

宇宙航空研究開発機構研究開発報告

JAXA Research and Development Report

風洞試験用内挿式六分力天秤の簡易設計手法

Simple Design Method of Internal Six-Component
Balances for Wind Tunnel Testing

須谷 記和, 香西 政孝, 古賀 星吾

Norikazu SUDANI, Masataka KOHZAI and Seigo KOGA

2019年6月

宇宙航空研究開発機構

Japan Aerospace Exploration Agency

目次

1	はじめに	2
1.1	本稿の目的	2
1.2	力計測高精度化の背景	2
1.3	天秤の独自設計の経緯	3
1.4	精度の定義	5
1.5	座標系の定義	6
2	風洞試験用内挿式六分力天秤に関する基本事項	8
2.1	天秤におけるホイートストーンブリッジ	8
2.2	梁にかかる力またはモーメントの検出	8
2.3	風洞模型にかかる力またはモーメントの検出	10
2.4	2本梁構造	10
2.5	天秤のタイプ	11
3	風洞試験用内挿式六分力天秤の設計	15
3.1	天秤の基本形状	15
3.2	設計にあたっての基本思想	16
3.3	天秤の基本設計手順	17
4	風洞試験用内挿式六分力天秤の較正	44
4.1	天秤の較正とは	44
4.2	JAXA 複合荷重式自動天秤較正装置	44
4.3	天秤較正結果の一例	45
5	おわりに	50
	参考文献	50
	Appendix	52

風洞試験用内挿式六分力天秤の簡易設計手法

須谷 記和^{*1}, 香西 政孝^{*1}, 古賀 星吾^{*1}

Simple Design Method of Internal Six-Component Balances for Wind Tunnel Testing

Norikazu SUDANI^{*1}, Masataka KOHZAI^{*1}, Seigo KOGA^{*1}

ABSTRACT

A simple design method of internal six-component balances for wind tunnel testing with elementary knowledge about material mechanics has been developed. Because relatively large normal force and relatively small axial force act simultaneously on balances for aircraft models in wind tunnel testing, the balances must have complex structure. No design method has been established because of the complexity, and we have therefore depended on the experience of balance manufacturers. This article describes a simple calculation method of stress and strain of balance elements using fundamental equations of material mechanics, comparison between calculation results by the method and those by general-purpose structural calculation software, and furthermore, calibration results for a balance designed by this method using the JAXA automatic balance calibration machine.

Keywords: Force Balance, Strain-Gage Balance, Wind Tunnel

概 要

風洞試験用内挿式六分力天秤の設計を材料力学の基本知識のみで行える簡易手法を開発した。航空機形状模型に対する風洞試験で使用される天秤は、作用する垂直力が大きく軸力が小さいため複雑な形状にならざるを得ず、そのため確立された設計法も無く、天秤メーカーの経験に頼ってきたのが現状である。本稿では、各検出部の応力およびひずみを材料力学の基本式のみから簡単に手計算で推測できる手法を公開し、汎用の構造解析ソフトウェアによる計算結果との比較、さらには JAXA 複合荷重式自動天秤校正装置での校正結果も合わせて紹介する。

doi: 10.20637/JAXA-RR-19-001/0001

* 2019 年 4 月 11 日受付 (Received April 11, 2019)

^{*1} 航空技術部門 空力技術研究ユニット (Aeronautical Technology Directorate, Aerodynamics Research Unit)

1 はじめに

1.1 本稿の目的

風洞試験では「気流中に置かれた物体（模型）にかかる空気力を計測する」というのが大きな目的の一つである。表面の圧力分布を全て測り、その積分により空気力を算出するというのはきわめて困難な作業であり、通常は天秤 (balance) と呼ばれるものを模型に内挿して計測する。模型には x, y, z 方向にそれぞれ F_x, F_y, F_z なる力, x, y, z 軸まわりにそれぞれ M_x, M_y, M_z なるモーメントがはたらくため、それを計測する天秤は六分力天秤と呼ばれる。

風洞試験で使用される六分力天秤は市販のロードセルのように既製品はなく、その試験あるいは設備に適したものを特別に設計して製作されるのがほとんどである。そのため較正も含めて非常に高価なものとなる。世界のどの天秤を見ても形状は非常に似通っているが、その設計手法に関してはほとんど文書化されておらず、天秤メーカーのノウハウとなっている。したがって、天秤を使用する我々にとっては、詳細な構造がどうなっているのかわからないまま市販のロードセルと同じように「ある荷重をかけると決められた電圧を出力するセンサ」として扱うしかなかった。しかしながら、技術的にもまだまだ改善の余地（他成分からの干渉低減、ヒステリシスの低減、ゼロ戻り・ゼロクロス特性の向上、等）があり、研究要素も残されているのが現状である。

本稿は、今まで天秤メーカーの経験に頼ってきた天秤設計を材料力学の初歩知識だけで誰でも簡単に行えるよう明確化・手順化することが目的であり、できる限り途中の計算過程も記したつもりである。風洞模型に内挿される六分力天秤に特化し、力およびモーメント検出部の応力推算方法を示し、最後に本手法に基づいて設計製作された天秤の較正結果も紹介する。本稿を読むことによって、「天秤」というものは決して難しいものではなく、取り扱いが大変なものでもなく、「歪ゲージを用いて風洞模型にかかる空気力を容易に計測することができるセンサ」であるという認識をもっていただくと幸いである。

1.2 力計測高精度化の背景

宇宙航空研究開発機構 (JAXA) 2m×2m 遷音速風洞 (JTWT) では、1960 年の竣工以来日本で開発されたほとんど全ての航空機やロケットの風洞試験に使用され、近年では国産旅客機開発のための主要な風洞としてその重要な役割を担っていた。航空機の高性能化に伴い、風洞試験データに対する要求が極めて厳しくなっており、特に遷音速巡航時における抵抗計測は「±1 カウント (抵抗係数 $C_D=0.0001$, 全抵抗の 0.3~0.5% 程度)」という精度で計測できることが求められている。この値は、同じ試験条件で計測された場合に取得データがどれくらいばらつくかを表しており、本稿ではこれを「繰り返し精度」という言葉で定義する。

JAXA では、2003 年頃より先行的に JTWT における力計測の「繰り返し精度」の向上に関する基礎研究を進めてきた。まず天秤のゼロ点の温度ドリフトの影響を最小限にするため新たな風洞運転法やゼロ点補正法を考案し^{1,2)}、圧力測定については配管応答などを徹底的に調査し³⁾、改善を図った。さらに、2007 年度に運用を開始した第 4 測定部カート⁴⁾ の計測装置では、気流変動との同期を重視した思想を設計に組み入れた。その結果、2010 年以降海外の主要開発風洞と同

程度の繰り返し精度を実現できるようになった。そこで、次なる課題として飛行状態との差異を詰めるべく「精度」（真値との差）の向上を重点的に進めることになった。まずは、空力特性に直接関わる項目について気流の再検定を行い、補正量を算出した^{5,6)}。しかしながら、精度への影響量を推算してみると、風洞気流自体の影響は比較的小さく、力を直接計測する六分力天秤の較正手法、つまり較正係数を算出する過程で大きな誤差を生む可能性があることがわかった。さらに JTWT では、模型支持部の影響も大きな精度悪化要因の一つであることがわかり、2010 年以降「風洞試験データの高精度・高効率化」の研究課題として天秤較正手法の高度化、温度変化に強い天秤の開発、さらには支持干渉補正法（風洞壁との相互干渉を含む）の確立に取り組んできた^{7,8)}。2010 年に複合荷重式自動天秤較正装置を整備⁹⁾し、合わせて低熱膨張材を用いた天秤の試作¹⁰⁾等も行い、JAXA の天秤技術が着実に向上するようになった。JAXA のみならず風洞試験データの精度向上には天秤及び天秤較正手法の改善が必須であることが再認識され、諸外国でも再び技術の見直しが行われるようになってきた¹¹⁾。

1.3 天秤の独自設計の経緯

前述のように風洞試験に使用される天秤には「既製品」は存在しない。試験目的に応じて最適な天秤が求められるからである。しかしながら、その都度設計・製作すると期間もコストも甚大なものになってしまうため、頻繁に製作することはない。実際には試験で想定される荷重と容量が最適でなくても妥協して使用することが多い。製作する機会がほとんどないため技術確立も遅れるという悪循環にはまってきたのが現状である。JAXA でも天秤製作はメーカーに頼ってきたが、発注が多くないためメーカーでも技術者の継承が困難な状況となっている。

日本国内の天秤技術の進歩あるいは技術継承に不安を感じ、著者らは 2008 年頃より天秤の独自設計を試みるようになった。単に垂直力や曲げモーメントが負荷されるだけなら材料力学の真直梁の計算で十分である。しかしながら、航空機の風洞試験で使用される天秤は、大きな垂直力が負荷される中で小さな軸力を検出しなければならない。図 1.1 に風洞試験に使用される内挿式六分力天秤の一般的な構造を示すが、現在はモーメント型（2.5 節で詳述）と呼ばれるタイプがほとんどで、これは模型内部で天秤先端と模型が結合される構造となっている。気流に対して垂直方向の力はいわゆる梁の曲げで検出できるが、気流方向の軸力は図 1.1 のような構造にし梁の剪断変形により検出する。垂直方向に強く、軸力方向には比較的弱くなるよう工夫された構造である。このため、軸力検出部は複雑な形状にならざるを得ず、応力推算を困難にしていた。著者らは汎用の構造解析ソフトウェアを購入し、既存の天秤の解析から始めてみた。メッシュを細かくすれば計算時間がかかり、粗くすれば推算精度悪化の問題が生じる。パラメトリックに解析しようにもどの寸法をパラメータにすればよいのか見当もつかない。設計の効率化のため何とか簡単な手計算で主要な応力だけでも計算できないものかと考え始めた。

天秤の設計で最も困難な部分は、軸力の検出部とその前後に位置する flexure（図 3.1 参照）の最適化であった。天秤メーカーでも指定された容量に対して検出部の寸法をどのように最適化するのはほとんど経験的なものによるのではないかと推測される。複雑な構造であるが故、 F_x に現れる干渉量は製作して荷重を負荷してみないとわからない。実際に JAXA では、 F_z の定格を負

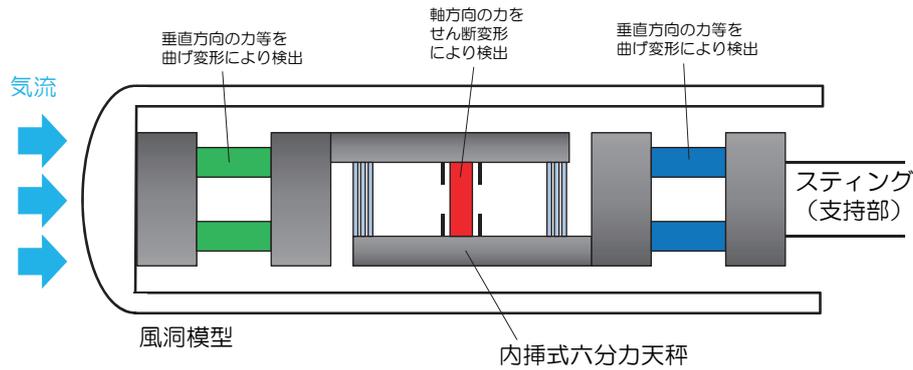


図 1.1: 風洞試験時の内挿式六分力天秤の概略図

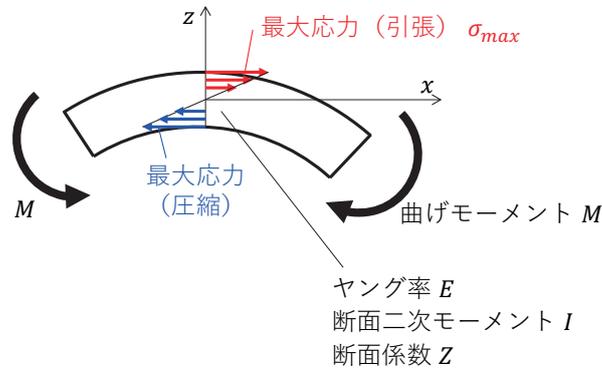


図 1.2: 曲げモーメントと最大応力

荷したときに、 F_x にも定格と同等の出力が得られたことがあった。その後、flexure の本数を少し減らしただけで定格の 30% へと減らすことができた。これらがもし簡単な手計算で、大まかな値でかまわないので推測ができたならと当時頭を悩ませた。

本稿では、汎用の構造解析ソフトウェアを用いた有限要素解析結果より問題となりそうな部材をピックアップし、それらを材料力学の手計算レベルで推算できるようになることを目的として書かれている。したがって使用している計算式は、基本的に弾性曲線方程式

$$\frac{d^2 z}{dx^2} = -\frac{M}{EI} \quad (E: \text{ヤング率}) \quad (1.1)$$

および最大応力 σ_{max} と断面係数 Z (あるいは断面二次モーメント I) の関係式

$$\sigma_{max} = \frac{M}{Z} = \frac{M}{I} z_{max} \quad (1.2)$$

だけである (図 1.2 参照)。材料力学の初歩の知識さえあれば容易に内容は理解できるはずである。構造の専門家からするととんでもない仮定をして求められている数値もあるかもしれない。構造解析結果と比較すると、大きく外れるケースも存在するが、基本設計としては十分な精度ではないかと考える。

1.4 精度の定義

では風洞試験の精度とは何であろう。「精度」という言葉は曖昧に使用されることが多いため、本稿では大きく次の3つに分けて考えることにする。

繰り返し精度 (repeatability) 同じ道具（風洞や機器類）を使い、同じ条件でデータを取得した場合どれくらいばらつくかを表したものである。

絶対精度 いわゆる一般的に「精度」と呼ばれるものであり、本来は真の値との差を意味する。真値が実飛行状態の値とするとそれとの偏差を意味する。

再現性（風洞間における、あるいは風洞と較正装置間における）異なる試験装置（風洞）を使用し、同じ試験条件（気流条件等）で試験をしたときにどれだけ同じ値を再現できるかを意味する。

「繰り返し精度」もデータの「再現性」と呼ばれることが多々あり、両者が混同して使用されているのが現状である。

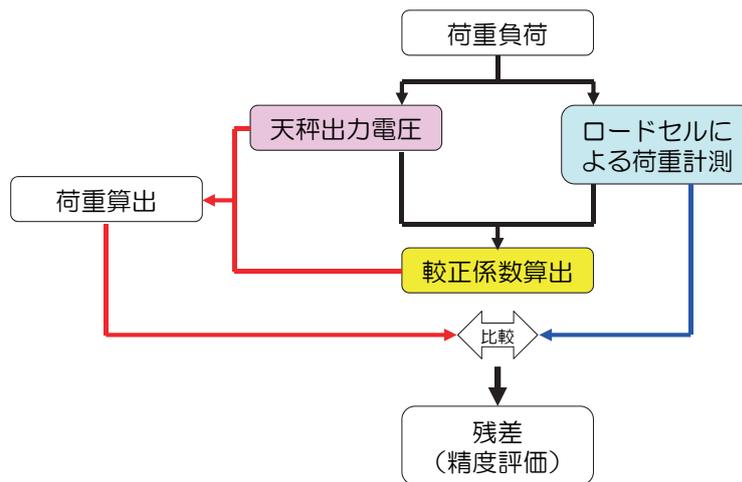


図 1.3: 天秤自身の精度評価

天秤における上述の定義について考える。まず繰り返し精度に関しては、「ゼロ戻り」と「ヒステリシス」が問題となる。ある荷重を負荷して解放したときにどれだけの誤差でゼロに戻るか、荷重負荷が増加する方向と減少する方向とでどれだけの差を生じるかを評価しなければならない。両者とも、天秤と模型、あるいは天秤と支持部との結合部のガタ等の構造的要因が支配的と考えられる。また、「ゼロクロス特性」も重要である。正方向の荷重を負荷して解放したとき、負方向の荷重を負荷して解放したときのゼロ点がずれる場合があり、途中でゼロをとることができない風洞試験ではこの差が直接誤差となってしまう。

では「絶対精度」に関してはどのように評価すればよいだろうか。まず、天秤自身の精度評価を図 1.3 にしたがって行う。荷重負荷は必要な較正係数を算出できるパターンを実施する。これに基づき較正係数を算出し、生成された較正係数を使用して計測された電圧に対して逆に荷重を算

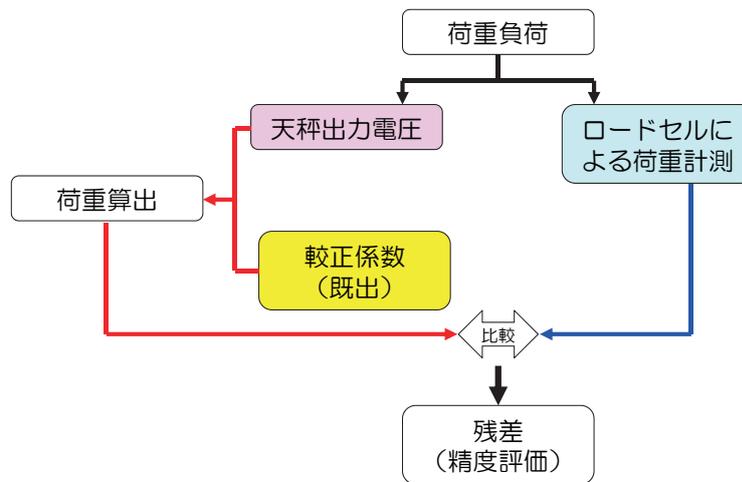


図 1.4: 天秤の絶対精度評価

出する。これをロードセルにより計測された実荷重と比較してその残差を評価する。これを「天秤自身の精度」と定義付けるが、もちろん較正装置の機械的誤差や較正パターンの選択による効果等、較正時に関わる要因も全て含んだものとなっている。したがって、単純にこの数字だけでどの天秤の精度が良いという直接比較をすることはできない。世界共通で較正パターンおよび検証パターンが定まっていれば天秤間の比較も可能になるであろう。

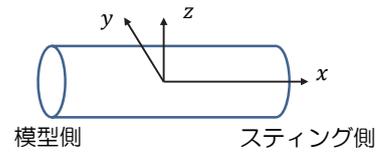
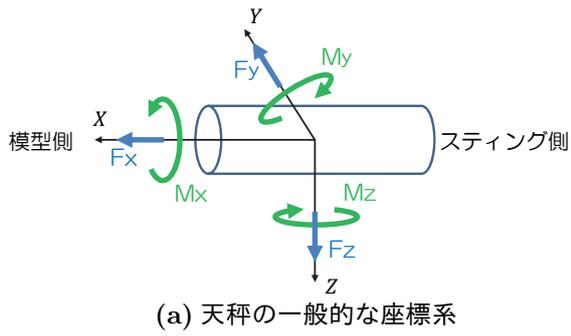
次に絶対精度の評価は、図 1.4 に示すように改めて検証用の荷重パターンを負荷するのがよい。風洞試験における空力荷重がわかっているならば、その荷重をかけ実荷重と算出荷重の残差を求めればそれがその風洞試験における天秤の絶対精度ということになる。較正時にこの実際の荷重パターンを含めれば、較正曲線がそれに近付くので精度が向上するのは当然であるが、その分係数の汎用性は低下する。

最後に「再現性」に関して考察する。天秤較正時と風洞試験時の再現性にはどのような要因が関係するであろうか。天秤まわりの組み上げ（天秤と模型、あるいは天秤と支持スティング）の誤差がほとんどではないかと考えられる。位置決めキー（またはピン）を工夫する、フランジ結合を採用する、ショートキャル*の精度を高め位置・姿勢の補正を行う、等の対策が考えられるが、現状においては最終的に再現性の評価をすることはとても困難である。なお、計測系の（較正時と風洞試験時における）再現性は、通常「二次較正器†」を利用することで確保されていると考えられる。

1.5 座標系の定義

本稿で使用する座標系、力およびモーメントの向きを、図 1.5 に定義する。天秤を取り扱う際は一般的に図 1.5(a) に示すように、基本的には右手系を使用し、 x 軸は天秤前方（上流に向かう方）

*風洞試験直前に、模型を組み上げた状態で荷重を負荷させ、電圧出力を確認する作業を慣例的に「ショートキャル」と呼んでいる。
†天秤と計測器の間に接続し、みかけ上のひずみを発生させる。較正時と風洞試験時の計測系の違いを出力電圧の比で補正するためのものである。



(b) 材料力学的な見地における座標系

図 1.5: 座標系, 力およびモーメントの向き の定義

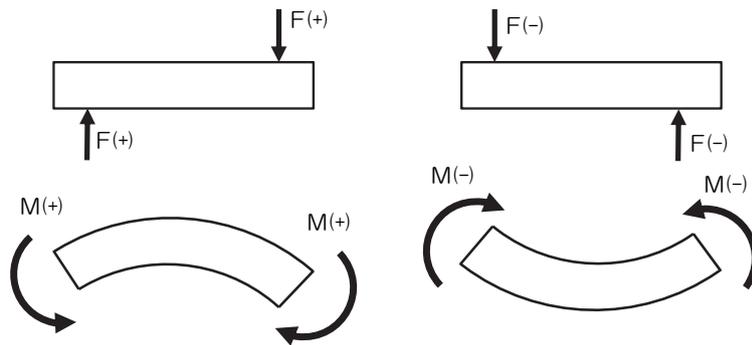


図 1.6: 材料力学的な見地における剪断力および曲げモーメントの向き の定義

を正とし、モーメントは各軸回りに右回りを正とする。しかしながら、本稿では材料力学的な説明が多く、感覚的には右側に x 方向、上側に z 方向をとった方がわかりやすいと考え、特に断りのなり限り図 1.5(b) の座標系で議論する。また、剪断力および曲げモーメントの向きは図 1.6 に示すように定義する。

2 風洞試験用内挿式六分力天秤に関する基本事項

2.1 天秤におけるホイートストーンブリッジ

風洞試験用内挿式六分力天秤では一つの力またはモーメントを検出するために4枚のゲージを使用し、いわゆる「4枚ゲージ法（ホイートストーンブリッジ回路）」で検出するのが通常である（図2.1）。この手法は、ブリッジの各辺がすべてひずみゲージで構成される回路である。出力を大きくできる、温度補償を改善できる、測定対象以外のひずみ成分を除去することができる等のメリットがある。回路の出力は図中に示されるように表される（詳細省略）。4枚とも同じ抵抗 R を使用し、それぞれの変化分を $\Delta R_1, \Delta R_2, \Delta R_3, \Delta R_4$ と表し、微小であることを考慮すると

$$e = \frac{1}{4} \left(\frac{\Delta R_1}{R} - \frac{\Delta R_2}{R} + \frac{\Delta R_3}{R} - \frac{\Delta R_4}{R} \right) e_{in} \quad (2.1)$$

