

# プレス用大容量誘導電動機

## Large-Capacity Induction Motor for Press Molding

篠田 和 男\*  
Kazuo Shinoda

### 内 容 梗 概

自動車業界のめざましい発展に伴い大形プレスの需要が伸びてきている。電動機選定に一考を要するメカニカルプレス用高スリップ形誘導電動機の容量ならびにトルク特性の決定方法の一案を述べるとともに、大容量高スリップかご形誘導電動機として開発した独特の構造、特長を紹介する。

### 1. 緒 言

自動車業界のめざましい発展に伴いメカニカルプレス用大容量高スリップ誘導電動機の需要が著しく伸びてきた。従来小容量のものにはかご形、大容量のものには巻線形を使用していたが、大形プレスの普及とともに大容量のものにもかご形を使用する状態にある。そこで大容量高スリップかご形誘導電動機を中心にメカニカルプレス用電動機について述べる。

### 2. プレスの種類と電動機の設定

プレスは大別してはずみ車を利用するメカニカルプレスと油圧、水圧を利用する液圧プレスの二種類に分けることができる。そしてはずみ車が付いたり、油圧、水圧を利用したりするので電動機の設定には一考を要する。

油圧、水圧プレスでは油圧ポンプあるいは水圧ポンプを使用してプレス圧力を得ているので、電動機の回転速度は一定であり一般用電動機と特に変わるところがない。しかしはずみ車を使用するプレスでは、はずみ車のエネルギーを有効に利用するために適当な回転速度の変動を与える必要がある。毎分のプレス作業回数とはずみ車の速度変動率との間にはだいたい一定の関係があり、第1表に示すとおりである。

はずみ車の  $GD^2$  (はずみ車効果) が常速回転数  $N_1$  rpm から  $N_2$  rpm に減速したときのはずみ車の放出エネルギー  $\Delta E$  は次式で示される。

$$\begin{aligned} \Delta E &= \frac{1}{2} \frac{GD^2}{4g} \left( \frac{2\pi}{60} \right)^2 (N_1^2 - N_2^2) \\ &= \frac{GD^2}{7,160} (N_1^2 - N_2^2) \quad (\text{kg-m}) \dots\dots\dots (1) \end{aligned}$$

ここに  $GD^2$ : はずみ車等価  $GD^2$  (kg-m<sup>2</sup>)

$N_1$ : はずみ車の常速回転数 (rpm)

$N_2$ : work down したときのはずみ車の回転数 (rpm)

はずみ車がこのように速度変動するのでこの変動に支障のない電動機が必要とされるが、一般の誘導電動機はほぼ一定速度にて回転する特長があり負荷変動があっても速度変動は少ない。無理に速度変動を与えると電流が急激に増加する。

第1,2図の点線が一般の誘導電動機のトルクスリップカーブならびに電流—スリップカーブである。

この電流の急増をなくすためにはかご形の場合ならば回転子バーに高抵抗の材質を使用すればよく、巻線形ならばスリップリングを介して外部抵抗を常時そう入して置けばよい。このように高スリップ特性にした場合の誘導電動機の理想的なカーブを示せば第1,2図の実線のとおりである。

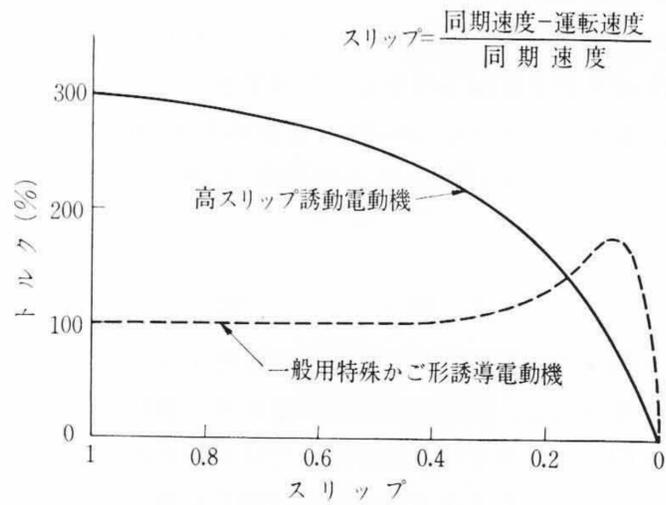
誘導電動機の場合に出力  $P$  とスリップ  $S$  との間には次の関係がある。

