

〔論 文〕

軸・歯車用回り止めピンの破損防止と解析事例

井川 秀信*¹・立山 健司*²・堀口 敬平*³・井樋陽一郎*³Failure Prevention and Analytical Case on Swivel Check Pin
between Shaft and Gear

Hidenobu IGAWA, Kenji TATEYAMA, Kyohei HORIGUCHI and Youichirou IBI

Abstract

In this research, we developed a fuel efficient device (Neut-run) for practical use in a car. However, the device was damaged in a part of the transmission system which has a swivel check pin between the shaft and the gear. It is very difficult to measure the stresses around the damaged pin which is three milli-meters in diameter. Therefore, we considered that the external forces on the device were measured as thoroughly as possible and that data was used in the stress analysis of the device by the finite element method. We determined the cause of the damaged pin and tried to prevent future failures with the pin.

概 要

本研究は、燃費向上装置（ニュートラン）試作機の実用化に向けた開発を行ったものであるが、燃費向上装置（ニュートラン）試作機を搭載した車両走行試験において、本装置の駆動伝達機構部品の破損（駆動伝達ギアの回り止めピン折れ）が発生している。破損を生じたピンは、直径が3 [mm] の非常に小さな部品であり、応力測定を直接行うのが困難である。そこでピン周辺に加わる外力を可能な限り実測し、この結果をもとに有限要素法構造解析を行った。そしてピンの破損原因の解明と破損防止策を講じた。

1. 緒 言

近年、環境問題や燃料費の高騰により、化石燃料を効率良く使用するための技術開発が行われている。自動車業界においても化石燃料の使用を減らすためにハイブリッドカーや電気自動車の開発が進められている。しかし、一般に利用されている自動車の多くは化石燃料を燃焼させて動力を得る構造であり、それらの燃費向上のための技術開発が要望されている。

本研究は、燃費向上装置（ニュートラン）試作機の実用化に向けた開発を行ったものであるが、燃費向上装置（ニュートラン）試作機を搭載した車両走行試験において、本装置の駆動伝達機構部品の破損（駆動伝達ギアの回り止めピン折れ）が発生してい

る。(Fig. 1) 破損を生じたピンは、直径が3 [mm] の非常に小さな部品であり、応力測定を直接行うことは困難である。そこでピン周辺に加わる外力を可能な限り実測し、この結果をもとに有限要素法構造解析を行う。そしてピンの破損原因の解明と破損防

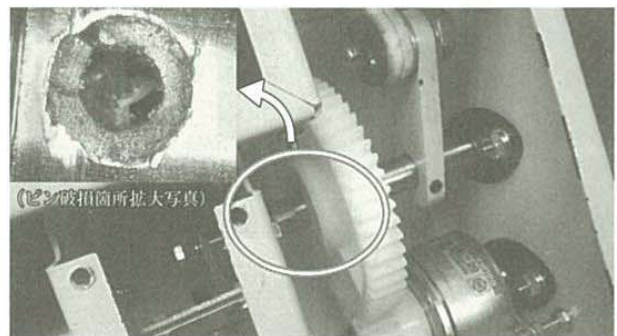


Fig. 1 Failure place.

*¹ 交通機械工学科
平成22年10月6日受理*² (有)立山自動車*³ 久留米工業大学大学院自動車システム工学専攻

止策を講じる。

2. 実験の手順および検討事項

- (1) 止めピン (Fig. 2) のせん断強度試験を行い、その強度を調べる。
- (2) 実車による燃費向上装置 (ニュートラン) からのシフトレバー連結ワイヤーに伝わる力 (伝達力) の測定を行う。
- (3) 有限要素法 (FEM) によるシミュレーション

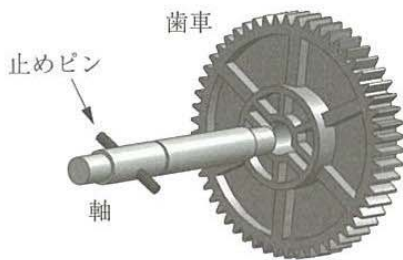


Fig. 2 Component of parts.

