修士論文

ボルト・ナット締結体の有限要素法モデル 開発のための力学的挙動の解明

<u>p.1 ~ p.87 完</u>

<u>平成 26 年 2 月 6 日 提出</u> 指導教員 泉 聡志 教授

37-126195 輿石 和輝

目次

1.	序論	i		10
	1.1.	研究の	背景	11
	1.2.	先行研	究	12
	1.3.	本研究	の目的	14
	1.4.	本論文	の構成	15
2.	被締	結体を考	考慮したボルト・ナット締結体の有限要素法解析とゆるみメカニズム	16
	2.1.	緒言		17
	2.2.	解析モ	デル	17
	2.3.	解析条	件	19
	2.4.	解析結	果	20
	2.4.1	. 締結	力発生時	20
	2.4.2	. 軸直	角方向外力作用時	23
	2.5.	各接触	状態での繰返し荷重	27
	2.5.1	. 全固	着域	27
	2.5	5.1.1.	並進方向挙動	27
	2.5	5.1.2.	回転方向挙動	28
	2.5.2	. 被締	結体すべり域	28
	2.5	5.2.1.	並進方向挙動	28
	2.5	5.2.2.	回転方向挙動	29
	2.5.3	. ali	面すべり域	30
	2.5	5.3.1.	並進方向挙動	30
	2.5	5.3.2.	回転方向挙動	31
	2.5.4	. 座面	すべり域と各接触状態の比較	33
	2.5	5.4.1.	並進方向挙動	33
	2.5	5.4.2.	曲けモーメント	34
	2.5	5.4.3.		36
•	2.6.	ホルト・	ナット締結体のゆるみメカニスムまとめ	37
3.	谷余	*1午下での	9締結体挙動の比較	39
	3.1.	柏吉 古壬十	ちって トイ しま	40
	3.2.	何里力	りによる比戦	40
	3.2.1	• 初期	外刀が逆力向の場合 士白な.00° 回転なみを担合	40
	3.2.2 2.2	· クトノ」 ピッチガ	刀円を 90 回転させた場日	41
	J.J. 2 2 1	モンノ安	たしそうとせた	42
	3.3.1	• 亚迪 軸力	フロチョン	42 12
	3.3.2	· 幸运公	40み0 円+≠2万 数に上ス比較	+3 44
	J. 1.	1 (N (N (T +		····

3.4.1	1. 被締結体間摩擦係数の影響	
3.4.2	2. ボルト・ナットねじ面の摩擦係数の影響	
3.4.3	 ボルト・ナット座面の摩擦係数の影響 	
3.5.	グリップ長さによる比較	
3.6.	初期締結力による比較	
3.7.	結言	
4. ねじ	ご面すべり判定モデルの提案と適用	51
4.1.	緒言	
4.2.	モーメント分担率	
4.3.	ねじ面すべり判定モデル	
4.3.1	1. 提案モデルのフロー	
4.3.2	2. 接触力の定式化	
4.3.3	3. <i>F^{bolt}の</i> 算出	
4.4.	提案モデルの妥当性評価と F_{cr}^{bolt} の特性	
4.4.1	1. 摩擦係数 μ _t による影響	
4.4.2	2. モーメント分担率 γ_t による影響	
4.4.3	3. グリップ長さしによる影響	
4.4.4	4. 初期締結力による影響	
4.4.5	5. 平均接触半径による影響	
4.5.	F ^{bolt} の挙動とゆるみへの影響	
4.6.	簡易モデルへの適用	
4.6.1	1. 並進剛性を表現する手法	
4.6.2	2. 並進剛性算出	73
4.6	.6.2.1. 全固着域の勾配	73
4.6	.6.2.2. 被締結体すべり域の勾配	74
4.6	.6.2.3. ねじ面すべり域の勾配	76
4.6.3	3. 軸力低下量算出	77
4.7.	結言	
5. 結論	合	
5.1.	結論	
5.2.	今後の展望	
参考文献	t	
謝辞		

図目次

Fig. 1-1 Transverse load-displacement relation during 4 cycles obtained by FEM in the
case complete bearing-surface slip occurs.[18]12
Fig. 1-2 Transverse load-displacement relation during 4 cycles obtained by FEM in the
case micro bearing-surface slip occurs.[18]13
Fig. 2-1 FEM model
Fig. 2-2 The fastened body model
Fig. 2-3 Detailed shape of the thread surface
Fig. 2-4 Contact force distribution acting on the bolt-thread-surface
Fig. 2-5 Horizontal view of thread surface
Fig. 2-6 Radial cross-sectional view of the thread-surface
Fig. 2-7 Variation of the radial length of the contact thread-surface
Fig. 2-8 Contact force distribution acting on the bolt-bearing-surface
Fig. 2-9 Contact force distribution acting on the nut-bearing-surface
Fig. 2-10 Transverse load-displacement relation in the case bearing-surface slip occurs23
Fig. 2-11 Rotational angle of nut and bolt in the case bearing-surface slip occurs25
Fig. 2-12 Variation of axial force in the case bearing-surface slip occurs
Fig. 2-13 Translation load schematic diagram
Fig. 2-14 Relationship between F^{plate} and F^{bolt}
Fig. 2-15 Transverse load-displacement relation in the case of all-sticking
Fig. 2-16 Rotational angle of nut and bolt in the case of all-sticking
Fig. 2-17 Variation of axial force in the case of all-sticking
Fig. 2-18 Transverse load-displacement relation in the case fastened body slip occurs 29
Fig. 2-19 Rotational angle of nut and bolt in the case fastened body slip occurs
Fig. 2-20 Variation of axial force in the case fastened body slip occurs
Fig. 2-21 Transverse load-displacement relation in the case thread-surface slip occurs 30
Fig. 2-22 Rotational angle of nut and bolt in the case thread-surface slip occurs
Fig. 2-23 Bolt torsion angle in the case thread-surface slip occurs
Fig. 2-24 Variation of axial force in the case thread-surface slip occurs
Fig. 2-25 Slip displacement at bearing surface and bending displacement of bolt
Fig. 2-26 Schematics of moment development due to transverse load
Fig. 2-27 Bearing surface reaction moment <i>M^{bearing}</i>
Fig. 2-28 Thread surface reaction moment <i>M^{thread}</i>
Fig. 2-29 Axial torque of bolt
Fig. 3-1 Variation of axial force due to first load direction
Fig. 3-2 The direction of load in top view

Fig. 3-3 Variation of axial force due to load direction.	.41
Fig. 3-4 Transverse load-displacement relation due to μ_p	. 44
Fig. 3-5 Transverse load-displacement relation of the bolt due to μ_p	. 44
Fig. 3-6 Transverse load-displacement relation due to μ_t	. 45
Fig. 3-7 Transverse load-displacement relation due to μ_b	. 46
Fig. 3-8 Transverse load-displacement relation due to <i>l</i>	. 48
Fig. 3-9 Transverse load-displacement relation due to initial tension	. 49
Fig. 4-1 Detailed view of the thread surface	. 53
Fig. 4-2 Relationship between F^{bolt} and F_w	. 55
Fig. 4-3 Distribution of each contact force	. 56
Fig. 4-4 Slip direction and detailed view of the thread surface	. 58
Fig. 4-5 The contact force distribution by analytical model and FEM	. 59
Fig. 4-6 Convergence calculation of K_w .	. 60
Fig. 4-7 Variation of F_{cr}^{bolt} by analytical model due to μ_t and the points of FEM	. 63
Fig. 4-8 Variation of F_{cr}^{bolt} by analytical model due to γ_t and the points of FEM	. 64
Fig. 4-9 Variation of F_{cr}^{bolt} by analytical model due to l and the points of FEM	. 65
Fig. 4-10 Variation of F_{cr}^{bolt} by analytical model due to initial tension and the points	s of
FEM	. 66
Fig. 4-11 Variation of F_{cr}^{bolt} by analytical model due to bolt diameter	. 67
Fig. 4-12 Rivet model	. 68
Fig. 4-13 Transverse load-displacement relation.	. 69
Fig. 4-14 Rotational angle	. 69
Fig. 4-15 Axial force	. 69
Fig. 4-16 Simple model	. 70
Fig. 4-17 Schematic diagram of two graphs	. 70
Fig. 4-18 Flowchart for the translational stiffness representation	. 72
Fig. 4-19 Schematic view of the fastening body.	. 73
Fig. 4-20 Schematic diagram of the bolt axis	. 75
Fig. 4-21 Relationship between translational slip and F^{bolt}	.76
Fig. 4-22 Relationship between rotational slip and F ^{bolt}	. 77

表目次

表目次

Table 2-1 Shape and physical properties of the model. 18
Table 2-2 Analysis condition by FEM
Table 2-3 Contact state of each contact surface. 24
Table 2-4 Axial force reduction and rotational angle in the case thread-surface slip occurs
Table 3-1 Translational stiffness in the case of each contact state due to number of pitches.
Table 3-2 The force reaching at the thread slip due to number of pitches
Table 3-3 The gradient of the translational moment due to number of pitches
Table 3-4 Axial force reduction and rotational angle due to number of pitches
Table 3-5 The force reaching at the thread slip due to μ_t
Table 3-6 The gradient of the translational moment due to μ_t
Table 3-7 Axial force reduction and rotational angle due to μ_t
Table 3-8 The force reaching at the thread slip due to μ_b
Table 3-9 The gradient of the translational moment due to μ_b
Table 3-10 Axial force reduction and rotational angle due to μ_b
Table 3-11 The force reaching at the thread slip due to l
Table 3-12 The gradient of the translational moment due to l
Table 3-13 The force reaching at the thread slip due to initial tension
Table 4-1 Setting of each parameter. 62
Table 4-2 Relationship between P and γ_t
Table 4-3 Relationship between l and γ_t

1.序論

1.1.研究の背景

機械・構造物を組み立てる際に使用される結合法の1つであるねじ締結は,取り付け・取り 外しのしやすさや低価格なことから幅広く使用され,標準化されている[1].ボルト・ナット締結 では,ボルトに対してナットを相対回転させて締めこむことによってボルトに締結力を発生させ るが,締結体に衝撃,振動,あるいは熱負荷のような動的な外力が作用すると,しばしばナット はボルトねじ面に対して戻り回転を開始する.この回転はボルトの締結力の減少に作用し,そ の挙動はゆるみと定義される.ゆるみ回転が継続して発生すると大きく締結力を失い,締結体 はその機能を果たさなくなってしまう.締結部のゆるみは,機械の停止や修復のためのコストに つながるだけでなく,時には被締結物の遊離や脱落により大事故につながるという危険性があ り,過去にも様々な事例が報告されている[2].

ボルト・ナット締結体に作用する動的外力によって発生するゆるみに関する研究は、半世紀 以上前から主に実験的手法を用いて行われてきた.初期の研究では、ボルトの軸方向に作用 する動的外力に対してのゆるみ挙動を対象としていたが[3]、Junker[4]は軸方向の外力よりも 軸直角方向の外力のほうが回転ゆるみに影響を及ぼしやすいと考え、Junker 試験機を作成し、 実験によってその事実を示した.また、山本ら[5][6][7]や、酒井ら[8][9]はJunker 試験機による 実験によって、ボルト座面のすべりが弾性ねじれの解放を引き起こし、回転ゆるみにつながる というゆるみ機構を提案した.その後、加勢ら[10]、Pai ら[11]によって座面が完全すべりに達し ない場合においても微小な座面のすべりが生じ、回転ゆるみが発生することが実験から示され た.

一方,近年の計算機性能の発達により,ねじ山のらせん形状,ねじ面での接触および摩擦 を考慮した非線形有限要素法解析が可能となり, Pai ら[12]や,泉ら[13][14]によってボルト・ナ ット締結体のシミュレーションが行われてきた.これによって接触面での接触状態によってゆる み挙動を詳細に説明できるようになった.

さらに、三次元有限要素解析で明らかにしたメカニズムに基づき、軸直角方向外力を受ける ボルト・ナットの回転ゆるみの挙動の理論や解析的モデルの提案が行われている.富士岡[15] はねじ面傾斜と摩擦力の釣り合いから摩擦せん断力の方向を計算し、FEM との比較を行った. Nassar ら[16][17]は、ねじ面の周方向と外力方向の運動方程式を立て、動的な挙動について 数値計算を行った.横山[18]は、ねじ面および座面の接触力を定式化し、個々にすべり判定 を行うことで荷重変位関係と回転ゆるみをモデル化した.しかし、これらのモデルは微小座面 すべりを考慮していないもの、多くの定数項が必要になってしまうもの、等それぞれに問題点 があり実用化には少し及ばない.

また, FEM による詳細なボルト締結体モデルの解析は膨大な計算コストがかかってしまい, 計算負荷やモデリング工数の関係上,多数のボルト締結を有するモデルの解析には適用が 難しい.そのため,ボルト締結部をビーム要素やスプリング要素を用いて簡略化してモデル化 をすることが一般的に行われている.ボルトなしモデル,カップリングモデル,スパイダーモデ ル, ソリッドモデル等が挙げられ, それぞれの計算効率や精度の観点から適当なモデルの評価を行っている[19][20]. このような簡易モデルを構築するにあたってボルト締結体の剛性やゆるみ挙動を再現するような力学的モデルの提案が必要となっている.

1.2. 先行研究

軸直角方向外力を受けるボルト締結体のゆるみメカニズムを概説するために,先行研究で ある横山による解析結果を示す.

Junker 式試験機は、並進変位する可動板と固定板の間にベアリングを挟んで被締結体間の接触を考慮しないモデルである.これを有限要素解析モデルとしてモデリングし、ボルト座面のすべりが生じる領域まで並進変位を作用させる.なお、接触はボルト座面とボルト・ナットねじ面に定義し、ナット座面においては固定する.