\* 日立製作所日立工場

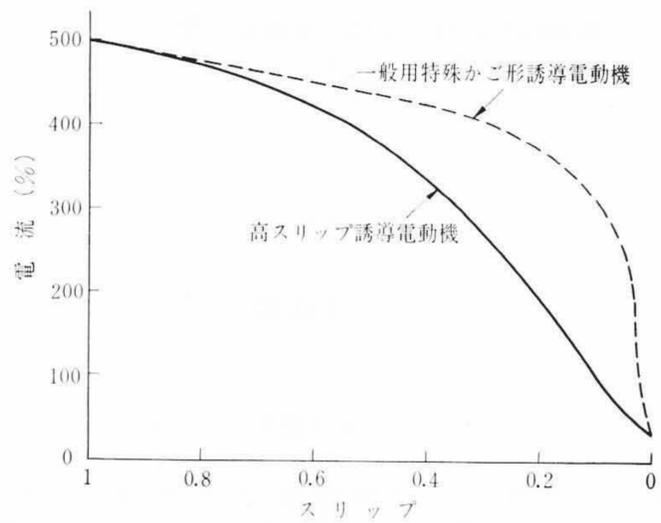
第1表 プレス作業数とはずみ車の速度変動率の関係  
丸善「プレス便覧」による

S. P. M	速度変動率	S. P. M	速度変動率
200 以上	5~7	30~20	12~16
200~100	7~9	20~10	13~20
100~50	8~11	10 以下	18~25
50~30	10~13		

S. P. M: Strokes Per Minute



第1図 トルク・スリップカーブ



第2図 電流—スリップカーブ

$$S = \frac{P'}{P+P'} \dots\dots\dots (2)$$

ここに  $P'$ : 回転子損失

$S$  が小さい範囲では

$$S \doteq \frac{P'}{P} \dots\dots\dots (3)$$

したがって同一出力の電動機についてスリップ2%のものとスリップ10%のものとで回転子損失を比較すれば、スリップ10%の電動機のほうが約5倍多い。このように回転子損失が大きくなるので、

従来は小容量のものには特殊かご形、大容量のものには巻線形に外部抵抗を接続し回転子損失を外部抵抗で消費させる方式を採用して来た。

### 3. 電動機容量の決定

#### 3.1 概略計算

概略の電動機の容量は次式により与えられる。

$$P_r = W \cdot N / 4,500 \cdot \frac{1}{\eta} \quad (\text{HP}) \dots\dots\dots (4)$$

または

$$P_r = W \cdot N / 6,000 \cdot \frac{1}{\eta} \quad (\text{kW}) \dots\dots\dots (5)$$

ここに  $W$ : 1回の作業が必要とする仕事量 (kg-m)  
 $N$ : 1分間の作業回数, 連続作業のときは S. P. M (Strokes Per Minute) と同じ。  
 $\eta$ : プレスの機械効率 0.5~0.75

ただし上式は概算であるから次項に述べるような正式計算にて修正を行なう必要があり, また作業ひん度が非常に少なく1回の作業が必要とする仕事量の大きい深絞りプレスにおいては加速トルクが不足する場合があるので, 少なくとも20秒以内に起動完了するような電動機容量を選択する必要がある。

なお一般には(5)式における  $W$  から(1)式の  $\Delta E$  を決定するわけであるが, 誘導電動機においては, はずみ車を  $N_2$  rpm より  $N_1$  rpm に加速するとき回転子に発生する熱損失が, 摩擦損失を無視すれば(1)式の  $\Delta E$  と全く等しい。すなわちはずみ車を加速するときの回転子損失は回転子抵抗  $R_2$  の値に無関係である。しかし抵抗  $R_1$  を有する固定子コイルの発生損失は

$$\frac{R_1}{R_2} \Delta E = \frac{GD^2}{7,160} \cdot \frac{R_1}{R_2} (N_1^2 - N_2^2) \quad (\text{kg-m}) \dots\dots\dots (6)$$

