

# 地下鉄道の熱収支に関する理論的研究

堀江 篤<sup>1</sup>

<sup>1</sup> 正会員 株式会社 テス (〒186-0002 東京都国立市東1-4-15 国立KTビル8F)  
(前 鉄建建設(株)エンジニアリング本部)

地下鉄道における熱収支の主な構成要素は、従来、列車発熱等の内部発熱、換気による熱の移動、壁体の吸放熱作用が考えられてきた。しかしトンネル区間と明かり区間との接続あるいは地下水位の高い区間と低い区間がある場合等のように各駅およびトンネルが熱的に対称でない路線では、列車車体の金属材料が蓄熱運搬する熱量が各駅間の熱収支に影響を及ぼすことが考えられる。

そこで壁体および地中の熱流を周波数応答によりモデル化し、車体交換熱量を含めて温度と熱流をフーリエ級数に分解して全路線の熱バランス式を立て、これを解いてから合成して温度を求める熱収支理論を提案した。提案理論に基く数値計算により実測値と対比するとともに地下鉄道モデルの試算も行った。

**Key Words:** underground railway, heat-balance, ground heat flow, simulation, frequency response, Fourier series

## 1. まえがき

近年の地下鉄の急速な発展と輸送量の増大に伴い、トンネル内の温度上昇の問題が発生した。郊外鉄道の地下乗入れ区間を含める場合を地下鉄道と考えると、地下鉄道における熱収支の主な要素は、従来、列車発熱等の内部発熱、換気、壁体の熱交換作用とされ、対策がとられてきた。さらに最近の地下鉄道では深層化により列車換気は減少し、機械換気は炭酸ガス等汚染空気の排出とトンネル内火災時の排煙を主目的とし、熱の排出には駅部の空調・冷房が用いられる傾向にある。

複雑な構造の深層地下鉄道では、列車走行に伴う空気流動の計算にも手間がかかり、地下水の流れがトンネル周辺地盤の温度に及ぼす影響も不明確である。また、ドーバー海峡トンネルの建設にあたりウイーンアースナルで行われた試験により列車の金属材料が運搬する熱量も熱収支の大きな要素となることが明らかになった。従って、駅空調・冷房を含めたこれらの熱収支主要要素の役割分担を明確にすることが適切な換気・空調設備の設計に必要になってきたと言える。

トンネル内空気および地中熱伝導における温度、熱流の計算では時刻を追つて状態を計算する非定常計算が用いられるが、列車車体温度の取り扱いが難しい。そこで、温度、熱流をフーリエ級数に分解して各項について路線全体の熱バランス式を立て、周期定常状態を計算し、解を合成して温度を求める手法が簡単で実用的な近似解法

になるとえた。

周辺地盤の熱流は一次元モデルの周波数応答を用いて簡略化するが、トンネル内各セクションの空気温度、車体温度、列車換気と機械換気、駅空調・冷房の各要素を路線全体について一度に計算ができる。

本論文ではこの理論の検討と提案を行うものである。

## 2. 研究の背景と課題

### (1) 地下鉄道熱環境問題の対策と研究の経緯

#### a) 热環境問題研究の背景

戦後、帝都高速度交通営団は地下鉄の建設にあたり、換気設備に関しては自然換気、機械換気と熱収支の関係を検討し、設計の基本的考え方をまとめてきた<sup>1)</sup>。

昭和40年代以降、地下鉄は急速に発展し、トンネルの深層化に伴い機械換気により給排気される換気方式に変わってきた。また輸送量も増大し、トンネル内の気温が上昇した。この温度上昇の問題に対し、営団では高温高湿対策研究会を設け、調査、測定と解析を行い、熱収支の基本となる熱の発生、列車換気・機械換気および壁体熱伝導による吸放熱の実態を明らかにした<sup>2),3)</sup>。

しかし輸送量の増加により温度上昇は深刻化し、事態改善のため地下鉄の冷房化が進められ、回生ブレーキ・チョッパ制御車の採用等発生熱量の削減策も取られた。

一方、地下鉄の深層化により、京王線初台駅で大きな列車風が発生する等、列車のピストン作用による列車風

が駅出入口、階段部に集中する列車風の問題が発生した。

また地下鉄内での火災発生に対する排煙の重要性が指摘され、東京都では都営新宿線において換気設備を排煙設備に転用する排煙システムを導入するとともに、有効性を確認する実験も行っている。

このように温度上昇問題、列車風の問題、火災対策の問題は換気を要因として相互に関連する地下鉄道熱環境問題を考えることができる。さらにドーバーおよび青函両海底トンネルに関しても同様の問題が議論されたので、これを含めて熱環境問題に関して参考となる対策と事例を国内外について調べた。

#### b) 海外における熱環境問題研究の事例

アメリカでは地下鉄環境シミュレーションプログラム(SES)が開発<sup>4)</sup>された。地下鉄構内における空気と熱の流れを解析し、換気の要素を基本構造に組み込むシステム設計である。また、アトランタ地下鉄では列車のピストン作用を利用して列車風の緩和を図ると同時に火災時の排煙対策も重視したトータル換気・空調システムを採用している。

イギリス流体工学会は1973年以降5回に亘り“車両とトンネルの空気力学と換気”に関する国際シンポジウムを開催し、トンネル内圧力変動、列車風およびトンネル内火災対策に関する多数の論文が報告された。

フランス国鉄のMoron, Pはドーバー海峡トンネルの温度上昇問題を研究し、これを発表している<sup>5)</sup>が、その中でOREシンポジウムにおいて発表されたウイーンアースナルの試験について特別に詳述している。トンネル内熱収支の主要要素として列車発熱、壁体の熱伝導、湧水による熱の流出と並び列車の金属材料が吸収する熱量が大きいと考えて試験が実施された。オーストリアのボルツトンネルで行われた予備実験およびウイーンアースナルの試験所でSNCFの車両一両を用いて実施された本実験よりなる大規模な試験で台車部分の温度の上昇等詳細な記録が報告されている。トンネル内外の温度差が大きい場合、金属材料の吸収熱量は大きくなる。この試験結果は大きな意味を持つと考える。

#### c) 国内における熱環境問題研究の事例

国鉄では綱島・横須賀線品川・両国間の地下部分が深層大規模な地下鉄道となることを考え、換気および防災に関する委員会を設けて調査研究し、単線トンネル縦流換気方式を初めて採用<sup>6),7)</sup>した。列車風を利用して廢熱し、駅に影響を及ぼさない方式である。また、新幹線の開業に伴い、トンネル内圧力変動、空気抵抗等数多くの空力問題に直面し、多くの現車試験に基いたトンネル内空気の圧力・流速の非定常計算プログラムを開発<sup>8)</sup>した。

さらにJRでは駅部等の要素を附加した気流解析モデルと青函トンネルで開発された温熱解析モデルを用いて地下鉄道の温熱環境シミュレーションを行つている<sup>9)</sup>。

青函トンネルに関しては、火災対策委員会が開催され、常用換気および火災時の排煙の問題が専門委員会の中で検討された。火災時の排煙モードへのファン切換について先行列車の換気力を考慮した排気切換応答計算シミュレーションを行つている。温度上昇に関しては鉄道技術研究報告<sup>10),11)</sup>がある。列車発熱と換気、壁体伝熱、湧水・流水による熱の流出について詳述されている。

東京都では、地下鉄1・2号線の列車風緩和対策を検討するため、都営新宿線および大阪市営谷町線において列車風を測定し、模型実験も行い設計資料<sup>12)</sup>とした。また、列車により生ずる気流の計算と同時に発熱、換気、壁体伝熱、地下水を含む熱環境計算を行う地下鉄構内環境解析設計システム(New SEAS)を開発した<sup>13),14)</sup>。

下田ほかは大阪市の地下鉄で構内の環境予測のため、換気と温湿度に関する一連の測定を行い、このデータをもとに地下鉄温熱環境予測シミュレーションおよび気流・温熱シミュレーションを行つた<sup>15),16)</sup>。

吉田ほかは熱回収設備を有する札幌市の地下鉄の環境と換気システムの運転に関して長期に亘る実測を行い、地下鉄内熱環境予測シミュレーション結果と比較、検討している<sup>17)</sup>。

## (2) 地下鉄道熱環境問題の最近の研究と課題

この問題解析のためのシミュレーションを二つに分類して考える。一つは気流・温熱シミュレーションで換気回路網モデルを用い、壁体長期熱流応答の数値を固定して短時間の気流場・温熱場の計算を行う。もう一つは熱環境シミュレーションで熱回路網モデルを用い、時間単位で計算された換気量をデータとして使用して地中温度・熱流の日・年変動を年周期定常まで計算する熱収支・温湿度計算である。

最近の地下鉄について前節事例における両シミュレーションの計算手法の要点を整理した。

### a) 気流・温熱シミュレーション計算手法

対象空間をゾーンに分割し、気流場・温熱場をマクロに取り扱う換気回路網モデルを用いる。

気流場の計算では、運動方程式と連続の式より連立方程式を作り、収束解として圧力および流量を得る。

温熱場の計算では、各ゾーン出入熱量と気温変化の熱量が等しいとする式を離散化し、各ゾーンの気温を計算する。この場合、壁温、流量として熱収支および気流の計算で求めた値をそれぞれ代入する。

### b) 热環境シミュレーション計算手法

列車風予測シミュレーションより列車換気量を計算し、これをデータとして熱収支シミュレーションを行う。熱収支モデルの計算領域はホーム、コンコース、トンネル数区間を含む一つの駅プロックである。駅を中心としてトンネルはその換気区間までの範囲で、他の駅プロック

とは熱的に対称としている。熱移動は換気のみとし、換気熱移動、壁体吸放熱、内部発熱の各熱量の熱バランス式より各区間の気温・湿度を年周期定常まで計算する。

壁体吸放熱量では地盤各断面を二次元熱伝導方程式より格子分割する差分法またはレスポンスファクタ法を用いて計算精度をあげている。

### c) 地下鉄道熱環境問題の課題

最近の地下鉄道では深層化または駅間の長大化したものがある。トンネル断面に比較して駅部出入り口断面が小さく駅部損失係数が大きくなると列車換気力はトンネル断面を通じて隣りの駅等遠くまで影響する。気流場の計算では常時の列車風の問題だけでなく、火災時の換気的重要性が増しているので広範囲の排気切換応答シミュレーションが必要になると考える。

