

# 森林軌道の最急勾配に関する研究

助教授 加藤 誠 平

Seihei KATO:

A Study on the Maximum Gradient of Minor Forest-railway Tracks

## 目 次

I 緒言	91	数(4) 曲線抵抗係数(5) 勾配抵抗係数	
II 最急勾配を支配する因子	92	(6) 加速度抵抗係数(7) 総合抵抗	
III 機関車の摩擦牽引力	93	VI 制動	110
(1) 摩擦牽引力の基本式(2) 摩擦係数(粘着係数)の値(3) 機関車重量及び摩擦重量(4) 路線傾斜角(5) 摩擦牽引力の算定		(1) 減速に要する制動力(2) 制動機の制動力(3) 車輪制動機の制動力、摺動係数及び粘着係数の関係(4) 併用式制動機に於ける車輪制動と軌條制動の関係(5) 制動距離及び許容勾配算定式	
IV 機関の出力と牽引力	95	VII 最急勾配	117
(1) 機関出力と牽引出力(2) 牽引出力と摩擦牽引力の関係(3) 牽引力と速変及び傳力方式の関係		(1) 牽引力を基礎とする最急上り勾配(2) 制動力を基礎とする最急下り勾配	
V 抵抗	100	VIII 引用文献	119
(1) 抵抗の基式(2) 機関車のハーケン牽引力と最大貨車重量(3) 走行抵抗係		Résumé	120

## I 緒 言

我が國に於ける林産物搬出施設として森林軌道(作業軌道を含む)はかなり廣く利用されている。また將來に於ける奥地山岳林の開発にも森林軌道が相當有利に利用されることも想像に難くない。林産物搬出施設として森林軌道と自動車道その他の施設との優劣を一般的に確定することは素より困難であるが、森林軌道の持つ特色は(1)路床の幅員が狭く、土工費その他を含む<sup>(1)</sup>當りの建設費單價が比較的低廉なこと、(2)路線屈曲部の曲半徑が小さく、急峻複雑な地形に適應せしめ得ること、(3)比較的僅少の動力、勞力並びに經費を以て比較的大量的の林産物を相當確實に搬出し得ること、(4)天候・季節の影響を受けることが少いことなどであるが、反面に於て摩擦軌道<sup>(3)</sup>(粘着軌道)の一般的特性としてその路線勾配には著しい制約がある。したがつて路線勾配は森林軌道施設に於ける最も重要な要素をなすのである。

森林軌道の許容勾配は通常自動車道のその $\frac{1}{2}$ 以下である。從來の研究によつて一般的に設計の基準として用いられている最急勾配は自動車道では12%であるのに對して森林軌道では5%である。<sup>(4)</sup>實際問題としても自動車道では28%の例<sup>(5)</sup>があるのに對して我が國の森林軌道では8~10%を限度とし、<sup>(6)</sup>特例を拾つても12.5%が最大限のようである。<sup>(7)</sup>さらにまた車輛の車輪々帶とレー

(1) 軌間760mm(2'-6")軌道の路床幅員は2.0~2.5mである。(2) 路線最小半徑は10m以下のものもある。

(3) Reibungsbahn (4)(17)p.35 (5) 4) p. 61 (6) 高知營林局、長野營林局管内國有林の實例による (7)(13)p.126

ルまたは路面との間の最大摩擦係数を假に軌道に於て0.35<sup>(1)</sup>、自動車道に於て0.70<sup>(2)</sup>にとつて見ると摩擦以外の条件を無視すれば森林軌道の最急勾配は自動車道のその $1/3$ にしか當らないということになる。平坦部に於ける路線勾配に関しては主として運轉經濟に關聯して惰力勾配あるいは無制動勾配などが問題になるが、山岳地に於ける森林軌道に於ては運轉可能の最急勾配がより大きな問題となる。そして上記の如き最急勾配の制約は高低差の大きい2地點間の路線に於て森林軌道ではその路線延長が自動車道の場合の少くとも2倍以上を要するという結果になり、これが建設費、維持費、運轉費に及ぼす影響は少くない。したがつて路線の最急勾配を明確に把握することは森林軌道自體の設計上も、自動車道との比較の上からも極めて必要な事項である。従來我が國の森林軌道の最急勾配算定には多くの概括的な假定を用いて概算する程度のことが行はれてゐるが、<sup>(3)</sup>その際勾配を支配する各因子について詳細を明かにした研究は殆んど行はれていない。これを明かにすることは作業上の危険を除去する爲にも必要である。

著者はこのような看點から森林軌道の勾配を支配する諸因子に關して基礎的研究を試みつゝあるが、こゝにその一部を取りまとめて報告する。

本研究について直接指導を賜つた東京大學農學部森林利用學教室藤林誠教授及び援助を煩わした同教室職員各位に深謝すると共に、本研究は文部省科學研究費の補助並に農學部附屬演習林の援助を受けて行つたものであることを附記して謝意を表する。

## Ⅰ 最急勾配を支配する因子

森林軌道の標準的運轉方式は上方地點より下方地點へ林産物（主として木材）を積載した貨車を自重により單車運轉するか、もしくは同様の貨車を數臺聯結して機關車で牽引して下降し、下方地點で荷を卸した空車は數臺聯結して機關車で牽引して上方地點に返送するもので、原則として逆勾配區間は用いられない。したがつて路線の最急勾配は一般に(1)所定の機關車によつて所定の臺數の貨車（空車）を牽き上げ得ること、(2)所定の材積の木材（所定の重量を有する林産物）を積載した貨車を單車で、またはこの貨車の所定臺數を機關車で牽引した列車を、安全に制動下降せしめ得ること、の2看點から定めらるべきであるが、作業資材・勞務者などの輸送を伴う場合にはこれらの上げ荷を考慮する必要があり、實際の勾配はこれらの要件を満足する限度の最急勾配以内に於て建設および運轉の經濟上最も有利な勾配を採用すべきことはいうまでもない。このような意味に於ける路線の最急勾配を支配するものは主として、

- (1) 機關車の摩擦牽引力（粘着牽引力）
- (2) 機關車の出力
- (3) 機關車及び貨車の抵抗

(1) 乾燥したレール(7) p.43 (2) アスファルト舗裝, ゴムタイヤ-(10) p.35 (3) (6) pp. 281~284

## (4) 制動力

などの諸因子である。以下これらの因子について考察を試みる。

## Ⅲ 機関車の摩擦牽引力

## (1) 摩擦牽引力の基本式

機関車によつて貨車を牽引する場合、機関車の摩擦牽引力<sup>(1)</sup> (粘着牽引力) を  $Z, \text{kg}$ , 列車の總抵抗を  $W, \text{kg}$  とすれば、列車の走行に必要な條件は

$$Z_r \geq W \dots \dots \dots (1/\text{Ⅲ})$$

$Z_r$  は機関車の働輪とレールとの間の摩擦力 (粘着力) による働輪周邊の牽引力であつて、一般に

$$Z_r = 1000 \cdot f \cdot L_r \cdot \cos \alpha = 1000 \cdot f \cdot m \cdot L \cos \alpha \dots \dots \dots (2/\text{Ⅲ})$$

で示される。ただし  $f$  = 車輪とレールとの間の摩擦係数 (粘着係数),  $L$  = 機関車總重量 (t),  $L_r$  = 機関車摩擦重量 (働輪上加わる重量) (t),  $m = \frac{L_r}{L} \leq 1$ ,  $\alpha$  = 路線の傾斜角 (°)

(2) 摩擦係数<sup>(3)</sup> (粘着係数) の値

森林軌道用機関車及貨車の車輪とレール (輕軌條) の材質は普通鐵道のそれと大差ないから、粘着係数  $f$  の値については普通鐵道のそれも参考にし得る。一般鐵道に於て從來用ひられてきた數字は  $f = 0.09 \sim 0.35$  の範圍であつて、我が國の國有鐵道では通常  $f = 0.20 \sim 0.25$  が採用され、勾配用又は入換用機関車に對して  $f = 0.16 \sim 0.20$  をとつている。小野諒兄は乾燥した状態で砂を撒布するときは  $f = 0.33$  となし得ると共に車輪が滑走し始めたときは  $f = 0.10$  になることを指摘<sup>(4)</sup> し、森彦三、松野千勝は、霜露または小雨の爲に生ずる水球がレール面に遊着するときは  $f$  の値は著しく減少し、レール面に油氣の存在するときは  $f = 0.10$  以下になることがあることを指摘<sup>(5)</sup> している。

JUDTMANN<sup>(6)</sup> は  $f$  の値が走行速度の増加に伴つて減少するものとする GALTON などの説に對し METZKOW の廣汎な實驗結果<sup>(7)</sup> を検討して速度との相關關係は明確には認められぬものとしてこれを否定し、 $f$  の値は主としてレールの狀況に支配されることを認め、METZKOW の與へた第 1 表の數値を妥當とし、齒車傳力式内燃機關車を用ひる狹軌産業軌道では  $f = 0.20$  以上の數値を期待出來ないことを指摘<sup>(8)</sup> している。

登山鐵道に於ける  $f$  の値について AMMANN 及び GRUENEWALDT の指摘するところによれば<sup>(9)</sup> 通常  $f = 0.14 \sim 0.20$  平均  $f = 0.17$  としているが、これはレールの狀況が特に悪い場合を考慮したものではない。森林軌道のレールは一般鐵道に比べて概して滑り易い狀況に置かれている。そ

(1) Haftreibungszugkraft, Adhesion tractive effort (2) Reibungsgewicht (3) Haftreibungswert

(4) (20)p.98 (5) (15)p.199 (6) (7)p.43 (7) (9)(7)p.43 (8) (7)p.270 (9) (1)pp.1, 2, 6

第1表 METZKOWによる摩擦係数

レールの状況	摩擦係数 $f$
晴天・砂撒き・低速のときの最大値	0.30~0.35 (約 $\frac{1}{3}$ )
乾燥したレールの標準値	0.18~0.25 ( $\frac{1}{4}$ ~ $\frac{1}{5}$ )
濡れたレールの標準値	0.16~0.24 ( $\frac{1}{4}$ ~ $\frac{1}{6}$ )
滑り易いレール (例えば露のあるとき)	0.09~0.15 ( $\frac{1}{7}$ ~ $\frac{1}{11}$ )

ない。森林軌道の實際を考察すれば、晴天時に於ても比較的條件の悪い場合の数字を用いる必要がある。また木馬運材作業などが雨天には殆ど實行不可能であり、自動車運材も雨天又は雪解期には相當の困難を伴うのに對して軌道運材では天候・

季節の影響を受けることが比較的少い點が特色であるのに鑑みて、雨天又は濕潤時に於ける森林軌道の運行については相當考慮を拂ふべきである。更にまた山岳林及び寒地に於ては凍結期に於ける運材を全く考慮しないのは不適當である。よつて  $f$  の値については一應次の4段階を標準に採つてそれぞれの場合に適用するのを適當と考える。

- a. 旱にレールの條件のよい場合  $f = 0.20$
- b. 常時  $f = 0.17$
- c. 雨天  $f = 0.09$
- d. 凍結  $f = 0.05$

但し森林軌道運轉手の中には體験上粘着力が車輪の材質により著しく異なることを主張する者もあるから、車輪材質と粘着力の關係については尙詳細は實驗的研究が必要であり、その結果 (3/Ⅲ) の數値にも材質による補正を要する場合があるであろう。

(3) 機關車重量及び摩擦重量

我が國の森林軌道では6~10kg軌條,就中6kg(12 lbs)軌條と9kg(16 lbs)軌條が最も普通に用いられ、軌間は殆んど一率に762mm (2'-6") が採用されている。6kg軌條以下の輕量軌條の使用は勞働基準法によつて一應禁止されたが、現在使用しつつあるものを全部直ちに上級のレールに改變することは困難であり、また現状より推して10kg以上のレールが普遍的に使用されることも豫想し難い。したがつてこのやうな森林軌道に使用し得る機關車は4~8t級、少く共10t級以下であつて、13t級以上のものが用いられることは極めて稀である。機種はガソリン機關車(代燃機關車を含む)が壓倒的に多いが、今尙蒸氣機關車も用いられて居り、ディーゼル機關車、ディーゼル電氣機關車も使用の可能性は十分にある。いづれにして10t級以下の機關車では全軌驅

れ故 HAUSKAは一般鐵道及び登山鐵道に<sup>(1)</sup> ついて GIESEが示した數字を勘案して森林軌道の  $f$  に第2表の數値を掲げている。<sup>(2)</sup>

第1表・第2表を通覽して解るやうに  $f$  の最大値と最小値とでは4~5倍の開きがあるから、その平均値を用いて一般的計算の基礎とすることは殆ど意味をなさ

第2表 HAUSKAによる摩擦係数の値

レールの状況	摩擦係数 $f$
凍結	0.05
雨天	0.09
晴天	0.17~0.25
平均	0.15

.....(3/Ⅲ)

(1) (2) p. 17 (2) (5) p.p. 159.160

動式が多く機関車重量を  $L^t$ , その摩擦重量 (働輪にかゝる重量) を  $L^r$  とすれば構造上

$$m = \frac{L^r}{L} = 1 \text{ であり, また機関車の自重に對して大きな摩擦牽引力を得るためにも } m = 1$$

の機関車を使用するのが有利である。したがつて  $m = 1$  の場合には

$$L_r = m \cdot L = 1 \times L = L \dots\dots\dots(4/III)$$

すなわち摩擦重量として機関車重量<sup>(1)</sup>をそのまま用いてよいのである。

(4) 路線傾斜角

軌道の路線勾配を假に 100% と假定しても, この勾配に相當する傾斜角  $\alpha = 6^\circ$  弱である。前記の如く森林軌道に於て  $\alpha$  が  $6^\circ$  を超えることは稀であるとしてよいから,  $\alpha = 6^\circ$  の場合を考へると,  $\cos \alpha = 0.9945, \sin \alpha = 0.1045, \tan \alpha = 0.1051$  であつて,  $\alpha \leq 6^\circ$  であれば近似的に

$$\left. \begin{aligned} \cos \alpha &\doteq 1 \\ \sin \alpha &\doteq \tan \alpha \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(5/III)$$

