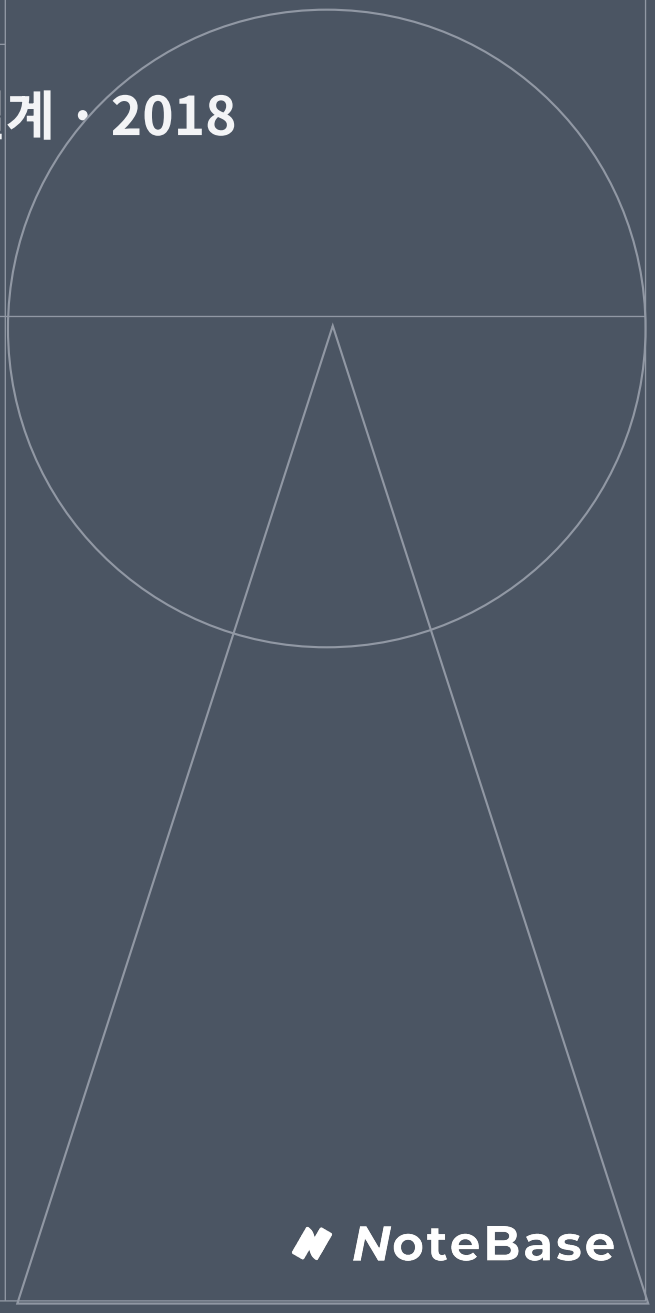
기출OX 해설집

공무원/지방직/9급 · 기계설계 · 2018



NoteBase

기출OX 해설집

공무원/지방직/9급 · 기계설계 · 2018

공무원/지방직/9급 · 기계설계 · 2018

문 1. 1줄 겹치기 리벳이음을 한 두께 10 mm인 판재가 있다. 리벳 구멍지름 20 mm, 리벳이음 피치 50 mm일 때, 인장력을 받고 있는 판재의 효율[%]은?

① 20

② 40

③ 60

④ 80

정답 3번

간단한 해설

한 피치에서 구멍을 제외하고 인장력을 지탱하는 폭은 50 − 20 = 30 mm이다. 구멍이 없는 폭 50 mm에 대한 **남은 단면적의 비율**이므로 판재의 효율은 60%이다.

계산 과정

판재의 인장 효율은 구멍이 없는 판재의 인장강도에 대한 구멍이 있는 판재의 인장강도의 비율이다. 같은 재료이므로 인장강도는 하중을 지탱하는 단면적에 비례한다. 피치 p = 50 mm인 한 구간을 기준으로 하면, 두께 t = 10 mm인 구멍 없는 판재의 단면적은 $50 \times 10 = 500\ \text{mm}^2$이다.

1줄 리벳이음에서는 한 피치마다 구멍 하나에 해당하는 폭이 빠진다. 구멍지름 d = 20 mm이므로 **실제로 인장력을 지탱하는 순단면적**은 $(50 - 20) \times 10 = 300\ \text{mm}^2$이다.

따라서 판재의 인장 효율은 $\eta = \frac{(p-d)t}{pt} \times 100$이다. 같은 두께를 비교하므로 t는 약분되며, $\eta = \frac{300}{500} \times 100 = 60\%$이다. 이는 ③의 60에 해당한다.

NoteBase

문 2. 롤러체인을 이용하여 동력을 전달하고자 한다. 구동 스프로킷 휠의 잇수 20개, 롤러체인의 피치 12.5 mm, 롤러체인 평균속도가 3 m/s일 때 구동 스프로킷 휠의 회전속도[rpm]는?

① 720

② 840

③ 960

④ 1,200

정답 1번

간단한 해설

스프로킷이 한 바퀴 돌면 체인은 잇수만큼의 피치를 이동하므로, **1회전당 체인 이동거리**는 20 × 12.5 = 250 mm이다. 평균속도 3 m/s를 이 이동거리로 나누고 분당 회전수로 환산하면 720 rpm이다.

계산 과정

주어진 잇수는 z = 20, 체인 피치는 p = 12.5 mm, 평균속도는 v = 3 m/s이다. 속도의 길이 단위에 맞추어 피치를 **p = 0.0125 m**로 환산하고, 구하려는 분당 회전수를 n으로 둔다.

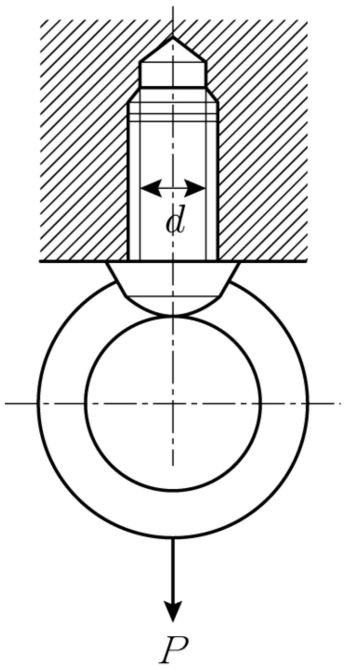
스프로킷의 이가 하나 지나갈 때 체인은 한 피치만큼 이동한다. 따라서 **1회전당 체인 이동거리**는 잇수와 피치의 곱이며, $zp = 20 \cdot 0.0125 = 0.25$ m이다.

n rpm은 1분 동안 n회 회전한다는 뜻이므로, 1분간 체인이 이동한 거리는 zpn이다. 이를 초당 이동거리로 바꾸면 평균속도는 $v = \frac{zpn}{60}$이 되고, 회전속도는 $n = \frac{60v}{zp}$로 구한다.

