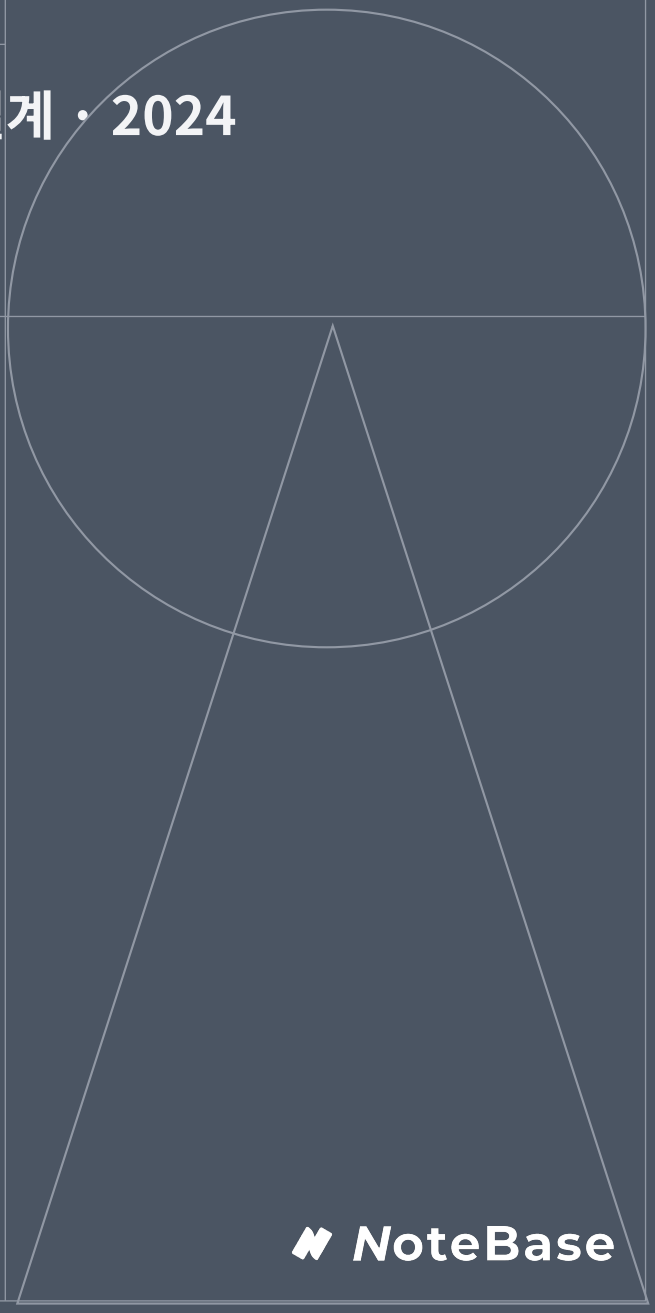
기출OX 해설집

공무원/서울시/7급 · 기계설계 · 2024



NoteBase

기출OX 해설집

공무원/서울시/7급 · 기계설계 · 2024

공무원/서울시/7급 · 기계설계 · 2024

문 1. <보기>의 소켓렌치용 핸들의 명칭으로 가장 옳은 것은?

<보기>



① 오프셋 핸들(offset handle)

② 유니버셜 핸들(universal handle)

③ 래칫 핸들(ratchet handle)

④ 스피드 핸들(speed handle)

정답 4번

출제 포인트

이 문제는 소켓렌치용 핸들의 외형 특징을 보고 명칭을 식별할 수 있는지를 묻는다.

NoteBase

선지별 해설

1번 X: 오프셋 핸들은 장애물을 피하기 위해 축이 한 번 꺾인 정도의 편심 형상이 핵심이다. 그림처럼 여러 번 굽은 크랭크형 회전 손잡이 구조와는 다르다. 틀린 표현은 "오프셋 핸들"이고, 올바르게는 "스피드 핸들"이다.
2번 X: 유니버설 핸들은 각도를 바꿔 동력을 전달하는 조인트 구조가 핵심이다. 그림에는 관절식 유니버설 조인트가 보이지 않고, 회전을 빠르게 하기 위한 손잡이와 굴곡 축만 보인다. 틀린 표현은 "유니버설 핸들"이고, 올바르게는 "조인트가 없는 스피드 핸들"이다.
3번 X: 래칫 핸들은 내부 래칫 기구와 전환 레버로 한 방향 연속 회전이 가능한 손잡이이다. 그림에는 래칫 헤드나 절환부가 없고 단순한 크랭크형 축이다. 틀린 표현은 "래칫 핸들"이고, 올바르게는 "래칫 기구가 없는 스피드 핸들"이다.
4번 O: 스피드 핸들은 축이 굽은 크랭크 형태이고 손잡이를 돌려 소켓을 빠르게 회전시키는 형식이다. 제시된 그림의 형상과 기능이 이에 해당한다.

오답 포인트

손잡이 이름을 기능이 아니라 익숙한 소켓렌치 용어만으로 찍으면 래칫 핸들과 혼동하기 쉽다. 이 문제의 함정은 "소켓렌치용"이라는 공통점에 끌려 세부 구조를 보지 않는 데 있다. 래칫은 헤드 기구가 보여야 하고, 유니버설은 관절이 보여야 하며, 스피드 핸들은 크랭크형 축과 회전 손잡이가 핵심이다.

다시 나오면 이렇게 판단

소켓렌치 핸들 문제는 먼저 헤드에 래칫 기구가 있는지, 중간에 관절이 있는지, 축이 크랭크처럼 굽어 빠른 회전에 맞는지를 순서대로 본다. 회전 손잡이가 달린 굴곡 축이면 스피드 핸들로 판단된다.

암기 포인트

스피드 핸들은 굽은 축과 회전 손잡이로 빠르게 돌리는 핸들이다.

NoteBase

문 2. 구동풀리의 지름은 700[mm], 회전수는 100[rpm], 벨트의 두께는 5[mm]일 때, 지름이 400[mm]인 종동풀리의 회전수에 가장 가까운 값[rpm]은? (단, 미끄럼은 없는 것으로 가정한다.)

① 174

② 221

③ 250

④ 282

정답 1번

출제 포인트

이 문제는 벨트 두께를 고려한 속도비 공식으로 지름 400mm인 풀리의 회전수를 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값은 구동풀리 지름 700mm, 구동풀리 회전수 100 rpm, 벨트 두께 5mm, 상대 풀리 지름 400mm이다.
구해야 할 값은 지름 400mm인 풀리의 회전수이다.
미끄럼이 없으므로 두 풀리에서 벨트의 선속도는 같고, 벨트 두께를 고려한 유효지름은 $D + t$로 본다.

사용할 공식

속도비는 $N_1(D_1 + t) = N_2(D_2 + t)$이다.
벨트는 풀리 표면이 아니라 벨트 중심선에서 움직이므로 실제 속도 계산에는 풀리 지름에 벨트 두께를 더한 유효지름을 사용한다.

계산 과정

1. 구동풀리의 유효지름은 $700 + 5 = 705mm$이다.
2. 지름 400mm인 풀리의 유효지름은 $400 + 5 = 405mm$이다.
3. $N_2 = N_1\frac{D_1 + t}{D_2 + t} = 100 \times \frac{705}{405} = 174.07rpm$이다.
4. 가장 가까운 값은 174 rpm이다.

NoteBase

선지 판단

1번 O: 계산 결과가 약 174 rpm이므로 맞다.
2번 X: 221 rpm이라는 값이 틀리다. 올바르게는 약 174 rpm이다. 유효지름 비를 잘못 적용하면 실제보다 큰 값으로 치우친다.
3번 X: 250 rpm이라는 값이 틀리다. 올바르게는 약 174 rpm이다. 벨트 두께를 무시하거나 비례식을 거칠게 잡으면 과대 계산이 된다.
4번 X: 282 rpm이라는 값이 틀리다. 올바르게는 약 174 rpm이다. 작은 풀리가 더 빨라진다는 사실만 보고 지름비를 과장하면 이런 오답이 나온다.

오답 포인트

벨트 두께 5mm를 반지름에만 더하는 것이 아니라 유효지름 $D + t$로 처리해야 한다는 점을 놓치기 쉽다. 또 작은 풀리가 더 빨라진다는 감각만으로 비례식을 뒤집으면 값이 지나치게 커진다.

다시 나오면 이렇게 판단

벨트 속도비 문제는 먼저 미끄럼 유무를 확인하고, 다음으로 유효지름을 $D + t$로 고친 뒤, 마지막에 $N_1 D_{e1} = N_2 D_{e2}$ 형태로 비례식을 세워 계산하면 된다.

암기 포인트

벨트 두께가 있으면 유효지름은 $D + t$이고, 작은 풀리의 회전수는 더 커진다.

NoteBase

문 3. 바깥지름이 400[mm], 안지름이 300[mm]인 칼라 저널 베어링이 400[rpm]으로 회전하는 축으로부터 축방향 하중 3,000[kgf]을 받는다. 필요한 칼라의 최소 개수[개]는? (단, 발열계수 $pv = 0.1[\text{kgf/mm}^2 \cdot \text{m/s}]$이다.)

① 2

② 4

③ 6

④ 8

정답 2번

출제 포인트

이 문제는 칼라 저널 베어링의 허용 pv값을 이용해 필요한 최소 칼라 수를 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 바깥지름 400mm, 안지름 300mm, 축방향 하중 3,000 kgf, 회전수 400 rpm, 허용 $pv = 0.1\text{kgf/mm}^2 \cdot \text{m/s}$이다.
구해야 할 값: 허용 pv를 넘지 않는 최소 칼라 수이다.
주의할 조건: 미끄럼속도는 평균지름에서 계산하고, 압력은 칼라 1개당 접촉면적으로 나눈다.

사용할 공식

칼라 1개당 접촉면적은 $A = \frac{\pi}{4}(D_o^2 - D_i^2)$이다.
평균지름은 $D_m = \frac{D_o + D_i}{2}$이다.
미끄럼속도는 $v = \frac{\pi D_m N}{60}$이다.
평균압력은 $p = \frac{W}{nA}$이다.
허용조건은 $pv \le 0.1$이다.
이 공식을 쓰는 이유: 문제에서 발열계수 pv의 허용값이 직접 주어졌으므로, 회전속도에서 v를 구한 뒤 압력 p가 허용 pv를 만족하도록 칼라 수 n를 정하면 된다.

계산 과정

1. 칼라 1개당 면적은 $A = \frac{\pi}{4}(400^2 - 300^2) = 17{,}500\pi \approx 54{,}978\text{mm}^2$이다.
2. 평균지름은 $D_m = \frac{400 + 300}{2} = 350\text{mm} = 0.35\text{m}$이다.
3. 미끄럼속도는 $v = \frac{\pi \times 0.35 \times 400}{60} \approx 7.33\text{m/s}$이다.
4. 허용압력은 $p = \frac{0.1}{7.33} \approx 0.0136\text{kgf/mm}^2$이다.
5. 필요한 칼라 수는 $n \ge \frac{W}{pA} = \frac{3000}{0.0136 \times 54{,}978} \approx 4.00$이므로 최소 4개이다.

