

# 地上輸送機関のブレーキに関する諸問題

野 村 義 夫

A Survey on the Brake Techniques of Ground Transport Vehicles

Yoshio NOMURA

## Abstract

In order to operate ground transport vehicles safely and with good services, we must have more reliable and better brake systems.

In the paper, several predominant problems among brake techniques, such as performance of brake control medium, characteristics of friction brake, magnetic rail brake device and safety design of the brake system, are discussed and explored. The results of the paper suggest some excellent guides of the brake techniques in future.

## 目 次

1. ま え が き
2. ブレーキ制御機構の作動媒体
  - 2.1. 空気圧と油圧との比較
    - (1) 形状, 寸法
    - (2) 応答特性
    - (3) 使用環境
    - (4) 動力源とその配置
    - (5) 列車分離に対する安全性
    - (6) 列車中の車両間の不均衡ブレーキ力
    - (7) 部品および装置の信頼性と融通性
    - (8) 圧力の保持機能
  - 2.2. 試作油圧ブレーキシステム
  - 2.3. 油圧と空気圧両ブレーキ装置の特性の比較
  - 2.4. 油圧ブレーキ装置実用化の諸問題
3. 摩擦ブレーキ機構に関する諸問題
  - 3.1. 摩擦ブレーキ機構とその材料
    - (1) 鉄道車両の制輪子
    - (2) 鉄道車両のブレーキディスク
    - (3) 自動車その他の摩擦ブレーキ
  - 3.2. 制輪子ブレーキ適用の限界
    - (1) 制限速度付近での列車の挙動
    - (2) 鋳鉄制輪子の温度と摩擦係数との関係
    - (3) 下り勾配線における列車速度のシミュレーション
4. 電磁レールブレーキ方式とその実用化の可能性
  - 4.1. 電磁石の寸法と配列
  - 4.2. 試作電磁石の特性実験
  - 4.3. 実車による試験と実用化の検討
5. ブレーキシステムの信頼性と安全性
  - 5.1. 信頼性の数量化
  - 5.2. 信頼性を考慮したシステム設計
    - (1) ブレーキシステムの構成
    - (2) 保守の体制
  - 5.3. システムの安全性解析と評価
6. 結 言  
「文献」

## 1. ま え が き

鉄道車両, モノレール, 自動車, 新交通システムあるいは浮上車両など, いずれの輸送機関においても運転の

安全性と速度制御の円滑性についてブレーキのもつ役割りは極めて大きい。特に, 高速運転や高密度運転される車両の場合には重要である。

ブレーキシステムの構成は, 輸送機関によって異なるが, 一般に機械的か電氣的あるいはこの両者の組み合わせ

せによるのが普通である。その基本構成を大別すると、ブレーキ力の制御に関する部分とエネルギーの変換に関する部分となる。

この論文は、ブレーキシステムの基本構成について近年話題となった諸問題を取りあげ技術的に検討したものである。

取りあげた問題の第1は、ブレーキ力制御機構の応答特性に対する作動媒体の得失の問題であり、第2は、エネルギー変換機構の一つである摩擦ブレーキ機構における摩擦材料とその適用上の問題であり、第3は、車輪とレール間の力に影響されないエネルギー変換機構である電磁レールブレーキの実用化に関する問題であり、第4は、ブレーキシステムの信頼性と安全性の評価に関する問題である。

## 2. ブレーキ制御機構の作動媒体

車両のブレーキ制御装置には作動媒体として、空気圧と油圧とが古くから用いられている。自動車、PRT (Personal Rapid Transit)、DPM (Down town People Mover) あるいは磁気浮上車両などの単車運転されることの多い車両では、油圧を用いることが普通であるが、特殊の大形車両あるいは一般の鉄道車両の場合には空気圧が使用される。また、電気鉄道車両の場合には電磁力による電気ブレーキ装置が広く使用されているが、低速時に電気ブレーキ力が期待できないこと、ならびに故障時のバックアップのため、通常空気あるいは油圧のブレーキ装置が併用される。

空気ブレーキ装置だけを持つ車両においても、高速車両などで応答特性を向上するため電氣的制御が付加されつつある。最近の電車や新幹線車両では、この電氣的制御の付加によってブレーキの周波数特性は、折点周波数で従来の約10倍に高まっている。しかし、更に周波数特性の良いたことが要望される自動運転制御や定点自動停止や車輪滑走限界制御などのためには、電氣的制御を付加した油圧制御方式が有効であろう。

### 2.1. 空気圧と油圧との比較

油圧ブレーキ装置を実用化する場合の問題を従来の空気ブレーキ装置と比較すると、次のように考えられる。

(1) 形状、寸法；車両に機器を取りつける空間に制約がある場合には、小型で強力である油圧ブレーキ方式が有利である。空気ブレーキ装置におけるブレーキシリンダ圧力は通常  $5\text{kgf/cm}^2$  (ゲージ) 以下であるが、 $70\text{kgf/cm}^2$  の油圧を用いるとすれば、ブレーキシリンダの

内径は約4分の1の大きさとなり著しく小形になる。

(2) 応答特性；圧縮空気は比較的大きなポテンシャル・エネルギーを保有できるので、可動部の加速、減速および逆転などを円滑に行なう際有利である。しかし、取り扱いの安全上車両に使用する場合その圧力は  $10\text{kgf/cm}^2$  (ゲージ)\* に制限されているので、応答特性に限界がある。これに対し、油は非圧縮性のため応答が早く正確な位置きめに有利である。ただし、流量が多くなるような機構、あるいはサージング防止タンクなどは特性上若干不利に働く。

(3) 使用環境；周囲温度、引火の危険性および塵埃や汚物に対する耐久性などからみると、空気圧利用の装置では防塵と防湿に留意すること以外には特に問題はない。これに対し、油圧利用の装置では、更に周囲温度に留意すると共に引火性の低い油とする必要がある。

(4) 動力源とその配置；空気ブレーキ装置においては、数車両に一台あるいは一列車に一台空気圧縮機をもち、列車に引き通した配管によって各車の空気ために空気圧を供給することが出来る。しかし、油圧ブレーキ装置においては、長い油圧配管を持つことは不利であるから、各車両あるいは各台車に油圧ポンプを備えなければならない。このため、ブレーキユニットの寸法と重量とは取りつけ上制約を受けることとなる。

(5) 列車分離に対する安全性；列車が走行中不測の事故で分離した場合、空気ブレーキ装置では列車に引き通される空気管\*\*の切断による管内圧力の低下によって、ブレーキ作用の起るようにすることは容易であるが油圧ブレーキ装置では、このような構成は甚だ困難である。通常は常時加圧の電気回路を列車に引き通し、その断線を利用することでこの欠点を補う。

(6) 列車中の車両間の不均衡ブレーキ力；空気ブレーキ装置の場合には、列車に引き通した配管によって各車のブレーキシリンダを直接あるいは間接に結合することが出来るので、車両間にブレーキ力の不均衡を招くことが少ない。これに対し、油圧ブレーキ装置の場合には電気指令を受ける各車のブレーキユニットが別別に作動するので、電気油圧変換部の調整をすべて同一になるよう厳密に保守しておかないと車両間に不均衡ブレーキ力を起す恐れがある。

(7) 部品および装置の信頼性と融通性；ブレーキ装置は車両運転の重要な保安装置でもあるから、とくに故障が少なく信頼性の高いことが必要である。一般にブレ

\* 労働基準法による制約。

\*\* ブレーキ管と云われる。

ーキ部品の取り付け場所は、かなりひどい振動加速度をうける。とくに台車に取りつけられる場合には、振動加速度は約 10 g に達する。したがって、機器の可動部分の誤動作や配管継手部のゆるみによる漏洩などが起り易い。空気圧機器の場合には制御系に若干の漏気が起ってもブレーキ力の維持が出来るが、油圧機器の場合には主要作動部は多重系にして信頼性を高めておかないと実用上問題が起る。

(8) 圧力の保持機能；列車は何らかの都合で下り勾配線上で停止せざるを得ないことがある。この場合、車両の電源が断の状態でも、ある時間たとえば 30 分以上、ブレーキ力が保持されなければならない。車両故障の場合にはこの保持時間は救援活動に必要な時間である。油圧ブレーキ装置の場合には、機器の内部に油の漏洩が僅かあっても圧力低下が大きいため、必要な時間ブレーキ力の保持がむずかしい。

## 2.2. 試作油圧ブレーキシステム

油圧の特長を生かしたブレーキ制御システムを高速車両に適用する目的で構成すると、つぎのとおりとなるだろう。

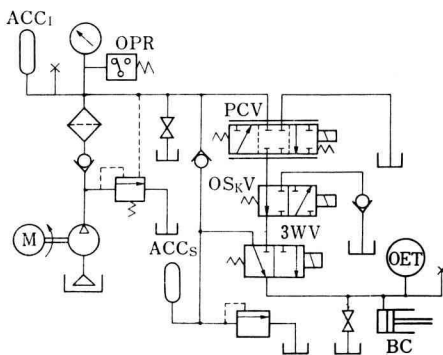


Fig. 2.1 Hydraulic Brake System

図 2.1 は、油圧ブレーキ回路の構成を示す。ブレーキ指令は電氣的に圧力制御弁 (PCV) に入り、ブレーキシリンダ (BC) の油圧を制御する。他方、その油圧は油圧-電気変換器 (OET) によって指令値にフィードバックされる。ブレーキ作用中車輪がレール上で滑走を起すと、滑走検知器の出力電圧により滑走防止弁 (OSkV) が働り、PCV からの油圧通路を遮断して BC 圧力を背圧弁で定められた値まで低下させる。また、三路電磁切換弁 (3WV) は常時励磁のソレノイドが列車の停電あるいは断線などで消磁して働り、BC とアキュムレータ

(ACCs) とをつなぎ、BC に油圧をあたえ列車にブレーキをかけると共に、PCV, OSkV その他の弁類と絶縁して漏洩による BC 圧力の低下を防ぐ。圧力スイッチ (OPR) は高低二種の圧力を検知し、油圧源の監視を行なう。アキュムレータ (ACCi) は、BC 容量に対し充分大きくし、かつ油圧源の脈動や管路のサージングの防止に役立たせる。

この油圧ブレーキ回路の主要諸元は、表 2.1 に示すとおりである。

油圧回路中でブレーキ性能上重要なのは、圧力制御弁 (PCV) である。圧力制御はなるべく応答が早く安定性の良いことが望まれる。通常、トルクモータあるいはムービングコイルとスプールとの組み合わせによる機構が使用される。その代表例を、図 2.2 および 図 2.3 に示す。これらの弁への入力信号は通常電圧の形で与えられるが、ディザを重畳してスプールとスリーブとの間の摩擦によるヒステリシスを除去するように配慮する。

図 2.2 のトルクモータ式圧力制御弁は、永久磁石、電磁コイルおよびトーション・バーで中央を支持した可動鉄片、などを組み合わせたトルクモータと、スプールおよびフィードバックピストンなどを内蔵した油圧部から構成され、コイルに印加される指令電圧に比例した油圧をシリンダ内に発生する構造である。また、トルクモータは左右対称に置かれた 2 対の永久磁石による磁束 (図 2.2 の A-A, B-B) と 2 個の電磁コイルに流れる電流によって生ずる磁束 (図 2.2 の C-C, D-D) との和および差による吸引力の差を利用して、可動鉄片を時計方向または反時計方向に回転させ、可動鉄片と一体となった連結板により油圧部を駆動するのである。ここで、Ps は油圧源への通路、Pc は油圧シリンダへの通路、Pr は油槽への戻りの通路である。

図 2.3 のムービングコイル式圧力制御弁は、スプール駆動用のムービングコイル、永久磁石および位置フィードバック用差動トランスなどから成る電気部と、スプール、スリーブ、調圧バネおよび緊急バネなどを内蔵した油圧部とから構成され、増幅器と組み合わせて指令電圧に比例した油圧をシリンダ内に発生させる構造である。ムービングコイルに流れる入力電流によって、そのコイルは永久磁石から電磁力を受けコイルに連結されているスプールと共に移動する。その変位は差動トランスによって検出され、入力側にフィードバックされ位置決めされる。一方油圧部ではスプールが右側に動くと、油圧源通路 (Ps) と油圧シリンダ通路 (Pc) とが連絡し、油圧シリンダ内の圧力は高まる。同時に調圧バネ室の圧力も



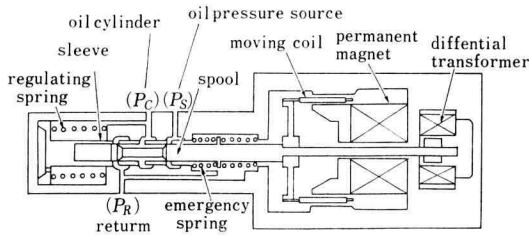


Fig. 2.3 Moving Coil type oil pressure control valve.

