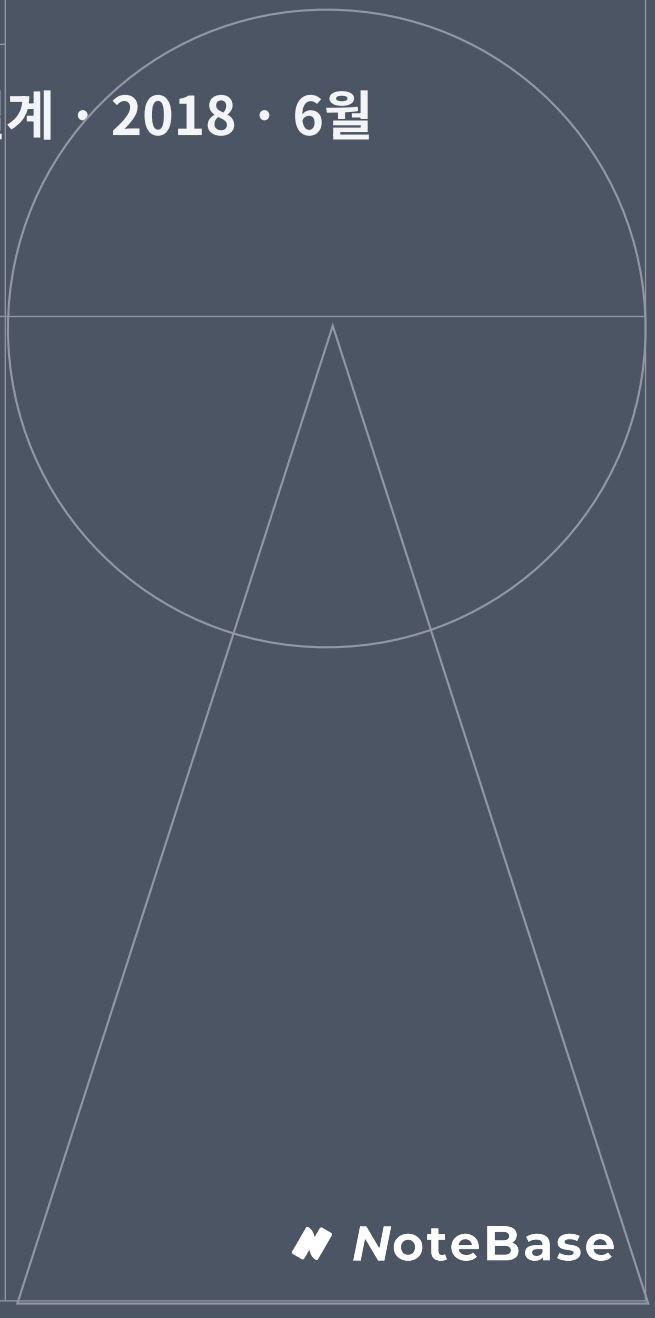
기출OX 해설집

공무원/서울시/9급 · 기계설계 · 2018 · 6월



NoteBase

기출OX 해설집

공무원/서울시/9급 · 기계설계 · 2018 · 6월

공무원/서울시/9급 · 기계설계 · 2018 · 6월

문 1. 지름 d, 길이 l, 단면 2차 모멘트 I인 연강축의 양쪽 끝이 단순지지되어 있고, 축의 중앙에 집중하중 P가 작용하고 있을 때 자중을 고려한 축의 위험속도를 구하고자 할 때 가장 옳지 않은 것은? (단, 연강의 세로탄성계수는 E, 단위길이에 대한 무게는 w, 중력가속도는 g이다.)

① 축의 자중에 의한 최대 처짐량 $\delta_o = \frac{5wl^4}{384EI}$ [mm]

② 집중하중에 의한 축의 중앙점에서의 처짐량 $\delta = \frac{Pl^3}{48EI}$ [mm]

③ 자중에 의한 위험 속도 $N_o = \frac{1}{\pi}\sqrt{\frac{g}{\delta_o}}$ [rpm]

④ 축의 위험속도 $N_c = \sqrt{\frac{(N_o \cdot N)^2}{N_o^2 + N^2}}$ [rpm] (N은 집중하중에 의한 축의 위험속도)

정답 3번

간단한 해설

③의 식은 **자중이 분포하는 축의 굽힘진동 관계와 rpm 환산**을 제대로 반영하지 않았다. 균일한 단순지지 축의 자중에 의한 위험속도는 $N_o = \frac{30\pi}{l^2}\sqrt{\frac{gEI}{w}}$ rpm으로 구한다.

NoteBase

선지별 해설

① O: 일정한 지름의 축에서는 단위길이당 무게 w가 길이 전체에 작용하므로 자중을 **등분포하중**으로 취급한다. 양단 단순지지 보의 등분포하중에 의한 최대 처짐은 중앙에서 발생하며, 그 크기는 $\delta_o = \frac{5wl^4}{384EI}$이다. E는 세로탄성계수, I는 단면 2차 모멘트이며, EI는 굽힘에 저항하는 정도를 나타낸다.

② O: 양단 단순지지 축의 **중앙에 집중하중** P가 작용하면 좌우 대칭으로 휘어 중앙에서 최대 처짐이 발생한다. 선형 탄성 보의 처짐식에 따라 그 크기는 $\delta = \frac{Pl^3}{48EI}$이다. ①은 축 자체의 분포하중에 의한 처짐이고, ②는 중앙 집중하중만으로 생기는 처짐이다.

③ X: 위험속도는 회전속도가 축의 굽힘 고유진동수와 일치하여 진동이 크게 증폭되는 속도이다. 균일한 단순지지 축에서 자중만 고려하면 단위길이당 질량은 w/g이고, 1차 굽힘 각진동수는 $\omega_o = \frac{\pi^2}{l^2}\sqrt{\frac{gEI}{w}}$이다. 이를 rpm으로 바꿀 때는 **1회전이 2π rad이고 1분이 60초**라는 관계를 적용하여 $N_o = \frac{60}{2\pi}\omega_o$로 환산한다. 따라서 $N_o = \frac{30\pi}{l^2}\sqrt{\frac{gEI}{w}}$ rpm이다. ①의 처짐식을 대입해 나타내면 $N_o = 30\pi\sqrt{\frac{5g}{384\delta_o}}$ rpm이므로, 선지의 $\frac{1}{\pi}\sqrt{\frac{g}{\delta_o}}$와 다르다. 이 식에서 처짐을 mm로 쓰면 중력가속도도 $\mathrm{mm/s^2}$로 맞추어야 한다.