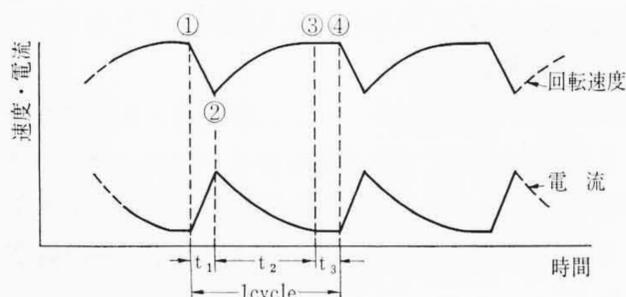
となり, 固定子コイルの抵抗  $R_1$  を小とし回転子導体の抵抗  $R_2$  を極力大とすることが発生損失を減少させることになり有利である。

またプレス時の電動機速度変動に伴いピーク電流が流れて電動機に損失を発生するが, このピーク電流を減少させるためにも回転子導体の抵抗  $R_2$  を大とし高スリップ特性にすべきである。

以上の理由によって概略の電動機容量は(5)式に示されるが, トルクスリップカーブの相異により大幅に修正を要する場合が多い。一般にはプレス時の電動機速度変動率  $(N_1 - N_2) / N_1 \times 100$  より大きいスリップの点に最大トルクが来るようなトルクスリップカーブを有する電動機を使用すればよいとされているが, 次にこれらを考慮に入れて比較的厳密に電動機容量を計算した具体例を示す。

#### 3.2 正式計算

一般のプレス duty は第3図のように示される。なおクラッチ入切に伴う速度変動が若干認められることもあるが小さいので無視している。また①-②区間はプレスの種類によって必ずしも直線には示されないが容量算定にはそれほど影響を与えないので, 以後の計算に便宜なように直線にて近似した。



第3図 プレスの DUTY

無負荷空転区間の電動機のスリップを  $S_1$  としはずみ車のプレス時の slow down を  $S_d$  とすれば, 電動機の最大スリップ  $S_2$  は

$$S_d = \frac{S_2 - S_1}{1 - S_1} \dots\dots\dots (7)$$

$$\therefore S_2 = S_1 + (1 + S_1) S_d \dots\dots\dots (8)$$

電動機のトルクスリップカーブは定常運転中の速度変動範囲 ( $S_1 - S_2$ ) においては直線にて近似され,

$$T = KS \quad (\text{kg-m}) \dots\dots\dots (9)$$

ここに  $K$ : 比例定数  $= \frac{974 P}{N_0 S_0 (1 - S_0)}$   
 $P$ : 電動機定格出力 (kW)  
 $N_0$ : 同期回転速度 (rpm)  
 $S_0$ : 定格出力時のスリップ

となる。はずみ車を加速する②-③区間の時間  $t_2$  は次のようにして求められる。

$$T = \frac{GD^2}{375} \frac{dN}{dt} \quad (\text{kg-m}) \dots\dots\dots (10)$$

ここに  $T$ : 電動機軸における加速トルク (kg-m)  
 $GD^2$ : はずみ車ならびに往復動部分の電動機軸換算  $GD^2$  と電動機  $GD^2$  の総和 (kg-m<sup>2</sup>)  
 $N$ : 電動機回転速度  $= N_0(1 - S)$  (rpm)  
 $S$ : 電動機スリップ  $= (N_0 - N) / N_0$

したがって(9)式と(10)式より  $t_2$  は

$$\begin{aligned} t_2 &= - \frac{GD^2}{375} \frac{N_0}{K} \int_{S_1}^{S_2} \frac{1}{S} dS \\ &= \frac{GD^2}{375} \frac{N_0}{K} \log_e \frac{S_2}{S_1} \\ &= \frac{6.3 GD^2 N_0^2 S_0 (1 - S_0)}{P} \log_{10} \frac{S_2}{S_1} \times 10^{-6} \quad (\text{s}) \dots\dots\dots (11) \end{aligned}$$

