

# ねじ締結体のかかえる問題を全て解決できる 極めて緩みにくい転造二重ねじボルト

竹増光家\*

## 1. はじめに

一般にねじ締結体は締付けて使用される。最も代表的なボルトとナットの組合せの場合、両者が規定のトルクでしっかり締結されていれば、ねじ締結体の強度(特に疲労強度)に問題はないが、緩むことにより疲労破壊しやすくなる。図1はある調査の機械・機器部材の破損の内訳である<sup>1)</sup>。ボルト類は3番目であるが、実際には機械部品の中で破損の絶対件数が最も多いと推定されている。その理由は、ボルト類は特殊品を除いて破損してもすぐに購入できるため、大部分は現場で交換して済まされていることによる。

ところで、輸送機器や振動を伴う産業機械・装置類において、ねじの緩みから大事故を引き起こすことはよく知られた事実である。そのためねじ締結体の緩みの原因解明<sup>2-5)</sup>とその防止対策<sup>6-7)</sup>が重要な研究課題となってきた。ねじの緩みで特に問題になるのはナットの戻り回転により生じるもので、それは予期せずしばしば発生するため非常に危険である。しかし、現在市販されている緩み止め部品のほとんどは、ねじ面間の摩擦力を強化したものにすぎず、決定的な緩み防止対策とはなっていない。

このような状況から、ねじ締結体の緩みおよび脱落防止は、定期的なメンテナンスで対応しているのが現状であり、それを長期間にわたり防ぐことができれば、重要度が高い輸送機器、橋梁・鉄塔あるいは振動を伴う産業機械・装置類の安全対策が飛躍的に向上し、メンテナンスコストの大幅な削減が可能となる。ここで紹介する二重ねじ機構に基づくボルト締結体(以下二重ねじと呼ぶ)は、かかる問題を解決するために考案されたものである。図2に通常のシングルねじと二重ねじの構造を比較して示す。通常のシングルねじはダブルナット構造にした場合、同一ピッチの二つのナット間の摩擦力のみで緩みを防いでいる。これに対し、二重ねじは一本のボルトにピッチの異なる2種類のねじをもち、最初に並目ナット、次に細目ナットの順で締め込む。これにより、2種類のナットのピッチが異なるために同時に回転移動できないという機械的ロックにより極めて緩みにくい機構となっている<sup>8)</sup>。

## 2. ねじの緩みとねじの破損の関係

### 2.1 ねじの緩みについて

ねじで締付けられた物品が緩むという現象は、事故につながることもあり、古くから問題視され、その原因を究明

するために種々の研究が行われてきた<sup>2-5)</sup>。一般にねじの緩みと呼ばれるものには、ナットが回転しないで生じる緩みと、ナットが戻り回転して生じる緩みとがある<sup>9)</sup>。前者はナットの締めすぎによってボルトに永久変形が生じ締結力が低下する初期緩み、締付け面の接触部またはボルト部が局所的に塑性変形し生じる“へたり”、座面の陥没による

