

論文 / 著書情報
Article / Book Information

題目(和文)	運転条件下の振動計測によるはずば歯車のかみ合い伝達誤差の推定に関する研究
Title(English)	Study on estimation of loaded static transmission error of helical gears by vibration measurement under operating load conditions
著者(和文)	南雲稔也
Author(English)	Toshiya Nagumo
出典(和文)	学位:博士(工学), 学位授与機関:東京工業大学, 報告番号:甲第10536号, 授与年月日:2017年3月26日, 学位の種別:課程博士, 審査員:松村 茂樹,進士 忠彦,佐藤 千明,吉岡 勇人,高山 俊男
Citation(English)	Degree:Doctor (Engineering), Conferring organization: Tokyo Institute of Technology, Report number:甲第10536号, Conferred date:2017/3/26, Degree Type:Course doctor, Examiner:,,,,
学位種別(和文)	博士論文
Type(English)	Doctoral Thesis

博士学位論文

運転条件下の振動計測によるはすば歯車の
かみ合い伝達誤差の推定に関する研究

東京工業大学大学院総合理工学研究科
メカノマイクロ工学専攻

南雲 稔也

指導教員 松村 茂樹 准教授
進士 忠彦 教授

平成 29 年 2 月

目次

記号表	i
第 1 章 緒論	1
1・1 研究の背景	1
1・2 はすば歯車のかみ合い起振力に関する従来の研究	4
1・3 本研究の目的	6
1・4 本論文の構成	10
第 2 章 動力伝達用はすば歯車の振動モデル	12
2・1 緒言	12
2・2 歯車対の相対回転振動に関する一自由度モデル	12
2・3 主な振動成分とその励振	17
2・3・1 かみ合い整数次成分	17
2・3・1・1 かみ合い整数次成分の励振	17
2・3・1・2 かみ合い整数次成分の振動	24
2・3・2 かみ合い整数次成分の側帯波	25
2・3・2・1 側帯波成分の励振	25
2・3・2・2 側帯波成分の振動	28
2・3・3 かみ合い非整数次成分	32
2・4 回転方向以外の自由度を含む三次元の系における振動	32
2・5 結言	34
第 3 章 振動計測によるかみ合い伝達誤差の推定手法	35
3・1 緒言	35
3・2 かみ合い伝達誤差の推定手法	35

3・2・1	推定手法の概要	35
3・2・1・1	歯車に起因する振動とかみ合い伝達誤差との関係	35
3・2・1・2	推定の手順	36
3・2・2	周波数応答関数の取得方法	37
3・2・2・1	取得方法の検討	37
3・2・2・2	周波数応答関数の取得の手順	38
3・2・3	周波数応答関数の数値解析の方法	40
3・2・3・1	概要	40
3・2・3・2	数値計算モデル	40
3・2・3・3	計算モデルのパラメータ最適化	45
3・2・4	適用範囲	50
3・3	実験装置および振動計測方法	51
3・3・1	試験歯車	51
3・3・2	はすば歯車振動試験装置	53
3・3・3	振動計測系	54
3・3・4	振動計測方法	55
3・4	実験結果と考察	57
3・4・1	振動計測結果	57
3・4・2	周波数応答特性	58
3・4・3	数値解析による周波数応答関数の計算結果	62
3・4・4	パラメータ最適化の内部データ	68
3・4・5	数値解析による計算結果と振動計測による周波数応答特性の接続結果	72
3・4・6	振動計測結果と周波数応答関数によるかみ合い伝達誤差の算出	74
3・5	かみ合い伝達誤差の推定結果と考察	75
3・5・1	推定結果と歯当たり解析結果の比較	75
3・5・2	駆動歯車の歯面修整がかみ合い伝達誤差の推定結果に与える影響	76
3・5・3	実数値 GA の乱数がかみ合い伝達誤差の推定結果に与える影響	77

3・5・4	側帯波成分を含む推定結果	78
3・6	結言	80
第4章	産業用減速機への適用	81
4・1	緒言	81
4・2	実験装置および実験方法	81
4・2・1	試験減速機	81
4・2・2	振動試験装置	84
4・2・3	振動計測系および振動計測方法	85
4・2・4	かみ合い伝達誤差計測系およびかみ合い伝達誤差計測方法	91
4・3	実験結果と考察	92
4・3・1	振動計測結果	92
4・3・2	周波数応答関数の数値計算結果および接続	96
4・4	かみ合い伝達誤差の推定結果と考察	101
4・4・1	かみ合い整数次成分の推定結果	101
4・4・2	側帯波成分を含む推定結果	103
4・5	結言	106
第5章	かみ合い伝達誤差による相対歯面偏差の推定	107
5・1	緒言	107
5・2	相対歯面偏差の推定方法	107
5・2・1	推定方法の概要	107
5・2・2	歯当たり解析の計算式	108
5・2・3	最適化計算の方法	110
5・3	相対歯面偏差の推定結果と考察	113
5・4	結言	115

第 6 章 結論	116
6・1 本研究のまとめ	116
6・2 今後の課題と展望	119
参考文献	120
謝辞	127
研究成果の公表実績	128

記号表

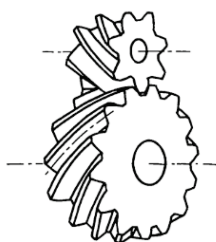
C	:	減衰係数.
\mathbf{C}	:	減衰行列.
$e_i(x)$:	歯対 i におけるある時刻の接触線上の相対歯面偏差, 理論インボリュートヘリコイドを 0 として歯が凹になる方向が正符号.
$e_{i\min}(t)$:	歯対 i における相対歯面偏差の接触線上の最小値, 理論インボリュートヘリコイドを 0 として歯が凹になる方向が正符号.
f_s	:	歯車の回転周波数.
f_z	:	かみ合い周波数, 図中では mesh frequency と表記する.
$F(t)$:	相対歯面偏差による起振力, 軸直角方向.
$F_n(t)$:	相対歯面偏差による起振力, 歯直角方向.
$H(\omega)$:	周波数応答関数, 図中では frequency response function (FRF) と表記する.
j	:	虚数単位.
J_1, J_2	:	慣性モーメント. 添字は駆動歯車 (1) と被動歯車 (2) を表す.
$k(t)$:	かみ合い剛性, 軸直角方向, 図中では mesh stiffness と表記.
$k_n(t)$:	かみ合い剛性, 歯直角方向.
$k_i(t)$:	歯対 i の剛性, 軸直角方向.
$k_{ni}(t)$:	歯対 i の剛性, 歯直角方向.
\mathbf{K}	:	剛性行列.
M	:	質量.
\mathbf{M}	:	質量行列.
r_{b1}, r_{b2}	:	基礎円の半径. 添字は駆動歯車 (1) と被動歯車 (2) を表す.
S	:	実数値 GA における世代数.
t	:	時刻.
T_1, T_2	:	伝達トルク. 添字は駆動歯車 (1) と被動歯車 (2) を表す.
W	:	歯車対の間で伝達される作用線方向の伝達荷重.

W_n	:	歯車対の間で伝達される歯面法線方向の伝達荷重.
W_i	:	歯対 i の伝達荷重, 軸直角方向.
W_{ni}	:	歯対 i の伝達荷重, 歯直角方向.
$X(t)$:	歯車装置の振動計測点における振動変位.
$\mathbf{X}(t)$:	変位ベクトル.
Y_c	:	歯のかみ合いにおける接触線の作用線上での位置.
Z	:	歯数.
β_b	:	基礎円筒ねじれ角.
$\Delta(t)$:	駆動歯車に対する被動歯車の回転角の遅れを作用線上で表した相対変位.
$\Delta_{STE}(t)$:	かみ合い伝達誤差, 図中では loaded static transmission error (STE) と表記.
$\Delta_{STE}(t)$:	多自由度モデルの運動方程式においてかみ合い伝達誤差による強制変位 入力を表すベクトル.
$\theta_1(t), \theta_2(t)$:	振動角変位. 添字は駆動歯車 (1) と被動歯車 (2) を表す.
φ_1, φ_2	:	実数値 GA における目的関数.
π	:	円周率.
ω	:	角周波数.
ω_s	:	歯車の回転角周波数.
ω_z	:	歯車のかみ合い角周波数.
$-$:	時間平均.
\sim	:	時間変動成分, ある変数 $x(t)$ に対して $\tilde{x}(t) = x(t) - \bar{x}$ で表される.
\wedge	:	時間変動成分の複素振幅, 添字 m によりかみ合い次数を表す.

第1章 緒論

1・1 研究の背景

はすば歯車は各種の産業機械に組み込まれる伝動装置においてきわめて広く用いられている。通常、単にはすば歯車と言えばインボリュートはすば歯車のことを指す。インボリュートはすば歯車は、歯形をインボリュート、歯すじを軸に対して一定のねじれ角で傾いたつるまき線とする円筒歯車である (Fig. 1.1)。そもそも歯車とは、つぎつぎにかみ合う歯によって運動と動力を伝達する機械要素であり、動力伝達を主な目的とするものと、運動伝達を主な目的とするものがある。また種々の歯車を組み合わせて所要の速比が得られるように作られ、軸受やハウジングなどを含んでまとまった伝動装置のことを、一般に歯車伝動装置、歯車装置、変減速機などと呼ぶ。本論文では動力伝達用のはすば歯車およびそれらを用いた歯車装置を対象とする。

Fig. 1.1 Helical gears^[1]

近年ではダイレクトドライブモータの技術進歩などにより伝動装置を含まない場合も見受けられるが、ほとんどの場合、産業機械には回転速度や伝達トルクを変換して原動機と作業機のためのマッチングをとるための伝動装置が用いられている。それは一般の電気モー

タや内燃機関などの原動機では、高い動力変換効率が得られる運転速度が狭い範囲に限られているためである。伝動装置における動力伝達の方法には、摩擦による伝動、チェーン伝動、流体による伝動などがあるが、歯車による伝動は確実な速比での運動伝達と、高い効率での動力伝達ができ、さらにトルク重量比が高いという長所がある。歯車を用いた産業用減速機の例を Fig. 1.2 に示す。

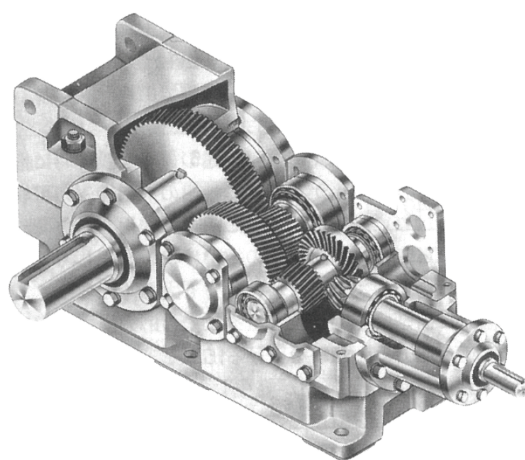


Fig. 1.2 Industrial gearbox ^[2]

産業機械において、その経済性と信頼性は古くから考慮すべき重要な点であり、現代ではそれらと同時に省エネルギー性や環境性も強く求められる。これは動力伝達用の歯車装置にも言えることであり、

- (a) 小型・軽量であること、
- (b) 運転寿命が長いこと、
- (c) 製作費・維持費などが低いこと、
- (d) 動力伝達効率が低いこと、
- (e) 振動・騒音などの不快な現象が少なく静粛であること、

などが考慮されて設計・製造されている。歯車による伝動装置は、機械を構成するコンポ

ーメントの中でも最も古くからあるものの一つであり、絶えず技術的な改善が加えられながら、現在ではきわめて広い範囲にわたって用いられている。しかしながら上記の各性能に対する要求も近年ますます厳しくなっており、さらなる技術的発展が要望されている。

動力伝達用の歯車装置にはトルク重量比や伝達効率が高いなどの長所がある一方で、歯という離散的な要素がつきつぎに切り替わってかみ合いながら動力を伝えていくために、それにともなって振動・騒音が発生するという短所がある。この歯車に起因する振動・騒音に関して、これまでも多くの研究がなされて、その成果をもとに大幅な改善が達成されてきた。しかし近年の環境性への関心の高まりとともに、歯車装置の騒音を減少させることはますます重要な課題になってきている。この課題に対応すべく、本論文では動力伝達用歯車装置の低騒音化に関する内容を扱うことにする。

騒音の周波数は耳に聞こえる 20~20,000 Hz の範囲であり、また耳の感度はこの周波数範囲に対して一様ではなく約 4,000 Hz 付近で最も感度がよくなっている^[3]。一方、歯車における騒音は、産業用減速機の出力段歯車対のような低い周波数から自動車のトランスミッションのような比較的高い周波数まで広い範囲にわたって、だいたい 40~5,000 Hz の間にある。したがって、歯車における騒音のほとんどは耳に聞こえる騒音である。しかも耳の感度がよい周波数の範囲と重なっているから、歯車による騒音は問題になりやすい。

また騒音には、空気を直接伝わっていく空力音と、伝動装置から物体を伝わっていく固体伝播音がある^[3]。動力伝達用の歯車はハウジングに覆われて全閉構造になっているのが普通なので歯車の空力音が問題になることは少なく、歯車に起因する騒音は固体伝播音がそのほとんどを占める。この固体伝播音は、歯車から直接空気には伝わらず、歯車装置に接続されている構造を振動させ別の壁面が発音源となって空気に伝わるものや、伝動装置および周囲の構造全体を共振させるものなど複雑な現象をともなうことが多い。歯車に起因する固体伝播音に対して、防音壁や制振構造などにより対策することも考えられるが、これらの対策は大掛かりになりやすく、設置スペース・重量・コストの問題から採用が困難な場合も多い。したがって歯車装置の騒音への対策としては、振動の発生原因である歯のかみ合いにともなう振動起振力（以後、かみ合い起振力と記す）をいかに小さく抑えるかということが、最も基本的で重要な課題である。

1・2 はすば歯車のかみ合い起振力に関する従来の研究

歯車の騒音は、動力を伝達する歯車対の間で同時にかみ合っている歯対の剛性の和（以後、かみ合い剛性と記す）がかみ合い周期で変動することによる係数励振、および理論歯面に対するはすば歯車対の実歯面との相対的な形状偏差（以後、相対歯面偏差と記す）による起振力という 2 種類の励振が作用して歯車本体や軸が起振され、振動がハウジングや他の部材の表面から空気に伝わり発生する固体伝播音が主要因であると考えられている^{[4]-[8]}。はすば歯車のかみ合い起振力は、かみ合い剛性の時間変動による係数励振と相対歯面偏差による起振力とを含み、これらの影響が合わさったものとして考えることができる。

はすば歯車は、平歯車に比べて、かみ合い剛性の時間変動の振幅が小さく、その変動の波形はかなり滑らかになる^[9]。その理由は、歯の接触が歯幅の一方の端から始まってしだいに歯の全体に広がるためと考えられている。さらに歯幅とねじれ角を大きくすればかみ合い率を高くできる。はすば歯車の動荷重や振動・騒音が平歯車に比べて小さいのはこれらの特長による影響と考えられており、はすば歯車は高速高負荷での運転が求められる動力伝達用の歯車として多く用いられている。

駆動歯車と被動歯車のそれぞれに対して歯面偏差を μm 単位で適切に与えることで歯車に起因する振動を低減できることが知られている^{[10]-[11]}。この理由は、かみ合い剛性の時間変動と相対歯面偏差による起振力が打ち消しあうことでかみ合い起振力が小さくなるためと考えられている。このように歯車に対して意図的に歯面偏差を与える方法は歯面修整と呼ばれており、歯車で設計によく用いられている。歯面修整において、歯形に対するものは歯形修整、歯すじに対するものは歯すじ修整などと呼ばれる。一般的に歯面の中央が凸となる中凸形の歯面修整がはすば歯車の振動・騒音の低減に有効とされている^{[12]-[17]}。

加工誤差によって個々の歯車に生じる歯面偏差が歯車の振動・騒音と密接に関係していることは早い時期から知られており、加工誤差が振動・騒音に与える影響に関しては多くの研究がある^{[18]-[23]}。これらの研究により、歯車の加工精度は振動・騒音に与える影響が大きいこと、そして加工誤差の絶対値だけではなく中凸形か中凹形かなどの歯面偏差の傾向も重要であることが明らかにされている。

はすば歯車は歯のねじれによりかみ合いが三次元的となり、軸方向や歯車の倒れも含む

多自由度の振動挙動になるが、かみ合い起振力が振動に与える影響を考えるとときには、歯車対の相対的な回転方向振動を表す一自由度モデルで代表して扱うことができる^{[24][25]}。そして一般化されたはずば歯車の一自由度振動モデルにおいて、かみ合い剛性は歯面の接触と分離を表すがた特性の非線形性^{[6][26]}と、軽負荷伝達時における歯面接触の非線形性^{[27][28]}とを含み、さらにこのモデルにはかみ合い剛性の時間変動が含まれるため係数励振振動の性質がある^[29]。

しかし動力伝達用はずば歯車の負荷運転中の振動を考える場合、近似により定数係数系の振動モデルに置き換えても十分に精度よく振動を扱うことができ、かみ合い起振力はかみ合い剛性の時間変動と相対歯面偏差による起振力を総合した指標として総合起振力あるいはかみ合い伝達誤差を用いて評価できる^{[30][32]}。そして現在ではかみ合い伝達誤差が動力伝達用はずば歯車のかみ合い起振力の評価量として多く用いられている^[33]。かみ合い伝達誤差は、一定のトルクかつ準静的な回転速度で運転している状態での、駆動歯車に対する被動歯車の相対回転遅れの周期的変動の波形として表される。

はずば歯車のかみ合い剛性やかみ合い伝達誤差などを計算する歯当たり解析の方法が開発され、それらは計算ツールとして設計で用いられている。歯当たり解析の代表的な方法としては、相対歯面偏差を考慮して歯の接触線上の分布荷重に関する連立積分方程式を解く方法がある^{[28][34]}。このような歯当たり解析を活用して、近年では、振動と強度の双方に最適化された歯面修整の設計法^{[35][37]}や、運転時のトルクとミスアライメントを考慮した歯面修整のロバスト最適化設計法^[38]などが提案されている。

以上のように、これまでの研究によって動力伝達用はずば歯車におけるかみ合い起振力のかみ合い伝達誤差を用いて評価できることが明らかにされ、それをもとに歯面修整の設計方法が提案されている。ここで、歯面修整の設計において重要な相対歯面偏差は、

- (a) 駆動側と被動側の個々の歯車の歯面偏差
- (b) 歯車装置を組み立てた状態での軸・軸受・ハウジングなどの寸法偏差の影響
- (c) 運転時の負荷による各部の変形の影響

を因子として、(a) + (b) + (c) により定まると考えることができる。相対歯面偏差は μm 単位でかみ合い起振力に影響しているため、(b) 組み立てた状態での各部の寸法偏差や (c)

負荷による変形が歯車装置の振動・騒音に与える影響は個々の歯車の歯面偏差と同様に大きく、歯面修整の設計において無視できない要因である。しかしながら従来の研究では、個々の歯車の歯面偏差については詳しく考慮しているが、実機に含まれるこれらの要因については省略しているか単純化して扱っており、実機の負荷運転時における相対歯面偏差に影響する各要因を詳細に考慮できるような方法は筆者の調べた限り見当たらない。

1・3 本研究の目的

以上のように、動力伝達用はすば歯車のかみ合い起振力のかみ合い伝達誤差によって評価でき、歯当たり解析を用いてかみ合い伝達誤差を減少させるための歯面修整を設計することができる。しかしながら従来の研究では、歯車装置を組み立てた状態での各部の寸法偏差および運転時の負荷による各部の変形という要因がはすば歯車対の相対歯面偏差に与える影響を詳細に考慮できる方法がないという問題から、かみ合い起振力の低減には限界がある。この問題の理由としては、個々の部品の寸法バラツキにより変化する部品間の隙間や、様々な用途により異なる負荷条件の違いが実機に与える影響を精度よく予測することがかなり難しいためと考えられる。これらの影響は、実際に歯車装置を組み立てて負荷をかけた状態にしなければ正確に把握できない場合が多い。またその把握のために歯車装置の分解・組立をすとなれば、部品間の隙間や組付け誤差が変化してしまう可能性が高く、正確な評価が難しい。そこで、組み立てた状態の歯車装置をユニットとして、各部の寸法偏差と運転時の負荷による変形の影響を評価できるような方法が要望されている。

上記の課題に対して、運転時の負荷条件下における実機のかみ合い伝達誤差を取得することが有効と考えられる。歯車対の相対歯面偏差はかみ合い伝達誤差と密接に関連している。そして、歯車対に種々の相対歯面偏差を与えた条件でのかみ合い伝達誤差は、歯当たり解析により計算で求められる。だからそれらの関係における傾向を把握した上で実機のかみ合い伝達誤差を取得できれば、歯当たり解析の計算結果との比較を行うことで、歯車装置各部の寸法偏差と運転時の負荷による変形の影響を把握できると考えられる。ここで、かみ合い伝達誤差の代わりにかみ合い起振力を直接取得する方法としてもよい。

運転時の負荷条件下における実機のかみ合い伝達誤差が取得可能となれば、次のような場面での活用が期待できる。まず、新しい歯車装置を開発する場合、基本設計、詳細設計、試作品テスト、量産設計、量産試作品テスト、市販というような大体の流れになると思われる。この中の試作品テストにおいて、実際の負荷条件下における実機のかみ合い伝達誤差を取得して、組み立てた状態での各部の寸法偏差や負荷による変形の影響を把握し、その結果をもとにして対策を量産設計に反映させることができる。このようにすることで従来の設計プロセスに比べてこれらの要因をより詳細に考慮して歯面修整の設計ができ、歯車装置の低騒音化につながる。他に、すでに設置された歯車装置において振動・騒音が問題となった場合に、かみ合い伝達誤差を取得し、歯車装置の分解調査をすることなく対策を立てることができる。特に、分解に大きな費用がかかる大型の装置や、長時間停止させられない機械では、歯車装置を組み立てた状態で評価できる手法は有用である。

歯車対のかみ合い伝達誤差を取得する方法として、一定の伝達トルクと準静的な速度の条件で実際に歯車対を回転させて、高分解能のロータリーエンコーダにより駆動歯車と被動歯車それぞれの回転角度を計測し、かみ合い伝達誤差を求める方法が用いられている。ここで、歯車や歯車装置の品質を確認するために負荷の軽い条件で伝達誤差を計測することは多く行われているが、運転時の負荷条件でなければかみ合い起振力およびその要因の評価にはならないことに注意する。従来の研究では、単体のはすば歯車対に対する専用の要素試験装置を用いる事例^[33]や、計測のために一部を改造した自動車のトランスミッションでの事例^[39]が見受けられる程度であり、適用範囲がかなり限定されているのが実際の状況である。この理由としては、運転時の負荷条件下における実機のかみ合い伝達誤差を計測するには、歯車装置に実運転時のような高い負荷をかけながら準静的な速度で運転させるための試験装置が必要になること、動力伝達用の歯車装置は用途によってサイズ・減速比・入出力軸の配置が多種多様であり、機種に応じた試験装置を製作すると費用が非常に高くなることなどが考えられる。

かみ合い伝達誤差を取得する以外には、例えば次に示すような方法が候補として挙げられるが、いずれも有効な方法とはいえない。まず歯車の歯にひずみゲージを取り付けることで負荷運転時に歯に作用する動荷重を計測する方法がある^[40]。しかし、このような方法

の利用はセンサの設置スペースおよびその信号の取り出しの 2 つの面で実機への適用が困難と考えられる。また歯車装置の負荷運転時の振動を信号処理して波形のパターンなどを分析することで、歯面の損傷などを診断する方法^{[41][44]}も研究されている。しかし、これらは正常な状態での振動か異常のある状態の振動かを判断して歯の損傷を検出するというものであり、本研究で考えているような正常な状態での振動における相対歯面偏差の要因による影響の把握に用いることは困難と考えられる。

そこで各部の寸法偏差と運転時の負荷による変形の影響を評価する方法として、歯車装置の運転時の振動計測結果を詳細に分析して歯面偏差の影響を推定する方法について研究が行われてきた。振動計測による方法は加速度ピックアップなどの計測機器を用いてサイズ・減速比・入出力軸配置の異なる様々な歯車装置への適用ができるため有用と考えられる。これまでに、歯車装置の負荷運転中の振動波形に対して同期平均を適用することで、個々の歯車に起因する振動の成分を抽出する方法が提案されている^[45]。この方法により歯面に大きさ $1\ \mu\text{m}$ 以下の周期的なうねりを持つ歯車を検出するとともに、歯車装置の振動モデルが定数係数系に近似して扱えることをもとにして振動成分の応答曲線から周波数応答関数を求めて、歯面のうねりの大きさを推定する方法が提案されている^{[46][47]}。この歯面のうねりによる振動・騒音は、かみ合い非整数次成分、ゴースト音などと呼ばれる^{[47][48]}。さらに、歯車の振動において主要な成分であるかみ合い周波数成分およびその高次成分（以後、まとめてかみ合い整数次成分と記す）を対象として、歯面偏差の特徴を抽出する方法^{[47][49]}、およびかみ合い起振力の情報を取得する方法^[47]について研究が行われてきた。

これらの研究では、かみ合い起振力の波形に含まれるかみ合い整数次成分やかみ合い非整数次成分の振幅と位相が、歯車の回転速度に依存しないとみなせることをもとに、計測した振動加速度からこれらの次数成分を抽出して周波数応答関数の形状を求める方法を提案している。しかし、このようにして求められるのは周波数応答関数の形状だけであって、そのままでは振幅と位相の基準が不明なので、周波数応答関数を定量的に求めることができない。そこで、かみ合い非整数次成分に対しては、基準となる歯車の全ての歯に対し歯面偏差を詳細に測定することで歯面にあるうねりの大きさを求めておき、それをもとにして周波数応答関数の基準を決める方法が提案されている^{[46][47]}。しかし、かみ合い整数次成

分に対しては、周波数応答関数の基準を定める有効な方法が提案されておらず、これまでの研究における周波数応答関数を用いたかみ合い整数次成分の分析は定性的なものに留まっている^[47]。また、かみ合い非整数次成分においても、周波数応答関数の基準を決めるためには、全歯にわたって歯面偏差が詳細に測定された基準歯車を歯車対の一方の歯車として用いる必要があるため、組立てた状態の歯車装置に適用することはほとんどできない。

次に、はすば歯車のかみ合い起振力における主な周波数成分とその発生原因は

かみ合い起振力の主な成分	発生原因
かみ合い整数次成分	かみ合い剛性の変動，歯面偏差
かみ合い整数次成分の側帯波	歯車の偏心，ピッチ誤差
かみ合い非整数次成分	歯面の周期的なうねり

のように整理できる^[47]。しかし、この一連の研究において、かみ合い整数次成分の側帯波についてはまだ扱われていない。

側帯波を含む振動は、かみ合い周期で振動する波形が歯車の回転周期で振動する成分により振幅変調（AM）あるいは周波数変調（FM）を受けた波形となる。これら2種類の変調を同時に含む場合では、側帯波のスペクトルはかみ合い周波数に対して非対称な振幅の分布となる^{[50][51]}。側帯波の発生原因は、偏心やピッチ誤差の影響により歯車対の相対歯面偏差が回転周期で変動するためであると考えられている^{[52]-[54]}。このように歯車の偏心やピッチ誤差とかみ合い整数次成分の側帯波との関係が明らかにされてきたが、これら従来の研究では、歯車に対し比較的大きな偏心誤差を与えた条件を対象にしているか、または無負荷に近い軽負荷条件を対象としており、負荷運転中の振動における側帯波成分の起振力を対象にした研究は筆者の調べた限り見当たらない。

以上をふまえて、本研究の目的は、運転条件下の振動計測結果をもとに実際の負荷条件下におけるかみ合い起振力を定量的に評価し、はすば歯車対の相対歯面偏差に影響する要因を把握可能とすることとした。はすば歯車のかみ合い起振力はかみ合い伝達誤差を用いて評価できるから、本研究では振動計測結果をもとに運転時の負荷条件下におけるかみ合い伝達誤差を推定する手法を提案し、さらに提案した手法の有効性を実験的に検証する。

振動成分としては、歯車振動において主要な成分であるかみ合い整数次成分と、かみ合

い整数次成分の側帯波を対象とする。この中で側帯波成分については、本研究においてかみ合い起振力の発生メカニズムを明らかにして発生原因と振動との関係を示すことで、かみ合い伝達誤差を用いてかみ合い起振力の定量的な評価をできるようにする。

さらに、たとえかみ合い伝達誤差が求められたとしても歯車装置の各部の寸法偏差および負荷による変形の影響は直接把握できないということをふまえて、この課題を解決すべく、かみ合い伝達誤差をもとにして運転時におけるはすば歯車対の相対歯面偏差を推定する方法を提案する。