となる。したがって、出力を大きくしたい場合には、ブリッジの対角に同じ符号のひずみを発生させるようにゲージを配置するのがよい。それぞれのひずみの大きさが同程度であるとする、出力は4倍になることがわかる。また、ひずみをキャンセルしたい場合には、対角に異なる符号のひずみを発生させるゲージを配置する。

2.2 梁にかかる力またはモーメントの検出

4枚ゲージ法により力（剪断力）およびモーメントを検出する方法について考察する。図2.2に示すように、片持ち梁に剪断力またはモーメントが作用した場合を考える。純粋に曲げモーメント M だけが作用している場合、発生するひずみは

$$\epsilon = \frac{\sigma}{E} = \frac{M}{EI} z \quad (2.2)$$

で表される。 M は一定であるから部材表面におけるひずみも一定で上下それぞれ $z = \pm h/2$ を代入して

$$\epsilon = \pm \frac{M}{2EI} h = \text{const.} \quad (2.3)$$

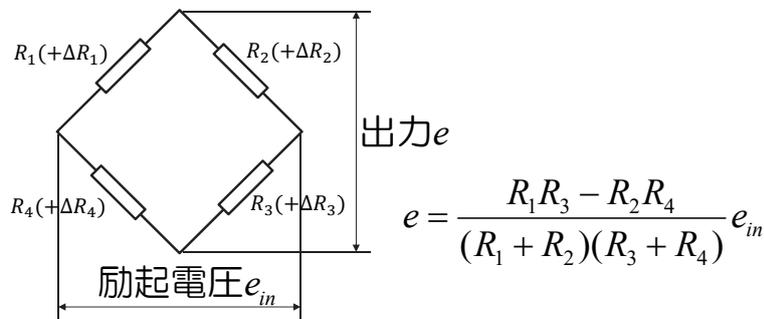


図 2.1: 天秤におけるホイートストーンブリッジ

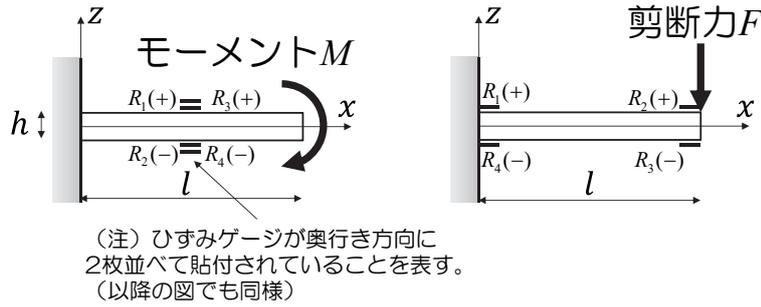


図 2.2: 剪断力およびモーメントの検出

が得られる．モーメントを検出する場合には，位置に関わらず一定となるためできる限り4枚のゲージを寄せて貼り[‡]，上表面に R_1, R_3 のゲージ，下表面に R_2, R_4 のゲージがくるようブリッジを組む．例えば，梁の中央位置 ($x = l/2$) でモーメントを検出したい場合は図 2.2 (左) に示したようにゲージを貼付するのが理想である．

一方，片持ち梁に純粋に剪断力 F が作用している場合，曲げモーメントは x の関数となり発生するひずみは

$$\epsilon = \frac{\sigma}{E} = \frac{M}{EI}z = \frac{F(l-x)}{EI}z \quad (2.4)$$

で表され，ひずみも x 方向に一定でないことがわかる．最も大きな差を生む梁の両端のひずみを考えると

$$x = 0; \epsilon = \pm \frac{Fl}{2EI}h, \quad x = l; \epsilon = 0 \quad (2.5)$$

が得られる．今，図 2.2 (右) のように $R_1 \sim R_4$ を貼り，ブリッジを組んだと仮定する．出力されるひずみの合計は (2.1) 式を参照し

$$\begin{aligned} \epsilon &= \epsilon_1 - \epsilon_2 + \epsilon_3 - \epsilon_4 \\ &= \frac{Fl}{2EI}h - 0 + 0 - \left(-\frac{Fl}{2EI}h\right) \\ &= \frac{Fl}{EI}h \end{aligned} \quad (2.6)$$

となり，これが出力される最大のひずみとなる．仮に内側にゲージが貼られたとしよう ($x = l/4, 3l/4$)．そのとき出力されるひずみは

$$\epsilon = \frac{3Fl}{8EI}h - \frac{Fl}{8EI}h + \left(-\frac{Fl}{8EI}h\right) - \left(-\frac{3Fl}{8EI}h\right) = \frac{Fl}{2EI}h \quad (2.7)$$

となり，両端に貼った時の半分となってしまふ．すなわち，剪断力の検出の際には，ゲージはできる限り離れたほうが出力は大きくなることがわかる．

[‡] 4枚のゲージが近いほうが温度変化に対して有利になる．

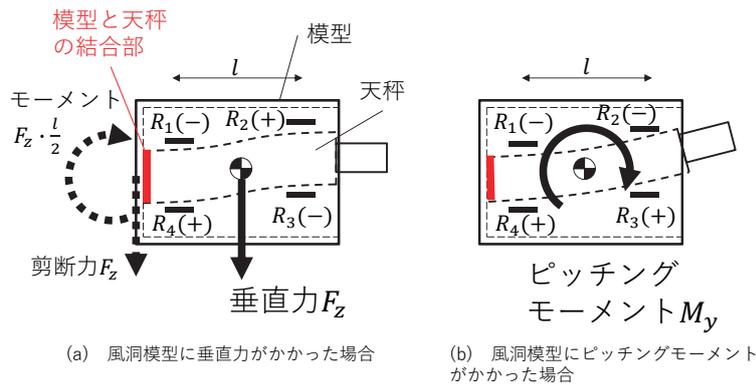


図 2.3: 風洞模型に空気力がかかった場合の天秤の変形

2.3 風洞模型にかかる力またはモーメントの検出

風洞模型に空気力がかかった場合を考える (図 2.3)。模型は通常中空構造で内部に天秤が装着されており、天秤先端部で模型と結合されている様子を図 2.3 から想像されたい。荷重 (空気力) は天秤に直接かかるわけではなく、模型にかかり、結合部を通して天秤に負荷される。まず風洞模型の空力中心 (天秤中心と一致しているものとする) に下向きの垂直力 F_z のみが作用した場合、天秤の先端に剪断力 F_z と曲げモーメント $F_z \cdot l/2$ が作用することになる。このとき天秤は図 2.3(a) に示すような「S 字変形」を起こす¹²⁾。今 4 枚の歪ゲージは図中に示すように貼られているとすると、剪断力 F_z を検出するには R_1 と R_3 、 R_2 と R_4 が対角になるようブリッジを組めばよいことがわかる。

このブリッジの組み方で、模型にピッチングモーメント M_y のみが作用したとする。天秤全体には曲げモーメント M_y が一様にかかり、図 2.3(b) のような変形を起こす。 R_1 と R_3 、 R_2 と R_4 はそれぞれ逆符号になるためモーメントに対しては出力されないことがわかる。逆にモーメントを検出するようにブリッジを組めば (R_1 と R_2 、 R_3 と R_4 が対角になるよう)、剪断力に対しては出力しないことが容易に想像できる。したがって、ブリッジを適切に組むことにより、モーメント検出部は剪断力に鈍感でモーメントのみを検出し、剪断力検出部はモーメントに鈍感で剪断力のみを検出することがわかる。

2.4 2 本梁構造

風洞試験用内挿式六分力天秤では、エレメント形状として 2 本梁構造を適用することが多いようである。本項では 2 本梁構造の長所・短所について考察する。

図 2.4 に示すように材料力学的なモデルとして、固定された門型ラーメン構造を考える。剪断力の検出用エレメントでは通常は鉛直梁の剛性が高いので $I_2 \gg I_1$ であると仮定する。すると水平な梁にかかるモーメントと鉛直方向の力[§]は左図のようになり (詳細は材料力学の教科書等を参照していただきたい)、変形は右図に示すように「S 字変形」となる。ひずみゲージ $R_1 \sim R_4$ を

[§] ラーメン構造の場合、軸力も作用するが、ここではその効果は無視する。

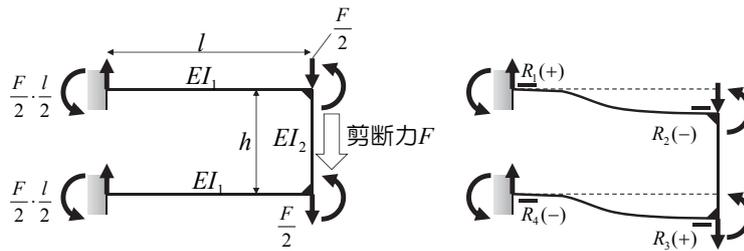


図 2.4: 2本梁構造のモデル化 (剪断力が負荷された場合)

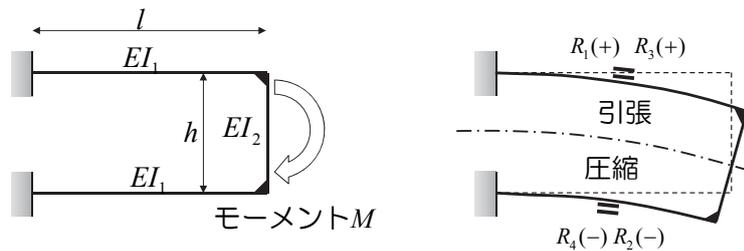


図 2.5: 2本梁構造のモデル化 (曲げモーメントが負荷された場合)

図のように貼付すれば、ホイートストンブリッジの対角に同じ符号のひずみが配置され、1本梁の場合より大きな出力が得られることが予想でき、これが2本梁の大きなメリットの一つである。しかしながら基本的には、ゲージを離さない大きな出力は期待できず、そのためある程度の梁の長さが必要となってくる。また、剪断力を負荷した場合、梁の中央位置 ($x = l/2$) でモーメントがゼロとなり、剪断力だけが作用している状態を実現できる。「S字変形」を生じさせるモーメントを負荷しなくても、ラーメン構造により自動的に「S字変形」を実現できるのである。

一方、2本梁にモーメントが負荷された場合には、鉛直梁の剛性が高いと ($I_2 \gg I_1$) 1本梁と同様の振る舞いを示す。すなわち、上の梁に引張応力、下の梁に圧縮応力が作用し、中立軸は上下の梁の中間に位置する形となる (図 2.5)。したがって、モーメントを検出する場合には図 2.2 左と同じ方法をとればよい。

2本梁で剪断力を検出する場合、荷重点の誤差が小さいと言われている^{12,13}。2本梁の「S字変形」は多少荷重点がずれてもその形状は大きくは変わらない。これが2本梁のもう一つのメリットである。模型形状や試験条件に応じて、どのようなタイプの天秤を設計するかを決定し、それによってそれぞれ最適なエレメント形状さらにはモーメントと剪断力のどちらを検出するかを選択すべきである。

2.5 天秤のタイプ

風洞試験用内挿式六分力天秤は大きく分けて、「モーメント検出型 (moment type)」、「力検出型 (force type)」、「直接検出型 (direct-read type)」の3つに分類される¹⁴。それぞれの基本原理を図 2.6 に、長所および短所の比較を表 2.1 に示す。

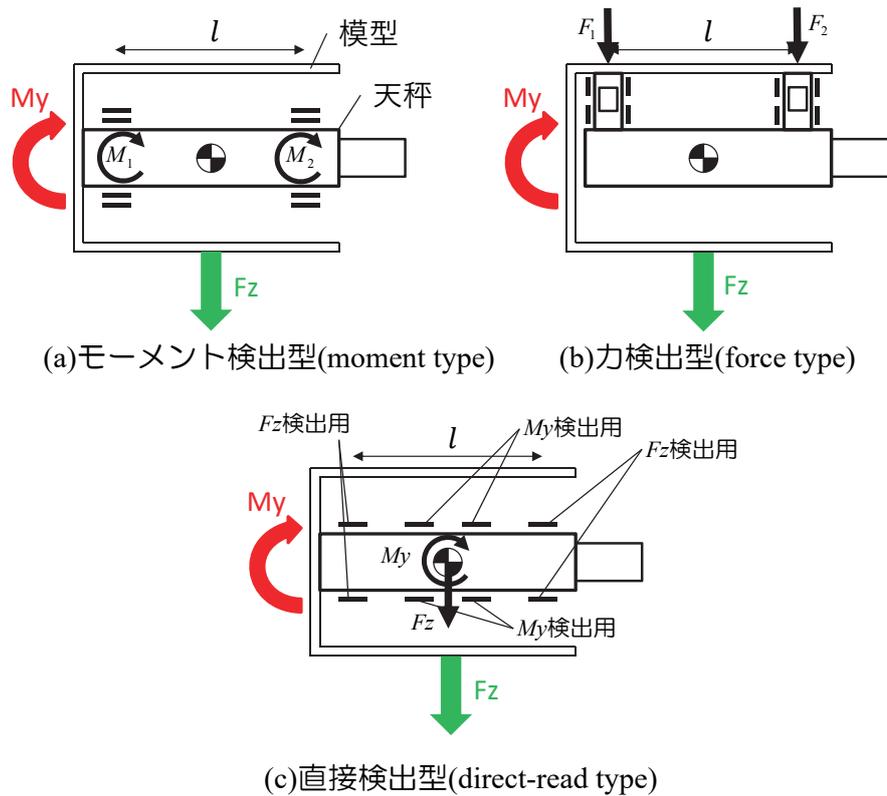


図 2.6: 風洞試験用内挿式六分力天秤のタイプ

まず、モーメント検出型（図 2.6(a)）であるが、これは天秤の前後 2ヶ所で曲げモーメントを検出するタイプである。今、模型に F_z と M_y が両方負荷された場合を考える。この場合の曲げモーメント線図（Bending Moment Diagram）は図 2.7(a) に描かれたようになる。したがって、検出部で検出されるモーメント M_1 , M_2 との関係は

$$M_1 = -M_y - F_z \cdot \frac{l}{2} \quad (2.8)$$

$$M_2 = -M_y + F_z \cdot \frac{l}{2} \quad (2.9)$$

となる。これらの式を解いて

$$M_y = -\frac{1}{2}(M_1 + M_2) \quad (2.10)$$

$$F_z = \frac{-M_1 + M_2}{l} \quad (2.11)$$

を得る。このようにモーメント検出型は前後 2ヶ所でモーメントを計測し、それらから F_z , M_y を算出するのである。電圧出力で考えると、2つのチャンネルで計測された電圧を加えたものがモーメントに相当し、差し引いたものが剪断力に相当すると考えればよい。

モーメント検出型は基本的に一体構造で加工され、組み上げ誤差の心配はなく、もちろん繰り返し精度も良い。4枚のゲージ共に近くに貼れるため温度特性も良いというメリットがある。短所としては、一体構造であるが故、他成分からの干渉は大きくなってしまふことがあげられる。

表 2.1: 風洞試験用内挿式六分力天秤の比較

	力検出型 (Force type)	モーメント検出型 (Moment type)	直接検出型 (Direct-Read type)
組立	× 毎回必要。組立時の再現性・ガタ等の影響有り。	◎ 必要なし	◎ 必要なし
加工	○ 比較的容易	× 難易度高	× 難易度高
較正	× 組立後、毎回必要	○ 必ずしも毎回の必要はない	○ 必ずしも毎回の必要はない
干渉	○ 各分力間の干渉が小さい	△ 各分力間の干渉が大きい	△ 各分力間の干渉が大きい。
温度ドリフト	◎ 各検出部での温度分布が生じにくくドリフト小	◎ ゲージ間の距離が小さくできるため比較的抑えられる	× ゲージ間の距離が大きくなるためドリフト大
出力モニタ	△ 2成分から力とモーメントを算出するためやや複雑	△ 2成分から力とモーメントを算出するためやや複雑	◎ 出力の監視が容易

さらに2つのモーメント値から力およびモーメントを算出するため、「1つのチャンネルの電圧値 $\approx F_z$ あるいは M_y 」という直接関係が成り立たず、出力モニタの点で不便な点がある。

モーメント検出型の最後の短所を解決したのが直接検出型 (図 2.6(c)) である。モーメントおよび剪断力を直接検出できるようにブリッジが組まれている。しかし、そのためには4枚のゲージを離れた位置に貼らなければならず、温度変化のある環境での使用は温度ドリフトを監視するなどの注意が必要となる。

もう一つの型は現在あまり使われなくなった力検出型 (図 2.6(b)) である。この型は基本的にその方向の力を検出するセンサを組み上げて一つの天秤とするものであり、組み上げの再現性の問題や組み上げ後に必ず較正が必要などのデメリットがある。前後2ヶ所で剪断力 F_1 , F_2 を計測し、模型にかかる F_z , M_y を算出する。図 2.7(b) に示されるよう、力検出部に結合されている模型上部に作用する力およびモーメント (F_1 の作用点まわり) のつり合いを考えると

$$F_z = F_1 + F_2 \quad (2.12)$$

$$M_y + F_z \left(l' + \frac{l}{2} \right) - F_z \cdot l' = F_2 \cdot l \quad (2.13)$$

となる。 F_z は上式で直接求められ、モーメント M_y は

$$M_y = \frac{l}{2}(F_2 - F_1) \quad (2.14)$$

で表される。モーメント検出型とは逆に、電圧出力で考えると、2つのチャンネルで計測された電圧を加えたものが剪断力に相当し、差し引いたものがモーメントに相当すると考えればよい。こ

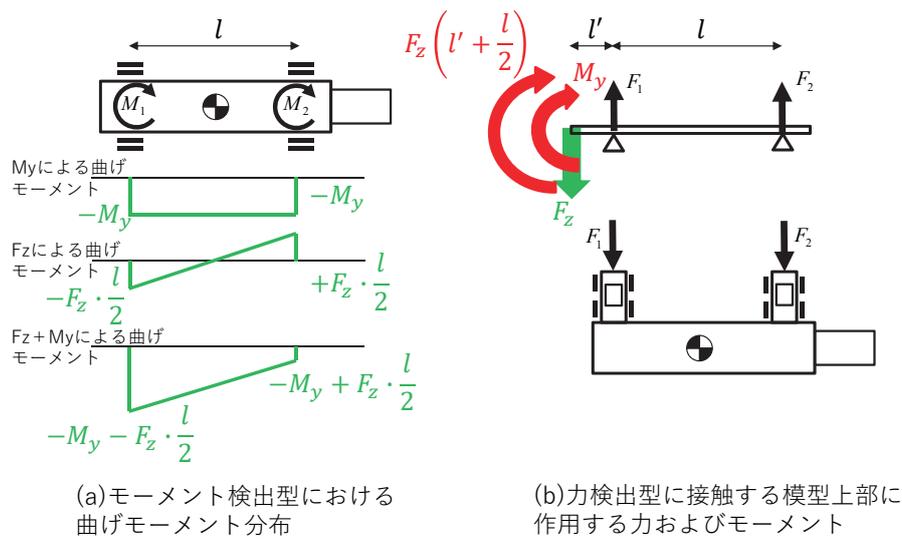


図 2.7: 模型に負荷される荷重と天秤で検出される荷重との関係

の型のメリットは、一体構造ではないため各分力間の干渉が小さい、各検出部での温度分布が生じにくく温度ドリフトが小さい等があげられる。いずれのタイプも一長一短があり、用途に応じて最適な天秤を選択するのが望ましい。

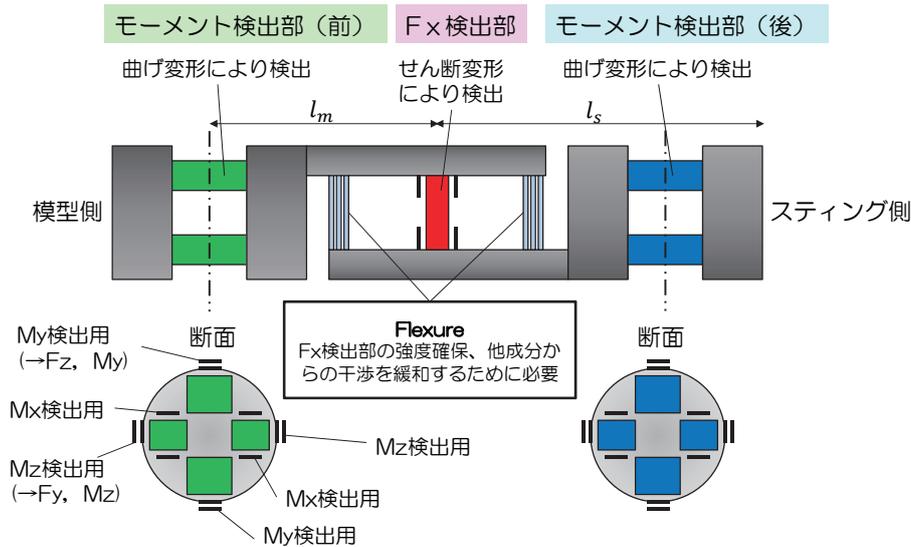


図 3.1: 風洞試験用内挿式六分力天秤の基本構造（モーメント検出型）

3 風洞試験用内挿式六分力天秤の設計

3.1 天秤の基本形状

航空機形状の風洞試験で使用される天秤の最大の特徴は垂直力が大きく軸力が小さいことである。ひずみゲージで検出するにはその方向の荷重に対してエレメントにひずみを発生させる必要がある。したがって軸力方向には弱く垂直方向に強い構造にする必要がある。図 3.1 にモーメント検出型天秤の基本構造を示す。(図 2.6(a) における模型内部の「天秤」と書かれた長方形部分に相当する。) 中央に F_x 検出部を、その前後にモーメントの検出部を配置する。 F_x 検出部は前後の flexure と合わせてラーメン構造をなし、軸力 F_x が剪断力として作用し「S 字変形」を起こす。flexure は弱くすると全体の強度不足となり、強すぎると F_x 検出部の変形が小さくなり感度が低下するため、適切な強度で設計する必要がある。

モーメント検出型であるため前後 2 か所でモーメントを計測する。検出部の中央にできる限り近く全てのゲージを貼るのがよい。もともと剪断力に対しては鈍感になるようブリッジを組んでいるが、2 本梁のラーメン構造にすることにより剪断力に対して「S 字変形」を起こし、モーメント検出に対して有利に変形することになる。さらに、著者らは通線・配線を容易にするため 2 本梁構造とすることが多い。また、同様に横方向の力とモーメントを算出するため M_z を 2 か所で検出する。 M_x に関しては、ひずみゲージ 2 枚を 45 度傾けて貼り、純粋に「ねじれ」を計測してもよいが、ここではローリングモーメント (M_x) を剪断力 (\times 距離) として検出できるように、 M_z 検出用の梁の側面にゲージを配置している。

いずれの成分も他の成分からの干渉をできる限り小さくするためゲージの配置が中心軸に対して非対称にならないよう留意し、場合によっては 8 枚のゲージを使用し一つのブリッジ（各辺にひずみゲージを 2 枚ずつ配置）を組むことが望ましい。