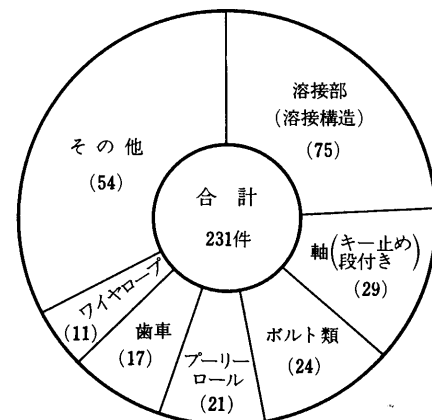


図1 機械・機器部材の破損事例の内訳

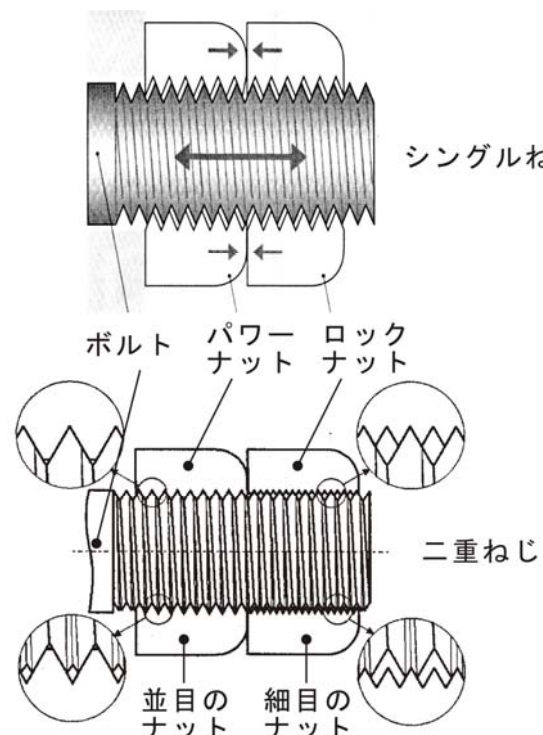


図2 シングルねじと二重ねじの構造の比較

原稿受付 平成 17 年 xx 月 xx 日

\* 九州大大学院工学研究院知能機械システム部門

〒819-0395 福岡県福岡市西区元岡 744

緩みなどがある。これらは原因の把握が比較的容易であり、緩みの進行が停止するケースが多いので、設計の段階で考慮するか、締付けトルクを適切に管理したり、増し締めをすることなどにより防止できる。問題なのは後者の場合であって、それはねじを戻り回転させる外力だけでなく、軸直角方向や軸方向の繰り返し外力によっても発生する。特に激しい振動や衝撃的外力を伴うような場合には、短時間のうちにナットが緩み脱落することもあるので、十分な対策が必要である。図3に戻り回転による緩みを防止するために考案された種々の緩み止め部品の例を示すが<sup>10)</sup>、ほとんどはナットの変形を利用しており、ねじ面間の摩擦力を強化したものに過ぎない。そもそもねじの緩みは、ねじ面間の座面圧力分布が螺旋形状に基づく非対称分布であることから、ねじの軸直角方向に振動が作用すれば、ねじれによるトルクを起動力とする戻り回転力が生じるために起こるものである。このため、摩擦力を少しばかり高めても、緩みを完全に防止することは困難であると考えられる。

2.2 ねじ締結体の疲労強度と破損

安全率をかなり大きく見込んで壊れないように設計されたはずの構造物が、意外と低い荷重で破損に至る例がしばしば報告されている。これは周知のように、鋼構造物の破損事例の80~90%が「疲労」に起因するためである。そこでまず、ボルトの疲労強度の一般的特性について考察する。詳しくは西田の文献<sup>1)</sup>に解説されているので参照されたい。

ねじ部を切削により製作した代表的な鋼ボルトの引張疲労限を表1に示す<sup>10)</sup>。定義から、本来部分片振引張りの場合の疲労限は、応力振幅 $\sigma_a$ と平均応力 $\sigma_m$ との和 $\sigma_a + \sigma_m$ で表示すべきである。しかし、ボルトの場合、平均応力の影響が小さく、かつ平均応力を一定のまま使用するとは限らないので、一般には応力振幅 $\sigma_a$ だけで比較される。表から、鋼ボルトの引張疲労限は通常径で50~60MPaであり、それほど高いとはいえない。また、その呼び径が大きくなれば、寸法効果により著しく低下し、疲労限は30MPaと半減している。鋼構造物部材の疲労破損による寸法効果は、疲労限の低下量で10~15%であるので、ボルトの場合の低下の程度は極めて大きいといえる。

ボルトの疲労限が低い一般的要因にはいくつかあるが、その第一はボルト各ねじ山の「荷重分担不均一」である。表2にボルトねじ山の荷重分担を示す。荷重全体を100%とすると、ナットとの嵌合ねじ山数に関係なく、そのほぼ1/3の荷重がボルトの第一ねじ山に加わり、第二ねじ山以降の荷重分担は急激に減少している。このため、ボルトの破損のほとんどはナット嵌合端面のボルト第一ねじ谷底で発生する。その他の要因としては、ボルトが切欠き材の一種であること、および外力伝達がボルトねじ山とナットねじ山の接触によって行われることによる高い応力集中率と片当たりを挙げることができる。すなわち、応力集中係数を $\alpha$ 、切欠き係数を $\beta$ としたとき、純粋疲労では常に $\alpha \geq \beta$ である。ところが、ボルトの場合、 $\alpha$ は4程度であるが、 $\beta$ は8~10が成立し、これはボルトの疲労限が通常の切欠き材よりもはるかに低いことを示しており、その向上は極めて困難であると考えられる。実際、ボルトやナットの材料や形状面から、ねじ締結体の疲労強度向上策が種々研究されてきたが、決定的な対策はほとんど見出されていない。