NoteBase

선지 판단

1번: X. 2개이면 $p = \frac{3000}{2A} \approx 0.0273\text{kgf/mm}^2$이고 $pv \approx 0.200$으로 허용값 0.1을 넘는다. 최소 개수는 2개가 아니라 4개이다.
2번: O. 4개이면 $p = \frac{3000}{4A} \approx 0.0136\text{kgf/mm}^2$이고 $pv \approx 0.100$이 되어 허용값을 만족한다. 따라서 최소 개수는 4개이다.
3번: X. 6개이면 $pv \approx 0.0667$로 사용은 가능하지만 최소 개수 조건에 맞지 않는다. 최소 개수는 6개가 아니라 4개이다.
4번: X. 8개이면 $pv \approx 0.0500$으로 충분히 안전하지만 불필요하게 많은 값이다. 최소 개수는 8개가 아니라 4개이다.

오답 포인트

허용 pv에서 먼저 속도 v를 구하지 않고 바로 면적만으로 판단하면 틀리기 쉽다. 또한 6개와 8개도 허용조건은 만족하지만 문제는 가능 개수가 아니라 최소 개수를 묻는다는 점이 함정이다.

다시 나오면 이렇게 판단

pv 제한 문제는 접촉면적 계산, 평균지름으로 속도 계산, 허용압력 환산, 마지막으로 최소 개수 판정의 순서로 판단한다. 계산 결과가 정수 경계에 걸리면 그 값을 만족하는 가장 작은 정수를 택한다.

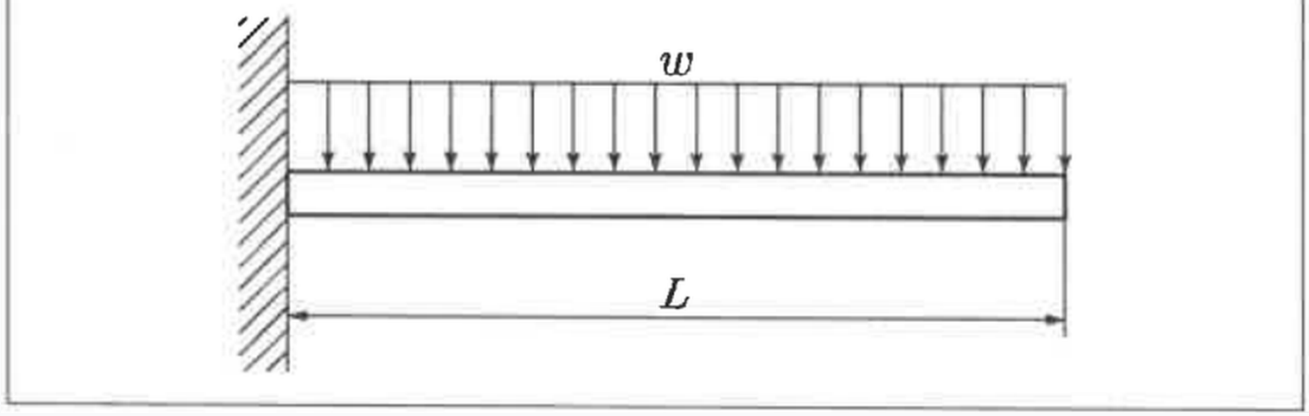
암기 포인트

칼라 수 문제는 n=Wv(pv)_허용A 꼴로 정리되고, 정답은 허용조건을 처음 만족하는 최소 정수이다.

NoteBase

문 4. <보기>와 같이 10.8[N/mm]의 균일 분포 하중 w를 받는 일정한 단면을 가진 외팔보가 있다. 외팔보의 길이 L이 200[mm]일 때, 이 외팔보의 굽힘탄성에너지의 값[J]은? (단, 외팔보 재료의 종탄성계수는 200[GPa]이며, 외팔보의 단면은 한 변의 길이가 6[mm]인 정사각형이다.)

<보기>



① 7.2

② 18.0

③ 43.2

④ 288.0

정답 3번

출제 포인트

이 문제는 등분포하중을 받는 외팔보의 굽힘탄성에너지를 $U = \int \frac{M^2}{2EI} dx$로 구하는 계산형 문제이다.

조건 정리

주어진 값은 $w = 10.8N/mm, L = 200mm, E = 200GPa = 200000N/mm^2$, 정사각형 단면 한 변 $a = 6mm$이다.
구해야 할 값은 외팔보의 굽힘탄성에너지 U이다.
주의할 조건은 단면2차모멘트가 $I = a^4/12$이고, 계산 결과 단위 $N \cdot mm$를 J로 바꾸려면 1000으로 나누어야 한다는 점이다.

사용할 공식

정사각형 단면의 단면2차모멘트는 $I = a^4/12$이다. 외팔보 자유단에서 거리 x인 단면의 굽힘모멘트는 $M = wx^2/2$이다. 따라서 굽힘탄성에너지는 $U = \int_0^L \frac{M^2}{2EI} dx = \int_0^L \frac{(wx^2/2)^2}{2EI} dx = \frac{w^2L^5}{40EI}$ 이다. 이 공식을 쓰는 이유는 문제에서 처짐이 아니라 보 내부에 저장되는 굽힘탄성에너지를 묻기 때문이다.

NoteBase

계산 과정

1. 단면2차모멘트는 $I = 6^4/12 = 108 mm^4$이다.
2. 공식에 대입하면 $U = \frac{10.8^2 \times 200^5}{40 \times 200000 \times 108} = 43200 N \cdot mm$ 이다.
3. $1J = 1000 N \cdot mm$ 이므로 $U = 43.2J$이다.

선지별 해설

① X: 7.2 J는 계산 결과와 다르다. 탄성에너지 적분계수나 단위 환산을 잘못 적용한 값이며, 올바른 값은 43.2 J이다.
② X: 18.0 J는 계산 결과와 다르다. 등분포하중 문제에 다른 하중조건의 계수를 섞어 쓴 오답값에 해당하며, 올바른 값은 43.2 J이다.
③ O: 굽힘탄성에너지는 $43.2J$이므로 옳다.
④ X: 288.0 J는 등분포하중 전체를 자유단 집중하중 $P = wL$로 바꾸어 집중하중 에너지식을 적용할 때 나오는 대표적 오답이다. 이 문제의 올바른 값은 43.2 J이다.

오답 포인트

처짐식 $\delta_{max} = wL^4/(8EI)$이나 집중하중용 탄성에너지식을 굽힘탄성에너지와 혼동하기 쉽다. 또한 $43200 N \cdot mm$를 J로 환산하지 않으면 최종 수치가 틀어진다.

다시 나오면 이렇게 판단

보의 에너지를 묻는 문항은 먼저 $U = \int M^2/(2EI) dx$를 떠올리고, 다음에 하중 형태에 맞는 $M(x)$를 세운 뒤, 마지막에 단위 환산까지 마치면 안정적으로 판단할 수 있다.

암기 포인트

외팔보 전장 등분포하중의 굽힘탄성에너지는 $U = w^2L^5/(40EI)$이고, 정사각형 단면의 단면2차모멘트는 $I = a^4/12$이다.

NoteBase

문 5. 허용인장응력이 70[MPa], 두께가 10[mm]인 강판을 용접 길이 150[mm]로 맞대기 이음을 하려고 한다. 이때, 용접부의 최소 목 두께로 가장 가까운 값[mm]은? (단, 인장하중 이외의 하중은 고려하지 않고, 용접부의 허용인장응력은 60[MPa]이며, 용접효율은 85%로 한다.)

① 6.54

② 7.81

③ 9.92

④ 10.12

정답 3번

출제 포인트

이 문제는 맞대기 용접이음의 효율 정의를 이용해 필요한 최소 목 두께를 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값은 강판 허용인장응력 70 MPa, 강판 두께 10mm, 용접부 허용인장응력 60 MPa, 용접효율 85%이다. 구해야 할 값은 용접부의 최소 목 두께이다. 인장하중 이외의 하중은 고려하지 않는다.

사용할 공식

용접효율은 모재 강도에 대한 용접이음 강도의 비이므로 $\eta = \frac{P_w}{P_p} = \frac{\sigma_w a l}{\sigma_p t l}$이다. 따라서 필요한 목 두께는 $a = \eta \cdot \frac{\sigma_p t}{\sigma_w}$이다. 이 공식을 쓰는 이유는 문제에서 모재 허용응력, 용접부 허용응력, 용접효율이 모두 주어졌기 때문이다.

계산 과정

강판의 기준 강도는 $P_p = \sigma_p t l$이고, 용접부 강도는 $P_w = \sigma_w a l$이다. 용접효율 $\eta = 0.85$를 대입하면 $0.85 = \frac{60 \cdot a \cdot l}{70 \cdot 10 \cdot l}$이다. 길이 l은 약분되므로 $a = 0.85 \times \frac{70 \times 10}{60} = 9.9167mm$이다. 따라서 최소 목 두께는 약 9.92mm이다.

선지별 해설

① X: 6.54mm를 대입하면 효율이 $\frac{60 \times 6.54}{70 \times 10} \approx 0.56$으로 85%에 미달한다. 틀린 표현은 '최소 목 두께가 6.54mm이다'이고, 올바르게는 '최소 목 두께는 약 9.92mm이다'이다.
② X: 7.81mm를 대입하면 효율이 $\frac{60 \times 7.81}{70 \times 10} \approx 0.67$로 역시 85%에 미달한다. 틀린 표현은 '최소 목 두께가 7.81mm이다'이고, 올바르게는 '최소 목 두께는 약 9.92mm이다'이다.
③ O: $a = 0.85 \times \frac{70 \times 10}{60} = 9.92mm$이므로 계산 결과와 일치한다.
④ X: 10.12mm를 대입하면 효율이 $\frac{60 \times 10.12}{70 \times 10} \approx 0.87$로 85%보다 커서 최소값이 아니다. 틀린 표현은 '최소 목 두께가 10.12mm이다'이고, 올바르게는 '최소 목 두께는 약 9.92mm이다'이다.

NoteBase

오답 포인트

용접효율 85%를 응력에 나누어 넣는지, 강도비 전체에 곱하는지에서 실수가 자주 나온다. 이 문제는 효율이 '용접이음 강도 대 모재 강도'의 비라는 점을 놓치면 9.92mm보다 작은 값이나 최소가 아닌 큰 값을 고르게 된다.

다시 나오면 이렇게 판단

용접 계산형 문제는 먼저 효율의 정의를 식으로 세우고, 모재 강도와 용접부 강도를 같은 형식으로 놓은 뒤 미지수 목 두께를 정리하면 된다. 마지막에는 구한 값이 '최소값'인지 효율 역산으로 한 번 더 확인하면 된다.