1・4 本論文の構成

本論文は、本章を含めて全 6 章により構成される。第 2 章以降の概要を以下に記す。

「第 2 章 動力伝達用はすば歯車の振動モデル」では、動力伝達用はすば歯車の振動モデルについて整理して説明する。はじめに歯車対の相対的な回転方向振動を表す一自由度モデルの運動方程式をもとに、周波数領域において振動がかみ合い伝達誤差と周波数応答関数との積として単純な形に近似して考えることができるという、動力伝達用はすば歯車の振動に関する性質を示す。次に、かみ合い起振力の主な成分およびその発生メカニズムについて、歯当たり解析による計算結果を具体例として示しながら説明する。かみ合い整数次成分の側帯波については、振動モデルにおいて歯車の累積ピッチ誤差の影響により側帯波成分が発生することを示し、側帯波成分の振動がもつ特徴について検討する。

「第 3 章 振動計測によるかみ合い伝達誤差の推定手法」では、運転条件下の振動計測によりかみ合い伝達誤差の時間波形を推定する手法を提案する。本推定手法では、第 2 章で述べた振動モデルをもとに、振動計測結果と周波数応答関数を用いることでかみ合い伝達誤差を推定する。かみ合い伝達誤差の時間波形として定量的に求めるためには、推定に用いる周波数応答関数の振幅と位相の基準を定める方法が必要になる。そこで本研究では、振動計測結果からかみ合い整数次成分を抽出して周波数応答関数の形状を求める従来方法

に対し、歯車装置の多自由度振動解析により低周波数域での周波数応答関数を計算し、この計算結果を基準として用いることで周波数応答関数を定量的に求める方法を新しく提案する。さらに、一段減速のはずば歯車振動試験装置に本推定手法を適用し、得られたかみ合い伝達誤差の推定結果を歯当たり解析による計算結果と比較することで、本推定手法の有効性を実験的に検証する。

「第 4 章 産業用減速機への適用」では、産業用の減速機として代表的な構造である二段減速のはずば歯車減速機に対して第 3 章で提案した推定手法を適用し、かみ合い伝達誤差を推定する。同期平均を用いて各歯車に起因する振動成分を分離・抽出することで、かみ合い伝達誤差の推定結果が個々の歯車毎に切り分けた形で求められることを示す。また減速機の出力軸に接続するカップリングのねじり剛性および第 1 段歯車対の被動歯車の歯先修整を変えて実験を行い、これらの要因がかみ合い伝達誤差の推定結果に与える影響について検討する。さらに、推定が正しくできているかを確認すべく、ロータリーエンコーダを用いてかみ合い伝達誤差を直接計測し、振動計測による推定結果との比較することで、本推定手法の有効性を実験的に検証する。

「第 5 章 かみ合い伝達誤差による相対歯面偏差の推定」では、かみ合い伝達誤差をもとにしてはずば歯車対の相対歯面偏差を推定する方法を提案する。ここで提案する方法では、様々な相対歯面偏差のパターンをランダムに生成し、それらを用いて歯当たり解析を行うことでかみ合い伝達誤差の計算結果を求める。次に歯当たり解析で計算したかみ合い伝達誤差の波形を、振動計測結果から推定した実機のかみ合い伝達誤差の波形と比較していく。この操作を最適化手法により繰り返し行うことで、実機のかみ合い伝達誤差に一致するような歯当たり解析結果が得られる相対歯面偏差を求める。さらにこの方法を第 4 章で用いた減速機に適用して、第 1 段歯車対の相対歯面偏差を推定するとともに、得られた推定結果について検討する。

「第 6 章 結論」では、各章で得られた結果をまとめて結論を示している。

第2章 動力伝達用はすば歯車の振動モデル

2・1 緒言

本論文では運転条件下の振動計測によりはすば歯車のかみ合い伝達誤差を推定する手法を提案する。しかしそのためには、はすば歯車に起因する振動のモデルを示し、振動とかみ合い伝達誤差との関係を明らかにすることが必要である。本章では、動力伝達用はすば歯車の振動モデルについて整理して説明する。

歯車装置は、装置外部からの加振により振動する振動系であると同時に、歯のかみ合いに起因して発生するかみ合い起振力により歯車対自体が振動源となって装置全体を加振し、装置のハウジングが発音源となって騒音を発生する。ここでは、歯車に起因して発生する振動に限定して振動モデルを説明する。

はじめに歯車対の相対的な回転方向振動を表す一自由度モデルの運動方程式をもとに、周波数領域において振動がかみ合い伝達誤差と周波数応答関数との積として単純な形に近似して考えることができるという、動力伝達用はすば歯車の振動に関する性質を示す。次に、かみ合い起振力の主な成分およびその発生メカニズムについて、歯当たり解析による計算結果を具体例として示しながら説明する。かみ合い整数次成分の側帯波については、振動モデルにおいて歯車の累積ピッチ誤差を考慮することで側帯波成分が発生することを明らかにするとともに、側帯波成分の振動がもつ特徴について検討する。

2・2 歯車対の相対回転振動に関する一自由度モデル

はすば歯車は歯のねじれによりかみ合いが三次元的となり、軸方向や歯車の倒れも含む多自由度の振動挙動になるが、かみ合い起振力が振動に与える影響を考えるとときには、歯車対の相対的な回転方向振動を表す一自由度モデルで代表して扱うことができる^{[24][25]}。一定の伝達トルクを受けて一定の回転速度で運転される一対のはすば歯車の振動モデルを Fig.

2.1 に示す. 2 枚の剛体円板は, 中心位置が固定されており, 半径は各歯車の基礎円半径に等しい. 円板同士は, かみ合い剛性 $k(t)$ および粘性減衰 C により接続されている.

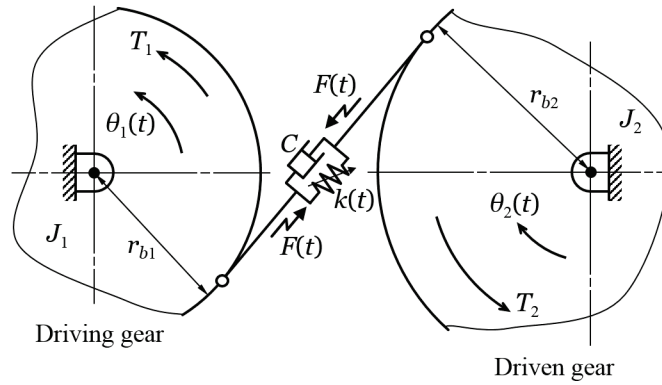


Fig. 2.1 Simple single-degree of freedom model of helical gear vibration

このモデルにおける駆動歯車と被動歯車の運動方程式は, 相対歯面偏差による起振力 $F(t)$ と, かみ合い剛性 $k(t)$ の時間変動という 2 種類の励振を含んで

$$J_1 \ddot{\theta}_1(t) = r_{b1} \{ W + F(t) - C[r_{b1} \dot{\theta}_1(t) - r_{b2} \dot{\theta}_2(t)] - k(t)[r_{b1} \theta_1(t) - r_{b2} \theta_2(t)] \} \quad (2.1)$$

$$J_2 \ddot{\theta}_2(t) = r_{b2} \{ -W - F(t) + C[r_{b1} \dot{\theta}_1(t) - r_{b2} \dot{\theta}_2(t)] + k(t)[r_{b1} \theta_1(t) - r_{b2} \theta_2(t)] \} \quad (2.2)$$

で表される^{[4][6]}. ここで, 伝達荷重 W は

$$W = \frac{T_1}{r_{b1}} = \frac{T_2}{r_{b2}} \quad (2.3)$$

である.

駆動歯車に対する被動歯車の相対的な回転遅れ角を作用線上の変位に換算して表せば

$$\Delta(t) = r_{b1} \theta_1(t) - r_{b2} \theta_2(t) \quad (2.4)$$

となる. 式 (2.1), (2.2), (2.4) より

$$\ddot{\Delta}(t) = \left(\frac{r_{b1}^2}{J_1} + \frac{r_{b2}^2}{J_2} \right) [W + F(t) - C\dot{\Delta}(t) - k(t)\Delta(t)]$$

となり, 駆動歯車と被動歯車の慣性モーメントから換算した質量 M を

$$M = \frac{J_1 J_2}{r_{b2}^2 J_1 + r_{b1}^2 J_2} \quad (2.5)$$

とすれば, $\Delta(t)$ に関する運動方程式は

$$M\ddot{\Delta}(t) + C\dot{\Delta}(t) + k(t)\Delta(t) = W + F(t) \quad (2.6)$$

で表される. また, 準静的な回転速度を考慮して式 (2.6) で $\ddot{\Delta}(t) = \dot{\Delta}(t) = 0$ とおいたときの $\Delta(t)$ により, かみ合い伝達誤差 $\Delta_{STE}(t)$ は,

$$\Delta_{STE}(t) = \frac{W + F(t)}{k(t)} \quad (2.7)$$

で表される.

一般化された歯車振動のモデルは, 歯面の接触と分離を表すがた特性の非線形性^{[6][26]}と, 軽負荷伝達時における歯面接触の非線形性^{[27][28]}とを含み, また同時にかみ合う歯対の個々は別々に扱われる^[6]. しかし本研究では, 動力伝達用はすば歯車の負荷運転時の振動を想定しており, $\Delta(t)$ は伝達荷重による歯対の変形量を直流成分として含む. そして, 比較的高い精度のはすば歯車において, 相対歯面偏差および $\Delta(t)$ の時間変動成分があまり小さくなく, それらが伝達荷重による歯対の変形量に比べて小さければ, 非線形性の影響はかなり小さくなり, かみ合い剛性 $k(t)$ は線形特性ばねとして扱うことができる. また同時にかみ合う歯対のそれぞれを別々に扱う必要は無く $k(t)$ と $F(t)$ は一つの変数として扱う.

次に, $k(t)$, $F(t)$, $\Delta(t)$, $\Delta_{STE}(t)$ を直流成分 (時間平均) と時間変動成分に分けて

$$k(t) = \bar{k} + \tilde{k}(t) \quad (2.8)$$

$$F(t) = \bar{F} + \tilde{F}(t) \quad (2.9)$$

$$\Delta(t) = \bar{\Delta} + \tilde{\Delta}(t) \quad (2.10)$$

$$\Delta_{STE}(t) = \bar{\Delta}_{STE} + \tilde{\Delta}_{STE}(t) \quad (2.11)$$

と表す. その中で, $\bar{\Delta}$ と $\bar{\Delta}_{STE}$ については

$$\bar{\Delta} = \bar{\Delta}_{STE} = \frac{W + \bar{F}}{\bar{k}} \quad (2.12)$$

と表される. 式 (2.8) から (2.12) までを式 (2.6) および式 (2.7) に代入して両辺の時間平均の成分を消去して時間変動成分のみとすれば

$$M\ddot{\tilde{\Delta}}(t) + C\dot{\tilde{\Delta}}(t) + [\bar{k} + \tilde{k}(t)]\tilde{\Delta}(t) = \tilde{F}(t) - \tilde{k}(t)\frac{W + \bar{F}}{\bar{k}} \quad (2.13)$$

$$\tilde{\Delta}_{STE}(t) = \frac{1}{\bar{k} + \tilde{k}(t)} \left[\tilde{F}(t) - \tilde{k}(t)\frac{W + \bar{F}}{\bar{k}} \right] \quad (2.14)$$

が得られる. 式 (2.13) と式 (2.14) を見れば, 式 (2.13) の右辺は, 式 (2.14) に示したかみ合い伝達誤差の時間変動成分 $\tilde{\Delta}_{STE}(t)$ の角括弧 [] 内の項に等しいので, $\tilde{\Delta}_{STE}(t)$ を用いて表すことができる. したがって歯車の振動に関する運動方程式において, 右辺にあるかみ合い起振力をかみ合い伝達誤差に置き換えて

$$M\ddot{\tilde{\Delta}}(t) + C\dot{\tilde{\Delta}}(t) + [\bar{k} + \tilde{k}(t)]\tilde{\Delta}(t) = [\bar{k} + \tilde{k}(t)]\tilde{\Delta}_{STE}(t) \quad (2.15)$$

のように表現できる.

さらに, 歯車の振動は運動方程式の左辺にあるかみ合い剛性 $k(t)$ の時間変動により係数励振振動の性質を持つ^[29]が, 動力伝達用はすば歯車の場合であれば, 歯のねじれ角の効果によってかみ合い率が高くなることに加えて歯のかみ合い始めと終わりが滑らかに行われることで, かみ合い剛性の時間平均 \bar{k} に対して時間変動成分 $\tilde{k}(t)$ が小さくなり, またその変動は平歯車に比べてかなり緩やかになる. そのため, はすば歯車の負荷運転時の振動では, 係数励振項 $\tilde{k}(t)\tilde{\Delta}(t)$ が振動挙動に与える影響はかなり小さいと考えることができる.

そして, 運動方程式 (2.15) において, 左辺の $\bar{k} + \tilde{k}(t)$ をその時間平均である \bar{k} に置き換

えた式の解で、式 (2.15) の解をかなりよく近似することができ、また式 (2.15) 両辺の $\bar{k} + \tilde{k}(t)$ を時間平均 \bar{k} で置き換えた式の解でも、かみ合い 1 次周波数成分を対象とする場合であれば前記の式とほぼ同等の精度で振動を評価できることが明らかにされている^{[30][31]}。

このことは、式 (2.15) において左辺の $\bar{k} + \tilde{k}(t)$ をその時間平均である \bar{k} に置き換えた定数係数系の運動方程式における固有振動数 $\sqrt{\bar{k}/M}$ と関連させて、次のように考えることもできる。すなわち、式 (2.15) 左辺の係数励振項 $\tilde{k}(t)\tilde{\Delta}(t)$ を右辺に移し、振動の周波数が固有振動数に対して小さい場合には $\tilde{\Delta}(t) \approx \tilde{\Delta}_{STE}(t)$ となるので、影響の小さい項を零に置き換えて $\tilde{k}(t)\tilde{\Delta}_{STE}(t) - \tilde{k}(t)\tilde{\Delta}(t) = 0$ とすれば

$$M\ddot{\tilde{\Delta}}(t) + C\dot{\tilde{\Delta}}(t) + \bar{k}\tilde{\Delta}(t) \approx \bar{k}\tilde{\Delta}_{STE}(t) \quad (2.16)$$

が得られる。反対に、振動の周波数が固有振動数に対して大きい場合には $\tilde{\Delta}(t) \ll \tilde{\Delta}_{STE}(t)$ となるので、影響の小さい項を $\tilde{k}(t)\tilde{\Delta}(t) = 0$ として置き換えることで

$$M\ddot{\tilde{\Delta}}(t) + C\dot{\tilde{\Delta}}(t) + \bar{k}\tilde{\Delta}(t) \approx [\bar{k} + \tilde{k}(t)]\tilde{\Delta}_{STE}(t) \quad (2.17)$$

が得られる。通常、動力伝達用はすば歯車ではかみ合い剛性の時間平均値はかなり大きい値であり、上記の固有振動数に比べて問題になる振動周波数は低い場合が多い。そこで本研究では、基本的に式 (2.16) によって歯車の振動を扱うことにする。

このモデルでは、一定の伝達トルク、一定の回転速度での振動を想定しているから定常振動を考えればよく、 $\tilde{\Delta}(t)$ と $\tilde{\Delta}_{STE}(t)$ は複数の周波数成分の重ね合わせにより表される。駆動歯車と被動歯車でどちらか一方に着目すれば、歯車の回転 m 次成分の重ね合わせにより、

$$\tilde{\Delta}(t) = \sum_{m=1}^{\infty} \hat{\Delta}_m \exp(jm\omega_s t) \quad (2.18)$$

$$\tilde{\Delta}_{STE}(t) = \sum_{m=1}^{\infty} \hat{\Delta}_{STEM} \exp(jm\omega_s t) \quad (2.19)$$

と表される。ここで、本論文では振動の複素数表現を用いている。次に $\tilde{\Delta}(t)$ と $\tilde{\Delta}_{STE}(t)$ の回転 m 次成分について考えて、式 (2.16) をフーリエ変換して周波数領域で表現すれば、

$$\hat{\Delta}_m \approx \frac{\bar{k}}{\bar{k} - (m\omega_s)^2 M + jm\omega_s C} \hat{\Delta}_{STEM} \quad (2.20)$$

が得られる。ここで、 $\bar{k}/[\bar{k} - (m\omega_s)^2 M + jm\omega_s C]$ は振動系の周波数応答関数である。

以上のように、動力伝達用はすば歯車の振動モデルは、式(2.16)のように定数係数系の運動方程式で表すことができ、かみ合い起振力がかみ合い伝達誤差に置き換えて考えることができる。さらに運動方程式を時間領域から周波数領域に変換すれば、式(2.20)のように、かみ合い伝達誤差と周波数応答関数との積として単純な形に近似して考えることができる。

ここで、準静的な回転速度における被動歯車の遅れを表すかみ合い伝達誤差が、運転時の高い回転速度における振動のかみ合い起振力を表すという説明に対して、一見すると振動モデルとしては矛盾があるように思えることがあるかもしれない。しかし、式(2.13)と式(2.14)を見れば、運動方程式における右辺のかみ合い起振力と、準静的な回転速度における特性であるかみ合い伝達誤差が、同じ数式によって表されることをもとにして、数式の表現を置き換えているのであり、振動モデルとしての矛盾はない。言い換えれば、負荷運転時の歯車装置がかみ合い伝達誤差によって起振されているということではなく、あくまでもかみ合い起振力がかみ合い伝達誤差に置き換えて考えることができるとして説明される。

2・3 主な振動成分とその励振

2・3・1 かみ合い整数次成分

2・3・1・1 かみ合い整数次成分の励振

本論文では、かみ合い周波数の成分およびその高次成分をまとめてかみ合い整数次成分と呼ぶ。かみ合い周波数 f_Z は

$$f_Z = Z f_s \quad (2.21)$$

で表され、高次成分はその整数倍の周波数を持つ。かみ合い整数次成分は、はすば歯車の振動において主要な成分であり、ほとんどの場合はかみ合い整数次成分が最も大きな振動成分となる。

はすば歯車のかみ合いを Fig. 2.2 に示す。インボリュートはすば歯車において、歯の接触は、駆動歯車と被動歯車のそれぞれの基礎円筒に関する共通接平面である作用平面の中で行われる。はすば歯車は、軸に対して一定のねじれ角で傾いたつるまき線を歯すじとしている。それにより作用平面上での歯の接触線は、歯車の中心軸を作用平面に投影した線に対して基礎円筒ねじれ角 β_b だけ傾いている。

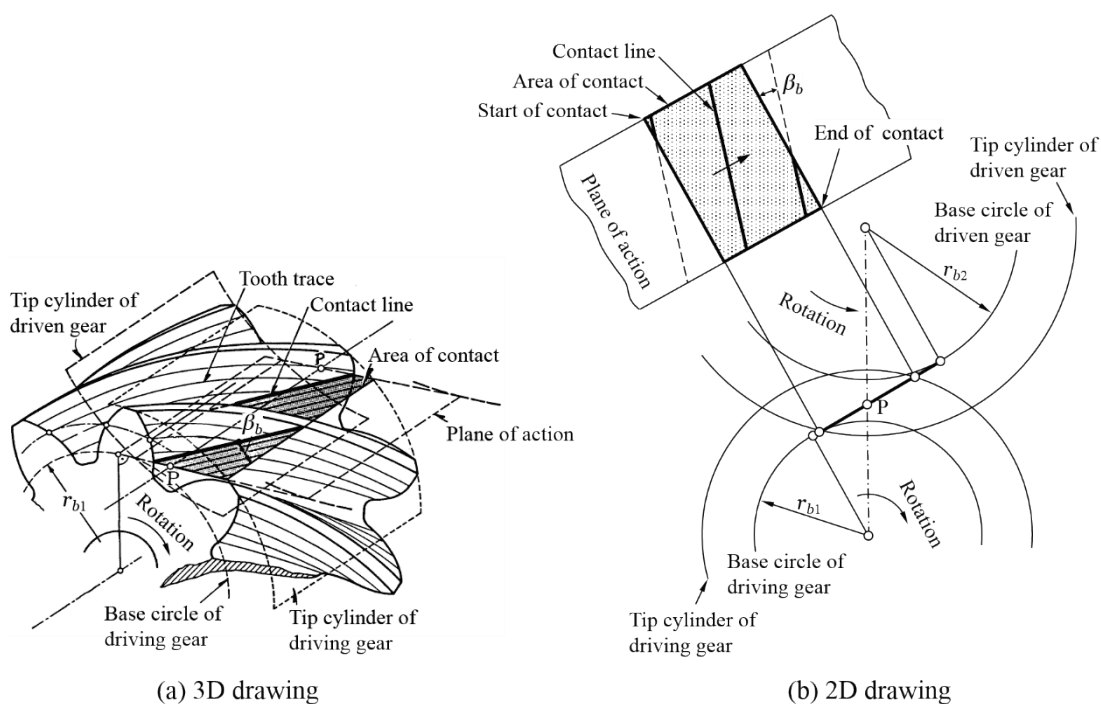


Fig. 2.2 Engagement of helical gears ^{[2][55]}

一組の歯対に着目すれば、歯対のかみ合いは、駆動歯車の歯元（被動歯車の歯先）・片側の歯幅端の領域で始まり、接触線は駆動歯車の歯先側（被動歯車の歯元側）へと移動するとともに、歯すじ方向の反対側へも移動していき、それに伴って接触線が長くなっていく。

接触線の長さが最大となるのは、接触線の両端が歯幅方向全体、あるいは歯丈方向全体まで広がったときである。かみ合いの終わりでは、接触線は、駆動歯車の歯先（被動歯車の歯元）・かみ合い始めとは反対側の歯幅端の領域で接触し、接触線の長さも段々と短くなり、かみ合いを終える。接触線の長さが短くかつ被動歯車の歯先側または駆動歯車の歯先側が接触するかみ合い始めとかみ合い終わりの付近では、かみ合っている一組の歯対の剛性は小さくなる。反対に、接触線が長く、駆動歯車、被動歯車共に歯丈方向の中央付近でかみ合うピッチ点付近では、かみ合っている一組の歯対の剛性は大きくなる。そのため、はすば歯車のかみ合い剛性の変動は滑らかであり、振動が小さくなりやすい。

歯のかみ合いにより発生する励振について具体例を交えて以下に示す。各グラフは歯当たり解析による計算結果を用いているが、歯当たり解析の計算式は第5章に詳しく記すのでここでは省略する。計算対象のはすば歯車について、諸元を Table 2.1 に示す。駆動歯車の歯形形状には Fig. 2.3 に示すように歯形の偏差を与えている。またここでは他の誤差は考慮していない。歯当たり解析では静的条件での計算をしているので、駆動歯車に対する被動歯車の遅れは Δ_{STE} を用いて表される。

Table 2.1 gear parameter

	Driving gear	Driven gear
Normal module (mm)	2.5	
Normal pressure angle (°)	20	
Number of teeth	30	53
Helix angle (°), direction	30, LH	30, RH
Tip diameter (mm)	91.60	158.60
Face width (mm)	20	20
Center distance (mm)	120.1	
Total contact ratio	2.65	

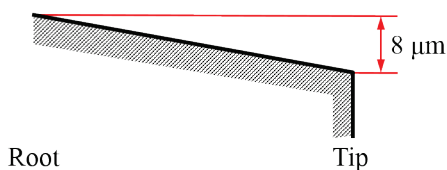


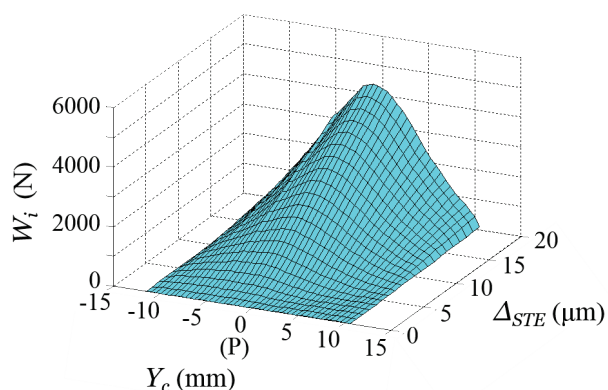
Fig. 2.3 Tooth profile deviation of driving gear

はすば歯車の歯面偏差は実際の部品を詳しく考えると複雑になるが、ISO^[56]やJIS^[57]などの規格では実際に製造されている歯車もつ傾向が反映された形で歯面偏差が規定されている。これらをもとにすれば、はすば歯車の歯面偏差は、全ての歯に共通して存在する平均的な歯面偏差と、それぞれの歯における平均的な歯面偏差からのずれとによって整理できると考えられる。これらの中で、かみ合い整数次成分に影響する歯面偏差は、歯車の全ての歯に共通して存在する平均的な歯面偏差である。これは、歯形誤差、歯すじ誤差、またはそれらを総合した三次元的な歯面形状として表される。

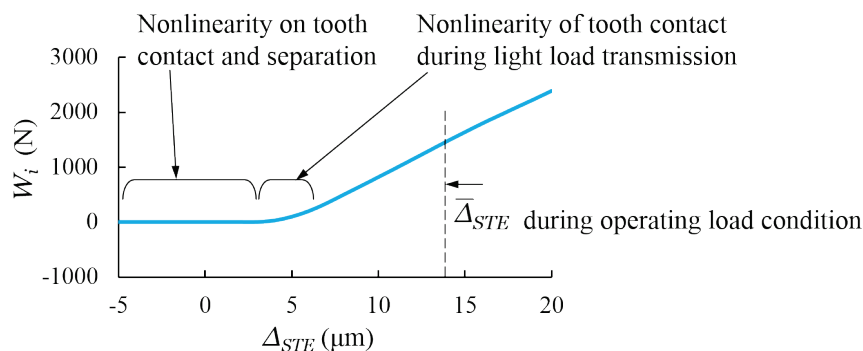
歯のかみ合いでは、歯車の回転にしたがって接触線が作用線方向に移動していく。一組の歯対 i に着目し、歯対 i における接触線の作用線上の位置 Y_c に対する、駆動歯車に対する被動歯車の遅れ Δ_{STE} と歯対 i に働く伝達荷重 W_i との関係を Fig. 2.4 に示す。Fig. 2.4 (a) は Y_c , Δ_{STE} , W_i の関係の全体像を示す。ある Δ_{STE} の量に対しての W_i が大きいほど歯対 i の剛性が大きくなるので、かみ合い始め ($Y_c = -11.5$) では歯対の剛性は小さく、次に歯対の剛性は連続的に変化して大きくなっていき、ピッチ点 P ($Y_c = 0$) の付近で最大となり、かみ合い終わり ($Y_c = 10.5$) に近づくとき連続的に変化して小さくなっていくことがわかる。このことは、Fig. 2.2 において、かみ合いが歯の一方の端から始まって順次歯幅全体に接触線が広がり、そして歯の他方の端でかみ合いが終わるという動きに対応している。このように歯のかみ合いが滑らかに進行することは、はすば歯車の振動・騒音が平歯車に比べて小さくなる主な理由と考えられている。

Fig. 2.4 (b) は、Fig. 2.4 (a) から $Y_c = 5$ (mm) における Δ_{STE} と W_i の関係を抜き出して表示している。この図のように、歯のかみ合いにおける Δ_{STE} と W_i の関係は、歯面の接触と分離を

表すがた特性の非線形性^{[6][26]}と、軽負荷伝達時における歯面接触の非線形性^{[27][28]}を含む。しかし動力伝達用はすば歯車の負荷運転時の状態を想定すれば、 Δ_{STE} は歯車対の伝達荷重 W による歯対の変形量を直流成分として含むので、その直流成分の近くにおける Δ_{STE} と W_i の特性が振動に影響する。ここでの例にしたはすば歯車では、負荷運転時を想定すると歯車対の伝達荷重は大体 4,000 N であり、そのときの $\Delta(t)$ の平均値は 14 μm である。Fig. 2.4 において $\Delta_{STE} = 14 \mu\text{m}$ 付近での振動を考えると、歯面の接触と分離を表すがた特性の非線形性と軽負荷伝達時における歯面接触の非線形性による影響はかなり小さくなる。



(a) Relationship between Δ_{STE} and W_i with position of contact line along line of action Y_c



(b) Relationship between Δ_{STE} and W_i at $Y_c = 5 \text{ (mm)}$

Fig. 2.4 Relationship between Δ_{STE} and the transmitting load W_i with respect to position of contact line along line of action in single tooth pair i

