

安全システムにおけるボトル緩みの可視化機構の研究

メタデータ	言語: Japanese 出版者: 公開日: 2018-11-16 キーワード (Ja): キーワード (En): 作成者: 千葉, 正伸 メールアドレス: 所属:
URL	http://hdl.handle.net/10291/19706

明治大学大学院理工学研究科

2016年度

博士学位請求論文

安全システムにおけるボルト緩みの可視化機構の研究

Development of a Safety Visualization Mechanism for Bolt Looseness

学位請求者 新領域創造専攻

千葉 正伸

概要

ボルトは機械設備，製品，構造物に至る大小さまざまなものに締結手段として使用される。ボルトは大きな締結力が容易に確保でき安価であるため最もなじみ深い機械的部品と言える。しかし，外力や振動の環境下で時間経過に伴って被締結物に生ずる相対変位のためにボルトに緩みが生じる。この緩みが重大な事故の原因になることは過去の事例からも十分伺える。例えば山陽新幹線の床下カバー脱落事故(2015.8)や原発の汚染水漏れ事故(2013.9)等，取り付けボルトの緩みを原因とする事故が報告されており，これらは氷山の一角に過ぎない。

ボルト緩み防止には多種の機構(メカニズム)が採用されてきたが，完全なものが無いのが現状である。そこで，人間の点検管理によるところとなるが，点検管理にはスパナやトルクレンチを用いて，ボルトの締結状態を直接確認する方法がとられる。しかし，膨大な数にのぼるボルトの点検には多大な労力と時間を要し，点検は敬遠される作業である。そこで，目視又はハンマによる打音検査等によって「緩み」が確認されたものについてのみ保全(例えば増締め)を行うという方法がとられるのが現状である。

目視による緩みの確認には明らかに限界がある。緩み進行の度合いが認識できないため，ボルトの「緩み」の判断が遅れたために事故が発生する状況が少なくない。それを防ぐためには緩みを常時監視して許容の限界に近づいたら遅滞なく人間に対応(例えば増締め)を通報するという監視機能が必要となる。

ボルトの緩みは，大きくは，ボルトが回転して生ずる「回転緩み」とガスケットの沈み込みなどで生ずる「へたり緩み」がある。緩みは2重ナット(ダブルナット)によって改善されるが完全ではない。また，「へたり緩み」は防止が困難とされている。本研究は，従来の緩み予防の限界によって現実に生ずる緩みを監視して，安全か否かを人間に通報するためのボルトの緩み可視化機構(以降，単に可視化機構)の研究開発を目指し，緩みによる事故/災害を防止することを目的とする。

なお，ボルトの点検管理では，ボルトの「緩み」の通報を受けて人間による保全(増締め)が開始される。そのため，「緩み」の通報には遅れる側の誤り(危険側誤り)が許されない。本研究では，ボルト締結の維持管理を人間に委ねるための安全の条件として，人間がボルトの「緩み(危険)」を判断するために可視化機構として講ずべき通報手段について，安全確認型システムの観点から論理的な検討を行っている。

研究の対象とする可視化機構は，緩み進行の度合いを通報するセンサとしての役割を有するため，安全状態(緩みがない)に対して論理的にポジティブな情報伝達の適用を受ける。それに応えるため，可視化機構によるボルトの緩み検出に皿ばね座金を用いている。皿ばね座金の緩みに関する先行研究によれば，皿ばね座金は「へたり」によるボルト軸力の低下に対して，緩み進行を抑える特性を有するとされており，皿ばね座金を用いることは，緩み進

行の度合いを変位によって監視するのに有効であると考える。

研究にあたり実践的使用を念頭に「単純」、「頑丈」、「安全」の3点を重視して可視化機構を試作し、本論文では、緩みの監視機能及び安全システムとしての有効性を示す。

第1章では、本研究の研究背景と目的、構成、用語の定義と表現について述べる。

第2章では、本研究テーマの主要部を占めるボルト締結体の基本的な構造と締結方法について示し、関係する基本的な公式や用語等について述べる。

第3章では、安全を確保する技術と国際安全規格について示し、国際安全規格におけるボルト締結に関係する規格について述べる。

リスクベースとする安全では、事故の被害をリスクで表し、リスクとしての許容の限界を定めるという考え方である。しかし、確率は小さいとしても、被害の大きな事故は許容されない。安全確認型システムは、安全を確認してそれが確認できないとき停止して、確実に事故を防ぐシステムである。本研究で対象とする緩み監視には、安全確認型システムが適用される。

第4章では、可視化機構と共通点を持つ旋盤作業のワーク締め付けトルクと取り付け力の関係を、ねじと同じ原理として説明する。

旋盤切削で最も危険な状態として、ワークの脱落飛来がある。脱落飛来の原因として、作業によって異なる締め付けトルクが大きく関係し、締め付けトルク不足が最も危険である。そこでワークの締め付けトルクと取り付け力および切削条件の関係を実験研究し、良好な加工状態を可視化できる旋盤用安全シミュレータを開発した。

第5章では、流体(油)を用いた可視化機構について述べている。これは、皿ばね座金の密着変位をパスカルの原理を用いて、可視化手段として緩み検出ピン変位を拡大している。緩み検出ピンには、圧縮コイルばねが組み込まれ、密閉された油圧と平衡が保たれる。緩み検出ピンは、ボルトが締まっている場合は突出し続け、緩んだときは、油圧が低下し圧縮コイルばねの復元力により押し戻される。つまり検出ピンが見えない場合は緩んでいることを示している。油漏れが発生した場合には、緩み検出ピンは圧縮コイルばねの復元力で押し戻され、目視確認ができないため緩んだと判断される。しかし、問題として高温では油は膨張をするため、ボルトが緩んでいる時でも、緩み検出ピンが突出し続ける危険側故障が発生することが確認された。

第6章では、油の温度変化に左右されない、この原理を用いた可視化機構の研究について述べる。

ここでは試作した可視化機構の作動状態の実験測定とボルト緩みの通報センサとしての安全通報機能の検証を行っている。この可視化機構は水平面に置かれた状態で使用する。ボルトの締め及び緩みは、ここで拡大される変位拡大板で確認される。変位拡大板の先端は3段階に色分けされた目盛があり、最大許容軸力点、増し締め要求警告点、(以下、“警告点”とする)、最小許容軸力点に分けられている。警告点は危険となる最小軸力点より軸力の高い位置に設定される。これはボルトの緩みが警告点に達したときに人間は目視により保全

を開始するからである。このように可視化機構は、ボルト緩みを通報するセンサの役割を果たし、危険側誤り、すなわち、「緩み」を、誤って安全と通報することは許されない。これを防ぐため、変位拡大板に強磁性体（ネオジム磁石）を取り付け、重力による降下をより積極的なものとしている。

第7章では、第6章で述べた皿ばね座金の拡大変位の可視化範囲をさらに拡大するために、変位拡大板の先にテーパ形状の軸力検出ピンを加える改良を行った。この軸力検出ピンには、第6章の可視化機構と同じ、最大許容軸力点、増締め要求警告点、及び最小許容軸力点が設定される。改めて、人間による「緩み」は、この軸力検出ピンの位置で判断される。つまり、締まっているときは突出し、緩み時には圧縮コイルばねの復元力で押し戻されて内部に隠れる構造である。

第8章では、総括として本論文の結論および今後の展望について述べる。

本研究では、ボルト緩みによる事故／災害を防止するため、容易かつ確実に人が目視によって「緩み」を判断できる緩みの可視化機構の開発を行った。当初は、緩みの可視化を優先し、流体（油）を用いた可視化機構を試作したが、安定した抽出手段とはならなかった。そこで改めて、この原理を用いた拡大機構を考案し、拡大率10程度の比較的安定した緩み可視化機構が実現可能となった。この原理を用いる方法は、設定された締め付け状態を変位拡大板で常時監視し、緩みによって変位拡大板が降下し、限界で「緩み」を通報するもので、トルクレンチを用いて人が緩みを調べる場合に問題なるトルク係数の影響を無視することができるという特徴がある。第8章では、可視化機構の開発の当初の目的に対する成果と、機構の持つ特徴について述べている。

目次

第 1 章 序論	
1.1 本研究の背景	1
1.1.1 ボルト及びねじの緩みに関係する主な事故, 災害	3
1.2 本研究の目的	5
1.3 本論文の構成	6
1.4 用語の定義と表現	7
第 1 章 参考文献	13
第 2 章 ボルトの締結体における基本構造と皿ばね座金の特性	
2.1 はじめに	14
2.2 締結体ねじの原理と基本規格	14
2.2.1 ねじの基本原理	14
2.2.2 締結用ねじの基本規格	15
2.3 ねじ部品の機械的性質	17
2.3.1 鋼製ボルトの機械的性質	17
2.3.2 鋼製ナットの機械的性質	18
2.4 皿ばね座金及び皿ばねの基本的特性	18
2.4.1 皿ばね座金の規格と特性	18
2.4.2 皿ばね座金の設計	20
2.4.3 皿ばねの規格と特性	23
2.5 ボルトの締め付け	25
2.5.1 ボルト締結時のつりあい	25
2.5.2 ボルトの発生する力	26
2.5.3 ボルト緩みの種類	27
2.5.4 ボルトが緩み原因 (ボルト, ナットが回転して緩む)	29
2.6 ねじ面の摩擦力の増強による緩み止め方法	29
2.7 ボルトの締め付け方法	30
2.7.1 ボルトの各種締め付け方法	30
2.7.2 ボルトの締め付けとトルクの関係	32
2.7.3 トルクとトルク係数	33

2.8 小括	35
第2章 参考文献	36
第3章 安全を確保する技術と国際安全規格	
3.1 安全を確保する基本構造	37
3.1.1 無条件安全と機能的安全	37
3.2 国際安全規格の概要とリスク低減方法	38
3.2.1 国際安全規格の概要と特徴	38
3.2.2 ISO/IEC Guide51 規格	39
3.2.3 安全の定義	41
3.2.4 安全の原理と ALARP の原理	42
3.2.5 リスク低減のための方法論	44
3.3 ISO12100 (機械類の安全性, 設計のための基本概念, 一般原則)	46
3.3.1 ISO12100 の概要	46
3.4 制御システムの安全関連部: 設計の一般原則 (ISO13849-1)	47
3.5 安全システム全般	52
3.5.1 安全確認の原理	52
3.5.2 危険検出型システムと安全確認型システム	53
3.6 ポジティブな機械的作用の原理	55
3.7 小括	58
第3章 参考文献	59
第4章 旋盤用安全シミュレータの研究	
4.1 はじめに	61
4.2 学生アンケートによる汎用旋盤に対する意識調査	63
4.2.1 アンケートの評価	64
4.2.2 汎用旋盤の危険性とシミュレータの意義	64
4.3 シミュレータ作成における実験概要	65
4.4 実験に伴う各種治工具の作成	67
4.4.1 チャッキング力測定装置	67
4.4.2 締付けトルク調整治具	68
4.5 実験結果と考察	69
4.5.1 ワーク直径別, 切削面積による脱落, 飛来限界の評価結果と考察	69
4.5.2 旋盤セーフティシミュレータの構成	71
4.5.3 NC 旋盤のプログラムへの適用	72
4.6 シミュレータ使用後の教育効果の検証	72

4.7 小括	74
第7章 参考文献	75

第5章 流体を用いた安全システムにおけるボルトの緩みの可視化機構の研究

5.1 はじめに	76
5.2 ボルトの緩みのメカニズム	77
5.3 流体による可視化拡大機構座金の構成	78
5.3.1 ボルトの締め込み時の変位拡大	78
5.4 ボルトの緩み時の変位縮小	80
5.5 緩み検出ピンの作動状態	81
5.6 可視化拡大機構座金の安全確認型の検証	82
5.7 小括	84
第5章 参考文献	85

第6章 てこによる変位拡大機構を用いたボルトの緩みの可視化座金ユニットの研究

6.1 はじめに	86
6.2 座金ユニットの構造と動作	87
6.3 ボルト締結領域と皿ばね座金の特性	89
6.3.1 ボルトの締結領域	89
6.3.2 皿ばね座金の特性	90
6.4 座金ユニットの作動機構	92
6.4.1 座金ユニットの締め込み側の変位	92
6.4.2 座金ユニットの緩み側の変位	92
6.5 座金ユニットの変位測定実験	94
6.5.1 座金ユニットの実験	94
6.5.2 単品皿ばね座金と座金ユニットのデータの差異	96
6.6 小括	98
第6章 参考文献	99

第7章 安全システムにおけるボルト緩みの可視化機構の研究

7.1 はじめに	100
7.2 可視化機構の構成と検出動作	101
7.2.1 可視化機構の構造と動作	101
7.2.2 軸力検出ピン D の変位	104
7.2.3 変位拡大板 T に働く力	104

7.3 可視化機構の試作による検証	106
7.3.1 試作機の仕様	106
7.3.2 皿ばね座金の実験的測定	106
7.3.3 可視化機構の変位拡大板 T の寸法	107
7.4 安全確認型の検証	108
7.4.1 安全確認型の条件	108
7.4.2 可視化機構における情報エネルギーの流れ	109
7.4.3 可視化機構の状態を表す論理変数	111
7.4.4 可視化機構の考察	112
7.5 小括	113
第 7 章 参考文献	114
第 8 章 総括	115
謝辞	118
本研究に付随する研究論文	119
1) A Study of a Special Safety-Confirmation Type Washer That Can Detect the Looseness of Tightened Bolts by Way of Leverage-Exerted Displacement Enlargement.	120
2) Development of a Safety Simulator for Lathe Turning	129

第1章 序論

1.1 本研究の背景

ボルトによる締結は機械設備，製品，構造物に至る大小さまざまなものに機械要素として使われており，大きな締結力の確保が容易であり安価であるため使用用途も広範囲である．しかし，時間経過に伴い多種の外力が加わると，被締結物が互いに相対変位し，ボルトには緩みが生じる．この緩みがしばしば重大な事故を招くことは過去の事例からも知られている．図 1.1 は，自動車のリコール原因とねじの締結体トラブル発生状況の調査結果を示す．ねじのトラブルは「ゆるみ」(脱落)が最も多いことがわかる．

ボルト締結体の安定状態では，締結においてボルトに生じる引っ張り方向の軸力と被締結物に加わる圧縮力が，つりあいの状態を維持しなければならない．この力(軸力)は，機械の振動などによるナットの戻り回転や被締結物の結合面に生じる「へたり」などから，低下することが知られている．これが「ゆるみ」であり，安全の観点からみてボルトの緩みは，その機械やシステムに大きな障害と危険をもたらす，種々の事故(危害)の原因となり得る．そのため，ボルト緩みには多種の機構(メカニズム)による対策がとられている．

ボルトの緩みには，ボルトが回転して緩む「回転」緩みとガスケットの沈み込みなどによる「へたり」緩みがある．これらの対策として前者は，2重ナットやピン固定，ロックナット等の商品などがあるが，後者は，対策が難しいとされており，完全なものがないのが現状である．加えて，様々な使用条件の違いにより緩みが生じる時期がわからないことも問題である．

ボルトは前述理由により，時間とともに緩む可能性があるため，定期的なメンテナンスと点検作業が不可欠である．点検作業は人によって行われている．作業員に十分な教育を行い，日々の点検を充実させることが重要である．この点検作業の多くは目視点検が占めており，必要度に応じてハンマによる打音点検が行われるが，これは熟練が要求される．

目視点検は点検効率が良いが，緩み度合いの認識ができない欠点がある．緩み点検の確実な方法としては，スパナやトルクレンチによる確認が確実で有効とされている．しかし，この方法は多くの労力と時間を要し，点検効率を低下させることから敬遠されがちである．また現実的には一度締めたボルトは設備やシステムに異常が生じない限りメンテナンスされることは少ない．目視点検は前述のように効率的であるが，緩み進行度合いの認識ができない．そのため，点検は行っているがボルトの緩みの原因とする事故が後を立たない．まさに「災害は忘れたころにやってくる」である．

ボルト緩み防止は、人間が点検管理するしかないのが現実であり、現場の声として、ボルトの自動締め付けマシンの出現の期待が高まっているに違いない。

本研究は、ボルト締結の安全性を確保するため、点検管理作業の主流を占める目視点検を、ボルトの緩みを確実にかつ容易に目視確認できる、ボルト緩みの可視化機構の確立を目的としている。

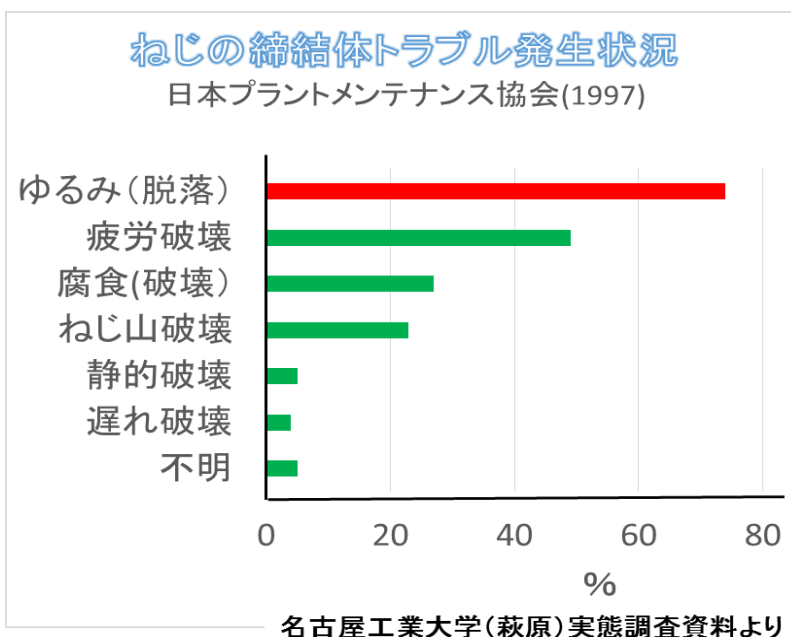
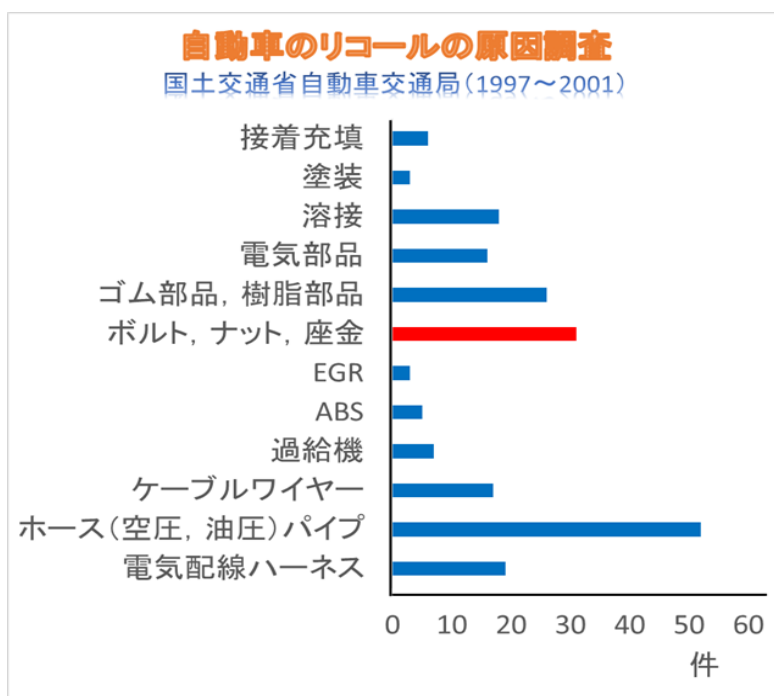


図 1.1 ねじ締結体のトラブル発生状況⁽¹⁾

1.1.1 ボルト及びねじの緩みが関係する主な事故・災害

ボルトのトラブルは、大きな事故/災害を招く原因となる。中でもボルトの破損は致命的となるが、破損に至るまでには緩みが発生していると推測される。

ボルトのトラブルによる過去の事例報告から拾い上げた一部を下記に示した。

○山陽新幹線カバー脱落事故 内規違反「座金」を再利用ボルト締め作業分担⁽²⁾

福岡県内を走行していた山陽新幹線から床下のカバーが外れ、車体に衝突。

原因： ボルトが十分に締まっていなかった可能性があるなどとする調査報告を発表。

2015年8月 読売新聞

○ホイール・ボルト折損による大型車の車輪脱落事故の発生状況⁽³⁾

- ・平成25年度中の車輪脱落事故件数 19件（平成25年度は15件）
- ・うち平成25年度中の人身事故件数 2件（平成24年度は1件）
- ・平成14年度から平成25年度までに発生したホイール・ボルト折損による大型車の車輪脱落事故は392件。
- ・平成16年度の発生件数 87件（うち人身事故件数7件）
- ・平成17年度の発生件数 61件（うち人身事故件数8件）

原因：（1） ホイール・ナットの締付力不足

（2） ホイール・ボルト等の誤組

（スチールホイールにアルミホイール用のボルトを使用する等）

（3） ホイール・ナットの過締め

2015年8月 国土交通省

○雪印メグミルク工場から硝酸漏れ出す。（北海道，別海町⁽⁴⁾

原因：バルブを固定していたボルトが4本中3本も緩んでいたボルトの緩み，管とバルブの間に隙間ができ漏れた。

2015年3月 朝日新聞

○汚染水漏れタンク、底板のボルトに緩み 福島第1原発⁽⁵⁾

原因： 円筒形のタンクの底は直径約12メートルあり，5枚の鋼板をつないで造られている。鋼板同士は折り曲げてパッキンをはさみボルトで締め付ける構造で，300本のボルトのうち5本に緩みがあった。

2013年9月 日本経済新聞

○JR 北海道，特急「スーパーおおぞら 3 号」の 3 号車配電盤から出火⁽⁶⁾

原因：接触器に接続されていた 2 つの配線同士を締め付けるビスにゆるみがあった。

2013 年 8 月 毎日新聞

○地鉄上堀駅脱線事故⁽⁷⁾

富山地方鉄道不二越・上滝線の上堀駅（富山市堀）で，2 両編成の電車が脱線。

原因：レールを枕木に固定するボルトが緩み，2 本のレールの間隔（軌間）が広がったことが原因とする調査報告書をまとめた。

2013 年 7 月 国土交通省

○笹子トンネル天井板落下事故⁽⁸⁾

中央自動車道上り線笹子トンネルの東京側坑口から約 1,150m 付近においてトンネル換気のために設置されている天井板及び隔壁板等が約 140m にわたり落下した。

点検状況：笹子トンネルの詳細検査において，天井板を固定する金属ボルトの異常を検知する打音検査については「目視で異常を確認した場合」にのみ実施する運用としていたこと打音検査は 2000 年以降実施していないなどの実態が警察の調べで明らかになっている。

原因：本トンネルでは以下の要因が複数作用し，累積された結果、致命的な事故に至ったと考えられる。

2013 年 5 月 国土交通省

○つり上げ器具のねじに緩み，もんじゅ装置落下事故⁽⁹⁾

高速増殖炉原型炉もんじゅ（福井県敦賀市）原子炉容器内で起きた装置の落下事故。

原因：原子力機構によると，つり上げる器具の 2 本のツメを開閉する押し棒が正常な位置から 90 度回転し、装置を十分つかめなかったことがこれまで分かっていた。その後の調査で、押し棒の位置のずれは、棒を固定するねじの緩みが原因と判明した。

2010 年 9 月 共同通信

○東京国際展示場（東京ビッグサイト）でエスカレーターが逆走し，10 人がケガ⁽¹⁰⁾

原因：複数の固定ボルトの緩みでモーターの位置がずれたため，エスカレーターの駆動チェーンが緩んでいたことが原因。

2008 年 8 月 日本経済新聞 国土交通省の審議会

○中華航空機那覇空港で，着陸直後に機体が炎上⁽¹¹⁾

ボルトが外れ、スラットのアーム（スラットトラック）によって押されたとき，ボル

トが燃料タンクを突き破った可能性が高い。

原因：締め付けボルトの緩み。

2007年8月 毎日新聞

○ボンバルディア DHC8-Q400 型機 胴体着陸⁽¹²⁾

前輪格納扉の開閉を妨げていたのが連結器のブッシング（ボルトを通す金属筒）だったと発表した。それは、ボルトが外れたため、ブッシングが連結器から飛び出して扉の開閉を妨げた。

原因：一本のボルト脱落。

2007年3月 高知新聞

○東京都港区の公共住宅で、都立高校2年の男子生徒（16）がエレベーターに挟まれ死亡⁽¹³⁾

原因：事故機のブレーキの部品を留めるボルトの締め付けが緩んでいたことが、警視庁の調べで分かった。

2006年6月 朝日新聞

○トラッククレーンが旋回輪取り付けボルトの破壊により転倒⁽¹⁴⁾

原因：荷を吊った時に荷重の影響を受けやすい後部側のボルトの緩みが加速され、一部のボルトが脱落し、その結果、残ったボルトで転倒モーメントを支えられずに全ボルトの破壊に至った。

1978年12月 産業安全研究所技術資料

1.2 本研究の目的

従来のボルト締結体の安全点検は目視点検が多く採用されてきた。この方法は非常に簡単で能率的であるが、緩みの変化や進行状態まで確認することができない。確認されるとすれば、大きな緩みでボルトが脱落や破損など明らかに目に見える場合などである。

このように目視による緩みの確認には明らかに限界がある。緩み進行の度合いが認識できないため、ボルトの「緩み」の判断が遅れたために事故が発生する状況が少なくない。それを防ぐためには緩みを常時監視して許容の限界に近づいたら遅滞なく人間に対応(例えば増締め)を通報するという監視機能が必要となる。

ボルトの緩みは、大きくは、ボルトが回転して生ずる「回転緩み」とガスケットの沈み込みなどで生ずる「へたり緩み」がある。緩みは2重ナット（ダブルナット）によって改善されるが完全ではない。また、ピン固定では「へたり緩み」は防止できない。

本研究は、従来の緩み予防の限界によって現実に生ずる緩みを監視して、安全か否かを人間に通報するためのボルトの緩み可視化機構(以降、可視化機構)の開発を目指し、ボルト緩みによる事故/災害を防止することを目的とする。

なお、ボルトの点検管理では、ボルトの「緩み」の通報を受けて人間による保全(増締め)が開始される。そのため、「緩み」の通報には遅れる側の誤り(危険側誤り)が許されない。本研究では、ボルト締結の維持管理を人間に委ねるための安全の条件として、人間がボルトの「緩み(危険)」を判断するために可視化機構として講ずべき通報手段について、安全確認型システムの観点から論理的な検討を行っている。

1.3 本論文の構成

第1章では、本研究の研究背景と目的、構成、用語の定義と表現について述べる。第2章では、本研究テーマの主要部を占めるボルト締結体の基本的な構造と締結方法について示し、関係する基本的な公式や用語等について述べる。

第3章では、安全を確保する技術と国際安全規格について示し、国際安全規格におけるボルト締結に関係する規格について述べる。

リスクベースとする安全では、事故の被害をリスクで表し、リスクとしての許容の限界を定めるという考え方である。しかし、確率は小さいとしても、被害の大きな事故は許容されない。安全確認型システムは、安全を確認してそれが確認できないとき停止して、確実に事故を防ぐシステムである。本研究で対象とする緩み監視には、安全確認型システムが適用される。

第4章では、可視化機構と共通点を持つ旋盤作業のワーク締め付けトルクと取り付け力の関係を、ねじと同じ原理として説明する。

旋盤切削で最も危険な状態として、ワークの脱落飛来がある。脱落飛来の原因として、作業者によって異なる締め付けトルクが大きく関係し、締め付けトルク不足が最も危険である。そこでワークの締め付けトルクと取り付け力および切削条件の関係を実験研究し、良好な加工状態を画面上で外可視化できる旋盤用安全シミュレータを開発した。

第5章では、流体(油)を用いた可視化機構について述べている。これは、皿ばね座金の密着変位をパスカルの原理を用いて、可視化手段として緩み検出ピン変位を拡大している。緩み検出ピンには、圧縮コイルばねが組み込まれ、密閉された油圧と平衡が保たれる。緩み検出ピンは、ボルトが締まっている場合は突出し続け、緩んだときは、油圧が低下し圧縮コイルばねの復元力により押し戻される。つまり検出ピンが見えない場合は緩んでいることを示している。油漏れが発生した場合には、緩み検出ピンは圧縮コイルばねの復元力で押し戻され、目視確認ができないため緩んだと判断される。しかし、問題として高温では油は膨張をするため、ボルトが緩んでいる時でも、緩み検出ピンが突出し続ける危険側故障が発生することが確認された。

第6章では、第5章の経験を踏まえ、油の温度変化に左右されない、てこの原理を用いた可視化機構の研究について述べる。

ここでは試作した可視化機構の作動状態の実験測定とボルト緩みの通報センサとしての安全通報機能の検証を行っている。この可視化機構は水平面に置かれた状態で使用する。ボルトの締め及び緩みは、てこで拡大される変位拡大板で確認される。変位拡大板の先端は3段階に色分けされた目盛があり、最大許容軸力点、増し締め要求警告点、(以下、「警告点」とする)、最小許容軸力点に分けられている。警告点は危険となる最小軸力点より軸力の高い位置に設定される。これはボルトの緩みが警告点に達したときに人間は目視により保全を開始するからである。このように可視化機構は、ボルト緩みを通報するセンサの役割を果たし、危険側誤り、すなわち、「緩み」を、誤って安全と通報することは許されない。これを防ぐため、変位拡大板に強磁性体(ネオジム磁石)を取り付け、重力による降下をより積極的なものとしている。

第7章では、第6章で述べた皿ばね座金の拡大変位の可視化範囲をさらに拡大するために、変位拡大板の先にテーパ形状の軸力検出ピンを加える改良を行った。この軸力検出ピンには、第6章の可視化機構と同じ、最大許容軸力点、増し締め要求警告点、及び最小許容軸力点が設定される。改めて、人間による「緩み」は、この軸力検出ピンの位置で判断される。つまり、締まっているときは突出し、緩み時には圧縮コイルばねの復元力で押し戻されて内部に隠れる構造である。

第8章では、総括として本論文の結論および今後の展望について述べる。

1.4 用語と定義と表現

表 1.1 ねじの締結と安全に関する用語と定義

NO	用語	定義
1	ボルトの呼び	種類, 仕上げ程度, ねじの呼び及び呼び長さ, ねじの公差グレード, 機械的性質の強度区分, 材料及び指定事項
2	ボルトの表面処理	JIS B1044 で規定
3	引張り荷重	引張試験中の最大荷重値(単位: N)を指す
4	引張り強さ	引張荷重を試験片の断面積で割ったもの, 単位は N/mm^2
5	ボルトの強度区分	強度区分 4.8 のボルトは, 1 番目の数 4 は, 呼び引張強さを示し, 2 番目の数 8 は降伏点を示す

6	降伏点	ある点を越えて荷重をかけると、永久伸びが生じ ボルトは荷重を取り除いても元に戻らなくなる点
7	伸び	試験片が破断したとき、その標点間の長さ(L)と 元の標点間(L ₀)との差
8	せん断強さ	ボルトに対して横方向にかかる力
9	力のモーメント	ねじる(回転させる)力
10	ボルトの締め付けトルク	$T = K \cdot d \cdot P$ T=ボルトの締め付けトルク d=ボルトの呼び径 P=軸力 K=トルク係数
11	へたり緩み	表面粗さ、うねり、形状誤差による潰されて緩む
12	回転緩み	ボルトが回転して緩む
13	皿ばね座金	緩み止めとして使用 JIS1 種軽荷重用(L)タイプ と重荷重用(H)タイプの規格
14	安全	「受容できないリスクがないと(国際規格)」 「安全が確認されていること(論理的安)」
15	危険	危険源および危険状態
16	事故(危害)	身体または健康障害
17	危険側誤り	危険を増加させるような(危険側故障の基になる ような), 制御による誤り
18	危険側故障	危険を増加させるような, 機械類又はその動力供給 における機能不良
19	フェールセーフ	特定の障害モードが圧倒的に安全な方向にあるよ うなアイテムの設計特性(IEC61508-4) ⁽¹⁵⁾

20	基本安全原則	安全に関わる制御システムにおいて意図する使用に対して適切な設計・製造であって、使用環境に対して信頼性を有するとともに、機械制御システムの安全性確保の基本原則として、機械の起動は動力の供給に基づき停止またはその遮断により、かつ、機械の停止時には予期しない起動の防止を有すること。(ISO13849-1, 2) ⁽¹⁶⁾⁽¹⁷⁾
21	安全確認の原理	安全確認の原理は、安全を維持する操作に危険側誤りが含まれる場合、安全を常時確認し、安全が確認できないときはシステムを停止するインタロックの必要性を主張する。
22	安全確認型システム	安全を直接抽出してそれを通報するシステムである。
23	危険検出型システム	危険を検出してその否定によって安全を通報するシステム。
24	安全制御	安全を示す信号に基づいて機械的出力が操作されるような安全の確認に基づく制御
25	論理記号	論理式で用いられる記号。論理式 $x \vee y$ (論理和), $x \cdot y$ (論理積), $\neg x$ (否定), $x+y$ (加算) や $x \in \{1,0\}$ で用いられる記号 \vee や \cdot , \neg , $+$, \in は論理 \in である。
26	論理式	例えば、2 値の論理変数 x と y について論理和は $x \vee y$ で表し、論理積は xy , または $x \cdot y$ で表すものとする。加算演算は $+$ の記号で表す。否定演算は \neg の記号で表す。安全工学において論理式は論理変数として与えられる危険源で論理式は論理変数として与えられる危険源に対して安全確保の方策とその結果を示す。
27	論理変数	論理値を変数とする。論理式 $x \vee y$ (論理和), $x \cdot y$ (論理積), $\neg x$ (否定), $x+y$ (加算) や $x \in \{1,0\}$ で用いられる変数 x や y は論理変数である。安全工学では危険源の有無, 又はリスクの程度を論理変数で表す。論理変数は、危険区域か安全であるか否か, 安全確保の機能は正常であるか否か, 安全機能は規格に適合するか否か, 管理は

		正しく守られているか否か，人または機械可動部の動作や挙動，などを示す。
28	論理値	論理変数がとる値
29	故障	要求される機能を遂行する能力がアイテムにこなくなること。
30	故障モード	機器や部品で発生する故障(機能停止型故障、機能低下型故障)の状態であり，故障の現象である。
31	リスクアセスメント	リスク分析及びリスク評価を含むすべてのプロセス
32	リスク分析	機械の制限に関する仕様，危険源の同定及びリスク見積の組合せ
33	リスク評価	リスク分析に基づき，リスク低減目標を達成したかどうかを判断すること。
34	検知	センサは検知対象に対して，“検知の場(視野)“をもつ．その検知可能な場を“検知範囲”と呼ぶ．(IEC61496-1)
35	非対称故障モード特性	支配的な故障モードが事前に分かっている，機械機能の変化を危険源が生じない側へその故障を導くように使用することができるものである。
36	対称誤りと非対称誤り	2 値信号 {1,0} が 1 に誤らないときを非対称誤り信号，1 にも 0 にも誤るときを対称誤り信号とよぶ．1 側の誤りを生じない装置の特性は非対称誤り特性 1 側と 0 側のいずれにも誤りを生ずる場合の特性は対称誤り特性と呼ぶ．また，前者の特性を持つ機能を非対称誤り機能，後者の特性を対称誤り機能と呼ぶ．
37	能動的機能	機械の機能および人による操作によって実行される機能。
38	非安全関連部	システムの入力信号に応答し，安全には無関係に出力信号を生成する部分又は付属部分．非安全関連部には非対称誤りの出力特性を求めない。

39	独立性	(技術的独立性)複数のアイテムの正しい動作に影響するような、そのいかなる機構も存在しないこと。(人的独立性)知的、商業的および/または管理上の関与が存在しないこと。
40	安全コンセプト	安全システムを構成する際の“安全”に関する概念である。例えば危険側故障そのものの発生を防止する。
41	安全要件	安全コンセプトを達成するための中心となる機能を示す。
42	安全機能	故障がリスクの増加に直ちに繋がるような機械の機能。
43	安全防護	本質安全設計方策により合理的に除去できない危険源、又は十分に低減できないリスクから人を保護するための安全防護物の使用による保護方策 (ISO12100, ISO14119)
44	安全防護物	ガードまたは保護装置。(ISO12100)
45	意図する使用	使用上の指示事項中に提供された情報に基づく機械の使用
46	機械類	連結された部品又は構成品の組合せで、そのうちの少なくとも一つは適切な機械アクチュエータ、制御及び動力回路を備えて動くものであって、特に材料の加工、処理、移動、梱包といった特定の用途に合うように結合されたもの。
47	危険源	危害を引き起こす潜在的源
48	残留リスク	保護方策を講じた後に残るリスク。
49	非常停止	次のことを意図する機能。 (1)人に対する危険源をまたは機械類若しくは行程中のワークへの損失を避けるか又は低減する。 (2)使用者による(組織:安全作業手順、監督、作業許可システム;付加安全防護物の準備及び使用;保護具の使用;訓練)
50	保護方策	リスク低減を達成することを意図した方策であり、設計者、使用者によって実行される方策

51	ポジティブな機械的結合	機械的構成部分が直接接触して、または合成要素を介して他の機械的構成部分に作用するような結合
52	十分に吟味された安全原則	障害発生時のシステムの挙動を安全側に保つことを考慮した経験的安全性確保原則 (ISO13849-2)

第1章 参考文献

- (1) 名古屋工業大学（萩原）実態調査
「日本プラントメンテナンス協会，1997 ねじ締結体のトラブル発生状況
- (2) 山陽新幹線カバー脱落事故 内規違反「座金」を再利用ボルト締め作業分担
読売新聞（2015）
- (3) ホイール・ボルト折損による大型車の車輪脱落事故の発生状況 国土交通省（2015）
- (4) 雪印メグミルク工場から硝酸漏れ出す．（北海道，別海町）朝日新聞（2015）
- (5) 汚染水漏れタンク、底板のボルトに緩み 福島第1原発 日本経済新聞（2013）
- (6) JR 北海道，特急「スーパーおおぞら3号」の3号車配電盤から出火
毎日新聞（2013）
- (7) 地鉄上堀駅脱性事故 国土交通省（2013）
- (8) 笹子トンネル天井板落下事故 国土交通省（2013）
- (9) つり上げ器具のねじに緩み もんじゅ装置落下事故 共同通信（2010）
- (10) 東京国際展示場（東京ビッグサイト）でエスカレーターが逆走し10人がケガ
日本経済新聞（2008）国土交通省の審議会
- (11) 中華航空機那覇空港で，着陸直後に機体が炎上 毎日新聞（2007）
- (12) ボンバルディア DHC8-Q400 型機 胴体着陸 高知新聞（2007）
- (13) 東京都港区の公共住宅で，都立高校2年の男子生徒がエレベーターに挟まれる
朝日新聞（2006）
- (14) トラッククレーンが旋回輪取り付けボルトの破壊により転倒
産業安全研究所技術資料（1978）
- (15) IEC61508-4 Functional safety of electrical/electronic/programmable electronic safety-related systems, Part 4
- (16) IEC13849-1 Safety-related parts/control system.
- (17) ISO13849-2:2003, Safety of machinery-Safety-related parts of control systems-Part 2:Validation(2003), International Organization for Standardization.

第 2 章 ボルトの締結体における基本構造と皿ばね座金の特性

2.1 はじめに

本章では、本研究のテーマであるボルト締結⁽¹⁾において、緩みの可視化機構に関連する要素を取り上げ説明する。具体的には、ねじの規格、強度、種類⁽²⁾及びボルト、ナットの機械的性質について述べる。ボルトの締結は、被締結材を締付⁽³⁾けることで軸力が発生する。この軸力は弾性限度内で発生し、元に戻ろうとする力が軸力である。緩みはこの軸力の低下であり、この軸力低下(緩み)を防止するための基本的な方法と、そのメカニズム⁽⁴⁾について述べ、特に本研究の可視化機構で使用する皿ばね座金の特性と規格についても示す。

2.2 締結体ねじの原理と基本規格

2.2.1 ねじの基本原理

図 2.1 はねじの原理を説明したものであり、円筒に β 角を持った三角形を巻きつけると、斜辺 L がつる巻線を描く。このつる巻線に突起山を付けたものがねじである。このときの β をリード角、 L をリードと言う。ねじを一回転したときに軸方向に移動する距離をリードといい、隣り合うねじの山の距離をピッチという。リード角 β とリード L の関係を式 (2.1) 及び式(2.2)に示す。

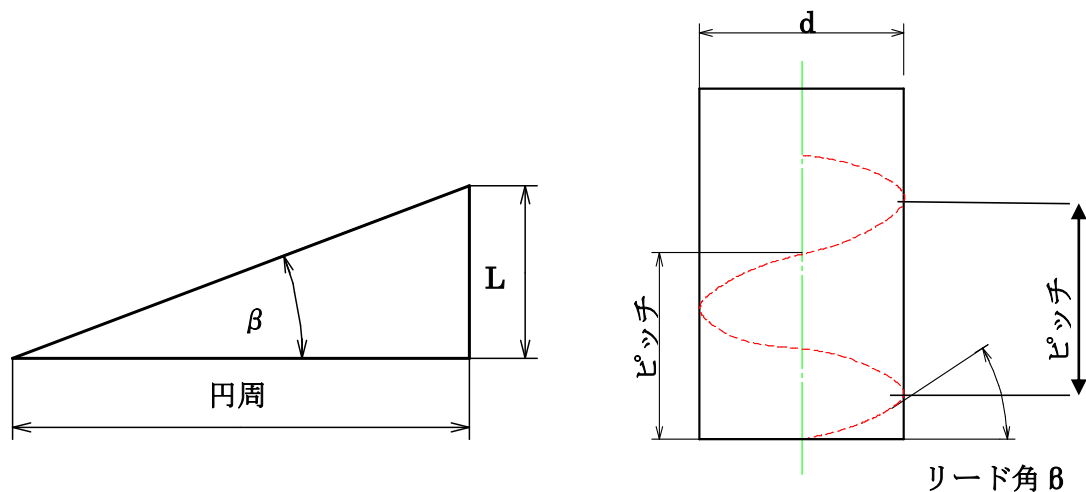


図 2.1 ねじの原理

$$\tan\beta = \frac{L}{\pi d} \quad (2.1)$$

$$L = P \cdot n \quad (2.2)$$

L : リード p : リード n : 条数

2.2.2 締結体用ねじの基本規格

ねじはあらゆる部分に使われ「モノづくり」で不可欠な要素であり、種類も多種にわたる。ねじの3要素といわれる有効径、ピッチ、ねじ山の角度があり、メネジとオネジが接触する有効径は最も重要である。

また、ねじの強度も規格で定められており、安全設計⁽⁵⁾⁽⁶⁾を行う上で適切な強度とサイズを選択されたねじを使用する必要がある。ねじの規格はJIS規格とISO規格があり、ISO規格を基にJIS規格が定められている。しかし、事実上業界ではISOにはない寸法サイズのねじもまだ多く使われており、JIS規格ではそれらのサイズも考慮し規格として残されている。

表2.1にねじにおける主な規格⁷⁾の種類を示した。ねじの表示でメートルねじは「mm」で表している。たとえば表示は「M16×2」と表し、これは外径16mmでピッチ2mmであることを示す⁽⁸⁾。また、UNC—1/4-20のようにインチねじは、ピッチの山数（1インチである25.4mmあたりの山数）で表す。

図2.2にねじの各部の名称を示した。

表 2.1 ねじにおける主な規格の種類

No	JIS 規格	ISO 規格
1	<u>メートルねじ（並目ねじ）</u> 現行規格 JIS B 0205:2001 ねじの記号：M, M6, M8×1 など。ねじ山の角度は 60 度。	ISO 724: 1993 (ISO general-purpose metric screw threads-Basic dimensions)
2	<u>メートル台形ねじ（メートルテーパねじ）</u> 現行規格 JIS B 0216:1987 ねじの記号：Tr, Tr 9×2 など。ねじ山の角度は 29 度もしくは 30 度。	<ul style="list-style-type: none"> • ISO 2901 (ISO metric trapezoidal screw threads-Basic profile and maximum material profiles. • ISO 2902 (ISO metric trapezoidal screw threads-General plan) • ISO 2904 (ISO metric trapezoidal screw threads-Basic dimensions)

No	JIS 規格	ISO 規格
3	<u>ユニファイ並目ねじ</u> <u>【インチねじ】</u> 現行規格 JIS B 0206:1973 ねじの記号：UNC、1/4-20 UNC など。ねじ山の角度は 60 度。	・ ISO 263 (ISO inch screw threads, General plan and selection for screws, bolts and nuts-Diameter range 0.06 to 6 in) の並目系列
4	<u>ユニファイ細目ねじ</u> <u>【インチねじ】</u> 現行規格 JIS B 0208:1973 ねじの記号：UNF、3/8-24 UNF など。ねじ山の角度は 60 度。	・ ISO 263 (ISO inch screw threads, General plan and selection for screws, bolts and nuts-Diameter range 0.06 to 6 in) の細目系列。
5	<u>管用平行ねじ</u> 現行規格 JIS B 0202:1999 ねじの記号：G、G 1/8 など。ねじ山の角度は 55 度。	・ ISO 228-1:1994 Pipe threads where pressure-tight joints are not made on the threads-Part 1: Dimensions, tolerances and designation.
6	<u>管用テーパねじ</u> 現行規格 JIS B 0203:1999 ねじの記号：R、R 1/4、PT、PT 1/8 など。ねじ山の角度は 55 度。	・ ISO 7-1:1994 Pipe threads where pressure-tight joints are made on the threads-Part 1: Dimensions tolerances and designation.

