

日立圧気式速動ブレーキエンジンについて

Hitachi Pneumatically Operated Quick-Action Brake Engine

青 木 勝*
Masaru Aoki

若 森 俊 郎*
Toshirô Wakamori

渡 部 富 治*
Tomiji Watabe

内 容 梗 概

日立製作所では、かねてからブレーキエンジンの研究を行なってきたが、今回、研究の成果として日立圧気式速動ブレーキエンジンを完成させた。本ブレーキエンジンは、ブレーキの速応性を高めるため数々の方法が講ぜられているのであるが、手段としては最も確実な機械的操作方法を採用しており、自動運転巻上機用として、必要な一切の保安設備を具備し、保守管理が容易であるとともに外観にも考慮が払われている。すでに同和鉱業株式会社柵原鉱業所納 800 kW 全自動運転巻上機および中興鉱業株式会社福島鉱業所納 750 kW 自動運転巻上機用として納入し、前者は、昭和 36 年 1 月より、後者は、同年 3 月より、それぞれきわめて順調に営業運転を続けている。

工場試験および実地運転試験から、その動特性を含む諸特性は、非常にすぐれていることが確認され、本ブレーキエンジンを設置すれば、巻上機の保安は十分安全側にあることが明らかになった。

1. 緒 言

最近の立坑巻上機は、鉱山の運搬合理化の線に沿って、著しく高性能大容量化されてきている。このため立坑巻上機の運転性能の向上をねらったいろいろの研究が行なわれ、従来の手動運転方式に代わって、自動運転方式が完全に実用化されるに至った。

こうした最新の立坑巻上機用のブレーキエンジンとしては、従来のものよりもはるかに高度な性能が要求され、この要求を満足する新形ブレーキエンジンの出現が強く望まれていた。

日立製作所ではかねてからブレーキエンジンの研究を行なってきたが、今回この要求にこたえるため、日立圧気式速動ブレーキエンジンを完成した。

新形ブレーキエンジンは、従来のブレーキエンジンの性能のうち特に速応性を高めて制動のロスタイムを極端に少なくすることを中心に検討が行なわれ、そのほか、自動運転巻上機用として、必要な一切の機器を装備するとともに、これらの機器が、メインフレーム内にコンパクトに収容され、保守点検が容易で外観もスマートなものとしてある。

本ブレーキエンジンは、耐久試験を含む種々の実験を工場内で行ない、その性能を確認し、これを同和鉱業株式会社柵原鉱業所納 800 kW 全自動運転巻上機および中興鉱業株式会社福島鉱業所納 750 kW 自動運転巻上機用として採用し、実地運転の面からもその性能を確認した。両巻上機は、それぞれ昭和 36 年 1 月および昭和 36 年 3 月より、きわめて順調に営業運転を続けている。ここにその概要を報告して参考に供したい。

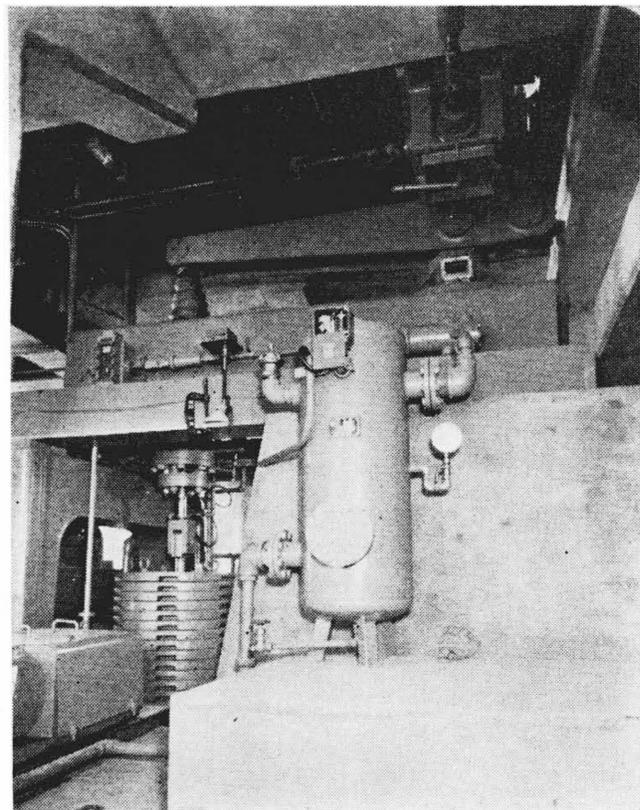
2. 日立圧気式速動ブレーキエンジンの構造と特長

2.1 構造および作用

日立圧気式速動ブレーキエンジンの構造を、第 2 図に示す。

このブレーキエンジンは、制動力を生み出す作動部、ブレーキ操作を行なう操作部および制動圧力を作る圧気源部から構成されている。

作動部には、ポジティブタイプの主ブレーキピストン⑩と重錘⑪を組み合わせたネガティブタイプの非常ブレーキピストン⑫があり、この両方で発生する制動力は、ともに主ブレーキレバー⑬を介して、ブレーキドラムに伝えられる。主ブレーキレバーは、フローティングに構成されているから、主ブレーキピストンと非常ブレーキ