Fig. 1-1 に被締結体間荷重変位関係のグラフを示す.荷重変位関係は3種類の勾配部からなり,それぞれの勾配部は接触面の接触状態と関連付けられる.急勾配部はねじ面及び座面が固着している領域であり,回転ゆるみは生じない.緩勾配部ではねじ面が完全すべりに達しており,ねじ面で回転が進行するのでボルト軸にねじれが生じる.最後に平坦部では座面もすべりに達し,ボルト座面が回転すべりを生じることでボルトのねじれが解放され,締結力が大きく低下する.



Transverse displacement [mm]

Fig. 1-1 Transverse load-displacement relation during 4 cycles obtained by FEM in the case complete bearing-surface slip occurs.[18]

次に,完全座面すべりに達しない領域での加振による荷重変位関係の結果を Fig. 1-2 に 示す.完全座面すべりが生じないのでグラフは 2 種類の勾配部しか持たない.それぞれの勾 配部での挙動は上記の場合と同様であるが,座面すべりに達しないのでボルト軸のねじれは 解放されずにゆるみは進行する.この微小座面すべりによるゆるみは完全座面すべりによるゆ るみに比べると非常に小さいものではあるものの,確実に軸力は減少し,やがて完全座面す べりが発生する条件に遷移する事になる.



Transverse displacement [mm]

Fig. 1-2 Transverse load-displacement relation during 4 cycles obtained by FEM in the case micro bearing-surface slip occurs.[18]

1.3.本研究の目的

本研究では、ボルト・ナット締結体の簡易有限要素法モデルを提示することを目的とする. 具体的には、軸直角方向外力が作用するときの被締結体を含むボルト・ナット締結体の FEM 解析を行い、その挙動からゆるみ予測の力学モデルを提案する.最終的な簡易モデルは微 小座面すべりを考慮した上で接触摩擦を定義せず、被締結体間相対変位から荷重変位関係 を再現するようなモデルを想定する.

1.4.本論文の構成

本論文の構成を以下に示す.

第1章「序論」

本研究の背景,従来の研究,研究の目的について述べる.

第2章「被締結体を考慮したボルト・ナット締結体の有限要素法解析と ゆるみメカニズム」

本研究における解析モデルおよび解析条件を述べ,解析結果からボルト・ナット締結体 の並進挙動とゆるみのメカニズムの概要を述べる.

第3章「各条件下での締結体挙動の比較」

各パラメータを変更した解析を行うことで比較を行い、ボルト・ナット締結帯挙動の詳細な 把握をする.

第4章「ねじ面すべり判定モデルの提案と適用」

ねじ面すべりを判定するモデルを構築し、そのモデルに基づいた特性評価を行う.また、 提案モデルからボルト要素の簡易モデル化について述べる.

第5章「結論」

本研究の結論と今後の課題について述べる.

 2. 被締結体を考慮したボルト・ナット締結体の 有限要素法解析とゆるみメカニズム

2.1.緒言

本章では,前章において対象となっていた Junker 式試験機のモデルを拡張し,より現実に 近いボルト締結体のモデルに対して FEM 解析を行う. その結果から締結体挙動のメカニズム を考察する.

2.2.解析モデル

解析対象とする2枚板のボルト締結モデルの図をFig. 2-1に示す. 青色, 水色の被締結体2枚を赤色のボルトと橙色のナットで締結している. 図のように, Y 軸をボルトの軸方向, Z 軸を 被締結体の長手方向, X 軸をそれらと垂直の方向にとる.



Fig. 2-1 FEM model

被締結体およびボルト・ナットの詳細形状を Fig. 2-2, Fig. 2-3 に示す. また, 各部の寸法を Table 2-1 に示す. 2 枚の被締結体は全く同一なものとし, 接触要素の定義は図中の区間を対象とする. 物性は締結体全てにおいて同じ値とする.

ボルトはメートル並目ねじ M16 を対象とし、ボルト・ナットそれぞれに対してねじ山のらせん 形状を考慮している. らせん形状は X 軸の正の方向を開始点とし、ピッチ数分モデリングして いる. また、ねじ山寸法は 6H/6g の公差域の中央とする. 本解析では詳細な応力解析を目的 とせず、接触面での機構解析を目的としているため、ボルトねじ山の丸み等の詳細形状は反 映していない.



Fig. 2-2 The fastened body model.



Fig. 2-3 Detailed shape of the thread surface.

ボルト規格	メートル並目ねじ M16
	(呼び径 d=16.0 [mm], ピッチ P=2.0 [mm])
グリップ長さ	30 [mm]
ボルト頭部	径 12[mm], 高さ 10[mm]
ナット	径 12[mm], 高さ 13[mm]
被締結体	80[mm]×50[mm]×15[mm]
	ボルト穴径 18[mm]
ヤング率 E	205000 [MPa]
ポアソン比	0.3

Table 2-1 Sha	pe and phy	sical proper	ties of the	model.
	pe and pny	sical proper	nes or the	mouch

2.3.解析条件

解析条件を Table 2-2 に示す. 接触要素は被締結物間, ナット座面, ボルト座面, ボルト・ナットねじ面の 4 箇所に面-面接触要素を定義する. ボルト・ナットねじ面はナットの全領域, すなわち 5 ピッチ分の範囲を接触面としている. また簡単のため, 摩擦係数は全接触面で同じ値とする.

拘束条件は2枚の被締結体に定義し,解析は被締結体間のZ軸に平行な相対変位によっ て変位振幅を与える.変位振幅の大きさはボルト・ナットの座面が完全すべりに移行する値より も大きい値を入力した.

ボルトの初期軸力についてはボルト・ナットのねじ部を軸方向に微小変位させることで発生させた.したがって,解析はまず軸方向の微小変位によりボルト締結体に締結力を発生させたのち,被締結体の変位振幅を与えるという流れとなる.なお,本解析では 5 サイクルの変位振幅 を与えた.

解析ソフト	ANSYS13.0 (陰解法)
要素タイプ	六面体二次要素 SOLID186
	一部四面体二次要素
解析タイプ	準静的
接触解析	ペナルティ法による対称接触
	TARGE170, CONTA174
摩擦係数	0.1
拘束条件	固定板(水色)右端全方向変位拘束
	可動板(青色)左端全方向変位カップリング拘束
入力	初期軸力約 9000[N]発生のための軸方向微小変位
	可動板(青色)左端 Z 軸方向 0.1mm 変位振幅(5 サイクル)

Table 2-2 Analysis condition by FEM.

2.4.解析結果

この節では解析結果を載せる. 解析は締結力発生時と軸直角方向外力作用時の2つのモードから成り立っているので分けて議論を行う.

2.4.1. 締結力発生時

軸直角方向外力発生後の解析結果を議論する前に, 締結力発生時の各接触面での接触 力がどのように分配されているのかを調べた. Fig. 2-4 に軸方向の接触力 f_y , 外力方向接触力 f_z , 両者に直角の方向接触力 f_x の分配を示す. なお, グラフの横軸は角度 ξ であるが, これは Fig. 2-5のようにねじ面をY軸正の方向から見た時にX軸とのなす角を表している. すなわち, ξ はねじ面での位置を意味しており, 0[deg.]が最も座面に近い側のねじ面の始点, 1800[deg.] が最も座面から遠いねじ面の終点を表している. 接触力は 1 ピッチごとに 8 等分した領域の反 力から算出している.



Fig. 2-4 Contact force distribution acting on the bolt-thread-surface.

Fig. 2-5 Horizontal view of thread surface.

fyはピッチごとの傾向として、ボルト座面から離れるほど小さい値となっているが、1 ピッチ目 と最終ピッチの値が大きくなっている. 軸力の分担率については山本[7]によって弾性変形の 式から求められている. それによると、双曲線関数に比例して単調減少するとされるので、この 理論はピッチごとに見た時にはある程度の妥当性があることが分かったが、両端部での分担 率の高さは表現できていない. なお、福岡ら[21]によってピッチごとの荷重分担率が両端部で 高くなることはすでに確認されている[22]. この分担率の変化はねじ面での接触面積の変化であると考え、ねじ接触面の径方向長さの 変動を調べる. Fig. 2-5 の鎖線部であるねじ面での径方向の切断面を以下に示す(Fig. 2-6). 図において r_o はボルトねじ面外径、 r_i はナットねじ面内径を表しており、両者の差をdrとした. ボルト締結前はねじ面螺旋部どの箇所においても一定の値であるが、ボルト締結力発生後は弾性変形によって変化が生じる. ボルトは収縮するため r_o は小さくなり、ナットは拡大するため r_i は大きくなる. したがってdrの締結前後の変化量 Δdr を考える.

$$\Delta dr = \Delta r_o - \Delta r_i \tag{2.1}$$





この接触面径方向の変化量がそのまま接触面積に影響するのでその値をグラフ化した(Fig. 2-7). グラフの傾向が Fig. 2-4 の軸方向接触力のグラフと類似しているので, 接触面積の変化 が軸力の分担率に影響を与えていることがいえる.



Fig. 2-7 Variation of the radial length of the contact thread-surface.

ボルト座面, ナット座面についても接触力を調べた(Fig. 2-8, Fig. 2-9). 両座面は軸方向の力がほぼ均等に加わっていることがわかる. また, 接触面内の力 $f_x \ge f_z$ については以下の式で表すことができた.

$$\sqrt{f_x^2 + f_z^2} = \mu_b f_y \tag{2.2}$$

$$\tan^{-1}\frac{f_z(\xi)}{f_x(\xi)} = \xi$$
 (2.3)

ここで、 μ_b はボルト及びナット座面の摩擦係数である.式(2.2)は接触面内の力が最大静止 摩擦力に釣り合っていることを意味し、式(2.3)はその方向が径方向に一致していることを意味 している.したがって各接触力はボルト初期軸力 F_b を用いて以下のように表すことができる.

$$\begin{cases} f_{y}(\xi) = \pm \frac{F_{b}}{N} \\ f_{x}(\xi) = -\mu_{b}f_{y}(\xi)\cos\xi \\ f_{z}(\xi) = -\mu_{b}f_{y}(\xi)\sin\xi \end{cases}$$
(2.4)



2.4.2. 軸直角方向外力作用時

軸直角方向変位振幅を5サイクル負荷した時の2枚の被締結体間並進方向の剛性のグラフをFig. 2-10に示す. なお, 軸直角方向外力の大きさは強制変位を与える代表節点における反力を出力した.



Transverse displacement [mm]

Fig. 2-10 Transverse load-displacement relation in the case bearing-surface slip occurs.

並進剛性のグラフから4つの異なる現象が生じていることが確認できる.そこで、4つの勾配 部それぞれに対して接触面での接触状態の変化を求め、以下の表に示した(Table 2-3).赤 い部分がすべりのない固着域、橙色の部分がすべりに達している領域である.

まず,①の急勾配部の区間について考える.全ての接触面において固着域が存在しており, 接触面でのすべりは発生しない.したがって並進変位は締結体の弾性変形のみで表すことが できる.この区間を全固着域と呼ぶことにする.

次に②の区間については被締結体間のみすべり状態に達している. すなわち, この区間に おける外力の増分はボルト・ナットの曲げによる弾性変形によって負担されるということがわか る. この区間を被締結体すべり域と呼ぶことにする.

③の緩勾配部の区間は、ボルトのねじ面において全てすべり域に達しており、ボルトおよび ナットの座面で固着域が存在していることがわかる.この区間をねじ面すべり域と呼ぶことにする.

最後に④の区間について考える. 並進剛性が 0 であり, 全ての接触面ですべりと判定された領域である. ボルトおよびナットの座面はほぼ同時に完全すべりに達する. この区間を座面 すべり域と呼ぶことにする.



Table 2-3 Contact state of each contact surface.

続いて、並進変位によるすべりが及ぼす回転ゆるみの挙動について調べた(Fig. 2-11).図においてサイクルは変位振幅の周期を表し、回転角はボルトがゆるむ方向を正とした.ナットはボルトに対して逆方向がゆるむ方向なので、ナットがゆるむ回転角は負の値となっている.

グラフにより、ボルトねじ面および座面とナット座面は単調にゆるみ方向に回転していること がわかる.また上述した接触状態ごとに回転角を追っていくと、ボルトの接触面にすべりが生じ るまではボルト及びナットは回転しないが、ねじ面すべりに達するとねじ面でのゆるみ方向へ の回転が先行することがわかる.座面すべりに達すると、ねじ面すべり域で単調増加していた ねじれが解放されてボルト座面がねじ面の回転角に追いつく.この時同時にナット座面もすべ り域に達するので、ナット座面もゆるみ方向に微小回転している.



Fig. 2-11 Rotational angle of nut and bolt in the case bearing-surface slip occurs.

ボルト・ナットの相対回転によって生じる軸力の変動を示したグラフが Fig. 2-12 である. 各接 触面での Y 軸方向反力の和をボルト締結体の軸力として計算している. グラフから軸力は単 調減少するのではなく, 増減をしながら 1 サイクルごとにほぼ一定の値だけ減少している様子 が読み取れる. Z 軸の正の方向に強制変位が加わる際には軸力は増加し, Z 軸の負の方向に 加わる際には軸力は大きく減少していることがわかる.



Fig. 2-12 Variation of axial force in the case bearing-surface slip occurs.

以上の傾向から, 被締結体がすべりに達した後のボルト・ナット締結体の挙動は前章で説明 した Junker 試験機のモデルにほぼ帰着できるということが言える. 異なる点はナットの回転及 び並進すべり, 被締結体の弾性変形, そして軸直角方向外力の被締結体での分担があげら れる. 外力の分担とは, Fig. 2-13 のように軸直角方向外力に対してボルト・ナットが担う力の大 きさの割合のことである. そこで, F^{plate} に対する F^{bolt} の応答について調べた(Fig. 2-14).

その結果, 被締結物間がすべりに達する値の力が加わるまで Fbolt の大きさはほとんど一定に保たれるということがわかった. すなわち Fbolt の大きさは被締結体すべり域以上の荷重 を加えない限り変動は起こらない.



