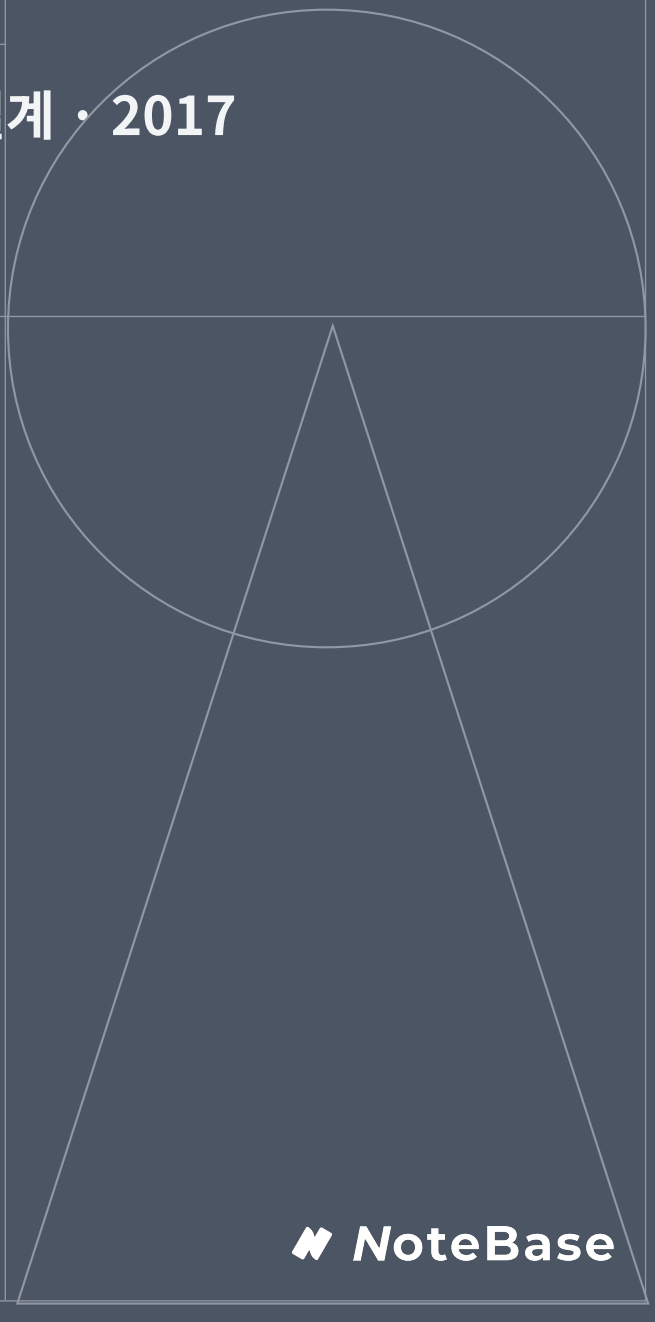
기출OX 해설집

공무원/국가직/7급 · 기계설계 · 2017



NoteBase

기출OX 해설집

공무원/국가직/7급 · 기계설계 · 2017

공무원/국가직/7급 · 기계설계 · 2017

문 1. 정하중을 받는 시편의 응력집중계수(stress concentration factor)에 대한 설명으로 옳지 않은 것은?

① 응력집중계수는 1 이상이다.

② 응력집중계수는 기하학적 형상에 따라 다르다.

③ 동일 형상의 시편에서 응력집중계수는 재질에 따라 다르다.

④ 응력집중계수는 작용하는 하중 또는 모멘트에 따라 다르다.

정답 3번

출제 포인트

응력집중계수(stress concentration factor, K_t)가 무엇에 의해 결정되는지를 묻는 문제이다. 응력집중계수는 노치·홀·단차 등 형상 불연속부에서 최대응력이 공칭응력보다 몇 배 커지는지를 나타내는 순수한 형상 비율값이며, 시편의 재질(강, 알루미늄 등 어떤 소재인지)과는 무관하다는 점이 핵심이다.

핵심 개념

$K_t = \sigma_{max}/\sigma_{nom}$으로 정의된다. 여기서 σ_{max}는 불연속부 주변의 최대응력, σ_{nom}은 같은 단면에서의 공칭(평균)응력이다. 이 값은 노치의 반지름, 폭과 높이의 비 등 순수한 기하학적 형상 인자에 의해서만 결정되며, 재질의 강도나 탄성계수와는 관계가 없다. 또한 인장, 굽힘, 비틀림처럼 하중 또는 모멘트가 작용하는 방식(하중의 종류)이 다르면 응력분포 자체가 달라지므로 같은 형상이라도 그에 대응하는 응력집중계수 값이 달라진다.

NoteBase

선지별 해설

① 응력집중계수는 1 이상이다 → O. 불연속부의 최대응력은 항상 공칭응력 이상이므로 $K_t \geq 1$이다.
② 응력집중계수는 기하학적 형상에 따라 다르다 → O. 노치의 곡률반지름, 단차 비율 등 형상이 바뀌면 응력집중계수도 달라지는 것이 정의 그 자체이다.
③ 동일 형상의 시편에서 응력집중계수는 재질에 따라 다르다 → X. 틀린 표현 → 올바른 표현: 응력집중계수는 순수한 형상 비율($\sigma_{max}/\sigma_{nom}$)이므로 형상이 같으면 강, 알루미늄 등 재질이 달라도 값은 동일하다(재질과 무관하다).
④ 응력집중계수는 작용하는 하중 또는 모멘트에 따라 다르다 → O. 인장, 굽힘, 비틀림 등 하중이 작용하는 방식이 다르면 불연속부 주변의 응력분포 형태가 달라지므로, 같은 형상이라도 하중의 종류에 대응하는 응력집중계수 값(인장용, 굽힘용, 비틀림용 선도)이 서로 다르다.

오답 포인트

응력집중계수를 재료역학적 강도(항복강도, 인장강도 등)와 혼동하면 재질에 따라 값이 변한다고 착각하기 쉽다. 그러나 응력집중계수는 응력의 '비율'이지 '크기' 자체가 아니므로 재질과는 무관하고, 오직 형상과 하중이 작용하는 방식(하중의 종류)에 의해서만 좌우된다는 점을 구분해야 한다.

다시 나오면 이렇게 판단

선지에 '재질' 또는 '강도'라는 단어가 응력집중계수의 결정 요인으로 등장하면 우선 의심한다. 응력집중계수는 형상 비율값이므로 재질·탄성계수·강도와 관련짓는 선지는 옳지 않은 설명일 가능성이 높고, 형상이나 하중의 작용 방식(인장/굽힘/비틀림)과 관련짓는 선지는 옳은 설명일 가능성이 높다.

암기 포인트

응력집중계수는 재질 무관, 형상과 하중방식(인장·굽힘·비틀림) 좌우, 항상 1 이상으로 정리해 둔다.

NoteBase

문 2. 구름 베어링 6312ZNR에 대한 설명으로 옳은 것은?

① 63은 베어링 계열기호이며 복렬 깊은 홈 볼베어링을 나타낸다.

② 12는 안지름 번호이며 베어링 안지름은 60[mm]이다.

③ Z는 실드기호이며 양측 실드를 나타낸다.

④ NR은 조합기호이며 병렬조합을 나타낸다.

정답 2번

출제 포인트

구름 베어링의 호칭번호(형식번호) 6312ZNR을 구성 요소별로 분해해 각 자리가 무엇을 의미하는지 정확히 알고 있는지를 묻는 문제이다. 베어링 호칭번호는 베어링 계열기호, 안지름 번호, 실드·씰 기호, 내부 틈새·등급·조합 기호 등이 순서대로 결합된 형태로 구성된다.

핵심 개념

6312ZNR은 '63(계열)+12(안지름 번호)+Z(실드기호)+NR(조합기호)'로 분해된다.
계열기호: 6300계열은 단열(한 줄) 깊은 홈 볼베어링을 나타내는 계열이다. 복렬(두 줄) 깊은 홈 볼베어링은 4200계열 등 별도 계열기호로 표시되므로, 63은 복렬이 아니라 단열 깊은 홈 볼베어링을 나타낸다.
안지름 번호: 안지름 번호가 04 이상인 경우 안지름[mm] = 안지름 번호 × 5로 계산한다. 12 × 5 = 60이므로 안지름은 60[mm]이다.
실드기호: Z는 한쪽면에만 금속 실드판을 부착한 것을 나타내는 기호이고, 양쪽 모두에 실드를 부착한 경우에는 ZZ로 표기한다.
조합(부가)기호: NR은 베어링 외륜 바깥지름에 스냅링(멈춤링)을 끼우기 위한 홈이 가공되어 있고 스냅링이 부착되어 있음을 나타내는 기호이며, 두 개 이상의 베어링을 나란히 배열하는 병렬조합과는 관계가 없다.

선지별 해설

① X: 63은 베어링 계열기호가 맞지만, 복렬 깊은 홈 볼베어링이 아니라 단열(한 줄) 깊은 홈 볼베어링을 나타내는 계열기호이다. → '복렬' 대신 '단열'로 고쳐야 한다.
② O: 12는 안지름 번호이며, 안지름 번호 × 5 = 12 × 5 = 60이므로 베어링 안지름은 60[mm]가 맞다.
③ X: Z는 실드기호가 맞지만, 양측 실드가 아니라 한쪽 면에만 실드를 부착했음을 나타내는 기호이다. 양측 실드를 나타내려면 ZZ로 표기해야 한다.
④ X: NR은 조합기호가 아니라 외륜에 스냅링(멈춤링)을 끼우기 위한 홈과 스냅링이 있음을 나타내는 부가기호이며, 병렬조합과는 관련이 없다.

NoteBase

오답 포인트

①과 ③은 계열기호·실드기호라는 항목 이름은 맞게 짚었지만 그 안에서 '단열/복렬', '한쪽/양측'을 서로 뒤바꿔 놓은 함정이다. 항목 이름만 보고 답을 고르지 말고, 뒤에 붙은 세부 의미(단열인지 복렬인지, 한쪽인지 양측인지)까지 맞는지 반드시 확인해야 한다. ④는 NR을 '조합기호'라는 낯선 용어로 포장했는데, NR은 베어링 여러 개를 조합하는 것과 무관한 스냅링(멈춤링) 관련 기호임을 기억해야 한다.

다시 나오면 이렇게 판단

호칭번호 문제는 번호를 앞에서부터 끊어 '계열기호 - 안지름 번호 - 실드/씰기호 - 내부틈새기호 - 등급기호 - 조합기호' 순서로 분해한 뒤, 안지름 번호는 곱하기 5부터 계산하고 나머지 문자 기호는 하나씩 뜻을 대입해 선지와 일일이 대조한다. 단열/복렬, 한쪽/양측처럼 대응되는 짝 표현이 나오면 특히 주의해서 확인한다.

암기 포인트

안지름 번호 × 5 = 안지름[mm](04 이상일 때). Z=한쪽 실드, ZZ=양쪽 실드. NR=스냅링(멈춤링) 홈 부가기호. 6300계열=단열 깊은 홈 볼베어링.

NoteBase

문 3. 나사의 효율에 대한 설명으로 옳은 것은?

① 마찰계수가 일정할 때 리드각이 커지면 효율은 항상 낮아진다.

② 마찰계수와 리드각이 일정할 때 사각나사보다 삼각나사의 효율이 높다.

③ 리드각이 일정할 때 마찰계수가 커지면 효율은 높아진다.

④ 나사를 조일 때 자립조건을 만족하는 나사의 최대효율은 50% 미만이다.

정답 4번

출제 포인트

나사를 조일 때의 효율 공식 $\eta = \frac{\tan\lambda}{\tan(\lambda+\rho)}$($\lambda$=리드각, ρ=마찰각, $\tan\rho = \mu$)을 이해하고, 리드각·마찰계수 변화에 따른 효율 증감 방향과 자립조건(self-locking)에서의 최대효율을 도출할 수 있는지를 묻는다.

조건 정리

나사를 조일 때(체결 시) 회전력이 나사를 감아올리는 방향으로 작용하며, 효율은 마찰이 없는 이상적인 경우(리드각만으로 일을 하는 경우) 대비 실제 필요 토크의 비로 정의된다. 자립조건은 나사를 죈 후 외력(축하중) 때문에 저절로 풀리지 않는 조건으로 $\lambda \le \rho$이다.

