有限要素解析による大型車用ホイールボルトの
締め付け特性の評価*福岡 俊道^{*1}, 野村 昌孝^{*2}
木澤 正彦^{*3}, 福万 祥教^{*3}Evaluation of the Tightening Process of Wheel Bolts for Large Vehicles
by Finite Element AnalysisToshimichi FUKUOKA^{*4}, Masataka NOMURA,
Masahiko KIZAWA and Yoshinori FUKUMAN^{*4} Graduate School of Maritime Sciences, Kobe University,
5-1-1 Fukaeminami-machi, Higashinada-ku, Kobe-shi, Hyogo, 658-0022 Japan

Recently, tire coming-off accidents of large vehicles are frequently occurring and threatening the safety of civic life. It is reported that these accidents are primarily caused by the fatigue failure of the wheel bolt. Ordinary large vehicles have the so-called double-tire structure, and its inner and outer wheels are tightened successively in two stages. Although the tightening torque is specified for each stage, it is difficult to estimate the amount of final bolt force generated in wheel bolts, since the two-stage tightening operation involves complicated mechanical behavior. In this paper, the relationship between the applied torque and the resulting bolt force has been derived by means of finite element analysis. The numerical analyses have also shown that the repeated tire replacements might cause the scatter of bolt preloads and lead to the tire coming-off accidents. The validity of the proposed equation relating torque and axial bolt force has been testified by experimentation using a test setup composed of the actual parts of large vehicles.

Key Words: Fixing Element, Wheel Bolt, Torque, Fatigue Failure, Large Vehicle, Tire Coming-Off Accident, FEM

1. 結 言

近年、大型車の車輪脱落事故が頻発しており、市民生活と車社会の安全性を脅かす大きな社会問題となっている。統計によると、車輪脱落事故のほとんどは後輪で発生しており、そのうち左側後輪の割合が約2/3と右側よりも多くなっている⁽¹⁾。ボルトの締めすぎによる破断が事故の原因となったケースも見受けられるが、車輪脱落事故のほとんどは、車軸端部のハブと呼ばれる部分に車輪を取り付けるために使用されているホイールボルトの疲労破壊により発生している。このような車輪脱落事故の根本的な原因として、大型車の後輪が複輪構造となっており、ホイールボルトと呼ば

れる特殊なねじ部品を使用して、内輪、外輪の順に2段階で締結している点が挙げられる。ホイールボルトの締め付け作業には、ボルト本数が多いことから従来インパクトレンチが広く使用されていたが、車輪脱落事故がひんばんに発生する事態を受けて、現在ではトルクレンチを用いて約600Nmのトルクで締め付けることが義務づけられている。しかしながら、大型車の後輪は構造と作業手順が複雑であるため、トルク-軸力関係式に代表される締め付け指針が確立していない。

そこで本研究では、大型車のホイールボルトの締め付け指針を確立するための第一段階として、有限要素解析によりトルク-軸力関係式を導出し、あわせて疲労破壊を引き起こす要因と考えられるホイールボルト固有の力学挙動を解明する。解析結果の妥当性については、実機の部品を転用して製作した実験装置を用いて、後輪の2段階締め付けについてトルク-軸力関係を測定し、有限要素解析から得られた結果と比較することにより確認した。

* 原稿受付 2008年6月19日。

^{*1} 正員、フェロー、神戸大学大学院海事科学研究科(〒658-0022 神戸市東灘区深江南町5-1-1)。^{*2} 正員、神戸大学大学院海事科学研究科。^{*3} 学生員、神戸大学大学院海事科学研究科。

E-mail: fukuoka@maritime.kobe-u.ac.jp

Fig. 1 Tightening process of double-tire structure in large vehicle and its threaded fasteners