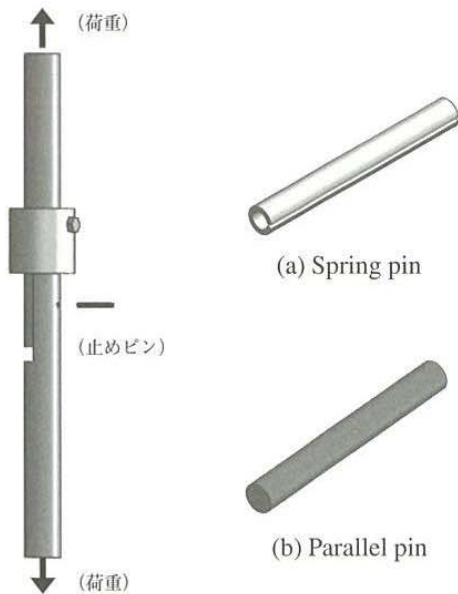


Fig. 3 Tool for shearing test.

Fig. 4 Swivel check pine.

を行い、破損原因を解明する。

- (4) 止めピンの破損防止策の検討とシフトレバー連結ワイヤーの伝達力の低減策を検討する。

3. せん断試験とその結果

せん断強度試験には、島津油圧万能引張試験機を使用し、Fig. 3 に示した治具を用いて止めピンにせん断荷重を加えた。

Table 1 は、Fig. 4 に示す止めピンのせん断強さを示したものである。現在は、Fig. 4(a)に示すバネピンが採用されているが、Fig. 4(b)に示す中実断面の平行ピンについても同様のせん断試験を行った。

本実験結果から、バネピンでは中空断面のため荷重負担能力が小さいが、ピアノ線を材質とする平行ピンでは中実断面のため荷重負担能力が大きく十分な強度を有していることが分かる。

4. シフトレバー連結ワイヤーの伝達力の測定

Fig. 5 に示すように燃費向上装置 (ニュートラン) 本体にロードセルを取り付け、シフトレバー連結ワイヤーの伝達力を測定した。今回実測したのは、A車、B車であり、それらの結果をそれぞれ Fig. 6、7 に示す。なおサンプリング周波数を1000Hzで行った。

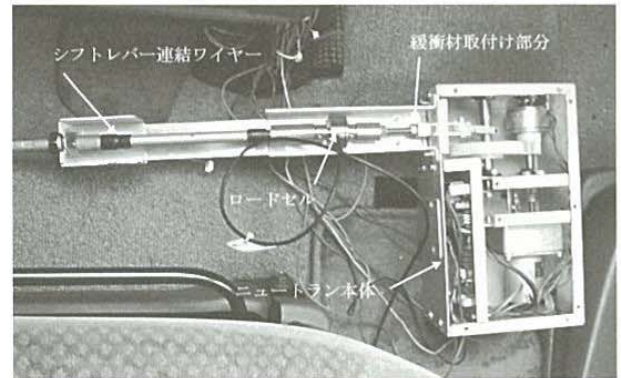


Fig. 5 Installation of load cell.

Table 1 Strength of shearing stress for swivel check pin.

部品名	バネピン	平行ピン 1	平行ピン 2	平行ピン 3
材質	バネ鋼	ピアノ線	炭素鋼	ステンレス鋼
外径 [mm]	φ3	φ3	φ3	φ3
内径 [mm]	φ2	—	—	—
長さ [mm]	25	25	25	25
断面積 [mm ²]	3.93	7.07	7.07	7.07
破断荷重 [kN]	3.27	8.2	3.55	3.98
せん断強さ [MPa]	832	1160	502	563
許容応力 [MPa]	208	290	125	141

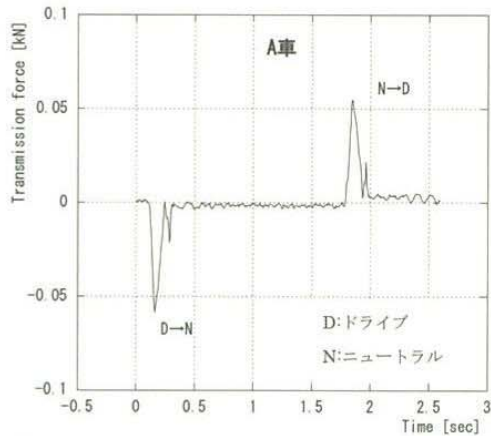


Fig. 6 Transmission force of shift lever's wire.

