8

久留米工業大学

インテリジェント・モビリティ研究所 研究報告

2024



研究・技術報告

吉野 貴彦 ・ 片山 硬

二輪車の後フレームねじれ剛性モデルを用いた減衰特性の解析

インテリジェント・モビリティ研究所 活動報告

編集後記

研究 · 技術 報告

二輪車の後フレームねじれ剛性モデルを用いた減衰特性の解析

吉野 貴彦¹⁾ 片山 硬¹⁾

Analysis of Damping Characteristics Using a Rear Frame Torsional Flexibility Model of Motorcycle

Takahiko Yoshino Tsuyoshi Katayama

The newly proposed Rear Frame Flexibility Model for motorcycles is used to analyze the effect of frame damping characteristics. An energy flow method using eigenvector equations will be applied to determine the effect of frame damping characteristics on weave modes.

KEY WORDS: Vehicle dynamics, Motorcycle, Driving stability, Weave Mode, Energy Flow Method (B1)

1. まえがき

二輪車の直進安定性に関する研究は, 1971年にSharpによる4自由度数学モデルを用いた固有値計算⁽¹⁾が公表された結果,飛躍的に進展した.3種類の不安定モードの存在が明らかにされ,その中の2つの振動モードは高速域での安定性に深く関与することが示された.操舵系が5~10Hzで振動するウォブルモードおよび複数の自由度が連成したウィーブモードである.特に,ウィーブモードは低速および高速域で不安定になり,ライダーによる制御が難しくなる.

固有値計算は、各モードの安定性と振動数が分かり、二輪車 の設計・製作に重要な知見を提供してきたが、固有値計算の部 分がブラックボックスとなりウィーブモードとウォブルモー ドの発生メカニズム等の解明は困難であると考えられていた.

1980年代に二つの振動モードの発生原因が理解できる新たな手法,エネルギーフロー法⁽²⁻³⁾が提案され,両モードの発生 原因が把握できるようになった.

すなわち,感度解析等の従来からの解析手法では,車両諸元 等が安定性に及ぼす影響のメカニズムは不明であったが,エ ネルギーフロー法を用いることで,この詳細な発生原因が明 らかになった.

ウィーブモードの安定性は、タイヤの発生する横力の位相 と密接に関係しており、ウィーブモードの安定性を向上させ るためには、タイヤ横力の位相を進めればよいことが示され た.

また、ウィーブモードは車体のフレーム剛性に影響を受け ることが知られている.フレーム剛性が二輪車のウィーブモ ードに及ぼす影響に関しても、固有ベクトル方程式を用いた エネルギー流変化の計算手法が適用され、4自由度モデルに6 種類のフレームの自由度をそれぞれ単独に加えた5自由度モ デルを用いて、フレーム剛性が与える影響についても議論さ れている⁽⁴⁾.

 1) 久留米工業大学(830-0052 福岡県久留米市上津町 2228-66) 二輪車のフレームは剛性値のみではなく減衰項も直進安定 性に影響を及ぼす可能性がある.また,フレームに減衰器を付 加することにより安定性の改善が期待される.しかし従来か ら行われているフレーム剛性が直進安定性に及ぼす影響の解 析^{(5)~(8)}では,減衰効果の詳細な検討はなされていない.

本稿ではフレーム剛性モデルの中に含まれる減衰項がウィ ーブモードに及ぼす影響について調べる.その後,該当する自 由度の成分を詳細に解析し,固有ベクトル方程式の各項の大 きさが変化したものか,もしくは位相の変化に原因があるの かを検討する.このように検討を進めることにより主要なメ カニズムを明らかにし,フレームの減衰特性が二輪車のウィ ーブモードに及ぼす影響を解析する.

2. フレーム剛性モデル

本稿では、片山により新たに定式化された 5 自由度フレー ム剛性モデルを用いる.後フレームねじれ剛性モデルを図 1 に示す.

同図で添え字の4は4自由度での量を表し、5は5自由度 での量を表現している. また、ヨー回転の軸は4自由度モデ ルでのメインフレームの質量中心を通る位置(図中の青い線) とする. 車両モデルの自由度は、横運動、ヨー運動、ロール 運動、操舵系の運動、ねじれの運動である.以下に運動方程式 を記述する.



