

硬銅模擬トロリ線と鉄系焼結合金すり板の摩擦仕事の熱変換率に関する考察

Consideration on Heat Conversion rate of Friction Work

between Hard-drawn Copper Plate and Iron-based Sintered Alloy Contact Strip

鉄道総研 (正) *山下 主税 , (正) 根本 公紀

Chikara Yamashita *, Koki Nemoto *

*Railway Technical Research Institute

1. 諸元

電気鉄道では、電車線とパンタグラフを接触させて、車両に電力を供給している。これを集電と呼び、接触する部材である電車線のトロリ線とパンタグラフすり板を集電材料と呼ぶ。集電はしゅう動を伴うため、集電材料は機械的および電気的に摩耗し、その摩耗率によって交換頻度が決定されている。

これまで、筆者らは集電材料の摩耗率が摩耗形態に大きく左右されることを明らかにし、機械的および電気的な摩耗形態について細分化し、それぞれのメカニズムを解明してきた¹⁻⁴⁾。その結果、硬銅トロリ線と鉄系焼結合金すり板の組合せにおいては、摩擦熱やジュール熱に起因する接点温度が、材料の軟化点や融点に至る条件で摩耗形態が遷移することを明らかにしている。また、機械的摩耗形態については、摩擦熱による接点温度上昇の解析モデルを提案し、摩擦仕事の熱変換率として設定した係数 η を 60%としたときに、解析結果と実験結果との誤差が最も小さくなることを報告している⁴⁾。ただし、 η の理論的な根拠は解明しておらず、材料組合せや実験装置が変化した場合にも適用できるかは不明であった。

そこで、本稿では回転摩耗試験機を用いて、しゅう動中の模擬トロリ線とすり板試験片の温度上昇を測定し、熱伝導解析によって摩擦仕事の熱変換率を算出した。その結果、前報告⁴⁾と異なる値となったため、その差について接点温度の解析モデルの観点から考察した。

2. 実験方法および解析方法

2.1 実験方法

実験に用いた回転摩耗試験機の概要を Figs. 1,2 に示す。すり板試験片は鉄系焼結合金すり板から削りだしたものであり、模擬トロリ線との見かけの接触面積は $10 \text{ mm} \times 10 \text{ mm} = 100 \text{ mm}^2$ である。模擬トロリ線は硬銅の円盤であり、その半径は 95 mm である。模擬トロリ線の温度は、放射温度センサを用いて測定するが、模擬トロリ線は銅製で光沢があり、そのままで放射率が低いため、測定する面を黒体スプレーで塗装し、放射率を 0.95 程度とした。すり板の温度は、接触面から 2.5 mm 内部に熱電対を挿入して測定し、別の熱電対で試験機周辺の気温も測定した。

試験片の物性値を Table 1 に示す。実験条件として押付荷重 N を約 60 N とし、しゅう動速度 v を 5~30 m/s の範囲で変化させ、摩擦力 F [N] や温度 T [°C] をサンプリング周波数 500 Hz で測定した。しゅう動時間は 60 s とし、60 s 後にすり板を模擬トロリ線から離れるが、回転時の模擬トロリ線の冷却特性を得るために、数秒程度回転を継続し、温度を測定した(例: Fig. 3)。また、しゅう動後の摩耗面を観察し、文献 3)に従い摩耗形態を分類した。なお、実験毎になじみ運転は行わず、一連の実験を低速度から高速度まで実施した。

2.2 热伝導解析方法

Figure 1 の回転摩耗試験機では、すり板は常に同一面で接触し、模擬トロリ線は同心円上の面の一部で接触し、回転によって接触面が移動する。この実験系における温度上昇を厳密に解析するためには、模擬トロリ線の回転構造解析とすり板との接触による摩擦熱の計算、両者の温度上昇解析を連成させる必要があるが、計算コストが非常に大きいことが課題である。