と見做して差支へない。この近似値の實數に對する誤差は第 3 表の通りである。

第 3 表  $\alpha, (1-\cos \alpha), (\tan \alpha - \sin \alpha)$  の値

$\alpha$	$1^\circ$	$2^\circ$	$3^\circ$	$4^\circ$	$5^\circ$	$6^\circ$
$1 - \cos \alpha$	0.0302	0.0006	0.0314	0.0024	0.0038	0.0055
$\tan \alpha - \sin \alpha$	—	—	0.0001	0.0301	0.0003	0.0306

(5) 摩擦牽引力の算定

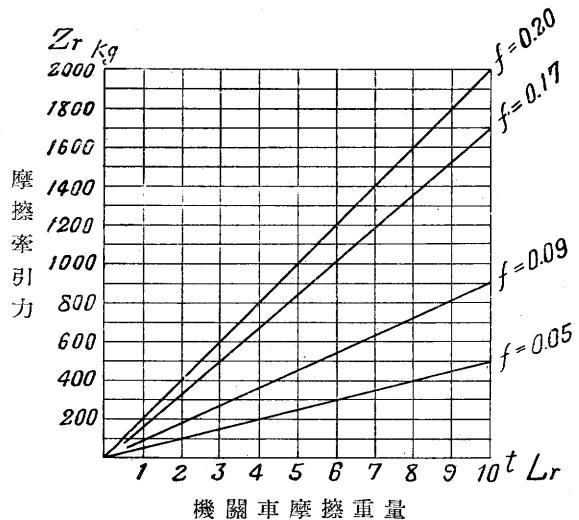
以上の考察より (2/III) 式で與えられる摩擦牽引力の基本式は森林軌道に於ては十分正確

に次の近似式で置きかえることができる。

$$Z_r = 1000 \cdot f \cdot L_r = 1000 \cdot f \cdot m \cdot L \dots\dots\dots(6/III)$$

(6/III) 式に (3/III) 式の  $f$  の値を用いて機関車摩擦重量 10t 以下のものに対する摩擦牽引力を示せば第 1 圖の通りである。同圖は機関車のみならず, 發動機を裝備した自走トロにも適用できる。

第 1 圖 摩擦牽引力



IV 機関の出力と牽引力

(1) 機関出力と牽引出力

現在我が國では森林軌道用の機関車としてガソリン機関車とこれに木炭ガス・薪ガスなどの代燃装置を裝備した代燃機関車が最も多く使用され, 將來はディーゼル機関

車及びディーゼル電気機関車が使用される可能性が多いことは前述の通りであるが, いづれの機関車に於ても發動機によつて發生された動力は機械的乃至は電氣的傳力機構を経て働輪周邊に傳

(1) Dienstgewicht

えられ、こゝに牽引出力となつて現れる。この牽引出力によつて與えられる牽引力  $Z^{kg}$  は實際に列車の運轉に役立つ力であつて、列車の總抵抗を  $W^{kg}$  とすれば(1/III)式と同様に

$$Z \geq W \dots\dots\dots(1/IV)$$

が成立しなければならない。機關車に摩擦牽引力の限度までの實際の牽引力を賦與しようとするば

$$Z \geq Z_r \dots\dots\dots(2/IV)$$

を満足するような出力關係が得られなければならない。今働輪周邊に於ける牽引出力を  $N^{kgm/sec}$  (1) 働輪周邊に於ける牽引力を  $Z^{kg}$ 、走行速度を  $v^{m/sec}$  とすれば

$$N = \frac{dA}{dt} = Z \frac{ds}{dt} = Z \cdot v \dots\dots\dots(3/IV)$$

ただし  $A =$  仕事量 (kgm),  $s =$  走行距離 (m),  $t =$  時間 (sec)

出力の單位を馬力 (P.S.) に、速度の單位を km/h に換算すれば

$$N^{P.S.} = \frac{Z^{kg} \cdot V^{km/h}}{75 \cdot 36} = \frac{Z \cdot V}{270} \dots\dots\dots(4/IV)$$

走行速度  $V$  に対しては通常運搬の目的に沿うような一定の範圍が要求される。ガソリン機關車及びディーゼル機關車では變速ギヤにより傳力されるから、機關の標準回轉數と變速比にしたがつて走行速度は階段的に變化する特定値をとることになり、小型機關車では通常第4表のような値である。よつてこのような  $V$  が與えられれば (4/IV) より所要の牽引力と出力との關係が求めら

第4表 變速ギヤ式内燃機關車の標準速度

變速	標準走行速度 $V^{km/h}$			
	第1速	第2速	第3速	第4速
2 段 式	3~4	6~8	—	—
3 段 式	3~4	6~8	9~15	—
4 段 式	3~5	6~8	10~15	12~23

れる。しかし (4/IV) 式の  $N$  は働輪周邊の出力で機關の出力ではない。一般に機關の發生する動力は傳力機構のために損失し、さらにマグネツト及び照明用充電・空冷用扇風機・給油ポンプなどの補助裝置動力として消費されるから、機關の全出力を  $N_m^{P.S.}$  とすれば

$$N_m = N + (\text{傳力機構による損失}) + (\text{補助裝置による損失})$$

であつて、 $N_m^{P.S.}$  の中で眞に牽引に役立つ出力を  $N_z^{P.S.}$ 、傳力機構の效率を  $\eta$  とすれば

$$N_z = \frac{N}{\eta} = \frac{Z \cdot v}{270 \cdot \eta} \dots\dots\dots(5/IV)$$

また補助裝置に消費される動力を  $N_h^{P.S.}$  とすれば

$$N_m = N_z + N_h \dots\dots\dots(6/IV)$$

であつて、 $N_h$  は  $N_z$  の5~10%、平均7.5% が通常採用される數字であるが、JUDTMANN は小型機關車では4%を見込めば十分であるとしている。(2)

全列車のエキブレーキを機關車動力によつて操作するものでは空氣壓縮ポンプの動力として相當大きな馬力數を必要とし、 $N_h$  の割合はかなり大きくなる。このような特種の補助裝置を有す(3)

(1) Leistung am Radumfang (2) (7)p.256 (3) 著者が昭和24年2月前橋營林局浪江營林署管内森林軌道に於て實驗に立合つた朝日商行試作の貫通式エキブレーキ裝置では機關出力40馬力に對し、壓縮ポンプ動力は2馬力であつた。その後この種の試作品は所要の制動力を得るように改良されつゝあるが、所要馬力數は漸次増加の傾向にある。

るものでは、その分の動力を豫め  $N_m$  から控除するのが至當である。よつてこゝでは JUDTMANN にしたがひ、 $N_m = 1.04 N_z$  を採用することとし、(5/IV) を代入して示せば

$$N_m = \frac{1.04 Z \cdot V}{270 \eta} = \frac{Z \cdot V}{270 \eta_1} \dots\dots\dots(7/IV)$$

ただし  $\eta_1$  は  $N_h$  を考慮に入れた効率

傳力機構の效率は馬力数の大きな機關車と大差ないが、基礎的損失は馬力数と殆んど無關係に存在するから、小型機關車に於ける  $\eta$  の値は大型機關車のそれよりも數%小さくなるのが普通であつて、JUDTMANN は第5表の數値を妥當と認めている<sup>(1)</sup>。今第5表の數値を用いて(7/IV)式の計算に必要な  $\eta_1$  及び  $270\eta_1$  の値を算出すれば第6表に示す通りである。

第5表 小型機關車の傳力効率

傳力方式	傳力効率 $\eta$
齒車傳力 (ガソリン機關車 ディーゼル機關車)	0.81~0.82
電氣傳力 (ディーゼル 電氣機關車)	0.70~0.74

第6表 出力公式(7/IV)の分母の値

傳力方式	傳力効率 $\eta$	補助動力を考慮に入れた 効率 $\eta_1 = \frac{\eta}{1.04}$	$270 \cdot \eta_1$
齒車傳力	0.80	0.77	208
	0.82	0.79	213
			平均 210
電氣傳力	0.70	0.67	181
	0.74	0.71	192
			平均 187

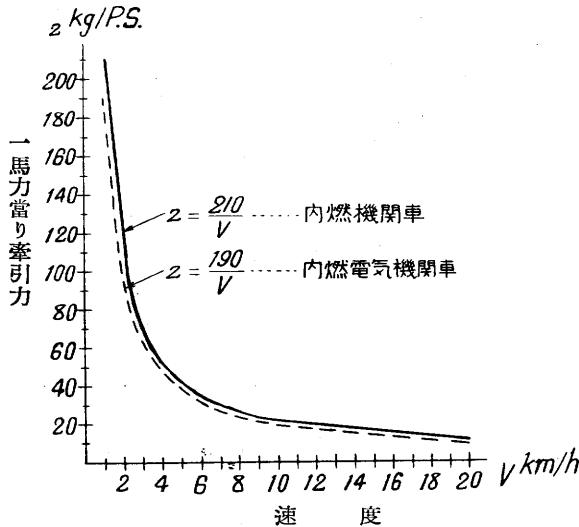
今第6表の平均値の完約を用いて(7/IV)式を書き替えれば次式を得る。

a. ガソリン機關車・ディーゼル機關車  $N_m \doteq \frac{Z \cdot V}{210}$   
 b. ディーゼル電氣機關車  $N_m \doteq \frac{Z \cdot V}{190}$  } ..... (8/IV)

よつて  $N_m$  P.S. と  $V$  km/h が與えられた場合の牽引力は

a. ガソリン機關車・ディーゼル機關車  $Z \doteq \frac{210 \cdot N_m}{V}$   
 b. ディーゼル電氣機關車  $Z \doteq \frac{190 \cdot N_m}{V}$  } ..... (9/IV)

第2圖 機關出力1馬力當り牽引力



いま機關車出力1P.S.當り牽引力を

$Z$  kg/P.S. =  $\frac{Z}{N_m}$  とし、その値を(9/IV)式より算出して表示すれば

第2圖の通りである。

(2) 牽引出力と摩擦牽引力の關係

普通の小型機關車には標準速度に於ける機關牽引力  $Z$  が摩擦牽引力  $Z_r$  よりも大きいものが採用されているが、代燃機關車などで效率の低い場合には  $Z$  が  $Z_r$  に達しない場合もあつて、そのときは低速走行を

(1) (7) p.256

餘儀なくされている。機關車重量1t當りの働輪周邊に於ける牽引出力を出力係數<sup>(1)</sup> $LZ$  P.S./tで示せば

$$LZ = \frac{N}{L} \dots\dots\dots(10/IV)$$

ただし  $N =$  働輪周邊の牽引出力 (P.S.),  $L =$  機關車重量 (t)

また重量出力比すなわち牽引出力 1P.S. 當り機關車重量を  $q^{1/P.S.}$  で示せば

$$q = \frac{L}{N} = \frac{1}{LZ} \dots\dots\dots(11/IV)$$

であつて、 $LZ$  または  $q$  の値は機種によつて異なるが、概ね第7表に示すような値であつて、内燃機關車及び電氣機關車は同一程度の重量を有する蒸氣機關車に比べて  $LZ$  の値が大きい。

第7表 機關車の出力係數及び重量出力比例

機 種	出力(馬力) (回転數)	機關車重量 (t)	重量出力比 $q$ (t/P.S.)	出力係數 $LZ$ (P.S./t)	備 考
ホィットカム3t	25HP (1000r.p.m)	3	0.12	8.3	ガソリン機關
プリムス 4t	36HP (1200r.p.m)	4	0.11	9.0	ガソリン機關
加藤製作所 林野型 5t	44HP (1200r.p.m)	5	0.11	8.8	ガソリン機關KA型
酒井式 4t	45HP (1200r.p.m)	5	0.11	9.0	ガソリン機關K3型
" "	50HP (1500r.p.m)	4	0.08	12.5	ガソリン機關いすゞDG32型
" "	32HP (1200r.p.m)	4	0.13	8.0	ディーゼル機關(三菱)
" 5t	55HP (1200r.p.m)	5	0.09	11.0	ディーゼル機關いすゞDA43型
" 6t	73HP (1000r.p.m)	6	0.08	12.1	ディーゼル機關G.M.C.361型
" 7t	80HP (1200r.p.m)	7	0.09	11.4	ディーゼル機關いすゞDA60型
" 8t	"	8	0.10	10.0	" "
ゲブス I	6.5 P.S	2	0.31	3.3	ガソリン機關發電電氣機關車
" II	13 P.S	3.7	0.27	3.5	"
" III	26 P.S	6.4	0.26	4.1	"

一定の出力係數または重量出力比を有する機關車では、出力が與えられれば摩擦重量がきまりしたがつて摩擦牽引力  $Z_r$  の最大値もきまつてくる。機關車の摩擦重量を  $L$ t, 走行速度を  $V$ km/h とすれば (4/IV) 式より  $Z = \frac{N \cdot 270}{V}$  であるから、 $Z_r = Z$  が満足されるためには (6/III) 式より

$$\frac{N \cdot 270}{V} = 1000 \cdot f \cdot L \dots\dots\dots(12/IV)$$

ただし  $f =$  摩擦係數 (粘着係數),  $L_r = m \cdot L$

すなわち機關車は

$$LZ = \frac{1000 \cdot f \cdot m \cdot V}{270} \dots\dots\dots(13/IV)$$

で與えられる出力係數を有することを要し、又 (13/IV) 式より逆に  $LZ$  の値が與えられた機關車はその出力を最も有効に利用して最大牽引力 (= 摩擦牽引力) を生ぜしむる速度は

$$V_r = \frac{LZ \cdot 270}{1000 \cdot f \cdot m} \dots\dots\dots(14/IV)$$

(1) Leistungsziffer

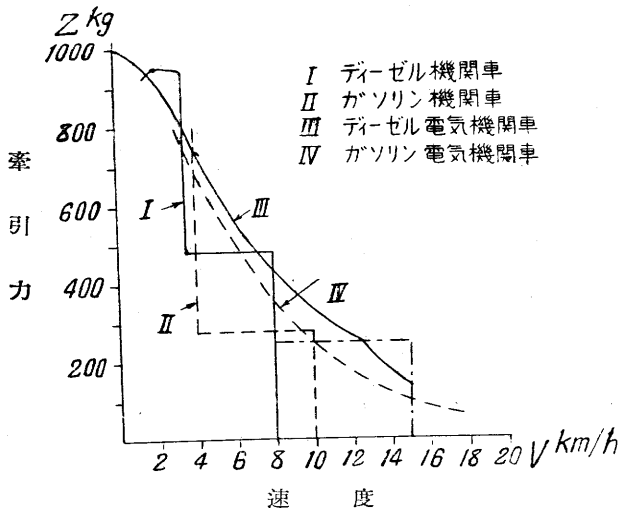


實際に走行中の機関車の牽引出力  $N$  は一定でなく、 $V$  の増加にしたがつて或る速度のとき最大となり、 $V$  がそれよりも大きくなると再び  $N$  の値は小さくなる。出力による牽引力  $Z$  と摩擦率引力  $Z_r$  が等しいような (14/IV) 式の  $V_r$  は所謂摩擦速度<sup>(1)</sup> であつて、AMMANN 及び GRUENEWALDT によれば<sup>(2)</sup> 登山鐵道に於て  $N$  が最大値を示すのは  $V$  が  $V_r$  よりも幾分大きいときであつて、勾配の計算に用うべき  $N$  の値は最大出力よりも 10~20% 低い値を用うべきであるとしている。