Fig.1 New Model for 5 Degree Rear Frame Twist

式(1)~(4)が操舵系も含めた車体の運動方程式,式(5)がリア

スイングアームのねじれ剛性の式である.フレームの減衰特 性に関しては、外付けのダンパを想定したものであり、減衰比 は任意の値に設定できるものとする.

$$\begin{split} & (M_f + M_{r5} + M_{rw}) \ddot{y}_1 + M_f k_4 \psi + (M_f j + M_{r5} h_5 + M_{rw} R_r) \ddot{\varphi} \\ & + M_f e \ddot{\delta} - (C_{FY} q t_l^{2} / \dot{x}_1) \dot{y}_1 + (M_f + M_{r5} + M_{rw}) \dot{x}_1 \psi \\ & - Y_f - Y_r = 0 \end{split}$$
(1)
 $\cdot \exists - \Xi \mathfrak{m}$
$$\begin{split} & M_f k_4 \ddot{y}_1 + \{M_f k_4^{2} + I_{fx} \sin^2 \varepsilon + I_{fz} \cos^2 \varepsilon + (M_{r5} l_p^{2} + M_{rw} l_{24}^{2}) \\ & + I_{r25} + I_{rw2} \ddot{\psi} + \{M_f j k_4 + (I_{fz} - I_{fx}) \sin \varepsilon \cos \varepsilon + (M_{r5} h_5 l_p \\ & - M_{rw} R_r l_{24}) - C_{rxz5} - C_{rxzw} \ddot{\varphi} + (M_f e k_4 + I_{fz} \cos \varepsilon) \delta \\ & - C_{rxzw} \ddot{\psi} - (C_{FY} q t_l^{2} l_{p4} / \dot{x}_1 - C_{MZ1} q t_l^{3} / \dot{x}_1) \dot{y}_1 + M_f k_4 \dot{x}_1 \psi \\ & - \{I_{fwy} / R_f + (I_{rwy} + i_l \lambda) / R_r\} \dot{x}_1 \dot{\varphi} - (I_{fwy} / R_f) \sin \varepsilon \dot{x}_1 \delta \\ & - \frac{I_{rwy}}{R_r} \dot{x}_1 \dot{\gamma} - (C_{MZ2} q t_l^{3} / \dot{x}_1) \varphi - l_{14} Y_f + l_{24} Y_r - T_{zf} - T_{zr} = 0 \end{split}$$

・ロール運動

 $(M_{f}j+M_{r5}h_{5}+M_{rw}R_{r})\ddot{y}_{1}+\{M_{f}jk_{4}+(I_{fz}-I_{fx})\sin\varepsilon\cos\varepsilon + (M_{r5}h_{5}l_{p}-M_{rw}R_{r}l_{24})-C_{rxz5}-C_{rxzw}\}\ddot{\psi}+\{M_{f}j^{2}+M_{r5}h_{5}^{2}+M_{rw}R_{r}^{2}+I_{fx}\cos^{2}\varepsilon+I_{fz}\sin^{2}\varepsilon+I_{rx5}+I_{rwx}\}\ddot{\varphi}+(M_{f}ej+I_{fz}\sin\varepsilon) \delta+I_{rwx}\ddot{\gamma}-(C_{FY}qt_{l}^{2}h'/\dot{x}_{1})\dot{y}_{1}+\{M_{f}j+M_{r5}h_{5}+M_{rw}R_{r}+I_{fwy}/R_{f}+(I_{rwy}+i_{l}\lambda)/R_{r}\}\dot{x}_{1}\psi+(I_{fwy}/R_{f})\cos\varepsilon\dot{x}_{1}\delta-(M_{f}j+M_{r5}h_{5}+M_{rw}R_{r})g\varphi+(tZ_{f}-M_{f}eg)\delta+R_{r}Z_{r}\gamma-T_{xf}-T_{xr}=0$ (3) • 操舵系の運動 $M_{e}e\ddot{y}_{e}+(M_{e}ek_{e}+I_{e}\cos\varepsilon)\ddot{y}+(M_{e}ei+I_{e}\sin\varepsilon)\ddot{\varphi}+(M_{e}e^{2}+M_{e}k_{e})\delta+M_{rw}R_{r})g\varphi+(M_{e}ek_{e}+M_{e}k_{e})\delta+M_{rw}R_{r})g\varphi+(M_{e}e^{2}+M_{e}k_{e})\delta$

