木材－ボルト接合における塑性域締付け軸力の 締付けトルク算定法^{*1}

松原独歩^{*2}, 若島嘉朗^{*3}, 藤澤泰士^{*3}, 清水秀丸^{*4},
北守顕久^{*5}, 石川浩一郎^{*6}

Tightening Torque Calculation Method for Plastic Clamp Force of Bolted Timber Joints^{*1}

Doppo MATSUBARA^{*2}, Yoshiaki WAKASHIMA^{*3}, Yasushi FUJISAWA^{*3},
Hidemaru SHIMIZU^{*4}, Akihisa KITAMORI^{*5} and Koichiro ISHIKAWA^{*6}

A method for calculating plastic clamp force from tightening torque was presented by considering a bi-linear model obtained from experimental tightening torque-clamp force relationships. The practical applicability of the calculation method was verified by tightening tests of *Cryptomeria japonica* – bolted joints using metal washers of various sizes. Results were as follows: It was found that a ratio of side-length (diameter) to thickness of metal washers ranging from 7.8 to 16.0 did not affect the torque coefficient. In addition, the ratio of maximum plastic torque coefficient to maximum elastic torque coefficient, $\gamma_{\max}$ and the ratio of minimum plastic torque coefficient to minimum elastic torque coefficient, $\gamma_{\min}$, which are elements of the calculation method, tended to increase depending on embedment into timber of metal washers in side-length (diameter) to thickness ratios of 10.0 (washer size: 32×t 3.2 mm), 10.9 (washer size: 35×t 3.2 mm) and 7.8 (washer size: 35×t 4.5 mm). Furthermore, calculated tightening torque values were verified by tightening tests using a digital torque wrench. As a result, plastic clamp force values obtained by experiment agreed with calculated values ranging from minimum clamp force $F_{\min}$ to maximum clamp force $F_{\max}$. However, the method of reducing variation in $\gamma_{\max}$ and $\gamma_{\min}$ remained to be investigated.

Keywords: bolted timber joints, metal washer, torque coefficient, tightening torque.

木材のボルト接合において、締付けトルクと締付け軸力の関係をバイリニアモデルとし、塑性域締付け軸力を管理するための締付けトルク算定法を提案した。そしてワッシャーの辺長比を7.8から18.8の範囲でパラメータとした12種類のワッシャーを対象としたスギーボルト接合の締付け実験を行い、提案算定法による計算値を検証した。結果、辺長比7.8から16.0の範囲では、弾性範囲のトルク係数に影響を及ぼさないことがわかった。また算定法にて、塑性域の最大トルク係数と弾性域の最大トルク係数の比を $\gamma_{\max}$ 、塑性域の最小トルク係数と弾性域の最小トルク係数の比

^{*1} Received December 5, 2016; accepted January 30, 2017. 本研究の一部は第66回日本木材学会大会（2016年3月、名古屋）で発表した。

^{*2} (地独) 東京都立産業技術研究センター Tokyo Metropolitan Industrial Technology Research Institute, Tokyo 135-0064, Japan

^{*3} 富山県農林水産総合技術センター Toyama Prefectural Agricultural, Forestry & Fisheries Research Center, Imizu 939-0311, Japan

^{*4} 椋山女学園大学生生活科学部 School of life studies, Sugiyama Jogakuen University, Nagoya 464-8662, Japan

^{*5} 京都大学生存圏研究所 Research Institute for Sustainable Humanosphere, Kyoto University, Uji 611-0011, Japan

^{*6} 福井大学工学部 School of engineering, University of Fukui, Fukui 910-8507, Japan

Corresponding Author: D. Matsubara (matsubara.doppo@iri-tokyo.jp)

を $\gamma_{\min}$ と新たに定義し、それぞれはワッシャーのめり込みが進展するに伴い変動することがわかった。また辺長比10.0, 10.9, 7.8の条件下において $\gamma_{\max}$, $\gamma_{\min}$ を設定し本算定法によってトルク算定することで、塑性域締付け軸力を得られることがわかった。

1. 緒 言

近年、主として木造住宅の壁にエネルギー吸収部材を挿入して、建物の減衰力を高め、地震エネルギーを積極的に吸収することによって建物の損傷を低減する制振技術の開発が進められ、そのニーズが急速に高まっている¹⁾。このような背景より、著者らは、木材をボルト等で締付けて軸力（以下、締付け軸力と呼ぶ）を発生させ、その締付け軸力に伴い木材同士もしくは木材と鋼板との間に生じる摩擦抵抗力を利用した制振壁の開発を進めている。これは、摩擦抵抗は、接合部の耐力および剛性を上昇させると共に、履歴減衰容量を上昇させるという効果に着目したためである²⁻⁷⁾。しかし木材の摩擦抵抗を耐力要素として組み込むには、いくつかの問題、課題点が考えられる。

まず一点目は、木材の応力緩和や乾燥収縮による摩擦抵抗力を発現する締付け軸力の減少である。藤元らは、ボルト接合の座金寸法および追締めが緩和挙動に及ぼす影響について、締付け直後に締付け軸力緩和が大きく、その後緩やかに低下することを報告している⁸⁾。Awaludinらは、鋼板添え板ボルト接合部の1年間の応力緩和実験を行い、1年後には締付け軸力は大きく低下するが、仮に低下したとしても、減衰容量は締付け軸力を与えない場合よりも比較的高いとしている⁹⁾。また、桑村は、ボルト接合を想定して、木材を塑性変形させた上でさらに再締付けを行った場合は、応力緩和率が改善される傾向にあることを報告している¹⁰⁾。さらに、著者らのこれまでの実験では、木材をボルトで締付けて、木材のめり込み降伏点を越える軸力（以下、塑性域締付け軸力と呼ぶ）を与えた場合は、高い応力を維持し続けるという結果が得られている¹¹⁾。もちろん、いずれの結果も長くても1年間程度の観察結果であり、乾湿繰り返しなどの非定常状態における緩和挙動の追跡なども含めて今後のさらなる経過観察が必要であろう。

二点目は、摩擦抵抗を発現する締付け軸力の管理方法の問題である。著者らはこれまで、ボルト接合を対象に、この締付け軸力と締付けトルクとの関係を定量的に調べ、締付け軸力はトルクレンチなどの工具を用いて管理するいわゆるトルク法で制御可能であり、締付けトルクはトルク係数とボルト径および

締付け軸力から決定できることを明らかにした¹²⁾。また、締付け速度を20 rpmに設定することで、締付け軸力のばらつきを小さくすることが可能であることを明らかにした¹³⁾。このトルク法は、実用レベルにおいて簡便な管理法であると言えるが、いずれの研究も限定条件下かつ弾性範囲内の結果であり、著者らが検討を進めている木材の塑性域締付け軸力をトルク法で管理可能なか不明であった。また、ボルトで締付ける場合、ワッシャーがめり込むが、ワッシャーの辺長比（辺長/厚さ）が異なるとワッシャーのめり込み剛性や耐力が変化することが分かっている¹⁴⁾。そのため、ワッシャーの辺長比の違いによって、トルク係数に影響を及ぼす可能性が考えられるが、この点についても定量的に把握できずにいた。ここで、既報¹³⁾で得られたカラマツ-ボルト接合の締付けトルクと締付け軸力の関係をFig.1に示す。Fig.1によれば、締付け軸力の上昇に伴い締付けトルクも上昇していて、弾性域以降で勾配が変化しているように見える。この関係より、締付けトルクと締付け軸力の関係をバイリニアモデルで表されるものとすれば、比較的簡便な塑性域締付け軸力の締付けトルク算定式が得られると考えられる。

そこで、この研究では、木材のボルト接合について、締付けトルクと締付け軸力の関係をバイリニアモデルで表し、木材の塑性域締付け軸力を管理するための締付けトルク算定法を提案する。そして、ワッシャーの辺長比をパラメータとした締付け実験を木材のめり込み降伏点を越える塑性域まで行うこと

Fig. 1. Relationship between tightening torque and clamp force of *Larix kaempferi* - bolted joints.