값을 대입하면 $n = \frac{60 \cdot 3}{0.25} = 720$ rpm이다. 이는 스프로킷이 분당 720회 회전한다는 뜻이며, ①의 720에 해당한다.

NoteBase

문 3. 그림과 같이 아이볼트(eye bolt)에 축방향 하중(P) 2 kN이 작용할 때, 하중을 지지하기 위한 아이볼트의 최소 골지름(d)[mm]은? (단, 아이볼트의 허용인장응력은 80 N/mm^{2}이며, 아이볼트는 골지름 단면에서 파괴된다고 가정한다)



① $\sqrt{\frac{5}{\pi}}$
② $\sqrt{\frac{20}{\pi}}$
③ $\sqrt{\frac{50}{\pi}}$
④ $\sqrt{\frac{100}{\pi}}$

정답 4번

간단한 해설

아이볼트는 **골지름 단면의 인장응력이 허용인장응력 이하**가 되도록 설계한다. 필요한 최소 단면적은 25 mm^{2}이므로 최소 골지름은 $\sqrt{\frac{100}{\pi}}$ mm이다.

NoteBase

계산 과정

하중과 단면: 그림의 하중 P는 볼트 축을 따라 아래로 작용한다. 하중은 2 kN = 2000 N이며, 문제에서 **골지름 단면에서 파괴된다고 가정**했으므로 골지름 d인 원형 단면을 기준으로 계산한다. 이 단면의 넓이를 A라 하면 $A = \frac{\pi d^2}{4}$이다.

필요한 최소 단면적: 축방향 인장하중에 의한 인장응력은 $\sigma = \frac{P}{A}$이다. 이 값이 허용인장응력 80 $\mathrm{N/mm^2}$ 이하가 되어야 하므로 $A \geq \frac{P}{80}$이다. 따라서 $A_{\min} = \frac{2000}{80} = 25\mathrm{mm^2}$이다. 이는 주어진 하중을 허용응력 이내에서 지지하기 위해 필요한 **최소 단면적**이다.

최소 골지름: 원형 단면의 넓이가 25 $\mathrm{mm^2}$일 때 $d_{\min} = \sqrt{\frac{4A_{\min}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 25}{\pi}} = \sqrt{\frac{100}{\pi}}\,\mathrm{mm}$이다. 약 5.64 mm이며, 이보다 작으면 단면적이 부족하여 허용인장응력을 초과한다. 계산된 최소 골지름은 ④의 $\sqrt{\frac{100}{\pi}}$ mm에 해당한다.

NoteBase

문 4. 치수와 공차에 대한 설명으로 옳지 않은 것은?

① 허용한계치수는 기준치수로부터 벗어남이 허용되는 대소의 극한치수로, 최대 허용치수와 최소 허용치수를 의미한다.

② 기준치수는 호칭치수라고도 하며, 허용한계치수의 기준이 되는 치수이다.

③ 위치수 허용차는 최소 허용치수에서 기준치수를 뺀 값이다.

④ 치수공차는 최대 허용치수와 최소 허용치수의 차이이다.

정답 3번

간단한 해설

③의 '최소 허용치수에서 기준치수를 뺀 값'은 **아래치수 허용차**이다. 위치수 허용차는 **최대 허용치수에서 기준치수를 뺀 값**이다.

선지별 해설

① O: 허용한계치수는 실제 치수가 허용되는 범위의 양 끝값이다. 큰 쪽이 **최대 허용치수**, 작은 쪽이 **최소 허용치수**이므로 두 치수를 함께 뜻한다.

② O: 기준치수는 호칭치수라고도 하며, **허용한계치수를 정하는 기준**이다. 기준치수에 위·아래치수 허용차를 각각 더하면 최대·최소 허용치수가 된다.

③ X: 위치수 허용차는 **최대 허용치수에서 기준치수를 뺀 값**이다. 최소 허용치수에서 기준치수를 뺀 값은 아래치수 허용차이다. 예를 들어 기준치수가 50 mm, 최대 허용치수가 50.02 mm, 최소 허용치수가 49.99 mm라면 위치수 허용차는 +0.02 mm, 아래치수 허용차는 −0.01 mm이다. 치수 허용차는 이처럼 기준치수에 대한 부호를 포함한 차이이다.

④ O: 치수공차는 **최대 허용치수와 최소 허용치수의 차이**로, 실제 치수가 허용되는 범위의 폭을 나타낸다. 기준치수와의 차이를 나타내는 치수 허용차와 구별한다.

NoteBase

문 5. 기본 동적 부하용량 64 kN인 볼베어링에 동등가하중 8 kN이 작용하고 있다. 이 볼베어링을 롤러베어링으로 교체할 때, 롤러베어링의 정격수명[회전]은? (단, 교체한 롤러베어링에는 볼베어링과 같은 동등가하중이 작용하며, 롤러베어링의 기본 동적 부하용량은 볼베어링과 같다)

① $2^3 \times 10^6$

② $2^{10} \times 10^6$

③ $2^{\frac{3}{10}} \times 10^6$

④ $2^{\frac{10}{3}} \times 10^6$

정답 2번

간단한 해설

롤러베어링의 **수명지수는** $\frac{10}{3}$이다. 기본 동적 부하용량과 동등가하중의 비가 8이므로, 정격수명은 $8^{\frac{10}{3}} \cdot 10^6 = 2^{10} \cdot 10^6$회전이다.

계산 과정

정격수명을 회전수 L로 나타내면 $L = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot 10^6$이다. 여기서 C는 기본 동적 부하용량, P는 동등가하중, p는 베어링 종류에 따른 수명지수이다. 이 식에서 $\left(\frac{C}{P}\right)^p$는 백만 회전을 단위로 한 수명이므로, 회전수로 표시하려면 10^6을 곱한다.

교체한 롤러베어링도 기본 동적 부하용량이 64 kN이고 동등가하중이 8 kN이다. 두 하중의 단위가 같으므로 $\frac{C}{P} = \frac{64}{8} = 8$이며, 이 비는 무차원이다.

수명지수는 볼베어링에서 3, 롤러베어링에서 $\frac{10}{3}$이다. 구하려는 대상은 **교체 후의 롤러베어링**이므로 $p = \frac{10}{3}$을 적용한다. 따라서 $L = 8^{\frac{10}{3}} \cdot 10^6$회전이다.

$8 = 2^3$이므로 $8^{\frac{10}{3}} = (2^3)^{\frac{10}{3}} = 2^{10}$이다. 정격수명은 $2^{10} \cdot 10^6$회전이며, 선택지 ②의 값과 일치한다.

NoteBase

문 6. S–N 곡선(Stress versus Number of cycles curve)과 내구한도에 대한 설명으로 옳지 않은 것은?

① 실제 부품 설계를 할 때는 하중의 종류, 표면효과, 사용온도 등을 고려한 수정 내구한도를 사용한다.

② 내구한도는 어느 한계값 이하의 응력에서 무수히 많은 반복을 하여도 피로파괴가 일어나지 않는 재료의 한계응력값을 의미한다.