2. 大型車の車輪構造とホイールボルトの締め付け

2.1 大型車の車輪構造と締め付け手順 図 1(a) に大型車の後輪の複輪構造と締め付け手順を示す。内輪と外輪は、ホイールボルト、インナーナット、アウターナットから構成される大型車専用のねじ部品を用いて、2段階の締め付け作業により取り付けられる。図 1(b) は各部品の写真である。ホイールボルトの中央部にはつばがあり、両側にねじが切られている。インナーナットは、大型車の車輪の締め付け方法の特徴づけるねじ部品である。釣り鐘形状部分の内側と外側にそれぞれ M20 と M30 のねじが切られており、内輪を締め付ける段階では“めねじ”，外輪を締め付ける時は“おねじ”の役割をする。インナーナットとアウターナットの座面は、いずれも面積の小さな球面座となっている。図 2 は、内輪、外輪の締め付けが完了した状態における締結部周辺の構造を示している。ホイールボルトは、中央のつばと片側のねじの間にハブとブレーキドラムを挟み込んで、ドラムナットにより取り付けられる。内輪と外輪を取り外した状態では、図 1(a) のようにホイールボルトの一方のねじ部がハブ端部から突き出した状態となっている。標準のボルト本数は 8 本であるが、直径の小さいホイールでは 6 本となっている。また、ホイールは断面が“コの字型”に近い薄肉構造となっている。図 1(a) に対応して、複輪の締め付け手順は以下の通りである。

Fig. 2 Construction detail of wheel bolted joint at the completion of tightening operation

Fig. 3 Relationship between bolt force and torque in the two-stage tightening operation

- (1) 内側ホイールに加工されたボルト穴部分を、ハブから突き出ているホイールボルトに挿入する。
- (2) ホイールボルトにインナーナットを装着し、上部の四角柱形状の部分にトルクを与えて内側ホイールをハブに締め付ける。この段階では、インナーナットの内側のねじが“めねじ”の役割を果たす。
- (3) 外側ホイールを挿入して、アウターナットをインナーナットの外側のねじに装着してトルクを与えて締め付ける。ここで、外側ホイールと内側ホイールは互いに背中合わせの配置となる。

以上の手順から明らかのように、大型車の後輪は内輪、外輪と 2 段階で締め付ける。その場合の締め付けトルクは内輪、外輪とも約 600Nm と規定されている。ボルトの締め付け回数については、単輪構造の前輪を含めると、後輪が 2 軸の最小構成の場合で 80 回、3 軸の場合は 116 回となる。

2.2 ホイールボルトの締め付け特性 トルク法によって通常のボルト・ナット締結体を締め付ける場

合、目標軸力 F_b に対して必要なトルク T_l の大きさは、ボルトの呼び径を d として以下の式により求められる。

$$T_l = KF_b d \quad (1)$$

ここで、 K はトルク係数と呼ばれる量で、平均的な値としては 0.2 が使用される。しかしながら、トルク係数 K は接触面の状態により大きく変化する。そこで、 K をねじ面とナット座面の摩擦係数 μ_{th} , μ_{nu} の関数として表すことにより、より高い精度で軸力 F_b を与えることが可能となる (2),(3)。

$$\begin{aligned} K &= 0.556\mu_{th} + 0.65\mu_{nu} + 0.019 \text{ (coarse thread)} \\ K &= 0.565\mu_{th} + 0.65\mu_{nu} + 0.011 \text{ (fine thread)} \end{aligned} \quad (2)$$

式(1), (2)より、締結部の締め付け・開放の繰り返しにより、摩擦係数が仮に当初推定した値の2倍となった場合、規定トルクで締めつけても実際に得られる軸力は目標値の1/2程度になることがわかる。一方、ホイールボルトは2段階で締め付けるために、インナーナット及びアウターナットを締め付ける各過程に対するトルク係数 K_{inn} , K_{out} が必要となる。その結果、インナーナットとアウターナットの締め付けトルク T_{inn} , T_{out} に対して発生する2つの軸力成分 F_{inn} , F_{out} が求められ、両者の和として締め付け完了時のホイールボルトの軸力 F_b が推定できることになる。

$$\begin{aligned} T_{inn} &= K_{inn} F_{inn} d \\ T_{out} &= K_{out} F_{out} d \quad (3) \\ F_b &= F_{inn} + F_{out} \end{aligned}$$

