

卒業論文

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
1 P ~ 33 P 完

平成 18 年 2 月 3 日提出
指導教員 泉 聡志 助教授
4 0 2 1 7 武 太地

目次

第1章	序論	3
1.1	研究の背景	3
1.2	本研究の目的	3
1.3	本論文の構成	3
第2章	ボルト・ナット締結体の軸方向外力作用下での挙動	4
2.1	緒言	4
2.2	軸方向外力によるゆるみについて	5
2.2.1	熊倉らによる実験	5
2.2.2	軸方向外力によるゆるみ	6
2.3	有限要素法解析手法	7
2.3.1	解析モデル	7
2.3.2	ボルト軸のねじれについて	9
2.4	解析結果	10
2.4.1	軸方向外力によるボルト・ナット締結体の挙動	10
2.4.2	摩擦係数と相対回転角	12
2.4.3	外力増減幅と相対回転角	15
2.5	考察	18
2.5.1	サイクル数とゆるみの進行	18
2.5.2	熊倉らの実験[6]との比較	21
2.5.3	外力増減幅と1サイクルあたりの相対回転角	23
2.6	結言	24
第3章	軸方向外力によるピストンナットのゆるみ挙動解析	25
3.1	緒言	25
3.2	ピストンナットに作用する軸方向外力について	26
3.3	有限要素法解析手法	27
3.4	解析結果	28
3.5	考察	30
3.5.1	1サイクル中のボルト、ナットの挙動について	30
3.5.2	外力とゆるみ速度の関係	31
3.6	結言	32

目次

- 図 2 - 1 熊倉らによる実験[6]
- 図 2 - 2 軸方向外力によるゆるみ[7]
- 図 2 - 3 有限要素法モデル
- 図 2 - 4 ナット回転角、ボルト下部ねじれ角、ボルト上端ねじれ角
- 図 2 - 5 ボルト軸のねじれとバネ定数
- 図 2 - 6 ナット回転角推移
- 図 2 - 7 ボルト下部ねじれ角推移
- 図 2 - 8 相対回転角推移
- 図 2 - 9 相対回転角（摩擦係数 0.10）
- 図 2 - 10 相対回転角（摩擦係数 0.20）
- 図 2 - 11 相対回転角（摩擦係数 0.25）
- 図 2 - 12 相対回転角（摩擦係数 0.30）
- 図 2 - 13 摩擦係数と 1 サイクルあたりの相対回転角
- 図 2 - 14 相対回転角（ $\Delta F = 25\text{kN}$ ）
- 図 2 - 15 相対回転角（ $\Delta F = 20\text{kN}$ ）
- 図 2 - 16 相対回転角（ $\Delta F = 15\text{kN}$ ）
- 図 2 - 17 相対回転角（ $\Delta F = 10\text{kN}$ ）
- 図 2 - 18 1 サイクル中での相対回転角（サイクル数 1）
- 図 2 - 19 1 サイクル中でのナット回転角、ボルト上端ねじれ角
ボルト下部ねじれ角（サイクル数 1）
- 図 2 - 20 1 サイクル中での相対回転角（サイクル数 50）
- 図 2 - 21 1 サイクル中でのナット回転角、ボルト上端ねじれ角
ボルト下部ねじれ角（サイクル数 50）
- 図 2 - 22 熊倉らによる実験結果と熊倉らによる相対回転角の計算結果
- 図 2 - 23 相対回転角（摩擦係数 0.10、0.15）
- 図 2 - 24 外力増減幅と 1 サイクルあたりの相対回転角
- 図 3 - 1 油圧シリンダ内の締結の状態
- 図 3 - 2 ピストンナットの有限要素法解析モデル
- 図 3 - 3 ナット回転角
- 図 3 - 4 ボルトねじれ角
- 図 3 - 5 相対回転角
- 図 3 - 6 1 サイクル中のナット回転角、ボルトねじれ角
- 図 3 - 7 外力とゆるみ速度

第 1 章 序論

1.1 研究の背景

ボルト・ナット締結体は様々な機械・構造物に用いられている。しかし、他の結合法と比べ着脱が容易という利点の反面、外力が作用することによりゆるみが発生するという欠点がある。ボルト・ナット締結体のゆるみは締結力の低下だけではなく、ボルトの破損を招き被締結体の分離・脱落による大事故につながる危険性がある。

ゆるみに関する研究は半世紀以上前から行われ、Junker[1]によりボルト軸直角方向の外力により最もゆるみが発生しやすいことが示された。それ以降、軸直角方向外力により発生する締結体のゆるみに関する研究が広く行われてきた。近年の計算機性能の発達によりねじ面の摩擦を再現した非線形解析が可能になり、Pai[2]や横山[3]、木村ら[4]により三次元有限要素法を用いたボルト・ナット締結体のゆるみ解析が行われ、軸直角方向外力により発生するゆるみのメカニズムの詳細な説明が可能になった。

一方、ボルト軸方向に外力が作用することによってもゆるみが発生する。この現象は初期のゆるみの研究で J.N.Goodier[5]らによって実験的に示されており、熊倉らによる実験[6]でも同様の結果が示されている。

そこで、三次元有限要素法を用いた解析を行うことで、軸方向外力により発生するゆるみのメカニズムについても解明できると考えられる。

1.2 本研究の目的

本研究では三次元有限要素法を用いて、ボルト・ナット締結体に軸方向外力が作用することで発生するゆるみのメカニズムについて解明する。また実構造物として、油圧シリンダに用いられているピストンナットについて、軸方向外力が作用した場合の挙動についても解明する。

1.3 本論文の構成

第 1 章では本研究の背景と目的について述べた。

第 2 章では軸方向外力によるボルト・ナット締結体の挙動について考察した。

第 3 章では軸方向外力によるピストンナットのゆるみについて考察した。

第2章 ボルト・ナット締結体の軸方向 外力作用下での挙動

2.1 緒言

本章では、ボルト・ナット締結体に軸方向外力が作用する場合のゆるみに関して三次元有限要素法解析を実施し、熊倉らにより行われた実験結果[6]との比較を行う。

以下に本章の構成を示す。

- 緒言
- 軸方向外力によるゆるみについて
- 有限要素法解析手法
- 解析結果
- 考察
- 結言

2.2 軸方向外力によるゆるみについて

2.2.1 熊倉らによる実験[6]

図 2 - 1 に実験装置を示す。材料試験機を用いてボルト・ナット締結体に静的な軸方向外力の負荷と除荷の繰り返しを行う。ボルト・ナットはM20 のメートル並目ねじである。潤滑条件はトリクロールエチレンで洗浄後、乾燥した状態（乾燥状態）と、乾燥後、ボルト・ナットのねじ部とナット座面部に自動車用シャシグリースを塗布する潤滑状態（グリース状態）で行った。

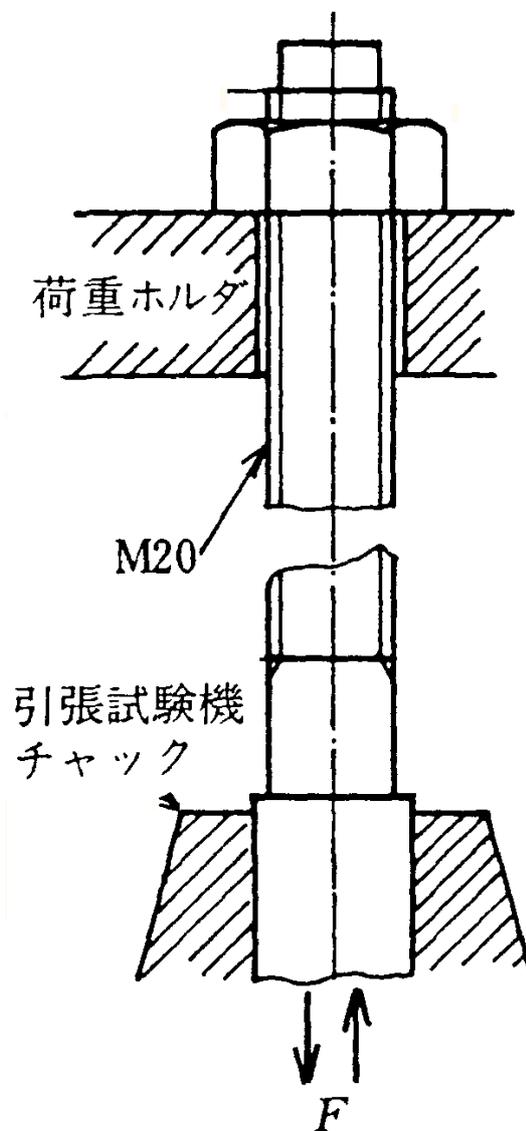


図 2 - 1 熊倉らによる実験[6]

2.2.2 軸方向外力によるゆるみ[7]

図 2 - 2 のように固定板の上側にナットを、可動板の下側にボルト頭を置き、固定板と可動板を離れたまま引張外力を可動板に作用させる。この場合、固定板と可動板は締め付けられていないため可動板に作用する引張外力がボルト軸力と一致する。荷重の上限値を F_{\max} 増減幅を ΔF とする。

荷重が増加すると、ボルトは軸方向に伸びると同時に半径方向に収縮し、ナットは半径方向に拡大する。荷重が減少するときは反対に、ボルトは半径方向に拡大し、ナットは半径方向に収縮する。そのため荷重の増減に際して、ボルト負荷ねじ面はナット負荷ねじ面上を半径方向に下ったり、上ったりする。ねじ面には、リード角に基づく周方向の傾きがあるため半径方向に下るときも上るときもリード角に沿って下る成分を持つ。その結果、ボルトねじ部は荷重増減の 1 サイクルにつき θ_s だけ、上から見て時計回りにナットと相対回転する。ナットはボルト軸部に発生した弾性トルク T_s の影響を受けて、固定板に対して 1 サイクルにつき θ_n だけ上から見て反時計回りに回転する。

もし $\theta_s > \theta_n$ ならボルト軸部に $\theta_s - \theta_n$ だけ新たに弾性ねじれが追加され、軸トルクが増大する。荷重増減のサイクルがスタートした直後は T_s が小さいため、 θ_s が大きく θ_n が小さい。サイクルが進むにつれ θ_s と θ_n の差が小さくなっていき、 $\theta_s = \theta_n$ となる。それ以後では T_s の増加がないので、ナットの戻り回転 θ_n はサイクルごとに一定となり定常化する。