熱収支の計算では、地下水位の高い区間と低い区間あるいは明かり区間とトンネル区間の接続がある場合等、熱的に対称でない駅プロツクもある。このような場合、列車車体の金属材料が蓄熱運搬する熱量により駅プロツク間に熱の移動が発生する。地中の二次元熱伝導計算を簡略化しても駅プロツク間の熱バランスを図る熱収支計算があつても良いと考える。

## 3. 熱収支の理論の検討と提案

### (1) 提案理論の概要と特長

#### a) 計算モデルと特長

地下鉄道の熱収支の要素として内部発熱(列車発熱等)、壁体吸放熱、換気流出熱と並び列車車体金属材料が運ぶ車体交換熱を考える。計算領域は一つの路線の各駅とトンネルおよび列車車体とし、セクションに分割して計算する。地中の温度・熱流は壁体と地中の間に伝わる伝熱として周波数応答を用いてモデル化する。

各セクションの熱量と温度は年・週・日の周期についてフーリエ級数に分解し、各項ごとに温度を変数とするセクション間の熱バランス式を立て、解を求め、これを合成して各セクションの温度を求める。また、この温度を用いて、湿度計算を行い、湿度計算の水量の初期設定値を修正する繰返し計算とする。

#### b) 計算条件と仮定

計算領域は一つの路線の各駅とトンネルおよび列車車体とし、対象領域をセクションに分割する。駅ホームはトンネルセクションに、駅コンコースは立坑セクションに分類する。各セクション間の熱移動として換気と車体蓄熱による熱移動を考える。水分の蒸発・凝縮の熱量は内部発熱とし、水蒸気による熱移動は考えない。さらに、各セクション内では空気の完全混合を仮定し、空気の蓄熱成分および一列車ごとの風に起因する気温変動も無視し、一時間ごとの温度で計算する。

内部発熱量は列車発熱量(人体発熱を含む)、駅空調・照明熱量、壁面蒸発熱量に分類して計算する。蒸発・凝縮の熱量は湿度計算の後、初期値を修正し、再計算する。

壁体交換熱量は壁体と周辺地盤の関係を有限厚壁体と地下水を考慮した地中温度の間に伝わる伝熱としてモデル化し、定常伝熱量、周期伝熱量(周波数領域吸熱応答・貫流応答)に分けて計算する。

車体交換熱量は各セクションの空気・車体の温度差と車体熱伝達係数より計算する。列車車体の金属材料は台車、床下機器、外板等外気に触れる部分を対象とする。

換気流出熱量はセクションに流入・流出する換気による熱移動で流出する方向を正とした熱量とする。換気量は列車換気量と機械換気量の和とし、列車換気量は一列車当たりの換気量と時間当たりの列車本数の積とする。

#### c) 相当正弦波による近似計算

温度を変数とする各項ごとのセクション間の熱バランス式において、列車換気熱量と車体交換熱量に関しては温度にかかる熱量の係数に列車分布関数(一日の時間当たり列車本数を表す関数)が含まれ、その時間変動の影響により各項の間に連成項が発生する。そこで、温度正弦波と列車分布関数の積を相当正弦波で表す近似計算を行い、平均項、周期項に補正係数を付けることとした。補正係数の付いた換算温度を用いることにより各項が独立し、各項ごとに熱バランス式を解くことができる。

### (2) 相当正弦波と換算温度

#### a) 相当正弦波の考え方

一日の時間あたり列車本数を周期関数  $f(t)$  で表し、駅およびトンネルの空気温度を  $\theta_0$ 、換算温度を  $\theta_T$  で表し、これらをフーリエ級数に展開する調和解析により、基本周期(24時間)とその整数倍の角周波数の正弦波に分解して表示すると式(1)、(2)、(3)を得る。

$$f(t) = a_0 + \sum_m a_m \cdot \sin(n\omega t + \alpha_m) \quad (1)$$

ここに、 $a_0$  は時間あたり平均列車本数、 $a_m$  は振幅、 $\alpha_m$  は位相である。

$$\theta_0 = E_0 + \sum_n A_0^n \cdot \sin(n\omega t - \beta_0^n) \quad (2)$$

$$\theta_T = E_T + \sum_n A_T^n \cdot \sin(n\omega t - \beta_0^n) \quad (3)$$

温度に関しては基準空気温度に添字<sub>0</sub>、換算温度に添字<sub>T</sub>を付けて区別すると平均は  $E_0$ 、 $E_T$ 、振幅は  $A_0^n$ 、 $A_T^n$ 、位相は同じで  $\beta_0^n$  とする。列車分布関数の次数には添字<sub>m</sub>、温度の次数には添字<sub>n</sub>を用いる。角周波数  $\omega$  は同じ値である。

セクションの空気温度、車体温度の計算に関しては、各周期項ごとに変数が独立していれば、セクション間の熱バランス式は各項ごとの連立一次方程式となり計算が非常に簡単になる。

ところが、列車換気流出熱量と車体交換熱量に関しては温度にかかる係数（熱コンダクタンスに相当する）に列車分布関数が含まれ、変数である温度との積の形が現れる。従つて、そのまま計算すると他周期との連成項が発生する。そこで、連成項が生じないように近似計算を考える。熱量の変動を表す空気温度  $\theta_0$  と列車分布関数  $f(t)$  の積を換算温度  $\theta_T$  と列車分布関数の平均値  $a_0$  の積として表す。この関係について平均項、周期項の成分で表すと式（4）を得る。

$$\left\{ E_0 + \sum_n A_0^n \sin(n\omega t - \beta_0^n) \right\} f(t) = \left\{ E_T + \sum_n A_T^n \sin(n\omega t - \beta_0^n) \right\} a_0 \quad (4)$$

平均項に関しては、式（4）の左辺の基本周期間ににおける平均値が換算温度の平均値  $E_T$  と  $a_0$  の積に等しいと言える。従つて両辺の積分が等しいと置くことにより式（5）が得られる。

$$\int_{-\pi/\omega}^{\pi/\omega} \left\{ E_0 + \sum_n A_0^n \sin(n\omega t - \beta_0^n) \right\} f(t) dt = \int_{-\pi/\omega}^{\pi/\omega} E_T a_0 dt \quad (5)$$

空気温度と換算温度の平均項の関係は平均項補正係数  $\Delta E''$  を用いて表す。

$$E_T = E_0 + \sum_n \Delta E'' \quad (6)$$

周期項に関しては、近似計算を用い各周期項について独立に温度正弦波と相当正弦波の関係を考える。今、両正弦波の位相は同じとし、温度振幅  $A_0^n$  と相当振幅  $A_T^n$  の関係は、基本周期間に流れる熱量が等しいと置いて計算する。従つて両正弦波と列車分布の積の基本周期間ににおける積分を等しいと置く。ただし、正弦波の正波と負波の領域を計算するので相殺されないように正弦波には絶対値を付けて計算する。これより式（7）を得る。

$$\int_{-\pi/\omega}^{\pi/\omega} A_0^n |\sin(n\omega t - \beta_0^n)| f(t) dt = \int_{-\pi/\omega}^{\pi/\omega} A_T^n |\sin(n\omega t - \beta_0^n)| a_0 dt \quad (7)$$

温度正弦波の振幅  $A_0^n$  と相当正弦波の振幅  $A_T^n$  との比は周期項補正係数  $\psi''$  を用いて表す。

### b) 平均項、周期項の補正係数

式（5）より平均項補正係数  $\Delta E''$  が計算できる。

$$\Delta E'' = \frac{A_0^n}{a_0(2\pi/\omega)} \int_{-\pi/\omega}^{\pi/\omega} f(t + \beta_0^n / (n\omega)) \sin n\omega t dt = A_0^n \frac{a_m}{2a_0} \cos(\alpha_m + \beta_0^n) \quad (m=n) \quad (8)$$

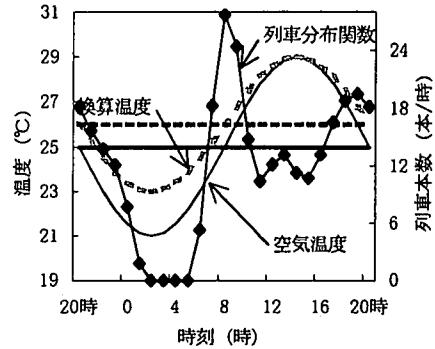


図-1 列車分布関数による空気温度と換算温度の関係  
(基本周期項と平均項のみの場合)

表-1 周期項補正係数  $\psi''$  に付く係数  $\eta_{(2k)}^n$  の値

次数	$n=1$	$n=2$	$n=3$	$n=4$	$n=5$	$n=6$
$\eta_2^n$	1/3	0	0	0	0	0
$\eta_4^n$	1/15	1/3	0	0	0	0
$\eta_6^n$	1/35	0	1/3	0	0	0

周期関数  $f(t + \beta_0^n / (n\omega))$  をフーリエ級数に展開すると  $n$  次正弦高調波の係数  $a_m \cos(\alpha_m + \beta_0^n)$  が得られる。

次に周期項補正係数  $\psi''$  については式（7）を平行移動して、温度正弦波の振幅  $A_0^n$  と相当正弦波の振幅  $A_T^n$  の比を計算すると  $\psi''$  が次のとおり得られる。

$$\psi'' = \frac{A_T^n}{A_0^n} = \frac{\int_{-\pi/\omega}^{\pi/\omega} f(t + \beta_0^n / (n\omega)) |\sin n\omega t| dt}{\int_{-\pi/\omega}^{\pi/\omega} a_0 |\sin n\omega t| dt} \quad (9)$$

式（9）の分子は周期関数  $f(t + \beta_0^n / (n\omega))$  を正弦および余弦フーリエ級数に展開し、6次までの周期項について項別積分を行うと正弦級数の各周期項の積分値は0となり、余弦級数の周期項の1次、3次、5次の積分値も0となるので周期項補正係数  $\psi''$  を次の形式で表示する。

$$\psi'' = 1 - \sum_{k=1}^3 \eta_{(2k)}^n \frac{a_{(2k)}}{a_0} \sin(\alpha_{(2k)} + (2k/n)\beta_0^n) \quad (10)$$