このようにして第3図のプレス duty は得られるわけであるが, 本図のように電流が変動するときの電動機の容量を決定するには二乗平均法を用いる。任意の時点の微小区間  $\Delta t$  の負荷率を  $p$  とすれば平均の負荷率  $RMS$  は,

$$RMS = \sqrt{\frac{\sum p^2 \Delta t}{\sum \Delta t}} \times 100 \quad (\%) \dots\dots\dots (12)$$

で示される。第3図の場合の  $RMS$  は次のようにして求められる。

(1) ①-②区間の(12)式の分子A

(9)式が成立する範囲においては

$$p = \frac{S}{S_0} \dots\dots\dots (13)$$

となるから負荷率-スリップカーブは直線で示されるので,

$$\begin{aligned} A &= \int_{\text{①-②}} p^2 dt \\ &= \frac{1}{3} t_1 \left( \frac{1}{S_0} \right)^2 (S_2^2 + S_2 S_1 + S_1^2) \quad (\text{s}) \dots\dots\dots (14) \end{aligned}$$

(2) ②-③区間の(12)式の分子B

$$\begin{aligned} B &= \int_{\text{②-③}} p^2 dt \\ &= \int_{\text{②-③}} \left( \frac{S}{S_0} \right)^2 dt \\ &= 1.37 \frac{GD^2 N_0^2 (1 - S_0) (S_2^2 - S_1^2)}{(P S_0)} \times 10^{-6} \quad (\text{s}) \dots\dots\dots (15) \end{aligned}$$

ここに  $P$ : 電動機定格出力 (kW)

(3) ③-④区間の(12)式の分子C

$$C = \int_{\text{③-④}} p^2 dt$$

第2表 定格出力時のスリップを変えた場合の負荷率計算表

項目	定格出力時スリップ0.05の場合	定格出力時スリップ0.1の場合
電動機同期速度	1,000 rpm	1,000 rpm
無負荷空転区間スリップ	0.025	0.05
プレス時最大スリップ(8)式	0.22	0.24
電動機 GD <sup>2</sup>	35 kg-m <sup>2</sup>	35 kg-m <sup>2</sup>
電動機軸換算の全 GD <sup>2</sup>	7,350 × (298/975) <sup>2</sup> + 35 = 723 kg-m <sup>2</sup>	7,350 × (298/950) <sup>2</sup> + 35 = 761 kg-m <sup>2</sup>
t <sub>1</sub> (クランク角90°分)	60/12 × 90/360 = 1.25 s	1.25 s
t <sub>2</sub> (11)式	2.05 s	2.94 s
t <sub>3</sub>	60/8 - (1.25 + 2.05) = 4.2 s	60/8 - (1.25 + 2.94) = 3.31 s
A (14)式	13.6 s	3.0 s
B (15)式	9.0 s	5.16 s
C (16)式	1.05 s	0.83 s
RMS (17)式	177%	109%

$$= t_3 \left( \frac{S_1}{S_0} \right)^2 \text{ (s)} \dots \dots \dots (16)$$

したがって平均の負荷率は

$$RMS = \sqrt{\frac{A+B+C}{t_1+t_2+t_3}} \times 100 \text{ (%) } \dots \dots \dots (17)$$

にて求められる。

3.3 計算例

以上の式を用いて一例として 600/400 TON ダブルアクションクランクレスプレスの誘導電動機の容量を計算してみることにする。計算に必要なプレスの仕様は下記のとおりである。

- ストローク数 12 S. P. M
- 作業ストローク数 8 S. P. M
- フライホイール軸等価 GD<sup>2</sup> 7,350 kg-m<sup>2</sup>
- フライホイール回転速度 298 rpm
- フライホイール速度変動率 20%

1回のストロークの仕事量は(1)式より 3.29 × 10<sup>4</sup> kg-m と得られるから、既略の電動機容量は(5)式より

$$P_r = 3.29 \times 10^4 \times 8 \times \frac{1}{6,000} \times \frac{1}{0.5} = 88 \text{ (kW)} \dots \dots \dots (18)$$