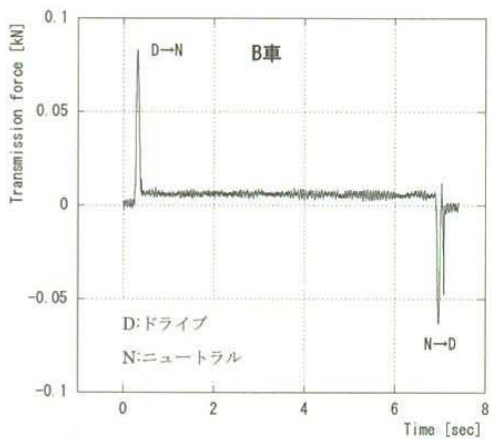


Fig.7 Transmission force of shift lever's wire.

以上の測定結果からシフトレバーがD（ドライブ）→N（ニュートラル）またはN→Dに移る際、約0.1 [sec] 間にA車で約60N、B車で約90Nの伝達力を受けることが分かった。

5. 有限要素法（FEM）によるシミュレーション

前述のシフトレバー連結ワイヤーの伝達力の実測値を基に有限要素法による応力解析を行った。

Fig. 8は、今回破損が生じた部品（Fig. 2）から作成した解析モデルである。なお解析には三角錐のテトラ要素を使用し、二次変形要素による高精度応力解析を行った。

Fig. 9は、応力解析から求めたピン周辺の変形の様子を示したものである。なお、軸に加わるトルクは、連結ワイヤー伝達力から算出した結果、2.88 [Nm] である。

同図から歯車の材質が樹脂（POV）であるため、歯車の変形が大きく、止めピンに極端な曲げモーメ

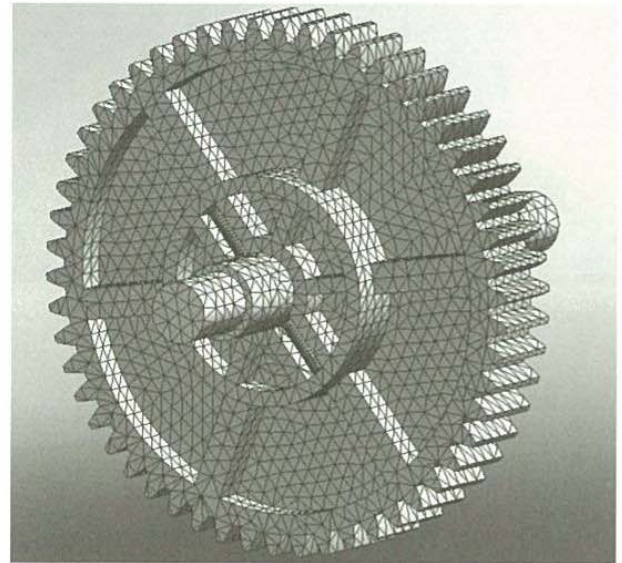


Fig. 8 Mesh division.

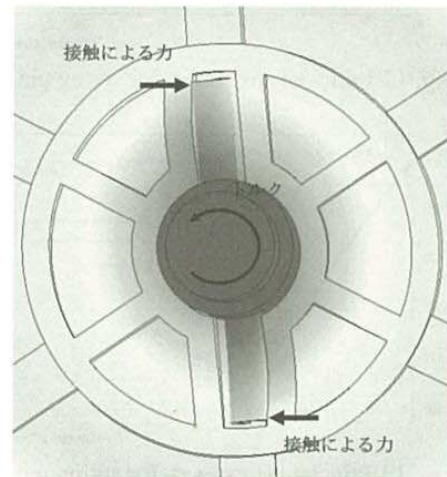


Fig. 9 Deformation of spring pin.

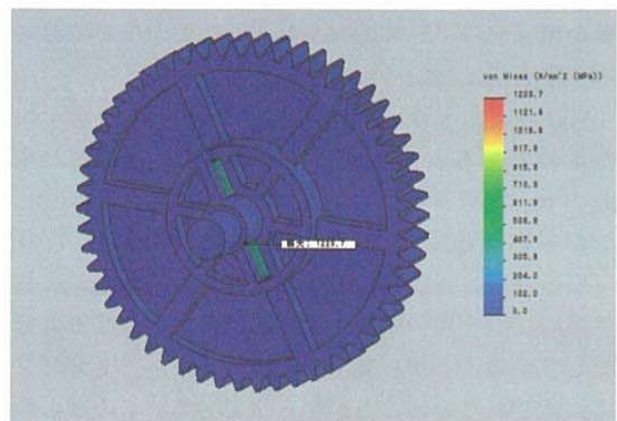


Fig. 10 Von Mises stresses σ_m for spring pin, axis and gear.