③ 철강과 같이 체심입방구조(BCC)를 갖는 금속은 일반적으로 명확한 내구한도를 갖는다.

④ S–N 곡선에서는 양진 반복응력의 진폭을 가로축에 표시한다.

정답 4번

간단한 해설

S–N 곡선의 **가로축은 피로파괴까지의 반복횟수 N**이고, **세로축은 응력 진폭 S**이다. ④는 응력 진폭을 표시하는 축을 반대로 설명했다.

선지별 해설

① O: 표준 시험편에서 얻은 내구한도를 실제 부품에 그대로 적용하기는 어렵다. 하중의 종류, 표면 상태, 사용온도 등이 피로강도에 영향을 주므로, 이 조건들을 반영한 **수정 내구한도**를 설계에 사용한다.

② O: 내구한도는 주어진 조건에서 반복응력을 무수히 많이 받아도 피로파괴가 일어나지 않는 **응력 진폭의 한계값**이다. 내구한도가 있는 재료는 그 값 이하의 응력 진폭에서 무한수명을 갖는 것으로 취급한다.

③ O: 체심입방구조(BCC)를 갖는 철강 등은 일반적으로 반복횟수가 충분히 커지면 S–N 곡선이 **거의 수평이 되는 구간**을 나타낸다. 이 구간의 응력 수준이 명확한 내구한도에 해당한다. 이는 일반적인 경향이며, 모든 철강이 같은 결정구조와 피로 특성을 갖는다는 뜻은 아니다.

④ X: S–N 곡선은 **가로축에 피로파괴까지의 반복횟수 N**을, **세로축에 응력 진폭 S**를 표시한다. 반복횟수 축에는 보통 로그 눈금을 사용한다. 양진 반복응력은 크기가 같은 인장응력과 압축응력이 평균응력 0을 중심으로 번갈아 작용하는 것이며, 이때의 응력 진폭도 세로축에 표시한다.

NoteBase

문 7. 나사에 대한 설명으로 옳지 않은 것은?

① 미터나사는 나사산각이 60°인 미터계 삼각나사이며, 미터가는 나사는 자립성이 우수하여 풀림 방지용으로 사용한다.

② 일반적으로 삼각나사는 체결용 기계요소이고, 사각나사는 회전운동을 직선운동으로 바꾸는 운동용 기계요소이다.

③ 3/8−16 UNC는 유니파이 보통나사로 수나사의 호칭지름이 3/8인치이고 1인치당 나사산수가 16개임을 의미한다.

④ 사각나사는 다른 나사에 비해 나사효율이 낮으나 가공이 쉽다.

정답 4번

간단한 해설

④의 '효율이 낮으나 가공이 쉽다'는 설명은 반대이다. 사각나사는 삼각나사나 사다리꼴나사에 비해 마찰 손실이 작아 **나사효율이 높지만, 가공은 어렵다**.

선지별 해설

① O: 미터나사는 나사산각이 60°인 미터계 삼각나사이다. 미터가는나사는 같은 지름과 줄 수의 보통나사보다 피치와 리드각이 작아 **자립성이 우수하다**. 자립성이란 축방향 하중만으로 나사가 역회전하지 않는 성질로, 풀림을 억제하는 데 유리하다.

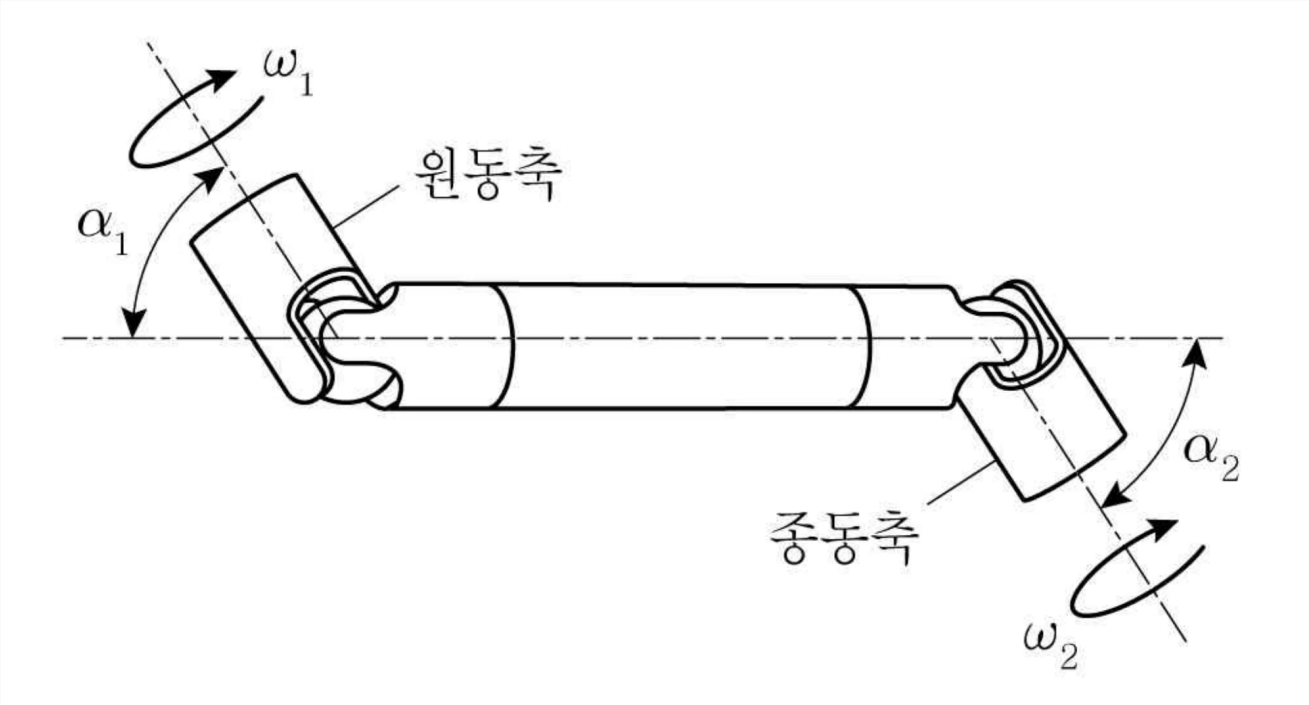
② O: 삼각나사는 경사진 나사면의 쐐기작용으로 마찰이 커서 **체결 상태를 유지하는 용도**에 적합하다.
사각나사는 마찰 손실이 비교적 작아 동력 전달에 유리하며, 나사와 너트의 상대 회전을 이용하여 회전운동을 직선운동으로 바꾸는 운동용 나사로 사용한다. 나사잭에서 나사를 돌려 하중을 올리는 것이 그 예이다.

③ O: UNC는 유니파이 보통나사를 뜻한다. '3/8−16 UNC'에서 **3/8은 인치 단위의 호칭지름, 16은 1인치당 나사산수**이다. 수나사의 호칭지름은 바깥지름을 기준으로 하며, 16은 나사 전체의 산 수를 뜻하는 것이 아니다.

