

科学研究費助成事業（科学研究費補助金）研究成果報告書

平成25年 5月31日現在

機関番号：57101

研究種目：基盤研究(C)

研究期間：2010～2012

課題番号：22560098

研究課題名（和文）ボルト締結体の疲労破壊に関する安全設計指針の確立

研究課題名（英文）An Establishment of Safe Design Policy to Avoid Fatigue Failure of Bolted Joints

研究代表者

橋村 真治 (Hashimura Shinji)

久留米工業高等専門学校・機械工学科・准教授

研究者番号：90290824

研究成果の概要（和文）：

本研究では、様々な荷重を受けるボルト締結体の疲労設計法の確立を目的として、まず軸直角方向繰返し荷重を受けるボルト締結体の設計法の確立を行いました。次に、軸方向と軸直角方向の繰返し荷重が、ボルト締結体に重畳して作用する場合の試験装置を開発し、疲労試験を行いました。現在、その疲労設計法の確立を行っている段階です。また、ISO と JIS で異なる乗用車ハブボルトを締結するナット形状が、疲労特性に及ぼす影響についても検討しました。

研究成果の概要（英文）：

This study has been achieved to establish the design method of a bolted joint subjected to various vibrations. We established the design method of a bolted joint subjected to transverse vibration at first. Next, I developed an experimental apparatus to investigate fatigue characteristics of a bolted joint subjected to not only transverse vibration but also axial vibration, and conducted the fatigue tests using the developed apparatus. At present, I am establishing the design method of a bolted joint subjected to transverse vibration and axial vibration. An influence of nut configurations to the fatigue characteristic of a bolt such as the wheel hub bolt was also revealed in this study.

交付決定額

(金額単位：円)

	直接経費	間接経費	合計
2010年度	1,600,000	480,000	2,080,000
2011年度	800,000	240,000	1,040,000
2012年度	600,000	180,000	780,000
年度			
年度			
総計	3,000,000	900,000	3,900,000

研究分野：工学

科研費の分科・細目：機械工学・機械材料・材料力学

キーワード：

1. 研究開始当初の背景

様々な構造物の組立に用いられるボルトやねじなどの締結部品は、単純な構造のために成熟した機械要素と見られがちです。しか

し、トラックのホイールハブボルトの脱落事故や、ジェットコースター車輪締結部の脱落事故のように、ボルトやねじ部品の疲労破壊が原因で、重大事故を引き起こす例も少なくあ

りません。

ボルト締結体のゆるみや疲労破壊に関する研究は、図1に示すボルトの軸方向繰返し荷重や軸直角方向繰返し荷重のように、荷重形態によって分類されて研究が行われてきました。その中で疲労の研究は、軸方向繰返し荷重が作用した場合に対してのみ積極的に行われ、軸直角方向繰返し荷重が作用した場合や両者が重畳した場合については、ほとんど行われてきませんでした。その理由は、軸直角方向繰返し荷重がボルト締結体に作用した場合、ボルトは疲労破壊するよりも先に、戻り回転を伴うゆるみ(回転ゆるみ)が発生すると考えられてきたからです。一方、回転ゆるみに関する研究では、ボルト締結体の軸直角方向に、約0.2 mm~0.3 mmの変位振幅を負荷して実験を行うなど、極めて大きな振動により行われており、微小な振動が作用した場合の実験は全く行われていませんでした。

このような状況で研究代表者は、ボルト締結体に回転ゆるみを生じないほど微小な軸直角方向振動が、ボルト締結体に作用した場合の実験を行い、そのときの疲労特性を調査しました。その結果、ボルト締結体が、微小な軸直角方向繰返し荷重を受けた場合、ボルトは疲労き裂を生じて回転ゆるみを生じるか、もしくは疲労破壊することを明らかにしました。また、疲労破壊を起こさない軸直角方向繰返し荷重の上限値(見かけの軸直角方向疲労強度)は、疲労破壊を起こさない軸方向繰返し荷重の上限値(見かけの軸方向疲労強度)に比べて極めて小さいことも明らかにしました。