ント（片持ちはりと同じ状況）が負荷されている。

Fig. 10は、破損を起こした止めピン、軸および歯

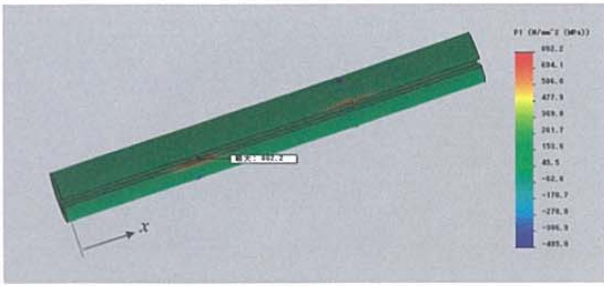


Fig. 11 Principal stresses σ_1 for spring pin.

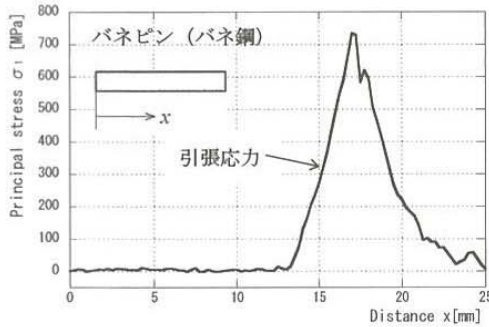


Fig. 12 Principal stresses σ_1 for spring pin.

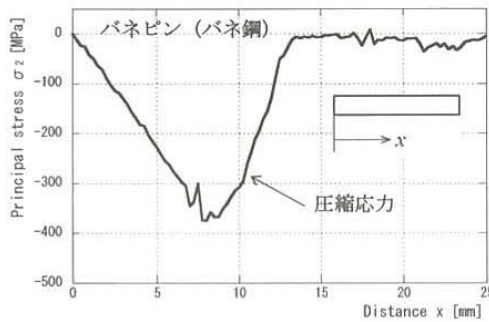


Fig. 13 Principal stresses σ_2 for spring pin.

車の von Mises 応力の解析結果である。止めピンと軸の根元部分に許容応力を超える応力が生じており、その最大値は1224 [MPa] である。

Fig. 11は、止めピンの主応力 σ_1 の解析結果を示したものである。また同図の x 軸に沿った距離と主応力 σ_1 、 σ_2 をそれぞれ Fig. 12、13に示す。バネピンの主応力 σ_1 は、700 [MPa] を超える箇所も有り実際の使用に耐えることができない。またピンの長さ方向に沿って引張応力と圧縮応力が入り代って分布していることから典型的な曲げモーメントがピンに負荷されていることが明らかである。このことから止めピンは歯車との接触によって曲げ負荷を受け、それが原因となって破損を起こしたと推測される。

Fig. 14は、止めピンの von Mises 応力を示したものである。なお、止めピンの材質は、中空のバネ鋼

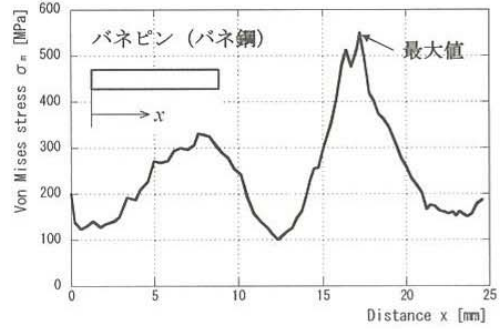


Fig. 14 Von Mises stresses σ_m for spring pin.

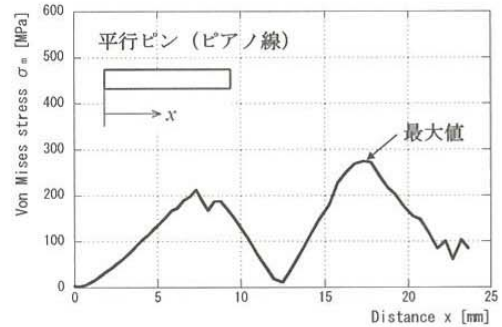


Fig. 15 Von Mises stresses σ_m for parallel pin.

