

# HARD LOCK Technical Reports

Japanese & English Edition **2007** Vol. 2

軸直角方向繰返し荷重作用下でいくつかのゆるみ止部品を装着したボルト締結体のねじゆるみの実験的評価（拡大版）

EXPERIMENTAL EVALUATION OF SCREW THREAD LOOSENING IN BOLTED JOINT WITH SOME PARTS FOR PREVENTING THE LOOSENING UNDER TRANSVERSE REPEATED LOADINGS



澤 俊行  
（広島大学大学院教授）  
Toshiyuki SAWA  
Hiroshima University

Kagamiyama, Higashi-Hiroshima  
Hiroshima 739-8527 JAPAN  
sawa@mec.hiroshima-u.ac.jp

石村光敏  
（湘南工科大学）  
Mitsutoshi ISHIMURA  
Shonan Institute of Technology

山中啓司  
（広島大学大学院）  
Hiroshi YAMANAKA  
Hiroshima University



新しい発想が安全を形にする

**ハードロック工業株式会社**

<http://www.hardlock.co.jp/>



SAFETY IS POWER !

# HARD LOCK Technical Reports

Japanese & English Edition 2007 Vol. 2

PVP2006-ICPVT-11-93292

## 軸直角方向繰返し荷重作用下でいくつかのゆるみ止部品を 装着したボルト締結体のねじゆるみの実験的評価（拡大版）

EXPERIMENTAL EVALUATION OF SCREW THREAD LOOSENING  
IN BOLTED JOINT WITH SOME PARTS FOR PREVENTING THE  
LOOSENING UNDER TRANSVERSE REPEATED LOADINGS

### <CONTENTS>

	Page	
概要	1	ABSTRACT
緒言	1	INTRODUCTION
ゆるみ止め部品 JUNKER 試験機を使用した振動ゆるみ試験	2	VIBRATION LOOSENING TESTS USING JUNKER'S MACHINE
NAS 3350 試験機を使用した振動衝撃ゆるみ試験	4	VIBRATION IMPACT LOOSENING TESTS USING NAS 3350 MACHINE
結論	6	CONCLUSIONS
図表	8	DIAGRAMS
HL テクニカルコーナー	14	HL'S TECHNICAL CORNER

## 軸直角方向繰返し荷重作用下でいくつかのゆるみ止め部品を装着した ボルト締結体のねじゆるみの実験的評価（拡大版）

### EXPERIMENTAL EVALUATION OF SCREW THREAD LOOSENING IN BOLTED JOINT WITH SOME PARTS FOR PREVENTING THE LOOSENING UNDER TRANSVERSE REPEATED LOADINGS

（広島大学大学院教授）澤 俊行  
（湘南工科大学）石村光敏  
（広島大学大学院）山中啓司

Toshiyuki SAWA (Hiroshima University)  
Mitsutoshi ISHIMURA (Shonan Institute of Technology)  
Hiroshi YAMANAKA (Hiroshima University)

#### 概要

機械構造物には多数のボルトとナットが用いられている。構造物にいくつかの形態の荷重が作用するとねじゆるみによる事故が起こることがある。近年、ねじゆるみの原因が解明されつつあるが、ばね座金やダブルナットなど様々なゆるみ止め部品の効果については十分には解明されていない。本研究では、軸直角方向繰返し荷重作用下で、ばね座金、フランジナット、ダブルナット、および偏心ナット（商品名：ハードロックナット）などのいくつかのゆるみ止め部品のゆるみ止め効果を実験と有限要素解析により評価した。実験には Junker 式ゆるみ試験機と NAS (National Aerospace Standard) 試験機を使用した。Junker 試験では各ゆるみ止め部品を装着した締結体に軸直角方向荷重を作用させ、ボルト軸力の減少量からゆるみ止め効果の評価した。NAS 試験ではゆるみ止め部品を装着した締結体に軸直角方向衝撃荷重を一定回数作用させ、ナットがゆるみ回転をしたかどうかを評価した。有限要素解析では、Junker 試験機のモデルを作成し、皿ばね座金と偏心ナットのゆるみ止め効果の評価した。その結果、偏心ナットと嫌気性接着剤のゆるみ止め効果は顕著であったが、従来使用されている座金はゆるみに対してほとんど効果がないということが示された。本研究では、上述のゆるみ止め部品の効果について検討し、その結果を述べる。

#### 緒言

ボルト締結体は自動車産業、鉄道産業、機械構造物などに幅広く使用されている。ボルト締結体は衝撃や振動などの外荷重を受けるとねじがゆるみ、事故が起こることがある。ボルト締結体は軸直角方向繰返し荷重を受けるとゆるむ場合が多いことがよく知られている。これに対して、これまでに多くのゆるみ止め部品が提案され、使用されてきた。しかしながら、ほとんどのゆるみ止め部品は効果がないことが経験的に知られている。従って、従来のゆるみ止め部品の性能を試験し、その効果を検証する必要がある。

#### ABSTRACT

In mechanical structures, a lot of bolts and nuts have been used. Sometimes loosening accidents happen in the structures under several types of loadings. Recently, the cause of the screw thread loosening is being elucidated. However, the effect of some parts for preventing the loosening in bolted joints such as spring washer, double nut and so on is not fully elucidated. In this study, the experiments were carried out to measure the reduction of axial bolt force in the bolted joint with some parts for preventing the loosening such as the spring washer, the toothed washer, the double nuts, the eccentric nut, and so on under the transverse repeated loadings. The test machine used was Junker's type loosening machine. Then, the effects of the washers and some types of nuts are evaluated on the loosening of bolted joints. It is shown that the performance for loosening is getting better as the initial clamping force increases and the effect of the washers is not found on the loosening. However, the effect of eccentric nut is substantial on the loosening. In addition, the loosening tests according to NAS were also carried out. No effect of all the washers mentioned above is found due to NAS testing. Discussion is made on the effect of the parts for preventing the loosening mentioned above.

#### INTRODUCTION

Bolted joints have been used in the industries such as automobile, mechanical structure, railway industry and so on. Sometimes loosening accidents occur from the screw thread in the bolted joints. It is well known that bolted joints are loosened when transverse repeated loadings are applied to the joints after they have been tightened. A lot of parts for preventing the loosening have been proposed and used. However, it is known empirically that almost the parts are not available for preventing the loosening. It is necessary to examine that the parts for preventing the loosening are available or not. In addition, it needs to know why the bolt-nut will be loosened. Some studies [1]-[5] have been done on the loosening in bolted joints experimentally and numerically. However, no systematic study has conducted on the loosening using several types of parts for preventing the loosening.

Thus, in this study, the experiments were carried out to observe the loosening in bolted joint and joints with hexagon nut with flange, the market-sold eccentric nuts,

近年、ボルト締結体のねじゆるみに関する研究 [1]–[6] が実験と有限要素法などの数値計算により行われるようになったが、数多くのゆるみ止め部品を使用したゆるみに関する系統だった研究はなされていない。本研究では、Junker 試験機 [4] と NAS 試験機 [7] を使用してフランジナット、偏心ナット、ナイロンインサートナット、ばね座金、および嫌気性接着剤など 12 種類のゆるみ止め部品を装着したボルト締結体のゆるみ試験を行った。さらに、標準六角ナットと皿ばね座金および偏心ナットを装着したボルト締結体について三次元有限要素解析により、ゆるみ止め効果を評価した。上述のゆるみ止め部品の効果について述べる。

## ゆるみ止め部品

図 1 は本実験で使用したゆるみ止め部品を示す。図 1 (a) はフランジナットであり、図 1 (b) はダブルナット、図 1 (c) はナイロンインサートナット、図 1 (d) はスリットナット、図 1 (e) は板ばねインサートナット、図 1 (f) はばね座金、図 1 (g) は歯付座金、図 1 (h) は皿ばね座金、図 1 (i) はノルトロック座金、図 1 (j-1) は偏心ナットを上から見た図、図 1 (j-2) は偏心ナットを下から見た図、図 1 (k) は嫌気性接着剤を示す。

## Junker 試験機を使用した振動ゆるみ試験

### 実験方法

図 1 で示したゆるみ止め部品の効果を Junker 式ゆるみ試験機 [4] を使用して評価する。図 2(a) は本実験で使用した Junker 式ゆるみ試験機 の概念図を示し、図 2(b) は試験装置を示す。この試験機は文献 [4] を参照して製作したもので、軸直角方向荷重をボルト締結体に与えることができる。上述のゆるみ止め部品を装着し軸直角方向繰返し荷重を与えつつ、ひずみゲージによりボルト軸力を測定し、軸力の減少量を測定評価した。ボルトとナットの呼び径は  $M10 \times 1.5$  であり、材質は SS400 である。

本試験では、ボルト初期締付け力を 5、9、および 12.5kN とした。これらのボルト初期締付け力はボルトの降伏応力の 30、50、および 70% に相当する。最初に、ボルト頭部とナットの座面のなじみを除去するために、ボルト初期締付け力が 5kN になるまで締付けてその後ボルト初期締付け力が 0kN になるようゆるめる締付け手順を 5 回繰り返す、その後、ボルト締結体を上述の初期締付け力で締付けた。ゆるみ試験において、軸直角方向変位  $S$  は  $S=0.35\text{mm}$  とし、軸直角方向荷重の繰返し回数は 500 回とした。また、偏心ナット（ハードロックナット）と嫌気性接着剤の場合については繰返し回数を 5000 回とした試験を行った。ゆるみ試験機でダブルナットを試験する場合は、下ナットを締付けた後に上ナットを締付けた。上ナットが完全に固定されている間にトルクレンチで下ナットがゆるめられることにより、ねじ全体

nylon insert nut, nut with spring washer and so on using Junker's machine [4] and NAS machine [6] while the bolted joints with conventional hexagon nut and the double nuts were also tested using Junker testing machine and NAS machine. The experimental evaluations of bolted joints with the above nuts were made. In addition, FEM analyses [7] were done to clarify the loosening phenomena of bolted joints with the hexagon nut, double nuts and eccentric nuts [8]. According to these results, the principle of the bolt loosening was examined.