第 1 図 日立圧気式速動ブレーキエンジン

キピストンの両方が作動した場合でも、そのいずれか一方の大きい制動力のみがブレーキドラムに伝えられ制動力が過大になるようなことがない。

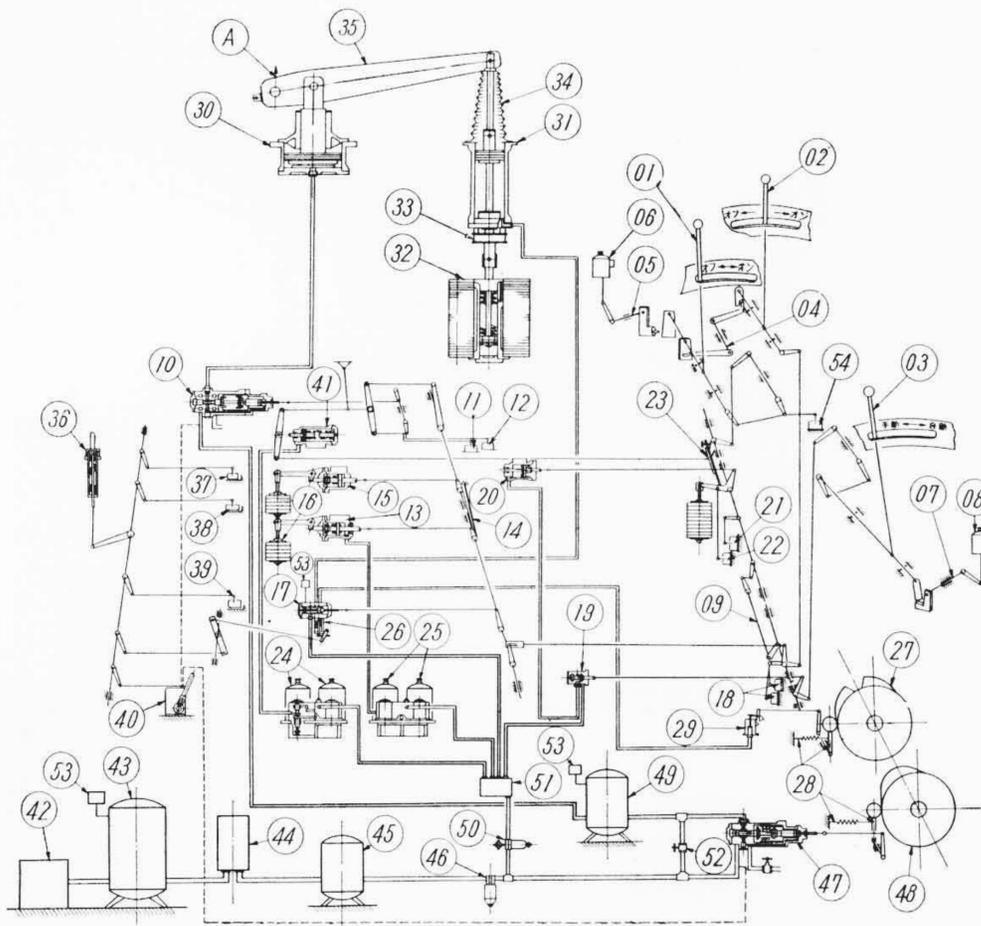
操作部は、作動部を制御する部分であって、ブレーキシリンダ内圧力を制御する調圧弁、非常弁、これら弁類を操作する操作部分、保安用インターロック部分および付属装置から構成されている。

弁類の操作部分は、手動ハンドル部分、自動運転用のパイロットバルブとサーボ類および非常制動用のパイロットバルブとサーボ類などから構成される。

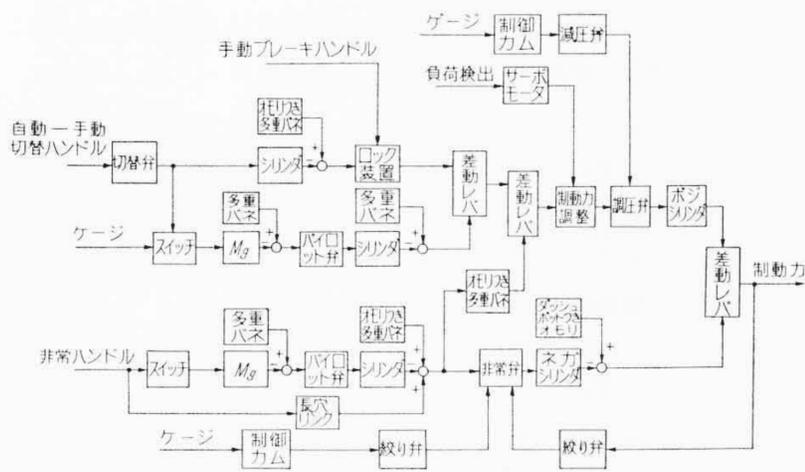
主ブレーキピストンで発生する制動力は、調圧弁⑩で制御する圧気圧力によって加減される。調圧弁⑩は、手動運転時には、ブレーキハンドル⑪で操作され、自動運転の場合には、ブレーキハンドル⑪は、インターロックサーボ⑫によって制動位置にロックされ、パイロットバルブ⑬、サーボ⑭の組み合わせ操作で自動的に操作される。さらに非常制動の場合には、パイロットバルブ⑮、サーボ⑯の組み合わせ操作で操作される。

非常ブレーキピストンで発生する制動力は、非常弁⑰で制御される。非常弁は、前述のパイロットバルブ⑮、サーボ⑯の組み合わせ操

* 日立製作所亀有工場



第2図 日立圧気式速動ブレーキエンジンの構造



第3図 ブロック線図

作で操作されるほか、機械的に非常ハンドル②で直接制動側に切り換えることもできる。

操作ハンドルは、手動ブレーキハンドル、非常ハンドルおよび自動一手動切替ハンドルの3本であって、直流巻上機用として使用する場合には、手動ブレーキハンドルは、巻上機スピードコントロールハンドルをも兼用する。

これらハンドルは、一定の規則内でのみ操作され、それ以外の誤操作は、自動的に防止されるようインターロックが施こされているほか、故障によって作動部が誤動作することを未然に防ぐための保安用インターロックが設けられている。

圧気源部では、配管中の水分や異物を除去するため、まず、冷却器を通過させたのちに補助レシーバおよびエアフィルタを設けている。主ブレーキピストンに送られる圧気は、制御カム④によって、巻上機の運転プログラムに合わせ制御される減圧弁④により、最も適切な圧力に常時コントロールされながら、補助レシーバ④に蓄えられる。こうして清浄化され制御された圧気には、それぞれの要素に送り込まれる直前に、潤滑ポンプ④およびリューブリケータ⑥により、適量の潤滑油が、自動的に噴霧され、各要素の動作が、常に最良の状態に保たれている。