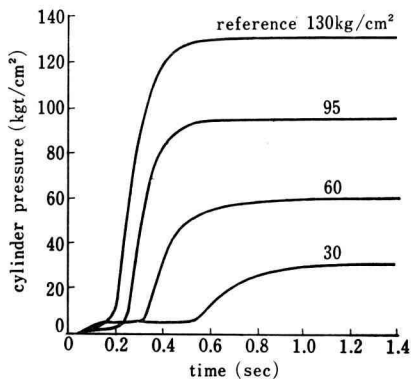


Fig. 2.4 Step Response (oil pressure rise)

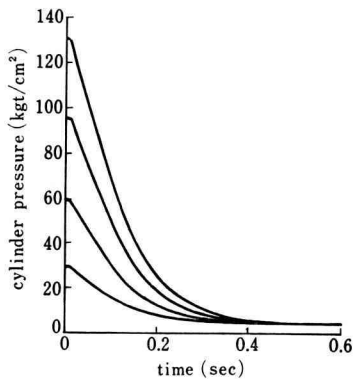


Fig. 2.5 Step Response (oil pressure drop)

高まるので、スリーブは右側に移動し、 $P_S$  と  $P_C$  とをつなぐ通路は閉じ油圧シリンダ圧力の上昇はやむ。すなわち、スプールの位置に対応した油圧がシリンダ内に得られる。なお、緊急バネは無信号の場合スプールに変位を与え、それに対応する油圧をシリンダ内に生ずるもの

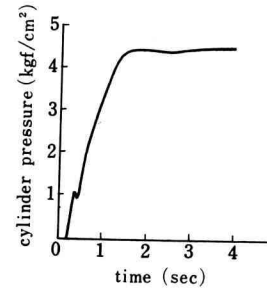


Fig. 2.6 Step Response (air pressure rise)

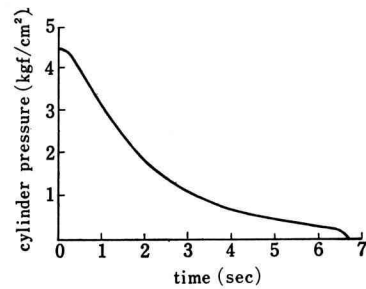


Fig. 2.7 Step Response (air pressure drop)

で、緊急時にブレーキ力を与える役割りをもつ。

以上のように構成される油圧ブレーキ装置を具体化して台車に装備する場合、油圧制御機器取り付け板の下部は油槽になし、その中に油圧ポンプを収納する。また、防塵のため密封式カバーで機器全体をつつむ。試作の結果では、この重量は約 200 kgf になった。

### 2.3. 油圧と空気圧両ブレーキ装置の特性の比較

前項で示した油圧ブレーキ装置の特性を、入力電圧に対応する出力油圧シリンダ圧力の関係で示すと、図 2・4 および図 2・5 のようになった。これらはトルクモータ式圧力制御弁をもつ装置について調べた結果である。図 2・4 に示すように油圧が本格的に上昇し始めるまでに時間がかかっているのは、油圧シリンダのピストンストロークが大きいからである。鉄道車両の場合、ブレーキ指令のない時ブレーキライニングはディスク板に接触してはならないという条件があるため、ピストンストロークは長くせざるを得ないのである。また、入力電圧に対する出力油圧は、ほぼ直線的比例関係にあるが、ディザーが印加されないと約 5% のヒステリシスが生ずる。

なお、ムービングコイル式圧力制御弁をもつ装置については、トルクモータ式圧力制御弁をもつ装置の場合よ

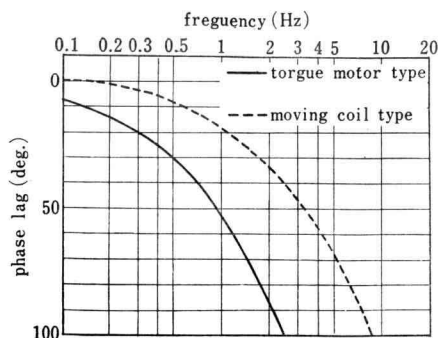


Fig. 2.8 Frequency Response of Hydraulic brake system (phase characteristics)

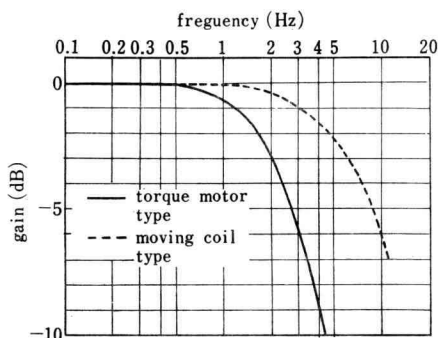


Fig. 2.9 Frequency Response of Hydraulic brake system (gain characteristics)

り、やや良い動特性が得られるが、車両に取りつけた場合、走行中の振動加速度の影響を受け易いので、取りつけ方向に留意する必要がある。

他方、現用鉄道車両の空気ブレーキ装置の動特性は、図2・6および図2・7に示すように油圧ブレーキ装置にくらべ極めて大きい時定数を持っている。

また、周波数特性に関しては、油圧ブレーキ装置では図2・8および図2・9に示すように折点周波数が1~3Hzであるのに対し、空気ブレーキ装置では最新の装置であっても、たかだか0.1~0.5Hzである。

#### 2.4. 油圧ブレーキ装置実用化の諸問題

上述の試作油圧ブレーキ装置は、2両編成の東海道新幹線試験列車に取りつけられ、週一回東京大阪間を往復する試験運行ダイヤによって約2カ年使用された。この間折行なわれた性能チェックで実用上大きな問題となったのは、圧力制御弁内の油の漏洩であった。この量は

極めて少なかったが、高速車両の運転に対しては若干不安となったのである。それは使用時間とともに漏洩が増大する傾向にあるので、修繕周期を空気ブレーキ装置より短かくする必要があると予想されたからである。

圧力制御弁内の油の漏洩をへらすには、入力電圧にディザを印加することをやめ、さらにスリーブとスプールとの通路間のオーバーラップ量を増大すればよいが、圧力制御特性が悪くなる。すなわち、ヒステリシスがふえ周波数特性が悪くなると共に、通路付近の油のコンタミネーションによってスプールがスティックを起し易くなり、好ましい対策ではない。

しかしながら、列車の運転区間が比較的短かく、また故障に対して救援処置が早くとれる場合で、応答特性を強く期待するような車両の場合には、油圧ブレーキ装置は有効であろう。米国の新交通システムでは油圧ブレーキシステムを用いた例が多い。一例として、モルガンタウンのPRTでは、ノズルフラップ式の圧力制御弁を持つ油圧ブレーキ装置が用いられており、コンピュータ制御の自動運転を可能にしている。このシステムは、図2・10に示すように完全二重系とし、信頼性および安全性が高められている。

我が国では鉄道車両でも新交通システムでも、油圧を全面的に使用するシステムの採用に至っていない。しかし、部分的に油圧機器は利用されており有効に機能している。例えば、空気ブレーキシリンダの圧力を増幅するのに油圧機構を用いて大きい複雑なテコ機構を省くとか、車輪滑走防止機構に油圧を用いて応答を早くするとかなどがある。これらは油圧機構の将来の利用方向を示唆するもので、空気圧と油圧および電気量のそれぞれの特性を利用し補足しあって、ブレーキシステムとして技術的にまた経済的に最適の方式が追求されなければならないと考えられる。

### 3. 摩擦ブレーキ機構に関する諸問題

輸送機関の摩擦ブレーキ機構は、大きな運動エネルギーを短時間に放散する目的から、特別に耐熱性や耐摩耗性が考慮される。

通常車輪を媒体とするブレーキ機構においては、車輪と地面間あるいは車輪とレール間の摩擦力\*の制限によって、ブレーキトルクの大きさには限度がある。たとえば、ゴムタイヤを用いる車両、自動車および航空機などでは、最大減速度は0.5~0.6gであり、鉄輪では0.2g

\* これは普通「粘着力」と呼ばれている。

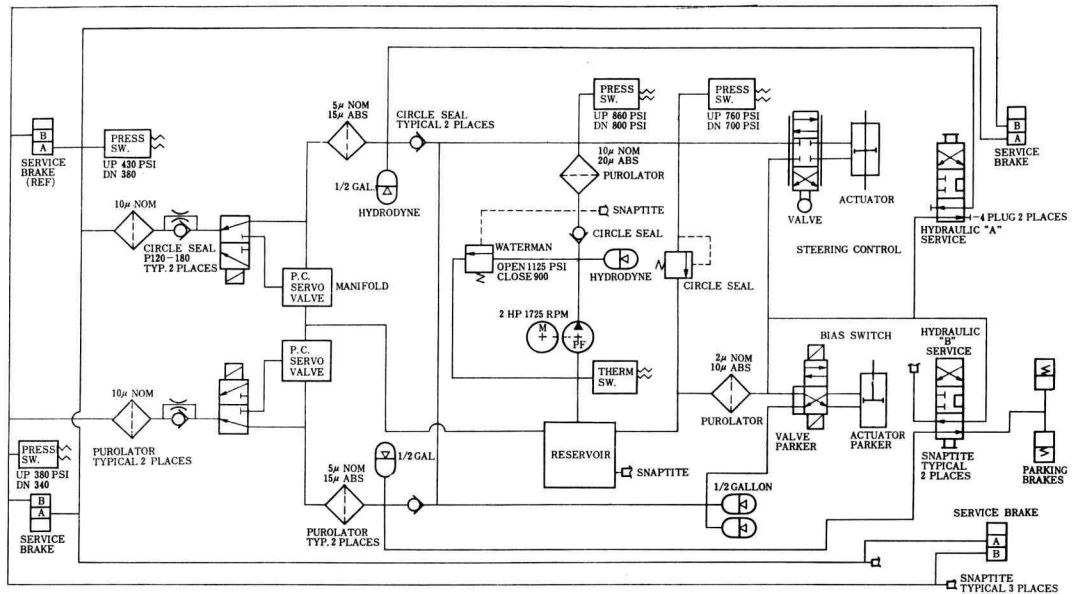


Fig. 2.10 Hydraulic System of PRT

Table 3.1 JIS of Cast Iron Brake Shoe

Type	Chemical contents					Hardness		object
	C	Si	Mn	P	S	Brinell	shore	
A	3.0~3.4	1.2~1.8	0.3~0.8	<0.6	<0.15	217~248	32~37	for general use
B	3.2~3.4	0.3~1.0	0.3~0.8	<0.4	<0.15	248~302	37~45	for street car
C	2.8~3.2	1.2~1.6	0.6~1.1	<0.2	<0.15	217~248	32~37	for high speed car

Table 3.2 JRS of Cast Iron Brake Shoe

Chemical contents					Hardness (Brinell)	Object
C	Si	Mn	P	S		
2.8~3.4	1.2~1.8	0.4~0.8	<0.3	<0.15	202~248	for general use