## VIBRATION LOOSENING TESTS USING JUNKER'S MACHINE

### Experimental method

The effect of some parts for preventing the screw thread self loosening such as plain washer, spring washer, double nut, eccentric nut, nylon insert nut, slit nut and so on was evaluated using Junker's type loosening machine [4]. Figure 1 shows the schematic of Junker's type loosening machine used in the present experiments. This machine was fabricated according to the reference [4]. Figure 2 shows the types of parts for preventing the self-loosening used in the experiments. The nominal size of bolt and nut used is  $M10 \times 1.5$  and their strength classification is 4.8. Fig.2(a) is the normal hexagon nut specified in the JIS standards [9], Fig.2(b) is the hexagon nut with flange, Fig.2(c) is the double nuts, Fig.2(d) is the nylon insert nut, Fig.2(e) is the slotted nut, Fig.2(f) is the steel plate insert nut, Fig.2(g) is the eccentric nuts, Fig.2(h) is the spring washer,

Fig.2(i) is the toothed washer, Fig.2(j) is the plate spring washer and Fig.2(k) is the nordlock washer.

In the present tests, the bolt preload is chosen as 5,9 and 12.5 kN. These bolt preloads correspond to 30,50 and 70% of the bolt yield stress. At first, the tightening procedure was repeated to tighten up to the preload of 5kN and then release to the preload 0kN 5 times for eliminating the permanent set at the interfaces between the bearing surfaces of the bolt head and the nut. Then, the bolted joints was tightened with the preload mentioned above. In the loosening tests, the transverse displacement  $S$  was chosen as  $S=0.35\text{mm}$  and the maximum numbers of the transverse repeated displacement was chosen as 500 times. In the case where the double nut was tested in the loosening machine, after the lower nut was tightened, the upper nut was then tightened. By loosening the lower nut with a torque wrench while the upper nut was fixed completely, both the nuts were tightened until the entire contact surfaces at the thread interfaces were compressed completely. One upper nut was prepared while the three lower nuts were prepared for the tests.

### Experimental results

Figure 3 shows the results in the loosening tests. The abscissa is the number of repeated cycles and the ordinate is the bolt load. The bolt preload is chosen as 5kN in Fig.3(a). It is observed obviously that the bolt load decreases as the number of the repeated cycles increases. Then, the bolt load was lost entirely for the cases of the hexagon nut, the hexagon nut with flange, the double nuts, the steel plate insert nut, the nut with spring washer, the nut with toothed washer, and the nordlock washer as

の接触面が完全に圧縮されるまで両方のナットを締付けた。試験では上ナットは1つ用意し、下ナットを3つ用意した。

### 実験結果

図3は Junker 式ゆるみ試験の結果を示す。縦軸はボルト軸力を示し、横軸は軸直角方向荷重の繰返し回数を示している。図3(a)はボルト初期締付け力が5kNの締結体の結果を示す。明らかに、繰返し回数が増加するにつれてボルト軸力が減少していることが分かる。さらに、図3(a)で示されているように、嫌気性接着剤と偏心ナットおよびナイロンインサートナットを除くゆるみ止め部品を装着した締結体は殆ど軸力が失われている。上述の3種類のゆるみ止め部品を装着した締結体は残留ボルト軸力が見られた。特に、嫌気性接着剤と偏心ナットは高いゆるみ止め効果を示した。図3(b)はボルト初期締付け力が9kNの締結体の結果を示す。六角ナット、フランジナット、ダブルナット、板ばねインサートナットおよび皿ばね座金を装着した締結体ではボルト軸力は完全に失われている。スリットナット、歯付座金、嫌気性接着剤、ナイロンインサートナット、ノルトロック座金およびばね座金を装着した締結体はある程度残留軸力が見られる。しかしながら、偏心ナットを装着した締結体は、軸力減少がかなり小さい結果を示した。図3(c)はボルト初期締付け力が12.5kNの締結体の結果を示す。六角ナット、フランジナット、ダブルナット、板ばねインサートナット、皿ばね座金およびばね座金を装着した締結体のボルト軸力は完全に失われている。ノルトロック座金、歯付座金、ナイロンインサートナットおよびスリットを装着した締結体はある程度残留軸力が見られた。しかしながら、偏心ナットと嫌気性接着剤を装着した締結体では、ボルト軸力の減少は小さい結果を示した。

図4は比較的ゆるみ止め効果の高い偏心ナットと嫌気性接着剤を装着した締結体に軸直角方向荷重を5000回与えたときの試験結果を示す。図4(a)はボルト初期締付け力が5kNの締結体の結果を示す。嫌気性接着剤を添付した締結体のボルト軸力はかなり失われている。一方、偏心ナットを装着した締結体では軸力の減少が小さいことが分かる。図4(b)はボルト初期締付け力が12.5kNの締結体の結果を示す。嫌気性接着剤を添付した締結体のボルト軸力は殆ど残っていないが、偏心ナットを装着した締結体の残留軸力はかなり大きい。総合的に Junker 試験では、偏心ナットと嫌気性接着剤がかなりよいゆるみ止め効果を有しているといえる。

shown in Figure.3(a). The bolted joints with the above mentioned washers and nuts were completely loosened while the joints with the plate spring washer, the nylon insert nut, the slotted nut and the eccentric nut were not loosened completely. In the above mentioned joints, the residual bolt loads were found. Figure 3(b) shows the case where the bolt preload is 9.0kN. The bolt load was lost entirely for the cases of the hexagon nut, the hexagon nut with flange, the double nuts, the slotted nut, the steel plate insert nut, and the nut with spring washer. For the cases of the nut with toothed washer, the nut with nordlock washer and the nylon insert nut, the bolt load was lost substantially. However, in cases of the eccentric nut and the nut with plate spring washer, the reduction in the bolt load was smaller. The reduction in bolt preload was seen in the six nuts (the hexagon nut, the hexagon nut with flange, the double nuts, the nylon insert nut, the slotted nut, the steel plate insert nut) and three washers (the spring washer, the toothed washer, the nordlock washer).

Figure 3(c) shows the case where the bolt preload is 12.5kN. The bolt load was lost completely for the cases of the hexagon nut, the hexagon nut with flange, the double nuts, the slotted nut, the steel plate insert nut, and the nut with spring washer. For the cases of the nut with toothed washer and the nylon insert nut, the residual bolt load was found. However, in the cases of the eccentric nut, the nut with nordlock washer, and the nut with plate spring washer, the reduction in bolt load was smaller. The reduction in bolt preload was seen in the six nuts (the hexagon nut, the hexagon nut with flange, the double nuts, the nylon insert nut, the slotted nut, the steel plate insert nut) and two washers (the spring washer, the toothed washer).

Figure 4 shows the result obtained from the loosening tests. The results for the eccentric nuts and the hexagon nut are shown. The bolt preload was 5, 9 and 12.5kN. It is easily observed that the joint with hexagon nut is loosened while the joint with eccentric nut is not loosened. It can be seen that the number of cycles is increased as the preload increases. This means that a method for preventing the loosening is to increase the bolt preload. Figure 5 shows the residual bolt preload of the joints under repeated transverse loadings of 500 times. The ordinate is the residual rate of the bolt load and the abscissa is the bolt preload (5, 9, 12.5kN). Under the repeated transverse loadings, the joints with washers and nuts were loosened. The higher residual bolt load was found for the joints with eccentric nut and the plate spring washer. When the joint with nordlock was used, the residual bolt load was increased with an increase of the bolt preload.

