

科学研究費助成事業 研究成果報告書

平成 26 年 5 月 23 日現在

機関番号：11301

研究種目：挑戦的萌芽研究

研究期間：2011～2013

課題番号：23656141

研究課題名(和文)音波型スターリングエンジン：スターリングエンジンの新展開

研究課題名(英文)Acoustic Stirling engine: Novel development of Stirling engine

研究代表者

琵琶 哲志 (Biwa, Tetsushi)

東北大学・工学(系)研究科(研究院)・教授

研究者番号：50314034

交付決定額(研究期間全体)：(直接経費) 2,900,000円、(間接経費) 870,000円

研究成果の概要(和文)：機械式スターリングエンジンを発展させるために、往復動する固体ピストンの役割を気柱振動および液柱振動で置き換えることを試みた。気柱の不安定振動を利用したループ管型熱音響エンジンはすでにピストン不要のスターリングエンジンとして提案されていたが、本研究では同軸二重管型を新たに提案した。また、ループ管の一部をU字型の液柱で置き換えた装置も開発した。この装置では気柱のみを用いる場合に比べて、著しく低い振動数が実現できる利点がある。

研究成果の概要(英文)：Objective of this study was to achieve a novel development on a Stirling engine technology by replacing oscillating solid pistons with oscillations of a gas column or with oscillations of a liquid column. The looped tube type thermoacoustic engine, which had been invented as a pistonless Stirling engine based on unstable oscillations of the gas column, was modified in this study by using a co-axial tube consisting of cylindrical tubes with different diameters. Also, in this study, a pistonless-Stirling engine was developed by using oscillation of a liquid column in a U tube. This type of the engine operates at significantly low frequency compared with that using oscillation of a gas column.

研究分野：工学

科研費の分科・細目：機械工学・熱工学

キーワード：スターリングエンジン 熱音響学

1. 研究開始当初の背景

(1) スターリングエンジンについて

スターリングエンジンは、可逆サイクルであるスターリングサイクルを利用する外燃機関である。そのため本質的にはカルノー効率が実現可能で、しかも多様な熱源が利用可能なエネルギー変換デバイスである。ムーンライト計画など日本国内では 1980 年代に様々な研究開発が行われたが、複雑な機構に由来する寿命やコスト、重量の問題のために実用化されなかった。しかし昨今のエネルギー問題、環境問題に対する関心の高まりとともにスターリングエンジン技術へ再び注目が集まっている。特に 1 kW から 10 kW 程度の CHP (熱電併給) ユニットの核としてフリーピストンスターリングエンジン技術が期待されている。

フリーピストン型スターリングエンジンにおいては、共振周波数が互いに近いディスプレイサーとピストンが共通の周波数で直線的に往復動することで、従来型のスターリングエンジンで必要であったクランクシャフトなどの機械的可動部品の一部を取り除くことが可能になり、スターリングエンジンの機構の簡略化に多いに貢献した。しかし、フリーピストンスターリングエンジンの開発以来、スターリングエンジンに対して本質的な改良は施されていない。効率の高さや静粛性など、外燃機関としての潜在能力の高さは誰もが認めるエンジンでありながら、30 年間も問題点 (= 機構の複雑さ) が放置されている状況にある。

(2) スターリングサイクル

スターリングエンジンにおける固体ピストンの役割は、作動気体を周期的に圧縮/膨張し、熱力学的サイクルを実行することにある。なおこの熱力学的過程は多孔質状流路である蓄熱器内の内部で生じる。そのため、等温可逆的な圧縮と膨張過程を流体は経験する。またピストンの往復動にともなって蓄熱器内部を流体は振動運動するが、蓄熱器の軸方向には温度勾配があるために、気体は等温可逆的な熱接触を蓄熱器流路壁と保ちながら変位する。そのために、流体は等温可逆的な加熱および冷却プロセスを経験する。

固体ピストンは同じ周波数で動作するが、90 度程度の位相差を保ったまま振動するために蓄熱器内の流体の圧力変動と変位変動も 90 度の位相ずれを持つことになる。その結果、「圧縮 加熱 膨張 冷却」という順序で一連の熱力学的過程が実行される。これは原動機としてのサイクルである。しかも関与する熱力学的過程はすべて等温可逆過程で構成されるので、スターリングサイクルはカルノー効率を理想的には実現可能である。