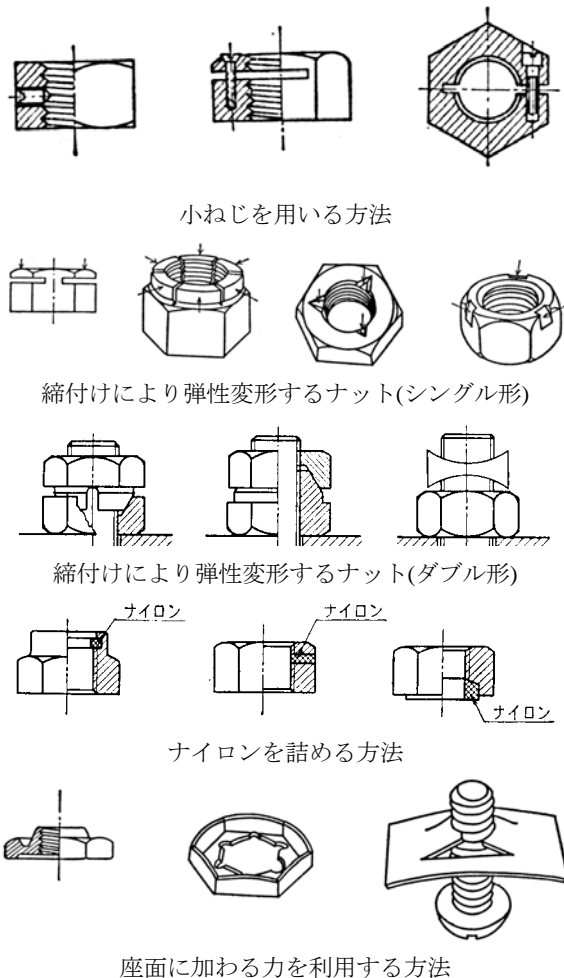


図3 各種緩み止め部品

表1 鋼ボルトの引張疲労限

呼び径 [mm]	6	8	12	20	30	42	48
疲労限 [MPa]	60	60	50	40	30	30	30

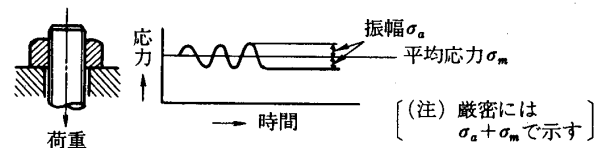
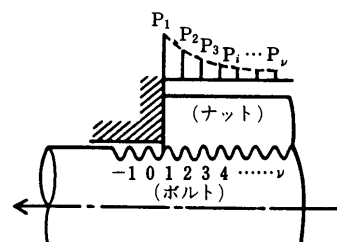


表2 ボルトねじ山の荷重分担

ねじ山数	P <sub>1</sub>	P <sub>2</sub>	P <sub>3</sub>	P <sub>4</sub>	P <sub>5</sub>	P <sub>6</sub>	P <sub>7</sub>	P <sub>8</sub>	P <sub>9</sub>	P <sub>10</sub>
6	33.7	22.9	15.8	11.4	8.7	7.5				
8	33.3	22.3	15.0	10.2	7.0	5.0	3.9	3.3		
10	33.1	22.2	14.9	10.0	6.7	4.6	3.1	2.3	1.6	1.5