## VIBRATION IMPACT LOOSENING TESTS USING NAS 3350 MACHINE

### Experimental method

The experiments were carried out for the bolted joints with some parts for preventing the loosening which is shown in Fig.2 using NAS 3350 machine [6]. The nominal size of nuts and bolt is M10x1.5. In the NAS tests, some washers were used with hexagon nuts, too. The tightening torque applied was 17.5 and 25.0kN, respectively. In the impact loosening tests [6], the velocity of vibration was 1780 cycles per minute, the transverse displacement was

## NAS 3350 試験機を使用した振動衝撃ゆるみ試験

### 実験方法

図5は本実験で使用したNAS 3350試験機[7]を示す。ゆるみ止め部品(座金は六角ナットと併用)とボルトでカラーと振動板および平座金を締結し、振動板に軸直角方向繰返し衝撃荷重を与え、ナットが一回転以上ゆるむまでの時間を測定した。ボルトとナットの呼び径はM10×1.5である。締付けトルクは17.5kNと25.0kNとした。これらの初期締付けトルクはボルトの降伏応力の60%および90%に相当すると推測される。図5に示すように、軸直角方向変位は11mm、衝撃変位は19mmとし、振動板を1分間に1780往復させた。これらの試験は17分間(約30000サイクル)行った。

### 実験結果

図6はNAS 3350試験機[7]を使用した衝撃ゆるみ試験の結果を示す。偏心ナットを除く全ての部品においてゆるみが見られた。しかしながら、嫌気性接着剤およびナイロンインサートナットは偏心ナットを除く他のゆるみ止め部品と比較してかなりよいゆるみ止め効果を示した。NAS試験では、偏心ナットを装着した締結体にゆるみは見られなかった。

### 三次元有限要素解析

六角ナットと皿ばね座金および偏心ナットについて、汎用有限要素解析ソフトANSYS(Ver. 9.0)を使用してJunker式ゆるみ試験機のモデルを作成し、ゆるみ止め性能を評価した。

### 解析モデル

図7はFEM解析モデルを示す。図7(a)はJIS規格に規定されている六角ナットとボルトで振動板を締結したモデル、図7(b)は皿ばね座金を装着したモデル、図7(c)は偏心ナットを装着したモデルである。それぞれボルト、ナット、ゆるみ止め部品および振動板をモデリングした。偏心ナットは上側の凹ナットと下側の凸ナットがあるが、本解析では凹ナットは1ピッチ分締めただけである。ねじ谷底の丸みと表面粗さは考慮していない。ボルトとナットの呼び径はM10であり、振動板の穴径は12mmである。ボルトとナットおよび皿ばね座金の縦弾性係数を189GPa、振動板の縦弾性係数を206GPa、ポアソン比は全て0.3とし、摩擦係数は0.1とした。解析には三次元8節点六面体要素と接触要素を使用し、接触アルゴリズムはペナルティー法を採用した。接触要素は、六角ナットを装着した締結体のモデル(図7(a))では、ナット座面-振動板間とねじ山間に、皿ばね座金を装着した締結体のモデル(図7(b))ではねじ山間、ナット座面-皿ばね座金上面間、および皿ばね座金下面-振動板間に、偏心ナットを装着し

11mm、and impact displacement was 19mm. These tests had been carried out for the parts used in the Junker's loosening tests for 17 minutes.

### Experimental results

Table 1 shows the experimental results in the impact loosening tests using NAS 3350 machine [6]. In all the parts except the eccentric nuts, the loosening was found. However, it was observed that the joint with the nylon insert nut is better for preventing the loosening as compared with the other parts except the eccentric nuts [8]. In the tests, no loosening was found for the joints with the eccentric nuts.

### Analytical method

The reason why the screw thread will be loosened under transverse repeated loadings is examined using the FEM calculations.

### Analytical Object

The concept of the model is shown in Fig. 6, and the dimensions are indicated in Fig. 7. The size of the bolt used is M8 that has the maximum dimensional tolerance of 0.014mm [9] in the radial direction. As the bolt thread slips most on the nut surface in the condition of maximum dimensional error, the analytical model employed this maximum allowable error.

### Model for FEM calculations

The analytical model is shown in Fig. 8. The finite element model has "modified" quadratic tetrahedral solid elements (C3D10M). This type of element is special for ABAQUS [10], and has high quality (accuracy). Although it is a quadratic solid elements, it can handle contact problems. The top portion of the bolt is defined as rigid body to maintain the circle shape during the loading, and is subjected to the radial motion. The whole nut portion is also meshed by C3D10M elements and was defined as a rigid body after it is meshed. According to this modeling, the deformable part is only the bolt, and the calculation time can be reduced remarkably without losing generality. The friction between the threads of the bolt and the nut is taken into account, and the friction coefficient was assumed to be 0.1. This value is corresponding to the typical situation where the friction at bolt tightening is well controlled. The nut is constrained in all the degrees of freedom of translation and the rotation about all the axes except the bolt axis, so that only the rotation about the bolt axis is allowed. In this case, no inclination of the nut occurs, as it does not occur when the bolt joint fastens flat surfaces.

The bolt preload of each bolt is applied using the special "bolt-pretension" capability of the program [10] and the bolt length is "fixed" after tightening so that the changes of the bolt-tension can be captured.

The material properties used in the analyses are as follows:

Young's Modulus,  $E=190000\text{MPa}$

Poisson's Ratio,  $\nu=0.3$ .

### Analytical Cases

The following conditions were analyzed using the model shown in Fig. 8.

た締結体のモデル (図 7(c)) ではねじ山間、凸ナット下面 - 振動板間、およびナットの凹凸部の接触面に定義した。さらに、この 3 種類のモデル全てにおいて、おねじと軸部、めねじとナットの境界面を固着した。図 7(a) に示す締結体の節点数は 15965、要素数は 22240、図 7(b) に示す締結体の節点数は 18825、要素数は 26796、図 7(c) に示す締結体の節点数は 21975、要素数は 31872 であった。

### 解析方法

本解析では、ボルトに軸力 5kN を作用させ、振動板に軸直角方向変位 ( $\pm 0.35\text{mm}$ ) を 5 サイクル与え、ボルトの軸力とナットの回転量を計算した。軸力は、振動板底面の z 方向と x 方向を拘束し、ボルト軸下端面に強制変位を与えることにより作用させた。初期締付け力を 5kN とするために軸下端面に与えた変位量は、六角ナットのみを装着したモデルでは  $-0.0149470\text{mm}$ 、皿ばね座金と六角ナットを装着したモデルでは  $-0.176220\text{mm}$ 、偏心ナットを装着したモデルでは  $-0.0167135\text{mm}$  である。また、軸直角方向変位は、振動板側面 (y 方向の面のみ) に y 方向に強制変位 ( $\pm 0.35\text{mm}$ ) を与えることにより作用させた。

### 解析結果

図 8 はボルト軸力の変化を示す。縦軸はボルト軸力を示し、横軸は軸直角方向荷重の繰返し回数を示している。図 8 より、皿ばね座金を装着した締結体は、六角ナットを装着した締結体と比較して軸力の減少量が大きいことが分かる。また、偏心ナットを装着した締結体は比較的軸力減少量が小さいことが分かる。図 8 で皿ばね座金を装着した締結体は軸力が徐々に大きくなっているが、これは振動板が軸直角方向に移動する際に皿ばね座金がずれたため接触位置が変わったことが原因と考えられる。

図 9 はナットの回転量を示す。縦軸はナットのゆるみ回転量を示し、横軸は軸直角方向荷重の繰返し回数を示す。皿ばね座金を装着した締結体のナットはゆるみ止め部品を装着していないナットと比較してゆるみ回転量が大きいことが分かる。また、偏心ナットを装着した締結体は最初の 1 サイクルで締まる方向に回転し、その後のゆるみ回転量は他の 2 種類の締結体と比較してかなり小さいことが分かる。これは、偏心ナット特有のくさび効果により、振動板が軸直角方向に移動した際に、下側の凸ナット座面が振動板との接触面から受ける力よりも、凸ナットの凸部が凹ナットの凹部との接触面から受ける力の方が大きいことが原因と推測される。本解析では偏心ナットはゆるみ止め効果を示し、皿ばね座金はゆるみ止め効果を示さなかった。この傾向は Junker 試験結果と一致する。

### 1) Constraints (Boundary conditions)

The following cases (a) to (c) were considered to model different nut conditions:

- (a) Nut is allowed to rotate about its axis that is collocated to the bolt axis. Bolt top is allowed to move only in the radial (x-) direction. This is the case of "normal" situation.
- (b) Nut is allowed to rotate about its axis that is collocated to the bolt axis. Bolt top is allowed to move only in one radial (x-) direction, and the bottom is constrained not to move in the radial directions (x- and y-directions). This is the case of the first nut of "double nut" situation, or "constrained" situation.
- (c) After the pretension, nut is moved to the radial direction and in perpendicular to the bolt motion (z-direction) in order to "lock" the bolt by plunging nut thread into bolt thread. The nut radial movement is  $0.025\text{mm}$ , while the gap is  $0.014\text{mm}$ . After this radial movement, the nut motion is constrained to allow only the rotation about the axis. This is the situation of an eccentric bolt/nut system.