で、ワッシャーの辺長比の違いによってトルク係数などにどのような影響を与えるのか実験的に把握すると共に、提案算定式による計算値を検証した。

2. 塑性域締付け軸力を管理するための 締付けトルク算定法

著者のこれまでの木材ボルト接合の締付け実験結果より¹³⁾、Fig. 2に示すように、木材のボルト接合の締付けトルク T_f と締付け軸力 $F_f d$ の関係は、降伏締付け軸力 $F_y d$ を越えた後、トルク係数 K_{fl} と異なる勾配で塑性域勾配が変化するというバイリニアモデルで表されるものとする、塑性域締付け軸力 F_{fp} を得るための目標締付けトルク T_A は以下の(1)式のように表すことができる。

$$T_A = d \{K_{f2} (F_{fp} - F_y) + K_{f1} F_y\} \quad \dots (1)$$

ここで、各記号について、 d はボルト径、 K_{f2} は塑性域トルク係数と新たに定義し、 F_y は降伏締付け軸力、 K_{f1} は弾性域のトルク係数である。

Fig. 2に示したように、 K_{f1} および K_{f2} はそれぞれ最大値 K_{f1max} 、 K_{f2max} と最小値 K_{f1min} 、 K_{f2min} で変動するものと考えられる。そのため、Fig. 2に示した着色部の範囲、すなわち F_{min} 、 F_{max} の範囲で初期締付け軸力は変動しばらつく。これがトルク管理法の特徴で、弾性範囲のトルク管理法によって得られる締付け軸力についても、ばらつくことがよく知られていて各トルク係数を適切に評価することが重要と

Fig. 2. Bi-linear model of the relationship between tightening torque and clamp force on bolted timber joints.

Notes: F_{max} : target maximum plastic clamp force, F_y : yield clamp force, K_{f1max} : maximum torque coefficient, K_{f1min} : minimum torque coefficient, F_{min} : target minimum plastic clamp force, T_{f2max} : maximum plastic tightening torque, T_{f2min} : minimum plastic tightening torque, d : bolt diameter.

なる。ここで、Fig. 2の F_{max} を目標最大塑性域締付け軸力、 F_{min} を目標最小塑性域締付け軸力と定義する。トルク管理法は、初期締付け軸力が少なくとも F_{min} 以上、 F_{max} 以下となるように軸力を管理する方法であるが、この研究では塑性域締付け軸力を少なくとも得られることを保証する目的のため、まず下限の F_{min} をあらかじめ設定する必要がある。この時、 F_{min} は F_y 以上を設定する。そして上限の F_{max} を計算し、それぞれに必要なトルクを計算し、目標締付けトルク T_A を決定するという計算手順をとる。

まず、目標締付けトルク T_A は、 F_{max} を得るための最大塑性域締付けトルク T_{f2max} および F_{min} を得るための最小塑性域締付けトルク T_{f2min} の平均値と設定すると、

$$T_A = \frac{T_{f2max} + T_{f2min}}{2} \quad \dots (2)$$

となる。

T_{f2max} は、Fig. 2より、(1)式を用いて以下の(3)式で表される。

$$T_{f2max} = d \{K_{f2min} (F_{max} - F_y) + K_{f2min} F_y\} \quad \dots (3)$$

T_{f2min} は、Fig. 2より、(1)式より以下の(4)式で表される。

$$T_{f2min} = d \{K_{f2max} (F_{min} - F_y) + K_{f2max} F_y\} \quad \dots (4)$$

一方、 T_{f2max} と T_{f2min} は、トルク法で管理する場合、次のような関係にある。すなわち、トルクレンチなどの様々な工具が用いられるが、トルクレンチによるトルクの誤差率を m とし、締付けトルク T_A は、トルクレンチの誤差で強く締付け過ぎても T_{f2max} 以下に、小さく締付け過ぎても T_{f2min} 以上としなければならないので、

$$T_A \left(1 + \frac{m}{100}\right) \leq T_{f2max} \quad \dots (5)$$

$$T_A \left(1 - \frac{m}{100}\right) \geq T_{f2min} \quad \dots (6)$$

と表される。ここで、トルクレンチの誤差を考慮した T_A の上限と下限が T_{f2max} と T_{f2min} に対応したとき等号が成立するので、(5)、(6)式より、

$$\frac{T_{f2max}}{\left(1 + \frac{m}{100}\right)} = \frac{T_{f2min}}{\left(1 - \frac{m}{100}\right)} \quad \dots (7)$$

よって、 T_{f2max} は、

$$T_{f2max} = \frac{\left(1 + \frac{m}{100}\right)}{\left(1 - \frac{m}{100}\right)} T_{f2min} \quad \dots (8)$$

となるので、(3)、(4)式を(8)式に代入し、 F_{max} について解けば、以下の(9)式を得る。

$$F_{\max} = \frac{\left(1 + \frac{m}{100}\right) K_{f2\max} F_{\min} - F_y \left\{ \left(1 + \frac{m}{100}\right) K_{f2\max} - \left(1 - \frac{m}{100}\right) K_{f1\max} - K_{f2\min} + K_{f1\min} \right\}}{K_{f2\min}} \quad \dots (9)$$

ここで、(9)式を見ると、未知数は $K_{f2\max}$, $K_{f2\min}$, $K_{f1\max}$, $K_{f1\min}$, F_y の5つである。そこで、 K_{f2} と K_{f1} の関係について、 $K_{f2\max}$ と $K_{f1\max}$ の比を塑性域最大トルク係数比 $\gamma_{\max}$ ($=K_{f2\max} / K_{f1\max}$), $K_{f2\min}$ と $K_{f1\min}$ の比を塑性域最小トルク係数比 $\gamma_{\min}$ ($K_{f2\min} / K_{f1\min}$) と定義する。すると、 $F_{\max}$ は(10)式となる。

$$F_{\max} = \frac{\left(1 + \frac{m}{100}\right) K_{f1\max} \{\gamma_{\max} F_{\min} + (1 - \gamma_{\max}) F_y\} + \left(1 - \frac{m}{100}\right) K_{f1\min} F_y (\gamma_{\min} - 1)}{\left(1 - \frac{m}{100}\right) \gamma_{\min} K_{f1\min}} \quad \dots (10)$$