④ O: 자중만 고려한 위험속도 N_o와 중앙 집중하중만 고려한 위험속도 N을 결합할 때는 **던커리의 근사식**을 사용한다. 같은 회전속도 단위로 나타낸 두 값에 대해 $\frac{1}{N_c^2} = \frac{1}{N_o^2} + \frac{1}{N^2}$가 성립하며, 정리하면 $N_c = \sqrt{\frac{(N_o \cdot N)^2}{N_o^2 + N^2}}$가 된다. 두 질량의 영향을 함께 반영한 위험속도는 각각을 따로 고려한 위험속도보다 낮게 산정된다.

NoteBase

문 2. 3m/s로 **8PS를 전달하는 벨트 전동장치에서 필요한 벨트의 유효장력**[kg_f]**은?**

① 150

② 200

③ 250

④ 300

정답 2번

간단한 해설

벨트의 유효장력은 **전달동력을 벨트 속도로 나누어** 구한다. 8 PS는 600 kgf·m/s이므로, 속도 3 m/s에서 필요한 유효장력은 200 kgf이다.

계산 과정

유효장력과 동력의 관계: 긴장측 장력을 T_1, 이완측 장력을 T_2라 하면 유효장력은 $F = T_1 - T_2$이다. 벨트를 구동하는 힘은 두 장력의 합이 아니라 **두 장력의 차**이다. 동력은 단위 시간당 하는 일이므로, 벨트 속도를 v라 할 때 전달동력은 $P = Fv$이다.

동력의 단위 환산: PS는 미터마력이며 1 PS = 75 kgf·m/s이다. 따라서 8 PS = 8 × 75 = 600 kgf·m/s이다. 이 값은 벨트가 1초 동안 600 kgf·m의 일을 전달한다는 뜻이다.

유효장력 계산: 동력을 kgf·m/s, 속도를 m/s로 넣으면 유효장력은 kgf로 구해진다. 주어진 속도 3 m/s를 적용하면 $F = \frac{P}{v} = \frac{600}{3} = 200\text{kgf}$이다. 필요한 유효장력은 200 kgf이며, 선택지 ②의 값과 일치한다.

NoteBase

문 3. 다판 클러치에서 접촉면 안지름이 100 mm, 바깥지름이 300 mm, 접촉면압이 $0.01\mathrm{kg_f/mm^2}$인 경우 $60{,}000\mathrm{kg_f \cdot mm}$의 토크를 전달하기 위한 접촉면수는? (단, 마찰계수는 0.2이고 $\pi = 3$으로 한다.)

① 2

② 3

③ 4

④ 5

정답 4번

간단한 해설

다판 클러치의 전달 토크는 접촉면수에 비례한다. 균일면압으로 계산한 한 접촉면의 전달 토크가 13,000 kgf·mm이므로, 60,000 kgf·mm를 전달하려면 필요한 접촉면수 약 4.62를 **올림하여 5면**으로 정한다.

계산 과정

반지름과 조건: 안반지름은 $r_i = \frac{100}{2} = 50\mathrm{mm}$, 바깥반지름은 $r_o = \frac{300}{2} = 150\mathrm{mm}$이다. 마찰계수는 μ = 0.2, 면압은 p = 0.01 kgf/mm^{2}이며 π = 3을 사용한다. 주어진 면압이 접촉면 전체에 일정하게 작용하는 균일면압 조건으로 계산한다.

한 접촉면의 전달 토크: 접촉면을 얇은 동심원 띠로 나누면, 각 띠의 마찰력은 면압에 띠의 면적과 마찰계수를 곱한 값이다. 여기에 반지름을 곱한 토크를 접촉면 전체에 걸쳐 합하면 $T_1 = \frac{2\pi\mu p}{3}(r_o^3 - r_i^3)$이다. 지름이 아닌 **반지름을 대입**해야 한다. 계수는 $\frac{2 \cdot 3 \cdot 0.2 \cdot 0.01}{3} = 0.004$이므로 $T_1 = 0.004(150^3 - 50^3)$이며, 한 접촉면의 전달 토크는 13,000 kgf·mm이다.

접촉면수: 각 접촉면이 같은 토크를 전달하므로, 접촉면수를 z라 하면 전체 전달 토크는 $T = zT_1$이다. 요구 토크를 만족하려면 $z \geq \frac{60{,}000}{13{,}000} \approx 4.62$이어야 한다. 접촉면수는 정수이므로 **최소 5면**이 필요하다. 4면의 전달 토크는 52,000 kgf·mm로 부족하고, 5면은 65,000 kgf·mm를 전달할 수 있다. 따라서 ④의 5에 해당한다.

NoteBase

문 4. 400rpm으로 회전하는 축으로부터 3,000N의 하중을 받는 끝저널 베어링에서 압력속도계수가 $pv = 0.2\text{N/mm}^2 \cdot \text{m/s}$일 때 저널의 길이[mm]는?

① 100π

② 120π

③ 150π

④ 190π

정답 1번

간단한 해설

압력과 원주속도를 곱하면 **저널 지름이 약분**되어, 길이는 하중·회전수·압력속도계수로 구할 수 있다. 주어진 값을 대입하면 $l = 100\pi\text{mm}$이다.

계산 과정

베어링 압력: 저널의 지름을 d[mm], 길이를 l[mm], 하중을 W[N]라 한다. 저널 베어링의 평균 압력 p는 하중을 **투영면적 dl**로 나눈 값이므로 $p = \frac{W}{dl}$이다. 이때 p의 단위는 N/mm^2이며, 주어진 하중 W는 3,000 N이다.

원주속도: 회전수 n이 rpm이고 d가 mm이면, 저널 표면은 1분 동안 πdn mm를 이동한다. 따라서 속도를 m/s로 나타내려면 **60과 1,000으로 나누어** $v = \frac{\pi dn}{60 \cdot 1{,}000}$을 사용한다. 여기서 n은 400 rpm이다.