第3図はブロック線図で以上の説明を含んでいる。

番号	品名	操作 (機能)
01	手動ブレーキハンドル	手動運転・ハンドル
02	非常ブレーキハンドル	非常制動を掛ける
03	自動手動切替ハンドル	自動運転と手動運転の切り換え
04	インターロック 1	ブレーキハンドルが“オン”になければ非常ブレーキ復帰は不可能で非常復帰後非常ハンドルを中立に戻さないと手動運転は開始できない
05	インターロック 2	信号が一致しなければ手動運転ができない
06	信号一致マグネット	信号一致で励磁する
07	インターロック 3	運転中は切替不可能
08	自一手切替インターロックマグネット	自動および手動制動時励磁、運転中消磁
09	インターロック 5	自動運転中非常が掛かったとき、その復帰は手動運転に切り換えなければ操作できない
10	圧力調整弁	制動圧力を調整し主シリンダーを操作する
11	調圧弁ストロークチェック用リミットスイッチ	調圧弁のストロークチェック
12	0-1インターロック用リミットスイッチ	調圧弁が制動位置にあるときのみ電源投入可能
13	非常重錘保持エアサーボ	非常制動のとき非常弁を操作する
14	ストップバー	非常制動のときのみ離別する
15	非常重錘保持サーボ	非常制動のとき調圧弁を操作する
16	重錘	13, 15内のスプリングをバックアップする
17	非常弁	非常制動のとき非常シリンダー内の圧力を抜く
18	非常用リミットスイッチ	非常制動(M9操作)およびその復帰のスイッチ
19	自動手動切替弁	自動手動切替エアサーボ(インターロックサーボ)を操作する
20	自動手動切替エアサーボ	自動運転中ブレーキハンドルをロックする
21	自動手動切替リミットスイッチ	自動手動の回路切替操作をする
22	自動制御操作マグネット切替用リミットスイッチ	
23	インターロック 6	ブレーキハンドル操作は自動運転中不可能
24	電磁弁 1	自動制動を操作する
25	電磁弁 2	非常制動を操作する
26	絞り弁	非常弁の大気放出側を絞る
27	渦巻防止カム	絞りの調整を行ない制動時間遅れを調整する
28	ローラーバネ	
29	絞り弁	渦巻防止カムに依って非常シリンダーを操作する
30	主ブレーキシリンダー	常用および非常制動を行なう
31	非常ブレーキシリンダー	重錘を落下させ非常制動を行なう
32	ダンパー付重錘	落下して非常制動し、ダンパーは衝撃を緩和する
33	緩衝ゴム	復帰のときの衝撃を緩和する
34	ダストブルーフ	じんあい防止
35	ブレーキレバー	
36	緩衝装置	
37	ブレーキ摩耗警報用リミットスイッチ	ブレーキシュー摩耗で規定を越えると警報する
38	ブレーキストロークチェック用リミットスイッチ	ブレーキストロークのチェック
39	モータースイッチオフ用リミットスイッチ	自動制動のときにモータースイッチ“オフ”
40	潤滑ポンプ	調圧弁 減圧弁に注油する
41	自動制動用エアサーボ	自動制動のとき調圧弁を操作する
42	圧縮機	
43	一次レシーバタンク	
44	ラジエータ	圧縮空気を冷却する
45	補助レシーバタンク No.1	
46	エアフィルタ	圧縮空気をろ過する
47	減圧弁	一次レシーバよりの圧気圧力を下げる
48	レシーバタンク No.2	
49	補助レシーバタンク No.2	
50	ループリケータ	各サーボバルブへの圧気に潤滑油を噴霧
51	分配器	
52	コック	43, 49を短絡する(常時閉)
53	圧力スイッチ	
54	08操作リミットスイッチ	自動・手動切替インターロックマグネット 手動運転中消磁制動時励磁させる
A	ブレーキシューへ	

2.2 特長

本ブレーキエンジンは、機械的操作が主体になっているが、制動時のロス時間を短縮するため、操作系にパイロット操作を導入してある。

パイロット操作電磁石は、本ブレーキエンジン用として特に試作研究開発したものであって、容量に比較してロス時間が非常に少なくなっている。工場内で、数十万回にわたる耐久試験によって、動作もきわめて確実であり、温度上昇や電源電圧の変動に対しても十分の余裕のあることが確認された。

サーボおよびリンク系には、できるだけ軽量でしかも強度を持た

せるため、特殊鋼を採用して熱処理を行ない、リンク部には、鋼管を使用した。サーボは、保安上すべて、ネガティブタイプとしてあるが、多重バネ式が主体になっている。さらに非常系には、重錘を設備してあるので、バネ切損に起因する事故は、完全に防止される⁽⁴⁾。

保安運転用リミットスイッチも、本ブレーキエンジン用として開発した新形のもので、小形で操作ヒステリシスが小さく、数十万回の耐久試験で寿命も保証されている。

そのほか各部品に至るまで、耐食耐摩耗性・防じん・潤滑などについて十分検討され、保守が容易なものとなっている。

配管内の空気抵抗については、あらかじめ長期にわたる基本的な研究を行ない、この研究によって得られたデータに基づいて、合理的な配管設計が行なわれている。

2.3 保安インターロック

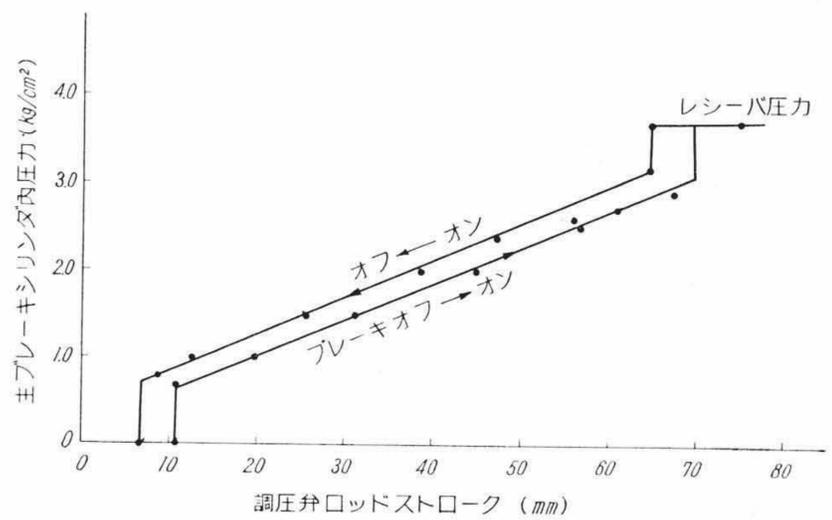
巻上機の保安インターロックの中で、本ブレーキエンジン内に設備されているものは、次のとおりである。

- (a) 坑口および坑内の信号が、一致しなければ運転には入れない。
- (b) 圧気源圧力が、ある一定値以上なければ、運転には入れない。
- (c) 自動—手動の切換操作は、確実にブレーキが作用して巻上機が、停止しているときのみ行なうことができる。
- (d) 制動操作に対して、作動部が常に正しく応答すること。もし作動部の応答に遅れが生じた場合には、自動的に非常制動が作用し、その原因を取り除くことを強要するので、不注意にそのまま運転されるようなことはない。
- (e) ブレーキシューが、ある限度を越えて摩耗したまま運転されることのない。
- (f) 非常制動が作用したのちの復帰動作は、手動ブレーキハンドルが正しく制動位置に置いてある場合で、自動手動切換ハンドルが、手動側にあれば操作できる。
- (g) 非常制動復帰動作を行なった場合、非常ハンドルを正しく中立位置に戻さず、そのまま運転することができない。手動ブレーキハンドルは、ロックされたままであり、自動運転に切り換えることもできない。
- (h) 主回路が遮断されている場合、その投入は手動ブレーキハンドルが正しく制動位置にあるときのみ操作できる。