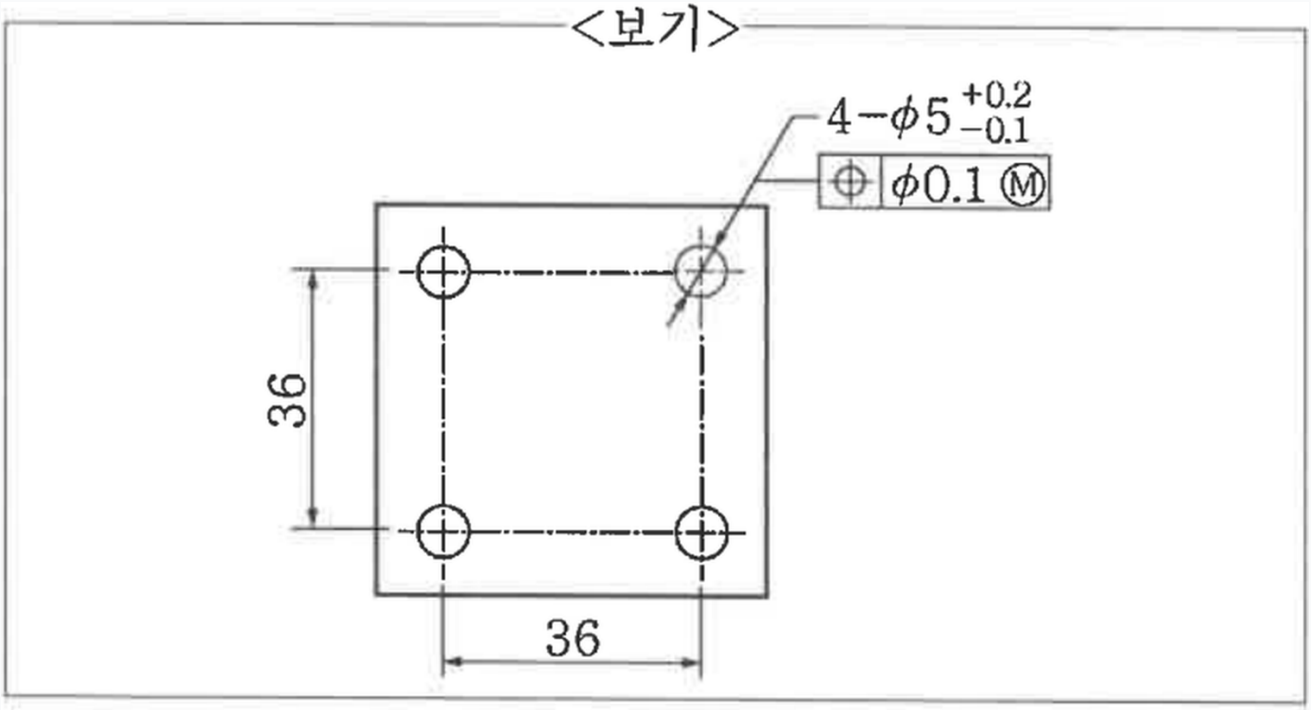
암기 포인트

맞대기 용접 최소 목 두께는 $\eta = \frac{\sigma_w a}{\sigma_{pt}}$에서 바로 정리하면 $a = \eta \cdot \frac{\sigma_{pt}}{\sigma_w}$이다.

NoteBase

문 6. <보기>는 핀 4개를 장착하는 판의 공차 도면이다. 핀구멍의 최대실체 실효치수(MMVS)의 값[*mm*]은?

<보기>



① $\phi 4.8$

② $\phi 4.9$

③ $\phi 5.0$

④ $\phi 5.1$

정답 1번

출제 포인트

최대실체조건이 적용된 핀구멍의 최대실체 실효치수(MMVS)를 구하는 문제이다.

조건 정리

핀구멍 치수는 4-φ5+0.2/-0.1이므로 실제 구멍 크기 범위는 4.9mm부터 5.2mm까지이다.
구멍은 내측형체이므로 최대실체조건(MMC)은 가장 작은 치수인 4.9mm이다.
위치도 공차는 ⌧0.1(M)이므로 MMC 상태에서 실효치수는 위치도 공차를 반영해 계산한다.

사용할 공식

내측형체인 구멍의 최대실체 실효치수는 MMVS = MMC - 기하공차이다.
이 공식을 쓰는 이유는 구멍이 최대실체상태일수록 재료가 가장 많이 남아 조립 가능 경계가 가장 엄격해지기 때문이다.

NoteBase

계산 과정

1. 구멍의 최대실체치수는 최소구멍치수이므로 $MMC = 5 - 0.1 = 4.9mm$이다.
2. 위치도 공차는 $0.1mm$이다.
3. 따라서 $MMVS = 4.9 - 0.1 = 4.8mm$이다.

선지별 해설

① O: 계산 결과가 $4.8mm$이므로 맞다. 핀구멍의 MMC 4.9mm에서 위치도 공차 0.1mm를 뺀 값이 최대실체 실효치수이다.
② X: 4.9mm는 구멍의 최대실체치수(MMC)일 뿐 실효치수는 아니다. 틀린 표현은 '위치도 공차를 반영하지 않은 값을 MMVS로 본 점'이며, 올바르게는 4.8mm이다.
③ X: 5.0mm는 공칭치수에 가까운 값이지 MMVS가 아니다. 틀린 표현은 '기준치수 5.0mm를 실효치수로 본 점'이며, 올바르게는 최소구멍치수 4.9mm에서 위치도 0.1mm를 빼서 4.8mm로 계산한다.
④ X: 5.1mm는 위치도 공차를 더하는 방향으로 잘못 적용한 값이다. 틀린 표현은 '내측형체의 실효치수를 공차만큼 증가시킨 점'이며, 올바르게는 구멍의 MMVS를 구할 때 위치도 공차를 빼야 하므로 4.8mm이다.

오답 포인트

구멍은 치수가 작을수록 재료가 많이 남으므로 최대실체가 최소치수라는 점을 놓치기 쉽다. 또한 위치도 공차에 최대실체조건이 붙으면 내측형체는 더하는 것이 아니라 빼서 실효치수를 구한다는 부호 규칙을 자주 반대로 적용한다.

다시 나오면 이렇게 판단

구멍인지 축인지부터 구분한 뒤 최대실체치수를 찾고, 최대실체조건이 붙은 기하공차는 구멍이면 MMC-공차, 축이면 MMC+공차 순서로 판단한다.

암기 포인트

구멍 MMVS는 '최소치수에서 공차를 뺀 값'이라는 방향 기억이 핵심이다.

NoteBase

문 7. 여러 줄 나사의 자립 조건을 표현한 식으로 옳지 않은 것은? (단, $\rho, \mu, \lambda, l, p, n, d_e$는 각각 나사의 마찰각, 마찰계수, 리드각, 리드, 피치, 줄 수, 유효지름이다.)

① $\tan(\rho - \lambda) \geq 0$

② $\mu \geq \frac{l}{\pi d_e}$

③ $\mu \geq \frac{np}{\pi d_e}$

④ $\lambda \geq \rho$

정답 4번

출제 포인트

이 문항은 여러 줄 나사의 자립 조건을 $\lambda, \rho, \mu, l = np$의 동치식으로 바꿔 쓸 수 있는지를 묻는다.

조건 정리

자립 조건은 나사가 하중 때문에 저절로 풀리지 않는 상태를 뜻한다. 이때 리드각은 마찰각보다 크지 않아야 하므로 $\lambda \leq \rho$가 기본 조건이다. 또 여러 줄 나사에서는 리드가 피치의 n배이므로 $l = np$이다.

사용할 공식

자립 조건은 $\lambda \leq \rho$이다. 이를 삼각함수와 리드각 식으로 바꾸면 $\tan\lambda \leq \tan\rho = \mu$, $\tan\lambda = \frac{l}{\pi d_e} = \frac{np}{\pi d_e}$이므로 $\mu \geq \frac{l}{\pi d_e} = \frac{np}{\pi d_e}$가 된다.

선지별 해설

① O: 통상적인 나사에서 $0 < \rho, \lambda < \frac{\pi}{2}$이므로 (ρ-λ)≥0은 ρ-λ≥0, 즉 $\rho \geq \lambda$와 같은 뜻이다. 자립 조건을 표현한 식으로 볼 수 있다.

② O: 자립이면 $\mu \geq \tan\lambda$이다. 또 $\tan\lambda = \frac{l}{\pi d_e}$이므로 $\mu \geq \frac{l}{\pi d_e}$는 옳다.

③ O: 여러 줄 나사에서는 $l = np$이므로 ②의 식은 $\mu \geq \frac{np}{\pi d_e}$로도 그대로 바뀐다. 따라서 자립 조건의 올바른 표현이다.

④ X: 자립 조건은 리드각이 마찰각보다 크지 않은 $\lambda \leq \rho$이다. 틀린 표현은 "$\lambda \geq \rho$"이고, 올바르게는 "$\lambda \leq \rho$"이다.

오답 포인트

여러 줄 나사에서는 l와 p를 같은 값으로 착각하거나, 발문의 "옳지 않은 것"을 놓쳐 ④를 지나치기 쉽다. 또 자립 조건의 방향을 반대로 외우면 $\lambda \geq \rho$를 맞는 식으로 오인하게 된다.

NoteBase

다시 나오면 이렇게 판단

자립 조건 문제는 먼저 기본식 $\lambda \le \rho$를 세운다. 그다음 $\tan\lambda = \frac{l}{\pi d_e}$와 여러 줄 나사의 $l = np$를 적용해 보기 식이 같은 뜻인지 확인하면 된다.

암기 포인트

나사 자립은 "리드각이 마찰각을 넘지 않는다"로 정리되며, 식으로는 $\lambda \le \rho$, $\mu \ge \frac{l}{\pi d_e}$이다.

NoteBase

문 8. 균일하게 마모되며 400[rpm]으로 회전하는 원추 클러치의 평균지름이 150[mm], 접촉면의 폭이 40[mm]일 때, 전달동력의 값[kW]은? (단, $\pi = 3$으로 가정하고, 접촉면의 평균압력은 0.3[MPa], 마찰계수는 0.2이다.)

① 2.24

② 3.24

③ 4.24

④ 5.24

정답 2번

출제 포인트

이 문제는 접촉면의 평균압력으로 마찰력 F를 구하고, 평균지름에서의 원주속도 v를 곱해 전달동력 P를 계산하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값은 회전수 400 rpm, 평균지름 150mm, 접촉면 폭 40mm, 평균압력 0.3 MPa, 마찰계수 0.2이다. 구해야 할 값은 전달동력이다. 문제에서 $\pi = 3$으로 둔다.

사용할 공식

접촉면적은 $A = \pi db$이다. 마찰력은 $F = \mu pA$이다. 평균지름에서의 원주속도는 $v = \pi dn/60$이다. 따라서 전달동력은 $P = Fv$이다. 평균압력, 평균지름, 접촉면 폭이 직접 주어졌으므로 접촉면적과 마찰력을 먼저 구하는 방식이 가장 바로 연결된다.

계산 과정

1. 접촉면적은 $A = \pi db = 3 \times 150 \times 40 = 18000mm^2$이다.
2. 평균압력 $0.3MPa = 0.3N/mm^2$이므로 축방향 하중에 해당하는 힘은 $W = pA = 0.3 \times 18000 = 5400N$이다.
3. 마찰력은 $F = \mu W = 0.2 \times 5400 = 1080N$이다.
4. 평균지름에서의 원주속도는 $v = \pi dn/60 = 3 \times 0.15 \times 400/60 = 3m/s$이다.
5. 전달동력은 $P = Fv = 1080 \times 3 = 3240W = 3.24kW$이다.

NoteBase

선지별 해설

① X: 계산된 전달동력은 2.24 kW가 아니라 3.24 kW이다. 접촉면적, 마찰력, 원주속도를 순서대로 계산하면 $3240W$가 되어야 한다.
② O: 마찰력 1080 N과 원주속도 3m/s를 곱하면 $3240W$이므로 3.24 kW가 맞다.
③ X: 4.24 kW는 계산값과 일치하지 않는다. 이 문항의 올바른 수치는 4.24 kW가 아니라 3.24 kW이다.
④ X: 5.24 kW는 계산값과 일치하지 않는다. 이 문항의 올바른 수치는 5.24 kW가 아니라 3.24 kW이다.