사용할 공식

나사의 조임 효율: $\eta = \frac{\tan\lambda}{\tan(\lambda+\rho)}$. 자립조건: $\lambda \le \rho$. 이 범위에서 효율은 λ가 커질수록(즉 ρ에 가까워질수록) 커지므로, 자립조건을 만족하는 나사의 최대효율은 경계값 $\lambda = \rho$에서 나타난다.

계산 과정

$\lambda = \rho$로 놓고 $t = \tan\rho$라 하면 $\eta_{\max} = \frac{\tan\rho}{\tan 2\rho} = \frac{t}{\frac{2t}{1-t^2}} = \frac{1-t^2}{2}$. $0 < \rho < 45^\circ$이므로 $0 < t < 1$이고, 따라서 $0 < \eta_{\max} < \frac{1}{2}$이다. 즉 자립조건을 만족하는 나사($\lambda \le \rho$)의 조임 효율은 항상 50% 미만이며, 리드각이 마찰각에 가까워질수록 그 상한값(50% 미만)에 근접한다.

NoteBase

선지 판단

① 마찰계수(즉 마찰각 ρ)가 일정할 때 리드각 λ이 커지면 효율은 처음에는 증가하다가 어떤 최적 리드각을 지나면 다시 감소하는 극값 형태를 가진다. "항상 낮아진다"는 서술은 틀린 표현이다 → 틀린 표현 "항상 낮아진다" → 올바른 표현 "어떤 최적 리드각까지는 커지다가 그 이후 다시 작아진다".
② 마찰계수와 리드각이 같을 때 삼각나사는 나사산 경사면 때문에 유효 마찰계수(수직력 증가 효과)가 사각나사보다 커져서 마찰손실이 크다. 따라서 삼각나사보다 사각나사의 효율이 더 높다 → 틀린 표현 "사각나사보다 삼각나사의 효율이 높다" → 올바른 표현 "삼각나사보다 사각나사의 효율이 높다".
③ 리드각이 일정할 때 마찰계수가 커지면 마찰각 ρ가 커져 $\tan(\lambda+\rho)$가 커지므로 효율 $\eta=\tan\lambda/\tan(\lambda+\rho)$는 오히려 낮아진다 → 틀린 표현 "효율은 높아진다" → 올바른 표현 "효율은 낮아진다".
④ 위 계산 과정에서 보였듯이 자립조건($\lambda \le \rho$)을 만족하는 나사의 조임 효율은 경계값 $\lambda=\rho$에서 최대이고 그 값은 $(1-\tan^2\rho)/2 < 1/2$이다. 따라서 자립조건을 만족하는 나사의 최대효율은 50% 미만이라는 서술은 옳다.

오답 포인트

①은 리드각과 효율의 관계를 단조 감소로 오해한 경우이다. 실제로는 리드각이 0에서 커질수록 효율이 증가하다가 최적점을 지나면 감소하는 포물선 형태의 그래프를 가진다는 점을 놓치면 틀린다. ②는 사각나사와 삼각나사의 효율 우열을 반대로 암기한 경우이다. 삼각나사는 나사산의 경사면 때문에 수직항력이 커져 마찰이 늘고 효율이 낮다는 점을 반대로 기억하면 오답을 고른다. ③은 마찰계수와 효율의 반비례 관계를 놓치고 임의로 비례 관계로 착각한 경우이다.

다시 나오면 이렇게 판단

나사 효율 문제가 나오면 먼저 $\eta=\tan\lambda/\tan(\lambda+\rho)$ 공식을 떠올리고, 리드각을 변수로 놓았을 때 효율이 극값(최적 리드각)을 가진다는 점, 마찰계수(마찰각)가 커지면 분모가 커져 효율이 낮아진다는 점, 사각나사가 삼각나사보다 효율이 높다는 점, 그리고 자립조건 $\lambda \le \rho$에서 최대효율이 항상 50% 미만이라는 결론($\lambda=\rho$ 대입으로 직접 유도 가능)을 순서대로 점검한다.

암기 포인트

나사 조임 효율 $\eta=\tan\lambda/\tan(\lambda+\rho)$, 효율은 리드각에 대해 극값을 가짐(항상 증가·항상 감소 아님), 사각나사 효율 > 삼각나사 효율, 마찰계수 증가 → 효율 감소, 자립조건($\lambda \le \rho$) 만족 나사의 최대효율은 50% 미만.

NoteBase

문 4. 진응력(σ_T), 진변형률(ε_T), 공칭응력(σ), 공칭변형률(ε)에 대한 설명으로 옳지 않은 것은?

① 공칭응력과 공칭변형률은 변형 전의 단면적 또는 길이를 기준으로 계산된 응력과 변형률이다.

② 소성영역에서는 진응력과 진변형률을 사용하는 것이 바람직하다.

③ 소성영역의 변형에서 진응력 $\sigma_T = \sigma(1 + 2\varepsilon)$이다.

④ 소성영역의 변형에서 진변형률 $\varepsilon_T = \ln(1 + \varepsilon)$이다.

정답 3번

출제 포인트

공칭응력·공칭변형률과 진응력·진변형률의 정의를 정확히 구분하고, 체적 불변 가정 아래 두 응력·변형률 사이의 변환 공식을 올바르게 적용할 수 있는지를 묻는다. 특히 진응력을 공칭응력으로 나타내는 식에서 곱해지는 항이 $(1 + \varepsilon)$인지 $(1 + 2\varepsilon)$인지가 핵심 쟁점이다.

조건 정리

시험편의 최초 단면적을 A_0, 최초 길이를 L_0라 하고, 변형 후 순간 단면적을 A_i, 순간 길이를 L_i라 한다. 인장력은 F로 동일하다. 소성변형 구간에서는 체적이 일정하게 유지된다고 가정한다($A_0 L_0 = A_i L_i$).

사용할 공식

공칭응력 $\sigma = \frac{F}{A_0}$, 진응력 $\sigma_T = \frac{F}{A_i}$, 공칭변형률 $\varepsilon = \frac{L_i - L_0}{L_0}$, 진변형률 $\varepsilon_T = \ln\left(\frac{L_i}{L_0}\right)$. 체적 불변 조건 $A_0 L_0 = A_i L_i$.

계산 과정

체적 불변 조건에서 $A_i = A_0 \frac{L_0}{L_i}$이므로, 진응력은 $\sigma_T = \frac{F}{A_i} = \frac{F}{A_0} \cdot \frac{L_i}{L_0} = \sigma \cdot \frac{L_i}{L_0}$이 된다. 한편 공칭변형률의 정의로부터 $\frac{L_i}{L_0} = 1 + \varepsilon$이므로, 이를 대입하면 $\sigma_T = \sigma(1 + \varepsilon)$이 된다. 즉 진응력은 공칭응력에 $(1 + \varepsilon)$을 곱한 값이지 $(1 + 2\varepsilon)$을 곱한 값이 아니다. 진변형률은 $\varepsilon_T = \ln\left(\frac{L_i}{L_0}\right) = \ln(1 + \varepsilon)$로 정의 그대로 유도되어 성립한다.

선지 판단

① O: 공칭응력·공칭변형률은 변형이 진행되어도 바뀌지 않는 최초 단면적 A_0과 최초 길이 L_0를 기준으로 계산한 값이므로 옳은 설명이다.
② O: 소성영역에서는 단면적과 길이가 실제로 계속 변하기 때문에, 그 순간의 실제 단면적·길이를 반영하는 진응력·진변형률을 사용하는 것이 재료의 실제 거동을 더 정확하게 나타낸다. 그래서 소성영역에서는 진응력-진변형률 선도를 사용하는 것이 바람직하다.
③ X: 소성영역의 변형에서 진응력은 $\sigma_T = \sigma(1 + \varepsilon)$이 성립한다. 문제의 선지처럼 $\sigma_T = \sigma(1 + 2\varepsilon)$로 쓰면 틀린 표현이다 → 올바른 표현은 $\sigma_T = \sigma(1 + \varepsilon)$이다.
④ O: 진변형률은 순간 길이와 최초 길이의 비의 자연로그로 정의되므로 $\varepsilon_T = \ln(1 + \varepsilon)$이 성립하며, 이는 정의로부터 바로 유도되는 옳은 관계식이다.

NoteBase

오답 포인트

진응력-공칭응력 변환식에서 계수를 $1+\varepsilon$ 대신 $1+2\varepsilon$으로 잘못 외우면 이 문제에서 바로 걸린다. 2ε이라는 계수가 나오는 다른 공식(예: 응력 성분이나 전단 변형 관련 식)과 혼동하지 않도록 유의한다. 진응력-변형률 변환 공식은 체적 불변 조건 $A_0L_0 = A_iL_i$에서 직접 유도되는 값이므로, 유도 과정을 한 단계씩 따라가면서 계수를 확인하는 습관을 들인다.

다시 나오면 이렇게 판단

진응력·진변형률과 공칭응력·공칭변형률 사이의 변환식이 나오면, 먼저 체적 불변 조건 $A_0L_0 = A_iL_i$에서 $\sigma_T = \sigma(1+\varepsilon)$을 직접 유도해 보고, 이어서 진변형률 정의 $\varepsilon_T = \ln(1+\varepsilon)$이 맞는지 확인한다. 선지에 곱해지는 계수나 로그 형태가 이 두 식과 다르게 적혀 있으면 그 선지를 의심한다.

암기 포인트

진응력-공칭응력: $\sigma_T = \sigma(1+\varepsilon)$ (계수는 $1+\varepsilon$, $1+2\varepsilon$이 아니다). 진변형률-공칭변형률: $\varepsilon_T = \ln(1+\varepsilon)$. 공칭응력·공칭변형률은 최초 단면적·길이 기준, 진응력·진변형률은 순간 단면적·길이 기준이며 소성영역 해석에는 진응력-진변형률이 적합하다.

NoteBase

문 5. 평벨트전동에서 긴장 측 벨트장력이 10[kN]이고 벨트의 속도가 5[m/s]인 경우, 전달동력 [kW]은? (단, 장력비는 5이고, 원심력의 영향은 무시한다)

① 30

② 40

③ 50

④ 62.5

정답 2번

출제 포인트

평벨트 전동에서 긴장측 장력과 장력비가 주어졌을 때 이완측 장력을 구하고, 유효장력(전달장력)과 벨트 속도로부터 전달동력을 계산하는 문제이다. 장력비의 정의를 정확히 적용하는 것이 핵심이다.

조건 정리

긴장측 벨트장력 $T_1 = 10[\text{kN}]$, 벨트 속도 $v = 5[\text{m/s}]$, 장력비 $e = T_1/T_2 = 5$, 원심력의 영향은 무시한다는 조건이 주어졌다.

사용할 공식

장력비 $e = \frac{T_1}{T_2}$에서 이완측 장력 $T_2 = \frac{T_1}{e}$를 구한다. 전달동력은 유효장력(긴장측과 이완측의 장력 차)과 벨트 속도의 곱으로 구한다. $P = (T_1 - T_2)v$

계산 과정

이완측 장력은 $T_2 = \frac{T_1}{e} = \frac{10}{5} = 2[\text{kN}]$이다. 유효장력은 $T_1 - T_2 = 10 - 2 = 8[\text{kN}]$이다. 따라서 전달동력은 $P = 8[\text{kN}] \times 5[\text{m/s}] = 40[\text{kW}]$이다.

선지 판단

① 30 → 틀린 값이다. 유효장력을 8kN이 아닌 6kN 등으로 잘못 계산했을 때 나올 수 있는 값이다.
② 40 → 옳다. 이완측 장력 2kN을 구해 유효장력 8kN에 속도 5m/s를 곱하면 40kW가 된다.
③ 50 → 틀린 값이다. 이완측 장력을 빼지 않고 긴장측 장력 10kN에 속도 5m/s를 곱해 50kW로 계산하면 나오는 오답이다.
④ 62.5 → 틀린 값이다. 장력비를 잘못 적용해 이완측 장력을 실제보다 작게 계산했을 때 나올 수 있는 값이다.