(2)

$$\begin{split} &H_{f}cy_{1} \cdot (M_{f}cM_{4} + H_{fz}cos \epsilon) \phi \cdot (M_{f}c) + H_{fz}sin \epsilon) \phi \cdot (M_{f}c) + \\ &I_{fz})\delta + \{M_{f}e + (I_{fwy}/R_{f}) \sin \epsilon\}\dot{x}_{1}\psi - (I_{fwy}/R_{f})\cos \epsilon \dot{x}_{1}\phi + C_{\delta}\delta \\ &+ (tZ_{f} - M_{f}eg)\phi + (tZ_{f} - M_{f}eg)\sin \epsilon \delta + tY_{f} - \cos \epsilon T_{zf} \\ &- \sin \epsilon T_{xf} = 0 \\ &\cdot \forall T X \mathcal{A} \vee \mathcal{A} T - \mathcal{A} \mathcal{O} \lambda \forall \lambda W \end{split}$$

$-C_{rxzw}\dot{\psi} + I_{rwx}\ddot{\varphi} + I_{rwx}\ddot{\gamma} + \frac{I_{rwy}\dot{x}}{R_r}\dot{x}_1\dot{\psi} + C\dot{\gamma} + R_rZ_r\varphi + (K + R_rZ_r)\gamma$

 $+R_{r}Y_{r}-T_{rz}=0$ (5)使用した主な記号を以下に記す. *M_f*, *M_{rw}*: 前後フレームおよび後車輪の質量 Mr4, Mr5: メインフレームの質量(4自由度,5自由度) $I_{fx}, I_{fz}, : 前フレームの慣性モーメント$ C_{rxz}:慣性乗積 *I_{rx4}, I_{rz4}*:前後フレームの慣性モーメント(4自由度) *I*_{rr5}, *I*_{rz5}: 前後フレームの慣性モーメント(5自由度) Ifwy, Irwy: 前後車輪の慣性モーメント h_4 , h_5 , k_4 , k_5 , l_{14} , l_{24} , R_f , R_r : 車両寸法(図1) C_{δ} :ステアリング減衰係数, Z_{f} , Z_{r} :前後輪荷重 \dot{x}_1 :走行車速,g:重力加速度, ϵ :キャスター角 y_1 , ψ , φ , δ : 力学変数(車体変位) γ:後フレームねじれ角 $Y_f, Y_r, T_{zf}, T_{zr}, T_{xf}, T_{xr}$: 力学変数 (タイヤ力・トルク) 3. 固有ベクトル方程式を用いたエネルギーフロー法

固有ベクトルを用いたエネルギーフロー法を用いると振動 モードの発生原因が把握できる⁽⁴⁾.

5 自由度モデルを用いた固有値解析により固有値および固 有ベクトルが算出される. 求められた固有ベクトルを5 自由 度モデルの力学変数の部分に代入すると,固有ベクトルが満 たすべき方程式(固有ベクトル方程式)が得られる.

式(6)に示されているようにウィーブモードの固有値(右辺 λ)は左辺で示されている要因により与えられる.同式の実部 (虚部)を議論するとウィーブモードの安定性(振動数)に寄 与している要因が把握できる.

$$\lambda = -\frac{1}{B_{22}} (B_{21} \ddot{y}_1 + B_{23} \ddot{\phi} + B_{24} \ddot{\delta} + B_{25} \ddot{\gamma}_T + A_{21} \dot{y}_1 + A_{22} \dot{\psi} + A_{23} \dot{\phi} + A_{24} \dot{\delta} + A_{25} \dot{\gamma}_T + A_{26} \phi + A_{29} Y_f + A_{210} Y_r + A_{211} T_{fz} + A_{212} T_{fz})$$
(6)

ここで $B_{21} \sim B_{24}$ および $A_{21} \sim A_{212}$ は運動方程式の係数である.また係数の後に記されている $\ddot{y}_1 \sim T_{fz}$ は力学変数に対応する固有ベクトルでありその詳細は文献(9)に記載されている. 式(6)を Sharp1974 年の諸元⁽⁶⁾を用いて、実部に応用すると

図 2 のようになる. 車速は 150km/h である.



Fig.2 Contribution of Weave Mode Eigen Value Real Part

図2は次のことを表している.フレーム剛性モデルの場合, ヨー角系には全体で14種類の力(トルク)が作用している. これらは車体系の運動に起因した外力と前後のタイヤに起因 したものである.負(正)の値を示す棒グラフはウィーブモー ドを安定化(不安定化)させることに寄与している.全体を合 計したもの(Total)が固有値の実数部分を表している.この値 が負(正)であればウィーブモードは収束(発散)する.

