

令和6年度

機械設計技術者試験

1級 試験問題 II

第2時限 12:40～14:40 (120分)

4. 実技課題

[4-1] [4-2] [4-3] [4-4] [4-5]

- 5問中3問を選択して解答すること。
- 解答用紙の1ページ目には、選択した問題を必ずマークすること（マークのない解答は採点されません）。

令和6年11月17日実施

主催：一般社団法人 日本機械設計工業会

〔4. 実技課題〕

〔4-1〕 図1に示す様な水平に設置されたコンベア装置を検討している。前工程からワークがコンベア上に配置され、所定の距離を搬送され、次工程へ排出される。下記に示す設計条件のとき、以下の設問（1）～（3）に答えよ。解答は、解答用紙の解答欄に計算過程を含めて記述せよ。

- （1） ワークが倒れること無く、搬送できる最大加速度 α_1 [mm/s²] を求めよ。
- （2） 図2に示す運転パターンにおいて、設計条件を満足する、搬送時間 t_1 [s]、 t_2 [s]、速度 V [m/s]、及び加・減速加速度 α_2 [mm/s²] を求めよ。
- （3） 駆動ユニットを設計する上で必要となる、コンベア装置のワーク等速搬送状態における、駆動軸換算の等価慣性モーメント J [kg・m²] を求めよ。

<参考資料>

・エネルギー保存の法則

$$\frac{1}{2} mv^2 = \frac{1}{2} J\omega^2$$

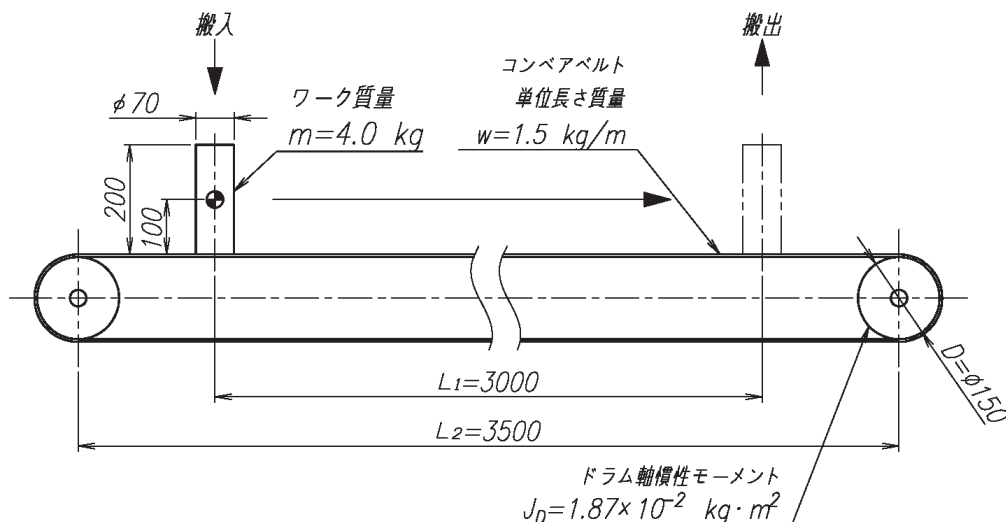


図1 コンベア装置

<設計条件>

ワーク搬送距離	: $L_1 = 3000$ mm
ワーク搬送時間	: $t = 3.0$ 秒以下
ワークサイズ	: 直径 $d = \phi 70$ mm 高さ $H = 200$ mm 重心高さ $G = 100$ mm
ワーク質量	: $m = 4.0$ kg
コンベアベルト単位長さ質量	: $w = 1.5$ kg/m
ドラム軸間距離	: $L_2 = 3500$ mm
ドラム径	: $D = \phi 150$ mm
ドラム軸慣性モーメント	: $J_D = 1.87 \times 10^{-2}$ kg・m ² (1軸当り)
重力加速度	: $g = 9.81$ m/s ²