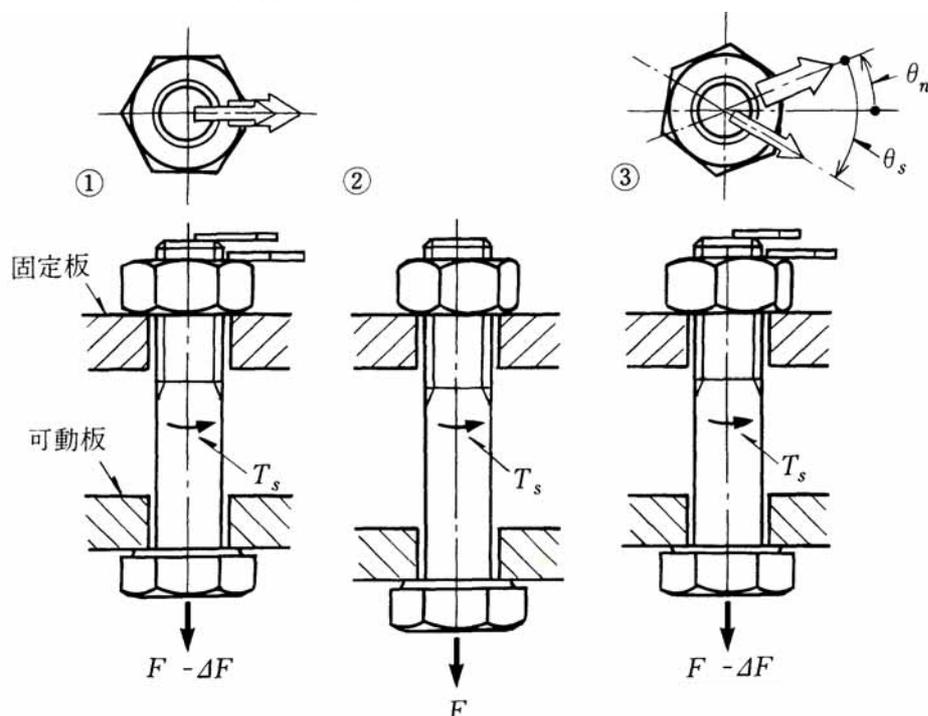


図 2 - 2 軸方向外力によるゆるみ[7]

2.3 有限要素法解析手法

2.3.1 解析モデル

熊倉らの実験を模擬した有限要素法モデルを以下に示す。ボルト・ナットは M20 のメートル並目ねじを用い締め付け長さを 175 mm とした。おねじ、めねじのねじ山数はそれぞれ 8 ピッチ、5 ピッチとしている。モデルの簡略化のためねじ谷底のまるみは考慮せず、ナットの外径は二面幅の基準寸法である 30 mm を直径とする円形とした。被締結体可動板は内径 20.5 mm、外径 60 mm、厚さ 20 mm の円筒形とした。

接触要素は、ボルト・ナットねじ山間、ナット座面・可動板上面間に定義する。接触についてはすべてにおいてペナルティー法を用い、高精度の解を得るため対称接触の手法を用いた。

材料特性としてはすべてにおいてヤング率 205 Gpa、ポアソン比 0.3 を用いた。

軸方向外力は、被締結体可動板の下面の Y 方向変位をカップリングし下面を力加振することで与える。

以下の解析では座標軸としてボルト軸方向上向きに y 軸をとり、図の右方に x 軸、図の手前側 z 軸をとる。

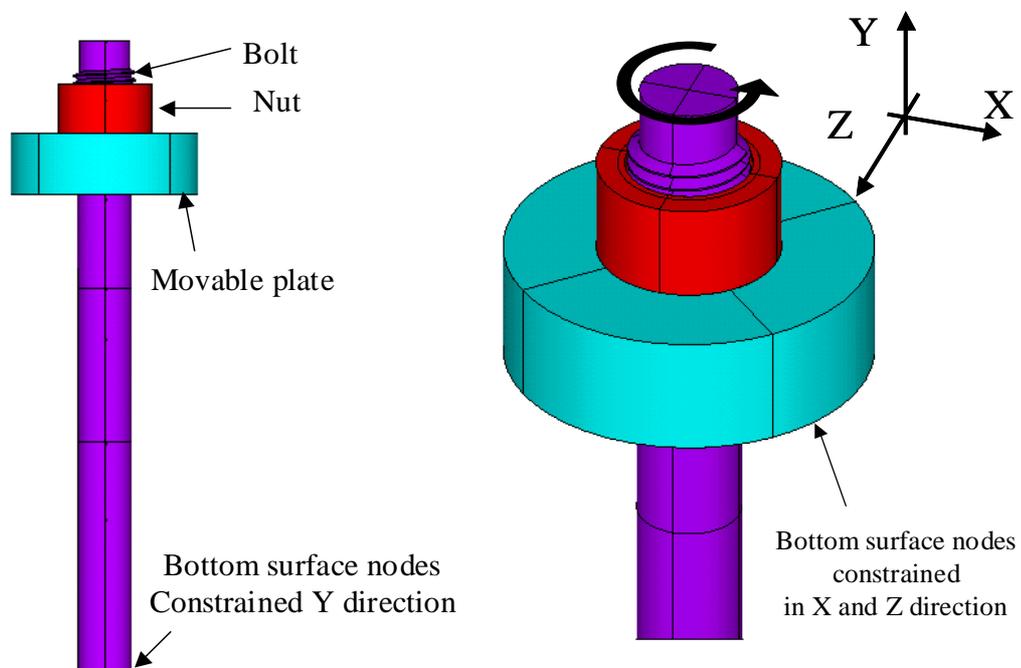


図 2 - 3 有限要素法モデル

ナット回転角、ボルト下部ねじれ角、ボルト上端ねじれ角

ナット回転角はナット上端での回転角、ボルト下部ねじれ角はねじより下の部分でのねじれ角、ボルト上端ねじれ角はボルト上端でのねじれ角とし、回転方向は Y 軸に対する回転とする。すなわち、解析モデルを上から見て反時計回りが回転の正方向となる。

相対回転角はナット回転角とボルト下部ねじれ角の差とする。

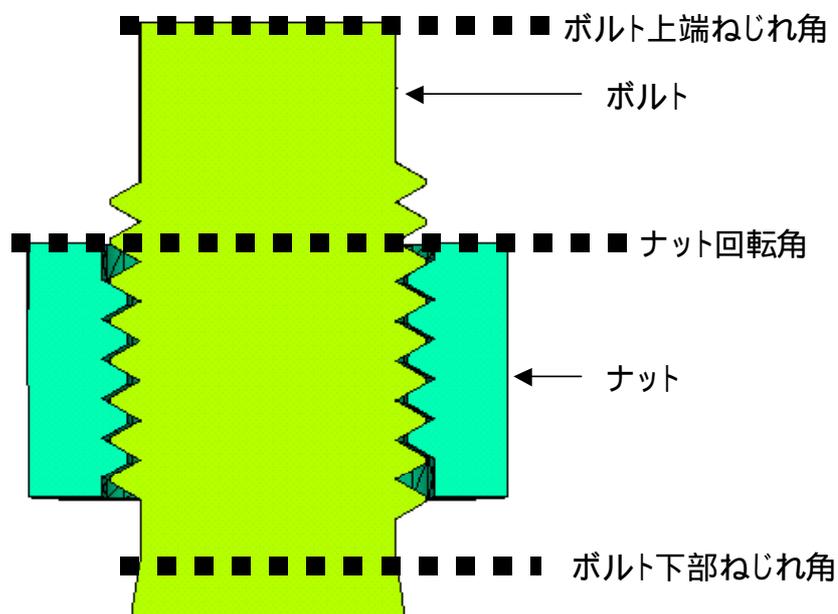


図 2 - 4 ナット回転角、ボルト下部ねじれ角、ボルト上端ねじれ角

2.3.2 ボルト軸のねじれについて

熊倉らの実験では、ボルト軸の下端は材料試験機のチャックに固定されているため完全拘束とはならず周方向に変位する。

解析では、ボルト軸下端の周方向変位をバネ要素を用いて拘束することで周方向に変位できるようにする。バネ定数とボルト軸のねじれを関 2 - 5 に示す。バネ定数が小さいほどボルト軸のねじれが定常化するまでのサイクル数は大きくなる。

熊倉らの実験ではサイクル数が20以上でゆるみの進行が定常化するという結果になっている。解析ではバネ定数を 5000N/mmとしたときサイクル数が 20 以上でボルト軸のねじれが定常化する。そこで、以後の解析ではボルト下端の周方向変位を拘束するためのバネ要素のバネ定数を 5000N/mmとする。

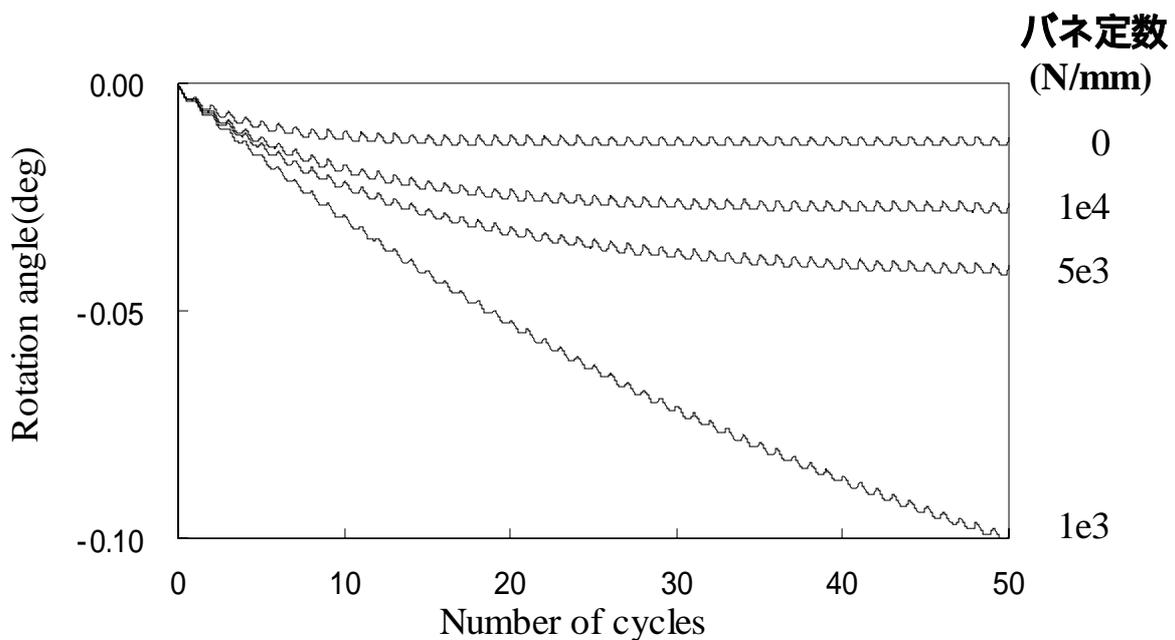


図 2 - 5 ボルト軸のねじれとバネ定数

2.4 解析結果

2.4.1 軸方向外力によるボルト・ナット締結体の挙動

以下に摩擦係数 0.15、 $F_{\max} = 29.4kN$ 、 $\Delta F = 26.95kN$ として行った解析のナット回転角、ボルト下部ねじれ角、相対回転角の推移について示す。