오답 포인트

전달동력은 긴장측 장력 하나만으로 계산하지 않고, 반드시 긴장측과 이완측 장력의 차인 유효장력을 사용해야 한다. 장력비 $e = T_1/T_2$를 T_2/T_1으로 거꾸로 적용하면 이완측 장력이 잘못 계산되어 오답이 나온다.

NoteBase

다시 나오면 이렇게 판단

장력비가 주어지면 먼저 이완측 장력부터 구한 뒤, 유효장력(긴장측-이완측)을 벨트 속도와 곱해 전달동력을 구하는 순서로 접근한다. 원심력을 무시한다는 단서가 있으면 원심장력 보정 없이 단순 계산으로 끝낸다.

암기 포인트

전달동력 $P = (T_1 - T_2)v$, 장력비 $e = T_1/T_2$이며 T_1은 긴장측, T_2는 이완측 장력임을 기억해 둔다.

NoteBase

문 6. 드럼의 원주속도가 20[m/s]인 단식 블록 브레이크에서 블록을 드럼에 밀어붙이는 힘은 50[kgf]이고 블록의 폭은 100[mm], 길이는 20[mm]일 때, 브레이크 용량 [kgf/mm^2 · m/s]은? (단, 마찰계수는 0.2이고, 브레이크 압력은 균일하다)

① 0.1

② 0.5

③ 1

④ 5

정답 1번

출제 포인트

단식 블록 브레이크의 브레이크 용량을 구하는 문제이다. 브레이크 용량은 단위 면적당 단위 시간당 마찰에 의해 흡수되는 일의 정도를 나타내는 값으로, 브레이크 압력(접촉압력) p, 마찰계수 μ, 드럼의 원주속도 v의 곱으로 정의된다. 주어진 힘·치수로부터 접촉압력을 먼저 구하고 이를 마찰계수·속도와 곱하는 2단계 계산이 핵심이다.

조건 정리

드럼 원주속도 $v = 20[\mathrm{m/s}]$, 블록을 드럼에 미는 힘(수직력) $P = 50[\mathrm{kg_f}]$, 블록 폭 $b = 100[\mathrm{mm}]$, 블록 길이 $l = 20[\mathrm{mm}]$, 마찰계수 $\mu = 0.2$, 브레이크 압력은 블록 접촉면에 균일하게 분포한다고 가정한다.

사용할 공식

접촉압력: $p = \frac{P}{bl}$
브레이크 용량: $q = \mu p v$

계산 과정

접촉압력을 구하면 $p = \frac{P}{bl} = \frac{50}{100 \times 20} = \frac{50}{2000} = 0.025[\mathrm{kg_f/mm^2}]$이다.
이 값을 이용해 브레이크 용량을 구하면 $q = \mu p v = 0.2 \times 0.025 \times 20 = 0.1[\mathrm{kg_f/mm^2 \cdot m/s}]$이다.

선지 판단

① 0.1 → O, 계산 결과와 정확히 일치한다.
② 0.5 → X, 접촉압력을 구할 때 폭과 길이를 곱하지 않고 더하거나 한쪽만 사용하는 등의 실수를 하면 나오는 값으로, 실제 계산값보다 크다.
③ 1 → X, 접촉압력 계산에서 단위 mm^{2}를 cm^{2}로 잘못 환산하거나 자릿수를 하나 틀리면 나올 수 있는 값이다.
④ 5 → X, 마찰계수나 속도를 반영하지 않고 압력만 별도로 확대 계산했을 때 나올 수 있는 값으로 실제 용량과 차이가 크다.

NoteBase

오답 포인트

이 문제의 함정은 접촉압력 $p = P/(bl)$을 구하는 과정에서 폭과 길이의 단위를 그대로(모두 mm) 사용해야 한다는 점과, 브레이크 용량 공식에 마찰계수·압력·속도 세 값을 모두 곱해야 한다는 점을 놓치는 데 있다. 셋 중 하나라도 빠뜨리면 0.1이 아닌 다른 선지 값이 나오게 된다.

다시 나오면 이렇게 판단

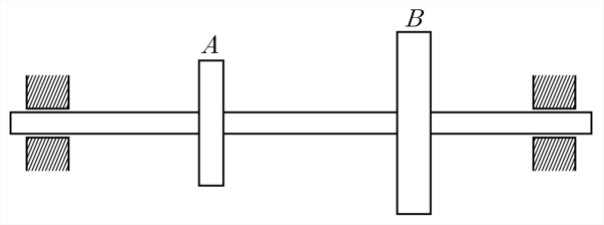
브레이크 용량 문제가 나오면 먼저 접촉압력 $p = P/(bl)$을 구하고, 그 다음 마찰계수와 원주속도를 곱해 $q = \mu pv$를 계산하는 순서를 지킨다. 단위는 mm, kgf, m/s를 그대로 대입해도 문제에서 요구하는 단위($kg_f/mm^2 \cdot m/s$)와 맞아떨어지므로 별도의 단위 환산이 필요 없다는 점을 기억해 둔다.

암기 포인트

브레이크 용량 $q = \mu pv$ (단, $p = P/(bl)$): 마찰계수 × 접촉압력 × 원주속도로 계산한다.

NoteBase

문 7. 축의 자중만 고려한 위험속도는 3,000[rpm], 축의 자중을 무시하고 회전체 A와 B를 각각 단독으로 설치한 경우 위험속도는 2,000[rpm]과 1,000[rpm]이다. 2개의 회전체를 축에 모두 설치했을 때, Dunkerley 실험식에 따른 위험속도[rpm]는?



① $\frac{6}{11} \times 10^3$
② $\frac{5}{7} \times 10^3$
③ $\frac{6}{7} \times 10^3$
④ $\frac{10}{11} \times 10^3$

정답 3번

출제 포인트

던커리(Dunkerley) 실험식을 이용해 여러 회전체가 동시에 설치된 축의 위험속도(危險速度)를 구할 수 있는지 확인하는 문제이다. 축 자체의 자중에 의한 위험속도와 각 회전체를 단독으로 설치했을 때의 위험속도를 알 때, 이들을 모두 설치한 축 전체의 위험속도를 합성하는 절차를 묻는다.

조건 정리

축의 자중만 고려한 위험속도 $N_0 = 3{,}000$ rpm, 회전체 A만 단독 설치 시 위험속도 $N_1 = 2{,}000$ rpm, 회전체 B만 단독 설치 시 위험속도 $N_2 = 1{,}000$ rpm이다. A, B를 모두 설치한 축 전체의 위험속도 N을 구한다.

사용할 공식

던커리의 실험식은 각 위험속도의 제곱의 역수를 합산하는 근사식이다.

$$\frac{1}{N^2} = \frac{1}{N_0^2} + \frac{1}{N_1^2} + \frac{1}{N_2^2}$$

이는 축의 자중과 각 회전체가 단독으로 존재할 때 각각 만드는 처짐(불평형)이 전체 위험속도를 낮추는 방향으로 누적됨을 나타내며, 합성된 위험속도 N은 개별 위험속도 중 가장 작은 값보다 항상 작아진다.

NoteBase

계산 과정

1,000 rpm 단위로 놓으면 $N_0 = 3, N_1 = 2, N_2 = 1$(단위 1,000 rpm)이므로
$\frac{1}{N^2} = \frac{1}{3^2} + \frac{1}{2^2} + \frac{1}{1^2} = \frac{1}{9} + \frac{1}{4} + 1$
분모를 36으로 통일하면
$\frac{1}{N^2} = \frac{4}{36} + \frac{9}{36} + \frac{36}{36} = \frac{49}{36}$
따라서
$N^2 = \frac{36}{49}$
이고 단위(1,000 rpm)를 복원하면
$N = \frac{6}{7} \times 10^3$ rpm

선지 판단

① 6/11×10^3: 위험속도의 역수가 아니라 위험속도 자체를 단순 합·역수 처리하는 등 잘못된 결합 방식에서 나오는 값으로, 던커리 식의 제곱 합과 맞지 않는다 → 오답.
② 5/7×10^3: 분모 49의 제곱근을 잘못 취하거나 항 하나를 누락한 경우 나올 수 있는 값이다 → 오답.
③ 6/7×10^3: $1/N^2 = 1/9 + 1/4 + 1 = 49/36$에서 $N = \sqrt{36/49} = 6/7$(단위 1,000 rpm)로 계산 과정과 정확히 일치한다 → 정답.
④ 10/11×10^3: 세 위험속도 중 두 값만 반영하거나 역수 합을 잘못 계산했을 때 나올 수 있는 값이다 → 오답.

오답 포인트

던커리 식은 위험속도 자체를 더하거나 평균 내는 것이 아니라 각 위험속도 제곱의 역수를 더한다는 점이 핵심이다. 이 문제에서 가장 흔한 실수는 $1/N = 1/N_0 + 1/N_1 + 1/N_2$처럼 제곱을 빠뜨리고 계산하거나, 통분 과정에서 분모(36)를 잘못 잡아 답이 어긋나는 경우이다.

다시 나오면 이렇게 판단

축의 자중과 회전체별 단독 위험속도가 주어지면 바로 $1/N^2 = \sum 1/N_i^2$ 식을 세운다. 계산을 단순화하려면 주어진 rpm 값을 1,000 단위의 정수(3, 2, 1 등)로 바꾸어 계산한 뒤 마지막에 단위를 복원하면 실수를 줄일 수 있다.

암기 포인트

던커리 실험식: $\frac{1}{N^2} = \frac{1}{N_0^2} + \frac{1}{N_1^2} + \frac{1}{N_2^2} + \cdots$ — 위험속도의 제곱의 역수를 합산하며, 합성된 위험속도는 항상 개별 최소 위험속도보다 작아진다.

NoteBase

문 8. 스프로킷 휠(sprocket wheel)의 회전수가 250[rpm]이며, 체인의 피치가 20[mm], 유효장력이 2[kN]일 때, 동력 5[kW]를 전달하기 위한 스프로킷 휠의 잇수는?

① 20

② 25

③ 30

④ 35

정답 3번

출제 포인트

체인 전동에서 전달동력, 유효장력, 스프로킷 휠의 회전수와 피치가 주어졌을 때 체인 속도를 먼저 구하고, 이 체인 속도로부터 스프로킷 휠의 잇수를 역산할 수 있는지를 묻는 문제이다. 동력과 장력의 관계식 $H = F \cdot v$ 와 체인 속도식 $v = \frac{zpN}{60}$ 을 연결하는 것이 핵심이다.

조건 정리

회전수 $N = 250$ rpm, 피치 $p = 20$ mm $= 0.02$ m, 유효장력 $F = 2$ kN $= 2000$ N, 전달동력 $H = 5$ kW $= 5000$ W이다. 구하는 값은 스프로킷 휠의 잇수 z이다.

사용할 공식

동력과 유효장력, 체인 속도의 관계식은 $H = Fv$ 이므로 체인 속도는 $v = \frac{H}{F}$ 로 구한다. 한편 체인 속도는 스프로킷 휠의 잇수, 피치, 회전수로 $v = \frac{zpN}{60}$ 와 같이 나타나므로, 이를 z에 대해 정리하면 $z = \frac{60v}{pN}$ 이다.

계산 과정

먼저 체인 속도를 구하면 $v = \frac{H}{F} = \frac{5000}{2000} = 2.5$ m/s이다. 이 값을 잇수 공식에 대입하면
$z = \frac{60 \times 2.5}{0.02 \times 250} = \frac{150}{5} = 30$ 이 된다. 따라서 스프로킷 휠의 잇수는 30개이다.

선지 판단

① 20 → 오답. 계산된 잇수 30보다 작아 조건을 만족하지 않는다.
② 25 → 오답. 계산된 잇수 30보다 작아 조건을 만족하지 않는다.
③ 30 → 정답. 유효장력과 동력으로 구한 체인 속도 2.5 m/s를 피치와 회전수로 나누어 잇수를 역산하면 정확히 30이 나온다.
④ 35 → 오답. 계산된 잇수 30보다 커서 조건을 만족하지 않는다.

NoteBase

오답 포인트

이 문제에서 자주 틀리는 지점은 피치 20 mm를 m 단위로 환산하지 않고 그대로 대입하는 것, 그리고 회전수 rpm을 60으로 나누어 초 단위 회전수로 바꾸는 과정을 빠뜨리는 것이다. 단위를 SI(m, s, N, W)로 통일하지 않으면 잇수가 30이 아닌 다른 값으로 잘못 계산된다.