4.5自由度フレーム剛性モデルによる固有値計算

本研究で使用するリアスイングアームのねじれ剛性モデル を用いて固有値解析を実施した.ウィーブモードの根軌跡を 図3に示す.車両(Sharp1974)はSharpが1974年に定式化 したフレーム剛性モデルの車両諸元である

フレーム剛性を考慮していない 4 自由度モデルの根軌跡を ひし形水色印で表している.図中の青丸印は、5 自由度の基準 となる減衰係数 cpt=0 の固有値を表し、赤三角印は cpt=0.5、 緑四角印は cpt=1.0 とし、減衰係数変化を加味した場合の固 有値である.

Sharp 車は, ここで示す 200km/h まで一様に不安定化を示 している. ここでは示さないが, 4 自由度モデルでは Sharp 車も 250km/h で不安定化に転じている.

ここで減衰係数の制定については、実際の測定値ではなく、 仮定値として cpt = 0.5,1 として統一している. また、減衰 係数の数値影響は線形である.

次章からは、リアスイングアームのねじれ剛性を扱い、減衰 係数の変化による解析結果について記述する.



Fig.3 Root Locus of 5 degree of freedom model : Rear Swing Arm Twist (Sharp1974)

5. リアスイングアームねじれ剛性の詳細解析

本章では,第3章で述べた定式化した固有ベクトル方程式 を基に,リアスイングアームのねじれ剛性が固有値に及ぼす 影響について検討する.減衰係数の変化がウィーブモードの 安定性にどのように影響するのかを把握する.

なお、この時に使用した計算手法出は、固有ベクトル方程式が10のマイナス5乗~7乗の精度で満たされている.

5.1 力の配置図

リアスイングアームのねじれ剛性について, Sharp 車にお ける減衰係数の影響を考慮した力の配置図(車速 150km/h)を 図4に示す.この図では、青矢印が基準となる減衰係数*cpt* = 0の値を表し、赤矢印が減衰係数*cpt* = 0.5の値を示している. ここでの合計値はリアスイングアームのねじれ剛性に関する 固有値(Total= λ)を表している.



Fig.4 Configuration of Yaw System: Rear Swing Arm 図5は, 固有ベクトルを代入した場合の前輪タイヤ横力の

力の配置図を示している.ここでの固有値の合計は前タイヤ の横力(Total=FrontSF)を表しており、その他の成分で構成 要因を把握可能である.

図6は、固有ベクトルを代入した場合の後輪タイヤ横力の 力の配置図を示している.ここでの固有値の合計は後タイヤ の横力(Total=RearSF)を表しており、その他の成分で構成 要因を把握可能である.



Fig.5 Configuration of Front Tire Side Force Elements



Fig.6 Configuration of Rear Tire Side Force Elements 5.2 減衰係数の影響による実部変化

ここではエネルギーフロー変化の計算手法を適用し、フレ ーム減衰特性がウィーブモードの安定性にどのように影響す るのかを把握する.車両特性とタイヤ特性の2つの観点から 詳細に解析を進めていく.

はじめに減衰が小さい場合を解析する.図7に減衰係数 cpt = 0.5における固有値実部の値から、基準値(cpt = 0)にお ける固有値実部の値との差を、車体系とタイヤ系に分けて示 す.図より、減衰係数を増加させることで安定化する要因は、 第一にタイヤ系の依存度が大きいことが把握できる。



Fig.7 Energy Change of Steering Freedom (150km/h)

図 7 は車速 150km/h の場合であるが、これを 120km/h~ 200km/h に拡張し、外力を車体系の運動に起因したもの (Body)とタイヤに起因したもの(Tire)を図示すると図 8 のよ うになる. Sharp 車は全車速においてタイヤ系によって安定 化していることがわかる.



Fig.8 Contribution of Body and Tire Side Force

ヨー系に作用する各外力を要素別に把握するために,各外力 における減衰係数*cpt* = 0.5から*cpt* = 0の値の固有値実部の 差を車速ごとに図示すると図 9 のようになる. ヨー系に作用 する前タイヤ横力 (Front SF) と後タイヤ横力 (Rear SF) に より安定化しており,高速域になるほど,前後輪タイヤによる 安定化の効果が大きくなっている.