Fig. 2-13 Translation load schematic diagram.



. . .

Fig. 2-14 Relationship between F^{plate} and F^{bolt} .

2.5. 各接触状態での繰返し荷重

前節で説明したボルト・ナット締結体挙動をさらに詳細に調べるために,この節では各接触 状態までの変位あるいは荷重振幅を与えた解析を行う.

2.5.1. 全固着域

全固着域は前節の荷重分担のグラフから被締結体がすべりに達する前, すなわち外力 W = $\mu T_0 \approx 890[N]$ より小さい値の範囲である.そこで, 前節と同様のモデルに対して W = 700[N] の荷重振幅を与えた解析を行う.

2.5.1.1. 並進方向挙動

Fig. 2-15 に並進方向の剛性を表すグラフを示す. すべりがなく傾きがほぼ一定であるので, この区間においてボルト締結体は高剛性の線形ばねと捉えることができる. なお, 締結時の変 位の値が0でないのは締結が安定した結果の微小変位であるので特に意味は無い. またこの 時, ボルト・ナットに並進外力はほとんど作用しない.



Fig. 2-15 Transverse load-displacement relation in the case of all-sticking.

2.5.1.2. 回転方向挙動

以下にボルト・ナットの回転角のグラフ(Fig. 2-16)と軸力変動のグラフ(Fig. 2-17)を示した. 回転角に関してはすべりが生じていないのでボルト・ナット共に一定に保たれている. それぞ れ締結時の回転角が0でないのは初期軸力を微小変位で与えた結果である. すなわち, ボル ト軸間におよそ 0.0013[deg.]程度のねじれ角をもって締結されていることがわかる.

軸力はサイクル単位でみると一定に保たれている.一方,ボルト・ナットに相対回転が生じて いないにもかかわらずサイクル内で軸力の増減が生じているが,これは外力の与え方で説明 できる.本解析では被締結体の端面に直接荷重を作用させているので,Z軸に正の方向の荷 重は被締結体の圧縮,Z軸に負の方向の荷重は被締結体の引張荷重となるので,それぞれ 被締結体の厚さに影響を及ぼす.したがって被締結体の厚さの変動が軸力の増減として表れ ていると考えられる.



2.5.2. 被締結体すべり域

被締結体すべり域は外力W = $\mu T_0 \approx 890[N]$ より大きく,ねじ面すべりに達しない値までの 範囲である.変位で考えると Fig. 2-10 より 0.002~0.025[mm]程度の区間とわかる.そこで, 0.01[mm]の変位振幅を与えた解析を行う.

2.5.2.1. 並進方向挙動

Fig. 2-18 に並進方向の剛性を表すグラフを示す. 図中の①である全固着域の急勾配部と ②である被締結体すべり域の緩勾配部の 2 つのモードで表せる. 被締結体がすべりに達した 後ボルト部に並進外力が作用し, この時外力の大きさはおよそ-300~300[N]である.



Transverse displacement [mm]

Fig. 2-18 Transverse load-displacement relation in the case fastened body slip occurs.

2.5.2.2. 回転方向挙動

以下にボルト・ナットの回転角のグラフ(Fig. 2-19)と軸力変動のグラフ(Fig. 2-17Fig. 2-20)を 示した.回転角に関しては1サイクル目に若干のゆるみが見受けられるが,以降は安定して一 定の値となっている.ボルト・ナットの接触面がすべて固着していることを考えれば当然のことと いえる.

軸力に関しても上述した全固着域と同様の理由でサイクル中の増減は見られるが、サイクル 単位では一定の値を保っていることがわかる.





in the case fastened body slip occurs.

2.5.3. ねじ面すべり域

ねじ面すべり域は初期サイクルではねじ面すべりが生じる荷重からW = 2µT₀ ≈ 1780[N]程度の値までの範囲を指す. Fig. 2-10 によると 0.025~0.05[mm]程度の並進変位量である. ねじ面すべり域からボルト・ナットはゆるみ回転を生じ, 軸力の低下につながるのでこの区間は詳細に調べる必要がある.

本解析ではねじ面すべり量が小さい 0.028[mm]変位振幅とすべり量が大きい 0.035[mm]の 変位振幅を入力として与えた.

2.5.3.1. 並進方向挙動

Fig. 2-21 に並進方向剛性のグラフを示す. ほぼ同様の傾向を表すので, ここでは最大振幅 0.035[mm]の解析のみのグラフを載せる. 図の①部の全固着域や②の被締結体すべり域まで の変位はボルト・ナットが固着しているという条件でボルトの曲げによって導くことができる. 一 方, ③の緩勾配部であるねじ面すべり域では, ねじ面すべり量が並進剛性の低下を招き, 単純な式では剛性を導くことができなくなってしまう.



Transverse displacement [mm]

Fig. 2-21 Transverse load-displacement relation in the case thread-surface slip occurs.

2.5.3.2. 回転方向挙動

Fig. 2-22 にボルト及びナットの回転角変動のグラフを示す. ねじ面すべり域における微小な 座面ゆるみ回転による軸力の低下に重点を置いて挙動を調べるため, 回転角は 2 つの変位 振幅についてグラフに載せた.

実線で書かれているグラフはねじ面すべり量が小さいためボルトねじ面での1 サイクルあた りのゆるみ回転量はごく小さい値となっている.また,1.5 サイクル以降一定のボルトねじれ角 の大きさを保ったままボルト座面が追従していることがわかる.破線のすべり量大のグラフに関 しても同様の傾向が読み取れる.そこで,ボルト軸のねじれ角についてもグラフ化を行った (Fig. 2-23).



Fig. 2-22 Rotational angle of nut and bolt in the case thread-surface slip occurs.



Fig. 2-23 Bolt torsion angle in the case thread-surface slip occurs.

ねじれ角の大きさは両解析ともに 1 サイクル目以降安定し, 多少の増減がありつつもほぼ一定の値に保たれている. そのねじれ角は両者とも 0.008~0.009[deg.]程度となっているので, これはボルト軸のねじれに関して限界ねじれ角あるいは限界トルクなるものの存在を示唆していると考えられる.

続いて軸力変動のグラフを示す(Fig. 2-24). ねじ面でのすべりによって生じた微小回転が軸 力の微小な低下に影響していることがわかる. また, その低下量はすべり量の大きさに関係し ていると考えられるので以下に 1 サイクルあたりの軸力低下量および各回転角を表としてまと めた(Table 2-4).



Fig. 2-24 Variation of axial force in the case thread-surface slip occurs.

Table 2-4 Axial force reduction and rotational angle in the case thread-surface slip occurs..

ねじ面すべり量	軸力低下量	ねじ面回転角	ナット回転角	相対回転角
小(U=0.028mm)	12.3705	0.001932	-0.0006036	0.002535
大(U=0.035mm	-26.8731	0.008361	-0.001972	0.01033

2.5.4. 座面すべり域と各接触状態の比較

この節では解析結果で解析結果を説明した座面すべり域の挙動についてさらに詳細なデ ータを示すとともに、ボルト軸トルク、軸直角方向モーメントという観点からボルト締結体の挙動 を考察する.

2.5.4.1. 並進方向挙動

ボルト締結体の並進方向剛性は Fig. 2-10 に、すべり状態分布の図は Table 2-3 に示した通りである. ここではボルト及びナット座面でのすべり変位とボルト軸の曲げ変位について調べることで並進方向の挙動を考える. Fig. 2-25 にそのグラフを示す.

ナット座面-被締結体間とボルト座面-被締結体間は相対変位を取ることで接触面でのすべり変位を表している.いずれも相対変位は被締結体に対する各座面の変位として定義している.また,ボルトねじ面-ボルト座面間は相対変位を取ることでボルト軸の曲げによる変位を表している.相対変位はボルト座面に対するねじ面の変位として与えている.

被締結体と座面のすべりに関しては,座面すべり域以前の領域で微小変位をしており,座 面すべり域で大きくすべりが生じていることがわかる.ボルト座面は被締結体に対して荷重方 向にすべり,ナット座面は被締結体に対して荷重と逆方向にすべる.

ボルト軸の曲げ変位に関しては、ねじ面すべり域までボルトに加わる外力の大きさが増加し ているのでボルト軸のたわみも増加する.座面すべり域に達すると外力が一定となって座面が すべるのでボルト軸の曲げ変位も一定となっている.

したがって締結体の並進挙動は以下のように考えられる.ボルト・ナットは,ねじ面すべり域 に達するまでは全て固着しており一体となって被締結体に追従する.ねじ面すべり域におい てボルト・ナットのねじ面間ですべりが生じつつボルト軸の曲げも進行する.最後に,座面すべ り域においてボルト軸の曲げ変位を保ちながら被締結体に対して座面がすべる.



Fig. 2-25 Slip displacement at bearing surface and bending displacement of bolt.

2.5.4.2. 曲げモーメント

ここではモーメントに対する評価を行う. ボルトに軸直角方向外力 *F^{bolt}* が作用すると, グリ ップ長さとの積で表される曲げモーメントが発生する. このモーメントはねじ面および座面で支 えられなければならず, Fig. 2-26 のように *M^{thread}*, *M^{bearing}* というモーメントが発生する. なお, このモーメントは釣り合いより以下の式を満たす.

$$M^{thread} + M^{bearing} + F^{bolt}l = 0 \tag{2.5}$$



Fig. 2-26 Schematics of moment development due to transverse load.

ねじ面および座面の接触力から求めた *M^{thread}*, *M^{bearing}*の外力に対するグラフを Fig. 2-27, Fig. 2-28 に示す. それぞれ(a)に被締結体すべり域までのサイクル, (b)にねじ面すべり域までのサイクル, (c)に座面すべり域までのサイクルを示した.

各モーメントは2つの勾配部からなり、その境目はねじ面すべりに移行する点であることがわ かる. ねじ面すべり以前の領域では外力によるモーメントをねじ面と座面が一定の分担率でわ けあっており、座面の方がその分担率は大きい. ねじ面すべり以降の領域ではねじ面でのモ ーメントが減少しその分のモーメントを座面で負担している. この変化は Fig. 2-26 の Y 方向の 接触力で説明できる. ボルト軸の傾きによってねじ面での反力に大きな分布が生じるが、ねじ 面がすべることでその分布が平滑化されるためである.

横山[18]はこのモーメントの分配法をボルト座面とねじ面のバネ定数の比で表すことができるとし,2つの勾配部の傾きを求めている.









(c) The case bearing-surface slip occurs.

Fig. 2-28 Thread surface reaction moment *M^{thread}*.

2.5.4.3. ボルト軸トルク

ボルト軸方向のモーメントであるボルト軸トルクを評価する. ボルト座面の接触力から算出し たグラフが Fig. 2-29 である. 初期締結力発生時にトルクが 0 でないのはわずかにねじれ角を 持って締結していることを意味する. ねじ面すべり以前ではこの値は一定であり, ねじ面すべり 域でトルクが増大し限界トルクの値を保つ. 座面すべりを起こすサイクルではトルクが毎回解放 されている一方で限界トルクと思われる値で一時的にその値を保っているので, 限界トルクな るものは存在すると考えられる.



Fig. 2-29 Axial torque of bolt.
2.6. ボルト・ナット締結体のゆるみメカニズムまとめ

本章のFEM解析によって得られたボルト・ナット締結体のゆるみメカニズムを接触状態ごとに まとめる.

全固着域

全接触面ですべりが発生していない区間.ボルトにはほとんど外力が加わらず,被締結体間の接触摩擦力と並進方向外力が釣り合っている状態.ボルト・ナットにおいて回転ゆるみは生じず,軸力も低下しない.被締結物間並進剛性は線形.

被締結体すべり域

被締結体間のみすべりに達し、ボルト・ナットの接触面は固着している区間. 被締結体間の 摩擦力は最大静止摩擦力と等しくなり、ボルトには外力Wとの差分の力が加わる.

$F^{plate} = \mu F_{b}, \qquad F^{bolt} = W - \mu F_{b} \tag{2.6}$

なお,一度ボルトに並進方向の外力が加わると,逆方向に被締結体すべりを生じさせなければF_{holt}の値は変化しない.

ボルト・ナットにおいては接触面で固着しているので回転ゆるみは生じず,軸力も低下しない. この領域に入ると被締結物間並進剛性は非線形となる.

ねじ面すべり域

被締結物間に加えねじ面においてもすべりが発生し、ボルト・ナット両座面が固着している状態. 並進方向の外力関係は式(2.6)のようになっている. ねじ面が完全にすべり域に達し、ナットに対してボルトねじ面が外力と逆方向に並進変位する. 同時にボルトねじ面はゆるむ方向に回転する. この際、ボルト座面は固着しているのでボルトの軸方向にねじれ角およびトルクが発生する. なお、ゆるみ回転量は並進すべり量に比例した値である.

このサイクルを何度か繰り返すとねじれ角は増加するが無限にするわけではなく、限界トルク あるいは限界ねじれ角が存在する.その値に達した時、ボルト座面が一定のねじれ角およびト ルクを保ちながらボルトねじ面に追従して微小回転する.この座面の回転により微小な軸力低 下を引き起こすことになる.

また、ねじ面がすべり状態になることでボルトねじ面モーメント M_x^{thread} とボルト座面モーメント $M_x^{bearing}$ の分配率が変化する.

並進剛性は3つの傾きで表されるが,軸力が低下することでねじ面すべり域に達する外力の 値が小さくなるので1サイクルごとに剛性が変化する.

座面すべり域

ボルト・ナット両座面においてもすべりが発生し、4 つの接触面全てがすべり域に達した区間. ボルト及び被締結体接触面に加わる外力の大きさはともに最大静止摩擦力に一致し、並進外 力の値は最大静止摩擦力の2倍の値となる.

