

熱変形を考慮した直動ガイド負荷分布の解析に関する研究*

青山 将大** 今井 竜也*** 松原 厚†

Study on Analysis of Load Distribution of Linear Guide Considering Thermal Deformation

Shodai AOYAMA, Tatsuya IMAI and Atsushi MATSUBARA

Thermal deformation can cause loads and moments that were not anticipated at the time of design to act on linear motion guides built inside the equipment, resulting in a reduction in their service life. To avoid such failures, it is important to predict life reduction due to thermal deformation in advance using analysis. In this paper, we have verified that the finite element modeling method for linear motion guides can be used to calculate the loads and moments acting on the linear motion guides when the equipment is thermally deformed. The results show that the loads and moments acting on the linear guide can be predicted with an analysis error of 10% to 20%. In addition, the effects of temperature change on the load distribution and theoretical life of the linear guide were analyzed. For a typical single-axis table, it was found that the smaller the temperature difference between the table and the base, the longer the life of the linear guide.

Key words: linear guide, finite element method, load distribution theory, structural analysis, thermal deformation

1. 結 言

一般的に機械設計者は装置の自重や加工反力等が作用した状態を想定して寿命を満足するように直動ガイドの形番を選定するが、その際に装置を構成する部品は剛体と仮定されている。しかし、装置が変形すると装置内部に組み込まれた直動ガイドには設計時には想定していない荷重やモーメントが作用することで、寿命低下による早期破損や摩擦抵抗の増大、さらには精度劣化を引き起こすことがある。装置の変形要因としては、構成部品の剛性不足だけでなく熱変形が問題視されるケースもある。これは、寿命だけでなく精度劣化を招くことから、その影響を事前に予測するには熱変形した際の、各々の転動体に作用している荷重（以下負荷分布という）を知る必要がある。この負荷分布を計算するための手法として清水らにより負荷分布理論が提案されている¹⁾²⁾。この計算手法では、直動ガイドに外的に作用する荷重とモーメントから、負荷分布や直動ガイドの姿勢変位を計算できる。しかし、装置に組み込まれた個々の直動ガイドに作用する荷重とモーメントを求めることは測定でも解析でも容易ではない。例えば、ロードセルを組み込んで測定しようとなると、ロードセル自身が介在することで寸法や剛性バランスが変化し、測定された値はロードセル設置前の作用荷重・モーメントとは異なる値になってしまう。また、解析をするにしても、直動ガイドの剛性と装置の温度分布や剛性のバランス等によって作用荷重・モーメントが変化するため、直動ガイドおよび装置を構成する全ての部品を同時に考慮できる解析手法が必要となる。

そこで課題となるのが直動ガイドの解析である。一般にFEMで直動ガイドを解析するとすれば、転動体とキャリッジやレールの軌道面との接触箇所が多く、また、接触部の厳密な計算のためには接触箇所の要素密度を細かく設定する必要があることから解析コストが膨大となってしまう。そこで、解析コストを低減

するために直動ガイドの簡易モデル化についていくつかの研究がおこなわれている³⁾⁶⁾。しかし、その多くは装置の剛性を解析することを主眼に置いており、直動ガイドに作用する荷重とモーメントを算出できるような手法ではない。

著者らはFEMを用いた低解析コストでの直動ガイドのモデル化手法⁷⁾について研究をおこなってきた。前報では構成部品の変形と直動ガイドの剛性を同時に考慮することで、装置全体の变形状態を精度良く計算する手法を提案した。ただし、この手法では直動ガイドに入力として作用する荷重方向以外の変位は生じないという前提をおいている。これにより、直動ガイドに水平方向荷重が作用した際にローリング方向の傾きが複合して生じるといったような状態は表現されていないことになる。したがって、装置全体の剛性は一致していても、直動ガイド単体に着目したときの作用荷重・モーメントと変位・変位角は測定と解析に差が生じる可能性がある。

本研究では、前述した直動ガイドのモデル化手法により直動ガイドに作用する荷重・モーメントを算出できるかどうか検証することを目的とした。そして、その検証の対象として熱変形の影響を受けるリニアモータ駆動の1軸テーブルを選んだ。この対象を選んだ理由は、複数のキャリッジで拘束されるテーブル（もしくはベース）の熱変形は直動ガイドの荷重・モーメントに大きく影響すると想定したためである。また、リニアモータ駆動の装置は外部からの荷重が小さい場合でも寿命が短くなるという事例があり、それはモータの発熱による熱変形が原因であると推察される。そこで、リニアモータ駆動の1軸テーブルに意図的に熱変形を付与した実験をおこない、直動ガイド部の姿勢変位に着目して測定と解析を比較した。さらに、検証したモデルを用いて装置の温度上昇が直動ガイドの負荷分布や寿命に与える影響について解析を実施し考察した結果を報告する。

2. FEMでの直動ガイドのモデル化手法⁷⁾

2.1 負荷分布理論

図1に示すように、座標原点をx軸方向はキャリッジの中央、y軸、z軸方向は4つの軌道面の中央として座標軸を設定する。この座標系xyzはキャリッジの移動に伴って原点位置が変化する