### 2) Bolt Pretension

The following bolt preloads were applied. The physical meanings of the loads are also described:

- (a) 500N: The case where the bolt preload is low to be almost loosened.
- (b) 1500N: The case where half of the desired tension is applied. This may take place when the tightening procedure is incorrect.
- (c) 3000N: The case where the desired bolt load is applied. The average stress is approximately  $100\text{MPa}$ .
- (d) 5000N: The case where the pretension is applied on the half way from the desired force to the force by the yield stress.
- (e) 8500N: The case where the bolt is tightened near to the yield stress.

### 3) Displacement of the Bolt Top

The bolt top is subjected to two cycles of the following lateral displacement:

$$(+X \Rightarrow 0 \Rightarrow -X \Rightarrow 0 \Rightarrow +X \Rightarrow 0 \Rightarrow -X \Rightarrow 0)$$

(a)  $0.01\text{mm}$

(b)  $0.02\text{mm}$

These values are determined by the authors to examine the effect of the displacement relatively.

## Analytical results

### Nut Rotation

Figure.9 shows the nut rotation angle when the normal bolts are subjected to the preload and to the bolt top displacement of  $0.01\text{mm}$ . The figure shows that the nut rotation angles are different from each other depending on the preload.

The figure also shows that the nut angle reduces remarkably, if the tension is over 3000N. This means that the bolts are not loosened easily, if a certain preload is applied, or the bolts are tightened adequately.

Figure 10 indicates the time history of the nut rotation for the constrained bolt and eccentric bolt/nut system. For the case of the eccentric nut, the rotation angle itself is larger than the other conditions, but the direction is reversed when the load (or displacement) is reversed, so that the angular displacement recovers and returns to the

## 結論

本研究では、Junker 試験機と NAS 試験機および FEM を使用して軸直角方向繰返し荷重作用下でいくつかのゆるみ止め部品を装着したボルト締結体のゆるみ試験および解析を行った。次の結果が得られた。

- 1) Junker 式ゆるみ試験機によるゆるみ試験の結果より、ほとんど全てのゆるみ止め部品はゆるみ止め効果がみられなかったが、偏心ナットおよび嫌気性接着剤はかなりよいゆるみ止め効果を示した。
- 2) NAS 衝撃ゆるみ試験では、殆どのゆるみ止め部品の効果はみられなかったが、偏心ナットのみ優れたゆるみ止め効果がみられた。また、初期締め付けトルクを大きくした場合、嫌気性接着剤もかなり良好なゆるみ止め効果を示した。
- 3) 三次元有限要素解析を用いてゆるみ現象のシミュレーションを六角ナット、皿ばね座金および偏心ナットを装着した締結体に対して行った。その結果、偏心ナットはゆるみ止め効果を示したが、標準六角ナットおよび皿ばね座金を装着した締結体に対してはゆるみ止め効果は見出せなかった。この結果は Junker 試験の結果と一致した。

original angle. In both the figures, the first and second cycles may show different behavior. Figure 11 summarizes the nut angle results of all the cases. In the figure, "(ave)" means the averaged value of the two cycles, and "(last)" means the results of only the second cycles. It is observed that the rotation angles change drastically at a certain bolt preload. It shows both the angles of the averages of the two cycles and the second cycle only. As learned from the Figures 9 and 10, the first cycle and the second cycle may behave differently. This fact is considered in Fig.11. The values are different, as expected, but the tendency of these plots is the same. We can estimate the nut rotation, or bolt loosening, by the average or by solely the second cycles. The bolt preload clearly has significant effect on the bolt loosening.

In the FEM calculation results, the bolt load is reduced in the case where the bolt is loosened, and this tension reduction causes the bolt to become looser. On the contrary, the bolt load is maintained for the bolt that is not loosened. For the eccentric system, the nut threads are plunged into the bolt threads and at this time bolt load increases. As the results, it is assumed that the loosening occurs when the slip begin between the bearing surfaces of the nut and the clamped parts. Thus, the bolt preload must be increased for preventing the loosening while the joint with the eccentric nuts is available for preventing the loosening because the edge effect of the eccentric nuts is substantial for the loosening.

## CONCLUSIONS

In this study, the loosening tests were carried out for the bolted joints with some parts for preventing the loosening under repeated transverse loadings using Junker's machine and NAS machine. The following results were obtained.

- 1) From the loosening test results by Junker type loosening machine, no effect of almost all the parts for preventing the loosening was found on the prevention of the loosening while the joints with eccentric nuts were found to be excellent for preventing the loosening. The effect of the nordlock washers was found on the prevention of the loosening as the bolt preload was increased.
- 2) In the impact loosening tests due to NAS, no effect of almost the parts for preventing the loosening was observed while only the joint with eccentric nut was found to be excellent for preventing the loosening.
- 3) From the FEM calculations, the reason why the screw threads are loosened under the transverse repeated loadings for the joints with hexagon nut and the double nut. In addition, for the joint with the eccentric nut, no loosening was found while a first and the second transverse loadings were applied to the joint, the preload was decreased slightly because of the small clearance between the nut engagement interfaces.

## ACKNOWLEDGMENTS

The authors would like to express our thanks to Dr. SHOJI for his contribution to the FEM calculations.

参考文献

- [1] Yamamoto A. and Kasei S., 1984, "A Solution for Self-Loosening Mechanism of Threaded Fasteners Under Transverse Vibration," Bull. Jpn. Soc. of precis. Eng., 18, pp.261-266
- [2] Sakai T., 1978, "Investigations of Bolt Loosening Mechanisms : 1st Report, On the Bolts of Transversely Loaded Joints," Bulletin of JSME, Vol21, pp.1385-1390
- [3] Sakai S. 2005, "Three-dimensional Finite Element Analysis on Tightening and Loosening Mechanism of Bolted Joints," Engineering Failure Analysis, 12-4, pp. 604-615
- [4] Junker G. H., "New Criteria for Self-Loosening of Fasteners Under Vibration," SAE Paper 690055, pp.314-335
- [5] Zhang M. and Jiang T., 2004, "Finite Element Modeling of Self-Loosening of Bolted Joints," Proceedings of PVP2004, Vol.478, pp.19-27
- [6] Shoji Y. "ANALYTICAL RESEARCH ON MECHANISM OF BOLT LOOSENING DUE TO LATERAL LOADS," Proceedings of PVP 2005, PVP2005-71333 (CD-R)
- [7] NATIONAL AEROSPACE STANDARD NAS3350, NAS3354

※日本語（拡大版）レポート内には、追加で研究された内容が記載されており、英文オリジナル版と異なる箇所があります。

REFERENCES

- [1] Yamamoto A. and Kasei S., 1984, "A Solution for Self-Loosening Mechanism of Threaded Fasteners Under Transverse Vibration," Bull. Jpn. Soc. of precis. Eng., 18, pp.261-266
- [2] Sakai T., 1978, "Investigations of Bolt Loosening Mechanisms : 1st Report, On the Bolts of Transversely Loaded Joints," Bulletin of JSME, Vol21, pp.1385-1390
- [3] Sakai S. 2005, "Three-dimensional Finite Element Analysis on Tightening and Loosening Mechanism of Bolted Joints," Engineering Failure Analysis, 12-4, pp. 604-615
- [4] Junker G. H., "New Criteria for Self-Loosening of Fasteners Under Vibration," SAE Paper 690055, pp.314- 335
- [5] Zhang M. and Jiang T., 2004, "Finite Element Modeling of Self-Loosening of Bolted Joints," Proceedings of PVP2004, Vol.478, pp.19-27
- [6] NATIONAL AEROSPACE STANDARD NAS3350, NAS3354
- [7] Shoji Y. "ANALYTICAL RESEARCH ON MECHANISM OF BOLT LOOSENING DUE TO LATERAL LOADS," Proceedings of PVP 2005, PVP2005-71333 (CD-R)
- [8] Brochure of HARD LOCK Industry Co. Ltd, 2004, <http://www.hardlock.co.jp>
- [9] Japan Industrial Standards, JIS A0001
- [10] ABAQUS Analysis User's Manual V6.4, 2004



澤 俊行（広島大学大学院教授）

1976年3月：東京工業大学大学院機械物理工学専攻博士課程修了（工学博士）

1976年4月：山梨大学工学部機械工学科助手

1983年4月：山梨大学工学部機械工学科助教授

2004年4月：広島大学大学院工学研究科教授

ボルト締結体の応力解析と強度設計に関する研究および接着接合の応力強度解析の研究、その他に従事。日本高圧力技術協会シーリング技術研究委員会委員長、高圧ガス保安協会高圧ガス設備等診断検討委員会委員長、日本機械学会 ISO/TC5/SC10 国内対策委員会委員長など多くの委員会委員長や主査を歴任。事故鑑定もこなし、平成14年7月には山梨県警察本部長表彰、同16年7月には関東管区警察局長表彰などを受賞。

石村光敏（湘南工科大学機械工学科、講師）

山中啓司（広島大学大学院工学研究科機械システム工学専攻博士前期課程学生）

Toshiyuki SAWA (Hiroshima University)

1976: PH.D. Mechanical and Physical Engineering Tokyo Institute of Technology. (Doctor of Engineering)

1976:Lecturer, Department of mechanical engineering, The University of Yamanashi.