3. 日立圧気式速動ブレーキエンジンの仕様

日立圧気式速動ブレーキエンジンの標準仕様は、下記のとおりであるが、本仕様のもは、最大 2,000 kW 程度の巻上機まで採用できる。また作動部のみの寸法を大きくすれば、さらに大容量のものにも適用できる。

	仕	様
(a) 形	式	日立速動形二軸式
(b) 容	量	押上力 6,900 kg × ストローク 97.5 mm = 67,000 kg-cm
(c) 圧	気	標準 5 kg/cm ²
(d) 主	ブレーキ	530 φ × ストローク 80 mm シリンダ 押上力 9,900 kg
(e) 非常	ブレーキ	275 φ × ストローク 450 mm シリンダ 押上力 2,540 kg 重錘 2,000 kg
(f) 使用	調	PT 1 1/2 HA 7 形 圧 弁



第4図 調圧弁の特性

4. 日立圧気式速動ブレーキエンジンの特性

4.1 静特性

本ブレーキエンジンの調圧弁は、スプール形配圧弁の一方に調圧バネ力を、他方に出力圧力をフィードバックさせる力平衡形自動弁であって、その構造上ある程度の不感帯があり、このため10~15%のヒステリシスを示すのが普通である。

調圧弁のスプールは、耐食耐摩耗性を考慮の上、非常に高精度のはめあいで仕上げられ、また急速操作に適するじょうぶな構造としたため、良好な特性を示した。この静特性の測定例を第4図に示す。

第4図は、横軸に調圧弁ロッドのストロークを、縦軸に、出力圧力であるところの主ブレーキシリンダ内圧力をとっている。ヒステリシスは、ストロークで6~7 mm程度で、フトストローク80 mmの7~9%相当である。

このヒステリシスは、調圧弁出力側にかすかな漏気を発生させておけば、見掛け上完全に零とすることができる。普通調圧弁の動特性が十分でない場合には、調圧弁ロッドを操作する速度を高めると過渡的にヒステリシスが增大する。

本調圧弁では、調圧弁ロッドを急速に操作した場合においてもヒステリシスの過渡的な増大は、ほとんど問題にならず、また安全性も大変良かった。このため実際の巻上機の運転においてきわめて微細な制動力の調整を意のままに行なうことができ(動特性第12図参照)、ヒステリシスを少なくするための、たとえば前述したような対策は、実用上まったく必要ないことが確認された。

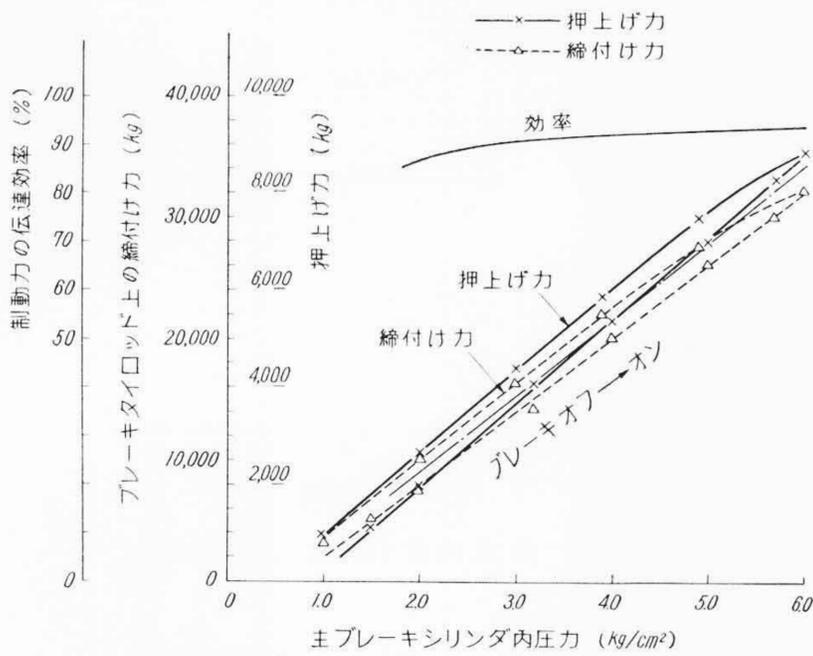
なおストロークの最初において、小さくステップ状に圧力が発生しているのは、ブレーキピストンその他の自重によって、タイロッド上の締付力に遅れが発生することを打ち消す目的で故意に与えられた特性である。

減圧弁には、調圧弁と同形のものを使用した。

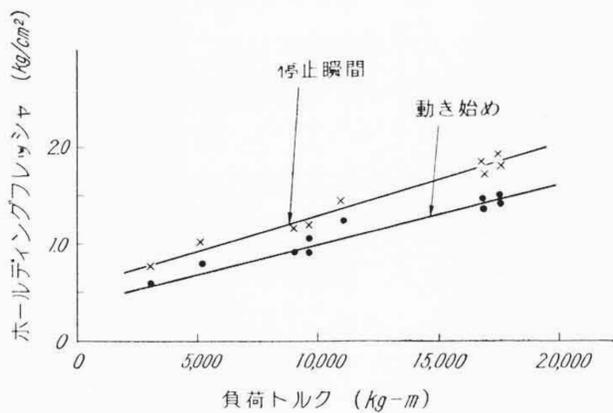
主ブレーキシリンダ内圧力を徐々に増減させた場合、主ブレーキレバーの押上ロッド上の押上力およびブレーキタイロッド上の締付力の実測値を第5図に示す。

第5図は、横軸にシリンダ内圧力を、縦軸にそれぞれの押上力および締付力をとってある。シリンダ内圧力を零からだんだん高めていくと、主ブレーキピストン上に働く各可動部分の自重による力と摩擦力の和に打ち勝つ点から押上力および締付力が発生しはじめ、この力は以降シリンダ内圧力に対し直線的に増加する。次にシリンダ内圧力をふたたび徐々に零に復帰させると、押上力および締付力は増加の場合よりもいくぶん大きな値を示しながら、シリンダ内圧力の低下とともに直線的に減少する。

このヒステリシスは、可動部分の摩擦力によって生ずる。この摩擦力は、シリンダ内圧力を増減させた場合、同一のシリンダ内圧力



第5図 制動力の伝達効率



第6図 ホールディングプレッシャの実測例

のとき常に大きさが等しく、増加の場合と減少の場合では、方向が逆に働くものであると仮定すれば、摩擦力が零の場合の締付け力は、実測値の中央に示す一本の直線で推定される。この直線を完全締付け力線と呼ぶことにし、実測値と完全締付け力線との比をとれば、これがブレーキシリンダ内圧力からタイロッド上までの制動力の伝達効率を示すことになる。これは図中にも併示されている。伝達効率は、ブレーキシリンダ内圧力の上昇とともに向上し、圧力3.0kg/cm²以上では90%以上を保っている。これは従来のブレーキエンジンと比較して著しく改善された値である⁽²⁾⁽³⁾。