である。Fig. 15は、せん断試験の結果をもとに止めピンの材質を中空のバネ鋼から中実のピアノ線に変更し、同じトルクを加えた場合の von Mises 応力を示したものである。中空のバネ鋼材の止めピンでは、許容応力を超える箇所も有り、実用に耐えることができない。一方、中実のピアノ線材の止めピンの場合では、応力の最大値が約280 [MPa] であり、ピアノ線材の許容応力以内となり実用に耐えることができる。

以上の結果より、止めピンをバネ鋼を素材とするバネピンからピアノ線を素材とする中実の平行ピンに変更することで破損防止になるとと思われる。

6. 緩衝材の効果

シフトレバー連結ワイヤーの伝達力を軽減させるため Fig. 16に示す緩衝材 (厚さ1 [mm] のOリング) を取り付けることを試みた。また、連結ワイヤーを引く場合 (D→N)、押す場合 (N→D) の両方に機能するように連結ピン側に厚さ1 [mm] のゴム材から製作した緩衝材を配置した。さらに、緩衝材の使用枚数の違いも検討した。

Fig. 5に示した燃費向上装置 (ニュートラン) 本体に Fig. 16の部品を取付け、ロードセルによる連

結ワイヤーの伝達力を測定した。実測したのは、B車であり、サンプリング周波数を1000Hzとした。

Fig. 17, 18は、Case 1が緩衝材無し、Case 2が緩衝材両側1枚ずつ、Case 3が緩衝材片側3枚と1枚の場合 (Fig. 16参照) である。

同図からシフトレバーがD→NまたはN→Dに移る際、何れも約0.1 [sec] 間に約80Nの負荷を受け

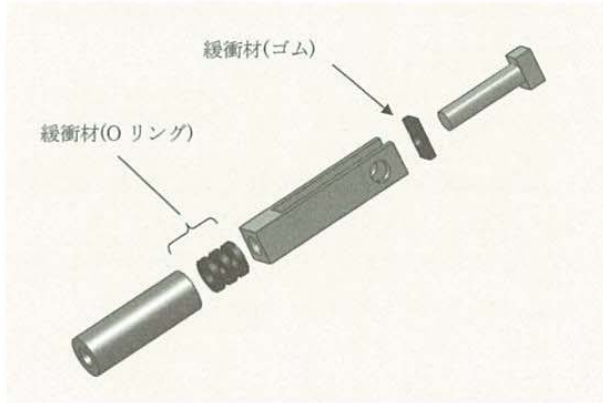


Fig. 16 Installation of shock absorber.

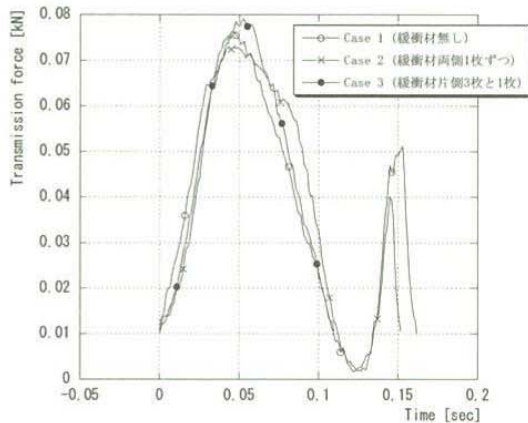


Fig. 17 Effect of shock absorber (D→N).

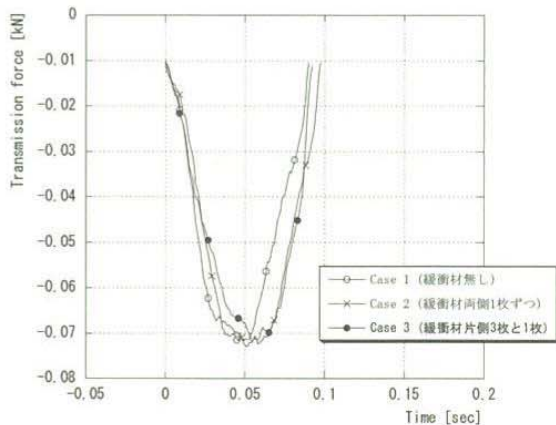


Fig. 18 Effect of shock absorber (N→D).

