

(昭和62年11月 日本造船学会秋季講演会において講演)

# ジャッキアップリグの脚固定装置用ラック歯の 歯元歪および疲労強度

正員 渡 辺 喜 保\* 正員 吉 田 宏 一 郎\*\*

Strain and Fatigue Strength of Rack Tooth Fillet for Leg  
Fixing Device of Jackup Rigs

by Yoshiyasu Watanabe, *Member* Koichiro Yoshida, *Member*

## Summary

The rack teeth of a leg fixing device, which is indispensable for jackup rig to operate in harsh environment, take cyclic load caused by waves and winds. Accordingly, it is very important to know the fatigue strength of rack teeth.

In this paper, fatigue tests of rack tooth models and small bar specimens whose material is HT80 are performed, and the analysis of the rack tooth models by finite element method is performed as elasto-plastic contact problem with friction.

Comparing the calculated results with experimental ones, following results are obtained.

- (1) The effect of frictional force on the strain at rack tooth fillet is not negligible.
- (2) Manson-Coffin type equation proposed by Iida is useful to predict the fatigue crack initiation life for HT80.

## 1 はじめに

近年、ジャッキアップリグの稼動域が、深海かつ荒海を指向してきている。これに伴う波力および風力の増大により、ジャッキアップリグはレグおよびハルを固着する脚固定装置の装着が不可欠となってきた。この際、脚固定装置の互いにかみあうラック歯は作業状態、暴風状態および曳航状態において繰り返し荷重を受けるため、ラック歯の歯元の疲労強度を求めることは設計上重要となる。

脚固定装置のラック歯には 80 kgf/mm<sup>2</sup> 級高張力鋼が使用されているが、この鋼材の構造模型に関する疲労試験結果は非常に少ない<sup>1)</sup>。また、規格<sup>2)~4)</sup>における疲労強度設計法では、鋼種の違いによる疲労強度の違いが考慮されていないのが一般的で、DOE の規格<sup>3)</sup>においてのみ疲労試験による疲労強度線図の使用が許されているが、経済的かつ時間的負担が大きい。

これに対し、構造物の疲労亀裂発生寿命は亀裂発生部の歪が精度よく求められれば、同一材料の平滑材の疲労強度線図から求まるといふ考え方があり、これまでに切欠付試験片の疲労亀裂発生寿命は、その切欠底における

歪により主に支配されるという実験事実が報告されている<sup>5)</sup>。また著者らの一人は<sup>6),7)</sup>、この考え方に従い T 型パイプ継手の疲労試験を行うとともに、実要素を用いた弾塑性有限要素法解析により亀裂発生部の歪を求め、その値と平滑材の疲労強度線図とから得られるパイプ継手の疲労亀裂発生寿命の推定値が、疲労試験結果に合致することを示している。

本論文では、上述の考え方にに基づき、脚固定装置のラック歯の歯元疲労亀裂発生寿命の推定のため、かみあいを考慮したラック歯模型の疲労試験を行い、歯元すみ肉部に直接貼付した応力集中歪ゲージによる歪計測値と、摩擦を考慮した弾塑性接触問題としての有限要素法解析による歪計算結果を比較し、摩擦力の歯元歪に与える影響を明らかにする。また、ラック歯模型の解析結果と疲労試験結果、2種の形状の小型丸棒疲労試験結果および小型丸棒疲労試験結果に基づく疲労亀裂発生寿命推定式の比較により、80 kgf/mm<sup>2</sup> 級高張力鋼の疲労亀裂発生寿命推定式の有効性を検討する。

## 2 実 験

### 2.1 ラック歯模型の疲労実験

#### 2.1.1 模型の寸法形状および材料

Fig.1 に模型の寸法形状を示す。模型はジャッキアッ

\* 三井海洋開発(株)技術本部

\*\* 東京大学工学部船舶工学科

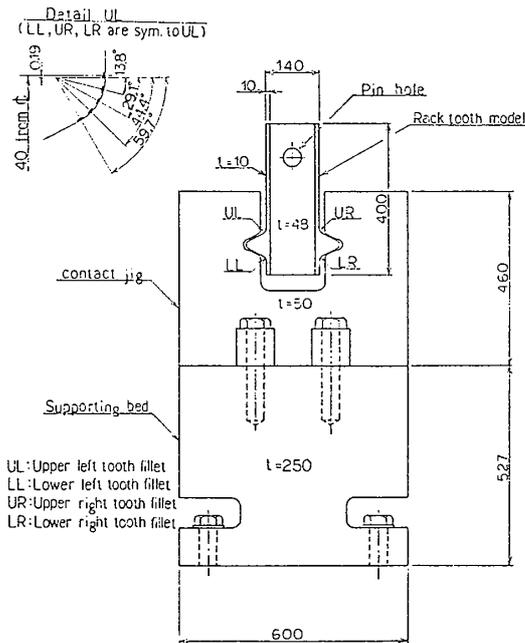


Fig. 1 Model for experiment

Table 1 Mechanical properties of material

Material	Yield strength (kgf/mm <sup>2</sup> )	Tensile strength (kgf/mm <sup>2</sup> )	Young's modulus (kgf/mm <sup>2</sup> )	Poisson's ratio	Reduction of area (%)
HT80	80.1	86.0	21,700	0.29	69

ブリグの脚固定装置の脚部材側ラック歯を平面形状に関し 1/4, 板厚に関し 1/18 に縮尺したものの4体であり, それぞれの模型を TP-1, TP-2, TP-3 および TP-4 と名付ける。図のように, かみあい治具のラック歯とのかみあい部は, 脚固定装置の脚部材側ラック歯と脚固定部材側歯のかみあい状態を再現するため, ジャッキアップブリグの脚固定部材側歯の 1/4 に縮尺されている。模型の歯元は, 歪ゲージが貼れる範囲で #240 エミリー紙で研磨して実験に供した。

