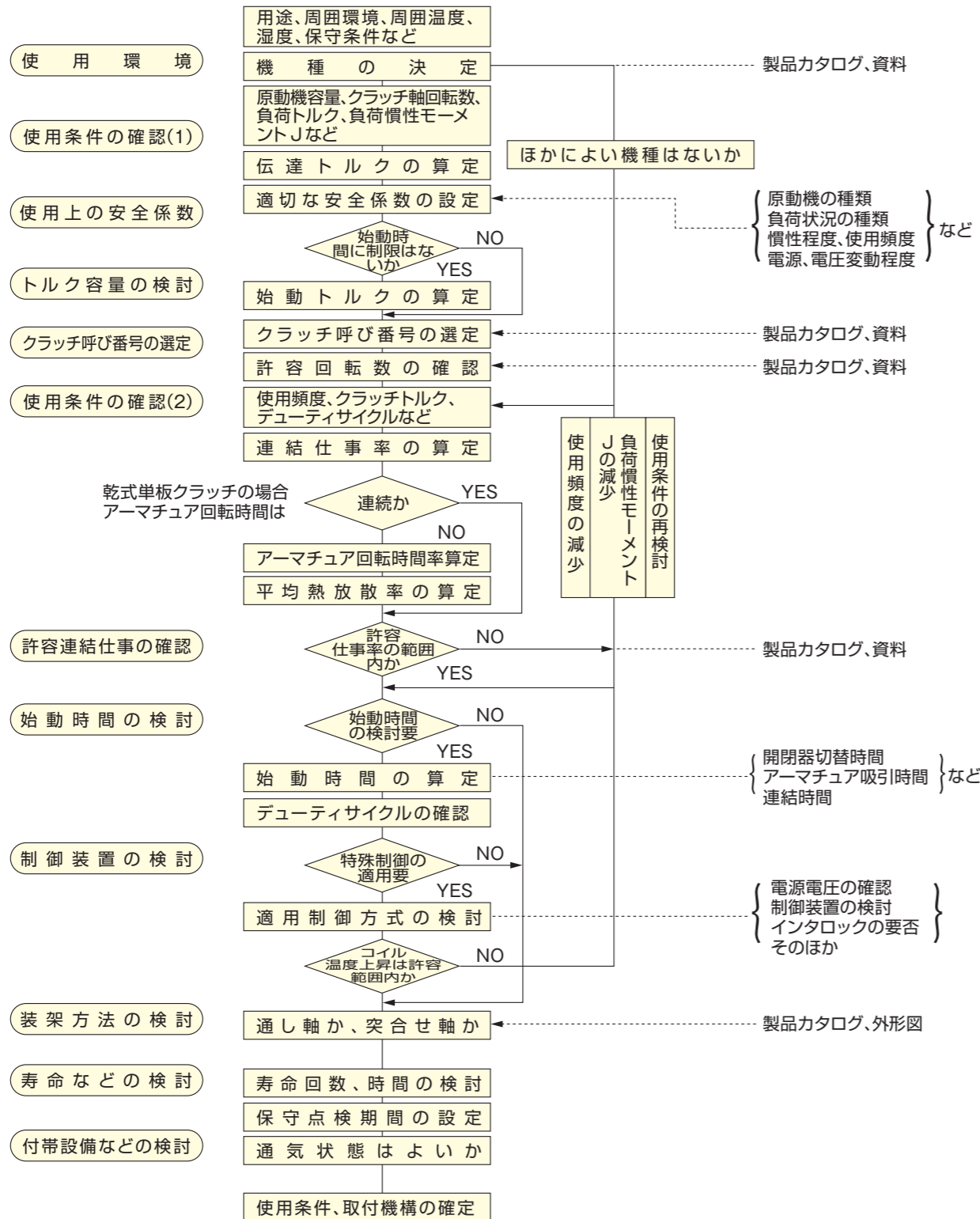


# 技術資料

型式選定·····	281
計算例·····	287

# 型式選定

電磁クラッチ/ブレーキのご利用にあたっては、用途、使用環境、使用目的、保守条件などにより適切な機種を選定した上で、どの呼び番号のものを使用するかを型式選定を行わねばなりません。一般的なオン・オフ使用における型式選定手順を下記に示します（フローチャートはクラッチの場合を示しますが、ブレーキについてもほぼ同様です）。



電磁クラッチ/ブレーキを使用する場合、使用条件によって必要とするクラッチ/ブレーキの型式は異なります。型式を決定するための主な検討事項として、

- (1) トルク
- (2) 連結仕事および制動仕事
- (3) 動作時間
- (4) 平均熱放散率
- (5) 寿命

があげられますが、最終的な機械設計を構築するためには

についても、検討が必要となります。

以下、摩擦形電磁クラッチ/ブレーキの型式選定に必要な定数、計算項目および計算式を示します。

なお、電磁ツースクラッチの場合、また電磁パウダクラッチ/ブレーキ、ヒステリシスクラッチ/ブレーキを連続スリップ使用する場合の選定などについては別途の検討が必要になります。

T	: クラッチ/ブレーキ軸におけるトルク	Nm
Tc	: クラッチ/ブレーキのトルク	Nm
Td	: クラッチ/ブレーキの動摩擦トルク	Nm
Ts	: クラッチ/ブレーキの静摩擦トルク	Nm
Tf	: クラッチ/ブレーキのドラグトルク	Nm
Tp	: 加速トルク (Td-Tℓ)	Nm
Tℓ	: 機械の負荷トルク	Nm
Te	: 負荷の運転時トルク	Nm
Tsℓ	: スリップトルク	Nm
P・P'・P''	: 原動機の容量	kW・HP・PS
n	: クラッチ/ブレーキ軸の回転数	r/min
ni	: クラッチ/ブレーキにおける相対回転数	r/min
F	: 力 (切削力、あるいは送り駆動などの場合は (垂直荷重 × 摺動面の摩擦係数 μ) により得られる力の総和)	N
V	: 速度 (切削速度、送り速度など)	m/min
η	: 機械効率	
Kt	: 安全係数	
Kℓ	: 寿命係数	
Ee	: 連結仕事	J
En	: 制動仕事	J
Et	: 総仕事	J
J	: 慣性モーメント	kgm <sup>2</sup>
π	: 3.14 (円周率)	
τ	: 時定数	S
te	: 連結時間	S
tb	: 制動時間	S
tae	: 実連結時間	S
tab	: 実制動時間	S
ta	: アマチュア吸引時間	S
tar	: アマチュア釈放時間	S
tp	: トルク立上り時間	S
td	: トルク消滅時間	S
tsℓ	: スリップ時間	S
Wℓ	: 連結仕事または制動仕事による平均損失	W
Wf	: ドラグトルクによる損失	W
Wfm	: ドラグトルクによる平均損失	W
Wc	: コイルのジュール損失	W
Wcm	: コイルの平均ジュール損失	W
Wm	: 機械損失 (軸受、歯車、油の攪拌損失など)	W
N	: 連結頻度または制動頻度	回/min
Q	: 発熱量	kJ/hr

Cd	: 平均熱放散率	W
Cs	: 停止時熱放散率	W
Cm	: 回転時熱放散率	W
t	: 1サイクルの全時間	S
ti	: 1サイクル中の空転時間	S
ts	: 1サイクル中の停止時間	S
tm	: 1サイクル中の回転時間	S
L	: 寿命	

