振動を利用したねじ締結に関する研究 (第1報)*

—基礎実験—

堀 隆 一** 石 川 憲 一** 横 山 恭 男***

Study on the Vibration Screw Tightening
(1st Report)
—Basic Experiment—

Ryuichi HORI, Ken-ichi ISHIKAWA
and Yasuo YOKOYAMA

The purpose of this paper is to investigate screw tightening in order to attain the certainty of tightening by means of the reduction of equivalent kinetic friction by harmonic vibration. In the present paper, the findings of the investigation on the model and basic experiments are given. The model experiment for the inclined surface for

screw tightening agrees approximately with the model analysis. The basic experiment which was carried out using an M 20 Bolt applying torsional vibration showed that there is a clear vibration effect when the tightening velocity ratio V ($V = \dot{X}/\theta\omega$, where $\dot{X}$: tightening velocity, $\theta\omega$: amplitude of vibration velocity) is less than 1. Therefore, the axial tension increases and its variance can be reduced by harmonic vibration. It is clear from the experimental results that the screw tightening by harmonic vibration is effective.

Key words: vibration, screw tightening.

1. ま え が き

ねじは最も基本的な機械要素の一つであり、組立・分解が可能な機器の結合部の締結用要素として、非常に広範囲な工業的分野に利用されている。

ねじの締付けは、従来からドライバ、モンキー、スパナ、レンチなどの工具を用いて行われ、最近では、次第にねじ締め作業の自動化技術の進歩によって作業能率の向上から、多量のねじ部品の締付けには電動機あるいは圧縮空気を利用した締付方法が用いられるようになってきている¹⁾。現在、ねじ部品を締め付ける際には比較的簡便な方法として、トルクレンチやトルクドライバなどの締付工具を用いて、締付けトルクを規制して締め付けるトルク法が一般的に用いられている²⁾。しかしながら、このトルク法によって、ねじの締付力と相関関係のある締付けトルクを十分管理して一定のトルクで締め付けても、ねじの工作精度、表面処理および潤滑条件などの要因によって、ねじ面、ボルト頭部座面およびナット座面の相互間に作用する固体摩擦係数は広範囲にばらつき、これらのばらつきのために、ねじ締め技術の究極の目的である均一なボルト軸力を得るには、非常に困難であるのが現状である^{3)~5)}。

本研究は、振動による固体摩擦のみかけの減少効果⁶⁾⁷⁾

および座面やねじ面のなじみ効果等によって、ねじ部品に生じた軸力の均一化を図り、ねじの締付けの確実性を実現するためのねじ締め技術の究明を目的としている。

本報告では、まず振動を利用したねじ締結の解析に先立ち斜面を用いたねじの締付けのモデル実験を行った。更に、ナット (M 20) にねじり振動を付加させて締め付ける基礎実験を行ったが、このような振動を利用したねじ締め方法は効果的であることがわかったので第1報として報告する。

2. ねじの締付けモデル

一般に、ねじの締付けはくさびの押込みにたとえられ、斜面を用いた力学的モデルについて考えることができる。いま、図1(a)に示されるように、 P_0 なる軸力が作用しているナットを水平方向の接線力 U_0 でもって回すとき、ねじの斜面上に作用する力学的成分の間には次の関係があることが知られている⁸⁾。

$$\left. \begin{aligned} U_0 &= P_0 \cdot \tan(\rho + \beta) \\ \tan \rho &= \mu \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

ただし、 β は斜面の傾き角(ねじのリード角に相当する)、 ρ は斜面の摩擦角、 μ は斜面の摩擦係数を表している。

次に、振動が作用する場合のねじの締付けについては、図1(b)に示されるように、斜面方向に一致して、 $a \cdot \sin \omega t$ ($\omega = 2\pi f$, ここで、 a : 振幅、 ω : 円振動数、 f : 振動数)なる調和振動が作用する力学的モデルを考えることにする。

このとき、前述と同様に斜面上に作用する力のつりあ

* 原稿受付 昭和56年10月12日、昭和55年度精機学会秋季大会学術講演会(昭和55年9月28日)にて発表。

** 正会員 金沢工業大学(石川県石川郡野々市町扇が丘7-1)

*** 正会員 金沢大学工学部(金沢市小立野2-40-20)

Fig.1 Model of screw tightening

いから次の関係が成り立つ.

$$U \cos \beta - P \sin \beta = \mp \mu (U \sin \beta + P \cos \beta) \quad (2)$$

式(2)の右辺の符号は、ねじの締付速度と振動速度との相対速度の正または負の条件によって変わり、 ωt を τ と置き換えて、符号の切り替わる時刻 τ_1 及び τ_2 は、

$$\dot{X} - a\omega \cos \tau = 0 \quad (3)$$

より、

$$\left. \begin{aligned} \tau_1 &= \cos^{-1} V \\ \tau_2 &= 2\pi - \cos^{-1} V \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