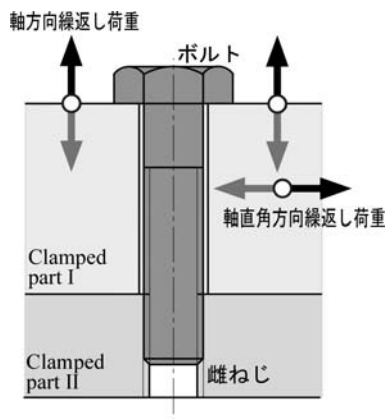


図1 ボルト締結体に作用する荷重形態

この結果から、ボルト締結体の疲労破壊を防止し、機械を安全に使用するためには、軸直角方向繰返し荷重を受けるボルト締結体の疲労設計法を確立することが必要だと考えました。また実際の使用状態を考えた場合、ボルト締結体には軸方向繰返し荷重や軸直角方向繰返し荷重が個別に作用するばかりではなく、重畳して作用すると考えられます。そこで、多軸振動を受けるボルト締結体の疲労挙動についても、新たな実験装置を設計・製作して実験を行うことで、その特性を明らかにするとともに、疲労設計法の確立が必要であると考えました。本研究では、軸直角方向繰返し荷重が作用するボルト締結体や、軸方向と軸直角方向の繰返し荷重が重畳して作用するボルト締結体の疲労特性を明らかにし、それらの疲労設計法の確立を行います。

2. 研究の目的

本研究では、ボルト締結体の疲労破壊事故を防止し、安心して機械を使用していくために、ボルト締結体の疲労設計法の確立を行います。

(1) 本研究では、まずボルト締結体に軸直角方向繰返し荷重が作用する場合の疲労試験結果に基づいて、軸直角方向繰返し荷重を受けるボルト締結体の設計指針を確立します。

(2) 次に、実際に乗用車に使用されるハブボルトを模擬した疲労試験を行い、ハブボルトを締結するフランジナット(ISO方式)とテーパナット(JIS, SAE)が、ハブボルトの疲労強度に及ぼす影響を明らかにします。

(3) 軸直角方向繰返し荷重ばかりでなく、軸方向と軸直角方向繰返し荷重が、ボルト締結体に重畳して作用した場合のボルトの疲労特性について、新たな実験装置を設計・製作して実験を行います。

(4) (3)の結果に基づいて、多軸振動下のボルト締結体の疲労設計法の確立を行います。

(5) 最後に、本研究で確立する疲労設計手法を用いて、諸条件下でのボルト締結体の疲労設計プログラムを作成します。

3. 研究の方法

本研究の方法は、前述の項目毎に、以下の方法にて行いました。

(1) 軸直角方向繰返し荷重を受けるボルト締結体の設計法については、これまでに著者らが行った実験の結果や、本研究で実施する軸直角方向疲労試験の結果に基づいて、図2に示すボルト締結体の疲労設計アルゴリズムを提案しました。この設計法では、ボルト締結体を設計する際に、どの程度の繰返し荷重振幅までボルト締結体に負荷することができるのかを予測します。すなわち、ボルト材の疲労強度から、ボルト締結体が軸直角方向繰返し荷重で疲労破壊しない荷重振幅の上限値(見かけの軸直角方向疲労強度)を予測します。

この疲労設計アルゴリズムを検証するために、図3に示す3種類のボルト締結体に対して見かけの軸直角方向疲労強度を予測し、比較のために図4に示す実験装置を用いて軸直角方向疲労試験を行いました。