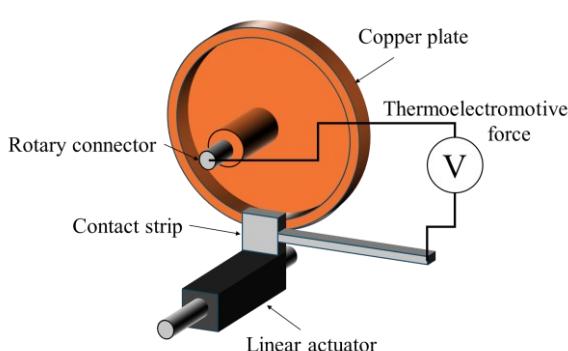


Fig.1 Schematic image of rotary wear tester³⁾

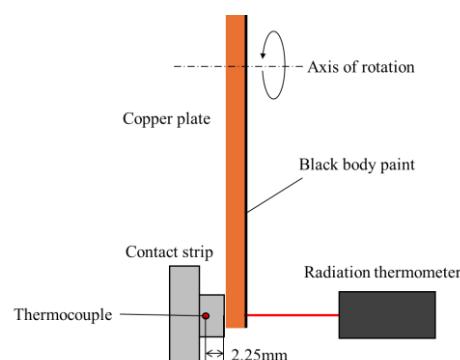


Fig. 2 Temperature measuring method of copper plate and contact strip

Table 1 Properties of Test specimens

	Copper plate	Contact strip
Material	Hard-drawn copper	Iron-based sintered alloy
Thermal conductivity λ , W/m·K	373	25.3
Specific heat c , J/kg·K	381	485
Density ρ , kg/m ³	8910	7100

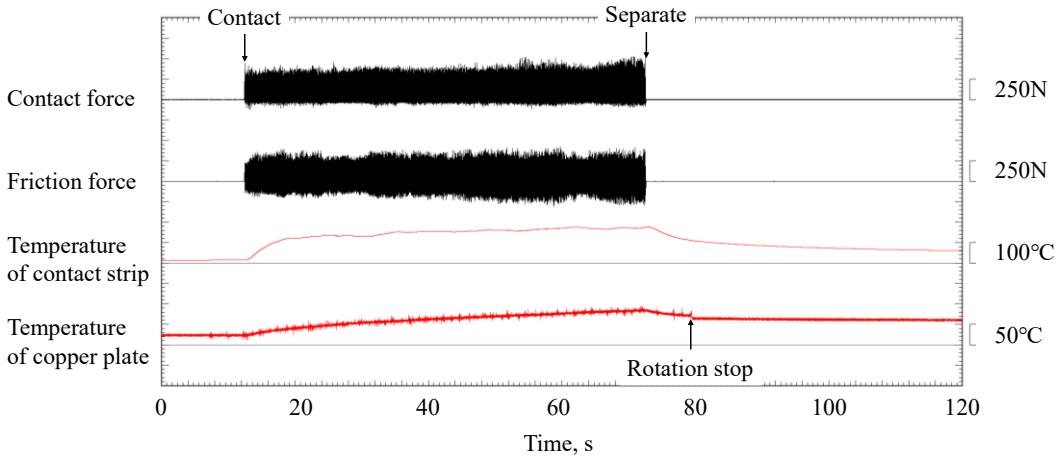


Fig. 3 Measured data during test (contact load: 60 N, sliding speed: 27.8 m/s)

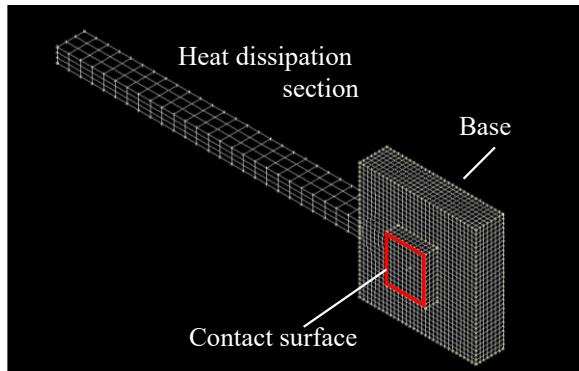


Fig. 4 3D analysis model of contact strip

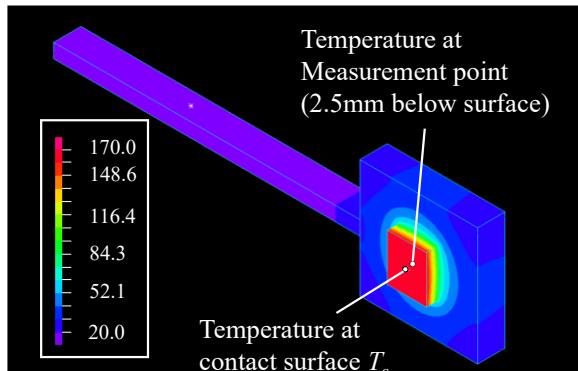
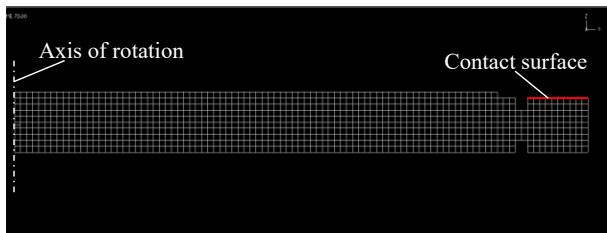
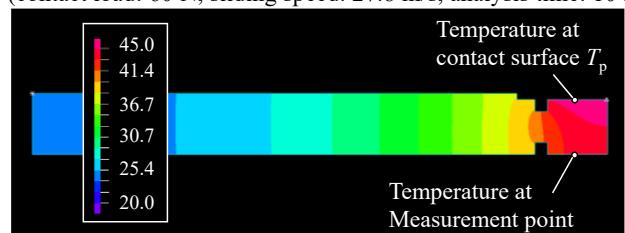
Fig. 5 Example of analysis result of contact strip
(contact load: 60 N, sliding speed: 27.8 m/s, analysis time: 10 s)