となる。ただしプレスの効率を 0.5 と仮定した。

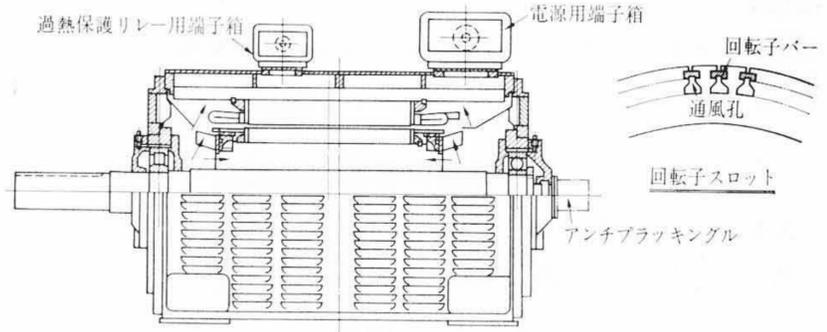
次に 3.2 にて述べた正式計算を用いて電動機の定格出力時のスリップ S<sub>0</sub> を 0.05 および 0.1 とした 2 種の場合について検討すれば第 2 表のとおりである。なお電動機の定格出力は(18)式より推定して 100 kW と仮定し計算を進めた。

第 2 表の結果から定格出力時のスリップ S<sub>0</sub> の採り方によって電動機の負荷率が著しく異なることがわかる。すなわち定格出力時スリップ 0.05 のときは負荷率が 175% となり実に 75% の過負荷となるが、定格出力時スリップを 0.1 とすれば負荷率は 109% に急減し、プレスが連続して定格一杯にて使用される場合がほとんどない点から考えて満足すべき結果であると考えられる。

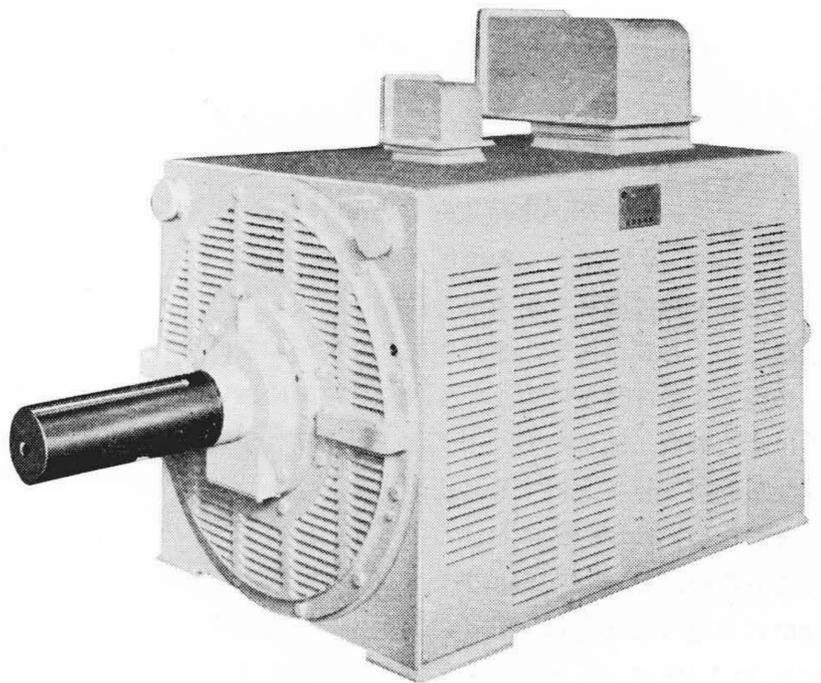
この計算から t<sub>3</sub> が 0 となるまで電動機の定格出力時のスリップを増せば電動機容量は最小となり有利であるが、第 2 章にも触れたように定格出力時のスリップをいたずらに増すことは電動機の重量が増し高価となる反面容量の減少にはあまり寄与しなくなるので、だいたいフライホイールの速度変動率の 50% 程度以下を電動機の定格出力時のスリップに採用するのが経済的と考えられる。