다시 나오면 이렇게 판단

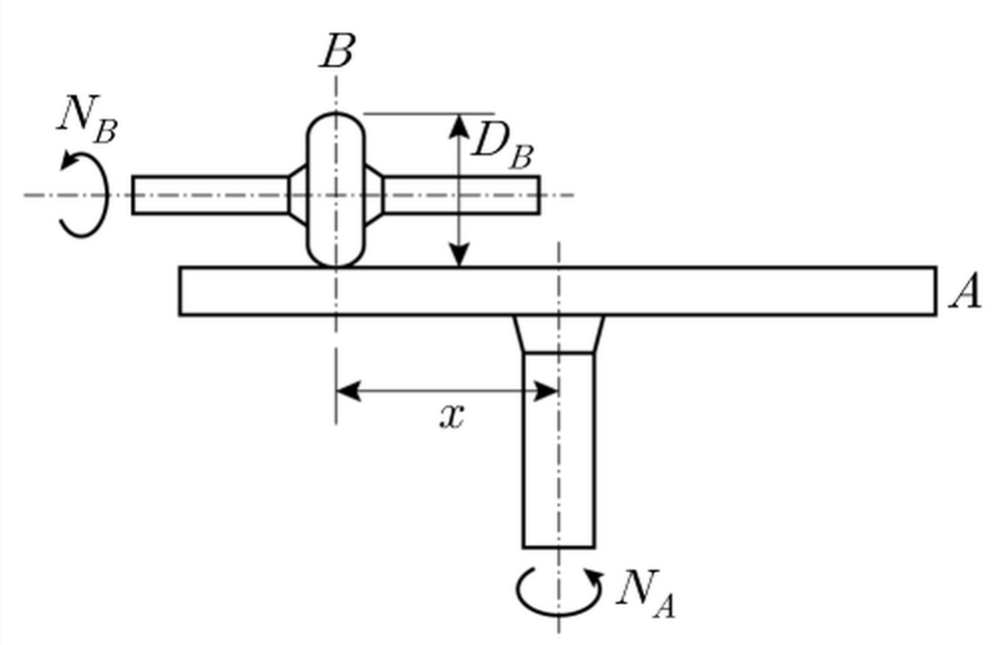
체인 전동에서 동력·장력·속도·잇수 중 세 가지가 주어지고 나머지 하나를 구하는 문제는, 우선 $H = Fv$로 속도를 구한 뒤 $v = \frac{zpN}{60}$로 넘어가는 2단계 풀이로 접근한다. 단위는 항상 m, s, N, W로 맞춘 뒤 계산한다.

암기 포인트

체인 전동 핵심 공식: $H = Fv$, $v = \frac{zpN}{60}$(여기서 z=잇수, p=피치[m], N=회전수[rpm]). 두 식을 연립하면 $z = \frac{60H}{FpN}$로 한 번에 구할 수도 있다.

NoteBase

문 9. 무단변속기구에서 원판차 A의 회전속도N_A가 100[rpm]이다. 지름D_B이 200[mm]인 원판차 B의 회전속도N_B가 300[rpm]이 되기 위한 위치 x[mm]는? (단, 원판차 A와 B 사이의 미끄럼은 발생하지 않는다)



① 150

② 200

③ 300

④ 600

정답 3번

출제 포인트

무단변속기구(원판 마찰차)에서 두 원판차가 미끄럼 없이 접촉할 때, 접촉점에서 두 원판의 표면(둘레) 속도가 서로 같다는 조건을 이용해 접촉 위치 x를 구하는 문제이다. 수직축 원판차 A는 축 중심에서 거리 x인 지점에서 회전하는 원판 B의 가장자리와 접촉하고 있으므로, A 쪽에서는 반지름 x인 원이 접촉 반지름이 되고 B 쪽에서는 지름 D_B(반지름 D_B/2)인 가장자리가 접촉 반지름이 된다.

조건 정리

원판차 A의 회전속도 $N_A = 100$[rpm], 원판차 B의 지름 $D_B = 200$[mm], 원판차 B의 회전속도 $N_B = 300$[rpm]이며 A와 B 사이에 미끄럼이 없다. 구하는 값은 A의 축 중심으로부터 B와의 접촉점까지의 거리 x이다.

NoteBase

사용할 공식

미끄럼이 없는 두 마찰차의 접촉점에서는 원주 속도가 같다. A는 접촉 반지름이 x이므로 원주 속도는 $v_A = \pi(2x)N_A$이고, B는 지름이 D_B이므로 원주 속도는 $v_B = \pi D_B N_B$이다. 두 값을 같다고 놓으면 $2xN_A = D_B N_B$가 되고, 이를 x에 대해 정리하면 $x = \frac{D_B N_B}{2N_A}$이다.

계산 과정

$x = \frac{D_B N_B}{2N_A} = \frac{200 \times 300}{2 \times 100} = \frac{60000}{200} = 300[\mathrm{mm}]$이다.

선지 판단

① 150 → x=150을 대입하면 $2 \times 150 \times 100 = 30000$이 되어 $D_B N_B = 60000$과 맞지 않으므로 틀린 값이다.
② 200 → x=200을 대입하면 $2 \times 200 \times 100 = 40000$으로 60000과 맞지 않아 틀린 값이다.
③ 300 → x=300을 대입하면 $2 \times 300 \times 100 = 60000 = D_B N_B$가 성립하므로 옳은 값이다.
④ 600 → x=600을 대입하면 $2 \times 600 \times 100 = 120000$으로 60000의 두 배가 되어 틀린 값이다.

오답 포인트

이 문제에서 가장 흔한 실수는 A의 접촉 반지름을 x로 두지 않고 x 자체를 지름으로 착각해 2를 곱하지 않는 것이다(그 경우 x=600이 나와 ④를 고르게 된다). 반대로 B의 지름 D_B를 반지름으로 착각해 다시 2를 곱하면 x=150(①)처럼 절반 값이 나온다. 접촉점에서 같아지는 것은 '반지름×각속도'가 아니라 '원주 속도(=지름×회전수에 비례하는 양)'라는 점, 그리고 A 쪽은 반지름이 x이므로 지름이 2x라는 점을 함께 정리해야 한다.

다시 나오면 이렇게 판단

무단변속기구·마찰차 계열 문제는 항상 '접촉점에서 두 원판의 원주 속도가 같다'는 한 문장으로 시작한다. 이때 각 원판의 접촉 반지름(또는 지름)을 그림에서 정확히 어떤 치수가 가리키는지부터 확인한 뒤, $D_A N_A = D_B N_B$ 형태(여기서 $D_A = 2x$)의 식을 세우면 실수를 줄일 수 있다.

암기 포인트

마찰차의 미끄럼 없는 접촉 조건: 두 원판의 지름과 회전수의 곱이 같다, 즉 $D_1 N_1 = D_2 N_2$이다. 축 중심에서 접촉점까지의 거리로 주어진 값은 반지름이므로 지름으로 바꿀 때는 2를 곱해 주어야 한다.

NoteBase

문 10. 바깥지름은 d_o이고 안지름은 xd_o인 중공축이 굽힘 모멘트 M과 비틀림 모멘트 T를 동시에 받고 있을 때, 최대 전단응력은?

① $\frac{32}{\pi(1-x^4)d_o^3}\sqrt{M^2+T^2}$
② $\frac{16}{\pi(1-x^4)d_o^3}\sqrt{M^2+T^2}$
③ $\frac{16}{\pi(1-x^4)d_o^3}\left(M+\sqrt{M^2+T^2}\right)$
④ $\frac{32}{\pi(1-x^4)d_o^3}\left(M+\sqrt{M^2+T^2}\right)$

정답 2번

출제 포인트

굽힘 모멘트와 비틀림 모멘트를 동시에 받는 중공축에서 최대 전단응력 공식을 정확히 적용할 수 있는지를 묻는 문제이다. 중실축과 달리 중공축은 극단면계수에 안지름과 바깥지름의 비율 $x = d_i/d_o$가 반영되므로, 이 비율이 분모에 어떤 형태로 들어가는지를 함께 확인해야 한다.

조건 정리

바깥지름 d_o, 안지름 xd_o인 중공축이 굽힘 모멘트 M과 비틀림 모멘트 T를 동시에 받는다. 구하는 값은 이 축에 생기는 최대 전단응력이다.

사용할 공식

굽힘과 비틀림을 동시에 받는 축의 최대 전단응력은 상당비틀림모멘트 $T_e = \sqrt{M^2+T^2}$를 이용해 구한다.
중공축의 극단면계수는 $Z_p = \frac{\pi d_o^3(1-x^4)}{16}$이므로, 최대 전단응력은 $\tau_{max} = \frac{T_e}{Z_p} = \frac{16\sqrt{M^2+T^2}}{\pi(1-x^4)d_o^3}$이다.

계산 과정

중실축이라면 극단면계수가 $Z_p = \frac{\pi d^3}{16}$이고 최대 전단응력은 $\tau_{max} = \frac{16}{\pi d^3}\sqrt{M^2+T^2}$ 이다. 중공축은 안지름 xd_o 만큼 단면이 비어 있으므로 극단면계수가 $Z_p = \frac{\pi d_o^4 - \pi(xd_o)^4}{16d_o} = \frac{\pi d_o^3(1-x^4)}{16}$로 줄어든다. 상당비틀림모멘트 $T_e = \sqrt{M^2+T^2}$를 이 극단면계수로 나누면 $\tau_{max} = \frac{16}{\pi(1-x^4)d_o^3}\sqrt{M^2+T^2}$가 되어 ②와 일치한다.

선지 판단

① 분자가 32로 되어 있어 틀린 표현이다 → 중공축 극단면계수의 계수는 16이므로 32가 아니라 16이어야 한다.
② $\frac{16}{\pi(1-x^4)d_o^3}\sqrt{M^2+T^2}$로 최대 전단응력 공식과 정확히 일치하므로 옳은 표현이다.
③ 괄호 안이 $M+\sqrt{M^2+T^2}$로 되어 있어 틀린 표현이다 → 이 형태는 최대 굽힘응력(수직응력) 공식에 쓰이는 표현이며, 최대 전단응력 공식에는 쓰이지 않는다.
④ ③과 같은 이유로 틀린 표현이며, 계수 32까지 더해져 있어 이중으로 틀린 표현이다 → 최대 전단응력은 $\sqrt{M^2+T^2}$ 자체에 비례할 뿐 $M+\sqrt{M^2+T^2}$ 형태를 쓰지 않는다.

NoteBase

오답 포인트

가장 흔한 실수는 중실축 공식의 계수 32를 그대로 가져와 ①이나 ④를 고르는 것이다. 하지만 중실축과 중공축은 계수 자체가 다른 것이 아니라, 중공축에서는 안지름이 파낸 부분만큼 극단면계수가 줄어 분모에 $(1-x^4)$이 추가로 곱해지는 구조이며 계수는 여전히 16이다. 또한 $M+\sqrt{M^2+T^2}$ 형태(③, ④)는 최대 굽힘응력(수직응력) 공식이지 최대 전단응력 공식이 아니므로 두 공식을 혼동하지 않아야 한다.

다시 나오면 이렇게 판단

굽힘과 비틀림이 동시에 작용하는 축 문제를 보면 먼저 묻는 것이 최대 수직응력(굽힘응력)인지 최대 전단응력인지를 구분한다. 최대 전단응력이면 상당비틀림모멘트 $\sqrt{M^2+T^2}$를 그대로 극단면계수로 나누는 형태가 되고, 최대 수직응력이면 $M+\sqrt{M^2+T^2}$ 형태의 상당굽힘모멘트가 등장한다. 그 다음 중실축인지 중공축인지에 따라 극단면계수에 $(1-x^4)$이 곱해지는지만 확인하면 된다.