Fig. 6 2D analysis model of copper plate

Fig. 7 Example of analysis result of copper plate
(contact load: 60 N, sliding speed: 27.8 m/s, analysis time: 10 s)

そこで、本稿では模擬トロリ線とすり板試験片をそれぞれ個別に熱伝導解析をすることで、計算コストを大幅に削減する手法を提案した。この解析で課題となる点は、模擬トロリ線に対する摩擦熱の入力方法である。実際には模擬トロリ線がすり板と接触している面は、同心円上の一端であるため、同じしうう動軌跡でも接触箇所とそうでない箇所には温度差が生じる。ここで、最も模擬トロリ線が温度上昇した条件（Fig. 3 押付荷重：60 N, しうう動速度：27.8 m/s）において、すり板を開離させた直後の模擬トロリ線の温度下降は、1 s 間で約 4°C であった。速度 27.8 m/s における模擬トロリ線の回転数は 3000 rpm であり、1 回転あたり 0.02 s となる。そのため、模擬トロリ線が 1 回転する時間内の温度変化は 0.08 °C 程度と算出でき、これはほぼ無視できる温度差といえることから、本章では模擬トロリ線の接触面は同心円のしうう動軌跡に一様に温度上昇するものと仮定し、摩擦熱分配分を同心円の接触面積で除した熱流束を入力することとした。

すり板の解析モデルと解析例を Figs. 4, 5 に示す。すり板形状を模擬した 3 次元モデルとし、接触面近傍のメッシュサイズを 1 mm、放熱部のメッシュサイズを 5 mm とした。すり板の接触面から 2.5 mm 下のノードを実験時における温度測定点とし、接触面中央のノード温度を接触面温度 T_s とした。接触面への熱流束 q_s は温度測定点と実験値が整合

するよう設定した。大気との熱伝達率は自然対流熱伝達率で一般的に使用される $5 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ とした。放熱部は簡易なモデルとしているが、実際はヒダがあり、表面積がモデルの 2.6 倍であるため、熱伝達率を $13 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ とした。すり板を把持する台座の熱伝達率は、すり板開離後の温度冷却特性に沿うよう設定した。比較的高温のすり板から模擬トロリ線に熱が流出するため、接触境界の熱抵抗は接触熱伝達率 h_c で入力した。輻射として、大気と触れる面に放射率 0.2、ステファン・ボルツマン係数 $5.67 \times 10^{-8} [\text{W}/\text{m}^2\text{K}^4]$ を入力した。

模擬トロリ線の解析モデルと解析例を Figs. 6, 7 に示す。モデルは軸対象の 2 次元モデルとし、すべてのメッシュサ イズを 1 mm とした。模擬トロリ線の接触面と反対の面の中央ノードを実験時における温度測定点とし、接触面中央のノード温度を接触面温度 T_p とした、接触面に入力する熱流束 q_p は、温度測定点と実験値が整合するよう設定した。すり板との接触熱伝達率 h_p は、 h_c を用いて次式で算出した。

$$h_p = h_c \frac{A_s}{A_p} \quad (1)$$

ここで、 A_s はすり板の見かけの接触面積 (100 mm^2)、 A_p は模擬トロリ線の円周状の接触面積 ($(95^2 - 85^2) \times \pi = 5655 \text{ mm}^2$) である。大気との熱伝達率は一定ではなく、回転速度に依存するため、すり板開離後の模擬トロリ線の冷却特性に沿うよう設定した。輻射に関する設定はすり板と同様である。

本解析は模擬トロリ線とすり板の温度上昇を連成しないため、互いの接触面温度について以下の手順で解析を実施した。具体的には、①すり板の熱伝導解析によって接触面温度 T_s を概算、② T_s を用いた模擬トロリ線の熱伝導解析により T_p と熱流束 q_p を同定、③ T_p を用いたすり板の熱伝導解析により T_s と q_s を同定、という過程である。