以上をふまえて歯対 i における Δ と W_i の関係は、近似的に線形として扱うことができ、歯対 i の剛性は

$$k_i(t) = \frac{W_i(t)}{\Delta_{STE}(t) - e_{i\min}(t)} \quad (2.22)$$

で表すことができる^[34]。式 (2.22) に含まれる各変数の関係を Fig. 2.5 に示す。

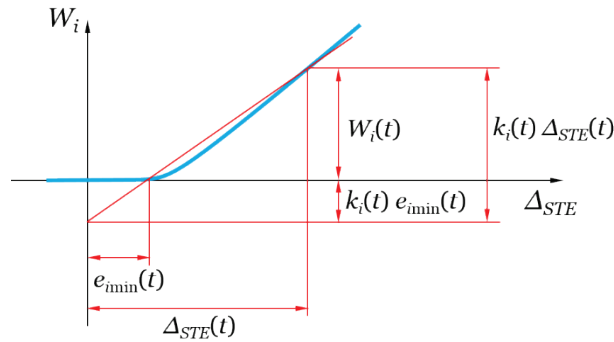


Fig. 2.5 Stiffness of single tooth pair $k_i(t)$

一組の歯対 i に働く伝達荷重 $W_i(t)$ について、ある時刻 t において同時にかみ合う複数の歯対に働く荷重の合計が歯車対の伝達荷重 W に等しくなるので

$$W = \sum_{i=1}^m W_i(t) \quad (2.23)$$

の関係が成り立つ。歯車対のかみ合い剛性 $k(t)$ は

$$k(t) = \sum_{i=1}^m k_i(t) \quad (2.24)$$

により表される。相対歯面偏差による起振力 $F(t)$ は

$$F(t) = \sum_{i=1}^m k_i(t) e_{i\min}(t) \quad (2.25)$$

により表される．ここで， m は時刻 t において同時にかみ合う歯対の数を表す．

$k(t)$ ， $F(t)$ およびかみ合い伝達誤差 $\Delta_{STE}(t)$ の波形および周波数スペクトルを Fig. 2.6 に示す．これらは伝達荷重 W が 4,000 N の条件での計算値である．かみ合い周波数は一組の歯対がかみ合い始めてから次の歯対がかみ合い始めるまでの周期に対応するから，Fig. 2.6(a) の横軸では歯の 1 ピッチが繰返しの周期となる．Fig. 2.6 より $k(t)$ ， $F(t)$ および $\Delta_{STE}(t)$ はかみ合い整数次成分を含む周期的な変動であることがわかる．そしてかみ合い起振力は， $k(t)$ と $F(t)$ という 2 種類の励振作用を総合した指標として，式 (2.7) に示したかみ合い伝達誤差 $\Delta_{STE}(t)$ を用いて評価することができる．

Fig. 2.6 に関連して補足的な内容をここに記しておく．相対歯面偏差による起振力 $F(t)$ は式 (2.25) に示されるように，一組の歯対における剛性と相対歯面偏差の積を，同時にかみ合う歯対に関して合算したものである．したがって，歯面に理論インボリュートヘリコイドからの偏差が無い場合は常に $e_{\min}(t)$ が零となるので， $F(t)$ も常に零となって変動が発生しない．この例では駆動歯車の歯面偏差を与えたことにより $F(t)$ の変動が発生している．ただし歯面に理論インボリュートヘリコイドからの偏差が無い場合であっても，かみ合い剛性 $k(t)$ の変動は発生し，それによってかみ合い起振力は発生することになる．また，かみ合い伝達誤差の時間変動は式 (2.14) に示されるように $F(t)$ の項と $k(t)$ の項の和で表されるから，運転時の伝達荷重の条件において $k(t)$ の項を打ち消すような $F(t)$ を発生させる歯面偏差を歯車に与えれば，かみ合い伝達誤差の変動を極めて小さくできる．ただし，この場合でも伝達荷重の条件によって最適な歯面形状は異なるものになる．

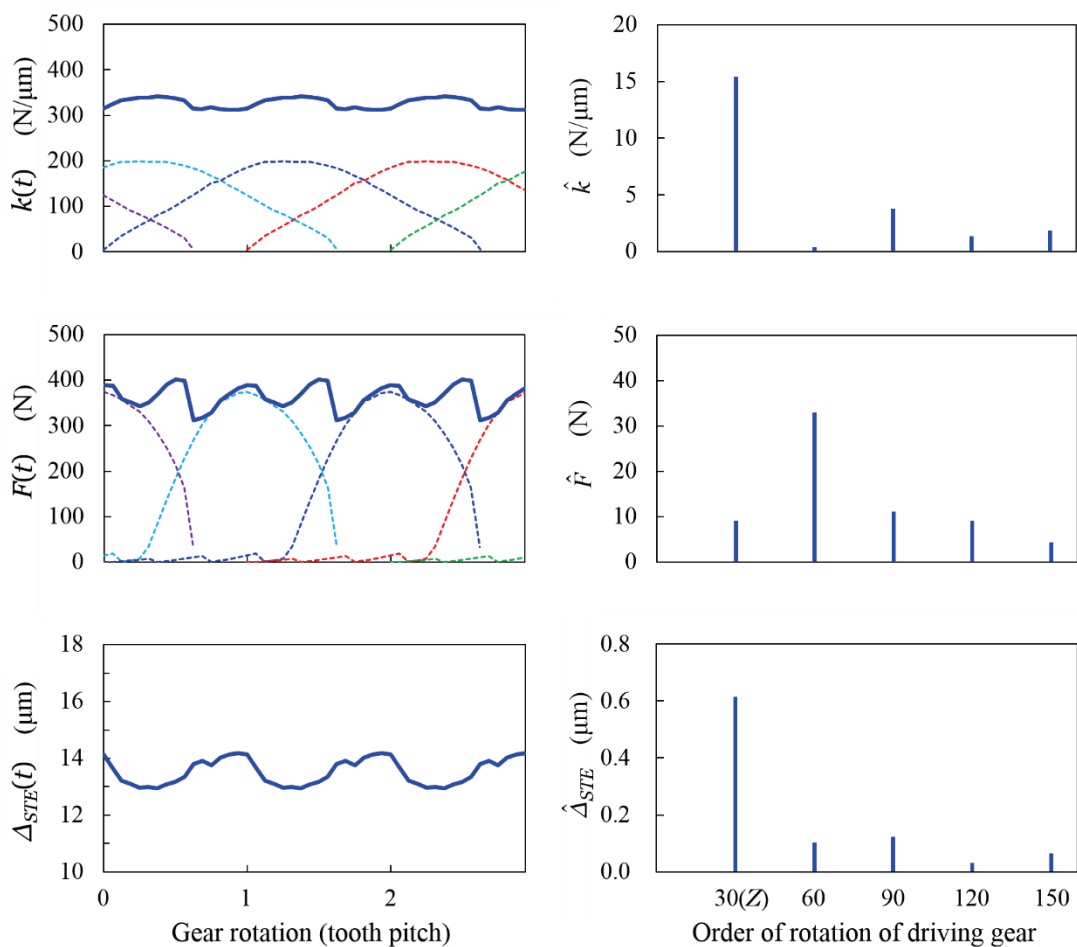


Fig. 2.6 $k(t)$, $F(t)$, and $\Delta_{STE}(t)$ at transmitting load 4,000 N

2・3・1・2 かみ合い整数次成分の振動

前項に記したように、かみ合い剛性 $k(t)$ と相対歯面偏差による起振力 $F(t)$ およびそれらを含むかみ合い伝達誤差 $\Delta_{STE}(t)$ は準静的な特性として表される量であり、歯車の回転速度をその式の中に含んでいない。それにより、歯車装置の運転時のような高い回転速度でも、これらは変動の波形は変化せず、ただし変動の周波数は回転速度に比例して変化するとして扱うことになる。Fig. 2.6 に示したこれらの変動の波形において横軸を時刻 t に置き換えた場合を考えれば、歯のかみ合いが 1 ピッチだけ進むための時間は運転時の回転速度に応じて変化するから、これらの変動の波形は運転時の回転速度に応じて横軸方向に伸び縮みさせるような形になる。言い換えれば、 $k(t)$ と $F(t)$ および $\Delta_{STE}(t)$ におけるかみ合い整数次成

分の複素振幅は、負荷トルクが一定であれば回転速度を変化させても複素数の定数とみなすことができる。

そして2・2節で記したように、かみ合い起振力がかみ合い伝達誤差に置き換えて考えることができ、歯車の振動は、式(2.20)に示したように、周波数領域において振動がかみ合い伝達誤差と周波数応答関数との積として単純な形に近似して考えることができる。したがって、伝達荷重を一定に保持しながら回転速度をスイープさせれば、振動実験において加振器を周波数スイープさせたような状態となって、かみ合い整数次成分の振動を周波数に対して表示すれば周波数応答関数の形を表す曲線が得られる^{[47][58][59]}。

2・3・2 かみ合い整数次成分の側帯波

2・3・2・1 側帯波成分の励振

歯車に起因する振動における側帯波成分は、かみ合い整数次成分の周波数を中心にしてその左右に歯車の回転周波数の整数倍だけ離れた周波数で発生する振動成分である。例えば、かみ合い n 次成分の $\pm m$ 次の側帯波の周波数であれば

$$f_{Z\pm m} = (nZ \pm m)f_S \quad (2.26)$$

と表される。

歯車が持つ累積ピッチ誤差や偏心誤差が側帯波の発生原因であることが知られている^{[50]-[54]}。これらの歯面偏差はそれぞれの歯における平均的な歯面形状からのずれであるので、側帯波成分の発生原因はかみ合い整数次成分とは異なるものである。しかし、累積ピッチ誤差や偏心誤差は、歯車の回転1次周波数やその低次の高調波を含む変動であり、通常であればこれら自身は側帯波の周波数の成分を含んでいない。2・2節の振動モデルにおいて、累積ピッチ誤差や偏心誤差により側帯波が発生する仕組みは次のように説明できる。

相対歯面偏差による起振力 $F(t)$ は式(2.25)に示されるように、一組の歯対における剛性と相対歯面偏差の積を、同時にかみ合う歯対に関して合算したものである。すなわち $F(t)$ は周期的に変動する変数同士の積で表されていて、そこに含まれる各周波数成分の周波数

の和と差によって側帯波成分を発生させている。歯対の剛性と相対歯面偏差の一方にかみ合い周波数の成分が含まれて、他方に歯車の回転1次周波数の成分が含まれるとすると、

$$\cos Z\omega_{st} \cdot \cos \omega_{st} = \frac{1}{2} \cos(Z+1)\omega_{st} + \frac{1}{2} \cos(Z-1)\omega_{st} \quad (2.27)$$

と表される項が存在して、(かみ合い周波数) ± (回転周波数) の成分となる。またこのことは、周波数領域では Fig. 2.7 のように畳み込みの結果として説明される。

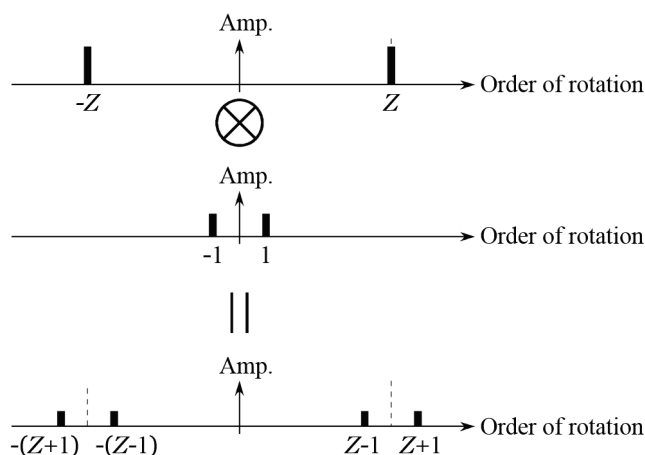


Fig. 2.7 Sideband components resulted by convolution in frequency domain

駆動歯車が累積ピッチ誤差をもつ場合について、歯のかみ合いによる励振の具体例を以下に示す。各グラフは歯当たり解析による計算結果を用いているが、歯当たり解析の計算式は第5章に詳しく記すのでここでは省略する。計算対象のはすば歯車は、諸元が Table 2.1、駆動歯車の歯形形状が Fig. 2.3 に示したものであり、これらに加えて累積ピッチ誤差として Fig. 2.8 に示す正弦波による歯面偏差を駆動歯車に与えている。歯当たり解析では静的条件での計算をしているので、駆動歯車に対する被動歯車の遅れは Δ_{STE} を用いて表される。

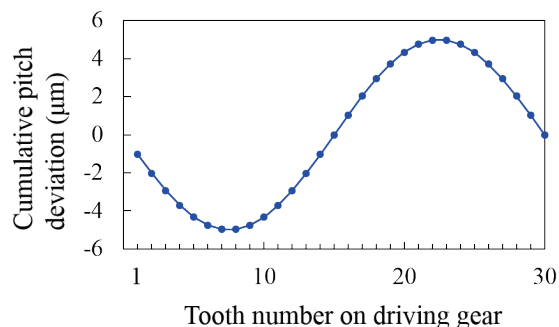


Fig. 2.8 Cumulative pitch deviation of driving gear

$k(t)$, $F(t)$ およびかみ合い伝達誤差 $\Delta_{STE}(t)$ の波形および周波数スペクトルを Fig. 2.9 に示す. これらは Fig. 2.6 のときと同様に伝達荷重 W が 4,000 N の条件での計算値である. 累積ピッチ誤差を与えた場合, かみ合い剛性 $k(t)$ では, 回転 1 次周波数の成分が小さく現れているが, 側帯波はほとんど発生していないことがわかる. 一方で, 相対歯面偏差による起振力 $F(t)$ には駆動歯車の回転 1 次周波数の大きなうねりの変動が現れている. さらに $F(t)$ におけるかみ合い周波数での変動は横軸 8 の位置で振幅が小さくなり, 横軸 23 の位置で変動の振幅が大きくなるという, 振幅変調が現れている. そして $F(t)$ の周波数スペクトルには側帯波成分がはっきりと現れていることが確認できる. かみ合い伝達誤差 $\Delta_{STE}(t)$ においても, $F(t)$ の影響により, 周波数スペクトルに側帯波が現れている. $\Delta_{STE}(t)$ では時間波形の振幅変調ははっきりとしないが, これは側帯波の振幅が小さいためであり時間波形の振幅変調自体は発生している.

以上により, 累積ピッチ誤差のような歯車 1 回転を変動周期とする歯面偏差が歯車に存在するとき, 相対歯面偏差による起振力 $F(t)$ において, 時間波形としては振幅変調が現れて, 周波数成分として側帯波成分が現れることが確認できた. そして, $F(t)$ の影響により, かみ合い伝達誤差 $\Delta_{STE}(t)$ にも側帯波が現れる.

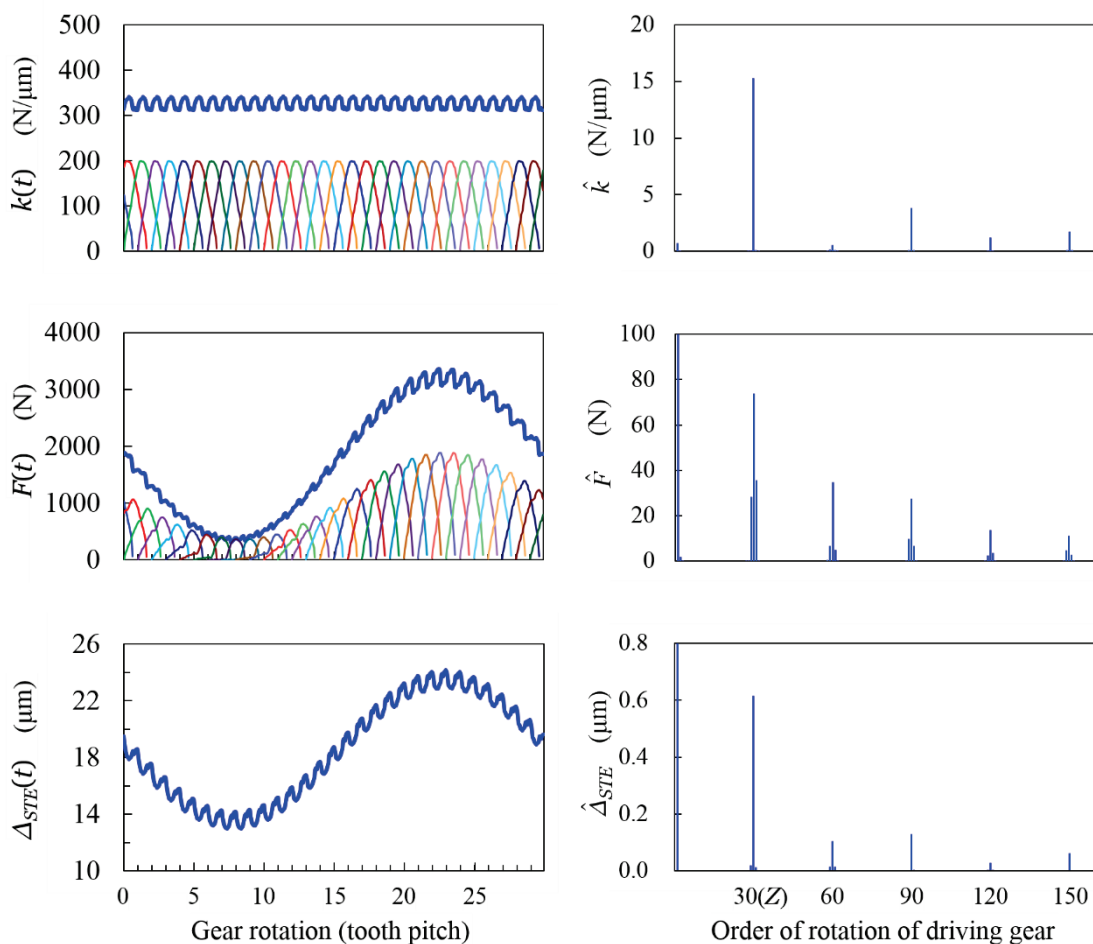


Fig. 2.9 $k(t)$, $F(t)$, and $\Delta_{STE}(t)$ at transmitting load 4,000 N on driving gear having cumulative pitch deviation

2・3・2・2 側帯波成分の振動

動力伝達用はすば歯車の一自由度振動モデルを記した 2・2 節の式 (2.15) と式 (2.16) に関する定数係数系への近似において、歯車の振動は式 (2.15) 左辺にあるかみ合い剛性 $k(t)$ の時間変動により係数励振振動の性質を持つが、動力伝達用はすば歯車の負荷運転時の振動を想定すれば、 $k(t)$ はその時間平均 \bar{k} に対して時間変動成分 $\tilde{k}(t)$ が小さく緩やかな変動になることで、係数励振項 $\tilde{k}(t)\tilde{\Delta}(t)$ が振動挙動に与える影響は小さいとして扱っている。これは本論文で扱っている動力伝達用はすば歯車の負荷運転時の振動における全体的な特性としてはよく当てはまる。しかし側帯波成分の振動は、回転速度の条件によっては係数励

振項の影響が強く現れる場合がある。

前項の式 (2.27) および Fig. 2.7 に関連して、 $F(t)$ が周期的に変動する変数同士の積で表されていて、歯対の剛性と相対歯面偏差の一方にかみ合い周波数の成分が含まれ、他方に歯車の回転 1 次周波数の成分が含まれるとすると、それらの成分の周波数の和と差により (かみ合い周波数) \pm (回転周波数) の側帯波成分が発生すると記した。そして、このことは式 (2.15) の左辺にある係数励振項 $\tilde{k}(t)\tilde{\Delta}(t)$ においても同じようにして、 $\tilde{k}(t)$ と $\tilde{\Delta}(t)$ の一方にかみ合い周波数の成分が含まれ、他方に歯車の回転 1 次周波数の成分が含まれると側帯波成分が発生する。

駆動歯車に累積ピッチ誤差を与えた場合の計算結果である Fig. 2.9 では、かみ合い剛性 $k(t)$ に回転 1 次周波数の成分が含まれている。そして振動変位を表す $\tilde{\Delta}(t)$ においてかみ合い整数次成分は主要な成分として含まれている。さらにもし $\tilde{\Delta}(t)$ の振幅が極大となる固有振動数とかみ合い周波数が重なる回転速度の条件であった場合、 $\tilde{\Delta}(t)$ に含まれるかみ合い周波数成分の振幅がかなり大きくなり、その影響で係数励振項から発生する側帯波成分が、振動に大きな影響を与えることが考えられる。

そこで、式 (2.15) の解を計算して係数励振項が側帯波成分の振動に与える影響を確認する。式 (2.15) に含まれる \bar{k} 、 $\tilde{k}(t)$ 、 $\tilde{\Delta}_{STE}(t)$ は Fig. 2.9 の結果を使用し、質量 M は 0.8 kg、減衰 C は減衰比を 0.01 として計算した。解の計算には Runge-Kutta 法を使用した。かみ合い周波数を 200-9,000 Hz の範囲で計算を行った。各周波数の条件において、Runge-Kutta 法により解を計算して、過渡振動の成分が十分に減衰して定常振動の成分のみとなった区間の波形をフーリエ変換して、かみ合い周波数成分と側帯波成分の振動応答を求めた。

その計算結果を Fig. 2.10 に示す。上段はモデルを定数係数系に置き換えた場合の周波数応答関数を示す。中段はかみ合い周波数成分およびその ± 1 次の側帯波成分の振動応答を示す。下段は各成分における振動と周波数応答関数との比を示しており、これは係数励振項の影響も含めた仮想的なかみ合い起振力を表している。左側は横軸を各成分の周波数にしたグラフであり、右側は横軸を駆動歯車の回転速度にしたグラフになっている。

Fig. 2.10 の結果から次のことがわかる。かみ合い周波数成分の振動応答は周波数応答関数の形とほとんど同じであり、これは $2 \cdot 3 \cdot 1$ で記した通りのかみ合い整数次成分の振動の

特徴を表している．一方で，側帯波成分の振動応答は周波数応答関数と大体同じではあるが，共振峰の付近では違いが現れていて， $Z-1$ 次の成分では共振峰の左側に， $Z+1$ 次の成分では共振峰の右側に，共振峰とは異なるピークが存在している．下段に示した係数励振項の影響も含めた仮想的な起振力を見れば，側帯波成分における共振峰とは異なるピークは，この仮想的な起振力が極大値となるために発生していることがわかる．次に右側に示した横軸を駆動歯車の回転速度にしたグラフを見れば，かみ合い周波数が固有振動数に重なる回転速度のとき，側帯波成分における仮想的な起振力が極大値になっていることがわかる．この側帯波振動の特徴を示した模式図を Fig. 2.11 に示す．

このように，側帯波成分の振動では，回転速度の条件によっては係数励振項の影響が強く現れる．しかし一方で，固有振動数の付近以外であれば，側帯波成分においてもかみ合い起振力は回転速度に依存せずにはほぼ一定であると言える．また回転方向以外の自由度を含む三次元の系で考えた場合，側帯波成分の振動に影響する係数励振項は駆動歯車と被動歯車との作用線上の相対変位に依存しているので，その歯車対の相対変位が大きくなる固有モードに対応する共振峰においてのみこの側帯波成分の振動の特徴が現れて，歯車対の相対変位が小さい固有モードに対応する共振峰では周波数応答関数と同じ形の振動応答を示すと考えられる．

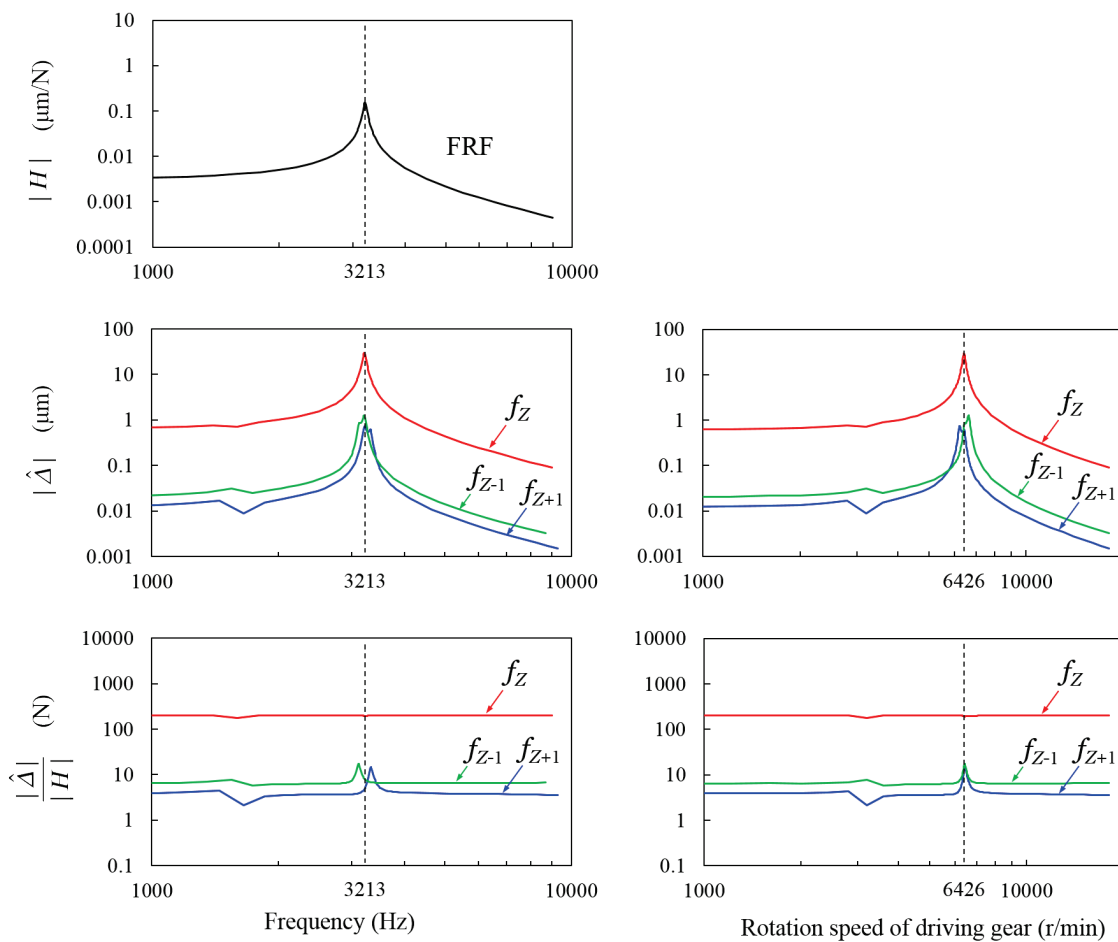


Fig. 2.10 Vibration response of sideband components

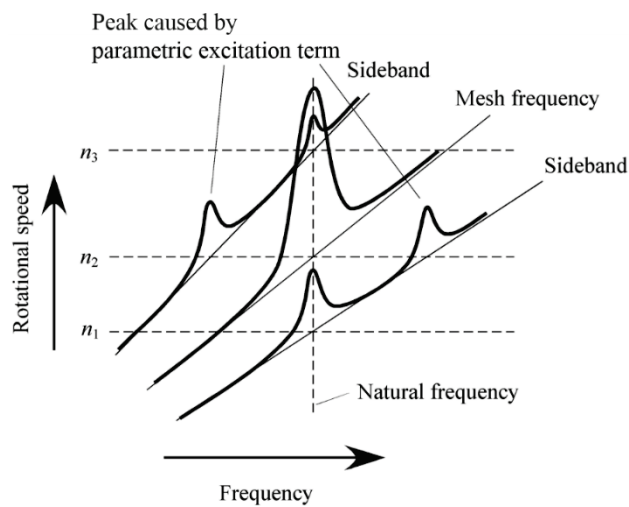


Fig. 2.11 Schematic diagram of vibration of sideband components

2・3・3 かみ合い非整数次成分

かみ合い非整数次成分は、歯車のかみ合い周波数の非整数倍の周波数で発生する成分であり、この成分の騒音はゴースト音^[48]とも呼ばれる。このかみ合い非整数次成分の原因は、歯車の加工時に生じる歯面上の周期的なうねりによる歯面偏差であり、うねりの振幅が 1 μm 以下の微小な場合でも振動・騒音に影響することが明らかにされている^{[45]-[47][60]}。

かみ合い非整数次成分の起振力は、歯面上のうねりの振幅が強制変位として入力されるモデルにより表される。2・2 節で述べた振動モデルを使って説明すれば、歯面偏差が歯面上のうねりの成分を含むことで $F(t)$ にかみ合い非整数次成分が現れて、それがかみ合い伝達誤差 $\Delta_{STE}(t)$ にも反映されることになる。かみ合い非整数次成分の振動は、周波数領域において歯面上のうねりと振動系の周波数応答関数の積による単純な形で表される。

そして、かみ合い非整数次成分については運転時の振動計測により歯面上のうねりを推定する手法が既に明らかにされているため^{[46][47]}、本論文ではかみ合い非整数次成分は扱わない。しかし本論文で提案している推定手法を用いることで、かみ合い伝達誤差に含まれるかみ合い非整数次成分の推定もできると考えられる。

2・4 回転方向以外の自由度を含む三次元の系における振動

回転方向以外の自由度を含む三次元の系であっても、2・2 節に記した一自由度モデルと同じように、歯のかみ合いに起因する振動は定数係数系のモデルに近似して扱うことができ、かみ合い起振力はかみ合い伝達誤差に置き換えて考えることができる^{[30][31]}。また複数の歯車対を含む多段歯車系であっても、個々の歯車対のかみ合い部を加振点として同じように扱うことができる^[30]。