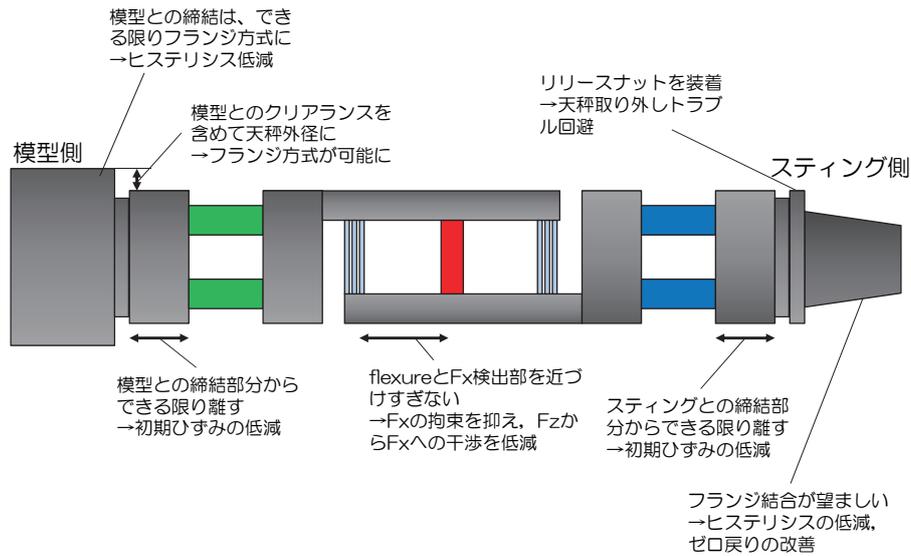


図 3.2: 天秤の設計における留意点

3.2 設計にあたっての基本思想

「良い天秤」とはどのような天秤なのだろうか？普通に考えると、「直線性が良く、ゼロ戻りも良く、ヒステリシスが小さく、干渉の少ない天秤」ということになるだろう。この中で干渉に関しては較正を高精度で実施できれば高次の補正式を使用することでほとんど除去することが可能である。したがって、「繰り返し精度」を良くするためゼロ戻り特性を向上させ、さらに荷重順序によらず同じ出力を出すようヒステリシスを小さくすることが望ましい。ひずみを計測する以上、天秤をたわませるということが必要であるが、模型振動や姿勢角の補正等の観点から風洞試験ではいわゆる「たわむ天秤」はあまり好まれない。したがって、計測系のノイズ対策をしっかりと、不必要に大きなひずみを生まないように設計するべきである。著者らは一つのゲージが定格荷重に対して $100\sim 400\mu\epsilon$ を目標に設計している。

図 3.2 に天秤設計における主な留意点について示す。まず、模型やスティングとの締結方法であるが、径が小さい場合にはテーパ方式でやむを得ないところであろう。その際には、組み上げ時に軸方向 (x 方向) の位置がずれる可能性があり、ショートキシャル時に模型中心と天秤中心のオフセットを正確に算出し、処理時に補正する必要がある。径が大きい場合にはフランジ方式が望ましい。模型と天秤の間にはクリアランスが必要なため、その分も含めて模型側の締結部分の外径を決めてもかまわない。国内で製作された天秤では、コレット方式の締結方式が多く採用されているが、幾何学的に完全に面接触させることはきわめて困難で、この方式はヒステリシス（特に F_z 負荷時の F_x 出力）の大きな要因の一つとなる。

次に、模型及びスティングとの締結部分とモーメント検出部との距離をできる限り大きくとることが理想である。ボルト締め付け時に出力が変化するようにであれば、初期ひずみを起こしていることになり、これはゼロ戻り特性を大幅に悪化させる。

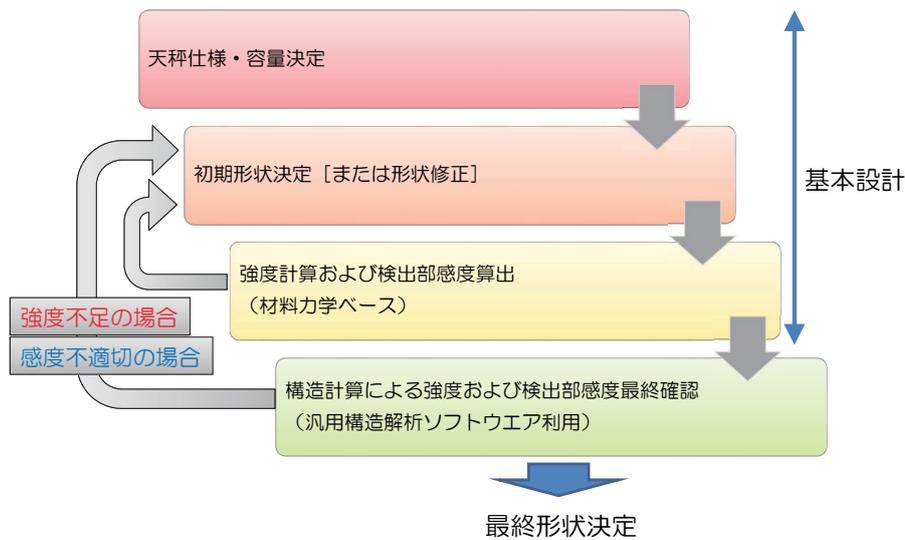


図 3.3: 天秤の設計手順

3.3 天秤の基本設計手順

天秤の設計手順を図 3.3 に示す。3つ目のステップである材料力学ベースの強度計算を実行し形状修正を加え、初期形状を決定するプロセスまでを本稿では基本設計としている。以下に基本設計の具体的な手順を示し、順次その詳細について説明を加える。

1. 定格容量，外径の検討 必要な容量（定格），天秤の外径を試験目的，試験条件を考慮して検討する。
2. 定格容量，外径の決定 支持スティングとの結合部における強度を確認する。具体的には F_z および M_y が同時に最大負荷された時の応力が許容内であるかどうかを確認する。もし，強度不足であれば，定格容量を減らすか外径を大きくするかの選択をする。
3. M_y ， M_z ， F_z ， F_y 検出部の形状決定 M_y および F_z に対する強度計算より M_y 検出部の形状を決定する。また， M_z および F_y に対する強度計算より M_z 検出部の形状を決定する。強度が不足するようであれば，補助梁を考える。
4. M_x 検出部の決定 M_x 負荷時の M_y 検出部あるいは M_z 検出部の側面のひずみを確認し， M_x 用ひずみゲージの貼付面を選択する（計測装置の CH 数に余裕があれば両者に貼付するのが望ましい）。
5. F_x 検出部の形状決定 F_x エレメントおよび flexure の形状を決定する。具体的には，まず F_x 負荷時の F_x 検出部の感度が適切になるよう flexure の厚み・枚数を決定する。
6. M_y 負荷時の強度確認 次に，各荷重定格負荷時に最も応力の大きな場所を推測し，その強度を確認する。まずは， M_y 負荷時の最外側の flexure の強度を確認する。
7. M_z ， F_y 負荷時の強度確認 M_z ， F_y 負荷時の F_x 検出部の強度を確認する。

8. F_z 負荷時の干渉出力確認 F_z 負荷時の F_x への干渉出力が定格容量以下であることを確認する。すなわち F_x 定格負荷時の応力に比べてどれくらいの応力になっているかを確認する。100%に近い値になっていた場合には、flexure の再検討を行う。
9. M_x, M_z 負荷時の干渉出力確認 天秤の構造上、 M_x 負荷時にはある大きさの M_z が、 M_z 負荷時にはある大きさの M_x が加かるため、干渉出力が定格容量以下であることを確認する。
10. 定格ひずみの確認 最後に、全てのエレメントのゲージ 1 枚に対する定格負荷時のひずみが適正であるか確認する。

3.3.1 天秤外形および定格容量の決定（基本設計手順 1, 2）

まず、試験目的および風洞気流条件等を考慮して、天秤最大荷重（定格容量）が決定される。風洞試験で想定される荷重よりやや大きい荷重を定格とするのが理想かもしれないが、天秤の製作には大きな費用がかかるため、通常は汎用性を考慮して十分大きな容量の天秤を製作する。小容量の天秤を製作するより、校正の精度が十分であれば、大容量の天秤で小容量の校正をするという考え方の方がメリットは大きい。

次に模型の大きさ等から内挿できる天秤の外径を考える。最も強度の厳しい部分はスティングとの接触部分で、 F_z と M_y が同時負荷された時の最大曲げ応力を計算する。スティングとの接触部の外径を d 、その接触部から天秤中心までの距離を l_0 とすると、接触部における曲げモーメントの最大は

$$M = F_z l_0 + M_y \quad (3.1)$$

で表される。したがって、接触部における最大曲げ応力は

$$\sigma_{max} = \frac{M}{I} z_{max} = \frac{F_z l_0 + M_y}{\frac{\pi}{64} d^4} \cdot \frac{d}{2} \quad (3.2)$$

となり、これが材料の許容応力を超えないことが必須である。

では、安全率はどれくらいが妥当であろうか。まず、構造解析では十分な精度で見積もれない応力集中も考えられる。また、風洞試験時だけでなく天秤の取り付け・取り外し時にも時には予期せぬ大きな荷重がかかったりする。天秤の取り扱いに必要な以上の注意を払わなくても済むよう安全率が 3 以上は必要ではないだろうか。著者らは通常、安全率 5 を目標として設計している。

3.3.2 モーメント検出部の設計（基本設計手順 3, 4）

検出部の設計ではまず M_y および M_z 検出部の設計を行う。2 本梁構造を基本とし、その断面形状の記号を図 3.4 のように定義する。このとき y 軸まわりの断面二次モーメント I_y 、 z 軸まわりの断面二次モーメント I_z は次のようになる。

$$I_y = \frac{1}{12} b_1 (2h_0 + 2h_1)^3 - \frac{1}{12} b_1 (2h_0)^3 + \frac{1}{12} \cdot 2b_2 \cdot h_2^3 \quad (3.3)$$

$$I_z = \frac{1}{12} h_2 (2b_0 + 2b_2)^3 - \frac{1}{12} h_2 (2b_0)^3 + \frac{1}{12} \cdot 2h_1 \cdot b_1^3 \quad (3.4)$$

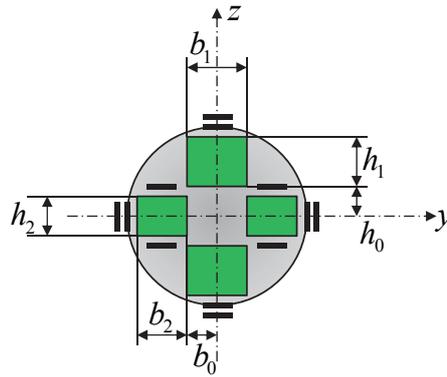
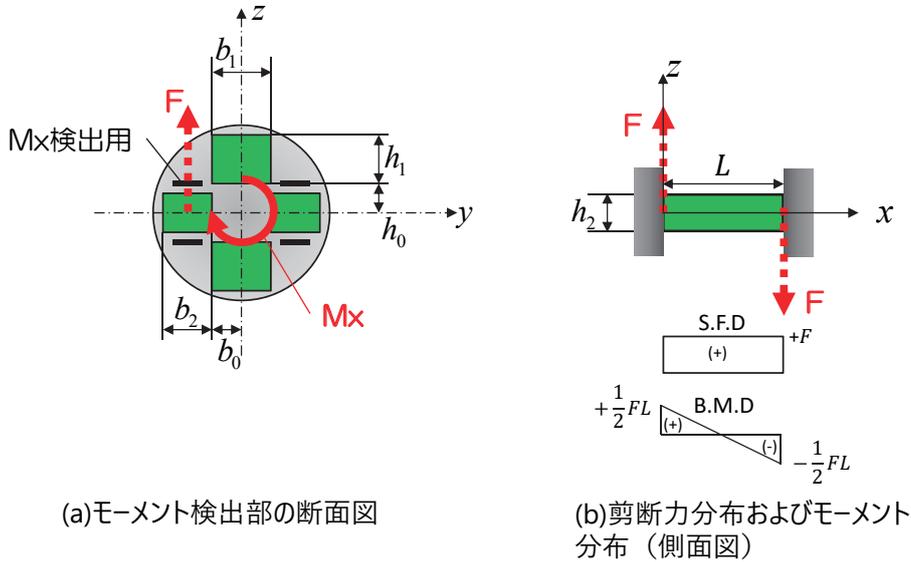


図 3.4: モーメント検出部の断面図



(a)モーメント検出部の断面図

(b)剪断力分布およびモーメント分布 (側面図)

図 3.5: M_x 負荷時のモーメント検出部

この断面と天秤中心までの距離を L_0 とすると縦方向および横方向の最大曲げモーメントは

$$M_{max}(\text{縦方向}) = F_z L_0 + M_y, \quad M_{max}(\text{横方向}) = F_y L_0 + M_z \tag{3.5}$$

で表され、最大応力は

$$\sigma_{max}(\text{縦方向}) = \frac{M_{max}}{I_y} (h_0 + h_1), \quad \sigma_{max}(\text{横方向}) = \frac{M_{max}}{I_z} (b_0 + b_2) \tag{3.6}$$

となる。これが安全率を考慮した許容応力内であることの確認が必要である。

このモーメント検出部の側面に M_x 検出用のゲージを貼付する。貼付位置の一例を図 3.1 に示す。 M_y 検出用エレメントの側面に貼ってもよく、定格ひずみが適切な値になるようどちらかを選択すればよい。今、モーメント検出部に M_x が負荷された状態を考える (図 3.5)。 M_x により中心から距離 $b_0 + b_2/2$ 離れた点に力 F がかかるとし、この剪断力 F によって M_x 検出用ひずみゲージが貼られた梁が「S 字変形」を起こすと仮定する。モーメント M_x がどのように 4 つの梁に分

配されるかは、単純な軸のねじりと仮定すれば x 軸（紙面に垂直方向）まわりの断面極二次モーメントで決まる。上下の梁および左右の梁の x 軸まわりの断面極二次モーメント[¶]はそれぞれ

$$I_p(\text{上下の梁}) = \frac{1}{12}b_1(2h_0 + 2h_1)^3 - \frac{1}{12}b_1(2h_0)^3 + \frac{1}{12} \cdot 2h_1 \cdot b_1^3 \quad (3.7)$$

$$I_p(\text{左右の梁}) = \frac{1}{12}h_2(2b_0 + 2b_2)^3 - \frac{1}{12}h_2(2b_0)^3 + \frac{1}{12} \cdot 2b_2 \cdot h_2^3 \quad (3.8)$$

で表される。この大きさに応じて分配されるとすると M_x 検出用ゲージが貼られた梁 1 本 (M_z 検出用梁) に分配されるモーメントは

$$M(\text{左梁}) = \frac{1}{2} \cdot \frac{I_p(\text{左右の梁})}{I_p(\text{上下の梁}) + I_p(\text{左右の梁})} M_x \quad (3.9)$$

となる。したがって、 $F = M(\text{左梁}) / (b_0 + b_2/2)$ であるから、梁にかかる最大応力は梁の x 方向（紙面に垂直方向）の長さを L （図 3.5(b) 参照）とすると

$$\sigma_{max} \left(\equiv \frac{M}{I} z_{max} \right) = \frac{\frac{FL}{2}}{\frac{1}{12}b_2h_2^3} \cdot \frac{h_2}{2} \quad (3.10)$$

で表される。もちろん強度の確認を行う上では上下の梁 (M_y 検出用梁) にかかる最大応力も計算する必要があり、分配されるモーメントは

$$M(\text{上梁}) = \frac{1}{2} \cdot \frac{I_p(\text{上下の梁})}{I_p(\text{上下の梁}) + I_p(\text{左右の梁})} M_x \quad (3.11)$$

となり、以下同様に計算することができる。

3.3.3 F_x 検出部および flexure の設計（基本設計手順 5）

F_x 検出部の設計にあたり F_x 荷重のみが負荷された場合を考える。検出部および flexure には F_x の一部が剪断力としてはたらき、両者とも「S 字変形」を起こすと仮定する。このとき図 3.6 に示されるように、片持ち梁の自由端に剪断力 F 、モーメント $F \cdot (h/2)$ が負荷されている状態と同等になる。合わせて曲げモーメント線図（Bending Moment Diagram）を図中に示す。

図中の記号および符号を用いるとたわみ曲線は

$$EI \frac{d^2x}{dz^2} = -M(z) = F \left(\frac{h}{2} - z \right) \quad (3.12)$$

と書かれる。境界条件

$$z = 0; x = \frac{dx}{dz} = 0 \quad (3.13)$$

のもとで上記の微分方程式を解くと

$$x = \frac{F}{EI} \left(-\frac{1}{6}z^3 + \frac{h}{4}z^2 \right) \quad (3.14)$$

[¶] $I_p = I_y + I_z$

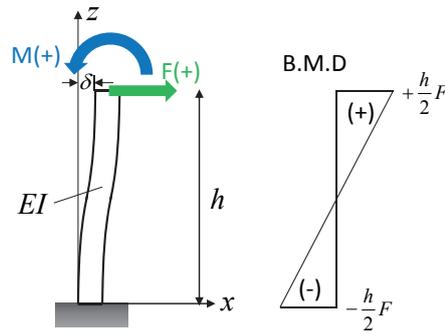


図 3.6: F_x 検出部および flexure の変形

が得られる。したがって自由端でのたわみ δ は次式で表される。

$$\delta = \frac{F}{EI} \left(-\frac{1}{6}h^3 + \frac{h}{4}h^2 \right) = \frac{Fh^3}{12EI} \quad (3.15)$$

今、 F_x 検出部と flexure が全く同じ「S 字変形」を起こすと仮定する。(3.15) 式の δ が常に同じ値になるには、 F/I が一定でなければならない。つまり、断面二次モーメントの大きさに比例した剪断力がかからなければならない。そうなるように F_x が分配されるのである。したがって F_x 検出部 1 枚 (検出部材数 m) の断面二次モーメントを I_0 、flexure 1 枚 (部材数 n) の断面二次モーメントを I_f とすると、 F_x 検出部および flexure のそれぞれ 1 枚にかかる剪断力 F_0 、 F_f は

$$F_0 = \frac{I_0}{mI_0 + nI_f} F_x, \quad F_f = \frac{I_f}{mI_0 + nI_f} F_x \quad (3.16)$$

となる。最大応力は両端にかかり、

$$\sigma_{max}(F_x \text{ 検出部}) = \frac{F_0 h}{2I_0} \cdot \frac{t_0}{2}, \quad \sigma_{max}(\text{flexure}) = \frac{F_f h}{2I_f} \cdot \frac{t_f}{2} \quad (3.17)$$

で計算し、強度の検討を行う必要がある。ここで、 t_0 、 t_f は F_x 検出部および flexure の x 方向の厚みを表す。 F_x 検出部と flexure の具体的な形状および配置は、この後検討する M_y 、 M_z 、 F_y 負荷時の強度を考慮して決定しなければならない。

3.3.4 M_y 負荷時の flexure の最大応力 (基本設計手順 6)

F_x 検出部や flexure は感度を上げるためある程度弱く設計する必要がある。そのため F_x 以外の荷重が負荷された場合に大きな応力がかかることが予想される。図 3.8 に M_y 負荷時の flexure の変形の様子を示す。この時の flexure にかかる最大応力を推算したいところであるが、不静定問題であるため解くのは容易ではない。そこで汎用の構造解析ソフトウェア (ANSYS[®] Mechanical, Release 18.2, ANSYS, Inc.) にて解析を実行し、その変形の様子を詳細に見てみると上下の梁および flexure が右図のように変形するものと仮定できる。この仮定により、それぞれの部材からの反力は考慮せず (未知数を減らすため)、それぞれの梁における曲げモーメント線図は左図に描かれたようになるものと予想する。部材を分けて考え、各部材にかかる曲げモーメントをわかり

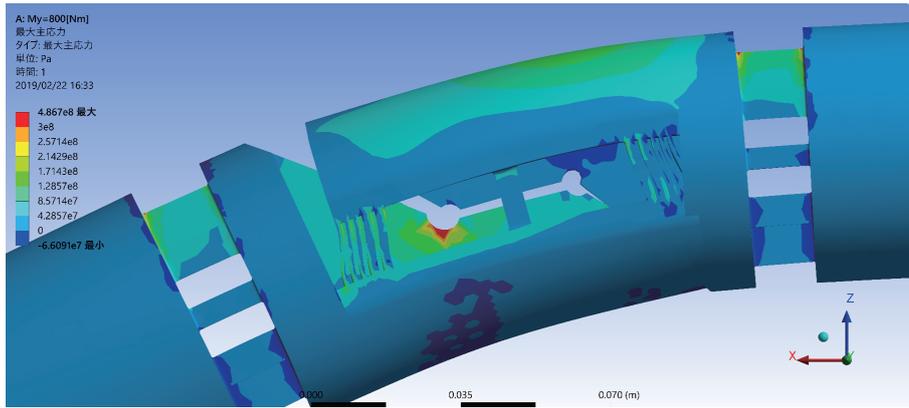


図 3.7: M_y 負荷による変形の様子 (構造解析結果)

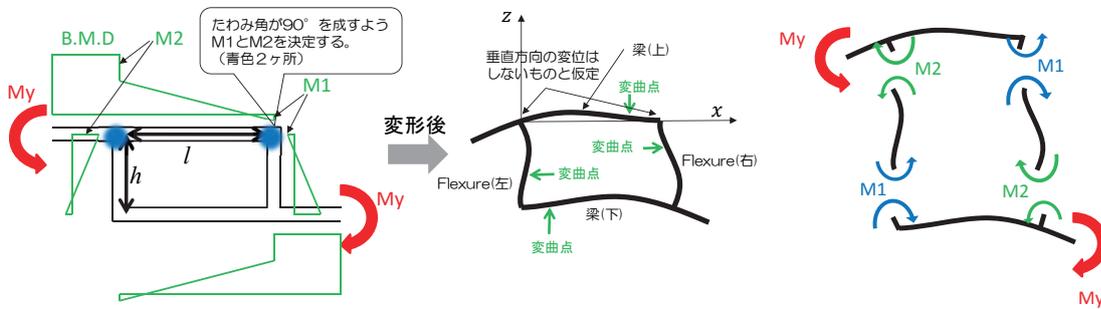


図 3.8: M_y 負荷時の flexure の変形の様子

図 3.9: 各部材にかかる曲げモーメント

やすく表記したものが図 3.9 である。モーメント M_1 および M_2 が未知数であり、剛結合 2 か所においてたわみ角が 90° となる条件から決定される。