また、 $T_{f2\max}$ および $T_{f2\min}$ は、同様に $\gamma_{\max}$, $\gamma_{\min}$ を用いて表せば、それぞれ(11), (12)式となる。

$$T_{f2\max} = d K_{f1\min} \{\gamma_{\min} F_{\max} + (1 - \gamma_{\min}) F_y\} \quad \dots (11)$$

$$T_{f2\min} = d K_{f1\max} \{\gamma_{\max} F_{\min} + (1 - \gamma_{\max}) F_y\} \quad \dots (12)$$

ここで、 $K_{f1\max}$ および $K_{f1\min}$ は、ボルトとワッシャーの接触面すなわち座面の摩擦係数 μ_b , ボルトとナットの接触面すなわちねじ面の摩擦係数 μ_{th} によってばらつくことが既報⁽³⁾より明らかで、 $K_{f1\max}$ および $K_{f1\min}$ は、 μ_b , μ_{th} のそれぞれの最大値と最小値が既知であるとすれば、(13)式⁽⁵⁾によって求めることができる。

$$K_{f1} = \frac{1}{d} \left(\frac{P}{2\pi} + 0.577 \mu_{th} d_2 + 0.5 \mu_b D_b \right) \quad \dots (13)$$

ここで、 P はねじピッチ、 d_2 はねじの有効径の基準寸法、 D_b はナット座面の摩擦に対する直径であり(14)式⁽⁶⁾によって表される。

$$D_b = \frac{D_0 + d_h}{2} \quad \dots (14)$$

D_0 はナット座面の外径、 d_h はワッシャーのボルト穴径である。

μ_b , μ_{th} が既知でなければ、トルク係数 $K_{f1\max}$, $K_{f1\min}$ は仕様毎に実験によって求める。この研究では、ワッシャーの辺長比が K_{f1} , K_{f2} にどのような影響を与えるのか調べるので、実験より K_{f1} , K_{f2} を算出すると共に、 F_y についても実験によって求める。一方、 $\gamma_{\max}$, $\gamma_{\min}$ は、例えば μ_b が、塑性域でナットの回転によってワッシャーの表面が削られるなどすれば、値が大きく変動するものと推測される。そこで、 $\gamma_{\max}$, $\gamma_{\min}$ についても実験によって算出し、以下その傾向を調べる。

3. 実験

供試材に用いる木材はスギ (*Cryptomeria japonica*) とした。接線方向 (T) 45 mm, 半径方向 (R) 30 mm, 繊維方向 (L) 200 mm とし、室温 $20^\circ\text{C} \pm 2^\circ\text{C}$ の恒温室に約 1 ヶ月間放置し、Fig. 3 に示すような位置に直径 13 mm のボルト孔を開けた。ここで、養生室の湿度はコントロールしていないが、養生期間中の湿度は 41~55% であった。平均密度は 362 kg/m^3 (標準偏差 40.9 kg/m^3), 平均含水率は 10.8% (標準偏差 0.96%) であった。

ボルトは M12 の半ネジ六角ボルトで長さ 85 mm,

Fig. 3. Details of the test piece.

Fig. 4. Method of tightening test on bolted timber joints.

Note: *1: Encoder for measuring angles and load cell for measuring tightening torque.

材質はSWCHとした。表面は亜鉛メッキの上にクロメート処理され、ねじピッチは1.75 mm、胴部径は11.75 mmのものであった。ワッシャーは、30 mm×t 1.6 mm, 30 mm×t 2.3 mm, 32 mm×t 2.0 mm, 32 mm×t 3.2 mm, 35 mm×t 3.2 mm, 35 mm×t 4.5 mmの6種類の寸法形状を持つ、角ワッシャーおよび丸ワッシャーを用い、材質はSPCCとした。ここで、ワッシャーの辺長比（辺長/厚さ）はそれぞれ順に18.8, 13.0, 16.0, 10.0, 10.9, 7.8である。丸ワッシャーの場合は、ワッシャーの径長比（ワッシャー径/厚さ）と呼ぶのが表現上適切かと思われるが、後述の考察で混乱を避けるために、この研究では、角ワッシャー、丸ワッシャーまとめて辺長比と呼ぶことにする。各ワッシャーのボルト穴径は13.5 mmとした。ワッシャーの表面仕上げは亜鉛メッキの上にクロメート処理されたものであった。ナットは2面幅18.7 mmであり、表面メッキ仕上げ無しのもので、材質はボルトと同じSWCHを用いた。

実験には、ねじ締付け試験機（日本計測システム（株）NST-500NM）を用いた。Fig. 4に示すように、

六角ボルト頭を治具にて回転しないように拘束し、ナット側を締付けた。ナット側の締付けトルク T_f と回転角 θ をそれぞれ計測した。また、ボルト頭と木材の間に装着したロードセルにより締付け軸力 F_f およびねじ部トルク T_{th} を計測した。試験開始前にナットを手締めし、締付け軸力が約10 Nに到達した時点で手締めをやめて、それを初期点（トルク値、軸力値、回転角値をゼロ）とし締付け実験を開始した。締付け方向はR方向とした。締付け速度は、既報¹³⁾より、20 rpmとした。試験は、締付け回転角が1100 deg（3回転）に到達するまで行った。供試体数は、各6体×ワッシャー辺長比6種×ワッシャー2形状の72体とした。

4. 結果と考察

4.1 ワッシャーの辺長比が締付け特性に及ぼす影響

4.1.1 降伏締付け軸力時までの締付け挙動に及ぼす影響

Fig. 5(a), (b)に本実験で得られた締付けトルク T_f (Nm) と締付け軸力 F_f にボルト径 d (0.012 m) を乗じた値 $F_f d$ (Nm) の代表的な関係を示す。ここ

Fig. 5. Relationship between tightening torque and clamp force.

Notes: α : side-length/thickness ratio of metal washer, β : diameter/thickness ratio of circular washer, F_y : yield clamp force, F_{w} : clamp force on washer thickness embedment into timber, d : bolt diameter.

Table 1(a). Experimental values of K_{fl} , F_y , K_{te} and K_{pe} of square washers.

Metal washer	Side-length mm	Thickness mm	α		K_{fl}	F_y kN	K_{te} N/deg	K_{pe} N/deg
Square washer	30	1.6	18.8	Max.	0.257	3.24	8702	741
				Min.	0.183	2.86	5266	597
				Avg.	0.209	3.05	6593	686
				Std.	0.026	0.16	1131	56
	30	2.3	13.0	Max.	0.214	3.79	8907	885
				Min.	0.171	3.11	6974	638
				Avg.	0.195	3.46	7550	758
				Std.	0.017	0.23	721	99
	32	2.0	16.0	Max.	0.226	4.67	9175	761
				Min.	0.176	3.28	4999	597
				Avg.	0.198	3.75	7142	706
				Std.	0.021	0.48	1484	56
	32	3.2	10.0	Max.	0.226	4.39	10491	1029
				Min.	0.173	3.53	7097	823
				Avg.	0.191	3.81	8349	929
				Std.	0.019	0.33	1464	84
	35	3.2	10.9	Max.	0.241	5.18	10759	987
				Min.	0.198	4.45	7179	782
				Avg.	0.219	4.81	8558	885
				Std.	0.019	0.34	1289	80
	35	4.5	7.8	Max.	0.212	5.13	9669	1008
				Min.	0.177	4.20	7653	843
				Avg.	0.194	4.75	8890	919
				Std.	0.013	0.32	744	67
All specimen				Max.	0.257			
				Min.	0.171			
				Avg.	0.201			
				Std.	0.021			

Notes: α : side-length / thickness ratio, K_{fl} : torque coefficient, F_y : yield clamp force, K_{te} : elastic tightening stiffness, K_{pe} : plastic tightening stiffness, Max.: maximum, Min.: minimum, Avg.: average, Std.: standard deviation.