## ① トルク

● 原動機容量とクラッチ/ブレーキ軸回転数から

$$T = \frac{9550 \cdot P}{n} \quad [Nm] \dots (1)$$

$$T = \frac{7154 \cdot P'}{n} \quad [Nm] \dots (1)'$$

$$T = \frac{7017 \cdot P''}{n} \quad [Nm] \dots (1)''$$

● 負荷の条件から (分岐駆動・高低速駆動の場合など)

$$T = \frac{F \cdot V}{6.3 \cdot n \cdot \eta} \quad [Nm] \dots (2)$$

また、クラッチ/ブレーキのトルクについては、負荷のかり方からみて、次の条件を満足しなければなりません。

$$\text{(起動時)} \quad T_d > T_\ell + T_p$$

$$\text{(定常運転時)} \quad T_s > T_e \text{ (=負荷に起りうる最大トルク)}$$

以上によって式(1)・(2)から求めたトルクに安全率を考慮し最終的に次式でクラッチ/ブレーキのトルクを決定します。

$$T_c = K_t \cdot T \quad [Nm] \dots (3)$$

下表に安全係数の目安を示します。

## 電磁クラッチ/ブレーキ選定上の安全係数(Kt)

機械の種類	原動機の種類 モータ タービン	4~6気筒 内燃機関(注)
小形工作機械 (1.5kW以下)、小形木工機械 (1.5kW以下)、事務機など (負荷が一樣、低慣性、低頻度の場合)	1.7	2.4~2.9
中形工作機械、中形木工機械、織物機械 (カード機、紡織機)、小形プレス、ファンなど (負荷が一樣、低慣性、低頻度の場合)	2.0	2.8~3.4
〈変動負荷、高慣性負荷、高頻度使用〉の工作機械および木工機械、中形プレス、渦巻ポンプ、遠心圧縮機、織機、印刷機、コンベヤ、プロア、小形平削り盤、ねじ立て盤、ドロップハンマ	2.5	3.5~4.3
大形プレス、大形平削り盤、シャー、ブローチ盤、往復動ポンプ、往復動圧縮機、ミキサ、ミル、圧延機、製紙機械 (プレス、ドライヤ、カレンダー、リール) など (衝撃的な負荷、重負荷の場合)	3.4	4.8~5.8

(注) 1. 内燃機関とクラッチの間には十分な緩衝作用をもつ弾性継手を取付けてください。  
2. 気筒数の少ないもの、またはディーゼル機関の場合は大きい方の数値を選んでください。

② 連結仕事および制動仕事

● 連結または加速(変速時)の場合

$$Ee = \frac{J \cdot ni^2}{182} \cdot \frac{Td}{(Td - T\ell)} \quad [J] \dots \dots \dots (4)$$

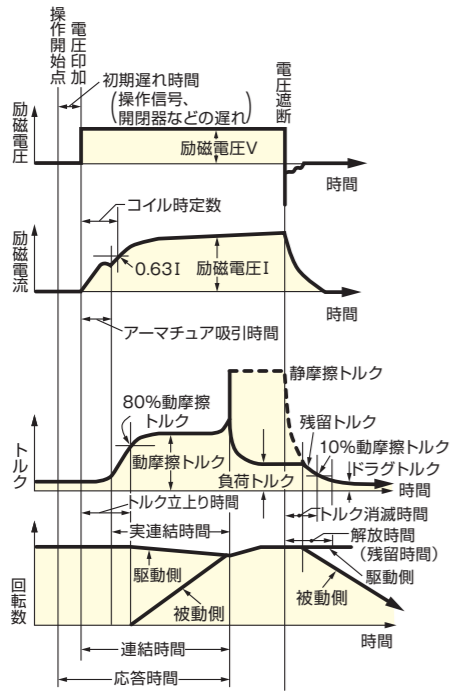
● 制動または減速(変速時)の場合

$$En = \frac{J \cdot ni^2}{182} \cdot \frac{Td}{(Td + T\ell)} \quad [J] \dots \dots \dots (5)$$

● スリップサーブまたは安全クラッチの場合  
(定格トルクの 1/3~1/4 以下に設定して使用)

$$Ee = \frac{2\pi \cdot n \cdot Ts\ell \cdot ts\ell}{60} \quad [J] \dots \dots \dots (6)$$

③ 動作時間



乾式単板電磁クラッチの動作特性

● クラッチによる連結時間

$$te = ta + tae \quad [S] \dots \dots \dots (7)$$

● ブレーキによる制動時間

$$tb = ta + tab \quad [S] \dots \dots \dots (8)$$

● クラッチの実連結時間

$$tae = \frac{J}{9.55} \cdot \frac{ni}{(Td - T\ell)} \quad [S] \dots \dots \dots (9)$$

● ブレーキの実制動時間

$$tab = \frac{J}{9.55} \cdot \frac{ni}{(Td + T\ell)} \quad [S] \dots \dots \dots (10)$$

上記の実連結時間および実制動時間は、クラッチ/ブレーキのアーマチュア吸引直後に100%の動摩擦トルクが発生する(アーマチュア吸引時間 $t_a$ =トルク立上り時間 $t_p$ )という仮定を含んでおり、概略の計算を行う場合に用います。

なお、特に高頻度・高精度に使用されるクラッチ/ブレーキの動作時間は下記によります。

(動作の判別)

動作がクラッチ/ブレーキのトルク立上り時間以前に完了するか、またはトルク立上り以後に完了するかの判別は(11)(12)式によります。

● クラッチで負荷を連結する場合の判別式

$$D = \frac{J \cdot ni}{4.78} - \frac{(t_p - t_a)}{Td} (Td - T\ell)^2 \dots \dots \dots (11)$$

● ブレーキで負荷を制動する場合の判別式

$$D = \frac{J \cdot ni}{4.78} - (Td + 2T\ell) (t_p - t_a) \dots \dots \dots (12)$$

$D < 0$  トルク立上り時間以前で連結または制動完了  
 $D > 0$  トルク立上り時間以後で連結または制動完了  
 $(D = 0)$  トルク立上り時間で連結または制動完了

● トルク立上り時間以前にクラッチが負荷を連結完了する場合の実連結時間 ( $t_{ae} < t_p - t_a$ )

$$t_{ae} = \sqrt{\frac{J \cdot ni}{9.55} \cdot \frac{2(t_p - t_a)}{Td}} + \frac{T\ell}{Td} \cdot (t_p - t_a) \quad [S] \dots \dots (13)$$

● トルク立上り時間以後にクラッチが負荷を連結完了する場合の実連結時間 ( $t_{ae} > t_p - t_a$ )

$$t_{ae} = \frac{1}{Td - T\ell} \left\{ \frac{J \cdot ni}{9.55} + \frac{(t_p - t_a)}{2Td} \cdot (Td^2 - T\ell^2) \right\} \quad [S] \dots \dots (14)$$

● トルク立上り時間以前にブレーキが負荷を制動完了する場合の実制動時間 ( $t_{ab} < t_p - t_a$ )

$$t_{ab} = \frac{(t_p - t_a)}{Td} \left\{ \sqrt{T\ell^2 + \frac{2Td \cdot J \cdot ni}{9.55 \cdot (t_p - t_a)}} - T\ell \right\} \quad [S] \dots \dots (15)$$

● トルク立上り時間以後にブレーキが負荷を制動完了する場合の実制動時間 ( $t_{ab} > t_p - t_a$ )

$$t_{ab} = \frac{1}{Td + T\ell} \left\{ \frac{J \cdot ni}{9.55} + \frac{Td}{2} \cdot (t_p - t_a) \right\} \quad [S] \dots \dots (16)$$

④ 平均熱放散率

(乾式単板電磁クラッチ/ブレーキの場合)

電磁クラッチ/ブレーキは、すべり状態において摩擦熱を発生します。摩擦熱が過大になると、摩擦板が異常摩耗を起こしたり、摩擦面に焼付が生じたり、熱ひずみを生じて動作が不能になりますから、必ず連結仕事および制動仕事を検討し、十分な熱放散能力をもつクラッチ/ブレーキを選定する必要があります。乾式電磁クラッチ/ブレーキでは、摩擦面の発生熱は空气中に放散されるので、回転数により冷却効果が異なります。回転数が高くなるほど熱放散率も大きくなり、許容連結仕事および許容制動仕事も大きくなります。

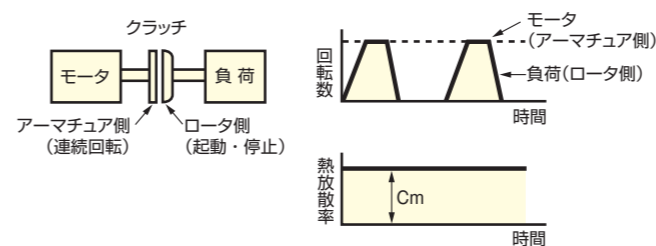
また、起動・停止を高頻度に繰り返す場合、回転中と停止時では熱放散が異なるため、1サイクル中の平均熱放散率を検討する必要があります。