ところが、ボルトは締結して使用する場合はほとんどで、この場合外力変動の大部を被締付物が分担するので、その応力限界は溶接構造物と同等またはそれ以上になるとされる。その理由を以下に説明する。それにはまず「ねじ締結体に作用する外力と内力の関係」を理解する必要がある<sup>11)</sup>。この内力とは、ボルトおよび被締付物が外力に応じて分担する荷重のことである。図4(a)に示すように、ナットの締付けにより、ボルト軸部に引っ張り力  $F_t$ 、被締付物に圧縮力  $F_c$  が生じて釣り合っているとす。これに同図(b)に示すように外力  $W_a$  が作用し、ボルト軸部に  $F_t$  なる引張力が追加され、被締付物から  $F_c$  なる圧縮力が失われたとする。このとき、内力係数を  $\phi = F_t/W_a$  とすると、 $F_t = (1 - \phi)W_a$  となる。このねじ締結体に外力が作用する場合の、ボルトおよび被締付物に加わる力と伸びの関係を図5のように示す。この図において、ボルトに引っ張り力  $F_t$  が作用している状態はA点で、ボルトに作用する力とボルトの伸びとの関係はOAB線で、被締付物に作用する力と縮みとの関係はABC線で各々表される。いま、Aを起点とし、 $W_a$  なる外力が作用した場合は、ボルトと被締付物との間に緩みができない間は両者の伸びは相等しく、したがって、BB'の長さが丁度外力  $W_a$  に等しいところまで両者も伸びることになる。ここで、ボルトが分担する力  $F_t$  は図の内力の応力波形で示すようになる。もし、外力  $W_a$  が増加し、 $F_t = F_t'$  となれば、ボルトが被締付物を締付ける力はゼロとなり、ねじ締結体は緩んでしまう。その結果、外力  $W_a$  はそのまま全部ボルトに加わるので、疲労の面から非常に不利になる。通常のボルトの使用法では、内力係数  $\phi$  は0.1~0.3程度と考えられ、したがって、ボルト自体の疲労限界を50~60MPaとすると、外力変動に対応する許容

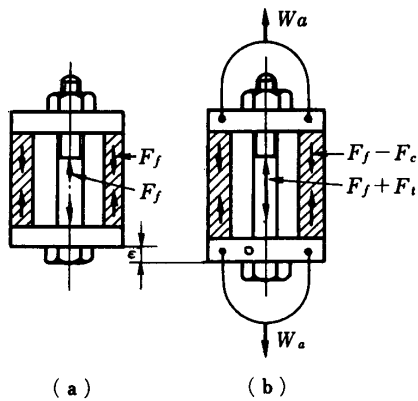


図4 ねじ締結体に作用する外力と内力

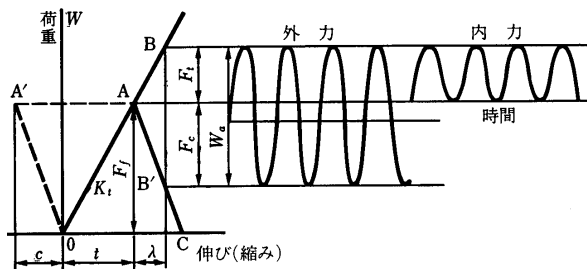


図5 ボルトおよび被締結物に加わる力と伸びの関係

応力変動は150~600MPaとなり、ねじ締結体の疲労限界は、溶接構造物の場合よりも高くなる場合が考えられる。つまり、疲労限界の低いねじ締結体の破損を防止する最も有効な対策は緩み防止といえるのである。

### 3. 転造二重ねじボルト締結体と性能評価

#### 3-1 二重ねじの転造加工法

二重ねじはその一見複雑なねじ部の構造から、これまでには主に切削により加工されていた。このため価格は転造成形された市販のシングルねじの10~20倍と異常に高価であり、その優れた緩み止め性による高い市場価値にも関わらず、ほとんど普及していなかった。このような状況に鑑み、筆者らは二重ねじの転造による量産化技術の開発に取り組んできた。ここではまず並目ねじと細目ねじのピッチの比が2対1の二重ねじの転造加工法について紹介する。

さて、二重ねじの基本的構造については既に説明したとおりであり、二重ねじを転造加工するには並目ねじと細目ねじとが重畳したねじ山形状を同軸上に同時に成形しなければならない。それにはいくつかの方法が考えられるが、筆者らは最も単純と思われる、二重ねじの周期的に変化するねじ山形状をほぼそのまま転写した、図6に示すような溝形状をもつ特殊ダイス(以後二重ねじダイスと呼ぶ)を用い、シングルねじと全く同様、単一の転造工程により成形する方法を採用した。尚、この二重ねじダイスの具体的製作方法については、筆者らの特許を参照されたい<sup>12)</sup>。図7にそのダイスを用いて二重ねじを転造している様子を示す。