まず、梁（上）について注目する。左の flexure との交点を原点として考え、断面二次モーメントを I_b とすると、次のたわみ曲線が得られる。

$$EI_b \frac{d^2 z}{dx^2} = \frac{x}{l}(M_y + M_1 - M_2) - M_y + M_2 \tag{3.18}$$

$$EI_b \frac{dz}{dx} = \frac{x^2}{2l}(M_y + M_1 - M_2) + (-M_y + M_2)x + C_1 \tag{3.19}$$

$$EI_b \cdot z = \frac{x^3}{6l}(M_y + M_1 - M_2) + \frac{1}{2}(-M_y + M_2)x^2 + C_1 x + C_2 \tag{3.20}$$

両端が垂直方向に変位しないという仮定より、境界条件として $x = 0, x = l$ で $z = 0$ とすると

$$C_1 = \frac{l}{6}(2M_y - M_1 - 2M_2), \quad C_2 = 0 \tag{3.21}$$

が得られる。したがって、たわみ角の式は (3.19) 式より

$$EI_b \frac{dz}{dx} = \frac{x^2}{2l}(M_1 + M_y - M_2) + (-M_y + M_2)x + \frac{l}{6}(2M_y - M_1 - 2M_2) \tag{3.22}$$

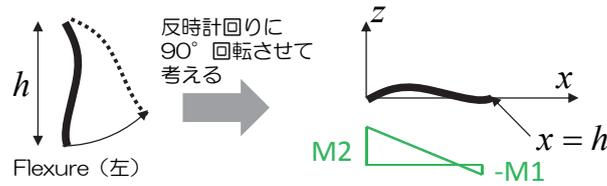


図 3.10: flexure (左) のたわみ角

となる．これより， $x = 0$ および $x = l$ でのたわみ角はそれぞれ次式で表される．

$$\left[\frac{dz}{dx} \right]_{x=0} = \frac{l}{6EI_b} (2M_y - M_1 - 2M_2) \quad (3.23)$$

$$\left[\frac{dz}{dx} \right]_{x=l} = \frac{l}{6EI_b} (-M_y + 2M_1 + M_2) \quad (3.24)$$

次に左の flexure について考える．これを反時計回りに 90° 回転させて考えると (図 3.10)，左端のたわみ角が (3.23) 式と一致すればよいことになる．曲げモーメント分布から，たわみ曲線の方程式は

$$EI_f \frac{d^2z}{dx^2} = \frac{x}{h} (M_1 + M_2) - M_2 \quad (3.25)$$

$$EI_f \frac{dz}{dx} = \frac{x^2}{2h} (M_1 + M_2) - M_2 x + C_1 \quad (3.26)$$

$$EI_f \cdot z = \frac{x^3}{6h} (M_1 + M_2) - \frac{1}{2} M_2 x^2 + C_1 x + C_2 \quad (3.27)$$

となる．ただし， I_f は flexure の断面二次モーメントである．境界条件は $x = 0$ ， $x = h$ で $z = 0$ であるから

$$C_1 = \frac{h}{6} (-M_1 + 2M_2), \quad C_2 = 0 \quad (3.28)$$

が得られ，たわみ角の式は

$$EI_f \frac{dz}{dx} = \frac{x^2}{2h} (M_1 + M_2) - M_2 x + \frac{h}{6} (-M_1 + 2M_2) \quad (3.29)$$

となる．これより， $x = 0$ および $x = h$ でのたわみ角はそれぞれ次式で表される．

$$\left[\frac{dz}{dx} \right]_{x=0} = \frac{h}{6EI_f} (-M_1 + 2M_2) \quad (3.30)$$

$$\left[\frac{dz}{dx} \right]_{x=h} = \frac{h}{6EI_f} (2M_1 - M_2) \quad (3.31)$$

同様に右の flexure について考える．これを時計回りに 90° 回転させて考えると (図 3.11)，右端 ($x = h$) のたわみ角が (3.24) 式と一致すればよいことになる．曲げモーメント分布から，たわみ曲線の方程式は

$$EI_f \frac{d^2z}{dx^2} = -\frac{x}{h} (M_1 + M_2) + M_2 \quad (3.32)$$

$$EI_f \frac{dz}{dx} = -\frac{x^2}{2h} (M_1 + M_2) + M_2 x + C_1 \quad (3.33)$$

$$EI_f \cdot z = -\frac{x^3}{6h} (M_1 + M_2) + \frac{1}{2} M_2 x^2 + C_1 x + C_2 \quad (3.34)$$

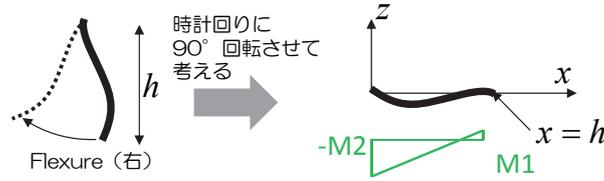


図 3.11: flexure (右) のたわみ角

となる。境界条件は $x = 0$, $x = h$ で $z = 0$ であるから

$$C_1 = \frac{h}{6}(M_1 - 2M_2), \quad C_2 = 0 \quad (3.35)$$

が得られ、たわみ角の式は

$$EI_f \frac{dz}{dx} = -\frac{x^2}{2h}(M_1 + M_2) + M_2x + \frac{h}{6}(M_1 - 2M_2) \quad (3.36)$$

となる。これより、 $x = 0$ および $x = h$ でのたわみ角はそれぞれ次式で表される。

$$\left[\frac{dz}{dx} \right]_{x=0} = \frac{h}{6EI_f}(M_1 - 2M_2) \quad (3.37)$$

$$\left[\frac{dz}{dx} \right]_{x=h} = \frac{h}{6EI_f}(-2M_1 + M_2) \quad (3.38)$$

以上より、上下の梁と flexure のたわみ角が 90° を保つ条件は、(3.23) 式と (3.30) 式、(3.24) 式と (3.38) 式が一致することと同等になり、

$$\frac{l}{6EI_b}(2M_y - M_1 - 2M_2) = \frac{h}{6EI_f}(-M_1 + 2M_2) \quad (3.39)$$

$$\frac{l}{6EI_b}(-M_y + 2M_1 + M_2) = \frac{h}{6EI_f}(-2M_1 + M_2) \quad (3.40)$$

が得られる。これを M_1 , M_2 について解くと

$$M_1 = \frac{4(l/I_b)(h/I_f)}{3(l/I_b)^2 + 10(l/I_b)(h/I_f) + 3(h/I_f)^2} M_y \quad (3.41)$$

$$M_2 = \frac{3(l/I_b)^2 + 5(l/I_b)(h/I_f)}{3(l/I_b)^2 + 10(l/I_b)(h/I_f) + 3(h/I_f)^2} M_y \quad (3.42)$$

となり、flexure にかかる最大曲げモーメント (M_1 か M_2 のどちらか大きい方) を算出することができる。最終的には最大応力

$$\sigma_1 = \frac{M_1}{I_f} z_{max}, \quad \sigma_2 = \frac{M_2}{I_f} z_{max} \quad (3.43)$$

を算出して、強度の検討を行う。ただし、 z_{max} には、中立軸からの最大距離を入れるものとする(図 3.12)。

ここまでは h および l は概念的に上下梁および flexure の中立軸間の距離 (h_N および l_N) として扱ってきたが、最大モーメントの位置は flexure の実際の端部として考え、図 3.10 の x 座標で表せば

$$x = (h_N - h_R)/2$$

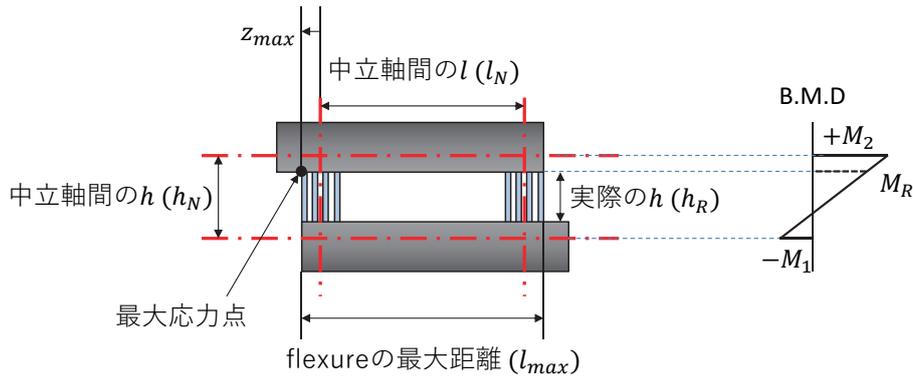


図 3.12: 中立軸間の h , l と実際の h

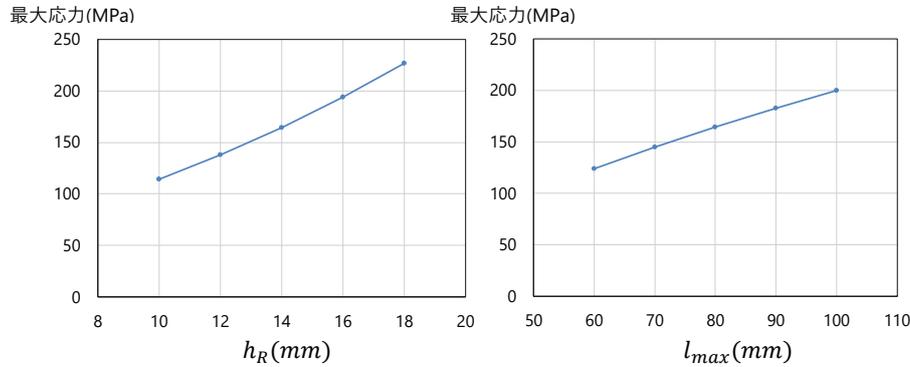


図 3.13: flexure の高さおよび flexure の最大距離の効果

となり、この位置でのモーメントを最大モーメント（図 3.12 の M_R ）と仮定する。図 3.12 に示される関係から

$$M_R = M_2 - \frac{M_2 - (-M_1)}{h_N} \cdot (h_N - h_R)/2 \tag{3.44}$$

が得られ、これより実際の最大応力は

$$(\text{実際の最大応力}) = \frac{M_R}{I_f} z_{max} \tag{3.45}$$

となる。ただし $M_2 > M_1$ の場合を想定している。

次に、これらの結果を考察する。まず l および h の効果を調べるため、後述（図 3.34）の天秤形状に対して l_{max} および h_R をパラメータとして変化させた場合の最大応力をみると図 3.13 に示されるように

- l_{max} が大きくなると最大応力は増加する。
- h_R が大きくなると最大応力は増加する。

ことがわかる。 h_R の変化に対しては、天秤の外径は固定しているので、上下梁の形状も変わる効果が含まれている。また、 l_{max} に対しては、各 flexure の厚みおよび間隔は変えずに flexure の塊ごとスライドさせるイメージで変化するものとする。

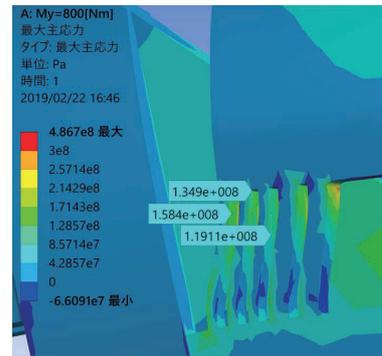
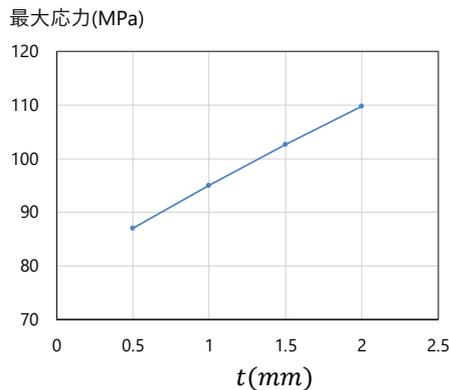


図 3.14: flexure の厚み (t) と最大応力との関係 図 3.15: M_y 負荷時の flexure の応力分布

この結果から言えることは、flexure の「最大応力」を小さくするには、左右の flexure 間の距離 l_{max} を小さくし、高さ h_R を小さくすることである。後者の h_R の効果に関してはイメージし易いが、前者の l_{max} に関しては感覚的には逆のイメージを受けるかもしれない。あくまで M_y に対する強度のみを考えれば l_{max} を小さくすればよいことになるが、 z 軸まわりの断面極二次モーメントが小さくなり M_z に対する強度や M_z や F_y に対する横方向の剛性が不十分になることが予想される。したがって、許容応力内で l_{max} をできる限り大きくとり、ひずみゲージの貼付スペースや F_x の感度を考えた上で h_R をできる限り小さくすることが有効である。

flexure の厚さ t に関しては、厚くなるほど断面二次モーメントは増えるため強度的に有利になるように思えるが、上下梁の断面二次モーメントとの関係から負担しなければならないモーメントが大きくなり、結果的には最大応力は増加する場合は考えられる。図 3.14 に、flexure の厚さ t のみを変化させた場合の最大応力の値を示す。計算されたケースは、flexure の枚数は 3 枚で全て同じ厚さを有するものとし、それぞれの flexure の中立軸の位置が変わらないよう厚さを変化させた。その結果、厚さ t が大きくなると最大応力も増大することがわかる。これはあくまで M_y に対する効果であり、厚さが小さくなれば他の荷重荷重に対しては不利になることは当然考えられる。また、汎用の構造解析ソフトウェア (ANSYS[®] Mechanical, Release 18.2, ANSYS, Inc.) による解析結果では図 3.15 に示すように、外側の flexure の方が応力が大きいという傾向が見られる。flexure の枚数を多くしなければならない場合、位置的に F_x 検出部に近くなりすぎると flexure の拘束により F_z から F_x への干渉が大きくなる (3.3.6 項で詳述) ので、内側の flexure の厚みを増すことにより枚数を減らし、 F_x 検出部と flexure との距離をある程度とった方が望ましい。

3.3.5 M_z , F_y 負荷時の flexure の最大応力 (基本設計手順 7)

M_z あるいは F_y が負荷された時の F_x 検出部および flexure にかかる応力は、場合によっては注意が必要なくらい大きくなるため、この項ではその最大応力を推算する方法を考える。両者とも F_x 検出部の 2 本の梁が「逆の変形」を起こし、ブリッジ回路上はキャンセルされ干渉としては現れないため、見落としがちである。

M_z 負荷時は上下梁が全く変形しないとすれば、単純なねじりと考え全体の断面二次極モーメントを求め、ねじりモーメントとして M_z がかかっている状態を仮定し、応力を計算すればよい(図 3.16)。しかし、flexure 間の距離が大きい場合等、上下梁が変形する場合はこの仮定から大きく外れるため、構造解析でのチェックが必要な項目の一つである。推算が困難なケースの一つであることから、 F_x 検出部、flexure それぞれに最大応力がかかる状況を想定し、その応力が許容応力内であるかどうかを判断することとする。

まず、上下梁が変形しない場合(単純なねじりの場合)を仮定すると、負荷されたモーメントのほとんどを距離の離れた flexure が持つことになる。したがって、flexure に関しては想定される最大の応力値がかかることになる。この場合、 F_x 検出部の断面二次極モーメントを I_{pF_x} 、flexure の断面二次極モーメントを I_{pf} とすると、これらはそれぞれ x 軸まわりの断面二次モーメントと y 軸まわりの断面二次モーメントの和であり、比較的容易に求められる。 F_x 検出部と flexure にはこれらの大きさに応じて M_z が配分されるため

$$M_{F_x} = \frac{I_{pF_x}}{I_{pF_x} + I_{pf}} M_z, \quad M_f = \frac{I_{pf}}{I_{pF_x} + I_{pf}} M_z \quad (3.46)$$

を得る。 F_x 検出部に関しては、1本の梁に分配されるモーメントは $(1/2)M_{F_x}$ であることが容易に理解できる。flexure に関しては、図 3.16 中の点線内一塊が x 方向に同じたわみを生じている(構造解析より)ことから、その一塊を一つの部材と考え、 $(1/4)M_f$ が分配されるとする。天秤中心から F_x 検出部あるいは flexure の図心までの距離をそれぞれ d_{F_x} 、 d_f とすると(図 3.17 および 図 3.18)、分配される剪断力は

$$F = \frac{M_{F_x}}{2d_{F_x}}, \quad F_f = \frac{M_f}{4d_f} \quad (3.47)$$

となる。flexure には長方形断面の斜め方向に荷重がかかることになるが、薄肉形状のため x 方向の変形が卓越することから、flexure には x 方向の剪断力のみ ($F_f \sin \theta$) が作用すると仮定する。この剪断力が flexure 各々の断面二次モーメントの大きさに応じてさらに分配される。つまり、flexure の点線内一塊の断面二次モーメント(各々の足し合わせ)を $(I_f)_{total}$ 、求めたい flexure の断面二次モーメントを I_f とすると、分配剪断力は $(I_f / (I_f)_{total}) F_f \sin \theta$ で表され、S 字変形する部材の最大応力を求めればよいので、

$$\sigma_{max}(\text{flexure}) = \frac{(I_f / (I_f)_{total}) F_f \sin \theta \cdot h/2}{I_f} \cdot \frac{t_f}{2} \quad (3.48)$$

から求めることができる。実際には、完全な S 字変形にはならず「ねじり」が入ることにより最大応力は flexure の外側に生じるため、構造解析では外側の応力値をチェックする必要がある。

次に F_x 検出部の想定される最大応力について考える。前述のように、上下梁が変形しない仮定の下では、モーメントのほとんどを flexure で持つことになり F_x 検出部に分配されるモーメントが小さく見積もられてしまう傾向にある。そこでその分配モーメントが最大となるケースを考え、想定される最大応力を算出することとする。 F_x 検出部の分配モーメントが最大となるケースは、flexure に分配されるモーメントが最小の場合であり、それは flexure の左右の一塊それぞれに直接モーメントがかかる場合である。つまり、左右の flexure の距離がゼロの時、すなわち flexure 一

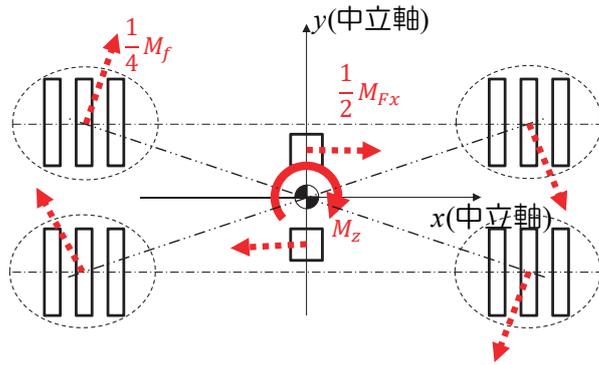


図 3.16: M_z 負荷時の F_x 検出部および flexure にかかる力

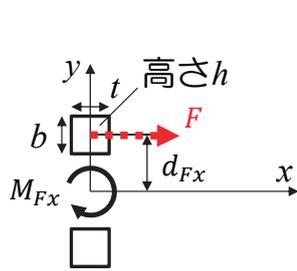


図 3.17: M_z 負荷時の F_x 検出部

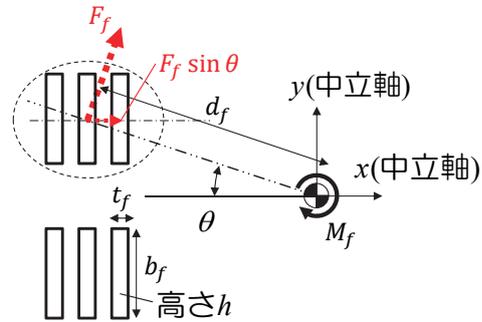


図 3.18: M_z 負荷時の flexure (左)

塊の図心と天秤中心が一致する場合に相当する。flexure 左一塊あるいは右一塊の断面二次極モーメントを $I_{p'_f}$ とすると F_x 検出部に分配されるモーメントは

$$M_{F_x} = \frac{I_{p_{F_x}}}{I_{p_{F_x}} + 2I_{p'_f}} M_z \tag{3.49}$$

で表される。図 3.17 で示される記号を用いれば、 F_x 検出部 1 枚に分配される剪断力は当然 $F = M_{F_x}/2d_{F_x}$ で求まり、最大応力は

$$\sigma_{max} = \frac{F \cdot \frac{h}{2}}{I} \cdot \frac{t}{2} = \frac{M_{F_x}}{2d_{F_x}} \cdot \frac{h}{2} \cdot \frac{t}{2} = \frac{1}{12} \frac{M_{F_x} h t}{d_{F_x} I} \tag{3.50}$$

で表される。

この F_x 検出部に分配されるモーメントが最大となるケースは、flexure に分配されるモーメントが最小となるが、flexure の左右間の距離をゼロと仮定しているため flexure の各々には逆に大きな剪断力がかかる。flexure の応力に関しては、本仮定は過大な推算値を生じさせてしまうため、(3.48) 式の推算の方が妥当な値を与える。

最後に F_y 負荷時の F_x 検出部の応力についても考える。汎用の構造解析ソフトウェア (ANSYS[®] Mechanical, Release 18.2, ANSYS, Inc.) による解析結果から、横力がかかった場合には上下梁は図 3.19 に示すような変形をしていることがわかった。仮に上下梁の剛性が高く変形が全く無い

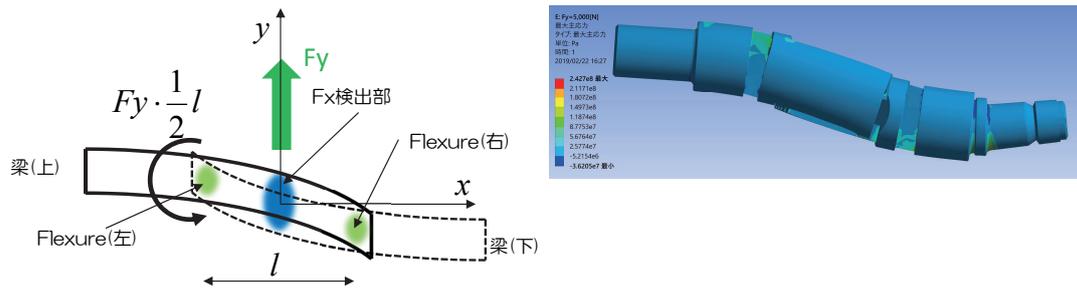


図 3.19: F_y 負荷時の上下梁の変形の様子

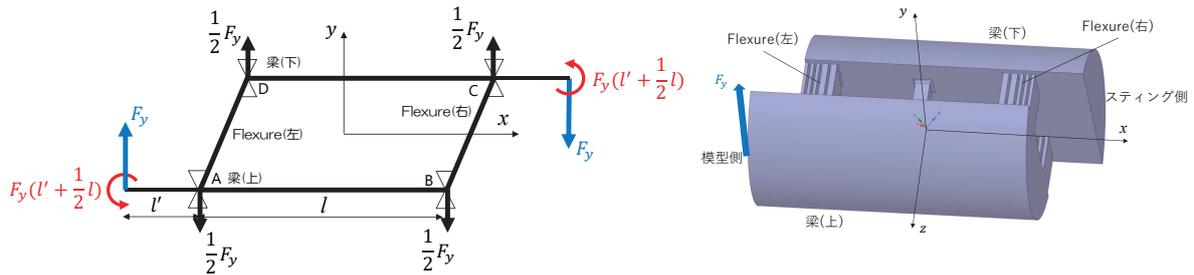


図 3.20: F_y 負荷時の梁にかかる力およびモーメント

と仮定すると、 F_x 検出部および flexure に剪断力 F_y が単純にそれぞれの断面二次モーメントに応じて分配されると考えられる。また、仮に F_x 検出部および flexure の剛性が極めて高ければ、上下梁は重なるように同じ変形（S 字変形）をすることも推測できる。実際には図 3.19 のような変形を起こしていることから、力のつりあいと対称性を考慮すると図 3.20 のような力およびモーメントが作用していると考えられる。ただし、不静定条件を回避するため flexure の位置での y 方向の変位はなく、さらに flexure にはねじりモーメントが作用していないものと仮定する。実際にはある程度のねじりモーメントも作用し flexure は複雑な変形を起こすため、本仮定では過少評価になる可能性があることを留意しておきたい。これらの条件のもと上下梁の中央での変形量（ずれ量）が F_x 検出部の変形量に相当するとして F_x 検出部の最大応力を求めることとする。