(3) 牽引力と速度及び傳力方式の關係

働輪周邊に於ける牽引出力  $N$  が同一の場合に理論的には牽引力  $Z$  が速度  $V$  に反比例することは (4/IV) 式または第 2 圖より明かであるが、實際に走行する機関車では機關の回轉數や效率が速度によつて異なるから  $N$  は常數でない。牽引力と速度の關係を實測の結果から圖示すると第 3 圖に示すような牽引力速度曲線<sup>(3)</sup> が得られる。我が國の森林軌道用機關車については未だこの種の實測値がないので、第 3 圖には JUDTMANN の行つた實驗例<sup>(4)</sup> と HAUSKA が示した例<sup>(5)</sup> を掲げた。Z-V 曲線は走行速度を漸變的に變化せしめ得る電氣傳力方式 (ガソリン電氣機關車・ディーゼル電氣機關車) では双曲線狀の曲線となり、變速ギヤ式傳力方式 (ガソリン機關車・ディーゼル

第 3 圖 Z-V 曲 線



機関車) では階段狀になる。圖中實線 (I, III) は JUDTMANN の比較實驗、點線 (II, IV) は HAUSKA の比較例であつて、使用機關車は次の通りである。I. ディーゼル機關車 (出力 15 P.S. 2 段變速式, 第 1 速 3.5 km/h, 第 2 速 8.0 km/h), II. ガソリン機關車 (2 段變速式, 第 1 速 4 km/h, 第 2 速 10 km/h), III. ディーゼル電氣機關車 (始發牽引力 1000 kg, 最高速度 15 km/h), IV. ガソリン電氣機關車 (始發牽引力 800 kg, 最高速度 18 km/h)。

圖により明かなように變速ギヤ方式の機關車では各段の最高速度の場合效率が最高でそれ以下では出力の利用が不十分であるが、電氣傳力方式の機關車では繼續的に牽引力と速度の間の均衡が保たれるから動力の無駄がない。

JUDTMANN の例では假にディーゼル機關車に對して第 3 速 15 km/h の變速ギヤを補足すれば Z-V 曲線は圖に鎖線で示すようになり幾分不利を補えるが、しかしなお電氣傳力方式には及ばない。したがつて路線勾配や曲線の變化が多くて抵抗が常に變化する山岳地の森林軌道では牽引力もまた常に變化させなければならないから、ディーゼル電氣機關車またはガソリン電氣機關車の導入

(1) Reibungsgeschwindigkeit (2) (1)p.6 (3) Z-V Kurve (4) (7)p.258 (5) (5)p.32

が極めて有意義であることが知れる。すなわち電気傳力方式は傳力効率に於ては齒車傳力方式に劣るが、全路線の走行に於ける動力の利用率、換言すれば燃料消費量に於て有利となり得るのである。

## V 抵 抗

### (1) 抵抗の基本式

(1/III) 式に示した機關車の牽引力  $Z^{kg}$  に對抗して働く列車全體の抵抗力  $W^{kg}$  は機關車の抵抗  $W_L^{kg}$  と貨車の抵抗  $W_G^{kg}$  の合計であつて、

$$W = W_L + W_G \dots\dots\dots(1/V)$$

この抵抗は極めて多くの因子から成立つてゐるが、一般に (1) 走行抵抗 (2) 曲線抵抗 (3) 勾配抵抗 (4) 加速度抵抗の綜合と考え、また特に空氣抵抗・發車抵抗・ブレーキ抵抗などを分けて考える場合もある。<sup>(2)</sup> これらの抵抗を慣例に従い車輛または列車の重量  $It$  當りの  $kg$  數で示した抵抗係數 <sup>(3)</sup>  $w^{kg/t}$  で表わし

$L =$  機關車重量 (t)

$G =$  貨車重量 (t)

$Q = L + G =$  列車總重量 (t)

$w = w_l + w_k + w_s + w_a =$  綜合抵抗係數 (kg/t),  $w_l =$  機體車のそれ,  $w_g =$  貨車のそれ

$w_l =$  走行抵抗係數 (kg/t),  $w_{lL} =$  機關車のそれ,  $w_{lG} =$  貨車のそれ

$w_k =$  曲線抵抗係數 (kg/t),  $w_{kL} =$  機關車のそれ,  $w_{kG} =$  貨車のそれ

$w_s =$  勾配抵抗係數 kg/t

$w_a =$  加速度抵抗係數 (kg/t),  $w_{aL} =$  機關車のそれ,  $w_{aG} =$  貨車のそれ

とすれば、抵抗の基本式は次のようになる。

$$\left. \begin{aligned} W &= w \cdot Q = (w_l + w_k + w_s + w_a) (L + G) \\ W_L &= w_L \cdot L = (w_{lL} + w_{kL} + w_s + w_{aL}) L \\ W_G &= w_G \cdot G = (w_{lG} + w_{kG} + w_s + w_{aG}) G \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(2/V)$$

### (2) 機關車のハーケン牽引力と最大貨車重量

$Z^{kg}$  の牽引力を有する機關車が後續貨車を牽引し得る力すなわちハーケン牽引力  $Z_h^{kg}$  は <sup>(4)</sup>  $Z^{kg}$  から機關車の抵抗を控除しただけの力であつて

---

(1) Fahrwiderstand, Bewegungswiderstand, Train resistance (2) 空氣抵抗は通常走行抵抗に包含させる。發車抵抗は加速度抵抗の外に長時間停車中の車輛では車軸の油の缺乏による摩擦の増大による抵抗が加わる。ブレーキ抵抗は制動機による作爲的抵抗である。基本式としては一應(1)~(4)の抵抗に限らせて考えることとする。(3) Spezifischewiderstand (4) Hakenzugkraft, Drawbar pull

$$Z_h = Z - W_L = Z - w_L L \dots \dots \dots (3/V)$$

したがって列車の運転には

$$Z_h > w_G \cdot G \dots \dots \dots (4/V)$$

であることを要し、牽引力  $Z^{kg}$  の機関車が牽引し得る最大貨車重量を  $G^{max}$  とすれば

$$G^{max} = \frac{Z_h}{w_G} = \frac{Z - W_L \cdot L}{w_G} \dots \dots \dots (5/V)$$

### (3) 走行抵抗係数

走行抵抗<sup>(1)</sup>は水平直線路に於ける走行の際生ずる一切の抵抗の総合である。これを分析すれば、(1)車軸頸部軸受の摩擦抵抗<sup>(2)</sup>、(2)車輪とレールの間の轉動摩擦抵抗<sup>(3)</sup>、(3)レール継目及びレール面の不<sup>(4)</sup>平滑による衝撃抵抗<sup>(5)</sup>、(4)空気抵抗<sup>(5)</sup>、(5)その他機械部の摩擦及び車輛の動揺、蛇行運動に基く抵抗などになるが、これらは互に密接に相關するから、その各々を厳密に算定することは極めて困難であると共に、實際の見地からすれば殆んど無意味である。したがって一般の鐵道に於ても走行抵抗係数の算定にはこれらの総合されたものについて實驗に基く各種の公式が用いられている。それ故に軌道の構造・軌間・レール・機関車及び貨車の種類型式などにしたがって各國でそれぞれ異つた公式が採用されて居り、從來提唱された公式には枚舉に違がない程の種類がある。<sup>(6)</sup>しかしづれの公式も

$$w_l = k_1 + k_2 V^2 \quad \text{または} \quad w_l = k_1 + k_2 V + k_3 V^2$$

の形で表されている。ただし  $k_1, k_2, k_3$  は實驗常數・ $V$  は走行速度(km/h)で、第1項は主として基礎的な摩擦抵抗、第2項、第3項就中  $V^2$  の項は主として空氣抵抗の影響を示すものと見てよい。したがって最大速度 20km/h 以下の森林軌道に於ては空氣抵抗は殆んど問題にならぬ程度に小さく、第2項、第3項の影響は殆んど無視し得る程度となる。第1項  $k_1$  は  $V=0$  のとき残存する基礎抵抗で、主として軸受の油層に關係があり、長時間停車後發車のときは大きく、 $V=8$ km/h 程度までは減少し、高速(高溫)になると再び増大する。特にボールベヤリング・ローラーベヤリングを用いたものでは速度による差が少い。面軸受で潤滑法の不適切な場合には走行に従つてこの値が著しく増大することがある。しかし一般にこれは常數項として取扱はれている。

走行抵抗係數算定公式中狹軌の森林軌道に適用し得るものは案外少いのであつて、HAUSKA が森林軌道(軌間600mm, 750mm, 1000mm)に適用すべきものとして掲げている<sup>(7)</sup> HAARMANN 公式、BLUM 公式、及びJUDTMANN が狹軌鐵道用公式として用いている<sup>(8)</sup> FRANK 公式などがその代表的なものである。これらは稍々上級の狹軌軌道に於ける實驗結果から導かれたものであるから森林軌道全般にそのまゝ適用することには若干の疑問があるが、JUDTMANN が  $V < 50$ km/h (經濟速

(1) Laufwiderstand, Running resistance (2) Lagerreibung, Bearing friction (3) Rollreibung, Rolling friction (4) Stosswiderstand, Impact resistance (5) Luftwiderstand, Air resistance

(6) GIESE は14種、森彦三、松野千勝は25種、JUDTMANN は10種、小野諒兄は6種の公式を掲げている。

(7) (5)p.54 (8) Hütte に掲げられている公式は FRANK 公式である。

度20~25km/h), 機関車出力 100P.S. 程度の狭軌軌道で実験を行つた結果は, 機関車走行抵抗係数は HAARMANN 公式と FRANK 公式の中間値を示し, 貨車は HAARMANN 公式に近い値を示している。<sup>(1)</sup> 今これらの公式及び実験値を示せば次の通りである。

HAARMANN 公式

$$\left. \begin{aligned} \text{軌間 } 1000\text{mm} \dots\dots w_{iL} &= 4\sqrt{m} + 0.0025V^2, & w_{iG} &= 1.7 + 0.0013V^2 \\ \text{"} \quad 750/760\text{mm} \dots\dots w_{iL} &= 4\sqrt{m} + 0.0030V^2, & w_{iG} &= 2.0 + 0.0015V^2 \\ \text{"} \quad 600\text{mm} \dots\dots w_{iL} &= 4\sqrt{m} + 0.0035V^2, & w_{iG} &= 2.2 + 0.0017V^2 \end{aligned} \right\} \dots(6/V)$$

BLUM公式

$$\left. \begin{aligned} \text{軌間 } 1000\text{mm} \dots\dots w_{iL} &= 3\sqrt{m} + 0.0015V^2 \\ \text{"} \quad 750/760\text{mm} \dots\dots w_{iL} &= 3\sqrt{m} + 0.0020V^2 \\ \text{"} \quad 600\text{mm} \dots\dots w_{iL} &= 3\sqrt{m} + 0.0025V^2 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(7/V)$$

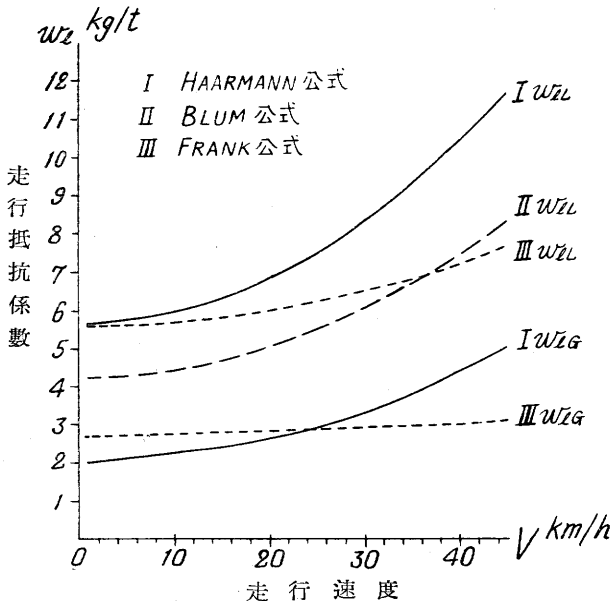
FRANK 公式 (Hütte 公式)

$$\left. \begin{aligned} \text{軌間 } 1000\text{mm} \dots\dots w_{iL} &= 2.7m + 0.0015V^2, & w_{iG} &= 2.6 + 0.0003V^2 \\ \text{"} \quad 750/760\text{mm} \dots\dots w_{iL} &= 2.8m + 0.0010V^2, & w_{iG} &= 2.7 + 0.0002V^2 \\ \text{"} \quad 600\text{mm} \dots\dots w_{iL} &= 2.9m + 0.0008V^2, & w_{iG} &= 2.8 + 0.0002V^2 \end{aligned} \right\} \dots(8/V)$$

JUDTMANN の実験値

軌間 760mm,  $V=40\text{km/h}$  以内,  $m=2$  に對し..... $w_{iL}=6.5\sim 7\text{kg/t}$ ,  $w_{iG}=4\sim 4.5\text{kg/t}$ .....(9/V)  
たゞし上記各式中の  $m$  は機関車の動輪軸数である。(6/V)~(8/V) 式を検討してみると, 軌間

第4圖 各公式による走行抵抗係數  
(軌間 760mm 機関車動輪軸數  $m=2$ )



760mm,  $m=2$  の場合には  $w_{iG}$  と  $V$  との関係は第4圖に示す通りであつて,  $V < 20\text{km/h}$  では第2項の影響は比較的小さく,  $V < 10\text{km/h}$  では速度の影響が殆んど現れない。それ故に第1項基礎抵抗の數字の採り方が問題となる。従来土工用, 鑛山用など路盤及び軌道構造の粗悪な臨時的軌道については速度の影響を無視して機関車貨車を含めた走行抵抗係數として第8表に示すような數字が用いられている。