4. 大容量高スリップかご形三相誘導電動機

高スリップ誘導電動機はメカニカルプレスに好適ではあるが、大容量になるとかご形の場合には回転子バーに高い抵抗値を持たさね

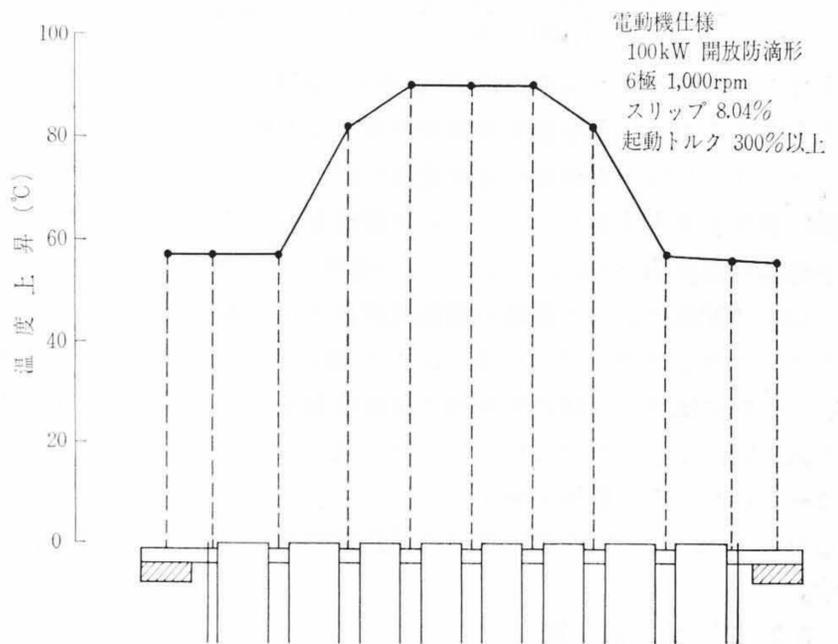


第4図 プレス用高スリップかご形三相誘導電動機構造図



110/80 kW EFOU-KK (開放防滴形) 618 極

第5図 プレス用高スリップかご形三相誘導電動機

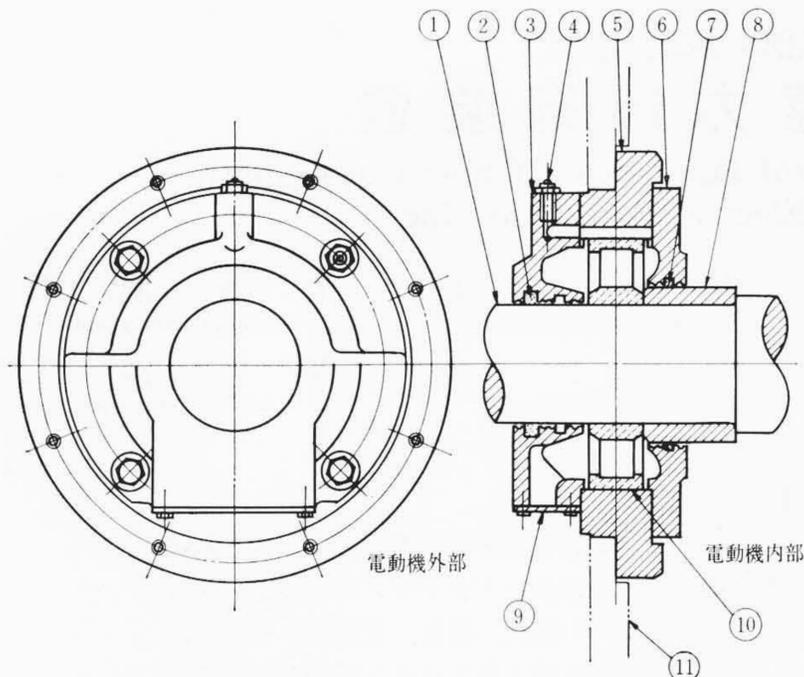


第6図 高スリップかご形三相誘導電動機の回転子バーの温度上昇

ばならないので一般品より大きい熱損失を生じその冷却に特殊な考慮を払う必要がある。日立製作所では第 4 図に示すような構造を採用して 200 kW 級まで空冷式のかご形電動機の製作を可能とし多数の実績を収めている。その外観は第 5 図に示すとおりである。