(3) これまでの申請者の研究

このようにスターリングサイクルを捉え

ると、必ずしも固体ピストンは必須ではなく、温度勾配のある蓄熱器中において、流体が適切な位相差のもとに圧力変動と変位変動を経験することが本質的であることになる。だから気体の粗密波である音波でも熱機関が構成できる可能性がある。

申請者は音波(気柱振動)を使った熱機関の可能性をこれまで検討してきた。実際、音波が蓄熱器を低温部から高温部を通過するときにその音響パワーが増幅することや、加熱により音波が自励振動を開始することを実証している。前者の例では音響パワー増加量が出力仕事に相当することを示し、また後者は「原動機」としての機能が発現し、自励動作することを示している。この知見を踏まえて、固体ピストン型スターリングエンジンの固体ピストンの役割を気柱振動が果たす音波型スターリングエンジン開発が可能だと考えた。

(4) 熱工学分野としての特色

直流回路と交流回路は、電気工学の基礎と応用では最初に学ぶべき重要事項である。しかし流体工学や熱工学で登場する流れ場(管内流れや熱交換器中の流れ)はもっぱら一方向流れである。気柱共鳴は典型的な振動流場(音波)の問題であるが、熱現象とは別問題である。音速より低速でありながら圧縮性の流れの引き起こす熱現象は、熱工学分野の新しい学術的対象である。音波型スターリングエンジン開発は、振動流場の制御技術や熱工学的基礎を発展させる格好の舞台を提供する。

(5) 実現すべき課題

すでにループ状(トーラス型)の気柱配管に蓄熱器を備えた装置は、pistonless Stirling engine として動作することが実証されている。しかし実用的にはループ状装置よりも直線上の形状の方がレイアウトする上では好ましい。ところが直線上の気柱管を用いた装置では、圧力変動と変位変動の位相差がほぼ 0 であり、有効的にスターリングサイクルを実行するのが困難である。

ループ状の配管や直線上の配管に充填された気体の自励振動を利用する場合、その動作振動数は管の全長で定まる気柱の基本振動数に一致する。スターリングサイクルに不可欠な等温可逆過程を実現するには低い振動数の方が有利であるが、そのためには全長を長くする必要がある。この場合、装置の大部分は振動数調整には寄与するものの、エネルギー変換には直接的には無関係なので、体積効率が低くなる。低い動作振動数とコンパクトな装置を実現する工夫が必要である。

2. 研究の目的

上記課題を解決するために、本研究では、中心軸を共有する細い円管(内管)と太い円管(外管)からなる同軸二重管構造をル

ープ管の代わりに採用することにした。すでに同軸二重管構造を持つ音波型スターリングエンジンの提案は行われているが、流体力学的解析は行われておらず、圧力変動と変位変動の位相関係に関する報告例はない。そこでこのような音波型スターリングエンジンにおいて同軸二重管構造の有効性を流体の圧力変動と流速変動の直接計測から確かめることを第一の目的とした。

また第二の目的として、上記課題を解決するために、液柱振動と気柱振動を組み合わせることを考えた。両端が大気に開放されたU字型の管内にある長さ L の液柱は重力加速度 g による作用を受けて固有角振動数 $\sqrt{2g/L}$ の固有振動を行う。 $L=0.3\text{ m}$ の場合、固有振動数は 1.3 Hz となるが、両端が開放された同じ長さの気柱管の固有振動数 570 Hz に比べて 440 分の位置と大変に小さいためである。液柱を含む U 字管を気体を充填した気柱管で互いに接続し、全体をループ状にした系で自励振動の発生の可能性を検証し、圧力変動と流速変動の直接計測からスターリングエンジンの可能性を調べることを目的とした。

3. 研究の方法

本研究で中心的になる計測手法は、レーザー Doppler 流速計 (LDV) による流速測定と、小型圧力トランスデューサーによる圧力測定を同時に行うことである。図1のように、透明な管 (アクリル製もしくはガラス製の円筒管) の中心に2本のレーザーが交点を持つように配置する。この交点 (測定体積) では鋭い干渉縞が形成される。気体に混ぜた散乱粒子 (本研究では煙草の煙) は気体の振動運動に伴って往復動するが、一つ一つの干渉縞を通過するたびに強い散乱光を発する。この散乱光強度の時間変化から流速を計測することができる。内部の流れに非接触で校正不要であることが LDV の強みである。圧力トランスデューサーの信号を LDV で使用するプロセッサ (周波数電圧変換機) に搭載された AD コンバーターを利用して行うことで、圧力振動と流速振動を同一の計測システムで行った。なおこの計測システムでは圧力計測と流速計測の間に小さいが有限な時間遅れが生じる可能性があるため、あらかじめ確認を行っている。

