

選 定

電磁ブレーキの特性

無励磁作動ブレーキのトルク発生からトルク消滅までの動作状態は図1に示すようになります。印加している電流を切りますと、電流は直ちにゼロとならず、徐々に減少します。これに伴い解放ばねのばね力により、瞬時遅れてアーマチュアはフィールドより離脱します。

電流が切れてからアーマチュアが離脱するまでの時間をアーマチュア釈放時間と呼びます。アーマチュアが釈放しますと摩擦トルクが発生し、回転数は制動を受けるため減少します。停止に至ると、動摩擦から静摩擦に変わり、トルクは維持されます。

一方、電流を通じますと、コイルに流れる電流は所定の時定数で増加し、ある値に達するとアーマチュアは吸引され、維持されていたトルクは消滅します。電流が通じてからアーマチュアが吸引するまでの時間をアーマチュア吸引時間と呼びます。

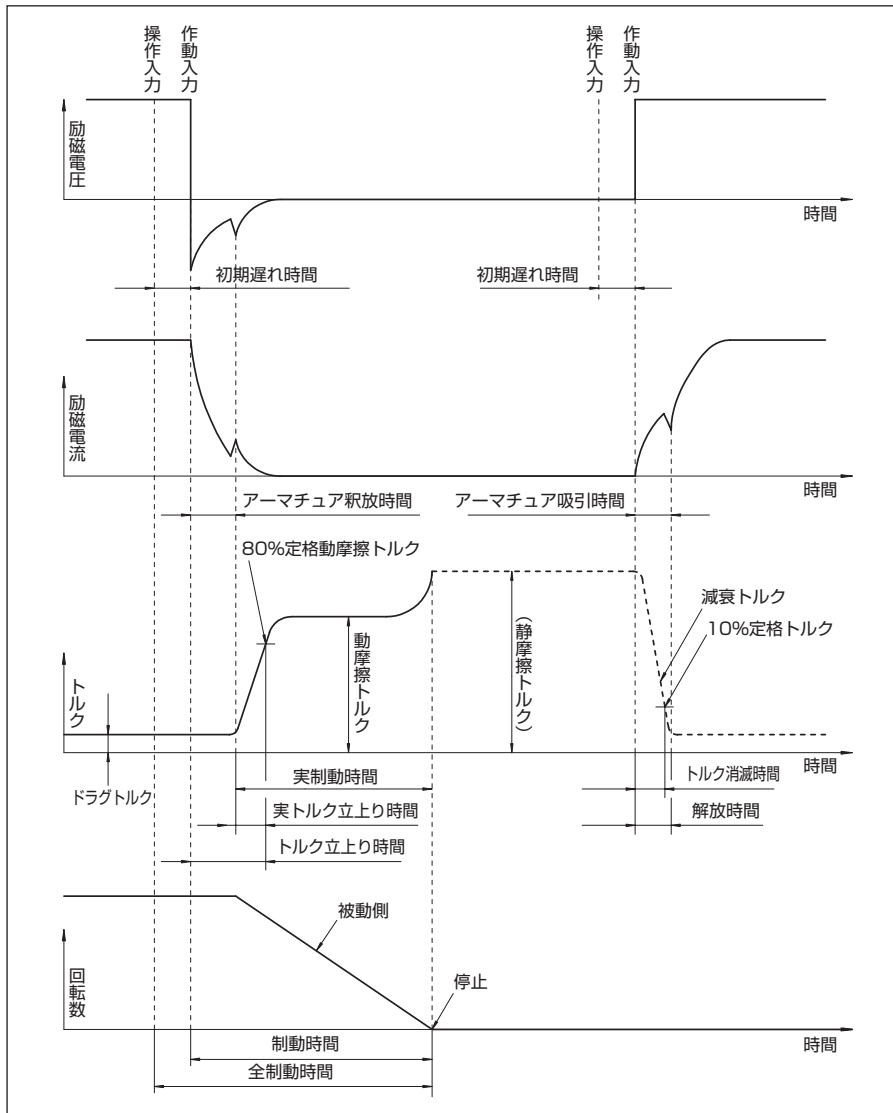


図1 動作特性

1.容量（トルク）の検討

機種が決定したらトルクの検討を行います。次の各項目について検討し、各機種の性能表から満足できる容量（トルク）を選定してください。

1-1 原動機出力とトルク

負荷条件が不明の場合、原動機の出力からトルクの目安を付けます。

$$T = \frac{7017PS}{n} = \frac{9550P}{n} \text{ [N} \cdot \text{m]} \dots\dots\dots\text{①}$$