ただし多自由度系の場合、多数の固有振動数を持ち周波数応答関数は式 (2.20) のような単純な形では表すことはできない。そこで、周波数応答関数を $H(\omega)$ とすれば、振動系の任意の箇所の振動 $X(t)$ と、かみ合い伝達誤差 $\Delta_{STE}(t)$ との関係は、周波数領域において複素数表現を用いて

$$\hat{X}_m = H(m\omega_S) \hat{\Delta}_{STEM} \quad (2.28)$$

で表される。

はすば歯車の振動を三次元の系で考えるときに、Fig. 2.2 に示されるように歯面上の接触線がねじれ角をもつことを考慮して、歯のかみ合いに関連する変数を軸直角方向から歯直角方向に換算する必要がある。歯直角方向での値には添字 n を付けて、各変数の換算式をまとめて以下に記しておく^[34]。

$$W = W_n \cos \beta_b \quad (2.29)$$

$$W_n = \sum_{i=1}^m W_{ni}(t) \quad (2.30)$$

$$k(t) = k_n(t) \cos^2 \beta_b \quad (2.31)$$

$$k_n(t) = \sum_{i=1}^m k_{ni}(t) \quad (2.32)$$

$$k_{ni}(t) = \frac{W_{ni}(t)}{[\Delta_{STE}(t) - e_{i\min}(t)] \cos \beta_b} \quad (2.33)$$

$$F(t) = F_n(t) \cos \beta_b \quad (2.34)$$

$$F_n(t) = \sum_{i=1}^m k_{ni}(t) e_{i\min}(t) \cos \beta_b \quad (2.35)$$

$$\Delta_{STE}(t) \cos \beta_b = \frac{W_n + F_n(t)}{k_n(t)} \quad (2.36)$$

$$\bar{\Delta}_{STE} \cos \beta_b = \frac{W_n + \bar{F}_n}{\bar{k}_n} \quad (2.37)$$

$$\tilde{\Delta}_{STE}(t) \cos \beta_b = \frac{1}{\bar{k}_n + \tilde{k}_n(t)} \left[\tilde{F}_n(t) - \tilde{k}_n(t) \frac{W_n + \bar{F}_n}{\bar{k}_n} \right] \quad (2.38)$$

2・5 結言

動力伝達用はすば歯車の振動モデルについて整理して説明し、以下の結論を得た。

- (1) 歯車対の相対的な回転方向振動を表す一自由度モデルの運動方程式をもとに、周波数領域において振動がかみ合い伝達誤差と周波数応答関数との積として単純な形に近似して考えられることを示した。
- (2) かみ合い整数次成分の発生原因は、かみ合い剛性の時間変動と全ての歯に共通して存在する平均的な歯面偏差である。
- (3) かみ合い整数次成分の側帯波の発生原因は、偏心誤差や累積ピッチ誤差のような低次の回転次数の歯面偏差であり、かみ合い剛性のかみ合い整数次成分と歯面偏差の回転低次成分との周波数の和と差によって側帯波成分が発生している。
- (4) 回転方向以外の自由度を含む三次元の系であっても、複数の歯車対を含む多段歯車系であっても、一自由度モデルと同じように近似して扱うことができ、振動は振動がかみ合い伝達誤差と周波数応答関数との積として考えることができる。

第3章 振動計測によるかみ合い伝達誤差の推定手法

3・1 緒言

本章では、運転条件下の振動計測によりかみ合い伝達誤差の時間波形を推定する手法を提案する。本推定手法では、第2章で述べた振動モデルをもとに、振動計測結果と周波数応答関数を用いることでかみ合い伝達誤差を推定する。かみ合い伝達誤差の時間波形として定量的に求めるためには、推定に用いる周波数応答関数の振幅と位相の基準を定める方法が必要になる。そこで本研究では、振動計測結果からかみ合い整数次成分を抽出して周波数応答関数の形状を求める従来方法に対し、歯車装置の多自由度振動解析により低周波数域での周波数応答関数を計算し、この計算結果を基準として用いることで周波数応答関数を定量的に求める方法を新しく提案する。さらに、一段減速のはずば歯車振動試験装置に本推定手法を適用し、得られたかみ合い伝達誤差の推定結果を歯当たり解析による計算結果と比較することで、本推定手法の有効性を実験的に検証する。

3・2 かみ合い伝達誤差の推定手法

3・2・1 推定手法の概要

3・2・1・1 歯車に起因する振動とかみ合い伝達誤差との関係

第2章で述べたように、動力伝達用はずば歯車の負荷運転時の振動は、近似により定数係数系の運動方程式として扱うことができ、かみ合い起振力がかみ合い伝達誤差に置き換えて考えることができる。このことは、多段歯車系や回転方向以外の自由度を持つ三次元の系であっても同様に成立し、振動系の任意の箇所の振動 $X(t)$ と、かみ合い伝達誤差 $\Delta_{STE}(t)$ との関係は、周波数領域において複素数表現を用いて式 (2.28) により

$$\hat{X}_m = H(m\omega_S) \hat{\Delta}_{STEM}$$

と表すことができる。ここで $H(\omega)$ は振動系の周波数応答関数を表す。さらにこの式を振幅と位相に分けて、振幅については常用対数を用いて表せば、

$$\log |\hat{X}_m| = \log |H(m\omega_s)| + \log |\hat{\Delta}_{STEM}| \quad (3.1)$$

$$\arg \hat{X}_m = \arg H(m\omega_s) + \arg \hat{\Delta}_{STEM} \quad (3.2)$$

となり、かみ合い伝達誤差と周波数応答関数によりかなり単純な形で振動が表される。ここで、かみ合い伝達誤差 $\Delta_{STE}(t)$ は歯車のかみ合い部で作用し、振動 $X(t)$ は歯車装置上の計測点での振動である。例として振動計測点を装置から突出した出力軸にした場合、両者の位置関係は Fig. 3.1 のように示される。そして、歯車装置運転時の振動と周波数応答関数が取得できれば、式 (3.1) および (3.2) の関係を用いてかみ合い伝達誤差を推定できる。

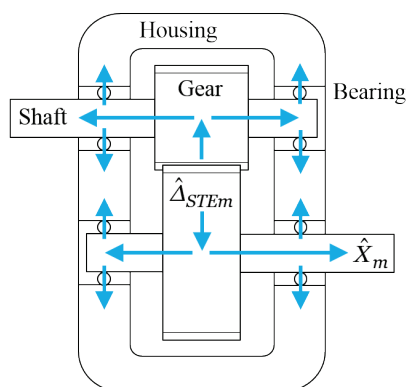


Fig. 3.1 Illustration of vibration transmission from gear teeth

3・2・1・2 推定の手順

本論文で提案するかみ合い伝達誤差の推定を簡単なイメージ図で Fig. 3.2 に示す。本推定手法は次のステップにより構成されている。

- (1) 振動計測
- (2) 周波数応答関数の取得
- (3) かみ合い伝達誤差の推定

(3) かみ合い伝達誤差の推定では、あらかじめ取得した振動と周波数応答関数があれば、式(3.1)と式(3.2)の関係からかみ合い伝達誤差を算出できる。(1)振動計測については、過去の研究において歯車に起因する振動の成分を正確に取得する計測方法が確立されているので、その方法を踏襲すればよい^{[45][47][49][59]}。したがって、(2)周波数応答関数の取得が、本研究において考慮すべき重要な点となっている。

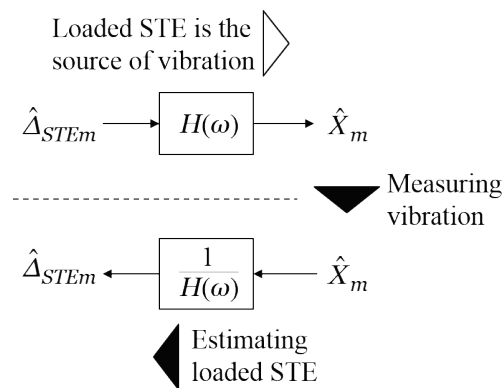


Fig. 3.2 Fundamentals of loaded STE estimation

3・2・2 周波数応答関数の取得方法

3・2・2・1 取得方法の検討

機械振動の周波数応答関数を取得する通常の方法として、起振源の位置を加振する実験的方法^[61]や数値解析により計算する方法がある。しかしこれらの方法では、歯車装置の周波数応答関数を取得することは困難といえる。まず実験的方法の場合、歯車装置の運転時は負荷条件下かつ高速回転となるのに対し、加振実験では装置を停止させて行うことになるので、歯のかみ合い部や軸受等の接触部に対して運転時の状態の再現が難しい。また起振源となるかみ合い部は装置の内部にあるため、かみ合い部を加振するためには歯車装置の改造が必要となり大きな手間となる。一方、かみ合い周波数は一般的に数百から数千 Hz

の範囲にあり振動の周波数としては比較的高く、歯車装置は高次のモードを含む振動挙動となる。これにより数値解析において、実験との振動モードの対応をとることが難しいために、周波数応答関数を精度よく計算することは大変難しくなる。また、高次のモードを含む複雑な振動に対応すべく大規模な解析モデルを使用すれば、実験への合わせ込み作業も煩雑となり計算に多くの時間がかかることになる。

以上の理由により、本推定手法ではこれらの従来方法を採用せず、数値解析による周波数応答関数に対し振動計測結果から得られる周波数応答特性を接続して求めることにした。この方法の詳細を次に述べる。

3・2・2・2 周波数応答関数の取得の手順

振動計測結果から抽出される周波数応答特性

式 (2.14) に示したように、かみ合い伝達誤差の時間変動成分 $\tilde{\Delta}_{STE}(t)$ は、かみ合い剛性 $k(t)$ 、相対歯面偏差による起振力 $F(t)$ および伝達荷重 W を含むが、これらは回転速度の影響を受けない変数である。そのため、かみ合い整数次成分の複素振幅 $\hat{\Delta}_{STEM}$ は、負荷トルクが一定であれば回転速度を変化させても複素数の定数とみなすことができる。したがって負荷トルクを一定に保持しながら回転速度をスイープさせたときの振動を計測し、計測結果からかみ合い整数次成分 \hat{X}_m を取り出して周波数に対して表示すれば周波数応答関数の形を表す曲線が得られる^{[47][59]}。振動計測結果から取り出したかみ合い整数次成分の例を Fig. 3.3(a) に示す。しかしこれだけでは起振源である $\hat{\Delta}_{STEM}$ との間の校正ができておらず、周波数応答関数としては基準が不明の状態なので、本論文ではこれらを周波数応答特性と呼ぶことにする。

数値解析による周波数応答関数の計算

Fig. 3.3(a) の周波数応答特性から周波数応答関数 $H(\omega)$ を求めるためには、起振源を基準にして校正を行う必要がある。しかし本研究では、かみ合い伝達誤差 $\hat{\Delta}_{STEM}$ が推定の対象となっている。つまり振動計測結果から取り出した周波数応答特性に対して、その起振源であ

るかみ合い伝達誤差 $\hat{\Delta}_{STEM}$ は未知である。そのため、起振源の信号を計測し、その結果を基準に用いることで周波数応答関数を校正するという振動実験で通常行われる方法は、ここでは使うことができない。

そこで本推定手法では、数値解析により周波数応答関数を計算し、その結果をもとに校正を行うことにした。数値解析で計算する周波数の範囲は、振動計測結果から得られる周波数応答特性の一部と重複して代表的な共振峰が含まれていればよく、したがって低次の振動モードが現れる低い周波数の範囲に限定できる。解析の周波数が高くなると、固有振動数が狭い周波数の範囲に密集して現れるので実験と解析で振動モードの対応をとることが難しくなり、解析の精度が悪化しやすくなる。この方法では低い周波数に限定して計算することで解析精度の悪化を避けることができ、また比較的小規模の振動モデルを使用できる。数値解析の詳細は次の 3・2・3 に記す。ここでは周波数応答関数の計算結果の例を Fig. 3.3(b) に示し、次の手順に進む。

周波数応答関数の計算結果を基準にして周波数応答特性を接続

数値解析による周波数応答関数を基準に、振動計測結果から取り出した周波数応答特性を縦軸方向に位置調節して振幅のレベルを合わせた後で、これらを連続的に接続すれば、Fig. 3.3(c) に示すように周波数応答関数の振幅 $|H(\omega)|$ が取得できる。Fig. 3.3 では振幅についてのみ示しているが位相についても同様の手順を行う。

ここで、振幅と位相のそれぞれについて、振動のかみ合い整数次成分のレベルを調節するという操作は、かみ合い整数次成分の複素振幅に複素数の定数を積算することに対応している。そこで本推定手法では、この操作に対し式 (3.1) と式 (3.2) の関係を当てはめて、周波数応答関数と振動計測結果のかみ合い整数次成分とのレベルの差を測ることで、かみ合い伝達誤差の複素振幅を求めている。

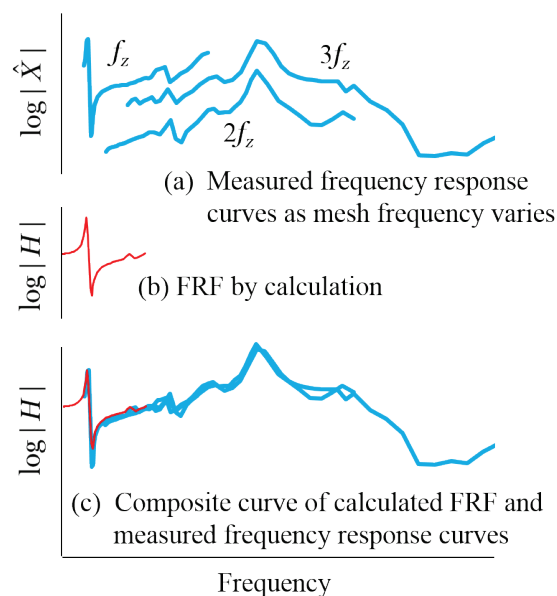


Fig. 3.3 Illustration of FRF acquisition

3・2・3 周波数応答関数の数値解析の方法

3・2・3・1 概要

本推定手法において、周波数応答関数の数値解析は、振動計測結果から取り出された周波数応答特性の校正が目的である。そのため、計算される周波数の範囲は、周波数応答特性の一部と重複して代表的な共振峰が含まれていればよい。したがって、振動モデルは特別な方式は必要なく、広く使用されるモデルが採用される。但し、計算結果は、周波数応答特性によく一致していることが求められる。そのために、実数値 GA を用いたパラメータ最適化を行い、それにより、振動計測から取り出された周波数応答特性に最もよく適合する振動モデルを作成している。

3・2・3・2 数値計算モデル

周波数応答関数の数値解析では、式 (2.16) を回転方向以外の自由度を含む三次元の系に拡張した運動方程式で歯車装置を表し、歯車対におけるかみ合い部のばねに対し単位振幅

の正弦波による強制変位を入力して、振動計測点における応答を計算する。すなわち

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{X}}(t) + \mathbf{C}\dot{\mathbf{X}}(t) + \mathbf{K}\mathbf{X}(t) = \mathbf{K}\Delta_{\text{STE}}(t) \quad (3.3)$$

$$\mathbf{X}(t) = \hat{\mathbf{X}} \exp(j\omega t), \quad \Delta_{\text{STE}}(t) = \hat{\Delta}_{\text{STE}} \exp(j\omega t) \quad (3.4)$$

$$\hat{\mathbf{X}} = (\mathbf{K} - \mathbf{M}\omega^2 + j\omega\mathbf{C})^{-1} \mathbf{K} \hat{\Delta}_{\text{STE}} \quad (3.5)$$

を解くことで周波数応答関数を計算する。

質量行列 \mathbf{M} と剛性行列 \mathbf{K} を作成する方法は、部分構造合成法の一つである特性行列合成法^[62]を用いる。歯車装置を含む振動系を全系として、これを回転軸系とハウジング系という二つの分系に分け、ハウジングの軸受支持部を二つの分系の結合部とする。分系それぞれについて特性行列を作成した後は、有限要素法における個々の有限要素の特性行列を統合するときの手順と同様にして、全系の特性行列を作成することができる。

回転軸系は、一つの節点につき並進と回転の6自由度を考慮したばね質量モデルとする。回転軸は、軸方向に分割されて各節点に集中質量が付与され、節点間は引張圧縮とねじりに加えてティモシェンコ梁モデル^[63]を考慮した剛性で接続される。軸受、カップリング、Vベルトは各自由度に対応するばねでモデル化される。

回転軸系のばね質量モデルにおける歯車のモデルを Fig. 3.4 に示す。歯車の中心とピッチ点に配置される二つの節点が剛体の要素で接続されており、歯車本体の質量は中心の節点に与える。ピッチ点には駆動・被動歯車それぞれに対応する二つの節点があり、これらがかみ合う歯のばねで接続されている。歯のばねは、作用平面上歯直角方向のかみ合い剛性と、作用平面に対して垂直方向を軸とする回転の剛性をもつ。かみ合い伝達誤差の代わりとして、かみ合い部のばねに単位振幅の正弦波による強制変位を入力している。

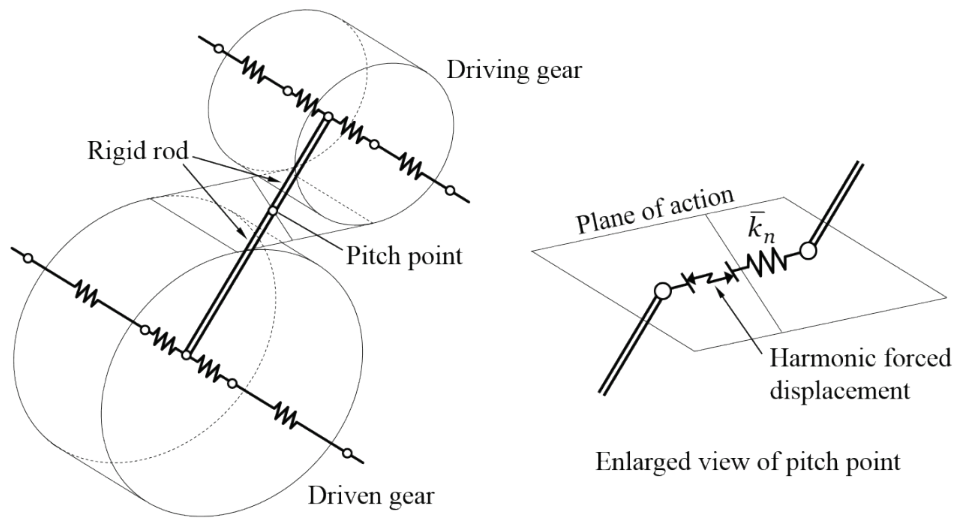


Fig. 3.4 Helical gear pair in dynamic model

歯車装置のハウジングは有限要素法を用いてモデル化する。ただし多くの場合、有限要素モデルの特性行列はそのままでは大き過ぎるので、次に述べる二つの分系の特性行列を合成する手順において、歯車箱の特性行列を再構成して自由度を回転軸系との結合部である軸受支持部のみに減少させる。再構成の方法は、固有値解析を行って固有モードを求め、結合部の小自由度特性行列を構成する方法^[62]を用いる。その方法を次に記す。

全系を合成するために、Fig. 3.5 に示すように、まず分系を、全系の運動方程式を作成する段階では消去する領域 a と、消去しないで残しておく自由度で形成される領域 b に分ける。領域 b は、隣接する他の分系と結合する部分、外力が作用する部分および全系の運動方程式を解いた段階で応答を知りたい部分の3種類の部分領域からなる。結合部分を領域 c 、外力作用部分と応答部分を領域 d とすれば、領域 $b =$ 領域 $c +$ 領域 d になる。結合部分に外力が作用する場合には、それを領域 c に含める。領域 c には、外力が作用しない場合にも、必ず隣接分系からの内力が作用する。

回転軸系では、結合部分（領域 c ）はハウジングに支持される各軸受の中心点の並進方向の3自由度、外力作用部分（領域 d ）は歯車対の各歯車のかみあいピッチ点の歯幅中央における作用平面上歯直角方向の一自由度、応答部分（領域 d ）は振動を計測する部位の該当する自由度となる。ハウジング系では、結合部分（領域 c ）は各軸受の中心点の並進方向の3

自由度，外力作用部分（領域 d ）は無し，応答部分（領域 d ）は振動を計測する部位の該当する自由度となる。

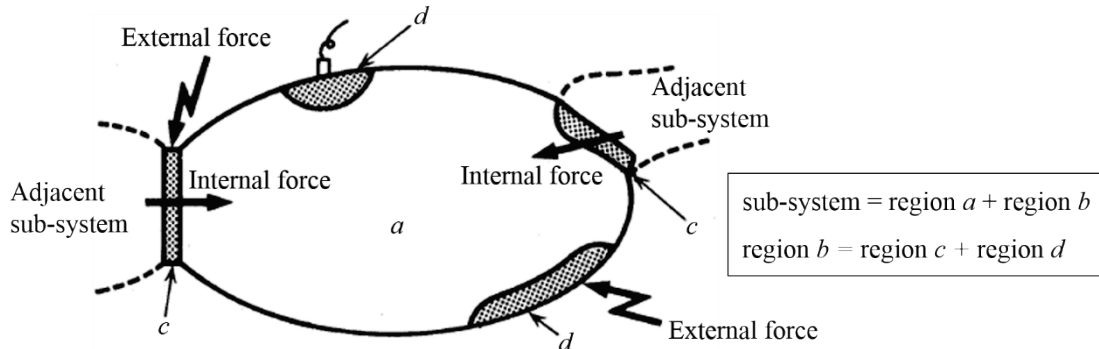


Fig. 3.5 Regions of sub-system in substructure synthesis method^[62]

ハウジング系における領域 b の自由度を n として，ハウジング系の低次の n 個の固有モードの中から，領域 b の自由度の成分だけを抜き出して縦に並べた n 行のベクトルを，低次から順に左から右へ並べた部分固有モード行列を Ψ (n 行 n 列) とする． Ψ に逆行列が存在すれば，領域 b のみの質量行列および剛性行列は，

$$\mathbf{M}_{\mathbf{Hb}} = (\Psi^{-1})^T \mathbf{I}_b \Psi^{-1} \quad (3.6)$$

$$\mathbf{K}_{\mathbf{Hb}} = (\Psi^{-1})^T \mathbf{\Omega}^2 \Psi^{-1} \quad (3.7)$$

により得られる．ここで， \mathbf{I}_b は n 行の単位行列， $\mathbf{\Omega}^2$ は 1 次から n 次までの固有角振動数の 2 乗により作られる n 行の対角行列である．ただし固有モードは質量に関して正規化されている．式 (3.6)，(3.7) により得られるハウジング系の領域 b に関する特性行列 $\mathbf{M}_{\mathbf{Hb}}$ および $\mathbf{K}_{\mathbf{Hb}}$ を回転軸系の特性行列 $\mathbf{M}_{\mathbf{RS}}$ および $\mathbf{K}_{\mathbf{RS}}$ に統合する手順は，有限要素法における一つ一つの有限要素の特性行列（質量行列と剛性行列）を統合していきモデル全体の特性行列を作成する手順と全く同じである．

歯車箱や個々の回転軸については部品の形状をもとに振動モデルを作成できる。一方、歯車かみ合い部・軸受・カップリング・チェーン・ベルト等の接触部や結合部を含む伝動機構の剛性は、運転中の実機における詳しい値の予測は困難である。そこでこれらに対しては、数値解析による周波数応答関数が振動計測結果から得られる周波数応答特性に最も適合するように最適化をすることでパラメータの詳しい値を決めることにした。

減衰行列 \mathbf{C} については、部品の形状や材料の特性等をもとに正確な行列を作成する方法がほとんどない。しかし振動系の全体に比較的小さい減衰がほぼ均一に分布している場合には、質量行列と剛性行列の一次結合として減衰行列を定義する比例減衰が有用とされており、本推定手法においても比例減衰を採用することにした。比例減衰の仮定をもとに減衰行列を作成する方法として比例粘性減衰や比例ヒステリシス減衰が知られており^[64]、本推定手法では歯車装置の周波数応答特性に応じてそれらを選択して用いることにする。粘性減衰では消散エネルギーが角周波数 ω に比例し、ヒステリシス減衰では消散エネルギーが角周波数 ω の影響を受けないという性質を持つ。

ヒステリシス減衰は、機械を構成する材料が有する材料内部の減衰によりそれらに変形するときの応力とひずみの関係におけるヒステリシス環の特性をモデル化して、運動方程式に導入した減衰である。このような材料の内部減衰では、(1) 消散エネルギーはひずみ振幅の2乗にほぼ比例しひずみ速度すなわち角周波数 ω にはあまり影響を受けない、(2) ヒステリシス環の形はひずみ速度やひずみ振幅にはほとんど依存しない、という性質を有するとされている。これらの性質を満足させるためには、 $\dot{\mathbf{x}}/\omega$ に比例する減衰を仮定すればよいことになる^[64]。

上記にしたがって、式 (3.5) における減衰行列 \mathbf{C} は、比例粘性減衰を仮定すれば

$$\mathbf{C} = a\mathbf{M} + b\mathbf{K} \quad (3.8)$$

により算出され、比例ヒステリシス減衰を仮定すれば

$$\mathbf{C} = \frac{\mathbf{D}}{\omega}, \quad \mathbf{D} = a\mathbf{M} + b\mathbf{K} \quad (3.9)$$

により算出される。ここで \mathbf{D} はヒステリシス減衰行列を表す。質量行列と剛性行列の一次

結合の係数 a , b は、伝動機構の剛性と同様にパラメータ最適化によって値を決める。

3・2・3・3 計算モデルのパラメータ最適化

パラメータ最適化の目的を Fig. 3.6 に示す。始めに、周波数応答関数の数値解析結果に対して、振動計測結果から取り出した周波数応答特性を縦軸方向に位置調節して重ねる。これを Fig. 3.6 (a)(b)に示す。次に両者を複素平面上に表示してそれらの間の偏差を求めれば、この偏差の大きさと周波数との関係は Fig. 3.6 (c)のようになる。これをもとに目的関数を評価して、Fig. 3.6(c)のハッチングされた領域を最小化することを目的とする。本推定手法では、歯車のかみ合い部や軸受などの各部における各自由度の剛性、および比例減衰の係数を最適化の対象にするので、数十個以上のパラメータを同時に扱うことになる。さらに目的関数である Fig. 3.6(c)の偏差の大きさは、各部の剛性や減衰の値に対して単調に増減せず、多峰性を持つ関数になる。

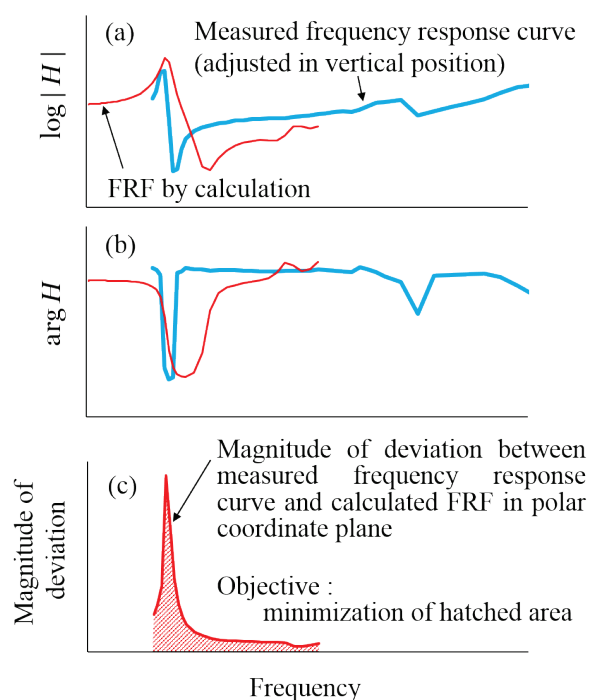


Fig. 3.6 Objective of parameter optimization

そのような複雑な問題に対して効果的な最適化手法として遺伝的アルゴリズム (GA : Genetic Algorithm) が知られており, 連続変数を最適化する問題に対しては遺伝子表現に実数値を用いる実数値 GA が有効とされる^{[65][66]}. そこで本推定手法では実数値 GA を最適化手法に採用し, Fig. 3.7 に示す手順で計算を行った^{[65][67][68]}. 手順の詳細を以下に記す.

実数値 GA における一つの個体を, 最適化するパラメータの数と同数の自由度 n を持つ実数値ベクトル ξ で表す. この個体に対応する計算モデルにおいて, 最適化するパラメータ n 個の中での i 番目の値 Q_i は

$$Q_i = 10^{\xi_i} P_i \quad (i=1, \dots, n) \quad (3.10)$$

により算出する. ここで, P_i は i 番目のパラメータの基準値, ξ_i は個体のベクトル ξ の i 番目の要素を表す. 個体のベクトル ξ の初期値は, 対応するパラメータに合わせて自由度ごとに最小値と最大値を与えて一様乱数により与える.