図3は、2段階締め付けにおけるトルクと軸力の関係を模式的に示したものである。また図4(a), (b)は、インナーナット、アウターナットの締め付け時における各部の軸方向の力の釣り合いを示している。インナーナットを締め付ける第1ステップでは、通常のボルト・ナットの締め付けと同様、与えたトルク T_{inn} はすべて軸力 F_{inn} に変換される。一方アウターナットを締め付ける第2ステップでは、与えたトルク T_{out} によって発生した軸方向力 F_o は、内側ホイールを押下げてインナーナット座面の圧縮力を減少させる f_1 と、ホイールボルトの軸力増加につながる f_2 として作用する。すなわち、 F_o は f_1 と f_2 の和に等しく、このうちの f_2 が第2ステップにおける軸力増加成分 F_{out} となる。したがって、式(3)の第2式の右辺の軸力成分は、力学的な観点からは F_{out} ではなく F_o とすべきであるが、実用的には与えたトルクとホイールボルトの軸力増加分の関係が重要であるため、 T_{out} と F_{out} の関係式とした。図3のように、第2ステップにおけるホイールボルトの軸力増加量が小さいことは、(独) 交通

Fig. 4 Axial force equilibrium in each tightening stage

安全環境研究所が実施した実験結果⁽¹⁾とも一致している。

3. 締め付け過程の有限要素解析

3.1 解析モデルの設定と解析条件 解析モデルは、ねじ部品であるホイールボルト、インナーナット、アウターナット、被締結体である内側ホイール、外側ホイール並びにハブとブレーキドラムから構成される。すでに述べたように、内輪と外輪を取り外した状態では、ホイールボルトのねじ部がハブ端部から突き出した状態となっている。したがって、締め付け過程におけるトルク-軸力関係式の導出を主な目的とした場合、ホイールボルトとハブ及びブレーキドラムは、力学的に一体と見なすことができる。図5は、以上の点を考慮して作成したホイールボルト締結部の有限要素モデルであり、アウターナットを締め付ける第2ステップに対応している。インナーナットを締め付ける第1ステップについては、アウターナットと外側ホイールを除いたモデルを使用する。軸対称モデルを使用した理由は次節で詳述する。ホイールはスチール製とアルミニウム製のものがあるが、ここでは使用頻度の高いスチール製を対象とした。内側ホイールと外側ホイールについては、ボルトの締め付け過程に影響すると考えられる部分のみをモデル化している。なお、解析モデルはすべて弾性体と仮定し、各部のヤング率とポアソン比はすべて 200GPa 及び 0.3 とする。接触面の中で締め付け過程に大きく影響するのは、インナーナットの内側と外側に切られた2つのねじ面、インナーナット座面、アウターナット座面の計4つである。これらの接触面の摩擦係数を順に μ_{th} , μ_{ot} , μ_{in} , μ_{on} とする。添字について、 i と o はインナーナットとアウターナット、 th と nu はねじ面とナット座面を表している。摩擦係数は 0.05 から 0.30 まで 0.05 刻みで変化させ、0.15 を標準条件とする。それ以外の内側ホイールと外

Fig. 5 Finite element model of wheel bolted joint

側ホイールの界面, 内側ホイールとハブの接触面の摩擦係数は0.15一定とする。

3.2 軸対称有限要素解析によるトルク-軸力関係式の求め方 トルク法によるボルトの締め付け過程を解析するためには, ねじ山らせん形状を考慮した三次元モデルが必要となる⁽⁴⁾⁻⁽¹⁰⁾。しかしながら, トルク-軸力関係式を求めることに限定すると, 軸対称モデルにより解析が可能となる。なお, 実際のホイールは複数のボルトで締め付けられているが, 本研究ではホイールボルトの締め付け過程における力学挙動の解明を主たる目的としているので, 単一ボルトを対象とした軸対称モデルを使用する。