まず、梁（上）の模式図および曲げモーメント分布を図 3.20 に示す。弾性線の方程式は

$$EI_b \frac{d^2 y}{dx^2} = \frac{1}{2} F_y x - \frac{1}{4} F_y l \tag{3.51}$$

となり、境界条件は $x = -l/2, x = l/2; y = 0$ とする。これを解いて

$$y = \frac{F_y}{EI_b} \left(\frac{1}{12} x^3 - \frac{1}{8} l x^2 - \frac{1}{48} l^2 x + \frac{1}{32} l^3 \right) \tag{3.52}$$

が得られ、これに $x = 0$ を代入して中央でのたわみ量は

$$y_{max} = \frac{F_y l^3}{32 EI_b} \tag{3.53}$$

と計算される。ただし、 I_b は上下梁の断面二次モーメントであり、縦におかれた半円状の断面形

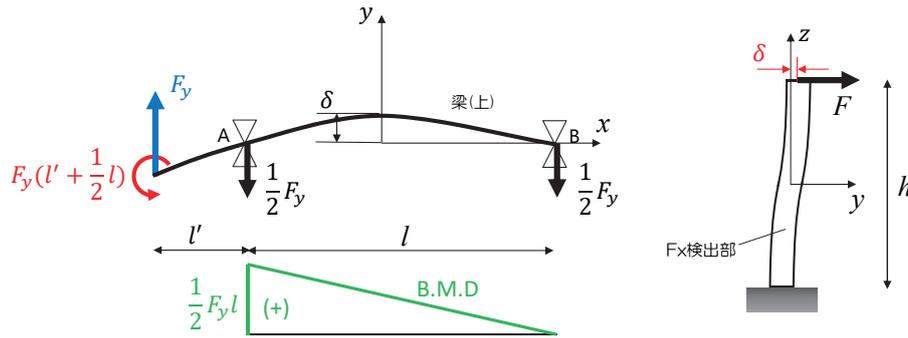


図 3.21: F_y 負荷時の F_x 検出部

状（図 3.20 参照）について求める必要がある^{||}。

次に、 F_x 検出部の模式図を図 3.21 に示す。弾性線の方程式は

$$EI_{F_x} \frac{d^2 y}{dz^2} = F \cdot z \quad (3.54)$$

で表され、境界条件は $z = -\frac{h}{2}$; $y' = 0$, $z = 0$; $y = 0$ である。 I_{F_x} は図 3.17 の記号で表せば $(1/12)tb^3 \times 2$ となる。これを解いて

$$y = \frac{1}{EI_{F_x}} \left(\frac{1}{6} F \cdot z^3 - \frac{1}{8} F h^2 \cdot z \right) \quad (3.55)$$

が得られ、さらに $z = -\frac{1}{2}h$ を代入して

$$\delta = \frac{F h^3}{24 EI_{F_x}} \quad (3.56)$$

となる。(3.53) 式と (3.56) 式が等しい条件から F の値が求まり、

$$F = \frac{3}{4} \cdot \left(\frac{l}{h} \right)^3 \cdot \frac{I_{F_x}}{I_b} \cdot F_y \quad (3.57)$$

となる。これまでと同様に、梁に剪断力 F が作用し S 字変形を起こす場合の最大応力を求めることができ

$$\sigma_{max} = \frac{F/2 \cdot h/2}{I_{F_x}/2} \cdot \frac{b}{2} \quad (3.58)$$

が得られる。

3.3.6 F_z 負荷時の F_x 検出部および flexure の変形（基本設計手順 8）

本稿で議論しているタイプの天秤（ F_x 検出梁が中央に位置されているタイプ）では、構造解析を進める中で、 F_z から F_x への一次干渉が極めて大きいことがわかった。実際に天秤を製作して較正してみても、やはり F_z のみを負荷したときの F_x の干渉出力が場合によっては定格と同じく

^{||}3.3.9 項の「基本設計の具体例」の中で算出方法を示す。

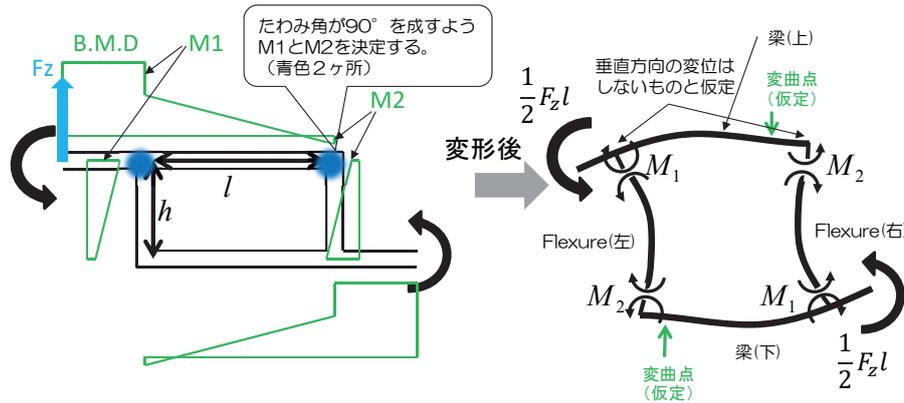


図 3.22: F_z 負荷時の flexure の変形の様子

らい出力されることもあった。一次干渉であるから較正をしっかりと行えば、精度上大きく問題になることはないが、できれば主係数が他の係数より十分大きい形の方が、各分力を計測する天秤の本来の姿であると考えられる。したがって、本項では、できる限り F_z 負荷時の F_x 出力を低減する方法について考察する。

まず、flexure および上下の梁にどのように曲げモーメントが分布しているのかを、 M_y 負荷時同様に考えてみる。構造解析の結果から、図 3.22 に示したようなモーメント分布を仮定する。上の梁のモーメント分布から、弾性線の方程式は

$$EI_b \frac{d^2 z}{dx^2} = - \left(-\frac{\frac{1}{2}F_z l - M_1 + M_2}{l} \cdot x + \frac{1}{2}F_z l - M_1 \right) \quad (3.59)$$

と表される。上式を積分して

$$EI_b \frac{dz}{dx} = \frac{\frac{1}{2}F_z l - M_1 + M_2}{l} \cdot \frac{1}{2}x^2 - \left(\frac{1}{2}F_z l - M_1 \right) x + C_1 \quad (3.60)$$

$$EI_b \cdot z = \frac{\frac{1}{2}F_z l - M_1 + M_2}{l} \cdot \frac{1}{6}x^3 - \left(\frac{1}{2}F_z l - M_1 \right) \frac{1}{2}x^2 + C_1 x + C_2 \quad (3.61)$$

となる。 $x = 0$ で $z = 0$ より $C_2 = 0$ 、 $x = l$ で $z = 0$ より $C_1 = \frac{1}{6}(F_z l - 2M_1 - M_2)$ が得られる。したがって両端でのたわみ角は次式となる。

$$\left[\frac{dz}{dx} \right]_{x=0} = \frac{l}{6EI_b} (F_z l - 2M_1 - M_2) \quad (3.62)$$

$$\left[\frac{dz}{dx} \right]_{x=l} = \frac{l}{6EI_b} \left(-\frac{1}{2}F_z l + M_1 + 2M_2 \right) \quad (3.63)$$

次に flexure(左) のたわみ角を算出する (図 3.23 参照)。図示されたモーメント分布より、弾性線の方程式は

$$EI_f \frac{d^2 z}{dx^2} = - \left(-\frac{M_1 - M_2}{h} \cdot x + M_1 \right) \quad (3.64)$$

$$EI_f \frac{dz}{dx} = \frac{M_1 - M_2}{h} \cdot \frac{1}{2}x^2 - M_1 x + C_1 \quad (3.65)$$

$$EI_f \cdot z = \frac{M_1 - M_2}{h} \cdot \frac{1}{6}x^3 - M_1 \cdot \frac{1}{2}x^2 + C_1 x + C_2 \quad (3.66)$$

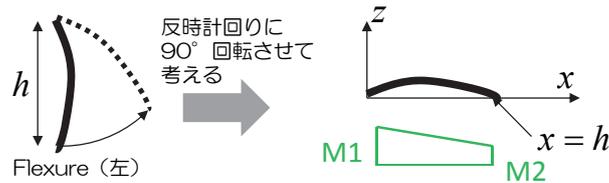


図 3.23: flexure(左) のたわみ角

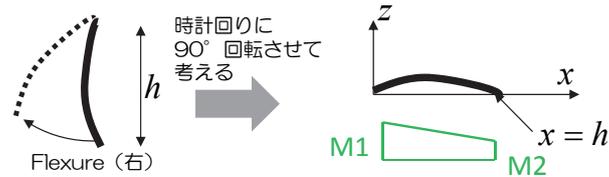


図 3.24: flexure(右) のたわみ角

となり, $x = 0$ で $z = 0$ より $C_2 = 0$, $x = h$ で $z = 0$ より $C_1 = \frac{h}{6}(2M_1 + M_2)$ が得られる. したがって両端でのたわみ角は次式となる.

$$\left[\frac{dz}{dx} \right]_{x=0} = \frac{h}{6EI_f}(2M_1 + M_2) \quad (3.67)$$

$$\left[\frac{dz}{dx} \right]_{x=h} = \frac{h}{6EI_f}(-M_1 - 2M_2) \quad (3.68)$$

右の flexure を時計回りに 90° 回転して考えてみると (図 3.24), 左の flexure と同じ形状になることがわかり, たわみ角も上式と全く同じとなる. 上の梁とのたわみ角の関係から (3.62) 式と (3.67) 式, (3.63) 式と (3.68) 式が等しくなければならず

$$\frac{l}{6EI_b}(F_z l - 2M_1 - M_2) = \frac{h}{6EI_f}(2M_1 + M_2) \quad (3.69)$$

$$\frac{l}{6EI_b}\left(-\frac{1}{2}F_z l + M_1 + 2M_2\right) = \frac{h}{6EI_f}(-M_1 - 2M_2) \quad (3.70)$$

という関係が得られる. これを M_1 , M_2 について解くと

$$M_1 = \frac{(l/I_b)}{2(l/I_b) + 2(h/I_f)} F_z l \quad (3.71)$$

$$M_2 = 0 \quad (3.72)$$

となる. この結果より, 図 3.25 に示すような変形を推測することができる. 最外の flexure は内側に凸の形となり, 中央に位置する F_x 検出部は「S 字変形」をとる. 仮に flexure が中央まで配置されているとすると, 「S 字変形」に変わる過程でほとんど変形しない部材の存在が想像できる. もしここが flexure の最内部にできれば, ひずみゲージの貼付も可能であり, F_x 検出部とすることができ, F_z 負荷時にほとんど変形しない, つまり干渉の小さい検出部とすることができる. F_z 負荷時の F_x 干渉を避けたい場合は, flexure を利用して F_x 検出部とする選択肢もあり得る (図

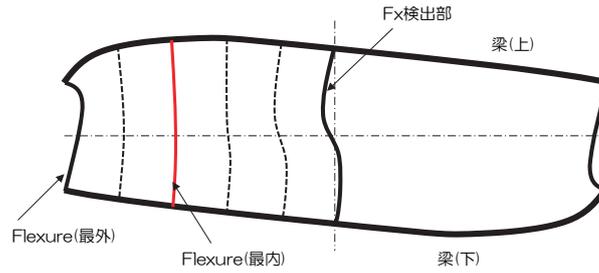


図 3.25: F_z 負荷時の梁（上下），flexure および F_x 検出部の変形

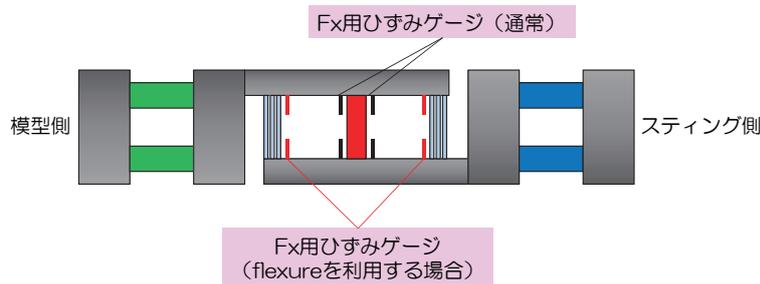


図 3.26: flexure を利用した F_x 検出部

3.26)．ただし，当然4枚のひずみゲージの距離が離れるため，温度変化に対する影響は大きくなることに注意しなければならない。

この変形をもとに，flexure と F_x 検出部の干渉について考える． F_z 負荷時は両側の F_x 検出部が同じ方向の「S字変形」をする．つまり， F_x 負荷時と同じ変形をするため，大きな出力を生んでしまう．干渉成分は較正で取り切れるとはいえ，できる限り小さい方が望ましく， F_z に対して変形し難い検出部を考察する．前述の計算結果は，梁および flexure の両端の位置移動を許容していない仮定での値である．この場合，どちらかの部材の剛性が極端に高いと全く変形しないことになり，現実的ではなくなる．そこで，水平方向のみ変位を許して考える．（ただし，境界条件が足りなくなるため，定量的な考察は難しくなる．）

図 3.27 に F_x 検出部あるいは flexure の剛性が極端に高い場合の変形の様子を示す． F_x 検出部の剛性が高い場合には，ほとんど変形せず，定格ひずみも小さくなり計測が困難になる．また，flexure の剛性が高い場合には， F_x 検出部に「S字変形」をもたらすため，干渉成分が大きくなる．したがって，flexure により F_x 検出部を拘束しすぎないことが設計上重要になってくる． F_x 検出部を中央に1本梁で配置させる場合， F_z からの一次干渉は避けられない．一次干渉であるため較正でほとんど除去可能であるが，できる限り干渉成分を小さくするには強度を確保しつつ F_x 検出部に拘束力を与えないようにしなければならない．温度の影響があまりない環境で使用される場合は，前述のように適切な flexure にひずみゲージを配置するのも一案である．両者にひずみゲージを貼り，特性の良い方を選択するのが現実的であると思われる．

flexure の剛性が ∞ の時の F_x 出力を計算してみよう．この場合，図 3.28 に示すように上下の梁は同じ「S字変形」を起こし，中央部に位置する F_x 検出部にも「S字変形」が生じる．紙面垂直

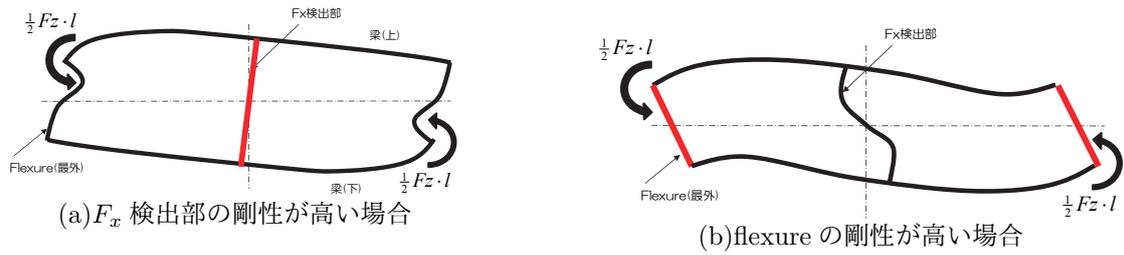


図 3.27: F_z 検出部と flexure の剛性による変形の違い

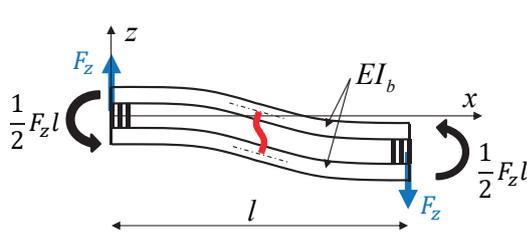


図 3.28: flexure の剛性が高い場合の F_z 負荷時の様子

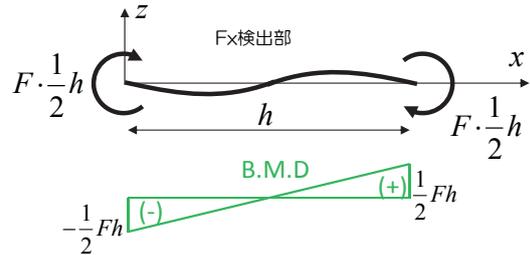


図 3.29: flexure の剛性が高い場合の F_z 負荷時の F_x 検出部

方向に存在する 2 つの検出部とも同じ側の「S 字変形」のため、ブリッジ回路の組み方でキャンセルはできず、 F_z から F_x への干渉出力となる。

まず、上下梁の中央部での傾きを求める。図 3.28 で x 方向の曲げモーメント分布は

$$M(x) = -F_z x + \frac{1}{2} F_z l \tag{3.73}$$

で表され、弾性方程式は次式となる。

$$E \cdot 2I_b \cdot \frac{d^2 z}{dx^2} = F_z x - \frac{1}{2} F_z l \tag{3.74}$$

$$E \cdot 2I_b \cdot \frac{dz}{dx} = \frac{1}{2} F_z x^2 - \frac{1}{2} F_z l x + C \tag{3.75}$$

ここで、 I_b は上下梁 1 本の断面二次モーメントを表わす。 $x = 0, l$ で $dz/dx = 0$ より、 $C = 0$ が得られ、中央部での傾きは $x = l/2$ を代入して

$$E \cdot 2I_b \cdot \frac{dz}{dx} = \frac{1}{2} F_z \cdot \frac{l^2}{4} - \frac{1}{2} F_z l \cdot \frac{l}{2} \tag{3.76}$$

$$\frac{dz}{dx} = -\frac{F_z l^2}{16EI_b} \tag{3.77}$$

となる。一方、 F_x 検出梁は、反時計回りに 90° 回転させて考えると図 3.29 のような変形をしており、 $x = 0, h$ での傾きが (3.77) 式と一致しなければならない。図 3.29 中の F は F_x 検出部にかか

る剪断力であり，直接 F_x 出力となる力成分である．弾性方程式は

$$EI_x \cdot \frac{d^2 z}{dx^2} = -Fx + \frac{1}{2}Fh \quad (3.78)$$

$$EI_x \cdot \frac{dz}{dx} = -\frac{1}{2}Fx^2 + \frac{1}{2}Fhx + C_1 \quad (3.79)$$

$$EI_x \cdot z = -\frac{1}{6}Fx^3 + \frac{1}{4}Fhx^2 + C_1x + C_2 \quad (3.80)$$

となり， $x = 0$ ， h で $z = 0$ より， $C_2 = 0$ ， $C_1 = -\frac{1}{12}Fh^2$ が得られる．したがって $x = 0$ での傾きは

$$\frac{dz}{dx} = \frac{C_1}{EI_x} = -\frac{Fh^2}{12EI_x} \quad (3.81)$$

で表され，(3.77) 式と (3.81) 式が一致する条件から， F_x 検出部（紙面垂直方向の 2 つを合わせて）に作用する剪断力 F は

$$F = \frac{3}{4} \cdot \frac{I_x}{I_b} \cdot \left(\frac{l}{h}\right)^2 \cdot F_z \quad (3.82)$$

となる．これは，flexure の剛性が ∞ の場合の最大値であり，flexure 次第ではそれなりに大きな値をとるため，できる限り flexure の拘束を弱め F_z 負荷時の F_x 出力を小さくすることが望ましい．実際の設計時には，(3.82) 式で求められる剪断力 F が F_x の定格を超えないよう留意すればよい．

天秤強度の観点からは，(3.82) 式の F を (3.17) 式に代入して得られる最大応力に， F_z が直接検出部にもたらす軸力（ z 方向）を考慮しなければならない．予想される最大のケースとして， F_z の全荷重が F_x 検出部に引張荷重として負荷されたと仮定し，その引張応力を (3.17) 式に加えると

$$\sigma_{max}(F_x \text{ 検出部}) = \frac{Fh}{2I_0} \cdot \frac{t}{2} + \frac{F_z}{2bt} \quad (3.83)$$

が得られる．ただし， F は (3.82) 式， b ， t は図 3.17 を参照されたい．

3.3.7 M_x と M_z の関連性（基本設計手順 9）

梁（上下）と flexure の全体構造が線対称ではなく点対称の構造をしているため， M_x と M_z にお互いの干渉が生まれてくる．構造解析によると， M_x 負荷時には M_z 負荷時と同傾向の変形および応力分布をとることがわかった．この様子を上下梁と flexure を簡易化して考えてみる（図 3.30）． M_x および M_z は図中に示す方向に負荷されるものとする．