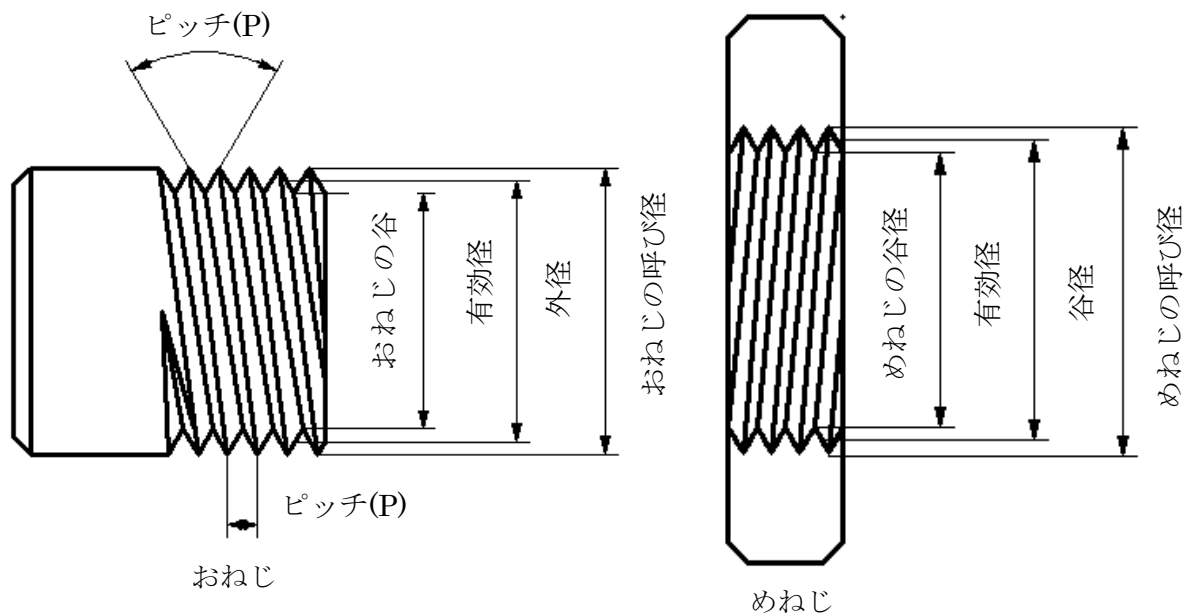


図 2.2 ねじの各部の名称

2.3 ねじ部品の機械的性質

2.3.1 鋼製ボルトの機械的性質

JIS 規格には鋼，合金鋼のボルトの強度を 3.6, 4.6, 4.8, 5.6, 6.8, 8.8, 9.8, 10.9, 12.9 の 10 種類が規定されている。

数字の意味は，たとえば強度 10.9 の意味は，はじめにある 10 の 100 倍が引張り強さで 1000N/mm^2 の引張り強さを表している。2 番目にある 9 は引張り強さの 90 パーセントが降伏点であることを示している。したがって， $1000\text{N/mm}^2 \times 90\% = 900\text{N/mm}^2$ が降伏点である。設計はこの降伏点を目安としてボルトの選択を行う。図 2.3 にボルトの強度を示し，表 2.2 にボルトの機械的性質と強度区分を示している。

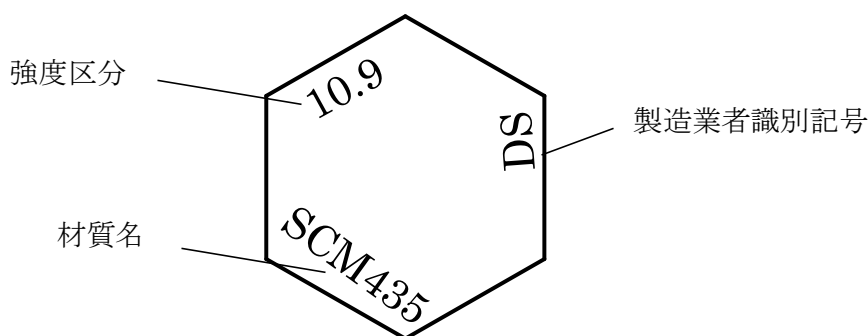


図 2.3 ボルト強度表示

表 2.2 ボルトの機械的性質と強度区分

機械的又は物理的性質		強度区分									
		3.6	4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8		10.9	
								d ≤ 16	d ≥ 16		
最小引張強さ (N/mm ²)		330	400	420	500	520	600	800	830	1040	
ロックウェル硬さ	最小	HRB	52	67	71	79	82	89	-	-	-
		HRC	-	-	-	-	-	-	22	23	32
	最大	HRB	95※					99.5	-	-	-
		HRC	-	-	-	-	-	-	32	34	39
下降伏点 (N/mm ²)		最小	190	240	340	300	420	480	-	-	-
0.2%耐力 (N/mm ²)		最小	-	-	-	-	-	640	660	940	
保証荷重応力 (N/mm ²)			180	225	310	280	380	440	580	600	830
破断伸び (%)			25	22	-	20	-	-	12	12	9

(JIS1051 より抜粋)

2.3.2 鋼製ナットの機械的性質

次にボルトと組み合わせられるナットは 4, 5, 6, 8, 9, 10, 12 の 7 種類が規定されている。表 2.3 にナットの強度区分と組み合わせるボルトの基準を示した。

ナットはボルトの強度より十分に強い強度があり，例えば，ナットの強度区分 5 の規格はボルト強度 5 以下のものと組み合わせることができる。

表 2.3 ナットの強度区分と組み合わせるボルト基準

ナットの強度区分	組み合わせるボルト		ナットの呼び径範囲	
	強度区分	ねじの呼び径範囲	スタイル1 (1種/2種)	スタイル2 (10割ナット)
4	3.6, 4.6, 4.8	> M16	> M16	-
5	3.6, 4.6, 4.8	≦ M16	≧ M39	-
	5.6, 5.8	≦ M39		
6	6.8	≧ M39	≧ M39	-
8	8.8	≧ M39	≧ M39	> M16 ≧ M39
9	9.8	≧ M16	-	≧ M16
10	10.9	≧ M39	≧ M39	-
12	12.9	≧ M39	≧ M16	≧ M39

JIS B 1052-2 より抜粋

2.4 皿ばね座金及び皿ばねの基本的特性

2.4.1 皿ばね座金の規格と特性

本研究の可視化機構に用いる皿ばね座金⁽⁹⁾⁽¹⁰⁾の特徴として，軸力が大きいことがあげられる。これはそれぞれのボルト呼び径に匹敵する軸力の復元力を有しており，振動や衝撃等のねじの緩みを制御する働きがある。また，座面圧力を小さくする事により，締付部材の「ヘタリ」を無くし，安定した締付け軸力が得られる利点がある。JIS 規格では皿ばね座金は，1 種荷重用 H タイプ 1 種軽荷重用 L タイプの 2 種類が規定されている。

図 2.4 は皿ばね座金 1 種重荷重用 H タイプ呼び 16 を表し，表 2.4 および表 2.5 にそれぞれの規格を示している。特徴として，締め付け時のトルクと軸力の関係が安定しやすく，小さなスペースで大きなばね復元力が得られることがあげられる。表 2.4 は呼び 12 と 16 の規格について示した。本研究では呼び 16 の軽荷重と重荷重を試作に使用している。

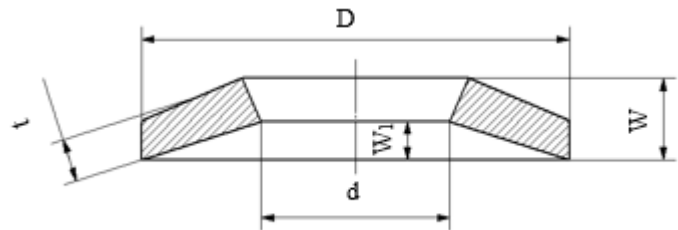


図 2.4 皿ばね座金 1 種重荷重用 H タイプ呼び 16

表 2.4 JIS 皿ばね座金(1 種軽荷重用 L タイプ)⁽¹⁾

JIS 皿ばね座金 (1 種：軽荷重用 L タイプ)

呼び	内径基準寸法 d	内径許容差	外径基準寸法 D	外径許容差	基準厚さ t	許容差厚さ	基準高さ H	試験後の高さ H'	試験荷重 (kN)
12	13	+0.3 0	24	0 -0.4	2.2	±0.1	2.7	2.45	17.7
16	17	+0.3 0	30	0 -0.4	2.8	±0.1	3.5	3.1	32.4

表 2.5 JIS 皿ばね座金 (1 種重荷重用 H タイプ)

JIS 皿ばね座金 (1 種：重荷重用 H タイプ)

呼び	内径基準寸法 d	内径許容差	外径基準寸法 D	外径許容差	基準厚さ t	許容差厚さ	基準高さ H	試験後の高さ H'	試験荷重 (kN)
12	13	+0.3 0	24	0 -0.4	2.5	±0.1	3.05	2.7	34.3
16	17	+0.3 0	30	0 -0.4	3.5	±0.1	4.1	3.7	63.7

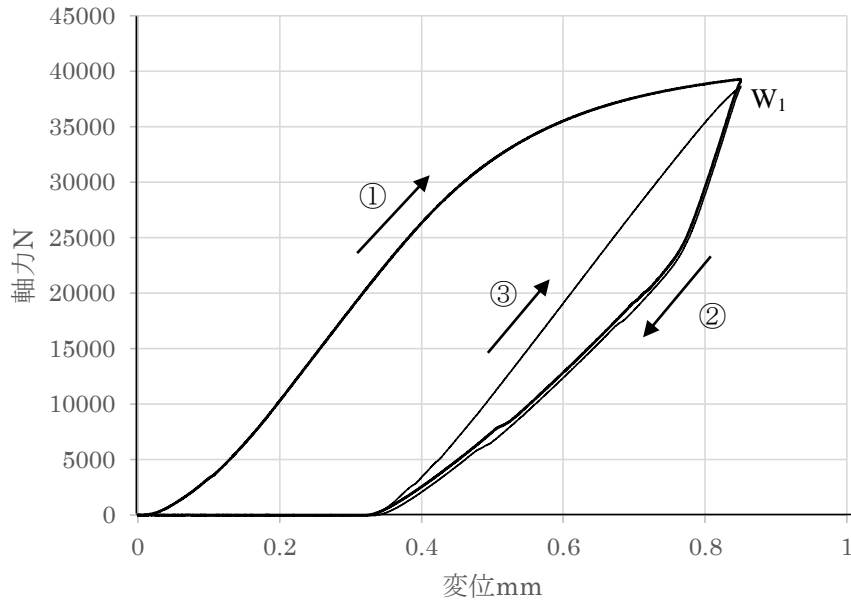


図 2.5 皿ばね座金 1 種重荷重用 H タイプ呼び 16 の軸力と変位 (実測値)

図 2.5 に示すように、皿ばね座金 1 種重荷重用 H タイプ呼び 16 の密着変位 W_1 は 0.85mm であり、軸力は 40kN である。皿ばね座金は構造上から密着させると、塑性変形を起し原点には復元せず、ヒステリシスが大きいのが欠点でもある。なお、この軸力 40kN は強度区分 4.8、呼び径 16 のボルトの標準軸力⁽³⁾である。

2.4.2 皿ばね座金の設計

図 2.6 に皿ばね座金の形状を示した。皿ばね座金はボルトによる締結部のボルトに挿入し、締結状態を維持するための機械要素として使用される。設計のコンセプトとしては、皿ばねを密着するまで締付けて使用し、密着した時、定荷重 (定たわみ量) となり内径 d (呼び径) に対応する軸力が発揮できるように作られている。それに対し、ばねとして使用される皿ばねは、最後まで密着させるまでは使用することができない。これは塑性変形を起ささないためである。密着して使用する皿ばね座金は、応力と寿命を検討する必要がある。JIS には使用最大限界が示されている。図 2.7 に皿ばね座金の使用要領を示す。

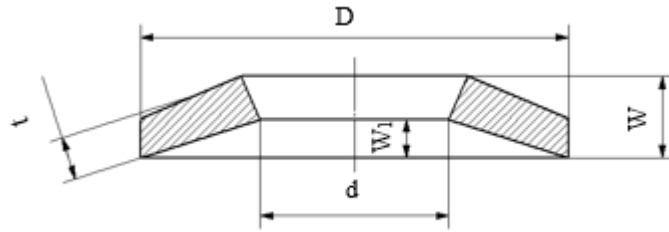
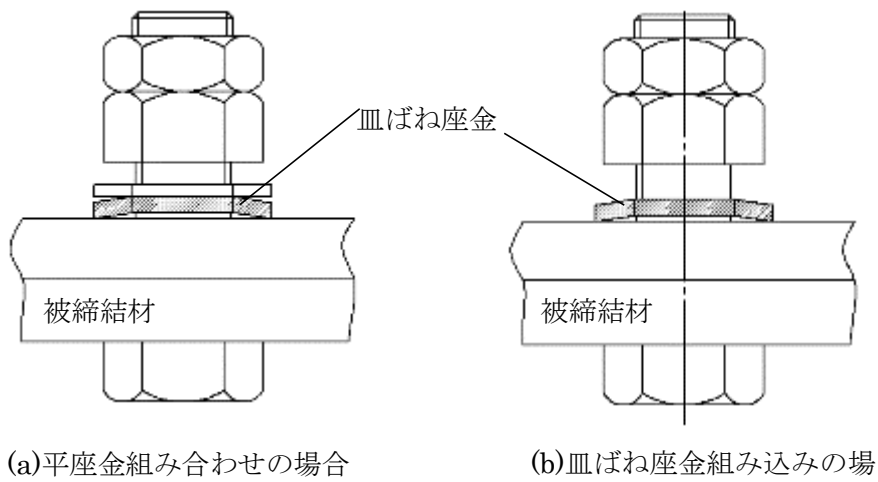


図 2.6 皿ばね座金



(a)平座金組み合わせの場合

(b)皿ばね座金組み込みの場合

図 2.7 皿ばね座金使用要領

皿ばね設計における記号と名称及び意味を表 2.6 に示し，表 2.7 材料の種類とその選択，基本設計式を式(2.3)～(2.6)に示している。

表 2.6 皿ばね設計に用いた記号

記号	名称及び意味	単位
t:	板厚	mm
d:	内径	mm
D:	外径	mm
h:	有効高さ	mm
H_0	自由高さ	mm
P:	荷重	kN
δ :	タワミ	mm
E:	縦弾性係数(ヤング率)	N/mm^2
ν :	ポアソン比	—
δI :	I 点の応力(圧縮力)	Mpa
δII :	II 点の応力(引張応力)	Mpa
δIII :	III 点の応力(引張応力)	Mpa
C_1 :	D/dによって決定する係数	—
C_2 :	D/dによって決定する係数	—
C_3 :	D/dによって決定する係数	—
C_4 :	D/dによって決定する係数	—
C_5 :	D/dによって決定する係数	—

表 2.7 材料の種類と選択

種類	鋼種	適用材料寸法	代用種
炭素鋼又は合金鋼	S60CM	板厚3.0mm未満	S50CM~S75CM, SK5, SUP10
合金鋼	SUP10	板厚3.0mm以上	
ステンレス鋼	SUS301,]SUS304		NSSHT1770

【基本設計式】

$$P = \frac{4E}{(1-\nu^2)} \cdot \frac{t^4}{C_1 D^2} \cdot \frac{\delta}{t} \left\{ \left[\frac{w_1}{t} - \frac{\delta}{t} \right] \left[\frac{w_1}{t} - \frac{\delta}{2t} \right] + 1 \right\} \quad (2.3)$$

$$\sigma I = \frac{-4E}{(1-\nu^2)} \cdot \frac{t^2}{C_1 D^2} \cdot \frac{\delta}{t} \left\{ C_2 \left[\frac{w_1}{t} - \frac{\delta}{2t} \right] + C_3 \right\} \quad (2.4)$$

$$\sigma II = \frac{4E}{(1-\nu^2)} \cdot \frac{t^2}{C_1 D^2} \cdot \frac{\delta}{t} \left\{ -C_2 \left[\frac{w_1}{t} - \frac{\delta}{2t} \right] + C_3 \right\} \quad (2.5)$$

$$\sigma III = \frac{4E}{(1-\nu^2)} \cdot \frac{t^2}{C_1 D^2} \cdot \frac{\delta}{t} \left\{ C_4 \left[\frac{w_1}{t} - \frac{\delta}{2t} \right] + C_5 \right\} \quad (2.6)$$

2.4.3 皿ばねの規格と特性

皿ばね⁽⁹⁾⁽¹⁰⁾⁽¹¹⁾の外観形状は、皿ばね座金と同一である。しかし、2.4.1項で述べたように、特性が異なることから、使用される用途も違いが出てくる。図2.8に皿ばねA-12の形状を示したが、外観は皿ばね座金と変わらない。表2.8に皿ばねの重荷重用Hタイプ、A-12とA-16、A-50の特性を示した。

皿ばねは、皿ばね座金と違い塑性変形が起こるまで圧縮荷重はかけられない。表2.8に示すように、変位 δ は最大でも $0.75W_1$ までしか変位させられない。たとえば、皿ばね座金重荷重用(Hタイプ)の呼び16は40kNの軸力を発生させるが、皿ばねにおいて、これと同程度の軸力を見込むと、A-16規格のものを約10枚必要となる。皿ばね1枚で対応するには、外径100mmのA-50規格が必要であり、あまりにも大きくスペースも必要となる。なにより複数枚になると回転緩みに対しては不利な条件となる。皿ばねで魅力なのはヒステリシスがほとんどないことであり、復元時は原点に戻る。本研究の可視化機構において、コンパクト化に重点を置いたことと、前述のとおり皿ばねの複数使用では、かえって緩みやすいとの文献もあり、皿ばね座金1枚の使用採用を決定した。



図 2.8 JIS B2706 : 皿ばね重荷重用 H タイプ

表 2.8 JISB2706 : 2013 皿ばね重荷重用 H タイプ

d(mm)	D(mm)	重荷重用				
		A(区分)				
		t(mm)	W ₁ (mm)	W(mm)	δ = 0.75W ₁	
P(N)	δ(mm)					
12.2	25	1.5	0.55	2.05	3070	0.41
16.3	31.5	1.75	0.7	2.45	4030	0.52
25.4	50	3	1.1	4.1	12430	0.83

図 2.9 に皿ばね重荷重用 H タイプ A-50 を 3 枚の実験測定の結果を示す。皿ばね座金と違い原点復帰していることがわかる。

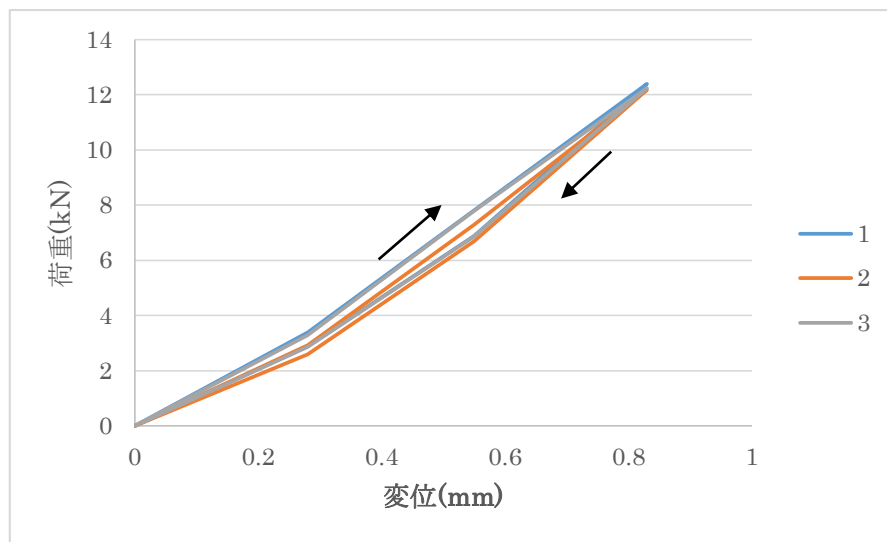


図 2.9 皿ばね重荷重用 H タイプ A-50

2.5 ボルトの締め付け

2.5.1 ボルト締結時のつりあい

ボルトで被締結体を締め付けたとき，図 2.10(a)及び(b)のように，ボルトには伸びが作用し，被締結体には縮みが発生する．(a)と(b)を背中合わせに配置したものが(c)で，締め付け線図と呼ばれる．ボルトのばね定数を K_B ，被締結体のばね定数を K_C ，ボルト軸力を F とすると，締結体の全弾性変形量 S_z は，式(2.7)で示される．

$$S_z = \frac{F}{K_B} + \frac{F}{K_C} = \frac{K_B + K_C}{K_B K_C} F \quad (2.7)$$

すなわち，軸力 F と全弾性変形量 S_z の比は一定となる．この係数は，被締結体が単位長さ「へたる」と，どれだけ軸力が低下するかを示したもので，「へたり」係数と呼ばれる．「へたり係数： Z 」または「締結体全体のばね定数」と呼ぶ．つまり「へたり」係数 Z は式(2.8)で示される．

$$Z = \frac{K_B K_C}{K_B + K_C} \quad (2.8)$$

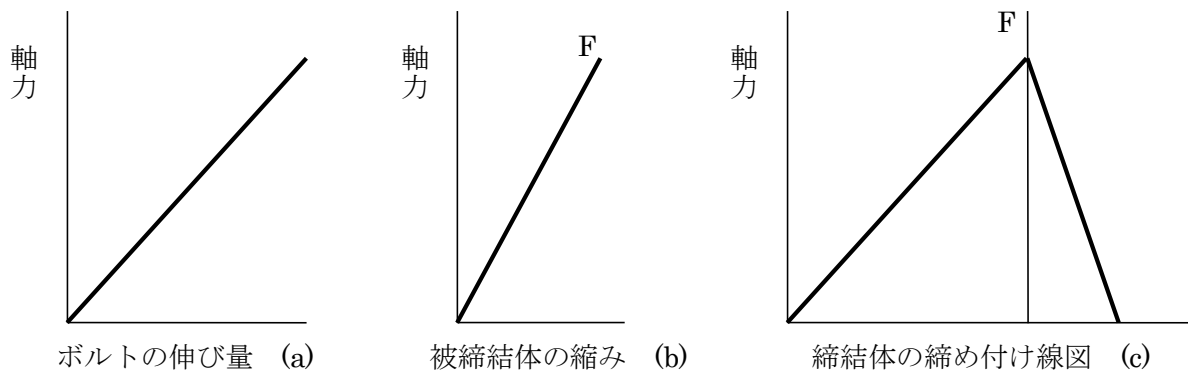


図 2.10 締結体の締め付け状態

ボルトの伸び量(a)と被締結体の縮み(b)を背中合わせにしたものが、図 2.11 に示す締結体の軸力三角形である。

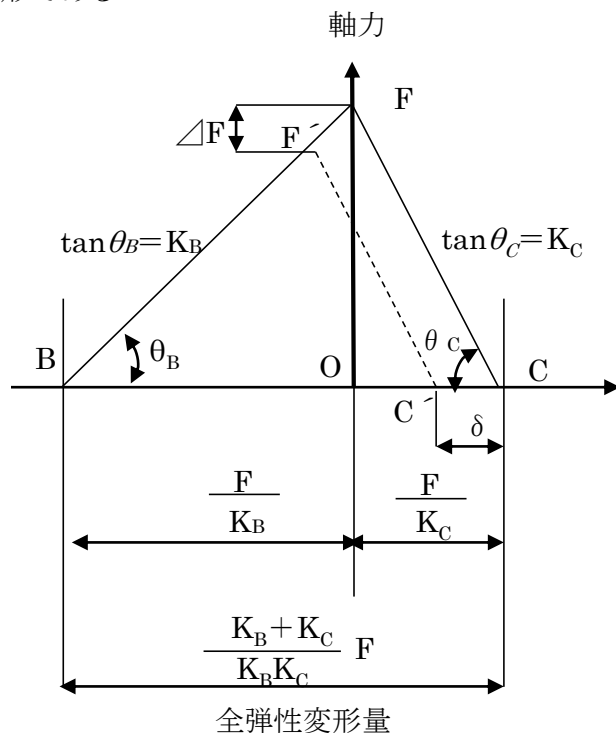


図 2.11 締結体の軸力三角形

2.5.2 ボルトに発生する力

ボルトは機械部品等の締結に欠かすことのできない重要な部品である。これに様々な外力が加わると緩みを生じる。ボルト緩みの原因に関する論文は多く出されているが、緩み防止のための論文は少ない。ボルトは緩まないのが理想的であるが、現実的にはこれも難しい。そのため、いろいろな緩み止めが施されているが、完全なものはないのが現状である。

式 (2.9) はボルトの締め付けにトルク T を加えたとき、ボルトに作用する引張り応力 σ とせん断応力 τ が同時に作用している場合を示している。

$$\left. \begin{aligned} \sigma &= \frac{F}{\frac{\pi d^2}{4}} \\ \tau &= \frac{T}{\frac{\pi d^3}{16}} \end{aligned} \right\} \quad (2.9)$$

F : 軸力 T : 締め付けトルク σ : 引張り応力 τ : せん断応力

このとき、軸力による引張応力の約 1.3 倍がその材料の破損応力 σ_Y (降伏点又は耐力) 約 1.3σ に達したときに破損が起こるとされている。

最大締め付け応力 σ_{max} は外圧や熱膨張や圧力変化にそなえ、余裕をみて式(2.10)で示される程度に締め付けるのが妥当とされている。

$$\sigma_{max} = 0.7\sigma_Y \quad (2.10)$$

σ_{max} : 最大締め付け応力 σ_Y : 破損応力

たとえば、S45S 材のボルトの場合 (引張強さ約 540N/mm^2 , 降伏点 340N/mm^2) 最大締め付け応力は、

$$\sigma_{max} = 0.7\sigma_Y = 0.7 \times 340 = 238\text{N/mm}^2$$

以下としなければならない。

2.5.3 ボルト緩みの種類

ボルト締結体が確実に機能するためには、初期締め付け力が適正に与えられ、それがいつまでも維持されることが必要である。しかし、多大な外力や摩擦の作用により保持力が低下し、緩みが発生する。緩みは締結体の剛性低下はもとより、部品の脱落や漏れや場合によっては、ボルトの疲労破壊にもつながりかねない。

次に緩みの種類について述べる。ボルトの緩みを大きく分けると 2 つに分類される。一つはボルトが戻り回転しないで緩む場合と、もう一つは戻り回転して緩む場合である。

(a)初期緩み(接触部の小さな凹凸のへたり)

初期緩みは図 2.12 に示すように、ボルト締結体の接合部において仕上げ表面粗さ、うねり、形状誤差による「へたり」は、締め付けの際に潰され大体完了するが、機械始動時の外力作用によって進行し、ある程度に達して停止する現象である。これを初期緩みといい、この種の緩みは限界までへたりが生じた後では、進行が止まるので、ある程度時間経過後に増し締めを行うのが一般的である。

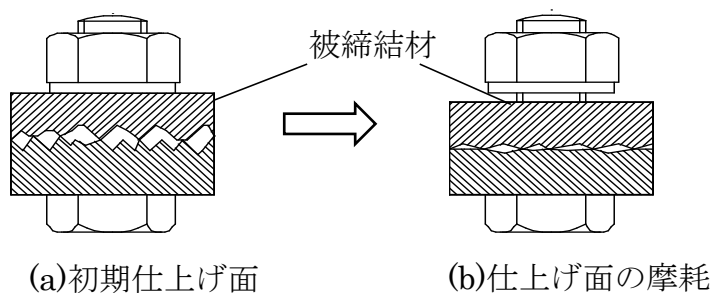


図 2.12 初期緩みの変化

(b) 陥没緩み（ボルト座面部の被締結部材への陥没）

ボルトを締め付ける際、ボルト座面が当たる被締結物が環状に陥没することがある。更に外力作用も重なって、使用中に塑性変化が進行し、ボルトが回転せずに軸力が低下し、緩みを生じる現象が図2.13に示す陥没緩みである。陥没緩みは、柔らかい被締結部材を高強度ボルト、ナットで締め付ける場合に起こる。対策としてはフランジ付き六角ボルト、ナットか座金を併用する。

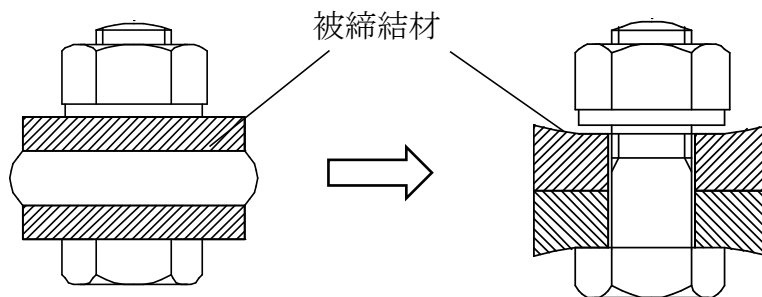


図 2.13 陥没緩み

(c) ガasketのへたり

配管フランジに流体漏れを防止するために使用するガスケットは非弾性材料を内蔵してあるため、外力によるへたりが進行する。一般的には、限界までへたりが生じた後は進行が止まるので増し締めを行う。

(d) 熱影響

蒸気などの高温で使用する場合、材料の膨張率の差で緩みを発生する。また、炭素鋼は500℃前後で再結晶の際、予張力が消滅する。高温にさらされる機械の締め付けには注意が必要である。高温による液体や気体の熱膨張と予期しない過剰な外的応力が締結部に作用したとき、ボルトの弾性領域を超えて降伏し、締め付け力が低下し緩む現象である。図 2.14 は高温気体によるボルトの膨張を示した。特に衝撃、衝突、締め付け時のトルクオーバー、地震後の構造物などでは注意が必要である。

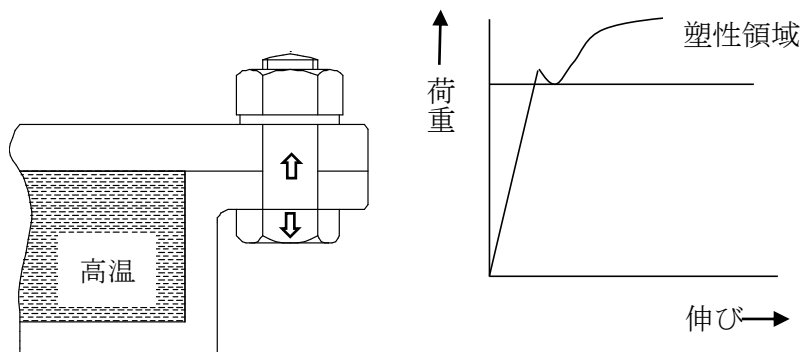


図 2-14 高温気体によるボルトの膨張

2.5.4 ボルトが緩む原因（ボルト，ナットが回転して緩む）

ボルトの緩みは次の(a)～(d)の5つの原因によって発生する。

(a)軸回りの回転の繰り返し⁽¹²⁾

被締結部材同士がねじを締め付ける方向に回転するときは座面で滑り，ねじが緩められる方法に回転するときは，ねじ面で滑る場合に生じる。

(b)軸直角変位の繰り返し

ボルト，ナットで締め付けられた被締結材同士に，お互いに軸直角方向の繰り返し外力が作用して，ボルトねじ山下面とナットねじ山上面が滑り，また被締結材とナット座面間ですべりが生じる。これを繰り返すことで緩みが生じる。

(c)軸方向荷重の増減

ボルト軸方向荷重を繰り返しかけたとき，ボルト，ナットが微量ながら緩み回転する。

(d)振動や衝撃的外力による緩み

ボルト締結体に短い時間で激しい外力が作用すると，ねじ面に圧縮衝撃が起こる。この衝撃力がねじ面の押し付け以上になると，ボルトねじ面が離れ，次の瞬間には戻って再接触する。この状態が繰り返されるとジャンピング現象となる。

2.6 ねじ面の摩擦力の増強による緩み止め方法

ボルトの緩み止め方法として，いろいろな考案がなされているが完全なものがないのが現状である。現在，緩み止めとして使用されている代表的なものを次に示す。

(a)溝付きナット

割りピンを入れて固定する方法で，ナットの確実な抜け防止が出来る。しかし，ピン穴と溝を合わせるため，適正に締め付け力を得られにくい。

(b)止めねじ法

締結体の一体部分に止めねじ穴加工を行い，タップを切りその部分に止めねじでとめる方法。耐振動，対衝撃に十分な効果がある。

(c)キー法

主に回転軸に用いられ，大きな回転力に耐えられる。キー溝に合わせるため適正締め付け力は与えにくい。

(d)転がり軸受けようナット

転がり軸受け用座金を併用する。主に回転軸に使われる。

(e)舌付き座金

座金を折り曲げ，ボルトと固定側の間に差し込み，締め付け後固定側に舌（突起部分）を曲げて固定する。小型電気機器に多く使用される。

(f)スリット法

一对の締結において、どちらか一方にスリットを入れて、ねじを入れ込む方法であり、弾性変形をさせてねじを圧着する方法。

(g) 二重ナット

ボルトに最初は低ナットをいれ、次に高ナットを入れて締め込む方法。低ナットは高ナットを固定する役割があり双方が、はがいじめするように締め込む。

(h) 座金使用による緩み止め方法

スプリングワッシャは、最も身近で使いやすい座金であるが、その効果は限定的である。

2.7 ボルトの締め付け方法

2.7.1 ボルトの各種締め付け方法

ボルトの締結は、非常に重要であるにもかかわらず、簡単な工具で締め付けができることもあり、安易な締付けをされる場合が多い。日本ねじ研究協会が、ねじのトラブルについて調査を行った結果、締め付け不良が一番のトラブル原因になっており、それに関する緩みと疲労破壊を加えると、75%が締め付けに係わるトラブルになっている。

ねじの初期締め付け力は、締結体の疲労破壊、緩み、機密機能などの性能に直接影響を与えるため、締結体の信頼性は、この締め付け管理に負うところが極めて大きいといえる。図 2.15 に締め付け軸力とボルトの伸びの関係から締め付け管理方法を示している。また、ボルトの締め付け方法としては、表 2.9 に示す①トルク法、②回転角法、③トルク勾配法、④伸び測定法、⑤加力法、⑥加熱法などがある。ここでは、一般に広く使用されている①のトルク法を中心に説明をする。

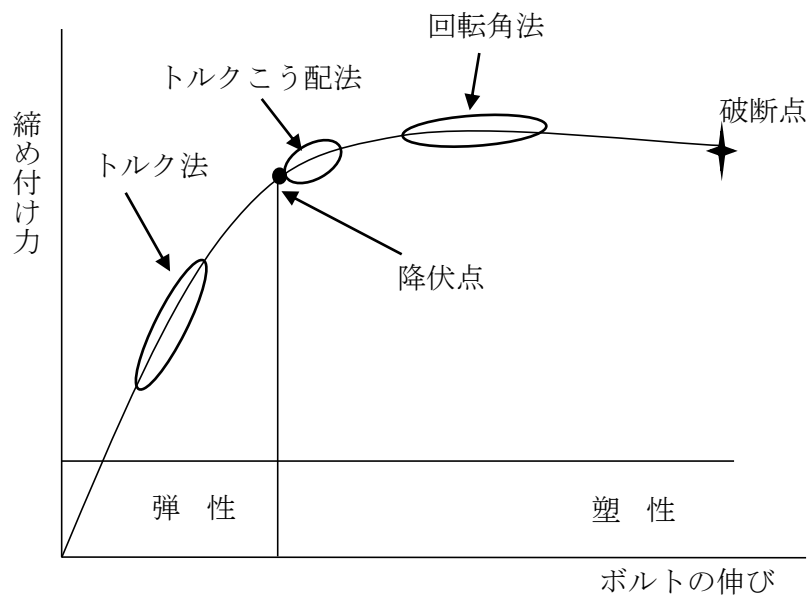


図 2.15 ボルトの締め付け管理方法

表 2.9 各種締め付け方法

締め付け名称	方法	特徴
① トルク法	締め付けの際、ねじを回すトルク値で締め付けを管理する。最も広く一般的に用いられている方法。	締め付けの管理や作業が容易。締め付けコストが低い。ボルトの長さによってトルク値が変化しないので標準化が容易。軸力のバラツキ幅が大きくねじ効率が低くなる。
② 回転角法	ねじが着座してから、ねじを回す角度で締め付けを管理する。	塑性域での締め付けを行うと軸力のバラツキが小さく作業が簡単に行える。降伏点を越えて締め付けるので、附加荷重や再締め付けがあるねじ継ぎ手には限度があり、角度の決定が難しい。
③ トルクこう配法	ねじの締め付け角度に対するトルク上昇率の変化から降伏点に入った時点で締め付けを管理する。角度、トルク等の処理演算は電子回路で行う。	軸力バラツキが小さいのでねじ継ぎ手の効率が大。ボルト自身の検査も可。締め付けが降伏点を超える。締め付け機が高価。サービス分野で同じ締め付けが不可能。
④ 伸び測定法	ボルトの締め付けによって生じたボルトの伸びで締め付けを管理する。伸びはマイクロメータ、超音波等を用いて測定する。	軸力のバラツキは最小、弾性限度内の締め付けが可能。ねじ継ぎ手の効率大。附加荷重や最締め付けが可能。ボルトは端面仕上げが必要。締め付けコスト大。
⑤ 加力法	ボルトに引張り荷重を与えてナットを締める加重によって締め付け管理する。	軸力が直接管理できる。ボルトのねじれ応力が生じない。締め付け機もボルトも特殊で高価。
⑥ 加熱法	ボルトのみを加熱して伸びを与え、温度によって締め付け管理する。	締め付けの際のスペースや力が不要。軸力と温度の設定管理が困難。

2.7.2 ボルトの締め付けとトルクの関係

一般的にボルトの締め付けに多く使用されているのがトルクレンチである. ここではねじとトルクの関係について述べる. 式(2.11)は締め付けトルクの一般式を示した.

$$T = \frac{F_f \left\{ \frac{d_2}{2} \left(\frac{\mu}{\cos\alpha} + \tan\beta \right) + \mu_n \frac{d_n}{2} \right\}}{1000} \quad (2.11)$$

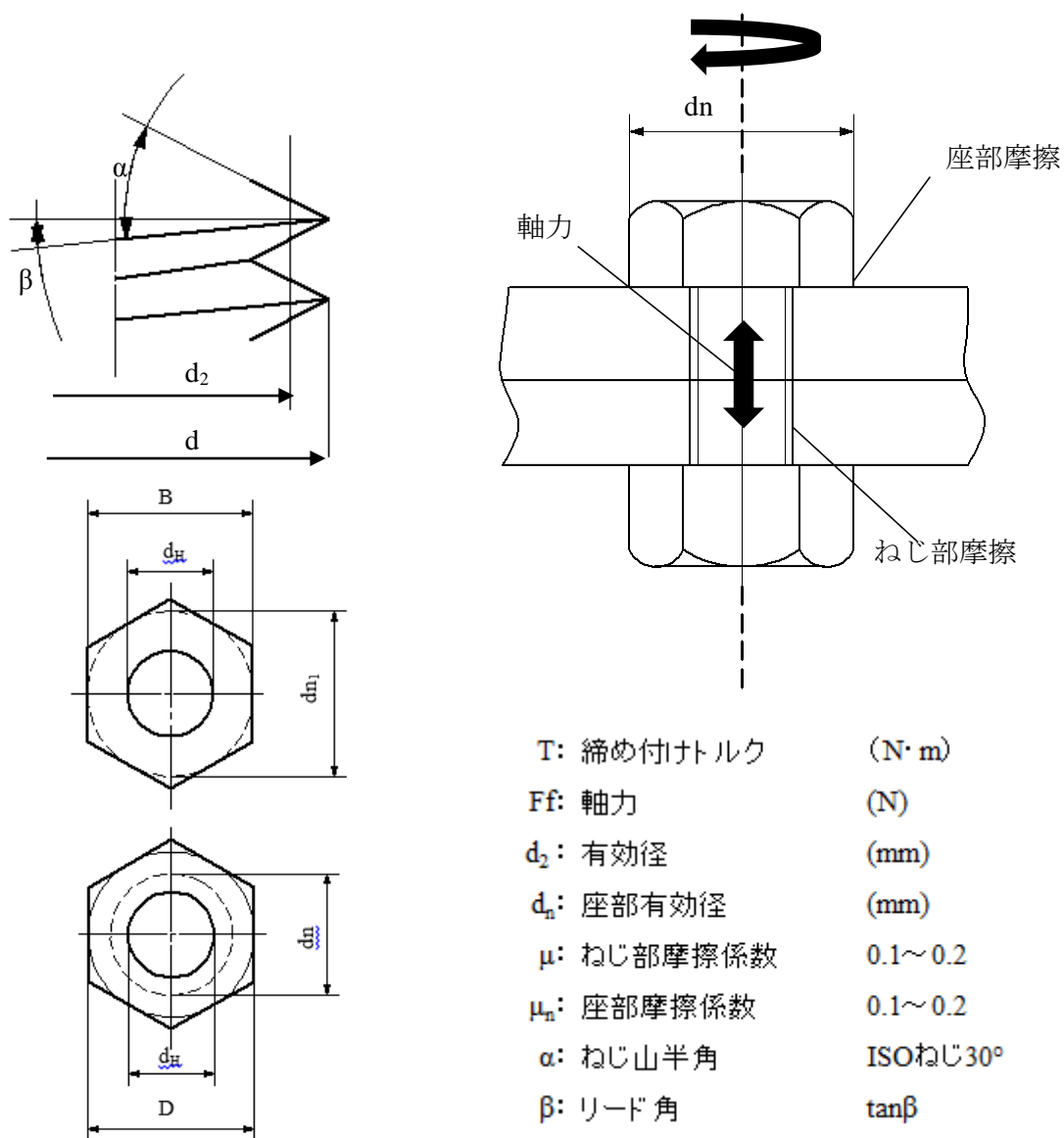


図 2.16 ボルトの締め付けトルク

式(2.12)及び式(2.13)は図 2.16 におけるボルト，ナットの座面積を表している。

(a)六角座部（1種ナット，ボルト）

$$d_{n1} = \frac{0.608B^3 - 0.524d_H^3}{0.866B^2 + 0.785d_H^2} \quad (2.12)$$

B：六角対辺（mm） d_H ：座部内径(mm)

(b)円形座部 2種，3種ナット，ボルト）

$$d_n = \frac{2}{3} \cdot \frac{D^3 - d_H^3}{D^2 - d_H^2} \quad (2.13)$$

D：座部外径（mm） d_H ：座部内径(mm)

図 2.17 はナットの種類における座面接触の関係を示す。

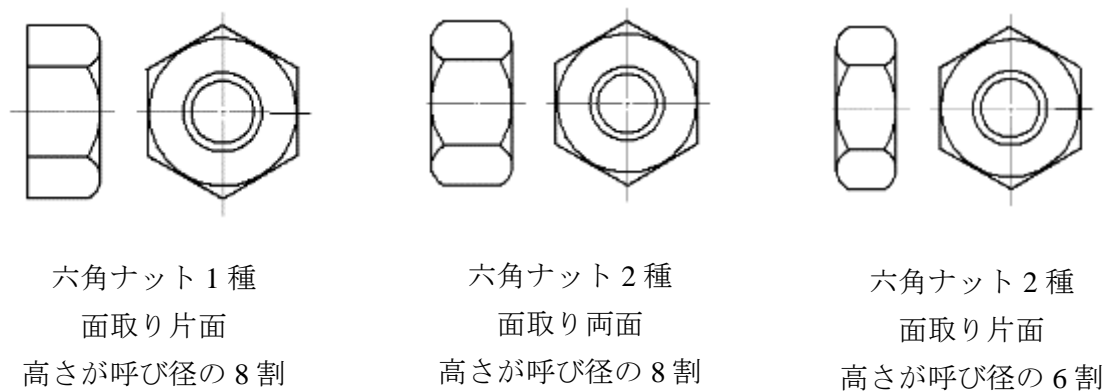


図 2.17 ナットの種類

2.7.3 トルクとトルク係数

ねじの締め付けトルクは，トルクレンチを用いて締め付けを行う場合に設定が必要になる。求めるトルクを式 (2.11) に示したが，現場で使用するときの合理性から式(2.14)が用いられている。

$$T = K \cdot d \cdot F_f \quad \text{または} \quad F_f = \frac{T}{K \cdot d} \quad (2.14)$$

K : トルク係数 d : ねじ部の呼び径(mm)

トルク係数 K はねじ部の摩擦係数 μ , 座面の摩擦係数 μ_n , 座面の接触部分の等価直径をまとめて表したもので, 実験的に求められている. そのためトルク係数は一定ではなく, 機械用油脂などの使用により大きく変化するため注意が必要である.