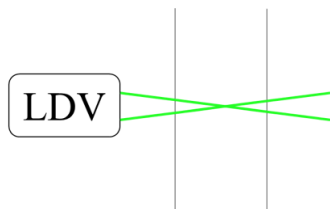


図1 LDV 計測原理

円管内で生じる粘性流体の流速振動は、理論的にも実験的にも十分に理解されている。そのため、管軸上の中心流速振動を測定するだけで、断面平均流速振動を決定できる。断

面平均流速振動の決定は、音響強度 (単位断面積当たりの音響パワー) に不可欠であり音波型スターリングエンジンの出力仕事を決定するためには必要である。しかし、同軸二重管内の外管と内管の間に形成される円環領域においては、層流振動流に対する理論解がなく、また実験的知見も得られてなかった。そこで、図2に示すような円環領域において、すべりなし条件のもとで流速振動の解析解を求め、実験と比較することにした。

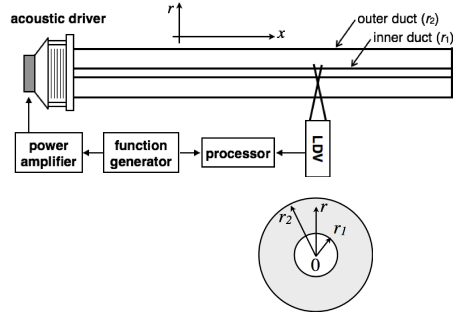


図2 外管と内管で構成した同軸二重管。下側は断面の円環領域 ($r_1 < r < r_2$) を示す。

線形近似した軸方向のナビエ・ストークス方程式は次式で表される。

$$\frac{\partial u}{\partial t} - \rho_m \Delta_{\perp} u = -\frac{1}{r_m} \frac{\partial p}{\partial x}$$

ここで、 p は圧力変動、 u は軸方向の流速変動であり、 ρ_m, ν はそれぞれ時間平均密度と流体の動粘性係数である、 Δ_{\perp} は断面内ラプシアンであり、円筒座標系では、

$$\Delta_{\perp} = \frac{\partial^2}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}$$

である。圧力変動 p および流速変動 u が時間因子 $e^{i\omega t}$ を持つとして解いて、 $u = Ue^{i\omega t}$ に対して次の形の解を得た。

$$U(r) = C_1 J_0 \left(i(i+1) \frac{r}{\delta_v} \right) + C_2 Y_0 \left(i(i+1) \frac{r}{\delta_v} \right) + U_{p.s.} \quad (A)$$

ただし

$$U_{p.s.} = -\frac{1}{i\omega \rho_m} \frac{\partial P}{\partial x}$$

であり、また

$$\begin{cases} C_1 = -\frac{Y_0(\eta_2) - Y_0(\eta_1)}{J_0(\eta_1)Y_0(\eta_2) - J_0(\eta_2)Y_0(\eta_1)} U_{p.s.} \\ C_2 = \frac{J_0(\eta_2) - J_0(\eta_1)}{J_0(\eta_1)Y_0(\eta_2) - J_0(\eta_2)Y_0(\eta_1)} U_{p.s.} \end{cases}$$

および

$$\eta_1 = i(i+1) \frac{r_1}{\delta_v}, \quad \eta_2 = i(i+1) \frac{r_2}{\delta_v}$$

である。なお Y_n および J_n はそれぞれ n 次の第2種ベッセル関数と n 次の第1種ベッセル

関数である．得られた解を検証するために実験的に管内の速度振動を求め，まとめた結果が図3である．ここで， $\Delta r = (r_2 - r_1)/2$ であり，また $\delta_v = \sqrt{2\nu/\omega}$ である．実験で得られた速度振動の振幅と位相はそれぞれ中心流速に対する振幅比と位相差として表示しているが，理論解とよく一致することが分かった．