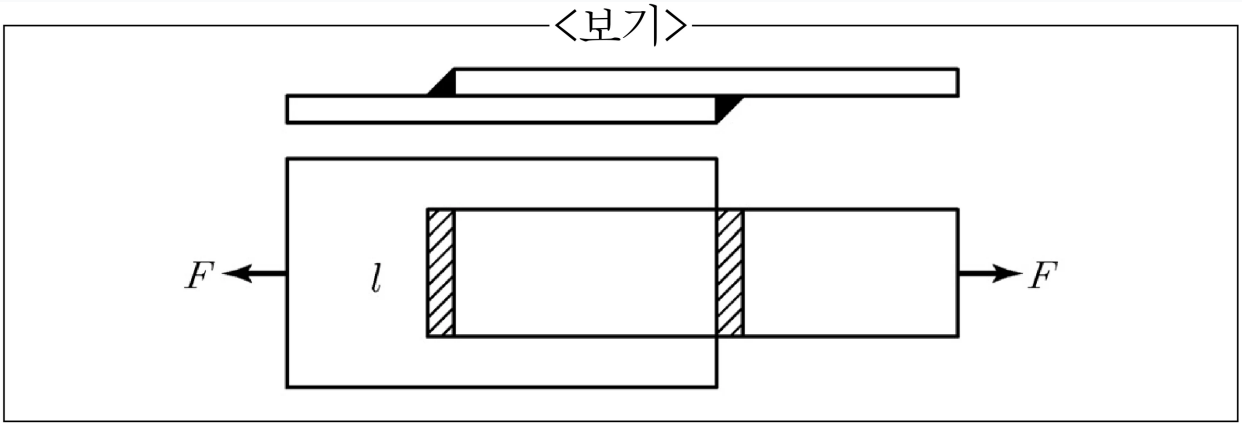
압력속도계수: pv는 평균 압력 p와 원주속도 v의 곱이다. 두 식을 곱하면 분모와 분자의 d가 약분되어 $pv = \frac{\pi Wn}{60{,}000l}$이 된다. 따라서 이 조건에서는 **지름을 몰라도 길이를 계산**할 수 있다.

길이 계산: 주어진 $pv = 0.2\text{N/mm}^2 \cdot \text{m/s}$를 이용하여 길이에 대해 정리하면 $l = \frac{\pi Wn}{60{,}000(pv)}$이다. 수치를 대입하면 $l = \frac{\pi \cdot 3{,}000 \cdot 400}{60{,}000 \cdot 0.2} = 100\pi\text{mm}$이다. 이는 ①의 값과 일치한다.

NoteBase

문 5. <보기>와 같이 용접 사이즈(치수)가 f [mm], 용접부의 길이가 l [mm], 인장 하중이 F [N]인 전면 필릿 용접에서 발생하는 전단응력을 τ_1 [N/mm^2]이라 할 때, 동일한 조건에서 용접 사이즈 f와 길이 l을 각각 두 배로 할 때 발생하는 전단응력 τ_2 [N/mm^2]와의 비 $\left(\frac{\tau_2}{\tau_1}\right)$는?

<보기>



① $\frac{1}{4}$

② $\frac{1}{2}$

③ 1

④ 2

정답 1번

간단한 해설

용접 치수와 길이를 각각 두 배로 하면 하중을 전달하는 **유효 단면적이 네 배**가 된다. 인장 하중은 같으므로 전단응력은 줄어들어 $\frac{\tau_2}{\tau_1} = \frac{1}{4}$이 된다.

계산 과정

필릿 용접의 유효 단면적은 하중을 전달하는 유효 두께인 목두께와 용접 길이의 곱으로 정해진다. 같은 단면 형상에서 목두께는 용접 치수 f에 비례하므로, 유효 단면적은 fl에 비례한다. 그림의 두 용접부의 수와 하중 방향이 그대로이면 전단응력은 하중에 비례하고 유효 단면적에 반비례하므로 $\tau \propto \frac{F}{fl}$이다.

치수 f와 길이 l을 각각 두 배로 하면 $(2f)(2l) = 4fl$이므로 **유효 단면적은 네 배**가 된다. 이때 인장 하중 F는 변하지 않으므로, 더 넓어진 단면이 같은 하중을 전달한다.

변경 전후에 공통인 하중과 비례상수를 소거하면 $\frac{\tau_2}{\tau_1} = \frac{fl}{(2f)(2l)} = \frac{1}{4}$이다. 두 응력의 단위가 모두 N/mm^{2}이므로 이 비에는 단위가 없으며, 계산값은 ①의 $\frac{1}{4}$과 일치한다.

NoteBase

문 6. 동일 평면 내에서 원동차와 종동차가 교차하여 동력을 전달하는 외접 원추마찰차에서 회전속도비가 $i = \frac{\omega_2}{\omega_1}$으로 정의될 때, 두 축이 이루는 축각이 $\delta_s = \delta_1 + \delta_2$인 경우 옳은 것을 <보기>에서 모두 고른 것은?

구분	평균지름 [mm]	각속도 [rad/s]	원추각 [deg., 꼭지각의 $\frac{1}{2}$]
원동차	D_1	ω_1	δ_1
종동차	D_2	ω_2	δ_2

<보기>

ㄱ. 원동차의 원추각 $\tan\delta_1 = \frac{\sin\delta_s}{\cos\delta_s + \frac{1}{i}}$이다.

ㄴ. 회전속도비 $i = \frac{D_1}{D_2} = \frac{\sin\delta_1}{\sin\delta_2}$이다.

ㄷ. $\delta_s = \delta_1 + \delta_2 = 90\,^\circ$일 경우 회전속도비 $i = \tan\delta_1 = \frac{1}{\tan\delta_2}$이다.

① ㄱ, ㄴ

② ㄱ, ㄷ

③ ㄴ, ㄷ

④ ㄱ, ㄴ, ㄷ

정답 4번

간단한 해설

미끄럼 없이 접촉하는 두 원추마찰차는 **접촉점의 원주속도가 같으므로** 회전속도비가 지름비와 같다. 원추의 지름은 원추각의 사인에 비례하므로, 이 관계에 축각 조건을 적용하면 원동차의 원추각 공식과 두 축이 직교할 때의 탄젠트 관계가 유도된다.

NoteBase

보기별 해설

표에서 첨자 1은 원동차, 2는 종동차이며, 원추각은 각 원추의 꼭지각의 절반이다. 미끄럼이 없는 이상적인 전달에서는 접촉점의 원주속도가 같으므로 $D_1\omega_1 = D_2\omega_2$이다. 공통 꼭짓점에서 평균지름을 정하는 접촉 위치까지의 모선 길이를 L이라 하면, 원추의 기하관계에서 $D_1 = 2L\sin\delta_1$, $D_2 = 2L\sin\delta_2$이다.