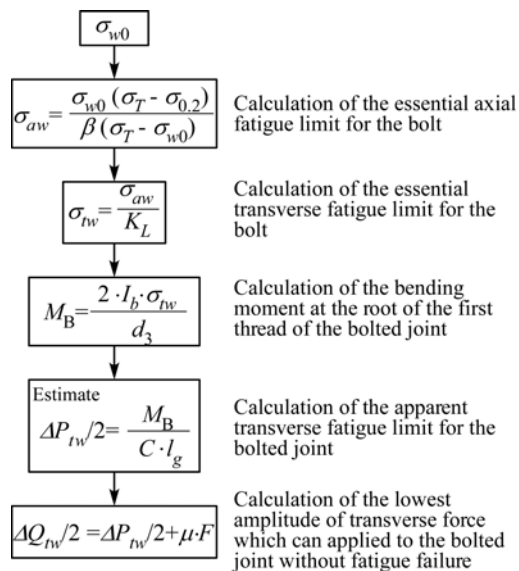


図2 軸直角方向振動を受けるボルト締結体

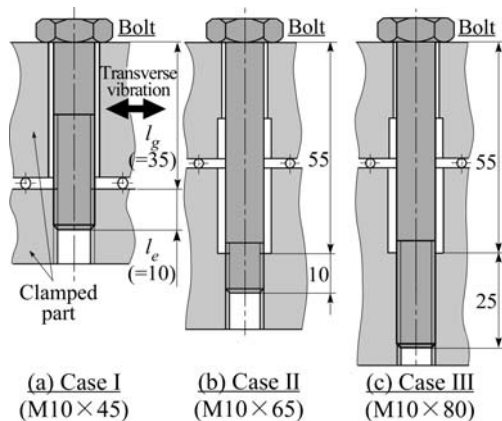


図3 軸直角方向振動を受けるボルト締結体

(2) 乗用車に使用されるハブボルトの締結には、図5(a)に示す JIS や SAE 方式のテーパナットと、図5(b)に示す ISO 方式のフランジナットが用いられます。本研究では、ナット形状がハブボルトの疲労強度に与える影響を調査しました。

図6に、図4に示した実験装置を用いて、ハブボルトの疲労試験を行った際の締結部の概略図を示しています。実験における被締結物座面は、図6に示すように、ナット座面に合わせた形状のものを用いました。また、ボルトの主たる疲労破断部であるボルトの第1ねじ谷底に作用する応力を、図7に示す

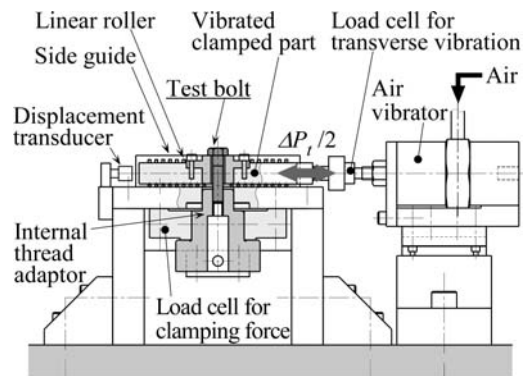


図4 軸直角方向振動を受けるボルト締結体

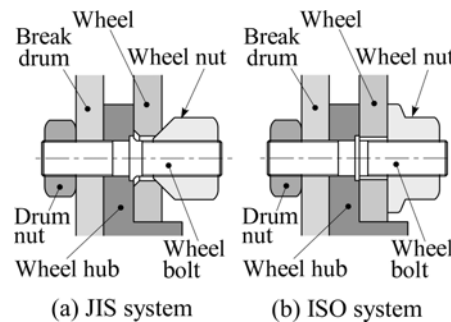


図5 軸直角方向振動を受けるボルト締結体

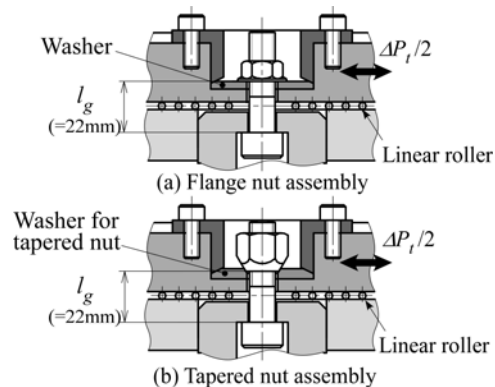


図6 軸直角方向振動を受けるボルト締結体

モデルを用いて FEM 解析を行いました。FEM 解析は、ボルトのねじ山をらせん状とせず、連続切欠きとして3次元軸対象のモデルを作成して行いました。

(3) 軸方向繰返し荷重と軸直角方向繰返し荷重が、ボルト締結体に同時に重畳して作用した場合の多軸疲労特性は、図8に示す実験装置を設計・製作して調査しました。この実験では、軸方向繰返し荷重と軸直角方向繰返し荷重を、同位相で負荷した場合(Phase A)と、1/4位相ずらした場合(Phase B)で行い、また比較のために軸直角方向繰返し荷重の