● 平均熱放散率の考え方

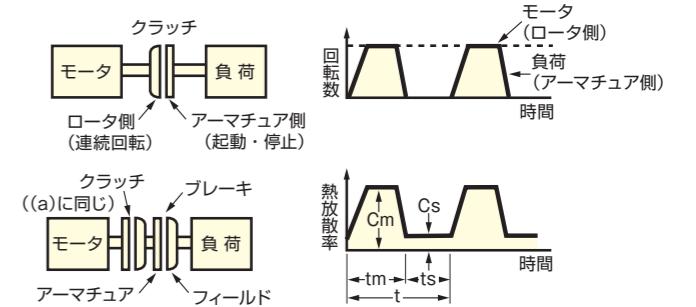
アーマチュアの回転時間率はクラッチ/ブレーキの取付方法により異なります。すなわち、アーマチュアの回転時間率に従い、次式によって1サイクル中の平均熱放散率を検討しこれをクラッチ/ブレーキの許容値とします。

$$Cd = \left( Cs \cdot \frac{ts}{t} \right) + \left( Cm \cdot \frac{tm}{t} \right) \quad [W] \dots \dots \dots (17)$$

(a) アーマチュアが連続回転の場合



(b) アーマチュアが断続回転の場合



⑤ 寿命(乾式電磁クラッチ/ブレーキの場合)

摩擦板の寿命までの着脱回数は、総仕事、連結仕事または制動仕事、および寿命係数によって次式で求められます。

$$L = \frac{E_T}{E_e \cdot k\ell} \text{ または } \frac{E_T}{E_n \cdot k\ell} \quad [\text{回}] \dots \dots \dots (18)$$

なお、寿命係数は1~2を用います。通常では1.5を使用し、過励磁使用による高頻度使用などの場合は2を用いてください。



## ■J(慣性モーメント)算出法

### 1 回転体のJ

回転体の質量を M (kg)、長さの単位を (m) とした場合の、回転体の慣性モーメント J(kg<sup>2</sup>m<sup>2</sup>)は次式で求められます。

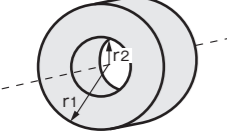
#### 回転軸が同筒の中心線と同じ場合

##### ●中実円筒体



$$J = M \times \frac{r^2}{2}$$

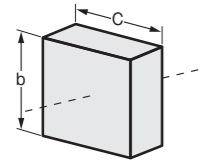
##### ●中空円筒体



$$J = M \times \frac{r_1^2 + r_2^2}{2}$$

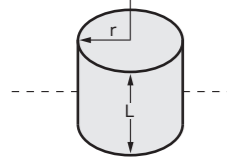
#### 回転軸が重心を通る場合

##### ●直方体



$$J = M \times \frac{b^2 + c^2}{12}$$

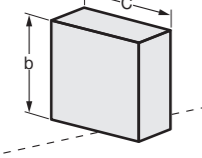
##### ●円筒体



$$J = M \times \frac{L^2 + 3r^2}{12}$$

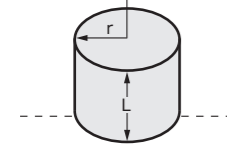
#### 回転軸が一端にある場合

##### ●直方体



$$J = M \times \frac{4b^2 + c^2}{12}$$

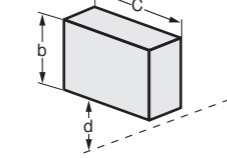
##### ●円筒体



$$J = M \times \frac{4L^2 + 3r^2}{12}$$

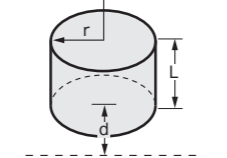
#### 回転軸が回転体の外にある場合

##### ●直方体



$$J = M \times \left\{ \frac{4b^2 + c^2}{12} + (bd + d^2) \right\}$$

##### ●円筒体



$$J = M \times \left\{ \frac{4L^2 + 3r^2}{12} + (Ld + d^2) \right\}$$

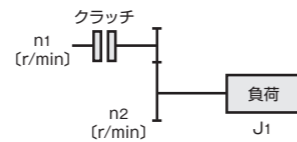
##### ●回転軸が回転体の外にある場合の一般式

$$J = J_1 + Md^2$$

ただし  
 $J_1$  = 回転軸に平行でかつ回転体の重心を通る軸を仮に回転軸とした場合の回転体の慣性モーメントJ  
 $d$  = 回転体の重心と回転軸との距離

## 2 各種機構のJ

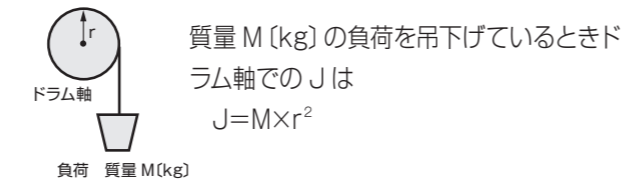
### 回転比のある場合



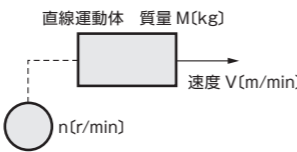
上図の負荷  $J_1$  をクラッチ軸へ換算すると、

$$J = \left( \frac{n_2}{n_1} \right)^2 \times J_1$$

### 巻上機構の場合



### 直線運動の場合



M (kg) の直線運動体が V (m/min) で運動しているとき n (r/min) の回転軸に換算した等価Jは

$$J = M \times \left( \frac{V}{2\pi n} \right)^2$$

## ■慣性モーメントJ早見表

本表に示す J (kgm<sup>2</sup>) の値は、厚さ10mm、直径Dmm、中実円筒体の鉄材(比重7.85)の場合の値です。例えば、φ392mmの中実円筒体のJは表中のタテ軸欄390と横軸欄2との交差

欄にある数値0.182 (kgm<sup>2</sup>) として簡単に求めることができます。なお、黄銅の場合は本表の値×1.14、アルミニウムの場合は本表の値×0.35で求めることができます。