Table 1 に, 模型およびかみあい治具の使用材料の材料試験による機械的性質を示す。素材は板厚が 50 mm の 80 kgf/mm<sup>2</sup> 級高張力鋼で, 応力・歪線図は明確な降伏点が現われない形で, 降伏応力は 0.2% 耐力とした。

### 2.1.2 実験方法

実験は 東京大学工学部船舶工学科強度実験室で行われ, 50トン低サイクル疲労試験機を使用した。

ラック歯模型は, Fig. 1 のようにかみあい治具と上下両方向ともにかみあい, 模型上部の開孔と載荷用治具の間にピンを介し, 引張りおよび圧縮の繰り返し荷重が加えられる。かみあい治具は, 支床に 6本のアンカーボルトで固定された支持台に 4本のボルトで固定されている。

前出 Fig. 1 に歪ゲージの貼り付け位置を示す。一対

の歯のそれぞれの歯元の板厚中心線に, 長さ 1mm で 2mm 間隔に 5枚配置された応力集中歪ゲージを貼ることにより, 歯元の歪分布を求める。

実験は荷重制御の完全両張りで, TP-1, TP-2, TP-3 および TP-4 のそれぞれの繰り返し荷重は ±18, ±23, ±27 および ±35 tonf である。引張方向の荷重を加えることにより試験が開始され, 最初の数回の繰り返しは静的に, 荷重を増加または減少させながら歪計測を行う。それ以後は動的に載荷し歪計測を行う。

疲労亀裂の発見は, 赤インキを併用した目視で行い, 亀裂長さが 0.5~1mm に達した時の繰り返し数を疲労亀裂発生寿命とした。

## 2.2 小型丸棒の疲労試験

### 2.2.1 試験片の寸法形状および材料

小型丸棒試験片は, ASTM E-606-80<sup>9)</sup> に基づく直径が 8mm の砂時計型試験片 6本 および丸棒平滑試験片 5本で, 試験片表面を #800 エミリー紙で研磨して試験に供した。試験片の材料はラック歯模型と同一のものである。

### 2.2.2 試験方法

小型丸棒の疲労試験は三井造船(株)千葉研究所で行われ, MTS 25トン疲労試験機を使用した。試験は, 砂時計型試験片については径方向, 丸棒平滑試験片については軸方向の歪制御の完全両振りで行われ, 引張り荷重を加えることにより開始された。疲労亀裂の発見は, ラック歯模型の場合と同様とした。

## 3 有限要素法解析

ラックまたは歯車の歯元応力の有限要素法解析による研究は, 従来より数多く行われている<sup>1), 10)~13)</sup>。これらの研究は, 主に 1枚の歯に歯面垂直荷重を集中荷重として加える弾性解析, および 2組の歯がかみあう場合の接触問題を含む弾性解析に大別される。しかし, いずれの研究においても, 摩擦力を考慮した歯元応力または歪の解析は行われていない。

著者らは前報で, ジャッキアップブリグの脚固定装置の互いにかみあう歯の歪分布および最終強度について, 摩擦のない弾塑性接触問題としての有限要素法解析を行った<sup>14)</sup>。ここで摩擦の影響を考慮しなかったのは, 塑性崩壊を扱ったため平均的な歪の解析でよかったこと, また計算と実験で比較した歪は, 摩擦の影響が少ない位置のものであったことによる。本論文での互いにかみあうラック歯の歪解析は, 疲労強度解析のためのものであることから, 歯元の歪を精密に求める必要がある。このためには摩擦を考慮した弾塑性接触問題としての扱いが必要となってくる。

本論文では互いにかみあう歯の摩擦を考慮した弾塑性

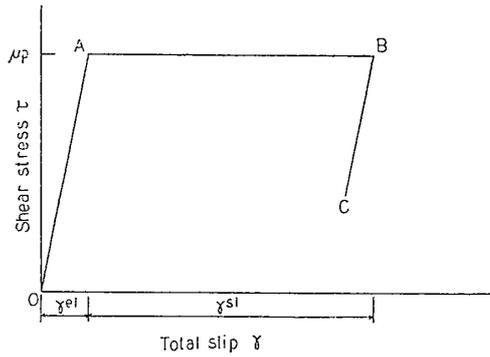


Fig. 2 Coulomb friction model for contact problem

接触問題としての解析に、既成の汎用構造解析プログラムを使用する。この構造解析プログラムでの接触問題の取扱い方には「インタフェース要素」および「ギャップ条件」を使用する2種類の方法がある<sup>14)</sup>。それぞれの方法における摩擦の取扱い方は同一であり、Coulombの摩擦理論を使用している<sup>15)</sup>。簡単のために、本論文で解析の対象とする二次元問題におけるインタフェース要素についてのCoulomb摩擦の取扱い方をFig. 2に従い示す。図の横軸 $\gamma$ および縦軸 $\tau$ は、それぞれインタフェース要素の相対的な全すべり量およびせん断応力である。