図 2.18 は締め付けトルクと締め付け軸力の関係を示したものであり, トルク係数の大小で軸力が倍以上も変化することがわかる. 本研究開発に使用する皿ばね座金は変位で締込むため, トルク係数が関与しない, これは皿ばね座金の変位と軸力の関係を校正しておくことで, 統一的な軸力管理が可能である.

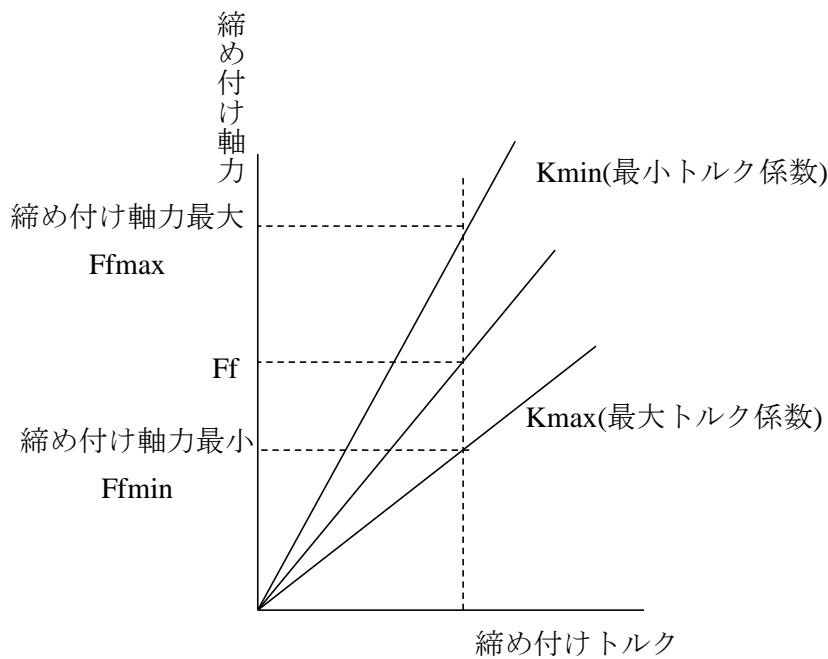


図 2.18 締め付けトルクと締め付け軸力の関係

2.8 小括

本章では可視化機構に関係する、機械要素のねじ、ボルト及び皿ばねと皿ばね座金の基本的な事項について述べた。

ボルト及びナットの締め付けに関する機能、概念及び基本構造を述べ、それぞれの各規格とボルト締め付けの方法について示してある。

ボルト締結は、2個以上の部品を部品に切られためねじ又はナットで、ねじ締め付けによって結合する方法又は結合した状態と定義している。

一般にボルト締結は、簡単に必要な締め付け力に締め付けることができ、また保守や点検、修理などの分解、組立てが容易にできることが機能要求されている。

また、ボルト締結によって結合されたボルト締結体には、ボルト締結体に作用する外力や様々な環境条件の下で、ボルト又は被締結体部材が破損し緩みを発生することなく締め付け初期の締結状態を維持されることが要求される。

ボルト締結体の設計では、与えられた設計条件に対して締結体としての機能を十分に果たすようなボルト、ナット及び座金などの締結用部品の仕様の選定をしなければならない。その締結用部品に対しては、仕様実績や強度計算によって締め付け力のしきい値範囲決定がなされなければならない。また、皿ばね及び皿ばね座金はそれぞれ異なる特性がある。大きな違いとして、皿ばねは復元時に原点に戻るが、復元力が弱い。一方、皿ばね座金は原点には戻らずヒステリシス差があるが、復元力が使用するボルト呼び径に匹敵する軸力相当の復元力を有している。

また、本章では可視化機構の研究に最も関係のあるボルトの緩み発生メカニズムと緩み止め機構の種類及び対策についても示した。

ねじは私たちの身の回りに数多く使われているが、その規格は様々である。メートルねじ、ユニファイねじ(UNF)、管用ねじ、台形ねじ、角ねじなどがある。本研究の試作に用いるねじは M12×2 と M16×2 のメートルねじである。

第2章 参考文献

- (1) 山本 晃, ねじ締結の原理と設計, 養賢堂 pp20-69, (1995)
- (2) 吉本 勇, ねじの締結体設計のポイント, 日本規格協会, pp16-65, pp166-227, (1992)
- (3) 東日トルクハンドブック(技術資料)pp28-39, (2016)
- (4) JIS B1010 (Screw threads and fasteners-Vocabulary) 日本工業規格, (2009)
- (5) 大石正昭, 機械設計の基礎 (I), 啓学出版, pp77-121, (1980)
- (6) 大石正昭, 機械設計の基礎 (II), 啓学出版, pp77-121, (1980)
- (7) 大久保正夫, 川北和明, 4改訂版 JIS 機械製図法, 朝倉書店, pp110-144
- (8) 組み付け要素技術マニュアル, ねじ締め編, 精密工学組立データベース分科会編, 日刊工業新聞社, pp1-103, (1989)
- (9) ばねの種類と用途例, ばね技術研究編, 日刊工業新聞社, pp30-33, (2001)
- (10) ばね技術シリーズ, ばねの設計と製造・信頼性, ばね技術研究会編, 日刊工業新聞社, pp85-90, (2001)
- (11) ばね第4版, 日本ばね学会, 丸善(株) pp271-278, pp416-428 (2000.3)
- (12) 萩原芳彦編, 鈴木秀人, 千葉和茂, 坂本吉弘, 原口忠男, “よくわかる機構学” pp83-98(2006.2)

第3章 安全を確保する技術と 国際安全規格

3.1 安全を確保する基本構造

3.1.1 無条件安全と機能的安全

安全確認型の構築は、基本的には安全が確認されているときだけ危険を伴う作業を実行することであり、危険側の故障の可能性があるような場合でも、人間に関して安全が確認されている時は、システム本来の機能を実行させ、安全が確保されない時は、本来の仕事の止めてしまうことである。(1)(2)(3)(4)さまざまな機械類は止まれば安全となる。しかし、現実的には止まればかえって危険となるものもある。ここに安全には大きく2つのタイプがる。

「無条件安全」⁽⁵⁾と「機能的安全」⁽⁶⁾である。正常に動いていないけれど安全な場合と、正常に動いていて安全な場合があり、「無条件安全」は動いていなければ安全な場合を言う。

例えば、車や列車などは止まっている場合は安全である（停止安全）。止まれば安全は、エネルギーがなくなれば安全であることを示す。もうひとつの「機能的安全」は、正常に動いていて行うべき機能を果たしている時、しかも安全であるということが要求される。これがシステム機能の本来の目的である。

「無条件安全」は止まれば安全であるが、ペースメーカーや飛行機のようなものは、止まればかえって危険となる。これらはどんなことがあっても安全が確保されるまで、動き続けなければならない宿命を持っており、機能的安全の代表的なものもある。

本研究は、ボルトが締め続けなければならない、「機能的安全」を意味する。本論文の「安全システムにおけるボルト緩みの可視化機構」の研究は、締結された状態のボルト緩みは、様々な外力が加わると時間経過につれ緩みが発生する。可視化機構は、点検管理により正確に可視化され、緩んでいることの情報を得た場合は、直ちに増し締めしなければならない保全マンの役割がある。図3.1は可視化機構使用のボルトの増し締めサイクル管理図を示したもので、縦軸に軸力、横軸に時間を取り、A点は弾性領域限界点であり、これ以上は塑性領域を示している。B点は適正締め付け点、C点は増し締め要求警告点、D点は最小許容軸力点を示す。同図のK点は初期締め付けであり、時間経過とともに緩みが起こり軸力はD₁に移行し始める。D₁ではすでに危険であるため、その手前に増し締め要求警告点K₁点を設けており、K₁からD₁間に増し締めを行わなければならないことを意味する。可視化機構は、緩みの監視センサの役割を果し、ボル

ト点検の安全管理で、ボルト緩みを拡大し人間により正確に目視確認されるものを目指している。

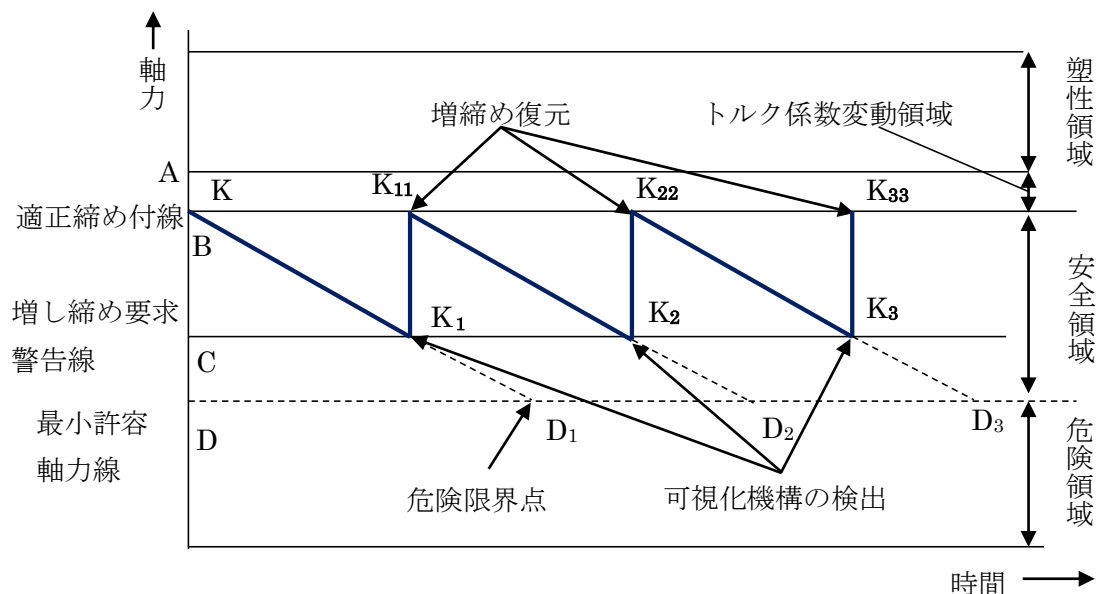


図 3.1 ボルトの増し締めサイクル管理図

3.2 国際安全規格の概要とリスク低減方法

3.2.1 国際安全規格の概要と特徴

日本では JIS (日本工業規格), 米国では (ANSI), 英国では (BS), ドイツでは (DIN) など世界の国々はそれぞれ, 自国の国家規格を持っているが, これらの規格が原則整合化/統一化されていく流れになっており, 国際規格 ISO (International Organization for Standardization, 国際標準化機構) や IEC (International Electrotechnical Commission, 国際電気標準会議) などによって行われている. この目的は物及びサービスの国際貿易を容易にし, かつ, 知的, 科学的, 技術的及び経済的な活動をより拡大するために標準化を図ることである.

その中で機械安全の分野の規格については ISO, IEC によって発行されているが, EU 指令 (機械指令, LVD 指令, EMC 指令など欧州域内の法律) を背景とした EN (European Standard : 欧州規格) により原案が開発されている. 開発された ISO, IEC 国際安全規格には (1) ~ (4) の共通の特徴がある.

- (1) 安全規格を 3 段階に分け階層化
- (2) 技術基準
- (3) リスクアセスメントによる安全性評価
- (4) 3 ステップメソッドによるリスク低減方策

- (1)は図 3.2 に示すように ISO, IEC 国際安全規格には A 規格（基本安全規格）、B 規格（グループ安全規格）、C 規格（個別安全規格）の 3 段階で階層的に構成されている。具体的な内容は 3.2.2 項で説明する。
- (2)は ISO, IEC では規格の技術基準を性能規定としているが、JIS では仕様規定となっている。性能規定とは対象となる製品に必要な実用性（寿命、信頼性等）を定性的、定量的に表現した規定である。さらに、仕様規定とは対象となる製品の構造、形状、寸法、材料、外観等の項目を含んだ、設計または記述的特性を含んだ規定。
- (3)はリスクアセスメントの実施によりリスク分析、リスク評価を行いリスク低減の判定を行う作業の実施が規定されており、従来の JIS にはこのような考え方はなかった。
- (4)は 3 ステップメソッドとは本質安全設計方策、安全防護策、使用上の情報の 3 分類されており、優先順位付けがなされている。
- ISO/IEC Guide 51 は規格に安全に関する規定を導入するためのガイドラインであり、(1)～(4)はこの規格で規定されている。すなわち、多くの国際安全規格は、このガイドをベースとして作成されていると言える。また、(1)～(4)の特徴は EN414 (Safety of machinery : Rules for the drafting and presentation of safety standards) の中でも規定されている。

3.2.2 ISO/IEC Guide51 規格⁽⁶⁾

ISO/IEC Guide51 は、規格に安全に関する規定を導入するためのガイドラインである。正式名称は Safety aspects-Guidelines for their inclusion in standards であり、ISO (International Organization for Standardization : 国際標準化機構) と IEC (International Electrotechnical Commission : 国際電気標準会議) の両組織において共同で開発、発行した国際規格である。この規格では安全やリスクなどの概念や安全性を達成するための方法が示されているのと、安全規格を作成する方法や既存の規格に安全規定を導入するために必要な一般的作業手順が示されており、表 3.1 にこの規格の構成を示す。

表 3.1 ISO/IEC Guide51 の構成⁽⁷⁾⁽⁸⁾

序文
1.適用範囲
2.引用規格
3.定義
4.「安全」および「安全な」という用語の使用
5.安全という概念
6.許容可能なリスクの達成
7.規格における安全側面
参考文献

この規格で安全はリスクで定義されており、リスクアセスメントとリスク低減方策により安全を確保することを規定しており、規格の構成は図 3.2 に示すように基本安全規格(A 規格)、グループ安全規格(B 規格)、個別機械安全規格(C 規格)のように階層構造になっている。

基本安全規格(A 規格)は、設計のための基本原則、用語などを定める規格で、すべての機械類に適用できる基本安全規格である。

グループ安全規格(B 規格)はシステム安全規格、インタロック規格、空気圧システム通則などを定める規格で、広範囲の機械類にわたって使用される安全面または安全関連装置の一種を取扱うグループ安全規格である。

個別機械安全規格(C 規格)は、工作機械、プレス機械、産業用ロボットなど個別の機械を対象として取扱う製品安全規格である。

このように体系化されているためすべての全体の整合性や統一性を持たせることができるため、すべての機械や新しい機械の安全を対象にでき、新しい安全技術を取り込むことができる。

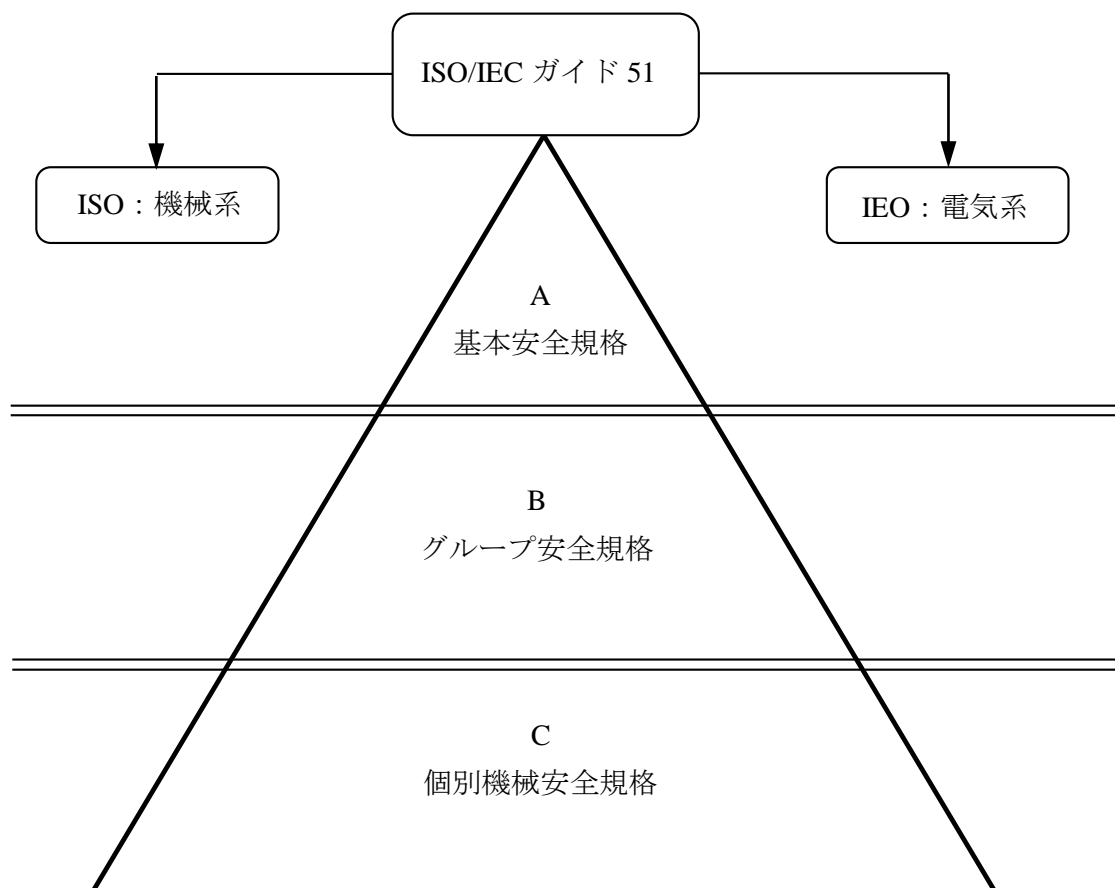


図 3.2 国際安全規格の階層化構成

3.2.3 安全の定義

安全性を定めるには、2つの基礎的課題が本質的に存在する。国際規格では安全性はリスクの高さで定めるとしており、リスクを定める時どの程度のリスクから安全とするか、安全と危険の判断の間には隙間を設けざるを得ない。このことは、人によって安全性の判断が異なることに起因する。

図3.3は車がスピードを上げて障害物に近づくにつれてリスクは高くなることを三角形 rkc で表している。図3.3の S_v は安全をどの位置までするか、リスク R 上に定めたしきい値である。安全である時を1、安全でない時を0として安全を2値の論理変数 S で表せば、安全 S は式(3.1)で定められる。

$$\left. \begin{array}{l} S=1 \quad , \quad R < S_v - \lambda_b \\ S=0 \quad , \quad R > S_v + \lambda_a \end{array} \right\} \quad (3.1)$$

λ_a 及び λ_b はしきい値 S_v からの変位で、しきい値に対して上下にとることとし、この隙間 $S_v - \lambda_b < R < S_v + \lambda_a$ の安全性は定かではない。

一方、危険 H は、危険であるときを1、危険でないときを0として2値の論理変数 H で表せば、式(3.2)で表せる。

$$\left. \begin{array}{l} H=1 \quad , \quad R < S_v + \lambda_a \\ H=0 \quad , \quad R > S_v - \lambda_b \end{array} \right\} \quad (3.2)$$

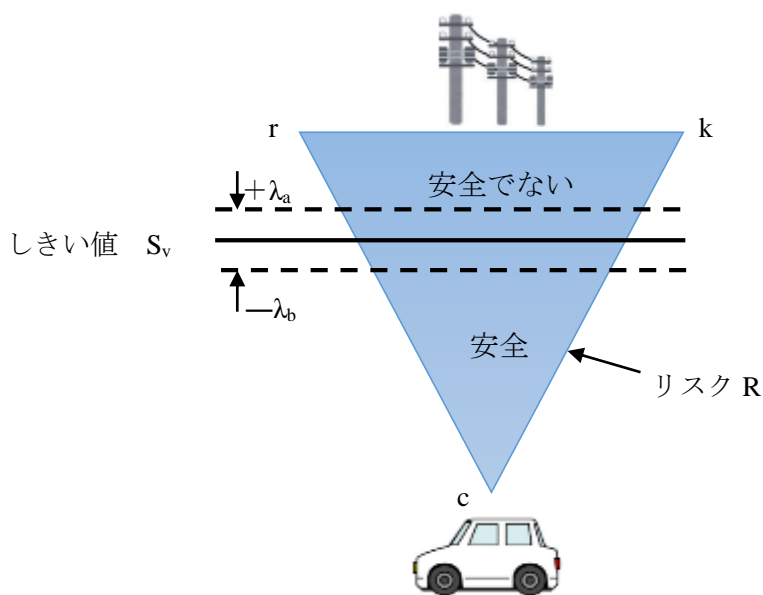


図 3.3 安全と危険の判定

安全は、明らかに安全とするリスクと明らかに危険とするリスクを定める作業が本質的に必要である。

安全は、ISO/IEC ガイド 51 で「受け入れ不可能なリスクがないこと」と定義しており、IEC61508-5, 付属書 B では、この定義に基づく安全のほかに、許容可能なリスクに基づく安全を扱うとしている。許容可能なリスクの中には重大災害となるリスクが少ないが、リスクは残っており「災害ゼロ」にはならない。ここにリスクの抱える問題がある。

3.2.4 安全の定義と ALARP の原理

ISO/IEC Guide51 によると安全 (Safety) は「受け入れ不可能なリスクが無い状態 (freedom from unacceptable risk)」と定義されている。リスクとは「危害の発生確率およびその危害の程度の組合せ」で定義されており R をリスク, P を危害の発生確率, S を危害の程度としたときに式 (3.3) に示すように表すことができる。

$$\text{リスク (R)} = \text{危害の発生確率 (P)} \cdot \text{危害の程度 (S)} \quad (3.3)$$

式 (3.1) で “ \cdot ” は、組合せを表しており、必ずしも掛け算ではなく、R は P と S との関数 (f) であることを表している。そのため、安全を“受容できないリスクがないこと”と定義している。さらに、絶対安全があり得ないことが主張されており、安全を“受容できないリスクがない”または“許容可能なリスク”, “受け入れ可能なリスク”として規定している。つまり、「リスクが少ないから安全である」と規定している。

図 3.4 に用語上で定まるリスクの存在形態を示す。3 辺 ABC で示す三角形はリスクを表すものとして、この面積が小さくなるほどリスクが小さいとする。受け入れ可能なリスク Ra は許容可能なリスク Rt に比較してリスクは小さいとしている。一の記号は否定を表す。受け入れ可能なリスク Ra と受け入れ不可能なリスク \neg Ra は共通領域を有し得ないから両者の間には必ず隙間を必要とする。すなわち、両者のいずれであるか否かの不明が含まれる。同様に許容可能なリスク Rt と許容不可能なリスク \neg Rt の間には必ず隙間を必要とする。以上を図 3.4 の面積で比較して、それを大小関係で表すと式 (3.4) と (3.5) の通りである。

$$\text{広く受け入れ可能なリスク (Ra)} < \text{広く受け入れ不可能な (}\neg\text{Ra)} \quad (3.4)$$

$$\text{許容可能なリスク (Rt)} < \text{許容不可能なリスク (}\neg\text{Rt)} \quad (3.5)$$

安全は「受け入れ不可能なリスク (\neg Ra) の不在」と定義される。よって、“許容不可能なリスク” レベルは“受け入れ不可能なリスク” のレベルより小さいことになり、式 (3.6) で示される。

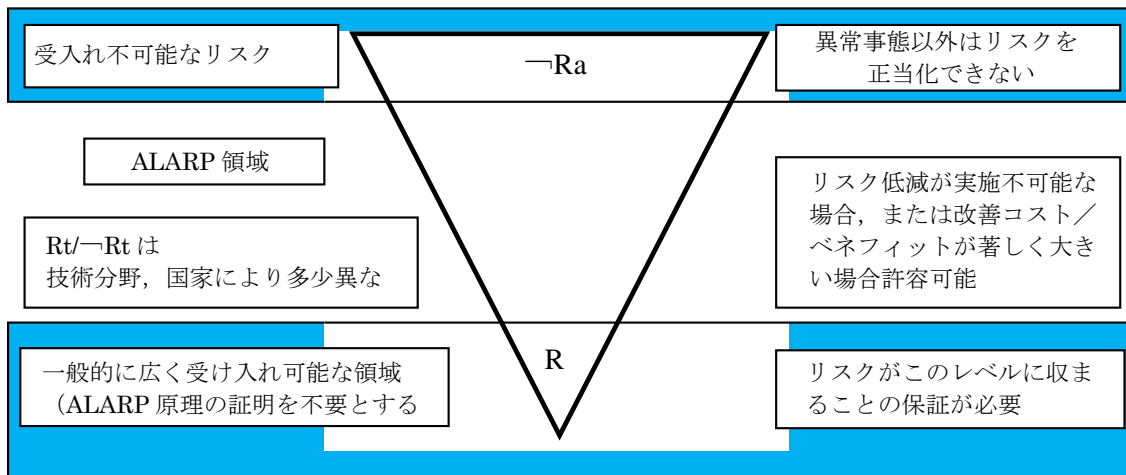


図 3.5 ALARP (As Low As Reasonably Practicable) 原理 : IEC61508-5:1995
(合理的に実施可能なリスクの低減)

3.2.5 リスク低減のための方法論

リスクアセスメントの実施とリスク低減方策(保護方策)については, ISO/IEC Guide51 中でリスクアセスメントの手順 (図 3.6) とリスク低減方策は保護方策 (図 3.7) が規定されている. 図 3.6 のリスクアセスメントのプロセスの中で最も重要な作業は「ハザードの特定」と「リスク低減方策の妥当性確認」である. しかし, リスクアセスメントを実施して許容できないリスクが明らかになった場合に許容可能なレベルまでリスク低減を図らなくてはならない. リスク低減を達成するために必要とされる手段である保護方策を図 3.7 に示す. 保護方策は設計側と使用側に分類されている. 設計側の方策には本質安全設計, 安全防護策, 使用上の情報の提示の 3 つがある. 使用側では追加保護装置, 訓練, 保護具, 組織の 4 つがある.

設計側では本質安全設計によりリスクを可能な限り低減し, 残留リスクが存在する場合に保護装置を適用する. さらに, 保護装置を用いても設計上では残留リスクの低減がなされなかった場合には, このリスクについて使用者に対して提示する. このようにリスク低減は図 3.8 にしたがって, リスクアセスメントの反復を行ってリスク低減を図り安全 (許容リスクレベルまたは受入れ可能なリスク) を達成する.

図 3.8 はリスクアセスメント及びリスク低減の反復プロセスを示している.

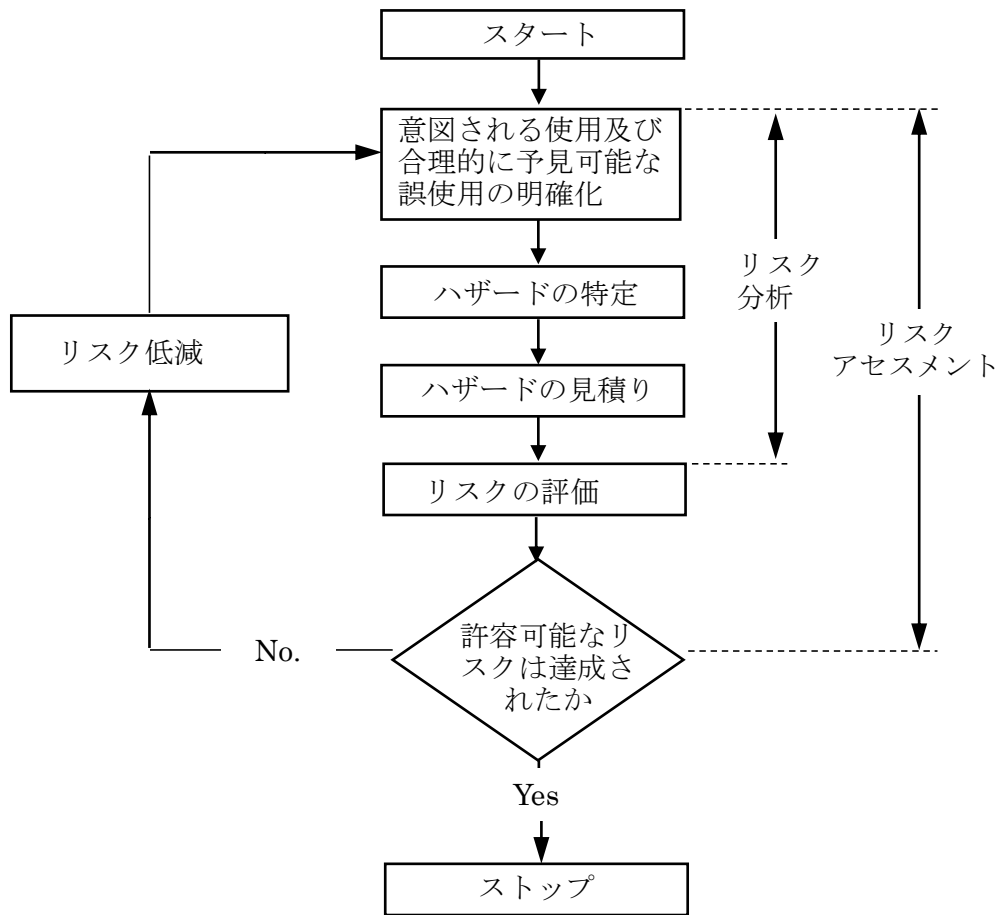


図 3.6 ISO/IEC Guide51 で示されるリスク低減プロセス

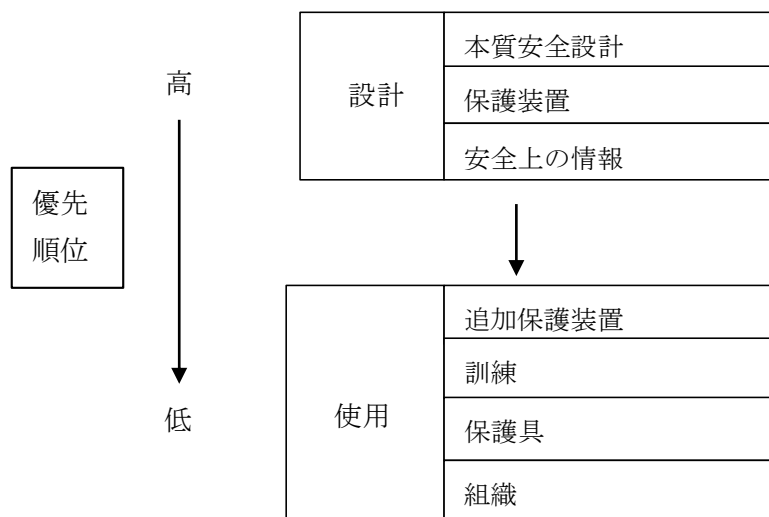


図 3.7 リスク低減方策と優先順位

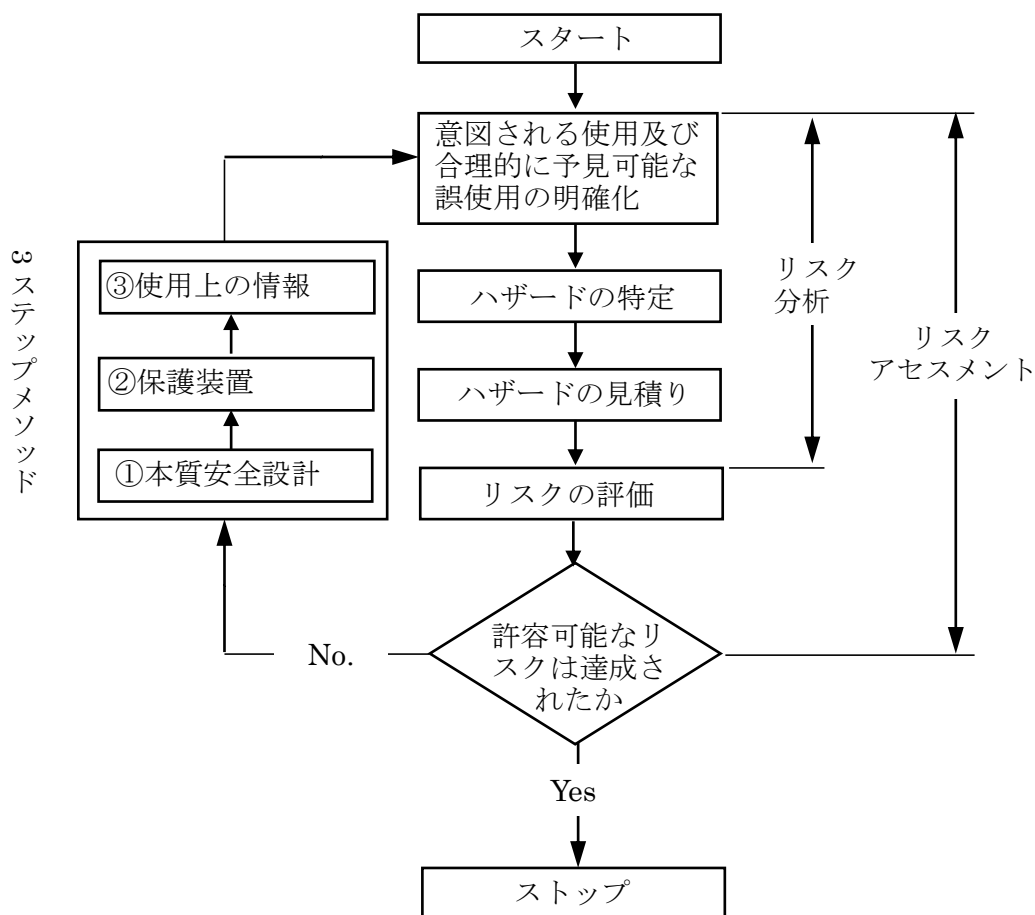


図 3.8 リスクアセスメント及びリスク低減の反復プロセス

3.3 ISO12100 (機械類の安全性, 設計のための基本概念, 一般原則)

3.3.1 ISO12100 の概要

ISO12100 (機械類の安全性, 設計のための基本概念, 一般原則) は第 1 部 (以降, ISO12100-1 とする), 第 2 部 (以降, ISO12100-2 とする) からなる A 規格であり, 第 1 部では機械類に関する安全規格の作成上で基本となる用語の概念と, 安全性確保の方法に対する考え方が示されている. 第 2 部では現在の技術として利用可能な技術により, 第 1 部の概念や考え方を実現するための助言を与える内容である. ISO12100-2 で示されているすべての機械類の安全方策は図 3.9 に示すように本質安全設計, 安全防護, 追加安全方策, 使用上の情報によって構成されている.

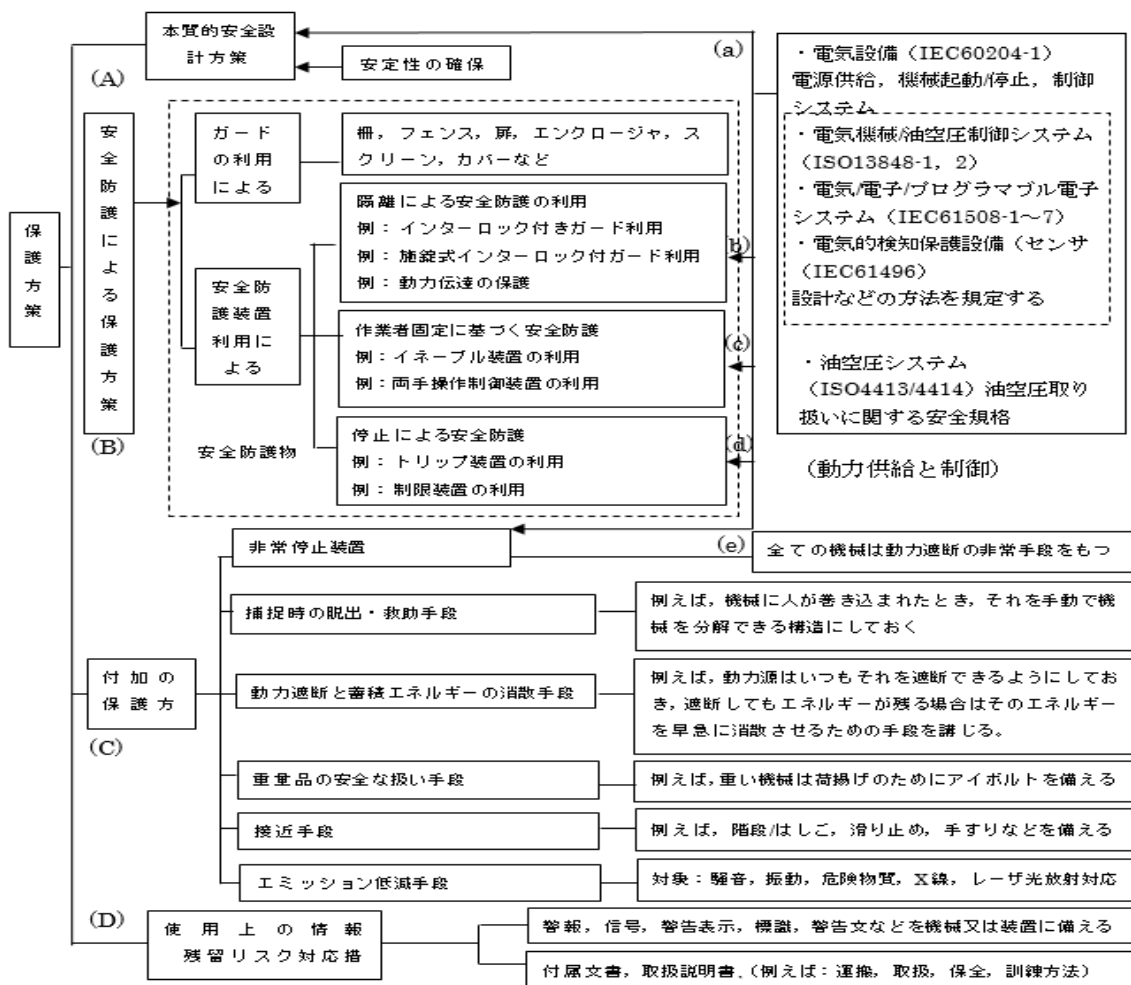


図 3.9 機械の安全設計を規定する国際安全規格 ISO12100 の規格体系

3.4 制御システムの安全関連部：設計の一般原則（ISO13849-1）

ISO13849（制御システムの安全関連部 Safety related parts/control system：SRP/CS）は第 1 部、第 2 部から構成されている B 規格である。第 1 部では機械の安全に関する制御部分の設計手順が示され、カテゴリによるリスクの大きさの評価方法が説明されている。第 2 部では、各種制御要素で配慮すべき故障モードが示されている。

ISO13849-1 は制御システムの安全関連部（SRP/CS）の設計及び組込みの原則（ソフトウェアの設計を含む）に関する安全性要求事項を規定し、SRP/CS に対し、構築されるべき安全機能の要求性能レベルを含む性能を規定する。また、この規格は、使用する技術、エネルギーの種類（電気、空気圧、油圧、機械的エネルギー等）を問わず、全ての機械類の制御システムの安全関連部に適用することが可能である。

制御システムの安全関連部（SRP/CS）は ISO12100 と ISO14121 の原則を満足して設計・構成されている必要がある。そのため図 3.10 は制御システムの安全関連部の設計プロセスを示す。基本的には ISO13849-1 も ISO12100 と同じように安全の定義が ISO の考え方なので制御システムの安全関連部はリスク低減のためであることと言える。

図 3.10 のステップ 2 までは ISO12100 および ISO14121 と同様のステップであるが、ステップ 3 から制御システムの安全関連部の構成に入る。ステップ 3 で安全機能および特性を定める。安全機能については表 3.2 に示すように主に機械・システムの起動、停止、緊急停止などの機能について規定されている。さらに、この機能は ISO12100-2 から引用されている機能もある。

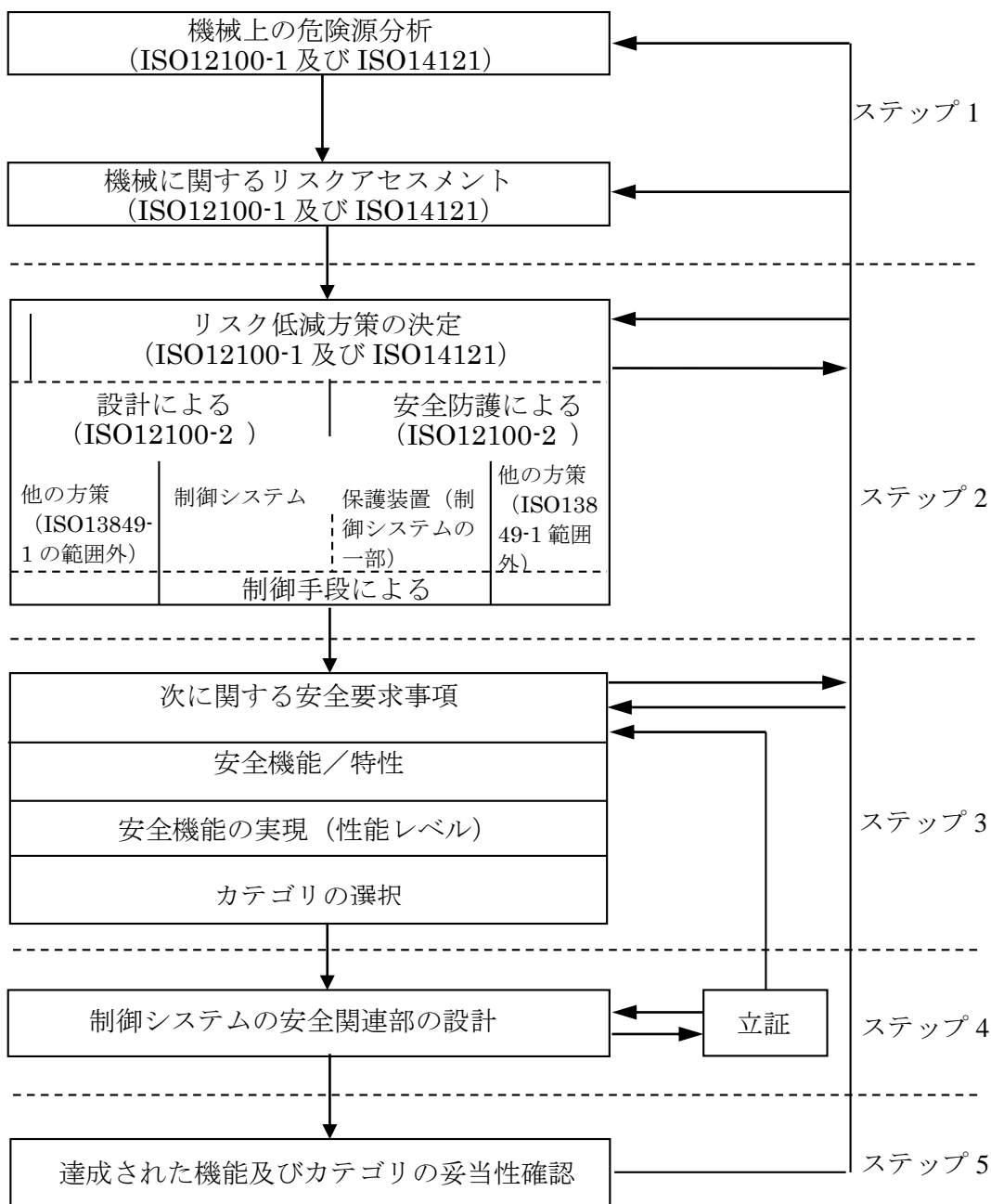


図 3.10 ISO13849-1 に示される制御システムの安全関連部の設計プロセス

表 3.2 代表的な安全機能

安全機能／特性	機能の内容
安全防護装置の安全関連停止機能	安全防護物や保護装置により停止する機能である。
手動リセット機能	安全防護物や保護装置が停止命令により始動した後、再起動のための安全条件が存在するまでその停止を維持する機能である。
起動／再起動機能	機械・システムの再起動機能で再起動時に危険状態例えば（工作機械作業でオペレータが加工物を調整している際に機械が再起動することを防止する機能。
ローカルコントロール機能	携帯式制御装置、ペンダントなどのようにローカル（局所）で制御される機能であり、主制御との切替えて危険状態が生じてはならない機能である。
ミュート機能	SRP/CS による安全機能の一時停止を可能にする機能である。
ホールド・トゥ・ラン機能	アクチュエータを作動させている間に限り、危険な機械機能の起動開始指令を出し、かつ維持する機能。
イネーブル制御機能	起動制御に連続して用いる調整または保全などの補足的な手動操作機能。
予期せぬ起動の防止	油空圧システムでは残圧による生ずるアクチュエータの起動など蓄積されたエネルギーによる起動と保全モード等の動力復帰後の予期しない起動の防止。
遮断及びエネルギー消散	動力遮断装置、蓄積エネルギーの消散または制限装置を示し ZMS (Zero Mechanical State) ⁽²⁷⁾ による安全確保策である。

表 3.3 は制御システムの安全関連部における安全確保の性能分類で、保護カテゴリと呼ばれている。同表で、要求事項は制御システムの保護方策（安全確保方策）として実施すべき事故を指し、安全機能の維持能力は実施の保護方策の限界を表している（制御

システムに関するリスクアセスメント上での危険源を意味する。) 同表中で不具合とは、制御システム内の部品故障の他に、機械的構造として、例えば嵌め合いの緩みなどを含む。また、不具合の蓄積とは、複数の部品がシステムを修復する前に故障するような、多重故障の発生を意味している。表 3.3 は基本安全原則として、制御システムとしての機能の信頼性確保は当然実施すべきことを意味する。