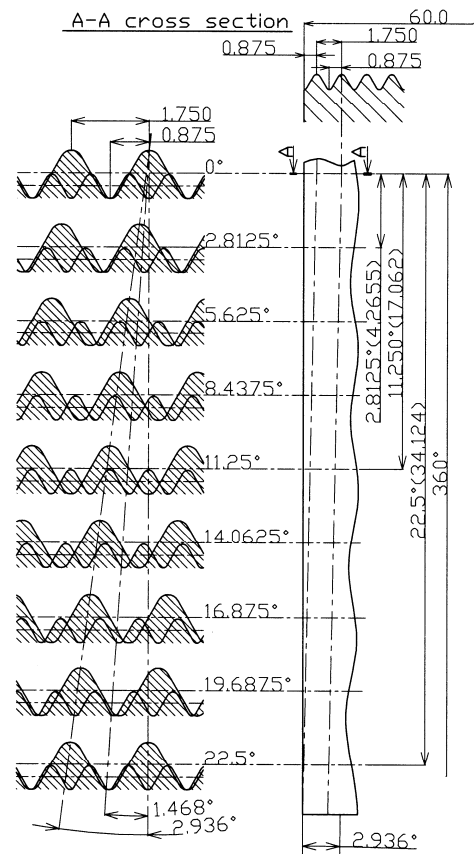


図6 二重ねじ転造用特殊ダイスの溝形状

ここでは、各種ねじ転造法の中で最も加工精度が良いとされる、2つの丸ダイスを用いるプランジ方式を用いているが、他の方式でも二重ねじダイスさえあれば問題なく行える。実際、図8に転造成形されたM12、ピッチ比2対1の二重ねじのねじ部の外観写真を示すが、本加工法により、切り屑やバリを全く発生することなく、ねらいどおりの同軸二重ねじを成形することができている。

ところで、当初二重ねじのピッチの比は2対1に限定されていた。それは、ねじ山形状が並目ねじ1ピッチの中で周期的に変化するため、特に切削により加工する場合には成形状態や加工精度を評価しやすいためである。ところが、JIS規格のメートルねじの並目ねじと細目ねじのピッチの比を調べると、それが2対1に設定できないものが多数あり、その場合には市販の安価な細目ナットを使用することができない。一般に、二重ねじはピッチの比がm対nの整数比である場合、ねじ山形状は並目ねじのnピッチごとに周期的に変化するので、特殊ダイスの製作やそれを用いた転造成形の可否が問題となる。そこで筆者らは使用頻度が多いと予想されるJIS規格のメートルねじのうち、M8でピッチ比5対3、M12でピッチ比7対4と7対5、M20でピッチ比5対2の各種二重ねじの転造も試みた。その結果、これらのねじもピッチ比2対1の二重ねじと同様問題

