

軸直角方向外力を受けるボルト締結体挙動の
力学モデルの構築

横山 喬

目次

第 1 章	序論	10
1.1	研究の背景	10
1.2	軸直角方向外力を受けるボルト締結体の回転ゆるみに関する従来研究	12
1.2.1	実験的研究と従来理論	12
1.2.2	三次元有限要素解析によるメカニズムの解明	14
1.2.3	ボルト締結体挙動の簡易モデル化	16
1.3	本論文の目的と構成	17
第 2 章	軸直角方向外力を受けるボルト締結体の三次元有限要素解析と締結体挙動のメカニズム	19
2.1	解析対象	19
2.1.1	Junker 式試験機とねじ部形状	19
2.1.2	有限要素解析モデル	20
2.2	荷重変位関係と回転ゆるみのメカニズム	22
2.2.1	完全座面すべりによるゆるみ	22
2.2.2	微小座面すべりによるゆるみ	24
2.3	結言	25
第 3 章	荷重変位関係のモデル化	26
3.1	緒言	26
3.2	荷重変位関係を導出する理論の提案	27
3.2.1	接触面のすべりを考慮した荷重変位関係の理論	27
3.2.2	荷重変位関係のモデル化の手順	29
3.3	ねじ面・ボルト座面反作用モーメントの定式化	30
3.3.1	反作用モーメントと締結体挙動	30
3.3.2	ピッチ数の影響	31
3.3.3	反作用モーメントの定式化	32
3.4	接触面のすべり変位のモデル化	35

3.4.1	すべり変位のモデル化手法	35
3.4.2	接触面局所座標系の設定	36
3.4.3	締結力発生時の接触力とすべり変位	37
3.4.4	外力作用時の接触力とすべり変位	40
3.5	結言	47
第4章	回転ゆるみのモデル化	48
4.1	緒言	48
4.2	回転ゆるみのモデル化	49
4.2.1	締結力発生時の接触力とすべり変位	49
4.2.2	外力作用時の接触力とすべり変位	49
4.2.3	ねじ面すべり変位	49
4.2.4	座面すべり変位	51
4.2.5	ゆるみ回転角と締結力の減少量	51
4.3	結言	52
第5章	解析結果と考察	53
5.1	解析結果	53
5.1.1	解析条件	53
5.1.2	接触状態の変化	54
5.1.3	荷重変位関係	55
5.1.4	完全座面すべりによる回転ゆるみ挙動	55
5.1.5	微小座面すべりによる回転ゆるみ挙動	57
5.1.6	締結力消失の過程のシミュレーション	58
5.2	考察	60
5.2.1	k_w と k_1^{thread} の影響	60
5.2.2	接触面分割数の設定による締結体挙動の再現性	61
5.2.3	締結体寸法，ボルト締結力等の締結体挙動に対する影響	64
5.2.4	実験結果による検証	81
5.2.5	従来モデルとの比較	83
5.3	結言	88
第6章	結論と展望	90
6.1	結論	90

6.2	展望	92
6.2.1	ほかの荷重モードを含めた締結体挙動のモデル化	92
6.2.2	FEM での締結部の簡易モデル化	94
6.2.3	動的挙動のモデル化	96
6.2.4	力学モデルの適用範囲	97
付録 A	ボルト締結体のばね定数について	98
A.1	ねじ山の弾性変形と荷重分担率	98
A.1.1	ねじ山の弾性変形	98
A.1.2	荷重分担率	100
A.2	軸方向変形に対するボルト締結体のばね定数	102
A.2.1	ボルト・ナットのばね定数	102
A.2.2	被締結物のばね定数	104
A.3	曲げ変形に対するばね定数	106
付録 B	三次元有限要素法解析による皿ばね座金のゆるみ止め性能評価	109
B.1	緒言	109
B.2	解析手法	110
B.3	解析結果	112
B.3.1	荷重変位関係と接触状態変化	112
B.3.2	完全座面すべりによるゆるみの進行	113
B.4	微小座面すべりによるゆるみの進行	113
B.5	考察	115
B.6	結言	118
研究業績		126
謝辞		129

目次

1.1	Loosening mechanism due to transverse loading proposed by Yamamoto [11].	12
1.2	Composition of this thesis.	18
2.1	Junker-type test apparatus built by Pai et al. [17].	19
2.2	Bolted joint model for Junker-type test apparatus.	20
2.3	Finite element model of Junker-type test apparatus.	21
2.4	Transverse load-displacement relation during 4 cycles obtained by FEM in the case complete bearing-surface slip occurs.	22
2.5	Contact states on the thread and bearing surfaces. (Inner and outer circle are thread and bearing surface, respectively.)	22
2.6	Rotation angle on the thread and bearing surfaces during 1.25 cycles obtained by FEM in the case complete bearing-surface slip occurs.	23
2.7	Transverse load-displacement relation during 4 cycles obtained by FEM in the case micro bearing-surface slip occurs.	24
2.8	Rotation angle on the thread and bearing surfaces during 1.25 cycles obtained by FEM in the case micro bearing-surface slip occurs.	24
3.1	Relation between transverse displacement and load. The displacement is classified into 5 factors. ((a)+(b) Bolt bending, (c) Inclination of bolt head, (d) Thread surface slip, (e) Bearing surface slip)	27
3.2	Procedure of the modeling of load-displacement relation.	29
3.3	Moments developed on the bearing and the thread surfaces.	30
3.4	Schematics of moment development on bolt head bearing surface and thread surface due to transverse load.	30
3.5	FE models that have multiple pitches of thread.	32
3.6	Variation in reaction moments obtained by FEM in the cases of multiple pitches.	32
3.7	The relation between spring constant of engaged thread K_s and the number of pitch.	33

3.8	Modeling of reaction moments.	34
3.9	Contact surface (thread) and coordinate system.	36
3.10	Procedure of the modeling of contact force and slip displacement distributions.	37
3.11	Slip direction and contact force on thread surface at the development of bolt tension.	38
3.12	Contributions of contact force to radial displacement [74]. (Thick solid line and thin broken line are original and deformed configurations, respectively.)	39
3.13	Δf_x^{thread} distribution during loading in +x direction.	42
3.14	Modification of resultant force at slip location.	43
3.15	$\Delta f_x^{bearing}$ distribution during loading in +x direction.	43
3.16	Transverse displacement of bolt thread in the state of complete thread-surface slip.	45
3.17	Average of u_x^{thread} during loading in +x direction.	45
3.18	Effect of initial distribution on the converged Δf_x distribution.	46
4.1	Relation between rotation angle of contact surfaces and torsion torque.	50
5.1	Evolution of Contact state during the initial loading.	54
5.2	Relation between transverse displacement and load.	55
5.3	Rotation angle on the thread and bearing surfaces during 1.25 cycles obtained by the analytical model in the case complete bearing-surface slip occurs.	56
5.4	Decrease in bolt tension during 4 cycles in the case complete bearing-surface slip occurs.	56
5.5	Rotation angle on the thread and bearing surfaces during 1.25 cycles obtained by the analytical model in the case micro bearing-surface slip occurs.	57
5.6	Decrease in bolt tension during 4 cycles in the case micro bearing-surface slip occurs.	57
5.7	Decrease in bolt tension in the process in which bolt tension is completely lost. (Transverse load is set to 640 N during micro bearing-surface slip and transverse displacement is set to 0.12 mm during complete bearing-surface slip. Complete bearing surface slip occurs at the bolt tension of 6400 N.)	59
5.8	Decrease rate of bolt tension in the process in which bolt tension is completely lost.	59
5.9	Effect of k_w and k_1^{thread} on the slope of load-displacement relation.	60
5.10	Dependence of the number of division of contact surfaces on the evolution of contact state on thread surface.	62
5.11	Dependence of the number of division of contact surfaces on the load-displacement relation.	62

5.12	Dependence of the number of division of contact surfaces on the rotation angle of the thread and bearing surfaces.	63
5.13	Dependence of bolt tension on the load-displacement relation.	64
5.14	Dependence of bolt tension on the the rotation angle of the thread and bearing surfaces.	65
5.15	Dependence of bolt tension on the decrease in bolt tension.	66
5.16	Dependence of nominal bolt diameter on the load-displacement relation.	67
5.17	Dependence of nominal bolt diameter on the rotation angle of the thread and bearing surfaces.	68
5.18	Dependence of nominal bolt diameter on the decrease in bolt tension.	68
5.19	Dependence of grip length on the load-displacement relation.	69
5.20	Dependence of grip length on the rotation angle of the thread and bearing surfaces.	70
5.21	Dependence of grip length on the decrease in bolt tension.	70
5.22	Dependence of pitch length on the load-displacement relation.	71
5.23	Dependence of pitch length on the rotation angle of the thread and bearing surfaces.	72
5.24	Dependence of pitch length on the decrease in bolt tension.	72
5.25	Dependence of the number of pitch on the load-displacement relation.	73
5.26	Dependence of the number of pitch on the rotation angle of the thread and bearing surfaces.	74
5.27	Dependence of the number of pitch on the decrease in bolt tension.	74
5.28	Dependence of coefficient of friction on the load-displacement relation.	75
5.29	Dependence of coefficient of friction on the rotation angle of the thread and bearing surfaces.	76
5.30	Dependence of coefficient of friction on the decrease in bolt tension.	76
5.31	Linear approximation of k_1^{thread}	77
5.32	Linear approximation of k_2^{thread}	79
5.33	Linear approximation of $k_2^{bearing}$	80
5.34	Comparison in Load-displacement relation between analytical model and experiment performed by Yamamoto et al.	82
5.35	Comparison in Loosening rotation angle between analytical model and experiment performed by Yamamoto et al.	82
5.36	Direction of external load described in [45].	83
5.37	Evolution of Contact state during the initial loading obtained by Fujioka's model.	85
5.38	Direction of the tangential component of the contact force distribution.	87
6.1	Classification of the loading mode applying to bolted joint; (a) transverse load, (b) rotational load, (c) axial load, and (d) bending load.	92

6.2	Simple FE joint model [51,52].	94
A.1	Axial displacement δ_s developed in the engaged thread due to axial load F_s	98
A.2	Axial displacement factors caused on engaged thread.	99
A.3	Axial tension F exerted in the cross section at the distance x from nut top surface.	100
A.4	A bolt-nut system to calculate the spring constant.	102
A.5	Axial displacement δ_b of the bolt head due to axial load F_s	103
A.6	Region where axial stress develops in the clamped components and equivalent model.	104
A.7	Approximation of compressoin spring constant by an equivalent model.	105
A.8	Deformation of engaged thread due to bending moment.	107
B.1	Finite elemtn model of bolted joint using a conical spring washer subjected to a transverse load. (1/4 of nut, washer, and clamped component are visually removed.)	110
B.2	Deflection-force relation of conical spring washer.	111
B.3	Relation between transverse displacement and load.	112
B.4	variation in contact state during loosening process in the case of a small bolt tention (10kN).	112
B.5	Variation in loosening rotation angle and bolt tension in the case of (a) small bolt tension (10kN) and large bolt tension (20kN).	114
B.6	Dependence of loosening rate on normalized transverse load.	115
B.7	Pressure distribution on nut bearing surface after bolt tension is applied. (max is 200MPa for (a) and 400MPa for (b))	115
B.8	Contact state on the nut bearing surface at left and right dead point in the case of small bolt tension when micro bearing-surface slip occurs. (Transverse load is 1100N.)	117

表目次

1.1	Accidents caused by the failure of bolted joints.	10
1.2	Classification of loosening [5].	11
5.1	Analysis conditions for an M16 bolted joint.	53
5.2	Thread and bearing surface slip constants.	53
5.3	Thread and bearing surface slip constants for M10, M16, and M24 bolted joints.	67
5.4	Thread and bearing surface slip constants for bolted joints with 2.0mm, 1.5mm, and 1.0mm of pitch length.	71
5.5	Thread and bearing surface slip constants for bolted joints with 0.10, 0.15, and 0.20 of coef- ficient of friction.	75
5.6	Analysis conditions for the experiment performed by Yamamoto et al.	81
5.7	Thread and bearing surface slip constants for the experiment performed by Yamamoto et al. . .	81
6.1	Evaluation of the FE modeling of bolted joint (5 ranks).	95

第1章 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一つであるねじ締結は，取付け・取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]．その一方で，ねじ締結部の破損が原因となる不具合は現在でも数多く発生し，時には重大事故に至り社会問題となっている．表 1.1 に，近年大きく報道されたねじ締結部の破損が関係する事例を示す．表 1.1 から分かるように，ねじ締結部の破損のうち，発生が懸念されるものと考えられているのは疲労とゆるみである．また，両者の相互作用が破損を促進する場合もある．

ゆるみは，ねじ締結部を締め付けた後に発生する締結力の減少と定義され，ねじが戻り回転しないで生じるものと，戻り回転して生じるものがあり，それらは表 1.2 [5] のように分類できる．ねじの戻り回転を伴わない場合は通常ボルト締結力が消失するほどにはならない．一方，戻り回転を伴う場合には，それが継続して発生する条件を満たすと大きな締結力の減少が比較的短時間に起こる．ねじが戻り回転して生じるゆるみは回転ゆるみと呼ばれる．表 1.2 に示した戻り回転ありの三つの場合において，まず軸方向外力による回転ゆるみは，他の二つの場合と比較してはるかに大きな外力が作用しなければ発生せず，ゆるみよりも疲労の方が問題になると考えられている．したがって，大きな衝撃

Table 1.1: Accidents caused by the failure of bolted joints.

年月	事例	破損モード
～2002 年 3 月	JR 東海道・山陽新幹線のブレーキディスク固定ボルトの破損 [2]	疲労
2002 年 10 月	軽油中圧水素化分解装置における反応器出口の特殊な形状のフランジ部よりの漏洩物の火災 [2]	熱ゆるみ
～2004 年 10 月	大型トラックのホイールボルトの破損 [2]	疲労，ゆるみ
～2007 年 3 月	ベビーカーの背もたれ固定ねじのゆるみ [3]	回転ゆるみ
2007 年 5 月	ジェットコースターの車軸破断 [2]	疲労，ゆるみ
2007 年 8 月	中華航空機の主翼内ボルトの脱落 [2, 4]	作業ミス

荷重が作用する場合を除けば一般にゆるみはあまり問題とされない．次に，軸回り外力による回転ゆるみは発生しやすいゆるみの一つである．これは車輪を車軸に固定する場合等に発生する荷重モードであるが，ねじをゆるませる方向に外力が作用することが明らかであるため，当然設計時にゆるみに対する入念な検討が行われているものと想像される．最後に，軸直角方向外力による回転ゆるみはもう一つの発生しやすいゆるみである．この場合に対しては，座面がすべるとゆるみが発生することが知られていたが，より小さな外力に対しても微小なゆるみが発生することが近年明らかにされた．座面のすべりによるゆるみ（完全座面すべりによる回転ゆるみ）は，目視で確認できる程度の急速に進行するゆるみであるのに対し，座面の完全すべり以前のゆるみ（微小座面すべりによる回転ゆるみ）は，前者と比べてゆるみの進行ははるかに遅いため，早い段階での検出が難しい．しかし，締結力は確実に減少し，やがて完全座面すべりによる回転ゆるみが発生する条件に達すると，急激にゆるみが進行することになる．現在問題となっているのは，主に微小座面すべりによる回転ゆるみであると推測される．

現状において回転ゆるみが防げない原因として，ねじ締結部に関わる要因のばらつきの締結体挙動への寄与を十分に見積もることができていないことが考えられる．ねじ締結部に関わる要因として大きなばらつきを発生しうるものは，外力，形状（公差），締付け作業，接触面の表面性状である．それらのばらつきによる締結体挙動への寄与を見積もるためには，締結体挙動のメカニズムの解明と，それに基づく理論，あるいはモデルの構築が必要である．そして，構築される理論・モデルにおいてそれぞれのばらつきがどのように考慮され，どのように締結体挙動に影響するのかを考える必要がある．これまでに接触面における複雑な力学的挙動が締結体挙動の原因となることが示されているが，それを定量的に扱った締結体の理論・モデルはまだ構築されていない．特に軸直角方向外力が作用する場合の微小座面すべりによる回転ゆるみを考慮した，理論・モデルの構築が望まれる．

Table 1.2: Classification of loosening [5].

戻り回転なし	(1) 初期ゆるみ
	(2) 陥没ゆるみ
	(3) 微動磨耗によるゆるみ
	(4) 密封材の永久変形，塗装材の破損によるゆるみ
	(5) 過大外力によるゆるみ
	(6) 熱的原因によるゆるみ
戻り回転あり	(1) 軸回り外力によるゆるみ
	(2) 軸直角方向外力によるゆるみ
	(3) 軸方向外力によるゆるみ

1.2 軸直角方向外力を受けるボルト締結体の回転ゆるみに関する従来研究

1.2.1 実験的研究と従来理論

締結体に作用する動的外力によって発生する回転ゆるみに関する研究は、1940 年代から主に実験的手法を用いて行われてきた。初期の研究は、ボルトの軸方向に作用する動的外力によって発生する回転ゆるみを対象としていた [6]。しかし、1960 年代に Junker [7] は、ボルト軸方向に外力が作用する場合よりも、ボルト軸に直角な方向に外力が作用する場合の方が回転ゆるみが発生しやすいと考え、後者を対象とするゆるみ試験機（Junker 式試験機）を製作した。この試験機は、2 枚の被締結物間の接触面における焼きつきやスティックスリップを防いで安定した挙動を得るために、被締結物間にベアリングを配置したことを特徴とする。また、被締結物間の接触面ですべりが発生しなければ、ねじ面と座面には外力が作用しないため回転ゆるみは発生しないが、この試験機では被締結物間で自由にすべる状態であるため、外力はねじ面と座面に直ちに作用する。そのため、ベアリングを配置しない場合と比較して小さな外力で回転ゆるみを発生させることができる。この試験機を用いて、Junker はボルト締結力、軸直角方向外力、被締結物変位、ナット回転角を測定した。

Junker による研究の後、日本においても Junker 式等の試験機を用いて、Masuko ら [8]、山本ら [9–11]、酒井 [12,13]、矢沢ら [14] 等により、軸直角方向外力が作用する場合の回転ゆるみ試験に基づくゆるみ機構の提案が行われた。山本ら [9,11] が提案したゆるみ機構を図 1.1 を用いて説明する。のように固定板に対して並進運動をする可動板が振動の左死点にあり、かつボルト軸部が左傾の限界にある状態から、可動板が右に並進する間にボルト軸部には弾性ねじれが発生する。やがて のように可動板が右に S_{cr} だけ変位してボルト軸部が右傾の限界に達し可動板上の座面がすべり始めると、弾性ね

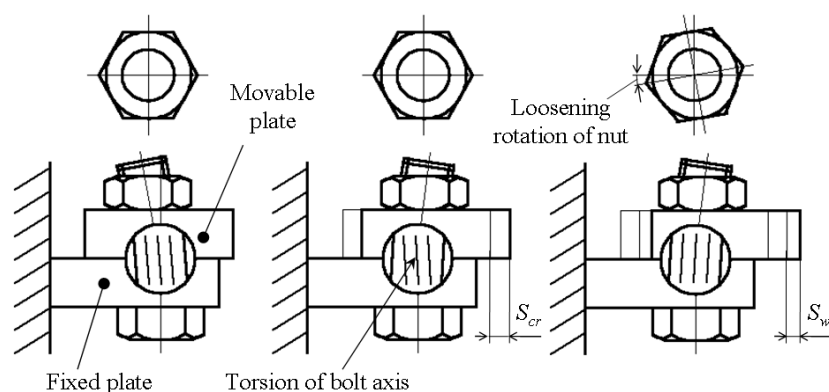


Fig. 1.1: Loosening mechanism due to transverse loading proposed by Yamamoto [11].

じれが解放されてゆるみ回転が発生する．このとき，可動板の左死点からボルト軸部が右傾に達するまでの可動板の変位量（ S_{cr} ）を，ゆるみが発生しない最大限界のすべり量（限界すべり量）とした．山本らは，可動板の変位を，ボルトに作用する外力，ねじ面に発生するモーメント，および座面の傾きより求め，荷重変位関係を導出した．また，ねじ面に作用する接触力が振動面内のナット高さの四分点に集中すると仮定してその点における力のつり合いを考え，接触力の方向がすべり方向に一致するものとしてすべり変位を導出した．そして，得られたすべり変位に基づいてボルト軸部に発生するトルク，ゆるみ回転角，およびボルト締結力の減少量を導出し，実験との比較を行った．酒井 [12, 13] は，ボルト回転力の発生機構として，軸直角方向外力の作用線に対して片側のねじ山はリード角を上り，もう片側のねじ面はリード角を下るため，それぞれに作用する周方向力には差が生じることに着目し，その力の差によって軸回りのモーメントが発生すると考えた．このモーメントがボルト締結体のゆるめトルクより大きくなると，回転ゆるみが発生するとした．この条件は，摩擦係数が 0.025 以下にならなければ成立しないが，ねじ面と座面に並進方向のすべりが発生した場合には周方向の摩擦係数は 0.02 以下となるため，ゆるみ回転が発生するとした．また，限界すべり量 S_{cr} について，はめ合いねじ部でのボルトの傾きの拘束の度合いを考慮して計算した．以上で扱われた回転ゆるみは，座面が完全なすべり状態になったときに，蓄えられていたボルト軸のねじれが解放されることによって発生する大きなゆるみであった．そのゆるみの指標として限界すべり量 S_{cr} が提案され，これを用いてゆるみ条件が整理された．しかし，一般にボルト締結体への入力形態としては荷重による場合が多いと考えられるため，可動板の変位を表す限界すべり量をゆるみの指標として用いることの有効性には疑問がある．また，締結体挙動を解析的に求める理論の構築が試みられているが，これまでの研究においては接触面における接触状態やすべりの観察は行われていないため，接触面における力学的挙動を定量的に扱った理論は構築されていないものとする．

その後，座面において完全なすべりに達しない場合においても微小な回転ゆるみが発生することが賀勢ら [15, 16]，Pai ら [17] により示された．賀勢ら [15, 16] は，座面が保持することのできるトルクよりもボルト軸に蓄えられるねじれが大きくなると座面が完全すべりに達しなくても微小な回転ゆるみが発生すると考え，実験により荷重変位関係が平坦部を示さない場合でも回転ゆるみが進行する場合があることを示した．Pai ら [17] は，ねじ面と座面において接触状態（固着・すべり）は分布し，固着領域とすべり領域が混在する局所すべり状態と完全すべり状態が起こると考えた．そして，Junker 式試験機を用いた実験により，ねじ面と座面のどちらか一方が完全座面すべりになっていれば微小な回転ゆるみが発生することを示した．また，ねじ面が完全すべり，座面が局所すべりの状態でのゆるみは，座面が完全すべりに達するのに要する外力の 50% 前後で発生することを示した．このように，座面のすべりを伴うゆるみよりも小さな外力でも微小なゆるみが発生し，その微小なゆるみの蓄積により締結力が減少してやがて完全座面すべり状態に移行し，大きなゆるみが発生するメカニズムが示

された．また，微小なゆるみの発生は，可動板に作用する変位ではなく外力によって規定されるものと考えられる．

設計における回転ゆるみ評価においては，被締結物間のすべりが発生しないこと，すなわちねじ面と座面に外力が作用しないことが一般に基準とされるものと考えられる．しかし，この基準を破り回転ゆるみが発生してしまった場合，その多くは，座面が完全なすべりに達する以前の微小な回転ゆるみであると考えられる．したがって，回転ゆるみのメカニズムを考える上で，この微小座面すべりによるゆるみも考慮し，その発生条件を整理することは重要であるとする．

一方で，Jiang らは，これまでに述べてきた回転ゆるみが発生する以前の初期ゆるみに対して，軸直角方向外力の作用によりねじ谷底における塑性域において応力の再配分が起こり締結力が低下するメカニズムを提案した [18]．また，従来行われたゆるみ試験よりも小さな軸直角方向振幅で試験を行い，疲労とゆるみの相互作用を考慮した研究もおこなわれている [19, 20]．

衝撃外力による回転ゆるみに関する研究は，軸方向衝撃に対して古賀，磯野 [21–23] 等により，軸直角方向衝撃に対して大橋ら [24]，萩原ら [25] 等により行われている．しかし，接触面の動的特性，特に摩擦の動的特性のメカニズムはまだ明らかにされていない点が多いため，衝撃外力による回転ゆるみのメカニズムは体系的に示されていない．

1.2.2 三次元有限要素解析によるメカニズムの解明

有限要素解析によるボルト締結体挙動の研究においては，接触解析技術の発達や計算機性能の向上に伴い，ねじ山のらせん形状と，ねじ面の接触と摩擦をモデル化した三次元有限要素モデルを用いた研究が 2000 年頃より見られるようになった．Chen ら [26] は，締結力発生時のねじ山荷重分担率に関して三次元有限要素モデルと軸対称有限要素モデルを用いて解析を行い，座面から数えて第一ピッチにおける荷重分担率について，三次元有限要素モデルの方が小さい値を示した．Zadoks ら [27] は，三次元有限要素モデルを用いてはめ合いねじ部の軸方向剛性を検討した．

回転ゆるみに関して，Pai らは [28] は，Junker 式試験機を用いた実験 [17] に対応する有限要素解析を行った．有限要素モデルは，ボルト，ナット，可動板，そして試験機の剛性を模擬するばね要素から構成され，ボルト座面とねじ面の接触と摩擦を考慮した．このモデルを用いて（完全ねじ面すべり，完全座面すべり），（局所ねじ面すべり，完全座面すべり），（完全ねじ面すべり，局所座面すべり），（局所ねじ面すべり，局所座面すべり）の 4 種類の状態を再現し，実験の締結体挙動を再現できることを示し，完全座面すべりに達する外力よりも小さな外力で完全ねじ面すべりに達し，微小な回転ゆるみが発生することを検証した．また，完全ねじ面すべりに達する外力の大きさにはねじ面に発生するモーメントが影響し，ボルトが長いほどそのモーメントが大きくなるため完全ねじ面すべりに達する外力が小さくなることを示した．泉ら [29, 30] は，ボルト締結体の締付けおよび軸直角方向外力によ

るゆるみ機構の有限要素解析を行い、回転ゆるみの進行の様子を荷重変位関係、接触状態と関連付けて説明するとともに、締付けに関しては過去に提案された理論と、回転ゆるみの進行に関しては山本ら [9] の実験結果との比較を行った。締結力と締付けトルクの関係に関しては、有限要素解析結果はわずかに非線形性を示し、締結力の発生に要する締付けトルクは従来理論による値と比較してわずかに小さい値を示した。ねじ山の荷重分担率に関しては、有限要素解析ではナットからのボルトの突出しや被締結物の剛性を考慮したため、第一ピッチの荷重分担率は従来理論よりも小さな値を示した。また、泉ら [31, 32] は、微小座面すべりによるゆるみに関して考察を加えた。Pai ら [17, 28] が示した 4 通りの接触状態の分類に対して、ねじ面と座面の接触状態を完全すべり、微小すべり、局所すべりに分類し、それぞれの組み合わせで 9 通りの状態が存在することを提案し、各状態におけるゆるみの発生の有無を示した。また、微小座面すべりによるゆるみの進行の様子について、賀勢ら [15] の実験と良い一致を示すことを確認した。以上のような三次元有限要素モデルを用いたボルト締結体の回転ゆるみ解析手法を応用して、泉ら [36–42] は様々なゆるみ止め部品の性能評価が行い、ゆるみ止め部品を選択する際の指針を提供した。また、軸方向外力の作用によるゆるみについてもメカニズムの検討を行った [33]。富士岡ら [34] は、回転ゆるみ挙動に影響を及ぼすと考えられる、摩擦係数、接触面のあらさ・うねりを考慮した有限要素解析を行った。それにより、摩擦係数は回転ゆるみの進行に大きな影響を及ぼすことを示した。接触面のあらさ・うねりについては、面圧分布には大きく影響するものの、回転ゆるみの進行に対する影響は小さいことを示した。Zhang ら [35] は、軸直角方向外力の作用によってねじ面に周方向変位が発生するメカニズムを検討した。径方向に微小なすべりが発生した場合にはねじ面圧力の作用により周方向にも変位が発生する。また、径方向にすべりが発生しない場合であっても、周方向の圧力分布に変動が生じる場合には周方向の接触状態に変動が生じ、周方向変位が発生する。前者は完全ねじ面すべり、後者は微小ねじ面すべりに対応するものと考えられる。

以上の有限要素解析ではねじ山の谷底の丸みを考慮しない等の単純化が行われていたが、福岡ら [43] [44] ははめ合いねじ部の軸直角断面は常に一定であることを利用して、ねじ谷底の丸みを考慮した有限要素モデル化手法を提案し、三次元モデルによる応力解析に取り組んだ。

ねじ山のらせん形状とねじ面の接触・摩擦をモデル化した三次元有限要素解析により、完全座面すべりによる回転ゆるみだけでなく、微小座面すべりによる回転ゆるみも合わせて回転ゆるみのメカニズムの理解は大きく進んだものとする。しかし、計算時間に関しては、Pai ら [28] の計算では 1 サイクルあたり約 6 時間 (CPU700MHz, メモリ 512MB), Zhang ら [35] の計算では 8 サイクルで約 35 時間 (計算機性能不明) と、多くの時間を要することから、設計におけるゆるみ評価にこの解析手法を適用することは難しいと考えられる。したがって、三次元有限要素解析により得られたゆるみのメカニズムを設計に活かすためには、ここで得られた結果に基づいて締結体挙動をモデル化することが求められる。

1.2.3 ボルト締結体挙動の簡易モデル化

1.2.1 において述べたように、従来は実験結果の考察に基づいて回転ゆるみの理論の提案が行われたが、座面やねじ面で接触状態やすべり変位を実験により精確に把握してメカニズムを明らかにするには限界があるものと思われる。近年、三次元有限要素解析で明らかにしたメカニズムに基づいた回転ゆるみ挙動の理論や解析的モデルの提案が行われている。富士岡ら [45] は、ねじ面傾斜と摩擦力のつり合いに基づいて、ねじ面全周にわたる摩擦せん断力の方向を計算し、FEM による結果と定性的に一致することを確認した。また、外力がある回転中心回りに円弧状に作用する場合を考え、回転中心がボルト軸に一致する場合（回転振動）から回転中心が無限遠にある場合（軸直角振動）までの挙動を統一的に説明する手がかりを得た。ただし、論文の中でも述べられているように、定量的な検討を行うためには、座面とねじ面と径の違いの影響、ボルト長さの影響、面圧分布の影響を加える必要がある。また、得られた摩擦せん断力からすべり軌跡を求めるためには、力とすべり変位を結びつけるパラメータが必要となる。Nassar ら [46, 47] は、時間変動する軸直角方向外力の作用によって座面とねじ面に発生する接触力を用いて外力方向と周方向の運動方程式を立て、回転ゆるみ挙動の数値計算を行った。また、ねじ面と座面に発生する摩擦トルクの変化の様子と、回転ゆるみの発生について検討を行った [48]。山本ら [9–11]、酒井 [12, 13]、富士岡ら [45] の提案した理論が静的な力のつり合いに基づくものであったのに対し、Nassar らの理論は動的な計算を行う点が異なる。しかし、運動方程式は接触力の外力方向成分と周方向成分それぞれの総和に対して立てられているため、座面において固着領域とすべり領域が混在する状態で発生する微小な回転ゆるみはモデル化されていない。また、ゆるみ回転はボルト軸がボルト穴に接触するまで続くとしていることから、回転量を過大評価している可能性がある。

実験や FEM で得られたボルト締結体の挙動を定量的に再現するためには、接触面におけるすべり挙動を定量的にモデル化する必要がある。そのためにはねじ山の傾斜を考慮した接触力分布の検討や、接触状態に応じた接触力とすべり変位の定式化が必要であるものとする。

一方、ボルト締結部を有する構造物の強度、剛性や動特性を評価するための有限要素モデルにおいては、ボルト締結部をビーム要素やばね要素を用いて簡略化してモデル化することが一般に行われている。Montgomery [49, 50] は、ボルトなしモデル、カップリングモデル、RBE モデル、ビーム要素を用いたスパイダーボルトモデル、ソリッド要素とビーム要素のハイブリッドモデル、そしてソリッドモデルでボルト締結部をモデル化し、構造の変形および応力の評価を行った。Kim ら [51] は、ボルトなしモデル、カップリングモデル、スパイダーボルトモデル、ソリッドモデルを用いた軸直角方向外力、および曲げモーメントが作用する静解析、そしてモーダル解析を行い、実験結果の比較により精度の点ではソリッドモデルが最も優れ、計算効率の点ではカップリングモデルが最も優れた結果を示した。中嶋 [52] は、ねじ山を考慮した三次元モデルとの比較を行い、精度と計算効率の観点からねじ山

を考慮しないソリッドのモデルが簡易モデルとして適しているとの結論を得た。また，成瀬ら [53, 54] は，ボルト軸をモデル化したビーム要素と座面領域のシェル要素の間に拘束方程式を定義してボルト締結部の剛性をモデル化した。そしてビーム要素に発生する応力を用いて強度やゆりみの評価を行った。ボルト締結部の動特性に関しては，接触面の剛性を考慮したモデル化が岸本ら [55]，福岡ら [56] によって行われている。上記のような有限要素モデルにおける締結部の簡易モデル化を行うにあたって締結部の剛性を設定する上でも，接触面における力学的挙動を考慮したボルト締結体挙動の力学モデルが必要であるものとする。

1.3 本論文の目的と構成

本論文では，ボルト締結体の軸直角方向外力を受けるボルト締結体の力学的挙動をモデル化する。ボルト締結体の非線形挙動の原因となる接触面におけるすべり挙動に着目して接触力とすべり変位のモデル化を行い，荷重変位関係や回転ゆりみといった締結体挙動のモデル化に結びつける。荷重変位関係については，山本ら [9, 11] がボルトの曲げ変位を考慮した定式化を行ったが，それに加えてねじ面，座面のすべり変位を考慮することとなる。また，回転ゆりみに関しては，従来主に行われてきた完全座面すべりによる巨視的なゆりみだけでなく，微小座面すべりによる微小なゆりみも対象とする。モデル化は，これまでに提案されているねじの力学的挙動に関する多くの理論や，本研究で行った FEM により得られた知見を融合して行われる。構築されるモデルは，設計計算に使用可能な程度の簡易な計算により締結体挙動を予測可能なものとする。

本論文は，本章を含めて全 6 章から構成される。図 1.2 に本論文の構成を示し，以下に各章の概要を示す。

第 2 章では，本研究において対象とする Junker 式試験機をモデル化した締結体と，その有限要素解析モデルについて説明する。そして，本研究でモデル化を行う荷重変位関係と回転ゆりみのメカニズムについて，FEM 結果を用いて説明する。

第 3 章と第 4 章において，第 2 章で示した締結体挙動のメカニズムのモデル化を行う。まず第 3 章では，荷重変位関係を導出する理論の提案を行う。ここでは，座面が完全すべりに達する以前の挙動を対象とする。まず，FEM で得た荷重変位関係の並進変位の要因の分析を行い，並進変位の要因がボルトの曲げ変位と接触面のすべり変位に分類できることを示す。続いて，荷重変位関係の導出において，本研究で新たに提案する二つのモデル化を説明する。まず，ねじ面と座面の接触力分布に影響し，並進変位の各要因に影響する，ねじ面と座面に発生する反作用モーメントを定式化する。従来の理論では完全ねじ面すべり後，モーメントは一定になるものと考えられたが，本研究においてその後も外力に対してモーメントは変化することが分かったため，定式化を行うこととした。定式化には，ボルト頭とはめあいねじ部の曲げ変形に対するばね定数を用いる。次に，ねじ面と座面に発生する接触力

とすべり変位のモデル化を行う．接触力とすべり変位の分布を考慮するために，ねじ面とボルト座面を周方向に分割し，各分割位置での挙動を計算する．締結力，外力，および反作用モーメントの作用により各分割位置に発生する接触力分布を初期設定した後，接触面のすべり判定を行い，すべりが発生した位置では接触力と摩擦力のつり合いを保つよう，接触力の修正を行い接触力分布の収束解を得る．その後，接触力分布と接触状態（すべり，固着）に応じてすべり変位を計算する．接触力とすべり変位の関係について，従来理論と FEM 結果を参考とした定式化を行う．

第4章では，第3章で示した荷重変位関係のモデル化を基にして，回転ゆるみをモデル化する．ここでは，座面が完全すべりに達した後の挙動も含めてモデル化を行う．完全座面すべり後のすべり変位のモデル化と，従来理論を用いてゆるみ回転による締結力の減少の定式化を行う．

第5章では，解析結果を示し，考察を行う．まず，外力が増加するにしたがってねじ面と座面における接触状態が変化する様子と荷重変位関係を示す．続いて，回転ゆるみに関する計算結果を示す．完全座面すべりによるゆるみと微小座面すべりによる回転ゆるみの様子を示した後，微小座面すべりから完全座面すべりに至る長い周期にわたる締結力減少の様子を示す．その後，本研究で導入するすべり変位等に関するパラメータの寄与，接触面の分割数の影響，解析条件（締結力，ボルト呼び径，グリップ長さ，ピッチサイズ，ピッチ数，摩擦係数）の影響，実験結果による検証，そして従来モデルとの比較について考察を行う．

第6章では，本論文で行ったモデル化と得られた結果を総括し，今後の展望を述べる．

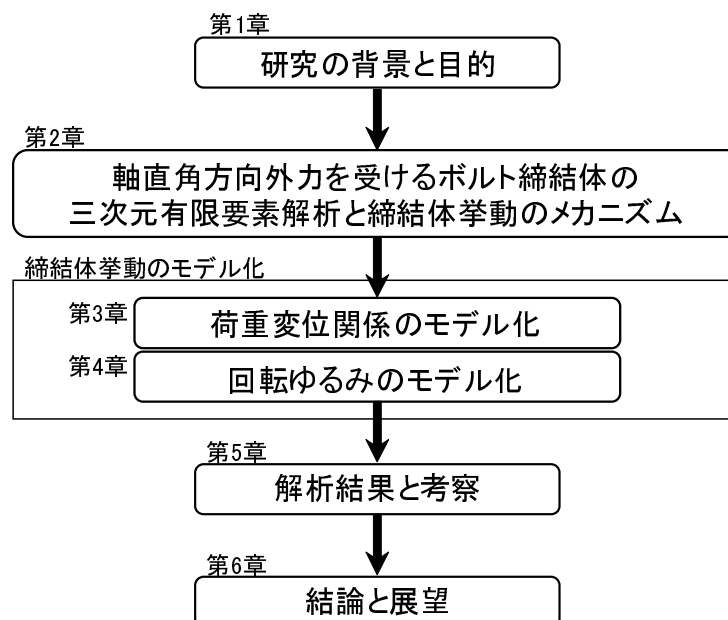


Fig. 1.2: Composition of this thesis.

第2章 軸直角方向外力を受けるボルト締結体の 三次元有限要素解析と締結体挙動のメカ ニズム

本研究では，既報において三次元有限要素解析により明らかにした軸直角方向外力を受けるボルト締結体の挙動をモデル化する．本章では，本研究において対象とする Junker 式試験機におけるボルト締結体の有限要素モデルによって得られた荷重変位関係と回転ゆるみの進行の様子から，それらの締結体挙動のメカニズムを概説する．

2.1 解析対象

2.1.1 Junker 式試験機とねじ部形状

本研究では，軸直角方向外力による回転ゆるみの研究においてしばしば使用される Junker 式試験機を模擬したボルト締結体を対象とする．Junker 式試験機では並進変位する可動板と固定板の間にペアリングを挟んで摩擦を低減し，安定したゆるみ挙動が実現される．図 2.1 に，Pai ら [17] が作成した Junker 式試験機を示す．可動板はロードセルを介して偏心軸に連結され，その回転により可動板に並進外力が作用する．可動板の変位は，作動変圧器式変位計のピックアップで測定される．ボルト締結力

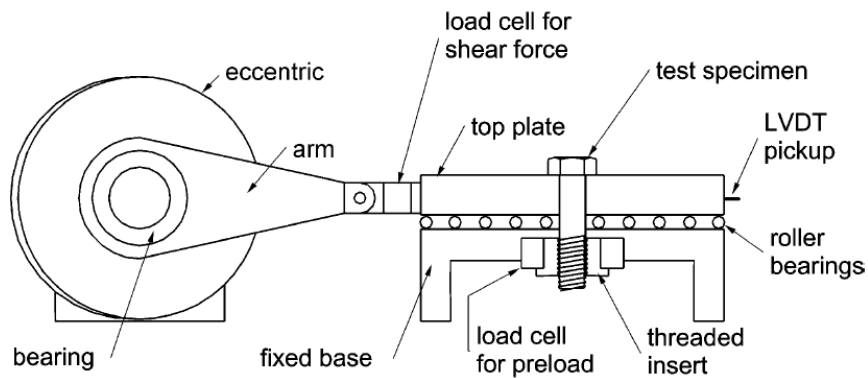


Fig. 2.1: Junker-type test apparatus built by Pai et al. [17].

は固定板に取り付けられた圧縮ロードセルにより測定される．また，ボルトの回転は，ボルト頭に接続されたフレキシブルシャフトを介してポテンショメーターで測定される．これまでに行われた Junker 式試験機による実験は 10Hz 以下の低い振動数での実験であったため，加速度の影響は小さいことから静的な挙動として扱うことが可能であると考える．

本研究において対象とするボルト締結体の形状を図 2.2 に示す．力学モデルでは，ボルト座面とナット座面における 2 枚の板の剛性を考慮するが，その間の摩擦を無視する．よって，摩擦を考慮する接触面はねじ面とボルト座面である．固定板上に置かれたナットには回り止めがされており，ナット座面においてすべりは発生しないものとする．また，ナット座面の傾きも拘束されている．力学モデルの簡略化のため，ボルト，ナットとも 2 ピッチのねじ山が形成されているが，はめあいねじ部は 1 ピッチとする．実際のボルト締結体においても，第 1 ピッチがボルト締結力を最も負担するため，その挙動が締結体挙動に対して大きな寄与をする．したがって，1 ピッチとしたことにより，はめあいねじ部の剛性が低下することによる影響が表れるが，本質的な挙動は示されるものとする．実際のボルト締結体と比較してはめあいねじ部の剛性が低いことによる影響については第 3 章において考察する．

2.1.2 有限要素解析モデル

力学モデルの構築を行うにあたり，締結体挙動の考察を行う有限要素解析モデルを図 2.3 に示す．解析ソフトとして ANSYS11.0 を使用する．対象はメートル並目ねじ M16，グリップ長さは 30mm である．ボルト穴径は 18mm とし，軸直角方向外力の作用によりボルト軸がボルト穴に接触することはないものとする．ボルト，ナットについてはねじ山のらせん形状を考慮し，三次元ソリッド要素を用い

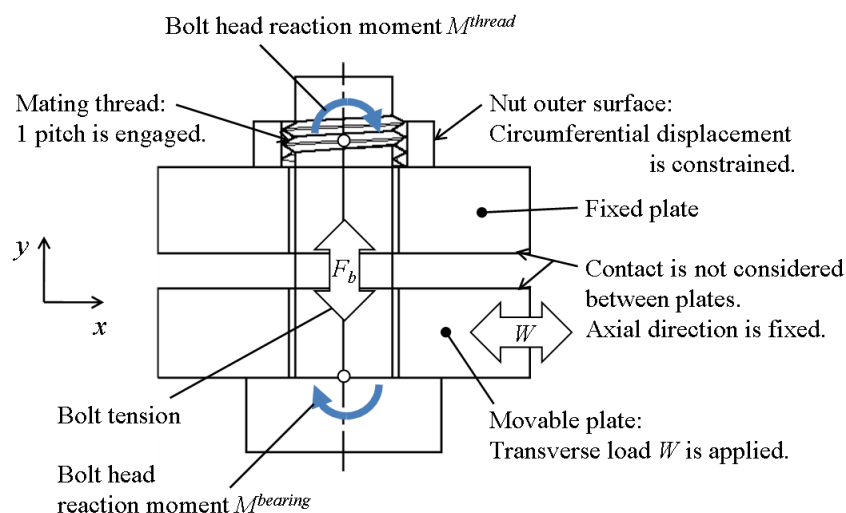


Fig. 2.2: Bolted joint model for Junker-type test apparatus.