表 3.3 でカテゴリ B のシステムは、カテゴリ 1 から 4 で示される要求事項を含まず、単に目的機能を果たすだけの制御システムの場合である。カテゴリ 1 のシステムは主として機械的コンポーネントに対する要求事項で、安全上で十分に吟味された安全原則として、門やカムなど剛性に基づく力の伝達構造が要請される。基本的には機械的構造の高信頼化に基づく。

カテゴリ 2 のシステムでは、安全確保の機能はある時間間隔でチェックされるべきことを要請する。カテゴリ 3 のシステムは、単一故障（不具合）における影響を回避する目的から、二重系が示してある。カテゴリ 4 のシステムでダイバーシティ（多様性）とは異種技術の適用を意味し、例えば機械的出力を、シーケンサと電磁リレーで制御するような方法である。このカテゴリは MTTFd（危険側故障発生確率）、DCavg（診断サイクル）、CCF（共通原因故障）により評価が行われる。

表 3.3 カテゴリごとの要求事項のまとめ

カテゴリ	要求のまとめ	システム動作	安全実現のための原則	各チャネルの MTTFd	DCavg	CCF
B	SRP/CS 及び/又はその保護装置は、その部品と同じく、予期される影響に耐えられるよう、関連規格に従い、設計、構築、選択、組み立てられていること。基本の安全原則が使用される。	故障が発生すると安全機能の喪失を招くことがある。	主に部品の選択によって特徴づけられる。	低から中	なし	関連なし

つづき 表 3.3 カテゴリごとの要求事項のまとめ

1	B の要求が適用される。 十分検討された部品と安全原則が使用される。	故障発生率はカテゴリ B より低い が故障時は安全機能の喪失を招くことがある。	主に部品の選択によって特徴づけられる。	高	なし	関連なし
2	B の要求と十分検討された安全原則が適用される。	故障が起ると点検と点検の間で安全機能の喪失を招くことがある。 安全機能の喪失は点検により検出される。	主に部品の選択によって特徴づけられる。	低から高	低から中	
3	B の要求と十分検討された安全原則が適用される。安全関連部品は以下のように設計される。 一. 単一故障が安全機能の喪失を招かないこと。 一. 実行可能な限り単一故障は検出される。	単一故障発生時、安全機能は動作する。すべてではないが故障を検出できる。検出されない故障が累積した場合、安全機能の喪失を招くことがある。	主に構造によって特徴付けられる。	低から高	低から中	
4	B の要求と十分に検討された安全原則が適用される。安全関連部品は、次のように設計される。 一. 単一故障が安全機能の喪失を招かないこと。 一. 単一故障は、次の安全機能が働く前に検出されること。検出が不可能でも累積が安全機能の喪失を招かないこと	単一故障発生時、安全機能は動作する。累積故障の検知により安全機能の喪失率は減少する。 (高い DC) 安全機能喪失を防止するため、故障はすぐに検知される。	主に構造によって特徴付けられる。	高	高 (累積の故障を含む)	

3.5 安全システム全般

安全システムはシステムの入力と出力の関係が単調な論理関係で構築されることを理想としている。したがって一般的に機械コンポーネントはポジティブな機械的結合でエネルギーを伝達することが安全原則として要求される。しかし、油圧・空気圧システムはポジティブな機械的結合によるのではなく、流体の圧力によりエネルギーが伝達される構造である。その場合、コンポーネントにおける流体の圧力によって動作するばね（スプリング）の働きによって単調な論理関係を実現するが、そのばねの動作に対して十分な配慮が必要である。

3.5.1 安全確認の原理

安全には杉本、蓬原、向殿によって「安全（確認）の原理」⁽¹⁾⁽²⁾⁽³⁾⁽⁴⁾が提案されている。安全（確認）の原理とは“危険を伴う機械的操作は、安全の確認を許可の条件とする”という基本的考えが与えられる。安全（確認）の原理は、安全を維持する操作に危険側誤りが含まれる場合、安全を常時確認し、安全が確認できないときはシステムを停止するインタロックの必要性を主張する。ここでのインタロックとは危険源である動力供給を遮断して運転を停止させる「決定論」であることを証明することであり、本研究では安全（確認）の原理は動力遮断であることを主張する。

安全（確認）の原理では「安全」は先に危険が認識され、それを予測して回避する過程で生ずる概念である。機械が出力を生ずるとき、事故が予測されるとき（危険のとき）機械的出力を停止することによって事故を防ぐことができる。しかし、この危険状態には、本来「危険」と「安全」の何れかであるが、「危険、安全のどちらでも言えない（不安）」が存在する。すなわち、不安を危険に含むことにより事故を確実に防止することが可能であると言える。したがって、不安を論理変数 $A(t) \in \{1, 0\}$ で表し、不安なときを 1、不安でないときを 0 とし、この不安を含む危険状態を論理変数 $H_c(t) \in \{1, 0\}$ で表せば式 (3.8) が成立する。

$$H_c(t) = A(t) \vee H(t) \quad (3.8)$$

ここに、記号 \vee は論理和で、 $H(t) \in \{1, 0\}$ は明らかに危険な状態であることを意味している。真の危険 $H(t)$ の否定 $\neg H(t)$ を安全とし、 $\neg H_c(t)$ を予想される安全とすれば、式 (3.8) によって次の論理的関係が成立しなければならない。

$$\neg H(t) \supseteq \neg H_c(t) \quad (3.9)$$

式 (3.9) は、安全でないのに $\neg H_c(t) = 1$ として安全が予測されてはならないことを示

しており、安全（確認）の原理を表している。

3.5.2 危険検出型システムと安全確認型システム

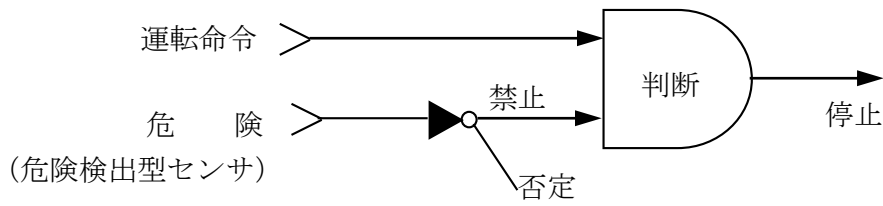
図 3.11(a)に示す危険検出型システムは、危険な状況を検出し、その信号によってそこに人を立ち入れないようにしたり、機械を動かさないようにしたりするシステムのことである。例えば、踏切の信号機や遮断機は、危険検出型である。列車が近づいて危険な状態になると、それを音と光で知らせ、遮断機を下ろして人が立ち入らないようにするのである。このようなシステムは、一見すると安全を確保しているように思えるかもしれない。しかし機械も制御装置も故障する可能性があり、故障は検出装置にも起こる。危険検出型の場合、その検出装置が故障すると、危険が無いものとして扱われることになる。たまたま通行者が電車の接近に気づき回避できれば幸いだが、気づかなければ事故になる。

つまり、危険検出型システムでは、利用者の安全は検出装置が故障していないかどうかの「賭け」の上に成り立つ安全になっている。機械は多くの人々に多くの回数使用されるのであるから、「賭け」の安全しか実現していない危険検出型システムでは、どこかで必ず事故が発生するのである。

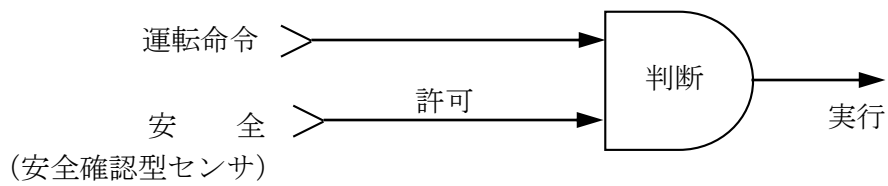
徹底して「賭け」を回避するには、危険を検出するのではなく、安全を確認するシステムにすればよい。安全を検出し、安全を検出できなくなったとき、危険と判断して止めるのである。

信号に例えると、危険検出型システムは「赤」を点灯して運転を停止させる。故障で「赤」を点灯できないと事故になってしまう。それに対して安全確認型システムでは、安全を「青」の点灯で知らせ運転を許可する。故障で、安全を「青」の点灯で通報できないと機械は止まり、安全が確保される(図 3.11(b))。

もともと安全装置はフェールセーフに設計し、壊れる場合には必ず安全側故障となり、安全信号を発信しないようにする必要がある。安全確認型の安全装置は、そのままフェールセーフになる(例：表 3.4(a)，図 3.11(b))。あるいは、壊れて困る部品は、多重化するなどして異常動作を自己診断でき、正常動作の確保や安全の確認ができるようにする。重要なことは、安全の確認をオン信号で知らせ、故障で安全が確認できないときは停止をオフ信号で知らせることである。



(a)危険検出型インタロック



(b)安全確認型インタロック

図3.11 安全確認型システムと危険検出型システム

表3.4 光線式センサの故障モード

	安全確認型	危険検出型
	(a) 透過型	(b) 反射型
装置の形態		
受光器出力	<p>ON : 人間がいない</p> <p>OFF : 人間がいる</p>	<p>ON : 人間がいる</p> <p>OFF : 人間がいない</p>
故障時	受光器出力OFF (安全側故障)	受光器出力OFF (危険側故障)

また、安全確認型の例としてガス湯沸かし器(図 3.12)を示す。安全確認型のインタロックシステムの例で、バーナに炎が存在するときのみガスが供給されて燃焼を維持できる点火装置である。ツマミを押すと点火装置を起動してバーナが着火される。着火後は熱電対で炎の存在が検出され、熱電対電流が電磁弁の電磁石に流れて接極子を吸引し、ガス流路の弁を開き続ける。炎が存在なくなると熱電対電流が発生しないので、電磁石の吸引力が失われて、弁は閉じてガスの供給が遮断される。すなわち、図 3.12 のこの機器を構成する①～④の何れに故障が生じてもガスの供給が遮断されるシステムである。

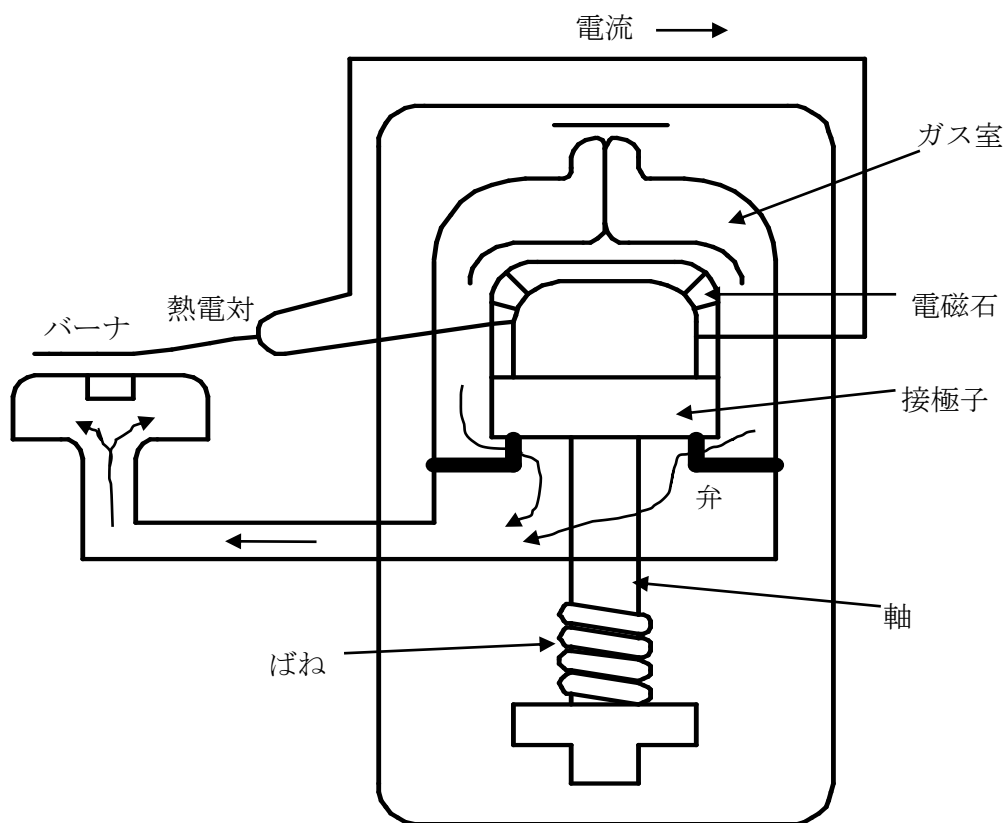


図3.12 安全確認型インタロックシステム例 (ガス湯沸かし器)

3.6 ポジティブな機械的作用の原理

「一つの機械的可動部が直接接触により、または剛性要素を介して他の機械的構成品に連動するとき、この結合はポジティブモードによる」と ISO12100 で規定されている。

図 3.13 は、ドア開の操作の作用力を論理変数 $P(F)$ で表し、この力が伝達されて電気接点の OFF 状態への作用力を論理変数 $Coff$ で表している。表 3.7 には表 3.6 の論理値のすべての組み合わせを並べて、その組み合わせを示している。

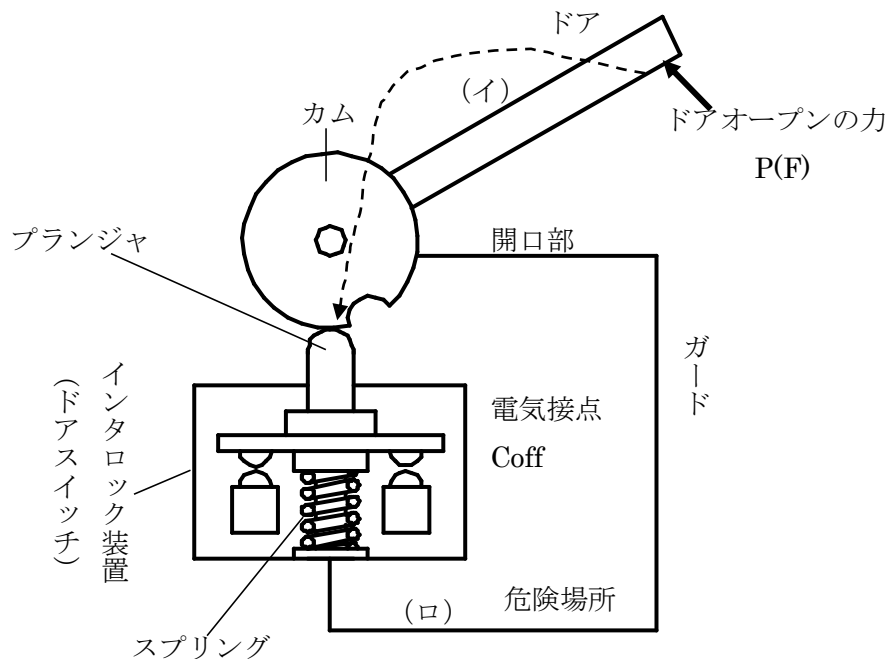


図 3.13 ドアスイッチのポジティブな機構

表 3.7 の組み合わせのうち $P(F) = Coff$ の関係は正常な力の入り/出力関係から、問題とはならない。表 3.7 の $P(F) > Coff$ と $P(F) < Coff$ の論理的関係は故障状態を表す。 $P(F) > Coff$ の関係はドア操作力が接点に作用しないため、ドアの折れや、カムまたはプランジャが摩耗して、電気接点が OFF 状態にないのにドアがオープンしてしまう状態で危険な状態を意味する。 $P(F) < Coff$ の関係はドアオープン操作をしないのに電気接点に OFF の力が作用する場合は、スプリングが折れるかカムの凹凸部がプランジャに接触するため摩耗しているか、カムとドア間の結合状態に緩みが発生している場合である。ここでは、スプリングを十分に吟味されたものとし、ドアのオープンの操作力と電気接点への力の伝達関係から、2つの故障は存在してはならない状態である。

表 3.7 の故障状態が許されない関係として、図 3.13 のドアオープンの操作力とその力の電気接点への伝達は式(3.10)が成立しなければならない。

$$P(F) = Coff \quad (3.10)$$

式(1)はドアオープンした時、必ず電気接点に OFF の力が作用すべきことを表し、 $Coff \geq P(F)$ (電気接点に OFF 状態にないのに、ドアオープンがあってはならない) の特別な場合として、 $P(F) = Coff$ を要求することを意味している。

表 3.6 ドアスイッチの論理変数 P(F)及び Coff での論理値の意味

論理変数	論理値	論理値の持つ意味
P(F)	1	ドアオープンの力が作用する
	0	ドアオープンの力が作用しない
Coff	1	電気接点にOFFの力が作用する
	0	電気接点にOFFの力が作用しない

表 3.7 ドアスイッチと電気接点 OFF の論理的関係

P(F)	Coff	論理値の組み合わせの意味		動作状態	論理的関係
1	1	ドアオープンの力の作用で, 接点にOFFの力が作用する	$P(F) = Coff$	正常動作 状態	$D(F) = Coff$ 許される関 係
0	0	ドアオープンの力の不作用で, 接点にOFFの力が作用しない	$P(F) = Coff$		
1	0	ドアオープンの力の作用で, 接点にOFFの力が作用しない	$P(F) > Coff$	故障状態	許されない 関係
0	1	ドアオープンの力の不作用でも, 接点にOFFの力が作用する	$P(F) < Coff$		

以上, 制御系では止まれば「安全」に対して, ボルトの締結は制御系とは異なり, 締め続けなければ危険となる, その機能を維持しなければならない機能的安全を示す. 制御系の監視はセンサが行うが, ボルトの締結状態は人間の点検管理にゆだねるしかない.

この管理は現在でも目視点検主流である. これは能率がよいが, 緩みの進行状態までは把握することができない. 本研究では緩みの状態をより正確に把握できる安全システムを構築した. このことについては以降の章で述べる.

3.7 小括

安全に対してどう取り組むか、事故/災害をどのように防止するかは、国によって大きな違いがある。国際安全規格は欧州が発端となり安全規格が具体的な制度として統一された経緯がある。

ISO/IECガイド51は国際安全規格であり、この規格は事故、災害をリスクで置き換えリスクの程度に応じて、その方策を行うものである。つまり少々のリスクは認めようという発想である。

本研究はリスクで解決するのではなく、基本的には剛体結合によるポジティブなボルト緩みの可視化機構の構築を目指している。このことは国際安全規格にも記されていることである。ISO14119規格では機械的構造に関する安全原則としてポジティブな機械的結合のほかにスプリング施錠/動力解錠が示されている。

一方、スプリングの利用方法についてはISO13849-2で示されている。本研究の主テーマであるボルト緩み可視化方法の手段に剛性要素を介したスプリングの使用があり、ISO安全規格では上記に示す規格の以下のように記されている。

例えば図3.13のドアスイッチのポジティブな機械的結合は、機械的力の伝達にばねなどを使用しないで、構成品の直接結合もしくは剛性要素を介して結合される方法を行っている。さらにこれらの力の伝達は、高信頼性に基づく力の伝達には、「頑丈な構造」による力の伝達や特別な規定の（破壊しない構造の）スプリングを実用に供するとある。（附録E参照）。ISO13849-1、ではカテゴリ1の力の伝達構造をなしている。

そのなかで「頑丈な構造」とは、安全関連の国際規格でのコイルばねの適用について、ISO14119では、十分に吟味されたばねとする。「十分に吟味した（Well tried）」とは、過去の使用経験則に基づいて使用することを意味している。

また、ばねの使用に関して、圧縮コイルばねは念入りに選定した材料/製造/処理と、十分なガイドと、無負荷時のばね巻き間隔をワイヤ径より小さくし、破損時ばね力残留の条件を備える時、十分に吟味したコンポーネントとしての資格を持つとされており、この章では一般的な国際安全規格について示し、その中でボルトの緩み可視化機構の構築に関連する国際安全規格のポジティブな関連規格等について述べたものである。

国際安全規格は、リスクベースとする安全では、事故の被害をリスクで表し、リスクとしての許容の限界を定めるという考え方である。しかし、確率は小さいとしても、被害の大きな事故は許容されない。安全確認型システムは、安全を確認してそれが確認できないとき停止して、確実に事故を防ぐシステムである。本研究で対象とする緩み監視には、安全確認型システムが適用される。

第3章 参考文献

- (1) 杉本旭, 蓬原弘一, 向殿政男, “安全作業システムの原理とその論理的構造”, 電気学会論文集 D 編, Vol.107D, No.9(1987), pp.1092-1098.
- (2) 蓬原弘一, 杉本旭, 安全確認形作業システムの論理的考察
日本機械学会論文集(C編) 56 巻 529 号(1990-9) pp. 60-67
- (3) 杉本旭, 糸川壯一, 深谷潔, 清水尚憲, 梅崎重夫, 池田博康, 芳司俊郎, 蓬原弘一, 安全確認形安全の基本構造-安全(確認) 構造の条件について- 日本機械学会論文集(C編)54 巻 505 号 (昭 63-9) pp.2284-2291
- (4) 杉本旭, 蓬原弘一, 安全の原理 日本機械学会論文集(C編) 56 巻 530 号(1990-10) pp.75-83
- (5) 日本労働安全衛生コンサルタント会編, これからの安全技術 中央労働災害防止協会 (2000) pp.22-39
- (6) ISO/IEC Guide51:1999 Safety aspects – Guidelines for their inclusion in standards, (1999) , International Organization for Standardization.
- (7) 向殿政男, 宮崎浩一 著, “安全の国際規格 第 1 巻 安全設計の基本概念”, 第 1 版, 2007, pp.23, 財団法人 日本規格協会
- (8) 向殿政男, 宮崎浩一 著, “安全の国際規格 第 1 巻 安全設計の基本概念”, 第 1 版, 2007, pp.31, 財団法人 日本規格協会
- (9) 蓬原弘一 監修, “基本安全規格に基づく安全構築技術 – JIS B 9700:2004-”, 初版 (2006), pp.57-58, 安全応用研究会
- (10) ISO12100-1:2003, Safety of machinery-Basic concepts and general principles for design, Part 1 : Basic terminology , methodology(2003), International Organization for Standardization.
- (11) ISO12100-2 : 2003, Safety of machinery-Basic concepts and general principles for design, Part 2 : Technical principles(2003), International Organization for Standardization.
- (12) 蓬原弘一, 田中紘一, 鈴木正俊 編著, “生産現場に役立つ安全技術 -リスクアセスメント実践で知っておきたい安全技術-”, 初版 (2010), pp.21, 安全応用研究会
- (13) ISO13849-1:2006 , Safety of machinery-Safety-related parts of control systems , Part1:General principles for design(2006), International Organization for Standardization.
- (14) ISO14121:1999, Safety of machinery-Principles of risk assessment, (1999), International Organization for Standardization.
- (15) 向殿政男, 宮崎浩一 著, “安全の国際規格 第 2 巻 機械安全”, 第 1 版, 2007, pp.43, 財団法人 日本規格協会
- (16) OSHA29 CFR 1910.147, The control of hazardous energy (lockout/tag out) , U.S.Department of Labor Occupational Safety & Health Administration.

- (17) 蓬原弘一, “2 値論理値を用いて安全原則を考える”, 日本信頼性学会誌, Vol.29, No.2(2007), pp.80-90.
- (18) ISO13849-2:2003, Safety of machinery-Safety-related parts of control systems-Part 2:Validation(2003), International Organization for Standardization.
- (19) EN983 Safety of machinery-Safety-requirements for fluid power system and their components-pneumatic.
- (20) ISO4414:1998, Pneumatic fluid power-General rules and safety requirements for systems and their components(1998), International Organization for Standardization.
- (21) 蓬原弘一著, “安全基礎工学 -安全構築の基礎-”, 初版 (2004), pp.13-15, 安全応用研究会
- (22) (社) 実践教育訓練研究協会 編, “安全管理技術”, 初版 (1999), pp.63, 工業調査会
- (23) 安全技術応用研究会 編著, “国際規格対応 安全システム構築総覧「機械／電気安全」「機能安全」“, 初版 (1999), pp.91-92, 株式会社通産資料調査会.

第4章 旋盤用安全シミュレータの研究

4.1 はじめに

ボルト緩みを把握する可視化機構への最初の着目点は、旋盤作業において危険なワーク脱落飛来である。これはワーク締め付けトルク不足が最も大きい原因である。

旋盤作業のワーク締め付けトルクと取り付け力の関係は可視化機構と共通点を持ち、ねじと全く同じ原理である。旋盤切削作業でワークの脱落飛来は原因として、作業者によって異なる締め付けトルクが大きく関係している。「強く締めて下さい」と指示しても作業者によってバラツキがあり、締め付けトルク不足が最も危険となる。

本章の研究では、ワークの締め付けトルクと取り付け力および切削条件の関係を実験研究し、可視化できる旋盤用安全シミュレータの形でまとめている。画像でみる可視化と実物を捕らえる可視化とは多少異なるが、前述したように機構的には共通点が多いことから、知りえたノウハウを可視化機構へ反映させる。

この旋盤用安全シミュレータの研究は、初心者が旋盤作業を実践する前に、PC画面上で体験し、より安全に行うための安全教育の教材として研究を試みたものである。

ものづくりにおいて、切削加工は必要不可欠であり機械系の学生にとって、避けて通れない重要な科目の一つである。最近の切削加工はNC（数値制御）によるプログラム運転がなされ、切削加工時は強制的にガードが閉まり、可動領域内へアクセスすることができない安全構造をなしている。NC旋盤もその一つで、巻き込まれやワーク飛来による重大災害への安全対策が図られている。しかし、切削条件の不具合によりチャックからワークが勢いよく脱落、飛来するトラブルは現実的にかかり発生している。NCプログラムは加工を熟知した熟練した技能者により作成され、その基礎的な技能習得には汎用旋盤は欠かせない。汎用旋盤はガードがなく、自由に危険領域にアクセスができることで作業性を高めている。しかし、これがリスクを誘発し汎用旋盤による事故災害は毎年報告されているのが現状である。

中でもワークの脱落、飛来は時として重大な人身事故となり、傷害を伴わない場合でも製品不良や機械破損など、その損失は大きい。

実践技術者の教育を目的とする職業能力開発大学校(以下、大学校)は生産現場に対応できる高度な技能・技術、企画力を兼ね備えた生産現場のリーダー養成を目的とした教育が行われている。大学校は専門課程(1年、2年)と応用課程(1年、2年)から成り、

専門課程を修了すると就職する者と応用課程に進学する者に分かれるが、大半は応用課程に進学している。専門課程の機械加工実習は基本的な工作機械の取り扱い及び切削条件等の習得が主であり、教員の提示に基づいて行なうため、大きなミスや災害の発生は少ない。それに対し応用課程は課題学習方式がとられている。これはグループ編成を作り、グループ内で出された課題に対し設計、製作、実験、検証までの一連の製作工程を学生自ら行うものである。中でも製作は多種の工作機械を使用するため、加工工程や切削条件設定など、学生にとって最も気の抜けないところでもある。

作業の技能教育に用いられるシミュレータの研究例では、渡辺による学生間の技量の格差を埋めるため、被削物の3次元表示と加工物の測定が可能な簡易型旋盤加工用シミュレータの開発について報告されている。また、黎らは旋盤作業において、モニターに写った工作物や工具を見ながら、切削反力が表示できるハンドル式コントローラにより作業の訓練ができるシステムを開発した。橋本らも旋盤において難しいとされている段取り作業用のシミュレータを開発している。しかし、これらは重大災害となる工作物の飛来を対象としたものはない。

本論文はこのような加工物の脱落、飛来による重大災害をなくすため、特に初心者(学生)を対象に汎用旋盤作業を安全に行うための「旋盤用安全シミュレータ」(以下、シミュレータ)の開発を行う。

図4.1は汎用旋盤の各部の名称とその機能概要を示す。以降、2項では汎用旋盤作業における学生の意識調査のアンケートをとり、その結果をシミュレータ開発に反映させる。3項はシミュレータ制作に必要とされるデータの作成と、使用する実験材料、実験装置について述べる。4項は実験データ作成に伴い、必要とされる各種治具の製作と、その使用方法について述べる。5項は実験結果について示す。6項は完成したシミュレータ使用後の学生に対するアンケートを実施し、その評価について考察を含め述べる。

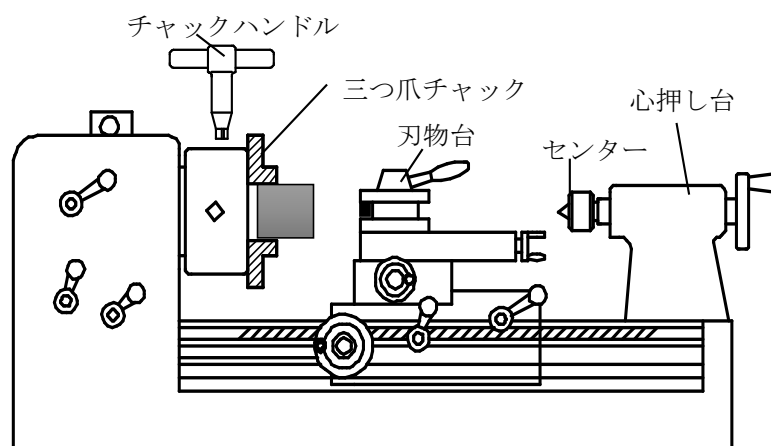


図 4.1 汎用旋盤

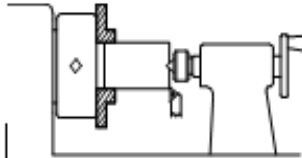
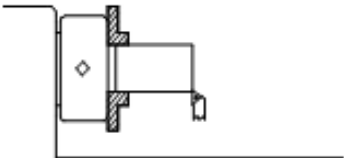
4.2 学生アンケートによる汎用旋盤に対する意識調査

応用課程1年(24名)及び2年生(23名)に対し、汎用旋盤作業に対する意識調査を実施した。図4.2にその設問内容を示す。

設問1 旋盤作業を怖いと思いますか。
・とても怖い ・ある程度怖い ・やや怖い ・怖くない

設問2 旋盤作業でケガをしたことはありますか。
・重大災害 ・軽傷災害 ・微小・ヒヤリハット ・なにもない

設問3 旋盤作業で図面を見て作業工程が作れますか。
・ほとんど作れる ・ある程度作れる ・やや作れる ・作れない

設問4 図面を見て三つ爪チャック作業(図1)とセンター作業(図2)のどちらにするか判断がつかますか。

図1 図2

・ほとんど判断がつく ・ある程度判断がつく ・やや判断がつく
・判断がつかない

設問5 三つ爪チャック作業とセンター作業ではどちらの作業方法がしやすいですか。
・三つ爪作業 ・センター作業

設問6 設問5で三つ爪作業と答えた方に伺います。センター作業を選ばないのはなぜですか。
・センターがあるとやりづらい ・センターもみの時センターが折れる
・センターを押さなくても大丈夫だから ・センター作業に慣れていない

設問7 三つ爪チャック作業でチャッキング長さ(突き出し量)により切込み量や送り速度の設定ができますか。
・ほとんどできる ・ある程度で切る ・ややできる ・できない

図4.2 設問内容

4.2.1 アンケートの評価

図 4.3 に調査結果を示す。設問 1 では、旋盤作業でほとんどの学生が恐怖感を持っており、設問 2 の災害については軽傷及び微小災害を合わせると 30%に上る。ヒヤリハットでは、半数が体験している。設問 3 の図面を見て作業工程が作れるかに対しては、作れないが半数以上であり、段取り作業を含め加工方法の助言が必要であることがわかる。設問 4 の加工形状により、三つ爪チャック作業とセンター作業の判断ができるかについては、判断がつかないが半数以上であった。設問 5 の作業のやりやすさは、三つ爪チャック作業がほとんどであり、設問 6 で三つ爪チャック作業を選んだ理由としては、センター作業はやりづらいが半数を占めており、またセンターを押さなくとも大丈夫だと思ったが 28%であった。設問 7 はワークの突き出し長さに対する切削条件の設定ができるかに対して、半数以上が、わからないと回答している。

アンケートの結果をまとめると、旋盤作業に対しかなりの恐怖感があり、全体の 1/3 が重大災害ではないものの、軽微なケガを体験している。また、単独で加工方法を作れないため、三つ爪チャック作業とセンター作業の選択ができない結果になっている。わずらわしいセンター作業を敬遠する傾向があり、脱落、飛来に最も関係するチャックからのワーク突き出し長さによる作業方法の判断ができない等の結果であった。

この結果より旋盤作業は体験しているが、段取り作業や切削条件といった実践的な技能、技術が不足していることが再認識させられた。

4.2.2 汎用旋盤の危険性とシミュレータの意義

汎用旋盤作業は長年の経験技能に裏付けられた勘、コツが非常に多く要求され、一人前の旋盤工には 10 年かかると言われている。短時間で習得するには難しい。

汎用旋盤で最大の危険性は、ワークの脱落、飛来することである。この脱落、飛来の形態は、次の 3 通りに分けられる。一つ目はチャックから「ポロリと落ちる」、二つ目は「勢いよく飛び出し機械を破損させる」、三つ目は「運悪く作業者にあたり大ケガをする」などがある。

この最悪のケースにならないために、本開発のシミュレータで切込み量など各種加工データを入力し、パソコン画面上で模擬的にワークを削ってみる。加工条件に不具合があると、ワークが勢いよく飛んで「ワークが飛びました」と画面に表示される。適正条件になるまで、何度も加工条件の再設定を行い、最適条件になるまで反復練習が行えるシステムである。

このシミュレータによりワークの「飛ぶ」の限界条件を感覚的に養い、脱落、飛来の事故災害を未然に防げる期待がある。本論文では加工材料を S45C 材に絞り、各種実験をくり返し行いシミュレータツールの開発と、その有効性について検証する。制作に当たっては実験による基礎データの収集と、実験結果を基にシミュレータソフトの制作を行う。ソフト制作は情報系の専門者が担当した。

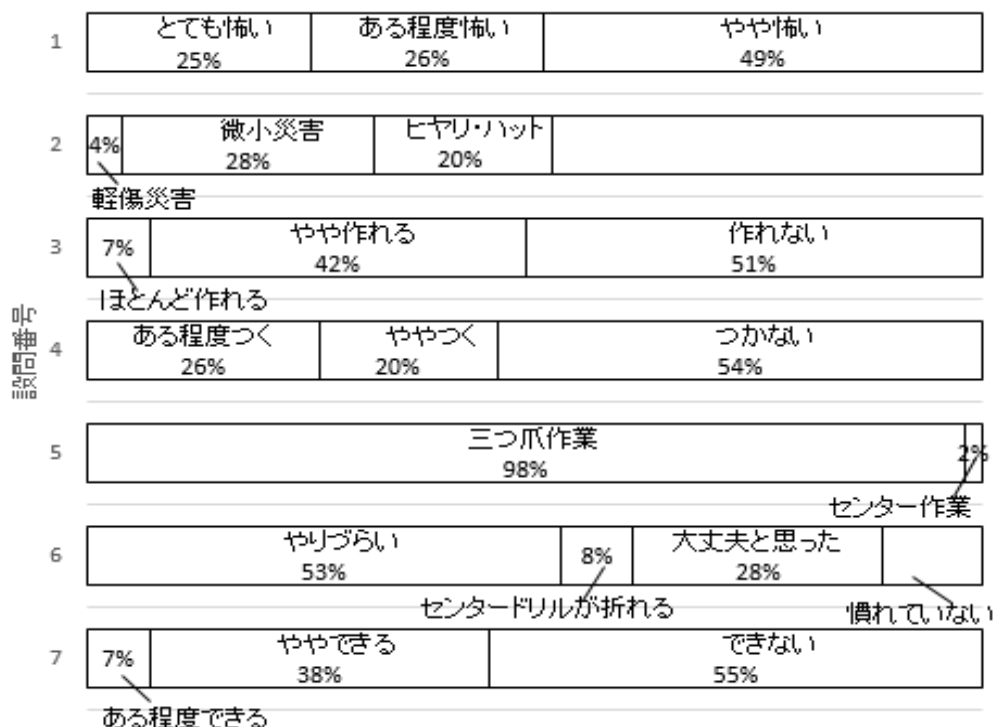


図 4.3 汎用旋盤に対する意識調査結果

4.3 シミュレータ作成における実験概要

シミュレータの制作において脱落、飛来のデータベースとなる実験を行う。実験は汎用普通旋盤（WASINO LEO-80A）を使用し、チャックは外径 230mm

（KITAGAWA KA-6）三つ爪チャックを使用する。実験は外径切削のみとし、実験に使用したワークは学生の実習作業等で最も使用頻度の多い S45C（HB210）材とし、直径 60mm, 80mm, 100mm, 長さを 150mm, 160mm, 170mm とし、チャッキング長さをそれぞれ 10mm, 20mm, 30mm の 3 通りにする。またチャック端面からの突き出し長さは、すべて 140mm に統一し実験を行う。脱落、飛来実験は非常に危険性を伴うため、実験中にワークの脱落、飛来を防止しなければならない。そのため 図 4.4(a) のような飛来に対する安全な実験装置を製作する。具体的には、ワークにセンタードリル

で穴をあけておき，ワーク取り付け時にワークとセンター穴の間隔を 1mm 程度離してセンターを固定する．切削中にワークが飛来する場合ワークがズレ，センターに接触し回転する仕組みである．

この回転をセンター上方に取り付けられた反射式センサーにより検出し，ワークがセンターに接触したことをランプとブザーで知らせてくれる．このことによりセンターが脱落，飛来を防止することができる．詳細を図 4.5 に示す．また，図 4.4(b)はシミュレータを構築する上で必要不可欠なデータベースとなる切削抵抗測定装置で，動力計にはキスラー動力計を使用する．

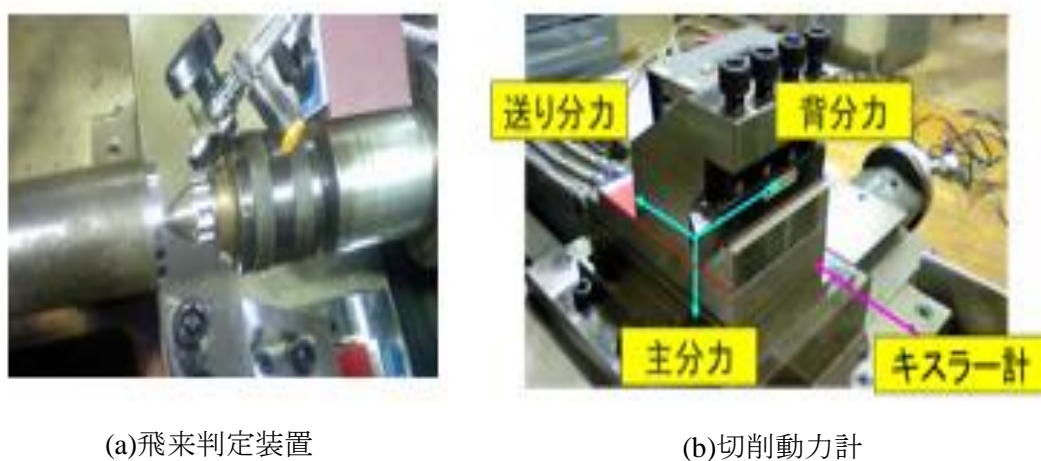


図 4.4 飛来判定装置と動力計

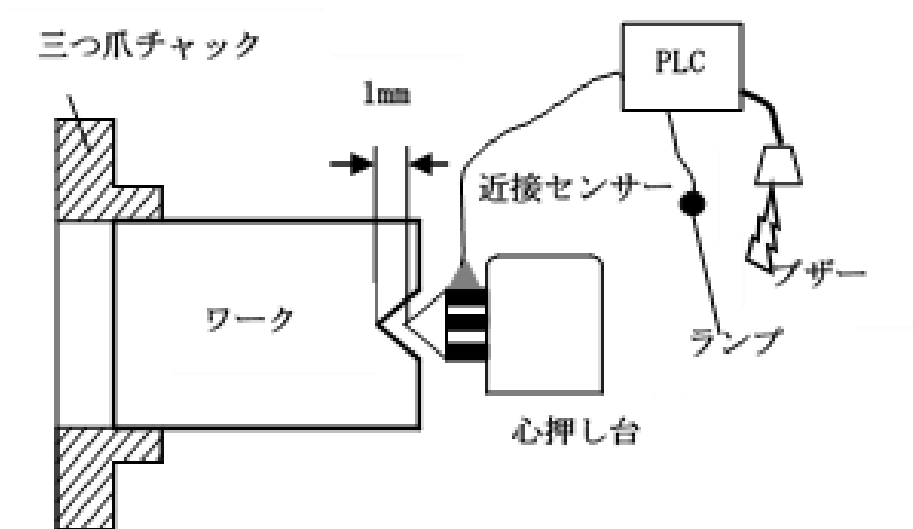


図 4.5 脱落，飛来の防止とその判定装置

実験に使用する外径バイトは上すくい角 -5° 、前逃げ角 5° 、工具材質はサーメット合金、チップブレーカはすくい角 10° の三角型スローアウェイチップを使用する。表 4.1 に実験概要を示す。チャッキングトルクはワークを取り付けるときのチャックハンドルで回す力を示し、これによりワークが締め付けられる把握力がチャッキング力である。

チャッキングトルクとチャッキング力は異なり、作業者が直接締め付けるチャッキングトルクは学生男女 47 人の調査結果より、 $110 \text{ (N}\cdot\text{m)}$ 、 $140 \text{ (N}\cdot\text{m)}$ 、 $160 \text{ (N}\cdot\text{m)}$ に分類集約し、それらをより実感認識できる弱、中、強に分ける。評価項目は①正常に切削できる場合、②ワークが脱落飛来した場合、③ワークがチャックに入り込む場合の 3 項目とする。

表 4.1 実験概要

チャッキングトルク(N・m)	弱(110)	中(140)	強(160)
チャッキング力(N)	244×100	305×100	366×100
切削速度(m/min)	114,116,126	114,116,126	114,116,126
チャッキング長さ(mm)	10	20	30
切込み量(mm)	2	4	6
送り速度(mm/rev)	0.21	0.25	0.32
ワーク径(mm)	60~100	60~100	60~100

4.4 実験に伴う各種治工具の作成

4.4.1 チャッキング力測定装置

チャックハンドルで締め付けるトルク(Tf)がチャッキング力(Fw)に反映されるため、それぞれの力の関係を求めなければならない(図 4.6)。トルク測定装置は、ひずみゲージと PLC を用いた簡易的なものを設計製作する。

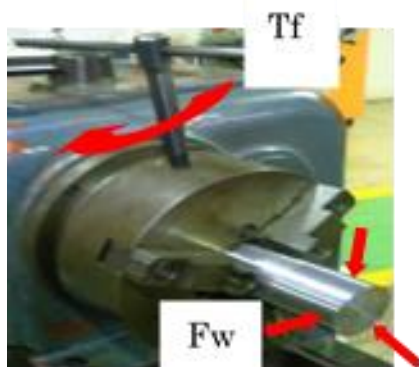


図 4.6 ワークの取り付け

この装置を用いて男女 47 人のトルクを求め、これにより締め付けるトルクの最大,最小の有効範囲を決定したものが、前述の弱, 中, 強に設定されている。

次に締め付けトルク(Tf)により発生するチャッキング力(Fw)を求めなければならない。これはワークのチャックからの脱落, 飛来の関係性を知る上で重要な計測実験である。

図 4.7 に製作したチャッキング力測定装置を示す。さらに, ワークの飛来方向を知るため有限要素解析により, 瞬間的に起こる飛来現象を解析モードで確認を行う。解析ソフトは ANSYS を使用する。図 4.8 及び図 4.9 にその状態を示す。