以下に, インナーナットを締め付ける第1ステップについて, トルク T_{inn} と軸力 F_{inn} の関係を求める手順を示す。解析モデルはインナーナット, 内側ホイール, ハブとブレーキドラムを一体としてモデル化したホイールボルトの3物体から構成される。

(1) インナーナット内側ねじ面の摩擦係数 μ_{ih} とインナーナット座面の摩擦係数 μ_{inu} を設定する。

(2) 内側ホイールとハブの界面に適当な大きさの負の不整量を与えることにより, ホイールボルトにある大きさの軸力を発生させる。

(3) インナーナットに与えるトルクは, インナーナット内側ねじ面とインナーナット座面で消費される。

Fig. 6 Numerical results of the relationship between bolt force and torque ($\mu = 0.15$)

そこで, 上記の2つの界面上の節点に発生する垂直力 N_i に, ねじの回転方向の摩擦係数 μ_θ と節点の半径座標 r_i を乗じ, 接触面上のすべての節点について総和をとると, (2) で与えた軸力に対応して, インナーナットに与えたトルク T_{iry} が算出できる。

$$T_{iry} = \sum_{i=1}^n \mu_\theta N_i r_i \quad (4)$$

ここで μ_θ は各接触面の摩擦係数 μ_{ih} , μ_{inu} に等しいと仮定する。また軸力 F_{inn} の値は, ねじ面あるいはナット座面における軸方向節点力の総和として求めることができる。

(4) 上で得られたトルク値 T_{iry} は, 必ずしも規定のトルク T_{inn} と一致しないので, (2) に戻って不整量の値を変化させ, $T_{iry} = T_{inn}$ となるまで計算を繰り返す。解が収束した時の値より, 仮定した摩擦係数に対するトルクと軸力の関係が得られる。その場合のトルク T_{inn} , 軸力 F_{inn} 及びボルトの呼び径 $d = 20\text{mm}$ を式(3)の第1式に代入するとトルク係数 K_{inn} が求められる。

アウターナットを締め付ける過程については, 内側ホイールと外側ホイールの界面に負の不整量を与えて軸力を発生させ, インナーナットの外側ねじ面とアウターナット座面の摩擦係数 μ_{oh} , μ_{onu} を仮定し, インナーナット締め付けの場合と同様の繰り返し計算を実施して, トルク T_{out} , 軸力 F_{out} , トルク係数 K_{out} を求める。

4. 解析結果

4.1 ホイールボルトのトルク-軸力関係式 図6は, 摩擦係数が0.15の場合について, インナーナットとアウターナットを締め付けた時のトルク-軸力関係

Fig. 7 Relationships between bolt force and torque in each tightening stage

を示している。不整量を幾通りか変化させてトルクと軸力の関係を求めたところ、両者の関係はほぼ線形となったので、図では規定トルクである約 600Nm に対する計算結果と原点と結んでいる。インナーナットを締め付けるとホイールボルトに 123kN の軸力が発生しているが、さらにアウターナットを締め付けても軸力の増加は 30kN にとどまっている。インナーナットの内側と外側のねじの呼び径は、それぞれ M20 と M30 である。これと同じ呼び径を持つ通常のボルト・ナットを等しいトルクで締め付けた場合、後者の締め付け時に発生する軸力は呼び径の逆比より前者の約 2/3 程度となる。一方大型車のホイール締結の場合、図 4 に示した理由により異なった挙動を示す。すなわち、アウターナットを締め付けた場合、発生する軸方向力 F_o は約 106kN であるが、ホイールボルトの軸力増加分 F_{out} は F_o の約 28% の 30kN である。残りの 76kN は、インナーナット座面を押し下げて面圧が低下するよう

Fig. 8 Effect of coefficient of friction on nut factor

に作用する。

図 7(a), (b) は、4 つの摩擦係数 μ_{ith} , μ_{oth} , μ_{inu} , μ_{onu} がすべて等しいと仮定して、それぞれインナーナット、アウターナットを締め付けた場合のトルク・軸力関係の解析結果である。摩擦係数が小さいほど同じトルクに対して得られる軸力が大きくなっている。