$W = 2\mu F_b, \qquad F^{plate} = F^{bolt} = \mu F_b \tag{2.7}$

座面がすべり域に達すると、まずねじ面すべり域で発生していたボルト軸のねじれが解放され、軸トルクが0となる.すなわち、ボルトねじ面の回転角にボルト座面の回転角が追いつく状態になる.同時にナットもゆるむ方向に微小回転する.軸力はボルト軸のねじれの解放にともなって大きく低下する.ボルト軸のねじれが解放された以降はボルト・ナットにおいて回転方向に変位は生じない.

一方並進方向は剛性が0となっており、被締結物間、ボルト座面、ナット座面ですべりが生じている状態である.このときボルト・ナットは *F*^{bolt} による曲げ変形を保ちながら一体となって被締結物に対してすべる.

3. 各条件下での締結体挙動の比較

3.1.緒言

前章で説明したボルト締結体の挙動に対してさらに理解を深めるために、本章では解析モ デルおよび解析条件を変更した FEM 解析による結果との比較を行う. 各条件下でのボルト締 結体の挙動の違いから4章の力学モデル化に繋げる.

3.2.荷重方向による比較

本節では被締結体に加える外力荷重の方向による比較を行う.まず,初期荷重を Z 軸の負の方向に作用させた場合を考え,続いて外力荷重を X 軸方向にした場合についての解析をする.

3.2.1. 初期外力が逆方向の場合

初期強制変位を Z 軸の負の向きに与えたところ,並進剛性,ゆるみ回転角等に大きな違い は見られなかった.その中で唯一異なる挙動を示したのが軸力変動のグラフである(Fig. 3-1). 1 サイクルあたりの軸力の低下量は同値であるが,軸力の増減が両者で逆となっている.これ は前章でも述べたように,解析の性質上被締結体の引張方向と圧縮方向に荷重が作用する ため被締結体の厚さ方向の微小ひずみが生じることが原因と考えられる.

したがって,軸力の増減は被締結体の挙動によるものであり,ボルト座面が最初にすべりを 生じた方向で軸力が低下しやすくなる,といったヒステリシスな効果はないと考えられる.



Fig. 3-1 Variation of axial force due to first load direction.

3.2.2. 外力方向を 90°回転させた場合

ボルト締結体はボルト・ナットねじ面においてらせん形状を有しているため厳密には軸対称 な構造ではない. そこで,前章での解析に対して外力の方向を 90°回転させた解析を行い, 両者を比較する. 外力の方向は Fig. 3-2 のように X 軸方向(ξ = 0 [deg.])とする.



Fig. 3-2 The direction of load in top view.

解析の結果,並進剛性は両者ともほぼ一致する値となった.一方でX軸の方向に外力が作 用するときは,ゆるみが進行し易い方向が存在する.しかし進行しやすい方向とその逆方向で の差は微小であり,特に全体の挙動に影響を及ぼさない.

軸力に関しては、外力方向 $\xi = 0$ [deg.]のほうが増減の幅が少なくなっている(Fig. 3-3). ただし、1 サイクルあたりの軸力低下量は両者等しい.

したがって、ボルト締結体を軸対称な構造と近似してモデル化することは妥当であると考えられる.



Fig. 3-3 Variation of axial force due to load direction.

3.3. ピッチ数による比較

本節ではねじ面での接触ピッチ数に対するボルト挙動の比較を行う. 解析モデルおよび解 析条件は 2.2, 2.3 で説明したものと同様であり, ナットねじ部接触面のピッチ数を変更した. そ れに伴い初期軸力も変化してしまうので, 軸方向に与える微小変位の値も軸力が 8900[N]程 度になるように変更する必要がある. 解析はすでに行った 5 ピッチに加え, 1 ピッチと 3 ピッチ の場合を考えた.

3.3.1. 並進方向挙動

まず,並進方向の被締結体に生じる相対変位に対する外力の大きさの傾きである剛性について比較した(Table 3-1). 固着域での剛性はピッチ数によらない. ボルト・ナットが一体となって変位をする被締結体すべり域では,1 ピッチの場合のみ剛性が少し小さくなる. ねじ面すべり域ではピッチ数が大きいほど剛性も大きくなっていることがわかる. したがって, 被締結体すべり以降の並進剛性はピッチ数に依存すると考えられる.

また, 被締結体すべり域の範囲がピッチ数によって異なっていたので, その影響を調べるためねじ面すべり域に達する外力の大きさを Table 3-2 に示した. ねじ面すべりが生じるとゆるみが発生する限界の力の値を *F*_{cr}^{bolt} とする.

表の結果より, *F*^{bolt} はピッチ数の増加とともに小さくなっていることがわかる.よって同じ軸 力のもとで並進変位を加えるとき,接触ピッチ数が少ないほどボルトゆるみに達しにくいという ことがいえる.

ピッチ数 P	固着域	被締結体すべり域	ねじ面すべり域
	[N/mm]	[N/mm]	[N/mm]
1	412956	31440	10908
3	416125	36353	11302
5	417545	36239	12468

Table 3-1 Translational stiffness in the case of each contact state due to number of pitches.

Table 3-2 The f	orce reaching at th	ie thread slip due f	to number of pitches.
-----------------	---------------------	----------------------	-----------------------

ピッチ数 P	ねじ面すべりに達する力 F _{cr} bolt [N]	
1	698	
3	601	
5	576	

並進方向の剛性がピッチ数に依存するので, Fig. 2-28 のようなボルトねじ面での並進方向 のモーメントについても調べた(Table 3-3). 値は外力 *F^{bolt}* に対するねじ面のモーメント *M*^{thread} のグラフの傾きをとっている.

ねじ面すべり以前の領域でピッチ数が大きいほどモーメントの傾きが大きくなっている一方, ねじ面すべり域ではモーメントの大きさが小さくなる向きに傾きが生じ, ピッチ数が大きいほど その値は小さくなっている傾向がある.

ピッチ数 P	ねじ面固着域[mm]	ねじ面すべり域[mm]
1	-7.02429	11.5152
3	-9.98403	12.3116
5	-10.5724	6.84544

Table 3-3 The gradient of the translational moment due to number of pitches.

3.3.2. 軸力および回転角

1 サイクルあたりの軸力低下量およびゆるみ回転角の大きさを Table 3-4 に示す. 挙動が安定する2 サイクル目から最後の5 サイクル目までの平均を算出して結果として載せている.

軸力低下量は3ピッチのものが若干大きな値となっているがほぼ等しい値であるのでピッチ 数による軸力低下量の影響は少ないと考える.

ゆるみ回転角の大きさに関しては、ねじ面においてそれほど変化がないのに対してナットの 回転角は大きく異なる値となっている.これによってボルト・ナット間相対回転角はピッチ数の 増加とともに小さくなっていることがわかる.

以上の傾向から軸力と比例する値としてはボルト・ナット間相対回転角ではなく、ねじ面の回 転角が適当であると考えられる.

ピッチ数 P	軸力低下量	ねじ面回転角	ナット回転角	相対回転角
	[N]	[deg.]	[deg.]	[deg.]
1	160.178	0.04579	-0.04519	0.09099
3	180.652	0.04771	-0.02942	0.07713
5	167.899	0.04397	-0.02316	0.06713

Table 3-4 Axial force reduction and rotational angle due to number of pitches.

3.4. 摩擦係数による比較

本節では各接触面での摩擦係数の影響を検討する. 解析モデルおよび解析条件は 2.2, 2.3 で説明したものと同様であり, 摩擦係数のみ変化させる. FEM 解析から各接触面における 摩擦係数がどの部分に影響を及ぼすのかを考察する.

3.4.1. 被締結体間摩擦係数の影響

被締結体間の摩擦係数 μ_p を変更した時の解析との並進剛性の比較を Fig. 3-4 に示す. 全固着域の長さが摩擦係数の分だけ大きくなっている一方で, グラフの傾きである並進剛性は両者等しくなっている. また被締結体がすべりを生じた後の部分に関してのみ抽出した Fig. 3-5 のグラフ(縦軸が F^{bolt})は完全に一致し,軸力および各回転角の値も等しいのでボルト・ナットのゆるみ挙動には μ_p の値は影響を及ぼさないことがわかった.



したがってμpは被締結体すべり判定のみに使用される因子と考えられる.

Fig. 3-4 Transverse load-displacement relation due to μ_p .



Fig. 3-5 Transverse load-displacement relation of the bolt due to μ_p

3.4.2. ボルト・ナットねじ面の摩擦係数の影響

ボルト・ナットねじ面の摩擦係数 µt を変更した時の解析を行った. ボルト・ナット座面の摩擦 係数 $\mu_b = 0.10$ との相対量を考える必要があるとし、 μ_t の値として 0.10 より大きい 0.15 と小さ い 0.075 を与えた.



Transverse displacement [mm]

Fig. 3-6 Transverse load-displacement relation due to μ_t

Fig. 3-6 に並進剛性のグラフを示す. グラフより, 被締結体すべり域, 座面すべり域に達する 外力の大きさは等しい. 各接触状態での傾きの大きさもほとんど等しい値となっている. 一方 ねじ面すべり域に達する外力の大きさはねじ面摩擦係数に依存しており、その値を以下に表 として示した(Table 3-5).

 F_{cr}^{bolt} は μ_t におおよそ比例している. 座面すべりに達する力は変わらないので μ_t の値が大 きいほど被締結体すべり域の範囲が大きくなり、ねじ面すべり域の範囲が小さくなる.

Tuble e e The force reaching at the inteau shp aue to p	
μ_t ねじ面すべりに達する力 F_{cr}^{bol}	
0.075	450
0.10	576
0.15	830

Table 3-5 The force reaching at the thread slip due to μ_{\star}

また、モーメントM^{thread}のグラフの傾きを算出した(Table 3-6). ねじ面固着域およびねじ面 すべり域の傾きは摩擦係数が小さいほど絶対値が小さい値となった. ただしμtによる変化は小 さいのでモーメントに対する影響は少ないと考えられる.

μ_t	ねじ面固着域[mm]	ねじ面すべり域[mm]
0.075	-10.3945	6.23158
0.10	-10.5724	6.84544
0.15	-10.8783	7.16485

Table 3-6 The gradient of the translational moment due to μ_t .

回転方向および軸力の変動を Table 3-7 に示す.回転角も軸力もともに μ_t が大きいほど絶対値が大きくなっている.これはねじ面すべり域の長さによってすべり量が決定し,そのすべり量によって回転方向のすべりも決定されるということで説明ができる.

μ_t	軸力低下量	ねじ面回転角	ナット回転角	相対回転角
	[N]	[deg.]	[deg.]	[deg.]
0.075	228.410	0.05758	-0.03271	0.09030
0.10	167.899	0.04397	-0.02316	0.06713
0.15	91.4621	0.01910	-0.01821	0.03730

Table 3-7 Axial force reduction and rotational angle due to μ_t .

3.4.3. ボルト・ナット座面の摩擦係数の影響

ボルト・ナットの座面の摩擦係数 μ_b による変化を調べた. 値は μ_t に与えたものと同値で, 0.15 と 0.075 を考えた.



Transverse displacement [mm]

Fig. 3-7 Transverse load-displacement relation due to μ_b .

Fig. 3-7 に並進剛性のグラフを載せる. 各接触状態での傾きは全て等しく,座面すべりに移行する力の値のみが異なっている. μ_b は座面すべりに移行する力の値以外には影響を与えないということを示すために, F_{cr}^{bolt} の値とモーメントの傾きについても算出した(Table 3-8, Table 3-9). 結果として F_{cr}^{bolt} の値もモーメントの傾きもほぼ等しい値となり, μ_b に依存しないということがわかった.

μ_b	ねじ面すべりに達する力 F _{cr} [N]
0.075	570
0.10	576
0.15	579

Table 3-8 The force reaching at the thread slip due to μ_b .

Table 3-9 The gradient of the translational moment due to μ_b .

μ_b	ねじ面固着域[mm]	ねじ面すべり域[mm]
0.075	-10.5984	7.01634
0.10	-10.5724	6.84544
0.15	-10.6000	6.51791

一方,軸力と回転角については μ_b の値によって大きく異なっている.これは 3.4.2 で述べた ものと同様の理由で,ねじ面すべり域が長いほどねじ面でのすべり量が大きくなり,回転方向 への変位も大きくなるためである.

				8	1 0	
	μ_b	軸力低下量	ねじ面回転角	ナット回転角	相対回転角	
_		[N]	[deg.]	[deg.]	[deg.]	
_	0.075	151.305	0.03321	-0.02804	0.06126	
	0.10	167.899	0.04397	-0.02316	0.06713	
	0.15	208.697	0.06501	-0.01998	0.08499	

Table 3-10 Axial force reduction and rotational angle due to μ_b .

3.5. グリップ長さによる比較

ボルトグリップ長さを変更した解析を行った.ボルト・ナット座面間の距離が変わるので,被 締結体の厚さも同時に変更する必要がある.さらに,締結力発生のための軸方向微小変位量 も再設定しなければならない.グリップ長さ1は20,30,40 [mm] の場合を考えた.

まず, 並進剛性のグラフを Fig. 3-8 に示す. グリップ長さが長くなるほどボルト軸の曲げに対する剛性が小さくなるので, グラフの勾配もそれに伴って小さくなっていることが確認できる.

また,ねじ面すべりに達する外力の値を Table 3-11 にまとめた. 表からグリップ長さが短いほ どねじ面すべりに達しにくいことがわかった. モーメントの係数については Table 3-12 に示した. グリップ長さが長くなることでボルトに作用するモーメントの大きさも比例して大きくなるので,ね じ面固着域での絶対値の値は同時に大きくなっている. 一方,ねじ面すべり域の傾きはグリッ プ長さが長いほど小さくなっていることがわかる.

以上の結果より、グリップ長さはボルト締結体の並進挙動に大きく影響を及ぼす因子の1つ であるといえる.