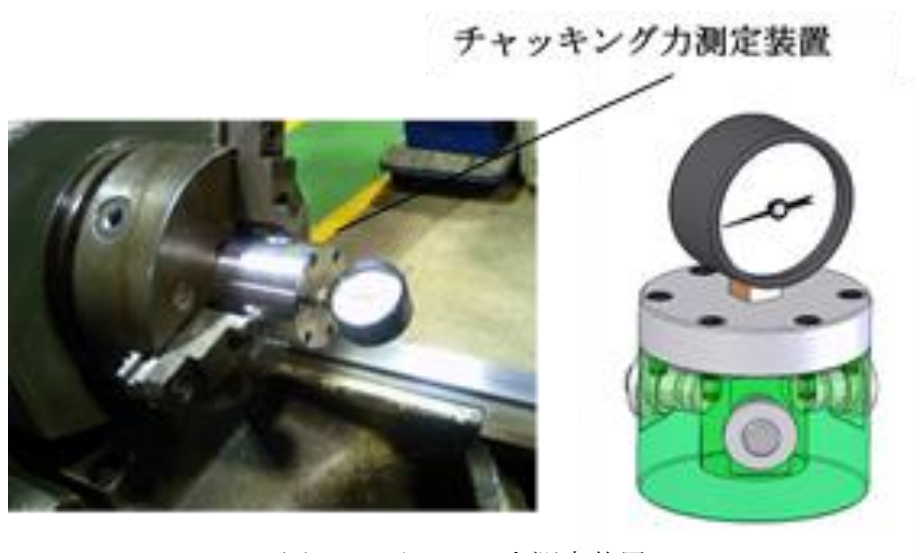


図 4.7 チャック力測定装置



図 4.8 ワーク飛来の瞬間

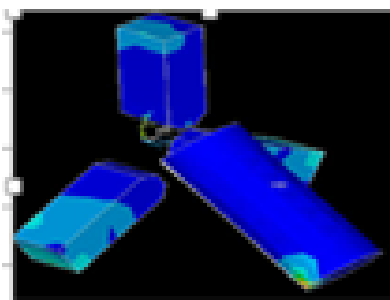


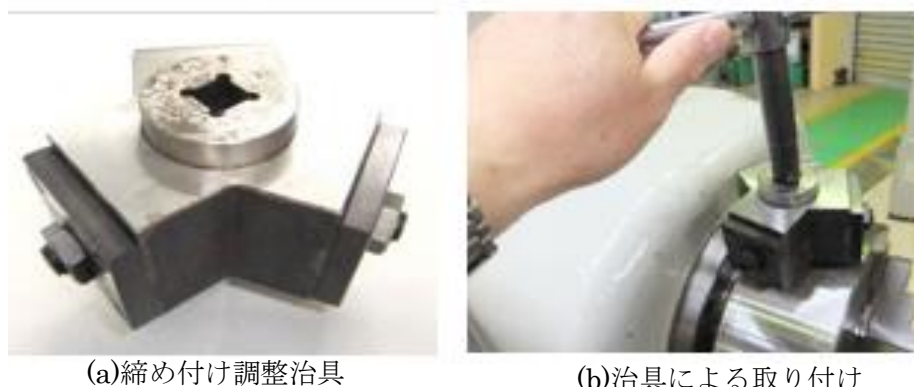
図 4.9 有限要素解析

4.4.2 締め付けトルク調整治具

ワークの飛来に関係の深いチャックハンドルの締め付けトルクは, シミュレーションにおいて「弱 110(N・m), 中 140(N・m), 強 160(N・m)」に設定してある。しかし, 実際の作業において, これらのトルクで正確に締め付けるには, 相当の熟練と勘

を要する。そこで誰でもが一定の力で繰り返しチャッキングが行える図 4.10(a)のような「トルク調整チャッキング治具」を新たに製作した。図 4.10(b)は使用状況を示す。

この治具は、外周 3 箇所に強力なばねが組み込まれており、ばねの先端に鋼球を配置してある。チャッキングトルクに応じたばね力の調整は、横に取り付けられたねじで行い、それぞれ弱、中、強の 3 台製作し、校正を行なっている。これにより作業者によるバラツキがあった締め付けトルクが、この治具を使用することで全員が均一な締付が可能となり、シミュレーションがより正確に実現できる。



(a)締め付け調整治具

(b)治具による取り付け

図 4.10 締め付けトルク治具

4.5 実験結果と考察

4.5.1 ワーク直径別、切削面積による脱落、飛来限界の評価結果と考察

チャッキング長さや切削面積、ワーク直径及びチャッキングトルクの脱落、飛来限界の一部データを図 4.11, 図 4.12, に示す。図 4.11 は最もチャッキング長さの短い 10mm の脱落、飛来限界を示したものである。チャッキングトルク 110(N・m)の最大切削面積(切込み量 mm×送り速度 mm/rev)は直径 100mm において 0.32mm²であり、これに対しチャッキングトルク 140(N・m)及び 160(N・m)において直径 100mm では 0.5mm²まで切削可能となる。

図 4.12 のチャッキング長さ 20mm においてもチャッキング長さ 10mm と同じ傾向を示し、直径 80mm 及び 100mm で 0.5mm²まで切削可能である。

直径 60mm, チャッキングトルク 160(N・m)ではチャッキングトルク 110(N・m)より 0.1mm²の微小増加を示す。これらの実験結果よりチャッキングトルクは 140(N・m), 160(N・m)以上が安定切削に必要と考察される。図 4.13 は実験風景である。

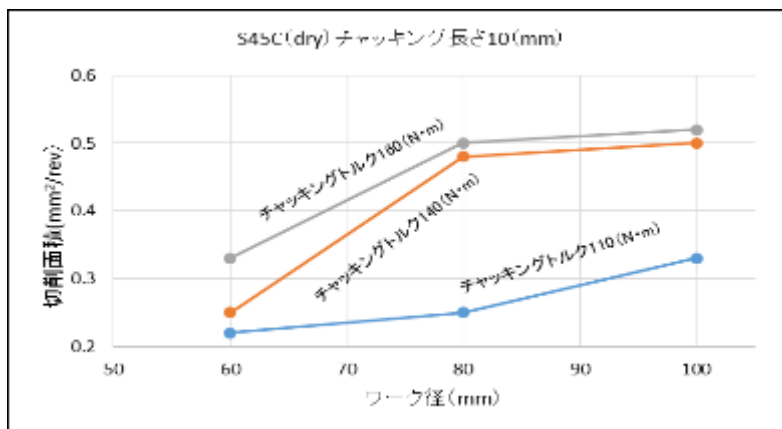


図 4.11 チャッキング長さ 10mm 切削面積とワーク径

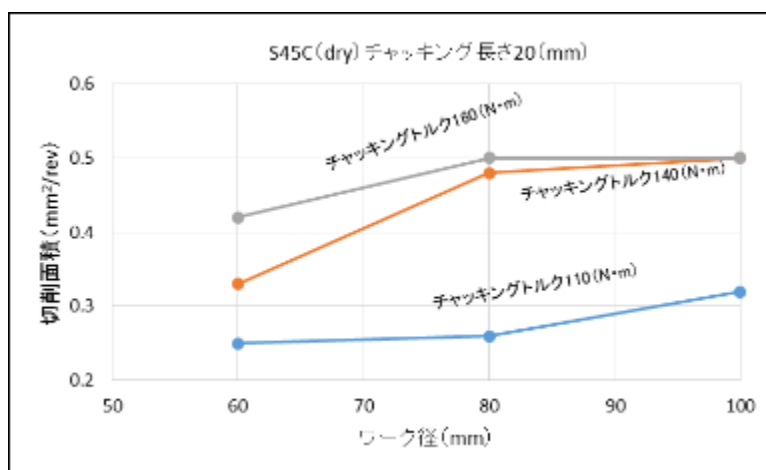


図 4.12 チャッキング長さ 20mm 切削面積とワーク径



図 4.13 実験風景

4.5.2 旋盤セーフティシミュレータの構成

本開発のシステムソフト構成及び環境は以下の通りである。

OS : Windows XP, 開発言語 : Java, Java3D, Java Communications API (シリアル通信),

UI : Swing (OS が異なっても同じ配置にするため) を使用。

開発言語は Java を用いた。ワーク直径 60mm, 80mm, 100mm の脱落, 飛来実験を行い, 切削面積とチャッキング長さ及びチャッキングトルクの関係を得る。その実験データに基づいて制作された「セーフティシミュレータ」画面を図 4.14 に示す。システムは Java で構築され各実験データが組み込まれており, 危険であるか否かを判断する。各コントロール選択ボックスには数通りの条件が格納されており, 作業者がこれを選択し, 選択した条件が, 安全限界を超えている場合はワーク飛来を表示し, シミュレーションを中断する。

シミュレーションは, まず作業者がチャッキングトルクの弱, 中, 強から入力する。次に送り速度, 切込み深さ, ワークの直径, チャッキング長さ, 切削速度, を各コントロール選択ボックスから入力し, スタートボタンで切削開始する。同時に, その時の切削抵抗 3 分力(主分力, 背分力, 送り分力)が表示され, 選択された加工条件が合っていない場合は「ワークが飛びました」と表示される。図 4.15 は最終的に切削限界値の解答用として切削限界ボタンを設置した。これは選択された条件において, 許容される最大切込み深さと最大送り速度が表示され, その条件以下なら脱落, 飛来がなく安全であることを表示する。

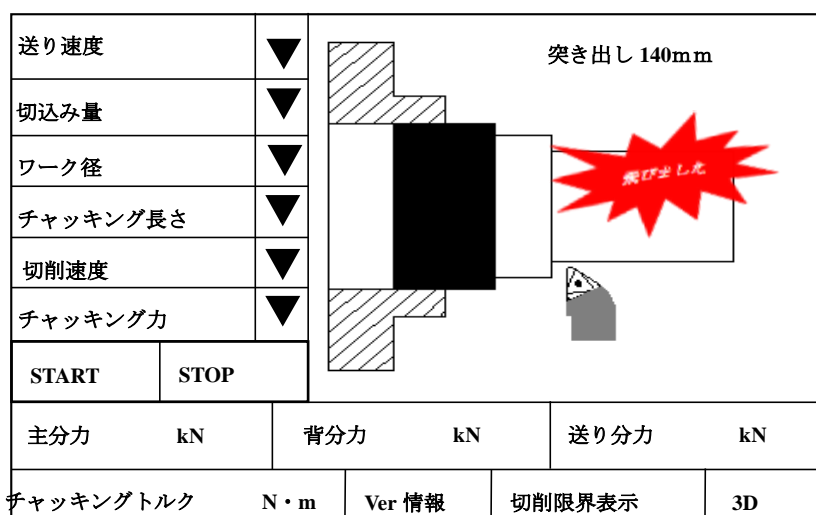


図 4.14 セーフティシミュレータ画面

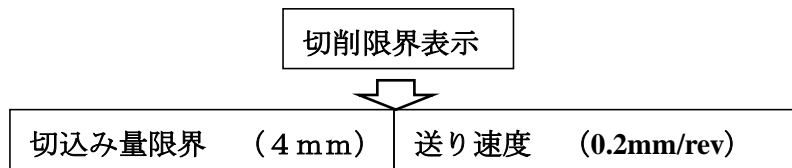


図 4.15 切削限界表示例

4.5.3 NC 旋盤のプログラムへの適用

例えばNC旋盤作業において、チャッキングトルクと諸条件を入力し、切削限界表示すると、最大切込み量及び最大送り速度をプログラムから読み取り、安全限界を超えたとき、アラームを発するシステムの構築が可能と考えられる。この場合は、加工する前に、再度プログラムの修正が可能である。

4.6 シミュレータ使用後の教育効果の検証

シミュレーション使用後の設問内容を図 4.16 に示し、その結果を図 4.17 に示す。シミュレータは有効ですかの設問には、ほとんどが有効と答えている。また、脱落、飛来を防止するセンターの使用判断も、やや判断がつくと答えた人を含めると、70%でありセンターの重要性の認識がシミュレータから習得されたように思われる。しかし旋盤に対する恐怖心は大多数がなくなっていない結果となった。ワークが目の前で回転することの恐怖心は依然として残されている。

図 4.18 はシミュレーションによる実習風景である。

設問 1 旋盤セーフティシミュレーターを体験することは有効と思いますか？
<ul style="list-style-type: none"> ・大いに有効である ・ある程度有効である ・やや有効である ・有効でない
設問 2 チャッキング力,突き出し長さ,切込み量の危険な関係が理解できましたか？
<ul style="list-style-type: none"> ・大いにできた ・ある程度できた ・ややできた ・できない
設問 3 旋盤セーフティシミュレーターを体験することにより旋盤に対する恐怖感はなくなりましたか？
<ul style="list-style-type: none"> ・ほとんどなくなった ・ある程度なくなった ・ややなくなった ・なくなる
設問 4 旋盤作業でセンターを使用するかどうかの判断がつかますか？
<ul style="list-style-type: none"> ・判断がつく ・ある程度判断がつく ・やや判断がつく ・つかない
設問 5 チャック力の強,中,弱の力の加減がわかりますか？
<ul style="list-style-type: none"> ・ほとんどわかる ・ある程度わかる ・ややわかる ・わからない
その他 旋盤セーフティシミュレーターに対する意見,感想を書いてください。

図 4.16 シミュレータ使用後の設問

設 問 番 号	1	大いに有効 25%	ある程度有効 26%	やや有効 49%	
	2	4% 大いにできた	ある程度できた 28%	ややできた 20%	できない 48%
	3	7% ある程度なくなった	ややなくなった 42%	なくならない 51%	
	4	判断がつかない 26%	ある程度判断 がつく 20%	やや判断がつく 54%	
	5	14% ある程度わかる	ややわかる 33%	わからない 53%	

図 4.17 シミュレータ使用後の調査結果



図 4.18 シミュレーションによる実習風景

4.7 小括

初めて旋盤作業を行う者にとって、旋盤の回転エネルギーの大きさや、そこから発生する様々な危険性など想像がつかない。不慣れから起こるワークの飛来事故は重大な人身災害となるケースが多い。機械加工の実習現場で、はじめて体験する初心者（学生）にとって旋盤作業の危険への感受性はほとんどない。

今回、このような初心者（学生）向けに「ゲーム感覚で習得する旋盤作業セーフティシミュレータ」の制作を試みた。ゲーム感覚で学べるとあって学生からの評価は良好である。このシミュレーションで得た諸条件を実践に反映できるのが強みである。このソフト導入後、旋盤作業がより慎重になり、過剰すぎるほどにセンターを使用するようになったのも事実である。中には何回も締め直しをする学生もいて効果が現れているものと思われる。机上で行なえるこのツールは、ワークの「飛ぶ」、「飛ばない」の判断がつかない初心者（作業員）において大いに有効活用されている。

図 18 はセーフティシミュレータのトレーニング風景である。

一方でシミュレータに対する要望も出ており「音が出てほしい」、「切込み寸法の表示」、「多種材料でのシミュレータ」などの意見も出されている。また、チャックハンドルにより、ワーク取り付けトルクの自由に可変でき工具の期待も高まっていることから、今後の検討課題としている。

前述のように、旋盤切削で最も危険な状態として、ワークの脱落飛来がある。脱落飛来の原因として、作業員によって異なる締め付けトルクが大きく関係し、締め付けトルク不足が最も危険である。そこでワークの締め付けトルクと取り付け力および切削条件の関係を実験研究し、良好な加工状態を可視化できる旋盤用安全シミュレータを開発した。可視化機構と共通点を持つ旋盤作業のワーク締め付けトルクと取り付け力の関係は、ねじと同じ原理であり、このノウハウを可視化機構に応用する。

第4章 参考文献

- (1) 森脇俊道, 他: 「工作機械の設計学 (基礎編) (社) 日本工作機械工業会 pp.27-44, (1998)
- (2) 厚生労働省: 中央労働災害防止協会 「H27 年安全の指標」 pp.2-14, (2015)
- (3) 渡辺 修: 簡易型旋盤加工シミュレータの開発と実践, 日本工学誌,60-4,pp.450-455, (2012)
- (4) 黎子椰,樺澤崇,丘華,佐野浩: 旋盤操作技能教育・訓練用シミュレータの機能開発による性能改善,日本産業技術教学会誌,47-3,pp.183-192, (2005)
- (5) 橋本宣慶,加藤秀雄,青宿淳一,樋口 静一, 大川一也:シミュレータによる旋盤心し作業の訓練,精密工学会誌 Vol.7 No8,pp.779-783,(2013)
- (6) 松尾哲夫, 野田敦彦, 松野善之, 日野満司, 柴原秀樹: 「わかりやすい機械工学」 森北出版 (株) pp.104-114, (1998)
- (7) 日本工業規格: 「皿ばね規格」 JIS B2706, (2001)
- (8) 佐久間敬三, 斉藤勝政, 松尾哲夫: 機械工作法, 朝倉書店, pp.5-46, (1984)
- (9) 田中通洋, “安全衛生保護具の正しい使い方”, pp2-31 (2007. 6)
- (10) 下田祐紀夫, 櫻井文仁, 早部哲夫, “切削加工の無人化のための基礎研究” 日本経営工学会論文集, Vol.50, No4, (1999)
- (11) 橋本文雄, 長坂一徳, “機械加工にける最適切削条件の自動設定” 日本経営工学会論文集, Vol.25, No3, (1974)
- (12) 鳴瀧則彦ほか “切削条件と被削材成分を考慮した工具摩耗予測システムの開発” 精密工学会誌, Vol.75, No.3, p.396. (2009)
- (13) 尾崎勝彦, 赤澤浩一, 長濱睦久, 神戸製鋼技報, Vol.61 No1, pp84-88 (2011)

第 5 章 流体を用いた安全システム におけるボルトの緩みの 可視化機構の研究

5.1 はじめに

ボルトによる締結は機械設備，製品，構造物に至る大小さまざまなものに，機械要素として使われている．代表的なものにボルト・ナットがあり，これは大きな締結力の確保と安価であるため使用用途も広範囲である．しかし，これらは時間経過に伴い多種の外力が加わると被締結物が互いに相対変位し，ねじは緩みを生じる．この緩みがしばしば重大な事故⁽¹⁾を招いている．

ボルトの緩み止めとしては，回転緩みに対しボルトに取り付けられた IC 内臓の特殊センサ情報により緩みを検出する方法などが開発されているが，精密であるため使用箇所限定されることと非常に高価である．ボルトの締結を時間軸で経過を見た場合，永久的に摩耗や破損しないものではなく，定期的なメンテナンスが必要である．またその点検される時期も大きな問題⁽²⁾となっている．複雑化する日々の業務で点検作業はコスト増大を招き，一度締めたねじは設備やシステムに異常が生じない限りメンテナンスされることが少ないのが現状である．特に高所の箇所や複雑に入り組んだ所など点検は難しい．ボルト締結による締結寿命時間はある程度経験的設計値に委ねられるが，多種の複雑な条件が作用する締結部では，設計値を緩み側(危険側)に裏切る場合がある．ボルトの緩みは，急激に緩む場合は少なく，長い時間経過とともに緩みが誘発されるケースが多いため，ボルト締結体の点検確認は欠かせない．

その確認方法は数通りの方法があり，直接トルクレンチで確認する方法．ハンマによる打音確認する方法，ボルト，ナットに印を付けておき，その回転変位により緩みを確認する方法などがある．しかし，これらの方法では全数検査するには増大な労力とコストが必要となる．そのため簡単で合理的な目視点検⁽³⁾が大部分を占めているのが現状である．

本研究では，ボルト緩みを流体(油)により拡大し可視化できる方法の研究を行う．締め付け時の軸力及び変位の確保に皿ばね座金を使用し，皿ばね座金は，ボルトの軸力に相当する復元力があり有効であるが，皿ばね座金の変位は微小であり被締結体への密着した時の圧縮変位量を流体(油)により，緩み検出ピンを拡大している．緩み検出ピン(以下，検出ピン)は可視化される突出長さで緩みを判定するものである．検出ピンには

蛍光塗料などを塗布することで、夜間ライトをあてると遠隔からでも「緩み」の可視化判定ができることを狙いとしている。

本研究では、流体を用いて検出ピンを可視化できる程度まで拡大した、「可視化拡大機構座金」の研究を行う。この可視化機構は国際安全規格が定めるポジティブな安全確認型の構築を目標とし、ボルト緩みによる事故/災害⁽⁴⁾の防止を目的としている。

5.2 ボルトの緩みのメカニズム

図 5.1 はボルト締結状態を示したもので、ボルトに回転力(トルク)を与えることで発生する張力(軸力)と、被締結物に生じる圧縮力によって一体化⁽⁵⁾しており、この発生している力が、何らかの原因で低下することを「緩み」と定義している。ボルトが緩むメカニズムについては多くの文献で紹介されており、締結体と接合部における表面粗さ、うねりなど表面形状が外力によりつぶされる「へたり」は締め付けの際に完了するが、外力作用によって更に進行する初期緩みと、ボルトを締め付ける際、ボルト座面が被締結物に陥没し、外力作用も重なり使用中に塑性変形が進行し、ボルト又はナットが回転せずに軸力が低下する陥没緩みや、ねじ締結体に振動や衝撃等の外力が作用する際、ボルト又はナットが戻り回転して緩みを生じる回転緩み現象などがある。ボルトの緩みで問題となるのは何時緩むのか想定が難しいこと、その緩みは直接道具⁽⁶⁾で確認するまでわからないことである。

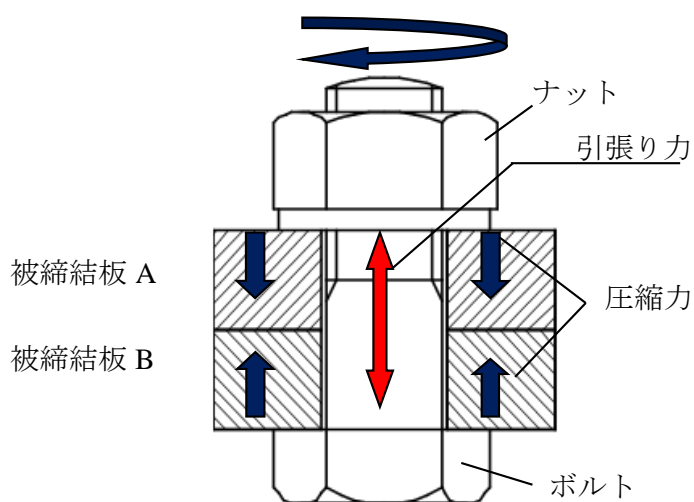


図 5.1 ボルトの締結状態

5.3 流体による可視化拡大機構座金の構成

図 5.2 に流体(油圧)を用いた可視化拡大機構座金の概略を示す。取り付けは被締結物の上部に可視化拡大機構座金 K にボルトを通して置き，その上に皿ばね座金 C(JIS1 種 重荷重用 H タイプ)と，締め付け力の均等化を図るため平座金を入れる。

可視化拡大機構の作動伝達は，図 5.2 に示すように可視化拡大機構座金 K には，油が密閉されており，ナット T を締めつけると，皿ばね座金 C が下方へ圧縮変位する。その微小な変位がピストン P を押し下げ油圧を発生させる。この油圧は緩み検出ピン Sa に作用し，検出ピン Sa はパスカルの原理に基づいて拡大し押し出される仕組みである。緩み検出ピン Sa の断面はピストン P の断面に比べ十分に小さいため変位が拡大される。また，緩み検出ピン Sa には圧縮コイルばね Cs が組み込まれており，この圧縮コイルばねはボルトが緩んだとき圧力が低下し，この圧力に打ち勝ってピストン P を押し戻すことで緩んだことが判定できるシステムである。

つまりボルトの緩みは，皿ばね座金が戻り側(復元側)に作用し，ピストン P は押し戻され緩み検出ピン Sa も圧縮コイルばね Cs によって戻される。その結果，目視で緩んだことが確認できる仕組みである。

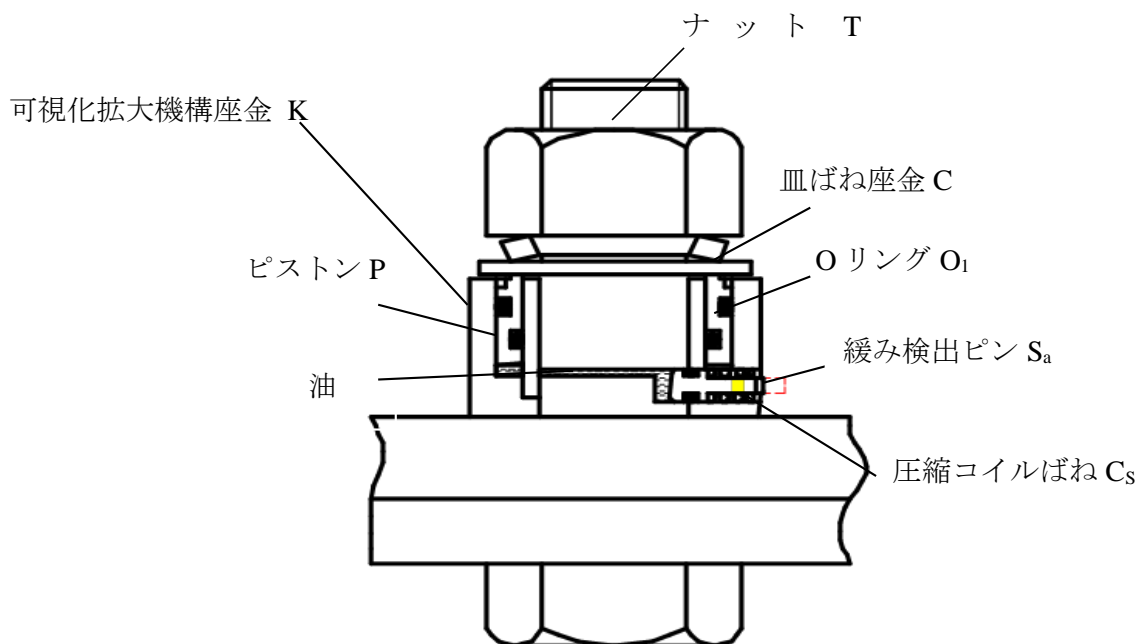


図 5.2 可視化拡大機構座金

5.3.1 ボルトの締め込み時の変位拡大

図 5.3，図 5.4 は図 5.2 の可視化拡大機構座金 K を拡大したものである。ナット T の締め付ける力 F ，ピストン P の断面積 A_1 ，変位量 L_1 ，緩み検出ピン Sa の断面積 A_2 ，変位量 L_2 ，圧縮コイルばね Cs のばね定数 k ，発生する油圧 p とすると，簡単な関係式，

式(5.1)及び式(5.2)が成り立つ。

$$p = \frac{F}{A_1} = \frac{F}{A_2} \quad (5.1)$$

$$f = k \cdot x \quad (5.2)$$

p : 油圧 F : ボルトが締め付ける力 A₁ : ピストン P の断面積
 A₂ : 検出ピン Sa の断面積 f : 油圧が検出ピン Sa の断面に働く力
 k : ばね条数 x : ばねの変位

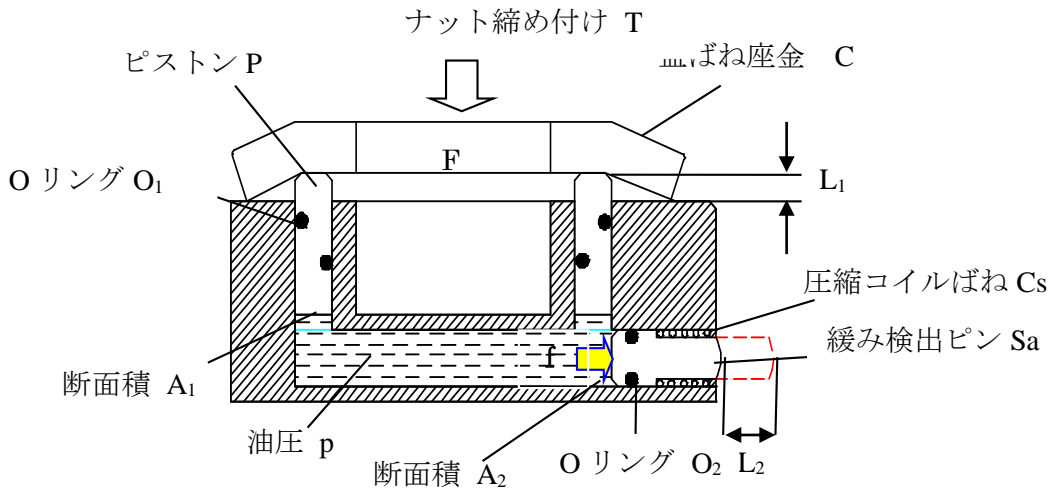


図 5.3 変位拡大機構詳細図

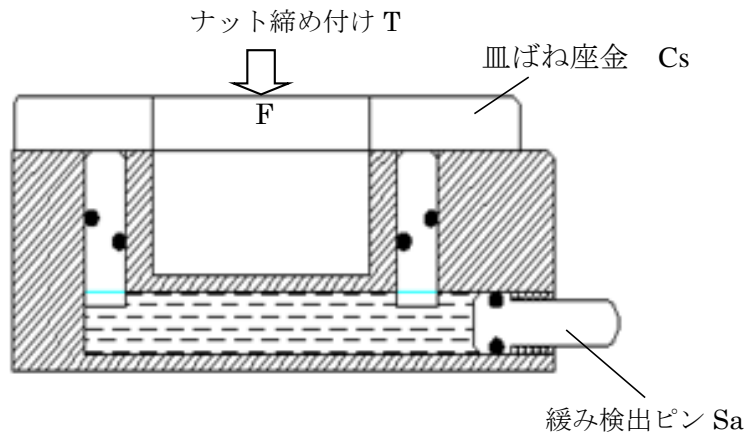


図 5.4 締め付け状態 Cs

ばね定数 k は、O リング O_1 及び O_2 の摺動抵抗により決まり、油圧 p は皿ばね座金 C によりピストン P が押し下げられたときに発生する圧力で、その圧力 p が断面 A_2 に作用し、圧縮コイルばね C_s を押し下げる。 f は緩み検出ピンに働く力であり、 f は圧縮コイルばね C_s のばね定数 k によって決定される値である。式(5.3)より A_1 と A_2 の断面積比を大きく取ることにより L_2 は大きく突出する。

その関係式を式(5.3)に示す。

$$A_1 L_1 = A_2 L_2 \tag{5.3}$$

5.4 ボルトの緩み時の変位縮小

ボルトが緩んだ時は、皿ばね座金 C が復元される。図 5.4 はナット T を締め付けたとき、皿ばね座金 C は被締結体に密着状態($L_1=0$)を示しており、ねじに緩みが発生すると皿ばね座金 C は復元され圧力 p は $p < f$ となり $p = f$ まで緩み検出ピン S_a は押し戻され平衡状態が保たれる。また、皿ばね座金 C がすべて復元されることは、完全に緩んだことを意味し危険状態を示し、増し締めが早急に必要である。図 5.5 は JIS 皿ばね座金呼び 16(1 種重荷重用 H タイプ)のヒステリシス値を実験的に求めたものである。皿ばね座金 C の戻りにおける有効な検知範囲は 0.3mm と少ないが、 A_1 と A_2 の断面積比を大きくすることで十分に緩み検出ピンは戻り、緩んだことが認識できる。尚、この実験では呼び 16 の皿ばね座金を用いたが、他の皿ばね座金の特性も類似傾向データを示すものと思われる。

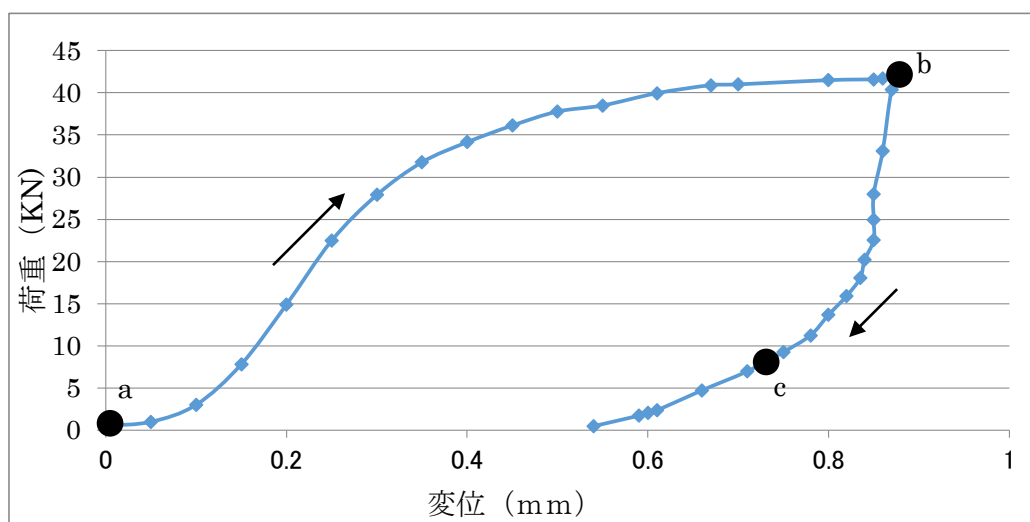


図 5.5 JIS 皿ばね座金呼び 16 (1 種重荷重用 H タイプ)

5.5 緩み検出ピンの作動状態

図 5.3 においてナット T の締め込みによって油圧 p が発生し、緩み検出ピン Sa は突出する。図 5.6 および図 5.7 に緩み検出ピン Sa の一連の作動状態を示した。(a)はナット T の締め込みなし状態(初期状態)で図 5.5 の a 点を示す。(b)は皿ばね座金 C のたわみ量は最大となり、緩み検出ピン P は最大突出する b 点を示し、(3)はナット T に緩みが生じた状態で c 点の通過点を示す。このとき緩み検出ピン Sa の緩みの限界点(危険点)に夜光塗料を塗布しておく、緩み確認はその目安となる目盛り及び蛍光塗料位置で判定を行う。なお、緩み限界値は、それぞれ設計値で定められるものとする。

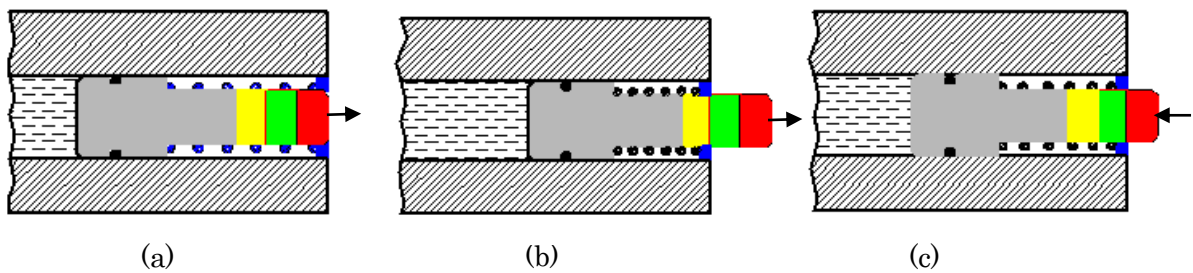
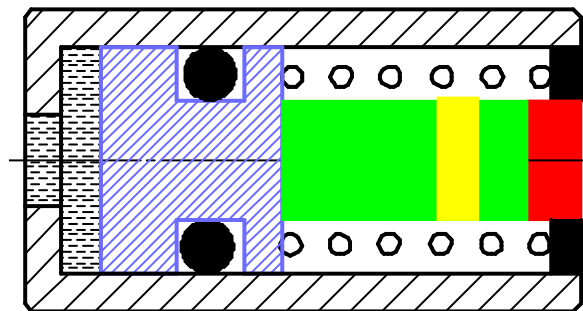


図 5.6 検出ピンの作動状態

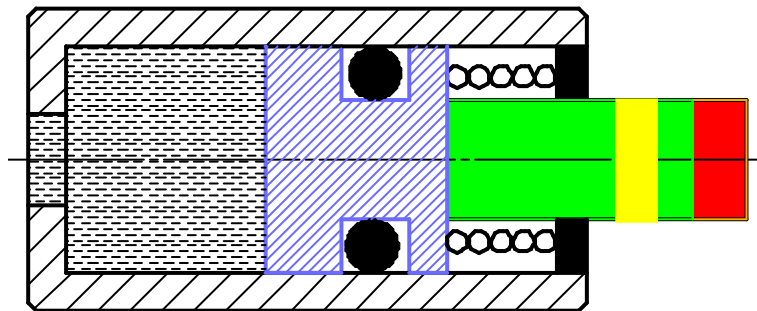


(a) ナット締め付けなし(初期状態)

油圧：発生なし

圧縮コイルばね：無負荷

検出ピン：作動しない

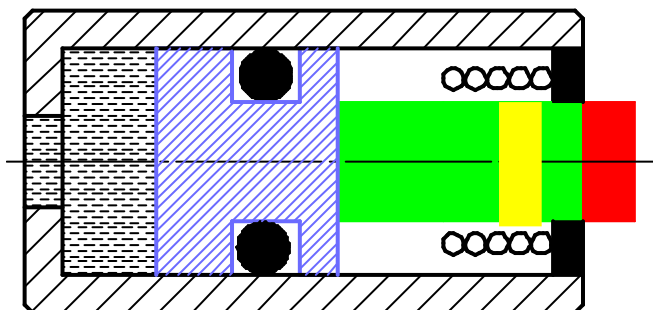


(b) ナットの締め付け

油圧: 発生

圧縮コイルばね: 圧縮

検出ピン: 突出



(c) ナットの緩み

油圧: 減圧

圧縮コイルばね: 復元

検出ピン: 後退

図 5.7 検出ピン作動状態の詳細

5.6 可視化拡大機構座金の安全確認型の検証

ISO12100⁽⁷⁾では、機械のポジティブな結合に関して「1 つの機械的可動部が直接接触することにより、または剛性要素を介して他の機械的構成品に連動するとき、この結合はポジティブモード⁽⁸⁾による」とされている。

図 5.3 は油圧による変位拡大機構を用いた座金を示しており、同図の構成ではナット T を締め

ると皿ばね座金 C が押し下げられる. それと共に O リング O₁ が組み込まれたピストン P が押し下げられ油圧 p が発生する. 発生した油圧 p は O リング O₂ が組み込まれた緩み検出ピン Sa の断面 A₂ に作用し, 圧縮ばね C_s を押し下げ検出ピン S_p が突出する.

図 5.3 が締め込み工程において, 安全確認型の安全システム⁽⁹⁾⁽¹⁰⁾⁽¹¹⁾⁽¹²⁾であることは, ナット T がしっかりと締められている時(L₁=0)は油圧 p が発生し緩み検出ピンは突出する. 一方ナット T が緩むか被締結物に「へたり」が起これば, 皿ばね座金 C は復元し, 圧縮コイルばね C_s が順応して復元し, 緩み検出ピン Sa は戻される. また封入されている油が漏れて無くなった場合, ナット T の緩みに関係なく緩み検出ピン Sa はもどり, 緩んだと判断される. 理論式⁽¹³⁾を用いてこれを表せば, 次の通りとなる.

ナット T の締め状態を 2 値の論理変数 P で表し, 締めを論理値 1, 緩みを論理値 0 とし, 圧縮コイルばねの伸縮を 2 値の論理変数 R で表し, 圧縮(安全側)を論理値 1 とし, 伸び(危険側)を論理値 0 とするとき, この機構は機能 K(P)に関して式(5.4)が成立する.

$$R = P \cdot K_1^* \cdot K_2^* \cdot K_3^* \cdot K_4^* \cdot K_5^* \cdot K_6^* \cdot K_7^* = P \cdot K^* \quad (5.4)$$

また, 伝達する信号に関して単調論理の安全原則が成立して, 式(5.5)となる.

$$P \geq P_1 \geq P_2 \geq P_3 \geq P_4 \geq P_5 \geq P_6 \geq R \quad (5.5)$$

式(5.4)は, 機能 K(P)を故障が互いに少なくとも危険側に影響しないように構成要素を K₁ から K₇ に分解して, その分割した要素の個々を安全な要素として示すことができるため, システムは安全になる. 式(5.5)により単調な安全原則が成立する. (油膨張なし状態) 図 5.8 は図 5.3 の構成要素の機能を K₁, K₂, K₃, K₄, K₅, K₆, K₇ とし, その動作状態をそれぞれ K₁^{*}, K₂^{*}, K₃^{*}, K₄^{*}, K₅^{*}, K₆^{*}, K₇^{*} としている. 同図はナット N の締め付けから検出ピン Sa の突出に至る伝達のプロセスが各部の構成要素ごとに順次並べてあり, 各構成要素間で伝達するエネルギーの物理事象を示している.

また, 図 5.9 は試作を行った「流体を用いた可視化機構」である.