直径 (mm)	J (kgm <sup>2</sup> )									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
10	0.00000077	0.00000113	0.00000160	0.00000220	0.00000296	0.00000390	0.00000505	0.00000644	0.00000809	0.00001000
20	0.0000123	0.0000150	0.0000181	0.0000216	0.0000256	0.0000301	0.0000352	0.0000410	0.0000474	0.0000545
30	0.0000624	0.0000712	0.0000808	0.0000914	0.0001030	0.0001157	0.0001294	0.0001444	0.0001607	0.0001783
40	0.0001973	0.0002178	0.0002398	0.0002635	0.0002889	0.0003160	0.0003451	0.0003761	0.0004091	0.0004443
50	0.0004817	0.0005214	0.0005635	0.0006081	0.0006553	0.0007052	0.0007579	0.0008135	0.0008721	0.0009339
60	0.0009988	0.001067	0.001139	0.001214	0.001293	0.001376	0.001462	0.001553	0.001648	0.001747
70	0.001850	0.001958	0.002071	0.002189	0.002311	0.002438	0.002571	0.002709	0.002853	0.003002
80	0.003157	0.003317	0.003484	0.003657	0.003837	0.004023	0.004216	0.004415	0.004622	0.004835
90	0.005056	0.005285	0.005521	0.005765	0.006017	0.006277	0.006546	0.006823	0.007108	0.007403
100	0.007707	0.008020	0.008342	0.008674	0.009016	0.009368	0.009730	0.01010	0.01048	0.01088
110	0.01128	0.01170	0.01213	0.01257	0.01302	0.01348	0.01395	0.01444	0.01494	0.01545
120	0.01598	0.01652	0.01707	0.01764	0.01822	0.01882	0.01942	0.02005	0.02069	0.02134
130	0.02201	0.02270	0.02340	0.02411	0.02485	0.02560	0.02636	0.02715	0.02795	0.02877
140	0.02961	0.03046	0.03133	0.03223	0.03314	0.03407	0.03502	0.03599	0.03698	0.03799
150	0.03902	0.04007	0.04114	0.04223	0.04335	0.04448	0.04564	0.04682	0.04803	0.04926
160	0.05051	0.05178	0.05308	0.05440	0.05575	0.05712	0.05852	0.05994	0.06139	0.06287
170	0.06437	0.06590	0.06745	0.06903	0.07064	0.07228	0.07395	0.07564	0.07737	0.07912
180	0.08090	0.08272	0.08456	0.08643	0.08834	0.09027	0.09224	0.09424	0.09627	0.09834
190	0.1004	0.1026	0.1047	0.1069	0.1092	0.1114	0.1137	0.1161	0.1184	0.1209
200	0.1233	0.1258	0.1283	0.1309	0.1335	0.1361	0.1388	0.1415	0.1443	0.1470
210	0.1499	0.1528	0.1557	0.1586	0.1616	0.1647	0.1678	0.1709	0.1741	0.1773
220	0.1805	0.1838	0.1872	0.1906	0.1940	0.1975	0.2011	0.2046	0.2083	0.2119
230	0.2157	0.2194	0.2233	0.2271	0.2311	0.2350	0.2391	0.2431	0.2473	0.2515
240	0.2557	0.2600	0.2643	0.2687	0.2732	0.2777	0.2822	0.2869	0.2915	0.2963
250	0.3010	0.3059	0.3108	0.3158	0.3208	0.3259	0.3310	0.3362	0.3415	0.3468
260	0.3522	0.3576	0.3631	0.3687	0.3744	0.3801	0.3858	0.3917	0.3976	0.4035
270	0.4096	0.4157	0.4218	0.4281	0.4344	0.4408	0.4472	0.4537	0.4603	0.4670
280	0.4737	0.4805	0.4874	0.4943	0.5014	0.5085	0.5156	0.5229	0.5302	0.5376
290	0.5451	0.5526	0.5603	0.5680	0.5758	0.5837	0.5916	0.5996	0.6078	0.6160
300	0.6242	0.6326	0.6411	0.6496	0.6582	0.6669	0.6757	0.6846	0.6935	0.7026
310	0.7117	0.7210	0.7303	0.7397	0.7492	0.7588	0.7685	0.7782	0.7881	0.7981
320	0.8081	0.8183	0.8285	0.8388	0.8493	0.8598	0.8704	0.8812	0.8920	0.9029
330	0.9140	0.9251	0.9363	0.9476	0.9591	0.9706	0.9823	0.9940	1.0059	1.0178
340	1.0299	1.0421	1.0543	1.0667	1.0792	1.0918	1.1045	1.1174	1.1303	1.1433
350	1.1565	1.1698	1.1832	1.1967	1.2103	1.2240	1.2379	1.2518	1.2659	1.2801
360	1.2944	1.3089	1.3234	1.3381	1.3529	1.3679	1.3829	1.3981	1.4134	1.4288
370	1.4444	1.4601	1.4759	1.4918	1.5079	1.5240	1.5404	1.5568	1.5734	1.5901
380	1.6070	1.6239	1.6411	1.6583	1.6757	1.6933	1.7109	1.7287	1.7466	1.7647
390	1.7829	1.8013	1.8198	1.8384	1.8572	1.8761	1.8952	1.9144	1.9338	1.9533
400	1.9729	1.9927	2.0127	2.0328	2.0530	2.0734	2.0940	2.1147	2.1356	2.1566
410	2.1777	2.1991	2.2205	2.2422	2.2640	2.2859	2.3080	2.3303	2.3528	2.3753
420	2.3981	2.4210	2.4441	2.4674	2.4908	2.5144	2.5381	2.5620	2.5861	2.6104
430	2.6348	2.6594	2.6841	2.7091	2.7342	2.7595	2.7849	2.8106	2.8364	2.8624
440	2.8886	2.9149	2.9414	2.9681	2.9950	3.0221	3.0494	3.0768	3.1044	3.1322
450	3.1602	3.1884	3.2168	3.2454	3.2741	3.3031	3.3322	3.3615	3.3910	3.4208
460	3.4507	3.4808	3.5111	3.5416	3.5723	3.6032	3.6342	3.6655	3.6970	3.7287
470	3.7606	3.7927	3.8251	3.8576	3.8903	3.9232	3.9564	3.9897	4.0233	4.0571
480	4.0911	4.1253	4.1597	4.1943	4.2291	4.2642	4.2995	4.3350	4.3707	4.4066
490	4.4428	4.4792	4.5158	4.5526	4.5896	4.6269	4.6644	4.7021	4.7401	4.7783
500	4.8167	4.8554	4.8942	4.9334	4.9727	5.0123	5.0521	5.0922	5.1325	5.1730

### ●Jを計算で求める方法

鉄の場合…………… $J = D^4 \times L \times 775$  (kgm<sup>2</sup>)

黄銅の場合…………… $J = D^4 \times L \times 880$  (kgm<sup>2</sup>)

アルミニウムの場合…………… $J = D^4 \times L \times 270$  (kgm<sup>2</sup>)

ただし、D:直径 (m) L:長さ (m)

# 計算例

このカタログに記載されている単位は、世界統一の単位系である“SI単位”に基づいて表示されています。

## (SI単位)

### 1 トルクの計算

#### (1) クラッチトルクの計算

原動機容量からクラッチの伝達すべきトルクを算定するには下式による。

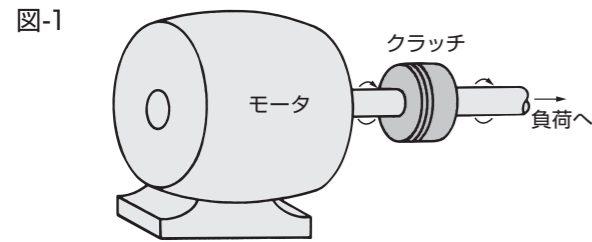
$$\left. \begin{aligned} T &= \frac{9550 \cdot P}{n} \quad (P: \text{kW}) \\ T &= \frac{7154 \cdot P'}{n} \quad (P': \text{HP}) \\ T &= \frac{7017 \cdot P''}{n} \quad (P'': \text{PS}) \end{aligned} \right\} \dots (1-1)$$

T : トルク [Nm]  
P : 原動機容量  
n : クラッチ軸回転数 [r/min]  
Tc : クラッチトルク [Nm]  
Tc ≥ Kt · T (ただし Ktは安全係数)

例<図-1>のようにモータに直結してクラッチにより負荷を駆動する場合、モータを0.75kW、4P、60Hz、Kt=2.5とするとクラッチ軸回転数=モータ定格回転数=1750r/minしたがって

$$T_c \geq \frac{9550 \times 0.75}{1750} \times 2.5 = 10.2 \text{ [Nm]}$$

クラッチは静摩擦トルク12NmをもつJCC-1.2形が必要。



#### (2) ブレーキトルクの計算

##### ① ブレーキ率からブレーキトルクを求める方法

一般に客先からモータ容量とブレーキ率を指定されてブレーキを選定することがあるが、この場合には次式による。ただしTc:ブレーキトルク [Nm]

$$T_c \geq \frac{9550 \cdot P}{n} \cdot K \quad (\text{ただし } K: \text{ブレーキ率}/100) \dots (1-2)$$

例モータ軸にブレーキを取付けて使用し、ブレーキ率を150%としたい。モータは2.2kW、4P、50Hzとする。

(モータ定格回転数=1450r/min)

$$T_c \geq \frac{9550 \times 2.2}{1450} \times \frac{150}{100} = 21.7 \text{ [Nm]}$$

したがってブレーキは静摩擦トルク25NmをもつJB-2.5形が適当である。(この場合ブレーキ率は170%となるが、

ブレーキトルクが過大で機械系の強度が問題となるような場合は、トルク調整抵抗器を使用してブレーキトルクを所望値に設定して使用する。)