오답 포인트

평균압력의 단위를 N/mm^2로 바로 읽지 못하거나, 평균지름 150mm를 속도 계산에서 0.15m로 바꾸지 않으면 오답이 나온다. 또 $\pi = 3$ 조건을 빼먹으면 수치가 달라진다.

다시 나오면 이렇게 판단

클러치 전달동력 계산형은 접촉면적 계산, 마찰력 계산, 평균지름에서의 원주속도 계산, 마지막으로 $P = Fv$ 적용의 순서로 판단한다. 단위는 mm와 m를 섞지 않고 마지막에 검산한다.

암기 포인트

평균압력형 클러치 계산은 $A \rightarrow pA \rightarrow \mu pA \rightarrow Fv$ 순서로 정리된다.

NoteBase

문 9. 직류 아크용접기와 교류 아크용접기의 비교에 대한 설명으로 가장 옳지 않은 것은?

① 직류 아크용접기는 아크의 안정성이 우수하며 가격이 저렴하다.

② 교류 아크용접기는 극성 이용이 불가능하다.

③ 직류 아크용접기는 상대적으로 고장률이 높다.

④ 교류 아크용접기는 무부하 전압이 높다.

정답 1번

출제 포인트

이 문제는 직류 아크용접기와 교류 아크용접기의 특성을 비교하여 옳지 않은 설명을 가려내는 문제이다.

핵심 개념

직류 아크용접기는 직류 전원을 써서 아크가 안정되고 극성을 선택할 수 있는 장치이며, 구조가 복잡하고 가격이 비싼 편이다. 교류 아크용접기는 교류 전원을 써서 구조가 단순하고 값이 비교적 저렴하지만 극성 선택이 불가능하고 아크 유지를 위해 무부하 전압을 높게 잡는다.

선지별 해설

1번: X. 직류 아크용접기는 아크 안정성이 우수하다는 점은 맞지만, 가격이 저렴하다는 부분이 틀리다. 직류기는 발전기식이나 정류기식으로 구조가 복잡하여 교류기보다 비싼 편이다. 틀린 표현은 '가격이 저렴하다'이고, 올바르게는 '아크의 안정성이 우수하지만 가격은 교류기보다 비싼 편이다'이다.
2번: O. 교류 아크용접기는 전류 방향이 주기적으로 바뀌므로 직류처럼 정극성과 역극성을 고정해서 이용할 수 없다.
3번: O. 직류 아크용접기는 교류 변압기식보다 구조가 복잡하여 유지보수 요소가 많고 상대적으로 고장률이 높은 편으로 본다.
4번: O. 교류 아크용접기는 전류가 영점을 지날 때마다 아크가 꺼지기 쉬우므로 재점호를 위해 무부하 전압을 비교적 높게 사용한다.

오답 포인트

1번은 '아크 안정성 우수'라는 맞는 특징 뒤에 '가격이 저렴하다'를 붙여 직류기와 교류기의 장점을 섞어 놓은 함정이다. 안정성과 가격을 같은 선지에서 따로 판단하지 않으면 쉽게 속는다.

다시 나오면 이렇게 판단

직류기와 교류기를 비교하는 문제는 먼저 전원 종류에 따라 아크 안정성, 극성 사용 가능 여부, 구조의 복잡성, 가격을 축으로 나누어 판단하면 된다. 직류기는 안정성과 극성 선택, 교류기는 단순 구조와 저가를 연결하면 선지 판단이 빨라진다.

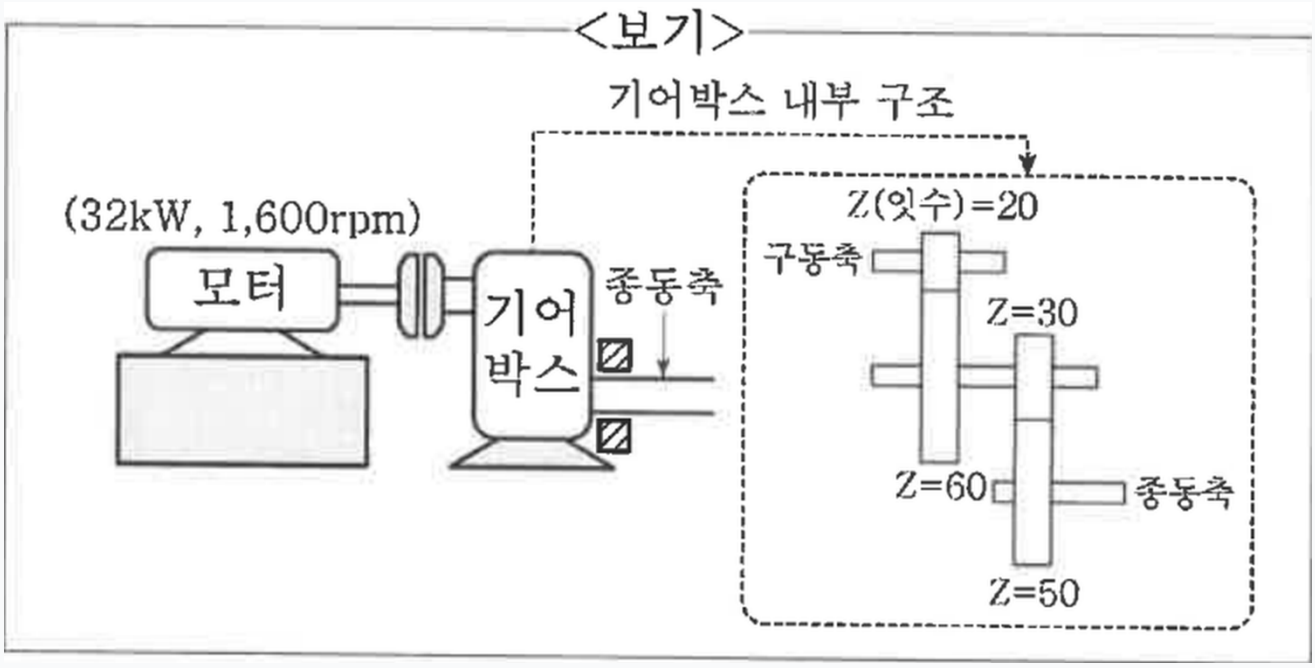
NoteBase

암기 포인트

직류기는 안정적이고 극성 선택이 가능하지만 비싸고, 교류기는 단순하고 저렴하지만 극성 선택이 불가능하다.

문 10. <보기>의 종동축에 작용하는 토크의 값[$N \cdot m$]은? (단, 동력전달 효율은 100%, $\pi = 3$으로 가정한다.)

<보기>



① 600

② 800

③ 1,000

④ 1,200

정답 3번

출제 포인트

이 문제는 복합기어열의 총감속비를 구한 뒤 동력식으로 중동축 토크를 계산하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 모터 동력 32 kW, 입력 회전수 1,600 rpm, 1단 기어 잇수 20 → 60, 2단 기어 잇수 30 → 50이다.
구해야 할 값: 중동축에 작용하는 토크이다.
주의할 조건: 동력전달 효율은 100%이고, $\pi = 3$이며, 두 단계의 기어비를 모두 반영해야 한다.

사용할 공식

총감속비는 $i = \frac{60}{20} \times \frac{50}{30} = 5$이다. 동력식은 $P = \frac{2\pi n T}{60}$이므로 $T = \frac{60P}{2\pi n}$이다. 이 공식을 쓰는 이유는 동력은 일정하고, 감속이 되면 회전수는 줄고 토크는 그만큼 증가하기 때문이다.

NoteBase

계산 과정

1. 1단 기어비는 $\frac{60}{20}=3$, 2단 기어비는 $\frac{50}{30}=\frac{5}{3}$이므로 총감속비는 $3\times\frac{5}{3}=5$이다.
2. 중동축 회전수는 $\frac{1600}{5}=320rpm$이다.
3. 중동축 토크는 $T=\frac{60\times32000}{2\times3\times320}=1000$이므로 $1000N\cdot m$이다.

선지 판단

1번 X: 600은 모터 토크 $200N\cdot m$에 1단 기어비 3만 곱한 값이다. 틀린 표현은 전체 감속비를 3으로 본 점이고, 올바르게는 $\frac{60}{20}\times\frac{50}{30}=5$로 본다.
2번 X: 800은 전체 감속비를 4로 잘못 잡거나 중동축 회전수를 400 rpm으로 잘못 계산한 값이다. 틀린 표현은 총감속비를 4로 본 점이고, 올바르게는 총감속비 5, 중동축 회전수 320 rpm으로 계산한다.
3번 O: 계산 결과가 $1000N\cdot m$이므로 옳다. 총감속비 5에 따라 모터 토크 $200N\cdot m$가 5배가 된 값과도 일치한다.
4번 X: 1200은 모터 토크에 6배를 곱한 값으로, 2단 기어비를 2로 잘못 보거나 감속비를 과대평가한 경우의 오답이다. 틀린 표현은 전체 감속비를 6으로 본 점이고, 올바르게는 전체 감속비 5를 적용해 $1000N\cdot m$로 계산한다.

오답 포인트

복합기어열에서는 단계별 기어비를 더하는 것이 아니라 곱한다. 또한 맞물린 한 쌍마다 기어비를 (피동기어)/(구동기어)로 잡아야 하는데, 이 방향을 한 단계라도 뒤집으면 800이나 1200 같은 오답이 나온다.

다시 나오면 이렇게 판단

기어열 계산형 문제는 먼저 각 맞물림의 감속비를 (피동기어)/(구동기어)로 구하고, 이를 모두 곱해 출력 회전수를 계산한 뒤, 마지막에 $P=\frac{2\pi nT}{60}$으로 토크를 구하는 순서로 판단한다.

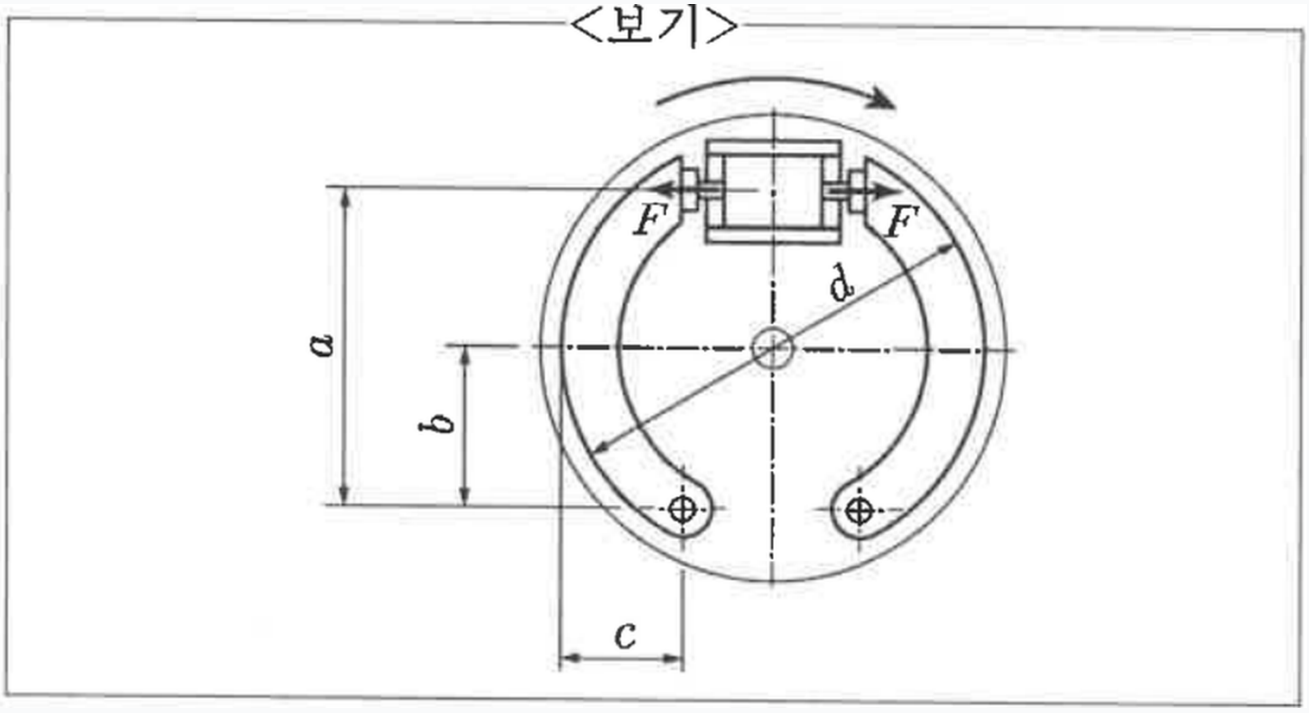
암기 포인트

동력이 같으면 감속비만큼 회전수는 줄고 토크는 같은 비율로 증가한다. 이 문항에서는 총감속비 5이므로 회전수는 $\frac{1}{5}$, 토크는 5배가 된다.