3. 実験および解析結果

すり板および模擬トロリ線について、実測された温度および解析によって推定した接触面温度の経時変化例を Figs. 8, 9 に示す。しゅう動速度の増加に伴いすり板や模擬トロリ線の温度上昇も大きくなるが、いずれもバルク温度の実験値に整合するよう放熱や熱流束の同定ができるものと考える。接触面温度はいずれも測定された温度よりも高い値を示しているが、その度合いは模擬トロリ線よりもすり板のほうが大きかった。これはすり板の熱伝導率が模擬トロリ線よりも小さく、温度勾配が生じやすいためである。

各しゅう動速度条件における、すり板および模擬トロリ線の接触面に入力した熱流束を Fig. 10 に示す。同図には、文献 3)に従い分類した摩耗形態も示してある。熱流束は速度の増加とともに増加しており、模擬トロリ線よりもすり

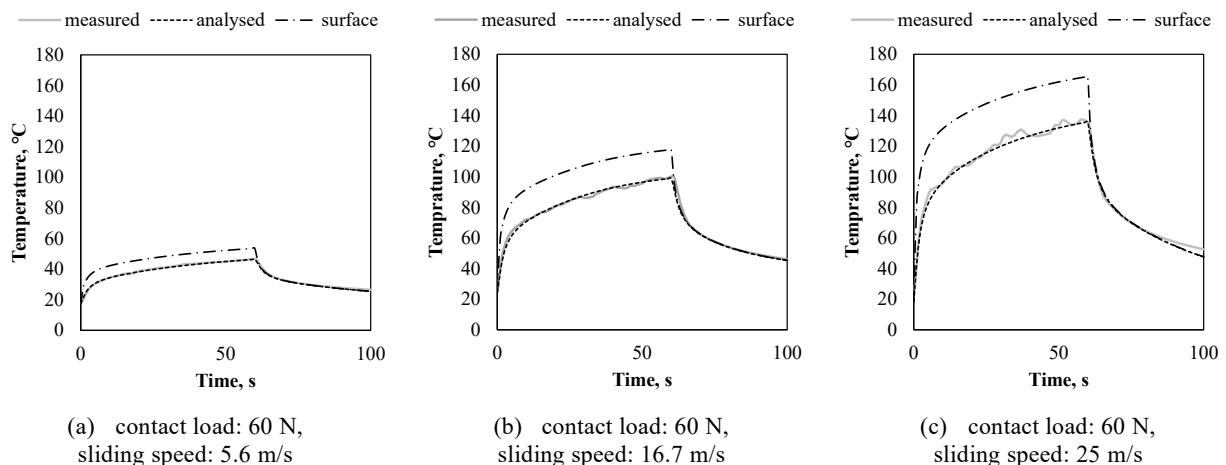


Fig. 8 Example of test and analysis results of contact strip

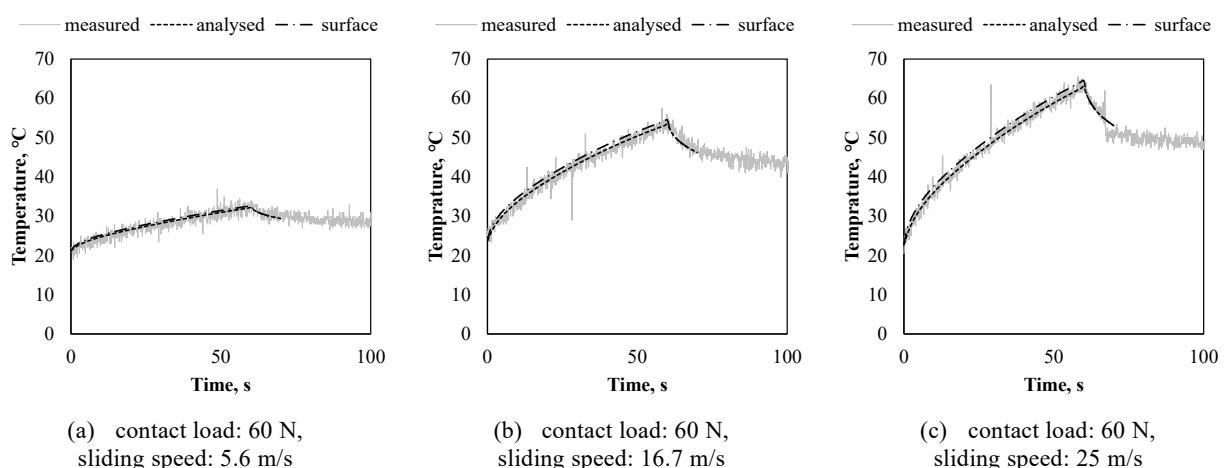


Fig. 9 Example of test and analysis results of copper plate

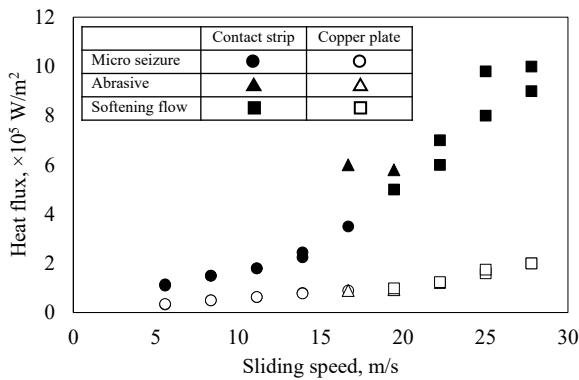


Fig. 10 Heat fluxes at contact surface of contact strip and copper plate