のように求められる。ここで、 $V = \dot{X}/a\omega$ と表し、締付速度 $\dot{X}$ と作用する調和振動の振動速度振幅 $a\omega$ との比を締付速度比 V と定義する。その結果、振動1周期間($\tau=0 \sim 2\pi$)においては、複号は次のように変化することがわかる。

$$0 \leq \tau < \tau_1, \tau_2 < \tau < 2\pi \text{ のとき } (-)$$

$$\tau_1 \leq \tau \leq \tau_2 \text{ のとき } (+)$$

そこで、斜面に作用する摩擦力は、図2に示されるように周期的な変動を繰り返す故、前述の式(2)に関して、振動1周期間($\tau=0 \sim 2\pi$)について平均し等価的成分について考察すると、次のような関係が導かれる。

$$\begin{aligned} & \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} (U \cos \beta - P \sin \beta) d\tau \\ &= \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \mp \mu (U \sin \beta + P \cos \beta) d\tau \end{aligned} \quad (5)$$

式(5)より

$$\begin{aligned} & U \cos \beta - P \sin \beta \\ &= \frac{2}{\pi} \mu \sin^{-1} V (U \sin \beta + P \cos \beta) \end{aligned} \quad (6)$$

故に、斜面の摩擦係数は、次式で定義される等価動摩擦係数 μ_V でもって表すことができる。

$$\mu_V = \frac{2}{\pi} \mu \sin^{-1} V \quad (7)$$

したがって、振動が作用する場合の斜面に作用する軸力 P と接線力 U との間には、次に示される関係が成り立つことがわかる*。

Fig.2 Periodic behaviour of frictional force in tightening direction

$$\left. \begin{aligned} U &= P \cdot \tan(\rho_V + \beta) \\ \tan \rho_V &= \mu_V \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

ここで、 ρ_V は等価摩擦角である。この結果、振動が作用することによって接線力の変動が生ずるが、振動が作用する場合の接線力の平均値を、振動が作用しない場合のそれと同一に評価すれば、式(6)によって表される摩擦係数のみかけの減少効果によって、軸力の増大が生ずるものと考えられる。

3. モデル実験

3.1 実験装置および実験方法

前章の理論解析によって、振動作用下では斜面に作用する摩擦係数はみかけ上減少することがわかった。そこで、本研究では、座面やねじ面の摩擦係数の等価的減少による締付けの効果について考察するために、斜面を用いた簡単な実験装置を製作し、ねじの締付けのモデル実験を行った。本実験で製作したモデル実験装置の構成を図3に示す。

図3において、斜面の傾斜角 β は実際のねじのリード角に近似させ、M8~M16並目ねじでは平均して $\beta \approx 2^\circ 50'$ であるから、本実験装置では $\beta = 3^\circ$ とした。

実験方法は、振動が作用しない場合、スライダ①を減速機付きギヤモータによって一定速度($\dot{X} = 4.4 \text{ mm/s}$)で水平方向に駆動させた。振動平面上に固定された鋼

* 本論文では P, U を振動1周期間にわたって一定としたが、それらを時間の関数として考察しても平均的には同一の結果が得られる。

Fig. 3 Composition of model experimental apparatus

Table 1 Experimental conditions

Frequency Hz	0, 40, 60
Amplitude mm	0, 0.1, 0.2
Tightening velocity mm/s	4.4
Velocity ratio	0.09, 0.12, 0.18

球(直径 $\phi 8$)②と平板状試験片(形状: $30 \times 25 \times 5$ mm)③を接触させ、軸力検出用平行ばね④および接線力検出用平行ばね⑤上の抵抗線ひずみゲージによって軸力および接線力を検出した。このときの鋼球②と平板状試験片③との接触時間は4 s間とした。軸力と接線力の記録は電磁オシログラフを用いた。本実験では、アルミニウム、一般機械構造用圧延鋼材(SS 41)、鋳鉄(FC 20)の3種類を用いた。

振動を作用させた締付けのモデル実験では、図3に示されるように、動電型加振機⑦を用いて、振動数 $f=40, 60$ Hz, 振幅 $a=0.1, 0.2$ mmなる調和振動を振動面方向と一致して作用させ、前章で定義された締付速度比 V が $V < 1$ なる条件を満たすように実験条件を決定した。実験条件は前述の振動が作用しない場合と同様である。表1にモデル実験における実験条件が示されている。

実験にあたって、鋼球および試験片の表面を石油ベンジンで油脂等を除去し、実験中は常に一定振幅の調和振動が作用するように、低周波発振器の出力を調整しながら一連の実験を行った。