で、図の縦実線は、降伏締付け軸力（以下、 $F_y d$ とする）を示しているが、 F_y は、次の方法で算出した。まず、Fig. 6の締付け軸力と回転角の関係より、初期のスナグ点¹⁵⁾を越え直線的に増加した後、降伏を迎え再び直線的に増加するという木材のめり込み特性によく見られる挙動が全ての供試体で見られた。そこで、この関係より、弾性域の1次勾配（以下、締付け弾性剛性と定義し K_{te} (N/deg) とする）を目視で直線域と判断した区間0.8~2 kN から最小二乗法によって得て、降伏後の2次勾配（以下、締付け塑性剛性と定義し K_{pe} (N/deg) とする）は回転角300 deg から最大回転角1100 deg までの勾配を同様に最小二乗法によって得て、それぞれの2直線間の交点を F_y とした。

Fig. 5(a), (b) より、辺長比の大小に関わらず、原点から $F_y d$ 間はほぼ直線的に、締付け軸力の増大に従い締付けトルクも上昇していることがわかる。

この原点から $F_y d$ 間の直線勾配がトルク係数 K_{fl} であり、 K_{fl} は、以下の(15)式^{12, 13)}により評価される。

$$K_{\text{fl}} = \frac{T_f}{F_f d} \quad \dots (15)$$

ここで、 T_f は締付けトルク、 F_f は締付け軸力である。

そこで K_{fl} について、前述の K_{te} を算出した時と同様の区間を最小二乗法によって算出した。 K_{fl} と辺長比の関係を Fig. 7 に示す。また、Table 1 (a), (b) に辺長比毎の K_{fl} および前述した F_y , K_{te} , K_{pe} の結果一覧も併せて示した。これによれば、辺長比の大小あるいはワッシャーの形状（角ワッシャーまたは丸ワッシャー）の違いと K_{fl} との間には明確な関係は認められなかった。 K_{fl} の全供試体の平均値は0.206、標準偏差0.030となった。しかし、辺長比18.8の丸ワッシャーの K_{fl} の平均値は、その他の丸ワッシャーの辺長比の平均値と比較して約1.2倍高い値となり、標準偏差も全供試体の中でも最も高い

Table 1(b). Experimental values of K_{fl} , K_{te} and K_{pe} of Circular washers.

Metal washer	Diameter mm	Thickness mm	β		K_{fl}	F_y kN	K_{te} N/deg	K_{pe} N/deg
Circular washer	30	1.6	18.8	Max.	0.384	4.25	11191	1193
				Min.	0.200	2.90	4773	617
				Avg.	0.255	3.39	7930	933
				Std.	0.072	0.53	2534	208
	30	2.3	13.0	Max.	0.210	4.03	12302	1131
				Min.	0.177	2.59	5369	432
				Avg.	0.193	3.22	8057	898
				Std.	0.014	0.47	2513	269
	32	2.0	16.0	Max.	0.220	4.55	10759	1522
				Min.	0.183	3.44	6377	411
				Avg.	0.200	3.97	8897	939
				Std.	0.012	0.46	1835	411
	32	3.2	10.0	Max.	0.250	4.32	14853	1502
				Min.	0.191	3.24	7611	720
				Avg.	0.215	3.75	11369	1203
				Std.	0.023	0.45	3093	280
	35	3.2	10.9	Max.	0.223	5.85	17136	1646
				Min.	0.194	3.35	7714	535
				Avg.	0.212	4.56	11866	1015
				Std.	0.011	1.10	4018	398
	35	4.5	7.8	Max.	0.209	5.77	18741	1378
				Min.	0.180	3.14	10368	658
				Avg.	0.195	4.53	13046	1145
				Std.	0.011	0.98	3120	256
All specimen				Max.	0.384			
				Min.	0.177			
				Avg.	0.212			
				Std.	0.037			

Notes: β : diameter / thickness ratio, K_{fl} : torque coefficient, F_y : yield clamp force, K_{te} : elastic tightening stiffness, K_{pe} : plastic tightening stiffness, Max.: maximum, Min.: minimum, Avg.: average, Std.: standard deviation.

Fig. 6. Extraction of property value in relationship between clamp force and tightening angle.

Notes: K_{te} : elastic tightening stiffness, θ_s : initial slip tightening angle, F_y : yield clamp force, K_{pe} : plastic tightening stiffness.

Fig. 7. Relationship between torque coefficient K_{fl} and side-length (diameter) / thickness ratio.

Note: Std.: standard deviation.

0.072となった。ここで、辺長比と締付け弾性剛性 K_{te} (N/deg) の関係を Fig. 8(a), (b) に示す。Fig. 8 によれば、辺長比の増大に伴い、 K_{te} は角ワッシャー、丸ワッシャー共に減少傾向にあることがわかる。また、Fig. 9 に実験後の角ワッシャーの変形状況および木材のめり込み状況を示すが、辺長比18.8, 13.0, 16.0は曲げ変形が明確に確認できると共に全ての辺長比で木材のめり込み痕が確認できる。これらのことより、辺長比が大きくなるにつれて、角ワッシャー、丸ワッシャー共に締付け弾性剛性 K_{te} は低下するものの、辺長比7.8から16.0まではトルク係数 K_{fl} に影響を与えないが、最大辺長比18.8の場合

(a) Square washer

(b) Circular washer

Fig. 8. Relationship between K_{te} and side-length (diameter) / thickness ratio.

Notes: K_{te} : elastic tightening stiffness.