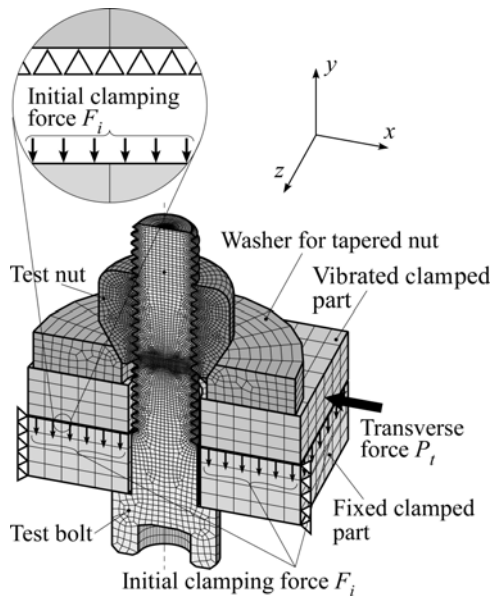


図7 軸直角方向振動を受けるボルト締結体

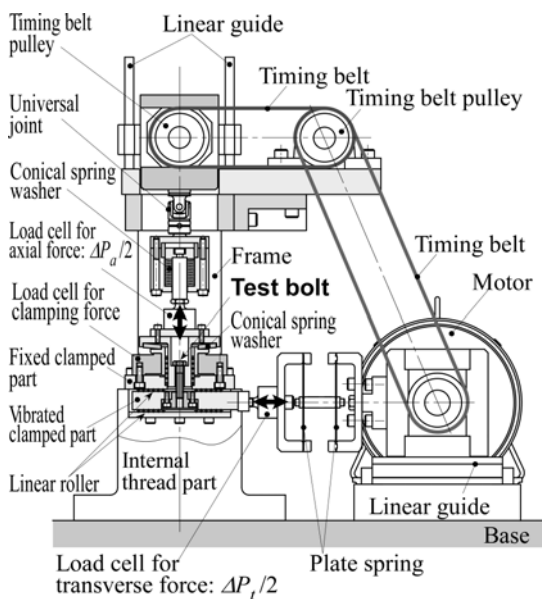


図8 軸直角方向振動を受けるボルト締結体

みを負荷した実験を行いました。本実験装置では、一つのモータでタイミングベルトを介して2つの偏心カムを駆動させ、2方向の繰返し荷重の位相を制御しました。

(4) ボルト締結体の疲労設計プログラムは、試行として Excel により作成し、計算アルゴリズムを確認しました。

4. 研究成果

(1) 表1に、ボルト材の疲労強度から、ボルト締結体が軸直角方向繰返し荷重で疲労破壊しない荷重振幅の上限値 $(\Delta P_{nw}/2)_{pred}$ (見かけの軸直角方向疲労強度)を予測した結果と、実験により見かけの軸直角方向疲労強度 $(\Delta P_{nw}/2)_{exp}$ を求めた結果を比較しています。

表1を見ると、 $(\Delta P_{nw}/2)_{pred}$ と $(\Delta P_{nw}/2)_{exp}$ の値はほぼ等しく、図2で示したアルゴリズムで、正確に見かけの軸直角方向疲労強度を予測できたことが分かります。

(2) 図9に、乗用車に使用されるハブボルトを締結するナット形状が、ハブボルトの見かけの疲労強度に与える影響について調べた実験結果を示しています。図9において、横軸はボルトが疲労破壊するか、疲労き裂を生じて締付け力を消失するまでの繰返し数 N_f

表1 軸直角方向の見かけの疲労強度の予測結果と実験結果の比較

Case	$(\Delta P_{nw}/2)_{pred}$	$(\Delta P_{nw}/2)_{exp}$
Case I	0.354 kN	0.30 kN
Case II	0.168 kN	0.17 kN
Case III	0.168 kN	0.16 kN

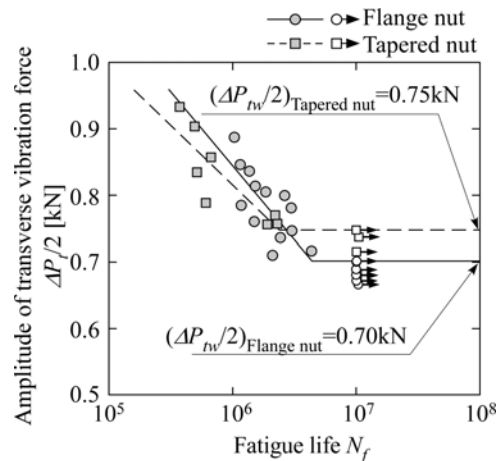


図9 軸直角方向振動を受けるボルト締結体

であり、縦軸は軸直角方向の繰返し荷重の振幅 $\Delta P_i/2$ を示しています。また○印はフランジナットの結果 $(\Delta P_{tw}/2)_{Flange\ nut}$ であり、□印はテーパナットの結果 $(\Delta P_{tw}/2)_{Taper\ nut}$ です。