Transverse displacement [mm]

Fig. 3-8 Transverse load	-displacement	t relation due to	l
--------------------------	---------------	-------------------	---

Table 3-11 The force reaching at the thread slip due to	e thread slip due to	at the thr	e force reaching	e 3-11 The	Table
---	----------------------	------------	------------------	------------	-------

<i>L</i> [mm]	ねじ面すべりに達する力 F _{cr} ^{bolt} [N]
20	688
30	576
40	472

<i>L</i> [mm]	ねじ面固着域[mm]	ねじ面すべり域[mm]
20	-6.07302	8.59567
30	-10.5724	6.84544
40	-15.5825	3.18631

Table 3-12 The gradient of the translational moment due to *l*.

3.6. 初期締結力による比較

初期締結力を変更した解析を行った. 解析において軸力の設定は軸方向微小変位で制御した. 初期締結力 F_b は 4600, 8600, 13200[N]を設定した. 座面すべり域に達するように $F_b = 13200[N]$ の場合は並進変位量を 0.15[mm] とした.

並進剛性のグラフを Fig. 3-9 に, ねじ面すべりに達する値を Table 3-13 に示した. 並進剛性 のグラフの勾配はすべて等しくなっており, 接触状態の以降のタイミングが異なっているだけで あることが確認できる.



Fig. 3-9 Transverse load-displacement relation due to initial tension.

Table 3-13 The force reaching at the thread slip due to initial tension.

<i>F</i> _b [N]	ねじ面すべりに達する力 F _{cr} bolt [N]
4600	302
8600	578
13200	886

3.7.結言

本章で各パラメータの影響を比較したので、以下にその結果をまとめる.

荷重方向

- 荷重方向によるボルト・ナット締結体の挙動の変化はほとんどみられない.
- 被締結体の引張, 圧縮の方向によって軸力の増減が生じる.

接触ピッチ数

- 並進剛性の大きさはねじ面モーメントの大きさが異なることで若干変化する.しかし、その影響は小さい.
- 接触ピッチ数が多いほどねじ面すべり域に達する外力の値は大きくなる.
- ボルトねじ面回転角および軸力の低下量にはほとんど影響を与えない.

摩擦係数

- 被締結体間摩擦係数 µn は被締結体すべり判定にのみ影響する.
- ねじ面摩擦係数 µt はねじ面すべり域に達する外力値に作用する. それによってすべり 変位量が大きく異なり、ボルトねじ面回転角および軸力の低下にも影響を及ぼす. また、 各摩擦係数に対してモーメントの係数にも若干変化が見られる.
- ボルト・ナット座面間摩擦係数 μb は座面すべり域の判定のみに影響する. ねじ面すべりに達する値は変化しないので, すべり変位量が異なり, ボルトねじ面回転角および軸力の低下量に影響を及ぼす.

グリップ長さ

- 曲げ方向の剛性が変化することで並進剛性グラフの勾配部に作用する.
- ねじ面すべりに達する値にも大きく影響を及ぼす.

初期締結力

- 並進剛性の値は変わらない.
- 被締結体すべり域,ねじ面すべり域,座面すべり域,それぞれに達する外力の値に影響を及ぼす.

以上の結果より、ボルト・ナット締結体においてねじ面すべりに達する値とすべり域の長さは ゆるみ挙動に大きく関わっていることがわかり、その値は様々なパラメータで決定される値であ ることが確認できた.

4. ねじ面すべり判定モデルの提案と適用

4.1.緒言

前章まででボルト・ナットのゆるみ挙動はねじ面すべり域の長さが影響しており、その長さは ねじ面すべりに達する力の値 *F*^{bolt} によって決定されるということが示された.本章では、今ま で定式化されていなかった *F*^{bolt}の値を求めるモデルを示し、*F*^{bolt}の特性からボルトゆるみ挙 動の議論をする.さらに、*F*^{bolt}からボルトの並進剛性を表現するモデルを構築し、ボルト締結 体の簡易モデル化への手法を示す.

4.2. モーメント分担率

 F_{cr}^{bolt} を求める前にねじ面および座面に生じるモーメントの定式化を行う. ボルトに外力が加わるとそれによって生じるモーメント $F^{bolt}l$ と釣り合うように反作用モーメント M_x^{thread} と $M_x^{bearing}$ が生まれることは 2.5.4.2 で説明した. モーメントはねじ面固着域とねじ面すべり域で異なる挙動を示すが,両者とも F^{bolt} に対して線形に増減する. ここでは,ねじ面固着域に関して定式化する.

横山はこのモーメントの配分をボルト座面とねじ部の傾きに対する剛性に依存するものと考え[18], それぞれの曲げ変形に対するばね定数の比で以下のように表した.

$$\Delta M_x^{thread} = -\frac{K_s}{K_b + K_s} \Delta F^{bolt} l = -\gamma_t \Delta F^{bolt} l \tag{4.1}$$

$$\Delta M_x^{bearing} = -\frac{K_b}{K_b + K_s} \Delta F^{bolt} l = -\gamma_b \Delta F^{bolt} l \tag{4.2}$$

ここで、 K_s ははめあいねじ部のばね定数、 K_b はボルト頭のばね定数である。 K_b はボルトに対して一定であるが、 K_s はボルトの接触ピッチ数に依存する。各ばね定数はボルトの弾性変形によって概算ができることがわかっている。しかし、それらの値はFEMで求められる値との誤差が大きいため、本研究ではモーメント分担率 γ_t を考える。 γ_t は式(4.1)のように外力によって生じるモーメントのうちねじ面が負担する割合のことであり、FEMと合わせ込んだ値を用いることにする。一方ボルト座面が負担するモーメントの割合 γ_b はねじ面のモーメントとの差分であるので、以下の様な関係性がある。

$$\gamma_b = 1 - \gamma_t \tag{4.3}$$

4.3.ねじ面すべり判定モデル

本節ではFcrtを求めるモデルを示す.

4.3.1. 提案モデルのフロー

まず, FEM によって得られたボルト・ナット締結体の特徴的な挙動について説明する. ねじ 面すべりに達する直前でのねじ面内の接触力の方向は, XZ 平面におとすとほぼ荷重方向と 一致することがわかった. そこで, ねじ面すべりの判定にこの方向の力が関係するのではない かと考え, ねじ面内の荷重方向の接触力がどのように変動するかに着目した.

ここで、ねじ面内の荷重方向を具体的に記述する.







(b) Enlarged view of thread surface

Fig. 4-1 Detailed view of the thread surface

ねじ面において,角度 ξ_i の位置の要素を考える. Fig. 4-1の(a)に XZ 平面にねじ面を投影 した図を, (b)にねじ面拡大図を示す. $\vec{r_r}$ はねじ面内の径方向ベクトル, $\vec{r_u}$ はねじ面内の周方 向ベクトル, $\vec{r_w}$ は今回着目しているねじ面内荷重方向ベクトルである. なお,それぞれのベク トルの大きさには意味がなく,方向を決定するだけのものである.

 $\vec{r_r}$ は XZ 平面に投影すると ξ_i と同方向であり、軸方向にねじ山半角 α 分傾きがあることを 考慮して、 $\vec{r_r}$ の成分を XYZ 成分で表すと以下のようになる.

$$\vec{r_r} = \begin{pmatrix} \cos \xi_i \\ \tan \alpha \\ -\sin \xi_i \end{pmatrix}$$
(4.4)

また, $\vec{r_u}$ はXZ平面に投影すると $\vec{r_r}$ と直角な方向であり, リード角 β 分傾きがあることを考慮して, $\vec{r_u}$ の成分をXYZ 成分で表すと以下のようになる.

$$\vec{r_u} = \begin{pmatrix} -\sin\xi_i \\ \tan\beta \\ -\cos\xi_i \end{pmatrix}$$
(4.5)

局所的なボルトねじ面の平面は上記の $\vec{r_r}$ と $\vec{r_u}$ を基底とする平面であるので、同平面内荷重 方向のベクトル $\vec{r_w}$ は定数 s_1, s_2 を用いて以下の式で表せる.

$$\vec{r_w} = s_1 \vec{r_r} + s_2 \vec{r_u} \tag{4.6}$$

*〒*_w はねじ面内荷重方向であるので, X 成分が 0 となる. よって式(4.6)に式(4.4),(4.5)を代入し, X 成分の式を解くと以下の関係式が成り立つ.

$$s_2 = s_1 \tan \xi_i \tag{4.7}$$

これを式(4.6)に代入すると,

$$\overrightarrow{r_w} = s_1 \begin{pmatrix} 0\\ \tan\beta + \tan\alpha \tan\xi_i\\ -\cos\xi_i - \sin\xi_i \tan\xi_i \end{pmatrix}$$
(4.8)

 $\vec{r_w}$ のZ成分が正になるように、 $-s_1$ で除して $\cos \xi$ の積をとり、新しく $\vec{r_w}$ とすると、以下のように整理できる.

$$\vec{r_w} = \begin{pmatrix} 0 \\ -\tan\beta\cos\xi_i - \tan\alpha\sin\xi_i \\ 1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ \tan\varphi(\xi_i) \\ 1 \end{pmatrix}$$
(4.9)

表記の簡略化のため上記 Y 成分の値を $\tan \varphi(\xi_i)$ とした. その物理的意味は後述する. よって、ねじ面内荷重方向は $\vec{r_w}$ である. その単位ベクトル $\vec{r_w}$ は、

$$\overline{r_w^{e}} = \begin{pmatrix} 0\\ \sin\varphi(\xi_i)\\ \cos\varphi(\xi_i) \end{pmatrix}$$
(4.10)

となる. したがって, ねじ面内の荷重方向の力 $f_w(\xi_i)$ は接触面での合力ベクトル $\overline{R(\xi_i)} = (f_x(\xi_i), f_y(\xi_i), f_z(\xi_i))$ によって以下のように求まる.

$$f_w(\xi_i) = \vec{R} \cdot \vec{r_w^e} = f_y(\xi_i) \sin \varphi(\xi_i) + f_z(\xi_i) \cos \varphi(\xi_i)$$

$$(4.11)$$

また,この値の和をFw とする.

$$F_{w} = \sum_{i=1}^{N} f_{w}(\xi_{i})$$
(4.12)

この F_w を FEM によって各サブステップで求め、ボルトに作用する外力 F^{bolt} とのグラフを算出したところ(Fig. 4-2)、特徴的な挙動を示した.



Fig. 4-2 Relationship between F^{bolt} and F_w .

5 サイクルでの変動を表したが、傾きが 0 と K_w の 2 種類で記述できる. 全固着域はボルトに 外力が作用しないので、このグラフでは原点にとどまる. 被締結体すべり域では傾き K_w の直 線にそって点 A まで F_w が増加する. 点 A はねじ面すべりに達する値で、その点での F_w の値 はねじ面での法線方向の力の和 F_n とねじ面の摩擦係数 μ_t の積の値であることがわかった. AB間の領域はねじ面すべり域を表し、この範囲では F_w の値は一定となっている. 点 B に達す ると、系は座面すべりを示しこの範囲では点 B で停留する. 逆方向にサイクルが進むと、全固 着域で点 B にとどまり、被締結体すべりで BC 間を移動し、 $F_w = -\mu_t F_n$ となる点 C でねじ面す べりに達し、ねじ面すべり域で平坦部を移動し、 $F^{bolt} = -\mu_b F_b$ となる点で座面すべりに達す る. これが Fig. 4-2 のサイクルである. グラフの特徴から、各摩擦係数がわかっていれば傾き K_w によってねじ面すべりに達する力 F_{cr}^{bolt} の算出が可能であることが分かった。その値は各サイクルごとに求めることが可能である が、ここからは最初のねじ面すべりである点 A における F_{cr}^{bolt} を対象としていく、したがって F_{cr}^{bolt} は以下の式から求められる。

$$F_{cr}^{bolt} = \frac{\mu_t F_n}{K_w} \tag{4.13}$$

次節以降はこの式のKw を求めることを目標に接触力を定式化していく.

4.3.2. 接触力の定式化

Kwは Fig. 4-2の傾きであるので、次式より求められる.

$$K_{w} = \frac{F_{w}}{F^{bolt}} \tag{4.14}$$

以下 F_w を求める. 各 f_w は式(4.11)より f_y と f_z によって求まるので,軸方向と荷重方向の力 の定式化を行う. 締結時の接触力を考えるが, 5 ピッチのボルト締結体の接触力は Fig. 2-4 の ように各成分とも定式化のしにくい分布をしている. そこで,位置を表す ξ に関して XZ 平面に 落とした時に重なるものは同じ要素とみなして考える. すなわち,ボルトのねじ部の軸方向形 状を考慮せず,全て XZ 平面に落として一周分の要素を考える. すると接触力は各ピッチ目の 同じ角度要素の和で表されるので,以下のグラフのような分布を持つ(Fig. 4-3).



Fig. 4-3 Distribution of each contact force.

両グラフピッチ数を変更した時の変動を示した. f_y に関してはほぼ均等に分配されていることがわかるが、ピッチ数が少ないほどねじ部開始点と終点の接触力分配に若干影響を及ぼす. f_z に関しては正弦分布となっており、ピッチ数による影響はほとんどない.

したがって軸方向の接触力を均等に分配し、荷重方向の接触力を正弦分配することで、ボルトねじ部の形状を軸対称と近似することができ、接触力の定式化も容易になる.

締結力発生時

接触力を定式化するにあたってボルトねじ面の要素を周方向に分割する. Fig. 2-5 のように N 分割することでi 番目の要素の位置を表す ξ_i を以下のように規定する.

$$\xi_i = \frac{2i-1}{N}\pi\tag{4.15}$$

軸方向の接触力は Fig. 4-3 (a)の分布から初期軸力F_bを用いて以下の式で表す.

$$f_{\mathcal{Y}}(\xi_i) = \frac{F_b}{N} \tag{4.16}$$

次に,荷重方向の接触力を計算する.2.4.1 で示したように締結時にはボルト及びナット座面において最大静止摩擦力に等しい接触力が作用しているので,同様にねじ面においても最大静止摩擦力に等しい値の接触力が作用していると考える.