は、ワッシャーの形状がトルク係数 K_{fl} に影響を与えるとわかった。辺長比18.8の丸ワッシャーの K_{fl} がその他の辺長比と比較してばらつくのは、ナットとワッシャーの接触状態、つまり座面の摩擦係数 μ_b が影響しているものと推察される。そこで、 μ_b およびねじ面の摩擦係数 μ_{th} を以下の方法で算出した。

μ_{th} は、以下の(16)式¹⁶⁾により表される。

$$\mu_{th} = \frac{\frac{T_{th}}{F_t} - \frac{P}{2\pi}}{0.577d_2} \quad \dots (16)$$

ここで、 T_{th} は、実験より計測されるねじ部トルクである (Nm)。 d_2 はねじの有効径の基準寸法 (ここでは JIS B 1083¹⁵⁾ に記載の10.863 mm) である。

μ_b は、以下の(17)式¹⁶⁾により表される。

$$\mu_b = \frac{T_b}{0.5D_b F_t} \quad \dots (17)$$

T_b は座面トルクであり (Nm)、以下の(18)式¹⁶⁾により表される。

$$T_b = T_t - T_{th} \quad \dots (18)$$

D_b は再掲するが、以下の(19)式¹⁶⁾により表される。

$$D_b = \frac{D_0 + d_h}{2} \quad \dots (19)$$

D_0 はナット座面の外径 (18.7 mm)、 d_h はワッシャーのボルト穴径 (13.5 mm) である。

このような方法で、 μ_{th} 、 μ_b を実験結果から算出した結果一覧を Table 2(a), (b) に示す。ここで、(16)、(17)式の T_{th} / F_t および T_b / F_t は、前述した K_{te} 、 K_{fl} と同様の算出方法で、最小二乗法によって算出した。これによれば、辺長比18.8の丸ワッシャーについて、 μ_b が全供試体の中でも最も高い値0.428を示し、標準偏差も最も大きい0.106となりばらつきも大きい。したがって、辺長比18.8の丸ワッシャーについては、 μ_b が影響し、 K_{fl} が他の辺長比と比較してばらついたと理解される。

また、 $F_y d$ の値はワッシャーの辺長比によって異

Fig. 9. Typical failures of timber and square washer after tightening test.

Notes: α is side-length/thickness ratio of metal washer.

Table 2(a). Experimental values of μ_{th} , μ_b of square washers.

Metal washer	Side-length mm	Thickness mm	α		μ_{th}	μ_b
Square washer	30	1.6	18.8	Max.	0.150	0.238
				Min.	0.088	0.107
				Avg.	0.126	0.168
				Std.	0.024	0.045
	30	2.3	13.0	Max.	0.178	0.171
				Min.	0.108	0.129
				Avg.	0.136	0.151
				Std.	0.023	0.017
	32	2.0	16.0	Max.	0.147	0.218
				Min.	0.029	0.143
				Avg.	0.097	0.184
				Std.	0.038	0.033
	32	3.2	10.0	Max.	0.140	0.208
				Min.	0.114	0.092
				Avg.	0.127	0.138
				Std.	0.010	0.042
	35	3.2	10.9	Max.	0.153	0.230
				Min.	0.120	0.155
				Avg.	0.135	0.186
				Std.	0.014	0.027
35	4.5	7.8	Max.	0.150	0.185	
			Min.	0.109	0.138	
			Avg.	0.124	0.157	
			Std.	0.014	0.019	
All specimen				Max.	0.178	0.238
				Min.	0.029	0.092
				Avg.	0.124	0.164
				Std.	0.025	0.035

Notes: α : side-length / thickness ratio, μ_{th} : coefficient of friction between threads, μ_b : coefficient of friction between bearing surfaces, Max.: maximum, Min.: minimum, Avg.: average, Std.: standard deviation.

なることが Fig. 5(a), (b) よりわかる。辺長比と $F_y d$ との関係を Fig. 10(a), (b) に示す。これによれば、辺長比の増大に伴い、 $F_y d$ は、丸ワッシャーはややばらつきが大きい、減少傾向にあることがわかる。この傾向は、ワッシャーのめり込み実験を行った既報¹⁴⁾ で確認された傾向と同様であった。

以上のことから、辺長比18.8の丸ワッシャーを除いて、ワッシャーの辺長比7.8から16.0の範囲および形状は弾性範囲のトルク係数 K_{fl} に影響を及ぼさないことがわかった。しかし、辺長比18.8, 13.0, 16.0は明確に曲げ変形が確認されていることから、これらの辺長比を持つワッシャーを用いて本研究の目的である塑性域締付け管理することは実用面を考慮すると現実的ではないと考えられる。そこで、次節の塑性域挙動の考察については、辺長比18.8, 13.0, 16.0は本提案算定法の適用範囲外とし、辺長比10.0, 10.9, 7.8について考察を進める。

4.1.2 塑性域締付け挙動に及ぼす影響

まず、Fig. 5(a), (b) を見ると、 $F_y d$ を越えた後は、辺長比、形状毎に塑性域トルク係数 K_{f2} は K_{fl} とは異なるように見える。そこで、塑性域トルク係数 K_{f2} について、 $F_y d$ からめり込み量 2 mm までとした場合 $K_{f2(e2)}$ 、 $F_y d$ からめり込み量 3 mm までとした場合 $K_{f2(e3)}$ および $F_y d$ から各ワッシャーが厚さ分めり込んだと想定した時までの勾配 $K_{f2(ac)}$ として求めた。勾配は、最小二乗法によって求めることとする。なお、Fig. 5(a), (b) の縦破線は各ワッシャー厚さ分めり込んだと想定した時の締付け軸力 $F_{ac} d$ を示している。ここで、各めり込み量時の締付け軸力は次の方法で求めた。例えば、 t mm 木材にめり込んだ時の回転角 θ は、

$$\theta = 360 \frac{t}{P} \quad \cdots (20)$$

ここで P はねじピッチ (1.75 mm) である。この θ

Table 2(b). Experimental values of μ_{th} , μ_b of Circular washers.

Metal washer	Diameter mm	Thickness mm	β		μ_{th}	μ_b
Circular washer	30	1.6	18.8	Max.	0.155	0.428
				Min.	0.124	0.155
				Avg.	0.141	0.236
				Std.	0.012	0.106
	30	2.3	13.0	Max.	0.160	0.197
				Min.	0.079	0.104
				Avg.	0.120	0.160
				Std.	0.028	0.032
	32	2.0	16.0	Max.	0.177	0.179
				Min.	0.116	0.134
				Avg.	0.148	0.148
				Std.	0.022	0.021
	32	3.2	10.0	Max.	0.167	0.217
				Min.	0.122	0.131
				Avg.	0.142	0.176
				Std.	0.017	0.032
	35	3.2	10.9	Max.	0.159	0.212
				Min.	0.107	0.153
				Avg.	0.135	0.177
				Std.	0.020	0.020
All specimen	35	4.5	7.8	Max.	0.153	0.166
				Min.	0.118	0.134
				Avg.	0.139	0.148
				Std.	0.014	0.011
				Max.	0.177	0.428
				Min.	0.079	0.104
				Avg.	0.138	0.174
				Std.	0.020	0.054

Notes: β : diameter / thickness ratio, μ_{th} : coefficient of friction between threads, μ_b : coefficient of friction between bearing surfaces, Max.: maximum, Min.: minimum, Avg.: average, Std.: standard deviation.

Fig. 10. Relationship between F_y and side-length (diameter) / thickness ratio.

Notes: F_y : yield clamp force, d : bolt diameter.

Table 3(a). Experimental values of K_{fl} , K_{f2} , γ_{max} and γ_{min} of square washers.