1983: Associate Professor, Department of mechanical engineering, The University of Yamanashi.

2004: Professor, Department of Mechanical System Engineering, Graduate School of Engineering, Hiroshima University.

About 100 papers published in English, The chairman of national committee on the sealing technology in High Pressure Institute, the chairman of committee on bolted joints in East Japan Railway, the chairman of examination committee on gas facilities under seismic loadings in KHK and the chairman of several committees in Japan. Dr.Sawa has been engaged in the examination for a lot of accidents happened in Japan for a long time. In 2002, he was awarded from the Headquarter of Yamanashi prefecture Police and in 2004 also awarded from the Headquarter of Kanto Regional Police. He was the conference co-chair of Joint ASME-JSME Pressure Vessel and Piping Conference held in San Diego in USA in 2004.

Mitsutoshi ISHIMURA (Shonan Institute of Technology)

Hiroshi YAMANAKA (Hiroshima University)

Parts for preventing the loosening



(a) Flange nut



(b) Double nuts



(c) Nylon insert nut



(d) Slotted nut



(e) Steel plate insert nut



(f) Spring washer



(g) Toothed washer



(h) Plate spring washer



(i) Nordlock washer



(j-1) Eccentric nut (head)



(j-2) Eccentric nut (tail)



(k) Anaerobic adhesive

Figure-1 Parts for preventing the loosening

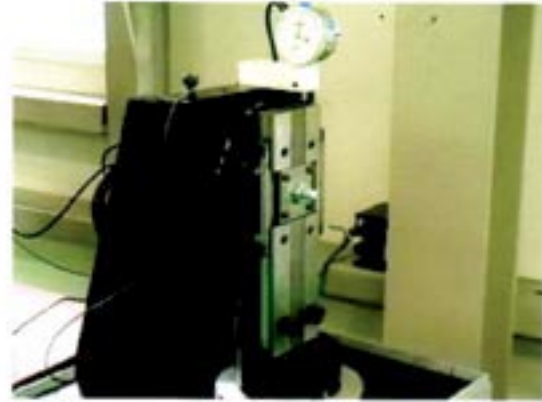
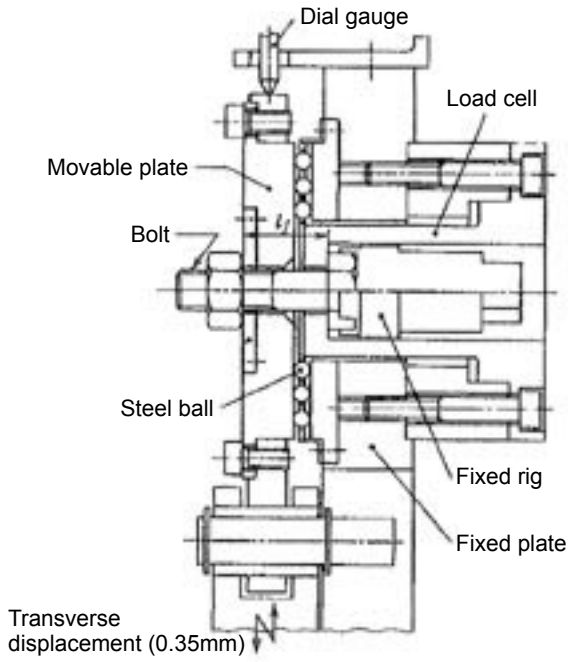


Figure-2 (a) A schematic of Junker's type loosening test machine

Figure-2 (b) Junker's type loosening test machine

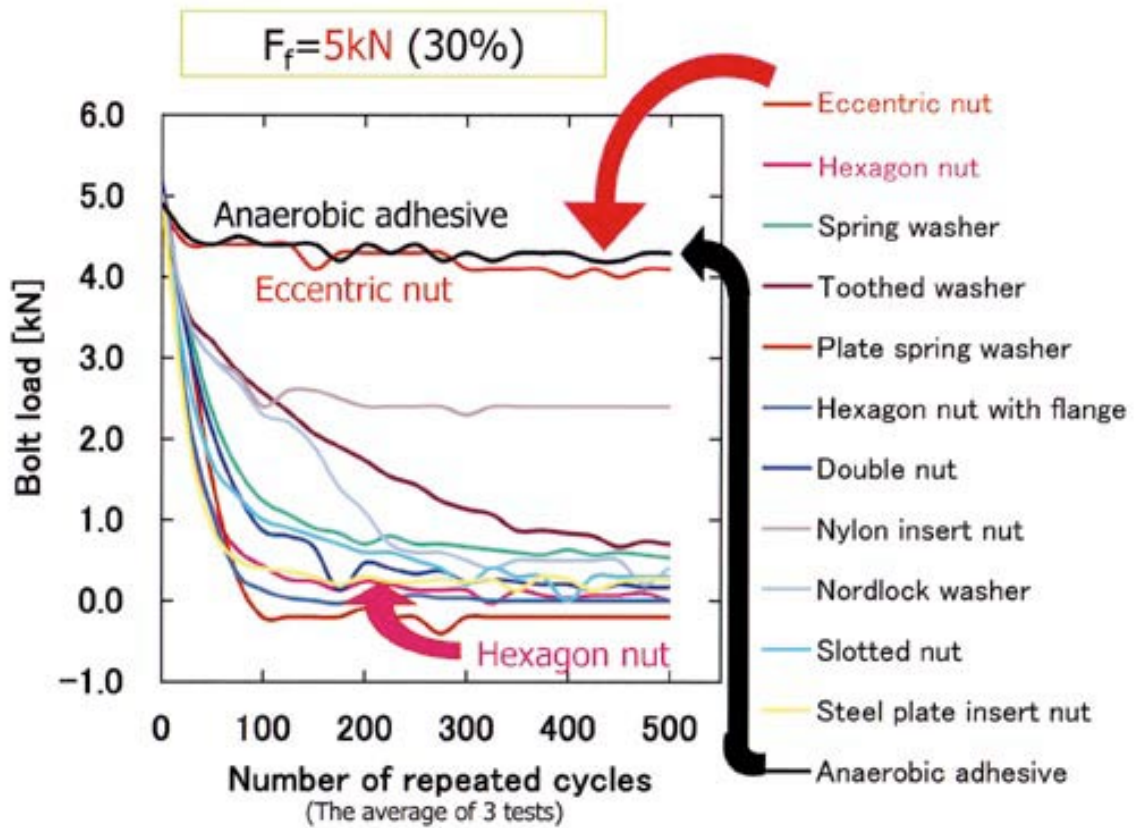


Figure-3 (a) The result in the loosening test using Junker's machine (Bolt preload is 5kN)

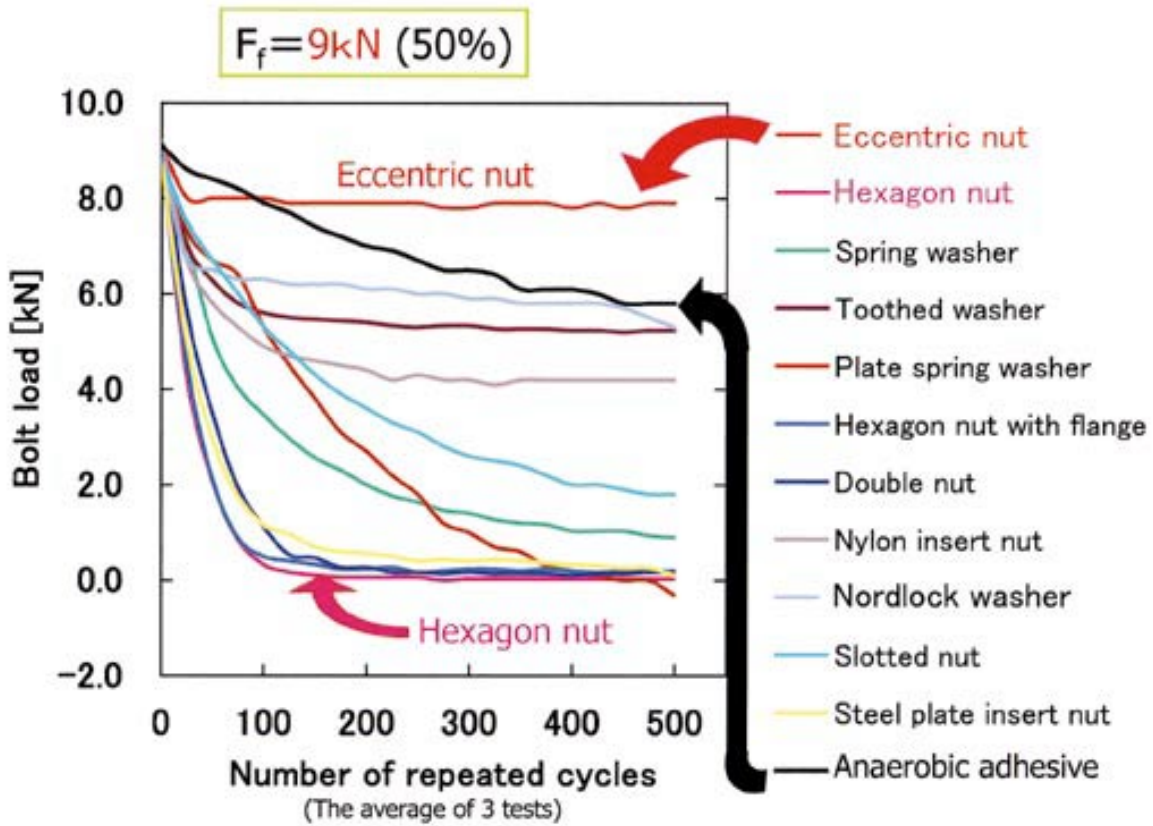


Figure-3 (b) The result in the loosening test using Junker's machine (Bolt preload is 9kN)