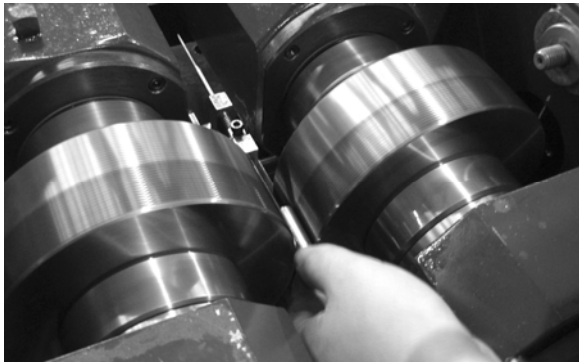


図7 二重ねじ転造加工の様子

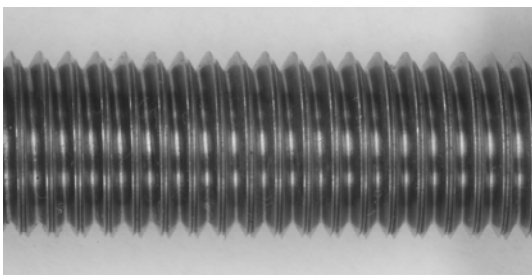


図8 ピッチ比2対1の転造二重ねじ外観

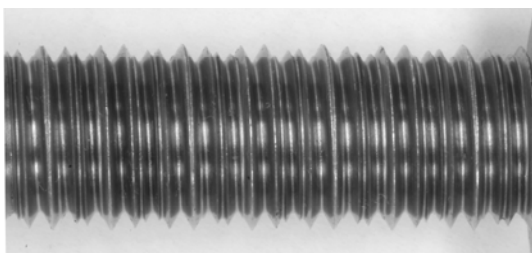


図9 ピッチ比7対5の転造二重ねじ外観

なく転造成形できることが分かった。ちなみに図9にはこれらの中で並目と細目のピッチが最も接近している、M12でピッチ比7対5の転造二重ねじの外観を示す。

### 3.2 緩み試験

ねじ締結体の緩みに関しては、原因を究明するために種々の実験が行われてきた<sup>9)</sup>。それらを大別すると、(1)ボルトの軸方向に繰返し荷重または変位を与える。(2)ボルトの軸に直角方向に振動変位または軸心まわりに回転振動を与える。(3)ボルト・ナットの結合体に衝撃荷重を与える。などである。このうち、一般に(1)の軸方向だけに作用する動的荷重だけではねじは緩んでしまうことはないといわれる。(2)の形式の実験はボルト・ナットの締結体を適正締付け力で締付けたときの緩みを強制的に行わせ、緩み止め部品の良否を判断し、また緩み過程を観察する手段として意味があり、数種類の試験方法が提案されている。(3)の衝撃荷重が作用することにより、ねじが緩むことは実用上注目されているところで、これに関して緩みを観察した研究がいくつかある。それらの結果を総括して定性的に言えることは、ボルト・ナット締結体に繰返し衝撃荷重を作用させると、ねじ山部分での摩擦係数が間違いなく小さくなることである。また、この種の試験方法は緩み止め部品の性能を比較するために使用することができるので、試験方法として規格化されている<sup>9)</sup>。ここでは最も厳しいとされる、図10に示す繰返し衝撃試験米国航空規格NAS3354によりねじ締結体の緩み止め性を調べた<sup>9) 13)</sup>。この試験ではボルト・ナット締結体を図に示す縦長横穴に置き、これを振動台上で上下に加振し、横穴の上下に打ち当て衝撃を加える。振動数は1,750~1,800cpmで、30,000回後(約17分後)に取り出し、締結体の緩みと傷の有無を調べる。試験の結果、転造成形したどのピッチ比の二重ねじも規定の回数緩むことがなく、さらに、100万回まで試験しても緩むことがなく、極めて優れた緩み防止効果があることを立証できた。

### 3.3 動的疲労強度

既に述べたように、ねじ締結体の疲労強度はかなり低く、それを材料や形状面から改善することは非常に難しい。おまけに、二重ねじは並目ねじ山に細目ねじ山が加工されているため、通常のシングルねじに比べ、ねじ山の完全に荷重を受けることができる受圧面積が減少しており、それが強度に影響を及ぼす可能性がある。しかし一方で、ねじは転造成形することにより疲労限が大幅に向上するとされる

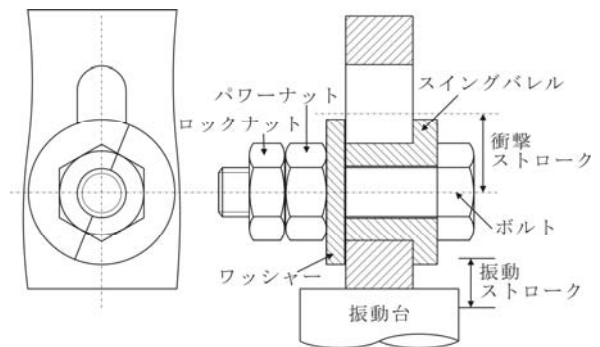


図10 NAS3354式繰返し衝撃緩み試験



図 11 動的疲労試験機の外観

- 切削シングルねじ
- ▣ 転造シングルねじ
- △ 切削二重ねじダブルナット
- 転造二重ねじ(2:1)ダブルナット
- ▲ 転造二重ねじ(2:1)シングルナット
- ◎ 転造二重ねじ(7:5)ダブルナット

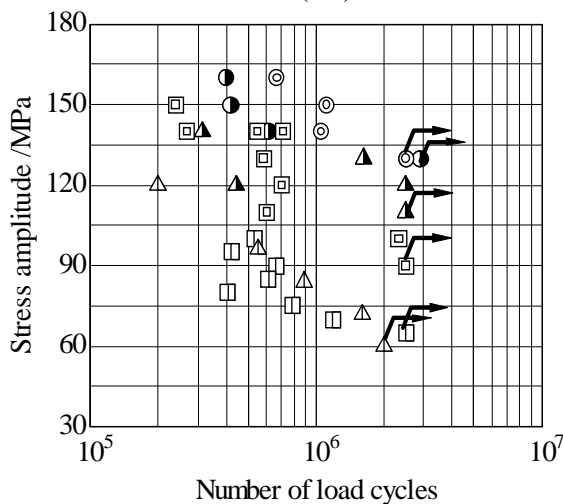


図 12 動的疲労試験の結果(S-N 曲線)