図9を見ると、テーパナットを用いた場合の見かけの疲労強度 $(\Delta P_{tw}/2)_{Taper\ nut}$ が、フランジナットを用いた場合の見かけの疲労強度 $(\Delta P_{tw}/2)_{Flange\ nut}$ よりも高いことが分かります。この結果は、ホイール全体の設計思想の違いもあり、この結果がJIS方式とISO方式の優劣を決めるものではありません。ただ、同条件で2つの形状のナットを使用した場合には、FEM解析の結果からも、テーパナットの方がボルトの第1ねじ谷底に作用する応力振幅が小さくなり、見かけの疲労強度が向上することが分かりました。

(3) 図10に、軸方向繰返し荷重と軸直角方向繰返し荷重が、ボルト締結体に重畳して作用した場合の疲労試験結果を示しています。図10において、横軸はボルトが疲労破壊するか、疲労き裂を生じて締付け力を消失するまでの繰返し数 N_f を示し、縦軸は軸直角方向の繰返し荷重の振幅 $\Delta P_i/2$ を示しています。なお、本実験における軸方向繰返し荷重の振幅 $\Delta P_a/2$ は、 $\Delta P_a/2=2.3\text{ kN}$ 一定としており、本実験装置の内外力比 $\phi=0.68$ から、ボルトに作用する繰返し荷重の振幅は 1.56 kN 一定となっています。図10において、○印は軸直角方向振動のみを負荷した場合の結果を示し、□印は軸方向と軸直角方向荷重を同位相で負荷した結果(Phase A)、◇印は軸方向と軸直角

方向荷重を1/4位相ずらした結果(Phase B)を示しています。

図10を見ると、縦軸を $\Delta P_i/2$ で示していますので当然ですが、軸直角方向繰返し荷重のみを負荷した結果が、見かけの疲労強度 $\Delta P_{tw}/2$ は最も高いことが分かります。次いでPhase Bの $(\Delta P_{tw}/2)_{Phase\ B}$ が高く、Phase Aの $(\Delta P_{tw}/2)_{Phase\ A}$ が最も低いことが分かります。これは、Phase Aの場合がPhase Bの場合よりもボルトの主たる疲労破断部である第1ねじ谷底に生じる応力振幅が大きかったからだと考えられます。そこで、 $\Delta P_a/2$ によりボルトの第1ねじ谷底に生じる応力振幅 σ_a と、 $\Delta P_i/2$ により第1ねじ谷底に生じる応力振幅 σ_i を見積もって、繰返し荷重の位相を加味して重ね合わせた値 $(\sigma_a+\sigma_i)$ を縦軸として整理し直した結果を、図11に示します。

図11において、横軸は N_f であり、縦軸は $(\sigma_a+\sigma_i)$ です。図11の結果を見ると、軸直角方向繰返し荷重のみを負荷した場合も、Phase AおよびPhase Bで軸方向と軸直角方向荷重を同時に負荷した場合も、疲労寿命と疲労強度がほぼ等しいことが分かります。この結果、ボルトの第1ねじ谷底に作用する応力振幅を、振動の位相を加味して重ね合わせた値 $(\sigma_a+\sigma_i)$ で整理することで、多軸振動を受ける場合のボルト締結体の疲労強度を予測できることが分かります。