程度である。摩擦ブレーキ機構は、こういった減速度が得られるような能力をもたねばならない。しかも、運転区間によっては長い下り勾配を長時間安全に運転出来る能力を持つことも要求される。

本章では、摩擦機構と材料の現状と問題点を述べ、さらに従来あまり検討されなかったブレーキ熱による摩擦材料の特性変化が列車運転に及ぼす影響を調べる。

### 3.1. 摩擦ブレーキ機構とその材料

#### (1) 鉄道車両の制輪子

鉄道車両の摩擦ブレーキ機構は、車輪踏面に铸铁あるいはレジン系の制輪子を押しつける方式と、車軸に取りつけたディスクに铸铁、レジンあるいは焼結合金のシューを押しつける方式とに大別される。

車輪に铸铁制輪子を押しつける方式は古くから用いられ、制輪子の材料は、米国では AAR 規格によるチルド铸铁、あるいはこれにクローム鋼を鑄込んだものが用いられ、欧州では UIC 規格による 磷成分の比較的多い铸铁、あるいはブリネル硬度 200 前後の普通铸铁が用いら

れている。我が国では、多くの検討の後、表 3・1 に示すような JIS 規格が定められた。日本国有鉄道では、さらに表 3・2 に示す規格が昭和 45 年 11 月に定められている。ここで、車輪の材質は高炭素鋼の STY 80 である。

铸铁制輪子の摩擦係数は、我が国ではつぎの実験式であたえられている。

$$\mu = C \frac{1 + 0.01v}{1 + 0.05v}$$

ここで、 $\mu$  は摩擦係数、 $v$  は車両速度 (km/h)、 $C$  は天候その他に依存する係数で、0.42~0.29 の範囲の値をとり、通常は 0.32 とする。

铸铁制輪子の摩擦係数は、铸铁の成分に若干の相違があっても変動が少ないので、上式が広く用いられている。しかし、摩擦係数は制輪子の押しつけ力に左右されるし、また、ブレーキの適用時間が長い場合摩擦熱によっても影響を受けるので、これらを考慮した新しい実験式を求める必要がある。

1950 年代の後半に至り、レジンバインダとし、鉄、銅、グラファイト、鉛などの粉末と石綿とを混合してかためた、いわゆるレジン系制輪子が実用に入った。この制輪子は摩擦係数が铸铁に比較して高く、耐摩耗性があり、しかも軽量で取り扱いが容易であることから、比較的早く使用範囲が広がった。







表 3・3 にレジン系制輪子の主要成分とその効果とを示し、表 3・4 にその摩擦係数の一例を示す。ここで、高摩擦材とは摩擦係数の高い値を得るための成分配合材であり、低摩擦材は低い値を得るための成分配合材を意味する。

レジン系制輪子は高速車両に使用する場合、車輪タイヤに熱割れや異常摩耗などを発生することが多く実用上問題になっている。これは、レジンの熱伝導率が小さいため摩擦熱がほとんど車輪タイヤに伝わるためである。また、タイヤの異常摩耗はレジンの熱膨脹によって摺動面が変形し、しかも耐摩耗性があるために生ずると考えら

Table 3.3 Main Contents of Compound Resin Shoe

Contents	grain (mesh)	Mixing Ratio (weight %)		object
		High Friction	Low Friction	
powder of Cast Iron	60~150	10~45	5~25	for speed regulation
powder of Graphite	100~250	3~15	25~60	for smooth friction
Asbestos	—	2~5	2~5	for binder
powder of Lead	100~150	2~10	2~15	for lubrication
powder of Aluminum	80~100	—	2~5	for lubrication
powder of Copper	80~100	3~5	3~5	for lubrication
synthetic rubber	—	2~5	—	—
Resin	—	10~25	10~25	for binder
the others	—	2~10	2~10	—

Table 3.4 Frictional Coefficient of Compound Resin Shoe (when shoe pressure is between 1.5 and 3.5 tons)

Initial Brake Speed (km/h)	Frictional Coefficient				
	Initial	at 95 km/h	at 65 km/h	at 35 km/h	at stand still
125	0.240±0.03	0.255±0.04	0.280+0.05 -0.04	0.330±0.05	0.550±0.15
95	0.255±0.04		0.280+0.05 -0.04	0.330±0.05	0.550±0.15
65	0.280+0.05 -0.04			0.330±0.05	0.550±0.15
35	0.330±0.05				0.550±0.15



れている。

さらに、レジン系制輪子の別の欠点として、寒冷地における使用上の問題がある、これは、摺動面に冰雪が付着すると摩擦係数が極めて小さくなるからである。このため、北欧の鉄道では夏期のみレジン系制輪子を使用するという例がある。

以上のような限定されたレジン制輪子の適用範囲を広げるため、材質のおよび構造的な研究開発は今後の問題である。

## (2) 鉄道車両のブレーキディスク

摩擦ブレーキ機構としてディスクを用いると、車輪の材質に関係なく材料が選定出来るので有利である。普通、ディスク材には耐摩耗性の点から鋳鉄が選ばれ、ライニング材にはレジン系が用いられる。しかし、特殊の高速車両たとえば新幹線車両には、Ni, Cr, Mo などの入った特殊鋳鉄のディスクが用いられ、ライニング材としては、Cu と Fe の粉末、酸化鉛、グラファイトおよびセラミックスを主成分とする焼結合金が用いられる。日本国有鉄道で使用されているディスク材の成分と性質を表3.5に示す。これに対し、欧州で使用されているディスク材には、パーライト組織を安定化させるため Sn を入れ、また黒鉛の析出をよくするために Cu を入れる傾向がみられる。

ディスクに要求される性能は、耐摩耗性と共に耐熱性である。一般にディスクは熱の放散のため摺動面の裏面に冷却フィンがつけられるが、過渡的な熱の流れを考慮して熱応力の集中が起らないように設計されなければならない。現在のディスクの形状は多分に経験的であり、材質の問題も含め設計の基礎は不完全である。

また、ディスクを取りつけた車両では、車輪踏面ブレーキと異なり、車輪のスリップが多くなるという欠点がある。この対策として通常車輪に踏面清掃子を備え踏面のよごれを除去する。この材質は鋳鉄あるいは特殊のレジン系のもので、可成り有効であることが確かめられて

いる。

## (3) 自動車その他の摩擦ブレーキ

自動車の摩擦ブレーキ機構は、通常冷間プレスによるドラムにアスベスト系のライニングを押しつける構造であるが、高速車や大形車では熱容量の増大のため熱間鍛造による高炭素ドラムと針金により補強されたライニングが用いられる。一般に自動車では、多量生産のため、ライニングの品質管理と生産性向上とが大きな問題である。

長距離走行車や大形車などでは、摩耗粉や路上の砂はこりの影響を避け、熱の放散を良くするためディスクブレーキ機構を使用することが多い。この場合ライニングの材料はアスベスト-レジン系からセラミックス系焼結合金まで各種のものが使われている。ゴムタイヤ車輪の最近の車両や新交通システムの車両においても、同様にディスクブレーキ機構が使用される。この場合は、更に自動運転時の摩擦力の制御を容易にするという意味もある。

なお、摩擦ブレーキ装置はその機構および材料において近年急速に進歩したが、特に、1951 年以後において著しかった。これは航空機のブレーキ技術から示唆された事が多いが、車両の高速化に伴ないブレーキ材料の研究は更に進める必要があると考えられる。

## 3.2. 制輪子ブレーキ適用の限界

鋳鉄制輪子は鉄道車両にブレーキ力を与える要素として古くから信頼されており、前述の摩擦係数の実験式は列車の運転計画上の基礎として利用されてきた。しかし長い下り勾配で運転される列車の場合問題がある。これは、ブレーキ作用時間が長くなると、摩擦係数がこの実験式から求められる値より異常に低下し、運転上危険を伴う場合があるからである。

勾配運転において危険に至った近年の例をあげると、釜石線の洞泉-小佐野間の列車衝突事故（昭和42年8月15日発生）や信越本線の熊ノ平-横川間の列車脱線転覆

Table 3.5 Main Contents of Brake Disc (JNR)

materials	chemical contents									Mechanical properties		
	C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr	Mo	strength (kgf/mm <sup>2</sup> )	bending test		hardness (brinell)
										max. load (kgf)	deflection (mm)	
Cast Iron	2.8 ~3.6	1.3 ~1.9	0.6 ~0.9	<0.12	<0.2	—	—	—	28	>1,100	>5.0	207~269
Ni-Cr-Mo Cast Iron	3.3 ~3.7	1.1 ~1.6	0.6 ~1.0	<0.16	<0.12	1.0 ~2.0	0.3 ~0.6	0.3 ~0.5	25	>1,100	>5.0	210~280

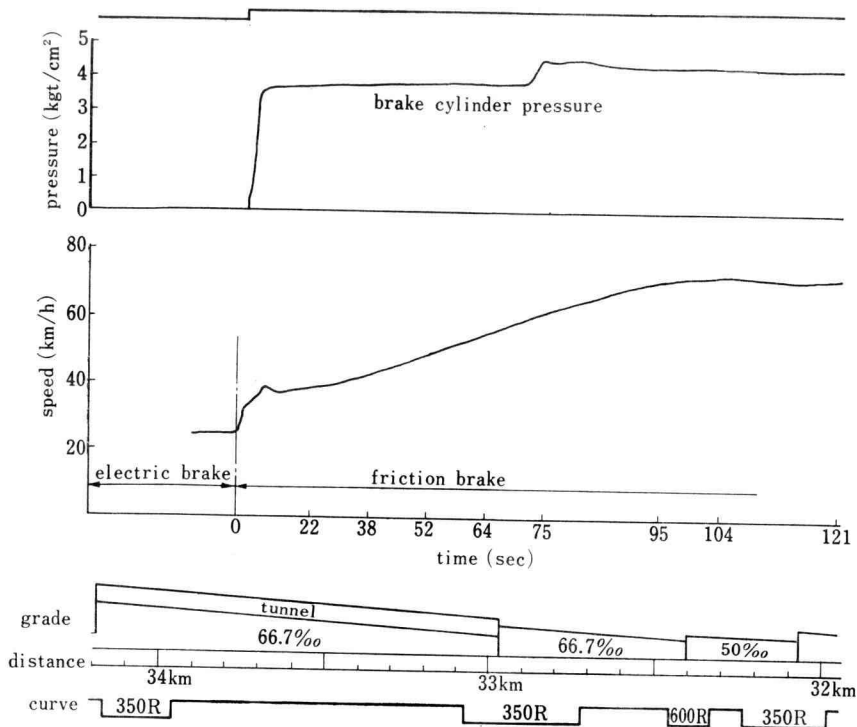


Fig. 3.1 Brake Test at steep Grade

事故（昭和50年10月28日発生）などがある。

これらの事故の詳細を調べた結果によると、鑄鉄制輪子の摩擦係数が実験式から得られる値より遙かに小さくなっていてと推測された。通常、長い下り勾配運転の列車に与えられている速度制限は、この実験式をもとに定められている。したがって、事故の原因には何らかの制輪子に関する要因もあるのではないかと考えられた。しかし、この制限速度付近での摩擦ブレーキ特性については、従来あまり検討されたことがなかったのである。

#### (1) 制限速度付近での列車の挙動

急な下り勾配線上で列車速度を種々に変えた場合の制動距離測定試験において、ブレーキをかける時の速度が、ある値以上になると列車は一度減速した後再び加速するという状態が観測された。その時の状況は、図3・1に示すとおりであった。試験区間は信越本線の軽井沢横川間で、列車は電気機関車3重連、2軸貨車20両より構成されていた。