Metal washer	α		K_{fl}	2 mm embedment into timber				3 mm embedment into timber				Washer thickness embedment into timber			
				$K_{f2(e2)}$	$K_{f2(e2)} / K_{fl}$	γ_{max}	γ_{min}	$K_{f2(e3)}$	$K_{f2(e3)} / K_{fl}$	γ_{max}	γ_{min}	$K_{f2(ae)}$	$K_{f2(ae)} / K_{fl}$	γ_{max}	γ_{min}
Square washer	10.0	Max.	0.226	0.321	1.63	1.42	0.64	0.290	1.47	1.28	1.03	0.303	1.53	1.34	1.11
		Min.	0.173	0.111	0.58			0.178	0.99			0.192	1.00		
		Avg.	0.191	0.186	0.96			0.218	1.14			0.227	1.19		
		Std.	0.019	0.079	0.37			0.040	0.18			0.041	0.19		
	10.9	Max.	0.241	0.323	1.34	1.34	0.72	0.498	2.08	2.07	1.25	0.513	2.14	2.13	1.30
		Min.	0.198	0.144	0.72			0.248	1.13			0.258	1.16		
		Avg.	0.219	0.219	0.98			0.318	1.44			0.328	1.49		
		Std.	0.019	0.082	0.28			0.093	0.34			0.095	0.35		
	7.8	Max.	0.212	0.236	1.22	1.12	0.90	0.272	1.36	1.29	0.98	0.373	1.87	1.76	1.32
		Min.	0.177	0.159	0.88			0.175	0.93			0.234	1.10		
		Avg.	0.194	0.195	1.00			0.230	1.19			0.290	1.51		
		Std.	0.013	0.034	0.14			0.043	0.18			0.054	0.29		

Notes: α : side-length / thickness ratio, K_{fl} : torque coefficient, $K_{f2(e2)}$: plastic torque coefficient on 2 mm embedment into timber of metal washer, $K_{f2(e3)}$: plastic torque coefficient on 3 mm embedment into timber of metal washer, $K_{f2(ae)}$: plastic torque coefficient on washer thickness embedment into timber, γ_{max} : ratio of maximum plastic torque coefficient to maximum torque coefficient ($= K_{f2max} / K_{flmax}$), γ_{min} : ratio of minimum plastic torque coefficient to minimum torque coefficient ($= K_{f2min} / K_{flmin}$), Max.: maximum, Min.: minimum, Avg.: average, Std.: standard deviation.

Table 3(b). Experimental values of K_{fl} , K_{f2} , γ_{max} and γ_{min} of circular washers.

Metal washer	β		K_{fl}	2 mm embedment into timber				3 mm embedment into timber				Washer thickness embedment into timber			
				$K_{f2(e2)}$	$K_{f2(e2)} / K_{fl}$	γ_{max}	γ_{min}	$K_{f2(e3)}$	$K_{f2(e3)} / K_{fl}$	γ_{max}	γ_{min}	$K_{f2(ae)}$	$K_{f2(ae)} / K_{fl}$	γ_{max}	γ_{min}
Circular washer	10.0	Max.	0.250	0.334	1.57	1.33	1.02	0.356	1.86	1.42	1.28	0.364	1.91	1.46	1.28
		Min.	0.191	0.195	0.90			0.244	1.16			0.244	1.16		
		Avg.	0.215	0.258	1.22			0.304	1.43			0.312	1.47		
		Std.	0.023	0.048	0.29			0.038	0.29			0.041	0.31		
	10.9	Max.	0.223	0.254	1.23	1.14	0.90	0.333	1.54	1.50	1.05	0.346	1.60	1.55	1.06
		Min.	0.194	0.174	0.78			0.203	0.93			0.206	0.95		
		Avg.	0.212	0.217	1.03			0.256	1.21			0.264	1.25		
		Std.	0.011	0.028	0.18			0.051	0.24			0.055	0.26		
	7.8	Max.	0.209	0.222	1.17	1.07	0.90	0.277	1.38	1.33	1.11	0.428	2.11	2.05	1.51
		Min.	0.180	0.161	0.83			0.199	1.03			0.272	1.30		
		Avg.	0.195	0.197	1.01			0.239	1.23			0.308	1.58		
		Std.	0.011	0.027	0.13			0.027	0.13			0.059	0.28		

Notes: β : diameter / thickness ratio, K_{fl} : torque coefficient, $K_{f2(e2)}$: plastic torque coefficient on 2 mm embedment into timber of metal washer, $K_{f2(e3)}$: plastic torque coefficient on 3 mm embedment into timber of metal washer, $K_{f2(ae)}$: plastic torque coefficient on washer thickness embedment into timber, γ_{max} : ratio of maximum plastic torque coefficient to maximum torque coefficient ($= K_{f2max} / K_{flmax}$), γ_{min} : ratio of minimum plastic torque coefficient to minimum torque coefficient ($= K_{f2min} / K_{flmin}$), Max.: maximum, Min.: minimum, Avg.: average, Std.: standard deviation.

に Fig. 6 に示したようにスリップ回転角 θ_s を加えた値を厚さ t mm のワッシャーが全てめり込んだものとし、その時の回転角から各実験結果より各締付け軸力を抽出した。ここで厳密には、ボルトが締付けによって伸びて、ねじピッチが変化しているが、実験より計測された全72体の F_{ae} の最大値 (10 kN)

から最大のボルトの伸び率を概算 (ボルト首下長, ボルトのヤング係数, ボルト有効断面積から換算) すると0.06%程度であったことから、ねじピッチは保持されているとみなした。

Table 3 に抽出した各ワッシャーの K_{fl} , 各 K_{f2} および 2. で定義した γ_{max} , γ_{min} を示す。ここで、表に

は併せて供試体個々の K_{f2} / K_{f1} の結果も示した。これによれば、まず角・丸ワッシャーの辺長比毎に $\gamma_{\max}$, $\gamma_{\min}$ を見てみると、ワッシャーのめり込みが進展するに伴い、 $\gamma_{\max}$, $\gamma_{\min}$ はそれぞれ変化し、辺長比10.0の角ワッシャーを除いて増加傾向にあることがわかる。 $\gamma_{\max}$ は、最小1.07から最大2.13、 $\gamma_{\min}$ は最小0.64から最大1.51となり変動が大きい。このように変化するのは、座面もしくはねじ部の摩擦係数が変動していたためと推測される。そこで、実験後に各ワッシャーの表面を観察したところ、Fig. 11のように円形の削り痕が全ての供試体で確認された。つまり、ナットを締付けてワッシャーのめり込みが進展するに伴い、ナット座面が刻々とワッシャー表面を削ることにより摩擦係数が変動するためであると推察される。一方、ねじ部の状況を観察したが、目視で判断する限り、ワッシャーの削り痕のように明確な破壊等は確認されなかった。また、 K_{f2} / K_{f1} を見ると、 $\gamma_{\max}$, $\gamma_{\min}$ と同様に、ワッシャーのめり込みが進展するに伴い、最大、最小は増加傾向にあることがわかる。ここで、 $\gamma_{\max}$, $\gamma_{\min}$ および K_{f2} / K_{f1} の Max. と Min. をそれぞれ対比させ両者の関係を見てみると、例えば、最大 K_{f2} / K_{f1} は、角ワッシャー10.9の $K_{f2(ae)} / K_{f1}$ で2.14、最大 $\gamma_{\max}$ は同様に角ワッシャー10.9の $K_{f2(ae)}$ の場合で2.13、最小 K_{f2} / K_{f1} は角ワッシャー10.0の $K_{f2(e2)} / K_{f1}$ で0.58、最小 $\gamma_{\min}$ は同様に $K_{f2(e2)}$ の場合で0.64となり、ほぼ同値であった。

ところで、めり込みが進展するに伴い $\gamma_{\max}$, $\gamma_{\min}$ が変化しているので、締付けトルクと締付け軸力の関係は、厳密にはバイリニアとは異なる関係となっている。つまり、2.で示した算定法で厳密に計算するとすると、ワッシャーのめり込み変位量を基準にして $\gamma_{\max}$, $\gamma_{\min}$ を設定する計算法となると考えられる。例えば、ワッシャー厚さまでめり込ませることを指標とするならば、 $\gamma_{\max}$, $\gamma_{\min}$ は $F_y d$ から F_{ad} までの勾配すなわち $K_{f2(ae)}$ から算出した値を設定

Fig. 11. Typical failures of square washer and circular washer after tightening test.