암기 포인트

중공축 극단면계수: $Z_p=\frac{\pi d_o^3(1-x^4)}{16}$. 최대 전단응력: $\tau_{max}=\frac{16}{\pi(1-x^4)d_o^3}\sqrt{M^2+T^2}$. 최대 수직응력(참고): $\sigma_{max}=\frac{32}{\pi(1-x^4)d_o^3}\left(M+\sqrt{M^2+T^2}\right)$로 계수 32와 $M+\sqrt{M^2+T^2}$ 형태가 함께 쓰인다는 점에서 전단응력 공식과 구별해 둔다.

NoteBase

문 11. 회전운동을 직선운동으로 또는 직선운동을 회전운동으로 변환하는 동력전달 장치가 아닌 것은?

① 태양기어와 유성기어

② 래크와 피니언

③ 드럼과 컨베이어벨트

④ 피스톤과 크랭크

정답 1번

출제 포인트

이 문제는 동력전달 장치를 운동의 형태 변환 여부로 분류할 수 있는지를 묻는다. 회전운동↔직선운동 변환 장치인지, 아니면 회전운동을 회전운동인 채로 전달하는 장치인지를 구분하는 것이 핵심이다.

핵심 개념

래크와 피니언은 피니언의 회전운동을 래크의 직선운동으로 바꾸는 대표적인 변환 장치이다. 드럼과 컨베이어벨트는 드럼의 회전운동으로 벨트(및 그 위의 물체)를 직선(왕복 또는 순환) 이송시키는 변환 장치이다. 피스톤과 크랭크는 피스톤의 직선(왕복)운동을 크랭크축의 회전운동으로 바꾸거나, 반대로 회전운동을 왕복운동으로 바꾸는 전형적인 변환 기구이다. 반면 유성기어장치(태양기어-유성기어-캐리어-링기어)는 태양기어와 유성기어 모두 회전운동을 하는 요소로, 기어비에 따라 회전속도와 토크만 변환할 뿐 운동의 형태(회전↔직선)를 바꾸지는 않는다.

선지별 해설

① 태양기어와 유성기어 → O(운동 형태를 바꾸지 않는 장치, 문제의 정답). 태양기어와 유성기어는 둘 다 회전운동을 하는 기어 요소이며, 서로 맞물려 회전속도비·토크비를 바꾸는 감속(증속) 장치이다. 회전운동을 직선운동으로, 혹은 직선운동을 회전운동으로 바꾸는 기능은 없다.

② 래크와 피니언 → X(변환 장치에 해당하므로 정답이 아님). 피니언(회전)과 래크(직선)가 맞물려 회전운동과 직선운동을 서로 변환한다.

③ 드럼과 컨베이어벨트 → X(변환 장치에 해당하므로 정답이 아님). 드럼의 회전운동이 벨트의 직선(순환) 이송운동으로 바뀐다.

④ 피스톤과 크랭크 → X(변환 장치에 해당하므로 정답이 아님). 피스톤의 직선 왕복운동과 크랭크축의 회전운동이 서로 변환된다(내연기관, 압축기 등에서 사용).

NoteBase

오답 포인트

②, ③, ④를 답으로 고르기 쉬운 이유는 모두 '동력전달 장치'라는 공통점 때문에 변환 여부를 놓치고 단순히 동력전달 장치인지 아닌지만 보고 판단하는 경우이다. 하지만 문제는 '동력전달 장치가 아닌 것'이 아니라 '회전운동↔직선운동 변환 장치가 아닌 것'을 묻고 있으므로, 각 장치의 입력과 출력 운동 형태가 서로 다른지(변환)를 따져야 한다. 유성기어장치는 감속·증속 기능은 있지만 입력과 출력이 모두 회전운동이라는 점에서 나머지 셋과 성격이 다르다.

다시 나오면 이렇게 판단

동력전달 장치가 나오면 먼저 입력축과 출력축(또는 입력 부재와 출력 부재)의 운동 형태를 각각 회전/직선으로 표시해 본다. 입력과 출력의 운동 형태가 다르면 변환 장치, 같으면(둘 다 회전, 또는 둘 다 직선) 변환 장치가 아니다. 유성기어, 스퍼기어, 헬리컬기어, 체인과 스프로킷처럼 두 축 모두 회전인 장치는 변환 장치가 아닌 쪽으로 분류한다.

암기 포인트

변환 장치(회전↔직선): 래크-피니언, 드럼-컨베이어벨트(또는 와이어로프), 피스톤-크랭크, 캠-종동절, 나사(스크루)-너트. 비변환 장치(회전→회전만 전달): 스퍼기어, 유성기어(태양기어-유성기어), 체인-스프로킷, 벨트-풀리(원형 풀리끼리).

NoteBase

문 12. 구멍의 치수가 $150^{+0.01}_{0}$이고 축의 치수가 $150^{-0.01}_{-0.02}$일 때, 최대 틈새와 최소 틈새의 합은? (단, 모든 단위는 [mm]이다)

① 0.01

② 0.02

③ 0.03

④ 0.04

정답 4번

출제 포인트

구멍과 축의 치수공차 표기에서 위 치수 허용차·아래 치수 허용차를 읽어 최대 틈새와 최소 틈새를 계산하는 문제이다. 헐거운끼워맞춤에서 틈새는 구멍이 축보다 클 때 생기는 여유이며, 최대 틈새는 구멍이 가장 크고 축이 가장 작을 때, 최소 틈새는 구멍이 가장 작고 축이 가장 클 때 발생한다.

조건 정리

구멍 치수: $150^{+0.01}_{0}$ → 구멍 최대 지름 $= 150 + 0.01 = 150.01$, 구멍 최소 지름 $= 150 + 0 = 150.00$.
축 치수: $150^{-0.01}_{-0.02}$ → 축 최대 지름 $= 150 - 0.01 = 149.99$, 축 최소 지름 $= 150 - 0.02 = 149.98$.

사용할 공식

최대 틈새 =구멍 최대 지름−축 최소 지름.
최소 틈새 =구멍 최소 지름−축 최대 지름.

계산 과정

최대 틈새 $= 150.01 - 149.98 = 0.03$mm.
최소 틈새 $= 150.00 - 149.99 = 0.01$mm.
최대 틈새와 최소 틈새의 합 $= 0.03 + 0.01 = 0.04$mm.

선지 판단

① 0.01 → X. 이는 최소 틈새 값 하나에 불과하며 합이 아니다.
② 0.02 → X. 최대 틈새와 최소 틈새를 잘못 계산했을 때 나오는 값으로, 실제 합과 다르다.
③ 0.03 → X. 이는 최대 틈새 값 하나에 불과하며 합이 아니다.
④ 0.04 → O. 최대 틈새 0.03mm와 최소 틈새 0.01mm를 더한 값과 일치한다.

NoteBase

오답 포인트

최대 틈새와 최소 틈새 중 하나만 계산하고 답으로 고르면 ①이나 ③을 고르는 오류가 생긴다. 또한 구멍과 축의 허용차 부호(+, -)를 혼동해 지름 값을 반대로 적용하면 ②처럼 엉뚱한 값이 나온다. 틈새를 구할 때는 항상 구멍 지름에서 축 지름을 빼며, 최대 틈새는 구멍(최대)과 축(최소)의 조합, 최소 틈새는 구멍(최소)과 축(최대)의 조합임을 헷갈리지 않아야 한다.

다시 나오면 이렇게 판단

치수 허용차 표기 D^{+a}_{-b}를 보면 먼저 최대 치수 $= D + a$, 최소 치수 $= D - b$로 정리한다. 구멍이 축보다 항상 큰 헐거운끼워맞춤이면 최대 틈새 =구멍 최대−축 최소, 최소 틈새 =구멍 최소−축 최대 공식을 그대로 적용해 값을 구하고, 마지막에 문제가 요구하는 연산(합, 차 등)을 다시 확인한다.

암기 포인트

최대 틈새 =구멍 최대 지름−축 최소 지름, 최소 틈새 =구멍 최소 지름−축 최대 지름으로 정리해 둔다.

NoteBase

문 13. 용접이음과 리벳이음에 대한 설명으로 옳지 않은 것은?

① 용접이음은 리벳이음에 비하여 기밀성이 좋다.

② 용접이음의 효율은 이음의 종류에 따라 다르다.

③ 리벳이음의 효율은 리벳 구멍이 없는 판재의 인장강도에 대한 리벳이음의 강도 비이다.

④ 용접이음은 리벳이음에 비하여 변형이 적고 잔류응력이 남지 않는다.

정답 4번

출제 포인트

용접이음과 리벳이음의 특성을 서로 비교해 옳지 않은 설명을 고르는 문제이다. 두 이음법은 접합 원리 자체가 달라서 기밀성, 이음 효율의 정의, 열영향에 따른 변형·잔류응력 여부가 갈린다. 특히 열을 가하는 용접의 특성상 오히려 변형과 잔류응력이 발생하기 쉽다는 점이 핵심이다.

핵심 개념

용접이음은 모재를 녹여 하나로 접합하므로 이음부에 틈이 생기지 않아 기밀성·수밀성이 우수하고, 리벳 구멍처럼 단면이 결손되는 부분이 없다. 다만 국부적으로 고온으로 가열되었다가 냉각되는 과정에서 열변형과 잔류응력이 발생하기 쉽다.
리벳이음은 판재에 구멍을 뚫어 리벳으로 체결하는 방식으로, 구멍으로 인한 단면 결손 때문에 이음부 강도가 모재보다 낮아진다. 이때 리벳이음의 효율은 리벳 구멍이 없는 완전한 판재의 인장강도에 대한 리벳이음부 강도의 비로 정의되며, 이 값은 리벳의 배열(1줄, 2줄 등) 방식에 따라 달라진다.
용접이음도 이음의 종류(맞대기이음, 겹치기이음, 필릿용접 등)나 용접 조건에 따라 효율이 달라지므로, 하나의 고정된 값이 아니다.

선지별 해설

① 용접이음은 모재를 융착시켜 이음부에 틈이 없으므로 리벳이음보다 기밀성이 좋다는 설명은 옳다.
② 용접이음의 효율은 맞대기용접, 필릿용접 등 이음의 종류와 용접 조건에 따라 달라지므로 옳은 설명이다.
③ 리벳이음의 효율은 리벳 구멍이 없는 판재의 인장강도에 대한 리벳이음부 강도의 비로 정의되므로 옳은 설명이다.
④ 용접이음은 국부적인 가열과 냉각 과정을 거치므로 오히려 리벳이음보다 열변형이 크게 발생하고 잔류응력이 남기 쉽다. 따라서 "변형이 적고 잔류응력이 남지 않는다"는 설명은 틀린 표현이며, 올바른 표현은 "변형이 크고 잔류응력이 남기 쉽다"이다.

NoteBase

오답 포인트

용접은 모재끼리 직접 융합되므로 이음부가 매끈하고 기밀성이 좋다는 장점만 떠올려 변형·잔류응력까지 적을 것이라고 착각하기 쉽다. 하지만 용접은 국부 가열·냉각 과정을 동반하는 열가공이므로 열변형과 잔류응력이 발생하는 것이 오히려 용접의 대표적인 단점이다. 리벳이음은 상온에서 기계적으로 체결하므로 열영향에 의한 변형·잔류응력 문제가 없다는 점과 대비해서 기억해야 한다.

다시 나오면 이렇게 판단

용접과 리벳을 비교하는 문제에서는 장점(기밀성, 경량화, 이음효율의 유연성)과 단점(열변형, 잔류응력, 용접부 결함 발생 가능성)을 나누어 정리해 둔다. 리벳이음의 효율은 항상 "리벳 구멍이 없는 판재의 인장강도 대비 이음부 강도의 비"라는 정의를 그대로 적용해 옳고 그름을 판단한다.

암기 포인트

용접이음: 기밀성 우수, 단면 결손 없음, 그러나 열변형·잔류응력 발생. 리벳이음: 구멍에 의한 단면 결손으로 효율 저하, 열영향 없어 변형·잔류응력 문제 없음.

NoteBase

문 14. 웜기어 장치에 대한 설명으로 옳지 않은 것은?

① 웜기어 장치는 작은 공간에서 큰 감속비를 얻을 수 있다.

② 웜에 축 방향 하중이 발생하고 이로 인해 웜휠(웜기어)이 회전한다.

③ 웜기어 장치는 리드각이 작은 경우 역전방지용으로 사용될 수 있다.

④ 웜휠은 웜보다 마모에 강한 재질로 제작되어야 한다.