ここに  $\eta_{(2k)}^n$  は余弦  $2k$  次周期項の振幅に付く係数であり、この値は温度の次数  $n$  の値により表-1のとおりとなる。また、空気温度  $\theta_0$  と換算温度  $\theta_T$  の関係の例を列車分布関数  $f(t)$  に新日本橋駅の列車分布モデルを用いて図-1に示す。この列車分布では昼間に列車が多いため、換算すると平均温度は約1°C上昇する。

c) セクションの空気と上り列車、下り列車の換算温度  
上り、下り列車の車体温度の換算温度も空気温度の換算と同様に計算できる。下りおよび上り列車車体温度の平均項、振幅、位相をそれぞれ $X_1$ ,  $T_1^n$ ,  $\gamma_1^n$  および $X_2$ ,  $T_2^n$ ,  $\gamma_2^n$  で表すと平均項と周期項の補正係数もそれぞれ $\Delta X_1^n$ ,  $\psi_{T1}^n$  および $\Delta X_2^n$ ,  $\psi_{T2}^n$  で表すことができる。これにより、 $i$  セクションの空気温度 $\theta_{0(i)}$ 、換算空気温度 $\theta_{T(i)}$ 、下り換算車体温度 $\theta_{MD(i)}$ 、上り換算車体温度 $\theta_{MU(i)}$ が次式のとおり表示できる。

$$\theta_{0(i)} = E_{(i)} + \sum_n A_{(i)}^n \sin(n\omega t - \beta_{(i)}^n) \quad (11a)$$

$$\theta_{T(i)} = E_{(i)} + \sum_n \Delta E_{(i)}^n + \sum_n \psi_{(i)}^n A_{(i)}^n \sin(n\omega t - \beta_{(i)}^n) \quad (11b)$$

$$\theta_{MD(i)} = X_{1(i)} + \sum_n \Delta X_{1(i)}^n + \sum_n \psi_{T1(i)}^n T_{1(i)}^n \sin(n\omega t - \gamma_{1(i)}^n) \quad (11c)$$

$$\theta_{MU(i)} = X_{2(i)} + \sum_n \Delta X_{2(i)}^n + \sum_n \psi_{T2(i)}^n T_{2(i)}^n \sin(n\omega t - \gamma_{2(i)}^n) \quad (11d)$$

### (3) 壁体内熱流のモデル化

地中温度は地下水の流れの影響を受け、壁体との熱交換作用にも影響を及ぼす場合が多い。地中における熱の流れの状況を周辺地盤を含む厚さ $\delta$ の壁体と地下水等の影響を受けて定まる地中温度の間で伝わる伝熱としてモデル化することを考えた。この伝熱をトンネル空気温度( $\theta$ )と設定した地中温度( $\theta_s$ )の間で伝わる熱量とし、これを定常伝熱量と周期伝熱量に分けて計算する。

#### a) 定常伝熱量

単位伝熱量 $K$ および空気と地中の温度差の積で表わす。壁体の熱伝導率を $\lambda$ 、壁面の熱伝達率を $h_a$ とする

と、単位伝熱量 $K$ は次のとおり。

$$K = \frac{1}{\delta/\lambda + 1/h_a} \quad (12)$$

#### b) 周期伝熱量

周期伝熱量は、壁体の周波数伝達関数 $G(j\omega)$ を用いて計算する。ただし、 $\omega$ は角周波数、 $j$ は虚数単位である。壁体の温度、熱流に関しては時間が経過し、過渡項が消滅した状態を考えると、壁体の伝達関数を $G(s)$ として、入力(空気温度 $\theta$ 、地中温度 $\theta_s$ )、出力(熱流)の関係は $s = j\omega$ とおいた周波数伝達関数 $G(j\omega)$ を用いて計算できる。壁体の伝達関数は、ラプラス変換領域での温度( $\Theta$ 、 $\Theta_s$ )、熱流( $Q$ 、 $Q_s$ )の関係を示す熱伝達マトリックスの式から求められる。壁体の温度伝導率を $a$ とすると式(13)のとおり<sup>18)</sup>。

$$\begin{bmatrix} \Theta \\ Q \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 1/h_a \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \cosh \sqrt{\frac{s}{a}} \delta & \sinh \sqrt{\frac{s}{a}} \delta \\ \lambda \sqrt{\frac{s}{a}} \sinh \sqrt{\frac{s}{a}} \delta & \cosh \sqrt{\frac{s}{a}} \delta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Theta_s \\ Q_s \end{bmatrix} \quad (13)$$

壁体の伝達関数は4種類に分類して適用する。  
半無限地盤については式(14)を適用。

$$Q = G_A(s) \cdot \Theta$$

$$G_A(s) = \frac{1}{1 + \left( \lambda \sqrt{\frac{s}{a}} + 1/h_a \right)} \quad (14)$$

有限厚壁体(地中温度一定 $\Theta_s = 0$ )は式(15)を適用。

$$Q = G_A(s) \cdot \Theta$$

$$G_A(s) = \frac{1}{\frac{1}{\lambda \sqrt{\frac{s}{a}} \coth \sqrt{\frac{s}{a}} \delta} + \frac{1}{h_a}} \quad (15)$$

有限厚壁体(地中温度変動 $\Theta_s \neq 0$ )は式(16)を適用。

$$Q = G_A(s) \cdot \Theta - G_K(s) \cdot \Theta_s$$

( $G_A(s)$ は式(15)と同じ)

$$G_K(s) = \lambda \sqrt{\frac{s}{a}} \sinh \sqrt{\frac{s}{a}} \delta \left\{ 1 - \frac{\frac{1}{\lambda \sqrt{\frac{s}{a}} \tanh \sqrt{\frac{s}{a}} \delta} + \frac{1}{h_a}}{\frac{1}{\lambda \sqrt{\frac{s}{a}} \coth \sqrt{\frac{s}{a}} \delta} + \frac{1}{h_a}} \right\} \quad (16)$$

有限厚壁体(地中地盤断熱 $Q_s = 0$ )は式(17)を適用。

$$Q = G_A(s) \cdot \Theta$$

$$G_A(s) = \frac{1}{\frac{1}{\lambda \sqrt{\frac{s}{a}} \tanh \sqrt{\frac{s}{a}} \delta} + \frac{1}{h_a}} \quad (17)$$

壁体の伝達関数は地中温度が変動する場合、 $G_A(s)$ と $G_K(s)$ の和となり、吸熱応答、貫流応答に相当する。

壁体の周期伝熱量はラプラス変換領域での温度と熱流の関係として示されるので、交流理論のベクトル表示にならい、各応答について、 $n$ 次周期項の空気温度を複素形のフーリエ級数表示 $A^n e^{jn\omega t - \beta^n}$ とし、これと $s = jn\omega$ とおいた周波数伝達関数 $G_A(jn\omega)$ の積の虚数部分をとる形で熱量を表す。また、周波数伝達関数は実数部分および虚数部分よりなる複素伝達関数であり、熱バランス式の計算ではこれを複素ベクトル $\dot{G}_A$ ,  $\dot{G}_K$ として用いる。

#### (4) セクション各熱量の計算式

各セクションの内部発熱量および壁体交換熱量、車体交換熱量、換気流出熱量の各流出熱量、そして車体蓄熱量の各熱量項目の計算式を以下に記す。ただし、各流出熱量はセクションより流出する方向を正とし、セクション番号は添字<sub>(i)</sub>を付けて表す。また、立坑セクションでは車体交換熱量はなく、本トンネルの分岐セクションでは換気流出熱量に追加熱量がある。

##### a) 内部発熱量

内部発熱量は列車発熱量 $q_{T(i)}$ 、壁面蒸発熱量 $q_{W(i)}$ 、駅空調・照明熱量 $q_{A(i)}$ の和とする。各発熱量はフーリエ級数に展開する調和解析により平均項( $q^0$ )とn次周期項(振幅 $q^n$ 、位相 $\varepsilon^n$ )に分けて表示する。

$$q_{T(i)} = q_{T(i)}^0 + \sum_n q_{T(i)}^n \sin(n\omega t - \varepsilon_{T(i)}^n) \quad (18a)$$

$$q_{W(i)} = q_{W(i)}^0 + \sum_n q_{W(i)}^n \sin(n\omega t - \varepsilon_{W(i)}^n) \quad (18b)$$

$$q_{A(i)} = q_{A(i)}^0 + \sum_n q_{A(i)}^n \sin(n\omega t - \varepsilon_{A(i)}^n) \quad (18c)$$

##### b) 壁体交換熱量

壁体交換熱量は定常伝熱量 $q_{CA(i)}$ 、周期伝熱量(吸熱応答) $q_{CD(i)}$ 、周期伝熱量(貫流応答) $q_{CE(i)}$ の和とする。セクションの表面積と一日の時間の積を表すセクション係数を $C_{HA(i)}$ 、空気温度と地中温度の平均項をそれぞれ $E_{(i)}$ 、 $E_{S(i)}$ 、同振幅を $A_{(i)}^n$ 、 $A_{S(i)}^n$ 、同位相を $\beta_{(i)}$ 、 $\beta_{S(i)}$ で表す。また、周期伝熱量は前節で述べたとおり複素形のフーリエ級数表示の温度と周波数伝達関数の積の虚数部をとる形とした。各熱量は式(19a)、(19b)、(19c)のとおり。

$$q_{CA(i)} = C_{HA(i)} \cdot K_{(i)} (E_{(i)} - E_{S(i)}) \quad (19a)$$

$$q_{CD(i)} = \sum_n C_{HA(i)} \operatorname{Im} [G_A(jn\omega)_{(i)} \cdot A_{(i)}^n \cdot e^{jn(\omega t - \beta_{(i)}^n)}] \quad (19b)$$

$$q_{CE(i)} = \sum_n C_{HA(i)} \operatorname{Im} [G_K(jn\omega)_{(i)} \cdot A_{S(i)}^n \cdot e^{jn(\omega t - \beta_{S(i)}^n)}] \quad (19c)$$