4.2 トルク係数 図 8 は、図 7 から求めたトルク係数と摩擦係数の関係を示している。インナーナット締め付け時のトルク係数 K_{inn} に比べて、アウターナット締め付け時の値 K_{out} はかなり大きく、摩擦係数に対する増加の割合も大きい。このことは、アウターナット締め付け時には軸力の増加 F_{out} が小さく、摩擦係数の影響を受けやすいことを示している。図 8 より、摩擦係数が 0.15 の場合の K_{inn} の値は、通常のボルト・ナットに対して広く使用されている 0.2 よりやや大きくなっている。最小二乗法を用いて K_{inn} と K_{out} を摩擦係数 μ の一次関数として表すと次式を得る。

$$\begin{aligned} K_{inn} &= 1.443\mu + 0.02120 \\ K_{out} &= 3.799\mu + 0.08163 \end{aligned} \quad (5)$$

上式では、各部の摩擦係数がすべて μ に等しいと仮定している。このうち K_{inn} については、図 7(a) に示したようにホイールボルトの締め付け力に対する影響が大きい。そこで、ねじ面の摩擦係数 μ_{ith} とナット座面の摩擦係数 μ_{inu} の影響を分離するために、下記の式を定義して係数 c_1 , c_2 , c_3 を求める。

$$K_{inn} = c_1\mu_{ith} + c_2\mu_{inu} + c_3 \quad (6)$$

式中の c_2 と呼び径 d の積である c_2d は、インナーナット座面における摩擦の等価直径となる。すなわち、 c_2 は幾何学的に求めることができる。インナーナットの座面は接触面幅が小さいので、その平均直径を摩擦の等価直径と考えると c_2 は 0.8423 となる。 c_1 と c_3 に

Fig. 9 Mises stress distributions in the stage of inner nut tightening

Fig. 10 Mises stress distributions in the stage of outer nut tightening

については、式(6)を変形すると $(c_1\mu_{ith} + c_3)$ が既知量の $(K_{inn} - c_2\mu_{inn})$ に等しいことから、摩擦係数に対する一次関数として最小二乗法を適用して求めることができる。アウターナットの締め付けについても同じ手法で求めることができるので、以下に結果のみ示す。

$$\begin{aligned} K_{inn} &= 0.6004\mu_{ith} + 0.8423\mu_{inu} + 0.02120 \\ K_{out} &= 3.179\mu_{oth} + 0.6198\mu_{onu} + 0.08163 \end{aligned} \quad \cdots (7)$$

実際の締め付け作業では、式(5)あるいは式(7)を用いて接触面の状態に応じたトルク係数を求めることにより、ホイールボルト軸力の締め付け精度を改善することができる。

4.3 締結部の応力集中 図9, 10は、摩擦係数が0.15の場合について、それぞれインナーナット締め付け時とアウターナット締め付け時にホイールボルト周辺に発生するミーゼス応力の分布を示している。ナッ

Fig. 11 Test specimen of wheel bolt

Fig. 12 Experimental setup for wheel bolted joint

ト座面に最も近いホイールボルトのねじ谷底に応力集中が発生している点は、通常のボルト・ナットと同様であるが、いずれの場合もインナーナット座面、アウターナット座面の極めて狭い領域に非常に高い応力集中が発生している。実機では、塑性変形のためにナット座面周辺の応力集中はかなり緩和されると推定されるが、ここではホイールとナットの界面に発生する面圧の基本的な特性を明らかにすることを目的としているので弾性問題として解析している。いずれにしても狭い領域に高い面圧が発生するので、タイヤ交換のためにホイールの脱着を繰り返すと、面が荒れることによって接触面の摩擦係数がかかなり変化すると考えられる。その結果、摩擦係数が当初想定した値より大きくなると、同じトルクで締め付けても得られるボルト軸力が小さくなるのでゆるみが発生しやすくなり、ねじ部の応力振幅が増大してホイールボルトが疲労破壊を起こす可能性が高くなると推察される。

