修士論文

<u>三次元有限要素法解析による</u> ダブルナット締結法およびばね座金の <u>ゆるみ止め性能評価</u>

<u>p.1~90 完</u>

<u>平成 19 年 2 月 9 日提出</u>

指導教員 泉 聡志 助教授

<u>56175 木村 成竹</u>

目次

目次	2
第1章 序論 ·····	4
1.1 研究の背景 ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	4
1.2 研究の目的 ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	4
第2章 ねじのゆるみについて・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	5
2.1 緒言 ***********************************	5
2.2 完全座面すべりと微小座面すべり・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	6
2.2.1 完全座面すべりによるゆるみ	6
2.2.2 微小座面すべりによるゆるみ	8
第3章 微小座面すべり・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	' 9
3.1 緒言 ***********************************	9
3.2 解析手法 ************************************	10
3.3 解析結果 ************************************	11
3.4 考察 ***********************************	17
	17
	17
3.4.3 締付によるホルト軸ねじれの影響の考察	18
3.4.4 摩擦係数の影響についての考察 3.4.5 新しいゆるみ機構の理論の提案・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	19 91
3.5.25 (法) 2.5.1.2 (共) 2.5.1.1.0.5.2.1.1.0.5.2.1.1.0.5.2.1.1.0.5.2.1.1.1.5.1.1.1.1.1.1.1.1.1.1.1.1.1.1	~ 1 99
うう 前日 第4音 ダブルナットの依め付け留だち とびゆるユルム世俗評価・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	~~ 99
	23 00
4.1 箱言	23
4.2 ダブルナットの締め付け方法・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	24
4.3 解析手法 ************************************	26
4.3.1 ダブルナット締め付けの解析・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	26
1.1.1.1 上ナット正転法 ************************************	26
1.1.1.2 下ナット逆転法	26
4.3.2 ダブルナットの軸直角方向外力によるゆるみ挙動解析・・・・・・・・・・・・・・・・	27
4.4 解析結果と考察 山本の実験との比較	28
4.4.1 ダブルナット締め付けの解析結果・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	28
1.1.1.3 上ナット正転法・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	28
1.1.1.4 下ナット逆転法・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	30
4.5 軸直角方向外力によるゆるみ解析・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	32
4.6 結言	36

第5章 ばね座金のゆるみ止め性能評価・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・37
5.1 緒言 ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・
5.2 解析手法 ************************************
5.2.1 ばね座金のばね反力・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・
5.3 解析結果 ************************************
5.3.1 完全座面すべりの解析・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・
1.1.1.5 考察
1.1.1.6 酒井(18)の実験結果との比較 46
5.3.2 微小座面 9 ヘリの解析 48
5.4 結言 ***********************************
第6章 付録 SSBのゆるみ止め性能評価・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・51
6.1 緒言 ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・
6.2 解析手法 ************************************
6.2.1 SSB 締め付けの解析・・・・・ 53
6.2.2 SSB ゆるみ解析 54
1.1.1.7 座面完全すべりの解析 ····································
1.1.1.8 微小座面すべりによる微小ゆるみの解析・・・・・・・・・・・・・・・・・54
6.3 解析結果 ************************************
6.3.1 SSB の締め付け解析結果・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・55
6.3.2 完全座面すべりによるゆるみ解析結果・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・56
6.3.3 微小座面すべりによる微小ゆるみ解析結果・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・59
6.4 結言 ***********************************
第7章 結論・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・
参考文献 · · · · · · · · · · · · · · · · · · ·

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,取り付け・取り 外しのし易さや低価格なことから幅広く使用されている.そのため機械構造物の信頼性を確 保するうえでは,ねじ締結部の信頼性向上は最も重要な課題である.しかしねじはあまりに も身近な部品であるためか設計時に比較的軽視されがちであり,問題が起こってはじめてね じ設計の重要性に気づかされることが多々あるようである.このように古くから使用されて きたにもかかわらず今なお締結に関する問題が多発している背景には,ねじ締結は力学的に 複雑であり,とくにねじのゆるみに対する設計,評価手法の確立が現在でも課題となってい る点にある.

締結体に作用する動的外力によって発生するゆるみに関する研究は半世紀以上前から主に 実験的手法を用いて行われてきた.初期の研究は,ボルト軸方向に作用する動的外力によっ て発生するゆるみを対象としていた.⁽¹⁾しかし,1960年代にJunker⁽²⁾は,ボルト軸に直角 な方向の動的外力が被締結物に作用する場合には,座面やねじ面にすべりが発生するため, ボルト軸方向に動的外力が作用する場合に比べてゆるみが発生しやすいことを示した.それ 以降,ボルト軸に直角方向の動的外力を受ける締結体のゆるみに関する研究が広く行われて きた.近年では,座面において並進方向のすべりが発生しない場合においても微小なゆるみ が発生することが示された.そのため,微小なゆるみの蓄積により軸力が低下し,大きなゆ るみが発生する状態に遷移する危険性が指摘された⁽³⁾⁽⁴⁾⁽⁵⁾.

ねじに関する解析方面からのアプローチとしては,有限要素法を用いたボルト締結体に関 する研究は1970年代から盛んに行われてきたが,軸対称モデルを用いた応力解析が主であ った.⁽⁶⁾しかし,非線形解析技術の発達や計算機性能の向上に伴い,従来,実験的に検討が 行われてきたボルト締結体のゆるみに関しても,近年では三次元有限要素解析による検討が 行われている⁽⁵⁾⁽⁷⁾.それにより,締結体に動的な外力が作用した際の詳細な挙動を定量的に把 握することができ,ゆるみのメカニズムをより深く理解することが可能となっている.

一方,産業界では以上のようなゆるみの問題を未然に防ぐため,締結部にゆるみ止め部品 を使用するなどの様々な工夫が施されている.しかし,ゆるみ止め性能の評価については, 限界すべり量による評価や実験による検証は提案されているものの⁽⁸⁾,理論的な検証は十分 行われているとはいえない現状である.このような現状をふまえ,産業界では理論的な裏付 けなしに慣習的に使用されてきたねじのゆるみ止め部品について定量的な評価を行うことが 急務となっている.

1.2 研究の目的

本研究では,三次元有限要素解析により,座面において並進方向のすべりが発生しない場合においても微小なゆるみのメカニズムの解明を行う.またこの微小なゆるみのメカニズムを踏まえて,広く産業界で利用されているゆるみ止め部品であるダブルナット締結法,ばね座金についてそのゆるみ止めメカニズムを解明し,ゆるみ止め効果を定量的に評価することを目的とする.

第2章 ねじのゆるみについて

2.1 緒言

ねじ締結体は,ボルト・ナットの締め付けによりボルト軸部に引張力を発生させ被締結物 を一体化する.この引張力を予張力といい,締め付けの際から予張力が減少することを総じ て「ねじのゆるみ」と呼ぶ.また,このねじのゆるみは「ナットが戻り回転しないで生じる ゆるみ」と「ナットが戻り回転して生じるゆるみ」とに大別される.⁽⁹⁾

本論分では「ナットが戻り回転して生じるゆるみ」のうちゆるみが発生しやすいことが知られている「軸直角方向外力によるゆるみ」に着目している.また,本論分では「軸直角方向外力によるゆるみ」をさらに締結体とナット座面間に巨視的なすべりの存在する「完全座面すべりによるゆるみ」と巨視的なすべりの存在しない「微小座面すべりによるゆるみ」に分けて取り扱っている.微小座面すべりについては第二章で現象の詳細について述べるが,本節においてそのメカニズムの概要を,また完全座面すべりによるゆるみについては山本ら⁽¹⁰⁾の理論に基づいて説明を行う.



Fig. 2.1 Classifications of loosening factors of a bolted joint

2.2 完全座面すべりと微小座面すべり

2.2.1 完全座面すべりによるゆるみ

山本ら⁽¹⁰⁾は図 2.2 に示すような装置を用い, 被締付け部材同士が軸直角方向に往復すべり を繰り返すときに生じるナットの戻り回転とそれによるねじの緩みについての実験を行い以 下に示すような緩み発生のメカニズムを提案した.また, このメカニズムは横山⁽⁷⁾により有 限要素法を用いた解析的手法からも実証されている.本節では山本らの提案したメカニズム を"完全座面すべりによるゆるみ"と定義し, その説明を行う.



Fig. 2.2 A test apparatus for transverse vibratproposed by Yamamoto et al.

固定板と可動板があって,ボルト頭が固定板の下側で回り止めされ,可動板の上側からナットで締め付けられているボルト・ナット締結体をねじの軸線と可動板のすべり方向に直角 な方向から見た様子を図 2.3 に示す.

締結体間に相対変位がない状態を A とする.

締結体間に相対変位が加わると,まずはボルト軸に弾性変形が生じる.このとき,ナット座 面とボルト・ナットねじ山間の接触状態はともに固着となっており,ボルト・ナットねじ山 間に相対的な回転は生じていない.この状態をBに示す.

さらに相対変位が大きくなるとCに示すようにボルト・ナットねじ面間に相対的なすべり が生じ,ボルト軸にはねじのリードに起因するトルクによりねじれが生じる.このときボル ト・ナットねじ山間での相対回転(すべり)は生じているが,これはボルト軸のねじれによ るものであり,ナット座面の接触状態は固着部が存在しておりナットには回転が生じていない.

さらに締結体間に相対変位が加わると,Dに示すようにナット座面にすべりが発生する. この際にナットにはねじ面からリードに伴うトルクを受けるためナットにはゆるみ方向の回 転が生じる.この際にボルト軸のねじれはナットともに回転することで解消する.



Fig. 2.3 A loosening mechanism of a bolted joint under the complete slip in the nut bearing surface

2.2.2 微小座面すべりによるゆるみ

賀勢ら⁽¹¹⁾は締結体に加わる相対変位が座面すべりの生じない範囲においてもゆるみがわず かづつ進行することを実験的に示している.第2章では"微小座面すべり"と定義するこの 現象について解析結果をふまえて説明するが,ここでは本論文で提案する定性的なメカニズ ムの説明を図 2.4 を用いて行う.

締結体間に相対変位がない状態をAとする.

締結体間に相対変位が加わると,まずはボルト軸に弾性変形が生じる.このとき,ナット 座面とボルト・ナットねじ山間の接触状態はともに固着となっており,ボルト・ナットねじ 山間に相対的な回転は生じていない.この状態をBに示す.

さらに相対変位が大きくなるとCに示すようにボルト・ナットねじ面間に相対的なすべり が生じ,ボルト軸にはねじのリードに起因するトルクによりねじれが生じる.このときのナ ット座面の接触状態は厳密にいえば固着している部分とすべっている部分が存在している. これにより,C過程においてすべり領域がナットの弾性変形によりわずかにナットがゆるむ 方向に移動して,C B過程においてゆるみ方向に移動した位置に再び固着する.可動板に 加わる変位の向きが違うとこのナット座面の固着部は座面の異なった位置に生じることとな る.この現象が左右に可動板が変位するなかで繰り返し生じることによりわずかずつナット が回転していくと考えられる.

この現象はナット座面,ねじ面間のどちらかで1加振サイクル中常に固着している領域が存在する場合(「局所すべり」と定義)は生じない.すなわちナット座面,ねじ面間の双方が1加振サイクル中常に固着している領域が存在しない場合(「微小すべり」と定義)にはじめてこの微小座面すべりによるゆるみが発生するといえる.



Fig. 2.4 A loosening mechanism of a bolted joint under the localized slip in the nut bearing surface

第3章 微小座面すべり

3.1 緒言

ボルト・ナット締結は,取り付け・取り外しのしやすさと低価格なことから幅広く使用されている⁽¹²⁾.しかしながら,ボルト・ナット締結体のゆるみの問題は,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多く起こっている.

泉ら⁽¹³⁾はねじ山の螺旋形状の接触を考慮した三次元有限要素法により,ボルト締結体の軸 直角方向荷重によるゆるみの解析を行い,山本・賀勢らの実験⁽¹⁰⁾と非常に良い一致を示すこ とを示した.また,賀勢ら⁽¹¹⁾, Paiら⁽⁴⁾⁽⁵⁾によって提案されている座面すべり以前で生じる微 小なゆるみ(微小座面すべりによるゆるみ)が進行することも見出した.このような微小な ゆるみは完全座面すべりによるゆるみと異なり,極めて低速で進行するため検出が困難であ る.一方,座面すべりは数サイクルで大きな軸力低下を伴うため検出が容易であるが,現在 の設計でこのような現象が起こるとは考えにくい.産業界で生じているゆるみの問題の中に は,この微小ゆるみに起因していることが少なくないと考えられる.しかしながら,実験的 にも理論的にもその詳細はわかっていない.工学的見地より,微小ゆるみに対する評価法の 構築が急務であると考えられる.

本章では,座面すべり以前に生じる微小なゆるみに焦点を当て,そのメカニズムを有限要 素法により解明する.結果は,最近の賀勢らの実験結果⁽¹⁴⁾と良い一致を示し,本論文のモデ ルが現実の現象をよく再現していることを示す.最後にボルト・ナット締結体のゆるみのメ カニズムに対する新しい理論体系を提案する.