て構成する．ねじ山寸法は 6H/6g (はめ合い区分“中”)の交差域の中央とする．本解析では詳細な応力解析を目的とせず，接触による機構解析を目的としているため，ボルト頭の付け根やねじ谷底の丸み等の詳細形状は省略する．また，ナットについては締付け時にトルクを作用させる六角部分を省略し，二面幅を直径とする丸ナットとしてモデル化する．可動板と固定板については三次元シェル要素を用いる．

ねじ面，ボルト座面，ナット座面においては，接触を考慮するために接触要素を設定する．接触要素としては，三次元物体間の面-面接触を扱うことができ，等方性のクーロン摩擦を考慮することができる TARGE170 と CONTA174 の組を使用する．接触解析にはペナルティ法を用い，高精度な解を得るために対称接触の手法を採用する．力学モデルと同様にねじ山は 2 ピッチ形成されているが，接触要素を使用したねじ山は 1 ピッチのみである．ボルト座面とナット座面において接触要素を使用するが，ナット座面においては摩擦・すべりは考慮しない．

境界条件として，固定板，可動板ともに y 方向変位を拘束し， x 軸に平行な辺の z 方向変位を拘束する． z 軸に平行な辺については固定板において拘束し，可動板については強制変位，あるいは外力を作用させる．また，ナットの外周面において周方向変位を拘束する．ボルト締結力については，ボルト頭の外周にトルクを作用させて締め付けて発生させることも可能である．しかし，締結体挙動の単純化のため，ここでは可動板に微小な軸方向変位を与えて締結力を発生させることとした．材料特性は，ボルト，ナット，可動板，固定板のすべてについてヤング率 205GPa，ポアソン比 0.3 とした．接触面の摩擦係数は， MoS_2 グリスでの潤滑を想定して 0.1 とした．摩擦係数は接触面の状態に依存するため，実機の稼動時には変化する可能性がある．しかし，本研究では締結体の基本的な挙動を再現することを目的とするため，摩擦係数は一定とすることにした．解析は，準静的，弾性，接触を考慮した非線形解析である．

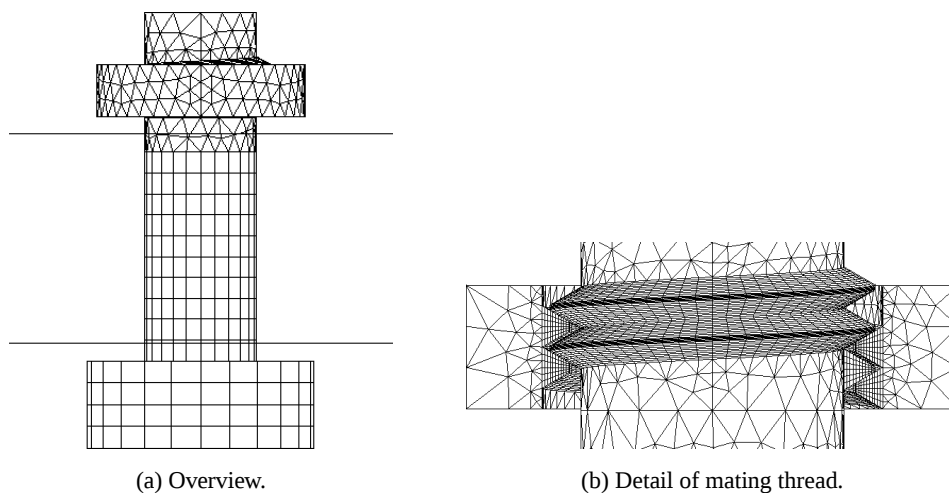


Fig. 2.3: Finite element model of Junker-type test apparatus.

2.2 荷重変位関係と回転ゆるみのメカニズム

著者らは既報において、軸直角方向外力を受けるボルト締結体の FEM 解析を行い、ボルト座面において巨視的なすべりを伴う回転ゆるみ（完全座面すべりによるゆるみ）[29] と巨視的なすべりを伴わない回転ゆるみ（微小座面すべりによるゆるみ）[31] のメカニズムを提案した．これらの回転ゆるみ挙動のモデル化を行うにあたり、本節ではそのメカニズムを概説する．

2.2.1 完全座面すべりによるゆるみ

図 2.3 の締結体について、完全座面すべりが発生する場合の荷重変位関係を図 2.4 に、ボルト座面とねじ面における接触状態の変化を図 2.5 に示す．図 2.4 より、荷重変位関係は 3 種類の勾配から成る

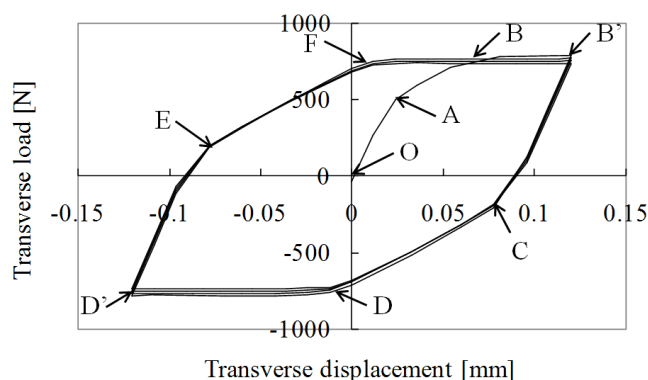


Fig. 2.4: Transverse load-displacement relation during 4 cycles obtained by FEM in the case complete bearing-surface slip occurs.

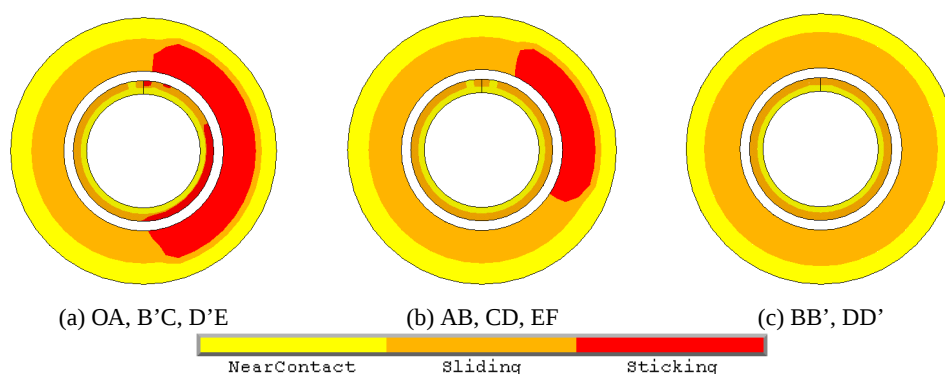


Fig. 2.5: Contact states on the thread and bearing surfaces. (Inner and outer circle are thread and bearing surface, respectively.)

ループであることが分かる．そして各勾配は図 2.5 に示したそれぞれの接触状態に対応する．急勾配部はねじ面，座面ともに固着領域が存在する状態，緩勾配部は完全ねじ面すべり状態，平坦部は完全座面すべり状態である．ボルトのゆるみ回転の進行はこれら 3 種類の接触状態と対応させて説明することができる．図 2.6 に，振動 1.25 周期におけるボルト座面とねじ面の回転角の変化を示す．ボルト座面の回転角はゆるみ回転角に相当し，座面とねじ面の回転角の差はボルト軸部のねじれを示す．図中の A, B 等の記号は図 2.4 に対応する．

まず，図 2.4 の急勾配部ではねじ面，座面ともに固着領域が存在するため，ボルト軸全体の回転，あるいはボルト座面の並進すべりは生じず，可動板の並進に伴ってボルトには弾性曲げが可逆的に生じるのみである．図 2.6 より，この状態ではボルトの回転が全く生じていないことが確認できる．

次に，緩勾配部では完全ねじ面すべり状態である．図 2.6 より，緩勾配部が開始する点 A，点 C において軸部のねじれが発生し始めることが分かる．同時に，座面においてもわずかに回転が生じることが分かる．

最後に，平坦部では完全座面すべり状態である．図 2.6 より，ボルト座面の並進すべりが開始する点 B，点 D に達すると，ボルト軸部のねじれが解放され，ボルトの回転が急速に進行することが分かる．ここで，ボルト座面に並進方向のすべりが生じ，可動板のみが一定の並進力で並進運動する．第 1 周期における平坦部での一定の並進力の大きさは，座面での最大摩擦力に等しい．しかし，振動が進むにつれて締結力が減少するため，並進力も減少することが分かる．

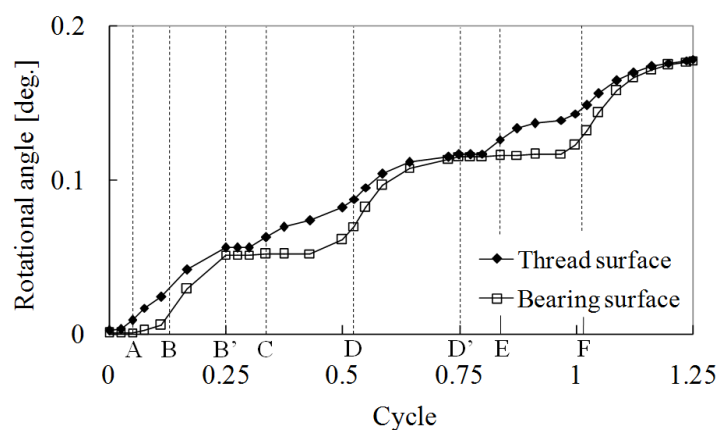


Fig. 2.6: Rotation angle on the thread and bearing surfaces during 1.25 cycles obtained by FEM in the case complete bearing-surface slip occurs.

2.2.2 微小座面すべりによるゆりみ

前節において、完全座面すべりに達する以前にもわずかにゆりみ回転が生じることを述べた。そこで、完全座面すべりに達しない程度の外力を作用させた場合のゆりみのメカニズムを示す。図 2.3 の締結体について、座面での最大摩擦力の 90 % (720N) の外力を作用させた場合の荷重変位関係と、ボルト座面とねじ面における回転角をそれぞれ図 2.7, 2.8 に示す。図 2.7 より、荷重変位関係は急勾配部と緩勾配部のみから成っていることがわかる。図 2.8 より、完全ねじ面すべりの状態となる緩勾配部において、ボルト軸のねじれが発生するとともにゆりみ回転が発生していることが分かる。しかし、

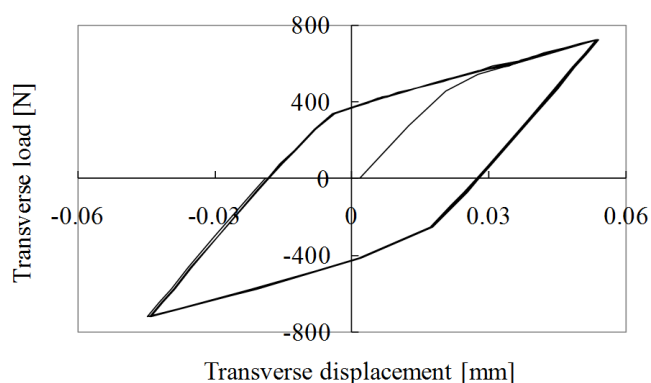


Fig. 2.7: Transverse load-displacement relation during 4 cycles obtained by FEM in the case micro bearing-surface slip occurs.

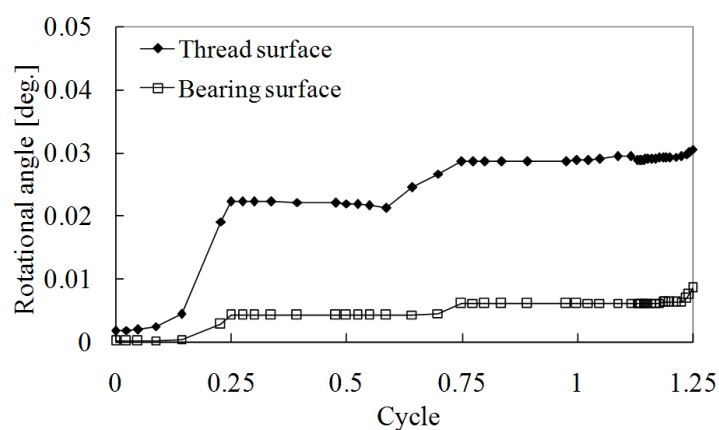


Fig. 2.8: Rotation angle on the thread and bearing surfaces during 1.25 cycles obtained by FEM in the case micro bearing-surface slip occurs.

ボルト座面は完全すべりに達しないため、ボルト軸のねじれは解放されずにゆるみのプロセスが進行することが分かる。微小座面すべりによるゆるみは完全座面すべりが発生する場合と比較して非常に小さいものであるが、この微小なゆるみ回転が繰り返されて締結力が減少すると、やがて完全座面すべりが発生する条件に遷移する。したがって、微小座面すべりによるゆるみを考慮することは重要であると考えられる。

2.3 結言

本研究において対象とする Junker 式試験機をモデル化した締結体について説明し、その有限要素解析結果より荷重変位関係と回転ゆるみのメカニズムを説明した。

まず、完全座面すべりによるゆるみの場合、荷重変位関係は3種類の勾配から成り、それぞれの勾配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、座面とも固着領域が存在する状態、緩勾配部はねじ面が完全すべりに達した状態、そして平坦部は座面も完全すべりに達した状態に対応する。ゆるみ回転の進行についても、これらの3種類の状態と対応付けられる。急勾配部では固着部が存在するため、ねじ面、座面ともに回転は起こらない。緩勾配部ではねじ面において回転が進行するため、ボルトにはねじれが発生する。このとき、座面においても微小な回転が発生することが確認された。最後に、平坦部では座面すべりに伴ってボルトのねじれが解放され、ボルト全体の大きなゆるみ回転が進行する。ねじれの解放が終わると、ボルト座面は並進すべりをする。この回転ゆるみのプロセスは並進変位の往行程と復行程で1回ずつ起こるため、1周期あたり2回起こる。

次に、微小座面すべりによるゆるみの場合、荷重変位関係は急勾配部と緩勾配部の2種類の勾配から成り、それぞれの勾配で発生する挙動は完全座面すべりによるゆるみの場合と同様である。しかし、ボルト座面は完全すべりに達しないため、ボルトのねじれは解放されずにゆるみは進行する。微小座面すべりによるゆるみは完全座面すべりが発生する場合と比較して非常に小さいものであるが、この微小なゆるみ回転が繰り返されて締結力が減少すると、やがて完全座面すべりが発生する条件に遷移する。

本章で示した完全座面すべりによるゆるみと微小座面すべりによるゆるみの挙動について、第3章と第4章でモデル化を行う。

第3章 荷重変位関係のモデル化

3.1 緒言

ボルト締結体においてボルト軸に直交する外力が被締結物に作用する場合、接触面のすべりにより締結体剛性が低下する。締結体剛性を示す外力と並進変位の関係（荷重変位関係）は、回転ゆるみの発生と密接な関係があるため、締結体の重要な特性であると考えられる。軸直角方向外力の作用によるねじ面、座面のすべりに起因する締結体の挙動に関する研究は、被締結物間の摩擦を低減した試験機を用いて、Junker [7]、山本ら [9–11] 等により広く行われたが、座面やねじ面での接触状態やすべり変位を実験により精確に把握し、メカニズムを明らかにするには限界があるものと思われる。

それに対して、ねじ山のらせん形状を再現した三次元有限要素解析（FEM）モデルにより、実験での観察が困難な接触面の状態と関連付けて締結体の挙動を説明することが可能となった。著者らは Junker 式試験機を FEM でモデル化し、荷重変位関係や回転ゆるみの進行に関して山本ら [9] の実験と定性的に一致する結果を得た [29]。また、複数の締結部を有する構造物の FEM においては、計算効率の観点からビーム要素等を用いて締結部を簡易的にモデル化する手法が提案されている [51]。しかし、ボルト頭やはめ合いねじ部の剛性の設定方法は確立されておらず、またすべりの発生に伴う剛性の変化を考慮したモデル化には至っていない。簡易モデルの精度を向上させるには、接触面における力学的挙動を考慮した締結体挙動のモデル化を行う必要があるものと考えられる。

これまでに、接触面における複雑なすべり挙動が荷重変位関係のような特性を引き起こすことが分かった。しかし、接触面挙動のメカニズムを理論的に解明し、締結体の挙動と対応付けるには至っていない。接触面のすべり挙動の検証として、富士岡ら [45] は、ねじ面を周方向に分割し、ねじ面傾斜と摩擦力のつり合いを基に理論解析を行い、すべり方向とゆるみ回転中心の変化を定性的に説明した。さらに、すべり変位の定量的な検討には、接触力分布の検討や接触力とすべり変位を関係付けることが必要であると考えられる。

本研究では、FEM で得た接触面挙動に基づいて軸直角方向外力を受けるボルト締結体の挙動をモデル化する。本章では、ボルト座面が完全すべりに達する以前の荷重変位関係を導出するモデルを構築する。山本ら [9] が行ったボルトの曲げ変位を考慮した定式化に加え、本研究ではねじ面、座面のすべり変位を考慮する。3.2 において、FEM で得た荷重変位関係の分析と理論の提案を行う。変位の要因がボルトの曲げ変位と接触面のすべり変位に分類できることを示す。3.3 において、変位に影響する

接触面の反作用モーメントについて、FEM 結果に基づいてモーメントの変化の様子を説明し、その定式化を示す。3.4 において、接触面に発生する接触力とすべり変位のモデル化を説明する。

3.2 荷重変位関係を導出する理論の提案

3.2.1 接触面のすべりを考慮した荷重変位関係の理論

ボルト締結体に軸直角方向外力が作用するとき、荷重変位関係は複数の勾配からなることが知られている。勾配は軸直角方向外力に対する締結体の剛性を示し、勾配の変化（剛性の低下）は接触面におけるすべりの発生に起因して起こり、ゆるみの開始を示す。図 2.3 に示した有限要素モデルを用いて可動板変位の要因分析を行った結果を図 3.1 に示す。締結力は 8000N、可動板変位は 0.12mm とした。可動板変位は 5 つの要因に分類して説明できる。3 つはボルトの曲げ、2 つは接触面のすべりに起因する。ボルトの曲げに関する要因は、山本ら [9] による説明に従い、ボルト座面を固定端とする片持ち梁の曲げに置き換えて考える。軸直角方向外力の反作用として、はめあいねじ部には軸直角力 W と、はめあいねじ部の傾きに起因するモーメント（ねじ面反作用モーメント M^{thread} ）が作用し、ボルトには軸直角力 W による曲げ変位（(a) と表記）とねじ面反作用モーメント M^{thread} による曲げ変位（(b) と表記）が生ずる。(b) の要因は曲げを抑制する方向であるため、図 3.1 において (a)+(b) として示した。一方、ボルト頭は完全には固定されておらず、その傾きによる変位（(c) と表記）が生ずる。傾きは外力 W の反作用としてボルト座面に発生するモーメント（ボルト座面反作用モーメント $M^{bearing}$ ）に比例するものと考えられる。一方、接触面のすべりに関する要因は、ねじ面の並進すべり変位（(d) と表記）と座面の並進すべり変位（(e) と表記）である。(d)(e) は従来の理論においては考慮されてい

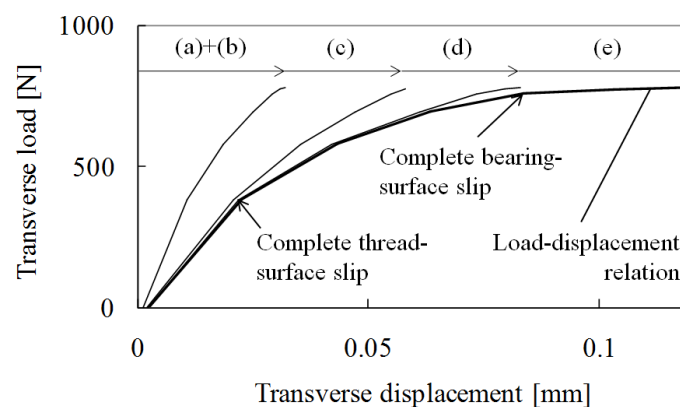


Fig. 3.1: Relation between transverse displacement and load. The displacement is classified into 5 factors. ((a)+(b) Bolt bending, (c) Inclination of bolt head, (d) Thread surface slip, (e) Bearing surface slip)

なかったが、回転ゆるみに結び付く重要な要因であると考えられるため、本研究では新たにこれらの要因を定式化する．完全ねじ面すべりに至るまではボルトの曲げと座面の傾きが主要因であり、その後すべりに関する要因が加わる．各要因の定式化の概要を以下に示す．

まず、(a) 軸直角方向外力 W による曲げ変位 δ_1 [9] の計算には、曲げ荷重を受ける片持ち梁の理論を適用する．図 2.2 に示すような、座面間にねじ部がない場合を考えた．ただし、ボルトを梁とみなすには短い場合もあるため、せん断を考慮した Timoshenko の梁理論を適用する．

$$\delta_1 = \frac{Wl^3}{3EI_g} + \frac{Wl}{GKA_g}, \quad k = \frac{10(1+\nu)}{12+11\nu} \quad (3.1)$$

ここで、 l はグリップ長さ、 I_g はボルト軸部の断面二次モーメント、 A_g はボルト軸部断面積、 E は縦弾性係数、 G は横弾性係数、 ν はポアソン比である．

次に、(b) ねじ面反作用モーメント M^{thread} による曲げ変位 δ_2 [9] の計算には、曲げモーメントが作用する片持ち梁の理論を適用する．並進変位を抑制する方向に作用するため負号を付ける．

$$\delta_2 = -\frac{M^{thread}l^2}{2EI_g} \quad (3.2)$$

(c) ボルト座面の傾きによる変位 δ_3 [9] について、傾きはボルト座面反作用モーメント $M^{bearing}$ に比例するものとする．モーメントと傾き角を関係付ける比例定数（傾き係数） k_w を用いて、次式で表す．

$$\delta_3 = k_w M^{bearing} l \quad (3.3)$$

傾き係数に関しては、中村ら [57,58]、西村ら [59] が実験結果と FEM 結果に基づき評価式を提案した．しかし、傾き係数を解析的に求める一般的な手法はまだ提案されていない．本研究では、FEM で得たボルト頭の傾きに合わせこんで傾き係数 k_w を設定することとした．また、ねじ面とボルト座面の反作用モーメント M^{thread} 、 $M^{bearing}$ について 3.3 で考察を行い、完全ねじ面すべりの前後で外力と反作用モーメントの関係が変化することを明らかにし、新たな定式化を提案する．定式化には、はめ合いねじ部とボルト座面の傾きに対する剛性に相当するばね定数 [61–63] を用いることとした．

最後に、(d) ねじ面並進変位 δ_4 、および (e) 座面並進変位 δ_5 の計算においては、まずそれぞれの接触力の分布を計算し、その後接触力分布に基づいてすべり変位分布を計算する．本力学モデルにおいては接触力とすべり変位が分布することを考慮するために、富士岡らのモデル [45] と同様に接触面を周方向に分割し、各分割位置での挙動を計算する．接触力分布の計算においては、締結力、外力、および反作用モーメントの作用により各分割位置に発生する接触力分布を初期設定した後、接触面のすべり判定を行い、すべりが発生した位置では接触力と摩擦力のつり合いを保つよう、接触力の修正を行って接触力分布の収束解を得る手法を提案する．すべり変位分布の計算は、接触力分布と接触状態（すべり、固着）に応じて、接触力あるいは外力とすべり変位の関係を定式化する．締結力発生時と外

力作用時の局所ねじ面すべり時に関しては，はめ合いねじ部の弾性変形を求める従来理論 [74] を応用して接触力とすべり変位の関係を定式化する．完全ねじ面すべり時に関しては，接触面のすべり剛性に相当するパラメータを導入して外力とすべり変位を関係付ける．パラメータの設定については，本研究では FEM 結果を参考として行う．すべり変位分布が得られたら，その並進方向成分を周方向にわたって平均した値を接触面並進変位とする．詳細は 3.4 において説明する．

以上のようにして求められる 5 つの要因による変位を足し合わせて可動板並進変位とする．

3.2.2 荷重変位関係のモデル化の手順

変位の各要因を求める手順を説明する．締結体に作用する荷重を段階的に変化させ，締結体の挙動の変化を計算する．まずボルト締結力を作用させた後，段階的に $+x$ 方向および $-x$ 方向の軸直角方向外力を作用させる．軸直角方向外力の各ステップを荷重ステップと呼び，前の荷重ステップからの挙動の変化を計算する．図 3.2 に計算の手順と，各計算から得られる並進変位の要因を示す．まず，作用する外力 W を式 (3.1) に代入して δ_1 を求める．続いて，ねじ面とボルト座面の反作用モーメント M^{thread} ， $M^{bearing}$ を計算し，式 (3.2)，式 (3.3) に代入して δ_2 ， δ_3 を得る．次に外力と反作用モーメントの作用によるねじ面，ボルト座面の接触力分布を計算する．最後に接触力分布に基づきすべり変位分布を計算し， δ_4 ， δ_5 を求める．5 つの要因を求めた後，それらの和を荷重変位関係の変位とし，外力を変化させて次の荷重ステップの計算に移る．以後，定式化を行うにあたり，前の荷重ステップからの変数 X の変化を ΔX と表す．

3.3 において δ_2 ， δ_3 の計算に必要な反作用モーメントの定式化，3.4 において δ_4 ， δ_5 の計算に必要な接触面に作用する接触力とすべり変位のモデル化を説明する．

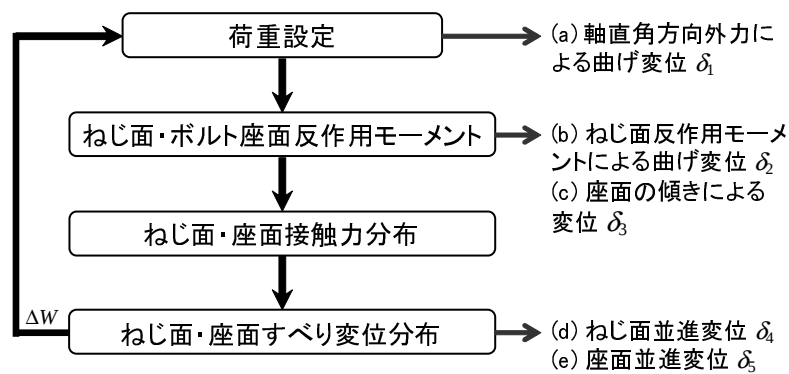


Fig. 3.2: Procedure of the modeling of load-displacement relation.

3.3 ねじ面・ボルト座面反作用モーメントの定式化

3.3.1 反作用モーメントと締結体挙動

ボルト締結体に軸直角方向外力が作用すると、外力 W とグリップ長さ l の積で表される曲げモーメントがボルトに発生する。この曲げモーメントはボルト座面とねじ面で支持され、反作用モーメントが発生する。第2章に示した有限要素モデルに $\pm 0.12\text{mm}$ の往復変位を作用させて、ボルト座面とねじ

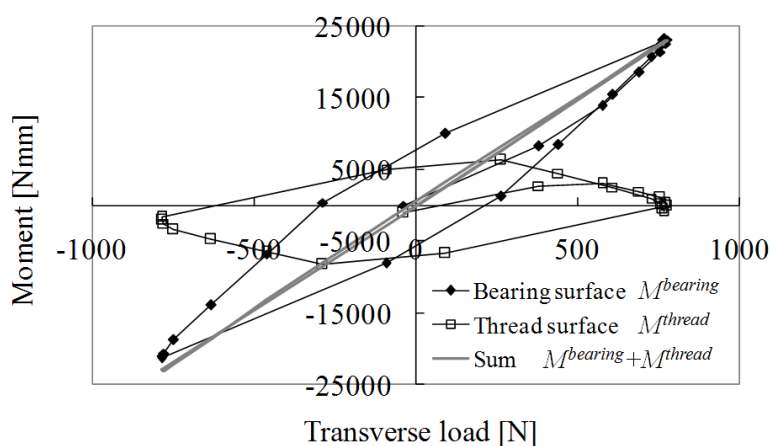


Fig. 3.3: Moments developed on the bearing and the thread surfaces.

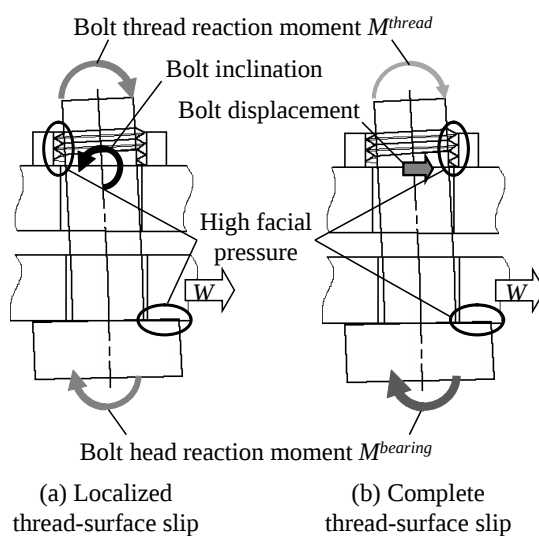


Fig. 3.4: Schematics of moment development on bolt head bearing surface and thread surface due to transverse load.

面に発生する反作用モーメントの変化を求めた結果を図 3.3 に示す。反作用モーメントは、ボルト座面とナット座面における反力から計算した。荷重変位関係の勾配変化と対応して、外力とモーメントの間にも関係が見られる。最初の負荷時において、ねじ面に固着領域とすべり領域が混在する状態（局所ねじ面すべり）では、反作用モーメントは外力に比例する。完全ねじ面すべりに達すると、ボルト座面反作用モーメント $M^{bearing}$ はさらに増加し、ねじ面反作用モーメント M^{thread} は減少に転じる。しかし、それらの和は W と l の積を維持している。図 3.4 にモーメントの変化を表す模式図を示す。局所ねじ面すべり時には、ボルト軸の傾きが増加し、外力方向と反対側のねじ面反力が大きくなる。一方、完全ねじ面すべり時には、ボルトは外力方向に並進変位する。外力方向におねじがめねじを上り、外力方向のねじ面反力が大きくなるため、ねじ面反作用モーメントは逆向きに变化する。このようにボルトの曲げモーメントがボルト座面とねじ面に配分されることは、FEM 結果の詳細な考察により分かったことである。

3.3.2 ピッチ数の影響

本研究においてははめ合いねじ部が 1 ピッチの場合を対象とするが、ピッチ数が多くなることによりはめ合いねじ部の剛性が高くなり、反作用モーメントの配分に影響が生じるものと考えられる。したがって、反作用モーメントの一般的な定式化を行うにあたっては、ピッチ数の影響を考慮する必要がある。そこで、図 3.5 に示すようにはめ合いねじ部を 2 ピッチ、4 ピッチとした有限要素解析モデルを用いて締結体挙動への影響を調べた。

反作用モーメントの変化の様子を図 3.6 に示す。図 3.6(b) に示すねじ面反作用モーメントについて、局所ねじ面すべり状態ではピッチ数が多いほどモーメントの変化は大きいことから、はめ合いねじ部の剛性に比例した変化を示しているものと考えられる。一方、完全ねじ面すべり状態ではピッチ数が多いほどモーメントの変化は小さくなることが分かる。図 3.6(a) に示すボルト座面反作用モーメントについては、局所ねじ面すべり状態、完全ねじ面すべり状態とも、ピッチ数が多いほどモーメントの変化は小さいことが分かる。

3.3.3 反作用モーメントの定式化

反作用モーメントの定式化については、これまでねじ面反作用モーメントについて、はめ合いねじ部における力のつり合いの仮定に基づいて山本ら [9]、西村ら [60] によって行われた。山本ら [9] は、

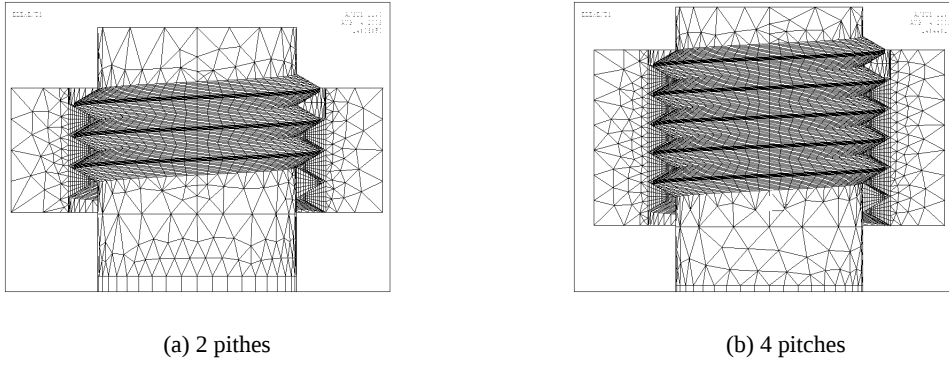


Fig. 3.5: FE models that have multiple pitches of thread.

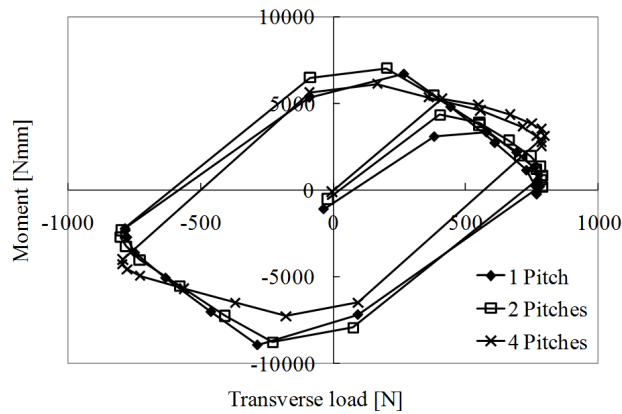
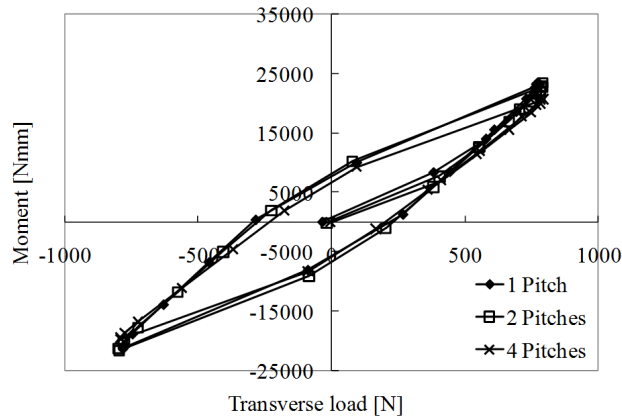


Fig. 3.6: Variation in reaction moments obtained by FEM in the cases of multiple pitches.

ボルト締結力がナット縦断面の4点に集中荷重として作用するものと仮定し、それによるナット中心周りのモーメントを考えた．西村ら [60] は、ボルト締結力がはめ合いねじ部の第1ねじ山に集中荷重として作用するものと仮定し、それによるモーメントを考えた．しかし、前項までのFEM結果より、反作用モーメントはねじ面、あるいはボルト座面それぞれにおける力のつり合いのみによって決まるのではなく、それぞれの変形を含めた両者の間のつり合いを考慮する必要があるものと考えられる．すなわち、ボルト座面とねじ面への反作用モーメントの配分は、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られる．本研究では、剛性に対応する値としてボルト頭とはめあいねじ部の曲げ変形に対するばね定数を用いてモーメントの配分を表すこととする．ボルト頭のばね定数 K_b に関しては、沢ら [61] により軸方向変形に対して解析的に求められた．ここでは、これを簡略化し曲げ変形に対して修正した式 [62] を用いる．また、はめあいねじ部のばね定数 K_s に関しては曲げモーメントを受ける締結体のねじ山の変形を求めた大滝 [63] の手法を用いる．ばね定数の計算方法の詳細は、Appendix A において説明する．

まず、曲げ変形に対するばね定数を用いることの妥当性を検証するために、 K_b 、 K_s の値と図 3.6 に示した反作用モーメントの勾配との関係を考察する．M16 締結体における K_s のピッチ数による影響を図 3.7 に示す． K_b との比較のため、 $K_b + K_s$ で規格化した値を示す．1 ピッチの場合、 $K_s/(K_b + K_s)$ の値は 0.28 であるが、ピッチ数が多くなるにつれてその値は約 0.5 に漸近し、ねじ面のばね定数はボルト座面のばね定数と同等になることが分かる．次に、図 3.6 に示した反作用モーメントの勾配との関係を考える．ボルト座面反作用モーメントの勾配を t_b 、ねじ面反作用モーメントの勾配を t_s とする．局所ねじ面すべり状態において、ボルト座面、ねじ面ともに勾配は正であり、1 ピッチ、2 ピッチ、4 ピッチの場合の $t_s/(t_b + t_s)$ の値は、それぞれ 0.33、0.38、0.43 となり、 $K_s/(K_b + K_s)$ の変化と同様の傾向を示すことが分かる．したがって、局所ねじ面すべり状態における反作用モーメントの配分は、ば

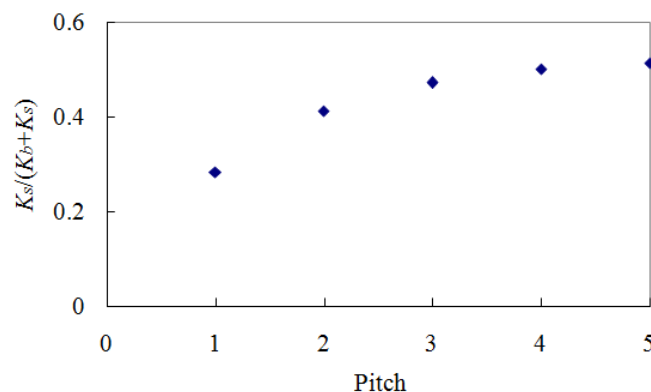


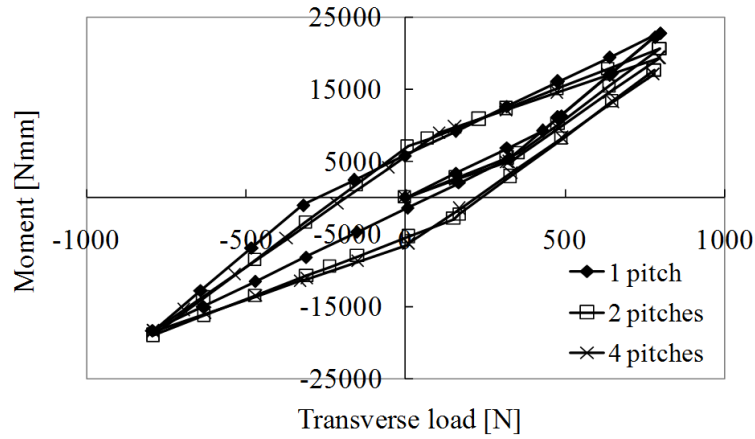
Fig. 3.7: The relation between spring constant of engaged thread K_s and the number of pitch.

ね定数の比を用いて行うことができるものとする。一方、完全ねじ面すべり状態においては、ねじ面反作用モーメントの勾配は負であるが、ピッチ数が多くなるにつれて勾配は小さくなる。したがって、ピッチ数が非常に多い場合にはその勾配はゼロになると仮定し、ピッチ数が非常に多い場合とのばね定数の差 $K_{\infty} - K_s$ によってねじ面反作用モーメントの配分が決まるものとする。以上の考えに基づいて、反作用モーメントを以下に定式化する。

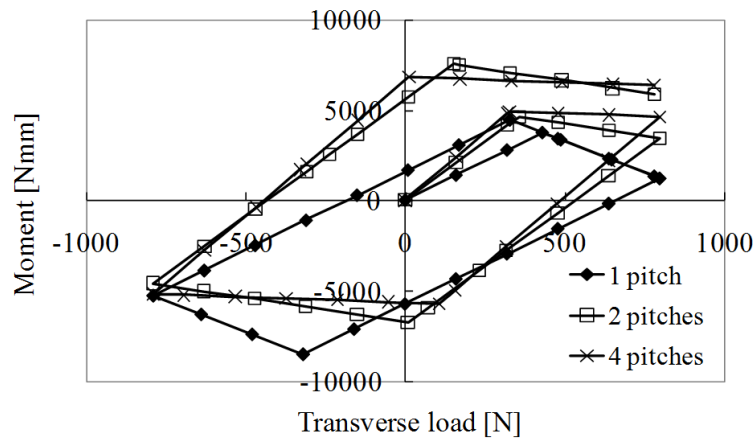
局所ねじ面すべりの場合、ボルト座面とねじ面の反作用モーメントは同じ方向であるため、外力の変化 ΔW によるボルト座面、ねじ面の反作用モーメントの配分 $\Delta M^{bearing}$ 、 ΔM^{thread} をそれぞれのばね定数の比で定式化する。

$$\Delta M^{bearing} = \frac{K_b}{K_b + K_s} \Delta W l, \quad \Delta M^{thread} = \frac{K_s}{K_b + K_s} \Delta W l \quad (3.4)$$

一方、完全ねじ面すべりの状態では、図 3.6(b) よりピッチ数が多いほどねじ面反作用モーメントの変



(a) Bearing surface reaction moment $M^{bearing}$



(b) Thread surface reaction moment M^{thread}

Fig. 3.8: Modeling of reaction moments.

化が小さくなることが分かる．このことから， K_s がピッチ数が無限である場合はめ合いねじ部のばね定数 $K_{s\infty}$ に近づくほどモーメントの変化が小さくなるものと仮定し，それらの差を用いてねじ面反作用モーメントの変化 ΔM^{thread} を定式化する．また，局所ねじ面すべり時とは ΔM^{thread} は方向が逆になるため，式(3.4)と符号が逆になる．ボルト座面反作用モーメントの変化 $\Delta M^{bearing}$ は， ΔM^{thread} との和が ΔWl であることを利用して求めた．

$$\Delta M^{bearing} = \frac{K_{s\infty} + K_b}{K_b + K_s} \Delta Wl, \quad \Delta M^{thread} = -\frac{K_{s\infty} - K_s}{K_b + K_s} \Delta Wl \quad (3.5)$$

上式を用いて反作用モーメントの計算を行った結果を図3.8に示す．図3.6に示したFEM結果と同様の傾向を示すことが分かる．ねじ面反作用モーメントについて，局所ねじ面すべり状態ではピッチ数が多いほどモーメントの変化が大きく，完全ねじ面すべり状態ではピッチ数が多いほどモーメントの変化は小さい．ボルト座面反作用モーメントについては，局所ねじ面すべり状態，完全ねじ面すべり状態とも，ピッチ数が多いほどモーメントの変化は小さい．

3.4 接触面のすべり変位のモデル化

3.4.1 すべり変位のモデル化手法

接触面に発生するすべり変位の定式化の問題に対しては，Hertz 接触にせん断力を作用させた場合にすべり領域が拡大する様子を定式化した Cattaneo [64]，Mindlin [65,66] 以降，二次元あるいは三次元弾性論による研究，および近似的なモデル化手法に対する研究が行われてきた．弾性論による研究においては，弾性半無限体に押し付けた剛体パンチにせん断力を作用させた場合の摩擦を考慮した解析 [67] や摩擦すべり接触をする段付棒のねじりの解析 [68] 等が行われているが，厳密解が得られる半面，計算が煩雑であるため適用は上記のようなごく簡単な形状同士の接触に限られる．ボルト締結体のねじ山の変形を弾性論により扱った研究 [74] は見られるものの，そのすべり変位を解析的に求めた研究は見当たらない．

一方，接触面のすべり（マイクロスリップ）のモデル化に関して，Menq ら [69,70] は，固着領域においては弾性変形と接触面剛性を模擬したばね力を考慮し，すべり領域においては弾性領域と摩擦力を考慮したモデル化を行った．力のつり合いの微分方程式を，端部の境界条件とすべり・固着境界の連続条件を考慮して解くことによってすべり変位が得られる．Olofsson [71,72]，Björklund [73] は，接触面は多数の微小な球面状の突起で構成されているものと仮定し，平面同士の接触を多数の突起同士の Hertz 接触としてモデル化し，マイクロスリップにおけるすべり剛性を定式化した．ただし，上記のモデルを適用するにはパラメータの設定が必要になる．Menq のモデルにおいては固着領域における接触面剛性を，Olofsson，Björklund のモデルでは突起の高さ分布や密度を設定する必要がある．

本研究では，理論の厳密さよりも適用の容易さを優先し，すべり変位を決定する接触面のすべり剛性をパラメータとして設定する．ねじ面とボルト座面における接触力とすべり変位を分布として扱うために，接触面を周方向に分割して各位置での接触力とすべり変位の計算を行う．すべり変位の計算においては，接触力分布より得られる接触状態に応じて，固着領域とすべり領域とでそれぞれ定式化を行う．

3.4.2 接触面局所座標系の設定

富士岡らのモデル [45] と同様に，ねじ面，ボルト座面を周方向に分割し，締結力と外力の作用により各位置に発生する接触力を計算する．接触力は摩擦力とつり合いを保つものとする．次に，接触力とすべり変位の関係を定式化し，各位置のすべり変位を求める．図 2.2 のナット頂面側（+y 側）から見た接触面（ねじ面）と座標系を図 3.9 に示す．座標系として直交座標系と，ねじ面とボルト座面の局所座標系を定義する．直交座標系は， x 方向を外力方向， y 方向をボルト軸方向とする．ねじ面局所座標系は，めねじ山を外径方向に上る方向を r 方向，リードを周方向に下る方向を u 方向，法線方向を n 方向とする．ボルト座面局所座標系は，外径方向を r 方向，時計回り周方向を u 方向，法線方向を n 方向とする．また， $+x$ 方向から反時計回りに角度 ξ をとり， i 番目の分割の中心の角度を ξ_i と表す．分割数については，ここでは FEM と本力学モデルの両方において解が十分に収束することを確認して，両方に等しい分割数を設定した．はめあいねじ部は， $\xi = \pi/2$ の位置から 1 ピッチ分とする．計算はボルト側（おねじ，ボルト頭）に作用する接触力，すべり変位について行う．

3.2 に示した手順に従って接触力とすべり変位の計算を行う．ただし，締結力発生時と外力作用時ではボルトに作用する荷重の方向が異なるため，接触力分布の計算手順が異なる．よって，それぞれの場合の接触力とすべり変位の計算手順を 3.4.3 と 3.4.4 に分けて説明する．概略を図 3.10 に示す．締結力発生時，ねじ面の接触力はねじ山の荷重分担率の計算方法 [74] を適用して計算する．その後，はめ

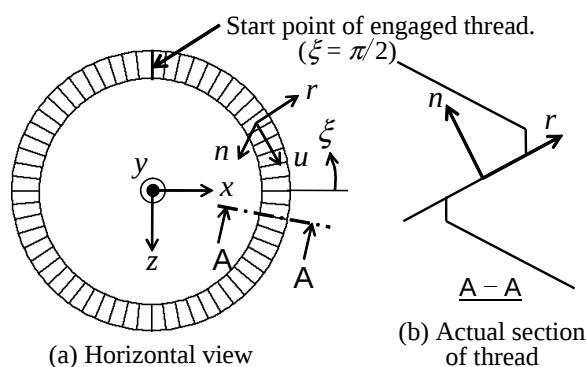


Fig. 3.9: Contact surface (thread) and coordinate system.