NoteBase

문 11. <보기>의 브레이크 슈를 미는 힘 F가 $2[kN]$일 때, 지름 d가 $160[mm]$인 내부 확장식 드럼 브레이크에 발생하는 제동 토크의 값$[N \cdot m]$은? (단, $a = 120[mm]$, $b = 60[mm]$, $c = 50[mm]$, 마찰계수는 0.4이고, 접촉 위치에 따른 압력도 일정하다.)

<보기>



① 222

② 244

③ 266

④ 288

정답 4번

출제 포인트

이 문제는 내확장식 드럼 브레이크에서 leading shoe와 trailing shoe의 평형식을 각각 세워 총 제동토크를 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값은 $F = 2kN = 2000N$, $d = 160mm$이므로 $r = 80mm = 0.08m$, $a = 120mm$, $b = 60mm$, $c = 50mm$, $\mu = 0.4$이다. 시계방향 회전이므로 한쪽 슈는 자기증력 leading shoe, 다른 한쪽 슈는 trailing shoe가 된다.

NoteBase

사용할 공식

각 슈의 축핀 기준 모멘트 평형을 쓴다. leading shoe는 $Fa = N_1(b - \mu c)$, trailing shoe는 $Fa = N_2(b + \mu c)$, 총 제동토크는 $T = \mu(N_1 + N_2)r$이다. 이 공식을 쓰는 이유는 위쪽에서 미는 힘의 모멘트팔이 a, 법선력의 모멘트팔이 b, 마찰력의 모멘트팔이 c이며, 회전방향에 따라 마찰력이 한쪽 슈에서는 제동을 돕고 다른 쪽에서는 방해하기 때문이다.

계산 과정

leading shoe의 법선력은 $N_1 = \frac{Fa}{b - \mu c} = \frac{2000 \times 120}{60 - 0.4 \times 50} = 6000N$이다. trailing shoe의 법선력은 $N_2 = \frac{Fa}{b + \mu c} = \frac{2000 \times 120}{60 + 0.4 \times 50} = 3000N$이다. 따라서 총 제동토크는 $T = \mu(N_1 + N_2)r = 0.4 \times (6000 + 3000) \times 0.08 = 288N \cdot m$이다.

선지 판단

1번 X: 222 N·m는 leading shoe와 trailing shoe를 구분하지 않거나 모멘트팔 적용을 잘못해 법선력 합을 과소평가한 값이다. 올바르게는 제동토크가 288 N·m이다.
2번 X: 244 N·m는 두 슈에 작용하는 힘을 절반씩 나누거나 자기증력 효과를 충분히 반영하지 않을 때 나오는 오답이다. 올바르게는 각 슈에 $F = 2kN$가 작용하여 제동토크가 288 N·m이다.
3번 X: 266 N·m는 b와 c의 역할을 뒤바꾸거나 반지름 환산을 부정확하게 한 계산값이다. 올바르게는 $b - \mu c$, $b + \mu c$, $r = 0.08m$를 사용하여 288 N·m가 된다.
4번 O: $N_1 = 6000N$, $N_2 = 3000N$이므로 $T = 0.4 \times 9000 \times 0.08 = 288N \cdot m$가 되어 맞다.

오답 포인트

이 문제는 b와 c의 모멘트팔 역할을 뒤바꾸기 쉽고, 두 슈를 모두 같은 종류로 처리하면 틀린다. 시계방향 회전에서는 한쪽은 leading shoe, 다른 쪽은 trailing shoe이므로 분모가 각각 $b - \mu c$, $b + \mu c$로 달라진다.

다시 나오면 이렇게 판단

내확장식 드럼 브레이크 계산은 먼저 $r = d/2$를 구하고, 다음으로 회전방향에 따라 leading shoe와 trailing shoe를 나눈 뒤, 각 슈에 대해 $Fa = N(b \mp \mu c)$를 세우고, 마지막에 $T = \mu \sum Nr$로 합산하면 된다.

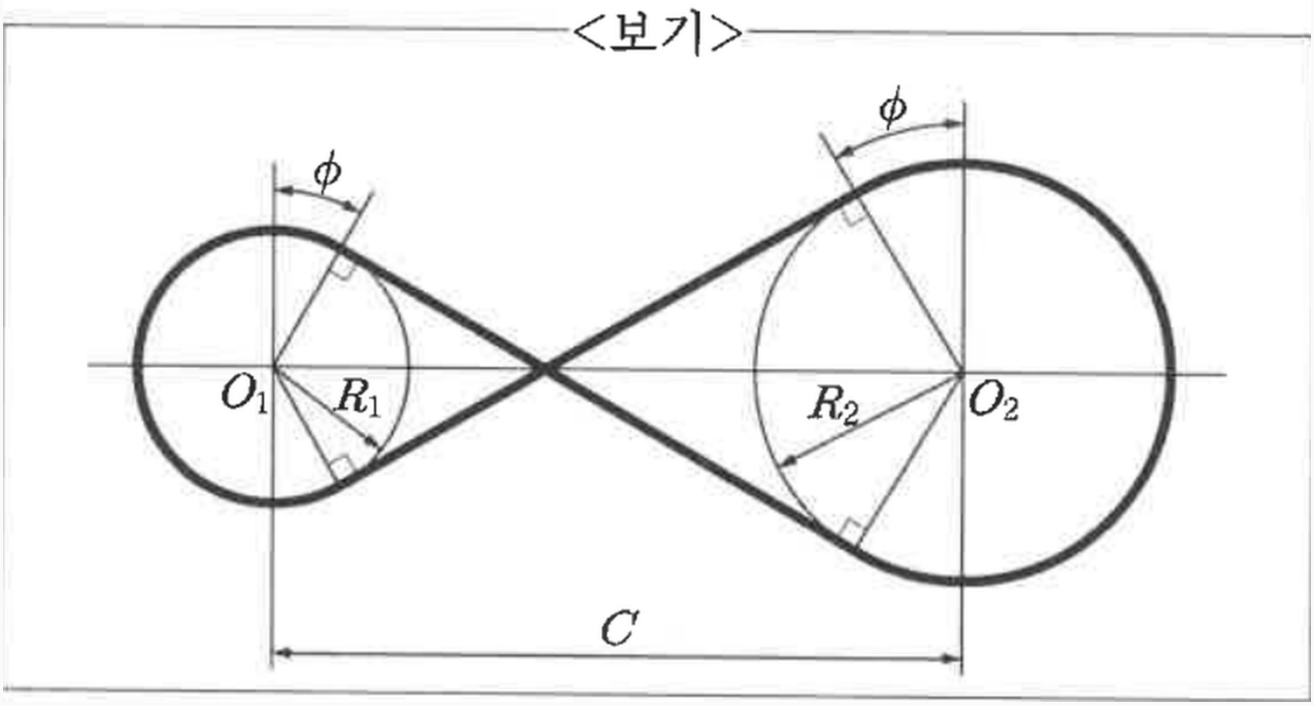
암기 포인트

내확장식 드럼 브레이크는 leading shoe가 $b - \mu c$, trailing shoe가 $b + \mu c$이며, 총 제동토크는 $\mu(N_1 + N_2)r$이다.

NoteBase

문 12. <보기>는 두 개의 풀리를 감고 있는 벨트의 엇걸기 방법을 도식화한 것이다. 그림의 ϕ가 작지 않을 때 (즉, $\sin\phi$를 ϕ로 근사할 수 없을 때) 벨트 길이 L을 표현한 수식은?

<보기>



① $L = \pi(R_1 + R_2) + 2(R_1 + R_2)\phi + 2C\cos\phi$

② $L = \pi(R_1 + R_2) + 2(R_1 + R_2)\phi + C\cos\phi$

③ $L = 2\pi(R_1 + R_2) + 2(R_1 + R_2)\phi + C\cos\phi$

④ $L = \pi(R_1 + R_2) + (R_1 + R_2)\phi + C\cos\phi$

정답 1번

출제 포인트

이 문제는 엇걸기 벨트의 전체 길이를 두 풀리의 호 길이 합과 두 직선부 길이 합으로 나누어 식으로 표현하는 문제이다.

조건 정리

주어진 형상은 두 풀리를 감는 엇걸기 벨트이다. 각 풀리에서 벨트가 감기는 각은 $\pi + 2\phi$이고, 직선으로 이어지는 벨트는 위아래 두 가닥이다. 중심거리 는 C이고, 직선부 한 가닥의 길이는 $C\cos\phi$이다.

NoteBase

사용할 공식

전체 벨트 길이는 L=호 길이의 합+직선부 길이의 합 이다. 따라서 $L = R_1(\pi + 2\phi) + R_2(\pi + 2\phi) + 2C\cos\phi$ 이고, 정리하면 $L = \pi(R_1 + R_2) + 2(R_1 + R_2)\phi + 2C\cos\phi$ 이다. 이 공식을 쓰는 이유는 그림이 엇걸기 벨트이므로 각 풀리의 감김각이 반원보다 2ϕ만큼 더 크고, 직선 접선 구간도 두 개 존재하기 때문이다.

계산 과정

1. 두 풀리의 호 길이 합은 $R_1(\pi + 2\phi) + R_2(\pi + 2\phi) = (R_1 + R_2)(\pi + 2\phi)$이다.
2. 직선부는 위아래 두 가닥이므로 길이 합은 $2C\cos\phi$이다.
3. 전체 길이는 $L = (R_1 + R_2)(\pi + 2\phi) + 2C\cos\phi$이고, 이를 전개하면 $L = \pi(R_1 + R_2) + 2(R_1 + R_2)\phi + 2C\cos\phi$가 된다.