巻上機に一定の負荷トルクを加えておき、これを制動状態から徐々に制動力を低下させてゆき、ついに負荷トルクによって、きわめてわずかずつ、巻上機が運動しはじめる瞬間のブレーキシリンダ内圧力を測定する。次にふたたび制動力を徐々に増加させて、一度運動にはいつている巻上機が、静止させられる瞬間のブレーキシリンダ内圧力を測定する。これは、それぞれ負荷トルクと制動トルクが等しくなった瞬間の値であって、前者は、ブレーキドラムとブレーキシューの間の静摩擦力に、後者は、同じく動摩擦力に対応する。いまこれをホールディングプレッシャと呼ぶことにし、この実測値を示すと第6図のようになる。

第6図は、横軸に負荷トルクをとって、縦軸にホールディングプレッシャを示した。この実測値では、負荷トルクの最大値は17,600 kg-mであって、このときのホールディングプレッシャは、動きはじめ1.45 kg/cm²、停止瞬間1.80 kg/cm²で、その差0.35 kg/cm²である。

ホールディングプレッシャ測定の際の負荷トルクと制動トルクについて

$$\left. \begin{aligned} T - \Delta T_s &= 2 \mu_s (F_t + \Delta F_t) R_B \\ T - \Delta T_d &= 2 \mu_d (F_t - \Delta F_t) R_B \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (1)$$

- ただし T : 負荷トルク (ドラム軸上の値)
 ΔT : 巻上機運動部分の摩擦トルク (ドラム軸上換算値)
 μ : ブレーキシューの摩擦係数
 F_t : 完全締付け力 (第5図参照)
 ΔF_t : ブレーキシステムの摩擦力 (タイロッド上の換算値, 第5図参照)
 R_B : ブレーキドラム半径

(注) サフィックス s は静的なもの、 d は動的なものを表わす。

で示すことができるから、これよりブレーキシューの摩擦係数 μ について次式が成立する。

$$\left. \begin{aligned} \mu_s &= \frac{T - \Delta T_s}{2(F_t + \Delta F_t) R_B} \\ \mu_d &= \frac{T - \Delta T_d}{2(F_t - \Delta F_t) R_B} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (2)$$

後述するように、巻上機運動部分の摩擦トルク ΔT は、非常に小さい。いま $\Delta T_d = \Delta T_s / 2 = 300$ kg-m と仮定し、第5図および第6図の測定例より最大負荷トルク 17,600 kg-m のときの μ を求めると、それぞれ $\mu_s = 0.67$ 、 $\mu_d = 0.65$ となる。これは、後述する場合の摩擦係数 μ_d (周速 1~10 m/s の下で測定……これはホールディングプレッシャ測定時の周速に対し 100~1,000 倍の値である) に比べてはるかに大きな値となっている。

4.2 動特性

4.2.1 制動トルクの実測

制動トルクの確認は、巻上機運動部分の慣性モーメントをあらかじめ正確には握しておき、制動時に生ずる減速度より、慣性部分の減速に要したトルクとそのときの負荷トルクの和を計算で求めるのが一般である。

巻上機に一定の負荷トルクを加えて自由運動させた場合、次の式が成立する。

$$T_1 - \Delta T_d = I_1 \dot{\omega}_1 \dots\dots\dots (3)$$

- T_1 : 負荷トルク
 ΔT_d : 巻上機運動部分の摩擦トルク
 I_1 : 巻上機運動部分の慣性モーメント
 $\dot{\omega}$: 巻上機の角加速度

次に負荷トルクを変え、ふたたび同様の自由運動をさせると、

$$\{T_1 - (T_1 - T_2)\} - \Delta T_d = \{I_1 - (I_1 - I_2)\} \dot{\omega}_2 \dots\dots\dots (4)$$

- T_2 : 変化後の負荷トルク
 I_2 : 負荷トルクを変化させた後の巻上機運動部分の慣性モーメント

巻上機運動部分の摩擦トルク ΔT_d はあまり大きくないので、巻上機速度が等しければ、負荷トルク T が多少変動しても ΔT_d は、一定であると見なすことができる。この仮定に立って(3)および(4)式を連立して解くと

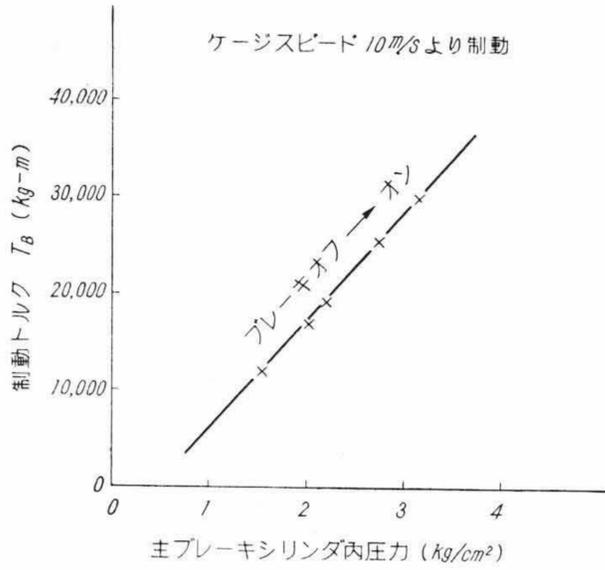
$$I_1 = \frac{(I_1 - I_2) \dot{\omega}_2 - (T_1 - T_2)}{\dot{\omega}_2 - \dot{\omega}_1} \dots\dots\dots (5)$$

となる。したがって前述した2回の測定を行なうと、巻上機の角加速度 $\dot{\omega}_1$ および $\dot{\omega}_2$ を求めれば、慣性モーメント I_1 を算出することができる。ただし $I_1 - I_2$ および $T_1 - T_2$ は、それぞれ負荷トルクを変化させたことによる変化分である。