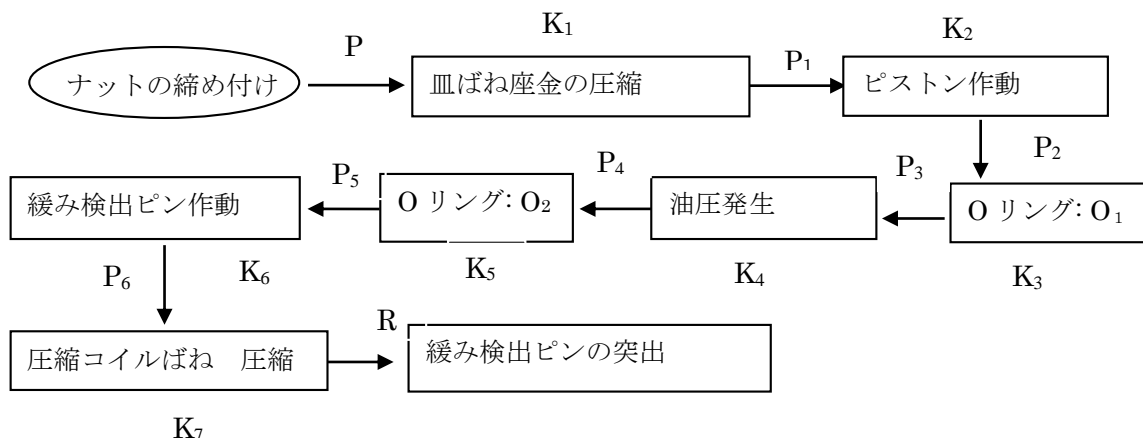


図 5.8 エネルギーの変位拡大機構の詳細図



図 5.9 流体を用いた可視化機構完成品

5.7 小括

流体を用いたボルトの緩み検出座金の設計及び製作の研究を行った。通常の点検管理に使用されるまでに可視化拡大するには、様々な問題を解決しなければならない。まず、流体を用いたため油の漏れが最も問題として挙げられる。Oリングで油を止めるには加工精度を精密に維持しなければならないことや、ボルト径が小さいため加工が困難であること。また、ボルトがしっかりと締まっていた場合でも、油の漏れはピンが押し戻され危険側の通報を行う。このことはボルトが緩んだことを示し、直ちに増し締めされることになり安全確認型が構築されているが、たびたびの漏れはメンテナンスが頻繁となることと、これが慢性的となるとメンテナンスを怠るなどのフューマンエラーにつながりかねない。

安全工学上、機構部伝達は単調論理のユネイトな関係が確認される。これは、構成要素の機能に不具合が生じて、必ず安全側に情報が伝達される。たとえば、ナットが締まっているがOリング破損や油漏れが発生すると、緩み検出ピンは突出せずナットの緩

みが確認される。しかし、高温度では油が膨張するため 危険側故障となりえることが判明した。

可視化の研究に当たり、ボルト緩みの可視化を優先し、流体（油）を用いた可視化機構を試作したが、安定した抽出手段とはならなかった。特に温度変化による「油」の膨張が今後の課題として残された結果となった。

第5章 参考文献

- (1) 中央労働災害防止協会“安全の指標（平成28年度）” pp.1-16(2016.5)
- (2) 棚木 敬 “安全配慮義務”新日本法規, pp.21-39, pp.81-91, (2015.8.)
- (3) 森晃爾“職場巡視のポイント”労働調査会, pp.22-84 (2015.9)
- (4) “機械保全の徹底攻略”(機械系・実技), 日本能率協会マネジメントセンター編, pp.34-114(2015.8)
- (5) 吉本 成香“はじめての機械要素”工業調査会, pp.10-61(2005.6)
- (6) 向殿政男, “機械・設備のリスクアセスメント”日本規格協会, pp.60-126(2011.11.)
- (7) 宮崎浩一, 向殿政男, “機械安全”(ISO12100-2) 日本規格協会, pp.37-107(2012.5)
- (8) 向殿政男“機械・設備のリスク低減技術”日本規格協会, pp.155-213(2013.7)
- (9) 加部隆史, 田中紘一, 染谷美枝, 杉本旭, “予防策としての機械安全設計の有効性”, 日本機械学会論文集(C編)73巻, 734号, 論文 No07-0297 (2007.10)
- (10) 杉本旭, 蓬原弘一, 向殿政男, “安全作業システムの原理とその論理的構造”, 電気学会論文集D編, Vol.107D, No.9(1987), pp.1092-1098.
- (11) 蓬原弘一, 杉本旭, 安全確認形作業システムの論理的考察 日本機械学会論文集(C編) 56巻 529号(1990-9) pp. 60-67
- (12) 杉本旭, 桑川壮一, 深谷潔, 清水尚憲, 梅崎重夫, 池田博康, 芳司俊郎, 蓬原弘一, 安全確認形安全の基本構造-安全(確認) 構造の条件について- 日本機械学会論文集(C編)54巻 505号 (昭 63-9) pp.2284-2291
- (13) 杉本旭, 蓬原弘一, 安全の原理 日本機械学会論文集(C編) 56巻 530号 (1990-10) pp.75-83

第 6 章 てこによる変位拡大機構を用いたボルトの緩みの可視化座金ユニットの研究

6.1 はじめに

第 5 章では、流体(油)を用いた可視化機構の研究を行った。しかし、油の特性として高温による膨張があり、ボルトが緩んだ場合に「安全側故障」でなければならないが「危険側故障」となることが判明した。このことより次に行ったのが「てこによる変位拡大機構を用いたボルト緩みの可視化座金ユニット」の研究に着手した。

ボルトの締結は、大きな締結力の確保が容易であり安価であるため使用用途も広範囲である。しかし、時間経過に伴い多種の外力が加わると、被締結物が互いに相対変位し、ボルトには緩みが生じる。この緩みがしばしば重大な事故を招くことは過去の事例⁽¹⁾⁽²⁾⁽³⁾からも知られている。ボルト締結体の安定状態では、締結においてボルトに生じる引っ張り方向の軸力と被締結物に加わる圧縮力が、つりあいの状態を維持しなければならない。この力(軸力)は、機械の振動などによるナットの戻り回転⁽⁴⁾や被締結物の結合面に生じる「へたり」などから、低下することが知られている。これが「ゆるみ」であり、安全上からみてボルトの緩みは、その機械やシステムに大きな障害と危険をもたらす、種々の事故(危害)の原因となり得る。そのため、ボルト緩みには多種の機構(メカニズム)⁽⁵⁾による対策がとられているが、完全なものがないのが現状である。加えて、様々な使用条件の違いにより緩みが生じる時期がわからないことも問題である。

ボルトは前述理由により、時間とともに緩む可能性があるため、定期的なメンテナンス⁽⁶⁾と点検作業が不可欠である。点検作業は人によって行われ、そのため人に十分な教育を行い、日々の点検を充実させることは重要なこととされている。この点検作業の大部分は目視点検が占めており、場合によりハンマによる打音点検が行われるが、これは熟練が要求される。目視点検は点検効率からみて優位であるが、緩み度合いの認識ができない欠点がある。そのため緩み点検の確実な方法として、スパナやトルクレンチによる確認が有効とされている。しかし、この方法は時間を要し、点検効率を低下させることから敬遠されがちである。また現実的には一度締めたボルトは設備やシステムに異常が生じない限りメンテナンスされることは少ない。

本研究では、このような現状を踏まえ、点検作業の主流を占める目視点検の欠点を補うために、ボルトの緩み度合いの可視化できる、「てこの原理による変位拡大機構を用いたボルトの緩み可視化座金ユニット(以降、「座金ユニット」と略す)」の研究開発について

報告する。これはボルトの緩み検出に、てこ原理を用いた変位拡大板で拡大させ、可視化できるようにしたものである。また、この座金ユニットはポジティブ結合をしており、これは国際安全規格⁷⁾の安全確認型を構成している。

皿ばね座金は、緩み止め部品として使われるが、先行研究によると、皿ばね座金の緩みにおける研究では山本等⁸⁾は、回転緩みでは座金無しに比べ若干劣るとされている。横山⁹⁾および熊倉等の研究では、ボルト軸力の低下に対し緩み進行を制御¹⁰⁾する効果があると報告されている。いずれにおいても、緩み防止が完全でない限り、定期的な安全点検は必要とされ、緩み進行度合いの把握が可能な可視化機構が有効である。

本研究開発の座金ユニットは、回転および「へたり」の双方の緩みに対応したものである。また座金ユニットは構造上、使用箇所も限定され、繰り返し外力による疲労破壊が起こしやすくなることから、使用する箇所には十分に吟味しなければならない。本研究開発では強度区分の低いボルトを対象とし、M16 ボルトを使用し、その座金ユニットの製作を行う。

以降の 6.2 項では、開発した座金ユニットの構成と動作について示す。6.3 項では、一般的なボルトの軸力と伸びの関係を示し、ボルト締結の許容軸力範囲(しきい値)について述べる。また皿ばね座金の圧縮及び復元特性についても示し、ボルト軸力と皿ばね座金の相対関係について述べる。6.4 項では、開発した座金ユニットの締め込み側と緩み側の変位移行状況について示し、皿ばね座金の微小変位が拡大され可視化可能なことを示す。6.5 項では完成した座金ユニットの作動状態の実験測定を行い、軸力と拡大変位量について考察を含め述べる。

研究開発した座金ユニットは、水平面におかれた状態を基本とし、緩み発生時に重力作用で下方変位(緩み側)する物理的現象を利用し、さらにネオジウム磁石作用により下方へ助長した構造となっている。また座金ユニットの変位拡大板には目盛があり、その目盛り位置からボルトの緩み状態を可視化できることを目的としている。可視化の程度については、対象物までの距離、明るさなど様々な条件が可視化環境を左右するが、人の目で見える範囲を可視化の目標値としている。

6.2 座金ユニットの構造と動作

ボルトに組み込まれた座金ユニットの全体構造を図 6.1 に示す。主要部品は皿ばね座金 W と変位拡大板 T からなり、緩み検出エネルギーとして復元力が大きい皿ばね座金 W を用いる。図 6.2 はその拡大詳細図であり、この座金ユニットの部品構成は保護カバー K をベースに置き、その中にガイドピン G が設置され、ガイドピン G に変位拡大板 T と座金押さえ板 P が組み込まれており、その間には皿ばね座金 W が組入れられている。また、B 点は変位拡大板 T の作用点、C 点は変位拡大板 T のてこの支点を示している。座金押さえ板 P と変位拡大板 T は A 点で接し、変位拡大板 T は締め付けの時には

押し下げられ、緩み発生時には、皿ばね座金 W の復元力により、瞬時に接点 A が開放される。その結果、拡大された変位拡大板 T の D 点は下降する。この時の変位は緩みであり、これを目盛りで読み取ることで緩みの確認ができる仕組みである。また変位拡大板 T にはネオジウム磁石 M⁽¹⁾が埋め込まれており、金属製の保護カバー K に吸引作用し、変位拡大板 T に作用する重力と共に緩み検出側(降下側)を助長する。このことは、変位拡大板 T は、ボルトが緩んだとき決して締り側(上方側)に変位してはならないためであり、これに対してボルトが締っている場合に緩み側（降下側）への変位は安全上からみて許される。なぜなら降下側への推移は、実際は締まっても「緩んでいる」と判断され人により保全の手が入るからである。

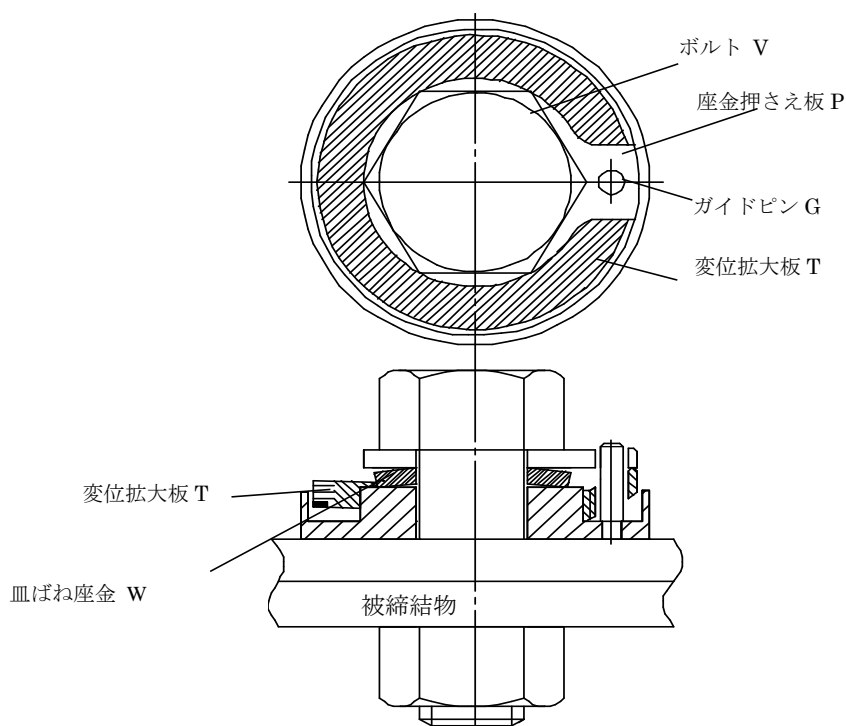


図 6.1 ボルトに組み込まれた座金ユニット

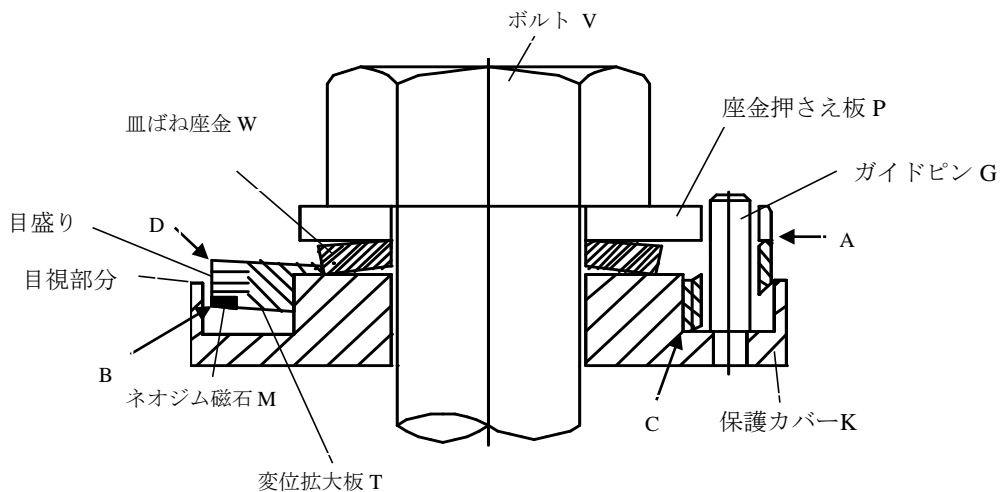


図 6.2 座金ユニットの詳細拡大図

図 6.3 はこれらの一連の流れを示したもので、(a)は締め付け側でトルクレンチにより設計軸力まで締め付け、そのとき的位置を変位拡大板 T の目盛りで確認する。(b)は緩みが発生した場合を示す。変位拡大板 T は緩みに伴い降下し、そのとき目盛り位置の確認を行い、緩みの許容限界を超えた場合には、直ちに保全されなければならない。

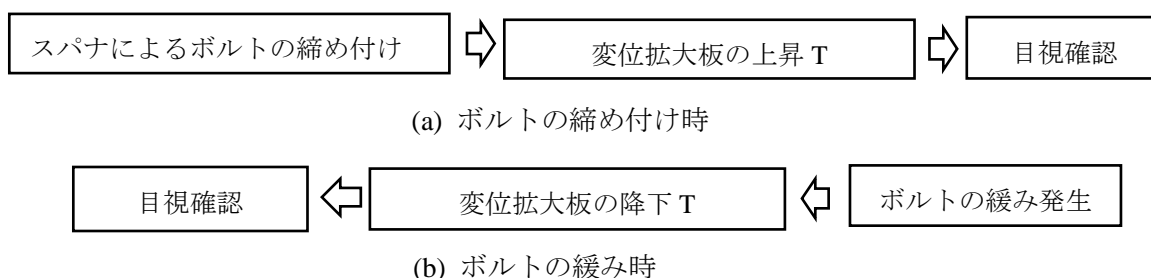


図 6.3 ボルトの締め付けから緩みの目視確認までの流れ

6.3 ボルトの締結領域と皿ばね座金特性

6.3.1 ボルトの締結領域

一般的なボルトの締め付け管理は、トルクレンチを用いることが知られている。図 5.4 は基本的なボルト締結におけるボルトの伸びと、締め付け軸力の関係を示したものである。縦軸に締め付け軸力、横軸にボルトの伸びを示す。トルクレンチを用いた場合、トルク係数(K)の値が軸力を大きく左右する。締め付けトルクと軸力の関係は式(6.1)で表され、トルク係数(K)が小さい場合は軸力を大きくし、逆にトルク係数(K)が大きい場合は軸力を小さくすることから、トルク係数(K)は管理されなければならない。一般的には最大許容軸力 F_{fmax} と最少許容軸力 F_{fmin} が存在し、その間の F_f は許容軸力を示している。

$$F_f = \frac{T}{K \cdot d} \quad (6.1)$$

F_f : 許容軸力 T : 締め付けトルク K : トルク係数 d : ねじの呼び径

弾性限度 E と最大許容軸力 F_{fmax} 間は外力による伸びの余裕部分である。すなわち、ボルトの許容軸力を示す F_f は上限に F_{fmax} 、下限に F_{fmin} のしきい値を持つことから、式(6.2)は許容軸力範囲を示し、式(6.3)は締め過ぎにより、やがては弾性限度を超え塑性変形へ移行することを示している。式(6.4)は締め付け軸力不足となる領域を示している。式(6.3)および式(6.4)で示す状態は、許容されない関係であることから、本開発では、式

(6.2)を満足するボルトの締結状態を監視・確認する座金ユニットの開発である。

$$F_{f \max} \geq F_f \geq F_{f \min} \quad (6.2)$$

$$F_{f \max} < F_{f0} < E \quad (6.3)$$

$$F_{f \min} > F_f \quad (6.4)$$

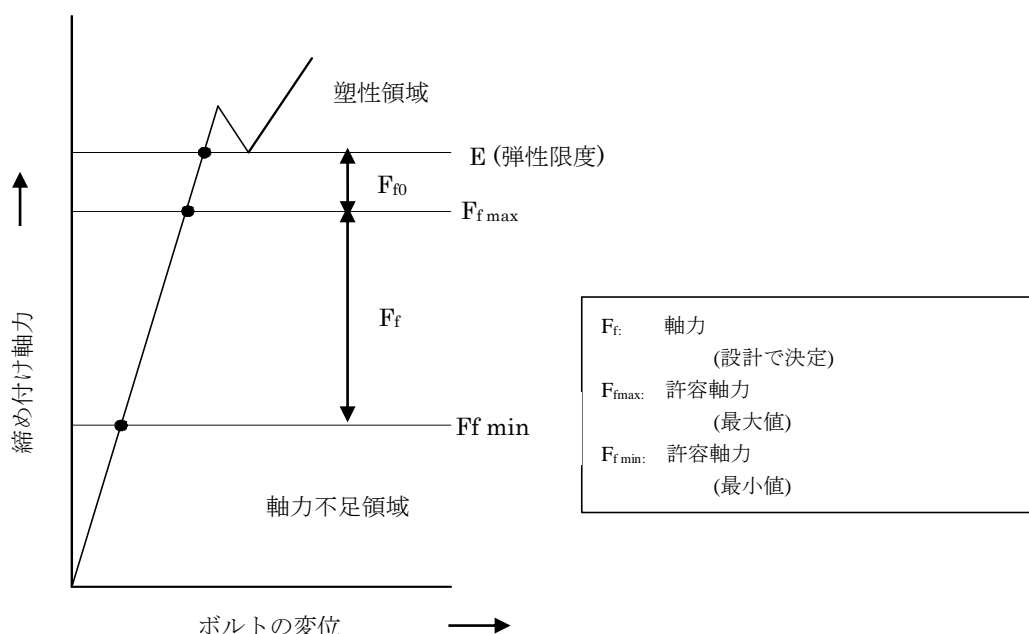


図 6.4 ボルトの伸びと締め付け軸力の関係

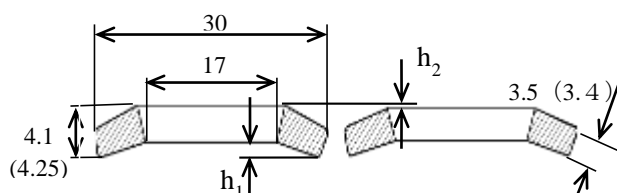
6.3.2 皿ばね座金の特性

皿ばね座金は、他の座金に比べ「へたり」に対する緩み防止効果が大きく、座金ユニットは皿ばね座金の復元時の変位を、てこの原理により変位拡大板 T の変位を拡大したものである。使用する皿ばね座金の種類は、JIS B1252 で規格化されており、六角ボルト用(1種)および六角穴付ボルト用(2種)がある。六角ボルト用(1種)には、軽荷重用 L タイプと重荷重用(H)タイプがあり、本開発では、重荷重用(H)タイプを使用する。図 6.5(a)は、その写真と同図(b)に各部の寸法を示す。括弧内の寸法は今回使用した皿ばね座金の寸法を示す。図 6.5(b)の h1 は座金ユニットの変位拡大に必要となる変位寸法で、約 0.9mm 程度である、この変位量が締付けのとき、変位拡大板 T をてこの原理により拡大上昇し、緩みを可視化できるようにしたものである。図 6.6(a)は JIS の 1 種重

荷重用(H)呼び 16 の皿ばね座金の軸力に対する変位の実験状態を示し、同図(b)はその実験結果である。図 6.6(b)において、a 点は全面密着で約 33.7kN となり、そのときの変位は約 0.94mm で最大変位を示した。b 点は皿ばね座金の完全復元点であり、図中に示すようにヒステリシス差が大きく、本実験では 0.43mm であった。したがって、実際にてこにより拡大に用いられる範囲は、a~b に至る 0.67mm の変位量であり、拡大される範囲が少なく、目視される範囲も狭くなることが問題として上げられる。そのためヒステリシス差を小さくすることが課題でもある。

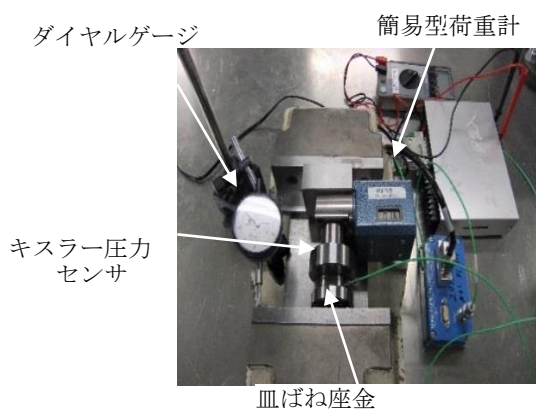


(a) 皿ばね座金(1種：重荷重用 H タイプ呼び 16)

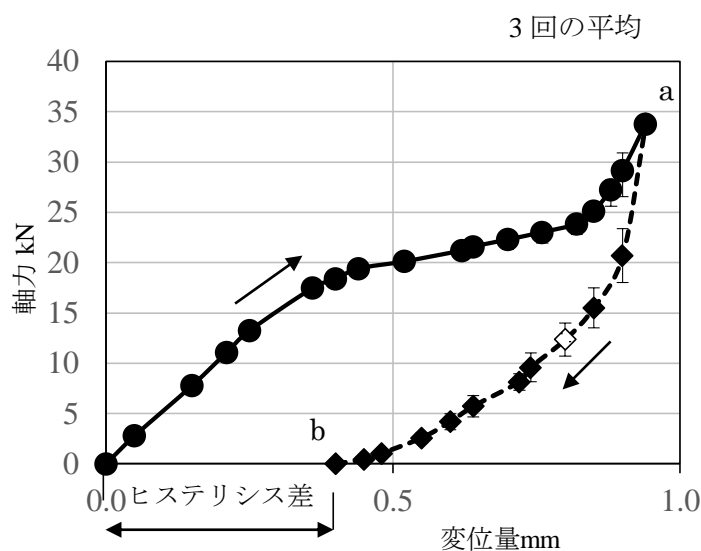


(b) 皿ばね座金の寸法(1種重荷重用呼び 16)

図 6.5 皿ばね座金 (呼び 16, 1種：重荷重用 H タイプ)



(a) 皿ばね座金特性実験(呼び 16)



(b) 皿ばね座金の軸力と変位の実験結果(呼び 16)

図 6.6 軸力と変位の実験(呼び 16)

6.4 座金ユニットの作動機構

6.4.1 座金ユニットの締め込み側の変位

先の図 5.1 においてボルト V を回し締め込んでゆくと、座金押さえ板 P が皿ばね座金 W に締め込力が伝達される。図 5.7 は変位拡大板 T のモデル図である。前掲の図 5.2 において、座金押さえ板 P と変位拡大板 T は A 点（力点）で接触しており、皿ばね座金 W の圧縮変位とともに C 点（支点）を中心に D 点が上昇する。締め込みにより皿ばね座金 W の圧縮変位が全て完了（密着）すると、図 6.7 に示すように変位拡大板 T の変位 H は最大となる。この時、ボルトに働く軸力は図 6.6(b) に示す a 点（最大復元力）に一致する。変位拡大板 T の変位 H は式(5)で表され、緩みを検知しやすく拡大率を上げるには、図 6.7 の寸法 a または h を大きくするか、寸法 b を小さくするかである。寸法 h は皿ばね座金の圧縮変位量であり、JIS 規格で定められているため固定寸法である。寸法 a および b は、ボルト径および隣り合うボルトの干渉などの使用環境により、その大きさは制限される。

実験に用いた変位拡大板 T の実寸法を図 6.8 に示すが、変位量 $h=0.9\text{mm}$ は皿ばね座金の最大変位量である。変位拡大板の変位 H は、図 6.8 の a, b, h の寸法値から式(5)で求めると、 $H=7.5\text{mm}$ となり、単純計算により H は h の約 8.3 倍となる。

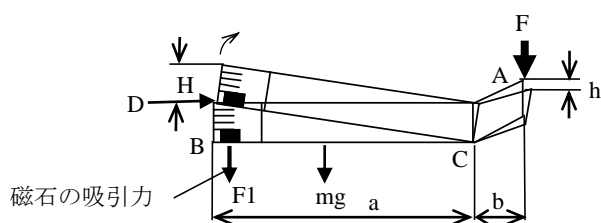


図 6.7 てこ変位拡大板に作用する力

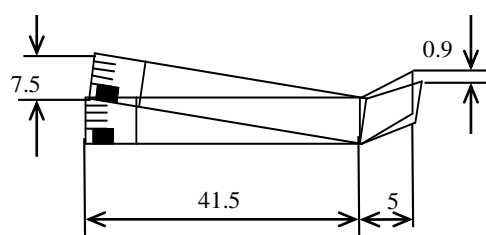


図 6.8 変位拡大板の寸法

$$\frac{ah}{b} = H \quad (6.4)$$

ここに、a：支点から作用点(B)までの長さ寸法，b：支点から力点(A)までの長さ寸法，h：皿ばね座金の圧縮変位量，H：変位拡大板の変位量である。

6.4.2 座金ユニットの緩み側の変位

先の図 6.2 において、ボルトに緩みが発生すると、皿ばね座金 W はそれに伴って復元され、座金押さえ板 P が連動して解放されるため、変位拡大板 T の D 点は降下す

る。緩み側(復元側)は図 6.6(b)の a 点から b 点に至り軸力も減少方向にある。そのため、締め側(圧縮側)の変位量と緩み側(復元側)の変位量の差は約 2 倍近くになることが分かる。座金ユニットは、変位量を変位拡大板 T で拡大して表すため、変位量が小さいとは、変位拡大板 T の変位も少なく可視化範囲が狭くなる。たとえば、設計上では皿ばね座金の復元変位 0.1mm では、変位拡大板 T の降下は約 0.83mm(0.1×8.3 倍)しかない。これを目視するには近距離での確認が要求される。このような微小な緩みについては、さらに拡大する検討が必要とされる。また前述したように、人間の目で見える範囲に限られることから、対象物までの距離、明るさなど様々な条件が可視化環境を左右し、判定が難しい点がある。図 6.9 は座金ユニットを同じ撮影条件で写したものである。(a)は約 300mm の距離から撮影、(b)は約 800mm からの撮影したものである。



(a)約 300mm の距離からの撮影

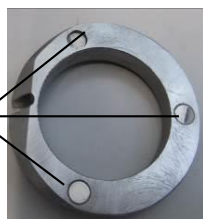


(b)約 800mm の距離からの撮影

図 6.9 可視化のイメージ

次に座金ユニットの磁石による吸着力について実験を行った。図 6.10 は座金ユニットの変位拡大板 T の底面部に取り付けられたネオジウム磁石 M を示す。また図 6.11 は座金ユニットにおけるネオジウム磁石 M の吸着力の実験を示した。磁石の特性上、変位拡大板 T に働く吸着力は、距離(変位拡大)が大きくなるにつれ弱くなるため変位拡大板 T の自重を大きくするなどの対策検討が必要とされる。図 6.12 にその実験結果を示す。

ネオジウム磁石 M



ネオジウム磁石特性(円柱形 Φ5×3)

- 材質: N40
- 磁化方向: 高さ方向
- 表面処理: Ni メッキ
- 表面磁束密度: 4030G/403mT
- 吸着力: 6.9N
- 限界使用温度: ≤90°C

図 6.10 変位拡大板に取り付けられた磁石

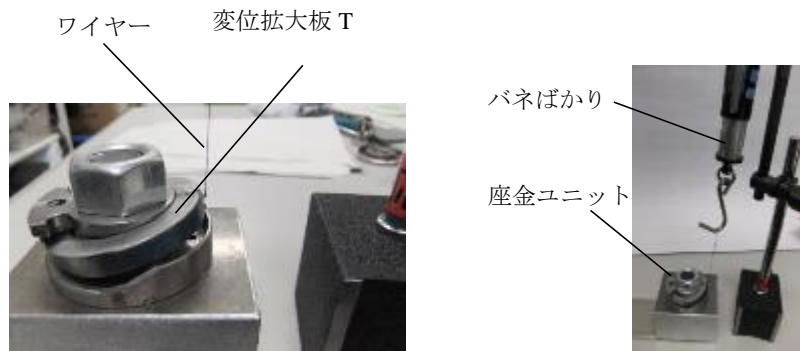


図 6.11 座金ユニットのネオジウム磁石の吸着実験

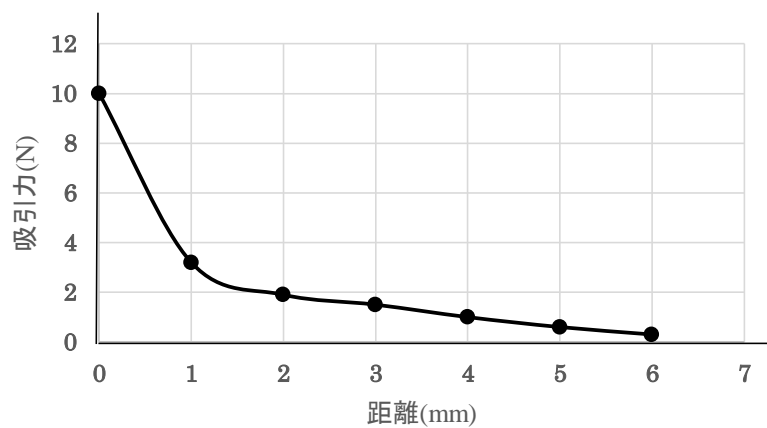


図 6.12 ネオジウム磁石の吸引力の実験値

6.5 座金ユニットの変位測定実験

6.5.1 座金ユニットの実験

座金ユニットは、ボルトの緩みの可視化が目的である。緩みの可視化は前述の図 6.2 の変位拡大版 T の作動により表される。そこで、実際に座金ユニットの完成品を用いて締め込みと緩みにおける軸力と変位について実験により検証を行った。図 6.13 は、完成した座金ユニットの締め込みと緩みにおける軸力と変位の測定実験を示し、表 6.1 にそのデータ結果を示した。実験は大形バイスに、測定する座金ユニットを置き、それぞれ簡易型荷重計と変位測定用のダイヤルゲージを座金ユニットにあてがい、締め付け及び緩めの荷重と変位の関係を調べる。拡大変位については、マイクロメータを

併せて測定使用した。実験ではその都度、新品の皿ばね座金を用いて、同一条件で3回繰り返し行った。その結果を図 6.14 に示した。M16 ボルト(強度区分 4.8, トルク係数 0.2)の標準軸力は約 33kN とされており、この付近の締め付け荷重 33.7kN では、変位拡大板 T の変位は約 5.4mm である。また、皿ばね座金の復元(緩み側)では復元変位 3.1mm において、復元軸力がゼロの値を示した。このことからヒステリシス差の大きいことがわかる。図 6.14 に示すようにデータの微小のバラツキは、皿ばね座金のエッジ接触部の食い込みが影響しているものと思われることから、各部品においては、皿ばね座金(HRC48)同等の処理が必要であった。図 6.15 に食い込み状態を示す。

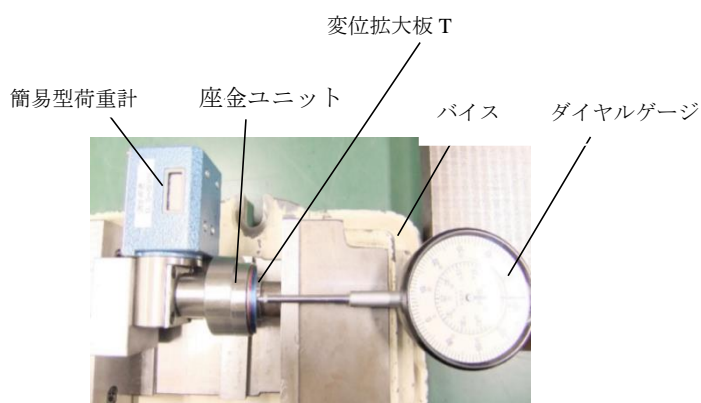


図 6.13 座金ユニットの軸力と変位の測定実験

表 6.1 座金ユニットの軸力と変位の実験結果

完成した座金ユニット(変位拡大)			
変位の上昇(mm)	締め付け(kN)	変位の降下(mm)	緩み(kN)
0	0		
1.5	0.5		
2.1	2.3		
2.5	4.6		
3.1	7.3		
3.5	10.2	3.1	0
4	13	3.5	0.6
4.6	20	4.1	2.4
5.1	25	4.5	4.8
5.3	31.5	5.1	10.2
5.4	33.7	5.4	33.7

6.5.2 単品皿ばね座金と座金ユニットのデータの差異

先に示した図 6.6(b)は皿ばね座金(単品)の軸力に対する変位データの関係を示しており、図 6.14 の座金ユニット全体での軸力に対する変位データとは異なる特性曲線を示す。特に単品の皿ばね座金の締込み時のデータ曲線には一部に凸形状が見られるのに対し、図 6.14 のように拡大された座金ユニットでは凸形状はもはや見られなく、全体として概ね凹形状とみなせる。これは完成した座金ユニットでは、ボルトの締込み過程において、このアーム長さの比が加重されることにより変化するためである。図 6.16 は変位拡大板 T に実寸法を入れたモデル図であり、締め付け軸力 F が加わると支点 O を中心に変位拡大板 T は右側に回る。

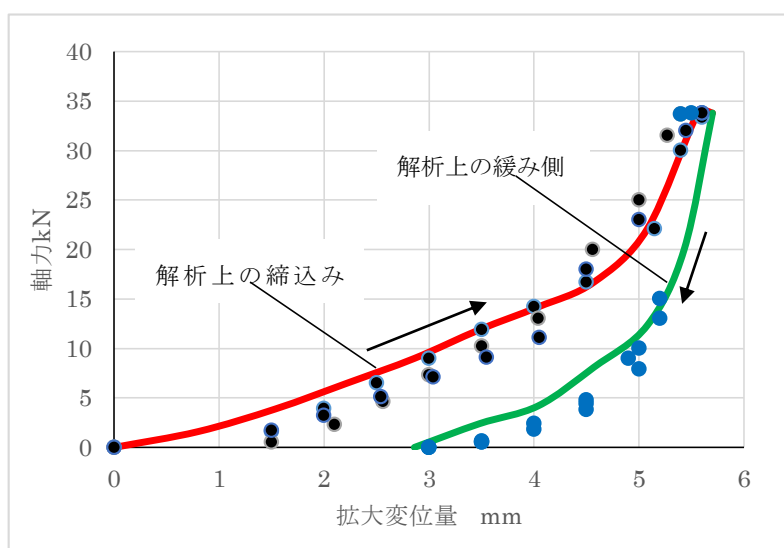


図 6.14 実験値と解析上におけるデータの差異



図 6.15 皿ばね座金の食い込み痕

6.6 小括

ボルト締結の点検作業における目視点検に着目し「てこによる変位拡大機構を用いたボルトの緩み検出のできる座金ユニット」の研究開発を行った。その主な結果を次に示す。

(1) 本研究開発は、座金ユニットの構成として皿ばね座金の復元変位を「てこ」により拡大し、ボルト緩みの可視化できるシステムの開発を行なった。可視化の重要な機構は、皿ばね座金の復元力を用いて変位拡大板 T の順守降下にある。緩みを「締まっている」と誤らないために、重力とネオジム磁石により常に緩み側(降下側)へ働いている。このことは安全確認型のシステムを構成しており、このような機構をねじに適応したのは、本研究がはじめてである。

(2) 座金ユニットは、ヒステリシス差の大きい皿ばね座金を利用しているため、復元変位に対し軸力降下が著しい。そのため微小な緩みに対し、皿ばね座金の復元変位も小さく変位拡大板 T の拡大も少ない。微小緩みについては、近距離での目視確認が必要とされることから、より明瞭化するためのさらなる拡大が課題でもある。

(3) 座金ユニットは、ボルト緩みの可視化を目的に「単純」「頑丈」「安価」を基本とし設計製作を行った。従来の目視点検が、より緩み程度の可視化されることにより、緩んだ状態で放置されることなく、保全されることが期待される。

最後に今回開発した座金ユニットは軸力保持を目的とするものではなく、ボルトに緩みが発生した場合の増し締め点検作業が必要であることのシグナル発信装置として使用されるべきである。したがって、緩みシグナルを確認した場合は、速やかにその対処が必要である。この座金ユニットは、最も合理的な点検作業とされている目視確認方法をさらに進化させ「緩みの程度」の可視化を実現したものである。

第 6 章 参考文献

- (1) 「朝日新聞」2016年2月23日朝刊「ボルト緩み汚染漏れー高浜4号機」.
- (2) 「朝日新聞」2012年2月6日朝刊「F15部品落下113件」.
- (3) 「朝日新聞」2010年12月6日朝刊「コースターボルト落下」.
- (4) 富士岡泰雄, 酒井智次: ねじ回転ゆるみ機構の検証 (第1報, 座金が直線状に往復振動する場合のボルトゆるみ挙動と要因), 日本機械学会論文集 (C編), 71, 711 (2005-11), pp. 3270~3277.
- (5) 富士岡泰雄, 酒井智次: ねじ回転ゆるみ機構の検証 (第2報, 座金が円弧状に往復振動する場合のボルトゆるみ挙動と機構), 日本機械学会論文集 (C編), 72, 715 (2006-3), pp. 983~990.
- (6) 芳賀 繁, “うっかりミスはなぜ起こる (ヒューマンエラーの人間科学), pp 152-167 (1994.4)
- (7) ISO12100, Safety of machinery Basic concepts, general principles for design, (2003)
- (8) 山本 晃: ねじ締結の原理と設計, 養賢堂, (1995), pp. 70~132.
- (9) 横山 崇, 木村成竹, 泉 聡志, 酒井信介, 大石邦央: 三次元有限要素法解析による座金部品のゆるみ止めの性能評価, 日本機械学会関東支部ブロック合同講演会, 講演論文集 巻2007 pp234~240
- (10) 熊倉 進, 齋藤久美子, 福岡吾郎: 皿ばね座金組込みナットのゆるみ特性について(フランジガasket締結体の力学と密封性能評価), 山梨講演会講演論文集 (共催 日本機械学会関東支部・精密工学会, 2004-10-23, 甲府)
- (11) (株)ニ六製作所 技術資料 ネオジウム磁石の磁気特性(2015)

第7章 安全管理システムにおける ボルト緩みの可視化機構 の研究

7.1 はじめに

第5章、第6章に続き第7章ではさらに可視化を拡大するため「安全管理システムにおけるボルト緩みの可視化機構」の研究について述べる。

ボルトによる締結は、スパナによる簡単な締め付けで大きな締結力(軸力)が得られる利点がある。これは安価なこともあり、広範囲に使用されている現状がある。しかし、ボルト締結体に様々な外力が加わると、時間経過とともに緩みが誘発され、この緩みに起因する事故や災害に至ったケースが数多く報告されている⁽¹⁾⁽²⁾⁽³⁾。ボルトの緩みを大別すると、ボルトが回転する「回転緩み」と締結体の塑性変形による「へたり緩み」に分けられる。回転緩みに対する防止策として、各メーカー⁽⁴⁾で出されているものもあるが、完全な予防を保障するものはないのが現状である。

ボルトの締結体は、安全工学上、その機能を持続する機能的安全が求められる⁽⁵⁾。これを実現するには、緩み発生と同時に自動的に増し締めを行う「物」が必要となるが、このような「物」はまだ出現していない。そのためボルト締結体の安全管理を人間である「者」に委ねるところとなる。ボルト緩みの目視点検は始業点検などでよく用いられが、目視には限界があり、人が緩みの進行状況を把握することには明らかに限界がある。

本研究では、ボルトの複合的な緩み点検管理のために、目視により「緩み」を正確に判断できる安全システムを構成するためのボルト緩みの可視化機構(以下、可視化機構と略す)の開発を行った。可視化機構は、緩みが、予め設定した最小許容限界値に達したとき、ボルト緩み変位に対し数十倍の大きさに拡大した軸力検出ピン(以下、検出ピン)の動作により、人間に危険を明示するものである。検出ピンはボルトが締まっている場合は突出し、緩んだ場合は圧縮コイルばねにより押し戻され、ホルダ内に隠れる。可視化機構は、ボルトの緩みを伝達する安全センサの役割を持つため、フェールセーフな安全システムが構成⁽⁶⁾される。緩みは、2重ナット(ダブルナット)で改善されるが完全ではない。2重ナットの如何にかかわらず緩みに起因する事故の予防に適用される緩み可視化機構の開発を目指し、本論文では、その構成を示すと同時に、安全センサとしての条件、すなわち、安全の側(緩みを絞める側)に対するポジティブな構造、及び、緩みの側に対するノーマルクローズな構造を持つ等、安全確認型システム⁽⁷⁾として実現

されることを示す。なお、本研究では、M16 ボルト(強度区分 4.8)に適用した試作例について示す。

7.2 可視化機構の構成と緩み検出動作

7.2.1 可視化機構の構造と動作

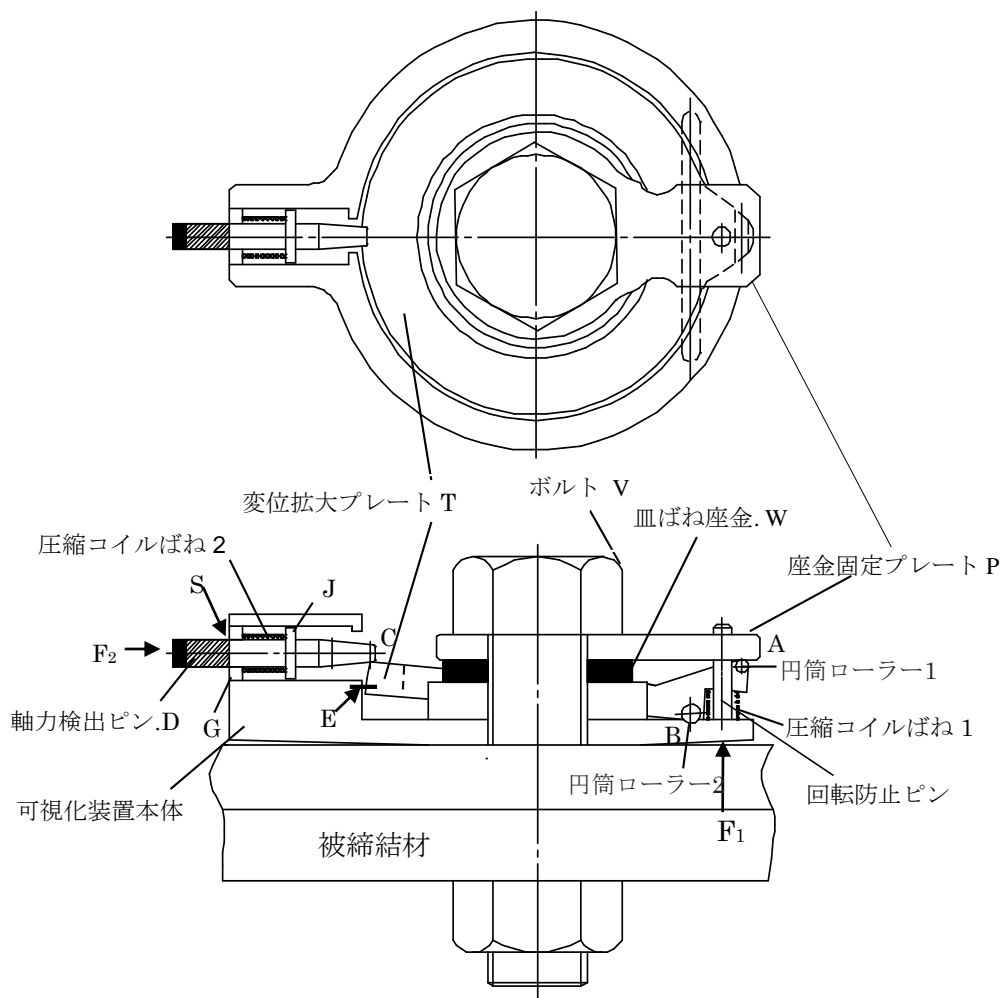


図 7.1 可視化機構全体図

可視化機構の全体図を図 7.1 に示す。ベース本体の中心部を締結ボルト V が通っており、可視化機構の設置の手順は、はじめに検出ピン D を引出しておきボルト V を締める。その締め付け力は座金押さえ板 P を介し、皿ばね座金 W を圧縮する。同時に変位拡大板 T の A 点が押し下げられ C 点は上昇する。このとき圧縮コイルばね 1 は圧縮されエネルギーが保持される。 A 点及び支点となる B 点には摩擦抵抗低減のため円筒状のころが組み込まれている。ただし、 B 点におけるころは溝によって回転自在であるが水平方向の動きが拘束されている。かくして、最大許容軸力である A 点に対応する検出ピン D の位置をテーパ部の C 点とすると、人間による締め付け作業は、目視しつつ最大許容軸力点 E 点までの締め付けを行い、次に検出ピン D をテーパ部の C 点にそえることである（緩み監視の起点の設定）。ただし、このとき検出ピン D の目印となる S 線で最大許容軸力設定位置であることを確認すれば、特別な工具を用いることなく正確な締め付け軸力の設定が可能となる。

一方、緩みの過程には、皿ばね座金 W を最大許容軸力 A 点まで締め付けた状態と最小許容軸力による増し締め要求警告点をそれぞれ上限、下限とするしきい値が存在し、このしきい値内でのボルト V の緩みの状態が検出ピン D に現れるように構成され。変位拡大板 T には、 A 点を押し上げる方向に重力が働く。さらにこれを補助する圧縮コイルばね 1 が組み込まれ、圧縮力 F_1 が上向きに作用している。一方、検出ピン D に圧縮コイルばね 2 が組み込まれ、変位拡大板 T と接触する C 点のテーパ部に F_2 の力が作用し、常時変位拡大板 T を押し戻す方向（緩み方向は安全側）に作用する。なお、可視化機構は、重力の影響を考慮して水平使用が基本だが、重力を無視した配置とするために圧縮コイルばね 1 の圧縮力が考慮される。

図 7.2 に皿ばね座金 W の構造を示す⁽⁸⁾。基本的に皿ばね座金 W の密着変位 W_1 からの復元変位を用いて、ボルト V の緩みを拡大、可視化する機構である。可視化機構は、最大許容軸力と最小許容軸力のしきい値を設定し、軸力不足となる前に対策を行う増し締め要求警告点を設けている。

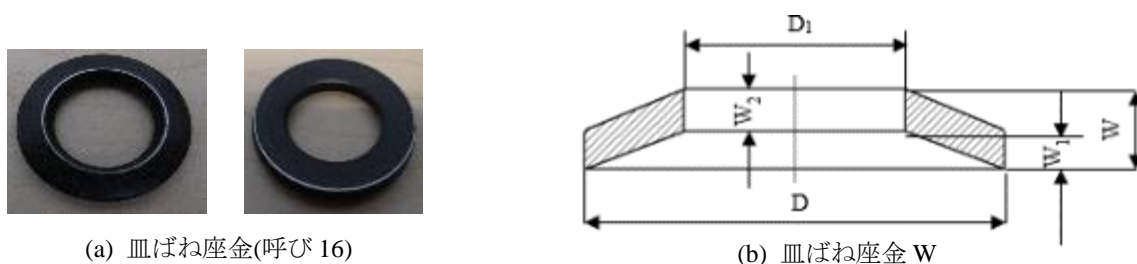


図 7.2 皿ばね座金 W (JIS 1 種重荷重用 H タイプ)

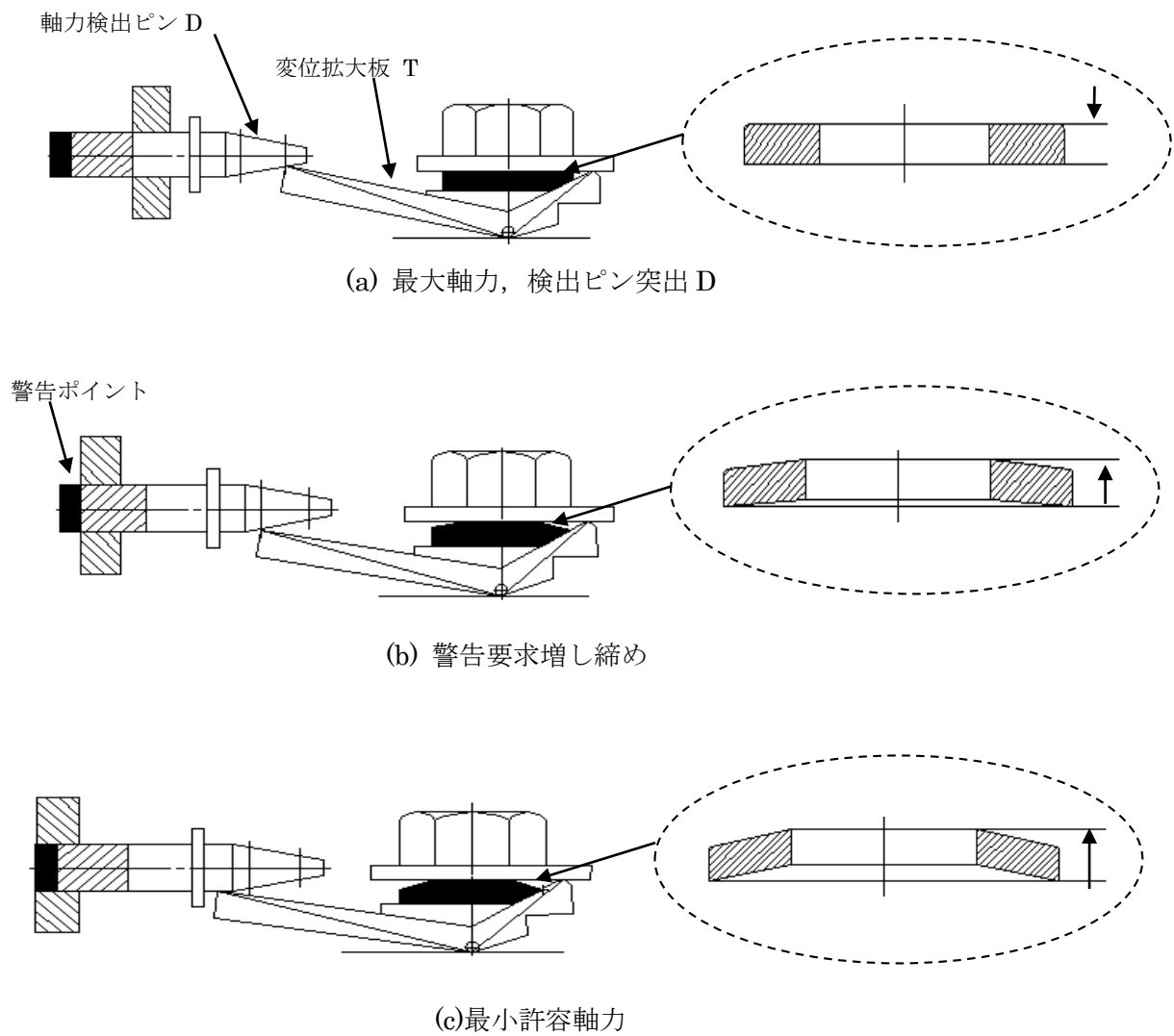


図 7.3 皿ばね座金 W の拡大変位と軸力の関係

図 7.3 は皿ばね座金 W の変位と検出ピン D の突出状態を示したものである。図 7.3(a) は皿ばね座金 W を最大許容軸力 A 点まで締め付けた状態で、検出ピン D は S 線まで突出している。このときの皿ばね座金 W は密着している状態である。図 7.3(b) は最小許容軸力寸前の増し締め要求警告の状態である。また、図 7.3(c) は最小許容軸力を下回った場合の危険な状態を示す。皿ばね座金 W は大きく復元している。ボルト V が緩むと、皿ばね座金 W は復元され、その復元変位は座金押さえ板 P に伝わり、変位拡大板 T の A 点は自重、圧縮ばね 1 の復元力 F_1 、圧縮ばね 2 の復元力 F_2 により上昇し、反対に C 点は降下する。そのとき検出ピン D は圧縮コイルばね 2 の復元力 F_2 により、テーパ部を

滑りながら押し戻される。つまり、ボルト V が締まっていた安全な場合は検出ピン D が突出し、突出していない場合は緩んだ状態（危険）であることを示している。

7.2.2 軸力検出ピン D の変位

図 7.4 に、ボルトが緩んだときの可視化機構の動作を示す。ボルト V が緩むと、座金押さえ板 P が上方に微小量 ΔZ 変位する。このとき変位拡大板 T は反時計まわりに $\Delta\theta$ 回転し、検出ピン D は ΔX 変位する。図 7.4 より式(7.1)、式(7.2)が得られる。

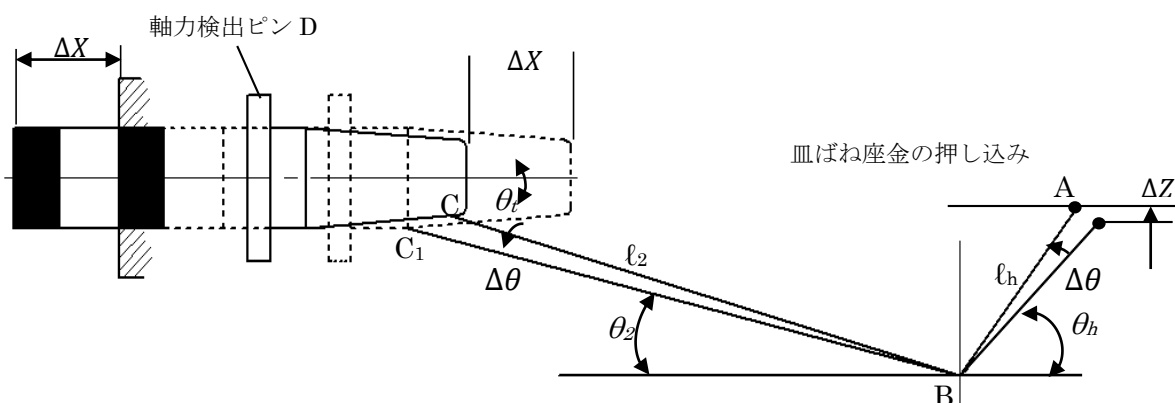


図 7.4 ボルトが緩んだときの可視化機構動作

$$\Delta Z = l_h \sin(\theta_h + \Delta\theta) - l_h \sin\theta_h \quad (7.1)$$

$$\Delta X \sin\theta_t = l_2 \sin(\theta_t + \theta_2) - l_h \sin(\theta_t + \theta_2 + \Delta\theta) \quad (7.2)$$

ここで、 ΔZ は緩みによる変位、 ΔX は軸力検出ピン D の変位、 l_h は AB 間の長さ、 l_2 は BC 間の長さ、 θ_t はテーパ角、 $\Delta\theta$ は変位拡大板 T の回転角である。 $\cos\Delta\theta \approx 1$ と近似すると、式(7.1)、式(7.2)より次式が求まる。

$$\Delta X = \frac{l_2 \cos(\theta_t + \theta_2)}{l_h \sin\theta_t \cos\theta_h} \Delta Z \quad (7.3)$$

緩みによる変位 ΔZ は、変位拡大板 T の形状と検出ピン D のテーパ角によって決まる倍率で拡大される。

7.2.3 変位拡大板 T に働く力

ボルト V を締め付けると、座金押さえ板 P を介して変位拡大板 T に力 F_h が加わる。図 7.5 に変位拡大板 T に働く力を示す。ここでは、 $l_h \ll l_2$ であるため、重心は l_2 上で支点から $l_2/2$ の位置にあると近似する。また、圧縮コイルばね 1 の復元作用点は l_h 上に

あると近似する. 変位拡大板 T は座金押さえ板 P の変位に応じて B 点を支点に運動し, 検出ピン D のテーパ部と接触する. 変位拡大板 T には, 重力と圧縮コイルばね 1, 2 からの力が働く. B 点まわりに作用するモーメントのつりあいは式(4)で表される.

