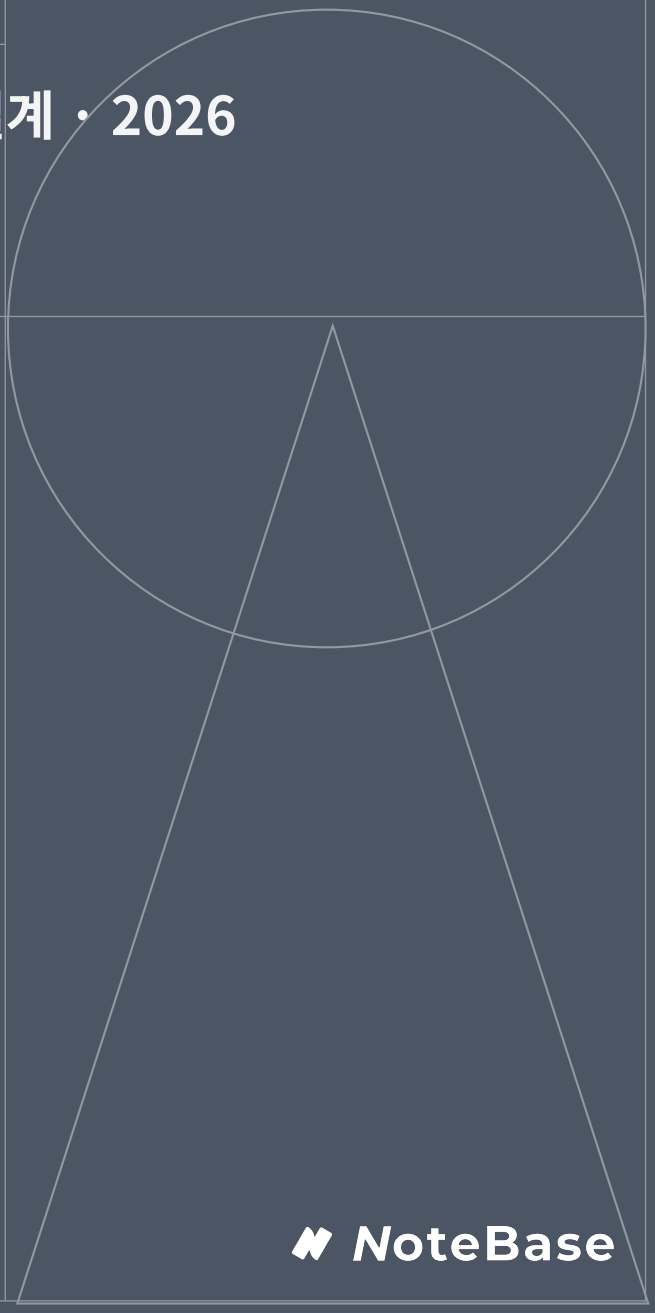
기출OX 해설집

공무원/지방직/9급 · 기계설계 · 2026



NoteBase

기출OX 해설집

공무원/지방직/9급 · 기계설계 · 2026

공무원/지방직/9급 · 기계설계 · 2026

문 1. 안전계수(안전율)에 대한 설명으로 옳지 않은 것은?

① 허용응력을 기준강도로 나눈 값이다.

② 설계 시 안전계수가 크면 재료비 및 가공비가 증가한다.

③ 예상치 못한 재료 및 부품의 파손을 방지하기 위해 필요하다.

④ 안전계수 계산 시 기준강도로 극한강도나 피로한도를 사용할 수 있다.

정답 1번

간단한 해설

①은 나누는 순서를 거꾸로 설명했다. 안전계수는 **기준강도를 허용응력으로 나눈 값**으로, 재료의 강도에 비해 사용 중 허용하는 응력을 얼마나 낮게 잡는지를 나타낸다.

선지별 해설

① X: 기준강도는 설계에서 파손이나 기능 상실을 판단하는 기준이 되는 재료의 강도이고, 허용응력은 안전을 고려하여 사용 중 허용하는 응력의 한계이다. 안전계수 n은 n = 기준강도허용응력이다. 따라서 선지의 비율은 반대이며, **기준강도를 허용응력으로 나눈 값**으로 고쳐야 한다.

② O: 같은 재료의 기준강도에서 안전계수를 크게 잡으면 **허용응력이 낮아진다**. 같은 하중을 견디려면 부품의 단면적을 늘리는 등 여유 있는 설계가 필요하므로, 일반적으로 재료 사용량과 가공량이 늘어 재료비 및 가공비가 증가한다.

③ O: 실제 하중과 재료 강도에는 불확실성이 있으며, 제조 결함이나 사용 환경의 영향으로 예상보다 쉽게 파손될 수 있다. 안전계수는 이러한 불확실성에 대비하여 **강도에 여유를 두기 위해** 필요하다.

④ O: 기준강도는 **예상되는 파손 형태와 하중 조건**에 맞추어 선택한다. 예를 들어 정적 하중을 받는 취성재료의 파괴를 검토할 때는 극한강도를, 반복 하중에 의한 피로파괴를 검토할 때는 피로한도가 있는 재료의 피로한도를 기준강도로 사용할 수 있다.