3.2 実験結果および考察

斜面を用いたねじの締付けのモデル実験結果の一例が図4に示されている。試験片の材質は、鋳鉄(FC 20)を使用した場合であり、振動面に作用する接線力 U と軸

Fig. 4 Relation between tangential force and axial tension

$V = \dot{X}/a\omega$, $\dot{X}$: Tightening velocity, $a\omega$: Amplitude of vibration velocity

力 P との関係が、前述の締付速度比 V をパラメータとして、振動が作用しない場合と比較して図4に示されている。鋼球と試験片との間の摩擦係数は振動が作用しない場合の真の摩擦係数を用い、本実験では、 $\mu=0.18$ である。図中に実線で記されている理論値は、前章で述べた式(1)および式(8)を用いて計算されたものであり、振動面の摩擦係数 $\mu_r=0$ の場合を破線で示し比較してある。図4において、軸力は接線力に比例して増加し、調和振動を付加させることによって、締付速度比 V は減少し、振動面上の摩擦係数はみかけ上軽減されることによって、一定の接線力に対する軸力の増加は顕著である。本実験結果から、理論値と実験値とはかなりよく一致していることがわかる。

一方、振動を作用させることによって、軸力のばらつきも減少も顕著となっていることがわかる。このことは振動が作用することによって、同一接触面の微小な繰返し運動のために、いわゆる“あたり”が良くなり、摩擦係数のばらつきが均一化されるものと考えられる。このような現象については次報において詳しく取り扱う予定である。

4. 締付けトルクと軸力との関係

一般に、ねじ部品を締め付けるときの締付けトルク T とボルトに付与される軸力 P との関係は、よく知られているように座面の摩擦を考慮して次のように表される⁸⁾。

Fig. 5 Main part of experimental apparatus

$$T = \frac{1}{2} P \{ d \tan(\rho + \beta) + \mu' \cdot d_A \} \quad (9)$$

ここで、 T : 締付けトルク、 P : ボルト軸力、 d : ボルトの有効径、 d_A : ナット座面の平均摩擦直径、 ρ : 摩擦角、 μ : ボルト及びナットのねじ面の摩擦係数、 μ' : ナット座面と座金との間の摩擦係数で表される。

振動締付けでは、振動によってねじ面および座面の摩擦係数は、前章で定義された等価摩擦係数 μ_V, μ'_V を用いて表すことができる。したがって、振動を利用したねじの締付けの場合、締付けトルク T_V とボルトに導入される軸力 P_V との関係は次式のように表される。

$$T_V = \frac{1}{2} P_V \{ d \tan(\rho_V + \beta) + \mu'_V \cdot d_A \} \quad (10)$$

ただし、 T_V : 振動が作用した場合の締付けトルク、 P_V : ボルト軸力、 $\mu_V = (2/\pi) \mu \sin^{-1} V$ 、 $\mu'_V = (2/\pi) \mu' \sin^{-1} V$: 等価摩擦係数、 $\tan \rho_V = \mu_V$ 、 $\tan \rho'_V = \mu'_V$: 等価摩擦角、 V : 締付速度比である。

5. 基礎実験

5.1 実験装置および実験方法

前章で述べたように、モデル実験結果から締付方向と同一方向に振動を作用させることによって、ねじ面および座面の摩擦係数を減少させ、軸力を増大させ得ることがわかった。

そこで、振動を利用したねじの締付けの基礎的実験を行うに際して、エキセン機構を介しナットにねじり振動を作用させて締め付ける実験装置を製作した。そして、その主要部は図5に示されている。

次に、本実験には M 20 鋼ボルト (転造ねじ) ① を使用し、その M 20 鋼ボルト、ナット (M 20, 並目) ② および座金 (材質: S 45 C) ③ は図5に示されるようにセットした。座金の座面表面は旋削仕上とした。

Table 2 Experimental conditions

Tightening velocity rpm	8.5
Tightening torque N·m	0-8
Tightening turn angle	0-30°
Frequency of torsional vibration Hz	30
Amplitude of torsional vibration	0-1.0°

実験方法は、バックラッシュのないハーモニックモータ (CS-20-80 型, (株)ハーモニックドライブシステムズ製) ④ を用いて、M 20 鋼ボルトを一定周速度 ($v=8.2$ mm/s) で回転させ、ナット (M 20, 並目) ② に加振用エキセン装置 ⑤ を介し、ねじり振動を作用させて締め付ける方法を用いた。ナットに作用するねじり振動は、振動数 $f=30$ Hz、初期角変位振幅 $\theta_0=1.5^\circ, 3.0^\circ, 4.5^\circ$ とした。本報告では、実験技術上締付け開始から締付け終了までの締付回転角 α は 30° に設定した。