- T：原動機のトルク [N・m]
- PS：原動機の出力 [HP]
- P：原動機の出力 [kw]
- n：ブレーキ軸の回転数 [r/min]

1-2 負荷の減速に要するトルク

負荷条件がわかっている場合は、次式で減速に必要な動摩擦トルクを求めます。

$$T_d = \frac{J \cdot n}{9.55tab} \pm T\ell \text{ [N} \cdot \text{m]} \dots\dots\dots\text{②}$$

±Tℓは、負荷の働きがブレーキを助ける場合は（-）、妨げる場合は（+）とします。

- Td：動摩擦トルク [N・m]
- J：負荷の慣性モーメント [kg・m²]
- tab：実制動時間 [s]
- Tℓ：制動時の負荷トルク [N・m]

実制動時間tabは、仕事率や寿命を考慮して0.1s程度を目安とします。なお、低回転の場合は、もっと大きくしても構いません。

以上の式から求めたトルクに対して負荷の性質により、次の条件を満たすことが必要です。

(1)制動時に負荷トルクが掛かる場合

$$T_{dr} > T_d \cdot f \dots\dots\dots\text{③}$$

(2)制動後に負荷トルクが掛かる場合

$$T_{sr} > T_{\ell \text{ MAX}} \cdot f \dots\dots\dots\text{④}$$

- Tdr：ブレーキの動摩擦トルク [N・m]
- Tsr：ブレーキの静摩擦トルク [N・m]
- TℓMAX：運転時の最大負荷トルク [N・m]
- f：安全係数（表1参照）

表1 選定上の安全係数

負荷サイクルレート	f	機械の種類
負荷の変動がなく低慣性 低サイクル作動	1.5	送風機 ファン 事務機
低慣性、 低サイクル作動	1.7	小形工作機械 紡績機械 小形高速ポンプ 小形木工機械
低サイクル作動	2.0	大形工作機械 小形プレス ウインチ 紡織機 小形ポンプ コンプレッサ
負荷変動慣性大	2.4	中形プレス クレーン ミキサー タッパ盤 ドロップハンマー
衝撃的な負荷、 重荷重	3.5	重圧延機 大形プレス 大形平削盤 ブローチ盤 圧延機 製紙機械

2. 所用動力計算例

2-1 電動車両

質量 m [kg] の車両が時速 V [km/h] で θ° の坂を上る場合、所用動力 P [W] は次の式で求められます。

$$P = 9.8 \times m \times (\sin \theta + \mu \cos \theta) \times \frac{V}{3.6} \times \frac{100}{\eta}$$

P : 所用動力 [W]

m : 車両全質量 [kg]

θ : 傾斜角度

μ : ころがり摩擦係数 (≈ 0.03)

V : 車速 [km/h]

η : 効率 (≈ 80) [%]

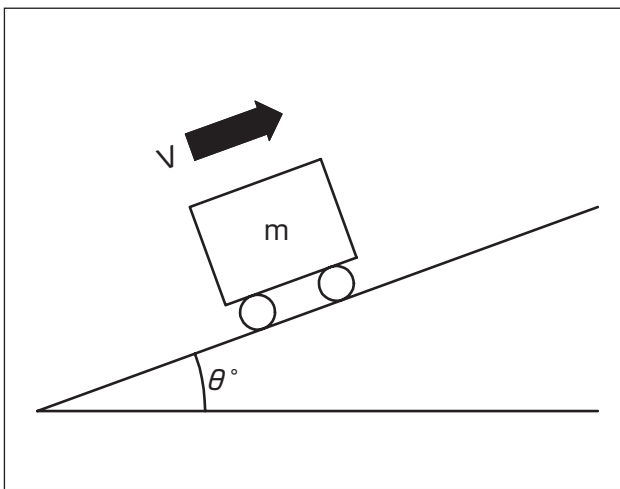


図2

2-2 ウインチ

質量 m [kg] の物体を V [m/s] で巻き上げる (ドラムの半径を r [m] とする) 場合の所用動力 P [W] は、次の式で求められます。

$$P = \frac{9.8 \times m \times V}{\eta} \times 100$$

または、

$$P = \frac{2\pi \times T \times N_b}{60 \times \eta} \times 100 = 0.105 \times T \times N_b \times \frac{100}{\eta}$$

$$N_b = \frac{60V}{2\pi r}$$

P : 所用動力 [W]

m : 質量 [kg]