3.2 解析手法

賀勢らのボルト・ナット締結体の軸直角方向荷重にゆるみ試験を模擬し,図 3.1 のような M10 ボルト・ナットのグリップ長さ 28mm の有限要素モデルを作成した.ナットは六角を モデリングせず外径を 2 面幅の基準寸法である 17mm として作成した.被締結体のねじ穴径 については実験に合わせて 12mm として作成した.被締結体については可動板のみをモデル 化し下面の y,z 方向変位を拘束し,x 方向端面の x 方向変位をカップリングし,300N,500N, 600N の外力でそれぞれ加振することでゆるみを発生させた.

締結力はナット締め付けることで発生させた.その際,第一荷重ステップでボルト・ナットのねじ山が接触した状態から,ナット外周の節点に周方向に1.284mmの強制変位を与え,その後第二荷重ステップにおいてナット外周の節点への強制変位を除荷することにより,締結力10kNを発生させた.完全座面すべりの解析では締め付けによるねじれは座面すべりが一度起こってしまえば解消されてしまうが,本解析では十分に解消されない場合もあるため,モデルの正確性を増すために締め付け過程を考慮した解析を行った.

解析には汎用有限要素法解析ソフト ANSYS 8.0 を用いた. 賀勢らの実験の加振周波数が 十分小さいとして準静的解析を行った. 接触アルゴリズムはクーロン摩擦を再現したペナル ティー法を用い, ボルト・ナットねじ山間とナット座面被締結体間に接触を定義した. 賀勢 らによる実験では MoS2 潤滑が採用され, 摩擦係数は 0.1 程度であると予測されるため, ね じ面,座面ともに摩擦係数 0.1 とした.



Fig. 3.1 Finite element model for loosening of threaded fastener subjected

3.3 解析結果

図 3.2 に各並進荷重の計算結果の最終サイクル(22 サイクル)における並進力 並進変位 の関係を示す.また,図 3.3 には荷重が一番大きい 600N の時の接触状態を示す.図 3.4 に はボルト軸のねじれ角を示す.ねじれはボルト上端の0°,90°,180°,270°の4点にお ける固定された座標系に対する回転角の平均値を用いた.本論文では,ねじれおよび回転角 の値はy軸正回転方向を正として表すこととする.ナットを締め付ける際におよそ-0.23° のねじれをボルト軸に生じている.

図 3.5 にナット回転角の進行を賀勢らの実験結果⁽¹⁴⁾と合わせて示す.ナット回転角はナット上面(座面の反対側)の0°,90°,180°,270°の4点における空間に固定された座標系に対する回転角の平均値を用いた.また,解析では力による加振でゆるみを発生させたが,加振力に対応する変位振幅は0.016,0.030,0.039 mmとなった.ナットの回転角は賀勢らの実験結果と良い一致を示していることがわかる.

加振力 300N では,図 3.2 より,並進変位 荷重曲線がヒステリシスを持たず,ほぼ直線と なった.接触面の状態を調べると,ねじ面では,一振動サイクルにおいて常時固着した領域 を有しながら部分的にすべりが発生している状態(ナット第一ねじ山ではすべりを生じてい るが,第二~第四ねじ山では1サイクルを通じて完全に固着している部分が存在する)とな っている.以後,常時固着した領域を有するねじ面及び座面のすべりを,それぞれ局所ねじ 面すべり及び局所座面すべりと呼ぶこととする.一方,座面では,図 3.6 に示した接触状態 の様子より、右死点と左死点で常時固着した領域がない、このような状況では、ゆるみ回転 が生じる可能性がある.以後,完全なすべりは起こさないが,一振動サイクルにおいて常時 固着した領域がないねじ面,座面のすべりをそれぞれ,微小ねじ面すべり,微小座面すべり と呼ぶこととする.結果,ねじ面で常時固着領域があるため,ゆるみは進行しないと考えら れる.ただし,ボルト軸のねじれの解消に起因して,図3.5に示す通り,ナットの回転角は わずかに進行している.これは,締め付け時のボルトのねじれを駆動力に,ナットとボルト のねじ面が固着しながら同時に回転(座面は微小座面すべり状態)しているために生じる回 転角であり(以後同時回転と呼ぶ),ゆるみには直接関係しないと考えられる . すなわち , 図 3.7 に示すように、(A)で締め付けを行うことで(B)から見て時計回りのねじれがボルト軸には 生じている.微小座面すべりが起こることで,ナットはわずかづつ回転するが,(C)のように ボルトとナットがねじ山で固着して一体となって回転しているためボルトのねじれもこのと きに解消される.

図 3.8 にボルト軸に対するナットの相対回転角(ナット回転角 - ボルトねじれ角)を示す. 実験では,相対回転角は得られていないが,解析より300Nの荷重の場合,初期の1,2サイ クルでゆるみと逆方向の相対回転が生じ,その後相対回転は全く進行していないことがわか る.図 3.9 に軸力の変化を示す.ただし,相対回転角と対応付けるため,下向きを正(軸力 増加)としている.他の荷重条件の場合も含めて,軸力の変化と相対回転角の傾向はほぼ一 致し,相対回転角が回転ゆるみの指標として適当であると考えられる.よって,荷重300N では相対回転と軸力の結果より,ゆるみは進行していないと結論できる.

最初の1,2サイクルの相対回転はボルト軸のねじれ解消のために生じると考えられる.座面では局所座面すべり状態にあり,ねじ面では固着領域がない完全すべりを生じ,締まり方向に相対回転が生じている.ここで,ねじ面,座面の固着領域が存在しないすべりを,完全ねじ面すべり,完全座面すべりと呼ぶこととする.後者は単に座面すべりとも呼ばれる.

加振力 500N では図 3.2 の並進変位 荷重曲線にわずかにヒステリシスが生じる. 接触面の状態を調べると, 300N と異なり,第一ねじ山から第三ねじ山まではねじ面完全すべりが,

第四ねじ山では微小ねじ面すべりが生じている.座面の接触状態は,300Nと同様,微小座 面すべりの状態にある.このような,ねじ面の接触状態の違いにより,300Nの場合と比較 して,剛性の変化が現れ,変位 荷重曲線に折れ曲がりが生じたものと考えられる.図3.8, 図3.9の相対回転角,軸力変化より,ゆるみはごくわずかであるが発生していると考えられ る.最初の数サイクルの相対回転は300Nと同様,ボルト軸のねじれの解消によるものと考 えられる.

加振力 600N では,図 3.2 の並進変位 荷重曲線に明確なヒステリシスが現れる.図 3.2 の接触状態より,曲線の勾配が変化する A 点では,ねじ面の完全すべりが発生していること がわかる.このとき座面の接触状態は手前側(z 軸正方向)に固着域が存在し,奥側は完全 にすべっている.右死点を過ぎ加振力の減少過程である B 点では、座面のほぼ全面が固着し, ねじ面は,第一から第三ねじ山が固着している.その後,C 点では逆向きに加振力が加えら れ,ねじ面でのすべりが起こり始める.ねじ面での固着域は次第に座面から離れたねじ山の 方へ移動していき,D 点において完全ねじ面すべりが発生する.左死点側では座面の固着域 は奥側に存在する.A 点とD 点の座面の状況を比較すると図 3.6 同様,1サイクルを通じて 見ると常時固着している部分が存在しない微小座面すべりが生じていることが分かる.また, 図 3.4 に示すように,ボルト軸のねじれはねじ面完全すべりのため数サイクルで解消され, およそ - 0.075°で停留する.この値はねじ面からリードに伴うトルクと摩擦力とボルトのね じれ力が釣り合う角度と考えられる.ねじ面が完全にすべることにより,ボルト軸に起因し た同時回転は 300N の場合と比較してほとんど起こらない.また,図 3.8,図 3.9 に,相対回 転角と軸力の低下を示す.これらの二つの傾向はほぼ一致し,ゆるみ回転がほぼ一定の速度 で進行することがわかる.



Fig. 3.2 Relationships between transverse load and transverse displacement under three kinds of loading conditions



Fig. 3.3 Evolution of contact state during loosening process



Fig. 3.4 Torsional angles of the top of bolt under three kinds of loading conditions



Fig. 3.5 Rotation angles of nut under three kinds of loading conditions. Experimental results are shown for comparison



Fig. 3.6 Contact states of bearing surface at left dead point and right dead point in the case of 300N analysis The behavior is defined as micro bearing-surface slip



Fig. 3.7 Schematics of "Simultaneous rotation of a bolt and nut"



Fig. 3.8 Relative rotation angles under three kinds of loading conditions



Fig. 3.9 Variation in axial forces under three kinds of loading conditions

3.4 考察

3.4.1 実験結果との比較

図 3.5 より,実験結果は振幅 0.040 mm でナット回転角が一定速度で進行している.振幅 0.015 mm および 0.030 mm においてはナット回転角がゆるやかに進行している.この初期 のナット回転は,締め付けによるボルト・ナットの同時回転に起因したもので,ゆるみとは 関連しない.実験結果と計算結果の比較から,ナット回転角の定性的な傾向のみならず,定常的にゆるみが進行する臨界荷重(0.030mm から 0.040mm の間)がよく一致していること がわかる.

本解析ではねじ面,座面ともに摩擦係数を0.1 としたが,MoS2潤滑を用いた実験における 正確な摩擦係数が求まっているわけではなく,完全に定量的な比較は難しいと考えられる. また,実験における初期の5サイクル程度に限っては,初期のセッティングの乱れを含むた め,測定精度的に有意な結果が得られていない可能性があり,有意な比較は困難であると考 えられる.

3.4.2 加振力とゆるみ速度の関係

加振力とゆるみ速度の関係を図9に示す.ただし,加振力は座面すべりが生じる荷重 (Fcr=1000N)によって規格化を行っている.

図 3.10 より, 微小座面すべりは座面すべりが起こる荷重のおおよそ 50%から 60%程度の 荷重で生じ,荷重が大きくなる程ゆるみ速度が非線形に大きくなることがわかる. 従来のボ ルト・ナット締結体の設計においては,座面すべりが生じる荷重が設計に用いられていたが, 十分なゆるみ対する安全裕度を確保するためには,座面すべりが生じる荷重のおおよそ半分 の値を設計に用いる必要があると考えられる.また,ゆるみ角は,F/Fcr=1 となった座面す べり時の 0.25 degree/cycle と比較して非常に小さい.



Fig. 3.10 Dependence of relative rotation angle per a cycle on normalized vibration force (F/Fcr)

3.4.3 締付によるボルト軸ねじれの影響の考察

本論文では実験との比較のため,締め付け解析を行った後に,ゆるみ解析を実施した.こ こで,締め付けのねじれが及ぼす影響を考察するために,前報同様,ナットの座面が被締結 体可動板に接触した状態からわずかに下方に移動させ,ナット座面と被締結体を初期干渉さ せて締結力を発せさせたモデルについて,ゆるみ解析を行った.このときのナット回転と相 対回転角の進行を図 3.11,図 3.12 に示す.図 3.5 と異なり,初期の大きなナット回転が見ら れず,300N,500N ではほとんどナット回転は進行していない.600N の場合,一定速度でナ ット回転が進行する.この進行速度は,締付によるねじれを考慮したモデルと同じであった. 図 3.5 と図 3.11 の傾向を比較すると,初期の傾向の違いはあれど,10 サイクル以降の傾向 は同一である.しかしながら,図 3.11 の結果は実験結果と大きく異なり,実験結果とのナッ ト回転の比較のためには,締め付け時のねじれによる同時回転を考慮することが重要である ことが示された.しかしながら,実用的にはボルトのゆるみ速度が重要であるため,有限要 素法で締め付け過程を省略しても評価は可能であると考えられる.

もちろん,ナットの回転角とゆるみ回転は異なるため,実験においても相対回転を測定す る必要があると考えられる.



Fig. 3.11 Rotation angles of nut without tightening process



Fig. 3.12 Relative rotation angles of nut without tightening process

3.4.4 摩擦係数の影響についての考察

摩擦係数の結果への影響を調べるため,摩擦係数を 0.15 として同様の解析を行った.締結 力は締付けを行うことにより発生させた.図 3.13 にナットの回転角,図 3.14 に相対回転角 を示す.ナットの回転角は,加振力が小さければ大きくなるという結果となった.これは初 期のボルトのねじれによる同時回転の影響であり,ねじ面でのすべりが少ない低加振力のほ うが,ねじ面同士が固着しているため,長期にわたり,同時回転が起こるためと考えられる. しかしながら,実際にゆるみが進行するのは,加振力が1000N以上の場合のみと考えられる. また,加振力 900N の場合は完全ねじ面すべりが生じるにもかかわらず,ゆるみは進行しな かった.これは座面で微小座面すべりが起こらず,局所座面すべりの状態にあるためである. 摩擦係数 0.1 のケースと異なり,微小座面すべりがねじ面完全すべりより後に起こっている.

ゆるみ速度の並進力依存性を摩擦係数 0.1, 0.15, 0.20 の 3 ケースの場合についてプロット したものを図 3.15 に示す.摩擦係数が大きくなっても,座面すべりが生じる並進力の 50% から 70%程度の並進力で微小座面すべりが生じる.また,微小座面すべりによるゆるみ速度 は摩擦係数に大きく依存することがわかる.