5. 実機の部品を転用した実験装置による締め付け実験

5.1 ホイールボルトの軸力測定方法 実験に使用したホイールボルトは、軸力測定用のひずみゲージを貼り付けるために、図11のようにインナーナットの内側のねじとかみ合わない部分のねじを削って円柱形に加工する。正面に見えている穴は、ひずみゲージのリード線を取り出すことを目的としており、ボルト軸

心に沿って加工した小さな穴を通して車軸中心側のドラムナット側から取り出す構造となっている。ひずみゲージの出力は、動ひずみ計を介してオシログラフィックスレコーダに収録する。インナーナットとアウターナットは、ホイールボルト専用のトルクレンチを用いて締め付け、レンチの読みを締め付けトルクとする。

5.2 実験装置の概要 図12は、ホイールボルトのトルク-軸力関係を測定するために作成した実験装置である。実機のハブとブレーキドラムを用いて締結部を構成し、それらを蜂の巣定盤に挿入して固定している。トルクレンチからホイールボルトに与えられたトルクは、実験装置を回転させるように作用するので、図の右側に見えている棒によって反トルクを受ける構造となっている。図ではインナーナットによって内側ホイールを締め付けている。その後、外側ホイールを装着してアウターナットによって締め付けることにより、後輪の2段階締め付けが完成する。

5.3 実験結果及び解析結果との比較 実験は、マシン油をねじ部とナット座面に塗布した場合と無潤滑状態についてそれぞれ3回ずつ実施した。図13(a)は、内側ホイールと外側ホイールの2段階締め付けに対して測定した軸力-トルク関係の一例である。締め付けトルクは100Nm刻みで600Nmまで変化させた。図中に最小二乗法を用いて両者の関係を直線近似した結果を示している。無潤滑状態での締め付けは、潤滑油を使用した場合と比較して、同じトルクに対して発生する軸力が著しく低くなっている。本実験ではボルトの軸力のみを測定しているため、ねじ面とナット座面の摩擦係数を個別に求めることはできないが、両者の値が等しいと仮定すると、インナーナットを締め付ける第1ステップについて摩擦係数を求めることが可能となる。通常のボルト・ナットと同様の考え方で、インナーナットの締め付けトルク T_{inn} とホイールボルトに発生する軸力 F_{inn} の関係は、ねじ面とインナーナット座面における力とモーメントの釣り合いから導くことができる⁽¹¹⁾。

$$T_{inn} = \frac{1}{2} F_{inn} \{ d_2 \tan(\rho' + \beta) + \mu_{inu} d_{inu} \} \dots \dots (8)$$

d_2 , β はねじの有効径とリード角、 ρ' はねじ面の摩擦角、 μ_{inu} と d_{inu} はインナーナット座面の摩擦係数と摩擦直径である。ここで ρ' はねじ面の摩擦係数 μ_{ih} を用いて表すことができる。 T_{inn} と F_{inn} は実験における測定値として既知である。そこで、式(8)において $\mu_{ih} = \mu_{inu}$ と仮定して摩擦係数を種々変化させ、両辺の値が等しくなる摩擦係数を求める。図13(b)は、潤滑油を使用した場合としない場合について、摩擦係数

(b) Variations of coefficient of friction with increasing torque
Fig. 13 Experimental results and comparison with calculated results

の値が締め付けトルクによって変化する様子を示している。無潤滑状態では摩擦係数の絶対値、ばらつきともかなり大きくなっている。また図の結果は、たとえ潤滑油を使用しても、ホイールボルトの脱着を繰り返すと摩擦係数が変化してトルク係数の値が変わるため、得られるボルト軸力が大きくばらつく可能性があることを示唆している。なお、図13(a)に示した結果は図中の実験1と実験4に対応している。つぎに、実験で得られた摩擦係数を有限要素解析から求めた式(5)の第1式に代入してトルク係数 K_{inn} を求め、式(3)の第1式より100Nmから600Nmまでのトルク T_{inn} に対応した軸力 F_{inn} を計算する。計算から得られた T_{inn} と