走行抵抗とレールの太いさとの關係はむしろ間接的なものであつて, 輕量レール

(1) (7)p.253

の軌道はレールの剛性が小さいことの外に路盤・道床・枕木などの工事も簡易に建設されることによつて抵抗が増大する。軌間の大小は走行車輛の安定などにも影響するから走行抵抗に當然差

第8表 土工用及び坑道用軌道の走行抵抗係数

種 別	走行抵抗係数 $w_i$ (kg/t)	
	レール重量 (kg/m)	
土工用 (1)	6	16
	8~10	14
	12~15	12
	22	10
坑道用 (2)	軌 間 (mm)	
	500	12~15
	600	11~13
	750	8~10

異を生ぜしめる。一般に中級の森林軌道に於ては土工用または坑道用軌道よりも幾分程度の高い軌道構造が採用されるから、JUDTMANN が狭軌産業軌道に採用すべしとした第9表の数字<sup>(3)</sup>は、中級の森林軌道に適用して概ね妥當なものとする。又藤林誠・著者及丸山正和が1950年10月東京大學農學部附屬秩父演習林内の森林軌道について行つた貨車の走行抵抗測定例も平均値に於て  $w_i=11\text{kg/t}$  の値を示した。<sup>(4)</sup>以上の考察

よりかなり廣範圍に變化する森林軌道の走行抵抗係数を3段階に分けて、その算定基礎を次式に採ることとする。ただし我が國では前記の如く軌間が殆んど1率に760mm (2'-6")であるから、この軌間を有するもののみを對象として考える。

第9表 産業用狭軌道の走行抵抗係数

軌 間 (mm)	走行抵抗係数 $w_i$ (kg/t)
600	12~13
750	10~12
1000	8

- a. 上級の森林軌道 (軌間760mm)  $w_{iL}=7\sim 8\text{kg/t}$ ,  $w_{iG}=5\sim 6\text{kg/t}$
- b. 中級の森林軌道 ( " )  $w_i = w_{iL} = w_{iG} = 10\sim 12\text{kg/t}$  .....(10/√)
- c. 下級の森林軌道 ( " )  $w_i = w_{iL} = w_{iG} = 12\sim 16\text{kg/t}$

走行抵抗中車軸々受の摩擦が主要な要素であることは前述の通りであつて、軸の回転速度・給油の方式・給油の良否・潤滑油の適否が  $w_i$  の値に大きな影響を及ぼすことはいふまでもないが、さらに軸受の方式は最も根本的な影響を與えるものと考えられる。(10/√)式は普通の面軸受を有する車輛を用いる場合の標準數値を示すものであるが、一般に運搬車輛の軸受の摩擦係數  $\mu$  の値は概略第10表(A)に示す通りであつて、野澤武人は坑山用小型炭車の走行抵抗係數について軸

第10表 軸受の摩擦係數と走行抵抗係數の例

軸 受 の 種 類	(A)摩擦係數 $\mu$	(B)炭車の走行抵抗係數 $w_i$ (kg/t)
面 軸 受	0.01~0.02	30
ローラー・ベヤリング	0.005~0.008	20
ボール・ベヤリング	0.002~0.003	13

受の種類による差異を同表(B)の如く例示している。<sup>(5)</sup>すなわちこの例によれば、ローラー・ベヤリングまたはボール・ベヤリングの使用により走行抵

抗係數を  $\frac{2}{3}\sim\frac{1}{2}$  程度に減少せしめ得る。この點は森林軌道用貨車の改良上特に重要視すべきであるが、又一面軸受の構造が曲線抵抗に及ぼす影響をも考慮に入れなければならない。

(1) (12)p.3537 (2) (7)p.259 (3) (7)p.259 (4) 軌道構造中級, 6kgレール, 軌間760mm, 木製小型トロ(普通型外側面軸受, 軸距650mm), 走行速度平均12km/hの場合, 詳細は別途發表の豫定 (5) (18)p.37

(4) 曲線抵抗係數

曲線抵抗<sup>(1)</sup>は車輛が路線の屈曲部を通過する際に生ずる抵抗であつて、その大いさは路線の曲半径・スラック・カント・車輛の軸距・車輪の直徑・車輪のフランジの形狀・走行速度など多數の因子に支配されるが、曲線抵抗の生ずる原因は概ね次の3點に歸結される。

a. 遠心力により外側車輪のフランジと外側レールとの間に生ずる摩擦抵抗（これは合理的なカントを附けた路線では相當程度減少される）。

b. 曲線部に於ては外側レールと内側レールの長さが異なるため一方の車輪が一定距離摺動するために生ずる抵抗（外側レールと内側レールの長さの差を  $\Delta l^m$  とすれば摺動を餘儀なくされる距離は  $\Delta l - n\pi(d_1 - d_2)$  である。ただし  $n$  = 曲線部走行中の車軸の回轉總數,  $d_1$  = 外側車輪のレールとの接觸部の直徑(m),  $d_2$  = 内側車輪のそれ)。

c. 固定軸車輛の外側前輪と内側後輪がレールに押しつけられることにより生ずる抵抗（これはスラックによりある程度緩和され、軸距の短い車輪及びボギー式車輛では僅少である）。

しかしこれらの抵抗は實際問題としては相懸聯して綜合されるから、これらを分析して算定することはやはり困難である。したがつて曲線抵抗係數の算定には一般に常法によるカント及びスラックを施した路線に於ける實驗結果から導いた諸公式が用いられることになる。このような實驗公式中最も廣く用いられているのは RÖCKL 公式であつて、曲線抵抗係數  $w_k$  kg/t を曲半径  $R^m$  の函數で示すものであり、HAUSKA が森林軌道の  $w_k$  算定用参考公式として掲げた GOERING 公式もほぼ同様のものである。<sup>(2)</sup> すなわち

RÖCKL 公式	軌間	1000mm	.....	$w_k = \frac{400}{R-28}$	}	.....(11/V)
		750/760mm	.....	$w_k = \frac{350}{R-10}$		
		600mm	.....	$w_k = \frac{200}{R-5}$		
GOERING 公式	軌間	1000mm	.....	$w_k = \frac{400}{R-20}$	}	.....(12/V)
		750/760mm	.....	$w_k = \frac{350}{R-20}$		
		600mm	.....	$w_k = \frac{200}{R-5}$		

これらの公式は  $w_k$  が單に  $R$  のみの函數として示されて居り、且つ  $R$  の小さな値に對して不合理なことは式の上からも明瞭であるから、單に參考としてし得る程度に過ぎない。廣軌鐵道の曲線抵抗係數算定公式には  $w_k$  km/t を曲半径  $R^m$  と速度  $V$  km/h の函數で示したもの、<sup>(3)</sup>  $R^m$  と軌間  $s^m$  の函數で示

(1) Krümmungswiderstand, Curve resistance (2) (5)p.55 (3) Illinois 大學公式

したもの<sup>(1)</sup>、 $R^m$ と軸距  $A^m$ の函數で示したもの<sup>(2)</sup> などもあるが、狹軌々道を含む廣範圍の實驗結果に基く PROTOPAPADAKIS 公式は最も妥當性が大きいと考えられるものであつて、JUDTMANNも産業用狹軌々道にこの公式の適用を推賞している<sup>(3)</sup>。すなわち

$$\text{PROTOPAPADAKIS 公式 } w_k = \frac{0.50 \cdot f (s + \sqrt{s^2 + A^2})}{R} \dots\dots\dots(13/V)$$

ただし  $f =$  レールと車輪の間の摺動摩擦抵抗係數(kg/t),  $s =$  軌間(m)  
 $A =$  固定軸距(m),  $R =$  曲半徑(m)

この公式の特色は摩擦抵抗係數  $f$  を導入していることである。曲線抵抗がレールと車輪の間の摩擦に強く影響されることは我が國でも森林軌道の運轉に際し、しばしばレールに撒水して抵抗を減殺していることによつても實證されてい、この點では合理的な公式であるといえる。

JUDTMANNは  $f$  の値に夏季220kg/t (0.22)・冬季165kg/t (0.165) の値を用い (13/V) の略算式として次式を與えている。

軌 間	夏 季	冬 季	軸距 $A$ の範圍	
1000mm,	$w_k = \frac{159.7 + 104.1 \cdot A}{R}$	$w_k = \frac{120 + 78.1 \cdot A}{R}$	1.75~5.00	} \dots\dots\dots(14/V)
750mm,	$w_k = \frac{128.5 + 100.3 \cdot A}{R}$	$w_k = \frac{96.4 + 75.2 \cdot A}{R}$	1.00~3.00	
600mm,	$w_k = \frac{102.7 + 101 \cdot A}{R}$	$w_k = \frac{77.1 + 75.9 \cdot A}{R}$	1.00~2.50	

また  $s = 760\text{mm}$  に對し (3/Ⅲ) 式に示した4段階の  $f$  の値を用いて (13/V) 式を書替えれば、

a. 乾燥して滑りにくいレールの場合	$w_k = \frac{0.50 \cdot 200 \cdot (0.76 + \sqrt{0.76^2 + A^2})}{R}$	} \dots\dots\dots(15/V)
b. 常時(晴天)の場合	$w_k = \frac{0.50 \cdot 170 \cdot (0.76 + \sqrt{0.76^2 + A^2})}{R}$	
c. 雨天またはレールに撒水した場合	$w_k = \frac{0.50 \cdot 90 \cdot (0.76 + \sqrt{0.76^2 + A^2})}{R}$	
d. 凍結したレールの場合	$w_k = \frac{0.50 \cdot 50 \cdot (0.76 + \sqrt{0.76^2 + A^2})}{R}$	

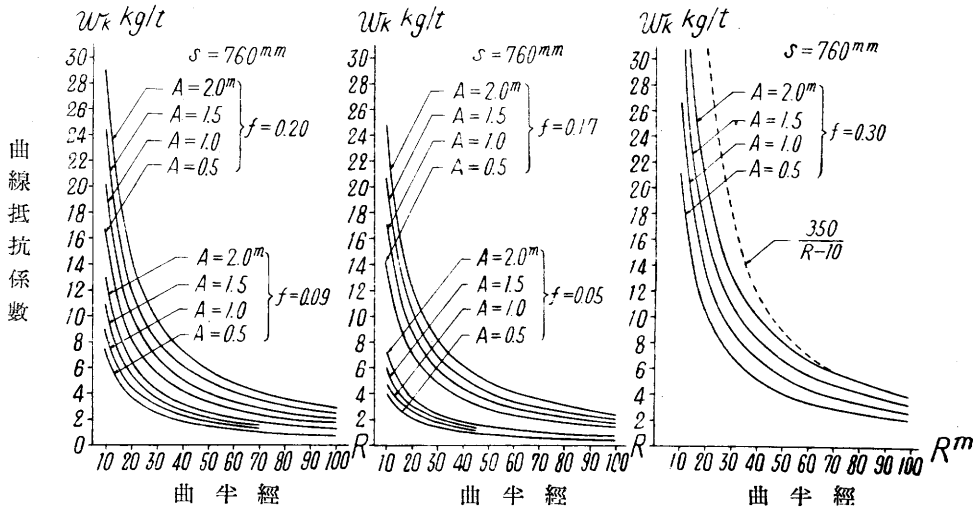
(15/V) 式により算出した  $w_k$  kg/t の値を表示すれば第5圖(a)(b)の通りである。また同圖(c)は  $f = 300\text{kg/t}$  の場合を RÖCKL 公式と比較したもので RÖCKL 公式は  $R > 50\text{m}$  になると PROTOPAPADAKIS 公式の  $f = 300\text{kg/t}$ ,  $A = 2.0\text{m}$  の場合に近づくことが知れる。

然し此のPROTOPAPADAKIS 公式も  $R = 10\text{m}$  の如き小半徑の場合に果してその儘適用し得るか否かに付ては疑問がある。藤林誠・著者及丸山正和が1950年10月東京大學農學部附屬秩父演習林の森林軌道について晴天時に行つた貨車の曲線抵抗係數測定結果では、 $R = 11.5\text{m}$  及び  $R = 7.5\text{m}$ , 速度  $10\text{km/h}$  以下の場合に  $w_k$  の値はPROTOPAPADAKIS 公式に  $f = 300\text{kg/t}$  を用いて算出した値の1.4~

(1) BLONDEL-DUBOIS公式 (2) HOFFMAN公式, WOOD公式 (3) (7)p.259

(4) 軌道構造中級, 6kgレール, 軌間760mm, スラック約20mm, 木製小型トロ (外側普通型面軸受), 頸部遊間17mm, 車輪々徑直徑255mm, 軸距650mm, 走行抵抗係數  $w_k = 11\text{kg/t}$  の場合, 詳細は別途發表の豫定

第5圖 PROTOPAPADAKIS 公式による曲線抵抗係数  
(a) (b) (c)



1.5倍の値を示し、且つ速度が増大するに伴つて  $w_k$  の値が増大する傾向が認められた。またボール・ベヤリングを使用した車軸の頸部に遊隙の少い構造の貨車は曲線抵抗が大きいことも経験上云はれている。従つて曲半径の小さい場合には速度及車輛の構造を考慮した相當の修正が必要と思はれるが、その數値については今後の研究に俟たねばならぬ。

車輛の走行可能な最小半徑は主として車輛の構造、特に固定軸距  $A^m$  と車輪の直徑  $D^m$  に支配される。HAUSKA は常法によりスラックを附けた<sup>(1)</sup> 路線に於ける許容最小半徑  $R_{min}^m$  と  $A$  及び  $D$  との關係を示しているが、その中から軌間760mm に對する値を示せば第11表の通りである。然し<sup>(2)</sup>

第11表 車輛の構造と最小半徑

固定軸距 $A$ (m)	車輪直徑 $D$ (m)	許容最小半徑 $R_{min}$ (m)
0.55	0.40	5.9
0.60	0.40	6.4
0.65	0.45	7.3
0.70	0.45	7.85
0.75	0.45	8.4
0.80	0.50	10.4
0.90	0.55	12.2
1.00	0.60	14.1
1.10	0.60	15.5
1.20	0.60	16.9
1.30	0.65	19.0
1.40	0.65	20.4

この最小半徑は車輛を通じ得る限度の曲率を示すものであつて、森林軌道路線の最小半徑はこの外に地形・線形・搬出木材の長さ・土工費及び前記曲線抵抗の値など各般の要素を考慮して決めらるべきものである。したがつて曲線抵抗係数の算定に用うべき路線最小半徑  $R_{min}^m$  の

第12表 路線最小半徑

種 別	最小半徑 $R_{min}$ (m)
森林鐵道 (軌間760mm)	50 ~ 60
上級の森林軌道 ( " )	30 ~ 40
中級の森林軌道 ( " )	15 ~ 20
下級の森林軌道 ( " )	8 ~ 10

値は個々の場合によつて異なるが、通常我が國の森林軌道に於て採用されている最小半徑を示せば概ね第12表の通りである。

(1) スラック =  $e \text{ mm} = \frac{140}{\sqrt{R}} \leq 20 \text{ mm}$  (軌間760mm) その他の公式による。(2) (5)p.76.