Fig. 3.13 Rotation angles of nut under various loading conditions



Fig. 3.14 Relative rotation angles of nut under various loading conditions in the case of friction



Fig. 3.15 Dependence of relative rotation angles on vibrational force under three kinds of friction coefficient ($\mu = 0.1, 0.15, 0.2$).

3.4.5 新しいゆるみ機構の理論の提案

従来の山本ら⁽¹⁰⁾の理論は,完全座面すべりのみが考慮されているが,座面すべり以前の現 象に着目すると,すべりをねじ面と座面に分けて議論する必要がある.また,座面,ねじ面 のそれぞれの接触状態について,固着領域がなくなる完全すべり,完全すべりは起こさない が常時固着領域がない微小すべり,常時固着領域が存在する局所すべりの三通りに分類でき る.整理すると,接触状態は表 3.1 に示すように,九通りに分類される.

横山,泉ら⁽⁷⁾⁽¹³⁾の完全座面すべりの解析では,表のケース1のみを取り扱い,大きくゆる みが進行することを示した.座面すべりが生じているが,ねじ面が完全すべりを起こしてい ない状況も摩擦係数などの条件によっては生じると考えられる.しかしながら,本論文では ケース2とケース3は起こらなかった.ケース2はねじ面の微小すべりにより,ゆるみは進 行すると考えられる.ケース3は,ねじ面が回転しないため,ゆるみは進行しないと考えら れる.ケース1とケース2を合わせて完全座面すべりによるゆるみと総称することとする.

座面が微小すべりを起こし、ねじ面が完全すべりを起こすケース4は、摩擦係数m=0.1、荷 重F=600Nで行った解析に対応し、ゆるみは進行している.座面、ねじ面ともに微小すべり が生じるケース5は、摩擦係数µ=0.1、荷重F=500Nで行った解析に対応し、ゆるみはごく わずかに進行している.座面が微小すべり、ねじ面が局所すべりのケース6は、µ=0.1、 F=300Nの解析に対応し、ナットの同時回転は起こるが、ゆるみは進行しない、ケース4と ケース5を合わせて微小座面すべりによる微小ゆるみと総称することとする。このゆるみの モードは、進行速度が非常に小さいため、従来の設計ではほとんど考慮されてこなかった. しかしながら、高サイクル振動を受ける締結体においては低速でも定常的に進行し、軸力の 低下を引き起こし、完全座面すべりによるゆるみへと発展するものと考えられる.

座面が局所すべり,ねじ面が完全すべりのケース7は,µ=0.15,F=900Nの解析に対応し, ゆるみは進行しない,座面が局所すべりねじ面が微小すべりのケース8は,m=0.15,F=750N の解析に対応し,ゆるみは進行しない.荷重が十分小さいケースはケース9に相当し,ゆる みは進行しない.

このように,ねじ面と座面の両方の接触状態について考えることがボルト・ナット締結体 のゆるみを考えるためには必要である.従来は座面すべりのみに焦点が当てられてきたが, ねじ面すべり,特に完全ねじ面すべりについて考慮したゆるみに対する設計が不可欠である.

		Bearing surface			
		Complete bearing- surface slip	Micro bearing- surface slip	Localized bearing- surface slip	
Thread surface	Complete thread- surface slip	case1 loosening Previous report	case4 loosening μ=0.1, F=600N μ=0.15, F=1000N	case7 no loosening μ=0.15, F=900N	
	Micro thread- surface slip	case2 (loosening) (no analysis)	case4 loosening μ=0.1, F=500N	case8 no loosening μ=0.15, F=750N	
	Localized thread- surface slip	case3 (no loosening) (no analysis)	case6 no loosening	case9 no loosening small load	

 Table 3.1
 Relation between contact states and loosening. Contact states are classified

3.5 結言

三次元有限要素法解析により,ボルト・ナット締結体の微小座面すべりに起因する微小な ゆるみの発生メカニズムを明らかにした.

微小座面すべり起因のゆるみによるナットの回転角は賀勢らの実験と良く一致した.実験 で測定されている初期のナット回転は,締め付け時のボルトのねじれを駆動力とした,ナッ トとボルトの同時回転に起因しており,ゆるみ回転とは異なることがわかった.また,微小 座面すべりが生じる荷重は,座面すべりが生じる荷重のおおよそ 50~70%であることがわかった.

ボルト・ナット締結体のゆるみの考察のためには,座面とねじ面の両方の接触状態に着目 する必要がある.接触状態は,固着領域が存在しない完全すべり,振動1サイクルにおいて 常時固着している領域が存在しない微小すべり,振動1サイクルにおいて常時固着している 領域が存在する局所すべりの三種類に分類され,座面とねじ面の組み合わせで,合計九種類 の接触状態が定義される.ねじ面・座面の両方共に微小すべりもしくは完全すべりを起こす と,ゆるみ回転が進行することがわかった.

第4章 ダブルナットの締め付け解析および ゆるみ止め性能評価

4.1 緒言

ダブルナット締結法は古くからゆるみ止め手段の一つとして広く知られている.羽交い絞 めという特殊な締め付け方により適切に締め付けられれば優れたゆるみ止め効果が期待でき るとされている.しかし,適切な締め付けにより確実なロッキング状態が実現されなければ, ゆるみ止めの効果を失う.このような特殊な締め付け方が必要とされる一方で,その締め付 け指針については明確にされていない.このため,現在に至っても現場では熟練した作業者 の勘と経験に頼って締め付けが行われているという状況である.

山本は締め付けとロッキングについて実験的手法からダブルナット締結法についての指針 を提案し,そのゆるみ止め効果についての実験を行っている.⁽¹⁵⁾⁽¹⁶⁾これらによるとダブルナ ットはロッキングが実現されていれば効果的なゆるみ止めになることが分かっている.

一方,ダブルナットの締め付けについて,田中ら⁽¹⁷⁾は二次元の有限要素法を用いて,締め 付け角-軸力の関係を示しているが,回転ゆるみについてはねじ山の螺旋形状を考慮しない 二次元の解析では評価できないという問題がある.泉ら⁽¹³⁾はねじ山の螺旋形状を考慮した接 触有限要素法解析を行い通常ナットの締め付け過程,座面すべりによるゆるみ過程について, 第二章では座面すべり以前に発生するゆるみ過程(微小座面すべりによるゆるみ過程)の再 現に成功し,詳細なメカニズムの解明が可能となっている.本章では,三次元有限要素法に より,ダブルナット締め付けの解析を行い,山本の実験結果と比較を行うことでダブルナッ トのロッキングのメカニズムを解明する.また,軸直角方向外力によるゆるみの解析を行い ダブルナットのロッキング状態とゆるみ止め効果の関係について考察を行う.

4.2 ダブルナットの締め付け方法

ダブルナットの締め付けは一般に上ナット正転法と下ナット逆転法の2通りの締め付け手順が知られておりそれぞれ以下のような手順で行われる.

上ナット正転法は大きくわけて,(A)下ナット締め付け(B)上ナット締め付け(C)上ナット締め付け(C)上ナット締め付け継続の三つのプロセスによりなっている.図4.1の(A)に示すように,まず下ナットのみを締め付ける.次に(B)のように上ナットを下ナットの上から締め付ける.上ナット正転法の場合,(C)に示す過程では下ナットを回らないようにスパナで固定して上ナットの締め付けを継続することによりロッキングする.

下ナット逆転法は大きくわけて,(A)下ナット締め付け(B)上ナット締め付け(D)下ナット逆転の三つのプロセスによりなっている.(B)までは上ナット正転法と同じだが,その後(D)に示すように上ナットを回らないようにスパナで固定して下ナットをゆるめ方向へ回転させることでロッキングする.

(C),(D)の過程は2つのスパナに逆方向の力を与えることから羽交い絞めといわれる. 次にロッキング状態について簡単に説明する.図4.2 にロッキング前後でのボルト・ナット ねじ山の状態を示す.通常のボルト締結では図4.2 左のようにボルトねじ山上側とナットね じ山下側で接触し軸力を発生する.ロッキングとは,羽交い絞めという特殊な締め付けを行 うことにより図4.2 右に示すようなねじ山同士の接触状態を実現することである.図4.2 右 では上ナットは通常通りボルトねじ山下側とナットねじ山上側で接触しているが,下ナット がボルトねじ山上側とナットねじ山下側で接触している.このように上下ナットねじ山がボ ルトねじ山とそれぞれ逆側で接触することで上下ナットを押し付けあうような力が働く.こ の力をロッキング力という.



Fig. 4.1 Schematics of double-nut tightening process



Fig. 4.2 Schematic illustration of thread surface's contact state in locking process

4.3 解析手法

4.3.1 ダブルナット締め付けの解析

山本は上ナット正転法と下ナット逆転法の2通りのロッキング方法について実験を行った. 本解析では2通りのロッキング方法について実験の手法を摸擬した解析を行い,それぞれに ついて実験との比較を行う.

山本は軸直角方向外力によるゆるみ試験機の可動板を固定しダブルナットの締め付け解析 を行った.本研究ではこの実験装置を模擬して三次元有限要素法モデルを作成した.対象と するボルトサイズは M10 ボルト・ナットであり,締め付け長さ 30 mm として用いた.ナッ トは4 ピッチねじ山が収まるように高さ 7.5mm,外形 17 mm の円形として作成した.ねじ 山寸法は 6H/6g(はめあい区分中)の交差域の中央となるようにモデル化した.可動板すべ てはモデル化せずに 40 mm × 40 mm だけモデル化し,下面を完全に拘束した.本解析では, 接触箇所は図 4.3 において ボルトねじ山下面 - 下ナットねじ山上面間 ボルトねじ山下面 - 上ナットねじ山上面間のほかロッキングの際接触が生じる ボルトねじ山上面 - 下ナット ねじ山下面間, 下ナット座面 可動板間 上ナット座面 下ナット上面間の五箇所に定義 した.接触アルゴリズムはペナルティー法を用いた.締め付けにはナット外周の節点に周方 向に強制変位を与えることで行った.すべての材料で物性値はヤング率 205 GPa,ポアソン 比 0.3,摩擦係数 0.15 を用いた.

ボルト座面と頭部側面を全自由度拘束する方法では実験装置とy方向(軸方向)の剛性が 異なるため,ナット回転角と軸力の関係において実験結果との一致は得られない.そこで, 未知である実験装置におけるボルト頭保持部の剛性をy方向一次元ばね剛性(COMBIN14 要素)を定義することで代用した.解析モデルにおいては,ばね片端の節点とボルト座面の 全節点のy方向変位をカップリングし,ばね要素の他端の節点を全自由度拘束とした.ボル ト座面と頭部側面の節点はx,z方向拘束とした.これにより結果的には周方向,径方向に拘 束され,y方向(軸方向)へのみ変位が可能となっており,ばね要素を介してy方向は支持 されている.ばね要素の剛性は実験と締め付け角-軸力関係の傾きがおよそ等しくなるよう に 80000 N/mm とした.

1.1.1.1 上ナット正転法

実験では図 4.1 に示した(A) (B) (C)の手順で締め付けを行った.解析では図 1 に示す(A) 過程のかわりに便宜上(A')過程として上ナットと下ナットを,実験の(A)の状態と同じ程度の 軸力が得られるまで同時に回転させた.このときの締め付け角は 20°となる.その後,(B)(C) 過程として下ナット外周節点は固定し,上ナットは締め付けを継続しロッキングを行った.

1.1.1.2 下ナット逆転法

実験では図 4.1 に示した(A) (B) (D)の手順で締め付けが行われた.解析においては上ナット正転法と同様に(A')過程として上下ナットを同時に回転させ,実験における(A)の過程と同程度の軸力を発生させる.このときの締め付け角は 27°となる.次に,(B)過程として上ナットのみを 39°まで締め付け,実験と同程度の軸力を発生させる.このとき下ナットは外周節点を固定とした.その後(D)の過程として,実験と同様の手順により上ナット外周節点を固定して下ナットをゆるめ方向へ回転させることでロッキングを行った.



Fig. 4.3 Finite element model for tightening analysis of double nut tightening method

4.3.2 ダブルナットの軸直角方向外力によるゆるみ挙動解析

締め付け解析と同様のモデルを用いて軸直角方向外力によるゆるみ挙動の解析を行う.ただし,ここでは実験との比較を目的としないためばね要素を用いずに直接ボルト座面と頭部側面を全自由度拘束とした.解析手法は第2章と同様の手法を用いた.モデルは第2章と同様に締め付け長さを28mmとして用いた.

解析は Case1: ロッキング力大(8.8 kN), Case2: ロッキング力小(1.1 kN), Case3: 上下 ナットねじ山がボルトねじ山とそれぞれちょうど逆側で接触する位置にモデル化し可動板加 振前はロッキング力を生じていないロッキング力なし(0 kN ボルトねじ山・下ナットねじ 山間隙間(遊び)なし), Case4: ロッキング力なし(0 kN ボルトねじ山・下ナットねじ山 間隙間(遊び)あり)の4通りについて行った.

被締結体可動板に x 方向に ± 0.3 mm の強制変位を与えることで完全座面すべりを発生させることによりゆるみを発生させた.

