

博 士 論 文

5軸制御工作機械で創成される小型高強度
リブ付きスパイラルベベルギヤの研究開発

2023年

齊藤 雅博

目次

第1章 序論

| | |
|---|---|
| 1.1 本研究の背景 ----- | 1 |
| 1.1.1 カーボンニュートラルへの対応 ----- | 1 |
| 1.1.2 自動車産業における カーボンニュートラル対応と歯車への要求 ----- | 3 |
| 1.1.3 自動車の駆動系歯車 ----- | 4 |
| 1.1.4 5軸制御マシニングセンタによる歯車加工 ----- | 5 |
| 1.1.5 スパイラルベベルギヤの破損要因と リブ付きスパイラルベベルギヤの発案 ----- | 6 |
| 1.2 本研究の構成 ----- | 6 |
| 参考文献 | |

第2章 リブ付きスパイラルベベルギヤのコンセプトと効果

| | |
|---|----|
| 2.1 緒言 ----- | 10 |
| 2.2 提案する小型高強度スパイラルベベルギヤ ----- | 10 |
| 2.2.1 機能性部品の等寿命設計に基づく リブ付きスパイラルベベルギヤ ----- | 10 |
| 2.2.2 リブ付きスパイラルベベルギヤの試作 ----- | 13 |
| 2.3 スパイラルベベルギヤのリブ付加設計と解析モデル ----- | 14 |
| 2.3.1 歯車におけるリブ付加設計の背反 ----- | 14 |
| 2.3.2 IDCAE に基づく平板による基礎解析モデル ----- | 15 |
| 2.3.3 リブ形状の変更 ----- | 18 |
| 2.4 歯元応力解析結果および考察 ----- | 19 |
| 2.4.1 リブ無し歯車の有効歯幅変化の影響 ----- | 19 |
| 2.4.2 リブの歯元応力の低減効果 ----- | 22 |
| 2.4.3 リブ厚と有効歯幅の変化と最適解の検討 ----- | 24 |
| 2.4.4 各種リブの基礎解析結果 ----- | 25 |
| 2.4.5 工学的観点からのリブ厚の選択 ----- | 30 |

| | |
|--------|----|
| 2.5 結言 | 31 |
| 参考文献 | |

第3章 スパイラルベベルギヤの歯すじ凹凸面が応力分布に与える影響

| | |
|------------------------------|----|
| 3.1 緒言 | 33 |
| 3.2 1DCAE の平板および曲面板に基づく解析モデル | 33 |
| 3.3 歯元応力の解析結果および考察 | 36 |
| 3.3.1 リブ無し歯車の凹凸面の影響 | 36 |
| 3.3.2 リブ形状の変化と歯元応力への影響 | 38 |
| 3.3.3 リブ形状とリブ厚さの最適解の検討 | 39 |
| 3.3.4 歯面の曲率とリブ接続部における応力 | 40 |
| 3.3.5 リブ接続部における応力分布の特徴と課題 | 42 |
| 3.4 結言 | 43 |
| 参考文献 | |

第4章 ラック形状の FEM モデルによる歯元およびリブ応力に基づくリブ形状の最適化

| | |
|---------------------------|----|
| 4.1 緒言 | 45 |
| 4.2 リブ付き歯車の試作に基づく問題点の検討 | 46 |
| 4.3 本章におけるリブ厚およびリブ形状の基本方針 | 47 |
| 4.4 リブ付き歯車における FEM 解析 | 47 |
| 4.4.1 CAE モデルの剛体と弾性体の取り扱い | 47 |
| 4.4.2 1DCAE モデル | 48 |
| 4.4.3 リブ付き歯車における応力集中部 | 51 |
| 4.5 解析結果と考察 | 54 |
| 4.5.1 基準となる歯元応力 | 54 |
| 4.5.2 歯端部付近に荷重点がある場合の歯元応力 | 56 |
| 4.5.3 リブ下部の応力 | 57 |
| 4.5.4 リブ上部の応力 | 58 |
| 4.5.5 最適リブ形状の導出 | 60 |
| 4.6 結言 | 63 |

参考文献

第5章 リブ形状の応力と歯のたわみの多目的最適化

| | |
|---|----|
| 5.1 緒言 | 65 |
| 5.2 三角形リブを付与したリブ付き歯車の設計指針 | 65 |
| 5.2.1 歯車にリブを付加する場合のリブの役割と リブ最小幅を考慮したその設計 | 65 |
| 5.2.2 三角形リブ形状の検討のための基本指針 | 66 |
| 5.2.3 リブ付きスパイラルベベルギヤの設計・製造方法 およびその確認試作 | 67 |
| 5.3 リブ形状検討のための解析モデル | 67 |
| 5.4 解析結果とその考察 | 67 |
| 5.4.1 基準となる歯幅中央部に荷重点がある場合の リブの形状の変化による歯元応力への影響 | 67 |
| 5.4.2 リブの形状の変化による歯先たわみの影響 | 69 |
| 5.4.3 基準となる歯幅中央荷重における応力とたわみの関係性 | 71 |
| 5.4.4 歯幅端部荷重における3箇所の応力集中と 歯先たわみの関係性 | 73 |
| 5.4.5 歯幅端部への荷重時におけるリブ付き歯車に発生する 最大応力と歯先たわみの関係性とその考察 | 75 |
| 5.4.6 試作したリブ付きピニオンと歯先集中荷重で発生する 応力の実測にむけた実験条件 | 77 |
| 5.4.7 応力の実測結果の比較および考察 | 79 |
| 5.5 結言 | 83 |
| 参考文献 | |

第6章 リブ付きスパイラルベベルギヤの駆動特性の考察

| | |
|---|----|
| 6.1 緒言 | 86 |
| 6.2 試作したリブ付き歯車とその駆動特性の検討にむけた 実験装置および実験方法 | 87 |
| 6.2.1 試作したリブ付きピニオンとギヤ歯車対 | 87 |

| | |
|------------------------------------|-----|
| 6・2・2 実験装置と駆動条件 ----- | 87 |
| 6・3 駆動試験結果および考察 ----- | 89 |
| 6・3・1 歯車駆動時の発生応力と歯のかみ合い枚数の推移 ----- | 89 |
| 6・3・2 歯車駆動時におけるリブ影響の考察 ----- | 94 |
| 6・3・3 歯あたり移動のトルク依存性とリブの効果 ----- | 98 |
| 6・4 結言 ----- | 102 |
| 参考文献 | |

第7章 結論

| | |
|------------------|-----|
| 7・1 本研究の成果 ----- | 104 |
| 7・2 今後の課題 ----- | 107 |

謝辞

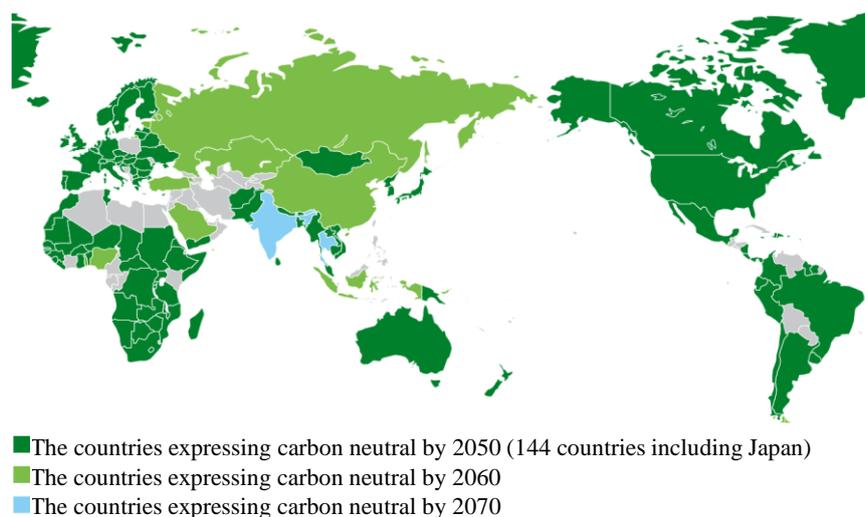
第1章 序論

1.1 本研究の背景

1.1.1 カーボンニュートラルへの対応

近年重視されるカーボンニュートラルへの貢献を考えると、歯車屋は歯車の小型化によるエネルギーロス削減が責務である。

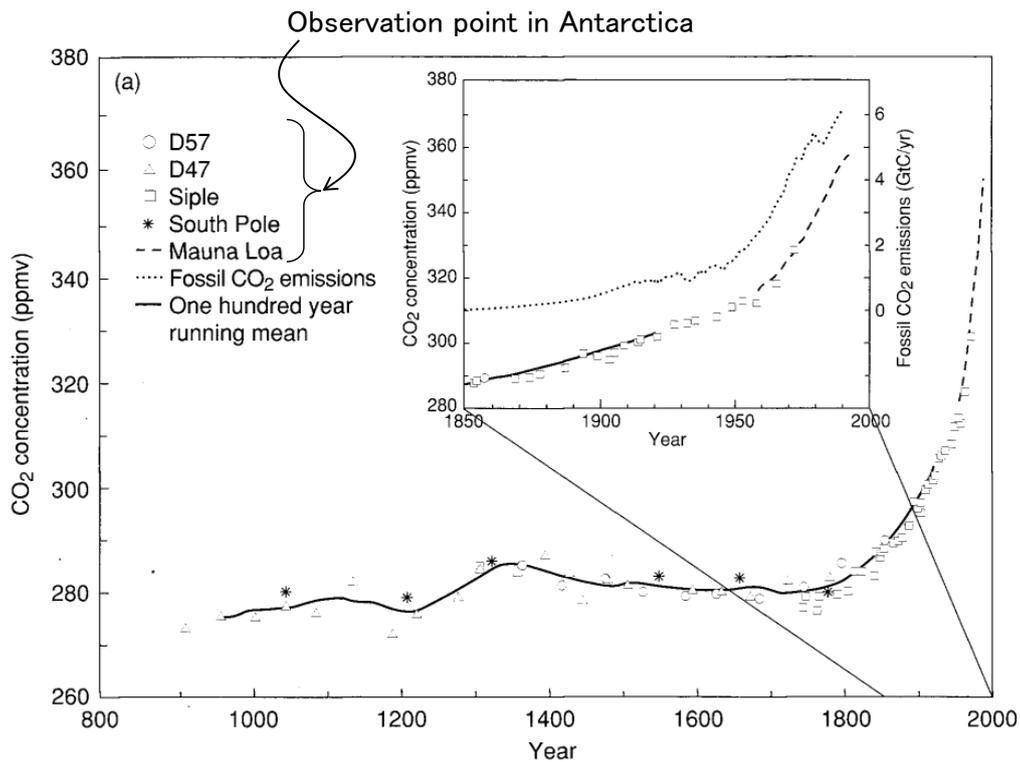
カーボンニュートラルとは温室効果ガスの排出を全体としてゼロにする^{1.1)}、つまり二酸化炭素をはじめとする温室効果ガスの人為的な排出量から、植林、森林管理などによる人為的な吸収量を差し引いて合計を実質的にゼロにすることを意味している。日本では2020年10月の臨時国会において菅元総理が「2050年カーボンニュートラル」を宣言し「2050年カーボンニュートラルに伴うグリーン成長戦略」を策定、2021年4月には2030年の温室効果ガス削減目標として2013年度から46%削減することを目指し、さらに50%の高みに向けて挑戦を続けるとの方針も示された^{1.2)}。世界を見渡すと、図1-1に示すように世界各国でカーボンニュートラル宣言がなされており、例を挙げると、アメリカではバイデン大統領が「2050年カーボンニュートラル」を宣言し2兆ドルの予算を組みクリーンエネルギーへの投資を進めており、中国でも2020年国連総会にて習国家主席が「2050年カーボンニュートラル」を宣言、そしてEUにおいても2019年に「欧州グリーン・ディール」と呼ばれる行動計画を打ち出し、取り組みを進めている^{1.3)}。



Source: METI in Japan

Fig. 1-1 Countries and regions that have declared carbon neutrality until 2021/11/9^{1.4)}

そもそも、カーボンニュートラルが叫ばれる要因である温室効果ガスは人為的な化石燃料の使用が原因であり、図 1-2 から見てとれるように 1750 年の産業革命以降の人間による活動が地球温暖化の効果をもたらしている可能性がきわめて高いことが示されている^{1.5)}。歴史を振り返ると、人類は道具によって生活環境を変える革新(イノベーション)をおこし、快適な生活を手に入れてきた。狩りに使う矢尻をはじめとする石器、穀物を消化しやすく調理する土器など食に関する道具にはじまり、文明の発展にともない生活環境を整えるために非力な人類が大きな木や石といった自然の重量物を運ぶなどを目的に、人力や畜力および水力を動力源として各種の機械(装置)へと発展^{1.6)}し、産業革命を起こし機械製品のあふれる現代へとつながっている。つまりは人類の進化が産業革命を起こし我々の生活を豊かにしてきたが、一方で温室効果ガスの排出による地球温暖化を起こしてしまった。これに対応することは我々人類の責務と考える。



Source: IPCC 1995

Fig. 1-2 Transition of carbon dioxide concentration^{1.7)}

1.1.2 自動車産業におけるカーボンニュートラル対応と歯車への要求

自動車産業において、1985年にドイツのゴットリーブ・ダイムラーとカール・ベンツがガソリンをエネルギー源とする内燃機関を搭載した自動車を開発し、現代においてもガソリンをエネルギー源として利用した内燃機関が主流となっている。しかし、現代における内燃機関から排出される排気ガスはその約99%をCO₂が占めており地球温暖化に寄与している^{1.8)}。その対応として、2021年に開催された第26回国連気候変動枠組み条約締約国会議(COP26)では、自動車分野に関しては「世界のすべての新車販売について、主要市場で2035年までに、世界全体では2040年までに、電気自動車(EV)等、二酸化炭素を排出しないゼロエミッション車とすることを目指す」という共同声明が発表された。日本は政府として署名しなかったが、2021年に経済産業省資源エネルギー庁は表1-1に示す次世代自動車の普及目標として内燃機関のみで走行する従来車に代わるハイブリッド車や電気自動車などの割合を2030年までに50~70%に上げるとの目標を示している^{1.9)}。

歯車においては自動車の駆動源の電動化、つまりはモータ内部における高効率化に貢献する手段はほぼ無いと考える。一方で、モータの省エネルギー駆動の観点では加減速駆動時において効率が最大となる回転角速度およびトルクの最適軌道の導出の研究なども行われており、自動車が電動化してきても駆動力を伝達する歯車は残ると思われる^{1.10)}。ガソリン車において自動車の走行やエアコンなどの装備品に使われるエネルギーは給油したガソリンに対して15%程度と試算され、このエネルギーロスの

Table. 1-1 Transition of carbon dioxide concentration

| | Year 2019 (New car sales) | Year 2030 |
|---------------------|---------------------------|-----------|
| Conventional car | 60.8% (2.61 mil. cars) | 30~50% |
| Next generation car | 39.2% (1.69 mil. cars) | 50~70% |
| Hybrid | 34.2% (1.47 mil. cars) | 30~40% |
| Battery-powered | 0.49% (21 thou. cars) | 20~30% |
| Plug-in hybrid | 0.41% (18 thou. cars) | |
| Fuel cell | 0.02% (0.7 thou. cars) | ~3% |
| Clean diesel | 4.1% (175 thou. cars) | 5~10% |

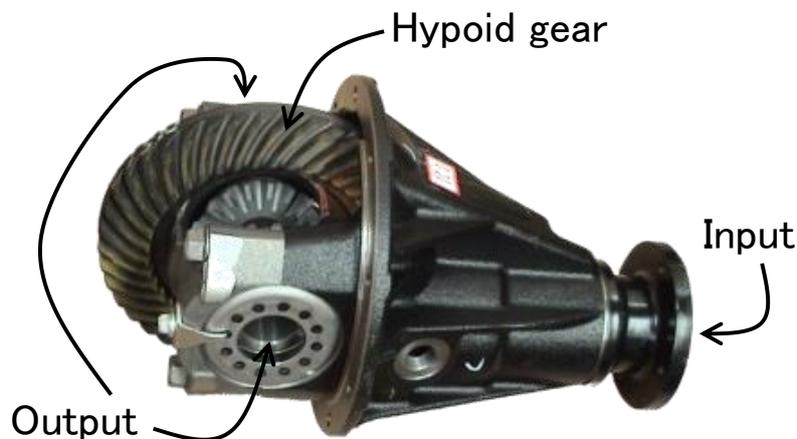
(New car sales are 4.30mil. cars in 2019)

うち 5.6%が駆動系損失と試算^{1.11)}されており、歯車の損失が影響しているものと考えられる。したがって歯車においても、わずかながらではあるが、エネルギーロス削減を求められてくるのは必然となる。

1.1.3 自動車の駆動系歯車

歯車はその機能を考えると自動車、ひいては機械製品において1部品でしかなく、単体では役に立たないが、特に重要な部品である。この考えは創立 120 年を超える機械学会のシンボルマークが歯車をモチーフとしており創立当初から歯車が機械の象徴として見られていた証とも想像されている^{1.12)}ことから間違っていないであろう。自動車においては歯車を搭載していない自動車は無いといっても過言ではない。前節で記したように電気をエネルギー源としたモータ駆動の自動車に置換されていくことでトランスミッションが淘汰され歯車の数量としては減るものの、自動車では要求される駆動力と駆動用のモータ出力に乖離があることからギヤヘッド (Gear Head) 型変速機^{1.13-1.15)}などが必要不可欠であり今後もニーズがなくなることはない。

図 1-3 には自動車用最終減速装置であるデファレンシャルユニットを示した。この構造の歴史は古く、世界最初の自動車であるフランス陸軍の軍事技術者であるニコラ・ジョゼフ・キュニョー (Nicolas-Joseph Cugnot) が 1769 年に製作した大砲牽引用の蒸気自動車にもデファレンシャルユニットが搭載されている。進化はみられるものの、根



Source: Asano gear co.,ltd.

Fig. 1-3 Differential unit

本的な機能性や構造は現代に通じており、自動車でこの装置はエンジンから出力された回転運動の軸の方向を直角に曲げることでタイヤへ回転運動を伝達しており、後輪で駆動するFR車には必ず搭載されている。近年のモータ駆動の自動車はモータ軸から複数のハスバ歯車を介してタイヤ軸につなげる構造、つまりは各軸が平行なユニットが多く市場投入されているが、軸が直交するデファレンシャルユニットを活用して駆動力を得る構造の提案の報告も^{1.16~1.19)}もみられてきており、これから市場投入が期待される。デファレンシャルギヤユニット内には駆動力を直角に伝える歯車として、ハイポイドギヤやスパイラルベベルギヤと呼ばれる、歯すじが曲線となっている傘歯車が活用される。これらはストレートベベルギヤ(すぐば傘歯車)と比べ、加工法が非常に複雑になる一方でかみ合い率が高くトルクをなめらかに伝達することができるため好まれて使われている。

1.1.4 5軸制御マシニングセンタによる歯車加工

歯車の多くは専用加工機により製造されることが多いが、近年は多軸制御工作機械と称される5軸制御マシニングセンタやターニングセンタなどの高速・高精度化の技術が進み、さらにスカイビングカッタなど、従来多用されてきた工具以外を用いた歯車製造の技術^{1.20)}も着目されてきている。またベベルギヤの製造において、多軸制御工作機械とエンドミル工具の組み合わせによるベベルギヤの加工技術としてストレートベベルギヤの加工例が報告^{1.21)}され、プラント等に用いられている単品生産を基本とした大型(例えばモジュール $m=20$ 以上)のスパイラルベベルギヤの加工に導入した例^{1.22)}などもみられる。さらに少量生産を基本としたモジュール $m=5$ 程度以上の中型スパイラルベベルギヤの加工例^{1.23)}も報告されてきている。しかしながら、大量生産を基本としたモジュール $m=4$ 以下の小型スパイラルベベルギヤにおけるそれらの取り組み例は少ない。またこれらの研究は主に加工方法や加工精度に関する内容が中心である。汎用の多軸制御工作機械を用いる生産方法は、スパイラルベベルギヤを加工する時にフェイスミルやフェイスホブをつかった専用歯切り盤では制限されていた歯形修正についての自由度があがり、さらに歯の周辺部における工具形状の制約が少なく自由な形状創成ができるようになる。しかし、その利点を活用するためには設計および生産技術の両面から体系的な研究が必要と考えられるが、それらの報告はほとんどなされていないようである。

1.1.5 スパイラルベベルギヤの破損要因とリブ付きスパイラルベベルギヤの発案

従来のフェイスミルやフェイスホブ工具で歯切りされてきた小型のスパイラルベベルギヤでは、高負荷運転時に歯幅の大端部方向に実歯あたりが移動^{1,24)}して抜けが発生することで強度の低下を招いていることが知られている。さらに直交軸系の歯車において、ハイポイドギヤに比べスパイラルベベルギヤはかみ合う時の歯面すべり速度が小さく、設計要件としては歯面の面圧強度よりも歯元の曲げ強度の問題が大きいと考えられる。一方で機械や建築の分野において構造物が曲げ破損することが懸念される場合、リブにより補強されることが多い。そこで、歯車においてもリブで補強してやればよいと考えた。この発想は平歯車やハスバ歯車などに代表される円筒歯車やストレートベベルギヤ、ハイポイドギヤ、スパイラルベベルギヤなどに代表される傘歯車においても見られない。これは歯車加工が円筒歯車においても傘歯車においても加工方法として、歯溝の端部に壁があるような構造は実現できないことに起因しているものとする。しかし、5軸制御マシニングセンタとボールエンドミル工具を組み合わせた工法であれば製造可能である。したがって、5軸制御マシニングセンタとボールエンドミル工具を組み合わせた歯車成形の工法の導入を前提とし、歯部の両端にリブをつけた新しい小型高強度スパイラルベベルギヤの開発に取り組んだ。

1.2 本研究の構成

本研究の構成は7章構成となっており、その概要は以下に示すとおりである。

第1章は本研究の背景・目的として上記のとおりとし、下記に概要を示す。

第2章は、提案するリブ付きスパイラルベベルギヤの開発の第一歩として、スパイラルベベルギヤにリブを付与することのコンセプトを示し、1DCAEの手法に基づいた平板モデルでのFEM解析を利用したリブ形状検討の方針を示す。そのうえで解析を実際に遂行し歯の曲げ強度に対するリブの影響を考察し、リブ付きスパイラルベベルギヤの最適化設計の指針について検討を遂行する。

第3章は、スパイラルベベルギヤの特徴である歯すじに曲率を持つ、つまり曲がり歯であることについて考慮し、曲がり歯の歯車においてリブが与える影響を考慮しておく必要があると考え、1DCAEの手法に基づいた曲げ板モデルのFEM解析を遂行しリブが曲がり歯の歯元曲げ強度に与える影響を考察して、リブ形状の最適化設計の指針を検討する。

第4章は、3章にてわかったリブ接続部での破損の可能性に着目し、リブ形状を2章で示しリブの効果が十分に見込める三角形リブを歯幅端部に設置することを前提に、歯元およびリブ周辺の応力分布の解明に基づくリブサイズの決定を目指し、1DCAEの手法に基づいたラック歯車形状のFEMモデルにより検討を遂行する。

第5章は、スパイラルベベルギヤが負荷により歯すじ方向に実歯当たりが移動することで高荷重運転時に歯幅方向の端部への抜けが発生し強度低下を生じることが知られていることを考慮し、歯当たり移動の要因である歯のたわみとの要素と合わせて発生応力について検討する。そのために、4章で用いた解析モデルを活用し、三角形リブを歯幅端部に付与することを前提に、1DCAEの考え方を基にしたラック歯車形状のFEMモデルにより解明した歯元とリブ周辺で生じる曲げ応力と歯のたわみの関係について検討を遂行した。そのうえで、三角形リブを付与したリブ付きピニオンを製造し、静的負荷をかけたときに発生する応力を測定し、解析結果と対比することでリブの影響について検討を遂行する。

第6章は、5章で扱った試作リブ付きピニオンをギヤとかみ合わせて駆動させ、その時の歯元およびリブ周辺での発生応力を測定することでリブ付きスパイラルベベルギヤ対の駆動状態におけるリブの影響について考察した。

第7章は、以上の内容をまとめた本研究の結論を示したうえで、本研究の残された課題を提起する。

参考文献

- 1.1) 環境省, 2050年カーボンニュートラルを巡る国内外の動き, 令和2年度環境省温室効果ガス排出量算定方法検討会(第1回), 2021年1月27日
- 1.2) 内閣官房, 経済産業省, 内閣府, 金融庁, 総務省, 外務省, 文部科学省, 農林水産省, 国土交通省, 環境省, 2050年カーボンニュートラルに伴うグリーン成長戦略, 2021年6月18日, (2021)
- 1.3) 森本英香, 2050年CN(カーボンニュートラル)に向けた成長戦略, 月間資本市場, No.428(2021), pp.4-15
- 1.4) 環境省資源エネルギー庁, 地球温暖化対策(カーボンニュートラル), 2022/3/1更新, <https://www.enecho.meti.go.jp/about/pamphlet/energy2021/003/>, (参照2022/11/1)

- 1.5) IPCC 2007: Climate Change 2007: Synthesis Report, Contribution of Working Groups I, II and III to the Fourth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change (Core Writing Team, R.K. Pachauri and A. Reisinger, eds.), IPCC, Geneva, Switzerland (2007), pp.104
- 1.6) 松川洋二, 石丸良平, 梅崎洋二, 黒河周平, 土肥俊郎, 河西敏雄, 越山勇, 歯車の歴史とその発展経緯に関する考察, 2008 年度精密工学会秋季大会講演会講演論文集 (2008), pp.379-380.
- 1.7) J.T. Houghton, L.G. Meira Filho, B.A. Callander, N. Harris, A. Kattenberg and K. Maskell, Climate Change 1995: The Science of Climate Change, Contribution of Working Groups I to the Second Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change, Cambridge university press, (1996)
- 1.8) 柏倉桐子, 佐々木左宇介, 坂本 和彦, 近年のガソリン車における規制・未規制大気汚染物質排出量と排出傾向, 大気環境学会誌, Vol.44, No.2 (2009), pp. 102-116
- 1.9) 経済産業省資源エネルギー庁, 2050 年カーボンニュートラルの実現に向けた検討, 令和3年1月27日, (2021)
- 1.10) K. Inoue, K. Kotera, Y. Asano, and T. Kato, Optimal Torque and Rotating Speed Trajectories Minimizing Energy Loss of Induction Motor Under Both Torque and Speed Limits, in Proc. Power Electronics and Drive Systems, 2013 IEEE 10th International Conference (2013), pp. 1127–1132
- 1.11) NEDO 情報・システム部, 自動車の省エネ技術および省エネ効果の現状(米国), NEDO海外レポート, No.991 (2006)
- 1.12) 黒川周平, 機械工学における機械要素技術(歯車工学の観点から), 日本機械学会誌, Vol.124, No.1227 (2021), pp. 28-33
- 1.13) H. S. Yan, Y. C. Wu, A novel configuration for a brushless DC motor with an integrated planetary gear train, Journal of magnetism and magnetic materials, No.301 (2006), pp.532-540.
- 1.14) Stocco J. L., Smashing the efficiency barrier- A practical comparison of planetary and orbitless gear-heads, Proceedings of international conference on gears 2017, VDI-Berichte Nr.2294 (2017), pp.319-330.
- 1.15) F. Roos, H. Johansson, J. Wikander, Optimal selection of motor and gearhead in mechatronic applications, Mechatronics, No.16 (2006), pp.63-72.

- 1.16) X. Hua and E. Gandee, Vibration and dynamics analysis of electric vehicle drivetrains, *Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control* Volume 40, Issue 3, September 2021, pp. 1241-1251
- 1.17) I. Kakavas, A. V. Olver, and D. Dini, Hypoid gear vehicle axle efficiency, *Tribology International*, Elsevier, No.101(2016), pp.314-323
- 1.18) H. J. Stadtfeld, Introduction to electric vehicle transmissions, *Gear Technology*, September-October 2020, pp.42-50
- 1.19) 吉村雅貴, 藤本博志, 車載モータとデファレンシャルギヤを搭載した電気自動車におけるスリップ率制御に基づく駆動力制御法, *電気学会産業計測制御研究会編電気学会研究会資料 IIC*, Vol.11, No.137 (2011), pp.1-6
- 1.20) 立川友和, 栗田信明, 中村守正, 森脇一郎, 内歯車のスカイビング加工に関する研究(送り速度が加工精度に与える影響), *日本機械学会論文集 C 編*, Vol.81, No.831 (2015), pp.1-11.
- 1.21) Cihan, O., Ali, I. and Latif, O., An investigation on manufacturing of the straight bevel gear using end mill by CNC milling machine, *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, Vol.127 (2003), pp.503-511.
- 1.22) 辻勇, 川崎一正, 阿部義和, 郡原宏, 汎用の多軸制御工作機械による大型スパイラルベベルギヤの加工法に関する研究, *日本機械学会論文集 C 編*, Vol.77, No.775 (2011), pp.161-169.
- 1.23) Alves, T. J., Guingand, M. and Vaujany, J. P., Designing and manufacturing spiral bevel gears using 5-axis computer numerical control(CNC) milling machines, *Journal of Mechanical Design ASME*, Vol.135(2013), No.024502, pp.1-6.
- 1.24) 新井典久, 河本滋, 広垣俊樹, 水本克典, 上西康弘, 曲がり歯傘歯車のかみあい特性について(グリーンソン式こう配歯曲がり歯傘歯車とエリコン式等高歯曲がり歯傘歯車の比較), *日本機械学会論文集 C 編*, Vol.57, No.540 (1991), pp.2703-2708.

第2章 リブ付きスパイラルベベルギヤのコンセプトと効果

2.1 緒言

リブ付きスパイラルベベルギヤは従来にない歯車の構想である。そのため従来の歯車強度の考え方などをそのまま適用することができないので、リブ付きスパイラルベベルギヤに向けた新規の設計手法の確立が必要となる。リブの狙いは歯を補強することで、歯元曲げによる歯の折損を避ける、または疲労破壊の遅延を目指しているため、リブによる歯元曲げ応力への影響を検討しておく必要がある。歯元曲げ応力などは歯車諸元に大きく依存するため、リブの形状検討は歯車諸元と並行して検討する必要がある。しかしながら歯車諸元の検討は図面などもほぼない設計初期段階であることが多いため、リブは図面のない段階からその形状の目星をつけておく必要がある。一方で近年の電子機器の計算速度の発展は目覚ましいものがあり、製品開発においては設計効率の向上のため CAE(Computer-Aided Engineering)での検討が必須となっている。そして更なる効率化のために、シンプルな CAE モデルをベースに開発プロジェクト全体を俯瞰して、設計の初期段階から見通し良く発展性を有する製品設計を遂行する 1DCAE の手法が着目されてきている^{2.1,2.2)}。

これらの考えを基に本章^{2.3,2.4)}では、提案するリブ付きスパイラルベベルギヤの開発の第一歩として、スパイラルベベルギヤにリブを付与することのコンセプトを示し、1DCAE の手法に基づき歯の曲げ強度に対するリブの影響を考察して、その最適化設計の指針について検討する。

2.2 提案する小型高強度スパイラルベベルギヤ

2.2.1 機能性部品の等寿命設計に基づくリブ付きスパイラルベベルギヤ

まず一般的なリブの観点から考えると、リブは従来、ハウジングなど薄肉構造体において剛性の維持や成形性の向上などを目的としたリブ設計に関する研究がなされ、肉厚に対するリブ高さ、リブの本数などについての最適化が検討されている^{2.5)}。また薄肉構造体を対象にしたリブ設計にマイクロストラクチャ理論^{2.6)}や GA^{2.7)}を適用した最適

化に関する例もある。さらにリブ補強によるラーメン橋の隅部の疲労強度向上^{2.8)}や支柱隅部の応力低減^{2.9)}を目指した検討例もある。これらからもわかるように、ハウジングや支柱など主に構造部品に対する検討がなされてきているが、歯車のような回転運動の伝達など機能的・機構的な機械要素に対して設計指針はなく、さらには構造部品が歯車のように対となりそれぞれが等寿命となるような等寿命設計を目指すような提案はなされてきていない。

一般に減速比が大きな平行軸系の歯車において、ギヤとピニオンの等寿命設計のために、歯数が多いギヤにくらべて歯数が少ないピニオン側の歯幅を広げる手法が用いられることが多い。しかし直交軸系の歯車においては、スペースの制約等によりこの手法を用いることができないことが多い。そこで図 2-1, 2-2 に示す新しい概念のピニ

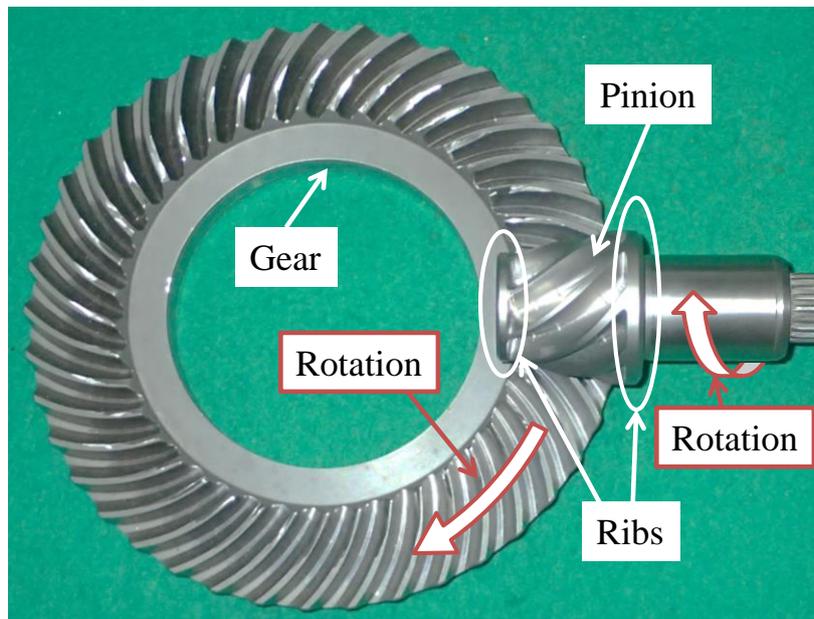
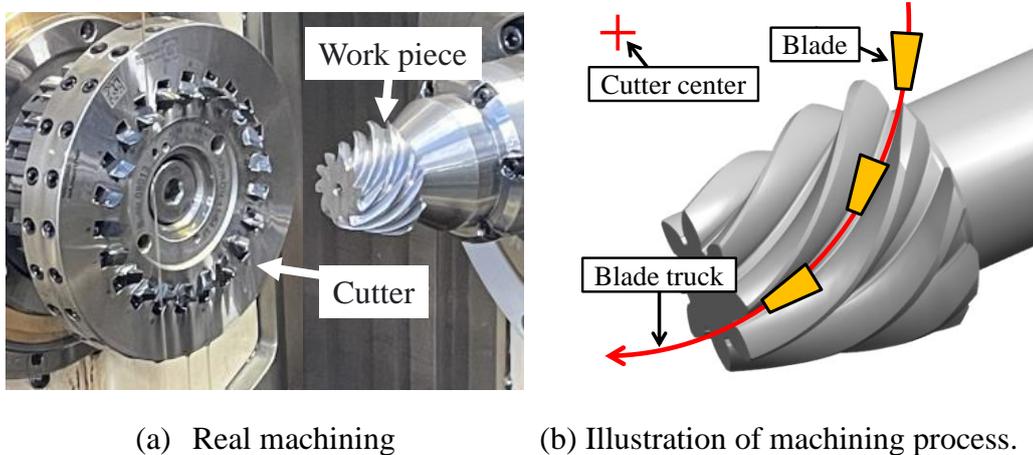


Fig. 2-1 Proposed spiral bevel gear set

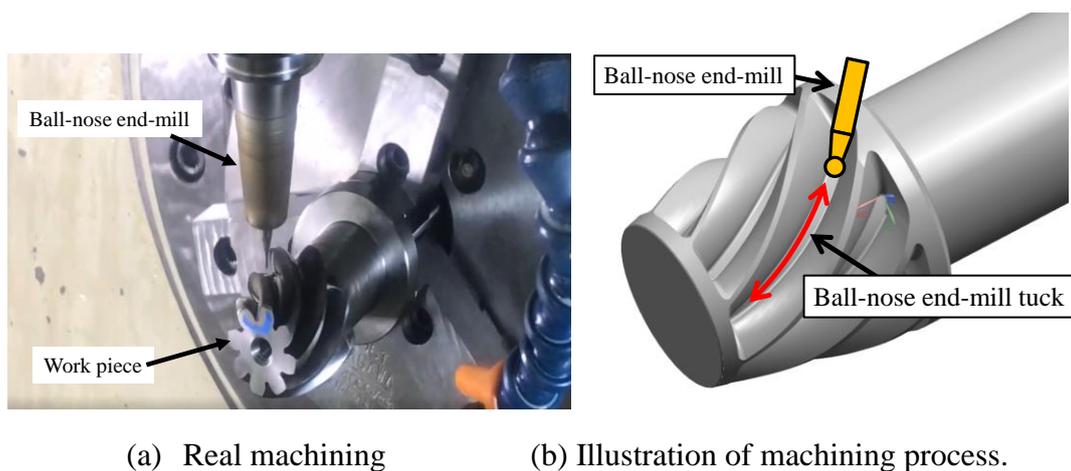


Fig. 2-2 Proposed pinion fabricated by five-axis controlled machining center



(a) Real machining (b) Illustration of machining process.

Fig. 2-3 Uni-purpose machine for spiral bevel gears



(a) Real machining (b) Illustration of machining process.