し計算するという手順になる。このように、めり込みの進行に着目すると、厳密に計算するにはめり込み変位量を変数として $\gamma_{\max}$, $\gamma_{\min}$ を設定しなくてはならないが、めり込み変位量で軸力を管理する手法は実用面を考慮すると難しさがあると考えられる。

4.2 $\gamma_{\max}$, $\gamma_{\min}$ の設定とトルクレンチを用いた締付け検証実験

前述したように、 $\gamma_{\max}$, $\gamma_{\min}$ はめり込みの程度によって異なるため、設定には細心の注意が必要であるが、2.でも述べたように、実用面では T_A で締付けた場合に締付け軸力が $F_{\min}$ と $F_{\max}$ の範囲内に収まることに加え、 $F_{\min}$ を保証することが重要となる。そこで、めり込み変位量を変数とした厳密な計算と比べ精度は劣るかもしれないが、 $\gamma_{\max}$, $\gamma_{\min}$, $K_{f1\max}$, $K_{f1\min}$ を次のように設定することを提案する。2.の(10), (12)式によれば、 $\gamma_{\max}$, $K_{f1\max}$ が大きいほど $F_{\max}$, $T_{f2\min}$ は大きくなる。一方、(10), (11)式によれば、 $\gamma_{\min}$, $K_{f1\min}$ が小さいほど、 $F_{\max}$ は大きくなると共に $T_{f2\max}$ は小さくなる。つまり、 $\gamma_{\max}$, $\gamma_{\min}$, $K_{f1\max}$, $K_{f1\min}$ をそれぞれ全供試体の中の最大・最小として評価すれば、設定 $F_{\min}$ と計算 $F_{\max}$ の差が大きくなるので、締付け軸力をその範囲内に収めることが可能となると考えられる。以上のことから、Table 3, Fig. 7より辺長比10.0, 10.9, 7.8の K_{f1} に有意差がなかったので、 $K_{f1\max}$, $K_{f1\min}$ はそれぞれ辺長比10.0, 10.9, 7.8の全データの最大、最小とし、 $\gamma_{\max}$, $\gamma_{\min}$ はそれぞれ最大の2.13を2.1、最小の0.64を0.6として設定する。そこで、これらの各係数を用いて、2.で示した算定法より T_A を計算し、この T_A をトルクレンチにて与えた時に $F_{\max}$, $F_{\min}$ の範囲の軸力をどの程度捉えるのか、辺長比7.8の

Fig. 12. Tightening test to measure clamp force using digital torque wrench.

角ワッシャーおよび丸ワッシャーを用いて検証実験を行った。実験時の様子を Fig. 12に、計算結果および実験結果を Table 4 に示す。実験は、本研究で用いたねじ締付け試験機に、3. で示した供試体で余った供試体を設置し、デジタルトルクレンチ最大容量50 Nm（東日製作所 CEM50N3X12D）を用いナットを手動で締付け、締付け軸力をロードセルからデータロガーより抽出し、設定トルクに達した時の値を読み取った。供試体数は各6体とした。ここで計算に用いた $F_{\min}$ は6 kNとした。 F_y は Table 1 より角・丸ワッシャーそれぞれ辺長比7.8の平均値とした。また、トルクレンチによるトルクの誤差率 m は、JIS B 4650¹⁷⁾ より1%とした。

Table 4 によれば、角・丸ワッシャー共に実験値の締付け軸力の Min. は $F_{\min}$ 以上となっていると共に、Max. は $F_{\max}$ を越えていなかった。しかし、実験値の最大は、計算 $F_{\max}$ に対して約2倍の差が生じていた。このように計測軸力と $F_{\max}$ の差が大きくなるが、提案のように $\gamma_{\max}$, $\gamma_{\min}$, $K_{f\max}$, $K_{f\min}$ をそれぞれ最大・最小と評価することで、締付け軸力は少なくとも $F_{\min}$ 以上は捉えられるものと共に、 $F_{\min}$ と $F_{\max}$ の範囲内に収まるものと考えられる。

以上のことから、 $\gamma_{\max}$ を2.1, $\gamma_{\min}$ を0.6として設定し本提案算定法によって締付けトルク算定することにより、 $F_{\min}$ および $F_{\max}$ の範囲内の塑性域締付け軸力を得られることがわかった。しかし、 $\gamma_{\max}$ は、最小1.07から最大2.13, $\gamma_{\min}$ は最小0.64から最大1.51と大きく変動している。ここで、2. の(10), (11), (12)式より、 $\gamma_{\max}$, $\gamma_{\min}$ が1.0となる場合には、締付けトルクと締付け軸力の関係は、リニアモデルとなるので、非常に簡便となる。 $\gamma_{\max}$, $\gamma_{\min}$ が1.0の状態

とは、 K_{f1} と K_{f2} が等しいので、弾性域の座面摩擦やねじ部摩擦挙動が安定化したまま塑性域まで続くと考えられ、座面とねじ部の摩擦挙動を安定化させることで1.0の状態に近似できる可能性が考えられる。具体的な方法としては、例えば、座面およびねじ部に適切な潤滑剤などを用いて座面とねじ部の摩擦挙動を安定化させる方法が考えられる。この潤滑剤などの有無がどのように $\gamma_{\max}$, $\gamma_{\min}$ に影響を与えるのかについては報を改めたい。

5. 結 論

木材のボルト接合において、締付けトルクと締付け軸力の関係をバイリニアモデルで表すことで、塑性域締付け軸力を管理するための締付けトルク算定法を提案した。そしてワッシャーの辺長比を7.8 (35×t4.5 mm) から18.8 (30×t1.6 mm) の範囲でパラメータとした12種類のワッシャーを対象とし、木材にスギを用いた締付け実験を行い、辺長比がトルク係数などにどのような影響を及ぼすのか把握すると共に、提案算定法による計算値を検証した。本研究の範囲内で得られた知見を以下に示す。

1. 辺長比18.8 (30×t1.6 mm) の丸ワッシャーを除き、弾性範囲内では、辺長比はトルク係数に影響を及ぼさないことがわかった。

2. 辺長比18.8 (30×t1.6 mm), 13.0 (30×t2.3 mm), 16.0 (32×t2.0 mm) のワッシャーについて、ワッシャーの曲げ変形が確認された。

3. ワッシャーの辺長比の増大に伴い、降伏締付け軸力は低下傾向にあることがわかった。

4. 算定法にて新たに定義した $\gamma_{\max}$, $\gamma_{\min}$ は、辺長比10.0 (32×t3.2 mm), 10.9 (35×t3.2 mm), 7.8 (35

Table 4. Calculated values of plastic tightening torque and experimental results of plastic clamp force.