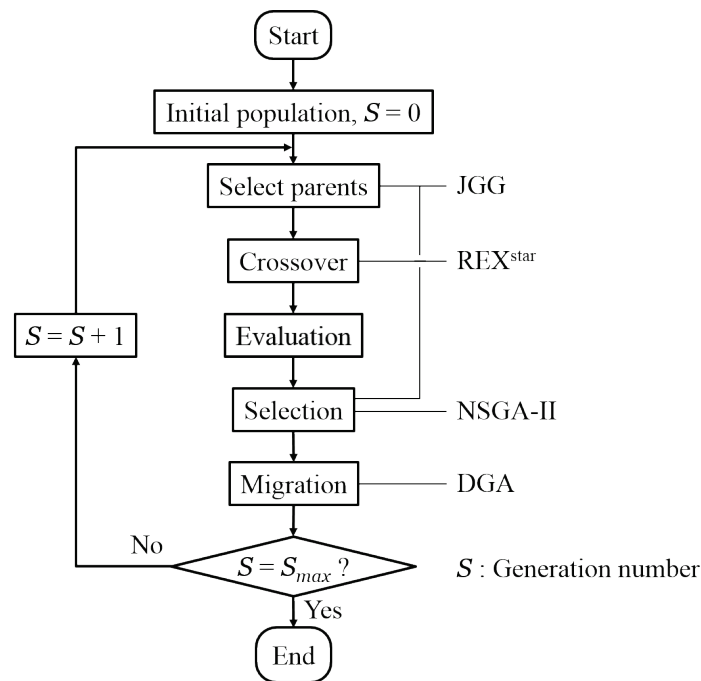


Fig. 3.7 Flowchart of parameter optimization using real-coded genetic algorithm (RCGA)^{[65][67][68]}

個体の集団には分割集団モデルを用いる。この方法は分散遺伝的アルゴリズム (distributed genetic algorithm, DGA) と呼ばれ、GA における個体の集団を複数の分割集団に分割し、各分割集団内で独立して GA を行うというもので、通常の GA に比べて計算時間の短縮や高品質な解が得られるとされている^{[66][68]}。

ある世代の集団から次の世代の集団を生成する手順には、世代交代モデル JGG^[65]を用いる。JGG は、複製選択と、子個体の生成と、生存選択という 3 つの手順で構成される。複製選択では、集団から n_p 個の個体をランダムに非復元抽出して、交叉に用いる親個体群とする。子個体の生成では、親個体群に対し交叉を繰り返し適用して、 n_c 個の子個体を生成する。生存選択では、子個体群から評価値が上位の n_p 個の個体を選び、集団に加える。

子個体の生成における交叉の方法には、REX^{star}^[65]を用いる。REX^{star} では、上記の複製選択において $n_p = n+1$ (n は個体ベクトルの自由度) として、交叉に用いる親個体群の重心を中心とする一様分布をベースに、分布の中心を大域的降下方向にシフトして子個体を生成する。ここで大域的降下方向とは、最適化パラメータと目的関数に関する大谷構造のもとで最適解が存在すると推定される方向を指す。すなわち、 $n+1$ 個の親個体 ξ_1, \dots, ξ_{n+1} が与えられたとき、その重心 ξ_g に対して ξ_1, \dots, ξ_{n+1} の鏡映点を生成し、元の点と鏡映点を合わせた計 $2(n+1)$ 個の点の中で評価値が上位半分の点の重心を ξ_b で表し、方向 $\xi_b - \xi_g$ を ξ_g における大域的降下方向と呼ぶ。上記にしたがって、子個体ベクトル ξ_{ck} ($k: 1, \dots, n_c$) は

$$\xi_{ck} = \xi_g + \text{diag}(\lambda_{\tau 1}, \dots, \lambda_{\tau m}) (\xi_b - \xi_g) + \sum_{i=1}^{n+1} \lambda_i (\xi_i - \xi_g) \quad (3.11)$$

により計算される。ここで、 $\lambda_{\tau j}$ ($j: 1, \dots, n$) は最小を 0、最大を τ とする一様分布にしたがう乱数であり、 λ_i ($i: 1, \dots, n+1$) は最小を $-\sqrt{3/(n+1)}$ 、最大を $\sqrt{3/(n+1)}$ とする一様分布にしたがう乱数である。

生成された子個体と式 (3.10) を用いて各子個体に対応する計算モデルを作成して周波数応答関数の数値計算を行い、得られた周波数応答関数を振動計測結果から抜き出した周波数応答特性と比較することで個体を評価する (Fig. 3.6)。局所最適解への収束を防ぐために、二つの目的関数 (φ_1, φ_2) を用いる多目的最適化を行う。目的関数の数式は

$$\varphi_1 = \sum_{i=1}^{m-1} \left\{ \frac{|H(\omega_i)\hat{E} - \hat{X}(\omega_i)|^2}{|\hat{X}(\omega_i)|^2} + \left| \frac{|\hat{X}(\omega_i)|}{|H(\omega_i)\hat{E}|} - 1 \right| \right\} |\hat{X}(\omega_i)|^2 (\omega_{i+1} - \omega_i) \quad (3.12)$$

$$\varphi_2 = \sum_{i=1}^{m-1} \left\{ \frac{|H'(\omega_i) - \hat{X}'(\omega_i)|^2}{|\hat{X}'(\omega_i)|^2} + \left| \frac{|\hat{X}'(\omega_i)|}{|H'(\omega_i)|} - 1 \right| \right\} (\omega_{i+1} - \omega_i) \quad (3.13)$$

$$\hat{X}'(\omega_i) = \frac{\hat{X}(\omega_{i+1})}{\hat{X}(\omega_i)}, \quad H'(\omega_i) = \frac{H(\omega_{i+1})}{H(\omega_i)} \quad (3.14)$$

で与えている。ここで、 H は数値解析による周波数応答関数の計算結果、 \hat{X} は振動計測結果から抜き出した周波数応答特性を表す。式 (3.12) に含まれる \hat{E} は複素数の定数であり、与えられた \hat{X} と H に対して φ_1 が最小になるようにその値を決める。目的関数 φ_1 について、一つの角周波数 ω_i に対する $\hat{X} = 1$ のときを考えて、 $H\hat{E}$ が複素平面上で変化したときの目的関数 φ_1 の形を Fig. 3.8 に示す。この図では、複素平面での座標 $(1, 0)$ が、 $H\hat{E}$ と \hat{X} が一致する基準点であり、そこから遠ざかるほど φ_1 の値が大きくなって評価が悪くなる。原点の付近で値が大きく（評価が悪く）なっているのは、 $H\hat{E} \ll \hat{X}$ となる場合に目的関数の変化が微小になり評価が正しくできなくなることを防ぐためであり、この効果は式 (3.12) の波括弧 $\{\}$ 内の第 2 項により与えている。 H と \hat{X} の周波数に対する変化の形が完全に一致するとき φ_1 と φ_2 の両方が零になる。 φ_1 と φ_2 の値が小さいほどその個体に対して高い評価が与えられる。

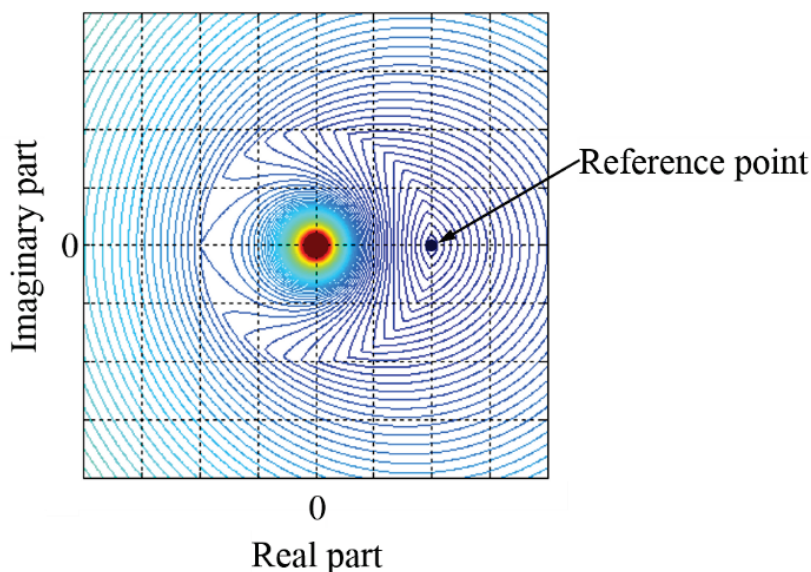


Fig. 3.8 Shape of objective function

二つの目的関数を用いる多目的最適化のアルゴリズムには NSGA-II^[67]を利用している。NSGA-II はパレート優越関係と多様性維持メカニズムを用いて個体評価を行う方法であり、GA による多目的最適化の分野で幅広く用いられている^[66]。パレート優越関係に基づく個体評価では、個体群の中で他の解に優越されない非劣解に高い評価を与えて 1 から順番にランクを割り当て、このランクを個体評価における第一基準とする。多様性維持メカニズムによる個体評価では、同じランクが与えられた他の個体と比較して目的関数の値が離れている個体ほど高い評価を与えて、これを個体評価の第二基準とする。

評価値が上位の子個体を集団に加えた後に、各分割集団内で選択した複数個の個体を別の分割集団へ移動させる移住操作を行う。どの分割集団からどの分割集団へ移住するかを選択、および移住する個体の選択はランダムに決定される^[68]。

以上の手順で世代交代を繰り返し行い、個体ベクトルや目的関数の値の変化が十分に小さくなった段階で収束と判断して計算を終了する。その後、各分割集団からパレート優越関係でランク 1 の個体を取り出し、取り出された個体ベクトルの集団の重心からの距離が最も小さい個体を、最適化の結果として採用する。

3・2・4 適用範囲

本推定手法の適用範囲については次に述べる二つの条件がある。一つ目は振動成分の周波数に関する条件である。本推定手法では、式 (3.1), (3.2) にあるように、対象とする歯車軸のある回転次数成分の振動について、対象とする歯車に起因するかみ合い伝達誤差が起振源となり発生しているものと想定している。しかし次のような場合、この関係が成立しない場合がある。まず、例えば何らかの負荷トルクの変動などにより歯車装置の外部から入力される振動が歯車に起因する振動に比較して大きく、両者の振動周波数が完全に一致する場合である。このような場合、式 (3.1), (3.2) を用いてかみ合い伝達誤差を推定しても、歯車装置外部からの入力の影響により歯車の伝達誤差とは異なる結果が算出されることになる。次に、歯車装置に含まれる歯車の歯数の組合せ方によっては、振動成分の周波数が重なってしまい起振源となる歯車ごとに分離できない場合がある。特に 1:2 などの小さい整数の歯数比により構成される多段減速の歯車装置では、複数の歯車対でかみ合い整数次成分の周波数がちょうど一致する可能性が高く、このような場合では歯車対ごとにかみ合い伝達誤差を切り分けて推定することができなくなる。しかし、産業用の歯車装置においては上記のような場合は少なく、本推定手法は多くの歯車装置に適用可能である。

二つ目の条件は、対象とする振動とかみ合い伝達誤差との関係が定数係数系のモデルとして扱うことができるということである。つまり振動の運動方程式が式 (2.16) として扱えるということであり、そのためには、歯面の接触・分離を表すがた特性による非線形性と軽負荷伝達時における歯面接触の非線形性、そしてかみ合い剛性の時間変動による係数励振振動の影響が十分に小さくなければならない。実際には、はすば歯車の負荷運転時の振動に対して、これらの条件はよく適合する。一方で、無負荷あるいは極軽負荷での運転時の振動や平歯車の振動において、非線形系あるいは係数励振系の振動の特徴が強く現れるような場合、本推定手法は適用することはできない。この条件については、計測した振動から周波数応答特性を分析し、かみ合い整数次成分の高次成分での周波数応答特性の形状が一致しているかどうかにより確認できる。

3・3 実験装置および振動計測方法

3・3・1 試験歯車

実験に使用したはずば歯車の諸元を Table 3.1 に示す。全ての歯車は浸炭焼入れ後に研削仕上げして、それぞれにクラウニング (crowning) と歯形丸み (profile convex) による歯面修整を与えて用いた。歯すじと歯形の測定結果を Fig. 3.9 に示す。被動歯車は全ての実験で同一の歯車を使用し、これに組み合わせる駆動歯車は歯面修整量の異なる 3 種類の歯車 (crn13cvx9, crn9cvx6, crn9cvx6pp6) を使用した。駆動歯車 crn13cvx9 は crn9cvx6 に比べて修整量を大きくとっており、crn9cvx6pp6 は crn9cvx6 に比べて正の圧力角誤差を与えた。これらの駆動歯車の累積ピッチ誤差の測定結果を Fig. 3.10 に示す。累積ピッチ誤差に関しては、ねらった傾向を与えるようなことはせず通常通りに加工した。

Table 3.1 Test gear parameters

	Driving gear	Driven gear
Normal module (mm)	2.5	
Normal pressure angle (°)	20	
Number of teeth	30	53
Helix angle (°), direction	30, LH	30, RH
Profile shift coefficient	0	0.121
Tip diameter (mm)	91.60	158.60
Face width (mm)	20	20
Center distance (mm)	120.1	
Total contact ratio	2.65	
Tooth surface finishing	Grinding after carburizing	Grinding after carburizing
Heat treatment	Carburizing	Carburizing

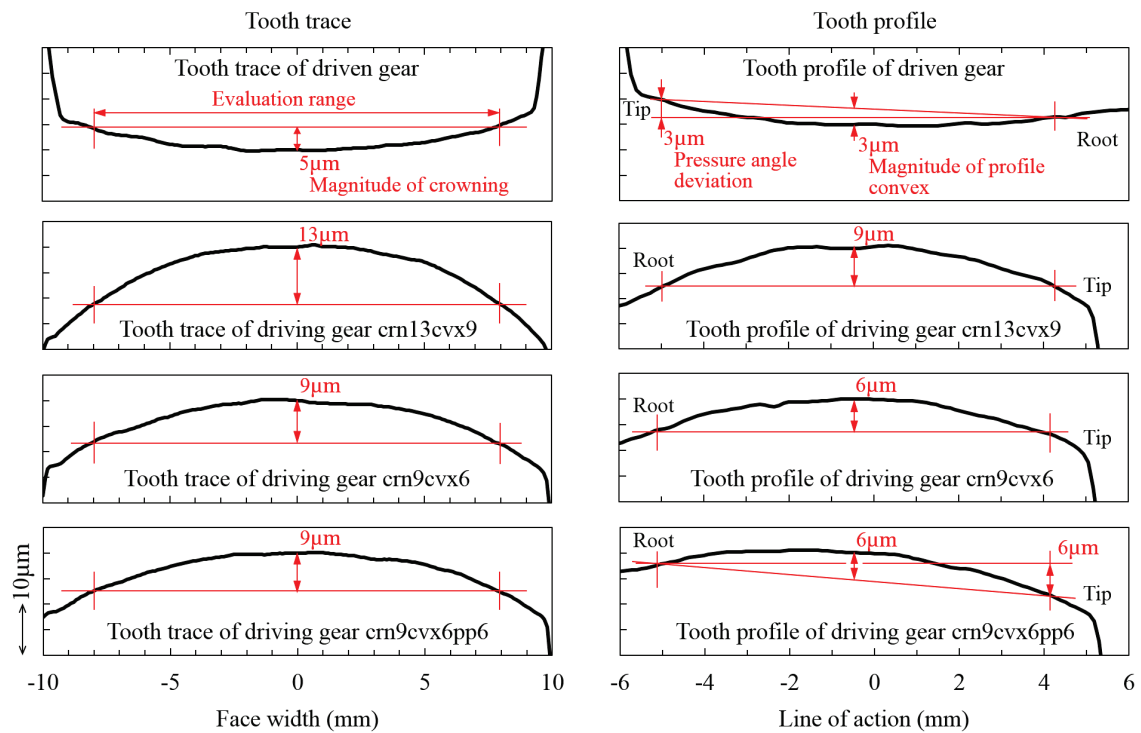


Fig. 3.9 Inspection results of tooth surface shapes

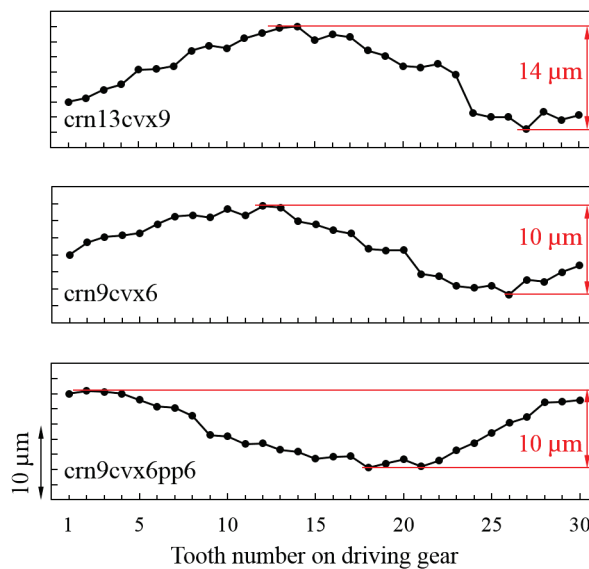


Fig. 3.10 Inspection results of cumulative pitch deviations

3・3・2 はすば歯車振動試験装置

はすば歯車振動試験装置を Fig. 3.11 に示す．本試験装置では，インバータで可変速運転される三相誘導モータ（日立製作所，90 kW）の動力が V ベルト（JIS 細幅 V ベルト 5V タイプ 4 本），ダイアフラムカップリング（イーグル工業）を通り試験歯車対に伝達され，被動軸のダイアフラムカップリング（イーグル工業）を通り渦電流式動力計（東京衡機製造所，W130）で吸収される．歯車箱は材質を S45C，軸受支持部の厚さを 50 mm で製作し，剛性を高めることで，運転時の負荷による歪みが試験歯車の歯当りに与える影響を抑えた．潤滑は VG150 のギヤ油を 1.2 L/min の割合でかみ合い部の上方から供給した．

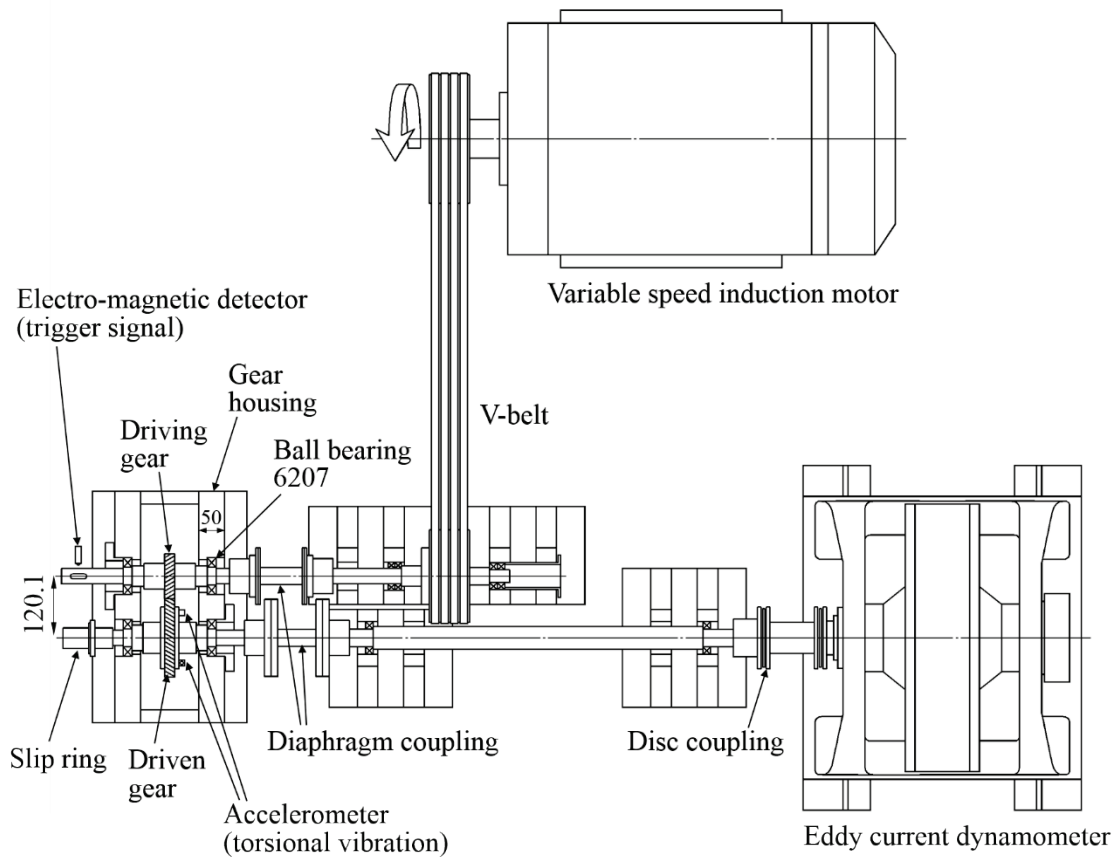


Fig. 3.11 Helical gear vibration test rig

3・3・3 振動計測系

装置に取り付けられている計測機器を Fig. 3.12 に示す。振動計測系は、駆動歯車軸の回転を検出する電磁式回転検出器（小野測器，MP-950）と、Fig. 3.13 のように被動歯車の側面に固定され被動歯車の回転方向振動を検出する加速度ピックアップ（PCB Piezotronics, 303A, 感度 $1 \text{ mV}/(\text{m/s}^2)$ ）と、被動歯車に固定された加速度ピックアップからの出力信号を外部に取り出すスリップリングと、前記加速度ピックアップの出力信号を入力としてそれらの和を出力する加算アンプと、電磁式回転検出器および加速度ピックアップの出力を同時に記録するデータロガー（OROS, OR24）と、記録された出力データを解析する計算装置とを備える。振動計測系の構成を Fig. 3.14 に示す。

電磁式回転検出器は駆動歯車軸に加工されたキー溝の通過を検出するように取り付けられた。被動歯車に固定された加速度ピックアップは軸中心に関して点対象の位置に接線方向を向けて取り付けられてあり（Fig. 3.13），2 個の信号の和をとれば半径方向の信号が打ち消されて回転方向の振動加速度が得られる。

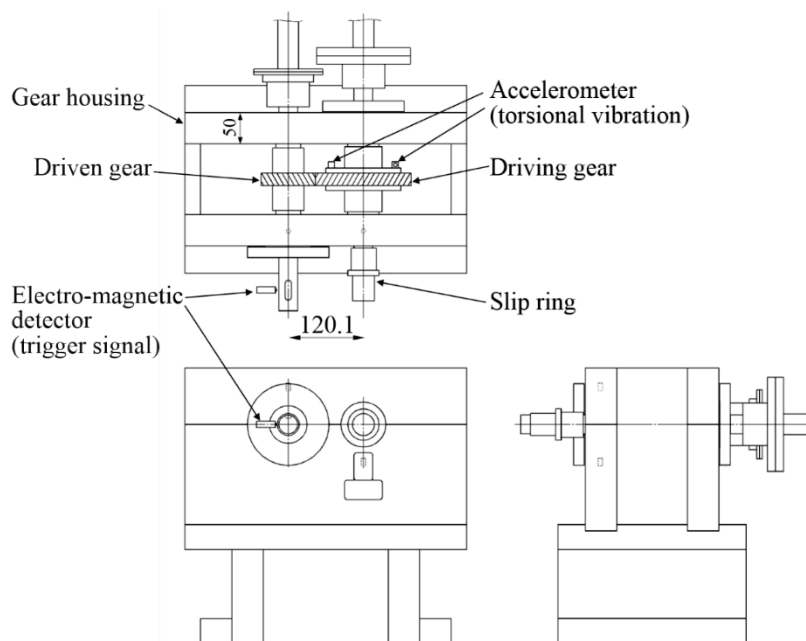


Fig. 3.12 Measurement devices on test gearbox

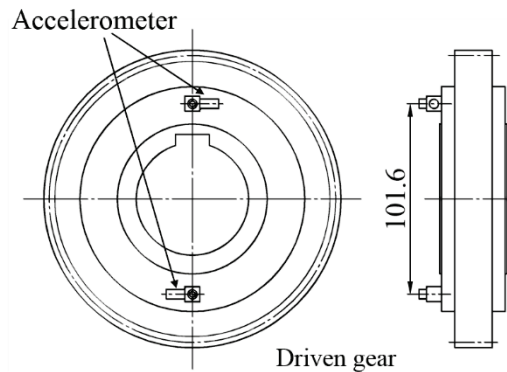


Fig. 3.13 Accelerometer arrangement for measuring torsional vibration

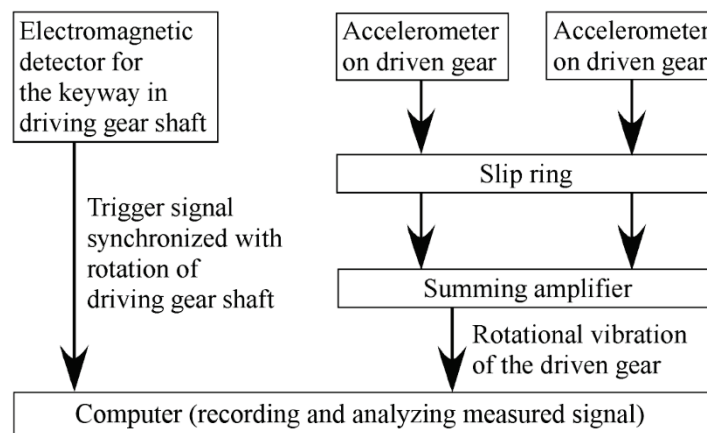


Fig. 3.14 Vibration measurement system

3・3・4 振動計測方法

負荷の条件は被動軸トルク 123 Nm から 245 Nm までの 6 水準とした。各トルクにおける回転速度の範囲を Table 4.2 に示す。一定のトルクを負荷した状態で被動軸の回転速度を 20 r/min 刻みで 1,380 r/min から階段状に降下させていき、トルクおよび回転速度一定のときの振動加速度とトリガ信号を同時に記録した。データロガーのサンプリング周波数は 25.6 kHz に設定した。

Table 3.2 Driven shaft speed range in vibration measurement (r/min)

		Driving gear		
		cm13cvx9	cm9cvx6	cm9cvx6pp6
Driven shaft torque (Nm)	245	400-1380	400-1380	400-1380
	221	400-1380	340-1380	400-1380
	196	400-1380	260-1380	400-1380
	172	220-1380	220-1380	220-1380
	147	400-1380	180-1380	400-1380
	123	400-1380	180-1380	400-1380

本実験では、振動計測結果から歯車のかみ合いに起因する振動を正確に分析するために、各回転速度の振動信号に同期平均を適用した。同期平均は時間領域での平均化処理であり、着目する歯車の1回転に1回のトリガ信号を用いることで対象歯車に非同期の信号を消去する。さらに、Fig. 3.15のようにトリガ信号を基準に対象歯車の1回転毎の信号を切り出した後でそれらを重ねて平均をとれば、平均された信号は歯車1回転を基本周期とするほぼ完全な周期関数になり、これに矩形窓を使いフーリエ変換することで理想的なラインスペクトルが得られる^[43]。このとき、駆動歯車と被動歯車のかみ合う歯の組み合わせがちょうど一巡する回転回数が、駆動歯車の回転に同期しない成分の消去に最も効果的な平均回数になる^[45]。この平均回数 N は

$$N = m \frac{\text{L.C.M.}(Z_1, Z_2)}{Z_1} \quad (3.15)$$

により計算される。ここで、 Z_1 は駆動歯車の歯数、 Z_2 は被動歯車の歯数、 $\text{L.C.M.}(Z_1, Z_2)$ は Z_1 と Z_2 の最小公倍数、 m は任意の自然数である。

歯車対の歯数 30:53 (Table 3.1) は互いに素なので、駆動歯車が 53 回転したときにかみ合う歯の組み合わせがちょうど一巡することになる。そこで 53 の整数倍で平均に十分な回数として駆動歯車 318 回転の長さの信号を 1 回転毎に切り出した後、それらの平均をとって

駆動歯車 1 回転分の振動波形を得た。1 回転毎の振動波形を切り出して平均化の際、1 回転につき 1,024 点で波形のリサンプルをしている。本実験における最高の回転速度である被動軸 1,380 r/min の条件ではデータロガーのサンプル点が駆動歯車 1 回転につき約 630 点となっており、リサンプル点の数はそのおよそ 2 倍となっている。