Fig. 2-4 Five-axis controlled machining center

オンギヤを提案する。図でもわかるように、歯の両端にリブを残すことで歯を支えピニオンの曲げ強度をあげることができ、小型化かつ高強度化でギヤとピニオンの等寿命設計を具現化するものである。特徴として、リブはピニオンかギヤのどちらか一方にしか付与できないことがある。歯車対ではピニオンもしくはギヤのどちらかは全歯幅でかみ合うことになるが、リブは歯車のかみ合い時の干渉を回避するためにもかみ合っている部分より歯幅方向外側に配置する必要があるためである。本報ではリブをピニオン側のみに付与することを前提としている。ギヤ側にリブを付与することもできるが、歯車対としての等寿命設計を考えたときにピニオンはギヤよりも歯数が少ないため歯元曲げの繰り返し数が多く、寿命が短くなるような使用条件となることが多いと思われるた

めである。この解決には歯厚調整などを行いギヤの歯元応力は大きくなるが、その代わりにピニオンの歯元応力を小さくなるようにして、歯車対としての強度バランスを整える手法などが考えられるが、リブでピニオンの強化を行ったうえで強度バランスを整えると相対的にギヤも強化することができるため歯車対としての高強度化が達成できる。

またスパイラルベベルギヤの類似品としてハイポイドギヤがあるが、こちらにはリブの適用はできない。ハイポイドギヤの加工工程や形状はスパイラルベベルギヤとほぼ同じだが、違いはピニオン中心軸とギヤ中心軸が交差するのに対し、ハイポイドギヤはピニオン中心軸がオフセットとしギヤ中心軸と交差せず、食い違い軸となっている点である。このオフセットによりピニオンの外径が大きくなり、かみ合う部分の歯幅が長くなることで歯元強度はスパイラルベベルギヤよりも優位になる。しかし背反として、かみ合い時に歯すじ方向の滑り接触が生じるようになり伝達効率が悪化する。ここでリブを考えるとハイポイドギヤにおいてはオフセット量が微小でない場合、ハイポイドギヤはオフセットがあることでピニオンの歯幅端部がギヤの内側でかみ合い、ギヤの歯幅端部においてもピニオンの内側でかみ合うようになるため、その場合はリブが干渉する。したがってハイポイドギヤにおいてはリブによる高強度化については実現できない。

歯車加工工程はその形状の複雑性から専用加工設備や専用工具が利用される。従来のスパイラルベベルギヤの加工にはフェイスミルやフェイスホブをつかった専用歯切り盤での大量生産が一般的であるが、これらは図 2-3 のように、複数の専用ブレードが円形配置されたカッターを回転させ歯を形成する工法である。この場合、図 2-1 のような歯の両端にリブをつけることができない。また、リブをピニオンの大端部(円錐の大径側)のみにつけることを前提とすると、冷間鍛造による加工の実現でありスパイラルベベルギヤの冷間鍛造による加工例^{2,10)}もみられるが、金型寿命や歯面精度の問題で実用化に至っていない。したがって、本報で提案するリブ付きスパイラルベベルギヤの加工方法は図 2-4 に示すような 5 軸制御マシニングセンタのような汎用の多軸制御工作機械に限られる。

2.2.2 リブ付きスパイラルベベルギヤの試作

図 2-2 は製造確認・評価のために実際に製造した提案歯車(以後リブ付き歯車)である。材質はクロムモリブデン鋼で、モジュール $m=4$ 、圧力角 19.5° 、有効歯幅 30mm、歯幅方向のリブ厚み 5mm、歯数 8 枚の歯車とした。加工には、中型の汎用 5 軸制御マシニングセンタ(三井精機工業社製 Vertex550-5X)を使用し、粗加工から仕上げ加

工で 261min/個であった。粗加工には半径 1.5mm のボールエンドミル，仕上げ加工には半径 0.5mm のボールエンドミルを使用した。歯面粗さはラップ加工相当である Rz 10 μ m 相当をねらった。さらに，浸炭焼き入れ処理後においても 5 軸制御マシニングセンタを使用し，歯面粗さを浸炭焼き入れ処理前と同等狙いとして半径 0.5mm のボールエンドミルにて仕上げ加工をした。

2.3 スパイラルベベルギヤのリブ付加設計と解析モデル

2.3.1 歯車におけるリブ付加設計の背反

歯車が機械製品の一部品でしかないことを考えると，歯車に割りあてるスペースは限られる。さらに，近年の自動車開発では小型軽量化がもとめられており，歯車の小型化(=高強度化)のニーズは多い。実際，材料変更や表面処理や熱処理方法の変更などで歯車の高強度化を目指す研究は多く実施されている^{2.11)}。歯車は歯幅の延長により歯元応力を分散させることで高強度化が実現できるが，歯幅の延長は歯車箱の拡大につながるため，これは小型軽量化のニーズに反する。ここで，高強度化を「許容応力の増大」と「発生応力の低減・分散」の 2 種に分けて考えると，材料変更などは前者，歯幅延長は後者にあたる。本研究は図 2-5 のかみ合う歯の作用面断面で示すようなリブを歯車の両端につける提案手法によって，歯元応力の低減・分散を目指している。しかし先にのべたように，ただ単にリブを歯車の両端部につけ歯車の全歯幅を延ばすのではなく，歯車の全歯幅(図 2-5 中の B)を一定とし，その一部をリブに変え

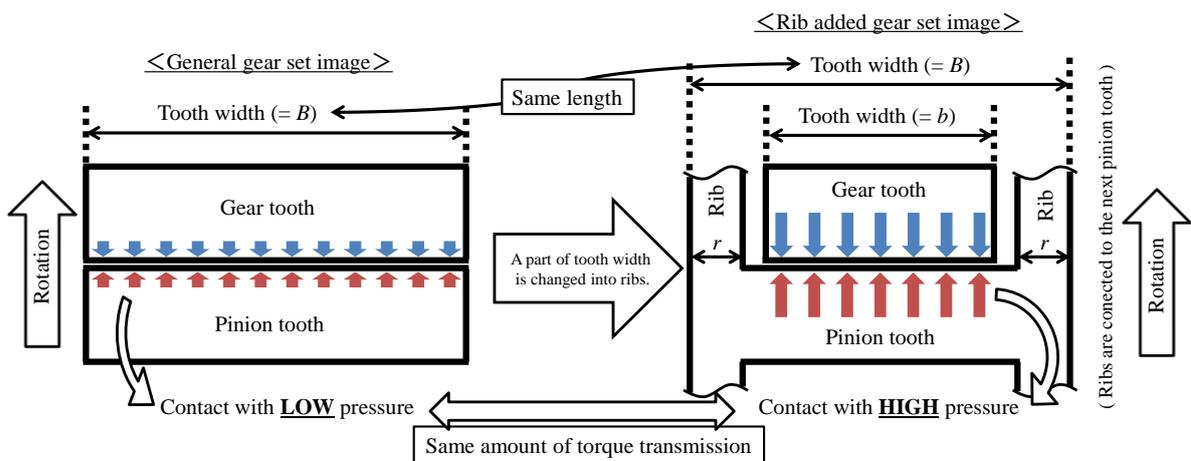


Fig. 2-5 Concept illustration of the proposed gear

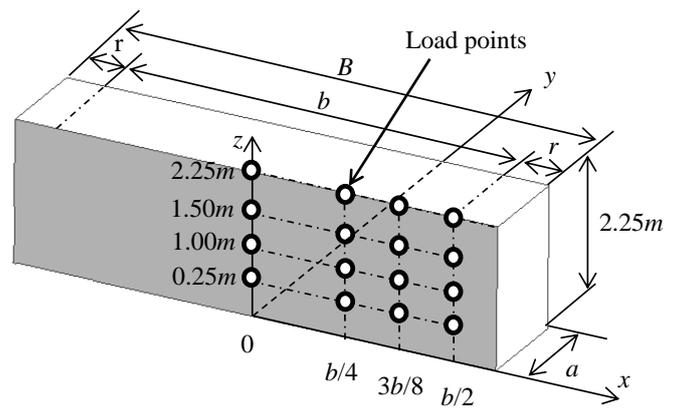
る(図 2-5 中で $B > b$ となる有効歯幅 b として, B の両端の一部にリブ部 r を設定)ことで歯元応力低減を目指すべきと考える. 伝達トルクを一定とすると, 背反としては単純に有効歯幅が減った分, 歯面のかみ合い線上の分布荷重(=伝達荷重/有効歯幅 b)が増加し歯元応力があがる. したがって, リブ r を付加することによる応力低減効果は背反である分布荷重が増加した分の歯元応力増大を補うものでなければならない.

また, 歯車をピニオン(小歯車)とギヤ(大歯車)の対で使用されるものと考えたと, 歯元応力が有限寿命内で設計されている限り, 負荷の繰り返し数の多いピニオンの寿命は短い. したがって, 製品開発現場では歯車対としての総寿命を長くすることを目的に, ギヤに比べピニオンの歯元応力を下げ, ピニオンとギヤの等寿命化することを目指した諸元設計をすることが行われる. ここで提案手法について考えると, ピニオンにリブを付けて歯元応力低減を目的としている. 同時にギヤにもリブを付けることで歯元応力を小さくしたいが, 干渉が発生してしまうためリブは付けられない. けれども図 2-5 に示すように, リブとの干渉を回避するため全歯幅そのものが減らされている. つまり提案手法は相手歯車(ギヤ)の歯元応力増大をまねく背反がある. しかしながら, 歯車は転位などで対となる歯車の歯厚バランスを調整することで応力バランスをある程度は調整ができる. 提案手法の狙いは歯車対としての長寿命化・負荷容量の増大のため, リブによる補強でピニオンの歯元応力をさげつつピニオンとギヤの歯厚バランスを調整し, リブ付きピニオンとギヤが等寿命にしておくことにある. その第一歩として, 本報はリブ付加によるピニオンの歯元応力の低減効果に着目して考察する.

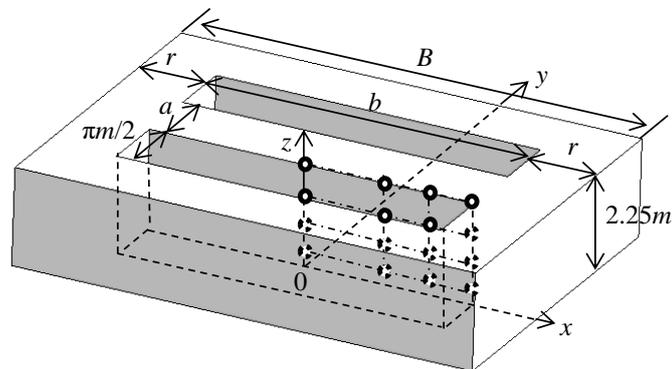
2.3.2 1DCAE に基づく平板による基礎解析モデル

現在, 平行軸系の歯車のかみ合い解析や設計支援ソフトは多く市販されている. その基礎は歯の曲げ応力および曲げ変形の体系的な研究にある. 特に歯幅が有限であるため, 歯幅の端部の影響を考慮した解析は平板片持はりを対象とする所から開始され一般論化されてきた^{2,12)}. ここで歯車の歯元応力を検討するうえで歯元すみ肉部の形状に依存した危険断面の位置と形状(応力集中)係数の検討は重要となり, さらには一般的な専用歯切り盤で製造されるスパイラルベベルギヤでは凸歯面と凹歯面で別々のブレードが用いられ, 歯元部にはそれらの刃先の軌跡が違うことによる微小な段差もでき, その付近でも応力集中が起こるものと推測される. 加えて, 提案手法は歯元と同様にリブと歯の接続部のすみ肉形状に起因する応力集中も考慮しておく必要がある. しかし, リブをつける提案手法の場合は5軸マシニングセンタを利用すること

が前提となるため、歯元の微小な段差は生じず、歯元およびリブ接続部のすみ肉形状の設計自由度は高く、生じる応力集中の緩和は容易と考えられる。応力集中等を厳密に評価するためには当該部のメッシュを十分に細かく設定する解析モデルが必要となる。一方、近年はシンプルな CAE モデルをベースに開発プロジェクト全体を俯瞰して、見通し良く発展性を有する製品設計を遂行する 1DCAE の手法が着目されてきている^{2.1.2.2}。本研究では歯車にリブを付けることで通常のリブの無い歯車からの強度向上を目指しており、リブの要否を検討する段階ではリブの有無による歯元応力の変化傾向をシンプルなモデルで俯瞰的に検討する。すなわち応力集中の緩和や歯面のインボリュート形状などの影響は、後工程の詳細設計の段階で複雑かつ細かなメッシュで忠実にモデル化して再検討して製品としての完成度を上げることを前提にしている。したがって、本研究では提案する歯車の基礎解析として、1DCAE の手法に基づき簡易モデルを用いた解析で行うこととし、平板モデルを用いた検討から開始する。



(a) Flat plate model.



(b) Flat plate with rib

Fig. 2-6 Definition of loaded points on basic FEM models for 1DCAE

Table 2-1 Definition of dimensions and variables in detail for FEM model

| Designation | Unit | Symbol | The number of data |
|-----------------------|------|---------------------|--------------------|
| Module | mm | $m = 4$ | Single |
| Whole depth | mm | $2.25m$ | Single |
| Tooth thickness | mm | $a = \pi m / 2$ | Single |
| Width of space | mm | $\pi m / 2$ | Single |
| Whole face width | mm | $B = (7.5 + \pi) m$ | Single |
| Rib's width | mm | r | Parallel |
| Rib's ratio | -- | $2r/B$ | Parallel |
| Effective face width | mm | $b = B - 2r$ | Parallel |
| Load increasing ratio | -- | $\alpha = B/b$ | Parallel |
| Basic load | N | $F = 9.8$ | Single |
| Load | N | αF | Parallel |

Table 2-2 Loading illustration on analysis models and used variables

| Loading image in flat plate model | Loading image in flat plate model | Rib's width | Load |
|-----------------------------------|-----------------------------------|----------------------|---|
| | | 0 (No rib) | $F = 9.8 \text{ N}$ |
| | | r | αF $\left(= \frac{B}{b} F \right)$ $\left(= \frac{B}{B - 2r} F \right)$ |
| | | r' If $r' = 2r$ | $\alpha' F$ $\alpha' F = \frac{B}{B - 4r} F$ |

: Load pint and direction

モデルと座標系を図 2-6, 形状の数値定義を表 2-1 にしめす. 座標系は歯幅中央の歯底部を原点とし, そこから右手座標系で幅方向 x 軸, 高さ方向 z 軸とした. FEM モデルを用いて解析を遂行し, 相手歯車が実際に接触する有効歯幅 b 内に $z=0.25m, 1.0m, 1.5m, 2.25m, x=0, b/4, 3b/8, b/2$ の位置 (y 方向) に集中荷重をかけた. 集中荷重は表 2-2 に示すように全歯幅 B ($=$ 一定) を有効歯幅 b として利用した際 ($B=b$ すなわち $r=0$)

の集中荷重 $F(=9.8\text{N})$ を基準とし、前節で述べたように有効歯幅が減った(リブ $r \neq 0$ を付加した)分を荷重増加率 $\alpha=B/b$ とし有効集中荷重 αF とした。図 2-6 (a)では一般的なリブの無い歯車で有効歯幅を減らした際の歯元応力の変化を観察し、図 2-6 (b)ではリブを付加しつつ隣接歯の影響も考慮したモデルとした。リブ厚 r は複数水準のモデルを用いた。図 2-6 (a)と(b)で比較する場合は平板、すなわちリブが付加されていない図 2-6 (a)において歯がかみ合っていない(有効歯幅でない)部位 r を仮想リブ厚 r とよぶ。モデルの底辺 ($z=0$) は固定とした。以上のように解析モデルを定義し、歯元部の最大主応力を解析してリブの効果を評価する。FEM 解析のメッシュ作成および解析結果を観察するためのプリプロセッサ、ポストプリセッサソフトウェアとしては MSC Software 社製の Patran を使い、FEM 解析ソフトウェアとして同社の MSC Nastran を用いた。

2.3.3 リブ形状の変更

大量生産を考える際、図 2-6(b)は歯溝部が深いポケット形状となるため生産効率が悪い。さらにラーメン隅角部のリブによるフィレット補強において、目的にあわせた適切なリブ補強の高さ等の形状の議論が必要とされている^{2,13)}。本研究は軽量化と生産効率の改善、さらに歯すじ方向における応力分布の均等化を目的として、図 2-7 に示す 3 種のリブ形状を追加したモデルで基礎解析を遂行した。各リブ形状について形状 A は図 2-6(b)で示したものである。形状 B は形状 A に対しリブ高さを半分にした。これはリブ体積を半減させることで軽量化を目指したものである。また荒加工で形状 A では最初に中ぐり加工が必要だが、形状 B ではリブの上半分だけでも側面からのエンドミル加工をすることで、生産性をあげることができる。さらに、形状 C では形状 A に対しリブに斜めに切り込み、隣接歯との接続をなくすことで、より深い位置で側面からのエンドミル加工をすることができ、形状 B よりもさらに生産性をあげられる。また、形状 C のリブ体積は形状 B と同じく形状 A の半分にすることができる。形状 D では形状 C に対しリブ高さを半分に変更することで、形状 C と同じく生産性があがり、リブ体積は形状 C に対し 1/4、形状 A に対し 1/8 にまで減らすことができる。これらリブ形状の異なる 5 つの平板モデルを用いた解析によりリブの歯元応力への影響を検討する。

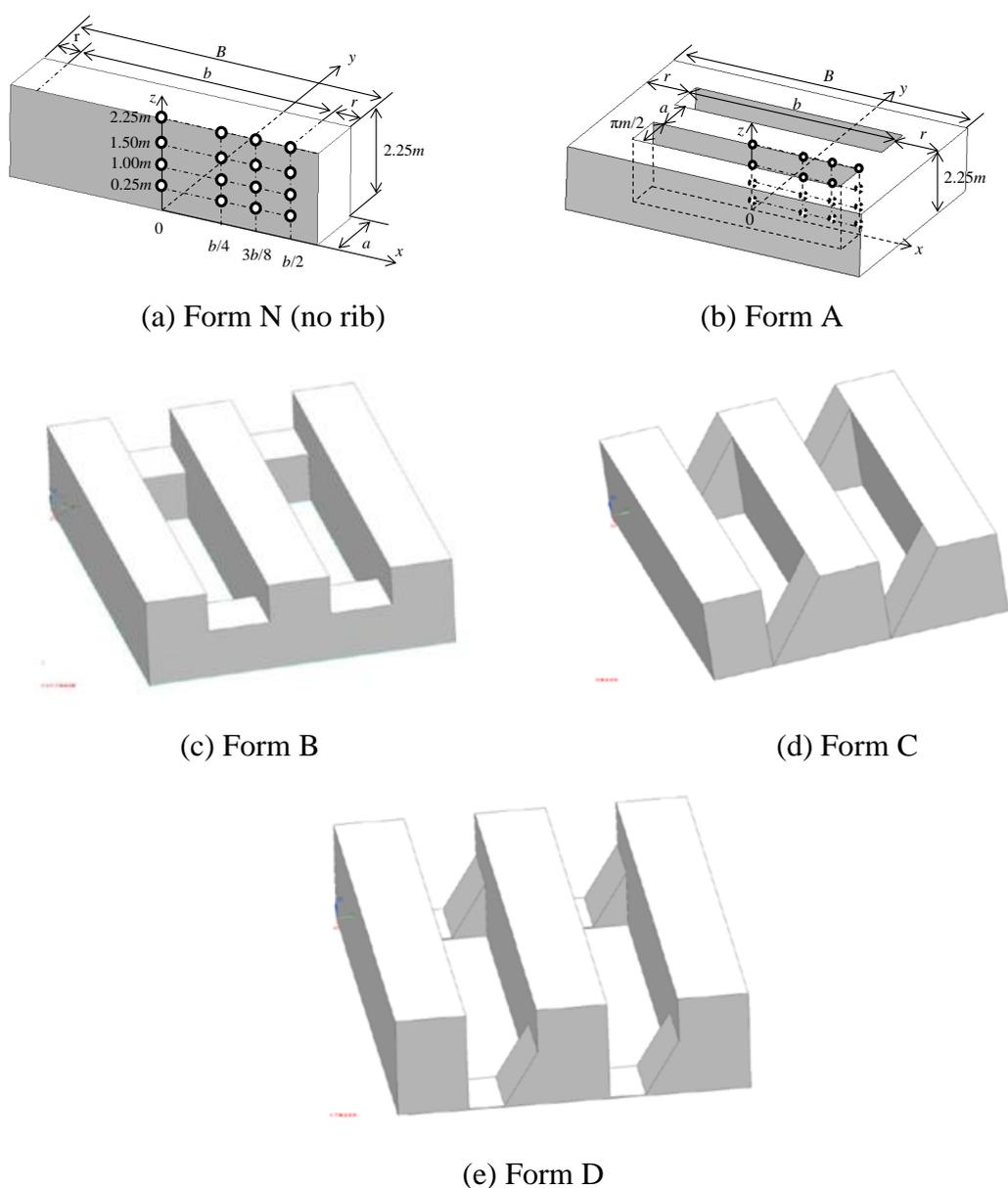


Fig. 2-7 Analysis models

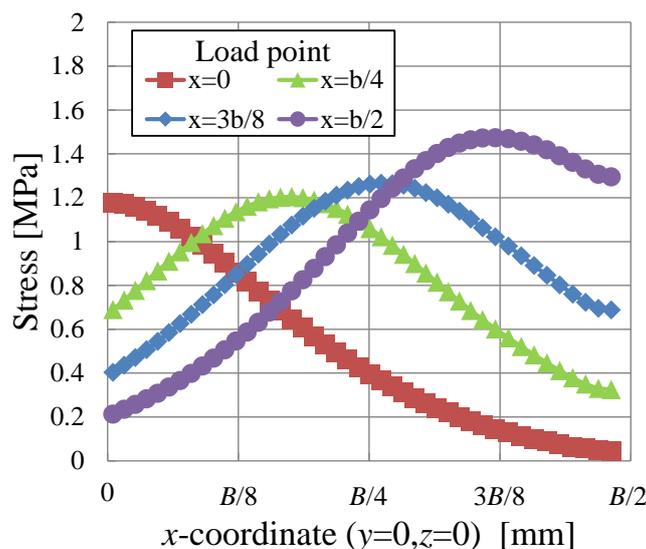
2.4 歯元応力解析結果および考察

2.4.1 リブ無し歯車の有効歯幅変化の影響

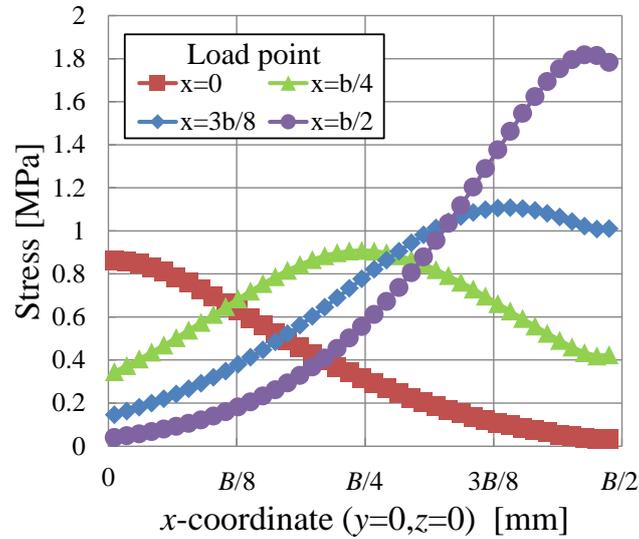
はじめに一般的なリブの無い歯車(形状 N)で、全歯幅 B (=一定)に対し有効歯幅 b を変化させた影響を検討する. 図2-8(b)の形状N(リブ無し)の仮想リブ厚 $r=\pi m/16$ の応力分布図をみると、歯幅中央部($x=0$)への荷重では最大応力値が 0.80MPa を示してい

図 2-8(a)の仮想リブ厚 $r=\pi m/2$ では、その荷重点での最大応力値は 1.20MPa を示している。したがって、仮想リブ厚 $r=\pi m/16$ が $r=\pi m/2$ へと、仮想リブ厚が増え有効歯幅が減ると歯幅中央部($x=0$)への荷重に対する歯元応力があがることになる。しかし、この2水準のリブ厚の全荷重点($x=0, b/4, 3b/8, b/2$)での歯元応力分布をくらべると、最も高い最大応力値になるのは仮想リブ厚 $r=\pi m/16, \pi m/2$ どちらも有効歯幅端部($x=b/2$)への荷重で、この荷重が歯元折損破壊の主要因となる応力を発生させる荷重条件であることがわかる。その数値は仮想リブ厚 $r=\pi m/16$ で 1.85MPa, 仮想リブ厚 $r=\pi m/2$ で 1.45MPa であり、仮想リブ厚 $r=\pi m/2$ のほうが応力値は小さい。したがって、これらの仮想リブ厚の水準では、有効歯幅を減らすことで応力低減できることがわかる。この結果は 2・2・1 節で述べた平行軸系の歯車でもつかわれる設計指針の一つで、歯数が少ないピニオン側の歯幅をのばす(仮想リブの付加)手法の効果を示すとも考えられる。

ここで、仮想リブ厚 r が歯元応力におよぼす影響、つまり全歯幅 B (=一定)に対し有効歯幅 $b=B-2r$ を減らした際の応力の変化傾向について観察する。図 2-9 より全歯幅 B (一定)に対する仮想リブ割合 $\{1-(1/\alpha)=2r/B\}$ に対する最大応力値をみると、全荷重点($x=0, b/4, 3b/8, b/2$)の中で常に有効歯幅端部($x=b/2$)への荷重での最大応力値が高いことがわかる。したがって、リブの無い一般的な歯車では、破壊の主要因となる最大応力が発生する荷重条件は常に有効歯幅端部への荷重であることがわかる。また、有効歯幅端部($x=b/2$)への荷重での最大応力値は、仮想リブ割合 $2r/B=0\sim 0.3$ (リブ厚 $r=0\sim 6.4\text{mm}$) までは減少傾向にあり、1.45MPa まで減るが、それ以上は増大傾向とな



(a) Rib's width $r=\pi m/2$



(b) Rib's width $r=\pi m/16$

Fig. 2-8 Stress distribution along face width on tooth root (rib's form = form N) when changing loaded point along tooth width.

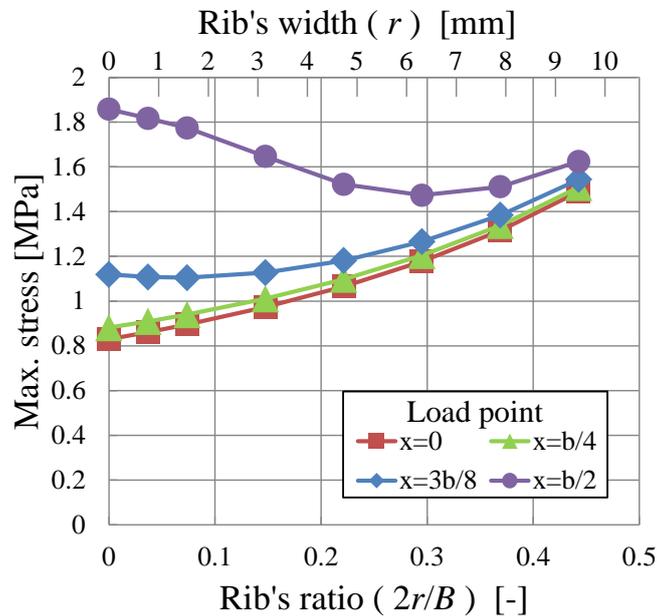
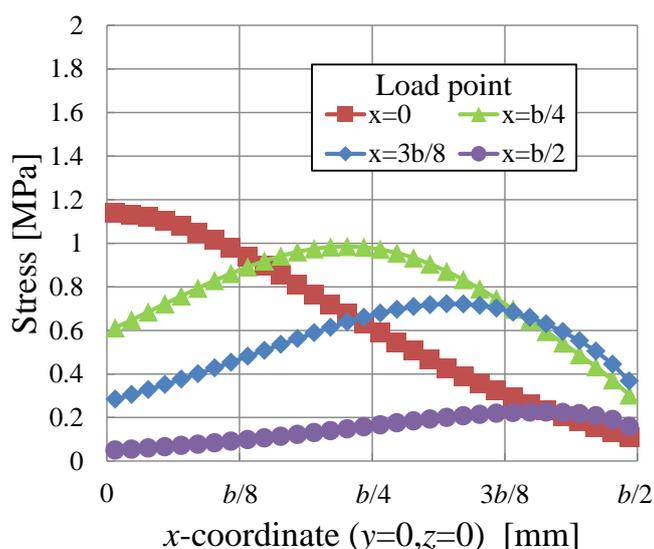


Fig. 2-9 Influence of the rib's ratio ($2r/B$) to max. stress on tooth root (rib's form = form N) when changing loaded point along tooth width.

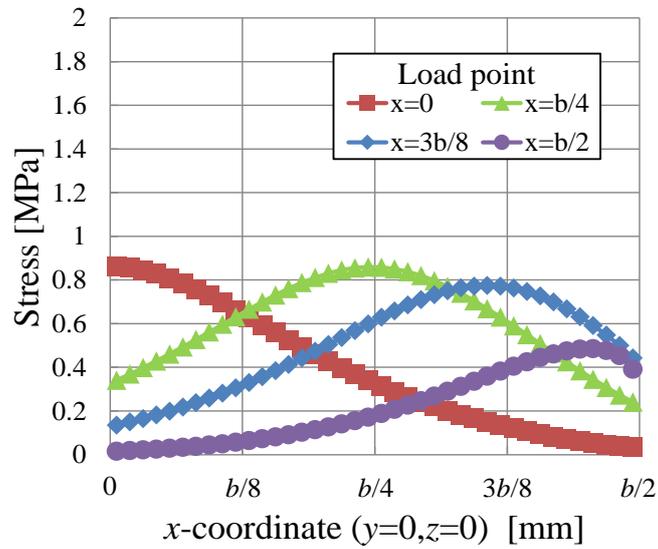
る。つまり、仮想リブ割合 $2r/B=0.3$ 以下の範囲では、荷重点が歯幅端部から遠ざかる（歯幅中心に近づく）ことでの歯幅端部の応力低減効果がある。仮想リブ割合 $2r/B=0.3$ 以上では有効歯幅が減少し分布荷重が増大したことによる応力増大効果の影響が勝るため、 $2r/B=0.3$ で極小値、すなわち仮想リブ厚が最適値となると考えられる。この結果は平行軸系の歯車において、歯数が少ないピニオン側の歯幅を広げる場合の目安にもなると考えられる。以上より、リブの無い一般的な歯車は有効歯幅端部への荷重が破壊の主要因となる歯元応力を発生させる荷重条件であるが、荷重を伝える有効歯幅を全歯幅に対してある程度減らすことで歯元破壊の主要因の歯元応力を低減できることがわかった。

2.4.2 リブの歯元応力の低減効果

次に、リブの有無による歯元応力の変化を検討する。図 2-8(b), 図 2-10(b)の形状 N(リブ無し)と形状 A の(仮想)リブ厚 $r=\pi m/16$ の解析結果をみると、歯幅中央部($x=0$)への荷重での最大応力は形状 N(リブ無し), 形状 A とともに 0.85MPa であり、歯元応力の変化はみられない。しかし、有効歯幅端部($x=b/2$)への荷重では形状 N(リブ無し)が 1.85MPa であるが、形状 A では 0.50MPa となるため、リブに 73%の応力低減効果があることがわかる。そのほかの荷重点では、 $x=3b/8$ での荷重では形状 N(リブ無し)で 1.10MPa , 形状 A で 0.75MPa と 32%の応力低減, $x=b/4$ での荷重では形状 N(リブ無し)で 0.90MPa , 形状 A で 0.85MPa と 6%の応力低減がみられる。したがって、リブに



(a) Rib's width $r=\pi m/2$



(b) Rib's width $r = \pi m / 16$

Fig. 2-10 Stress distribution along face width on tooth root (rib's form = form A) when changing loaded point along tooth width.

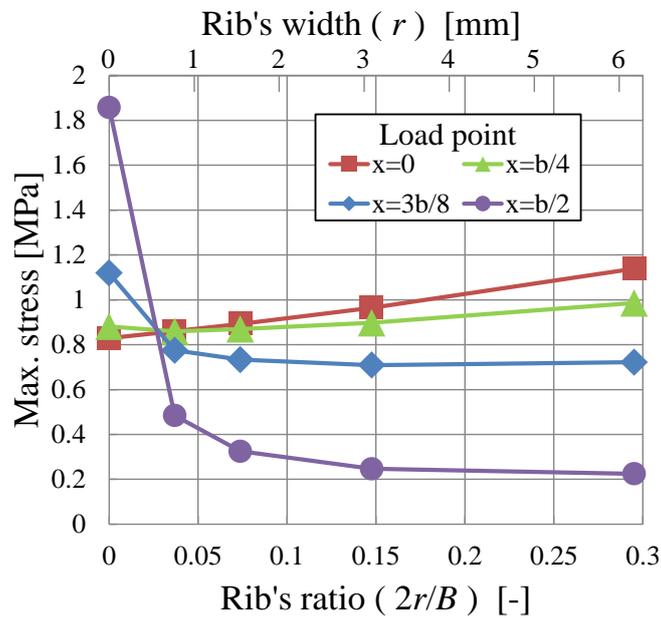


Fig. 2-11 Influence of the rib's ratio ($2r/B$) to max. stress on tooth bottom (rib's form = form A) when changing loaded point along tooth width.

近い有効集中荷重に対してはリブの応力低減効果が高く、リブから有効集中荷重が遠ざかることでその効果は低くなる。

また、図 2-10(b)の解析結果のみで全荷重点($x=0, b/4, 3b/8, b/2$)の中での最大応力値をくらべると、有効歯幅端部($x=b/2$)への荷重で 0.45MPa と最も低く、歯幅中央部($x=0$)への荷重で 0.85MPa と最も高い。形状 A のリブ厚 $r=\pi m/16$ では形状 N(リブ無し)とは逆に、歯幅端部への荷重ではなく歯幅中央部への荷重が歯元折損破壊の主要因となることがわかる。したがって、リブは有効歯幅端部付近への荷重で発生する歯元応力を低減でき、破損の主要因となる最大歯元応力を発生させる荷重条件は、一般的なリブ無し歯車では歯端部への荷重であったのに対し、リブ付き歯車では歯幅中央部への荷重へと変化する。

2・4・3 リブ厚と有効歯幅の変化と最適解の検討

つづいて、リブの厚と有効歯幅の変化が歯元応力に与える影響を検討する。図 2-10(a),(b)のリブ厚 $r=\pi m/2$ とリブ厚 $r=\pi m/16$ の解析結果をくらべると、有効歯幅端部($x=b/2$)への荷重の最大応力値はリブ厚 $r=\pi m/2$ で 0.20MPa 、リブ厚 $r=\pi m/16$ で 0.45MPa であり、リブ厚が薄くなるとリブによる歯幅端部の応力低減効果がさがることがわかる。しかし、図 2-10(a),(b)のどちらも歯幅中央部($x=0$)への荷重がほかの荷重点($x=b/4, 3b/8, b/2$)よりも大きい最大応力値であり、歯幅中央部($x=0$)への荷重がかかった際に歯元応力が最大となることは変わっておらず、歯幅中央部($x=0$)への荷重が破損の主要因となる最大歯元応力を発生させる荷重条件である。その数値はリブ厚 $r=\pi m/2$ で 1.15MPa 、リブ厚 $r=\pi m/16$ で 0.85MPa でありリブ厚 $r=\pi m/2$ のほうが応力は大きい。そのため、リブ厚の増加の背反である有効歯幅の減少により歯元応力増大の影響があることがわかる。

図 2-11 でリブ割合($2r/B$)に対する各荷重点における歯元の最大応力値の変化を検討する。まず、歯幅中央部($x=0$)への荷重をみると、この荷重ではリブ割合 $2r/B$ が増えるにつれ、歯元に発生する最大応力値が大きくなり、有効歯幅 $b=B-2r$ が減ったことによる有効集中荷重増加の影響を受けており、歯元応力は減少していくことがわかる。

しかし、有効歯幅端部($x=b/2$)への荷重では、リブ割合 $2r/B=0\sim 0.04$ ($r=0.85\text{mm}$)付近ではリブ割合増加に対し最大応力が極端に減少し、リブ割合 $2r/B=0.04$ 以上では最大応力の減少は緩やかになる。すなわち、リブ割合 $2r/B$ を増加させていくと最大応力値は極小値となり、その以上は最大応力値が増大傾向に変化すると考えられる。ここで

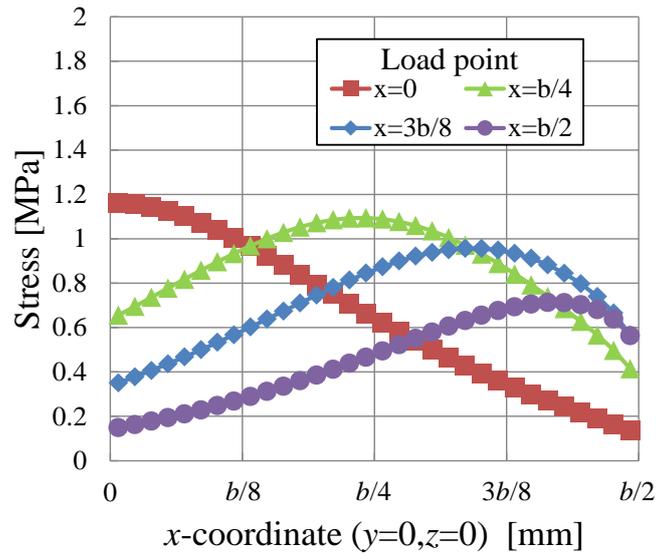
形状 A の歯元応力を考えると、荷重点同士の最大応力値をくらべると、リブ割合 $2r/B=0.03$ ($r=0.64\text{mm}$)以下では有効歯幅端部($x=b/2$)への荷重の最大応力値がほかの荷重点にくらべ最も高いため、破損の主要因となる最大歯元応力を発生させる荷重条件は有効歯幅端部($x=b/2$)への荷重であることがわかる。しかし、リブ割合 $2r/B=0.03$ ($r=0.64\text{mm}$)以上では歯幅中央部($x=0$)への荷重の最大応力値がもっとも高く、破損の主要因となる最大歯元応力を発生させる荷重条件は歯幅中央部($x=0$)への荷重である。以上の傾向から、リブ厚 r は図 2-11 で全荷重点の中での最大値が極小を迎えるリブ割合 $2r/B=0.03$ ($r=0.64\text{mm}$)が最適と考える。この時、各荷重点での最大応力値が 0.85MPa となり、荷重点が変化してもその最大応力値は変化していない。つまりリブ付き歯車を検討する際は、リブの厚みが歯元応力をさげる程度は有効集中荷重ごとに異なるため、各有効集中荷重の最大応力が等しくなるリブ厚を目指すことが重要となる。

2.4.4 各種リブの基礎解析結果

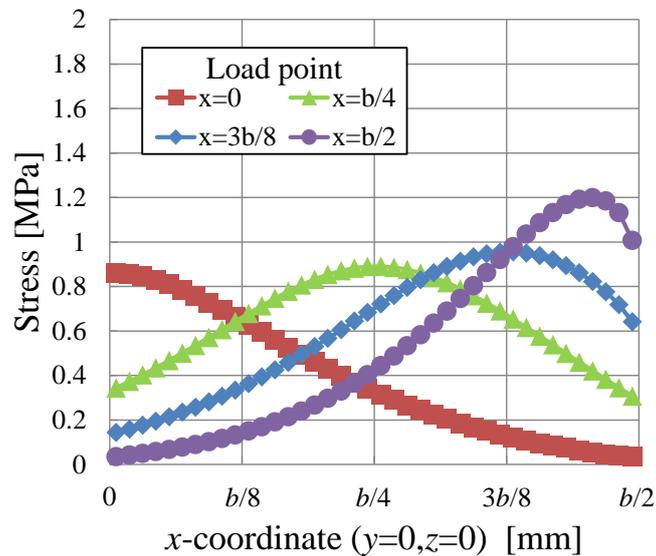
最後にリブの形状が歯元応力へ与える影響を検討する。まずはリブ厚 $r=\pi m/2$ での歯幅中央部($x=0$)への荷重が発生させる歯元応力を図 6(a),図 2-10(a),図 2-12(a),図 2-14(a),図 2-16(a)で確認すると、形状 A~D のどのリブ形状にかかわらず同様の歯元応力分布となっており、歯幅中央部($x=0$)の歯元で最大応力値は 1.15MPa で、歯幅端部へ移動するにつれ低下している。図 6(a)の形状 N(リブ無し)の場合も応力低下傾向に多少の違いはみられるものの、最大応力値は 1.15MPa であり近い数値を示している。しかし歯幅端部($x=b/2$)への荷重をみると、最大応力値はリブ形状 A で 0.25MPa , リブ形状 B で 0.70MPa , リブ形状 C で 0.60MPa , リブ形状 D で 1.00MPa であり、形状 A~D は総じて形状 N(リブ無し)の最大応力値 1.45MPa よりも低い。そのため全歯幅が $B=(7.5+\pi)m$ 程度の場合、リブはどのような形状でも歯幅端部の歯元応力をさげる効果があることがわかる。

次に図 6(b),図 2-10(b),図 2-12(b),図 2-14(b),図 2-16(b)のリブ厚 $r=\pi m/16$ の歯元応力分布を確認すると、形状 A 以外は歯幅端部 ($x=b/2$)への荷重が他の部位 ($x=0, b/4, 3b/8$)にかけた荷重よりも最大応力値が高い。したがって、リブは形状によってはある程度のリブ厚 r が確保されていなければ、歯幅端部の応力低減効果を十分に得られない。さらに、図 2-11, 図 2-13, 図 2-15, 図 2-17 のリブ厚の変化に対する各荷重点での最大歯元応力値の変化をみる。形状 N(リブ無し)はどの仮想リブ厚でも歯幅端部($x=b$)への荷重が最も大きい最大応力値となっており、歯幅端部($x=b$)への荷重

が常に破損の主要因となる荷重条件であることがわかる。これに対し形状 A ~ D では、リブが薄い場合($2r/B=0$ 付近)は形状 N(リブ無し)の場合と同じく、歯幅端部($x=b$)への荷重が破損の主要因となる最大歯元応力を発生させる荷重条件であることがわかる。しかし、リブを厚くすると歯幅端部($x=b/2$)への荷重の最大応力値が低減し、ある点で



(a) Rib's width $r = \pi m / 2$



(b) Rib's width $r = \pi m / 16$

Fig. 2-12 Stress distribution along face width on tooth root (rib's form = form B) when changing loaded point along tooth width.