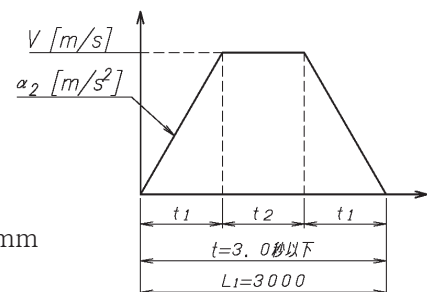


図2 運転パターン

〔4-2〕 図に示すハンド構造を検討している。90° 支点開閉するチャックでワークを把持するハンドが水平に配置されており、エアシリンダで左側のアームの回転が歯車を介して右側のアームに伝えられて、ワークを鉛直に把持することが出来る。

下記に示す設計条件のとき、以下の設問（1）、（2）に答えよ。

解答は、解答用紙の解答欄に計算過程を含めて記述せよ。

- （1） ワークを落とすことなく、把持するために必要なシリンダ内径 ϕD [mm] を求め、下記のシリンダ内径から選定せよ。なお、ワーク把持時の安全率は考慮しない。
 選定シリンダ内径 ϕD [mm] : $\phi 10$ 、 $\phi 12$ 、 $\phi 16$ 、 $\phi 20$ 、 $\phi 25$ 、 $\phi 32$ 、 $\phi 40$
- （2） 下記の設計条件のとき、歯の曲げ強度を満足する歯車仕様のモジュール m [mm]、基準円直径 ϕd [mm]、歯数 Z を決定せよ。

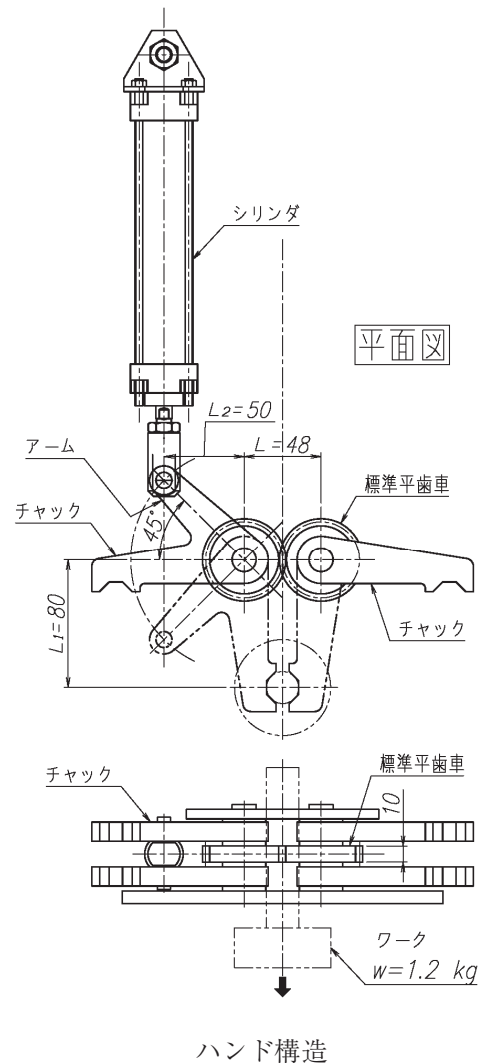
<設計条件>

ワーク質量	: $w = 1.2$ kg
供給エア一圧	: $P_a = 0.5$ MPa
チャック部摩擦係数	: $\mu = 0.1$
シリンダ負荷率	: $\eta = 50$ %
歯幅	: $b = 10$ mm
歯車軸間距離	: $L = 48$ mm
許容曲げ疲れ限度（鋳鋼）	: $\sigma_{Flim} = 90.6$ MPa
寿命係数	: $Y_N = 1.0$
寸法係数	: $Y_X = 1.0$
運転条件係数	: $B_T = 1.0$
曲げ強さに対する材料の安全率	: $S_{FM} = 1.0$
複合歯形係数	: $Y_{FS} = 4.32$
かみあい率係数	: $Y_\epsilon = 0.625$
ねじれ角係数	: $Y_\beta = 1.0$
使用係数	: $K_A = 1.0$
動荷重係数	: $K_V = 1.0$
歯すじ荷重分布係数	: $K_{F\beta} = 1.2$
重力加速度	: $g = 9.81$ m/s ²