実際の摩擦現象ではせん断応力 $\tau$ が、原点Oから $\tau$ 軸上を、摩擦係数 $\mu$ と接触圧力 $p$ の積である臨界接触圧力 $\mu p$ に到達後すべりが発生するが、数値計算では、 $\tau$ と $\gamma$ の間に解が不安定にならない程度に十分大きい比例定数 $G$ をもつ線形弾性関係が仮定され、図の点Aに到達するまでは非常に小さい仮のすべり量 $\gamma^{el}$ を発生する。実際のすべりが発生するかしないかは、すべりの判定条件式 $f = |\tau| - \mu p$ により行われ、 $f = 0$ の場合はすべりが発生し、 $f < 0$ の場合はすべりが発生しない。インタフェース要素のせん断応力 $\tau$ が図の原点Oから点Aに向い、点Aにおいて $f = 0$ が満たされるとすべりが発生し、すべりが継続する場合は $\gamma$ 軸に平行に、たとえば点Bまで移動し、実際のすべり量 $\gamma^{sl}$ を発生する。この時の全すべり量は仮のすべり量 $\gamma^{el}$ と実際のすべり量 $\gamma^{sl}$ の和となる。また、この点以降 $f < 0$ となった場合は実際のすべりが止まり、点Cに向い $G$ の傾斜で、原点Oから点Aへの場合と逆に移動することになる。なお、三次元問題の一般的なすべりに対しては、接触面は二次元的となり、流れ法則に従いすべりが進行する。

Fig. 3にラック歯模型の有限要素法計算モデルを示す。左右の対称性を考慮し、模型の左半分について板厚が10mmの部分については平面応力問題、他の部分については平面歪問題として解析を行う。境界条件は図に示すように、対称軸上は水平方向の変位が拘束され、引張方向載荷の場合にはかみあい治具モデルの下部端点、お

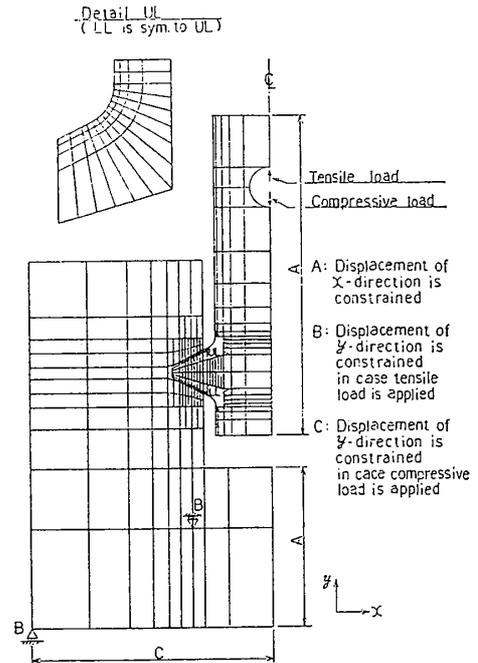


Fig. 3 Mesh layout for rack tooth model with contact jig

Table 2 Relation between equivalent stress and equivalent plastic strain for FEM analysis

Equivalent stress (kgf/mm <sup>2</sup> )	Equivalent plastic strain
78	0.0
80	0.002
85	0.048
88	0.149

よびかみあい治具固定用ボルト頂部相当点の垂直方向変位が、また圧縮方向載荷の場合にはかみあい治具モデル下部の垂直方向変位が拘束される。荷重はラック歯模型上部の開孔部に与えられる。使用した要素は、平面応力および平面歪用の8節点の四辺形アイソパラメトリック要素である。材料の相当応力・相当塑性歪関係は、丸棒の引張試験に基づき歪エネルギーが等価になるように求められたものでTable 2に示される。

## 4 比較および考察

### 4.1 ラック歯模型の歯元歪

#### 4.1.1 歯元歪分布

Fig. 4およびFig. 5に、歯元すみ肉部の円弧に沿った接線方向の歪の計算と実験の比較を示す。実験による歪は、最初に引張荷重を加えた時の静的計測値である。

Fig. 4は、引張荷重が10tonfおよび35tonfの時の引張り側の歯元歪の分布である。引張荷重が10tonfの時の歯元歪は弾性状態にあり、計算による歪出力点での最大歪は歯元側円弧端より歯先側へ、摩擦係数 $\mu$ が0および0.15の場合は46.9°、0.3の場合は50.8°の位置に発生する。実験による計測歪の最大値は、歯元側円弧端より44.4°の位置に発生しているが、実際の歪の最大

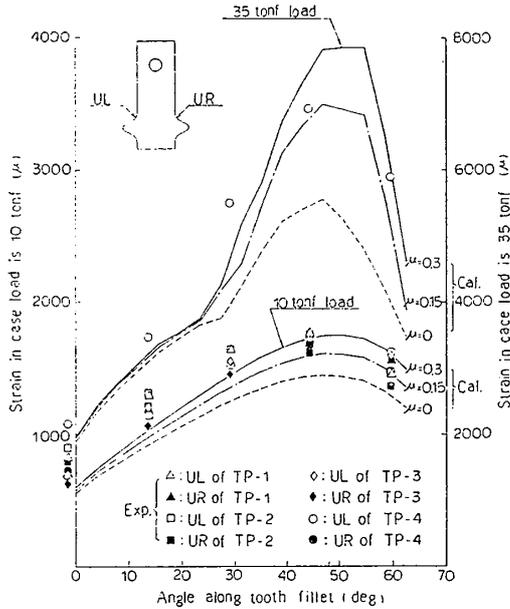


Fig. 4 Tangential strain distribution along the tooth fillet curve(Tensile strain)