##### ② 制動時間からブレーキトルクを求める方法

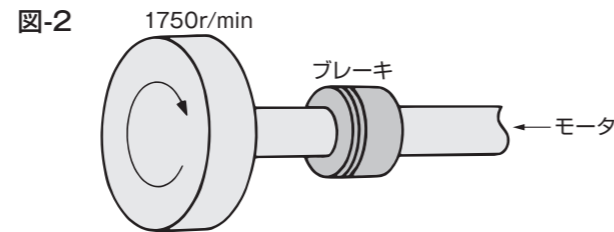
制動時間tb(S)よりトルクを求め、これを上回る動摩擦トルクTd [Nm]をもつブレーキを選ぶ。なおJ:慣性モーメント [kgm<sup>2</sup>]とし、

$$T_d \geq \frac{J \times n}{9.55 \times t_b} \text{ [Nm]} \dots (1-3)$$

例<図-2>のような機構で、J=0.5kgm<sup>2</sup> 回転数1750r/min時、制動時間を3秒以下にできるようなブレーキを選定する。

$$T_d \geq \frac{0.5 \times 1750}{9.55 \times 3} = 30.5 \text{ [Nm]}$$

したがって1750r/minにて動摩擦トルク35NmをもつJB-5形を選ぶ。なお、ブレーキの自己慣性モーメントJを加算の上再確認し、許容制動仕事は別途検討する必要がある。



#### (3) ツースクラッチにおけるトルクの算定 (i)

ツースクラッチをモータに直結使用し、静止連結した後モータにより負荷を起動する場合、負荷の慣性が小さく、また負荷トルクが小さくてほとんど慣性を加速するために必要な加速トルクのみでトルク容量が決まるような慣性負荷の場合には必ずしもモータの発生する最大トルクを伝達できるようなツースクラッチを選ぶ必要はない。

モータ側の慣性モーメントをJM、負荷側の慣性モーメントをJLとし、モータの発生最大トルクをTmaxとすると、ツースクラッチの伝達すべきトルクTNは

$$T_N = \left( \frac{J_L}{J_M + J_L} \right) \cdot T_{max} \text{ [Nm]} \dots (1-4)$$

例3.7kW、4P、60Hzのモータに直結してツースクラッチを静止連結使用するとき、ツースクラッチの伝達すべきトルクTNは次の通りである。ただしモータ側のJM=0.025kgm<sup>2</sup>、負荷側のJL=0.0225kgm<sup>2</sup>、Tℓ=0Nm、モータ停動トルク300%として

$$T_N \geq \left( \frac{3.7 \times 9550}{1750} \times 3.0 \right) \times \left( \frac{0.0225}{0.025 + 0.0225} \right) = 28.7 \text{ [Nm]}$$

#### (4) ツースクラッチのトルク容量の選定 (ii)

ツースクラッチの伝達トルクは、取付精度や機械の振動の有無により影響されるところが大きく、回転数が高くなるほど伝達トルクが下がる特性をもつため、使用回転数に応じてトルクの低減分を補償するような選定をする必要がある(詳しくはP.160参照)。必要伝達トルクをTNとする時

$$\text{トルク容量 } T_e = T_N \cdot K_t \left( \frac{100}{K_R} \right) \quad K_R: \text{トルク低減率 (1-5)}$$

例必要伝達トルクが50Nmで、回転数が400r/minの場合、P.160よりトルク低減率は60% (400r/minの時の伝達トルクは定格値の60%となる)であるので、見かけ上の伝達トルクTelは

$$T_e = 50 \times 2 \times (100/60) = 167 \text{ [Nm]}$$

したがってこれ以上のもの、つまりTO-20形が必要となる。

### 2 慣性モーメントJの計算

#### (1) 回転円柱体の慣性モーメントJ

フライホイールなどのような円柱形の回転体のJは次式により求める。

$$\text{(鉄製の場合)} \quad J = 775 \times D^4 \times L \text{ [kgm}^2] \dots (2-1)$$

$$\text{(黄銅製の場合)} \quad J = 880 \times D^4 \times L \text{ [kgm}^2] \dots (2-2)$$

$$\text{(アルミ製の場合)} \quad J = 270 \times D^4 \times L \text{ [kgm}^2] \dots (2-3)$$

但しD=直径(m)、L=長さ(m)

#### (2) 中空円筒回転体の慣性モーメントJ

スリーブなどの中空円筒回転体のJは次式により求める。

$$\text{(鉄製の場合)} \quad J = 775 \times (D^4 - d^4) \times L \text{ [kgm}^2] \dots (2-4)$$

$$\text{(黄銅製の場合)} \quad J = 880 \times (D^4 - d^4) \times L \text{ [kgm}^2] \dots (2-5)$$

$$\text{(アルミ製の場合)} \quad J = 270 \times (D^4 - d^4) \times L \text{ [kgm}^2] \dots (2-6)$$

但しD=外径(m)、d=内径(m)、L=長さ(m)

#### (3) 早見表による慣性モーメントJの求め方

本カタログに鉄製円柱体のJ早見表があるが、この表は厚み10mmの回転体のJを示してある。機械系の回転体は複雑な形状をしていても、いくつかの単純な円板状の部分の集まりに分解できるので、この早見表を利用して簡単にJを求めることができる。但しプーリ車のスポークやフライホイールのリブなど円柱体でないものは、個別に計算した上でそれらを加算しなければならない。

例<図-3>に示すようなフライホイールの慣性モーメントJを求める。

①外形500mm、幅76mmの中実円柱体のJ  
早見表外径500mmの値0.48167×(76/10)  
=3.6613 [kgm<sup>2</sup>]

②空洞部分のJは次のようにして求められる。

イ. 外径430mmの10mm幅当りのJは早見表より0.26348[kgm<sup>2</sup>]

ロ. 外径150mmの10mm幅当りのJは同様に0.003902[kgm<sup>2</sup>]

ハ. 空洞部分に相当する外径430mm、内径150mm、幅19mm×2=38mmの円筒体のJは

$$J = (0.26348 - 0.003902) \times (38/10) = 0.25958 \times 3.8 \times 0.9864 \text{ [kgm}^2]$$

③<図-3>の形状は①の値から②の値を差引いたものとして考えてよい。したがって

$$\text{フライホイールの } J = 3.6613 - 0.9864 = 2.6749 \text{ [kgm}^2] \text{ となる。}$$

#### (4) 等価換算慣性モーメントJの求め方

異なった回転数の各軸のJをクラッチ軸に換算した等価Jとして取扱うには次式による。

$$J_{eq} = J_1 \times \left( \frac{n_1}{n} \right)^2 + J_2 \times \left( \frac{n_2}{n} \right)^2 + \dots \text{ [kgm}^2] \dots (2-7)$$

但しJeq:クラッチ軸換算等価J、n1、n2...:各軸回転数、J1、J2:各軸におけるJ、n:クラッチ軸の回転数

例<図-4>に示すような回転系のJをクラッチ軸に換算する。

①各部のJはそれぞれ次の値とする。

$$\left. \begin{aligned} \text{軸①} &: 0.04218 \\ \text{ドラム} &: 0.75925 \\ \text{プーリア} &: 0.08435 \\ \text{軸②} &: 0.04218 \end{aligned} \right\} \text{合計: } 0.92796 \text{ [kgm}^2]$$

$$\text{軸③+プーリB+クラッチ} = 0.04218 \text{ [kgm}^2]$$

②クラッチ軸換算等価JとしてJを求める

$$J_{eq} = 0.92796 \times \left( \frac{600}{1800} \right)^2 + 0.04218 \times \left( \frac{1800}{1800} \right)^2 = 0.10310 + 0.04218 = 0.14528 \text{ [kgm}^2]$$