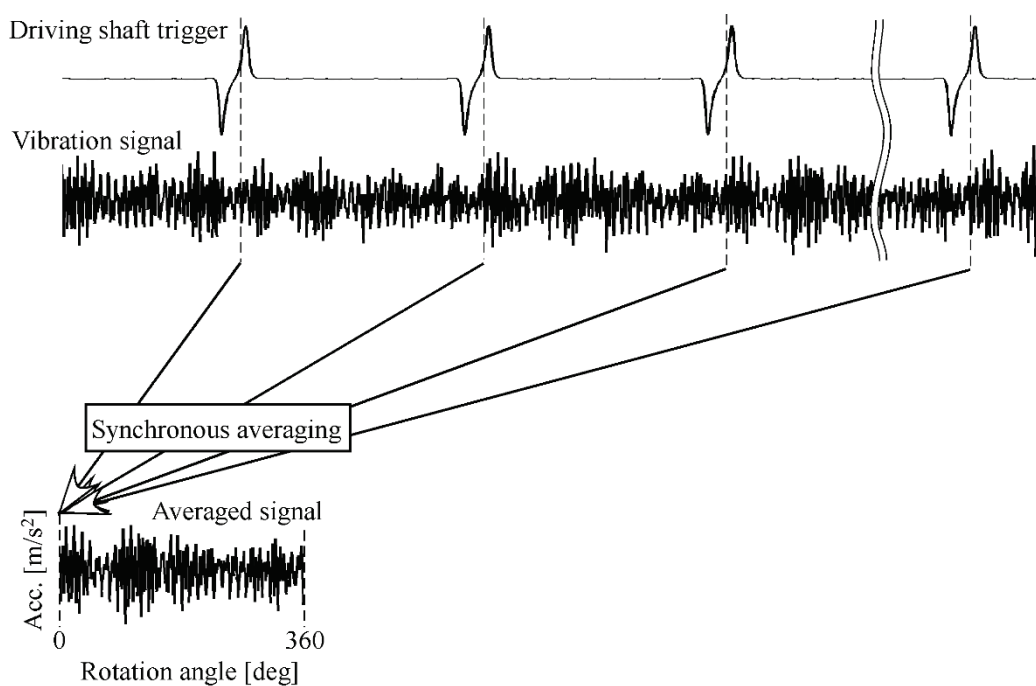


Fig. 3.15 Synchronous averaging technique

3・4 実験結果と考察

3・4・1 振動計測結果

振動計測結果をウォーターフォール図にして Fig. 3.16 に示す。ここで、振動加速度は基礎円の円周上の距離に換算して表示している。またこの図のデータについては、同期平均処理はせずに、FFT 後にスペクトルを平均化しているので、計測した振動に含まれる全ての振動成分が含まれている。この振動計測結果は次のように説明できる。すなわち、Fig. 3.16

に斜め線で示したかみ合い整数次成分 ($f_z, 2f_z, \dots$) が振動全体の中で特に大きいことから、試験歯車対のかみ合い整数次成分が本試験装置における主な振動発生源となっている。これらのかみ合い整数次成分は回転速度に依存して振動振幅が増減しているが、これは 244, 494, 1,413, 3,394 Hz といった特定の周波数で振幅が大きくなっていることから、回転速度というよりも周波数の影響が大きい。このような各かみ合い整数次成分の振幅の変化は、本試験装置の周波数応答関数による影響と考えられる。

3・4・2 周波数応答特性

Fig. 3.16 に示した振動計測結果の各回転速度の波形に対して同期平均を行い、そこからかみ合い整数次成分のみを取り出して周波数との関係をプロットすれば周波数応答特性が得られる。振動計測結果から抜き出したかみ合い 3 次成分までの周波数応答特性を Fig. 3.17 に示す。

Fig. 3.17 より、駆動歯車の歯面形状が変わっても、負荷トルクが変わっても、周波数応答特性の形はほとんど同じであることがわかる。ただし位相については、一見して曲線の形が違うように見えても 360° で一回りすることや、振幅が非常に小さくなる谷の部分では位相の値は不安定であることを加味して見る必要がある。またかみ合い 1 次と 2 次、かみ合い 2 次と 3 次で周波数が重なっている範囲では、周波数応答特性の形は縦軸方向に平行移動させればほぼ一致することがわかる。これらにより、かみ合い起振力の各次数成分の複素振幅が歯車の回転速度に依存せず一定であること、またそれにより伝達荷重を一定にして回転速度をスイープさせたときの振動応答は周波数応答関数の形になることが実験的に確認できた。

また各駆動歯車およびトルクの条件における、かみ合い 1 次、2 次、3 次成分の相対的な位置関係を見ると、条件毎に異なっていることがわかる。例えば駆動歯車 crn13cvx9 において、トルク 245 Nm ではかみ合い 1 次成分の振幅が 2 次や 3 次に対して大きくなっているが、トルク 123 Nm ではかみ合い 1 次の振幅は 2 次や 3 次と大体同じレベルまで小さくなっている。他にも駆動歯車 crn13cvx9、トルク 196 Nm ではかみ合い 2 次成分の振幅が特に小さく

なっていることなどがある。振幅だけでなく位相についても条件毎に各成分の相対的な関係は変化している。このようなかみ合い整数次成分の間での相対的な関係の変化は、駆動歯車の歯面形状や負荷トルクによってかみ合い起振力が変化することで起きているものと考えられる。

しかしながら、細部にわたって見てみれば、Fig. 3.17 の中で周波数応答特性の形が異なるものもある。例えば cm9cvx6, 123 Nm の条件におけるかみ合い2次成分と3次成分などがある。この原因としては、かみ合い整数次成分の振動の振幅が小さい場合に、歯車以外の起振源の影響が出ているか、加速度ピックアップおよび計測システム、さらに加速度から変位へと換算する過程の中で分解能の理由によりノイズの影響が出ているなどの理由が考えられる。ただし、上記はいずれもかみ合い整数次成分の振幅のレベルが小さい場合に現れるため、かみ合い伝達誤差を求めた場合に推定結果として得られる時間波形に与える影響は小さいと考えている。

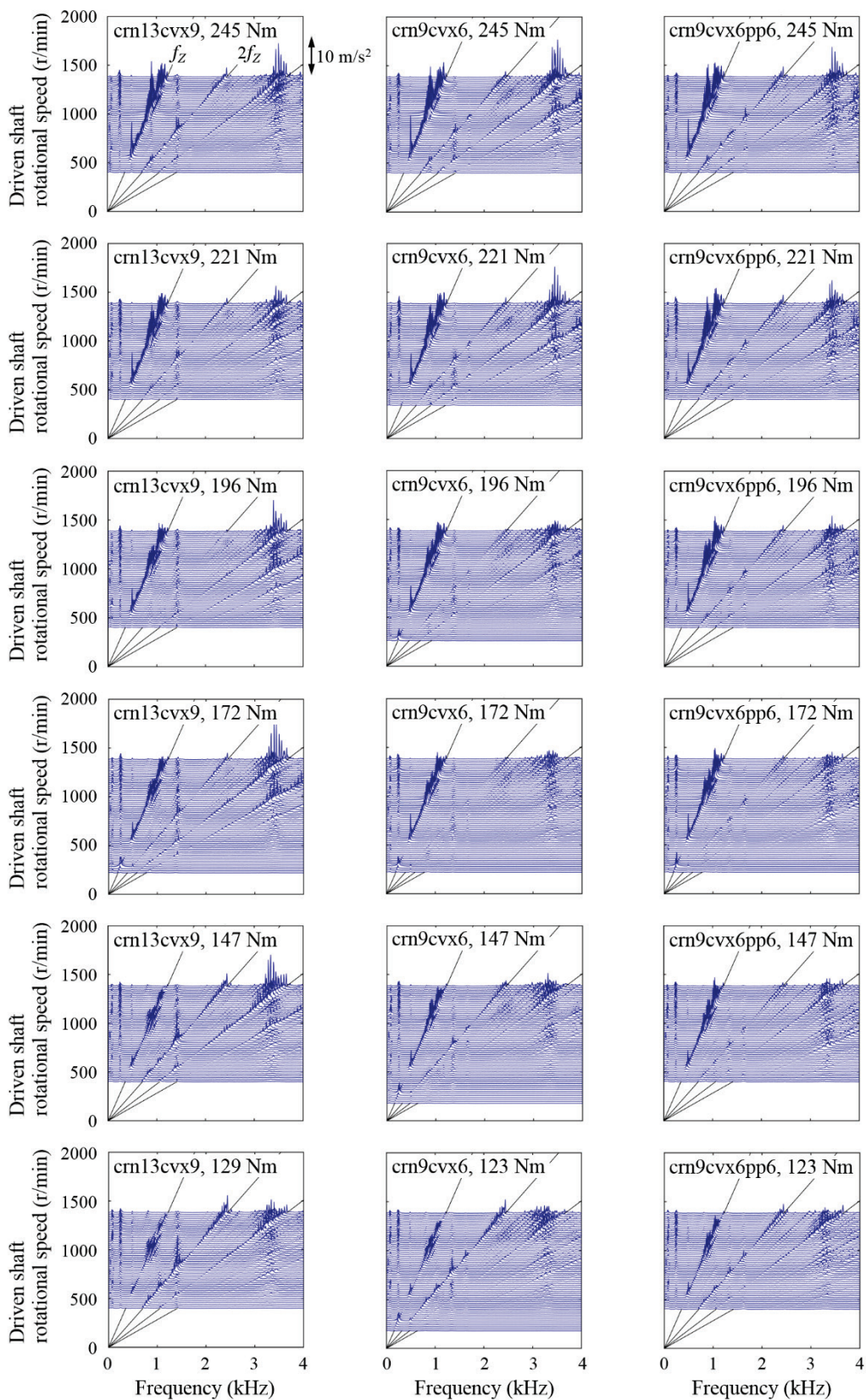


Fig. 3.16 Vibration measurement results

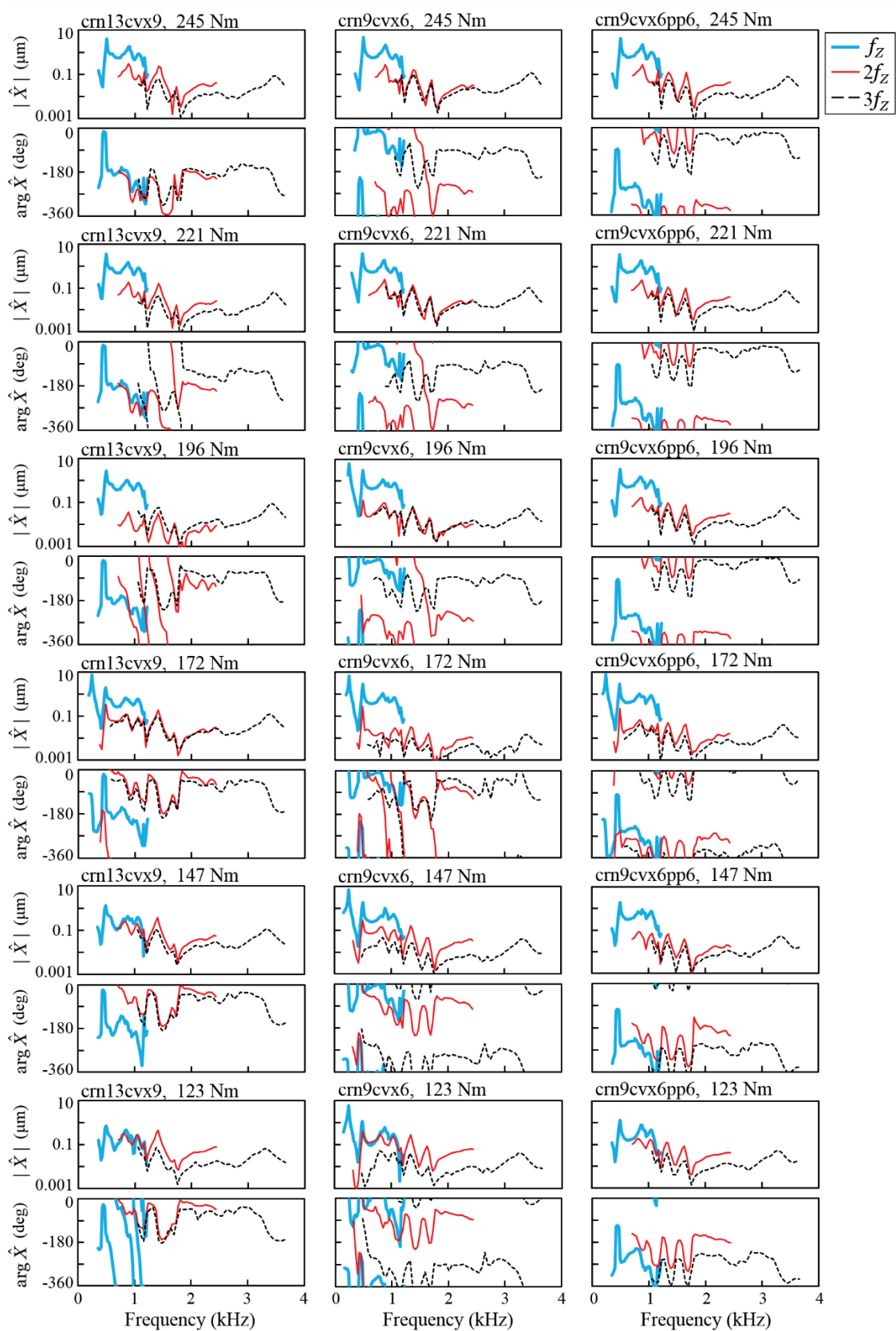


Fig. 3.17 Frequency response curves extracted from vibration measurement results

3・4・3 数値解析による周波数応答関数の計算結果

かみ合い伝達誤差の推定に用いる周波数応答関数は、周波数応答関数の数値解析結果を基準にして、振動計測結果から取り出した周波数応答特性を連続的に接続することで取得する。解析モデルの作成法およびパラメータ最適化の方法は既に3・2・3に示されている。ここでは実験に用いた試験装置の解析モデルと周波数応答関数の計算結果を示す。

歯車箱は複数の板部材をボルトで締結した構造をしているが、有限要素モデルではこれを一体として表し、ボルト締結部に位置する部材は厚みを減らしてモデル化した。試験装置から歯車軸を取り外した状態で歯車箱に対して打撃試験^[61]による実験モード解析を行い、その結果に合わせて有限要素モデルを合わせ込みすることで、1次(145 Hz)から6次(1,160 Hz)までの振動モードが一致するモデルを作成した。打撃試験による実験モード解析の結果と有限要素モデルの固有値解析の結果を Fig. 3.19 に示す。両者はよく一致している。

ここで、歯車箱の3Dモデルの作成とメッシュの生成には SolidWorks を用いた。ここでは四面体要素を使用しており、要素数は120,188要素、節点数が26,061点となっている。メッシュモデルの情報を MATLAB で読み込み、剛性行列と質量行列の作成^[69]および固有値解析の計算を行った。ギヤボックスの材質は鋼であるので、縦弾性係数 211 GPa、横弾性係数 81.3 GPa、密度 $7.87 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$ とした。実際のハウジングでは1次と2次のモードにおいて歯車箱の脚の近くで定盤の振動がわずかに見られる程度であるため、有限要素モデルでは脚と定盤との固定部を固定条件とした。

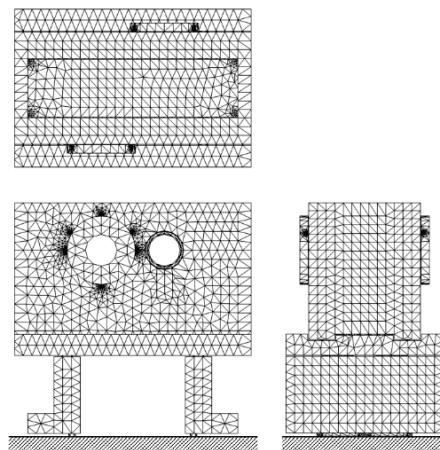


Fig. 3.18 FE model of gear housing

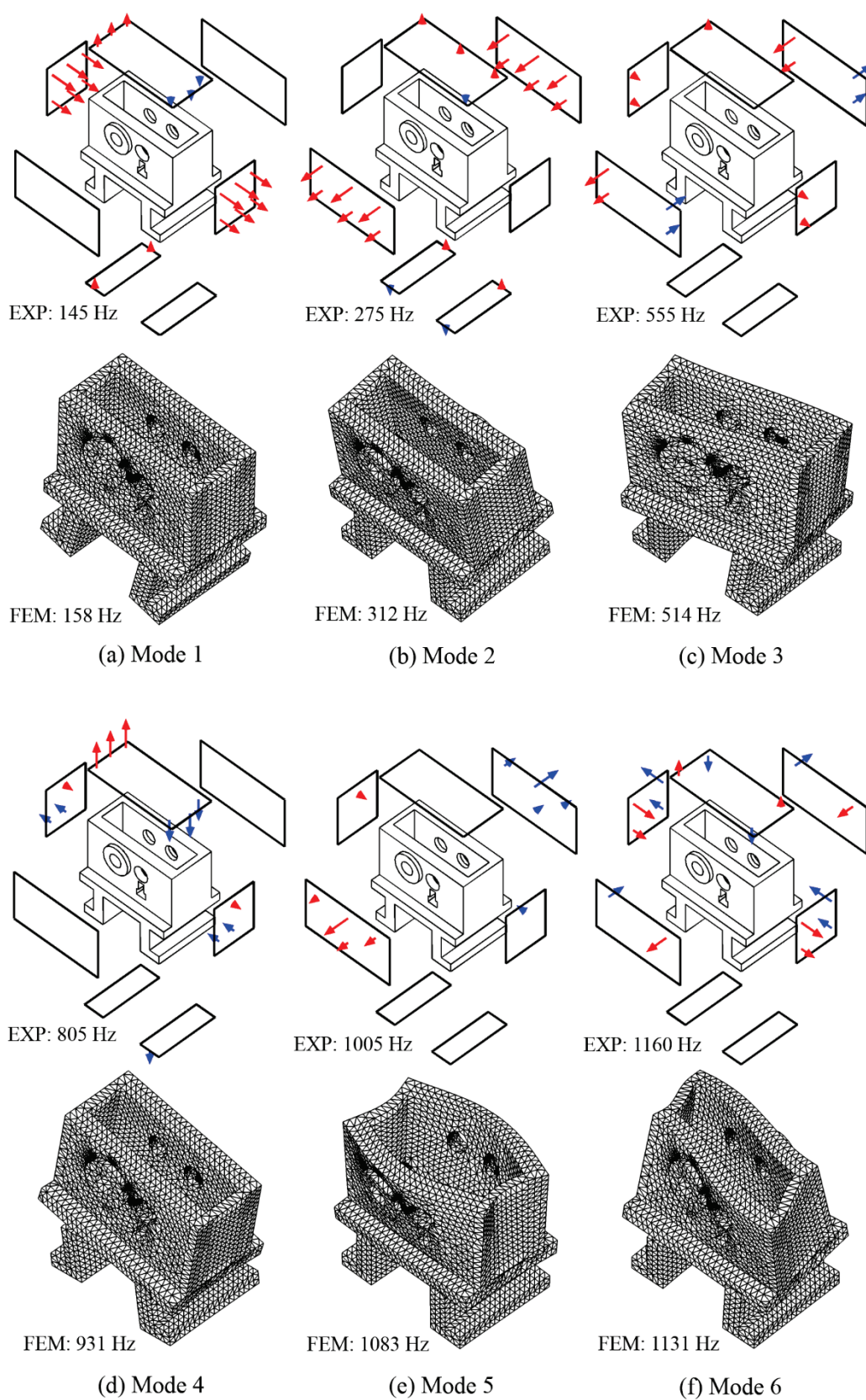


Fig. 3.19 Mode shapes of gear housing

回転軸系の集中質量モデルを Fig. 3.20 に示す。回転軸は軸方向に分割して各節点に集中質量を与え、節点間は曲げ・ねじり・せん断・伸縮の剛性を考慮したばねで接続している。歯車対のかみ合い剛性、軸受、カップリング、V ベルトは各自由度に対応するばねでモデル化した。試験歯車対のかみ合い部に対し単位振幅の正弦波による強制変位を入力して、被動歯車の回転方向振動を求めることで、周波数応答関数を計算した。

歯車対のかみ合い剛性、軸受、カップリング、V ベルトの剛性については、3・2・3 で述べたように実数値 GA によるパラメータ最適化を行うことで詳しい値を決めた。ただし軸受等の剛性であっても、周波数応答関数にほぼ影響しない部位については、最適化によって詳しい剛性の値を決める意味がないと考えられる。そこで、最適化する剛性は、計測対象である被動歯車の回転方向振動に影響のある、Fig. 3.20 の①から④に示す部位にした。

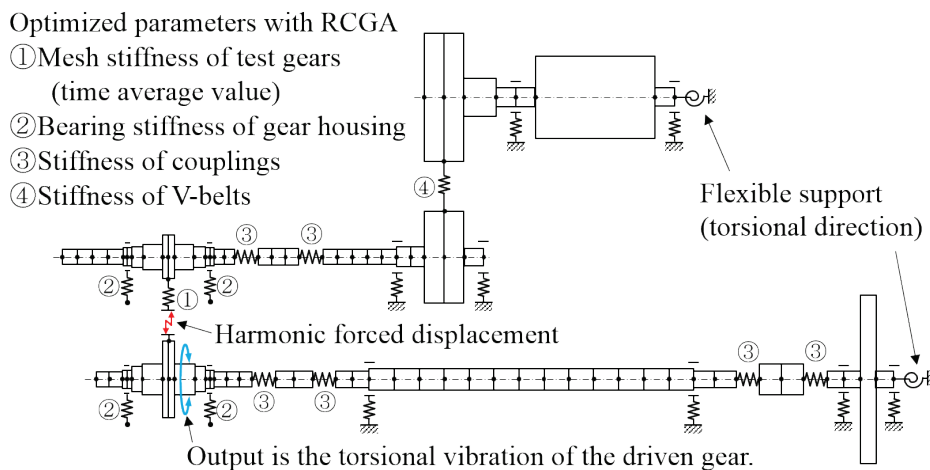


Fig. 3.20 Lumped parameter model of the rotor shaft system of the test rig

周波数応答関数の計算結果を Fig. 3.21 に示す。Fig. 3.21 は、(a) 最適化における初期値のパラメータ（比例粘性減衰）と、(b) 最適化後のパラメータ（比例粘性減衰）と、(c) 最適化における初期値のパラメータ（比例ヒステリシス減衰）と、(d) 最適化後のパラメータ（比例ヒステリシス減衰）のそれぞれの結果を表示している。ここで、起振源はかみ合い部に入力した強制変位、応答は被動歯車の回転方向振動を基礎円の円周上の距離として表しており、そのために周波数応答関数の振幅の単位は(m/m)となっている。周波数応答特性は、駆動歯車 crn13cvx9, トルク 172 Nm での振動計測結果からかみ合い整数次成分を取り出して振動加速度から変位に換算し、さらに周波数応答関数の解析結果に重なるように縦軸方向に位置調節して表示している。

減衰について、本推定手法における周波数応答関数の計算モデルでは、減衰行列を質量行列と剛性行列の一次結合により計算する比例減衰を採用しており、比例減衰の代表的な形式として比例粘性減衰と比例ヒステリシス減衰があることは 3・2・3・2 で記したとおりである。本実験では振動モデルの減衰として、比例粘性減衰と比例ヒステリシス減衰の 2 通りを検討している。

Fig. 3.21 において、まず最適化における初期値のパラメータでの計算結果である(a), (c) を見れば、振動計測結果から取得した周波数応答特性にある 247 Hz, 495 Hz, 848 Hz, 1,060 Hz の共振峰に対して、振動モデルによる計算結果は近い周波数に共振峰を持っている。これにより、作成した振動モデルは本実験における試験装置の振動特性を大体合っている。したがって、本実験における数値解析のモデルが妥当であることが確認できる。次に最適化されたパラメータでの計算結果である(b), (d)を見れば、周波数応答関数の計算結果は振動計測結果から取得した周波数応答特性にかなりよく一致しており、パラメータ最適化をすることで試験装置の振動特性を良く再現できている。

Fig. 3.21 の結果をもとに減衰行列のモデルについて検討する。最適化されたパラメータでの計算結果 Fig. 3.21(b), (d)において、比例粘性減衰による計算結果(b)と比例ヒステリシス減衰による計算結果(d)とを比較すれば次のことがわかる。大体の形については、どちらも試験装置の周波数応答特性をよく再現できている。しかし比例粘性減衰による結果(b)は低い固有振動数 (247 Hz) での振幅と位相の変化が急峻になり、高い固有振動数 (848 Hz, 1,060

Hz) での振幅と位相の変化が鈍る傾向が少し現れている。これに対して比例ヒステリシス減衰による結果(d)は周波数の大小に依存せず、固有振動数での振幅と位相の変化が試験装置の周波数応答特性をかなりよく再現している。これは消散エネルギーが角周波数 ω の影響を受けないというヒステリシス減衰の性質による影響である。以上により、比例ヒステリシス減衰を用いる方がより試験装置の周波数応答特性をよく再現できると考えて、本実験では比例ヒステリシス減衰による計算結果を以降の手順で用いることにした。

なお Fig. 3.21 の位相において、周波数 350 Hz 以下では約 80° の縦軸方向へのずれが確認できる。しかし、350 Hz 以上の周波数ではよく一致しており、350 Hz 以下でも位相が急激に変化する共振の傾向は一致していることから、全体的に見れば数値解析結果は振動計測結果の周波数応答特性をよく表していると言える。数値解析結果に周波数応答特性を接続する操作に対しては、より広い周波数の範囲で一致している 350 Hz 以上の周波数の範囲を参照して、Fig. 3.21 に示した位置で縦軸方向のレベルの調節を行うことにした。

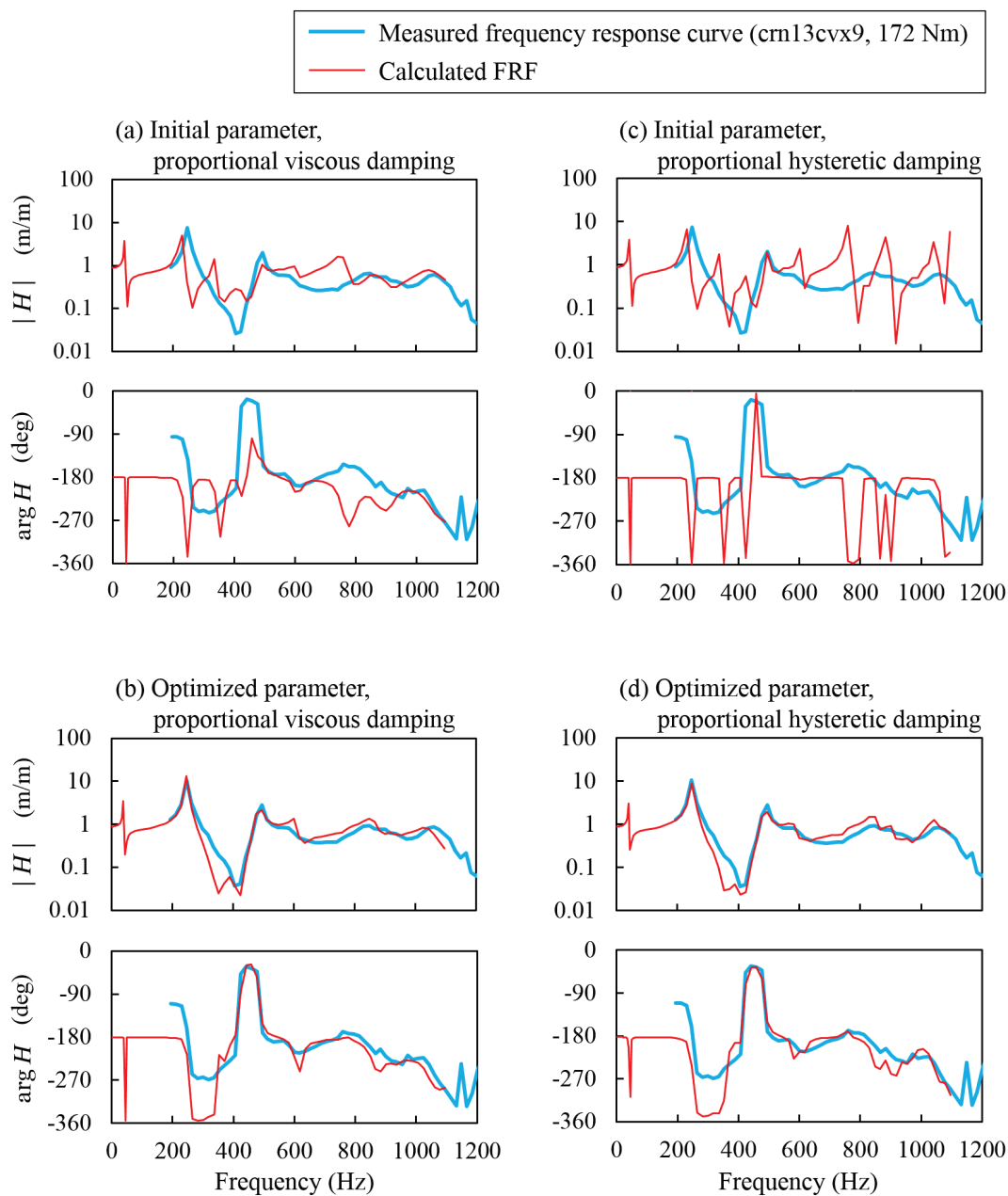


Fig. 3.21 FRF calculation result and measured vibration response curve adjusted in vertical position

3・4・4 パラメータ最適化の内部データ

パラメータ最適化における計算の内部データについて、Fig. 3.21(d)の結果を求めたときの計算を例としてここに記しておく。本実験では世代数が500になるまでFig. 3.7の手順を繰り返し計算した。初期集団、および世代数が10, 100, 500のときの目的関数の分布をFig. 3.22に、個体ベクトルの各要素の値の分布をFig. 3.23にそれぞれ示す。また最適化の対象としたパラメータとその基準値および最適化結果の値をTable 3.3に示す。ここで、各個体に対応する計算モデルのパラメータは、各パラメータの基準値と個体ベクトルの値を用いて式(3.10)により計算している。