## (5) 勾配抵抗係数

勾配抵抗<sup>(1)</sup>は車輛に働く重力の勾配線方向の分力であるから路線の傾斜角を $\alpha$ 、機關車・貨車及び列車の重量を $L^t, G^t, Q^t$ とし、勾配抵抗をそれぞれ $W_{sL}^{\text{kg}}, W_{sG}^{\text{kg}}, W_s^{\text{kg}}$ とすれば

$$\left. \begin{aligned} W_{sL} &= 1000 \cdot L \sin \alpha \\ W_{sG} &= 1000 \cdot G \sin \alpha \\ W_s &= 1000 \cdot Q \sin \alpha \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (16/V)$$

よつて勾配抵抗係数をkg/t單位で示せば、

$$w_s = w_{sL} = w_{sG} = 1000 \cdot \sin \alpha \dots\dots\dots (17/V)$$

しかるに(5/Ⅲ)式に示したように $\sin \alpha \doteq \tan \alpha$ であるから、

$$w_s = 1000 \cdot \tan \alpha \dots\dots\dots (18/V)$$

勾配を‰單位で示して $1000 \cdot \tan \alpha = s \%$ とし、下り勾配の場合を $-s \%$ とすれば、

$$w_s = \pm s \%$$

## (6) 加速度抵抗係数

停止している車輛または列車がある速度の走行に移る際、または走行中のものが速度を増す際には加速度によつて加速度抵抗<sup>(2)</sup>を生ずる。走行中の車輛または列車が制動により減速または停車する際にも車輛の有する慣性が同様の抵抗を生ずるが、その値は負の値をとるから走行に對する抵抗とはならないで制動力に對する抵抗となる。運動の方程式 $F = M \cdot a$ によつて質量 $M$ の物體に $a$ の加速度を與えるために必要な力 $F$ が求められ、この $F$ が加速度抵抗に相當するわけであるが、車輛の車輪・車軸・機關部などの回轉部の慣性を考慮に入れるときには質量として車輛または列車の質量 $M$ の代りに一定の割増しをした $M' = (1 + \gamma)M$ を用いる必要がある。たゞし $\gamma$ は割増率である。

$$M_L = \frac{1000 \cdot L}{g} = \text{機關車の質量 (kgsec}^2/\text{m)}$$

$$M_G = \frac{1000 \cdot G}{g} = \text{貨車の質量 ( " )}$$

$$a = \text{加速度 (m/sec}^2\text{)}$$

$$g = 9.81 = \text{重力の加速度 (m/sec}^2\text{)}$$

$$W_a = \text{列車の加速度抵抗(kg), } W_{aL} = \text{機關車のそれ, } W_{aG} = \text{貨車のそれ}$$

とすれば、

$$\left. \begin{aligned} W_a &= W_{aL} + W_{aG} \\ W_{aL} &= M'_L \cdot a = (1 + \gamma_L) M_L \cdot a = \frac{1000 \cdot L}{g} (1 + \gamma_L) a = \frac{1000 \cdot L}{9.81} (1 + \gamma_L) a \\ W_{aG} &= M'_G \cdot a = \frac{1000 \cdot G}{9.81} (1 + \gamma_G) a \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (20/V)$$

(1) Neigungswiderstand, Grade resistnace

(2) Beschleunigungswiderstand, Resistance due to acceleration

よつて加速度抵抗係数  $w_a \text{kg/t}$  は

$$\left. \begin{aligned} w_{aL} &= \frac{W_{aL}}{L} = \frac{1000}{9.81}(1+\gamma_L)a = 102(1+\gamma_L)a = c_L a \\ w_{aG} &= \frac{W_{aG}}{G} = \frac{1000}{9.81}(1+\gamma_G)a = 102(1+\gamma_G)a = c_G a \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(21/V)$$

上式中の係数  $c_L, c_G$  は  $\gamma$  の値によつてきまり、一役には  $c_L, c_G$  の代りに列車全體に對して  $c = 105 \sim 110$  の範圍が用いられているが、<sup>(1)</sup>  $\gamma = 0.05$  と見做して  $c_L = c_G = 107$  が最も多く採用されている。しかし小型車輛ではその値について一應検討を要する。

まづ機關車について考えるに、速度  $v_1 \text{m/sec}$  から  $v_2 \text{m/sec}$  に加速するに要する運動エネルギーを  $E \text{kgm}$  とすれば

$$E = \frac{M_L(v_2^2 - v_1^2)}{2} + \frac{J(\omega_2^2 - \omega_1^2)}{2} \dots\dots\dots(a)$$

ただし  $\omega_1, \omega_2 = v_1, v_2$  に相當する回轉部の角速度、 $J =$  回轉軸についての回轉部の極慣性能率 ( $\text{mkgsec}^2$ )。

一定の聯動のもとにあつては機關的回轉數  $n_n$  と働輪的回轉數  $n_l$  の比は走行速度に無關係な常數であつて、

$$\frac{n_n}{n_l} = i \dots\dots\dots(b)$$

よつて働輪の半徑を  $r^m$  とし  $\omega$  を  $v$  で示せば

$$\omega_1 = \frac{v_1}{r} i, \omega_2 = \frac{v_2}{r} i \dots\dots\dots(c)$$

また回轉部の重量を  $q^k \text{g}$ 、回轉半徑を  $k^m$  とすれば、

$$J = \frac{q}{g} k^2 \dots\dots\dots(d)$$

よつて回轉部が多數あるときには、

$$E = \frac{1000 \cdot L(v_2^2 - v_1^2)}{2g} + \sum \frac{qk^2(v_2^2 - v_1^2) i^2}{2g} \dots\dots\dots(e)$$

然るに一方加速度抵抗は、

$$W_{aL} = w_{aL} \cdot L = c_L \cdot a \cdot L \dots\dots\dots(f)$$

であつて、 $W_{aL}$  の力によつてなさるべき仕事量を  $A \text{kgm}$ 、走行距離を  $l^m$  とすれば

$$A = W_{aL} l = c_L \cdot a \cdot L \cdot l \dots\dots\dots(g)$$

今運動を等加速度運動と見做して加速度  $a \text{m/sec}^2$  に速度が  $v_1$  から  $v_2$  になるまでの走行  $l^m$  の間の平均値をとれば

$$a = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2l} \dots\dots\dots(h)$$

よつて  $A = c_L \cdot \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} \cdot L \dots\dots\dots(i)$

しかして  $E = A$  でなければならぬから (e) (i) 兩式より

(1) AMMANN 及び GRUENEWALDT は  $1+\gamma = 106 \sim 110$ 、平均 108 を採り ((1)p.2), JUDTMANN は  $c = 107$  ((7)p.36), 小野諒兄は  $c = 108$  ((20)p.112) を採っている

$$\left. \begin{aligned} c_L &= \frac{1000}{g} \left( 1 + \frac{\sum qk^2 r^2}{1000 \cdot L} \right) = 102 \left( 1 + \frac{\sum qk^2 r^2}{1000 \cdot L} \right) \\ \gamma_L &= \frac{\sum qk^2 r^2}{1000 \cdot L} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(22/V)$$

貨車に対する係数  $c_G$  及び質量の割増率  $\gamma_G$  も同様にして算出し得るが、貨車の回転部は常に  $i=1$  であるから、

$$\left. \begin{aligned} c_G &= 102 \left( 1 + \frac{\sum q \frac{k^2}{r^2}}{1000 \cdot G} \right) \\ \gamma_G &= \frac{\sum q \frac{k^2}{r^2}}{1000 \cdot G} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(23/V)$$

(22/V) 及び (23/V) 式より明かなように  $\gamma$  は相當小さな値であつて、略算には屢々  $\gamma=0$   $c=102$  が採用されているが、通常  $c=104\sim 107$  の範囲をとることが多いであろう。但し輕量小型木製トロで空車の場合は  $\gamma$  及  $c$  の値が相當大きくなることは云うまでもない。

加速度  $a$  m/sec<sup>2</sup> の値は任意の瞬間に於ては、

$$a = \frac{dv}{dt} \dots\dots\dots(24/V)$$

であるが、實用上は車輛または列車の運動を局部的に等加速度運動と見做し得るから平均加速度をとり、

$$a = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2l} = \frac{V_2^2 - V_1^2}{2l \cdot 3.6^2} \text{ または } a = \frac{v_2 - v_1}{t} = \frac{V_2 - V_1}{t \cdot 3.6} \dots\dots\dots(25/V)$$

$a$  が最大値を示すのは發車のときであつて、自動車では 0.80m/sec<sup>2</sup> 程度の發車加速度が要求されるが、森林軌道では最高 0.40~0.50 m/sec<sup>2</sup> 程度の加速変を考えればよく、普通の發車加速度は 0.1~0.3m/sec<sup>2</sup> である。今 (21/V) 式により各種の加速度に對する加速度抵抗係數  $w_a$  kg/t の値を算出すれば第13表の通りである。

第13表 加速度抵抗係數

加 速 度 a(m/sec <sup>2</sup> )	加速度抵抗係數 $w_a$ (kg/t)			
	c=104	c=105	c=106	c=107
0.1	10.4	10.5	10.6	10.7
0.2	20.8	21.0	21.2	21.4
0.3	31.2	31.5	31.8	32.1
0.4	41.6	42.0	42.4	42.8
0.5	52.0	52.5	53.0	53.5

(7) 綜合抵抗

車輛または列車の綜合抵抗<sup>(1)</sup> は (2/V) 式に示したように、上記各種の抵抗の合計であつて、 $W$  = 列車の綜合抵抗(kg),  $W_L$  = 機關車のそれ,  $W_G$  = 貨車のそれ,  $w$  = 列車の綜合抵抗係數(kg/t),  $w_L$  = 機關車のそれ,  $w_G$  = 貨車のそれ,  $Q$  = 列車の重量(t),  $L$  =

機關車のそれ,  $G$  = 貨車のそれとすれば、

(1) Gesamtwiderstand, Total resistance

$$\left. \begin{aligned} W &= w(L+G) = w \cdot Q = (w_l + w_k \pm s \% + c \cdot a) Q \\ W_L &= w_L \cdot L = (w_{lL} + w_{kL} \pm s \% + c_L \cdot a) L \\ W_G &= w_G \cdot G = (w_{lG} + w_{kG} \pm s \% + c_G \cdot a) G \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(26/V)$$

VI 制 動

(1) 減速に要する制動力

走行中の車輛または列車を制動により減速する際に、制動に抗して働く力はV-(6)に記したように負の加速度すなわち減速率<sup>(1)</sup>に支配される。

$B_1$  = 車輛または列車全体の減速に要する制動力(kg)

$Q$  = 車輛または列車の重量(t)

$M'$  = 回轉部の慣性を考慮して割増しをした車輛または列車の質量(kgsec<sup>2</sup>/m)

$c = \frac{1000}{g} (1+\gamma) = 102(1+\gamma) = (22/V)$ 式と同様の係數

$a$  = 減速率 (m/sec<sup>2</sup>) = -(加速度)

とすれば、

$$B_1 = a \cdot M' = a \cdot c \cdot Q \dots\dots\dots(1/V)$$

制動中も車輛または列車が走行を續ける限り走行抵抗・曲線抵抗及び勾配抵抗は働いているからこれらの抵抗は減速に役立ついて、制動開始後の微小な運動エネルギーの増加を無視すれば、減速に要する眞の制動力  $B_{kg}$ は

$$B = B_1 - (w_l + w_k \pm s \% ) Q = [c \cdot a - (w_l + w_k) \mp s \% ] Q \dots\dots\dots(2/V)$$

したがつて  $s \%$  の下り勾配では、

$$B = [(s \% + c \cdot a) - (w_l + w_k)] Q \dots\dots\dots(3/V)$$

いま  $l$ m = 制動距離,  $V_1$ km/h = 制動開始時の走行速度,  $V_2$ km/h =  $l$ m を走行後の減速された速度, とすれば平均減速率は  $a = \frac{V_1^2 - V_2^2}{2l \cdot 3.6^2}$  であるから  $B$  の近似値として次式を得る。<sup>(2)</sup>

$$B = [s \% + c \cdot \frac{V_1^2 - V_2^2}{2l \cdot 3.6^2} - (w_l + w_k)] Q \dots\dots\dots(4/V)$$

下り勾配に於て  $l$ m の制動距離で停車させるに必要な制動力  $B_0$ kg は上式で  $V_2 = 0$  と置いて

$$B_0 = [s \% + c \cdot \frac{V_1^2}{2l \cdot 3.6^2} - (w_l + w_k)] Q \dots\dots\dots(5/V)$$

(2) 制動機の制動力

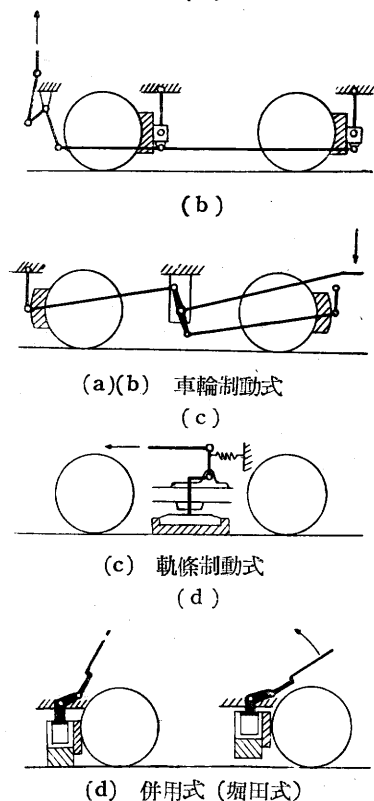
鐵道車輛の制動機を制動方式によつて分類すると、車輪制動機と軌條制動機に大別される。