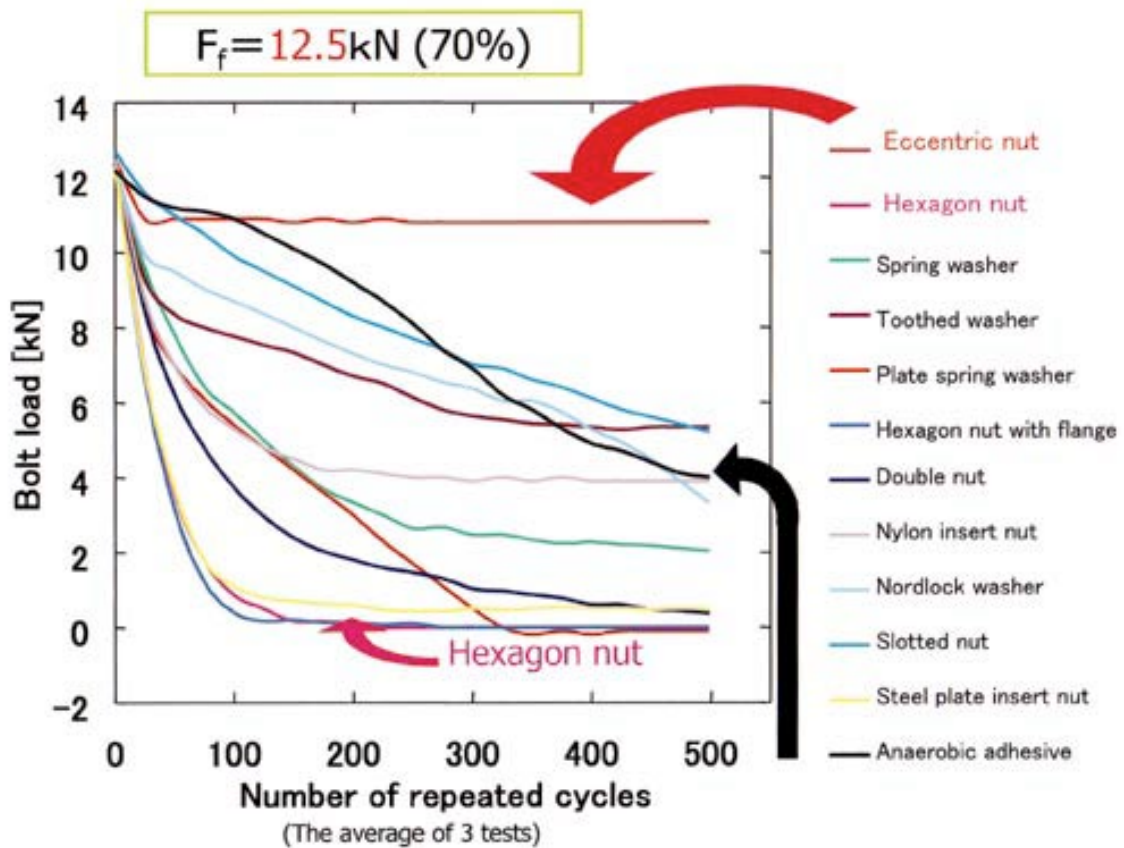


Figure-3 (c) The result in the loosening test using Junker's machine (Bolt preload is 12.5kN)

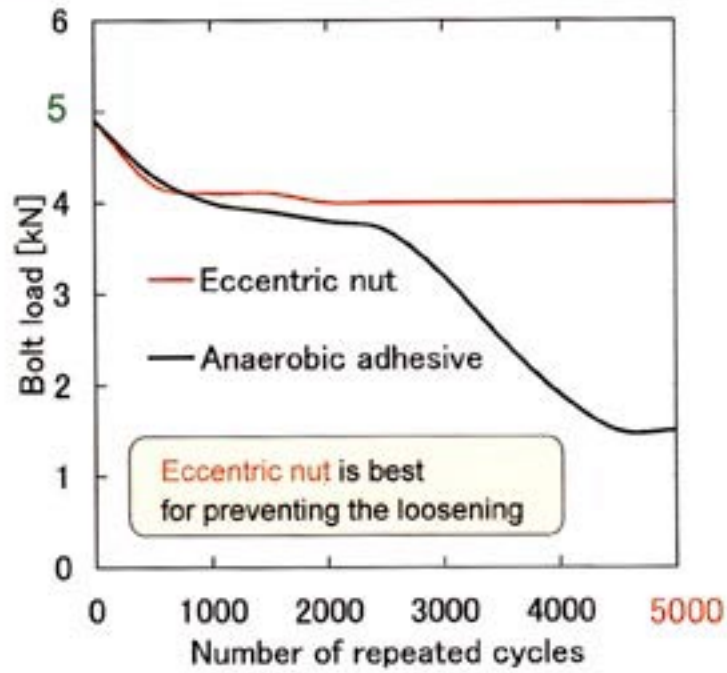
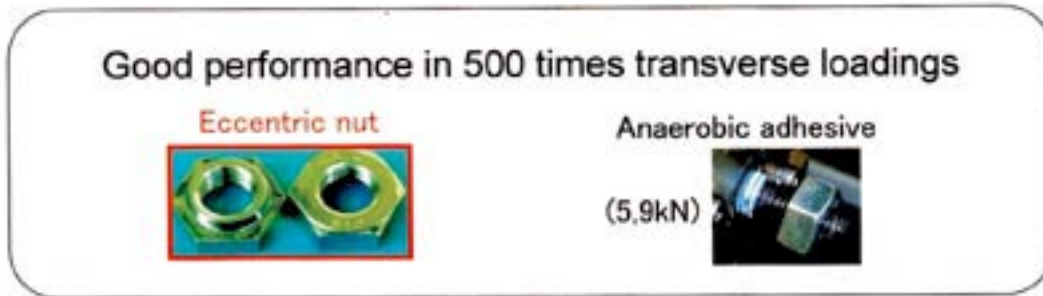


Figure-4 (a) The result in the loosening test using Junker's machine (Bolt preload is 5kN, the maximum number of repeated cycles is 5000)

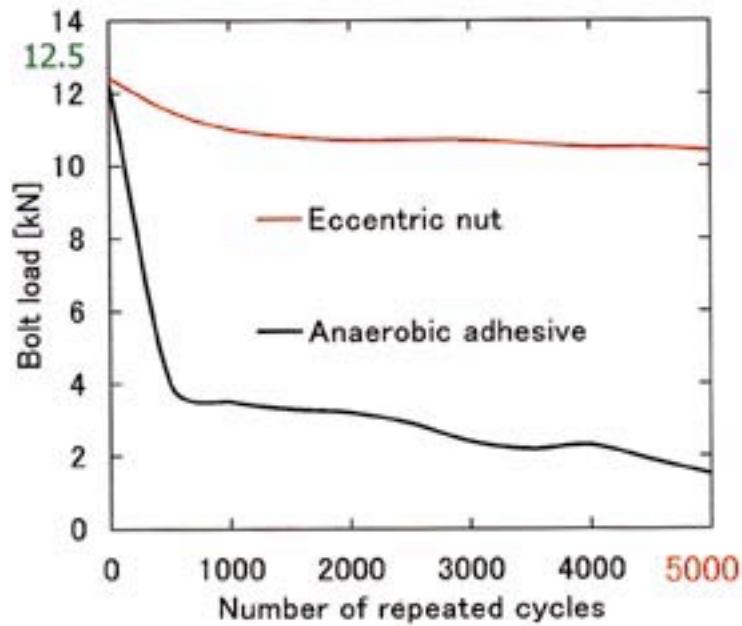


Figure-4 (b) The result in the loosening test using Junker's machine (Bolt preload is 12.5kN, the maximum number of repeated cycles is 5000)