合いねじ部の弾性解析に基づいて変形を求める手法 [74] を応用してねじ面のすべり変位を計算する。座面に関しては接触力は一様分布とし、すべり変位はねじ面と同様の手法を適用する。外力作用時には、外力の増分値（荷重ステップ）を設定して接触力とすべり変位の増分を計算する。外力と反作用モーメントの作用により各分割位置に発生する接触力分布を初期設定した後、接触面のすべり判定を行い、すべりが発生した位置では接触力と摩擦力のつり合いを保つよう、接触力の修正を行って接触力分布の収束解を得る手法を提案する。接触力分布の初期設定は一様分布とする。また、完全ねじ面すべりに遷移した際には、外力値を再設定して完全ねじ面すべりに達する外力値を探索する。すべり変位分布の計算は、接触力分布と接触状態（すべり、固着）に応じて、接触力あるいは外力とすべり変位の関係を定式化する。局所ねじ面すべり時には、締結力発生時と同様の手法を用いて接触力とすべり変位の関係を定式化する。完全ねじ面すべり時には、接触面のすべり剛性に相当するパラメータを導入して外力とすべり変位を関係付ける。パラメータの設定については、本研究では FEM 結果を参考として行う。ねじ部とボルト座面の間の相互作用として、ねじ面で発生する回転トルクを座面に伝達させ、ボルト軸にねじれを発生させる。以上の手順において、接触力分布を十分に収束させることと完全ねじ面すべりに達する外力値を十分な精度で探索することにより、荷重ステップの大きさによらず荷重変位関係を得ることができる。

3.4.3 締結力発生時の接触力とすべり変位

ボルトに作用する力として、ボルト締結力のみを考慮し、締付けトルクによるボルトのねじれは考慮しない。FEM において、ねじれの考慮の有無による締結体挙動への影響は、軸直角方向振動の初期

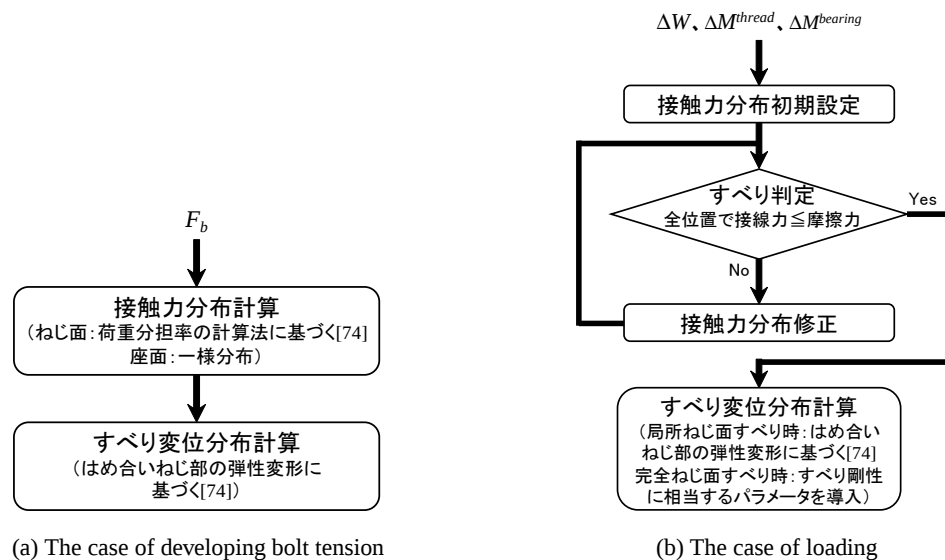


Fig. 3.10: Procedure of the modeling of contact force and slip displacement distributions.

に限られることを確認している [31] . まず , ボルト軸力とつり合う接触面の軸方向力 f_y 分布を求める . その後 , f_y の作用によって発生する反力の成分として , f_x と f_z を計算する . これらの接触力成分を , ねじ山の曲げ変形等を考慮して荷重点における変位を求める手法 [74] に代入して , すべり変位を求める .

ねじ面接触力とすべり変位

まず軸方向力 f_y^{thread} 分布を計算する . f_y^{thread} の分布は , ねじ山の荷重分担率の計算方法に従う . 締結力を F_b , ナット高さを L , ナット頂面からの距離 v の位置に作用する軸力を F_v とすると , それらの関係は $F_v/F_b = \sinh(\lambda v)/\sinh(\lambda L)$ で与えられる [74] . λ ははめあいねじ部の剛性に関する係数である . 導出過程は Appendix A で説明する . 図 2.2 の締結体に対して適用すると , 座面側の半周で $F_v = 0.524F_b$, 頂面側の半周で $F_v = 0.476F_b$ の軸力を負担すると得られた . これらの値を用いて , 座面から 1 ピッチ (2π) の間に線形に f_y^{thread} が変化する ($f_y^{thread} = a\xi + b$) と仮定すると , 次式が成り立つ .

$$0.524F_b = \int_0^\pi (a\xi + b) d\xi, \quad 0.476F_b = \int_\pi^{2\pi} (a\xi + b) d\xi \quad (3.6)$$

式 (3.6) を解いて a , b を求める . そして , ねじ面が $\xi = \pi/2$ から始まることと , ねじ面を N_t 分割した場合を考えると , f_y^{thread} の分布は次式のように求められる .

$$f_y^{thread}(\xi_i) = \frac{F_b}{N_t} \left[-\frac{0.096}{\pi} (\xi_i + \xi_s) + 1.096 \right] \quad i = 1, 2, \dots, N_t \quad (3.7)$$

$$\text{ただし, } \xi_s = \begin{cases} 3\pi/2 & 0 \leq \xi_i \leq \pi/2 \\ -\pi/2 & \pi/2 \leq \xi_i \leq 2\pi \end{cases}$$

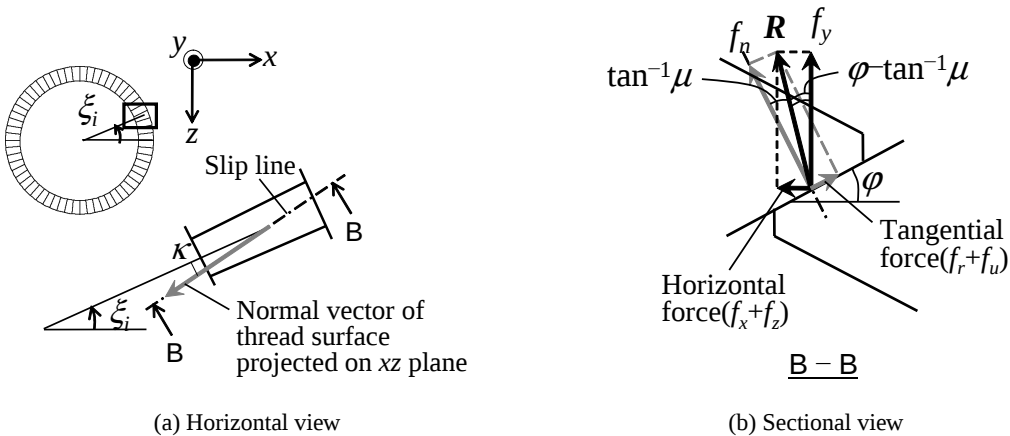


Fig. 3.11: Slip direction and contact force on thread surface at the development of bolt tension.

次に, f_x^{thread} , f_z^{thread} を計算する．締結力発生時, おねじは内径方向にすべるとともに, リード角の影響により, わずかに周方向の成分を含む．図 3.11(a) にねじ面の平面図を示す．図中のベクトルは, 投影されたねじ面の法線ベクトルである．図 3.11(a) のようにしてねじ面に投影された法線ベクトルの方向を, おねじのすべり方向と考える．平面投影された法線ベクトルと径方向のなす角を κ とすると, すべり方向が xz 面 (水平面) となす角 φ は次式で表せる．

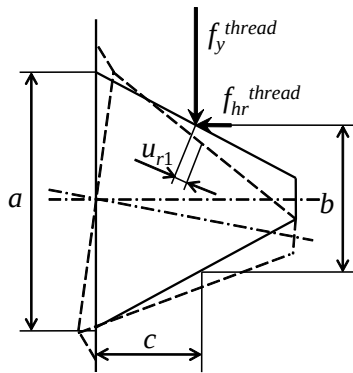
$$\varphi = \tan^{-1}(\tan \alpha_1 \cos \kappa - \tan \beta \sin \kappa) \quad (3.8)$$

$$\text{ただし, } \kappa = \tan \beta / \sin \alpha_1$$

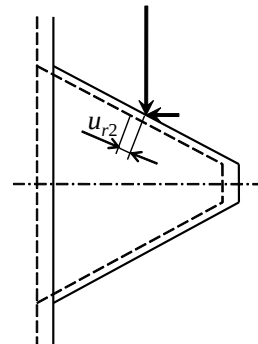
α_1 はねじ山半角, β はリード角である．図 3.11(b) にすべり方向とねじ面法線を含む面でねじ山を切った断面図を示す．締結力発生時, 接線力が最大静摩擦力とつり合うと仮定すると, ねじ面法線方向とおねじが受ける接触力の合力ベクトル R のなす角は $\tan^{-1} \mu$ である．ここで μ は摩擦係数である．よって, R と f_y^{thread} のなす角は $\varphi - \tan^{-1} \mu$ であるから, 水平方向力 (Horizontal force) は $f_y^{thread} \tan(\varphi - \tan^{-1} \mu)$ である．これを x , z 方向に分解すると, f_x^{thread} , f_z^{thread} は次式で求められる．

$$\begin{cases} f_x^{thread}(\xi_i) = -f_y^{thread}(\xi_i) \tan(\varphi - \tan^{-1} \mu) \cos \xi_i \\ f_z^{thread}(\xi_i) = f_y^{thread}(\xi_i) \tan(\varphi - \tan^{-1} \mu) \sin \xi_i \end{cases} \quad (3.9)$$

次に, 求めた接触力成分を用いて, ねじ面の変位を求める．ここでは, ねじ山の弾性解析に基づいて変形を求める手法 [74] を応用して径方向すべり変位を求める．径方向変位に寄与すると考えられるねじ山の変形モードを図 3.12 に示す．図 3.12(a) は, ねじ山に作用する接触力によって発生する曲げモーメントによるねじ山基底の傾きを表す．太線が変形前のねじ山, 細破線が接触力により基底が傾いた状態を表し, 荷重作用点が径方向に u_{r1} だけ変位した状態を考える．軸方向力 f_y^{thread} と径方向力



(a) Inclination of thread base



(b) Bolt shrinkage and nut dilatation due to radial force

Fig. 3.12: Contributions of contact force to radial displacement [74]. (Thick solid line and thin broken line are original and deformed configurations, respectively.)

の水平方向成分 f_{hr}^{thread} によって発生する曲げモーメントは $c f_y^{thread} - (b/2) f_{hr}^{thread}$ である．これによって発生する傾きによる径方向変位成分 u_{r1} は次式で表される．

$$u_{r1}(\xi_i) = \frac{6b(1-\nu^2)}{\pi E a^2} \left(c f_y^{thread} - \frac{b}{2} f_{hr}^{thread} \right) \frac{N_t}{\pi d_p \cos \alpha_1} \quad (3.10)$$

ここで， a はねじ山高さ， b は荷重作用点におけるねじ山高さ， c はねじ谷底から荷重作用点までの距離， d_p はおねじ有効径である．式 (3.10) をおねじ，めねじに対して適用し，それぞれの径方向変位成分 u_{r1b} ， u_{r1n} を計算する．一方，図 3.12(b) は，径方向力の水平成分の作用によるボルト軸の収縮とナットの拡大を表す．それぞれの径方向変位を，厚肉円筒の理論を適用して計算する．ボルト軸に関しては，有効径 d_p を外径とする中実円筒に，単位面積当たり $\pi d_p f_{hr}^{thread} / \pi d_p P$ の外圧が作用する場合に置き換える．ナットに関しては，ナット外径 D_N を外径，有効径 d_p を内径とする中空円筒に同じ内圧が作用する場合に置き換える．このとき，おねじ面とめねじ面の径方向変位成分 u_{r2b} ， u_{r2n} は，それぞれ式 (3.11)，式 (3.12) で表される．

$$u_{r2b}(\xi_i) = \frac{1-\nu}{2E} \frac{d_p}{P} f_{hr}^{thread} \frac{N_t}{\pi d_p \cos \alpha_1} \quad (3.11)$$

$$u_{r2n}(\xi_i) = \left(\frac{D_N^2 + d_p^2}{D_N^2 - d_p^2} + \nu \right) \frac{1}{2E} \frac{d_p}{P} f_{hr}^{thread} \frac{N_t}{\pi d_p \cos \alpha_1} \quad (3.12)$$

得られたおねじとめねじの径方向変位成分を用いて，めねじの変位に対するおねじの相対変位を径方向すべり変位 u_r^{thread} とする．周方向すべり変位 u_u^{thread} については，図 3.11 に示したすべり方向 κ を満たすため， $u_u^{thread} = u_r^{thread} \tan \kappa$ として求める．

座面接触力とすべり変位

まず軸方向力 $f_y^{bearing}$ を計算する．締結体の挙動が安定した後は初期の座面の傾きの影響はないと考え，一様分布とする．

$$f_y^{bearing}(\xi_i) = \frac{F_b}{N_b} \quad (3.13)$$

N_b は座面の分割数である．すべり方向は内径方向とし，接線力が最大静摩擦力とつり合っていると仮定すると， $f_x^{bearing}$ および $f_z^{bearing}$ は，式 (3.8)，式 (3.9) において $\alpha_1 = \beta = 0$ として求められる．

すべり変位の計算は，ボルト頭と被締結物の変位に対してねじ面の場合の手法を適用して， $u_r^{bearing}$ を計算する．座面では軸対称な変位が発生するものと考え， $u_u^{bearing}$ は 0 とする．

3.4.4 外力作用時の接触力とすべり変位

接触力の計算について，まず反作用モーメントの変化による軸方向力 f_y 分布の変化と，外力の作用による f_x 分布の変化を初期設定する．次に，接触力成分を接触面の局所座標系に変換した後，すべり

の判定を行う．すべりに達したと判定された位置においては，接線力と最大静摩擦力が釣り合うよう接触力を修正し，接触力分布の収束解を得る．座面接触力の周方向成分 $f_u^{bearing}$ には，ねじ面で発生した周方向成分を加えて釣り合いを保つ．

すべり変位は，接触状態に応じて，接触力，または外力と関係付ける．局所すべり時には，締結力発生時と同様の手法で，おねじとめねじの変形，およびボルト頭と被締結物の変形を計算して径方向変位を求める．完全ねじ面すべり時には，外力変化に比例するねじ面並進すべりが生じるものとする．加えて，周方向力に比例するねじれ変位を与える．

ねじ面接触力

軸直角力 W とねじ面反作用モーメント M^{thread} の作用により接触力分布が変化する．ここでは， M^{thread} により f_y^{thread} 分布が変化し， W により f_x^{thread} が変化するものとする．まず，前の荷重ステップからのねじ面モーメントの変化 ΔM^{thread} により， f_y^{thread} はモーメントの軸（ z 軸）からの距離（ x 座標）に比例した変化 Δf_y^{thread} を生じるものと考え， Δf_y^{thread} は次式で表される．

$$\Delta f_y^{thread}(\xi_i) = -\frac{2\Delta M^{thread}}{r_{mt}N_t} \cos \xi_i \quad (3.14)$$

ここで r_{mt} はねじ面の平均接触半径である．次に， f_x^{thread} の変化 Δf_x^{thread} の分布を設定する． $+x$ 方向に外力を作用させた場合の Δf_x^{thread} 分布を図 3.13 に示す．200N から 300N まで負荷した過程は局所すべり状態，500N から 600N まで負荷した過程は完全すべり状態である．摩擦係数は 0.1 とした．FEM 結果より，局所すべり時には $\xi = 0$ と $\xi = \pi$ の位置で Δf_x^{thread} の絶対値（反力）が大きく，完全すべり時には Δf_x^{thread} は全周にわたって同符号の値を示す．局所すべり時にはボルト軸の微小な並進により $\xi = 0$ 付近で反力が増加する効果と，ボルト軸の傾きにより $\xi = \pi$ 付近で反力が増加する効果が組み合わさったものと考えられる．一方，完全すべり時にはボルト軸の並進により，全周にわたって同様の反力変化を示したものと考えられる．力学モデルにおいては， Δf_x^{thread} を次式のように一様分布として初期設定した後すべりの判定を行い，すべりが発生した範囲に応じて f_x^{thread} 分布を補正することとする．これにより FEM と同様の分布が得られることを後に確認する．

$$\Delta f_x^{thread}(\xi_i) = -\frac{\Delta W}{N_t} \quad (3.15)$$

f_z^{thread} に関しては式 (3.14) で得られた f_y^{thread} を式 (3.9) に適用して求める．

初期設定した接触力分布に対してすべりの判定を行い，すべりが発生した範囲に応じて分布を補正する．まず，直交座標系で求めた接触力成分を式 (3.17) を用いてねじ面局所座標系に変換し，式 (3.16) を用いてすべりの判定を行う．

$$D_1 = \sqrt{f_r^{thread^2} + f_u^{thread^2}} - \mu f_n^{thread} \quad (3.16)$$

$$\begin{pmatrix} f_r^{thread} \\ f_u^{thread} \\ f_n^{thread} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos \xi_i \cos \alpha_1 & \sin \alpha_1 & -\sin \xi_i \cos \alpha_1 \\ -\sin \xi_i \cos \beta - \cos \xi_i \sin \alpha_1 \sin \beta & \cos \alpha_1 \sin \beta & -\cos \xi_i \cos \beta + \sin \xi_i \sin \alpha_1 \sin \beta \\ -\sin \xi_i \sin \beta - \cos \xi_i \sin \alpha_1 \cos \beta & \cos \alpha_1 \cos \beta & -\cos \xi_i \sin \beta + \sin \xi_i \sin \alpha_1 \cos \beta \end{pmatrix} \begin{pmatrix} f_x^{thread} \\ f_y^{thread} \\ f_z^{thread} \end{pmatrix} \quad (3.17)$$

式 (3.16) の右辺第一項は接線力を表し，第二項は最大静摩擦力を表すことから， D_1 は接線力と最大静摩擦力の大小を示す値で， $D_1 \geq 0$ の場合にはすべり， $D_1 < 0$ の場合には固着である．すべりと判定された場合，接線力は最大静摩擦力より大きいため，接触力を修正してつり合い ($D_1 = 0$) を成立させる．図 3.14 を用いて修正方法を説明する．おねじがめねじを上る際に受ける摩擦力として，図 3.14(a) に示すように，内径方向に f_r^{thread} ，リードを下る周方向に f_u^{thread} を考える．このとき，すべり方向と径方向のなす角は $\kappa = \tan^{-1}(f_u^{thread} / f_r^{thread})$ と表される．すべり方向とねじ面法線を含む面でねじ山を切った断面を図 3.14(b) に示す．すべり方向が xz 面（水平面）となす角 φ は式 (3.8) で求められる．接線力と最大静摩擦力がつり合っている場合，おねじが受ける接触力の合力 R がねじ面法線となす角 ρ は $\tan^{-1} \mu$ のはずである．よって，合力の方向を $\rho - \tan^{-1} \mu$ だけ修正し，大きさを $R' = R / \cos(\rho - \tan^{-1} \mu)$ としてつり合いを成立させる．

上記のように修正を行うと，接触力の各成分 f_x^{thread} ， f_y^{thread} ， f_z^{thread} にも変化が生じる．そのため， f_x^{thread} の全周にわたる総和 Σf_x^{thread} と外力 W に差が生じる．したがって， $W - \Sigma f_x^{thread}$ をねじ面に配分し，再度すべりの判定，接触力の修正を行い，接触力分布の収束解を得る．以上のようにして得た f_x^{thread} の変化 Δf_x^{thread} の分布を図 3.13 中に示した．上記の手順により，FEM と同様の分布が得られることが確認できる．

修正して得られた f_x^{thread} ， f_z^{thread} を用いて，次式によりボルト軸まわりの回転トルク T_y を計算で

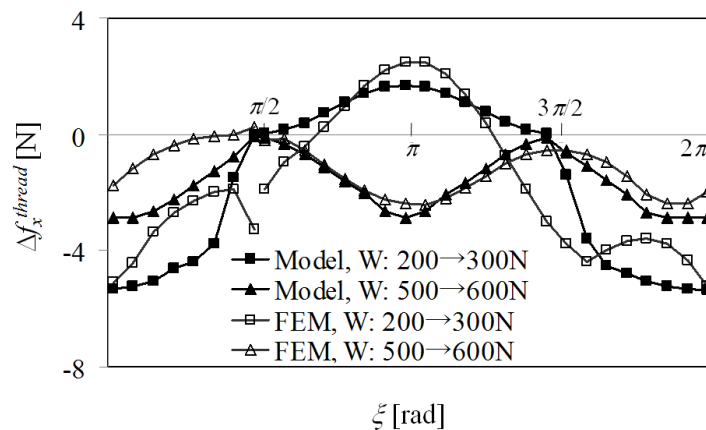


Fig. 3.13: Δf_x^{thread} distribution during loading in +x direction.

きる．この回転トルク T_y がボルト軸を通して座面に伝達されることにより，座面においてゆりみ方向のすべりが発生するものとする．したがって，座面接触力の計算において，この回転トルク T_y を考慮する．

$$T_y = \left(- \sum_{i=1}^{N_t} f_x^{thread}(\xi_i) + \sum_{i=1}^{N_t} f_z^{thread}(\xi_i) \right) r_{mt} \quad (3.18)$$

座面接触力

ねじ面接触力と同様の手順で計算を行う．座面においては，軸直角方向外力 W と座面反作用モーメント $M^{bearing}$ ，そしてねじ面から伝達される回転トルク T_y により座面接触力が変化する．

まず，前の荷重ステップからの座面反作用モーメントの変化 $\Delta M^{bearing}$ により， $f_y^{bearing}$ はモーメン

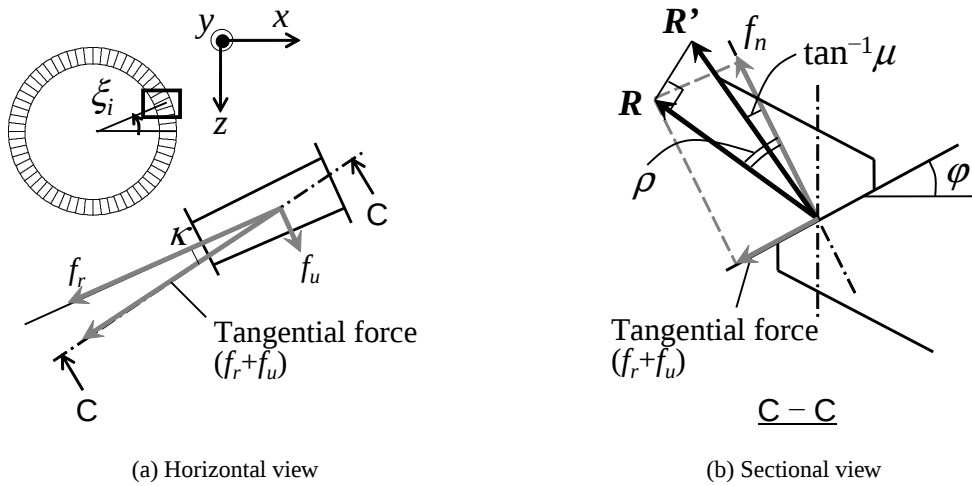


Fig. 3.14: Modification of resultant force at slip location.

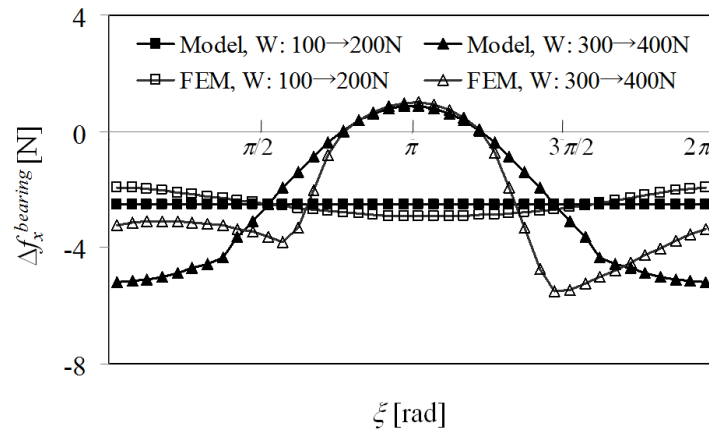


Fig. 3.15: $\Delta f_x^{bearing}$ distribution during loading in +x direction.

トの軸（ z 軸）からの距離（ x 座標）に比例した変化 $\Delta f_y^{bearing}$ を生じるものと考え、 $\Delta f_y^{bearing}$ は式 (3.19) で表される。

$$\Delta f_y^{bearing}(\xi_i) = -\frac{2\Delta M^{bearing}}{r_{mb}N_b} \cos \xi_i \quad (3.19)$$

ここで r_{mb} は座面の平均接触半径である。次に、 $f_x^{bearing}$ の変化 $\Delta f_x^{bearing}$ の分布を設定する。+ x 方向に外力を作用させた場合の $\Delta f_x^{bearing}$ 分布を図 3.15 に示す。100N から 200N まで負荷した過程は完全固着状態、300N から 400N まで負荷した過程は局所すべり状態である。完全固着時には全周にわたって $\Delta f_x^{bearing}$ は一定値を示し、局所すべり時には $\xi = 0$ 付近で $\Delta f_x^{bearing}$ の絶対値（反力）が大きい。完全固着時には、単純なせん断と考えられるため、一様な反力を示すものと考えられる。一方、局所すべり時には $f_y^{bearing}$ が小さい $\xi = \pi$ 付近からすべり始め、 $f_y^{bearing}$ が大きい $\xi = 0$ に向かってすべり領域が拡大するため、分布が偏るものと考えられる。力学モデルにおいては、 $f_x^{bearing}$ を次式のように一様分布として設定した後すべりの判定を行い、すべりが発生した範囲に応じて $f_x^{bearing}$ 分布を補正することとする。

$$\Delta f_x^{bearing}(\xi_i) = -\frac{\Delta W}{N_b} \quad (3.20)$$

次に、初期設定した接触力成分を式 (3.17) を用いてボルト座面局所座標系に変換する。このとき、ねじ面から伝達される回転トルク T_y の効果を加える。式 (3.18) で求められる回転トルク T_y の変化 ΔT_y を座面の平均接触半径 r_{mb} で割って周方向力とし、式 (3.17) の変換から得られた $f_u^{bearing}$ に加える。その後、得られた接触力成分によるすべり判定、および接触力成分の修正を行う。以上のようにして得た $f_x^{bearing}$ の変化 $\Delta f_x^{bearing}$ の分布を図 3.15 中に示した。上記の手順により、FEM と同様の分布が得られることが確認できる。

ねじ面すべり変位

接触面の接触状態に応じて接触力、あるいは外力との関係を設定する。局所ねじ面すべり時は、前の荷重ステップの変位に、接触力の変化に比例した変位を加えるものとする。計算方法は 3.4.2 で説明した締結力発生時の場合と同様である。ただし、すべり方向としては図 3.11 に示した κ を用いる。

完全ねじ面すべり時は、図 3.16 に示すように、ボルトは外力方向に並進変位し、おねじはめねじを上る。外力変化に対するねじ面の並進変位（ u_x^{thread} ）分布の全周にわたる平均値の変化を図 3.17 に示す。約 500N で完全ねじ面すべりに達するが、その後 u_x^{thread} は外力に比例する変化を示すことが分かる。したがって、完全ねじ面すべり時のおねじの並進変位量は、比例定数 k_1^{thread} を用いて $k_1^{thread} \Delta W$ と表せる。これを径方向と周方向に分解すると Δu_r^{thread} 、 Δu_u^{thread} が得られる。また、周方向変位に関しては、ねじ面における回転トルク T_y の変化 ΔT_y によるねじり変位を加える。以上より、 Δu_r^{thread} 、

Δu_u^{thread} は次式で表される．

$$\begin{cases} \Delta u_r^{thread}(\xi_i) = -k_1^{thread} \Delta W \cos \xi_i \\ \Delta u_u^{thread}(\xi_i) = k_1^{thread} \Delta W \sin \xi_i + \Delta T_y \frac{2l}{I_g G} r_{mt} \end{cases} \quad (3.21)$$

比例定数 k_1^{thread} は、完全ねじ面すべり時のおねじとめねじの相対並進変位に対する剛性を表すパラメータである．おねじがめねじに対してどの程度並進変位しやすいかは、ねじ面の摩擦係数やねじ山の弾性変形の大きさに影響されるものと考えられる．本研究では、図 3.17 に示した FEM 結果に合わせこんで、 $k_1^{thread} = 8.5 \times 10^{-5}$ [mm/N] と設定した． k_1^{thread} は荷重変位関係の緩勾配部の勾配に寄与するが、これまでに完全ねじ面すべり時のねじ面の並進変位を考慮して荷重変位関係を導出した理論は存在しない．

以上で求めた径方向変位 $u_r^{thread}(\xi_i)$ と周方向変位 $u_u^{thread}(\xi_i)$ を用いて、式 (3.22) により並進方向変位 $u_x^{thread}(\xi_i)$ に変換する．式 (3.23) により周方向にわたって平均した値をねじ面並進変位 δ_4 とする．

$$u_x^{thread}(\xi_i) = u_r^{thread}(\xi_i) \cos \xi_i \cos \alpha_1 - u_u^{thread}(\xi_i) (\sin \xi_i \cos \beta + \cos \xi_i \sin \alpha_1 \sin \beta) \quad (3.22)$$

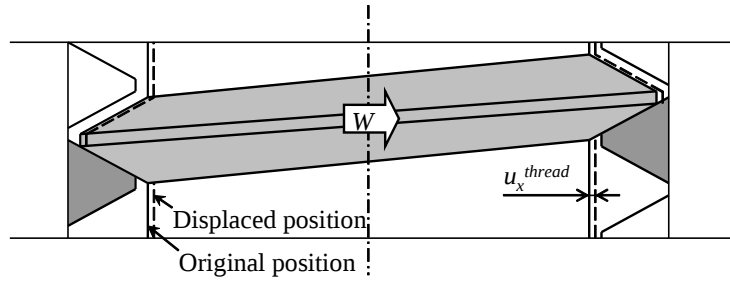


Fig. 3.16: Transverse displacement of bolt thread in the state of complete thread-surface slip.

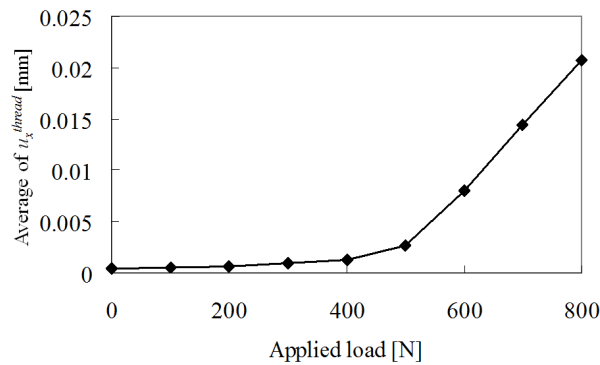


Fig. 3.17: Average of u_x^{thread} during loading in +x direction.

$$\delta_4 = \sum_{i=1}^{N_t} \frac{u_x^{thread}(\xi_i)}{N_t} \quad (3.23)$$

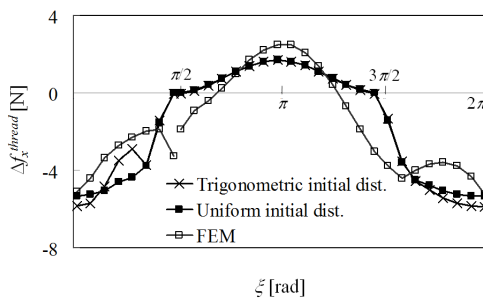
座面すべり変位

完全座面固着時，局所座面すべり時は，ねじ面の局所すべり変位と同様に，前の荷重ステップにおける変位に対して，接触力変化に比例した変位を加えるものとする．計算方法は軸力発生時の場合と同様である．得られた径方向変位 $u_r^{bearing}(\xi_i)$ と周方向変位 $u_u^{bearing}(\xi_i)$ を用いて，ねじ面並進変位の場合と同様に式 (3.22) により並進方向変位 $u_x^{bearing}(\xi_i)$ に変換し，式 (3.23) により平均した値をボルト座面並進変位 δ_5 とする．ただし， $\alpha_1 = \beta = 0$ とする．

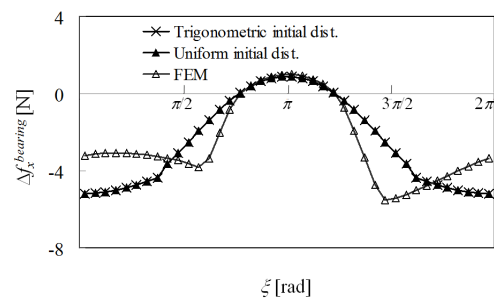
外力作用時の接触力分布の初期設定について

外力 ΔW の作用による f_x 分布の変化の初期設定として，ここでは一様分布を設定した．しかし，図 3.13 に示した局所ねじ面すべり時 ($W: 200 \rightarrow 300\text{N}$) における Δf_x^{thread} の FEM で得た分布は三角関数状となっている．同様に，図 3.15 に示した局所座面すべり時 ($W: 300 \rightarrow 400\text{N}$) における $\Delta f_x^{bearing}$ の FEM で得た分布も三角関数状となっている．そこで，これらの場合の初期分布を三角関数として設定することで，より FEM 結果に近い分布が得られるかを確認した．

まず，局所ねじ面すべり時における Δf_x^{thread} の初期分布を $\Delta f_x^{thread}(\xi_i) = -(1 + \cos \xi_i)\Delta W/N_t$ と設定して Δf_x^{thread} 分布の収束解を求めた結果を図 3.18(a) に示す．これより，結果は一様分布として初期設定した場合とほとんど変化がないことが分かる．同様に，局所座面すべり時における $\Delta f_x^{bearing}$ の初期分布を $\Delta f_x^{bearing}(\xi_i) = -(1 + \cos \xi_i)\Delta W/N_b$ と設定して $\Delta f_x^{bearing}$ 分布の収束解を求めた結果を図 3.18(b) に示す．この場合も，結果は一様分布として初期設定した場合とほとんど変化がない．以上のことから，得られる接触力分布の収束解は初期分布に依存しないものといえる．



(a) Δf_x^{thread} in the state of local thread-surface slip ($W: 200 \rightarrow 300\text{N}$)



(b) $\Delta f_x^{bearing}$ in the state of local bearing-surface slip ($W: 300 \rightarrow 400\text{N}$)

Fig. 3.18: Effect of initial distribution on the converged Δf_x distribution.

3.5 結言

軸直角方向外力を受けるボルト締結体について、ボルト座面が完全すべりに達する以前の荷重変位関係を導出するモデルを構築した。まず、FEM で得た荷重変位関係より並進変位がボルトの曲げ変位と接触面におけるすべり変位に関する5つの要因から成ることを示した。5つの要因を計算するために、本研究ではねじ面とボルト座面に発生する反作用モーメントの定式化とすべり変位のモデル化を行った。

まず、反作用モーメントの定式化について、FEM で得た反作用モーメントの変化の様子からそのメカニズムを示した。局所ねじ面すべり時にはボルト軸の傾きにより外力の作用方向と反対側でねじ面反力が増加し、完全ねじ面すべり時にはボルト軸の並進により外力の作用方向のねじ面反力が増加することが、反作用モーメントの変化の原因であることが分かった。また、反作用モーメントに対するピッチ数の影響についても考察を行い、ねじ面ではピッチ数が多いほど局所ねじ面すべり時のモーメント変化が大きく、完全ねじ面すべり時の変化が小さいことが分かった。以上の考察に基づいて、ピッチ数の影響を考慮した反作用モーメントの定式化を行った。ねじ面と座面への反作用モーメントの配分は、はめ合いねじ部とボルト頭の傾きに対するばね定数に比例するものと考えて定式化した。

次に、接触面のすべり変位のモデル化においては、接触力とすべり変位は接触面において周方向に分布することを考慮した。したがって、接触面を周方向に分割し、ねじ山のらせん形状を考慮して接触力分布を定式化した。締結力発生時に対してはねじ山の荷重分担率の計算方法に基づいて接触力分布を求めた。外力作用時に対しては接触力分布を初期設定した後すべりの判定を行い、すべりが発生した領域においては摩擦力とのつり合いを保つよう接触力を修正して接触力分布の収束解を得た。ねじ面と座面の相互作用として、ねじ面に発生するトルクを座面に伝達させ、ボルトのねじれをモデル化した。すべり変位に関しては、ねじ面、座面とも局所すべり時には接触部の弾性変形に基づいて定式化を行った。ねじ面の完全すべりによる変位は、外力に比例する並進変位と、ボルト軸のねじり変位より求めた。ここで、完全ねじ面すべり時のねじ面の並進すべりに対する剛性を表すパラメータ k_1^{thread} を導入した。最後に、すべり変位の外力方向成分をねじ面、座面それぞれにおいて平均し、荷重変位関係への寄与とした。

以上の計算を、締結体に作用する荷重を段階的に変化させて繰り返し行い、荷重変位関係を求める。接触力分布の計算において、分布を十分に収束させることと完全ねじ面すべりに達する外力値を精度よく探索することにより、荷重ステップの大きさによらず荷重変位関係を得ることが可能となる。

第4章 回転ゆるみのモデル化

4.1 緒言

ボルト締結体の回転ゆるみは，ボルト軸に直交する外力が被締結物に作用する場合に最も大きな問題になると考えられる．軸直角方向外力による回転ゆるみに関する研究は，被締結物間の摩擦を低減した試験機を用いて，Junker [7]，山本ら [9]，酒井 [12] 等により広く行われたが，座面やねじ面での接触状態やすべり変位を実験により精確に把握し，メカニズムを解明するには限界があるものと思われる．

一方，ねじ山のらせん形状を再現した三次元有限要素解析（FEM）モデルにより，実験での観察が困難な接触面の状態と関連付けて締結体の挙動を説明することが可能となった．著者らは山本ら [9] の実験を FEM でモデル化し，荷重変位関係や回転ゆるみの進行に関して定性的に一致する結果を得た [29]．また，座面において巨視的なすべりが発生する以前の微小なゆるみに関しても FEM により賀勢ら [16] の実験結果を再現し，そのメカニズムを提案した [31]．

これまでの研究により，接触面における複雑なすべり挙動が荷重変位関係や回転ゆるみのようなボルト締結体の挙動を引き起こすことが分かった．さらに，外力の作用による接触力の分布や接触状態の変化を求め，それらをすべり変位と関係付けることにより，ボルト締結体の挙動をモデル化することが可能になるものと考えられる．

前章において，軸直角方向外力を受けるボルト締結体のねじ面とボルト座面に発生する接触力とすべり変位をモデル化し，ボルトの曲げに加えてすべり変位を考慮した荷重変位関係のモデル化を行った．

本章では，前章で構築した荷重変位関係を導出する力学モデルを拡張し，回転ゆるみ挙動をモデル化する．前章ではボルト座面が完全すべりに達する以前の挙動を対象としたが，本章では完全座面すべりによって発生する巨視的な回転ゆるみも対象とする．回転ゆるみに伴う締結力の減少量を定式化し，微小なゆるみから巨視的なゆるみへの推移の様子を示す．4.2 において接触面に発生する接触力とすべり変位のモデル化，および締結力の減少の定式化について説明する．

4.2 回転ゆるみのモデル化

ゆるみ回転角，および締結力の減少量を計算する手順を説明する．大まかな手順は第3章と同様である．締結力発生時の接触力とすべり変位の計算方法，および外力作用時の接触力の計算方法は第3章と同じであるため，詳細は省略する．

4.2.1 締結力発生時の接触力とすべり変位

ボルトに作用する力として，締結力のみを考慮し，締付けトルクによるボルトのねじれは考慮しない．まず，締結力とつり合う接触面の軸方向力 f_y 分布を求める．その後， f_y の作用によって発生する反力の成分として， f_x と f_z を計算する．これらの接触力成分を，ねじ山の曲げ変形等を考慮して荷重点における変位を求める手法 [74] に代入して，すべり変位を求める．詳細は 3.4 で述べた．

4.2.2 外力作用時の接触力とすべり変位

接触力の計算について，まず反作用モーメントの変化による軸方向力 f_y 分布の変化と，外力の作用による f_x 分布の変化を初期設定する．次に，接触力成分を接触面の局所座標系に変換した後，すべりの判定を行う．すべりに達したと判定された位置においては，接線力と最大静摩擦力がつり合うよう接触力を修正し，接触力分布の収束解を得る．ねじ部とボルト座面の間の相互作用として，ねじ面の接触力成分 f_x^{thread} と f_z^{thread} に起因して発生するボルト軸まわりの回転トルク T_y を座面に伝達させる．これにより，ボルト軸にはねじれが発生し，座面においてゆるみ方向のすべりが発生するものと考えられる．回転トルク T_y は式 (3.18) に示した．以上の接触力の計算方法の詳細は，3.4 で述べた．

すべり変位は，接触状態に応じて，接触力，または外力と関係付ける．局所すべり時には，締結力発生時と同様の手法で，おねじとめねじの変形，およびボルト頭と被締結物の変形を計算して径方向変位を求める．完全ねじ面すべり時には，外力変化に比例するねじ面並進すべりが生じるものとする．加えて，周方向力に比例するねじれ変位を与える．完全座面すべり時のすべり変位を以下で定式化する．完全座面すべり時には，設定された可動板変位量まで座面の並進すべりが発生する．また，ねじ面，座面とも周方向力に比例する回転変位が発生する．以下，すべり変位の計算方法の詳細を説明する．

4.2.3 ねじ面すべり変位

接触面の接触状態に応じて接触力，あるいは外力との関係を設定する．局所ねじ面すべり時，および完全ねじ面すべり時に関しては，おねじとめねじの弾性変形に基づく第3章の計算方法に従う．局

所ねじ面すべり時は，前の荷重ステップにおける変位に対して，接触力の変化に比例した変位を加えるものとする．

完全ねじ面すべり時は，図 3.16 に示したように，ボルトは外力方向に並進変位し，おねじはめねじを上る．おねじの並進変位量は外力の変化量 ΔW に比例するものとする．並進変位を径方向，周方向に分解して Δu_r^{thread} ， Δu_u^{thread} を求める．また，周方向変位に関しては，ねじ面における回転トルク T_y の変化 ΔT_y によるねじり変位を加える． Δu_r^{thread} ， Δu_u^{thread} の定式化は式 (3.21) に示した．

完全座面すべり時は，ボルトに蓄えられたねじれトルクが解放され，座面において大きなゆるみ回転が生じると同時に，ボルト全体も剛体回転するため，ねじ面においても周方向変位が生じる．FEM で得られたねじれトルクの変化に対するねじ面回転角の変化を図 4.1(a) に示す．ねじれトルクは，ねじ面とボルト座面の回転角の差より計算した．完全座面すべり後，ねじ面回転角はねじれトルクの減少に比例して増加することが分かる．したがって，ねじ面回転角の変化は，比例定数 k_2^{thread} を用いて $k_2^{thread} \Delta T$ と表すことができ，これに接触半径 r_{mt} を掛けるとねじ面の周方向変位の変化 Δu_u^{thread} が得られる．外力は変化しないため，径方向変位は変化しない．

$$\begin{cases} \Delta u_r^{thread}(\xi_i) = 0 \\ \Delta u_u^{thread}(\xi_i) = k_2^{thread} \Delta T_y r_{mt} \end{cases} \quad (4.1)$$

比例定数 k_2^{thread} は，完全座面すべりに達するまでに蓄えられたねじれトルクを駆動力として引き起こされるねじ面の周方向すべりに対する剛性を表す．ねじ面の摩擦係数やおねじがリードを下る際のリード角に影響されるものとする．本研究では，図 4.1(a) に示した FEM 結果に合わせこんで， $k_2^{thread} = 1.6 \times 10^{-7}$ [rad/Nmm] と設定した．

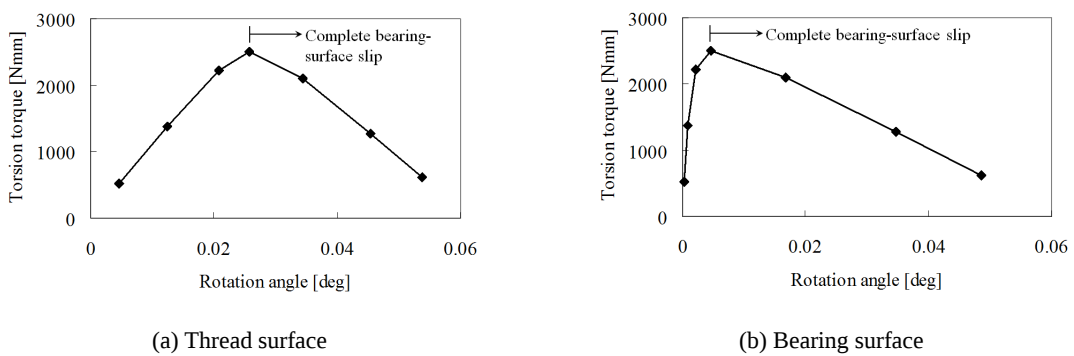


Fig. 4.1: Relation between rotation angle of contact surfaces and torsion torque.