歯幅中央部($x=0$)への荷重がほかの部位($x=b/4, 3b/8, b/2$)にかけた荷重よりも最大応力値が高くなるため、歯幅中央端部($x=0$)への荷重が破損の主要因となる最大歯元応力を発生させる荷重条件となる。したがって、リブ形状 B~C のようにリブに形状を変更する場合、リブ厚 r の変化に対する応力低減傾向に違いはみられるものの、リブ形状 A と同様に各有効集中荷重の最大応力値が等しくなるようにリブ形状・リブ厚を決めることが重要となる。

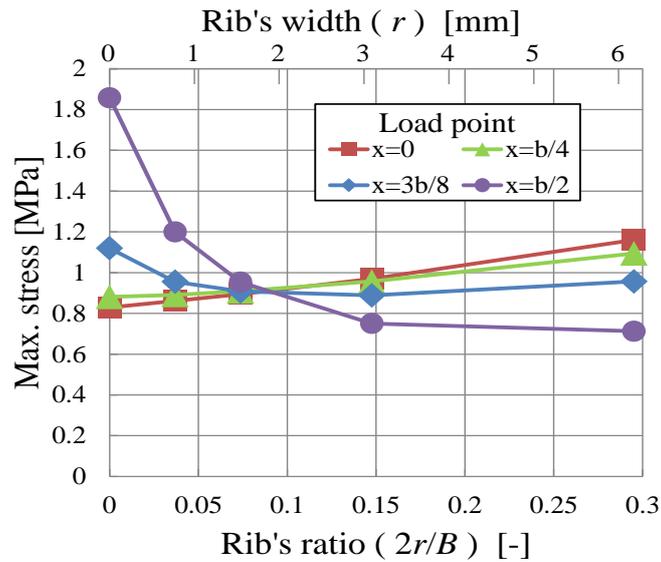
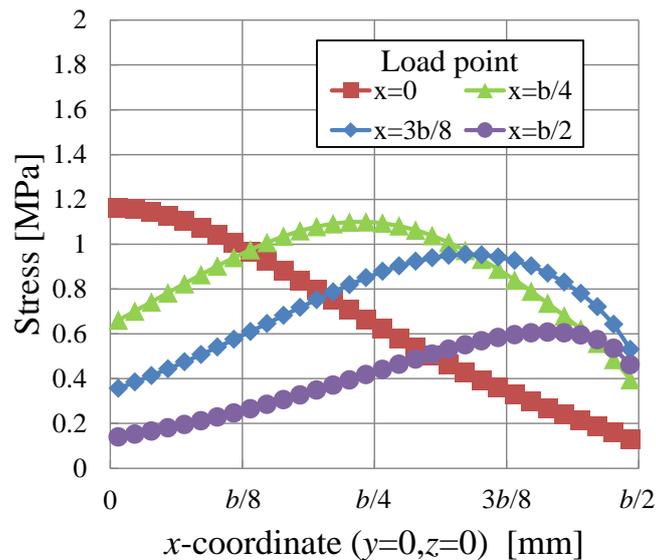
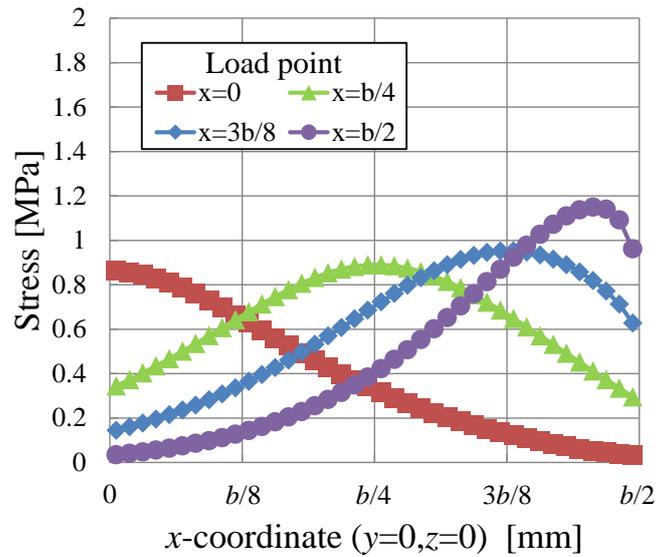


Fig. 2-13 Influence of the rib's ratio ($2r/B$) to max. stress on tooth bottom (rib's form = form B) when changing loaded point along tooth width.



(a) Rib's width $r=\pi m/2$



(b) Rib's width $r=\pi m/16$

Fig. 2-14 Stress distribution along face width on tooth root (rib's form = form C) when changing loaded point along tooth width.

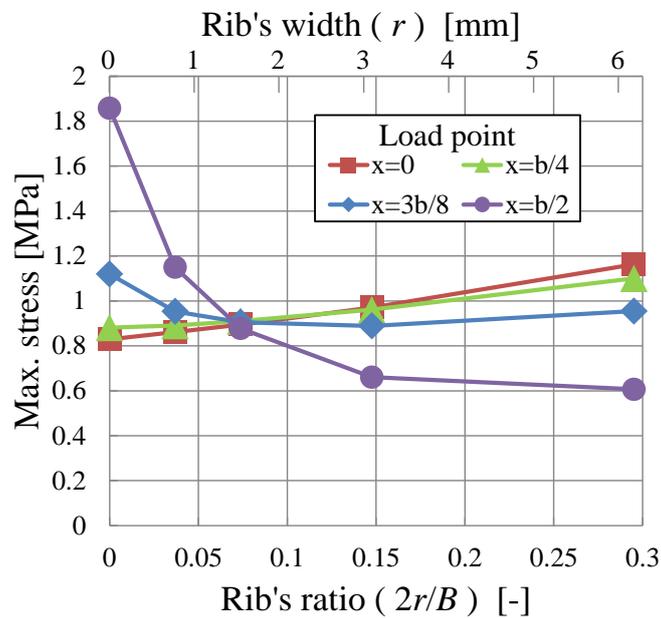
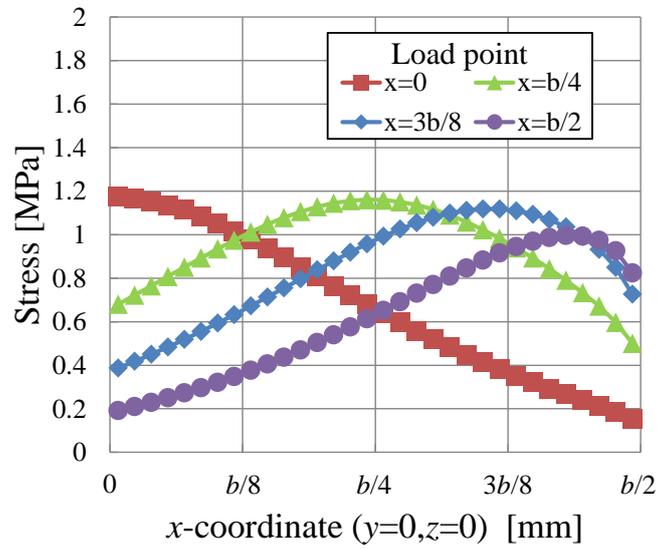
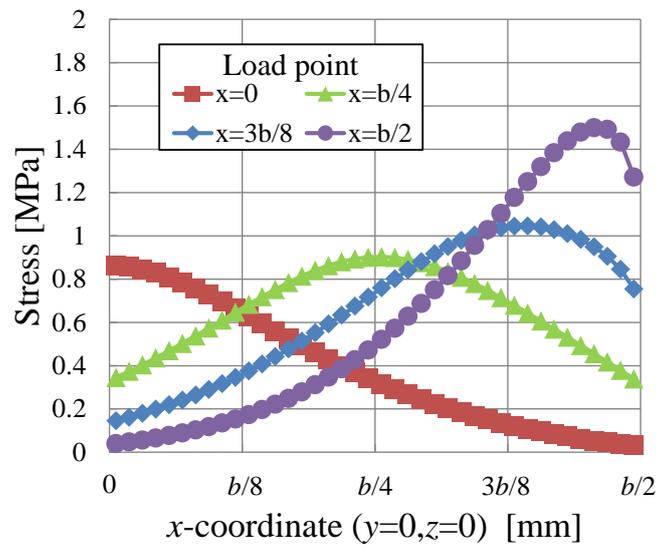


Fig. 2-15 Influence of the rib's ratio ($2r/B$) to max. stress on tooth bottom (rib's form = form C) when changing loaded point along tooth width.



(a) Rib's width $r = \pi m / 2$



(b) Rib's width $r = \pi m / 16$

Fig. 2-16 Stress distribution along face width on tooth root (rib's form = form D) when changing loaded point along tooth width.

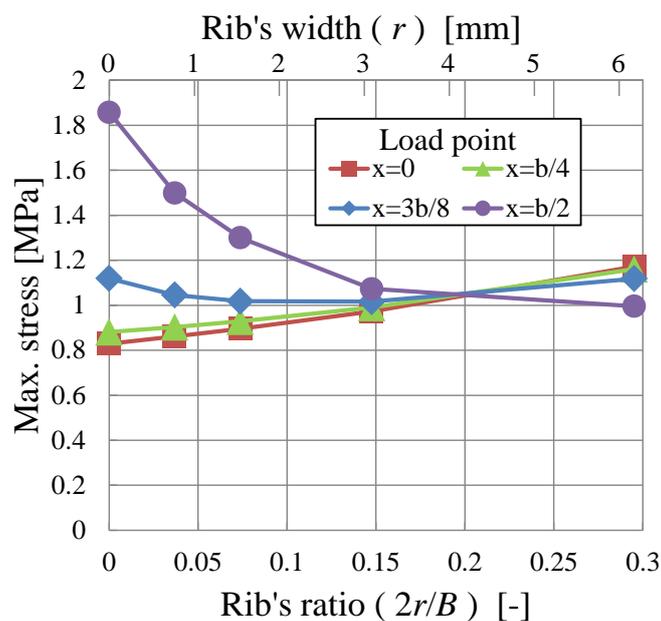


Fig. 2-17 Influence of the rib's ratio ($2r/B$) to max. stress on tooth bottom (rib's form = form D) when changing loaded point along tooth width.

2・4・5 工学的観点からのリブ厚の選択

以上よりリブ付き歯車における基本設計指針としては、歯幅方向に分布した各荷重点($x=0, b/4, 3b/8, b/2$)の最大応力値が一致していることが望ましく、リブ厚の数値はリブ厚割合($2r/B$)で、形状 A は $0.03(r=0.64\text{mm})$ 、形状 B は $0.09(r=1.91\text{mm})$ 、形状 C は $0.08(r=1.70\text{mm})$ 、形状 D は $0.20(r=4.26\text{mm})$ となる。それ以上にリブ厚を増やすと有効歯幅が減ることで歯元応力の増大することがわかった。

ここで現実の歯車製造を考えると、自動車などに用いられるスパイラルベベルギヤはハイポイドギヤに比べると歯面のすべり速度は低いが、ある程度の面圧強度が要求されるため歯面の浸炭焼入れ処理が必要と考えられる。さらに、リブを付加したことで有効集中荷重が増加しており歯面の面圧が上昇し、結局は浸炭焼入れ処理による歯面の増強が必須となる。自動車用歯車としての伝達トルクを考慮すると、浸炭深さが表面から 1mm 程度は最低限必要である。リブ部は両側から浸炭されるが、リブ厚が 2mm 以下の場合にはリブ全体の過浸炭が懸念される。過浸炭された歯車はワレが発生しやすいため、その懸念から 2mm 以下のリブ厚は実際の設計では選択できない。例えば本諸元の例だと形状 B, C, D は最適なリブ厚を採用できるが、形状 A ではリブ厚が薄すぎるため過浸炭等による問題が生じる可能性がたかい。したがって、リブ厚は厚くなり

過ぎない程度で、過浸炭とならない領域の 2~3mm 程度で設定すべきと考えられ、その制約も考慮しながら実際のリブ形状とその厚みを検討する必要があることもわかる。

2.5 結言

本章では 5 軸制御マシニングセンタでの高度な加工法を用いて具現化した歯部両端にリブを付加した新しい小型スパイラルベベルギヤについて、リブ変化によるギヤの歯元応力を検討した。結果を以下にまとめる。

- (1) 一般的なリブ無し歯車の場合、歯幅端部への荷重が破壊の主要因となる荷重条件であるが、荷重をつたえる有効歯幅を全歯幅に対してある程度減らすことで歯元破壊の主要因となる歯元応力を低減できることがわかった。
- (2) リブは有効歯幅端部付近への荷重で発生する歯元応力を低減でき、リブ厚が十分に厚い場合、破損の主要因となる歯元応力を発生させる荷重条件が歯幅中央部となることがわかった。
- (3) 最適リブ厚を検討する際、有効集中荷重を歯幅方向の各点に負荷して生じる最大歯元応力が等しくなる等応力設計に基づきリブ厚を設定することが重要となり、1DCAE に基づきその探索方法の指針を示すことができた。
- (4) リブ形状によって有効歯幅端部付近への荷重で発生する歯元応力の低減量に違いがあるものの、どの形状でも類似の応力低減傾向がみられることがわかった。
- (5) リブ付き歯車の設計において、実際の設計では浸炭焼入れに代表される熱処理などによる製造上の制約条件があるため、最大歯元応力が最も低くなるリブ厚を選択できない場合もある点も注意が必要あることがわかった。

参考文献

- 2.1) 大富浩一, 1DCAE による感性モデリング, 精密工学会誌, Vol.82, No.1 (2016), pp.26-30.
- 2.2) 近藤伸亮, 手塚明, 高本仁志, 1DCAE のモデル論(第1報)モデルを用いた知識獲得過程の数学的定式化, 日本計算工学会論文集, Vol.2014 (2014), Paper No.20140002.
- 2.3) 豊田真也, 齊藤雅博, 柴田高志, 廣垣俊樹, 青山栄一, 5 軸制御マシニングセンタで創成する小型高強度スパイラルベベルギヤのリブ寸法形状最適化の考察,

- 日本機械学会論文集, Vol.85, No.873 (2019), p.18-00472, pp.1-14.
- 2.4) Saito, M., Toyota, S., Hitrogaki, T., Aoyama, E., Investigation of bending stress at tooth and rib root fillet of high strength spiral bevel gear fabricated by five axis controlled machining center, Proceedings of 18th International Conference on Precision Engineering (ICPE2020) (2020), No. A-1-1, pp.1-2
- 2.5) 木村護, プラスチック製品のリブ設計, デザイン学研究, Vol.79 (1990), pp.29-36.
- 2.6) 鈴木克幸, 菊池昇, 大坪英臣, マイクロストラクチャーを用いた平板の最適形状レイアウト設計, 日本造船学会論文集, Vol.171 (1993), pp.251-257
- 2.7) 尾田十八, 劉江林, GA と局所ルールによる薄板補強リブの最適化, 日本機械学会論文集 A 編, Vol.64, No.617(1998), pp. 236-241.
- 2.8) 田辺篤史, 三木千壽, 市川篤司, 佐々木栄一, 下里哲弘, 土木学会論文集, Vol. 773/I-69, No.10 (2004), pp.137-148.
- 2.9) 山口栄輝, 藤原泰典, 鋼製ラーメン隅角部のフィレット補強に関する解析的研究, 構造工学論文集, Vol.53A (2007), pp.125-132.
- 2.10) Douglas, R. and Kuhlmann, D., Guidelines for precision hot forging with applications, Journal of Materials Processing Technology, Vol.98 (2000), pp. 182-188.
- 2.11) 上野完治, 自動車用自動変速機の動向と技術課題, 電気製鋼, Vol.77, No.1 (2006), pp.45-52.
- 2.12) 梅澤清彦, 石川二郎, 林国一, 歯車のための有限幅厚平板片持ちはりのたわみ, 日本機械学会論文集, Vol.35, No.270 (1969), pp.423-431.
- 2.13) 山口栄輝, 藤原泰典, 鋼製ラーメン隅角部のフィレット補強に関する解析的研究, 構造工学論文集, Vol.53A (2007), pp.125-132.

第3章 スパイラルベベルギヤの歯すじ凹凸面が応力分布に与える影響

3.1 緒言

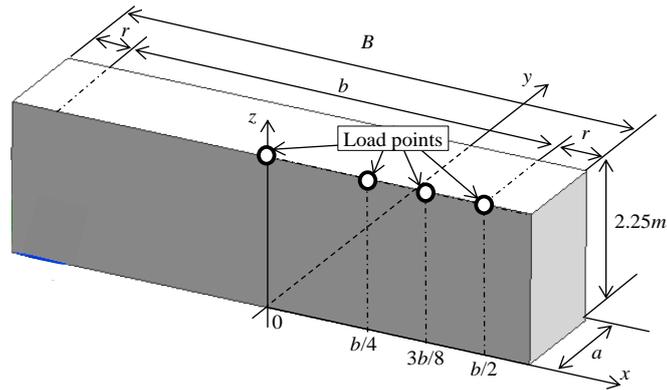
前章でも述べたように、リブ付きスパイラルベベルギヤは従来にない歯車の構想であるため、従来の歯車強度の考え方などをそのまま適用することができず、リブ付きスパイラルベベルギヤに向けた新規の設計手法の確立が必要となる。前章ではリブ付きスパイラルベベルギヤにおけるリブを付けることの目的とコンセプトを述べたうえで、平板の1DCAEモデルの解析に基づき検討を進めた。その結果、リブが歯元応力にあたえる影響を考察し、リブが有効歯幅端部付近への荷重で発生する歯元応力を低減できることがわかり、破損の主要因となる歯元応力を発生させる荷重条件、つまりは最も大きい歯元応力を発生させる荷重条件が、一般的なリブの無い歯車では有効歯幅端部付近に負荷する場合となるに対し、リブ付き歯車ではリブ厚が十分に厚くなると歯幅中央部に負荷する場合に変化することがわかった。それらの結果から最適リブ厚を検討し1DCAEに基づいた探索方法の指針を示すことができた。

しかしながら、スパイラルベベルギヤはその特徴として歯すじに曲率を持つことで、歯面に凹面と凸面を持つようになる。つまり歯車の歯すじに曲率を持つ場合においてリブが与える影響を考慮しておく必要がある。したがって、本章^{3.1.3.2)}では曲面の1DCAEモデルの解析を遂行し、リブが曲がり歯の歯元曲げ強度に与える影響を考察して、その最適化設計の指針を検討する。

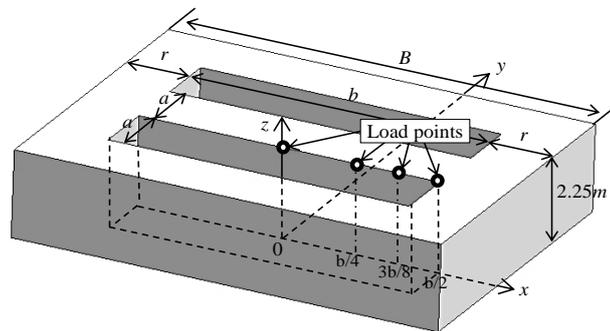
3.2 1DCAEの平板および曲面に基づく解析モデル

本研究は、提案する歯車の基礎解析として、1DCAEに基づき歯をシンプルに平歯を平板でモデル化したFEM解析でリブの効果の考察を開始してきた。そのモデルと座標系を図3-1(a)(b)に、形状の数値定義を表3-1に示す。本章ではさらに図3-1(c)~(e)に示す曲がり歯を曲率半径 R の曲面でモデル化して、スパイラルベベルギヤの歯面の凹凸曲面の性質から生じる本質的な影響を検討する。図3-1(a)(b)は前章の図2-6と同じ形状、数値定義ではあるが、本章で検討の主体となる図3-1(c)~(e)に示す曲面モデルの比較対象として重要な役割を果たすので再掲する。座標系は歯幅

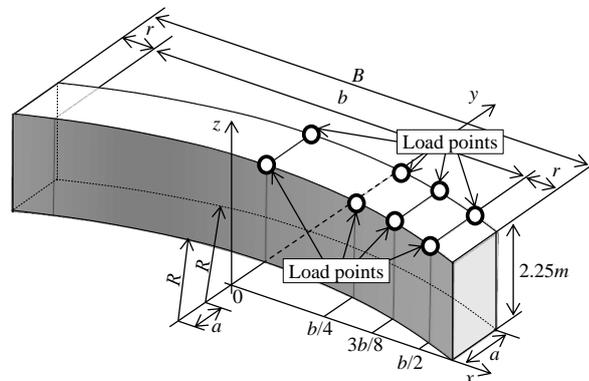
中央の歯元を原点とし、そこから右手座標系で幅(歯筋・歯幅)方向に x 軸, 高さ(歯たけ)方向に z 軸とした. 荷重条件は, モデルの底辺 ($z=0$) は剛体接続とし, 集中荷重を歯面法線方向に, 位置は相手歯車が実際に接触する有効歯幅 b 内に $z=2.25m, x=0, b/4, 3b/8, b/2$ (y 方向) とした. ただし集中荷重量は, 全歯幅 B (=一定) を有



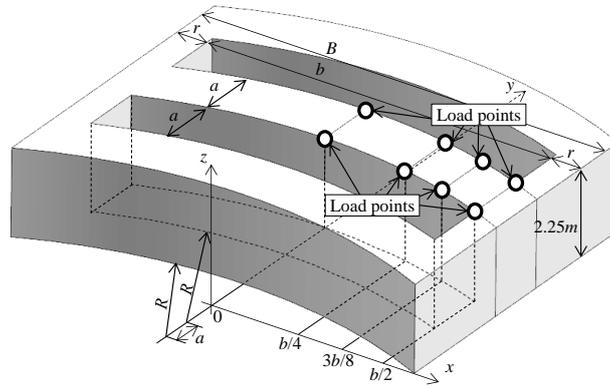
(a) Flat plate model (Rib's form name is form N)



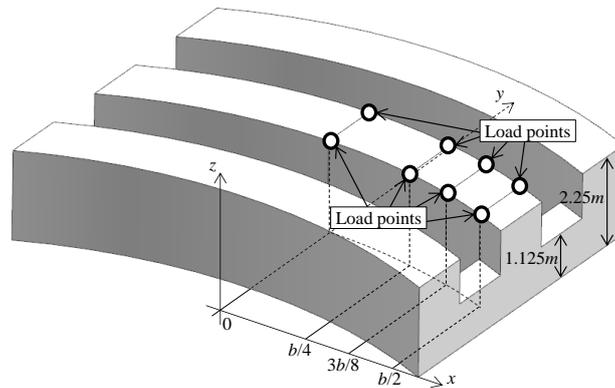
(b) Flat plate with ribs (Rib's form name is form A)



(c) Curved plate model (Rib's form name is form N)



(d) Curved plate with ribs (Rib's form name is form A)



(e) Curved plate with half-height ribs (Rib's form name is form B)

Fig. 3-1 Definition of models for 1DCAE

効歯幅 b として利用した際の集中荷重 $F (=9.8\text{N})$ を基準とし、3.1 節で述べたように有効歯幅が減った(リブを付加した)分を荷重増加率 $\alpha = B/b$ とし有効集中荷重 αF とした。モデル形状としては図 3-1(a)では一般的なリブの無い平歯の歯車をしめし、有効歯幅を減らしたときの歯元応力の変化を観察した(以下、有効歯幅の減少分を仮想リブ厚 r と呼称する)。図 3-1(b)は歯だけに等しいリブを付加しつつ隣接歯の影響も考慮したモデルとし、リブ厚さ r は複数水準のモデルを用いた。図 3-1(c)は図 3-1(a)に対し歯を曲げ、曲がり歯の歯筋方向の曲率が歯元応力にあたえる影響を観察する。図 3-1(d)は図 3-1(c)に対し、リブを付加したモデルとした。また、前章で図 3-1(b)のリブ形状を変更したときの歯車強度への影響を考察したが、前章でも生産性を考慮し歯溝部の深いポ

Table 3-1 Definition of dimensions and variables in detail for FEM model

| Designation | Unit | Symbol | The number of data |
|-----------------------|------|--------------------|--------------------|
| Module | mm | $m = 4$ | Single |
| Whole depth | mm | $2.25m$ | Single |
| Tooth thickness | mm | $a = \pi m/2$ | Single |
| Width of space | mm | $\pi m/2$ | Single |
| Whole face width | mm | $B = (7.5 + \pi)m$ | Single |
| Tooth radius | mm | R | Parallel |
| Tooth curvature | -- | B/R | Parallel |
| Rib's width | mm | r | Parallel |
| Rib's ratio | -- | $2r/B$ | Parallel |
| Effective face width | mm | $b = B - 2r$ | Parallel |
| Load increasing ratio | -- | $\alpha = B/b$ | Parallel |
| Basic load | N | $F = 9.8$ | Single |
| Load | N | αF | Parallel |

ケット形状を改善するために図 3-1(d) のリブ高さを歯たけの半分にした図 3-1(e) の形状でも検討した。FEM 解析のメッシュ作成および解析結果を観察するためのプリプロセッサ、ポストプリセッサソフトは前章と同様に MSC Software 社製の Patran を使い、FEM 解析ソフトウェアとして同社の MSC Nastran を用いた。

3.3 歯元応力の解析結果および考察

3.3.1 リブ無し歯車の凹凸面の影響

始めに一般的なリブの無い歯車で、歯の曲率を変えたときに歯元応力にあたる影響を検討する。図 3-1(a),(c)のモデルを使い歯先($z=2.25m$)の $x=0, b/4, 3b/8, b/2$ の各荷重点へ有効集中荷重 $\alpha F (=9.8N)$ をかけて解析し、その結果である歯元主応力の歯すじ方向(x 方向)分布を図 3-2 に示す。図 3-2(中段)で凸面への荷重ではががかかったときの歯元応力の分布をみると、曲率 B/R を変化させた 3 モデル($B/R=\infty, 1.7, 0.85$)で歯幅中央部($x=0$)への荷重では歯幅端部よりの歯元応力に多少の大小はあるが、3 モデル($B/R=\infty, 1.7, 0.85$)ともに最大値 0.85MPa 程度である。しかし、荷重点が歯端部に移動するにつれ、歯元応力の最大値に違いがみられる。有効歯幅端部付近($x=3b/8$)への荷重に対する歯元応力の最大値は、曲率 $B/R=\infty, 1.7$ のモデル[図 3-2(中段左, 中

央]では 1.1MPa で、曲率 $B/R=0.85$ のモデル[図 3-2(中段右)]では 1.2MPa となる。曲率 $B/R=1.7\sim\infty$ では、歯を曲げたことによる歯元応力への影響は小さいが、曲率 $B/R=0.85$ まで歯を曲げると歯元応力への影響が大きくなっていくことがわかる。

次に図 3-2(下段)で凹面への荷重がかかったときの歯元応力の分布をみると、歯幅中央部($x=0$)への荷重での歯元応力の最大値は、曲率 $B/R=\infty$ の平板モデル[図 3-2(下段左)]は 0.85MPa、曲率 $B/R=1.7$ の曲げ板モデル[図 3-2(下段中央)]は 0.80MPa、曲率 $B/R=0.85$ [図 3-2(下段右)]では 0.75MPa となっており、曲率 B/R が小さくなると歯元応力も小さくなることがわかる。しかし荷重点が有効歯幅端部($x=b/2$)に移動するにつれ、歯元応力の最大値が大きくなる傾向がみられる。有効歯幅端部付近($x=3b/8$)への荷重での歯元応力の最大値は、曲率 $B/R=\infty$ の平板モデル[図 3-2(下段左)]は 1.10MPa、曲率 $B/R=1.7$ の曲げ板モデル[図 3-2(下段中央)]は 1.20MPa、曲率 $B/R=0.85$ [図 3-2(下段右)]では 1.40MPa となっており、曲率が小さくなると歯元応力は

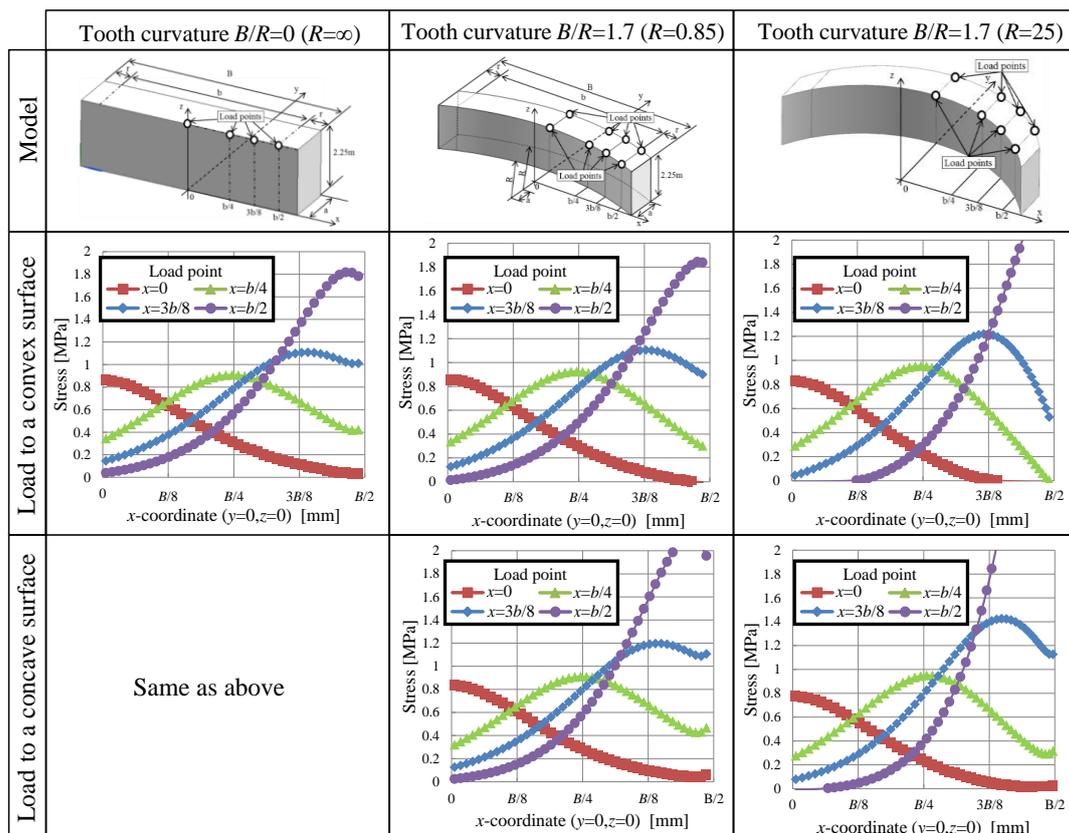


Fig. 3-2 Stress distributions on tooth bottom along face width in curved and no curved teeth without ribs in a case of $r=\pi m/16$

大きくなる。したがって、一般的なリブの無い歯車で歯を曲げたときの歯元応力への影響について歯幅中央付近では、凸面荷重時では平板と曲げ板とで応力は変わらないが、凹面荷重時では曲げると多少の応力低減効果がある。さらにモジュール m が異なる ($m=2.49\text{mm}$) が、まがり歯に対して歯幅中央に集中荷重を加えた例の歯元応力の最大値は、凸面荷重時に比べ凹面荷重で数%程度減少^{3.3)}しており、ほぼ同様の結果で妥当なものと考えられる。しかし有効歯幅端部付近への荷重では、歯を曲げると平板のときよりも歯元応力が大きくなる。特に凸面よりも凹面荷重時でのほうが、曲率が小さくなると応力が大きく、中央部付近の荷重時とは逆の傾向を示す特徴がわかる。

3.3.2 リブ形状の変化と歯元応力への影響

次に図 3-1(c), (d)を用いて歯すじに曲率を持つ場合のリブの影響を観察し、同時に、図 3-1(d)のリブ高さを半分にした図 3-1(e)の場合のリブが歯車強度に与える影響の変化を検討する。これらのモデルを用いて歯先 ($z=2.25m$) の $x=0, b/4, 3b/8, b/2$ の各荷重

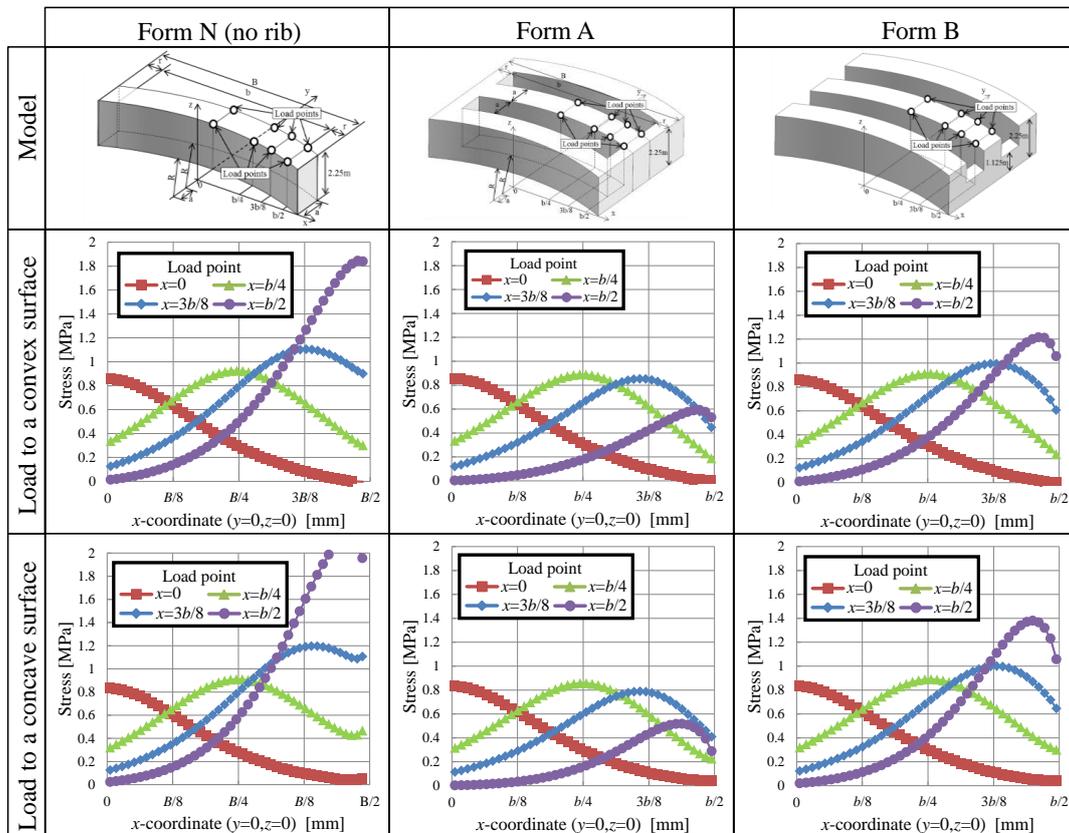


Fig. 3-3 Stress distribution on tooth bottom along face width in curved teeth with ribs and without ribs in a case of $r=\pi m/16$

点へ有効集中荷重 $\alpha F (=9.8\text{N})$ をかけて解析し、その結果としての歯元主応力の歯すじ方向(x 方向)分布を図 3-3 に示す。

まず、図 3-3(Form N,A)を比較すると、凹凸面ともに歯幅中央($x=0$)の荷重点における歯元応力分布はリブの有無による変化は見られない。しかし、荷重点が歯幅端部に移動するにつれて歯元応力分布におけるピーク値が減少しており、有効歯幅端部($x=b/2$)に荷重点があるときには、他荷重点よりも歯元応力分布のピーク値は小さいものとなっている。加えて、その減少量は凸面への負荷よりも凹面への負荷による歯元応力のほうが大きく減少している。これより、前章の平板を用いた検討と同じく、リブから十分に遠い歯幅中央付近に荷重点があるとき、リブによる応力低減効果は見込めないが、歯幅端部付近に荷重点があるときに応力低減効果が見込めることがわかった。

次に図 3-3(Form B)でリブ高さ半分のモデルの歯元応力分布をみると、凸面荷重時では歯幅中央部($x=0$)のときの歯元応力の最大値は 0.85MPa であり、リブ無し曲げ板モデル[図 3-3(中段左)]とリブをつけたモデル[図 3-3(中段中央)]と変わらない。しかし、有効歯幅端部($x=b/2$)のときの歯元応力の最大値は 1.20MPa となっており、リブ無し曲げ板モデル[図 3-2(中段左)]の歯元応力の最大値に対し 35%の応力低減効果があるが、リブをつけたモデル(図 3-3(中段中央))の 68%の低減効果には及ばない。また凹面荷重時に関しても同様で図 3-3(下段)をみてわかるように、歯たけの半分のリブでも応力低減効果はみられるものの、歯たけと同じ高さのリブをほどの応力低減効果はないことがわかった。

3.3.3 リブ形状とリブ厚さの最適解の検討

次に歯元応力を最も小さくするリブの最適厚さの検討に向け、図 3-4 でリブ厚さ変化に対する各荷重点($x=0, b/4, 3b/8, b/2$)による歯元応力の最大値の変化傾向をまとめた。まずリブの無い平板モデルの場合、図 3-4(1 列中段)をみると、どの仮想リブ厚でも有効歯端部($x=b/2$)の荷重点が他荷重点よりも常に大きい歯元応力を発生させることから、有効歯端部($x=b/2$)での荷重が破損に対し支配的であると考えが、その歯元応力は $B/2r=0.3$ 付近で最小値をしめす。したがって、リブの無い一般的な歯車の場合、歯幅全体を荷重面として利用するよりも、両歯端部をある程度(今回は両側 15%程度)、相手歯車が当たらないようにしておくほうが、歯元曲げ強度に対し有効であることがわかる。曲がり歯の場合でも、図 3-4(2 列目)をみると同様の傾向をしめすことがわかる。