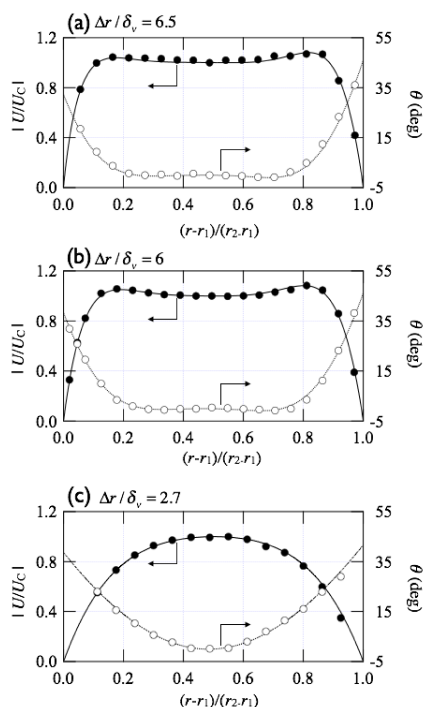


図3 同軸二重管の円環領域で測定した速度振動．

この結果から理論解の妥当性が明らかになったのでさらに解(A)を基に，中心流速 U_C と断面平均流速 V の比

$$\Gamma = U_C / V$$

を理論的に求めた．図4に比 Γ を図示する．なお， $\omega\tau_v = (\Delta r)^2 / (2\nu)$ である．図には並行平板 (Parallel Plate) の場合の結果も合わせて示した．この結果から分かるように，多くの場合，円環領域に対する複雑な解析解を使用しなくても平行平板に対するより簡便な式で十分なことが分かった．そこで以降の実験では，平行平板に対する解を利用して検討を進めることにした．なお，円筒部分に対しては，すでに理論解は実験的に検証済みであるため，この解に基づいて中心流速を断面平均流速に変換した．

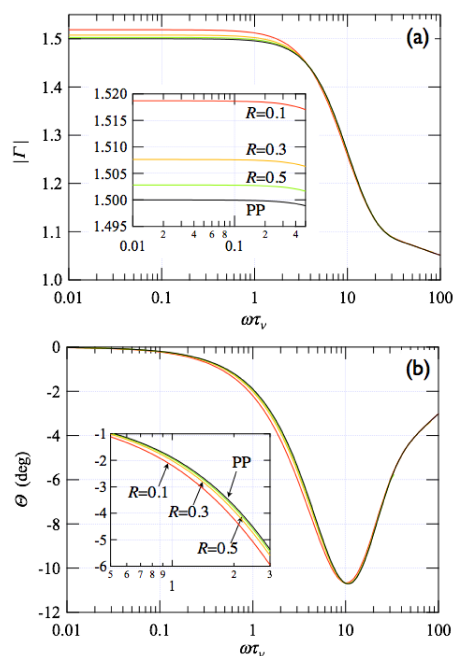


図4 同軸二重管の中心流速と断面平均流速の比 Γ .(a)は大きさ $|\Gamma|$,(b)は位相 θ を表す．なお $R = r_2/r_1$ であり，また PP は平行平板の場合を表す．

4. 研究成果

(1) 同軸二重管を用いた音波型スターリングエンジン

図5に示すように同軸二重管(外管内径 41 mm，内管外径 25 mm)を用意し，軸方向長さ 210 mm の円環領域の一部に金属メッシュを蓄熱器として積層した．外管の下側にはラウドスピーカーを取り付けて任意の周波数の音波を発生させた．定常音波を保ちながら管内の音場を計測した結果から音響パワーを求めた．音響パワー W は断面平均流速振動の複素振幅 V と圧力変動の複素振幅 P ，流路断面積 A を用いて