V : 巻き上げの傾斜速度 [m/s]

r : ドラムの半径 [m]

N_b : ドラムの回転速度 [r/min]

η : 巻き上げ機の効率 [%]

T : トルク [N・m]

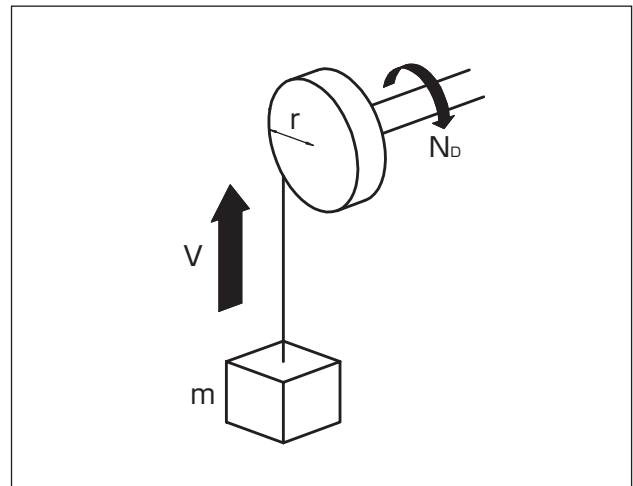


図3

3. 負荷トルクの計算

1 ボールねじ (垂直) の落下トルク

$$T = \frac{9.8m \cdot P}{2\pi} \text{ [N} \cdot \text{m]} \dots\dots\dots \text{⑤}$$

m : 直線運動する物体の質量 [kg]

P : ねじのリード [m/rev]

ただし、効率は1.0とする。

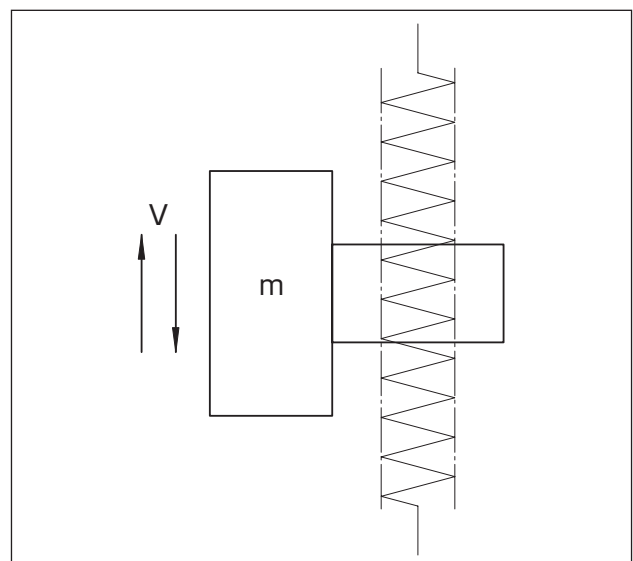


図4

4.制動仕事の検討

軽負荷条件の場合は、トルクの検討のみで選定できますが、一般的には制動時のスリップによる発熱を検討し、ブレーキが持つ熱放散能力の許容値内にあることを確認する必要があります。

4-1 制動1回当たりの仕事

1 減速時

$$E_b = \frac{J \cdot n^2}{182} \cdot \frac{T_d}{T_d \pm T_l} \text{ [J]} \dots\dots\dots ⑥$$

±T_lは、負荷の働きがクラッチまたはブレーキを助ける場合は(+)、妨げる場合は(-)とします。

E_b：制動仕事 [J]

2 スリップサービス時

$$E_b = \frac{2\pi \cdot T_d \cdot n \cdot t}{60} \text{ [J]} \dots\dots\dots ⑦$$

T_d：スリップトルク [N・m]
t：スリップ時間 [s]

4-2 制動仕事率

単位時間当たりの仕事を仕事率といい、特に高頻度運転の場合に十分検討する必要があります。

$$P_b = \frac{E_b \cdot N_c}{60} \text{ [W]} \dots\dots\dots ⑧$$

P_b：制動仕事率 [W]
N_c：制動頻度 [回/min]