NoteBase

문 2. $\phi 30H8/f7$**에 대한 설명으로 옳지 않은 것은?**

① $\phi 30$은 기준치수이다.

② H는 축의 공차역을 나타낸다.

③ 8과 7은 공차등급을 나타낸다.

④ 끼워맞춤된 제품의 공차기입 표시이다.

정답 2번

간단한 해설

H는 **구멍의 공차역**을 나타낸다. 끼워맞춤 표기에서 대문자는 구멍에, 소문자는 축에 사용하므로 축의 공차역을 나타내는 문자는 f이다.

선지별 해설

① O: $\phi 30$은 구멍과 축에 공통으로 적용하는 **기준 지름**을 나타낸다. ϕ는 지름 기호이고 30은 기준치수이며, 실제로 허용되는 치수 범위는 공차를 함께 적용하여 정한다.

② X: 공차역을 나타내는 문자는 **구멍에는 대문자, 축에는 소문자**를 사용한다. 따라서 H는 구멍의 공차역을 나타내며, 이 표기에서 축의 공차역을 나타내는 문자는 f이다. 'H는 축의 공차역을 나타낸다'는 'H는 구멍의 공차역을 나타낸다'로 고쳐야 한다.

③ O: H8의 8은 구멍의 IT8 등급, f7의 7은 축의 IT7 등급을 나타낸다. 문자가 기준치수에 대한 공차역의 위치를 나타내는 데 비해, **공차등급은 허용되는 공차의 크기**를 정한다. 같은 기준치수에서는 등급 숫자가 작을수록 공차가 작다.

④ O: $\phi 30H8/f7$은 같은 기준 지름에 대해 **구멍 H8과 축 f7을 함께 지정**한 끼워맞춤 공차 표시이다. 구멍과 축의 허용치수 범위를 함께 나타내므로 두 부품을 조립할 때의 끼워맞춤 관계를 알 수 있다.

NoteBase

문 3. 리드각 α, 마찰각 ρ인 사각나사를 풀어 하중을 내리는 경우, 나사의 효율은? (단, 자리면 마찰은 무시한다)

① $\frac{\tan(\alpha)}{\tan(\rho+\alpha)}$
② $\frac{\tan(\rho+\alpha)}{\tan(\alpha)}$
③ $\frac{\tan(\alpha)}{\tan(\rho-\alpha)}$
④ $\frac{\tan(\rho-\alpha)}{\tan(\alpha)}$

정답 3번

간단한 해설

하중을 내릴 때 필요한 원주력에는 **마찰각과 리드각의 차**인 $\rho-\alpha$가 들어간다. 자리면 마찰을 무시한 하강 효율은 $\eta=\frac{\tan\alpha}{\tan(\rho-\alpha)}$이다.

공통 해설

사각나사의 나선면을 펼치면 리드각 α만큼 기울어진 경사면으로 볼 수 있다. 하중을 W, 나사면의 마찰계수를 μ라 하면 $\mu=\tan\rho$이다. 외력을 가해야 하중이 내려가는 자립 상태인 $\rho>\alpha$에서, 하강에 필요한 원주력은 $P=W\tan(\rho-\alpha)$이다. 하중이 내려가려는 작용을 하므로, 하중을 올릴 때 쓰는 각의 합과 달리 **각의 차를 사용한다**. 자리면 마찰은 무시하므로 그에 따른 저항은 더하지 않는다.

효율식은 **무마찰 기준 원주력을 실제 원주력으로 나눈 비**를 사용한다. 무마찰 기준 원주력의 크기는 $P_0=W\tan\alpha$이므로, 하강 효율은 $\eta=\frac{P_0}{P}$이다. 여기에 하강 원주력을 적용하면 $\eta=\frac{\tan\alpha}{\tan(\rho-\alpha)}$가 된다. 분모에는 하강 저항을 나타내는 항이 들어가며, 분자와 분모를 뒤집은 식은 이 효율 관계의 역수이다.

NoteBase

문 4. 평벨트 전동장치에 대한 설명으로 옳지 않은 것은?

① 원동풀리의 지름이 증가할수록 원주속도는 증가한다.

② 벨트의 유효장력은 긴장측 장력과 이완측 장력의 합으로 나타낸다.

③ 벨트 거는 방법 중 엇걸기의 경우 양 풀리의 회전방향이 서로 반대이다.

④ 벨트를 2개의 풀리에 감아 걸어 접촉면의 마찰력에 의하여 동력을 전달한다.

정답 2번

간단한 해설

벨트의 유효장력은 긴장측 장력과 이완측 장력의 합이 아니라 **긴장측 장력에서 이완측 장력을 뺀 값**이다.

선지별 해설

① O: **원동풀리의 회전수가 일정할 때** 지름이 커지면 한 바퀴 회전할 때의 원주방향 이동거리가 늘어나므로 원주속도가 증가한다. 지름 D를 m, 회전수 n을 rpm으로 나타내면 원주속도는 $v = \frac{\pi D n}{60}$이며, v의 단위는 m/s이다.

② X: 긴장측은 장력이 큰 쪽이고, 이완측은 장력이 작은 쪽이다. 긴장측 장력을 T_1, 이완측 장력을 T_2라 하면 유효장력은 $F = T_1 - T_2$이다. 두 장력이 풀리에 만드는 회전 효과의 방향이 서로 반대이므로, 실제 동력 전달에 기여하는 힘은 **두 장력의 차**로 나타낸다. 따라서 선지의 '합'은 '차'로 고쳐야 한다.