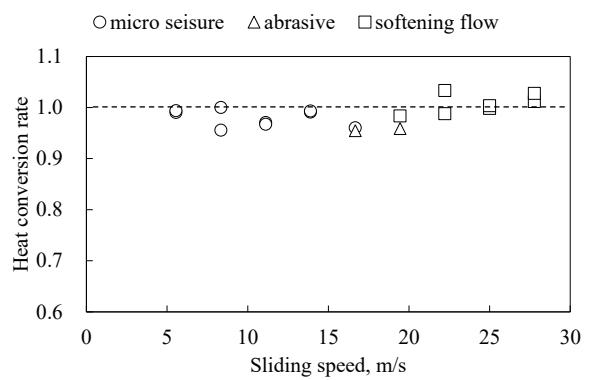


Fig. 11 Heat conversion rate of friction work

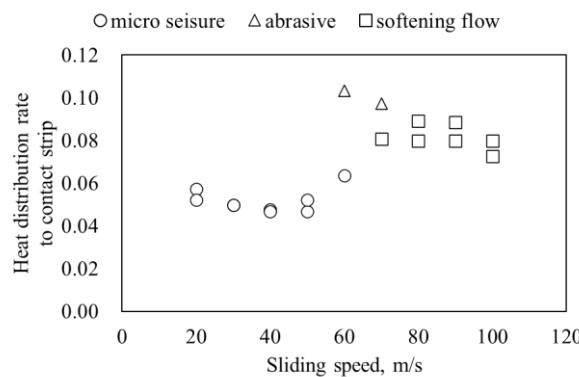


Fig. 12 Heat distribution rate of frictional heat to contact strip

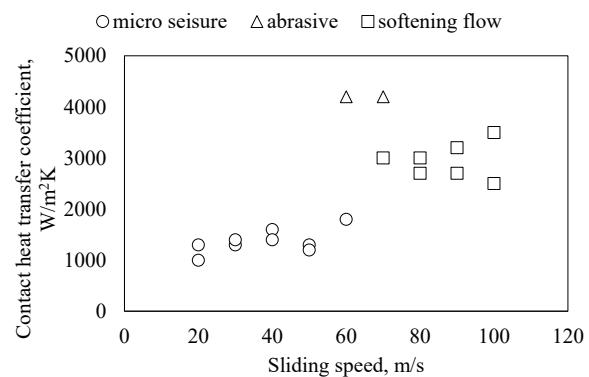


Fig. 13 Contact heat transfer coefficient between contact strip and copper plate

板のほうが大きい値となるが、熱流束の分母であるすり板の接触面積が模擬トロリ線よりも小さいことが要因である。これらの熱流束から次の式を用いて、摩擦仕事の変換率 η を算出することができる。

$$\eta = \frac{Q_s + Q_p}{Fv} = \frac{q_s A_s + q_p A_p}{Fv} \quad (2)$$

算出した η としゅう動速度の関係をFig. 11に示す。この図より、摩耗形態によらず摩擦仕事の95%以上が摩擦熱に変換されたことがわかり、実験や解析の同定のばらつきを考えると、熱変換率はほぼ100%といえる。この値は文献4)における $\eta=60\%$ と異なるが、今回と過去の η の差については4章の考察で触れることとする。