ナット回転角

1 サイクルあたりのナット回転角はサイクル数が増えるにつれて増加していきサイクル数 20 以上で回転角の推移が定常化する。

定常化後の 1 サイクルあたりのナット回転角は 0.0016° 程度となる。

ボルト下部ねじれ角

1 サイクルあたりのボルト下部ねじれ角はサイクル数が増えるにつれて減少していく。

定常化後は、ボルト下部ねじれ角は -0.04° 付近で振動する。

相対回転角

相対回転角の推移はサイクル数が 20 をこえるあたりで定常化する。

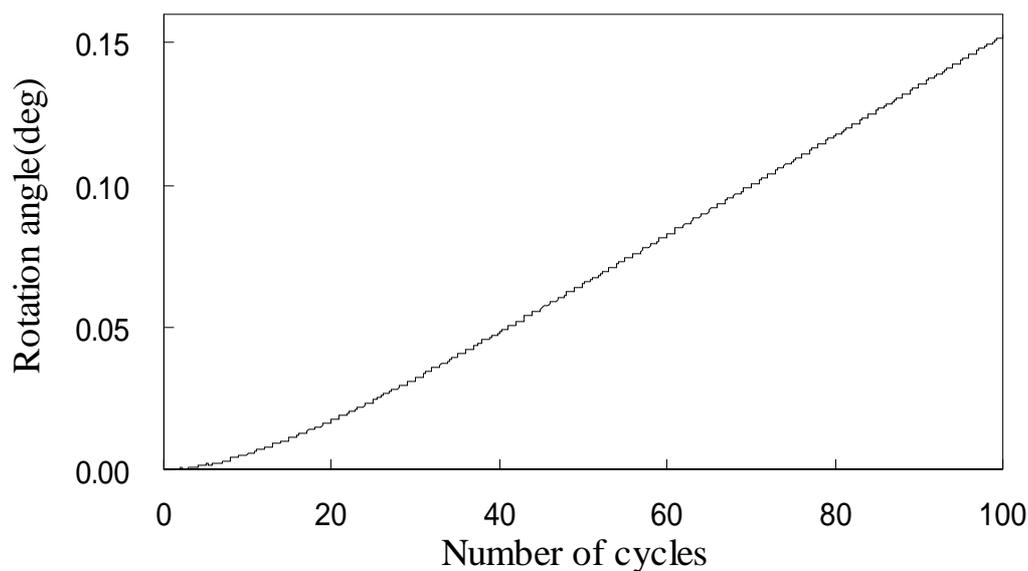


図 2 - 6 ナット回転角推移

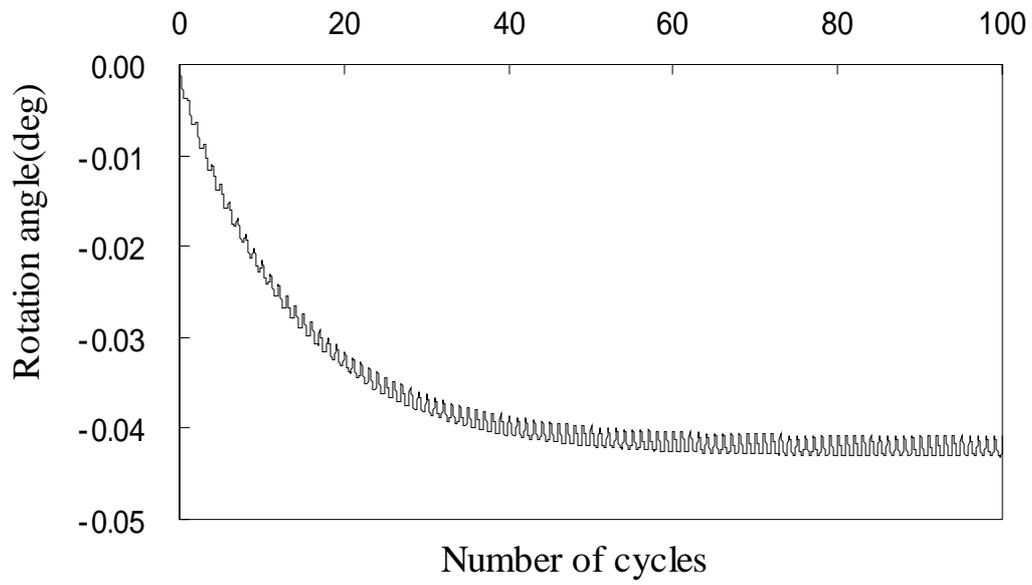


図 2 - 7 ボルト下部ねじれ角推移

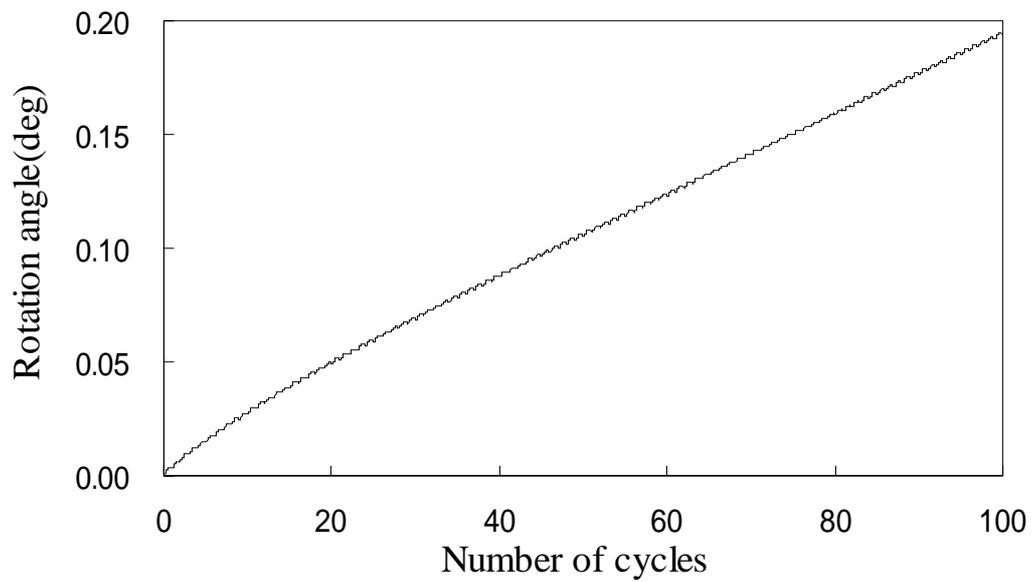


図 2 - 8 相对回転角推移

2.4.2 摩擦係数と相対回転角

以下に $F_{\max} = 29.4kN$ 、 $\Delta F = 26.95kN$ とし、摩擦係数をそれぞれ 0.10、0.20、0.25、0.30 として行った解析の相対回転角を示す。

図 2 - 13 に摩擦係数と 1 サイクルあたりの相対回転角の関係を示す。

1 サイクルあたりの相対回転角は回転角の推移が定常化した後のサイクル数 40～50 における平均である。

相対回転角が一定の値で増加していく傾向は摩擦係数によらず同様である。摩擦係数が大きいほど 1 サイクルあたりの相対回転角は小さくなる。

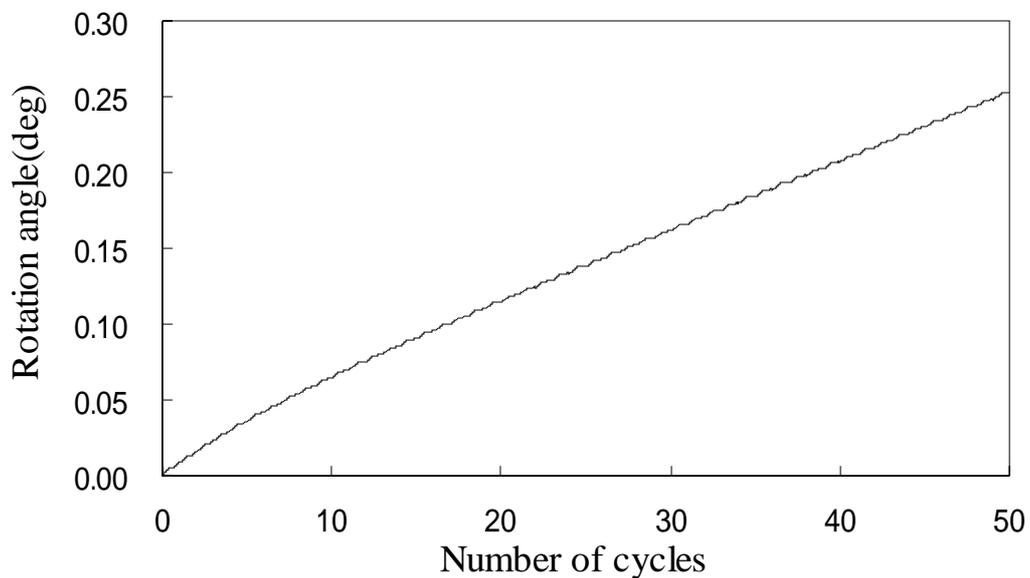


図 2 - 9 相対回転角 (摩擦係数 0.10)