表1 モジュールの標準値（JIS B 1701-2:2017）抜粋
 [単位 mm]

I 系列	II 系列	I 系列	II 系列
0.1	0.15	0.8	0.9
0.2	0.25	1	1.125
0.3	0.35	1.25	1.375
0.4	0.45	1.5	1.75
0.5	0.55	2	2.25
0.6	0.7	2.5	2.75
-	0.75	3	3.5

注) 1. I 系列のモジュールを優先して用い、必要に応じて、II 系列を用いる。



<参考資料>

- ・許容歯元応力 σ_{FP} の算出

$$\sigma_{FP} = \frac{1.5 \times \sigma_{F\lim} Y_N Y_X B_T}{S_{FM}}$$

- ・最大伝達円周力 F_t は下記の関係がある

$$F_t \leq F_{t\lim}$$

$$F_{t\lim} = \frac{\sigma_{FP} b m}{Y_{FS} Y_\varepsilon Y_\beta} \cdot \frac{1}{K_A K_V K_{F\beta}}$$

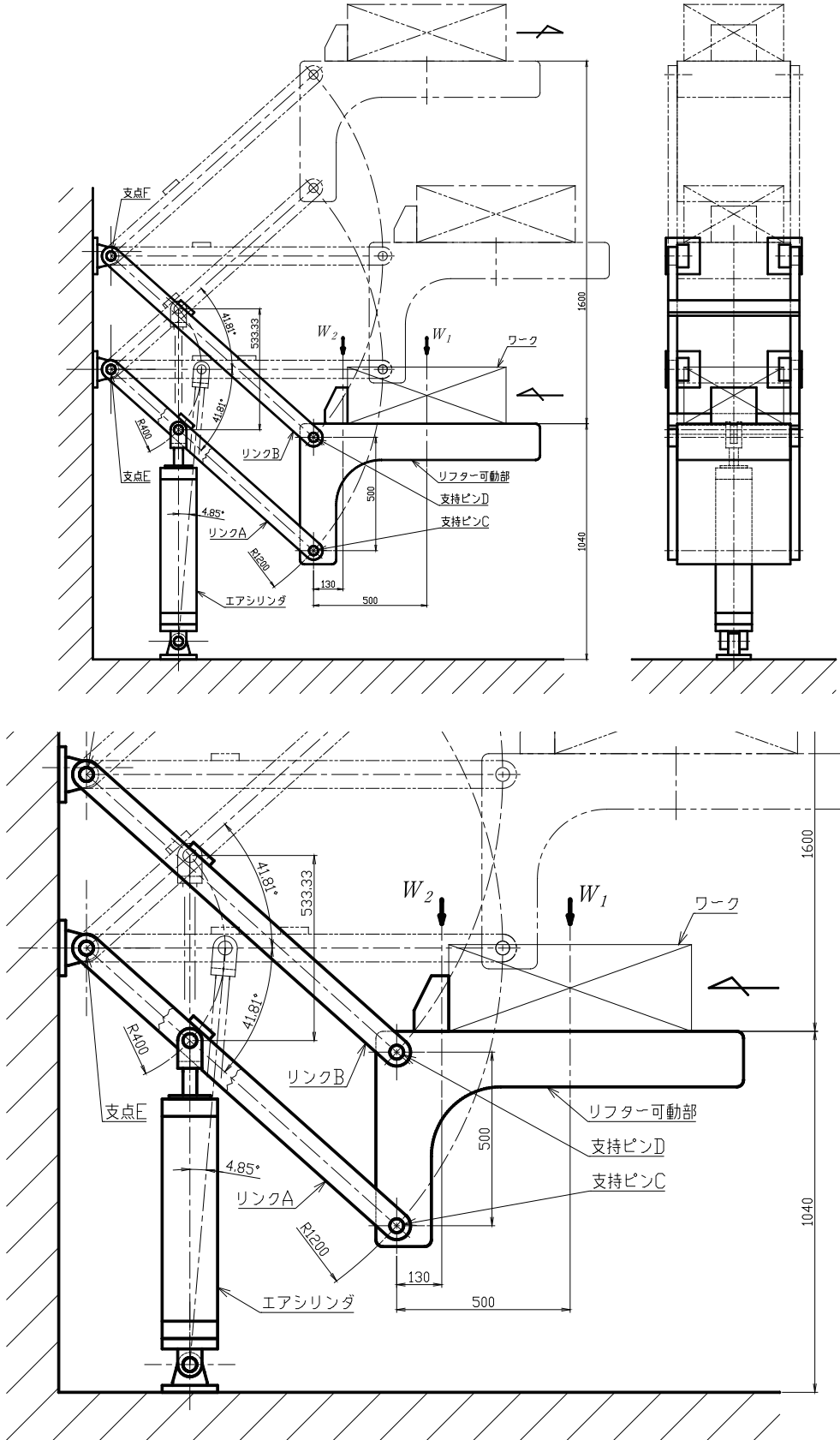
〔4-3〕 下図はリンク機構のリフター装置概略図である。

ワークの質量 $W_1=100$ kg、リフター可動部の質量 $W_2=20$ kg とする。

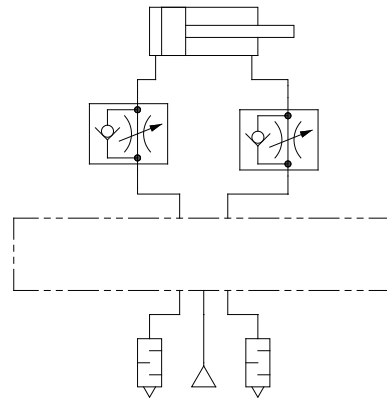
ただし、リンクA、リンクBの質量は無視し、重力加速度 $g=9.81$ m/s² とする。