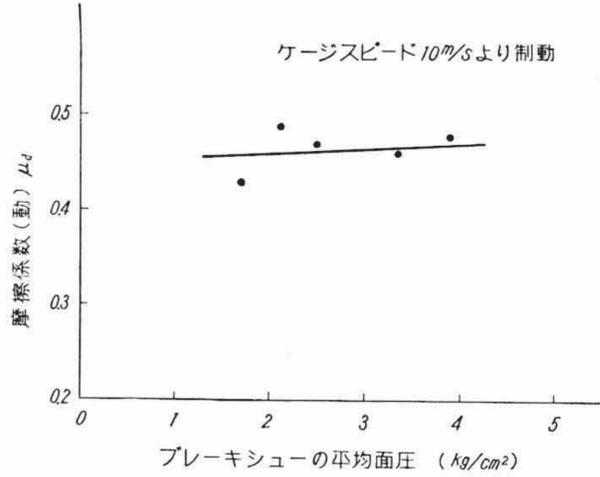
(3)式の途中から一定制動トルク T_B を与えて減速させれば

$$T_B + \Delta T_d - T_1 = I_1 \dot{\omega}_B \dots\dots\dots (6)$$

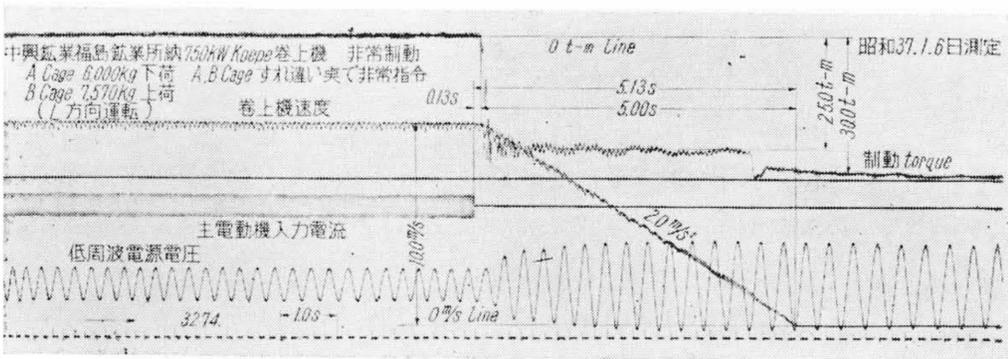
- $\dot{\omega}_B$: 制動時に生じた巻上機の角減速度
 $\therefore T_B = I_1 \dot{\omega}_B + T_1 - \Delta T_d$



第7図 制動トルクの実測例



第8図 摩擦係数(動) μ_d の実測例



第9図 非常制動時のオシログラム

$$=I_1(\dot{\omega}_B + \dot{\omega}_1) \dots\dots\dots(7)$$

となり、(3)式から引き続いて(6)式の制動測定を行なって $\dot{\omega}_1$ および $\dot{\omega}_B$ を実測すれば、その際の制動トルク T_B を(7)式によって算出することができる。

このような方法によって制動トルクを測定した一例を第7図に示す。制動トルクは、ブレーキシリンダ内圧力 0.5 kg/cm^2 付近より発生し、ほぼ直線的に増加する。これは、ブレーキシリンダ内圧力に関係なく、ブレーキシユアの動摩擦係数 μ_d がほぼ一定であることを示しており、さらに第7図より μ_d を逆算すると、第8図のようになり、 μ_d ブレーキシユアの平均面圧 $1 \sim 5 \text{ kg/cm}^2$ 程度の範囲では、ほとんど一定と見なすことができる。また巻上速度 $1 \sim 10 \text{ m/s}$ の範囲では、速度による μ_d の変化も非常に少なく実用上一定と見なしてさしつかえないことが確認された。

4.2.2 非常制動

第9図は、非常制動時のオシログラムの一例である。10 m/s 速度で自動運転中に非常指令が出されると、主電動機電流が遮断されて0.13秒後に機械ブレーキによる減速が開始され、減速度は、 2.0 m/s^2 一定である。また制動力が一定値に達するまでの時間は0.30秒以下である。制動トルクは、最初 25 t-m で作用し、巻上機がほぼ停止する寸前 30 t-m に切り換わる。ケージの縦振動によって誘起される減速曲線の動揺は、非常に少ない。

4.2.3 自動運転時の制動

自動運転1サイクルの最終における着床は、坑道に設置した停止スイッチを直接ケージで操作して行なう。この場合、停止指令後一定の遊び時間 t_0 秒を経過してから機械ブレーキによって減速停止する。主電動機の電源は、停止指令後も機械ブレーキが完全に作用する瞬間まで投入状態を保持している。

したがって停止指令後も、ケージは一定速度でしばらく走行し、それから減速停止する。この場合、停止指令から停止までの間にケージが走行した距離を s_c とすれば、

$$s_c = v_c t_0 + \frac{v_c^2}{2 \alpha_B} \dots\dots\dots(8)$$

v_c : ケージのクリープスピード
 α_B : 自動停止時のケージの減速度

である。式中遊び時間 t_0 は、0.2秒以内であればつきもきわめて小さいので走行距離 s_c のばらつきは、クリープスピード v_c およびケージの減速度 α_B (負荷の大きさによりかなりの広範囲に変化する) の変化によっておもに支配される。今 s_c のばらつきを Δs で表わすことにし、 Δs が、自動停止のときの着床誤差を示すものと考え、 Δs は、(8)式的全微分であるから

$$\Delta s = \left(t_0 + \frac{v_c}{\alpha_B} \right) \Delta v_c - \frac{1}{2} \left(\frac{v_c}{\alpha_B} \right)^2 \Delta \alpha_B \dots\dots\dots(9)$$

Δv_c : クリープスピードの変動分
 $\Delta \alpha_B$: ケージ減速度の変動分

である。

- $t_0 = 0.20 \text{ s}$
- $v_c = 0.5 \text{ m/s}$
- $\alpha_B = 2.5 \text{ m/s}^2$
- $\Delta v_c = \pm 0.1 \text{ m/s}$
- $\Delta \alpha_B = \pm 0.5 \text{ m/s}^2$

と仮定すると、 $\Delta s = \pm 5.0 \text{ cm}$ となる。しかし現地において実測したところ、仕様最大不平衡負荷 $5,600 \sim 2,600 \text{ kg}$ において、 $\Delta s = -1.0 \sim 2.0 \text{ cm}$ であって着床精度は、きわめてすぐれていることが確認された。

4.2.4 速度監視限界の検討

最近の立坑巻上機には、過巻き防止用保安装置として、全速度範囲の運転速度監視装置が、設備されるのが普通である。これは、巻上機速度があらかじめ定められた一定速度以上過速側に逸脱した場合には、すぐさま適当な手段によって巻上機速度を安全域に引き戻すものである⁽⁴⁾⁽⁵⁾。