図-3

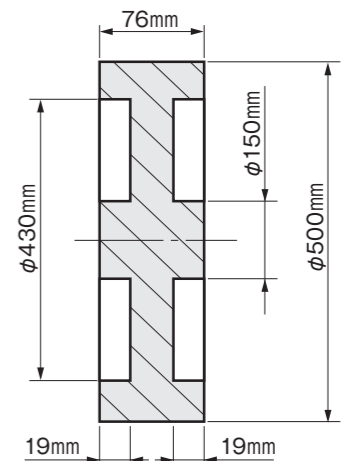
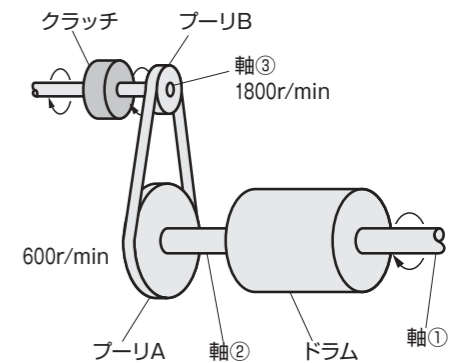


図-4





**(5)直線運動体の換算等価慣性モーメントJ**

①質量M[kg]、速度V[m/min]で運動する物体のクラッチ軸に換算した慣性モーメントJは次のようにして求める。

$$J'_{eq} = M \times \left( \frac{V}{2\pi n} \right)^2 \quad [\text{kgm}^2] \quad \dots\dots\dots (2-8)$$

②回転運動体と直線運動体の両方よりなる機械系のクラッチ軸における等価換算慣性モーメントJ<sub>T</sub>は次により求める。

$$J_T = J_{eq} + J'_{eq} \quad [\text{kgm}^2] \quad \dots\dots\dots (2-9)$$

例<図-5>に示すコンベヤ装置の機械系のクラッチ軸換算等価Jを求める。

㊦コンベヤ速度V=πDn=0.305×3.14×32=30.7[m/min]

㊧コンベヤ部質量(荷物を含む)の換算J

$$J = 34 \times \left( \frac{30.7}{2 \times \pi \times 160} \right)^2 = 34 \times 0.0009326 = 0.03171 \quad [\text{kgm}^2]$$

㊨コンベヤドラムおよびプーリアのクラッチ軸換算等価J

$$J = (0.2109 + 0.2109 + 0.1266) \times \left( \frac{32}{160} \right)^2 = 0.02194 \quad [\text{kgm}^2]$$

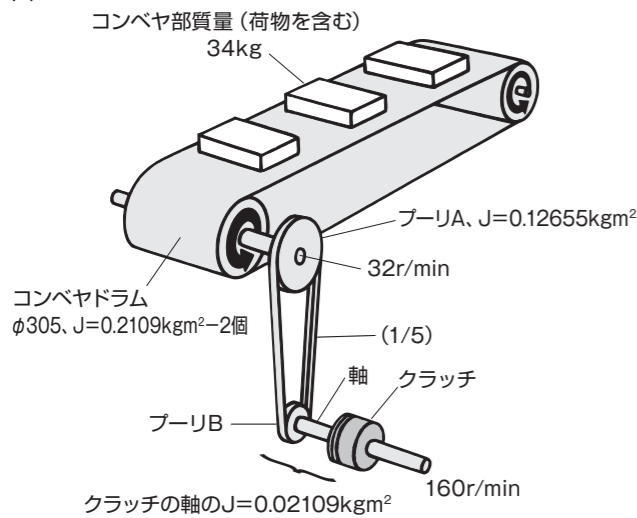
㊩プーリB、クラッチ軸およびクラッチ従動側J

$$J = 0.02109 \quad [\text{kgm}^2]$$

㊪クラッチにかかる全J

$$\text{全}J = 0.03171 + 0.02194 + 0.02109 = 0.07474 \quad [\text{kgm}^2]$$

図-5



③<図-3>に示すようなフライホイールの中のリブ中に、P.C.D290mm上に直径100mm中の貫通空洞が等分配置にて4個ある場合のフライホイールのJを求める。

回転軸の中心から離れたP.C.D=D<sub>m</sub>上にその中心をもつ直径D<sub>1</sub>(m)の円筒体があるとき、この部分の回転軸に関するJは、J<sub>0</sub>をこの小円板の中心軸に関するJとすると

$$J = J_0 + M_0 \left( \frac{D_m}{2} \right)^2 = \frac{1}{2} M_0 \left( \frac{D_1}{2} \right)^2 + M_0 \left( \frac{D_m}{2} \right)^2$$

$$= \frac{\pi}{4} \rho D_1^2 L \left\{ \left( \frac{D_1}{2} \right)^2 + 2 \left( \frac{D_m}{2} \right)^2 \right\} = \frac{\pi}{32} \rho D_1 L (D_1^2 + 2D_m^2) \quad \dots\dots(2-10)$$

ただし M<sub>0</sub> : 小円板の質量  
ρ : 単位体積の質量  
したがってリブの途中にある直径100mm、幅=76-19×2=38mmの部分のJ……J<sub>0</sub>および質量M<sub>0</sub>は  
J<sub>0</sub>=775×0.1<sup>4</sup>×0.038=0.002945 [kgm<sup>2</sup>]

M<sub>0</sub>= $\frac{\pi}{4}$ ×7.8×10.0<sup>2</sup>×3.8×10<sup>-3</sup>=2.327 [kg]  
したがってP.C.D=290mm上にあるこの部分の回転軸に関する……J<sub>1</sub>は

$$J_1 = J_0 + M_0 \left( \frac{D_m}{2} \right)^2 = 0.002945 + 2.327 \times \left( \frac{0.290}{2} \right)^2 = 0.05187 \quad [\text{kgm}^2]$$

したがってフライホイールの全体のJは先に(3)例で求めた値からJ<sub>1</sub>4個分を差引けばよい。すなわち

$$\text{全体の}J = 3.6613 - 0.9864 - 0.05187 \times 4 = 2.47 \quad [\text{kgm}^2]$$

なおボルトの頭などがある場合には同様にJを個別に算定し、母体のJ値にこれを加算すればよいことになる。

**③連結仕事、制動仕事の計算**

**(1)クラッチの連結仕事の計算**

$$E_e = \frac{J \times n^2}{182} \times \frac{T_d}{(T_d - T_l)} \quad [\text{J}] \quad \dots\dots\dots (3-1)$$

例<図-1>に示す機構で、JCC-1.2形を使用して負荷を連結する場合の着脱1回当りの連結仕事を求める。ただし、クラッチ換算等価J=0.025kgm<sup>2</sup>(クラッチ自己Jも含む)負荷トルクT<sub>l</sub>=1.5Nmとする。JC・JCC-1.2形の動摩擦トルクはT<sub>d</sub>=9.4Nm(at1750r/min)であるから

$$E_e = \frac{0.025 \times 1750^2}{182} \times \frac{9.4}{9.4 - 1.5} \approx 500 \quad [\text{J}]$$

**(2)ブレーキの制動仕事の計算**

$$E_e = \frac{J \times n^2}{182} \times \frac{T_d}{T_d + T_l} \quad [\text{J}] \quad \dots\dots\dots (3-2)$$

例<図-2>に示す機構で、JB-5形を使用して1分に1回の頻度で制動する場合の制動仕事率を求める。ただし負荷トルクは非常に小さく、無視できるものとする。JB-5形のアマチュア側J=2.22×10<sup>-3</sup>kgm<sup>2</sup>であるから

$$E_n = \frac{(0.5 + 2.22 \times 10^{-3}) \times 1750^2}{182} \times 1 \times \left[ \frac{1}{60} \right] \approx 141 \quad [\text{W}]$$

**④平均熱放散率の計算(乾式単板形クラッチ/ブレーキ)**

①1サイクル中に回転、停止を繰返す乾式単板形クラッチ/ブレーキでは、許容仕事率として1サイクル中の平均熱放散率を求めなければならない。平均熱放散率Cdは次式により求める。

$$C_d = \left( C_s \times \frac{t_s}{t} \right) + \left( C_m \times \frac{t_m}{t} \right) \quad [\text{W}] \quad \dots\dots\dots (4-1)$$