締結力とロッキング力の発生は計算時間の省略のため締め付け過程を省略した.締結力は モデリングの際に下ナット座面と可動板と初期干渉させておくことで発生させた.ロッキン グ力はモデリングの際に下ナットをあらかじめ逆転させた位置に作成することで上ナットと のねじ山の位相をずらし,下ナットねじ山下面とボルトねじ山上面を初期干渉させることで 発生させた.このような締結力,ロッキング力の発生方法では締め付けにより生じるボルト 軸のねじれが再現できないが,完全座面すべりを生じてゆるみが発生するときにねじれは完 全に開放することが分かっている.そのため一度完全座面すべりが生じると締め付けを行っ た場合でもねじれは解消し,初期干渉の手法で締結力,ロッキング力を発生させた場合と同 じ状態に至ることとなり,影響はないと考えられる.締結力,ロッキング力については初期 干渉量による調整が困難なためばらつきがあるが,およそ10kNとした.

4.4 解析結果と考察 山本の実験との比較

4.4.1 ダブルナット締め付けの解析結果

1.1.1.3 上ナット正転法

ナット締め付け角 - 軸力, ナット締め付け角 - 締め付けトルクの実験結果との比較をそれ ぞれ図 4.4,図 4.5 に示す.図 4.4 において(A)過程では軸力は締め付け開始から線形に増加 し,締め付け角 20°から約 23°までの(B)過程初期を除き,(B)過程においても軸力は締め付 け角に対して線形に増加する.(B)過程初期に軸力増加が線形でなくなるのは,下ナットを固 定し上ナットのみを締め付けることで上下ナットで支えていた荷重を上ナットのみが負担す るようになるためである.上ナットのみで軸力を負担するようになると再び軸力は線形に増 加する.図 4.4 のナット締め付け角 70°付近における勾配変化はロッキングが達成されたこ とに起因する.図 4.5 の(B),(C)区間のトルクより,(B)過程が始まった直後から上ナットの みで軸力を支えるようになるまでのナット締め付け角 20°から約 23°までは急激にトルク は上昇し,その後ロッキングの始まる 70°付近まで一定の勾配で増加する.ロッキングが始 まると締め付けトルクの勾配は急になりその勾配で上昇を続ける.

実験結果において下ナット締め付け、上ナット締め付けの際の軸力増加が線形でないのは、 ボルト・ナットねじ山の寸法公差に起因すると考えられる.解析においてはすべてのねじ山 が同時に接触を開始するような理想的な寸法精度でモデル化されており、すべてのねじ山の 接触が同時に開始するため(A)、(B)過程初期の勾配の緩やかな部分が存在しない.実験にお いても(A)、(B)過程初期の勾配の緩やかな部分を除けはほぼ線形であるといえる.

また,実験結果の方がロッキングが開始するのに要する回転角が大きくなることについては,上記の(A),(B)過程初期の勾配の緩やかな部分によるものと考えられる.実験結果から 勾配の緩やかな部分を除けば解析は実験と定性的に一致していることが分かる.

ロッキング後の勾配が実験よりも解析において急になっているのは,実験結果の勾配が次 第に緩やかになっていることから,実験では上下ナット間のねじ山において降伏が生じてい るものと考えられる.実際,解析における(C)過程末期では上下ナット間においてボルト軸部 においても1GPa以上の高応力となっている.

このように有限要素法により上ナット正転法の締め付け過程が理論的に明らかになった. また,上ナット正転法では(B)から(C)過程におけるロッキング開始時の軸力が予測できない ため軸力管理に注意が必要であるといえる.また,上ナット正転法でロッキングが達成され るにはボルト軸がおねじ,めねじ間の隙間以上に伸びる必要があるが,ボルト軸が短い場合 通常の締結力で締め付けたとしても伸びが不十分でありロッキングしないといった状況が考 えられる.本解析ではボルト軸方向の剛性をばね要素で模擬したため,ボルト軸方向の剛性 が数分の1程度と十分低く軸力15kN~20kNの通常の範囲内でロッキングが達成したが,実 際この手法により締め付けるときはボルト軸が十分に伸びる余地があるかを確認しておく必 要があることを明記しておく.



Fig. 4.4 Relation between tightening angle and axial force in upper -nut tightening method (Comparison between simulation and experiment)



Fig. 4.5 Relation between tightening angle and tightening torque in upper -nut tightening method (Comparison between simulation and experiment)

1.1.1.4 下ナット逆転法

下ナット逆転法によるナット締め付け角 - 軸力, ナット締め付け角 - 締め付けトルクの実 験結果との比較をそれぞれ図 4.6, 図 4.7 に示す.図 4.6 において(A')過程では軸力は締め付 け開始から線形に増加し,(B)過程初期の締め付け角 27°から約 30°までを除き,(B)過程に おいても軸力は締め付け角に対して線形に増加する.(B)過程初期に軸力増加が線形でなくな るのは上ナット締め付け法の時と同様に上下ナットで負担していた荷重を上ナットのみが負 担するようになることによる.(C)過程で下ナットをゆるめ方向に回転させていくと,締め付 け角 - 10°付近において軸力の減少が開始し,ロッキングが実現したことが分かる.図 4.7 に解析における(B),(C)区間のトルクを示す.(B)過程が始まった直後から上ナットのみで軸 力を支えるようになるまでのナット締め付け角 27°から約 30°まではは急激にトルクは上 昇し,その後ロッキングの始まる下ナット締め付け角 10°付近まで一定の勾配で増加する.

図 4.6 から解析における(B)過程末期の上ナットの回転角約 40°と(C)過程におけるロッキ ング開始時の下ナット回転角 - 10°の差からロッキングが開始するときの上下ナットの角 度差は約 50°となっている.しかし,実験においては 30°弱しか角度差を確認できず,こ の点において実験とは異なる.これは実験に用いたボルト・ナットのねじ山寸法公差の影響 により,(C)過程以前におけるボルト・下ナットねじ山間における隙間(遊び)が少なかった ことが考えられる.その点以外は上ナット正転法と同様に,実験結果におけるねじの寸法公 差の影響がある下ナット締め付け,上ナット締め付け初期を除くと実験と解析では定性的に 一致していることが分かる.

このように有限要素法により下ナット逆転法の締め付け過程が理論的に明らかになった. 下ナット逆転法においては、(C)過程におけるトルクー定期間後のトルク変化からロッキング 力の発生を感知できるといえる.また、(C)過程においてロッキング開始するまで軸力が変化 しない下ナット逆転法の方が、軸力が変化してしまう上ナット逆転法よりも軸力管理の観点 から有利であるといえる.



Fig. 4.6 Relation between tightening angle and axial force in lower -nut reverse-tightening method (Comparison between simulation and experiment)



Fig. 4.7 Relation between tightening angle and tightening torque in lower -nut reverse tightening method (Comparison between simulation and experiment)

4.5 軸直角方向外力によるゆるみ解析

図 4.8 に Case1~3, 図 4.9 に Case4 における荷重 変位履歴(ヒステリシスループ)を 示す. Case1~3 ではロッキング力が大きいほど剛性が高くなることが分かる.また, Case4 では変位±0.2 mm の並進変位を境に2種類の傾き(剛性)が現れるのに対して, Case1~3 では1種類しか見られない.図 4.10 に下ナットに座面完全すべりが生じたときの接触状態を 示す.これから, Case1~3 においては上ナットねじ面においては完全なすべりを生じていな いことが分かる.また, Case4 では上ナットねじ面で完全なすべりが生じていることが分か る.このすべりにより, Case4 において荷重 変位履歴に2種類の傾きが生じたと考えられ る.

図 4.11 に Case1~3,図 4.12 に Case4 における軸力の変化量を,図 4.13 に Case1~3, 図 4.14 に Case4 におけるロッキング力の変化量を示す.ただし、並進変位の右死点(+0.3mm) をサイクルの基準点としている.すべてのケースにおいて軸力は 1/2 サイクルの周期を有す る.また,ロッキング力が小さいほど軸力の増減幅が大きくなる.図 4.13,4.14 から,この 増減はロッキング力の変化に起因することが分かる.Case4 の場合,初期の状態では下ナッ トねじ山とボルトねじ山間に隙間がありロッキングしていなかったのが,加振の際にねじ山 とボルトねじ山の隙間がなくなり接触が生じたことによりロッキング力が発生している.

軸力の減少が明確に認められるのは Case4 のみであり, Case1~3 では完全座面すべりを 発生するような状況にもかかわらず, ほとんど軸力の減少が認められない. 最終サイクルに おける軸力変化量は Case1~4 でそれぞれ 0.65, 2.7, 4.7, 220 N/cycle となった.

すなわち,ロッキング力が小さくともロッキング状態(下ナットねじ山とボルトねじ山の隙 間(遊び)がない状態)が実現できていれば,大きなゆるみ止め効果が得られることが分か った.この結果は山本⁽¹⁵⁾のダブルナットのゆるみ試験において適正にロッキングが実現され た場合ほとんどゆるみが生じないという結果と一致している.しかしながら,適正な締め付 けが行われておらずロッキングが実現されていない場合は,逆に大きくゆるんでしまうこと が分かった.



Fig. 4.8 Relation between load and displacement (Hysteresis loop) Case1 ~ Case3



Fig. 4.10 Contact states in four kinds of cases when lower nut's bearing-surface is completely slipping



Fig. 4.11 Variations in axial forces (Case1 ~ Case3)



Fig. 4.12 Variation in axial force (Case4)



Fig. 4.13 Variations in locking forces (Case1 ~ Case3)



Fig. 4.14 Variation in locking force (Case4)

4.6 結言

三次元有限要素法解析により,ダブルナット締結法の締め付け解析を行い,山本の実験結 果と定性的な挙動について一致を得た.軸力管理および確実にロッキングが可能かどうかと いうの観点からは締め付け方法は下ナット逆転法を用いるのが好ましい.

またダブルナットについてゆるみ挙動についての解析を行い、ロッキング状態とゆるみ挙 動の関係を明らかにした.ダブルナットがゆるみ止め効果を発揮するにはロッキング力の大 小よりも確実にロッキングを行うことにより下ナットねじ山の遊びを取り除くことが重要で ある.ゆるみ止め効果は完全座面すべりを生じたときにも上ナットねじ面が常時固着接触し ていることによる.ロッキング状態が実現できていれば完全座面すべりによるゆるみはほと んど生じないことが分かった.
第5章 ばね座金のゆるみ止め性能評価

5.1 緒言

ばね座金はゆるみ止め手段の一つとして広く使用されている.しかし,その効果の真偽に ついては,あまり議論されてきていないといえる.

一般的にばね座金の効果としては,被締結体にすべりや遊離がある場合にばね座金によっ てボルト・ナットが回転しにくいようにするという効果を上げる人が多いが,現実にはこの 効果があるとはいえないようである.実験的手法からばね座金のゆるみ止め効果に対する検 討はいくつかなされているが,通常の締結力で締め付けられている状態ではばね座金は密着 状態となっており,ばねとしての機能をはたしていない.そのため,通常の締結力下でのせ ん断荷重作用下のゆるみ試験ではばね座金の回転阻止機能はほとんど認められない⁽¹⁸⁾か,逆 にゆるみを促進してしまう⁽¹⁶⁾ようである.しかし,ばね座金がばねとして機能するような低 軸力下では回転抵抗となり,ナットの脱落防止には効果が認められるようである.

本章ではばね座金のゆるみ止め効果について有限要素法により検証を行うことを目的とする.

5.2 解析手法

ばね座金は外径 10mm,内径 6mm とし,0度から 350度までの C型ボリュームに初期応 力を導入することによりモデル化した.初めに,図 5.1 (a)にしめすように片端を完全に拘束 し,多端に上方向へ 2.5mm 強制変位を与える解析を行う.その後,(b)のように応力を消去 し幾何形状の更新を行う.次に(c)のように変形形状をもとの形状に戻すような強制変位を与 え,解析を行う.(d)として,このとき生じた応力状態を初期応力として書き出し,(e)に示す ように,初期応力を全体モデルの C型ボリュームに導入することによりばねの効果を再現し た.全体モデルについては締め付け長さを 28 mm として用いた.締結力の発生は初期干渉 の手法により 10kN とした.



Fig. 5.1 Modeling method for spring washer



Fig. 5.2 Finite element model for loosening analysis of the bolted joint

5.2.1 ばね座金のばね反力

本節ではばね座金のばね反力についての考察を行う.ばね座金,ボルト,被締結体からな る構造に対し,ボルト下端を締付け状態から上方へ(ばね座金が伸びる方向)変位させてい ったときの変位とばね反力(=軸力)の関係すなわちばね定数を求め図 5.3 に示す.ばね座 金は接触摩擦力で支えられており低軸力では不安定な挙動を示すことから,解析ではばね座 金の切り口の一端を拘束して解析を行った.

ばね座金はその接触状態によって3つのばね定数を持っていることが分かる.また,この ときの接触状態を図 5.4 に示す.傾き(A)部ではばね座金のほぼ全面が接触している.傾き(B) 部ではばね座金の下面内側の角と上面内側の角,ばね座金上面の一部との3箇所で接触して いる.(C),(D)部ではばね座金下面の角の接触はなくなり,ばね座金上面の一部で接触して いるが,ばね座金のばねが伸びるにつれてばね座金上面における接触箇所はばねの螺旋をの ぼる方向へ移動していく.これらの接触状態の違いからばね定数が3つの異なる領域に分か れる.