10). ここでは、これらを確認するために、各種 M12 ボルトに対して行われた、軸力疲労試験による動的強度評価の結果を示す。これらのボルトはいずれも直径 24mm の構造用炭素鋼 S45C の角材を削り出し、六角頭付きの丸棒とした素材から製作したものである。このように大幅な削り込みを行ったのは、表面層の不純物が疲労強度に与える影響を極力抑えるためである。試験は島津サーボパルサー EHF10 を使用し、平均応力 220MPa、周波数 10 Hz の条件で行い、 $2 \times 10^6$  回繰返しに耐える最大応力を疲労強度とした。図 11 に試験装置の外観を、図 12 に試験結果の S-N 曲線を各々示す。図より、切削シングルねじの疲労限は 65 MPa でほぼカタログ値通りである。転造シングルねじの疲労限は 90 MPa で、切削されたものに比べ約 50% 上昇している。一方、並目も細目も全て切削により製作しダブルナット構造にした二重ねじの疲労限は 60 MPa でこれは切削

シングルねじの疲労限より若干低い。しかし、転造により製作したピッチ比 2 対 1 の二重ねじは、パワーナットだけで締結した場合には疲労限が 90~100 MPa と転造シングルねじと同等である。さらにロックナットを加えダブルナット構造とした場合には、ピッチ比に関わらず疲労限が 120~130MPa と著しく上昇し、切削シングルねじの約 2 倍になっている。以上の結果から、二重ねじはその構造上ねじ部の受圧面積が減少しているにも関わらず、転造成形すれば疲労限が減少することはなく、ダブルナット構造にすればさらに大幅に改善されることが分かる。

#### 4. おわりに

上記の説明から、本解説の冒頭タイトルの意味が大筋お分かりいただけたのではないかと思います。要するに、二重ねじは、並目のシングルねじ山に細目のねじ山を重畳させただけの、極めてシンプルな構造であるにも関わらず、その緩み止め性においても、強度においても、極めて卓越した性能を発揮するのである。さらに、今では、二重ねじ転造用特殊ダイスの価格は、シングルねじ用ダイスと同等程度にまで値下がりしている。つまり、転造二重ねじは基本的に市販の転造シングルねじと何ら変わらないプロセス、何ら変わらない価格で大量生産でき、その使用法も締め付けるナットの順序さえ間違わなければ同じなのである。最後に、筆者は開発者の一人として、ねじ締結物の安全性を飛躍的に高めることができるこの転造二重ねじが、社会に広く普及することを願って結びと致します。

#### 参考文献

- 1) 西田新一：機械・構造物の破損解析と対策，(1986)，1-5，80-85，99-117 日刊工業新聞社。
- 2) 北郷薫：機論，**30**-215 (1964)，934-939。
- 3) 古賀一夫：機論，**35**-273 (1969)，1104-1111。
- 4) 山本晃：機誌，**81**-716 (1978)，617-622。
- 5) 神宮利夫：機論 A，**61**-586 (1995)，1398-1403。
- 6) 宮田忠治：機論 C，**51**-467 (1985)，1833-1837。
- 7) 佐瀬直樹，西岡輝，古賀進一，藤井洋：機論 C，**62**-597 (1996)，1963-1968。
- 8) 名川政人・野田尚昭・山田真裕・市原寛之・西田新一・竹増光家：機械設計，**47**-10 (2003)，50-56。
- 9) 山本晃監修：JIS 使い方シリーズねじ締付機構設計のポイント，(1982)，256-291，日本規格協会。
- 10) 機械設計便覧編集委員会編：機械設計便覧，(1973)，929-972，丸善。
- 11) 山本晃：ねじ締結の理論と計算，(1975)，68，養賢堂。
- 12) 竹増光家，宮原洋：螺子転造ダイスの製造方法，特許第 3534117 号
- 13) 例えば精密工学会組立データバンク分科会：組付け要素技術マニュアル，(1989)，125，日刊工業新聞社。