③ O: 엇걸기는 벨트를 교차시켜 두 풀리에 거는 방식으로, 두 풀리는 **서로 반대 방향**으로 회전한다. 벨트를 교차시키지 않는 바로걸기에서는 두 풀리가 같은 방향으로 회전한다.

④ O: 평벨트 전동장치는 두 풀리에 감긴 벨트와 풀리 사이의 **접촉면 마찰력**으로 동력을 전달한다. 원동풀리가 마찰력으로 벨트를 움직이고, 움직이는 벨트가 다시 마찰력으로 종동풀리를 회전시킨다.

NoteBase

문 5. 밸브 디스크가 유체의 관로를 수직으로 개폐하고, 유체의 흐름이 일직선을 이루는 밸브는?

① 앵글밸브

② 안전밸브

③ 게이트밸브

④ 버터플라이밸브

정답 3번

간단한 해설

게이트밸브는 디스크를 **유체의 흐름에 수직인 방향으로 이동**시켜 관로를 여닫는다. 완전히 열면 디스크가 유로에서 물러나 유체가 일직선으로 통과한다.

공통 해설

게이트밸브는 수문처럼 디스크를 올리고 내려 유로를 개폐하는 밸브이다. 디스크가 **유체의 흐름에 수직인 방향으로 직선 이동**하여 유로를 가로막으면 닫히고, 유로에서 물러나면 열린다. 여기서 수직 방향은 지면이 아니라 유체가 흐르는 방향을 기준으로 한다.

완전히 열린 상태에서는 디스크가 주 유로를 막지 않고 입구와 출구가 곧게 이어져 **유체가 일직선으로 흐른다**. 따라서 문제의 '디스크의 수직 이동에 의한 개폐'와 '일직선의 유체 흐름'은 게이트밸브의 구조를 설명한다.

NoteBase

문 6. 모듈 4 mm, 피니언의 잇수 34개, 기어의 잇수 110개인 한 쌍의 평기어가 서로 맞물려 회전할 때, 중심거리[mm]는?

① 72

② 144

③ 288

④ 576

정답 3번

간단한 해설

서로 외접하는 평기어의 중심거리는 **두 기준원 반지름의 합**이다. 모듈과 잇수로 구한 기준원 지름이 각각 136 mm와 440 mm이므로 중심거리는 288 mm이다.

계산 과정

모듈 m은 기준원 지름 d를 잇수 z로 나눈 값이므로 $d = mz$이다. 주어진 모듈은 4 mm이고, 피니언과 기어의 잇수는 각각 34개와 110개이다.

피니언의 기준원 지름은 $d_1 = 4 \cdot 34 = 136\text{mm}$, 기어의 기준원 지름은 $d_2 = 4 \cdot 110 = 440\text{mm}$이다. 이 값들은 각 기어의 기준원 전체 지름이다.

서로 외접하는 두 평기어의 중심거리는 **기준원 반지름의 합**이므로 $a = \frac{d_1 + d_2}{2}$이다. 값을 대입하면 $a = \frac{136 + 440}{2} = 288\text{mm}$이며, 이는 ③의 288에 해당한다.

NoteBase

문 7. 마찰차에 대한 설명으로 옳은 것은?

① 무단변속기구로의 이용이 어렵다.

② 2개의 회전체가 간접 접촉하여 동력을 전달한다.

③ 마찰력의 한계로 인해 큰 회전력을 전달하기 어렵다.

④ 원통마찰차는 동일 평면 내에서 교차하는 두 축 사이에 회전동력을 전달한다.

정답 3번

간단한 해설

마찰차는 접촉면의 마찰력으로 회전력을 전달하므로, 전달하려는 힘이 **마찰력의 한계**를 넘으면 미끄러진다. 이 때문에 큰 회전력을 전달하기 어렵다.

선지별 해설

① X: 마찰차는 **무단변속기구로 이용할 수 있다**. 원판과 롤러 등을 조합하여 접촉 위치를 옮기면 동력 전달에 관여하는 유효 반지름이 연속적으로 달라지므로, 속도비를 단계 없이 바꿀 수 있다.

② X: 마찰차는 두 회전체의 표면을 서로 눌러 **직접 접촉**시킨 뒤 접촉면의 마찰력으로 동력을 전달한다. 벨트나 체인 같은 중간 매개체를 거치는 간접 전달과 구별된다.

③ O: 접촉면에서 전달할 수 있는 접선력은 마찰계수와 두 회전체를 서로 누르는 힘에 의해 제한된다. 필요한 접선력이 이 **마찰력의 한계를 넘으면 미끄럼이 발생**하므로, 큰 회전력을 전달하기 어렵다.

④ X: 원통마찰차는 **서로 평행한 두 축** 사이에서 회전동력을 전달한다. 동일 평면 안에서 교차하는 두 축 사이의 전달에는 원추마찰차를 사용한다. 원통과 원추의 형상 차이가 축의 배치 차이에 대응한다.

NoteBase

문 8. 평기어와 비교하여 헬리컬기어의 특징이 아닌 것은?