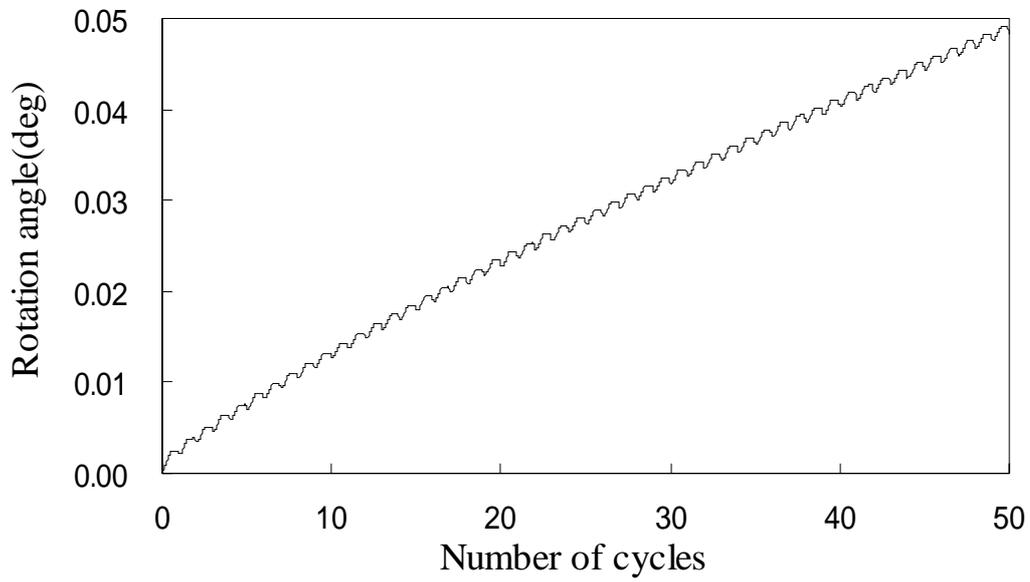


図 2 - 10 相对回轉角 (摩擦係数 0.20)

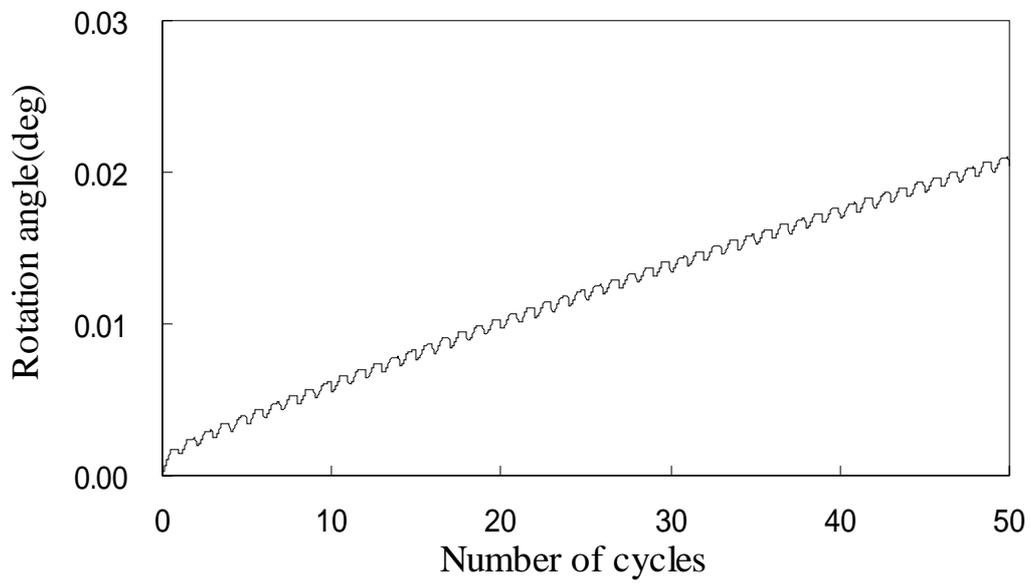


図 2 - 11 相对回轉角 (摩擦係数 0.25)

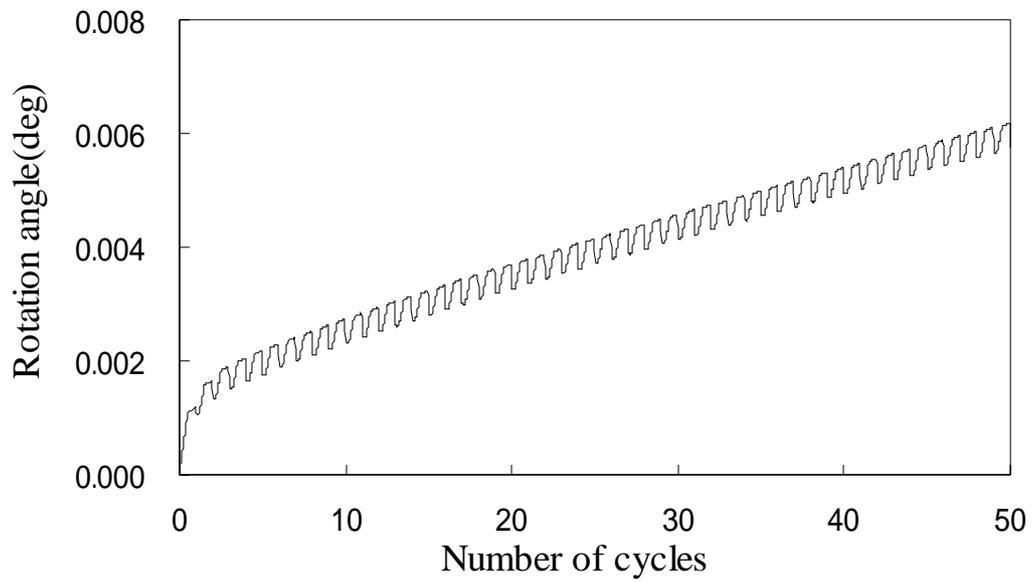


図 2 - 12 相对回転角 (摩擦係数 0.30)

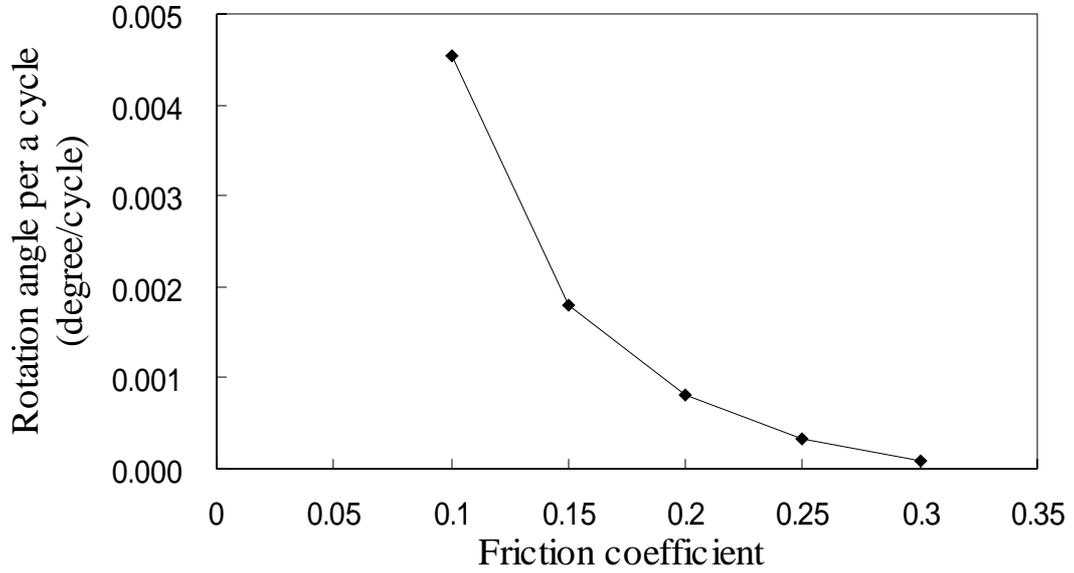


図 2 - 13 摩擦係数と1サイクルあたりの相对回転角

2.4.3 外力増減幅と相対回転角

以下に摩擦係数を 0.15、 $F_{\max} = 29.4kN$ とし ΔF をそれぞれ 25kN、20kN、15kN、10kN とした解析の相対回転角を示す。

ΔF が 25kN、20kN のときは、サイクル数の増加と共に相対回転角は増加を続けている。

ΔF が 15kN、10kN のときは、サイクル数が増加しても一定値以上相対回転角が増加しなくなる。

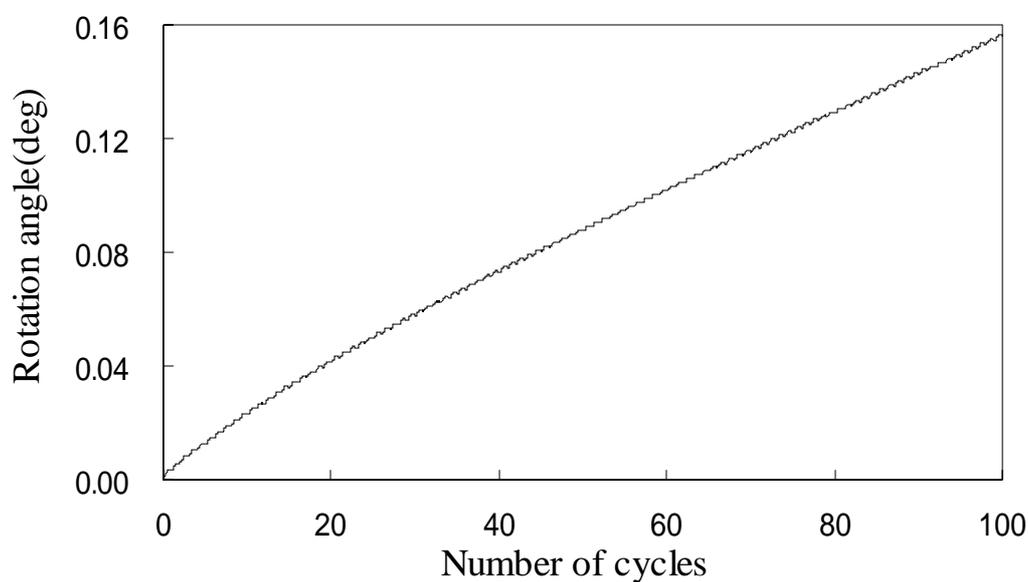


図 2 - 14 相対回転角 ($\Delta F = 25kN$)