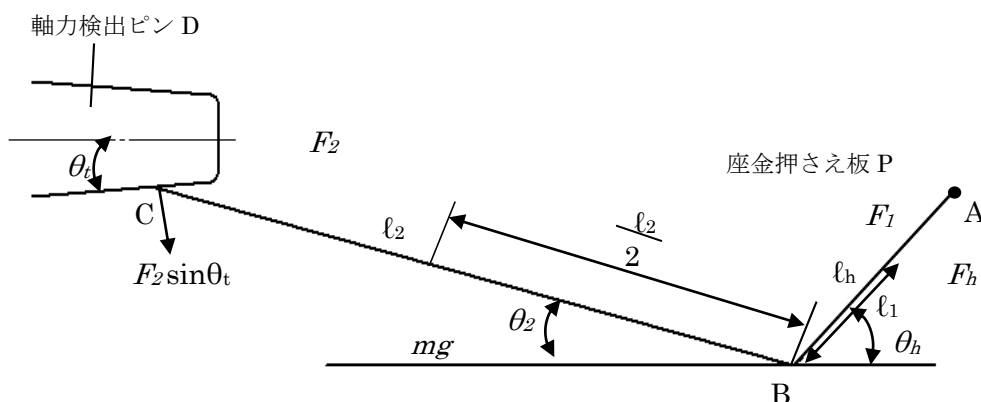


図 7.5 変位拡大板 T に働く力

$$l_h F_h \cos \theta_h = l_2 F_2 \cos \theta_t \cos(\theta_t + \theta_2) + \frac{l_2}{2} m g \cos \theta_2 + l_1 F_1 \cos \theta_h > 0 \quad (7.4)$$

一般に, $\theta_t + \theta_2 < \pi/2$ であり, 右辺の各項は全て正である. したがって常に座金押さえ板 P から変位拡大板 T を下げる方向に力 F_h が働く. なお, 式(7.4)では各部の摩擦力を考慮していないが, 図 7.1 における検出ピン D の j 部及び G 部の摩擦力に対して F_2 を大きく設計すること, 変位拡大板 T の摩擦力に対して, F_1 や F_2 を大きく設ける必要がある. それは, 経年劣化などによる検出ピンの固着, スティックなどの故障モードが発生したときに F_1, F_2 の力により, 誤ってボルトが締まっている信号を示すという検出ピンの危険側の誤りを防ぐためである. これは安全確認型システムの条件に基づくノーマルクローズな構造に応えるものである.

また, ボルトを上下逆に設置した場合は, 式(7.4)の右辺第 2 項の符号が逆になる. この場合も, F_1, F_2 を十分大きく設計すれば, F_h を正に保つことが可能である.

7.3 可視化機構の試作による検証

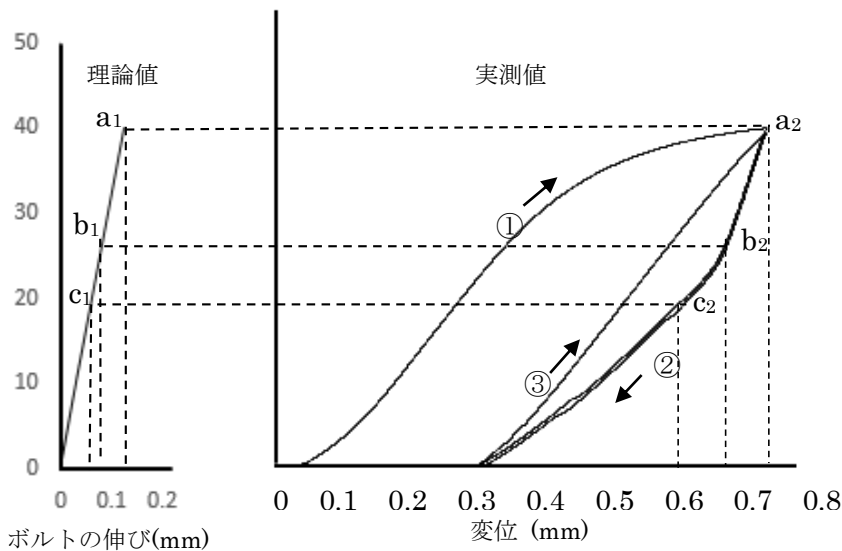
7.3.1 試作機構の仕様

提案する可視化機構の動作を検証するために、M16 ボルト(強度区分 4.8)に対して試作装置を設計、製作した。M16 ボルトの標準的締付力は 40 kN である。最大許容軸力を皿ばね座金の最大密着点、最小許容軸力を 20 kN、増し締め要求警告点を 28 kN とした。皿ばね座金は JIS 1 種重荷重用 H タイプを使用し、設置面の凸凹の影響をできるだけ受けないようにするため、底面は側面を逃がしてあり、座金規格と同じ寸法にした。また、可視化される検出ピン D は、IEC 80416-3⁹⁾に示されている(7.5)式により大きさを決定した。これは、視距離 L に対し、視覚的な明りょう度を維持できる寸法 S を求める式である。本試作では、(7.5)式により視距離 L(mm)を 1000 mm として算出した結果、視覚的な明りょう度を維持できる寸法 S(mm)は 10 mm 以上必要であることを示している。

$$S = \frac{1}{100}L \quad (7.5)$$

7.3.2 皿ばね座金の特性

ボルトを締めると軸力の増加に伴い座金押さえ板 P が変位する。この変位の主な原因は、ボルトの伸びと皿ばね座金の圧縮変位である。図 7.6(a)は長さ 100 mm の M16 ボルト(強度区分 4.8)の軸力と伸び(理論値)である。また、図 7.6(b)は今回使用した皿ばね座金の軸力と圧縮変位の実測結果である。測定に使用した装置を図 6(c)に示す。座金は JIS 1 種重荷重用 H タイプで呼び 16 である。図 7.6(b)の①は皿ばね座金 W の圧縮工程、②はその復元工程、③は再び圧縮した工程である。②から③を 5 回繰り返したデータを示している。ボルト V の緩みの可視化に用いるのは②の工程である。同図の a₂ 点は最大許容軸力点(密着点)、b₂ 点は増し締め要求警告点、c₂ 点は最小許容軸力点である。変位拡大板 T 及び検出ピン D では、a₁ から c₁ に至るボルトの伸びと、a₂ から c₂ に至る皿ばねの圧縮変位を足し合わせたものを拡大、可視化している。皿ばね座金 W はボルトの呼び径に相応した 40 kN 以上の軸力を持つ。また復元工程においては大きなヒステリシスが観測されるが、ボルト締め付け時に、緩み監視の起点となる a₂ 点の人による設定が正しく行えれば、再現性のある特性が得られることを確認した。



(a) 軸力と変位の関係 M16.
(ボルト長さ 100mm)

(b) 軸力と皿ばね座金の変位

(c) 皿ばね座金の特性測定

図 7.6 M16 ボルトと皿ばね座金の軸力と変位

7.3.3 変位拡大板 T の寸法

図 7.7 に試作に用いた変位拡大板 T と検出ピン D の主要寸法を示す。ボルト V を図 7.6(b)の a_2 点まで締め付けた状態を示している。

図 7.8 は検出ピン D と軸力及び緩み変位の関係を示したものである。式(7.3)より得られた関係を図 7.8(a)に示し、図 7.6(b)と式(3)より得られた軸力と検出ピン D の関係を図 7.8(b)に示す。様々な外力によりボルト V が緩み、軸力が最小許容軸力まで低下すると、皿ばね座金 W が 0.15 mm 変位し、検出ピン D は約 10 mm 押し戻される。増し締め要求警告点は約 24kN に設定しており、このときの検出ピン D の突出量は 6 mm である。最小許容軸力と増し締め要求警告点の位置は、緩みの進行状態や締結の重要性など、使用状況に応じて設定されるが、変位拡大板 T の形状や寸法を変えず、テーパ角の異なる検出ピン D を挿入することにより対応が可能で互換性がある。

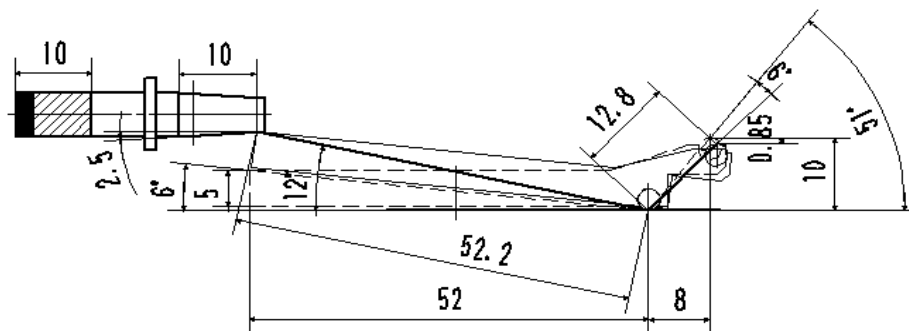


図 7.7 試作に用いた変位拡大板 T と検出ピン D の主要寸法

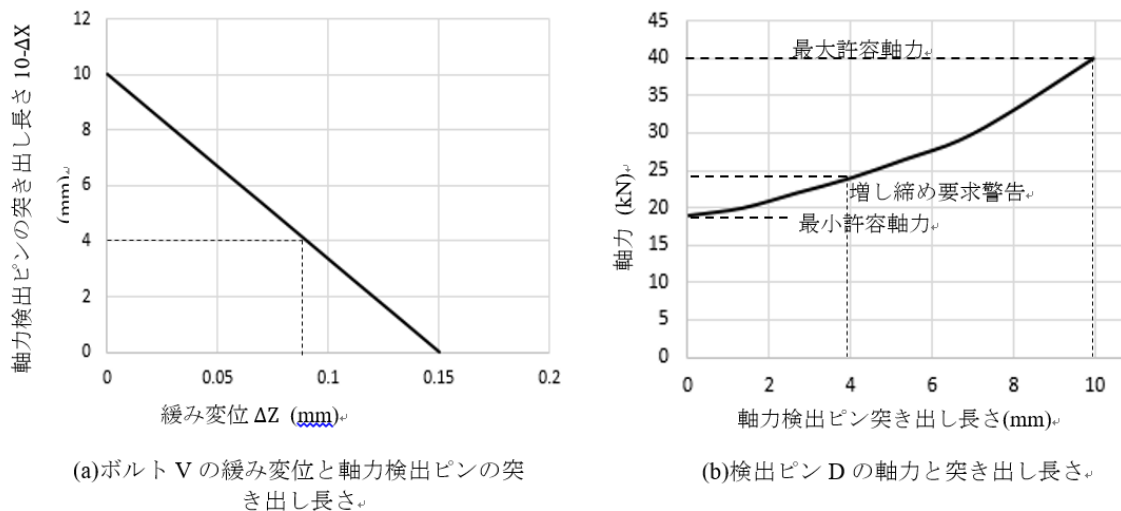


図 7.8 緩み変位と軸力検出ピン D の関係

7.4 安全確認型システムの検証

7.4.1 安全確認型システムの条件

安全確認型システムは「安全が確認できたときに限り運転を許可するシステム」である。システムが故障で安全確認ができないとき、システムが正常の状態に復帰されるまで運転が停止される。ここに安全を確認するためのセンサ（安全センサ）はフェールセーフであることが要求される。

すなわち、可視化機構は、ボルトの緩み状態を監視する安全センサの役割をするため、検出ピン D は誤作動や動作不能などの不具合により「緩み」の通報に混乱を来す危険側故障の誤りは許されない。可視化機構を構成する部品は、故障や不具合を起こさない品質の保証が求められることは言うまでもないが、品質にはバラつきがあり、経年劣化、使用状況により故障や不具合が絶対には避けられない。

一般に、故障や不具合は認めるが、それらが安全側誤り（非対称誤り）となる構成を要求するのが安全確認型システムである。非対称誤りの実現方法の一つに、重力を使用する方法がある。重力による引力を用いてエネルギーは必ず上から下へ落ちと決まっており、水平上に設置された可視化機構は変位拡大板 T の自重による降下する。ただし、重力による非対称性の効果を補助する目的で圧縮コイルばね 1 が組み込まれている。さらに、圧縮コイルばね 1 は回転防止ピンとの固着およびスティックなどの危険側の誤りを考慮し自重とばねの力により変位拡大板を降下させる構造となっている。同様に検出ピン D も圧縮コイルばね 2 により強制的に押し戻す機構で構成されている。また、7.2.3 項においても変位拡大板 T の摩擦力よりも F_1 および F_2 を大きくしている。設計段階に

において「固着およびスティックくばね力または変位拡大板 T の摩擦力 F_1 および F_2」という関係で設計されているノーマルクローズな構造で構成している。ばねの使用については、ISO 14119⁽¹⁰⁾によると十分に吟味したコイルばねの使用に関して、「入念に選定した材料・製造・処理と、十分なガイドと、無負荷時のばね巻き間隔をワイヤ径より小さくし、破損時ばね力残留の条件を備えるとき」十分に吟味したコンポーネントとしての資格をもつと規定されている。これらに準拠し、可視化機構は安全確認型システムの条件を満たす構成がなされている。

7.4.2 可視化機構における情報エネルギーの流れ

可視化機構としての特徴は、ボルト V の締め付けから検出ピン D の突出まで、全て直接接触していること(機械的結合)にある。可視化機構が示す安全な状態とは、ボルト V が締まっているとき検出ピン D が突出していることで示される。図 7.9 は、安全を「締め」とするポジティブな情報伝達を示す⁽¹²⁾。2 値の論理変数 N で表し、締まっている状態を論理値 1、緩んでいる状態を論理値 0 とし、力の伝達による検出ピン D の状態を 2 値の論理変数 R で表し、検出ピン D が突出しているときを論理値 1、していないときを論理値 0 とするとき、この可視化機構の機能 $K(N)$ に関して式(7.6)が成立しなければならない。

$$R = K(N) \cdot K^* = N \cdot K^* \quad (7.6)$$

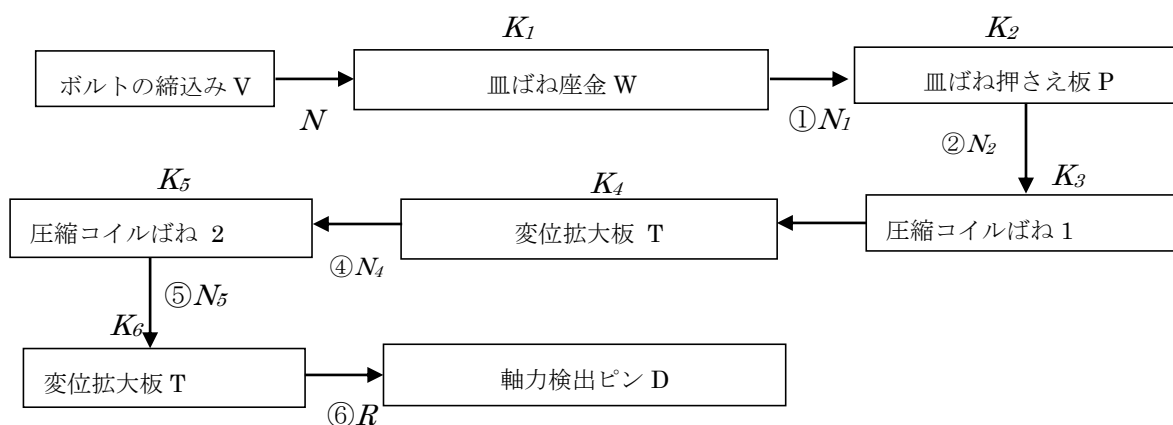


図 7.9 可視化の情報エネルギーフロー図

K^* はボルト V の締め付けから検出ピン D の突出に至る安全情報伝達の全体の動作状態を示す。図 7.9 は図 7.1 の構成要素の機能を $K_1, K_2, K_3, K_4, K_5, K_6$ とし、その動作状態をそれぞれ $K_1^*, K_2^*, K_3^*, K_4^*, K_5^*, K_6^*$ としている。同図はボルト V の締め付けから検出ピン D の突出に至る伝達のプロセスが各部の構成要素ごとに順次並べてあり、各

構成要素間で伝達するエネルギーの物理事象を示している。また、変換するエネルギーの有無を2値の論理変数 N_1, N_2, N_3, N_4, N_5 として示している(エネルギーの存在を論理値1, 不在を論理値0とする)。この可視化機構は、構成要素がすべてポジティブ構成になっている。この理想に従えば、図 7.9 に示すように、構成要素の出力 N_1, N_2, N_3, N_4, N_5 及び R は次式で示される。

$$\left. \begin{aligned} N_1 &= N \cdot K_1^* \\ N_2 &= N \cdot K_1^* \cdot K_2^* \\ N_3 &= N \cdot K_1^* \cdot K_2^* \cdot K_3^* \\ N_4 &= N \cdot K_1^* \cdot K_2^* \cdot K_3^* \cdot K_4^* \\ N_5 &= N \cdot K_1^* \cdot K_2^* \cdot K_3^* \cdot K_4^* \cdot K_5^* \\ R &= N \cdot K_1^* \cdot K_2^* \cdot K_3^* \cdot K_4^* \cdot K_5^* \cdot K_6^* = N \cdot K^* \end{aligned} \right\} \quad (7.7)$$

すなわち、式 (7.7) より式 (7.6) に代えて式 (7.8) を得る。

$$R = N \cdot K_1^* \cdot K_2^* \cdot K_3^* \cdot K_4^* \cdot K_5^* \cdot K_6^* = N \cdot K^* \quad (7.8)$$

また、伝達する力に関して単調論理の安全原則が成立して、式 (7.9) を得る。

$$N \geq N_1 \geq N_2 \geq N_3 \geq N_4 \geq N_5 \geq R \quad (7.9)$$

7.2.1 項で述べたように、人間による締め付け作業は、検出ピン D を引き出した状態でボルト V を締め、最大許容軸力の確認を行った後、検出ピン D をそのテーパ部に揃えると説明した。このように、安全を示す情報出力(N_5)は人間の正しい操作(N_5^*)に依存する。これを怠れば $R=0$ となって、保全を要求する事態を解消できない。可視化機構は、人間の正しい操作を条件として構成される安全確認型システムだといえることができる。

一方、緩みに対して可視化機構として重要なことは、ノーマルクローズ型(構造)となっていることである。緩みは図 7.9 の $N=1$ で生ずるプロセスである。ボルト V が緩むと皿ばね座金 W が復元され、座金押さえ板 P が上昇し、それを圧縮コイルばね 1 の復元でさらに上に押し上げる。それにより変位拡大板 T は降下し圧縮コイルばね 2 の復元によりテーパ部が滑り移動し、検出ピン D が押し戻され、ボルトの緩みが確認される。緩みの発生($N \rightarrow 0$)に対するノーマルクローズの情報伝達、すなわち、 $N \rightarrow 0 \therefore N_1 \rightarrow 0 \therefore N_2 \rightarrow 0 \therefore N_3 \rightarrow 0 \therefore N_4 \rightarrow 0 \therefore N_5 \rightarrow 0$ となって、その結果、「緩み」に対する保全の要求 $R=0$ を通報する。このように、可視化機構は、「緩み(危険)」を通報するばかりでなく、故障や不具合で危険を通報できない場合も、少なくとも「緩み」と判断すべきとき誤って「緩みなし(安全)」の判断を生じない安全確認型システムの条件を満たしている。

7.4.3 可視化機構の状態を表す論理変数

表 7.1 はボルト V の締め付けの作用力を論理変数 $V(F_h)$ で表し、この力が伝達されて検出ピン D 突出状態への作用力を論理変数 $D(out)$ で表して、両変数の論理値の意味を示している。また、表 7.2 には表 7.1 の論理値の全ての組み合わせを並べて、その組み合わせの意味を示している。表 7.2 の組み合わせのうちで、 $V(F_h)=D(out)$ の関係は正常な入出力関係である。同表で $V(F_h)>D(out)$ と $V(F_h)<D(out)$ の論理的関係は故障状態を表す。 $V(F_h)>D(out)$ の関係($V(F_h)=1, D(out)=0$)は、ボルト V が締まっているときの力が検出ピン D に作用しないのであるから、変位拡大板 T の曲がりや破損、または検出ピン D の引っかかりなどが想定される。

$V(F_h)<D(out)$ の関係($V(F_h)=0, D(out)=1$)は、ボルト V を締め付けていない(ボルトが緩んでいる)のに検出ピン D が突出しているのであるから、圧縮コイルばね 1 及び圧縮コイルばね 2 の破損や検出ピン D の大きな引っ掛かりが生じている場合である。この 2 つは故障状態を表しているが、 $V(F_h)>D(out)$ の関係($V(F_h)=1, D(out)=0$)は、安全側故障であり、検出ピン D が突出していないことを保全マンが確認すると直ちに保全されるからである。またこれら許されない関係は、存在してはならない状態にあり、ポジティブなハードウェア上で実現可能である。

表 7.1 検出ピン D の突出と理変数の論理値の意味

論理変数	論理値	論理値の意味
$V(F_h)$	1	ボルト V を締め付ける (軸力発生)
	0	ボルト V を締め付けない(軸力発生しない)
$D(out)$	1	軸力検出ピン D の突出
	0	軸力検出ピン D が突出しない

表 7.2 軸力検出ピン D の可視化と突起の論理的な関係

$V(F_h)$	D (out)	論理値の組み合わせの意味	動作状態	論理的な関係
1	1	ボルトを締め付け、検出ピンが突出	通常動作	$V(F_h)=D(out)$ 許される関係
0	0	ボルトを締め付けない、検出ピン突出しない		
1	0	ボルト締め付け、検出ピン突出しない	安全側故障	許されない関係
0	1	ボルト締め付けしない、検出ピン突出する	危険側故障	許されない関係

しかし、検出ピン D の引っかかりを考慮すると十分な品質と管理が必要である。よって、表 7.2 の故障状態が許されない関係として、図 7.1 のボルト V の締め付け力が検出ピン D への伝達には式(7.10)が成立しなければならない。

$$V(F_h) > D(out) \quad (7.10)$$

7.4.4 可視化機構の考察

ボルト V の緩みの可視化機構を構築する上で 2 つ機構の方法が考えられる。その 1 つは図 7.3 に示す今回採用した方法でボルト V が緩んだとき検出ピン D が押し戻される方式と、もう 1 つは図 7.10 に示すように緩んだときに突出する方法がある。どちらも機能的には同じ役割を果たすが、空間の障害物により検出ピン D がみえない場合、図 7.3 の方式では、緩んだと判断され保全がされる。それに対して、図 7.10 ではボルト V が緩んでいるにもかかわらず、検出ピン D が突出していないため、ボルトは締まっていると判断され保全されない。このようにボルト V が締まっているか緩んでいるかわからない状態は、安全工学上「不安」状態で「危険」と判断される。

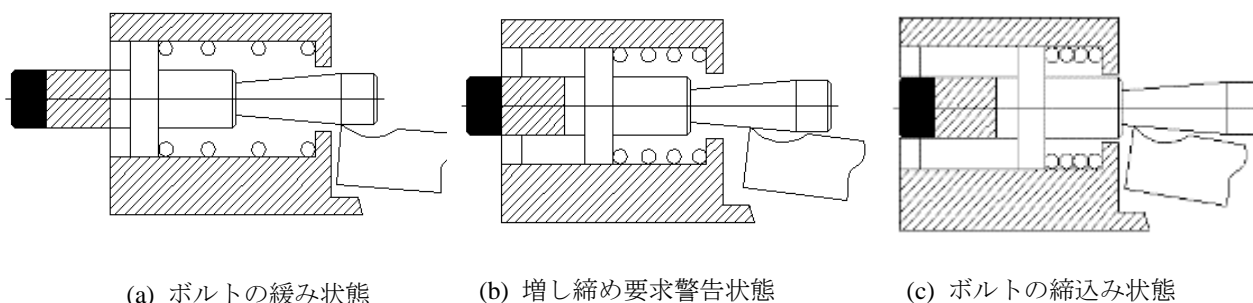


図 7.10 軸力検出ピンの動作

この可視化機構は、常時信号を発信し続けなければならない特性を有しており、可視化される状態を維持しなければならない。本研究の可視化機構の最も要となる検出ピン D の作動は、圧縮コイルばね 2 の「へたり」や「引っかかり」などの不具合を起こした場合、検出ピン D の作動に不安が残る。「へたり」においては、連続的に荷重が作用するものではなく、十分に吟味されたスプリングの使用と、「引っかかり」はバリなどの徹底した品質管理で対応できるものとする。また、点検時の周期的な指による接触確認を励行するなど、管理点検に盛り込むことが考えられる。

図 7.11 は本研究開発で試作された可視化機構である。図 7.1 に示す全体図は、当初の設計に 2 箇所ほど修正を加えたものである。1 点目は締め付けの際、座金押さえ板 P の回り止めの役割をする回り止めピンを設けたこと、2 点目は検出ピン D の先端溝部をな

くしストレートに変更してある。これは検出ピン D の動作をスムーズにするためである。



図 7.11 可視化機構の試作品

7.5 小括

本研究では、ボルト緩みの正確かつ能率的な目視点検のために、安全確認型のボルト緩みの可視化機構を開発した。本機構によれば、ボルトの締結状態を適切に管理でき、事故防止に貢献できるものとする。本研究において得た主たる結論は以下の通りである。

- (1) 提案する機構を用いれば、ボルトの締め付けトルクを変位の目視により確認できる。一般的なボルトの締め付け管理は、トルクレンチが多く使用される。トルクレンチでは座面精度、ねじ面粗さなどのトルク係数が関与し、軸力バラツキがでるが、提案する機構ではこのようなバラツキは少ない。
- (2) 提案する皿ばね座金と変位拡大板を用いた機構により、軸力を可視化することができる。M16 ボルトの試作機構では、約 20 kN の軸力の変化によって生じた皿ばね座金 0.06 mm の変位を、約 170 倍に拡大し、検出ピン D が 10mm 変位することを確認した。これにより、1000 mm の距離から視認が可能である。
- (3) 軸力のしきい値を変えるには、検出ピン D のテーパ部角度を任意に変えることで、検出ピン D 突出長さが調整できる。特に重要とされる締結では、最大許容軸力と最少許容軸力の狭域の自由な選定ができる。
- (4) 安全工学上、可視化機構はボルト緩み発見の重要なセンサ的役割を持っている。これらを実現する上で不変的な重力の利用(非対称誤り特性)と、十分に吟味されたスプリングを用いたノーマルクローズな構造を用いた構成となっており、安全確認型システムが形成されている。

第7章 参考文献

- (1)国土交通省, ホイール・ボルト折損による大型車の車輪脱落事故が増加, 国土交通省報道発表資料 平成 27 年 8 月 28 日 (2015).
- (2)朝日新聞, 遊具のボルト落ち軽傷, 2012 年 4 月 30 日朝刊 (2012).
- (3)朝日新聞, コースター、ボルト落下, 2012 年 12 月 6 日朝刊 (2012).
- (4)若林克彦, 「絶対」に緩まないネジの開発, 日本機械学会誌, Vol.116, No.1141 (2013), pp.840-841.
- (5)(社)日本労働安全衛生コンサルタント会編, これからの安全技術 -工作機械等の制御機構のフェールセーフ化に関するガイドラインの解説- (2000), pp.22-39.
- (6)(社)日本労働安全衛生コンサルタント会編, これからの安全技術 -工作機械等の制御機構のフェールセーフ化に関するガイドラインの解説-, 中央労働災害防止協会, (2000),pp65-66.
- (7)杉本旭, 蓬原弘一, 安全の原理、(1990),pp.
- (8)日本工業規格, ばね座金, JIS B1251 (2001) , pp.12-13.
- (9)IEC, IEC80416-3:2002, Basic principles for graphical symbols for use on equipment – Part3:Gudelines for the application of graphical symbols 日本規格協会.
- (10)ISO, ISO12100:2010, Safety of machinery-General principles for design-Risk assessment and risk reduction 日本規格協会.
- (11)ISO, ISO14119:2013,Safety of machinery – interlocking devices associated with guards- Principles for design and selection 日本規格協会.
- (12)安全技術応用研究会, 安全基礎工学(安全機構築の基礎),(2004), pp.9-20.

第8章 総括

世の中には「安全」と名のつく商品は数多くある。しかし、これらは本当に安全なのだろうか。「安全にお使い下さい」などと消費者に安全を委ねることは、国際安全規格では許されていない。しかし、国際安全規格においてリスクベースとする安全では、事故の被害をリスクで表し、リスクとしての許容の限界を定めるという考え方である。しかし、確率は小さいとしても、被害の大きな事故は許容されない。安全確認型システムは、安全を確認してそれが確認できないとき停止して、確実に事故を防ぐシステムである。本研究で対象とする緩み監視には、安全確認型システムが適用される。

安全工学の面から安全を大別すると無条件安全と機能的安全に分けられる。無条件安全とは、「止めれば安全」となるようなものであり、危険なときその機能を止めてしまうことである。代表的な機能にフェールセーフ機能がある。一方、機能的安全は、その機能を維持しなければ危険となるようなものをいい、たとえば、飛行機などはその典型的なものであり、一度飛び立ったなら、エンジンにトラブルがあろうとも、着陸するまでは飛び続けなければならない宿命を持っている。

「止まれば安全」の無条件安全の構築には、人間による絶えず監視する方法とセンサに任せる監視があるが、効率面からしてセンサに委ねる方がよく、また人間はエラーすることを認めざるを得ない。現実的に監視をセンサに委ねる部分が多い。センサの信頼性を高くし、センサに不具合が生じたとき「安全側」に止める非対称故障特性を持たせ、機械を停止させる方法である。

それに対して機能的安全は止めるわけにはいかない。センサや機器類の確実な作動が要求される。しかし、絶対に壊れないものや、絶対に誤りのないものは無いことを前提に考えなければならない。物理的現象や材料特性、過去の経験測に基づいた第三者を含めた、人間による管理監視のもと確定的な判断が重要となる。無条件安全においても、人間の関与するところは大きい。起動時の立ち上げやトラブルによる非定常作業の修復後の再起動等は人間に委ねられる。両者において人間が果たす役割はやはり大きい。

本研究の「安全システムにおけるボルトの緩みの可視化機構の研究」の発想は、初心者には旋盤作業の指導において、回転しているワークをチャックから勢いよく脱落飛来させる者が続出したことから始まった。作業者に当たると大事故となる。旋盤作業のワーク締め付けトルクと取り付け力の関係は本研究の可視化機構と共通点を持ち、ねじと全く同じ原理である。旋盤切削で最も危険な状態として、ワークの脱落飛来がある。脱落飛来の原因として、作業者によって異なる締め付けトルクが大きく関係し、締め付けト

ルク不足が最も危険である。そこでワークの締め付けトルクと取り付け力および切削条件の関係を実験研究し、良好な加工状態を可視化できる旋盤用安全シミュレータの研究を通して、知り得たノウハウを可視化機構の研究に反映させている。

ボルトの締結体は安全工学上、締め続けるという機能を持続する「機能的安全」が求められる。これを実現するにはボルトに緩みが発生した場合、自動的に増し締めを行う「物」が必要となるが、このような「物」はまだ出現して来ない。そのためボルト締結体の点検管理は人間である「者」に委ねるしかない。調査によると、この点検管理のほとんどが目視点検に委ねられている現実があり、目視点検は、微小な緩みや緩みの進行状況を把握することができない最大の欠点がある。そのため点検はしているが、ボルト緩みによる事故/災害が後を絶たない。

それを防ぐためには、緩みを常時監視して許容の限界に近づいたら遅滞なく人間に対応(例えば増締め)を通報するという監視機能が必要となる。

ボルト締結の維持管理を人間に委ねるための安全の条件として、人間がボルトの「緩み(危険)」を判断するために可視化機構として講ずべき通報手段について、安全確認型システムの観点から論理的な検討を行っている。

研究の対象とする可視化機構は、緩み進行の度合いを通報するセンサとしての役割を有するため、安全状態(緩みがない)に対して論理的にポジティブな情報伝達の適用を受ける。それに応えるため、可視化機構によるボルトの緩み検出に皿ばね座金を用いている。皿ばね座金の緩みに関する先行研究によれば、皿ばね座金は「へたり」によるボルト軸力の低下に対して、緩み進行を抑える特性を有するとされており、皿ばね座金を用いることは、緩み進行の度合いを変位によって監視するのに有効であると考えられる。

可視化機構は、人間への「緩み」(危険)の通報が遅れる側の誤り(危険側誤り)が許されないことから、「緩み」を「締まり」と通報しない安全確認型システムを実現している。

また、危険となる最小許容軸力に至る前に増し締め要求警告点を設置しており、最小許容軸力に到達する間に増し締めの時間的余裕を持たせている。

可視化機構はポジティブな構成であるが、ここで重要な機能を果たす圧縮コイルばね等の存在がある。

ISO12100 では、機構のポジティブな結合に関して以下のように定義している。

「一つの機械的可動部が直接接触により、または剛性要素を介して他の機械的構成品に連動するとき、この結合はポジティブモードによる」またスプリングに関しては、ISO14119 では、コイルばねの使用に関して、圧縮のコイルばねは入念に選定した材料、製造、処理と、十分なばねガイドと無負荷時のばね巻間隔をワイヤ径より小さくし、破損時のばね力残留の条件を備える時、十分に吟味したコンポーネントとしての資格を持つとしている。

圧縮コイルばねは、伸縮によって力が分散されたため、安全工学上、決定的な力の伝達ではないとし、条件付けで使用を許可しており、経験則に基づく確定的なものとしている。

本研究では、ボルト緩みによる事故／災害を防止するため、容易かつ確実に人が目視によって「緩み」を判断できる緩みの可視化機構の開発を行った。当初は、緩みの可視化を優先し、流体(油)を用いた可視化機構を試作したが、安定した抽出手段とはならなかった。そこで改めて、てこの原理を用いた拡大機構を考案し、拡大率 10 程度の比較的安定した緩み可視化機構が実現可能となった。てこの原理を用いる方法は、設定された締め付け状態を変位拡大板で常時監視し、緩みによって変位拡大板が降下し、限界で「緩み」を通報するもので、トルクレンチを用いて人が緩みを調べる場合に問題なるトルク係数の影響を無視することができるという特徴がある。

なお、可視化機構は拡大されるほど目視されやすく緩み検知に有効といえるが、本研究では緩み抽出の手段である皿ばね座金は、標準品(JIS)を使用しているため期待できる拡大率に限界があった。緩みの目視確認には拡大率のさらなる改善が必要である。

今後の課題として、緩みの可視化倍率を上げるために、緩み可視化機構のための皿ばね座金を材料と構造から開発する必要があると言える。また、今回は、できるだけ単純で安価であることを重視したボルト緩み可視化機構を検討したが、同時に、各ボルトにセンサ技術を応用し、IT 技術を駆使した遠隔監視システムに発展することを期待したい。これはボルトの緩みに対する保全が見過ごされてきたために、ボルトの緩みに起因する事故が防げないという状況が続いているからである。

謝辞

本研究を進めるにあたり、指導教員である明治大学理工学部理工学研究科 鞍田崇准教授をはじめ杉本旭（前明治大学新領域創造専攻安全系教授）先生には、理論的な研究の進め方、論文の作成方法、査読論文の照会への対応など懇切丁寧なご指導を賜りましたことに心から深く感謝いたします。

本研究を学位論文にまとめるにあたり、副査としてあたたかいご指導とご教示をいただいた明治大学理工学部大学院理工学研究科新領域創造専攻安全系 山本俊哉教授に深甚なる謝意を表します。

また、明治大学理工学部システム安全研究室（旧杉本研究室）の田中慎也氏、芳司俊郎氏、戸枝毅氏、中村瑞穂氏を始めとする諸氏の熱心な協力を頂き厚く御礼申し上げます。

明治大学大学院に通学にあたりご配慮および激励を頂きました職業能力開発総合大学校、圓川隆夫校長はじめに教職員諸氏に厚く御礼を申し上げます。

本研究により学位論文を作成することができたのはカヤバ工業株式会社（試作実験課）、香川職業能力開発促進センター、北陸職業能力開発大学校、群馬職業能力短期大学校、東北職業能力開発大学校、職業能力開発総合大学校（東京校）、明治大学と企業、大学、職業能力開発施設等で勤務する中、いろいろな方々から熱心に、ご指導、ご鞭撻、ご支援、ご協力によって完成することができましたこと、ここに心より感謝申し上げます。

最後になりますが、定年を目前に私が博士課程で勉強することに対し、家族全員が賛成してくれたことに感謝し、特に妻には長きにわたり励ましてくれたことに深く感謝申し上げます。

本研究に付随する研究論文 国際会議発表

1) A Study of a Special Safety-Confirmation Type Washer That Can Detect the Looseness of Tightened Bolts by Way of Leverage-Exerted Displacement Enlargement.

2) Development of a Safety Simulator for Lathe Turning

A Study of a Special Safety-Confirmation Type Washer That Can Detect the Looseness of Tightened Bolts by Way of Leverage-Exerted Displacement Enlargement

Abstract

Bolt tightening is widely applied to the fastening of mechanical and structural elements. However, as various external forces act on machines and structures, fastened elements are displaced mutually and relatively, which loosens tightened bolts as the time passes. Prior occurrences indicate that bolt looseness like this has often incurred serious accidents. To counter the problem, the authors have experimentally made a special washer that enlarges the displacement caused by a minimal looseness of tightened bolts by applying the principle of leverage to such an extent that the displacement can be visualized. The special washer, which displaces in accordance with the law of gravity as the looseness occurs, can construct the definite safety confirmation type.

1 . Introduction

Screws for fastening are used as a machine element for machine equipment, products and structures of all sizes. Bolts, representing screws, are widely used because of their capability of ensuring strong fastening force and low cost. However, with the action of various external forces on them as the time passes, fastened elements are displaced mutually and relatively, and tightened bolts are loosened. Such bolt looseness has often incurred serious accidents as understood from past cases 1). In order for the elements fastened by means of bolt tightening to be in the stable state, the axial force applied to the bolts in the tensile direction and the compression force applied to the fastened elements should be maintained in the mutually balanced state. However, it is known that “setting” is caused to the bolts due to nut reversing, the secular displacement of the fastened elements and other factors derived from operation and vibration, and the axial force decreases²). This results in the “looseness” of bolts. In terms of safety, the bolt looseness may cause serious faults and hazards to bolt-applied machines and systems. For this reason, in order to maintain the good condition of fastening by means of bolt tightening, human checkup work is absolutely indispensable. Although it is important to adequately educate all workers to make daily checkup complete, it is extremely difficult to check up every one of bolts during operations that

are increasingly going complex. When the transition of fastening by means of bolt tightening is observed through time, because there is no bolt that does not become worn or broken indefinitely, the bolt tightening requires periodic maintenance. In fact, however, once bolts are tightened, they are not subjected to maintenance unless some disorder is caused to the equipment or systems they are used. The bolt tightening force and its service life are dependent on empirically-designed value to some extent. However, at the fastened portions placed under various, complex conditions, the bolt looseness or bolt tightening service life may end up in being a dangerous fault when its designed value is exhausted. Also for this reason, periodic checkup is significant.