① 물림률이 작다.

② 진동과 소음이 작다.

③ 큰 동력을 전달할 수 있다.

④ 잇면의 마모가 균일하게 일어난다.

정답 1번

간단한 해설

①의 '물림률이 작다'는 반대이다. 헬리컬기어는 비스듬한 이가 겹쳐 맞물리므로 평기어보다 **물림률이 크다**.

선지별 해설

① X: 물림률은 기어가 회전할 때 동시에 맞물리는 이 쌍의 평균 수를 뜻한다. 헬리컬기어는 이가 비스듬하여 치폭 방향에서도 물림이 겹치므로, 평기어보다 **전체 물림률이 크다**. 따라서 '물림률이 작다'를 '물림률이 크다'로 고쳐야 한다.

② O: 평기어는 한 이의 치폭 전체가 거의 동시에 물리기 시작하지만, 헬리컬기어는 **한쪽 끝에서 시작하여 점진적으로 맞물린다**. 하중이 갑자기 가해지는 충격이 줄어들어 진동과 소음이 작다.

③ O: 물림률이 커서 **여러 이가 하중을 나누어 받는다**. 따라서 한 이에 집중되는 부담이 줄어들어, 비슷한 크기와 재료의 평기어보다 큰 하중을 지탱하고 큰 동력을 전달하는 데 유리하다.

④ O: 비스듬한 접촉선이 치폭을 따라 이동하면서 물림이 이어지므로, 접촉과 하중이 잇면에 분산되어 **마모가 비교적 균일하게** 일어난다. 이는 정상적인 조립과 윤활 상태에서의 일반적인 특징이며, 잇면의 모든 위치에서 마모량이 정확히 같다는 뜻은 아니다.

NoteBase

문 9. 롤러 체인의 피치는 P[mm]이고 구동 스프로킷 휠의 피치원 지름은 D[mm], 회전수는 N[rpm]이라고 할 때, 체인의 평균속도[m/s]는? (단, 체인의 속도변화는 무시한다)

① πDN

② $\frac{\pi DN}{1,000 \times 60}$

③ πPN

④ $\frac{\pi PN}{1,000 \times 60}$

정답 2번

간단한 해설

체인의 속도변화를 무시하면 한 바퀴당 이동거리는 **피치원 둘레**인 πD이다. 따라서 분당 이동거리 πDN을 **mm/min에서 m/s로 환산**한 평균속도는 $v = \frac{\pi DN}{1,000 \times 60}$m/s이다.

계산 과정

한 바퀴당 이동거리: 체인의 속도변화를 무시하므로 체인의 속도를 구동 스프로킷의 피치원 둘레속도로 구한다. 피치원 지름이 D mm이므로 한 바퀴 회전할 때 체인이 이동하는 거리는 πD mm이다. P는 체인의 피치이며, **피치원 지름 D를 대신하는 값이 아니다**.

분당 이동거리: 회전수 N rpm은 1분 동안 N바퀴 회전한다는 뜻이다. 한 바퀴당 이동거리에 분당 회전수를 곱하면 πDN mm/min이 된다. 이 값은 **1분 동안 이동하는 거리를 mm로 나타낸 값**이므로 아직 요구한 m/s 단위의 속도가 아니다.

단위 환산: 1 m = 1,000 mm이므로 mm를 m로 바꿀 때 1,000으로 나누고, 1분 = 60초이므로 분당 이동거리를 초당 이동거리로 바꿀 때 다시 60으로 나눈다. 따라서 $v = \frac{\pi DN}{1,000 \times 60}$m/s이며, 이는 ②의 식과 일치한다.

NoteBase

문 10. 다음 설명에 해당하는 것은?

2개의 브레이크 슈(brake shoe)가 브레이크 휠(brake wheel)의 안쪽에 있으며, 이들이 바깥쪽으로 확장되면서 브레이크 휠에 접촉하여 제동 작용을 일으킨다.

① 플라이휠
② 밴드 브레이크
③ 복식 블록 브레이크
④ 내부 확장 브레이크

정답 4번

간단한 해설

브레이크 휠 안쪽의 슈가 **바깥쪽으로 벌어져 휠의 안쪽 면을 누르는** 방식은 내부 확장 브레이크이다. 슈와 휠 사이의 마찰로 회전을 억제한다.

공통 해설

내부 확장 브레이크는 브레이크 휠 내부에 설치된 슈를 바깥쪽으로 벌려 휠의 안쪽 면에 밀착시키는 마찰 브레이크이다. 접촉면에 생기는 마찰력이 휠의 회전을 방해하는 방향으로 작용하여 제동한다.

명칭에서 '내부'는 **슈가 휠 안쪽에 배치**된다는 뜻이고, '확장'은 **슈가 중심에서 멀어지는 방향으로 벌어진다**는 뜻이다. 휠 자체가 팽창한다는 의미는 아니다. 제시된 두 개의 슈는 휠 안쪽에서 바깥쪽으로 움직여 휠에 접촉하므로 내부 확장 브레이크의 구조와 작동 원리에 해당한다.

NoteBase

문 11. 나사에 대한 설명으로 옳지 않은 것은?

① 볼나사는 체결용 나사이다.

② 사각나사는 운동용 나사이다.

③ 미터 보통나사의 나사산 각도는 60°이다.