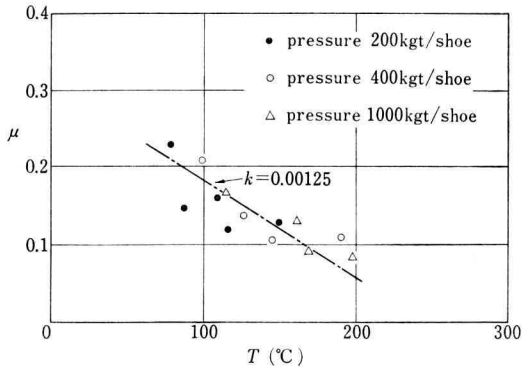
図3・1に示す速度変化の経過は、つぎのとおりである。すなわち、66.7‰の下り勾配で電気ブレーキをかけつつ均衡速度約24 km/hで運転中、電気ブレーキ回路

を切ったところ、約3.5秒後に速度が約31 km/hになった。この速度で過速度継電器が働いき、空気圧による非常ブレーキがかかった。その約9秒後ブレーキ効果があらわれ、列車は僅かに減速したが、間もなく増速し始め、約70秒後58 km/hの速度に達し、更に増速の傾向にあった。最終的には別のブレーキ手段で列車は減速されたのであるが、こういった経過は従来観測されたことはなかったのである。

このような列車速度の変化は、鑄鉄制輪子の温度上昇による摩擦係数の低下に起因すると考えられるので、その特性を実験的に確かめる必要が起った。

#### (2) 鑄鉄制輪子の温度と摩擦係数との関係

ブレーキ試験機に取りつけた車輪を強力なモータで定速回転し、それに国鉄標準の鑄鉄制輪子を一定の力で押しつけ、摩擦面が熱的にほぼ定常状態になった時の車輪温度、制輪子温度および摩擦係数を測定した。その結果、車輪温度に対する摩擦係数の関係は、図3・2のようになった。ここで、制輪子温度は車輪温度にはほぼ比例することがわかったが、温度測定位置によっては制輪子の熱変形や摩耗の影響をうけるので、車輪温度を代表に選

Fig. 3.2 Relations between T and  $\mu$ .

んだ。また実験における摩擦速度は、20, 40, 60 km/h とし、制輪子押しつけ力は 200, 400, 1000 kgf とし、それらの組み合わせによって試験が行なわれた。なお、車輪温度の測定は、踏面の幅のはば中央で表面よりの深さ 10 mm の所に入れたサーモカップルによって行なわれた。

図 3.2 から、摩擦係数はタイヤの温度上昇にしたがってほぼ比例的に低下することがわかる。この関係を直線近似すると、0.00125/°C の傾きとなる。

### (3) 下り勾配線における列車速度のシミュレーション

車輪と制輪子との摩擦特性に影響する部分をまとめて一つの摩擦体と考え、しかもその摩擦体の内部での温度は一樣であるとする時、摩擦仕事による摩擦体の温度上昇はつぎのように表わされるだろう。

$$mc \frac{dT}{dt} = A\mu pv - \alpha(T - T_0) \quad (1)$$

ここで、

$m$  = 摩擦体の質量,  $p$  = 制輪子の押しつけ力,  
 $c$  = 摩擦体の比熱,  $v$  = 摩擦速度,  
 $T$  = 摩擦体の温度,  $\alpha$  = 放熱に関する係数,  
 $A$  = 仕事の熱当量,  $T_0$  = 摩擦体の初期温度,  
 $\mu$  = 摩擦係数,  $t$  = 時間。

つぎに、 $T$  と  $\mu$  との関係は実用範囲において逆比例の関係にあると仮定すると、 $k$  を比例定数としてつぎのように表わせる。

$$\mu_0 - \mu = k(T - T_0) \quad (2)$$

ここで、 $\mu_0$  は速度  $v$  の初期値  $V_0$  における  $\mu$  の値とし、次の形の式で与えられるものとする。ただし、 $C_0$ ,  $a$ ,  $b$  は定数とする。

$$\mu_0 = C_0 \frac{1+bV_0}{1+aV_0} \quad (3)$$

(2)式より

$$\frac{dT}{dt} = -\frac{1}{k} \frac{d\mu}{dt} \quad (2)'$$

したがって、(1), (2), (2)' 式からつぎのようになる。

$$-\frac{mc}{k} \frac{d\mu}{dt} = A\mu pv - \frac{\alpha}{k} (\mu_0 - \mu)$$

すなわち、

$$\frac{d\mu}{dt} = \frac{\alpha}{mc} \mu_0 - \frac{(kApv + \alpha)}{mc} \mu \quad (4)$$

他方、下り勾配線上をブレーキをかけながら走行する車両の運動方程式は、

$$M \frac{dv}{dt} = G - R - \phi \mu P \quad (5)$$

である。ここで、 $M$  = 車両の質量,  $R$  = 車両の走行抵抗,  $\phi$  = 定数,  $G$  = 勾配抵抗 (下り勾配では  $G > 0$ , 上り勾配では  $G < 0$ )。

したがって、下り勾配走行中の車両の速度と摩擦係数との関係は (4) 式と (5) 式とから求めることが出来る。この計算過程を流れ図で示すと図 3.3 のようになる。

数値計算は 66.7% の下り勾配線上を運行する列車について表 3.6 に示すような値を用いた。計算結果は図 3.4 に示す。 $\mu_g$  は勾配等価摩擦係数で、列車が下り勾配線上をブレーキをかけながら等速運転する条件から求められる。すなわち、 $G - R - \phi p \mu_g = 0$  から  $\mu_g = 0.16$  となる。

図 3.4 において、 $\mu_0$  曲線と  $\mu_g$  直線との交点から得られる速度以上で列車にブレーキがかけられる場合、列車速度は単純に増大するが、この速度以下でブレーキがかけられる場合には、ある速度を境として一度減速の後再び増速する領域と単純に減速する領域とに分れる。この限界の速度以下で列車は運転されないと安全に勾配を下ることは出来ない。図 3.1 に示した状況は丁度この一度減速後増速に入る領域にあったものと考えられる。

以上の事から、長い下り勾配を運行する列車では、ブレーキによる摩擦熱のため摩擦特性が変化し、危険な運転状態に至る場合のあることが明らかになった。

ここで、ブレーキのかかり始めの  $\mu_0 - V_0$  の関係は (3) 式の形をとるとしたが明確ではない。 $V_0$  に対して  $\mu_0$  は一定に近い値をとるのかも知れないが、実験的に求めることの困難な特性である。しかし、 $\mu_0 - V_0$  の関係が (3) 式とは異なる形をとったとしても、ここに述べた定性的性質は変わらないと考えられる。

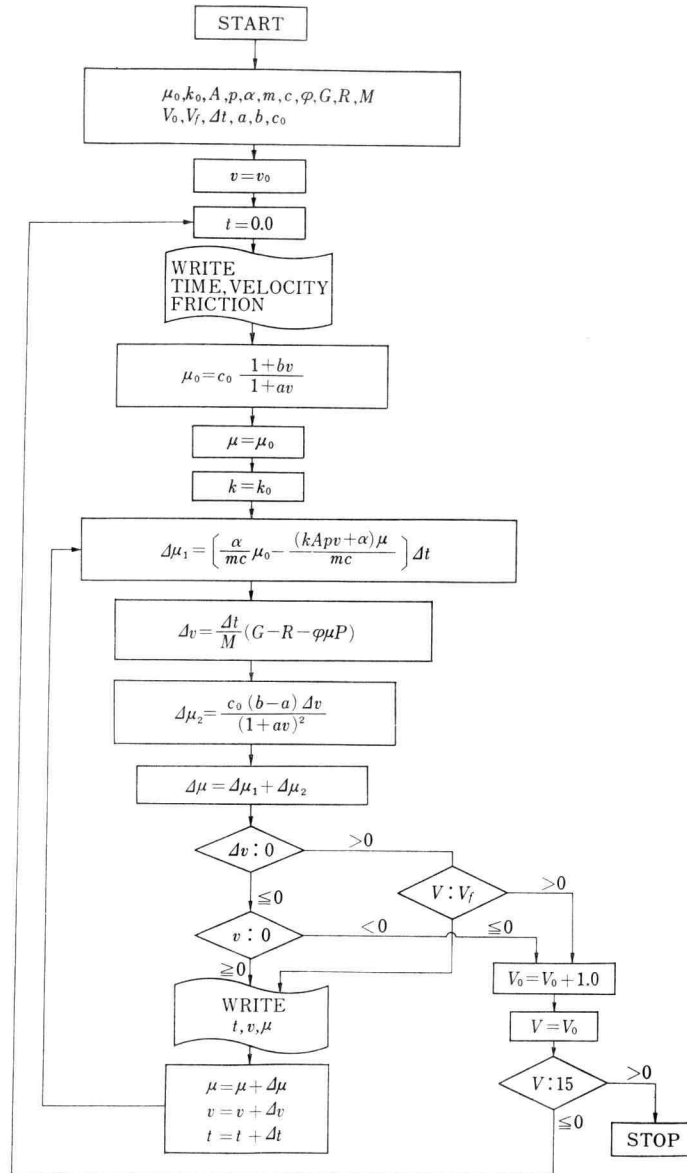


Fig. 3.3 Flow Chart of Train Running

#### 4. 電磁レールブレーキ方式とその実用化の可能性

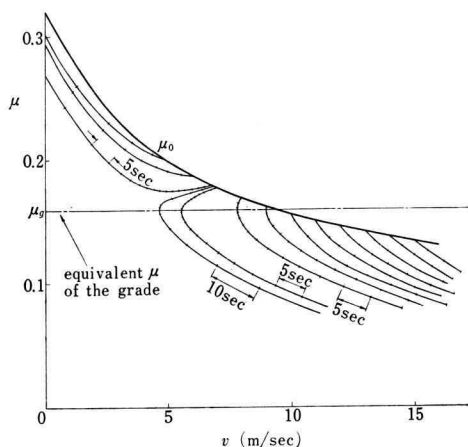
通常使用される車輪路面ブレーキ、ディスクブレーキ、電気ブレーキあるいはエンジンブレーキなどの機構は、いずれも車軸にブレーキトルクを与える方式であるので、ブレーキ力は車輪とレール間の摩擦すなわち粘着力の大きさによって制約を受ける。これに対し、レールに直接ブレーキをかける方式はこの制約がないので、ブレーキ力を粘着力以上に大きくとれ、しかも車輪路面の損傷の心配がない。

レールに直接ブレーキをかける方式には、接触式と非接触式と二つ考えられる。接触式において、ブレーキシューをレールに押しつける力を電磁力とすれば、車輪にかかる車体重量の減少がないので、通常の車軸ブレーキ

に直接ブレーキをかける方式には、接触式と非接触式と二つ考えられる。接触式において、ブレーキシューをレールに押しつける力を電磁力とすれば、車輪にかかる車体重量の減少がないので、通常の車軸ブレーキ

Table 3.6 Numerical Data for Calculation

$\mu_0 = 0.320$	$\varphi = 1.0$
$k = 0.00125 \quad 1/^\circ\text{C}$	$M = 3000 \text{ kg}$
$A = 1/427 \quad \text{kcal/kgf}\cdot\text{m}$	$V_0 = 5.0 \text{ m/sec}$
$P = 1000 \times 9.80 \text{ kgf}$	$V_f = 17.0 \text{ m/sec}$
$\alpha = 10.35/427 \quad \text{kcal}/^\circ\text{C}\cdot\text{sec}$	$\Delta T = 1.0 \text{ sec}$
$m = 366 \text{ kg}$	$a = 0.18 \text{ sec/m}$
$C = 0.115 \quad \text{kcal/kg}\cdot^\circ\text{C}$	$b = 0.036 \text{ sec/m}$
$R = 0.01 \times 3000 \times 9.80 \text{ kgf}$	$c_0 = 0.320$
$G = 0.0667 \times 9.80 \text{ kgf}$	

Fig. 3.4 Relations between  $\mu$  and  $v$  (calculation)