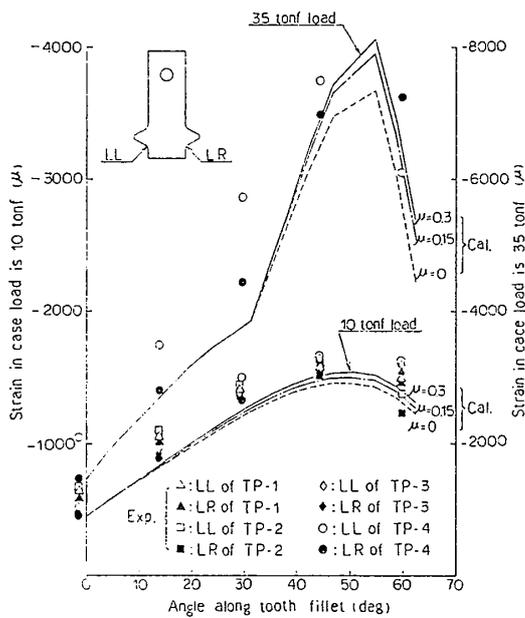


Fig. 5 Tangential strain distribution along the tooth fillet curve (Compressive strain)

値は計測歪全体の分布から計測歪の最大値発生位置より、より歯先側にあると推定される。最大歪の発生位置付近では、摩擦係数が0.15~0.3の場合の歪の計算値は実験値とよい対応を示しているが、摩擦を考慮しない場合の歪の計算値は実験値よりかなり小さくなる。歯元側円弧端より44.4°の位置での実験による歪の平均値と計算値の差は、摩擦係数が0, 0.15および0.3の場合それぞれ、約18.5%, 6.6%および0.8%である。また、計算による歪の比較では、摩擦がない場合は、摩擦係数が0.15の場合に対し約11.1%, 0.3の場合に対し

約19.4%低下する。これより、摩擦を考慮しない場合は、実際の歪よりかなり小さい歪を推定することになり、引張り側の歯元歪に対する摩擦の影響が非常に大きいことが分かる。

引張荷重が35tonfの時の歯元歪は弾塑性状態にあり、計算による最大歪は歯元側円弧端より歯先側へ摩擦係数が0および0.15の場合は46.9°, 0.3の場合は54.7°である。実験による計測歪は図のULの位置のもので、URの位置での歪との差は引張荷重が30tonfの時約1%であった。このため、ULの位置の歪を左右の歯元歪の平均値として使用することは問題ないと考えられる。実験による計測歪の最大値は、歯元側円弧端より44.4°の位置に発生しているが、実際の歪の最大値は計測歪全体の分布から、より歯先側にあると推定される。歯元歪の計算値と実験値の対応は引張荷重が10tonfの場合とほぼ同様であるが、摩擦係数が0.3の場合の計算による歪の最大値がより歯先側に移動している。歯元側円弧端より44.4°の位置での歪の実験値と計算値の差は、摩擦係数が0, 0.15および0.3の場合、それぞれ約26.7%, 1.7%, 8.7%である。また、計算による歪の比較では、摩擦のない場合は摩擦係数が0.15の場合に対し約24.5%, 0.3の場合に対し約37.7%低下する。これより、歯元歪が弾塑性状態になると、弾性状態に比べ歯元歪に対する摩擦の影響がより大きくなることが分かる。

Fig. 5は、引張荷重が10tonfおよび35tonfの時の圧縮側の歯元歪の分布である。引張荷重が10tonfの時の歯元歪は弾性状態にあり、計算による歪出力点での最大歪は歯元側円弧端より歯先側へ、摩擦係数が0の場合は46.9°, 0.15および0.3の場合は50.8°の位置に発生する。実験による計測歪の最大値は、歯元側円弧端より44.4°の位置に発生しているが、真の最大歪は計測歪全体の分布から、より歯先側に発生すると推定される。圧縮側の歯元歪も、最大歪の発生位置付近では、摩擦係数が0.15~0.3の場合の歪の計算値は実験値とよい対応をしており、摩擦を考慮しない時の歪の計算値は引張り側歯元歪の場合に比べ、実験値に対する低下の度合いが小さい。歯元側円弧端より44.4°の位置での実験による歪の平均値と計算値の差は、摩擦係数が0, 0.15および0.3の場合、それぞれ約10.6%, 7.6%および5.3%である。また、計算による歪の比較では、摩擦がない場合は摩擦係数0.15の場合に対し約2.8%, 0.3の場合に対し約5.0%低下する。これより、圧縮側歯元歪に対する摩擦の影響は引張り側歯元歪の場合に比べ小さいが、摩擦の考慮が必要であることが分かる。

引張荷重が35tonfの時の歯元歪は弾塑性状態にあり、歯元歪の計算値と実験値との対応は引張荷重が10tonf

の場合とほぼ同様であるが、計算による歪の最大値がすべての摩擦係数の場合について歯先側に移動していることが分かる。歯元側円弧端より  $44.4^\circ$  の位置での実験による歪の平均値と計算値の差は、摩擦係数が 0, 0.15 および 0.3 の場合、それぞれ約 10.9%, 5.7% および 4.3% である。また、計算による歪の比較では、摩擦がない場合は摩擦係数が 0.15 の場合に対し約 4.9%, 0.3 の場合に対し約 6.3% 低下する。これより、引張り側と同様に、歯元歪が弾塑性状態になると、弾性状態に較べ歯元歪に対する摩擦の影響がより大きくなることが分かる。

4.1.2 摩擦係数の推定法

Fig. 6 および Fig. 7 に、それぞれラック歯模型の有限要素法解析による荷重・歯元歪関係および接触部のせん断応力と接触圧力の分布とそれらの比を示す。

Fig. 6 は前出 Fig. 3 の有限要素法の計算モデルにおいて、接触部の摩擦係数  $\mu$  を 0.15 とし、引張りおよび圧縮の最大荷重を 18tonf とした時の荷重と歯元すみ肉部の接線方向歪との関係である。この歪は歯元側円弧端より歯先側に  $46.9^\circ$  の位置のもので、歯元すみ肉部では最大または 2 番目の大きさのものである。比較のために、かみあい治具を除いたラック歯模型について開孔部の垂直方向を固定し、かみあい治具との接触点に歯面に対する垂直力、および接線力を加えた時の同位置での反力・歯元歪関係の弾性計算結果が示されている。