4.2.4 座面すべり変位

完全座面固着時，局所座面すべり時は，ねじ面の局所すべり変位と同様に，前の荷重ステップにおける変位に対して，接触力変化に比例した変位を加えるものとする．計算方法は3.4と同じである．

完全座面すべりに達すると，ボルト穴がボルト軸と接触するまで可動板はすべり続ける．ここでは，設定された可動板の最大変位量に達するまで，座面において並進すべりが続くものとする．よって，完全座面すべり時の座面の並進すべり量 δ_5 は，設定された可動板の並進変位量 U_{lm} から，前章で示したボルトの曲げ変位量とねじ面並進すべり量を引いた値である．また，周方向変位に関しては，ねじ面の場合と同様にねじれトルクの解放に起因する回転変位を加える．FEM で得られたねじれトルクの変化に対する座面回転角の変化を図 4.1(b) に示す．完全座面すべり後，座面回転角はねじれトルクの減少に比例して増加することが分かる．したがって，座面回転角の変化は，比例定数 $k_2^{bearing}$ を用いて $k_2^{bearing} \Delta T$ と表すことができ，これに座面の平均接触半径 r_{mb} を掛けると座面の周方向変位の変化が得られる．以上より，径方向変位および周方向変位の変化 $\Delta u_r^{bearing}$ ， $\Delta u_u^{bearing}$ は次式で表される．

$$\begin{cases} \Delta u_r^{bearing}(\xi_i) = \delta_5 \cos \xi_i \\ \Delta u_u^{bearing}(\xi_i) = -\delta_5 \sin \xi_i - k_2^{bearing} \Delta T_y r_{mb} \end{cases} \quad (4.2)$$

比例定数 $k_2^{bearing}$ は，完全座面すべりに達するまでに蓄えられたねじれトルクを駆動力として引き起こされる座面の周方向すべりに対する剛性を表す．座面は常にボルト軸に直交する面であることを考えると，座面の摩擦係数のみに影響されるものとする．本研究では，図 4.1(b) に示した FEM 結果に合わせこんで， $k_2^{bearing} = 2.3 \times 10^{-7}$ [rad/Nmm] と設定した．

k_2^{thread} と $k_2^{bearing}$ に相当するパラメータは山本らの理論 [9] において導入されているが，どのような条件に影響されるか等，物理的意味に関する考察は不十分であった．

4.2.5 ゆるみ回転角と締結力の減少量

得られたねじ面，座面の周方向変位 u_u^{thread} ， $u_u^{bearing}$ をそれぞれの平均接触半径 r_{mt} ， r_{mb} で割ることにより，それぞれの位置での回転角が得られる．ねじ面の回転角はボルトのねじれ角を含むため，ここでは座面における回転角をゆるみ回転角 θ とする．

ゆるみ回転角の変化 $\Delta \theta$ より締結力の発生により生じたボルトの伸び量の変化 Δl を求め，それとボルト締結体の軸方向変形に対するばね定数より締結力の減少量 ΔF_b を計算することができる．ゆるみ回転角の変化 $\Delta \theta$ とグリップ長さの変化 Δl の関係は次式で表される．

$$\Delta l = \frac{P \Delta \theta}{2\pi} \quad (4.3)$$

ボルト・ナットのばね定数 C_b として沢らの式 [61] を，被締結体のばね定数 C_c として Lori らの式 [75] を用いると，締結力の減少量 F_b は次式で表される．

$$\Delta F_b = \frac{\Delta l}{\frac{1}{C_b} + \frac{1}{C_c}} \quad (4.4)$$

4.3 結言

第3章で構築した荷重変位関係を導出する力学モデルを拡張し，回転ゆるみ挙動をモデル化した．第2章で示した回転ゆるみのメカニズムに基づいて，接触面に発生する接触力とすべり変位をモデル化した．前章では，完全座面すべりの発生以前の挙動をモデル化したが，本章では微小座面すべりによるゆるみと完全座面すべりによるゆるみの両方を扱うため，完全座面すべり時のすべり変位をモデル化した．完全座面すべり時には，微小座面すべり時に蓄えられたボルトのねじれの解放により，ねじ面，座面ともに回転が発生することを考慮してすべり変位を定式化した．ここで，ねじ面と座面の周方向すべりに対する剛性を表すパラメータ k_2^{thread} と $k_2^{bearing}$ を導入した．得られたボルト座面の回転角をゆるみ回転角とし，これと締結体の軸方向変形に対するばね定数とから，締結力の減少量を導出した．

第5章 解析結果と考察

5.1 解析結果

5.1.1 解析条件

提案した力学モデルを M16 のボルト締結体に適用した．締結体寸法，材料特性，締結力，接触面分割数に関する解析条件を表 5.1 に示す．設定値は，Junker 式試験機において実現されうる値を仮定した．準静的な試験を想定し，摩擦係数はマシン油 + MoS₂ グリスでの潤滑を想定した．また， k_1^{thread} 等のすべり変位に関するパラメータ，および傾き係数 k_w を表 5.2 に示す．表 5.2 の値は，表 5.1 の条件の下で実施した FEM 解析で得たすべり変位やボルト頭の傾きに合わせこんで設定した．本力学モデルに適切なパラメータを与えてすべり変位を求めることができれば，荷重変位関係を導くことができることを示す．

Table 5.1: Analysis conditions for an M16 bolted joint.

F_b [N]	8000	P [mm]	2
N_t	60	d [mm]	16
N_b	60	l [mm]	30
μ	0.1	G [GPa]	76.923
α_1 [rad]	$\pi/6$	E [GPa]	200
β [rad]	0.043277	ν	0.3
r_{mt} [mm]	7.47	d_g [mm]	12.8272
r_{mb} [mm]	11		
$I_g(= \pi d_g^4/64)$ [mm ⁴]	1328.92	$A_g(= \pi d_g^2/4)$ [mm ²]	129.227

Table 5.2: Thread and bearing surface slip constants.

k_1^{thread} [mm/N]	8.5×10^{-5}	k_2^{thread} [rad/Nmm]	1.6×10^{-7}
$k_2^{bearing}$ [rad/Nmm]	2.3×10^{-7}	k_w [rad/Nmm]	3.5×10^{-8}

5.1.2 接触状態の変化

式 (3.16) の判定より，各位置での接触状態の追跡が可能である．ボルト締結力発生後，最初の外力負荷の過程におけるねじ面の接触状態を図 5.1(a) に示す．FEM の結果より，外力 200N の段階では，ねじ山の接触が途切れる $\xi = \pi/2$ 付近を除いて，おおよそ $\xi = 0 \sim 3\pi/2$ の領域はすべりの状態になっていることが分かる．その後 500N までに次第に固着領域が縮小していく．力学モデルにおいても同様の傾向が表されていることが分かる．また，座面の接触状態を図 5.1(b) に示す．FEM 結果と比較して，力学モデルでは各外力値においてすべり領域が大きいことが分かる．これは，力学モデルでは締結力発生時に完全すべり状態を仮定したため，外力負荷を開始した後もすべり状態を維持している領域が大きいためである．しかし，固着領域が次第に $\xi = \pi/4$ 方向に収縮していく様子は FEM と同様に表されている．

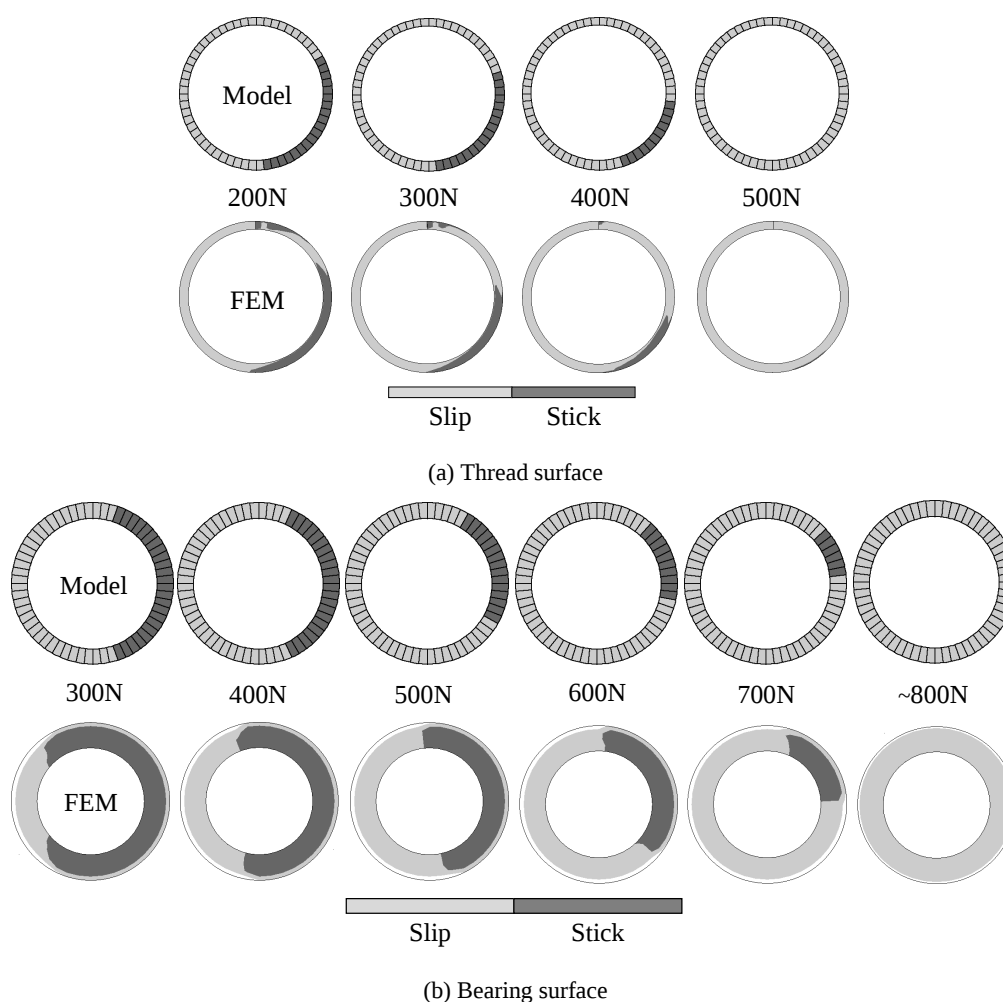


Fig. 5.1: Evolution of Contact state during the initial loading.

5.1.3 荷重変位関係

完全座面すべりに要する外力の90% (720N) の外力を可動板に作用させた。ボルト締結力発生後1周期の荷重変位関係を図5.2に示す。急勾配部はねじ面、座面ともに固着領域が存在する状態、緩勾配部は完全ねじ面すべり状態である。FEMでは荷重ステップが粗いと勾配の変化点が不明確になる。それに対して本モデルでは完全ねじ面すべりに達する外力を探索するため、勾配の変化点が明確に得られる。最初の負荷時の直線の勾配は、本モデルでは急勾配部 1.99×10^4 N/mm、緩勾配部 5.98×10^3 N/mm、FEM結果を直線近似すると急勾配部 2.10×10^4 N/mm、緩勾配部 6.18×10^3 N/mmであった。

5.1.4 完全座面すべりによる回転ゆるみ挙動

可動板に ± 0.12 mm の並進変位を与えて、完全座面すべりを発生させた。まず、1.25周期の間におけるボルト座面とねじ面の回転角の変化を図5.3に示す。図2.6に示したFEMの結果と比較して、完全ねじ面すべりに達するとねじ面の回転が進行するとともに座面においてもわずかに回転が発生し、完全座面すべりに達するとねじ面、座面ともに大きく回転することが再現されている。しかし、FEMにおいては完全座面すべりに達した後、可動板の並進変位とともに少しずつボルト軸のねじれが解放されて座面が回転していくのに対し、本力学モデルではねじれの解放の過程はモデル化せず、完全座面すべりに達した次の荷重ステップでねじれを一度に解放し、ねじ面と座面に回転を発生させている。次に、4周期の間における締結力の減少の様子を図5.4に示す。FEMでは1周期の間に締結力の減少と増加が発生している。ねじ面および座面が完全すべりに達するとゆるみ回転が発生して締結力が減少するとともに、ねじ面では外力方向におねじがめねじを上り下りすることにより締結力が増減する。

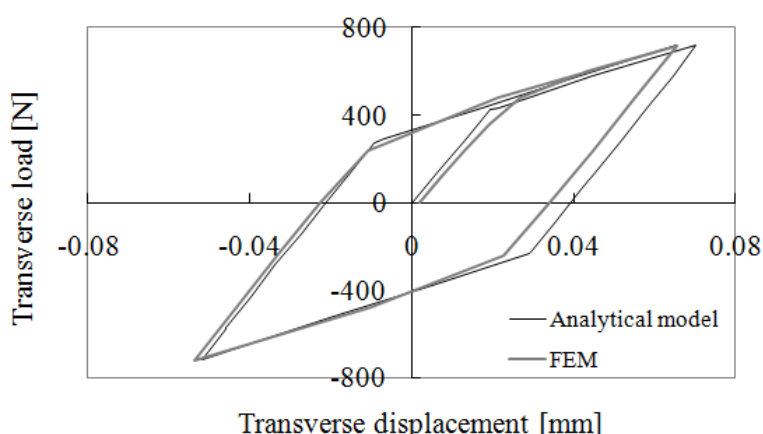


Fig. 5.2: Relation between transverse displacement and load.

FEM ではこの二つの挙動が合わさった締結力の変化が示されるのに対し、力学モデルではゆるみ回転による締結力の減少のみがモデル化されているため、締結力は単調に減少する．4 周期目における締結力の減少量は、FEM では 153.3N、力学モデルでは 163.5N であった．

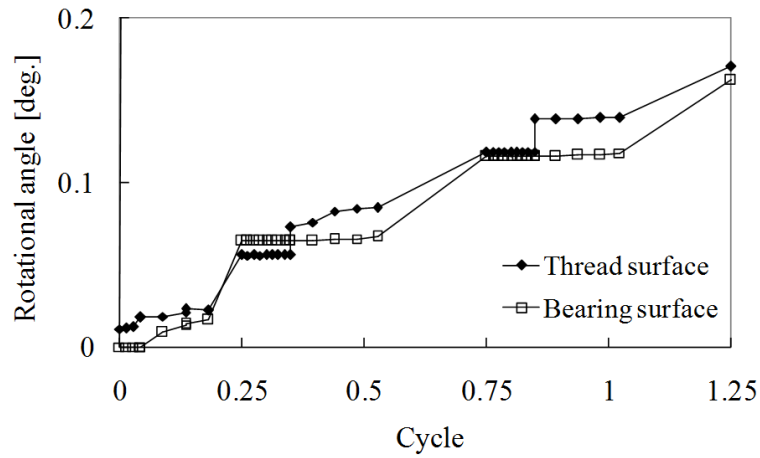


Fig. 5.3: Rotation angle on the thread and bearing surfaces during 1.25 cycles obtained by the analytical model in the case complete bearing-surface slip occurs.

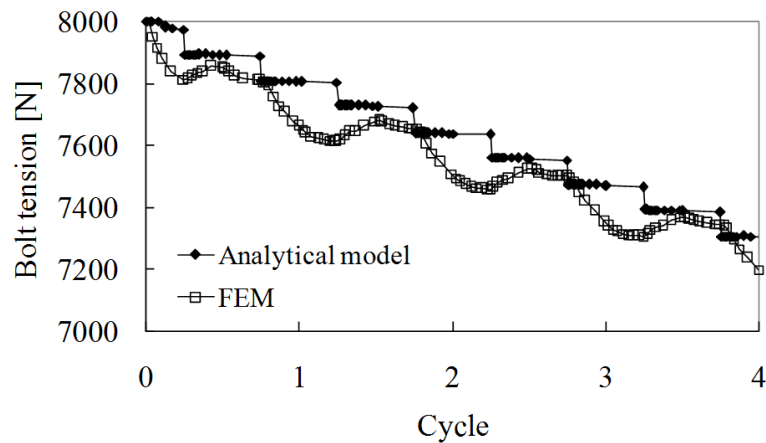


Fig. 5.4: Decrease in bolt tension during 4 cycles in the case complete bearing-surface slip occurs.

5.1.5 微小座面すべりによる回転ゆるみ挙動

完全座面すべりに要する外力の 90 % (720N) の外力を可動板に作用させた．まず，1.25 周期の間におけるボルト座面とねじ面の回転角の変化を図 5.5 に示す．座面が完全すべりに達しないためにボルトのねじれが解放されないため，ねじれが残った状態でゆるみ回転が進行する．1 周期あたりの回転角は完全座面すべりの場合と比較して 1 桁以上小さい．次に，第 2 周期から 5 周期の間における締結力の減少の様子を図 5.6 に示す．第 1 周期において FEM ではナットの回転以外の要因による締結力

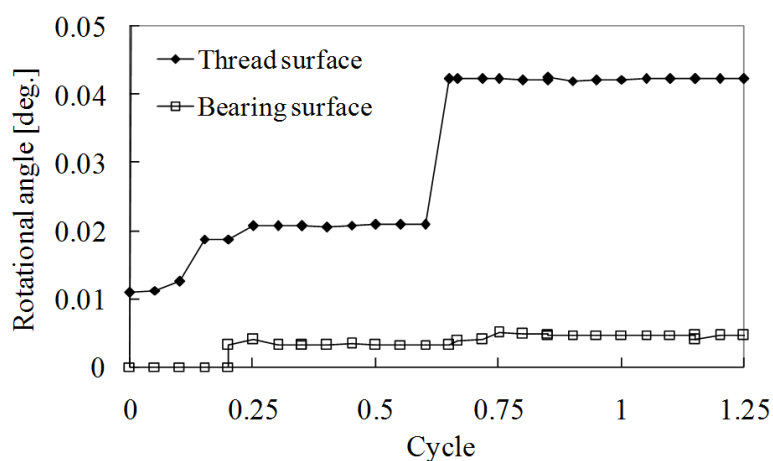


Fig. 5.5: Rotation angle on the thread and bearing surfaces during 1.25 cycles obtained by the analytical model in the case micro bearing-surface slip occurs.

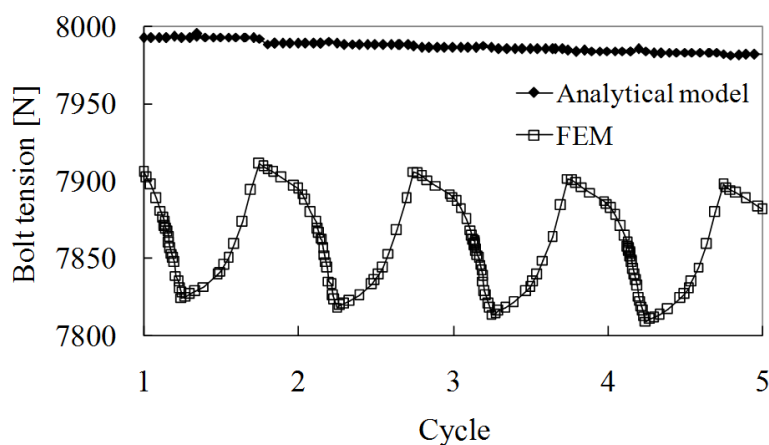


Fig. 5.6: Decrease in bolt tension during 4 cycles in the case micro bearing-surface slip occurs.

の減少が見られたため [29]，ここでは挙動が安定した後の様子を示した．完全座面すべりによるゆるみの場合と同様に，FEM ではゆるみ回転とねじ山の上下の効果により締結力は増減を繰り返しながら減少していくのに対し，力学モデルでは前者の効果のみがモデル化されているため単調に減少する．5 周期目における締結力の減少量は，FEM では 4.5N，力学モデルでは 2.4N であった．

5.1.6 締結力消失の過程のシミュレーション

完全座面すべりに要する外力の 80 % (640N) の外力を可動板に作用させ，締結力が約 1000N に達するまで解析を行って得られた締結力減少の様子を図 5.7 に示す．締結力が 6400N まで減少すると完全座面すべりの状態に移行するため，それ以降は可動板に $\pm 0.12\text{mm}$ の並進変位を与えた．微小座面すべりの状態では締結力が減少するにつれて外力が座面の最大摩擦力に近づくためゆるみが速くなり，完全座面すべりの状態では締結力が減少するにつれて接触面における接触力が小さくなるためゆるみが遅くなることが分かる．また，締結力の大きさと締結力の減少速度の関係を図 5.8 に示す．減少速度は，3 周期の間の減少量を平均して 1 周期あたりの減少量としたものである．グラフ右端の締結力 8000N から解析を開始し，微小座面すべりの状態では締結力が減少するにつれて次第にゆるみが速くなる．完全座面すべりに達すると急激にゆるみが速くなり，それ以降はほぼ締結力の減少に比例してゆるみが遅くなることが分かる．FEM の結果は，締結力を 8000N，7200N，5000N，2000N に設定して解析を行って得たゆるみ速度である．これより，提案する力学モデルを用いて計算される締結力の減少の様子は，FEM により予測される締結力の減少の傾向と良く一致することを確認した．FEM ではこのような長い周期に渡る計算を行うには大きな計算コストを要するが，本力学モデルでは表 1 に示したパラメータを事前に設定する必要はあるものの，少ない計算コストで締結力が減少する過程を予測することが可能である．本報で示した FEM 解析では，CPU クロック周波数 3.33GHz，メモリ 4GB の 64 ビット計算機を使用して，1 サイクルの計算に 4～6 時間程度を要したのに対し，本節で示した力学モデルによる 550 サイクルの計算に要した時間は，約 50 秒であった．

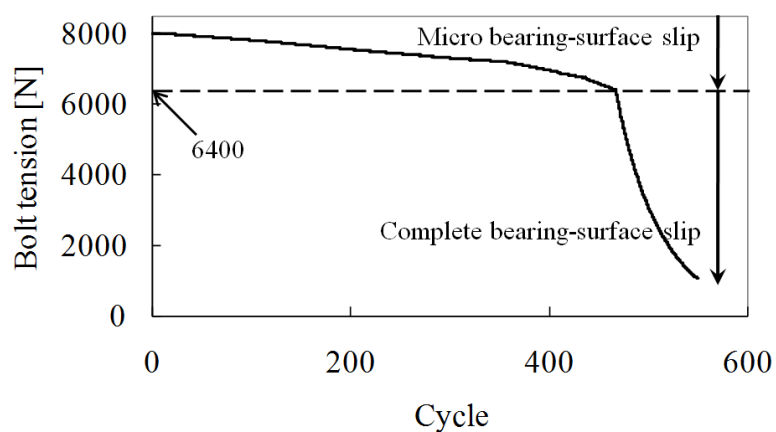


Fig. 5.7: Decrease in bolt tension in the process in which bolt tension is completely lost. (Transverse load is set to 640 N during micro bearing-surface slip and transverse displacement is set to 0.12 mm during complete bearing-surface slip. Complete bearing surface slip occurs at the bolt tension of 6400 N.)

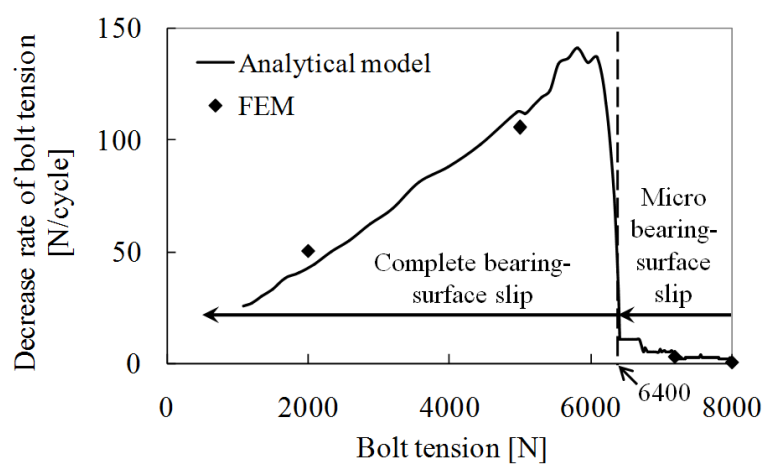
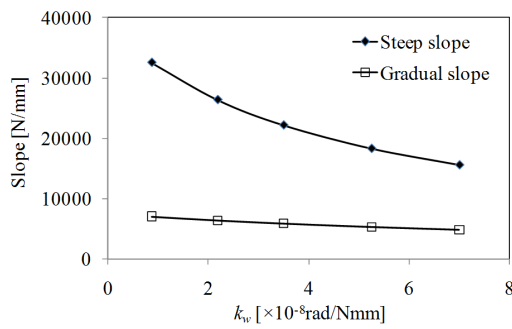


Fig. 5.8: Decrease rate of bolt tension in the process in which bolt tension is completely lost.

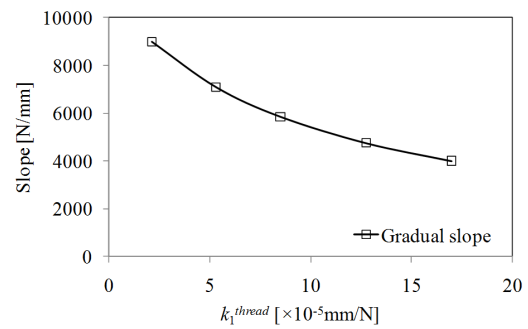
5.2 考察

5.2.1 k_w と k_1^{thread} の影響

本手法では FEM で得たボルト頭の傾きに基づいて k_w を、完全ねじ面すべり時のねじ面におけるすべり量に基づいて k_1^{thread} を設定した。 k_w と k_1^{thread} の荷重変位関係の勾配への影響を調べるために、表 2 の値から変化させて計算を行った。 k_w と k_1^{thread} の値と荷重変位関係の勾配の関係を図 5.9 に示す。 k_1^{thread} に関しては急勾配部には寄与しないため緩勾配部についてのみ示した。したがって、急勾配部に寄与するパラメータは k_w のみである。図 5.9(a) において、 $k_w = 3.5 \times 10^8$ における曲線の微分値より、 k_w の 1% の変化に対して急勾配部の勾配は 0.43% 変化し、緩勾配部の勾配は 0.22% 変化する。図 5.9(b) において、 $k_1^{thread} = 8.5 \times 10^5$ においては、 k_1^{thread} の 1% の変化に対して緩勾配部の勾配は 0.47% 変化する。したがって、緩勾配部への感度は、 k_w よりも k_1^{thread} のほうが大きい。以上のことから、荷重変位関係の勾配を得るには、 k_w と k_1^{thread} の値を高い精度で得ることが必要であるといえる。



(a) Effect of k_w on the slope



(b) Effect of k_1^{thread} on the slope

Fig. 5.9: Effect of k_w and k_1^{thread} on the slope of load-displacement relation.

5.2.2 接触面分割数の設定による締結体挙動の再現性

ここまでの力学モデルによる計算においては、図 2.3 に示した有限要素解析モデルに合わせて、接触面の周方向分割数を 60 分割として計算を行った。しかし、接触面の分割数を減らしてより簡便な計算で締結体の挙動を求めることができれば、より実用性の高い手法であるといえる。そこで、接触面の分割数を 60 分割のほかに、30、15、10、8、4 分割に設定して計算を行った。計算条件は、分割数を除いて表 5.1、表 5.2 と同じである。並進変位は $\pm 0.12\text{mm}$ とし、完全座面すべりが発生する条件である。

15 分割と 4 分割の場合における、ボルト軸力発生後の最初の外力負荷の過程でのねじ面の接触状態を図 5.10 に示す。60 分割の場合の結果は 5.1 に示した。分割数が少なくなれば当然接触状態の詳細な変化は捉えることができなくなるが、500N までに固着領域がなくなる過程は 4 分割の場合でも再現できている。次に、荷重変位関係を図 5.11 に示す。これより、荷重変位関係の勾配、勾配の変化点ともに、わずかな変動はあるものの分割数によらずほぼ一定した結果が得られた。最後に、ねじ面とボルト座面における回転角の推移を図 5.12 に示す。60 分割の場合の結果は 5.3 に示した。分割数が少なくなるにつれて、回転角が小さくなる傾向が見られるものの、60 分割の場合との差は 15% 程度であり、粗い計算としては十分な精度が確保されているものとする。以上の結果より、4 分割の計算でも締結体挙動を予測可能であることが示された。すなわち、すなわち第 3 章、および第 4 章で示した接触力とすべり変位の計算において、 $\xi = \pi/4$ 、 $3\pi/4$ 、 $5\pi/4$ 、 $7\pi/4$ の 4 点のみにおける計算により、締結体挙動を求めることが可能である。

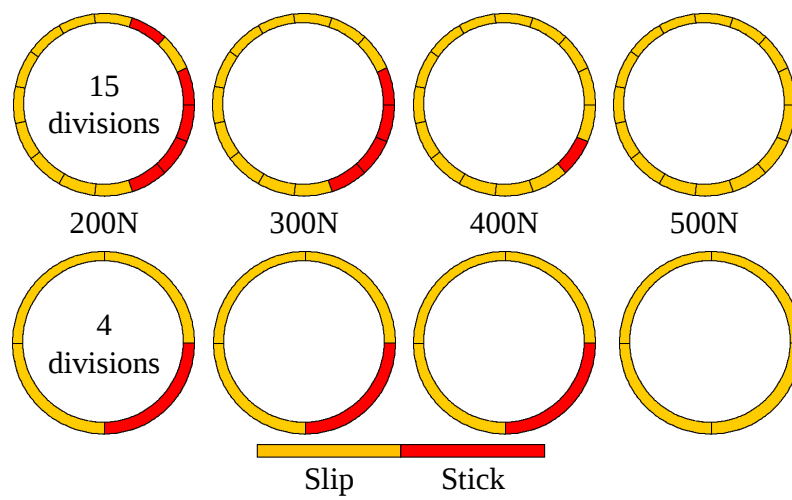


Fig. 5.10: Dependence of the number of division of contact surfaces on the evolution of contact state on thread surface.

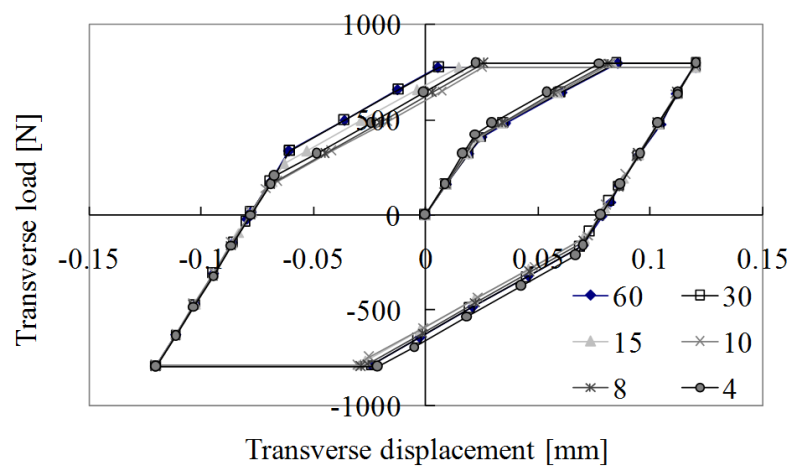
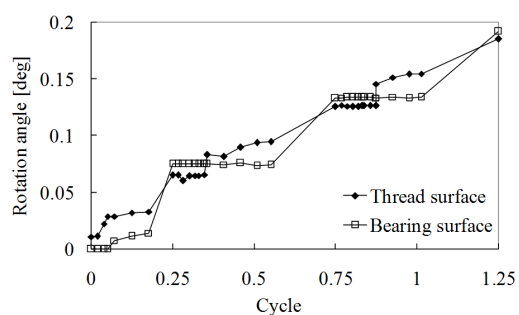
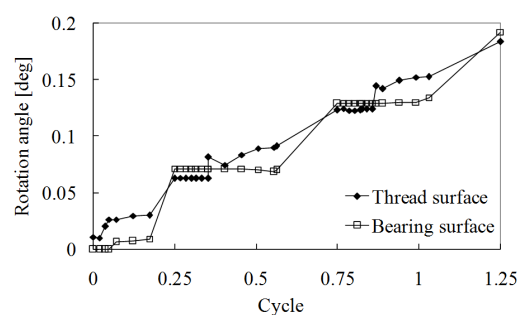


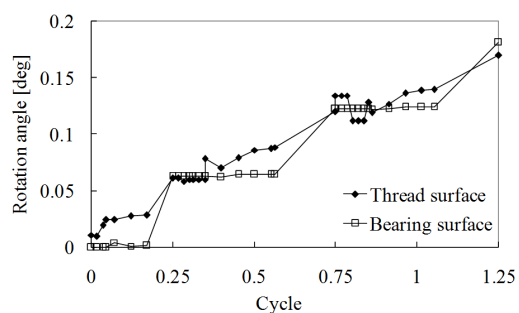
Fig. 5.11: Dependence of the number of division of contact surfaces on the load-displacement relation.



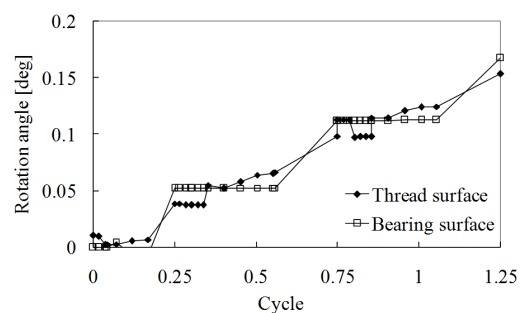
(a) 30 divisions



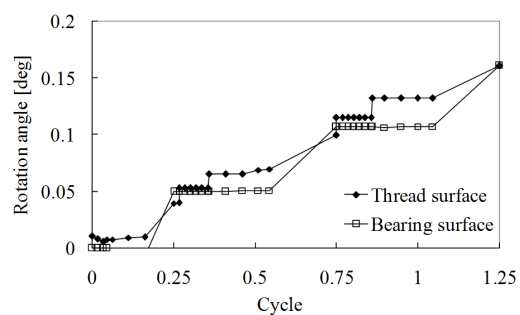
(b) 15 divisions



(c) 10 divisions



(d) 8 divisions



(e) 4 divisions

Fig. 5.12: Dependence of the number of division of contact surfaces on the rotation angle of the thread and bearing surfaces.

5.2.3 締結体寸法，ボルト締結力等の締結体挙動に対する影響

締結体の寸法やボルト締結力等の締結体の挙動に対する影響を FEM により調べ，本力学モデルにおいてそれらの影響を再現できることを確認する．ただし， k_1^{thread} 等のすべり変位に関するパラメータ，および傾き係数 k_w については，条件に応じて設定する必要がある．

ボルト締結力

まず，8kN，5kN，2kN のボルト締結力を設定して，完全座面すべりが発生する条件で FEM 解析を実施した．それぞれの場合の荷重変位関係を図 5.13(a) に示す．これより，急勾配部，緩勾配部とも，勾配はボルト締結力の値に依存しないことが分かる．よって，パラメータ k_1^{thread} はボルト締結力に依存しないものと考えられる．また，各ボルト締結力に対するねじ面とボルト座面における回転角の推移，およびボルト締結力の減少の様子を図 5.14(a)(c)(e)，図 5.15 に示す．これより，ボルト締結力が小さいほど回転量は小さくなり，締結力の減少量は小さくなること分かる．これは，締結力が小さいほど締結体に作用する外力と接触力が小さくなることによるものと考えられる．このことは，パラメータ k_2^{thread} ， $k_2^{bearing}$ によらない．

以上の FEM 結果に基づいて， k_1^{thread} 等のパラメータの値を変更せずに 3 種類のボルト締結力を設定して力学モデルによる計算を行った．それぞれの場合の荷重変位関係を図 5.13(b) に示す．FEM 結果と同様に勾配はボルト締結力に依存しないことが分かる．また，各ボルト締結力に対するねじ面とボルト座面における回転角の推移，およびボルト締結力の減少の様子を図 5.14(b)(d)(f)，図 5.15 に示す．FEM と同様に，ボルト締結力が小さいほど回転量は小さくなり，締結力の減少量は小さくなる傾向を示している．

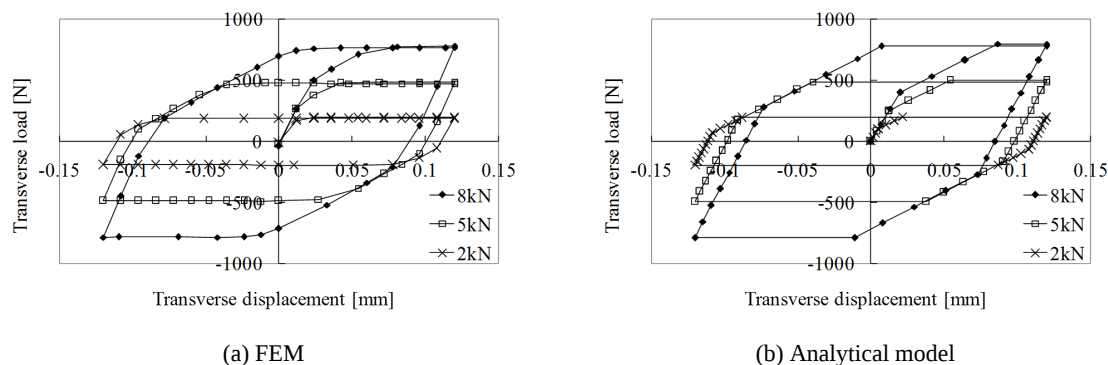
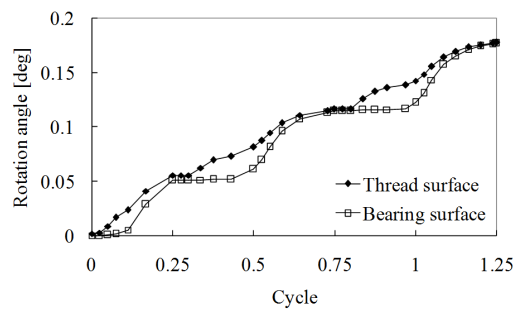
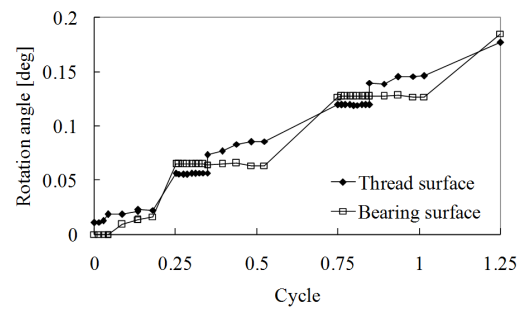


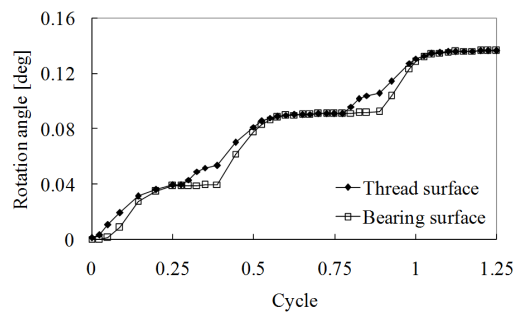
Fig. 5.13: Dependence of bolt tension on the load-displacement relation.



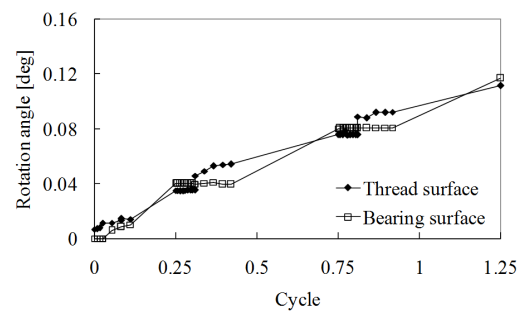
(a) FEM (8kN)



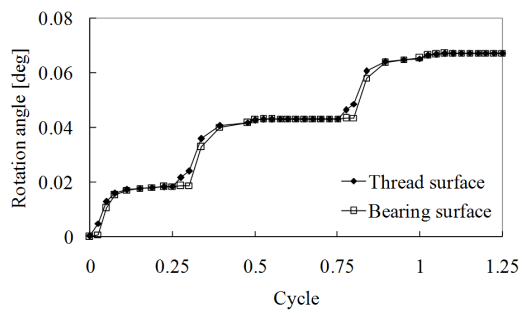
(b) Analytical model (8kN)



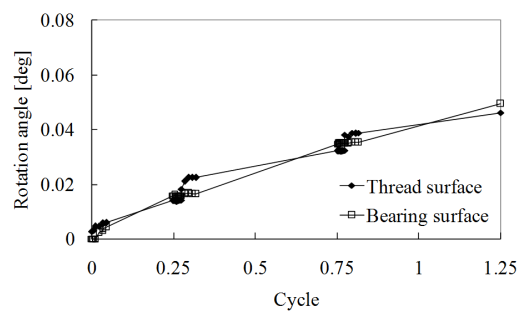
(c) FEM (5kN)



(d) Analytical model (5kN)

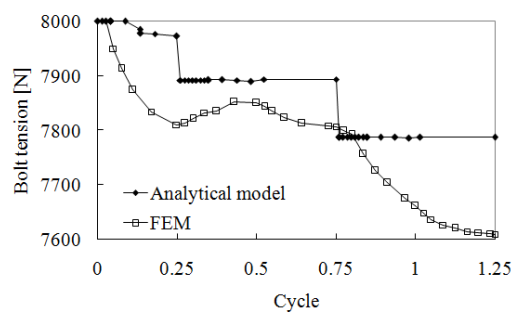


(e) FEM (2kN)

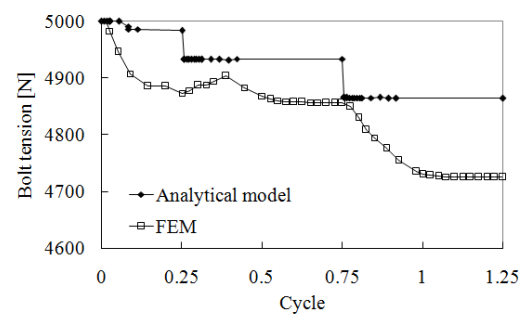


(f) Analytical model (2kN)

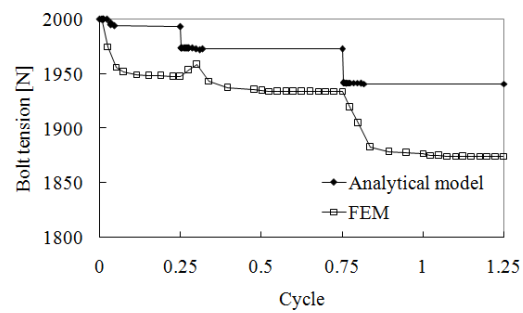
Fig. 5.14: Dependence of bolt tension on the the rotation angle of the thread and bearing surfaces.