F_{inn} を図 13(a) 中に黒塗りのレジェンドでプロットしている。解析結果に基づいて得られたトルク・軸力関係は実験結果とかなりよく一致しており、本研究において有限要素解析から求めたトルク・軸力関係式は有効であるといえる。

6. 結 言

(1) ホイールボルトと呼ばれる特殊なねじ部品を用いて内輪、外輪を 2 段階で締め付ける大型車の後輪を対象として、その特徴的なトルク・軸力関係式を規定するトルク係数を軸対称有限要素解析により求めた。

(2) ホイールボルトの締め付け指針の確立を目的として、内輪と外輪の各締め付け過程に対するトルク係数を、ねじ面、インナーナット座面、アウターナット座面の摩擦係数の関数として表す式を導いた。

(3) 有限要素解析により、締結部のインナーナット座面とアウターナット座面の狭い領域に高い面圧が発生することを示した。その結果、タイヤ交換のためにホイールの脱着を繰り返すと接触面摩擦係数が大きく変化し、ボルト軸力が大きくばらつく可能性があることを実験により確認した。

(4) 本研究で提案した解析結果の有効性は、実機の部品を転用して製作した実験装置を用いて、インナーナットの締め付けに対するトルク・軸力関係を測定し、解析値と測定値を比較することにより確認した。

おわりに、本研究は(独)鉄道・運輸機構による運輸分野における基礎的研究推進制度平成 19 年度採択課題として実施したものである。

文 献

- (1) National Traffic Safety and Environment Laboratory, *Report of the Research Committee on Tire Coming-off Accidents of Large Vehicles due to the Rapture of Wheel Bolts*, (2004).
- (2) Fukuoka, T., Mechanical behaviors of Bolted Joint in Various Clamping Configurations, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series A*, Vol.62, No.594 (1996), pp445–451.
- (3) Fukuoka, T., Evaluation of the Tightening Process of Elastic Angle Control Method and Proposal of a Practical Tightening Operation, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol.72, No.716 (2006), pp1370–1377.
- (4) Takaki, T. and Fukuoka, T., Elasto-Plastic Analysis of the Tightening Process of Bolted Joint, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series A*, Vol.67, No.660 (2001), pp1269–1275.
- (5) Fukuoka, T., Nomura, M. and Morimoto, Y., Proposition of Helical Thread Modeling with Accurate Geometry and Finite Element Analysis, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series A*, Vol.72, No.723 (2006), pp1639–1645.
- (6) Zadoks, R. I. and Kokatam, D. P. R., Three-Dimensional Finite Element Model of a Threaded Connection, *Computer Modeling and Simulation in Engineering*, Vol. 4–4 (1999), pp.274–281.
- (7) Zhang, M. and Jiang, Y., Finite Element Modeling of Self-Loosening of Bolted Joints, *Analysis of Bolted Joints*, ASME PVP Vol. 478 (2004), pp.19–27.
- (8) Izumi, S., et al, Three-dimensional Finite Element Analysis on Tightening and Loosening Mechanism of Bolted Joint, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series A*, Vol.71, No.702 (2005), pp.204–212.
- (9) Izumi, S., et al, Verification of Anti-Loosening Performance of Super Slit Nut by Finite element Method, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series A*, Vol.71, No.703 (2005), pp.380–386.
- (10) Fujioka, Y. and Sakai, T., Verification of Self-Loosening Mechanisms for Thread Fastener, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol.71, No.711 (2005), pp.3270–3277.
- (11) Yamamoto, A., *Theory and Practice of Tightening Process of Screw Threads*, (1970), pp49–52, Yokendo.

(1) National Traffic Safety and Environment Laboratory, *Report of the Research Committee on Tire Coming-off Acci-*