かみあい治具を含んだ接触問題では、最初に引張荷重 500kgf を与えると、接触部でのインタフェース要素の歯面接線方向のせん断応力と接触圧力の比が 0.15, すなわち規定の臨界接触圧力に達しすべりが生じる。その後の荷重増加に伴い接触幅が増加し接触部の応力分布は変化するが、最終引張荷重 18tonf に達するまで、すべての接触点においてせん断応力と接触圧力の比は摩擦係数値 0.15 に等しく (Fig. 7(a) の I1, I2 参照), すべ

りが継続する。この際の荷重・歯元歪関係は直線的で、ラック歯模型だけについて接触点に垂直力とその 0.15 の比の接線力を歯先方向に加えた時の反力・歯元歪関係と非常によく一致している。

荷重を減少させ始めると、歯先側の接触点ほどせん断応力と接触圧力の比がより多く減少し、図の引張り側歪で顕著なように、荷重を増加させた時の荷重・歯元歪関係から離れ、より歪が小さい方への経路をたどる。引張荷重が 12.25tonf の時、歯先側端部の接触点におけるせん断応力の向きが歯元側に反転し (Fig. 7(a) の D1 参照), 7.5tonf の時、全接触点のせん断応力の向きが歯元側となり (Fig. 7(a) の D2 参照), 5tonf の時、全接触点のせん断応力と接触圧力の比が  $-0.15$  (せん断応力の向きが歯元側の場合マイナスの符号をつける) となり、荷重増加時とは反対方向へのすべりを生じる (Fig. 7(a) の D3 参照)。引張荷重が 5tonf から荷重を減少する際の荷重・歯元歪関係は、ラック歯模型だけについて接触点に垂直力とその 0.15 の比の接線力を歯元側に加えた時の反力・歯元歪関係と非常によく一致している。また、荷重減少開始後の圧縮側歯元歪が荷重

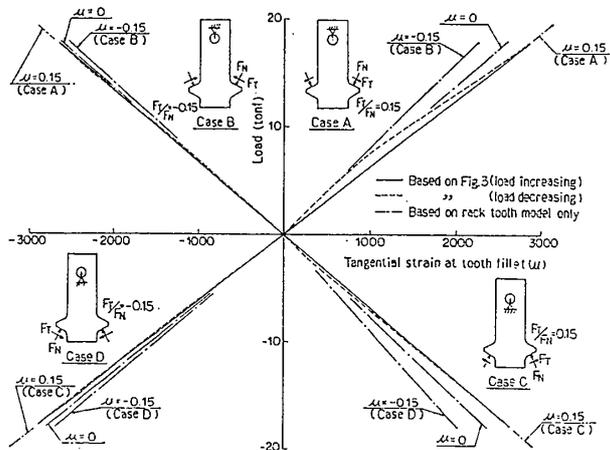
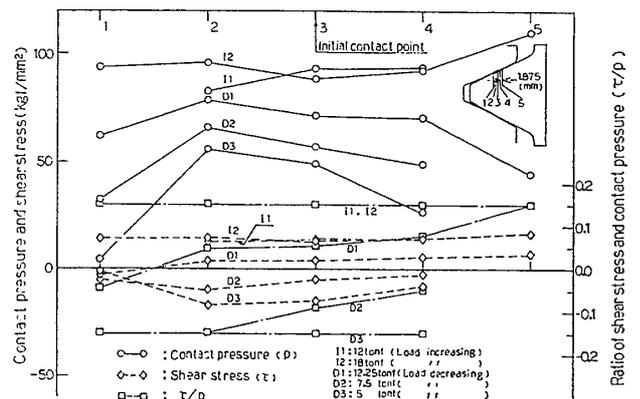
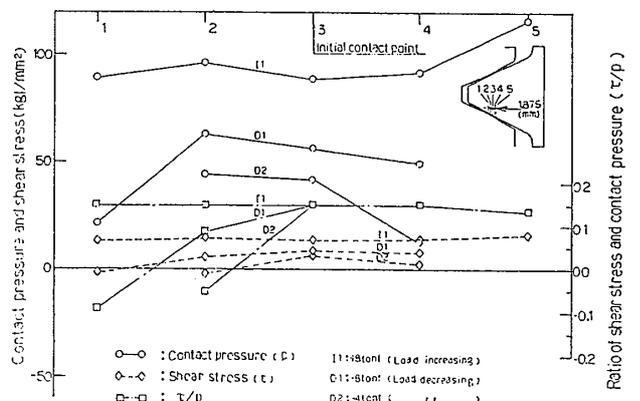


Fig. 6 Load vs. tangential strain relation at the rack tooth fillet by calculation



(a) Tensile load case



(b) Compressive load case

Fig. 7 Calculated distribution of shear stress, contact pressure and their ratio along the contact width

増加時での歪より大きいのが、これは荷重減少時の接触圧力分布の重心が歯先側に移動したためと考えられる (Fig.7(a)の I2, D1 参照)。

圧縮荷重を加えた場合も、最大荷重 -18tonf までの荷重増加時の荷重・歯元歪関係およびせん断応力と接触圧力の関係は、引張荷重を加えた場合と同様であるが、歯元側の二つの接触点ですべりが停止している (Fig.7(b)の I1 参照)。この時の荷重・歯元歪の関係もラック歯模型だけについて、接触点に垂直力とその 0.15 の比の接線力を歯先方向に加えた時の反力・歯元歪関係と非常によく一致している。