$$W = A \langle PV \rangle$$

で与えられる．なお記号 $\langle \rangle$ は時間平均をとる演算を表す．

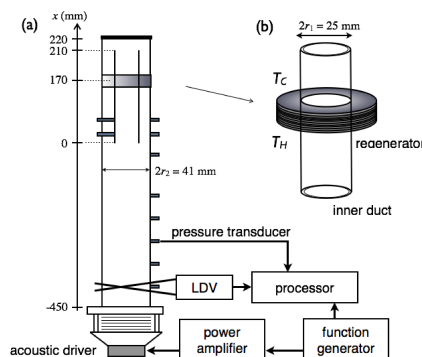


図5 同軸二重管を用いた音波型スターリングエンジン試作機．

図6に示したのは音波周波数が 50, 100, 150, 200 Hz の場合の軸方向の音響パワー分布である．内管内部 () と円環領域 () にお

いて音響パワーの符号が異なるが、これは流れの向きがスピーカーから内管へ、そして円環領域をスピーカーへ向かう向きであることを意味する。つまりループ管と同様の音響パワー分布となった。圧力と流速の位相関係も同位相に比較的近く、スターリングサイクルの実行の可能性が高いことが分かった。そこでもっともフィードバック性能の高い 50 Hz に周波数を決定し、さらに蓄熱器の両端に温度差をつけてみた。図 7 に示すように、結果的に蓄熱器内部で音響パワーが増加、ついにはスピーカー側へ音響パワーが出力されるようになることが分かった。スピーカーの代わりに固有振動数が 50 Hz となるような共鳴管を接続したところ、十分な温度差を与えれば、系は自発的に振動を開始することが分かった。これは音波型スターリングエンジンとして自律動作可能であることを示している。

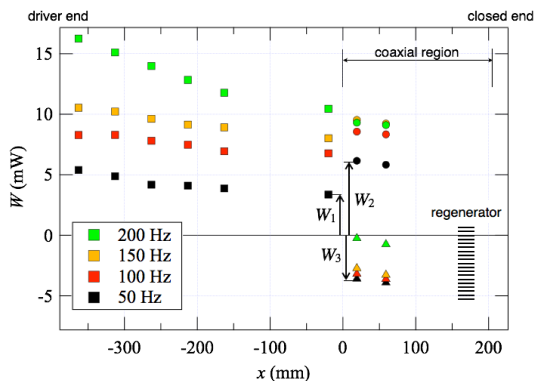


図 6 同軸二重管を用いた音波型スターリングエンジン試作機内の音響パワー分布。

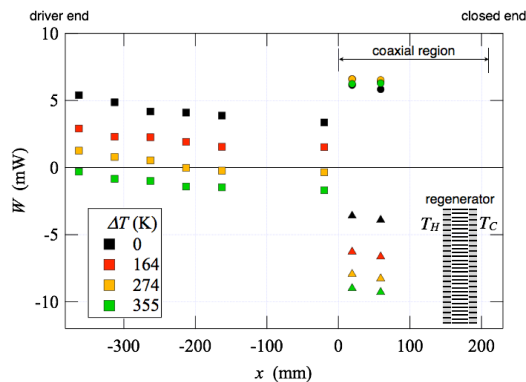


図 7 同軸二重管を用いた音波型スターリングエンジン試作機内の音響パワー分布。

ループ管を用いるよりも構造が単純である。そのため、作動気体に加圧ガスを用いるときにも耐圧設計をすべき箇所は外管のみで内管は薄肉パイプで構成できるので利点がある。ただし内管の端付近では、流速振幅が大きいときに多くの音響パワー損失が生じる。流路が不連続に変化する領域の振動流ダイナミクスの理解が今後必要になる。

(2) 液体ピストンを用いた音波型スターリングエンジン

図 8(a)はフルイダインと呼ばれる装置で、

液体ピストンを用いたスターリングエンジンの一種である。このタイプの装置は調整管の先は大気に開放されているために、U字管の上部の気柱管部分には大気圧の作動気体しか充填できず、結果的にエネルギー密度が低く、デモンストレーション用の機器にその応用が留まる。そこで新たに(b)のようなU字管をループ上に配置することを試した。同様のアイデアの装置は米国と中国でそれぞれ一例ずつの報告例があるが、スターリングエンジンと呼べる実験的証拠はなかった。今回、図 9 に示すようなサイズで装置を構成し、内部に充填する液体(水)の量と、使用するU字管の個数をパワーメータとして、系統的に発振条件を探索した。その結果、U字管の本数を3本、水の量を100, 150, 150 mlにしたときに最も動作開始温度が低いことが分かったので、この条件で内部の気柱振動の観測を行った。なおこのとき動作周波数は5.4 Hzであり、すべてが気柱管で構成されたとしたとき(すなわち液体使用量が0)の動作周波数70 Hzに比べて著しく低く、サイズの割に低い動作周波数という要件は満足していることが分かった。