④ X: 사각나사는 나사산 측면의 경사에 따른 쐐기작용이 없어, 같은 리드각과 마찰계수에서 삼각나사나 사다리꼴나사보다 마찰 손실이 작고 **나사효율이 높다**. 반면 사각형 나사산을 절삭하는 공구의 형상과 여유각 확보가 까다로워 **가공은 어렵다**. 따라서 '효율이 낮으나 가공이 쉽다'는 '효율이 높으나 가공이 어렵다'로 고쳐야 한다.

NoteBase

문 8. 그림과 같이 유니버설 조인트 2개 사이에 중간축을 삽입하여 회전을 전달하고 있다. 한 쪽의 교차각 α_1과 다른 쪽의 교차각 α_2가 같을 때, 각속도비($\left|\frac{\omega_1}{\omega_2}\right|$)에 대한 설명으로 옳은 것은? (단, α_1과 α_2는 30° 이하이고, 그림의 모든 축은 동일 평면 상에 있다)



① $\left|\frac{\omega_1}{\omega_2}\right| < 1$

② $\left|\frac{\omega_1}{\omega_2}\right| = 1$

③ $\left|\frac{\omega_1}{\omega_2}\right| > 1$

④ 원동축의 회전각 증가에 따라 $\left|\frac{\omega_1}{\omega_2}\right|$은 증가했다가 감소한다.

정답 2번

간단한 해설

교차각이 같고 그림처럼 요크의 위상을 맞춘 두 유니버설 조인트는 **각속도 변동을 서로 상쇄**한다. 따라서 원동축과 종동축의 각속도 크기가 같아 $\left|\frac{\omega_1}{\omega_2}\right| = 1$로 일정하다.

NoteBase

공통 해설

그림에서 원동축·중간축·종동축은 같은 평면에 있고, 중간축 양 끝의 요크(갈라진 연결부)는 같은 위상으로 배치되어 있다. 두 교차각은 각각 30° 이하이며 $\alpha_1 = \alpha_2$이다. 이처럼 **교차각이 같고 요크의 위상이 맞는 배치**에서는 두 조인트가 등속 전달을 이룬다.

유니버설 조인트 하나는 교차각이 0이 아닐 때, 입력축이 일정한 속도로 돌아도 출력축의 순간 각속도를 주기적으로 변동시킨다. 따라서 첫 번째 조인트를 지난 중간축의 속도는 변동할 수 있다. 그러나 두 번째 조인트가 같은 교차각에서 그 변동을 반대로 보정하므로, **종동축에서는 첫 번째 조인트의 속도 변동이 상쇄**된다.

이에 따라 원동축과 종동축은 매 순간 각속도의 크기가 같으며, $\left|\frac{\omega_1}{\omega_2}\right| = 1$이다. 이 비는 원동축의 회전각에 관계없이 일정하므로, 1보다 작거나 크다는 설명과 증가했다가 감소한다는 설명은 주어진 배치에 해당하지 않는다.

NoteBase

문 9. 소선 지름 8 mm인 코일스프링이 축방향 하중 100 N을 받아 20 mm의 처짐이 발생하였다. 코일스프링의 스프링지수가 4, 전단탄성계수가 8 GPa일 때, 이 스프링의 유효감김수는? (단, 처짐은 코일의 비틀림모멘트에 의해서만 발생하는 것으로 가정한다)

① 20

② 25

③ 30

④ 35

정답 2번

간단한 해설

스프링지수는 평균 코일지름을 소선 지름으로 나눈 값이므로 평균 코일지름은 **32 mm**이다. 비틀림만으로 생기는 처짐 관계에 주어진 하중과 전단탄성계수를 대입하면 **유효감김수는 25회**이다.

계산 과정

주어진 값과 단위: 소선 지름 d = 8 mm, 축방향 하중 F = 100 N, 처짐 δ = 20 mm이다. 스프링지수는 $C = D/d$이며, D는 **평균 코일지름**이다. 따라서 D = 4 × 8 = 32 mm이다. 길이를 mm로 사용하므로 전단탄성계수도 G = 8 GPa = 8,000 N/mm^{2}로 맞춘다.

처짐 관계: 유효감김수 n은 실제 변형에 기여하는 감김수이다. **코일의 비틀림에 의한 처짐만 고려**하면 $\delta = \frac{8FD^3n}{Gd^4}$을 적용한다. 같은 하중과 지름 조건에서는 변형에 기여하는 감김수가 늘수록 전체 처짐도 비례하여 증가한다. $D = Cd$를 대입하면 $\delta = \frac{8FC^3n}{Gd}$이므로, $n = \frac{Gd\delta}{8FC^3}$이다.

유효감김수 계산: $n = \frac{8{,}000 \cdot 8 \cdot 20}{8 \cdot 100 \cdot 4^3} = 25$이다. 유효감김수는 무차원인 감김 횟수로, 25회에 해당하며 선택지 ②의 25와 일치한다.

NoteBase

문 10. 피치면이 원추(cone) 형태이면서, 같은 평면 상의 평행하지 않은 두 축을 연결하기 위해 사용하는 기어는?

① 베벨 기어

② 헬리컬 기어

③ 스퍼 기어

④ 나사 기어

정답 1번

간단한 해설

베벨 기어는 **원추형 피치면**을 가지며, **한 점에서 만나는 두 축** 사이에 동력을 전달한다. 같은 평면에서 평행하지 않은 두 축은 서로 만나므로 이 조건에 해당한다.

공통 해설

같은 평면에 있는 두 축이 평행하지 않으면 두 축의 연장선은 한 점에서 만나며, 이러한 축 배치를 교차축이라고 한다. 베벨 기어는 **교차축 사이에서 동력을 전달하는 원추형 피치면의 기어**이다. 피치면은 기어의 맞물림 운동을 미끄럼 없이 구르는 면으로 나타낸 가상의 면이며, 베벨 기어에서는 맞물리는 두 피치원추의 꼭짓점이 두 축의 교점과 일치한다. 따라서 문제에서 제시한 원추형 피치면과 같은 평면상의 비평행축이라는 두 조건은 베벨 기어의 구조를 설명한다.

NoteBase

문 11. 미끄럼베어링에 요구되는 재료 특성으로 옳지 않은 것은?

① 내식성이 커야 한다.

② 열전도율이 높아야 한다.

③ 마찰계수가 작아야 한다.

④ 마모가 적고 피로강도가 낮아야 한다.

정답 4번

간단한 해설

④의 '피로강도가 낮아야 한다'는 표현이 잘못되었다. 미끄럼베어링 재료는 반복하중에 의한 균열과 파손을 견디도록 **피로강도가 높아야 한다**.

선지별 해설

① O: 내식성은 부식에 견디는 성질이다. 윤활유나 그 안의 오염물질에 의해 베어링 재료가 부식되면 표면이 손상되므로, **내식성이 커야** 베어링 표면을 양호하게 유지할 수 있다.