* 原稿受付 令和5年4月12日

掲載決定 令和5年6月30日

** THK株式会社（東京都大田区東糀谷 4-9-16）

*** 正 会 員 THK株式会社

† 正 会 員 京都大学（京都府京都市左京区京都大学桂）

る座標系である。直動ガイドに水平方向と垂直方向の荷重 F_y , F_z と各軸周りのローリング, ピッチング, ヨーイングモーメント M_x , M_y , M_z が作用すると, その荷重やモーメントの方向に応じて 5 方向の変位と変位角 α_y , α_z , α_x , α_y , α_z を生じる。このとき条列番号 j , 転動体番号 i の転動体に着目すると図 1 のように接触角 β_{ij} で荷重 P_{ij} が分布することになる。転動体荷重 P_{ij} はヘルツの接触論から, 接触部の弾性変形量 δ_{ij} と, 転動体径と軌道面半径で決まるヘルツ定数 C_b を用いて

$$P_{ij} = C_b \delta_{ij}^{\frac{3}{2}} \quad (1)$$

とあらわせる。次に, キャリッジに作用する力とモーメントのつり合い式は以下のようにあらわせる。

$$F_y + \sum_{j=1}^4 \sum_{i=1}^Z P_{ij} \cos \beta_{ij} = 0 \quad (2)$$

$$F_z + \sum_{j=1}^4 \sum_{i=1}^Z P_{ij} \sin \beta_{ij} = 0 \quad (3)$$

$$M_x + \sum_{j=1}^4 \sum_{i=1}^Z P_{ij} (y_{ij} \sin \beta_{ij} - z_{ij} \cos \beta_{ij}) = 0 \quad (4)$$

$$M_y + \sum_{j=1}^4 \sum_{i=1}^Z P_{ij} \sin \beta_{ij} x_{ij} = 0 \quad (5)$$

$$M_z + \sum_{j=1}^4 \sum_{i=1}^Z P_{ij} \cos \beta_{ij} x_{ij} = 0 \quad (6)$$

ここで, x_{ij} , y_{ij} , z_{ij} は各転動体の位置である。本報告では導出の詳細については省略するが, 接触部弾性変形量 δ_{ij} や接触角 β_{ij} は幾何学的な関係性からキャリッジの変位と変位角 α_y , α_z , α_x , α_y , α_z の関数としてあらわすことができる。したがって, 式(2)~(6)はそれらを未知数とする非線形連立方程式となり, Newton Raphson 法を用いて解くことで直動ガイドの変位と変位角が求まる。それを式(1)に代入することですべての転動体に作用する荷重を求めることができる。

2.2 非線形ばねによる直動ガイドのモデル化

ここでは, 著者らが考案した FEM における直動ガイドのモデル化手法について概要を説明する。まず図 2 に示すように, 剛体ビーム要素を用いてキャリッジ軌道面とキャリッジ側パイロット節点を, レール軌道面とレール側パイロット節点を接続する。それぞれのパイロット節点はどちらも直動ガイド中心と同じ位置に作成した独立した節点であり, それぞれの節点によ

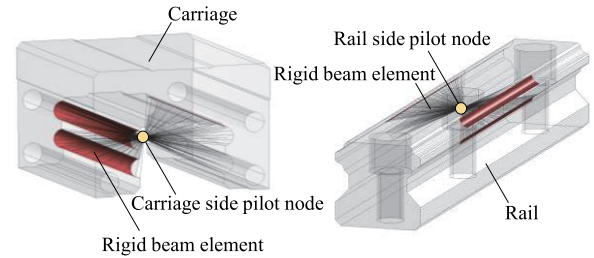


Fig.2 Control of carriage and rail by pilot node

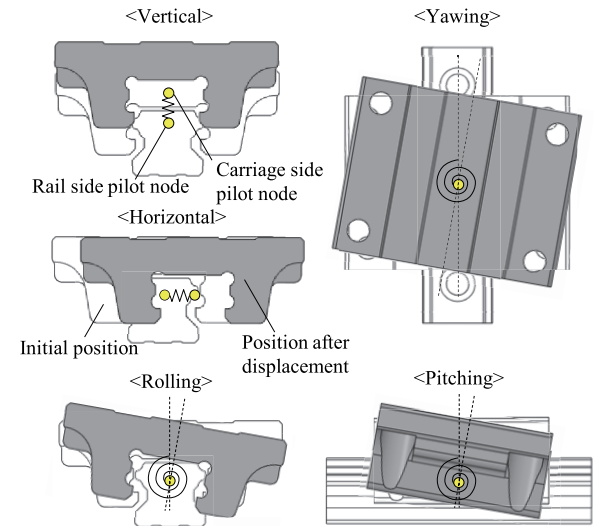


Fig.3 Non-linear spring in five directions

ってキャリッジやレールの挙動を制御することが可能となる。

次に, 図 3 に示すように, この 2 節点間を長さゼロの 5 方向の非線形ばねで接続する。各方向の非線形ばねの剛性は負荷分布解析によってあらかじめ計算する。具体的には方向毎に荷重やモーメントを変化させながら負荷分布解析をおこない, 入力として与えた方向に相当する変位や変位角を 5 方向の剛性特性として非線形ばねに設定する。これにより, 多数の転動体による接触計算が不要となることから解析コストが小さく, 複数の直動ガイドで構成される装置全体としての解析にも適用することができる。ただし, このモデルでは直動ガイドの剛性マトリクスとして見たとき, 対角項の剛性のみを考慮し非対角項はゼロと仮定している。したがって, 緒言でも述べたように直動ガイドに入力として作用する荷重方向以外の変位は生じないということになる。