荷重の減少を開始すると、歯先側の接触点ほどせん断応力と接触圧力の比がより多く減少する傾向は引張荷重の場合と同様であるが、その減少の割合が小さく、圧縮荷重が -8tonf の時に初めて歯先側の接触点のせん断応力の向きが歯元側に反転する (Fig.7(b)の D1 参照)。その後も、圧縮荷重が 0tonf になるまで歯先側の接触点一つだけのせん断応力の向きは歯元側であるが、他の接触点のせん断応力の向きは歯先側のままである (Fig.7(b)の D2 参照)。このため、荷重が減少する際の荷重・歯元歪関係は、ラック歯模型だけについて、接触点に垂直力とその 0.15 の比の接線力を歯先方向に加えた時の荷重・歯元歪関係から少しづつ離れ接線力を歯元方向に加えた時の荷重・歯元歪関係に近づくが、圧縮荷重が -2tonf の時でもその線上にはのらない。この理由は、圧縮荷重載荷時のかみあい治具の剛性が引張荷重載荷時のものよりいちじるしく高く、接触部ですべりが引張り側の場合と較べ発生しにくかったためと考えられる。

なお、Fig.7(a)の I2 および Fig.7(b)の I1 の接触圧力分布は、Hertz の弾性接触問題における接触圧力分布が半楕円形状であるのに対し、塑性を考慮することにより矩形に近い分布になることを示している。これは、Hardy ら<sup>10)</sup>が剛球を半無限体に押し込んだ時の弾塑性接触問題の有限要素法解析による接触圧力分布と同様である。また接触圧力分布形状の歯元歪への影響は、摩擦の影響に較べ少ないと考えられる。

以上より、引張荷重が加えられた場合、接触部ですべりが発生し易く、引張荷重が減少する際すべりの方向が反転すること、引張り側歯元の歪が摩擦による影響を大きく受けることにより、引張荷重と引張り側歯元歪の関係は明確なヒステリシスを示すことが分かった。引張荷重が 0~5tonf の間では、荷重が増加する時と荷重が減少する時との間ですべりの方向が反対であり、この歪経路のなす角度の計算値と実験値との比較により、ラック歯模型実験での摩擦係数の推定が可能と考えられる。

Fig.8 に、TP-1 の荷重・歯元歪関係に関する計算と

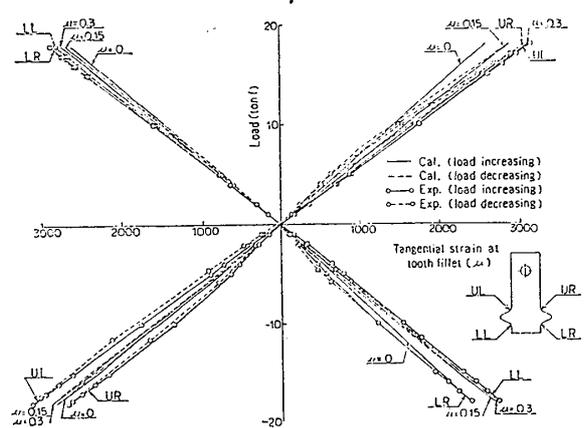


Fig.8 Load vs. tangential strain relation at the rack tooth fillet (comparison between Cal. and Exp.)

実験の比較を示す。計算および実験の歪は、それぞれ歯元側の円弧端より歯先側に  $46.9^\circ$  および  $44.4^\circ$  の位置のものである。実験による歪は、第1回目の繰返し載荷において静的に計測されたものである。

引張荷重が加えられた時の引張り側歯元歪の実験値は、荷重増加時に摩擦係数が 0.3 の場合の計算値とよい対応を示しているが、全体の歪経路の形状は摩擦係数が 0.15 の場合に近く、引張荷重が 5tonf 以下の、実験による二つの経路のなす角度より、摩擦係数が 0.15 の場合よりやや大きい摩擦力が作用していると考えられる。歯元側円弧端より  $44.4^\circ$  の位置での歪を用い、第1回目および以後数回の繰返し試験より求めた二つの歪経路のなす角度の平均値を、実験と同じ歪評価位置についてラック歯模型の計算により求めた二つの歪経路のなす角度と比較すると、摩擦係数は約 0.2 と推定される。この値は、前出の歯元歪分布の計算値と実験値との比較を行うと、妥当なものであることが分かる。

## 4.2 疲労強度

### 4.2.1 ラック歯模型の疲労亀裂の発生および伝播

TP-1~TP-4 のすべての模型について歯元の歪振幅の大きさは、前出 Fig.1 の表示に従うと左上、右上、左下、右下の順で疲労亀裂の発生も同一の順序となる。また、疲労亀裂は歯元側円弧端より約  $48^\circ$  (TP-1, TP-2) から約  $52^\circ$  (TP-3, TP-4) の位置で、板厚中央部に発生する。その後さらに板厚内に数個の亀裂が発生し合体しながら歯元両表面に達し、歯の上下対称軸に向い進展し、延性破壊により歯の破断に至る (TP-3, TP-4)。

Fig.9 に、TP-1~TP-4 の左上側歯元両表面の亀裂長さおよび繰返し数の関係を示す。TP-3 の破断直前の表面での亀裂長さは約 25mm であり、TP-4 のそれは約 18mm で TP-3 のものがより長い。この理由は、歯が破断する時の歯元のせん断断面積が、載荷荷重に比例して小さくなるためである。TP-3 および TP-4 の歯の破断