##### c) 車体交換熱量

車体交換熱量は下り列車交換熱量 $q_{MD(i)}$ と上り列車交換熱量 $q_{MU(i)}$ の和とする。各交換熱量は前節で定めたセクションの換算空気温度( $\theta_{T(i)}$ )と換算車体温度(下り： $\theta_{MD(i-1)}$ 、上り： $\theta_{MU(i+1)}$ )の差と車体熱伝達係数 $C_{T(i)}$ の積で表示する。車体熱伝達係数は次章で計算するように、車体熱伝達率、車体表面積、列車本数、通過時間の積として計算した値を用いる。下りおよび上り列車の交換熱量を式(20a)、(20b)に示す。

$$q_{MD(i)} = C_{T(i)} (\theta_{T(i)} - \theta_{MD(i-1)}) \quad (20a)$$

$$q_{MU(i)} = C_{T(i)} (\theta_{T(i)} - \theta_{MU(i+1)}) \quad (20b)$$

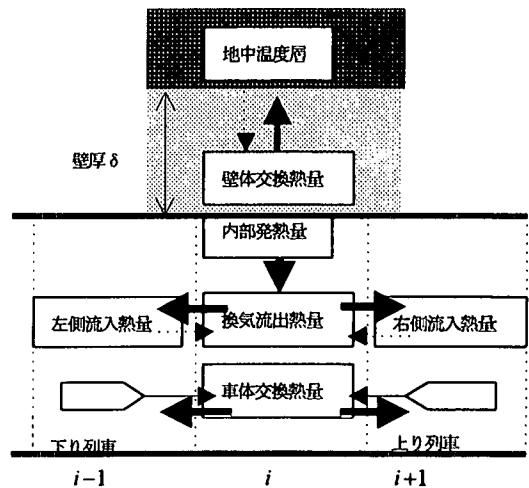


図-2 セクションの熱平衡モデル

##### d) 換気流出熱量

換気流出熱量は列車換気流出熱量 $q_{VR(i)}$ と機械換気流出熱量 $q_{VU(i)}$ の和とする。各熱量は左右セクションより流入・流出する熱量の和で換気容量係数とセクションの温度差の積となる。換気容量係数はセクションの換気量、空気密度、同比熱の積で、列車換気に添字<sub>T</sub>、機械換気に添字<sub>U</sub>、左側より流入する換気には添字<sub>L</sub>、右側より流入する換気には添字<sub>R</sub>を付けて $C_{LT(i)}$ 、 $C_{RT(i)}$ 、 $C_{LU(i)}$ 、 $C_{RU(i)}$ で表す。

また、各セクションの空気温度 $\theta_{0(i)}$ および換算空気温度 $\theta_{T(i)}$ は前節で定めたとおりであり、各換気流出熱量は式(21a)、(21b)となる。

$$q_{VR(i)} = C_{LT(i)} (\theta_{T(i)} - \theta_{T(i-1)}) + C_{RT(i)} (\theta_{T(i)} - \theta_{T(i+1)}) \quad (21a)$$

$$q_{VU(i)} = C_{LU(i)} (\theta_{0(i)} - \theta_{0(i-1)}) + C_{RU(i)} (\theta_{0(i)} - \theta_{0(i+1)}) \quad (21b)$$

##### e) 車体蓄熱量

下り列車および上り列車の交換熱量はまたそれぞれの列車の車体蓄熱量の増加に等しいと言える。車体の熱容量係数 $C_{PM}$ は車体鋼材質量、同比熱、列車本数の積として表されるので、各增加熱量はこの係数と各列車の換算車体温度(下り： $\theta_{MD(i)}$ 、上り： $\theta_{MU(i)}$ )のセクション間の差との積に等しくなる。この熱量を式(22a)、式(22b)に示す。

$$q_{MD(i)} = C_{PM} (\theta_{MD(i)} - \theta_{MD(i-1)}) \quad (22a)$$

$$q_{MU(i)} = C_{PM} (\theta_{MU(i)} - \theta_{MU(i+1)}) \quad (22b)$$

各セクションの熱量収支は以上の計算式を用いて計算する。セクションに流入および流出する各熱量項目についての代表的モデルとして図-2にセクションの熱平衡モデルを示す。

## (5) 热バランス式と温度計算法

各流出熱量項目の和は熱平衡の条件により内部発熱量に等しくなる。温度を変数として表した熱量項目の計算式は平均項と各周期項 ( $n$  次まで) に分解すると、換算温度の考え方により、各周期項の間には連成項がなく独立しているので、各項ごとに熱バランス連立方程式が得られる。これを解いて再び合成し温度を求める。周期項の計算では温度および内部発熱量は  $e^{jn\omega t}$  の因子を除いた複素ベクトル表示とする。例えば空気温度について

$$A_{(i)}^n \sin(n\omega t - \beta_{(i)}^n) =$$

$$\text{Im} [ A_{(i)}^n (\cos \beta_{(i)}^n - j \sin \beta_{(i)}^n) e^{jn\omega t} ] \quad (23)$$

式 (23) の右辺は、複素形のフーリエ級数の  $n$  次項虚部をとる形をしているが、この級数において  $e^{jn\omega t}$  を除くほか、添字  $n$  を略してベクトル表示すると式 (24) が得られる。

$$A_{(i)} \cdot e^{-j\beta_{(i)}} = \dot{A}_{(i)} \quad (24)$$

これを内部発熱量について、ベクトル  $\dot{Q}_{T(i)}$ ,  $\dot{Q}_{W(i)}$ ,  $\dot{Q}_{A(i)}$  により表し、温度についてはベクトル  $\dot{A}_{(i)}$ ,  $\dot{A}_{S(i)}$ ,  $\dot{T}_{1(i)}$ ,  $\dot{T}_{2(i)}$  で表す。さらに吸熱応答、貫流応答の複素伝達関数もベクトル  $\dot{G}_{A(i)}$ ,  $\dot{G}_{K(i)}$  で表す。セクションの熱バランス式は式 (25) ~ (30) のとおり。

### —セクション空気温度 ( $n$ 次周期項) —

$$\dot{Q}_{(i)} = \dot{Q}_{T(i)} + \dot{Q}_{W(i)} + \dot{Q}_{A(i)} \quad (25)$$

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{(i)} &= +C_{HA(i)} \cdot \dot{G}_{A(i)} \cdot \dot{A}_{(i)} - C_{HA(i)} \cdot \dot{G}_{K(i)} \cdot \dot{A}_{S(i)} \\ &\quad + C_{T(i)} \cdot \psi_{(i)} \cdot \dot{A}_{(i)} - C_{T(i)} \cdot \psi_{T1(i-1)} \cdot \dot{T}_{1(i-1)} \\ &\quad + C_{T(i)} \cdot \psi_{(i)} \cdot \dot{A}_{(i)} - C_{T(i)} \cdot \psi_{T2(i+1)} \cdot \dot{T}_{2(i+1)} \\ &\quad + C_{LT(i)} \left( \psi_{(i)} \dot{A}_{(i)} - \psi_{(i-1)} \dot{A}_{(i-1)} \right) + C_{RT(i)} \left( \psi_{(i)} \dot{A}_{(i)} - \psi_{(i+1)} \dot{A}_{(i+1)} \right) \\ &\quad + C_{LU(i)} \left( \dot{A}_{(i)} - \dot{A}_{(i-1)} \right) + C_{RU(i)} \left( \dot{A}_{(i)} - \dot{A}_{(i+1)} \right) \end{aligned} \quad (26)$$

### —セクション車体温度 ( $n$ 次周期項) —

$$\begin{aligned} 0 &= +C_{PM} \cdot \psi_{T1(i)} \cdot \dot{T}_{1(i)} - C_{PM} \cdot \psi_{T1(i-1)} \cdot \dot{T}_{1(i-1)} \\ &\quad + C_{T(i)} \cdot \psi_{T1(i-1)} \cdot \dot{T}_{1(i-1)} - C_{T(i)} \cdot \psi_{(i)} \cdot \dot{A}_{(i)} \end{aligned} \quad (27a)$$

$$\begin{aligned} 0 &= +C_{PM} \cdot \psi_{T2(i)} \cdot \dot{T}_{2(i)} - C_{PM} \cdot \psi_{T2(i+1)} \cdot \dot{T}_{2(i+1)} \\ &\quad + C_{T(i)} \cdot \psi_{T2(i+1)} \cdot \dot{T}_{2(i+1)} - C_{T(i)} \cdot \psi_{(i)} \cdot \dot{A}_{(i)} \end{aligned} \quad (27b)$$

### —セクション空気温度 (平均項) —

$$q_{(i)}^0 = +q_{T(i)}^0 + q_{W(i)}^0 + q_{A(i)}^0 \quad (28)$$

$$\begin{aligned} q_{(i)}^0 &= +C_{HA(i)} \cdot K_{(i)} \left( E_{(i)} - E_{S(i)} \right) \\ &\quad + C_{T(i)} \left( E_{(i)} + \sum_n \Delta E_{(i)}^n \right) - C_{T(i)} \left( X_{1(i-1)} + \sum_n \Delta X_{1(i-1)}^n \right) \\ &\quad + C_{T(i)} \left( E_{(i)} + \sum_n \Delta E_{(i)}^n \right) - C_{T(i)} \left( X_{2(i+1)} + \sum_n \Delta X_{2(i+1)}^n \right) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} &\quad + C_{LT(i)} \left\{ \left( E_{(i)} + \sum_n \Delta E_{(i)}^n \right) - \left( E_{(i-1)} + \sum_n \Delta E_{(i-1)}^n \right) \right\} \\ &\quad + C_{RT(i)} \left\{ \left( E_{(i)} + \sum_n \Delta E_{(i)}^n \right) - \left( E_{(i+1)} + \sum_n \Delta E_{(i+1)}^n \right) \right\} \\ &\quad + C_{LU(i)} \left( E_{(i)} - E_{(i-1)} \right) \\ &\quad + C_{RU(i)} \left( E_{(i)} - E_{(i+1)} \right) \end{aligned} \quad (29)$$