(1) Verzögerung, Retardation

(2) 減速率  $a = -\frac{dv}{dt}$  は實際には走行に伴つて變化するが、 $l$  を短くとつて段階的に計算すれば1段階に對しては  $a = \frac{v_1^2 - v_2^2}{2l}$  を用いて十分正確である。 $l$  を長くとつた場合に平均減速率を用いずに正確に計算するための式は小坂猶二により示されている。(14)p.296

前者はブレーキ・ブロックを車輪に押しつけるもので人力・壓搾空気などによる制動原力をねじ・てこなどの理により増大してブレーキ・ブロックに加える。後者はブレーキ・ブロックをレールに押しつけるもので、前者と同様の機械的方法によるものと電磁氣を利用するものがある。最も普通に用いられるのは前者であつて、前者では車輛の自重を十分制動に利用し得るが、後者は制動により車輛が浮き上るから制動に利用する重力は自重の50~60%に止めなければならぬものとされてい<sup>(1)</sup>て、一般には餘り用いられない。しかし急勾配森林軌道では車輪制動と軌條制動とを

第6圖 制動方式例  
(a)



合併した所謂「掘田式」制動機<sup>(2)</sup>が相當廣く用いられている。

第6圖はこれらの制動方式を例示したものである。いづれにしても制動原力を $P_t$ 、てこ・ねじなどの基礎制動装置による制動倍率を $\alpha$ 、制動機構に於ける傳力效率を $\eta$ とすれば、車輪またはレールに加えられるブレーキ・ブロックの制動壓力 $P_t$ は、

$$P = \eta \cdot \alpha \cdot P_0 \dots \dots \dots (6/VI)$$

よつて車輪制動機の場合の制動力(摩擦抵抗)を $B_{kg}$ 、ブレーキ・ブロックと車輪との間の摺動係數(摺動抵抗係數)<sup>(3)</sup>を $\mu_{kg/t}$ とすれば、

$$B = \mu \cdot P = \mu \cdot \eta \cdot \alpha \cdot P_0 = \dots \dots \dots (7/VI)$$

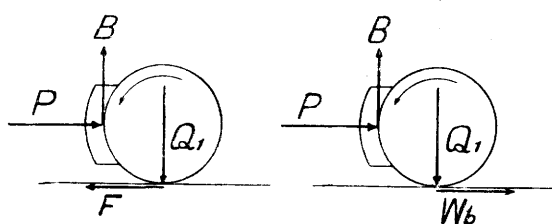
軌條制動機の場合の制動力を $B_s kg$ 、ブレーキ・ブロックとレールの間の摺動係數を $\mu_s$ とすれば、

$$B_s = \mu_s \cdot P = \mu_s \cdot \eta \cdot \alpha \cdot P_0 \dots \dots \dots (8/VI)$$

(3) 車輪制動機の制動力・摺動係數及び粘着係數の關係

ブレーキ・ブロックによる制動力 $B$ によつて假に車輪が完全に停止(拘束)されれば、運動中の車輛の車輪は回轉することなくレール上を摺動する。第7圖に示すようにブレーキ・ブロックに壓力 $P_t$ が作用すれば車輪との接觸點に制動力(円周力) $B_{kg} = \mu \cdot P_t$ が作用する。このとき車輪とレールとの接觸點には車輛の進行方向に車輪を滑らそうとする力 $F_{kg}$ が働き(a)、これに對して各瞬間に於て $B_{kg}$ に等しく $F$ と反對方向の抵抗力 $W_b kg$ が作用して(b)滑りを制約する。この $W_b$ は車輪とレールの間の摩擦力(粘着力)に基因するものであつて、この

第7圖 制動力と粘着抵抗  
(a) (b)



となくレール上を摺動する。第7圖に示すようにブレーキ・ブロックに壓力 $P_t$ が作用すれば車輪との接觸點に制動力(円周力) $B_{kg} = \mu \cdot P_t$ が作用する。このとき車輪とレールとの接觸點には車輛の進行方向に車輪を滑らそうとする力 $F_{kg}$ が働き(a)、これに對して各瞬間に於て $B_{kg}$ に等しく $F$ と反對方向の抵抗力 $W_b kg$ が作用して(b)滑りを制約する。この $W_b$ は車輪とレールの間の摩擦力(粘着力)に基因するものであつて、この

(1) (14)p.284 (2) (13)p.101 (3) Gleitzahl (Gleitwiderstandzahl)

摩擦抵抗係数（粘着抵抗係数）を  $\mu_g$  kg/t, 車輪にかかる重量を  $Q_1$  とすれば<sup>(1)</sup>

$$W_b = \mu_g \cdot Q_1 \dots\dots\dots(9/VI)$$

そして  $B > W_b$  すなわち  $\mu \cdot P > \mu_g \cdot Q_1$  になると車輪の回転が停止してレール上を滑走することとなる。JUDTMANN が牽引の場合に  $\mu_g$  の値が速度  $V$  と無関係であることを示したことは II (2) に記した通りであるが、それは車輪が回転中のことであつて、一度滑走が始まると  $\mu_g$  の値は急激に低下するから、車輪が停止していても車輛は容易に停止しなくなる。この現象は森林軌道に於てはしばしば目撃するところであつて、運轉上極めて危険であると共に、車輪の片減りやレール損傷の原因ともなる。制動力と重量の比を  $k_1$  とすれば、

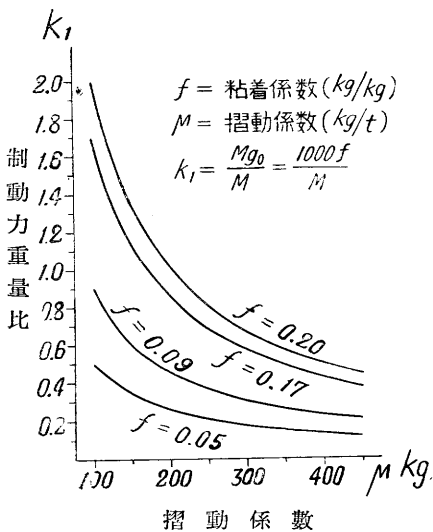
$$k_1 = \frac{P}{Q_1} \dots\dots\dots(10/VI)$$

又車輪がレール上を滑走しない間の  $\mu_g$  の最大値を  $\mu_{g0}$  とすれば、滑走を起さないための必要條件は、

$$\mu \cdot P \leq \mu_{g0} \cdot Q_1 \quad \text{すなわち} \quad \frac{\mu_{g0}}{\mu} \geq \frac{P}{Q_1} = k_1 \dots\dots\dots(11/VI)$$

となる。II-(2)に記した通り JUDTMANN によれば  $\mu_{g0}$  の値はレール状況によつて異なるが速度には無関係であるから、 $\mu$  の値にしたがつて (11/VI) 式の條件を成立させるために超過してはならぬ  $k_1$  の許容限界が理論的に決められる。 $\mu$  の値については後に記す通り各種の實驗公式があるが、これは速度とレールの状態によつて決る函数であるから、 $k_1$  の許容限界値もこれによつてきまつてくる。 $\mu_{g0} = 1000 \cdot f$  の値に (3/III) の摩擦係数（粘着係数）の値を用い各種の  $\mu$  の値に對する  $k_1$  の許容限界値を示せば第8圖の通りである。もし  $k_1$  の値がこの限界値よりも大きくなれば

第8圖 制動力重量比許容限界値



車輪は回転を停止したまゝ滑走を起し、 $\mu_g$  の値は速度の函数となつて、この場合は GALTON の實驗値が有意義となる。すなわち小坂猜二の研究によれば GALTON の實驗値は概ね次式によつて表される。

$$V = \text{殆んど } 0 \text{ km/h のとき } \mu_g = 250 \text{ kg/t}$$

$$V = 0 \sim 10^3 \text{ m/h のとき } \mu_g = (250 - 16.2V) \text{ kg/t} \dots\dots(12/VI)$$

$$V = 10 \sim 100 \text{ km/h のとき } \mu_g = (95 - 0.67V) \text{ kg/t}$$

したがつて速度が大きいき滑走が始まると抵抗は極めて小さくなり制動効果が阻害される。上記の通りブレーキ・ブロックの摺動係数  $\mu$  は速度  $V$  の函数であり、制動壓力  $P$  の大いさは普通の制動機では速度や積荷による重量  $Q_1$  の變化に應じて任意に變化させることが困難であるから、現在では大體 (11/VI) 式の條件を満足させ得るものとして一般に制動機的设计標準としては第14表に示すような制動力重

(1) 車輪とレールの間の摩擦係数（粘着係数）を  $f$  とすれ  $\mu_{g0} = 1000 \cdot f$  (2) (14)p.286

量比  $k_1$  の値が採用されている。制動圧力  $P$  が一定ならば高速度のときは  $\mu$  の値が小さいから

第14表 制動機設計標準としての制動力重量比

車 輛	制動力重量比 $k_1=P/Q$	備 考
蒸気機関車	0.50 ~ 0.75	} 實用値 <sup>(1)</sup>
貨 車	0.80 ~ 0.90	
高速車輛	0.80 ~ 2.30	實用値 <sup>(2)</sup> (ドイツ)
超高速車輛	3.00	可能最大値 <sup>(3)</sup> (アメリカ)

制動が徐々に行はれ、ある程度減速されると制動が強くなり利いてきて急激に停車することになる。したがって高速鐵道では速度に応じて自動的に  $P$  の大きさを變化させる減速制禦装置 <sup>(4)</sup> も用いら

れている。ブレーキ・ブロックと車輪との間の摺動係数  $\mu$  の値は車輪輪帯及びブレーキ・ブロックの材質・制動圧力及び接觸面の單位面積當り壓力強度・ブレーキ・ブロックの熱傳導率などによつて異なるが、鑄鐵製ブロックを用いる普通の車輪制動機の場合 <sup>(5)</sup> には通常  $\mu$  を速度  $V$  km/h の函數で示した WICHERT 公式または類似の公式で算定されている。すなわち

WICHERT 公式-I (單位 kg/t)  $\mu = \frac{12500}{50+V}$  .....(13/頁)

WICHERT 公式-II (單位 kg/kg) (a) レール乾燥  $\mu = 0.45 \frac{1+0.0112V}{1+0.06V}$   
 (REIZFELD 公式) (b) レール濕潤  $\mu = 0.25 \frac{1+0.0112V}{1+0.06V}$  } .....(14/頁)

GALTON 公式 (單位 kg/kg)  
 $\mu = \frac{0.330}{1+0.0225V}$  .....(15/頁)

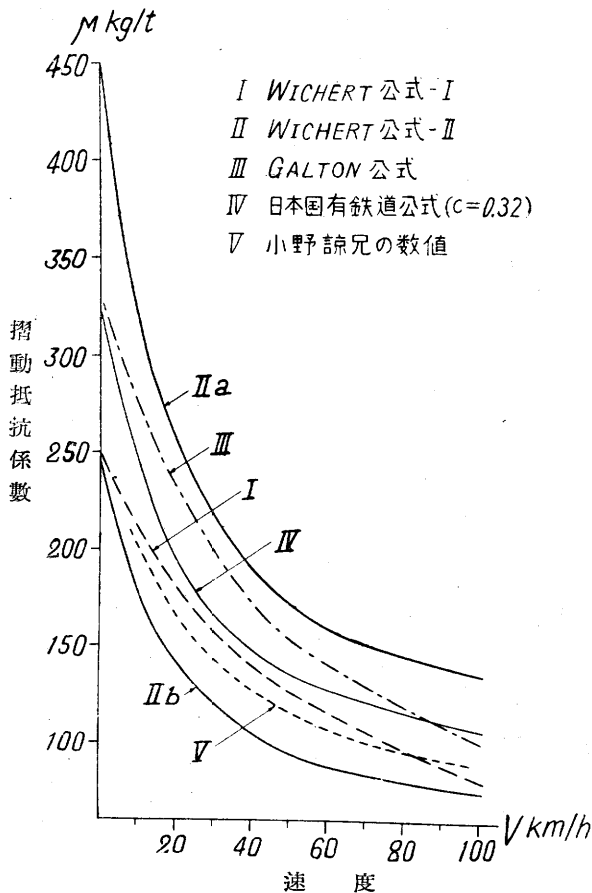
日本國有鐵道公式 (單位 kg/kg)  
 $\mu = c \frac{1+0.01V}{1+0.05V}$  .....(16/頁)

ただし { 晴天  $c=0.42$   
 雨天  $c=0.30$   
 普通  $c=0.32$

などがあり、小野諒兄は同様の數表を <sup>(6)</sup> 示し、その他にも多くの實驗値が報告されているが、その多くは WICHERT 公式-II (REIZFELD 公式) の (a) と (b) の中間の値を示している。これらの公式や數表による  $\mu$  の値を圖示すれば第9圖の通りであつて  $V$  が 0 から 20~30 km/h の間に急激に小さくなり、100 km/h になると略一定値に近づく。

一般の鐵道では制動停車距離の算定に當り  $\mu$  の平均値を 150kg/t 程度にとり

第9圖 ブレーキ・ブロックの摺動摩擦係數



(1) (20)p.117, (14)p.291 (2) (3) (7)p.186 (4) Retardation controller  
 (5) プリネル硬度172~188(14)p.316 (6) (20)p.116 (7) (7)p.184

安全のため  $\mu$  と比較して値の小さい走行抵抗  $w_i$  と曲線抵抗  $w_k$  を無視<sup>(1)</sup> することが多いが、森林軌道に於ては  $V < 20 \text{ km/h}$  のことが多いから  $\mu$  の値の極めて變化の多い部分が用いられると共に、 $w_i$  及  $w_k$  を無視し得ない場合が少くない。したがつて  $\mu$  の値については更に吟味を要するのである。

AMMANN 及び GRUENEWALDT は走行速度が低い登山鐵道に於ては  $\mu = \mu_0$  として差支ないものとし、HAUSKA は (13/VI) に示した WICHERT 公式—I を森林軌道に適用している<sup>(3)</sup> が、いづれの場合にも立前は  $k_1 = 1.0$  を採用している。

LÜDDE<sup>(4)</sup> は制動が行はれている際には車輪とレールの間に回轉と滑走とが同時に生じているとの見解から、ブレーキ・ブロックと車輪との間の摺動係数を、