まず， M_z が負荷されたとする．梁（上）の両端には図 3.31 のように剪断力 F がかかり，モーメントのつり合いより $F = M_z/l$ となる．ここより h 離れた点に M_x 方向のモーメントがかかるため

$$M = Fh = \frac{h}{l}M_z \quad (3.84)$$

が検出される．

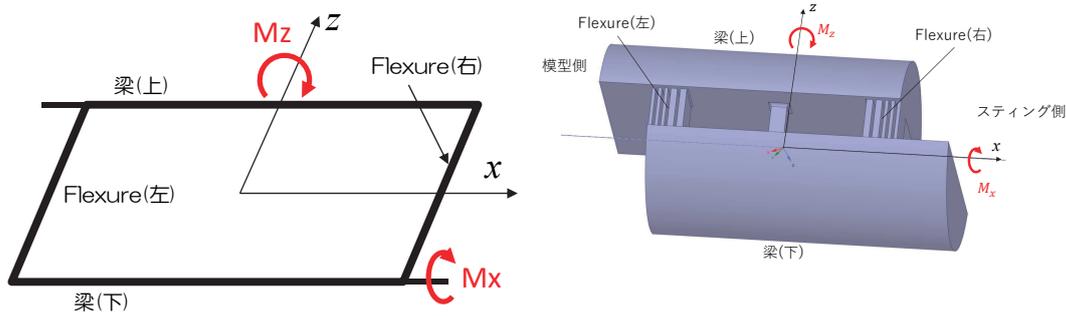


図 3.30: M_z または M_x 負荷時の flexure および F_x 検出部の模式図

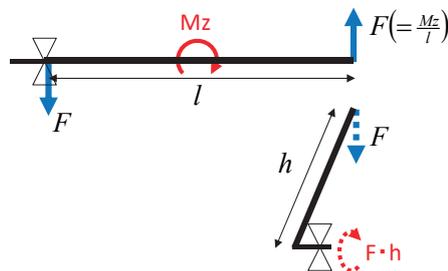


図 3.31: M_z 負荷時の梁（上）および flexure（右）における力およびモーメントのつり合い

逆に M_x が負荷された場合を考える．図 3.32 に示すように flexure（右）のもう一方の端には $F = M_x/h$ なる剪断力がはたらく．したがって上下の梁は片持ち梁の両端に剪断力 F がかった状態と同じになる．上下梁が変形をしないと仮定すると， F_x 検出部および flexure には Fl というねじりモーメントが負荷された状態と同じになる．したがって，

$$M = Fl = \frac{l}{h} M_x \quad (3.85)$$

なる M_z がかかっている状態と同等に考える． M_z の検出部がこの場所にあるわけではないので，実際の出力には表れないが，それなりに大きなモーメントが負荷されるので強度検討は必要である． M_x と M_z の関連性を考慮して，それぞれの定格容量の決定および最大応力の確認を行う必要がある

3.3.8 定格ひずみの算出（基本設計手順 10）

天秤の感度の確認，二次較正器の設計，あるいは適切なアンプゲインの設定のためには定格ひずみが知れている必要がある．ゲージの貼付位置は曲げモーメントを検出する梁の場合にはその中央とし，剪断力を検出する梁の場合には中央から $\pm \frac{L}{4}$ (L は梁の長さ) 離れた場所とする．

まず， M_y が負荷された場合には図 3.4 および (3.3) 式より

$$\epsilon(M_y \text{ 定格負荷時のひずみ}) = \frac{M_y}{EI_y} (h_0 + h_1) \quad (3.86)$$

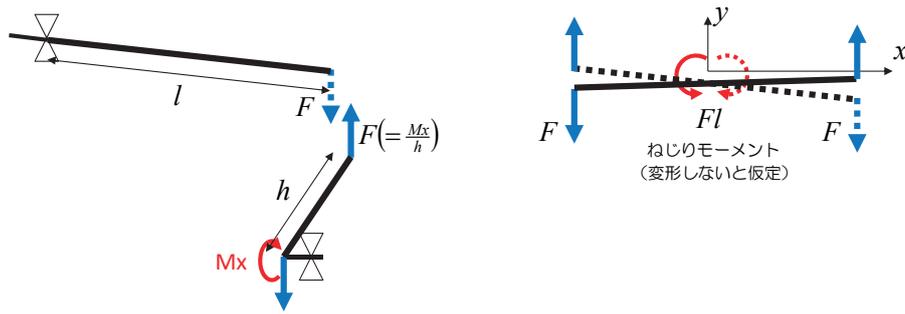


図 3.32: M_x 負荷時の梁（上下）および flexure（右）における力およびモーメントのつり合い

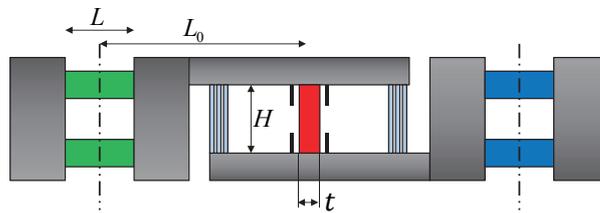


図 3.33: 検出部の記号等（補足）

で表される。これはゲージ 1 枚のひずみである。同様に、 M_z が負荷された場合には図 3.4 および (3.4) 式より

$$\epsilon(M_z \text{ 定格負荷時のひずみ}) = \frac{M_z}{EI_z} (b_0 + b_2) \quad (3.87)$$

で表される。

次に F_z 負荷時の定格ひずみは、天秤中心からゲージ貼付位置までの距離を L_0 とすると曲げモーメントは $F_z L_0$ となり、ひずみは

$$\epsilon(F_z \text{ 定格負荷時のひずみ}) = \frac{F_z L_0}{EI_z} (h_0 + h_1) \quad (3.88)$$

で表される。同様に、 F_y が負荷された場合には

$$\epsilon(F_y \text{ 定格負荷時のひずみ}) = \frac{F_y L_0}{EI_z} (b_0 + b_2) \quad (3.89)$$

で表される。

F_x 負荷時には、(3.16) 式で求められる F_0 、図 3.33 に表される記号を用いて

$$\epsilon(F_x \text{ 定格負荷時のひずみ}) = \frac{(F_0/2)(H/4)}{EI_0} \cdot \frac{t}{2} \quad (3.90)$$

で得られる。ただし、ひずみゲージは中央から $H/4$ の位置に貼られているものとする。

最後に M_x 定格負荷時のひずみを求める。図 3.5 および図 3.32 の記号、(3.10) 式の F を用いて

$$\epsilon(M_x \text{ 定格負荷時のひずみ}) = \frac{\frac{FL}{4}}{E \cdot \frac{1}{12} b_2 h_2^3} \cdot \frac{h_2}{2} \quad (3.91)$$

から求められる。ただし、ひずみゲージは中央から $L/4$ の位置に貼られているものとする。

上記で求められた各分力の定格ひずみが適正であるかどうか（本設計手法では $100\sim 400\mu\epsilon$ 程度）を確認して、基本設計が終了する。

3.3.9 基本設計の具体例

では、実際の基本設計の具体例を見てみよう。図 3.34 は JAXA 6.5m×5.5m 低速風洞用に設計された天秤の三面図を示す。天秤外径は検出部のところで $\phi 60\text{mm}$ 、模型との接続フランジ部で $\phi 75\text{mm}$ である。JAXA の天秤において初めてフランジ結合を採用したが、その効果は顕著で、例えば F_z 負荷時の F_x 出力のヒステリシスが半減した。ロール方向の回転止めはフランジ部の 2 本のピンで行うことになり、 M_x 負荷時にピンのガタの範囲内でずれる可能性があるが、実測値でせいぜい 0.005° 程度であった。ボルトの締結による初期ひずみの発生を抑えるため、結合部と検出部との距離をできる限り大きくとり、45mm（対直径比 75%）としてみたが、締結時の出力変化はほとんど観察されなかった。また、テーパ部には天秤の取り外し時に使用するリリースナットを装着できるようにした。

本天秤の定格容量は表 3.1 に示すとおりである。材料はマレージング鋼相当とし、設計の安全

表 3.1: JAXA 6.5m×5.5m 低速風洞用標準天秤の定格容量

$F_x(\text{N})$	$F_y(\text{N})$	$F_z(\text{N})$	$M_x(\text{Nm})$	$M_y(\text{Nm})$	$M_z(\text{Nm})$
1,000	5,000	10,000	200	800	400

率を「5」とした。応力集中係数を「2」と仮定し、できる限り応力集中も考慮して許容応力内に収まるよう設計を進めた。基本設計の具体的な値を Appendix に示す。本章で示した設計手順に従って計算されており、緑色のセルは入力が必要な数値、黄色のセルは主な計算値を表す。

まず、テーパ部の強度を確認すると、十分許容応力内に収まっているのがわかる。次に、モーメント検出部の設計であるが（図 3.35 参照）、 M_y 検出部は基本的にできる限り大きくとれば問題はない。 M_z 検出部は、 M_x の検出感度や加工の都合等からあまり厚くはできなかつたため、横方向の剛性を確保する意味で補助梁（□ 7mm）を設けることとした。最大応力の推算値は、 F_z と M_y が同時に定格負荷された場合に 160MPa 程度となり、十分な強度が確保できていることがわかる。横方向も最大 120MPa となり、問題はない。 M_x の負荷に対しては、最大応力が M_z 検出梁で 70MPa 程度となり、これも特に問題となる数値ではない。

次に、 F_x 検出部と flexure の形状について考える。まず、高さ h はできる限り小さい方が良いが、ひずみゲージの大きさや剪断力を検出することからある程度距離が必要であることを考慮して、14mm とした。3.3.4 項でも述べたように、flexure は複数枚になり、上下梁も大きな厚みを持った梁となるため、応力推算の際には、中立軸間の距離 h および l で考えることとする（図 3.12 参照）。flexure も上下梁も l や h に比べて厚みが大きく、この仮定にもそれなりの誤差が発生すると思われるため各応力値に注意が必要である。

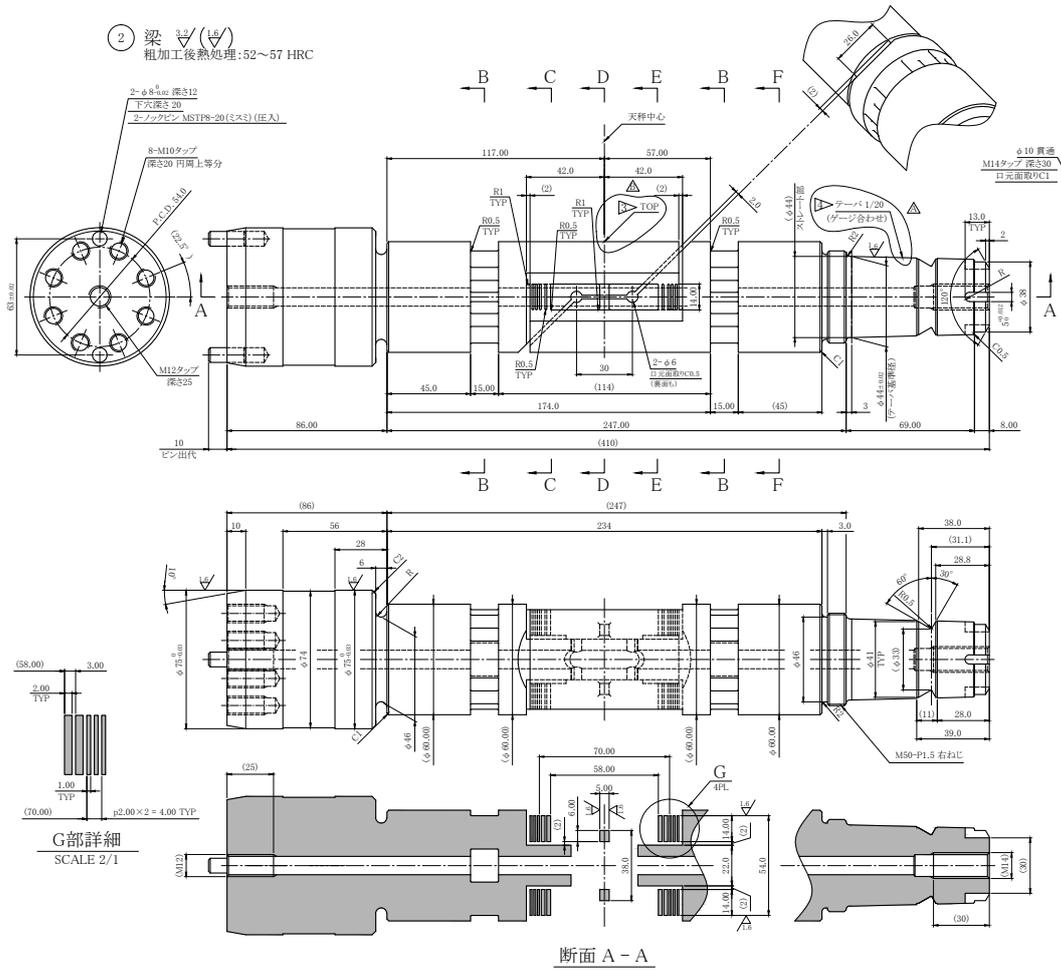


図 3.34: JAXA 6.5m×5.5m 低速風洞用標準天秤

ところで上下梁の断面二次モーメントは、材料力学の教科書にしたがって以下のように求めている。図 3.37 に示すように

$$I = \int z^2 dA \quad (\text{定義}) \quad (3.92)$$

$$= \int_H^r z^2 \cdot 2r \cos \theta dz \quad (3.93)$$

となり、 $z = r \sin \theta$ より $dz = r \cos \theta d\theta$ であることから

$$I = \int_{\theta_0}^{\pi/2} (r \sin \theta)^2 \cdot 2r \cos \theta \cdot r \cos \theta d\theta \quad (3.94)$$

$$= 2r^4 \int_{\theta_0}^{\pi/2} \sin^2 \theta \cos^2 \theta d\theta \quad (3.95)$$

$$= 2r^4 \int_{\theta_0}^{\pi/2} (\sin^2 \theta - \sin^4 \theta) d\theta \quad (3.96)$$

$$= 2r^4 \left[\frac{1}{8} \theta - \frac{1}{32} \sin 4\theta \right]_{\theta_0}^{\pi/2} \quad (3.97)$$

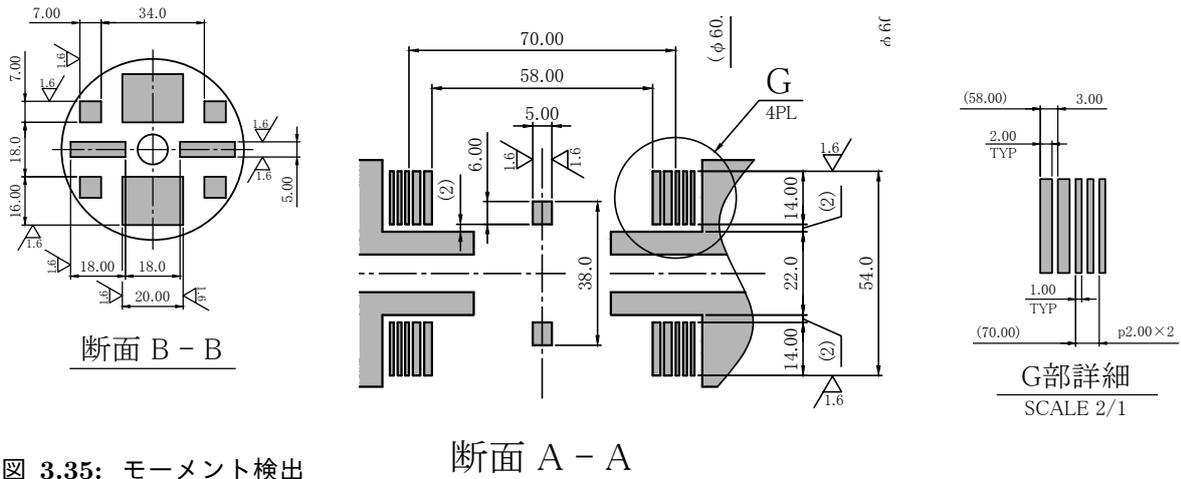


図 3.35: モーメント検出部断面図

図 3.36: F_z 検出部と flexure 詳細図

が得られる。積分範囲は $\theta_0 (= \sin^{-1}(H/r))$ から $\pi/2$ となる。この値は y 軸まわりの値であるため、中立軸を求める必要がある。断面積は

$$A = \int_{\theta_0}^{\pi/2} dA = \int_{\theta_0}^{\pi/2} 2r^2 \cos^2 \theta d\theta \quad (3.98)$$

$$= 2r^2 \left[\frac{1}{2}\theta + \frac{1}{4}\sin 2\theta \right]_{\theta_0}^{\pi/2} \quad (3.99)$$

断面一次モーメントは

$$S = \int_{\theta_0}^{\pi/2} z dA = \int_{\theta_0}^{\pi/2} r \sin \theta \cdot 2r^2 \cos^2 \theta d\theta \quad (3.100)$$

$$= 2r^3 \int_{\theta_0}^{\pi/2} (\sin \theta - \sin^3 \theta) d\theta \quad (3.101)$$

$$= \left[-\frac{2}{3}r^3 \cos^3 \theta \right]_{\theta_0}^{\pi/2} \quad (3.102)$$

となるから、中立軸の y 座標は $y_0 = S/A$ で求められる。したがって中立軸まわりの断面二次モーメントは

$$I_0 = I - y_0^2 A \quad (3.103)$$

より得られる。

次に横方向の荷重の検討に使用するため、上下梁の縦方向 (z 軸まわり) の断面二次モーメン

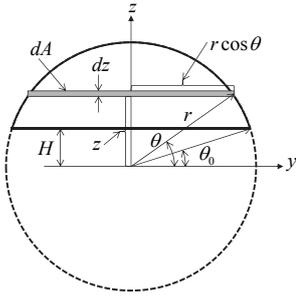


図 3.37: 上下梁の断面二次モーメント (横方向)

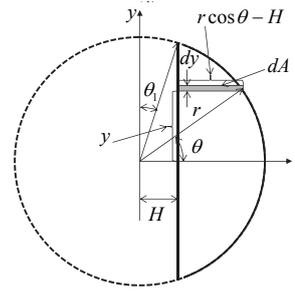


図 3.38: 上下梁の断面二次モーメント (縦方向)

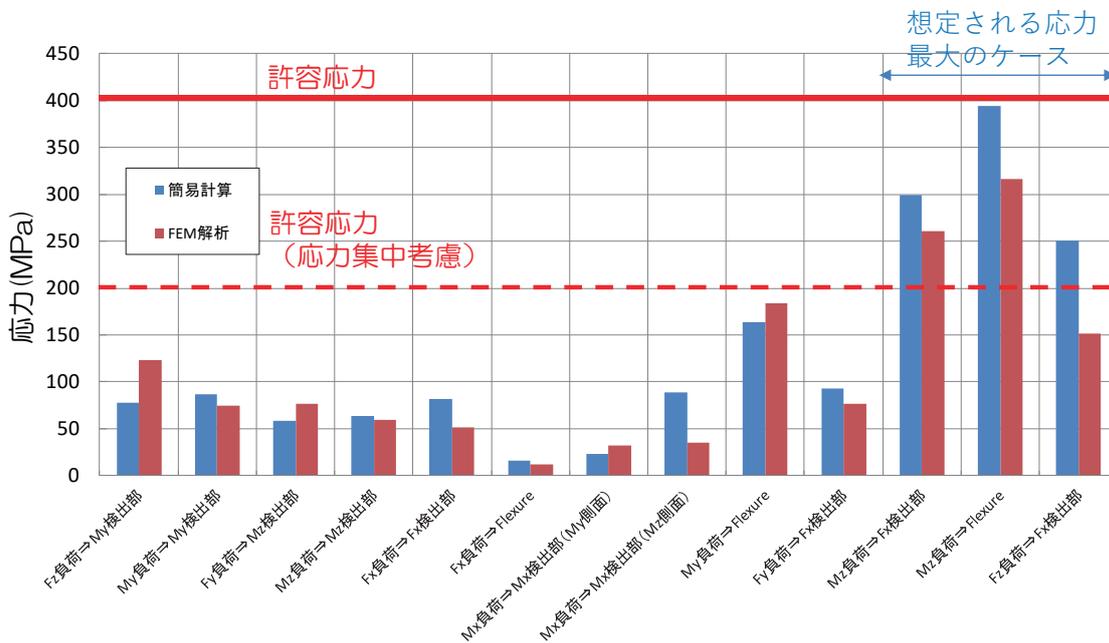


図 3.39: 簡易計算と構造解析との比較 (主な部材にかかる最大応力)

トを求める。図に示すように、 $dA = (r \cos \theta - H)dy$ であることを考慮して

$$I = \int y^2 dA \quad (\text{定義}) \tag{3.104}$$

$$= 2 \int_0^{\theta_1} (r \sin \theta)^2 \cdot (r \cos \theta - H) \cdot r \cos \theta d\theta \tag{3.105}$$

$$= 2r^3 \int_0^{\theta_1} (r \sin^2 \theta \cos^2 \theta - H \sin^2 \theta \cos \theta) d\theta \tag{3.106}$$

$$= 2r^3 \left[-r \left(\frac{3}{8} \theta + \frac{1}{32} \sin 4\theta \right) + r \cdot \frac{1}{2} \theta + H \left(-\frac{1}{3} \sin^3 \theta \right) \right]_0^{\theta_1} \tag{3.107}$$

となる。

flexure は最初 3 本程度から検討を開始し、応力等の数値を見ながら数を増減させればよい。例えば、 F_x 負荷時の F_x 検出部の応力 (感度の関係から小さくなりすぎないように)、 F_x 負荷時の flexure の応力、 M_y 負荷時の flexure の応力、 M_z 負荷時の F_x 検出部および flexure の応力、 F_z 負

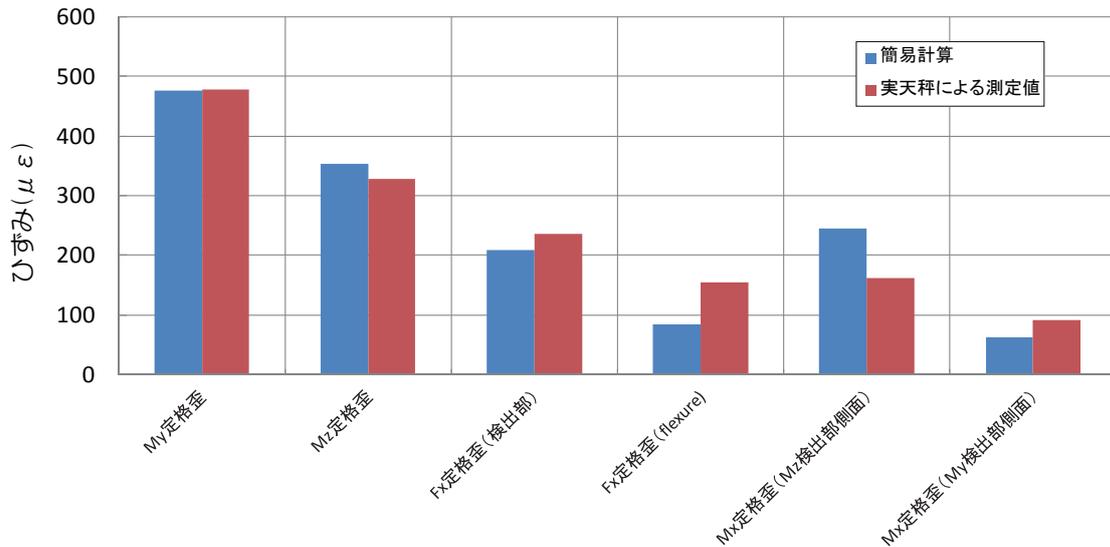


図 3.40: 簡易計算と実天秤での計測値との比較 (定格ひずみ)

荷時の F_x 検出部の応力 (定格に対しての割合が大きくなりすぎないように), F_y 負荷時の F_x 検出部の応力等を見ながら, flexure の枚数および厚みを決定していく. flexure の強度が必要で厚みを増したいときには, 経験的に内側の flexure の厚みを大きくした方がよい. また, F_z から F_x への干渉を小さくするためには, flexure と F_x 検出部との距離をなるべく大きくとった方がよい. 本天秤では, M_z 負荷時の flexure の応力と F_x 検出部の応力が応力集中を考慮した許容応力を超えてしまった. もともと安全率を 5, さらに応力集中考慮の安全率を 10 と大きくとってあるので, flexure 枚数を増やすことによる F_x の感度低下や F_z から F_x への干渉増大を嫌い, このまま採用することとした. F_z 負荷時の F_x 検出部の応力も, flexure の剛性を ∞ と仮定すると定格の 100%程度と大きくなってしまったが, これはもちろん最大のケースであり, flexure を F_x 検出部に近づけすぎていることから, 大きな問題にはならないと判断した.