下記の設問 (1) ~ (6) について答えよ。

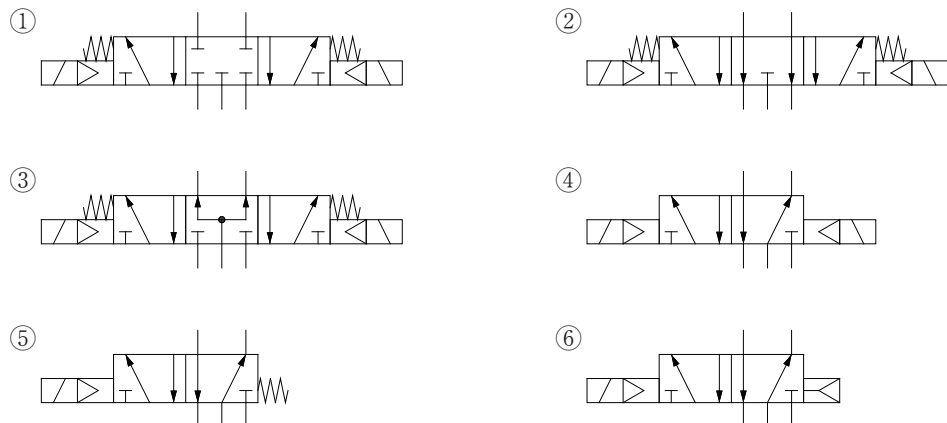
解答は、解答用紙の解答欄に計算過程を含めて記述せよ。



- (1) リフター可動部が最下点にあるとき（図示状態）、支持ピンC、支持ピンDに加わるそれぞれの荷重 P_C [kN]、荷重 P_D [kN] を求めよ。
- (2) (1) の状態にあるとき、2つのリンクAには、ワークの質量 W_1 、リフター可動部の質量 W_2 により支点Eまわりの力のモーメント M_1 がはたらき、エアシリンダの反力 F_0 とつりあう。
2つあるうちの1つのリンクAの力のモーメント M_1 [kN・m] を求めよ。
- (3) エアシリンダの必要最大推力から最適なシリンダ内径 D_C [mm] を求め、下記のシリンダ内径から選択せよ。ただし、エア圧 $P=0.5$ MPa、負荷率 $\eta=50$ % とする。
選定シリンダ内径 D_C [mm] : $\phi 63$ 、 $\phi 80$ 、 $\phi 100$ 、 $\phi 140$ 、 $\phi 160$
- (4) リフター可動部が最上位置のとき、2つあるうちの1つのリンクBにかかる支点Fまわりの力のモーメント M_2 [kN・m] を求めよ。
- (5) エアシリンダを駆動する電磁弁は、非常停止時に電磁弁の通電が切れることを考慮する必要がある。ただし、電磁弁に供給されるエア圧は、保たれるものとする。
このリフター装置の落下防止を考慮すると、下に示す空気圧機器回路図の一部、エアシリンダを駆動する電磁弁として適している JIS 記号の番号を下記〔選択群〕より1つ選択し、その番号と理由を解答用紙の解答欄に記述せよ。



〔選択群〕



(6) エアシリンダの速度制御を行うスピードコントローラは、「メータアウト制御」にする。「メータアウト制御」の特徴として「誤って説明しているもの」を下記の〔語句群〕より全て選択し、その番号を解答用紙の解答欄に記入せよ。

〔語句群〕

- ① シリンダの速度制御は、調整しやすい
- ② 負荷の変動に対して速度が安定しやすい
- ③ ロッドの飛び出し現象を考慮する必要がない
- ④ ロッドの飛び出し現象を考慮する必要がある
- ⑤ 外力や負荷の慣性の作用を受けやすい