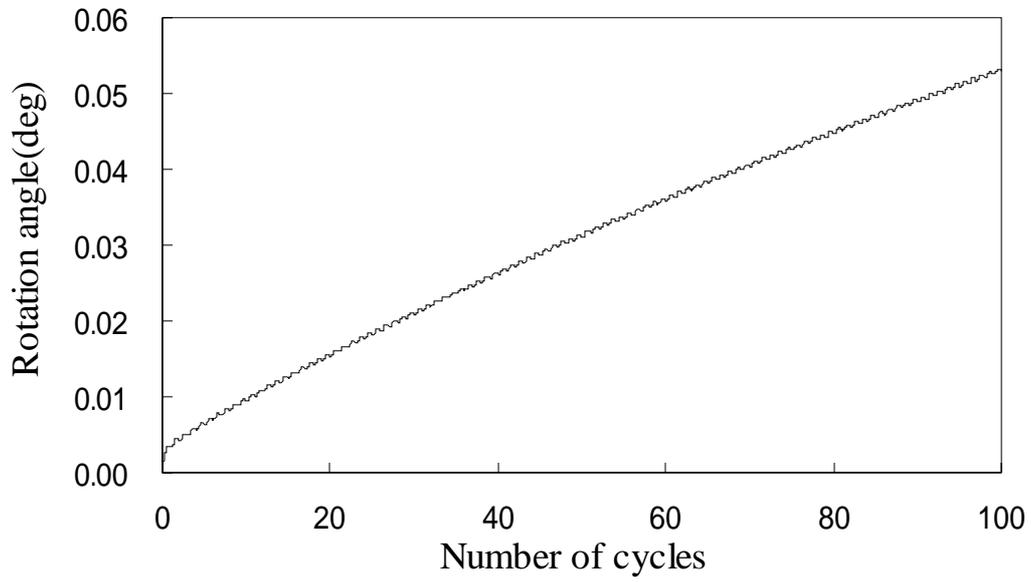


图 2 - 15 相对回轉角 ($\Delta F = 20\text{kN}$)

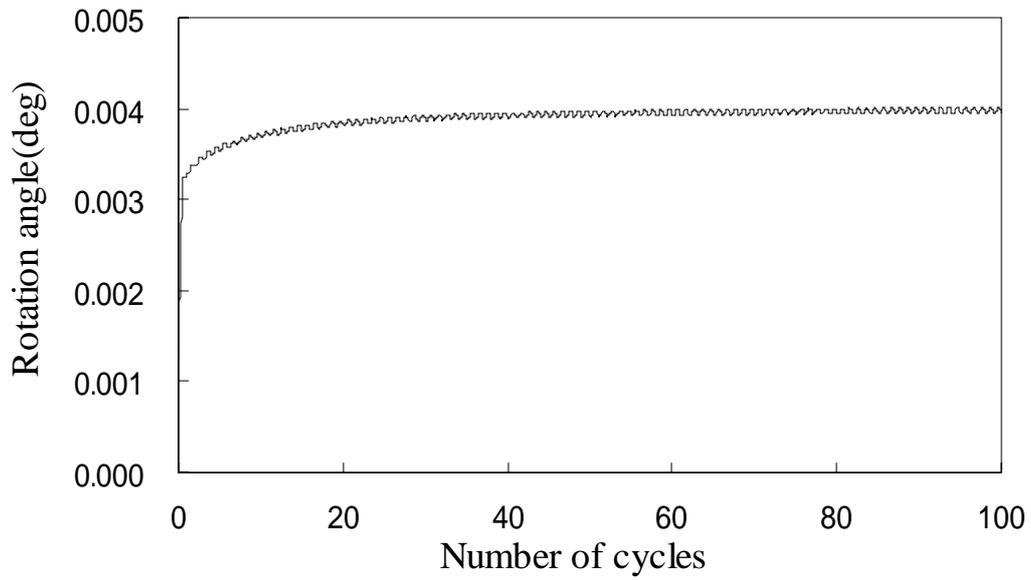


图 2 - 16 相对回轉角 ($\Delta F = 15\text{kN}$)

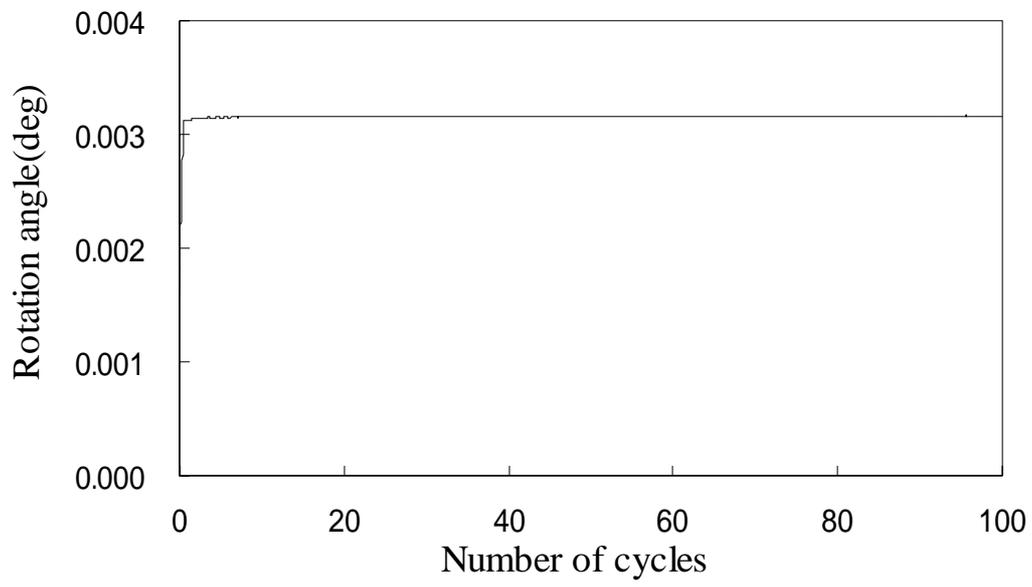


図 2 - 17 相对回轉角 ($\Delta F = 10\text{kN}$)

2.5 考察

2.5.1 サイクル数とゆるみの進行

ゆるみの進行が定常化する前と後では 1 サイクル間におけるボルト、ナットの挙動は異なっている。以下に摩擦係数 0.15、 $F_{\max} = 29.4kN$ 、 $\Delta F = 26.95kN$ として行った解析の相対回転角、ナット回転角、ボルト上端ねじれ角、ボルト下部ねじれ角を最初の 1 サイクルと 50 サイクル目のときについてそれぞれ示す。

最初の 1 サイクル

荷重の増加時

ボルトは大きくねじれ回転する。ナットはほとんど回転しない。そのため相対回転角はボルトがねじれ回転した量だけ増加する。

減少時

ボルト下部のねじれ角はほとんど変化しない。ボルト上端は荷重が小さくなるとねじれ回転しボルト下部のねじれ量と等しくなる。ナット回転角はわずかに増加する。

50 サイクル目

荷重の増加時

荷重が増加し始めてすぐはボルト、ナットともに回転せず相対回転はおきない。荷重が 6.8kN 以上になるとボルト下部は大きくねじれる。ナット回転角はわずかに増加する。

減少時

荷重が減少し始めてしばらくはボルト、ナットともに回転せず相対回転は起きない。荷重が 10kN 以下になるとナット回転角は増加し、ボルトはねじれを開放する方向に回転する。

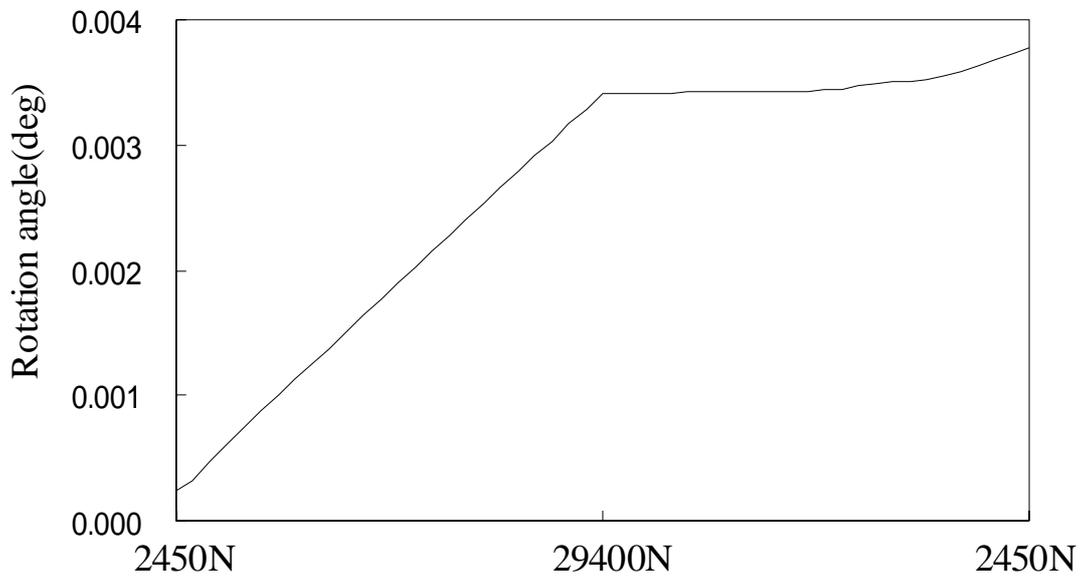


図 2 - 18 1 サイクル中での相対回転角 (サイクル数 1)

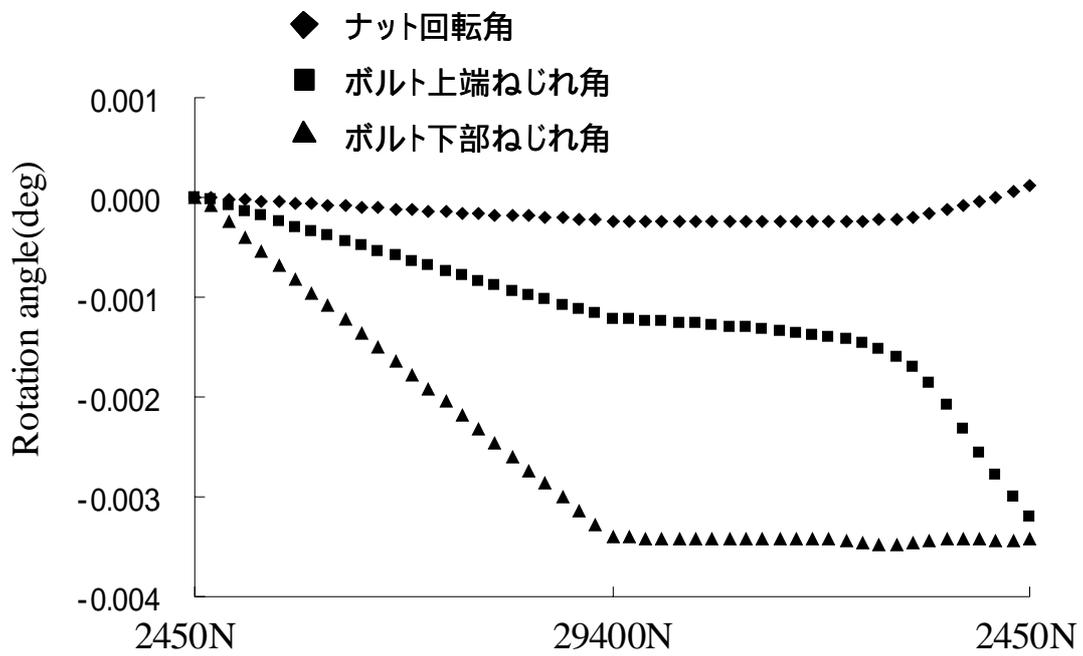


図 2 - 19 1 サイクル中でのナット回転角、ボルト上端ねじれ角
ボルト下部ねじれ角 (サイクル数 1)

