
2. 상대 각속도 관계: **캐리어와 함께 회전하는 기준**에서 보면 각 기어의 중심 위치가 고정되어 일반 기어열처럼 다룰 수 있다. 태양기어와 유성기어는 외접하고, 유성기어와 내접기어는 내접하므로 태양기어와 내접기어의 상대 회전 방향은 반대이다. 이에 따라 $\frac{\omega_s - \omega_c}{\omega_r - \omega_c} = -\frac{Z_r}{Z_s}$가 성립한다. 유성기어 3개는 같은 운동을 나누어 전달하므로 그 개수를 각속도비에 곱하지 않는다.

3. 고정 조건 적용: 내접기어를 고정하므로 $\omega_r = 0$이다. 상대 각속도 관계에 잇수를 대입하면 $\frac{\omega_s - \omega_c}{-\omega_c} = -\frac{100}{20} = -5$이고, 이를 정리하면 $\omega_s = 6\omega_c$이다.

따라서 $\frac{\omega_c}{\omega_s} = \frac{1}{6}$로, ③의 값과 일치한다. 이는 캐리어가 태양기어와 같은 방향으로 6분의 1의 각속도로 회전한다는 뜻이며, 각속도끼리의 비이므로 단위는 없다.

NoteBase

문 16. 그림과 같이 차동피니언 잇수 24개, 측면기어 잇수 36개인 차동기어 장치에서 왼쪽 측면기어의 회전속도가 40 [rpm]이고, 오른쪽 측면기어의 회전속도가 50 [rpm]일 때, 차동피니언의 회전속도[rpm]는?



① 7.5

② 10

③ 15

④ 20

정답 1번

간단한 해설

케이스에 대한 측면기어의 상대속도는 좌우 속도차의 절반인 5 rpm이다. 피니언은 측면기어보다 잇수가 적으므로 이 상대속도에 **잇수비** $\frac{36}{24}$를 곱해 자전속도 7.5 rpm을 얻는다.

NoteBase

계산 과정

1. 케이스의 회전속도: 그림의 차동피니언은 케이스에 지지되어 좌우 측면기어와 맞물린다. 좌우 측면기어의 잇수가 같으면 케이스를 기준으로 두 측면기어는 크기가 같고 방향이 반대인 상대회전을 한다. 따라서 **케이스의 회전속도는 두 측면기어 속도의 평균**이다. 케이스 속도를 n_C라 하면 $n_C = \frac{40+50}{2} = 45\text{rpm}$이다.

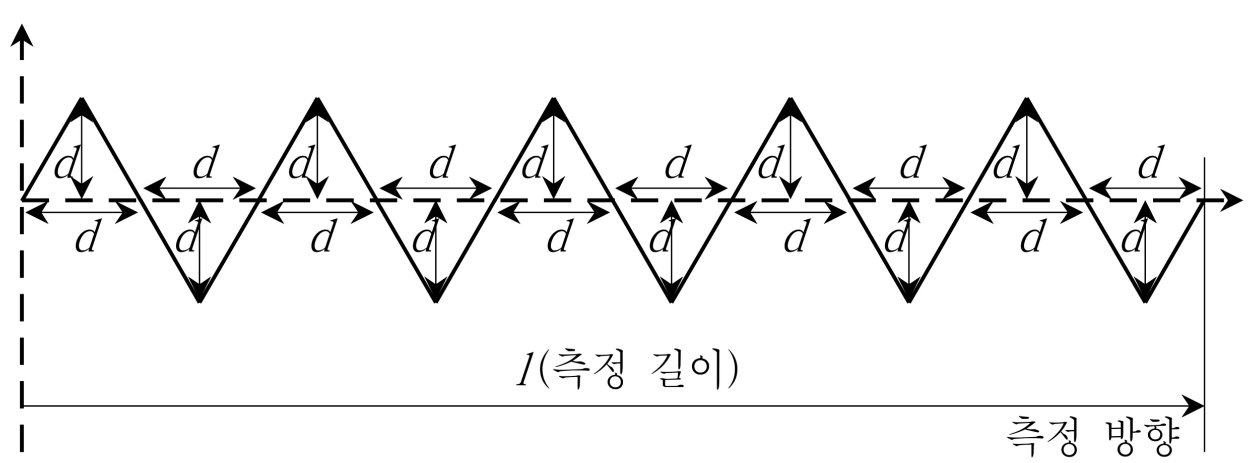
2. 측면기어의 상대속도: 케이스와 함께 회전하는 기준에서 보면 오른쪽 측면기어는 50 − 45 = 5 rpm, 왼쪽 측면기어는 40 − 45 = −5 rpm으로 회전한다. 즉, 피니언의 자전을 일으키는 측면기어의 상대속도 크기는 **전체 속도차 10 rpm의 절반인 5 rpm**이다.