〔4-4〕 図のホップ架台について強度的な検証をする。

条件 ホップの質量（内容物共） $W=40000$ kg

地震時 質量の40%の荷重が水平方向に作用するものとする。

下記設問に答えよ。

解答は解答用紙の解答欄に計算過程を含めて計算せよ。

(1) ホップ荷重に、水平荷重がX面と、Y面に作用するとき、部材①～⑤に加わる最大荷重を計算せよ。

(2) 基礎取付ベース4か所は、それぞれ基礎ボルト4本で固定している。

A部のベースと基礎の摩擦係数を0.4とし、水平力は締め付け力で支持するものとして、地震時の引抜荷重と合計したボルトに加わる荷重を求めよ。

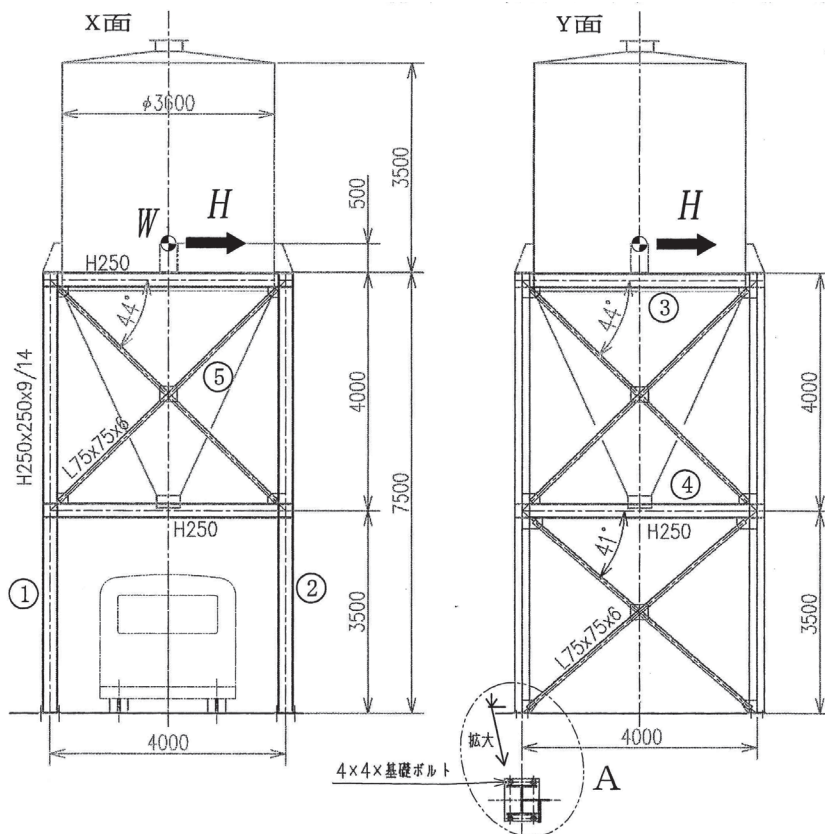
計算の条件

X面の①②部材は、下から上まで通し柱とし、

他の部材の接合点はピン接合として計算のこと。

H形鋼 寸法 mm				断面積 cm^2	単位質量 kg/m	断面二次モーメント		断面二次半径		断面係数	
A×B	t_1	t_2	r			cm^4	cm^4	cm	cm	cm^3	cm^3
250×250	9	14	13	91.43	71.8	I_x	I_y	i_x	i_y	z_x	z_y
						10,700	3,650	10.8	6.32	860	292

等辺山形鋼 寸法 mm			断面積 cm^2	単位質量 kg/m	断面二次モーメント			断面二次半径			断面係数
A×B	t	r_1			cm^4	cm^4	cm^4	cm	cm	cm	cm^3
75×75	6	8.5	8.727	6.85	$I_x=I_y$	最小 I_u	最小 I_v	$i_x=i_y$	最小 i_u	最小 i_v	$z_x=z_y$
					46.1	73.2	19.0	2.30	2.90	1.48	8.47



〔4-5〕 図は工場の屋内に設置する、天井クレーンの計画概略図である。