次にリブ付きのモデルの場合、図 3-4(3 列中段)をみると、どの仮想リブ厚でも有効

歯端部($x=b/2$)の荷重点が他荷重点よりも常に大きい歯元応力を発生させることから、 $B/2r=0$ 付近では有効歯端部($x=b/2$)の荷重点が他荷重点よりも大きい歯元応力を発生させるが、 $B/2r=0.03$ 以上では有効歯端中央($x=0$)の荷重点で最も大きい歯元応力を発生させるようになり、その数値は増加していく。これより、4.2 節で述べたようにリブは歯端部への荷重に対する歯元応力の低減効果があるが、 $B/2r=0.03$ 以上では有効歯幅中央($x=0$)の荷重点が破損に対し支配的になるため、 $B/2r=0.03$ 以上のリブ厚ではリブの応力低減効果が得られにくいことがわかる。この傾向は図3-4(4,5列目)をみてもわかるように、曲がり歯、およびリブ形状が変わった場合でも同様の傾向をしめしていることがわかる。

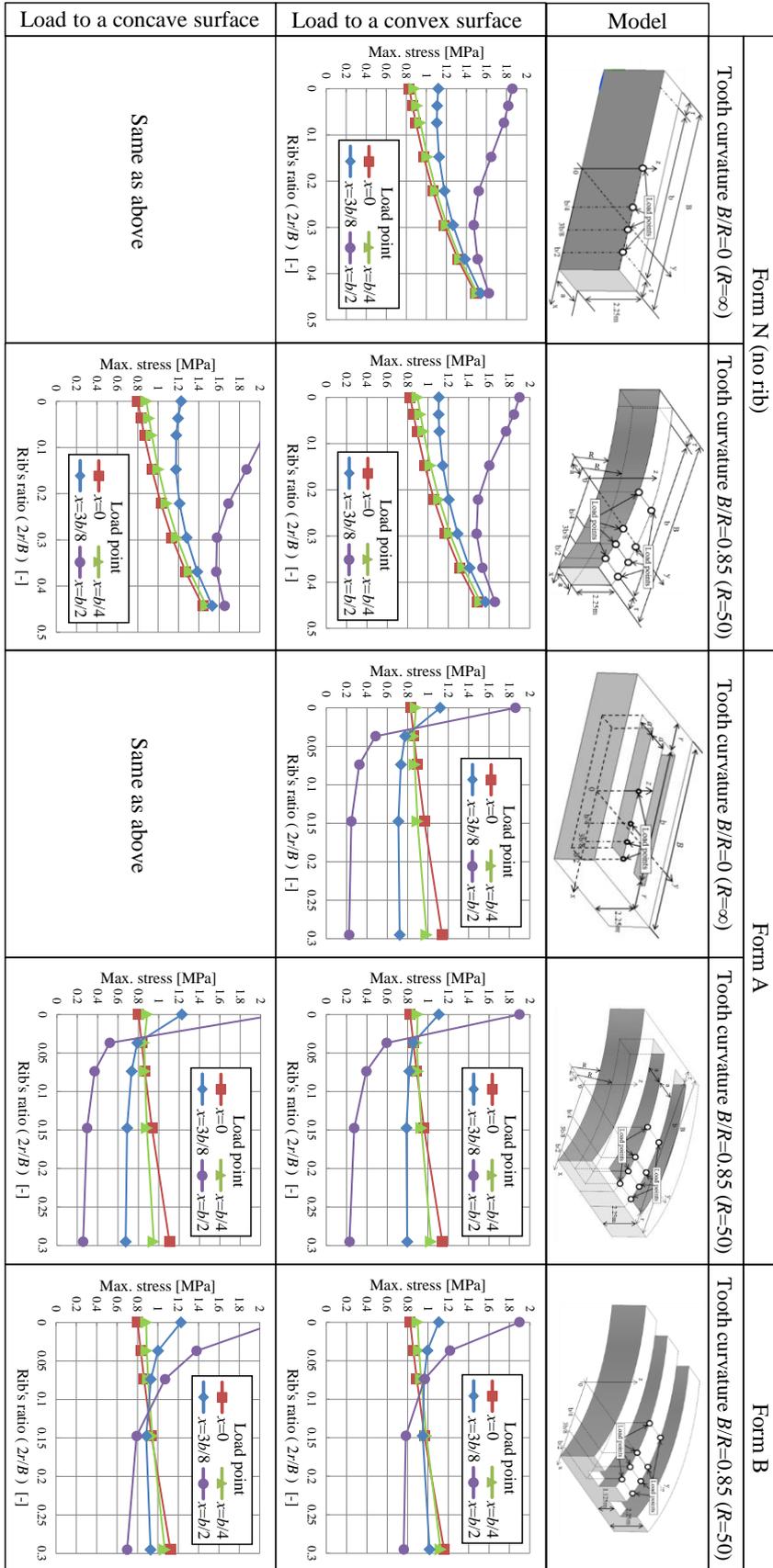
3.3.4 歯面の曲率とリブ接続部における応力

図3-5でリブ接続部(図中P, Q部)に発生する応力を検討する。図3-5の4つのグラフでは、荷重歯面とリブ接続部では引張応力として最大主応力を実線で、反荷重歯面(荷重歯面の反対歯面)とリブ接続部では圧縮応力として最小主応力を破線でしめた。形状A, リブ厚 $r=\pi m/16$ と $r=\pi m/2$ を比べると、リブ厚が厚い $r=\pi m/2$ のほうが凸面・凹面荷重時ともに荷重歯面側の接続部(実線)の引張応力が大きい。これはリブが厚いとリブ剛性が高く、応力集中しやすくなるためと考えられる。また、リブ厚 $r=\pi m/16$ 、曲率 $B/R=0.85$ ($R=50\text{mm}$)での凸面荷重時の場合、荷重歯面側の接続部の応力は1.25MPaであるが、歯元の最大応力は図3-3より0.85MPaとなり、リブ接続部のほうが大きい引張応力をしめす。図3-3,3-5からリブ厚 $r=\pi m/2$ のときも同様に、引張応力は歯元よりもリブ接続部のほうが大きいため、リブ付き歯車の設計ではリブ接続部での応力を注視しておく必要があることがわかる。

次に図3-5で形状A, Bを同一条件(荷重歯面・リブ厚・曲率)同士で比べると、全て形状Bの応力のほうが大きいことがわかる。したがって形状Bは、形状Aに比べると生産効率は上がるが、リブ接続部で破損しやすい背反があると考えられる。

さらに図3-5で反荷重歯面とリブ接続部の応力をみると、圧縮応力が発生していることがわかる。つまり、荷重歯面とのリブ接続部では引張応力が、反荷重歯面とでは圧縮応力が発生している。これは通常の歯車における荷重歯面の歯元には引張応力が、反荷重歯面の歯元には圧縮応力が発生する現象と似ている。したがって、歯車の歯元曲げ疲労の考え方^{3,4)}を参考にすると、リブ接続部でも繰り返し荷重がかかるときの残留応力による亀裂なども考慮しておく必要があることがわかる。

Fig.3-4 Influence of the rib ratio ($2r/B$) to max. stress on a tooth bottom



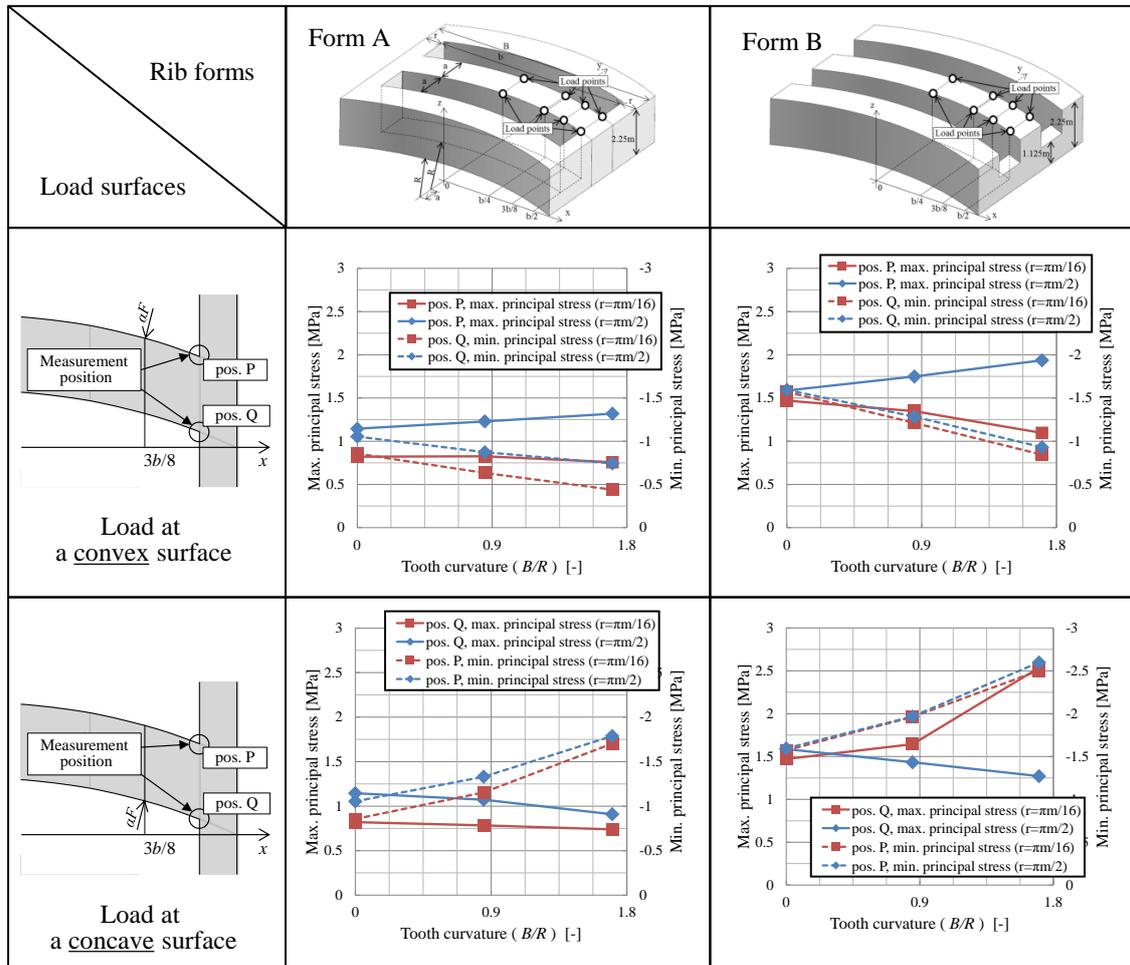


Fig. 3-5 Influence of the curvature to max. stress at the fillets between tooth and rib in the case of loading at $x=3b/8$

3.3.5 リブ接続部における応力分布の特徴と課題

歯の歯幅端部にリブを付与する手法では、前節の検討で歯元応力だけでなく、リブ接続部の応力も考慮する必要があることが判明した。そこで最後に平板モデルのリブ高さが半分の場合を対象に解析を遂行して、その基礎的な特徴を解明しておく。図3-6に歯幅端部付近の荷重時を対象として、リブ厚 r の変化と歯元およびリブ接続部の周辺の最大主応力の分布を示す。リブ厚を $r=\pi m/8$ 以上に増大させても、歯元応力およびリブ接続部の応力の低減効果は小さいことがわかる。またどの場合もリブ接続部の応力が歯元応力より大きく、リブ接続部での破壊の可能性が懸念され、その重要性が確認できる。

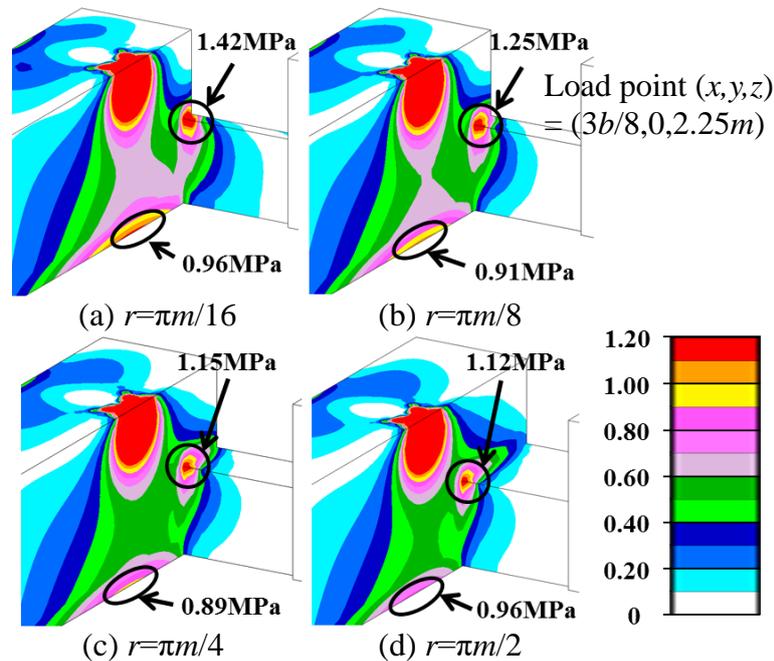


Fig. 3-6 Influence of rib thickness on stress distribution around the fillets between tooth and rib in the case of loading at $x=3b/8$

以上より歯の端部にリブを付与したスパイラルベベルギヤにおいて、歯幅中央部付近の荷重時において歯筋の凹凸面が歯元応力に与える影響は僅かである。一方で、歯幅端部付近の荷重時において歯筋の凹凸面で歯元応力が異なり、さらにリブ接続部で生じる応力が歯元応力を超える場合があることが判明し、詳細設計の段階においては歯元応力と比較しながら、リブ形状の決定の検討する必要があることが判明した。

3・4 結言

本章ではリブ付きスパイラルベベルギヤについて、凹凸曲面を対象に 1DCAE に基づきリブ変化によるギヤ強度の検討をした。結果を以下にまとめる。

- (1) 一般的なリブの無い歯車で平歯と曲がり歯での歯元応力を比べると、歯幅中央付近での荷重ではほぼ変わらないが、歯幅端部付近への荷重において曲がり歯のほうが歯元応力は大きい。特に凹面への荷重で顕著である。
- (2) 曲がり歯に対して、歯端部にリブをつけると、歯幅端部付近への荷重での歯元応力の低減効果があることが確認できた。
- (3) 一般的なリブの無い歯車の場合、平歯と曲がり歯でも歯全体を荷重分担面と

して使用するよりも、歯幅端部の一部を非荷重分担面としたほうが歯元応力の低減となる。

- (4) リブ付き歯車では、有効歯端部荷重での歯元応力を低減できるが、一定以上のリブ厚では有効歯幅中央荷重が破損に対して支配的になるので、リブ付加の利点が少ない可能性がある。
- (5) リブ接続部で引張・圧縮の繰り返し応力がかかり、その数値は歯元部にかかる応力よりも大きい場合があるので、リブ接続部での破損にも注意して設計する必要がある。

参考文献

- 3.1) 齊藤雅博, 豊田真也, 廣垣俊樹, 青山栄一, 5 軸制御マシニングセンタで創成する小型高強度スパイラルベベルギヤの凹凸曲面の歯元応力の考察, 同志社大学ハリス理化学研究報告, Vol. 63, No. 1(2022), pp.9-15
- 3.2) 齊藤雅博, 豊田真也, 柴田高志, 廣垣俊樹, 青山栄一, 5 軸制御マシニングセンタで創成する小型高強度スパイラルベベルギヤの凹凸曲面の歯元応力の考察, 日本機械学会講演論文集(2019年3月関西支部第94期定時総会講演会), No.194-1(2019), session ID 110, pp.1-4
- 3.3) 新井典久, 河本滋, 廣垣俊樹, 荒川伸夫, 外山和正, 橋元幸治, まがりばかさ歯車の歯元応力に関する研究, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 60, No. 572(1994), pp. 1397-1403.
- 3.4) 会田俊夫, 小田哲, 中島利勝, 歯車の曲げ疲れ強さに関する研究: 第1報, 疲れ過程における歯元すみ肉部の組織と残留応力変化, 日本機械学会論文集, Vol. 32, No. 233(1966), pp. 137-142.

第4章 ラック形状の FEM モデルによる歯元および リブ応力に基づくリブ形状の最適化

4.1 緒言

前章でも述べたように、リブ付きスパイラルベベルギヤは従来にない歯車の構想であるため従来の歯車強度の考え方などをそのまま適用することができず、リブ付きスパイラルベベルギヤに向けた新規の設計手法の確立が必要となる。前章ではスパイラルベベルギヤを想定して、歯車の歯すじが曲率を持つときにリブが与える影響を観察するために曲面の 1DCAE モデルの解析を遂行し、リブが曲がり歯の歯元曲げ強度に与える影響を考察してその最適化設計の指針を検討した。その結果、一般的なリブの無い歯車で平歯と曲がり歯での歯元応力を比べると、歯幅中央付近での荷重ではほぼ変わらないが、歯幅端部付近への荷重では曲がり歯のほうが歯元応力は大きい。特に凹面への荷重で顕著である。曲がり歯に対して歯端部にリブをつけると、歯幅端部付近への荷重での歯元応力の低減効果があることが確認できた。一方でリブ付き歯車では、有効歯幅端部荷重での歯元応力を低減できるが、一定以上のリブ厚では有効歯幅中央荷重が破損に対して支配的になるので、リブ付加の利点が少ない可能性がある。またリブ接続部で引張・圧縮の繰り返し応力がかかり、その数値は歯元部にかかる応力よりも大きい場合があるので、リブ接続部での破損にも注意して設計する必要があることがわかった。ここで2章の考察も考慮してリブ接続部での破損について考慮すると、リブ形状は三角形リブでも十分な応力低減効果あることがわかっており、三角形リブは歯面とリブ上部の接続部において鈍角で接続するのでリブ接続部に応力集中しにくくなると期待することができる。

そこで本章^{4.1.4.2)}では、三角形のリブを歯幅端部に設置することを前提に、歯元およびリブ周辺の応力分布の解明に基づくリブサイズの決定を目指し、1DCAE でラック形状の FEM モデルにより、リブ形状の検討を遂行した。その結果、歯元とリブ周辺で生じる曲げ応力の関係を解明でき、リブ形状の設計指針を得ることができたので、結果を報告する。

4.2 リブ付き歯車の試作に基づく問題点の検討

2章に掲載した製造確認・評価の目的で実際に製造した提案品（図 2-1, 2-2）に対して、疲労耐久試験を行い破損させた結果を図 4-1 に示す。これはピニオンの歯すじ方向凹形状歯面がかみ合う方向で回転させ、一定トルクで連続的に歯車を回転させ歯の疲労破壊させた。これを見ると歯幅中央の歯元が破損起点となりつつ、外端部リブと歯面の接続部へと亀裂が伝搬し、歯の折損に至ったと推定する。この現象は IDCAE で平板モデルをもちいて解析を実行した 2 章からも懸念する点であり、実用上の解析精度は十分であることがわかった。すなわち、その原因は端部に歯底から同一高さで全周にリブを付与する（フルリブ）と、歯幅端部の歯の剛性が高く、歯当たりが歯幅中央から両端に十分に広がらなかったため、このような破損形態になっていると考えられる。この時の疲労寿命から逆算するとリブの無い歯車に対し、6%程度しか応力低減効果が得られていないことがわかり、効果はあるが不十分と考え、更なる疲労寿命延長を目指してリブ付き歯車における応力状態の複雑性を観察し、歯幅中央および端部の両方で均等な応力を具現化するリブの最適化形状を検討する取り組みが必要と考えた。



Fig. 4-1 A proposed spiral bevel gear after a fatigue test with full rib

4.3 本章におけるリブ厚およびリブ形状の基本方針

2章よりリブの歯たけ方向の高さが増大するほど、リブ厚は薄くても歯元応力の低減効果は十分であることが判明している。例えば図 4-1 のようにリブ高さを歯たけと等しく（フルリブ）すればリブ厚 $r=0.6\text{mm}$ 程度で十分である。リブは歯幅端部の歯元応力低減効果があるが、一方で十分に歯幅の大きい歯車において、歯幅中心付近の歯元応力の低減には影響しないことがわかっている。一方、リブ付与の対象となる高トルクの伝達が必要とされる歯車は歯面や歯元強度を維持するために浸炭焼入れが不可欠である。一般に浸炭深さはモジュール m を基準に $0.2m$ 程度が最適とされている^{4,3)}。本歯車の場合はモジュール m を 4mm と設定しているため、浸炭深さは 0.8mm 程度となるが、リブ部の歯すじ方向の両面から浸炭するため過浸炭を防止には最低でも 1.6mm 、安全をみてリブ厚が 2mm 程度は必要である。したがって、適切なリブ厚は歯元応力のみから決定するのではなく、浸炭などの製造工程をも考慮し決定する必要がある。

さらに2章にて平板モデルで検討した結果、歯幅の中央および端部での歯元応力を均等にするリブ厚は、図 4-1 に示すフルリブに対して歯たけ方向の高さ a を歯たけ ($H=2.25m$) の 50% ($a=0.5H$) にした場合でリブ厚 $r=1.9\text{mm}$ 程度、歯たけと等しいが隣接歯の歯底 (B) に伸ばした（リブ幅 $2b$ と称する）三角形にした場合でリブ厚 $r=1\text{mm}$ 程度である。さらに歯たけも歯底（リブ幅）も 50% ($a=0.5H, b=0.5B$) にした三角形にした場合で $r=4.3\text{mm}$ 程度であることが判明している。したがって平板モデルにおいて、リブ厚 r はリブ形状により歯元応力に与える影響が変化することがわかっているが、歯車の歯の形状により近いラックモデルの場合やリブを全周で一定の高さではなく三角形にした場合にその形状変化が歯元応力に与える影響の解明には至っていなかった。また、解析を遂行する過程で歯元だけでなくリブ周辺において応力集中が発生するためにリブ接続部における隅 R に注意する必要があることがわかった。そこで本章ではリブ厚 r を一定としてラックモデルで三角形リブを前提として検討することにする。

4.4 リブ付き歯車における FEM 解析

4.4.1 CAE モデルの剛体と弾性体の取り扱い

前章までは歯とリブの部分を CAE モデルの弾性体として扱い、それらの基部

は剛体接続として扱ってきたが、本章においてはリムを用意し CAE モデルの弾性体として扱い、リムの下部を剛体接続した。すなわち歯車の歯のたわみや歯元応力の有限要素法モデルによる解析例^{4.4)}では、例えば歯の基部を剛体 (=完全拘束) ではなく、モデル化して弾性体にする事で当該部の傾きなどを考慮でき、最大 30% 程度の無視できない差が生じる場合があることが知られている。そこで提案するリブ付き歯車においてもリム部や基部も弾性体として図 4-2, 4-3 のようにモデル化して、それらの影響も含めた検討を遂行する。

4.4.2 1DCAE モデル

前章までは 1DCAE の考え方にに基づき平板モデルを用いたが、本章ではより歯形状に近い図 4-2 に示すラックモデルに対して表 4-1 に示す各部定義を用いて解析を遂行する。モデルは圧力角 14.5° のラック形状 (図 4-3 中の黒色部) としているが、図 4-1 に示す試作品の 19.5° とは異なる。前章までの平板モデルの解析が圧力角 0° であるが、実用的には 14.5° , 20° 付近が用いられる場合が多い。すなわち 0° は片持はりにちかく、 20° はスタブ (stub) 形状に近くなる。そこで片

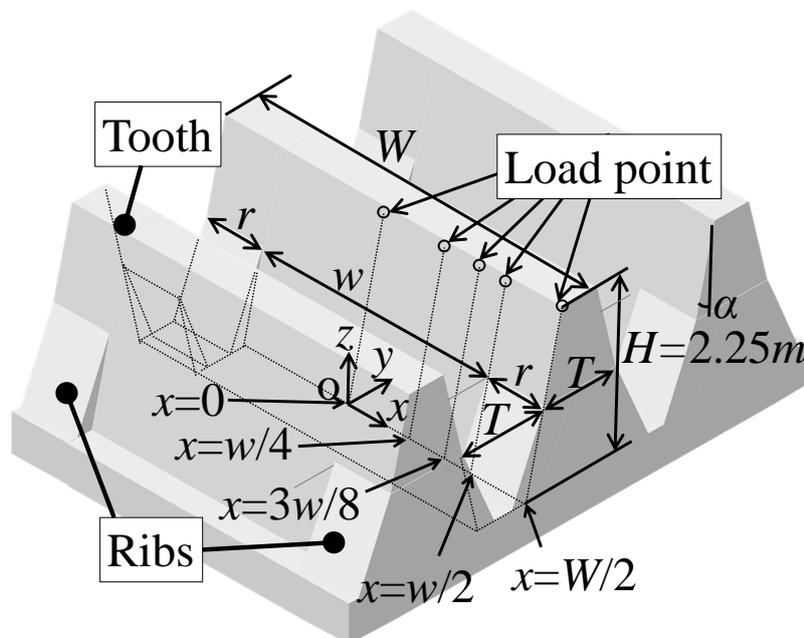


Fig. 4-2 A whole FEM rack model for 1DCAE

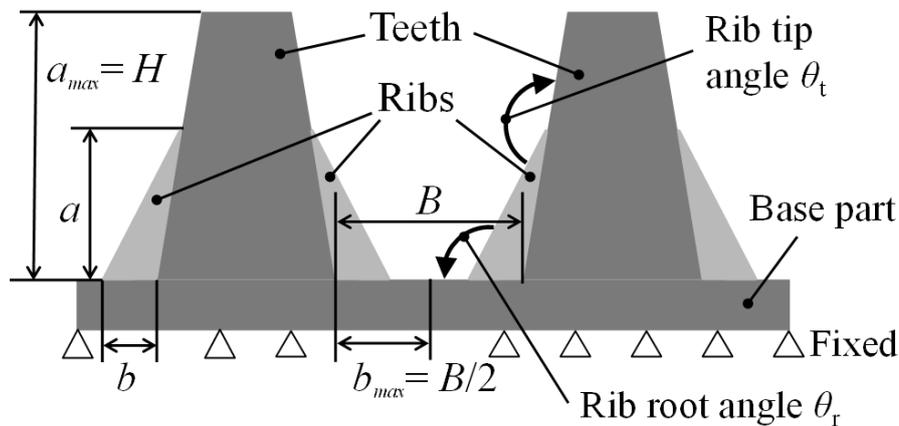


Fig. 4-3 A FEM rack model around ribs for 1DCAE

Table. 4-1 Definition of FEM model

| Designation | Unit | Symbol | Data type |
|----------------------|------|-----------------|-----------|
| Module | mm | $m = 4$ | Fixed |
| Whole depth | mm | $H = 2.25m$ | Fixed |
| Pressure angle | ° | $\alpha = 14.5$ | Fixed |
| Tooth thickness | mm | $T = \pi m / 2$ | Fixed |
| Width of space | mm | $T = \pi m / 2$ | Fixed |
| Rib thickness | mm | $r = \pi m / 2$ | Fixed |
| Effective face width | mm | $w = 7.5m$ | Fixed |
| Face width | mm | $W = w + 2r$ | Fixed |
| Rib height | mm | a | Variable |
| Rib width | mm | b | Variable |
| Load | N | $F = 9.8$ | Fixed |

持ちはりからスタブに段階的に体系化するため、今回は実用範囲内でかつ片持ちばりに近い 14.5°を対象にした。また歯底部には弾性体の基部（図 4-3 中の歯底部）を用意して、その下面（図 4-3 中の白抜き三角マーク部）を面拘束し固定、基部より上に 4・3 節で述べた三角形リブ（図 4-3 中の灰色部）を付与した。リブ形状は無限に考えられ解析結果も含めて一般化した検討が難しいが、歯車設計に向けて可能な限りモジュール m で正規化して、一般性を確保するようにした。

荷重は有効歯幅端部の歯先に歯面法線方向で集中荷重 9.8N を付与し、生じる最大主応力を評価した。ここで有効歯幅とは、全歯幅からリブ厚みを除いた部分、つまり相手歯車とかみ合う部分である。リブを付けた歯幅部分はリブとの干渉を避けるために相手歯車がかみ合うことが出来ない。有効歯幅端部に荷重点を用意した理由として、2章でリブから遠い歯幅中央に荷重点があるときはリブによる応力低減効果があまり見られず、リブの有無はあまり影響しないが、有効歯幅端部付近での荷重に対し、歯元応力低減効果がみられるものの、歯元以外の部分での応力集中が観測され、リブ形状によっては歯元以外の部分から破損する可能性が示唆されたためである。したがって本章では図 4-3 に示すリブ高さ a (およびその比率 a/H) とリブ幅 b (およびその比率 $2b/B$) を変数とし、それらの変化が歯元を含むリブ部の応力に与える影響を検討する。ここで図 4-3 中に示すように、リブ上部(先端)面と歯面のなす角(リブ上部角)を θ_t 、リブ元面と歯底面のなす角(リブ下部角)を θ_r とする。リブ厚み r は、4.3 節で述べたように三角形リブ(図 4-3 中の灰色部)で今回の表 4-1 のモジュール m の場合は 2mm 以上必要であることがわかっているので、モジュールにて基準化することを考え歯厚 T と同等とした。隅部の R 形状については図 4-2 に示すラックモデルでは 0.5mm として設定しているが、本章ではその変化に対する影響の考慮は解析の中では扱わないものとする。応力集中を考えるうえで隅 R の大きさは重要な因子ではあるが、本章はリブ形状の変化が歯全体で発生する応力へ与える影響を考察することを目的としたためである。

FEM 解析条件は図 4-4 のようにメッシュを作成し解析を遂行した。メッシュ作成および解析結果を観察するためのプリプロセッサ、ポストプロセッサソフトウェアとしては前章までと同様に MSC Software 社製の Patran を使い、FEM 解析ソフトウェアとして同社の MSC Nastran を用いた。メッシュは 2 次テトラ要素を用い要素サイズ 0.5mm を基本として自動生成した。形状が複雑なリブと歯底、歯面の 3 つから構成される隅部などはさらに細かいメッシュとなっている。図 4-4 のリブ形状の場合は要素数 624,088、節点数 872,701 であった。リブ形状を変化させるときに要素サイズを同等としたため、要素数と節点数は若干変動する。材質定数はモデル内で一律とし、歯車の想定材質であるクロムモリブデン鋼を参考に弾性定数 205.8GPa、ポアソン比 0.30 とした。要素サイズに関しては、歯車の曲げの様子を FEM で解析したときに 3 節点三角形要素と 6 節点三角

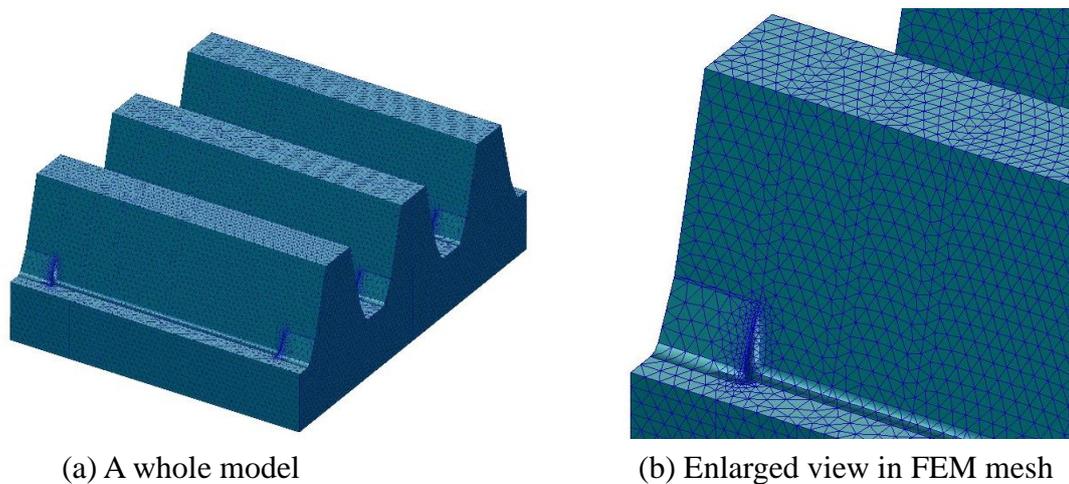
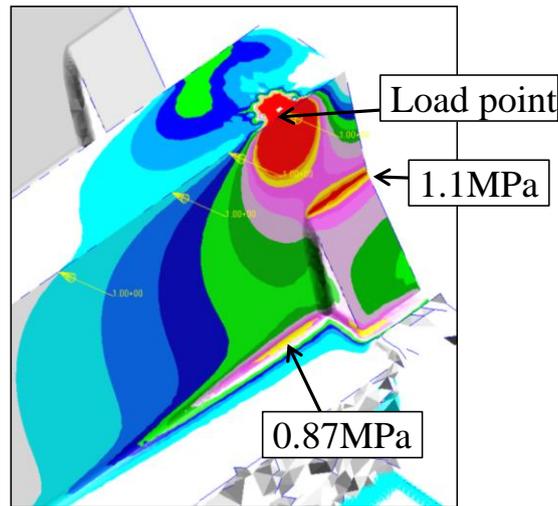


Fig. 4-4 FEM mesh

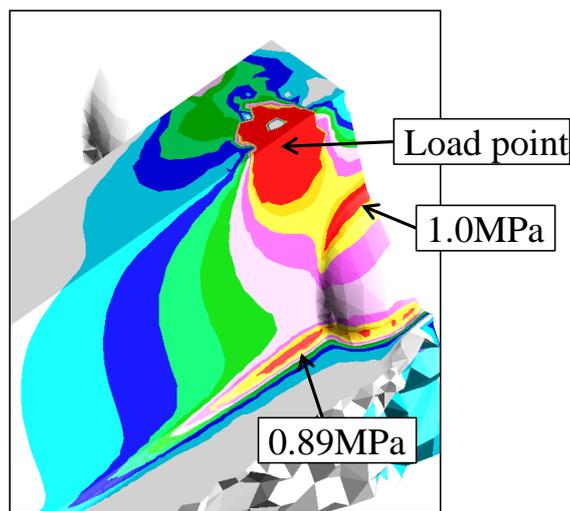
形の要素タイプで解析精度を比較調査している報告^{4.4)}を参考に、要素サイズを十分に小さく設定した。また、図 4-5 に解析結果の例を示すが、リブの歯面側の角 R を図 4-5 (a) では 0.1mm、図 4-5 (b) では 3mm としリブ形状の微小変化に対する解析結果の変化についても確認した。その結果は応力集中がみられる歯元部とリブ上部のそれぞれにおける応力の変化は 10% 以下であった。したがって、リブ検討を行う際にはミクロな形状変化よりもマクロな視点での形状変化を観察することが重要であると考えられる。

4.4.3 リブ付き歯車における応力集中部

疲労強度は応力集中（応力勾配）、寸法効果、残留応力などの影響が避けられないが、そのような中で歯元応力の検討において、変形により複雑な応力状態が予想されるリム薄肉平歯車において FEM により歯先に荷重点を用意して計算された最大主応力から予測された疲労寿命が実機試験結果とよく一致するとの報告^{4.5)}がある。一方で繰り返し数 $N=10^8$ 程度の疲労試験において、平均応力と応力集中の複合効果を受ける部材において疲労限度が平均応力に依存する場合と応力振幅に依存する場合があり、それぞれについて検討する必要がある^{4.6)}ことも示唆されている。また鋼床版におけるリブの局部応力集中と疲労強度の関係性についての検討では、リブの変形方向によって疲労寿命に与える影響が違う^{4.7)}ことが示されている。リブ付き歯車においては、歯車の歯元応力の低減を



(a) An example of analysis results (The rib edge is $R=0.5\text{mm}$)



(b) An analysis result, the same as (a) except rib edge is $R=3\text{mm}$ (The rib edge is $R=0.5\text{mm}$)

Fig. 4-5 Influence of small changes of rib shapes

狙うものであるが、リブが付与されることにより形状と変形がより複雑になることで歯元以外の部分についての応力集中の検討が必要となる。この場合、ひずみの方向性やかみ合い状態の変化による応力振幅量の検討なども必要となってくると考えられるが、変形による複雑な応力状態が予想される歯車という点に着目して、最初のステップとしてリム薄肉平歯車と同様に各部に生じる最大主応力の観察により最適リブ形状の検討を進めるものとする。

解析結果の一例として図 4-6 に有効歯幅端部の歯先に集中荷重を負荷した時の応力部分布の状況を示す。負荷点にヘルツ接触に起因する高い応力がみられるが、接触応力であるために評価しない。それ以外で曲げに起因する高い応力が3カ所に生じていることがわかる。1カ所目は歯元 R 部で、これは一般的なリブのない歯車でも同様に応力集中が起こる部位である。2カ所目はリブ下部のリブと歯元の接続部（図中のリブ下部）である。3カ所目はリブ上部と歯面の接続部（図中のリブ上部）である。端部の荷重をリブ部が受け持つため、後者の2カ所は提案するリブ付き歯車で特有の応力集中の様子がみられる。そこで本章ではこの3カ所に注目し、リブ形状と応力の関係性を検討する。

解析では集中荷重を加えている。実際の歯車は歯あたりとなるかみ合い接触線上にある分布荷重が移動しながら動力伝達をおこなうが、このかみ合い接触線上の分布荷重は離散的な集中荷重の集合体として分解することができると思う。歯車において歯当りは強度や NV 特性に影響する重要な要素であるが、リブ付き歯車では歯幅端部の強度を改善できるため、一般的な歯車とは違いかみ合い接触線上の分布荷重を均一にできる可能性がある。したがって、歯幅全体で均一なかみ合い接触線上の分布荷重を点に分解し解析を遂行することでリブ形状の検討の見通しをよくした。また、かみ合い接触線上の分布荷重の完全な均一化ができずとも、それぞれの集中荷重の勾配に応じた積分にて分布荷重としての応力状態を再現できると考える。一般的な歯車の歯元応力解析の基礎

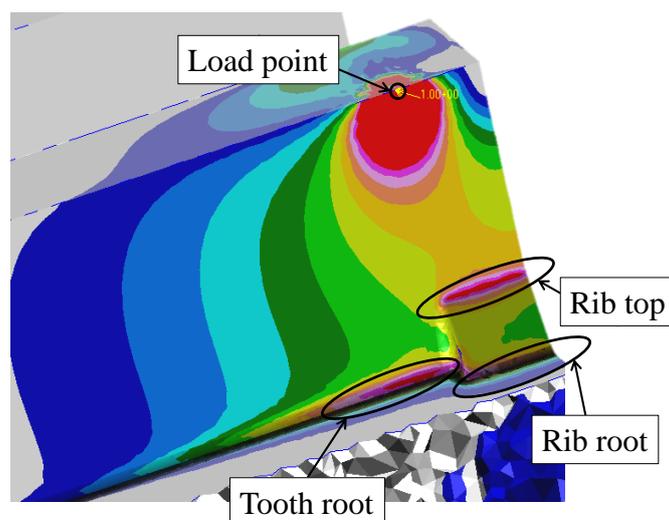


Fig. 4-6 Three weak areas in bending stress distribution

となるところは、平板に集中荷重を加えて解析から遂行し、その後ラック形状に発展し解析をする^{4,8)}との形で歯車の曲げ問題の研究が進められてきており、一般的な歯車とは応力分布状態の異なるリブ付き歯車においてもこの基礎研究を参考に、リブ付き歯車のリブ形状とその効果を見通しよくする設計手法の構築にむけ、集中荷重をかける基礎解析を活用した検討を遂行している。