④ 피치가 2 mm인 2줄 나사의 2회전 시 축방향 이동 거리는 8 mm이다.

정답 1번

간단한 해설

볼나사는 물체를 고정하는 체결용이 아니라 **회전운동을 직선운동으로 바꾸는 운동용 나사**이다. 나사축과 너트 사이에서 볼이 구르며 힘과 운동을 전달한다.

선지별 해설

① X: 볼나사는 나사축과 너트 사이에 볼을 넣어 구름 접촉으로 힘을 전달하는 **운동용 나사**이다. 회전운동을 직선운동으로 바꾸어 기계의 이송 등에 사용하므로, 부품을 조여 고정하는 체결용 나사로 분류하지 않는다.

② O: 사각나사는 나사산의 단면이 사각형인 **운동용 나사**이다. 나사와 너트의 상대 회전을 축방향 이동으로 바꾸면서 힘을 전달하므로 잭이나 프레스 등에 사용한다.

③ O: 미터 보통나사는 삼각나사의 일종으로, 나사산의 양쪽 옆면이 이루는 **나사산 각도가 60°**이다. 여기서 나사산 각도는 나선이 축 둘레를 따라 기울어진 정도를 나타내는 리드각과 구별한다.

④ O: 피치는 축방향으로 이웃한 나사산 사이의 거리이고, 리드는 나사가 1회전할 때 축방향으로 이동하는 거리이다. **2줄 나사의 리드는 피치의 2배**이므로, 피치가 2 mm이면 1회전당 이동 거리는 $2 \times 2 = 4$ mm이다. 따라서 2회전 시 이동 거리는 $4 \times 2 = 8$ mm이다.

NoteBase

문 12. 지름 d인 축에 폭 b인 평행키를 사용하여 축의 토크를 전달하고자 할 때, 필요한 키의 최소 길이는? (단, 키의 전단강도만을 고려하며, 축과 키의 허용전단응력은 모두 τ이다)

① $\frac{\pi d}{8b}$
② $\frac{\pi d}{4b}$
③ $\frac{\pi d^2}{8b}$
④ $\frac{\pi d^2}{4b}$

정답 3번

간단한 해설

축의 허용 토크를 키가 모두 전달하려면 **키의 전단면적**과 축의 비틀림 강도를 함께 고려해야 한다. 축과 키의 허용전단응력이 같으므로 이를 소거하면 키의 최소 길이는 $l_{\min} = \frac{\pi d^2}{8b}$이다.

계산 과정

1. 축의 허용 토크: 지름이 d인 원형 실축에 토크 T가 작용할 때 최대전단응력은 $\tau_{\max} = \frac{16T}{\pi d^3}$이다. 축 표면의 전단응력이 허용전단응력 τ에 도달할 때의 토크를 T_s라 하면 $T_s = \frac{\pi d^3 \tau}{16}$이다. 키는 **축의 허용 토크 전체를 전달**할 수 있도록 길이를 정한다.

2. 키의 전단응력: 키에 작용하는 접선력을 F, 키의 길이를 l이라 하자. 힘의 작용 반지름은 $\frac{d}{2}$이므로 $T_s = F \cdot \frac{d}{2}$, 즉 $F = \frac{2T_s}{d}$이다. 키의 **전단면적은 폭 × 길이**인 bl이므로 평균전단응력은 $\tau_k = \frac{F}{bl} = \frac{2T_s}{dbl}$이다.

3. 최소 길이: 키의 전단응력이 허용값을 넘지 않아야 하므로 $\tau_k \le \tau$이고, 길이가 최소일 때 등호가 성립한다. 따라서 $l_{\min} = \frac{2T_s}{db\tau}$에 축의 허용 토크를 대입하면 $l_{\min} = \frac{2}{db\tau} \cdot \frac{\pi d^3 \tau}{16} = \frac{\pi d^2}{8b}$이다. 축과 키의 **허용전단응력이 같아** τ가 소거되며, 이 식은 ③과 일치한다. d와 b를 mm로 넣으면 길이도 mm로 얻는다.

NoteBase

문 13. 기본 동 정격하중(C)이 20 kN인 볼 베어링에 작용하는 동 등가하중(P)이 10 kN에서 2 kN으로 감소하면 수명은 몇 배가 되는가? (단, 회전속도는 일정하다)

① 5

② 25

③ 125

④ 625

정답 3번

간단한 해설

볼 베어링의 수명은 **동 등가하중의 세제곱에 반비례**한다. 하중이 5분의 1로 줄면 회전속도가 같을 때 수명은 $5^3 = 125$배가 된다.

계산 과정

볼 베어링의 기본 정격수명은 $L = (C/P)^3$으로 구한다. 여기서 L은 백만 회전 단위의 수명, C는 기본 동 정격하중, P는 동 등가하중이다. 볼 베어링에는 **수명 지수 3**을 적용하며, C와 P는 같은 단위로 넣는다.

감소 전후의 하중을 각각 $P_1 = 10$ kN, $P_2 = 2$ kN, 수명을 각각 L_1, L_2라 하자. 같은 베어링이므로 C = 20 kN은 변하지 않아 수명비를 구할 때 소거된다. 따라서 $\frac{L_2}{L_1} = \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^3 = \left(\frac{10}{2}\right)^3 = 125$이다.