ねじ面における接触力の方向は横山[18]による方法を参考に,法線方向の接触力 f_n に対して XZ 平面に投影した成分の方向とした. すなわち, Fig. 4-4 の(a)における赤線, (b)における赤い平面を最大静止摩擦力が作用する方向とする. この方向はねじ面径方向 ξ_i に対して κ_0 だけずれた位置に存在しており, κ_0 はねじ山半角 α とリード角 β で以下の式によって求められる.

$$\kappa_0 = \cos^{-1}\left(\frac{\tan\alpha}{\sqrt{\tan^2\alpha + \tan^2\beta}}\right) \tag{4.17}$$

この方向の平面内の接触力関係を Fig. 4-4 の(c)に示す. R は接触力の合力, φ_0 はこの平 面で切った時のねじ山が XZ 平面となす角, μ_t はねじ面摩擦係数を表している. φ_0 は κ_0 を 用いて以下のように求められる.

$$\varphi_0 = \tan^{-1}(\tan\alpha\cos\kappa_0 + \tan\beta\sin\kappa_0) \tag{4.18}$$

最大摩擦力と釣り合っているので、合力*R*はねじ面接線力と法線方向の力 f_n で表すことができ、そのなす角は $\tan^{-1}\mu_t$ である.よって幾何形状から合力*R*と軸方向接触力 f_y のなす角は $\varphi_0 - \tan^{-1}\mu_t$ となる.したがって水平方向の力は $f_y \tan(\varphi_0 - \tan^{-1}\mu_t)$ となり、この力は X方向とZ方向の接触力の合力であるので、これを $\xi_i + \kappa_0$ の方向を考慮してZ方向に分解すると、 f_z は次式で表せる.

$$f_z(\xi_i) = \frac{F_b}{N} \tan(\varphi_0 - \tan^{-1}\mu_t) \sin(\xi_i + \kappa_0)$$
(4.19)



(c) Detailed view

Fig. 4-4 Slip direction and detailed view of the thread surface.

軸直角方向外力発生時

軸直角方向外力の増分 ΔF^{bolt} が作用すると、ボルトねじ面にはそれにともなってモーメント ΔM_x^{thread} が発生し、接触力分布が変化する.本研究では K_w を求めることが目的であり、各要素の接触力を厳密に求める必要はない.よってねじ面固着域のみを表現できれば十分なので、 ねじ面での部分的なすべりを考慮せず、この範囲で全ての要素を固着域と近似して計算する.

外力の増分 ΔF^{bolt} を f_z が負担し、モーメントの増分 ΔM_x^{thread} を f_y が負担をすると考え、モーメントは X 軸からの距離に比例した値を作用させると、以下の様な式で各接触力の増分が表せる.

$$\Delta f_{\mathcal{Y}}(\xi_i) = \frac{2\Delta M^{thread}}{r_w^{thread}N} \sin \xi_i \tag{4.20}$$

$$\Delta f_z(\xi_i) = \frac{\Delta F^{bolt}}{N} \tag{4.21}$$

ここで, r_w^{thread} はねじ面平均接触半径であり, おねじ外径 r_o とめねじ内径 r_i を用いて以下の式で定義される.

$$r_{w}^{thread} = \frac{2(r_{o}^{3} - r_{i}^{3})}{3(r_{o}^{2} - r_{i}^{2})}$$
(4.22)

なお、おねじ外径 r_o とめねじ内径 r_i はボルトの呼び径dから計算できる.

また, モーメントの増分 ΔM_x^{thread} は前節にて定義したモーメント分担率 γ_t を用いた式(4.1) で表せるので, 式(4.20)は以下のように表せる.

$$\Delta f_{\mathcal{Y}}(\xi_i) = -\frac{2\gamma_t l}{r_w^{thread} N} \Delta F^{bolt} \sin \xi_i \tag{4.23}$$

したがって、ねじ面固着域における接触力は式(4.16)、(4.19)、(4.21)、(4.23)より次式で表せる.

$$f_{\mathcal{Y}}(\xi_i) = \frac{F_b}{N} - \frac{2\gamma_t l}{r_w^{thread} N} F^{bolt} \sin(\xi_i)$$
(4.24)

$$f_z(\xi_i) = \frac{F_b}{N} \tan(\varphi_0 - \tan^{-1}\mu_t) \sin(\xi_i + \kappa_0) + \frac{F^{bolt}}{N}$$
(4.25)

この2式による接触力の妥当性を確認するためにN = 8, $F^{bolt} = 300[N]$ での計算結果と FEM による解析結果を比較する(Fig. 4-5). (a)に f_v の比較, (b)に f_z の比較を示した.

本モデルにおいて部分的なすべりと固着の影響を考慮していないので若干分布に差が生じてしまっているが、傾向はほとんど変わらないということが確認できる.



Fig. 4-5 The contact force distribution by analytical model and FEM.

4.3.3. F^{bolt}の算出

前節で得られた軸方向と荷重方向の接触力からfwの計算を行う.

式(4.11)に式(4.24),(4.25)を代入することで, *f*_wを求め, 和を取ることで *K*_w を計算することが でき, 次式のように計算できる.

$$K_w = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^{N} \left\{ \cos(\varphi(\xi_i)) - \frac{2\gamma_t l}{r_w^{thread}} \sin \xi_i \sin(\varphi(\xi_i)) \right\}$$
(4.26)

したがって傾きK_wはモーメント分担率,グリップ長さ,平均接触半径,ねじ山半角,リード角によって決定される因子であることがわかった.

傾き K_w は分割数 N にも依存するが、N が大きいほど精度の良い解が得られると考え、3 章 の解析条件で分割数 N による K_w の挙動を調べた(Fig. 4-6). このグラフによると、N=5 程度で 収束していることがわかり、他の条件で行っても N=10 でほぼ収束することがわかった.



Fig. 4-6 Convergence calculation of K_w .

ここで,式(4.9)でおいた $\varphi(\xi_i)$ の物理的意味について考察する.

 f_w の方向はねじ面内での荷重方向であるので, Fig. 4-4 においてすべり方向の κ_0 を新しいすべり方向 $\kappa(\xi_i)$ に変更したモデルを考えれば良い. XZ 平面に投影したすべり方向は荷重方向に一致するので, $\kappa(\xi_i)$ は次式で表せる.

$$\kappa(\xi_i) = -\xi_i - \frac{\pi}{2} \tag{4.27}$$

よってこの面でのねじ山と XZ 平面のなす角度 $\varphi(\xi_i)$ は,式(4.10)において $\kappa_0 \epsilon \kappa(\xi_i)$ に変 更することで以下のように求まる.

$$\varphi(\xi_i) = -\tan^{-1}(\tan\alpha\sin\xi_i + \tan\beta\cos\xi_i)$$
(4.28)

これは式(4.9)で仮定した $\varphi(\xi_i)$ と一致するので、 $\varphi(\xi_i)$ の物理的意味は荷重方向の面でねじ面を切った時のねじ山と XZ 平面のなす角であったということがいえる.

また, Fig. 4-4(c)において水平方向力は荷重方向接触力 f_z に対応し, 接線力は求めたい f_w に相当する.

傾き K_w が求まったことで,式(4.13)において F_n が求まれば F_{cr}^{bolt} を算出できる.法線方向の力 f_n は Fig. 4-4(c)の力関係から軸方向の力 f_v を用いて以下のように求められる.

$$f_n(\xi_i) = \frac{\cos(\tan^{-1}\mu_t)}{\cos(\varphi_0 - \tan^{-1}\mu_t)} f_y(\xi_i)$$
(4.29)

式(4.29)は厳密には締結力発生時にしか成り立たない式であるが、今回考慮しているねじ面固着域においてはこの関係性は失われないと仮定してfnの和Fnを求めると、次式で表せる.

$$F_n = \frac{\cos(\tan^{-1}\mu_t)}{\cos(\varphi_0 - \tan^{-1}\mu_t)} F_b$$
(4.30)

したがって式(4.30)を式(4.13)に代入するとねじ面すべりに達する外力の値Fcr^{bolt}は以下のようになる.

$$F_{cr}^{bolt} = \frac{\mu_t}{K_w} \frac{\cos(\tan^{-1}\mu_t)}{\cos(\varphi_0 - \tan^{-1}\mu_t)} F_b$$
(4.31)

式(4.26)で K_w は算出できるので結局 F_{cr}^{bolt} を求めるためのパラメータは以下の 7 つの値となる.

$$F_{cr}^{bolt} = g(\mu_t, \gamma_t, l, F_b, \alpha, \beta, r_w^{thread})$$
(4.32)

4.4. 提案モデルの妥当性評価とF^{bolt}の特性

本節では式(4.32)で表されたパラメータを変動させることで F_{cr}^{bolt} の特性を調べるとともに, FEM の解析結果と比較することで妥当性の検証を行う.7 つのパラメータのうち,ねじ山半角 α とリード角 β はボルトの規格によって定まるものであるので,ここでは常に一定とする.残り のパラメータであるねじ面摩擦係数 μ_t ,ねじ面モーメント分担率 γ_t ,グリップ長さl,初期締結 カ F_b ,平均接触半径 r_w^{thread} に関しては他のパラメータを固定することで F_{cr}^{bolt} への影響を記 述する.なお,各パラメータは第3章の解析モデルを基準とし,Table 4-1に示す.傾き K_w は分 割数 Nを増加させて誤差が10⁻¹⁰以下となるまでプログラム上で収束計算を行った.

Table 4-1 Setting of each parameter.	
μ_t	0.1
γ_t	0.352414
<i>l</i> [mm]	30
F_b [N]	8600
α [rad]	π/6
β [rad]	0.043277
r_w^{thread} [mm]	7.1796

62

4.4.1. 摩擦係数 μ_t による影響

Table 4-1 のパラメータを設定し, ねじ面摩擦係数を変動させた時の*F*^{bolt}の変動をプログラムによって算出したものが Fig. 4-7 の実線部である.また, FEM による解析結果である Table 3-5 の値を 3 点プロットした.

FEM による解析点はすべて計算によって算出したグラフに近い値となっていることが確認で きた.したがって摩擦係数変更による式(4.32)の妥当性は示すことができた.



Fig. 4-7 Variation of F_{cr}^{bolt} by analytical model due to μ_t and the points of FEM.

グラフの特徴としては、ねじ面摩擦係数に対して単調増加となっている. ただし、比例関係 ではなく、ゆるやかに増加率は減少している. ここで、この条件下においてボルト締結体が座 面すべりに達する値を Bearing Slip より F_{bs}^{bolt} とすると、 $F_{bs}^{bolt} = \mu_b F_b = 0.1 \times 8600[N] =$ 860[N] である. したがって計算モデルによると $\mu_t \ge 0.157$ で F_{cr}^{bolt} がこの値を超えてしまう領 域が存在することが確認できる.

4.4.2. モーメント分担率 γ_t による影響

Table 4-1 のパラメータを設定し, ねじ面モーメント分担率を変動させた時の F_{cr}^{bolt} の変動を プログラムによって算出したものが Fig. 4-8 の実線部である. また, FEM による解析は γ_t によ って制御はできないので, 接触ピッチ数の変更によって再現した. すなわち, Table 3-3 のねじ 面モーメントの傾きから Table 4-2 のようにピッチ数とモーメント分担率を対応付け, Table 3-2 の F_{cr}^{bolt} の値を 3 点プロットした.

結果, FEM による解析点はほぼ計算モデルに一致することが確認でき, モーメント分担率 による計算モデルの妥当性は示された. なお, P=1 で誤差が大きくなってしまっているのは, Fig. 4-3(a)のように接触力がねじ面始点と終点で誤差が大きくなっていることが原因と考えられ る.

Table 4-2 Relationship between *P* and γ_t .

ピッチ数 P	モーメント分担率 γ_t
1	0.234143
3	0.332801
5	0.352414



Fig. 4-8 Variation of F_{cr}^{bolt} by analytical model due to γ_t and the points of FEM.

グラフの特徴としては、モーメント分担率に対してゆるやかな単調減少となっている. この条件においても $F_{bs}^{bolt} = 860[N]$ であり、計算モデルでは $\gamma_t = 0.08$ 程度以下で $F_{bs}^{bolt} < F_{cr}^{bolt}$ となる領域が存在することが確認できる.

4.4.3. グリップ長さしによる影響

Table 4-1 のパラメータを設定し、 グリップ長さを変動させた時の*F*^{bolt}の変動をプログラムに よって算出したものが Fig. 4-9 の実線部である. また, FEM による解析結果である Table 3-11 の値を 3 点プロットした.

FEM による解析点はほぼ計算モデル上にあることが確認でき、グリップ長さによる計算モデルの妥当性を示すことができた.ただし、基準値 *l* = 30 に対して小さい値である *l* = 20 は計算モデルよりも高い値、大きい値である *l* = 40 は計算モデルよりも低い値を示している.これは、Table 4-3 のようにグリップ長さによってモーメント分担率も変動してしまうことが原因である。 図の計算モデルは *l* = 30 のモーメント分担率を設定しているが、モーメント分担率が小さいほどグラフは上に、モーメント分担率が大きいほどグラフは下に行くため、各解析点はそれぞれのグラフに一致する.

Table 4-3 Relationship between l and γ_t .		
グリップ長さ <i>し</i>	モーメント分担率 γ_t	
20	0.303651	
30	0.352413	
40	0.389563	

1200 Analytical model 1000 L = 20.0 (FEM) 800 = 30.0 (FEM) L = 40.0 (FEM)Fcr [N] 600 400 200 0 20 40 60 0 80 100 *L* [mm]

Fig. 4-9 Variation of F_{cr}^{bolt} by analytical model due to *l* and the points of FEM.