5.動作時間

希望する時間内に負荷を減速・停止できるかの検討は次式で行います。

5-1 減速時

$$t_{ab} = \frac{J \cdot n}{9.55(T_d \pm T_l)} \text{ [s]} \dots\dots\dots ⑩$$

±T_lは、負荷の働きがブレーキを助ける場合は(+)、妨げる場合は(-)とします。

t_{ab}：実制動時間 [s]

式⑩で算出した t_{ab} は、トルクを発生してから制動が完了するまでの時間です。全制動時間 t は、上記計算値にアーマチュア釈放時間と初期遅れ時間を足したものになります。

$$t = t_{ab} + \text{アーマチュア釈放時間} + \text{初期遅れ時間} \text{ [s]} \dots\dots\dots ⑪$$

6.摩耗寿命

乾式のブレーキを高回転、高頻度作動で使用すると、時間当たりの制動仕事が大きくなり、それに伴って摩擦面の摩耗も早くなります。摩擦材の摩耗率は面圧、周速および温度などにより変化しますので、正確な寿命を求めることは困難ですが、次式により近似値を算出することができます。

1 摩耗体積と摩耗率から求める場合

$$L = \frac{V}{E_b \cdot w} \text{ [回]} \dots\dots\dots ⑫$$

L：寿命回数 [回]
V：摩耗限度までの総体積 [cm³]
w：摩耗率 [cm³/J]
(表2参照)

■表2 各種摩擦材の摩耗率

材質	摩耗率 × 10 ⁻⁸ [cm ³ /J]
レジンモールド	2~6
セミメタリック	2~5
銅系焼結合金	2~5
鉄系焼結合金	3~6

使用条件により、かなりの幅があるので、回転数が高い場合や、制動仕事および頻度の高い場合には、摩耗率の大きい方を用いてください。

2 総仕事から求める場合

$$L = \frac{Et}{Eb} \text{ [回]} \dots\dots\dots 13$$

Et : 摩耗限度までの総仕事 [J]

7. 慣性について

7-1 J、GD²、WR²、I

クラッチ/ブレーキの選定計算に必要な条件の一つに慣性(回転運動の場合、慣性モーメント、イナーシャ、フライホイール効果などと呼ばれる)があり、記号ではJ、GD²、WR²、Iなどで表されています。

これらは、同じ慣性を表しているのに、値は異なっても単位は同じ場合があり、もし取り違えると、計算結果に重大な影響を及ぼしますので、十分注意する必要があります。

1 慣性モーメントJ [kg・m²]

回転半径 R の 2 乗と回転体の質量 m の積で表されます。数値は GD² の 1/4、WR² と同じになりますが、単位系が全く異なるので、これらを混同しないようにすることが必要です。

$$J = m \cdot R^2 \dots\dots\dots 14$$

2 フライホイール効果 GD² {kgf・m²}

回転直径 D の 2 乗と回転体の重量 W の積で表されます。

$$GD^2 = W \cdot D^2 \dots\dots\dots 15$$

3 WR² {kgf・m²}

GD² が回転直径を基にしたのに対し、WR² は回転半径 R の 2 乗と回転体の重量 W の積で表されるものです。したがって、数値は GD² の 1/4 になります。

$$WR^2 = \frac{1}{4} GD^2 \dots\dots\dots 16$$

4 イナーシャ I {kgf・m・s²}

WR² において、重量 W を質量 m に置き換えたものです。

$$I = m \cdot R^2 = \frac{W}{g} R^2 = \frac{WR^2}{g} = \frac{GD^2}{4g} \dots\dots\dots 17$$

g : 重力の加速度、9.8[m/s²]

7-2 各形状の計算式 (各寸法 : m)

1 中実円柱 (図5)

$$J = \frac{\pi}{32} \rho \cdot L \cdot D^4 = \frac{1}{8} m \cdot D^2 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2] \dots\dots\dots 18$$

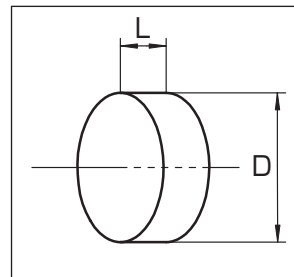


図5

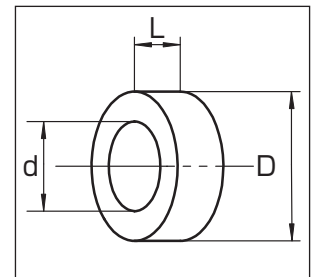


図6

2 中空円柱 (図6)

$$J = \frac{\pi}{32} \rho \cdot L (D^4 - d^4) = \frac{1}{8} m (D^2 + d^2) \text{ [kg} \cdot \text{m}^2] \dots\dots\dots 19$$