装置をその性能を落すことなく併用できる。しかし、ブレーキシューがレール面を摺動するために生ずるレール頭部の摩耗や損傷が問題となり、レールの継目部や分岐部における強度上の問題も起る。したがって、我が国では急勾配線をもつ登山用鉄道車両の保安ブレーキとして、あるいは横川-軽井沢間の 66.7% 急勾配区間運転の EF 63 形電気機関車の緊急時の駐留ブレーキなどに使われるか、市街電車などの低速車両の緊急ブレーキに用いられているにすぎない。外国においてもほぼ同様であるが、欧州においては TEE (Trans Europe Express) などの高速車両に用いられている例がある。しかし、この場合非常時のブレーキに限られている。

これに対し、非接触の電磁レールブレーキは、車両に取りつけた電磁石とレールとの相対運動によってレール内に誘起される“渦電流のために生ずるブレーキ力”が利用される。したがって、機械的の摩擦がないし、電磁石の励磁電流を変えることでブレーキ力は連続的に調節で

きる。このため高速車両のブレーキに適用できると考えられ、近年実用化の検討が進められた。

開発研究は日本国有鉄道の筆者らのグループによって昭和 40 年から開始され、基礎的実験の後新幹線車両に取りつけた試作装置によって走行性能テストが行なわれた。この結果、ある範囲での実用化の見通しが明らかとなった。他方、フランスでは我が国に若干遅れて開発研究が始まり、パリ-リヨン間の高速鉄道 (TGV) の計画の一環として試作車に組み込まれ走行性能テストが行なわれた。

渦電流式電磁レールブレーキの開発において検討すべき問題点はつぎのとおりである。すなわち、i) 車両限界内での有効な電磁石の寸法と配列方法、ii) レール内に生ずる渦電流によるブレーキ力の程度、iii) ブレーキ作用によるレールの温度上昇とその影響、iv) 電磁石の吸引力がレールと軌道とに及ぼす影響、v) 信号用軌道回路に及ぼす磁場の影響、などである。

#### 4.1. 電磁石の寸法と配列

渦電流式電磁レールブレーキ装置は新幹線用車両の台車に取り付けることを想定して寸法諸元をきめることとした。したがって、電磁石はこの台車の軸間距離 2.5 m の間に取り付けることとなるので、長さは 1.5 m、幅はレール頭部付近の車両限界の制約も受け 120 mm 以内となる。

電磁石の配列は、図 4.1 の (a)、(b) のように 2 種類考えられるが、小形の電磁石での実験によると、(b) の配列の方が (a) より吸引力が少なくブレーキ力大きいことがわかった。このため (b) 配列を用いることとし、極数は次項で述べる実験によって定めることとした。

また、レールと電磁石との空隙は小さい方が効果は大きい、電磁石の台車への取り付け余裕、およびレール面の異物の存在その他を考慮して 6.5 mm 以上が妥当と考えられた。

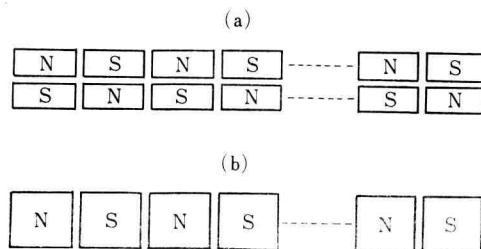


Fig. 4.1 Arrangement of magnets

Table 4.1 Specification of Test Magnets

type	number of test poles	pole length (mm)	turn of coil	number of poles within 1.5 m
1	8	144	172	10
2	10	120	143	12
3	10	104	123	14
4	12	90	102	16

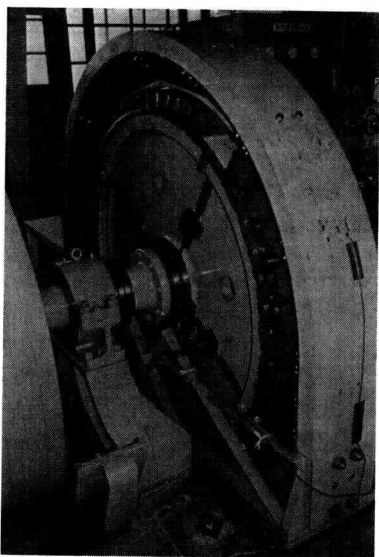


Fig. 4.2 Test Device of Magnetic Rail Brake

#### 4.2. 試作電磁石の特性実験

実験装置は図4.2のように、試作電磁石を回転円板の周囲に取り付け、その電磁石に対向し一定の空隙を置いて馬蹄形のレールを配置した構造とし、電磁石の励磁はスリッピングを介して外部電源より行なう。実験は電磁石のつく円板をフライホイールと共に外部モーターで回転し、所定速度になった時モーター軸を切り離し、電磁石を励磁するのである。試作電磁石は4種類用意した。その仕様は表4.1のとおりである。

実験結果はつぎのとおりである。

i) アンペア・ターンが同一なら、4種類の電磁石間にブレーキ力の差はない。ブレーキ力はアンペア・ターンに比例して増大するが、速度に対しては低速の間比例し、ある速度以上になるとほぼ一定の値となる。これは、低速の時には磁束が一様であるのに対し、高速では磁束が歪み更にレールの表皮効果が著しくなるためであると考えられる。

図4.3はNo. 2の電磁石について得られた速度とブレーキ力との関係である。約29,000アンペアターン (A T) で高速領域でのブレーキ力は約850 kgf に達するこ

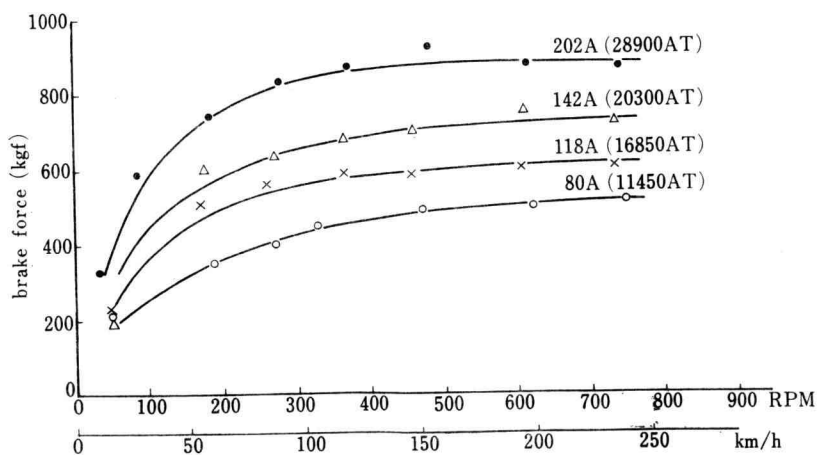


Fig. 4.3 Relation between Brake force and Ampere-Turn of Magnet. (No. 2 coil)

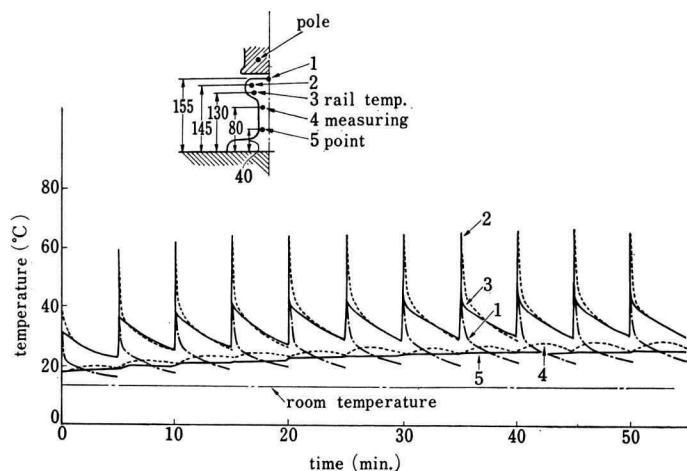


Fig. 4.4 Temperature Rise in Rail

とがわかる。この電磁石を新幹線車両に取りつける時には、前の表 4・1 に示すように極数は 12 個となるから、ブレーキ力も極数の増した分だけ強くなる。このようにして得られるブレーキ力は新幹線車両の現在の摩擦ブレーキ力とほぼ同等である。

ii) 車両走行中のブレーキ作用によりレールに生ずる温度上昇の程度を予測するため、速度 150 km/h で回転中の電磁石を励磁した。励磁電流は 116 A とし、励磁時間は 12 両編成の新幹線列車が 5 分間隔で運転され、同一地点で電磁レールブレーキがかけられるという苛酷な条件で定められた。測定結果は図 4・4 に示すとおりである。温度測定位置は 5 個所で図中に示す。

レールの温度上昇はレールの頭部において甚だしく、急激な変化がみられる。また内部においても 10°C 以上の温度上昇が認められた。実用の場合、ロングレールの

許容応力からみて 10°C 以上の温度上昇は好ましくないとされているので、電磁レールブレーキによるブレーキ力はこの実験より小さくする必要があると考えられる。

iii) 電磁レールブレーキの吸引力特性を調べるため、試験台車に電磁石を取りつけ、電磁石とレールとの空隙をいろいろ変えて特性を調べた結果、図 4・5 が得られた。また吸引力の速度特性は図 4・6 のようになった。この場合空隙は 6.5 mm とした。

これらから、空隙が大きくなると吸引力は大きく減少し、速度が早くなると低下することが数量的に明らかになった。

#### 4.3. 実車による試験と実用化の検討

電磁石を台車の左右のレールに向い合う位置に一組ずつ取り付け、車両の電気ブレーキ回路に直列につなぎ、

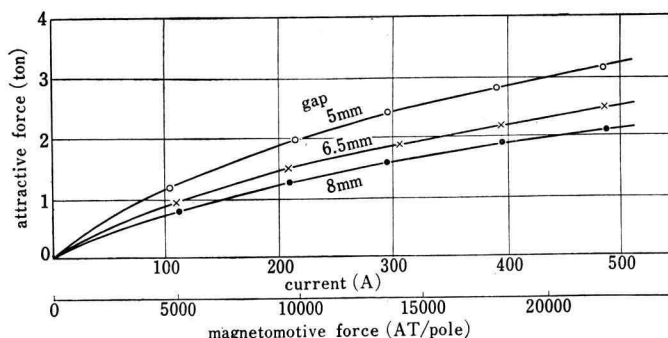


Fig. 4.5 Relations between attractive force and magnetomotive force

電気ブレーキ作用時の発生電流で励磁するよう構成した。図4.7はこの回路を示す。この構成は回路故障に対する安全性確保と、エネルギー経済とを配慮したものである。図4.7で、電磁石と併列のスイッチは電磁レールブ

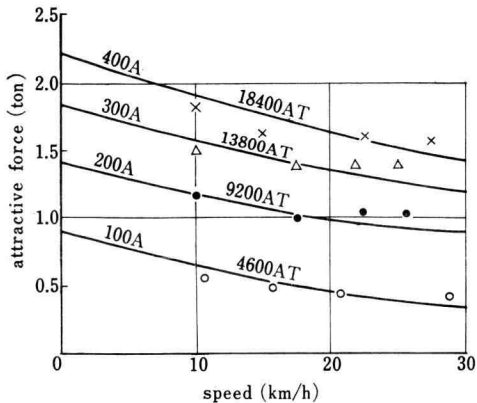


Fig. 4.6 Relations between attractive force and speed.

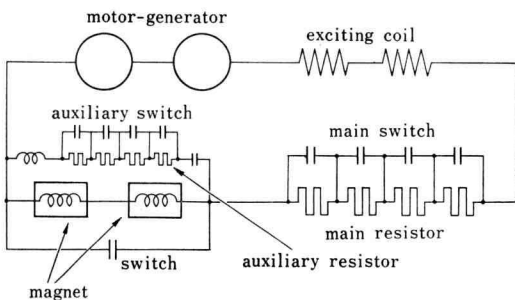


Fig. 4.7 Electric brake circuit with magnetic brake line.