4.5 解析結果と考察

4.5.1 基準となる歯元応力

最初に基準となるリブの無い、一般的な歯車における歯元応力の分布について観察する。図 4-7 は図 4-2 にて示した各荷重点のそれぞれに荷重を付与したときに歯幅に沿って歯元に発生した応力の分布を示したものである。これを見ると、歯幅中央($x=0$)の歯先に荷重点があるとき、その直下の歯元で最大値 0.77MPa を示している。荷重点が歯端部に近づくにつれ、最大応力の示す位置も荷重点の移動に伴い歯端部に移動し、発生応力も上昇していることがわかる。歯幅端部付近の $x=w/2$ はリブを付与したときの有効歯幅の端部となるが、この位置の歯先に荷重点があるとき、歯元では最大で 1.22MPa を示しており、歯幅中央の歯先に荷重点があるときに比べ、歯元応力が 60% 増大している。

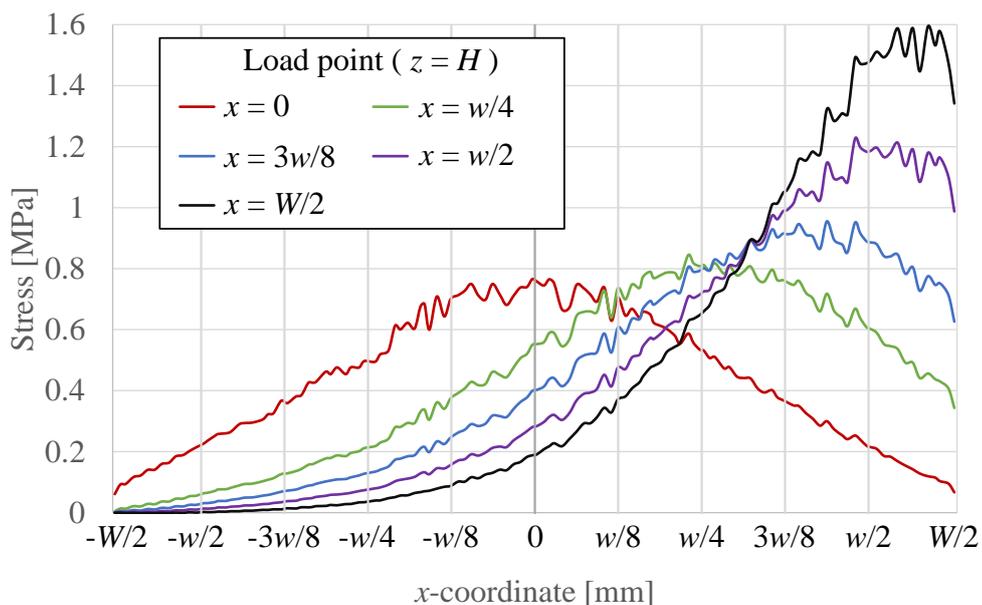


Fig. 4-7 A stress distribution on a tooth root fillet

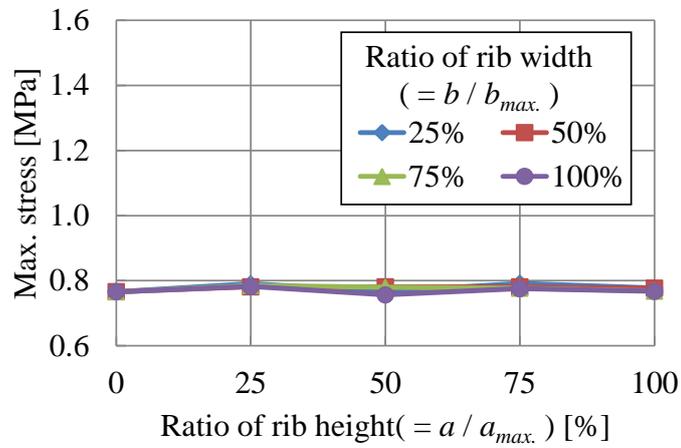
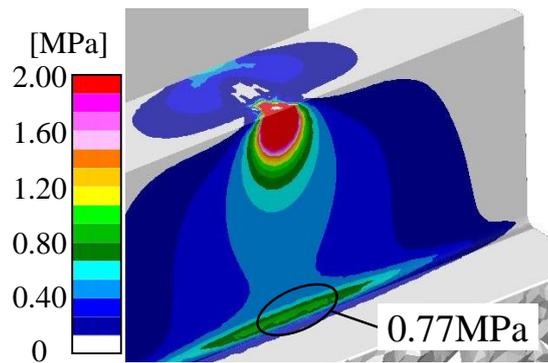
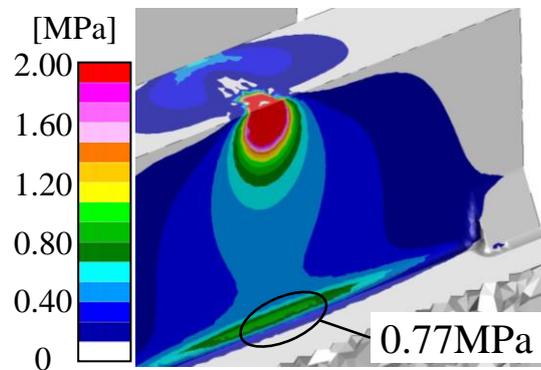


Fig. 4-8 The max. stress at the tooth root in each rib forms in the case loaded at the center of the tooth width($x=0$)



(a) The analysis in the no rib model



(b) The analysis in the rib height 25%, width 50%

Fig. 4-9 Stress distributions in the case loaded at the center of the tooth width($x=0$)

ここで歯幅中央($x=0$)の歯先に荷重点があった場合のリブの有無による歯元応力の変化について検討を行う。解析結果を図 4-8 に示した。この結果をみるとリブ形状変化およびリブの有無に関わらず、歯元における 0.77MPa 程度になっていることがわかる。応力は要素の重心の位置の値を採用している。歯元部の歯幅方向 (x 軸方向) の分布を確認するためにその部位の要素の観察を行っておりますが、要素分割の関係で x 軸方向に隣り合う要素で z 軸方向に要素サイズ分の重心位置のズレが生じているため応力分布の振動がみえて前章までは歯とリブの部分を CAE モデルの弾性体として扱っている。また、図 4-9 に応力分布図の一例を示したが、リブの有無に関わらず、応力分布もほぼ変わらない。つまり、歯幅が十分に広い歯車であった場合、リブによる応力変化の影響はうけないことがわかる。したがってリブの目的である歯幅全体での歯元応力の均一化を考えると、リブにより歯元およびリブ周辺の応力が 0.77MPa 程度以下になっても、歯幅中心付近から破損することになる。したがって、リブによる応力低減の限界は、今回の解析モデルの場合は 0.77MPa 程度であることがわかる。

4.5.2 歯端部付近に荷重点がある場合の歯元応力

2章で述べたようにリブによる効果は歯幅端部付近に荷重点がある場合であることがわかっているため、その時の応力分布について検討を進める。初めに歯端部荷重 ($x=w/2$) におけるリブの有無による歯元応力への影響を観察する。図 4-10 に示すように、リブ幅 $b/b_{max}=0\%$ 、リブ高さ $a/a_{max}=0\%$ はリブのない一般的な歯車を示すが、その時の歯元応力は 1.22MPa を示しており、前節の基準となる歯元応力の 1.58 倍($=1.22\text{MPa}/0.77\text{MPa}$)程度の値を示すことがわかる。対して、リブがある場合、今回解析を遂行したどのリブ形状でも歯元応力は 1.1MPa 以下であり、応力が約 10% 以上低減して、歯すじ方向の荷重移動に対する応力変動が抑えられることがわかり、リブ幅 $b/b_{max}=100\%$ 、リブ高さ $a/a_{max}=100\%$ においては、歯元応力は 0.76MPa であり、歯幅中央に荷重点がある場合の歯元応力 0.77MPa とほぼ等しく、歯幅方向への荷重点移動に対する歯元応力の均等化ができています。したがって歯幅端部付近におけるリブによる応力低減効果があり、歯幅方向に対して曲げ応力の均等化ができることがわかる。

次に歯端部荷重 ($x=w/2$) におけるリブ形状を変化させたときの歯元応力への影響を観察する。図 4-10 に示すように、リブ高さ a/a_{max} ($=25\sim 100\%$)が一定で

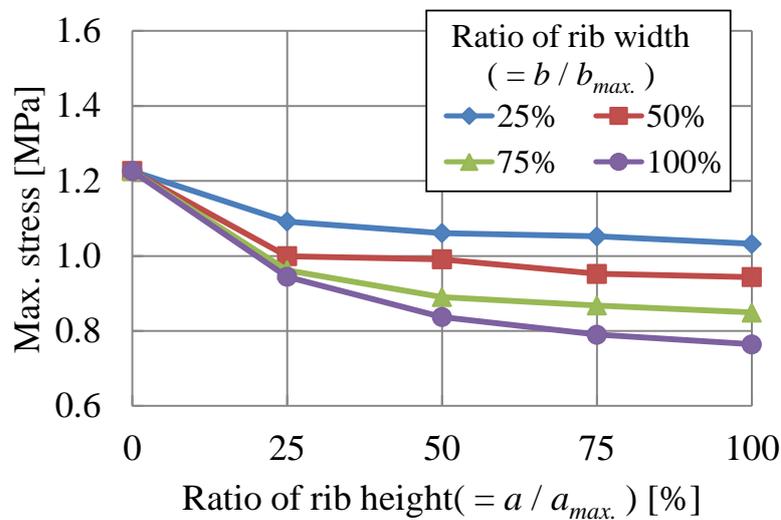


Fig. 4-10 The max. stress at the tooth root in each rib forms

あるとき、リブ幅 b/b_{max} が大きくなるにつれて歯元応力が小さくなる傾向にあることがわかる。逆にリブ幅 b/b_{max} が(=25~100%)が一定であるときも、リブ高さ a/a_{max} が大きくなるにつれて歯元応力が小さくなる傾向にある。したがって、リブが大きくなると歯元応力は小さくなることがわかる。これはリブが大きくなるにつれて歯元の剛性が大きくなり、応力低減につながる。歯元応力の低減量に着目すると、リブ高さ $a/a_{max}=100\%$ の場合、リブ幅 b/b_{max} が 25% から 100% に変化すると歯元応力は 1.05MPa から 0.75MPa となり、0.3MPa 減少することがわかる。しかし、リブ幅 $b/b_{max}=100\%$ の場合、リブ高さ a/a_{max} が 25% から 100% に変化すると歯元応力は 0.95MPa から 0.75MPa となり、0.2MPa 減少する。これらの減少量の差を見るとリブ幅 b/b_{max} を変化させたときのほうが歯元応力の減少量が大きい。したがって、リブ高さ a/a_{max} を変化させるよりもリブ幅 b/b_{max} を変化させたときのほうが歯元応力への影響は大きいことがわかった。

4・5・3 リブ下部の応力

次にリブ形状を変化させたときのリブ下部の応力への影響を観察する。図4-11に示すように、リブ幅 b/b_{max} (=25~100%)が一定であるときも、リブ高さ a/a_{max} が大きくなるにつれてリブ下部の応力が大きくなる傾向にある。逆にリブ高さ

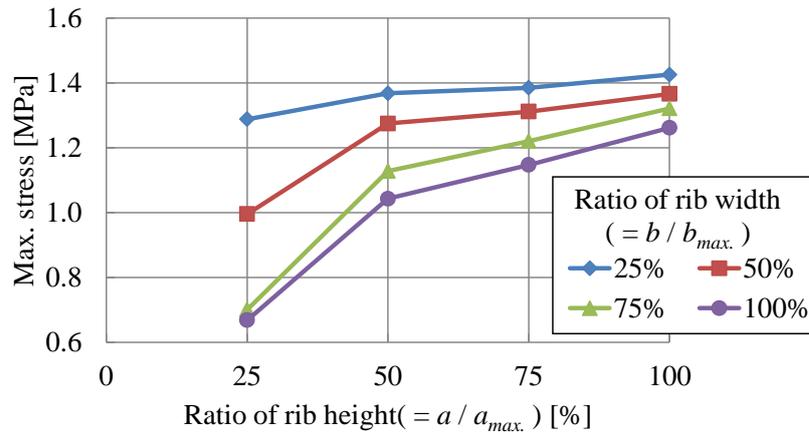


Fig. 4-11 The max. stress at the rib root in each rib forms

a/a_{max} . (=25~100%)が一定であるとき、リブ幅 b/b_{max} .が大きくなるにつれてリブ下部の応力が小さくなる傾向にあることがわかる。これはリブ高さ a/a_{max} .が大きく、もしくはリブ幅 b/b_{max} .が小さくなった時、鈍角であるリブ下部のリブと歯元の図 4-3 中の接続角 θ_r が小さくなり 90° に近づくことに起因していると思われる。つまりは切り欠き係数が大きくなったために応力が大きくなってきてしまっていると考えられる。しかしこの場合、リブ高さ a/a_{max} .を大きくすると歯元応力を低減できるが、リブ下部の応力は大きくなるというトレードオフの関係となってしまいうため、リブ高さの設定にはこのバランスを考慮する必要が示唆される。

ここでリブ幅とリブ高さを変化したときのリブ下部の応力の変化量を比べると、リブ高さ a/a_{max} .=100%の場合、リブ幅 b/b_{max} .が 25%から 100%に変化するとリブ下部の応力は 1.42MPa から 1.28MPa となり、0.14MPa 減少することがわかる。しかし、リブ幅 b/b_{max} .=100%の場合、リブ高さ a/a_{max} .が 25%から 100%に変化するとリブ下部の応力は 0.68MPa から 1.28MPa となり、0.6MPa 増加する。これらの応力変化量の絶対値を見るとリブ高さ a/a_{max} .を変化させたときのほうがリブ下部の応力の変化量が大きい。したがって、リブ高さ a/a_{max} .のほうがリブ幅 b/b_{max} .よりもリブ下部の応力への寄与度が高いことがうかがえる。

4.5.4 リブ上部の応力

次にリブ形状を変化させたときのリブ上部の応力変化を図 4-12 に示し、その影響を観察する。ただし図 4-12 において、リブ高さ a/a_{max} .=100% の解析結果は

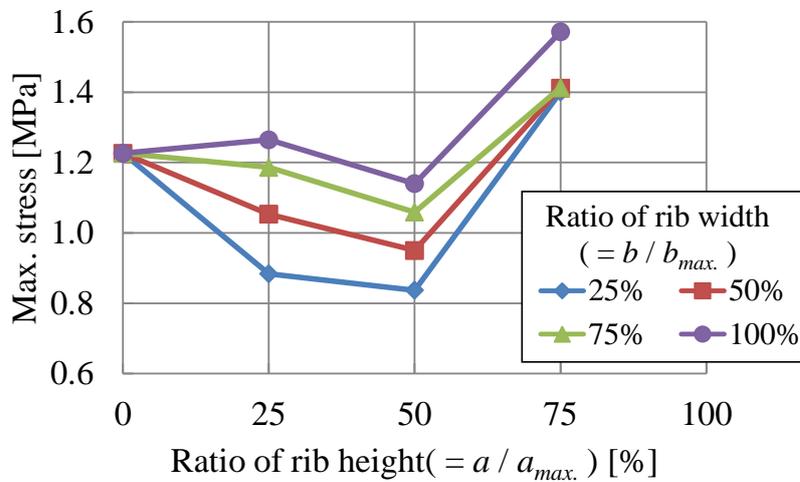


Fig. 4-12 The max. stress at the rib top in each rib forms

除いている。応力観察しているリブ上部が荷重点に近く、FEM 解析において荷重点周辺での（引張）応力を適切に観察することができないためである。

まずリブ幅 b/b_{max} の変化についての影響を観察すると、どのリブ高さ a/a_{max} においてもリブ幅 b/b_{max} が小さいほうがリブ上部の応力が小さいことがわかる。これはリブ幅 b/b_{max} の増大によりリブ下部周辺の剛性が高まっていることが影響しているものと考えられる。リブを付けた場合、リブ下部周辺の剛性が高くなるがリブより高い歯面部は剛性の変化がないため、リブ上部においてはこの剛性変化の境界点にあたり、応力集中しているものと考えられる。したがって、リブ幅が大きいほど、リブ下部周辺の剛性が高まるためリブ上部の剛性変化の境界点で発生する応力が大きくなってしまふものと考えられる。

リブ高さ a/a_{max} の変化についての影響を観察すると、どのリブ幅 b/b_{max} でもリブ高さ $a/a_{max}=25\sim 50\%$ においては、リブ高さ a/a_{max} が高いほうがリブ上部の応力が小さい傾向にある。しかし、リブ高さ $a/a_{max}=50\sim 75\%$ においては逆の傾向を示し、リブ高さ a/a_{max} が低いほうがリブ上部の応力が小さい。つまり、リブ高さ $a/a_{max}=50\%$ に極値を示すことがわかる。この理由として2つの現象が同時に起こっていると考えられる。1つはリブ幅 b/b_{max} と同様に、リブ高さ a/a_{max} が大きくなるとリブ下部周辺の剛性が高まるためリブ上部の剛性変化の境界点で発生する応力が大きくなってしまふものと考えられる。2つめは、リブ高さ a/a_{max} が大きくなると、鈍角であるリブ上部のリブと図 4-3 中の歯面の接続角度 θ_r が大きくなり

180°に近づく．したがって切り欠き効果の影響により，リブ高さ a/a_{max} が大きくなるとリブ接続部における応力の集中が緩和されることとなる．これら2つはトレードオフ関係になるため，リブ高さ $a/a_{max}=50\%$ に極値を示すようになったと思われる．

4.5.5 最適リブ形状の導出

4.5.1～4.5.4 節までで，リブ形状を変化させたときの歯元，リブ下部，リブ上部の応力変化をそれぞれ個別に観察した．しかしながらこれらの応力は個別に発生することはなく，歯車全体を見たときには同時に発生している応力である．歯車の強度向上を考えたときに，リブの無い一般的な歯車では面圧による破損を除くと歯元にしか折損に寄与する応力は発生しない．しかし，リブ付き歯車では図4に示すリブ周辺も含めた3ヶ所で応力が集中するため，それらの中で最も大きい応力を発生しているものが歯車の破損に寄与していると考えられる．4.5.3 節のようにリブ高さだけを上げるとリブ上部角 θ_r が増大する一方でリブ元角 θ_f が減少する．その逆に4.5.4 節のようにリブ幅だけを増大するとその逆の現象が生じ，それぞれでの応力集中の度合いがトレードオフの関係を示す．したがって，それぞれのリブ形状での図4-10, 4-11, 4-12 の応力を比較したときの最大値を抜き出し，その変化を図4-13に示した．これを見ると，リブ高

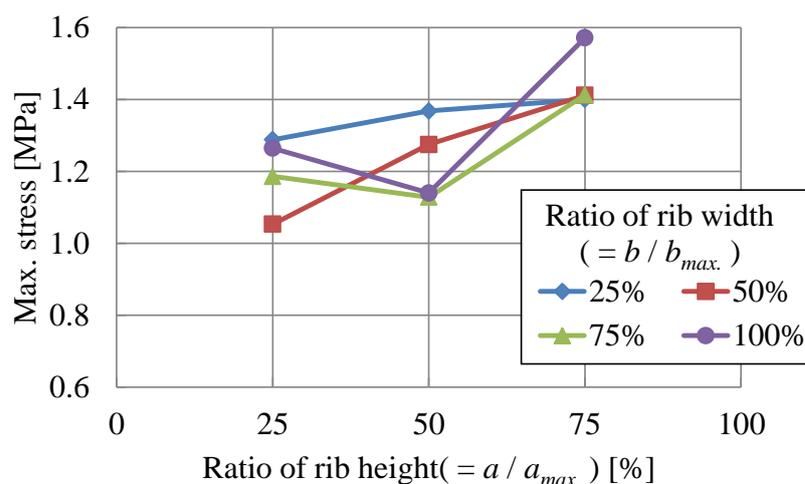
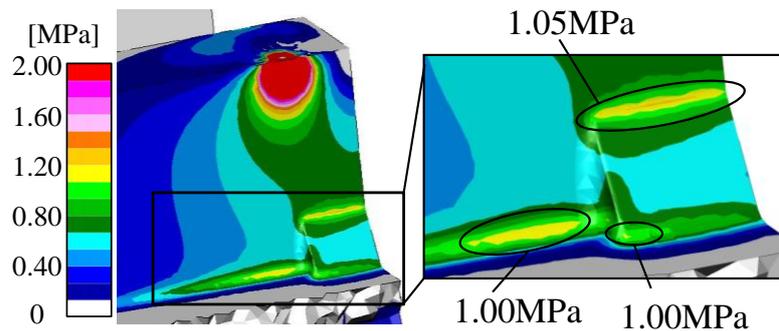


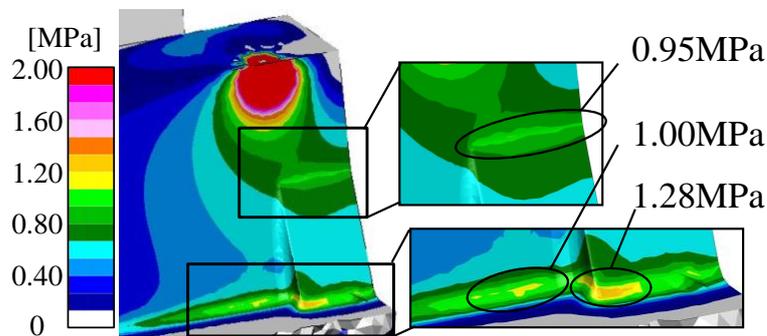
Fig. 4-13 The max. stress at three points (the tooth root, the rib root and the rib top) in each rib forms

さ $a/a_{max}=25\%$ ではリブ幅 $b/b_{max}=25\%$ において図 4-11 に示したリブ下部の応力が抜き出されているが、リブ幅 $b/b_{max}=50\sim 100\%$ では図 4-12 に示したリブ上部の応力が抜き出されている。リブ高さ $a/a_{max}=50\%$ ではリブ幅 $b/b_{max}=25\sim 75\%$ において図 4-11 に示したリブ下部の応力が抜き出されているが、リブ幅 $b/b_{max}=100\%$ では図 4-12 に示したリブ上部の応力が抜き出されている。リブ高さ $a/a_{max}=75\%$ では、どのリブ幅 b/b_{max} でも図 4-12 に示したリブ上部の応力が抜き出されている。いずれにしても図 4-10 に示した歯元応力が 3ヶ所の中で最大を示すことはなかった。最適リブ形状との観点から考えると、本章で解析した形状のなかでは図 4-13 で示す応力が最も低いリブ幅 $b/b_{max}=50\%$ 、リブ高さ $a/a_{max}=25\%$ である。図 4-13 を見る限り、リブ高さ a/a_{max} を 25%以下に下げるとさらに応力が下がる傾向に見えるが、図 4-12 に示したリブ上部の応力において、リブ高さ a/a_{max} が 25%以下に下がるとリブ上部の応力が上がってくるため、リブ高さ a/a_{max} を 25%以下まで下げたとしても歯全体を見たときの応力は下がることはないものと予想する。すなわち、歯端部($x=w/2$)に 9.8N の集中荷重を付与したとき、リブ無し歯車では、歯元部($x=w/2$)に最大応力 1.22MPa が生じる。一方、歯幅端部にリブを付与した場合、リブ厚 6.3mm($r=\pi m/2$)、リブ幅 1.05mm [$=(\pi m/2-2m \cdot \tan\alpha)/2 \times 0.5$]、リブ高さ 2.25mm($=2.25m \times 0.25$)のリブを歯幅端部に設置することによって、最大応力を 1.05MPa まで低減できる。ただし、最大応力の生じる場所はリブ上部に移動する。

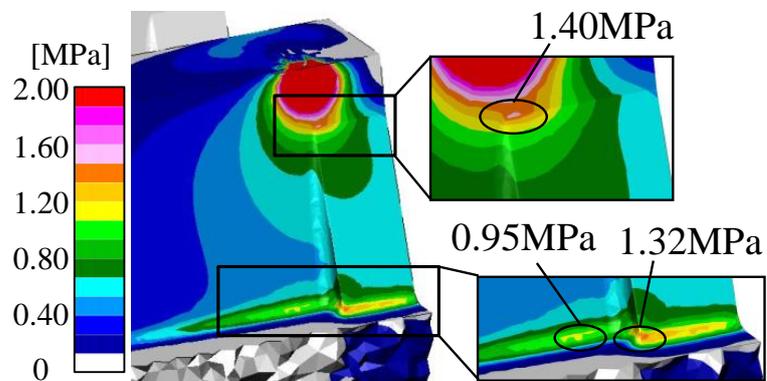
ここで、リブ幅 $b/b_{max}=50\%$ 、リブ高さ $a/a_{max}=25, 50, 75\%$ のそれぞれのモデルに解析での発生応力をカラーマップで示した図 4-14 で、応力分布を観察する。リブ高さ $a/a_{max}=25\%$ のモデル(図 4-14(a))では歯元、リブ上部、リブ下部の各部位でほぼ同一の 1MPa 程度の応力を示している。詳しくそれぞれを見ていくと、リブ上部においては歯幅方向にほぼ均一に応力が分布しているが、歯元ではリブより、リブ下部では歯幅内側よりの応力が大きいとの分布をしていることがわかる。リブ高さ $a/a_{max}=50\%$ のモデル(図 4-14(b))においてはリブ下部で他部位よりもやや大きい 1.28MPa を示しており、リブ高さ $a/a_{max}=25\%$ のモデルと同じく歯幅内側よりに応力が大きいとの分布をしている。リブ高さ $a/a_{max}=75\%$ のモデル(図 4-14(c))ではリブ上部で他部位よりも大きい 1.40MPa を示しており、他のモデル(図 4-14(a),(b))とは異なりリブ上部付近の応力分布は歯幅方向で均一ではなく、リブ歯幅内側よりに応力が大きくなっている。これはリブ上部が荷重



(a) The analysis in the rib height ($a/a_{max.}$) 25%



(b) The analysis in the rib height ($a/a_{max.}$) 50%



(c) The analysis in the rib height ($a/a_{max.}$) 75%

Fig. 4-14 Stress distributions in the rib width ($b/b_{max.}$) 50%

点に近いこと、応力の分散ができないためと考える。リブ下部においても他のモデル(図 4-14(a),(b))の同部位よりも大きい 1.32MPa を示しており、単一モデル内での応力分布の偏りが大きい。これらより、リブ上部においてはリブ高さ $a/a_{max.}$ が高ければ歯先の荷重点に近くなるため、歯幅中心側に応力が偏って集中してしまい、またリブ下部においてはどのようなリブ高さでも歯幅中央側に応

力がかたよって分布することがわかる。

以上が最適リブ形状の検討となるが、本章での検討は隅 R を 0.5mm で検討している。しかし、設計現場では応力低減を考える場合、単純に隅 R を大きくすることで応力集中を回避されることが多い。提案したリブ付き歯車についても同様に隅 R の拡大により歯元やリブ上部、下部に集中した応力を低減することが可能である。しかしながら本章で示した最適リブ形状の場合、リブ上部に応力集中している。この場合、リブ上部ではリブと歯面の接続部の隅部の開き角が十分に大きく隅 R の増大による応力低減効果はあまり期待できないもの考える。

4・6 結言

本章では提案のリブ付きスパイラルベベルギヤについて、リブ形状の変化による歯全体で発生する応力を 1DCAE に基づくラック形状の FEM 解析にて考察し、歯車の歯元応力を下げつつ、リブ周辺での応力集中による破損を避ける方策について検討した。結果を以下にまとめる。

- (1) 提案のリブ付き歯車において、三角形リブを歯幅端部に設置することにより、リブから十分に遠い歯幅中央付近に荷重点があった場合の歯元応力の低減はできないものの、歯幅端部付近に荷重点があった場合の歯元応力の低減を実現することができる。したがって、歯当たり移動を考えたとき歯幅端部付近に荷重点があった場合の歯面の応力を歯幅中央に荷重点があった場合の応力に近づけることで、歯面全体での応力の均一化を目指すことができる
- (2) 歯端部に三角形リブを付与することで、歯元だけでなく、リブ下部の歯底への接続部とリブ上部の歯面への接続部付近にも応力が集中するため、それら3ヶ所で生じる応力を考慮してリブ形状を検討する必要がある。
- (3) 三角形リブの高さを大きくすると歯元応力は低減するものの、切り欠き効果でリブ下部への応力集中が大きくなるため、これらのトレードオフ関係を十分に考慮する必要がある。リブ幅においては単純に大きいほうが歯元およびリブ下部の応力低減することができる。
- (4) 三角形リブ上部はリブより上の歯の剛性とリブがついた部分の歯の剛性の変化点となっており、リブ幅が大きくなるとそこにリブ上部の剛性の変化点に発生する応力も大きくなると考えられる。また、リブ高さの変化について

は、リブ幅と同じく剛性の変化の観点からリブ高さは低いほうが良いが、リブが低く過ぎると切り欠き効果によりリブ上部に応力が集中するようになるため、リブ上部での応力はリブがある程度の高さで極小値を示す。

- (5) 三角形リブの最適形状を考えたときに歯元、リブ上部、リブ下部の3ヶ所における応力を検討して、それらのトレードオフ関係を確認した上で、リブ幅とリブ高さを決定する必要がある。

参考文献

- 4.1) 齊藤雅博, 豊田真也, 廣垣俊樹, 青山栄一, 5 軸マシニングセンタで創成されるリブ補強された小型高強度スパイラルベベルギヤにおけるリブ部応力の考察, 設計工学, Vol.57, No.9 (2022), pp.465-480
- 4.2) Saito, M., Toyota, S., Hirogaki, T. and Aoyama, E., Consideration of features and the optimal form of rib of a small and high-strength spiral bevel gear fabricated using five-axis controlled machining center, Proceedings of The 10th International Conference on Leading Edge Manufacturing in 21st Century (LEM21) (2022), No.D12, pp.1-4
- 4.3) 小路博, 松本将, 小林徹, 浸炭焼入れ歯車の最適表面硬化層厚さについて, 日本舶用機関学会誌, Vol.10, No.8 (1975), pp.672-680.
- 4.4) 戸部俊美, 加藤正名, 井上克巳, 平歯車の歯のたわみに及ぼす基礎部変形の影響について, 日本機械学会論文集, Vol.39, No.327 (1973), pp.3473-3480.
- 4.5) 宮近幸逸, 小田哲, 小出隆夫, 藤原伸二, 薄肉平歯車の曲げ強度評価, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.61, No.582 (1995), pp.386-391.
- 4.6) 中村眞実, 土屋圭一郎, 蓮沼将太, 小川武史, 中高強度鋼の疲労限度に及ぼす平均応力および応力集中の影響, 材料, Vol.65, No.3 (2016), pp.228-232.
- 4.7) 三木千壽, 舘石和雄, 奥川淳志, 藤井裕司, 鋼床版縦リブ・横リブ交差部の局部応力と疲労強度, 土木学会論文集, Vol.1995, No.519 (1995), pp.127-137.
- 4.8) 梅沢清彦, 歯車のための有限幅ラック形片持はりのたわみと歯元応力 (第2報, 歯元応力と実験), 日本機械学会論文集, Vol.37, No.297 (1971), pp.1041-1050.

第5章 リブ形状の応力と歯のたわみの多目的最適化

5.1 緒言

前章まででも述べたように、リブ付きスパイラルベベルギヤは従来にない歯車の構想であるため従来の歯車強度の考え方などをそのまま適用することができず、リブ付きスパイラルベベルギヤに向けた新規の設計手法の確立が必要となる。前章では、歯元とリブ部で生じる両応力のバランス良い設計をするために、三角形のリブを歯幅端部に設置することを前提に、歯元およびリブ周辺の応力分布の解明に基づくリブサイズの決定を目指し、1DCAEでラック形状のFEMモデルにより、リブ形状の検討を遂行した。その結果、歯元とリブ周辺で生じる曲げ応力の関係を解明でき、リブ形状の設計指針を得ることができた。

ここで改めてスパイラルベベルギヤの破損を考えると、スパイラルベベルギヤは負荷により歯すじ方向に実歯当たりが移動^{5.1)}するため、高荷重運転時に歯幅方向の端部への抜けが発生することで強度低下を生じることが知られている。歯当たりが移動の要因としては歯のたわみについても重要となるが、前章までは応力と歯の変形の両面を同時に着目した検討には至っていなかった。

したがって本章^{5.2.5.3)}では、三角形のリブを歯幅端部に付加することを前提に、1DCAEの考え方を基にしたラック形状のFEMモデルにより解明した歯元とリブ周辺で生じる曲げ応力と歯のたわみの関係について報告する。加えて、前章までは解析を中心に取り扱い、実機での応力測定までには至っておらず、解析と実機の比較にまではいたっていないため、三角形リブを付与したリブ付きピニオンを製造し、静的負荷荷重をかけて応力測定し解析結果と対比することでリブの効果について検討を遂行する。

5.2 三角形リブを付与したリブ付き歯車の設計指針

5.2.1 歯車にリブを付加する場合のリブの役割とリブ最小幅を考慮したその設計

隅部を有する構造物は外力が加わると隅部において大きなひずみが生じやすく、そこに大きな応力集中が生じる。これを防ぐように隅部の局所的なひずみを抑制し応力集中を避け、あるいは構造物全体の剛性を増すために、隅部に局所的なひずみが生じないようにリブを配置する。歯車においては歯車が曲げ荷重で破損する場合は歯

元すみ肉部、危険断面部分から亀裂が生じることがわかっている。したがって、この危険断面部分に応力集中を緩和できる形状のリブを配置することが目的となる。一般的な構造物では最も応力集中している部分にリブを配置することが通例と考えるが、リブ付き歯車の特徴的な点として、リブが歯幅端部にしか配置できないためリブから遠い歯幅中央部の歯元の応力集中を緩和することができないことがある。歯車の歯面荷重は歯幅方向に分布して存在することを考えると、リブ付き歯車は歯端部の歯元の応力を単純に小さくし歯の剛性を高めるだけでは、分布していた荷重が歯幅中央部に集中することになり、結果的に歯幅中央での歯元の応力集中を大きくする結果となりえる。したがって、リブ付き歯車では単に歯幅端部の歯元の応力集中を回避するのではなく、歯端部の歯をある程度たわませることで歯幅全体として歯面荷重を等分布として受け持つようにできるリブ形状が最適であると考えられる。その一方でリブ最小幅を確保すると歯端部の剛性が歯幅中央部に対して高くなることが予想される。2章ではリブの歯たけ方向の高さを歯たけと等しくして検討を進めた。その結果、歯幅方向のリブ幅は非常に小さい(例えばモジュール $m=4$ の場合だと、 $\pi m/16=0.7\text{mm}$) 程度でも十分な歯元応力の低減効果を示すことが判明した。しかしながら自動車用歯車などで想定される歯面損傷対策として浸炭焼入れを採用するギヤの場合は薄肉リブでは過浸炭による割れが懸念されるため、その防止のため乗用車用を想定すると最低でもリブ幅=2mm以上を確保する必要があることも判明した。そこで本報では過浸炭を防ぐリブ幅を確保しながら、リブの歯たけ方向の高さを円周方向に変化させた三角形リブを検討することにした。

5.2.2 三角形リブ形状の検討のための基本指針

本章では前章と同様にラック形状モデルの FEM 解析を用いた三角形リブの効果の考察を遂行する。前章までで、リブから十分に遠い歯幅中央部の荷重に対するリブの応力低減効果は得られず、歯幅端部の荷重においても、歯元応力の低減においては歯元周辺のみをささえる小さいリブで十分にリブの応力低減効果が得られることがわかっている。しかしながら、前章まででは歯元応力にのみ着目しており、リブを付加したことで発生したリブ部周辺の歯元応力と歯のたわみについての検討は至っていない。そこで本報ではリブ形状を三角形にした場合について、歯のたわみについても検討を進め、さらに歯元応力については歯車を試作して 1DCAE の結果と比較検討を遂行する。

5.2.3 リブ付きスパイラルベベルギヤの設計・製造方法およびその確認試作

改めて、リブ付きスパイラルベベルギヤの設計・製造方法を考えると、リブ付きピニオンを有するスパイラルベベルギヤ対の設計では歯車諸元に加えて、リブ形状の決定は特に重要となる。そこで実際の設計プロセスとして、歯車諸元の検討と並行してリブ形状の検討を設計図レスの開発上流で1DCAEにより遂行して仮決定し、次に仮決定寸法で3Dモデルに起こして詳細設計を進め再度FEM解析で細部寸法の調整することを想定している。次に製造プロセスとして、設計段階で作成したリブ付きピニオンの3DモデルをCAMに転送して5軸制御マシニングセンタで歯車部を製造することを想定している。かみ合わせる相手ギヤは歯数が多いため、製造性を考慮してフェイスホブやフェイスミルを使用した専用加工機で製造し、ピニオンとギヤともに浸炭焼き入れ処理を行った後で軸部や端面などの研磨、最後に歯面をラップ仕上げすることを想定している。製造確認・評価のための提案品の実機製造については2章に譲る。

5.3 リブ形状検討のための解析モデル

解析に用いたモデルおよび解析方法については前章と同様のものを用いた。したがって説明は前章に譲る。

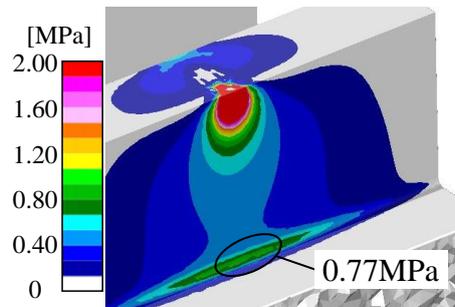
5.4 解析結果とその考察

5.4.1 基準となる歯幅中央部に荷重点がある場合のリブの形状の変化による歯元応力への影響

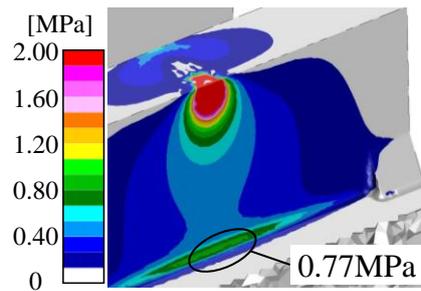
図5-1に歯幅中央($x=0$)の歯先に荷重点があるときに発生した応力の解析結果を示す。リブ付きモデルの解析結果の1例ではあるが、これをみると図5-1(a)のリブ無しモデルと比べ図5-1(b)のリブ付きモデルの応力分布はその領域の広さに微差はあるものの、荷重点付近の歯面上の特異点を除き応力の最大値は大差なく0.77MPaの歯元応力を示している。荷重点付近の歯面上に見られる特異点は、荷重を1点の集中荷重としてFEMモデルに与えているために生じたものだが、田中らは境界積分方程式法を活用して歯表面の応力分布について検討しつつFEM解析にて歯内部を含めた応力分布の検討を行うなかで、FEM解析にて歯面上に集中荷重を与えたときの荷重点付近の特異点が歯元応力への影響を考察しており、荷重点付近は大きい圧縮応力

が発生するが、歯面の歯先荷重のように荷重点から十分にとおい歯元部へ与える影響は小さいことがわかっている^{5.4)}。

図 5-2 の各リブ形状(リブ無しモデルも含め 13 水準)において同じ荷重条件, 歯幅中央($x=0$)の歯先に荷重点がある状態で解析し, 歯元に発生した応力の最大値を抜き出したものを示す. これを見るとすべての結果が 0.77MPa 程度であり, リブ形状の変化はリブから遠い歯幅中央($x=0$)の荷重点により発生する応力にはほとんど影響しないことがわかる. すなわち歯幅 b/m (例えば本報では $b/m=7.5$) が十分に広い場合には, 歯幅中央部付近の荷重における歯元応力は歯幅端部の形状の影響は極めて小さいことがわかる.