最後に, 定格ひずみ量を確認する. 100~400 $\mu\epsilon$ を目標としているが, F_x 定格負荷時の flexure のひずみ量, M_x 定格負荷時の M_y 検出部側面の検出部でのひずみ量がやや不足, M_y 定格負荷時の M_y 検出部のひずみ量がやや超過という推算結果となったが, 深刻な問題ではないため, 基本設計プロセスを終了した.

本稿で示した手法による応力推算結果と構造解析による結果との比較を図 3.39 に示す. 概ね良好な一致が認められるが, M_x 負荷時の M_x 検出部 (M_z 検出部の側面) の値に若干有意な差異が見られる. これは理想の「ねじり」の場合の推算値で, 梁の両端の平面形状は変形しないことが大前提となっているが, 実際はある程度変形することに起因しているものと思われる. 図中右側の 3 つの応力は, 安全側に応力が最大となるケースを仮定して算出されたものであるため, 推算値の方がそれなりに大きく出ている. M_z 負荷時の F_x 検出部や flexure の応力が構造解析でも応力集中を考慮した許容応力を上回っているが, 前述のように flexure の強度を大きくすることのデメリットの方が大きいと考えた. これらの応力はねじりも含んだものとなっており推算が難しい

ため、構造解析での入念なチェックが望ましい。全体的には、全ての応力が推算値よりも大きく上回っているものは無く、基本設計における推算値としては十分満足できる結果となった。

次に、各検出部における定格ひずみ（ゲージ1枚に対して）の本設計手法による計算結果と実天秤での計測値との比較を行った（図3.40）。この天秤では、 F_x および M_x をそれぞれ2ヶ所で検出を試みた。 F_x に関しては、中央部に位置している本来の検出部と F_z からの干渉が小さいと予想される最内側の flexure の2ヶ所とした。また、 M_x に関しては、ひずみが大きいと予想される M_z 検出部側面と、ひずみが小さいと予想される M_y 検出部側面の2ヶ所とした。図3.40をみると、簡易計算の容易な M_y 、 M_z に関しては良好な一致を示しているが、flexure での F_x 検出と M_z 検出部側面における M_x 検出でやや大きな差異を示していることがわかる。全体的には概ね良好な一致を示しており、本簡易計算による基本設計手法が妥当であることが示された。

4 風洞試験用内挿式六分力天秤の較正

4.1 天秤の較正とは

この章では天秤の較正 (calibration) について詳述する。天秤の較正とは天秤に実際に荷重をかけて荷重と出力電圧 (ひずみ) との関係を求めることである。各成分に干渉が全く無ければ、その成分の荷重だけを負荷して各出力を計測すればよい。しかしながら、相互干渉成分を求めるには2つの成分を同時に負荷しなければならない。例えば $F_x F_z$ の係数を求めるため、 F_x の荷重だけを付加しても $F_z = 0$ であるため、係数を算出することができない。したがって、六分力全ての相互干渉を求めるには ${}_6C_2 = 15$ 通り、それぞれの正負を組み合わせると (正正, 正負, 負正, 負負), $15 \times 4 = 60$ 通りの組み合わせが必要である。また、単成分荷重だけでも、もし三次の項まで求めようとする、少なくとも3点の荷重が必要で、最大荷重は定格荷重まで負荷しないと外挿になってしまう。これらを人力で実施するのは、天秤容量が大きい場合には労力が莫大なものになってしまう。そこで、自動化するのが望ましいが、技術的には多くの課題を抱えていたため、天秤メーカーの手動較正に頼らざるを得ないのが現実であった。

JAXA では、2007年頃より天秤較正の自動化を検討し、2010年に複合荷重式の自動較正装置を完成させた (設計・製作: 川崎重工業株式会社)⁹⁾。較正の精度、効率ともに世界トップレベルと自負できるものであり、前節で設計された天秤の較正結果¹⁵⁾も合わせて紹介する。

4.2 JAXA 複合荷重式自動天秤較正装置

本項では、2010年に整備された JAXA 複合荷重式自動天秤較正装置の概要について述べる。本装置を設計するにあたり、次のような基本要件を設定した。

- 垂直力 10,000N の負荷が可能なこと。
- 変位復元機構 (repositioning) を有すること。
- 高精度 (0.1%FS 以下) かつ高効率 (準備から撤収まで5日以内) の較正が可能なこと。
- 風洞試験中の温度環境 (10℃~50℃) を模擬できること。
- 作業性および安全性を十分考慮すること。

図 4.1 にその概要を示す。装置本体は荷重を負荷する装置と、天秤を支持し位置を制御する (repositioning) 装置から構成される (図 4.2 参照)。負荷装置は、六分力の荷重を電動アクチュエータにより、複合的に負荷することが可能である。支持装置は、パラレルリンク機構を採用し、負荷時の天秤のたわみ分を高精度で効率良く位置制御し repositioning することが可能である。repositioning の位置・姿勢制御精度に関しては、負荷容量の最も大きな F_z 成分から他分力成分に及ぼす影響が $\pm 0.1\%FS$ 以下になる条件を算出し、技術的な実現性も考慮し、位置精度 $\pm 0.01mm$ 以下、角度精度 $\pm 0.01^\circ$ 以下となるよう設計された。

装置全体は温度環境を整えるためのブース内に設置されており、精密空調装置により実測値 $23 \pm 0.1^\circ C$ 以内に制御されている。天秤母材のヤング率やひずみゲージのゲージ率も温度に対して変化するため、天秤が実際に使用される温度環境での感度 (較正係数) を求める必要がある。そ

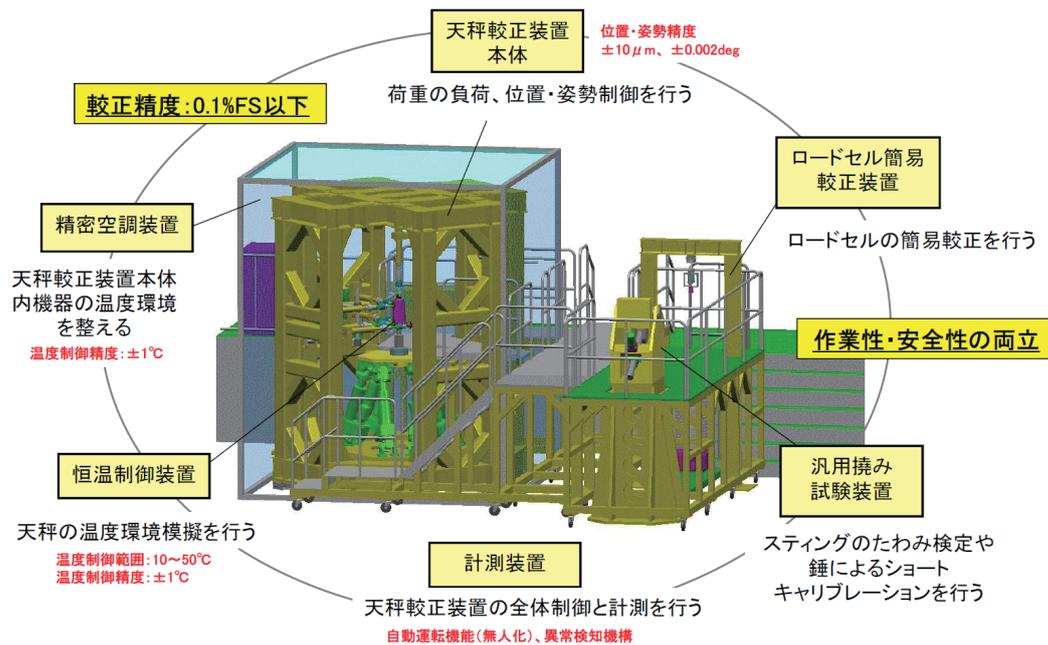


図 4.1: JAXA 複合荷重式自動天秤較正装置の概要

ここで、JAXA 2m×2m 遷音速風洞、1m×1m 超音速風洞での使用環境を模擬するため天秤の温度を 10℃～50℃の範囲で調温できる恒温制御装置を備えることとした。付帯装置としては、ロードセルの簡易較正を行うためのロードセル簡易較正装置、スティングのたわみ測定を行うための汎用たわみ試験装置があり、いずれも錘により最大 10,000N まで荷重負荷を実現することができる。全ての装置において作業性と安全性が考慮されており、較正準備作業あるいは撤収作業は 1～2 人で 1 日程度で完了することができる。

4.3 天秤較正結果の一例

一例として 3.3.9 項で紹介した天秤（図 3.34）の較正結果を紹介する。基本的な荷重パターンを図 4.3 に示す。単成分荷重は定格を 5 等分し、20%、40%、60%、80%、100%、80%、60%、40%、20%という順序で取得した。このデータにより非直線性とヒステリシス特性を調べることができる（具体的な値は後述）。二分力複合に関しては、定格の 50%を同時に負荷するパターンのみとした。風洞試験では単成分荷重だけがかかるケースは考えられないため、二分力複合荷重パターンの負荷荷重以下が実際の使用範囲となる。したがって、図 4.3 の場合には、各成分定格の 50%以下で使用されるのが望ましい。その荷重を超える場合には、二分力複合荷重を大きくする必要がある。

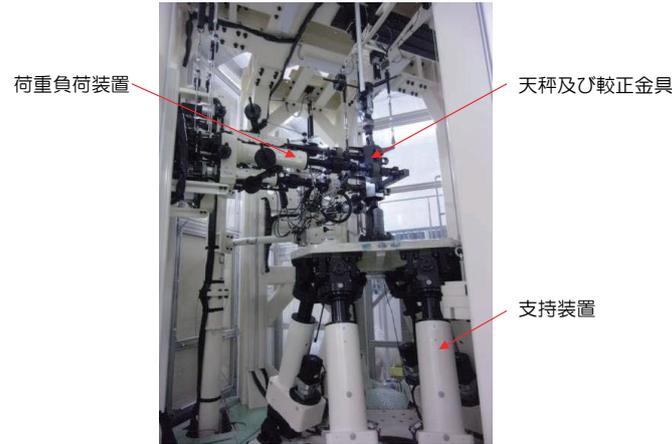


図 4.2: 荷重装置および支持装置

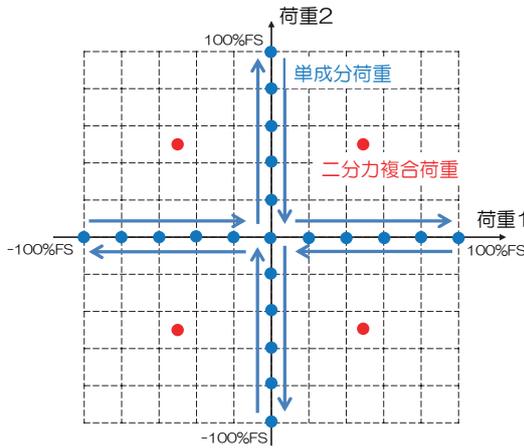


図 4.3: 荷重負荷パターン (単成分荷重と二成分複合荷重)

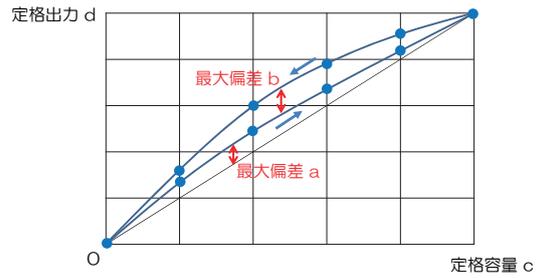


図 4.4: 非直線性とヒステリシスの定義

係数を算出する際の式は基本的に三次絶対値項有りとし、以下のように表すことができる¹⁴⁾。

$$\begin{aligned}
 V_i = & a_i + \sum_{j=1}^6 b1_{i,j}F_j + \sum_{j=1}^6 b2_{i,j}|F_j| + \sum_{j=1}^6 c1_{i,j}F_j^2 + \sum_{j=1}^6 c2_{i,j}F_j|F_j| \\
 & + \sum_{j=1}^6 \sum_{k=j+1}^6 c3_{i,j,k}F_jF_k + \sum_{j=1}^6 \sum_{k=j+1}^6 c4_{i,j,k}|F_jF_k| + \sum_{j=1}^6 \sum_{k=j+1}^6 c5_{i,j,k}F_j|F_k| \\
 & + \sum_{j=1}^6 \sum_{k=j+1}^6 c6_{i,j,k}|F_j|F_k + \sum_{j=1}^6 d1_{i,j}F_j^3 + \sum_{j=1}^6 d2_{i,j}|F_j^3|
 \end{aligned} \tag{4.1}$$

ここで、 V は電圧出力を表し、添え字 $i = 1, 2, \dots, 6$ は $F_x, F_y, F_z, M_x, M_y, M_z$ に対応する。 F_1, F_2, \dots, F_6 は力あるいはモーメントを表し、それぞれ $F_x, F_y, F_z, M_x, M_y, M_z$ に相当する。 $a, b1, b2, c1, c2, c3, c4, c5, c6, d1, d2$ が干渉係数であり、絶対値項を導入することにより、力あるいはモーメントの正負で異なる係数を用いることができる。詳しくは文献¹⁴⁾を参照された

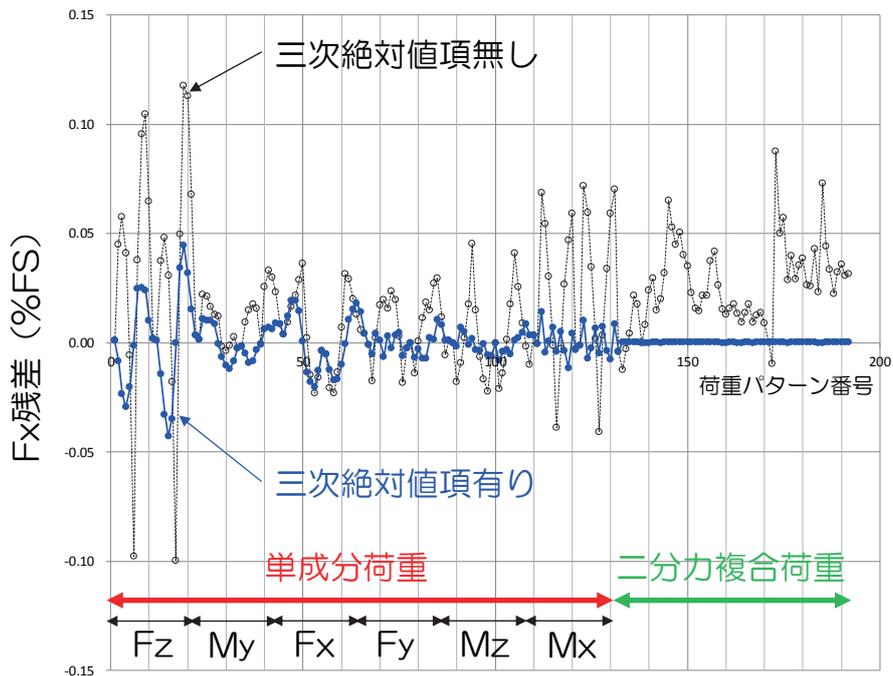


図 4.5: 較正荷重パターンに対する F_x の残差

い。天秤が理想的に作られたものであれば荷重の正負で係数が異なることはないが、ガタ等の構造上の問題による場合やゼロ付近の荷重を検出する場合などでは正負それぞれの係数を使用した方が精度を保ちやすい。絶対値項有りの相互干渉係数を求める場合、二分力複合荷重 1 点のみでその係数は決定されてしまう。図 4.3 の場合にはそれぞれの荷重が 50%FS 付近であれば高い精度を得ることはできるが、その荷重から大きく外れた場合には誤差が大きくなる可能性がある。したがって、特化した点 (50%FS 付近) での精度は多少低下するかもしれないが、精度をある程度維持したまま荷重パターンの適用範囲を広げることを目的に、他の二分力複合パターン (例えば 75%FS と 25%FS) を入れるのも一案である。

表 4.1: F_x 負荷時の出力例

$F_x(N)$	0.0	190.2	390.8	588.7	789.6	988.6	807.3	607.7	407.6	209.6	0.0
出力 (V)	0.000	1.620	3.330	5.019	6.733	8.432	6.886	5.183	3.477	1.788	0.002

非直線性とヒステリシスに関して、 F_x 出力について求めてみる。 F_x 単成分荷重負荷時の出力例を表 4.1 に示す。これを荷重増加方向と荷重減少方向それぞれを三次曲線で近似し、次の定義に従って非直線性とヒステリシスを計算する (記号は図 4.4 を参照のこと)。つまり、較正曲線の無負荷時出力と定格負荷時出力とを結ぶ直線との最大偏差を定格出力に対する百分率で表したものを一般に非直線性 (nonlinearity) と定義する。ただし、負荷の増加サイクルで測るものとする。また、負荷増加時と負荷減少時の最大偏差を定格出力に対する百分率で表したものをヒステリシ

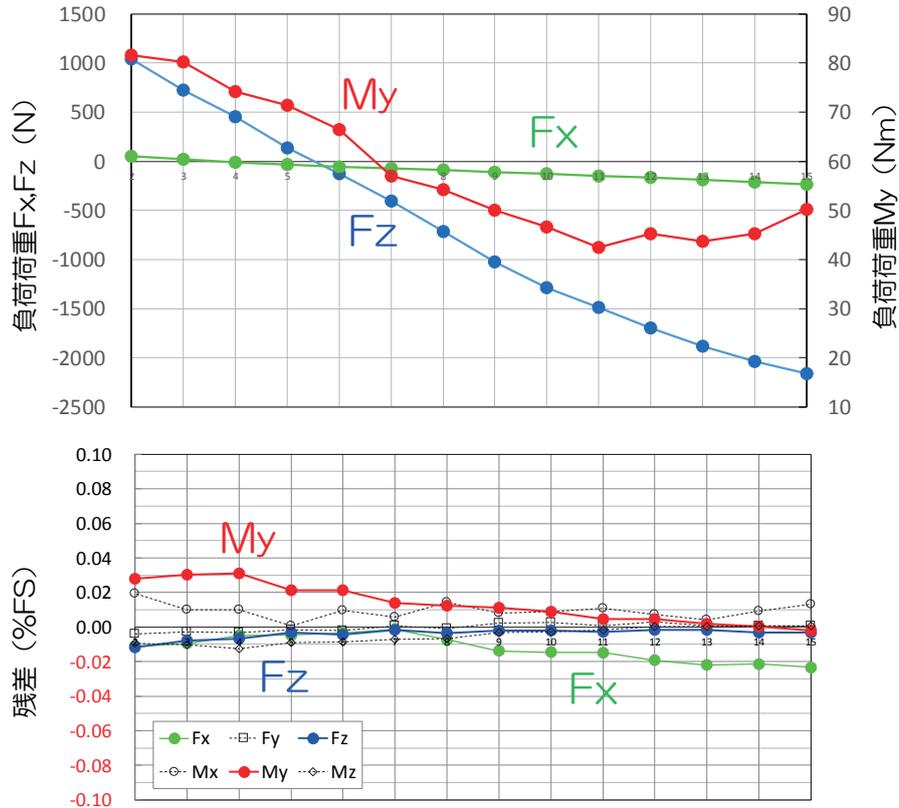


図 4.6: 風洞試験時における各成分の残差の検証

ス (hysteresis) と定義する。

$$\text{非直線性 (\%FS)} = \frac{a}{d} \times 100 \quad (4.2)$$

$$\text{ヒステリシス (\%FS)} = \frac{b}{d} \times 100 \quad (4.3)$$

上記の式に従って、実際の値を求めてみると非直線性は $-0.029\%FS$ 、ヒステリシスは $0.031\%FS$ という値が得られた。他の天秤との比較をしてみると、遜色ない値であることがわかる。

次に、荷重を負荷した際の F_x の残差を図 4.5 に示す。残差の求め方は、図 1.3 に示した通りである。単成分荷重では、 F_z 、 M_y 、 F_x 、 F_y 、 M_z 、 M_x という順で負荷されている。絶対値項無しの場合、 F_z からの干渉を補正しきれずに $0.1\%FS$ を超えるケースもみられる。しかしながら絶対値項を適用すると $0.05\%FS$ 以内に収まり、絶対値項適用の効果が顕著に認められる。 F_z 以外のケースも絶対値項有りで精度の改善が確認できる。二分力複合荷重に対しては、絶対値項有りの場合には 1 点の荷重パターンのみで決定されるため当然のことながら残差もほぼゼロに近い値となることが理解できる。

図 4.5 の三次絶対値項有りの結果について全荷重パターンに対して統計処理をすると、標準偏差 σ は $0.010\%FS$ となり、十分満足な精度が得られていることがわかる。最悪値も $0.045\%FS$ を示し、天秤計測に求められる精度が概ね $0.1\%FS$ であることを考えるとときわめて高精度であるといえる。全成分の標準偏差と最悪値を表 4.2 にまとめた。いずれの値も F_x が一番大きな値を示し

ている（精度が悪い）が，これは大きな垂直力 F_z が負荷された時の干渉やヒステリシスが構造上どうしても避けられないためである．さらなる改善には模型との結合方法等に工夫が必要と考えられる．

表 4.2: 天秤の較正精度

	F_x	F_y	F_z	M_x	M_y	M_z
標準偏差 σ (%FS)	0.010	0.005	0.005	0.005	0.002	0.005
最悪値 (%FS)	0.045	0.019	0.021	0.018	0.014	0.022

最後に，風洞試験ではどれくらいの精度で測られているのかを検討した．実際の風洞試験結果（迎角 α のみ変化させたケース）から縦三分力である F_x , F_z , M_y を算出したものを図 4.6 の上図に示す．この複合荷重を天秤較正装置で負荷し，残差を求めてみた（残差の算出は図 1.4 を参照のこと）．その結果，縦三分力に関しては最大で 0.03%FS の残差であることがわかった．その他の成分は，本来ゼロとなるべきであり，その残差も最大 0.02%FS と満足な値を示している．