レーキの作用を切る時に "on" とする。また、抵抗器類は、主回路および電磁石コイルに流れる電流を制御するためのものである。

この電磁レールブレーキ装置は、表4.2に示す仕様で試作され。新幹線車両に取りつけ性能が調べられた。

実験結果をまとめるとつぎのとおりである。

i) 車両の停止状態で電磁石を外部電源で励磁し、電磁石の沈下量とレールの吸引による浮上量とを測定した結果、空隙 20 mm、励磁電流 315 A の時、電磁石の沈下量は 0.85 mm であり、空隙 10 mm、励磁電流 315 A の時、電磁石の沈下量は 1.00 mm であったが、いずれの場合もレールの浮上量は殆んど認められていなかった。しかし、レールの継ぎ目が電磁石の中央付近にあるとレールは 0.15~0.20 mm 浮上することがわかった。これら沈下量と浮上量は僅かでありほぼ許容される値である。

ii) 空隙 10 mm で電流 315 A の電磁石の吸引力は、レール頭部より 7 mm 下った点より 1/20 の下り勾配でレールより約 100 mm 離れた点にある 5 mmφ の鋼球を吸引しうる大きさであるが、レール底部にある同じ大きさの鋼球を吸引する力はないことがわかった。

iii) 電気転載器付近の磁束密度は数 Gauss 程度でリレーへの影響は全くない。また、レールの絶縁継目部は数十 Gauss に磁化される。この残留磁気は電磁石の極配置を一車両単位で反転することにより軽減することが出来ると考えられる。

iv) 車両の走行時に得られる、電磁レールブレーキ装置のブレーキ力は、車両の減速度から得られるブレーキ力から発電ブレーキ力と摩擦ブレーキ力とを差引いた値として求められる。このため精度の良い結果は得られないが、台車の片側の電磁石について、つぎの値が得られ

Table 4.2 Specification of Magnetic Rail Brake Device

length (mm)	1500	Magnetic force (kgf)	1800
height (mm)	287.5	(at standstill)	
number of poles	8	Inductance (mH)	20
turn of coil per pole	104	(at standstill)	
cooling	natural	Resistance (Ω)	0.312
current (A)	DC 80	(at 110°C)	
voltage (V)	1300	Type of Insulation	F
frequency (Hz)	60	max. current (A)	315
fluctuation (%)	5	Type of rail	50T
cooling wind (m/s)	10	min. length of gap (mm)	6.5
		weight (Kgf)	240



た。すなわち、速度 100 km/h 付近で空隙 30 mm として約 270 kgf、空隙 20 mm として約 400 kgf、空隙 15 mm として約 450 kgf、空隙 10 mm として約 560 kgf のブレーキ力が求められた。

v) 電磁レールブレーキによるレールの温度上昇は極めて小さく、ほとんど測定誤差内にあった。これは、試験列車が 2 両編成であり、しかも同一場所でくり返しブレーキをかける試験でないため当然である。

vi) 以上の実車実験の結果 および 前項の 室内実験の結果からみて、仕様を適当に選べば高速車両ばかりでなく、一般の車両にも、この電磁レールブレーキ装置は実用できると考えられる。しかし、実用にあたっては、環境条件や検修方式などさらに総合的検討を進める必要があらう。

## 5. ブレーキシステムの信頼性と安全性

輸送機関はすぐれたアベイラビリティと高い安全性とを持つ必要があるから、そのブレーキシステムは高い信頼性をもち、かつ万一故障の場合に対しバックアップ機構をもたなければならない。

ブレーキシステムの信頼性向上のためには、まず構成部品の信頼性を充分に高くし、ついでシステムを多重系にする方法がとられ、さらに何らかの手段でフェイルセーフ構造として安全性を高めるように工夫される。

車両が 2 両以上連結して運転される場合、列車は車両の多重系とみなせるが、単車運転の場合には、ブレーキシシステムを多重系に設計する必要がある。前出の図 2・10 に示すモルガンタウンの PRT の油圧ブレーキ回路は完全二重系に構成されている例である。空気ブレーキ装置においては、一般に常用ブレーキ機能と独立に非常ブレーキ機能あるいは保安ブレーキ機能を持たせて、いわゆるバックアップ機能により安全性向上がはかられる。電気ブレーキを主体とした磁気浮上式車両においても、常用の回生ブレーキに対し発電ブレーキと油圧作動の摩擦ブレーキがバックアップとして備えられる。

また、ブレーキシシステムおよび構成部品の信頼性管理には保守の問題を同時に考えなくてはならない。これは高い信頼性を維持するにはシステムの検査および修繕に関する方法と周期とが密接に関係しているからである。

上述したフェイルセーフ機能は輸送機関によって極めて重要であるが、その概念は機械の故障の際運転が安全な側にむくような機能であるから、輸送機関や機械によって内容が異なる場合がある。すなわち、地上輸送機関の場合には、停車側に働らく機能がフェイルセーフであ

り、航空機やある種のプラントの場合には、運転を継続する側に作動する機能がフェイルセーフである。

### 5.1. 信頼性の数量化

輸送機関の計画の初期に、その運行状態を予測し、また保守の形態をきめるには、構成部品およびシステムの信頼性の値を数量的に知って居らなければならない。しかし、一部の電子機器は別として車両部品についての実用データは殆んど無いのが現状である。これはデータの収集に非常に時間がかかることと共に、得られるデータも修繕期間の“途中打ち切り”データが大半であるためである。

近年地下鉄電車から得られたデータからみるとつぎの傾向があることがわかった。すなわち、故障発生あるいは機能低下までの機器使用時間の分布はワイブル分布で、その形状パラメタ  $m$  が 1 より小さい場合（電気制御装置、ATC 装置など）、 $m \approx 1$  の場合（車内放送装置、電源装置など）、 $m > 1$  の場合（戸閉装置など）といろいろあることが認められている。空気ブレーキ装置では、摺動部をもつ弁類がその修繕周期内で  $m < 1$  であることが実験的に求められている。

近年の新交通システムの計画においては、信頼性評価が要求されており、特に米国では MTBF\*\* が仕様書に書かれ、「製品保証」\* が重要視されるに至っている。表 5・1 は米国における車両部品の MTBF の一例である。我が国の新交通システムのブレーキ装置について、構成機器の故障率データから推測した MTBF も、この表 5・1 に示す値にほぼ近いことがわかっている。

Table 5.1 MTBF of DPM

subsystem	MTBF (hour)
Driving Unit	5,500
Control Unit	15,000
Door Unit	4,400
Service Brake Device	12,000
Emergency Brake Device	11,000
Reversal Unit	10,000
Steering Device	17,000
Electric Circuits	21,000
Suspension	100,000
Pneumatic Device and Pipe Line	11,000
Chassis	150,000

\* Liability

\*\* Mean Time Between Failure

車両部品の信頼性管理については、近年各所でデータが集められるようになったし、また理論的研究も進められているので、近く統計的取り扱いが出来るようになると考えられる。

## 5.2. 信頼性を考慮したシステム設計

新交通システムを例として、その車両のブレーキシステムを具体化する際の構成法と機能維持の方法とは、つぎのように考えられる。

### (1) ブレーキシステムの構成

新交通システムとして新しく提案されるブレーキシステムは、電気ブレーキを常用とし、その故障時および低速時には空気ブレーキ部の常用ブレーキ作用が働かし、そのバックアップとして空気ブレーキ部の非常ブレーキ作用が起り、さらにつぎのバックアップとして保安ブレーキ作用が起るよう構成される。図5・1は、この空気

ブレーキ部の回路を示す。ここで、チャンバーシリンダとキャリパとの間は油圧作動となっている。

この装置の構成は、つぎのような配慮の下に設計される。

i) 指令部： 常用ブレーキ部は3本の電気回路を介してデジタル指令を受け、非常ブレーキ部は列車に引き通される常時加圧の電気回路を介して“オンオフ”指令を受け、保安ブレーキ部は別の常時加圧回路を介して“オンオフ”指令を受ける、という構成とする。これは使用頻度の多い常用ブレーキ作用の指令には、大きな冗長度を持たせて信頼性を高め、非常ブレーキ作用および保安ブレーキ作用の指令は、それぞれ常時加圧の電気回路を用いてフェイルセーフが保たれるようにすべきと考

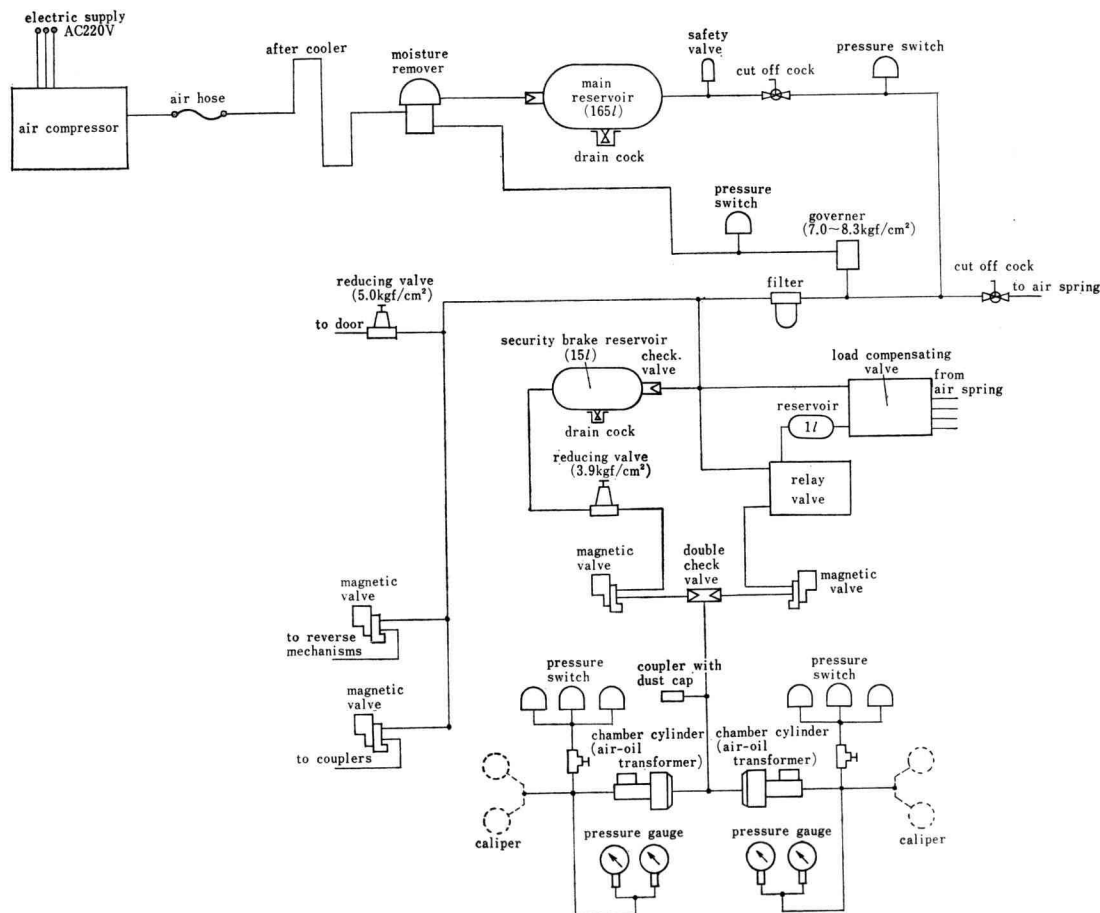


Fig. 5.1 Pneumatic Brake System for new Transit Vehicle

えられるからである。

ii) 制御部: 常用, 非常の両ブレーキ系統と保安ブレーキ系統と二つに分離し, それぞれ独立の圧縮空気源をもち, 独立して作動しうるように構成された二重系とする。これは安全性を高めるための配慮である。

iii) 出力部: 常用, 非常の両ブレーキ系統の出力は, 複式逆止弁でつぎ合わされ, 空圧-油圧変換機構に導く。この変換機構は車両の前輪用と後輪用と二組設けられ, 一つの油圧系統が故障しても他の作用により車両のブレーキ力の消失を防ぐ。

iv) 除湿: 強力な自動除湿装置を取りつけ, 空気配管および弁類の中のドレンによる悪影響を防止し機器の信頼性を高める。

v) 異常検知: ブレーキ指令が与えられてもブレーキシリンダ圧力が指令値に達しない場合, またゆるめ指令が与えられてもブレーキシリンダ圧力が低下しない場合, といった作用不良を検知し, 列車事故を防止するため, ブレーキシリンダに圧力監視器と異常表示器を設ける。