ㄱ. O: 원주속도와 원추의 기하관계를 결합하면 $i = \frac{\sin\delta_1}{\sin\delta_2}$이다. **축각은 두 원추각의 합**이므로 $\delta_2 = \delta_s - \delta_1$을 대입하면 $\frac{1}{i} = \frac{\sin(\delta_s - \delta_1)}{\sin\delta_1}$이다. 사인의 차각 공식을 적용하여 $\frac{1}{i} + \cos\delta_s = \frac{\sin\delta_s}{\tan\delta_1}$로 정리하면, $\tan\delta_1 = \frac{\sin\delta_s}{\cos\delta_s + \frac{1}{i}}$를 얻는다.

ㄴ. O: $D_1\omega_1 = D_2\omega_2$에서 $i = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{D_1}{D_2}$이다. 여기에 두 지름의 기하관계를 대입하고 공통 인자 $2L$을 약분하면 $i = \frac{D_1}{D_2} = \frac{\sin\delta_1}{\sin\delta_2}$가 된다. 이 문제는 회전속도비를 **종동차 각속도/원동차 각속도**로 정의하므로, 지름비의 분자는 원동차의 지름이다.

ㄷ. O: **두 축이 직교하면 두 원추각은 서로 여각**이므로 $\delta_2 = 90^\circ - \delta_1$이다. 따라서 $\sin\delta_2 = \cos\delta_1$을 속도비 식에 대입하면 $i = \frac{\sin\delta_1}{\cos\delta_1} = \tan\delta_1$이다. 또한 $\tan\delta_1 = \frac{1}{\tan\delta_2}$이므로 보기의 관계가 성립한다.

ㄱ, ㄴ, ㄷ이 모두 성립하므로 이를 모두 포함하는 조합은 ④이다.

NoteBase

문 7. 서로 맞물리는 기어의 두 축이 만나지도 평행하지도 않는 기어의 종류에 해당하는 것은?

① 스퍼 기어

② 베벨 기어

③ 헬리컬 기어

④ 웜 기어

정답 4번

간단한 해설

웜 기어는 두 축이 **평행하지도 만나지도 않는 엇갈림축** 사이에서 회전 운동을 전달한다. 두 축의 방향이 보통 90°를 이루더라도 축의 중심선이 한 점에서 만나는 것은 아니다.

공통 해설

기어의 축 배치는 두 축의 중심선을 연장했을 때의 관계로 구분한다. 서로 평행하지 않고 연장해도 한 점에서 만나지 않으면 **엇갈림축**이다. 웜 기어는 나사 모양의 웜과 웜 휠이 맞물려 이런 축 사이에 회전 운동을 전달한다. 두 축의 방향은 보통 90°를 이루지만 중심선 자체가 교차하지는 않는다.

같은 축 배치 기준에서 스퍼 기어와 일반적인 헬리컬 기어는 평행축용이고, 베벨 기어는 두 축이 한 점에서 만나는 교차축용이다. 따라서 발문의 '만나지도 평행하지도 않는' 조건은 **웜 기어의 축 배치**에 해당한다. 헬리컬 기어를 엇갈림축에 배치해 사용하는 경우는 나사 기어 또는 엇갈림 헬리컬 기어로 구분한다.

NoteBase

문 8. 유량 $3\text{m}^3/\text{s}$, 유속 4m/s인 액체 수송관의 안지름[m]은? (단, π=3으로 계산한다.)

① 0.5

② 0.75

③ 1.0

④ 1.25

정답 3번

간단한 해설

유량은 **관의 유동 단면적과 평균 유속의 곱**이므로 단면적은 $0.75\ \text{m}^2$이다. 원형 단면의 넓이 관계에 $\pi = 3$을 적용하면 안지름은 **1.0 m**이다.

계산 과정

유량 Q는 단위 시간에 관의 단면을 통과하는 액체의 부피이다. 유동 단면적을 A, 단면의 평균 유속을 v라 하면 $Q = Av$이다. 이 문제에서는 유량 $3\ \text{m}^3/\text{s}$와 유속 4 m/s로부터 먼저 **액체가 통과하는 단면적**을 구한다.

단면적: $A = \frac{Q}{v} = \frac{3}{4} = 0.75\text{m}^2$이다. 이는 1초 동안 길이 4 m인 액체 기둥이 이동하여 $3\ \text{m}^3$의 액체가 통과할 때 필요한 단면의 넓이이다.

안지름: 안지름을 d라 하면 원형 단면적은 $A = \frac{\pi d^2}{4}$이다. 따라서 **단면적에서 지름을 구할 때는 제곱근**을 취해야 하며, $d = \sqrt{\frac{4A}{\pi}}$이다. $\pi = 3$을 대입하면 $d = \sqrt{\frac{4 \times 0.75}{3}} = 1.0\text{m}$이다.

계산한 안지름 1.0 m는 ③의 값과 일치한다.

NoteBase

문 9. 판재의 인장강도가 200MPa이고 두께가 11mm인 강판과, 전단강도가 150MPa인 리벳을 이용하여 안지름이 2m인 보일러 용기를 양쪽덮개판 2줄 맞대기 리벳이음으로 제작하려고 한다. 보일러의 허용 내부압력은? (단, 안전계수 S는 5이고 부식상수 C는 1mm이며, 강판효율은 0.732, 리벳효율은 0.6이다.)

① 0.24kPa

② 0.24MPa

③ 0.29kPa

④ 0.29MPa

정답 2번

간단한 해설

리벳이음은 강판효율과 리벳효율 중 **작은 값 0.6**에 의해 강도가 제한된다. 부식여유를 뺀 두께 10 mm와 안전계수를 반영한 허용인장응력 40 MPa를 적용하면 허용 내부압력은 **0.24 MPa**이다.

계산 과정

이음효율: 리벳이음은 강판의 인장파단과 리벳의 전단파단을 모두 견뎌야 하므로 **두 효율 중 작은 값**을 적용한다. 따라서 강판효율 0.732와 리벳효율 0.6 중 이음효율 $\eta = 0.6$을 사용한다. 양쪽덮개판 2줄 이음의 리벳효율이 주어졌으므로, 전단강도 150 MPa로 효율을 다시 계산할 필요는 없다.

유효 두께와 지름: 강도 계산에는 부식상수 C = 1 mm를 제외한 **유효 두께**를 사용한다. 두께 t = 11 mm이므로 t − C = 10 mm이다. 안지름 D = 2 m는 두께와 단위를 맞추어 2000 mm로 환산한다.

허용인장응력: 판재의 인장강도를 σ_B, 허용인장응력을 σ_a라 하면, 안전계수 S = 5를 반영하여 $\sigma_a = \frac{\sigma_B}{S} = \frac{200}{5} = 40\text{MPa}$이다.