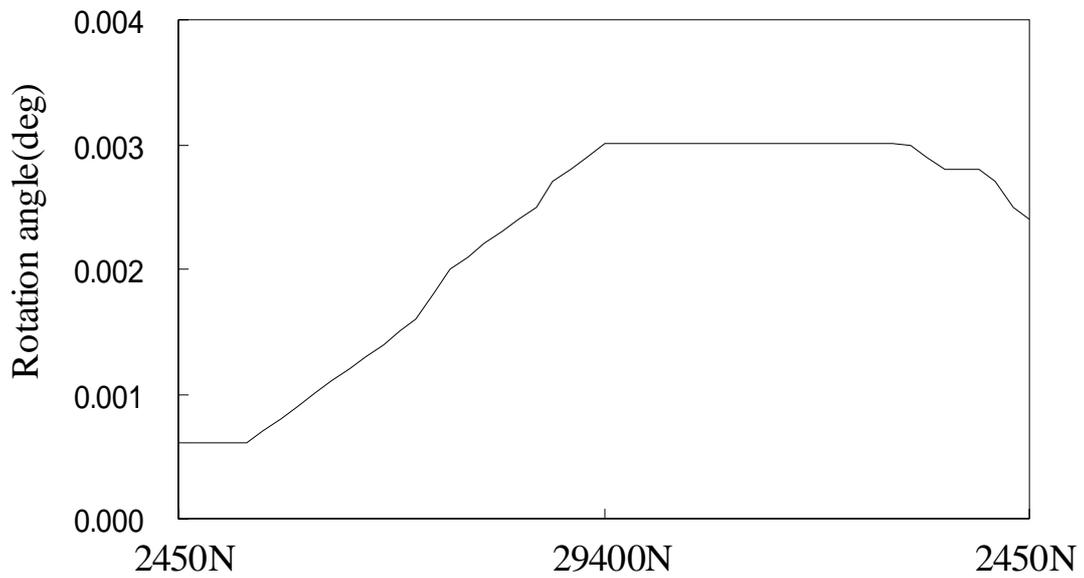


図 2 - 20 1 サイクル中での相対回転角 (サイクル数 50)

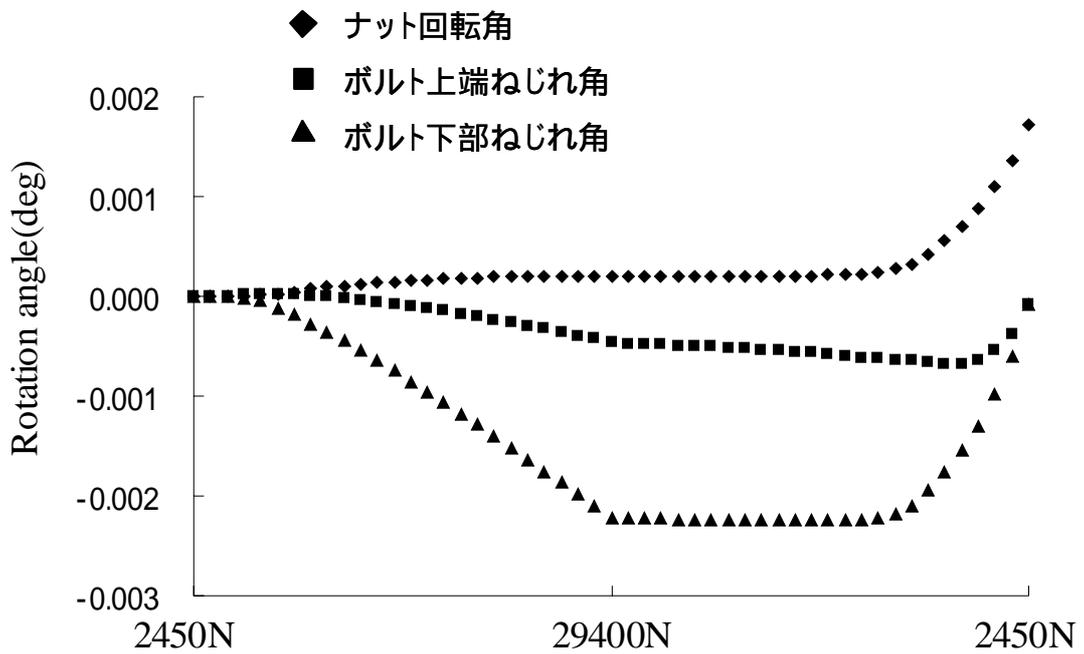


図 2 - 21 1 サイクル中でのナット回転角、ボルト上端ねじれ角
ボルト下部ねじれ角 (サイクル数 50)

2.5.2 熊倉らの実験[6]との比較

以下に熊倉らの実験結果と熊倉らによるゆるみ角の計算結果[6]と摩擦係数 0.1 及び 0.15 のときの相対回転角の解析結果を示す。

サイクル数が増加するにつれて相対回転角の増加量が一定となる傾向は、実験結果と解析結果で同じである。

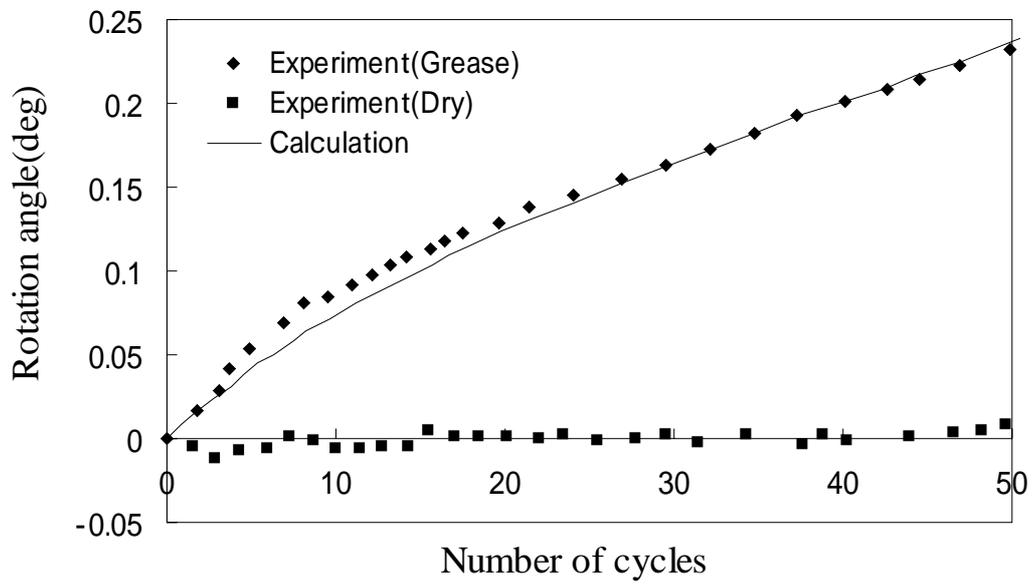


図 2 - 22 熊倉らによる実験結果と熊倉らによる相対回転角の計算結果[6]

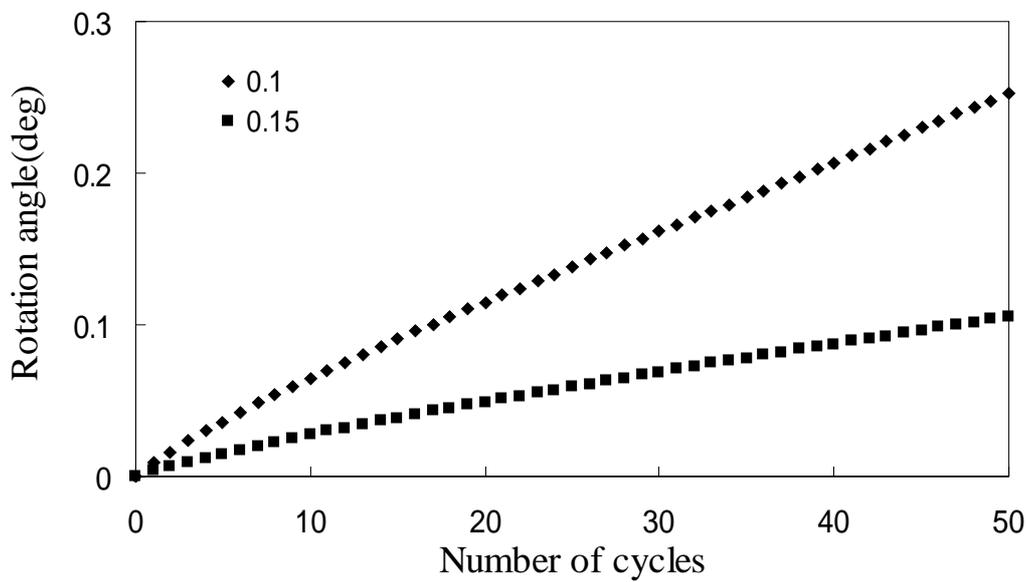


図 2 - 23 相対回転角 (摩擦係数 0.10、0.15)