정답 4번

출제 포인트

웜기어(웜과 웜휠) 장치의 기본 특성인 감속비, 하중 방향, 역전방지(자동 잠금) 기능, 재질 선정 원리를 정확히 알고 있는지를 묻는다. 이 중 재질 선정에 관한 서술이 실제와 반대로 제시되어 옳지 않은 설명이 된다.

핵심 개념

웜기어 장치는 나사 모양의 웜과 이에 맞물리는 웜휠로 구성되며, 두 축이 서로 어긋난(비평행) 상태에서 동력을 전달한다. 웜과 웜휠 사이의 접촉은 미끄럼 접촉이 커서 마찰과 발열이 크고 효율이 낮은 대신, 한 번의 맞물림으로 큰 감속비를 얻을 수 있고 리드각이 작으면 역전방지(self-locking) 기능도 얻을 수 있다. 마찰이 큰 만큼 재질 선정이 중요한데, 웜은 경화 처리한 강(hardened steel)으로 만들어 마모에 강하게 하고, 웜휠은 인청동 등 상대적으로 무르고 미끄럼성이 좋은 재질로 만들어 웜과의 마찰을 줄이고 마모가 웜휠 쪽에서 우선적으로 일어나게 함으로써 상대적으로 값싼 웜휠을 교체하는 방식으로 유지보수한다.

선지별 해설

① O — 웜기어 장치는 웜의 리드각이 작을수록 한 번의 회전으로 웜휠을 조금씩 회전시키므로, 축간거리나 장치 크기가 작아도 매우 큰 감속비를 얻을 수 있다.
② O — 웜은 나사 형태이므로 회전 시 웜휠과의 맞물림에서 축 방향 분력(스러스트 하중)이 발생하며, 이 힘의 접선 방향 성분이 웜휠을 회전시키는 구동력이 된다. 웜에 축 방향 하중이 생기고 그로 인해 웜휠이 회전한다는 서술은 웜기어의 동력 전달 원리와 일치한다.
③ O — 웜의 리드각이 마찰각보다 작으면 웜휠 쪽에서 웜을 거꾸로 구동할 수 없는 역전방지(자동 잠금) 상태가 되므로, 리드각이 작은 웜기어는 역전방지용으로 활용될 수 있다.
④ X — 실제로는 반대이다. 웜을 마모에 강한 경화강으로 만들고, 웜휠은 웜보다 무르고 미끄럼성이 좋은 재질(인청동 등)로 만들어 마찰과 마모를 웜휠 쪽에서 흡수하게 한다. 따라서 "웜휠은 웜보다 마모에 강한 재질로 제작되어야 한다" → "웜휠은 웜보다 무르고 미끄럼성이 좋은(마모에 덜 강한) 재질로 제작되어야 한다"가 옳은 설명이다.

NoteBase

오답 포인트

웜과 웜휠 중 어느 쪽이 더 단단해야 하는지를 반대로 외우면 이 문제를 틀리기 쉽다. 웜기어는 미끄럼 마찰이 커서 한쪽이 일부러 마모를 떠안도록 설계하는데, 그 역할을 하는 쪽이 값싸고 교체가 쉬운 웜휠이라는 점을 혼동하지 않아야 한다.

다시 나오면 이렇게 판단

웜기어 재질 관련 선지가 나오면 "웜=경화강(단단함), 웜휠=인청동 등 연질 재질(무름)" 조합만 떠올린 뒤, 선지가 이 조합과 반대로 서술되어 있는지 확인한다. 감속비·역전방지 관련 선지는 리드각이 작을수록 감속비가 크고 역전방지 성능도 커진다는 원리로 판단한다.

암기 포인트

웜은 단단하게(경화강), 웜휠은 무르게(인청동)—마모는 웜휠이 떠안는다. 리드각이 작을수록 큰 감속비와 역전방지 기능을 동시에 얻는다.

NoteBase

문 15. 접촉면의 바깥지름이 80[mm], 안지름이 40[mm]인 단판 클러치에 평균 접촉면압력 $0.2[N/mm^2]$이 작용할 때, 단판 클러치의 전달 토크 $[N \cdot mm]$는? (단, 마찰계수는 0.2이고, 전체 마찰면에서 마모량이 균일하다)

① $1{,}440\,\pi$

② $2{,}880\,\pi$

③ $3{,}600\,\pi$

④ $7{,}200\,\pi$

정답 1번

출제 포인트

단판 클러치(원판 클러치)에서 평균 접촉면압력이 주어졌을 때 마찰면이 전달할 수 있는 토크를 구하는 문제이다. 마찰면의 바깥지름과 안지름으로 접촉 면적을 구하고, 여기에 압력을 곱해 축방향 힘을 얻은 뒤, 마찰계수와 등가 반지름(바깥지름과 안지름의 평균)을 이용해 토크로 환산하는 절차를 정확히 적용할 수 있는지 확인한다.

조건 정리

바깥지름 $D_1 = 80$ mm, 안지름 $D_2 = 40$ mm, 평균 접촉면압력 $p = 0.2$ N/mm^2, 마찰계수 $\mu = 0.2$, 단판(마찰면 1개)이다. 마모량이 전체 마찰면에서 균일하다는 조건은 마찰면에 작용하는 힘을 등가 반지름 $(D_1 + D_2)/4$로 환산해 토크를 구하는 표준식을 그대로 적용하라는 의미이다.

사용할 공식

마찰면의 접촉 면적은 $A = \frac{\pi}{4}(D_1^2 - D_2^2)$이고, 이 면에 작용하는 축방향 힘은 $F = pA$이다. 단판 클러치가 전달하는 토크는 $T = \mu F \cdot \frac{D_1 + D_2}{4}$로 계산한다.

계산 과정

접촉 면적을 구하면 $A = \frac{\pi}{4}(80^2 - 40^2) = \frac{\pi}{4} \times 4800 = 1200\pi$ mm^{2}이다. 이때 축방향 힘은 $F = pA = 0.2 \times 1200\pi = 240\pi$ N이 된다. 전달 토크는 $T = \mu F \cdot \frac{D_1 + D_2}{4} = 0.2 \times 240\pi \times \frac{80 + 40}{4} = 0.2 \times 240\pi \times 30 = 1440\pi$ N·mm로 계산된다.

NoteBase

선지 판단

① 1,440π: 접촉 면적 1200π mm²에 압력 0.2를 곱해 축방향 힘 240π N을 구하고, 여기에 마찰계수 0.2와 등가 반지름 30mm를 곱한 값과 정확히 일치한다. 옳다.
② 2,880π: 등가 반지름을 (D1+D2)/4가 아니라 (D1+D2)/2인 60mm로 잘못 적용하면 나오는 값이다. 틀린 표현 → 등가 반지름은 (D1+D2)/4를 사용해야 한다.
③ 3,600π: 축방향 힘 240π에 마찰계수 0.2를 곱하지 않고 등가 반지름 대신 (D1+D2)/2인 60mm를 그대로 곱했을 때 나오는 값(240π×15=3600π는 아니며, 마찰계수를 빠뜨리면서 반지름 환산도 함께 틀린 경우에 해당한다). 틀린 표현 → 마찰계수와 등가 반지름 (D1+D2)/4를 모두 정확히 곱해야 한다.
④ 7,200π: 축방향 힘 240π에 마찰계수를 곱하지 않고 등가 반지름만 30을 곱한 값(240π×30=7200π)으로, 마찰계수 0.2를 빠뜨린 경우에 해당한다. 틀린 표현 → 토크식에는 반드시 마찰계수 μ가 곱해져야 한다.

오답 포인트

가장 흔한 실수는 등가 반지름을 (D1+D2)/4 대신 (D1+D2)/2로 잘못 쓰는 것과, 최종 토크식에서 마찰계수 0.2를 곱하는 것을 빠뜨리는 것이다. 두 실수가 겹치면 답이 여러 배로 벌어지므로, 계산 마지막에 압력·면적·마찰계수·등가 반지름 네 가지를 모두 곱했는지 다시 확인해야 한다.

다시 나오면 이렇게 판단

단판 클러치 토크 문제는 먼저 접촉 면적 $A = \frac{\pi}{4}(D_1^2 - D_2^2)$을 구하고, 압력을 곱해 힘 F를 얻은 다음, 마지막에 $T = \mu F(D_1 + D_2)/4$ 식에 대입하는 순서로 처리한다. 마찰면이 두 개(양면 클러치)라면 이 값에 2를 곱해야 하므로 문제에서 단판인지 양판인지도 함께 확인한다.

암기 포인트

단판 클러치 토크 공식은 $T = \mu F \cdot \frac{D_1 + D_2}{4}$이며, 힘은 $F = p \cdot \frac{\pi}{4}(D_1^2 - D_2^2)$로 구한다는 두 식을 한 세트로 외워 둔다.

NoteBase

문 16. 안지름이 1,200[mm]이고 두께가 얇은 원통형 압력용기가 $2[\mathrm{N/mm^2}]$의 내압을 받고 있을 때, 압력용기의 최소 두께[mm]는? (단, 재료의 인장강도는 200[MPa], 안전계수는 4, 용접부 이음효율은 80%, 부식 여유는 2[mm]이다)

① 26

② 32

③ 64

④ 128

정답 2번

출제 포인트

얇은 원통형 압력용기의 후프응력(원주방향 응력) 식을 이용해 용접 이음효율과 부식 여유까지 반영한 최소 두께를 구하는 문제이다. 허용응력을 인장강도와 안전계수로부터 먼저 구하고, 용접 이음효율로 나눈 뒤 부식 여유를 더하는 순서가 핵심이다.

조건 정리

안지름 $D = 1{,}200\ \mathrm{mm}$, 내압 $P = 2\ \mathrm{N/mm^2}$, 인장강도 $\sigma_u = 200\ \mathrm{MPa}$, 안전계수 $S = 4$, 용접부 이음효율 $\eta = 0.8$, 부식 여유 $C = 2\ \mathrm{mm}$이다.

사용할 공식

얇은 원통형 압력용기의 후프응력에 의한 두께 식은 $t = \frac{PD}{2\sigma_a \eta} + C$ 이며, 여기서 허용응력은 $\sigma_a = \frac{\sigma_u}{S}$ 로 구한다.

계산 과정

허용응력은 $\sigma_a = \frac{200}{4} = 50\ \mathrm{MPa} = 50\ \mathrm{N/mm^2}$이다. 이 값을 두께 식에 대입하면
$t = \frac{2 \times 1{,}200}{2 \times 50 \times 0.8} + 2 = \frac{2{,}400}{80} + 2 = 30 + 2 = 32$ 따라서 최소 두께는 32mm이다.

선지 판단

① 26 → 오답. 부식 여유를 더하지 않고 이음효율만 다르게 적용하는 등 계산 과정에서 누락이 있을 때 나오는 값으로, 정확한 계산 결과가 아니다.
② 32 → 정답. 허용응력 50N/mm^2와 이음효율 0.8을 반영해 계산한 값 30mm에 부식 여유 2mm를 더한 32mm와 일치한다.
③ 64 → 오답. 이음효율을 반영하지 않거나 분모의 2를 빠뜨리는 등 공식을 잘못 적용했을 때 나올 수 있는 값이다.
④ 128 → 오답. 두께 식의 분모 항을 여러 곳에서 누락하는 등 이중으로 계산을 잘못했을 때 나오는 값으로 조건과 맞지 않는다.

NoteBase

오답 포인트

이 문제의 함정은 두 가지이다. 첫째, 허용응력은 인장강도를 그대로 쓰는 것이 아니라 안전계수로 나눈 값을 써야 한다. 둘째, 용접 이음효율은 두께를 늘리는 방향으로 분모에 곱해 나누어야 하며, 부식 여유는 계산된 두께에 그대로 더하는 항이지 곱하는 항이 아니다. 이 두 단계 중 하나라도 빠뜨리면 26, 64, 128과 같은 오답이 나온다.

다시 나오면 이렇게 판단

얇은 원통형 압력용기 두께 문제는 항상 순서를 정해 놓고 푼다. 먼저 인장강도를 안전계수로 나눠 허용응력을 구하고, 그다음 내압과 안지름을 곱해 2와 허용응력과 이음효율을 곱한 값으로 나누어 순수 강도상 필요한 두께를 얻은 뒤, 마지막에 부식 여유를 더해 최종 두께를 완성한다고 기억해 둔다.