이는 하중 감소 후의 회전수 기준 수명이 감소 전의 125배라는 뜻이다. **회전속도가 일정**하므로 같은 회전수에 걸리는 시간도 일정하여, 시간 기준 수명 역시 125배가 된다. 이는 ③의 125에 해당한다.

NoteBase

문 14. 지름 60 mm인 레이디얼 저널 베어링에 작용하는 하중이 6 kN이고, 저널의 회전속도는 300 rpm이다. 허용 발열계수가 1.5 N/mm^2 · m/s일 때, 저널의 최소 길이[mm]는? (단, π = 3이다)

① 36

② 60

③ 72

④ 120

정답 2번

간단한 해설

허용 발열계수는 **베어링 면압과 저널 주속의 곱**의 한계값이다. 주속 0.9 m/s와 투영면적을 기준으로 한 면압을 적용하면, 허용값을 넘지 않는 저널의 최소 길이는 60 mm이다.

계산 과정

조건 정리: 저널 지름 d = 60 mm, 하중 W = 6 kN = 6000 N, 회전속도 n = 300 rpm이다. 구하려는 저널 길이를 l mm라 한다. 발열계수는 면압 p와 주속 v의 곱이며, 이 문제에서는 $pv \le 1.5$를 만족해야 한다. 여기서 p의 단위는 N/mm^2, v의 단위는 m/s이다.

저널 주속: 한 바퀴 회전할 때 표면이 이동하는 거리는 원주이므로, 주속은 원주에 초당 회전수를 곱해 구한다. 지름은 0.06 m로 바꾸고, 300 rpm은 1분당 회전수이므로 60으로 나눈다. π = 3을 적용하면 $v = \frac{3 \cdot 0.06 \cdot 300}{60} = 0.9$ m/s이다.

베어링 면압: 레이디얼 저널 베어링의 면압은 **하중 방향의 투영면적 dl**을 기준으로 한다. 따라서 $p = \frac{W}{dl} = \frac{6000}{60l}$ N/mm^{2}이다. 길이가 길어질수록 하중을 받는 투영면적이 커지므로 면압과 발열계수는 작아진다.

최소 길이: 길이가 최소일 때는 **발열계수가 허용값에 도달**하므로 $\frac{6000}{60l} \cdot 0.9 = 1.5$이다. 이를 길이에 대해 풀면 $l_{\min} = \frac{6000 \cdot 0.9}{60 \cdot 1.5} = 60$ mm이다. 따라서 필요한 최소 길이는 60 mm이며, ②의 값과 일치한다.

NoteBase

문 15. 구름 베어링의 기본 정 정격하중(기본 정적 부하용량)에 대한 설명으로 옳은 것은?

① 외륜을 고정하고 내륜을 회전시키는 조건에서 100만 회전의 정격 수명을 얻을 수 있는 베어링 하중의 크기

② 내륜을 고정하고 외륜을 회전시키는 조건에서 100만 회전의 정격 수명을 얻을 수 있는 베어링 하중의 크기

③ 최대 부하를 받고 있는 전동체와 궤도륜의 접촉부에서 전동체의 영구 변형량이 궤도륜 지름의 0.001배가 되는 베어링 하중의 크기

④ 최대 부하를 받고 있는 전동체와 궤도륜의 접촉부에서 전동체의 영구 변형량과 궤도륜의 영구 변형량의 합이 전동체 지름의 0.0001배가 되는 베어링 하중의 크기

정답 4번

간단한 해설

기본 정 정격하중은 최대 하중을 받는 접촉부에서 **전동체와 궤도륜의 영구 변형량의 합**이 **전동체 지름의 0.0001배**가 되는 하중이다. 회전수에 따른 수명이 아니라 하중으로 생기는 영구 변형을 기준으로 한다.

공통 해설

기본 정 정격하중은 정지 상태의 베어링에 하중이 작용할 때 생기는 국부적인 영구 변형을 기준으로 정한다. 영구 변형은 하중을 제거해도 남는 변형이며, 전동체뿐 아니라 전동체와 맞닿는 궤도륜에도 생긴다.

기준이 되는 곳은 최대 하중을 받는 전동체와 궤도륜의 접촉부이다. 이곳에서 **두 영구 변형량의 합이 전동체 지름의 0.0001배**가 되게 하는 하중이 기본 정 정격하중이다. 전동체만의 변형량을 따지거나 궤도륜 지름의 0.001배를 기준으로 삼으면 이 정의와 달라진다.

'100만 회전의 정격 수명'은 회전 중 반복 접촉에 따른 피로수명을 기준으로 하는 **동 정격하중**에 관한 기준이다. 내륜과 외륜 중 어느 것을 고정하고 회전시키는지와 관계없이, 회전수에 따른 수명을 기준으로 한 설명은 기본 정 정격하중의 정의가 아니다.