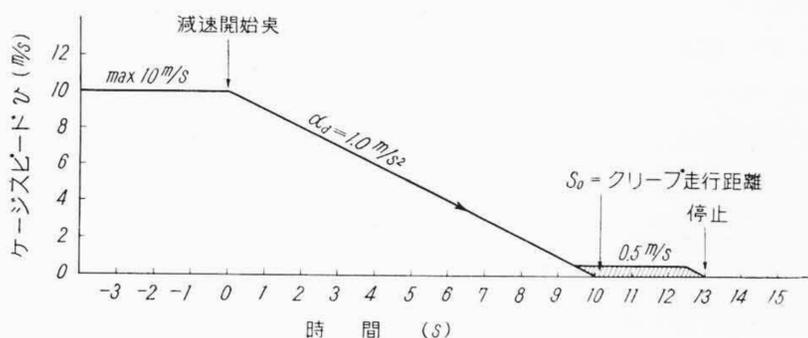
この速度監視限界について、減速区間の過巻き防止の面から検討を加えてみる。

わかりやすくするために、第10図に示した基準デューティの減速区間について説明する。非常停止指令が、出されてから停止するまでのケージの走行距離 s_E は、

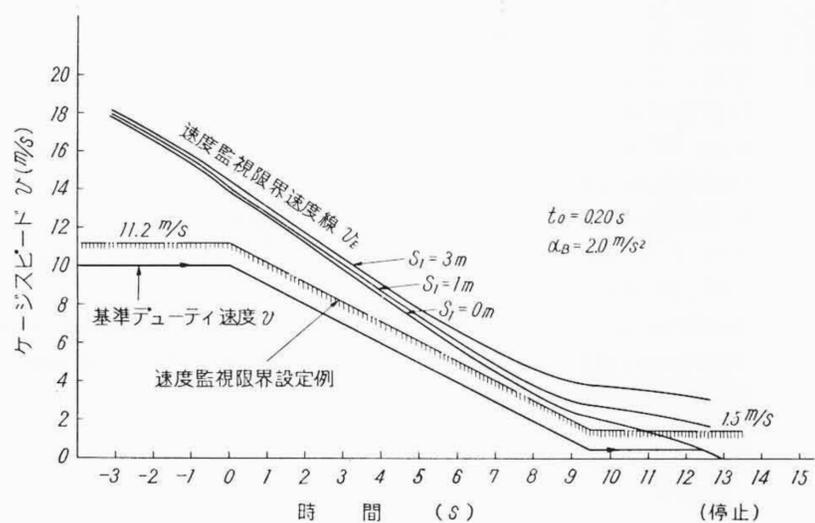
$$s_E = v_E t_0 + \frac{v_E^2}{2 \alpha_B} \dots\dots\dots(10)$$

v_E : 非常停止指令が出された瞬間のケージスピード
 t_0 : 非常停止指令が出されてから減速を始めるまでの遊び時間

で示される。ただしケージは遊び時間 t_0 中一定スピードで運動



第10図 基準デューティ



第11図 速度監視限界

し、減速中は、減速度 α_B 一定であると仮定した。

一方第10図に示した規準デューティで減速運転されている場合、ケージ速度とケージ位置との関係は、ケージ位置を規準停止(着床)位置規準で測ることとすれば、

$$s_n = \frac{v^2}{2\alpha_d} + s_0 \dots\dots\dots(11)$$

- s_n : ケージスピード v のときのケージの位置
- v : ケージスピード
- α_d : ケージの基準減速度……一定の仮定
- s_0 : クリープ走行距離……第10図のハッチング部分の面積

で示される。非常停止の場合、常に規準停止位置より手前で停止させる条件から $s_E = s_n$ として求めた v_E が、速度監視限界を示すことになる。したがって

$$s_E = s_n = v_E t_0 + \frac{v_E^2}{2\alpha_B} = \frac{v^2}{2\alpha_d} + s_0 \dots\dots\dots(12)$$

$$\therefore v_E = \alpha_B \left\{ -t_0 + \sqrt{t_0^2 + \frac{2}{\alpha_B} \left(\frac{v^2}{2\alpha_d} + s_0 \right)} \right\} \dots\dots(13)$$

なお安全限界として、規準停止位置より、過巻限界内の s_1 だけの行き過ぎが許容される場合には

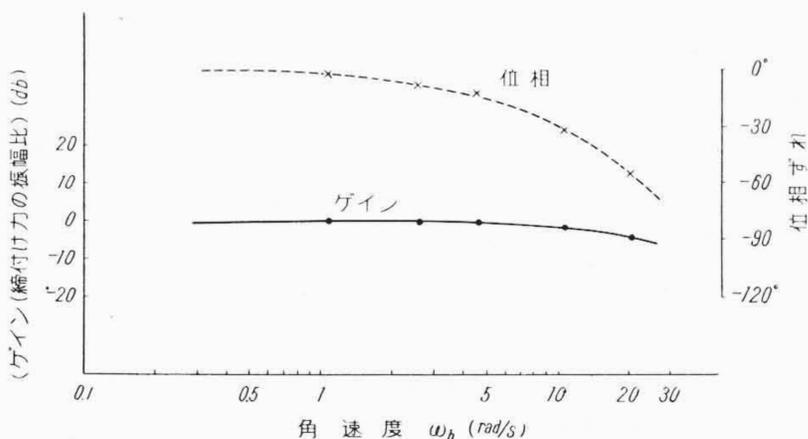
$$v_E = \alpha_B \left\{ -t_0 + \sqrt{t_0^2 + \frac{2}{\alpha_B} \left(\frac{v^2}{2\alpha_d} + s_0 + s_1 \right)} \right\} \dots\dots(14)$$

となる。この計算結果を第11図に示した。

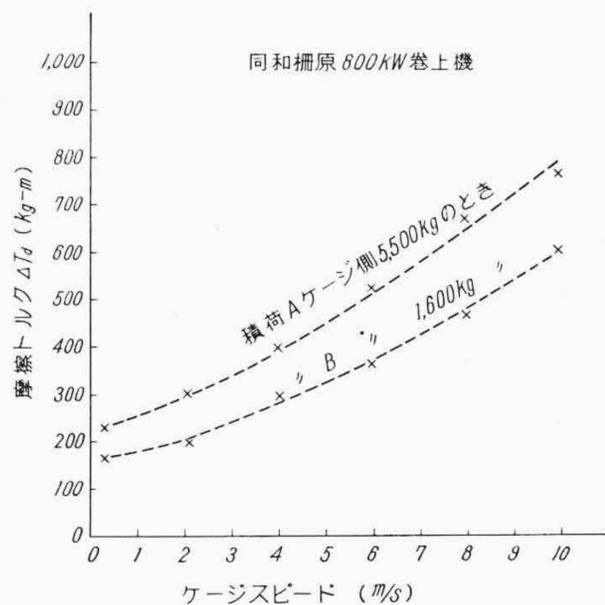
第11図は、 $t_0 = 0.20$ s, $\alpha_B = 2.0$ m/s² とした場合で、 $s_1 = 0, 1, 3$ m についてそれぞれの値を求めた。なお全速およびクリープスピード範囲にわたり、拡張して計算してある。