Fig. 5.3 Spring rate of the spring washer which is used in the analysis



Fig. 5.4 Contact states of the spring washer under three kinds of spring rate

5.3 解析結果

5.3.1 完全座面すべりの解析

図 5.5 に摩擦係数 0.15,図 5.7 に摩擦係数 0.10 における完全座面すべりを生じたときのナット回転角の進行の様子を横軸に加振サイクルをとり示す.加振サイクルは可動板に与える変位を基にして 0 サイクル:中立点,1/4 サイクル:x 方向 +0.4(0.3)mm,2/4 サイクル:中立点,3/4 サイクル:x 方向 -0.4(0.3)mmの繰り返しとした.いずれの摩擦係数のときも通常ナットと比べて大きくナットのゆるみ回転が進行していくのが分かる.また,加振方向については x 方向と z 方向でわずかに違いは見られるが,その影響は小さいといえる.

ばね座金を入れた場合にゆるみ回転量が増大する理由としては二点考えられる.一つは, ばね座金の厚み分の締め付け長さの増大によるボルト軸ねじれの増大によりボルト軸のねじ れが解消する際に生じるナットの回転が大きくなることが挙げられる.二つ目としては,ば ね座金により座面接触圧力に偏りが生じるため接触圧が高い部分を支点とした回転が生じる ためであると考えられる.

図 5.6 に摩擦係数 0.15 図 5.8 に摩擦係数 0.10 のときの軸力減少量を示す 摩擦係数 0.15, 0.10 のときともにナットのゆるみ回転が大きく増大しているのに対して軸力の減少速度は通 常ナットと同等程度に抑えられており,軸力保障の効果は確認できる.また通常ナットの軸 力の変動サイクルは半サイクルであるのに対して,ばね座金の場合軸力の変動サイクルは 1 サイクルであり,x方向への加振とz方向の加振では大きく異なる.これはばね座金の非対 称性に起因すると考えられる.



Fig. 5.5 Loosening rotation angle of the nut (Friction coefficient 0.15)



Fig. 5.6 Axial force (Friction coefficient 0.15)



Fig. 5.7 Loosening rotation angle of the nut (Friction coefficient 0.10)



Fig. 5.8 Axial force (Friction coefficient 0.10)

1.1.1.5 考察

図 5.9 にばね座金に初期応力を与えない場合(平座金にスリットの入ったものとなる)に おける座面すべりのナットのゆるみ回転角を示す.また,比較として図 5.5 の結果もあわせ て示す.加振はx方向とz方向二通りについて行った.このときのゆるみ回転速度は通常ナ ットよりも速くなっていることが分かる.これから,ばね座金の厚みによる締め付け長さの 増大の影響が確認できる.また,ばね力がありのばね座金とばね力なしの座金を比較すると ばね力があるものの方が大きくゆるみ回転が進行しているのが分かる.このことから接触圧 が高い部分を支点とした回転の影響が確認できる.

また,図 5.10 にばね力ありの場合の x 方向の加振について,図 5.11 にばね力なしの場合の x 方向加振についての変位 - 荷重の関係を示す.図 5.10 は A ~ D の 4 つの傾きを持った部分に分けることができ,図 5.11 は C の傾きが確認できず,A(急勾配部),B(緩勾配部),D(平坦部)の 3 通りの傾き持った部分に分けることができる.実験および解析的手法から,座面すべりを生じると変位 - 荷重の関係には上記の 3 つの傾きを持つことが知られている⁽⁷⁾が,図 5.10 に示したように,ばね座金を用いると C (中勾配部)の傾きが追加される.

図 5.12 にばね力ありの場合の x 方向の加振について A ~ D 部における接触状態を示す.A ではナットねじ面,座面で固着接触となっている.B ではねじ面全域ですべりが生じ座面は 固着状態となっている.B 末期ではばね座金の角の 4 点においてのみ固着状態となっている.C ではばね座金の角の 2 点のみで固着状態となっている.D 前半ではねじ面,座面で完全な すべりが生じている.D後半では座面で完全に滑っているが,ねじ面で固着が回復している.c れらから,ばね力ありの場合の x 方向の加振についての C 部での挙動は図 5.12 の C に示 す座金の角の固着部を支点とした回転が生じていることが推測できる.

図 5.13 にばね力ありの場合の x 方向の加振について,ばね座金の回転角を接触状態で分類 したものを前にも示したナットの回転角とあわせて示す.座金の回転の進行の様子は x 正方 向への可動板加振と x 負方向への加振で異なり,Cの接触状態のときに,x 正方向の加振で ナットのゆるみ方向に回転し,x 負方向の加振でナットの締まり方向にわずかに回転する. 正負が逆転するのは,座金の角の2点を支点とした回転のため,図 5.14 左に示すように,x 正方向への可動板加振ではばね座金は上(ナット側)から見て反時計回りに回転し,x 負方 向への加振では図 5.14 右のように回転方向が逆となり,時計回りに回転する.この影響で, ナットの回転も x 正方向への可動板加振時(サイクル数 0,1,2 付近でのゆるみ回転)の方 が,x 負方向への可動板加振時(サイクル数 0.5,1.5,2.5 付近でのゆるみ回転)よりも大き くなったと考えられる.また,図 5.13 からナットの回転は C 部で発生しており,完全座面 すべりの生じた D 部ではわずかしかナットがゆるみ回転していないことがわかる.これはば ね座金が完全座面すべり以前の外力によっても大きなゆるみ回転を生じ得ることを示してい る.



Fig. 5.9 Comparison in loosening rotation angles of the nuts in five cases (Friction coefficient 0.15)



Transverse displacement(mm)

Fig. 5.10 Relationship between load and displacement(With spring force)



Transverse displacement(mm)

Fig. 5.11 Relationship between load and displacement(With no spring force)



A:Sticking in the bearing and threaded surfaces



C:Sticking in two corner points



B:Sticking in the bearing surface



Former part of D: Sliding in all surfaces



Latter part of D: Sliding in all surfaces

Not contact

Fig. 5.12 Classification in contact state



Fig. 5.13 Loosening rotation angle of the spring washer



Fig. 5.14 Schematic illustrations of washer rotation during C state

1.1.1.6 酒井(18)の実験結果との比較

酒井はいくつかのゆるみ止め部品に対して図 5.15 左に示すユンカー式ゆるみ試験機を使 用し「被締結体同士が大きくすべる条件下」でゆるみ試験を行った.本節ではこの実験結果 に対応する解析を行い結果の比較を行う.

実験条件は M10, P=1.25 の細目ねじを使用し, ねじ面,座面にエンジン油を塗布,ボルト・ナット座面間距離 32mm,軸力ゼロ時の被締結体相対すべり量 1.0mm(全振幅)と成っており,解析ではできる限り条件を実験に合わせてある.摩擦係数について詳細は不明なため0.125 とした.実験では1000 サイクル以上加振を行っているが,計算コストから計算を1000 サイクル行うことは事実上不可能なため,軸力を 30kN ~ 5kN の間で設定しそれぞれの軸力下での現象の再現を行った.



Fig. 5.15 Schematic illustration of Junker's experimental apparatus and a simulation model

図 5.16 に解析における軸力減少速度(1 サイクルあたりでの軸力減少量)を示す.解析は 3 サイクル行い,最終サイクルでの軸力減少量をプロットした.通常ナットは軸力 30kN,ば ね座金は軸力 30kN,20kN では完全座面すべりを起こさずに,微小座面すべりによるゆるみ となっている.それ以下の軸力では完全座面すべりを生じ,完全座面すべり下では軸力低下 速度は軸力におよそ比例することが分かる.

図 5.16 の近似直線を軸力減少速度として軸力 40kN からの減少の様子を計算し図 5.17 に 酒井の実験結果とともに示す.図 5.17 では解析が可能な 5kN 以上の範囲の結果のみを示し た.軸力低下の速度が次第に遅くなる傾向は一致しているが,軸力の低下速度が解析の方が 速くなっている.これは解析では可動板のみをモデル化し,その下の固定板はモデル化して いなくナットを直接軸方向に拘束しているなどのことから軸方向へ締結体の変形を考慮して おらず,剛性が高いことによりナットの回転角あたりの軸力減少量が大きくなることによる と考えられる.

また実験では低軸力でばね座金の軸力保障の効果があらわれているが,解析ではばね座金の軸力保障の効果がはっきりとは確認できない.これは,軸力保障の効果が出てくる部分が 5kN 程度以下で解析から省かれてしまっていることによると考えられる.5kN 程度以下の解 析では軸力の低下速度が安定しなかったため図 5.16 では省いたが,実際の現象では 5kN 程 度以下での軸力保障の効果が効いていると考えられる.



Fig. 5.16 Decreasing rate of axial force



Fig. 5.17 Comparison between simulation results and experimental results

5.3.2 微小座面すべりの解析

図 5.18 に摩擦係数 0.15 のもとでの ± 1000N の加振により微小座面すべりを生じたときの ボルト・ナットの相対回転角を示す.結果は右死点,左死点のみの結果を出力し,プロット してある.ばね座金を入れた z 方向への加振が最もゆるみやすく,x 方向の加振についても 通常ナットよりもゆるみやすくなっている.また,座金を入れた場合は初期に通常ナットに 比べて大きくゆるむ現象が確認できる.

図 5.19 に荷重を変えて同様の解析を行い,横軸に完全座面すべりを生じるときの加振力 (摩擦係数と軸力の積)で規格化したもの,縦軸に 20 サイクル経過時の回転速度を取った ものを示す.1000N の時と同様にばね座金 Z 方向への加振,x 方向への加振,通常ナットの 順にゆるみ速度が大きくなっている.また,F/Fcr=0.87 (F=1300N)の時にはゆるみが加速 度的に y 生じ途中で計算が収束しなかったが,最後に収束した時点でのゆるみ速度は z 方向 加振で 0.27deg./cycle,x 方向加進で 0.16deg./cycle となり,急激にゆるみが進行する結果と なった.これは座面すべりの結果の図 5.10 から読み取れる C 部(角を支点とした回転を生 じている)の始まりが約 1200N であることを考慮すると,1300N ではこの回転のために急 激にゆるみ回転速度が増加したと考えられる.

図5.20に摩擦係数を0.10として同様の解析を行った結果を示す 摩擦係数0.10のときも, ばね座金Z方向への加振,x方向への加振,通常ナットの順にゆるみ速度が大きくなっている.また,F/Fcr=0.8(800N)において急激に回転速度が増加しているのは角を中心とした 回転のためであると考えられる.



Fig. 5.18 Relative rotation angle between bolt and nut under 1000N loading (Friction coefficient 0.15)



Fig. 5.19 Dependences of loosening rate on normalized vibration force (Friction coefficient 0.15)



Fig. 5.20 Dependences of loosening rate on normalized vibration force (Friction coefficient 0.10)

5.4 結言

三次元有限要素法解析により,ばね座金のゆるみ挙動解析を行いゆるみ止め効果のメカニ ズムの解明を行った.結果,完全座面すべりによるゆるみについてはゆるみ回転はばね座金 がない場合に比べて増大するが,ばね座金の軸力保障の効果により軸力の低下はばね座金が ない場合と同程度に抑さえられることが分かった.しかしばね座金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ナットが大き くゆるみ回転を起こすといった現象が確認できた.これにより微小座面すべりでは,F/Fcr が大きくなると角を支点とした回転から通常ナットよりも急激にゆるみの進行が加速され, ゆるみ防止の観点からは問題があることが分かった.

また酒井らの実験と対応する解析を行い,軸力減少速度が次第に遅くなるという定性的な 傾向は一致したが,ばね座金の軸力保障効果については軸力 5kN 以下の解析が不可能であっ たため確認できなかった.

第6章 付録 SSB のゆるみ止め性能評価

6.1 緒言

ナット側にプリベリングトルクを持たせたゆるみ止めは様々なものが使用されているが, ボルト側がプリベリングトルクを持ったゆるみ止めねじ部品はあまりないといえる.しかし, 構造物側にめねじを切ったような設計は数多く存在し,そのような部分でのゆるみ止めの要 求から大喜工業㈱がSSB(スーパースタッドボルト)図6.1を開発した.SSBは図6.2に示 すようにおねじ内部をくりぬきねじ山の間に薄肉部を設けそこをプレスにより圧縮し塑性変 形させることでめねじのねじ山を抱え込むような形でプリベリングトルクを発生させる. 本章ではこのSSBについてそのゆるみ止めの効果の検証を行う.



Fig. 6.1 A picture of SSB⁽¹⁹⁾



Fig. 6.2 Loosening proof mechanism of SSB⁽¹⁹⁾

6.2 解析手法

解析には汎用シミュレーションソフト ANSYS 9.0 を用いた.SSB のモデルは図 6.3 に示 すように塑性加工を施す前のモデルから,弾塑性解析を行うことで塑性加工後のモデルを作 成した.SSB のモデルは塑性加工量を変えることで2種作成した.塑性変形を起す円筒部を 長さ4.5mm,厚さ0.5mmとし,軸方向にそれぞれ1.33mm,1.28mmの強制変位を与える ことで塑性加工を再現した.その後,強制変位を除荷することで円筒部長さはそれぞれ 3.19mm,3.24mmとなった.このとき用いた応力 ひずみ関係は,ヤング率205GPa,ポ アソン比 0.3 降伏応力 700MPa の弾完全塑性体とした.以降の解析では応力評価を目的とし ないため上記の塑性加工後 SSB モデルから応力を消去し,形状のみを取り出してヤング率 205GPa,ポアソン比 0.3 の完全弾性体として解析を行う.摩擦係数は0.15を用いた. 解析については上記の SSB2 種のほかに通常ボルトについて比較のために行う.