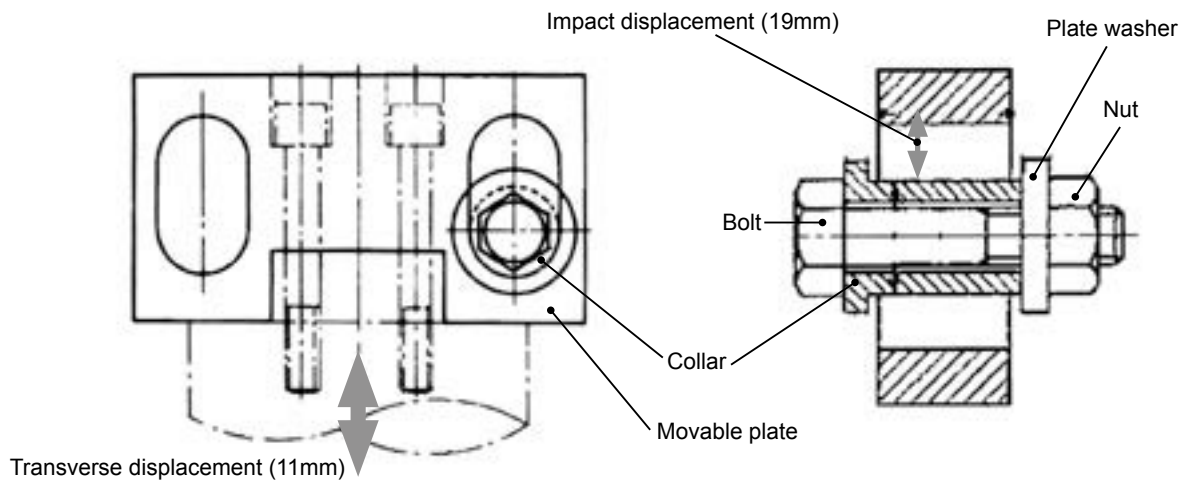


Figure-5 A schematic of NAS 3350 impact loosening test machine [7]

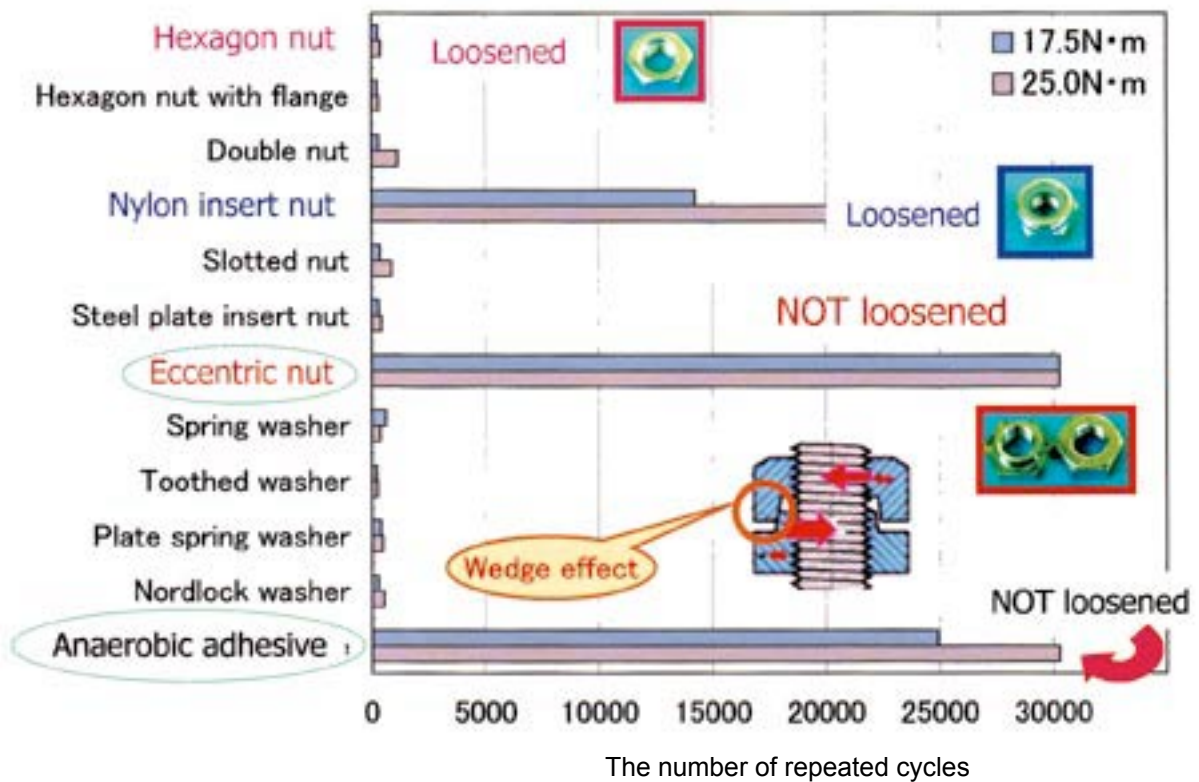


Figure-6 Test results for the impact loosening tests using NAS 3350 machine

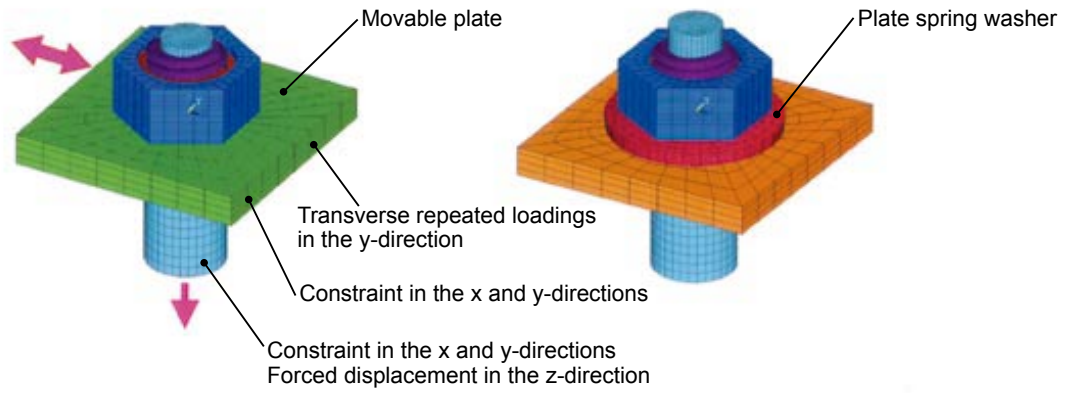


Figure-7(a) FEA model of the joint with hexagon nut

Figure-7(b) FEA model of the joint with plate spring washer

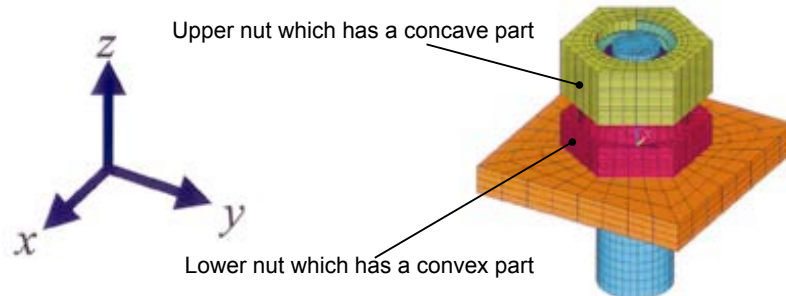


Figure-7 Finite element models

Figure-7(c) FEA model of the joint with eccentric nut

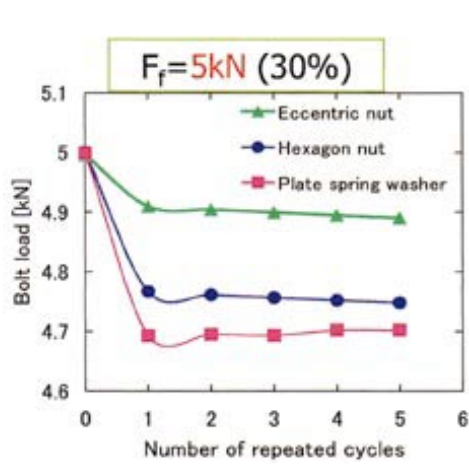


Figure-8 Change of the bolt load

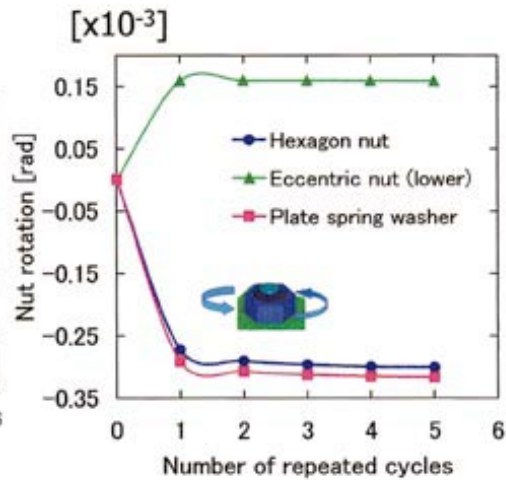
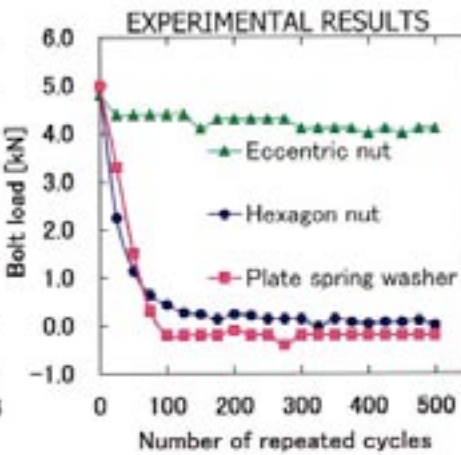
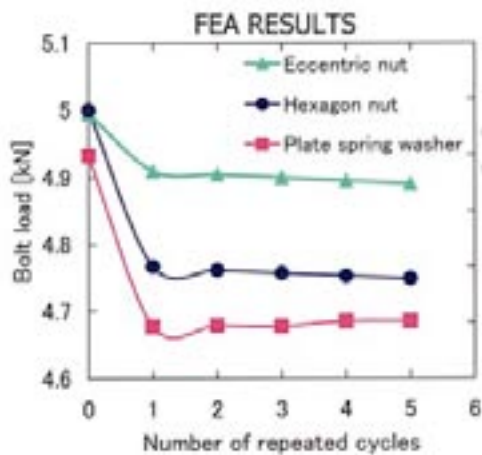