② O: 축과 베어링 사이의 마찰로 열이 발생한다. **열전도율이 높으면** 발생한 열을 주변으로 잘 전달하여 베어링의 과열을 줄일 수 있다.

③ O: 마찰계수가 작으면 같은 접촉하중에서 마찰저항이 작아진다. 따라서 **동력 손실과 마찰열을 줄이는** 데 유리하다.

④ X: 마모가 적어야 한다는 부분은 맞지만, 피로강도가 낮아야 한다는 부분은 잘못되었다. 피로강도는 반복하중을 받아도 피로파손을 일으키지 않고 견디는 능력과 관련된다. 베어링이 반복하중에 의해 균열이 생기거나 파손되는 것을 막으려면 **피로강도가 높아야 한다**. 마모 저항성과 피로강도는 서로 다른 특성이므로 마모가 적다는 것만으로 반복하중에도 잘 견딘다고 볼 수는 없다.

NoteBase

문 12. 마찰이 없는 양단지지형 겹판스프링에 하중이 작용하여 최대 처짐 δ_{max}가 발생하였다. 이 겹판스프링에서 판의 두께만 2배로 증가시킬 때 최대 처짐은?

① $\frac{1}{2}\delta_{max}$
② $\frac{1}{4}\delta_{max}$
③ $\frac{1}{8}\delta_{max}$
④ $\frac{1}{16}\delta_{max}$

정답 3번

간단한 해설

하중과 나머지 조건이 같으면 겹판스프링의 최대 처짐은 **판 두께의 세제곱에 반비례**한다. 두께를 2배로 하면 굽힘 강성이 8배가 되어 최대 처짐은 $\frac{1}{8}\delta_{max}$가 된다.

계산 과정

두께에 따른 처짐 관계: 판의 두께를 t, 폭을 b, 재료의 종탄성계수를 E라 한다. 판의 굽힘에 대한 단면2차모멘트는 $I = \frac{bt^3}{12}$이며, 굽힘 강성은 EI이다. 마찰이 없는 겹판스프링이 탄성 범위에서 변형할 때, 하중·지지 조건·판의 길이·폭·장수·재료가 같으면 처짐은 **굽힘 강성에 반비례**하므로 $\delta_{max} \propto \frac{1}{t^3}$이다.

두께 변화의 적용: 두께만 2배가 되면 $(2t)^3 = 8t^3$이므로 각 판의 굽힘 강성과 스프링 전체의 강성은 8배가 된다. 이는 **같은 하중에 대한 처짐이 기존의 1/8로 감소**한다는 뜻이다. 변경 후 최대 처짐을 δ'_{max}라 하면 $\frac{\delta'_{max}}{\delta_{max}} = \left(\frac{t}{2t}\right)^3 = \frac{1}{8}$이다.

따라서 변경 후 최대 처짐은 $\delta'_{max} = \frac{1}{8}\delta_{max}$이며, ③의 값과 일치한다. 처짐의 단위는 기존 최대 처짐과 같은 길이 단위이다.

NoteBase

문 13. 평벨트 전동장치에서 벨트 속도 v [m/s], 긴장측 장력 T_t [N], 마찰계수 μ, 벨트 접촉각 θ [rad]가 주어졌을 때, 최대 전달동력 [kW]은? (단, 벨트의 원심력은 무시한다)

① $\frac{T_t v}{1000}\left(\frac{e^{\mu\theta}}{1-e^{\mu\theta}}\right)$
② $\frac{T_t v}{1000}\left(\frac{1-e^{\mu\theta}}{e^{\mu\theta}}\right)$
③ $\frac{T_t v}{1000}\left(\frac{e^{\mu\theta}-1}{e^{\mu\theta}}\right)$
④ $\frac{T_t v}{1000}\left(\frac{e^{\mu\theta}}{e^{\mu\theta}-1}\right)$

정답 3번

간단한 해설

벨트의 전달동력은 **긴장측과 이완측 장력의 차이**에 벨트 속도를 곱한 값이다. 미끄러지기 직전의 장력비 $T_t/T_s = e^{\mu\theta}$를 적용하면 최대 전달동력은 $P_{\max} = \frac{T_t v}{1000}(1 - e^{-\mu\theta})$ [kW]이다.

계산 과정

1. 마찰에 따른 장력비: 이완측 장력을 T_s [N]라 두면, 원심력을 무시한 평벨트에서 **미끄러지기 직전**의 장력비는 $\frac{T_t}{T_s} = e^{\mu\theta}$이다. 여기서 μ는 벨트와 풀리 사이의 마찰계수이고, 접촉각 θ는 rad 단위이다. 긴장측 장력 T_t가 주어진 상태에서 이 한계에 도달할 때 전달할 수 있는 힘이 최대가 되며, 이때 이완측 장력은 $T_s = \frac{T_t}{e^{\mu\theta}}$이다.

2. 유효장력: 풀리를 돌리는 접선방향의 힘은 두 장력의 합이 아니라 **긴장측 장력에서 이완측 장력을 뺀 값**이다. 따라서 최대 유효장력은 $F = T_t - T_s$이며, 이완측 장력을 대입하면 $F = T_t\left(\frac{e^{\mu\theta}-1}{e^{\mu\theta}}\right)$ [N]이다.

3. 전달동력: 동력은 힘과 속도의 곱이므로 Fv의 단위는 N·m/s, 즉 W이다. 따라서 **kW로 나타내려면 1000으로 나누어야** 하며, $P_{\max} = \frac{Fv}{1000}$이다. 유효장력을 대입하면 $P_{\max} = \frac{T_t v}{1000}\left(\frac{e^{\mu\theta}-1}{e^{\mu\theta}}\right)$ [kW]로, ③의 식과 일치한다.

NoteBase

문 14. 브레이크에 대한 설명으로 옳지 않은 것은?

① 밴드 브레이크는 레버 조작력이 동일해도 드럼 회전방향에 따라 제동력이 달라진다.

② 복식 블록 브레이크를 축에 대칭으로 설치하면 축에는 굽힘 모멘트가 작용하지 않는다.

③ 블록 브레이크의 냉각이 원활하지 못한 경우에는 브레이크 용량(brake capacity)을 작게 해야 한다.

④ 내부확장식 브레이크에서 브레이크 블록을 확장하는 힘이 동일하면 두 접촉면에 작용하는 수직력의 크기가 동일하다.

정답 4번

간단한 해설

내부확장식 브레이크에서는 마찰력이 한쪽 블록의 압착을 돕고 다른 쪽의 압착을 방해한다. 따라서 **확장력이 같아도 두 접촉면의 수직력은 서로 다르다**.

선지별 해설

① O: 밴드 브레이크는 드럼을 감싼 밴드의 양 끝 장력 차이로 제동 토크를 만든다. 드럼의 회전방향이 바뀌면 **긴장측과 이완측이 서로 바뀌므로**, 레버에 연결된 밴드 끝의 장력이 레버에 미치는 작용도 달라진다. 따라서 같은 레버 조작력으로도 회전방향에 따라 제동력이 달라진다.