(a) 8kN



(b) 5kN



(c) 2kN

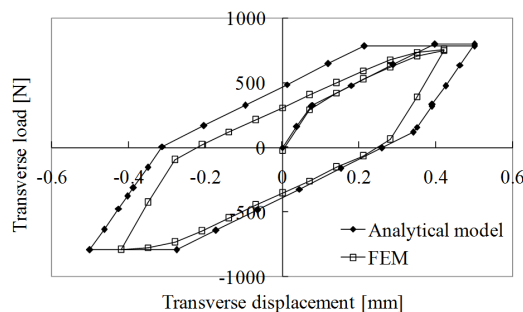
Fig. 5.15: Dependence of bolt tension on the decrease in bolt tension.

ボルト呼び径

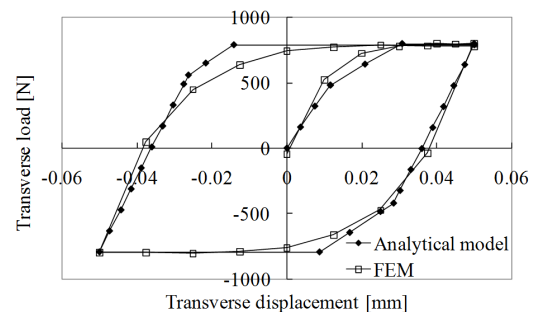
まず，M16 のほかに，M10 と M24 のボルト呼び径を設定して，完全座面すべりが発生する条件で FEM 解析を実施した．M10 と M24 の場合の荷重変位関係を図 5.16 に示す．M16 の結果は，図 5.13 に示した．これより，呼び径が小さいほど勾配は小さく，完全座面すべりに達するまでに大きな変位が発生することが分かる．呼び径が小さいほどボルトの曲げ剛性が低下して大きな曲げ変位が発生したことに加え，座面径が小さくなり座面の傾きが大きくなったことによると考えられる．したがって，ボルト頭の傾き係数 k_w は呼び径に依存する．また，図 3.1 と同様に変位の要因分析を行った結果，緩勾配部の勾配（完全ねじ面すべり時のねじ面の並進変位）に寄与する k_1^{thread} に関しても，呼び径に依存することが分かった．さらに，勾配への寄与に加え，呼び径が小さいほど完全ねじ面すべりに要する外力が小さいことが分かる．これは，ねじ面の接触半径が小さくなったために接触力分布に対する反作用モーメントの効果が大きくなったものと考えられる．次に，ねじ面とボルト座面における回転角の推移，およびボルト締結力の減少の様子を図 5.17(a)(c)，図 5.18 に示す．これより，呼び径が小さいほど回転量は大きくなり，締結力の減少量は大きくなること分かる．呼び径小さいほど接触半径が小さくなり，ゆるみ回転に抵抗する摩擦トルクが小さくなったためであると考えられる．以上の結果より，ボルト呼び径が小さいほど，回転ゆるみは発生しやすく，進行も速いといえる．したがって，

Table 5.3: Thread and bearing surface slip constants for M10, M16, and M24 bolted joints.

	M10	M16	M24
k_1^{thread} [mm/N]	1.5×10^{-4}	8.5×10^{-5}	2.5×10^{-5}
k_2^{thread} [rad/Nmm]	1.6×10^{-7}	1.6×10^{-7}	5.0×10^{-8}
$k_2^{bearing}$ [rad/Nmm]	1.5×10^{-6}	2.3×10^{-7}	5.0×10^{-8}
k_w [rad/Nmm]	1.0×10^{-7}	3.5×10^{-8}	1.2×10^{-8}



(a) M10

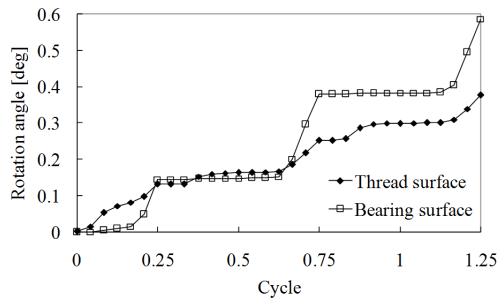


(b) M24

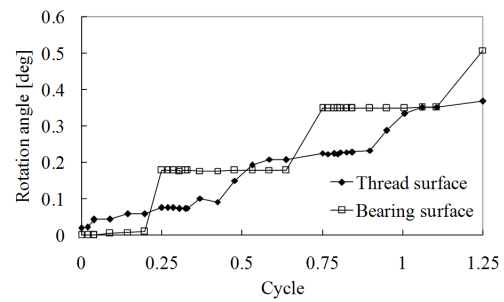
Fig. 5.16: Dependence of nominal bolt diameter on the load-displacement relation.

呼び径に応じて k_2^{thread} , $k_2^{bearing}$ を設定する必要がある．

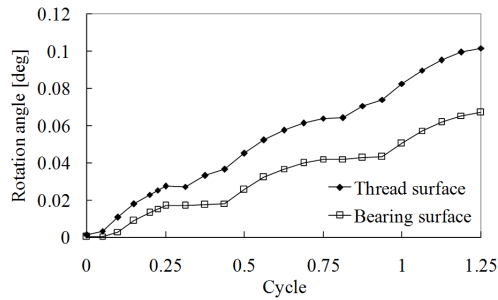
以上の FEM 結果に基づいて, k_1^{thread} 等のパラメータの値を表 5.3 のように設定して力学モデルによる計算を行った．図 5.16 に示した荷重変位関係より, FEM と同様の勾配が得られていることが分かる．また, ねじ面とボルト座面における回転角の推移, およびボルト締結力の減少の様子を図 5.17(b)(d), 図 5.18 に示す．FEM と同様に, 呼び径が小さいほど回転量は大きくなり, 締結力の減少量は大きくなる傾向が示されている．



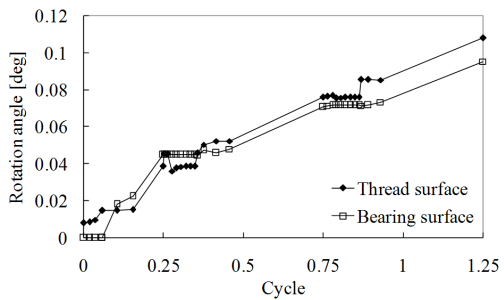
(a) FEM (M10)



(b) Analytical model (M10)

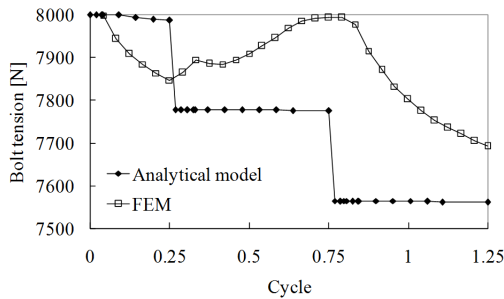


(c) FEM (M24)

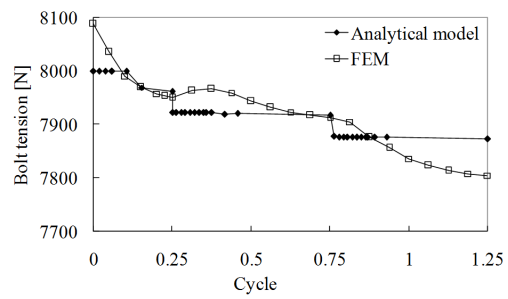


(d) Analytical model (M24)

Fig. 5.17: Dependence of nominal bolt diameter on the rotation angle of the thread and bearing surfaces.



(a) M10



(b) M24

Fig. 5.18: Dependence of nominal bolt diameter on the decrease in bolt tension.

グリップ長さ

まず, 30mm のほかに, 15mm と 60mm のグリップ長さを設定して, 完全座面すべりが発生する条件で FEM 解析を実施した. 15mm と 60mm の場合の荷重変位関係を図 5.19 に示す. 30mm の結果は, 図 5.13 に示した. これより, グリップ長さが長いほどボルトの曲げ剛性は低下するため, 勾配は小さいことが分かる. また, グリップ長さが長いほど, 完全ねじ面すべりに要する外力が小さいことが分かる. これは, ボルトに発生する曲げモーメントが大きくなったことに伴い, 反作用モーメントが大きくなったものと考えられる. また, 図 3.1 と同様に変位の要因分析を行った結果, k_w と k_1^{thread} の並進変位への寄与はグリップ長さに依存しないことが分かった. 次に, ねじ面とボルト座面における回転角の推移, およびボルト締結力の減少の様子を図 5.20(a)(c), 図 5.21 に示す. これより, グリップ長さが長いほど回転量は大きくなり, 締結力の減少量は大きくなること分かる. グリップ長さが長いほど完全ねじ面すべりに達してから完全座面すべりに達するまでの外力負荷が大きいことから, ボルトに蓄えられるねじれが大きくなるためであると考えられる. このことは, パラメータ k_2^{thread} , $k_2^{bearing}$ によらない. 以上の結果より, グリップ長さが長いほど, 回転ゆるみは発生しやすく, 進行も速いといえる. また, ボルト呼び径の影響と対比させると, グリップ長さが長くなることは, ボルト呼び径が小さくなることと等価であるといえる.

以上の FEM 結果に基づいて, k_1^{thread} 等のパラメータの値を 5.2 のままとして力学モデルによる計算を行った. 図 5.19 示した荷重変位関係より, FEM と同様の勾配が得られていることが分かる. また, ねじ面とボルト座面における回転角の推移, およびボルト締結力の減少の様子を図 5.20(b)(d), 図 5.21 に示す. グリップ長さが長いほど回転量は大きくなり, 締結力の減少量は大きくなる傾向が示されている.

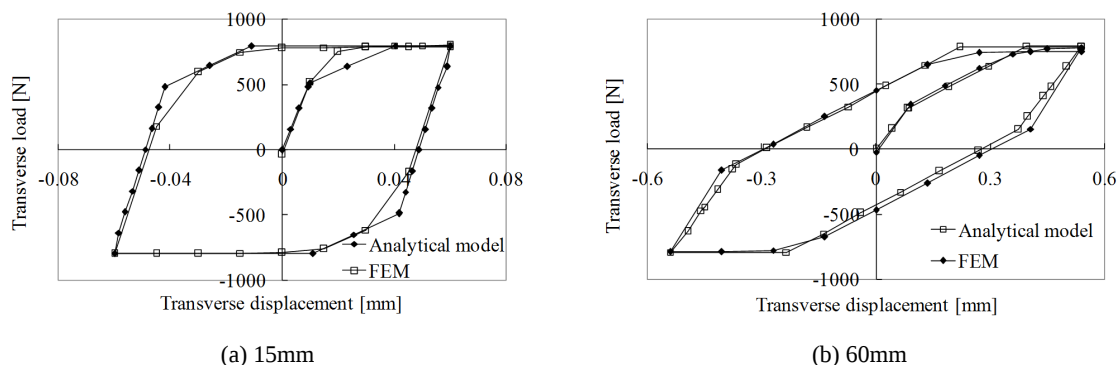
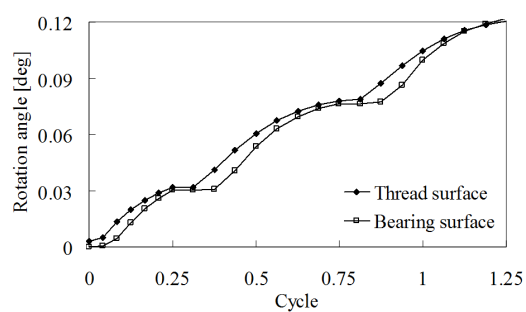
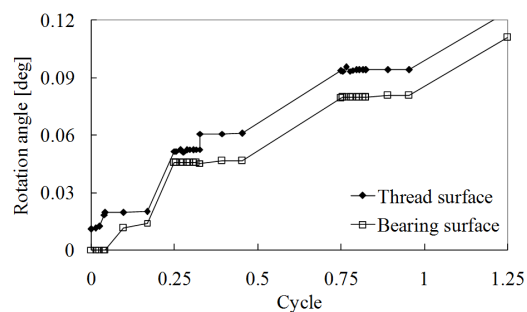


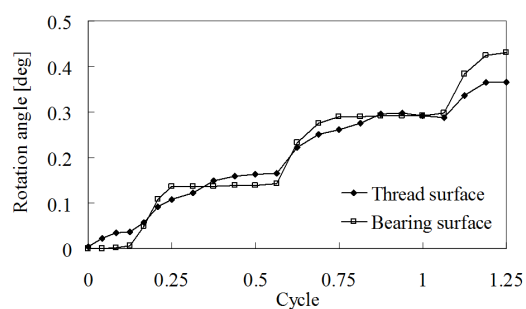
Fig. 5.19: Dependence of grip length on the load-displacement relation.



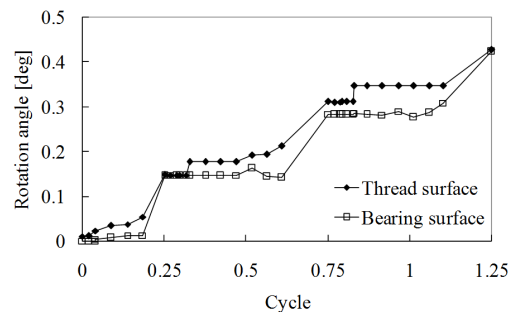
(a) FEM (15mm)



(b) Analytical model (15mm)

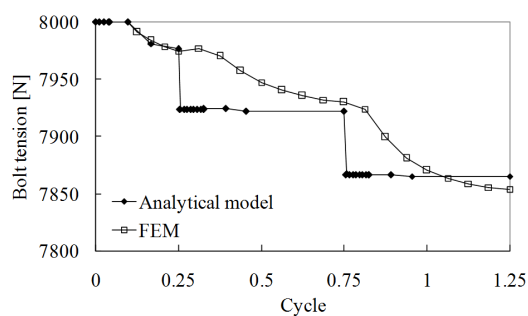


(c) FEM (60mm)

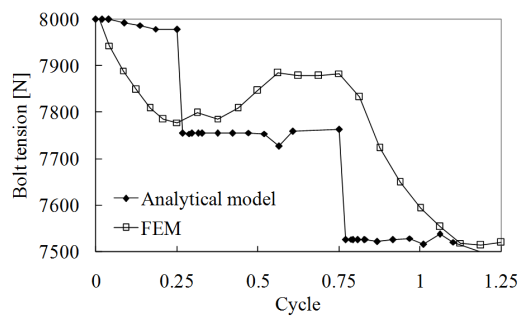


(d) Analytical model (60mm)

Fig. 5.20: Dependence of grip length on the rotation angle of the thread and bearing surfaces.



(a) 15mm



(b) 60mm

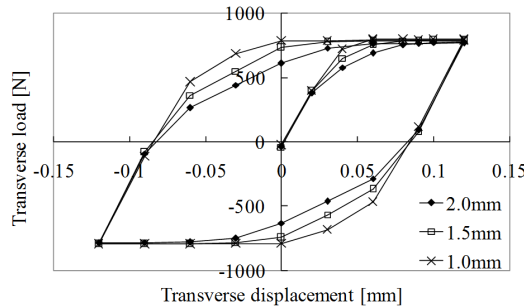
Fig. 5.21: Dependence of grip length on the decrease in bolt tension.

ピッチサイズ（並目，細目）

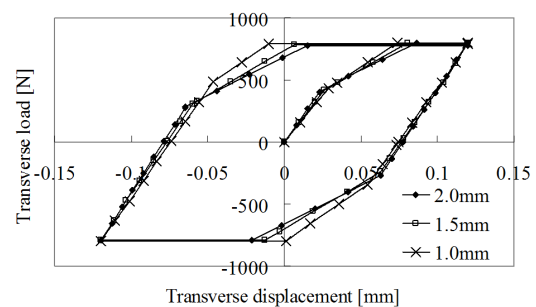
まず，ねじ山ピッチ 2.0mm（並目）のほかに，1.5mm と 1.0mm（細目）のピッチを設定して，完全座面すべりが発生する条件で FEM 解析を実施した．それぞれの場合の荷重変位関係を図 5.22(a) に示す．これより，ピッチが小さいほど完全ねじ面すべりに要する外力がわずかに大きくなることが分かる．ピッチが小さいほどリード角が小さくなり周方向に発生する接触力成分が小さくなるためであると考えられる．ピッチの違いによる勾配の変化については荷重変位関係からははっきりとは分からないが，図 3.1 と同様に変位の要因分析を行った結果， k_w のピッチサイズによる影響はないものの， k_1^{thread} に関してはわずかに影響が見られることが分かった．次に，ねじ面とボルト座面における回転角の推移，およびボルト締結力の減少の様子を図 5.23(a)(c)，図 5.24 に示す．これより，ピッチが小さいほど回転量は小さくなり，締結力の減少量は小さくなることが分かる．回転量が小さくなる原因は，ピッチが小さいほどねじ山のリード角が小さくなるため，接触力の周方向成分が小さくなったことによるものとする．また，締結力の減少量が小さくなる原因は，回転量が小さくなったことに加え，ピッチが小さいためにゆるみ回転に対する軸方向の変形量が小さくなったためであるとする．したがって，ピッチが小さいほど，回転ゆるみの進行は遅いといえる．

Table 5.4: Thread and bearing surface slip constants for bolted joints with 2.0mm, 1.5mm, and 1.0mm of pitch length.

	2.0mm	1.5mm	1.0mm
k_1^{thread} [mm/N]	8.5×10^{-5}	3.8×10^{-5}	1.9×10^{-5}
k_2^{thread} [rad/Nmm]	1.6×10^{-7}	1.0×10^{-7}	3.5×10^{-8}
$k_2^{bearing}$ [rad/Nmm]	2.3×10^{-7}	1.8×10^{-7}	1.2×10^{-7}
k_w [rad/Nmm]	3.5×10^{-8}	3.5×10^{-8}	3.5×10^{-8}



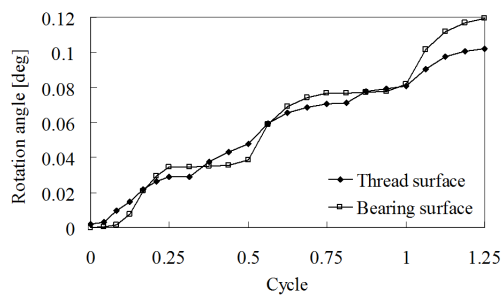
(a) FEM



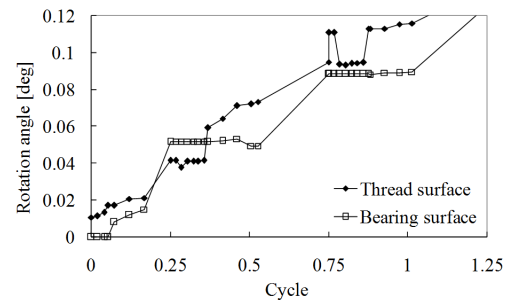
(b) Analytical model

Fig. 5.22: Dependence of pitch length on the load-displacement relation.

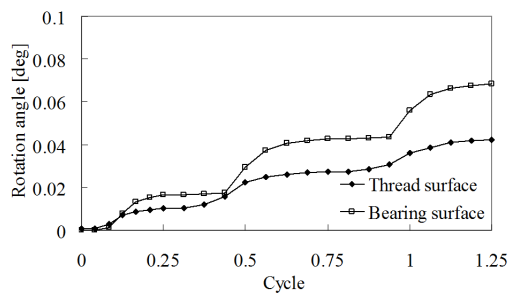
以上の FEM 結果に基づいて、 k_1^{thread} 等のパラメータの値を表 5.4 のように設定して力学モデルによる計算を行った。ただし、傾き係数 k_w は変更していない。それぞれの場合の荷重変位関係を図 5.22(b) に示す。FEM 結果と同様にピッチサイズによる勾配への寄与はわずかであるが、ピッチサイズが小さいほど完全ねじ面すべりに要する外力がわずかに大きくなることが分かる。次に、ねじ面とボルト座面における回転角の推移、およびボルト締結力の減少の様子を図 5.23(b)(d)、図 5.24 に示す。FEM と同様に、ピッチが小さいほど回転量は小さくなり、締結力の減少量は小さくなる傾向が示されている。



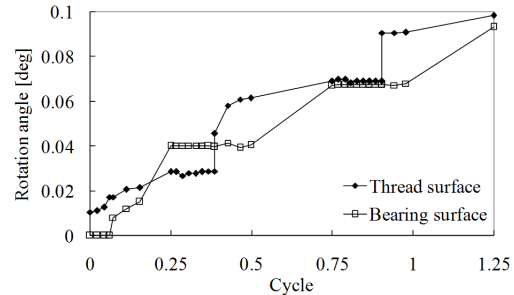
(a) FEM (1.5mm pitch)



(b) Analytical model (1.5mm pitch)

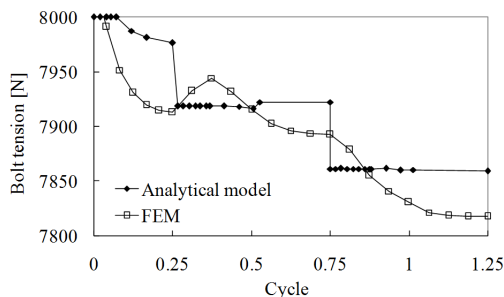


(c) FEM (1.0mm pitch)

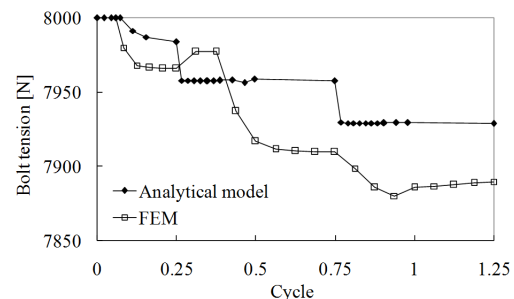


(d) Analytical model (1.0mm pitch)

Fig. 5.23: Dependence of pitch length on the rotation angle of the thread and bearing surfaces.



(a) 1.5mm pitch



(b) 1.0mm pitch

Fig. 5.24: Dependence of pitch length on the decrease in bolt tension.

ピッチ数

まず，はめ合いねじ部のピッチ数 1 ピッチのほかに，2 ピッチと 4 ピッチを設定して，完全座面すべりが発生する条件で FEM 解析を実施した．ピッチ数の反作用モーメントへの影響については 3.3 で述べた．それぞれの場合の荷重変位関係を図 5.25(a) に示す．これより，ピッチ数が多いほど，完全ねじ面すべりに要する外力がわずかに小さくなることが分かる．勾配に関しては，急勾配部，緩勾配部とも，ピッチ数に依存しないことが分かる．よって，パラメータ k_w ， k_1^{thread} はピッチ数に依存しないものと考えられる．次に，ねじ面とボルト座面における回転角の推移，およびボルト締結力の減少の様子を図 5.26(a)(c)，図 5.27 に示す．ピッチ数による影響はほとんど見られない．したがって，パラメータ k_2^{thread} ， $k_2^{bearing}$ はピッチ数に依存しない．

以上の FEM 結果に基づいて， k_1^{thread} 等のパラメータの値を表 5.2 のままとして力学モデルによる計算を行った．各ピッチ数に対する荷重変位関係を図 5.25(b) に示す．FEM 結果と同様にピッチ数による勾配の変化はわずかであるが，ピッチ数が多いほど完全ねじ面すべりに要する外力が小さくなることが分かる．次に，ねじ面とボルト座面における回転角の推移，およびボルト締結力の減少の様子を図 5.26(b)(d)，図 5.27 に示す．FEM 結果と同様に，ピッチ数による影響見られない．

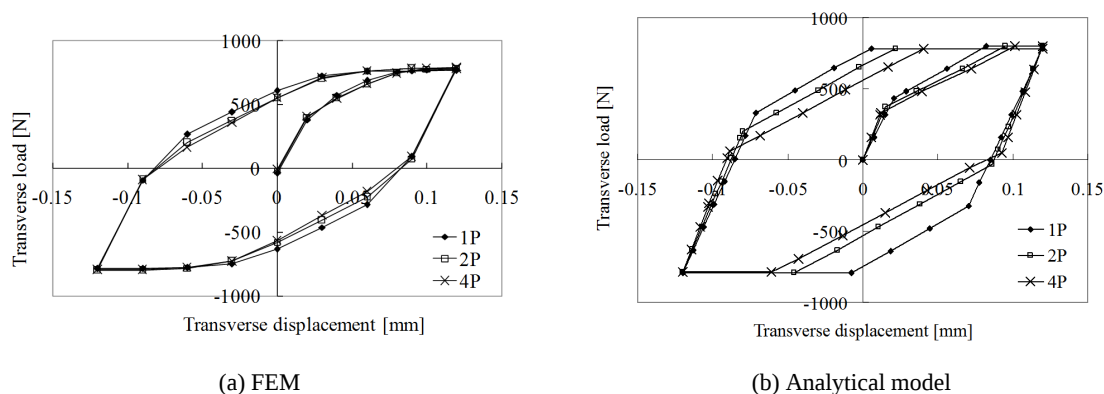
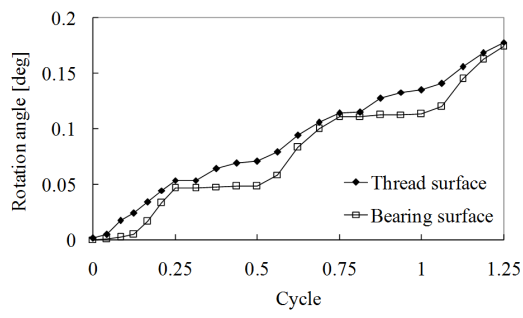
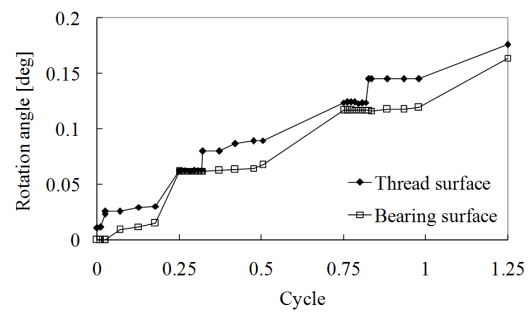


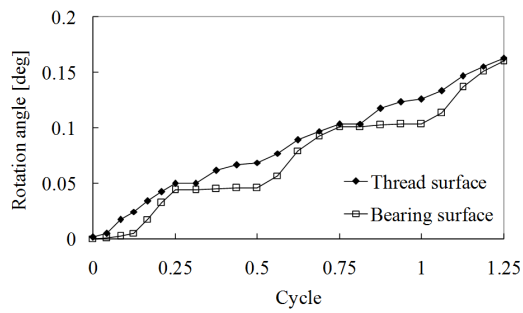
Fig. 5.25: Dependence of the number of pitch on the load-displacement relation.



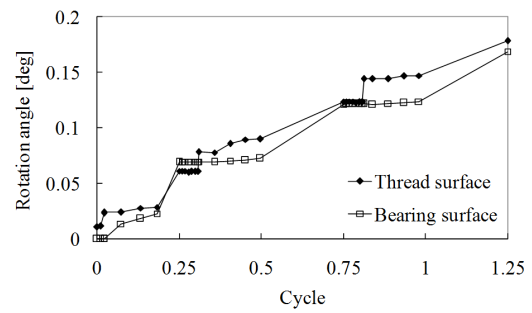
(a) FEM (2 pitches)



(b) Analytical model (2 pitches)

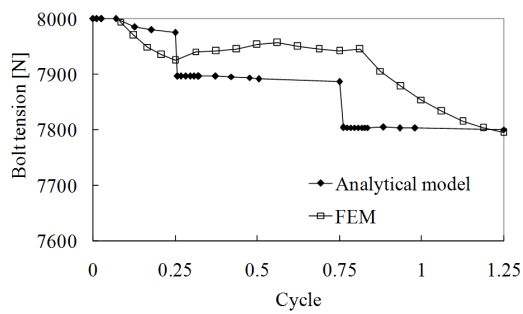


(c) FEM (4 pitches)

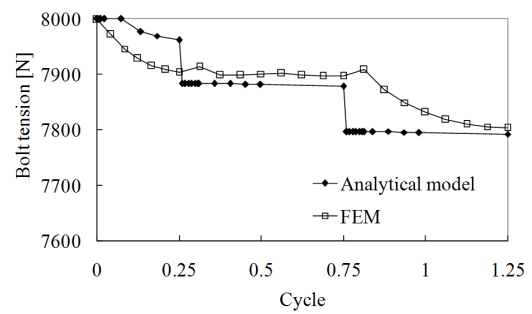


(d) Analytical model (4 pitches)

Fig. 5.26: Dependence of the number of pitch on the rotation angle of the thread and bearing surfaces.



(a) 2 pitches



(b) 4 pitches

Fig. 5.27: Dependence of the number of pitch on the decrease in bolt tension.

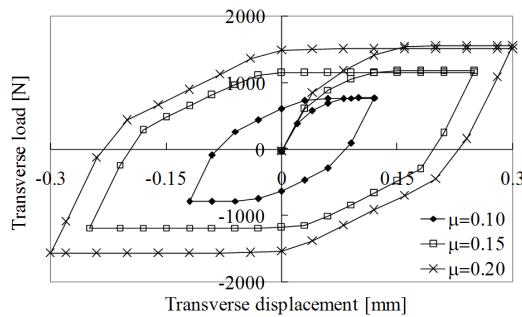
摩擦係数

まず，摩擦係数 0.10 のほかに，0.15 と 0.20 を設定して，完全座面すべりが発生する条件で FEM 解析を実施した．それぞれの場合の荷重変位関係を図 5.28(a) に示す．これより，摩擦係数の違いによる勾配の変化は見られず，完全ねじ面すべり，完全座面すべりに要する外力は摩擦係数に比例することが分かる．よって，パラメータ k_w ， k_1^{thread} は摩擦係数に依存しない．次に，ねじ面とボルト座面における回転角の推移，およびボルト締結力の減少の様子を図 5.29(a)(c)，図 5.30 に示す．摩擦係数の違いによるゆるみ回転の進行の違いは見られない．しかし，摩擦係数の違いによりボルト軸に発生するトルク値には変化が生じるため，パラメータ k_2^{thread} ， $k_2^{bearing}$ は変更する必要がある．

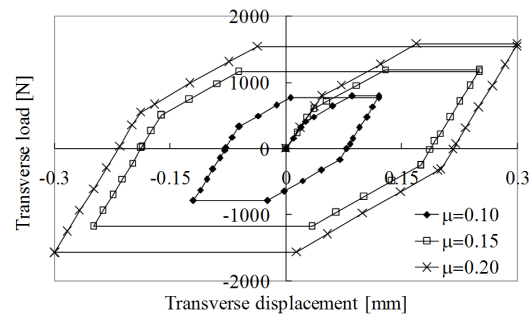
以上の FEM 結果に基づいて， k_1^{thread} 等のパラメータの値を表 5.5 のように設定して力学モデルによる計算を行った．ただし， k_1^{thread} と傾き係数 k_w は変更していない．各摩擦係数に対する荷重変位関係を図 5.28(b) に示す．FEM 結果と同様に摩擦係数による勾配の変化は見られない．次に，ねじ面とボルト座面における回転角の推移，およびボルト締結力の減少の様子を図 5.29(b)(d)，図 5.30 に示す．FEM 結果と同様に，摩擦係数によらずゆるみ回転の進行と締結力の減少は同様の傾向を示している．

Table 5.5: Thread and bearing surface slip constants for bolted joints with 0.10, 0.15, and 0.20 of coefficient of friction.

	0.10	0.15	0.20
k_1^{thread} [mm/N]	8.5×10^{-5}	8.5×10^{-5}	8.5×10^{-5}
k_2^{thread} [rad/Nmm]	1.6×10^{-7}	1.1×10^{-7}	8.0×10^{-8}
$k_2^{bearing}$ [rad/Nmm]	2.3×10^{-7}	1.9×10^{-7}	1.5×10^{-7}
k_w [rad/Nmm]	3.5×10^{-8}	3.5×10^{-8}	3.5×10^{-8}



(a) FEM



(b) Analytical model

Fig. 5.28: Dependence of coefficient of friction on the load-displacement relation.

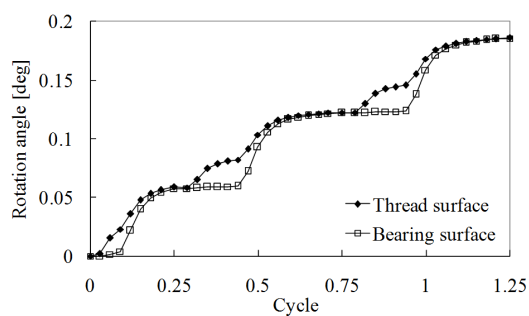
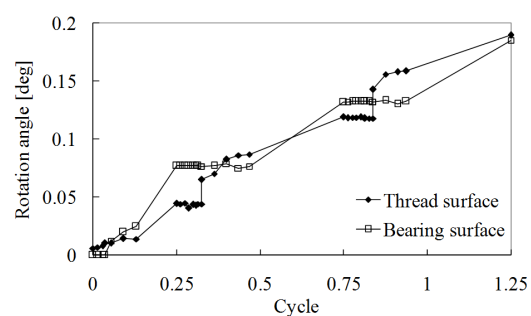
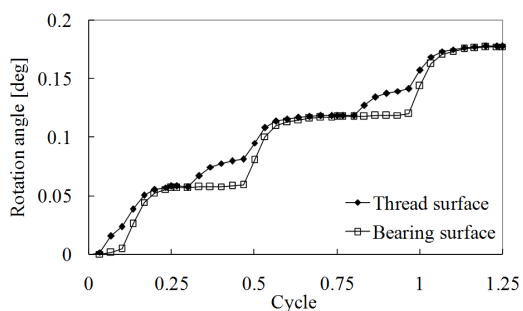
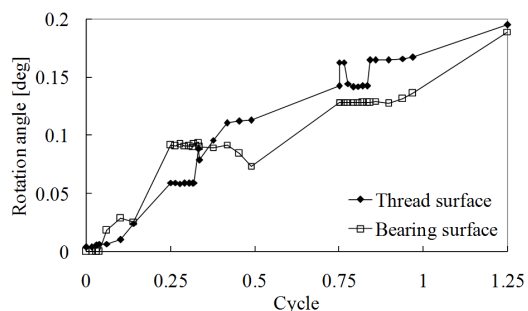
(a) FEM ($\mu = 0.15$)(b) Analytical model ($\mu = 0.15$)(c) FEM ($\mu = 0.20$)(d) Analytical model ($\mu = 0.20$)

Fig. 5.29: Dependence of coefficient of friction on the rotation angle of the thread and bearing surfaces.

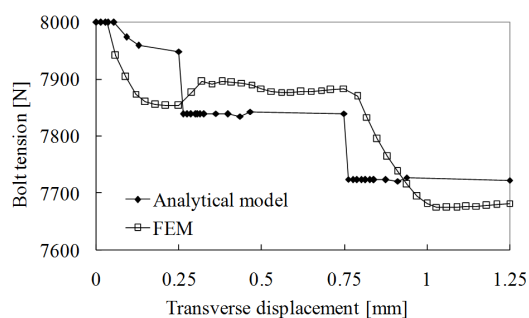
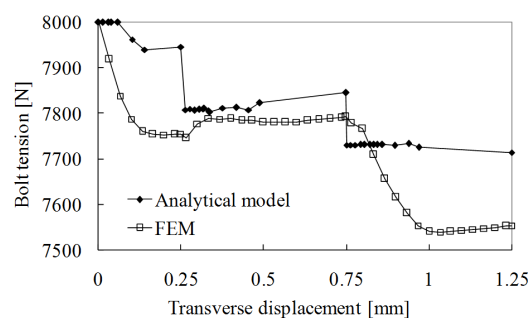
(a) $\mu = 0.15$ (b) $\mu = 0.20$

Fig. 5.30: Dependence of coefficient of friction on the decrease in bolt tension.

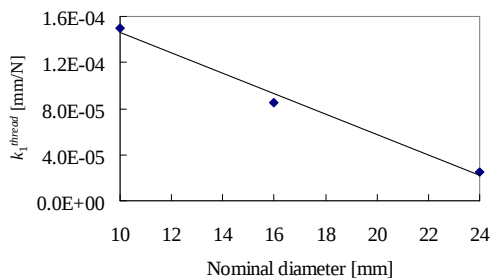
パラメータの設定について

以上より，本力学モデルで導入した 4 つのパラメータへの解析条件による影響を明らかにした．傾き係数 k_w はボルト呼び径にのみ依存する．すなわち，ボルト座面のサイズに影響されるものと考えられる．完全ねじ面すべり時のねじ面並進変位に関するパラメータ k_1^{thread} はボルト呼び径とピッチサイズに依存する．完全ねじ面すべり時にはボルトは座面で並進方向の荷重を受け，はめ合いねじ部でおねじがめねじを外径方向に上る．そのため，ねじ面の並進変位量はねじ山の剛性とねじ面の接触面積に影響されるものと考えられる．完全座面すべり時のねじ面と座面の周方向変位に関するパラメータ k_2^{thread} ， $k_2^{bearing}$ はボルト呼び径とピッチサイズに加え，摩擦係数にも依存する．ボルト呼び径とピッチサイズはねじ面のリード角と接触面積に影響し，摩擦係数は周方向すべりに対する抵抗に影響するものと考えられる．以上より， k_w を除く 3 つのパラメータは複数の条件に依存する．

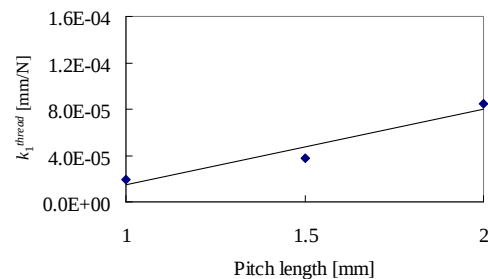
次に，それぞれのパラメータに対してどの条件の影響が大きいかを示すために，表 5.3，表 5.4，表 5.5 に示した結果を用いて，各条件に対するパラメータの変化を線形近似して感度分析を行う．二次曲線を用いた方が得られたパラメータに対してより良くフィッティングさせることは可能であるが，パラメータの値の精度にはばらつきがあるため，ここでは簡易的に線形近似とする．感度分析の対象とする条件以外の値は，表 5.1 に示した値（標準値）とした．ここで，ボルト呼び径は，規格上 M10 から M24 の間に M11，M12，M14，M16，M18，M20，M22 が存在する．ピッチサイズについては，M16 では 2.0mm と 1.0mm の間には 1.5mm しか存在しない．摩擦係数については連続的に変化する特性である．したがって，各条件の存在しうる値の間隔は異なる．そこで，各条件の設定範囲内で値を 10 % 変化させたときのパラメータの変化を感度として比較することとする．まず， k_1^{thread} に対するボルト呼び径とピッチサイズの影響を図 5.31 に示す．それぞれの近似直線は次式のように求められる．

$$k_1^{thread}(10 \leq d \leq 24, P = 2) = -8.85 \times 10^{-6}d + 2.34 \times 10^{-4} \quad (5.1)$$

$$k_1^{thread}(d = 16, 1 \leq P \leq 2) = 6.60 \times 10^{-5}P - 5.17 \times 10^{-5} \quad (5.2)$$



(a) Effect of nominal diameter (pitch length is 2.0mm)



(b) Effect of pitch length (nominal diameter is 16mm)

Fig. 5.31: Linear approximation of k_1^{thread} .

ボルト呼び径とピッチサイズの変化は、ねじ山の剛性とねじ面の接触面積の変化として影響するものと考えられる．上式より、ボルト呼び径の設定範囲内での 10% の変化 (1.4mm) に対する k_1^{thread} の変化は 1.24×10^{-5} mm/N、ピッチサイズの設定範囲内での 10% の変化 (0.1mm) に対する k_1^{thread} の変化は 6.60×10^{-6} mm/N である．したがって、 k_1^{thread} に対して、ピッチサイズよりもボルト呼び径の方が感度が高いといえる．ただし、ピッチサイズに関しては、値を細かく変化させることができない．次に、 k_2^{thread} に対するボルト呼び径、ピッチサイズ、摩擦係数の影響を図 5.32 に示す．それぞれの近似直線は次式のように求められる．

$$k_2^{thread}(10 \leq d \leq 24, P = 2, \mu = 0.10) = -8.18 \times 10^{-9}d + 2.60 \times 10^{-7} \quad (5.3)$$

$$k_2^{thread}(d = 16, 1 \leq P \leq 2, \mu = 0.10) = 1.25 \times 10^{-7}P - 8.92 \times 10^{-8} \quad (5.4)$$

$$k_2^{thread}(d = 16, P = 2, 0.10 \leq \mu \leq 0.20) = -8.00 \times 10^{-7}\mu + 2.37 \times 10^{-7} \quad (5.5)$$

ボルト呼び径とピッチサイズの変化はねじ面のリード角と接触面積の変化として影響し、摩擦係数は周方向すべりに対する抵抗として影響するものと考えられる．上式より、ボルト呼び径の設定範囲内での 10% の変化 (1.4mm) に対する k_2^{thread} の変化は 1.15×10^{-8} rad/Nmm、ピッチサイズの設定範囲内での 10% の変化 (0.1mm) に対する k_2^{thread} の変化は 1.25×10^{-8} rad/Nmm、摩擦係数の設定範囲内での 10% の変化 (0.01) に対する k_2^{thread} の変化は 8.00×10^{-9} rad/Nmm である．したがって、 k_2^{thread} に対する 3 つの条件の感度には大きな差がないことが分かる．最後に、 $k_2^{bearing}$ に対するボルト呼び径、ピッチサイズ、摩擦係数の影響を図 5.33 に示す．それぞれの近似直線は次式のように求められる．

$$k_2^{bearing}(10 \leq d \leq 24, P = 2, \mu = 0.10) = -9.92 \times 10^{-8}d + 2.25 \times 10^{-6} \quad (5.6)$$

$$k_2^{bearing}(d = 16, 1 \leq P \leq 2, \mu = 0.10) = 1.10 \times 10^{-7}P + 1.17 \times 10^{-8} \quad (5.7)$$

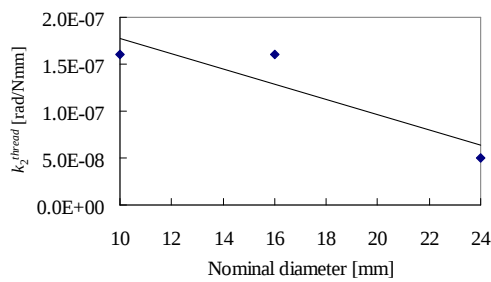
$$k_2^{bearing}(d = 16, P = 2, 0.10 \leq \mu \leq 0.20) = -8.00 \times 10^{-7}\mu + 3.10 \times 10^{-7} \quad (5.8)$$

上式より、ボルト呼び径の設定範囲内での 10% の変化 (1.4mm) に対する $k_2^{bearing}$ の変化は 1.39×10^{-7} rad/Nmm、ピッチサイズの設定範囲内での 10% の変化 (0.1mm) に対する $k_2^{bearing}$ の変化は 1.10×10^{-8} rad/Nmm、摩擦係数の設定範囲内での 10% の変化 (0.01) に対する $k_2^{bearing}$ の変化は 8.00×10^{-9} rad/Nmm である．このことから、 $k_2^{bearing}$ に対しては、ボルト呼び径が支配的な条件であるといえる．

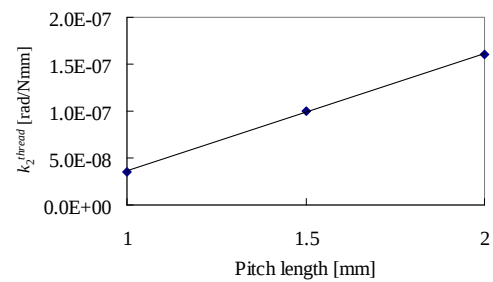
本研究では FEM 結果に基づいてパラメータの値を設定した．このようにして、想定される条件の範囲内で事前にパラメータのテーブルや上述したような近似式を用意しておくことにより簡易的な評価が可能となる．範囲の設定に関しては、従来の設計や想定される環境等によって見積もることが可能であるものと思われる．また、その範囲内でどの程度のデータ数が必要であるかは、要求される精度に基づき実験計画法等の手法を適用して決定できる．ただし、検討結果より、パラメータの値はボル

ト締結力，グリップ長さ，およびピッチ数には依存しないため，それらの条件の変更の影響を受けないことは，実用上大きな利点であるといえる．

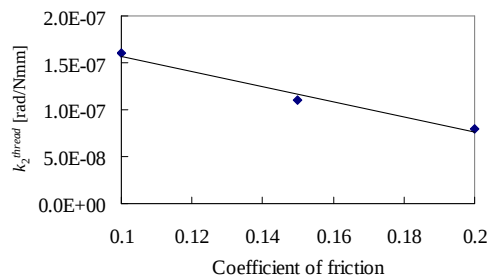
パラメータの値の設定については，FEM 結果に合わせこむ方法のほかに，接触面における力学的挙動の理論的考察に基づいて導出することが可能であると考ええる．また，実機の再現性を考えると，実験結果に基づく設定が必要となる場合も多いと推測される．展望において，実験結果よりパラメータを求める方法を述べる．



(a) Effect of nominal diameter (pitch length is 2.0mm and coefficient of friction is 0.10)

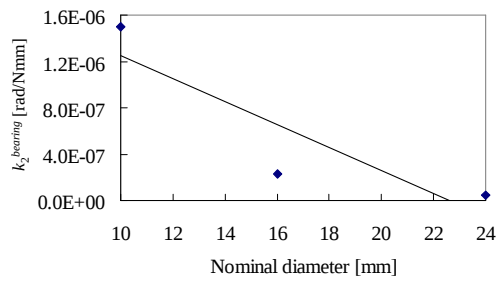


(b) Effect of pitch length (nominal diameter is 16mm and coefficient of friction is 0.10)

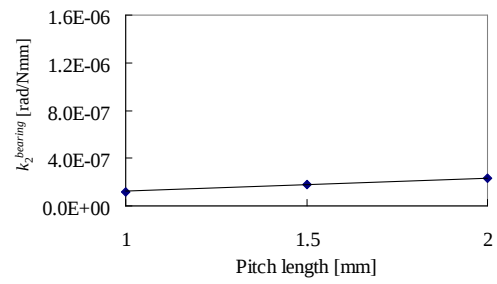


(c) Effect of coefficient of friction (nominal diameter is 16mm and pitch length is 2.0mm)

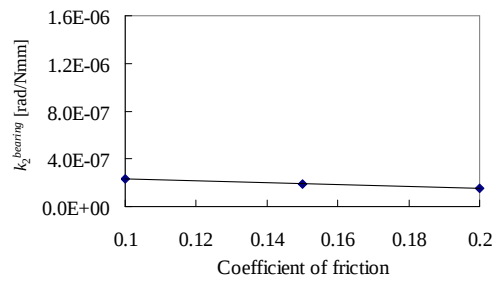
Fig. 5.32: Linear approximation of k_2^{thread} .