Fig. 3.22ではグラフの左下に行くほど個体の評価が高い。次の世代を計算するときには評価が高い個体を選んで残していくので、目的関数の分布は世代数が進むにしたがってグラフの左下の方に移動している。世代数が100と500のときには、計算が収束してきているが、目的関数の分布は一箇所に集まるのではなく、帯状に分布してその帯の幅が狭くなっていくように変化している。これは多目的最適化のアルゴリズムにおける多様性を維持する操作によるものである。このように目的関数の分布が一箇所に集まらないようにして、局所最適解への収束を防いでいる。世代数500の集団の中で濃い青で示した点が最適化の結果として出力された個体である。この個体の選び方は、最後の世代の各分割集団からレート優越関係でランク1の個体を取り出し、その取り出された個体ベクトルの集団において、集団の重心からの距離が最も小さい個体を最適化の結果として採用している。

Fig. 3.23は個体ベクトルの各要素の値の分布を示している。初期集団では全てのパラメータに対して一様分布にしたがう乱数を用いて初期値を与えている。ただし一様分布の範囲は、パラメータ毎の基準値の確かさを考慮して、パラメータ毎に分布の広さを変えている。例えば、No.30, 31の減衰を決める係数などは、あらかじめ値を見積もることができないので、初期集団の広さをかなり広く設定している。反対に、No.11, 12のかみ合い剛性は歯当たり解析によりかなり信頼できる値が得られるので、分布の範囲を狭くしている。

Table 3.3は各パラメータの基準値と最適化結果の表である。基準値から桁が大きく変わっているようなパラメータはVベルトの剛性などの一部だけであり、ランダムに値を振って探索しているとはいえ、全体としてはそれらしい値の範囲にまとまっている。

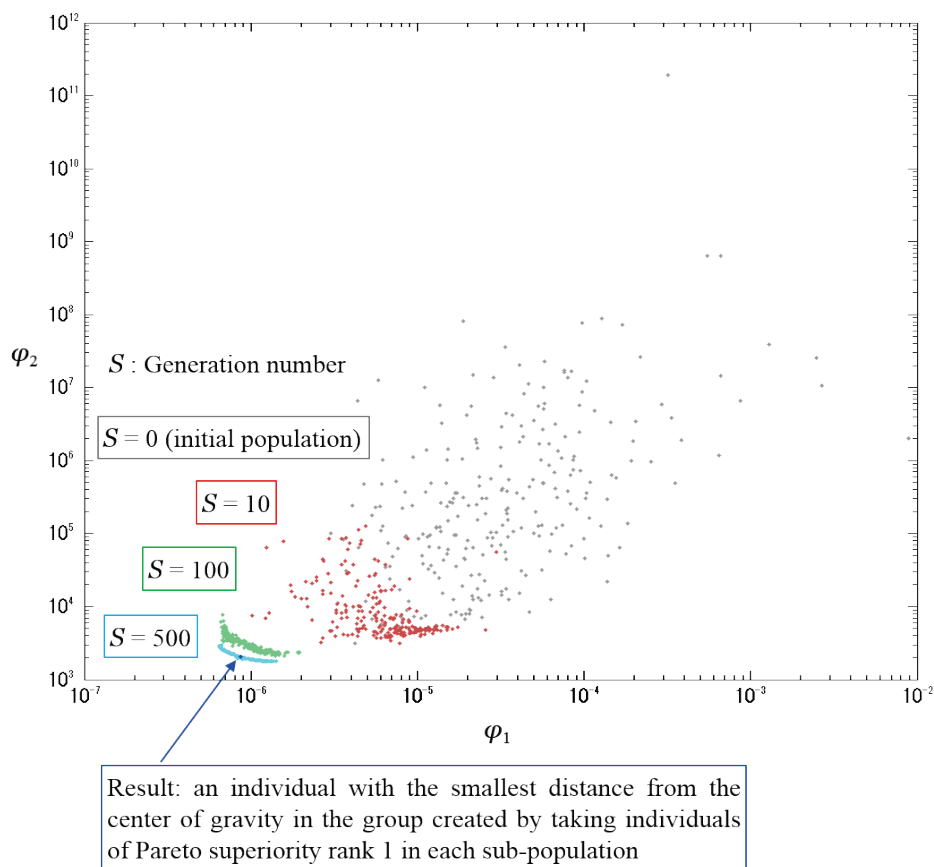


Fig. 3.22 Variation of distribution of objective function φ_1 and φ_2

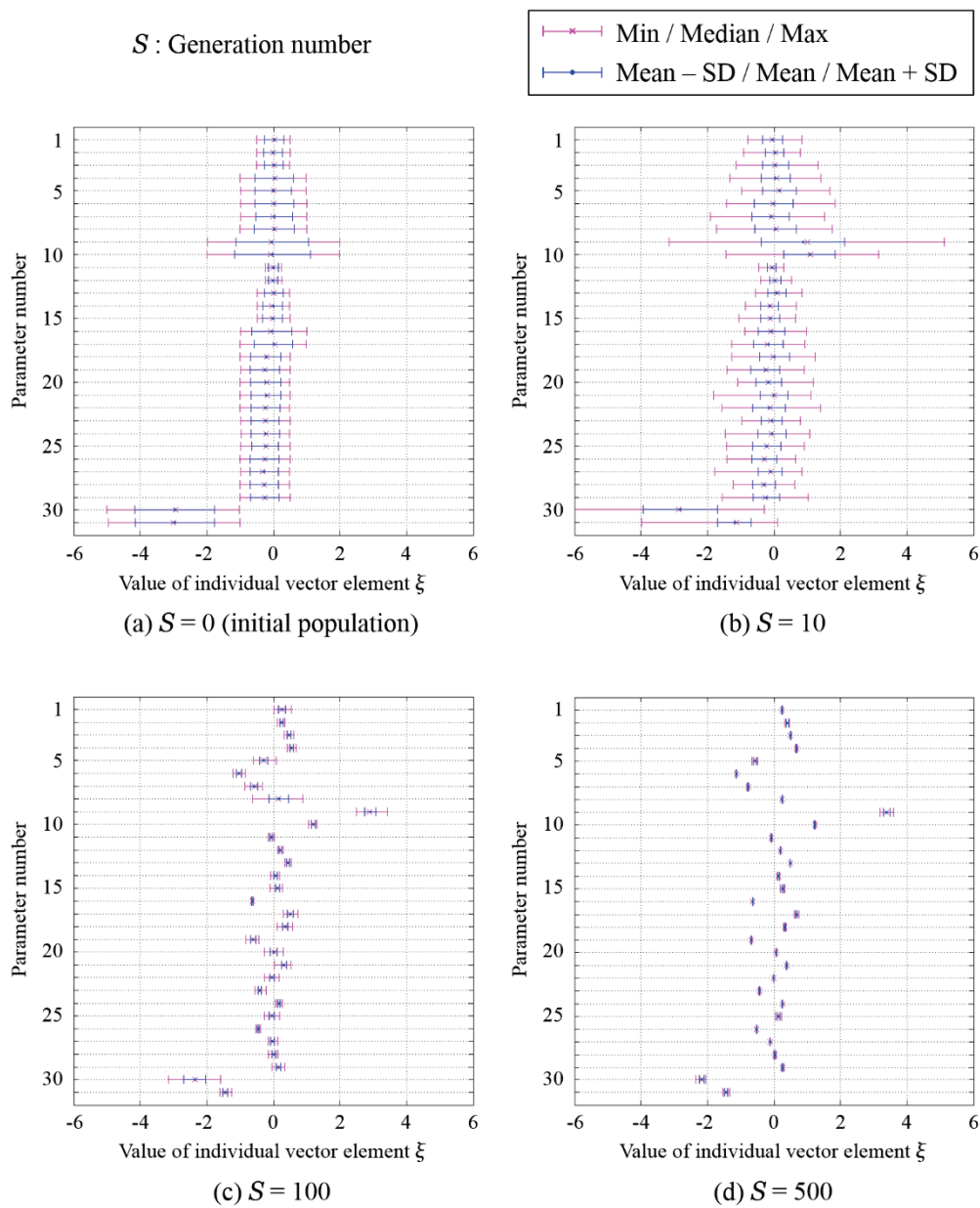


Fig. 3.23 Variation of distribution of individual vector element value

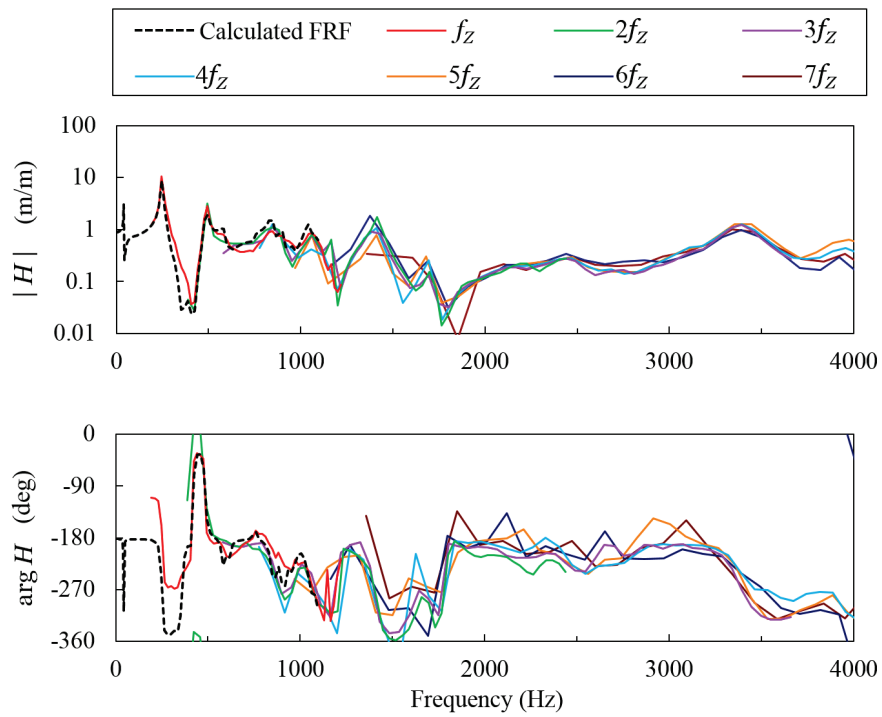
Table 3.3 Optimized parameters of test rig vibration model

No			Reference value	Optimized result
1	Coupling stiffness (driving gear shaft)	Longitudinal direction (N/μm)	0.3	0.4
2		Torsional direction (Nm/mrad)	330.0	828.2
3		Bending direction (Nm/mrad)	0.4	1.4
4	Bearing stiffness (pulley shaft, coupling side)	Y-axis direction (N/μm)	100.0	473.6
5		Z-axis direction (N/μm)	100.0	27.5
6	Bearing stiffness (belt pulley shaft, free end side)	X-axis direction (N/μm)	10.0	0.7
7		Y-axis direction (N/μm)	100.0	16.7
8		Z-axis direction (N/μm)	100.0	176.1
9	V-belt stiffness (slack side)	Longitudinal direction (N/μm)	0.5	1117.6
10	V-belt stiffness (tight side)	Longitudinal direction (N/μm)	4.7	79.7
11	Mesh stiffness	Normal direction (N/μm)	271.0	222.9
12		Tilt direction (Nm/mrad)	3.8	5.8
13	Coupling stiffness (driven gear shaft)	Longitudinal direction (N/μm)	0.2	0.7
14		Torsional direction (Nm/mrad)	560.0	761.3
15		Bending direction (Nm/mrad)	0.8	1.5
16	Coupling stiffness (dynamometer)	Torsional direction (Nm/mrad)	560.0	128.2
17		Bending direction (Nm/mrad)	0.8	4.0
18	Bearing stiffness (driving gear shaft, free end side)	X-axis direction (N/μm)	16.0	33.7
19		Y-axis direction (N/μm)	80.0	16.6
20		Z-axis direction (N/μm)	80.0	93.8
21	Bearing stiffness (driving gear shaft, coupling side)	X-axis direction (N/μm)	16.0	38.7
22		Y-axis direction (N/μm)	80.0	78.1
23		Z-axis direction (N/μm)	80.0	29.2
24	Bearing stiffness (driven gear shaft, free end side)	X-axis direction (N/μm)	16.0	28.4
25		Y-axis direction (N/μm)	80.0	106.4
26		Z-axis direction (N/μm)	80.0	24.2
27	Bearing stiffness (driven gear shaft, coupling side)	X-axis direction (N/μm)	16.0	12.2
28		Y-axis direction (N/μm)	80.0	86.1
29		Z-axis direction (N/μm)	80.0	143.2
30	Proportional hysteretic damping	<i>a</i>	1.0000	0.0064
31		<i>b</i>	1.0000	0.0359

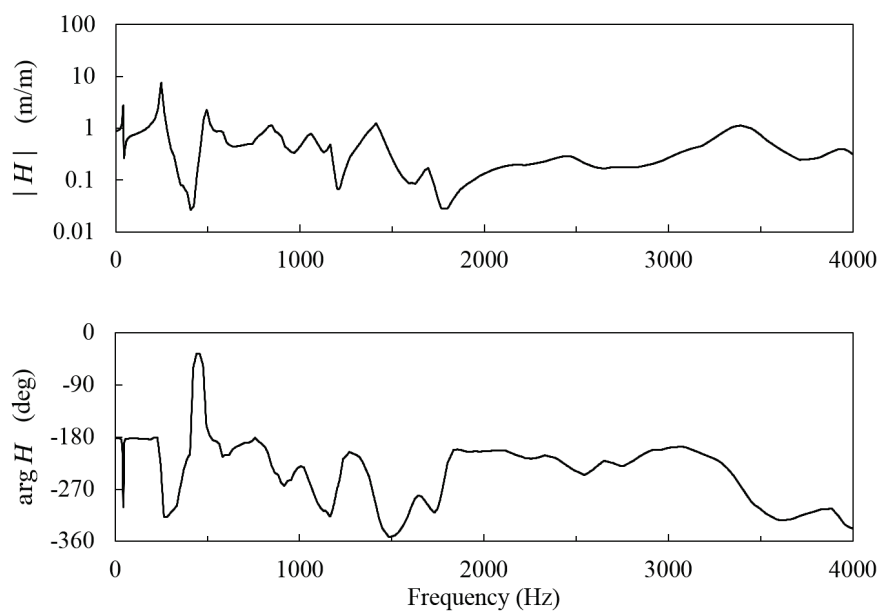
3・4・5 数値解析による計算結果と振動計測による周波数応答特性の接続結果

数値解析による周波数応答関数の計算結果を基準にして、振動計測結果から抜き出した周波数応答特性を縦軸方向に移動させて重ねた様子を Fig. 3.24(a)に示す。ここで、周波数応答特性は、駆動歯車 cm13cvx9、負荷トルク 172 Nm での振動計測結果から抜き出したものを表示している。このようにして重ねてみれば、かみ合い整数次成分の応答は互いによく一致しており、周波数応答関数の形をしていることがよくわかる。Fig. 3.24(a)の各成分の曲線を連続的に接続していくことで、振幅と位相の基準が定めることができ、Fig. 3.24(b)のように周波数応答関数を広い周波数範囲にわたって求めることができる。

本実験では、駆動歯車を歯面修整量の異なるものに交換しても、負荷トルクを変更しても、試験装置の周波数応答関数はほとんど変化せず、Fig. 3.24(b)に示した周波数応答関数により試験装置の特性を代表できることを仮定した。そして駆動歯車と負荷トルクの各条件での振動計測結果と Fig. 3.24(b)に示した周波数応答関数をもとに、かみ合い伝達誤差を推定することにした。このように仮定した理由は、比較的精度の高いはずば歯車に対しある程度以上の負荷トルクをかけて運転している状態では、歯車の歯面形状や負荷トルクは式 (2.16) に示した運動方程式の右辺にあるかみ合い伝達誤差に影響を与える一方で、左辺の各項にはほとんど影響しないと考えられるためである。この仮定をすれば、これまでに示した周波数応答関数を取得する手順は一つの実験条件で代表すればよく、全ての駆動歯車と負荷トルクの条件に対してその都度周波数応答関数を取得する必要がなくなるので、推定の手順が簡単になる点で有用と言える。



(a) Calculated FRF and measured frequency response curves



(b) Composite curve of calculated FRF and measured frequency response curves

Fig. 3.24 Frequency response function of test rig

3・4・6 振動計測結果と周波数応答関数によるかみ合い伝達誤差の算出

Fig. 3.24(b)に示した周波数応答関数に対して、Fig. 3.17に示した周波数応答特性を表示すればFig. 3.25のようになる。ここで表示しているのは駆動歯車 cm13cvx9, 被動軸トルク 147 Nmでの振動計測結果である。このとき式(3.1)の関係により、Fig. 3.25における $|H|$ と $|\hat{X}_Z|$ のレベル差、 $|H|$ と $|\hat{X}_{2Z}|$ のレベル差をもとに、かみ合い伝達誤差のかみ合い1次と2次の成分の振幅 $|\hat{\Delta}_{STEZ}|$ と $|\hat{\Delta}_{STE2Z}|$ をそれぞれ求めることができる。位相に対しては、式(3.2)により振幅と同様の関係が成り立つので同じ操作を行う。3次以上の高次成分でもこの操作を繰り返し、かみ合い7次までの複素振幅を求めた。8次以上の成分は振幅が微小になり影響がほとんど無かったので省略することにした。次にかみ合い伝達誤差の複素振幅を逆フーリエ変換して時間波形を計算すれば、これが本推定手法における推定結果となる。

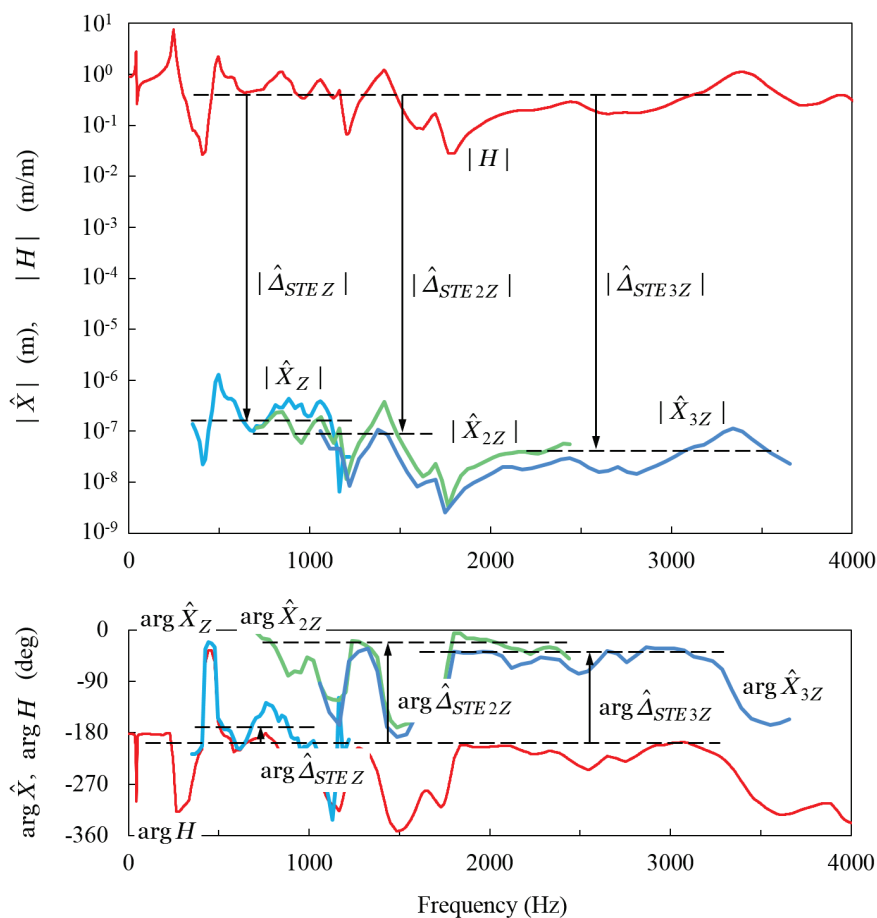


Fig. 3.25 Measured vibration response, FRF and Loaded STE

3・5 かみ合い伝達誤差の推定結果と考察

3・5・1 推定結果と歯当たり解析結果の比較

本推定手法の有効性を検証するために、かみ合い伝達誤差の推定結果を歯当たり解析によるかみ合い伝達誤差の計算結果と比較した。ここで比較対象を歯当たり解析による計算結果にした理由は、Fig. 3.11 に示した振動試験装置では、負荷条件下かつ準静的速度での運転を必要とするかみ合い伝達誤差の計測ができなかったためである。歯当たり解析にはこれまでに多くの研究で使われている方法を採用した。すなわち、歯の曲げせん断たわみと歯面の接触による近寄りを考慮して接触線上の荷重分布に関する連立積分方程式を解き、同時にかみ合う複数歯対の荷重分担を考慮して歯車の回転角度ごとに駆動歯車に対する被動歯車の回転遅れを計算することでかみ合い伝達誤差を求めた^{[28][34]}。歯当たり解析に入力する歯面形状には Fig. 3.9 に示した試験歯車の計測結果を使用した。本実験で使用した歯車箱は剛性を高くとっており、また組立時には歯車のアライメントにずれがないことを確認しているため、歯当たり解析では歯車のミスアライメントは考慮しなくてよい。

以上のようにして歯当たり解析を行い計算したかみ合い伝達誤差であれば、かみ合い伝達誤差を直接計測した結果と比べてもおそらく大きな間違いは無いので、それと比較することで本推定手法の有効性を検証できるものと考えられる。

振動計測結果から推定したかみ合い伝達誤差と、歯当たり解析により計算したかみ合い伝達誤差の比較を Fig. 3.26 に示す。ここで、歯当たり解析の結果について、横軸は0の位置を歯のかみ合い始めの位置に合わせてあり、縦軸は1目盛を1 μm で表示し、トルクの変化による波形の時間平均値のずれは伝達荷重による静的な変形量の変化を表している。かみ合い伝達誤差の推定結果については、各波形の横軸と縦軸の位置を歯当たり解析結果の波形と重なるように位置を調節して表示している。ただし調節しているのは波形の位置だけであり、横軸と縦軸に対する倍率は変えずに表示している。これは、本推定手法で得られるのはかみ合い伝達誤差の時間変動の波形であって、横軸のかみ合い始めや縦軸の時間平均値の位置は得られないためである。しかし、振動・騒音の起振源に対する評価としては、かみ合い伝達誤差の時間変動成分を知ることが重要と言えるため、横軸のかみ合い始めや縦軸の時間平均値の位置が得られないことは、ここでは特に問題にならない。

Fig. 3.26 の比較より、振動計測による推定結果は、かみ合い伝達誤差の振幅や時間変動の大体の波形において、歯当たり解析の結果とよく一致している。これにより本推定手法の有効性を確認した。

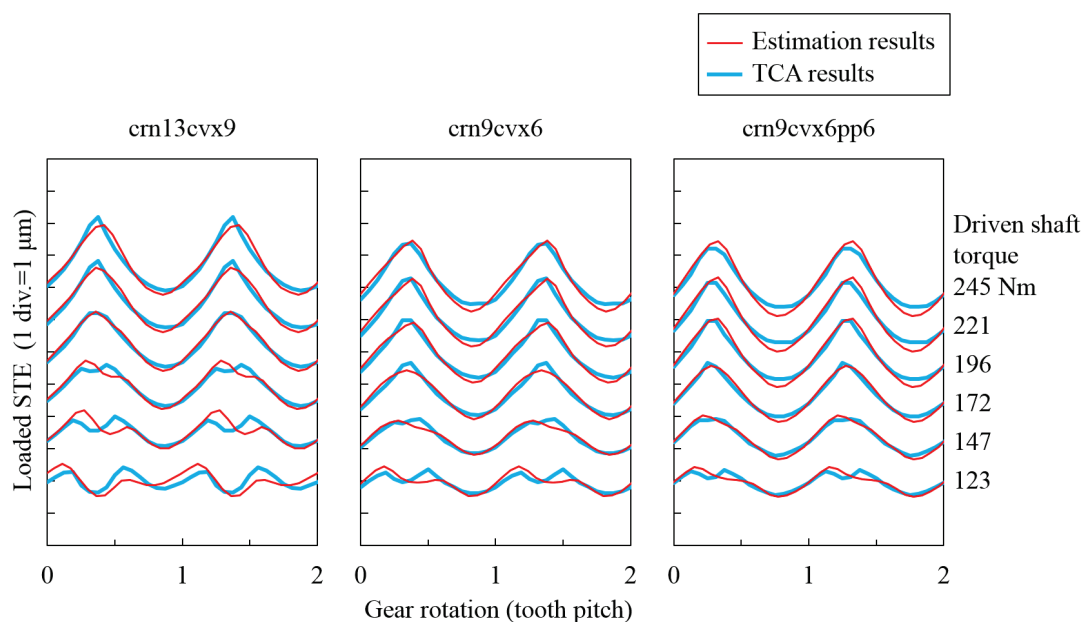


Fig. 3.26 Comparisons of the Loaded STE waveforms between the estimation and the tooth contact analysis (TCA)

3・5・2 駆動歯車の歯面修整がかみ合い伝達誤差の推定結果に与える影響

振動計測による推定結果の波形を Fig. 3.26 から取り出して、3通りの歯面修整量を与えた駆動歯車での結果を重ねて表示したものが Fig. 3.27 である。ここで各波形の横軸と縦軸の位置は、それぞれの波形が互いに重なるように位置を調節して表示している。Fig. 3.27 より、245 Nm でのかみ合い伝達誤差の波形は3通りの歯面修整量でほとんど同じ波形になっており、トルクが減少するにつれて crn13cvx9 の波形が他の2つの波形からずれてきている。crn9cvx6 と crn9cvx6pp6 は圧力角誤差 6 μm の違いがあるが、クラウニングと歯形丸みの修

整量を大きく与えた crn13cvx9 と比べて、これら2つのかみ合い伝達誤差の波形は互いに近い形をしている。

この結果より、本実験では歯面修整量がかみ合い伝達誤差に与える影響はトルクが低い運転条件の方が現れやすくなっている。また圧力角誤差はかみ合い伝達誤差に与える影響が比較的小さく、クラウニングと歯形丸みの修整量はかみ合い伝達誤差に与える影響が比較的大きいと考えられる。

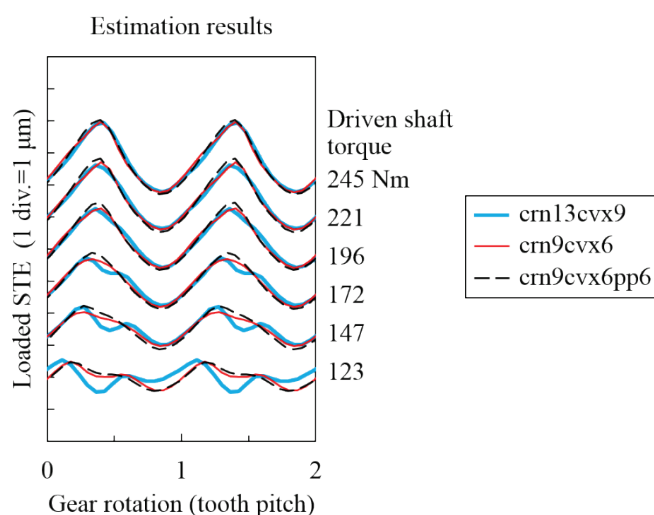


Fig. 3.27 Comparisons of the estimation results of loaded STE waveform among the three driving gears

3・5・3 実数値 GA の乱数がかみ合い伝達誤差の推定結果に与える影響

本推定手法では周波数応答関数の数値解析において実数値 GA によるパラメータ最適化を行っている。実数値 GA は乱数を利用するアルゴリズムであり、そのようなアルゴリズムでは入力条件が同じであっても得られる結果にばらつきが生じることが懸念される。そこで、実数値 GA における乱数がかみ合い伝達誤差の推定結果に与える影響を検討した。

試験装置の数値解析モデルに対するパラメータ最適化を、全く同じ開始条件で20回繰り返し行い、そこから得られる20通りの周波数応答関数の数値解析結果のそれぞれに対し、振動計測結果から取り出した周波数応答特性を接続して周波数応答関数を作成し、それらをもとにかみ合い伝達誤差の推定を行った。

以上のようにして推定したかみ合い伝達誤差の20通りの結果を Fig. 3.28 に重ねて示す。ここでは駆動歯車 crn13cvx9, トルク 172 Nm の波形を代表して表示している。この図より、20 個分のかみ合い伝達誤差の波形はほとんど重なっており、ばらつきの範囲は約 0.2 μm と小さく抑えられている。この結果より、周波数応答関数の数値解析における実数値 GA の乱数は、かみ合い伝達誤差の推定結果にほとんど影響しないことを確認した。

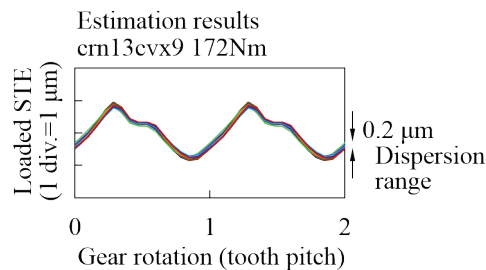


Fig. 3.28 Dispersion of the loaded STE estimation results by randomness of the parameter optimization using the real-coded genetic algorithm