3. FEM 解析で求めた直動ガイドへの作用荷重の検証

3.1 実験の概要

以上のことから, 直動ガイドに作用する荷重・モーメントを解析的に算出することができるかどうか検証することを目的とした。緒言でも述べたように, 作用荷重・モーメントを直接測定することは困難であるため, 今回は直動ガイドのレールに対するキャリッジの変位と変位角を測定し解析との比較検証をおこなうこととする。

検証実験には図 4 に示す市販のリニアモータ駆動の 1 軸位置決めテーブル (THK 製 GLM20AP[®]) を用いた。リニアモータ駆動の装置は可動子が熱源となることでテーブルが昇温し, 熱膨張する。その際の温度の違いによって, 直動ガイドに作用する荷重やモーメントが変化するのであろうと予測し, この装置を検証の対象とした。本装置はアルミベースに直動ガイドのレール

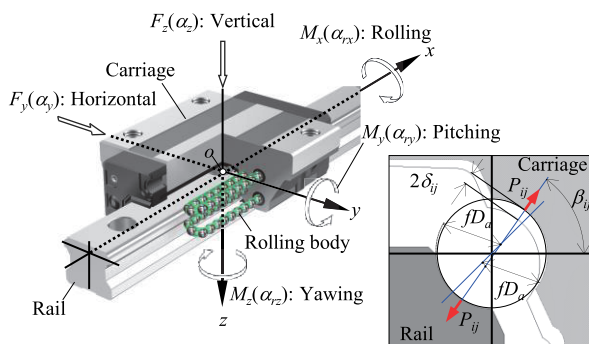


Fig.1 Linear guide coordinate system and applied loads in linear guide

が2本取り付けられ、それぞれのレールに2つずつ、合計4つのキャリッジでテーブルが支持された構造となっている。ベースには固定子、テーブルには可動子を取り付けられている。

図5に実験の様子を示す。テーブルの上面中央部に出力40Wのヒータを張り付けてテーブルを昇温させた。実際にはテーブルに締結されるリニアモータの可動子が発熱源となるが、今回は温度管理の容易なヒータを用いることにした。装置の温度はサーモグラフィと、テーブル、レール、ベースの各箇所に張り付けた熱電対で測定した。予備実験において、熱電対はレール側に2か所(図5(a)中の T_{L1} 、(b)中の T_{L2})、テーブル上面5か所(図5(a)中の T_{T1} 、(b)中の T_{T2} 、 T_{T3} 、 T_{T4})、ベース部1か所(図5(b)中の T_B)、テーブル近くの空中(環境)1か所に設置した。 T_H はヒータとテーブル間に設置しているので、どちらの温度かは不明であり、オーバーヒートのチェックのみに利用した。 T_{L2} 、 T_{T2} 、 T_{T3} 、 T_{T4} はサーモグラフィとの対応を観察するため測定した。また、実験装置を黒幕で覆い外部からの光を遮断した状態で予備実験をおこない、レール側とテーブル側温度に対して、熱電対とサーモグラフィの測定温度が概ね等しくなるようにサーモグラフィ測定の放射率を0.65~0.55に設定した。放射率が高い値となっているのは、酸化膜の影響によると考える。

変位計を設置するスペースの関係でキャリッジやレールの変

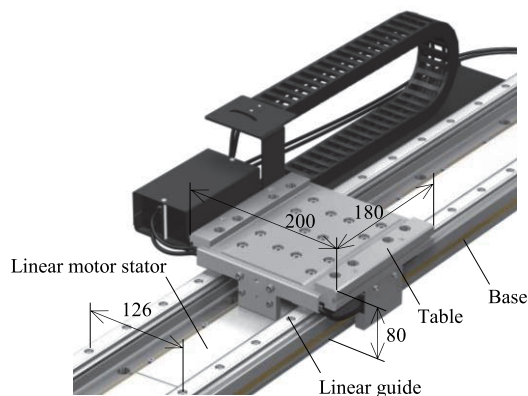
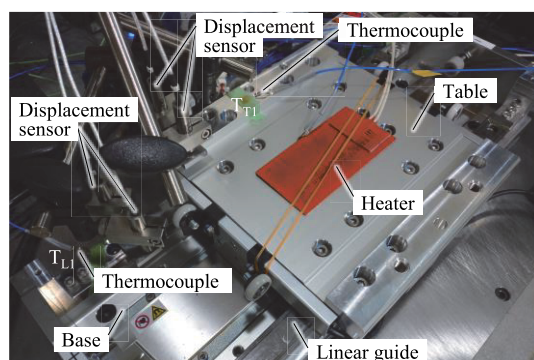
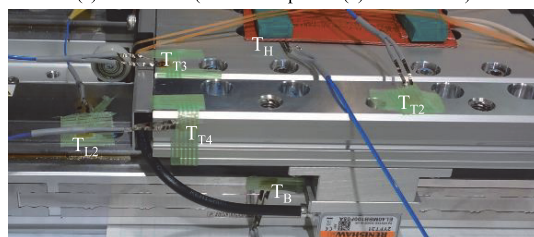


Fig.4 Figure of 1-axis table driven by linear motor



(a) Entire view (Thermocouples in (b) is not shown)



(b) Side view (Thermocouple locations)

Fig.5 Overview of the experiment setup

位を直接測定することが難しいため、垂直方向変位の測定時はテーブル上面とレール上面に、水平方向変位の測定時はテーブル側面とベース側面にそれぞれ測定ゲージを張り付けて、その両端の変位を静電容量式変位計により測定した。測定ゲージの材質は鋼であり、テーブルやベースと異なっているが、線膨張係数の違いによるプレートの反りに関しては寸法と線膨張係数を考慮して影響はないと考える。

3.2 温度分布

装置の熱変位を構造解析で計算するためには、解析条件として温度分布を入力する必要がある。そこで、本実験条件においてどのような温度分布となるのかをサーモグラフィにより確認した。

図6にサーモグラフィにより測定した温度分布を示す。図中で白く表示される部分がヒータであり、ほぼ一様に赤く表示される部分がテーブルとキャリッジ、青の部分はベースとレールである。ここで、レールの境界が判別しにくいいため、破線でレールの外形線を示している。テーブルはほぼ一様に30°C前後であるが、端部のみ青色で温度が低く見える箇所がある。これはテーブル上の部品取付面であり、研削加工により他の部分と反射率が異なっているため、見かけ上の温度が低く表示されている。このときの、 T_{T2} ~ T_{T4} の温度はいずれも30.0~31.0°C、レール側の T_{L2} の温度は約21.5°Cであり、サーモグラフィの測定値とは2°C程度のオフセットがあった。なお環境温度は約18.5~20.5°Cの変動があった。軸受において転動体と軌道面の接触熱抵抗の計算式が提案されており、その値は比較的大きいことが知られている⁹⁾。今回の温度分布も、この接触熱抵抗によりキャリッジから転動体を介してレールへ熱が伝わっていないことが原因であると考えられる。以上のように、今回の実験ではテーブル、直動ガイド、直動ガイド付近のベース部はそれぞれほぼ一様な温度であったことから、以後の構造解析では各部品に一律な温度を定義しておこなうこととした。

3.3 直動ガイドの姿勢変化の比較

今回用いた直動ガイドのモデル化手法では剛性マトリクスの対角項のみを考慮し非対角項はゼロとして扱っているが、実際

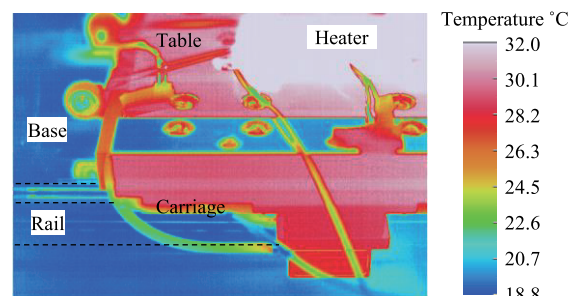


Fig.6 Temperature distribution by measurement and analysis

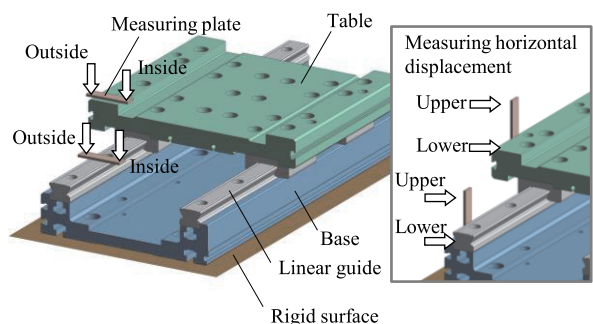


Fig.7 Analysis model

にはすべてがゼロではない。諸元でも述べたように直動ガイドに水平荷重のみが作用したとき、キャリッジは水平方向に変位するとともにローリング方向の傾きも複合して生じる。このように、入力荷重に対して複数の出力変位が生じる組み合わせはいくつか存在する。今回の試験はテーブルを意図的に昇温させているので、その熱膨張によって直動ガイドに水平方向荷重が作用する。よって水平方向変位およびローリング方向の傾きに注目して、測定と解析を比較することにした。

図7に解析モデルを示す。カバーやリニアモータ等の剛性に関与しないと考えられる部品は除き、テーブル、ベース、直動ガイドのみを解析対象とした。テーブルとベースはアルミニウム合金製、直動ガイドは鋼製である。直動ガイド部は転動体の3Dモデルは作成せず、2章で説明したように非線形ばねを用いてモデル化した。また、ベースの6箇所を取付穴ザグリ面を拘束し、ベース底面と剛体面間に接触を定義した。これは、底面を完全拘束した場合、ベース底面の熱膨張や浮き上がりの変形も拘束してしまうためである。なお、3.2節の結果からここでの解析では、各部品の温度は測定で得られた値を採用し、一様の分布として設定した。

図8にテーブルとレール上面に張り付けた測定ゲージの垂直変位を、図9にテーブルとベース側面に張り付けた測定ゲージの水平変位を示す。変位は変位計に近づく側を正、遠ざかる側を負としている。図10に垂直変位の差から計算したローリング角を、図11に水平変位の差から計算したローリング角を示す。まず、図8と10に示す垂直変位およびその差から換算したローリング角に着目する。垂直変位には測定値と解析値に差があるが、ローリング角ではその差が小さいことが確認できる。高さ寸法と線膨張係数から単純に計算したところ1°Cの温度誤差により垂直変位に数 μm の誤差が生じると考えられる。実験で、ベースやレールの温度を定常状態であると判定しても、実際には1°C程

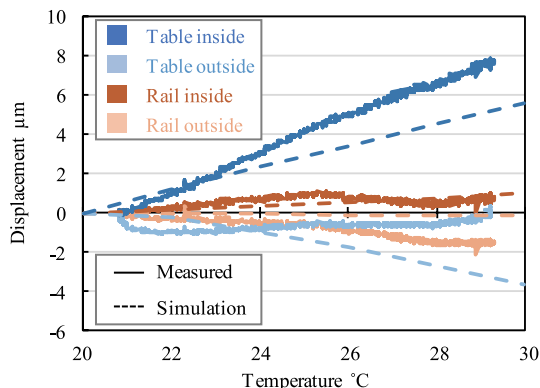


Fig.8 Vertical displacement of table and rail

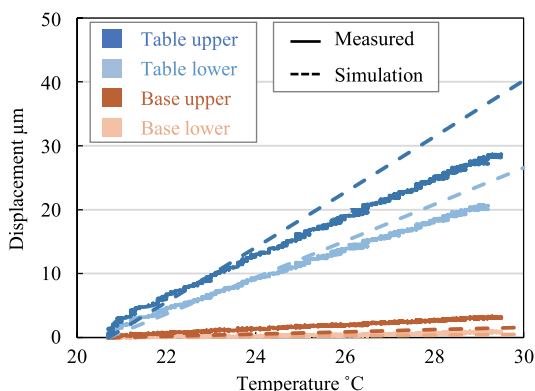


Fig.9 Horizontal displacement of table and base

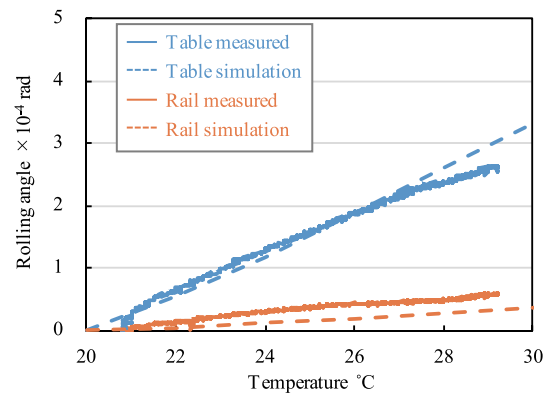


Fig.10 Rolling angle calculated from vertical displacement

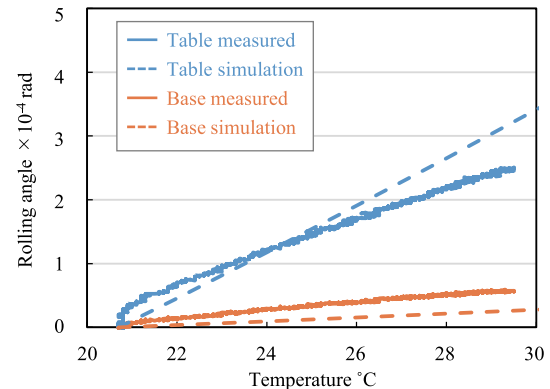


Fig.11 Rolling angle calculated from horizontal displacement

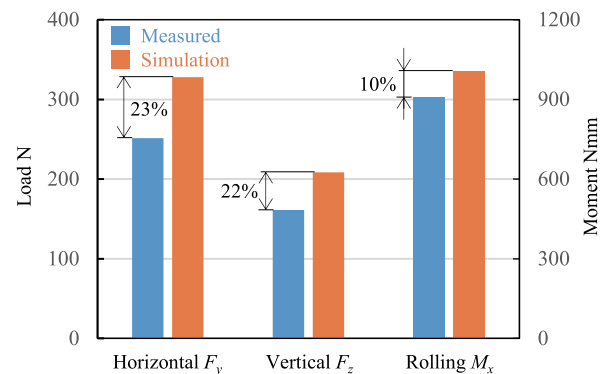


Fig.12 Loads and moment acting on a linear guide

度の温度変化はあるため、これが垂直方向の変位の乖離要因であると考えられる。温度誤差は垂直変位に対しては無視できない影響を与えるが、ローリング角を計算する際には打ち消し合うため影響が小さいと考えられる。次に、図9と11に示す水平変位およびその差から換算したローリング角に着目する。水平変位と水平変位から計算したローリング角はテーブル温度が低い領域ではよく一致しているものの、高温域では最大で約20%の誤差を生じていることがわかる。解析がほぼ線形であるのに対し測定では若干の非線形性がみられるのは、ボルト締結部等の接触部において解析では完全に固着状態であるが、実際にはすべり等が生じることが原因であると考えられる。

負荷分布理論では姿勢変位を入力として逆計算することで荷重・モーメントを計算することが可能である。そこで、測定で得られたキャリッジの姿勢変位を用いて直動ガイドに作用する荷重・モーメントを推定した。図12に、測定から推定した荷重・モーメントと、解析で求めた荷重・モーメントを示す。今回の実験条件ではピッチングおよびヨーイング方向の変位はローリング方向に比べて微小であるため、水平荷重 F_y と垂直荷重 F_z 、ロ

ーリングモーメント M_x のみを示している。変位や変位角が測定よりも解析の方が大きいことから荷重とモーメントも解析の方が大きい傾向であることがわかる。

定量的に比較すると、測定と解析の差は水平荷重と垂直荷重で約 20%、モーメントで約 10%であった。その要因としては、直動ガイドのモデル化の誤差の他に、構造解析における温度条件や接触条件等の解析条件による誤差、測定誤差等が考えられるが、定性的にみるとキャリッジに作用する荷重・モーメントの方向や数値帯を概ね予測できているものと考えている。

4. 装置の温度上昇が直動ガイドに与える影響

4.1 変形状態

直動ガイド単体への作用荷重・モーメントを予測できれば、これらの荷重作用下における負荷分布を求めることができる。負荷分布がわかれば直動ガイドの寿命や摩擦係数、剛性といった諸性能を机上で予測することが可能となる。ここでは、装置の温度変化により生じる負荷分布を計算し、直動ガイドの理論寿命の変化について考察した。

解析モデルは 3 章と同様のものを用い、温度条件はテーブルだけではなくベースの温度も変化させて解析をおこなった。なお、キャリッジはテーブルと、レールはベースと同じ温度とした。図 13 にテーブルの温度を 30℃、ベースの温度をそれぞれ 20℃ と 30℃ とした場合の、環境温度 20℃ を基準状態とした変形量コンター図を示す。図中において左に全体の図を、右上に正面から見たキャリッジ端面の断面図を、右下に上面図を示しており、変形倍率は 800 倍である。ベースが 20℃ の場合には環境温度と同じ温度であるためほとんど変形していないが、ベースが 30℃ の場合には温度上昇に応じて変形していることが確認できる。ベースは取付穴ザグリ面が拘束されていることから取付穴付近では熱膨張が抑制されたような変形となっている。また、ベース温度の違いによるテーブルの特徴的な変形挙動としては、ベースが 20℃ の場合にはテーブルは上に凸の形状に変形し、キャリッジがローリング方向に大きく傾いている。これは、熱膨張によるテーブル変形が直動ガイドで抑制され、直動ガイド部の

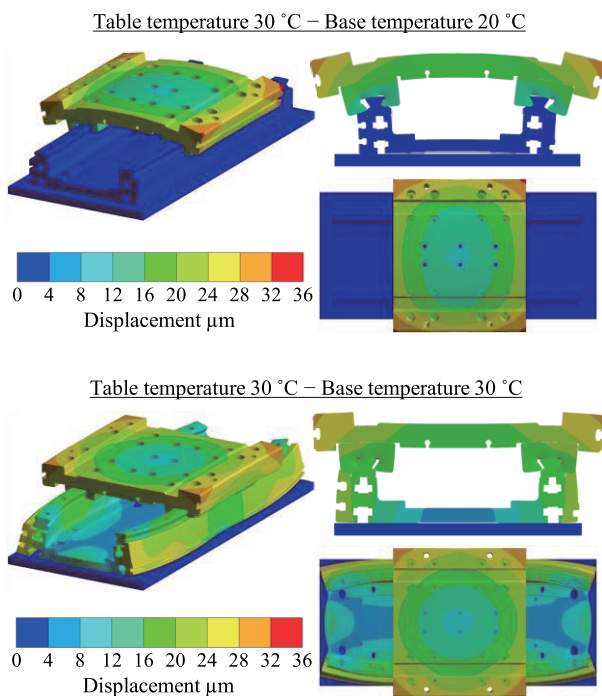


Fig.13 Deformation diagram of the 1-axis table

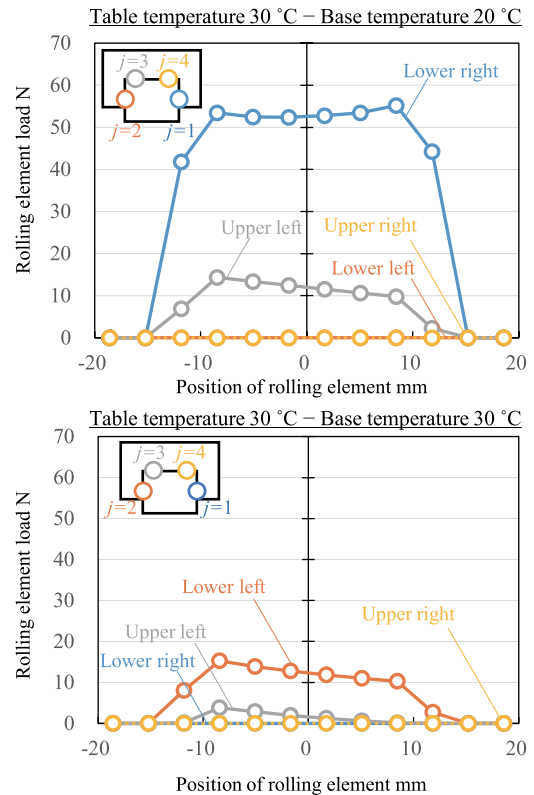


Fig.14 Load distribution of each rolling element

姿勢変位とつり合いを保つ過程でテーブルが曲げ変形することが理由である。一方で、ベースが 30℃ の場合にはほとんど曲げ変形を伴わずに熱膨張していることがわかる。

4.2 負荷分布

図 14 に装置に組み込まれた直動ガイドの各条列における負荷分布を示す。キャリッジは 4 個あるが、今回検証した装置はほぼ対称な構造であり作用荷重・モーメントは各キャリッジで同等であるため、図 13 の左側レールの手前側キャリッジの負荷分布を評価した。

横軸は転動体位置であり、キャリッジ中央をゼロとして長手方向の座標を示している。ここで、各条列の転動体はキャリッジ中央に対して対称に整列していると仮定した。解析で推定した荷重とモーメントは、ベースが 20℃ の場合は主に水平方向の荷重とローリングモーメントであり、これは図 13 の直動ガイドの姿勢変位と整合性がある。その結果、 $j=2$ と $j=4$ の条列では転動体は接触しておらず、特に $j=1$ の条列の転動体荷重が大きいことが確認できる。今回の直動ガイドは $j=3,4$ の条列が 90°、 $j=1,2$ の条列が 30° の初期接触角を持っており、水平荷重とローリングモーメントの両方が $j=1$ の条列に作用することが原因である。したがって、テーブルが昇温した状態で装置を稼働すると右下の軌道面位置で破損が起こる可能性が高いと考えられる。一方で、ベースが 30℃ の場合には負荷する条列が変化し、その転動体荷重も小さくなっていることがわかる。これはテーブルとベースの両者が熱変形することで、キャリッジとレールの相対変位が小さくなり転動体荷重も小さくなったと考えられる。

4.3 理論寿命

清水らは次式に示す直動ガイドの理論寿命計算式を提案している¹⁰⁾。

$$L = \left[\sum_{j=1}^4 \left\{ \left(\frac{Q_{cg}}{F_{eqj}} \right)^{-w} + \left(\frac{Q_{cr}}{F_{eqj}} \right)^{-w} \right\} \right]^{\frac{1}{m}} \quad (7)$$

ここで、 F_{eq} は等価平均転動体荷重であり、前項で計算した各転動体荷重から求めることができる。また、 Q_{eg} 、 Q_{er} は走行条件から決まる応力繰返し数と応力長さに対して、ある軌道面全体が90%の信頼度で剥離を生起しない転動体荷重であり、走行条件が決まれば一定値となる。今回はキャリッジのストロークをキャリッジ長さの2倍として計算した。 g と r はそれぞれキャリッジとレールをあらわしている。なお、 w 、 m は接触状態に応じて決まる定数でありボールガイドの場合には w は10/3、 m は10/9となる。

図15にベース温度を20℃と30℃としてテーブルの温度を任意に変化させたときの直動ガイドの理論寿命を示す。横軸はテーブル温度とベース温度の差であり、テーブル温度がベース温度より高い場合が正、低い場合を負とした。解析をおこなった温度差をグラフ中に丸で示している。自重や外部荷重を考慮していないため、ベースとテーブルの両方が20℃の場合は荷重が作用せず等価平均転動体荷重がゼロ、つまり寿命は無限となってしまう直動ガイドの寿命を計算することができない。そのため+1℃と-1℃での解析をおこなった。これらの結果からベースが20℃の場合は温度差ゼロで、ベースが30℃の場合は温度差+2℃で寿命は最大となり、そこから温度差が大きくなっても小さくなっても寿命が低下することがわかる。これは、直動ガイドに作用する荷重はベース側に固定されたレールとテーブル側に固定されたキャリッジの相対変位で決まるため、ベース側が熱変形することでテーブル側の熱変形が解放され、その結果、直動ガイドへの荷重・モーメントが緩和されたものと推察される。

寿命が最大となる温度差が異なるのは、ベースとテーブルの熱膨張の違いが原因であると考えられる。ベースとテーブルがどちらも30℃の場合、ベースは取付穴が拘束されていることからキャリッジ付近では熱膨張量がテーブルよりも大きくなっており、ベースが30℃、テーブルが32℃付近で両者の熱膨張量が近づくのだと推察する。また、温度差が10℃以上の場合にはベース温度が異なっても温度差が同じであれば同等の寿命であることが確認できる。これは、ベースとテーブルの熱膨張の違いの影響よりも温度差の影響が支配的になるからだと考える。

以上より、今回の熱変形のみに着目した解析例では各部品の絶対温度の上昇を抑制するよりもテーブルとベースの温度差を小さくすることが寿命向上の観点で有効であるといえる。一方で、実際のリニアモータ駆動装置では、部品内に温度勾配により複雑な熱変形を示すケースや、吸引力や外部荷重により寿命に対する支配因子が変化することも想定される。そういった場合にも、本手法を用いて境界条件を適切に設定することで、より実用に即した寿命予測に应用が期待できると考えている。

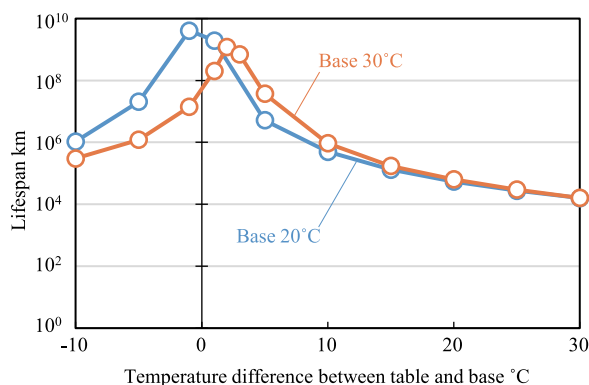


Fig.15 Lifespan at each temperature

5. 結 言

本研究では、機械装置の熱変形が直動ガイドの荷重・モーメントに与える影響を予測するために、負荷分布理論を用いて直動ガイドを非線形ばねでモデル化する手法を用いた。本モデルによる計算で求めた直動ガイドへの作用荷重・モーメントを検証するため、1軸テーブルを熱膨張させたときの直動ガイドの姿勢変化について測定と解析で比較した。また、装置の温度変化が直動ガイドの負荷分布や理論寿命に与える影響について解析し、その結果を考察した。

結論は以下の通りである。

- (1) 1軸テーブルを昇温させたときのテーブルとレールの傾きが測定と解析で比較的に一致していた。得られた変位から計算した直動ガイド単体への作用荷重とモーメントの解析誤差はそれぞれ約20%と約10%と見積もることができた。
- (2) 解析により装置が温度変化した際の負荷分布の変化を予測した。今回用いた装置ではテーブル昇温時に、その熱膨張により直動ガイドには水平荷重やローリングモーメントが作用し、特定の条列の転動体荷重が大きくなることが明らかになった。
- (3) テーブルやベースの温度変化に対する理論寿命の変化を解析した。2通りのベース温度に対してテーブル温度を変化させて解析をおこなうことで、今回用いた装置ではテーブルとベースの温度差が小さいほど寿命が長くなる可能性が示された。

なお、構造解析の温度分布については実測で得られた値から各部品に一律な温度を定義したが、実用的には解析で温度分布を求めることが必要になる。その際には、直動ガイドの接触熱抵抗をどのように求めるかが課題であると考えられる。解析精度や温度分布の算出等の課題は残るものの、直動ガイドへの作用荷重・モーメントを予測することは寿命や走行精度を計算するために必須であり、有用な解析モデルであると考えられる。

参 考 文 献

- 1) 清水茂夫：直動ボールガイドシステムの負荷分布と精度・剛性に関する研究，精密工学会誌，**56**, 8 (1990) 1445.
- 2) 清水茂夫：直動ボールガイドシステムの精度平均化効果に関する研究，精密工学会誌，**58**, 11 (1992) 1873.
- 3) 酒井康徳，朱彊，吉岡勇人，田中智久：有限要素法を用いたローラガイドの鉛直及び横方向剛性の同定，精密工学会誌，**79**, 808 (2015) 904.
- 4) 高橋良一：メカトロ機器で使用する機構要素部品の有限要素法モデル（LMガイドのモデル化），日本機械学会2006年度年次大会講演論文集，(2006) 45.
- 5) Liang MI, Guo-fu YIN, Ming-nan SUN, Xiao-hu WANG: Effects of preloads on joints on dynamic stiffness of a whole machine tool structure, Journal of Mechanical Science and Technology, **26**, 2 (2012) 495.
- 6) Jui-Pin Hung, Yuan-Lung Lai, Ching-Yuan Lin, Tzu-Liang Lo: Modeling the machining stability of a vertical milling machine under the influence of the preloaded linear guide, International Journal of Machine Tools & Manufacture, **51** (2011) 731.
- 7) 青山将大，今井竜也，高橋徹，松原厚，河野大輔：直動ガイドを用いた装置の剛性解析手法に関する研究—負荷分布理論を用いた有限要素モデルの構築と検証—，精密工学会誌，**87**, 10 (2021) 834.
- 8) THK：リニアモータシリーズ GLM カタログ，(2023).
- 9) 中島克彦：宇宙用深溝玉軸受内の接触熱抵抗に関する理論的検討，日本航空宇宙学会誌，**40**, 462 (1992) 376.
- 10) 清水茂夫：直動ボールガイドシステムの寿命に関する研究，精密工学会誌，**62**, 6 (1996) 865.