主な仕様を下記に示す。

定格荷重	120 kN
クラブ台車 質量	4000 kg
走行速度	25 m/min
横行速度	15 m/min
巻上げ速度	2 m/min
揚程	5 m
電源	3相 220 V 60 Hz
モータの極数	4P
荷重の割増し	衝撃係数, 作業係数等=つり荷重の10%とする。

下記の設問(1)～(6)に答えよ。

解答は解答用紙の解答欄に計算過程を含めて計算せよ。

- (1) ワイヤロープに加わる最大張力を求めよ。(ロープは4本掛)
- (2) 巻上げドラム (pcd 400) の巻き数を求めよ。
- (3) 巻上げモータの出力を求めよ。また、減速装置の減速比を求めよ。

なお、機械効率は0.8とし、加速抵抗は考慮しなくてよい。

- (4) 横行モータの出力を求めよ。車輪抵抗は0.06 kN/kNとする。
- (5) ガーダ(2列)の使用材を、最大曲げ応力より決定せよ。

ただし、クレーン本体の質量は考慮しなくてよい。

なお、ガーダの最大曲げモーメントが発生する台車の位置は下右図による。

許容曲げ応力 $\sigma = 11 \text{ kN/cm}^2$ 、H形鋼は下記より選べ。

- (6) 走行車輪1個に加わる最大荷重を求めよ。(サドルは考慮しない)

H形鋼

呼称寸法 高さ×辺	標準断面寸法 mm					断面積 cm ²	単位質量 kg/m	断面二次モーメント cm ⁴		断面二次半径 cm		断面係数 cm ³	
	H	B	t ₁	t ₂	r			I _x	I _y	i _x	i _y	Z _x	Z _y
400×200	400	200	8	13	13	83.37	65.4	23,500	1,740	16.8	4.56	1,170	174
450×200	450	200	9	14	13	95.43	74.9	32,900	1,870	18.6	4.43	1,460	187