(a) Effect of nominal diameter (pitch length is 2.0mm and coefficient of friction is 0.10)



(b) Effect of pitch length (nominal diameter is 16mm and coefficient of friction is 0.10)



(c) Effect of coefficient of friction (nominal diameter is 16mm and pitch length is 2.0mm)

Fig. 5.33: Linear approximation of $k_2^{bearing}$.

5.2.4 実験結果による検証

ここまで有限要素解析によって得られた接触力やすべり変位の分布に基づいて力学モデルを構築してきた．それに加えて，実際の設計への適用性という観点から，実験結果の再現性を確認する必要がある．そこで，Junker 式試験機を用いた山本ら [9] の実験と同様の条件を設定して計算を行った．解析条件を表 5.6 に示す．摩擦係数は，実験で得られた荷重変位関係における最大外力と締結力の比として求めた値である．可動板並進変位は， ± 0.4 とした．これは完全座面すべりが発生する条件である．実験は約 1/3Hz という振動数で行われたため，準静的な挙動として扱うことができる． k_1^{thread} 等のすべり変位に関するパラメータを表 5.7 に示す．表 5.7 の値は，表 5.2 の値に対してボルト呼び径や摩擦係数の違いを考慮して変更した．また，はめあいねじ部のピッチ数の効果については，前項での考察に従い，反作用モーメントを計算する際にはめあいねじ部のばね定数 K_s のみに含める．

荷重変位関係を図 5.34 に示す．荷重変位関係の勾配，勾配の変化点とも，力学モデルは実験結果を良く再現できていることが分かる．次に，ゆるみ回転角（ボルト座面における回転角）の推移を図 5.35 に示す．これより，ゆるみの進行の様子についても，実験結果に良く一致する結果が得られていることが分かる．以上の結果より，力学モデルは実験におけるボルト締結体の挙動を良く再現できることを確認した．今後，実機的设计における締結体挙動の予測・評価において，提案する力学モデルが適用されることが期待される．

Table 5.6: Analysis conditions for the experiment performed by Yamamoto et al.

F_b [N]	9800	P [mm]	1.5
n_t	60	d [mm]	10
n_b	60	l [mm]	20
μ	0.17	G [GPa]	79.231
α_1 [rad]	$\pi/6$	E [GPa]	206
β [rad]	0.052885	ν	0.3
r_{mt} [mm]	4.603	d_g [mm]	8.97
r_{mb} [mm]	7.5		
$I_g(= \pi d_g^4/64)$ [mm ⁴]	317.790	$A_g(= \pi d_g^2/4)$ [mm ²]	63.194

Table 5.7: Thread and bearing surface slip constants for the experiment performed by Yamamoto et al.

k_1^{thread} [mm/N]	4.2×10^{-5}	k_2^{thread} [rad/Nmm]	4.0×10^{-8}
$k_2^{bearing}$ [rad/Nmm]	3.8×10^{-7}	k_w [rad/Nmm]	1.0×10^{-7}

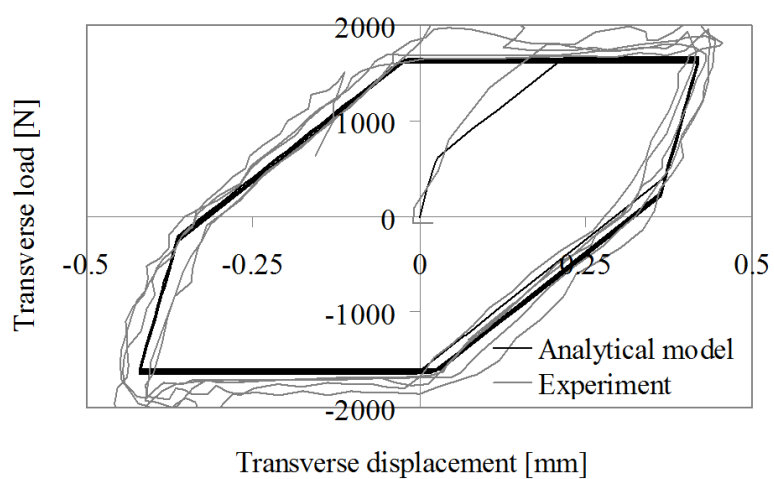


Fig. 5.34: Comparison in Load-displacement relation between analytical model and experiment performed by Yamamoto et al.

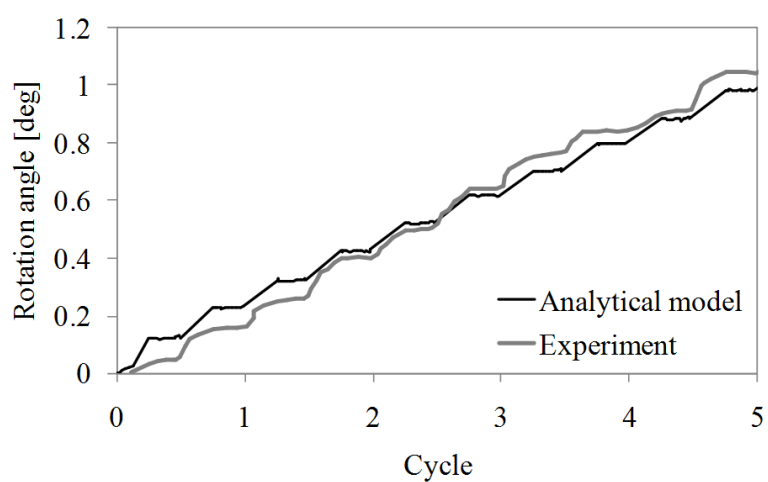


Fig. 5.35: Comparison in Loosening rotation angle between analytical model and experiment performed by Yamamoto et al.

5.2.5 従来のモデルとの比較

富士岡らのモデル

近年，ボルト締結体の三次元有限要素解析により明らかにされた回転ゆるみのメカニズムに基づいたモデルの提案が行われている．ここでは，本研究と同様にボルト締結体の挙動を準静的に扱った富士岡らのモデル [45] との比較を行い，本研究で新たに行ったモデル化により，より現実に近い締結体挙動が得られることを示す．比較は，富士岡らのモデルで計算できる接触状態と，接触力の接線方向成分の方向について行う．

まず，富士岡らのモデルを概説する．図 5.36 に示すように，点 R_p を中心とする軸直角方向外力が作用する場合に，ねじ面（有効径： $2r_2$ ）に発生する接触力を考える．ねじ面上の点 P_i の位置を角度 ξ_i で表し，外力により発生する接触力ベクトルを $\mathbf{Rf}_i$ とする．図 5.36 に示す半径 r_2 の円周上の局所（ r - u ）座標系において，接触力の半径方向成分 Rf_{ri} および周方向成分 Rf_{ui} は次式のように表される．

$$Rf_{ri} = \pm |\mathbf{Rf}_i| \cos\left(\frac{\pi}{2} - \xi_i - \theta_i\right) = \pm |\mathbf{Rf}_i| \sin(\xi_i + \theta_i) \quad (5.9)$$

$$Rf_{ui} = \pm |\mathbf{Rf}_i| \sin\left(\frac{\pi}{2} - \xi_i - \theta_i\right) = \pm |\mathbf{Rf}_i| \cos(\xi_i + \theta_i) \quad (5.10)$$

ここで，正号は外力が点 R_p の右回りに作用する場合，負号は左回りに作用する場合に対応する．

上式で計算される外力による接触力成分 Rf_{ri} と Rf_{ui} に加えて，ボルト締結力によって発生する軸方向の接触力成分 Ff_i を考慮して，点 P_i に発生する接触力の合力を考える．ねじ山半角 α_1 とリード角 β を考慮し，この斜面上の点に作用するボルト軸方向以外の接触力を記述すると次のようになる．ねじ面上の半径方向のせん断力成分は， Rf_{ri} によりねじ山半角 α_1 を上るあるいは下る成分 $Rf_{ri} \cos \alpha_1$ と，ボルト締結力 Ff_i の作用によりねじ山半角 α_1 を下る成分 $-Ff_i \sin \alpha_1$ である．一方，ねじ面上の周方向のせん断力成分は， Rf_{ui} によりリード角 β を上るあるいは下る成分 $Rf_{ui} \cos \beta$ と，ボルト締結力 Ff_i の作用によりリード角 β を下る成分 $-Ff_i \sin \beta$ である．ここで， $-Ff_i \sin \alpha_1$ は，ボルト軸に向かう成

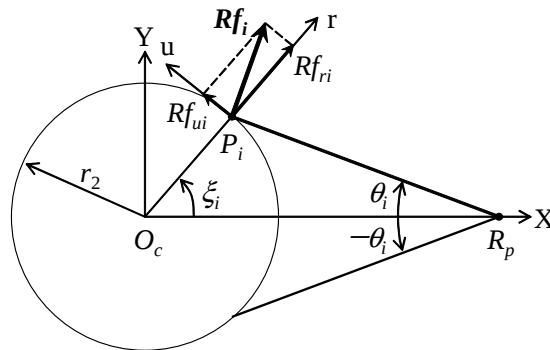


Fig. 5.36: Direction of external load described in [45].

分であり、互いに打ち消しボルト回転力にはならない．したがって、ここではそれを考慮せずにねじ面上に作用するせん断力の合力 F_s を求めると次式で表される．

$$F_s = \left\{ (Rf_{ri} \cos \alpha)^2 + (-Ff_i \sin \beta + Rf_{ui} \cos \beta)^2 \right\}^{1/2} \quad (5.11)$$

ねじ面ではせん断力の合力 F_s が作用すると、その向きとは逆向きに摩擦力が作用する．したがって、ねじ面がすべるかどうかの判定にはねじ面上の最大静摩擦力が必要である．ねじ面上の点 P_i における垂直抗力の大きさは、ボルト締結力 Ff_i にねじ山半角 α_1 とリード角 β の補正をして、 $Ff_i \sec \alpha_1 \sec \beta$ である．よって、最大静摩擦力の大きさは、垂直抗力にねじ面の摩擦係数 μ_s を掛けて、 $\mu_s Ff_i \sec \alpha_1 \sec \beta$ となる．せん断力の合力 F_s は最大静摩擦力を超えることはないため、次式が成り立つ．

$$F_s \leq \mu_s Ff_i \sec \alpha_1 \sec \beta \quad (5.12)$$

上式を摩擦せん断力最大値の判別に使用するために、判別式 D_1 を次のように構成する．

$$D_1 = \text{sign}(x) = \text{sign}(F_s - \mu_s Ff_i \sec \alpha_1 \sec \beta) \quad (5.13)$$

$$\text{ただし } x > 0 \text{ の場合,} \quad \text{sign}(x) = +1$$

$$x < 0 \text{ の場合,} \quad \text{sign}(x) = -1$$

$$x = 0 \text{ の場合,} \quad \text{sign}(x) = 0$$

以上の各式を組み合わせてねじ面せん断力の計算式を作成する．ボルト軸半径方向のねじ面せん断力に、さらにボルト軸直角方向の修正を追加して dr_i とすると、r-u 座標系で次のように表される．

$$dr_i = \left\{ F_s \cos(A_{ng}) \times (1 - D_1)/2 \right\} \cos \alpha_1 + \mu_s Ff_i \sec \beta \cos(A_{ng}) \times (1 + D_1)/2 \quad (5.14)$$

$$\text{ただし } A_{ng} = \tan^{-1}(u_i/u_r) \quad r_i = Rf_i \cos \alpha_1 \quad u_i = Rf_{ui} \cos \beta - Ff_i \sin \beta$$

式 (5.6) の第一項は F_s が最大摩擦力よりも小さい場合に使用され、ねじ面で発生する F_s の値がせん断力と等しくなる．第二項は F_s が最大摩擦力よりも大きい場合であり、最大摩擦力がせん断力の最大値になる．ねじ面のせん断力 du_i についても、同様にして r-u 座標系で次のように表される．

$$du_i = \left\{ F_s \sin(A_{ng}) \times (1 - D_1)/2 \right\} \cos \beta + \mu_s Ff_i \sec \alpha_1 \sin(A_{ng}) \times (1 + D_1)/2 \quad (5.15)$$

さらに全体 (X-Y) 座標系に変換すると、X-Y 平面上への投影ベクトルが得られる．

$$\begin{cases} dx_i = dr_i \cos \xi_i - du_i \sin \xi_i \\ dy_i = dr_i \sin \xi_i + du_i \cos \xi_i \end{cases} \quad (5.16)$$

接触状態と接触力方向

本研究で提案する力学モデル，および FEM と同様に表 5.1 の条件の下で上記の計算を行い，式 (5.5) により得られる接触状態と，式 (5.8) により得られる接触力方向を求める．外力の作用中心点 R_p は，本研究で対象とする軸直角方向外力を扱うため，図 5.36 において $X=10000\text{mm}$ の位置とした．まず，ボルト締結力発生後，最初の外力負荷の過程におけるねじ面の接触状態を図 5.37(a) に示す．本力学モデルと FEM の対応する結果は図 5.1(a) に示した．図 5.1(a) では外力を 200N から 500N まで負荷した際の結果を示したが，ここで示す結果は 500N から 800N まで負荷した際の結果である．本力学モデルと FEM では外力 500N までに完全すべりに達するのに対し，富士岡らのモデルでは 500N の時点ではまだ完全固着状態であり，800N でもまだ完全すべりに達していない．主にボルトに発生する曲げモーメントの反作用としてねじ面に発生するモーメントの影響が考慮されていないために，接触力の変化が小さくすべりの進行が遅くなっている．ボルトの長さが短いほど発生するモーメントが小さいため完全ねじ面すべりに達する外力値が大きくなることを 5.2.3 項で示したが，図 5.37(a) の結果はボルト長さを 0 とした場合に対応する．また，座面の接触状態を図 5.37(b) に示す．本力学モデルと FEM の対応する結果は図 5.1(b) に示した．本力学モデルと FEM では外力 800N までに次第にすべり領域が拡大して完全すべり状態に達するのに対し，富士岡らのモデルでは局所すべり状態は現れず，外力が 800N に達したときに完全固着状態から完全すべり状態に変化する．ねじ面の場合と同様に，座面に発生する反作用モーメントの影響が考慮されておらず，座面では常に様な接触力の変化が生じるため，全周の接触状態が同時に変化した．

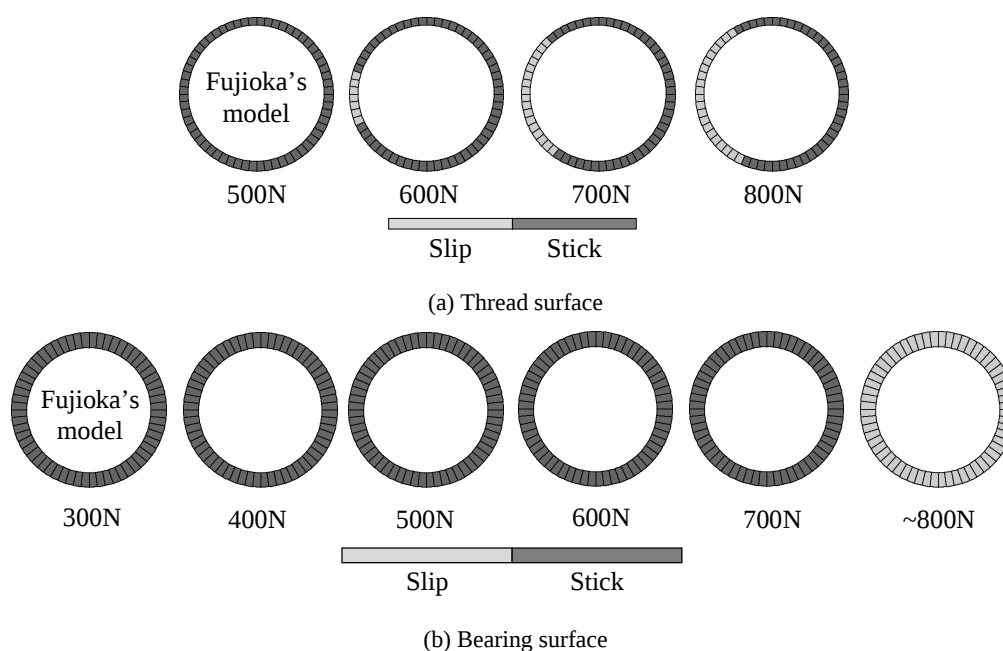
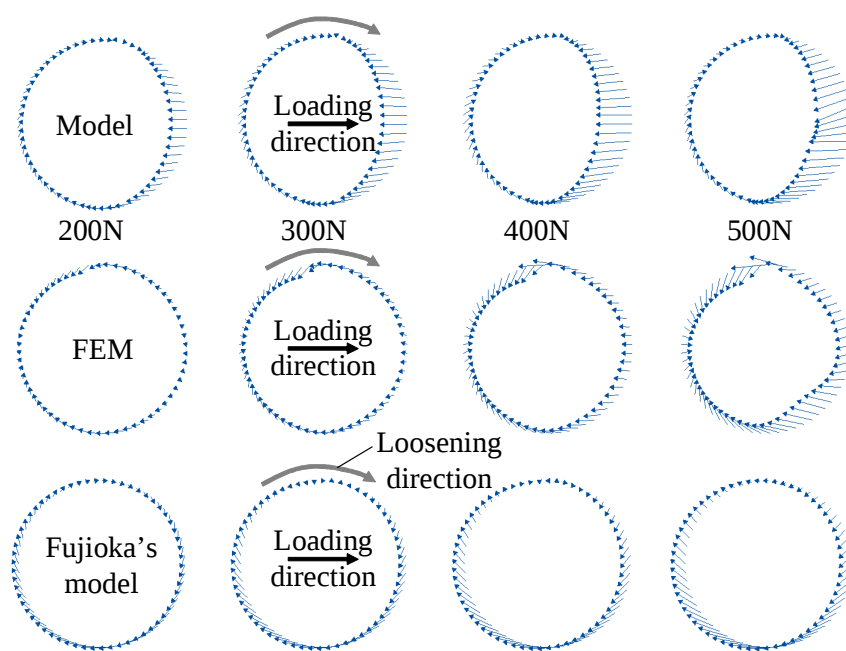


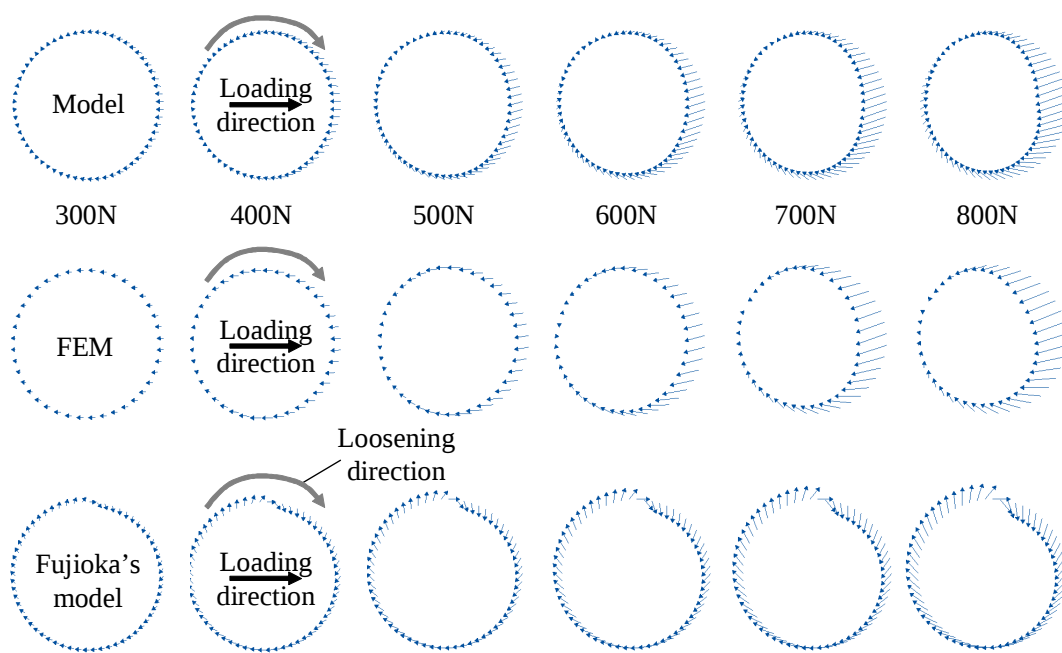
Fig. 5.37: Evolution of Contact state during the initial loading obtained by Fujioka's model.

次に、外力 200N から 500N までのねじ面上の接触力の接線方向成分のベクトル図を図 5.38(a) に示す。ベクトルの始点はねじ面上の位置に対応し、長さは接触力の接線方向成分の大きさを表す。FEM では径方向にも接触面は要素分割されているため径方向にも接触力は分布するが、ここでは径方向の分布を平均した結果を示す。また、本力学モデルと FEM の結果は、締結力発生時の接触力を除いた結果である。まず、外力が大きくなるにつれて富士岡らのモデルではほぼ全周にわたって外力方向と逆方向の接触力が生じているのに対し、本力学モデルと FEM では内径方向の接触力が生じている。これは、ねじ面に発生する反作用モーメントの効果であると考えられる。また、本力学モデルと FEM では、図 5.1(a) に示した接触状態と対応して、最後にすべりに達する領域 ($\xi = 3\pi/2 \sim 2\pi$) において大きな接触力が発生している。このことは、本力学モデルにおいて接触状態に応じた接触力分布がモデル化されていることを示すものと言える。また、外力 300N から完全座面すべりに達する約 800N までの座面上の接触力の接線方向成分のベクトル図を図 5.38(b) に示す。本力学モデルと FEM では、およそ $\xi = \pi \sim 2\pi$ においてゆるみ方向の成分を示し、 $\xi = 0$ 付近で外力方向と逆方向の大きな接触力が発生している。一方、富士岡らのモデルではほぼ全周にわたってゆるみ方向の接触力が生じている。また、 $\xi = \pi/2$ の位置で大きな接触力方向の変化を示している。

以上の結果より、本力学モデルにおいて接触力分布に対する反作用モーメントの寄与の計算や、接触状態に応じて接触力分布の収束解を求める計算を導入したことにより、FEM で得られる締結体挙動に近い結果が得られることを確認した。



(a) Thread surface



(b) Bearing surface

Fig. 5.38: Direction of the tangential component of the contact force distribution.

5.3 結言

第 3 章，第 4 章で構築した力学モデルを用いて計算を行い，荷重変位関係と回転ゆるみの進行を再現できることを確認した．また，従来の理論よりも精度よく挙動を再現することが可能であり，実験結果とも良く一致することを確認した．

図 2.3 に示した有限要素解析モデルと同様の条件で計算を行い，完全座面すべりによるゆるみと微小座面すべりによるゆるみの挙動を再現できることを確認した．荷重変位関係については，勾配，および勾配の変化点ともに明確に示され，FEM 結果と良く一致することを確認した．パラメータ k_w と k_1^{thread} の勾配への寄与に関しては，急勾配部では k_w のみが寄与し，緩勾配部では k_w よりも k_1^{thread} の方が感度が高いことが分かった．完全座面すべり後の回転ゆるみ挙動について，FEM では，可動板の並進変位とともに少しずつボルト軸のねじれが解放されて座面が回転していくのに対し，力学モデルではねじれの解放の過程はモデル化せず，完全座面すべりに達した次の荷重ステップでねじれを一度に解放し，ねじ面と座面に回転を発生させている．また，締結力の減少に関して，実際にはねじ面および座面が完全すべりに達するとゆるみ回転が発生して締結力が減少するとともに，ねじ面では局所的におねじがめねじを上り下りすることにより締結力が増減する．FEM ではこの二つの挙動が合わさった締結力の変化が示されるのに対し，力学モデルではゆるみ回転による締結力の減少のみがモデル化されているため，締結力は単調に減少する．以上のような違いはあるものの，力学モデルによって接触面における力学的挙動の本質は表わされ，締結体挙動に反映されているものといえる．また，締結力の減少により微小座面すべりによるゆるみから完全座面すべりによるゆるみに遷移してゆるみ速度が変化する過程をシミュレーションし，FEM と比較してはるかに少ない計算コストで挙動を予測することが可能であることを示した．

考察として，まず，接触面の分割数を減らして計算を行い，より簡便な計算で締結体挙動が再現されることを確認した．4 分割での計算でも，60 分割の場合と比較して荷重変位関係，ゆるみ回転角の推移ともに大きな差は生じず，精度良く締結体挙動は再現された．次に，力学モデルの汎用性を確認するために，締結体寸法，ボルト締結力等の解析条件を変化させて計算を行い，それらの影響が力学モデルで再現されることを確認した．ただし，すべり等に関するパラメータについては，ボルト呼び径，ピッチサイズ，摩擦係数に応じて変更する必要があることが分かった．続いて，実験結果の再現性を確認した．山本ら [9] による実験と同様の条件で計算を行い，荷重変位関係とゆるみ回転角の推移について，良く一致する結果を得た．この結果より，実機的设计における締結体挙動の予測・評価への，提案する力学モデルの適用が期待される．すべり等に関するパラメータについては，本研究では FEM 結果に基づいて設定したが，実機に適用した場合の再現性を考えると，実験結果に基づいて設定を行うことが必要となる場合も多いと推測される．今後，多くの実験結果を用いて再現性の確認

を行う必要がある．最後に，富士岡ら [45] のモデルと，接触状態，および接触力の接線方向成分の方向に関して比較を行った．富士岡らのモデルに対して，本力学モデルでは接触力分布に対する反作用モーメントの寄与を考慮したことや接触状態に応じて接触力分布を求めたことにより，FEM で得られる締結体挙動に近い結果が得られることを確認した．

第6章 結論と展望

6.1 結論

軸直角方向外力を受けるボルト締結体について、接触面における力学的挙動のモデル化に基づいて、荷重変位関係と回転ゆるみの進行をモデル化した。

第2章では、本研究において対象とする Junker 式試験機をモデル化した締結体について説明し、その有限要素解析結果を用いて荷重変位関係と回転ゆるみのメカニズムを説明した。完全座面すべりによるゆるみの場合、荷重変位関係は3種類の勾配から成り、急勾配部はねじ面、座面とも固着領域が存在する状態、緩勾配部はねじ面が完全すべりに達した状態、そして平坦部は座面も完全すべりに達した状態に対応する。ゆるみ回転の進行についてもそれらの3種類の状態と対応付けられ、急勾配部では回転は発生せず、緩勾配部ではねじ面での回転に伴いボルトにねじれが発生するとともに、座面においても微小な回転が発生する。平坦部では座面のすべりに伴いボルトのねじれが解放され、大きなゆるみ回転が発生する。微小座面すべりによるゆるみの場合には荷重変位関係において平坦部は存在しない。急勾配部と緩勾配部における挙動は完全座面すべりによるゆるみの場合と同様であるが、ボルト座面は完全すべりに達しないため、ボルトのねじれが解放されずにゆるみは進行する。微小座面すべりによるゆるみは非常に小さいものであるが、ボルト締結力の減少は確実に進行する。

第3章では、微小座面すべり状態での荷重変位関係をモデル化した。FEM で得た荷重変位関係より、並進変位がボルトの曲げ変位と接触面におけるすべり変位に関する5つの要因から成ることを示した。5つの要因を計算するために、ねじ面とボルト座面に発生する反作用モーメントの定式化と、すべり変位のモデル化を行った。まず、反作用モーメントについて、局所ねじ面すべり時にはボルト軸の傾きが発生することが、完全ねじ面すべり時にはボルト軸の並進が発生することが反作用モーメントが変化する原因であることを FEM により示した。定式化においては、ねじ面とボルト座面の傾きに対する剛性（ばね定数）によって、ボルトに発生する曲げモーメントがそれぞれに配分されるものと考えた。接触面のすべり変位のモデル化においては、接触力とすべり変位が接触面上に分布することを考慮するために、ねじ面とボルト座面を周方向に分割して各位置での接触力とすべり変位を計算することとした。接触力の分布には、ボルト締結力、外力、反作用モーメント、およびねじ面から座面への回転トルクの伝達が影響するものとした。接触力の計算については、これらの荷重による分布を初期設定した後すべりの判定を行い、すべりの発生に応じて分布を修正して収束解を得る手法を提案した。

すべり変位は、接触力分布から得られる接触状態（固着・すべり）に応じた定式化を行った．ここで、完全ねじ面すべり時のねじ面の並進すべりに対する剛性に対応するパラメータ k_1^{thread} を導入した．荷重変位関係を求めるために、軸直角方向外力を段階的に変化させて以上の計算を行った．

第 4 章では、第 3 章で構築した荷重変位関係を導出する力学モデルを拡張し、回転ゆるみ挙動をモデル化した．ここでは、完全座面すべり時のすべり変位をモデル化した．完全ねじ面すべり時には微小座面すべり時に蓄えられたボルトのねじれの開放により、ねじ面、座面ともに回転が発生することを考慮してすべり変位を定式化した．ここで、ねじ面と座面の周方向すべりに対する剛性に対応するパラメータ k_2^{thread} と $k_2^{bearing}$ を導入した．得られたボルト座面の回転角をゆるみ回転角とし、これと締結体の軸方向変形に対するばね定数を用いて締結力の減少量を計算した．

第 5 章では、第 3 章、第 4 章で構築した力学モデルを用いて計算を行い、荷重変位関係、回転ゆるみの進行を再現できることを確認した．力学モデルでは、完全ねじ面すべりに達する外力値を探索するため、荷重変位関係の勾配変化が明確に示されることを確認した．回転ゆるみの進行については、FEM で見られる局所的な挙動による締結力の変化は力学モデルでは考慮されていないものの、接触面における力学的挙動の本質は表され、締結体挙動に反映されているものといえる．本力学モデルで導入したすべり等に関するパラメータについては、ボルト呼び径、ピッチサイズ、摩擦係数に応じて変更する必要があることが分かった．実用性に対する検証として、山本ら [9] による実験と同様の条件で計算を行い、荷重変位関係とゆるみ回転角の推移についてよく一致する結果を得た．また、富士岡ら [45] のモデルに対しては、接触力分布に対する反作用モーメントの影響を考慮したこと等により、FEM 結果に近い挙動が得られることを確認した．これらの検証結果から、実機的设计における締結体挙動の予測・評価において、提案する力学モデルが適用されることが期待される．また、計算時間の観点からは、締結力の減少により微小座面すべりから完全座面すべりによるゆるみに遷移してゆるみ速度が変化する 550 サイクルにわたる過程のシミュレーションを行い、1 分程度の計算時間でゆるみの過程を予測することが可能であることを示した．

本論文では、軸直角方向外力が作用する場合の回転ゆるみを扱い、設定すべきパラメータは残されているものの、ボルト締結体の挙動を精度よく再現できることを示した．本力学モデルでは、FEM で明らかにされた接触面における力学的挙動の理解と定式化をベースとして締結体の挙動をモデル化したという点で、過去に提案された理論とは異なるものであるといえる．本力学モデルは軸直角方向外力のほかに回転ゆるみを生じやすい荷重モードである軸回り外力の場合にも展開することは可能であり、さらに軸方向外力の影響を考慮すれば一般的な荷重に対する締結体挙動を得ることができるようになる．本力学モデルは計算時間の点でも優れており、実用性は高いものと考えられる．実機的设计における締結部の信頼性評価に本力学モデルが適用され、疲労等のほかの破壊モードを含めた総合的な信頼性評価の一端を担うことが期待される．

6.2 展望

6.2.1 ほかの荷重モードを含めた締結体挙動のモデル化

本研究では，回転ゆるみが発生しやすいと考えられる軸直角方向外力が作用する場合を対象としたが，ボルト締結体に作用する荷重形態としては図 6.1 のように分類できる．本論文で提案した力学モデルを，図 6.1 に示した軸直角方向外力以外の荷重形態を考慮したモデルに拡張することによって，一般的な力荷重に対応したボルト締結体挙動の評価が行えるようになる．

まず，図 6.1(b) に示す軸回り外力が作用する場合も，回転ゆるみが発生しやすい荷重形態の一つである．この場合の回転ゆるみに対しては，酒井 [84] によって実験が行われ，回転ゆるみが発生する条件が示されている．回転ゆるみが発生するには，ボルト座面をすべらせるのに必要なトルク T_w が，ねじ面の締付けトルク T_{st} より小さく，ゆるめトルク T_{sl} より大きくなければならない．その条件を整理すると，次式で与えられる．

$$\frac{d_2}{d_w \cos \alpha_1} \mu_s - \frac{p}{\pi d_w} < \mu_w < \frac{d_2}{d_w \cos \alpha_1} \mu_s + \frac{p}{\pi d_w} \quad (6.1)$$

この条件が成立した場合に，ボルトの回転ゆるみが発生させるのに必要とされる被締結物の相対回転角（限界ねじり角）は次式で表される．

$$\theta_{cr} = \frac{16lF_b}{\pi d^4 G} \left(\frac{d_2}{\cos \alpha_1} \mu_s - \frac{p}{\pi} + d_w \mu_w \right) \quad (6.2)$$

軸回り外力に対する力学モデルを構築するにあたり，以上の 2 式が満たされる場合に発生すると考えられる座面すべりを伴う回転ゆるみのメカニズムについて，FEM による接触面の力学的挙動の考察を含めて解明する必要がある．また，軸直角方向外力の場合に観察された微小座面すべりによるゆるみに対応する微小ゆるみが発生する可能性についても調べた上で，モデル化を行う必要がある．このモデル化を行うことができれば，軸直角方向外力と組み合わせて軸直角平面内に作用する外力によるボルト締結体挙動を統一的に扱うことが可能になる．

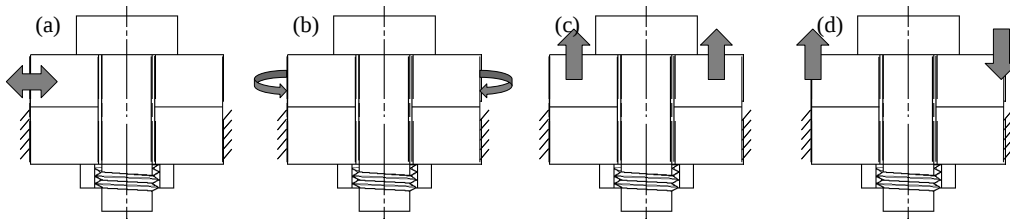


Fig. 6.1: Classification of the loading mode applying to bolted joint; (a) transverse load, (b) rotational load, (c) axial load, and (d) bending load.

次に、図 6.1(c) に示す軸方向外力による回転ゆるみである。この場合に対しては、Goodier ら [6]、佐藤ら [85] により実験的に検討され、泉ら [33] により有限要素解析によるメカニズムの解明が行われた。軸方向外力の場合には、ねじ山や座面に発生する軸方向の弾性変形に伴うすべりが回転ゆるみを発生させるが、その挙動は第 3 章に示したすべりのモデル化の中で考慮されている。したがって、軸方向外力の作用による接触圧力の変動を力学モデルにおいて考慮すればよい。ただし、軸方向外力による回転ゆるみを発生させるには軸直角方向外力の場合と比較してはるかに大きな荷重を要するため、後者よりもはるかに発生しにくいといえる。また、軸方向外力によるボルト締結力や被締結物圧縮力の変動の軸直角方向外力によるゆるみへの影響も小さいものと考えられる。

最後に、図 6.1(d) に示す軸方向偏心外力（曲げ）が作用する場合の締結体挙動である。この場合についても、軸方向外力の場合と同様にこの外力単独では回転ゆるみは発生しにくい。しかし、軸直角方向外力が作用する場合にボルト軸に発生する曲げモーメントに偏心外力によるモーメントが加わることによって、回転ゆるみが発生しやすくなるものとする。グリップ長さを大きくすることによって曲げモーメントが増大し、完全ねじ面すべりに要する外力が小さくなることと同じ影響が表れることが予想される。モデル化においては、偏心外力によって発生するモーメントの効果を接触力分布の計算において考慮すればよい。

本研究で行った軸直角方向外力を受ける締結体挙動のモデル化においては、すべりに関するパラメータを導入した。ここで、他の荷重モードの場合に新たにパラメータを設定する必要があるかを考える。まず、軸回り外力が作用する場合には、ねじ面と座面のどちらか一方が完全すべりに達した後は外力は増加しないため、両方がともに完全すべり状態になることはない。したがって、ねじれの解放に伴う回転を表すパラメータ k_2^{thread} と $k_2^{bearing}$ は設定されない。また、どちらかの接触面が完全すべりに達した後の回転量は可動板の回転量に等しいため、この場合のパラメータを設定する必要はない。局所すべり時の変位に関しては軸直角方向外力の場合と同様に接触部の弾性変形に基づいて計算できる。したがって、軸周り外力の場合にはパラメータを導入する必要はない。次に、軸方向外力が作用する場合には、軸直角方向外力の場合と同様にねじれの蓄積と解放によりゆるみ回転が発生する。したがって、 k_2^{thread} と $k_2^{bearing}$ を設定する必要がある。それらの値の設定について、5.2.3 で示したように摩擦係数、ボルト呼び径、およびピッチサイズが決まれば軸直角方向外力の場合と同じ値を使用することが可能であるかは検討が必要である。偏心外力が作用する場合についても、軸方向外力が作用する場合と同様にねじれの蓄積と解放によりゆるみ回転が発生するものと考えられるため、 k_2^{thread} と $k_2^{bearing}$ の設定が必要である。また、軸直角方向外力に加えて軸方向外力、および偏心外力が同時に作用する場合、回転ゆるみに対しては軸直角方向外力が最も大きく寄与するものと考えられる。したがって、軸直角方向外力に対してパラメータを設定することにより、締結体挙動を概ね再現することができるものとする。

以上のように，軸回り外力，軸方向外力，そして偏心外力の効果を力学モデルに組みこむことにより，あらゆる方向の力荷重に対応したボルト締結体挙動の評価が行えるようになる．

6.2.2 FEM での締結部の簡易モデル化

提案する力学モデルの適用の仕方として設計計算に導入する仕方と，複数の締結部を有する構造物の有限要素モデルにおける締結部の特性（剛性）として導入する仕方が考えられる．後者について，ボルト締結部をビーム要素等を用いて簡略化してモデル化することが一般に行われている．簡易モデルの例 [49, 51, 52] を図 6.2 に示す．(a) リベットモデルは，ボルト・ナットのはめ合いねじ部を省略して一体としてモデル化したものである．(b) スパイダーボルトモデルは，ボルト軸を 1 本のビーム要素

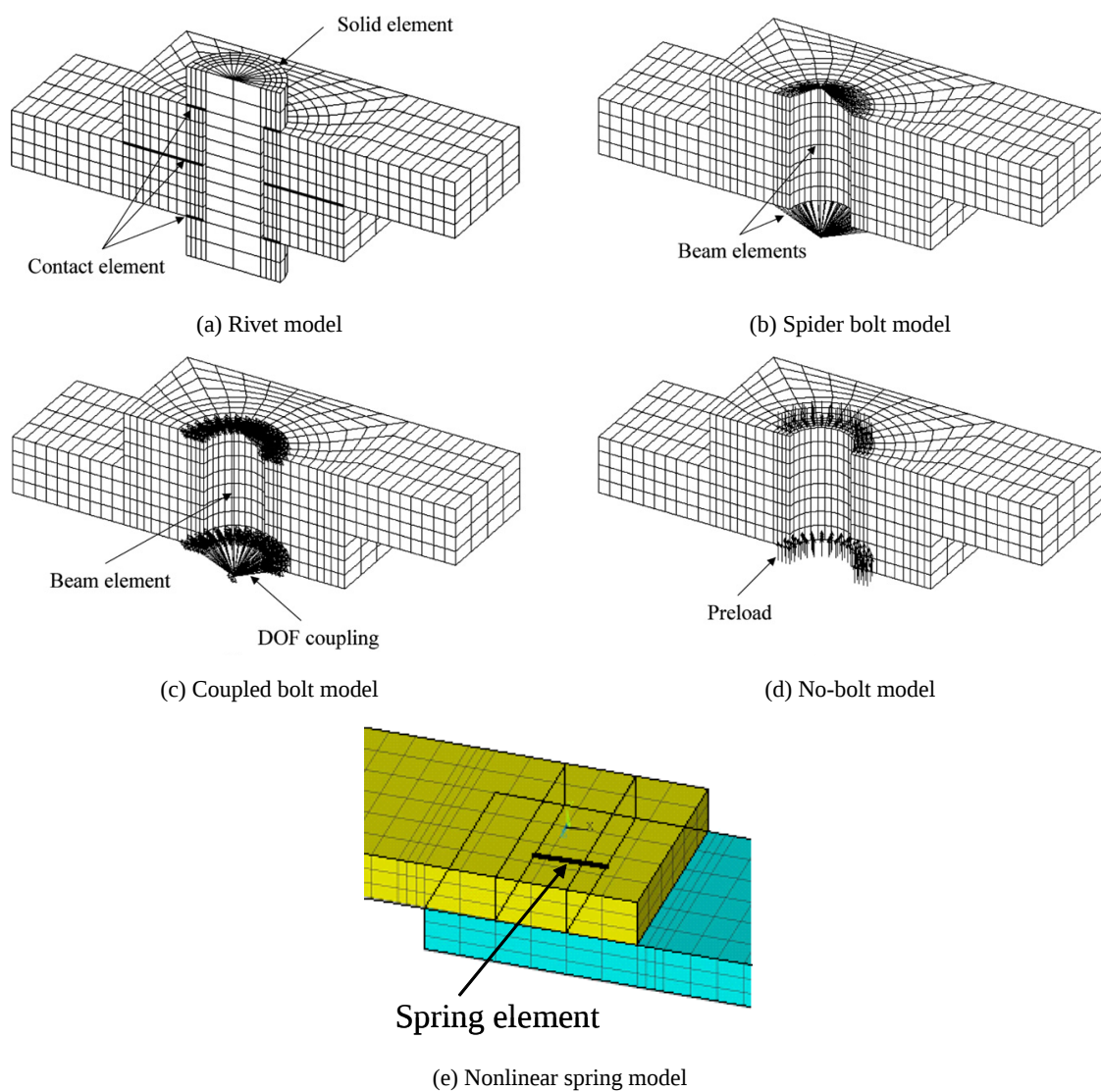


Fig. 6.2: Simple FE joint model [51, 52].