Fig.9 Eigen Value Real Part Change

安定化に関連する要因をさらに詳細把握するために,前タ イヤ横力が,力の大きさ変化により生じたものであるか位相 の変化により生じたものか分離する.位相の変化の影響(位相 効果)と大きさ変化の影響(大きさ効果)の分離についての詳 細は,文献(9)を参考にする.

図10に前タイヤ横力を効果別に表したものを示す.前タイ ヤ横力は全速度域で大きさ効果により安定化していることが わかる.



Fig.10 Front SF: Magnitude effect and Phase effect

前タイヤ横力の作用を調べるために、タイヤ横力の固有ベ クトル方程式を用いて解析を行う.前タイヤ横力の力の配置 図より,減衰係数*cpt* = 0.5から*cpt* = 0の値の固有値実部の差 を車速ごとに図示したものが図11である.図より,全車速域 において,前タイヤ横力の横速度が,大きさ効果により安定化 している要因である.

さらに、この横速度を効果別に表したものが図 12 である. 前タイヤ横力の横速度は位相効果より安定化している.前タ イヤ横力に作用する横速度の位相が遅れた結果、ヨー系に作 用する前タイヤの大きさが小さくなり安定化している.



Fig.11 Real Part Change of Eigenvalue about Front Tire Side Force Elements : Rear Swing Arm Twist



Fig.12 Front Tire Lateral Velocity: Magnitude effect and Phase effect

減衰が大きい場合

次に減衰が大きい場合を同様に解析する.図13に減衰係数 cpt = 1.0における固有値実部の値から、基準値(cpt = 0)にお ける固有値実部の値との差を、車体系とタイヤ系に分けて示 す.図より、減衰係数を増加させることで安定化する要因は、 タイヤ系である.

図 13 は車速 150km/h の場合であるが、これを 120km/h~200km/h に拡張し、外力を車体系の運動に起因したもの (Body)とタイヤに起因したもの(Tire)を図示すると図 14 のようになる. 全車速においてタイヤ系によって安定化していることがわかる.



Fig.13 Energy Change of Steering Freedom (150km/h)



Fig.14 Contribution of Body and Tire Side Force ヨー系に作用する各外力を要素別に把握するために,各外力 における減衰係数*cpt* = 1.0から*cpt* = 0の値の固有値実部の 差を車速ごとに図示すると図 15 のようになる.

ヨー系に作用する前タイヤ横力(Front SF)と後タイヤ横力 (Rear SF)により安定化していることが確認できる.

車速 120km/h~190km/h までは後タイヤによって安定化し ているが, 200km/h では, 前タイヤカによって安定化してい る.



Fig.15 Eigen Value Real Part Change

前後タイヤカの安定化に関連する要因を把握するために, 前後タイヤカを大きさ効果と位相効果に分離をする. 前タイヤカの分離を図 16 に,後タイヤカの分離を図 17 に示 す.前タイヤカは全速度域で大きさ効果により安定化してい る.後タイヤは位相効果により安定化している.



Fig.16 Front SF: Magnitude effect and Phase effect



Fig.17 Rear SF: Magnitude effect and Phase effect 前タイヤ横力の力の配置図より、減衰係数*cpt* = 1.0 から

cpt = 0の値の固有値実部の差を車速ごとに図示したものが 図 18 である.図より,全車速域において,前タイヤ横力の横 速度が前タイヤ横力の安定化に作用している.

さらに、この横速度を効果別に表したものが図 19 である. 減衰が小さい場合と同様に、前タイヤ横力の横速度は位相効 果より安定化している.前タイヤ横力に作用する横速度の位 相遅れにより安定化している.



Fig.18 Real Part Change of Eigenvalue about Front Tire Side Force Elements : Rear Swing Arm Twist



Fig.19 Front Tire Lateral Velocity: Magnitude effect and Phase effect

リアタイヤの横力について,図20に後タイヤの運動方 程式を用いて,成分別に固有値の実部変化を示す.リアタ イヤ横力の安定性を増加させる要因として,リアタイヤに 作用するリアスイングアームのねじれ角(Frame Angle)が 大きく影響を及ぼしている.

また,リアスイングアームのねじれ角を効果別に分離した ものが図 21 である.位相効果による影響が安定性増加に寄 与していることが把握できる.よってリアタイヤの横力をヨ ー角系で見るとき,最も影響を与えているのはリアスイング アームのねじれ角であり,位相遅れがウィーブモードの安定 性を増加していることが把握できる.