선지별 해설

① O: 두 풀리의 호 길이 합 $(R_1 + R_2)(\pi + 2\phi)$와 두 직선부 길이 합 $2C\cos\phi$를 모두 반영한 식이므로 옳다.
② X: 직선부를 한 가닥만 계산한 식이다. 틀린 표현은 $+C\cos\phi$이고, 올바르게는 $+2C\cos\phi$이다.
③ X: 호 길이의 반원 부분을 두 배로 계산했고 직선부도 한 가닥만 계산했다. 틀린 표현은 $2\pi(R_1 + R_2) + C\cos\phi$이고, 올바르게는 $\pi(R_1 + R_2) + 2C\cos\phi$를 포함한 $\pi(R_1 + R_2) + 2(R_1 + R_2)\phi + 2C\cos\phi$이다.
④ X: 추가 감김각에 따른 호 길이 $2(R_1 + R_2)\phi$를 절반만 잡았고 직선부도 한 가닥만 계산했다. 틀린 표현은 $(R_1 + R_2)\phi + C\cos\phi$이고, 올바르게는 $2(R_1 + R_2)\phi + 2C\cos\phi$이다.

오답 포인트

이 문항의 함정은 직선부가 두 가닥이라는 점과 엇걸기에서 각 풀리의 감김각이 $\pi + 2\phi$라는 점을 동시에 놓치게 만드는 데 있다. ②는 직선부 하나를 빠뜨린 경우이고, ④는 추가 감김각과 직선부를 모두 절반만 반영한 경우이다.

다시 나오면 이렇게 판단

벨트 길이 문제는 먼저 전체 길이를 호 길이 합과 직선부 합으로 분해해 판단한다. 엇걸기이면 각 풀리의 감김각을 $\pi + 2\phi$로 두고, 직선 접선 구간이 두 개라는 사실까지 합쳐 식을 완성하면 된다.

암기 포인트

엇걸기 벨트 길이는 $L = (\pi + 2\phi)(R_1 + R_2) + 2C\cos\phi$로 정리된다.

NoteBase

문 13. 기어에서 이의 간섭이 발생하지 않도록 하기 위한 방법으로 가장 옳은 것은?

① 피니언과 기어의 잇수비를 크게 한다.

② 압력각을 작게 한다.

③ 기어의 이끝면을 높인다.

④ 피니언의 이뿌리면을 반경 방향으로 파낸다.

정답 4번

출제 포인트

이 문제는 인벌류트 기어에서 이의 간섭이 생기는 조건과 간섭을 피하는 치형 수정 방법을 구별하는 문제이다.

핵심 개념

이의 간섭은 맞물림 구간에서 상대 기어의 이끝이 인벌류트 작용부를 침범하여 비정상 접촉하는 현상이다.
간섭을 줄이는 방향은 압력각을 크게 하고, 피니언의 잇수를 충분히 확보하고, 이끝높이를 낮추며, 필요한 경우 피니언 이뿌리 쪽을 파내는 치형 수정을 하는 것이다.
반대로 압력각을 작게 하거나 이끝면 높이를 키우면 간섭 위험이 커진다.

선지별 해설

1번 X: 잇수비를 크게 하면 큰 기어가 랙에 가까운 조건이 되어 피니언 쪽 간섭 위험이 커질 수 있다. 틀린 표현은 "잇수비를 크게 한다"이다. 올바르게는 피니언의 잇수를 늘리거나 잇수비를 지나치게 크게 잡지 않는 방향이 간섭 방지에 유리하다.
2번 X: 압력각이 작아지면 접촉 경로가 길어지고 이끝 간섭이 생기기 쉬워진다. 틀린 표현은 "압력각을 작게 한다"이다. 올바르게는 압력각을 크게 하는 것이 간섭 방지에 유리하다.
3번 X: 기어의 이끝면 높이를 높이면 상대 이뿌리 쪽으로 더 깊이 들어가므로 간섭 가능성이 커진다. 틀린 표현은 "이끝면을 높인다"이다. 올바르게는 이끝높이를 낮추거나 적절히 수정하여 간섭을 줄인다.
4번 O: 피니언의 이뿌리면을 반경 방향으로 파내면 상대 기어의 이끝이 간섭하는 부분을 피할 수 있다. 이는 언더컷 또는 이뿌리 쪽 치형 수정에 해당하는 대표적인 간섭 방지 방법이다.

오답 포인트

압력각과 이끝높이의 방향을 반대로 외우면 쉽게 틀린다. 이 문항은 2번의 "작게"와 3번의 "높인다"처럼 간섭을 키우는 방향을 방지책처럼 바꾸어 놓은 점이 함정이다.

다시 나오면 이렇게 판단

기어 간섭 방지 문제는 먼저 상대 이끝이 더 깊이 들어가게 만드는 조건인지, 덜 들어가게 만드는 조건인지로 판단한다. 압력각 증가, 이끝높이 감소, 피니언 잇수 확보, 이뿌리 수정은 간섭 감소 방향이다.

NoteBase

암기 포인트

간섭 방지는 압력각 크게, 이끝높이 낮게, 피니언은 여유 있게, 이뿌리는 수정 가능이다.

문 14. 기어 손상에 대한 설명으로 가장 옳지 않은 것은?

① 피로 절손(bending fatigue breakage)은 이뿌리 부분에서 반복되는 굽힘모멘트에 의해 균열이 발생하여 파괴되는 현상이며 단면은 물결무늬 모양이다.

② 스코링(scoring)은 가공으로 인해 생긴 미세한 불순물들이 윤활유 중에 섞여 치면에 미끄러지는 방향으로 긁힌 흔적이 남는 손상이다.

③ 파괴성 피팅(destructive pitting)은 이면에 작용하는 접촉응력이 재료의 허용압축응력보다 크면 자국이 남는 현상이 계속 진행되는 손상이며 흔적이 크다.

④ 피로박리(spalling)는 치면에 재료의 허용면압력 이상의 고하중이 작용하여 치표면에서 박리현상이 발생하는 손상이며 주로 표면경화기어에서 많이 발생한다.

정답 2번

출제 포인트

기어 치면 손상의 종류별 발생 원인과 대표 흔적을 구별하는 문제이다.

핵심 개념

굽힘 피로절손은 치뿌리에서 반복 굽힘응력으로 균열이 진행되어 파단되는 손상이다.
스코링은 윤활유막이 파괴된 상태에서 치면이 직접 접촉하며 미끄럼 방향으로 용착과 찢김이 생기는 손상이다.
파괴성 피팅은 과대한 접촉응력으로 피트가 계속 커지며 치면 손상이 급속히 진행되는 형태이다.
피로박리는 표면 바로 아래에서 피로균열이 생긴 뒤 조각이 떨어져 나가는 손상으로 표면경화기어에서 잘 나타난다.

선지별 해설

① O: 굽힘 피로절손은 주로 치뿌리에서 반복 굽힘응력을 받아 발생한다. 균열이 진행된 파면에는 조개껍질 모양 또는 물결무늬의 피로 흔적이 나타나는 것이 일반적이므로 설명이 맞다.
② X: 틀린 부분은 "가공으로 인해 생긴 미세한 불순물이 윤활유 중에 섞여 치면을 긁는다"는 원인 설명이다. 이는 이물에 의한 긁힘이나 연삭마모에 가까운 설명이다. 스코링은 실제로는 윤활유막 파괴로 금속 접촉이 일어나 치면이 용착·찢김 되면서 미끄럼 방향의 줄무늬가 남는 손상이다.
③ O: 파괴성 피팅은 접촉응력이 과대할 때 작은 피트가 멈추지 않고 계속 확대되는 손상이다. 흔적이 크고 진행성이 강하다는 설명이 핵심과 맞는다.
④ O: 피로박리는 반복 면압으로 치면 아래에 균열이 생긴 뒤 표면이 떨어져 나가는 손상이다. 고하중을 받는 표면경화기어에서 많이 보이므로 설명의 방향이 맞다.

NoteBase

오답 포인트

②는 치면에 미끄럼 방향의 흠집이 난다는 겉모양만 보고 스코링으로 오인하게 만든 선지이다. 그러나 손상 분류에서는 겉모양보다 발생 원인이 우선이며, 이물 혼입에 의한 긁힘과 윤활유막 파괴에 의한 스코링은 구분해야 한다.

다시 나오면 이렇게 판단

치면 손상 문제는 먼저 발생 위치와 원인을 본다. 치뿌리 반복 굽힘이면 굽힘 피로절손, 윤활유막 파괴와 금속 접촉이면 스코링, 반복 접촉응력으로 작은 구멍이 생기면 피팅, 표면 아래 균열 후 조각이 떨어지면 피로박리로 판단한다.

암기 포인트

치뿌리 균열은 굽힘 피로절손, 윤활막 파괴 줄무늬는 스코링, 큰 피트 진행은 파괴성 피팅, 표면 조각 박리는 피로박리이다.

NoteBase

문 15. 미끄럼 베어링과 비교했을 때, 구름 베어링의 특징에 대한 설명으로 가장 옳지 않은 것은?

① 초기 동작 시 마찰이 크다.

② 국제적으로 표준화가 되어 있어 호환성이 뛰어나다.

③ 고온에서도 사용이 비교적 용이하다.

④ 베어링의 주변 구조를 간략하게 할 수 있다.

정답 1번

출제 포인트

이 문제는 미끄럼 베어링과 비교했을 때 구름 베어링의 기본 특성을 정확히 구별할 수 있는지를 묻는다.

핵심 개념

미끄럼 베어링은 축과 베어링면이 미끄러지며 하중을 지지하는 베어링이고, 구름 베어링은 볼이나 롤러의 구름 운동으로 마찰을 줄여 하중을 지지하는 베어링이다. 구별 축은 마찰 방식과 표준화 여부이다. 구름 베어링의 키워드는 작은 시동 마찰, 표준화, 교환성, 취급 용이성이다.

선지별 해설

1번: X. 구름 베어링은 미끄럼 마찰이 아니라 구름 마찰을 이용하므로 초기 동작 시 마찰이 작은 편이다. 틀린 표현은 "마찰이 크다"이다. 올바르게는 "초기 동작 시 마찰이 작다"이다.
2번: O. 구름 베어링은 규격과 치수가 국제적으로 표준화되어 있어 같은 규격끼리 호환과 교환이 쉽다. 따라서 정비와 교체가 용이하다.
3번: O. 구름 베어링은 금속 구름 요소(볼·롤러)와 강제(베어링강) 궤도가 하중을 지지하므로, 유막의 점도에 크게 의존하는 미끄럼 베어링과 달리 윤활제만 적절히 선정하면 비교적 넓은 온도 범위에서 사용할 수 있다. 고온용 그리스나 고온 대응 규격품을 선택하면 고온 조건에도 적용이 가능하므로, 미끄럼 베어링과 비교했을 때 고온에서도 사용이 비교적 용이하다는 설명은 옳다.
4번: O. 구름 베어링은 규격품을 바로 조립하기 쉽고 윤활 및 설치가 비교적 단순하여 베어링 주위 구조를 간략하게 설계할 수 있다.

오답 포인트

1번의 "초기 동작 시 마찰"을 미끄럼 베어링의 특성과 뒤바꾸면 틀리기 쉽다. 이 문항은 구름 베어링의 대표 장점인 작은 시동 마찰과 표준화된 규격을 알고 있는지를 노린 문제이다.

다시 나오면 이렇게 판단

베어링 비교 문제는 먼저 마찰 형태가 미끄럼인지 구름인지를 본다. 그다음 시동 마찰, 표준화에 따른 호환성, 설치와 정비의 용이성을 차례로 대조하면 정답을 빠르게 가를 수 있다.

NoteBase

암기 포인트

구름 베어링은 시동 마찰이 작고 규격품이라 교환이 쉽고, 미끄럼 베어링은 미끄럼 마찰이라 시동 특성에서 불리하다.