でモデル化し、その端部から座面に放射状に張られたビーム要素によりボルト頭とナットをモデル化したものである。(a)と比較して、座面の接触要素が省略されている。(c) カップルドボルトモデルは、(b)と同様にボルト軸をビーム要素でモデル化し、その端部と座面の自由度をカップリングしたモデルである。(d) ボルトなしモデルは、ボルト・ナットをモデル化せず、ボルト締結力に相当する圧力を座面に負荷したモデルである。(e) 非線形ばねモデルは、ボルト穴をモデル化せず、2 枚の被締結物を非線形ばね要素で連結したモデルである。

以上のようなモデル化手法により、計算効率は向上するものの、ビーム要素の剛性を実験結果等に合わせこむ必要があることや、挙動を再現できる荷重モードに限られる等の課題が残されている。それに対して、本研究で扱った荷重は軸直角方向外力に限られるものの、前節の展望のようにあらゆる力荷重モードに対応した特性を有する要素を作成することができれば、荷重モードの制限なく挙動を再現できるものとする。(a)～(e)の簡易モデル化手法に加え、ねじ山を考慮したモデルと本研究で提案する力学モデルに基づく簡易モデルの有効性を表 6.1 にまとめる。有効性として、前節に示した 4 つの荷重モードに対する剛性の再現可能性と、剛性の合わせこみを含めたモデル化の手間、そして計算コストを指標とした。(a) リベットモデルは、ねじ山モデルと比較して計算コストの削減が可能であるとともに、剛性の合わせこみを行う必要なく再現性も良好である。ただし、完全ねじ面すべりに伴う剛性の低下は再現されない。(b) スパイダーボルトモデルは、ねじ山モデルと比較して計算コストは大きく削減可能であるものの、締結部の剛性が再現されるようにボルト頭とナットの剛性を合わせこむ必要がある。(a)と同様に、完全ねじ面すべりに伴う剛性の低下は再現されない。(c) カップルドボルトモデルは、(b)と比較してボルト頭とナットを剛体とするため合わせこみの手間は省けるものの、再現性は劣る。(d) ボルトなしモデルは、ボルトの剛性が考慮されていないため、被締結物間が完全すべりに達する以前の挙動のみが再現可能である。(e) 非線形ばねモデルは、個々の荷重モードに対する再現性はあるものの、それらが複合した場合の挙動の再現は困難である。最後に、力学モデルに基づ

Table 6.1: Evaluation of the FE modeling of bolted joint (5 ranks).

Modeling	Reproductivity	Easiness of modeling	Computational time
Thread model	5	4	1
(a)Rivet model	4	5	2
(b)Spider bolt model	3	2	3
(c)Coupled bolt model	2	3	4
(d)No-bolt model	1	5	5
(e)Nonlinear spring model	3	1	4
Proposed model	5	3	4

く簡易モデルは、現状では完全ねじ面すべり以降のすべり変位を合わせこむ必要があるが、ねじ山モデルと同等の再現性を有する。また、被締結物間のすべり剛性もモデルに含めることが可能であるため、接触要素を使用する必要がない。したがって、計算コストは (b) 以下とすることが可能であるものとする。

最後に、従来の簡易モデルと本力学モデルにおける合わせこみの違いについて述べる。軸直角方向外力に対する挙動の再現を試みる場合、従来の簡易モデル化手法は、結果として得られる荷重変位関係の勾配が再現されるよう試行錯誤的にビーム要素等の剛性を設定するものであるといえる。それに対し、本力学モデルは荷重変位関係やゆるみ回転に至る本質的な力学的挙動を再現することに基づくものである。接触面の力学的挙動を得ることができるねじ山を考慮した FEM モデルを用いてパラメータを設定する場合には、図 3.17 に示した外力とねじ面の並進変位の関係や図 4.1 に示したトルクと回転角の関係より設定することが可能である。したがって、パラメータの設定方法は明確である。一方、接触面の力学的挙動を得ることが難しい実験結果を参考とする場合には、荷重変位関係とゆるみ回転角に基づいて合わせこむことになる。荷重変位関係の急勾配部には k_w のみが寄与し、緩勾配部には k_w と k_1^{thread} が寄与する。また、完全座面すべり時のねじ面の回転角には k_2^{thread} が、座面の回転角には $k_2^{bearing}$ が寄与することから、荷重変位関係の勾配や回転角とパラメータを一对一に対応付けることが可能である。したがって、本力学モデルにおいて、パラメータの合わせこみは機械的に行うことができるものである。実機に適用した場合の再現性を考えると、実験結果に基づいて設定を行うことが必要となる場合も多いと推測される。本研究においては 5.2.4 において山本ら [9] の実験結果による検証を行ったが、今後、多くの実験結果を用いて再現性の確認を行う必要がある。

6.2.3 動的挙動のモデル化

本研究ではボルト締結体の挙動を準静的なものとして扱ったが、作用する外力の振動数が大きい場合や外力が衝撃的に作用する場合には、荷重変位関係の勾配やゆるみ速度が変化することが予想される。一方、ボルト締結により、構造物の固有振動数や減衰比といった動特性が変化することが知られている。このような締結部の動特性は、接触面の剛性や減衰、および摩擦の動特性によって現れるものと考えられる。締結部を有する構造物の動特性のモデル化として、岸本ら [55] は Björklund [73] のモデルに基づく接触剛性と減衰を有限要素モデルの締結部に設定し、構造物の固有振動数と減衰比を評価した。福岡ら [56] は、Ostrovskii [86]、Back [87]、および Kirsanova [88] の提案に基づいて接触剛性を設定し、固有振動数を解析した。

衝撃荷重を受ける場合や外力の加速度が影響する場合のボルト締結体の回転ゆるみに関しては、これまで実験による研究 [21–25] が行われてきたが、静的な場合との違いやそのメカニズムに関する考察は十分にはされていない。この場合の回転ゆるみ挙動の力学モデルを構築するには、回転ゆるみ挙

動に対する動的な効果を定量的に明らかにした上で、接触面の動特性のモデル化を組み込む必要があるものとする。本研究で導入したすべりに関するパラメータに関しても、接触面に作用する加速度の大きさに応じた値の設定が必要になるものとする。

6.2.4 力学モデルの適用範囲

以上の検討より、本力学モデルの適用範囲をまとめると以下のようになる。まず、前項で述べたように、動的な挙動をモデル化するためには、まずはその場合のメカニズムの解明を行う必要がある。そのため、本力学モデルの適用は準静的な挙動とみなせる場合である。次に、締結力が大きい場合、ねじ部に発生する塑性域における応力の再配分による締結力の減少が発生する。この効果に関してもメカニズムの解明が進められている段階である。したがって、本力学モデルの適用は弾性域締付けの場合となる。また、実験においては接触面の性状が変化し、摩擦係数の変動が見られる場合があるが、現状その予測を行うことは非常に困難である。したがって、本力学モデルの適用は接触面の性状が大きく変化せず、摩擦係数が安定している場合となる。その他、5.2.3において検討を行ったボルト呼び径、グリップ長さ、ピッチ数、ピッチサイズについては範囲の制限はない。ただし、ボルト呼び径、ピッチサイズ、および摩擦係数に応じてパラメータを修正する必要がある。また、座金やゆるみ止めねじ部品が使用される場合に対しては、接触面の増加の効果やゆるみ止めのメカニズムを別途モデル化し、締結体挙動に反映させる必要がある。

付録A ボルト締結体のばね定数について

本研究では，ねじ面におけるボルト締結力の分布，ねじ面とボルト座面に発生する反作用モーメントの配分，ねじ面におけるすべり変位量，そしてゆるみ回転に対する締結力の減少量の計算において，従来提案されたはめ合いねじ部の弾性変形量の計算方法に基づくモデル化を行った．以下，ねじ山の弾性変形量の計算方法と荷重分担率の導出，軸方向変形に対するボルト締結体のばね定数の計算方法，そしてねじ面とボルト座面の傾きに対するばね定数の計算について解説する．

A.1 ねじ山の弾性変形と荷重分担率

ねじ山の弾性変形解析は Sopwith [76]，奥田 [77]，吉本 [78] 等によって行われた．ここでは，それらに基づく山本 [74, 79] の記述に従って計算手順を示す．

A.1.1 ねじ山の弾性変形

ボルト・ナット締結体において，被締結物の上にナットが位置する状態を図 A.1 の実線で示す．ボルト軸に引張り荷重 F_s を作用させたとき，ボルト軸およびナットは破線のように変形し，ボルト軸が δ_s だけ変位したものとす．変位 δ_s は，おねじとめねじに生じる図 A.2 に示す弾性変形を合計したものと考えられる．ねじ面を台形断面のはりに置き換え， $y = c$ の位置にねじ面に垂直に単位幅当たり w なる力が作用するとしたときの，各要因による x 方向変位を以下に示す．

(1) 曲げによるたわみ δ_1

単位幅あたりの法線方向力 w を x 方向分力と y 方向分力とに分解すると，それぞれ $w \cos \alpha_1$ および $w \sin \alpha_1$ となる．ねじ山の付け根回りに生じる曲げモーメントによって図 A.2(a) の破線のようにはり

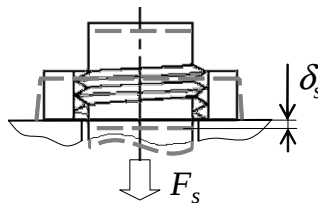


Fig. A.1: Axial displacement δ_s developed in the engaged thread due to axial load F_s .

が変形したとき，力の作用点（ $y = c$ ）で生じるたわみ δ_1 は次式で与えられる．

$$\delta_1 = (1 - \nu^2) \frac{3w \cos \alpha_1}{4E} \left[\left\{ 1 - \left(2 - \frac{b}{a} \right)^2 + 2 \ln \left(\frac{a}{b} \right) \right\} \frac{1}{\tan^3 \alpha_1} - 4 \left(\frac{c}{a} \right)^2 \tan \alpha_1 \right] \quad (\text{A.1})$$

E は縦弾性係数， ν はポアソン比である． $(1 - \nu^2)$ の係数は，台形はりの変形を平面ひずみ問題として扱ったことによるものである．

(2) せん断力による変位 δ_2

任意の断面におけるせん断応力の分布を放物線と仮定し，変形が図 A.2(a) の破線のように生じるものとすれば，力の作用点における変位 δ_2 は次式で与えられる．

$$\delta_2 = (1 + \nu) \frac{6w \cos \alpha_1}{5E} \frac{1}{\tan \alpha_1} \ln \left(\frac{a}{b} \right) \quad (\text{A.2})$$

(3) 付け根の傾きによる変位 δ_3

ねじ山に作用する曲げモーメント $cw \cos \alpha_1 - (b/2)w \sin \alpha_1$ によって，付け根の面が図 A.2(b) の破線で示されるように傾く．この傾きによって力の作用点に発生する変位 δ_3 は次式で与えられる．

$$\delta_3 = (1 - \nu^2) \frac{12c}{\pi E a^2} w \cos \alpha_1 \left(c - \frac{b}{2} \tan \alpha_1 \right) \quad (\text{A.3})$$

(4) 付け根のせん断変形による変位 δ_4

ねじ山の付け根に $w \cos \alpha_1 / a$ なるせん断応力が一様に分布していると仮定すると，このせん断変形による付け根の x 方向変位は次式の右边で与えられる．はりは x 方向に平行移動するため，これは力の作用点の変位 δ_4 に一致する．

$$\delta_4 = (1 - \nu^2) \frac{2w \cos \alpha_1}{\pi E} \left\{ \frac{P}{a} \ln \frac{P + \frac{a}{2}}{P - \frac{a}{2}} + \frac{1}{2} \ln \left(4 \frac{P^2}{a^2} - 1 \right) \right\} \quad (\text{A.4})$$

P はねじのピッチである．

(5) 半径方向の拡大，収縮による変位 δ_5

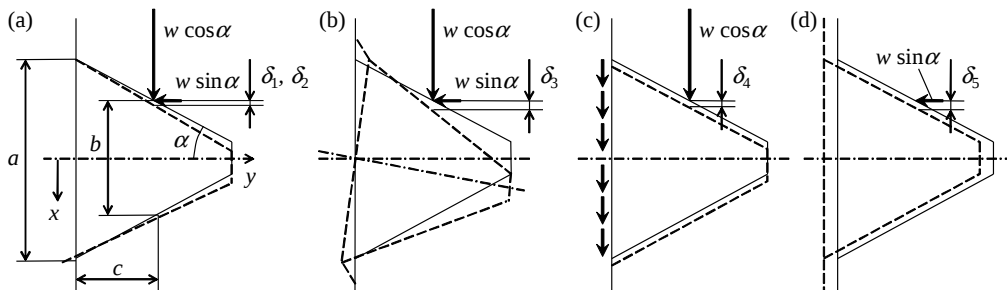


Fig. A.2: Axial displacement factors caused on engaged thread.

ねじ山に作用する力 w の半径方向分力 $w \sin \alpha_1$ によって，ボルトは半径方向に収縮し，ナットは拡大する．それぞれによるねじ面上の軸方向変位を，圧肉円筒の理論を適用して計算する．ボルトは有効径 d_p を外径とする中実円筒，ナットは外形 D_0 ，内径 d_p なる中空円筒と考える．境界面において，ボルトには単位面積当たり $\pi d_p w \sin \alpha_1 / \pi d_p P$ すなわち $(w/P) \sin \alpha_1$ なる外圧，ナットにはそれと同じ内圧が作用するものとして，境界面におけるそれぞれの半径方向変位 u_b ， u_n を求める．ボルト，ナットの縦弾性係数およびポアソン比をそれぞれ E_b ， E_n ，および ν_b ， ν_n とすると，

$$u_b = (1 - \nu_b) \frac{w}{2E_b} \frac{d_p}{P} \sin \alpha_1 \quad (\text{A.5})$$

$$u_n = \left(\frac{D_0^2 + d_p^2}{D_0^2 - d_p^2} + \nu_n \right) \frac{w}{2E_n} \frac{d_p}{P} \sin \alpha_1 \quad (\text{A.6})$$

を得る．したがって，おねじ面における軸方向変位 δ_{5b} ，およびめねじ面における軸方向変位 δ_{5n} は次式で与えられる．

$$\delta_{5b} = u_b \tan \alpha_1 = (1 - \nu_b) \frac{\tan^2 \alpha_1}{2} \frac{d_p}{P} \frac{w \cos \alpha_1}{E_b} \quad (\text{A.7})$$

$$\delta_{5n} = u_n \tan \alpha_1 = \left(\frac{D_0^2 + d_p^2}{D_0^2 - d_p^2} + \nu_n \right) \frac{\tan^2 \alpha_1}{2} \frac{d_p}{P} \frac{w \cos \alpha_1}{E_n} \quad (\text{A.8})$$

以上で求めた変位を，おねじとめねじそれぞれについて合計して次式のようにおく．

$$\begin{cases} \delta_b = \delta_{1b} + \delta_{2b} + \delta_{3b} + \delta_{4b} + \delta_{5b} = \frac{k_b}{E_b} w \cos \alpha_1 \\ \delta_n = \delta_{1n} + \delta_{2n} + \delta_{3n} + \delta_{4n} + \delta_{5n} = \frac{k_n}{E_n} w \cos \alpha_1 \end{cases} \quad (\text{A.9})$$

A.1.2 荷重分担率

次に，図 A.3 に示すようなめ合いねじ部に作用するボルト締結力の分布を考える．ナット頂面の位置を原点とし，頂面から x の位置にある軸直角断面に作用する軸力を F とすると， x の位置におけるボルトの伸び ϵ_b およびナットの縮み ϵ_n は次式で与えられる．

$$\begin{cases} \epsilon_b = \int_0^x \frac{F}{A_b E_b} dx \\ \epsilon_n = \int_0^x \frac{F}{A_n E_n} dx \end{cases} \quad (\text{A.10})$$

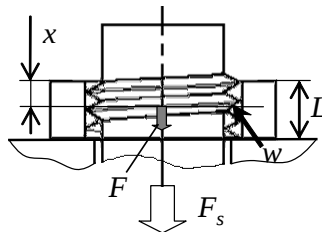


Fig. A.3: Axial tension F exerted in the cross section at the distance x from nut top surface.

ただし， A_b および A_n は，ボルトおよびナットの軸直角断面積である．

ここで， x と $x + dx$ との間にあるねじ山に作用する軸力を dF とすると，

$$w \cos \alpha_1 \frac{dx}{\tan \beta} = dF \quad (\text{A.11})$$

が成り立つ．これより，

$$w \cos \alpha_1 = \frac{dF}{dx} \tan \beta \quad (\text{A.12})$$

となる．これを式 (A.9) に代入すると，次式が得られる．

$$\begin{cases} \delta_b = \frac{k_b}{E_b} \tan \beta \frac{dF}{dx} \\ \delta_n = \frac{k_n}{E_n} \tan \beta \frac{dF}{dx} \end{cases} \quad (\text{A.13})$$

ϵ_b , ϵ_n , δ_b , δ_n の間には，

$$(\epsilon_b + \epsilon_n)_{x=x} = (\delta_b + \delta_n)_{x=x} - (\delta_b + \delta_n)_{x=0} \quad (\text{A.14})$$

なる関係があるから，上式に式 (A.10) と式 (A.13) を代入して x について微分すると次式が得られる．

$$\frac{d^2 F}{dx^2} = \lambda^2 F \quad (\text{A.15})$$

ただし，

$$\lambda = \sqrt{\frac{\frac{1}{A_b E_b} + \frac{1}{A_n E_n}}{\left(\frac{k_b}{E_b} + \frac{k_n}{E_n}\right) \tan \beta}} \quad (\text{A.16})$$

上式を境界条件 $F(0) = 0$ および $F(L) = F_b$ の下で解くと，頂面から x の位置にある軸直角断面に作用する軸力 F は次式のように得られる．

$$\frac{F}{F_b} = \frac{\sinh \lambda x}{\sinh \lambda L} \quad (\text{A.17})$$

A.2 軸方向変形に対するボルト締結体のばね定数

ゆるみ回転によるボルト締結力の減少量は，軸方向変形に対する締結体のばね定数によって決まる．本研究では，ボルト・ナットのばね定数として沢ら [61] によって提案された式を，被締結体のばね定数として Lori らによって提案された式 [75] を用いた．以下，それらの式を用いたばね定数の計算法を山本 [80] の記述に従って説明する．

A.2.1 ボルト・ナットのばね定数

図 A.4 に，グリップ長さ l の状態にあるボルト・ナット系を示す．ボルト頭およびナットそれぞれの座面（外形 d_w ，内径 d_h ）に，一様に分布する面圧として軸方向の荷重 F_s が作用したとき，グリップ長さが平均的に Δl だけ拡大するものと考えると，ボルト・ナット系の引張りばね定数は，

$$C_b = \frac{F_s}{\Delta l} \quad (\text{A.18})$$

で定義される．

図 A.4 に示したボルト・ナット系において，引張りばね定数 C_b に関係する変形は 4 つに分けられ，それぞれの変形に対する引張りばね定数を用いて C_b を求めることができる．以下，それぞれの引張りばね定数の計算方法を示す．

(a) ボルト円筒部の引張り変形に対するばね定数 K_g

ボルト材料の縦弾性係数を E_b ，ボルト円筒部の長さを l_g ，ボルト円筒部の断面積を A_g とすると，材料力学の式よりばね定数 K_g は次式で表される．

$$K_g = \frac{E_b A_g}{l_g} \quad (\text{A.19})$$

(b) 遊びねじ部の引張り変形に対するばね定数 K_t

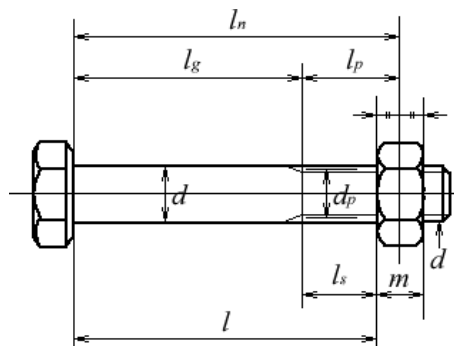


Fig. A.4: A bolt-nut system to calculate the spring constant.

グリップ長さ内にある遊びねじ部の長さを l_s , 有効断面積を A_s とすると , 材料力学の式よりばね定数 K_t は次式で表される .

$$K_t = \frac{E_b A_s}{l_s} \quad (\text{A.20})$$

(c) ボルト頭の変形に対するばね定数 K_b

ボルト軸部をボルト穴に挿入し , ボルト頭を上にして被締結物の上に置いた状態を図 A.5 の実線で示す . ボルト軸に引張り荷重 F_s を作用させたとき , ボルト頭は破線のように変形する . 沢ら [61] は , この弾性変形を三次元弾性論を用いて解析し , ボルト座面の平均変位 δ_b を求めた . これより , ばね定数は近似的に次式で表されることを提案した .

$$K_b = \frac{E_b A_N}{0.6d} \quad (\text{A.21})$$

A_N は , 呼び径 d を直径とする円の面積である .

(d) はめ合いねじ部の変形に対するばね定数 K_s

ボルト締結力 F_b が作用すると , ボルトは $(\epsilon_b)_{x=L}$ だけ伸び , ナットは $(\epsilon_n)_{x=L}$ だけ縮む . また , はめ合いねじ部はナット頂面において $(\delta_b + \delta_n)_{x=0}$ だけ変位し , ナット座面において $(\delta_b + \delta_n)_{x=L}$ だけ変位する . これらのうち , はめ合いねじ部のばね定数としてはナット座面位置が締結力 F_b によってどれだけ変位するかを考えればよい . したがって ,

$$K_s = \frac{F_b}{(\delta_b + \delta_n)_{x=L}} \quad (\text{A.22})$$

が成り立つ . 上式に式 (A.9) , 式 (A.12) , および式 (A.17) を代入すると , はめ合いねじ部の変形に対するばね定数 K_s は次式で得られる .

$$K_s = \frac{1}{\left(\frac{k_b}{E_b} + \frac{k_n}{E_n} \right) \lambda \frac{\cosh \lambda L}{\sinh \lambda L} \tan \beta} \quad (\text{A.23})$$

以上で求めた 4 つのばね定数 K_g , K_t , K_b , K_s を用いて , ボルト・ナットのばね定数 C_b は次式

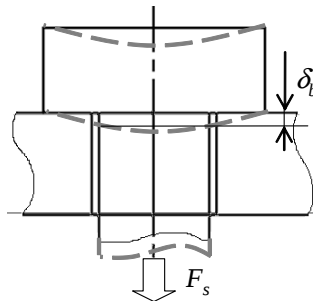


Fig. A.5: Axial displacement δ_b of the bolt head due to axial load F_s .

で与えられる．

$$\frac{1}{C_b} = \frac{1}{K_g} + \frac{1}{K_t} + \frac{1}{K_b} + \frac{1}{K_s} \quad (\text{A.24})$$

A.2.2 被締結物のばね定数

外径 D_c , 内径 d_h , 長さ $l/2$ なる 2 個の中空円筒を同軸に重ねて被締結物とし , ボルト・ナットで締結力 F_s で締め付けた状態を考える . このとき , 被締結物の両端面上でボルト頭およびナットの負荷座面が接触する外径 d_w , 内径 d_h なる環状面に一様に分布する面圧が作用するものとし , 座面間距離が平均的に ϵ_c だけ縮小するものとするれば , 被締結物の圧縮ばね定数は ,

$$C_c = \frac{F_s}{\epsilon_c} \quad (\text{A.25})$$

で定義される .

平板の被締結物内部における軸方向応力の発生域は図 A.6(a) の破線で示すような軸対称形状であると考えられ , 軸直角断面における分布は , 座面部を除いて , 縦ハッチングで示すように半径の増加とともに減少し , 応力発生域の外縁でゼロとなると考えられる . 一方 , 太円筒の被締結物内部における応力発生域は , 図 A.6(b) に示すように , 太円筒の外形 D_c に等しい円筒と , 破線で示すような軸対称形状から成ると考えられる .

上記の応力発生域を念頭において , 被締結物の圧縮ばね定数を近似的に計算するために , 図 A.6 中に二点鎖線で描いた等価モデルを考える . 平板の場合には , 図 A.6(a) に示すように座面円環を頂面とする半頂角 γ なる有孔円錐台を考える . 太円筒の場合には , 図 A.6(b) に示すように応力発生域の円筒部と同じ長さを持つ有効円筒と , 座面円環を頂面とする半頂角 γ なる有孔円錐台を考える . 等価モデル

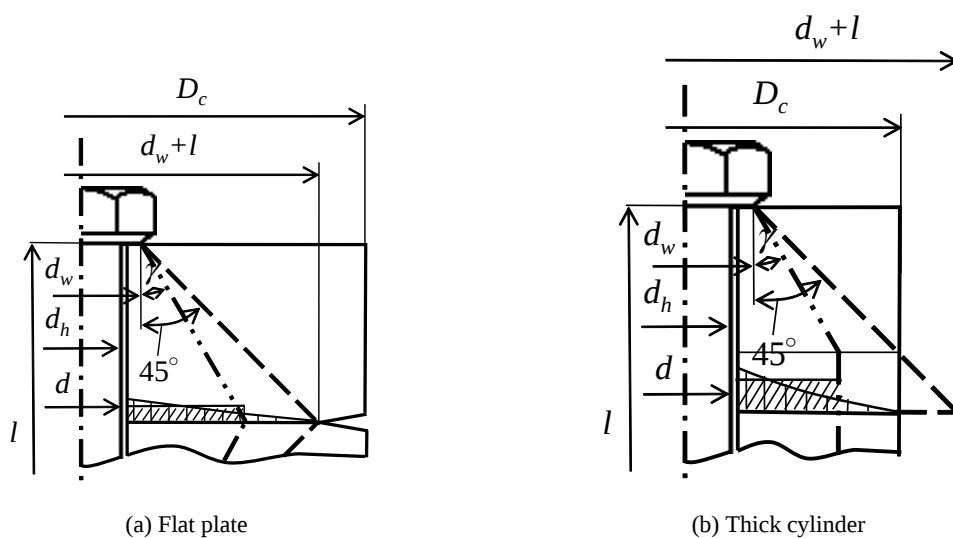


Fig. A.6: Region where axial stress develops in the clamped components and equivalent model.

ルの軸直角断面では，図中に斜線のハッチングで示したように軸方向応力の分布は一様であり，それに断面積を掛けて得られる軸力は，どの断面においてもボルト締結力 F_s に等しい．

図 A.7(a) に示す平板の場合において，有効円錐台状の等価モデルの頂面から y なる位置に外径 x ，内径 d_h ，厚さ dy なる環状円板を考える．この環状円板の厚さ方向のコンプライアンス（ばね定数の逆数） $d\delta$ は，被締結物の縦弾性係数を E_c とすると，

$$d\delta = \frac{dy}{(\pi E_c / 4)(x^2 - d_h^2)} \quad (\text{A.26})$$

で示される．一方， x と y の間には $x = d_w + 2y \tan \gamma$ なる関係があるから，これを微分すると $dy = dx / (2 \tan \gamma)$ が得られる．この dy を上式に代入すると，次式が得られる．

$$d\delta = \frac{2}{\pi E_c \tan \gamma} \left(\frac{dx}{x^2 - d_h^2} \right) \quad (\text{A.27})$$

この式を x について d_w から $d_w + l \tan \gamma$ まで積分して 2 倍すると等価モデルのコンプライアンス δ_c を表す式となる． δ_c の逆数がばね定数であるから，等価モデルのばね定数 C_c は次式で得られる．

$$\begin{aligned} \frac{1}{C_c} &= \frac{4}{\pi E_c \tan \gamma} \int_{d_w}^{d_w + l \tan \gamma} \frac{dx}{x^2 - d_h^2} \\ &= \frac{2}{\pi E_c \tan \gamma d_h} \ln \frac{(d_w + d_h)(d_w + l \tan \gamma - d_h)}{(d_w - d_h)(d_w + l \tan \gamma + d_h)} \end{aligned} \quad (\text{A.28})$$

図 A.7(b) に示す太円筒の場合，等価モデルのコンプライアンスは，底面外径 D_n なる二つの有効円錐台のコンプライアンスと，外径 D_n ，長さ $l - (D_n - d_w) / \tan \gamma$ なる有効円筒のコンプライアンスとの

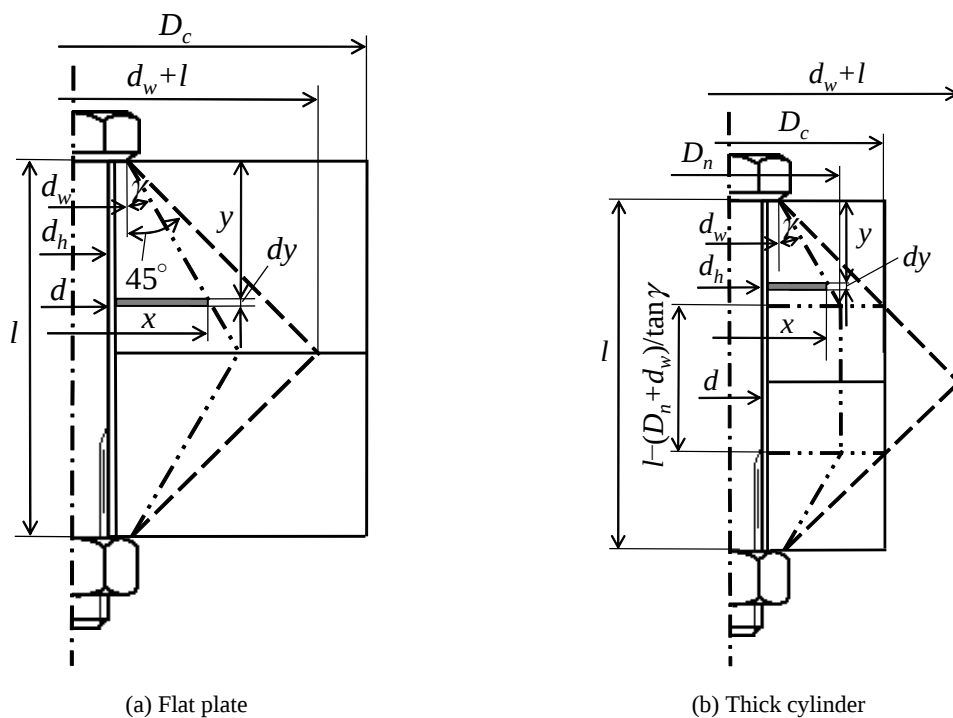


Fig. A.7: Approximation of compression spring constant by an equivalent model.

和として示される．

$$\begin{aligned} \frac{1}{C_c} &= \frac{4}{\pi E_c \tan \gamma} \int_{d_w}^{D_n} \frac{dx}{x^2 - d_h^2} + \frac{4}{\pi E_c (D_n^2 - d_h^2)} \left(l - \frac{D_n - d_w}{\tan \gamma} \right) \\ &= \frac{2}{\pi E_c \tan \gamma} \left[\frac{1}{d_h} \ln \frac{(d_w + d_h)(D_n - d_h)}{(d_w - d_h)(D_n + d_h)} + 2 \frac{d_w + l \tan \gamma - D_n}{D_n^2 - d_h^2} \right] \end{aligned} \quad (\text{A.29})$$

式 (A.28) および式 (A.29) に含まれる $\tan \gamma$ については，ばね定数の計算結果が実験結果等に一致するように設定する必要がある．Lori らは，有限要素解析結果に基づいて， $\tan \gamma$ を次式で近似した [75]．

$$\tan \gamma = 0.326 + 0.032 \ln \frac{l}{2d_w} + 0.153 \ln \frac{D_c}{d_w} \quad (\text{A.30})$$

A.3 曲げ変形に対するばね定数

ボルト座面とねじ面に発生する反作用モーメントの配分は，それらの傾きに対する剛性に依存するものと考えられる．本研究では，ボルト頭とはめ合いねじ部の曲げ変形に対するばね定数を用いてモーメントの配分を表すこととした．ボルト頭のばね定数 K_b については，式 (A.21) に示した軸方向変形に対するばね定数 K_b を曲げ変形に対して修正した式を用いる．はめ合いねじ部のばね定数 K_s については，曲げモーメントを受ける締結体のねじ山の変形を求めた大滝 [63] の手法を用いる．以下， K_b と K_s の計算方法を説明する．

(a) ボルト頭の曲げ変形に対するばね定数 K_b

式 (A.21) において，呼び径 d を直径とする円の面積 A_N を断面二次モーメント I_N に置き換えることによって得られる．

$$K_b = \frac{E_b I_N}{0.6d} \quad (\text{A.31})$$

(b) はめ合いねじ部の曲げ変形に対するばね定数 K_s

図 A.8 に示すように，ボルト締結体に曲げモーメント M_0 が作用する場合を考える．ナット座面を原点とし，座面から z の位置における軸直角断面を考える．ボルトに曲げモーメント M_0 が作用したとき，断面 A は A' のように変形する．このとき，ナット谷径における z 方向変位を $\xi_n(z)$ ，ボルト谷径における z 方向変位を $\xi_b(z)$ とおくと，ボルト・ナットの相対変位 $\delta(z)$ は次式で表される．

$$\delta(z) = \xi_b(z) - \xi_n(z) \quad (\text{A.32})$$

図 A.8 に示した z 断面におけるモーメントのつり合いより次式が成り立つ．

$$M_n + \frac{dM_n}{dz} dz - M_n = -\frac{dz}{P} \int_0^{2\pi} w \frac{d_e}{2} \cos \frac{d_e}{2} d\theta \quad (\text{A.33})$$

ただし， M_n は z 断面においてナットに作用する曲げモーメントである．ここで， w は $w = w_{\max} \cos \theta$ なる分布をしているものと考えられるので，上式に代入して w を求めると，

$$w = -\frac{4P}{\pi d_e^2} \frac{dM_n}{dz} \cos \theta \quad (\text{A.34})$$

ここで，式 (A.40) を式 (A.35) に代入すると，

$$\delta(z) = \left(\frac{k_b}{E_b} + \frac{k_n}{E_n} \right) \frac{4P\lambda \cosh \lambda(L-z)}{\pi d_e^2 \sinh \lambda L} M_0 \cos \theta \quad (\text{A.41})$$

これより，座面 ($z = 0$) における最大変位 ($\theta = 0$) は，

$$\delta(0)_{\theta=0} = \left(\frac{k_b}{E_b} + \frac{k_n}{E_n} \right) \frac{4\lambda \cosh \lambda L}{d_e^2 \sinh \lambda L} M_0 \tan \beta \quad (\text{A.42})$$

と得られる．したがって，座面の傾きは，

$$\gamma = \frac{\delta(0)_{\theta=0}}{d_e/2} = \left(\frac{k_b}{E_b} + \frac{k_n}{E_n} \right) \frac{8\lambda \cosh \lambda L}{d_e^2 \sinh \lambda L} M_0 \tan \beta \quad (\text{A.43})$$

となるから，はめ合いねじ部の曲げ変形に対するばね定数 K_s は次式で求められる．

$$K_s = \frac{M_0}{\gamma} = \frac{1}{\left(\frac{k_b}{E_b} + \frac{k_n}{E_n} \right) \frac{8\lambda \cosh \lambda L}{d_e^2 \sinh \lambda L} \tan \beta} \quad (\text{A.44})$$

付録B 三次元有限要素法解析による皿ばね座金のゆるみ止め性能評価

ボルト締結体のゆるみ対策として、これまでに様々なゆるみ止め部品が開発され、使用されてきた。しかし、それらの中で、効果を発揮する条件が限定的であるものも少なくない。皿ばね座金も、ゆるみ止め性能を有するものと考えられ、幅広く使われている。しかし、山本ら [81]、および酒井 [82] によって行われた軸直角方向外力によるゆるみ試験における結果では、皿ばね座金のゆるみ止め性能は常に期待されるものではないことが示されている。

一方、ねじのゆるみについては、ねじ山のらせん形状を考慮した三次元有限要素モデルにより再現することが可能となっており、これまでにダブルナット締結法 [37]、フランジナット、平座金 [38] 等のゆるみ止め部品の効果について検証が行われてきた。本報では三次元有限要素法によるゆるみ解析手法を皿ばね座金を有する M10 ボルト締結体に適用し、そのゆるみ止め性能とメカニズムを検証する。ボルト締結力による皿ばね座金単体のばね特性の変化とゆるみ止め性能の変化の関係を調べるために、2 種類のボルト締結力を設定した。締結力小 (10kN) の場合は皿ばね座金が完全には圧縮されていない状態に相当し、締結力大 (20kN) の場合は皿ばね座金が完全に圧縮されている状態に相当する。有限要素解析結果より、締結力大の場合には明確なゆるみ止め性能は見られなかった。一方、締結力小の場合には、相反する二つの効果が表れた。一方はナットのゆるみ回転を促進する効果であり、他方はボルト締結力の減少を抑制する効果である。完全座面すべりによるゆるみの場合には後者の効果が前者よりも大きいためにゆるみ止め性能が見られた。しかし、微小座面すべりによるゆるみの場合には、両者の効果は相殺され、ゆるみ止め性能は見られなかった。皿ばね座金を用いた場合には、ナット座面における摩擦トルクの等価直径が小さくなるとともに固着領域が小さくなるため、ゆるみ回転が促進されたものとする。

B.1 緒言

ボルト・ナット締結は、取付け・取外しの容易さと低価格のために幅広く使用されている。しかし、ゆるみの問題は現在もなお課題として残っており、ゆるみに起因した事故が数多く報告されている。ゆるみ対策として、ボルト締結部には様々なゆるみ止め部品が使用されている。平座金、ばね座金等の座金類もゆるみ止め効果を期待して古くから産業界で使用されてきたが、実験による検証により、回

転ゆみに対する効果が表れる場合は限られることが示されている [81]，および酒井 [82]．

ボルト締結体のゆみについては，ねじ山のらせん形状を考慮した三次元有限要素法解析により再現することが可能となっている．筆者らは，ボルト締結体に軸直角方向外力が作用する場合のゆみについて解析を行い，山本・賀勢ら [9] による並進すべりのゆみ試験と良い一致を得た [29]．また，賀勢ら [16]，Pai ら [28] によって提案された座面すべり以前に生じる微小なゆみ（微小座面すべりに起因するゆみ）のメカニズムについても明らかにし，座面すべりが生じる外力の 50～60 % の外力で微小なゆみが発生することを明らかにした [31]．この解析手法を用いて，ゆみ止め部品の効果についても検証を行うことが可能である．平座金の完全座面すべりによるゆみの発生・進展については，平座金を用いない場合と同等の挙動を示し，微小座面すべりによるゆみについては，ゆみの発生外力が小さく，ゆみ速度は大きいことから，負の効果があることを示した [38]．また，ばね座金については，座面すべりを生じる以前の段階で角を支点とした回転を生じるために，完全座面すべり発生以前にも大きなゆみ回転が発生することを示した [39]．

本報では三次元有限要素法によるゆみ解析手法を用いて，平座金，ばね座金と同様に広く使用されている皿ばね座金のゆみ止め効果について，理論的な検証を行う．

B.2 解析手法

ボルト締結体のゆみは，被締結物に軸直角方向の外力が作用する場合に最も発生しやすいと考えられる．この条件でのゆみを扱う研究では，被締結物間に転動体（ころ）を挟むことで摩擦を低減した，Junker 式試験機が広く用いられてきた [7]．本研究では有限要素法解析において Junker 式試験機をモデル化し，軸直角方向外力によるゆみの進行の様子から，皿ばね座金の効果を検証する．有

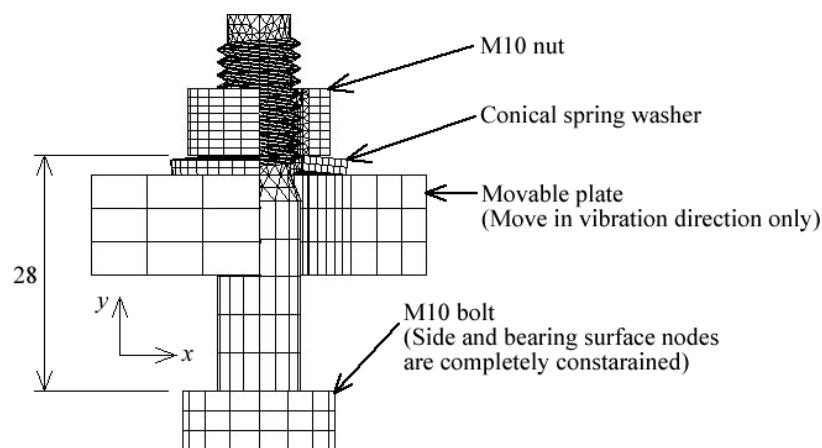


Fig. B.1: Finite elemtn model of bolted joint using a conical spring washer subjected to a transverse load. (1/4 of nut, washer, and clamped component are visually removed.)

限要素モデルを図 B.1 に示す．解析ソフトとして ANSYS10.0 を使用する．対象は M10 の締結体で，ねじ山のらせん形状を考慮したモデルである．ねじ山寸法は 6H/6g（はめあい区分“中”）の交差域の中央とする．ただし，本解析は詳細な応力解析を目的としないため，ねじ谷底の丸み等の詳細な形状は考慮していない．皿ばね座金は，JIS B1251 に規定される 1 種軽荷重用をナット座面下に配置した．皿ばね座金単体の圧縮特性を図 B.2 に示す．皿ばね座金のばねとしての特性が表れる 10kN 以下の領域においては計算式 [83] より予測される特性と FEM 結果は良く一致することが分かる．全たわみ（0.5mm）に達すると，急激に剛性は大きくなり平座金と同様の特性を示す．試験機においては可動板と固定板の間の摩擦は無視できると考えられるため，被締結物は可動板の一部のみをモデル化し，可動板下面の軸方向変位を拘束する．軸直角方向外力として，端面に変位，もしくは力荷重を作用させる．

ねじ面，ナット座面-座金間，可動板-座金間においては，接触を考慮するために，接触要素を設定する．接触要素として，三次元物体間の面-面接触を扱うことができ，クーロン摩擦を考慮することのできる TARGE170 と CONTA174 の組を使用する．接触アルゴリズムとしてペナルティ法を用いる．ボルト締結力は，被締結物と皿ばね座金を初期干渉させることで発生させる．図 B.2 に示したボルト締結力による皿ばね座金単体のばね特性の変化とゆるみ止め性能の変化の関係を調べるために，2 種類のボルト締結力を設定した．締結力小（10kN）の場合は皿ばね座金が完全には圧縮されていない状態に相当し，締結力大（20kN）の場合は皿ばね座金が完全に圧縮されている状態に相当する．材料特性は，すべての構成要素について，ヤング率 205GPa，ポアソン比 0.3，接触面摩擦係数 0.15 とする．摩擦係数は，過去に行われた実験における潤滑条件を代表する値として設定した．解析は準静的解析とし，幾何学的非線形を考慮した弾性解析である．

作用させる軸直角方向外力については，可動板端面に強制変位を与え，完全座面すべりの状態とな

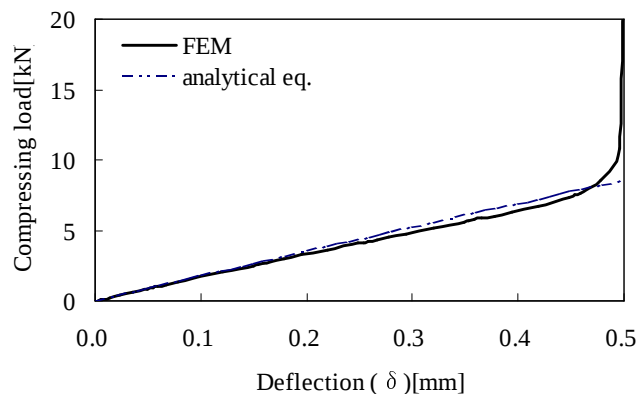


Fig. B.2: Deflection-force relation of conical spring washer.