For on-site bolt looseness checkup work, there is a simple method, i.e., a mark is put on bolts and nuts and the mark displacement is checked for to determine the rotational looseness, or a hammering method, i.e., bolts are struck with a hammer to detect abnormal noise that suggests looseness. However, these methods are not easy because they require skills and 100% checkup. Generally, a direct retightening method by using an open-end wrench is adopted, but this method takes vast amounts of time if a large number of bolts are used for the subject machine equipment. This is where a simpler, more reliable checkup method has been looked for.

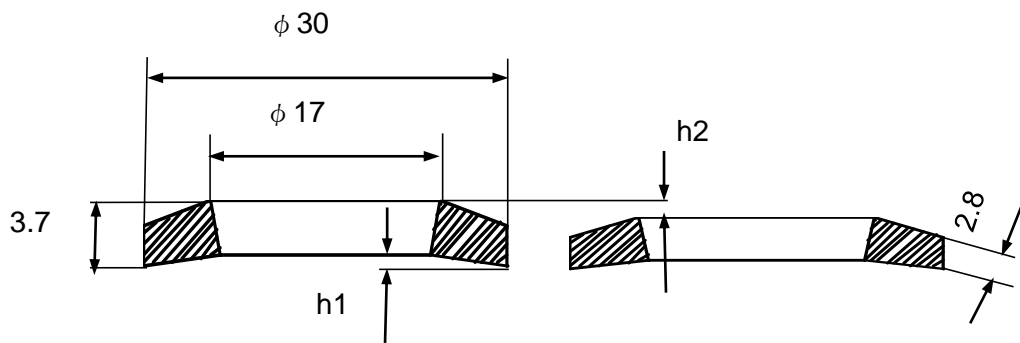
With the above in the background and focusing attention on the promotion of the efficiency of daily checkup work, the authors propose a “system for visualizing and monitoring bolt looseness based on the safety-confirmation type³.” This study is conducted under contract with a business enterprise. To be specific, the disc spring washer and bolt shown in Fig. 1 are used for fastening. The axial force on bolts is too small to be estimated directly³). Proposed in this study is a washer unit in which, as an indirect method, the axial force is replaced by the displacement of the disc spring water where the displacement is further enlarged by using the “principle of leverage” (“special washer”). As the important features of the disc spring washer, because the spring reaction force is strong and the hysteresis difference is also large, the difference between the displacement by tightening and the displacement by loosening is large.

The disc spring washer is used in the closely-attached state, and not permitted to be reused because it is designed to be used only once. In this study, the authors receive prototype special washers from the partner business enterprise, and study the possibility of visualization of bolt looseness through the special washers and the effectiveness of a looseness monitoring system for safety-confirmation type bolts configured with a reflection type optical beam sensor. As the conditions of using the special washers in the study, they are placed on a level surface as a rule

and the bolts in use are M16 in nominal size and 4.8 in bolt strength grade. As a tightening method, the torque method using a generally used torque wrench is employed.



(a) Conical spring washer photos.



(b) Conical spring washer dimensions.

Fig. 1 Body dimensions of disc spring washer.
(M16)

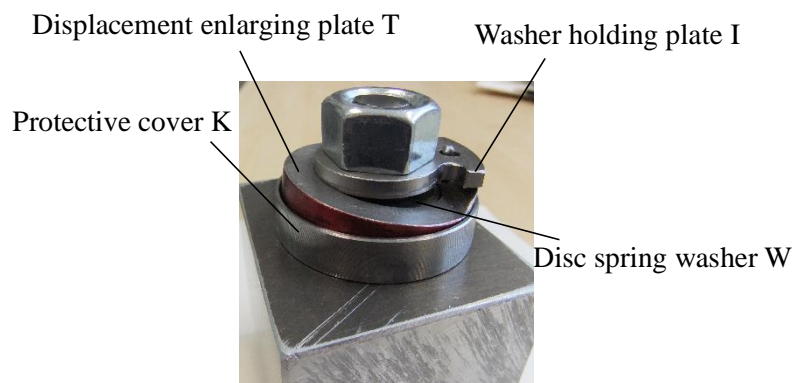


Fig. 2 Special washer.

2. Composition of the Special Washer

Fig. 2 shows the fastened state using the special washer, and Fig. 3 is an enlarged view of Fig. 2. The special washer is composed of a washer holding plate I, a disc spring washer W, a displacement enlarging plate T, and a protective cover K. The displacement enlarging plate T has a color-coded graduated scale on the side. When this graduated scale is referred to when the torque wrench is used, the relation between the axial force and the displacement can be recognized. A magnet M built in the displacement enlarging plate T always acts on the protective cover K as an attractive force, and in case of looseness occurrence, detects the looseness together with gravity. As a functional structure, the displacement enlarging plate T is set in the protective cover K, and the disc spring washer W and the washer holding plate I are disposed on the displacement enlarging plate T. The washer holding plate I and the displacement enlarging plate T are in contact at a contact point A. When fastening is made, the contact point A is pushed down. In case of looseness occurrence, the contact point A is released in no time by the restoring force of the disc spring washer W, and the displacement enlarging plate T is displaced downward by the action of the gravity and magnet M on the displacement enlarging plate T. Fig. 4 shows an enlarged view of this function. It is understood from this view that the displacement enlarging plate T plays an important role of conveying the information of fastening and looseness. Here, the washer holding plate I playing an important role of conveying the information of fastening and looseness has adequate stiffness enough not to be deformed.

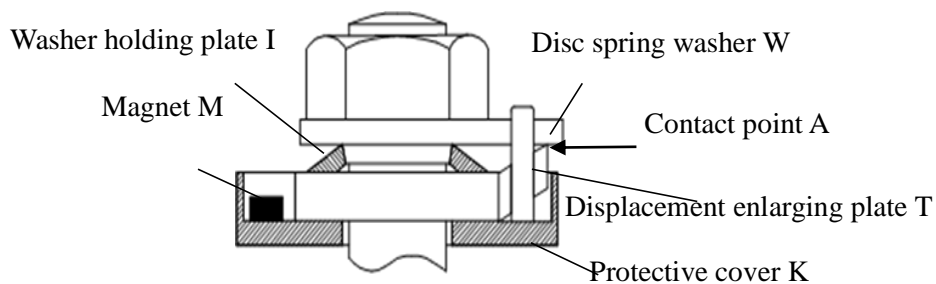


Fig. 3 Enlarged view of the special washer.

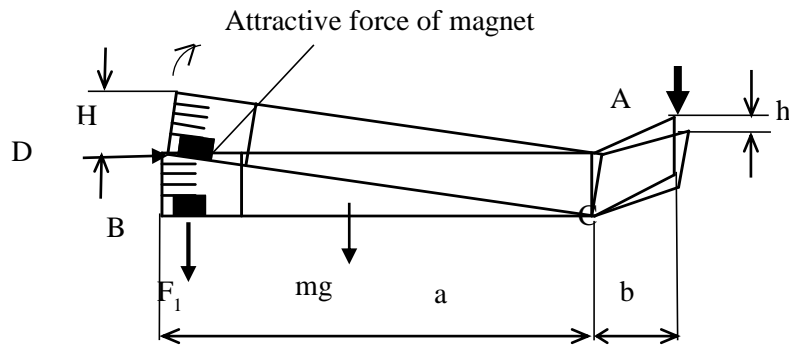


Fig. 4 Displacement enlarging plate T.

3. Fastening Displacement and Looseness Displacement

The axial force of the tightened bolt, which cannot be read directly, is generally grasped indirectly by using a torque wrench. In this study, the special washer, the micro-elongation of which is enlarged double by way of leverage, is experimentally evaluated and the effectiveness of the special washer is verified. Fig. 5 shows the experimental data of the axial force and displacement of the special washer furnished by the partner business enterprise to the experiment. F_{fmax} is the maximum axial force point when the disc spring washer W is closely attached to the fastened element. F_{fmin} is the minimum axial force point, below which the looseness is not permitted. H_{max} is the maximum tightening displacement point in response to the axial force, and H_{min} is the looseness boundary displacement point. The axial force F_{fk} is an axial force deficiency alarm point, which is in response to the looseness alarm displacement point H_k . F_{fk} , being positioned before the looseness boundary displacement point H_{min} , plays a role of preventive maintenance by issuing an alarm.

Therefore, the period between H_k and H_{min} is the maintenance respite period H_m , which requires maintenance to eliminate looseness between the time when the alarm is issued to the time when the looseness boundary point is reached.

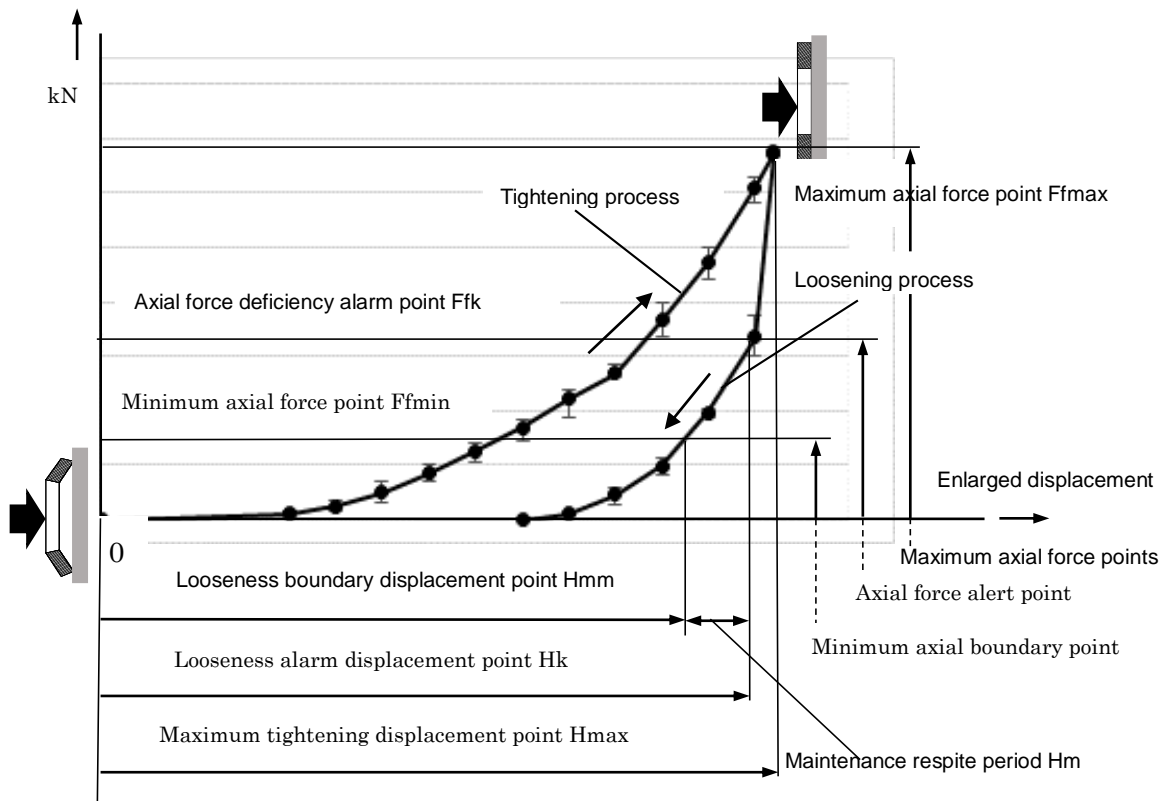


Fig. 5 Experimental data of the axial force and displacement of the furnished special washer.

4. Configuration of Safety-Confirmation Type to Realize Fail-Safe

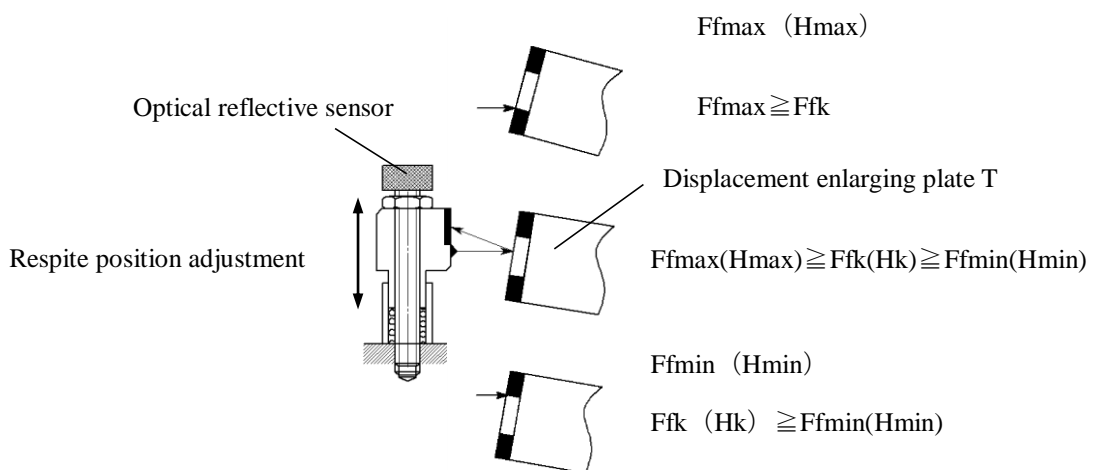
Among the important elements for realizing fail-safe are safety-confirmation type and non-symmetric failure⁴⁾. The safety-confirmation type “permits a dangerous act only when safety information is notified.” In the case of the special washer, only when the displacement enlarging plate T is protruded upward and the tightening axial force is within the allowable range, the safety information is continuously notified. The downward displacement means looseness, which further means danger due to the lowering of the axial force, and the downward displacement below the looseness boundary displacement point H_{min} is not permitted. On the other hand, the non-symmetric failure is represented by the use of physical phenomenon, such as infallible gravity. It is a type of failure that certainly falls into one side. Since the displacement enlarging plate T of the special washer always acts downward due to the gravity acting on the tension spring and the displacement enlarging plate T, the special washer failure notifies the safe failure. In this case,

the safety information is no longer notified, which is judged as “having loosened,” and the fastened element should be maintained immediately.

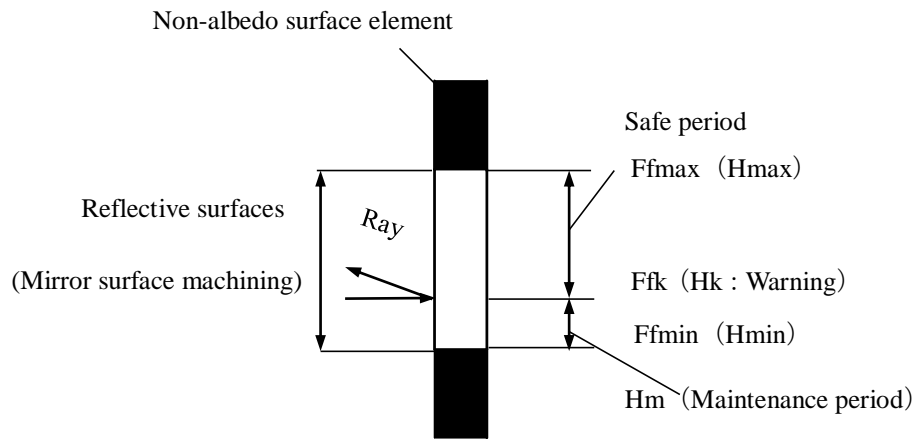
As described above, the bolt looseness is configured to be a failure on one side of non-symmetric failure, i.e., safety side. In order to realize the non-symmetric failure of the special washer, safety-indicating energy should be maintained on a high level but should pass out of existence upon the looseness occurrence. Article 4.5 of ISO 12100-2, international basic standards for safety, defines the “positive mechanical fastening” as the “fastening that acts on other mechanical component when mechanical components contact directly each other or via some synthetic element.” The special washer proposed in this study conforms with this standard.

5. Considerations of Looseness Detection by Using an Optical Beam Sensor

Supposing that bolts are tightened by human labor, a method of using an optical beam sensor for looseness detection is considered. Fig. 6 shows a configuration using a reflective sensor, and also the layout on the reflective-plate side of the displacement enlarging plate T. F_{fmax} (H_{max}), F_{fk} (H_k) and F_{fmin} (H_{min}) show the relation between the axial force and the displacement. The bolt is tightened at the F_{fmax} (H_{max}) point. In case of looseness occurrence due to various factors as the time passes, the bolt looseness exceeds the designed value range at the F_{fmin} (H_{min}) point into the dangerous state. To prevent this, F_{fk} (H_k) is positioned above the F_{fmin} (H_{min}) point to have a role of alarm and notification. Maintenance is requested before F_{fk} (H_k) reaches F_{fmin} (H_{min}).



(a) Configuration of reflection-type photoelectric sensor.



(b) Displacement enlarging plate T.

Fig. 6 Configuration of reflection-type photoelectric sensor.

6. Conclusion

Focusing on the maintainability of looseness in bolt fastening, the authors have studied a special washer that can detect the bolt looseness by using a “mechanism for enlarging displacement by applying the principle of leverage.” The axial force is change in the internal stress, which cannot be read directly on the site of bolt tightening. In this study, the authors tried the special washer that enlarged the displacement of the disc spring washer by applying the principle of leverage. This method enables determination whether the visual judgment of bolt looseness is “safe ($S = 1$)” or “dangerous ($S = 0$).” However, because “dangerous ($S = 0$)” means that the axial force is already zero and the fastened state contains a risk, it requests immediate maintenance. In the elements fastened by bolt tightening, there is no choice but to resort to electric signal to detect the micro-period of transition from “safety ($S = 1$)” to “danger ($S = 0$).” In this study, detection was tried by using a reflection type photoelectric sensor. Since the detection of bolt looseness depends on the restoring force of the disc spring washer, the displacement amount under load is important. From the experiment results, though the displacement amount is minute, when the principle of leverage is applied to the enlargement of the displacement amount, the minute displacement can be confirmed. The primary use of the special washer is not for the holding of the axial force but

as maintenance signal in case of bolt looseness occurrence. If the alert of bolt looseness is issued, immediate maintenance is required. The disc spring washer used for this study is so small in displacement amount, it is inevitable that the special washer body should be upsized to raise the enlargement factor. The authors believe that if this problem is solved, more precise visual judgment can be expected, which will lead to higher efficiency.

References

- 1)“Twenty-four Wheel Dropout Accidents of Large-sized Vehicles due to Wheel Cover or Bolt Break in 2012,” MLIT News Report ; “Bolt Drops from Play Equipment, Causing Light Injury,” Asahi Shimbun, morning edition, Apr. 30, 2012; “Bolt Drops from Coaster,” Asahi Shimbun, morning edition, Dec. 6, 2010
- 2) Akira Yamamoto: Principle and Design of Fastening,” Yokendo , 1996
- 3) Isamu Yoshimoto (Editor): Points of Design of Thread Tightening,” JIS, 1992
- 4) Masao Mukaidono: Safety Technology in the Future, JISHA, 2000

Development of a Safety Simulator for Lathe Turning

Abstract This paper deals with the development of a desktop safety simulator (“simulator”) to ensure safe lathe turning (“cutting”). The revolving center for supporting work in the cutting plays an important role of holding the work against come-off and fly-off, though the revolving center is inclined to be avoided partly because its usage is bothersome. One of the possible worst cases due to no use of the revolving center is that a fatal accident is caused by the work come-off and fly-off. The necessity of using the revolving center depends on the protrusion length of the work from the chuck. However, the judgment of such necessity is too difficult to make for those who are not familiar with the cutting.

In view of the above, this study intends to conduct experiments of risky work come-off and fly-off in order to clarify the conditions of the work come-off and fly-off and reflect the experimental data in the configuration of the simulator. To the configured simulator, the cutting conditions are inputted. Then, the simulator simulates the cutting on a PC screen. If any of the inputted cutting conditions is judged dangerous, the work vigorously comes off and flies off, and “WORK FLIED” is displayed on the PC screen. Since this simulation is run on the PC screen, the operator can safely learn how the work comes off and flies off. This study is to develop such a simulator for use in safety education that can be operated as if playing a game with no worry about injury.

I . Introduction

In the cutting field, the NC (numeric control) operation is programmed. Before the cutting starts, the safety guard forcibly closes against the access to the motion space to form a safety structure. An NC lathe is one of the lathes of safety structure to ensure safety against fatal accidents due to operator’s being caught up or work come-off and fly-off. In fact, however, there are quite a few cases where work comes off from the chuck and flies off due to inappropriate conditions of the cutting. The NC program is designed by proficient technicians who are familiar with the cutting. To master the cutting, general-purpose lathes are indispensable. The general-purpose lathe has no safety guard, so that the operator can freely access to dangerous spaces to raise the working efficiency. However, this induces risks as seen in annual reports of accidents caused by general-purpose lathes.

Among all troubles, work come-off and fly-off occasionally may incur fatal accidents, and even if injury is not accompanied, cause a massive loss, such as product defects and machine breakage, and is more than close call for operators.

The operation of general-purpose lathes requires a lot of intuition and knack backed up by longstanding experience and proficiency, and, therefore, they say it takes an operator as long as ten years to be able to skillfully operate general-purpose lathes. For this reason, it is difficult for inexperienced operators, who cannot judge the necessity of using the revolving center to support the work or the extent of risk in the setup operation, to master lathe operation.

In this paper, for the purpose of avoiding serious risk, such as work come-off and fly-off, in the three-jaw chucking operation for general-purpose lathes, the authors conduct experiments of the cutting accompanied by work come-off and fly-off, analyze the possible cases of work come-off and fly-off and the degree of their influence, and, based on the analysis data, develop and fabricate a “safety simulator cutting on lathes for use in safety education.”

When an inexperienced operator or the like operates general-purpose lathe, he/she inputs various cutting data, such as cutting depth, to the simulator, and simulates the cutting on the PC screen. If any of the inputted cutting conditions is defective, the work vigorously comes off and flies off, and “WORK FLIED” is displayed on the PC screen, urging the re-setting of the cutting conditions. It is expected that every operator will be able to instinctively learn the marginal conditions of work come-off and fly-off through the simulator, and thereby prevent accidents and disasters. In this paper, the work material used is only S45C, various experiments are repeated, and the development of tools for the simulator and their effectiveness are verified.

The fabrication of the simulator was roughly divided into two fields — the creation of basic data, and the development of software based on the basic data. The software development was carried out by information experts.



Fig.1 General-purpose center.

II . Work Samples and Experimental System

For the experiments, a general-purpose center lathe (WASINO LEO-80A) and a three-jaw chuck of 230mm in outside diameter (KITAGAWA KA-6) are used. In the experiments, the cutting is limited to the outside diameter portions. The work material is S45C (HB210), which is most frequently used by students for practical training, etc. The work is prepared in three different diameters of 60mm, 80mm and 100mm, three different lengths of 150mm, 160mm and 170mm, and three different chucking lengths of 10mm, 20mm and 30mm. The protrusion length from the chuck is fixed to 140mm. Since experimenting work come-off and fly-off is extremely risky, a measure should be taken to prevent it during the experimentation. For this purpose, an experimental system as shown in Fig. 2 is fabricated, a hole (right circular cone) is made in the work with a center drill, and the revolving center is locked in such a way that it is at a distance of approx. 1mm from the vertex of the hole in the work. If the work comes off and flies off during the cutting, the work displaces and comes to contact the revolving center, and revolves accordingly. The revolution at that time is detected by a reflective sensor mounted above the revolving center, and alerted by the lamp lighting and the buzzer sounding. This structure is schematically depicted in Fig. 3. Also, the cutting resistance is measured to create the data, which is indispensable to configure the simulator, as shown in Fig. 4. As a dynamometer, Kistler Dynamometer is used.



Fig.2 Experiment of work come-off and fly-off detection.

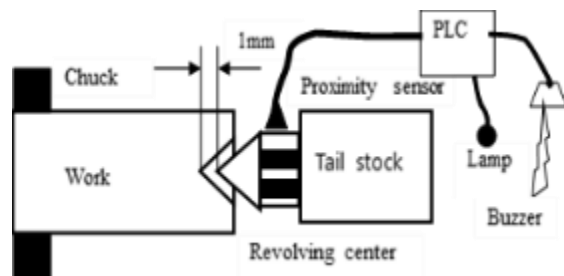


Fig.3 Experimental system for work come-off and fly-off detection.

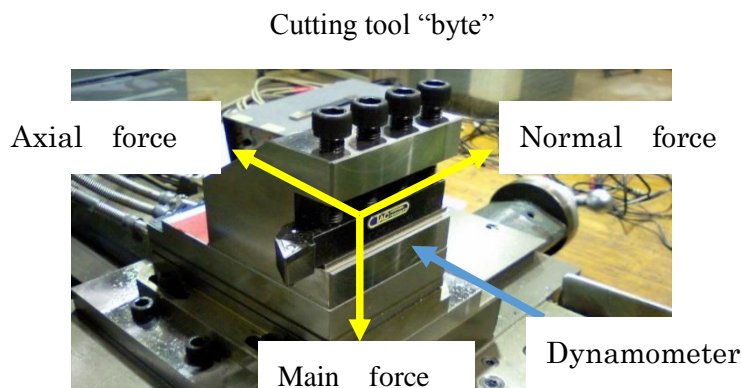


Fig.4 Measurement system for cutting force.

III. Experimental Conditions and Evaluation Cases

The external turning tool used for the experimentation is of such specifications as the upper take angle of 5° , the back clearance angle of 5° , the tool material of cermet alloy, and the chip breaker of triangular tip for throwaway at the rake angle of 10° . Table 1 shows the experimental conditions. The chucking torque shows the turning torque of the chuck handle. When the work is tightened by the chuck handle, chucking force is generated. The chucking torque, at which the operators tighten the work in person, is different from the chucking force. Based on the reports of investigation made on 44 male and female students, the obtained chucking torques are classified into three groups of 110 (N · m), 140 (N · m), and 160 (N · m), which are further divided for better feeling and recognition into three intensity levels of “Weak,” “Medium” and “Strong.” Three evaluation cases are set: (1) Normal cutting, (2) cutting accompanied by work come-off and fly-off, and ③ cutting accompanied by work sinking into the chuck. The actual work setting state is shown in Fig. 5.

Table.1 Experimental conditions. (Dry cutting)

Chucking torque	Weak (110N·m)	Medium (140N·m)	Strong(160N·m)
Chucking force	244×100(N)	305×100(N)	366×100(N)
Cutting speed	114,116,126(m/min)	114,116,126(m/min)	114,116,126(m/min)
Chucking length	10(mm)	20(mm)	30(mm)
Cutting depth (D)	2(mm)	4(mm)	6(mm)
Cutting velocity	0.21(mm/rev)	0.25(mm/rev)	0.32, (mm/rev)
Work diameter	60(mm)~100(mm)	60(mm)~100(mm)	60(mm)~100(mm)



Fig.5 Three-jaw chuck.

IV. Relation between Chucking Force and Chucking Torque

Since the chucking torque is reflected in the chucking force when the chuck handle is turned, the relation between the chucking torque and the checking force should be obtained. The measuring system for the turning torque of the chuck handle, which is an important component of the simulator, is designed and fabricated by using a strain gauge and a PLC for simplicity. The torque measuring system is calibrated to adjust the torque by using a torque wrench available in the market, and the chucking torques of 44 male and female students are obtained. Thereby, the effective range of the tightening torques with the upper and lower limits is determined.

Then, the chucking force generated by the tightening torques is obtained, and the relation between the chucking handle turning torque and the work chucking force is obtained. This is an important measurement experiment for grasping the calculative relation of the work come-off from the chuck, and the force required for the work sinking into the chuck.

As shown in Fig. 6, the authors have developed a chucking force measuring system to obtain the relation between the chucking force and the chucking torque.

Furthermore, in order to narrow down the work fly-off extent and reduce the number of experiments, finite element analysis is made concurrently, and experiments are conducted to investigate the relation among the chuck handle turning torque, the chucking force and the work fly-off based on the experimentally obtained basic data. For analysis, the contact analysis of the finite element analysis is made by using analysis software “ANSYS.” Fig. 7 shows the finite element analysis made in the investigative experiments.

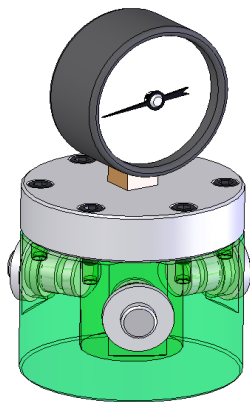


Fig.6 Measuring system for chucking force.

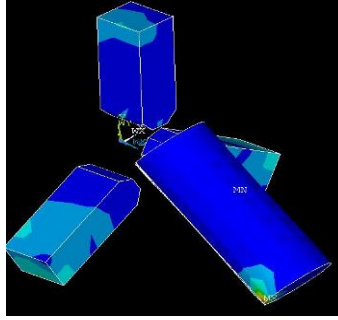


Fig.7 Finite element analysis.

V . Experimental Results and Their Considerations

A Results of evaluation of work come-off and fly-off specific to work diameter and cutting area, and their considerations

Figs. 8, 9 and 10 show the chucking lengths, the cutting areas, the work diameters, the chucking torques, and the work come-off and fly-off limits. Fig. 8 shows the work come-off and fly-off limits of the shortest chucking length of 10mm. The largest cutting area at the chucking torque of 110 (N · m) for the work diameter of 100mm is 0.32mm² (feed velocity 0.32mm/rev×cutting depth 1mm). In contrast, at the chucking torques of 140 (N · m) and 160 (N · m), the work up to 100mm in diameter can be cut up to the largest cutting area of 0.5mm² (feed velocity 0.25mm/rev×cutting depth 2mm). In Fig. 9, at the chucking length of 20mm, where the largest cutting area is on the same tendency as the case with the chucking length of 10mm, the work of 80mm and 100mm in diameter can be cut up to 0.5mm² (feed velocity 0.25mm/rev×cutting depth 2mm). For the work of 60mm in diameter, at the chucking torque of 160 (N · m), an infinitesimally small increase of 0.1mm² is shown from the case at the chucking torque of 110 (N · m). Fig. 10 shows the data at the longest chucking length of 30mm. At the chucking toques of 140 (N · m) and 160 (N · m), the work can be cut up to 0.5mm² for all diameters (feed velocity 0.25mm/rev×cutting depth 2mm). From these results, the chucking torque should be 140 (N · m) and 160 (N · m) or more to achieve stable cutting. On the other hand, compared with the work diameter of 60mm, the work diameter of 100mm tends to be larger in cutting area and less frequent in the occurrence of work come-off and fly-off. The cutting torque is indicated as $T = Ft \cdot D/2$ (Ft is the main component force), which shows the reverse trend here because the larger the diameter becomes, the larger the cutting torque facilitates the occurrence of work come-off and fly-off. Since the cutting resistance remains in the same range under the same conditions, on the chucking side as well, the larger diameter (radius×chucking torque) is more influential than the cutting torque, which seems to be substantially related to the roundness of the work holding portion of the three-jaw chuck. This is an assignment to be dealt with. Fig. 11 shows a scene of the experiment.

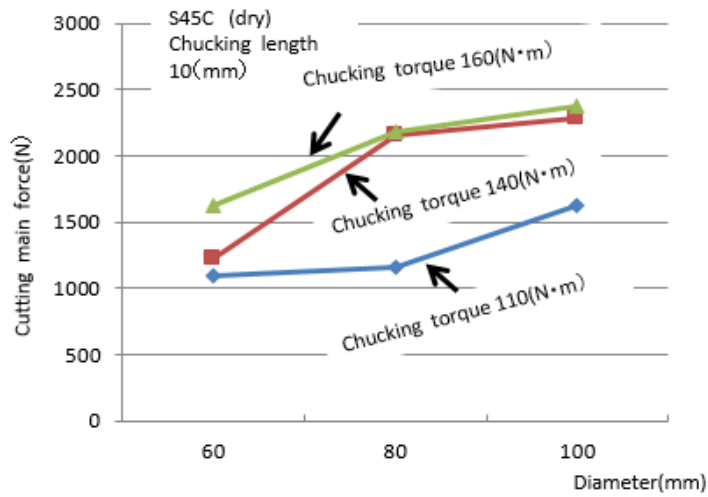


Fig.8 Cutting force according to outside diameter.

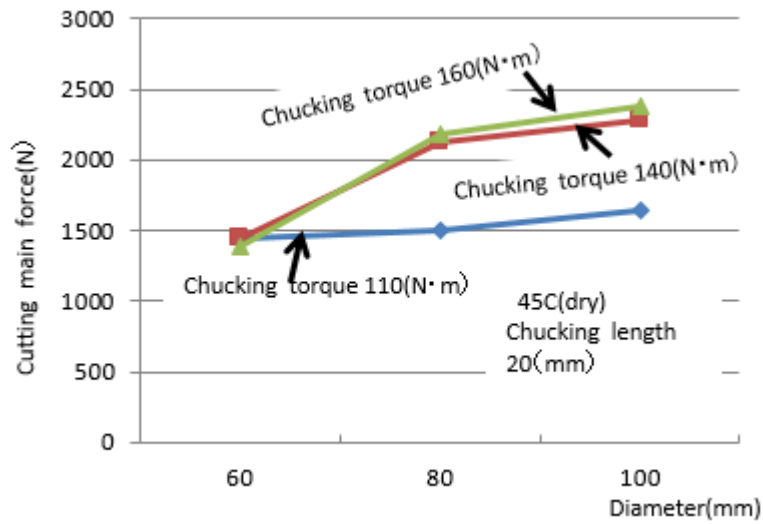


Fig.9 Cutting force according to outside diameter.

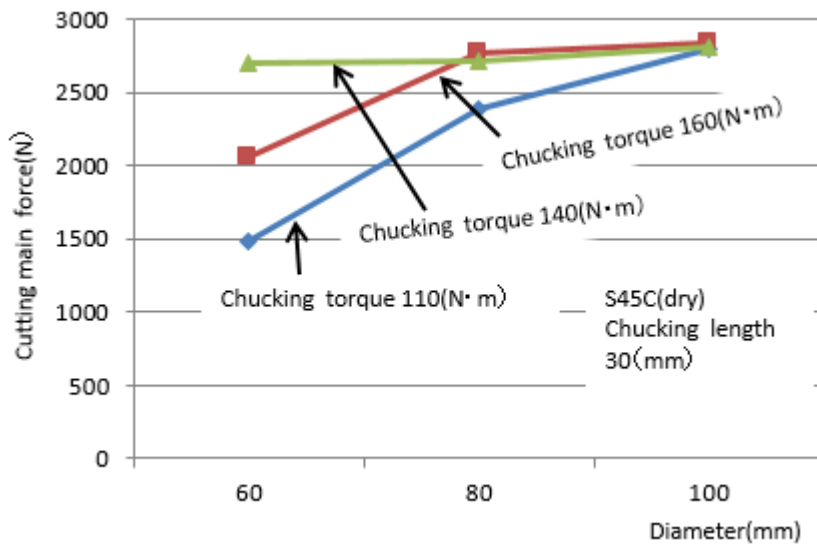


Fig.10 Cutting force according to outside diameter.



Fig. 11 Work come-off and fly-off experiment.

B Composition of the safety simulator for lathe turning

The operating environment used for the software development is as follows:

OS: Windows XP

Development language: Java, Java3D, Java Communications API (serial communication)

UI: Swing (to ensure the same layout regardless of OS)

Java was used as a development language. Java can be used for OS of any environment (e.g., Macintosh, Linux), while VB and C++ are easier for creating GUI (graphical user interface) but applicable only to Windows. At first, 3D creation was tried by using OpenGL, but switched to Java3D because no class was available to column creation.

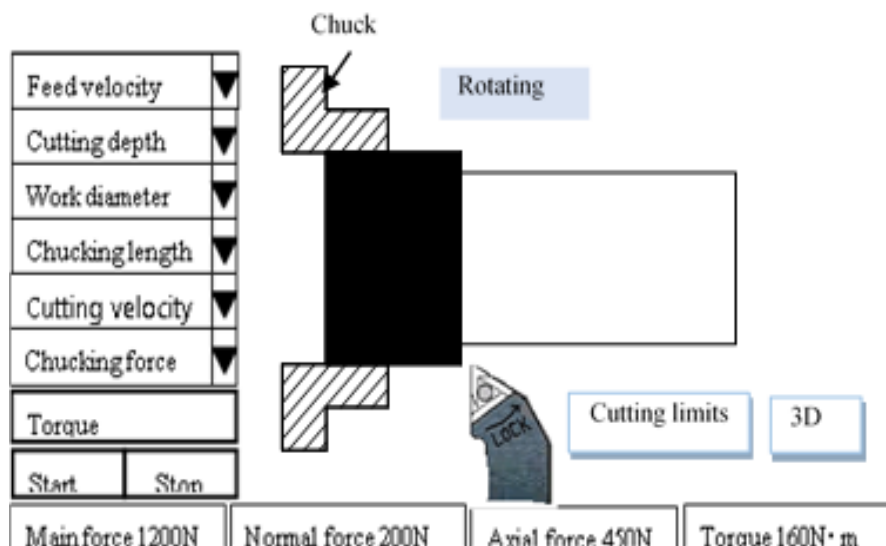


Fig.12 Safety simulator for lathe turning.

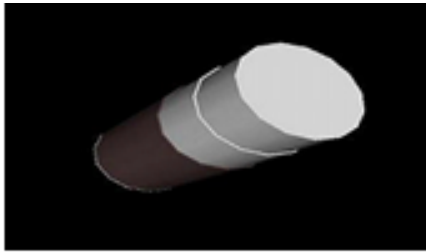


Fig.13 3D display screen.

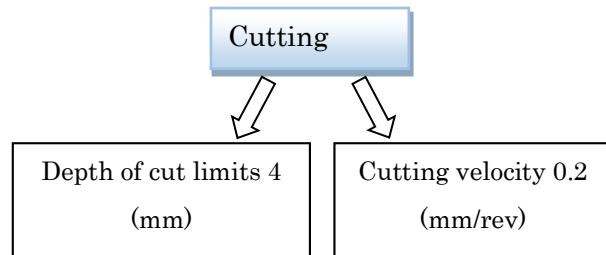


Fig.14 Cutting depth limit 4.

Work come-off and fly-off experiments are conducted on the work of 60mm, 80mm and 100mm in diameter to obtain the relation among the cutting area, the chucking length and the chucking torque. Fig. 12 shows the screen of the “safety simulator for lathe turning” for use in safety education, which was developed based on the experimental results. This software was developed by using Java with various experimental data incorporated in it for judging danger. If the safety limits are exceeded, the occurrence of work come-off and fly-off is displayed, and the simulation is interrupted. In Fig. 13, the entire 3D image of the work cut in the simulation is turned around to show in animation.

To simulate the cutting, firstly, the operator selectively inputs the intensity level of the chucking torque from among “Weak,” “Medium” and “Strong.” In order for the operator to enable this input, he/she should grasp his/her chucking torque beforehand. Each operator is requested to measure his/her chucking torque with the chuck handle turning torque measuring equipment described in Section 4 and grasp his/her chucking torque. Then, the operator inputs the feed velocity, the cutting depth, the work diameter, the chucking length and the cutting velocity from the respective control select boxes, and presses the START button to start the cutting operation. At that time, three component forces of the then cutting resistance (main component force, thrust component force, feed component force) are displayed. If the selected cutting conditions are not satisfied, “WORK FLIED” is displayed. Fig. 14 shows the “cutting limits” button provided in the final response to the cutting limit value. The maximum cutting depth and the maximum feed velocity, which are permitted under the selected conditions, are displayed. When these maximum values are not exceeded, the cutting operation is safe with no work come-off and fly-off.

C Application to the NC lathe program

As shown in Fig. 15, the chucking torque (oil pressure gauge) and various conditions are inputted and “Cutting limits” shown in Fig. 14 are displayed in the NC lathe turning operation, and the cutting depth limits and the feed velocity are grasped at the time of NC programing. This

prevents the work come-off and fly-off to ensure efficient cutting operation.

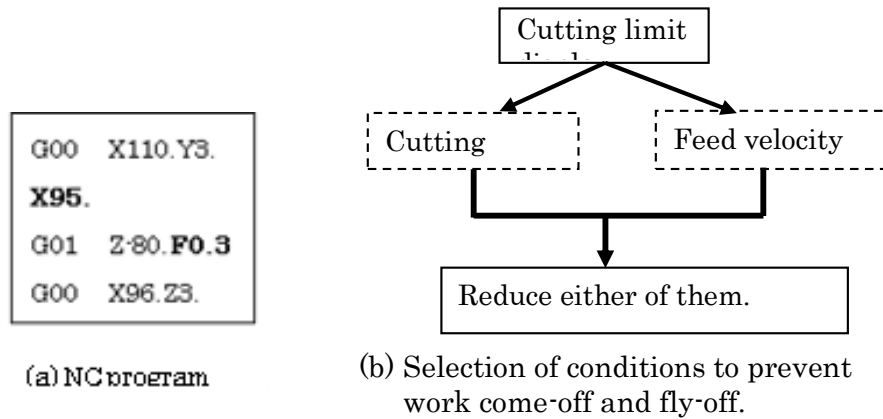


Fig.15 NC program and cutting limit.

VI. Chucking Torque Adjusting Jig

The chuck handle turning torque, which is related most closely to the work come-off and fly-off, is set in simulation to “Weak: 10 (N · m), Medium: 140 (N · m) and Strong: 160 (N · m).” In actual operation, it requires considerable degree of proficiency and intuition to precisely tighten the work at such chucking torques. To solve this problem, the authors have developed such a “torque adjustment chucking jig” as shown in Fig. 16 that allows everybody to repetitively tighten the work at a constant chucking force. This jig has incorporated a strong spring into three locations in the outer circumstance. At the end of each spring, a steel ball is deposited. The spring force is adjusted according to the chucking torque by the mounted screw. Three jigs are fabricated, one for “Weak,” one for “Medium” and the other for “Strong.” These jigs are calibrated, and used for chucking. By using these jigs, unevenness in chucking torque varied operator by operator can be eliminated, even chucking torque is ensured regardless of operators, and precise simulation can be realized.



(b) Replacing the jig.



(a) Chucking torque.

Fig.16 Chucking torque adjusting jig.

VII. Conclusion

For a person who has never operated a lathe, it is difficult to predict the intensity of rotational energy of the lathe and various risks due to the rotational energy. For this reason, there is no end of lathe accidents, such as being caught, being hit by flying work, and incised wounds.

Among all, accidents caused by flying work due to unaccustomed operation often lead to fatal accidents. They say that it takes many years to make a full-fledged operator. In the course of becoming a proficient operator, every operator should have various dangerous experiences. When a person first tries lathe operation at a practical training site, he/she has little sensitivity to the danger of lathe operation.

The authors have developed the simulator for use in safety education for such beginners, and put the simulator into practical use as a cutting training material for beginners who are not yet ready for starting lathe operation.

Fig. 17 shows a scene of training of lathe operation by using the simulator. Since lathe operation can be learned as if it were a game, the simulator is favorably evaluated by students. A strong point of the simulator is that various conditions obtained through the simulator can be reflected in the practical lathe operation. In fact, since this software was introduced, the students have become more cautious of lathe operation, which has reduced the number of accidents caused by the work come-off and fly-off. Some students carefully repeat tightening, from which the authors presume that the effect of the simulator has begun to exert.

This desktop simulator is useful for inexperienced operators who cannot judge whether or not the work will “come off and fly off.”



Fig.17 A scene of training by using the simulator.

Many operators, who have been accustomed to lathe operation to a certain extent and can roughly make a judgment of work come-off and fly-off, do not push the work-supporting revolving center at times. This is because they anticipate “botheration” or “troublesomess” about the break of the center drill or the interference of the cutting tool “byte” with the revolving center. This human error may cause fatal accidents. Also, by using the simulator, the operators can learn the limits of the cutting conditions, and the necessity of using the revolving center.

References

- [1] Tetsuo Matsuo, Atsuhiko Noda, Yoshiyuki Matsuno, Mitsuji Hino and Hideki Shibahara: Friendly Mechanical Engineering; Morikita Publishing, pp. 104 – 114, 1998
- [2] Hiroshi Nakazawa, Toshiyuki Obikawa et al. : Principle of Production and Processing; JSME, Nikkan Kogyo Shimbun, pp. 103 – 120, 1998
- [3] Toshimichi Moriwaki *et al.*; Design Engineering for Machinery (Basic Edition); JMTBA, pp. 27 – 44, 1998
- [4] Etsuo Marui: Ultraprecision Machining; Corona Publishing, pp. 53 – 95, 1997
- [5] Keizo Sakuma, Katsumasa Saito and Tetsuo Matsuo: Machining Techniques; Asakura Publishing, pp. 5 – 46, 1984
- [6] Japanese Industrial Standards: Disc Springs; JIS B2706:2001
- [7] Japan Industrial Safety & Health Association, MHLW: 2015 Indexes of Safety; pp. 2 – 14, 2015