허용 내부압력: 얇은 원통의 원주방향 응력은 $\frac{pD}{2(t-C)}$이다. 이 응력이 이음효율을 반영한 허용응력 $\eta\sigma_a$를 넘지 않아야 하므로, 허용 내부압력은 $p = \frac{2\sigma_a\eta(t-C)}{D}$로 구한다. 수치를 대입하면 $p = \frac{2 \cdot 40 \cdot 0.6 \cdot 10}{2000} = 0.24\text{MPa}$이다.

계산된 압력은 0.24 MPa = 240 kPa이며, ②의 0.24 MPa에 해당한다.

NoteBase

문 10. 스프로킷 휠의 피치가 30mm, 잇수가 48개, 200rpm으로 회전하는 원동축 체인의 평균속도[m/s]는?

① 2.4

② 4.8

③ 6.2

④ 8.6

정답 2번

간단한 해설

스프로킷 1회전에 체인은 **피치 × 잇수**만큼 이동한다. 1회전당 이동거리 1.44 m에 분당 회전수 200 rpm을 적용하고 초 단위로 환산하면 평균속도는 4.8 m/s이다.

계산 과정

체인의 피치 p는 인접한 핀 중심 사이의 거리이다. 스프로킷의 이가 하나씩 진행할 때마다 체인은 한 피치만큼 이동하므로, **1회전당 이동거리**는 피치 p와 잇수 z의 곱이다. 주어진 값은 p = 30 mm = 0.03 m, z = 48, 회전수 n = 200 rpm이다.

1회전당 체인 이동거리를 L이라 하면 $L = pz = 0.03 \cdot 48 = 1.44\text{m}$이다. 즉, 원동축이 한 바퀴 돌 때 체인은 1.44 m 이동한다.

평균속도 v는 1회전당 이동거리에 단위 시간당 회전수를 곱하여 구한다. 회전수가 rpm, 즉 분당 회전수로 주어졌으므로 **초당 속도로 바꾸려면 60으로 나눈다**. 따라서 $v = \frac{pzn}{60}$이며, 값을 대입하면 $v = \frac{1.44 \cdot 200}{60} = 4.8\text{m/s}$이다.

계산한 평균속도 4.8 m/s는 ②의 값과 일치한다.

NoteBase

문 11. 회전력과 접선속도로부터 동력을 구할 때 사용하는 수식들로 가장 옳지 않은 것은?

① $H[\mathrm{kW}] = \frac{P[\mathrm{kg_f}] \times v[\mathrm{m/s}]}{102}$
② $H[\mathrm{kW}] = \frac{P[\mathrm{N}] \times v[\mathrm{m/s}]}{1000}$
③ $H[\mathrm{PS}] = \frac{P[\mathrm{kg_f}] \times v[\mathrm{m/s}]}{750}$
④ $H[\mathrm{PS}] = \frac{P[\mathrm{N}] \times v[\mathrm{m/s}]}{735.5}$

정답 3번

간단한 해설

미터마력은 **1 PS = 75 kgf·m/s**로 정의된다. 접선력 P를 kgf, 접선속도 v를 m/s로 나타내면 동력은 $H[\mathrm{PS}] = \frac{Pv}{75}$이므로, ③의 분모는 **750이 아니라 75**이다.

선지별 해설

접선력 P가 물체의 접선방향 운동에 하는 일은 힘과 이동거리의 곱이다. 이를 시간으로 나누면 동력은 $H = Pv$가 된다. 각 식에서 v의 단위는 m/s이며, 힘 P와 동력 H에 쓰는 단위에 따라 환산계수가 달라진다.

① O: 1 kgf = 9.80665 N이므로 1 kgf·m/s = 9.80665 W이다. 따라서 1 kW는 약 102 kgf·m/s에 해당한다. P를 kgf로 나타내면 $H[\mathrm{kW}] \approx \frac{Pv}{102}$이며, 선지의 102는 **단위 환산값을 반올림한 값**이다.

② O: P를 N으로 나타내면 Pv의 단위는 N·m/s이고, 이는 W와 같다. **1 kW = 1000 W**이므로 $H[\mathrm{kW}] = \frac{Pv}{1000}$으로 환산한다.

③ X: 미터마력 PS는 1 PS = 75 kgf·m/s로 정의된다. P를 kgf로 나타낼 때에는 $H[\mathrm{PS}] = \frac{Pv}{75}$가 되어야 하므로, **분모 750을 75로 고쳐야 한다**. 750으로 나누면 실제 동력의 1/10만 구하게 된다.

④ O: 1 PS = 75 kgf·m/s에 1 kgf = 9.80665 N을 적용하면 1 PS는 약 735.5 W이다. P를 N으로 나타낸 Pv는 W 단위의 동력이므로, 이를 PS로 바꾸려면 **735.5로 나눈다**. 따라서 $H[\mathrm{PS}] \approx \frac{Pv}{735.5}$이다.

NoteBase

문 12. 300rpm으로 3PS의 동력을 전달하는 회전축을 원추 브레이크로 제동하고자 한다. 마찰면의 평균지름은 D_m [mm]이고, 원추 반각은 α이며 접촉면의 마찰계수는 μ일 때, 축방향으로 가해야 할 하중 Q[$\mathrm{kg_f}$]를 계산하는 가장 옳은 수식은?

① $Q = \frac{7162}{\left(\frac{\mu}{\sin\alpha} \times \frac{D_m}{2}\right)}$
② $Q = \frac{7162}{\left(\frac{\mu}{\cos\alpha} \times \frac{D_m}{2}\right)}$
③ $Q = \frac{9740}{\left(\frac{\mu}{\sin\alpha} \times \frac{D_m}{2}\right)}$
④ $Q = \frac{9740}{\left(\frac{\mu}{\cos\alpha} \times \frac{D_m}{2}\right)}$

정답 1번

간단한 해설

원추 브레이크의 접촉면 수직하중은 축방향 하중의 $\frac{1}{\sin\alpha}$배이므로, 제동토크에는 **사인 관계**가 적용된다. 3 PS와 300 rpm에 해당하는 축 토크 **7162 kgf·mm**를 $\frac{\mu}{\sin\alpha} \cdot \frac{D_m}{2}$로 나누면 필요한 축방향 하중이 된다.