### —セクション車体温度 (平均項) —

$$\begin{aligned} 0 &= +C_{PM} \left( X_{1(i)} + \sum_n \Delta X_{1(i)}^n \right) - C_{PM} \left( X_{1(i-1)} + \sum_n \Delta X_{1(i-1)}^n \right) \\ &\quad + C_{T(i)} \left( X_{1(i-1)} + \sum_n \Delta X_{1(i-1)}^n \right) - C_{T(i)} \left( E_{(i)} + \sum_n \Delta E_{(i)}^n \right) \quad (30a) \\ 0 &= +C_{PM} \left( X_{2(i)} + \sum_n \Delta X_{2(i)}^n \right) - C_{PM} \left( X_{2(i+1)} + \sum_n \Delta X_{2(i+1)}^n \right) \\ &\quad + C_{T(i)} \left( X_{2(i+1)} + \sum_n \Delta X_{2(i+1)}^n \right) - C_{T(i)} \left( E_{(i)} + \sum_n \Delta E_{(i)}^n \right) \quad (30b) \end{aligned}$$

セクションの熱バランス式は以上のとおりとなる。全セクションに関する連立一次方程式の計算は初期値を設定し、セクションの熱バランス式より補正値を計算する。解が収束するように補正の程度を小さくとり、繰返し計算する。各セクションが同時にバランスする値となれば解が求められたことになる。

周期項の計算では、平均項と周期項の補正係数を同時に求めておき、平均項計算を行う。これらの値により、温度合成計算を行って各セクションの温度が求められる。

### (6) 湿度計算法

湿度計算は温度計算と同様に、各セクション間の水量の釣合として繰返し計算で求める。発生水量は壁面蒸発水量、乗客発生水量、駅空調加除湿水量である。水量の初期値を設定して温度を計算し、さらに湿度計算を行う。その結果より初期値を設定し直す繰返し計算となる。

## 4. 提案した熱収支理論に基く数値計算

### (1) 热量項目入力データ

#### a) 内部発热量

内部発热量の各項は平均項と周期項に分けた入力データとなるので調和解析が必要となる。列車発热量は走行抵抗の全熱量換算、制動熱、補機熱、人体熱より算定するが、その時間変化に関しては、換算温度計算に用いる列車分布関数が利用できる。従つて、列車発热量はこの関数にセクションの一日当たり熱量の重み付けをして計算する。壁面蒸発熱量は壁面面積、ぬれ率、水蒸気圧差、蒸発率より計算する。水蒸気圧差は壁面温度の飽和水蒸気圧と空気の水蒸気圧の差であるが、トンネル内の夏・冬の水蒸気圧差はともに1kPa程度であり、ぬれ率も小さいので1kPaと仮定して計算した。ぬれ率が大きい場合は湿度計算より熱量を設定し直して計算する。

駅空調・照明熱量では駅部をホーム階とコンコース階(出口までの階段部含む)に分け、本トンネルおよび立坑セクションとして計算する。ホームおよびコンコースの冷房・暖房(温度計算では顯熱のみ計算)、照明、エスカレータ等の熱量を調和解析し、入力データとする。また、境界条件である外気温の年変化、日変化も調和解析した値が入力データとなる。

#### b) 壁体交換熱量

壁体の周期伝热量は4種類の壁体に分類し、適用することはすでに述べた。ここで壁体の種類と壁体厚による吸熱応答の例を計算し、適用の目安とした。これを図-3に示す。

粘土・シルト質地盤、砂礫層地盤のように地盤の種類と地下水の流れの状況を考え、壁体の種類と厚さおよび地中温度を設定する。地中温度変動の有限厚壁体は地下水の水温が変動する場合等に用いる。

#### c) 車体交換熱量

車体の熱容量係数 $C_{PM}$ は車体鋼材(台車、外板等外気に触れる部材)質量 $M$ 、車体鋼材比熱 $C_s$ 、一日列車本数 $N$ の積とする。車体熱伝達係数 $C_{T(i)}$ は車体熱伝達率 $\alpha_{a(i)}$ 、車体鋼材表面積 $S_i$ 、一日列車本数 $N$ 、セクション通過時間 $\Delta T_{(i)}$ の積とする。さらに車体熱伝達率 $\alpha_{a(i)}$ は空気熱伝達率 $\lambda_a$ 、車体鋼材代表長さ $d_i$ 、平均又セルト数 $N_{Um}$ より計算する。これを式(31)、(32)、(33)に示す。

$$C_{PM} = M C_s N \quad (31)$$

$$C_{T(i)} = \alpha_{a(i)} S_i N \Delta T_{(i)} \quad (32)$$

$$\alpha_{a(i)} = (\lambda_a / d_i) N_{Um} \quad (33)$$

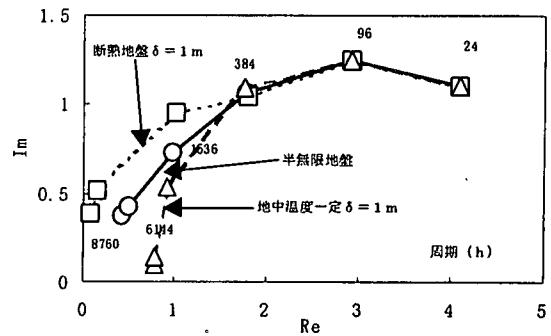


図-3 単位面積当たりの壁体吸熱応答(周波数領域)

kcal/(m<sup>2</sup> h °C) (1.16W/(m<sup>2</sup> °C))

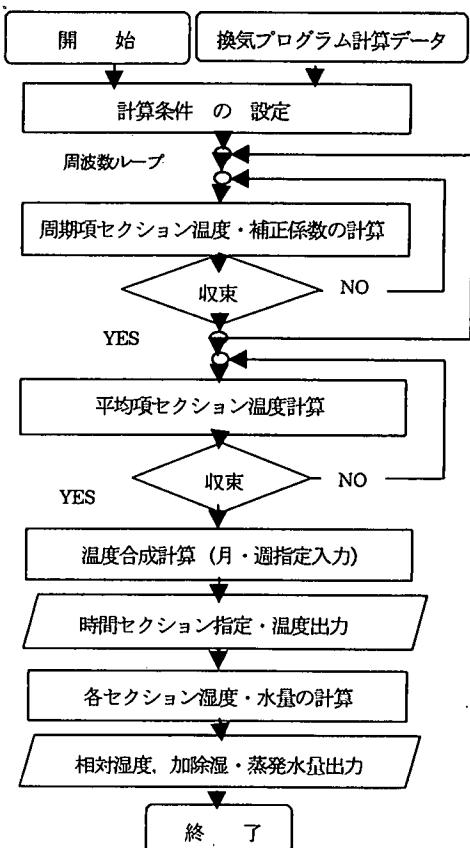


図-4 計算のフローチャート

平均又セルト数に関しては、管群に適用する実験式があり、主流速度(列車速度に等しいとする)レイノルズ数の0.8乗に比例するものとした。

#### d) 換気流出熱量

換気量はあらかじめ換気計算プログラムにより計算しておく。列車換気量の計算では、トンネル内の各換気区間を走行する上下列車の有無でパターンを分類し、各換気区間の風速を計算する。列車ダイヤより各パターンの

一日の継続合計時間を算出し、時間と風量との積により各パターンの換気区間ごとの換気量を計算する。その合計により換気区間ごとの一日列車換気量を算定した。列車換気力としては山本の報告<sup>8)</sup>にある式を用いた。機械換気量は列車間合いおよび夜間の換気風量を計算した。

## (2) 湿度計算の方法

湿度計算は温度計算と同様に、各セクション間の水量(絶対湿度と質量流量の積)の釣合いとして繰返し計算で求める。セクションの発生水量は壁面蒸発水量、乗客発生水量、駅空調加除湿水量である。外気の温湿度は年周期、日周期で変化するので相当する水量を設定する。

セクション間の水量釣合いの計算により、絶対湿度が求めれば、相対湿度も計算できる。飽和水蒸気圧と空気温度の関係は飽和水蒸気圧を近似する曲線より求める。壁面蒸発水量はセクションの水蒸気圧差、壁面面積、ぬれ率、蒸発率の積として計算される。

また、駅ホーム部に指定湿度 $\phi_{R(i)}$ を用いる場合は、そのホーム部の絶対湿度 $X_{a(i)}$ が次式を満足するように駅空調加除湿水量を定める。ただし、 $P_k$ は1気圧、 $P_{S(i)}$ は飽和水蒸気圧とする。

$$X_{a(i)} = \frac{0.622\phi_{R(i)} \cdot P_{S(i)}}{P_k - \phi_{R(i)} \cdot P_{S(i)}} \quad (34)$$

## (3) 計算のフローチャート

図-4に計算のフローチャートを示す。計算条件により各周期項の温度振幅と位相を計算し、さらに平均項補正係数を計算しておく。次に平均項の温度計算を行い、各セクションについて各項を合成し、温度を計算する。

このセクションの温度を用いて、年・日周期別に湿度計算をする。駅空調加除湿水量および壁面蒸発水量の初期設定値に対し、絶対湿度、相対湿度を計算し、両水量が駅ホーム指定湿度およびセクションの水蒸気圧差に合うように設定し直し、再び絶対湿度、相対湿度を計算する繰返し計算を行う。これより指定湿度に対する空調加除湿水量、壁面蒸発水量を求めることができる。

## (4) 六甲トンネル・新関門トンネルの試算

### a) トンネル概要と入力データ

六甲トンネルと新関門トンネルには延長方向区間ごとの温湿度測定データがある<sup>19),20)</sup>ので数値計算との比較のため測定期条件で年変化の試算を行つた。

両トンネルの有効断面積は $62 \text{ m}^2$ 、周長は $31\text{m}$ あり開口している斜坑が二カ所ある。これにより本トンネルおよび斜坑を通じて列車換気がある。また、自然通気圧により若干の自然換気がみられる。さらに、両トンネルは湧水が非常に多く、トンネル内の熱の排出には大きな役割を果たしていると考えられる。