5 おわりに

著者らはもともと風洞技術者を対象に天秤に関するハンドブック的なものを書き上げるつもりで、きわめて基本的な事項から説明する資料を作成していた。本稿はその中から天秤の設計に関する部分を抜き出したものである。応力計算に関しては、かなり大胆な仮定をしている部分もあり、厳密には正しくないと認識している。しかしながら、汎用の構造計算ソフトウェアの導入・維持にはそれなりのコストがかかるため、詳細な構造計算が不可能な環境で天秤のおおまかな応力が推算できるのは有用ではないかと考える。表計算ソフトウェアを利用すれば（Appendix 参照）、検出部の寸法を変更した際の各応力を瞬時に計算でき、パラメトリックスタディも簡単に実施できる。実際、本稿で紹介した天秤の基本設計は2~3時間で終了している。安全率を大きくとれば多少の推算誤差は気にする必要はなく、基本設計だけでも十分製作は可能である。実際の金属加工やゲージ貼り・配線等はそれぞれ得意なメーカーに任せれば、見た目も随分良いものに仕上がりに、十分満足なものが得られる。また、安全率を大きくすることにより、風洞試験時や作業時の不意な過大荷重に対しても必要以上に注意を払わなくて済むという利点もある。

何も知らないときは高価な天秤を恐る恐る取り扱っていたが、自分たちで設計しているだけに少々では壊れないことが理解し取り扱いも随分と楽になった。また、多少加工に問題があっても、最終的に較正をしっかりと実施すれば、精度は十分維持できることも理解した。極端に言えば、どのような構造部材にでもひずみゲージを貼って較正をすれば、たとえ干渉成分が定格容量を上回っても、較正がしっかりしていれば精度は確保できる。重要なのは、「ゼロ戻り」、「ゼロクロス特性」、「ヒステリシス」であり、これらがばらつきを大きくする。これらの特性は天秤の構造そのものよりも、締結方法やピン等の位置決め方法に起因していることが多い。本稿を読めば、天秤の設計・製作がそれほど大変なものではないのがわかっていただけるはずである。ただ筆頭著者は、それを理解するのに今日まで約30年の歳月を要した。その期間ずっと筆頭著者の天秤技術に関する研究開発活動に理解を示していただいた宇宙航空研究開発機構航空技術部門空力技術研究ユニット長の浜本滋氏に深く感謝の意を表したい。

この資料によって、風洞技術者に天秤の知識が広まり、決して複雑なものでも難しいものでもないことが理解され、近い将来、他のセンサ同様気軽に扱える検出器になることを期待している。

参考文献

- 1) 香西政孝, 小松行夫, 塩原辰郎, 中川宗敬, 原口智裕, 池田守, 吉村定修, 須谷記和, 「連続式高速風洞における内挿式六分力天秤の温度ドリフト補正について」, 第36期日本航空宇宙学会年会講演集, 2005.
- 2) Kohzai, M., Shiohara, T., Ueno, M., Komatsu, Y., Karasawa, T., Koike, A., Sudani, N., Ganaha, Y., Ikeda, M., Watanabe, A., Haraguchi, T., Nakagawa, M., and Udagawa, D., “Thermal Zero Shift Correction of Strain-Gage Balance Output in the JAXA 2m x 2m

- Transonic Wind Tunnel,” JAXA-RR-07-034E, 2007.
- 3) 上野真, 須谷記和, 香西政孝, 我那覇義人, 今直樹, 「風洞基準圧力計測配管の圧力応答シミュレーションによる最適化」, JAXA-RR-05-037, 2006.
 - 4) 須谷記和, 香西政孝, 上野真, 小池陽, 西川和男, 山路晶, 長久正樹, 野上哲男, 「JAXA 2m × 2m 遷音速風洞 (JTWT) 第4測定部カートの整備」, 第46回飛行機シンポジウム講演集, 2008.
 - 5) Kohzai, M., Ueno, M., Shiohara, T., and Sudani, N., “Calibration of the Test Section Mach Number in the 2m × 2m Transonic Wind Tunnel,” AIAA Paper 2008-848, 2008.
 - 6) Ueno, M. and Sudani, N., “Flow Angularity Measurement of JAXA 2m × 2m Transonic Wind Tunnel,” AIAA Paper 2008-849, 2008.
 - 7) 須谷記和, 香西政孝, 上野真, 古賀星吾, 浜本滋, 橋本敦, 村山光宏, 山本一臣, 「JAXA 2m × 2m 遷音速風洞 (JTWT) における精度向上の取り組み」, 第49回飛行機シンポジウム講演集, 2011.
 - 8) 須谷記和, 香西政孝, 上野真, 佐藤衛, 浜本滋, 「JAXA 2m × 2m 遷音速風洞 (JTWT) における高精度化／高効率化の取り組み」, 第51回飛行機シンポジウム講演集, 2013.
 - 9) 川村健生, 長屋秀昭, 橋岡崇裕, 森孝雄, 高平憲一, 濱田義洋, 香西政孝, 赤塚純一, 長井遵正, 山崎喬, 古賀星吾, 上野真, 須谷記和, 浜本滋, 「JAXA 複合荷重式自動天秤較正装置の開発」, 第49回飛行機シンポジウム講演集, 2011.
 - 10) 香西政孝, 古賀星吾, 長井遵正, 須谷記和, 「低熱膨張材を用いた高速風洞用内挿式六分力天秤の試作」, 第49回飛行機シンポジウム講演集, 2011.
 - 11) Tripp, J.S., and Tcheng, P. (Eds.), “First International Symposium on Strain Gauge Balances,” NASA/CP-1999-209101/PT2, March 1999.
 - 12) Tropea, C., Yarin, A.L., and Foss, J.F. (Eds.), “Springer Handbook of Experimental Fluid Mechanics,” pp.563-616, Springer, 2007.
 - 13) 金成正好, 北出大三, 「風洞天秤の試作」, 航空宇宙技術研究所資料, NAL TM-179, 1970.
 - 14) American Institute of Aeronautics and Astronautics, “Calibration and Use of Internal Strain-Gage Balances with Application to Wind Tunnel Testing,” AIAA R-091-2003, 2003.
 - 15) Kohzai, M. and Sudani, N., “Assessment of Calibration Data Using the JAXA Automatic Balance Calibration Machine,” AIAA Paper 2017-0107, 2017.

Appendix

風洞試験用内挿式六分力天秤
基本設計ツール

入力が必要な数値
主な計算値

定格容量

軸力	Fx	1000	<input checked="" type="checkbox"/>	N
横力	Fy	5000	<input checked="" type="checkbox"/>	N
垂直力	Fz	10000	<input checked="" type="checkbox"/>	N
ローリングモーメント	Mx	200	<input checked="" type="checkbox"/>	Nm
ピッチングモーメント	My	800	<input checked="" type="checkbox"/>	Nm
ヨーイングモーメント	Mz	400	<input checked="" type="checkbox"/>	Nm

Mz負荷時のMx出力（モーメント）

194.7753 Nm

Mx負荷時のMz相当モーメント

410.7297 Nm

天秤材料（マレージング鋼相当）

ヤング率	E	182000	<input checked="" type="checkbox"/>	MPa
引張強さ		2010	<input checked="" type="checkbox"/>	MPa
安全率		5	<input checked="" type="checkbox"/>	
応力集中係数		2	<input checked="" type="checkbox"/>	
設計応力		402		MPa
設計応力（応力集中考慮）		201		MPa

テーパー根元の強度確認（3.3.1項）

テーパー根元直径		36.5801	<input checked="" type="checkbox"/>	mm
天秤内径		10	<input checked="" type="checkbox"/>	mm
天秤中心とテーパー根元間の距離	L	96.4219	<input checked="" type="checkbox"/>	mm
最大モーメント	Fz・L+My	1764219		Nmm
断面二次モーメント		87401.07		mm ⁴
最大応力	σ_{max}	369.1906	<input checked="" type="checkbox"/>	MPa

(3.2)式

My検出部

外側面z座標		25	<input checked="" type="checkbox"/>	mm
内側面z座標		9	<input checked="" type="checkbox"/>	mm
高さ（z方向）		16		mm
y座標（正）		10	<input checked="" type="checkbox"/>	mm
y座標（負）		-10	<input checked="" type="checkbox"/>	mm
幅（y方向）		20		mm
外側面x座標		72	<input checked="" type="checkbox"/>	mm
内側面x座標		57	<input checked="" type="checkbox"/>	mm
断面二次モーメント（y軸まわり）	ly	198613.3		mm ⁴
断面二次モーメント（z軸まわり）	lz	21333.33		mm ⁴
断面二次極モーメント（x軸まわり）	lp(=ly+lz)	219946.7		mm ⁴

Mz検出部

z座標（正）		2.5	<input checked="" type="checkbox"/>	mm
z座標（負）		-2.5	<input checked="" type="checkbox"/>	mm
高さ（z方向）		5		mm
外側面y座標		27	<input checked="" type="checkbox"/>	mm
内側面y座標		9	<input checked="" type="checkbox"/>	mm
幅（y方向）		18		mm
断面二次モーメント（y軸まわり）	ly	375		mm
断面二次モーメント（z軸まわり）	lz	63180		mm
断面二次極モーメント（x軸まわり）	lp(=ly+lz)	63555		mm

補助梁

外側面z座標		16	<input checked="" type="checkbox"/>	mm
内側面z座標		9	<input checked="" type="checkbox"/>	mm
高さ（z方向）		7		mm
外側面y座標		24	<input checked="" type="checkbox"/>	mm

内側面y座標		17	<input checked="" type="checkbox"/>	mm
幅 (y方向)		7		mm
断面二次モーメント (y軸まわり)	ly	31425.33		mm
断面二次モーメント (z軸まわり)	lz	83169.33		mm
断面二次極モーメント (x軸まわり)	lp(=ly+lz)	114594.7		mm

モーメント検出部 (3.3.2項)

断面二次モーメント (y軸まわり)	ly	230413.7		mm	
断面二次モーメント (z軸まわり)	lz	167682.7		mm	
断面二次極モーメント (x軸まわり)	lp(=ly+lz)	398096.3		mm	
最大応力 (Myに対して)		86.80041	<input checked="" type="checkbox"/>	MPa	
最大応力 (Fzに対して)		78.12037	<input checked="" type="checkbox"/>	MPa	
最大応力 (Fz・L+Myに対して)		164.9208	<input checked="" type="checkbox"/>	MPa	(3.6)式
最大応力 (Mzに対して)		64.40737	<input checked="" type="checkbox"/>	MPa	
最大応力 (Fyに対して)		57.96664	<input checked="" type="checkbox"/>	MPa	
最大応力 (Fy・L+Mzに対して)		122.374	<input checked="" type="checkbox"/>	MPa	(3.6)式

モーメント検出部 (Mx) (3.3.2項)

分配モーメント (Mz検出梁1枚)		15964.73		Nmm	
分配剪断力 (二次極モーメントの比率で分配)		886.9294		N	
最大曲げモーメント		6651.97		Nmm	
最大応力	σ_{max}	88.69294	<input checked="" type="checkbox"/>	MPa	(3.10)式
分配モーメント (My検出梁1枚)		55249.61		Nmm	
分配剪断力 (二次極モーメントの比率で分配)		3249.977		N	
最大曲げモーメント		24374.83		Nmm	
最大応力	σ_{max}	22.8514	<input checked="" type="checkbox"/>	MPa	

上下梁 (半円断面部)

外径 (半径)		30	<input checked="" type="checkbox"/>	mm
下面z座標		7		mm
下面y座標		29.1719		mm
初期角度 (積分範囲)	θ_0	0.235504		rad
頂点角度 (積分範囲)	$\pi/2$	1.570795		
断面二次モーメント (y軸まわり・上下)	ly	622678.8		mm ⁴
断面積 (上下片側)	A	997.5596		mm ²
断面一次モーメント (y軸まわり・上梁)		16550.19		mm ³
図心 (z座標)		16.59068		mm
断面二次モーメント (y軸まわり・上梁)		36760.41		mm ⁴

上下梁 (半円断面部・縦方向)

初期角度 (積分範囲)		0		rad
頂点角度 (積分範囲)	θ_1	1.335292		
断面二次モーメント (z軸まわり・上梁)		195488.1		mm ⁴
検算用 (半円縦)		318086		mm ⁴
検算用 (半円縦-長方形)		192086		mm ⁴

Fx検出部

外側面y座標		19	<input checked="" type="checkbox"/>	mm
内側面y座標		13	<input checked="" type="checkbox"/>	mm
幅 (y方向)		6		mm
x座標 (正)		2.5	<input checked="" type="checkbox"/>	mm
x座標 (負)		-2.5	<input checked="" type="checkbox"/>	mm
幅 (x方向)		5		mm
高さ (z方向)		14	<input checked="" type="checkbox"/>	mm
断面二次モーメント (x軸まわり) 2枚	lx	15540		mm ⁴
断面二次モーメント (y軸まわり) 2枚	ly	125		mm ⁴
断面二次極モーメント (z軸まわり) 2枚	lp(=lx+ly)	15665		mm ⁴

Flexure (個々)

外側面y座標		27	<input checked="" type="checkbox"/>	mm
内側面y座標		13	<input checked="" type="checkbox"/>	mm
幅 (y方向)		14		mm

① (最外) 中立軸x座標	39.5	<input checked="" type="checkbox"/>	mm
厚み	1	<input checked="" type="checkbox"/>	mm
断面二次モーメント (x軸まわり) 2枚	11657.33		mm ⁴
断面二次モーメント (y 中立軸まわり) 2枚	2,333,333		mm ⁴
断面二次モーメント (y 軸まわり) 2枚	43689.33		mm ⁴
断面二次極モーメント (z軸まわり) 4枚	110693.3		mm ⁴
② 中立軸x座標	37.5	<input checked="" type="checkbox"/>	mm
厚み	1	<input checked="" type="checkbox"/>	mm
断面二次モーメント (x軸まわり) 2枚	11657.33		mm ⁴
断面二次モーメント (y 中立軸まわり) 2枚	2,333,333		mm ⁴
断面二次モーメント (y 軸まわり) 2枚	39377.33		mm ⁴
断面二次極モーメント (z軸まわり) 4枚	102069.3		mm ⁴
③ 中立軸x座標	35.5	<input checked="" type="checkbox"/>	mm
厚み	1	<input checked="" type="checkbox"/>	mm
断面二次モーメント (x軸まわり) 2枚	11657.33		mm ⁴
断面二次モーメント (y 中立軸まわり) 2枚	2,333,333		mm ⁴
断面二次モーメント (y 軸まわり) 2枚	35289.33		mm ⁴
断面二次極モーメント (z軸まわり) 4枚	93893.33		mm ⁴
④ 中立軸x座標	33	<input checked="" type="checkbox"/>	mm
厚み	2	<input checked="" type="checkbox"/>	mm
断面二次モーメント (x軸まわり) 2枚	23314.67		mm ⁴
断面二次モーメント (y 中立軸まわり) 2枚	18,666,67		mm ⁴
断面二次モーメント (y 軸まわり) 2枚	61002.67		mm ⁴
断面二次極モーメント (z軸まわり) 4枚	168634.7		mm ⁴
⑤ (最内) 中立軸x座標	30	<input checked="" type="checkbox"/>	mm
厚み	2	<input checked="" type="checkbox"/>	mm
断面二次モーメント (x軸まわり) 2枚	23314.67		mm ⁴
断面二次モーメント (y 中立軸まわり) 2枚	18,666,67		mm ⁴
断面二次モーメント (y 軸まわり) 2枚	50418.67		mm ⁴
断面二次極モーメント (z軸まわり) 4枚	147466.7		mm ⁴

Flexure (全)

断面二次極モーメント (z軸まわり) 全	$I_p (=I_x+I_y)$	622757.3	mm ⁴
断面二次モーメント (y 中立軸まわり) 全足し合わせ		88.66667	mm ⁴

Flexure (片側1塊)

① 断面一次モーメント (y軸まわり) 2枚	553	mm ³
② 断面一次モーメント (y軸まわり) 2枚	525	mm ³
③ 断面一次モーメント (y軸まわり) 2枚	497	mm ³
④ 断面一次モーメント (y軸まわり) 2枚	924	mm ³
⑤ 断面一次モーメント (y軸まわり) 2枚	840	mm ³
図心 (x座標)	34.07143	mm
① 断面二次モーメント (図心を通るy軸まわり) 2枚	827.4762	mm ⁴
② 断面二次モーメント (図心を通るy軸まわり) 2枚	331.4762	mm ⁴
③ 断面二次モーメント (図心を通るy軸まわり) 2枚	59.47619	mm ⁴
④ 断面二次モーメント (図心を通るy軸まわり) 2枚	82.95238	mm ⁴
⑤ 断面二次モーメント (図心を通るy軸まわり) 2枚	946.9524	mm ⁴
断面二次モーメント (図心を通るy軸まわり) 1塊	2248.333	mm ⁴
断面二次モーメント (x軸まわり) 1塊	81601.33	mm ⁵
断面二次極モーメント (図心まわり)	83849.67	mm ⁴

Fx負荷時のFx検出部 (3.3.3項)

分配剪断力		292.5117	N	
分配最大曲げモーメント		2047.582	Nmm	
最大応力	σ_{max}	81.90328	MPa	(3.17)式

Fx負荷時のFlexure (内側) (3.3.3項)

分配剪断力		43.68175	N	
分配最大曲げモーメント		305.7722	Nmm	
最大応力	σ_{max}	32.76131	MPa	(3.17)式

Fx 負荷時の Flexure (外側) (3.3.3 項)

分配剪断力		5,460,218	N	
分配最大曲げモーメント		38,221,531	Nmm	
最大応力	σ_{max}	16,380,661	MPa	(3.17) 式

Mz 負荷時の Fx 検出部 (3.3.5 項) 最小のケース

分配モーメント (1 枚)		4,907.41	Nmm	
分配剪断力		306,713.1	N	
分配最大曲げモーメント		2,146,992	Nmm	
最大応力	σ_{max}	85,879,671	MPa	

Mz 負荷時の Fx 検出部 (3.3.5 項) 最大のケース

分配モーメント (1 枚)		17,086.2	Nmm	
分配剪断力		1,067,888	N	
分配最大曲げモーメント		7,475,213	Nmm	
最大応力	σ_{max}	299,008,511	MPa	(3.50) 式

Mz 負荷時の Flexure (最内側) (3.3.5 項)

x 軸との角度	θ	0.530807	rad	
$\sin \theta$	$\sin \theta$	0.50623		
天秤中心から図心までの距離		39,507.75		
分配モーメント (片側 1 塊の半分 = 全体の 1/4)		9,754,631	Nmm	
分配剪断力 (片側 1 塊の半分)		2,469,042	N	
x 軸方向の剪断力 (片側 1 塊の半分)		1,249,903	N	
分配剪断力 (1 枚)		5,262,748	N	
分配最大曲げモーメント (1 枚)		3,683,924	Nmm	
最大応力	σ_{max}	394,706,111	MPa	(3.48) 式

Mz 負荷時の Flexure (最外側) (3.3.5 項)

分配モーメント (片側 1 塊の半分 = 全体の 1/4)		9,754,631	Nmm	
分配剪断力 (片側 1 塊の半分)		2,469,042	N	
x 軸方向の剪断力 (片側 1 塊の半分)		1,249,903	N	
分配剪断力 (1 枚)		65,784,351	N	
分配最大曲げモーメント (1 枚)		460,490,511	Nmm	
最大応力	σ_{max}	197,353,111	MPa	(3.48) 式

My 負荷時の Flexure (3.3.4 項)

上下梁の断面二次モーメント	I_b	36,760.41	mm^4	
Flexure 1 塊の断面二次モーメント	I_f	2,248.333	mm^4	
水平方向距離	l	68,142.86	mm	
垂直方向距離	h	33,181.36	mm	
l/I_b	l/I_b	0.001854		
h/I_f	h/I_f	0.014758		
M1	M1	93,400.01	Nmm	(3.41) 式
M2	M2	1,255,486	Nmm	(3.42) 式
Flexure 端の座標 (注: 中立軸ではない)		9,590,682		
Flexure 端でのモーメント (注: 中立軸ではない)		6,226,411	Nmm	
最大応力 (注: $M2 > M1$ の場合)	σ_{max}	164,182,611	MPa	(3.45) 式

Fz 負荷時の Fx 検出部 (Flexure の剛性が ∞ のとき)

Fx 検出部 (2 枚) にかかる剪断力		604,192.8	N	
Fx 検出部 (1 枚) にかかる剪断力		302,096.4	N	
最大応力 (剪断力による)	σ_{max}	84,586,991	MPa	
最大応力 (軸力考慮)		251,253,711	MPa	(3.83) 式
定格比率		103,276,711	%	

Fy 負荷時の Fx 検出部

中央部たわみ	y_{max}	0.00139	mm	
Fx 検出部 2 枚 断面二次モーメント 中立 x 軸		180		
剪断力	F	398,162.6	N	
分配剪断力 (1 枚)		199,081.3	N	
最大曲げモーメント		1,393,569	Nmm	
最大応力	σ_{max}	46,452,311	MPa	(3.58) 式

定格ひずみの算出

My定格負荷時のひずみ	ε (My)	476.9253 <input checked="" type="checkbox"/>	(3.86)式
Mz定格負荷時のひずみ	ε (Mz)	353.8867 <input checked="" type="checkbox"/>	(3.87)式
Fzゲージ (My検出と同じ) x座標		64.5	
Fz定格負荷時のひずみ	ε (Fz)	384.521 <input checked="" type="checkbox"/>	(3.88)式
Fy定格負荷時のひずみ	ε (Fy)	285.3211 <input checked="" type="checkbox"/>	(3.89)式
Fxゲージ z座標 (角R=0.5mm)		3.25	
Fx定格負荷時のひずみ	ε (Fx)	208.9369 <input checked="" type="checkbox"/>	(3.90)式
Fx定格負荷時のひずみ (flexure)	ε (Fx)	83.57477 <input checked="" type="checkbox"/>	
Mxゲージ エレメント中心から		3.75	
Mx定格負荷時のひずみ (Mz検出部上)	ε (Mx)	243.6619 <input checked="" type="checkbox"/>	(3.91)式
Mx定格負荷時のひずみ (My検出部上)	ε (Mx)	62.77857 <input checked="" type="checkbox"/>	

宇宙航空研究開発機構研究開発報告 JAXA-RR-19-001

JAXA Research and Development Report

風洞試験用内挿式六分力天秤の簡易設計手法

Simple Design Method of Internal Six-Component Balances for Wind Tunnel Testing

発行 国立研究開発法人 宇宙航空研究開発機構 (JAXA)

〒182-8522 東京都調布市深大寺東町7-44-1

URL: <http://www.jaxa.jp/>

発行日 2019年6月6日

電子出版制作 松枝印刷株式会社

※本書の一部または全部を無断複写・転載・電子媒体等に加工することを禁じます。

Unauthorized copying, replication and storage digital media of the contents of this publication, text and images are strictly prohibited. All Rights Reserved.