2.5.3 外力増減幅と1サイクルあたりの相対回転角

図 2 - 24 に外力増減幅と1サイクルあたりの相対回転角の関係を示す。
1サイクルあたりの相対回転角はサイクル数90~100における平均である。

外力増減幅が小さくなるほど1サイクルあたりの相対回転角は小さくなる。
相対回転角が増加し続けるための外力増減幅は15kNから20kNの間であると
考えられる。

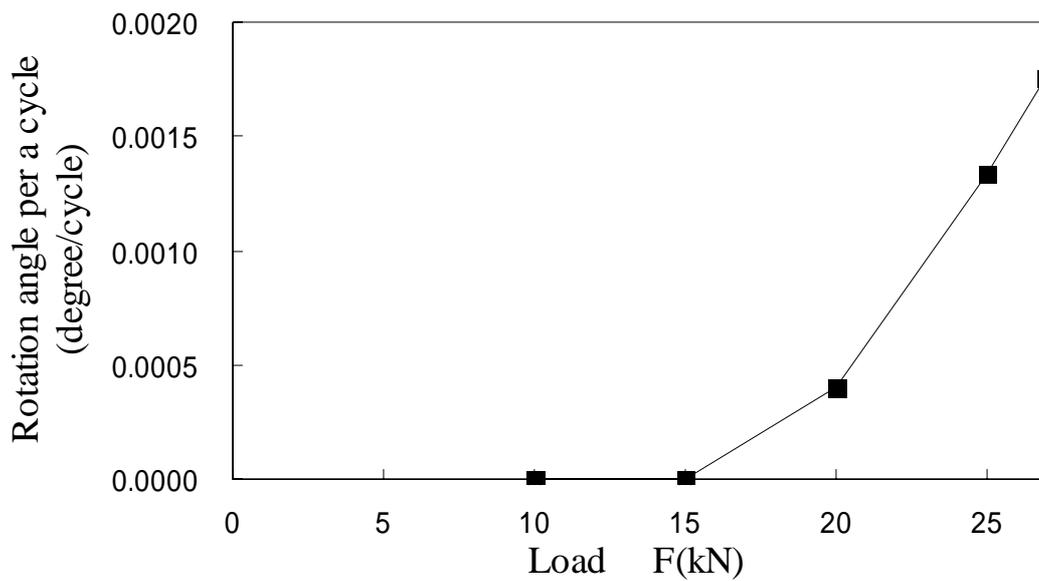


図 2 - 24 外力増減幅と1サイクルあたりの相対回転角

2.6 結言

ボルト・ナット締結体に加わる軸方向荷重が増減すると、荷重増加時はナットはほとんど回転せず、ボルト軸はねじれを増す。加重減少時はボルト軸のねじれの開放とともにボルトとナットが同時回転する。この繰り返しによりボルト・ナット締結体のゆるみが進行することが分かった。

三次元有限要素法解析により、熊倉らの実験によるサイクル数が増加するにつれて相対回転角の増加量が一定となる傾向と定性的な一致を得た。

第 3 章 軸方向外力によるピストンナットのゆるみ挙動解析

3.1 緒言

大ききな軸方向外力を受けるねじ締結体として油圧シリンダ内のロッド先端に用いられているピストンナットがある。被締結体であるピストンが受ける外力は主にボルト軸方向であり、軸直角方向成分はほとんど無いと考えられる。そのためピストンナットに発生する、外力による回転ゆるみは軸方向外力によるものと言える。

そこで本章では、三次元有限要素法を用いて軸方向外力によるピストンナットのゆるみ解析を行う。

以下に本章の構成を示す。

- 緒言
- 有限要素法解析手法
- 解析結果
- 考察
- 結言

3.2 ピストンナットに作用する軸方向外力について

図 3 - 1 に油圧シリンダ内のピストンの締結の状態を示す。被締結体であるピストンはロッドピストンナットにより締結されている。ピストンが締結されている側とは反対のロッド先端には機械装置が取り付けられており、油圧による推力が伝えられる。ロッドカバーとピストンが接触している状態でロッド先端の機械装置からロッドを引張る方向に大きな外力が加わることで、ピストンナットに大きな軸方向外力が加わると考えられる。

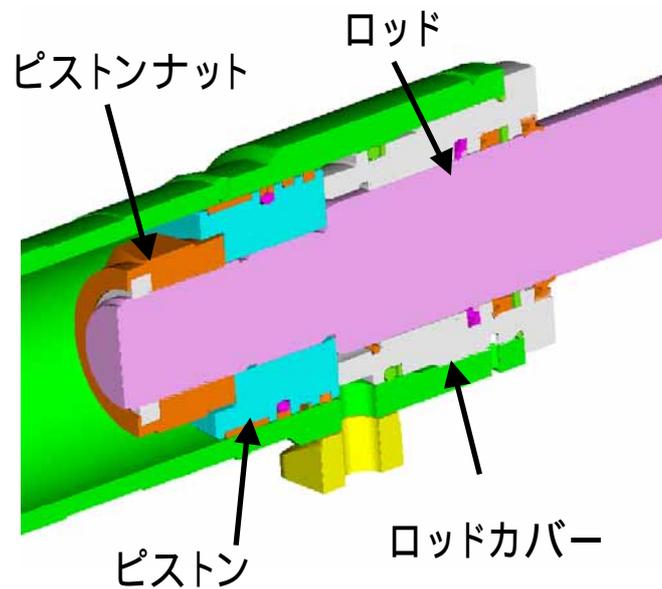


図 3 - 1 油圧シリンダ内の締結の状態

3.3 有限要素法解析手法

以下に解析対象の有限要素法モデルを示す。ボルト・ナットは M48 メートルねじ、ピッチは 2、おねじ、めねじのねじ山数はそれぞれ 20 ピッチ、18 ピッチとしている。モデルの簡略化のためねじ谷底のまるみは考慮せず、ナットの外径は直径 72 mm の円形とした。

接触要素は、ボルト・ナットねじ山間、ナット座面・ピストン間、ピストン・ロッド間、ピストン・ヘッド間に定義する。摩擦係数を 0.115 とし、接触についてはすべてにおいてペナルティー法を用いた。高精度の解を得るため対称接触の手法を用いた。

材料特性としてはすべてにおいてヤング率 205Gpa、ポアソン比 0.3 を用いた。

初期締結力はピストンをわずかに大きく作成してロッド及びナットと初期干渉させることにより発生させ、約 318.34kN とする。

軸方向外力として、ヘッド下面の Y 方向変位をカップリングし下面に強制変位を与えヘッド上面とピストン下面を接触させる。

以下の解析では座標軸としてボルト軸方向上向きに y 軸をとり、図の右方に x 軸、図の手前側 z 軸をとる。ナット回転角やボルトのねじれ方向は y 軸に対する回転とする。すなわち、解析モデルを上から見て反時計回りが回転の正方向となる。