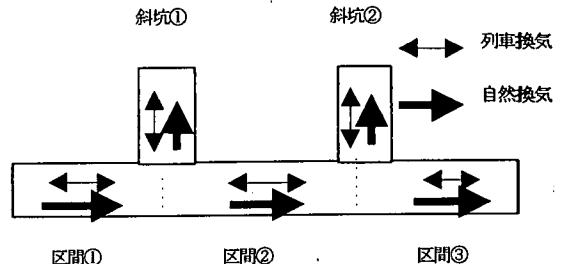


図-5 六甲・新関門トンネル換気モデル

表-2 トンネルの一日平均換気量 ( $\text{m}^3/\text{s}$ )

種類 区間	六甲トンネル		新関門トンネル	
	列車換気	自然換気	列車換気	自然換気
本 坑	±84.4	+ 2.0	±60.5	- 0.1
	±87.0	+ 1.3	±61.1	+ 0.1
	±84.4	+ 0.5	±58.7	+ 2.4
斜 坑	± 9.1	+ 0.8	± 2.2	- 0.3
	±14.0	+ 0.8	±21.6	- 2.3

表-3 列車・トンネル各係数の入力条件

列車	トンネル
上下列車本数六甲 124本/日	壁体厚(地盤含む) 1.5~2.0 m
同 新関門 82本/日	地中温度 16~20 °C
列車速度 180 km/h	壁体熱伝導率 1.1 W/(m·°C)
車体鋼材質量 226 000 kg	壁体温度伝導率 0.0016 m <sup>2</sup> /h
車体熱伝達率 178 W/(m <sup>2</sup> °C)	壁面熱伝達率 7.0 W/(m <sup>2</sup> °C)
車体鋼材表面積 1920 m <sup>2</sup>	壁面ぬれ率 1~2%
車体鋼材代表長 0.1 m	壁面蒸発率 3×10 <sup>-8</sup> kg/(m <sup>2</sup> s Pa)

トンネル内のセクションの分割は21とし、セクション長は670 m(六甲)、890 m(新関門)とした。換気については機械換気がないので列車換気と自然換気について計算した。両トンネルの換気モデルと一日平均換気量を図-5、表-2に示す。

外気の条件は平均気温 $16.2^\circ\text{C}$ 、振幅 $11.2^\circ\text{C}$ とした。列車とトンネルの各係数の入力条件を表-3に示す。トンネルを通過する一列車あたりの発熱量は走行抵抗熱、制動熱、補機熱、人体熱の和であり、六甲で $7900 \text{ k W}$ 、新関門で $6850 \text{ k W}$ となった。この発熱とセクション通過時間、一日上下列車本数との積により、セクションの列車発熱量が六甲で $15.1 \text{ GJ}/\text{日}$ 、新関門で $10.0 \text{ GJ}/\text{日}$ と計算できる。

次に壁体交換熱量に関しては、湧水、地下水による熱の排出が壁体厚と地中温度の設定という形でモデル化されているので、セクションの湧水量と湧水温度に合せて壁体厚と地中温度を設定した。

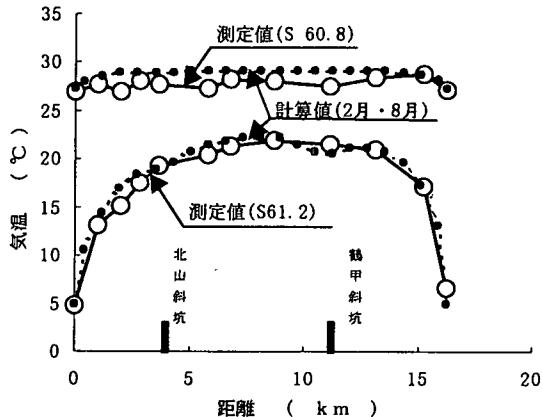


図-6 六甲トンネル延長方向気温分布

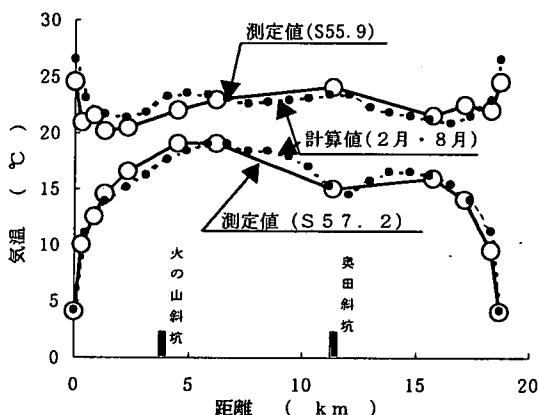


図-7 新関門トンネル延長方向気温分布

表-4 標準セクション熱収支対照表 (GJ/日)

熱量項目	種別	六甲トンネル		新関門トンネル			
		定常項	周期項		定常項		
			夏	冬			
内部発熱量		+14	0	0	+10	0	0
流出熱量	壁体交換熱量	-7	-6	+6	-7	-5	+5
	車体交換熱量	-4	+3	-3	-1	+4	-4
	換気流出熱量	-3	+3	-3	-2	+1	-1
	小計	-14	0	0	-10	0	0

### b) 計算結果と測定値の比較

両トンネルで夏・冬に行つた温湿度測定の結果と気温年変動の数値計算結果との比較を図-6、図-7に示す。測定値と計算値は比較的良く一致している。測定値は3日間の気温の平均値であるが、中央部では一日の気温の変動は小さく振幅は1°C以下となっている。

次にセクションあたり熱量の平均値について、夏・冬を比較した熱収支対照表を表-4に示す。内部発熱量は列車発熱量と壁面蒸発熱量の和であり、壁体交換熱量には湧水排出熱量が含まれている。対照表により、長大トン

ネルで機械換気がなく、自然換気、列車換気も少ない場合、トンネル内熱量の排出にはトンネル湧水を含む壁体交換熱量と車体交換熱量の役割が大きいことが明らかになつたと考える。なお、車体交換熱量を0として試算すると、夏・冬の温度差が測定値よりかなり小さくなるので、測定値の夏・冬の差は逆に車体交換熱量係数算定の目安になるとともいえる。

### (5) 地下鉄道モデルの試算

#### a) 地下トンネル測定データの検討

地下鉄道モデルの試算に当り、内部発熱量、壁体交換熱量、車体交換熱量等の目安を得るために、地下トンネル測定データの検討を行つたのでこれを以下に述べる。

路線は、先に国内の事例で述べた総武・横須賀線品川・両国間の地下部分(全延長は約10km)で、新橋・東京・新日本橋・馬喰町の各駅があり、駅間のトンネルには単線縦流換気方式が採用された。新日本橋駅と馬喰町駅間は小伝馬町トンネルであり、この区間で温湿度の日変動(614m間)、年変動(560m間)を測定した。

この区間を図-8に示す。日変動の測定では外気温とトンネル気温測定値を図-9に、地下トンネルの熱収支グラフを図-10に示す。日変動のデータは東京第一工事局が昭和52年8月に測定して文献<sup>7)</sup>に記載したグラフより値を読みとり、さらに熱量を計算して作成した。

温湿度の年変動は昭和54~55年に、湧水量、湧水温度は昭和59年に鉄道技術研究所で測定した。湧水測定は全区間で行ったものでこれを図-11に示す。また、給排気空気のエンタルピ差を図-12に、壁体の種別による年周期応答と三熱流ベクトルの釣合を図-13に示す。

この地下鉄道に関する路線全体の熱バランスは計算していないが、1セクションとしての小伝馬町トンネルは、年間を通じて一定風量の縦流換気を行つてるので、給排気ノズル間で温湿度および風速を測定することにより、熱収支を検討することができる。

この測定データの検討では、日変動の熱収支より車体交換熱量の測定例が、また年変動の熱収支より壁体交換熱量の測定例が得られた。

まず日変動の熱収支については、給気側、排気側気温を平均してトンネル気温の一日の変化を計算し、調和解析により各周期の振幅 $A_n$ 、位相差 $\beta_n$ を算出する。これより壁体交換熱量の変動成分は次式のとおり。

$$q_{CD} = \lambda \sum_n \zeta_n A_n \sqrt{n\omega/a} \sin(n\omega t - \beta_n - \varepsilon_n + \pi/4) \quad (35)$$

$$\text{ただし } \zeta_n = \sqrt{1/(1+2\kappa_n + 2\kappa_n^2)}, \quad \varepsilon_n = \tan^{-1}(\kappa_n/1+\kappa_n),$$

$$\kappa_n = \frac{\lambda}{h_a} \sqrt{n\omega/2a} \quad (\text{係数 } \lambda, h_a, a \text{ は前掲}) \text{ であり,}$$

前章半無限地盤の式の正弦関数表示である。この変動成分熱量と基準となる夜間空気のエンタルピ差、風量より求めた熱量との和により壁体の吸熱量を計算した。

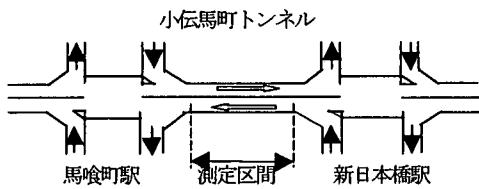


図-8 総武・横須賀線地下トンネル測定位置図

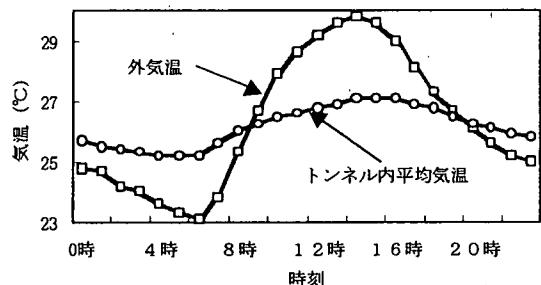


図-9 地下トンネルの測定日外気温とトンネル気温

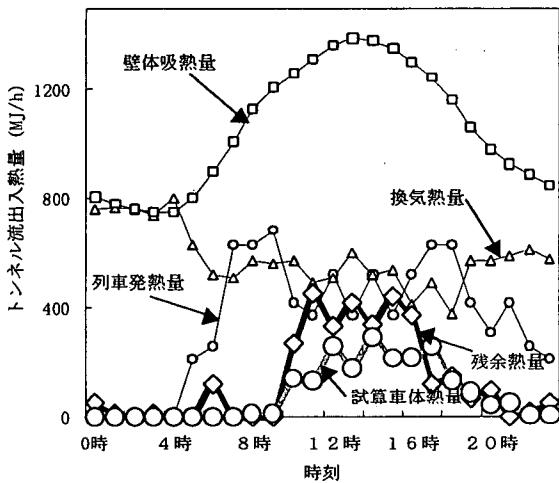


図-10 地下トンネルの熱収支グラフ

換気熱量は空気のエンタルピ差より計算し、列車発熱量は本数と単位熱量  $85 \text{ kJ}/(\text{回} \cdot \text{本})$  ( $60 \text{ km/h}$  で約  $1400 \text{ kW}$ ) より計算すると熱収支より残余熱量が計算できる。一方、トンネル内外気温の差より計算した試算車体熱量は残余熱量に近く、これを車体交換熱量と考えた。その値は昼間には外気温と約  $3^\circ\text{C}$  の差で列車発熱量とほぼ同じ大きさになる。