る場合、および完全座面すべりの発生よりも小さな力荷重の作用により微小座面すべりの状態となる場合を扱い、ゆるみの進行について皿ばね座金がない場合との比較を行う。皿ばね座金がない場合については、皿ばね座金がある場合とボルトとナットの座面間距離が等しくなるように被締結物の位置を設定した。ゆるみの進行の評価に関しては、ナットの回転角からボルトのねじれ角を引いたゆるみ回転角と、ボルト締結力の減少量を用いて行う。

B.3 解析結果

B.3.1 荷重変位関係と接触状態変化

初期締結力を 10kN として、可動板端面に $\pm 0.3\text{mm}$ の並進変位を作用させて完全座面すべりを発生させた場合における、並進変位と並進力の関係を図 B.3 に示す。比較のために皿ばね座金を用いない場合の結果を併せて示す。両方の場合において、並進力が 1500N（初期締結力 10kN $\times$ 摩擦係数 0.15）

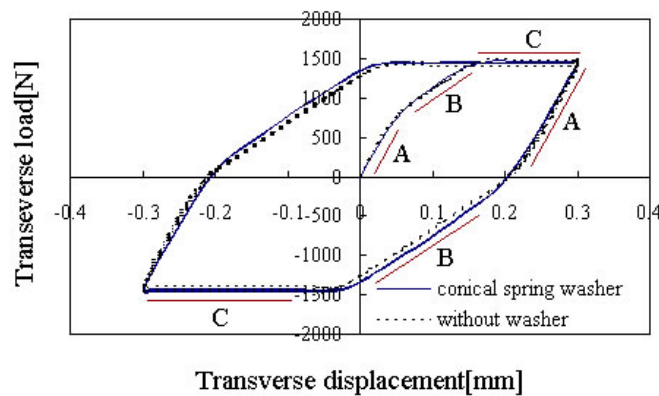


Fig. B.3: Relation between transverse displacement and load.

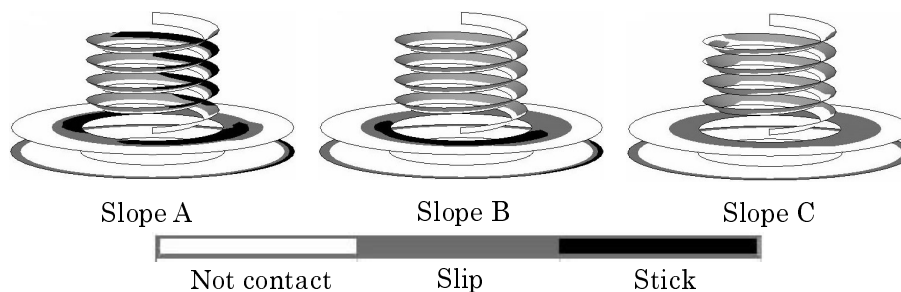


Fig. B.4: variation in contact state during loosening process in the case of a small bolt tension (10kN).

に達すると完全座面すべりが発生することが分かる．曲線は A～C の 3 つの傾きから成るが，本解析では，両方の場合においてボルトとナットの座面間距離が等しくなるように設定したため，曲線の勾配に差は見られない．

図 B.3 に示した曲線の各勾配における，各接触面の接触状態を図 B.4 に示す．A（急勾配部）では，ナット座面およびねじ面の一部ですべりが生じ，可動板-座金間は固着している．そして，B（緩勾配部）では，ねじ面で完全すべりの状態となり，C（平坦部）では，ナット座面においても完全すべりの状態となっていることが分かる．

B.3.2 完全座面すべりによるゆるみの進行

初期締結力を 10kN とした場合，および 20kN とした場合の，振動周期に対するナットのゆるみ回転の進行の様子，及び軸力低下の様子を図 B.5 に示す．ボルト締結力が 20kN の場合の可動板並進変位量は $\pm 0.4\text{mm}$ として完全座面すべりを発生させた．図 B.5(a) より，締結力が 10kN の場合には，皿ばね座金を用いた場合の方がゆるみ回転は大きいことが分かる．第 3 周期におけるゆるみ角は，皿ばね座金を用いた場合が 0.26° であるのに対して，皿ばね座金を用いない場合は 0.21° である．一方，締結力の減少量に関しては，皿ばね座金を用いた場合の方が小さいことが分かる．第 3 周期における軸力低下量は，皿ばね座金を用いた場合が 81N であるのに対して，皿ばね座金を用いない場合は 242N である．

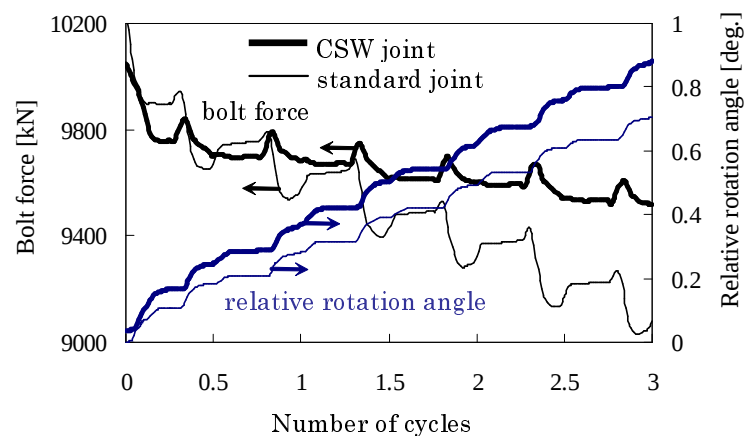
図 B.5(b) より，初期締結力が 20kN の場合には，ゆるみ回転角，軸力低下量とも，皿ばね座金の有無による差は小さいことが分かる．軸力低下量については，皿ばね座金を用いない場合に振動初期における低下が見られるが、その後の低下量は皿ばね座金を用いる場合と同等である．皿ばね座金を用いた場合と用いない場合の第 3 周期におけるゆるみ角は，それぞれ， 0.36° ， 0.36° ，軸力低下量はそれぞれ，406N，426N である．

B.4 微小座面すべりによるゆるみの進行

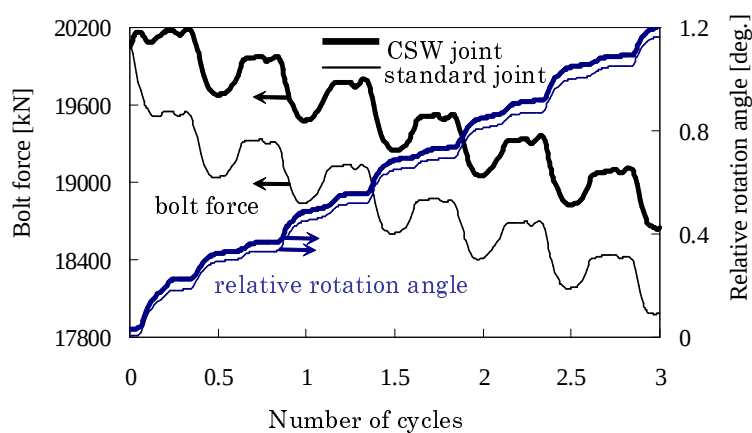
外力が座面の摩擦力に達すると完全座面すべりが発生するが，それ以下の外力でも，座面に微小なすべりが発生することによりゆるみが起こることが実験により示されている．微小座面すべりによるゆるみに対する皿ばね座金の効果を調べるために，様々な外力を設定して解析を行った．

軸直角方向外力とゆるみ回転角の関係，および軸直角方向外力と締結力の減少量の関係を図 B.6 に示す．横軸は座面の摩擦力 F_{cr} （摩擦係数 0.15 と軸力 10kN の積）で外力 F を規格化した値（ F/F_{cr} ），縦軸は 20 周期経過時のゆるみ回転速度である．図 B.6(a)(b) に示す締結力が 10kN の場合には，完全座面すべりが発生する場合と同様に，皿ばね座金を用いた場合の方がゆるみ回転角は大きいことが

分かる．しかし，ボルト締結力の減少量の差は小さい．一方，B.6(c)(d) に示す締結力が 20kN の場合には，ゆるみ回転角，締結力の減少量ともに両者の差は小さいことが分かる．また，ゆるみが発生させる臨界外力については，締結力小（10kN），締結力大（20kN）ともに，皿ばね座金の有無によらず $F/F_{cr}=0.4 \sim 0.5$ である．したがって，皿ばね座金にはゆるみの発生を抑制する効果はないといえる．



(a) Case of small bolt tension (10kN)

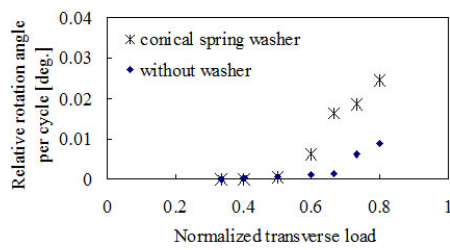


(b) Case of large bolt tension (20kN)

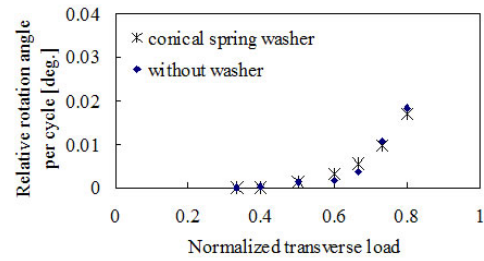
Fig. B.5: Variation in loosening rotation angle and bolt tension in the case of (a) small bolt tension (10kN) and large bolt tension (20kN).

B.5 考察

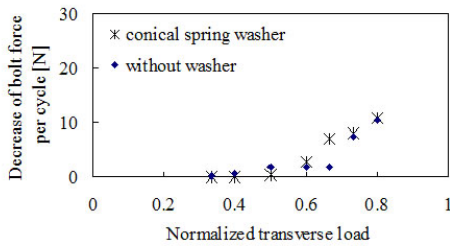
図 B.5(a) より，初期締結力が 10kN の場合には，皿ばね座金を用いるとゆるみ回転角は大きく，軸力低下量は小さくなることが分かった．まず，ゆるみ回転角が大きくなる原因は，皿ばね座金とナット



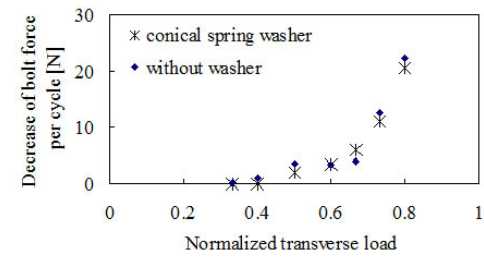
(a) Relation between loosening rotation angle and transverse load in the case of small bolt tension (10kN).



(c) Relation between loosening rotation angle and transverse load in the case of large bolt tension (20kN).



(b) Relation between decrease in bolt tension and transverse load in the case of small bolt tension (10kN).



(d) Relation between decrease in bolt tension and transverse load in the case of large bolt tension (20kN).

Fig. B.6: Dependence of loosening rate on normalized transverse load.

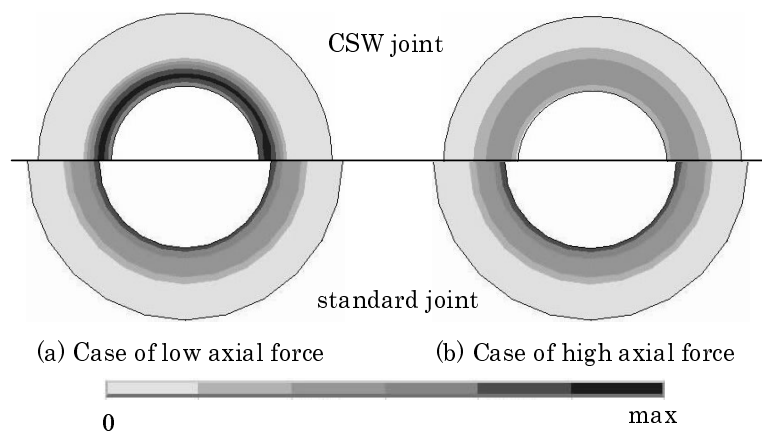


Fig. B.7: Pressure distribution on nut bearing surface after bolt tension is applied. (max is 200MPa for (a) and 400MPa for (b))

座面間の接触圧力が皿ばね座金の内径付近で大きいためであると考えられる．皿ばね座金とナット座面間の接触圧力分布を図 B.7 に示す．比較のために，上段に皿ばね座金を用いた場合，下段に皿ばね座金を用いない場合を示す．皿ばね座金の圧力分布に基づいた摩擦トルクの等価直径は 12.4mm であるのに対して，皿ばね座金を用いない場合に座面圧が一樣であると仮定した場合の摩擦トルクの等価直径は 14.6mm である．したがって，皿ばね座金を使用した場合には内径付近に圧力が偏るため，摩擦トルクは小さくなるといえる．

一方，締結力の減少量に関しては，被締結物の圧縮ばね定数の違いが影響するものと考えられる．ボルト締結体が締め付けられ，グリップ長さが ϵ_c だけ短くなったとき，発生するボルト締結力 F_s は被締結物の圧縮ばね定数 C_c を用いて次式のように表わされる．

$$F_s = C_c \epsilon_c \quad (\text{B.1})$$

被締結物が圧縮ばね定数 C_1 ， C_2 を持つ二つの部材から成るとき， C_c は次式で表わされる．

$$C_c = \frac{C_1 C_2}{C_1 + C_2} \quad (\text{B.2})$$

ここで， C_1 が C_2 と比較して十分小さい時， C_c は C_1 で近似できる．図 B.2 に示したように，皿ばね座金の圧縮特性は二つの領域に分けられる．圧縮力が約 10kN 以下（圧縮特性の線形領域）ではボルト締結力は皿ばね座金のばね力によって発生する．圧縮力が 10kN を超えると，皿ばね座金は全たわみに達する．

図 B.2 より得られる 10kN における皿ばね座金のばね定数は 1.29×10^5 N/mm であるのに対し，LORI らの式 [75] を用いて計算した被締結物の圧縮ばね定数は 1.94×10^6 N/mm である．したがって，皿ばね座金を含めた被締結物全体の圧縮ばね定数 C_c は，皿ばね座金のばね定数で近似できる．式で示したように C_c が小さいほどナットのゆるみ回転に対する締結力の減少量は小さいことから，皿ばね座金を用いた場合には締結力減少の進行が抑制されるものと考えられる．

図 B.5(b) より，締結力が 20kN の場合には，皿ばね座金の有無によるゆるみ回転角，締結力の減少量の差はないことが分かった．図 B.2 に示した皿ばね座金の圧縮特性より，20kN の締結力が発生している場合には，皿ばね座金の巨視的なたわみ変形は終わり，皿ばね座金全面の圧縮の領域に達していることが分かる．そのため，図 B.7(b) に示すように，皿ばね座金とナット座面間の接触圧力分布は，軸力が 10kN の場合と比較して偏りが小さくなり，皿ばね座金を用いない場合と同等になる．したがって，皿ばね座金の有無によるゆるみ挙動の差は小さくなるものといえる．

一方，微小座面すべりによるゆるみに関しては，図 B.6(a)(b) に示したように，締結力 10kN の場合にはゆるみ回転角は増加するものの締結力の減少量に差は生じない．この結果は，完全座面すべりによるゆるみの場合とは異なるものである．完全座面すべりによるゆるみの場合，皿ばね座金を用いた締結体のゆるみ回転角は，用いない場合の 1.2 倍であった．一方，1100N の外力を作用させて微小座面

すべりによるゆりみを発生させた場合、その比は 3.0 倍であった。したがって、ゆりみ回転角の増加により、ボルト締結力の減少を抑制する効果が相殺されたと言える。微小座面すべり状態においてゆりみ回転角が増加する原因として、ナット座面における接触状態の違いが考えられる。微小座面すべりによるゆりみは、固着領域の移動を伴って進行する。したがって、固着領域が小さくなることにより、ゆりみ回転は増加する。1100N の外力を作用させた場合の、振動の左死点と右死点におけるナット座面の接触状態を図 B.8 に示す。図 B.7 において、締結力 10kN の場合には皿ばね座金を用いると接触圧力が内径付近に偏ることを示したが、それに加えて固着領域が小さくなることが分かる。接触圧力と固着領域に関するこれらの違いにより、皿ばね座金を用いた場合には微小座面すべり状態で大きなゆりみ回転が発生するものと考ええる。

M10 ボルトの締付けにおいて、10kN というボルト締結力は小さな値であるが、強度区分の低いボルトを使用する場合や、被締結物の剛性が低い場合には設定される可能性がある。この場合、完全座面すべりを発生させる外力が作用した場合には、皿ばね座金はゆりみの進行を抑制することができ

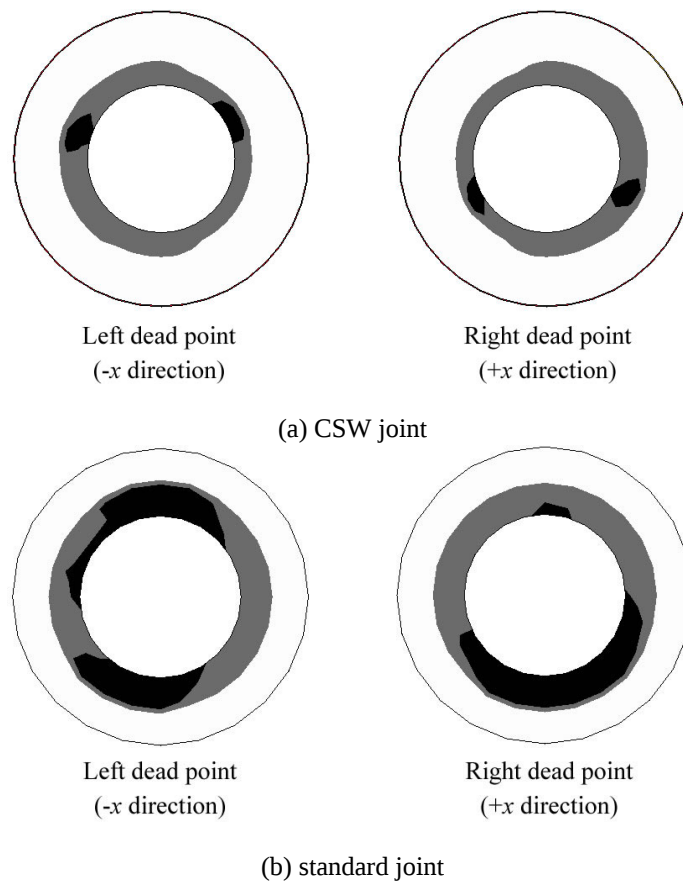


Fig. B.8: Contact state on the nut bearing surface at left and right dead point in the case of small bolt tension when micro bearing-surface slip occurs. (Transverse load is 1100N.)

る．しかし，微小座面すべりによるゆるみを抑制することはできない．一般的な鋼構造物に皿ばね座金を使用する場合には，20kN の場合のように，皿ばね座金の巨視的なたわみの領域を超えているものと考えられる．その場合，図 B.5(b) や図 B.6(c)(d) に示したように，皿ばね座金を用いない場合とゆるみの進行において差はない．しかし，ゆるみが進行して締結力がばね力によって発生している状態に達すると，締結力の減少量は小さくなるため，ゆるみの進行を抑制する効果があるといえる．このような場合においても，その効果は完全座面すべりによるゆるみに限定される．

B.6 結言

三次元有限要素法により，軸直角方向外力を受ける皿ばね座金を用いた締結体のゆるみ挙動を解析し，皿ばね座金のゆるみ止め効果を検証した．皿ばね座金が全たわみに達しない小さい締結力では，相反する二つの効果が表れた．一方はナットのゆるみ回転を促進する負の効果であり，これはナット座面の内径付近に接触圧力が集中したことによるものである．他方はボルト締結力の減少を抑制する正の効果であり，これは被締結物と比較して皿ばね座金のばね定数が小さいことによるものである．完全座面すべりによるゆるみの場合には正の効果が負の効果よりも大きいためにゆるみ止め性能が見られた．しかし，微小座面すべりによるゆるみの場合には，両者の効果は相殺され，ゆるみ止め性能は見られなかった．この場合には，ナット座面における摩擦トルクの等価直径が小さくなるとともに固着領域が小さくなるため，ゆるみ回転が促進されたものと考えられる．皿ばね座金が全たわみに達する大きい締結力では，ナット座面の圧力分布は一様に近くなり皿ばね座金を用いない場合と同様になるため，ゆるみ回転角，締結力の減少量とも皿ばね座金の有無による差は見られなかった．

以上の結果より，皿ばね座金の効果は二つの相反する効果の大小により決まり，これはボルト締結力と軸直角方向外力の大きさに依存するものと言える．本研究では限られた場合のみを扱ったが，これより皿ばね座金の特性と使用法に関する一般的な理解につながるものが期待される．

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 ”, <http://shippai.jst.go.jp/fkd/Search> .
- [3] 経済産業省, “ 消費生活用製品の重大製品事故に係る公表に付いて ” ,
<http://www.meti.go.jp/press/20080707003/jiko.pdf> (2008) .
- [4] 朝日新聞, 2007 年 8 月 24 日付け .
- [5] [1] と同じ, p. 198 .
- [6] J.N. Goodier , R.J. Sweeney , “ Loosening by vibration of threaded fastenings ” , Mechanical Engineering , 67 , pp. 798-802 (1945) .
- [7] G.H. Junker , “ New Criteria for Self-Loosening of Fasteners Under Vibration ” , SAE Transactions , 78 , pp. 314-335 (1969) .
- [8] M. Masuko , Y. Ito , T. Koizumi , “ Horizontal Stiffness and Micro-Slip on a Bolted Joint Subjected to Repeated Tangential Static Loads ” , Bulletin of the JSME , 17 , 113 , pp. 1294-1501 (1974) .
- [9] 山本 晃, 賀勢晋司, “ 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) .
- [10] 山本 晃, 賀勢晋司, 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) .
- [11] 山本 晃, “ ねじ締結の原理と設計 ” , p. 120 (1995) 養賢堂 .
- [12] 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) ” , 日本機械学会論文集 , 44 , 377 , pp. 279-287 (1978) .
- [13] 酒井智次, “ ねじ締結概論 ” , p. 44 (2000) 養賢堂 .
- [14] 矢沢信八, 北郷薫, “ ボルト・ナット結合体に軸直角方向の往復荷重が作用したときのボルトのゆるみ ” , 日本機械学会論文集 (C 編) , 53 , 496 , pp. 2645-2654 (1987) .

-
- [15] 賀勢晋司, 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 —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) .
- [16] S. Kasei, “ A Study of Self-Loosening of Bolted Joints Due to Repetition of Small Amount of Slippage at Bearing Surface ”, Journal of Advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing, 1, 3, pp. 358-367 (2007) .
- [17] 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) .
- [18] Y. Jiang, M. Zhang, C. H. Lee, “ A Study of Early Stage Self-Loosening of Bolted Joints ”, Transactions of the ASME, Journal of Mechanical Design, 125, pp. 518-526 (2003) .
- [19] Y. Jiang, M. Zhang, “ An Experimental Study of Self-Loosening of Bolted Joints ”, Transactions of the ASME, Journal of Mechanical Design, 126, pp. 925-931 (2004) .
- [20] 橋村真治, D. F. Socie, “ 軸直角方向振動下におけるボルト締結体のゆるみと疲労に関する研究 ”, 日本機械学会論文集 (C 編), 72, 716, pp. 1297-1304 (2006) .
- [21] 古賀一夫, “ 衝撃によるねじのゆるみに関する考察 ”, 日本機械学会論文集, 35, 273, pp. 1104-1111 (1969) .
- [22] 古賀一夫, 磯野宏秋, “ 衝撃摩擦の特性を考慮したねじのゆるみ ”, 日本機械学会論文集 (C 編), 51, 467, pp. 1823-1832 (1985) .
- [23] 磯野宏秋, 古賀一夫, “ 衝撃を受けるねじのゆるみに関する研究 —衝撃摩擦特性を考慮した実験— ”, 精密機械, 51, 12, pp. 2247-2252 (1985) .
- [24] 大橋宣俊, 石村光敏, “ 弾性域と塑性域ねじ締結のゆるみ特性の比較 —軸直角繰返し衝撃外力を受ける場合— ”, 52, 7, pp. 1180-1186 (1986) .
- [25] 萩原正弥, 大橋宣俊, 西山信夫, 渡辺春幸, 吉本勇, “ 軸直角衝撃によるねじのゆるみ試験 —接合面および被締付部材の剛性の影響— ”, 54, 1, pp. 195-200 (1988) .
- [26] J. J. Chen, Y. S. Shih, “ A study of the helical effect on the thread connection by three dimensional finite element analysis ”, Nuclear Engineering and Design, 191, pp. 109-116 (1999) .
- [27] R. I. Zadoks, D. P. R. Kokatam, “ INVESTIGATION OF THE AXIAL STIFFNESS OF A BOLT USING A THREE-DIMENSIONAL FINITE ELEMENT MODEL ”, Journal of Sound and Vibration, 246, 2, pp. 349-373 (2001) .

-
- [28] N. G. Pai , D. P. Hess , “ Three-dimensional finite element analysis of threaded fastener loosening due to dynamic shear load ”, Engineering Failure Analysis , 9 , pp. 383-402 (2002) .
- [29] 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) .
- [30] 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) .
- [31] 泉 聡志, 木村成竹, 酒井信介, “ 微小座面すべりに起因したボルト・ナット締結体の微小ゆるみ挙動に関する有限要素法解析 ”, 日本機械学会論文集 (A 編) , 72 , 717 , pp. 780-786 (2006) .
- [32] S. Izumi , M. Kimura , S. Sakai , “ Small Loosening of Bolt-nut Fastener Due to Micro Bearing-Surface Slip: A Finite Element Method Study ”, Journal of Solid Mechanics and Materials Engineering , 1 , 11 , pp. 1374-1384 (2007) .
- [33] 泉 聡志, 武 太地, 木村成竹, 酒井信介, “ 三次元有限要素法による軸方向外力作用下でのボルト・ナット締結体のゆるみ挙動解析 ”, 日本機械学会論文集 (A 編) , 73 , 732 , pp. 869-876 (2007) .
- [34] 富士岡泰雄, 酒井智次, “ ねじ回転ゆるみ機構の検証 (第 1 報, 座金が直線状に往復運動する場合のボルトゆるみ挙動と要因) ”, 日本機械学会論文集 (A 編) , 71 , 711 , pp. 3270-3277 (2005) .
- [35] M. Zhang , Y. Jiang , C. H. Lee , “ Finite Element Modeling of Self-Loosening of Bolted Joints ”, Transactions of the ASME , Journal of Mechanical Design , 129 , pp. 218-226 (2007) .
- [36] 泉 聡志, 横山 喬, 寺岡卓也, 岩崎 篤, 酒井信介, 斎藤金次郎, 名川政人, 野田秀樹, “ ゆるみ止め性能を有するスーパースリットナットの有限要素法による機能検証 ”, 日本機械学会論文集 (A 編) , 71 , 703 , pp. 380-386 (2005) .
- [37] 木村成竹, 泉 聡志, 酒井信介, “ 三次元有限要素法によるダブルナットの締め付けおよびゆるみ挙動解析 ”, 日本機械学会論文集 (A 編) , 72 , 719 , pp. 967-973 (2006) .
- [38] 泉 聡志, 木村成竹, 酒井信介, “ 三次元有限要素法による平座金およびフランジナットのゆるみ止め性能評価 ”, 日本機械学会論文集 (A 編) , 72 , 721 , pp. 1292-1295 (2006) .
- [39] 木村成竹, 泉 聡志, 酒井信介, “ 三次元有限要素法によるばね座金のゆるみ挙動解析 ”, 日本機械学会論文集 (A 編) , 73 , 734 , pp. 1105-1110 (2007) .

-
- [40] T. Yokoyama , K. Oishi , M. Kimura , S. Izumi , S. Sakai , “ Evaluation of Loosening Resistance Performance of Conical Spring Washer by Three-dimensional Finite Element Analysis ” , Journal of Solid Mechanics and Materials Engineering , 2 , 1 , pp. 38-46 (2008) .
- [41] S. Izumi , T. Yokoyama , M. Kimura , S. Sakai , “ Loosening-resistance evaluation of double-nut tightening method and spring washer by three-dimensional finite element analysis ” , Engineering Failure Analysis , 16 , pp. 1510-1519 (2009) .
- [42] 木村成竹 , 泉 聡志 , 酒井信介 , “ 三次元有限要素法によるばね座金のゆるみ挙動解析 ” , 日本機械学会論文集 (A 編) , 73 , 734 , pp. 1105-1110 (2007) .
- [43] 福岡俊道 , 野村昌孝 , “ ねじ谷底の丸みを考慮したねじ断面積の理論式 ” , 日本機械学会論文集 (C 編) , 72 , 714 , pp. 644-648 (2006) .
- [44] 福岡俊道 , 野村昌孝 , 森本雄哉 , “ ねじ山らせん形状の高精度なモデリングと有限要素解析 ” , 日本機械学会論文集 (A 編) , 72 , 723 , pp. 1639-1645 (2006) .
- [45] 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) .
- [46] 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) .
- [47] 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) .
- [48] S. A. Nassar , X. Yang , “ A Mathematical Model for Vibration-Induced Loosening of Preloaded Threaded Fasteners ” , Transactions of the ASME , Journal of Vibration and Acoustics , 131 , 021009 (2009) .
- [49] J. Montgomery , “ Methods for Modeling Bolts in the Bolted Joint ” , 2002 ANSYS World Users Conference (2002) .
- [50] J. Montgomery , “ Modeling Multi-Bolted Systems ” , 2006 ANSYS World Users Conference (2006) .
- [51] J. Kim , J. C. Yoon , B. S. Kang , “ Finite element analysis and modeling of structure with bolted joints ” , Applied Mathematical Modelling , 31 , pp. 895-911 (2007) .

-
- [52] 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) .
- [53] 成瀬友博, 川崎 健, 服部敏雄, “ シェル要素とビーム要素を用いたボルト締結部の簡易モデル化手法と強度評価 (第 1 報, モデル化手法) ”, 73, 728, pp. 522-528 (2007) .
- [54] 成瀬友博, 川崎 健, 服部敏雄, “ シェル要素とビーム要素を用いたボルト締結部の簡易モデル化手法と強度評価 (第 2 報, 強度評価法) ”, 73, 728, pp. 529-536 (2007) .
- [55] 岸本喜直, 遠藤 満, “ 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, pp. 1566-1573 (2007) .
- [56] 福岡俊道, 野村昌孝, 菅野伸国, “ ボルト締結体の振動特性評価と接触面剛性を考慮した有限要素解析 ”, 日本機械学会論文集 (C 編), 73, 734, p. 2820-2827 (2007) .
- [57] 中村眞行, 服部敏雄, 佐藤正司, 梅木 健, “ 低剛性の被締結部材に軸直角方向の往復荷重が作用したときのボルトの回転ゆるみ挙動 ”, 日本機械学会論文集 (C 編), 64, 627, pp. 4395-4399 (1998) .
- [58] 中村眞行, 服部敏雄, 辻本静夫, 梅木 健, “ 軸直角方向の往復荷重が作用するボルトの回転ゆるみ限界評価 ”, 日本機械学会論文集 (C 編), 67, 661, pp. 2976-2980 (2001) .
- [59] 西村尚哉, 服部敏雄, 森 智志, 佐合一馬, 山下 実, 成瀬友博, “ 軸直角方向負荷下でのボルト—ナット締結体のすべり・ゆるみ挙動 (第 2 報, 限界相対すべり量及びボルト頭部の傾き係数の評価) ”, 日本機械学会論文集 (A 編), 75, 756, pp. 967-973 (2009) .
- [60] 西村尚哉, 服部敏雄, 森 智志, 佐合一馬, 山下 実, 成瀬友博, “ 軸直角方向負荷下でのボルト—ナット締結体のすべり・ゆるみ挙動 (第 1 報, ナットによる限界拘束モーメント評価式の検討及び修正) ”, 日本機械学会論文集 (A 編), 75, 756, pp. 958-966 (2009) .
- [61] 沢 俊行, 丸山一男, “ ねじ結合におけるボルト頭部およびナットの変形について ”, 日本機械学会論文集, 41, 346, pp. 1917-1925 (1975)
- [62] [11] と同じ, p.193 .
- [63] 大滝英征, “ ボルト・ナット結合体のボルトねじ谷底における応力分布: 第 3 報, ボルトに曲げモーメントが作用する場合 ”, 機論, 38, 313, pp. 2379-2387 (1972)
- [64] C. Cattaneo, “ Sul contatto di due corpi elastici: distribuzione locale degli sforzi ”, Rendiconti dell' Accademia nazionale dei Lincei, 27, 6, pp. 342-348, pp. 434-436, pp. 474-478 (1938) .

-
- [65] R. D. Mindlin ,“ Compliance of Elastic Bodies in Contact ”, Transactions of the ASME , Series E , Journal of Applied Mechanics , 16 , pp. 259-266 (1949) .
- [66] R. D. Mindlin , H. Deresiewicz ,“ Elastic Spheres in Contact Under Varying Oblique Forces ”, Transactions of the ASME , Series E , Journal of Applied Mechanics , 20 , pp. 327-344 (1953) .
- [67] D. A. Spence ,“ An eigenvalue problem for elastic contact with finite friction ”, Proc. Camb. Phil. Soc. , 73 , pp. 249-268 (1973) .
- [68] 辻 知章, 野田直剛, 渋谷寿一, 小泉 堯, “ すべり接触をする段付棒のねじり ”, 日本機械学会論文集 (A 編) , 57 , 543 , pp. 2683-2687 (1991) .
- [69] C. H. Menq , J. Bielak , J. H. Griffin ,“ The Influence of Microslip on Vibratory Response, Part I: A New Microslip Model ”, Journal of Sound and Vibration , 107 , pp. 279-293 (1986) .
- [70] C. H. Menq , J. H. Griffin , J. Bielak ,“ The Influence of Microslip on Vibratory Response, Part II: A Comparison with Experimental Results ”, Journal of Sound and Vibration , 107 , pp. 295-307 (1986) .
- [71] U. Olofsson ,“ Cyclic micro-slip under unlubricated conditions ”, Tribology International , 28 , 4 , pp. 207-217 (1995) .
- [72] U. Olofsson ,“ A model for micro-slip between flat surfaces based on deformation of ellipsoidal elastic bodies ”, Tribology International , 30 , 8 , pp.599-603 (1997) .
- [73] S. Björklund ,“ A Random Model for Micro-Slip Between Nominally Flat Surfaces ”, Transactions of the ASME , Series F , Journal of Tribology , 119 , pp. 726-732 (1997) .
- [74] 山本 晃, “ ねじ随筆 (20) —ねじの応力 (2)— ”, 機械の研究 , 18 , 10 , p. 1268-1272 (1966) .
- [75] [11] と同じ , p.49 .
- [76] D. G. Sopwith ,“ The Distribution of Load in Screw Threads ”, Inst. Mech. Engrs. Appl. Mech. Proc , 159 , pp. 373-383 (1948) .
- [77] 奥田克己, “ ねじ部の破損をめぐる諸問題 ”, 日本機械学会誌 , 56 , 412 , pp. 315-319 (1953)
- [78] 吉本 勇, “ 微分方程式 (1) —ねじ継手におけるねじ山の荷重分布— ”, マシナリー , 12 , pp. 1924-1928 (1963) .
- [79] 山本 晃, “ ねじ締結の理論と計算 ”, p. 43 (1970) 養賢堂 .

-
- [80] [11] と同じ , p. 36 .
- [81] 山本 晃 , 賀勢晋司 , “ 異なるゆるみ試験形式によるゆるみ止めねじ部品の性能比較 ” , 精密機械 , 48 , 6 , pp. 801-806 (1982) .
- [82] [13] と同じ , p. 133 .
- [83] 坂口 , 吉田 , “ Series: Standards for springs and the points for design by Japan Spring Manufacturers Association Part 3 Conical spring ” , 機械設計 , 46 , 4 , pp. 130-135 (2002) .
- [84] 酒井智次 , “ ボルトのゆるみ (第 2 報 , 回転荷重を受けるボルトの場合) ” , 日本機械学会論文集 , 44 , 377 , pp. 288-292 (1978) .
- [85] 佐藤 進 , 細川修二 , 山本 晃 , “ ボルト・ナット結合体のゆるみに関する研究 (第 2 報) — 軸方向荷重の増減によるゆるみ機構の解明 — ” , 精密機械 , 51 , 8 , pp. 1540-1546 (1985) .
- [86] V. I. Ostrovskii , “ The Influence of Machining Methods on Sideway Contact Stiffness ” , Machines and Tooling , 36 , 1 , pp. 17-19 (1965) .
- [87] N. Back , M. Burdekin , A. Conway , “ Analysis of Machine Tool Joints by the Finite Element Method ” , 14th International MTDR Conference , Paper No. 210 , pp. 529-539 (1973) .
- [88] V. N. Kirsanova , “ The Shear Compliance of Flat Joints ” , Machines and Tooling , 38 , 7 , pp. 30-34 (1967) .

研究業績

雑誌論文

1. 横山 喬, 泉 聡志, 酒井 信介, “ 軸直角方向外力を受けるボルト締結体挙動の解析的モデル化 (第1報: 荷重変位関係のモデル化) ”, 日本機械学会論文集 A 編, 投稿中 .
2. 横山 喬, 泉 聡志, 酒井 信介, “ 軸直角方向外力を受けるボルト締結体挙動の解析的モデル化 (第2報: 回転ゆるみのモデル化) ”, 日本機械学会論文集 A 編, 投稿中 .
3. S. Izumi , T. Yokoyama , M. Kimura , S. Sakai , “ Loosening-resistance evaluation of double-nut tightening method and spring washer by three-dimensional finite element analysis ”, Engineering Failure Analysis , 16 (2009) pp. 1510-1519 .
4. T. Yokoyama , K. Oishi , M. Kimura , S. Izumi , S. Sakai , “ Evaluation of Loosening Resistance Performance of Conical Spring Washer by Three-dimensional Finite Element Analysis ”, Journal of Solid Mechanics and Materials Engineering , 2 , 1 (2008) pp. 38-46 .
5. 泉 聡志, 横山 喬, 寺岡 卓也, 岩崎 篤, 酒井 信介, 斎藤 金次郎, 名川 政人, 野田 秀樹, “ ゆるみ止め性能を有するスーパースリットナットの有限要素法による機能検証 ”, 日本機械学会論文集 A 編 , 71 , 703 (2005) pp. 380-386 .
6. S. Izumi , T. Yokoyama , A. Iwasaki , S. Sakai , “ Three-dimensional finite element analysis on tightening and loosening mechanism of threaded fastener ”, Engineering Failure Analysis , 12 (2005) pp. 604-615 .
7. 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 (2005) pp. 204-212 .
8. 酒井 信介, 泉 聡志, 横山 喬, 牧野 俊昭, “ 鉄道車両の内装モジュール設計に対するリスク評価の応用 ”, 材料 , 51 , 1 (2003) pp. 16-22 .

国際会議

1. T. Yokoyama, S. Izumi, S. Sakai, “ ANALYTICAL MODELING OF THE TRANSVERSE LOAD-DISPLACEMENT RELATION OF A BOLTED JOINT WITH CONSIDERATION OF THE MECHANICAL BEHAVIOR ON CONTACT SURFACES ”, Proceedings of PVP2009, 2009 ASME Pressure Vessels and Piping Division Conference, July 26-30, 2009, Prague, Czech Republic, PVP2009-77612.

2. T. Yokoyama, S. Izumi, S. Sakai, " LOOSENING RESISTANCE EVALUATION OF DOUBLE-NUT TIGHTENING METHOD, SPRING WASHERS, AND CONICAL SPRING WASHERS: FINITE ELEMENT STUDY " Proceedings of PVP2008, 2008 ASME Pressure Vessels and Piping Division Conference, July 27-31, 2008, Chicago, Illinois USA, PVP2008-61345.

3. T. Yokoyama, M. Kimura, S. Izumi, S. Sakai, " Three-dimensional Finite Element Analysis on Small Loosening Mechanism of Bolted Joint and Evaluation of Loosening Resistance Components " APCOM '07 - EPMESC XI, Third Asian-Pacific Congress on Computational Mechanics in conjunction with Eleventh International Conference on the Enhancement and Promotion of Computational Methods in Engineering and Science, December 3-6, 2007, Kyoto, JAPAN, MS40-5-2.

国内会議

1. 横山 喬, 泉 聡志, 酒井 信介, " 軸直角方向外力を受けるボルト締結体の荷重変位関係のモデル化 ", 日本機械学会 2009 年度年次大会講演論文集 Vol. 6 (2009) pp. 309-310 .

2. 横山 喬, 大石 邦央, 木村 成竹, 泉 聡志, 酒井 信介, " 三次元有限要素法解析による皿ばね座金のゆるみ止め性能評価 ", 日本機械学会 M&M2007 材料力学カンファレンス (2007) pp. 512-513 .

3. 横山 喬, 大石 邦央, 木村 成竹, 泉 聡志, 酒井 信介, " 三次元有限要素法解析による座金部品のゆるみ止め性能評価 ", 日本機械学会関東支部ブロック合同講演会 2007 さいたま講演論文集 (2007) pp. 239-240 .

4. 横山 喬, 泉 聡志, 岩崎 篤, 酒井 信介, 斎藤 金次郎, 名川 政人, 野田 秀樹, " ボルト締結体のゆるみ機構の有限要素法解析とスーパースリットナットへの適用 ", 日本機械学会 2004 年度年次大会講演論文集 Vol. 1 (2004) pp. 523-524 .

5. 泉 聡志, 横山 喬, 岩崎 篤, 酒井 信介, 斎藤 金次郎, 名川 政人, 野田 秀樹, " ボルト締結体のゆるみ機構の有限要素法解析とスーパースリットナットへの適用 ", 日本材料学会第 53 期学術講演会 (2004) pp. 82-83 .

6. 横山 喬, 酒井 信介, 泉 聡志, 牧野 俊昭, 川崎 健, " 鉄道車両内装モジュール締結部のリスクベース設計法の適用 ", JCOSSAR2003 論文集 (2003) pp. 291-296 .

7. 横山 喬, 酒井 信介, 泉 聡志, 牧野 俊昭, 川崎 健, " 鉄道車両内装モジュールのリスクベース設計に及ぼす荷重荷重分布の影響 ", 日本材料学会第 52 期学術講演会 (2003) pp. 233-234 .

8. 酒井 信介, 泉 聡志, 横山 喬, 牧野 俊昭, " リスク評価を取り入れた鉄道車両の内装モジュール設計 ", 日本機械学会 2002 年度年次大会講演論文集 Vol. (2002) pp. 265-266 .

9. 酒井 信介, 泉 聡志, 横山 喬, 牧野 俊昭, " 鉄道車両の内装モジュール設計にリスク評価を応用するための基礎的研究 ", 日本材料学会第 51 期学術講演会 (2002) pp. 149-150 .

受賞

1. 2009 ASME Pressure Vessels and Piping Division Conference, Student Paper Competition, Finalist Author, 2009 年 .
2. 日本機械学会関東支部ブロック合同講演会 2007 埼玉 / 第 3 回埼玉ブロック大会ヤングオーサーアワード, 2007 年 .
3. 自動車技術会大学院研究奨励賞, 2004 年 .

その他研究の一部を担当した連名論文

国内会議

1. 中井 康貴, 横山 喬, 泉 聡志, 酒井 信介, “ 三次元接触・摩擦有限要素法解析によるねじ式テンショナの挙動解析 ” 日本機械学会 2009 年度年次大会講演論文集 (2009) .

謝辞

本論文は、東京大学大学院工学系研究科酒井信介教授のご指導のもと、著者が博士課程に在籍している間に行った研究を総括したものです。本論文をまとめるにあたり、酒井信介教授には、この研究活動の機会や研究方針のご指導を頂き、心より御礼申し上げます。本研究に対しては、泉聡志准教授からも多大なご指導を頂きました。研究の詳細に及ぶ深い議論をして頂き、多くのご助言を頂いたことを深く感謝致します。本論文の審査においては、久田俊明教授、吉川暢宏教授、渡辺浩志講師より、数多くの有益なご指導ならびにご助言を頂き、謹んで感謝の意を表します。また、本研究を進めるにあたり、信州大学工学部賀勢晋司教授、岐阜大学工学部服部敏雄教授より、長年に渡るボルト締結に関するご研究に基づいて多くの貴重なご助言を頂き、心より感謝致します。

酒井・泉研究室で過ごした歳月の中で、多くの優秀なスタッフ・先輩・同期・後輩達に囲まれ、有意義な生活が送れたことを厚く感謝致します。

最後に、著者の研究活動に対して深い理解と支援を行って頂いた家族に深い感謝の意を捧げます。