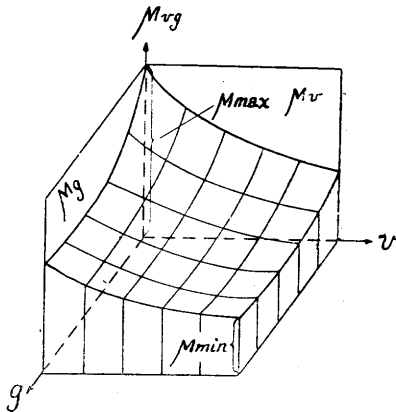
$\mu_v =$  走行速度  $v$  のとき車輪がレール上で滑りを起さぬ最大限の摺動係數 (kg/t)

$\mu_g =$  車輪が回轉を停止して  $g$  の速度でレール上を滑走するときの摺動係數 (kg/t)

$\mu_{vg} =$  車輪とレールとの間に回轉と滑走が同時に生じているときの摺動係數 (kg/t),  $v$  は走行速度,  $g$  は車輪とレールの接觸點の關係速度

に分けて考え、 $\mu$  は  $v = 0, g = 0$  のとき最大で、 $\mu_v = f(v), \mu_g = f(g)$  であるから理論的には  $\mu_{vg}$  が一般に第10圖に示すような曲面で表される筈であるとしているが、實驗の困難なためにこの

第10圖 LÜDDE の摺動係數曲面



曲面に對する數値は未だ與えられていない。しかし一般に摺動係數  $\mu_{vg}$  が  $\mu_v$  よりも小さな値をとるべきであるということは AMMANN 等の說と對比して注目すべき示唆を與えるものである。

我が國の森林軌道に於ける  $\mu$  の値については實驗成績が報告されていないので、上記の如き理論の未完成と相俟つて  $k_1$  の値を如何に算定すべきかについて研究の餘地が多分に残されている。さらにまた簡易な森林軌道では經濟的の理由により木製のブレーキ・ブロックが使用される場合も少くない。木製ブロックは摩滅が早いこと・熱傳導率が低いためにエネルギーの吸收が悪いことなどの缺點があるが、安價なこと・摺動係數が比較的大きいこと・車輪の摩滅が少いことを利點とする。木材と鐵材の摩擦係數値は  $f = 0.2 \sim 0.6$  の範圍で、樹重・目理・壓力・速度・發熱溫度などにより變化する。そのブレーキ・ブロックとしての摺動係數についてはやはり實驗値が乏しいが、HÄNCHEN は鑄鐵製制動輪に軟材 (ドロノキ) 製ブレーキ・ブロックを用いた場合の摩擦係數として第15表の數値を示している<sup>(5)</sup>。

(1) (7)p.183 (2) (1)p.5 (3) (5) p.63 (4) (8),(7)p.183 (5) (3)p.112



第15表 ブレーキ・ブロックの摩擦係数

ブレーキ・ブロックの種類	摺動摩擦係数 (f)	
	乾燥した場合	僅かに油気のある場合
木製ブロック	0.30 ~ 0.40	0.15 ~ 0.25
鑄鐵製ブロック	0.18 ~ 0.20	0.10 ~ 0.15

この數値は壓力強度  $3\text{kg/cm}^2$  (軟材に對する許容値), 摺動速度  $20\text{m/sec}$  以内のもので, 同じ場合の鑄鐵製ブロックに比べて相當大きい。

この値は森林軌道用木製ブロック

の場合にも大體適用し得るものと考えるが, 檫種・目理・壓力などによつても相當の相異が考えられ, 今後研究の餘地が多い。

(4) 併用式制動機に於ける車輪制動と軌條制動の關係

急勾配森林軌道に於ては車輪制動と軌條制動を同一制動原力によつて作用せしめる機構の併用式制動機が殆んど必要不可欠の如く考えられ, 又事實國有林などの森林軌道に於てかなり廣く普及している。<sup>(1)</sup> 森林軌道に於ける粘着係数はⅡに記述した通りその値が比較的小さいから, 車輪制動機では急勾配路線に於て急制動を加えるとたちまち  $(10/\text{VI})$  式の  $\mu \cdot P \leq \mu_s \cdot Q_1$  の條件が保てなくなつて車輪の回轉が停止してレール上を滑走しはじめる。滑走し始めるとレールと車輪の間の粘着力が激減して車輛の運動が容易に停止または減速しなくなることは前述の通りである。併用式制動機に於ける軌條制動装置はこの滑走を防止し乃至は滑走を最小限度に止めるのに役立つのであつて, 單なる軌條制動機とは趣を異にする。制動開始のときから軌條制動を急激に作用させれば車輛が浮き上る傾向を生じて危険であると共に, 假に車輛重量の60%を軌條制動に利用するとしても, その制動力は  $(8/\text{VI})$  に示す通り

$$B_s = \mu_s \cdot P = \mu_s \cdot Q_1 \times 0.6 \dots\dots\dots(16/\text{VI})$$

であつて, 一般に  $\mu_s \leq \mu_g$  であるから,  $\mu = \mu_s$  の限界を考えても  $(9/\text{VI})(7/\text{VI})$  式より車輪制動機の制動力は  $B = \mu \cdot Q_1$  で,  $B_s < B$  となるから無意味である。よつて併用式制動機に於てはまず車輪制動により減速し,  $\mu \cdot P = \mu_g \cdot Q_1$  になる直前から車輪制動と併行して軌條制動が開始されるような機構と操作が要求されることになる。このような要求が満たされれば車輪がレール上を殆んど滑走することなく急速に所期の減速または停車が行はれる。堀田式制動機に於ては木製の車輪擦板と軌條擦板が一體を成していて, これが椀狀に車輪の前進方向から壓入される形となるので, 手働でこの操作によりまず車輪制動が起り, 更にてこれを利かすことによつて車輪にかゝっている重量が軌條擦板に移行する。このときは既に車輪制動により相當減速されているので車輛の安定を保ちながら車輛重量の殆んど大部分が軌條制動に利用されることとなる。したがつて制動力は

$$\left. \begin{array}{l} \text{第1段階 (車輪制動)} \quad B = \mu k_1 Q_1 \\ \text{第2段階 (軌條制動)} \quad B_s = \mu_s k_s Q_1 \end{array} \right\} \dots\dots\dots(17/\text{VI})$$

(1) 堀田式制動機は大正13年高知營林局管内の國有林に於て最急勾配 125% の森林軌道に於て試用されて劃期的實績を挙げ爾來各地の國有林に於て廣く用いられている。(13)p.116

と考えてよい。車輪制動と軌條制動がそれぞれ獨立して作用する機構の場合には制動力は  $B+B_s$  として計算されるが、堀田式制動機の場合は (17/VI) が妥當である。

軌條制動に於ける摺動係數  $\mu_s$  についても森林軌道に對しては信賴すべき實驗値が無い。電磁氣制動機では第16表のような實驗値があるが、堀田式の如く木製ブロックで低速度の場合にはこれよりも大きな値を用い得ると考える。しかし  $\mu_s$  の値もまた速度  $V$  の増大に従つて低下するから、速度が相當大きいときに第2段階に入ると必要な制動力が得られなくなる。

第16表 軌條制動機の摺動係數

實驗者	摺動係數 $\mu_s$ (kg/t)			
	V=10 km/h	50km/h	90km/h	150km/h
BREUER	—	—	—	65
RECKEL	155	90	60	—

實際問題として空車の乗り下げの際に所期の制動が得られないことが問題となるのはこのような場合であると考える。

(5) 制動距離及び許容勾配算定式

(7/VI), (8/VI) または (17/VI) 式に示した制

動力は制動車軸1個に對するものであるから、

$$k = \frac{n_s}{n}, \quad n = \text{總車軸數}, \quad n_s = \text{制動車軸數}$$

$$Q = \text{車輛または列車の總重量 (t)}$$

とすれば、全車輛または全列車の制動力  $B_s$  は一般に

$$B_s = \mu \cdot k_1 \cdot k \cdot Q \dots\dots\dots(18/VI)$$

で示される。急勾配軌道では通常全軸制動であるから  $k = 1$  である。よつて

$$B_s = \mu \cdot k_1 \cdot Q \dots\dots\dots(19/VI)$$

したがつて、 $s\%$  の下り勾配で車輛または列車を減速または停車させるまでに必要な理論上の制動距離  $l^m$  または  $l_0^m$  は (4/VI), (5/VI) 及び (18/VI) 式から

$$\left. \begin{aligned} \text{減速の場合 } l &= \frac{c \cdot (V_1^2 - V_2^2)}{2[\mu \cdot k_1 \cdot k - s\% + (w_i + w_k)] 3.6^2} \\ \text{停車の場合 } l_0 &= \frac{c \cdot V_1^2}{2[\mu \cdot k_1 \cdot k - s\% + (w_i + w_k)] 3.6^2} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(20/VI)$$

全軸制動では

$$\left. \begin{aligned} \text{減速の場合 } l &= \frac{c \cdot (V_1^2 - V_2^2)}{2[\mu \cdot k_1 - s\% + (w_i + w_k)] 3.6^2} \\ \text{停車の場合 } l_0 &= \frac{c \cdot V_1^2}{2[\mu \cdot k_1 - s\% + (w_i + w_k)] 3.6^2} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(21/VI)$$

實際には制動操作が開始されてから制動機が利いて制動力が生ずるまでの間に若干の時間を要しこの豫備時間を  $t$  sec とすれば、その間に車輛または列車は  $l^m = vt = \frac{V_1}{3.6} t$  の距離を走行する。

HAUSKA は手働式制動の場合  $t = 10$  sec と見て  $l'$  に對し次の公式を與えている。<sup>(3)</sup>

$$l' = 2.8 V_1 \dots\dots\dots(22/VI)$$

(1) (7)p.193 (2) (7)p.193 (3) (5)p.70

壓搾空氣制動機のような貫通式制動機の場合は先頭車軸と後尾車軸とは制動力發生に時間差が生ずるから、これを考慮に入れて次のような公式が用いられている。(1)

$$l' = (0.25 + 0.007n_b) V_1 \dots\dots\dots(23/VI)$$

ただし  $n_b$  = 制動車軸數

よつて實際の制動距離を  $L_B^m$  とすれば

$$\left. \begin{array}{l} \text{減速の場合 } L_B = l + l' \\ \text{停車の場合 } L_B = l_0 + l' \end{array} \right\} \dots\dots\dots(24/VI)$$

次に走行速度  $V_1$  km/h と實際の制動距離  $L_B^m$  が與えられた場合の許容最大下り勾配は(20/VI)及び(24/VI)式より

$$s_{Bmax} \% = \mu \cdot k_1 \cdot k + (w_l + w_k) - \frac{c \cdot V_1^2}{2(L_B - l')3.6^2} \dots\dots\dots(25/VI)$$

### Ⅶ 最急勾配

#### (1) 牽引力を基礎とする最急上り勾配

##### A. 一般式

$Z$  = 牽引力(kg),  $L$  = 機關車重量(t),  $G$  = 貨車總重量(t),  $W$  = 列車抵抗(kg)とすると  $Z \geq W$  の條件に(2/V)(19/V)式の値を用いれば

$$Z \geq W_L + W_G = (w_{lL} + w_{kL} + s\% + w_{aL})L + (w_{lG} + w_{kG} + s\% + w_{aG})G$$

よつて牽引力を基礎とする上り勾配の限界値は

$$s_{max} \% = \frac{Z - [(w_{lL} + w_{kL} + w_{aL})L + (w_{lG} + w_{kG} + w_{aG})G]}{L + G} = \frac{Z - (\sum w_L L + \sum w_G G)}{L + G} \dots\dots\dots(1/VI)$$

$G = n \cdot L$  と置けば、機關車がその自重の  $n$  倍の重量を有する貨車を牽引して上り得る最急勾配の一般式は

$$s_{max} \% = \frac{1}{1+n} \left[ \frac{Z}{L} - \{(w_{lL} + w_{kL} + w_{aL}) + (w_{lG} + w_{kG} + w_{aG})n\} \right] = \frac{1}{1+n} \left[ \frac{Z}{L} - (\sum w_L + n \cdot \sum w_G) \right] \dots\dots\dots(2/VI)$$

列車がある一定速度で走行を繼續し得る最急勾配は

$$s_{max1} \% = \frac{1}{1+n} \left[ \frac{Z}{L} - \{(w_{lL} + w_{kL}) + (w_{lG} + w_{kG})n\} \right] \dots\dots\dots(3/VI)$$

ただし走行中の列車は慣性を有するから極めて短距離ならば(3/VI)式の勾配よりも大きな勾配を上り得るが、森林軌道の如く急勾配・低速度の場合はこの惰力勾配は殆んど問題とならない。むしろ何等かの理由で勾配線上で列車が停車した場合に再發車できるか否かゞ問題となる場合が多い。この場合發車の加速度を  $a^{m/sec^2}$  とすれば(21/V)式より  $w_a = c \cdot a$  kg/t であるから、 $a$  の加速度で發車し得る最急勾配は

$$s_{max2} \% = \frac{1}{1+n} \left[ \frac{Z}{L} - \{(w_{lL} + w_{kL} + c_L a) + (w_{lG} + w_{kG} + c_G a)n\} \right] \dots\dots\dots(4/VI)$$

(1) (14)p.299

直線路に於ては

$$\begin{aligned}
 s_{max1} \% &= \frac{1}{1+n} \left[ \frac{Z}{L} - (w_{iL} + n \cdot w_{iG}) \right] \dots\dots\dots(5/VII) \\
 s_{max2} \% &= \frac{1}{1+n} \left[ \frac{Z}{L} - \{(w_{iL} + c_L \cdot a) + (w_{iG} + c_G \cdot a) n\} \right]
 \end{aligned}$$

B. 摩擦牽引力に支配される最急上り勾配

摩擦牽引力を  $Z_r$  kg, 機関出力による俵輪周邊の牽引力を  $Z$  kg とすれば, 十分強力な機関を整備した機関車に於ては一定速度以内では  $Z_r < Z$  が成立するから, 最急勾配は  $Z_r$  に支配される。機関車の摩擦重量を  $L_r$  t とすれば(6/III)式より  $Z_r = 1000 \cdot f \cdot L_r = 1000 \cdot f \cdot m \cdot L$  で,  $L_r$  及び摩擦係数(粘着係数)  $f$  の種々の値に對する  $Z_r$  の大いさは第1圖から求められる。この  $Z_r$  の値を(2/VII)~(5/VII)式の  $Z$  に用いれば各種の最急勾配が得られる。すなわち

$$\begin{aligned}
 s_{1rmax} \% &= \frac{1000 \cdot f \cdot m - [(w_{iL} + w_{kL}) + (w_{iG} + w_{kG})n]}{1+n} \\
 s_{2rmax} \% &= \frac{1000 \cdot f \cdot m - [(w_{iL} + w_{kL} + c_L \cdot a) + (w_{iG} + w_{kG} + c_G \cdot a)n]}{1+n}
 \end{aligned}
 \dots\dots\dots(6/VII)$$