3. 차동피니언의 자전속도: 케이스 기준에서 맞물린 기어의 회전속도 크기는 잇수에 반비례한다. 측면기어 잇수를 $Z_s = 36$, 피니언 잇수를 $Z_p = 24$, 피니언의 자전속도 크기를 n_p라 하면 $n_p = \frac{Z_s}{Z_p} \cdot 5$이다. 따라서 $n_p = \frac{36}{24} \cdot 5 = 7.5\text{rpm}$이다. 여기서 구한 값은 케이스와 함께 도는 공전속도가 아니라 **피니언 자체 축 주위의 자전속도**이다.

차동피니언의 자전속도는 7.5 rpm이므로 ①의 값과 일치한다.

NoteBase

문 17. 공작물의 표면거칠기가 다음과 같은 삼각파형으로 측정되었을 때, 해당 공작물의 중심선 평균거칠기(R□)[μm]는? (단, d = 8[μm]이며 l = 80[μm]이다)



① 2

② 4

③ 6

④ 8

정답 2번

간단한 해설

중심선 평균거칠기는 중심선에서 벗어난 높이의 **절댓값을 평균한 값**이다. 그림의 삼각파에서는 평균 높이가 삼각형 높이의 절반이므로, 높이 d = 8 μm에 대해 4 μm가 된다.

NoteBase

계산 과정

거칠기 산과 골의 면적: 그림의 점선은 중심선이며, 각 산과 골은 밑변 d = 8 μm, 높이 d = 8 μm인 삼각형이다. 중심선 평균거칠기는 **중심선 아래의 면적도 양수로 합산**하여 구한다. 삼각형 하나의 면적은 $A_1 = \frac{d^2}{2} = \frac{8 \cdot 8}{2} = 32\mu\text{m}^2$이다.

전체 면적: 측정 길이 l = 80 μm에 밑변이 8 μm인 삼각형이 이어지므로, 삼각형 수는 $n = \frac{l}{d} = \frac{80}{8} = 10$개이다. 따라서 중심선과 파형 사이 면적의 절댓값 합은 $A = nA_1 = 10 \cdot 32 = 320\mu\text{m}^2$이다.

평균거칠기: 중심선에서 벗어난 높이의 절댓값을 길이 방향으로 평균하므로, 전체 면적을 **측정 길이로 나눈다**. 따라서 $R_a = \frac{A}{l} = \frac{320}{80} = 4\mu\text{m}$이다. 면적의 단위 μm^2를 길이의 단위 μm로 나누므로 결과의 단위는 μm가 된다.

구한 중심선 평균거칠기 4 μm는 ②의 값에 해당한다.

NoteBase

문 18. 내식성, 내압성, 경제성이 우수하여 가스압송관, 광산용 양수관 등에 가장 많이 사용하는 관은?

① 강관

② 주철관

③ 비철금속관

④ 비금속관

정답 2번

간단한 해설

주철관은 **내식성·내압성·경제성**이 좋아 가스압송관과 광산용 양수관 등에 사용된다. 부식과 내부 압력을 견디면서 경제적으로 제작할 수 있다는 특성이 제시된 용도와 연결된다.

공통 해설

주철관은 주철을 녹여 주형에 부어 만든 관이다. 주철은 주조성이 좋아 관 형태로 제작하기 쉽고 경제적이며, 주철관은 내식성과 내압성이 좋아 물이나 가스를 수송하는 배관에 쓰인다. 내식성은 유체나 주변 환경에 의한 부식을 견디는 성질이고, 내압성은 관 내부의 유체 압력을 견디는 성질이다.

가스압송관은 가스를 압력으로 보내고, 광산용 양수관은 펌프로 물을 끌어 올리는 관이므로 내부 압력을 견뎌야 한다. 또한 부식에 대한 저항성과 설치·유지에 드는 비용도 고려한다. 이처럼 **내식성·내압성·경제성을 함께 갖춘 관**이라는 설명과 가스압송관·광산용 양수관이라는 용도에 해당하는 것은 주철관이다.