次に、摩擦熱を ηFv [W]としてすり板への熱分配率 β を次式により求めた結果をFig. 12に示す。なお、自明であるが模擬トロリ線への熱分配率は $1-\beta$ である。

$$\beta = \frac{q_s A_s}{\eta Fv} \quad (3)$$

また、摩擦熱の分配率はJ.C. Jeager⁵⁾によって式が提案されており、すり板への分配率 β は次式となる。

$$\beta = \frac{\lambda_s}{\lambda_s + \lambda_p} \quad (4)$$

ここで、 λ は熱伝導率[W/mK]である。この式より、 β が小さくなる要因は次のことが考えられる。

- (i) すり板表面に酸化膜などの高抵抗被膜が形成されることで、すり板表面の熱伝導率 λ_s が低下する。
- (ii) 模擬トロリ線表面の被膜抵抗が除去されるなどで、模擬トロリ線の熱伝導率が銅に近づき、 λ_p が増加する..逆に β が大きくなる要因は次のことが考えられる。
- (iii) すり板表面に銅などの低抵抗移着物が形成されることで、 λ_s が増加する。
- (iv) 模擬トロリ線表面に高抵抗被膜が形成されるなどで、 λ_p が低下する。

Figure 12において、熱分配率はしゅう動速度の依存性が小さく、摩耗形態によってある程度まとまった値となった。これは、式(4)と文献3)における各摩耗形態の特徴から説明ができる。焼付き摩耗形態は模擬トロリ線の表面がむしられ顕著に摩耗するため、上記(ii)で述べたように模擬トロリ線の被膜抵抗まで除去され、 β が小さくなったものと考えられる。アブレシブ摩耗形態は軟化した模擬トロリ線をすり板表面の突起が掘り起こすものであり、すり板表面に銅移着物が形成されるため、上記(iii)で述べたように β が大きくなったものと考えられる。軟化流動摩耗形態は軟化したすり板成分がトロリ線表面に擦り付けられるものであり、すり板表面は酸化し(i),かつトロリ線表面に鉄移着物が形成される(iv)。軟化流動摩耗形態では熱分配率にとって相反する現象が起こるため、その度合いによって増減すると考

えられるが、今回の実験条件では焼付き摩耗形態とアプレシブ摩耗形態の中間となった。

試験片の温度上昇を支配するもう一つのパラメータとして、すり板と模擬トロリ線の接触熱伝達率 h_c の同定結果を Fig. 13 に示す。接触熱伝達率 h_c は、2 物体が真実接触点で接触しており、その空隙内の流体が空気の場合、次式で表される⁶⁾。

$$h_c \simeq \frac{2 A_r}{\sigma_v A_0} \frac{\lambda_s \lambda_p}{\lambda_s + \lambda_p} = \frac{2 A_r \lambda_p}{\sigma_v A_0} \beta \quad (5)$$

ここで、 σ_v は空隙厚さ [m]、 A_r は真実接触面積 [m^2]、 A_0 は見掛けの接触面積 [m^2] である。この式より、 σ_v が小さいほど、すなわち表面が滑らかなほど h_c は大きく、表面が粗いほど h_c は小さくなることがわかる。Figure 13において、接触熱伝達率はしゅう動速度の依存性が小さく、Fig. 12 と同様に摩耗形態によってある程度まとった値となったが、熱分配率よりも摩耗形態の差が優位となった。これは、焼付き摩耗形態では模擬トロリ線の表面がむしられることによって凹凸が大きくなり、 σ_v が大きくなることで h_c はより小さくなったものと考えられる。また、アプレシブ摩耗形態では模擬トロリ線の表面が滑らかになり、 σ_v が小さくなることで h_c はより大きくなったものと考えられる。

4. 考察

本節では、3 章で明らかとなった摩擦仕事の熱変換率について考察する。

過去の研究³⁾では、模擬トロリ線とすり板間の熱起電力を測定することで接点温度を測定していた。この実測値の妥当性については、模擬トロリ線とすり板の硬さを測定し、接点温度がそれぞれの材料の軟化点に達する条件で硬さが低下していたことを確認したことで検証している。また、接点温度の解析モデルは接点を円柱とし、両者の接触面に摩擦熱を入力した結果、測定した摩擦仕事の 60% が摩擦熱になると仮定した場合に実測値と解析値がほぼ整合することを示している⁴⁾。

ここでは、過去の解析モデル⁴⁾において接点の相対移動を考慮していないことに着目し、解析モデルの幾何学的観点から熱変換率を考察した。過去のモデルは、接点自体は相対移動せず、接触面積は変動しないことから、ここでは接点固定モデルと呼称し、接点が相対移動をして接触面積が変動するモデルを Fig. 14 のように仮定し、これを接点移動モデルと呼称する。