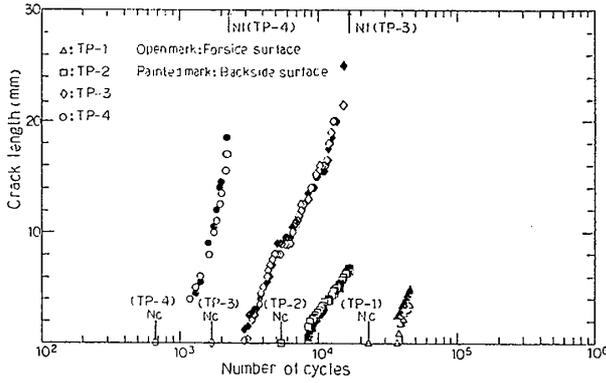


Fig. 9 Variation of crack length with load cycling

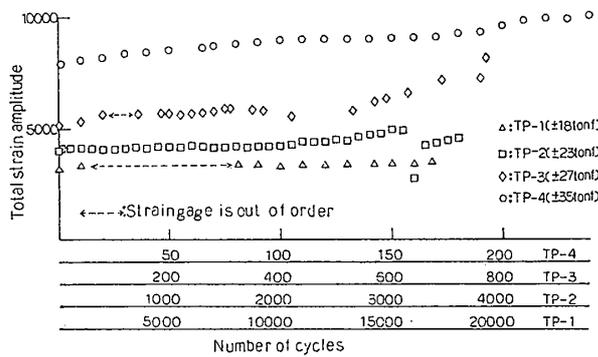


Fig. 10 Variation of strain amplitude with load cycling

寿命  $N_f$  は、亀裂発生寿命  $N_c$  に対しそれぞれ約 10 倍および 4 倍であり、载荷荷重がより小さい TP-1 および TP-2 では、破断時のせん断断面積の減少により、歯の破断寿命の亀裂発生寿命に対する倍率は、TP-3 および TP-4 のものより大きくなると推定される。

Fig. 10 に、各模型についての左上側歯元の接線方向の応力集中歪ゲージによる最大の歪振幅と、歪ゲージが破断するまでの繰り返し数の関係を示す。各模型とも繰り返し荷重の载荷後しばらくは歪振幅は増加するが、その後定常状態に至る。歪ゲージが破断する前に歪振幅が再度増加するが、これは歪ゲージの損傷によるものと考えられる。定常状態での歪振幅と第 1 回目の繰り返しにおける歪振幅の比は、TP-1 および TP-2 は同程度の値で、TP-3, TP-4 の順に増加していくが、これは、歯元に生じる塑性歪の大きさおよび歯の接触部の塑性変形量と関係すると考えられる。

#### 4.2.2 疲労亀裂発生寿命

ラック歯模型の解析結果と実験結果および小型丸棒試験片の試験結果の比較、およびそれらと飯田<sup>8)</sup>による低サイクル疲労の  $\epsilon_{ta}-N_c$  曲線を材料の引張特性より推定する次式との比較を行う。

$$\epsilon_{ta} = C_p N_c^{-k_p} + C_e N_c^{-k_e} \quad (1)$$

$\epsilon_{ta}$ : 全歪振幅

$N_c$ : 疲労亀裂発生寿命

$$C_p = 0.286 \epsilon_f \quad \epsilon_f = \ln \frac{100}{100 - RA}$$

RA: 断面収縮百分率

$$C_e = 5.26 \times 10^{-6} \sigma_u + 0.0013$$

$$k_p = 0.0425 \epsilon_f + 0.544$$

$$k_e = 0.173 - 1.074 \times 10^{-4} \sigma_u$$

$\sigma_u$ : 静引張強度 [MN/m<sup>2</sup>]

Manson-Coffin 流の (1) 式は、塑性歪成分である第 1 項と弾性歪成分である第 2 項の和として表わされており、軟鋼から 80 kgf/mm<sup>2</sup> 級高張力鋼など約 20 種の鋼材の母材および溶接金属を試験断面とした砂時計型試験片の径方向歪制御試験データを整理して、 $N_c$  基準により提案されたものである。

砂時計型試験片の径方向全歪振幅の軸方向全歪振幅への変換には次式<sup>5)</sup>を使用する。

$$\epsilon_{ta} = 2 \ln \frac{d}{d_0} + \left( \frac{1}{2} - \nu \right) \frac{\sigma_R}{E} \quad (2)$$

$d_0$ : 変形前直径,  $d$ : 変形後直径,  $\sigma_R$ : 荷重方向真応力範囲,  $E$ : ヤング率,  $\nu$ : ポアソン比

Fig. 11 にラック歯模型と小型丸棒の試験結果および (1) 式を示す。ラック歯模型の全歪振幅  $\epsilon_{ta}$  は前出 Fig. 10 に示された定常状態におけるもので、歯元側円弧端から歯先側へ 44.4° の位置での計測値である。砂時計型試験片の  $N_c$  は (1) 式とよい対応を示しており、ラック歯模型の  $N_c$  に対しては低サイクル側でやや高寿命側にある。これに対し、丸棒平滑試験片の  $N_c$  は、(1) 式に対し、低サイクル側でやや低寿命側にあり、ラック歯模型の  $N_c$  に対してはよい対応を示している。ラック歯模型の  $N_c$  は (1) 式に対し、高サイクル側でよい対応を示しているが、低サイクル側ではやや低寿命側にある。