(a) A model without ribs



(b) A model with ribs ($b=B/4$, $a=3h/4$)

Fig.5-1 Stress distribution under the load at $x=0$ on the tooth tip in the tooth face.

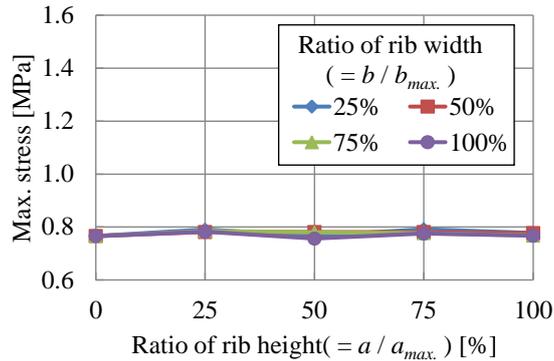


Fig.5-2 Influence of rib forms on the maximum stress at tooth root when the load point is $x=0$ on the tooth tip in the tooth face..

5・4・2 リブの形状の変化による歯先たわみの影響

次に図 5-3 に歯幅中央($x=0$)の歯先に荷重点があるときに発生した歯のたわみの解析結果を示す. 解析結果の 1 例ではあるが, これをみると応力の場合と同じく図 5-3(a) のリブ無しモデルと比べ図 5-3(b)のリブ付きモデルの歯のたわみの分布はリブの有無にほとんど依存しないことがわかる. 一方で図 5-4 に歯幅端部付近($x=w/2$)の歯先に荷重点があるときに発生した歯のたわみの解析結果を示す. 図 5-4(a)のリブ無しモデルでは歯幅端部の歯先が $0.078\mu\text{m}$ のたわみに対し図 5-4(b)のリブ付きモデルでは $0.074\mu\text{m}$ のたわみに減っていることがわかる. したがって, リブによりたわみが 5%程度減っていることがわかる.

ここで図 5-5 にリブ形状が変化したときの, 荷重点を有する歯直角断面(yz 平面)と歯の中立面(zx 平面)との交線上の歯先部の y 方向たわみを示した. 実線は歯幅端部付近($x=w/2$)の歯先に荷重点がある場合のたわみを示し, 点線が歯幅中央($x=0$)の歯先に荷重点があるときのたわみ(以降歯先たわみ)を示している. これをみると点線は 4 本の線がほぼ重なり水平の状態で, $0.058\mu\text{m}$ 程度を示しており, リブ形状の変化はリブから遠い歯幅中央($x=0$)に荷重点により発生する歯のたわみには影響しないことがわかる. すなわち歯幅 b/m (例えば本報では $b/m=7.5$) が十分に広い場合には, 歯幅中央部付近の荷重における歯のたわみはリブの形状の影響を受けないことがわかる. 対して, 実線の歯幅端部付近($x=w/2$)の歯先に荷重点がある場合ではリブ高さ($a/a_{max.}$)が高くなるのと比例して歯先のたわみが小さくなる傾向にあることがわかる. しかし, どのリブ形状($a/a_{max.}=0\sim 100\%$, $b/b_{max.}=0\sim 100\%$)においても, 歯幅端部付近($x=w/2$)の歯先に荷重点がある場合のたわみ(図 5-5 実線)は歯幅中央($x=0$)の歯先に荷重点がある

場合のたわみ(図 5-5 点線)よりも大きいこともわかる. すなわちリブを付加することで歯の剛性が高まり歯のたわみが小さくなる. 歯のたわみの量はリブの体積と相関がある. しかし本報で扱ったリブ形状では歯幅中央部と同じ歯の剛性を得ることはできなかった.

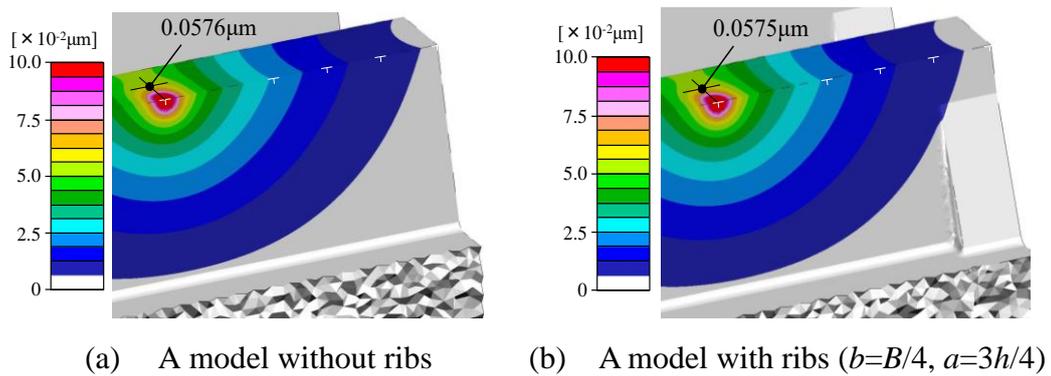


Fig.5-3 Tooth deflection distribution under the load at $x=0$ on the tooth tip in the tooth face.

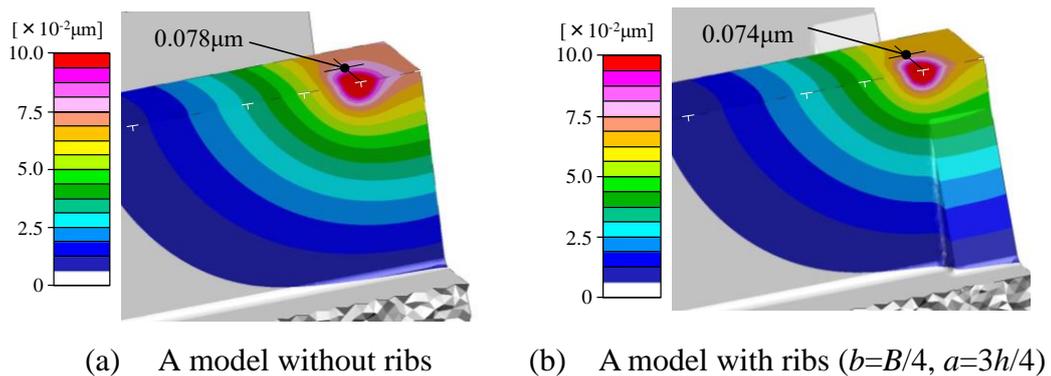


Fig.5-4 Tooth deflection distribution under the load at $x=w/2$ on the tooth tip in the tooth face.

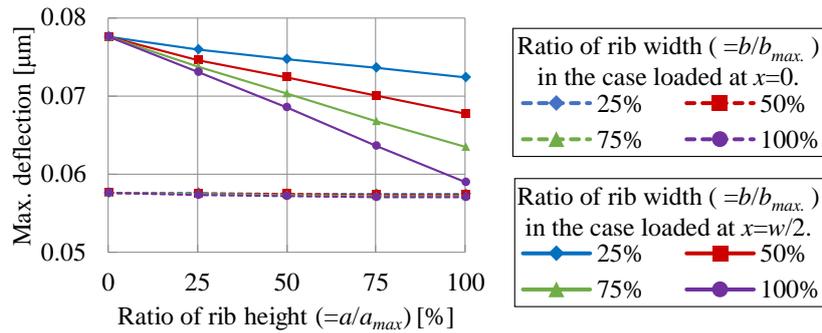
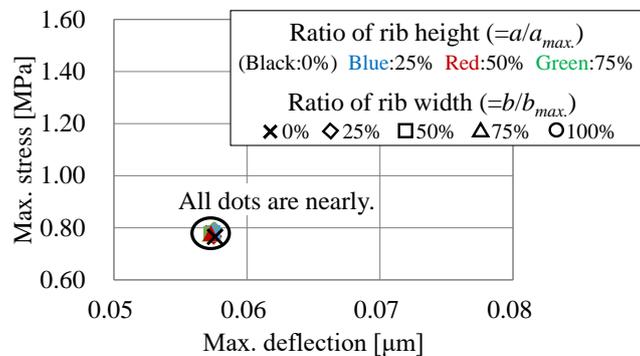


Fig.5-5 Influence of rib forms on the tooth deflection at tooth tip when the load point is at $x=0$, $w/2$ on the tooth tip in the tooth face.

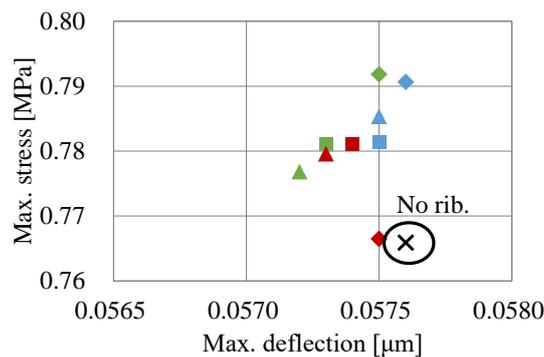
5.4.3 基準となる歯幅中央荷重における応力とたわみの関係性

つづいて図 5-6 に歯幅中央 ($x=0$) に荷重点があるときのリブ形状変化における歯元応力と歯先たわみの関係性を示した。これらの数値は図 5-2, 8 と一致する。図 5-6(a) の縦軸は 0.2MPa 刻みとし、縦弾性係数 206GPa を考慮したときの $1\mu\epsilon$ 程度のひずみとなる。つまり、リブ無しモデルを含めて本報で用意した 12 水準のリブ形状でリブ付きモデルの歯元応力の差は 1 目盛の半分の $0.5\mu\epsilon(0.1\text{MPa})$ にも満たない程度である。また図 5-6(a) の横軸の歯先たわみは $0.01\mu\text{m}(=10\text{nm})$ 刻みとしたが、これは歯たけ $H=10\text{mm}$ に対するせん断ひずみ 1ϵ と一致する。これについてもリブ無しモデル含め各リブ付きモデルの歯先たわみの差は 1 目盛の半分の $0.005\mu\text{m}(=5\text{nm})$ にも満たない程度である。したがって、リブ無しモデル含め各リブ付きモデルでの歯元応力と歯先たわみの関係性がほぼ一致していることがわかる。さらに図 5-6(a) の縦横軸の目盛を 20 倍にして詳細化した図 5-6(b) で詳細をみると、各モデルの歯元応力差は 0.03MPa 程度以下、すなわち 0.77MPa に対する 5% 程度以下ではあるものの、リブ無しモデルよりもリブ付きモデルのほうが歯元応力は若干大きい。これはリブにより歯が支えられることで、リブが無いときは端部に偏っていたひずみエネルギーの一部が有効歯幅部に若干移動したためと考える。また歯先たわみについては各モデルでの差は $0.0004\mu\text{m}(=0.4\text{nm})$ 、すなわち $0.0574\mu\text{m}$ に対する 1% 程度以下ではあるものの、リブ無しモデルよりもリブ付きモデルのほうが若干小さい。これはリブ無しモデルのときは歯がたわんでいたのに対し、リブにより歯が歯の基部に接続されることで歯のたわみが歯の基部の変形(基部の傾きやせん断変形)が抑制され、結果的に歯先の移動量が小さくなったものとする。これらの差は微小で、特に歯先たわみの差であった $0.0004\mu\text{m}(=0.4\text{nm})$ は FEM 解析で要素サイズの基本とした 0.5mm の 1×10^{-6} 以下であ

り計算精度の不確かさを含むと考える. このように詳細を見ると若干の違いはあるものの, その差は応力で5%以下, 歯のたわみで1%以下であるため差はほぼないと言える. したがって, リブから十分に遠い歯幅中央付近に荷重点がある場合の発生応力や歯の変形に対して, リブは影響しない. すなわち歯幅 b/m (例えば本報では $b/m=7.5$) が十分に広い場合には, 歯幅中央部付近の荷重における歯元応力は歯幅端部の形状の影響を受けないことがわかる. したがって, この 0.77MPa , $0.057\mu\text{m}$ を基準に応力とたわみの変化を比率で観察することで, 荷重点が変化した時の応力とたわみの変化及び, リブ形状の変化による影響を対比的に観察することで検討を遂行する.



(a) Main view



(b) Detail view

Fig.5-6 The relationship between the tooth root stress and the tooth deflection in each rib shape model under the load at a tooth width center ($x=0$) on the tooth tip in the tooth face

5・4・4 歯幅端部荷重における3箇所の応力集中と歯先たわみの関係性

図 5-7 にそれぞれのリブ形状を持つ解析モデルの有効歯幅端部($x=w/2$)の歯先に荷重点があるとき解析結果を示す。一般的なリブのない歯車においては、歯すじ方向に一様な形状をしており、凹凸形状などの応力集中する部位がないため歯元 R 部にしか応力集中しない。しかし、リブ付きモデルにおいては図 5-7 をみてもわかるように歯元 R 部に加え、リブ下部、リブ上部にも応力集中していることがわかる。すなわち、リブ付きモデルにおいてはこの 3 箇所の応力集中に注意して、リブ形状を検討する必要となる。したがって、有効歯幅端部($x=w/2$)の歯先に荷重点がある場合ではこの 3 箇所それぞれについてリブ形状の変化に伴う応力変化と歯先たわみについての観察を遂行する。

まず、図 5-8 にそれぞれのリブ形状を持つ解析モデルの有効歯幅端部($x=w/2$)の歯先に荷重点があるときの歯元応力の最大値と歯のたわみを示す。これを見るとリブ無しモデルで歯幅中央($x=0$)の歯先に荷重点があるときの歯元応力に対し 1.6 倍、たわみに対し 1.35 倍程度で他の解析結果に比べ最も大きい。したがって有効歯幅端部($x=w/2$)の歯先に荷重点があるときでは、今回の解析に使用したどのリブ形状でも歯元応力と歯のたわみの両方に対して低減効果があることがわかる。特にリブの歯元応力低減効果の歯のたわみ低減効果のあったリブ高さ比(a/a_{max})が 75%、リブ幅比(b/b_{max})が 100%の解析モデルでは、歯幅中央($x=0$)の歯先に荷重点があるときの歯元応力に対し 1.02 倍、たわみに対し 1.11 倍まで低減できた。また、その歯元応力と歯

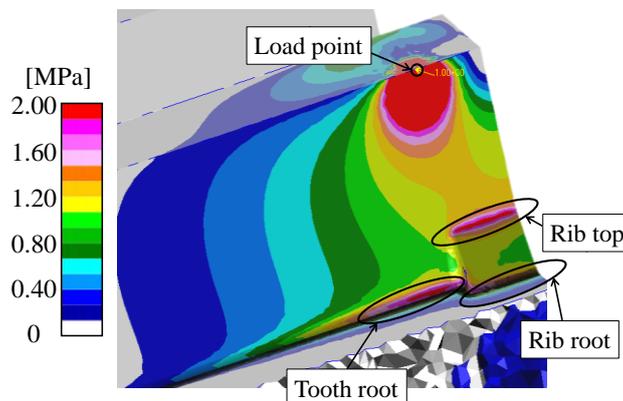


Fig.5-7 This is an analysis results showing stress distribution under the load at $x=w/2$ on the tooth tip in the tooth face.

のたわみの分布はリブ形状の変化傾向に関わらず、歯元応力と歯のたわみの関係に相関があることがわかった。

次に、図 5-9 にそれぞれのリブ形状を持つ解析モデルの有効歯幅端部($x=w/2$)の歯先に荷重点があるときのリブ下部の最大応力と歯のたわみを示す。これを見るとたわみとリブ下部の最大応力の間にリブ幅 b の変化に対し、比例関係があり、その傾きはリブ高さ a に依存することがわかった。

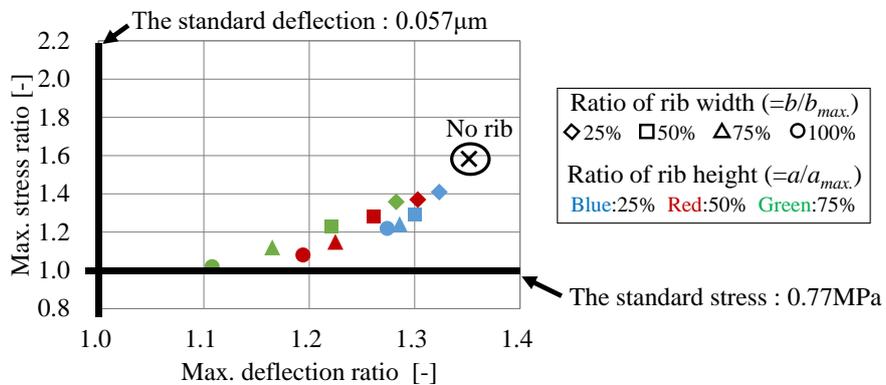


Fig.5-8 This is the relationship between the max. tooth deflection at a tooth tip and the max. tooth root stress under the load at $x=w/2$ on the tooth tip in the tooth face.

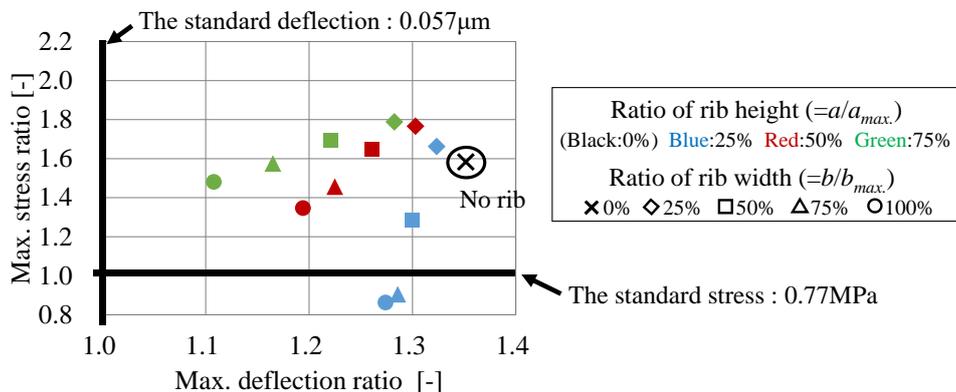


Fig.5-9 This is the relationship between the max. tooth deflection and the max. stress around rib root under the load at $x=w/2$ on the tooth tip in the tooth face.

さらに、図 5-10 にそれぞれのリブ形状を持つ解析モデルの有効歯幅端部($x=w/2$)の歯先に荷重点があるときのリブ上部の最大応力と歯のたわみを示す。これを見るとたわみと応力が反比例しており、リブ幅の増加により歯の剛性が増す代わりにリブ上部に応力集中したためと考える。また、リブ高さ比(a/a_{max})が 75%のときは荷重点とリブ上部が比較的近いいため、歯元やリブ下部と違い、荷重点付近の特異点の影響を受け FEM 解析結果として現実よりも大きい応力となっているとのことも考えられるが、定性的に考えるとリブ高さが高いほうが剛性も高いため歯のたわみとしてはおさえやすいものの、荷重点が近いためリブ上部に応力集中しやすいことが考えられる。歯元すみ肉部の応力集中係数は荷重が歯元に近くなると顕著に増大することも知られており^{5.5)}、ここからも荷重点が近い場合リブ上部に応力集中しやすいことが考えられる。

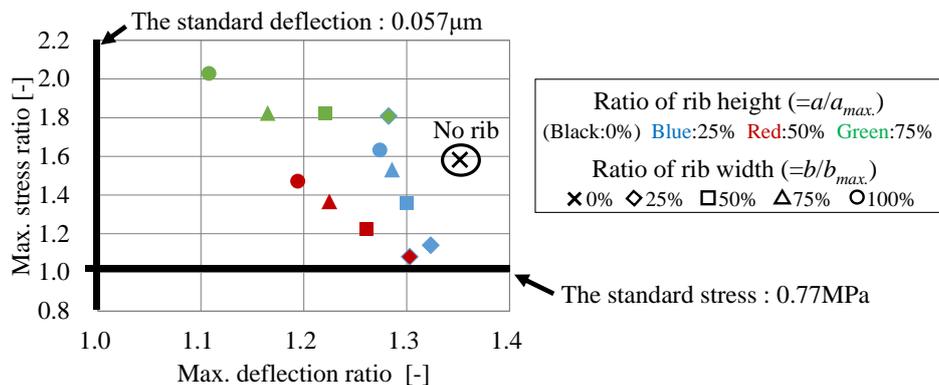


Fig.5-10 This is the relationship between the max. tooth deflection and the max. stress around rib tip under the load at $x=w/2$ on the tooth tip in the tooth face.

5.4.5 歯幅端部への荷重時におけるリブ付き歯車に発生する最大応力と歯先たわみの関係性とその考察

最後に、図 5-8, 5-9, 5-10 に示した各リブ形状での 3ヶ所に生じた応力のうちの最も大きい応力を抜き出したものを歯のたわみとの関係で図 5-11 にまとめた。これを見ると、有効歯幅端部($x=w/2$)の歯先に荷重点がある場合において、どのリブ形状でも歯のたわみは押さえることができるものの、歯に発生する最大応力としては下げられないリブ形状もあることがわかる。しかし、リブ形状を $a/a_{max}=25%$, $b/b_{max}=50%$ に設定すると、歯幅中央に荷重点があるときの歯元応力に対し 1.35 倍で、リブ無しモデルの 1.58 倍に対し、14% 程度の応力低減ができることがわかった。ただし、基準である歯

幅中央に荷重点があるときの歯元応力である 1.00 倍程度以下には下げることができない。これはリブを付加して図 5-8 に示すように歯元応力は下げられても、リブ下部やリブ上部に応力が集中してしまうためと考える。発生応力が 1.8MPa 付近で歯のたわみのみが違うリブ形状の水準がみられる。したがって、リブ形状の調整により同等レベルの応力を保ったまま歯のたわみの調整ができることがわかる。

以上より、リブ付き歯車はリブ形状を調整することで歯幅端部付近に荷重点があるときの発生応力の低減することができ、ひいては歯車強度の向上を達成できることがわかった。しかし、リブでは強化できない歯幅中央付近に荷重点があるときの歯元応力と同等レベルまでは応力低減できない。また、リブ形状を変化させることで、同等レベルの応力で歯のたわみの調整ができることがわかったため、リブ形状を調整することでリブ付き歯車の適用製品の使用環境にあわせた歯のたわみへとコントロールできることがわかった。

例えば自動車用においては、低騒音下のニーズを満たすために実かみあい率を向上する手法が有効である^{5,6,5,7}。その一方で、高荷重運転時に歯すじの外端部方向に実歯当たりが移動して歯幅方向の端部への抜けが発生することで強度低下を生じることが解明されており、その抑制のために軽荷重時の歯当たりを内端部側に寄せるための歯面修正などが必要となる。その場合は実かみあい率の低下を生じ、そのために軽荷重時に騒音が増大するような現象が生じる場合がある。いわゆる騒音特性の荷重依

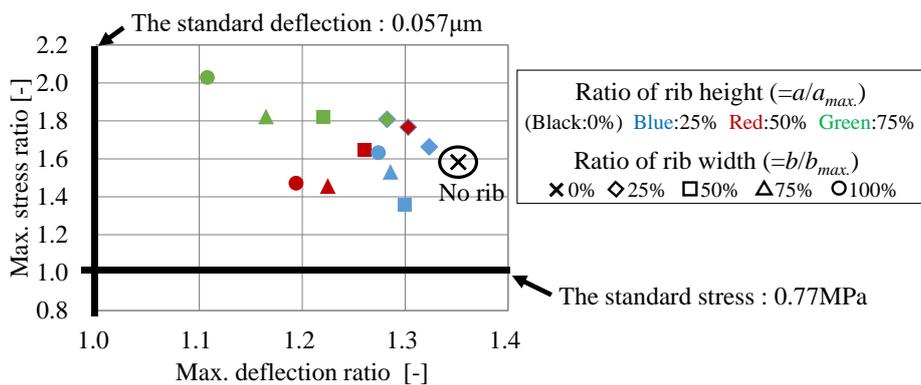


Fig.5-11 This is the relationship between the max. tooth deflection and the max. stress in a tooth under the load at $x=w/2$ on the tooth tip in the tooth face.

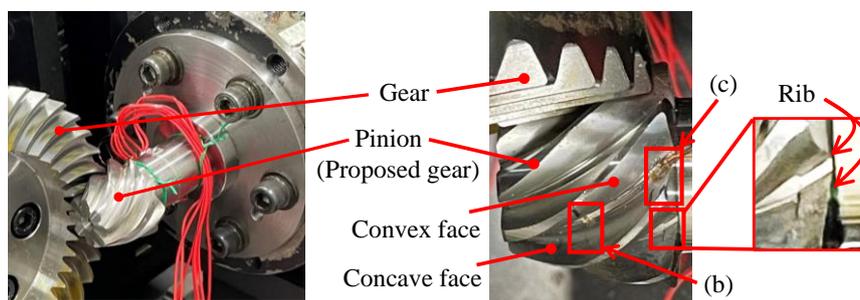
存性が生じ、その量産での管理が問題となる。その対応策として、軽負荷時からも歯当たりを歯幅中央部から十分に端部まで確保して実かみあい率を確保し、かつ高荷重時にも外端部に歯当たり抜けることがない設計の可能性が示されたものである。すなわち荷重依存性に対してロバストな低騒音であり、かつ高強度なベベルギヤを具現化できる技術であることがわかる。

5・4・6 試作したリブ付きピニオンと歯先集中荷重で発生する応力の実測にむけた実験条件

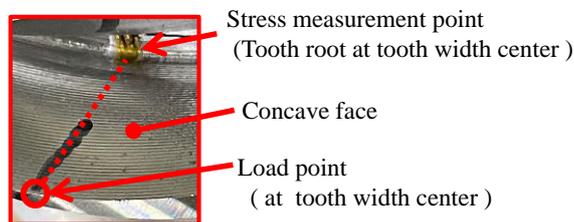
図 5-12 に試作したリブ付きピニオンを駆動試験装置(国際計測器社かみ合い伝達誤差測定機 ATM-460)に搭載しギヤにかみ合わせた状態を示す。試作したリブ付きピニオンはリブ形状を $a/a_{max}=25\%$, $b/b_{max}=50\%$ に設定した。ギヤ、ピニオンともに材質はクロムモリブデン鋼で、ピニオン歯数 8 枚、ギヤ歯数 41 枚、モジュール $m=4.22$, ギヤピッチ円径 173mm, 圧力角 19.5° , 有効歯幅 30mm, 歯幅中央のねじれ角 32.5° , 歯幅方向のリブ厚みは 3mm の歯車とした。歯形形状はカッタ半径 64mm のフェイスホブを使用したときの等高歯形状を再現した。加工には中型の汎用 5 軸制御マシニングセンタ(三井精機工業社製 Vertex550-5X)を使用した。応力測定にはゲージ長 0.2mm の単軸タイプの抵抗線式ひずみゲージ(共和電業社 KFRB シリーズ)を用いて、歯幅中央の歯元, 有効歯幅端部の歯元(図 5-7 に示す歯元部のリブ隣接側), 図 5-7 のリブ上部の歯面との接続 R 部(図 5-7 に示すリブ上部の幅の中央), リブ下部の隅 R 部(図 5-7 に示すリブ下部の幅の中央)の計 4 ヶ所に歯直角断面に平行になるように貼り付け、引張りひずみを計測して縦弾性係数 206GPa を乗じて応力に換算した。ひずみゲージの歯たけ方向高さは歯元すみ肉部においては Hofer の 30° 接線法で決定される位置、リブ上部, 下部については隅 R 中心位置になるように狙った。比較用にリブ無しピニオンも同様に用意し、ひずみゲージを歯幅中央の歯元, 有効歯幅端部の歯元の隅 R 部の計 2 ヶ所に同様に貼り付け計測した。ひずみゲージはブリッジボックスを介して動ひずみ測定器(共和電業社 DPM-613A)を介して FFT アナライザ(小野測器 DS-3000)に接続しひずみ量を計測した。荷重位置は 2 水準とし歯すじ凹面側の歯幅中央の歯先と有効歯幅端部の歯先にロードセル(A&D 社 AD-4932A-50N)で計測しながら 50.0N の集中荷重を歯面法線方向にそれぞれ負荷した。荷重方向は試作に用いた 5 軸加工用の 3D モデルにて荷重位置における歯面の法線方向を確認し、その方向に一致するように目視にて確認した。負荷時は図 5-12 の駆動試験装置にピニオンを搭載した

状態でピニオンが回転しないように固定した. なお, 負荷時にはピニオンとギヤはかみ合わせていない.

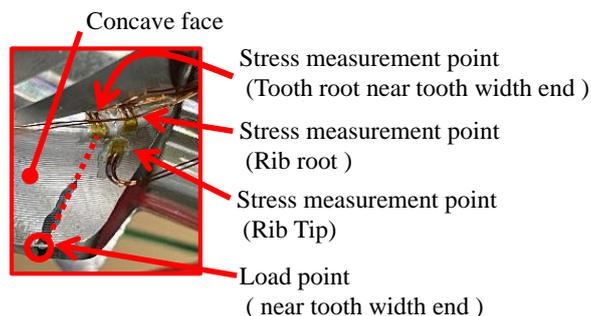
試作したリブ付きピニオンとギヤは, 熱処理ひずみの影響やリブ部の焼入れ時の割れなどのリスクを考慮し, 実用を想定したときに必要となる浸炭焼き入れ処理までは実行していない. 一般的に縦弾性係数への熱処理の影響は小さく実用上ほとんど影響しないため無視できる^{5,8)}とされており, 曲げにともなう変形やひずみ測定の応力換



(a) Gear supported by rib in an experiment



(b) Enlarged view around the tooth width center in (a)



(c) Enlarged view around the tooth width end in (a)

Fig.5-12 Experimental setup and positions of concentrated load and the stress with a strain gage

算に対する影響はないと考えている。本報でのひずみ測定で有意とした実測最小値は $10\mu\epsilon(2.06\text{MPa})$ 程度となる。これは後に示す図 5-13 の実機応力 σ_e 0.4MPa 程度に該当するが、図 5-13 の実機応力 σ_e は 50.0N 負荷し実測した応力から換算した 9.8N 負荷した場合の応力を示している。実測の最小値 $10\mu\epsilon(2.06\text{MPa})$ 程度は抵抗線式ひずみゲージではゲージ率の大きく微細応力の測定に向けた半導体式ひずみゲージには精度面で劣るが、歯車の歯元応力測定で $3\sim 8\text{MPa}$ ($14.6\mu\epsilon\sim 38.8\mu\epsilon$) 程度のひずみ測定事例^{5,9)}もあり、ひずみゲージは歯元すみ肉部の曲面部に張り付けるため初期ひずみを受けることになるため半導体式ひずみゲージでなく最大許容ひずみの大きい抵抗線式ひずみゲージを採用した。また、電氣的、経時的安定性を保つため、ひずみ測定ごとに校正値を確認しつつ、測定は 3 回計測し平均をとった。またひずみゲージの温度影響については、ピニオンの固定に用いた装置を駆動させず、周辺環境を $25\pm 2^\circ\text{C}$ 程度に空調管理し温度変化をしにくい環境を目指した。さらにこのひずみ測定は静的負荷となるため 10Hz 以下となる十分なローパスフィルタでも処理して、電氣的かつ周辺の微小な振動対策も遂行した。しかしながら測定精度については上記のように誤差対策をするも、ひずみゲージ、ロードセル、動ひずみ測定器などの測定精度、リブ付きピニオンとリブ無しピニオンとの製造誤差、荷重位置やその方向の誤差、加えてひずみゲージを手作業で張り付けていることによるひずみ測定位置の誤差もあるため、ひずみ測定結果には 10% 程度の誤差を持つと考える。

5.4.7 応力の実測結果の比較および考察

実機にて測定した応力を σ_e として、FEM 解析応力は図 5-6, 5-8, 5-9, 5-10 に示した解析結果を σ_f とし両者の関係を図 5-13 に示す。図中には実機応力 σ_e と解析応力 σ_f が一致する実線 ($\sigma_e = \sigma_f$) もあわせて示す。なお、図 5-13 の実機応力 σ_e は 50.0N 負荷し実測した応力から換算した 9.8N 負荷した場合の応力を示した。

まず歯幅中央の歯先に荷重をかけたとき(図中の No.3~4, No.9~12)の実機応力 σ_e に着目する。リブ無しピニオンの歯幅中央の歯元の実機応力 σ_e (No.4) は 0.50MPa を示しており、リブ付きピニオンの歯幅中央の歯元の実機応力 σ_e (No.12) は 0.44MPa を示し、若干ではあるが後者の結果はリブによる応力低減効果をうけているものと考えられる。しかしながら、荷重点から遠い歯幅端部付近での応力はリブ無しピニオンの歯幅端部の歯元の実機応力 σ_e (No.3) は 0.02MPa 、対してリブ付きピニオンにおいては歯幅端部の歯元、リブ上部、リブ下部の実機応力 σ_e (No.9,10,11) はそれぞれ 0.01MPa 、

0.02MPa, 0.02MPa を示しており、ひずみの実測値としてはほぼ検出されない誤差レベルの値でありほぼ応力は発生していないと考えられ、歯幅中央歯元の実機応力 σ_e (No.4,12) に比べても 5%未満でありほぼ応力は発生していない。

次にリブの効果が期待される歯幅端部の歯先に荷重をかけたとき(図中の No.1~2, No.5~8)の実機応力 σ_e の値に着目する。リブ無しピニオンの歯幅中央歯元の実機応力 σ_e (No.2) はリブ付きピニオンの同位置の実機応力 σ_e (No.8) とで、それぞれ 0.01MPa から -0.01MPa を示しておりほぼ応力は発生していない。しかしリブ無しピニオンの歯幅端部の歯元の実機応力 σ_e (No.1) は 0.91MPa を示しており、歯幅中央の歯先に荷重をかけたときの歯幅中央の歯元の実機応力 σ_e (No.4) 0.50MPa に比べると 1.8 倍ほどの応力を示している。対して、リブを付加すると歯幅端部の歯元の実機応力 σ_e (No.5) は 0.61MPa となり、リブ無しピニオンの歯幅端部の歯元の実機応力 σ_e (No.1) に対して、33%の応力低減効果があることがわかる。加えて、リブの上部とリブ下部の実機応力 σ_e (No.6,7) は 0.37MPa, 0.36MPa を示しており、これらは歯元応力よりも小さいためリブ周辺が最弱部になっていないことがわかった。

さらに解析結果との比較を遂行する。図 5-13 をみると No.1, No.4~7, No.12 は $\sigma_e = \sigma_f$ の実線上にはなく、0MPa 付近を除き、実機応力 σ_e は FEM 解析値 σ_f よりも小さい。要因として FEM 解析値 σ_f では主応力をとっているのに対し、実機応力 σ_e は歯たけ方向の応力を測定していることの差が考えられるが、Winter らによるスパイラルベベルギヤにおける応力方向の検討も含めた歯元応力の測定実験^{5.10)}によると、荷重点と歯筋方向位置が一致する部位の歯元応力は、歯たけ方向に応力が発生するものの、歯すじ方向では応力がほぼ発生していないことがわかっている。一方で荷重点と歯筋方向位置が離れた位置での歯元応力では、応力方向が入れ替わり歯たけ方向には応力がほぼ発生せず歯すじ方向のみで応力が発生する。しかしその値は歯先の荷重点位置の直下の歯元部の歯元応力の 5%程度とされる。本報の場合では図 5-13 より、No.1 の歯元の実機応力 σ_e が 0.91MPa であるが、No.1 は荷重点位置とひずみ測定位置が歯筋方向で一致しているため、歯すじ方向の応力はほぼ発生しないため主応力とほぼ一致する。しかし、No.2 については歯形方向の応力は 0.01MPa 以下程度でほぼ発生していないが、歯すじ方向に最大で No.1 の 0.91MPa の 5%、つまり 0.046MPa の応力が発生している可能性がある。しかし歯たけ方向と歯すじ方向の応力を 2 乗平均で合算しても 0.047MPa であり無視できる程度と考える。

実機応力 σ_e と FEM 解析値 σ_f の差の別要因として、FEM 解析モデルがラック形状で

あるのに対し試作品がスパイラルベベルギヤ形状であるとの形状差にあると考える。スパイラルベベルギヤは凹歯面と凸歯面がかみあうとの特徴があり、歯車諸元の詳細をみると、解析モデルと試作品では歯形形状が一致していないのに加え、圧力角の違い、歯すじの凹凸曲面の違い、さらに歯すじに沿って歯たけ定数(=全歯たけ/モジュール)が変化するなどの影響を考慮する必要があると考える。そこで FEM 解析モデルの歯車諸元と試作品の歯車諸元の歯元応力を従来の歯元応力計算の実用式にて計算しそれらの差を検討する。はすば歯車の歯元応力計算の実用式として梅沢の歯元応力分布の近似式^{5.11)}を使用することで近似できるとされているが、スパイラルベベルギヤでは歯すじが曲率を持つため、スパイラルベベルギヤの歯元応力計算の実用式として新井らは梅沢の近似式をもとに標準歯たけ(歯たけ定数=2.25)の場合を対象にして、歯すじ曲率半径の影響を含む凹凸面および圧力角の影響を考慮する歯元応力分布の近似式を示している^{5.12)}。したがって、梅沢の近似式で計算した FEM 解析で使ったラック形状の歯元応力 σ_f' と新井らの近似式で計算した試作したスパイラルベベルギヤの歯元応力 σ_e' の両者比を調べると $\sigma_e'/\sigma_f' = 0.762$ となった。それを図 5-13 に破線で示す。計算は両者ともに同一の歯幅中央の歯先への集中荷重をかける前提とし、それに対する歯幅中央の歯元すみ肉部の応力を計算することとした。スパイラルベベルギヤの歯元応力 σ_e' については凹面側の応力計算を遂行している。ただし、近似式では歯車の軸に対する直角方向であるのに対し、本報では歯面に対する法線方向としているとの違いや梅沢の近似式では歯元すみ肉形状をホブ工具による創成曲線を前提にしているとの違いもあるため、それぞれの計算結果を σ_e'/σ_f' との形での比率にして扱った。

図 5-13 の破線に着目すると、リブ上部と下部の応力(No.6, 7)を除いて、歯元応力を評価した No.1,4,5,12 は破線付近に分布していることがわかる。それも破線の下側に存在しており、実機応力 σ_e が解析応力 σ_f を下回る結果であり完全には一致していない。リブ上部と下部(No.6, 7)については歯車形状となっていない実用式を適用できない。リブ隣接の歯元部(No.5)においてもリブが影響して応力が小さくなって生じた差と考える。歯幅中央の応力(No.4, 12)については、 $\sigma_e'/\sigma_f' = 0.762$ の計算においてスパイラルベベルギヤの試作品の歯元応力の近似式計算では歯車の外端部のモジュール $m=4.22$ を利用したが、試作したピニオンが等高歯であるため歯すじに沿って歯たけが一定なので歯たけ定数(=全歯たけ/モジュール)は試作したピニオンの外端部より歯幅中央部で小さくなり $\sigma_e'/\sigma_f' = 0.762$ がさらに小さくなるために生じた差と考える。ただし

どの場合も解析結果のほうが実機よりも安全側(応力値が大きく)に算出されており、設計の上流工程で指針を検討する上では十分な情報と考えられる。

一方、リブ付近の応力(No.6, No.7)は破線から遠いことがわかる。解析では歯幅端部の歯先に荷重をかけたときの歯幅端部の歯元の解析応力 σ_f (No.5)とリブ上部の解析応力 σ_f (No.6), リブ下部の解析応力 σ_f (No.7)は約 1.0MPa 程度で同等であったが、実機応力 σ_e (No.7)は歯幅端部の歯元の実機応力 σ_e (No.5)の 0.61MPa に対してリブ上部の解析応力 σ_f (No.6)は 0.37MPa であり 60%, リブ下部の解析応力 σ_f (No.7) は 0.36MPa であり 58%, と約 40%の差が生じている。これはリブ部の断面は歯形やラックの形状とは異なるため、上述の新井らの実用式だけでは十分な考慮ができていないことが考えられる。特に歯幅端部に荷重をかけたとき図 5-12(a)の端部の様子からもわかるように、ねじれ角の影響により実機での凹面荷重では歯直角断面の圧縮側にリブが付加される形状で歯の剛性がより高まることで実機応力 σ_e が解析応力 σ_f より小さくなるものと考えられる。本機の場合はピニオン側の凹面駆動を想定しており、これも解析結果が安全側に算出されているため指針としては有効な情報と考えられる。

以上より、歯の端部にリブを付加した新しいピニオンの検討において、詳細図面がない設計の初期段階での 1DCAE を基にした簡易 FEM モデルを使用した解析は歯元の応力低減の効果に対してある程度の定量的な検討が可能であることがわかった。その一方で、リブ部に対しては定性的に強化の効果を評価できるが、詳細設計に向けた定量的な評価にはより詳細な設計情報を用いた解析を必要とすることが判明した。

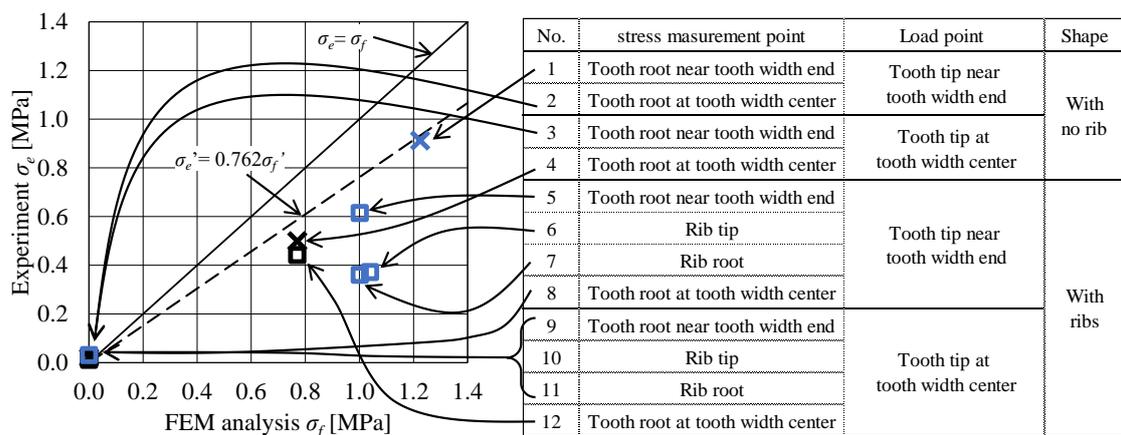


Fig.5-13 This is the comparing results relationship between calculated stresses and experimental ones.