グラフの特徴としては、グリップ長さに対して単調減少となっている. この条件においても $F_{bs}^{bolt} = 860[N]$ であり、計算モデルによるとl = 6.8程度以下の値で $F_{bs}^{bolt} < F_{cr}^{bolt}$ となる領域が存在することが確認できる.

4.4.4. 初期締結力による影響

Table 4-1 のパラメータを設定し、グリップ長さを変動させた時の*F*^{bolt}の変動をプログラムによって算出したものが Fig. 4-10 の実線部である. また, FEM による解析結果である Table 3-13 の値を 3 点プロットした.

FEM による解析点は計算モデルにほぼ一致していることが確認できる.したがって初期締結力による計算モデルの妥当性を示すことができた.



Fig. 4-10 Variation of F_{cr}^{bolt} by analytical model due to initial tension and the points of FEM.

グラフの特徴としては、初期締結力に対して単調増加している.式(5.24)からも確認できるように初期締結力と F_{cr}^{bolt} は比例関係にある.一方座面すべりに達する外力の値 F_{bs}^{bolt} は締結力 F_b に比例して増加するのでこの条件下では $F_{bs}^{bolt} < F_{cr}^{bolt}$ となる領域は存在しないことがわかる.

4.4.5. 平均接触半径による影響

Table 4-1 のパラメータを設定し, 平均接触半径を変動させた時の*Fc^{bolt}* の変動をプログラム によって算出したグラフが Fig. 4-11 である. 平均接触半径はボルトの呼び径 *d* によって定まる 値であるので, このグラフはその呼び径を横軸にとっている. またこの場合の FEM による解析 は行っていない.

グラフの特徴として、ボルト呼び径に対して単調増加の関係があることが確認できる.ただし、 各曲線はモーメント分担率を一定と仮定して算出したグラフであり、実際のモデルではその値 が異なってくるものと考えられる.グラフはモーメント分担率が大きいほど下にずれ、モーメント 分担率が小さいほど上にずれる.

また、単調増加の傾向にあるので呼び径が大きい範囲で $F_{bs}^{bolt} < F_{cr}^{bolt}$ となる領域が存在することがわかる.



Fig. 4-11 Variation of F_{cr}^{bolt} by analytical model due to bolt diameter.

4.5. F^{bolt}の挙動とゆるみへの影響

前節の結果より、ねじ面すべりに達する外力の値 F_{cr}olt は以下の 5 つの条件によって大きくなることがわかった.

- ① ねじ面の摩擦係数の値を大きくする.
- ② ねじ面のモーメント分担率を小さくする.
- ③ グリップ長さを小さくする.
- ④ 初期締結力を大きくする.
- ⑤ ボルト呼び径を大きくする.

さらに、この中で摩擦係数及びモーメント分担率及びグリップ長さをある組み合わせにする ことで、 $F_{bs}^{bolt} < F_{cr}^{bolt}$ となる領域が存在することが確認できた、そこで、この領域が何を意味し ているのかを以下で議論する.

$F_{bs}^{bolt} < F_{cr}^{bolt}$ となる領域の意味

単純に考えるとボルト締結体に軸直角方向外力を加えていった時に、ねじ面すべり域に達 する前に座面すべり域に達してしまうような領域のことである.座面すべりに達するとそれ以上 の外力を負担することはできないので、ねじ面すべり域が存在しないことになる.したがって、 ボルト・ナットねじ面が外力によらずに常に固着している状態である.ねじ面でのすべりが生じ ないのでボルト軸にねじれも生じない.よってボルトの回転ゆるみは進行せず、軸力の低下も 起こらない.以上をまとめると、ボルト・ナットねじ部がボルト頭部に近似でき、Fig. 4-12 のような リベットモデルと等価な締結体となる.



Fig. 4-12 Rivet model

設計段階においてボルト締結体にゆるみが生じにくいようにすることは、上記リベットモデル に近づけるということになる.本研究における提案モデルによってねじ面すべりに達する外力 の値を概算できたので、ゆるみが生じにくいボルト締結体の設計を定量的に行うことができるよ うになった.

FEM による検討

 $F_{bs}^{bolt} < F_{cr}^{bolt}$ となる領域で本当にリベットモデルに帰着できるのかを確認するため, 追加の FEM 解析を行った. $F_{bs}^{bolt} < F_{cr}^{bolt}$ となる領域としてねじ面摩擦係数 $\mu_t = 0.25$ を考える. Fig. 4-7 の計算モデルによると $F_{cr}^{bolt} = 1309$ [N]となり, 座面すべりに達する値 $F_{bs}^{bolt} = 860$ [N] を 大きく超える.

まず, 並進剛性のグラフを Fig. 4-13 に示す. 比較を行うためにパラメータ基準値による解析 結果も同時に載せた. $\mu_t = 0.25$ の解析結果では勾配部が1つ減っており, 勾配の大きさから ねじ面すべり域が存在していないことが確認できた.



Transverse displacement [mm] Fig. 4-13 Transverse load-displacement relation.

次に、ねじ面の回転角と軸力変動のグラフを以下に示す(Fig. 4-14, Fig. 4-15). ねじ面す べり域が存在しないことでねじ面でのすべりによる回転が生じず、軸力も低下していないことが わかる. したがって軸力低下の生じない、リベットモデルと等価な領域は存在するということが 確認できた.



Fig. 4-14 Rotational angle.

Fig. 4-15 Axial force

4.6. 簡易モデルへの適用

提案モデルによってねじ面すべり域に達する外力の大きさをボルトの形状と摩擦係数から 算出することが可能となった.本節ではその提案モデルを用いてボルト締結体を FEM へ簡易 モデルとして表現するための手法を示す.

簡易モデルは Fig. 4-16 のようにある特定の方向に非線形ばねを配置したモデルを考えている. 被締結体間に接触要素を定義せずにボルト・ナット締結体の並進方向挙動を再現する. したがって被締結体間の相対変位量から並進方向剛性を表せるようなモデルを構築する.



Fig. 4-16 Simple model.

4.6.1. 並進剛性を表現する手法

非線形ばねの剛性を表現するための手順を示す. Fig. 4-17 のグラフは A が被締結体の荷 重変位グラフ, すなわち並進剛性を表しており, B のグラフはねじ面すべりに達する外力の値 *F*^{bolt} を求めるためのグラフである. この2つのグラフを駆使することでボルト締結体挙動を表 す.



Fig. 4-17 Schematic diagram of two graphs.

I. 全固着域. グラフAにおいて, ボルト・ナット締結体は高剛性 k₁の線形ばねで表すことができる. よってこの区間の外力の増分は相対変位量を用いて以下の式で求められる.

$$\Delta W = k_1 \Delta U \tag{4.33}$$

また、この区間での力の分配は以下のようになっている.

$$\Delta F^{plate} = \Delta W, \quad \Delta F^{bolt} = 0 \tag{4.34}$$

グラフ B においてはボルトに外力が作用していない区間であるので原点にとどまっている. $F^{plate} = \mu_p F_b$ になる点で II の領域に移行する.

II. 被締結体すべり域. グラフAにおいて並進剛性がk2となり, 直線上を移動する. よってこの区間の外力の増分は相対変位量を用いて以下の式で求められる.

$$\Delta W = k_2 \Delta U \tag{4.35}$$

この領域を含め、被締結体がすべり状態となっているこれ以降の力の増分は以下のようになる.

$$\Delta F^{plate} = 0, \quad \Delta F^{bolt} = \Delta W \tag{4.36}$$

グラフ B においては傾き K_w の直線上を移動する. 傾き K_w は提案モデルに示した通り, 式(5.21)によって求まる. 外力 F^{bolt} とともに F_w が増加し, $\mu_t F_n$ に達した時 III の領域に移 行する. 一方 F_w が $\mu_t F_n$ に達する前に外力の増分の方向が逆向きになる場合はその点で 区間 I に戻る. さらに, F_w が $\mu_t F_n$ に達する前に F^{bolt} が最大摩擦係数 $\mu_b F_b$ に到達した 場合は区間 III を飛ばし, 区間 IV へ移行する.

III. ねじ面すべり域. グラフAにおいて並進剛性がk₃となり, 直線上を移動する. よってこの 区間の外力の増分は相対変位量を用いて以下の式で求められる.

$$\Delta W = k_3 \Delta U \tag{4.37}$$

グラフBにおいては傾き0で直線上を移動する.外力 F^{bolt} が最大摩擦係数 $\mu_b F_b$ に到達したとき,区間IVに移行し,その前に外力の増分の方向が逆向きになる場合はその点で区間Iに戻る.

 IV. 座面すべり域. グラフAにおいて並進剛性が0になった区間. これ以上の外力の増分は 負担できない. したがって変位に限界すべり量U_{lim} なる値を予め設定する必要がある.
 この限界すべり量U_{lim}はボルト穴径d_hによって算出できる値と考える. この区間でグラフ B内での移動はなし.

以上のサイクルを繰り返すことで簡易モデルの並進剛性の値を更新する.また,外力に対するフローチャートを Fig. 4-18 にまとめた.



Fig. 4-18 Flowchart for the translational stiffness representation.
4.6.2. 並進剛性算出

4.6.1 でボルト締結体の並進剛性を表現する流れを示したが、ここでは剛性そのものの値を どのように算出するのかを述べる. k₁,k₂,k₃ それぞれに対して導出方法を示す.

4.6.2.1. 全固着域の勾配

この区間はすべり面がなく、被締結体と一体となって弾性変形をするので、被締結体の剛性を算出する必要がある.本研究では被締結体のばね定数を求める手法として Lori らによって提案された式と山本による記述に従って k₁を求める[7].

平板の被締結体内部における応力発生域を軸対称と仮定し, Fig. 4-19 の鎖線部分で表されるような等価モデルを考える. 等価モデルは有孔円錐台の形状である. 円錐台の半頂角 γ は Lori らによる以下の近似式で表される.

$$\tan \gamma = 0.326 + 0.032 \ln\left(\frac{l}{2d_w}\right) + 0.153 \ln\left(\frac{d_c}{d_w}\right)$$
(4.38)

ここで、 d_w はボルト頭部とナットの外径、 d_c は被締結体の外径である. 円錐台底面の直径 d_n はこれらの値を用いて次式で表せる.

$$d_n = d_w + l \tan\gamma \tag{4.39}$$

曲げに対する剛性は山本の記述には考慮されていないが,軸方向のコンプライアンスを応 用すると曲げに対する関係式は以下のように表せる.



Fig. 4-19 Schematic view of the fastening body.

$$\Delta \theta = \frac{l}{E_c I_c} \Delta M \tag{4.40}$$

ここで、 θ は被締結体間角度、M はモーメント、 I_c は等価有孔円錐台の断面二次モーメントである。簡単のため角度とモーメントは以下の様なIによる近似式で表す。

$$\Delta \theta = \frac{\Delta U}{l}, \quad \Delta M = \Delta F^{bolt} l \tag{4.41}$$

したがって全固着域における勾配 k1 は式(4.40),式(4.41)を用いて次式で表せる.

$$k_1 = \frac{\Delta F^{bolt}}{\Delta U} = \frac{E_c I_c}{l^3} \tag{4.42}$$

ここで、等価有孔円錐台の断面二次モーメントIc は以下のように計算できる.

$$I_c = \frac{3\pi}{64} \frac{(d_n - d_w) d_w^3 d_n^3}{d_n^3 - d_w^3} - \frac{\pi}{64} d_h^4$$
(4.43)

なお、この式は d_c が d_n に対して非常に大きい時を仮定している.

4.6.2.2. 被締結体すべり域の勾配

この区間は被締結体間ですべりが生じており、ボルト軸の曲げによって並進外力を支えていると考えられる.よってボルト軸をグリップ長さしの長さの梁と仮定してたわみ量から勾配 k₂を算出する.

ボルト軸に並進外力 F^{bolt} が作用した時のボルト軸の状態を Fig. 4-20 に示す. ボルト軸に は外力に加えモーメントが作用しており, ボルト座面においてわずかに傾きが生じている. ボ ルトを片持梁と近似して計算するが, そうみなすにはボルト軸が短すぎる場合があるため, せ ん断を考慮した Timoshenko の梁理論を適用する. 計算の結果, ボルト軸の相対変位量は次 式で表せる.

$$\Delta U = \left(\frac{l}{GkA} - \frac{l^3}{6EI}\right) \Delta F^{bolt} - \frac{l^2}{2EI} \Delta M_x^{bearing} + \Delta \theta_0 l \tag{4.44}$$

ここで、Gは横弾性係数、Iは円形断面の断面二次モーメント、 θ_0 がボルト座面での傾きを表している.また、kは断面の補正係数であり、円形断面では以下のように表される.



Fig. 4-20 Schematic diagram of the bolt axis.

$$k = \frac{6(1+\nu)}{7+6\nu}$$
(4.45)

また, ボルト座面のモーメントはねじ面モーメント分担率 γ_t を用いると, 式(4.2), (4.3)から以下のように表せる.

$$\Delta M_x^{bearing} = -(1 - \gamma_t) \Delta F^{bolt} l \tag{4.46}$$

ボルト座面の傾きは4.2におけるボルト座面の曲げに対するばね定数 K_bを用いて以下のように求められる.

$$\Delta\theta_0 = -\frac{\Delta M^{bearing}}{K_b} \tag{4.47}$$

ボルト座面の曲げに対するばね定数 K_bは沢ら[23]が三次元弾性論を用いて解析した軸方向の結果を応用して近似的に以下の式で表す.

$$K_b = \frac{EI}{0.6d} \tag{4.48}$$

したがって,式(4.44)に式(4.46),(4.47),(4.48)を代入すると,

$$\Delta U = \left\{ \frac{l}{GkA} - \frac{l^3}{6EI} + \frac{l^3}{2EI} (1 - \gamma_t) + \frac{3dl^2}{5EI} (1 - \gamma_t) \right\} \Delta F^{bolt}$$
(4.49)

よって、勾配 k2 は式(4.42)の右辺係数の逆数で表される.