この理由は、前出 Fig. 4 および Fig. 5 に示したよ

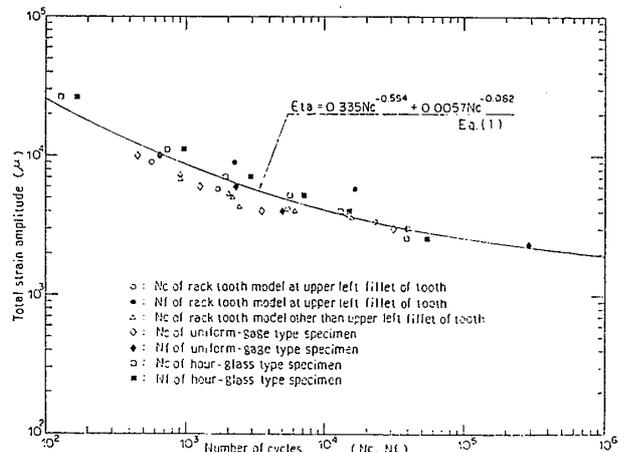


Fig. 11 Total strain amplitude vs. crack initiation life and failure life

うに、歯元歪が弾性歪が主成分をしめる TP-1 および TP-2 の場合、歪ゲージによる歪計測値と実際の歯元歪の最大値との差が小さいが、歯元歪が弾塑性状態にある TP-3 および TP-4 の場合、歪ゲージによる歪計測値が実際の歯元歪の最大値より低めであるためと推定される。このことを考慮すると、ラック歯模型の  $N_0$  は低サイクル側での (1) 式に対する相関もよくなり、(1) 式が  $80 \text{ kgf/mm}^2$  級高張力鋼の疲労亀裂発生寿命に有効であることが分かる。

## 5 結 論

ジャッキアップリグの脚固定装置用ラック歯の縮尺模型 4 体についてのかみあいを考慮した疲労試験および小型丸棒の疲労試験を行い、有限要素法解析の結果と比較し以下の結論を得た。

(1) ラック歯模型について、歯かみあい部での摩擦を考慮した弾塑性接触問題としての有限要素法解析を行い、試験結果と比較することにより、摩擦力がラック歯の歯元歪に与える影響が無視できないものであることを示した。

(2)  $80 \text{ kgf/mm}^2$  級高張力鋼を使用したラック歯模型および小型丸棒の疲労試験結果と、塑性歪成分と弾性歪成分の二項の和からなる (1) 式とを比較することにより、(1) 式が  $80 \text{ kgf/mm}^2$  級高張力鋼の疲労亀裂発生寿命の予測に有効であることを示した。

終りに、本研究を行うに際し、貴重な御指導と御助言をいただいた東京大学、飯田國廣名誉教授に厚く御礼申し上げます。また実験に際し終始温かい御助力を下さった東京大学船舶工学科榎本一夫氏、永井英晴氏に御礼申し上げます。さらに、種々の御協力をいただいた三井海洋開発(株)社内関係部署の方々に感謝致します。

## 参 考 文 献

- 1) 本田, 北村, 山田: ジャッキアップ装置用昇降ラックの強度の研究, 日本機械学会論文集 (C編), 50 巻 452 号 (昭和 59 年 4 月), p.687.
- 2) Det Norske Veritas: Fatigue Strength Anal-

ysis for Mobile Offshore Units, Classification Note, Note No. 30. 2, (1984).

- 3) United Kingdom Department of Energy: Offshore Installations: Guidelines on Design and Constructions, (1984).
- 4) American Welding Society: Design of New Tubular Structures, AWS Structural Welding Code D 1. 1-84, (1984).
- 5) 安藤, 飯田, 征矢: 低サイクル疲労亀裂の発生, 伝播と歪の繰返し挙動, 日本造船学会論文集, 128 号 (1970), p.343.
- 6) 吉田, 乾, 高沢, 飯田: T型パイプ継手の歪詳細解析と疲労亀裂発生寿命予測, 日本造船学会論文集, 144 号 (1978), p.362.
- 7) Yoshida, K., Inui, T., Iida, K.: Behavior Analysis and Crack Initiation Prediction of Tubular T-Connection, OTC 2854, (1977).
- 8) Iida, K., Fujii, E.: Low Cycle Fatigue Strength of Steels and Welds in Relation to Static Tensile Properties, IIW Doc. XIII-816-77 (1977).
- 9) American Society of Mechanical Engineers: Annual book of ASTM Standards, E 606-80.
- 10) 福永: かみあいを考慮した平歯車の強度解析 (第 2 報, 歯元応力について), 日本機械学会論文集 (C編), 53 巻 489 号 (昭和 62 年 5 月), p.1077.
- 11) 小田, 宮近: ピン支持された薄肉内歯平歯車の歯元応力, 日本機械学会論文集 (C編), 52 巻 480 号 (昭和 61 年 8 月), p.2194.
- 12) 田中, 小比田: かみあいを考慮した平歯車の応力解析, 日本機械学会論文集 (C編), 51 巻 461 号 (昭和 60 年 1 月), p.133.
- 13) 小田, 永村, 青木: 有限要素法による薄肉平歯車の歯元応力解析, 日本機械学会論文集 (C編), 46 巻 411 号 (昭和 55 年 11 月), p.1432.
- 14) 渡辺, 吉田: ジャッキアップリグの脚固定装置の歪分布および最終強度, 日本造船学会論文集 161 号 (1987), p.325.
- 15) HKS: ABAQUS Theory manual, (1984).
- 16) Hardy, C., Baronet, C. N., Tordion, G. V.: The elasto-plastic indentation of a half-space by a rigid sphere, International journal for numerical methods in engineering, Vol. 3 (1971), p. 451.