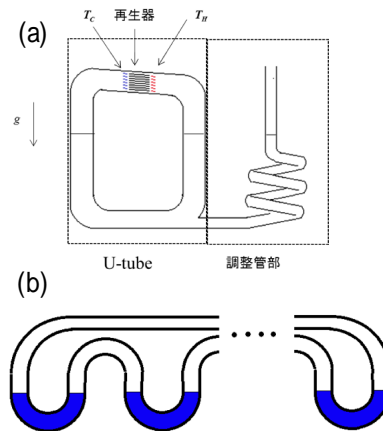


図 8 フルイダイン(a)と今回作成する液体ピストンスターリングエンジン試作機。

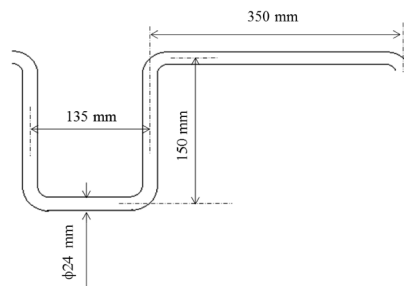


図 9 U字管のサイズ

図 10 は、異なる音圧レベル(基準トランスデューサー電圧として表示)の場合に測定された圧力-流速間位相差と音響強度(単位断面積当たりの音響パワー)を示している。振幅レベルによらず、位相差はほぼ0である。これはスターリングサイクル実行に必要な位相差である。また音響強度は蓄熱器領域

(水平線で表示)において増大していることが確認された。音響パワーの増加量 ΔI がこのスターリングエンジンの出力仕事を意味する。

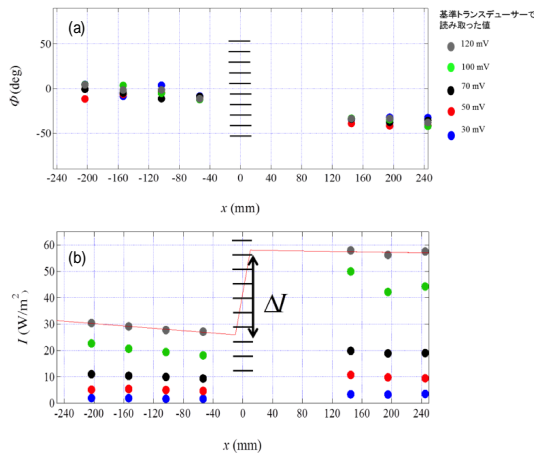


図 10 位相差(a)と音響強度(b)の分布。

図 8(b)のタイプの装置では、作動気体に加圧ガスを用いることが可能なので、図 8(a)のフルイダインよりも高エネルギー密度化できる可能性がある。そこで、液体部分に磁石を内蔵した浮きを浮かべ、それがコイル内を往復運動するようにしたり[図 11(a)], また液体を電気伝導性流体に置き換えて磁石の作る磁束密度内を往復運動するようにしたり[図 11(b)]して、発電機への発展可能性を検証したい。

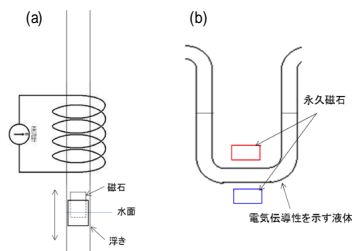


図 11 液体ピストンスターリングエンジン試作機の発電機への応用例。

5. 主な発表論文等

(研究代表者、研究分担者及び連携研究者には下線)

〔雑誌論文〕(計 0 件)

〔学会発表〕(計 2 件)

森井隼, 琵琶哲志, 同軸型熱音響デバイス, 第 14 回スターリングサイクルシンポジウム, 2011/12/7 - 2011/12/8, 日本科学未来館。

森井隼, 琵琶哲志, 同軸型音波クーラーの音場設計, 第 16 回動力・エネルギー技術シンポジウム, 2011/6/23 - 2011/6/24, 関西大学。

〔図書〕(計 0 件)

〔産業財産権〕
出願状況(計 0 件)

名称:
発明者:
権利者:
種類:
番号:
出願年月日:
国内外の別:

取得状況(計 0 件)

名称:
発明者:
権利者:
種類:
番号:
取得年月日:
国内外の別:

〔その他〕
ホームページ等

6. 研究組織

(1) 研究代表者

琵琶 哲志 (BIWA, TETSUSHI)

東北大学・大学院工学研究科・教授

研究者番号: 50314034

(2) 研究分担者

()

研究者番号:

(3) 連携研究者

()

研究者番号: