

学 位 論 文

直動ボールガイドの低ウェーピング化  
に関する研究

2022 年 3 月

高 橋 徹



# 目 次

第 1 章 緒 論 .....	1
1.1 研究の背景 .....	1
1.1.1 直動転がり案内の誕生 .....	1
1.1.2 直動転がり案内製品の開発の歴史 .....	5
1.1.3 直動転がり案内製品の特長と普及 .....	7
1.1.4 直動ボールガイドの課題 .....	13
1.2 研究の目的 .....	17
1.3 本論文の構成 .....	17
参考文献 .....	21
第 2 章 クラウニングとウェーピングの関係 .....	24
2.1 緒 言 .....	24
2.2 キャリッジ変形を考慮した直動ボールガイドシステムの 負荷分布解析 .....	24
2.3 ウェーピング発生要点推定 .....	30
2.4 ウェーピング解析 .....	32
2.5 実 験 .....	35
2.6 考 察 .....	40
2.7 結 言 .....	42
参考文献 .....	43
第 3 章 テーブル剛性が ウェーピング振幅値に与える影響 .....	44
3.1 緒 言 .....	44
3.2 モデルテーブル剛性を考慮したウェーピング解析 .....	45
3.3 直動ボールガイドシステムの実機テーブル設計指針・手法 .....	49
3.4 実 験 .....	52
3.5 考 察 .....	59
3.6 結 言 .....	60
参考文献 .....	61

<b>第 4 章</b>	<b>ミスアライメントが ウェービング振幅値に与える影響の理論解明</b>	62
4.1	緒 言	62
4.2	ミスアライメントを考慮した解析	63
4.3	解析結果	66
4.3.1	ウェービング解析	66
4.3.2	直動ボールガイドシステム全体に着目した負荷分布解析	67
4.3.3	各玉荷重に着目した負荷分布解析	70
4.4	解析結果の考察	74
4.5	定格寿命への影響	76
4.6	結 言	78
	参 考 文 献	80
<b>第 5 章</b>	<b>ミスアライメントが ウェービング振幅値に与える影響の実験検証</b>	81
5.1	緒 言	81
5.2	理論解析結果	81
5.3	実 験	82
5.3.1	実験装置	82
5.3.2	実験装置の振動特性	84
5.3.3	実験方法	87
5.3.4	実験結果と考察	88
5.4	結 言	93
	参 考 文 献	94
<b>第 6 章</b>	<b>結 論</b>	95
6.1	第 2 章～第 5 章のまとめ	95
6.1.1	第 2 章より	95
6.1.2	第 3 章より	96
6.1.3	第 4 章より	97
6.1.4	第 5 章より	98
6.2	研究成果のまとめ	99
6.3	今後の研究課題	99
6.3.1	ウェービング振幅値がストロークと共に変化する	99

6.3.2 転動体にころを使用した直動ローラーガイドへの 本研究の展開 .....	100
付 録 A .....	101
図 表 一 覧 .....	103
業 績 一 覧 .....	106
謝 辞 .....	111



# 第 1 章

## 緒 論

### 1.1 研究の背景

#### 1.1.1 直動転がり案内の誕生

重量物の運搬や人の移動のために転がりを利用するという人類の知恵の歴史は古く、軸が 2 本で車輪が 4 個付いた人の乗り物の絵が紀元前 3500 年ごろのものとして出土しており、石像の運搬に丸太のころを利用している様子の壁画が紀元前 700 年ごろのものとして発見されている<sup>1)</sup>。時を経てルネサンス期になると、イタリアのレオナルド・ダ・ヴィンチが転がり摩擦の研究を多数おこない、残されたメモの中には保持器を有した転がり玉軸受について記したスケッチも存在していた<sup>2)</sup>。これが「すべり」から「転がり」への変革を遂げた現在の転がり軸受<sup>3)</sup>の原型となった。その後、転がり軸受は 18 世紀半ばにイギリスで始まった産業革命期に著しく発達し<sup>4)</sup>、19 世紀後半ごろから本格的に数多く使われるようになった。欧米の自動車メーカーの設立と時を同じくして転がり軸受メーカーも設立され、加工技術の向上と工作機械の発展により大量生産が可能となり、転がり軸受が飛躍的に普及していった<sup>5)</sup>。

機械の運動は回転と直線、またこれらを複合したものであるといえる。ところが前述のとおり回転運動については 18 世紀半ばに転がり軸受が開発され、既に「すべり」から「転がり」化がなされており、高速化、高精度化、低摩擦化による省エネルギー化も実現し、機械の性能向上に大きく貢献していた。

一方、直線運動の転がり化は前述のとおり紀元前からその基本的な考えはあった<sup>1)</sup>。しかし、石像の運搬に丸太のころを用いるまではよいが、進行方向に対して後方へ行ってしまった丸太のころを、再度進行方向に対して前方へ持つてこなければならぬ。その課題解決のアイデアがなかったのか、あるいは技術的な課題が多かったのか、今は知る術がないが、転がり軸受の開発から約 2 世紀遅れの 1945 年、米国のトムソン社で初の直線運動の転がり化を実現したリニアボールベアリングが考案、開発された<sup>6)</sup>。図 1.1 にその断面構造を示す。丸軸であるシャフトと、その外周に円筒形のナットがあり、その両者の間に転動体である玉が両者にちょうど挟まれるように複数個設置してあり、玉が転がることでナットがシャフトの外周上を直線方向に運動するものである。ナット内には保持器が設けられており、保持器にはシャフトとナット間で玉が接触する部分だけ長円形状に案内窓が設けられ開口している。転がった玉は端部までくると保持器にすくい上げられ、長円形状に設けられた案内溝に沿ってナット

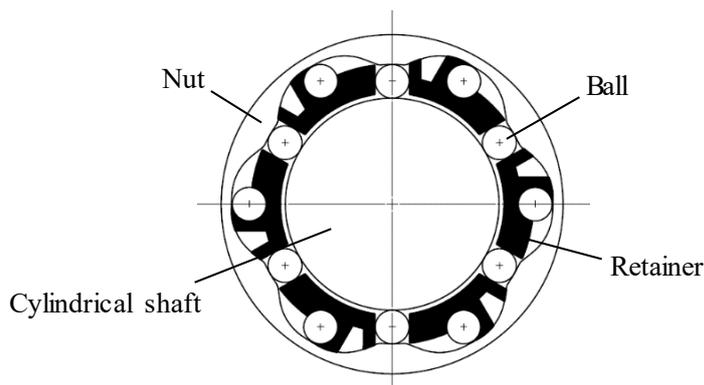


Fig. 1.1 Cross section views of linear ball bearing <sup>6)</sup>

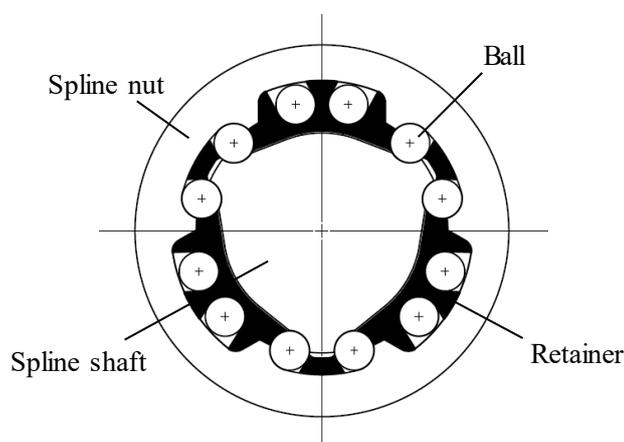


Fig. 1.2 Cross section views of angular contact ball spline <sup>7)</sup>

内を逆走し、再びシャフトとナット間に入ってくる。このような構造をとること  
 で無限循環タイプの直動転がり案内となっている。

機械の運動部分には直線部分が多くあり、瞬く間に採用され市場に広がりを見  
 せていったが、玉がシャフトともナットとも点で接触しているため許容荷重が  
 小さく、また、その構造上、ナットをシャフトに対して回転させてしまうと  
 ボールが転がらず滑ってしまい、故障の原因になるといった実用上の課題もあ  
 り、ある限られた範囲内での広がりには止まってしまった。機械の直線運動部  
 分に対する多くの需要はあるが、許容荷重が大きく、滑らかに、かつまた高精度  
 に動かすアイデアがなく、モノづくりに携わる技術者は誰もが模索している  
 時期が続いた。

リニアボールベアリングの開発から 26 年の年月を経た 1971 年、アンギュラ  
 コンタクト構造のボールスプラインが日本の東邦精工株式会社 (現 THK 株式会  
 社) <sup>8)</sup> によって開発された<sup>7)</sup>。図 1.2 にその断面構造を示す。おむすび形状をし  
 たスプライン軸の 3 つの頂点の両サイドに、転がり軸受と同様にボール形状に  
 近似した軌道面を 2 箇所ずつ計 6 箇所設け、各頂点を両サイドの玉で挟み込む

ようにスプラインナットには相対する場所に同様の軌道面を6カ所設けている。このように、ボール径に近似した軌道面でボールと接触させることにより、接触部は点から面へと変わり許容荷重が飛躍的に向上した。また、スプラインシャフトとスプラインナットと玉を接触させるこのような構造をアンギュラーコンタクト構造といい、スプラインシャフトとスプラインナット間で回転力を伝達することが可能となった。直線運動する際の玉の移動、循環に関しては図 1.1 のリニアボールベアリングと同じ構造であるが、設計上の玉径に対して少し大きな玉径の玉を組み込むことで全くすきまのない予圧(プリロード)状態を作り出すことが可能となり、外部荷重に対して弾性変形量を小さくする高剛性化を実現することもできた。以上の結果、リニアボールベアリングに対し許容荷重は約13倍、寿命は2200倍になるものとなった。

このアンギュラコンタクト構造のボールスプラインは、大きな荷重に耐え優れた精度と剛性を発揮し、リニアボールベアリングとの対比で優位性も認められ、リニアボールベアリングが開発されたとき以上に市場に広がっていった。しかし、ボールスプラインは通常スプラインシャフトの両端を支持して使用するものだが、移動物の案内として使用する際にはスプラインシャフトが荷重によって撓んでしまうという課題があった。そこで、1972年、スプラインシャフトを固定した台に取り付けるアイデアが生まれた<sup>8)</sup>。図 1.3 に考案されたアイデアの断面図を示す。6条ある軌道面のうち4条の軌道面を残し、残りの2条の軌道面部分に取付台を固定し、さらにスプラインナットにハウジングを組み付けた。使用する際には、取付台の幅方向両サイドに長手方向等間隔に設けられた取付穴を用いてボルトにてベースに固定する。移動体となるテーブル等は、ハウジングに設けられたタップへボルトにて固定する。こうすることにより、軸のたわみ解消とともに、高剛性化、コンパクト化をあわせて実現した。この構造がレールタイプの現在の直動転がり案内の原型となった。その後、1975年にスプラインシャフトと取付台、スプラインナットとハウジングをそれぞれ一体で製作したレール、キャリッジからなる構造の直動転がり案内が誕生した。今日の直動転がり案内製品の基本構造が確立された年といえる。

しかし、当時の日本国内の多くの機械設計者は、「かつてリニアボールベアリングを採用したことがあるが、許容荷重が小さく剛性も低かったので失敗した」という経験があったため、玉を用いた直動転がり案内製品に対してはアレルギーを持っており、「玉を用いているものは大きな荷重も受けられないし剛性も低い」という印象が芽生えてしまっていた。特に工作機械のように大きな荷重を受けられて、剛性が必要な主案内面には総じてすべり案内が採用されていたため、全く受け入れられなかった。

そのような状況の中、当時アメリカでトップの工作機械メーカーであったカ

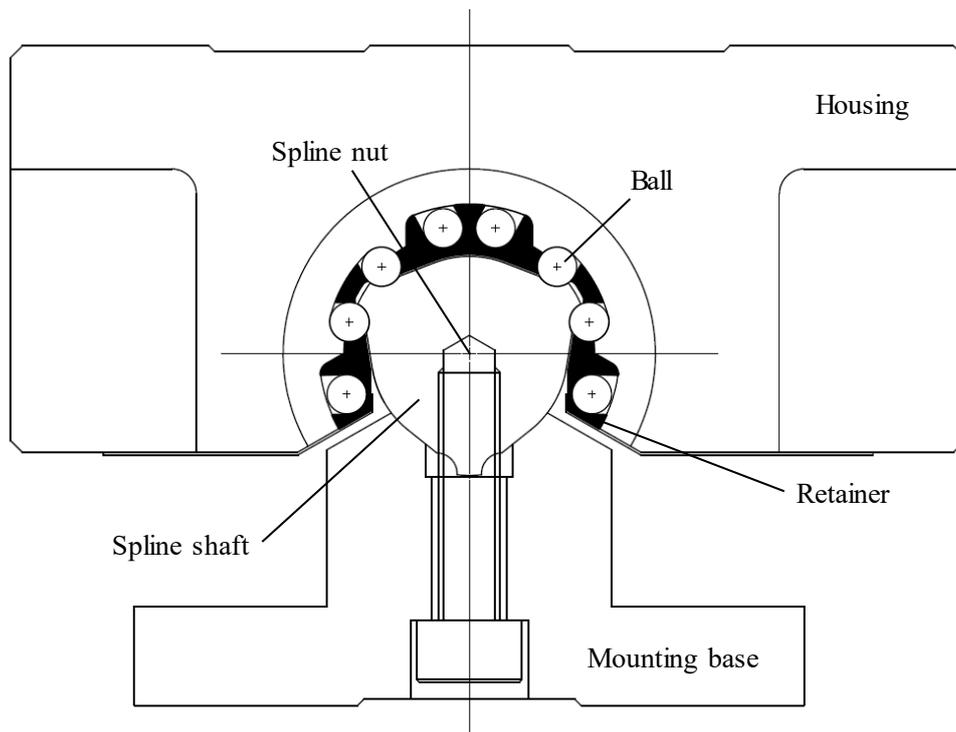


Fig. 1.3 Cross section view of LSR that is first linear motion ball guide <sup>7)</sup>

一ネイ&トレッカー社(以下、K & T社)がこの製品に注目し、来日して十分な検討を重ねた結果、前述のレールは一体構造としたタイプ、キャリッジはスプラインナットにハウジングを組み付けたタイプの製品を開発中のマシニングセンタの主要案内面に採用することになった。その結果、転がりはすべりに比べて摩擦抵抗が数十分の一にもなることから動力伝達機構の小型化、消費電力の削減、潤滑油(すべり案内では摺動面油)の削減、すべり案内面の製作に比べたときの組付工数の削減、と数多くの利点を生み出しK & T社の要求を十分に満たすものとなり、これまでにない低コスト化を実現したマシニングセンタを開発することができた。同社はこのマシニングセンタを1978年にアメリカのシカゴで行われた国際工作機械見本市に発表した。これは同年9月29日付けの日刊工業新聞に「マシニングセンタの主要しゅう動機構にわが国メーカーの製品を採用していることが明らかになった」との記事が掲載された<sup>8)</sup>。世界でもトップクラスの工作機械メーカーが日本製の直動転がり案内製品を採用しているということが日本のみならず世界的に大いに話題となった。これをきっかけに、玉を用いた直動転がり案内製品に対するアレルギーはだいぶ払拭され、この新しい直動転がり案内製品は急速に普及していった。

## 1.1.2 直動転がり案内製品の開発の歴史

図 1.4 に、一例として THK 株式会社<sup>8)</sup>における直動転がり案内製品の誕生から 2016 年までの開発の歴史をまとめる。1971 年に開発したアンギュラーボールスプラインから、翌 1972 年に前述のスプラインシャフトに取付台を固定し、スプラインナットにハウジングを組み付けた直動転がり案内の原型ともなった LSR タイプを開発し、1975 年にスプラインシャフトと取付台を一体にした今日の直動転がり案内製品の基本構造となる NSR タイプが開発された。同時にスプラインナットとハウジングを一体にしたタイプも開発された。その後、機械・装置ごとの要求条件に見合う形で各種の製品が開発されていった。

以上の NSR タイプまでは 4 条ある玉列の接触角構造がラジアル方向に  $90^\circ$ 、逆ラジアル方向に  $30^\circ$  と元のボールスプラインと同じであり、その負荷容量はラジアル方向を 1 とすると、逆ラジアル方向は  $\sin 30^\circ = 0.5$ 、水平方向は  $1/2\cos 30^\circ = 0.433$  と小さくなるものでありラジアル形と呼ばれた。

1981 年、以降の直動転がり案内製品のスタンダード構造ともいえる 4 条ある玉列の接触角構造を全て  $45^\circ$  とした HSR タイプが開発された。これはラジアル方向、逆ラジアル方向、水平方向ともに等しい負荷容量を持つもので 4 方向等荷重形と呼ばれた。また、この開発で玉循環構造をボールスプラインで採用されていたリテーナ方式から、キャリッジに貫通穴を空け、両端に設けたエンドプレートにて玉を反転させる構造とした。玉は負荷域から出るとエンドプレートにて反転され、キャリッジ内の貫通穴内を通り、反対側のエンドプレートにてまた反転して負荷域に戻るといった動きとなる。以降の開発は全てこの玉循環構造となる。

その後、小型・省スペースの機械用途として、これまでの 4 つの玉列からなるアンギュラーコンタクト構造を止め、レール・キャリッジの軌道面を 2 つの曲率からなるゴシックアーチ溝形状として玉と 4 点接触させることで各方向の荷重を受けられようにして、2 つの玉列のみとして全高・全幅寸法を抑えた、レール幅 5 ~ 15 mm、全高寸法 6 ~ 16 mm とからなるミニチュア形の RSR タイプ、アンギュラーコンタクト構造を維持しつつ高さを低く抑えたい用途として HSR タイプを左右に分離した構造からなるセパレート形の HR タイプ、従来の NSR タイプの負荷容量を大きくして新しい玉循環構造としたラジアル形の SR タイプ、レールを 1 軸で使用してもローリング方向のモーメントにも強い用途として幅広形の HRW タイプ、相手ベースが強度的に弱いという用途にレール自体に強度を持たせるために構造部材の I 鋼のような形状とした JR タイプ、直線運動ではなく回転運動の用途にレールに曲率を持たせた HCR タイプ、これまでは玉と軌道面の適合度は基本的に転がり軸受でも採用されている 52 % としていたが、工作機械用に特化した用途として適合度を 51 % として負荷容量、

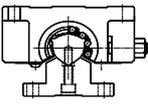
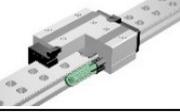
1971 LBS type Angular contact ball spline			
			
Without retainer series		With retainer series	
1972 LSR type Nut+Housing, Shaft+Fixed way		1996 SSR type Radial type	
1975 NSR type Unification of shaft and fixed way		1998 SHS type Equal load capacity with 4 directions	
1981 HSR type Equal load capacity with 4 directions		1998 SNR/SNS For machine tool	
1982 RSR type Miniature type		1999 SRS type Miniature type	
1982 HR type Separate type		2000 SHW type Wide rail	
1986 SR type Radial type		2001 SRG type Roller guide	
1989 HRW type Wide rail		2002 SRN type Roller guide, Low center of gravity	
1991 JR type Structural element rail		2003 SRW type Roller guide, Wide rail	
1992 HCR type Curve rail		2009 SVR/SVS type For machine tool, Dust proofing performance enhancement	
1994 NR/NRS type For machine tool		2010 SPR/SPS type 8 row guide, High precision	
2015 HDR type DB structure		2010 SSR-WA type Hollow rail, Lightwaight carriage	
2016 NR-X/NRS-X For machine tool, Dust proofing performance enhancement		2010 SHS-N type Hollow rail	

Fig. 1.4 History of the various development product<sup>6)</sup>

剛性を向上させた NR/NRS タイプ、また、先の HRW タイプのようにレール幅を変えずに 1 軸使用でもローリング方向のモーメントに強い用途として、これまでは全て 4 つある玉列の接触角構造をアンギュラーベアリングの組み合わせにおける正面組み合わせ (DF) であったものを、背面組み合わせ (DB) とした HDR タイプ、先の NR/NRS タイプに防塵性能を強化させた工作機械用の NR-X/NRS-X タイプが開発されてきた。

以上は全て転動体である玉を保持するリテーナはない製品である。転がり軸受では当たり前となっておりその利点も多数あるリテーナは、直動転がり案内製品では転動体のキャリッジに対する相対的な動きが直線運動と円運動からなる長円形状となるため実現は困難と一般的に考えられていた。そのため当初より無くて当たり前と考えられていた。ところが、1996 年、直動転がり案内製品における転動体のリテーナが開発された。リテーナは転動体間に間座のように配置され、そのリテーナの両サイドをバンドで連結した一体構造となる。その最初の製品が SSR タイプであり、前述の SR タイプにリテーナを組み込んだ製品となる。以降、これまでに開発されてきた製品にリテーナを組み込んだ製品となる SHS タイプ、SNR/SNS タイプ、SRS タイプ、SHW タイプが開発され、2001 年には転動体どころを採用した SRG タイプと、全高寸法を低くした SRN タイプ、幅広レールの SRW タイプが開発された。また、SNR/SNS タイプから防塵性能を強化した SVR/SVS タイプが開発された。さらに、新しい発想による軌道面を 8 列備えた高精度・高剛性仕様の SPR/SPS タイプや、レールの軽量化実現のためにレールを中空構造とした SHS-N タイプが開発された。今後も市場のニーズを捉えて新しい製品が開発されていくと思われる。

図 1.5 に HSR タイプ<sup>6)</sup>を、図 1.6 に SHS タイプ<sup>6)</sup>を示す。

### 1.1.3 直動転がり案内製品の特長と普及

直動転がり案内製品が普及する以前は、一例として工作機械の主案内面について取り上げると、案内方式はほとんどがすべり案内であった。すべり案内は、一般的に基準側には焼入れ研磨された鋼を用い、可動側は鋼や鋳物、あるいは鋳物に摺動面のみ摺動性と耐摩耗性に優れた樹脂材を張り付けた構成となっている。しかし、すべり案内として良好な運動ができるようにするためには、その両者の良好な接触状態(当たり)を出してやる必要がある。さらに、両者間には潤滑油が不可欠であるので、可動側案内面には高い平面度と潤滑経路や油だまりを持たせてやる必要がある。それをおこなうのが手作業による「きさげ」という特殊な加工で、表面を薄く削りながら平面度と細かい凹凸を付けるという特殊な加工で、すべり案内には不可欠なものとなっている。すなわち、案内

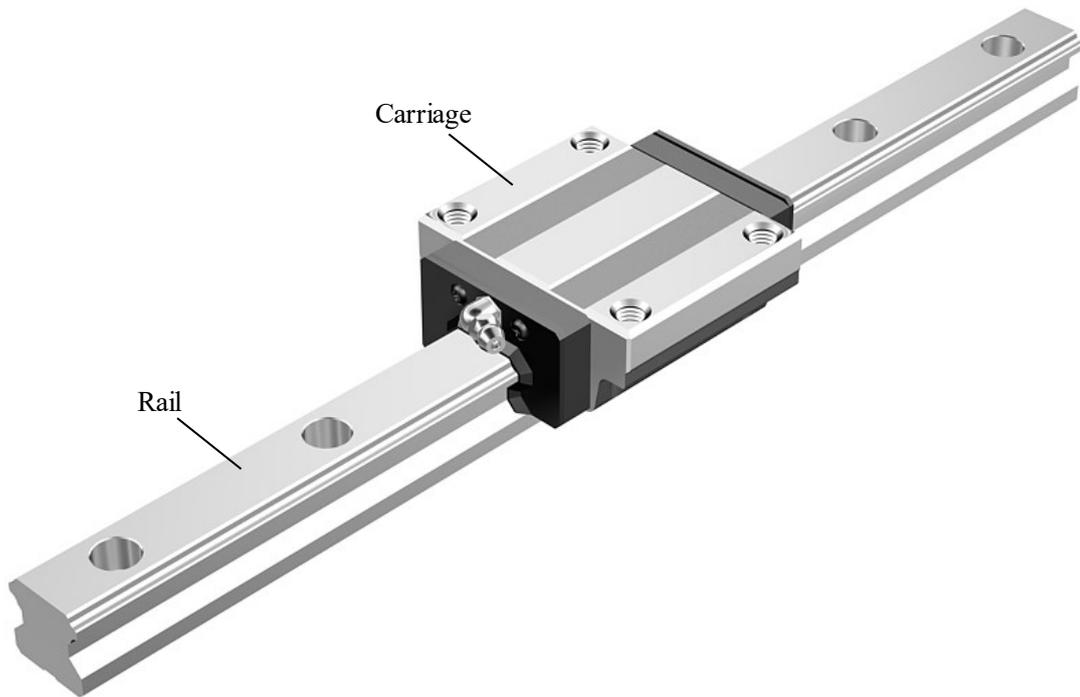


Fig. 1.5 HSR type<sup>6)</sup>

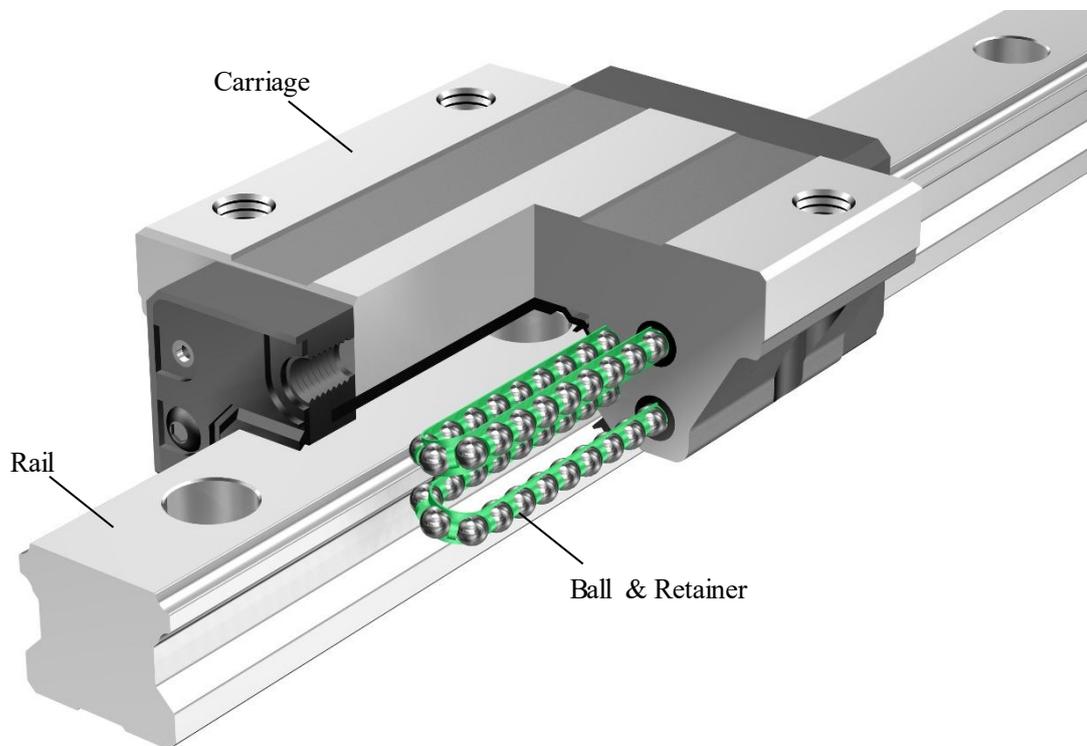


Fig. 1.6 SHS type<sup>6)</sup>

面を一度組み付けて運動を確認する。求める良好な運動ができていなければ、分解して当たりを確認し、必要な「きさげ」加工を実施して、再度組み付ける。この一連の作業を良好な運動状態、良好な当たりが得られるまで繰り返す必要があり、大変な労力と工数を要する作業なのである。さらに大量の潤滑油が不可欠となる。

ところが、直動転がり案内製品は、いわゆる上記基準側、可動側構成要素、両者の当たりの確認、潤滑経路、等々がすべて揃った一つの要素部品としてユニット化されている。作業者は、土台となるベースに直動転がり案内製品を固定し、その上に可動部となるテーブル等をボルトにて固定するだけで組み付けが完了してしまう。したがって、当たりを出しながらすべり案内を製作するときに比べ圧倒的に工数を削減することができる。そのため大幅なコストダウンが可能となる。また、摩擦係数も小さいので軽く動くため、駆動に関わる装置や電力もコンパクトにできるため、省電力化に貢献するのと、潤滑油量も大幅に削減できる<sup>7,9)</sup>。

しかし、要求する走行精度に対しては、手作業で当たりを出しながら製作したすべり案内に対して余分な機械要素部品が介在することになるので、当初は誰もが走行精度は劣ると考えていた。これまでも要求する走行精度を得るために機械メーカーはできる限りそれに近い値になるようにベースの加工をおこなうわけであるが、ここでも同様に直動転がり案内製品を取り付けるためにそのベース側の加工をおこなう。そこへ、直動転がり案内製品が持つ固有の走行精度が足し算されるので、最終的なテーブルの運動精度はベースの加工精度より悪くなるものと考えは至極当然であり一般的な解釈であった。ところが、結果は足し算にはならず、逆に加工したベース側の精度よりも良い値になったという使用した機械メーカーからの声が多数あがってきた。採用をしていない機械メーカーからは、到底信じられないし有りえない、という考えであった。当初、その理由について直動転がり案内製品開発者らは、転動体は玉であるので弾性変形する。それらが何個も直動転がり案内製品には使用されているので、玉が弾性変形し誤差を吸収してしまうからであると説明していた。例えば、重たいお神輿を何人もの人で担いでいるようなもので、そのうち数人の足元に段差があり、それに乗り上げたとしても重たいお神輿はそう簡単に持ち上がったりしないという例えで表現した。当時この現象をお神輿理論などと呼んでいた。当然この例えでは説得力に欠け誰もが納得するものとはならなかった。

その後、この現象は理論解明と実験検証がなされ、転がり案内でありながら静圧軸受における平均化効果<sup>10)</sup>と同等の機能を持っているということがわかった<sup>11), 12)</sup>。よってそれ以降は、直動転がり案内製品における精度平均化理論として受け入れられ、決して、直動転がり案内製品を使用すると良好な走行精度

が得られないというものではなく、ともすれば更なる高精度も狙えるものであるという認識が世の中に浸透していった。その効果もあり、機械メーカーからも安心して採用されるようになり、益々市場への広がりを見せていった。

また、ちょうどこの1970年代初頭ごろ、加工工程を自動化するために進められていた数値制御 (NC) 装置が工作機械に導入されたのと重なったこともあり、前述した特長を持つ直動転がり案内製品が受け入れられ、瞬く間に市場に広がりを見せていった。

それでも、前述のリニアベアリングにおいて転動体に玉を使っていたから許容荷重が小さい、剛性が低いというイメージがまだ残っており完全には払拭されない状況ではあった。ここでいっている直動転がり案内製品はリニアボールベアリングとは異なり、転がり軸受と同様に、転動体は玉ではあるが相手側の軌道面形状がサーキュラーアーク溝という単一R形状で玉の半径より少し大きい半径でできている。それゆえに、リニアボールベアリングと比べて許容荷重で13倍、寿命にして約2200倍になると前述した<sup>9)</sup>。もちろん転がり軸受同様に規定寸法より少し大きい寸法の玉を組み付けることによって、あらかじめ玉と軌道面の接触部を弾性変形させておく予圧(プリロード)を付与することができるので剛性は格段に向上する。それにも関わらず玉とサーキュラーアーク溝との接触においては、その動きが重くならず、低い摩擦力で動くことができる。したがって、この直動転がり案内製品は軽く動く特長を消し去ることなく十分な剛性が確保されるというものなのである。しかし、この特長は実際に体感しないとなかなか納得されず、初めて直動転がり案内製品を採用するには機械メーカーとしても相当の決断が必要であったと思われる。一度体感をしてしまえば大いに納得され、同一メーカー内で数機種への採用と広がっていくのだが、初めの一步に躊躇が生じるために、あらゆる機械メーカーへ普及が進むのには多少時間を要した。

また、すべり案内は、その名前が表すとおり基準側の上を可動側がすべっている状態なので当然大きな摩擦力が生じる。すべり案内で生じる摩擦力は停止時(静摩擦)に対し動作時(動摩擦)が小さくなる、いわゆる負勾配の特性を持つ。この摩擦力の負勾配は低い送り速度においてスティックスリップと呼ばれる現象の発生原因となる<sup>13)-15)</sup>。例えばこの現象が低送でおこなう仕上げ加工中に発生すると、運動の乱れを生じてしまい加工精度が低下してしまうことになる。また、正確な位置決めが困難となり、位置決め精度低下の原因となる。このため、すべり案内を用いた工作機械においてスティックスリップは大きな問題となっていた。

それに対し転がり案内は、すべり案内に比べて摩擦力は数十分の一であるし、負勾配の摩擦特性をほとんど持たないのでスティックスリップが発生しにくい。

よって、直動転がり案内製品を用いた機械では低い送り速度での滑らかな動きと正確な位置決め両方が実現可能となる。

以上の特長を最大限に活用し、前述の K & T 社の開発したマシニングセンタでは、それまでの常識を打ち破る高精度化を実現したのである<sup>8)</sup>。また、摩擦力の減少は、動作中の摩擦によるエネルギー損失の減少を意味するので、すべり案内を転がり案内へ置き換えることで、装置導入のインシヤルコストのみならず、ランニングコストの低減にも繋がるという利点がある<sup>9)</sup>。

ここで、直動転がり案内製品が高精度位置決めに適したものであることを示す事例を紹介する。1985年、当時科学技術庁傘下の新技術開発事業団による創造科学技術推進事業の研究プロジェクトの一つとして吉田ナノ機構プロジェクトが発足した。吉田ナノ機構プロジェクトは、先端技術分野に共通する精密化・微細化技術をナノメートル領域まで発展させるための要素技術の探求を目的としたもので、基本解析、計測・制御、加工の三項目について研究が行われ、このうち計測・制御のテーマの一つとして、ナノメートル位置決め制御システムの実現があった<sup>16)</sup>。この研究で使用された実験装置に直動転がり案内製品が採用されており、1990年、この装置による世界初のナノメートル位置決めの実現が二見らにより報告された<sup>17)・19)</sup>。これは、直動転がり案内製品のキャリッジの動き出しの微小領域に存在する非線形摩擦特性を利用することで実現されている。二見らは、微小変位領域における直動転がり案内製品の摩擦特性には異なる特性を持った3つの領域が存在し、速度では無く位置に依存する特性であることを確認しており、これを非線形ばね特性と名付けている<sup>20)</sup>。

1996年には、産業機械全体に対しての高速、高精度化といった生産効率向上と、低騒音化はもとより環境保護や資源保護が強く求められるようになった背景があり、直動転がり案内製品のリテーナが開発された。そもそも転がり軸受では当然と考えられているリテーナを、直動転がり案内製品にも必要ではないかという考えは当初よりあったが、前述のように、無くて当然だった、という考えと、技術的課題があり、それを解決させるためのアイデアが無かったために実現していなかったのである。直動転がり案内製品のリテーナが開発されたことにより、転がり軸受同様に以下のような利点を生み出した。

- ◆ 転動体同士の相互摩擦がなくなり長寿命
- ◆ 転動体同士の相互摩擦がなくなり高速運動が可能で発熱も抑制される
- ◆ 転動体同士の衝突がないため音が静か
- ◆ 転動体同士が均一に整列されているため運動が滑らか
- ◆ リテーナが潤滑油を保持するため潤滑性がよく長寿命

1980年代は世界中で半導体産業が急激に発展していた時代である。日本の半導体製造装置も国際競争力を高めるために低価格で高い生産性を実現しなければならない。その要求に見事に応えたのがリテーナ入りの直動転がり案内製品であった。高速・高加減速で動き、確実に停止し、24時間フル稼働、省エネルギー、省メンテナンス、トータルコストの低さ、といった特長をいかんなく発揮できたと思われる。以上のように直動転がり案内製品は半導体製造装置分野へも市場を広げていった。

さらに、2004年には初版となる直動転がり案内の定格荷重に関してISOにて規格化され<sup>21), 22)</sup>、そこから7年後の2011年には外形寸法や精度に関しても規格化された<sup>23), 24)</sup>。ISOにて規格化されたことによって、日本国内のみならず世界中へと市場は広がっていき、直動転がり案内製造メーカーも世界中に増えていった。

ここまでは転動体に玉を使用した直動転がり案内製品について述べたが、2001年に転動体にころを用いた直動転がり案内製品が開発された。前者をボールガイドと呼ぶのに対して後者をローラーガイドと呼ぶ。欧州では、特に世界でもトップクラスであったドイツの工作機械メーカーが、工作機械に必要不可欠な剛性に関しては転動体は玉よりもころの方が良いということで好んでローラーガイドを採用した。その波に乗るように日本国内の工作機械メーカーもローラーガイドを採用するようになっていった。

ローラーガイドは、取付面精度誤差や偏荷重によりころ接触部の相対する軌道面の平行が確保できないことがほとんどである。そのため、実際に荷重が作用する負荷域でのころの転がりには、必ず生じるといわれている進行方向に対してころが傾いてしまうスキューという現象が付きまとう。また、キャリッジ内を循環している無負荷域のころが既に傾いていると、負荷域には傾いたまま侵入することになるのでスキューをより増大させてしまうことになる。このスキューは結局滑りながら転がるために、転がり抵抗の増加、発熱、摩耗、金属疲労、等を引き起こす可能性が高い。そこで、既に開発済みであるリテーナ技術と組み合わせることで、キャリッジ内を循環している無負荷域のころを傾かないように均一に整列させることができる。そのため、負荷域へ侵入する際にころが全く傾いていない状態を作り出せ、スキュー発生によるリスクを最小限にすることが可能となった。したがって、転がり抵抗の変動も小さく、滑らかで安定した動作が可能となった。

また、回転軸が無限に存在する玉に対し、回転軸が一つしか存在しないころは、ころ外周表面が常に軌道面との接触部となるため、ころ中央部には潤滑剤が供給されにくい接触構造となっている。ところが、リテーナを介在させることにより、ころ同士の相互摩擦がなく、潤滑材が隣り合ったころ間のグリース

ポケットに保持され、循環時にはころの接触部に必要量の潤滑剤が供給されることになる。リテーナを備えたローラーガイドには以上のような特徴がある。

他にも多数の特長があるが、これ以上の詳細は割愛し、転動体が玉でもころでも、直動転がり案内製品の特長として以下のようにまとめる<sup>6)</sup>。

- ◆ すきまがなく軽く動く
- ◆ 取付誤差を吸収する
- ◆ 指令通り正確に動く
- ◆ 取付が簡単
- ◆ 走行精度がベース加工精度よりも良くなる
- ◆ 大きな許容荷重を持っている
- ◆ 剛性を高くすることができる
- ◆ 高速・高加減速運動に適している
- ◆ メンテナンスが容易である
- ◆ 寿命計算が可能

2021年現在では、既に直動転がり案内製品ありきで設計が始まるといっても過言ではない。といえるほど世界中に普及している。

これからも、あらゆる業種において生産効率の向上と環境保護、資源保護、等が強く求められていくと考えられる。したがって、それらの要求に応える形で直動転がり案内製品も発展を遂げ、新しい製品が開発されていくと考えられる。

### 1.1.4 直動ボールガイドの課題

ここからは直動転がり案内製品のうち、主題である転動体に玉を使用した直動ボールガイドに焦点を絞って述べる。

前述のように直動転がり案内製品は全世界へと普及していき、今日では工作機械をはじめ、産業用ロボット、射出成型機、基板実装装置、半導体製造装置、測定機器、搬送装置などの産業機械分野から、食品機械、医療機器、分析装置、OA機器、自動販売機、システムキッチン、などの民生分野、さらに自動車、風力発電、免振装置、鉄道車両などへも採用されている。

しかし近年は、IoT (Internet of Things) にもみられるような高度情報化社会が到来しており、エレクトロニクス、メカトロニクス分野を中心に、医療用のマイクロニードルアレイや、スマートフォンに使用されている非球面レンズなど、高精度で、小型、かつ複雑形状を有する製品が多く普及している<sup>25)</sup>。これらの製品は金型を用いて製作されているが、当然、その金型に対する精度要求は高

くなっており、特にレンズなどの光学機器の金型ではナノメートルレベルの精度が要求されている<sup>26), 27)</sup>。また、IoT 関連製品や、次世代自動車向けの HUD (Head-up Display) にも高精度かつ鏡面加工まで要求される金型が必要となっている<sup>28)</sup>。今後も製品の小型化・複雑化は進み、更なる高精度化に対する要求は続くものと考えられる。したがって、加工機や測定機にも、現状よりもさらに高い精度が要求されることになる想定されるが、要求達成のために装置の高コスト化が進んではならず、当然低コスト化も実現しなければならない状況である。

前述のように直動ボールガイドはあらゆる機械に採用されて広く市場に浸透していったが、一般的に、直動ボールガイドでは上記の高精度な要求には応えられないという認識がある。よって高精度な加工を実現可能とするために案内面を静圧案内とする工作機械が開発されているのは事実である。

しかし、超精密加工機でありながら案内面を“転がり化”した例があるので紹介する。この転がり案内は主題の直動ボールガイドではなく超精密ニードルを用いた有限転がり案内のことで、東芝機械株式会社(現 芝浦機械株式会社)<sup>29)</sup>が開発した超精密加工機の案内面として採用されている<sup>29), 30)</sup>。これは、すべり案内や静圧案内と同様に基準側と可動側があり、その間に所定の数の円筒ころを保持器により等間隔に並べ、この円筒ころの転がりを利用したものとなっている。したがって、案内面の間を円筒ころが転がっているので、ストロークとともに円筒ころの位置は移動し、反転して今度は逆方向に移動するという動きとなり、基準側と可動側の間で円筒ころはストロークとともにその相対位置が変化するというものである。いわゆる転動体が無限循環をするユニットとなった直動ボールガイドとは異なり有限ストロークタイプである。この案内面の製作に当たっては、基準側、可動側の円筒ころが転がる軌道面を、前述のきさげやラップ加工により当たりを出して高精度に仕上げる必要があり、多数使用する円筒ころも高精度に仕上げておく必要がある。したがって、この方法による“転がり化”は、超精密加工機に特化しているといえ、静圧案内とその工数に関しては変わらない、決して低コスト化や量産を見込んでのものではないことは明らかである。

では静圧案内とはどういうものかという点、すべり案内における基準側と可動側の間には外部装置から潤滑油や圧縮空気など加圧された流体を送り込み、可動側を浮かせた状態で案内する方式のことである。基準側と可動側が完全に非接触であるため、転がり案内よりも摩擦抵抗が小さいため駆動に対する応答性が高く、流体の粘性により減衰性も高いことが特長である。また、静圧案内特有の案内面の形状誤差を緩和する平均化効果が働くため運動精度が高いことで知られている。しかし、以下①～④に示すような課題がある。

- ① 各構成部品に対する高精度な機械加工と組み付けが不可欠となるため、機械が大きくなると、それに伴い各構成部品の高精度加工の確保が困難となるため、大きな機械は製作が困難となる。
- ② 案内面のクリアランスが加工ワークの積載と除荷のたびに大きく変動するため、案内面の剛性を一定に確保するのが困難となる。よって、工数にかかる前述のきさげ加工が不可欠となるが、それでも大型の機械では限界がある<sup>31)</sup>。
- ③ 圧力流体を循環させるためのポンプや、流体の温度管理、異物や気泡除去などの流体の状態管理のために様々な付帯装置が必要となる<sup>32)</sup>。
- ④ その付帯装置のメンテナンスや、油静圧案内においては油の交換などランニングコストに関しても転がり案内と比較して高価となる。

したがって、高精度な加工を実現できる工作機械はその大きさにもより製作できるが、非常にコストがかかり、とても低コスト化は困難であるのと、量産化は見込めないものとなっている。

また、走行精度とは別の視点で位置決め精度に関わる案件として運動精度に関する問題がある。前述の通り、静圧案内には機械的な接触が存在しないため接触による摩擦力は発生しない。例えば XY テーブルなどで構成される機械・装置は多々あり、XY2 軸同期制御で円運動や輪郭運動をおこなうことは頻繁にあるが、そのとき、各軸の運動方向が反転するタイミングにおける摩擦力が運動に遅れを生じさせ、象限突起と呼ばれる突起状の誤差を発生させる原因となることが知られており、この象限突起が輪郭運動精度の低下要因の一つとなっているのである<sup>33)</sup>。したがって、静圧案内を用いた送り駆動系では象限突起は発生しないので、高精度な位置決め実現には非常に有利な案内構造である。

それに対し直動ボールガイドは、機械的な接触であるため摩擦力が生じており、直動ボールガイドを用いた送り駆動系にて輪郭運動をおこなえば、象限突起による輪郭運動精度の低下が発生することになり、高精度な位置決め実現には不利な構造となるわけである。

しかし、この問題に関する研究は多数おこなわれており、象限突起の発生原因である摩擦力を補償することで象限突起自体の補正を行うことが可能であるので、その摩擦力の特性に関する研究<sup>34), 35)</sup> や、象限突起自体の補正に関する研究<sup>36)-40)</sup> などが報告されている。これまでに提案された象限突起補正の手法の多くは、摩擦モデルに基づくフィードフォワード摩擦補償器を構築し、速度制御器による推力指令、もしくはトルク指令に摩擦補償指令を加え摩擦補償を行う方法である。これまでの象限突起補正の研究は主に工作機械の加工精度向上を目的としていることが多く、対象とする運動も一般的な加工を想定して半径 10 mm 以上の円運動としているものが多い。より高精度化を目指すうえで欠か

せないのは半径 1 mm 以下の微小円運動を対象とした象限突起補正の研究であるといえるが、現在のところ研究報告はほとんど見られない。ただし、この研究は今日でも精力的におこなわれている。したがって、現在では直動ボールガイドを用いたとしても十分に象限突起による輪郭運動精度は高められていると考えられる。

以上のように、高精度な加工を実現するために加工機・装置メーカーが独自に培った技術を用いて静圧案内のような案内面の設計・製造をおこなうことは当然であったが、直動転がり案内製品が開発されたことにより、これまでは工数削減、低コスト化、量産化という決して無視できない観点がよりクローズアップされてきて、ユニット化された直動ボールガイドを採用するというのがより適していると考えられるようになってきた。そこで問題となるのが、直動ボールガイドを用いてどこまで高精度化が実現できるのかということである。

まず、直動ボールガイドの位置決め精度に関わる運動精度に関しては、前述のように十分な研究がなされており、象限突起による輪郭運動精度は十分に高められていると考えられるため、問題はないと考える。

つぎに、直動ボールガイドの走行精度も、前述のように静圧案内と同様に直動ボールガイドを取り付けるために機械加工された取付面の精度に対して精度平均化効果を得られ、例えばテーブルのような可動部の走行精度が取付面精度よりも向上する<sup>11), 12)</sup>。この特性を利用して、走行精度の高精度化、いわゆる真直度の高精度化を実現することができる。ただ、取付面を加工するために使用した機械特有の傾向、例えば上下方向の凹・凸傾向、左右方向の凹・凸傾向は出てしまうものである。それらの形状の組み合わせ次第で最終テーブルの真直度の傾向は異なる。しかし、これは程度にもよるが予測が可能で、高精度化を実現するためには取付面の加工をどうすべきかは判断がつく。最終的には制御の力も借りて、真直度、あるいは XY テーブル等における直角度、などは比較的得られやすいと考えられるため、これも問題はないと考える。

ところが、直動ボールガイドは型式により数 mm ～ 十数 mm の決まった周期で走行精度が微小変動するという現象を生じる。その周期は内部の転動体直径の約 2 倍であることはわかっているので、原因は直動ボールガイド特有のものであると考えられる。直動ボールガイドのキャリッジが移動する際は転動体がキャリッジ内で荷重を受けている負荷域と循環するための無負荷域とを交互に移動している。負荷域では、ストロークとともに転動体のキャリッジに対する相対位置が変化するため、キャリッジ内部の負荷バランスが変化し、これにより細かなキャリッジの姿勢変位が発生するのではないかと考えられている。当初よりこの細かな姿勢変位はウェービングと呼ばれており直動ボールガイドでは必ず起こる現象として知られている。その変動幅は、1 軸テーブルを例にあ

げれば、その設定条件であるレール間距離、キャリッジ間距離、テーブル質量とその重心位置、さらに精度を測定する位置等によってまちまちではあるが、概ね 1/10  $\mu\text{m}$  台である。高精度を要求しない機械であれば問題となるレベルではないが、高精度を要求する機械となるとこれが唯一の大きな問題と考えられる。清水はその姿勢変位の大小についてはキャリッジ内軌道面端部のクラウニング形状に依存していることを示唆している<sup>4)</sup>。しかし、このウェービング現象について本質的に解明した研究報告はほとんどないままとなっている。

直動ボールガイドが世界中に普及していく中で、高い精度が要求される分野では、このウェービングが問題となるため静圧案内が使用されることが主流となっている。前述のように静圧案内は非常にコストがかかるうえ、量産化が見込めない。この高い精度を要求される分野でも直動ボールガイドを採用したいという市場からの要望は数多くあがっている。よって、この直動ボールガイドにおけるウェービング問題を解決するという事は急務であると考えられる。

したがって、直動ボールガイドによるウェービング問題を解決することは、今後の装置の高精度化要求の達成と低コスト化の両立の観点から重要な課題であるといえる。

### 1.2 研究の目的

前項の課題を踏まえ、本研究では、直動ボールガイドのウェービング問題に取り組む。ウェービング発生原因を解明し、その対策案を創出し、ウェービングに影響を与えることが想定されるテーブル剛性と直動ボールガイドを取り付ける際の取付誤差の関係を解明して、直動ボールガイドの低ウェービング化を実現することを目的とする。

この目的を達成するため、本研究では以下に示す課題について取り組んだ。

- ◆ ウェービング発生原因の解明
- ◆ そこから考えられる対策案の創出
- ◆ ウェービング現象に影響を与えるテーブル剛性の問題解明
- ◆ ウェービング現象に影響を与える取付誤差の問題解明

これにより、直動ボールガイドの高精度・精密分野の機械・機器への応用を可能とすることができると考える。

### 1.3 本論文の構成

本論文は全 6 章から構成されており、各章の概要を示す。

第1章では、直動転がり案内の誕生から直動転がり案内製品の開発の歴史、どのような利点を市場に認められて普及してきたか、現在抱えている課題は何か、その中で一番注目したのは近年の高い精度が要求されているという事実。それに応えるべく高い位置決め精度要求に対する象限突起の補正に関するこれまでの研究例をまとめ、ナノメートルレベルの超精密分野への直動転がり案内製品の適用において課題となっている運動精度の劣化要因であるウェービング現象を説明し、これを改善する必要性を説明した。したがって、この直動転がり案内製品のウェービング問題を本研究の目的とする。という内容で整理した。

第2章では、直動ボールガイドのウェービング現象を解明するために、直動ボールガイドが工作機械のテーブルなどに実際に使用されている状態を想定した直動ボールガイドシステムにて、一部改良した負荷分布理論式<sup>11)</sup>をたて、ウェービング解析ソフトを作成してウェービングの発生要因を解明した。その結果、軌道面両端部のクラウニングとウェービングの関係<sup>11)</sup>と、最小値の存在の有無について明らかにした。さらに、実験により検証した結果について説明する。

第3章では、まれに市場で問題となる実機テーブルの剛性違いによるウェービング現象の現れ方の違い。この問題を解明するために、直動ボールガイドシステムモデルにて、解析モデル用連結テーブル(以降:モデルテーブル)剛性を考慮できるように負荷分布理論とモデルテーブル変形計算を連成したソフトを作成して解析をおこなった。その結果、直動ボールガイド単体のウェービング現象によりモデルテーブルは確実に変形しており、その両者には相関関係があることがわかった。それらの関係から、実機テーブル変形も含めた形で高精度化を実現するための直動ボールガイド部の剛性と実機テーブルの設計指針を導いた。また、実機テーブル剛性とウェービング振幅値の関係を実験検証により明らかにした結果について説明する。

第4章では、直動ボールガイドをベースや実機テーブルに組付ける際に生じる組み付け誤差(以降:ミスアライメント)により、直動ボールガイドシステムのウェービングは変化するのではないか、という問いに対して明確な解を得るために、ここでは、ミスアライメントを直動ボールガイドのレール、キャリッジの初期位置誤差として、第2章、第3章より用いている垂直、水平、ローリング、ピッチング、ヨーイングの5方向に与えることによりモデル化をおこなった。本モデルにて解析できるように従来からの直動ボールガイドシステム負荷分布理論を改良し、種々のミスアライメントを与えて解析を実施した。その結果、ミスアライメントのうち水平方向のみがウェービング振幅値に大きく影

響を与えており，その他の方向についてはほとんど影響を与えていないという結果が得られた．今回の手法によるシミュレーションをおこなえば，実現したいウェービング振幅値にするために必要な取付面精度を提案できる可能性が示唆された．また，ミスアライメントによって生じた荷重増加が定格寿命へ与える影響も検討した内容について説明する．

第5章では，第4章における理論結果を検証するために，専用の実験装置を製作し，5方向のミスアライメントをそれぞれ付与して実験をおこなった．その結果より，ミスアライメントがウェービング振幅値に与える影響を，理論と実験の両面から検討を加えた結果について説明する．

第6章では，本研究を通して得られた結果を結論としてまとめ，今後の課題と展望について整理する．

**図 1.7** に本論文の構成のフローチャートを示す．

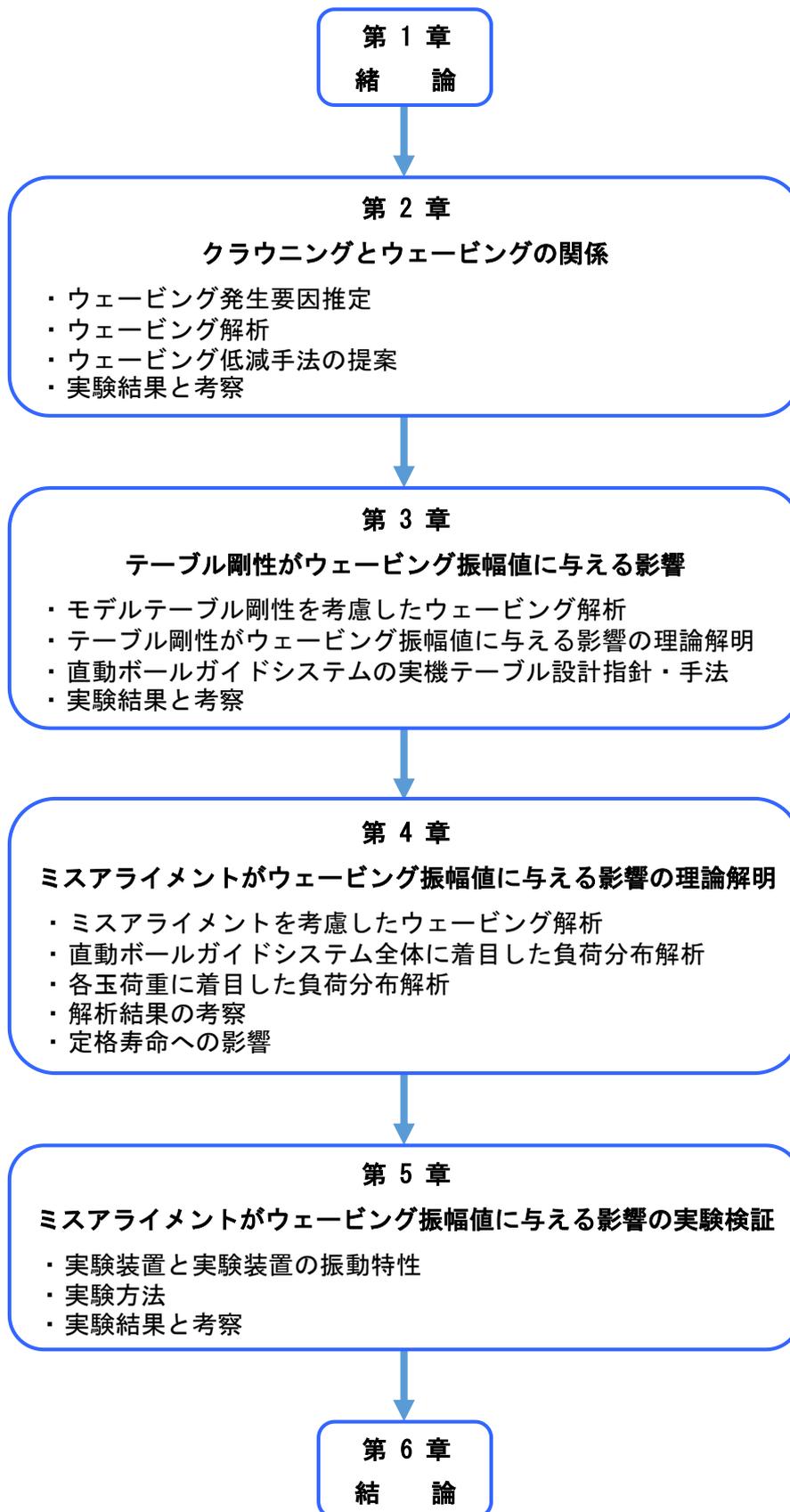


Fig. 1.7 Constitution of this article

## 参 考 文 献

- 1) D.Dowson : トライボロジーの歴史, 「トライボロジーの歴史」編集委員会訳, 工業調査会 (1997).
- 2) 坪井珍彦 : トライボロジーの技術史余話, (社) 日本ベアリング工業会 (2000) 42 & 96.
- 3) ジェイテクト「ベアリング入門書」編集委員会 : 図解入門よくわかる最新ベアリングの基本と仕組み, 秀和システム (2011).
- 4) 角田和雄 : 転がり軸受, トライボロジスト, **45**, 12 (2000) 894.
- 5) 林田一徳, 松山博樹, 転がり軸受技術の進展と将来展望, トライボロジスト, **61**, 11 (2016), 734-741.
- 6) トムソン社 Web ページ  
[https://www.thomsonlinear.com/downloads/capabilities/Mechanical\\_Motion\\_Solutions\\_cpen.pdf](https://www.thomsonlinear.com/downloads/capabilities/Mechanical_Motion_Solutions_cpen.pdf)
- 7) リニアシステム編集委員会 : リニアシステム事始め, 日刊工業新聞社 (2000).
- 8) THK 株式会社 web ページ  
<https://www.thk.com/?q=jp/node/6682>
- 9) あっ! 日本製玉軸受が..., 日刊工業新聞, 1978年9月29日付朝刊, (1978).
- 10) 杉田和彦 : 超精密静圧軸受, 精密機械, **50**, 5 (1984), 796-801.
- 11) 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 - 精度平均化効果の理論的検証 -, 精密工学会誌, **57**, 10 (1991) 1814.
- 12) 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.
- 13) F. Morgan, M. Muskat, and D. W. Reed : Studies in Lubrication: X. Friction Phenomena and the Stick - Slip Process, Journal of Applied Physics, **12** (1941), 743-752.
- 14) R. Bell and M. Burdekin : A Study of the Stick-Slip Motion of Machine Tool Feed Drives, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, **184**, 1 (1969), 543-560.
- 15) 加藤仁, 松林恒雄 : 案内面の摩擦特性とスティックスリップ現象, 精密機械, **39**, 12 (1973), 12-20.
- 16) 飯塚清 : 創造科学技術推進事業吉田ナノ機構プロジェクトのテーマ展開, 精密工学会誌, **55** (1989), 23-26.
- 17) S.Futami, A.Furutani, S.Yoshida : Nanometer positioning and its micro-dynamics,

- Nanotechnology, **1** (1990), 31-37.
- 18) 二見茂, 古谷彰浩 : AC リニアモータと転がり案内を用いたナノメータ位置決め 第1報 システムの構成と粗・微動, 精密工学会誌, **57**, 3 (1991), 556-561.
  - 19) 二見茂, 古谷彰浩 : ナノメータ位置制御システムの研究, 吉田ナノ機構プロジェクト研究論文集 (1991), 33-38.
  - 20) 二見茂, 古谷彰浩 : AC リニアモータと転がり案内を用いたナノメータ位置決め 第2報 転がり案内のトライボロジー, 精密工学会誌, **57**, 10 (1991), 556-561.
  - 21) ISO14728-1 : 2017 Rolling bearings — Linear motion rolling bearings — Part 1: Dynamic load ratings and rating life.
  - 22) ISO14728-2 : 2017 Rolling bearings — Linear motion rolling bearings — Part 2: Static load ratings.
  - 23) ISO12090-1 : 2011 establishes the boundary dimensions and tolerances for series 1, 2 and 3 of linear motion rolling bearings, profiled rail guides.
  - 24) ISO12090-2 : 2011 establishes the boundary dimensions and tolerances for series 4 and 5 of linear motion rolling bearings, profiled rail guides.
  - 25) 研究開発本部第一部門 : イメージング&センシング関連市場総調査, 富士キメラ総研 (2018), 253-298.
  - 26) 青柳誠司 : マイクロニードルの展望, 精密工学会誌, **82**, 12 (2016), 999-1004.
  - 27) 泉谷徹郎 : 非球面レンズの高精度モールドイング成形, 精密工学会誌, **55**, 6 (1989), 12-15.
  - 28) 船井総合研究所ファクトリービジネス研究会 : 不可能を可能にするものづくり 世界が驚く日本の微細加工技術, 日経 BP 社 (2018).
  - 29) 芝浦機械 web ページ  
<https://www.shibaura-machine.co.jp/jp/product/nano/core/seimitsu.html>
  - 30) 田中克敏, 福田将彦, 覚張勝治, 鈴木清, 植松哲太郎 : 超精密加工機の高精度化の研究 第2報 リニアモータ駆動方式有限形 V-V ころがり案内の検討, 砥粒加工学会誌, **51**, 8 (2007), 35-40.
  - 31) 齋藤利幸 : 工作機械案内面の開発—動圧, 静圧, 半浮上案内面—, JTEKT Engineering journal No.1002 (2006).
  - 32) 水本洋 : 静圧案内のおもしろさ, 精密工学会誌, **73**, 5 (2007), 537-540.
  - 33) 佐藤隆太 : 円運動象限切替え時における象限突起の発生メカニズム (キーノートスピーチ), 2016 年度精密工学会春季大会学術講演会講演論文集 (2016), 473-474.
  - 34) P. R. Dahl : A solid friction model, DTIC Document (1968).

- 35) C. C. De Wit, H. Olsson, K. J. Astrom and P. Lischinsky : A new model for control of system with friction, *IEEE Transaction on Automatic Control*, **40**, 3 (1995), 419-425.
- 36) 是田規之, 沖友啓成, 津村憲治, 竹内克佳, 江川庸夫 : バンバン制御による工作機械送りの高精度化に関する研究, *精密工学会誌*, **60**, 3 (1994), 427-431.
- 37) V. Lampaert, J. Swevers and F. Al-Bender : Comparison of model and non-model based friction compensation techniques in the neighbourhood of pre-sliding friction, *Proceedings of the 2004 American Control Conference (2004)*, 1121-1126.
- 38) Y. Suzuki, A. Matsubara, Y. Kakino, and K. Tsutsumi : A Stick Motion Compensation System with a Dynamic Model, *JSME International Journal Series C Mechanical Systems, Machine Elements and Manufacturing*, **47**, 1 (2004), 168-173.
- 39) Z. Jamaludin, H. Van Brussel H. and J. Swevers : Friction Compensation of an XY Feed Table Using Friction-Model-Based Feedforward and an Inverse-Model-Based Disturbance Observer, *IEEE TRANSACTIONS ON INDUSTRIAL ELECTRONICS*, **56**, 10 (2009), 3848-3853.
- 40) R. Sato : Generation Mechanism of Quadrant Glitches and Compensation for it in Feed Drive System of NC Machine Tools, *Int. J. of Automation Technology*, **6**, 2 (2012), 154-161.
- 41) 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.

## 第2章

# クラウニングとウェーピングの関係

### 2.1 緒言

直動ボールガイド (LMBG : Linear Motion Ball Guide) が発明・上市されてから約半世紀が経過しようとしている。これまでに種々の研究がなされてはいるが回転用玉軸受に比べると歴史が浅いこともあり、それほど多いとはいえない。中でも一体型レールと一体型キャリッジとからなる現在の構造となった LMBG の主に精度に関する研究は、そのほとんどが清水により精度・剛性<sup>1),2)</sup>、精度平均化効果<sup>3)</sup>などの発表がされてきた。その中で、LMBG は転動体が転がることによってキャリッジが移動しているため、キャリッジと転動体の相対位置が常に変化しているという状態となり、力のバランスが常に変化しそれに伴い発生する僅かな姿勢変位、あるいは振動を生じることが報告されている。この現象のことをウェーピングや玉通過振動と呼んでいる。これまでの一般的な認識ではウェーピングの振幅値はテーブルに対して精度を要求する位置にもよるが  $1/10 \mu\text{m}$  台であるといわれている。

LMBG に対する市場要求が多様化する中で、特に高精度要求分野でこのウェーピングが問題視されてきた。特に高精度加工機では加工面に周期的な縞模様を発生させてしまうため面品位が低下してしまう。清水はこのウェーピングはキャリッジ軌道面両端部に施されたクラウニングと密接な関係があることを示唆している<sup>1)</sup>。筆者はこのウェーピング振幅値を  $1/100 \mu\text{m}$  台まで低減させることができず、そして最小値なるものが存在するのか、等の問題に取り組んできた。この点に関しては玉通過振動<sup>4),5)</sup>として研究発表がなされているが、クラウニング長さをある範囲に限定したものや、各玉条列の玉配置の影響に関するものに焦点を絞った内容にとどまっている。

そこで本研究では、LMBG が工作機械のテーブルなどに実際に使用されている状態を想定した LMBG システムにて、一部改良した負荷分布理論式<sup>1)</sup>をたて、ウェーピング解析ソフトを作成してウェーピングの発生要因を解明し、軌道面両端部のクラウニングとウェーピングの関係と、最小値の存在の有無について明らかにした。さらに、実験により検証した結果を報告する。

### 2.2 キャリッジ変形を考慮した直動ボールガイドシステムの負荷分布解析

本研究では図 2.1 のように 4 個のキャリッジで支持された LMBG システムを想定し、座標原点を  $x$  軸方向はキャリッジ番号  $k=1,2$  および  $3,4$  の中央、 $y$  軸

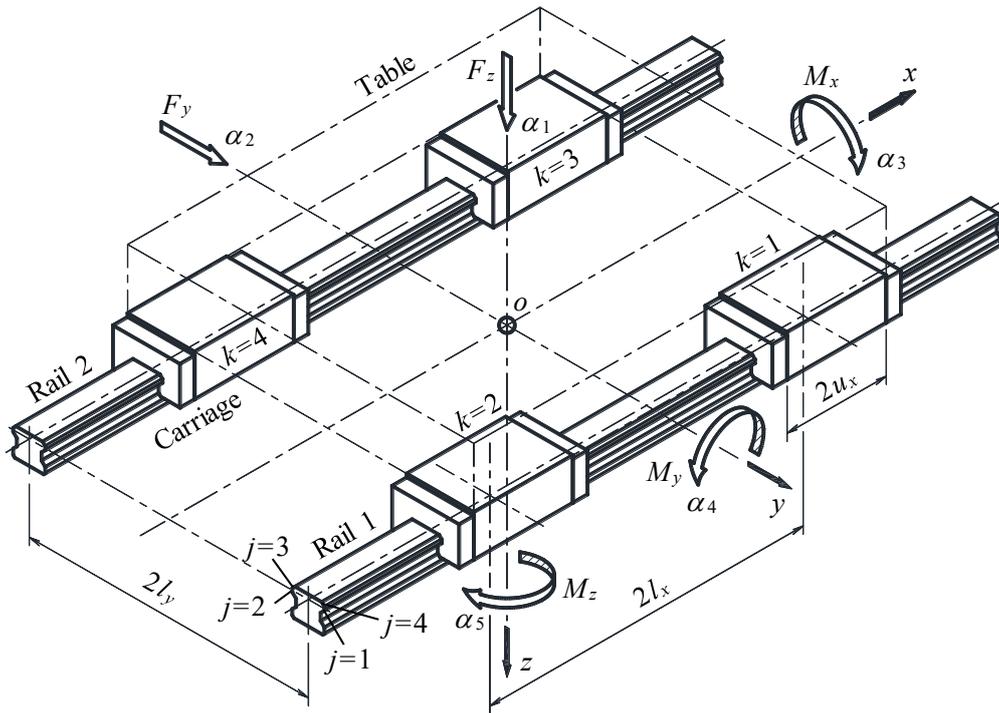


Fig. 2.1 LMBG system structure and coordinate system

方向はレール 1,2 の中央,  $z$  軸方向は玉列番号  $j=1,4$  および  $2,3$  の中央線上となる位置とし, 座標原点に作用する外力を右手系座標系として垂直荷重  $F_z$ , 水平荷重  $F_y$ ,  $x, y, z$  軸回りに作用するモーメントをローリング  $M_x$ , ピッチング  $M_y$ , ヨーイング  $M_z$  とし, それぞれの方向の垂直変位を  $\alpha_1$ , 水平変位  $\alpha_2$ , ローリング方向変位  $\alpha_3$ , ピッチング方向変位  $\alpha_4$ , ヨーイング方向変位  $\alpha_5$  が生じるものとする.

また, キャリッジ軌道面の軸方向断面は, 図 2.2 に示すようにキャリッジ軌道面長さ  $2u_x$  の両端部に接触角方向逃げ量として長さ  $X_r$ , 逃げ量  $\lambda_e$  のクラウニングが直線状や単一  $R$  状に与えられているものとし, 玉ピッチは連結リテーナによって均一な  $\kappa D_a$  に整列されている. 図 2.2 では  $2u_x$  内に配列されている玉位置は左右対称で, 有効玉数として  $I=13$  となっている. 図 2.2 から明らかなように有効玉数は  $2u_x$  と  $\kappa D_a$  の値で決まる. しかし, 実際はテーブルの移動によりキャリッジ軌道面に対する玉位置は常に変化していくので, その瞬間の玉位置によって決定される値となる. さらに, 簡単のため, ベース, テーブル, レールやキャリッジに生じる加工誤差や取り付け時に生じるミスアライメント等は無視することとするが, キャリッジが略コの字形状をしていることによる変形は無視できないと考え考慮するが, それについては後述する.

図 2.3 はキャリッジ番号  $k=1$  or  $2$  で玉位置が条列  $j$  で揃っている状態の玉番

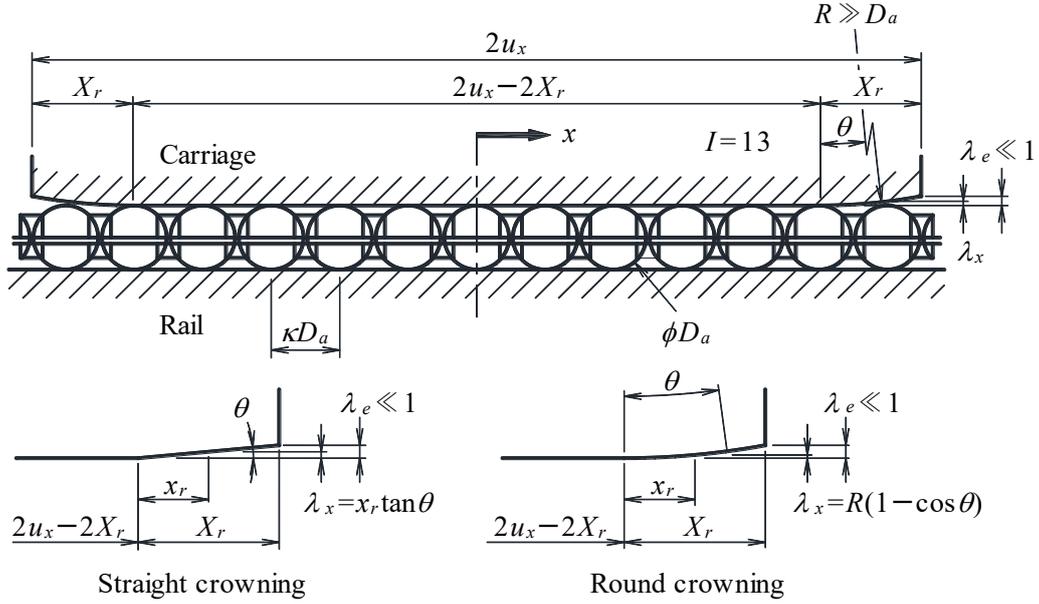


Fig. 2.2 Axial raceway shape in carriage and crowning

号  $i$  において、5 方向の荷重，モーメント，すなわち  $F_y, F_z, M_x, M_y, M_z$  が座標原点位置に作用して，それぞれの方向に弾性変位  $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4, \alpha_5$  が生じている負荷分布状態を示す．これより玉番号  $i$ ，条列  $j$ ，キャリッジ番号  $k$  におけるキャリッジ側溝曲率中心  $A_c$  は  $A_c'$  へ移動するので  $y-z$  面内の幾何学的な移動量  $\delta_y, \delta_z$  が求まる． $j=4$  におけるその状態を 図 2.4 に拡大して示す．ここで，レール側の溝曲率中心  $A_r$  とキャリッジ側溝曲率中心  $A_c, A_c'$  との 2 点間距離  $|A_r - A_c|, |A_r - A_c'|$  の差が玉接触部の弾性変形量  $\delta$  となり，その量に比例して Hertz の弾性接触理論に基づく荷重  $P$  が発生し接触角  $\beta$  を形成する．なお， $x$  は玉座標， $y_r, z_r$  はレール側溝曲率中心の座標， $y_c, z_c$  はキャリッジ側溝曲率中心の座標， $D_a$  は玉径， $f$  は玉と溝の適合度， $\lambda$  は標準サイズの玉径に対するオーバーサイズ量， $\lambda_x$  はクラウニング部の玉位置における接触角方向逃げ量を表す．以上のことを式で表すとつぎのようになる．

キャリッジ側溝曲率中心  $A_c$  が移動した量は

$$\delta_{yijk} = \alpha_2 - \alpha_3 z_{cijk} + \alpha_5 x_{ijk} \quad (2-1)$$

$$\delta_{zijk} = \alpha_1 + \alpha_3 y_{cijk} - \alpha_4 x_{ijk} \quad (2-2)$$

$|A_r - A_c|$  間の距離は  $(2f - 1)D_a$  であるので， $|A_r - A_c'|$  間の  $y, z$  方向の距離は

$$V_{yijk} = h_{yj}(2f - 1)D_a \cos \gamma_j + \delta_{yijk} \quad (2-3)$$

$$V_{zijk} = h_{zj}(2f - 1)D_a \sin \gamma_j + \delta_{zijk} \quad (2-4)$$

ここで方向を示す  $h_{yj}, h_{zj}$  は

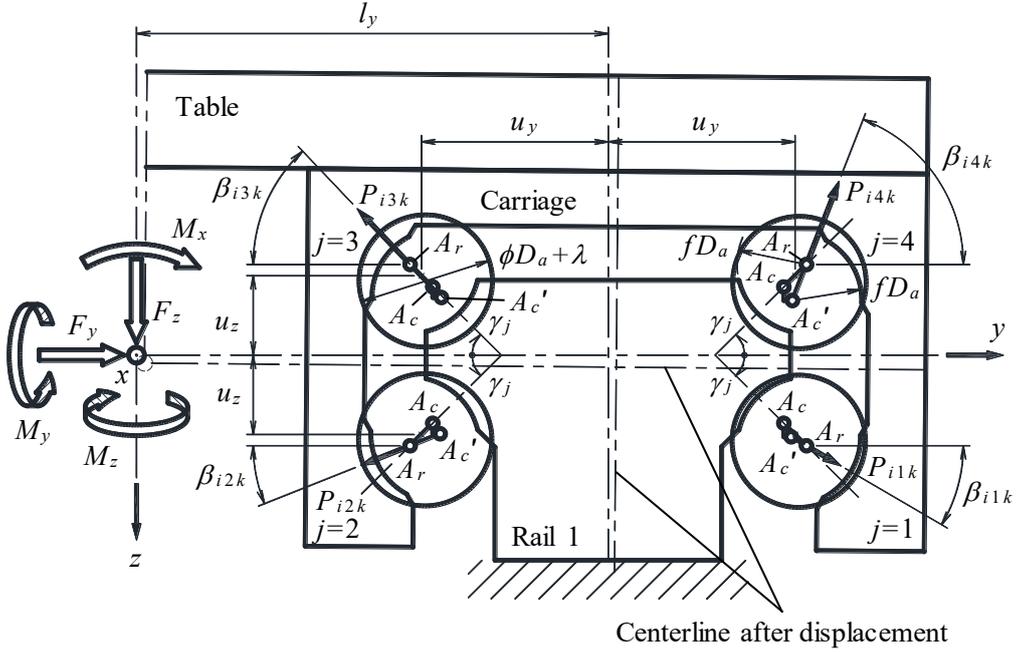


Fig. 2.3 Load distribution in LMBG system

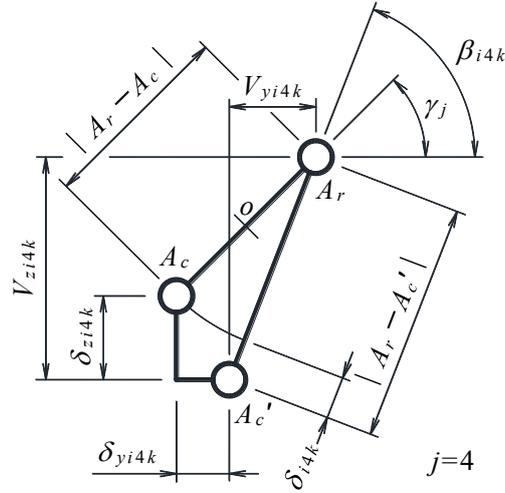


Fig. 2.4 Enlargement of groove center portion of  $j=4$  in Fig.2.3

$$\begin{aligned} h_{y1} = h_{y4} = -1, \quad h_{y2} = h_{y3} = 1 \\ h_{z1} = h_{z2} = -1, \quad h_{z3} = h_{z4} = 1 \end{aligned} \quad (2-5)$$

$|A_r - A_c'|$  間の距離は

$$\overline{A_r A_c'} = (V_{yijk}^2 + V_{zijk}^2)^{\frac{1}{2}} \quad (2-6)$$

したがって  $\delta$  は

$$\delta = (V_{yijk}^2 + V_{zijk}^2)^{\frac{1}{2}} - (2f - 1)D_a + \lambda - \lambda_{xijk} \quad (2-7)$$

ここで, Hertz 定数を  $C_b$  とすれば,

$$\begin{aligned} P_{ijk} &= C_b \delta_{ijk}^{\frac{3}{2}}, \quad \delta_{ijk} > 0 \\ P_{ijk} &= 0, \quad \delta_{ijk} \leq 0 \end{aligned} \quad (2-8)$$

また,

$$\tan \beta_{ijk} = \frac{V_{zijk}}{V_{yijk}} \quad (2-9)$$

となる. これより LMBG システム全体としての力とモーメントの釣り合い式はつぎのようになる.

$$g_1 = \sum_{k=1}^4 \sum_{j=1}^4 \sum_{i=1}^I P_{ijk} \sin \beta_{ijk} - F_z = 0 \quad (2-10)$$

$$g_2 = \sum_{k=1}^4 \sum_{j=1}^4 \sum_{i=1}^I P_{ijk} \cos \beta_{ijk} - F_y = 0 \quad (2-11)$$

$$g_3 = \sum_{k=1}^4 \sum_{j=1}^4 f_{jk} \sum_{i=1}^I P_{ijk} w_{ijk} - M_x = 0 \quad (2-12)$$

$$g_4 = \sum_{k=1}^4 \sum_{j=1}^4 \sum_{i=1}^I P_{ijk} \sin \beta_{ijk} x_{jk} - M_y = 0 \quad (2-13)$$

$$g_5 = \sum_{k=1}^4 \sum_{j=1}^4 \sum_{i=1}^I P_{ijk} \cos \beta_{ijk} x_{jk} - M_z = 0 \quad (2-14)$$

ここで, ローリングモーメントの方向を示す  $f_{jk}$  は,

$$\begin{aligned} f_{1k} = f_{2k} = 1, \quad f_{3k} = f_{4k} = -1 & : \text{Rail 1} \\ f_{1k} = f_{2k} = -1, \quad f_{3k} = f_{4k} = 1 & : \text{Rail 2} \end{aligned} \quad (2-15)$$

ローリングモーメントの腕の長さ  $w_{ijk}$  は

$$w_{ijk} = y_{rijk} \sin \beta_{ijk} - z_{rijk} \cos \beta_{ijk} \quad (2-16)$$

である. この (2-10) ~ (2-14) 式の連立方程式を逐次計算法 (Newton-Raphson Method) にて解くことにより, 未知数  $\alpha_1 \sim \alpha_5$  を求めることができる. 以上の計算は玉位置や玉ピッチ等が各キャリッジ, 各条列で揃っていなくても可能である. 以上の計算を ( $N=1$ ) とする.

つぎに, 前述のキャリッジ変形を考慮する手法について述べる. キャリッジは略コの字形状をしており, レールに向かって略コの字の開口部が下向きになるような状態でテーブルにボルトで連結されている. さらに略コの字の両側先端部分には玉循環のための穴も空いており, 各玉から異なる荷重が玉ピッチで複数個作用していることになるので, その変形を求めることは簡単ではない.

そこで, 擬似的に **図 2.5** に示すように略コの字状キャリッジ両側先端部分を, 玉番号  $i$  に対応する幅  $\kappa D_a$ , 厚さ  $h$  からなる片持ちばりが  $I$  個並んでいるものと見なし, 式 (2-1) ~ (2-16) にて最初に行った計算 ( $N=1$ ) にて得られた  $P_{ijk}$  より,



$$\zeta_{zijk}' = \frac{A_z}{B}$$

$$A_z = \frac{1}{i-1} \zeta_{z1jk} + \dots + \frac{1}{3} \zeta_{z(i-3)jk} + \frac{1}{2} \zeta_{z(i-2)jk} + \frac{1}{1} \zeta_{z(i-1)jk}$$

$$+ \zeta_{zijk} + \frac{1}{1} \zeta_{z(i+1)jk} + \frac{1}{2} \zeta_{z(i+2)jk} + \frac{1}{3} \zeta_{z(i+3)jk} + \dots + \frac{1}{I-i} \zeta_{zIjk}$$

$$B = \frac{1}{i-1} + \dots + \frac{1}{3} + \frac{1}{2} + \frac{1}{1} + 1 + \frac{1}{1} + \frac{1}{2} + \frac{1}{3} + \dots + \frac{1}{I-i} \quad (2-18)$$

この移動した溝曲率中心  $A_c''$  を新たなキャリッジ側溝曲率中心  $A_c$  として再度式 (2-1) ~ (2-16) にて計算 ( $N=N+1$ ) を行う。ここで、次式

$$\sum_{k=1}^4 \sum_{j=1}^4 \sum_{i=1}^I P_{ijk}(N+1) - \sum_{k=1}^4 \sum_{j=1}^4 \sum_{i=1}^I P_{ijk}(N) < 10^{-3} \quad (2-19)$$

を満たせば計算終了とし、満たさなければさらに計算を繰り返す ( $N=N+1$ )。最終的に収束したところで計算終了とし負荷分布解析を終了とする。

### 2.3 ウェービング発生要因推定

冒頭で述べたように、LMBG はレールに対して玉が転がることによってキャリッジ、テーブルがストロークする。よってキャリッジに対する相対玉位置はストロークと共に変化していくことになる。その様子を **図 2.6** に示す。

LMBG システム全体に作用した荷重やモーメントが  $k=1 \sim 4$  の各キャリッジに分布され、各キャリッジがそれぞれ分布荷重や分布モーメントといった外力を受けることになる。その分布荷重や分布モーメントによりキャリッジがレールに対して弾性変位している状態で、いま、玉番号 1 がクラウニング内で正に軌道面と接触している瞬間をストローク 0 状態 (a) とし、キャリッジを図内右方向へ玉ピッチ  $\kappa D_a$  の半分ずつ  $2.0\kappa D_a$  までストロークした 5 種類の状態 (a) ~ (e) を示した。なおここではわかりやすくするため接触部の弾性変形をキャリッジ側のみで生じているように示した。ストローク 0 (a) のとき軌道面内で実際に荷重を受けている有効玉数  $I'=7$  であるが、ストロークが  $0.5\kappa D_a$  (b) のとき玉番号 1 は軌道面内に入っていくが玉番号 7 が軌道面から出てしまっている。その結果有効玉数  $I'=6$  となっている。続けてストローク  $1.0\kappa D_a$  (c),  $1.5\kappa D_a$  (d) のときは玉番号 1 ~ 6 はそのまま軌道面内を転がっているが、キャリッジに対する相対玉位置は変化している。最後にストローク  $2.0\kappa D_a$  (e) のとき、これまで軌道面内に入っていなかった玉番号 0 が新たにクラウニング内に入ってきてちょうど軌道面と接触した状態となっており、有効玉数は  $I'=7$  となる。この状態はストローク 0 (a) 状態とキャリッジと相対玉位置が全く同じ状態となっている。すなわち、キャリッジと相対玉位置は玉ピッチ  $\kappa D_a$  の 2 倍ストロークすると元の状態 (a) = (e) に戻るので、これが 1 周期となりこの間で状態が変化

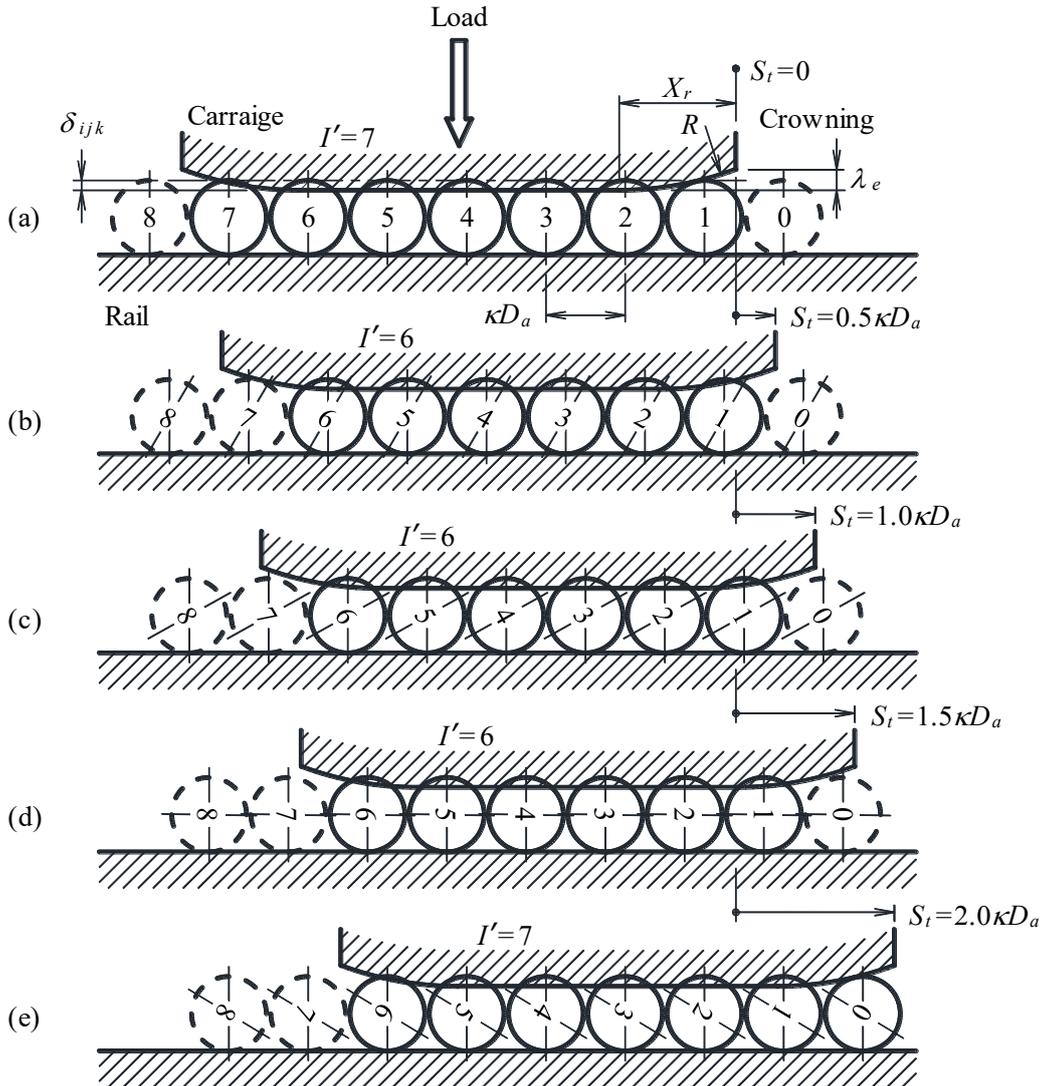


Fig. 2.6 The relativity of carriage and ball position by stroke

することになる。これ以上のストロークではこの周期が繰り返されることになる。

この間、キャリッジに作用している分布荷重や分布モーメントに変化はないが玉から受ける反力位置は変化し、さらにクラウニング内で受けている反力はその大きさも位置も変化している。これによりキャリッジ内の負荷分布状態は変化し変位量も変化することになり、4個のキャリッジに組み付けられたテーブルがストローク  $2\kappa D_a$  内で姿勢変位を生じることになる。これが LMBG システムがストローク  $2\kappa D_a$  周期でウェービングを生じる原因であるといえる。

このウェービングを解析するには、図 6 に示したストローク  $2\kappa D_a$  内のキャリッジに対する相対玉位置をストローク 0 から  $2\kappa D_a$  まで細分化した位置で負

荷分布解析を行い、得られた姿勢変位 5 成分をストロークとの関係でグラフにプロットして線分でつなげることでストロークとウェーピングの関係を表すことができる。近似的ではあるがストローク  $2\kappa D_a$  間のウェーピング解析を行ったことと同値といえる。

### 2.4 ウェーピング解析

ウェーピング解析を行う対象の LMBG システムとその使用条件は、全て次章で説明する実験条件に準じており、詳細は次章にて説明する。また、ここでは、不確定要素を省くために各キャリッジ内の相対玉位置を全て揃えた状態からスタートするものとする。

まず、クラウニング形状が標準仕様となる深さ  $\lambda_e = D_a/250$ 、長さ  $X_r = 1.2D_a$  の Straight crowning (以後 Crowning No.1) の LMBG システムにて、ストロークを変動周期  $2\kappa D_a$  の 2 倍となる  $4\kappa D_a$  までの間の測定子先端の  $z$  方向変位を解析した結果を図 2.7 に示す。これより、測定子先端が  $z$  方向にうねるような動きとなっており、ストローク  $2\kappa D_a$  周期のうねりを 2 回繰り返した形となっていることがわかる。これは推定したとおりのいわゆる玉循環によるウェーピングが生じているということである。すなわちストロークすることによりキャリッジに対する相対玉位置が変化し、負荷分布状態の変化と変位量の変化が生じていることの現われであるといえる。ここで、うねりの最大値と最小値の差をウェーピング振幅と呼び、値を  $w\alpha_1$  で示せば  $w\alpha_1 = 0.083 \mu\text{m}$  ということになる。

つぎに、クラウニング形状が特殊仕様(標準仕様以外は全て特殊)とされる深さ  $\lambda_e = D_a/350$ 、長さ  $X_r = 3.0D_a$  の Straight crowning (以後 Crowning No.2) の LMBG システムにて、上記同様にストロークを変動周期  $2\kappa D_a$  の 2 倍となる  $4\kappa D_a$  までの間の測定子先端の  $z$  方向変位を解析した結果を図 2.8 に示す。こちらにもストローク  $2\kappa D_a$  周期のうねりを生じていることがわかり、玉循環によるウェーピングが生じているといえる。ウェーピング振幅値は  $w\alpha_1 = 0.026 \mu\text{m}$  となっており、標準仕様の Crowning No.1 に対して特殊仕様の Crowning No.2 はどれほど高精度化されるかという見方をすると、 $0.083/0.026 \approx 3.2$  より、約 3.2 倍高精度化されるということになる。

そして、クラウニング形状とウェーピングの関係について見ていくために、クラウニング形状を標準仕様より深さ方向は浅く、長さ方向は長くなるような範囲で解析を行った。その理由としては、“クラウニングは浅く長く”，した方がウェーピングは小さくなるということが経験上いわれていたからである。そこで、クラウニング深さ  $\lambda_e$  は  $D_a/250$ 、 $D_a/300$ 、 $D_a/350$  の 3 種類とし、クラウニング長さ  $X_r$  は玉径  $D_a$  の 1 倍から 4 倍まで変化させた。解析結果を、測定子先端の  $z$  方向ウェーピング振幅値を図 2.9 に、テーブルのピッチング角振幅値

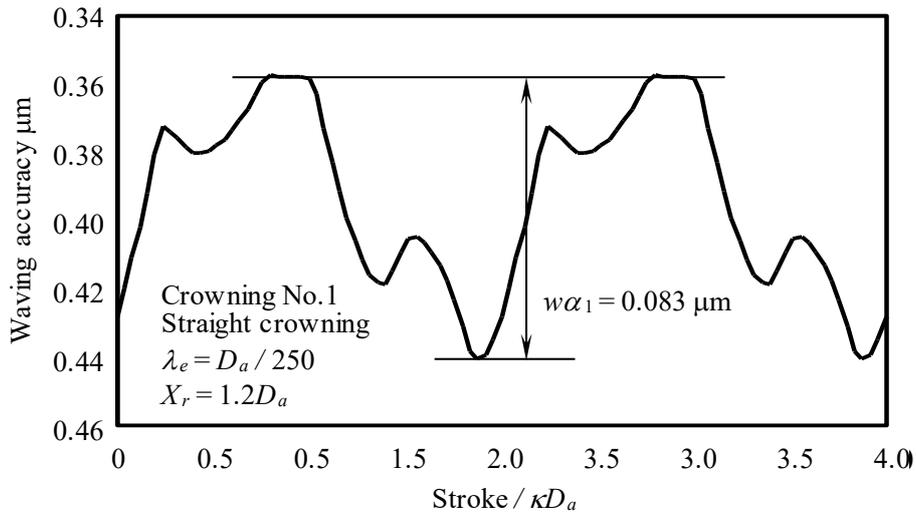


Fig. 2.7 Waving analysis result in the z direction in crowning No.1

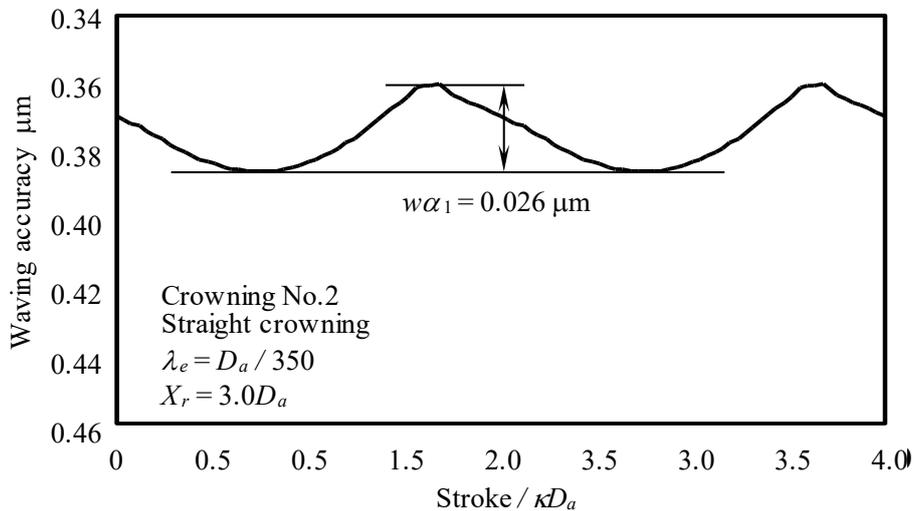


Fig. 2.8 Waving analysis result in the z direction in crowning No.2

を図 2.10 に、LMBG システム内最大玉荷重振幅値を図 2.11 に、それぞれ示す。これより、各々の振幅値がクラウニング深さと長さからなるクラウニング形状に大きく影響を受けていることがわかる。深さよりも長さの影響が大きく、振幅値が小さくなるクラウニング形状は数種類存在することが確認でき、各深さに対して長さ方向に周期的に存在している。また、各深さに対して長さが長くなるほど振幅値の変動幅も小さくなる方向へ推移していく様子が見えてくる。さらに z 方向振幅値、ピッチング角振幅値、最大玉荷重振幅値ともに小さくなるクラウニング形状はほぼ同一である。クラウニング長さをもっと長くすればさらに良くなるのではないかと考えられるが、長さ  $X_r = 3.1 \sim 3.4D_a$  辺りのときのウェービング振幅値、最大玉荷重振幅値に収束しているように見える。また、本解析対象の LMBG では、クラウニング深さ  $\lambda_e = D_a / 350$  は  $11.3 \mu\text{m}$ ,

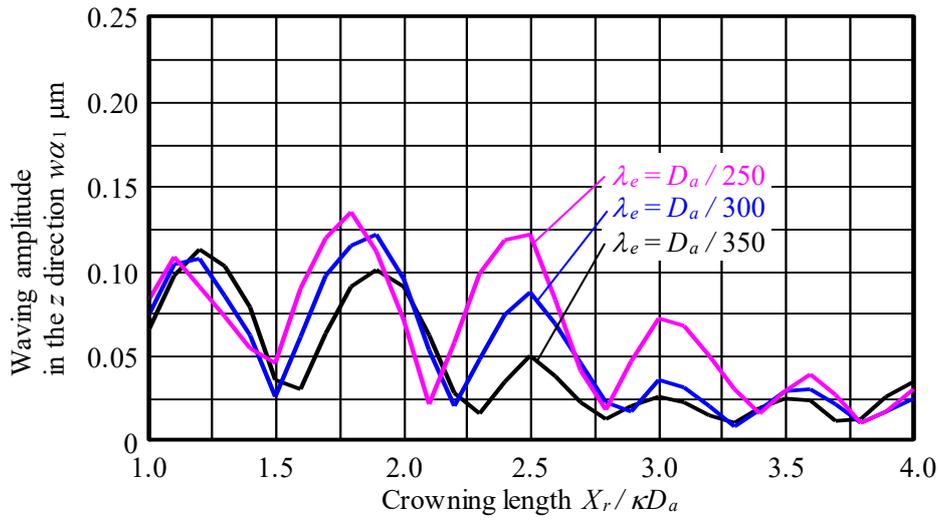


Fig. 2.9 Waving amplitude analysis result in the z direction difference in crowning shape

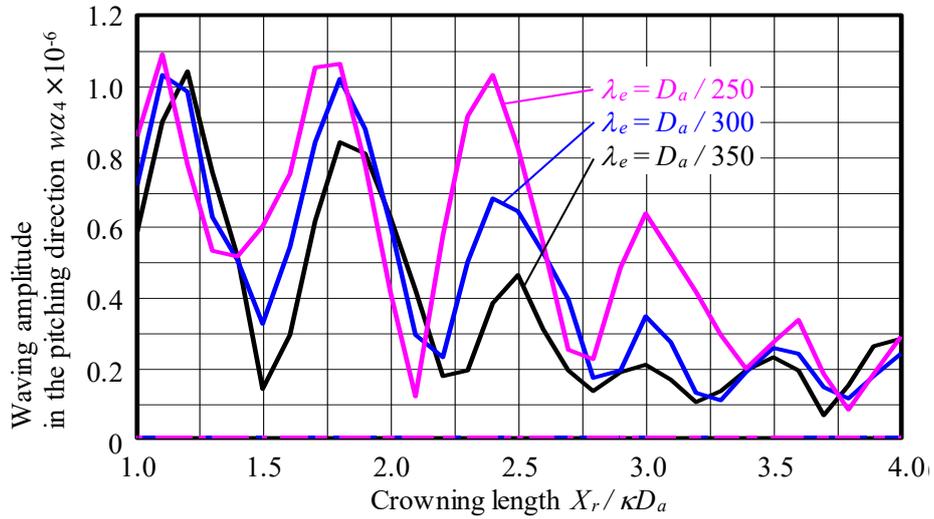


Fig. 2.10 Waving amplitude analysis result in the pitching direction difference in crowning shape

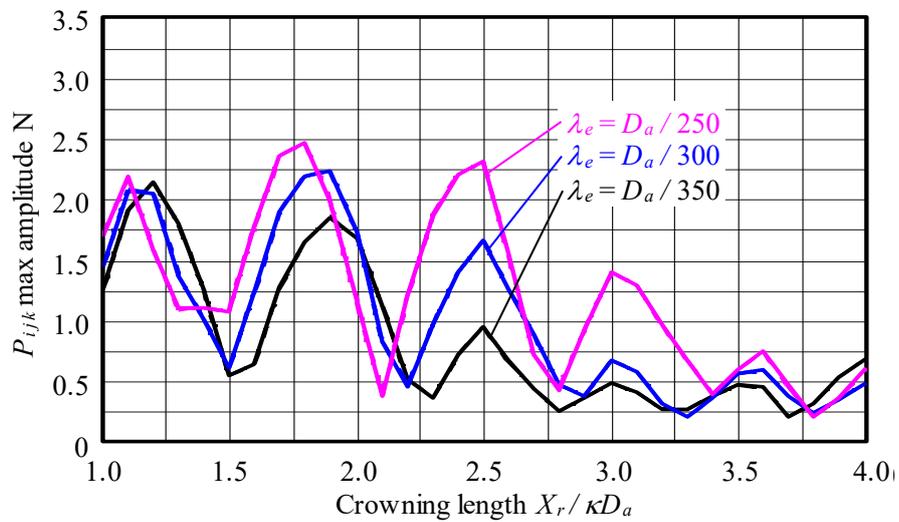


Fig. 2.11  $P_{ijk}$  max amplitude analysis result difference in crowning shape

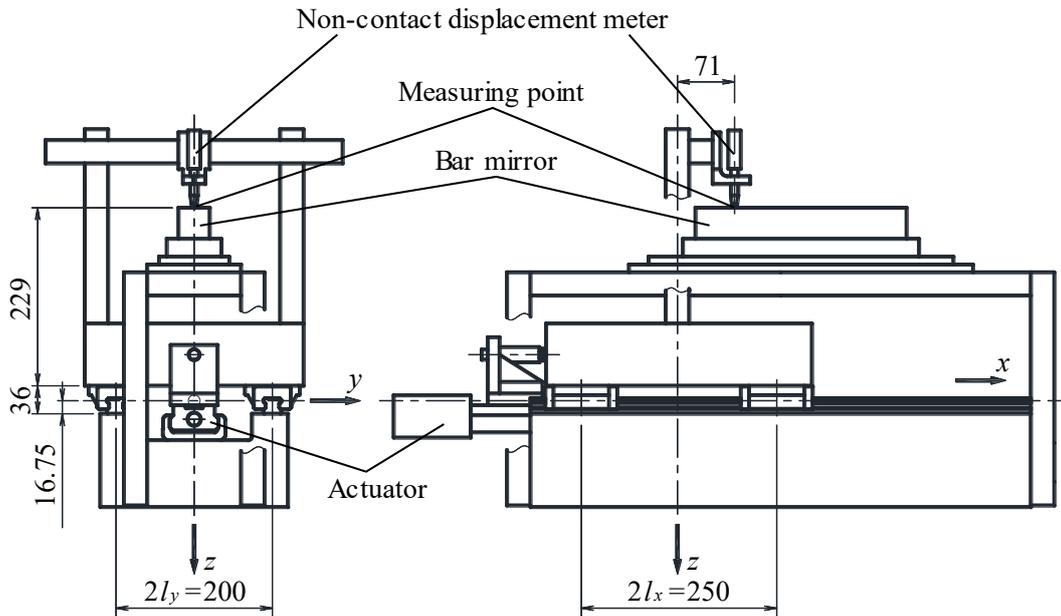


Fig. 2.12 Outline drawing of LMBG system for experiment

長さ  $X_r=4.0D_a$  は 15.876 mm であり  $\theta=0.041^\circ$  である。この時点で既に機械加工にとっては厳しい値であり，さらにこれ以上の機械加工を求めても加工誤差に埋もれてしまう可能性もあり，本検討範囲位が現実的な値ではないかと考える。これより本実験条件で使用される LMBG システムのウェービングを最小とするためには，クラウニング深さ  $\lambda_e=D_a/300\sim350$ ，長さ  $X_r=3.2\sim3.4D_a$  のクラウニング形状とすればよいことがわかり，かつ，最小値であるといえる。

## 2.5 実 験

本理論を検証するために用いた実験装置の概略を図 2.12 に示す。LMBG を 1 軸テーブルに組み付けた LMBG システムで，駆動には 1 軸アクチュエータを用いるが，駆動装置そのものの影響を受けにくいように直接の固定ではなくロードセルを介し，テーブル振動等の影響も受けにくくするために極力低速にて駆動を与えた。テーブルに取り付けたフレームに非接触変位計の測定子を固定し，ベースに取り付けたフレームに直定規を設置して LMBG システムの姿勢変位を測定した。テーブルは長さ 340 mm×幅 280 mm×厚さ 80 mm の鋼製で質量は約 60 kg である。測定条件と使用機器を表 2.1 に示す。前述のウェービング解析もこの使用条件にて実施した。

実験に用いた LMBG の仕様を表 2.2 に示す。レールは共通としてクラウニング形状の異なる 2 種類のキャリッジを用意した。前述のクラウニング深さ  $\lambda_e=D_a/250$ ，長さ  $X_r=1.2D_a$  の Crowning No.1 を 4 個と，クラウニング深さ

**Table 2.1** Measurement instruments and conditions

Feed device	KR4510/THK CO.,LTD.
Feed rate	1 mm/s
Stroke	160 mm
Straightedge	Bar mirror/NITTO OPTICAL CO.,LTD.
Displacement meter	Non-contact displacement meter /Japan Laser Corporation
Recorder	8840/HIOKI E.E. CORPORATION

**Table 2.2** LMBG specification

Type	ISO #25
Ball diameter	$D_a = 3.969$ mm
Oversize volume	$\lambda = 0.008$ mm
Ball pitch	$\kappa D_a = 4.27$ mm
Comformity factor	$f = 0.515$
Carriage length	$2u_x = 88.0$ mm
Pitch of circulations	$2u_y = 23.172$ mm $2u_z = 6.436$ mm
Initial contact angle	$\gamma = 45^\circ$
Crowning No.1	$\lambda_e = D_a/250$ $X_r = 1.2D_a$
Crowning No.2	$\lambda_e = D_a/350$ $X_r = 3.0D_a$

$\lambda_e = D_a/350$ , 長さ  $X_r = 3.0D_a$  の Crowning No.2 を 4 個である. この Crowning No.2 は図 2.9 ~ 2.11 の解析結果より得られたウェービングが最小となるクラウニング形状とは若干異なるが, ほぼそれに近いところの形状を示しており, Crowning No.1 との差は十分確認できると考える. また, LMBG は  $j=1 \sim 4$  全溝で玉位置を揃えられるようにはなっていないため, 玉位置は基本的に揃っていないと考えておかななくてはならない.

図 2.13 に Crowning No.1, No.2 両試料におけるの実機テーブル走行精度測定結果をストローク始点と終点を 0 に合わせて示す. ストローク 160 mm における測定子の  $z$  方向の動きを測定した結果であり, データの上下の幅がそのまま

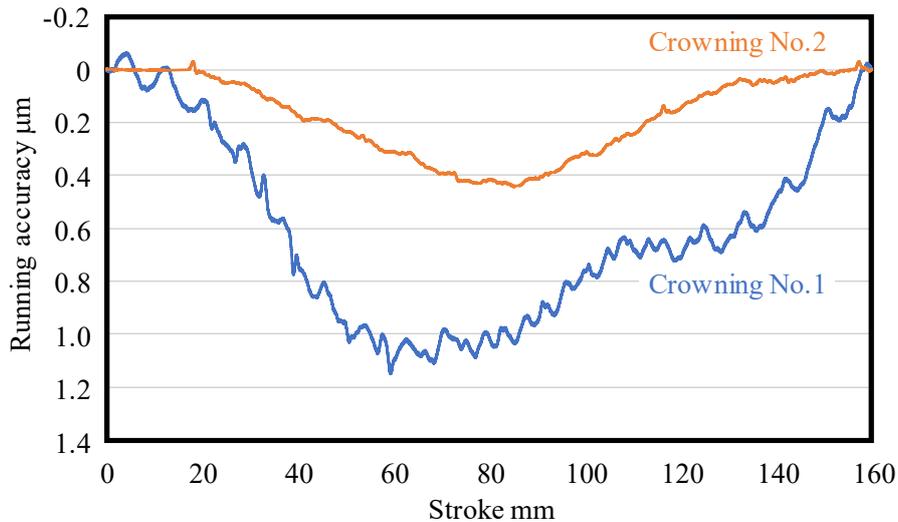


Fig. 2.13 Experiment result of running accuracy in the z direction

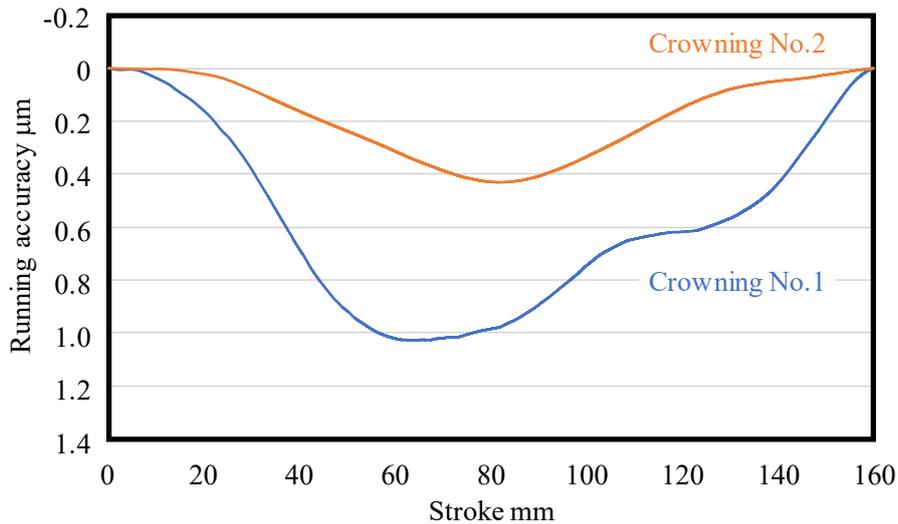


Fig. 2.14 Waviness profile analysis result in Fig. 2.13

テーブルの走り真直度を示す．それぞれ真直度は Crowning No.1 が  $1.19 \mu\text{m}$ ，Crowning No.2 が  $0.47 \mu\text{m}$  となっている．疑問点はキャリッジ以外全く同一部品であるのに何故真直度に差が出ているのかである．これについては次章で考察する．特に Crowning No.1 では測定子の動きは小さな波を打ったような動きの繰り返しとなっている．Crowning No.2 でも若干は見られるが，大分小さいことがわかる．これが LMBG システムの玉循環によるウェービングであるかどうかは，理論上ウェービングの現れてくる周期が  $2\kappa D_a$  であるのでその周期を調べれば判断できる．

図 2.14 に，図 2.13 で得られた結果から，小さなうねり成分を除去して大き

なうねり成分だけを取り出した結果を示す。大きなうねり成分は次式による移動平均(付録 A)という手法より導いた。図 2.13 を

$$y = f(x) \quad (2-20)$$

とし、移動平均は、 $x$  に対応する  $y$  値を、 $x$  の前後任意の値  $x_t$  より  $x - x_t \sim x + x_t$  間の平均値とすることにより求める。 $x_t$  はグラフを見ながら決めていく。今回は  $x_t = 2\kappa D_a$  としたときが最も適していたので  $x_t = 2\kappa D_a$  とした。よって移動平均を  $y_{average}$  とすれば

$$y_{average} = \frac{1}{2x_t} \sum_{k=x-x_t}^{x+x_t} f(k) \quad (2-21)$$

と表せる。

**図 2.15** に、図 2.13 から図 2.14 を差し引いて小さなうねり成分だけを取り出した結果を示す。ほぼウェービングを示すものとする。これより本図を  $y_{waving}$  とすれば

$$y_{waving} = y - y_{average} \quad (2-22)$$

と表せる。なお、 $x \leq 0$ ,  $160 \leq x$  の範囲は  $x=0$ ,  $x=160$  の  $y$  値と同値とした。ただし、これだけでは  $2\kappa D_a$  周期の振幅であるかどうかはわからない。

そこで、**図 2.16** に、図 2.15 を FFT 解析した結果を示す。今回波長が  $2\kappa D_a$  という明確な数値がわかっているため波長解析をおこなった。これより、Crowning No.1, Crowning No.2 共に明確に波長  $2\kappa D_a$  の基本波が確認でき、さらに波長が半分と 1.5 倍、さらに 2 倍の第 2 次高調波が確認できる。波長の短い部分にいくつかの小さなピークも確認できるがその振幅は小さい。よって、この基本波がほぼ全てであると考えられる。したがって、図 2.15 で見られた小さな波はほぼ  $2\kappa D_a$  周期のウェービングであるといえる。

最後に、その振幅値を拾い出すために、**図 2.17** をまとめた。これは図 2.15 のデータより、ストローク 10 ~ 150 mm 間の各  $x$  値において、その前後  $\kappa D_a$  間、 $x - \kappa D_a \sim x + \kappa D_a$  間、すなわち  $2\kappa D_a$  範囲内の最大値と最小値の差を示しており、ウェービングを表しているといえる。ちなみに、本分析のため  $x$  値の前後  $\kappa D_a = 4.27$  mm を使用するので対象ストローク範囲を 10 ~ 150 mm とした。周期  $2\kappa D_a$  以下の最大値と最小値の差を捉えていることもあるとは考えられるが、図 2.15 を見ても特異点はないと考えられるので、さほど影響は無いと考えられる。これよりストローク全長でみるとウェービング振幅値はストローク位置により値を変えるということがわかり、平均値は Crowning No.1 で 0.117  $\mu\text{m}$ , Crowning No.2 で 0.033  $\mu\text{m}$  であった。標準仕様の Crowning No.1 に対して特殊仕様の Crowning No.2 はどれほど高精度化されたかを見てみると、 $0.117/0.033 \approx 3.5$  より、約 3.5 倍高精度化されたことになる。

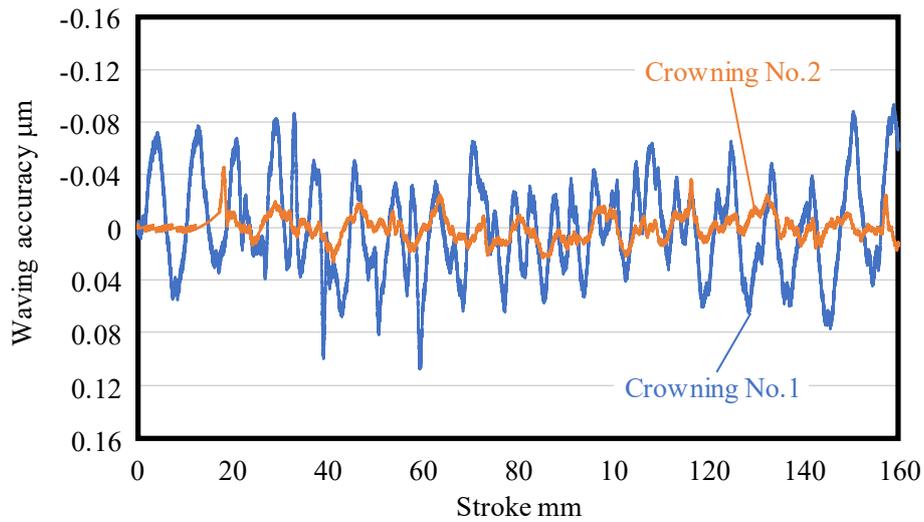


Fig. 2.15 The waving accuracy subtracted moving average from measuring value

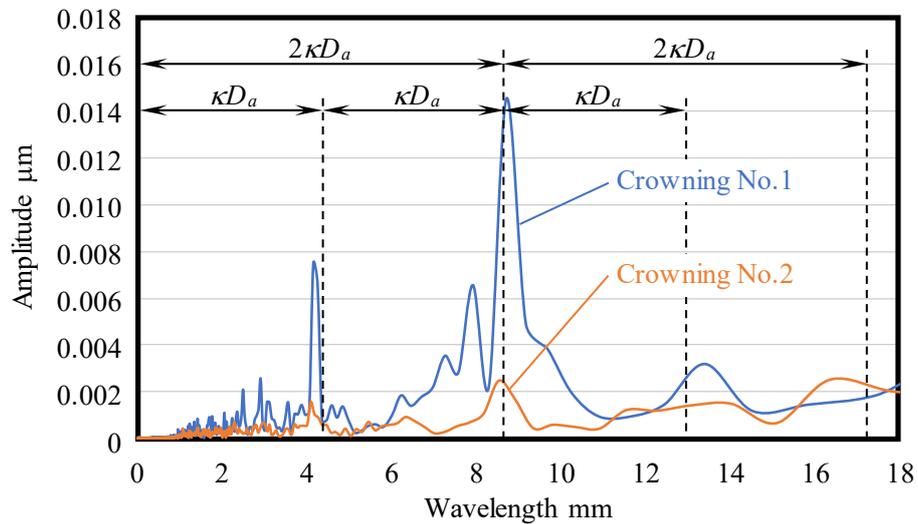


Fig. 2.16 Wavelength analysis result in Fig. 2.15

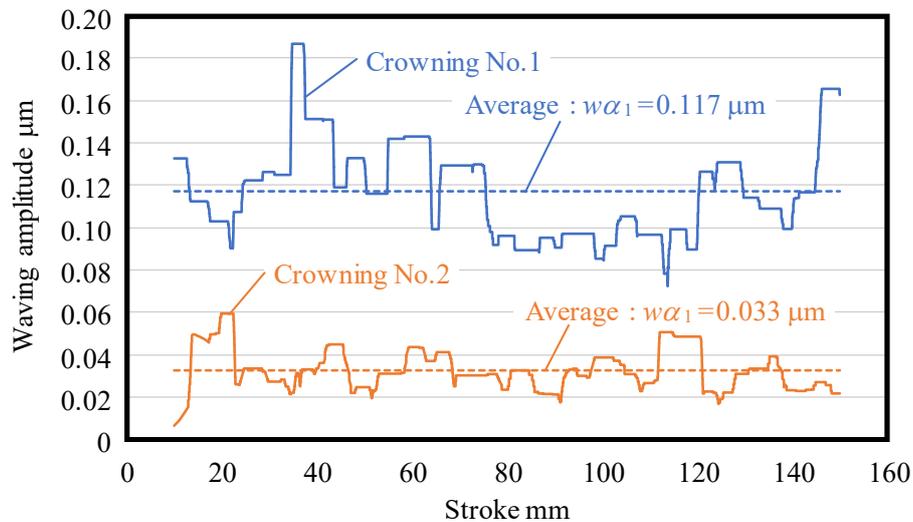


Fig. 2.17 The difference between the maximum and minimum value in the scope of  $2\kappa D_a$  in Fig. 2.15

### 2.6 考 察

まず、前述で疑問点といった Crowning No.1 と Crowning No.2 の LMBG システムの真直度を測定した図 2.13 および図 2.14 の結果について考察する。改めて両者を比べてみると、Crowning No.1 では  $1.19\ \mu\text{m}$  であるのに対し、Crowning No.2 では  $0.47\ \mu\text{m}$  となっており、約 2 倍ほど Crowning No.2 の方が良い値となっていることである。共に同一のベース、レール、テーブルに組み付けられており、ただクラウニング形状が異なるだけのキャリッジというものであるため真直度に差が出ることは想定していなかった。これに対しては厳密に解析検証をおこなっていないので確たることはいえないが、主な理由として考えられることが 2 点ほどあげられる。

1 点目は、クラウニング形状の違いにより LMBG システム内の負荷分布状態が異なり、さらに最大玉荷重振幅値の変動も大きく異なることが前述の図 2.9 ~2.11 からわかっている。それらの影響が LMBG システムが持っている精度平均化効果<sup>3)</sup>の特性に影響を及ぼしたのではないかということである。周辺部品の加工誤差やレール取付け時のミスアライメント等が全く同一であることより外力・外乱条件は全く同一といえるのに、例えば最大玉荷重振幅値が大きいということは、レールとキャリッジ間の相対変位が大きいことを意味しており、キャリッジ内の玉荷重が均一化されておらず偏っている状態であることが考えられる。逆にそれが小さいということはレールとキャリッジ間の相対変位が小さく、キャリッジ内の玉荷重に偏りがなく平均化している状態であると考えられる。これが精度平均化効果をもたらし、その効果が大きく働いたということである。

2 点目は、LMBG のキャリッジが Crowning No.1 と Crowning No.2 ではそれぞれ異なる個体であり、クラウニング形状が異なるだけでなくキャリッジそのものが別物である。よって、加工に伴う誤差の影響がそれぞれで当然異なっていると考えられ、その影響度合いで精度平均化効果の働きに大きな差が出たからではないかということである。しかし、図 2.17 で示したウェーピング実験結果が、図 2.7, 2.8 で示したウェーピング解析結果に近い値となっていることを勘案すると、1 点目の影響が大きかったと考えている。

つぎに、解析結果と実験結果について考察する。今回の解析は各キャリッジ内の相対玉位置を全て揃えた状態から玉も均等に移動することを前提にスタートさせているが、実験結果より、ウェーピング振幅値がストロークすることによって変わるということがわかった。何らかの変化が生じているということになるが、おそらく玉の移動がストロークと共に均等におこなわれていないのではないかと、ということが主として考えられる。図 2.17 に示されているように、解析結果は本図の最大値と最小値の範囲内に入っているが、平均値ではない

**Table 2.3** Waving analysis result and average of experimental result  
unit :  $\mu\text{m}$

$w\alpha_1$	Analysis	Average of Experiment
Crowning No.1	0.083	0.117
Crowning No.2	0.026	0.033
Hi precision ratio	3.2	3.5

ということである。前述の通り、実際の LMBG は玉位置を揃えられるようになっていないため、解析は各キャリッジ内の相対玉位置が揃っていないこと、さらに均等に移動していないこと等を前提に考えていかなければならないといえる。そうなると、加工誤差等の不確定要素が入ってくることが想定され複雑になるとは考えられるが、引き続き研究を行っていく予定である。

しかし、表 2.3 に Crowning No.1 と Crowning No.2 のウェーピング振幅値の解析結果と実験結果、およびそれらの比である高精度化率を示すが、上記解析精度の向上といった面での課題はあるにしても、本解析内容にて、ウェーピングの発生要因を突き止め、ウェーピングの最小値を見出し、解析にて 3.2 倍高精度化できるとの予測値に対して、実機にてウェーピング振幅値  $0.117 \mu\text{m}$  を  $0.033 \mu\text{m}$  まで 3.5 倍高精度化できたということは、現状でも十分に高精度化が実現できる技術であるといえる。よって実機に対しては以下のように行えばよい。図 2.9~2.11 にて示した通りあるクラウニング深さ  $\lambda_e$  においてウェーピングを最小に押さえられる最適なクラウニング長さ  $X_r$  は周期的に存在し、長さに比例して最小値へ収束していく様子があるが、ある値以上の長さではウェーピングの最小値は変化しておらずむやみに長くする必要はない。長さ  $X_r$  のオーダーが mm 単位であるのに対し深さ  $\lambda_e$  のオーダーが  $\mu\text{m}$  単位であり、あまり長すぎても機械加工の誤差に埋もれてしまう可能性がある。また、長すぎると有効玉数  $I'$  が減少してしまうことも懸念され、剛性や寿命といった他の主たる性能へ悪影響を及ぼすことも考えられるので、周期的に現れるウェーピングが最小となる長さのうち、機械加工の誤差の影響が出にくい短めを選択して実施することが望ましい。

本研究より、冒頭で述べた市場要求が多様化する中で特に高精度要求分野でこのウェーピングが問題視されてきたというのは、元々  $1/10 \mu\text{m}$  台のウェーピング振幅値が一般的な認識とされていたからであり、今回の技術はウェーピング振幅値を  $1/100 \mu\text{m}$  台まで向上させたという意味で高精度化技術が確立したといえる。実験でも  $0.117 \mu\text{m}$  から  $0.033 \mu\text{m}$  へと約 3.5 倍の高精度化を実現した結果が得られた。

### 2.7 結 言

本研究により得られた結果を要約すると次のようになる。

- (1) ウェーピング解析は、実験結果との誤差も小さく、高い信頼性がある。
- (2) LMBG システムのウェーピングの発生要因は、キャリッジに対する相対玉位置の  $2\kappa D_a$  ストローク内の変化に伴う負荷分布状態の変化により、4個のキャリッジに組み付けられたテーブルが姿勢変位を起こすことによって生じる。
- (3) クラウニング形状により  $2\kappa D_a$  ストローク内の負荷分布状態の変化の仕方が異なるため、ウェーピングに大きな影響をもたらす。
- (4) 各種 LMBG の設定条件において、ウェーピングが最小となるクラウニング形状の存在を見出した。
- (5) LMBG システム走行時の周期的な小さなうねりウェーピングが主である。
- (6) LMBG システム内全ての玉は、ストロークと共に均等に移動していないことが示唆された。
- (7) LMBG システムを使用した各種機械、装置におけるウェーピング振幅値を、従来的一般認識としての  $1/10 \mu\text{m}$  台から  $1/100 \mu\text{m}$  台へと飛躍的に高精度化する技術を確立した。
- (8) 高精度分野でも問題なく使用できる、本技術を適用した LMBG を開発した。

## 参 考 文 献

- 1) 清水茂夫：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負荷分布と精度・剛性に関する研究，精密工学会誌，**57**, 10 (1991) 1814.
- 3) 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.
- 4) 太田浩之，加藤総一郎，松本 淳，中野健太：転がり案内の玉通過振動を低減するクラウニングの設計法，日本機械学会論文集 C 編，**69**, 686 (2003) 2795.
- 5) 太田浩之，北嶋芳樹，加藤総一郎，五十嵐 豊：転がり案内の玉通過振動に及ぼす玉の相対配置の影響，日本機械学会論文集 C 編，**72**, 716 (2006) 1258.
- 6) 今井竜也，高橋 徹：FEM 解析を適用した直動ボールガイドシステム負荷分布理論の研究，精密工学会秋季大会講演論文集，(2010) 575.

## 第3章

# テーブル剛性が ウェービング振幅値に与える影響

### 3.1 緒 言

第2章で、直動ボールガイド(LMBG : Linear Motion Ball Guide)システムにて略コの字形状キャリッジの開口部変形を考慮した負荷分布理論式をたて、軌道面両端部のクラウニングとウェービングの関係を明らかにし、実験検証を経てウェービング振幅値の最小値の存在を明らかにした。すなわち、LMBGシステムの低ウェーピング化が実現できるという内容を報告したり。この技術は工作機械分野を中心に広がりを見せ、静圧案内等には及ばないもののそれ相応の好評価を受けている。

ところが、まれに本技術を適用しても低ウェーピング化されないという報告があがってきた。そこで、報告のあった実機を数台見てみると、LMBGを連結して使用されているテーブル(以降：実機テーブル)の厚さが総じて薄いのではないかと感じた。一般的に工作機械分野では剛性を主目的の一つとしているため、実機テーブルは鋳鉄製を採用し内部にリブ等を入れた厚めの寸法となっていると認識していた。ところが近年では高速化、高サイクル化、コンパクト化、さらには低コスト化にも重点が置かれ、実機テーブルが薄型軽量設計になってきているとのことであった。

内部構造を含めた実機テーブルの厚さが異なると剛性や質量が異なるが、着目したのは剛性である。そもそもLMBGは単体でウェーピング現象を起こすものなので、それにつられて連結している実機テーブルが変形してしまっている可能性がある。したがって、ウェーピング振幅値が小さくならず低ウェーピング化が実現できなかつたのではないかと考えられる。

さらに、工作機械以外の分野では剛性が主目的となっていないことが多い。例えば半導体製造装置等の分野では高速化、高サイクル化を主目的としているため、軽量化重視で実機テーブルは総じて薄く、アルミニウム製を採用していることもある。これらすべての分野において適用できなければLMBGの低ウェーピング化が実現できたとはいいきれない。

そこで本章では、実機テーブル剛性とウェーピングの関係を解明するために、LMBGシステムモデルにおいて、解析モデル用連結テーブル(以降：モデルテーブル)剛性を考慮できるように負荷分布理論とモデルテーブル変形計算を連

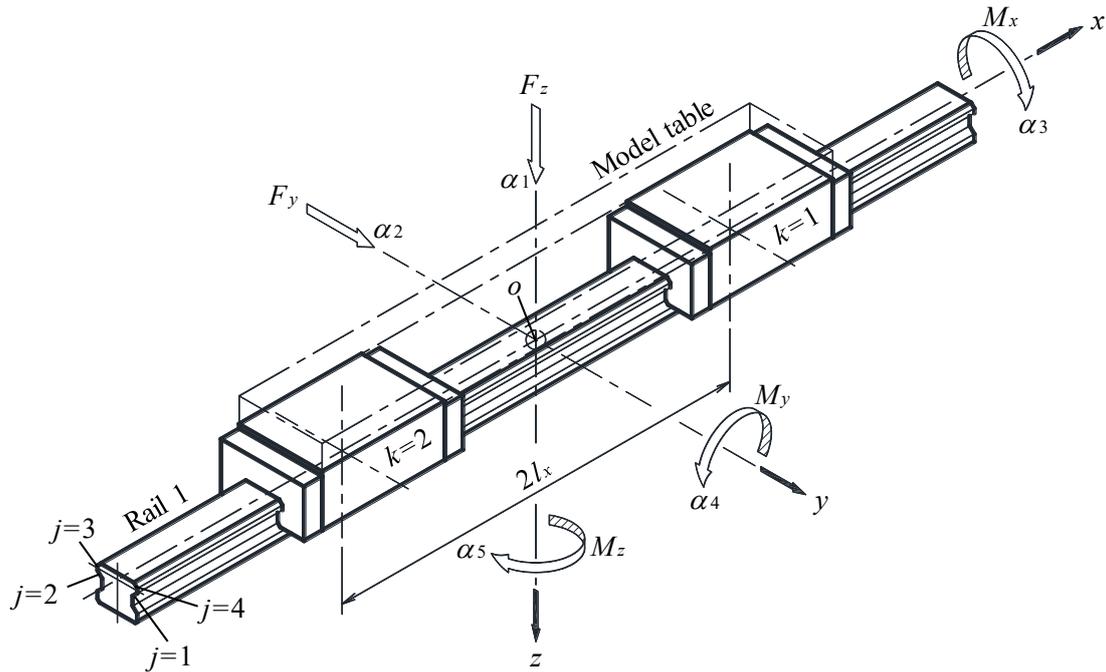


Fig. 3.1 LMBG system model for analysis

成したソフトを作成して解析をおこなった。その結果，LMBG単体のウェービングによりモデルテーブルは確実に変形しており，その両者には相関関係があることがわかった。それらの関係から，実機テーブル変形も含めた形で低ウェービング化を実現するための，LMBG部の剛性と実機テーブルの設計指針を導いた。また，実機テーブル剛性とウェービング振幅値の関係を実験検証により明らかにしたので報告する。

### 3.2 モデルテーブル剛性を考慮したウェービング解析

ウェービングは  $2\kappa D_a$  ストローク周期で生じるキャリッジに対する相対玉位置の変化による負荷分布状態の変化から生じる姿勢変位，ということは第2章で明らかにしたとおりである。第2章，図2.6に示したようにキャリッジ軌道面内の玉位置が，ストロークとともに(a)～(e)のように相対位置を変化させていき，玉ピッチ  $\kappa D_a$  の2倍となる  $2\kappa D_a$  ストロークすると元の(a)の状態に戻る。この間，軌道面内の玉位置は左右の対称性が変化し，外力やモーメントに対する力のバランスが変化し，その力に応じた弾性変形量が変化し，キャリッジが姿勢変位を起こすということである。そして， $2\kappa D_a$  周期でこれが繰り返される。

すなわち LMBG は単体で，上下  $\alpha_1$  方向，水平  $\alpha_2$  方向，ローリング  $\alpha_3$  方向，

ピッチング  $\alpha_4$  方向, ヨーイング  $\alpha_5$  方向のウェービングを起こすものなのだが, これまでの研究では LMBG システムのモデルテーブル剛性は無限大としていた. その理由は, LMBG の正面断面構造は機械要素部品である正面組合せアンギュラ玉軸受の正面断面構造と同等であり, 内輪をレール, 外輪をキャリッジとし, 外輪の回転をキャリッジの移動方向に置き換えた直線軸受といえるものである. すなわち自動調整能力を備えており, 実機テーブルを变形させるとは考えていなかったからである. したがって, 各キャリッジで生じているウェービングによる変位は実機テーブルを介して押さえ込まれてしまい, 主に個々のキャリッジが上下動する分くらいしか LMBG システムとしての姿勢変位は現れないことになっていた. 第2章の実験で採用した実機テーブルは厚さ 80 mm, 中実の鋼製であり, 一般的に剛性は十分高いと判断できるものである. しかし, 実際には剛性無限大ということはありません. 個々のキャリッジが起しているウェービングによる変位により, 実機テーブルは曲げモーメント等を受け変形していると考えられる.

実際には LMBG の 5 方向のウェービングにより実機テーブルは 3 次元的に変形していると思われるが, 板状の実機テーブル変形を考えたとき, 大きくは LMBG のローリング  $\alpha_3$  方向とピッチング  $\alpha_4$  方向によるものであると考えられる. しかし, LMBG は前述のような構造であるので, 特にローリング  $\alpha_3$  方向には接点変動による自動調整能力が高く, 実機テーブルを变形させるほどの大きなモーメントを生じさせないと考えられる. よって, 図 3.1 に示すような, レール 1 本, キャリッジ 2 個を中実のモデルテーブルで組み付けた LMBG システムモデルを設定して, ピッチング  $\alpha_4$  方向のみによるモデルテーブル変形を対象として解析をおこなった. 座標原点を  $y$  軸方向 LMBG の中央とした以外, 用いた記号等は第2章と同様のため詳細説明は省略する. LMBG は 3.4 節の実験に供した ISO #25 Type としたが, 詳細は 3.4 節に示す.

図 3.2 に  $2l_x=250$  として, ストローク中のキャリッジ単体のピッチング  $\alpha_4$  方向のウェービングによるキャリッジ傾きとモデルテーブル変形のイメージを示す. 添え字 1,2 はキャリッジ番号  $k=1,2$  に準拠するものとし,  $2\kappa D_a$  ストローク内のある瞬間において何の拘束もなくピッチング  $\alpha_4$  方向のウェービングを起こして生じたそれぞれのキャリッジの傾きを  $\theta_{01}, \theta_{02}$ , 各キャリッジ部に生じた不静定モーメントを  $M_1, M_2$  とすれば, 不静定モーメントによって変位したキャリッジ側の傾き角を  $\theta_{c1}, \theta_{c2}$ , モデルテーブル側の傾き角を  $\theta_{t1}, \theta_{t2}$  とすると, 図 3 に示すようにこれらにはつぎの関係が成り立つ.

$$\theta_{01} = \theta_{c1} + \theta_{t1} \quad (3-1)$$

$$\theta_{02} = \theta_{c2} + \theta_{t2} \quad (3-2)$$

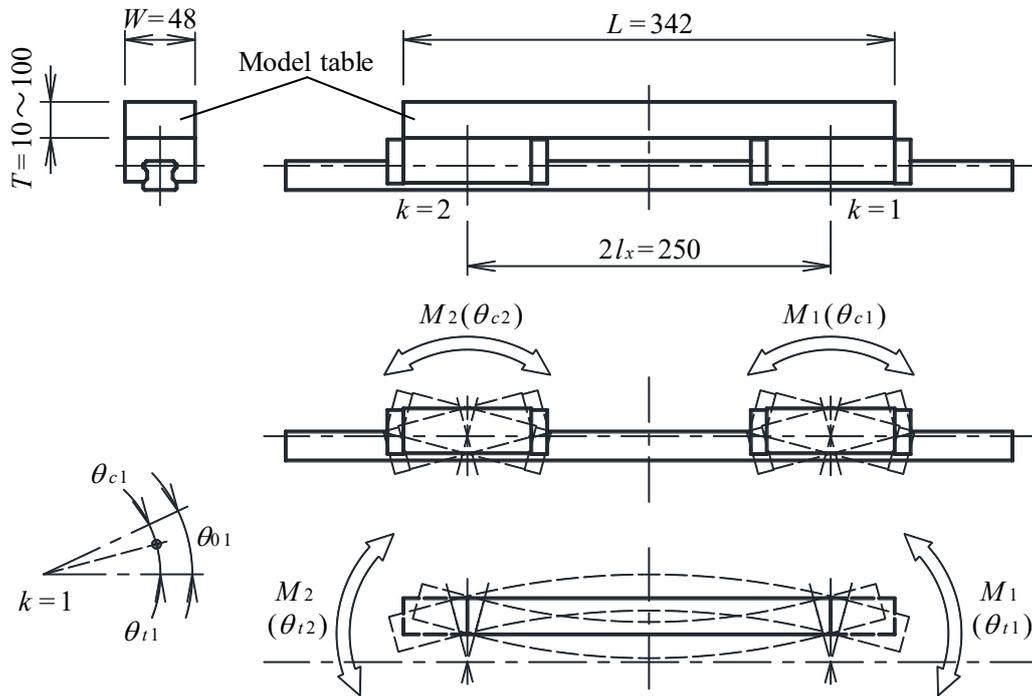


Fig. 3.2 Analysis model

この (3-1), (3-2) 式を同時に満たす不静定モーメントを求めることによりモデルテーブル変形が求められる.  $\theta_{c1}, \theta_{c2}$  は LMBG 負荷分布理論より求め,  $\theta_{t1}, \theta_{t2}$  は, 図 3 で示した幅  $W$ , 長さ  $2l_x$ , 厚さを  $T$  とした “はり” において両端にモーメントが作用したものとして求める. この解析を  $2\kappa D_a$  ストロークを 50 分割した位置でおこなうことによりモデルテーブルが上下に変形している状態を表現できる.

図 3.3 に, LMBG のオーバーサイズ量  $\lambda = 8 \mu\text{m}$  予圧付与品にて, モデルテーブル材質をヤング率 205 GPa の鋼 S45C とし,  $T = 10, 20, 40, 60, 80, 100 \text{ mm}$  としたときの解析結果を示す. ここでオーバーサイズ量とは, レールとキャリッジの 4 つの玉列の軌道面間寸法はちょうど玉径に設計されているが, LMBG の剛性向上等を目的として, そこへ少し寸法の大きな玉を組み込むことで予圧を付与させている. その設計上の玉径に対して玉径を少し大きくした量のことである. グラフは横軸の両端にキャリッジ中心がくるという表現をした. これよりモデルテーブルが変形している状況が確認でき, モデルテーブル厚さが  $T = 10 \text{ mm}$  から  $T = 100 \text{ mm}$  へと厚くなっていくにしたがってモデルテーブル変形が小さくなっていく様子が確認できる. 実機における LMBG システムのウェービングは, このモデルテーブル変形のように実機テーブルが変形した分が加算されて現れているので, モデルテーブル厚さ, すなわち剛性が LMBG システムのウェービングに大きく関与していることがわかる.

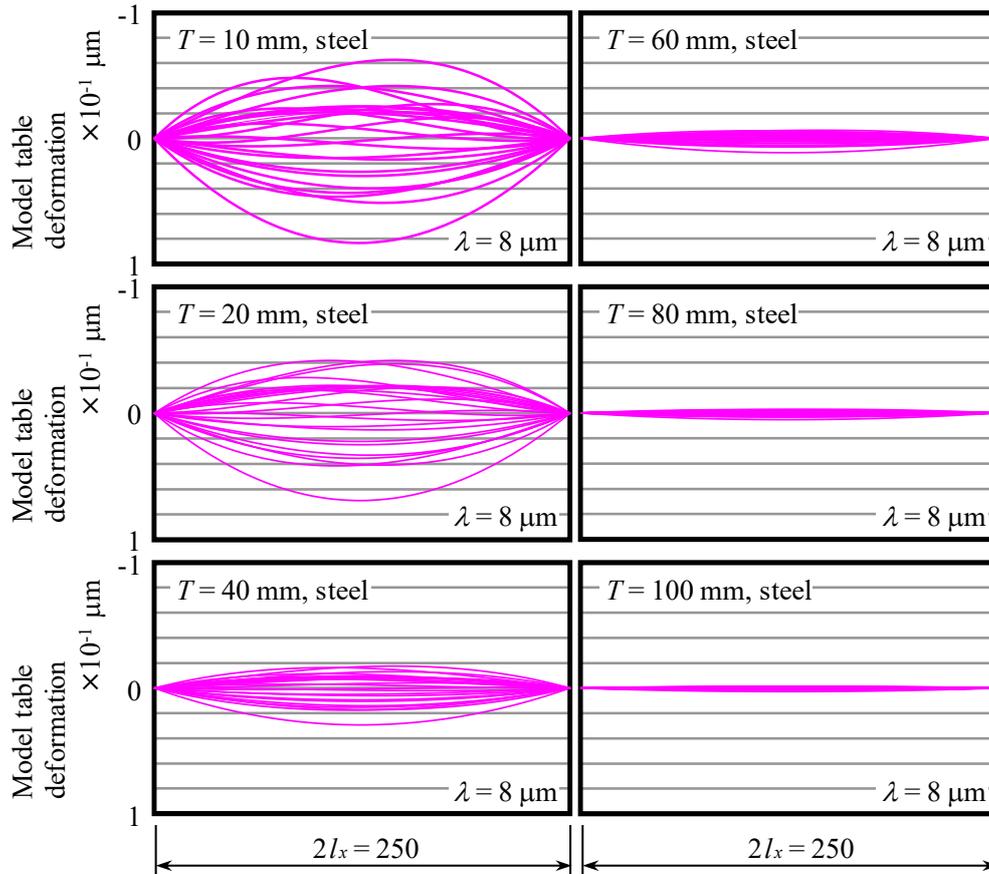


Fig. 3.3 Model table deformation analysis of various model table thickness between each carriage

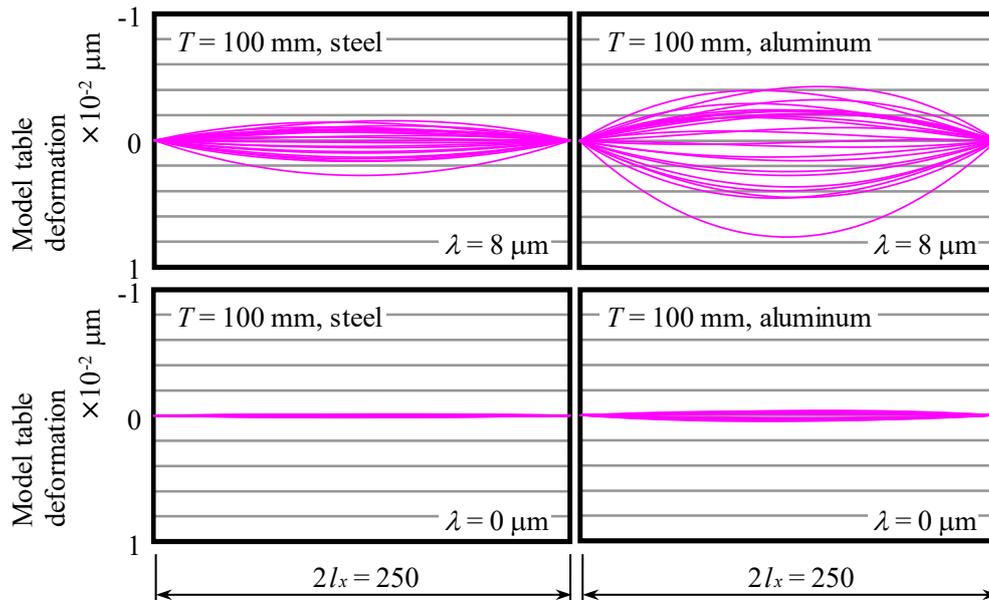


Fig. 3.4 Model table deformation analysis of different preload and material between each carriage

図 3.4 には、 $T=100$  mm のモデルテーブルで材質にヤング率 205 GPa の鋼 S45C と同 70.6 GPa のアルミニウム合金 A5052, LMBG のオーバーサイズ量  $\lambda=8$   $\mu\text{m}$  の予圧付与品と  $\lambda=0$   $\mu\text{m}$  の 0 すきま品における解析結果を示す。これより同じ予圧付与品におけるモデルテーブル材質違い、すなわち剛性違いでは、想定どおり剛性が高いほどモデルテーブル変形は小さいことがわかる。ところが、0 すきま品の場合モデルテーブルの剛性にあまり影響されず変形は小さい。これは、LMBG 部の剛性が予圧付与品よりも 0 すきま品の方が低く、モデルテーブルを変形させるだけの前述の不静定モーメントが生じなかったからである。

モデルテーブル変形の形状が上下・左右対称とならないのは、LMBG が起こしているウェービング周期はそれぞれは  $2\kappa D_a$  だが、その位相はキャリッジ番号  $k=1,2$  でずれており、対称でもない。よって、モデルテーブル両端に生じた 2 種類の不静定モーメントは、 $2\kappa D_a$  ストロークを 50 分割した各瞬間において全く異なっているからである。

以上より、個々のキャリッジが起こしているピッチング  $\alpha_4$  方向の変位により、モデルテーブルは曲げモーメントを受け変形していることがわかった。また、その量はモデルテーブル剛性と LMBG 部の剛性とのバランスで決まるということもわかった。

#### 3.3 直動ボールガイドシステムの実機テーブル設計指針・手法

3.2 節で述べた内容をもとに、モデルテーブル厚さ、モデルテーブル質量、モデルテーブル曲げこわさ、モデルテーブルを剛体とした LMBG システム中央直上のウェービング解析値、モデルテーブル変形量、の関係から、モデルテーブル変形を含めた状態で LMBG システムの高精度化を実現するために有効な、LMBG 部の剛性とモデルテーブル設計の関係を構築できる。

図 2 に示した LMBG システムにて 2 章で解析したデータをもとに関係グラフを描く。横軸にモデルテーブル厚さ  $T$  mm, 左縦軸にモデルテーブル質量  $m$  kg, モデルテーブル曲げこわさ  $EI$  N $\cdot$ mm<sup>2</sup>, 右縦軸にモデルテーブルを剛体とした LMBG システム中央直上のウェービング解析値  $Aw\alpha_1$   $\mu\text{m}$ , モデルテーブル変形量  $\Delta$   $\mu\text{m}$ , モデルテーブル変形を含めたウェービング振幅値であるその両者の和  $Aw\alpha_1+\Delta$   $\mu\text{m}$  の関係を、モデルテーブル材質を鋼とアルミニウム合金の 2 種類として、図 3.5 に  $\lambda=8$   $\mu\text{m}$  の LMBG のとき、図 3.6 に  $\lambda=0$   $\mu\text{m}$  の LMBG のときについてそれぞれ示す。なお、鋼は実線、アルミニウムは破線で示す。また、図 3.5 と図 3.6 では右縦軸の数値が異なる。

図 3.5 の予圧を付与した LMBG システムにおいて、鋼、アルミニウムとも、モデルテーブル厚さ  $T$  に比例してモデルテーブル質量  $m$ , モデルテーブル曲げこわさ  $EI$  が増加していき、モデルテーブル変形量  $\Delta$  が減少していく様子かわ

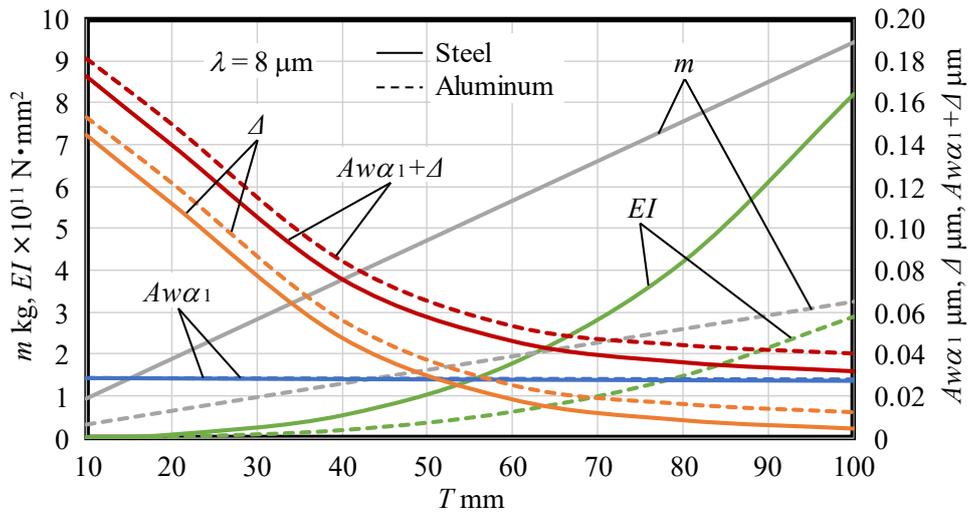


Fig. 3.5 Analysis result in LMBG with  $\lambda = 8 \mu\text{m}$  in terms of model table thickness  $T$  and mass  $m$ , flexural rigidity  $EI$ , waving amplitude  $Aw\alpha_1$ , model table deformation  $\Delta$ ,  $Aw\alpha_1 + \Delta$

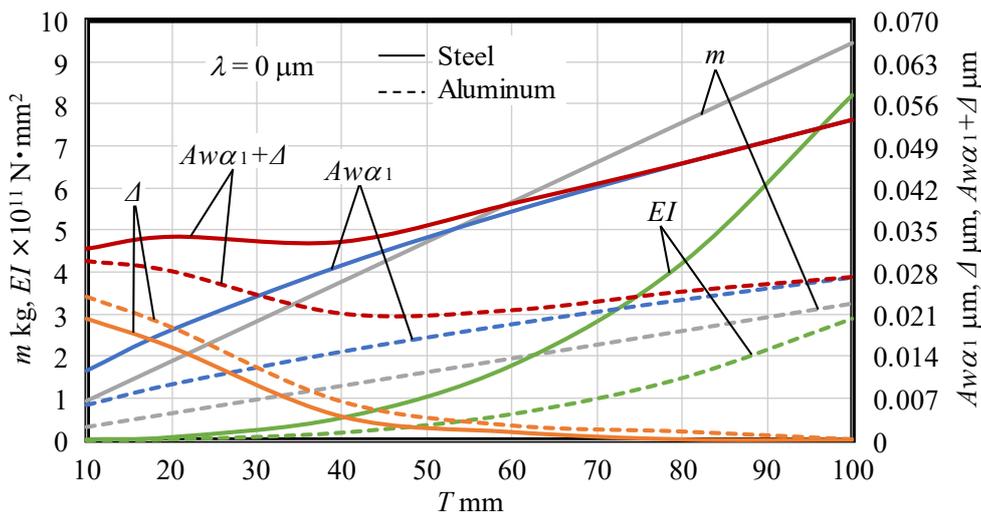


Fig. 3.6 Analysis result in LMBG with  $\lambda = 0 \mu\text{m}$  in terms of model table thickness  $T$  and mass  $m$ , flexural rigidity  $EI$ , waving amplitude  $Aw\alpha_1$ , model table deformation  $\Delta$ ,  $Aw\alpha_1 + \Delta$

かる。モデルテーブルを剛体としたウェービング解析値は、モデルテーブル厚さや質量の影響をあまり受けずほぼ一定値である。これより、モデルテーブル厚さとモデルテーブル変形を含めたウェービング振幅値の関係がわかり、安定した系であることもわかる。また、質量の影響もあるが、詳細は4,5節で述べる。

これより、実現したいウェービング振幅値を右縦軸から左にたどり、 $Aw\alpha_1 + \Delta$ 線との交点から下にたどりモデルテーブル厚さを求め、そのモデルテーブル厚さにおけるモデルテーブル曲げこわさと同等になるように実機テーブルを設計すればよいという指針が示せる。例えば、図3.1, 3.2で示した状態のLMBG

システムを実機で製作する場合、実現したいウェービング振幅値が  $0.06 \mu\text{m}$  だとすると、 $Aw\alpha_1$  が  $0.06 \mu\text{m}$  のところから、鋼製実機テーブルを使用するなら実線の  $Aw\alpha_1+\Delta$  線との交点から下にたどり、モデルテーブル厚さ  $T$  が約  $50 \text{ mm}$  となり、そのときのモデルテーブル曲げこわさ  $EI$  が  $1 \times 10^{11} \text{ N} \cdot \text{mm}^2$  となるように実機テーブルの断面設計をおこなえばよい。

ところが、図 3.6 の予圧を付与していない LMBG システムにおいては、モデルテーブル質量  $m$ 、モデルテーブル曲げこわさ  $EI$  は図 3.5 の予圧を付与したときと同じであるが、図 3.4 で一部示したようにモデルテーブル変形は小さく、モデルテーブル厚さ  $T=50 \text{ mm}$  以上ではほとんど確認できないほどとなっている。モデルテーブルを剛体としたウェービング解析値は、鋼とアルミニウムで異なり、どちらもモデルテーブル厚さに比例して大きくなっている。予圧を付与されていない LMBG は、軌道面内の玉荷重はモデルテーブルの質量からしか作用しないため、その弾性変形量は予圧付与の場合と比べかなり小さい。よって、荷重変動による姿勢変位、すわちウェービング振幅値そのものが小さいが、質量の増加とともに、玉荷重の増加、弾性変形量の増加、荷重変動量の増加、姿勢変位量の増加とつながり、ウェービング振幅値が大きくなっていったといえる。その結果、モデルテーブル変形を含めたウェービング振幅値  $Aw\alpha_1+\Delta$  は、鋼とアルミニウムでは傾向が異なるが、どちらも単純比例とはなっておらず極小値を示すような関係となっている。このことから本解析は安定した系とはなっていないことがわかる。すなわち、実現したいウェービング振幅値に対してモデルテーブル厚さが 2 種類存在するといったことが起こり一意的に求めることはできない。よって、予圧を付与していない場合には設計指針を示せたとはいえない。この理由は、モデルテーブルを剛体としたウェービング解析値が質量に影響をうけて大きくなっていくことに他ならない。予圧を付与して予圧量を増やしていけば、モデルテーブルを剛体としたウェービング解析値は質量に影響をうけずほぼ一定の値となっていく。したがって、本設計指針は予圧を付与することが前提といえる。

ただし、予圧を付与していない場合でも、本解析結果は、場合によってはモデルテーブル厚さが 2 種類存在することにはなってしまうが、他の要因としての質量の影響を考慮して、最適な方を設計者が選択するという方法としては利用できる。また、質量がかわるような設計変更をしながら本解析を繰り返しおこなっていき、最終的に実機テーブルを設計するという方法としても利用できる。

また、予圧の有無に関わらず、モデルテーブル厚さが増してモデルテーブル曲げこわさが上昇していくと、モデルテーブルを剛体としたウェービング解析値に漸近していく様子もわかる。

本解析は図 3.1 に示した LMBG システムにおけるものだが、一般的な構成であるレール 2 本，キャリッジ 4 個からなる LMBG システムでも解析は可能である。まず，モデルテーブルを剛体として最適なクラウニング形状を求め，ウェービング解析を実施する。つぎに，モデルテーブル変形を考慮したウェービング解析を実施しモデルテーブル変形量を算出する。ここでもピッチング  $\alpha_4$  方向のみによる変形量を算出しておいて差支えないと考える。その後は上記手法に則ればよい。この解析は，レール本数，キャリッジ個数に制限は受けず，あらゆる LMBG システムに適用できる。

したがって，予圧を付与することを前提とした LMBG システムを設計する際の指針を以下のように示せる。まず使用される機械に求められる仕様から，実機テーブルの長さ×幅寸法を決める。つぎに求める剛性や寿命から，LMBG の型式，サイズ，予圧量を決め，上記実機テーブル寸法などからレール間距離，キャリッジ間距離を決める。ここで，解析結果が安定した系となっていることを確認する必要がある。確認できたら，最後に実現したいウェービング振幅値から，本解析を適用して必要なモデルテーブルの曲げこわさを求め，その値になるように実機テーブルの材質および断面設計をおこなう。

求める機械仕様により元々予圧を付与しないことを前提としている場合には，解析結果が単純比例とはならず最小値が存在するような関係となってしまうことがある。そのような安定した系とはならなかった場合，状況によっては求めるモデルテーブル厚さが 2 種類存在するようなことになるので，そのような時には質量の影響を考慮しながら設計者が最良の方を選択するという方法とする。さらに，質量等を変更して解析を繰り返すことにより，最終的に実機テーブル設計を完了させてもよい。

この設計指針・手法に則って LMBG システムを設計すれば，工作機械から一般産業機械まで幅広い分野で，無駄がなく効率的に LMBG システムの高精度化が実現できる。

ただし，実機テーブルが変形してウェービング振幅値が増加することに対する実機テーブル設計指針・手法であるので，モデルテーブルを剛体とした LMBG システムの最適クラウニング形状にて得られるウェービング振幅値以下にすることはできない。

#### 3.4 実 験

図 3.7 に実機テーブル剛性とウェービング振幅値の関係を検証するために用いた実験装置の概略を示す。LMBG を 1 軸実機テーブルに組み付けた LMBG システムで，実機テーブル剛性の影響を確認するために 3 種類の中実の実機テーブルを用意した。すべて長さ 340 mm × 幅 280 mm で，厚さ  $T=100$  mm の鋼製，

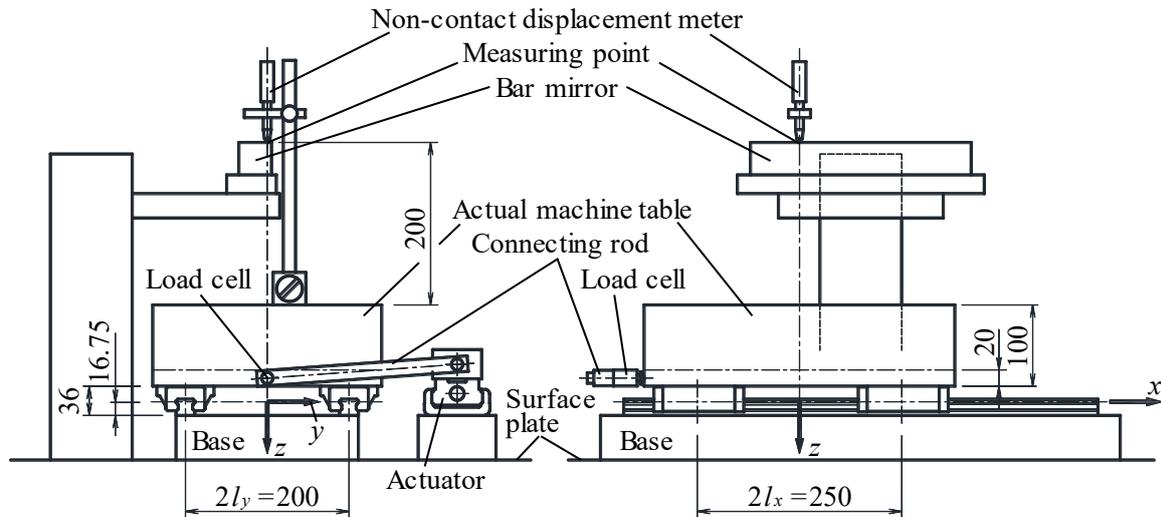


Fig. 3.7 Outline drawing of LMBG system for experiment

$T=20$  mm の鋼製とアルミニウム製，質量は  $T=100$  mm 鋼製が約 75 kg， $T=20$  mm 鋼製が約 15 kg， $T=20$  mm アルミニウム製が約 5 kg である．駆動には LMBG システムの  $x$  軸方向と並行に設置した 1 軸アクチュエータを用いた．駆動装置そのものの影響を受けにくいように直接の固定ではなく実機テーブル端部にロードセルを設置し，1 軸アクチュエータから伸ばした接続棒にてロードセルを押し方法とした．さらに実機テーブル移動時の振動等の影響も受けにくくするために極力低速にて駆動を与えた．実機テーブル変形が最大に生じるのは実機テーブル中央付近と考えられるので，非接触変位計の測定位置を実機テーブル中央に，マグネットスタンドの固定位置も極力実機テーブル中央部に近くなるように固定した．そして定盤に固定した台座から伸ばしたアームに直定規を設置して LMBG システムの姿勢変位を測定した．表 3.1 に測定条件と使用機器を，表 3.2 に実験に用いた LMBG 仕様を示す．LMBG は予圧を付与したもので第 2 章と同タイプ，LMBG システムも第 2 章と同条件であるので，クラウニング形状はそのときの最適形状であった深さ  $\lambda_e = D_a / 350$ ，長さ  $X_r = 3.0D_a$  を採用した．

図 3.8 に測定子の  $z$  方向の動きを測定し，ストローク始点と終点を 0 に合わせて表記した結果を示す．測定値の上下の幅が実機テーブルの走り真直度を表す．これより，ウェービングと思われる細かな振幅の大きさが，鋼： $T=100$  mm < 鋼： $T=20$  mm < アルミニウム： $T=20$  mm の関係にあることが確認できる．LMBG は全く同一であるので，実験条件から考えて，解析でシミュレーションしたとおり個々のキャリッジが，主にピッチング  $\alpha_4$  方向の変位を生じたときに発生した不静定モーメントによって実機テーブルが変形していることの現れで

**Table 3.1** Measurement instruments and conditions

Feed device	KR4510/THK CO.,LTD.
Feed rate	1 mm/s
Stroke	150 mm
Straightedge	Bar mirror/NITTO OPTICAL CO.,LTD.
Displacement meter	Non-contact displacement meter /Japan Laser Corporation
Recorder	8840/HIOKI E.E. CORPORATION

**Table 3.2** LMBG specification

Type	ISO #25
Ball diameter	$D_a = 3.969$ mm
Oversize volume	$\lambda = 0.008$ mm
Ball pitch	$\kappa D_a = 4.27$ mm
Comformity factor	$f = 0.515$
Carriage length	$2u_x = 88.0$ mm
Pitch of circulations	$2u_y = 23.172$ mm $2u_z = 6.436$ mm
Initial contact angle	$\gamma = 45^\circ$
Crowning shape	$\lambda_e = D_a / 350$ $X_r = 3.0D_a$

あると考えられる。真直度に関しては鋼： $T=100$  mm だけが他と比べて大きく下凸の形状となっていた。この理由については5章で考察する。

これから3種類の実機テーブルによる実験データのウェービングに関する各種比較分析をおこなっていくが、鋼： $T=100$  mm だけ下に凸形状となったままおこなうと正しい比較分析ができないと考えられるので、鋼： $T=100$  mm を鋼： $T=20$  mm、アルミニウム： $T=20$  mm へ近づける補正をしていく。それは、それぞれの実験データから大きなうねり成分を取り出し、鋼： $T=100$  mm と、鋼： $T=20$  mm とアルミニウム： $T=20$  mm の平均との差分を元の鋼： $T=100$  mm のデータから差し引く方法とした。

図3.9に、図3.8で得られた結果から、小さなうねり成分を除去して大きなうねり成分だけを取り出した結果と、そこから鋼： $T=20$  mm とアルミニウム： $T=20$  mm の平均を示す。大きなうねり成分とは粗さ測定時に得られた断面曲

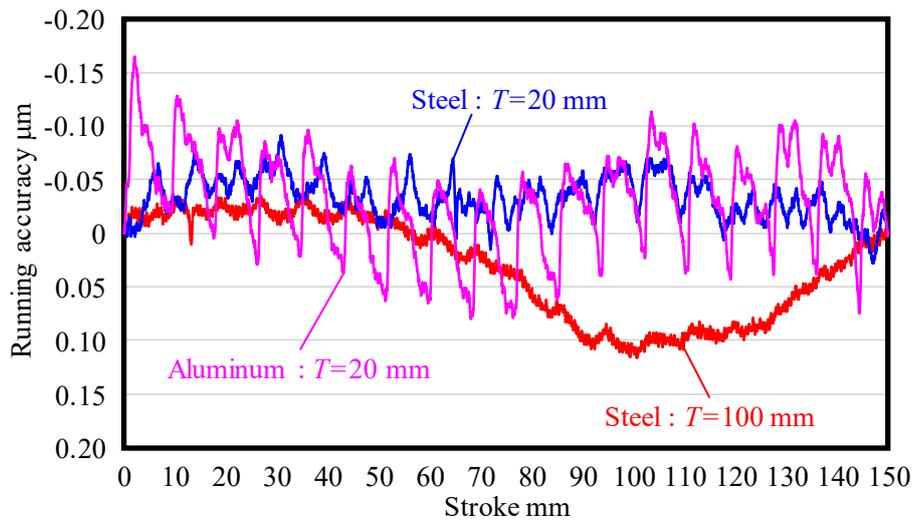


Fig. 3.8 Experiment result of running accuracy in the  $z$  direction

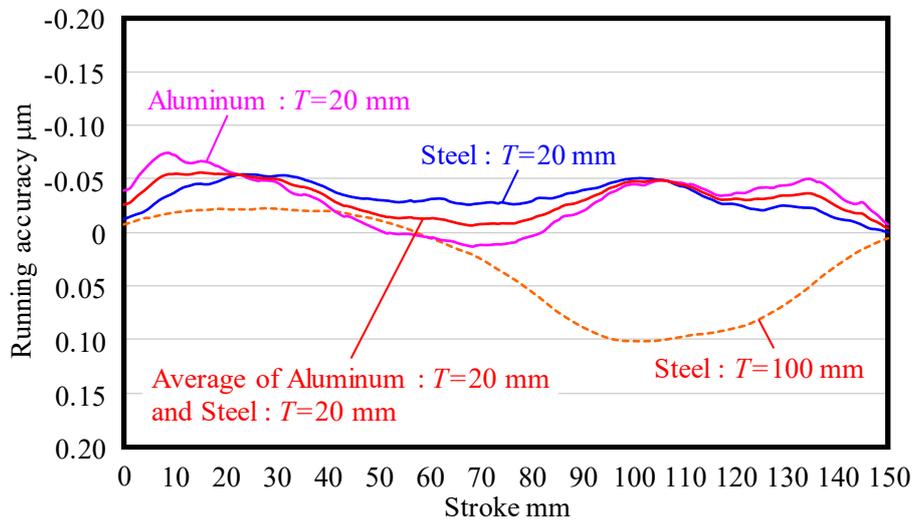


Fig. 3.9 Waviness profile in Fig. 3.8, and average of aluminum :  $T=20$  mm and steel :  $T=20$  mm

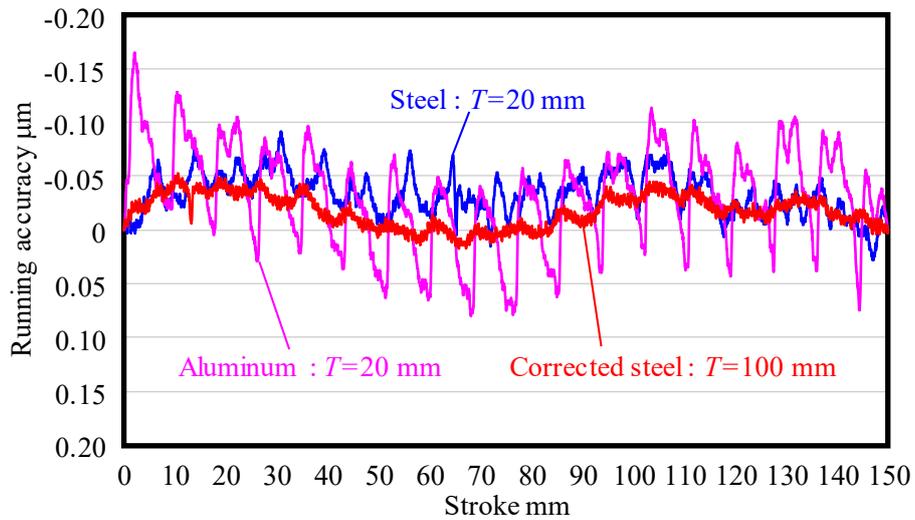


Fig. 3.10 Experiment result of running accuracy of steel :  $T=20$  mm, aluminum :  $T=20$  mm and corrected steel :  $T=100$  mm in the  $z$  direction

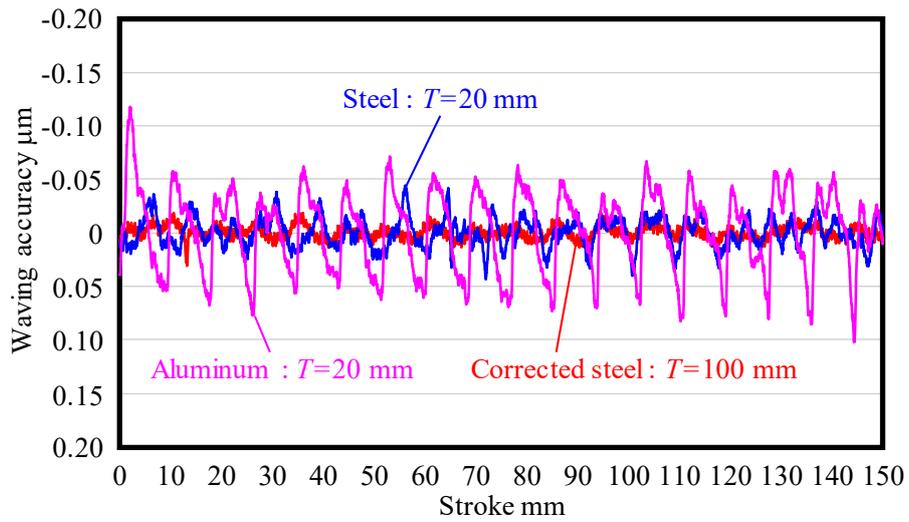


Fig. 3.11 The Waving accuracy subtracted moving average from measuring value

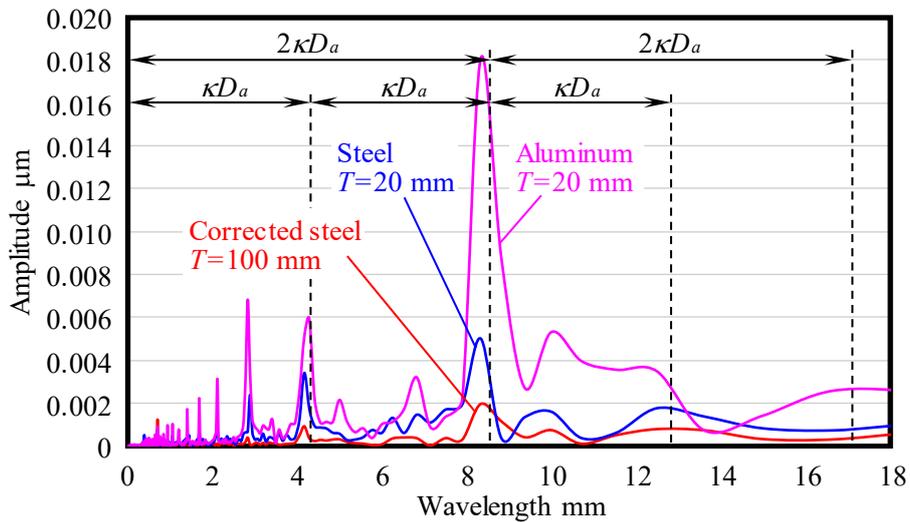


Fig. 3.12 Wavelength analysis result in Fig.3.11

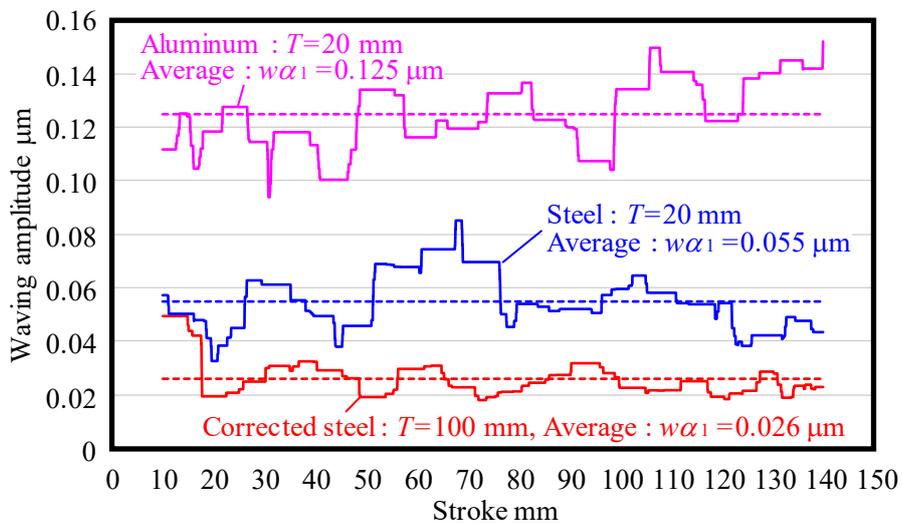


Fig. 3.13 The difference between the maximum and minimum value in the scope of  $2\kappa D_a$  in Fig. 3.11

線から得られるうねり曲線のことで、第2章同様に、簡易的にうねり曲線と同等の結果を得られる次式による移動平均という手法より導いた。

図 3.8 の結果を

$$y = f(x) \quad (3-3)$$

とし、移動平均は、 $x$  に対応する  $y$  値を、 $x$  の前後任意の値  $x_t$  より  $x - x_t \sim x + x_t$  間の平均値とすることにより求める。 $x_t$  に適当な数値を入力しながらグラフを見て、最も平滑なうねり成分が得られる値を探していく。今回は  $x_t$  を  $2\kappa D_a$  近辺の数値としたときが最も適していたので  $x_t = 2\kappa D_a$  とした。よって移動平均を  $y_{average}$  とすれば

$$y_{average} = \frac{1}{2x_t} \sum_{k=x-x_t}^{x+x_t} f(k) \quad (3-4)$$

と表せる。このようにして得られたうねり成分の鋼： $T=100$  mm と、鋼： $T=20$  mm とアルミニウム： $T=20$  mm の平均値との差分を、図 3.8 における鋼： $T=100$  mm から差し引くことで、下に凸形状となっていたデータを補正できる。

図 3.10 に、図 3.8 の鋼： $T=100$  mm を補正したデータを鋼： $T=20$  mm とアルミニウム： $T=20$  mm とともに示す。これにより大きなうねり成分がほぼ同一の3種類の実機テーブルのデータとみなせる。

図 3.11 に図 3.10 のデータから前述の方法にてうねり成分を取り出し、元データからそのうねり成分を差し引き小さなうねり成分のみを取り出した結果を示す。ほぼウェービングを示すものと考える。これより本図を  $y_{waving}$  とすれば

$$y_{waving} = y - y_{average} \quad (3-5)$$

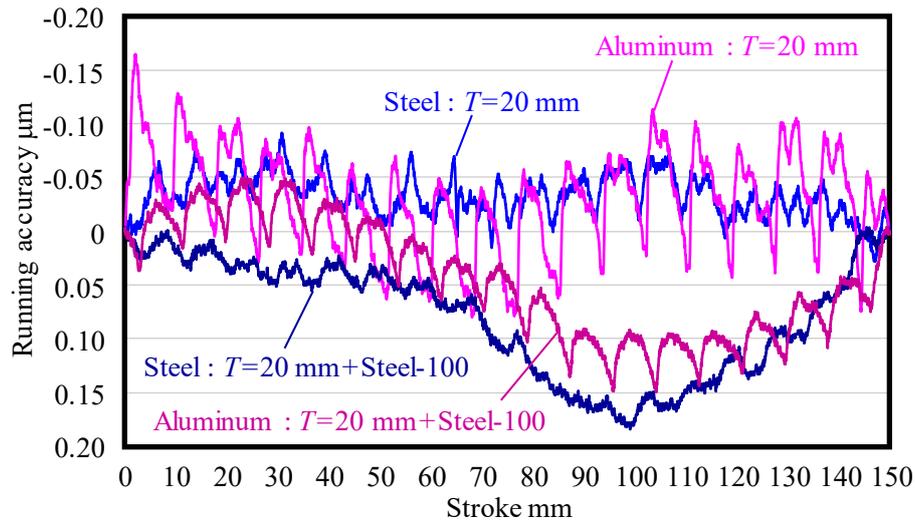
で表せる。なお、 $x \leq 0$ 、 $150 \leq x$  の範囲は  $x=0$ 、 $x=150$  の  $y$  値と同値とした。これより、明らかにウェービングの大きさは鋼： $T=100$  mm < 鋼： $T=20$  mm < アルミニウム： $T=20$  mm の関係になっていることが確認できる。

図 3.12 に図 3.11 を波長解析した結果を示す。これより、3種類の実機テーブルのいずれにおいても波長  $2\kappa D_a = 8.54$  mm の基本波が確認でき、その半分の波長も確認できる。しかし、基本波の1.5倍や2倍の波長はよく確認できなかった。それと、アルミニウム： $T=20$  mm で顕著に約 2.5 mm 位の波長にピークがあり、その半分の整数倍に相当するピークが数か所確認できるが、LMBG を含め本実験装置に該当するものは確認できなかった。しかし、振幅はそれほど大きいとはいえないので無視しうると考える。したがって、図 11 における細かな振幅はほぼウェービングであるといえる。

図 3.13 に図 3.10 の  $x=10 \sim 140$  において、各  $x$  値の前後  $\kappa D_a$  間、 $x - \kappa D_a \sim x + \kappa D_a$  間、すなわち  $2\kappa D_a$  範囲内での最大値と最小値の差を示した結果を示す。ほぼウェービング振幅値を示すものと考える。これより、第2章同様ス

**Table 3.3** Experimental result of waving amplitude

Table	$w\alpha_1 \mu\text{m}$	Relative ratio
Corrected steel : $T=100 \text{ mm}$	0.026	1
Steel : $T=20 \text{ mm}$	0.055	2.1
Aluminum : $T=20 \text{ mm}$	0.125	4.8



**Fig. 3.14** Experiment result of running accuracy in the  $z$  direction

トロックと共にウェービング振幅値が変化していることがわかるのと、はっきりと3種類の実機テーブルによる差が確認できる。表 3.3 に3種類の実機テーブルによるウェービング振幅平均値  $w\alpha_1$  と補正済み鋼 :  $T=100 \text{ mm}$  を1としたときのそれぞれの比率をまとめた。補正済み鋼 :  $T=100 \text{ mm}$  に対して鋼 :  $T=20 \text{ mm}$  で2.1倍、アルミニウム :  $T=20 \text{ mm}$  で4.8倍ウェービング振幅値が大きくなっている。LMBGシステムにおいて一般的に高精度といわれるウェービング振幅値が  $1/100 \mu\text{m}$  台の値といわれており、補正済み鋼 :  $T=100 \text{ mm}$  で  $0.026 \mu\text{m}$ 、鋼 :  $T=20 \text{ mm}$  でも  $0.055 \mu\text{m}$  と高精度化が実現していたものが、アルミニウム :  $T=20 \text{ mm}$  だと  $0.125 \mu\text{m}$  になり高精度化が実現しなくなってしまうということである。

以上の結果より、実機テーブル剛性はウェービングに影響を与えており、図6の関係からも、予圧を付与したLMBGにおいては、実機テーブル剛性が高いほどウェービング振幅値は小さくなるということが明らかとなった。

さらに、質量の影響を見るために、鋼 :  $T=20 \text{ mm}$  とアルミニウム :  $T=20 \text{ mm}$  に鋼 :  $T=100 \text{ mm}$  の実機テーブルを固定せずに載せただけの実験もおこなった。

図 3.14 にその結果を示す(それぞれ+Steel-100と表記)。これより鋼 :  $T=100$

mm の実機テーブルを載せたことによりウェービング振幅値が小さくなっていることが確認できる．特にアルミニウム： $T=20$  mm に鋼： $T=100$  mm を載せた結果を詳細に見ていくと，振幅の上凸部分が丸くなり低くなっている様子がうかがえる．逆に下凸部分に変化はあまり見られない．これは実機テーブルが上凸側へ変形しようとするときだけ大きな実機テーブル質量によって押さえられ変形が抑制されたからと考えられる．また，ここでも真直度に関しては鋼： $T=100$  mm を載せたものは大きく下凸の形状となっていた．この理由も5章で考察する．

したがって，実機テーブル剛性がウェービングに与える影響とはその構造が異なるが，実機テーブル質量もウェービングに影響を及ぼしていて，予圧を付与した LMBG においては，質量が大きいほどウェービング振幅値は小さくなるということがわかった．

#### 3.5 考 察

実験結果の，図 3.8 に示した鋼： $T=100$  mm と，図 3.14 に示した鋼： $T=20$  mm とアルミニウム： $T=20$  mm に鋼： $T=100$  mm の実機テーブルを固定せずに載せただけの真直度が，全体として下凸形状となっていたことに関しては，質量違いが主要因であると考えられる． $T=100$  mm 鋼製が約 75 kg， $T=20$  mm 鋼製が約 15 kg， $T=20$  mm アルミニウム製が約 5 kg と  $T=100$  mm 鋼製だけが他と比べて格段に大きい．それにより  $z$  方向下向きに変位が加算されていたと考えられる．

さらに，ストローク後半部分だけにその傾向が強くみられるが，この理由は，例えばレールを取り付けているベース底面の精度が本ストローク後半部分が凹形状傾向となっており，定盤との間にわずかな隙間が生じていた可能性が考えられる．よって，その部分を実機テーブルが通過するときその質量によりベースが沈みこんだのではないかと推測できる．もちろんベースはボルトで固定しているが，ボルト本数は少なく，そのピッチは広めであった．これら3つの結果の真直度の傾向が似ていることからそのことがうかがえる．

また，別の要因も考えられる．本実験装置は本研究テーマにも則しているのだが，実機テーブルのキャリッジ取付面の加工精度・傾きは3種類で異なると考えられる．そして，キャリッジ4個の上面と面同士を接触させたときに両者の精度・傾き違いからすきまが生じ，それをボルトによって締結することによって実機テーブル側とキャリッジ側の両者が変形・変位するはずである．そのとき，3種類の実機テーブルによるすきまの状況違いと剛性違いによって個々のキャリッジ部に生じる不静定モーメントは異なり，変位も異なる．すると，静的な状態における LMBG 個々のキャリッジの姿勢が3種類の実機テーブルで

異なっていることになり、精度平均化効果<sup>2), 3)</sup>の発現の仕方が異なったからではないかということである。しかし、今回の場合は鋼： $T=100$  mm 実機テーブルを載せたことにより変化しているので、質量違いとベース精度の影響が主だと考えられる。

本研究では、LMBG システムの高精度化実現には欠かせないウェービング現象に影響を及ぼす要因である実機テーブル剛性について取り組んだが、究極の目標は何にも影響を受けないで高精度化が実現できる LMBG を開発することである。その目的に向かい今後も研究を継続していく予定である。

#### 3.6 結 言

本研究から得られた結果を要約するとつぎのようになる。

- (1) LMBG 単体のウェービングによって、LMBG システムのモデルテーブルは変形するということがわかった。
- (2) LMBG システムのモデルテーブル変形量は、LMBG 部剛性とモデルテーブル剛性とのバランスで決定され、モデルテーブル剛性が低く、LMBG 部の剛性が高いほど大きい。
- (3) LMBG システムのウェービングは実機テーブル質量にも影響を受けていることがわかり、予圧を付与した LMBG の場合、ウェービング振幅値は実機テーブル質量が大きいほど小さい。
- (4) 予圧を付与した LMBG システムにおいて、モデルテーブル変形を考慮したウェービング解析からモデルテーブル変形量を求めることにより、最終的に実現したいウェービング振幅値から、その条件を満たす実機テーブルの設計指針を導いた。
- (5) 予圧を付与していない LMBG システムにおいては、最終的に実現したいウェービング振幅値とモデルテーブル厚さの関係は示せるが一意的には決められないので、解析結果から設計者が選択するか、モデルテーブル設計値を変更しながら解析を繰り返して最終的に実機テーブルを設計する手法を示せた。
- (6) テーブル剛性を含めた状態で、LMBG システムの低ウェービング化を図ることが可能となった。

## 参 考 文 献

- 1) 高橋 徹, 野口昭治: 直動ボールガイドシステムの高精度化に関する研究—クラウニングとウェービングの関係—, 精密工学会誌, **86**, 3 (2020) 225.
- 2) 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, **57**, 10 (1991) 1814.
- 3) 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.

## 第4章

# ミスアライメントが ウェービング振幅値に与える影響の理論解明

### 4.1 緒言

第2章で、クラウニング形状を最適化する技術を適用することで、直動ボールガイド(LMBG: Linear Motion Ball Guide)システムの玉循環によるウェービング現象を低減化できることを報告したり、第3章では、LMBGシステムの低ウェービング化に影響を与えるものとして実機テーブルの変形に着目し、LMBG単体のウェービングによって実機テーブルが変形し、低ウェービング化に影響を与えていることを導いた。そこで、モデルテーブル変形を含めた状態でウェービング振幅値を評価するアルゴリズムを確立し、実現したいウェービング振幅値から必要な実機テーブル諸元を導ける実機テーブル設計指針を示した<sup>2)</sup>。

しかし、テーブルの高精度化に対しては、もう一つ考慮すべき要因が考えられる。LMBGを装置に取り付ける際には、レール、キャリッジ、テーブル等を締結する必要があるが、その際必ずミスアライメントが生じる。機械組立時に許容されるミスアライメントは要求される運動精度に依存して個々に決められているが、ミスアライメントとLMBG運動精度の関係を定量的に評価した研究は、まだおこなわれていない。

そこで、本章はこの課題を理論的に解明する研究に取り組んだ。ミスアライメントと一言でいっても捉えにくい現象なので、ここでは、ミスアライメントをLMBGのレール、キャリッジの初期位置誤差として、第2章、第3章より用いている垂直、水平、ローリング、ピッチング、ヨーイングの5方向に与えることにしてモデル化をおこなった。本モデルにて解析できるように従来からのLMBGシステム負荷分布理論<sup>1)</sup>を改良し、種々のミスアライメントを与えて解析を実施した。

その結果、ミスアライメントのうち水平方向のみがウェービング振幅値に大きく影響を与えており、その他の方向についてはほとんど影響を与えていないという結果が得られた。今回の手法によるシミュレーションをおこなえば、実現したいウェービング振幅値にするために必要な取付面精度を提案できる可能性が示唆された。また、ミスアライメントによって生じた荷重増加が定格寿命へ与える影響も検討したので報告する。

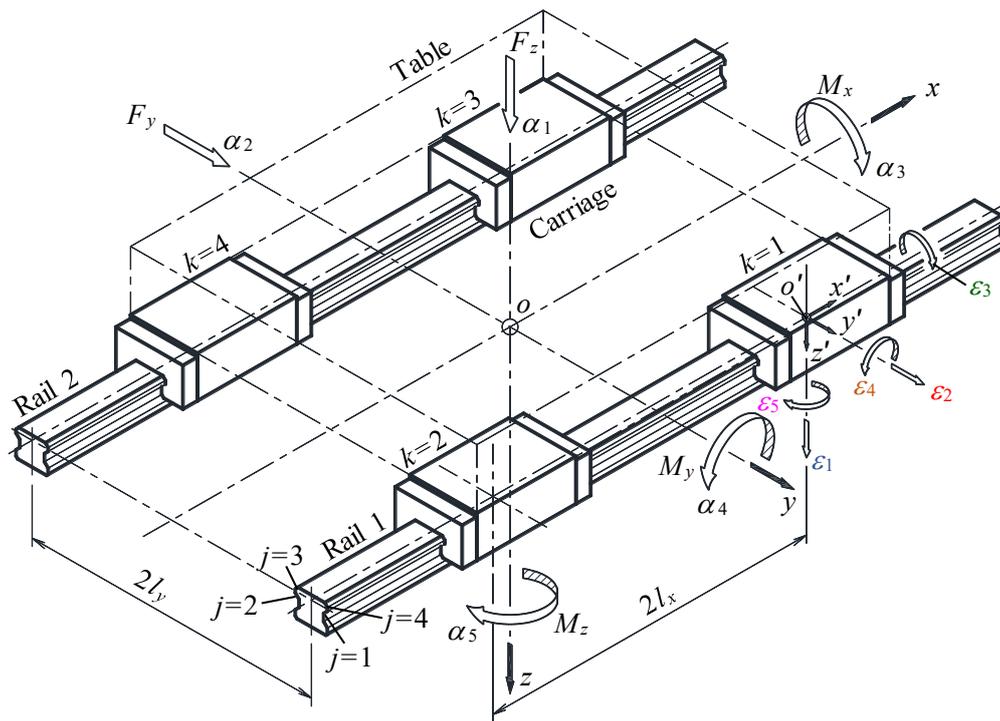


Fig. 4.1 Installation external loads, moments, coordinates for LMBG system and misalignment of each LMBG center position

#### 4.2 ミスアライメントを考慮した解析

解析は図 4.1 に示すような LMBG システムを対象とし、個々の LMBG 中心部においてキャリッジおよびレールが自由に位置を変えられるようにした。LMBG 中心部に  $o'-x'y'z'$  右手系座標系を設け、座標原点  $o'$  を  $x'$  軸方向はキャリッジ長さの中央、 $y'$  軸方向はレール幅方向中央、 $z'$  軸方向は玉列番号  $j=1, 4$  および  $2, 3$  の中央線上となる位置とし、それぞれの方向の微小位置誤差を、垂直位置誤差を  $\epsilon_1$ 、水平位置誤差を  $\epsilon_2$ 、ローリング位置誤差を  $\epsilon_3$ 、ピッチング位置誤差を  $\epsilon_4$ 、ヨーイング位置誤差を  $\epsilon_5$  で示し、各数字の後にさらに添え字を付け、レールに誤差を与えた場合  $r$ 、キャリッジに誤差を与えた場合  $c$  と表記する。それらの値をミスアライメントと見なして個々のキャリッジやレールが自由に位置を変えられるようにした。図 4.1 にはキャリッジ番号  $k=1$  にしか  $o'-x'y'z'$  右手系座標系を示していないが、すべてのキャリッジに設定した。また、 $\epsilon_1$ 、 $\epsilon_2$  はその移動量を表すが、 $\epsilon_3$ 、 $\epsilon_4$ 、 $\epsilon_5$  は傾き角を正接/Tangent で表し、それぞれ  $\epsilon_1$ 、 $\epsilon_2$  に対応した値となるため  $\epsilon_3$ 、 $\epsilon_4$ 、 $\epsilon_5 : \epsilon_1$  と表記する。その他の各記号や設定条件は第 2 章、第 3 章と同様のため、詳細説明は省略する。

図 4.2 に、LMBG 中心部にてキャリッジ、レールともにミスアライメントと同値の位置誤差が生じていた状態に、LMBG システムに外力やモーメントが作

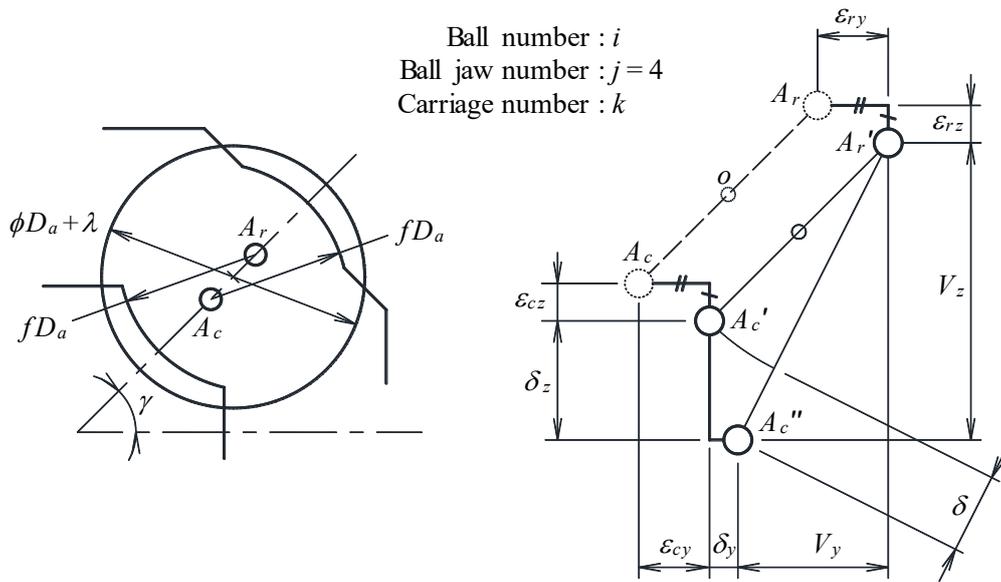


Fig. 4.2 Load distribution in LMBG under misalignment condition

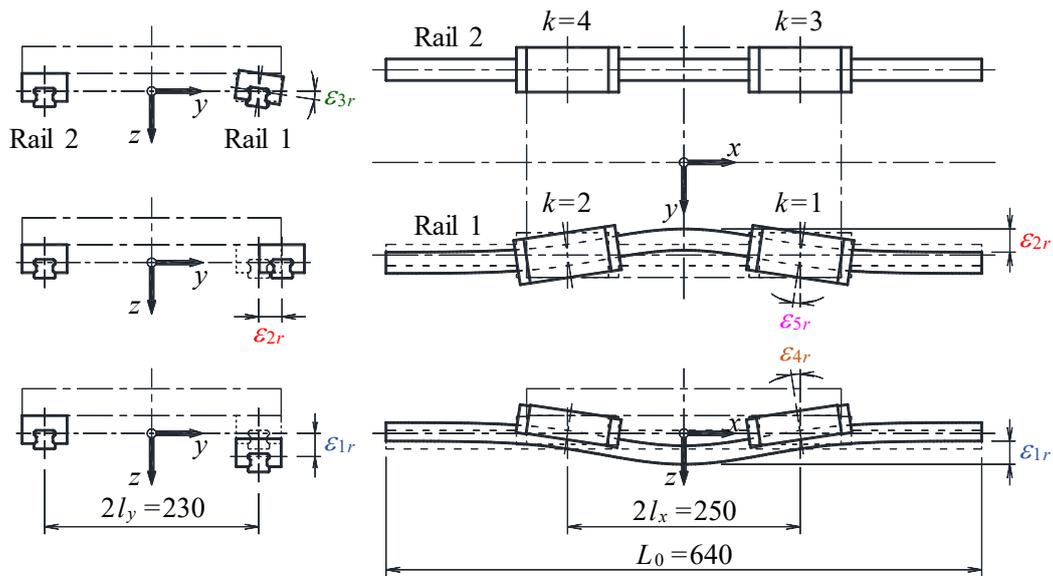


Fig. 4.3 Misalignment setting in LMGB system for analysis

用してモデルテーブルが垂直，水平，ローリング，ピッチング，ヨーイング方向に変位した状態における玉番号  $i$ ，玉列番号  $j=4$ ，キャリッジ番号  $k$  の状態を示す．以下に詳しく説明する．

まず，外力やモーメントが作用していない静的な状態で，キャリッジ番号  $k$  の LMBG 中心部におけるレール側のミスアライメント  $\epsilon_{1r} \sim \epsilon_{5r}$  によって玉列番号  $j=4$  の玉番号  $i$  におけるレール側曲率中心  $A_r$  が  $A_r'$  へ幾何学的に移動し，キャリッジ側のミスアライメント  $\epsilon_{1c} \sim \epsilon_{5c}$  によって同様にキャリッジ側曲率

Table 4.1 LMBG specification

Type	ISO #25
Ball diameter	$D_a = 3.969 \text{ mm}$
Oversize volume	$\lambda = 0.0096 \text{ mm}$
Ball pitch	$\kappa D_a = 4.27 \text{ mm}$
Comformity factor	$f = 0.515$
Carriage length	$2u_x = 88.0 \text{ mm}$
Pitch of circulations	$2u_y = 23.172 \text{ mm}$
	$2u_z = 6.436 \text{ mm}$
Initial contact angle	$\gamma = 45^\circ$
Crowning shape	$\lambda_e = D_a / 330$
	$X_r = 4.8D_a$

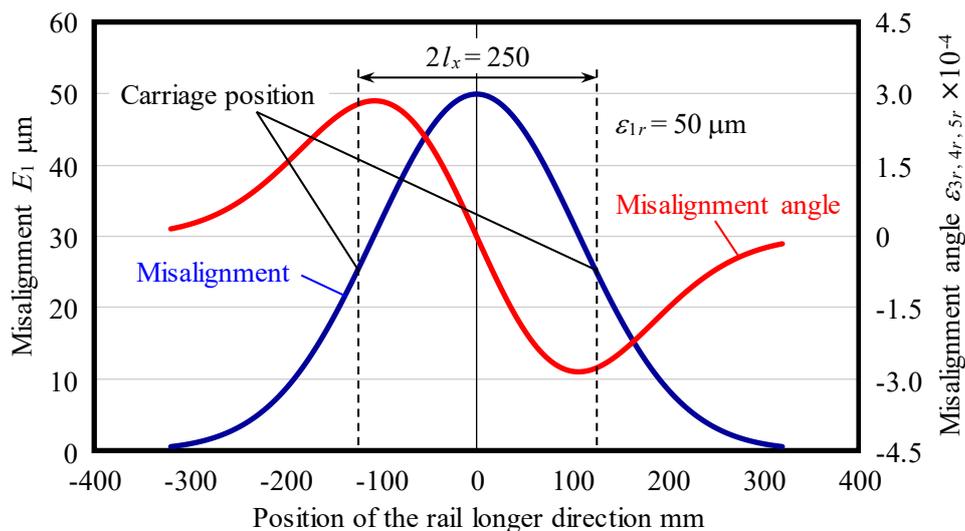


Fig. 4.4 Normal distribution diagram in  $E_1 \text{ max} = \varepsilon_{1r} = 50 \mu\text{m}$

中心  $A_c$  が  $A_c'$  へ幾何学的に移動する。

つぎに、外力やモーメントが作用してモデルテーブルが垂直、水平、ローリング、ピッチング、ヨーイング方向に変位することによりキャリッジ側曲率中心が  $A_c'$  から  $A_c''$  へ幾何学的に移動する。この関係を用いて負荷分布理論解析<sup>1)</sup> およびウェービング解析<sup>1)</sup> をおこなえばよい。

図 4.3 にミスアライメントを与えた解析用 LMBG システムモデルを、表 4.1 に解析に用いた LMBG 仕様を示す。ISO #25 タイプで、オーバーサイズ量  $\lambda = 0.0096 \text{ mm}$  の予圧付与<sup>2)</sup>、クラウニングはウェービング最適品形状の長さ

$X_r = 4.8D_a$  mm, 深さ  $\lambda_e = D_a/330$  mm, レール全長  $L_0 = 640$  mm, キャリッジは1レールに2個付きとし, キャリッジ間距離  $2l_x = 250$  mm, レール間距離  $2l_y = 230$  mm に設定して剛体のモデルテーブルで連結した.

一般的には位置誤差  $\varepsilon_1 \sim \varepsilon_5$  に相当するミスアライメントが各 LMBG のレール側, キャリッジ側に大小さまざまに無限の組み合わせで存在すると考えられるが, ここでは解析結果から傾向が見やすいようにレール1のみにミスアライメントを与えた. 垂直位置誤差  $\varepsilon_{1r}$ , 水平位置誤差  $\varepsilon_{2r}$ , ローリング位置誤差  $\varepsilon_{3r}$  はレール全長に対して, ピッチング位置誤差  $\varepsilon_{4r}$ , ヨーイング位置誤差  $\varepsilon_{5r}$  は, レール全長の中央での値がそれぞれ垂直位置誤差で  $\varepsilon_{1r}$ , 水平位置誤差で  $\varepsilon_{2r}$  となるような正規分布形状誤差を与え, モデルテーブルをレール全長の中央に配置したときの LMBG 中心部に傾き誤差として与えた. 図 4.4 に位置誤差を  $E_1$ ,  $6\sigma = L_0$  として  $E_1 \max = \varepsilon_{1r} = 50 \mu\text{m}$  としたときの正規分布形状図と, その微分をした傾き  $\varepsilon_{3,4,5r}$  を示す. 計算式は

$$E_1 = E_1 \max \cdot \exp\left\{-4.5 \left(\frac{2x}{L_0}\right)^2\right\} \quad (4-1)$$

$$E_{\alpha 1}' = -\frac{36}{L_0^2} E_{\alpha 1} \max \cdot \exp\left\{-4.5 \left(\frac{2x}{L_0}\right)^2\right\} x \quad (4-2)$$

とした. キャリッジ間距離  $2l_x = 250$  mm としてキャリッジをレール全長の中央に配置した時の各々のキャリッジ部の傾きがピッチング位置誤差  $\varepsilon_{4r}$ , ヨーイング位置誤差  $\varepsilon_{5r}$ , ローリング位置誤差  $\varepsilon_{3r}$  となる. 与え方は, まず垂直位置誤差  $\varepsilon_{1r}$ , 水平位置誤差  $\varepsilon_{2r}$  にある同値を与え, そのときのピッチング位置誤差  $\varepsilon_{4r}$ , ヨーイング位置誤差  $\varepsilon_{5r}$  を算出し, それと同値にローリング位置誤差  $\varepsilon_{3r}$  を決定するという方法とした. 数値は, 中精度レベルの一軸実機テーブル製作時の, LMBG のレールを取り付ける取付面精度のうち, 2本のレール取付面の平行度許容誤差図面指示値  $\varepsilon_{2r}$  の一般的な値が  $10 \mu\text{m}/\text{m}$  程度であるが, ここではより大きな変化傾向を捉えられるためにミスアライメント  $\varepsilon_{1r}$ ,  $\varepsilon_{2r}$  を  $0 \sim 50 \mu\text{m}$  まで変化させた. ちなみに  $\varepsilon_{1r} = \varepsilon_{2r} = 50 \mu\text{m}$  のとき  $\varepsilon_{3r} = \varepsilon_{4r} = \varepsilon_{5r} = 2.765 \times 10^{-4}$  であり, 例えばキャリッジ長手方向の傾きは  $2u_x \times \varepsilon_{4r} = 0.024$  mm となる.

また, キャリッジやレールの軌道面のうねりといった形状誤差, 軌道面半径の形状誤差, 4つの軌道面の平行誤差, などの LMBG 製作上の誤差はないものとして扱い, 取付時に生じる上記ミスアライメントの影響のみを対象とした.

### 4.3 解析結果

#### 4.3.1 ウェービング解析

図 4.5 にミスアライメントに対するモデルテーブル直上の  $z$  方向のウェービング振幅値の解析結果を示す. 誤差がない状態でのウェービング振幅値は

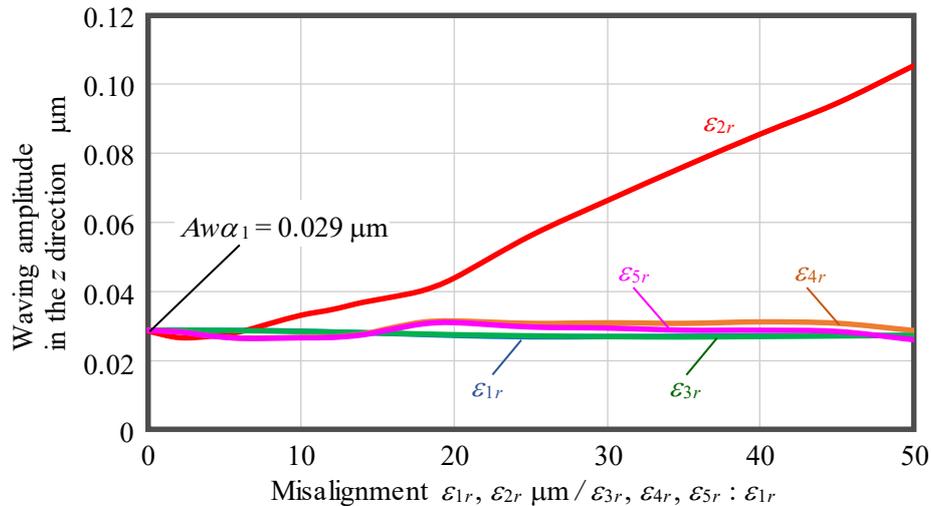


Fig. 4.5 Analysis result of relation between misalignment and waving

$Aw\alpha_1 = 0.029 \mu\text{m}$  である。ミスアライメント  $\varepsilon_{1r}, \varepsilon_{2r}$  を  $0 \sim 50 \mu\text{m} / \varepsilon_{3r}, \varepsilon_{4r}, \varepsilon_{5r} : \varepsilon_{1r}$  へと増加させていくと、水平位置誤差  $\varepsilon_{2r}$  のみが大きく影響を及ぼしており、ミスアライメントが  $3, 18, 45 \mu\text{m}$  あたりに若干変曲点が見られるがほぼ一次関数的な比例関係となっている。垂直位置誤差  $\varepsilon_{1r}$ 、ローリング位置誤差  $\varepsilon_{3r}$  にはほとんど影響を受けておらずほぼ変化なしである。ピッチング位置誤差  $\varepsilon_{4r}$ 、ヨーイング位置誤差  $\varepsilon_{5r}$  はミスアライメントが  $15 \sim 18 \mu\text{m}$  あたりで若干増加するがその変化量は  $0.001 \mu\text{m}$  台程度であり、それを過ぎるとまた一定値となっている。これより、LMBG 取付時に生じるミスアライメントがウェービング振幅値に影響を与えるのは水平方向のみで、他の方向のミスアライメントにはほとんど影響を受けないということになる。

#### 4.3.2 直動ボールガイドシステム全体に着目した負荷分布解析

ウェービングは「転動体がキャリッジ内を転がりながら移動していくことによって生じる負荷分布状態の変化によるキャリッジの姿勢変位」<sup>1)</sup> であるので、ミスアライメントによってこの負荷分布状態の変化が大きくなるとウェービングに与える影響が大きくなると考えられる。そこで、LMBG システム内で玉荷重や総負荷玉数がどうなっているのかを知るために、ミスアライメントの増加に対して、全て LMBG システム内の、**図 4.6** に最大玉荷重、**図 4.7** にウェービングを生じる  $2\kappa D_a$  ストローク内での最大玉荷重の変動、**図 4.8** に総玉荷重、**図 4.9** に  $2\kappa D_a$  ストローク範囲での総玉荷重の変動、**図 4.10** に総負荷玉数の変化を解析した結果を示す。

最大玉荷重、総玉荷重、総玉荷重の変動は、水平位置誤差  $\varepsilon_{2r}$  により大きく増

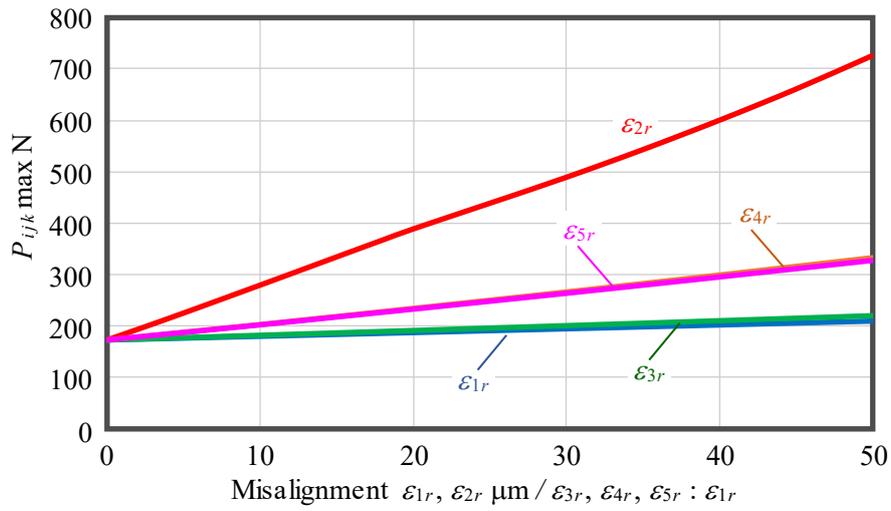


Fig. 4.6 Analysis result of relation between misalignment and  $P_{ijk}$  max

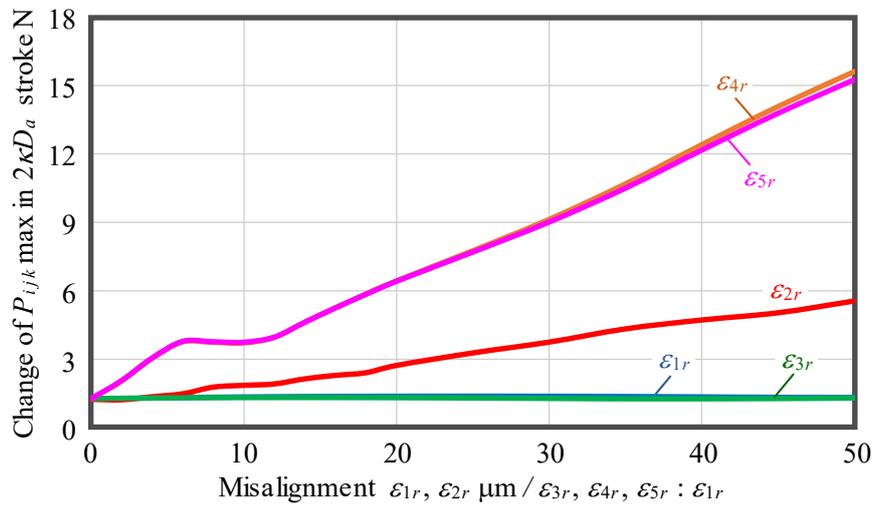


Fig. 4.7 Analysis result of relation between misalignment and change of  $P_{ijk}$  max in  $2\kappa D_a$  stroke

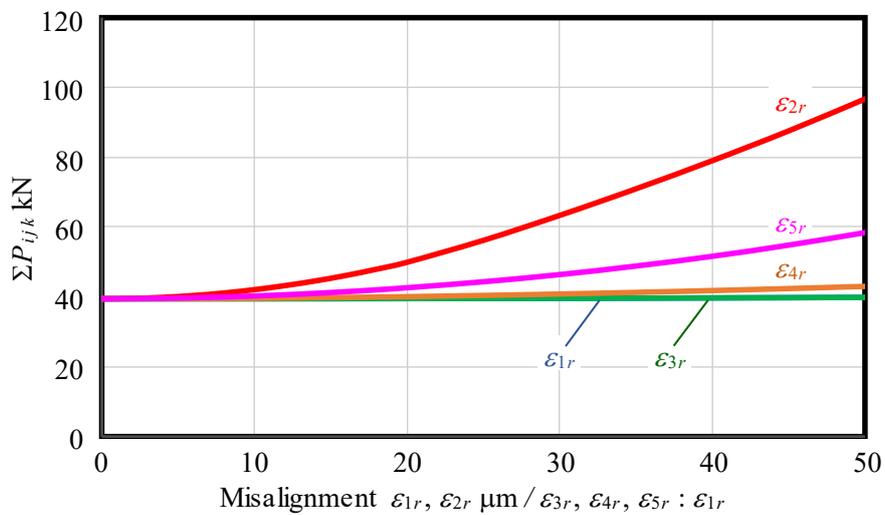


Fig. 4.8 Analysis result of relation between misalignment and  $\Sigma P_{ijk}$

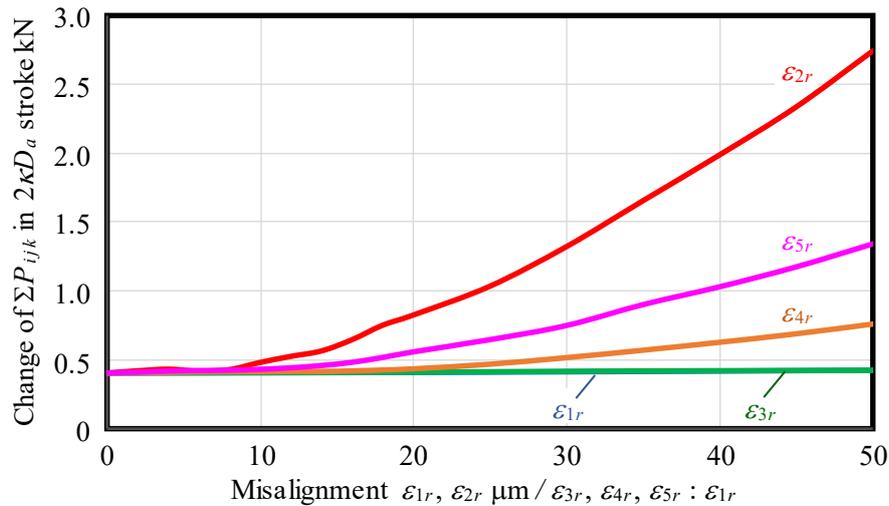


Fig. 4.9 Analysis result of relation between misalignment and change of  $\Sigma P_{ijk}$  in  $2\kappa D_a$  stroke

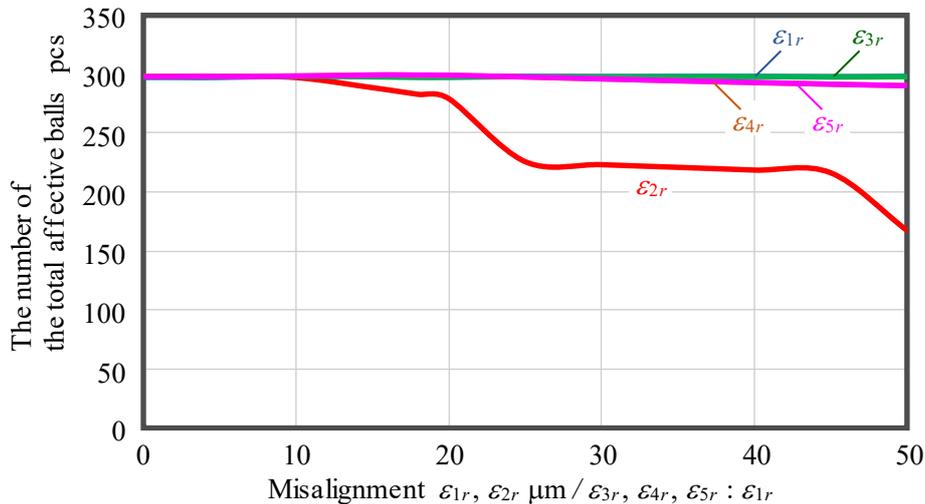


Fig. 4.10 Analysis result of relation between misalignment and the number of the total affective balls in LMBG system

加している。ピッチング位置誤差  $\epsilon_{4r}$  とヨーイング位置誤差  $\epsilon_{5r}$  についても増加はしているが、水平位置誤差  $\epsilon_{2r}$  に比べれば少ない。垂直位置誤差  $\epsilon_{1r}$  とローリング位置誤差  $\epsilon_{3r}$  についてはほとんど変化はないという似たような傾向である。

ところが、最大玉荷重の変動だけは、ピッチング位置誤差  $\epsilon_{4r}$  とヨーイング位置誤差  $\epsilon_{5r}$  がほぼ同値で他の位置誤差と比べて大きく増加している。それに、ミスアライメントが  $5 \sim 12 \mu\text{m}$  辺りで増加が一旦止まり、それを超えるとまた増加していくという現象となっている。この原因は後の考察で述べる。水平位置誤差  $\epsilon_{2r}$  についてはピッチング位置誤差  $\epsilon_{4r}$  とヨーイング位置誤差  $\epsilon_{5r}$  に比べれば少ないが増加はしている。垂直位置誤差  $\epsilon_{1r}$  とローリング位置誤差  $\epsilon_{3r}$  についてはほぼ変化はない。

総負荷玉数は、水平位置誤差  $\varepsilon_{2r}$  のみが大きく減少しており、ミスアライメントが 10, 20, 25, 45  $\mu\text{m}$  辺りを変曲点として一定、緩やかに減少、急な減少、一定、急な減少と変化している。ピッチング位置誤差  $\varepsilon_{4r}$  とヨーイング位置誤差  $\varepsilon_{5r}$  についてはわずかに減少している。垂直位置誤差  $\varepsilon_{1r}$  とローリング位置誤差  $\varepsilon_{3r}$  についてはほぼ変化はない。

これより、図 4.5 の水平位置誤差  $\varepsilon_{2r}$  のみがウェービング振幅値に影響を及ぼしているという結果から、大きく関連性が読み取れるのは、最大玉荷重の増加、総玉荷重の増加、総玉荷重の変動の増加、総負荷玉数の減少、といえそうであるが、ピッチング位置誤差  $\varepsilon_{4r}$  とヨーイング位置誤差  $\varepsilon_{5r}$  でもその変化は確認できるので、まだ不明確な部分が多い。

#### 4.3.3 各玉荷重に着目した負荷分布解析

そこでさらに、ミスアライメントがないときと設定が  $\varepsilon_{1r} = 50 \mu\text{m}$  となる各方向の位置誤差を与えたときのキャリッジ内の負荷分布状態を詳細に見ていくことにする。代表して変化が大きいと考えられる実際にミスアライメントを与えているキャリッジ番号  $k=1,2$  あるいは  $k=1$  を見ていく。また、負荷分布はキャリッジ顎部の変形に大きく影響を受けるので、同時にキャリッジ顎部の変形状況<sup>1)</sup>をイメージで描画する。図 4.11 にミスアライメントがないとき、このときはキャリッジの偏った変形は生じないのでイメージは省略した。図 4.12 に垂直位置誤差  $\varepsilon_{1r} = 50 \mu\text{m}$  のとき、図 4.13 に水平位置誤差  $\varepsilon_{2r} : \varepsilon_{1r} = 50 \mu\text{m}$  のとき、図 4.14 には水平位置誤差を  $\varepsilon_{2r} : \varepsilon_{1r} = 0 \sim 50 \mu\text{m} \sim 10 \mu\text{m}$  ごとに変化させたとき、図 4.15 にローリング位置誤差  $\varepsilon_{3r} : \varepsilon_{1r} = 50 \mu\text{m}$  のとき、図 4.16 にピッチング位置誤差  $\varepsilon_{4r} : \varepsilon_{1r} = 50 \mu\text{m}$  のとき、図 4.17 にヨーイング位置誤差  $\varepsilon_{5r} : \varepsilon_{1r} = 50 \mu\text{m}$  のときの解析結果をそれぞれ示す。図は横軸を玉番号  $i$  とし、縦軸に玉荷重を、玉列番号  $j=1,2$  を下半分に、 $j=3,4$  を上半分に示す。

いずれも軌道面両端に設けられているクラウニング部<sup>1)</sup>で荷重がキャリッジ端部に向かって徐々に小さくなっているのがわかる。また、キャリッジは顎部の変形により、レールに対して付与されたミスアライメント方向のみならず幾何的な方向への変位も生じている。垂直・水平・ローリング方向位置誤差は  $x'$  方向に対称となっており、同じ玉列内の玉荷重はクラウニング部を除いて同じである。ピッチング・ヨーイング位置誤差はそれぞれ  $y'$  軸・ $z'$  軸回りに 180 度回転させた 2 回回転対称形のようになっており、同じ玉列内で玉荷重が異なる。

図 4.14 の水平位置誤差の 10  $\mu\text{m}$  ごとの変化では、玉荷重は玉列番号  $j = 1, 4$  は水平位置誤差とともに比例的に増加し、 $j = 2, 3$  は比例的に減少していくが、 $j = 2$  は  $\varepsilon_{2r} : \varepsilon_{1r} = 40 \sim 50 \mu\text{m}$  の間で、 $j = 3$  は  $\varepsilon_{2r} : \varepsilon_{1r} = 20 \sim 30 \mu\text{m}$  の間ですでに荷重が作用していない状態となっている。

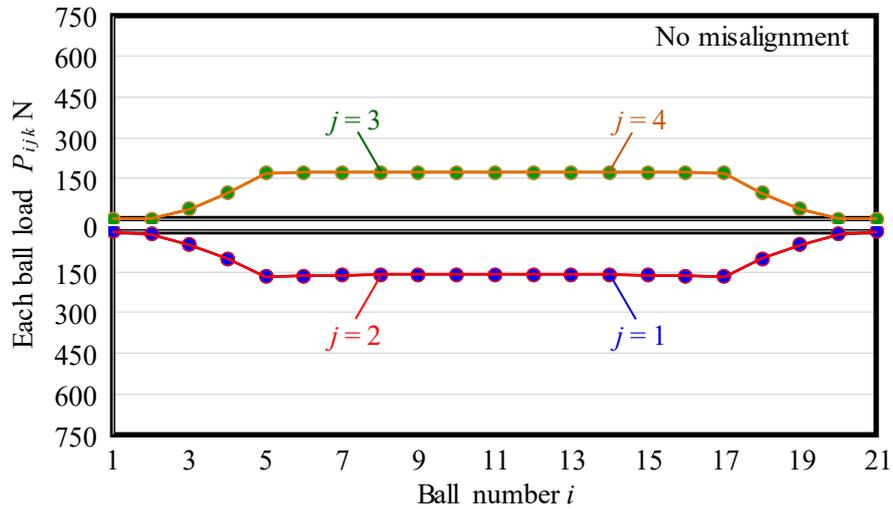


Fig. 4.11 Analysis result of each ball load in no misalignment condition

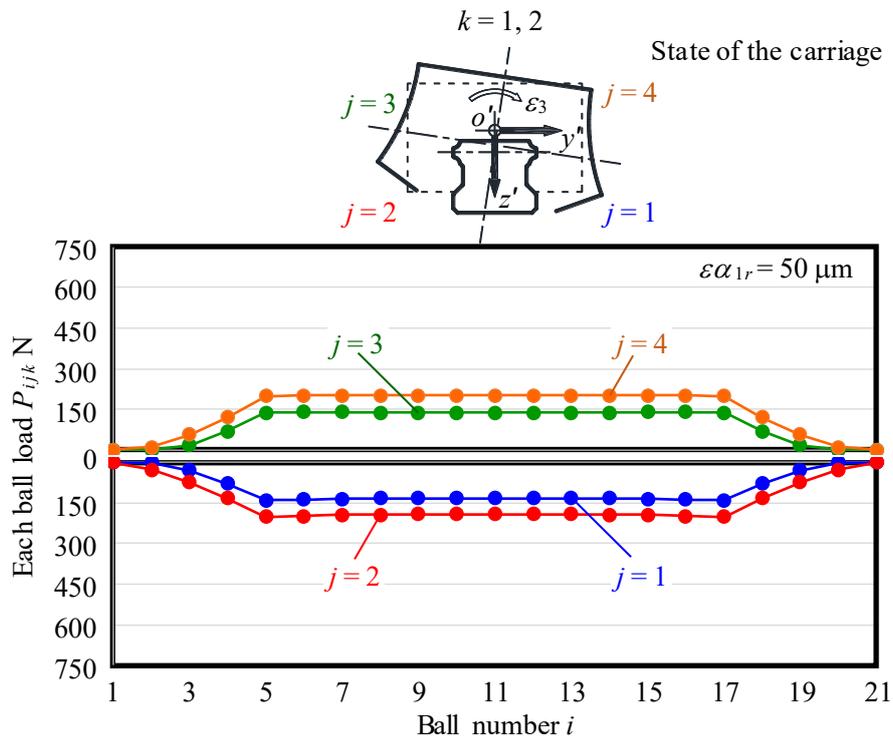


Fig. 4.12 Analysis result of each ball load in  $\varepsilon_{1r} = 50 \mu\text{m}$  misalignment condition

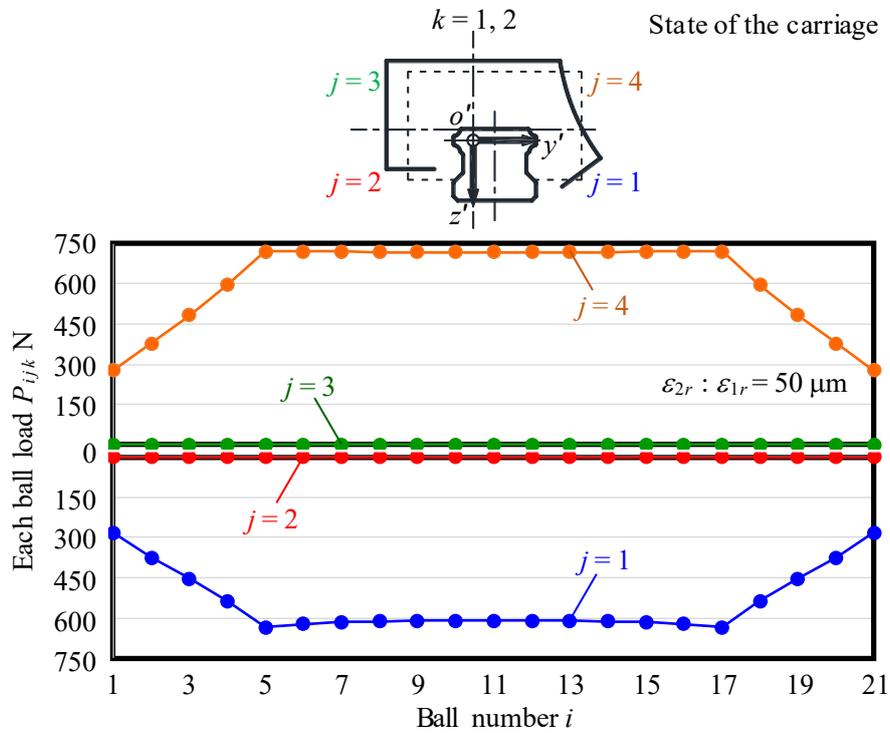


Fig. 4.13 Analysis result of each ball load in  $\epsilon_{2r} : \epsilon_{1r} = 50 \mu\text{m}$  misalignment condition

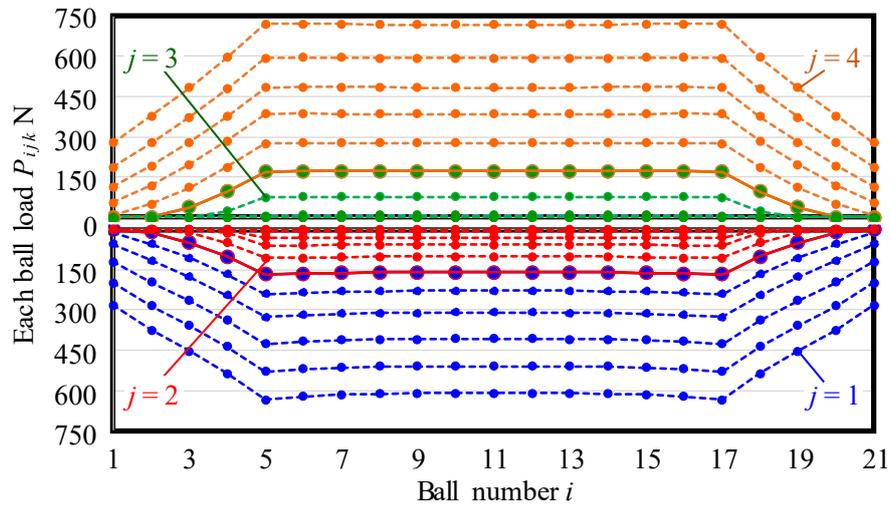


Fig. 4.14 Analysis result of each ball load in  $\epsilon_{2r}$  changes from  $\epsilon_{1r} = 0$  to  $50 \mu\text{m}$  misalignment condition

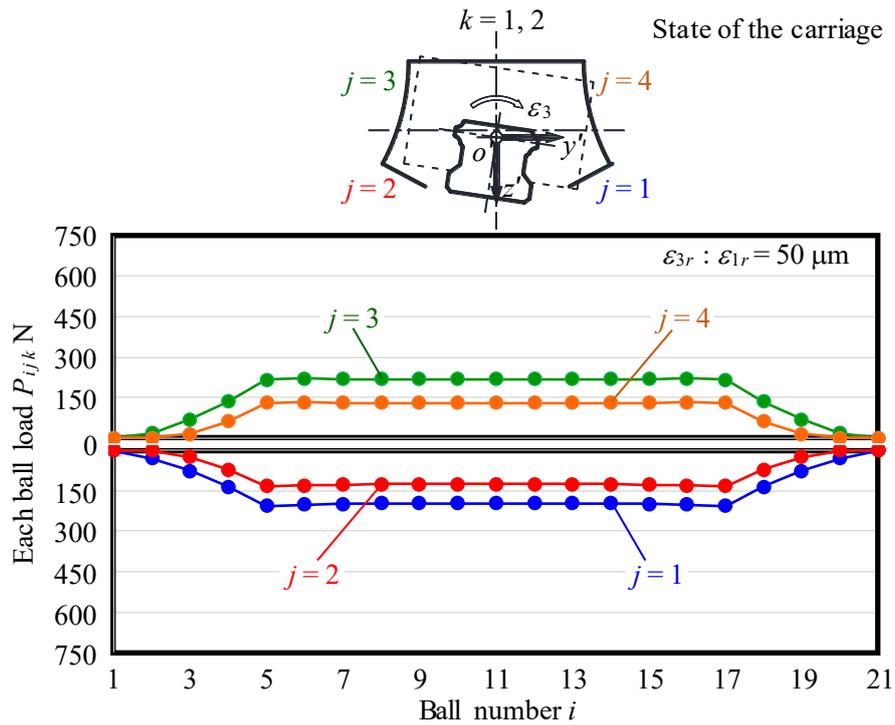


Fig. 4.15 Analysis result of each ball load in  $\varepsilon_{3r} : \varepsilon_{1r} = 50 \mu\text{m}$  misalignment condition

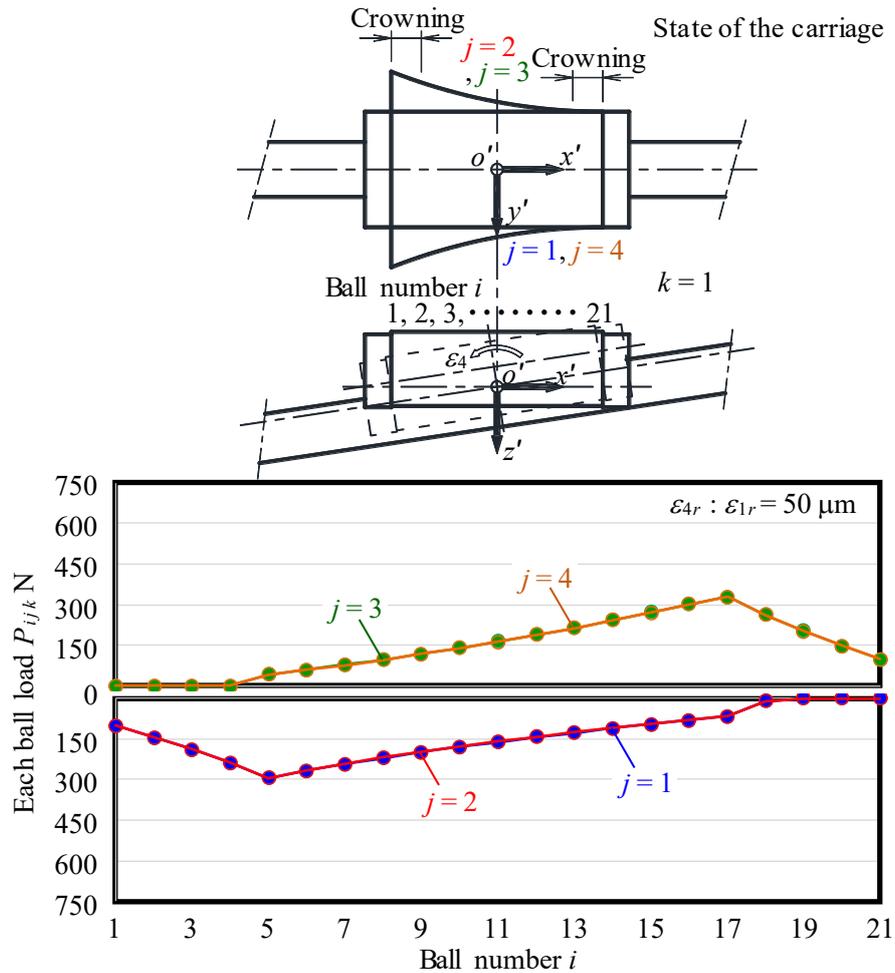


Fig. 4.16 Analysis result of each ball load in  $\varepsilon_{4r} : \varepsilon_{1r} = 50 \mu\text{m}$  misalignment condition

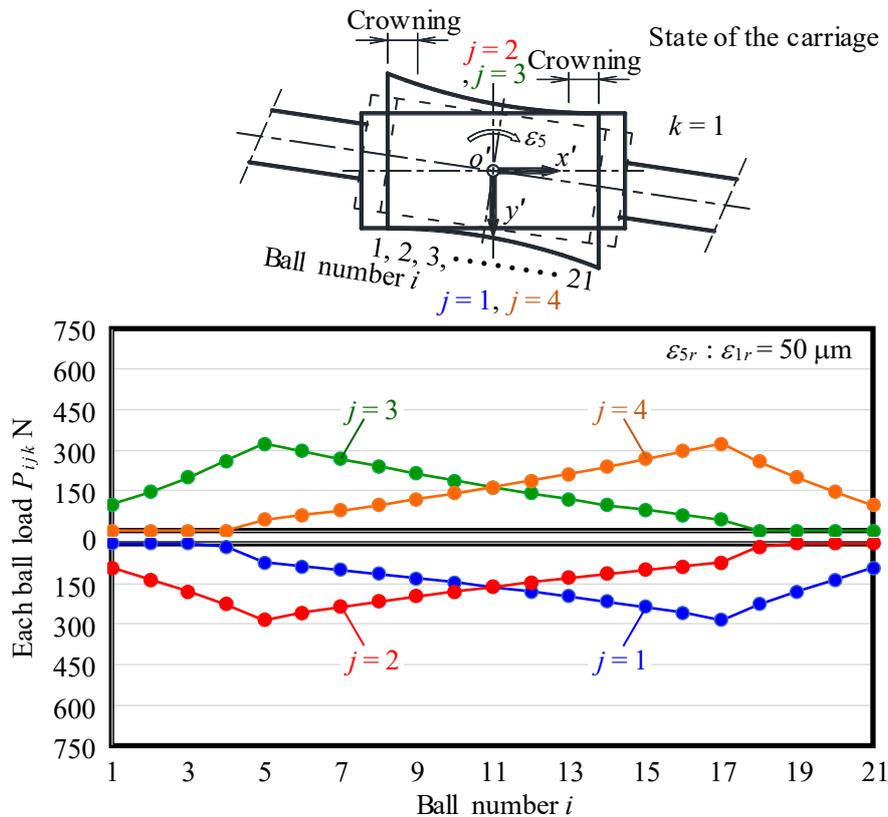


Fig. 4.17 Analysis result of each ball load in  $\varepsilon_{5r} : \varepsilon_{1r} = 50 \mu\text{m}$  misalignment condition

#### 4.4 解析結果の考察

以上、LMBG システム内の最大玉荷重や総玉荷重、 $2\kappa D_a$  ストローク内での最大玉荷重や総玉荷重の変動、総負荷玉数、さらに各方向に位置誤差を与えたときの各玉荷重の分布状態の解析をおこなった。

図 4.6, 図 4.8, 図 4.9 より、最大玉荷重、総玉荷重、総玉荷重の変動が最も大きくなっているのは水平位置誤差を与えたときであり、ウェービング振幅値に影響を与えているのは玉荷重の増加や変動であるということはいえそうである。しかし、ピッチング位置誤差やヨーイング位置誤差でもそれらは増加しているがウェービング振幅値には影響を与えていない。図 4.7 より最大玉荷重の変動に至っては水平位置誤差のときよりも大きくなっている。よって、これだけでは説明ができない。

その考察のため図 4.11~4.17 の各玉荷重の分布状態に着目する。全体を通して見てみると、玉荷重はピッチング位置誤差とヨーイング位置誤差のみが  $x'$  方向に対称となっておらず、各玉列番号内の玉荷重が大きく異なっている。クラウニング部分の変化はあるものの、それを除いた軌道面中央ストレート部の玉荷重が一定ではない。LMBG の設計上、ピッチングやヨーイングモーメント

が作用すれば一つの軌道面内の荷重が一定ではなくなることは想定でき、軌道面中央ストレート部端部に位置する玉に荷重が集中することになる。垂直荷重、水平荷重やローリングモーメントが作用した時には玉荷重は  $x'$  方向に対称となるために一つの軌道面内の荷重は一定となり、どれか一つの玉に荷重が集中することはない。よって、ピッチングやヨーイングモーメントが作用したときの最大玉荷重は、垂直荷重、水平荷重やローリングモーメントが作用した時よりも大きくなると考えられる。しかし、それでも最大玉荷重、総玉荷重、総玉荷重の変動は水平位置誤差を与えたときを上回ってはいない。上回っているのは最大玉荷重の変動のみである。

そこで、図 4.11～4.17 において、徐々に  $2\kappa D_a$  ストロークしていく状態、すなわち玉位置を動かしていく状態を考えると、垂直、水平、ローリング位置誤差のときに比べてピッチング、ヨーイング位置誤差は、 $x'$  方向に玉荷重が一定ではないので、軌道面中央ストレート部端部の玉に作用している最大玉荷重と、その玉がクラウニング部へ侵入していったとき、軌道面中央ストレート部端部へまだ移動していない隣の玉に最大玉荷重が作用したときでは、大きな最大玉荷重の差が生じると考えられる。よって最大玉荷重の変動が大きいという解析結果が図 4.7 に現れたといえる。もちろん、水平位置誤差を与えた場合でもこの最大玉荷重の変動は増加しているが、それは元々大きな最大玉荷重を発生させているから、その変動も相対的に大きくなっているからと考えられる。また、垂直やローリング位置誤差では最大玉荷重も総玉荷重も、それらの変動もほとんど確認できない。

したがって、ウェービング振幅値に最も大きく影響を与えているのは、LMBG システム内一個の最大玉荷重の増加やその変動ではなく、LMBG システム内での総玉荷重の増加であるということである。

では何故、水平位置誤差を与えた場合にだけそのようなことが起きるのか、その考察のため図 4.10 の総負荷玉数に着目する。

これより、水平位置誤差を与えたときだけ極端に減少していることがわかる。すなわち総負荷玉数の減少が総玉荷重を大きくしたといえる。これは図 4.14 における玉列番号  $j=2$  は  $\varepsilon_{2r} : \varepsilon_{1r} = 40 \sim 50 \mu\text{m}$  の間で、 $j=3$  は  $\varepsilon_{2r} : \varepsilon_{1r} = 20 \sim 30 \mu\text{m}$  の間で荷重が作用していない状態となってることと、図 4.10 における総負荷玉数の減少が同様の位置で急激に起きていることと一致する。さらには図 4.5 のウェービング振幅値の増加の線図にも、前述のように同様の位置でほんのわずかな変曲点として現れている。

図 4.13 および図 4.14 に示したようなある玉列に荷重が作用していない状態は、LMBG 内の 4 つの玉列全てに荷重が作用している予圧状態から逸脱しており、予圧が解放されている状態である。他の方向の位置誤差を与えたときには

予圧開放状態にはなっておらず，唯一，水平位置誤差を与えたときだけ予圧解放状態となっている．垂直位置誤差，ローリング位置誤差はともに，向きは異なるがキャリッジをレールに対して  $\varepsilon_3$  方向へ回転させた状態，すなわち垂直位置誤差では若干キャリッジが  $-z'$  方向へ移動しているが，キャリッジを  $x'$  軸まわりに回転させた状態であり，4つの玉列でバランスを保ちながら荷重が変化していき，今回与えた誤差の範囲では予圧は解放されていない．ピッチング位置誤差，ヨーイング位置誤差も，方向は異なるがキャリッジをレールに対して  $x'$  方向に回転させた状態，すなわちキャリッジを  $y'$  軸まわり， $z'$  軸まわりに回転させた状態であり，軌道面端部近傍の玉荷重が3～4個程度荷重が作用していない状態とはなっているが，4つの玉列でバランスを保ちながら荷重が変化していき，今回与えた誤差の範囲では予圧は解放されていない．唯一，水平位置誤差のみが  $x'$ ， $y'$ ， $z'$  軸まわりの回転とは異なり，どの軸に対しても対称形は保たれていない．これが早期の予圧開放，総負荷玉数の減少を招いたといえる．

したがって，ミスアライメントによって各 LMBG で予圧開放とならなければ，総負荷玉数も減少せず，総玉荷重の大きな増加も起こらず，全体としてウェービング振幅値に変化は生じないといえる．

また，図 4.7 の最大玉荷重の変動において，ピッチングやヨーイング位置誤差による増加が，ミスアライメントが  $5 \sim 12 \mu\text{m}$  辺りで増加が一旦止まり，それを超えるとまた増加していくという現象は，図 4.16, 4.17 で示したように軌道面内での玉荷重の分布が，初め均等であったものから徐々に不均等となっていく過程で，軌道面中央ストレート部とクラウニング部での負荷のバランスが保たれる範囲で変化が一旦止まり，その後またバランスが崩れていくという様子を表していると考えられる．

#### 4.5 定格寿命への影響

ミスアライメントによって LMBG 内の玉荷重に変化が生じているということは，当然定格寿命への影響も懸念される．そこで定格寿命の計算をおこなった．

ISO に定義されている定格寿命式<sup>3)</sup>は

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \quad (4-3)$$

- $L_{10}$  : 定格寿命 km
- $C$  : 基本動定格荷重 N
- $P$  : 等価作用荷重 N

となっており，基本動定格荷重も等価作用荷重も大きさと方向の変わらない一定の荷重と定義されている．今回のように各玉，各玉列で荷重が異なる場合

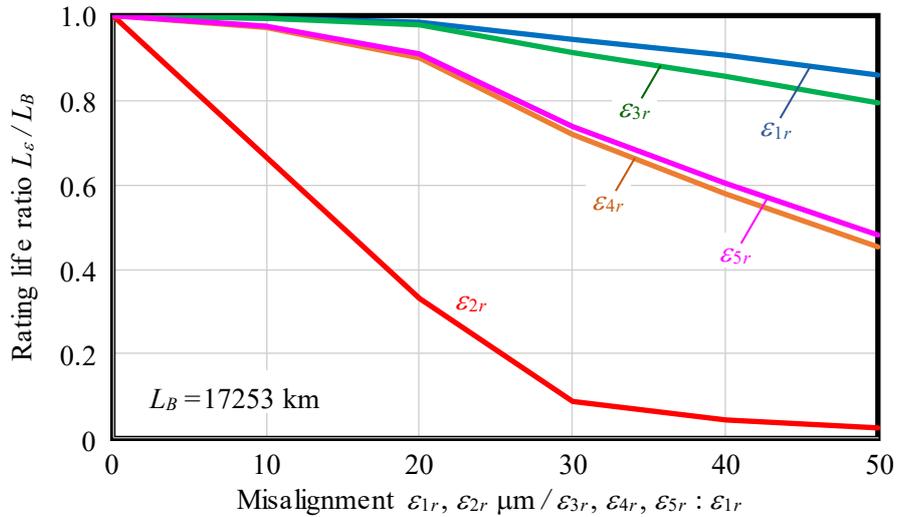


Fig. 4.18 Analysis result of relation between misalignment and rating life

には本寿命式は適用できない。よって、ISO 式の元の考え方に準じて計算をおこなう必要がある<sup>4)</sup>。今回はミスアライメントを与えたキャリッジ番号  $k=1$  に着目し、ISO 式に準じてストロークはキャリッジ長さの 2 倍とする。また、ミスアライメントは実使用を想定し、使用されるストローク中に変化して存在するものとする。するとストローク中に作用荷重は変化し最大値と最小値が生じるので、一般的にその間をほぼ直線的に変化するものとする等価荷重算出式<sup>5)</sup>を用いて作用荷重を平均化する。

まず、キャリッジ側、レール側それぞれの軌道面 1 列の定格転動体荷重  $Q_{cc}$ 、 $Q_{cr}$  を求め、軌道面 1 列全体での定格転動体荷重  $Q_{cj}$  を次式にて求める。

$$Q_{cj} = Q_{cc} \left\{ 1 + \left( \frac{Q_{cr}}{Q_{cc}} \right)^{-w} \right\}^{\frac{1}{w}} \quad (4-4)$$

つぎに各玉列の等価転動体荷重  $P_{eqj}$  を、ミスアライメントによって生じている荷重のときを最大等価転動体荷重  $P_{eqj \max}$ 、ミスアライメントのない状態で生じている荷重のときを最小等価転動体荷重  $P_{eqj \min}$  として、それぞれ次式にて求める。

$$P_{eqj \max} = P_{ij \max} \left\{ \frac{1}{l} \sum_{i=1}^l \left( \frac{P_{ij}}{P_{ij \max}} \right)^3 \right\}^{-\frac{1}{3}} \quad (4-5)$$

$$P_{eqj \min} = P_{ij \min} \left\{ \frac{1}{l} \sum_{i=1}^l \left( \frac{P_{ij}}{P_{ij \min}} \right)^3 \right\}^{-\frac{1}{3}} \quad (4-6)$$

ここで得られた  $P_{eqj \max}$  と  $P_{eqj \min}$  より最終的な各玉列の等価平均転動体荷重  $P_{eqje}$  を次式にて求める。

$$P_{eqje} = \frac{1}{3}(P_{eqj\min} + 2P_{eqj\max}) \quad (4-7)$$

最後に (4-4), (4-7) 式をもちいて定格寿命  $L$  を次式により求める.

$$L = \left\{ \sum_{j=1}^4 \left( \frac{Q_{cj}}{P_{eqje}} \right)^{-\frac{10}{3}} \right\}^{-\frac{9}{10}} \quad (4-8)$$

図 4.18 に計算した結果を, 横軸にミスアライメント, 縦軸にミスアライメントがない時の定格寿命  $L_B$  に対するミスアライメントがあるときの定格寿命  $L_c$  の比を示す.

これより, ミスアライメントによって明らかに定格寿命に影響を与えていることがわかる. 特に水平位置誤差  $\varepsilon_{2r}$  はその影響が大きく, ミスアライメントによって生じた荷重の影響を大きく受けていることがわかる. ピッチング位置誤差  $\varepsilon_{4r}$  とヨーイング位置誤差  $\varepsilon_{5r}$  はほぼ同じような影響を受けており, 例えば 2 割低下するときのミスアライメントは  $\varepsilon_{4r}, \varepsilon_{5r} : \varepsilon_{1r} = 25 \mu\text{m}$  位とわかる. 垂直位置誤差  $\varepsilon_{1r}$  とローリング位置誤差  $\varepsilon_{3r}$  もほぼ同じような影響を受けているが, 影響の受け方がミスアライメントに対して緩やかで, ミスアライメントは  $\varepsilon_{1r}, \varepsilon_{3r} : \varepsilon_{1r} = 50 \mu\text{m}$  位でようやく 2 割程度低下する.

#### 4.6 結 言

本研究から得られた結果を要約するとつぎのようになる.

- (1) LMBG 取付時に生じるミスアライメントのうち, ウェービング振幅値に影響を与えるのは主に水平方向のミスアライメントであることがわかった.
- (2) その原因は, LMBG が予圧開放状態となり, 総負荷玉数が減少し, 総玉荷重が増加したからである.
- (3) 水平方向のミスアライメントのみが予圧開放を早めた理由は, LMBG にとって水平方向は, LMBG 中心に  $o'-x'y'z'$  右手系座標系を設定した場合, どの軸に対しても対称性がとれない方向に変位をするためである.
- (4) ミスアライメントによって生じた荷重により定格寿命も低下する. その割り合いは, 水平方向は顕著で, ついでピッチング・ヨーイング方向, 垂直・ローリング方向は緩やかである.

以上, ミスアライメントがウェービング振幅値に与える影響を理論的に解明してきたが, そのミスアライメントによって生じた荷重による定格寿命への影響も想定しておかなければならない. よって, ウェービング振幅値を低減させた高精度実機テーブルを設計する際には, 本解析にてシミュレーションを実施し, 実現したいウェービング振幅値にするために必要な取付面精度と, その際

に生じる定格寿命の低下も評価しておく必要がある。さらには必要な実機テーブル剛性<sup>2)</sup>も検討しておく必要がある。それらの結果から、適正な定格荷重、予圧量設定となる LMBG の形式選定や、あるいは1レール当たりのキャリッジ個数を増やすことでテーブル全体としての定格荷重を増加させることなどを検討していく必要がある。

## 参 考 文 献

- 1) 高橋 徹, 野口昭治: 直動ボールガイドシステムの高精度化に関する研究—クラウニングとウェービングの関係—, 精密工学会誌, **86**, 3 (2020) 225.
- 2) 高橋 徹, 野口昭治: 直動ボールガイドシステムの高精度化に関する研究—テーブル剛性がウェービング振幅値に与える影響について—, 精密工学会誌, **86**, 10 (2020) 793.
- 3) ISO14728-1 : 2017 Rolling bearings — Linear motion rolling bearings — Part 1: Dynamic load ratings and rating life.
- 4) 清水茂夫: 機械系のための信頼性設計入門, 数理工学社, (2006) 付録 9.
- 5) 曾田範宗: 軸受, 岩波書店, (1964) 第3章.

## 第 5 章

# ミスアライメントが ウェービング振幅値に与える影響の実験検証

### 5.1 緒 言

ここまで直動ボールガイド (LMBG : Linear Motion Ball Guide) のウェービング発生原理を解明し, その低減方法, テーブル剛性の影響解明, 取付時のミスアライメントの影響解明について研究をおこなってきた。

第 2 章ではウェービング発生原理を解明し, 最小値の存在と, 低減させるための方法を見出した<sup>1)</sup>。第 3 章では LMBG のキャリッジ間を連結する実機テーブルの剛性の影響を見出し, 所望のウェービング振幅値にするために必要な実機テーブルの仕様を導ける設計指針を示した<sup>2)</sup>。第 4 章では LMBG システムモデルにおいて, ベースとレール, テーブルとキャリッジなどの締結部分や, 各部品の加工精度などによって生じるミスアライメントがウェービング現象にどのような影響を与えているかを解明するために理論的な検討をおこなった。その結果は, ミスアライメントのうち主として水平方向がウェービング振幅値に大きく影響を与えており, その他の方向についてはほとんど影響を与えていないというものであった<sup>3)</sup>。

本章では, 第 4 章での理論結果を検証するために専用の実験装置を製作し, 垂直・左右・ローリング・ピッチング・ヨーイングの 5 方向のミスアライメントをそれぞれ付与して実験をおこなった。この結果より, ミスアライメントがウェービング振幅値に与える影響を, 理論と実験の両面から検討を加えた結果を報告する。

### 5.2 理論解析結果

第 4 章, 図 4.1 の理論解析用モデルにて, ミスアライメントに対するモデルテーブル直上の  $z$  方向のウェービング振幅値の解析結果を第 4 章, 図 4.5 に示した。概要は, ミスアライメントはレール 1 のみに与え, 垂直位置誤差  $\varepsilon_{1r}$ , 水平位置誤差  $\varepsilon_{2r}$ , ローリング位置誤差  $\varepsilon_{3r}$  はレール全長に対して, ピッチング位置誤差  $\varepsilon_{4r}$ , ヨーイング位置誤差  $\varepsilon_{5r}$  は, レール全長の中央での値がそれぞれ垂直位置誤差で  $\varepsilon_{1r}$ , 水平位置誤差で  $\varepsilon_{2r}$  となるような正規分布形状誤差を与え, モデルテーブルをレール全長の中央に配置したときの LMBG 中心部に傾き誤差として与えた。 $\varepsilon_{3r}$  はその  $\varepsilon_{4r}$ ,  $\varepsilon_{5r}$  と同値とした。解析は, ミスアライメント  $\varepsilon_{1r}$ ,

$\varepsilon_{2r}$  を  $0 \sim 50 \mu\text{m}$  まで変化させておこなった。  $\varepsilon_{3r}$ ,  $\varepsilon_{4r}$ ,  $\varepsilon_{5r}$  はそれぞれ  $\varepsilon_{1r}$ ,  $\varepsilon_{2r}$  に対応した値となるため第4章同様に  $\varepsilon_{3r}$ ,  $\varepsilon_{4r}$ ,  $\varepsilon_{5r} : \varepsilon_{1r}$  と表記した。

誤差がない状態でのウェービング振幅値は  $Aw\alpha_1 = 0.029 \mu\text{m}$  で、ミスアライメント  $\varepsilon_{1r}$ ,  $\varepsilon_{2r}$  を  $0 \sim 50 \mu\text{m} / \varepsilon_{3r}$ ,  $\varepsilon_{4r}$ ,  $\varepsilon_{5r} : \varepsilon_{1r}$  へと増加させていくと、水平位置誤差  $\varepsilon_{2r}$  のみが大きく影響を与えており、ウェービング振幅値はほぼ一次関数的に大きくなっていった。その他の、垂直位置誤差  $\varepsilon_{1r}$ , ローリング位置誤差  $\varepsilon_{3r}$ , ピッチング位置誤差  $\varepsilon_{4r}$ , ヨーイング位置誤差  $\varepsilon_{5r}$  はほとんど影響を与えておらず、ウェービング振幅値はほぼ変化なしとなった。なお、本解析はレール側に誤差を付与しておこなったが、キャリッジ側に誤差を付与しても同等の結果であるため、図4.5は添え字  $r$  を  $c$  として読んでもよい。

### 5.3 実 験

#### 5.3.1 実験装置

図5.1に第4章の理論結果を検証するために用いた実験装置を示す。装置の土台となるフレームは、水平出しをおこなえるように実験場の床にレベリングブロックを配置し、その上に脚をセットする。フレームの上に除振パッドを介して定盤をセットし、その上にLMBGを取り付けるベースを固定する。そのベースの上にLMBGを1軸実機テーブルとして組み付けてある。

実機テーブルに取り付けたフレームにリニアスケール読み取りヘッドを固定し、定盤に固定したフレームにリニアスケールを設置してLMBGシステムの走行精度、ウェービングを測定する。このリニアエンコーダは二次元タイプで、直交する2方向の位置情報を同時に得られるものであり、ストローク方向である  $x$  軸方向の位置情報と同時に、測定したい  $z$  軸方向の位置情報、すなわち走行精度が得られる。そのため、駆動装置には高精度な駆動が可能な一軸アクチュエータ等は使用せず、振動等の影響が出にくいステッピングモータによるタイミングベルト駆動方式とした。これまでは主に一軸アクチュエータによる駆動方式を採用していたが、そのアクチュエータに組み込まれているボールねじの微小なリード誤差、よろめき精度や軸の真円形状誤差などが走行精度測定結果に少なからず影響を及ぼしており、LMBGシステムのウェービング測定にとっては阻害要因であったことから、今回はそれらの影響を受けにくい本方式とした。

LMBG位置、駆動位置、測定点位置が上下方向に離れているが、今回の実験に際しては、以下①～③の理由により、問題なくLMBGシステムの走行精度、ウェービングが測定できるものと考えた。

- ① 今回の測定対象は、LMBGシステム中央直上の  $z$  方向の走行精度、ウェービングであるので、実機テーブル自身のピッチング方向の変位の影響を受

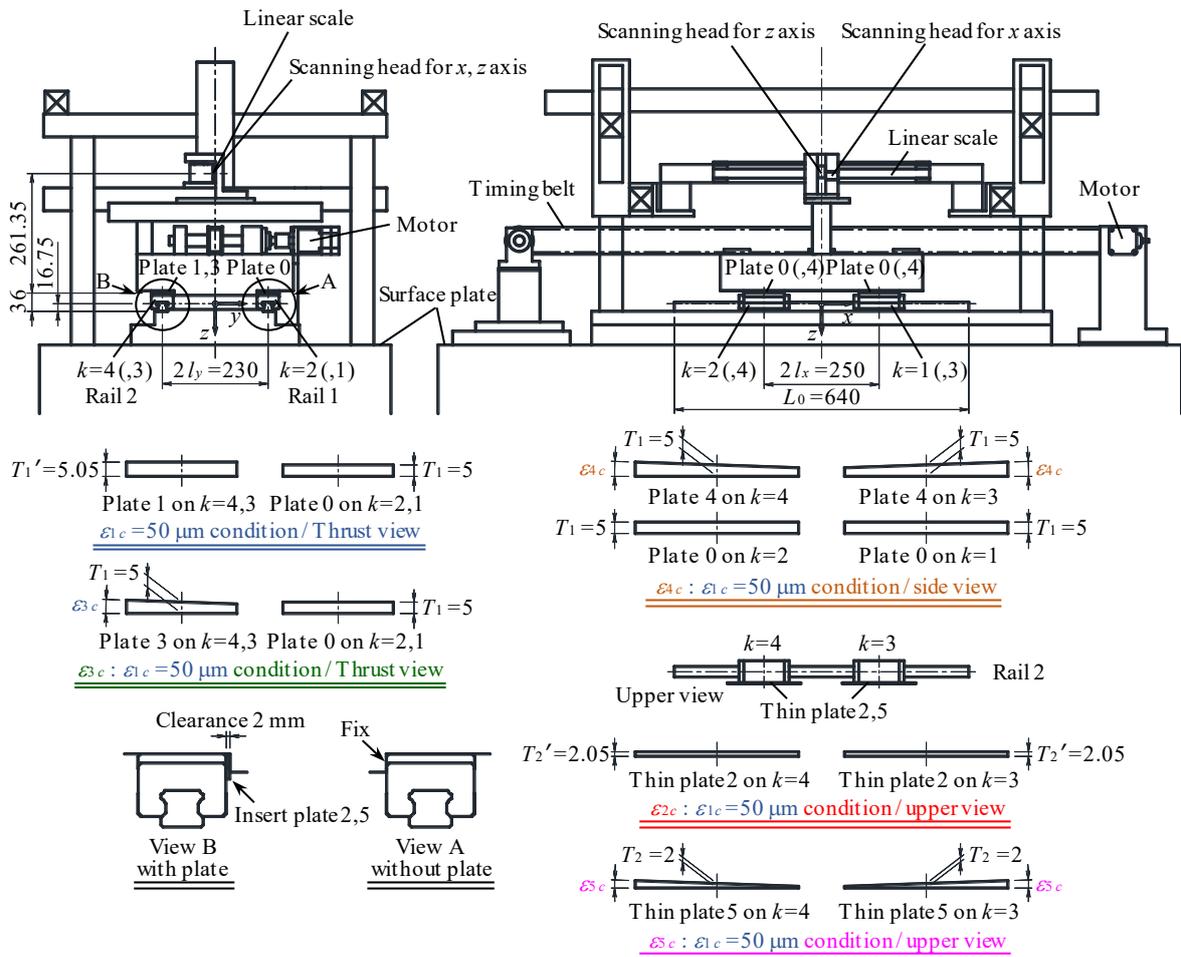


Fig. 5.1 Experimental system and misalignment setting outline

けにくい。

- ② 実機テーブルは長さ 440 mm × 幅 340 mm × 厚さ 80 mm，テーブル底面側のレール間に長さ 440 mm × 幅 180 mm × 厚さ 10 mm の肉厚部がある鋼製で，質量は約 100 kg であり，既報<sup>2)</sup>で示したテーブル変形は十分に小さくなる大きな曲げこわさを有している。
- ③ LMBG の転がり抵抗と駆動位置が離れていることによりピッチング方向モーメントが発生するが，本仕様の LMBG システムの転がり抵抗は，水平位置誤差を与えた状態で最大となり約 90 N 程度である(後述)．モーメントの腕の長さは  $80 \text{ mm} + 36 \text{ mm} - 16.75 \text{ mm} = 99.25 \text{ mm}$  であるので，そのモーメントは  $90 \text{ N} \times 99.25 \text{ mm} = 8932.5 \text{ N} \cdot \text{mm}$  となる．このモーメントにより LMBG に作用する力は， $8932.5 \div 2 \div 250 \approx 17.87 \text{ N}$  となる．本仕様の約 100 kg の実機テーブルを組み付けた状態の予圧荷重を含めた LMBG の垂直方向荷重は  $3726 \text{ N}$ <sup>2)</sup> であるので，荷重の変化は約 4.8% で

**Table 5.1** Measurement instruments and condition

Feed device	Timing belt drive with stepping motor
Feed rate	1 mm/s
Stroke	300 mm
Measuring device	Two dimensional linear encoder /DR. JOHANNES HEIDENHAIN GmbH
Recorder	POWER UMAC /OMRON Corporation

**Table 5.2** LMBG specification

Type	ISO #25
Ball diameter	$D_a = 3.969$ mm
Oversize volume	$\lambda = 0.0096$ mm
Ball pitch	$\kappa D_a = 4.27$ mm
Comformity factor	$f = 0.515$
Carriage length	$2u_x = 88.0$ mm
Pitch of circulations	$2u_y = 23.172$ mm $2u_z = 6.436$ mm
Initial contact angle	$\gamma = 45^\circ$
Crowning shape	$\lambda_e = D_a / 330$ $X_r = 4.8D_a$

ある。この荷重変化による LMBG の変位は  $0.02 \mu\text{m}^1$ ) となり、LMBG システムのピッチング方向の姿勢変位はわずかでしかない。さらに、仮にわずかなピッチング方向の変位が生じていたとしても、① 同様、その影響を受けにくい。

駆動は、実験装置や実機テーブルの振動等の影響を受けにくくするために極力低速にて与えた。表 5.1 に測定条件と使用機器、表 5.2 に第 4 章での理論解析と本実験に用いた LMBG 仕様を示す。予圧付与品となる玉径のオーバーサイズ量は  $\lambda = 0.0096$  mm、クラウニングは本仕様にてウェービングが最小となる最適値の深さ  $\lambda_e = D_a / 330$ 、長さ  $X_r = 4.8D_a$  である。

### 5.3.2 実験装置の振動特性

走行精度測定結果からウェービングを正しく評価できるか確認するために、実験装置の振動特性を把握しておく必要がある。そこで、ミスアライメントの

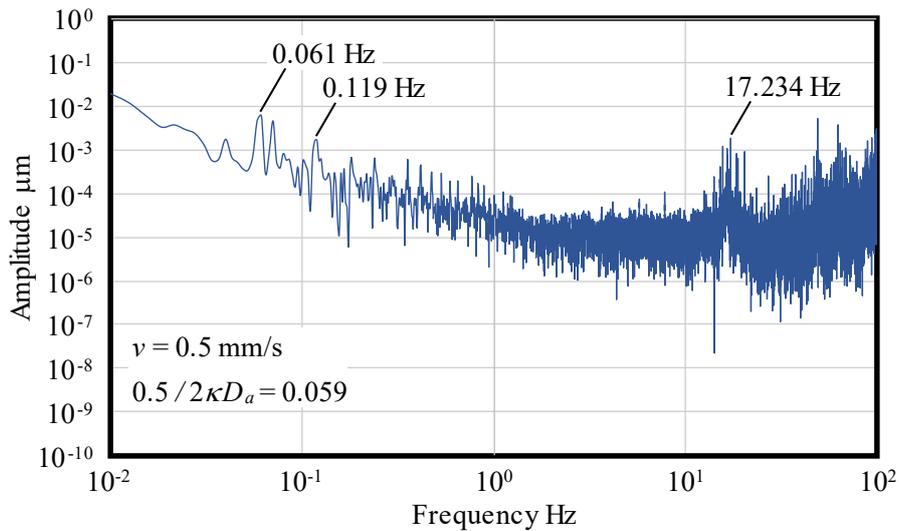


Fig. 5.2 Vibration measurement results at 0.5 mm/s speed

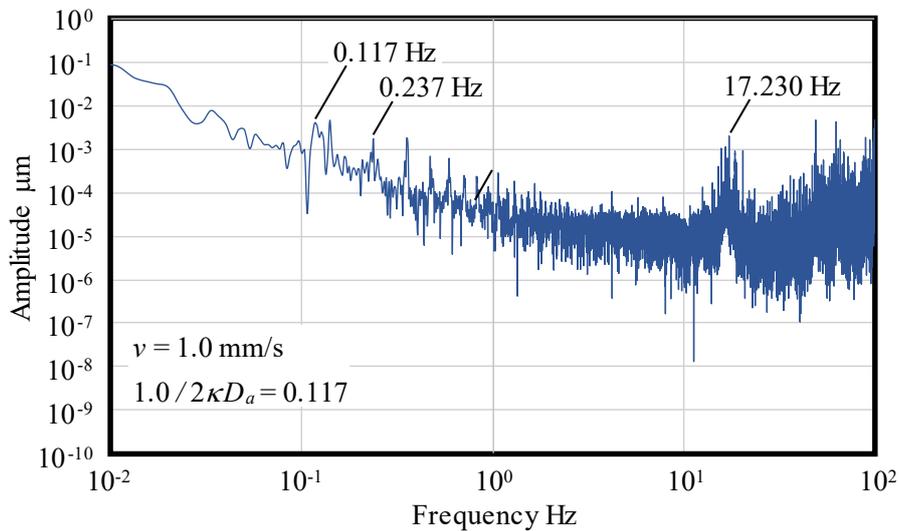


Fig. 5.3 Vibration measurement results at 1.0 mm/s speed

ない状態の LMBG システムにて送り速度を変化させて振動測定をおこなった。送り速度が 0.5 mm/s のときを **図 5.2** に、1.0 mm/s のときを **図 5.3** に、2.0 mm/s のときを **図 5.4** に、5.0 mm/s のときを **図 5.5** にそれぞれ示す。横軸に周波数、縦軸に振幅を示す。LMBG システムがウェービングを起こす周期は玉ピッチの 2 倍の  $2\kappa D_a$  であるので<sup>1)</sup>、それぞれの送り速度を  $2\kappa D_a$  で除した結果、すなわち各送り速度におけるウェービング発生周波数を示しておく。

周波数の低いところから最初に現れたピーク周波数と、その約 2 倍近傍に現れた周波数をピックアップして示した。それと全ての結果に 17 Hz 近傍に高いピークが現れたのでその周波数も示した。

これより、最初に現れたピーク周波数と 2 倍近傍に現れた周波数は、送り速

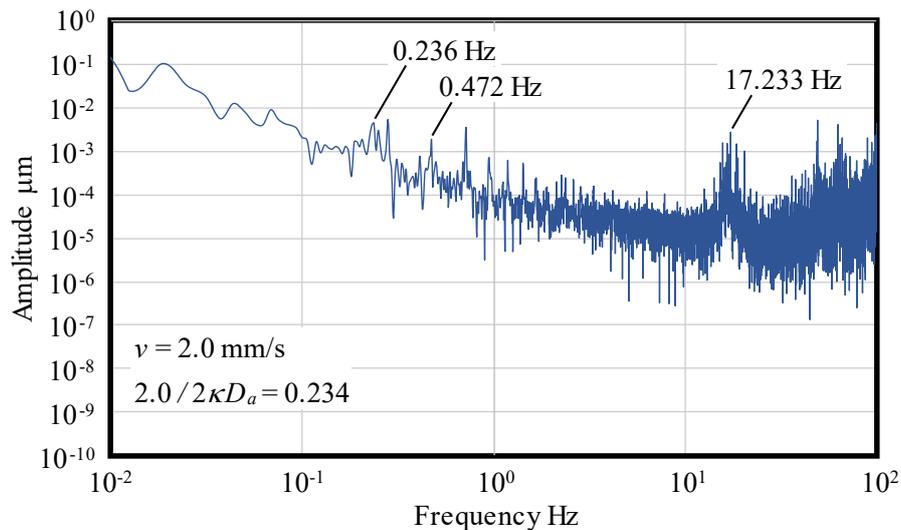


Fig. 5.4 Vibration measurement results at 2.0 mm/s speed

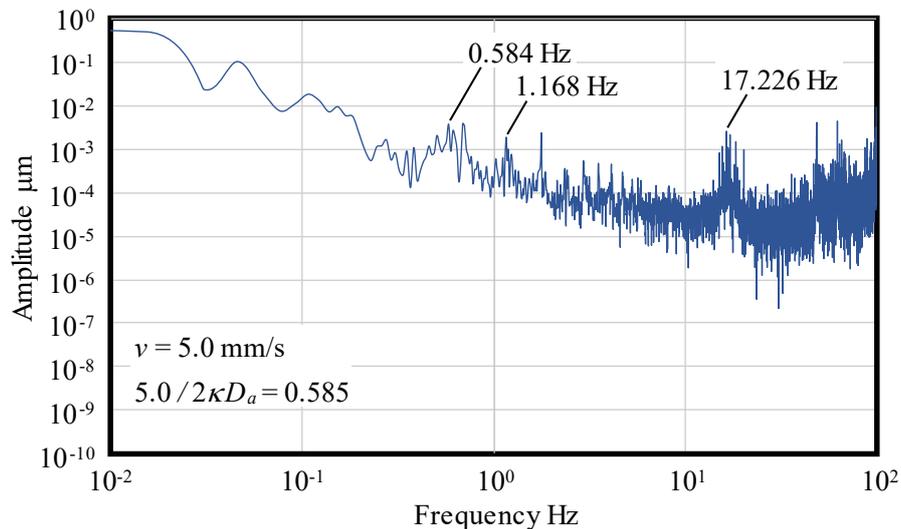


Fig. 5.5 Vibration measurement results at 5.0 mm/s speed

度が低い 図 5.2, 図 5.3 では 0.003 Hz だけずれているが, 図 5.4, 図 5.5 ではちょうど 2 倍となっていることから, ほぼ基本波と高調波の関係であるといえる. 送り速度の増加に対してもほぼ正確に比例関係を保ってその周波数も増加している. さらに, 最初に現れたピーク周波数は, 図 5.2 ~ 図 5.5 すべてでウェービング発生周波数と 0 ~ 0.002 Hz しかずれていない. よって, このピークは LMBG システムのウェービング現象の表れであろうと推測される.

17 Hz 近傍のピーク周波数は図 5.2 ~ 図 5.5 でほぼ変化せず 17.226 ~ 17.234 Hz である. 送り速度に依存しない周波数, すなわちこれは本実験装置固有の振動であると考えることができる.

この実験装置の振動は, ウェービング振動と推測される振幅値と同等の振幅

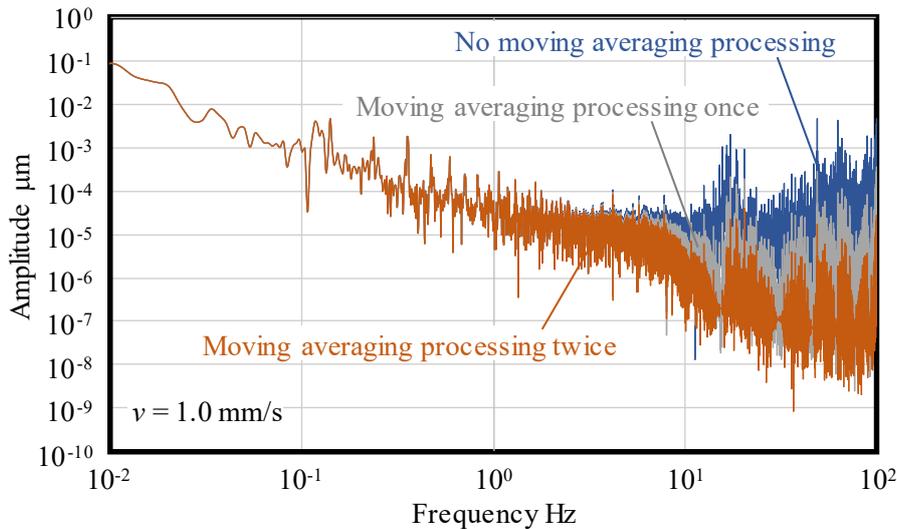


Fig. 5.6 Vibration characteristic variation by the moving average filter

値を示しているのので、ウェービングを正確に評価できなくなってしまう可能性がある。そこで、図 5.4 より概略値として 5 Hz をカットオフ周波数としてローパスフィルターをかけることにする。方法は、ローパスフィルターと同等の処理となる移動平均<sup>1), 2)</sup>を、次式から導いた移動平均サンプル数にておこなう(付録 A)。

$$f_c = \frac{f_s}{3(2n+1)} \quad (5-1)$$

$f_s$  : サンプル周波数 Hz

$f_c$  : カットオフ周波数 Hz

$n$  : 移動平均サンプル数

今回  $f_s = 200$  Hz であり、 $f_c = 5$  Hz としたので、 $n \doteq 6$  となる。

図 5.6 に、送り速度 1 mm/s のときの、移動平均処理前と、移動平均処理を 1 回、2 回おこなった後の振動特性を示す。17 Hz 近傍の振幅値の値が小さくなっているのがわかる。また、ウェービング振幅推測値およびその高調波が含まれる範囲として概ね 1 Hz 以下の振幅値に変化がないことがわかる。

したがって、実験装置の振動特性が把握でき、ローパスフィルターと同等の移動平均処理をおこなうことで、ウェービングを正しく評価できると考える。

### 5.3.3 実験方法

まず、ミスアライメントを与えていない状態で走行精度測定を実施する。

つぎに、解析での最大誤差である  $\varepsilon_1, \varepsilon_2 = 50 \mu\text{m} / \varepsilon_3, \varepsilon_4, \varepsilon_5 : \varepsilon_1$  のミスアライメントを与えて実験をおこなう。解析ではレール側へ誤差を与えたが、実験で

は作業性を考慮し、同等であるキャリッジ側へ与える。誤差は  $\varepsilon_1 \sim \varepsilon_5$  まであり、各方向に応じたプレート 0～5 をキャリッジと実機テーブル間に挟むことにより誤差を与える。

図 5.1 に示すように、垂直位置誤差  $\varepsilon_{1c}$ 、ローリング位置誤差  $\varepsilon_{3c}$ 、ピッチング位置誤差  $\varepsilon_{4c}$  は、レール 1 側のキャリッジ番号  $k=1,2$  上に厚さ  $T_1=5$  mm のプレート 0 を、レール 2 側のキャリッジ番号  $k=3,4$  上に、厚さ  $T_1'=5.05$  mm のプレート 1、中央の厚さ  $T_1=5$  mm として幅方向に傾き  $\varepsilon_{3c}$  を与えたプレート 3、同様に長手方向に傾き  $\varepsilon_{4c}$  を与えたプレート 4 を、それぞれ載せた状態で実機テーブルを組み付けることによって与える。

水平位置誤差  $\varepsilon_{2c}$ 、ヨーイング位置誤差  $\varepsilon_{5c}$  は、図 5.1 の A, B 部拡大図のように、LMBG システムとして正しく実機テーブルを組み付ける際には、レール 1 側のキャリッジ番号  $k=1,2$  に横方向に突き当てて、レール 2 側のキャリッジ番号  $k=3,4$  にはすきまを設けるとするのが一般的であり、このすきまを 2 mm に設計してあるので、このすきまへプレートを挟むことにより誤差を与える。すなわち、水平位置誤差  $\varepsilon_{2c}$  は厚さ  $T_2'=2.05$  mm のプレート 2、ヨーイング位置誤差  $\varepsilon_{5c}$  は中央の厚さ  $T_2=2$  mm で長手方向横向きに傾き  $\varepsilon_{5c}$  を与えたプレート 5 を、それぞれ挟んだ状態で実機テーブルを組み付けることによって与える。

$\varepsilon_{1c} = \varepsilon_{2c} = 50 \mu\text{m}$  のとき設定条件より  $\varepsilon_{3c} = \varepsilon_{4c} = \varepsilon_{5c} = 2.765 \times 10^{-4}$  となる。プレート 3 両端の高さ違いは、キャリッジ幅が 48 mm あるので  $13.3 \mu\text{m}$ 、プレート 4 両端の高さ違い、プレート 5 幅方向の位置違いは、キャリッジ長さ  $2U_x=88$  mm なので  $24.3 \mu\text{m}$  となる。

### 5.3.4 実験結果と考察

ミスアライメントを与えていない状態と各 5 方向の誤差を与えたときの実験結果と各種解析結果を、以下それぞれの図に示す。

図 5.7, 転がり抵抗測定結果。

図 5.8,  $z$  方向走行精度測定結果。ストローク始点と終点を 0 に補正してある。グラフの上下幅がほぼ真直度となる。

図 5.9, 図 5.8 から、うねり成分を抽出した図。うねり成分は第 2 章, 第 3 章(付録 A)同様移動平均により導いた。移動平均距離も第 2 章, 第 3 章同様  $x_t = \kappa D_a$  とした。

図 5.10, 図 5.8 から図 5.9 を差し引いて小さなうねり成分のみを抽出した結果。ほぼウェービングを示すものとする。

図 5.11, 図 5.10 を波長解析した結果。

図 5.12, 図 5.10 の  $x=10 \sim 290$  において、各  $x$  値の前後  $\kappa D_a$  間、 $x - \kappa D_a \sim x + \kappa D_a$  間、すなわち  $2\kappa D_a$  範囲内での最大値と最小値の差を示した結果。ほぼ

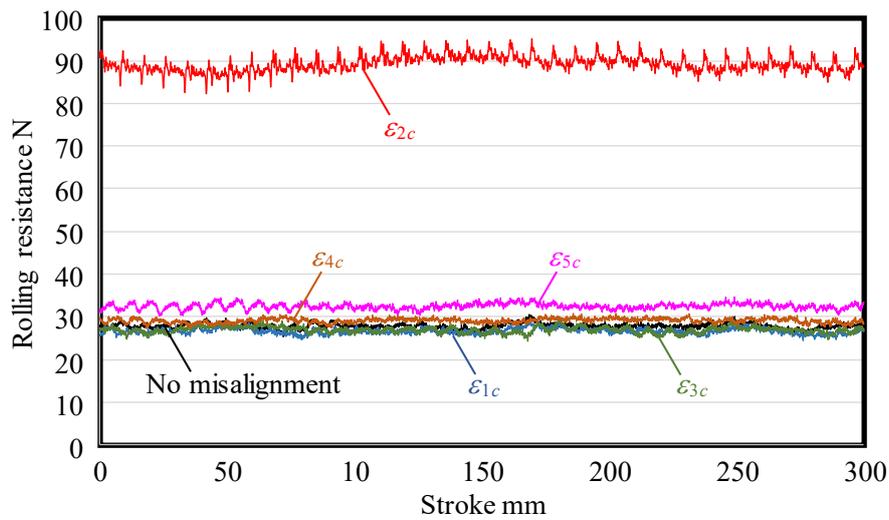


Fig. 5.7 Rolling resistance measurement result with no misalignment and  $\varepsilon_{1c}, \varepsilon_{2c} = 50 \mu\text{m} / \varepsilon_{3c}, \varepsilon_{4c}, \varepsilon_{5c} : \varepsilon_{1c}$

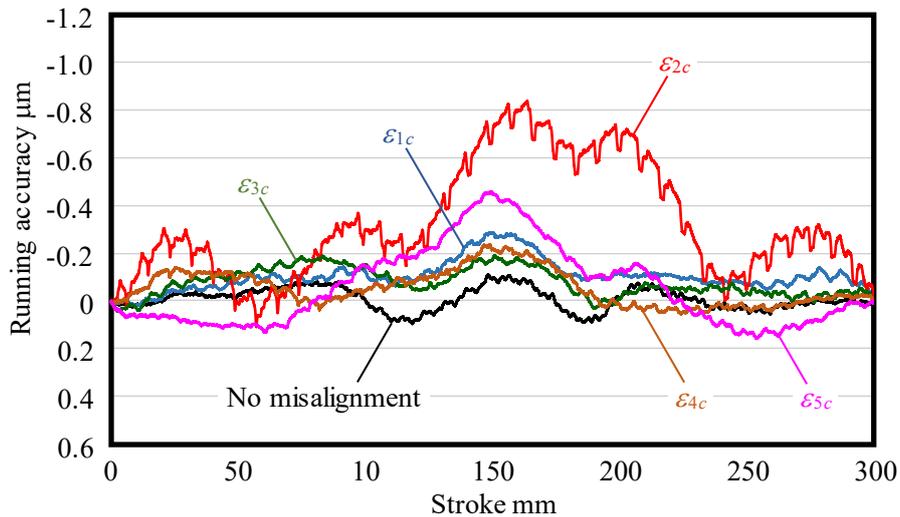


Fig. 5.8 Experiment result of running accuracy in the z direction with no misalignment and  $\varepsilon_{1c}, \varepsilon_{2c} = 50 \mu\text{m} / \varepsilon_{3c}, \varepsilon_{4c}, \varepsilon_{5c} : \varepsilon_{1c}$

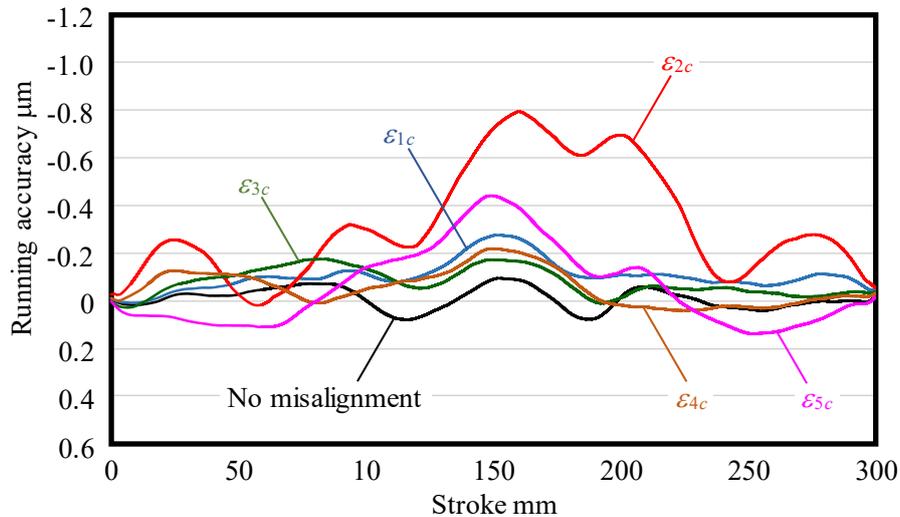


Fig. 5.9 Waviness profile analysis result with no misalignment and  $\varepsilon_{1c}, \varepsilon_{2c} = 50 \mu\text{m} / \varepsilon_{3c}, \varepsilon_{4c}, \varepsilon_{5c} : \varepsilon_{1c}$

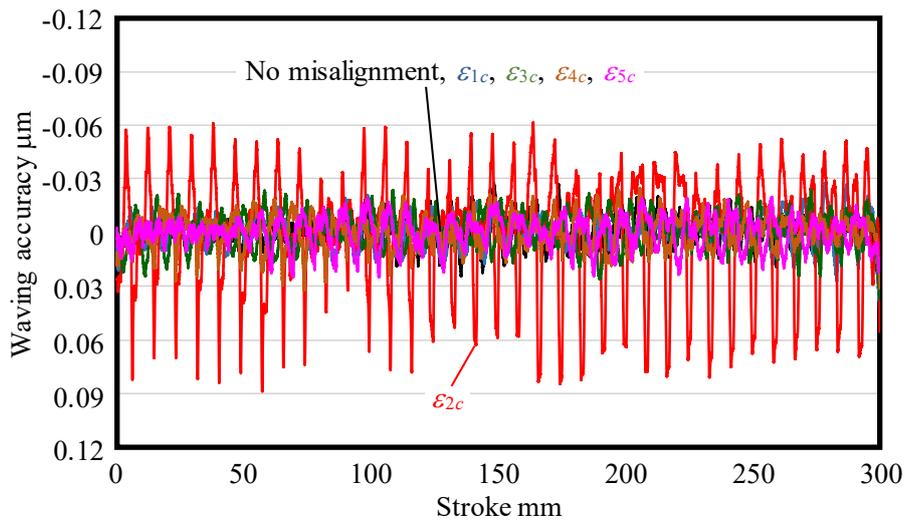


Fig. 5.10 Waving accuracy subtracted waviness profile from measuring value with no misalignment and  $\varepsilon_{1c}, \varepsilon_{2c} = 50 \mu\text{m} / \varepsilon_{3c}, \varepsilon_{4c}, \varepsilon_{5c} : \varepsilon_{1c}$

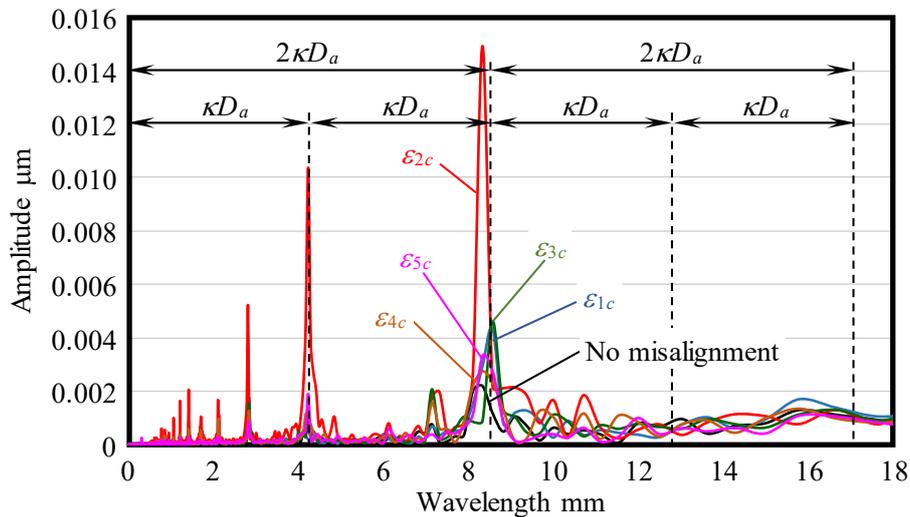


Fig. 5.11 Wavelength analysis result with no misalignment and  $\varepsilon_{1c}, \varepsilon_{2c} = 50 \mu\text{m} / \varepsilon_{3c}, \varepsilon_{4c}, \varepsilon_{5c} : \varepsilon_{1c}$

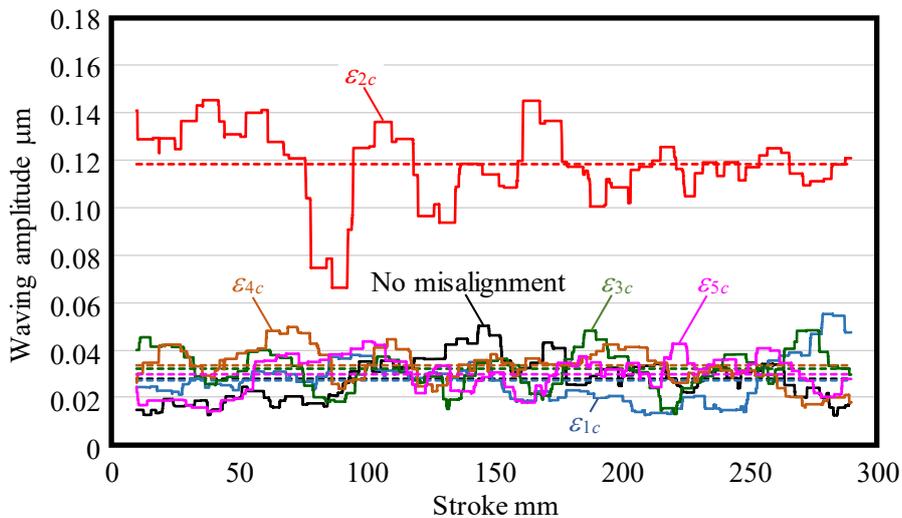


Fig. 5.12 The difference between the maximum and minimum value in the scope of  $2\kappa D_a$  in Fig. 5.10 with no misalignment and  $\varepsilon_{1c}, \varepsilon_{2c} = 50 \mu\text{m} / \varepsilon_{3c}, \varepsilon_{4c}, \varepsilon_{5c} : \varepsilon_{1c}$

ウェービング振幅値を示すものとする。破線は平均値を示す。

図 5.7 の転がり抵抗は、ミスアライメントなしに対し、垂直位置誤差  $\varepsilon_{1c}$ 、ローリング位置誤差  $\varepsilon_{3c}$ 、ピッチング位置誤差  $\varepsilon_{4c}$  付与でほとんど変化がなく、ヨーイング位置誤差  $\varepsilon_{5c}$  付与でわずかに増え、水平位置誤差  $\varepsilon_{2c}$  付与で約 3 倍に増えた。転がり抵抗は、LMBG システム内の総玉荷重に単純に比例するので、第 4 章より  $\Sigma P_{ijk}$  が最も大きい水平位置誤差  $\varepsilon_{2c}$  付与が最も増加し、次いでヨーイング位置誤差  $\varepsilon_{5c}$  付与がわずかに増加したからと考えられる<sup>3)</sup>。

図 5.8, 図 5.9 から真直度は、ミスアライメントなしに対し、垂直位置誤差  $\varepsilon_{1c}$ 、ローリング位置誤差  $\varepsilon_{3c}$ 、ピッチング位置誤差  $\varepsilon_{4c}$  付与でほとんど変化せず、 $0.2 \sim 0.3 \mu\text{m}$  程度、ヨーイング位置誤差  $\varepsilon_{5c}$  付与では約  $0.6 \mu\text{m}$  へと変化し、水平位置誤差  $\varepsilon_{2c}$  付与では約  $0.8 \mu\text{m}$  へと変化した。LMBG システムの真直度は、LMBG 内の負荷分布状態に影響を受けて精度平均化効果<sup>4), 5)</sup> が発現されて決まるものである。ヨーイング位置誤差  $\varepsilon_{5c}$ 、水平位置誤差  $\varepsilon_{2c}$  付与における真直度の変化は、転がり抵抗変化の場合と同様に  $\Sigma P_{ijk}$  の変化<sup>3)</sup> に影響を受けていると考えられ、それはすなわち負荷分布状態の変化に起因していると考えられる。特に水平位置誤差  $\varepsilon_{2c}$  付与では予圧も解放されているので<sup>3)</sup>、その変化が一番大きくなったと考える。測定結果からはウェービングと考えられる細かな変動をしていることが確認できると、ストローク 300 mm に対して真直度  $0.2 \sim 0.8 \mu\text{m}$  という値は、ユーザーによって捉え方は異なると思われるが、例えば工作機械分野で考えれば高精度に分類される値であると考えられる。よって、以後のウェービング分析に対して問題はない結果であると判断する。

図 5.10 のウェービング精度は、水平位置誤差  $\varepsilon_{2c}$  付与のみが突出して大きな値となっており、ミスアライメントなしと、他の位置誤差付与はほぼ同等の値とみなせる。

図 5.11 の波長解析では、いずれもほぼ  $2\kappa D_a = 8.54 \text{ mm}$  の基本波が最大で確認でき、その 0.5 倍の波長も確認できる。しかし、基本波の 1.5 倍や 2 倍の波長はよく確認できなかつた。それと、波長約 3 mm 弱のところとそれ以下に数種類のピークがあるが、各位置誤差の基本波に対して相対的にピークが低いので無視しうると判断する。したがって、図 5.8, 図 5.10 における細かな変動はウェービングであるといえる。

図 5.12 のウェービング振幅値も、図 5.10 同様、水平位置誤差  $\varepsilon_{2c}$  付与のみが突出して大きな値となっており、ミスアライメントなしと、他の位置誤差付与はほぼ同等の値となっている。第 2 章、第 3 章同様ストロークと共にウェービング振幅値が変化していることがわかるのと<sup>1)-3)</sup>、絶対値に比例して変動幅も大きくなっていることがわかる。

特にストローク 90 mm 近傍で大きく低下しているのがわかる。この理由は、

**Table 5.3** Waving analysis and average of experimental result  
in no misalignment and  $\varepsilon_{1c}, \varepsilon_{2c} = 50 \mu\text{m} / \varepsilon_{3c}, \varepsilon_{4c}, \varepsilon_{5c} : \varepsilon_{1c}$   
unit :  $\mu\text{m}$

$w\alpha_1$	Analysis	Experiment		
		Min	Max	Average
No misalignment	0.029	0.012	0.050	0.029
Misalignment $\varepsilon_{1c}$	0.027	0.013	0.055	0.027
Misalignment $\varepsilon_{2c}$	0.105	0.066	0.145	0.118
Misalignment $\varepsilon_{3c}$	0.027	0.013	0.048	0.032
Misalignment $\varepsilon_{4c}$	0.029	0.016	0.050	0.034
Misalignment $\varepsilon_{5c}$	0.026	0.014	0.044	0.030

LMBG システムには4個のキャリッジ、さらに各キャリッジに4つの玉条列があり、それら全ての玉位置を揃えておこなっているのが本研究における解析結果であり、それら全ての玉位置をランダムに設定すると解析結果は約±40%程度変化することはわかっている。よって、玉位置がストロークと共に変化しているのはわかるが、どのように玉位置が決まってくるのかは現在わかっておらず、ここでは最小となる玉位置がちょうどストローク 90 mm のところであった。としか現在は考察できない。この課題は今後も研究をおこない明らかにしたいと考えている。

**表 5.3** に、ミスアライメントなしと、各位置誤差  $\varepsilon_{1c}, \varepsilon_{2c} = 50 \mu\text{m} / \varepsilon_{3c}, \varepsilon_{4c}, \varepsilon_{5c} : \varepsilon_{1c}$  付与での解析結果と実験結果から最小値，最大値，平均値を示す。これより、実験結果の最小値と最大値の間に解析結果が全て入っており、平均値も、解析結果との差が水平位置誤差付与のみ  $0.013 \mu\text{m}$  ほどあるが、他の位置誤差付与では  $0 \sim 0.005 \mu\text{m}$  と小さく、よく合致している。水平位置誤差付与のみ絶対値が大きい分、その差も比例して大きくなったといえる。

第4章、図4.5に示した解析結果に対して、左端のミスアライメントなしと右端の  $\varepsilon_{1c}, \varepsilon_{2c} = 50 \mu\text{m} / \varepsilon_{3c}, \varepsilon_{4c}, \varepsilon_{5c} : \varepsilon_{1c}$  付与の2種類の実験をおこなったが、第4章における理論説明と本実験結果から推察するに、図4.5における中間部分  $0 < \varepsilon_{1c}, \varepsilon_{2c} / \varepsilon_{3c}, \varepsilon_{4c}, \varepsilon_{5c} : \varepsilon_{1c} < 50 \mu\text{m}$  付与の範囲で比例関係が保たれないとは考えにくいので、ほぼ解析通りの実験結果が得られたと判断する。したがって、第4章で原因を理論説明した内容は大筋で検証されたと考える。すなわち、LMBG 中心に  $o'-x'y'z'$  右手系座標系を設定した場合に、どの軸に対しても対称性が取れない方向にキャリッジとレールが相対変位するミスアライメントの場合、予圧の開放を早め、総負荷玉数も減少し、総玉荷重が上昇することにより

ウェービング振幅値に大きく影響を与えるということである。LMBG メーカーカタログには、定格寿命への影響を考慮して、LMBG の各形番、各ラジアルすきま毎に取付許容誤差が明記されている<sup>6)</sup>。本実験に供した LMBG の予圧付与状態である C0 すきまでは、水平位置誤差  $\varepsilon_{2c}$  は 20  $\mu\text{m}$  以下、垂直位置誤差  $\varepsilon_{1c}$  はレール間 500 mm に対して 70  $\mu\text{m}$  とあるので、レール間  $2l_y = 230$  mm においては 32.2  $\mu\text{m}$  以下となっている。それを大幅に超えた範囲での実験であったが、理論と実験はよく合致したといえる。

第4章の解析では、前提条件としてキャリッジやレール側軌道面のうねりといった形状誤差、軌道面半径の形状誤差、4つの軌道面の平行誤差、などの LMBG 製作上の誤差はないものとして扱い、取付時に生じるミスアライメントの影響のみを対象としたが、実験結果からもそれらの影響はほとんどなかったといえる。特にミスアライメントなしの状態における解析結果と実験結果がよく合致していることと、LMBG 製作上の誤差レベルが数  $\mu\text{m}$  オーダーであることを考慮すれば、LMBG 製作上の誤差はあまり影響を与えないと判断する。

### 5.4 結 言

第4章の理論説明結果と、その検証のための本研究結果から、LMBG 取付時に生じるミスアライメントのうち、ウェービング振幅値に影響を与えるのは主に水平方向のミスアライメントであるということがわかった。

これより、ウェービング振幅値を低減させた高精度実機テーブルを設計するには、大筋として、装置の目的に応じた全体としての構想から、LMBG の選定、予圧付与の設定、レール本数、キャリッジ数といった LMBG の配置の設定をし、LMBG の最適なクラウニング形状を導出し<sup>1)</sup>、実現したいウェービング振幅値にするために必要な剛性・曲げこわさとなるようにテーブルを設計し<sup>2)</sup>、特に水平方向に注意して所望のウェービング振幅値となるように取付面精度の設計をおこない、同時に定格寿命の低下<sup>3)</sup>を検討していきながら、全ての条件を満たすようにしていけばよいといえる。

## 参 考 文 献

- 1) 高橋 徹, 野口昭治: 直動ボールガイドシステムの高精度化に関する研究—クラウニングとウェービングの関係—, 精密工学会誌, **86**, 3 (2020) 225.
- 2) 高橋 徹, 野口昭治: 直動ボールガイドシステムの高精度化に関する研究—テーブル剛性がウェービング振幅値に与える影響について—, 精密工学会誌, **86**, 10 (2020) 793.
- 3) 高橋 徹, 野口昭治: 直動ボールガイドシステムの高精度化に関する研究—ミスアライメントがウェービング振幅値に与える影響の理論解明—, 精密工学会誌, **87**, 5 (2021) 433.
- 4) 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, **57**, 10 (1991) 1814.
- 5) 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.
- 6) THK カタログ No.513J (2020) A1-76, A1-470, A1-473.