例<図-1>に示す機構で、1サイクル20秒でその内アマチュアの回転時間が5秒、停止時間が15秒の時、JCC-1.2形の平均熱放散率を求める。JCC-1.2形の熱放散能力はC<sub>s</sub>≒42W(at0r/min)、C<sub>m</sub>≒117W(at1750r/min)であるから

$$C_d = \left( 42 \times \frac{15}{20} \right) + \left( 117 \times \frac{5}{20} \right) = 31.5 + 29.3 \approx 61 \quad [\text{W}]$$

②乾式単板形クラッチ/ブレーキは、このように許容仕事率がアマチュアの回転時間率により大きく左右されるため、単に実際の仕事率と使用回転数における熱放散能力を比較しただけで、許容値以内であると断定できない。

例<図-2>に示す例でJB-5形を使用した場合、実際の仕事率は141Wであるが、1分に1回の頻度で使用する場合に1サイクル中の平均熱放散率を考慮すると、アマチュアの回転時間率は次のようになる。

㊦0r/minに於けるJB-5形の熱放散能力はC<sub>s</sub>≒116W  
1750r/minに於ける同ブレーキの熱放散能力はC<sub>m</sub>≒320W  
平均熱放散能力Cdはt=60[s]より

$$C_d = 116 \times \frac{60 - t_m}{60} + 320 \times \frac{t_m}{60} \geq 141 \quad [\text{W}]$$

上式を満足する1サイクル中のアマチュアの回転時間はt<sub>m</sub>=7.4≒8s以上が必要であることになる。

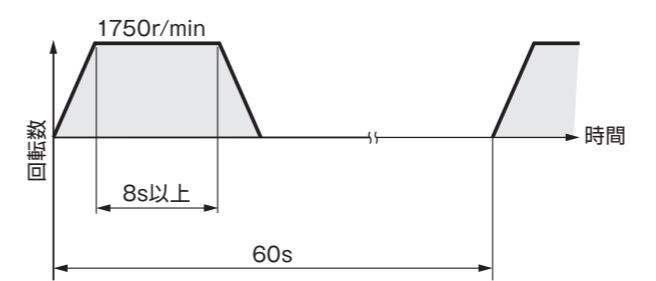
㊧上記の計算式かわりに下記式を用いてもよい。

$$\text{アマチュア回転時間率} A = \frac{t_m}{t}, \quad t_s + t_m = t$$

$$A = \frac{C_d - C_s}{C_m - C_s} = \frac{141 - 116}{320 - 116} = 0.123 \quad \dots\dots\dots (4-2)$$

したがって、1サイクル中のアマチュアの回転時間はt<sub>m</sub>=0.123×60=7.4≒8(s)以上が必要であることになる。  
㊨以上より、このブレーキの回転、停止は<図-6>のようにする必要がある。

図-6



③アマチュアが連続回転するような使用法、すなわちアマチュアをモータ側、ロータを負荷側になるように乾式単板形クラッチを取付けて、モータを連続回転させ、クラッチをオン・オフして負荷を間欠的に駆動する場合にはアマチュア回転時間率は1.0となるので、平均熱放散率Cdは次のようになる。すなわち

$$C_d = C_m \quad [\text{W}] \quad \dots\dots\dots (4-3)$$

例7.5kW、4P、60Hzのモータに直結してクラッチを使用し、毎分10回の頻度で負荷を間欠駆動する時の許容負荷慣性モーメントJを求める。ただし負荷トルクは10Nmとして、アマチュア側を駆動側に取付けるものとする。

簡易選定表(P.45参照)よりセルキャブクラッチJC-10形を使用することとすれば、特性(P.46参照)によりJC-10形の1750r/minにおける動摩擦トルクは63Nm、1750r/minにおける熱放散能力は522Wにつき、

$$\text{許容}J \leq \frac{182 \times 522 \times 60}{10 \times 1750^2} \times \frac{63 - 10}{63} \approx 0.157 \quad [\text{kgm}^2]$$

$$\text{許容負荷}J \leq 0.157 - \text{クラッチロータ側}J_{0.012} = 0.145 \quad [\text{kgm}^2]$$

**⑤動作時間の計算**

クラッチ/ブレーキによる負荷の連結・制動時間は、起動時の動作特性を考慮した場合、次のように求める。

**(1)動作の判別**

●クラッチで負荷を連結する場合の判別式

$$D = \frac{J \times n_i}{4.78} - \frac{t_p - t_a}{T_d} (T_d - T_l)^2 \quad \dots\dots\dots (5-1)$$

●ブレーキで負荷を制動する場合の判別式

$$D = \frac{J \times n_i}{4.78} - (T_d + 2T_l)(t_p - t_a) \quad \dots\dots\dots (5-2)$$

●動作の判別

D<0トルク立上り時間以前で連結または制動完了

D>0トルク立上り時間以後で連結または制動完了

(D=0トルク立上り時間で連結または制動完了)

ただし、

T<sub>d</sub>:クラッチ/ブレーキの動摩擦トルク[Nm]

T<sub>l</sub>:機械の負荷トルク[Nm]、t<sub>a</sub>:アマチュア吸引時間[S]

t<sub>p</sub>:トルク立上り時間[S]、n<sub>i</sub>:クラッチ/ブレーキにおける

相対回転数[r/min]

**(2)実連結時間および実制動時間**

●実連結時間:t<sub>ae</sub>[S]

$$t_{ae} = \sqrt{\frac{J \cdot n_i}{9.55} \times \frac{2(t_p - t_a)}{T_d}} + \frac{T_l}{T_d} \times (t_p - t_a) \quad [\text{S}] \quad \dots\dots (5-3)$$

$$t_{ae} = \frac{1}{T_d - T_l} \times \left\{ \frac{J \times n_i}{9.55} + \frac{(t_p - t_a)}{2T_d} \times (T_d^2 - T_l^2) \right\} \quad [\text{S}] \quad \dots\dots (5-4)$$

●実制動時間:t<sub>ab</sub>[S]

$$t_{ab} = \frac{t_p - t_a}{T_d} \times \left\{ \sqrt{T_l^2 + \frac{J \times n_i \times 2T_d}{9.55 \times (t_p - t_a)}} - T_l \right\} \quad [\text{S}] \quad \dots\dots (5-5)$$

$$t_{ab} = \frac{1}{T_d + T_l} \times \left\{ \frac{J \times n_i}{9.55} + \frac{T_d}{2} \times (t_p - t_a) \right\} \quad [\text{S}] \quad \dots\dots (5-6)$$

**(3) 連結時間および制動時間**

●クラッチによる連結時間: te

$$te = ta + tae \quad (S) \dots\dots\dots (5-7)$$

●ブレーキによる制動時間: tb

$$tb = ta + tab \quad (S) \dots\dots\dots (5-8)$$

例 <図-1> に示す機構で、JCC-1.2形を使用して負荷を連結する場合の連結時間を求める。ただし、クラッチ軸換算等価 J=0.025kgm<sup>2</sup>(クラッチ自己Jも含む)、負荷トルク Tℓ=1.5Nmとする。特性 (P.46参照) よりJCC-1.2の動摩擦トルクは Td=9.4Nm (at1750r/min)、アーマチュア吸引時間は ta=0.035S、トルク立上り時間は tp=0.070Sである。

$$\text{判別式 } D = \frac{0.025 \times 1750}{4.78} - \frac{0.07 - 0.035}{9.4} \times (9.4 - 1.5)^2 = 8.9 > 0$$

したがってトルク立上り時間以後で連結完了するので (5-4) 式により実連結時間は、

$$tae = \frac{1}{9.4 - 1.5} \times \left\{ \frac{0.025 \times 1750}{9.55} + \frac{(0.07 - 0.035)}{2 \times 9.4} \times (9.4^2 - 1.5^2) \right\} \approx 0.600 (S)$$