例として、過去の研究⁴⁾で用いられた真実接触点半径や見かけの接触面積、材料硬さを用いて、接点温度上昇に寄与するパラメータを算出した結果を Table 2 に示す。接点自体の形状は両モデルで同一であるが、接点移動モデルは Fig. 14 のように接触面積が変動するため、平均接触面積は接点固定モデルよりも小さくなる。また、しゅう動速度 v [m/s] は同一であり、固定接点モデルでは式(6)のように 1 つの接点の直径をしゅう動する時間として算出しているが、接点移動モデルでは 2 つの接点の直径をしゅう動する時間として算出するため、2 倍のしゅう動時間となる。

$$t_1 = \frac{2r_a}{v} \quad (6)$$

$$t_2 = \frac{4r_a}{v} \quad (7)$$

Table 2 Example of calculation results in contact models

	Fixed contact model	Moved contact model	Moved / Fixed
Radius of contact spot r_a , m ⁴⁾	64×10^{-6}	64×10^{-6}	1.0
Cross-sectional area of contact spot A_c , m^2	1.29×10^{-8}	1.29×10^{-8}	1.0
Average contact area of contact spot A , m^2	1.29×10^{-8}	5.21×10^{-9}	0.41
Apparent contact area A_0 , m^2 ⁴⁾	100×10^{-6}	100×10^{-6}	1.0
Sliding speed v , m/s	10.0	10.0	1.0
Contact time t , s	1.3×10^{-5}	2.6×10^{-5}	2.0
Contact load N , N	60.0	60.0	1.0
Hardness H_0 , Pa ⁴⁾	980×10^6	980×10^6	1.0
Number of contact spot n	5.75	14.5	2.5
Average friction force F , N	40.0	40.0	1.0
Average friction heat Fv , W	400.0	400.0	1.0
Heat flux per contact point q , W/m^2	5.4×10^9	2.1×10^8	0.40
Temperature rise parameter $q\sqrt{t}$	1.93×10^7	1.08×10^7	0.56
Contact pressure per contact point P , MPa	810	794	0.98

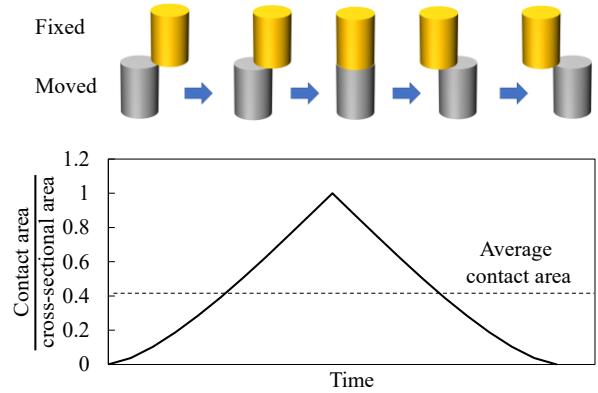


Fig. 14 Variation of contact area in sliding contact model

ここで、 t_1 は接点固定モデルにおけるしゅう動時間[s]、 t_2 は接点移動モデルにおけるしゅう動時間[s]である。

見かけ接触面積内の真実接触点数 n は次式⁷⁾で計算するが、式中の r [m]は接点の平均接触面積 A [m^2]から換算した平均接点半径であり、 r_0 [m]は見かけの接触面積 A_0 [m^2]から換算した半径である。

$$n = \left(\frac{r_0}{r}\right)^2 \left(\frac{N}{A_0 H_0}\right) \left(1 - \frac{N}{A_0 H_0}\right) + 1 \quad (8)$$

上述した通り、接点移動モデルでは、平均接触面積が接点固定モデルよりも小さいため、接点数は多くなる。

押付荷重 N [N]、摩擦力 F [N]としゅう動速度 v [m/s]は仮の値を用い、真実接触点 1 個あたりの熱流束 q [W/m²]を次式で算出する。

$$q = \frac{Fv}{nA_c} \quad (9)$$

熱流束 q としゅう動時間 t による接点の接触境界における温度上昇 θ [K]は次式⁶⁾で表すことができる。

$$\theta = \frac{2q\sqrt{\alpha t}}{\lambda\sqrt{\pi}} \propto q\sqrt{t} \quad (10)$$