3 角柱 (図7)

$$J = \rho \cdot a \cdot b \cdot c \left(\frac{a^2 + b^2}{12} \right) = \frac{1}{12} m (a^2 + b^2) \text{ [kg} \cdot \text{m}^2] \dots\dots\dots 20$$

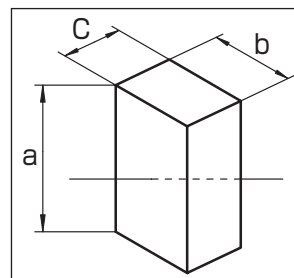


図7

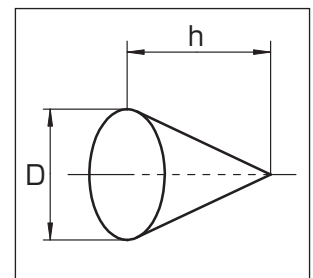


図8

4 円錐 (図8)

$$J = \frac{\pi}{160} \rho \cdot h \cdot D^4 = \frac{3}{40} m \cdot D^2 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2] \dots\dots\dots 21$$

5 球体 (図9)

$$J = \frac{\pi}{160} \rho \cdot D^5 = \frac{1}{10} m \cdot D^2 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2] \dots\dots\dots 22$$

ρ : 密度 [kg/m³]

m : 質量 [kg]

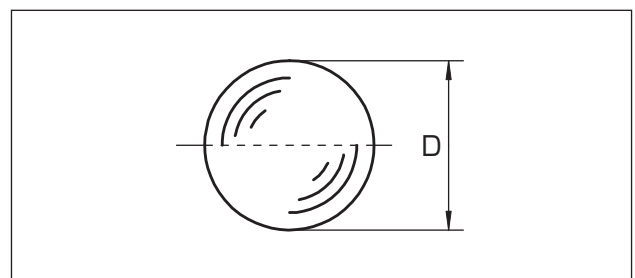


図9

7-3 直線運動の慣性

1 物体が速度 v [m/min]で直線運動する場合の一般式

$$J = \frac{1}{4} m \left(\frac{v}{\pi \cdot n} \right)^2 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2] \dots\dots\dots (23)$$

2 ボールねじの場合 (図10)

$$J = m \left(\frac{P}{2\pi} \right)^2 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2] \dots\dots\dots (24)$$

P : ねじのリード [m/rev]

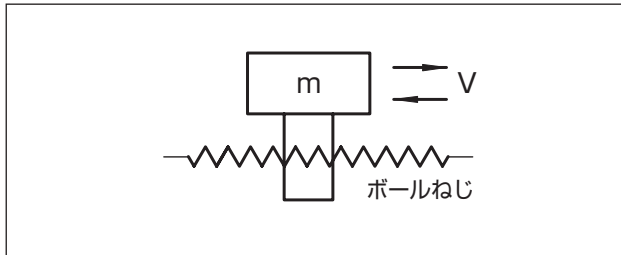


図10

3 ベルトコンベア、クレーン、ウインチなどの場合 (図 11、12)

$$J = \frac{1}{4} m \cdot D^2 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2] \dots\dots\dots (25)$$