NoteBase

문 19. 바깥지름이 D, 두께가 t이며 양단이 고정되어 있는 강관이 초기온도 T_o에서 T로 가열되었을 때, 강관에 발생하는 축방향 압축력은? (단, 선열팽창계수는 α, 탄성계수는 E이다)

① $\alpha\pi E(T-T_o)(Dt-2t^2)/2$

② $\alpha\pi E(T-T_o)tD^2/4$

③ $\alpha\pi E(T-T_o)tD$

④ $\alpha\pi E(T-T_o)(tD-t^2)$

정답 4번

간단한 해설

양단이 고정되어 **열팽창이 억제**되므로 압축응력의 크기는 $E\alpha(T-T_o)$이다. 여기에 강관의 실제 단면적 $\pi(tD-t^2)$을 곱하면 압축력은 $\alpha\pi E(T-T_o)(tD-t^2)$이다.

계산 과정

단면적: 바깥지름이 D, 벽 두께가 t이므로 내경은 $D-2t$이다. 축력을 지지하는 면적은 **바깥 원에서 내부의 빈 원을 뺀 면적**이므로 $A=\frac{\pi}{4}\{D^2-(D-2t)^2\}$이다. 이를 전개하면 $A=\pi(Dt-t^2)$이다.

변형 적합 조건: 강관의 길이를 L, 발생하는 압축력의 크기를 F라 하자. 자유롭게 팽창할 때의 길이 증가량은 $\alpha(T-T_o)L$이고, 탄성범위에서 압축력에 의한 길이 감소량은 $\frac{FL}{EA}$이다. 양단이 고정되어 **전체 축방향 길이 변화가 0**이어야 하므로 $\alpha(T-T_o)L-\frac{FL}{EA}=0$이 성립한다.

압축력: 변형 적합 조건에서 길이 L을 소거하면 $F=EA\alpha(T-T_o)$를 얻는다. 따라서 압축응력의 크기는 $\frac{F}{A}=E\alpha(T-T_o)$이고, 단면적을 대입한 압축력은 $F=\alpha\pi E(T-T_o)(tD-t^2)$이다. 이 식은 ④와 같다. 길이를 m, 탄성계수를 Pa로 통일하면 힘의 단위는 N이다.

NoteBase

문 20. 나선면의 마찰각이 7°, 리드각이 3°인 사각나사를 조일 때의 효율은? (단, 사각나사의 자리면 마찰을 무시하고, $\tan(3°) \fallingdotseq 0.05$, $\tan(4°) \fallingdotseq 0.07$, $\tan(7°) \fallingdotseq 0.12$, $\tan(10°) \fallingdotseq 0.18$로 근사하여 계산한다)

① $\frac{2}{3}$
② $\frac{7}{12}$
③ $\frac{7}{18}$
④ $\frac{5}{18}$

정답 4번

간단한 해설

자리면 마찰을 무시한 사각나사의 조임 효율은 $\eta = \frac{\tan\alpha}{\tan(\alpha+\rho)}$이다. 분모에는 **리드각과 마찰각의 합**인 10°를 적용하므로, 주어진 근삿값으로 계산한 효율은 $\frac{5}{18}$이다.

계산 과정

리드각과 마찰각: 리드각 α는 나선면의 기울기를 나타내며 3°이고, 마찰각 ρ는 나선면의 마찰계수 μ와 $\mu = \tan\rho$의 관계를 갖는 각으로 7°이다. 문제에서 **자리면 마찰을 무시**하므로 나선면의 마찰만 고려한다.

조임 효율식: 나선면을 펼치면 경사면과 같으므로, 하중을 거슬러 나사를 조이는 데 필요한 토크는 $\tan(\alpha+\rho)$에 비례한다. 마찰이 없다면 같은 하중에 필요한 토크는 $\tan\alpha$에 비례한다. 효율은 유효한 일과 투입한 일의 비이며, 같은 회전각에서는 **마찰이 없을 때 필요한 토크를 실제 토크로 나눈 값**이므로 $\eta = \frac{\tan\alpha}{\tan(\alpha+\rho)}$이다.

수치 대입: 각의 합은 3° + 7° = 10°이다. 문제에서 준 근삿값을 사용하면 $\eta \simeq \frac{0.05}{0.18} = \frac{5}{18}$이다. 이는 약 27.8%이며, 효율은 일의 비이므로 단위가 없다. 계산한 값은 ④의 $\frac{5}{18}$과 일치한다.

NoteBase