Fig. 6.3 Finite element model of SSB

6.2.1 SSB 締め付けの解析

SSB 締め付けの解析は図 6.4 に示すような円筒状の被締結体,めねじ被締結体を締め付け るモデルを用いた.ボルト・ナットのねじ部については谷底の丸みを再現せず,寸法公差の 中央値となるよう作成した.被締結体は半径 15mm の円筒とし,上側被締結体の長さは 28mm とした.接触はおねじ-めねじ間,SSB座面-上側被締結体上面,上側被締結体下面 - めねじ被締結体上面の計3箇所に定義した.めねじ締結体外周を完全拘束,上側被締結体 を x,z 方向拘束し,SSB 頭部外周に周方向への強制変位を与えることにより締め付けを行う. また,締め付け後ボルト座面が上側被締結体と離れるまで戻し回転をおこないそのときのト ルクからプリベリングトルクを求める.



Fig. 6.4 Finite element model for tightening analysis of SSB

6.2.2 SSB ゆるみ解析

ゆるみの解析は図 6.5 に示すユンカー式ゆるみ試験機に相当するようなモデルを用い,軸 直角方向外力によりゆるみを発生させボルトゆるみ回転角について比較を行った.図3のよ うに,めねじ締結体と可動板,SSBをグリップ長さ28mmとなるよう作成し,可動板は40 ×40×12mmとし,ボルト穴径は12mmとした.ボルト・ナットのねじ部については谷底 の丸みを再現せず,寸法公差の中央値となるよう作成した.接触はおねじ-めねじ間,SSB 座面 - 可動板上面の2箇所に定義した.境界条件はめねじ被締結体側面,座面を全自由度拘 束,可動板下面をy,z方向拘束した.x方向変位をカップリングした被締結体可動板端面をx 正負方向に外力で加振または強制変位を与えることでゆるみを発生させた.



Fig. 6.5 Finite element model for loosening analysis of SSB

1.1.1.7 座面完全すべりの解析

被締結体に 0.3mm の強制変位を与えることでボルト座面に完全なすべりを発生させたときのボルトゆるみ回転について比較を行った.軸力は 10kN,5kNの2通りに対して解析を行った.

1.1.1.8 微小座面すべりによる微小ゆるみの解析

被締結体を 1000N ~ 1350N まで 50N おきの外力で加振することにより微小座面すべりに よるゆるみを発生させた.

6.3 解析結果

6.3.1 SSB の締め付け解析結果

締め付け解析からプリベリングトルクは強制変位量が大きいもの,小さいものそれぞれ 2.7N・m, 5.8 N・m となった.

図 6.6 に通常ナット, SSB プリベリングトルク小, プリベリングトルク大の締め付け解析 における締め付けトルク,軸力関係を示す.SSB はプリベリングトルク分だけ締め付けトル クを多く要することが分かる.また,軸力が大きい場合は通常ナットと SSB の締め付けトル クの差が小さくなる.これは締め付けを行うことでボルトねじ山が相対的に上方へ移動する ため,図 6.7 に示すように逆側で接触しているねじ山の接触力が小さくなるためであると考 えられる.



Fig. 6.6 Relationship between Axial force and tightening torque



Fig. 6.7 Comparison in contact pressure

6.3.2 完全座面すべりによるゆるみ解析結果

図 6.8 に軸力 10kN,図 6.9 に 5kN における荷重 - 変位関係を示す.軸力 10kN のときは 通常ボルト,SSB ともに 1500N で完全座面すべりを生じる.しかし,座面すべりが生じる 変位よりも小さい変位において,ループの傾きが変化するときの荷重が通常ナットと比べ SSB の方が大きくなっていることから,SSB はねじ面においてすべりを生じにくいといえる. 軸力 5kN では SSB のプリベリングトルクが大きい SSB はほとんど勾配に変化は見られず, 図 6.10 に接触状態を示すように座面完全すべりの下でもねじ面滑りが生じていないことが 分かる.

図 6.11 に軸力 10kN ,図 6.12 に 5kN におけるのボルトのゆるみ回転角の進行履歴を示す. 軸力 10kN , 5kN ともに完全座面すべりによるゆるみ量は通常ナット , SSB プリベリングト ルク小 , SSB プリベリングトルク大の順で大きくなっている .また , SSB のゆるみ止め効果 は 5kN においての方がはっきりとあらわれており ,緩めトルクと比べ相対的にプリベリング トルクが大きくなる軸力が低い場合に特に効果を示すといえる .



Fig. 6.8 Relationship between transverse displacement and transverse load(Axial force 10kN)



Fig. 6.9 Relationship between transverse displacement and transverse load(Axial force 5kN)



Fig. 6.10 Contact state of SSB with 5.8N • m when bearing surface is completely slipping



Fig. 6.11 Loosening rotation angles of the conventional nut and SSB(Axial force 10kN)



Fig. 6.12 Loosening rotation angles of the conventional nut and SSB(Axial force 5kN)

図 6.13 に加振力 1300N の時のゆるみ進行の様子を例として示す.プリベリングトルクの 小さい SSB は通常ナットに比べてゆるみ回転量が小さく、プリベリングトルクの大きい SSB はほとんどゆるみが確認できない.

同様の結果からそれぞれの荷重について一振動サイクルあたりのゆるみ回転角(20 サイクル 経過時)を求め,加振力Fとの関係を図 6.14 に示す.ただし,加振力は座面すべりが生じ る加振力(Fcr=1500N)で規格化している.通常ボルトはF/Fcr=0.8 程度から微小ゆるみが 発生するが,プリベリングトルク 2.7N・m ではF/Fcr=0.825 と微小ゆるみ発生が遅れ,プ リベリングトルク 5.8N・m ではF/Fcr=0.9 あたりまで微小ゆるみが発生しない.また,微小 ゆるみが発生する荷重でのゆるみ進行速度についても通常ボルトと比較して SSB は小さく なっている.

以上のように SSB は微小ゆるみ発生の臨界荷重,および進行速度両面からゆるみ止め効果が あるといえる.また,その効果はプリベリングトルクが大きいほど高いといえる.



Fig. 6.13 Rotation angles of the conventional bolt and SSB under 1300N loading



Fig. 6.14 Rotation angles in a cycle of the conventional bolt and SSB

6.4 結言

SSB は完全座面すべりを生じる場合は締結力が低い場合に効果が大きく,締結力が高いときは効果は小さい.締結力が小さい場合は完全座面すべりが生じてもねじ面がグリップしているためゆるみが生じない場合がある.

また微小座面すべりを生じるときには SSB は微小ゆるみが発生する臨界荷重が大きいこと,ゆるみ進行速度が遅くなること両面から効果的であるといえる.

第7章 結論

三次元有限要素解析によりボルト・ナット締結体の完全座面すべり以前に生じるわずかな ゆるみである微小座面すべりに起因する微小なゆるみの発生メカニズムを解明した.それに よりボルト・ナット締結体のゆるみの考察のためには,座面とねじ面の両方の接触状態に着 目する必要があることが分かった.接触状態は,固着領域が存在しない完全すべり,振動1 サイクルにおいて常時固着している領域が存在しない微小すべり,振動1サイクルにおいて 常時固着している領域が存在する局所すべりの三種類に分類され,座面とねじ面の組み合わ せで,合計九種類の接触状態が定義される.ねじ面・座面の両方共に微小すべりもしくは完 全すべりを起こすと,ゆるみ回転が進行することがわかった.

上記の微小座面すべりに対する考察をふまえダブルナット締結法,ばね座金,SSBについてのゆるみ止め性能評価を行い以下のような結論を得た.

- ダブルナットがゆるみ止め効果を発揮するにはロッキング力の大小よりも確実にロッキングを行うことにより下ナットねじ山の遊びを取り除くことが重要である.ゆるみ止め効果は完全座面すべりを生じたときにも上ナットねじ面が常時固着接触していることによる.ロッキング状態が実現できていれば完全座面すべりによるゆるみはほとんど生じないことが分かった.
- ばね座金は完全座面すべりによるゆるみについてはゆるみ回転はばね座金がない場合に比べて増大するが,ばね座金の軸力保障の効果により軸力の低下はばね座金がない場合と同程度に抑さえられることが分かった.しかしばね座金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ナットが大きくゆるみ回転を起こすといった現象が確認できた.これにより微小座面すべりでは, F/Fcrが大きくなると角を支点とした回転から通常ナットよりも急激にゆるみの進行が加速され,ゆるみ防止の観点からは問題があることが分かった.
- SSB は完全座面すべりを生じる場合は締結力が低い場合に効果が大きく、締結力が高いときは効果は小さい、締結力が小さい場合は完全座面すべりが生じてもねじ面がグリップしているためゆるみが生じない場合がある.また微小座面すべりを生じるときにはSSB は微小ゆるみが発生する臨界荷重が大きいこと、ゆるみ進行速度が遅くなること両面から効果的であるといえる.



- (1) J.N. Goodier, R.J. Sweeney, "Loosening by vibration of threaded fastenings", Mechanical Engineering, 67, 798 (1945)
- (2) G.H. Junker, "New Criteria for Self-Loosening of Fasteners Under Vibration", SAETransactions, 78, 314 (1969).
- (3) 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,54,1381(1988).
- (4) N. G. Pai, D. P. Hess, "EXPERIMENTAL STUDY OF LOOSENING OF THREADED FASTENERS DUE TO DYNAMIC SHEAR LOADS", Journal of Sound and Vibration, 253, 585 (2002).
- (5) N. G. Pai , D. P. Hess , "Three-dimensional finite element analysis of threaded fastener loosening due to dynamic shear load ", Engineering Failure Analysis , 9 , 383 (2002).
- (6) 福岡俊道,山崎直樹,北川浩,浜田実,"ボルト締付け時に発生する応力の評価",機論 A,51,504(1985).
- (7) 横山喬,東京大学修士論文,"鉄道車両艤装レール締結部の破損リスク評価と三次元有限 要素法によるゆるみ挙動解析"
- (8) 山本晃, "ねじ締結の原理と設計", p.133 養賢堂, (1995).
- (9) 山本晃, "ねじ締結の原理と設計", p.102 養賢堂, (1995).
- (10) 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),470(1977).
- (11) 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,54,1381(1988).
- (12) 吉本勇編,"ねじ締結体設計のポイント",日本規格協会,13 (1992).
- (13) 泉聡志ら"ボルト締結体の締付および緩み機構の三次元有限要素法解析"機械学会論文 集 A 編,71,702(2005)
- (14) 賀勢晋司,吉田諭,石橋久典,岡田学,日本機械学会2004年度年次大会講演論文集,233,3225
- (15)山本晃, "機械の研究", 38 (9) (1986) pp. 45-49

- (16)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.115-120
- (17) 田中道彦,宮沢英夫,"有限要素法によるダブルナットの解析"機械学会論文集 C 編. 47,417,pp. 592-601 (1981)
- (18) 酒井智次," 増補ねじ締結概論", p.133 養賢堂.
- (19) <u>http://www.superbn.jp/ssb.html</u>

<u>転位動力学への界面力の導入</u>

<u>p.1 ~ 25</u>

目次

転位動力学への界面力の導入・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・
目次
第1章 序論 · · · · · · · · · · · · · · · · · ·
1.1 背景
1.2 本研究の目的 ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・
第2章 表面力の計算手法と精度の検証・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・5
2.1 均質材料の場合 ************************************
2.2 不均質材料の場合・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・
2.3 解析手法 ************************************
2.4 精度の検証・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・
2.4.1 らせん転位 8
2.4.2 刃状転位
2.5 PED への適用 · · · · · · · · · · · · · · · · · · ·
2.5.1 緒言 2.5.0 叙伝エゴル
2.5.2 時们セナル 2.5.3 解析 は里・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・
2.5.4 サイズ効果・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・
2.5.5 エッジからの影響······15
第3章 STIへの適用 ····································
3.1 緒言・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・
3.2 解析結果 ************************************
3.2.1 (1-11)[-1-10]すべり系 17
3.2.2 (1-11)[0-1-1]すべり系・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・
3.2.3 (-1-11)[011]すべり系・・・・・ 19
3.2.4 考察
3.2.4.1 (1-11)[-1-10]すべり系 Si 部全面を表面とした結果・・・・・・・・・・・・・・・・20
3.2.4.2 転位の発生への鏡像力の影響(Si 部全面を表面とした結果) ********* 21
第4章 手法の問題点・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・
<i>参考文献</i> · · · · · · · · · · · · · · · · · · ·

第1章 序論

1.1 背景

ノートパソコンやモバイル端末に代表されるような情報通信機器分野における小型・軽 量・低消費電力化に対する社会的なニーズが高まる今日、その構成部品であるし種々の半導 体デバイスにおいても高速・高集積・高機能化が求められている.このような半導体デバイ スの微細化に対する要求に答えるために,半導体製造過程においてはシリコン基板上に多様 な形状の多数の薄膜が形成されると共に,膜幅の微小化や三次元構造化などによって高集積 化を達成してきた(1).しかしながらこのような素子構造の高密度化に伴い半導体素子内部の 応力は増大する傾向にあるため、応力起因による様々な不良がデバイスの電気特性の劣化、 歩留まり低下の要因となり半導体製造分野における問題となっている.その中でも内部構造 の高集積化に伴う応力の増大は,製造過程において800 以上の高温環境にさらされるシリ コン基板の塑性変形を引き起こし、「転位」と呼ばれる結晶欠陥を内部に発生させてしまう. 転位とは原子配列の局所的な乱れが線状に連なっている結晶欠陥のことで,線欠陥と呼ばれ ているが,通常の金属中には = 109~1011m⁻²もの無数の転位が含まれている⁽²⁾.(は 転位密度を表し , 単位体積の結晶中に含まれる転位の全長[m/m³]=[m-2] と定義される .) ー 方,結晶欠陥である転位は電流のリーク源となり,素子の電気特性を低下させ不良素子の原 因となることが知られている⁽³⁾.本来半導体素子内部で絶縁されているはずの部位を結ぶよ うに転位が存在すると、リーク電流が流れるため、デバイスの誤作動、不良を引き起こすこ ととなる.このため半導体製造に用いられるシリコンウエハは初期状態では完全な無転位の 状態で供給されているが⁽⁴⁾,デバイス製造過程における様々な要因,一例として薄膜の形成 時に発生する真性応力や熱応力,あるいはイオンインプランテーションなどが原因となって 転位が導入されることがある.発生した転位はデバイス内部の応力によって運動,進展する ことによって半導体素子の不良を引き起こすこととなるため半導体製造過程においてはシリ コン基板内の応力の低減と素子内に発生する転位の抑制が大きな課題となっている.