Metal washer	α, β	Design variable						Calculated value				Clamp force ($n=6$) (Experimental values)			
		$F_{\min}$	F_y	$K_{f\max}$	$K_{f\min}$	$\gamma_{\max}$	$\gamma_{\min}$	$F_{\max}$	$T_{f2\max}$	$T_{f2\min}$	T_A	Max.	Min.	Avg.	Std.
		[kN]	[kN]												
Square washer	7.8	6.00	4.75	0.250	0.173	2.10	0.60	14.95	22.57	22.13	22.35	8.00	6.85	7.27	0.40
Circular washer	7.8	6.00	4.53	0.250	0.173	2.10	0.60	15.70	23.31	22.85	23.08	7.15	6.60	6.92	0.21

Notes: α : side-length / thickness ratio of square washer, β : diameter / thickness ratio of circular washer, $F_{\min}$: target minimum plastic clamp force, F_y : yield clamp force, $K_{f\max}$: maximum torque coefficient, $K_{f\min}$: minimum torque coefficient, $\gamma_{\max}$: ratio of maximum plastic torque coefficient to maximum torque coefficient, $\gamma_{\min}$: ratio of minimum plastic torque coefficient to minimum torque coefficient, $F_{\max}$: target maximum plastic clamp force (calculated value), $T_{f2\max}$: calculated maximum plastic tightening torque, $T_{f2\min}$: calculated minimum plastic tightening torque, T_A : calculated plastic tightening torque, Max.: maximum, Min.: minimum, Avg.: average, Std.: standard deviation.

× t 4.5 mm) の条件において, ワッシャーのめり込みが進展するに伴い変動し, 増加傾向にあることがわかった。

5. 辺長比10.0 (32× t 3.2 mm), 10.9 (35× t 3.2 mm), 7.8 (35× t 4.5 mm) の条件において, $\gamma_{\max}$ を2.1, $\gamma_{\min}$ を0.6として設定し本提案算定法によってトルク算定することで, $F_{\min}$ および $F_{\max}$ の範囲内の塑性域締付け軸力を得られることがトルクレンチを用いた検証実験よりわかった。

以上のことから, ワッシャー辺長比10.0 (32× t 3.2 mm), 10.9 (35× t 3.2 mm), 7.8 (35× t 4.5 mm) を持つスギ材-ボルト接合において本提案算定法で締付けトルク算定することにより, $F_{\min}$ と $F_{\max}$ の範囲内の塑性域締付け軸力は得られるものと考えられる。しかし, $\gamma_{\max}$, $\gamma_{\min}$ のばらつきを小さくする方法および辺長比が同じでもワッシャー寸法が変化した場合に本算定法が適用可能かについても今後の課題となる。

謝 辞

本研究は, 平成27年度農林水産業・食品産業科学技術研究推進事業「スギの圧縮と摩擦特性を活かした高減衰耐力壁の開発 課題番号: 27015A 研究代表者: 若島嘉朗」の一部として行われたものです。ここに記して感謝申し上げます。

文 献

- 1) 若島嘉朗: 木造住宅用制振壁に関する取組と課題. 生物資源 9(3), 2-16 (2015).
- 2) 平井卓郎: 鋼板サイドウェブを持つ木材-ボルト接合部のせん断耐力に及ぼす摩擦抵抗の影響. 木材学会誌 37(6), 517-522 (1991).
- 3) Awaludin, A., Hirai, T., Hayashikawa, T., Sasaki, Y.: Load-carrying capacity of steel-to-timber joints with a pretensioned bolt. *J. Wood Sci.* 54(5), 362-368 (2008).
- 4) 松原独歩, 島田勝廣, 服部順昭: 締付け軸力が木材添え板ボルト接合部のせん断耐力に及ぼす影響. 木材工業 68(9), 382-386 (2013).
- 5) Awaludin, A., Hirai, T., Hayashikawa, T., Sasaki, Y., Oikawa, A.: Effect of pretension in bolts on hysteretic responses of moment-carrying timber joints. *J. Wood Sci.* 54(2), 114-120 (2008).
- 6) Hirai, T., Meng, Q., Sawata, K., Koizumi, A., Sasaki, Y., Uematsu, T.: Some aspects of frictional resistance in timber constructions. *Proceedings of World Conference on Timber Engineering*, Miyazaki, Japan, 2008, pp. 140-147.
- 7) 孟 慶軍, 平井卓郎, 澤田 圭, 佐々木義久, 小泉章夫, 植松武是: 枠組壁工法における壁-床接合部のせん断耐力に及ぼす摩擦力の影響. 木材学会誌 56(1), 48-54 (2010).
- 8) 藤元嘉安, 雑賀伸浩, 又木義博: 木質部材のボルト締結について 座金寸法および追締めが緩和挙動に及ぼす影響. 第43回日本木材学会大会研究発表要旨集, 盛岡, 1993, p. 605.
- 9) Awaludin, A., Hirai, T., Hayashikawa, T., Sasaki, Y., Oikawa, A.: One-year stress relaxation of timber joints assembled with pretensioned bolts. *J. Wood Sci.* 54(6), 456-463 (2008).
- 10) 桑村 仁: 木材の支圧応力緩和における異方性と圧密効果-鉄骨木質構造の研究 その13-. 日本建築学会構造系論文集 77(679), 1429-1436 (2012).
- 11) 若島嘉朗, 清水秀丸, 藤澤泰士, 石川浩一郎: 高い初期応力を与えた木材の応力緩和挙動. 第65回日本木材学会大会研究発表要旨集, 東京, 2015 (CD-ROM).
- 12) 松原独歩, 島田勝廣, 西川康博, 中野貴啓, 服部順昭: 木材のボルト接合部における締付けトルクと締付け軸力の関係. 木材工業 69(1), 19-23 (2014).
- 13) 松原独歩, 中野貴啓, 島田勝廣, 船田良, 服部順昭: 木材-ボルト接合における締付け速度がトルク係数に及ぼす影響. 木材学会誌 61(1), 33-39 (2015).
- 14) 松原独歩, 島田勝廣, 平井卓郎, 船田良, 服部順昭: 木材-ボルト接合における座金のめり込み挙動解析 (第1報) 弾性床上の梁理論と木材のめり込み理論を適用した場合. 木材学会誌 62(4), 119-132 (2016).
- 15) JIS B 1083: ねじの締付け通則, 日本規格協会 (2008).
- 16) JIS B 1084: 締結用部品-締付け試験方法, 日本規格協会 (2008).
- 17) JIS B 4650: 手動式トルクレンチ. 日本規格協会 (2002).