締付けの際にボルトに付与される軸力は、図5に示されるような円筒状の軸力検出器 ⑥ を製作し、4 枚のストレインゲージ ⑦ によって 4 ゲージ法で検出した。軸力の校正は、万能材料試験機 (RH-30 型, 島津製作所製) を用いて行った。

トルクは、トルク検出用板ばね (ばね定数 $K=2 \times 10^3$ kN/m) ⑧ 上に貼られたストレインゲージ ⑨ によって検出し、それぞれ同時に電磁オシログラフに記録した。

実験に際して、M 20 鋼ボルトおよびナットのねじ部を石油ベンジンで洗浄し、十分乾燥させた後、各実験条件についてそれぞれ 10 回ずつ繰り返し実験を行った。表2に基礎実験における実験条件が記されている。

5.2 実験結果および考察

図6に、振動数 $f=30$ Hz のねじり振動をナットに作用させて締め付けたときの締付過程の一例が示されている。この記録例から明らかなように、ナットにねじり振動を作用させながら締め付けた場合、軸力は一種の鋸歯

Fig. 6 Process of screw tightening by torsional vibration

Fig. 7 Relation between tightening velocity ratio and axial tension

$\dot{X}$: Tightening velocity, $\theta\omega$; Amplitude of vibration velocity

状の周期的な増加を呈し、その締付けの特徴がよく表れている。

図 7 に、M 20 鋼ボルトを用いてナットに振動数 $f = 30$ Hz のねじり振動を重畳させて締め付けた場合、締付け途中での締付けトルク $T_T = 3.0$ N·m における締付速度比 V に対する軸力 P_V の変化が、振動が作用しない場合 ($V \rightarrow \infty$) と比較して示されている。このとき、ナットに作用するねじり振動の角変位振幅は、 0.4° 、 0.6° 、 0.9° である。図中の実線は、第 4 章で述べた式 (9) および式 (10) を用いて計算されたものである。振動が重畳された締付けの場合、特に、締付速度比 V が $V < 1$ なる条件下では、軸力は顕著な増加を示し、そのばらつきも相当減少していることがわかる。

以上に述べた実験結果から明らかなように、振動を利

用したねじ締めは、振動が作用しない従来の締付けと比較して、軸力は増加し、そのばらつきが減少することがわかり、本方法は効果的な締付けであると考えられる。

本報告は、ねじの弾性範囲内の締付けに関し、締付け途中の状態について考察されたものであり、実際の締付けや実用的な方法については次報において述べることにする。

6. む す び

本研究では、ねじの締付けの基礎的研究として、振動を利用したねじ締めのモデル実験および基礎実験を行い、次に列挙するようなことが明らかとなった。

- (1) 振動を利用したねじ締めのモデル解析を行うと共に、斜面を用いた簡単なモデル実験によって解析結果が確かめられた。
- (2) 前項から発展して振動ねじ締めの基礎実験として、M 20 鋼ボルトの締付実験を行い、本方法によって軸力は増加し、そのばらつきも減少することがわかった。
- (3) 以上に述べた結果より、振動を利用したねじ締めの考え方の妥当性が実証され、本方法は効果的なねじ締め方法であることが明らかとなった。

最後に、本研究に際し有益な御指導・御助言を賜りました、東京電機大学教授山本晃先生、並びに東京工業大学教授吉本勇先生に感謝致します。また、実験等に御協力を頂いた当時の金沢工業大学学生上田雅敏、高田伸一両君に謝意を表します。

参 考 文 献

- 1) 北郷 薫, 江藤元大: 新しいねじ結合方式とその動向, 自動車技術, **34**, 7 (1980) 729.
- 2) 吉本 勇: トルク法におけるねじの適正締付力の求め方, 日本機械学会論文集, **38**, 315 (1972) 3017.
- 3) 酒井智次: ねじ部品の摩擦係数, 日本機械学会論文集, **43**, 370 (1977) 2372.
- 4) 池田 馨, 中川 元, 光永公一: ボルトの締付けについて, 日本機械学会論文集, **36**, 290 (1979) 1735.
- 5) 石橋 真: ボルト・ナットの摩擦係数とトルク係数, 潤滑, **26**, 4 (1981) 225.
- 6) 石川憲一, 横山恭男: 振動による等価動摩擦係数の挙動, 精密機械, **44**, 2 (1978) 173.
- 7) 石川憲一, 横山恭男: 摩擦・摩耗に及ぼす振動の影響, 金沢工業大学創立 20 周年記念論文集 (1977) 21.
- 8) 山本 晃: ねじ締結の理論と計算, 養賢堂 (1975) 77.
- 9) ねじの適正締付け分科会: ねじの適正締付けに関する調査研究報告書, 日本ねじ研究協会 (1971).