5.5 結言

本章では三角形リブを有するスパイラルベベルギヤについて、リブ形状の変化が歯元とリブ部周辺の曲げ応力および歯のたわみに与える影響を考察した。結果を以下にまとめる。

- (1) 三角形リブ付き歯車では歯幅端部にリブを付けても、リブから十分に遠い歯幅中央歯先に荷重点があっても歯元応力の低減や歯のたわみの低減は期待できない。
- (2) 一方で歯幅端部歯先に荷重点がある場合、歯幅中央歯先に荷重点がある場合の歯元応力や歯のたわみと同等以下までは減らせないまでも、リブによる歯元応力低減効果や歯のたわみの低減効果があることがわかった。
- (3) 三角形リブ付き歯車では、荷重点が歯幅端部歯先にある場合の歯元応力は減らせるものの、リブ周辺、例えばリブと歯面が接続する部分やリブと歯元基部が接続する部分に応力集中が発生し、リブ形状に依存して歯元応力よりも高い応力が発生することもある。さらに、一般的なリブ無し歯車の歯元応力よりも大きい応力集中がリブ接続部付近に発生させるリブ形状もあり、リブにより破損強度が下がる可能性もある。したがって、リブ付き歯車の場合はリブ接続部付近の曲げ応力も考慮してリブ形状の設計をする必要がある。
- (4) 三角形リブ付き歯車を実際に試作し、実際に荷重を負荷して発生応力を実測した結果、1DCAE モデルを用いた FEM 解析結果は歯部では定量的な精度を確保されていることが判明した。一方、リブ部で生じる応力に対しては定性的な精度であり、定量的な評価にはより詳細な設計情報が必要であることが判明した。これらの知見を考慮しておけば、詳細な 3D モデルなどがまだ無い歯車諸元検討などを行う設計初期段階でリブ付き歯車の重要なパラメータであるリブ形状を検討するには、簡易モデルを用いた FEM 解析はリブ形状を見通しよく設計するのに有効であることがわかった。

参考文献

- 5.1) 新井典久, 河本滋, 広垣俊樹, 水本克典, 上西康弘, 曲がり歯傘歯車のかみあい特性について(グリーンソン式こう配歯曲がり歯傘歯車とエリコン式等高歯曲がり歯傘歯車の比較), 日本機械学会論文集 C 編, Vol.57, No.540(1991), pp.2703-2708.

- 5.2) 齊藤雅博, 豊田真也, 廣垣俊樹, 青山栄一, 5 軸制御マシニングセンタで製造する小型高強度リブ付きスパイラルベベルギヤの三角形リブが歯の曲げ強度とたわみに与える影響, 日本機械学会論文集, Vol.88, No.915(2022), p.22-00195, pp.1-14
- 5.3) Saito, M., Toyota, S., Hirogaki, T. and Aoyama, E., Consideration of the optimal form of rib by observing the stress and the tooth deflection of a small and high-strength spiral bevel gear fabricated using five-axis controlled machining center, Proceedings of 2022 5th International Conference on Mechanical Manufacturing and Industrial Engineering (MMIE 2022) (2022), ME22-4010, pp.1-6
- 5.4) 田中道彦, 藤井寛二, 安西理央, 歯車強度設計への境界積分方程式法の応用 (第3報, 角点処理と解析精度の向上について), 日本機械学会論文集 C 編, Vol.62, No.595 (1996), pp. 1068-1073.
- 5.5) 会田俊夫, 寺内喜男, 平歯車の曲げ応力について(第2報, 歯の応力集中係数と曲げ応力計算式), 日本機械学会論文集, Vol.27, No.178 (1961), pp. 862-868.
- 5.6) 廣垣俊樹, 青山栄一, 上西康弘, 橋元幸治, 新田和則, 新井典久, エリコン式曲がり歯傘歯車の動的挙動に関する研究 : 実駆動時の回転方向振動について, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.62, No.597(1996), pp.1998-2004.
- 5.7) Uenishi, Y., Aoyama, E., Nakata, Y., and Hirogaki, T., Dynamic Behavior of Spiral Bevel Gears (Rotational Vibration of Gears under running Conditions), Proceedings of 7th International Conference on Vibrations in Rotating Machinery IMechE2000 (2000), pp. 223-231.
- 5.8) 渡辺聡, 弾性係数におよぼす熱処理の影響, 日本機械学会誌, Vol.72, No.608 (1969), pp.1249-1253.
- 5.9) 小田哲, 永村和照, 青木浩二, 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, Vol.46, No.411 (1980), pp. 1432-1443.
- 5.10) Winter, H. and Paul, M., Influence of relative displacements between pinion and gear on tooth root stresses of spiral bevel gears, Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design ASME, Vol.107, No.1 (1985), pp. 43-48.
- 5.11) 梅澤清彦, はすば歯車の負荷かみあい試験 (第2報, 曲げモーメント分布の近似式), 日本機械学会論文集, Vol.38, No.310 (1972), pp. 1602-1608.

- 5.12) 新井典久, 河本滋, 広垣俊樹, 荒川伸夫, 外山和正, 橋元幸治, まがりばかさ歯車の歯元応力に関する研究, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.60, No.572(1994), pp.1397-1403.

第6章 リブ付きスパイラルベベルギヤの駆動特性の考察

6.1 緒言

前章まででも述べたように、リブ付きスパイラルベベルギヤは従来にない歯車の構想であるため従来の歯車強度の考え方などをそのまま適用することができず、リブ付きスパイラルベベルギヤに向けた新規の設計手法の確立が必要となる。前章では、三角形リブ付きピニオンを実際に試作し、実際に静的集中荷重を負荷して発生応力を実測し、1DCAEモデルを用いたFEM解析結果は歯部では定量的な精度を確保されていることを示した。一方、リブ部で生じる応力に対しては定性的な精度であり、定量的な評価にはより詳細な設計情報が必要であることが判明した。これらの知見を考慮しておけば、詳細な3Dモデルなどがまだ無い歯車諸元検討などを行う設計初期段階でリブ付きピニオンの重要なパラメータであるリブ形状を検討するには、簡易モデルを用いたFEM解析はリブ形状を見通しよく設計するのに有効であることがわかった。

歯車の歯元応力の実測は、すぐばかさ歯車にて歯元にひずみゲージを張り付けた歯車をかみ合わせて駆動させることで歯元応力と歯あたりの関係性を調査している研究例^{6.1)}みられ、はすばかさ歯車や本研究で扱っているスパイラルベベルギヤにおいても同様に実機を駆動させて歯元応力を測定している研究例^{6.2-6.4)}もみられる。スパイラルベベルギヤの実機を駆動させた状態での実験では特に、駆動時の歯元応力の時間的変化を観察されることが多く、スパイラルベベルギヤのかみ合いが進行する過程でかみ合い状態が変化することに注意している。しかし、1.1.5節でも述べたとおり本研究で取り扱っているリブ付きスパイラルベベルギヤにおける研究例などはない。リブ付きスパイラルベベルギヤはリブを付与することで歯の剛性などが通常のリブの無い歯車とは異なるため、応力の観察によるかみ合い状態や歯あたりの検討が重要であると考えられる。しかし前章までの検討は、リブを付与したピニオンとギヤをかみ合わせて駆動させておらず、歯車対として駆動させた時のリブの効果を観察するまでには至っていなかった。

したがって本章^{6.5.6.6)}では、前章で扱った実際に試作したリブ付きピニオンをギヤとをかみ合わせて駆動させ、その時の歯元およびリブ周辺での発生応力を測定することでリブ付きスパイラルベベルギヤの駆動特性について考察した。

6.2 試作したリブ付きピニオンとその駆動特性の検討にむけた実験装置および実験方法

6.2.1 試作したリブ付きピニオンとギヤ歯車対

前章にて示した試作ギヤセットを活用し、詳細は前章の5.4.6節および図5-12と同様である。

6.2.2 実験装置と駆動条件

図6-1に試作したリブ付きピニオンを駆動試験装置(国際計測器社製かみ合い伝達誤差測定機 ATM-460)に組付けた状態を示す。装置は両軸にモータを搭載しており、各軸で最大出力トルク $98\text{N}\cdot\text{m}$ 、最大回転数 20rpm で、従動側の回転数を制御することで負荷を加える動力吸収式実験装置である。また、各軸にスライド機構を具備しており、図6-1に示すギヤ側の軸は y 軸方向と z 軸方向に、ピニオン側の軸は x 軸方向にスライドでき、これにより歯あたり位置とバックラッシの調節が可能な装置である。駆動装置はチルト機構も具備しており各軸は z 軸周りに回転させることができるが、本報では各軸を直交させた状態で固定している。実験はピニオン駆動とし、ピニオン負荷を最大 $19.1\text{N}\cdot\text{m}$ 、ピニオン回転数を 20.0rpm として図6-1に示す矢印方向に回転させて

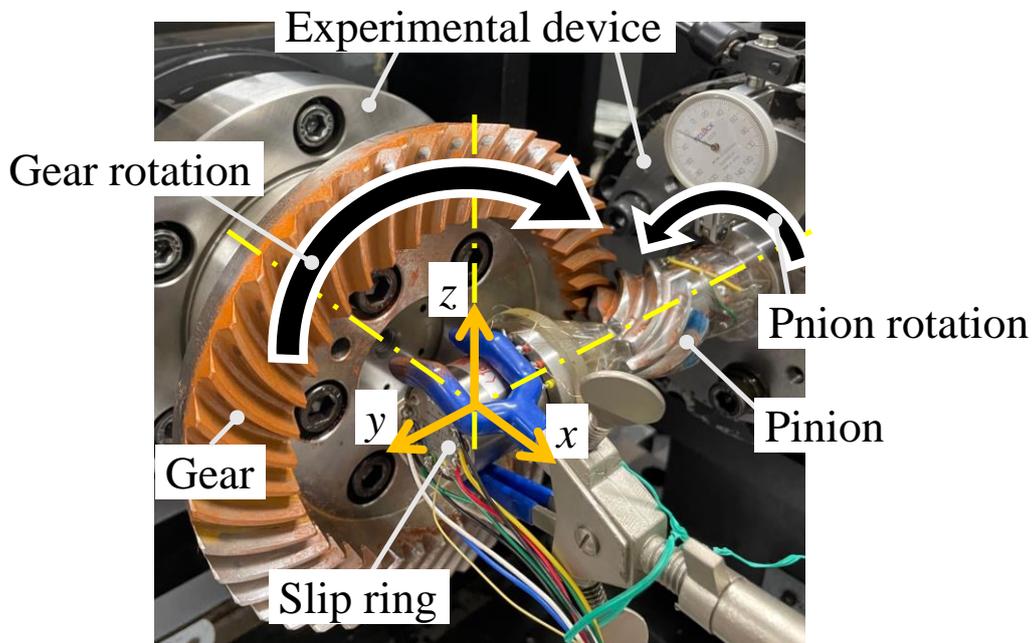
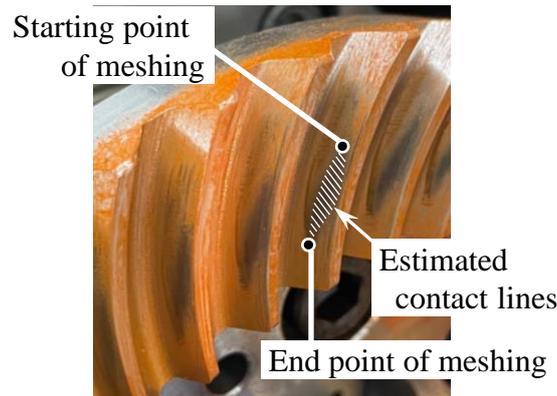
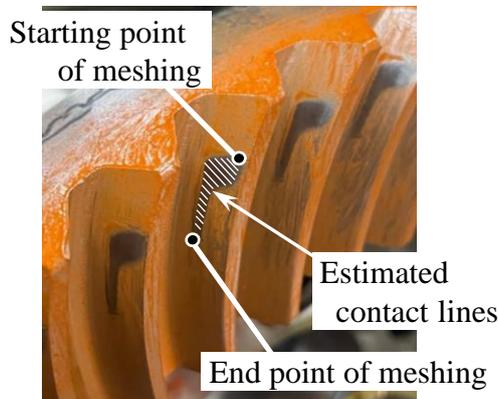


Fig.6-1 Experimental device



(a) Setup of the tooth contact around the center



(b) Setup of the tooth contact around the heel side

Fig.6-2 Tooth contacts in the gear under the condition of $19.1\text{N}\cdot\text{m}$ and 20rpm in pinion

ピニオン凹歯面とギヤ凸歯面で伝達した。ギヤ負荷は最大 $98.0\text{N}\cdot\text{m}$ 、ギヤ回転数は 3.9rpm となる。歯あたりを確認するための油分を含んだ塗料(図 6-2 のオレンジ色と青色)をギヤとピニオンの歯面に塗っているが、これに加えて駆動前にデファレンシャルギヤオイルを薄く塗布した後に駆動させた。バックラッシュはギヤ側の外周方向で $180\mu\text{m}$ とした。前章まででリブから遠い歯幅中央付近に荷重点がある場合はリブの応力低減効果はなくリブに近いところに荷重点がある場合にリブの応力低減効果があることが判明しているため、その観察のために図 6-2 に示す 2 条件の歯あたりの荷重位置で試験した。歯あたりはピニオン側で $19.1\text{N}\cdot\text{m}$ を負荷したときのものである。図 6-2(a) は歯幅中央付近に歯あたりがつくようにしたもので、図 6-2(b)は歯車外端に歯あたりがつくように図 6-2 (a)の状態となるギヤとピニオンの相対位置から図 6-1 に示す

z 軸のマイナス方向にギヤを移動させた。また、図 6-2 の歯あたり部にはかみ合い接触線も示す。かみ合い接触線とは、スパイラルベベルギヤ対のかみ合いは歯面修正や誤差などにより点接触となるが、歯面修正などのない理論上の歯面のかみ合いは線接触であり、スパイラルベベルギヤ対は歯面修正量が微小であることと良好な共役歯面であるため、かみ合い時の負荷がかかった点接触はかみ合い接触線上にそって広がるとの考え方である^{6,7)}。図 6-2 (a) はかみ合い進行にともない、かみ合い開始から次第に接触線が長くなり最大値を示した後に次第に短くなる例であり、図 6-2 (b) はかみ合い開始直後に急激に接触線が長くなり、かみ合い中盤頃に急激に接触線長さが短くなった後にかみ合いが終了する例である。

ひずみ測定にはゲージ長 0.2mm の単軸タイプの抵抗線式ひずみゲージ(共和電業社製 KFRB シリーズ)を用いた。ひずみゲージの貼り付け位置については前章にゆずる。引張りひずみを計測し縦弾性係数 206GPa を乗じて応力に換算した。ひずみゲージはピニオンの先端に取り付けたスリップリング(東京計測器社製 S10)、ブリッジボックスを介して動ひずみ測定器(共和電業社製 DPM-613A)を介して FFT アナライザ(小野測器社製 DS-3000)に接続されている。スリップリング経由によるひずみゲージの抵抗値に発生するノイズを軽減するため、ひずみ計測用のひずみゲージと同様のものを使って4ゲージ法によるブリッジ回路をスリップリングに経由する前のピニオン軸に形成した。FFTアナライザに入力される前まではDC出力としており、FFTアナライザでサンプリング周波数を200HzとしてA/D変換を行った。またひずみ測定における誤差影響を極力排除するために電氣的、経時的安定性を保つ目的で駆動させるごとにひずみ測定の校正値を確認した。ひずみゲージの温度影響については長時間の駆動をさせないことにかみ合いによる歯面のすべりによる発熱の影響を避け、周辺環境は $25\pm 2^{\circ}\text{C}$ 程度に空調管理することで温度変化しにくい環境を目指した。回転の位相(=回転角)を監視するためにピニオン軸の側面にマイクロフォトセンサ(パナソニック社製 PM-Y45)を取り付け、ひずみ測定と同時にFFTアナライザで回転パルスを読み込んだ。なお、以降は応力について検討するのでひずみ測定を便宜的に応力測定と呼称する。

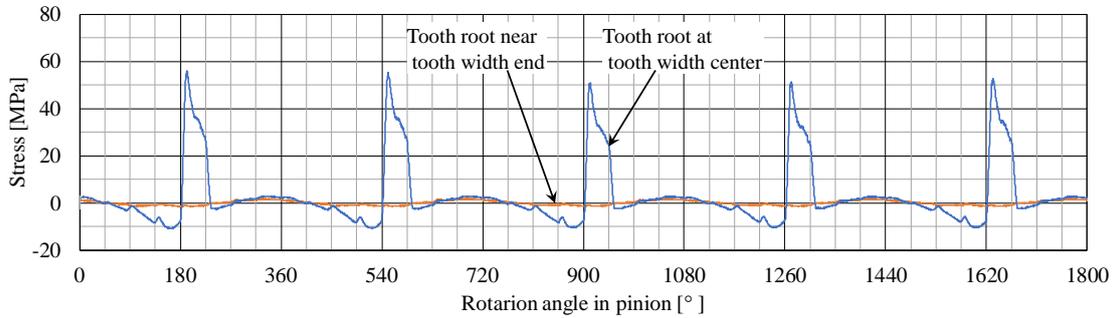
6.3 駆動試験結果および考察

6.3.1 歯車駆動時の発生応力と歯のかみ合い枚数の推移

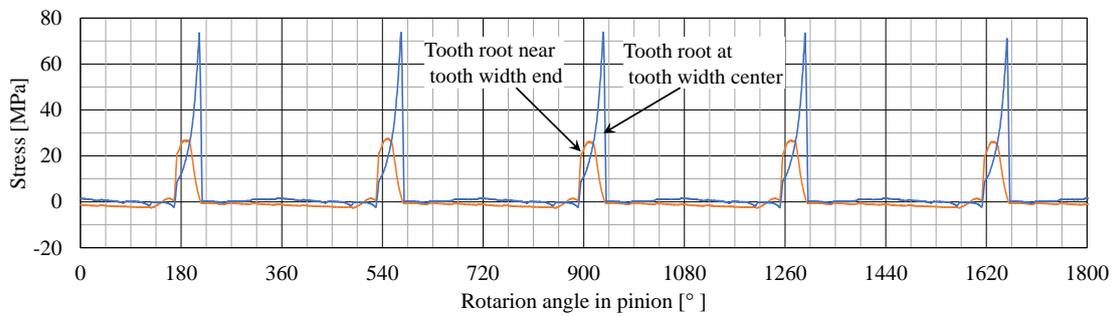
一般的なリブ無しピニオンについて、歯あたりを歯幅中央付近(図 6-2(a))にして歯

車駆動させたときのピニオンの位相と応力の関係を図 6-3(a)に、歯あたりを外端部付近(図 6-2(a))に寄せて歯車を駆動させたときの関係を図 6-3(b)に示す。図 6-3(a)(b)ともにピニオンでトルク 19.1N・m, 回転数 20rpm とし図の横軸は回転数から換算したピニオン位相としギヤの約 1 回転分のピニオン位相 1800° (=ギヤ位相 351.2°) までを示した。位相は図 6-3(a)でみられる歯幅中央の歯元の応力が引張応力に転じる点が 180°になるように設定した。また、図 6-3(a)と図 6-3(b)を得た応力測定した際にピニオンおよびギヤを試験機から取り外しておらず、マイクロフォトセンサにて位相を観測したため各図の位相は一致している。

図 6-3(a)の歯幅中央の歯元応力(青線)をみると、ピニオン1回転ごと(360°間隔)でよく似た応力波形がみられている。しかしながら引張応力が大きく観測されている山の部分(例えば 180°~230°付近)は応力測定した歯がかみ合っていると考えられるが、それらの引張応力のピーク値には若干の差がみられる。図 6-3(a)でギヤ 1 回転分する間の 5 回のかみ合いで差の大きい 1 山目(180°付近)ピーク値 56.0MPa と 3 山目(90°付近)のピーク値 50.9MPa には 9%の差がある。この応力差は試験機に組み付け誤差によるギヤの偏芯, ギヤの歯同士のピッチ誤差や歯面精度誤差, 試験機のトルク変動に起因して表れていると考える。特にピッチ誤差については、ピニオンとギヤともに単一ピッチ誤差は最大 5 μ m 程度の製造誤差が生じていた。東崎らのスパイラルベベルギヤにおける単一ピッチ誤差が歯元応力に与える影響を示した報告^{6,8)}によると最大単一ピッチ誤差がピニオンで 11 μ m から 17 μ m, ギヤで 12 μ m から 20 μ m へ悪くなった場合、動的な歯元応力は 250MPa から 320MPa へと増大することが示されている。概算するとピニオンとギヤの相対で最大単一ピッチ誤差が 14 μ m 増大すると歯元応力は 28%(=(320-250)/250)増大することになる。本報の場合、ピニオンとギヤの相対で最大単一ピッチ誤差が 10 μ m 程度であるので、かみあう歯の組み合わせによって 20%(=28/14 \times 10)程度の歯元応力の増減幅が出てしまうことが予想できる。一方でかみ合いの最中と思われる引張応力が大きく観測されているピニオンの位相幅(図 6-3(a)の横幅)はほぼ一致しており、細かく見ても 1°の差もない程度であった。さらに応力測定した歯がかみ合っていないと思われる部分を見ると 90°~180°付近に圧縮(マイナス値)が現れており、これは Falah らの実験^{6,9)}でも見られており、図 6-4 のように応力測定歯がかみ合う直前にかみ合っている隣接歯の基部が荷重によりせん断変形し、それに従って応力測定歯とその直前の隣接歯の間の歯溝も狭まるように変形することで圧縮応力が現れたものと推定される。95°付近および 145°付近に小さな極大ピーク値がみ



(a) Center tooth contact in the tooth width



(b) Heel side tooth contact in the tooth width

Fig.6-3 Fluctuation of the measured stresses while driving the gear and pinion with no ribs ($19.1\text{N}\cdot\text{m}$, 20rpm and 5 rotation in pinion(= about 1 rotation in gear))

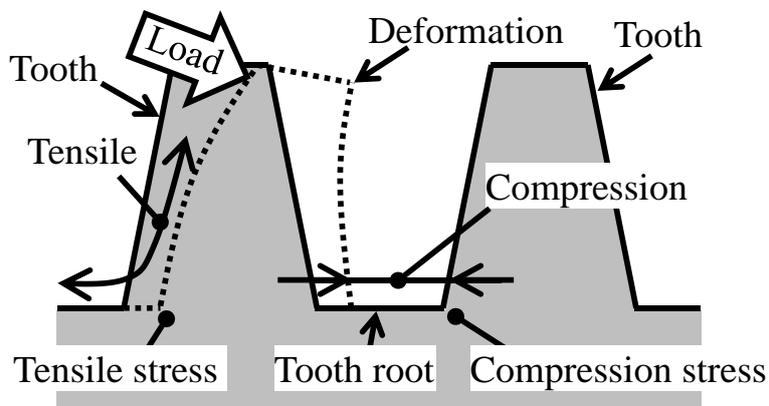


Fig.6-4 Image of tooth deformation

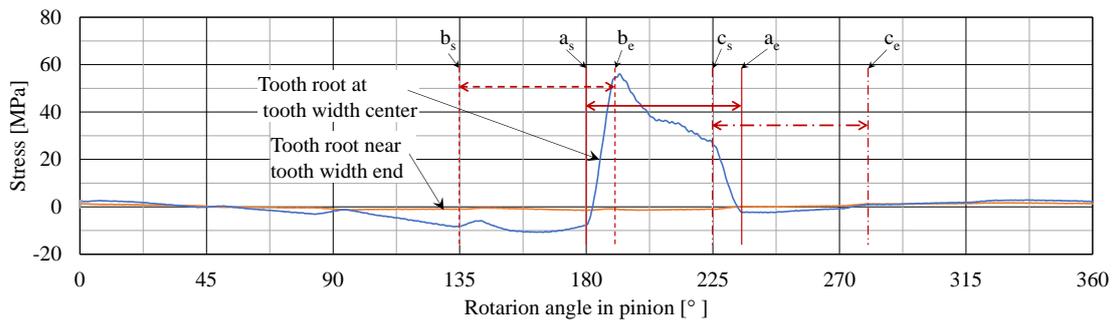
られ、これは隣接歯のかみ合いの切り替わりと考えられる影響も現れていることがわかる。またかみ合っていないと思われる部分の間(例えば 230° 付近 \sim 540° 付近)で1回転毎(360° 間隔)に僅かに引張応力(プラス値)が増大する傾向もみられる。これは少歯数のピニオンは歯の基部となる円錐台の直径が小さく、 180° 対向歯のかみ合いに起因する曲げモーメントの影響で生じるものと考えられる。すなわち少歯数のピニオンではかみ合い進行に伴い、隣接歯だけでなく 180° 対向歯のかみ合いに起因した影響をも複雑に受けて歯元応力が変動することもわかる。次に図 6-3(a)の外端周辺の歯元応力(オレンジ線)をみるとほぼ応力が観測されていないことがわかり、細かく見ても $-2\sim 2\text{MPa}$ 程度を変動しているのみであった。したがって、歯あたりを歯幅中央付近(図 6-2(a))にした時は歯幅中央の歯元には応力発生するものの、外端部歯元にはほぼ応力発生していないことがわかる。

次に図 6-3(b)で歯あたりを外端部付近(図 6-2(b))に寄せたときの歯幅中央の歯元応力(青線)をみると、波形の様子は違うものの、図 6-3(a)と同様にピニオンの1回転ごとによく似た応力波形、引張応力のピーク値に若干の差が現れており、引張応力が観測されているピニオンの位相幅(図 6-3(b)の横幅)についてはほぼ一致している。また、外端部の歯元応力(図 6-3(b)オレンジ線)をみると、図 6-3(a)と異なり応力発生がみられ歯あたりを外端部付近に寄せた影響があることがわかる。

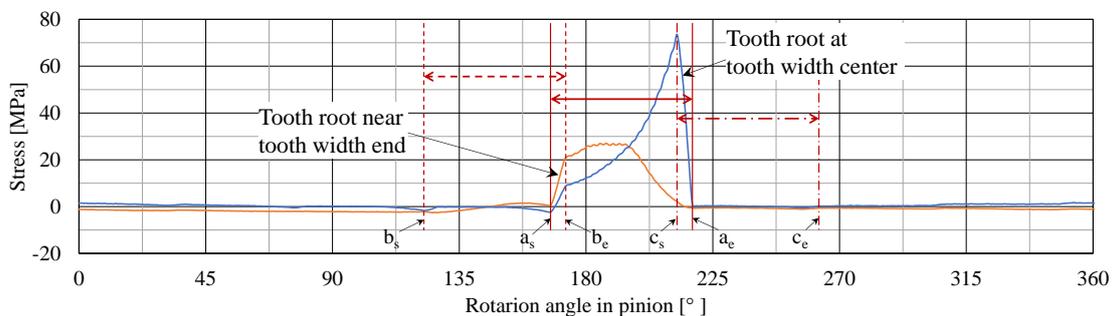
次に図 6-5 に図 6-3 の $0\sim 360^\circ$ の応力波形を示しピニオンのかみ合い状態について考察する。まず図 6-5(a)にて、歯あたりを歯幅中央付近(図 6-2(a))にしたときの歯幅中央の歯元応力(図 6-5 青線)に着目すると、引張応力が観測されている $a_s\sim a_e$ の幅をみると、約 55° の間で応力測定歯がかみ合っていることが考えられる。また、応力測定歯の前の歯がかみ合っていると思われる位置、 $a_s\sim a_e$ を横軸左方向にピニオン1歯分の $45^\circ(=360^\circ/8\text{歯})$ ずらした $b_s\sim b_e$ をみると、 191° 付近の応力のピーク値が観測され変曲点となっている位置と b_e がほぼ一致していることがわかる。逆に、応力測定歯の後の歯がかみ合っていると思われる位置、 $a_s\sim a_e$ を右方向に 45° ずらした $c_s\sim c_e$ をみると、 225° 付近の応力の線が変曲点となっている位置と c_e がほぼ一致していることがわかる。これらより、 $a_s\sim b_e$ の約 10° で2歯かみ合い、 $b_e\sim c_a$ の約 35° で1歯かみ合い、 $c_s\sim a_e$ で約 10° で2歯かみ合いをしており実かみ合い率 $1.36(=(10^\circ+10^\circ)/55^\circ\times 2\text{歯}+35^\circ/55^\circ\times 1\text{歯})$ 程度であることがわかる。さらに図 6-2(a)のギヤ歯面の歯あたりをみると、かみ合い開始付近のかみ合い接触線が長くなる付近が図 6-5(a)のかみ合い開始直後の $a_s\sim b_e$ で歯幅中央の歯元の曲げ応力が急激に増大している部分と一致し、歯あたり

のかみ合い開始付近のかみ合い接触線が短くなる付近が図 6-5(a)のかみ合い終了直前の $c_s \sim a_e$ で歯幅中央の歯元の曲げ応力が急激に減少している部分と一致しているものと考えられる。

さらに図 6-5(b)で歯あたりを外端部付近(図 6-2(b))に寄せたときの歯幅中央の歯元応力(青線)をみると、こちらも図 6-5(a)と同様に引張応力が観測されている $a_s \sim a_e$ の幅をみると、約 50° の間で応力測定歯がかみ合っていることが考えられる。図 6-5(a)と異なり、 $a_s \sim a_e$ の幅が短いのは歯あたり領域が短くなったことが考えられる。これは図 6-2(a)の歯あたりに比べ図 6-2(b)の歯あたり歯筋方向長さが若干短いことから確認できる。また図 6-5(a)と図 6-5(b)の位相はマイクロフォトセンサにて一致させているため、歯あたりを外端部に寄せたことでかみ合いの開始が、図 6-5(b)の a_s と図 6-5(a)の a_s の差分の約 13° 早くなっていることがわかる。また、 b_e および c_s の位置と歯幅中央の歯元応力(青線)の変曲点がほぼ一致しており、歯幅端部の歯元応力(オレンジ線)においてもほぼ同じ位置に変曲点があることがわかり、これらの点で同時かみ合い歯数



(a) The load point condition of the tooth width end contact



(b) The load point condition of the tooth width end contact

Fig.6-5 Fluctuation of the measured stresses while driving the gear and pinion with no ribs (19.1N·m, 20rpm, and 1 rotation in pinion)

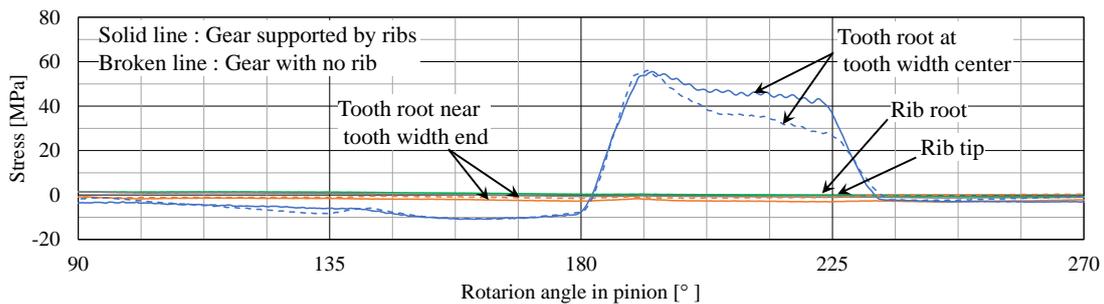
化していることが考えられる. 実かみ合い率を考えると図 6-5(b)の $a_s \sim b_e$ の約 5° で 2 歯かみ合い, $b_e \sim c_a$ の約 40° で 1 歯かみ合い, $c_s \sim a_e$ で約 5° で 2 歯かみ合いをしており, 実かみ合い率 $1.20 (= (5^\circ + 5^\circ) / 50^\circ \times 2 \text{ 歯} + 40^\circ / 50^\circ \times 1 \text{ 歯})$ 程度であることがわかる. 歯当たり領域の変化とかみ合い率の変化は, 歯幅中央の歯元応力(青線)の引張応力のピーク値が図 6-5(a)の 56.0MPa よりも図 6-5(b)の 73.6MPa ほうが 31% 大きくなっていることにも影響していると考えられる. さらに図 6-2(b)のギヤ歯面の歯あたりをみると, ピニオン歯面のかみ合い開始は歯幅外端の歯元でありその直後付近は接触線も比較的長い, 接触線が中央に近くなると急激に短くなり面圧も上昇しているものと考えられ, 図 6-5(b)の $b_e \sim c_s$ の中点付近(約 195°)以降に歯幅中央の歯元応力(青線)が急激に増大しているものと考えられる.

6.3.2 歯車駆動時におけるリブ影響の考察

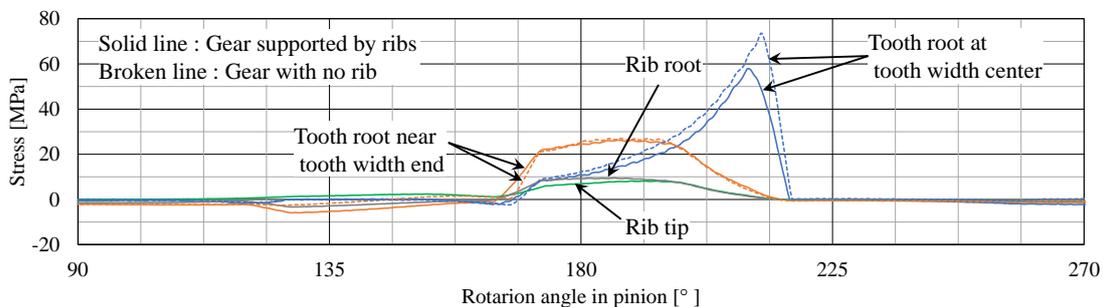
次に図 6-6 に一般的なリブ無しピニオンとリブ付きピニオンを歯車駆動させたときの歯元応力変化の推移を観察しリブの影響について考察する. 図 6-6 の破線は図 6-5 と同じものであり, リブ無しピニオンを歯車駆動したときの応力変化の推移を示し, 図 6-6 の実線がリブ付きピニオンを示している. 図 6-6(a)は歯あたりが歯幅中央付近(図 6-2(a))の時, 図 6-6(b)は歯あたりが外端部付近(図 6-2(b)), すなわちリブ近傍の荷重点が存在する時に駆動させた結果を示している. リブ付きピニオン(実線)とリブ無しピニオン(破線)の位相差はピニオンの組み換えを行うのでマイクロフォトセンサで一致させることはできなかったが, 図 6-6(a)の歯幅中央の歯元応力(青線の実線および破線)がともに 180° の位置に, かみ合い開始点と思われる引張応力に向かう変曲点を合わせるようにした位相を決めた. なお図 6-6(b)の結果の測定時には, 図 6-6(a)の結果の測定時からピニオンを試験機から取り外していないため, 図 6-6(a)と図 6-6(b)の各ピニオン同士の位相はマイクロフォトセンサを使って一致させている.