암기 포인트

얇은 원통형 압력용기 두께 공식은 $t = \frac{PD}{2\sigma_a \eta} + C$이며, 허용응력 $\sigma_a = \sigma_u / S$를 먼저 구하고 이음효율은 나누고 부식 여유는 더한다는 순서로 외워 둔다.

NoteBase

문 17. 유효지름 d, 피치 p인 2줄 사각나사를 사용한 나사잭에 토크 T를 작용시킬 때, 들어 올릴 수 있는 하중은? (단, 나사면의 마찰계수는 μ이다)

① $\frac{T\left(1-\frac{p\mu}{\pi d}\right)}{d\left(\frac{p}{\pi d}+\mu\right)}$
② $\frac{2T\left(1-\frac{p\mu}{\pi d}\right)}{d\left(\frac{p}{\pi d}+\mu\right)}$
③ $\frac{T\left(1-\frac{2p\mu}{\pi d}\right)}{d\left(\frac{2p}{\pi d}+\mu\right)}$
④ $\frac{2T\left(1-\frac{2p\mu}{\pi d}\right)}{d\left(\frac{2p}{\pi d}+\mu\right)}$

정답 4번

출제 포인트

2줄 나사(다줄나사)의 리드를 이용해 나사잭 하중과 토크의 관계식을 세울 수 있는지 확인하는 문제이다. 리드각과 마찰각을 이용한 사각나사 죔/풀림 토크 공식에서, 줄수 n이 리드 l=np에 그대로 반영된다는 점이 핵심이다.

조건 정리

사각나사, 유효지름 d, 피치 p, 줄수 2(2줄 나사), 나사면 마찰계수 μ, 작용 토크 T이다. 2줄 나사이므로 1회전당 전진 거리인 리드는 $l = 2p$이다. 구하는 것은 나사잭이 들어 올릴 수 있는 하중 Q이다.

사용할 공식

사각나사로 하중 Q를 들어 올릴 때 필요한 토크는 유효지름 위에서의 마찰원판 등가 모델로부터
$T = Q\frac{d}{2}\cdot\frac{\frac{l}{\pi d}+\mu}{1-\mu\frac{l}{\pi d}}$
로 나타난다. 여기서 l은 리드이며, 리드각을 α라 하면 $\tan\alpha = l/(\pi d)$이고 마찰각을 φ라 하면 $\tan\varphi = \mu$이므로 위 식은 $T = Q\frac{d}{2}\tan(\alpha+\varphi)$를 풀어 쓴 것과 같다. 2줄 나사이므로 $l = 2p$를 대입한다.

계산 과정

$l = 2p$를 대입하면
$T = Q\frac{d}{2}\cdot\frac{\frac{2p}{\pi d}+\mu}{1-\mu\frac{2p}{\pi d}} = Q\frac{d}{2}\cdot\frac{\frac{2p}{\pi d}+\mu}{1-\frac{2p\mu}{\pi d}}$
이 식을 Q에 대해 정리하면
$Q = \frac{2T\left(1-\frac{2p\mu}{\pi d}\right)}{d\left(\frac{2p}{\pi d}+\mu\right)}$
가 된다. 분자에는 리드항이 들어간 괄호가, 분모에는 리드항과 마찰계수의 합이 들어간 괄호가 온다는 구조를 그대로 따라가면 실수 없이 정리할 수 있다.

NoteBase

선지 판단

① T(1-pμ/(πd)) / [d(p/(πd)+μ)]: X. 이 식은 리드 대신 피치 p 하나만 쓴 형태로, 1줄 나사(리드=피치)에 해당하는 식이다. 2줄 나사에는 맞지 않는다.
② 2T(1-pμ/(πd)) / [d(p/(πd)+μ)]: X. 분자의 계수 2는 반영했지만 괄호 안의 리드항은 여전히 p로 남아 있어, 리드를 $2p$로 바꿔야 하는 부분을 놓친 식이다.
③ T(1-2pμ/(πd)) / [d(2p/(πd)+μ)]: X. 괄호 안의 리드항은 $2p$로 올바르게 반영했지만, 앞의 계수 2가 빠져 있다. $T = Qd/2 \times (\cdots)$ 관계에서 Q로 정리할 때 분자에 2가 곱해져야 한다.
④ 2T(1-2pμ/(πd)) / [d(2p/(πd)+μ)]: O. 리드 $l = 2p$를 공식에 대입하고 Q에 대해 정리한 결과와 정확히 일치한다.

오답 포인트

다줄나사 문제에서 가장 흔한 실수는 두 가지이다. 첫째, 리드를 피치로 착각해 괄호 안의 p를 그대로 두는 것(①, ②의 오류)이고, 둘째, 리드는 $2p$로 바꾸었지만 $T = Qd/2 \times (\cdots)$에서 Q로 넘길 때 앞의 계수 2를 빠뜨리는 것(③의 오류)이다. 두 부분(분자의 계수, 괄호 안의 리드항)을 항상 함께 확인해야 한다.

다시 나오면 이렇게 판단

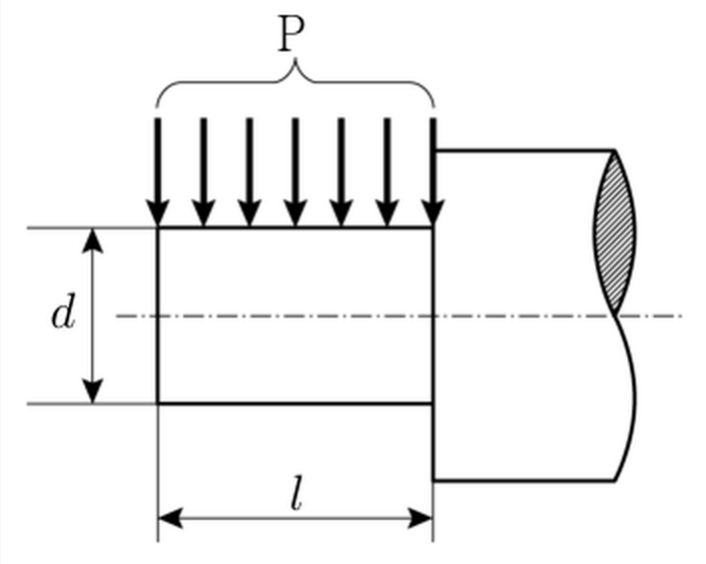
다줄나사가 나오면 가장 먼저 리드 $l = np$(n은 줄수)를 계산해 놓고, 1줄 나사 공식의 p 자리에 이 리드값을 그대로 대입한다는 원칙을 적용한다. 그 다음 $T = Qd/2 \times (\cdots)$ 형태이므로 Q로 정리하면 분자에 2가 곱해진다는 것을 잊지 않는다. 선지에서 분자의 계수와 괄호 안의 항을 따로따로 체크하면 오답을 빠르게 걸러낼 수 있다.

암기 포인트

n줄 나사의 리드는 $l = np$이고, 사각나사 하중식은 $Q = \frac{2T\left(1 - \frac{l\mu}{\pi d}\right)}{d\left(\frac{l}{\pi d} + \mu\right)}$ 형태(1줄이면 $l = p$, 2줄이면 $l = 2p$)로 기억해 둔다.

NoteBase

문 18. 레이디얼 하중(P) 300[kgf]을 지지할 수 있는 엔드저널의 최소 지름 d[mm]는? (단, 저널의 허용굽힘응력은 $8[kgf/mm^2]$, 허용베어링압력은 $\frac{3}{8}[kgf/mm^2]$이고, π는 3으로 계산한다)



① 10

② 20

③ 30

④ 40

정답 2번

출제 포인트

엔드저널(축 끝단에서 하중을 받는 저널)의 최소 지름을 구하는 문제이다. 엔드저널은 허용굽힘응력 조건과 허용베어링압력 조건을 동시에 만족해야 하므로, 두 조건식을 세워 미지수인 지름 d와 저널 길이 l을 연립으로 소거하여 d만의 식으로 정리하는 것이 핵심이다.

조건 정리

레이디얼 하중 $P = 300[\text{kgf}]$, 저널의 허용굽힘응력 $\sigma_b = 8[\text{kgf/mm}^2]$, 허용베어링압력 $p = \frac{3}{8}[\text{kgf/mm}^2]$, $\pi = 3$으로 계산한다. 엔드저널은 한쪽 끝이 고정된 캔틸레버 형태로 하중 P를 받으며, 저널 길이 l에 걸쳐 분포하중으로 작용하므로 최대 굽힘모멘트는 저널이 축 몸통과 만나는 고정단에서 발생한다.

사용할 공식

굽힘응력 조건: $\sigma_b = \frac{M}{Z} = \frac{\frac{Pl}{2}}{\frac{\pi d^3}{32}} = \frac{16Pl}{\pi d^3}$

베어링압력 조건: $p = \frac{P}{dl}$

두 식에서 l을 소거하면 $d^4 = \frac{16P^2}{\pi p \sigma_b}$가 된다.

NoteBase

계산 과정

베어링압력 조건에서 $l = \frac{P}{pd}$로 정리한 뒤 굽힘응력 조건에 대입한다.
$\sigma_b = \frac{16Pl}{\pi d^3} = \frac{16P}{\pi d^3} \cdot \frac{P}{pd} = \frac{16P^2}{\pi p d^4}$
이를 d^4에 대해 정리하면 $d^4 = \frac{16P^2}{\pi p \sigma_b}$이다.
수치를 대입하면 $d^4 = \frac{16 \times 300^2}{3 \times \frac{3}{8} \times 8} = \frac{16 \times 90000}{9} = \frac{1440000}{9} = 160000$이다.
따라서 $d = \sqrt[4]{160000} = 20[\mathrm{mm}]$이다.

선지 판단

① 10 — $d = 10$이면 $d^4 = 10000$으로 조건식의 160000과 맞지 않아 틀린 값이다.
② 20 — $d^4 = 20^4 = 160000$으로 계산 결과와 정확히 일치하므로 정답이다.
③ 30 — $d^4 = 30^4 = 810000$으로 조건식의 값보다 훨씬 커서 틀린 값이다.
④ 40 — $d^4 = 40^4 = 2560000$으로 조건식의 값과 크게 차이나 틀린 값이다.

오답 포인트

굽힘응력 조건과 베어링압력 조건 중 하나만 적용하고 다른 하나를 빠뜨리면 d와 l이 각각 별도로 남아 값을 확정할 수 없다. 반드시 두 조건식을 연립하여 l을 소거해야 d에 대한 단일 식이 나온다는 점을 놓치기 쉽다. 또한 굽힘모멘트를 $M = Pl$로 잘못 쓰는 경우가 많은데, 엔드저널은 분포하중이 저널 길이에 걸쳐 작용하므로 최대모멘트는 $M = \frac{Pl}{2}$임에 유의해야 한다.

다시 나오면 이렇게 판단

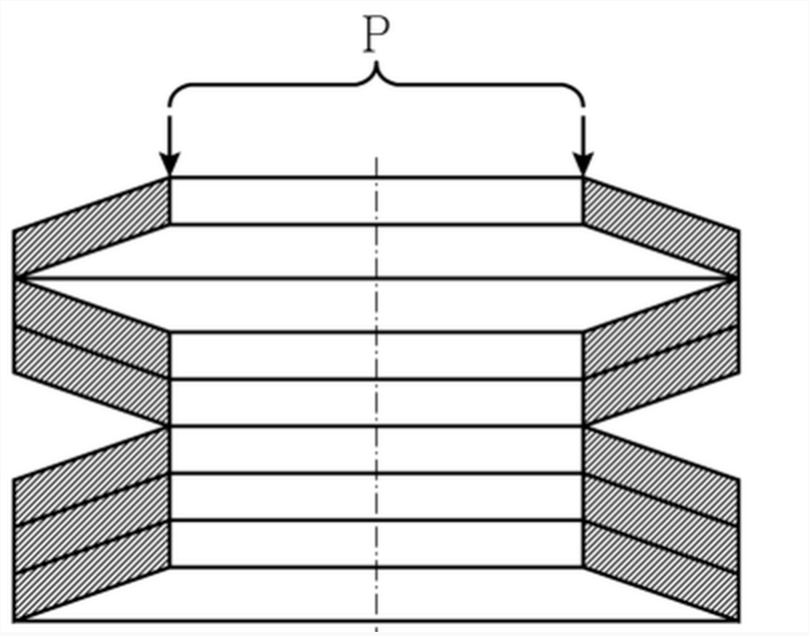
엔드저널 지름 문제가 나오면 우선 굽힘응력식 $\sigma_b = \frac{16Pl}{\pi d^3}$과 베어링압력식 $p = \frac{P}{dl}$을 각각 세운다. 이후 베어링압력식에서 l을 d에 대한 식으로 바꾸어 굽힘응력식에 대입하면 $d^4 = \frac{16P^2}{\pi p \sigma_b}$라는 통합공식이 나온다는 것을 기억해 두면 빠르게 풀 수 있다.