## (2) 保守の体制

システムの信頼性とアベイラビリティとは, そのシステムの検査および修繕の周期に深く関係する。したがって, 適切な保守体制をとっておく必要がある。新交通システムにおけるこの保守体制は, 従来の鉄道システムと同等あるいはそれ以上のレベルと考え, 予防保守性の高いつぎのような検査と修繕の体制を提案する。

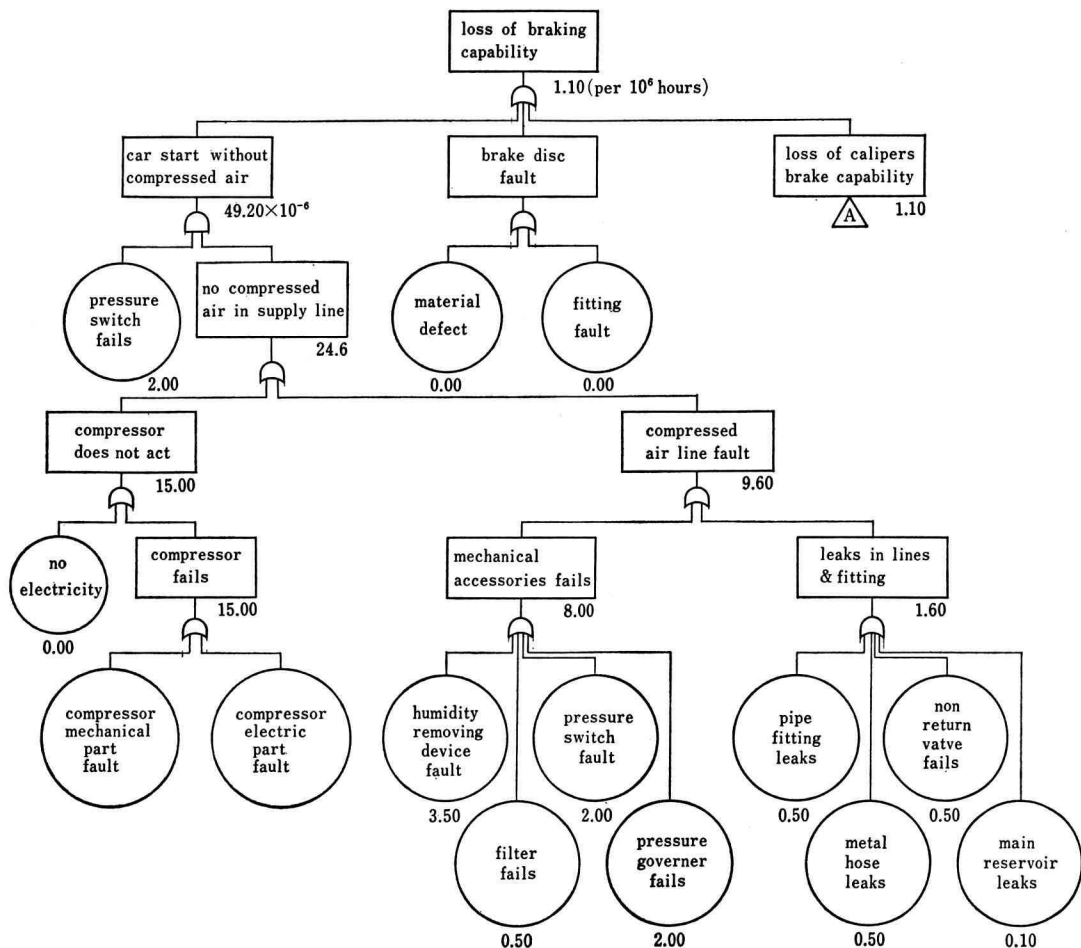
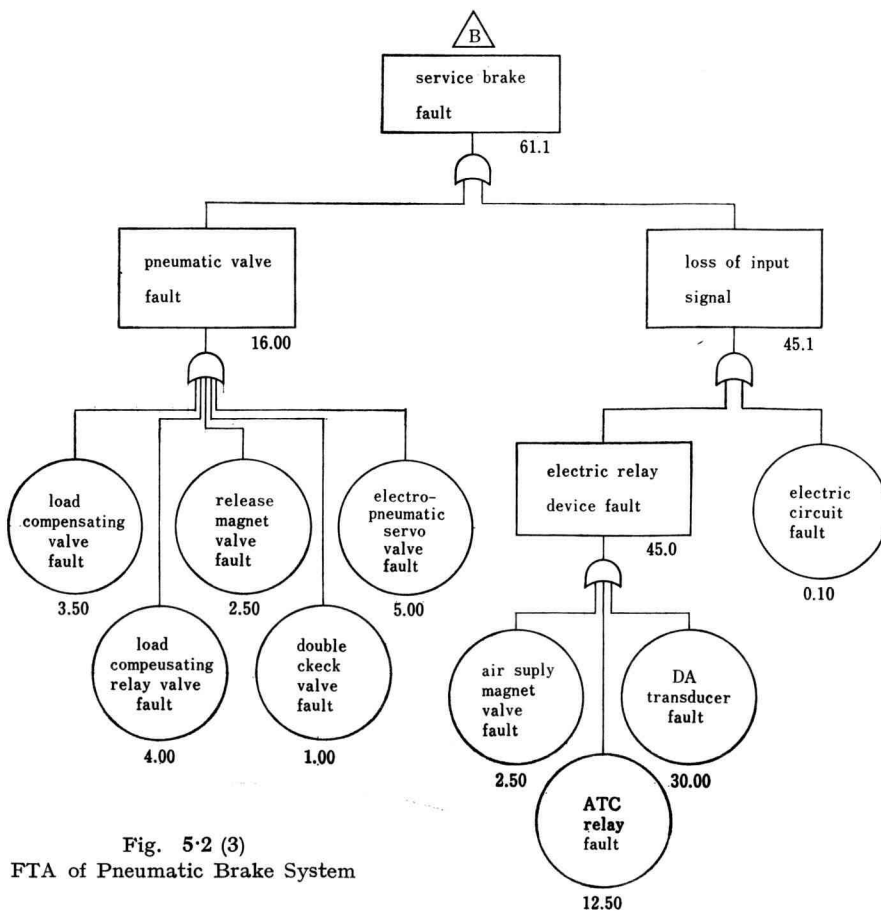
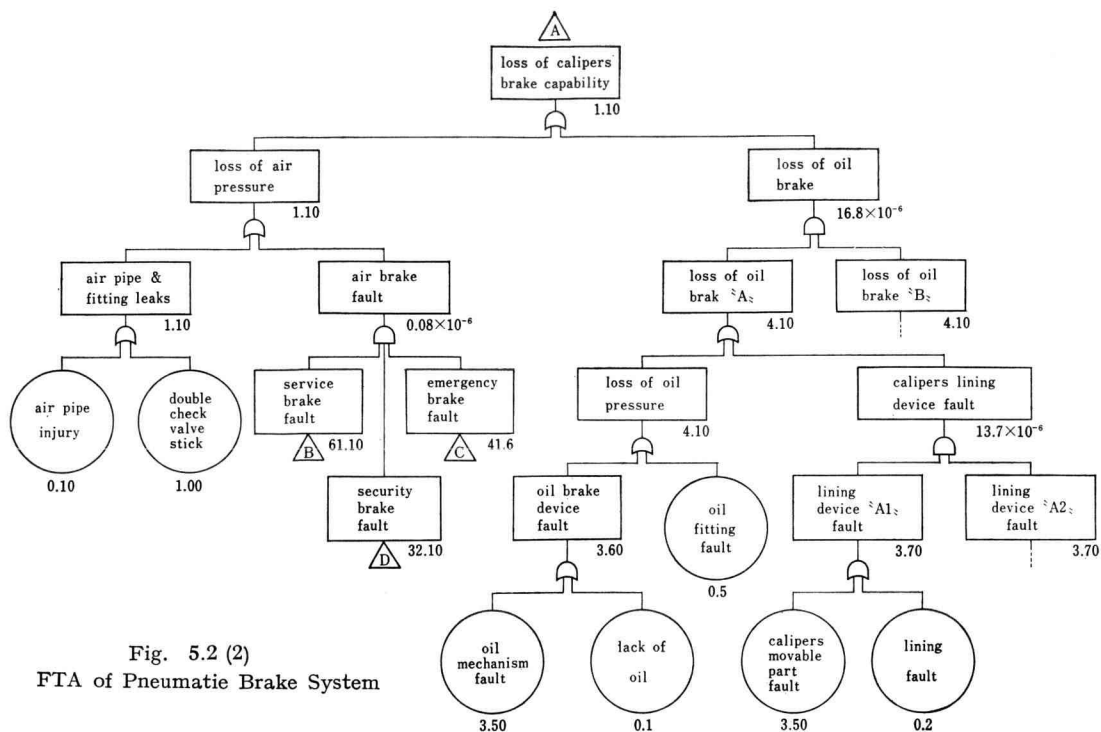