NoteBase

문 16. 바깥지름 120 mm, 안지름 80 mm인 단판 클러치에 2,000 N의 축방향 힘이 작용한다. 이 클러치가 600 rpm으로 회전할 때, 전달할 수 있는 최대 동력[W]은? (단, $\pi = 3$, 마찰계수는 0.25이고, 균일마모조건을 적용한다)

① 1,500

② 2,000

③ 4,000

④ 6,000

정답 1번

간단한 해설

균일마모조건에서는 **안팎 반지름의 산술평균**인 50 mm를 평균 마찰반지름으로 사용한다. 최대 전달토크 25 N·m에 각속도 60 rad/s를 곱하면 전달 동력은 **1,500 W**이다.

계산 과정

평균 마찰반지름: 바깥지름 120 mm와 안지름 80 mm에 대응하는 바깥반지름은 60 mm, 안반지름은 40 mm이다. 균일마모조건은 마찰면의 각 위치에서 압력과 반지름의 곱이 일정한 조건이며, 이때 토크 계산에 쓰는 유효 반지름은 **안팎 반지름의 산술평균**이다. 따라서 $r_m = \frac{60 + 40}{2} = 50\text{mm}$이고, 동력을 W로 구하기 위해 0.05 m로 바꾼다.

최대 전달토크: 축방향 힘 F = 2,000 N이 마찰면을 누르므로, 마찰계수 $\mu = 0.25$일 때 미끄러지기 직전의 최대 마찰력은 μF이다. 이 마찰력에 평균 마찰반지름을 곱하면 단판 클러치의 최대 전달토크가 된다. $T = \mu F r_m$에 대입하면 $T = 0.25 \cdot 2{,}000 \cdot 0.05 = 25\text{N} \cdot \text{m}$이다.

각속도: 600 rpm은 1분에 600회전한다는 뜻이다. 1회전이 2π rad이므로 **분당 회전수를 초당 각속도로 변환**하면 $\omega = \frac{2\pi n}{60}$이다. n = 600 rpm과 주어진 $\pi = 3$을 적용하면 $\omega = \frac{2 \cdot 3 \cdot 600}{60} = 60\text{rad/s}$이다.

최대 전달 동력: 회전 동력은 토크와 각속도의 곱이므로 $P = T\omega$이다. 따라서 $25 \times 60 = 1{,}500$ W이며, 이는 ①의 1,500 W에 해당한다.

NoteBase

문 17. 인장하중 550 kN이 작용하는 강판의 1줄 겹치기 리벳이음에서, 지름이 20 mm이고 허용전단응력이 500 N/mm^{2}인 리벳을 사용할 때, 전단에 의해 파괴되지 않을 리벳의 최소 개수는? (단, 리벳의 전단파괴만을 고려하고, π = 3이다)

① 3

② 4

③ 5

④ 6

정답 2번

간단한 해설

겹치기 리벳이음은 리벳 하나당 전단면이 하나인 **단전단**이며, 리벳 1개가 견디는 허용전단하중은 150 kN이다. 550 kN을 지탱하려면 필요한 개수 약 3.67개를 **올림하여 최소 4개**를 사용해야 한다.

계산 과정

1. 전단면과 하중: 겹쳐진 두 강판의 접촉면에서 리벳이 잘리므로 리벳 하나의 전단면은 **1개**이다. 리벳의 지름을 d, 개수를 n, 전체 인장하중을 P라 하고, 하중이 각 리벳에 균등하게 분담되는 것으로 계산한다. P = 550 kN = 550,000 N이며, 허용전단응력은 500 N/mm^{2}이다.

2. 리벳 1개의 전단면적: 원형 단면이므로 $A = \frac{\pi d^2}{4}$이다. 주어진 π = 3과 d = 20 mm를 대입하면 $A = \frac{3 \times 20^2}{4} = 300\text{mm}^2$이다.

3. 리벳 1개의 허용전단하중: 전단응력은 전단하중을 전단면적으로 나눈 값이므로, 허용전단하중은 **허용전단응력 × 전단면적**이다. 따라서 500 × 300 = 150,000 N = 150 kN이며, 이는 리벳 1개가 허용전단응력을 넘지 않고 지탱할 수 있는 하중이다.

4. 최소 개수: 리벳 n개의 허용전단하중 합계가 전체 하중 이상이어야 하므로 150n≥550이다. 따라서 $n \geq \frac{550}{150} = \frac{11}{3} \approx 3.67$이며, 개수는 정수이므로 **올림하여 4개**가 필요하다. 3개는 450 kN으로 부족하고, 4개는 600 kN을 지탱하므로 최소 개수는 4개이며 ②에 해당한다.

NoteBase

문 18. 평기어의 이끝 틈새(clearance)에 대한 설명으로 옳은 것은?

① 서로 맞물려 있는 한쌍의 기어의 이끝 높이들의 거리

② 서로 맞물려 있는 한쌍의 기어의 이뿌리 높이들의 거리

③ 맞물린 한쌍의 기어에서 한 기어의 피치원에서 상대편 기어의 이뿌리원까지의 중심선상 거리

④ 맞물린 한쌍의 기어에서 한 기어의 이끝원에서 상대편 기어의 이뿌리원까지의 중심선상 거리

정답 4번

간단한 해설

이끝 틈새는 맞물린 두 기어에서 **한 기어의 이끝원과 상대 기어의 이뿌리원 사이**에 남는 중심선 방향의 간격이다. 이끝이 상대 기어의 이뿌리에 부딪히지 않도록 여유를 둔 것이다.