以上より本クラッチの連結時間は

$$te = 0.035 + 0.600 \approx 0.64 (S)$$

例 <図-2> に示す機構で、JB-5形を使用して負荷を制動する場合の制動時間を求める。ただし、負荷トルクは非常に小さく無視できるものとする (Tℓ=0)。特性 (P.46参照) よりJB-5形の動摩擦トルクは、Td=35Nm (at1750r/min) アーマチュア吸引時間は tp=0.065S、トルク立上り時間は tp=0.13S、アーマチュア側慣性モーメント J=2.22×10<sup>-3</sup>kgm<sup>2</sup>である。

$$\text{判別式 } D = \frac{(0.5 + 2.22 \times 10^{-3}) \times 1750}{4.78} - 35 \times (0.13 - 0.065) = 181.6 > 0$$

したがってトルク立上り時間以後で制動完了するので (5-6) 式より実制動時間は

$$tab = \frac{1}{35} \times \left\{ \frac{(0.5 + 2.22 \times 10^{-3}) \times 1750}{9.55} + \frac{35}{2} (0.13 - 0.065) \right\} \approx 2.662 (S)$$

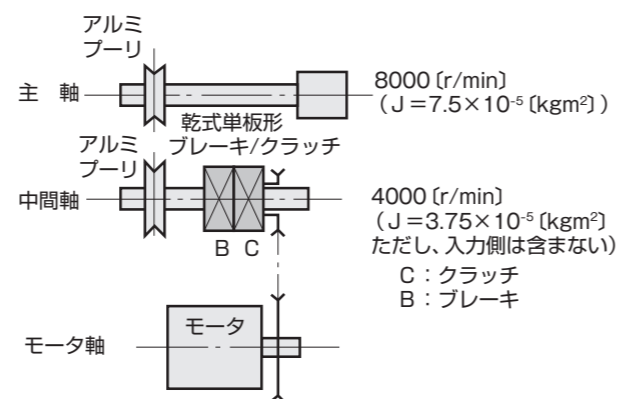
以上より本ブレーキの制動時間は

$$tb = 0.065 + 2.662 \approx 2.73 (S)$$

**6 寿命の計算**

<図-7> に示すような小形棒材加工用自動盤の主軸駆動機構に電磁クラッチ/ブレーキを取付けて駆動する場合の寿命について検討する。

図-7



使用頻度は毎分12回の起動・停止を行う。この場合1日8時間稼働で、1ヵ月25日としても年間170万回以上の連結回数となるため、摩擦板の交換期間を少なくとも1ヵ年とするためには、適切なクラッチの呼び番号を選定する必要がある。すなわち、いたずらに製品のインシヤルコストのみを問題として、小さなサイズのものを使用することは避け、かといって大きなサイズのものを選べばよいという安易な考え方は避けるべきである。負荷のJの大きさ、クラッチ/ブレーキの自己Jの大きさ、クラッチ/ブレーキのもつ許容総仕事の兼ね合いによって、最も適切なクラッチ/ブレーキを決めるべきであり、本機構にはセルキャブ形が使用されることになった。この種の駆動に使用できるセルキャブ形はクラッチ/ブレーキ軸回転数4000r/minより次のものが考えられる。

- ①クラッチ JC-0.6 ブレーキ JB-0.6
- ②クラッチ JC-1.2 ブレーキ JB-1.2
- ③クラッチ JC-2.5 ブレーキ JB-2.5
- ④クラッチ JC-5 ブレーキ JB-5

これらのクラッチ/ブレーキの自己Jは次のようである。

使用クラッチ/ブレーキの区別	Jcクラッチロータ側 [kgm <sup>2</sup> ]	Jbブレーキ [kgm <sup>2</sup> ]	Jcb合計 [kgm <sup>2</sup> ]
①	1.03×10 <sup>-4</sup>	1.01×10 <sup>-4</sup>	2.04×10 <sup>-4</sup>
②	3.03×10 <sup>-4</sup>	2.90×10 <sup>-4</sup>	5.93×10 <sup>-4</sup>
③	9.45×10 <sup>-4</sup>	8.95×10 <sup>-4</sup>	18.4×10 <sup>-4</sup>
④	22.1×10 <sup>-4</sup>	22.2×10 <sup>-4</sup>	44.3×10 <sup>-4</sup>

クラッチ/ブレーキにかかる負荷側の慣性モーメントJは、クラッチ/ブレーキの自己Jと負荷側のJのクラッチ軸への換算値の和であり、これらをまとめると次のようになる。

SI単位

軸の区別	構成	J [kgm <sup>2</sup> ]	回転数n [r/min]	換算比 i (ni/nc) <sup>2</sup> = i <sup>2</sup>	換算J [kgm <sup>2</sup> ]	合計
主 軸	主軸およびプーリ	0.75×10 <sup>-4</sup>	ni=8000	2.00 <sup>2</sup>	3.0×10 <sup>-4</sup>	3.38×10 <sup>-4</sup> kgm <sup>2</sup>
中間軸	中間軸およびプーリ	0.38×10 <sup>-4</sup>	ni=4000	1.00 <sup>2</sup>	0.38×10 <sup>-4</sup>	
	クラッチ/ブレーキ	前ページによるJCB	nc=4000	1.00	—	—

$$\text{㊦ 換算 } J = \sum J \times i^2$$

$$i = (ni/nc)$$

nc : クラッチ軸の回転数 [r/min]

ni : それぞれの軸の回転数 [r/min]

したがって、それぞれの場合のクラッチ/ブレーキにかかる等価Jと、それぞれの場合の連結仕事、制動仕事を計算しとりまとめると次のようになる。

SI単位

使用クラッチ/ブレーキの区別	負荷J [kgm <sup>2</sup> ]	クラッチ/ブレーキの自己J [kgm <sup>2</sup> ]	合計J [kgm <sup>2</sup> ]	1回当りの連結仕事 [J]	1回当りの制動仕事 [J]
①	3.38×10 <sup>-4</sup>	2.04×10 <sup>-4</sup>	5.42×10 <sup>-4</sup>	47.65	47.65
②	3.38×10 <sup>-4</sup>	5.93×10 <sup>-4</sup>	9.31×10 <sup>-4</sup>	81.85	81.85
③	3.38×10 <sup>-4</sup>	18.40×10 <sup>-4</sup>	21.78×10 <sup>-4</sup>	191.47	191.47
④	3.38×10 <sup>-4</sup>	44.30×10 <sup>-4</sup>	47.68×10 <sup>-4</sup>	419.16	419.16

㊦ただしTℓ=0とする。

クラッチ/ブレーキの摩擦板の寿命までの着脱回数(L)は総仕事(Eτ)、連結仕事(Ee)、制動仕事(En)および寿命係数(kℓ)により次の式で計算される。

$$L = \frac{E\tau}{Ee \times k\ell} \text{ または } L = \frac{E\tau}{En \times k\ell} \quad (\text{回}) \dots\dots\dots (6-1)$$

**7 総仕事と寿命回数**

各クラッチ/ブレーキの総仕事は次のようになる。(単位: J)

- ①クラッチJC-0.6 : 1.3×10<sup>8</sup>
- ブレーキJB-0.6 : 1.3×10<sup>8</sup>
- ②クラッチJC-1.2 : 2.3×10<sup>8</sup>
- ブレーキJB-1.2 : 2.3×10<sup>8</sup>
- ③クラッチJC-2.5 : 4.5×10<sup>8</sup>
- ブレーキJB-2.5 : 4.5×10<sup>8</sup>
- ④クラッチJC-5 : 8.0×10<sup>8</sup>
- ブレーキJB-5 : 8.0×10<sup>8</sup>

寿命係数kℓは1.0~2.0であるが、この場合一応kℓ=約1.5とすれば、それぞれの場合、寿命回数は右記の通りとなる。

- ①クラッチJC-0.6 : 約180万回
- ブレーキJB-0.6 : 約180万回
- ②クラッチJC-1.2 : 約185万回
- ブレーキJB-1.2 : 約185万回
- ③クラッチJC-2.5 : 約155万回
- ブレーキJB-2.5 : 約155万回
- ④クラッチJC-5 : 約125万回
- ブレーキJB-5 : 約125万回

よって、年間170万回以上の連結回数のため1.2形を使用するのが適当である。