一方,計算材料力学の分野では転位論に基づき転位の運動を解析的に取り扱う転位動力学 を数値シミュレーションによって取り扱う研究が種々の手法を用いて行われている.

近年,半導体の分野でも少数の転位ループの形状や位置を正確に再現することを目的とし てシミュレーションが半導体の品質の向上に寄与している.しかし,半導体の分野では構造 の微細化に伴い今日まで無視できたような現象の影響が問題となっている.今日まで転位の 運動の駆動力としては内部応力場と転位間相互作用が主だったが,半導体の微細化に伴う界 面や表面との距離の縮小により,表面や異相界面から受ける鏡像力(Image force)の影響を 無視することができなくなってきている.

鏡像力については 1950 年代から解析方面からの研究が行われてきた⁽⁵⁾⁽⁶⁾. Yoffe⁽⁷⁾や Shaibani⁽⁹⁾らは自由表面とある角度をなして交わる反無限直線転位の Image stress の解析解 を示した.また, Groves⁽⁷⁾らは微小ループの Image stress を示し, その面積分から閉ループ や反無限ループの Image stress を求める手法を提案した.しかし, これらは表面を一端とし た反無限媒体内に転位が存在する場合の応力場を求めるものであり, 複雑な幾何形状を持っ た実際の半導体構造に適用するには不十分なものであった.近年, 計算機の発達により数値 計算で鏡像力を求める手法がいくつか提案されている.このうち複雑な幾何形状にも対応で きる手法として, Image stress を自由表面での境界値問題として有限要素法などで解く手法

が広く研究されている .⁽¹⁰⁾⁽¹¹⁾今後半導体サイズの微細化がさらに加速することが予想される ため,鏡像力ようなナノスケールの現象をシミュレーションで取り扱うことが必要となるこ とが予測される.

1.2 本研究の目的

前節で述べたように半導体デバイスは微細化が進んでおり,それにともない転位ループと 界面との距離も縮小傾向にある.これにより転位ループに働く界面からの影響が無視できな くなり,正確な転位ループの形状を再現するには転位が界面から受ける力である「鏡像力」 を正確に再現することが不可欠になっている.

本研究における先行研究のシミュレータでは鏡像力を Shwarz⁽¹³⁾の提案した簡易的な計算 手法を用いており,実際の表面力とは誤差が生じていた.そこで,本研究では弾性論に基づ いて表面力を Super Position 法を用いてシミュレータに正確に導入し,界面力が転位形状に およぼす影響について考察を行うことを目的とする.

第2章 表面力の計算手法と精度の検証

R.Martinez⁽¹⁰⁾, H.M.Zbib⁽¹¹⁾らは転位動力学シミュレータに界面力を境界値問題としてと りいれ,有限要素法で解くことにより界面力を求めている.ここではその計算技法について 述べるとともに,その手法の精度について行う.

2.1 均質材料の場合

初めに,均質な材料における表面力の求め方について説明する.図2.1 (a)に示すような上面のみが自由表面となっており下面と側面を拘束されたような均一な材料内に転位が存在する状況を考える.転位が均質な無限体中につくる応力場により,自由表面には表面力Tが生じる.現実には自由表面での表面力は零となる必要があるため,境界条件をみたしつつ表面力Tを打ち消すような応力場を求め,これを転位が均質な無限体中につくる応力場と応力の重ね合わせの原理により合計することにより実際の応力場が求まる.境界条件をみたしつつ表面力Tを打ち消すような応力場がImage stress となる.これを図2.1 (b)にしめすように離散化し有限要素法で求める.このImage stress から Peach-koehler の式により界面力が求まる.



Fig. 2.1 Simulation methods for calculating image stress (Homogeneous material)

2.2 不均質材料の場合

次に不均質材料における鏡像力の求め方について説明する.図 2.2(a)に示すように材料 1 の内部にのみ転位が存在する場合のみを対象としている.図 2.2(b)に示すように,自由表面 における表面力 T は転位が材料 1 からなる均一な無限体中につくる応力場から計算する.(c) のように-T を付加した FEM の計算は材料 1,材料 2の材料物性をそれぞれ使用して行い, (d)のように Peach-koehler の式により Image stress を計算する.この手法は自由表面から の鏡像力を求めるもので,材料間の異相界面における鏡像力を求める手法ではない.



Fig. 2.2 Simulation methods for calculating image stress (Inhomogeneous material)

2.3 解析手法

図 2.3 に本解析手法のフローチャートを示す.シミュレーションでは三宅,小林のシミュレータの界面力の計算部の代わりに,ステップごとに前ステップでの転位形状から自由表面上のトラクションを計算し,それを打ち消すような外力を付加した時の応力場を有限要素法を用いて計算し,その応力場から界面力を計算する.



Fig. 2.3 A Flow chart of the simulation method

2.4 精度の検証

本節では Super position 法を用いて求めた界面力の精度の検証を行う. 簡単のためバーカ ースベクトルの絶対値は 1.0nm,横弾性係数 1.0GPa, ポアソン比 0.2 とした.

図 2.4 に検証に用いたモデルを示す.1000nm×1000nm×1000nmとし,転位線は無限長を仮定し20000nmとした.

比較対象は界面力の値,応力値である.界面が存在する場合の転位の作る応力場はらせん 転位の場合,転位自身が作る応力場,鏡像転位が作る応力場の重ねあわせとなる.一方刃状 転位では数式(1)に示すような応力関数より求まる応力を加算する必要がある.この応力値を 数式(2)に示す.ここでは比較対象としての応力場には転位自身の作る応力場は除いてある.

また式中にいおいて, $l = [(x-l)^2 + y^2]^{\frac{1}{2}}$ とする.応力値の比較の際には,転位は自由界面から 50nm,パスはY軸に沿って自由界面から 50nmの距離に取った.



Fig. 2.4 Schematic of simulation model and FEM mesh

$$\psi = \frac{\mu b l x y}{\pi (1 - v) [(x - l)^{2} + y^{2}]}$$
(1)

$$\sigma_{xx} = -\frac{2\mu b l x y}{\pi (1 - v) r^{6}} [3(l - x)^{2} - y^{2}]$$

$$\sigma_{yy} = \frac{\mu b l}{\pi (1 - v) r^{6}} [4(l - x)^{3} + 6(l - x)^{2} + 4(l - x) y^{3} - 2xy^{3}]$$

$$\sigma_{zz} = \frac{4\mu b l v}{\pi (1 - v) r^{6}} [(l - x)^{3} y + (l - x) y^{3}]$$

$$\sigma_{xy} = -\frac{\mu b l}{\pi (1 - v) r^{6}} [(l - x)^{4} + 2x(l - x)^{3} - 6xy^{2}(l - x) - y^{4}]$$
(2)

2.4.1 らせん転位

図 2.5 にらせん転位の場合の界面力の解析結果を理論解と比較して示す.表面力の値は転 位線の中央付近での値を用いている.自由表面からの距離が 5nm~100nm まではおおむね 良く一致する.図 2.6 にパスに沿った応力値のうち値を持つ yz, zx を示す.モデル両端 において理論解とずれが生じているのは FEM でのモデルの拘束条件において両端の節点が フリーとなっているためである.モデル中央付近は良く一致している.



Fig. 2.5 Comparison between simulation result and theoretical solution (Screw dislocation)



Fig. 2.6 Comparison of image stress between simulation result and theoretical solution (Screw dislocation yz, zx)

2.4.2 刃状転位

図 2.7 に刃状転位の場合の界面力の解析結果を理論解と比較して示す.自由表面からの距離が 20nm ~ 100nm まではおおむね良く一致するが, 10nm 以下になると理論解から大きく外れてくる.

誤差の要因としては,解析モデルでの自由表面付近でのメッシュ長が10nmであるため, 十分に応力場を表現できていないことに起因すると考えられる.刃状転位の場合の応力場は らせん転位よりも複雑であるため,らせん転位の場合に比べて誤差が大きくなると考えられる.

図 2.8 にパスに沿った応力値のうち値を持つ xx, yy,図 2.9 zz, xyを示す.らせん転位の場合と同様にモデル両端において理論解とずれが生じているが,モデル中央付近はおよそ一致している.



Fig. 2.7 Comparison between simulation result and theoretical solution (Edge dislocation)



Fig. 2.8 Comparison of image stress between simulation result and theoretical solution (Edge dislocation xx , yy)


Fig. 2.9 Comparison of image stress between simulation result and theoretical solution (Edge dislocation zz , xy)

2.5 PED への適用

2.5.1 緒言

土屋ら⁽¹⁷⁾の行ったイオンインプランテーション起因の転位発生実験の概要はを図 2.10 に 示す.単結晶シリコン(c-Si)基板に応力緩和用の熱酸化膜を引き CVD 法によって SiN 薄膜が Line and Space と呼ばれる形状に形成される.このとき膜の真性応力により引っ張り応力が 基板に作用する.後に真性応力が転位の駆動力として作用する.(a)では上記の基板に As+を イオンインプランテーションする.イオンインプランテーションによってアモルファス層 (a-Si)が形成される.イオンインプランテーション後構造緩和のためアニールを行なう.(b) アニール初期にアモルファスと結晶界面に End of Range (EOR) 転位が生成する.(c)アニー ル中期において EOR 転位は結晶欠陥回りに存在する転位であるため不動転位である.(d)発 生したすべり転位は成長しながら SiN エッジ端に堆積し,Pattern-edge dislocation (PED) として成長を続ける.(e)ある程度の大きさに成長した PED はエッジ端から射出され,基板 内部に侵入する.

この現象について小林⁽¹⁵⁾は図 2.11 に示すように PED は[110]方向のバーガースベクトルを 持ち,(-111),(1-11)すべり面にまたがって存在する V 字型の転位であるという仮説を立てて いる.今回はこの仮説に基づいた形状に対して鏡像力を正確に付加した解析を行い PED の 形状に与える鏡像力の影響について考察を行う.



Fig. 2.10 Generation and growth mechanism of dislocations
(a) after implantation (b)during anneal(first stage) (c) during anneal(second stage)
(b) (d) during anneal(middle stage) (e) during anneal(final stage)



Fig. 2.11 Schematics of a PED with its slip system

2.5.2 解析モデル

解析では図 2.12 左に示す Line & Space の周期対称性から一部を図 2.12 右に示すような 2 次元モデルとして応力解析を行った.奥行きは十分厚いとして平易面歪とし,左右の一端の X 方向変位を拘束し,もう一端の X 方向変位はカップリング拘束,下端は Y 方向拘束を行った.Si 基盤の厚みは 40000nm を仮定し,等価剛性要素⁽¹⁸⁾によりその剛性を摸擬した.SiN 薄膜に生じる真性応力は 1GPa を初期応力として与えた熱応力解析を行った.このモデルを グローバルモデルとし転位動力学解析用に SiN 薄膜エッジ付近をサブモデルとして解析を行う.サブモデルの目的は詳細な応力解析ではなく,要素数削減により転位動力学解析内での FEM の計算付加を減らすことを目的としている.

図 2.13 にサブモデルのメッシュ形状とともに(1-11)面における応力を分解せん断応力で表したものを示す.(1-11)面上の転位は負の分解せん断応力により図右方へ力を受けることとなる.この2次元モデルをZ軸方向に拡張することで2.14 に示す転位動力学解析用の3次元モデルを作成する.メッシュ分割は50nm角の正方形で分割し,要素数56000,節点数61854となる.応力は2次元の解析結果を同様に3次元モデルへと与える.