계산 과정

1. 동력으로부터 축 토크 구하기: PS는 미터마력으로, 1 PS = 75 kgf·m/s이다. 따라서 3 PS의 동력은 225 kgf·m/s이다. 회전속도 300 rpm을 각속도로 바꾸면 $\omega = \frac{2\pi \cdot 300}{60} = 10\pi$ rad/s이다. 회전 동력은 $P = T\omega$이므로 축 토크는 $T = \frac{225}{10\pi} \approx 7.162$ kgf·m이다. 평균지름이 mm 단위로 주어졌으므로 **토크도 kgf·mm로 맞추면** 7162 kgf·mm가 된다.

2. 원추면의 힘과 제동토크 연결하기: 접촉면에 수직으로 작용하는 하중의 총합을 N이라 하자. 원추 반각 α는 축과 원추 모선 사이의 각이므로, 수직하중의 **축방향 성분**은 $N\sin\alpha$이다. 따라서 $Q = N\sin\alpha$, 즉 $N = \frac{Q}{\sin\alpha}$이다. 마찰력은 μN이고 평균반지름은 $D_m/2$이므로, 제동토크는 $T = \frac{\mu Q}{\sin\alpha} \cdot \frac{D_m}{2}$이다.

3. 축방향 하중 구하기: 제동토크를 앞에서 구한 축 토크와 같게 놓고 Q에 관해 정리하면 $Q = \frac{7162}{\left(\frac{\mu}{\sin\alpha} \cdot \frac{D_m}{2}\right)}$ kgf이다. 분모의 길이 단위가 mm이므로 토크를 나눈 결과는 힘의 단위인 kgf가 된다. 이 식은 ①과 일치한다.

NoteBase

문 13. 헬리컬기어의 치수가 <보기>와 같을 때 축직각 모듈(m_s)과 치직각 모듈(m_n)은?

<보기>

구분	치수
피치원 지름(D_s)	280mm
잇수(Z_s)	70개
비틀림 각(β)	30°

① $m_s = \frac{2}{\sqrt{3}}, m_n = 2$

② $m_s = 2\sqrt{3}, m_n = 4$

③ $m_s = 4, m_n = 2\sqrt{3}$

④ $m_s = 2, m_n = \frac{2}{\sqrt{3}}$

정답 3번

간단한 해설

축직각 모듈은 **피치원 지름을 잇수로 나눈 값**이므로 $m_s = 4$mm이다. 치직각 모듈은 여기에 비틀림 각의 코사인을 곱한 $m_n = m_s\cos\beta$이므로 $2\sqrt{3}$mm이다.

계산 과정

주어진 값은 피치원 지름 $D_s = 280$mm, 잇수 $Z_s = 70$, 비틀림 각 $\beta = 30\,^\circ$이다.

축직각 모듈: 축에 수직인 단면에서 원주피치는 πD_s를 잇수로 나눈 값이고, 모듈은 원주피치를 π로 나눈 값이다. 따라서 **피치원 지름과 잇수의 비**로 구한다.

$m_s = \frac{D_s}{Z_s} = \frac{280}{70} = 4\text{mm}$

치직각 모듈: 이의 방향에 수직인 단면을 기준으로 한다. 치직각 피치는 축직각 피치에 $\cos\beta$를 곱한 값이므로, 모듈도 **비틀림 각의 코사인을 곱해** 환산한다.

$m_n = m_s\cos\beta$

$m_n = 4 \cdot \frac{\sqrt{3}}{2} = 2\sqrt{3}\text{mm}$

계산한 $m_s = 4$mm, $m_n = 2\sqrt{3}$mm의 조합은 ③과 일치한다.

NoteBase

문 14. 저널 직경이 100 mm, 회전수 600 rpm, 작용하중 2,500 $\mathrm{kg_f}$인 베어링의 마찰계수가 $\mu = 0.01$일 때, 베어링의 마찰 손실마력[PS]은? (단, π는 3으로 한다.)

① 1

② 5

③ 10

④ 100

정답 1번

간단한 해설

마찰 손실동력은 **마찰력과 저널 원주속도의 곱**이다. 마찰력 25 kgf와 원주속도 3 m/s를 곱하면 75 kgf·m/s이며, 이는 1 PS이다.

계산 과정

주어진 저널 직경은 d = 100 mm = 0.1 m, 회전수는 n = 600 rpm, 작용하중은 W = 2,500 kgf, 마찰계수는 $\mu = 0.01$이다. 하중 단위인 kgf는 질량이 아니라 힘의 단위이므로, 힘을 kgf로 계산한 뒤 PS로 환산할 수 있다.

마찰력: 마찰계수는 하중에 대한 마찰력의 비이므로 $F = \mu W$이다. 따라서 저널의 회전을 방해하는 마찰력은 F = 0.01 × 2,500 = 25 kgf이다.

저널 원주속도: 저널 표면은 한 바퀴 돌 때 원주 길이만큼 이동하므로 $v = \frac{\pi dn}{60}$이다. 회전수가 분당 회전수이므로 **60으로 나누어 초당 속도로 바꾼다**. 주어진 π = 3을 적용하면 $v = \frac{3 \cdot 0.1 \cdot 600}{60} = 3\mathrm{m/s}$이다.

마찰 손실마력: 마찰에 소모되는 일률은 마찰력과 원주속도의 곱이므로 $P = Fv$이다. 따라서 P = 25 × 3 = 75 kgf·m/s이다. **1 PS = 75 kgf·m/s**이므로 손실마력은 $\frac{75}{75} = 1\mathrm{PS}$이며, ①의 값에 해당한다.

NoteBase

문 15. 기준치수에 대한 구멍의 공차가 $\phi 62^{+0.08}_{0}$, 축의 공차가 $\phi 62^{+0.03}_{-0.08}$일 때 최대 죔새는? (단, 모든 단위는 mm이다.)

① 0.03

② 0.08

③ 0.16

④ 0.92

정답 1번

간단한 해설

최대 죔새는 **축이 가장 크고 구멍이 가장 작을 때** 생긴다. 축의 최대 지름 62.03 mm에서 구멍의 최소 지름 62 mm를 빼면 0.03 mm이다.

계산 과정

죔새는 축의 지름이 구멍의 지름보다 클 때 그 지름 차이를 뜻한다. 구멍의 지름을 D, 축의 지름을 d라 하면, 최대 죔새는 **축의 최대 지름에서 구멍의 최소 지름을 뺀 값**이다.

구멍의 최소 지름: 기준치수는 62 mm이고 아래 치수허용차는 0 mm이므로, $D_{\min} = 62 + 0 = 62$ mm이다.