式中の α は材料の熱拡散係数[m²/s]、 λ は熱伝導率[W/mK]であり、どちらも材料定数であるため、同一材料であれば、温度上昇は $q\sqrt{t}$ に比例することになる。Table 2 より、接点固定モデルの接点数 n が接点移動モデルよりも少ないため、1 点あたりの熱流束 q は接点固定モデルの方が大きく、接点時間 t は接点移動モデルの方が大きいものの、その寄与は平方根であるため、 $q\sqrt{t}$ は接点固定モデルが大きくなる。この結果、両者を整合させるためには、接点固定モデルに 0.56 という係数を乗じる必要があることがわかった。

今回、実験によって模擬トロリ線とすり板の温度を実測し、見かけの接触面における摩擦仕事の熱変換率はほぼ 100%であることを確認した。模擬トロリ線やすり板に入力される熱は真実接触点以外になく、真実接触点においても熱変換率はほぼ 100%であったものと考えるのが妥当である。一方で、過去の研究⁴⁾では接点を固定した解析モデルとしているため、接点の温度上昇を整合させるためには、係数 0.56 を乗じる必要があり、これが 60%という値になったものと考えられる。

過去の研究⁴⁾では、接点固定モデルを用いて 1 接点当たりの面圧を算出し、模擬トロリ線の硬さを超えることで焼付き摩耗形態に遷移したと考察しているため、接点移動モデルとした場合の面圧が大きく異なれば、過去の考察を見直す必要がある。そこで、接点移動モデルにおける 1 接点当たりの面圧を Table 2 に併記した。この結果、モデルによる影響は 2~3 %程度であり、過去の考察に大きく影響するものではないことを確認した。

以上のことから、摩擦仕事の熱変換率がほぼ 100%であることと、接点温度解析モデルの 60%という値について矛盾なく説明することができ、今回の実験の精度や、すり板と模擬トロリ線を個別に解析するモデルは妥当であると考える。Table 2 では例として具体的な値を用いて計算したが、係数 0.56 という値はしゅう動速度や接触力などの実験条件、硬さや熱伝導率などの材料条件によらないため、実験装置や材料組合せを変更しても同一の値となり、モデル係数といえる。接点固定モデルは、接点を動かす構造解析が不要であるため、簡易な計算として使いやすく、実際に閃光温度の計算として多くの研究で用いられている。そのため、実際の系が相対滑りであるなら、接点温度上昇の解析や算出に今回考察したモデル係数が活用できるものと考える。

5. まとめ

本論文では、前報告で未解明であった、電気鉄道における集電材料の摩擦仕事の摩擦熱への変換率を明らかにするため、硬銅模擬トロリ線と鉄系焼結合金すり板を用いて回転摩耗試験中の温度を測定し、それぞれの温度上昇に係る要因を解析によって推定した。その結果を以下に示す。

- (1) 回転摩耗試験機の系に対し、すり板と模擬トロリ線の温度上昇を個別に解析する手法を提案し、実測された温度上昇と整合する解析結果となることを確認した。
- (2) すり板と模擬トロリ線へ入力した熱流束から総発熱量を求めた結果、摩擦仕事が摩擦熱に変換された率はほぼ 100%となり、過去の報告（熱変換率 60%）と異なることがわかった。
- (3) 真実接触点における温度上昇のモデルについて、接点の移動の観点から考察した結果、接点が固定されたモデルでは接点が移動するモデルよりも温度上昇しやすく、両者を整合させるためにはモデル係数 0.56 を乗じる必要があり、過去の報告を矛盾なく説明できることを示した。

文献

- 1) 山下・足立：集電材料の摩耗形態および遷移条件に及ぼす通電電流の影響、トライボロジスト, 58, 7 (2013) 496~503.
- 2) 山下・足立：集電材料の摩耗形態マップ、トライボロジスト, 62, 2 (2017) 129~136.
- 3) 根本・山下：集電材料の摩耗形態遷移に及ぼす摩擦熱の影響、トライボロジスト, 67, 7, (2022) 496~506.
- 4) 根本・山下：銅円盤と鉄系焼結合金すり板の接点温度上昇解析による凝着摩耗形態と焼付き摩耗形態の遷移メカニズムの解明、トライボロジスト, 69, 4, (2024) 301~311.
- 5) J. C. Jaeger: Moving Sources of Heat and The Temperature at Sliding Contacts, Proc. Roy. Soc., N.S.W., 176 (1942) 203-224.
- 6) 日本機械学会：伝熱工学、丸善出版 (2005) 40-41, 195-197.
- 7) S.C.Lim, M.F.Ashby : Wear Mechanism Maps, Acta Metallurgica, 35, 1 (1987) 1-24.