4.1 直接冷却構造の採用

第 4 図に示すように回転子バーを凹形構造とし通風孔を造り、かつ鉄心にも通風孔を設けて短絡環支持リングの一部に設けたファンにより回転子バーを冷却する直接冷却構造を採用し温度上昇を低く抑えている(実用新案申請中)。第 6 図は回転子バーの温度上昇分布の一例を示す。



- |                 |                 |
|-----------------|-----------------|
| ①: シャフト         | ⑦: カップグリス充てん(填) |
| ②: カップグリス充てん(填) | ⑧: シャフトカラー      |
| ③: 外部軸受カバー      | ⑨: 排油口フタ        |
| ④: グリースニップル     | ⑩: ころ軸受         |
| ⑤: 軸            | ⑪: エンドブラケット     |
| ⑥: 内部軸受カバー      |                 |

第7図 カートリッジ形軸受構造図

#### 4.2 高スリップ特性

定格出力時のスリップは8~13%、起動トルク、最大トルクはいずれも300%であり、一般用電動機の特性と比較し高スリップ電動機として理想的な第1図の実線と一致したトルクスリップカーブになっている。

#### 4.3 構造上の特長

保守簡便、構造頑強など一般のかご形電動機の特長をそのまま備えており、さらに次のようないろいろの特長を持っている。

##### (1) 小形軽量

Cubic Type を採用し冷却構造にも特別な考慮を払ったので小

形軽量である。

(2) エンドブラケットは二つ割としカートリッジタイプを採用したので分解組立が容易になり、分解するたびに軸受のはめ合いがゆるくなるという従来欠点をなくしている。

##### (3) 新形二つ割り軸受カバー

負荷側の軸受カバーは二つ割としているので負荷を連結した状態のままでカバーを取りはずすことができる。したがってグリースの取り替え軸受の点検が容易となり、グリースを取り替えるたびに連結をはずす従来欠点をなくしている。またグリースの排出口を大きくし、供給口を軸受カバーに設けているので給油が楽にできる。

##### (4) ユニバーサルターミナルボックスの採用

端子箱には端子箱内でケーブルの端末修理ができるよう十分なスペースをとっている。端子箱は固定子わく上部に取り付けられ、取付座を正方形として電動機の両側面および反直結側いずれの方向にも配線ができるユニバーサルターミナルボックスとしてある。

##### (5) 電動機の両側板は着脱自在

電動機両側面通風口を設けた鋼板を固定子わくにボルト締めしてあるのでエンドブラケットをはずすことなく電動機内部の点検清掃が簡単にできる。

## 5. 結 言

大形プレスに使用する電動機として開発された大容量高スリップかご形誘導電動機の構造および特長について述べるとともに、電動機容量の決定方法についてその概要を述べた。今後も関係各位のご要望にそえられるように製品の改良開発に不断の努力を重ねて行く所存である。

## 参 考 文 献

プレス便覧, 丸善

## 第 26 卷 目 次 第 6 号

- |   |   |
|---|---|
| <ul style="list-style-type: none"> <li>・イースタンビルのモデル設備</li> <li>・電力機器のポデイガード<br/>——交流遮断器の話——</li> <li>・日立低温装置の活躍</li> <li>・ビールはどのように運搬されるか<br/>——日立オートマチックパレットローダ——</li> <li>・衛生環境と能率向上に活躍する工場扇</li> </ul> | <ul style="list-style-type: none"> <li>・部屋いっぱい高原の空気を!</li> <li>・ここに涼しい夏がある!</li> <li>・家庭電化を推進する日立化成の絶縁材料</li> <li>・明日への道標「超高圧大容量の350 MVA変圧器」</li> <li>・電線百話 第41話「プラスチックの花ざかり」</li> <li>・日立だよ</li> </ul> |
|---|---|

発行所	日立評論社	東京都千代田区丸の内1丁目4番地 振替口座 東京71224番
取次店	株式会社 オーム社書店	東京都千代田区神田錦町3丁目1番地 振替口座 東京20018番