まず, 図 6-6(a)で歯あたりが歯幅中央付近(図 6-2(a))にある場合について考察する. 歯幅中央の歯元応力(青線)をリブなし歯車とリブ付きピニオンとで比較観察すると, $192^\circ \sim 228^\circ$ の間では応力値に差がみられており, 例えば 213.75° の位置ではリブ付きピニオン(青の実線)が 45.5MPa , リブ無しピニオン(青の破線)が 34.4MPa であり 32% の差がある. この差はひずみゲージの貼り付け位置に若干の差が出ていることと, 目視ではわからない程度の歯あたりの微差が影響したものと考えられる. しかしながら, かみ合い始め付近の $180^\circ \sim 192^\circ$ やかみ合い終わり付近の $228^\circ \sim 235^\circ$ の応力推移はよく

一致しており、特に 192°付近にある引張応力のピーク値はリブ無しピニオンで 56.0MPa、リブ付きピニオンで 55.6MPa であり差は 1%程度であった。この時の歯あたりを図 6-7(a),(b)に示すが、歯あたりの形状はよく似ており 192°付近の引張応力の差が 1 %程度であることから、歯あたりはよく一致していることが見られるが、若干の違いとしてギヤの内端(=Toe side)歯先付近(=ピニオン内端歯元付近)においてリブ付きピニオンのかみ合いのほうが歯あたりは狭く見える。これは組立誤差やピニオンの製造誤差などが影響し歯あたりの微差として現れ、これは歯あたり領域内での荷重中心に若干のズレが生じたことで歯あたりの微差および 213.75°の位置での 34.4MPa (32%)の応力差となったと推定する。前章の図 5-6(a)の解析結果を見ると、歯元応力は約 0.77MPa で歯先たわみは約 0.057 μm であった。片持ち曲げ梁と同様に歯元応力と歯先たわみは比例関係にあると考えると 213.75°の位置での応力差 34.4MPa は歯先たわみで約 2.5 μm (=0.057 \times 34.4/0.77)となる。歯あたりは実接触から歯面同士の間隙が

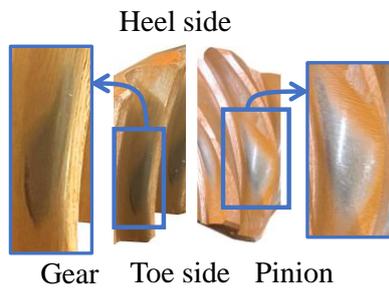


(a) Measured stresses under the setup of the tooth contact around tooth width center (fig.6-2(a))

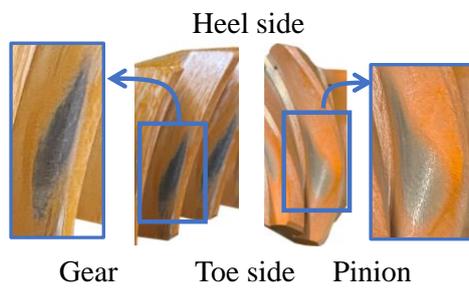


(b) Measured stresses under the setup of the tooth contact around heel side (fig.6-2(b))

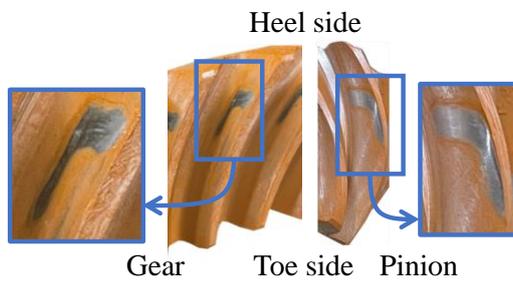
Fig.6-6 Influence of the ribs on stresses under the condition of 19.1N·m and 20rpm in pinion



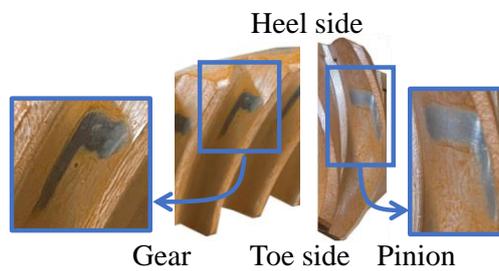
(a) With no rib under the setup of fig. 6-2(a)



(b) With ribs under the setup of fig. 6-2(a)



(c) With no rib under the setup of fig. 6-2(b)



(d) With ribs under the setup of fig. 6-2(b)

Fig. 6-7 Images of teeth contacts under the condition of $19.1\text{N}\cdot\text{m}$ and 20rpm in pinion

約 $5\mu\text{m}$ (=塗料厚さ) 以下なら塗料が剥がれて目視でわかるようになる歯あたりとして認識されることが多い。すなわち歯あたりで歯面接触しているようでも、隙間 $5\mu\text{m}$ 以下で接触していない部分がある。したがって、歯先たわみで $2.5\mu\text{m}$ 程度の変形であれば歯あたり(隙間 $5\mu\text{m}$ 以下の領域)の変化は微小であり目視確認が難しいと考えるが、歯元応力では応力差 32%と顕著に表れることがあると考えられる。またリブ付きピニオンとリブ無しピニオンでのひずみゲージの貼り付け位置の差は影響としては、ひずみゲージの貼り付け位置の誤差が 1mm 以下であったこととかみ合い始め開始(180°)からかみあい終わり(235°)までの応力推移の変曲点の位相が良く一致していることから、ひずみゲージの貼り付け位置の差は測定結果にほぼ影響を及ぼしていないものと推定する。また、外端部の歯元(オレンジの実線と破線)や、リブ上部(緑の実線)、リブ下部(グレーの実線)はリブ無しピニオンおよびリブ付きピニオンともにほぼ 0MPa を示しており、ほぼ応力が発生していないことがわかる。したがって、前章までで示されていたとおり歯車駆動時でもリブから十分に遠い歯幅中央付近に荷重がかかった時の発生応力はリブ付きピニオンとリブ無しピニオンでよく似ており、リブはほぼ影響していないことがわかった。

次に、図 6-6(b)で歯あたりが外端部付近(図 6-2(b))にある場合について考察する。図 6-7(c),(d)にこれらに図 6-6(b)に示した応力変化となる歯あたりを示すが、図 6-6(a)の場合と同様に歯あたりの変化は微小であり目視ではわかりづらい変化であった。しかし図 6-6(b)に示すように応力としては変化が表れていることがわかる。外端部付近の歯元応力(オレンジの実線と破線)に着目すると $173^\circ\sim 215^\circ$ の応力推移の波形はよく似ており、引張応力のピーク値は $180^\circ\sim 191.25^\circ$ 間の最大値でリブ付きピニオンが 26.3MPa 、リブ無しピニオンが 27.0MPa であり差は 3%と小さい。位相の差としては、かみ合い開始点と思われる引張応力に向かう変曲点がリブ付きピニオン(実線)で 165° 、リブ無しピニオン(破線)で 168° であり、かみ合い開始点はリブ付きピニオンのほうが若干早いことがわかる。これはリブ付きピニオンのほうがかみ合い始めの位置は若干外端に寄っていることが考えられ、発生応力のピーク値がリブ無しピニオンよりも若干小さいこと、 215° 付近のかみ合い終わりが一致していることも考慮すると、かみ合い始めからかみ合い終わりにかけて歯あたりはリブ付きピニオンのほうが広がっていることが考えられる。続いて歯幅中央の歯元応力をリブ無しピニオン(青色の破線)とリブ付きピニオン(青色の実線)で比較観察すると、両者ともに 173° の変曲点から引張応力が大きくなっていくとの傾向は同じであるものの、リブ無しピニオン(破線)は 213° で引張

応力のピーク値 72.4MPa, リブ付きピニオン(実線)では 210°でピーク値 57.8MPa であり 20%程度の差が生じており, リブ付きピニオンのほうが発生応力は小さい. これより, 図 6-6(a)からわかっている歯幅中央付近の荷重に対してリブが応力低減に寄与しないことを考慮すると, 図 6-6(b)の結果を得た応力測定時のリブ付きピニオンの歯あたりがリブ無しピニオンよりも外端に寄っていることが予想される. 通常の歯車対であればリブ付きピニオンのほうが外端部の歯元応力が大きくなっていることが予想される. しかしながら上記したように, 図 6-6(b)から外端歯元の応力(オレンジ線)はリブ無しピニオンとリブ付きピニオンとでほぼ同等であることがわかる. これらよりリブが外端部の歯元応力低減させたことが考えられる. 平歯車の例ではあるが, 炭焼入れ焼戻した SCM415 材の平歯車(モジュール 4mm, 圧力角 20°)の曲げ疲労の実験結果によると, 歯元応力が 120MPa から 100MPa へと 16.7%低減することで歯元折損に至る歯元曲げの繰り返し数が約 5×10^4 回から約 5×10^5 回へと 10 倍ほど疲労寿命延長するとの報告がある^{6.10)}. 本報の対象はスパイラルベベルギヤ対であり負荷条件や歯車諸元などの違いも多々あるものの, 本報での試作品はモジュール $m=4.22\text{mm}$, 圧力角 19.5°で材質は SCM420 材であり実用時には浸炭焼入れ焼戻しを想定しているとの類似点もあり, 実験結果からリブを付けることで歯元応力のピーク値で 20%程度の応力低減できることから類似の疲労寿命延長効果が期待される.

一方でリブ上部(緑色の実線)とリブ下部(グレーの実線)の応力の推移を見ると, 両者ともに 173°付近と 197°付近で変曲点を持ち, この傾向は外端部の歯元応力(オレンジの実線)と同じだが応力の絶対値は小さい. 180°の位置でリブ上部(緑色の実線)は 7.0MPa, リブ下部(グレーの実線)は 9.2MPa, 外端部の歯元応力(オレンジの実線)は 25.1MPa であった. また 112.5°~157.5°に歯元応力は隣接歯の影響による圧縮(マイナス値)の応力が観察されるが, リブ上部およびリブ下部の応力はほぼゼロであることもわかる. すなわち, 歯元応力に比べリブ部応力は隣接歯などの影響が少ないこともわかる. これらの結果から, リブ付きピニオンではリブが外端部の歯元応力を低減する一方, リブ部近傍のリブ部や下部の応力については外端側の有効歯幅端部の歯元の応力よりも小さく, リブ部は破損起点にはならないことがわかった.

6.3.3 歯あたり移動のトルク依存性とリブの効果

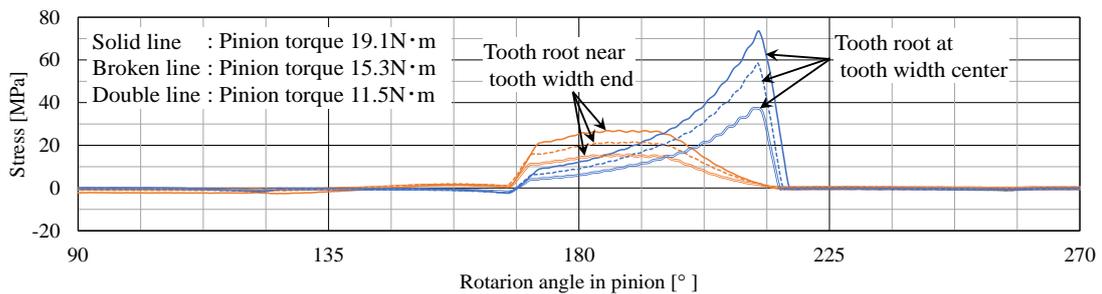
次に図 6-8 に図 6-6(b)の試験装置設定(図 6-2(b)の歯あたりとなるギヤ, ピニオンの相対位置), つまりは歯あたり位置が同じでピニオントルクを変動させたときの発生する

応力の変化を観察することでリブの影響について考察する。加えて、図 6-8 の測定結果を示すピニオン負荷トルク $11.4 \text{ N}\cdot\text{m}$ と $19.1 \text{ N}\cdot\text{m}$ の時の歯あたりを図 6-9 に示す。トルク変動させた際にピニオンおよびギヤを試験機から取り外しておらず、マイクロフォトセンサにて位相を観測したため、各図中のトルク変化させたときの応力変動の位相は一致している。最初に図 6-8(a)でリブ無しピニオンにおけるトルク影響を観察する。歯幅中央と外端部の歯元応力はともにトルクが大きくなると発生応力が大きくなっていることがわかる。かみ合いの位相の長さ(横軸方向の長さ)を考えると、 165° のかみ合い開始点と思われる応力の変曲点をみると 3 トルクともにほぼ同じ位相であることがわかる。対して、かみ合い終了点と思われる位置は若干の差が出ており、 $19.1 \text{ N}\cdot\text{m}$ で 217° 、 $15.3 \text{ N}\cdot\text{m}$ で 216° 、 $11.5 \text{ N}\cdot\text{m}$ で 215° 程度であり、これらからトルクが大きくなることで歯あたりが広がり、実かみ合い率が大きくなっていることが考えられる。またトルクが大きくなることで、かみ合い終わりが遅くなるとともに $179.25^\circ \sim 180^\circ$ の間の応力の変曲点の位置も遅くなっている(横軸右方向に移動している)こともわかる。トルクが大きくなったことの実際の歯あたりの変化として図 6-9(a) , (b) をみると、目視では微小な変化(1mm 以下)ではあるが、ピニオン歯面の歯あたりの外端側の歯元付近～歯先の歯形方向に広がった四角の部分が歯すじ方向に若干広がっており、歯あたりの内端側の歯先付近で歯すじ方向に延びている部分は若干歯形方向に広がっていることがわかる。

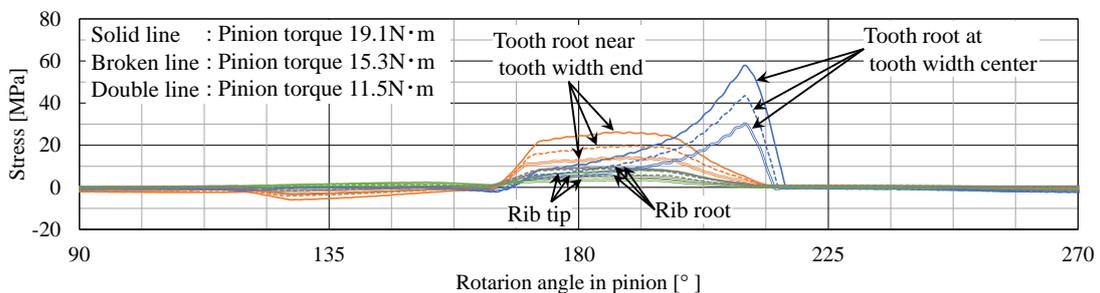
次に図 6-8(b)でリブ付きピニオンにおけるトルク影響を観察する。図 6-8(a)のリブ無しピニオンと同様に歯幅中央と外端部の歯元応力ともにトルクが大きくなると発生応力が大きくなっていることがわかる。リブ上部、リブ下部においても同様の傾向があることがわかる。また、かみ合いの位相の長さについても図 6-8(a)のリブ無しピニオンと同様にかみ合い終了点と思われる位置に若干の差が出ており、トルクが大きくなることで歯あたりが広がり、実かみ合い率が大きくなっていることが考えられる。

最後に図 6-8 の歯幅中央(青線)と外端部(オレンジ線)の歯元応力のピーク値を抜き出し、トルク影響に対する影響をまとめたものを図 6-10 に示す。これをみると、外端部の歯元応力(オレンジ線)はリブ無しピニオンとリブ付きピニオンでほぼ近い応力の値がでていいる。一方で歯幅中央の歯元応力(青線)はリブ無しピニオンのほうがリブ付きピニオンよりも絶対値が大きい。これより図 6-6(b)でも示したように、歯幅中央付近の荷重に対してリブが応力低減に寄与しないことを考慮すると、リブ付きピニオンの歯あたりがリブ無しピニオンよりも外端に寄っていることが予想されるにも関わらず、外端歯元の応力(オレンジ線)はリブ付きピニオンのほうが小さい。これらよりリブが外端部の

歯元応力を低減させたことが考えられる。また、リブの有無にかかわらず歯幅中央の歯元応力(青線)は外端部(オレンジ線)よりも応力の変化の傾きが大きい。これは歯あたり内の荷重中心は歯幅中央方向に微小移動していることが考えられる。加えて、歯幅中央の歯元応力(青線)はリブ無しピニオン(破線)のほうがリブ付きピニオン(実線)よりも応力の変化の傾きが大きいことから、リブ付きピニオンよりもリブ無しピニオンのほうが歯あたり内の荷重中心の歯幅中央方向への移動量が大きいことが考えられる。したがって、リブを付けることで歯の剛性が増し歯の変形による歯あたり内の荷重中心の歯幅中央方向への移動が抑制されたことが考えられる。さらに、荷重点がリブ無しピニオンよりもリブ付きピニオンのほうが外端部にあるにも関わらず外端部の歯元応力は同等であるため、リブによる外端部の歯元の応力低減効果が得られていることが考えられる。したがって、リブは歯車の伝達トルク変動があってもリブに近い外端部の歯元応力低減効果があり、リブにより歯が高剛性化されることで伝達トルクが大きくなっても歯あたりが移動しにくいことがわかった。

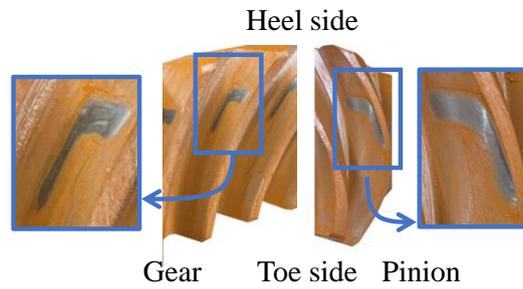


(a) Measured stresses in the pinion with no rib

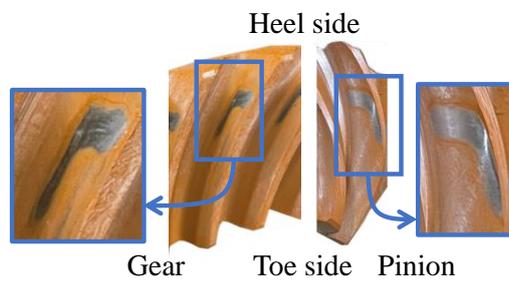


(b) Measured stresses in the pinion supported by ribs

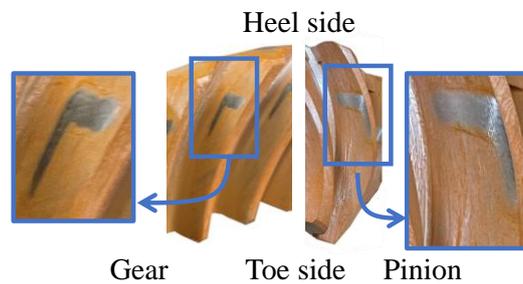
Fig.6-8 Influence of torque on stresses under the setup of the tooth contact around the heel side (fig.6-2(b)) and 20rpm in pinion



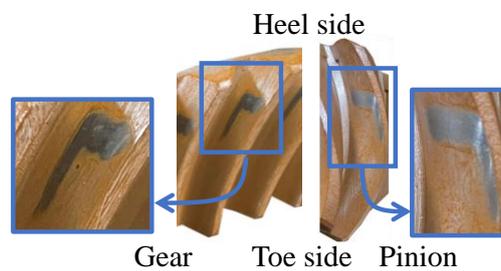
(a) 11.4N·m in pinion with no rib



(b) 19.1N·m in pinion with no rib



(c) 11.4N·m in pinion with ribs



(d) 19.1N·m in pinion with ribs

Fig. 6-9 Images of Teeth contacts under the setup of the tooth contact around heel side (fig.6-2(b))

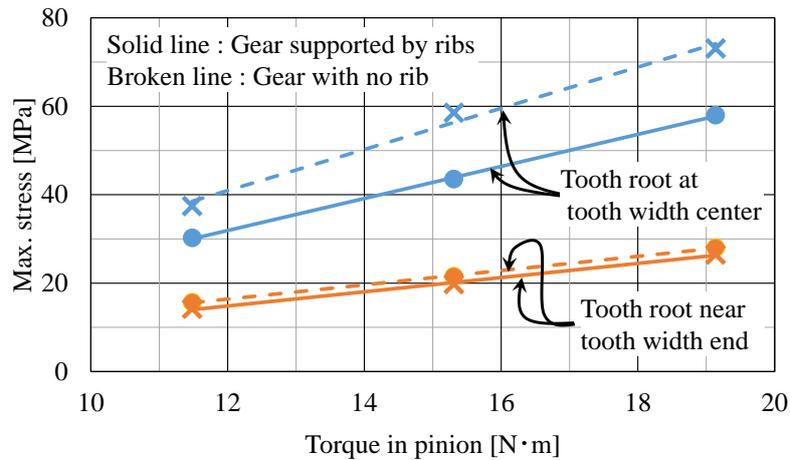


Fig.6-10 Influence of torque on max. stresses under the condition of the tooth contact around heel side (fig.6-2(b)) and 20rpm in pinion

6・4 結言

本章では三角形リブを有するスパイラルベベルギヤについて、同一歯車諸元のスパイラルベベルギヤを三角形リブ付きピニオンとリブ無しピニオンとで試作し、対となるギヤとかみ合わせて駆動させることで、ピニオン歯元およびリブ周辺に張り付けたひずみゲージにより、各ギヤ対の駆動時に発生する応力について観察し、リブの影響について検討した。結果を以下にまとめる。リブ形状の変化が歯元・リブ部の曲げ応力および歯のたわみに与える影響を考察した。結果を以下にまとめる。

- (1) 提案のリブ付き歯車において 1DCAE に基づき適切に三角形リブ形状を選定することで、実かみ合いにおいて外端部の歯元応力を低減できる一方、リブ部や下部の応力については外端側の有効歯幅端部の歯元の応力よりも小さく、リブ部周辺が破損起点にはならないことを確認できた。
- (2) 少歯数のピニオンは歯の基部の直径が小さいため、歯元応力は隣接歯や 180°対向歯のかみ合いの影響を受け複雑に変化するが、リブ部の応力はそれらの影響が少ないこともわかった。
- (3) 提案のリブ付き歯車では、歯車の伝達トルクが増大してもリブに近い外端部の歯元応力低減効果があり、さらにリブにより歯が高剛性化されることで伝達トルクが大きくなっても歯あたりが移動しにくいことがわかった。

参考文献

- 6.1) 藤井亮, 長崎羊一, 寺内喜男, すぐばかさ歯車の歯元応力に及ぼす歯当たりの影響, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.58, No.551 (1992), pp.2226-2231.
- 6.2) 寺内喜男, 尊徳博文, 永村和照, はすば傘歯車の動特性に関する研究(第2報, 歯当たりの影響), 日本機械学会論文集 C 編, Vol.55, No.512 (1989), pp.1010-1016.
- 6.3) 東崎康嘉, 松本將, 小室隆義, 有浦泰常, 大容量高周速まがり歯かさ歯車の動的挙動に関する研究(第1報, 運転時の歯元曲げ応力および温度測定結果), 日本機械学会論文集 C 編, Vol.65, No.630 (1999), pp.714-719.
- 6.4) Du, J., Mao, J., Cui, Y., Liu, K. and Zhao, G., Theoretical and experimental study on load sharing of a novel power split spiral bevel gear transmission, *Advances in Mechanical Engineering*, Vol.10, No.6 (2018), pp.1-9.
- 6.5) 齊藤雅博, 豊田真也, 廣垣俊樹, 青山栄一, 5 軸制御マシニングセンタで創成されるリブ補強された小型高強度スパイラルベベルギヤにおける駆動特性の考察, 設計工学会(2023 年 1 月投稿中).
- 6.6) 齊藤雅博, 豊田真也, 廣垣俊樹, 青山栄一, 5 軸制御マシニングセンタで創成したリブ付きスパイラルベベルギヤの駆動特性に関する基礎的研究, 2022 年度精密工学会秋季大会学術講演会講演論文集, B109, pp.169-170.
- 6.7) Simon, V., Computer simulation of tooth contact analysis of mismatched spiral bevel gears, *Mechanism and Machine Theory*, Vol.42 (2007), No.365, pp.365-381.
- 6.8) 東崎康嘉, 古川豊秋, 松本將, 小室隆義, 有浦泰常, 大容量高周速まがり歯かさ歯車の動的挙動に関する研究(第 2 報, 動的特性の理論検討), 日本機械学会論文集 C 編, Vol.65, No.630 (1999), pp.720-724.
- 6.9) Falah, B., Gosselin, C. and Cloutier, L., Experimental and numerical investigation of the meshing cycle and contact ratio in spiral bevel gears, *Mechanism and Machine Theory*, Vol.33, No.1/2 (1998), pp.21-37.
- 6.10) 会田俊夫, 小田哲, 草野昂三郎, 伊藤芳澄, 歯車の曲げ疲れ強さに関する研究(第 7 報, 浸炭焼入歯車の曲げ疲れ強さ), 日本機械学会論文集, Vol.33, No.252 (1967), pp.1314-1320.

第7章 結論

7.1 本研究の成果

本研究は5軸制御マシニングセンタの形状自由度の高い加工法を用いて具現化した歯幅端部にリブを付加した新しい小型高強度スパイラルベベルギヤについて提案し、その実現にむけて1DCAEの考えを基にした簡易FEMモデルを活用したリブ形状の設計手法の検討から始め、実際に試作を行い、その試作品にて負荷時の応力測定することでリブの効果の検討を遂行した。以下に総括を示す。

1章では研究背景として、世間でカーボンニュートラルの必要性が高まる中で歯車ではエネルギーロス削減に向けた小型化の必要性について述べた。その中でスパイラルベベルギヤの特徴を述べ、小型化の課題となる強度確保に向けて、スパイラルベベルギヤが負荷増大による歯あたりの歯幅端部方向への移動により破損するため、ピニオンの歯端部にリブをつけることで歯元を補強し歯元曲げ強度を高める手法を提案した。一方でその製造手法として、スパイラルベベルギヤは一般的に専用加工機にて製造されるが、歯幅端部にリブをつけることで専用加工機での製造が不可能となるため、5軸制御マシニングセンタとボールエンドミルを用いることを提案した。

2章ではスパイラルベベルギヤ対のピニオンにリブをつけること的基本的な考え方を示し、実際に試作することで製造性について述べた。その上でリブ付き歯車の設計手法の検討に向けて1DCAEの考えを基にした簡易的な平板形状のFEMモデルにて解析を遂行した。その中で複数のリブ形状を用意し、リブ形状の変化による影響についても検討した。その結果、一般的なリブ無し歯車の場合は歯幅端部付近への負荷が破壊の主要因となるが、有効歯幅と呼ぶ荷重伝達する部分の歯幅を全歯幅に対してある程度減らすことで歯元破壊の主要因となる歯元応力を低減できることを示した。一方で、提案するリブ付き歯車では歯幅端部にリブを付与することで有効歯幅端部付近への負荷時に発生する歯元応力を低減でき、歯幅方向のリブ厚が十分に厚くなれば、歯幅中央部への負荷が破損の主要因になることがわかった。加えて最適リブ厚を検討する際、歯幅方向に分布させた点に負荷した時に生じる最大歯元応力を把握し、等応力設計に基づきそれらの応力が等しくなるようにリブ厚を設定することが重要であり、その探索方法の指針として1DCAEに基づいたFEMモデルにて解析を用いることができることを示した。リブ形状の変化による影響については、有効歯幅端部付近への負荷で発生する歯元応力において、リブ形状差による応力低減量の絶対値の違い

があるものの、どの形状でも類似の応力低減傾向がみられることがわかった。加えてリブ付き歯車の設計において、実際の設計では浸炭焼入れに代表される熱処理などによる製造上の制約条件があるため、最大歯元応力が最も低くなるリブ厚を選択できない場合もある点についても注意が必要であることを示した。

3章では、スパイラルベベルギヤが歯すじに曲率を持つ曲がり歯を有することに着目し、歯すじに曲率をもつ歯車においてリブが与える影響について着目し、この検討に向けて、曲面板の1DCAEモデルの解析を遂行しリブが曲がり歯の歯元曲げ応力に与える影響を考察してその最適化設計の指針を検討した。この結果、まず一般的なリブ無し歯車で平歯と曲がり歯での歯元応力を比べると、歯幅中央付近への負荷で発生する歯元応力はほぼ変わらないが、歯幅端部付近への負荷における歯元応力は曲がり歯のほうが大きいことがわかった。加えて平歯でも曲がり歯でも、歯全体を荷重分担面として使用するよりも歯幅端部の一部を非荷重分担面としたほうが歯元応力を低減できることがわかった。一方で曲がり歯の歯端部にリブをつけても平歯と同様に歯幅端部付近への負荷で発生する歯元応力の低減効果があることが確認できた。しかしながら、リブ付き歯車は歯端部付近の負荷での歯元応力を低減できるものの、一定以上のリブ厚では歯幅中央付近への負荷が破損に対して支配的になることでリブを付ける利点は少なくなり、加えてリブ接続部で引張・圧縮の繰り返し応力がかかり、それらが歯元応力よりも大きい場合があるためにリブ接続部での破損にも注意して設計する必要があることがわかった。

4章では3章で示したリブ接続部での破損にも注意することの必要性について検討した。ここで2章において検討したリブ形状の一つである三角形リブは十分な応力低減効果が判明していることと、三角形リブは歯面とリブ上部の接続部において鈍角で接続するのでリブ接続部に応力集中しにくくなるとの推定から、三角形リブを歯幅端部に設置することを前提にした。歯元およびリブ周辺の応力分布の解明に基づくリブサイズの決定を目指したリブ形状の検討に向けて、1DCAEでの考えを基にした簡易形状での解析することを考慮しラック形状のFEMモデルを用いた。その結果、三角形リブを歯幅端部に設置することにより、歯元に加えてリブ下部と歯底の接続部、リブ上部と歯面の接続部付近の3ヶ所に応力が集中するため、それら3ヶ所で生じる応力を考慮してリブ形状を検討する必要があることがわかった。リブ形状の検討指針として、三角形リブの歯丈方向のリブ高さを大きくすると歯元応力は低減できるが、切り欠き効果によりリブ下部に集中する応力が大きくなるため、三角形リブの形状はこれらのトレード

オフ関係を十分に考慮する必要があることがわかった。加えてかみ合い進行方向のリブ幅は大きいほうが歯元とリブ下部に集中する応力を低減できることがわかった。さらにリブ上部ではリブより上の歯の剛性とリブがついた部分の歯の剛性の変化点となることで応力集中しやすく、リブ剛性とリブ接続部の切り欠き効果の関係によりリブ上部での応力はリブ高さの変化に対し極小値があることがわかった。それらを踏まえて三角形リブの最適形状を考えたときに歯元、リブ上部、リブ下部の3ヶ所における応力を検討し、それらのトレードオフ関係を考慮してリブ形状を決定する必要があることを示した。

5章では、スパイラルベベルギヤ対は負荷により歯すじ方向に実歯当たりが移動し高荷重運転時に歯幅方向の端部への抜けが発生することで強度低下を生じることを考慮し、発生応力と歯先たわみの両面においてリブが与える影響について検討した。この検討において4章での解析モデルと同様に、三角形リブを歯幅端部に付加することを前提に1DCAEの考え方を基にしたラック形状のFEMモデルを用いた解析を遂行した。加えて、前章までは解析結果と実機の比較に至っていないため、三角形リブを付与したリブ付きピニオンを試作し静的な集中荷重をかけて応力集中しやすい歯元、リブ上部、リブ下部の3ヶ所に張り付けた歪ゲージにて応力測定を行い、その実機測定結果と解析結果を対比することでリブの効果について検討を遂行した。解析結果として、歯幅端部の歯先に荷重点がある場合に発生する最大応力と歯先たわみは歯幅中央の歯先に荷重点がある場合の歯元応力や歯のたわみと同等以下までは減らせないまでも、リブによる歯元応力低減効果や歯のたわみの低減効果があることがわかった。実機による応力測定結果においては、簡易モデルを用いたFEM解析結果は歯部では定量的な精度を確保されているが、リブ部で生じる応力に対しては定性的な精度であり定量的な評価にはより詳細な設計情報が必要であることがわかった。加えてこれらの知見を考慮しておけば、詳細な3Dモデルなどが無い歯車諸元検討を行う設計初期段階で強度検討に影響するリブ付き歯車の重要パラメータとなるリブ形状を検討する際には、簡易モデルを用いたFEM解析はリブ形状を見通しよく設計するのに有効であることを示した。

6章では、5章の実機での応力測定がリブ付き歯車に静的に集中荷重をかけるのみであり、リブ付きピニオンとギヤをかみ合わせた状態の歯車対として駆動させた場合のリブの効果を観察するまでには至っていなかったことに着目した。そこで5章で扱ったリブ付きピニオンをギヤとかみ合わせて駆動させ、その時の歯元およびリブ周辺での発生応力を測定することでリブ付きスパイラルベベルギヤ対の駆動状態におけるリブ

の影響について考察した。その結果、リブ付きスパイラルベベルギヤ対は 1DCAE に基づいた簡易モデルを用いた FEM 解析により三角形リブ形状を選定することで、駆動状態での実かみ合いにおいても外端部の歯元応力を低減できることがわかった。一方でリブ上部や下部の応力については外端側の有効歯幅端部の歯元の応力よりも小さく、リブ部周辺が破損起点にはならないことがわかった。加えて少歯数のピニオンは歯の基部の直径が小さいため、歯元応力は隣接歯や 180° 対向歯のかみ合いの影響を受け複雑に変化するが、リブ部の応力はそれらの影響が少ないこともわかった。さらに、負荷トルクが増大する場合に歯あたり内の負荷中心が歯幅中央に移動していることが示唆され、歯車対でかみ合わせた状態でもリブによる外端部の歯元の応力低減効果があることがわかった。

以上により本研究はリブ付きスパイラルベベルギヤについて、リブ形状の検討手段として 1DCAE の考え方に基づいた簡易 FEM モデルの利用の有用性を示し、実機にてリブによる歯元曲げに対する応力低減効果があることを確認した。その上でピニオンの歯端部にリブをつけることで補強するリブ付きスパイラルベベルギヤ対は歯車の小型化に貢献する技術であり、ひいてはエネルギーロス削減に貢献しうる技術であることを示した。

7.2 今後の課題

本研究において、今後の課題として主に 3 つの問題が残されている。

その1つは、最適リブ形状における歯車諸元への依存性の更なる解明と考える。本研究においては自動車のデファレンシャルユニットに搭載される最終減速機を題材として試験品の FEM 解析・試作を行い、モジュールを基準にリブ形状の検討を遂行してきた。しかしながら、提案の歯車は自動車に限らず、スパイラルベベルギヤが利用されるあらゆる機械に搭載が可能である。このときに歯車の最大の特徴である減速比の変動、ひいては歯数変動してくるようになるが、歯数変動により歯形形状および歯溝形状の変化やリブ形状と歯面にかかる荷重方向の相対関係などの様々な変動が起こる。しかしながら本研究ではその点への対応が不十分であると考えられる。

2 つ目は、リブの伝達効率への影響の解明である。本研究では応力測定によりリブの効果を示した。前章までで述べたようにリブは歯の剛性を増すことで、トルク変動による歯当たりの移動を抑えていることが考えられる。伝達誤差は歯あたり位置などによって変化するため伝達荷重への依存性があるが、リブにより伝達誤差の伝達荷重へ

の依存性が抑えられることが考えられる。しかしながら、歯車の伝達効率の測定までに至っておらず、リブによる伝達効率への影響の観察には至っていない。

3つ目は、リブ付き歯車の生産性の向上である。本研究では5軸マシニングセンタとボールエンドミルにてリブ付き歯車の実製造を行った。しかしボールエンドミルの汎用性は非常に高いものの、生産性には劣る。一方で市場を見渡すと工具では、2種類以上のRを組み合わせた樽型の工具形状を模したバレル型エンドミルと呼ばれるものが登場し生産性の改善への期待が高まっている。歯車の歯溝成形の加工プロセスについては、歯面の加工をボールエンドミルのような工具先端のR部での加工ではなくラジアスエンドミルのような軸の直線部で加工することで生産性に貢献しようとする動きも見られる。これらの観点も織り込むことができれば、リブ付き歯車においては更なる向上が期待できると考える。

これら残された課題を解決して、リブ付き歯車は歯車の小型化によるエネルギーロス削減、ひいてはカーボンニュートラル社会の実現に向けた一助となるよう一層の技術革新を進めていく必要がある。

謝辞

始めに、本研究を遂行し学位論文をまとめるにあたり、多大なるご支援とご指導を賜りました同志社大学理工学部 教授 廣垣俊樹 博士に深く感謝いたします。社会人と並行して博士課程(後期)を進めてまいりましたが、廣垣博士に本研究のご指導いただいたものの、社会人としての他業務などにより、本研究への対応が非常に遅れた部分が多々あり、非常にご迷惑をかけたと反省しております。そんな中でも怒りや諦めなどは微塵も感じさせずにご指導いただき、大変感謝しております。また、知識においては歯車に限らず多分野にわたる技術的なご指導、論文の書き方などのご指導に大変助けていただきました。博士課程(後期)の3年間、その前の4年間も含め、長きにわたりご指導いただき大変ありがとうございました。

次に、本研究を遂行する際に温かいご助言を賜りました同志社大学理工学部 教授 青山栄一 博士に感謝の意を表します。研究者としての姿勢や、今後の博士号を取った人への義務、後に続く学生や後輩などへの育成についてなどをお話いただいたことをよく覚えております。ご指導をうけている学生たちが青山博士をよく慕っている理由のひとつにそういったところを体現しておられることが含まれていると思っております。そういった人材になれるよう、今後とも務めていきたいと思っております。

また、本論での博士号取得にあたり副査を快くお引き受けいただき、貴重なご意見を賜りました同志社大学理工学部 准教授 中村守正 博士に感謝いたします。ベベルギヤの研究に従事されていた方は非常に少ないこともあり、本研究の外部からそういった観点でご意見いただけることは貴重で非常にためになるものでありました。大変ありがとうございました。

次に本研究を推進するにあたり、加工設備の利用、研究にあてた工数面のご助力、また歯車技術においてご助言いただきました株式会社 浅野歯車工作所 取締役 江指哲也 氏、同社技術部 課長 豊田真也 氏、同社技術部各員、ひいては同社社員皆様に感謝いたします。私が浅野歯車工作所に 2014 年に入社し現時点で 9 年になります。今でもそうですが、私は最初から謙虚さに欠ける社員だったかと思っております。そんな中でも本研究に従事する機会を与えてくださり、歯車やそのユニット、ひいては自動車の知識、技術開発にむけた姿勢、また働くとのことの姿勢など、多岐にわたるご

指導をいただき、日々の業務にご協力いただきましたことに大変感謝しております。

次に本研究の応力測定などの実験にご協力いただきました同志社大学理工学部機械系学科・生産システムデザイン研究室の皆様には感謝いたします。学生の方々とはいえ、実機に触れており経験を積まれてきた方には一日の長があり、大変助かった部分が多々ございました。また、学生さんの研究に対する姿勢を見ていると、努力する、学習する、とのことの大切さを改めて感じました。願わくはともに働ける日がくればと思います。

感謝を述べる機会などあまりないので、この場を借りたく存じます。私が今に至る過程を考えると、小中高大学、学習塾などで授業いただいた数々の先生方、学士・修士を修了するにあたりご指導いただいた指導教官の方々に感謝したいと思います。やはり全ての学習経験が今に繋がっており、本研究においても考え方の基礎になっていることは間違いないと感じております。本紙を読む機会もないとは思いますが、ひっそりと感謝を記しておきたいと思っております。大変ありがとうございました。

加えて、このような研究をしているとも知らないとは思いますが、日々の研究活動を進められたのも父母兄や友人の支えがあったからだと思っております。大変感謝いたします。しかし現時点で自身を家長とした家族を築けておらず、そこに感謝できないことは悔むばかりです。

最後に、本紙に目を通していただいている方に向けて感謝したいと思います。手にとった理由は様々かと思っております。歯車の勉強の一環、研究活動に役立てるための参考、内容とは関係なくとも博士論文を執筆する過程での参考、私に若干の興味を持たれて手に取った、などの理由かと想像しております。本論文は博士号を習得ために執筆した部分もありますが、個人的にはどのような研究活動も「誰かの役に立つ」とのが根本と思っております。細部において間違いなどあるかと思っております。しかしながら、たった一文でも良いので、微力ながらあなた様にご協力できればと思います。

以上 2023年1月20日 齊藤雅博