通常森林軌道に用いられる全軸駆動  $m=1$ ,  $L_r=L$  の機関車では

$$s_{rmax} \% = \frac{1000 \cdot f - [\sum w_L + n \cdot \sum w_G]}{1+n} \dots\dots\dots(7/VII)$$

同様の機関車が單車で上り得る勾配は

$$s_{rmax} \% = 1000 \cdot f - \sum w_L \dots\dots\dots(8/VII)$$

$L_r = m \cdot L$  の自走トロの場合は

$$s_{rmax} \% = 1000 \cdot f \cdot m - \sum w_L \dots\dots\dots(9/VII)$$

C. 機関出力に支配される最急勾配

機関出力  $N_m$  P.S.による俵輪周邊の牽引力  $Z$  kg は走行速度  $V$  km/h の増加に従つて減少する。したがつて  $V$  が或る限度を超えると  $Z_r > Z$  となり, 最急勾配は  $Z$  に支配される。 $Z$  の値は(7/IV)式より

$$\begin{aligned}
 \text{a. 變速ギヤ式機関車} \quad Z &= z \cdot N_m = \frac{210 \cdot N_m}{V} \\
 \text{b. 電氣傳力式機関車} \quad Z &= z \cdot N_m = \frac{190 \cdot N_m}{V}
 \end{aligned}
 \dots\dots\dots(10/VII)$$

$z$  kg/P.S. は機関出力1馬力當り牽引力で, その値は第2圖に示す通りであるから  $N_m$  P.S. と  $V$  km/h が與えられれば  $Z$  kg の値は直ちに求められる。たゞし  $N_m$  には標準出力を用い最大出力が與えられた場合はその80~90%の値を用いる。また  $V$  には變速ギヤ式では各段の定速數を用いねばならぬ。このような  $Z$  を(2/VII)~(5/VII)式に用いれば各種の最急勾配が得られる。すなわちその一般式は(2/VII)と(10/VII)式から

$$\begin{aligned}
 \text{a. 變速ギヤ式機関車} \quad s_{Zmax} \% &= \frac{1}{1+n} \left\{ \frac{210 \cdot N_m}{V \cdot L} - (\sum w_L + n \sum w_G) \right\} \\
 \text{b. 電氣傳力式機関車} \quad s_{Zmax} \% &= \frac{1}{1+n} \left\{ \frac{190 \cdot N_m}{V \cdot L} - (\sum w_L + n \sum w_G) \right\}
 \end{aligned}
 \dots\dots\dots(11/VII)$$

機関車の出力係数  $LZ$  P.S./t または重量出力比  $q$  t/P.S. が與えられた場合には

$$Z = LZ \cdot L \cdot \frac{270}{V} = \frac{L \cdot 270}{q \cdot V} \dots\dots\dots(12/VI)$$

を用いればよく、最急勾配算定式は次のようになる。

$$s_{zmax} \% = \frac{1}{1+n} \left[ \frac{270 \cdot LZ}{V} - (\Sigma w_L + n \Sigma w_G) \right] = \frac{1}{1+n} \left[ \frac{270}{q \cdot V} - (\Sigma w_L + n \Sigma w_G) \right] \dots\dots\dots(13/VI)$$

(2) 制動力を基礎とする最急下り勾配

制動力を基礎とする最急下り勾配  $s_{zmax} \%$  は直線区間に於ける許容制動停車距離  $L_{ba}^m$  によつて決められる。制動操作開始時の走行速度を  $V_1$  km/h とすれば(22/VI)~(25/VI)式に於て  $w_k = 0$  として

$$s_{zmax} \% = \mu \cdot k_1 \cdot k + w_l - \frac{c V_1^2}{2(L_B - l') 3.6^2} \dots\dots\dots(14/VI)$$

手働式制動では

$$s_{zmax} \% = \mu \cdot k_1 \cdot k + w_l - \frac{c V_1^2}{2(L_B - 2.8V_1) 3.6^2} \dots\dots\dots(15/VI)$$

貫通式エヤブレーキの場合は

$$s_{zmax} \% = \mu \cdot k_1 \cdot k + w_l - \frac{c V_1^2}{2[L_B - (0.25 + 0.007n_b) V_1]} \dots\dots\dots(16/VI)$$

ただし(14/VI)~(16/VI)式中  $w_l = \frac{w_{lL} \cdot L + w_{lG} \cdot G}{L + G} = \frac{w_{lL} + n w_{lG}}{1 + n}$ ,  $c = \frac{c_L \cdot L + c_G \cdot G}{L + G} = \frac{c_L + n c_G}{1 + n}$  である。下り勾配に於ける速度  $V$  は運轉上或る一定限度に制限し得る。したがつて制動距離の要求が極端に短距離でない限り制動力を基礎とする最急下り勾配は牽引力を基礎とする最急上り勾配よりも大きくなるのが普通である。よつて實際問題としては牽引力を基礎とする最急上り勾配  $s_{rmax} \%$  または  $s_{zmax} \%$  によつて定めた勾配線上を下降する場合に果してこの勾配で許容制動停車距離  $L_{ba}^m$  が保てるか否か、あるいは所定の許容制動停車距離に對して速度制限を何km/hにすべきかを決定することになる。この場合必要な算定式は車輪制動式では(20/VI)~(24/VI)式より

$$\left. \begin{aligned} \text{a. 手働式制動機の場合 } L_{ba} &\leq l_0 + l' = 2 \left[ \frac{c V_1^2}{\mu \cdot k_1 \cdot k - s_{zmax} \% + w_l} \right] 3.6^2 + 2.8V_1 \\ \text{b. 貫通式制動機の場合 } L_{ba} &\leq l_0 + l' = 2 \left[ \frac{c V_1^2}{\mu \cdot k_1 \cdot k - s_{zmax} \% + w_l} \right] 3.6^2 + (0.25 + 0.007n_b) V_1 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(17/VI)$$

堀田式の如き併用式制動機の場合、制動第1段階の終速すなわち第2段階の初速を  $V_2$  km/h 第1段階の制動距離を  $l_1^m$ 、第2段階のそれを  $l_2^m$  とすれば、

$$L_{ba} = l_0 + l' = l_1 + l_2 + l' = \frac{c \cdot (V_1^2 - V_2^2)}{2[\mu \cdot k_1 \cdot k - s_{zmax} \% + w_l] 3.6^2} + \frac{c V_2^2}{2[\mu_s \cdot k_1 \cdot k - s_{zmax} \% + w_l] 3.6^2} + l' \dots\dots\dots(18/VI)$$

ただし  $\left\{ \begin{aligned} l' &= 2.8 V_1 && \text{(手働式)} \\ l' &= (0.25 + 0.007n_b) V_1 && \text{(貫通式)} \end{aligned} \right.$

VIII 引 用 文 献

(1) AMMANN, O., GRUENEWALDT, C. v.: Bergbahnen, 1930.

- (2) GIESE, E., BLUM, Otto, RISCH, Kurt: Linienführung, 1925.
- (3) HÄNCHEN, R.: Winden und Krane, 1932.
- (4) HAUSKA, Leo: Der Strassenbau (Das Forstliche Bauingenieurwesen, Bd. III. 1 Teil), 1938.
- (5) " " : Waldeisenbahnbau und Feldbahnen ( " " , Bd. III. 2 Teil), 1937.
- (6) Hütte, 24Aufl. Bd, I., 1924.
- (7) JUDTMANN, Otto: Motorzugförderung auf Schienen, 1938.
- (8) LÜDDE: "Bremsen", Verkehrstechnik, 5. III. 1936. (7)引用
- (9) METZKOW: "Untersuchung der Haftungsverhältnisse zwischen Rad und Schiene beim Bremsvorgang", Organ. H. 13, 1934. (7)引用
- (10) NEUMANN, E.: Neuzeitlicher Strassenbau, 1927.
- (11) PROTOPAPADAKIS: "Bemerkung über die zur Berechnung des Krümmungswiderstandes  $w_k$  angewendeten Formeln". Monatschrift der Internationalen Eisenbahn-Kongress-Ver-einigung, Brüssel, April Heft, 1937. (7)引用
- (12) 土木工学ポケットブック (昭和11年)
- (13) 堀田蘇彌太: 自働索道運搬法 (昭和6年)
- (14) 小坂猶二: 客貨車工学 (上巻)(昭和23年)
- (15) 森彦三, 松野千勝: 機関車工学 (大正2年)
- (16) 中村猪市: 森林工学 (昭和5年)
- (17) 西垣晋作: 實地應用林道設計法 (昭和12年)
- (18) 野澤武人: 運搬の力學 (昭和19年)
- (19) 荻原貞夫, 福田次郎: 砂防工事及林道 (昭和12年)
- (20) 小野諒兄: 鐵道路線選定及び建設 (昭和9年)

### Résumé

The treatise consists of followig eight parts with 10 figures and 16 tables.

- I Introduction.
- II Factors related to the maximum gradient.
- III Tractive effort of locomotive caused by adhesion.
- IV Tractive effort of locomotive caused by motive power of engine.
- V Resistance.
- VI Brake.
- VII Maximum gradient.
- VIII Literatures cited.

It is a matter of importance to maintain most adequate installations for the transportation of forest products on the view point of forest economy and radical development of forest operation, because the major parts of forest resources are found in mountain regions in this country. Minor forest railway tracks, usually of 2'-6" guage, have been more or less familiar and proved their efficiencys in many cases among various forest transport facilities, since the introduction of minor-size loco-

motives with internal combustion engines. But it is a notable disadvantage of minor tracks on the whole, that they, attributed to the common properties of adhesion railway, have certain limits of gradient far below those of roadways, though they have various merits when compared with forest-highways, motor haulways, skidways etc. Hence, the determination of allowable limit of gradient is an important problem in location and construction of minor tracks. For this reason the author emphasizes the necessity of investigation and proper determination of the maximum gradient, if any economical improvement in transportation or avoidance of dangerous accidents in operation is attempted ( I ).

In order to make accurate calculation of the maximum gradient, the author at first analyzes the factors and the elements related to the gradient such as tractive effort of locomotive caused by adhesion and motive power, types of power transmission, resistance due to velocity, acceleration, grade and curve, brake mechanism and brake force etc. And then discusses on various previously given formulas and numerical values for the calculation of these factors and elements( II ~ VI ).

Concluding these analysis and investigation, the author recommends the use of following formulas for the determination of the maximum gradient of 2'-6" tracks ( VII ).

1) Maximum gradient with regard to adhesion:

$$s_{2rmax} \% = \frac{1000 \cdot f \cdot m - [(w_{iL} + w_{kL} + c_L \cdot a) + (w_{iG} + w_{kG} + c_G \cdot a)n]}{1 + n}$$

in which,  $f$  = Coefficient of adhesion in kg/kg = 0.05 ~ 0.20 according to the conditions of rail

$$m = \frac{\text{(Effective weight of locomotive for adhesion)}}{\text{(Net weight of locomotive)}}$$

$w_{iL}, w_{iG}$  = Coefficient of running resistance in kg/t of locomotive and that of trolley respectively, estimated preferably for higher class tracks

$w_{iL} = 7 \sim 8$ ,  $w_{iG} = 5 \sim 6$ , for middle class tracks  $w_{iL} = w_{iG} = 10 \sim 12$ , for lower class tracks  $w_{iL} = w_{iG} = 12 \sim 16$

$w_{kL}, w_{kG}$  = Coefficient of curve resistance in kg/t of locomotive and that of trolley respectively, for which application of PROTOPAPADAKIS' formula

$$w_k = \frac{0.50 f (0.76 + \sqrt{0.76^2 + A^2})}{R}$$

where  $f$  denotes coefficient of friction in kg/t between rail and wheel,  $A$  denotes wheel-base length in m,  $R$  denotes radius of curvature in m, is recommended, though it should

be modified in some cases.

$c_L, c_G$  = coefficient relating to mass increase of locomotive and that of trolley respectively, when rotating parts are taken into account.

$a$  = acceleration in  $m/sec^2$

$n = \frac{\text{(Total weight of trolleys in train)}}{\text{(Weight of locomotive)}}$

2) Maximum gradient with regard to engine power :

a) For locomotive with mechanical power transmission arrangement,

$$sz_{max} \% = \frac{1}{1+n} \left[ \frac{210N_m}{V \cdot L} - (\Sigma w_L + n \cdot \Sigma w_G) \right]$$

b) For locomotive with electric power transmission arrangement,

$$sz_{max} \% = \frac{1}{1+n} \left[ \frac{190N_m}{V \cdot L} - (\Sigma w_L + n \cdot \Sigma w_G) \right]$$

in which,  $N_m$  = Motive power of engine in P. S. (metric H. P.)

$V$  = Velocity of train in km/h

$w_L, w_G$  = Coefficients of resistance as mentioned above

$L$  = Weight of locomotive in t

$n$  = Ratio of weight of trolleys to that of locomotive as mentioned above

3) Maximum gradient with regard to brake force :

$$s_{bmax} \% = \mu k k_1 + w_t - \frac{c \cdot V_1^2}{2(L_R - l') 3.6^2}$$

in which,  $\mu$  = Coefficient of friction of brake-block in kg/t

$$k_1 = \frac{\text{(Brake force in t)}}{\text{(Weight of vehicle in t)}}$$

$$k = \frac{\text{(Numbers of brake axle)}}{\text{(Total numbers of wheel axle)}}$$

$w_t$  = Coefficient of running resistance in kg/t as mentioned above

$c$  = Coefficient relating to mass increase as mentioned above

$V_1$  = Velocity of train in km/h at the moment when brake operation begins

$L_R$  = Allowable distance in m for reducing train velocity to zero

$l'$  = Distance in m over which train runs during a certain interval of time which should be necessary to make brake force effective after brake operation is started

In addition, an alphabetical list of authors and titles of literatures cited are compiled (VIII).