次に年変動の熱収支については、図-11 に示すとおり壁体中で湧水と壁体との熱交換作用が考えられる。湧水および地下水の流れは温度一定の恒温層が壁厚  $\delta$  の距離にある仮想の地中熱流と壁面の温度勾配を同じにする作用があると考える。地中熱流のモデル化といえる。

換気熱量の年変動は給排気空気のエンタルピ差年変動

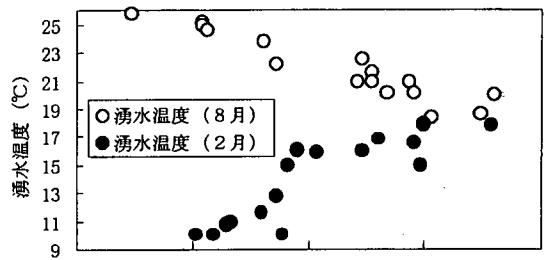


図-11 地下トンネルの湧水量と湧水温の関係

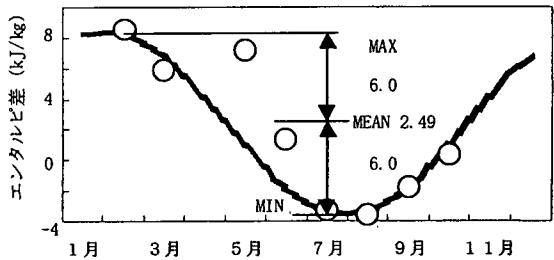


図-12 地下トンネルの給排気空気エンタルピ差  
(測定値および平均と振幅)

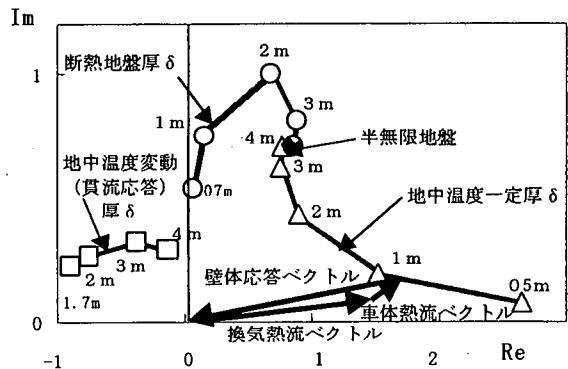


図-13 地下トンネル壁体の種別による年周期応答と  
三熱流ベクトルの釣合い (W/(m²°C))

と風量より計算され、その位相は図-12 のとおり外気温とほぼ同じである。壁体交換熱量の変動成分には壁体内で交換された湧水の熱量も含まれる。壁面の単位面積、温度あたりの熱流ベクトルに換算して壁体、車体、換気の各熱量の変動成分を図-13 に示した。これら三つの熱流ベクトルは熱収支より閉じた三角形を形成し、壁体の熱流応答とも合致しなければならない。壁体の種別と厚さによりモデル化された年周期応答では地中温度一定厚さ  $1 \text{ m}$  弱の応答が該当する。このように、地盤により応答が異なるので数値計算ではモデル化された適切な地盤の種類の想定が必要となる。

以上のことよりこの測定データの検討により、日変動で車体交換熱量、年変動で壁体交換熱量の目安が得られた。

表-5 路線各区間の一日平均換気量( $m^3/s$ )

区間	列車換気	機械換気
本坑	区間① ± 21.6	+ 8.0
	区間② ± 21.6	- 8.0
	区間③ ± 21.6	+ 12.7
	区間④ ± 21.6	- 77.2
	区間⑤ ± 21.6	+ 60.9
駅・立坑	駅① ± 21.6	- 8.0
	駅② ± 12.0	- 20.7
	立坑① 0	+ 16.0
	立坑② 0	+ 89.9
	立坑③ 0	- 138.1

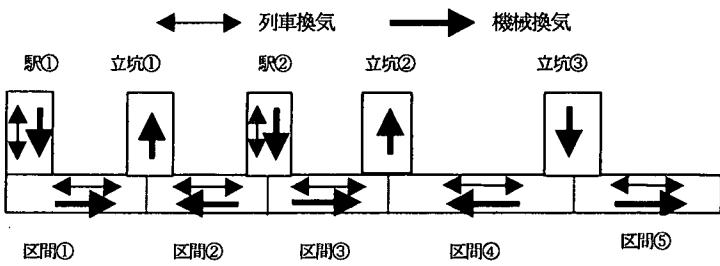


図-14 地下鉄道の換気モデル

表-6 地下鉄道モデルのシミュレーションの条件

列車		駅舎	
上下列車本数	400 本/日	駅空調・照明熱量	
列車速度	90 km/h	平均	7.5 GJ/日
車体鋼材質量	140 000 kg	年周期振幅	- 7.5 GJ/日
車体熱伝達率	102 W/(m² °C)	空調時間	8 時 ~ 20 時
車体鋼材表面積	1800 m²	同時間熱量	4.2 GJ/h
車体鋼材代表長	0.1 m		
列車分布(平均 $a_0 = 11.92$ )		トンネル	
次数(m)	振幅 $a_m$ (本/h)	位相 $\alpha_m$ (度)	壁体厚(地盤含む) 1.5~2.0 m
1	5.731	- 8.9	地中温度 16~20 °C
2	7.611	78.5	壁体熱伝導率 1.1 W/(m·°C)
3	2.946	81.9	壁体温度伝導率 0.0016 m²/h
4	2.219	95.6	壁面熱伝達率 7.0 W/(m²·°C)
5	2.824	74.5	壁面ぬれ率 1 %
6	1.333	90.0	壁面蒸発率 $3 \times 10^{-8} \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{s} \cdot \text{Pa})$

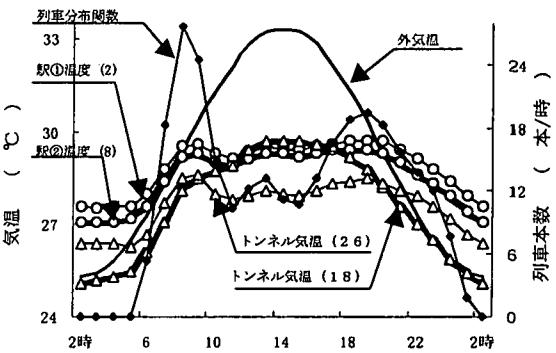
### b) 想定地下鉄道と入力データ

地下鉄道モデルとして延長 12.5 km, 地下駅 2 カ所, 換気用立坑 3 カ所を有する長大駅間地下鉄道を考えた。複線トンネルで周長 30 m, 有効断面積 52 m², 地下駅 1 カ所はターミナル駅を仮定した。

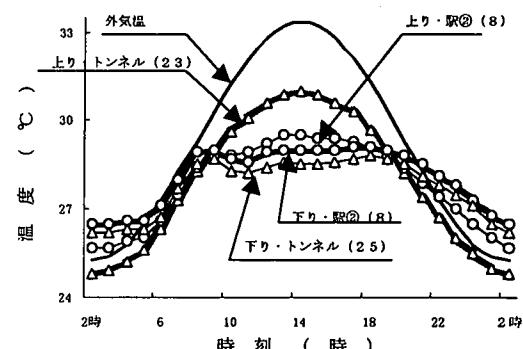
試算のため、標準セクション長を 500 m とし、本トンネルセクション数 27, 立坑セクション数 5 に分割した。列車本数分布は新日本橋駅モデルを用いた。その他列車、トンネル、駅舎の条件をまとめて表-6 に示す。

1 列車あたりの発熱量はトンネル標準セクションにおいて 866 kW となり、セクション通過時間、1 日上下列車本数との積によりセクション列車発熱量は 6.9 GJ/日である。駅ホームセクションの発熱量は通過時間、回生ブレーキ効率等を考慮してトンネル標準セクションの 2 倍の発熱量とした。

次に駅部の車体交換熱量について考えてみる。車体熱伝達係数  $C_{T(i)}$  は列車速度の 0.8 乗に比例する車体熱伝達率  $\alpha_{a(i)}$  とセクション通過時間  $\Delta T_{(i)}$  の要素を持つているので、列車が停車中の主流速度には換気流の速度を適



(a) 駅・トンネル空気温度



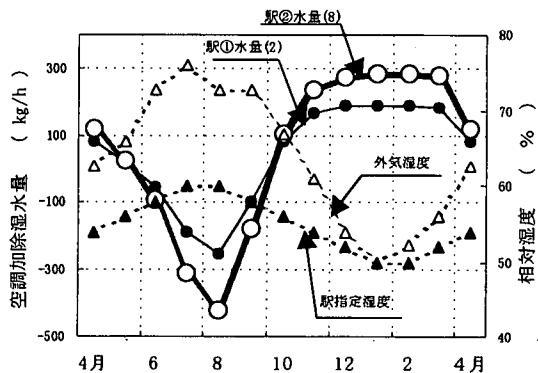
(b) 列車車体温度

図-15 8月上旬の空気温度・車体温度の時刻変化  
(一日外気温振幅は 4°C, 括弧書きはセクション番号)