Figure-9 Change of the nut rotation



ハードロック・そのロックエネルギーの秘密はクサビの原理です！



① 大切な人命を乗せて走る高速鉄道



② 車両や関連をつなぎ止めている締結部品にかかる震動や衝撃の大きさは、私達の想像をはるかに越えるものです。



③ もし、これらの力に負けて、締結部のナットがゆるんだり、はずれたりすると……



④ 安全を守るには決してゆるまない締結ナットが必要なのです。



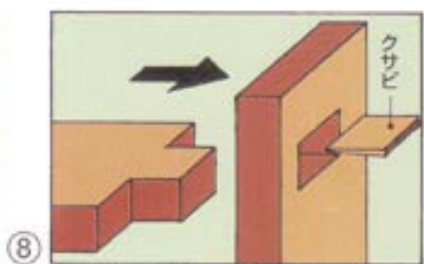
⑤ どんな震動や衝撃にも負けないハードロック



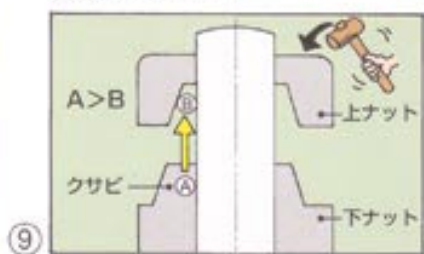
⑥ そのロックエネルギーの秘密は、「クサビ」の原理にあります。



⑦ そもそも「クサビ」とは



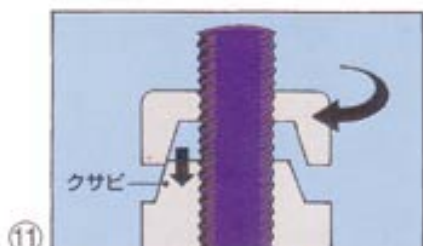
⑧ 古代木造建築等に使われた建築技法(木と木をつなぐ)の一つです。



⑨



⑩ 断面図をこらんで下さい。下ナットのAが「クサビ」の役目を果たし、上ナットの空目Bに押し込めば、「クサビ効果」が発揮され、強力なロック状態になります。



⑪



⑫ さらにハードロックはボルトのねじを利用して「クサビ」を押し込むので、軽い力で作業でき、当然取りはずしも簡単です。



⑬ 地震・風などの災害から1000年以上もの長い間、建物を守り続けてきた先人の知恵



⑭ その知恵を生かし、さらに改良を加えたハードロック



⑮ ハードロックは現代、そして未来の安全を守り続けます。

＜新技術紹介＞ **クサビ効果をナットに組み込む**  
クサビの原理をナットに導入したゆるみ止めナットハードロックナットの誕生に至るまで！

●クサビについて

辞書から引用しますと楔（クサビ）とは堅い木材か金属（大昔なら石だと思われます）で一端を厚く他端に至るに従って薄く作った刃形のもので、目的を大別するなら“①物を割る”“②物と物をつなぎ合わせる”の2つに別れます。

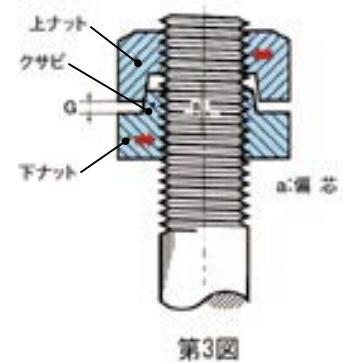
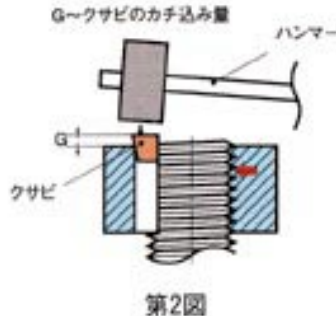
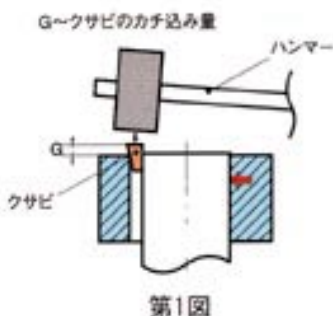
どちらにしてもこの三角形の優れた物は古代より、建築をはじめ様々な技術に利用され、勿論現在でも、その原理は必要欠くべからざる技法と言えるでしょう。まさに古代の知恵なのですが、知恵と言えば、楔形文字を作ったのが紀元前 3000 年頃のシュメール人です。当時すでに都市国家を建設していたと言うシュメール文明（メソポタミア南部）は歴史上そのレベルが突出しており、実は宇宙人が地球に来て作り上げた文明だと言う説がある程です。



●思考の経緯

前置きはこれぐらいに致しまして、このクサビの原理を何とか、ゆるみ止め用ねじに導入出来ないかと考え始めたのが第 1 図の内容です。クサビをハンマーで打ち込む事で反対面の隙間を密にして、ここには矢印の如く大きな押圧力の働きが摩擦力の増大を作り一体化を保つこととなります。

これを第 2 図の様に、ボルトとナット内に作用させれば一体化は更に強固なものとなり更に抜け落ちない事と併せ、外部からの衝撃にも対応出来る素晴らしいゆるみ止めナットが期待出来るのですが実際、現場で締め付けたナットにハンマーでクサビを打ち込むという作業は非現実的でこれは商品化には向きません。



●ハンマーとクサビを取り除きその代替えを考える

アイデアと云うのは A と B の組み合わせから成り、その組み合わせ内容が、良いほどすばらしいアイデア品に繋がります。ハンマー A とクサビ B の組み合わせは非常に面白いのですが、商品化するには更に使い易さとコストがポイントです。従ってこのテーマが実際に形になるまでは、試行錯誤の繰り返しが続き、結果、前ページ第 3 図の様な形に絞られました。

つまりナットを下ナットと上ナットに分割し、下ナットにクサビを設け、上ナットはハンマーの役目を持たせた訳です。

下ナットのクサビ部分は突設部のセンターをずらし（偏芯量 a）をもって偏芯加工することで第 3 図の左側の部分がクサビの作用を果たします。

◎下ナットは締め付けナットとしての役目

上ナットはロックナットとしての働きで上ナットをねじ込んでゆきますと、次第にトルク（回す力）が大となり、クサビをナット内に押し込んでゆく作用で、その実感は手に伝わって参ります。軽いねじ込みトルクでいとも簡単に、クサビを押し込むことがハンマーやクサビなしで可能になった訳です。

＜安全は威力！＞  
**SAFETY IS POWER!**

規定の締め付けトルク値で締め付ければ如何なる衝撃や振動でもゆるまない、いわゆる“完全に近いゆるみ止めナット”が誕生しました。

ハードロックナットの商品名で 30 余年、安全を売り物とし、幅広い産業社会でその威力を発揮します。キャッチフレーズは“安全は威力”です。

今後ともハードロック工業株式会社は皆様とともに生きつづけて参ります。

## 安全は威力



新しい発想が安全を形にする  
**ハードロック工業株式会社**  
本社: 〒577-0063 大阪府東大阪市川俣1-6-24  
TEL:06-6784-1131 FAX:06-6784-1161  
東京: 〒110-0015 東京都台東区東上野2-5-9  
TEL:03-3833-1491 FAX:03-3833-1438

**HARD LOCK Industry Co., Ltd.**  
Main office: 6-24, 1-chome, Kawamata, Higashi Osaka,  
Japan 577-0063  
Tel:+81-6-6784-1131 Fax:+81-6-6784-1161  
Tokyo office: 5-9, 2-chome, Higashi Ueno, Taito-ku, Tokyo,  
Japan 110-0015  
Tel:+81-3-3833-1491 Fax:+81-3-3833-1438