Fig. 5.2.(1) FTA of Pneumatic Brake System



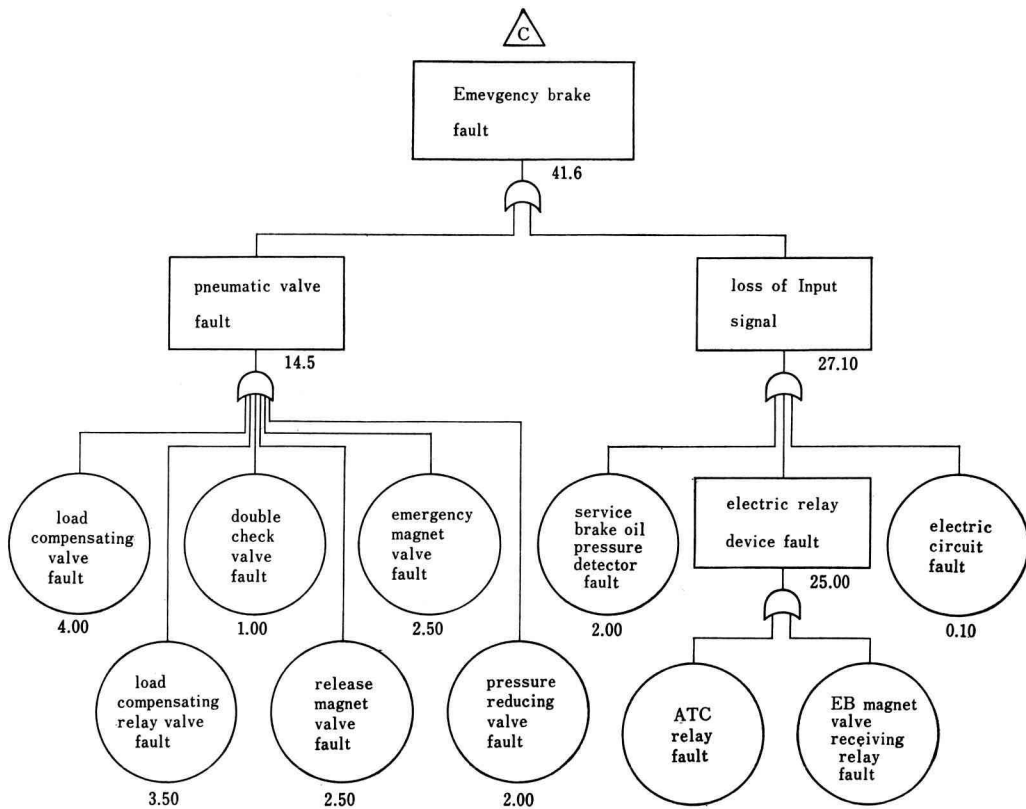


Fig. 5.2 (4) FTA of Pneumatic Brake System

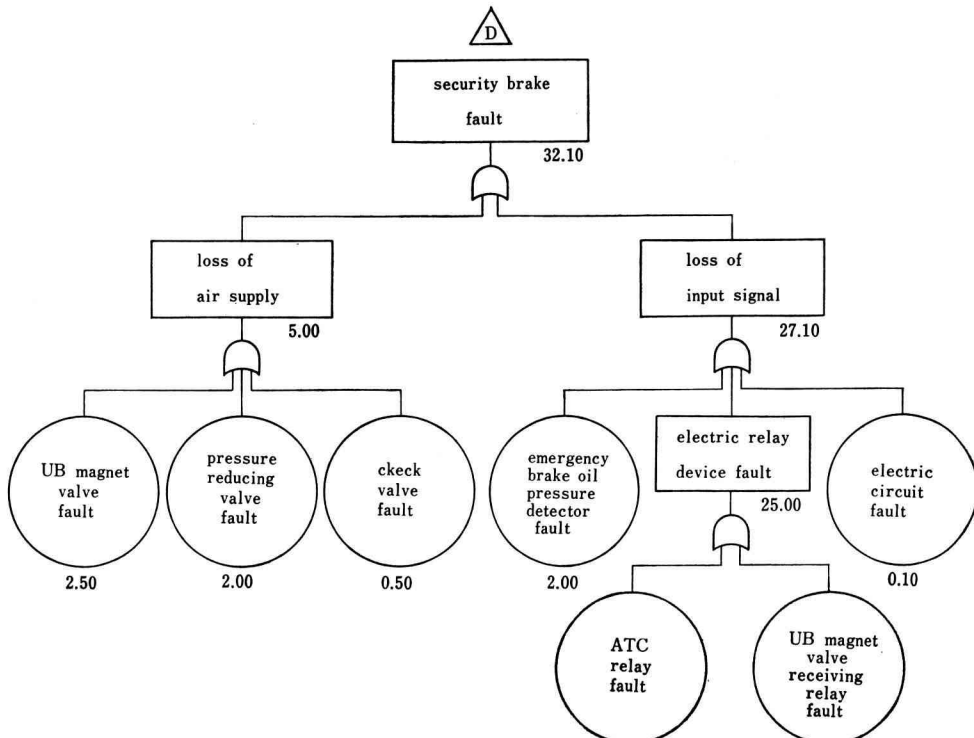


Fig. 5.2 (5) FTA of Pneumatic Brake System

i) 作業時の検査: 車両の運行を始める直前に、ブレーキ装置の機能を外部から検査し、不良個所の有無をチェックする。

ii) 交番検査: 車両の使用状態に応じて、1カ月を越える期間毎に、ブレーキ装置の機能をやや詳細に検査し、不良個所があれば現場で部品の取り替えを行なう。

iii) 主要部分分解検査: 車両の使用状態に応じて、1年半を越える期間毎に、ブレーキ装置の主要部分を分解して機能検査し修繕を行なうもので、この検査では保守要項に基づき主要部の分解、洗浄、修繕、取り替えを行ない、組み立て後には試験台で機能をチェックし異常のないことを確かめる。更に車両に取りつけた後、総合的機能試験を交番検査と同じ内容で行なう。

iv) 全般検査と修繕: 車両の使用状態に応じて、3年を越える期間毎にブレーキ装置の各部分を分解して機能を調べ不良個所を修繕する。検査箇所および内容は前項の主要部分分解検査と同じであるが、更に空気だめや配管各所の腐蝕、損傷などについても詳細に調べる。

### 5.3. システムの安全性解析と評価

システムの安全性は故障の木解析\* によって調べることが出来るが、ブレーキシステムについては従来試みら

れたことは無かった。

前述の図5・1に示すブレーキシシステムについて、トップ事象を「車両走行中ブレーキが全く作用しない」と定め、故障の木解析 (FTA) を行なった結果を図5・2に示す。図中に記入した数値は、基本事象の発生確率を示すもので、過去に得られたデータならびに経験からの推測による値である。ここで、これらの数値は  $10^6$  時間あたりの故障回数で示してある。

この故障の木によってトップ事象の発生確率を求めた結果、 $1.10 \times 10^{-6}$  回/時間 となった。また、クリティカル・パスは「複式逆止弁の固渋」→「空気配管部流通不能」→「空気部に圧力発生せず」→「キャリパーブレーキ作動せず」→「車両走行中ブレーキが全く作用しない」の径路であることがわかった。そこで、対策としてブレーキシシステムの設計を変更しつぎのようにする。すなわち、常用、非常両ブレーキ部と保安ブレーキ部との二つの出力部配管を複式逆止弁でつぎ合わせる方式を排し、別別の配管によってそれぞれの空圧油圧変換器に導びくようにする。この場合当然キャリパーの数は倍になる。このように変更したブレーキシシステムは図5・3のようになり、これに対して画かれる故障の木は図5・4のように

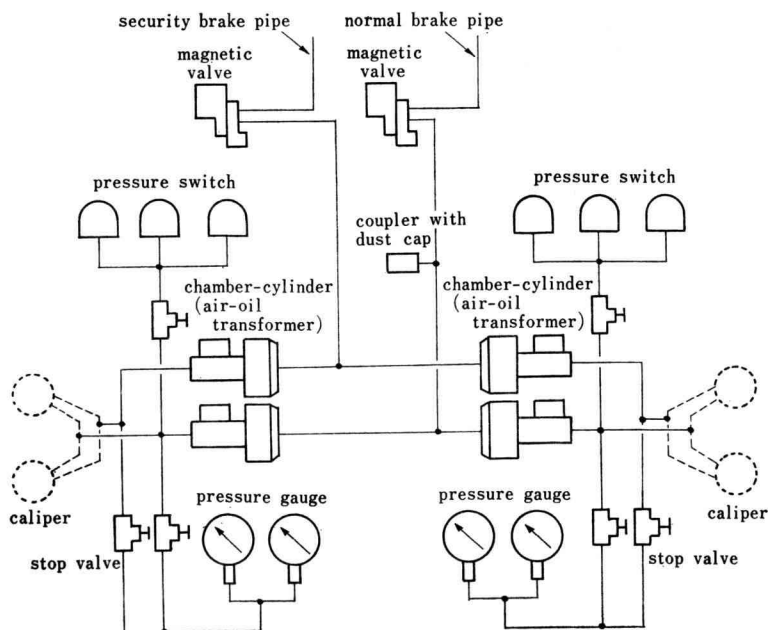


Fig. 5.3 Modified Pneumatic Brake System

\* Fault Tree Analysis

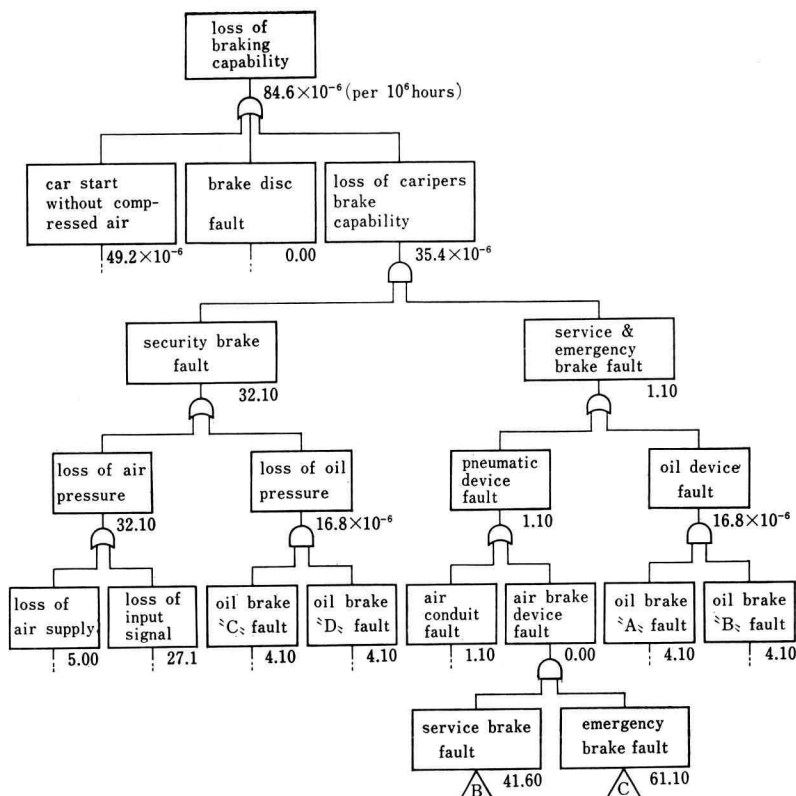


Fig. 5.4 FTA of modified Pneumatic Brake System

なる。この図からトップ事象の発生確率を求めると、 $0.85 \times 10^{-10}$  回/時間となり、安全性は著しく改善されたことがわかる。

新交通システムにおいて、PRT や DPM などのように主として一両で運行し、自動運転される車両の場合には、こういった安全性に関する検討が充分なされなければならない。

神戸や大阪で実用になった中量輸送方式の新交通システムのように、複数車両を常時連結して運転されるシステムにおいては、故障に関するトップ事象の発生確率は単車としてではなく列車として求められるべきである。

## 6. 結 言

ブレーキシステムの構成に関するいくつかの技術的問題を検討し、今後の新しいシステム構成に対し設計の指針をあたえることが出来た。

ブレーキシステムの作動媒体については、圧縮空気と

油圧との得失を調べ、従来あまり使われていなかった油圧ブレーキ装置の実用化の問題を数量的に明らかにした。

摩擦ブレーキ機構については、材料と構造の両面から現状を分析して問題点を調べ、更に、列車の下り勾配運転時に生ずる摩擦特性上の問題を検討し、列車運転計画に関する基礎資料を得た。

電磁レールブレーキについては、全く新しい方式であることから電磁石の構造および電気的性質などを基礎的に調べ、試作電磁石を用いた室内実験および実車試験によって、実用化の際の問題点を明らかにした。

システムの信頼性と安全性については、車両のオペラビリティの向上と故障防止のための信頼性管理法を述べ、ついで新交通システムのブレーキについて安全性の評価法を示した。

この論文で取りあげた項目の他にまだ幾つかブレーキシステム構成上留意しなくてはならない問題がある。例

えば、車輪とレール間の粘着力と車輪滑走の問題、自動運転の際の減速制御の問題、減速時の乗心地の問題、円滑な車両運用のための修繕部品の供給の問題などがある。これらの中幾つかは研究が進められ論文発表もあるが、今後の検討も多く残っている。

ブレーキシステムは輸送機関の運転に関する要求に対して広範囲の技術を総合し、最適化をはからなければならない。この論文はこの目的に少しでも役立つことを期待しているのである。

最後に、この論文をまとめるにあたって、多大の御支援と御教示とをいただいた東京大学藤井澄二名誉教授、井口雅一教授および同研究室の各位に深く感謝すると共に、長年に亘り資料収集、試作、実験、データ整理など

に御協力いただいた鉄道技術研究所、国鉄車両設計事務所および関係メーカーの技術者各位に厚く感謝を申し上げます。

(1981年9月14日)

## 文 献

- 1) 野村義夫,「鉄道車両の空気ブレーキに関する研究」昭和46年1月,鉄研報告No.739号。
- 2) 国鉄車両設計事務所編,「高速車両研究会資料」,1976年。
- 3) 鉄道技術研究所編,「高速鉄道の研究」昭和42年3月,研友社。
- 4) 鉄道技術研究所編,「東海道新幹線に関する研究」昭和36年4月