축의 최대 지름: 기준치수는 62 mm이고 위 치수허용차는 +0.03 mm이므로, $d_{\max} = 62 + 0.03 = 62.03$ mm이다.

최대 죔새 계산: 축 지름에서 구멍 지름을 빼므로 $I_{\max} = d_{\max} - D_{\min}$이다. 따라서 $62.03 - 62 = 0.03$ mm이며, ①의 값과 일치한다.

NoteBase

문 16. 사각나사 효율(η)에 대한 설명으로 가장 옳은 것은? (단, ρ는 마찰각, λ는 리드각이다.)

① =마찰이 있는 경우의 회전력마찰이 없는 경우의 회전력

② $\eta = \frac{\tan(\rho+\lambda)}{\tan\lambda}$

③ $\eta_{max} = \tan^2(45^\circ - \frac{\rho}{2})$ (η_{max}: 최대효율)

④ 자립상태를 유지하는 사각나사의 효율은 50% 이상이다.

정답 3번

간단한 해설

마찰각이 일정할 때 사각나사의 효율은 **리드각이 $45^\circ - \frac{\rho}{2}$일 때 최대**가 된다. 이때 최대효율은 $\eta_{max} = \tan^2\left(45^\circ - \frac{\rho}{2}\right)$이다.

선지별 해설

하중을 올리는 사각나사의 나사산 마찰만 고려하며, 칼라 등 다른 부분의 마찰은 제외한다.

① X: 효율은 유효한 출력 일을 입력 일로 나눈 값이다. 같은 하중을 같은 거리만큼 올릴 때, 마찰이 없는 경우에 필요한 회전력을 T_0, 마찰이 있는 경우에 필요한 회전력을 T라 하면 $\eta = \frac{T_0}{T}$이다. 마찰이 있으면 같은 일을 하는 데 더 큰 회전력이 필요하므로, **마찰이 없는 경우의 회전력이 분자**에 와야 한다.

② X: 나사산을 펼친 경사면에서 하중을 올리는 것으로 생각하면, 필요한 회전력은 마찰이 없을 때 $\tan\lambda$에, 마찰이 있을 때 $\tan(\rho+\lambda)$에 비례한다. 따라서 효율은 $\eta = \frac{\tan\lambda}{\tan(\rho+\lambda)}$이다. 선지는 **분자와 분모를 거꾸로** 썼다.

③ O: 마찰각 ρ를 일정하게 두고 효율식의 최댓값을 구하면 $2\lambda + \rho = 90^\circ$가 된다. 즉, **최대효율이 되는 리드각**은 $\lambda = 45^\circ - \frac{\rho}{2}$이다. 이때 $\rho + \lambda = 90^\circ - \lambda$이므로 $\tan(\rho+\lambda) = \frac{1}{\tan\lambda}$이다. 이를 효율식에 대입하면 $\eta_{max} = \tan^2\lambda$, 곧 $\eta_{max} = \tan^2\left(45^\circ - \frac{\rho}{2}\right)$를 얻는다.

④ X: 자립은 외부에서 돌리는 힘을 제거해도 하중 때문에 나사가 저절로 역회전하지 않는 상태이다. 마찰각이 리드각보다 클 때 자립하며, $\rho = \lambda$는 그 경계이다. 이 조건에서 $\eta \le \frac{\tan\lambda}{\tan 2\lambda}$이고, 우변은 $\frac{1-\tan^2\lambda}{2}$이므로 1/2보다 작다. 따라서 자립상태의 효율은 '50% 이상'이 아니라 **50% 미만**이다.

NoteBase

문 17. 두 축의 중심거리가 1,000mm이고, 지름이 각각 200mm, 400mm인 두 풀리 간에 바로걸기 평벨트를 감을 경우, 벨트의 길이[mm]로 가장 옳은 것은? (단, π=3으로 계산한다.)

① 2,900

② 2,910

③ 2,920

④ 2,930

정답 2번

간단한 해설

바로걸기 벨트의 길이는 중심거리 두 배와 두 풀리의 반원 둘레를 합한 값에 **지름 차이에 따른 보정량**을 더해 구한다. 이 문제에서는 보정량이 10 mm이므로 벨트 길이는 2,910 mm이다.

계산 과정

조건 정리: 중심거리를 C, 큰 풀리와 작은 풀리의 지름을 각각 D, d라 두면 C = 1,000 mm, D = 400 mm, d = 200 mm이다. 벨트는 교차하지 않는 바로걸기이며, 문제에서 지정한 π = 3을 사용한다.

길이 공식: 바로걸기 벨트의 길이 L은 $L \approx 2C + \frac{\pi(D+d)}{2} + \frac{(D-d)^2}{4C}$로 구한다. 중심거리에 비해 두 풀리의 반지름 차이가 작을 때 쓰는 근사식이다. 처음 두 항은 중심거리 두 배와 두 풀리의 반원 둘레를 합한 길이이고, 마지막 항은 **지름 차이로 달라지는 직선부와 접촉부의 길이를 함께 보정**한다.

각 항 계산: 중심거리 두 배는 $2 \times 1{,}000 = 2{,}000$ mm이다. 두 반원 둘레의 합은 $\frac{3(400+200)}{2} = 900$ mm이고, 지름 차이에 따른 보정량은 $\frac{(400-200)^2}{4 \times 1{,}000} = 10$ mm이다. 따라서 반원 둘레와 중심거리만 합한 2,900 mm에 보정량을 더해야 한다.

전체 길이: 2,000 + 900 + 10 = 2,910 mm이므로 ②의 2,910에 해당한다.

NoteBase

문 18. 미끄럼 베어링과 구름 베어링의 특징을 비교한 것으로 가장 옳지 않은 것은?

① 특징항목: 충격흡수, 미끄럼 베어링: 유막에 의한 감쇠력이 우수하다., 구름 베어링: 감쇠력이 작아 충격흡수력이 작다.

② 특징항목: 운전속도, 미끄럼 베어링: 공진속도 이내에서만 운전하여야 한다., 구름 베어링: 공진속도를 지나 운전할 수 있다.

③ 특징항목: 기동토크, 미끄럼 베어링: 유막형성이 늦는 경우 기동토크가 크다., 구름 베어링: 기동토크가 작다.

④ 특징항목: 강성, 미끄럼 베어링: 작다., 구름 베어링: 크다.