る。また、Case 1～3の結果で殆ど差が無く、緩衝材の効果があまり認められない。しかし Case 3では、動作性能に問題があり、シフトレバーの切換えがうまく反応しない場合があった。

以上のことから緩衝材による連結ワイヤーに加わる力の低減効果はあまり認められず、シフトレバーのロックを回避する目的での使用が妥当であると思われる。

7. 動作速度の検討

連結ワイヤーの伝達力の軽減策としてモーターの回転速度を減少させて装置の動作速度を遅くしたときのワイヤー部分の慣性力の影響を調べた。

Fig. 19, 20は、動作速度を現状の場合と半減させた場合のシフトレバー連結ワイヤーの伝達力を示したものである。モーターの回転速度を減少させることで装置の動作速度も Fig. 19の場合で約0.15 [sec] → 0.3 [sec]、Fig. 20の場合で約0.1 [sec] → 0.2 [sec] と遅くなり、連結ワイヤーの伝達力も約10%の低下

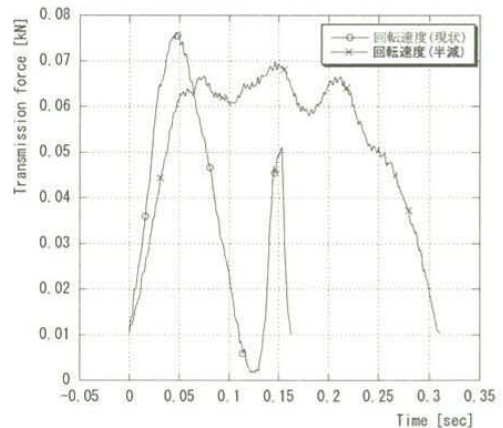


Fig. 19 Effect of inertial force (D→N).

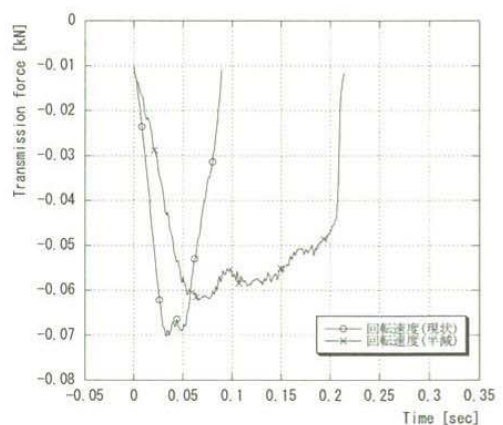


Fig. 20 Effect of inertial force (N→D)

が認められた。しかし、伝達力不足と動作速度の遅れによりシフトレバーの切り換えが度々うまく行かず燃費向上装置(ニュートラン)が正常に作動しなかった。

以上のことから燃費向上装置(ニュートラン)を正常に作動させるためにはシフトレバー連結ワイヤーの伝達力は約80~90 [N] が必要であり、現状のモーター回転速度が適当と思われる。

8. 結 論

本研究では、燃費向上装置(ニュートラン)試作機の駆動伝達機構部品の破損原因解明と破損防止のための技術開発を行った。以下に研究結果を述べる。

- (1) シフトレバー連結ワイヤーの伝達力を考慮して止めピンは、ピアノ線を素材とする中実の平行ピンが最適であり、ピンの強度を増すことで破損防止となる。
- (2) 緩衝材(Oリング)は、シフトレバー連結ワイヤーの伝達力の低減効果はあまり無く、シフトレバーのロックを回避する目的での使用が妥当である。
- (3) 燃費向上装置(ニュートラン)が正常に作動す

るためには、シフトレバー連結ワイヤーの伝達力は約80~90 [N] が必要であり、現状のモーター回転速度が適当と思われる。

本研究は、(株)久留米リサーチパーク FS 事業の援助を受けた。ここに深謝致します。

参考文献

- (1) 井川・西田・服部、久留米工業大学研究報告、No.27 (2004)、pp. 1 - 7.
- (2) 井川・西田・服部、久留米工業大学研究報告、No.27 (2004)、pp.9-15.
- (3) N. Hattori, S. Nishida and H. Igawa, Key Engineering Materials, Vols.348-349 (2007), pp.673-676.
- (4) 西田・井川・服部・興柁、日本機械学会講演論文集、No.048-1 (2004)、pp.51-52.
- (5) 西田・井川・服部・興柁、日本機械学会講演論文集、No.04-6 (2004)、pp.649-650.
- (6) 井川・西田・服部、日本機械学会講演論文集、No.078-1 (2007)、pp. 1 - 2.
- (7) 井川、日本機械学会講演論文集、No. 108(2010)、pp.127-128.