암기 포인트

엔드저널의 통합 설계식: $d^4 = \frac{16P^2}{\pi p \sigma_b}$ (단, $M = \frac{Pl}{2}$, $Z = \frac{\pi d^3}{32}$를 이용해 유도됨). 저널 길이는 $l = \frac{P}{pd}$로 구할 수 있다.

NoteBase

문 19. 각각의 스프링 상수가 100[N/mm]인 6개의 접시 스프링을 그림과 같이 병렬과 직렬로 조합하고, 조합된 스프링에 100[N]의 수직 정하중 P이 작용할 때, 처짐량 [mm]은? (단, 접시 스프링의 변형은 사용 범위에서 선형이며, 스프링 자중은 무시한다)



① $\frac{1}{6}$

② $\frac{6}{11}$

③ $\frac{11}{6}$

④ 6

정답 3번

출제 포인트

접시 스프링(벨빌 스프링) 여러 개를 병렬과 직렬로 혼합 조합했을 때 등가 스프링 상수와 처짐량을 구하는 문제이다. 그림처럼 서로 다른 개수의 병렬 그룹이 직렬로 이어져 있는 경우, 각 병렬 그룹을 먼저 하나의 등가 스프링으로 바꾼 뒤 이 등가 스프링들을 직렬 공식으로 다시 합쳐야 한다.

조건 정리

스프링 1개의 스프링 상수 $k = 100$ N/mm, 총 6개의 접시 스프링, 하중 $P = 100$ N(수직 정하중)이다. 그림상 조합은 위에서부터 1개(단독)-2개(병렬)-3개(병렬)의 세 그룹이 순서대로 쌓여 있고, 이 세 그룹은 서로 직렬로 연결되어 있다(1+2+3=6개, 개수 조건과 일치). 변형은 사용 범위에서 선형(훅의 법칙 적용 가능)이며 스프링 자중은 무시한다.

NoteBase

사용할 공식

병렬 연결에서는 등가 스프링 상수가 각 스프링 상수의 합으로 커진다: k_병렬=Σ k_i. 직렬 연결에서는 등가 스프링 상수의 역수, 즉 유연도가 더해진다: (1)/(k_직렬)=Σ (1)/(k_i). 최종 처짐량은 $\delta = \frac{P}{k_{eq}}$로 구한다.

계산 과정

먼저 세 그룹 각각의 등가 스프링 상수를 구한다. 그룹 A(1개 단독)는 $k_A = 100$ N/mm이다. 그룹 B(2개 병렬)는 $k_B = 2 \times 100 = 200$ N/mm이다. 그룹 C(3개 병렬)는 $k_C = 3 \times 100 = 300$ N/mm이다. 이 세 그룹은 서로 직렬로 연결되어 있으므로 유연도를 더한다.

$\frac{1}{k_{eq}} = \frac{1}{k_A} + \frac{1}{k_B} + \frac{1}{k_C} = \frac{1}{100} + \frac{1}{200} + \frac{1}{300} = \frac{6+3+2}{600} = \frac{11}{600}$

따라서 $k_{eq} = \frac{600}{11}$ N/mm이다. 처짐량은

$\delta = \frac{P}{k_{eq}} = \frac{100}{600/11} = \frac{100 \times 11}{600} = \frac{11}{6}$ mm

이다.

선지 판단

① 1/6 → X. 이는 6개 스프링을 모두 병렬로 연결했을 때(등가 스프링 상수 $k_{eq} = 600$ N/mm)의 처짐량 100/600 = 1/6에 해당하는 값으로, 그림에 나타난 실제 조합(1-2-3 그룹의 직렬 연결)과는 다른 극단적인 경우의 값이다.

② 6/11 → X. 이는 병렬과 직렬의 역할을 서로 바꾸어, 1개·2개·3개짜리 직렬 묶음 세 개를 다시 병렬로 배치했다고 잘못 가정했을 때 나오는 값이다. 그림의 실제 배치와 병렬·직렬 순서가 반대인 경우의 결과이므로 옳지 않다.

③ 11/6 → O. 위 계산 과정과 같이 1개-2개(병렬)-3개(병렬) 세 그룹을 직렬로 연결한 등가 스프링 상수 600/11 N/mm로 처짐량을 구하면 11/6 mm가 되어 정답이다.

④ 6 → X. 이는 6개 스프링을 모두 직렬로만 연결했을 때(등가 스프링 상수 $k_{eq} = 100/6$ N/mm)의 처짐량 100/(100/6) = 6에 해당하는 값으로, 그림의 혼합 조합이 아니라 전부 직렬로 연결한 경우의 값이다.

오답 포인트

병렬과 직렬의 강성 변화 방향을 반대로 적용하는 실수가 가장 흔하다. 병렬 그룹은 스프링 상수가 그대로 더해져 강성이 커지고 처짐이 작아지며, 직렬 그룹은 유연도(1/k)가 더해져 강성이 작아지고 처짐이 커진다. 이 방향성을 혼동하면 11/6과 6/11을 서로 바꿔 고르게 된다. 또한 그림을 제대로 분해하지 않고 전부 병렬(1/6)이나 전부 직렬(6)로 성급하게 단순화하지 않도록, 그림에서 실제로 몇 개씩 병렬로 묶여 있고 그 묶음이 몇 단 직렬로 이어져 있는지를 정확히 세는 것이 중요하다.

NoteBase

다시 나오면 이렇게 판단

접시 스프링(또는 임의의 선형 스프링) 조합 그림이 나오면 먼저 그림을 몇 개의 소그룹으로 나누고, 각 소그룹 내부가 병렬인지 직렬인지부터 표시한다. 그다음 소그룹 각각의 등가 스프링 상수를 구하고, 소그룹들을 서로 잇는 관계(직렬 또는 병렬)를 다시 판단하여 전체 등가 스프링 상수를 구한 뒤, 마지막으로 $\delta = P/k_{eq}$로 처짐량을 계산한다.

암기 포인트

병렬은 "상수(k)"가 그대로 더해지고, 직렬은 "역수(1/k, 유연도)"가 더해진다. 그림에서 스프링이 나란히 늘어나는 방향(병렬)은 강성 증가·처짐 감소, 스프링이 위아래로 순서대로 이어지는 방향(직렬)은 강성 감소·처짐 증가로 기억한다.

NoteBase

문 20. 치직각 모듈이 4, 피니언의 잇수가 30, 기어의 잇수가 70인 한 쌍의 헬리컬 기어에서 중심거리는 $100\sqrt{5}$[mm]이다. 피니언이 240[rpm]으로 회전하며 7.2[kW]의 동력을 전달할 때, 피니언에 작용하는 축방향 하중[N]은? (단, π는 3으로 계산한다)

① $\sqrt{5} \times 10^3$

② $2\sqrt{5} \times 10^3$

③ $3\sqrt{5} \times 10^3$

④ $4\sqrt{5} \times 10^3$

정답 1번

출제 포인트

헬리컬 기어에서 중심거리로부터 비틀림각(나선각) β를 역산한 뒤, 전달 동력으로부터 피니언의 회전력(접선력)을 구하고, 이를 이용해 축방향 하중(스러스트 하중)까지 계산하는 3단계 종합 문제이다. 치직각(=치직각단면, 즉 정면이 아닌 이의 직각단면) 모듈이 주어졌다는 점에 유의해 중심거리 공식을 정확히 세우는 것이 핵심이다.

조건 정리

치직각 모듈 $m_n = 4$, 피니언 잇수 $z_1 = 30$, 기어 잇수 $z_2 = 70$, 중심거리 $C = 100\sqrt{5}$[mm], 피니언 회전속도 $N_1 = 240$[rpm], 전달동력 $H = 7.2$[kW] $= 7200$[W], $\pi = 3$으로 계산.

사용할 공식

헬리컬 기어의 중심거리: $C = \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2\cos\beta}$
피니언 피치원 지름: $d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos\beta}$
토크: $T = \frac{60H}{2\pi N_1}$
접선력(회전력): $F_t = \frac{2T}{d_1}$
축방향 하중(스러스트): $F_x = F_t \tan\beta$

계산 과정

① 비틀림각 β 구하기: $100\sqrt{5} = \frac{4(30+70)}{2\cos\beta} = \frac{200}{\cos\beta}$이므로 $\cos\beta = \frac{200}{100\sqrt{5}} = \frac{2}{\sqrt{5}}$. 이때 $\sin\beta = \sqrt{1-\cos^2\beta} = \sqrt{1-\frac{4}{5}} = \frac{1}{\sqrt{5}}$이므로 $\tan\beta = \frac{\sin\beta}{\cos\beta} = \frac{1}{2}$이다(직각삼각형 밑변 2, 높이 1, 빗변 5에 대응).

② 피니언 피치원 지름: d_1=(m_n z_1)/(β)=(4×30)/(2/5)=120×(5)/(2)=605 [mm].

③ 피니언 토크: $T = \frac{60 \times 7200}{2 \times 3 \times 240} = \frac{432000}{1440} = 300{,}000$[N · mm].

④ 접선력: F_t=(2T)/(d_1)=(2×300000)/(605)=(10000)/(5)=20005 [N].

⑤ 축방향 하중: F_x=F_tβ=20005×(1)/(2)=10005=5×10^3 [N].

NoteBase

선지 판단

① 5×10^3: 계산 결과와 정확히 일치한다. 정답.
② 25×10^3: 축방향 하중을 접선력의 2배로 잘못 계산했을 때 나오는 값으로 오답이다.
③ 35×10^3: tanβ를 잘못 구하거나 접선력 계산에서 배수를 잘못 적용한 경우 나오는 값으로 오답이다.
④ 45×10^3: 축방향 하중을 접선력과 동일하게(즉 tan$\beta = 1$로 오인) 계산하고 추가로 배수 오류가 겹친 값으로 오답이다.

오답 포인트

이 문제는 ① 중심거리 공식에서 비틀림각을 역산하는 단계, ② 토크·접선력 계산 단계, ③ 축방향 하중으로 넘어가는 tanβ 적용 단계 중 어느 하나에서 실수하면 다른 선지 값으로 미끄러진다. 특히 cosβ와 sinβ를 바꿔 쓰면 tanβ가 2로 뒤바뀌어 축방향 하중이 실제보다 크게 계산되므로, 2^2+1^2=5=(5)^2 직각삼각형 관계를 명확히 잡고 가는 것이 중요하다.

다시 나오면 이렇게 판단

헬리컬 기어 문제에서 중심거리·모듈·잇수가 함께 주어지면 가장 먼저 중심거리 공식으로 비틀림각(나선각)의 삼각비부터 구한다. 그 다음 동력과 회전수로 토크를 구하고, 피치원 지름으로 접선력을 얻은 뒤, 마지막에 접선력에 tanβ를 곱해 축방향 하중을 구하는 순서를 그대로 따라가면 실수를 줄일 수 있다.

암기 포인트

헬리컬 기어 3대 하중: 접선력 $F_t = \frac{2T}{d}$, 축방향력(스러스트) $F_x = F_t \tan\beta$, 반경방향력 $F_r = F_t \frac{\tan\alpha_n}{\cos\beta}$. 중심거리는 $C = \frac{m_n(z_1+z_2)}{2\cos\beta}$로 치직각 모듈 기준임을 기억해 둔다.

NoteBase