第11図より、速度監視限界は、ケージスピード $v = 2$ m/s 付近が狭く、それより高速でも低速でも、余裕が増す。しかし安全の意味で、規準デューティとほぼ平行に定めるのがよい。ただし $s_1 = 0$ の範囲内に速度監視限界を設定するのが原則である。これを第11図の中に併示した。

ドイツ鉱業保安規則では、人員巻上機の場合 6 m/s 以上の巻上



第12図 周波数応答特性



第13図 巻上機運動部分摩擦トルクの実測例

速度のとき許容最高速度を 2 m/s 以上過速すること、および坑口を 4 m/s 以上の速度で通過することを避けると同時に、この際に生ずる規準停止位置よりの行き過ぎは、過巻き余裕の 80% 以内で、かつ 10 m を越えてはならないことを定めている⁽⁶⁾。しかし、第11図に示した内容のものは、ドイツ鉱山保安規則を、十分満足するばかりでなく、これよりもはるかに過酷な条件の下にも適用できるものである。

以上の説明で、速度監視限界の設定は、実際には相当安全側に余裕をもって設定されることを明らかにしたが、この余裕が、非常に大きな値となる高速範囲においては、その余裕に応じて、制動力を適当にコントロールして、非常制動時といえども必要にして十分な制動力により快適に減速停止せしめ、減速区間内においては、規準減速度を満足するように定められている。

4.2.5 周波数応答特性

手動ブレーキハンドルの動きに対する縮付け力の周波数応答特性を実測した結果は第12図に示すとおりである。

手動ブレーキハンドルを正弦波状に操作しても、縮付け力の値は、ヒステリシスの影響によって正しい正弦波から幾分ゆがんだ形で現われる。このため第12図においては、角速度 ω_h を十分小さくした場合、縮付け力の振幅が最大になる位相を規準にして、それからおのおの ω_h に対する位相のずれを示してみた。またゲインも同様に、前述のときの振幅を規準にとった。

第12図に示されたようにならかなり高速までゲインおよび位相の低下が少なく、周波数応答特性は、きわめてすぐれたものである。手動ブレーキハンドルを操作してみると、制動力は、全く運転者の意のままに自由に制御できることが、この結果から容易に理解される。

4.2.6 そ の 他

前述の制動トルク T_B 実測の過程において、巻上機運動部分の摩擦トルク（一般には、立坑抵抗とも呼ばれている） ΔT_d が判明する。この ΔT_d の実測例を、参考までに第 13 図に示す。この実測例では、仕様最大積荷のとき、最大速度の点で、770 kg-m 程度であり、使用電動機の定格トルクの 5% 以下である。

5. 結 言

以上のことから日立圧気式速動ブレーキエンジンの性能について、次のように結論することができる。

- (1) 非常指令が発せられてから制動力が一定値に達するまでの時間は、0.30 秒以内であり、速応性は十分である。筆者の経験によれば、これよりもっと作動時間を短縮させると、締付力にショックを伴うようになりやすい。
- (2) 本ブレーキエンジンを使用することによって、過巻き防止用速度監視限界は、十分安全側に余裕をもって設定することができる。
- (3) 制動力の伝達効率、従来（外国製のものも含む）のものより、著しく改善されている。
- (4) 着床精度は、実用上まったく問題ない精度である。むしろ、ロープの伸びによる誤差に注意しなくてはならない。

ろ、ロープの伸びによる誤差に注意しなくてはならない。

- (5) 制動力の制御性が非常によい。

本ブレーキエンジンは、その後も引き続いて製作採用されており、運搬合理化の中で、西欧各社のブレーキエンジンをしり目に、ますますその真価を発揮して活躍することが期待される。

今回の研究にあたって、同和鉱業株式会社柵原鉱業所ならびに中興鉱業株式会社福島鉱業所の関係各位に、いろいろとご協力賜ったことに対し深く感謝する。

参 考 文 献

- (1) 実用新案 529771 号：巻上機の非常制動装置
- (2) 渋谷，渡部：日立評論 35, 933 (昭 28-6)
- (3) 平田，松本，香月：BBC 新形ブレーキブロック「HDB 形」の試験成績，安川電機，22 卷 80 号，p. 64
- (4) Kurt Düwell: Neuzzeitlich Fahrtregler an Dampffördermaschinen., Glückauf Essen, 17 Juli 1948, p. 477
- (5) H. Ringger: A Winder Controller and Console for Pulley-type D. C. Pit Winbers. The Brown Boveri Review. Sept. 1957, p. 381
- (6) Bestimmungen über Fahrtregler, Bergverordnung des Oberbergamts in Dortmund für Hauptseilfahrtanlagen, Vom 1. August., 1957



特 許 の 紹 介



特許第 257478 号

後 藤 二 郎

原 子 炉 内 タ ン ク そ う 脱 装 置

原子炉炉心内にタンクをそう入して実験を行なうものの内、このタンクに、実験用あるいは冷却用の配管を施し、しかもこのタンクは取り出し交換しなければならないようなものがある。

この発明は、遮へい体を貫通する配管を行なわなければならない実験タンクについての提案であって、図示するように、原子炉炉心 1 にそう入される実験タンク 2 は、遮へい壁 3 を貫通して 2 本の配管 5,6 を設けられるが、この発明によると、実験タンク 2 のそう脱孔を塞ぐ遮へいプラグ 4 の外周に螺旋溝 9,10 を形成し、配管 5,6 をあらかじめ螺旋状に形成しておいて、螺旋溝 9,10 に螺入するようになったものである。

実験タンクを交換する際には、つり下げ金具 12 を持ち上げることにより遮へいプラグ 4 および実験タンク 2 を遮へい壁 3 の上方に引き上げ、ピン 11 をはずしたのち、実験タンク 2 を静止させたまま遮へいプラグ 4 を回動し、さらに引き上げることにより、ネジをネジ孔から取り外す場合とまったく同様にして遮へいプラグ 4 を螺旋状配管 5 および 6 から引き抜くことができ、実験タンク 2 を配管 5 および 6 と共に他のものと交換することができる。

この発明によると上記したように実験タンクのそう脱が容易なばかりか、配管が螺旋状にう回していることから、配管周囲の空げきから放射線が漏れいするのを抑制することができ、また炉内に配管の接手を要しないから、配管内流体が炉心内に漏れいする恐れもない。

(丸山)