4.6.2.3. ねじ面すべり域の勾配

この区間はボルト軸の曲げによる相対変位に加えて、ボルト・ナットねじ面においてすべりが 発生しているので定式化は難しい. FEM 解析によるボルト・ナットねじ面でのすべり変位量の グラフを Fig. 4-21 に示す.外力に対してすべり変位量は比例しているので定数をおいて表す ことができる.よってこの定数を以下のようにおく.

$$\kappa_3 = \kappa_t$$

$$k_3 = k_t^{slip} \tag{4.50}$$

Fbolt [N]

Fig. 4-21 Relationship between translational slip and F^{bolt} .

4.6.3. 軸力低下量算出

4.6.2 で並進剛性を算出したので、ここではその並進挙動に伴う軸力の低下量を算出する. ボルト軸力は被締結体の厚さ方向の微小変位によって1サイクルの中で増減をするが、被締 結体の微小変形を考慮して軸力を求めるのは難しい.そこで、増減の部分は考慮せず、以下 ボルトねじ面の回転ゆるみのみが軸力の低下量に影響するものとする.

ボルト・ナットのばね定数 C_b を沢らの式を適用して求め, 被締結体のばね定数 C_c を Fig. 4-19 と同様に応力発生域を仮定し, Lori らの式を適用して求めると, 締結力の減少量 ΔF_b は 以下のような式で表せる.

$$\Delta F_b = \frac{\Delta l}{\frac{1}{C_b} + \frac{1}{C_c}} \tag{4.51}$$

 Δl はグリップ長さの変化量であるが、これはボルト・ナットねじ面のすべりによる相対回転角 $\Delta \theta$ から幾何的に求めることができる.

$$\Delta l = \frac{P\Delta\theta}{2\pi} \tag{4.52}$$

なお,相対回転角はすべりに関係するので定式化は難しい. FEM によるボルト・ナット相対 回転角の外力に対する変動を Fig. 4-22 に示す. 並進すべりと同様に回転角は外力に比例す るので定数を k_r^{slip} とおくと,以下の関係式で表せる.

$$\Delta \theta = k_r^{slip} \Delta F^{bolt} \tag{4.53}$$



Fig. 4-22 Relationship between rotational slip and F^{bolt}.

4.7.結言

本章においてねじ面すべり判定のモデルを提案し、ねじ面すべりに達する外力の値 F_{cr}^{bolt} を 計算から求めることが可能となった.ねじ面を周方向に離散化して接触力の定式化を行い、ね じ面外力方向の力 F_w を求めることで傾き K_w を求めた.また、 F_{cr}^{bolt} を求める関数から F_{cr}^{bolt} の特性を考察し、ねじ面すべり域が存在しないような系が存在することを示し、その妥当性を 示した.さらに、提案モデルを用いてボルト・ナット締結体を簡易モデル化するための流れを示 した.各並進剛性の値も計算によって導出する事ができた.

5.結論

5.1.結論

本研究では被締結体を含むボルト・ナット締結体の FEM 解析を詳細に行い, 軸直角方向 外力が作用する時の並進及びゆるみ挙動を記述した.また,各パラメータにおける比較を行 い,影響度を把握した.さらに,ボルト・ナット締結体の挙動からねじ面すべり判定モデルを提 案し,ねじ面すべりに達する外力の値を定量的に予測することが可能となった.そして,その 提案モデルからボルト締結体の簡易モデル化への手法を示した.本研究で得られた具体的な 知見を以下に示す.

- ▶ ねじ面すべりに達する外力の値 F^{bolt} がねじ面摩擦係数, モーメント分担率, グリップ長さ, 初期締結力, ボルト呼び径の関数で表されることを示し, 各パラメータによる影響を定量的に把握できるようになった.
- ▶ ねじ面すべりが発生しないような領域があることを示唆し、その領域ではゆるみが生じないことを確認した.
- ▶ F_{cr}^{bolt} 算出モデルを用いることで、ゆるみの生じにくいボルト締結体の設計を定量的に行うことができる.
- ▶ 特定方向に対して並進剛性のグラフと提案手法のグラフの2つを組み合わせることでボルト締結体の並進剛性を再現できる.

5.2.今後の展望

ボルト・ナット締結体の簡易モデルの完成を目指すにあたって,以下に今後の展望を記す.

並進剛性対応方向の拡張

本研究ではある特定の方向に対してばね要素を定義して荷重変位関係のグラフを導出す る方法を示したが、その方向を設定しなくても提案手法が適用できるような簡易モデルの形状 を構築する必要がある.

他の外力入力に対する挙動

本研究では軸直角方向荷重のみを対象としていたが、実際の締結体には軸方向、軸回転 方向等の荷重モードが加わる場合がある.したがってそれらの荷重に対する剛性を算出しな ければならない.

また,軸直角方向外力が最もゆるみに影響与えるため,他の荷重モードでのゆるみは考慮 しなくても良い可能性があるが,様々なモードが絡み合った時にどのような挙動を示すのかは 明らかになっていない. それぞれのゆるみ挙動は単純な線形和で表されるとも考えにくいので 今後検討が必要である.

動的挙動

本研究では準静的なモデルとしてゆるみ挙動を扱ったが,動的な挙動については依然明ら かになっていない部分が多い.研究も多くなされているが[24][25],慣性力等を含んだゆるみ 挙動の定式化が望まれる.

参考文献

- [1] 吉本 勇, "JIS 使い方シリーズ ねじ締結体設計のポイント", p.213, (1992) 日本規格協会.
- [2] 科学技術振興機構(JST), "JST 失敗知識データベース カテゴリー機械", http://www.sozogaku.com/fkd/lis/cat001.html.
- [3] J.N.Goodier, R.J.Sweeney, "Loosening by vibration of threaded fastenings", Mechanical Engineering, 67, (1945).
- [4] G.H.Junker, "New Criteria for Self-Loosening of Fasteners Under Vibration", SAE Transactions, 78, pp.314-335, (1969).
- [5] 山本 晃,加勢晋司,"軸直角振動によるねじのゆるみに関する研究 ゆるみ機構の解 明-",精密機械,43,4,pp.470-475,(1977).
- [6] 山本 晃, 加勢晋司, 久保輝芳, "軸直角振動によるねじのゆるみに関する研究 --ゆる み止め性能曲線の理論化--", 精密機械, 43, 9, pp.1069-1074, (1977).
- [7] 山本 晃, "ねじ締結の原理と設計", (1995), 養賢堂.
- [8] 酒井智次, "ボルトのゆるみ(第 1 報, 軸直角荷重を受けるボルトの場合)", 日本機会学 会論文集, 44, 377, pp.279-287, (1978).
- [9] 酒井智次, "ねじ締結概論", p.44, (2000), 養賢堂.
- [10] 加勢晋司, 石村光敏, 大橋宣俊, "巨視的座面すべりがない場合のねじのゆるみ挙動
 一軸直角方向繰返し外力下のゆるみ機構-", 精密工学会誌, 54, pp.1381-1386, (1988).
- [11] N.G.Pai, D.P.Hess, "EXPERIMENTAL STUDY OF LOOSENING OF THREADED FASTENERS DUE TO DYNAMIC SHEAR LOADS", Journal of Sound and Vibration, 253, pp.585-602, (2002)

- [12] N.G.Pai, D.P.Hess, "Three-dimensional finite element analysis of threaded fastner loosening due to dynamic shear load", Engineering Failure Analysis, 9, pp.383-402, (2002).
- [13]泉 聡志,横山 喬,岩崎 篤,酒井信介,"ボルト締結体の締付けおよびゆるみ機構の
 三次元有限要素法解析",日本機械学会論文集(A編),71,702, pp.204-212, (2005).
- [14] S.Izumi, T.Yokoyama, A.Iwasaki, S.Sakai, "Three-dimensional finite element analysis of tightening and loosening mechanism of threaded fastener", Engineering Failure Analysis, 12, pp.604-615, (2005).
- [15] 富士岡泰雄, 酒井智次, "ねじ回転ゆるみ機構の検証(第2報, 座金が円弧状に往復運動する場合のボルト回転ゆるみ挙動とゆるみ機構)", 日本機械学会論文集(A編), 72, 715, pp.983-990, (2006).
- [16] S.A.Nassar, B.A.Housari, "Effect of Thread Pitch and Initial Tension on the Self-Loosening of Threaded Fasteners", Transactions of the ASME, Journal of Pressure Vessel Technology, 128, pp.590-598, (2006).
- [17] S.A.Nassar, B.A.Housari, "Study of the Effect of Hole Clearance and Thread Fit on the Self-Loosening of Threaded Fasteners", Transactions of the ASME, Journal of Mechanical Design, 129, pp.586-594, (2007).
- [18] 横山 喬, "軸直角方向外力を受けるボルト締結体挙動の力学モデル構築", 東京大学博士論文, (2010).
- [19] J.Kim, J.C.Yoon, B.S.Kang, "Finite element analysis and modeling of structure with bolted joints", Applied Mathematical Modeling, 31, pp.895-911, (2007).
- [20] 中嶋一裕, "ボルト締結の有限要素法モデリング手法の有効性評価", 東京大学修士論文, (2007).
- [21] 福岡俊道,山崎直樹,北川 浩,浜田 実,"ボルト・ナット締結体の力学的挙動(第 1 ねじ山のかみ合い状態の影響)",日本機械学会論文集(A 編),52,474, pp.552-556, (1986).

- [22] 福岡俊道, "ボルトのねじ山荷重分担率", ボルトエンジニア(株) ボルト締めラボ, http://www.bolt-engineer.net/lab/ridge.pdf.
- [23] 沢 俊行, 丸山一男, "ねじ結合におけるボルト頭部およびネットの変形について", 日本 機械学会論文集, 41, 346, pp.1917-1925, (1975)
- [24] 岸本喜直, 遠藤 滿, "ボルト締結を有する構造体の動特性評価法に関する研究", 日本 機械学会論文集(C編), 73, 729, (2007).
- [25] 神谷翔太, "衝撃外力を受けるスイングサークル締結体ゆるみの陽解法有限要素法解 析", 東京大学修士論文, (2011)

謝辞

本研究を進めるにあたって、様々な方にお世話になりましたので以下感謝の意を述べたいと思います.

指導教員の泉聡志教授には学部時代も含めると3年間もの長い間ご指導をいただきました. その間,なかなか研究の結果が出ず,申し訳ありませんでした.研究方針の相談や,研究発 表での鋭い指摘等貴重な意見をいただきましたことに感謝の意を表します.また,学会発表や 企業の方とのミーティング等をセッティングしていただいた点についても,重ねて感謝申し上げ ます.

酒井信介教授には研究会での信頼性に関する貴重なお話や研究発表での指摘等多くの ことを参考にさせていただきました.厚く感謝申し上げます.

本研究を行うきっかけとなった、アルテアエンジニアリング株式会社の柴田一朗様、並びに 小ロ暁壮様には研究の設定および研究における大きな目標を与えていただき大変お世話に なりました.特に小ロ様とは何度もミーティングをして助言を頂いたこと、会社におけるプロジェ クトの進め方等研究以外の面においても学べる部分がありました.本当にありがとうございまし た.

本研究のさきがけであり、当研究室 OB の横山喬様には何度も相談のメールをすることで、 参考にさせていただきました.また、直接面会して助言を頂いたことで考察の幅が広がりました. さらに、博士論文から論文の体裁や構成についても参考にさせていただきました.大変感謝し ております.

労働安全衛生総合研究所の山際謙太様には学部時代にクリープボイドの件で大変お世話 になりましたが,修士課程においても研究所の設備を使用させていただいたり相談に乗ってい ただいたりとお世話になりました.ありがとうございました.

田中展助教には1日3回ほど肩もみをさせていただきました.また,楽しげな会話の中で突然研究者とはなんぞ,という話をいただいたりと勉強になることが多かったです.ありがとうございました.

波田野明日可助教にはその笑顔に癒やされていました.いらっしゃるときは研究室全体の 雰囲気が変わるような気がします.研究発表における指摘は参考になりました.ありがとうございました.

秘書の吉田雅子さんには交通費請求でお世話になりました.ありがとうございました.また, 元秘書の小山恵子さんには学会発表や遠距離の交通費申請など多くの事務処理をしていた だきました.ありがとうございました. 受託研究員の樋渡翔策さんには社会人の様々な話を聞かせていただき参考になりました. ありがとうございました.これからもよろしくお願いします.

同期の4人のおかげで楽しい修士生活を送ることができたので、本当に感謝しています.

同期の池田和寛さんには日常生活のうまい乗り切り方を教えていただきました. ありがとうご ざいました.

同期の栗山和樹さんにはリア充とは何たるかを教えていただきました. ありがとうございました.

同期の高本聡さんには大学生のあるべき姿を教えていただきました. ありがとうございました.

同期の日高貴弘さんには圧倒的な体力の必要性を教えていただきました. ありがとうございました.

修士1年の荒牧純平さん,磯崎洋平さん,井上優さん,近藤祐樹さん,寺田偉紀さんと,学部4年の村上陽一さん,良本真啓さん,吉村侯泰さん,舘祐樹さん,植田章裕さん,橋本浩平 さん,中田達也さんは皆真面目で逆に私が引っ張られてやろうという気にさせてくれました,あ りがとうございました.特に寺田さんと橋本さんは来年度以降,助教の肩を気遣って上げてくだ さい.よろしくお願いします.

また,私の1つ上の学年の方にはその圧倒的なスペックの高さに憧れすら覚えました.特に 森住竜雄さんと桐谷聡一さんの様々な文献をテンプレートとして参考にさせていただいたので 感謝の意を表します.

最後に私をここまで育て支えていただいた家族に感謝して謝辞とさせていただきます.

以上

<u>p.1 ~p.87 完</u>

修士論文

<u>平成 26 年 2 月 6 日 提出</u> 指導教員 泉 聡志 教授

37-126195 輿石 和輝