Fig. 2.12 A global model for Line&Space stress analysis model

	Young ratio		Linear themal expansion coefficient	Initial stress
	(GPa)	Poisson ratio	(1/)	(GPa)
Si	170	0.28	3.0×10 ⁻⁶	
SiN	260	0.26	3.1×10 ⁻⁶	1.0
Equivalent stiffnes element	8500	0.28	3.0×10^{-6}	

 Table 2.1
 Material properties for FEM stress analysis



Fig. 2.13 Resolved share stress on (1-11) slip plane (Mechanical stress)



2.5.3 解析結果

図 2.15 に鏡像力の有無での PED 転位形状の比較を示す.転位形状に対しては鏡像力の影響は比較的小さいため,転位形状にはほとんど違いは見られない.これは鏡像力の影響が大きい SiN エッジ付近においては応力集中により内部応力も大きくなっていることにより転位の駆動力に占める鏡像力は数パーセントと小さいことによる.ただし,FEM での離散化のためエッジから数要素のところでの鏡像力が正確でないことと,エッジの実際の形状が垂直になっているとは限らないことをつけ加えておく.



Fig. 2.15 Comparison of a dislocation shape between the case with surface force and without surface force

2.5.4 サイズ効果

現在の Line&Space の半導体サイズでは鏡像力の効果が比較的小さかったものの,今後半 導体サイズが縮小していくことによって鏡像力の転位の駆動力にしめる割合はますます増加 すると考えられる.そこで,本節ではモデルサイズを 1/100 としたときの解析を行う.解析 モデルサイズは図 2.14 のモデルを 1/100 に縮小したものとなる.応力値は 1/100 のサイズで 応力解析を行うことも可能だったが,簡単のためもとのサイズでの有限要素節点の応力解析 の値をそのまま使用した. PED のサイズは 10nm とし, x=-1nm に配置した. 解析結果を図 2.16 に示す.初期配置からほとんど移動せず,ねじれるような形で停止した. この結果については後に述べる手法上の問題点に起因すると考えられる.

図 2.17 に鏡像力をゼロとした解析結果を示す. PED はエッジでトラップされずに進み, 15nm 程度のところで酸素による固着により停止している.



Fig. 2.16 Simulation results of 1/100-sized PED with image force



Fig. 2.17 Simulation results of 1/100-sized PED without image force

2.5.5 エッジからの影響

図 2.18 に PED をエッジから-1nm, -0.75nm, -0.5nm,0.5nm, 0.75n, 1nm としたときの Image stress を(1-11)面上に分解せん断応力として表したものを示す.(1-11)面上の転位は負 の分解せん断応力で X 正方向に力を受ける.エッジからの距離が-0.5nm のときは正の分解 せん断応力により左方へ力を受ける.エッジからの距離が 0.5nm, 0.75nm, 1nm と PED が エッジ下にもぐりこむと正の分解せん断応力よりエッジ垂直面へ引き寄せるような鏡像力を 受ける.すなわち,エッジ付近では SiN の Line 側から Space 側へと力が働くこととなる.



Fig. 2.18 Resolved share image stress when PED is near the SiN edge

第3章 STIへの適用

3.1 緒言

STI (Shallow Trench Isolation) とは ULSI 等の半導体デバイス内部において素子間に絶 縁体である SiO2 の溝を形成することで素子同士を電気的に分離する構造のことである.代 表的な構造を 3.1 に示す.シリコン基板上の AA (Active Area) が幅 0.3 µm の STI によって 分離されているのがわかる.STI によって基板全体に占める素子分離領域の面積を小さくす ることが可能であるためため,LSI の高集積化には欠かせない技術となっているが,シリコ ンから成る Active Area において転位が発生した場合,電気特性が劣化することが問題とな っている.本章では STI に対して転位動力学シミュレータを適用し,鏡像力が転位の形状に どのような影響を及ぼしているかを考察する.実際のデバイスに発生した転位の TEM 写真 とシミュレーション結果を比較することで検証を行う.



Top view

Fig. 3.1 Schematic of STI plane view in the substrate and the 1/4 analysis model of the unite cell

3.2 解析結果

3.2.1 (1-11)[-1-10]すべり系

応力集中部に初期転位を配置して解析を行った.初期転位の形状は半径 10nm では張力に より収縮してしまったため,半径 20nm とした.図 3.2 上段に鏡像力を導入した場合,下段 に鏡像力をゼロとした場合の転位の拡張の様子を示す.表面力の影響は小さく,転位の形状 に大きな影響は及ぼさないことが分かる.



Fig. 3.2 Comparison of shapes of the dislocation loops between the case with image force and without image force((1-11)[-1-10] slip system)

3.2.2 (1-11)[0-1-1]すべり系

応力集中部 G に初期転位を配置して解析を行った.初期転位の形状は半径10nm では張力 により収縮してしまったため,半径20nm とした.図3.3 上段に鏡像力を導入した場合,下 段に鏡像力をゼロとした場合の転位の拡張の様子を示す.表面力の影響は小さく,転位の形 状に大きな影響は及ぼさないことが分かる.



Fig. 3.3 Comparison of shapes of the dislocation loops between the case with image force and without image force((1-11)[0-1-1] slip system)

3.2.3 (-1-11)[011]すべり系

幾何学的な制約から応力集中部Gからy方向に-10nmの位置に初期転位を配置して解析を 行った.初期転位の形状は半径10nmでは張力により収縮してしまったため,半径20nmと した.図3.4上段に鏡像力を導入した場合,下段に鏡像力をゼロとした場合の転位の拡張の 様子を示す.表面力の影響は小さく,転位の形状に大きな影響は及ぼさないことが分かる.



Fig. 3.4 Comparison of shapes of the dislocation loops between the case with image force and without image force((-1-11)[011] slip system)

3.2.4 考察

3.2.4.1 (1-11)[-1-10]すべり系 Si 部全面を表面とした結果

図 3.5 に Si 部のすべてを表面と仮定した場合の解析結果を示す.図 3.2 における Si 部全面を自由界面としていない場合では図 3.5 の三番目の図の形状で転位の拡張は止まっていたが,SiO2 との界面部にも鏡像力が働くことにより転位は左方にひきつけられるため転位の形状が異なってくる.図 3.6 に鏡像力をベクトルで示すように転位は界面へ引き付けられるような力をうけ界面へと抜けていき,図 3.5 の四番目の図の形状で停止する.



Fig. 3.5 Shapes of a dislocation with all Si surface considered as free surface



Fig. 3.6 Image force vectors when a dislocation is near a surface

3.2.4.2 転位の発生への鏡像力の影響(Si部全面を表面とした結果)

図 3.7 に(1-11)[-1-10]すべり系における転位に働く鏡像力を赤色のベクトルで,転位に働く応力場からの力,張力,鏡像力の合計を緑色のベクトルで示す.転位の半径は20nmとしてある.鏡像力に比べて内部応力場が十分大きいため転位は拡張する.メッシュサイズが十分細かくないことから鏡像力については過小評価されていると考えられるが,それでも転位の拡張を防ぐ効果がすこしはあることが確認できる.



Fig. 3.7 A vector plot of Image force and total force

第4章 手法の問題点

Super Position 法による鏡像力の計算手法は FEM などで離散化を行い Image stress を計 算するため,離散化に伴う誤差が問題となる.図 4.1 に 1000nm × 1000nm × 1000nm の正方 形のモデルを一辺 d=100nm にメッシュ分割を行い 500nm の PED を図に示す X 座標から距 離 0, ± 1/4d, ± d の位置においたときの鏡像力による分解せん断応力を示す.X=± 1/4d の ときの PED の表面に突き出している部分は理論的には鏡像力は働かないはずが, X=-1/4d では負のせん断応力下にありこの場合右方に力を受ける.また X=1/4d では正のせん断応力 下にあり左方に力を受ける.

図 4.2 に示すように図左の位置に転位がある場合 a 点, b 点の分解せん断応力は負, c 点は 正となり 転位のある位置では分解せん断応力は負の値をとり転位は X 正方向に力を受ける. また図右の位置に転位がある場合 a 点の分解せん断応力は負, b 点, c 点は正となり, 転位の ある位置では分解せん断応力は正の値をとり転位は X 負方向に力を受ける. 図中央の場合は 問題はないが, 図左右のように離散化している影響により X 座標の転位のある位置において 分解せん断応力がゼロにならず転位に力が働いてしまう.

このように離散化を行っていることにより PED のような表面近傍の数要素内にある転位 節点での鏡像力の値は正確ではない.この問題を解決するためには表面に突き出している部 分は Yoffe⁽⁸⁾の理論解を用いて計算を行うといった Tang ら⁽¹⁹⁾提案するようなハイブリッド法 などを使用する必要が出てくると思われる.



Fig. 4.1 Resolved share stress plot



Fig. 4.2 Schematics of the factor of discretization error

参考文献

- (1) 徳山巍編著, "半導体ドライエッチング技術", 産業図書(1992).
- (2) 加藤雅治,"入門転位論", 裳華房(1999).
- (3) 志村忠夫,"半導体シリコン結晶工学",丸善(1993).
- (4) 阿部孝夫," シリコン 結晶成長とウェーハ加工", 培風館 (1994).
- (5) Eshelby, J. D., 1951, Phil. Trans. A, 244, 101.
- (6) A. K. Head ," The Interaction of Dislocations and Boundaries ", Phil. Mag., 44:92-94 (1953)
- (7) P. P. Groves and D. J. Bacon, "The Dislocation Loop Near a Free Surface", Phil. Mag. ,22: 83-91 (1970)
- (8) E. H. Yoffe, "A Dislocation at a Free Surface", Phil. Mag., 22: 83, 1147-1155 (1961)
- (9) S. J. Shaibani and P. M. Hazzledine, "The displacement and stress fields of a general dislocation close to a free surface of an isotropic solid", Phil. Mag. A, 1981, Vol. 44, No.3, 657-665
- (10) R. Martinez and N. M. Ghoniem, "The Influence of Crystal Surfaces on Dislocation Interactions in Mesoscopic Plasticity: A Combined Dislocation Dynamics-Finite Element Apploarch", J. Comp. Meth. Engng Sci., CMES, Vol. 3, No. 2, pp. 229-244 (2002)
- (11) Hussein M. Zbib, Tomas Diaz de la Rubia, "A multiscale model of plasticity", International Journal of Plasticity, 18 (2002), pp. 1133-1163
- (12) John Price Hirth, Jens Lothe, "THEORY OF DISLOCATION", pp. 75-76
- (13) K. W. Schwarz, "Simulation of dislocation on the mesoscopic scale. -Methods and examples", J. Apple. Phys., 85, 108-119 (1999).
- (14) 三宅威生, "転位動力学シミュレータの開発と半導体構造に関する研究",東京大学修士 論文,(2004)
- (15)小林尚司 "転位動力学シミュレータの開発とシリコンの転位発生・成長過程への適用", 東京大学修士論文,(2006)
- (16) Hasan Yasin, Hussein M. Zbib, Moe A, Khaleel, "Size and boundary effects in discrete dislocation dynamics: coupling with continuum finite element, Materials Science and Engineering A309-310 (2001), pp294-299
- (17) N. Tsuchiya, O. Fujii, K. Umezawa, M.Iwase, and Y. Ushiku. The origin of extended

dislocations induced by high-dose ion implantation. IEEE TRANSACTIONS ON SEMICONDUCTOR MANUFACTUREING, Vol. 18, No. 1, pp. 19-25, 2005

- (18) 斉藤直人,坂田信二,清水翼,磯前誠一,増田弘生," 薄膜多層構造体応力解析プログ ラム SIMUS2D/F の開発",日本機械学会論文集(A 編),55,515,1652-1656(1989).
- (19) Meijie Tang, Wei Cai, Guanshui Xu, Vasily V Bulatov, "A hybrid method for computing forces on curved dislocations intersecting free surfaces in three-dimensional dislocation dynamics", Modelling and Simulation in Material s Science and Engineering 14 (2006) 1139-1151

謝辞

本研究を進めるにあたり,学部四年時から含めて三年間研究について研究環境をととのえていだだき,ご指導いただいた酒井信介教授,泉聡志助教授には深く感謝いたします.

ボルトの研究をするにあたって大喜工業(株の方々には SSB 等の興味深い研究対象を提供 していただくなど大変お世話になりました.信州大学の賀勢晋司先生には微小座面すべりに ついて指導いただいたり,実験装置についての説明や貴重な実験結果をいただいたりと大変 お世話になりました.そのほかにも様々な方からねじ締結の現状について様々な議論の場を いただいたことをここに感謝いたします.また転位の研究を進めるにあたっては東芝セミコ ンダクター社の方々には貴重な実験結果の提供と議論の場を用意していただき大変お世話に なりました.

最後に酒井・泉研究室の皆様には研究室での三年間で様々なことを教わりました.特にD 3の熊谷さんには計算機の管理のほか研究以外の面にわたって三年間にわたって非常にお世 話になりました.また同期の新国君,山崎君,安田君とは三年間,大場君,中島君とはM1 からの二年間のあいだどうもご苦労様でした.

<u>以上</u>

<u>p.1~90 完</u>

修士論文

<u>平成 19 年 2 月 9 日提出</u>

36175 木村 成竹