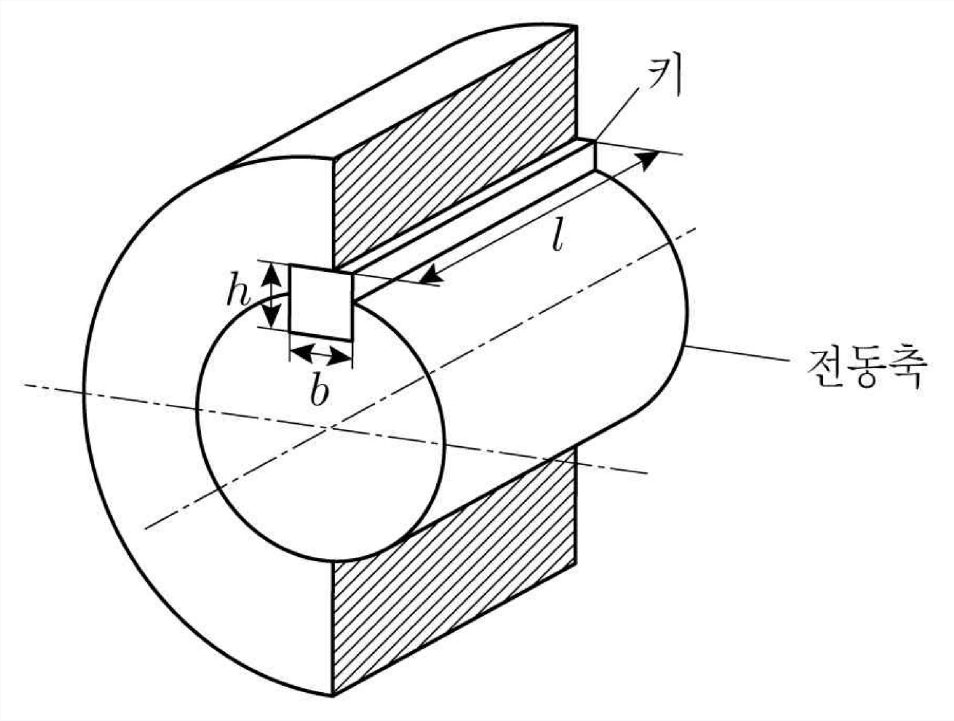
② O: 복식 블록 브레이크에서 두 블록이 드럼의 양쪽에 대칭으로 배치되어 같은 크기의 힘으로 누르면, 드럼에 작용하는 반대 방향의 힘이 상쇄된다. 따라서 **제동에 따른 불균형 하중**이 없어져 그 하중에 의한 축의 굽힘 모멘트가 발생하지 않는다. 이때 두 블록의 제동 토크는 같은 방향으로 작용하여 더해진다.

③ O: 브레이크는 제동하면서 흡수한 기계적 에너지를 마찰열로 바꾼다. 냉각이 원활하지 않으면 열이 축적되어 마찰면의 온도가 높아지고 마찰 성능이 저하될 수 있다. 따라서 같은 브레이크라도 **방열 능력이 낮으면 허용 제동 용량을 낮춰야** 과열을 막을 수 있다.

④ X: 일반적인 내부확장식 브레이크에서는 한쪽이 선행 블록, 다른 쪽이 후행 블록으로 작용한다. 선행 블록에서는 마찰력이 블록을 드럼에 더 밀착시키는 방향의 모멘트를 만들어 압착을 돕고, 후행 블록에서는 반대 방향의 모멘트를 만들어 압착을 방해한다. 따라서 같은 확장력이 작용해도 **선행 블록의 접촉 수직력이 후행 블록보다 크다**. 두 접촉면의 수직력이 동일하다는 설명은 이 마찰력의 모멘트 차이를 무시한 것이다.

NoteBase

문 15. 그림과 같이 축지름 20 mm, 회전속도 100 rpm인 전동축이 동력 5 kW를 전달하고 있다. 이 전동축에 폭(b)과 높이(h)는 서로 같고 길이(l) 50 mm, 허용전단응력 100 MPa, 허용압축응력 200 MPa인 보통형 평행키가 사용될 때 보통형 평행키의 최소 폭(b)[mm]은? (단, 평행키의 허용전단응력과 허용압축응력을 모두 고려하고, π는 3으로 계산하라)



① 5

② 10

③ 20

④ 30

정답 2번

간단한 해설

키의 전단면적은 bl, 압축을 받는 접촉면적은 $hl/2$이다. 전단과 압축 조건에서 각각 필요한 폭이 모두 10 mm이므로, **두 허용응력을 동시에 만족하는 최소 폭**은 10 mm이다.

NoteBase

계산 과정

전달 토크: 동력 P = 5 kW = 5,000 W, 회전속도 n = 100 rpm이다. 각속도는 $\omega = \frac{2\pi n}{60}$이므로, π = 3을 대입하면 $\omega = \frac{2 \cdot 3 \cdot 100}{60} = 10\text{rad/s}$이다. 회전 동력의 관계 $P = T\omega$에서 $T = \frac{5{,}000}{10} = 500\text{N} \cdot \text{m}$이다. 응력 계산에 mm를 사용하므로 토크를 500,000 N·mm로 바꾼다.

키에 작용하는 힘: 축지름 d = 20 mm이므로 키가 전달하는 원주방향 힘 F의 모멘트팔은 **축 반지름**인 10 mm이다. $T = F\frac{d}{2}$에서 $F = \frac{2T}{d} = \frac{2 \cdot 500{,}000}{20} = 50{,}000\text{N}$이다. 이 힘에 대해 전단과 압축을 각각 검토한다.

전단 조건: 키는 폭 b와 길이 l로 이루어진 **면적 bl에서 전단**을 받는다. l = 50 mm이고 허용전단응력 100 MPa는 100 N/mm^{2}이므로, τ=(F)/(bl)≤100 N/mm^2이어야 한다. 따라서 $b \geq \frac{50{,}000}{100 \cdot 50} = 10\text{mm}$이다.

압축 조건: 보통형 평행키의 측면은 축과 보스에 각각 높이의 절반씩 접촉하는 것으로 계산하므로, 한쪽의 **압축 접촉면적**은 $\frac{hl}{2}$이다. 허용압축응력 200 MPa는 200 N/mm^{2}이므로, _c=(F)/(hl/2)=(2F)/(hl)≤200 N/mm^2이어야 한다. 따라서 $h \geq \frac{2 \cdot 50{,}000}{200 \cdot 50} = 10\text{mm}$이다. 문제에서 b = h이므로 압축 조건도 폭 b가 10 mm 이상일 것을 요구한다.

최소 폭: 전단 조건은 b ≥ 10 mm, 압축 조건도 b ≥ 10 mm이다. 두 조건을 동시에 만족하는 최소 폭은 10 mm이며, ②의 값과 일치한다.