공통 해설

이끝원은 기어 이의 끝을 잇는 원이고, 이뿌리원은 이와 이 사이 홈의 바닥을 잇는 원이다. 두 기어가 맞물릴 때 한 기어의 이끝은 상대 기어의 이 사이로 들어간다. 이때 이끝이 홈의 바닥에 닿지 않도록 남겨 둔 간격이 이끝 틈새이다. 따라서 두 기어의 중심을 잇는 선 위에서 **한 기어의 이끝원부터 상대 기어의 이뿌리원까지**의 거리를 측정한다.

이끝끼리 또는 이뿌리끼리의 거리는 이끝과 홈 바닥 사이의 여유를 나타내지 않는다. 또한 피치원은 이끝원이 아니므로, 피치원에서 상대 기어의 이뿌리원까지 측정한 거리에는 이끝이 상대 기어의 홈 안으로 들어가는 부분까지 포함된다. 이끝 틈새를 구하려면 **피치원이 아니라 이끝원**을 기준으로 삼아야 한다.

NoteBase

문 19. 공기스프링에 대한 설명으로 옳지 않은 것은?

① 측면 방향의 강성이 없다.

② 하중과 변형의 관계가 선형적이다.

③ 공기량에 따라 스프링 상수의 조절이 가능하다.

④ 공기탱크 및 압축기 등의 설치로 인해 구조가 복잡하다.

정답 2번

간단한 해설

공기스프링은 압축에 따라 내부 공기의 압력과 하중을 지지하는 유효면적이 달라지므로, 하중과 변형의 관계가 일반적으로 **비선형적**이다. 따라서 '하중과 변형의 관계가 선형적이다'라는 설명은 일반적인 특성과 맞지 않는다.

선지별 해설

① O: 공기스프링은 압축공기의 탄성을 이용해 주로 축 방향 하중을 지지하며, 측면의 움직임을 구속하는 능력이 부족하여 **별도의 측면 안내장치**가 필요하다. 선지의 '측면 방향의 강성이 없다'는 이러한 지지·안내상의 한계를 나타낸 표현이다. 실제 제품의 횡강성이 항상 수치상 0이라는 뜻은 아니다.

② X: 공기가 드나들지 않는 상태에서 스프링을 압축하면 내부 공기의 부피가 줄고 압력이 높아진다. 또한 변형에 따라 하중을 지지하는 유효면적도 달라질 수 있어, 변형이 같은 양만큼 증가하더라도 하중 증가량이 일정하지 않다. 따라서 하중과 변형의 관계는 일반적으로 **비선형적**이며, '선형적이다'를 '비선형적이다'로 고쳐야 한다. 특정 작동점 부근의 작은 변형 범위에서 선형으로 근사하는 것과는 구별한다.

③ O: 공기를 넣거나 빼면 내부 압력을 바꿀 수 있다. 같은 설치 높이에서도 내부 압력이 달라지면 변형에 대한 하중의 변화율인 **스프링 상수**가 달라지므로, 공기량을 조절해 스프링의 강성을 조절할 수 있다.

④ O: 공기를 공급하고 압력을 유지·조절하려면 공기탱크와 압축기뿐 아니라 배관과 밸브 등도 필요하다. 이러한 **공기 공급·제어 설비**가 추가되므로, 금속 스프링만 사용하는 경우보다 전체 구조가 복잡해진다.

NoteBase

문 20. 얇은 두께의 원통형 배관에서 내압이 2배로 증가할 때, 배관의 축 방향 응력(σ_1)에 대한 원주 방향 응력(σ_2)의 비($\frac{\sigma_2}{\sigma_1}$)는?

① 0.25

② 0.5

③ 2

④ 4

정답 3번

간단한 해설

얇은 원통에서 **원주 방향 응력은 축 방향 응력의 2배**이다. 두 응력은 모두 내압에 비례하므로 내압이 2배가 되어도 두 응력의 비는 2로 유지된다.

계산 과정

배관의 반지름을 r, 두께를 t, 증가 전 내압을 p라 한다. 두께가 반지름에 비해 작은 얇은 원통으로 보고, 축 방향 응력은 단부에 작용하는 압력을 관벽이 지지하는 표준 모형으로 구한다. 압력 증가 전후에 배관의 치수는 같다고 본다.

축 방향 응력 σ_1은 단부를 밀어내는 압력의 힘을 관벽의 원형 단면이 지지하여 생기므로 $\sigma_1 = \frac{pr}{2t}$이다. 원주 방향 응력 σ_2는 원통을 길이 방향으로 가른 양쪽 벽이 내부 압력의 힘을 지지하여 생기므로 $\sigma_2 = \frac{pr}{t}$이다.

내압이 2p로 증가하면 축 방향 응력은 $\sigma_1' = \frac{(2p)r}{2t} = \frac{pr}{t}$, 원주 방향 응력은 $\sigma_2' = \frac{(2p)r}{t} = \frac{2pr}{t}$이다. 즉, **각 응력은 증가 전의 2배**가 된다.

증가 후 두 응력의 비는 $\frac{\sigma_2'}{\sigma_1'} = \frac{2pr/t}{pr/t} = 2$이다. 같은 단위의 응력끼리 나눈 비이므로 단위는 없으며, 이 값은 ③의 2에 해당한다.

NoteBase