## 第6章

### 結 論

直動ボールガイドが世界中に普及していく中で、高い精度が要求される分野では、直動ボールガイドのキャリッジがストロークすることにより、キャリッジに対する相対玉位置が変化し、負荷分布状態の変化と変位量の変化が生じることにより現われる、細かい周期的な変動であるウェービングが問題となっており、静圧案内が使用されることが主流となっている。しかし、静圧案内は非常にコストがかかるうえ、量産化が見込めない。この分野を直動ボールガイドに置き換えられればどれほど良いか、という声はあがっている。よって、この直動ボールガイドにおけるウェービング問題を解決するという事は、今後の装置の高精度化要求の達成と低コスト化の両立の観点から、重要な課題であると考え研究に取り組んできた。

本研究では、ウェービング発生原因を解明し、その対策案を創出し、最終的に高精度を要求される機械においても問題なく使用できる直動ボールガイドの低ウェーピング化の実現を目的とした。

この目的を達成するため、本研究では以下に示す課題について取り組んだ。

- ◆ ウェーピング発生原因の解明
- ◆ そこから考えられる対策案の創出
- ◆ ウェーピング現象に影響を与えるテーブル剛性の問題
- ◆ ウェーピング現象に影響を与える取付誤差の問題

本研究より得られた結論と今後の研究課題を以下に整理する。

#### 6.1 第2章～第5章のまとめ

##### 6.1.1 第2章より

LMBG が工作機械のテーブルなどに実際に使用されている状態を想定した LMBG システムにて、一部改良した負荷分布理論式をたて、ウェーピングの発生要因を解明し、軌道面両端部のクラウニングとウェーピングの関係と、最小値の存在の有無について明らかにし、さらに、実験検証し、以下に示すことを明らかにした。

- (1) ウェーピング解析は、実験結果との誤差も小さく、高い信頼性がある。

- (2) LMBG システムのウェービングの発生要因は、キャリッジに対する相対玉位置の  $2\kappa D_a$  ストローク内の変化に伴う負荷分布状態の変化により、4個のキャリッジに組み付けられたテーブルが姿勢変位を起こすことによって生じる。
- (3) クラウニング形状により  $2\kappa D_a$  ストローク内の負荷分布状態の変化の仕方が異なるため、ウェービングに大きな影響をもたらす。
- (4) 各種 LMBG の設定条件において、ウェービングが最小となるクラウニング形状の存在を見出した。
- (5) LMBG システム走行時の周期的な小さなうねりウェービングが主である。
- (6) LMBG システム内全ての玉は、ストロークと共に均等に移動していないことが示唆された。
- (7) LMBG システムを使用した各種機械、装置におけるウェービング振幅値を、従来的一般認識としての  $1/10 \mu\text{m}$  台から  $1/100 \mu\text{m}$  台へと飛躍的に高精度化する技術を確立した。
- (8) 高精度分野でも問題なく使用できる、本技術を適用した LMBG を開発した。

これまで問題となっていたウェービングの発生要因は明らかとなり、そのウェービングを LMBG の設計値の変更のみで最小とする方法があることを見出した。これにより、これまで不可能とされていた LMBG システムにおけるウェービング振幅値が  $1/100 \mu\text{m}$  台まで実現可能であることを示した。

### 6.1.2 第3章より

実機テーブル剛性とウェービングの関係を解明するために、LMBG システムモデルにて、解析モデル用連結テーブル（以降：モデルテーブル）剛性を考慮できるように負荷分布理論とモデルテーブル変形計算を連成した解析をおこなった。その結果、LMBG 単体のウェービングによりモデルテーブルは確実に変形しており、その両者には相関関係があることがわかった。それらの関係から、実機テーブル変形も含めた形で高精度化を実現するための、LMBG 部の剛性と実機テーブルの設計指針を導いた。また、実機テーブル剛性とウェービング振幅値の関係を実験検証し、以下に示すことを明らかにした。

- (1) LMBG 単体のウェービングによって、LMBG システムのモデルテーブルは変形するということがわかった。
- (2) LMBG システムのモデルテーブル変形量は、LMBG 部剛性とモデルテーブル剛性とのバランスで決定され、モデルテーブル剛性が低く、LMBG 部

の剛性が高いほど大きい。

- (3) LMBG システムのウェービングは実機テーブル質量にも影響を受けていることがわかり，予圧を付与した LMBG の場合，ウェービング振幅値は実機テーブル質量が大きいほど小さい。
- (4) 予圧を付与した LMBG システムにおいて，モデルテーブル変形を考慮したウェービング解析からモデルテーブル変形量を求めることにより，最終的に実現したいウェービング振幅値から，その条件を満たす実機テーブルの設計指針を導いた。
- (5) 予圧を付与していない LMBG システムにおいては，最終的に実現したいウェービング振幅値とモデルテーブル厚さの関係は示せるが一意的には決められないので，解析結果から設計者が選択するか，モデルテーブル設計値を変更しながら解析を繰り返して最終的に実機テーブルを設計する手法を示せた。
- (6) テーブル剛性を含めた状態で，LMBG システムの低ウェーピング化を図ることが可能となった。

LMBG システムの高精度化実現には欠かせない，ウェーピング現象に影響を及ぼす要因の一つである実機テーブル剛性について研究をおこない，実機テーブル剛性と LMBG 剛性の関係を解明することができた。そのシミュレーション方法も導いたため，LMBG 利用者は，所望のウェーピング振幅値から LMBG の選定，LMBG システムのレイアウトの決定，テーブル剛性の設計値，等を決定することができるようになった。

### 6.1.3 第4章より

LMBG システム組立時に生じるミスアライメントとウェーピングの関係を解明するために，ミスアライメントを LMBG のレール，キャリッジの初期位置誤差として，第2章，第3章より用いている垂直，水平，ローリング，ピッチング，ヨーイングの5方向に与えることにしてモデル化をおこない LMBG システム負荷分布理論を改良し，種々のミスアライメントを与えて解析を実施した。その結果，ミスアライメントのうち水平方向のみがウェーピング振幅値に大きく影響を与えており，その他の方向については影響を与えていないという結果が得られた。この手法によるシミュレーションをおこなえば，実現したいウェーピング振幅値にするために必要な取付面精度を提案できる可能性が示唆された。また，ミスアライメントによって生じた荷重増加が定格寿命へ与える影響も検討し，以下に示すことを明らかにした。

- (1) LMBG 取付時に生じるミスアライメントのうち、ウェービング振幅値に影響を与えるのは主に水平方向のミスアライメントであることがわかった。
- (2) その原因は、LMBG が予圧開放状態となり、総負荷玉数が減少し、総玉荷重が増加したからである。
- (3) 水平方向のミスアライメントのみが予圧開放を早めた理由は、LMBG にとって水平方向は、LMBG 中心に  $o'-x'y'z'$  右手系座標系を設定した場合、どの軸に対しても対称性がとれない方向に変位をするためである。
- (4) ミスアライメントによって生じた荷重により定格寿命も低下する。その度合いは、水平方向は顕著で、ついでピッチング・ヨーイング方向、垂直・ローリング方向は緩やかである。

ミスアライメントがウェービング振幅値に与える影響を理論的に解明して、主に水平方向誤差が大きく影響を及ぼしていることがわかった。LMBG 利用者は、特に水平方向に注意して組み付けをおこなう必要が示唆された。また、そのミスアライメントによって生じた荷重による定格寿命への影響も想定しておかなければならない。よって、ウェービング振幅値を低減させた高精度実機テーブルを設計する際には、本解析にてシミュレーションを実施し、実現したいウェービング振幅値にするために必要な取付面精度と、その際に生じる定格寿命の低下も評価しておく必要がある。さらには第3章で示した必要な実機テーブル剛性も検討しておく必要がある。それらの結果から、適正な定格荷重、予圧量設定となる LMBG の形式選定や、あるいは1レール当たりのキャリッジ個数を増やすことでテーブル全体としての定格荷重を増加させることなどを検討していく必要がある。

### 6.1.4 第5章より

第4章の理論結果を検証するために専用の実験装置を製作し、垂直・左右・ローリング・ピッチング・ヨーイングの5方向のミスアライメントをそれぞれ付与して実験をおこなった。この結果より、ミスアライメントがウェービング振幅値に与える影響を、理論と実験の両面から検討を加えた。

実験結果から、LMBG 取付時に生じるミスアライメントのうち、ウェービング振幅値に影響を与えるのは主に水平方向のミスアライメントであるということがわかり、第4章における解析結果の検証ができたと考える。これより、ウェービング振幅値を低減させた高精度実機テーブルを設計するには、大筋として、装置の目的に応じた全体としての構想から、LMBG の選定、予圧付与の設

定、レール本数、キャリッジ数といった LMBG の配置の設定をし、第 2 章で示した LMBG の最適なクラウニング形状を導出し、第 3 章で示した実現したいウェービング振幅値にするために必要な剛性・曲げこわさとなるようにテーブルを設計し、特に水平方向に注意して所望のウェービング振幅値となるように取付面精度の設計をおこない、同時に定格寿命の低下を検討していきながら、全ての条件を満たすようにしていけばよいといえる。

### 6.2 研究成果のまとめ

直動ボールガイドの低ウェーピング化を実現するという本研究の目的に対して、ウェーピングの発生原理の解明、そこから考えられる対策案の創出、ウェーピング現象に影響を与えるテーブル剛性の問題解明、ウェーピング現象に影響を与える取付誤差の問題解明をおこなってきて、LMBG の低ウェーピング化を実現させるための技術を確立し、設計手法を示した。

直動ボールガイドシステムはウェーピング現象があるから高精度機には使用できない。と考えられていた当初のウェーピング振幅値  $1/10 \mu\text{m}$  台から、クラウニング最適化、必要なテーブル剛性、取付時のミスアライメント許容値等を考慮して、ウェーピング振幅値  $1/100 \mu\text{m}$  台を実現した。程度の差はあれ、十分に高精度機に使用できるレベルと考える。

これにより、直動ボールガイドの高精度・精密分野の機械・機器への応用を可能としたと考える。本研究の目的は達成できたと考える。

### 6.3 今後の研究課題

本研究を通していくつかの課題を見つけることができたので以下に述べる。

#### 6.3.1 ウェーピング振幅値がストロークと共に変動する

第 5 章、5.3 節の考察で述べたが、直動ボールガイドシステムには 4 個のキャリッジ、さらに各キャリッジに 4 つの玉条列があり、それら全ての玉位置を揃えておこなっているのが本研究における解析結果であり、それら全ての玉位置をランダムに設定すると解析結果は約  $\pm 40\%$  程度変化することはわかっている。よって、玉位置がストロークと共に変化しているのはわかるが、どのように玉位置が決まってくるのかが現在わかっていないということである。

この現象を解明し、玉位置をうまく制御してやることができれば、ウェーピング振幅値の変動幅を低く一定に抑えてやることができるはずである。それを全ての直動ボールガイドに適用してやることで、ウェーピング振幅値の大小に関わらず、安定したウェーピング振幅値の変動幅となる直動ボールガイドとすることができる。

### 6.3.2 転動体にころを使用した直動ローラーガイドへの本研究の展開

本研究の対象は転動体に玉を使用した直動ボールガイドであるが，工作機械メーカーをはじめ，直動ローラーガイドは非常に多く使用されている．よって，本研究の取り組み対象に，直動ローラーガイドも入れる必要がある．

他にも列挙すれば研究課題はいろいろ考えられる．それらの中からより重要性が高いものから研究に取り組んでいく予定である．

## 付 録 A

## A. 移動平均フィルタによる高周波信号の除去

移動平均フィルタはローパスフィルタの一種であり式 (A1) で示される.

$$y(k) = \frac{1}{m+n+1} \sum_{i=-m}^n x(k+i) \quad (\text{A1})$$

- $k$  : サンプル信号数, 正の整数  
 $x(k)$  : 入力信号,  $k$  番目の信号  
 $y(k)$  : 出力信号,  $k$  番目の信号  
 $m, n$  : 移動平均サンプル数, 0 以上の整数

本フィルタは離散時間系に対する処理となる.  $m$  は  $k$  以前,  $n$  は  $k$  以降の時刻に対する参照データ数である.  $m \geq 1, n=0$  とすると後方移動平均フィルタ,  $m=0, n \geq 1$  とすると前方移動平均フィルタ,  $m=n \geq 1$  とすると中央移動平均フィルタとなる.

図 A1 にサンプリング周波数  $f_s = 1600$  Hz,  $m=n=100$  とした移動平均フィルタの周波数特性を示す. 式 (A2) に示す伝達関数  $G(s)$  で現わされる連続時間系での一次遅れ系の周波数特性も合わせて示す.

$$G(s) = \frac{\omega_c}{s+\omega_c}, \quad \omega_c = 2\pi f_c \quad (\text{A2})$$

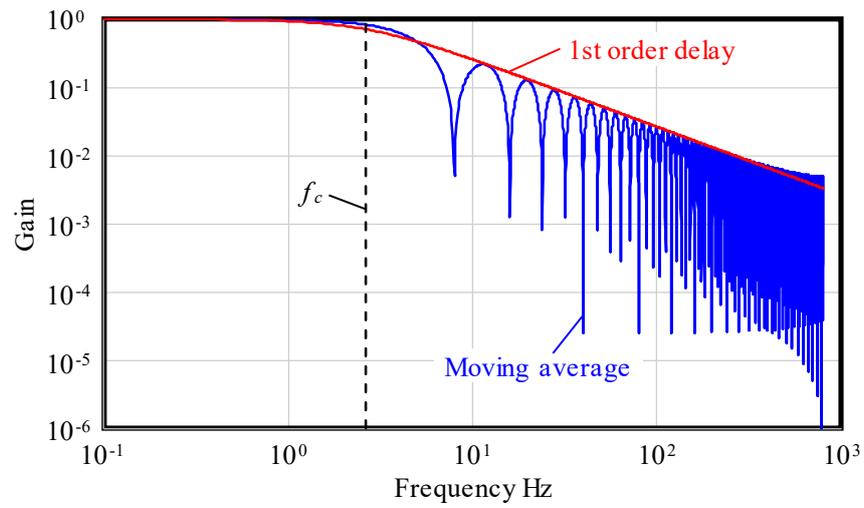
- $s$  : ラプラス変換の変数 1/s  
 $G(s)$  : 伝達関数  
 $f_c$  : カットオフ周波数 Hz

ここでは, 移動平均フィルタの周波数特性の包絡線上に一次遅れ系の周波数特性が重なるように試行錯誤的にカットオフ周波数を調整した. この結果から,  $m, n, f_c$  及び  $f_s$  の間に式 (A3) に示す近似的な関係が確認できた.

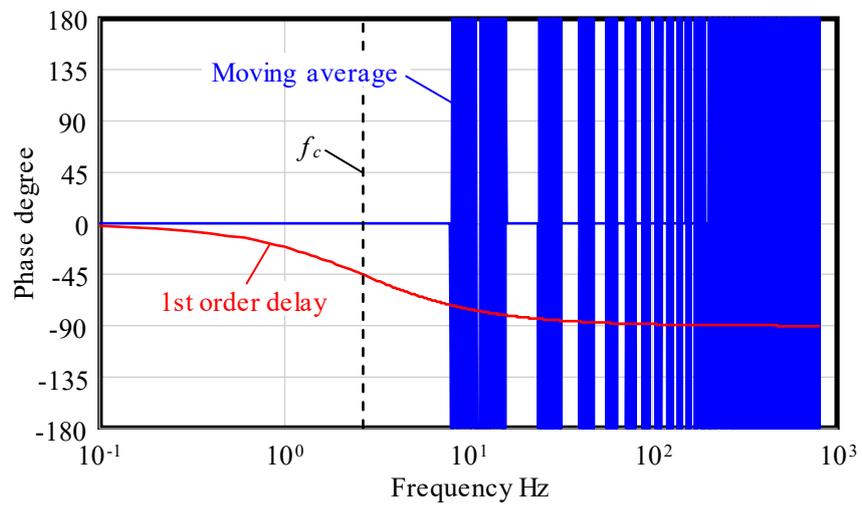
$$f_c = \frac{f_s}{3(m+n+1)} \quad (\text{A3})$$

- $f_s$  : サンプル周波数 Hz  
 $f_c$  : カットオフ周波数 Hz  
 $m, n$  : 移動平均サンプル数, 整数

図 A1 (a) によれば, 中央移動平均フィルタは一次遅れフィルタと同程度のゲイン特性を有することがわかる. また図 A1 (b) より, 移動平均フィルタの周波数特性は, カットオフ周波数よりも低い周波数帯の信号に対する位相遅れの影響が非常に小さいことが確認できる. つまり, 中央移動平均フィルタの出力信号は, フィルタによる位相遅れに起因する波形形状の変化が小さい. 本報においてノイズ除去の際にウェービング波形の形状に影響を与えないということは, ウェービング評価に望ましい特性であるといえる.



(a) Gain diagram



(b) Phase diagram

**Fig.A1** Frequency characteristics comparison result of center moving average filter and 1st order delay system

# 圖 表 一 覽

## 第 1 章

- Fig.1.1 Cross section views of linear ball bearing
- Fig.1.2 Cross section views of angular contact ball spline
- Fig.1.3 Cross section view of LSR that is first linear motion ball guide
- Fig.1.4 History of the various development product
- Fig.1.5 HSR type
- Fig.1.6 SHS type
- Fig.1.7 Constitution of this article

## 第 2 章

- Fig.2.1 LMBG system structure and coordinate system
- Fig.2.2 Axial raceway shape in carriage and crowning
- Fig.2.3 Load distribution in LMBG system
- Fig.2.4 Enlargement of groove center portion of  $j=4$  in Fig.2.3
- Fig.2.5 Installation dimensions for beams in carriage side portion
- Fig.2.6 The relativity of carriage and ball position by stroke
- Fig.2.7 Waving analysis result in the  $z$  direction in crowning No.1
- Fig.2.8 Waving analysis result in the  $z$  direction in crowning No.2
- Fig.2.9 Waving amplitude analysis result in the  $z$  direction difference in crowning shape
- Fig.2.10 Waving amplitude analysis result in the pitching direction difference in crowning shape
- Fig.2.11  $P_{ijk}$  max amplitude analysis result difference in crowning shape
- Fig.2.12 Outline drawing of LMBG system for experiment
- Fig.2.13 Experiment result of running accuracy in the  $z$  direction
- Fig.2.14 Waviness profile analysis result in Fig. 2.13
- Fig.2.15 The waving accuracy subtracted moving average from measuring value
- Fig.2.16 Wavelength analysis result in Fig. 2.15
- Fig.2.17 The difference between the maximum and minimum value in the scope of  $2\kappa D_a$  in Fig. 2.15

## 第 3 章

- Fig.3.1 LMBG system model for analysis

- Fig.3.2 Analysis model
- Fig.3.3 Model table deformation analysis of various model table thickness between each carriage
- Fig.3.4 Model table deformation analysis of different preload and material between each carriage
- Fig.3.5 Analysis result in LMBG with  $\lambda=8$  mm in terms of model table thickness  $T$  and mass  $m$ , flexural rigidity  $EI$ , waving amplitude  $Aw\alpha_1$ , model table deformation  $\Delta$ ,  $Aw\alpha_1+\Delta$
- Fig.3.6 Analysis result in LMBG with  $\lambda=0$  mm in terms of model table thickness  $T$  and mass  $m$ , flexural rigidity  $EI$ , waving amplitude  $Aw\alpha_1$ , model table deformation  $\Delta$ ,  $Aw\alpha_1+\Delta$
- Fig.3.7 Outline drawing of LMBG system for experiment
- Fig.3.8 Experiment result of running accuracy in the  $z$  direction
- Fig.3.9 Waviness profile in Fig. 3.8, and average of aluminum :  $T=20$  mm and steel :  $T=20$  mm
- Fig.3.10 Experiment result of running accuracy of steel :  $T=20$  mm, aluminum :  $T=20$  mm and corrected steel :  $T=100$  mm in the  $z$  direction
- Fig.3.11 The Waving accuracy subtracted moving average from measuring value
- Fig.3.12 Wavelength analysis result in Fig.3.11
- Fig.3.13 The difference between the maximum and minimum value in the scope of  $\kappa D_a$  in Fig. 3.11
- Fig.3.14 Experiment result of running accuracy in the  $z$  direction

#### 第 4 章

- Fig.4.1 Installation external loads, moments, coordinates for LMBG system and misalignment of each LMBG center position
- Fig.4.2 Load distribution in LMBG under misalignment condition
- Fig.4.3 Misalignment setting in LMGB system for analysis
- Fig.4.4 Normal distribution diagram in  $E_1 \max=\varepsilon_{1r}=50 \mu\text{m}$
- Fig.4.5 Analysis result of relation between misalignment and waving
- Fig.4.6 Analysis result of relation between misalignment and  $P_{ijk} \max$
- Fig.4.7 Analysis result of relation between misalignment and change of  $P_{ijk} \max$  in  $2\kappa D_a$  stroke
- Fig.4.8 Analysis result of relation between misalignment and  $\Sigma P_{ijk}$
- Fig.4.9 Analysis result of relation between misalignment and change of  $\Sigma P_{ijk}$  in  $2\kappa D_a$  stroke

- Fig.4.10 Analysis result of relation between misalignment and the number of the total affective balls in LMBG system
- Fig.4.11 Analysis result of each ball load in no misalignment condition
- Fig.4.12 Analysis result of each ball load in  $\varepsilon_{1r}=50$  mm misalignment condition
- Fig.4.13 Analysis result of each ball load in  $\varepsilon_{2r} : \varepsilon_{1r}=50$  mm misalignment condition
- Fig.4.14 Analysis result of each ball load in  $\varepsilon_{2r}$  changes from  $\varepsilon_{1r}=0$  to 50 mm misalignment condition
- Fig.4.15 Analysis result of each ball load in  $\varepsilon_{3r} : \varepsilon_{1r}=50$  mm misalignment condition
- Fig.4.16 Analysis result of each ball load in  $\varepsilon_{4r} : \varepsilon_{1r}=50$  mm misalignment condition
- Fig.4.17 Analysis result of each ball load in  $\varepsilon_{5r} : \varepsilon_{1r}=50$  mm misalignment condition
- Fig.4.18 Analysis result of relation between misalignment and rating life

## 第 5 章

- Fig.5.1 Experimental system and misalignment setting outline
- Fig.5.2 Vibration measurement results at 0.5 mm/s speed
- Fig.5.3 Vibration measurement results at 1.0 mm/s speed
- Fig.5.4 Vibration measurement results at 2.0 mm/s speed
- Fig.5.5 Vibration measurement results at 5.0 mm/s speed
- Fig.5.6 Vibration characteristic variation by the moving average filter
- Fig.5.7 Rolling resistance measurement result with no misalignment and  $\varepsilon_{1c}, \varepsilon_{2c}=50$   $\mu\text{m}$  /  $\varepsilon_{3c}, \varepsilon_{4c}, \varepsilon_{5c} : \varepsilon_{1c}$
- Fig.5.8 Experiment result of running accuracy in the  $z$  direction with no misalignment and  $\varepsilon_{1c}, \varepsilon_{2c}=50$   $\mu\text{m}$  /  $\varepsilon_{3c}, \varepsilon_{4c}, \varepsilon_{5c} : \varepsilon_{1c}$
- Fig.5.9 Waviness profile analysis result with no misalignment and  $\varepsilon_{1c}, \varepsilon_{2c}=50$   $\mu\text{m}$  /  $\varepsilon_{3c}, \varepsilon_{4c}, \varepsilon_{5c} : \varepsilon_{1c}$
- Fig.5.10 Waving accuracy subtracted waviness profile from measuring value with no misalignment and  $\varepsilon_{1c}, \varepsilon_{2c}=50$   $\mu\text{m}$  /  $\varepsilon_{3c}, \varepsilon_{4c}, \varepsilon_{5c} : \varepsilon_{1c}$
- Fig.5.11 Wavelength analysis result with no misalignment and  $\varepsilon_{1c}, \varepsilon_{2c}=50$   $\mu\text{m}$  /  $\varepsilon_{3c}, \varepsilon_{4c}, \varepsilon_{5c} : \varepsilon_{1c}$
- Fig.5.12 The difference between the maximum and minimum value in the scope of  $2\kappa D_a$  in Fig. 5.10 with no misalignment and  $\varepsilon_{1c}, \varepsilon_{2c}=50$   $\mu\text{m}$  /  $\varepsilon_{3c}, \varepsilon_{4c}, \varepsilon_{5c} : \varepsilon_{1c}$

## 付録 A

- Fig.A1 Frequency characteristics comparison result of center moving average filter and 1st order delay system

## 業 績 一 覧

### 投稿論文

- 1) 高橋 徹, 野口昭治: 直動ボールガイドシステムの高精度化に関する研究—クラウニングとウェーピングの関係—, 精密工学会誌, **86**, 3 (2020) 225.
- 2) 高橋 徹, 野口昭治: 直動ボールガイドシステムの高精度化に関する研究—テーブル剛性がウェーピング振幅値に与える影響について—, 精密工学会誌, **86**, 10 (2020) 793.
- 3) 高橋 徹, 野口昭治: 直動ボールガイドシステムの高精度化に関する研究—ミスアライメントがウェーピング振幅値に与える影響の理論解明—, 精密工学会誌, **87**, 5 (2021) 433.
- 4) 高橋 徹, 山越竜一, 大橋智史, 野口昭治: 直動ボールガイドシステムの高精度化に関する研究—ミスアライメントがウェーピング振幅値に与える影響の実験検証—, 精密工学会誌, **87**, 9 (2021) 765.

### 著 書

- 1) リニアシステム編集委員会: リニアシステムの理論, 日刊工業新聞社 (2000).

### 一般講演・研究報告(筆頭のみ)

- 1) 高橋徹, 清水茂夫: 直動ボールガイドシステムの走行性能に関する研究, 1998年度精密工学会秋季大会学術講演会, 北海道大学.
- 2) 高橋徹, 清水茂夫: 直動ボールガイドシステムの走行性能—玉径の影響—, 1999年度精密工学会秋季大会学術講演会, 東北大学.
- 3) 高橋徹, 清水茂夫: LMBGシステムの負荷分布・精度—表計算ソフトの有効性—, 2000年度精密工学会春季大会学術講演会, 東京電機大学.
- 4) 高橋徹, 清水茂夫: 直動ボールガイドシステムの走行性能—クラウニングとウェーピングの関係—, 2001年度精密工学会秋季大会学術講演会, 大阪大学.
- 5) 高橋徹: ナノ運動精度を目指す軸受け技術の最前線, 第49回トライボロジー先端講座 (2004), 日本トライボロジー学会, 機械振興会館.
- 6) 高橋徹, 清水茂夫: 直動ボールガイドシステムの走行性能—ミスアライメントとウェーピングの関係—, 2004年度精密工学会春季大会学術講演会, 東京大学.

- 7) 高橋徹：リニアガイドの最前線，転がり機械要素専門委員会（2004），精密工学会，明治大学.
- 8) 高橋徹，清水茂夫：直動ボールガイドシステムの走行性能－テーブル剛性とウェービングの関係－2004 年度精密工学会秋季大会学術講演会，島根大学.
- 9) 高橋徹：リニアガイドの技術動向，2006 年度精密工学会春季大会学術講演会シンポジウム「転がり機械要素の最新技術動向」，東京理科大学.
- 10) 高橋徹：リニアガイドの技術動向，機素潤滑設計部門講演会「トライボ機械要素の最新技術動向」（2006），日本機械学会，東京理科大学.
- 11) 高橋徹：ナノレベル精度にせまる直動ころがり案内，第 7 回 生産加工・工作機械部門講演会（2008），日本機械学会，長良川国際会議場.
- 12) 高橋徹：ナノ運動にせまる直動ころがり案内(解説)，精密工学会誌，**74**，9 (2008) 909.
- 13) 高橋徹：超高精度化を実現する直動ころがり案内の開発，転がり機械要素専門委員会（2009），精密工学会，明治大学.
- 14) 高橋徹：超高精度化を実現する直動ころがり案内の開発，転がり機械要素専門委員会（2009），精密工学会，明治大学.
- 15) 高橋徹，舟橋浩，丹羽宏，飯田勝也，岸弘幸：超高剛性／低ウェービングガイドに関する技術(解説)，精密工学会誌，**76**，6 (2010) 602.
- 16) 高橋徹：「超高剛性／低ウェービングガイドに関する技術」の技術賞受賞とその後(解説)，精密工学会誌，**82**，2 (2016) 132.

#### 学会活動

- 1) 精密工学会／転がり機械要素専門委員会，幹事，2001～2012
- 2) 精密工学会，代議員，2018～継続中
- 3) 精密工学会，2020 年度技術賞・技術奨励賞審査委員
- 4) 精密工学会，2021 年度技術賞・技術奨励賞審査委員
- 5) 日本機械学会／機素潤滑設計部門／機械要素 2・トライボロジー技術企画委員会，委員，2015～継続中
- 6) 日本機械学会／機素潤滑設計部門／運営委員会，委員，2017～継続中
- 7) 日本機械学会／機素潤滑設計部門／関東支部代議員，委員，2017～継続中
- 8) 日本トライボロジー学会，評議委員，2019～継続中

**特許出願／登録済分のみ，出願日順**

- 1) 高橋徹，清水茂夫：運動案内装置および転がり案内装置システム  
出願番号 2001-008547／出願日 2001/1/17  
登録番号 **47045775**／登録日 2011/3/18，権利消滅
- 2) 高橋徹：転動装置  
出願番号 2007-199836／出願日 2007/7/31  
登録番号 **51235982**／登録日 2012/11/2，権利継続中
- 3) 高橋徹，信國光浩：直動案内装置  
出願番号 2009-530039／出願日 2008/8/12  
登録番号 **5386356**／登録日 2013/10/11，権利継続中
- 4) 高橋徹，白井武樹，濱田喜大：転がり案内装置  
出願番号 2010-500542／出願日 2009/1/22  
登録番号 **53494515**／登録日 2013/8/30，権利継続中
- 5) 高橋徹，今井竜也：運動案内装置及びねじ装置  
出願番号 2010-535710／出願日 2009/8/3  
登録番号 **5475676**／登録日 2014/2/14，権利継続中
- 6) 高橋徹：運動案内装置  
出願番号 2010-033886／出願日 2010/2/18  
登録番号 **5425658**／登録日 2013/12/6，権利継続中
- 7) 高橋徹，坂之上隆之，松本訓己世：レーザ焼入れ方法、運動案内装置  
出願番号 2010-074353／出願日 2010/3/29  
登録番号 **5489812**／登録日 2014/3/7，権利継続中
- 8) 高橋徹：スパーサ、スパーサを組み込んだ運動案内装置及びねじ装置  
出願番号 2010-225125／出願日 2010/10/4  
登録番号 **5557680**／登録日 2014/6/13，権利継続中
- 9) 高橋徹：スパーサ、スパーサを組み込んだ運動案内装置及びボールねじ  
出願番号 2010-225126／出願日 2010/10/4  
登録番号 **5628619**／登録日 2014/10/10，権利継続中
- 10) 高橋徹，助台榮一，石川武正，坂之上隆之：転動装置の製造方法  
出願番号 2011-285259／出願日 2011/12/27  
登録番号 **5908715**／登録日 2016/4/1，権利継続中
- 11) 高橋徹，助台榮一，石川武正，坂之上隆之：転動装置の製造方法  
出願番号 2012-083004／出願日 2012/3/30  
登録番号 **5759410**／登録日 2015/6/12，権利継続中

- 12) 高橋徹：転がり案内装置  
出願番号 2012-149420／出願日 2012/7/3  
登録番号 **5872398**／登録日 2016/1/22, 権利継続中
- 13) 高橋徹, 濱田喜大：運動案内装置  
出願番号 2013-532637／出願日 2012/9/6  
登録番号 **6051161**／登録日 2016/12/2, 権利継続中
- 14) 高橋徹：運動案内装置  
出願番号 2012-546942／出願日 2012/12/1  
登録番号 **5596176**／登録日 2014/8/15, 権利継続中
- 15) 高橋徹, 濱田喜大, 川名啓介：ローラ及びこのローラを用いた転がり案内装置  
出願番号 2014-502410／出願日 2013/3/1  
登録番号 **5890514**／登録日 2016/2/26, 権利継続中
- 16) 高橋徹, 今井竜也, 濱田喜大, 川名啓介：円筒ころ及びこれを備えた運動案内装置、回転軸受  
出願番号 2014-5077001／出願日 2013/3/15  
登録番号 **5908580**／登録日 2016/4/1, 権利継続中
- 17) 高橋徹：運動案内装置  
出願番号 2013-096719／出願日 2013/5/2  
登録番号 **6364157**／登録日 2018/7/6, 権利継続中
- 18) 高橋徹, 古澤竜二, 黒川哲郎, 永池圭介：運動案内装置  
出願番号 2014-009472／出願日 2014/1/22  
登録番号 **5686910**／登録日 2015/1/30, 権利継続中
- 19) 高橋徹, 宇佐美初彦, 内間博之：転がり案内装置  
出願番号 2016-157746／出願日 2016/8/10  
登録番号 **6700140**／登録日 2020/5/7, 権利継続中
- 20) 高橋徹, 吉田由利佳：運動案内装置  
出願番号 2016-245042／出願日 2016/12/19  
登録番号 **待ち状態**／登録日 待ち状態, 権利継続中
- 21) 高橋徹, 山越竜一：運動案内装置  
出願番号 2017-076500／出願日 2017/4/7  
登録番号 **6559176**／登録日 2019/7/26, 権利継続中
- 22) 高橋徹, 濱田喜大, 山越竜一：複列転動体収容バンド及び運動案内装置  
出願番号 2017-101423／出願日 2017/5/23  
登録番号 **6530010**／登録日 2019/5/24, 権利継続中

23) 高橋徹, 山越竜一: ボール収容バンド及び運動案内装置

出願番号 2018-057539 / 出願日 2018/3/26

登録番号 6559281 / 登録日 2019/7/26, 権利継続中

#### 受賞歴

- 1) 第 29 回精密工学会技術賞 2009 年 9 月 11 日  
超高剛性 / 低ウェービングガイドに関する研究  
精密工学会 / 2009 年度秋季大会 / 神戸大学

## 謝 辞

本論文の執筆にあたり，ご多忙の中，3年間に渡り指導教員としてご指導ご鞭撻をいただきました東京理科大学大学院／理工学研究科／機械工学専攻／野口昭治教授に心より深く感謝申し上げます。

また，ご多忙中にもかかわらず，本論文の審査をお引き受けいただき，有益なご教示，ご助言を賜りました，東京理科大学大学院／理工学研究科／機械工学専攻／竹村裕教授，同専攻／高橋昭如教授ならびに，同大学院／工学研究科／機械工学専攻／佐々木信也教授，同専攻／牛島邦晴教授，同専攻／宮武正明准教授には副査をお受けいただき，学位審査において論文やプレゼンテーションにおいて細部にわたり多くの有益なご助言をいただきましたこと，深く感謝いたします。

博士後期課程進学に関してご快諾いただきました，THK株式会社／代表取締役社長／寺町彰博氏に心より厚く御礼申し上げます。また，本進学を後押ししていただいた常務執行役員／産業機器統括本部／技術本部本部長／星出薫氏，副本部長／丹羽宏氏，技術本部／技術開発統括部統括部長／飯田勝也氏に厚く御礼申し上げます。さらに，本論文執筆にあたり貴重なご助言をいただきました明治大学名誉教授／清水茂夫氏，THK株式会社／元常務取締役／白井武樹氏に厚く御礼申し上げます。

最後に，本研究遂行に当たり様々のご協力をいただきました技術開発統括部／試験研究部部長／三浦徹也氏，基礎技術研究所解析研究課課長／今井竜也氏，信頼性研究課／濱田喜大氏，大橋智史氏，山越竜一氏に深く感謝申し上げます。

東京理科大学 学位論文

「直動ボールガイドシステムの高精度化に関する研究」

全 111 頁

提出日 2022 年 1 月 27 日

本博士論文が東京理科大学学術リポジトリにて掲載されます。© 高橋 徹

本論文の内容の一部あるいは全部を無断で複製・転載・翻訳することを禁じます。