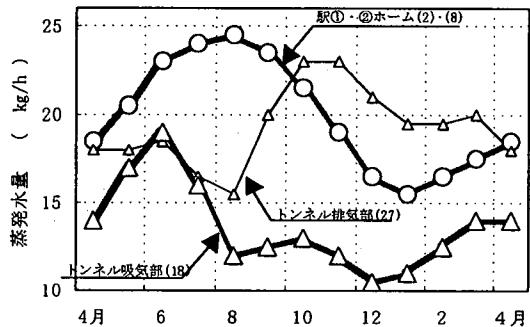
用し、停車時間も考慮して、 $C_{T(i)}$  を定める必要がある。今回の試算では、トンネルセクションの  $C_{T(i)}$  の値を駅部にも適用することとした。

トンネル内の換気は駅給気・中間排気方式とし、列車換気は中央線モデルによる列車の走行パターンの風速とその継続時間により一日の平均換気量を計算した。各換気区間の一日平均換気量を表-5、図-14 に示す。

この地下鉄道モデルについて夏の暑い日の一日の温湿度変化を試算することとした。外気の年変化は東京地区



(a) 駅ホーム指定湿度・加除湿水量の年変化



(b) 壁面蒸発水量の年変化 (ぬれ率1%)

図-16 湿度と水量の年変化

の月平均気温、湿度を用い、気温の週変化の振幅は3°C、日変化の振幅は4°Cとした。

### c) 計算結果と考察

地下鉄道モデルについて8月上旬の一日の気温変化と列車車体の一日の温度変化を図-15に示す。また壁面蒸発水量の年変化と駅ホーム指定湿度・加除湿水量の年変化を図-16に示す。いずれも駅ホームセクションとトンネル給気部および排気部セクションを代表とした。

日中に温度の上がる外気と朝夕に多い列車発熱による熱量に対し、昼間8時～20時の駅冷房の熱量収支により、駅ホーム部では温度変化が小さくなっている。またトンネル部のセクションでは給気立坑付近で温度変化が大きく、排気立坑付近で温度変化が小さくなっているのが分かる。

列車車体の温度は、上り列車について明かり区間では外気温に等しいが、トンネルに入ると温度変化が次第に小さくなり、下り列車では外気の影響は少なく温度変化も小さい。

このような計算結果を考えると、年変化と同時に、日変化についてもトンネル壁体の蓄熱効果、列車車体の運搬熱量、機械換気の効果が数値計算により算定できるよ

うになったと考えられる。

次に湿度計算に関しては、壁面蒸発水量の年変化を三つのパターンのセクションに分類して示した。駅ホームセクションでは夏に空調の除湿水量が大きいため、水蒸気圧差が大きくなり、蒸発水量が増加する傾向が顕著である。駅空調加除湿水量は年変化の平均的な値であるが、最高422kg/h、熱量換算で1.1GJ/hとなり駅空調の潜熱負荷が計算できる。

## 5. 結論

地下鉄道において各駅およびトンネルが熱的に異なる条件を有する場合、列車車体の蓄熱運搬作用により、各駅トンネル間の熱収支に影響を及ぼす。そこで、各セクションの空気温度および車体温度を日周期、年周期についてフーリエ級数に展開し、各項目ごとに温度を変数とする路線全体を通じた熱バランス連立方程式を立て、各項目ごとに独立して解を求め、これを合成して各区間の温度を求める計算法を提案した。

この研究により得られた成果を次の4点にまとめた。

- ① この計算法は交流理論のベクトル記号を導入し、微分方程式を複素代数演算に変換して定常応答解を求めるので計算が簡略化された。これにより列車車体の蓄熱運搬する熱量が計算され、熱的に異なる条件を有する駅およびトンネル各区間を含む路線全体の統一的な温度解析が可能となった。

車体移動にともなうブロック間の熱移動の大きさについては、総武・横須賀線地下トンネル測定データの検討より昼間の内外気温差3°Cで列車発熱量に匹敵する例があり、熱的に対称でないブロック間では温度差に対応した計算精度の向上が期待できる。

- ② 壁体交換熱量に関しては、周波数応答を用いて地中熱流をモデル化した。地盤の種類および地下水の流れと地盤との熱交換の状況を地盤の種類と壁体厚による壁面熱流ベクトルの大きさと位相で表した。年周期の熱収支について壁面蒸発熱量を換気熱量に含め、且つ、他の内部発熱量が変動しない場合には壁体、車体、換気の各熱量の変動成分を換算した三つの単位熱流ベクトルが閉じた三角形を形成し、壁体の応答に一致する。地盤伝熱の計算ではセクション各断面について二次元の熱伝導計算を用いても、影響の非常に大きい地下水の流れを考慮しないと大きくは変動しない。従って、地中温度層の深さと温度を適切に設定することにより、湧水・地下水の影響を含めた地中地盤の吸放熱効果を的確に評価できる。

- ③ 列車換気量および車体交換熱量の時間変動に対しては、列車分布関数より、温度を平均値と当該周期項のみの熱量近似を用いた換算温度に変換し、各周期項を

非連成化した。また、平均項、周期項の補正係数の導入により列車本数の時間変動の影響が明確になった。

- ④ 湿度計算により、空気の運ぶ潜熱と顯熱を分離し、温度計算を簡略化した。温度計算の結果を受け、湿度を計算し、壁面蒸発熱量が求められるが、夏・冬を通じて水蒸気圧差の変動が小さく、ぬれ率が小さければ、温度と湿度の繰返し計算は少なくてすむ。また、人体による蒸発水量の影響は以外に小さいことも分かった。

本研究の成果は以上のとおりであるが、この理論は温度上昇の予測、要因分析、設備の計画等の実務に応用が可能であり、具体的には次の3点が考えられる。

- ① トンネル換気と駅空調設備の運用に対する駅とトンネルの温湿度を予測することにより、トンネル換気設備と駅空調設備の調和した運用および計画・設計に資することができる。
- ② 機械換気量の補正係数を追加すれば機械換気の方向、風量の変動に対する温湿度変化が計算できるので換気設備と空調設備の調和した運用が可能となる。
- ③ この計算は、対象路線が複線トンネルであるが、単線並列トンネルの計算式を追加すれば、複線トンネルと単線並列トンネルを含む路線のトンネル換気設備と駅空調設備の調和した設計および運用が可能となる。

## 参考文献

- 1) 渡辺 健、渡辺時男、市川 秀：地下鉄道の設計、pp.137~155、山海堂、1965。
- 2) 雑賀忠明、森田敏男、斎藤孝基、内田秀雄：地下鉄道の温熱環境の解析、空気調和・衛生工学、47巻6号、pp.1~10、1973。
- 3) 大塚全一：地下鉄の温度環境に関する現況と分析、土木学会論文集、No.241、1975。
- 4) Meltzer, N. : Test simulations of a single-track subway environment, *Transportation Research Record*, 785, pp.40~45, 1980.

- 5) Moron, P. : Problèmes calorifiques soulevés par le futur tunnel sous la manche, *Revue Générale des Chemins de Fer*, 90 No.11, pp.688~695, 1971.
- 6) 長濱正雄：換気設備を有する単線シールド地下鉄道、鉄道技術研究報告、No.761, 1971.
- 7) 斎藤 諭、酒井正勝：両国～品川間トンネル換気の実態調査と考察、東工、第29巻1号、pp.82~115, 1978.
- 8) 山本彬也：新幹線トンネルの圧力変動・空気抵抗・トンネル換気、鉄道技術研究報告、No.871, 1973.
- 9) 梶山博司：地下鉄道の温熱環境シミュレーション、鉄道総研報告、第11巻10号、pp.41~46, 1997.
- 10) 福地合一：長大鉄道トンネルの換気に関する理論とその応用例について、鉄道技術研究報告、No.1076, 1978.
- 11) 井口裕雄：青函トンネルの温湿度予測、鉄道技術研究報告、No.1288, 1985.
- 12) 福井正憲、古野聖武：地下鉄の列車風一測定とシミュレーション、トンネルと地下、第15巻9号、pp.27~38, 1984.
- 13) 森井宣治、澤洋一郎、榎本隆二：地下鉄の風、ながれ、第12巻4号、pp.423~437, 1993.
- 14) 石川積昭、原山秀夫、東川直史：地下鉄の環境解析システム (New SEAS) とその実用効果、鉄道車両と技術、No.12, pp.18~23, 1996.
- 15) 下田吉之、花井 裕、水野 稔：地下空間における地盤の吸熱効果に関する研究 (第2報) 地下鉄構内の気温形成に及ぼす機械換気と地盤吸放熱の影響に関する検討、空気調和・衛生工学会論文集、No.53, pp.1~12, 1993.
- 16) 福代和宏、下田吉之、水野 稔：地下空間の気流・温熱環境の予測手法に関する研究 (1) 縦流換気方式の地下鉄駅に対するシミュレーション、空気調和・衛生工学会論文集、No.61, pp.99~109, 1996.
- 17) 吉田治典、伊丹 清、寺井俊夫、奥村純英、久保田克己、岸 實：熱回収設備を有する地下鉄道における環境実測とシミュレーション、空気調和・衛生工学会論文集、No.64, pp.37~47, 1997.
- 18) 中田 孝：工学解析 (技術者のための数学手法), オーム社、1972.
- 19) 堀江 篤、杉山友康：トンネル換気と空気圧に関する試験、鉄道技術研究報告、No.1313, pp.65~72, 1986.
- 20) 堀江 篤、本間則男、土屋 治、広田和義：新関門トンネル換気量調査 (その2)、鉄研速報、No.A-83-105, 1983.

(1998. 4. 1 受付)

## A THEORETICAL STUDY ON HEAT-BALANCE IN AN UNDERGROUND RAILWAY

Atsushi HORIE

Usually, the major factors of heat-balance in an underground railway are heat generation of train, heat transfer due to flow of air and heat exchange through the wall surface. If there is a junction between tunnel part and open part or part of tunnel is located above the groundwater level, the route is not symmetrical on thermal condition. It would exert influence on each station that the operation of rolling stocks make heat transfer through the calorie absorbed by the metal mass. Accordingly, we propose the heat-balance theory in which the mechanism of temperature and heat flow is analyzed to the equation of Fourier series using frequency response, and solved by the heat-balance equation including heat transfer of rolling stocks.