NoteBase

문 16. 치직각 모듈이 $3[mm]$, 비틀림각이 30°인 헬리컬 기어가 $1{,}000[rpm]$으로 회전하면서 $1{,}000[N]$의 하중을 전달하고 있다. 헬리컬 기어의 전달 동력이 $10[kW]$일 때, 헬리컬 기어의 잇수[개]는? (단, $\pi = 3$, $\cos 30^\circ = 0.9$로 가정한다.)

① 40

② 50

③ 60

④ 70

정답 3번

출제 포인트

이 문제는 전달동력과 전달하중으로 피치원 지름을 구한 뒤, 헬리컬 기어의 치직각 모듈 관계식으로 잇수를 계산하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 치직각 모듈 3mm, 비틀림각 30도, 회전수 1,000 rpm, 전달하중 1,000 N, 전달동력 10 kW이다.
구해야 할 값: 헬리컬 기어의 잇수이다.
주의할 조건: 문제의 전달하중 1,000 N은 원주하중으로 보고, 치직각 모듈이므로 $d = \frac{m_n z}{\cos\beta}$ 관계를 사용한다.

사용할 공식

전달동력과 원주속도의 관계는 $P = \frac{W_t v}{1000}$이다.
원주속도와 피치원 지름의 관계는 $v = \frac{\pi d n}{60}$이다.
헬리컬 기어의 치직각 모듈 관계는 $d = \frac{m_n z}{\cos\beta}$이다.
이 공식을 쓰는 이유: 동력과 하중이 주어졌으므로 먼저 원주속도를 구할 수 있고, 원주속도와 회전수로 피치원 지름을 구한 다음, 치직각 모듈과 비틀림각으로 잇수를 결정할 수 있기 때문이다.

계산 과정

1. 전달동력식에서 원주속도를 구하면 $v = \frac{1000P}{W_t} = \frac{1000 \times 10}{1000} = 10m/s$이다.
2. 원주속도식에 대입하면 $d = \frac{60v}{\pi n} = \frac{60 \times 10}{3 \times 1000} = 0.2m = 200mm$이다.
3. 치직각 모듈 관계식에 대입하면 $z = \frac{d\cos\beta}{m_n} = \frac{200 \times 0.9}{3} = 60$이다.

NoteBase

선지 판단

1번: X. 40개이면 피치원 지름이 $d = \frac{3 \times 40}{0.9} = 133.3mm$가 되어 주어진 동력과 하중 조건에서 계산된 200mm와 맞지 않는다. 틀린 표현은 '잇수 40개'이고, 올바르게는 '잇수 60개'이다.
2번: X. 50개이면 피치원 지름이 $166.7mm$가 되어 역시 조건을 만족하지 않는다. 틀린 표현은 '잇수 50개'이고, 올바르게는 '잇수 60개'이다.
3번: O. 계산 결과 잇수는 $z = 60$이므로 조건을 정확히 만족한다.
4번: X. 70개이면 피치원 지름이 $233.3mm$가 되어 전달동력 10 kW와 전달하중 1,000 N으로부터 구한 지름보다 커진다. 틀린 표현은 '잇수 70개'이고, 올바르게는 '잇수 60개'이다.

오답 포인트

치직각 모듈을 평기어 모듈처럼 그대로 $d = mz$로 쓰면 비틀림각 보정을 빠뜨리게 된다. 또 $P = \frac{W_t v}{1000}$에서 kW와 W, m와 mm를 섞으면 지름이 바로 틀어진다.

다시 나오면 이렇게 판단

헬리컬 기어 계산형 문제는 전달동력과 하중으로 원주속도를 먼저 구하고, 회전수로 피치원 지름을 만든 뒤, 치직각 모듈이면 $z = \frac{d\cos\beta}{m_n}$ 순서로 판단한다.

암기 포인트

헬리컬 기어의 치직각 모듈은 $m_n = \frac{d\cos\beta}{z}$, 동력식은 $P = \frac{W_t v}{1000}$로 연결된다는 점이 핵심이다.

NoteBase

문 17. 스프링에 대한 설명으로 가장 옳은 것은?

① 재료에 의한 분류에 따르면 비철금속 스프링은 비금속 스프링에 해당한다.

② 겹판 스프링은 판을 여러 장 겹쳐서 사용한 것으로 비교적 큰 에너지 흡수 능력을 가진다.

③ 링 스프링은 시계의 태엽에 주로 사용된다.

④ 코일 스프링은 봉재를 나선모양으로 감은 것으로 비선형 특성이 강하다.

정답 2번

출제 포인트

이 문제는 스프링의 재료별 분류, 형상별 종류, 대표 용도를 정확히 구별할 수 있는지를 묻는다.

핵심 개념

비철금속 스프링은 금속 스프링에 속한다. 겹판 스프링은 판을 여러 장 겹쳐 큰 하중과 충격을 받는 곳에 쓰이는 판 스프링이다. 시계의 태엽에는 링 스프링이 아니라 나선 스프링이 주로 쓰인다. 일반적인 코일 스프링은 탄성 범위에서 하중과 처짐의 관계가 비교적 선형적이다.

선지별 해설

1번: X. 틀린 부분은 "비철금속 스프링은 비금속 스프링에 해당한다"이다. 비철금속은 철이 아닌 금속 재료이므로 비철금속 스프링은 비금속 스프링이 아니라 금속 스프링에 해당한다.
2번: O. 겹판 스프링은 여러 장의 판을 포개어 사용하는 스프링으로, 큰 하중을 지지하고 충격 에너지를 비교적 크게 흡수할 수 있어 자동차 현가장치 등에 쓰인다.
3번: X. 틀린 부분은 "링 스프링은 시계의 태엽에 주로 사용된다"이다. 시계의 태엽에는 평판을 감아 만든 나선 스프링이 주로 사용되며, 링 스프링을 태엽의 대표 용도로 보는 것은 맞지 않는다.
4번: X. 틀린 부분은 "비선형 특성이 강하다"이다. 코일 스프링은 봉재를 나선 모양으로 감아 만든 스프링이며, 일반적으로 탄성 범위에서는 하중과 처짐의 관계가 비교적 선형적이다.

오답 포인트

비철금속과 비금속을 말이 비슷하다고 같은 분류로 보면 1번에서 틀린다. 또한 시계 태엽을 링 스프링으로 착각하거나, 코일 스프링의 기본 특성을 비선형으로 외우면 3번과 4번에서 흔들린다.

다시 나오면 이렇게 판단

스프링 문제는 먼저 재료별 분류인지, 형상별 종류인지, 용도 설명인지부터 나눈다. 그다음 선지의 핵심 단어 하나씩만 확인하면 된다. 비철금속은 금속인지, 태엽은 어떤 형상인지, 코일 스프링의 하중-처짐 관계가 선형인지처럼 기준어를 대조하면 정답을 고를 수 있다.

NoteBase

암기 포인트

비철은 금속, 태엽은 나선, 겹판은 큰 하중과 충격 흡수, 코일은 대체로 선형으로 정리된다.

NoteBase

문 18. 균일하게 마모되는 원판 클러치의 토크 T를 구하기 위한 식으로 가장 옳은 것은? (단, F는 클러치면 1개당 축방향으로 미는 힘, μ는 마찰계수, N은 클러치 마찰면 개수, r_o는 바깥쪽 반지름, r_i는 안쪽 반지름이다.)

① $T = N\mu F\frac{(r_o + r_i)^2}{2}$
② $T = N\mu F\frac{(r_o + r_i)}{2}$
③ $T = N\mu F\frac{(r_o + r_i)}{4}$
④ $T = N\mu F\frac{(r_o + r_i)^2}{4}$

정답 2번

출제 포인트

이 문제는 균일마모 조건의 원판 클러치에서 평균마찰반지름을 유도하여 토크식 T를 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 조건은 클러치면 1개당 축방향 힘이 F, 마찰계수가 μ, 마찰면 개수가 N, 바깥쪽 반지름이 r_o, 안쪽 반지름이 r_i라는 점이다.
균일마모이므로 압력분포는 $pr = C$ 형태가 된다.
구해야 할 값은 전체 토크 T이다.

사용할 공식

균일마모 조건에서는 평균마찰반지름이 $R_m = \frac{r_o + r_i}{2}$가 되므로 전체 토크는 $T = N\mu FR_m$이다.
즉,
$T = N\mu F\frac{r_o + r_i}{2}$
이 식을 쓰는 이유는 균일마모에서 $pr = \text{constant}$이어서 토크 적분 결과가 산술평균 반지름으로 정리되기 때문이다.

NoteBase

계산 과정

균일마모이므로 $p = \frac{C}{r}$이다.
축방향 힘은
$F = \int_{r_i}^{r_o} p(2\pi r dr) = \int_{r_i}^{r_o} \frac{C}{r}(2\pi r dr) = 2\pi C(r_o - r_i)$
이다.
클러치면 1개당 토크는
$T_1 = \int_{r_i}^{r_o} \mu p(2\pi r dr) r = 2\pi\mu C \int_{r_i}^{r_o} r dr = \pi\mu C(r_o^2 - r_i^2)$
이다.
여기에 $F = 2\pi C(r_o - r_i)$를 대입하면
$T_1 = \mu F \frac{r_o + r_i}{2}$
이므로 전체 토크는
$T = NT_1 = N\mu F \frac{r_o + r_i}{2}$
이다.

선지별 해설

① X: $T = N\mu F \frac{(r_o + r_i)^2}{2}$는 반지름이 제곱되어 차원이 맞지 않는 식이다. 균일마모 토크는 평균반지름이 곱해지는 1차식이어야 한다. 틀린 표현 → 올바르게는 $T = N\mu F \frac{r_o + r_i}{2}$이다.
② O: 균일마모에서 평균마찰반지름은 $\frac{r_o + r_i}{2}$이므로 $T = N\mu F \frac{r_o + r_i}{2}$가 맞다.
③ X: $T = N\mu F \frac{r_o + r_i}{4}$는 평균반지름을 절반으로 한 번 더 나눈 오답식이다. 균일마모에서 나오는 평균반지름은 $\frac{r_o + r_i}{2}$이지 $\frac{r_o + r_i}{4}$가 아니다. 틀린 표현 → 올바르게는 $T = N\mu F \frac{r_o + r_i}{2}$이다.
④ X: $T = N\mu F \frac{(r_o + r_i)^2}{4}$는 반지름 제곱 오류와 분모 오류가 함께 들어간 식이다. 균일마모 토크는 제곱식이 아니라 평균반지름 1차식으로 정리된다. 틀린 표현 → 올바르게는 $T = N\mu F \frac{r_o + r_i}{2}$이다.

오답 포인트

균일압력과 균일마모를 혼동하거나, 평균반지름이 들어가야 할 자리에 반지름 제곱항을 넣으면 ①, ④ 같은 식을 고르게 된다. 또한 $\frac{r_o + r_i}{2}$를 다시 2로 나누는 실수를 하면 ③이 된다.

다시 나오면 이렇게 판단

클러치 토크 문제는 먼저 균일압력인지 균일마모인지부터 구분한다. 균일마모이면 $pr = \text{constant}$, 평균마찰반지름은 $\frac{r_o + r_i}{2}$, 토크는 $T = N\mu F R_m$ 순서로 정리하면 된다.

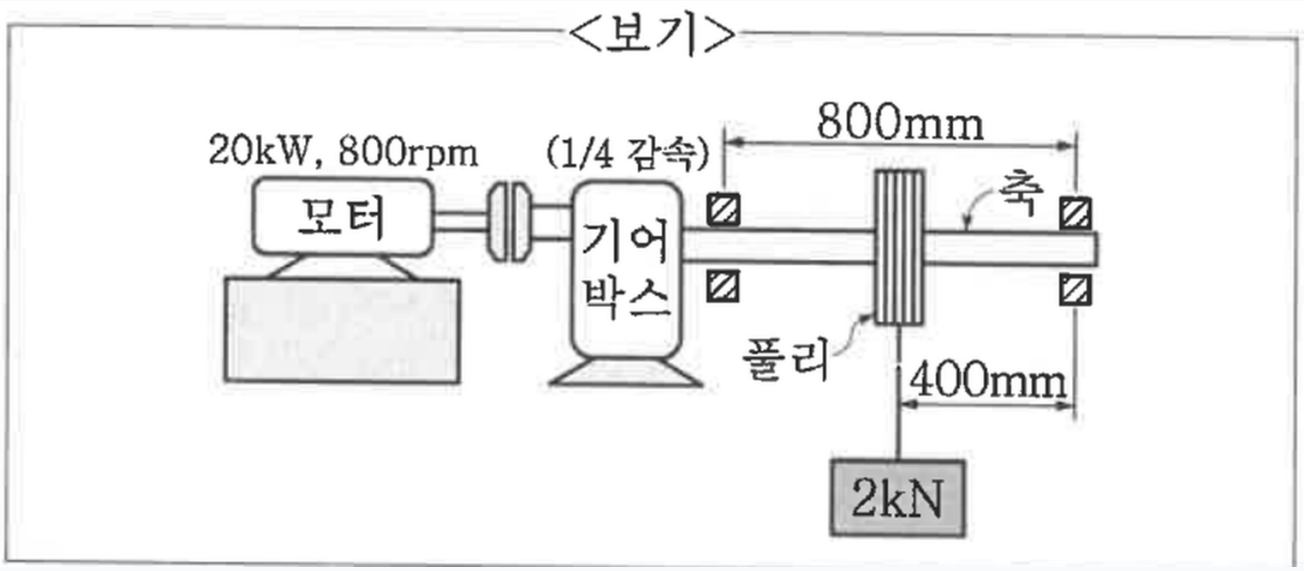
암기 포인트

균일마모 클러치의 핵심은 $R_m = \frac{r_o + r_i}{2}$, 따라서 $T = N\mu F \frac{r_o + r_i}{2}$이다.

NoteBase

문 19. <보기>에서 $20[kW]$, $800[rpm]$으로 구동하는 모터, 동력전달 효율이 100%인 1/4 감속 기어박스, 풀리를 활용하여 $2[kN]$ 하중의 물체를 들어올리려고 한다. 이 시스템의 연성재질 단순지지 축을 설계하기 위해 구해야 하는 상당모멘트의 값$[N \cdot m]$은? (단, $\pi = 3$으로 가정하고, 축, 풀리, 와이어의 무게와 동적효과계수는 고려하지 않는다.)

<보기>



① $T_c = \sqrt{400^2 + 1000^2}$

② $T_c = \sqrt{800^2 + 1000^2}$

③ $M_e = \frac{1}{2}(400 + \sqrt{400^2 + 1000^2})$

④ $M_e = \frac{1}{2}(800 + \sqrt{800^2 + 1000^2})$

정답 1번

출제 포인트

이 문제는 감속 후 전달토크와 풀리 하중에 의한 최대 굽힘모멘트를 구한 다음, 연성재질 단순지지 축의 상당비틀림모멘트를 계산할 수 있는지를 묻는다.

조건 정리

주어진 값은 모터 출력 20 kW, 모터 회전수 800 rpm, 기어박스 1/4 감속, 하중 2 kN, 지지점 간 거리 800mm이다. 기어박스 효율이 100%이므로 축으로 전달되는 출력은 20 kW 그대로이다. 1/4 감속이므로 축 회전수는 200 rpm이다. 풀리는 오른쪽 지지점에서 400mm 떨어져 있으므로 지간 800mm의 중앙에 있다. 구해야 할 값은 굽힘과 비틀림을 함께 받는 연성재질 축의 상당비틀림모멘트이다.

NoteBase

사용할 공식

전달토크는 $T = \frac{60P}{2\pi n}$ 이다. 중앙 집중하중을 받는 단순지지보의 최대 굽힘모멘트는 $M = \frac{WL}{4}$ 이다. 연성재질 축의 상당비틀림모멘트는 $T_e = \sqrt{M^2 + T^2}$ 이다.
이 공식을 쓰는 이유는 이 축이 동력 전달로 비틀림을 받고, 풀리의 매달린 하중으로 굽힘도 함께 받기 때문이다. 연성재질 축 설계에서는 이 둘을 합친 상당비틀림모멘트로 축 강도를 판단한다.

계산 과정

1. 감속 후 축 회전수는 $800 \times \frac{1}{4} = 200\text{rpm}$ 이다.
2. 전달토크는 $\pi = 3$ 을 적용하면 $T = \frac{60 \times 20000}{2 \times 3 \times 200} = 1000\text{N·m}$ 이다.
3. 2 kN 하중은 2000 N이고, 풀리가 지간 중앙에 있으므로 최대 굽힘모멘트는 $M = \frac{2000 \times 0.8}{4} = 400\text{N·m}$ 이다.
4. 상당비틀림모멘트는 $T_e = \sqrt{400^2 + 1000^2}$ 이다. 따라서 수치식 자체가 1번과 일치한다.

선지 판단

1번: O
- 굽힘모멘트 $M = 400\text{N·m}$, 전달토크 $T = 1000\text{N·m}$ 이므로 상당비틀림모멘트는 $T_e = \sqrt{400^2 + 1000^2}$ 이다. 문제에서 구하려는 값과 정확히 일치한다.

2번: X
- $\sqrt{800^2 + 1000^2}$ 는 굽힘모멘트를 800 N·m로 잘못 잡은 식이다. 800 N·m는 2 kN 전체 하중에 팔길이 0.4m를 곱한 값으로, 단순지지보 중앙하중에서 최대 굽힘모멘트를 구할 때 써야 하는 지점반력 1 kN을 반영하지 못한 값이다. 틀린 표현은 굽힘모멘트를 800으로 둔 부분이며, 올바르게는 $M = 400\text{N·m}$ 이다.

3번: X
- $M_e = \frac{1}{2}\left(M + \sqrt{M^2 + T^2}\right)$ 꼴은 상당굽힘모멘트 식에 해당한다. 이 선지는 $M = 400\text{N·m}$ 는 맞게 잡았지만, 문제에서 요구한 상당비틀림모멘트가 아니라 다른 종류의 상당모멘트를 계산한 것이다. 올바르게는 $T_e = \sqrt{400^2 + 1000^2}$ 를 사용한다.

4번: X
- 이 선지는 상당굽힘모멘트 식을 쓴 데다가 굽힘모멘트까지 800 N·m로 잘못 넣은 식이다. 틀린 표현은 모멘트 종류와 굽힘모멘트 값이 모두 잘못된 부분이다. 올바르게는 최대 굽힘모멘트를 400 N·m로 구한 뒤 상당비틀림모멘트 T_e 를 계산해야 한다.

오답 포인트

가장 흔한 실수는 800mm를 그대로 굽힘모멘트 값으로 오해하거나, 2 kN 전체 하중에 0.4m를 곱해 800 N·m를 만드는 경우이다. 또 상당굽힘모멘트와 상당비틀림모멘트 공식을 혼동하면 3번이나 4번으로 흔들린다.

다시 나오면 이렇게 판단

축 계산 문제는 먼저 감속 후 회전수와 전달토크를 구하고, 다음으로 하중 위치에서의 최대 굽힘모멘트를 구한 뒤, 문제에서 묻는 값이 상당굽힘모멘트인지 상당비틀림모멘트인지 구분해서 마지막에 합성한다.

NoteBase

암기 포인트

중앙 집중하중 단순지지보는 $M_{\max} = WL/4$, 연성재질 축의 상당비틀림모멘트는 $T_e = \sqrt{M^2 + T^2}$ 이다.

문 20. 폭 40[mm], 두께 5[mm], 스팬 200[mm]인 외팔보형 겹판스프링이 있다. 이 겹판스프링의 스프링 계수를 250[N/mm]로 하기 위해 필요한 판의 장수[개]는? (단, 겹판스프링 재료의 종탄성계수는 200[GPa], 형상수정계수 $k = 1.5$로 한다.)

① 9

② 10

③ 11

④ 12

정답 4번

출제 포인트

이 문제는 외팔보형 겹판스프링의 스프링 계수 식에 형상 수정계수 k를 반영하여 필요한 판 수를 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값은 폭 40mm, 두께 5mm, 스팬 200mm, 종탄성계수 200 GPa, 형상 수정계수 1.5, 목표 스프링 계수 250N/mm이다.
종탄성계수는 $E = 200\text{GPa} = 200{,}000\text{N/mm}^2$로 바꾼다.
구해야 할 값은 판의 장수 n이다.

사용할 공식

외팔보형 겹판스프링의 스프링 계수는 $K = \frac{nEbt^3}{4kl^3}$ 이다.
이 문제는 폭 b, 두께 t, 길이 l, 판 수 n로 이루어진 외팔보형 겹판스프링의 강성을 묻고 있으므로 이 공식을 사용한다.

계산 과정

$$250 = \frac{n \times 200{,}000 \times 40 \times 5^3}{4 \times 1.5 \times 200^3}$$
$$250 = \frac{n \times 200{,}000 \times 40 \times 125}{6 \times 8{,}000{,}000}$$
$$250 = 20.8333n$$
$$n = \frac{250}{20.8333} = 12$$

따라서 필요한 판의 장수는 12개이다.

NoteBase

선지별 해설

① X: 9장을 대입하면 $K = 20.8333 \times 9 = 187.5$N/mm가 된다. 목표값 250N/mm에 못 미치므로 틀리다. 올바르게는 9장이 아니라 12장이어야 한다.
② X: 10장을 대입하면 $K = 20.8333 \times 10 = 208.3$N/mm가 된다. 목표 스프링 계수보다 작으므로 틀리다. 올바르게는 10장이 아니라 12장이어야 한다.
③ X: 11장을 대입하면 $K = 20.8333 \times 11 = 229.2$N/mm가 된다. 아직 250N/mm에 도달하지 못하므로 틀리다. 올바르게는 11장이 아니라 12장이어야 한다.
④ O: 12장을 대입하면 $K = 20.8333 \times 12 = 250$N/mm가 된다. 목표 스프링 계수와 정확히 일치하므로 옳다.

오답 포인트

형상 수정계수 $k = 1.5$를 식에 넣지 않으면 $n = 8$로 잘못 계산된다. 또 $E = 200$GPa를 200,000N/mm^{2}로 바꾸지 않거나, 길이 l의 세제곱 항을 빠뜨리면 선지 판단이 모두 어긋난다.

다시 나오면 이렇게 판단

겹판스프링 계산형은 먼저 형식이 외팔보형인지 확인하고, E 단위를 N/mm^{2}로 통일한 뒤, 스프링 계수 식에서 미지수가 판 수인지 처짐인지 구분하여 대입하면 된다.

암기 포인트

외팔보형 겹판스프링의 강성은 $K \propto \frac{nbt^3}{kl^3}$ 이므로 판 수와 두께가 커지면 강성이 커지고, 스팬과 형상 수정계수가 커지면 강성이 작아진다.

NoteBase