정답 2번

간단한 해설

유막의 감쇠 작용은 공진 부근에서 진동이 커지는 것을 억제하므로, 미끄럼 베어링은 적절히 설계하면 **공진속도를 지나 운전할 수 있다**. '공진속도 이내에서만 운전하여야 한다'는 제한은 맞지 않는다.

선지별 해설

① O: 미끄럼 베어링의 유막은 축의 진동에 따른 움직임에 저항하고, 진동 에너지를 점성 마찰로 소산시킨다. 이 **유막의 감쇠 작용** 때문에 충격흡수력이 우수하다. 구름 베어링은 전동체와 궤도의 접촉으로 하중을 지지하며, 자체 감쇠가 작아 충격흡수력이 상대적으로 작다.

② X: 공진속도는 회전에 따른 가진 주파수가 회전체의 고유진동수와 일치하여 진동이 크게 증폭되는 속도이다. 미끄럼 베어링은 유막의 감쇠 작용으로 공진 부근의 진폭을 줄일 수 있어, 적절히 설계하면 **공진속도를 통과한 뒤 그 이상의 속도에서 운전할 수 있다**. 구름 베어링은 자체 감쇠가 작아 공진 부근의 진동 증폭에 주의해야 하며, 일반적인 비교에서는 공진속도보다 낮은 영역에서 운전하도록 설계한다. 다만 실제 공진 통과 가능 여부는 베어링 종류만으로 단정하지 않고 축·지지부를 포함한 전체 회전체의 강성과 감쇠를 검토해야 한다.

③ O: 회전에 의해 유막을 형성하는 미끄럼 베어링은 **기동 시 충분한 유막이 형성되기 전**에 축과 베어링 사이의 표면 접촉이 발생할 수 있다. 이때 마찰저항이 커져 기동토크가 커진다. 구름 베어링은 볼이나 롤러의 구름 운동을 이용하므로 기동 마찰저항과 기동토크가 상대적으로 작다.

④ O: 강성은 하중을 받았을 때 변형이나 변위에 저항하는 정도이다. 일반적인 유막 지지 미끄럼 베어링과 구름 베어링을 비교하면, 미끄럼 베어링은 유막을 사이에 두고 축을 지지하므로 지지 강성이 상대적으로 작다. 구름 베어링은 전동체와 궤도의 접촉으로 하중을 지지하여 **하중에 따른 축의 변위가 상대적으로 작고 강성이 크다**. 이는 통상적인 특성 비교이며, 실제 강성은 베어링 형식과 치수, 틈새 및 운전조건에 따라 달라진다.

NoteBase

문 19. 스프링의 종류 중, 봉재를 비틀어 스프링으로 사용하는 것으로, 큰 에너지를 축적할 수 있고 경량이며 간단한 형상을 갖는 것은?

① 코일 스프링

② 판 스프링

③ 공기 스프링

④ 토션 바

정답 4번

간단한 해설

토션 바는 **봉재 자체를 비틀 때 생기는 탄성**을 이용하는 스프링이다. 봉이 비틀리면서 에너지를 저장하므로 단순한 봉 형상으로 스프링 기능을 수행한다.

공통 해설

토션 바는 **곧은 봉재의 축 주위 탄성 비틀림**을 이용하는 스프링이다. 한쪽 끝을 고정하고 다른 쪽 끝에 토크를 가하면 봉이 비틀리면서 탄성 에너지를 저장하고, 토크를 제거하면 원래 상태로 돌아가려는 복원 작용을 한다. 이처럼 봉재 자체를 탄성 요소로 사용하므로 형상이 간단하고 가볍게 구성할 수 있으며, 문제에서 설명한 스프링에 해당한다.

구별 기준은 단순히 비틀림이 발생한다는 사실이 아니라 봉재를 곧은 막대 형태로 사용한다는 점이다. 코일 스프링의 소선에도 하중에 따라 비틀림이 생길 수 있지만, 소선을 나선형으로 감은 구조이므로 봉재 자체를 직접 비틀어 쓰는 토션 바와 구별된다.

NoteBase

문 20. 타이밍 벨트 전동 장치의 일반적인 특성으로 가장 옳지 않은 것은?

① 광범위한 전동 속도를 갖는다.

② 엇걸기로만 가능하고 충격을 잘 흡수하지 못한다.

③ 미끄럼이 일어나지 않고 정확한 회전비와 높은 전동 효율을 얻을 수 있다.

④ 벨트의 큰 장력이 필요 없으므로 베어링에 걸리는 부하가 작고 축의 지름도 최소로 할 수 있다.

정답 2번

간단한 해설

타이밍 벨트는 일반적으로 벨트를 교차시키지 않는 **바로걸기**로 사용하므로, '엇걸기로만 가능하다'는 설명은 잘못되었다.

선지별 해설

타이밍 벨트는 벨트의 이와 풀리의 홈이 맞물려 동력을 전달하는 전동 장치이다. 마찰력에 주로 의존하는 평벨트·V벨트와 달리, 이의 맞물림으로 회전 운동을 전달한다.

① O: 적절한 벨트 규격과 풀리를 선정하면 **저속부터 고속까지 넓은 속도 범위**에서 사용할 수 있다. 이는 적용 가능한 운전 속도의 범위가 넓다는 뜻이며, 운전 중 회전비가 저절로 바뀐다는 뜻은 아니다.

② X: 일반적인 타이밍 벨트 전동은 벨트를 교차시키지 않는 **바로걸기**로 구성한다. 벨트의 이가 풀리 홈에 정상적으로 맞물려야 하므로 '엇걸기로만 가능하다'는 설명은 잘못되었다. 충격 완화 능력은 벨트와 심선의 재료·강성에 따라 달라진다. 탄성에 따른 완충이 가능하지만, 신장이 매우 작은 심선을 사용하면 충격 흡수가 제한될 수 있다.

③ O: 벨트의 이와 풀리 홈이 맞물리므로, 정상적인 설계·운전 조건에서는 **미끄럼 없이 일정한 회전비**를 유지한다. 회전비는 두 풀리의 잇수 관계로 정해지며, 마찰 전동에서 생기는 미끄럼 손실이 없어 높은 전동 효율을 얻을 수 있다.

④ O: 이의 맞물림으로 동력을 전달하므로 마찰력을 확보하기 위한 **큰 초기 장력이 필요하지 않다**. 이에 따라 축과 베어링에 작용하는 하중 및 축의 굽힘 부담을 줄여 축 지름을 작게 설계하는 데 유리하다. 다만 축 지름은 전달 토크와 필요한 강성 등도 만족하도록 정해야 한다.

NoteBase