NoteBase

문 16. 두께 6mm, 바깥지름 400mm인 두께가 얇은 원통형 압력용기의 최대 허용내압[MPa]은? (단, 압력용기 재료의 허용인장응력 100MPa, 이음효율 80%, 부식 여유 1mm이다)

① 1

② 2

③ $\frac{100}{97}$

④ $\frac{200}{97}$

정답 4번

간단한 해설

부식 여유를 뺀 **유효 두께 5mm**와 안지름 388mm를 사용하고, 이음효율 0.8을 반영한다. 원주방향 인장응력의 허용조건으로 구한 최대 내압은 $\frac{200}{97}$MPa이다.

계산 과정

치수와 유효 두께: 주어진 바깥지름은 400mm이고 실제 벽 두께는 6mm이므로 안지름은 $d = 400 - 2 \times 6 = 388$mm이다. 부식 여유 1mm는 강도 계산에서 제외하므로 **유효 두께**는 $t_e = 6 - 1 = 5$mm이다. 안지름을 구할 때의 실제 두께 6mm와 내압을 지지하는 유효 두께 5mm를 구분한다.

허용조건: 얇은 원통에서는 원주방향 인장응력이 축방향 인장응력의 두 배이므로 **원주방향 응력**이 허용내압을 결정한다. 내압을 p, 안지름을 d, 유효 두께를 t_e라 하면 원주방향 응력은 $\sigma_h = \frac{pd}{2t_e}$이다. 이음효율 $\eta = 0.8$을 반영한 허용응력은 재료의 허용인장응력 100MPa의 0.8배인 80MPa이다.

내압 계산: 원주방향 응력이 이음부의 허용응력에 도달할 때 최대 허용내압이 된다. 따라서 $p_{\max} = \frac{2t_e\sigma_a\eta}{d}$이며, σ_a는 재료의 허용인장응력이다. 값을 대입하면 $p_{\max} = \frac{2 \cdot 5 \cdot 100 \cdot 0.8}{388}$MPa이다. 지름과 두께의 단위를 모두 mm로 맞추었으므로 결과의 단위는 허용응력과 같은 MPa이다.

계산 결과: $p_{\max} = \frac{800}{388} = \frac{200}{97}$MPa이며, 이는 ④의 값과 일치한다.

NoteBase

문 17. 밸브에 대한 설명으로 옳지 않은 것은?

① 스톱밸브(stop valve)는 밸브의 개폐가 빠르고 값이 싸다.

② 글로브밸브(glove valve)는 유체의 흐름이 S자 모양이 되므로 유체흐름 저항이 크다.

③ 게이트밸브(gate valve)는 밸브 디스크가 유체의 관로를 수평으로 막아서 개폐한다.

④ 콕(cock)은 구조가 간단하나 기밀성이 나쁘다.

정답 3번

간단한 해설

게이트밸브는 디스크가 **유체 흐름 방향에 수직으로 이동**하여 관로를 여닫는다. 따라서 '관로를 수평으로 막아서 개폐한다'는 설명은 잘못이다.

선지별 해설

① O: 스톱밸브는 디스크를 밸브 시트에 밀착시키거나 떼어 유체를 차단하거나 통과시킨다. 디스크의 **이동거리가 짧아** 개폐가 비교적 빠르며, 기본 구조가 단순하여 제작이 쉽고 값이 싸다.

② O: 일반적인 글로브밸브는 내부 유로가 S자 모양이어서 유체가 통과하면서 방향을 바꾸어야 한다. 이 과정에서 압력 손실이 발생하므로, 곧은 유로를 가진 밸브보다 **유체흐름 저항이 크다**.

③ X: 게이트밸브는 판 모양의 디스크를 **유체 흐름 방향에 수직으로 이동**시켜 관로를 여닫는다. 보통의 수평 배관에서는 디스크가 위아래로 움직여 통로를 열거나 막는다. 따라서 선지의 '수평으로 막아서'는 '유체 흐름 방향에 수직으로 디스크를 이동시켜'로 고쳐야 한다.

④ O: 콕은 구멍이 뚫린 플러그를 회전시켜 통로를 맞추거나 어긋나게 하는 간단한 구조이다. 기본적인 금속 접촉식 콕은 **플러그와 몸체 사이의 틈새**로 누설이 생길 수 있어 기밀성 확보가 어렵다. 윤활제나 별도 밀봉재로 이를 보완한 구조까지 기밀성이 나쁘다는 뜻은 아니다.

NoteBase

문 18. 다음 설명에 해당하는 지그는?

◯ 고정 장치가 없어 별도의 핀으로 위치를 잡아준다.
◯ 일감의 특정한 부분의 모양에 맞추어 작업할 수 있도록 만들어진다.
◯ 부시를 사용하지 않을 때에는 지그판 전체를 열처리하여 경화시킨 후 사용한다.
◯ 정밀도 향상보다는 빠른 작업 속도와 노동력 절감을 위하여 사용되므로 비교적 제작비용이 적게 든다.

① 형판 지그(template jig)
② 평판 지그(plate jig)
③ 박스 지그(box jig)
④ 앵글판 지그(angle plate jig)

정답 1번

간단한 해설

공작물의 형상에 맞춘 판을 대고 **자체 클램프 없이 핀으로 위치를 잡는** 간단한 구조가 형판 지그의 특징이다. 부시를 쓰지 않으면 공구가 닿는 지그판의 마모를 줄이기 위해 판 전체를 경화시킨다.

공통 해설

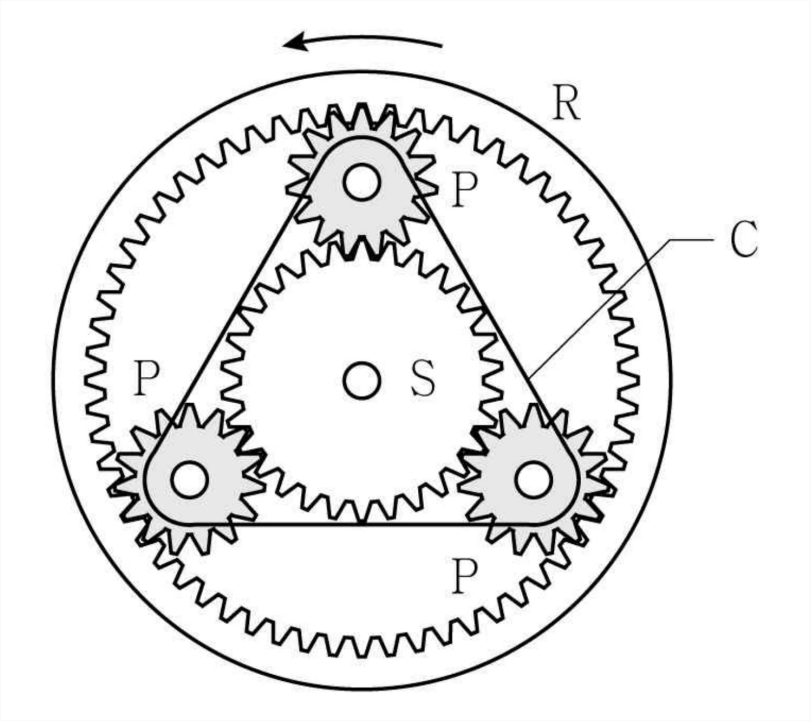
형판 지그(template jig)는 공작물의 특정 부분에 맞는 형판을 만들어 가공 위치를 안내하는 간단한 지그이다. 형판을 공작물의 안쪽이나 바깥쪽 형상에 맞추어 밀착시키고, 별도의 핀 등으로 위치를 잡는다. 제시된 '고정 장치가 없다'는 **지그 자체에 공작물을 조이는 클램프가 없다**는 뜻이며, 위치를 정하는 수단까지 없다는 뜻은 아니다. 이처럼 형상에 맞춘 판과 핀을 이용하는 구조가 제시된 설명을 형판 지그에 연결한다.

부시는 드릴 등의 공구를 안내하고 안내 구멍의 마모를 줄이는 부품이다. 형판 지그에서 부시를 사용하지 않으면 지그판의 구멍이 직접 공구를 안내하므로, **지그판 전체를 열처리하여 경화**시켜 마모에 견디게 한다. 부시가 없다는 조건과 판 전체를 경화한다는 설명은 서로 연결된다.

또한 형판을 반복해서 사용하면 공작물마다 가공 위치를 따로 표시하는 일을 줄일 수 있다. 복잡한 고정 기구를 갖추지 않아 제작비가 비교적 적게 들며, 제시문은 높은 정밀도 확보보다 작업 속도와 노동력 절감을 중시하는 이러한 사용 목적을 설명한다. 비슷한 이름의 평판 지그(plate jig)는 공작물을 유지하는 클램핑 장치를 갖추므로, 제시문의 '고정 장치가 없다'는 조건으로 구별할 수 있다.

NoteBase

문 19. 그림과 같이 태양기어(S), 캐리어(C), 내접기어(R), 유성피니언(P)으로 구성된 유성기어장치가 있다. 태양기어는 고정기어이며, 내접기어가 150 rpm의 속도로 회전할 때, 캐리어의 회전속도[rpm]는? (단, 태양기어 잇수 30개, 유성피니언 잇수 15개, 내접기어 잇수 60개)



① 50

② 100

③ 150

④ 225

정답 2번

간단한 해설

태양기어가 **고정**되어 있으므로 캐리어의 회전속도는 내접기어 회전속도의 $\frac{60}{30+60} = \frac{2}{3}$이다. 따라서 캐리어는 내접기어와 같은 방향으로 100 rpm으로 회전한다.

NoteBase

계산 과정

내접기어의 회전방향을 양의 방향으로 잡고, 태양기어·내접기어·캐리어의 회전속도를 각각 n_S, n_R, n_C라 한다. 태양기어는 고정되어 있으므로 $n_S = 0$이고, 내접기어는 $n_R = 150$rpm이다. 잇수는 각각 $Z_S = 30$, $Z_P = 15$, $Z_R = 60$이다.

유성피니언의 중심이 캐리어와 함께 움직이므로 **캐리어에 대한 상대 회전속도**를 사용한다. 캐리어와 함께 회전하는 기준에서 태양기어와 유성피니언은 외접하여 서로 반대 방향으로 돌고, 유성피니언과 내접기어는 내접하여 같은 방향으로 돈다. 두 맞물림의 속도비를 곱하면 유성피니언의 잇수는 약분되어 $\frac{n_S - n_C}{n_R - n_C} = -\frac{Z_R}{Z_S}$가 된다.

잇수를 대입하면 $-\frac{Z_R}{Z_S} = -\frac{60}{30} = -2$이다. 이는 캐리어 기준에서 태양기어와 내접기어가 서로 반대 방향으로 돌며, 태양기어의 상대 회전속도 크기가 내접기어의 2배라는 뜻이다.

주어진 회전속도를 대입하면 $\frac{0 - n_C}{150 - n_C} = -2$이다. 이를 정리하면 $-n_C = -2(150 - n_C)$, $3n_C = 300$이므로 $n_C = 100$rpm을 얻는다.

캐리어의 회전속도는 100 rpm으로 ②의 값과 일치한다. 양의 값이므로 회전방향은 내접기어와 같다.

NoteBase

문 20. 동력전달 요소들에 대한 설명으로 옳지 않은 것은?

① 웜과 웜기어는 작은 공간에서 큰 감속비를 얻을 수 있다.

② 마찰차는 미끄럼이 발생하기 때문에 정확한 속도비를 전달할 수 없다.

③ 동력을 전달하는 두 축 사이의 거리가 먼 경우에는 벨트나 체인을 사용한다.

④ V벨트는 평벨트에 비해 접촉 면적이 좁아 큰 장력으로 작은 동력을 전달한다.

정답 4번

간단한 해설

V벨트는 풀리의 V자 홈에 끼이는 **쐐기 효과**로 마찰력을 크게 얻는다. 따라서 평벨트보다 작은 장력으로도 동력을 효과적으로 전달할 수 있으며, '큰 장력으로 작은 동력을 전달한다'는 설명은 반대이다.

선지별 해설

① O: 웜의 나사산이 웜기어의 이를 차례로 밀어 회전시킨다. 웜의 줄 수에 비해 웜기어의 잇수를 크게 하면, 웜이 여러 번 회전하는 동안 웜기어는 조금만 회전하므로 **한 쌍으로 큰 감속비**를 얻을 수 있다. 여러 단의 기어를 배열하지 않아도 되어 작은 공간에 감속장치를 구성하기에 적합하다.

② O: 마찰차는 두 바퀴를 눌러 접촉시키고 **접촉면의 마찰력**으로 동력을 전달한다. 두 바퀴 사이에서 미끄럼이 발생하면 실제 회전속도가 미끄럼이 없을 때의 속도와 달라지므로 정확한 속도비를 유지하기 어렵다.

③ O: 벨트는 두 풀리에 걸고, 체인은 두 스프로킷에 걸어 동력을 전달한다. 이처럼 유연한 전달 요소로 두 회전체를 연결하므로, 두 축의 회전체가 직접 접촉해야 하는 마찰차나 맞물려야 하는 기어에 비해 **축 사이의 거리가 먼 경우**에 사용하기 적합하다.

④ X: V벨트는 양쪽 경사면이 풀리의 V자 홈과 접촉하며, 홈에 끼이는 쐐기 작용으로 접촉면에 수직으로 누르는 힘이 커진다. 이에 따라 같은 마찰계수와 감김각에서 평벨트보다 큰 마찰력을 얻으므로, 같은 동력을 전달하는 데 필요한 장력을 줄일 수 있다. 따라서 '큰 장력으로 작은 동력을 전달한다'는 **'쐐기 효과를 이용해 작은 장력으로도 큰 동력을 전달할 수 있다'**로 고쳐야 한다. 접촉 면적이 좁다는 사실만으로 전달 동력이 작아진다고 판단할 수는 없다.

NoteBase