(4) 最後に、ボルト締結体の疲労設計プログラムについては、現在ボルト締結体に軸直角方向繰返し荷重が作用した場合について、

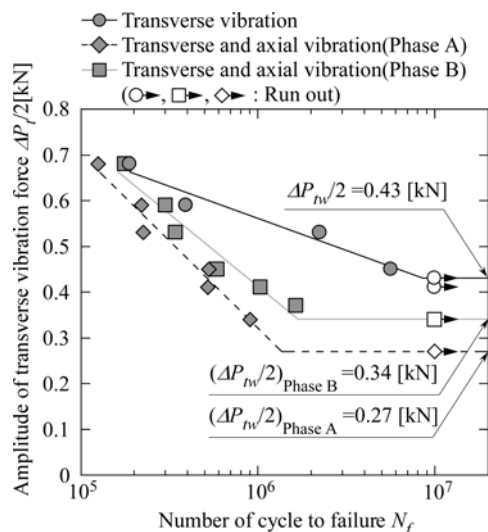


図10 軸直角方向振動を受けるボルト締結体

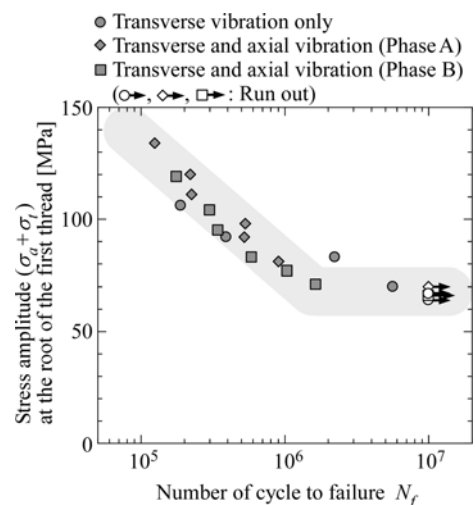


図11 軸直角方向振動を受けるボルト締結体

Excelによるプログラム作成が完了しています。軸方向繰返し荷重と軸直角方向繰返し荷重が作用した場合の疲労設計プログラムについては、現在図11に示した結果の最終的な解析と確認を行っている段階であり、プログラム作成までは至っていません。

今後、これまでに得られた結果を学術雑誌に投稿すると共に、プログラムの作成を行う予定です。

5. 主な発表論文等

[雑誌論文] (計3件)

- ① 橋村 真治, 倉掛 優, 梅野 慎一, ボルト締結体における軸直角方向疲労強度予測法, 日本機械学会論文集 A 編, 査読有, 76 巻, 772 号, 2010, pp.1659-1666.
- ② 橋村 真治, 軸直角方向振動を受けるねじ締結体の設計法, 日本機械学会 機械材料・材料加工部門ニュースレター, 査読無, 40 巻, 2010, pp.2-4.
- ③ 橋村 真治, 山田 直樹, 戸田 均, ボルト・ナット締結体の軸直角方向疲労強度へのナット形状の影響, 日本機械学会論文集 A 編, 査読有, 78 巻, 791 号, 2012, pp.1013-1022

[学会発表] (計7件)

- ① 倉掛 優, 橋村 真治, 軸直角方向振動下におけるボルト締結体の疲労強度予測, 日本機械学会 M&M2010 材料力学カンファレンス, 2010 年 10 月 9~11 日, 長岡技術科学大学
- ② 橋村 真治, 倉掛 優, 軸直角方向振動を受けるボルト締結体の疲労強度設計法, 日本機械学会第 18 回機械材料・材料加工技術講演会, 2010 年 11 月 27 日~28 日, 東京大学
- ③ Shinji Hashimura, Yu Kurakake, Development of Fatigue Design Method for Bolted Joints under Transverse Vibration, The 4th International Conference on Manufacturing, Machine Design and Tribology, 2011 年 4 月 25 日, 26 日, 愛知県蒲郡市ホテル竹島
- ④ 山田 直樹, 橋村 真治, 戸田 均, 自動車用ホイールナット形状がハブボルトの疲

労強度に及ぼす影響, 日本機械学会 M&M2011 材料力学カンファレンス, 2011 年 7 月 16 日~18 日, 九州工業大学

- ⑤ 橋村 真治, 軸直角方向振動を受けるボルト締結体の疲労強度設計法, 日本機械学会九州支部 宮崎地方講演会, 2011 年 9 月 30 日, 宮崎大学
- ⑥ 田中 友隆, 橋村 真治, 多軸振動下におけるボルト締結体のゆりみ・疲労試験機の開発, 日本機械学会九州学生会 第 43 回学生員卒業研究発表講演会, 2012 年 3 月 12 日, 佐世保高専
- ⑦ 橋村 真治, 田中 友隆, 多軸振動を受けるボルト締結体の疲労破壊に関する研究, 日本機械学会 2012 年年次大会講演会, 2012 年 9 月 12 日, 金沢大学角間キャンパス

[図書] (計0件)

[産業財産権]

○出願状況 (計0件)

○取得状況 (計0件)

[その他]

ホームページ等

特にございません。

6. 研究組織

(1) 研究代表者

橋村 真治 (HASHIMURA SHINJI)

久留米工業高等専門学校・機械工学科・准教授

研究者番号: 90290824

(2) 研究分担者

本研究に研究分担者はいません。

(3) 連携研究者

本研究に連携研究者はいません。