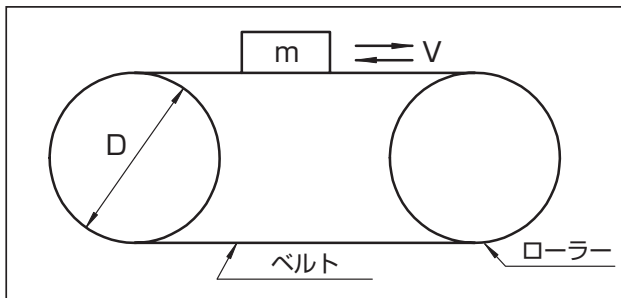


図11

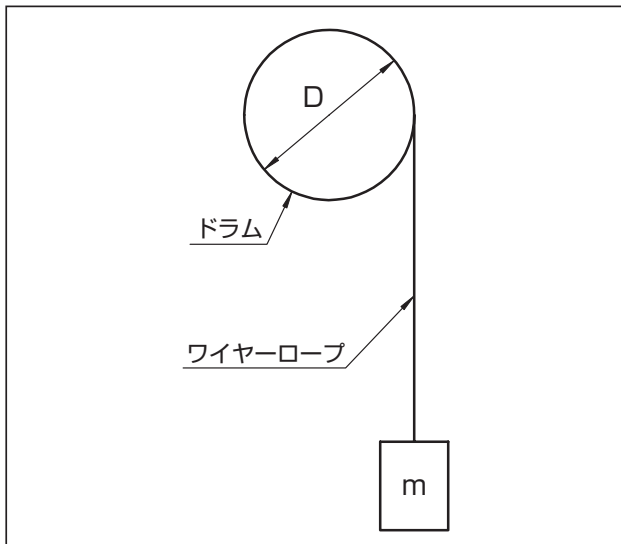


図12

7-4 回転数の異なる軸への換算 (図13)

$$J_1 = J_2 \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2] \dots\dots\dots (26)$$

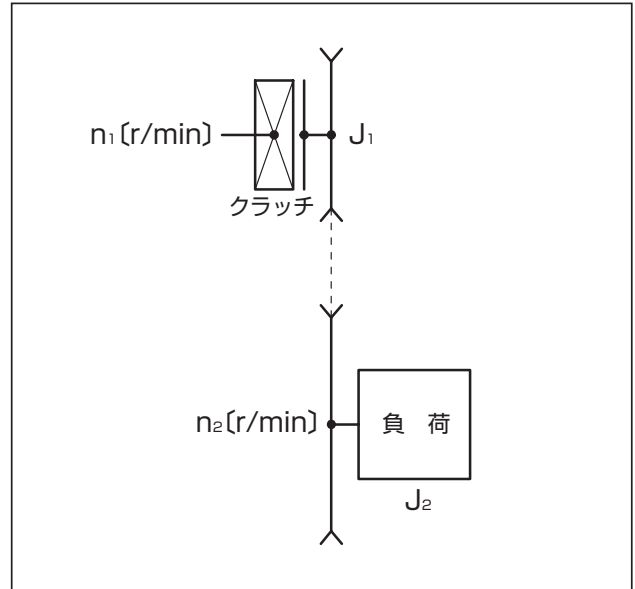


図13

8.選定例①

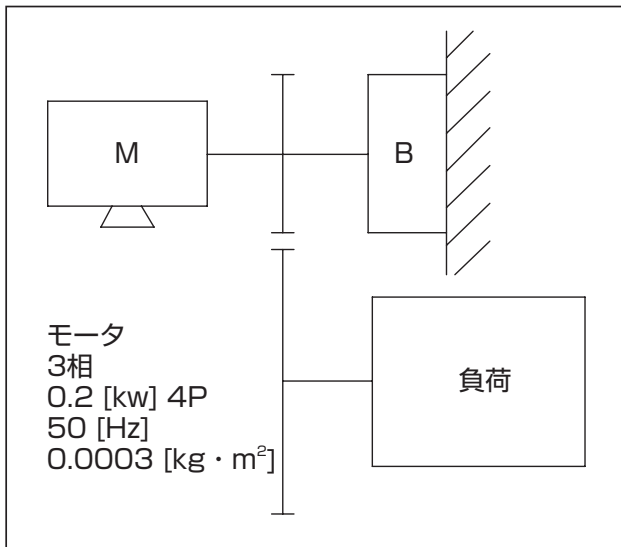


図14

図14に示す仕様で、制動させるブレーキの選定は次のように行います。

仕様

ブレーキ軸 回転数	: 1500 [r/min]
負荷軸回転数	: 30 [r/min]
負荷トルク	: 6 [N·m] (ブレーキを助ける働き)
減速機の慣性モーメント	: 0.3×10^{-4} [kg·m ²]
負荷の慣性モーメント	: 1.5 [kg·m ²]
ブレーキ頻度	: 10 [回/min]
制動時間	: 0.2 s 以下
制動回数	: 200 万回以上

8-1 ブレーキ軸に換算した慣性モーメント

$$\begin{aligned} \text{負荷の慣性モーメント} &: 1.5 \times \left(\frac{30}{1500} \right)^2 \\ &= 6 \times 10^{-4} \text{ [kg·m}^2\text{]} \\ &\text{〔P119式⑥より〕} \end{aligned}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{モータの慣性モーメント} : 3 \times 10^{-4} \text{ [kg·m}^2\text{]} \\ \text{減速機の慣性モーメント} : 0.3 \times 10^{-4} \text{ [kg·m}^2\text{]} \end{array} \right.$$

→ ☆負荷に比べて小さい場合 (1割程度以下) 無視しても可

ブレーキ軸に換算した慣性モーメントの総計Jは、

$$\begin{aligned} J &= (6 \times 10^{-4}) + (3 \times 10^{-4}) + (0.3 \times 10^{-4}) \\ &= 9.3 \times 10^{-4} \text{ [kg·m}^2\text{]} \end{aligned}$$

8-2 必要動摩擦トルクの検討

$$\begin{aligned} \text{ブレーキ軸に換算した負荷トルク} : T\ell &= 6 \times \frac{30}{1500} \\ &= 0.12 \text{ [N·m]} \end{aligned}$$

$$\text{実制動時間} : \text{tab} = 0.2 - \text{釈放時間} = 0.1 \text{ [s]} \quad (\text{仮定する})$$

$$\begin{aligned} \text{動摩擦トルク} : T_d &= \frac{J \cdot n}{9.55 \cdot \text{tab}} - T\ell \\ &\text{〔P115式②より〕} \\ &= \frac{9.3 \times 10^{-4} \times 1500}{9.55 \times 0.1} - 0.12 \\ &\doteq 1.34 \text{ [N·m]} \end{aligned}$$

〔P115表1〕より、安全係数 f を 1.5 とすると、

$$\text{必要な動摩擦トルク} : 1.34 \times 1.5 \doteq 2.0 \text{ [N·m]}$$

したがって、SNB-N 形トルク低減率〔P23〕より、SNB-N0.4 形を選定します。

ちなみに、動摩擦トルクは、3 [N·m] を示します。

8-3 制動仕事の検討

SNB-N0.4 形を使用した時の総慣性モーメントは、自己慣性モーメント 0.43×10^{-4} [kg·m²]〔P20より〕を加えます。

$$\begin{aligned} J &= (9.3 \times 10^{-4}) + (0.43 \times 10^{-4}) \\ &= 9.73 \times 10^{-4} \text{ [kg·m}^2\text{]} \end{aligned}$$

1 回当たりの制動仕事は〔P117式⑥より〕、

$$\begin{aligned} E_b &= \frac{J \cdot n^2}{182} \cdot \frac{T_d}{T_d + T\ell} \\ &= \frac{9.73 \times 10^{-4} \times 1500^2}{182} \cdot \frac{3}{3 + 0.12} \\ &\doteq 11.6 \text{ [J/回]} \end{aligned}$$

作動頻度 10 [回/min] ですので制動仕事率は、

$$P_b = \frac{11.6 \times 10}{60} \doteq 1.9 \text{ [W]} \quad \text{〔P117式⑧より〕}$$

となり、SNB-N0.4 形の許容仕事率 57[W] に対して、十分余裕があります。〔P22 より〕

8-4 制動時間の検討 [P117式⑩より]

実制動時間 t_{ab} [s]は、

$$t_{ab} = \frac{J \cdot n}{9.55 \cdot (T_d + T_l)}$$

$$= \frac{9.73 \times 10^{-4} \times 1500}{9.55 \times (3 + 0.12)} \doteq 0.049 \text{ [s]}$$

