

卒業論文

有限要素法を用いたジェットファンの
リスク評価
1 p~39p完

平成 18 年 2 月 3 日 提出
指導教官 酒井 信介 教授
40205 清水 慎一

目次

第1章	序論	4
1.1	研究の背景	4
1.2	本研究の目的	4
1.3	本論文の構成	4
第2章	基礎理論	5
2.1	リスク	6
2.2	座面完全すべり	7
2.3	座面微小すべり	9
第3章	解析手法	11
3.1	評価対象	12
3.2	解析モデル	14
3.3	故障確率	22
第4章	解析結果	24
4.1	締結体のゆるみ	25
4.2	締結体の静的破壊	30
4.3	締結体の疲労	31
第5章	考察	32
5.1	ゆるみによる故障確率	33
5.2	疲労及び静的破壊による故障確率	35
5.3	ジェットファンの故障確率	35
第6章	結論	36

図目次

2.1	リスクマトリックス	6
2.2	横山による有限要素モデル	7
2.3	ヒステリシスループと接触状態	8
2.4	木村による有限要素モデル	9
2.5	ナットの接触状態	10
3.1	ジェットファン写真	12
3.2	ジェットファン全体像	12
3.3	ジェットファン締結部	13
3.4	下締結体モデル	14
3.5	下締結体寸法	15
3.6	下締結体拘束条件	16
3.7	下締結体荷重	17
3.8	上締結体モデル	18
3.9	上締結体寸法 1	19
3.10	上締結体寸法 2	19
3.11	上締結体拘束条件	20
3.12	上締結体荷重	21
4.1	ヒステリシスループ	25
4.2	接触状況	26
4.3	ゆるみ	26
4.4	初期締結力と加振力の関係	27
4.5	加振力とゆるみ	28
4.6	初期締結力 2.7 k N、加振力 3800 でのゆるみ	29
4.7	ナットの接触状況	29
4.8	応力分布	30
4.9	加振力と締結力の関係	31

表目次

3.1	上締結体物性値	1 5
3.2	下締結体物性値	1 8
3.3	入力値の確率分布	2 2

第1章 序論

1.1 研究の背景

トンネル内換気用ジェットファンの保守・点検には、多くのコストが必要であり、安全性向上が求められている。安全性向上の手段として構造ヘルスマモニタリングをジェットファンに適用できることが桑原の研究により確認されている[1]。構造ヘルスマモニタリング導入によって点検期間をどれだけ延長できるかを、合理的に説明できなければならない。このような場合に、安全性を定量的に評価する手段として用いられるのがリスク評価である。

一方、近年主に機械構造物の保守・検査においてリスク評価が意思決定手段のための手法として活用されることが期待されており、ASME（米国機械学会）やAPI（米国石油学会）においては検査規格の策定が進行中である。この場合、検査間隔や検査範囲の合理的決定、新規部品の交換に伴う妥当性の検証などにリスク評価が活用されている。いずれも、機械製品が運用段階に入ってから、合理化のためのリスク評価の活用であるといえる。従来、の応力-強度モデルのみによる評価の場合には、評価対象が破損確率であったのに対して、リスク評価の場合にはこれに加えて破損時の影響をも合わせて検討することに特徴がある。これにより、発生確率が高く、かつ影響の大きな因子を抽出することが可能となる。

1.2 研究の目的

本研究ではジェットファンの主な故障の原因であるボルト・ナット締結部を対象としたリスク評価を行うための、破壊（締結体のゆりみ、疲労、静的破壊）確率を有限要素法によって評価することを目的とする。特にゆりみ解析については、らせん状のねじ山を考慮した三次元モデルを用い、高精度な解析を行う。また、従来考慮されてこなかった完全座面すべりによるゆりみ以前に発生する微小座面すべりによる微小ゆりみを新たに評価に取り入れることによって精度向上を行う。

1.3 本論文の構成

第1章では本研究の背景・目的について示した。

第2章では本研究の基礎理論について述べる。

第3章では本研究の解析手法について述べる。

第4章では第3章の手法を用いて有限要素解析を行った結果を述べる。

第5章では第4章の結果から破壊確率について考察する。

第6章では本研究の結論を述べる。

第2章 基礎理論

本章では、本研究の対象及び本研究において用いる理論に関して、以下の事柄について説明する。

- ・ リスク
- ・ 座面すべりによるゆるみ
- ・ 座面微小すべりによるゆるみ

2.1 リスク

リスク R は特定の危険事象の起こりやすさ P とその影響度 C の積として定義される。

$$R = P \times C$$

危険事象の起こりやすさは純粋に工学 / 技術の問題であるが、影響度は社会 / 経済にも関連する問題となる。危険事象の起こりやすさは頻度あるいは確率によって定量化される。頻度は、一定期間にある事象が出現する回数で、1 年あたりの出現回数として / 年という単位をつけて表わされることが多い。確率は、 N 回の試行に対するある事象の出現回数を n 回としたとき n/N として表わされ、0 と 1 の間の無次元数（単位を持たない数）となる。一方、事象が発生したときの影響度に関しては、評価の目的に応じて、例えば石油プラントの場合では放射熱や爆風圧などの物理的作用が被害を及ぼす範囲の大きさ、死者数や負傷者数などの人的被害、あるいは損害額などの経済的損失が用いられる。

リスク評価を行った結果は、しばしば Fig.2.1 に示すリスクマトリクスで提示される。リスクマトリクスは横軸に危険事象の起こりやすさ、縦軸に影響度を取り、それぞれを数段階に設定したものである。このリスクマトリクス上にリスク評価結果をプロットし、リスクが許容限度内であるかを判断する。

上述のように定義したリスクを用いて、確率論的リスク評価 (Probabilistic Risk Analysis ; PRA) が様々な分野で導入されている。原子力関連、化学プラント、航空宇宙産業等では PRA は規格の一部に採用されており、他の分野においても、PRA は安全性の証明や改善の必要性を示し、意思決定手段の一つとして用いられている。

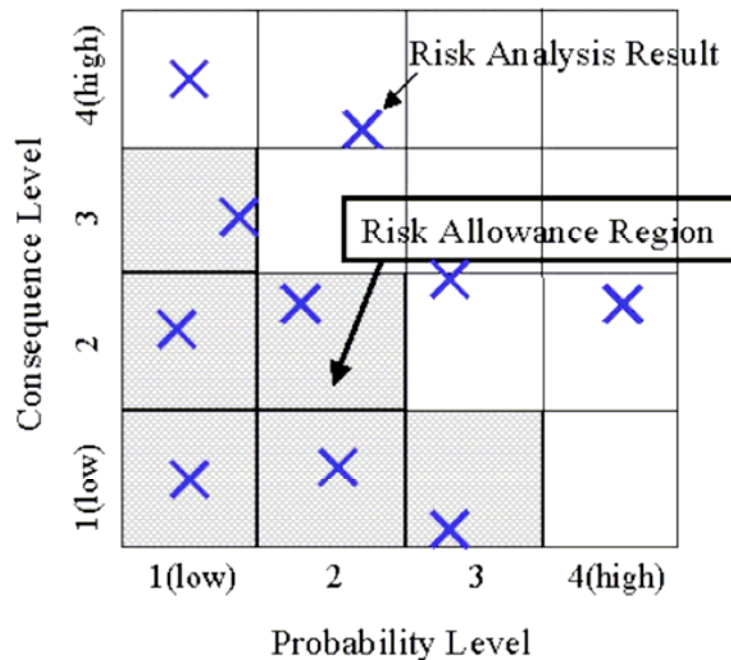


Fig.2.1: リスクマトリクス

2.2 座面完全すべりによるゆるみ

ボルト締結体のゆるみは、座面において完全なすべりが起きた場合に大きく発生する。このゆるみは座面完全すべりと呼ばれている。座面完全すべり状況下でのゆるみの挙動は、横山による有限要素解析で再現されている。以下は横山により行われた解析の結果である。[2]ときの解析モデルを以下に示す。

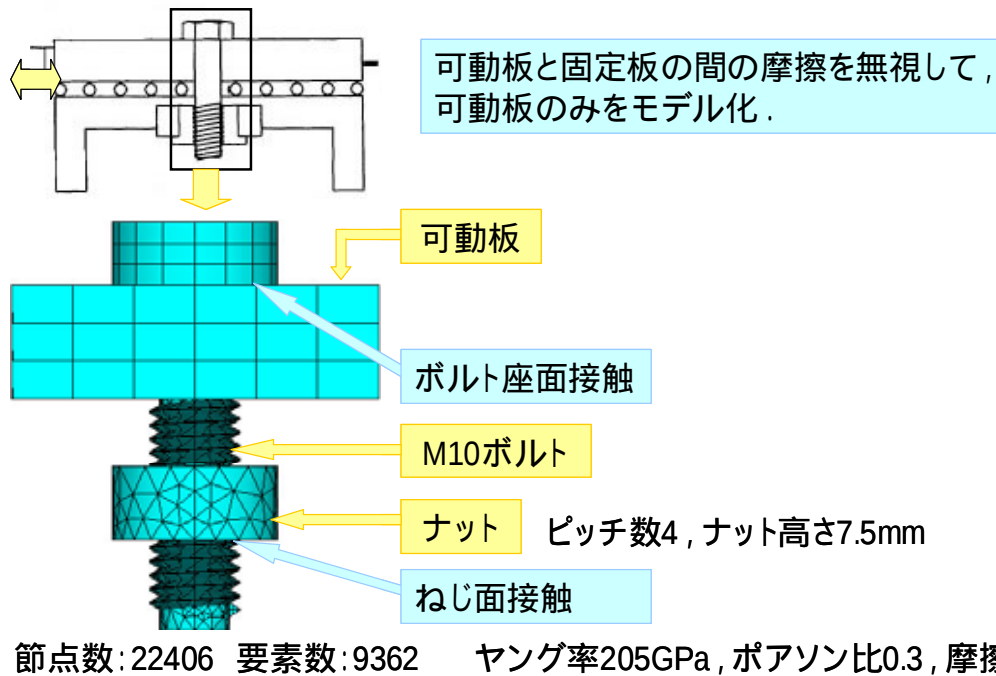


Fig2.2:横山による有限要素モデル[2]

*2004 横山喬 修士論文PPT

接触面のようすについて、以下のボルトへ与えた並進変位を x 軸、それに要する並進力を y 軸としたヒステリシスループを用いて説明する。

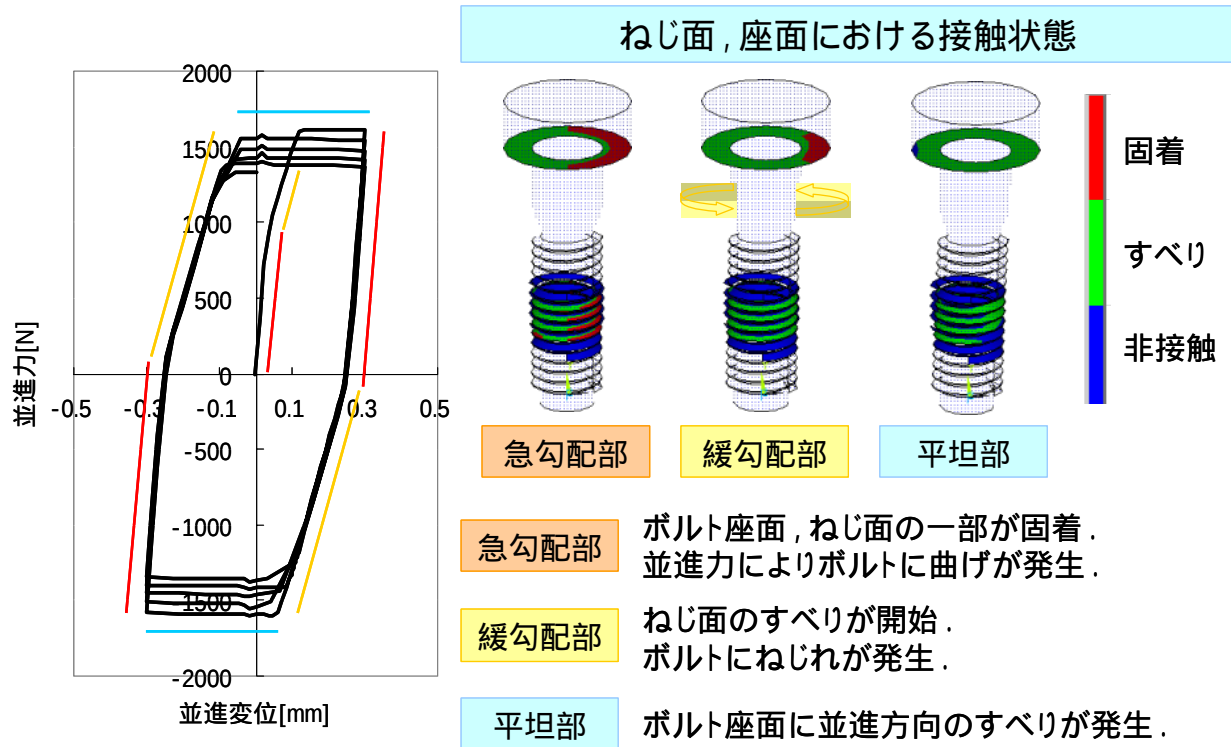


Fig.2.3 : ヒステリシスループと接触状態

*2004 横山喬 修士論文PPT

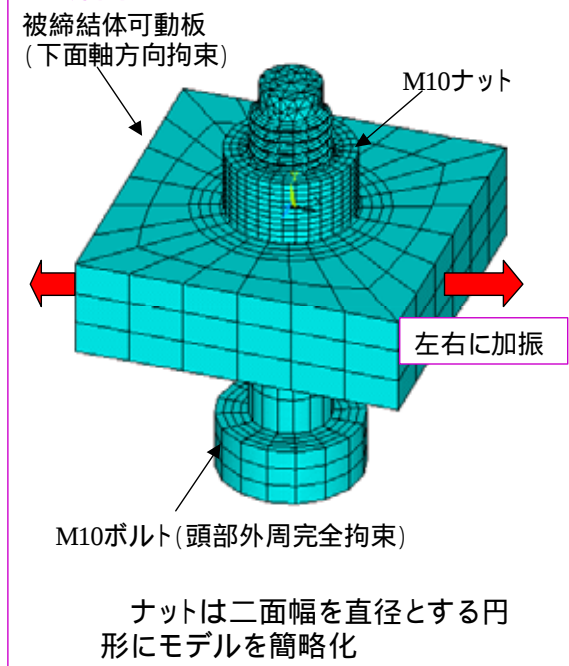
ボルトに並進方向外力を与えたときのヒステリシスループは急勾配部、緩勾配部、平坦部の3通りの状況に分けられる。まずはじめにボルトに力を加えていくとヒステリシスループが急勾配になっている部分がある。急勾配部においてはボルト座面、ねじ面の一部が固着していて並進力によりボルトに曲げが生じている。さらに並進力を増加させると、ボルト座面より先にねじ面においてすべりが生じる。ねじにはリード角があるためすべりの方向にはねじがゆるむ方向への成分を持っているため、ボルトがゆるむ方向にボルト軸部にねじれを生じる。さらに並進力を増加させるとヒステリシスループが平坦になるところがある。ここではボルト座面において座面すべりを生じ、ボルト軸部に生じたねじれを解消しようとボルト頭部がボルトをゆるめる方向に回転する。

2.3 座面微小すべりによるゆるみ

ボルト締結体では、座面すべり以前で生じる微小なゆるみが進行することが示されている。このような微小なゆるみは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、現在の設計でこのような現象が起こるとは考えにくい。よって、産業界で生じているゆるみの問題の多くは、この微小ゆるみに起因していると考えられる。

座面微小すべり状況下でのゆるみの挙動は、木村の行った有限要素法による解析で再現されている。以下は木村により行われた解析の結果である[3]。このときの解析モデルを以下に示す。

解析モデル



解析手法

・ **ボルト・ナットねじ山間** **ナット座面・被締結体間**に接触を定義

接触アルゴリズムとしてクーロン摩擦を再現した**ペナルティー法**を用いる

- ・ M10ボルト・ナットをグリップ長さが28mmとなるように作成
- ・ 初期締結力はすべてにおいて10kN
- ・ 摩擦係数0.15、ヤング率205GPa、ポアソン比0.3

解析は加振力1000N, 900N, 750N, 600N, 500Nで行った。

Fig.2.4: 木村による有限要素モデル[3]

*2005 木村成竹 卒業論文 PPT

以下の図に加振力 750N の解析における 1 サイクル内でのナットねじ山の接触状態を 3 つ選んで示す。これらを見ると分かるようにナットねじ山のどの部分でもサイクル内で最低一度は滑りが生じている。ねじ面すべてで同時に滑りが生じることはないのでボルト軸のねじれはゆっくりであるが蓄積される。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ため、ボルト軸のねじれを解消する力が働きゆるみが発生する。

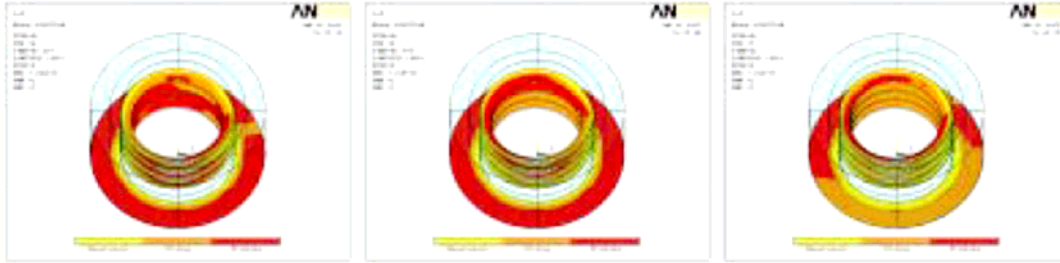


Fig.2.5.ナットの接触状態

第3章 解析手法

本章では以下の事柄について説明する。

- ・ 本研究の対象であるジェットファン
- ・ 本研究の対象であるジェットファンの締結部の有限要素モデル
- ・ 有限要素法を用いた破壊確率

3.1 評価対象

図にトンネル内換気用ジェットファンを示す．ジェットファンは全長が長く交通量が多いトンネル内に設置されており，車両から排出される煤煙や一酸化炭素の換気，火災発生時の排煙などを行う．図に示すようにジェットファンはトンネル上面への吊り下げ構造で設置されており，接近して構造の状態を詳しく調べるのが困難である．このためジェットファンの保守・点検の際には，大規模な交通整理を行う必要があり，経済的，社会的に多くのコストが要求される．またジェットファンの異常は，トラックなどの大型車両の接触や運転環境の変化などの外的要因によって偶発的に発生するため，定期点検の間隔を長くとることは危険である．ジェットファンを吊り下げているターンバックルの上端と下端の締結にはボルト・ナットが使用されており、ジェットファンの主な故障には締結部のボルト・ナットのゆるみがある。



Fig.3.1: ジェットファンの写真



Fig.3.2: ジェットファンの全体像

図にジェットファンの吊り下げ構造の詳細を示す。本研究ではジェットファンの一要素であるターンバックル両端のボルト・ナット締結部を対象とする。

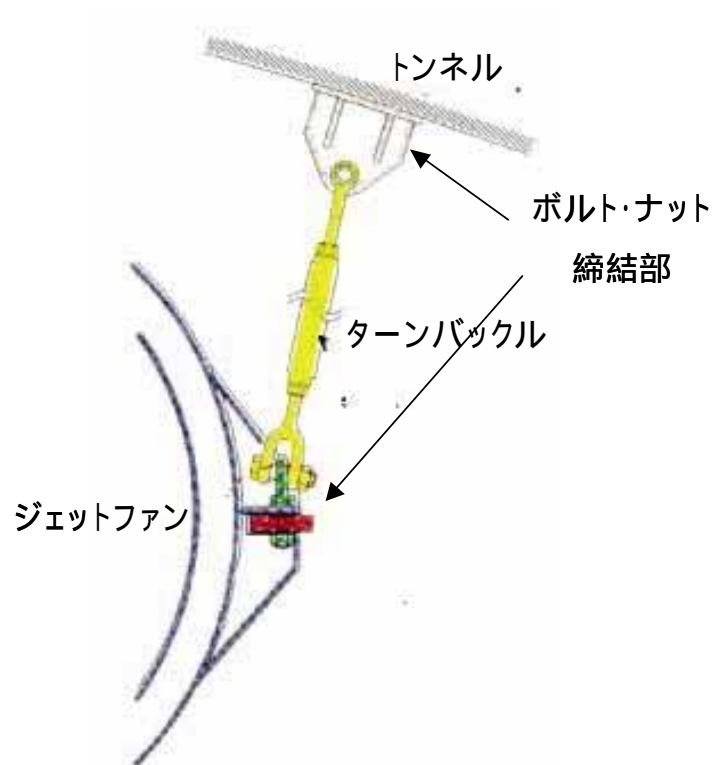


Fig.3.3: ジェットファン締結部

3.2 解析モデル

本研究ではジェットファンの締結体の2箇所について解析を行う。一つはターンバックル下側にある、ジェットファンとターンバックルをつなぐ締結体（下締結体と呼ぶ）である。もう一つはターンバックル上側にある、トンネル上面とターンバックルをつなぐ締結体(上締結体と呼ぶ)である。モデルはソリッド要素により構成されている。

ボルト・ナットのモデル作成は木村のモデルを参考にした。メートル並目ねじM24のボルトを用いた。おねじ、めねじのねじ山はそれぞれ10ピッチ、4ピッチとした。初期締結力に関しては、モデリングの際にボルト座面とナット上面を初期干渉させることで発生させている。接触についてはすべてにおいてペナルティー法を用いた。

以下で、下締結体及び上締結体について詳しく説明する。

3.2.1 下締結体モデル

下締結体モデルの形状と寸法をそれぞれFig.3.4、Fig3.5に示す。解析モデルは実際のジェットファンの締結部とは上下反対に作成されている。ジェットファン本体のモデルは省略しボルト・ナットと締結している板の部分のみをモデル化した。また、アイボルトの頭部の輪の部分のモデルを省略した。

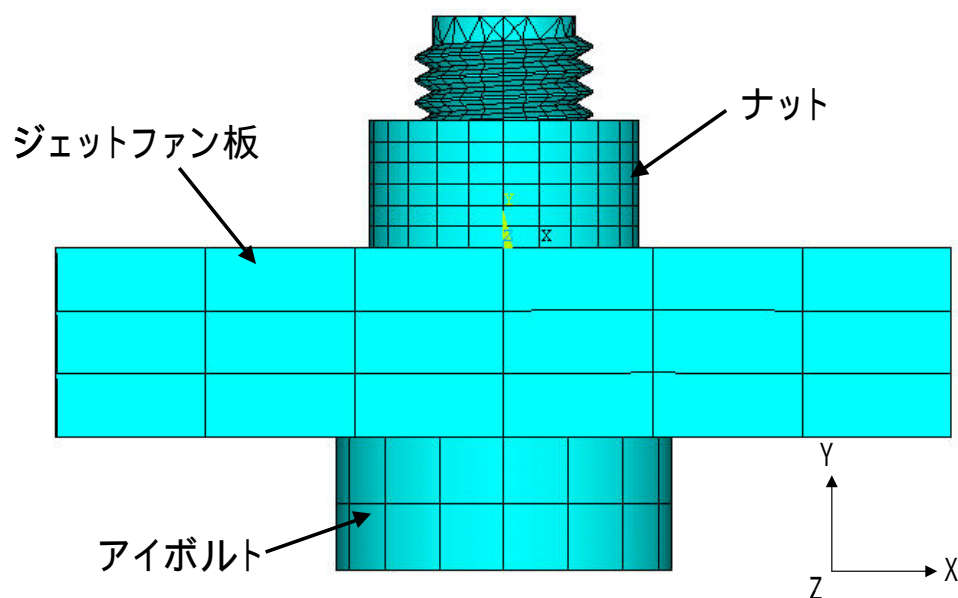


Fig.3.4: 下締結体モデル

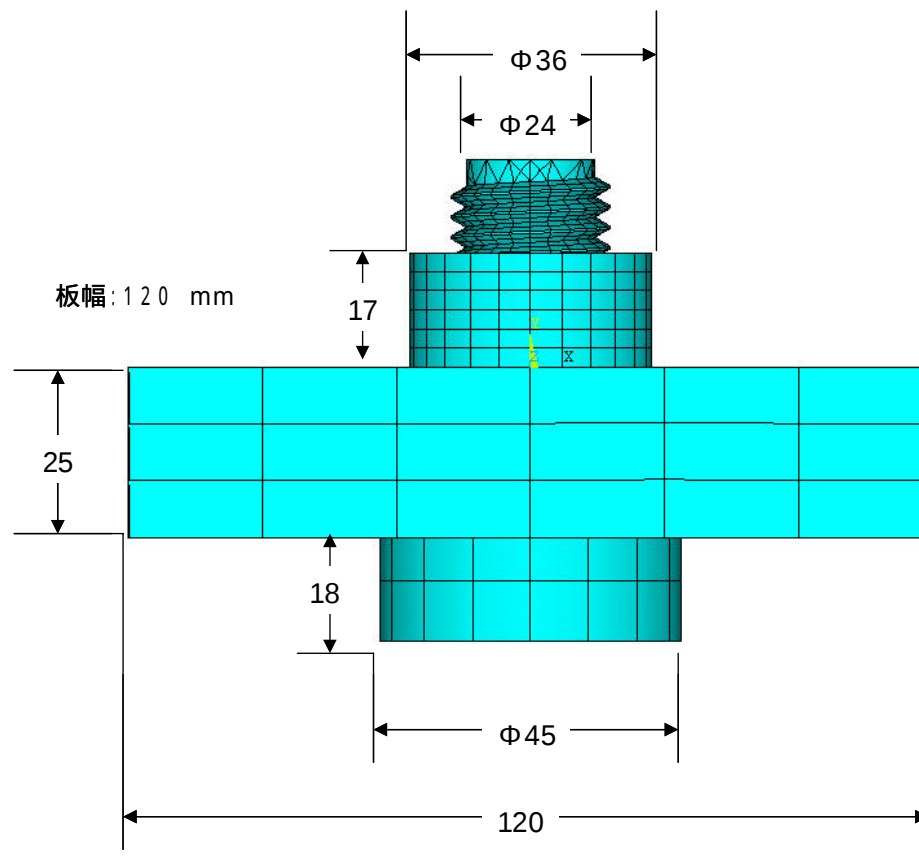


Fig.3.5: 下締結部モデル寸法

材料	SUS304
要素	二次六面体要素
ヤング率	190GPa
ポアソン比	0.3
要素数	5290
節点数	15045

Table.3.1: 下締結部物性値[4]

下締結体モデルの自由度拘束条件について以下で説明する。

- ・ アイボルト下面の x 、 y 、 z 方向変位を拘束する。
- ・ ジェットファン板下面の z 方向変位を拘束する。

接触要素は、ボルト圧力側ねじ山・ナット圧力側ねじ山間、ボルト座面・ジェットファン板下面間、ナット座面・ジェットファン板上面間に定義した。

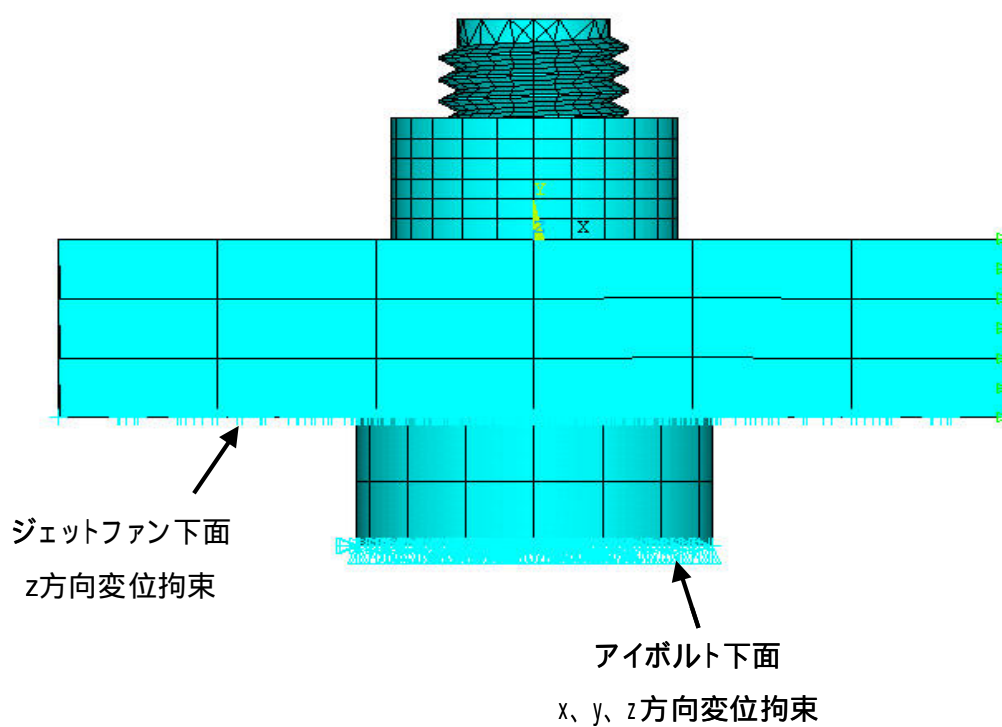


Fig.3.6: 下締結体の拘束条件

次に荷重条件について説明する。実際のジェットファンでは様々なモードの振動が起こり、振動の方向は複数あると考えられるが、本研究では一つの方向の振動に対してのみ考慮する。力の方向はターンバックルの傾きの方向とし、力の増減で振動を再現する。モデル上では軸方向の加振力をy方向、軸直角方向の加振力をx方向に与える。

ジェットファン板のx方向端のx方向変位とy方向変位をカップリングし、力を与えた。始めにジェットファンの自重による力として、y方向に3200N、x方向に1900N加えた。そして、自重による力を中心に力を変化させて振動を与える。自重による力に比べて、振動の振幅は小さいので、加振力は常に正となり片振りの振動となる。

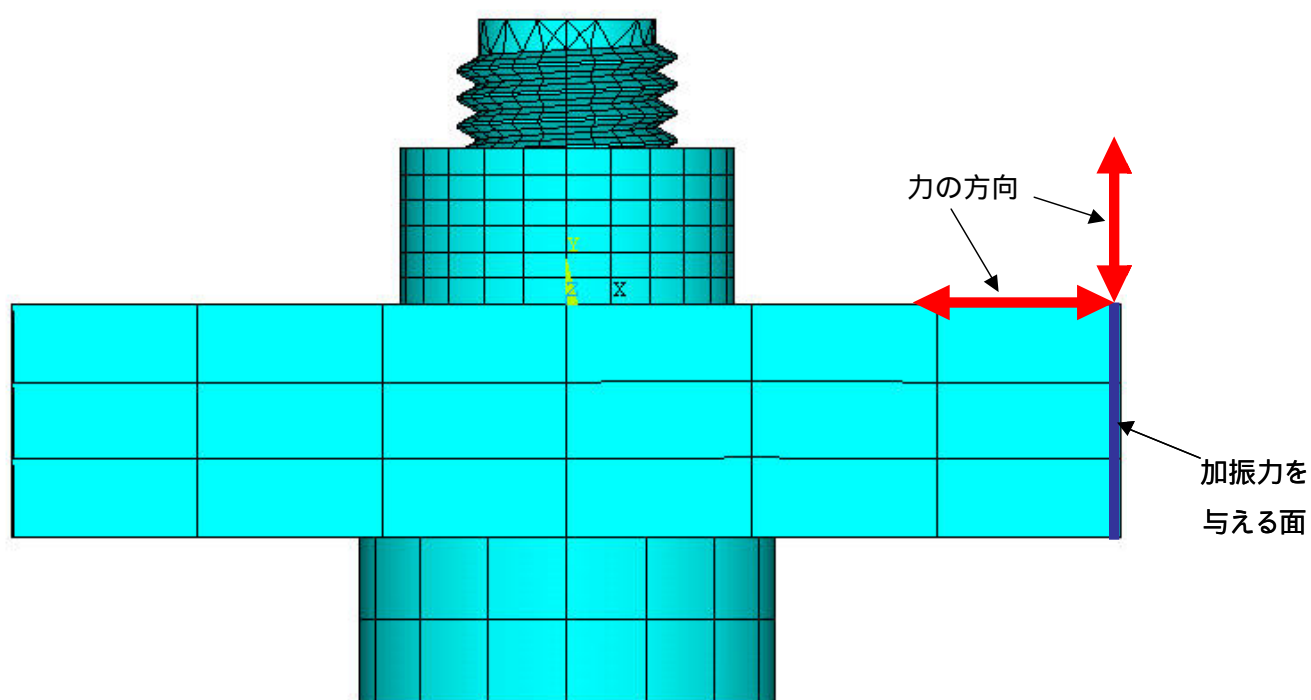


Fig.3.7: 下締結体の荷重

3.2.2 上締結体モデル

上締結体モデルの形状と寸法をそれぞれFig.3.8、Fig.3.9に示す。解析モデルは実際のジェットファンの締結部とは上下反対に作成されている。吊金具はアンカーボルトとナットそれぞれ4つずつでトンネル上面に固定されているが、解析時間削減のため破壊を評価する一つのボルト・ナットのみねじ山を作成し、他の3つはボルト・ナットが一体化したリベットで表現した。吊金具の - y 方向の変位を拘束する目的でトンネル上面のモデルを作成したので、トンネル上面の一部のみのモデルとなっている。

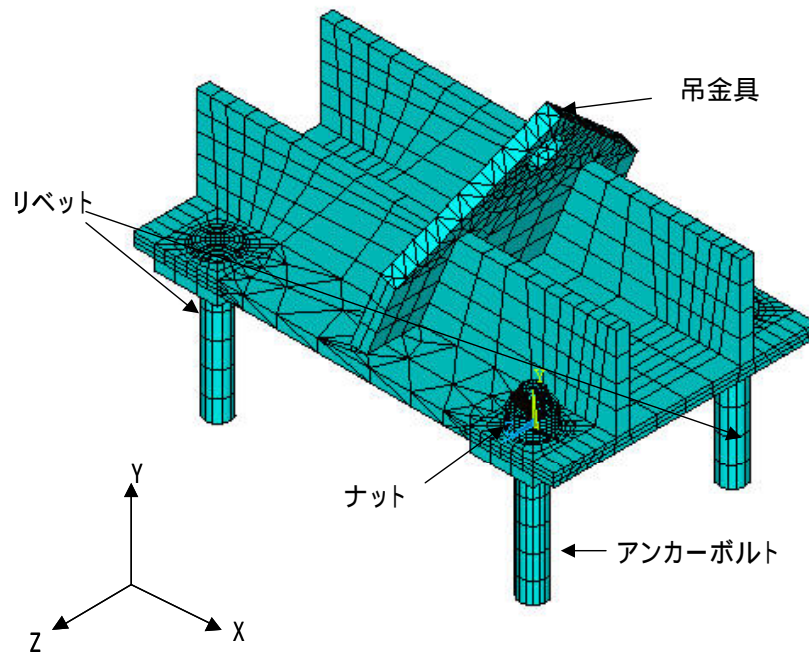


Fig.3.8: 上締結体モデル

材料	SUS304
要素	二次六面体要素
ヤング率	190GPa
ポアソン比	0.3
要素数	10311
節点数	33939

Table.3.2: 上締結体物性値[4]

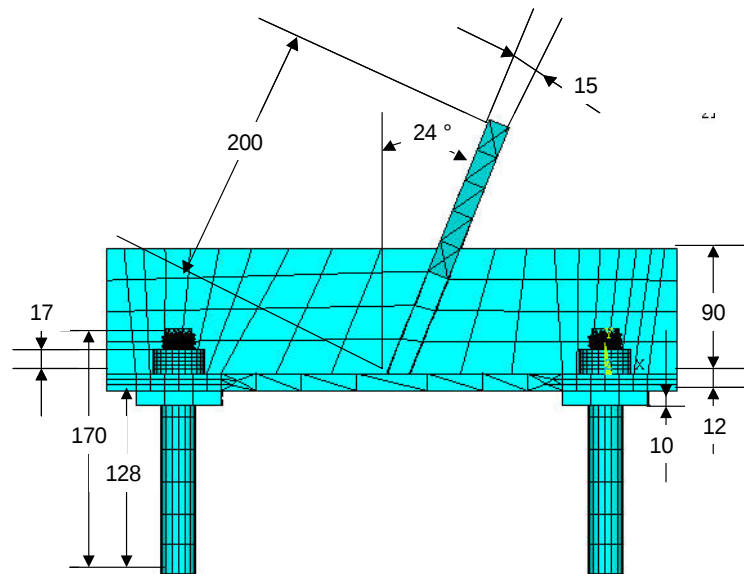


Fig.3.9: 上締結体寸法 1

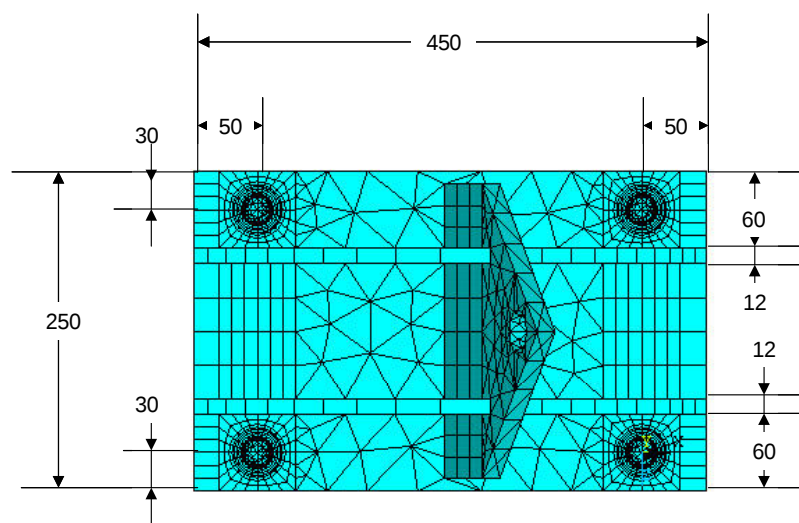


Fig.3.10: 上締結体寸法 2

下締結体モデルの自由度拘束条件について以下で説明する。

- ・ y 座標が - 140 から - 120 の間にある、アンカーボルトの側面の x 、 y 、 z 方向変位を拘束する。
- ・ トンネルの下面の x 、 y 、 z 方向変位を拘束する。

接触要素は、ボルト圧力側ねじ山・ナット圧力側ねじ山間、ナット座面・吊金具上面間、吊金具下面・天井上面間に定義した。

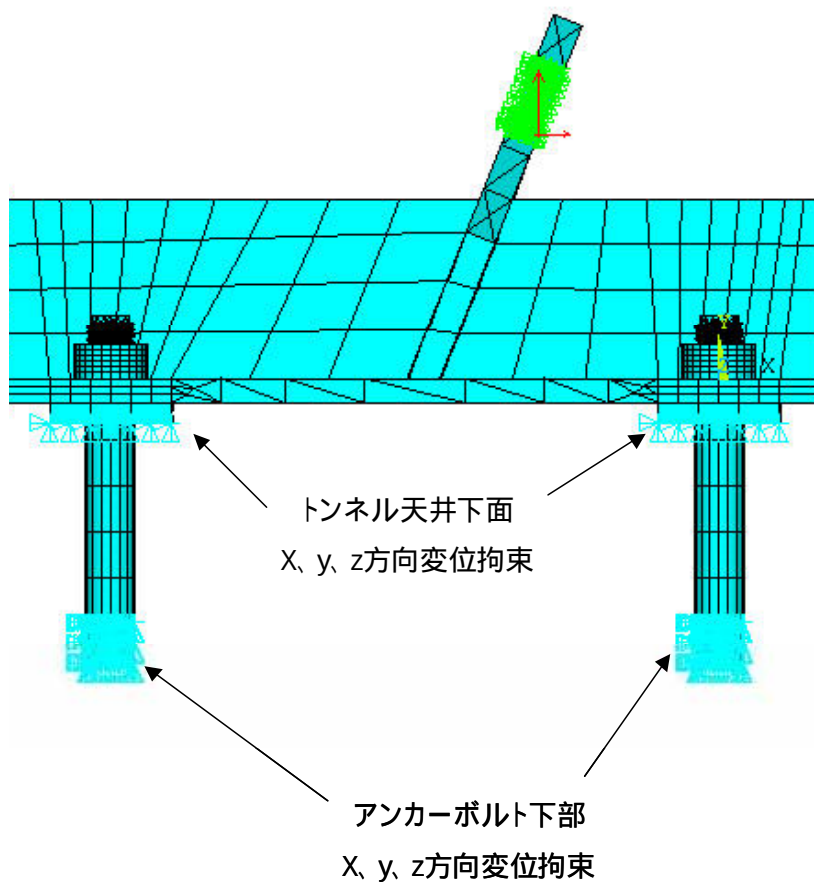


Fig.3.11: 上締結体の拘束条件

次に荷重条件について説明する。下締結体と振動の方向、大きさは同じだが、上締結体は4つのボルトで締結されているので軸直角方向の加振力をx、z方向成分に分ける。

吊金具上方にある円孔のx、y、z方向変位をカップリングし、力を与えた。始めにジェットファンの自重による力としてx方向に1200N、y方向に3200N、z方向に1450N加えた。そして、自重による力を中心に力を変化させて振動を与える。自重による力に比べて、振動の振幅は小さいので、加振力は常に正となり片振りの振動となる。

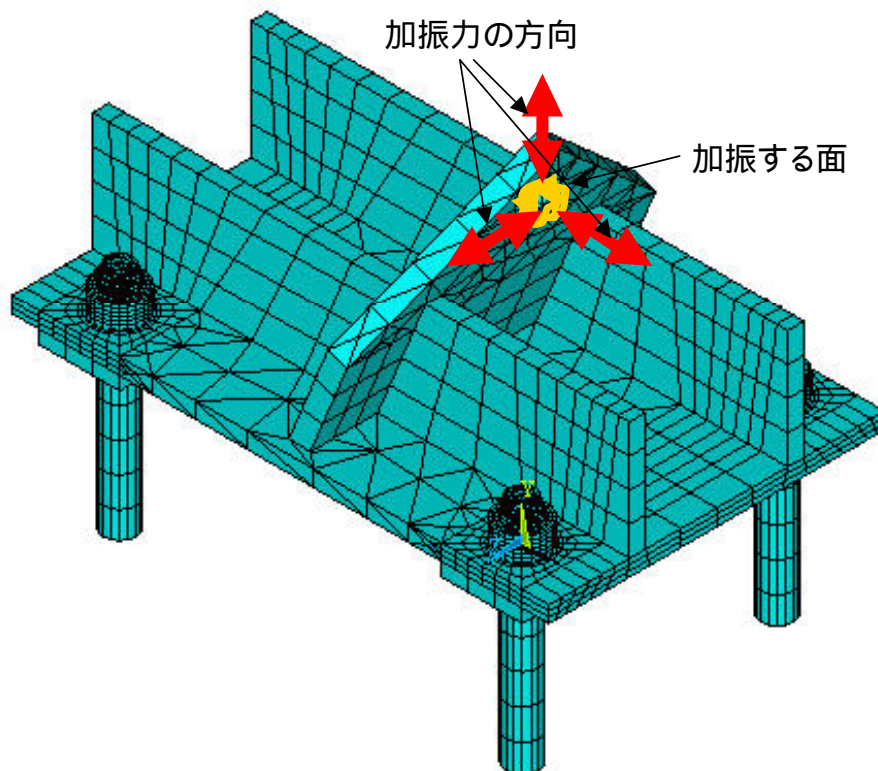


Fig.3.12: 上締結体荷重

3.3 故障確率

締結部*i*の故障確率*P_i*を求めるにあたり、締結体における荷重条件や周囲の環境を考慮した上で、主たる要因として以下の3つの破損モードを考える。

- 1) 繰り返し荷重によるボルトのゆるみ (故障確率*P_s*)
- 2) 過大荷重によるボルトの静的破壊 (故障確率*P_b*)
- 3) 繰り返し荷重によるボルトの疲労破壊 (故障確率*P_f*)

4つの破損モードは独立で、同時に発生することはないものと仮定すると、締結部*i*の故障確率*P_i*は

$$P_i = \frac{1}{3}(P_s + P_b + P_f)$$

と表される。

上述した破損モードに関係する材料値や締結力はばらつきをもっているため、確率分布として考える必要がある。本研究では初期締結力と加振力を確率分布として与え、故障確率を求める。初期締結力と加振力について設定した確率分布をTable1に示す。初期締結力の平均は設計値を用い、標準偏差は横山の研究[5]を参考にした。加振力は桑原が実機にロードセルを設置して得たデータより平均と標準偏差を求めた[1]。確率分布は測定データが得られていないためすべて正規分布とした。

	平均 μ	標準偏差 σ
初期締結力	12000N	0.13 μ
加振力の振幅	138N	0.43 μ

Table.3.3: 入力値の確率分布

以下で、各故障モード生起確率の計算方法を説明する。

1) くり返し荷重によるボルトのゆるみ (故障確率 P_s)

締結体のモデルを用いて有限要素解析を行い、座面すべりの有無で判断する。

軸方向外力は軸直角方向外力に比べゆるみに対する影響が小さい。また、締結力よりも軸方向外力の方が小さい場合、軸方向外力が締結力に与える影響はほとんどないことが横山の研究により確認されている[2]。よって、本研究では加振力の y 方向成分は振動させずに一定値で与え、 x 、 z 方向成分の振動を与えることで解析を行う。振動は加振力または変位で与えて解析を行う。

初期締結力と加振力を変えて何通りか解析することで、初期締結力ごとに座面すべりが始まる振動の振幅を求め、座面すべりが開始する加振力 F を初期締結力 T の関数 $F(T)$ で表すことができる。得られた結果と加振力と初期締結力の確率分布から、締結物に回転緩みが発生する確率 P_s を求める。

2) 過大荷重による締結部の破壊 (故障確率 P_b)

ねじ締結体に軸方向外力を加え、締結体の応力が降伏応力よりも大きくなった場合に故障とする。締結体の材質である、SUS304の降伏応力は 270N/mm^2 なので[6]、締結部のミーゼス応力が降伏応力を超える場合を故障とし、加振力の確率分布から故障確率 P_b を求める。

3) 繰返し荷重によるボルトの疲労破壊 (故障確率 P_f)

ねじ締結体に組み込まれたボルトの疲れ強さの推定値 σ_{wk} は切り欠き係数 β_k と平

滑丸棒の疲れ強さ σ_{w0} を用いて

$$\sigma_{wk} = \sigma_{w0} / \beta_k$$

と表される。大滝によりM24の切り欠き係数 $\beta_k = 4.28$ と示されている[7]。疲れ強さは $\sigma_{w0} = 176\text{N/mm}^2$ を用いる[8]。M24のボルトの谷の断面積は $A_3 = 324\text{mm}^2$ なので疲労が始まる軸力の振幅 F_a は

$$F_a = A_3 \sigma_{w0} / \beta_k = 13.3[\text{kN}]$$

となる。軸力の振幅が疲労限度を超える場合を故障とし、加振力の確率分布から故障確率 P_f を求める。

第4章 解析結果

本章では前章において説明した評価対象モデルについて各故障モードについて解析を行った結果を示す。

4.1 締結体のゆるみ

4.1.1 下締結体のゆるみ

初期締結力が12kNの場合におけるジェットファン板の並進変位と並振力の関係をFig.4.1に示す。点Dが右死点、点Aが左死点である。点B、Cにおいて曲線の勾配が変化している。各区間における接触状況をFig.4.2に示す。

A B間ではボルト座面においてすべりが発生する場合があるものの、ナット座面およびねじ面の一部が固着していることが分かる。そのため、ナットの回転方向のすべりは生じず、ボルトに曲げが生じる。

B C間ではナット座面では一部固着しているがねじ面全面においてすべりが発生していることがわかる。そのためねじ面において回転方向の変位が起こり、ナットに微かな回転が見られる。

C D間ではナット座面、ねじ面の全面においてすべりが発生していることがわかる。そのためねじ面において回転方向の変位が起こり、ナットに回転が見られる。

Fig.4.3にナット、ボルト及びボルト・ナットの相対回転角を示す。ねじ面、座面にすべりが生じることでゆるみが進行していることがわかる。

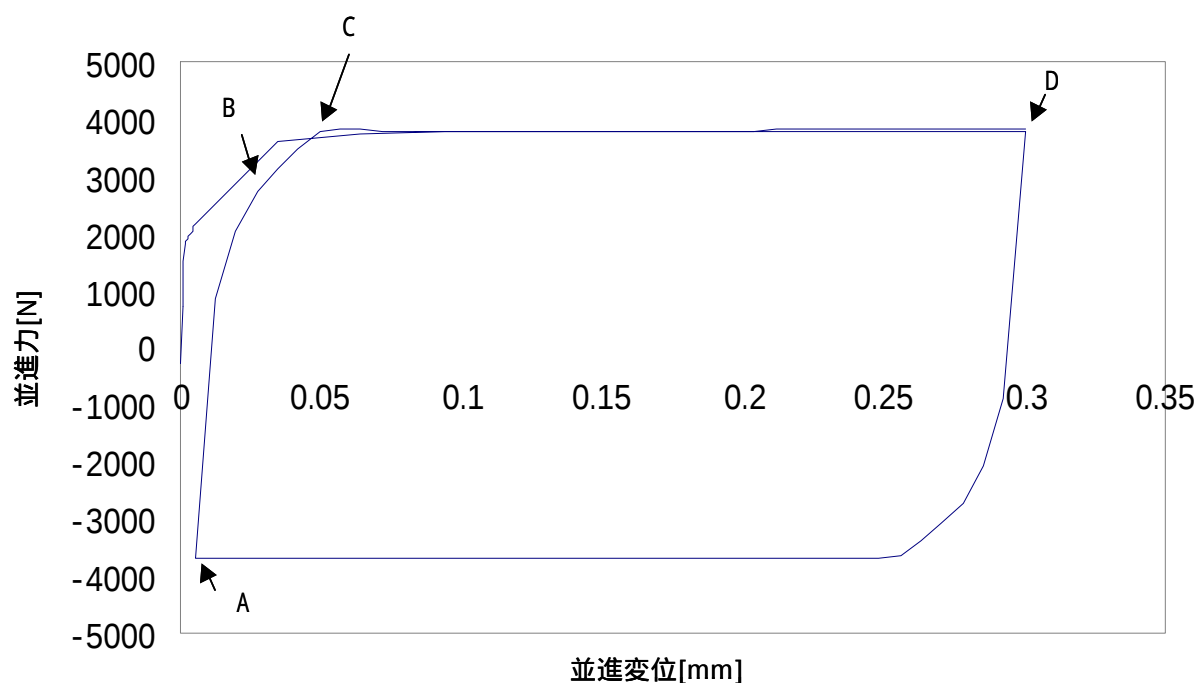


Fig.4.1: ヒステリシスループ

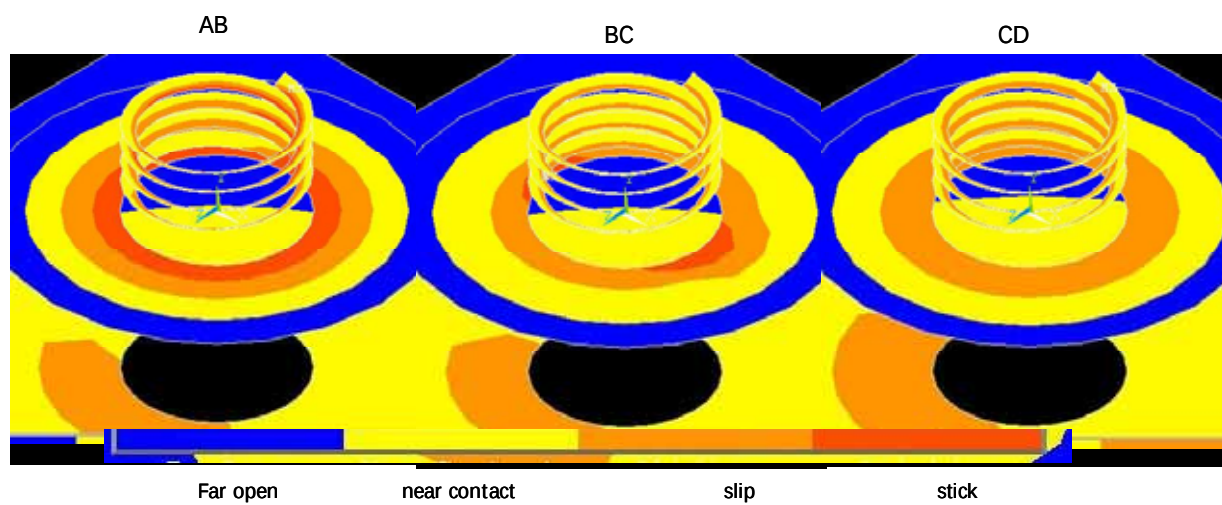
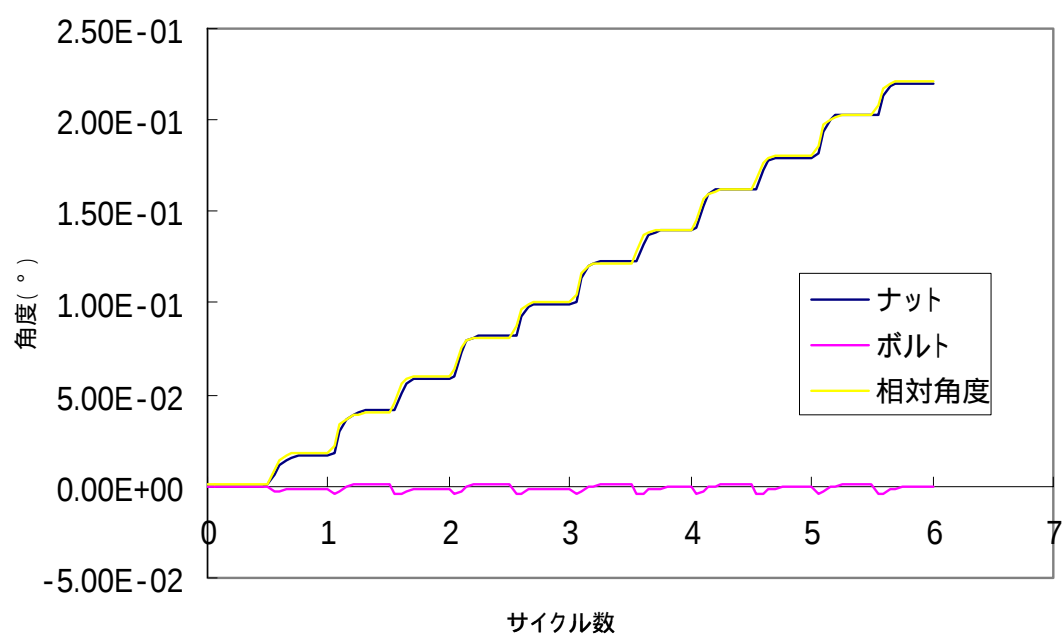


Fig.4.2:接触状況



サイクル数
Fig.4.3:ゆるみ

FigのB C間の状態のようにナット座面では一部固着しているが、ねじ面が滑っている場合、微小座面すべりが起こりうる。そこで締結力と点Bの並進力の関係をFigに示す。加振力Fと初期締結力Tの関係は

$$F = 0.0558 T + 2432$$

と表せる。

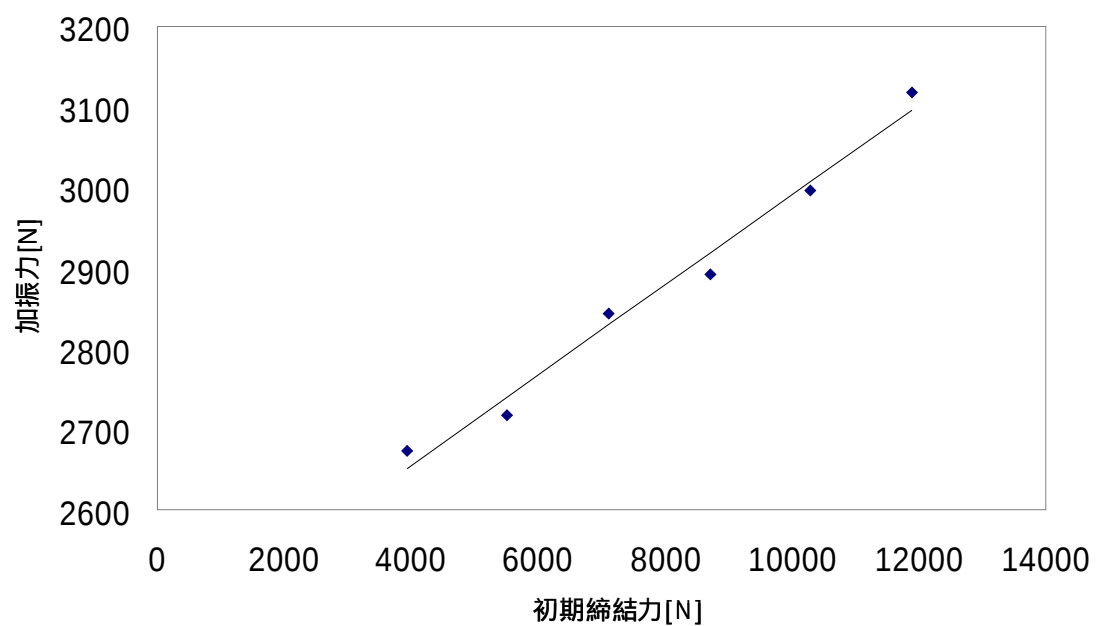


Fig.4.4:初期締結力と加振力の関係

4.1.2 上締結体ゆるみ

四つあるボルト・ナットのうち一つについてのみ考える。そこで、一つのボルト・ナットは初期締結力のばらつきを考えるが、他の三つは初期締結力 12 k N に固定した。加振力は始めに自重による 3875 k N 与えて、その力を中心に振動させる。振幅の平均が 138 k N であり自重と比べて小さいので、力が負になることはない片振りの振動についてのみ考える。

Fig.4.5、Fig4.6に初期締結力が2.7 k Nのときのゆるみの様子を示す。加振力が3500 N以下ではゆるみが発生していないが3800Nでは微小なゆるみが生じている。加振力3800Nではボルトのねじれが定常化し、ナットの回転が進行していることがわかる。

Fig.4.7にナットの接触状態を示す。ナット座面において座面全体がすべりを起こすことはないが、1サイクルを通して固着し続ける面がないことから、座面微小すべりが起きてゆるみが進行していると考えられる。

3つのボルト・ナットの初期締結力を12 k Nに固定し、片振りの一方向の振動のみを考える、という条件の下では極端な低締結力・高加振力でないとゆるまないことがわかった。

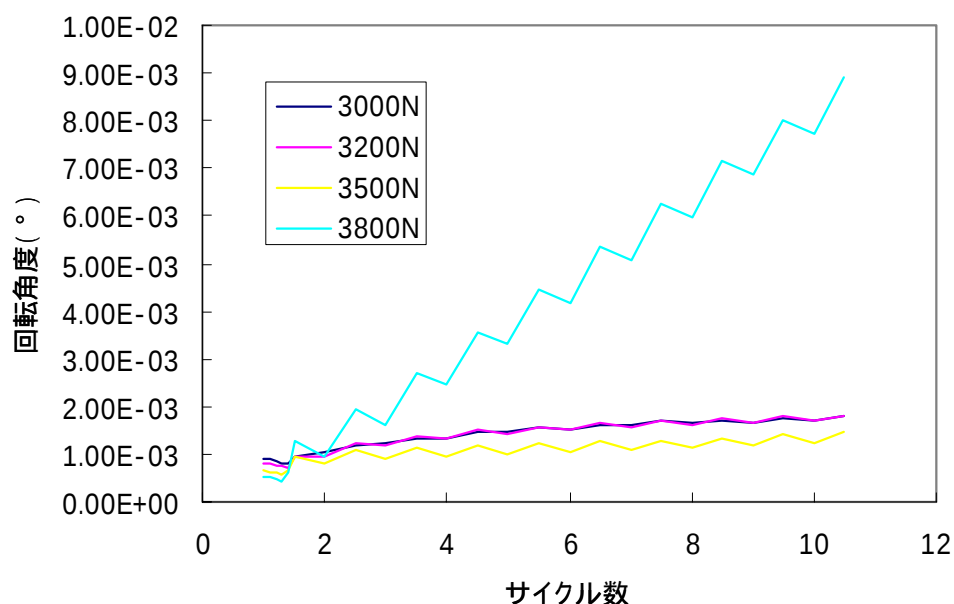


Fig.4.5 加振力とゆるみの関係

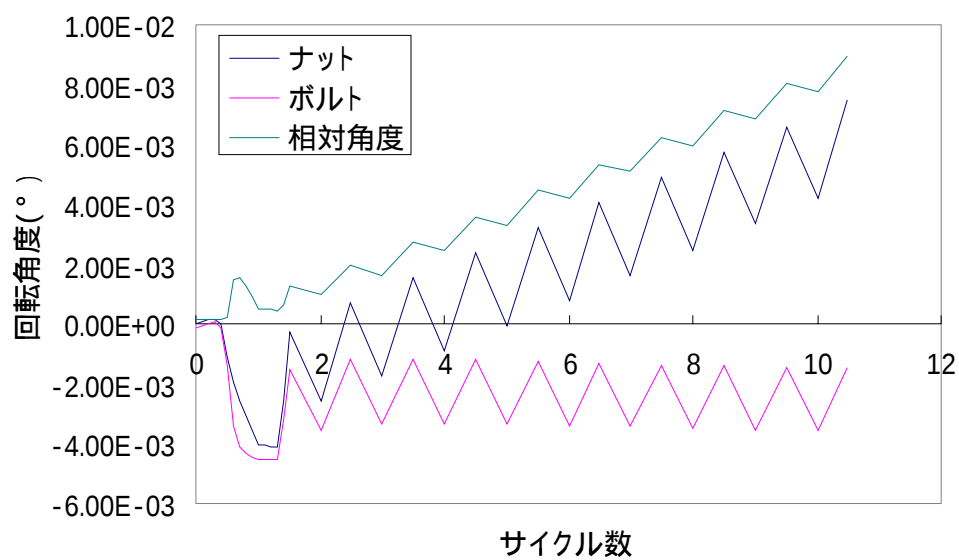


Fig.4.6 初期締結力2.7 k N、加振力3800Nでのゆるみ

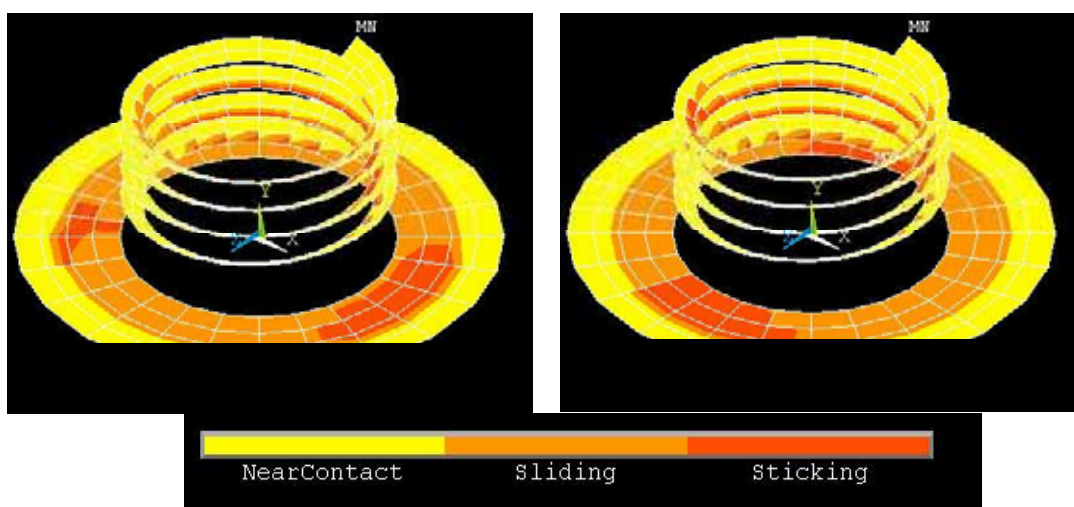


Fig.4.7 ナットの接触状況

4.2 静的破壊

下締結体について解析を行った。

有限要素解析より軸方向外力が45 k N程度でボルトのねじ山の下部が、降伏応力に達することがわかった。Fig.4.8に軸方向外力が45 k Nのときのボルトの相当応力分布を示す。

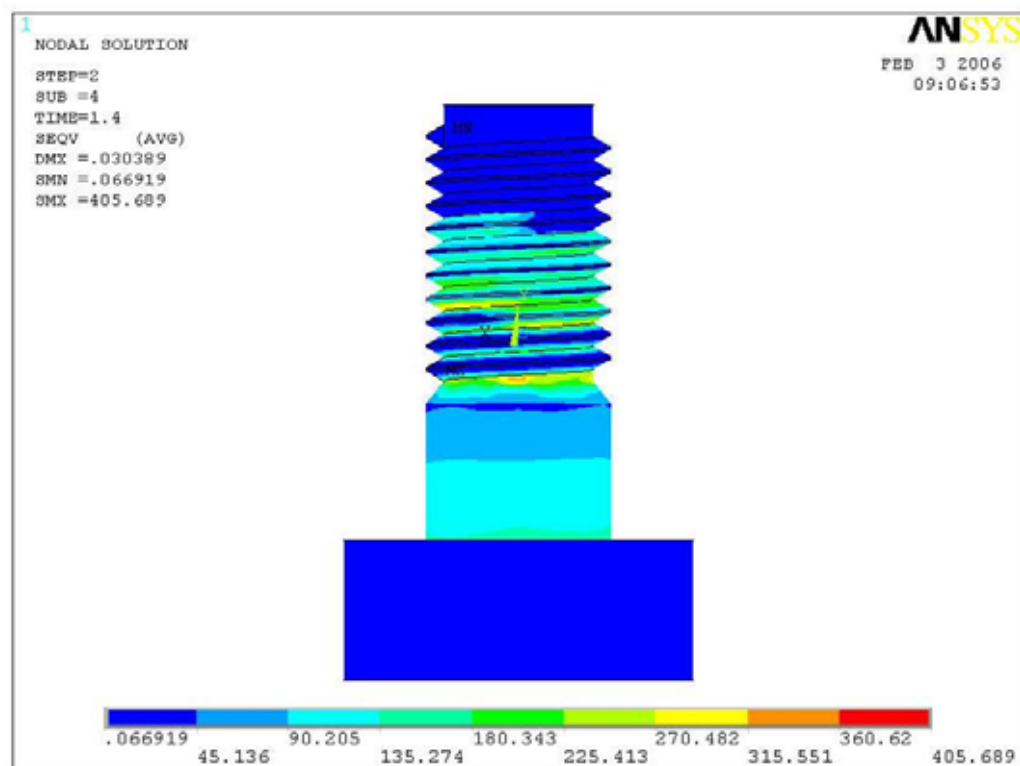


Fig.4.8 応力分布

4.3 疲労

下締結体について解析を行った。

Fig.4.9に軸方向外力と軸力との関係を示す。Fig.4.9より軸方向外力が締結力を上回ると、締結力は軸方向外力とほぼ等しくなる。初期締結力が12 k Nなので軸力の振幅が13.3 k Nになるには、締結力が加振力によって38.6 k Nになるときのなので、そのときの軸方向外力は38.6 k Nとなる。

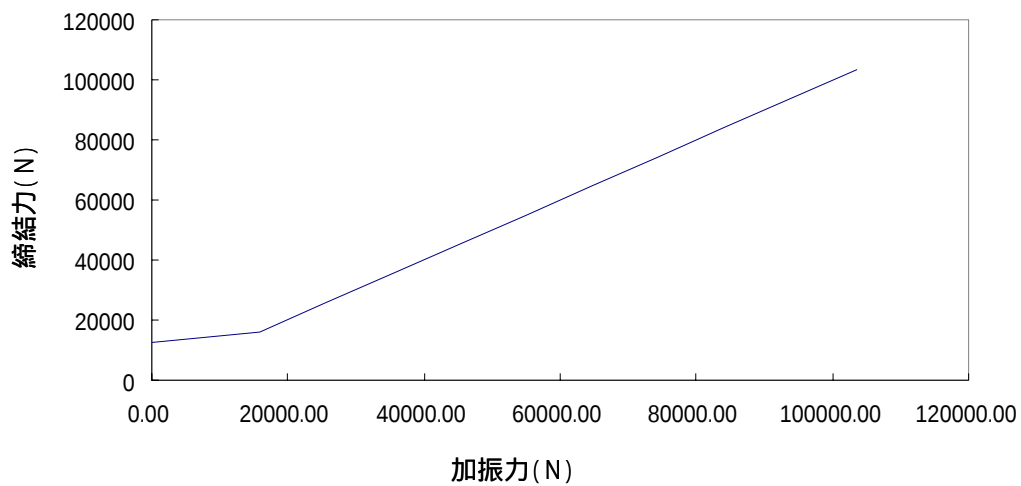


Fig.4.9 加振力と締結力の関係

第5章 考察

本章では前章で求めた有限要素解析の結果をもとに、各破壊モードにおける故障確率について検討する。

5.1 ゆるみによる故障確率

5.1.1 下締結体

第4章の解析結果より、初期締結力 T のときにゆるみが発生する加振力の振幅 V を、一次近似関数にすることにより、

$$V = aT + b$$

と表せる。

初期締結力、加振力の振幅の確率密度関数をそれぞれ $f_T(x)$ 、 $f_V(x)$ とする。このとき、初期締結力が x となる確率は $f_T(x)dx$ であり、加振力が y を超える確率は $1 - F_V(y)$ となるので破壊確率は次式で表される。

$$P_S = \int_0^{\infty} \{1 - F_V(y)\} f_T(x) dx$$

ここで、 $f_R(x)$ は強度の累積分布関数で、

$$F_V(x) = \int_0^x f_V(\xi) d\xi$$

と表される。ここで初期締結力と加振力の振幅の関係式を y に代入すると

$$P_S = 1 - \int_0^{\infty} \int_0^{ax+b} f_V(\xi) d\xi f_T(x) dx$$

と表される。初期締結力が正規分布 $N(\mu_T, \sigma_T^2)$ 、加振力の振幅が正規分布 $N(\mu_V, \sigma_V^2)$ で

あるとする。ここで正規分布 $N\left(\frac{\mu_V - b}{a}, \frac{\sigma_V^2}{a^2}\right)$ である確率密度関数 $f_W(x)$ を定義すると、

破壊確率 P_S は

$$P_S = \int_0^{\infty} F_W f_T(x) dx$$
$$P_S = 1 - \Phi\left(\frac{\mu_T - \frac{\mu_V - b}{a}}{\sqrt{\sigma_T^2 + \frac{\sigma_V^2}{a^2}}}\right)$$

より求められる。ここで、

$$\Phi(u) = \int_{-\infty}^u \phi(x) dx$$

である。[9]

全章で加振力 F と初期締結力 T の関係は

$$F = 0.0558 T + 2432$$

と求められた。加振力 F はゼロ点を基準にした軸直角方向の力である。しかし、ジェットファンの振動は、自重が加わった状態を中心にターンバックルで引っ張る方向に振動している。そこで加振力 F に相当する力を、振動の振幅 V に表し直すと

$$V = 0.0953 T + 338$$

となる。よって破壊確率 P_s は

$$P_s = 1 - \Phi(5.14) = 1.38E - 7$$

となる。

実機では様々なモードの振動が存在するが、本解析では単一の同方向の振動のみを考慮している。そのため、求めた故障確率は現実よりも小さい可能性があるが、微小座面すべりを考慮した確率を求めることができた。

5.1.2 上締結体

初期締結力が 2.7 kN のときに加振力の振幅 3800 N でゆるみが発生する。振幅の平均 136 N で標準偏差 63 N なので、軸力 2.7 kN でゆるむ確率はほぼ 0 である。ゆるみがはっせいするには、軸力が上がるとさらに大きな加振力が必要となり、すでに平均の 22% 程度で解析している初期締結力を下げて考えるには無理がある。よって、上締結体のゆるみの故障確率 P_s は

$$P_s \approx 0$$

とする。これは下締結体ではボルト・ナット一本で支えている力を、上締結体では4本で支えていることから妥当と考えられる。

5.2 疲労及び静的破壊による故障確率

前章の解析の結果、下締結体について、疲労破壊は振動の最大値が38.6 k Nになるような振動の場合起こり、静的破壊は4 5 k Nの加振力が加わった場合に発生することがわかった。疲労強度は、材料値のばらつきにより、およそ10パーセント程度のばらつきがある[8]。

故障確率は、締結体にかかる力が破壊の起こる力を上回る確率で表すのだが、両者が大きく離れているので、ほぼ0に等しい。よって、

$$P_b \approx 0 \quad P_f \approx 0$$

となる。

ここで、仮にジェットファンの自重と振幅が10倍の場合について静的破壊確率を求めてみる。自重が3 8 k Nとなり、振幅の平均が1 3 6 0 N、標準偏差が6 3 0 Nになるので、振幅が7 k N以上の振動が発生すれば静的破壊が起こる。よって、静的破壊確率 P_b は

$$P_b = 1 - \Phi(8.95) = 1.78E - 19$$

となる。

5.3 故障確率

第3章で述べた通り故障確率は

$$P_i = \frac{1}{3}(P_s + P_b + P_f)$$

となる。よって下締結体の故障確率 P は

$$P = 4.6E - 8$$

となる。

第6章 結論

ジェットファンのリスク評価のための有限要素モデルを作り、故障確率を求める見通しを得た。以下に結論を要約する。

(1) らせん状のねじ山を考慮した三次元モデルを用いることで微小座面すべりによる微小ゆるみを評価に取り入れ、ゆるみの故障確率として定量的に評価することができた。

(2) ジェットファンのリスク評価のために、ボルト・ナット締結部を対象として、3つの破壊モードを考慮した破壊確率を求めた。

本研究では影響度を定量的にまとめるまでは至らなかった。上締結体は4本のボルトで締結されているので、1本の故障がターンバックルの機能を失うことには必ずしもならない。一方、下締結体は1本のボルトで締結されているので、1本の故障がターバックルの機能を失うことに直結する。その上、本研究において上締結体より下締結体の故障確率の方が大きいことが確認された。下締結体の構造の改良が望ましいと考えられる。

本研究では複数の振動モードについての考察をしていない。また、片振りの振動や複数のボルト・ナットに対するゆるみの挙動が明確でないので、故障確率の精度を高める余地が残っている。

あとがき

謝辞

本研究を進めるにあたり、酒井信介教授、泉聡志助教授、群馬大学の岩崎篤助教授、そして酒井・泉研究室の皆様には多大なご支援をしていただき大変感謝しております。

酒井教授、泉助教授には試行錯誤を繰り返し遅々として進まない私の研究に対して、深遠なる知識に基づく多くの適切な助言をいただき、私の研究の大きな駆動力となりました。

岩崎篤助教授には本研究になくてもならない多くの技術資料を提供していただきました。そして、度々遠方から研究室にお越しいただき直接議論していただき大変感謝しております。

そして、酒井・泉研究室の皆様とは多くの楽しい時間を過ごすことができ、充実した研究生活を送ることができました。

吉田拓郎様、ルメール様、Neumann様にはさえない私の生活に潤いを与えていただき大変感謝しております。

以上、簡単ではありますが、私からの謝辞とさせていただきます。一年間本当にどうもありがとうございました。

参考文献

- [1] 桑原秀剛、“統計的診断手法を用いたジェットファンのヘルスマニタリング”、東京工業大学、2004年度、修士論文
- [2] 横山喬、“鉄道車両艀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緩み挙動解析” 2004年度 修士論文
- [3] 木村成竹、“有限要素解析によるねじ締結体ゆるみ止め部品の評価”、2005年度 卒業論文
- [4] 浅田浩一、“SUS304極細線の機械的特性評価に関する研究”、日本機学会2004年度年次大会講演論文集No.04-1, Vol.1, pp.391.392
- [5] 横山喬、“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”、2002年度卒業論文
- [6] 望月正人、“溶接構造物の残留応力解析手法の開発とその強度評価への応用に関する研究”、1997年
- [7] 山本晃、“ねじ締結の原理と設計”、養賢堂、147-178、1995
- [8] 日本材料学会、“金属材料疲労強度データ集 VOL.3”、260、1982
- [9] 日本材料学会編、“機会・構造系技術者のための実用信頼性工学”、養賢堂、143 - 146、1987

以上

1 ～ 39ページ 完
卒業論文

平成18年2月3日 提出
40205 清水 慎一