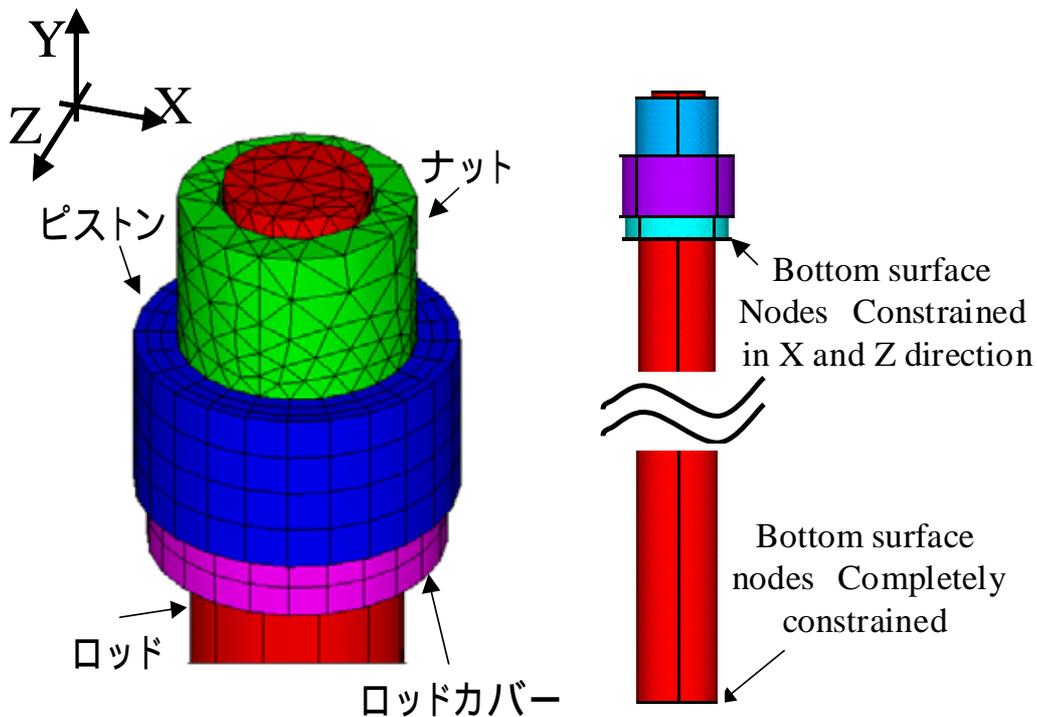


図 3-2 ピストンナットの有限要素法解析モデル

3.4 解析結果

以下に軸方向外力として 1023kN を与えたときのナット回転角、ボルトねじれ角、相対回転角を示す。

ナット回転角は 1 サイクルごとに増加している。

ボルト軸はねじれの増加と開放を繰り返す、ボルト軸のねじれは蓄積していかない。

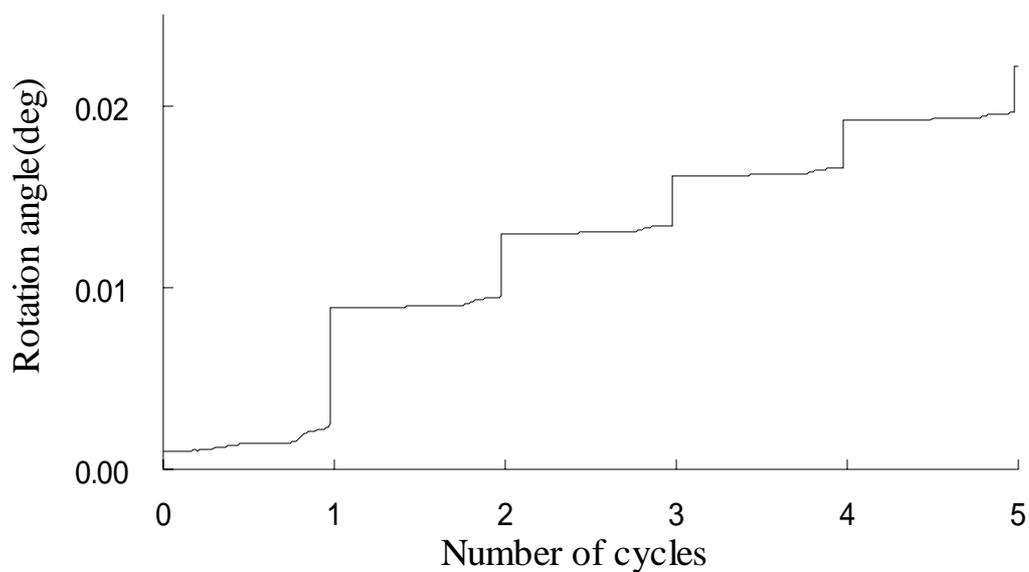


図 3 - 3 ナット回転角

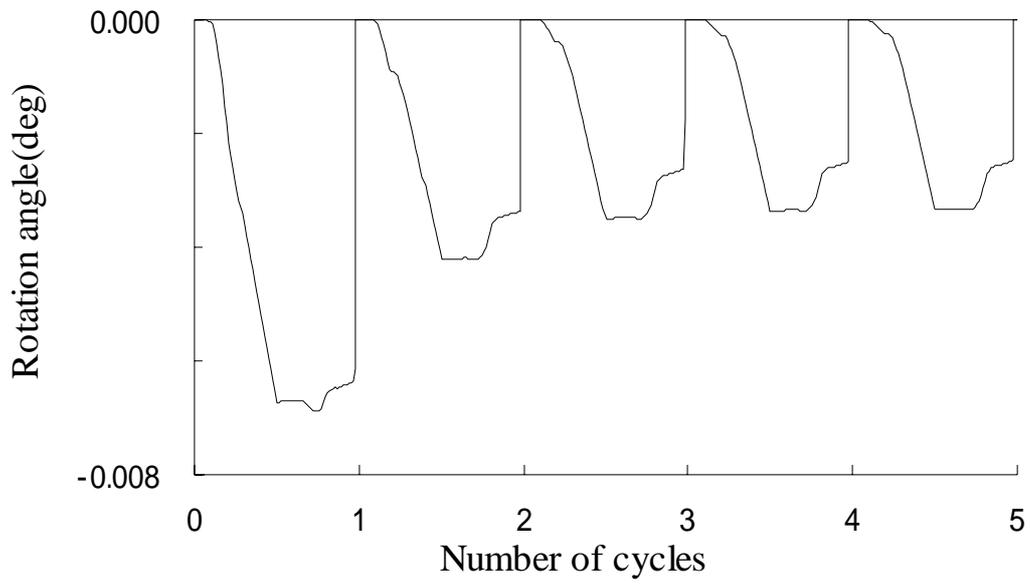


図 3 - 4 ボルトねじれ角

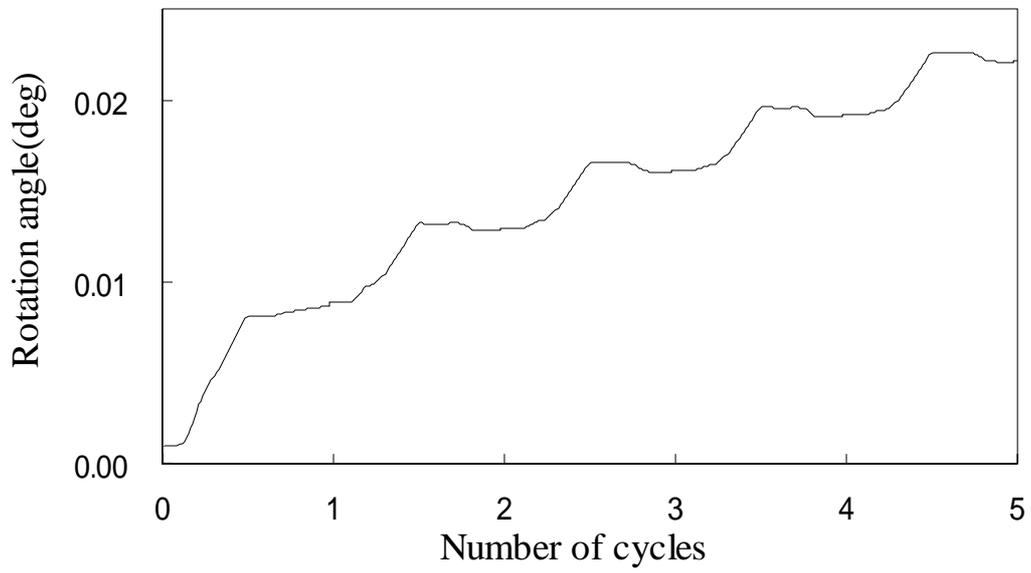


図 3 - 5 相对回転角

3.5 考察

3.5.1 1 サイクル中のボルト、ナットの挙動について

荷重が増加するとボルトは大きくねじれるがナットは回転しない。
荷重が減少していき、ロッドカバーがピストンから離れるとボルトはねじれを開放しナットはボルトと同時回転する。

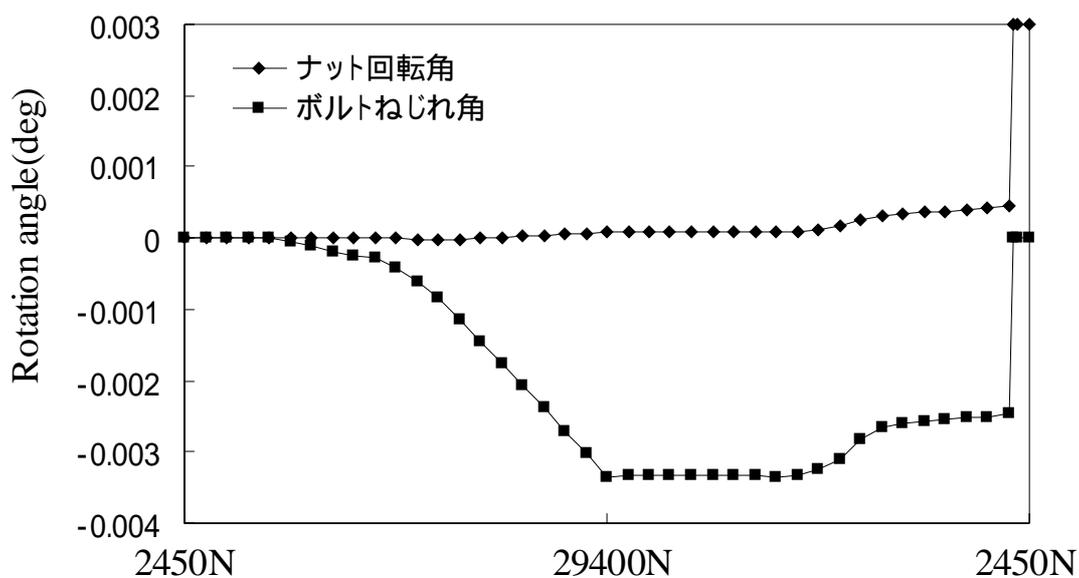


図 3 - 6 1 サイクル中のナット回転角、ボルトねじれ角

3.5.2 外力とゆるみ速度の関係

外力が大きいほどゆるみ速度は大きい。

ゆるみが行われる外力は 600kN 程度と考えられる。

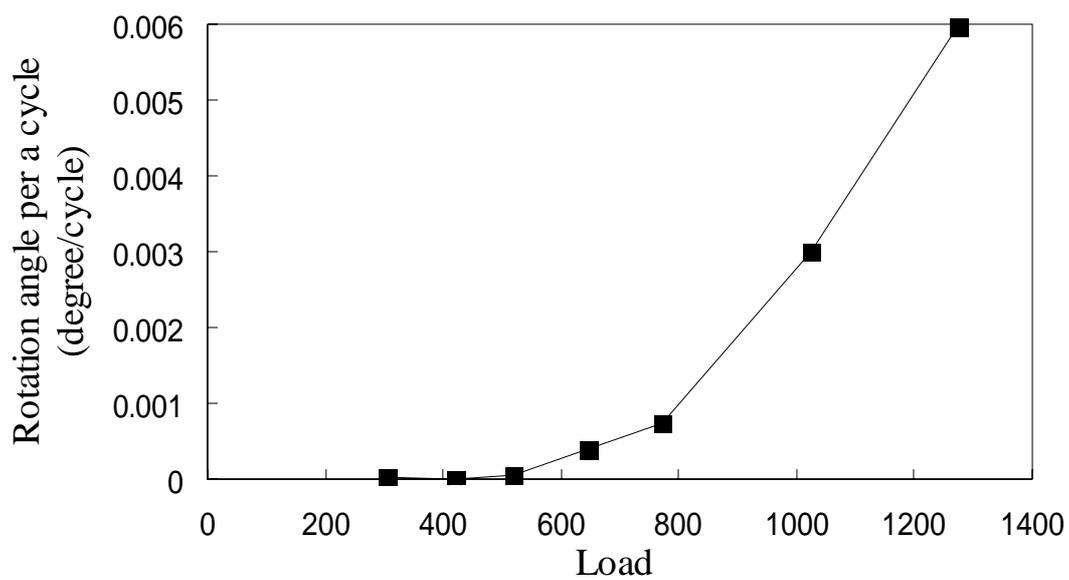


図 3 - 7 外力とゆるみ速度

3.6 結言

ピストンナットのゆるみは負荷時にボルト軸のねじれが増加し、ロッドカバーとピストンが離れたときボルト軸のねじれが開放するとともにナットがボルトと同時回転することで進行することが分かった。

ゆるみが進行しないための外力の上限値があることが分かった。

参考文献

- [1] G.H.Junker, “New Criteria for Self-Loosening of Fasteners Under Vibration”, SAE Transaction, 78 , 314 (1969)

- [2] 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)

- [3] 横山喬 “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” 2004年度 東京大学修士論文

- [4] 木村成竹 “有限要素法解析によるねじ締結体緩み止め部品の性能評価” 2005年度 東京大学卒業論文

- [5] J.N.Goodier, R.J.Sweeney, “Loosening by vibration of threaded fastenings”, Mechanical Engineering, 67 , (1945) , 798

- [6] 熊倉進 “ボルト・ナット結合体のゆるみに関する研究（第3報） - 作用荷重が小さい場合のボルト・ナットの変形量を考慮した検討 ” 精密工学会誌 69 - 12 , (2003) 1801

- [7] 山本晃 “ねじ締結の原理と設計” , p127 , (1995) 養賢堂

以上

1 P ~ 33 P 完

卒業論文

平成 18 年 2 月 3 日提出

4 0 2 1 7 武 太地