制動時間は、上記計算値にアーマチュア釈放時間を足したものになります。

SNB-NO.4形のアーマチュア釈放時間は、(P22)の動作特性より0.02[s]ですので、制動時間は、

$$0.049 + 0.02 \doteq 0.07 \text{ [s]}$$

となり、希望0.2[s]以下を満足します。

8-5 摩耗寿命の検討

SNB-NO.4形の総仕事量は、(P22)より 3×10^7 [J]です。したがって、寿命回数は(P118式⑪)より

$$L = \frac{E_t}{E_b} = \frac{3 \times 10^7}{11.6} \doteq 258 \text{ [万回]}$$

となり、希望寿命200[万回]を満足できます。

9. 選定例②

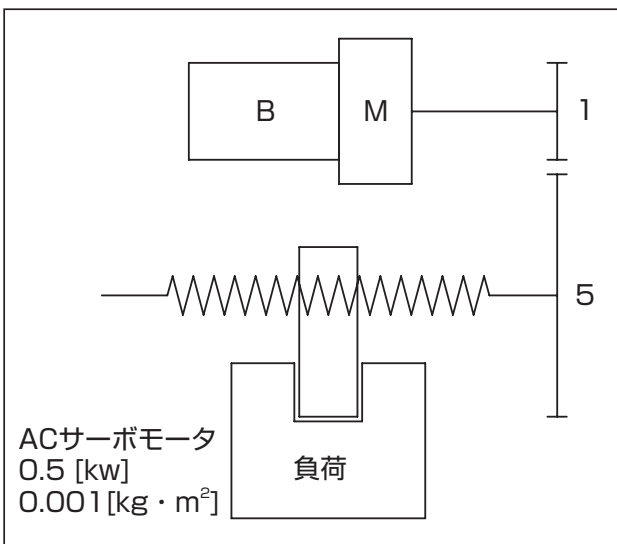


図15

図15に示す仕様で保持させるブレーキの選定は、次のように行います。

仕様

ブレーキ軸回転数: 1800 [r/min](モータ軸と同じ)

減速比: $\frac{1}{5}$

負荷に作用する物体の質量: 400 [kg]

ボールねじ リード: 0.02 [m/rev]

(垂直) 軸径: 0.03 [m]

長さ: 1 [m]

9-1 必要トルクの検討 [P116式⑤]より

負荷(落下)トルク T_l [N·m]は、

$$T_l = \frac{9.8m \cdot P}{2\pi}$$

$$= \frac{9.8 \times 400 \times 0.02}{2\pi} \doteq 12.5 \text{ [N·m]}$$

ブレーキ軸に換算すると、

$$12.5 \times \frac{1}{5} = 2.5 \text{ [N·m]}$$

(P115表1)より、安全係数を2.4とすると、

ブレーキに必要な負荷トルク: $2.5 \times 2.4 = 6$ [N·m]

したがって、保持用ブレーキとして、(P28)よりRNB-NO.8形を選定します。

9-2 非常停止時の検討

(1) ブレーキ軸に換算した慣性モーメント

負荷の慣性モーメント J_a [P119式⑭]より

$$J_a = m \cdot \left(\frac{P}{2\pi} \right)^2$$

$$= 400 \times \left(\frac{0.02}{2\pi} \right)^2 \doteq 40.53 \times 10^{-4} \text{ [kg·m}^2\text{]}$$

ボールねじの慣性モーメント J_b

$$J_b = 6.24 \times 10^{-4} \text{ [kg·m}^2\text{]}$$

(長さ1[mm]、直径0.03[m]の丸棒と仮定)

Ja+Jb をブレーキ軸に換算すると〔P119式⑥より〕

$$(40.53 \times 10^{-4} + 6.24 \times 10^{-4}) \times \left(\frac{1}{5}\right)^2 \\ \doteq 1.9 \times 10^{-4} \text{ [kg} \cdot \text{m}^2]$$

さらに、モータの慣性モーメントと RNB-NO.8 形の自己慣性モーメント〔P28 より〕を加えると、総慣性モーメント J は

$$J = (Ja+Jb) + \text{モータの慣性モーメント} + \text{RNB-NO.8形自己慣性モーメント} \\ = 1.9 \times 10^{-4} + 10 \times 10^{-4} + 0.782 \times 10^{-4} \\ \doteq 12.7 \times 10^{-4} \text{ [kg} \cdot \text{m}^2]$$

(2) 制動仕事の検討

RNB-NO.8 形の動摩擦トルクを 5.6 [N・m] と仮定すると、負荷の働きはブレーキを妨げるので、制動仕事は〔P117式⑥より〕、

$$E_b = \frac{J \cdot n^2}{182} \cdot \frac{T_d}{T_d - T_\ell} \\ = \frac{12.7 \times 10^{-4} \times 1800^2}{182} \times \frac{5.6}{5.6 - 2.5} \\ \doteq 41 \text{ [J]}$$

となります。保持用ブレーキの非常停止までの許容仕事量の目安としては、同トルクサイズの制動用ブレーキの許容仕事率の 70% までとします。〔P22 より〕

$$41 < 98(\text{SNB-NO.8 形}) \times 0.7 = 68.6$$

となり満足できます。