Fig.20 Real Part Change of Eigenvalue about Rear Tire Side Force Elements : Rear Swing Arm Twist



Fig.21 Front Tire Frame Angle: Magnitude effect and Phase effect

6. まとめ

本稿では、片山により定式化された 5 自由度フレーム剛性 モデルを用いて、リアスイングアームのねじれ剛性の減衰特 性が二輪車のウィーブモードに及ぼす影響について Sharp1974の諸元を用いて解析した.

以下に、その結論をまとめる.

- (1) 減衰係数が小さい場合でも大きい場合でも、ウィーブモードはタイヤ系によって安定化している.
- (2) 減衰が小さい場合は,前タイヤ横力のベクトルの大きさが 小さくなり安定化している.
- (3) 減衰が大きい場合は、リアスイングアームねじれ角の位相 が遅れることで、結果としてリアタイヤ横力の位相が進み 安定化した。

今後の課題として、Sharp1974のフレーム剛性モデルでは 空力特性は考慮されていない.空力の影響による荷重移動の 影響についても詳細に検討しなければならない.

参考文献

(1) R. S. Sharp: The Stability and Control of Motorcycles, Journal of Mechanical Engineering Science, Vol. 13, No. 5, p. 316-329 (1971)

 (2) 片山硬,西見智雄:エネルギーフロー法による二輪車の ウォブルモードの解析,自動車技術会論文集,No.46,p.67-72 (1990).

(3) Y. Marumo and T. Katayama : Analysis of Motorcycle
Weave Mode by using Energy Flow Method, Journal of
Mechanical Systems for Transportation and Logistics,
Vol. 2, No. 2, p. 157-169 (2009)

(4) 片山 硬, 古澤 健太, 高橋 明, 吉野 貴彦:二輪車のフレーム剛性が直進安定性に及ぼす影響の解析, 自動車技術会論文集, Vol. 52, No. 6, p. 1198-1203 (2021)

(5) 青木 章, 西見 智雄, 岡山 巧, 片山 硬:フレーム剛性 が二輪車の直進安定性に及ぼす影響の解析, 日本機械学会論 文集(C編), Vol. 64, No. 625, p. 3555-3562(1998) (6) R. S. Sharp: The Influence of Frame Flexibility on the Lateral Stability of Motorcycles, Journal Mechanical Engineering Science, Vol. 16, No. 2, p. 117-120(1974)

(7) R. S. Sharp and C. J. Alstead : The Influence of Structural Flexibilities on the straight-running Stability of Motorcycles, Vehicle Systems Dynamics, Vol. 9, No. 6, p. 327-357(1980)

(8) P. J. Spierings : The Effects of Lateral Front Fork Flexibility on the Straight-Running Stability Single-Track Vehicles, Vehicle Systems Dynamics, Vol. 10, No. 1 p. 21-35 (1981)

(9) 吉野貴彦,髙橋明,古澤健太,片山硬:二輪車のウィーブ モードとウォブルモードの安定化両立性,自動車技術会論文 集, Vol.52, No.6, p.1204-1211 (2021)

1. 研究

年月	内容
2024.05	SUSHI TEC TOKYO 2024 に出展
2024.09	御堂筋チャレンジ 2024 に出展
2024.10	ファンモアタイム 2024 に出展
2024.11	福岡市で実証試験
2024.11	お台場で XR ゴーグルと組み合わせた実証実験
2024.12	次世代モビリティフェス(日立市)に出展
2025.02	多摩市で技術実証をいたしました。
2025.02	多摩市でシンポジウムを開催

久留米工業大学

インテリジェント・モビリティ研究所研究報告 第6号

BULLETIN OF KURUME INSTITUTE OF TECHNOLOGY INTELLIGENT MOBILITY LAB No.6

2025年3月31日発行

Published 31 March 2025

発行 久留米工業大学 インテリジェント・モビリティ研究所 〒830-0052 久留米市上津町 2228-66 TEL (0942)-22-2345 URL https://www.kurume-it.ac.jp Editorial Committeefor Kurume Institute of Technology Bulletin 2228-66 Kamitsu-machi, Kurume-shi, Fukuoka-ken, Japan. 830-0052 TEL (0942)22-2345 URL https://www.kurume-it.ac.jp