3・5・4 側帯波成分を含む推定結果

次に、かみ合い整数次成分だけでなく側帯波成分も含めて、振動計測結果からかみ合い伝達誤差を推定した。その推定結果を Fig. 3.29 に周波数スペクトルで示す。ここでも歯当たり解析によるかみ合い伝達誤差の計算結果と比較をしている。歯当たり解析では、Fig. 3.27 の計算条件に、Fig. 3.10 に示した累積ピッチ誤差の測定結果を条件に加えて計算を行った。この図では代表して負荷トルク 172 Nm と 245 Nm での結果のみ示す。側帯波成分は負

荷トルクによる違いがあまり見られなかったため、他のトルクでの結果は省略している。

Fig. 3.29 より、本論文で提案している手法による推定結果は側帯波成分を含めても、かみ合い解析の結果と大体一致している。このことから、全ての歯に共通する歯面偏差だけでなく、累積ピッチ誤差や偏心のような平均的な歯面偏差から歯毎のばらつきについても、本推定手法を使うことで振動計測結果をもとに評価できることを確認した。

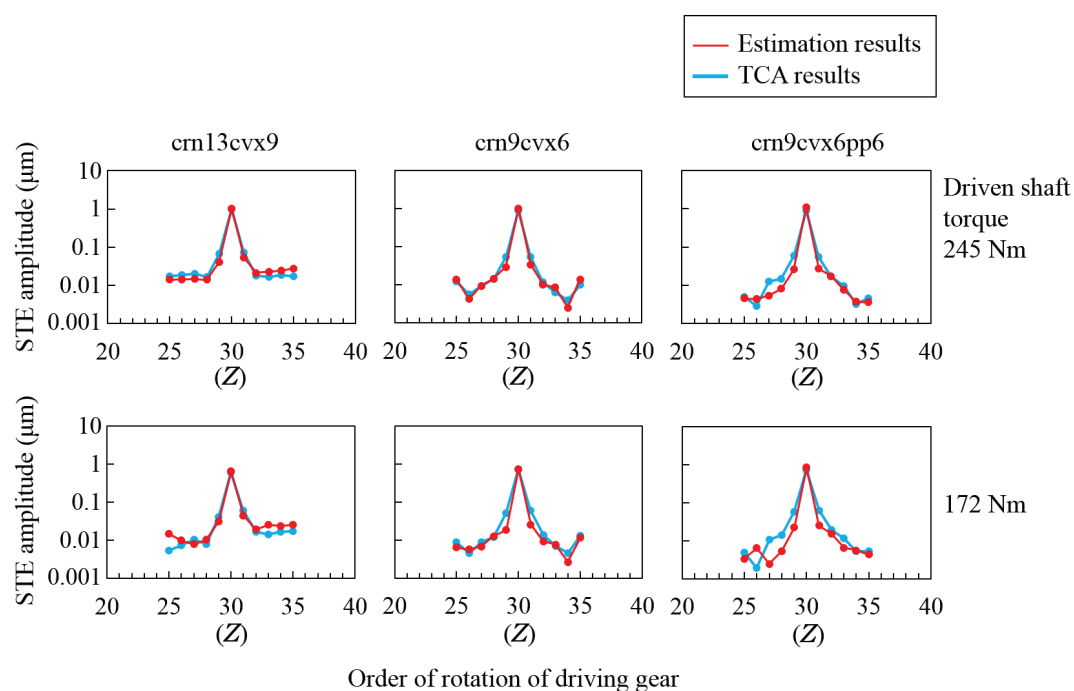


Fig. 3.29 Comparison of sideband components of mesh frequency of estimated loaded STE results and TCA calculation results

3・6 結言

運転条件下の振動計測によりかみ合い伝達誤差の時間波形を推定する手法を提案した。さらに、一段減速のはずば歯車振動試験装置に提案手法を適用して本推定手法の有効性を実験的に検証し、以下の結論を得た。

- (1) かみ合い部と振動計測点の間の周波数応答関数は、歯車装置の周波数応答特性を振動計測結果のかみ合い整数次成分から取り出し、次にこの周波数応答特性に適合するように実数値 GA を用いてパラメータを最適化した数値解析モデルを作成し、最後にこの数値解析モデルで計算される周波数応答関数に対して周波数応答特性を連続的に接続することで定量的に求められることを確認した。
- (2) 提案した手法により得られたかみ合い伝達誤差の推定結果を、歯当たり解析による計算結果と比較し、本推定手法の有効性を確認した。
- (3) 駆動歯車の歯面修整量を変化させた条件でのかみ合い伝達誤差の波形を比較した結果、クラウニングと歯形丸みの修整量が比較的軽負荷でのかみ合い伝達誤差に影響を与えていることを確認した。
- (4) 周波数応答関数の数値解析における実数値 GA の乱数が推定結果に与える影響を調べた結果、パラメータ最適化を繰り返し行った場合でも推定結果のばらつきはほとんどなく、かみ合い伝達誤差の推定結果には影響しないことを確認した。
- (5) 側帯波成分を含めたかみ合い伝達誤差の推定結果を歯当たり解析による計算結果と比較し、累積ピッチ誤差や偏心のような歯毎のばらつきの影響についても、本推定手法により評価できることを確認した。

第4章 産業用減速機への適用

4・1 緒言

第3章において提案した振動計測によるかみ合い伝達誤差の推定手法は、専用の試験機や歯車装置の改造が不要であることから、各種の産業用減速機に広く適用できると考えられる。しかしこれまでに産業用減速機への適用に向けた検討はされていなかった。

そこで本章では、産業用の減速機として代表的な構造である二段減速のはずば歯車減速機に対して第3章で提案した推定手法を適用してかみ合い伝達誤差を推定する。同期平均を用いて各歯車に起因する振動成分を分離・抽出することで、かみ合い伝達誤差の推定結果が個々の歯車毎に切り分けた形で求められることを示す。また減速機の出力軸に接続するカップリングのねじり剛性および第1段歯車対の被動歯車の歯先修整を変えて実験を行い、これらの要因がかみ合い伝達誤差の推定結果に与える影響について検討する。さらに、推定が正しくできているかを確認すべく、ロータリーエンコーダを用いてかみ合い伝達誤差を直接計測し、振動計測による推定結果との比較することで、本推定手法の有効性を実験的に検証する。

4・2 実験装置および実験方法

4・2・1 試験減速機

本実験で用いた二段減速のはずば歯車減速機を Fig. 4.1 に示す。この試験減速機は、一般の汎用減速機として広く用いられている構造を模擬して製作した。試験減速機が備える歯車の諸元を Table 4.1 に示す。第1段の被動歯車以外の歯車は全ての実験で同一の歯車を使用し、第1段の被動歯車は歯先修整の異なる3個の歯車 (tr12, tr6, tr0) を使用した。第1段の被動歯車に与えた歯すじ修整と歯先修整を Fig. 4.2 に示す。

1	Casing
2	Straight pin
3	Connection cover
4	Input shaft adapter
5	Output shaft
6	Second-stage driven gear
7	Second-stage driving gear
8	First-stage driven gear
9	First-stage driving gear
10	Ball bearing
11	Ball bearing
12	Ball bearing
13	Ball bearing
14	Ball bearing
15	Oil seal
16	Oil seal
17	Oil seal
18	Bearing lock washer
19	Bearing lock nut
20	Hexagon socket head bolt
21	Hexagon socket head bolt
22	Hexagon socket head bolt
23	Straight key
24	Straight key
25	Slam ring
26	Hanging bracket

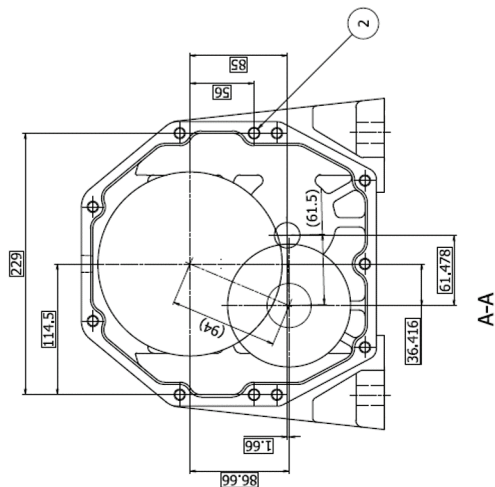
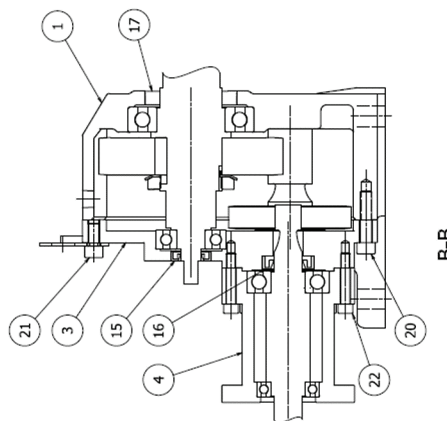
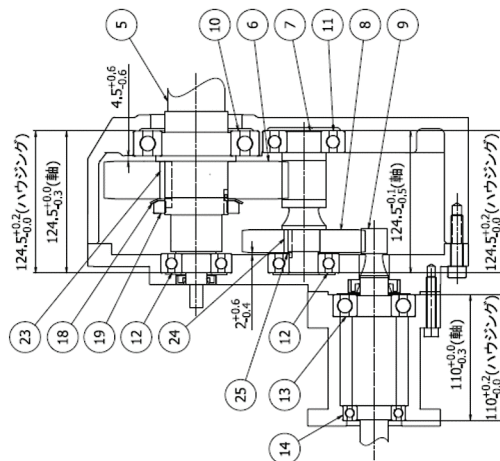
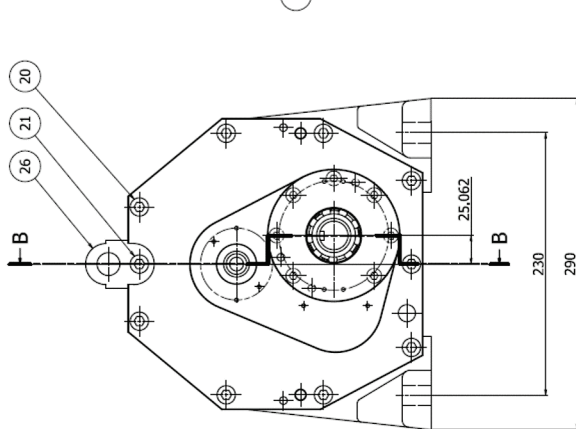
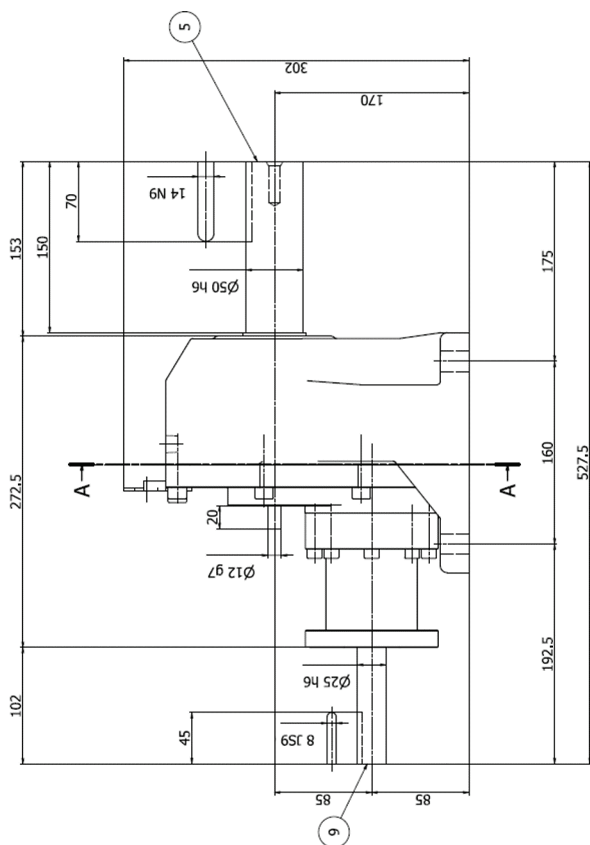


Fig. 4.1 Two-stage helical gear reducer

Table 4.1 Gear parameters

	First-stage		Second-stage	
	Driving gear	Driven gear	Driving gear	Driven gear
Normal module (mm)	1.75		3.00	
Normal pressure angle (°)	20		20	
Number of teeth	9	52	10	50
Helix angle (°), direction	30, LH	30, RH	15, RH	15, LH
Tip diameter (mm)	22.3	107.6	38.7	161.1
Face width (mm)	22	20	35	33
Center distance (mm)	61.5		94.0	
Total contact ratio	3.03		2.26	
Tooth surface finishing	Hobbing	Grinding after carburizing	Hobbing	Hobbing
Heat treatment	Carburizing	Carburizing	Carburizing	Carburizing

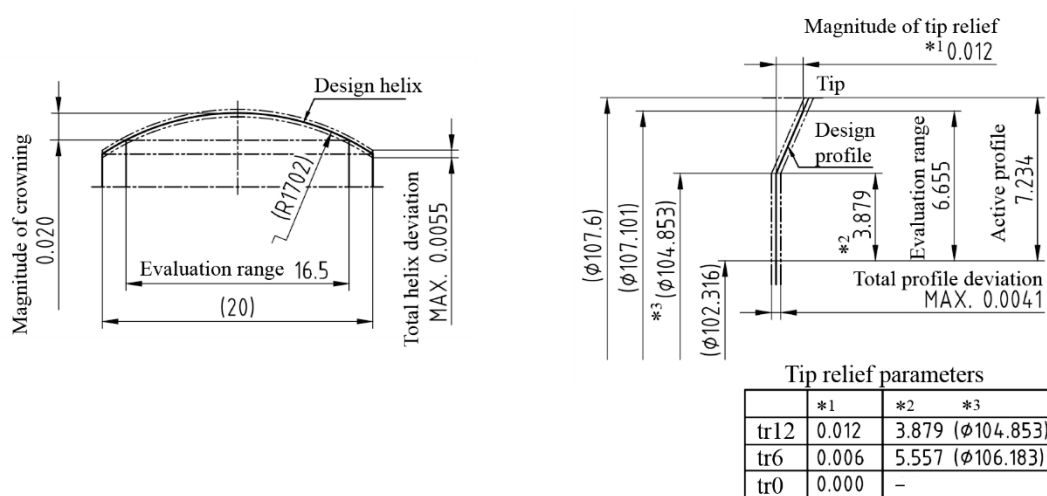


Fig. 4.2 Tooth surface shape of first-stage driven gear

4・2・2 振動試験装置

実験に用いた試験装置の外観を Fig. 4.3 に示す。本試験装置は、試験減速機を駆動する三相誘導モータ（住友重機械工業, N-100L, 2.2 kW）と、前記試験減速機（Fig. 4.1）と、前記試験減速機に負荷を与えるパウダーブレーキ（三菱電機, ZKB-40HBN, 定格トルク 400 Nm）と、負荷運転中の振動を計測する振動計測系と、準静的条件における入力軸および出力軸の回転角度をもとにかみ合い伝達誤差を直接計測するかみ合い伝達誤差計測系とを備える。三相誘導モータはインバータにより駆動され 20 r/min から 3,600 r/min の範囲で可変速運転される。パウダーブレーキの負荷トルクは、トルク検出部により検出され、コントローラにより試験中の負荷トルクは一定値に自動調節される。

出力軸とパウダーブレーキを接続するカップリングは、ねじり剛性の高いディスク型カップリングと、ねじり剛性の低いタイヤ型カップリングを交換して実験に使用した。カップリングのねじり剛性は、振動系の周波数応答関数に影響を与える。しかし本論文の提案手法によりかみ合い伝達誤差の推定が正しくできていれば、カップリングを交換してもかみ合い伝達誤差の推定結果は同じになるはずである。

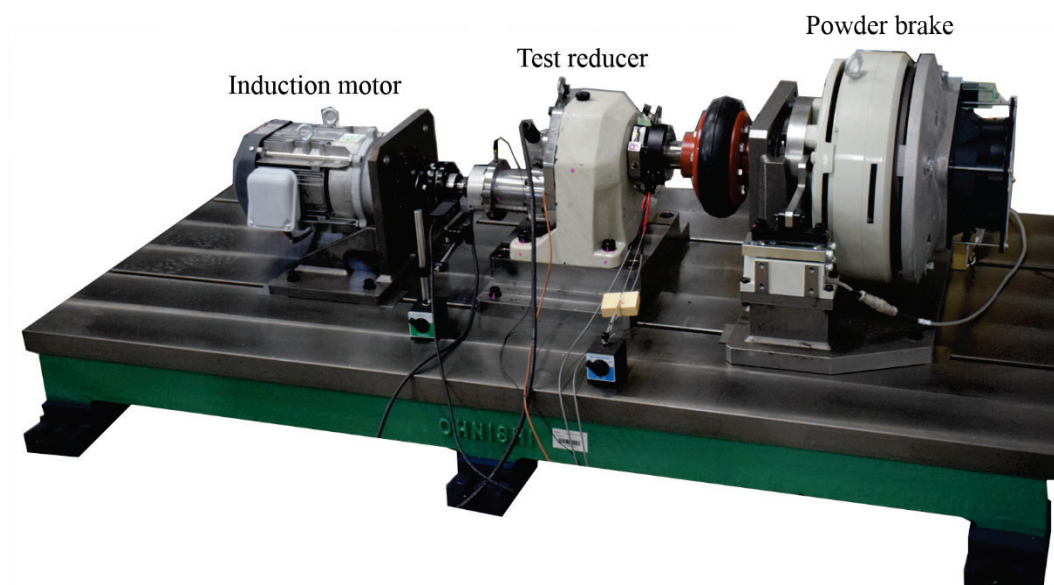


Fig. 4.3 Test rig

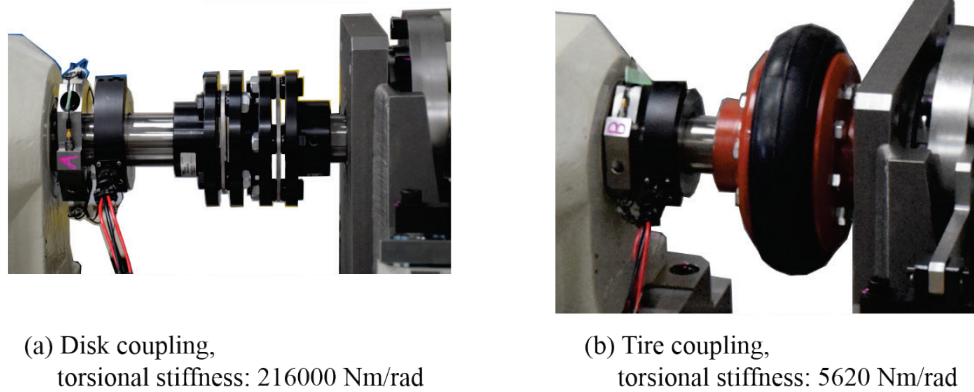


Fig. 4.4 Output shaft couplings

4・2・3 振動計測系および振動計測方法

振動計測系

減速機に取り付けた計測機器を Fig. 4.5 に示す。振動計測系は、入力軸の回転を検出する光電式回転検出器（小野測器，LG-930）と，Fig. 4.6 のように治具に固定され減速機のハウジングから突出した出力軸の回転方向振動を検出する加速度ピックアップ（PCB Piezotronics, 353B16, 感度 1 mV/(m/s²））と，前記加速度ピックアップからの出力信号を取り出すスリッピング（東測，B6-2）と，光電式回転検出器および加速度ピックアップの出力を同時に記録するデータロガー（キーエンス，NR-500, NR-HA08, NR-CA04）と，記録された出力データを解析する計算装置とを備える。

光電式回転検出器は入力軸に貼り付けた反射テープの通過を検出する。治具を介して出力軸に固定された加速度ピックアップは軸中心に関して点対象の位置に接線方向を向けて取り付けであり（Fig. 4.6），2 個の信号の和をとれば半径方向の信号が打ち消されて回転方向の振動加速度が得られる。

この実験で使用したような一般的な減速機は，ハウジング内のスペースに余裕が少なく，加速度ピックアップなどを減速機内部に設置することが困難である。そのため本実験では，減速機の外部に突出した出力軸の回転振動を計測することにした。

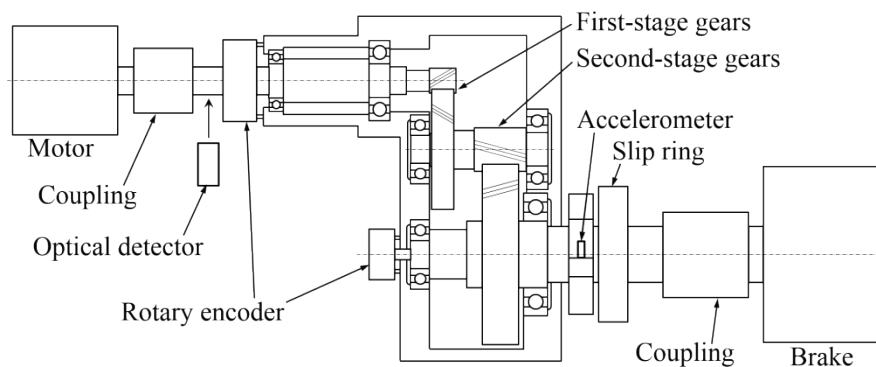


Fig. 4.5 Schematic diagram of the vibration test rig

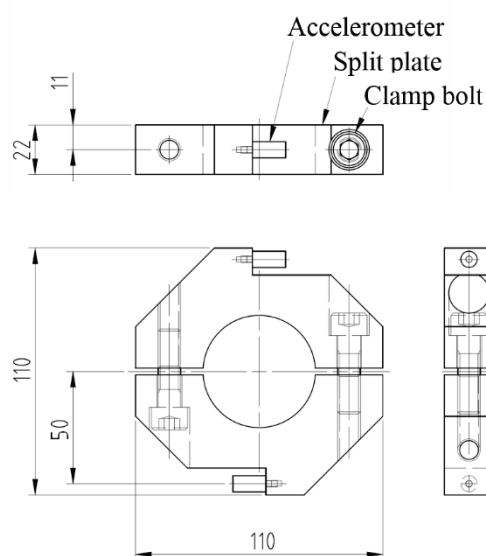


Fig. 4.6 Torsional accelerometer arrangement

振動計測方法

実験での運転条件を Table 4.2 に示す. 負荷の条件はブレーキトルク 80, 160, 240, 320 Nm の4水準とした. 一定のトルクを負荷した状態でモータ回転速度を 3,600 r/min (または 1,800 r/min) から 250 r/min まで降下させていき, トルクおよび回転速度一定のときの振動加速度とトリガ信号を同時に記録した. データロガーのサンプリング周波数は 20 kHz に設定した.

ブレーキトルクはブレーキコントローラの自動調整機能を使い、計測中の変動幅は±1 Nmとした。

Table 4.2 Operating conditions in the experiment

	Brake torque (Nm)	Motor speed (r/min)
(1)	80	250-3600
(2)	160	250-3600
(3)	240	250-1800
(4)	320	250-1800

歯車のかみ合いに起因する振動を正確に分析するために、各回転速度の振動信号に同期平均を適用した。処理の内容は 3・3・4 での処理と基本的には同じである。しかしこの実験における対象は多段減速機であるので、入力軸、中間軸、出力軸のそれぞれに対して同期平均を適用することにした。

既に 3・3・4 で述べたように、同期平均は時間領域での平均化処理であり、着目する歯車（厳密に言えば歯車軸）の 1 回転に 1 回のトリガ信号を用いることで対象歯車に非同期の信号を消去する。単純に考えれば、入力軸、中間軸、出力軸の各軸に回転検出器を取り付けることでトリガ信号が取得可能である。しかしハウジングの内部にある中間軸には回転検出器の取付けが困難である。

そこで、本実験では入力軸に取り付けた回転検出器からのトリガ信号を使用して、入力軸だけではなく、中間軸と出力軸に対しても同期平均を行うことにした。この方法では、入力軸のトリガ信号と各歯車対の歯数比を用いることで中間軸と出力軸のトリガ信号を仮想的に生成する。入力軸はハウジングの外部に露出している場合が多いため、回転検出器の取り付けは容易である。回転検出器の取り付けの容易さで言えば出力軸も同様であるが、出力軸は入力軸よりも回転速度が遅いため回転検出器から出力されるトリガ信号の間隔が

広くなる．それにより，出力軸が 1 回転する間における入力軸や中間軸のわずかな回転変動が検出できなくなることで，入力軸からトリガ信号を取得した場合に比べて，同期平均された波形に歪みが生じる割合が高くなる．したがって，ハウジングの外部に露出して，出来るだけ回転速度が高い軸に回転検出器を取り付けることが望ましい．

上記の方法において，入力軸のトリガ信号と各歯車対の歯数比を用いることで，中間軸・出力軸に関する 1 回転に 1 回のトリガ信号を生成できる．しかし，中間軸・出力軸の回転角度とトリガ信号の検出タイミングとの関係には注意を要する．Fig. 4.7 は回転検出器によるトリガ信号と，このトリガ信号と歯数比をもとに生成された各軸のトリガー信号を示す．ここで，最初にある入力軸のトリガが，中間軸・出力軸のトリガタイミングの基準になる．

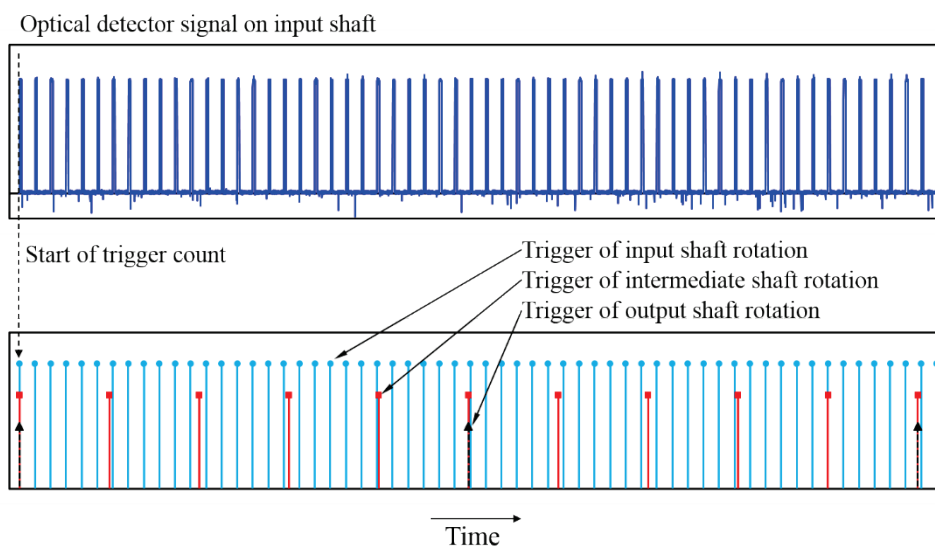


Fig. 4.7 Optical detector signal and generated trigger signal corresponding to the gear ratio

第 3 章に記した振動計測結果から取り出される周波数応答特性において，各回転速度での振動波形に対してこの基準となるトリガを無作為に選んだ場合，位相に関して問題が生じる．Fig. 4.8 は，各回転速度での振動波形に対して基準となるトリガタイミングを無作為に選んだ場合における，中間軸に関する同期平均結果から第 2 減速段の駆動歯車のかみ合

い整数次成分を抜き出した波数応答特性である。この図のように、基準となるトリガタイミングを適切に選ばない場合、中間軸や出力軸における周波数応答特性の位相を正しく取得することができない。

回転検出器を取り付けない中間軸・出力軸の歯車における周波数応答特性の位相特性を取得するためには、基準トリガのタイミングを適正に選ばなければならない。Fig. 4.8において位相の曲線に狂いが生じる理由は、各回転速度での振動波形において仮想的に生成された中間軸のトリガ信号が検出されるタイミングにおける中間軸の回転角度が、各回転速度毎に異なってしまいうためである。したがって、周波数応答特性を構成する全ての回転速度において、常に同じ中間軸の回転角度のときに中間軸のトリガ信号を生成する必要がある。そしてそのタイミングは、減速機に含まれる全ての歯車対においてかみ合う歯の組み合わせがちょうど一巡する周期で繰り返し現れるので、式 (3.15) を二段減速の場合に拡張して、

$$N = m \frac{\text{L.C.M.}(Z_1Z_3, Z_2Z_3, Z_2Z_4)}{Z_1Z_3} \quad (4.1)$$

により計算される回転回数だけ入力軸が回転した時に、減速機全体においてかみ合う歯の組み合わせがちょうど一巡する。なお、もし3段減速の場合には、第3減速段歯車対の歯数を Z_5 , Z_6 とおいて、

$$N = m \frac{\text{L.C.M.}(Z_1Z_3Z_5, Z_2Z_3Z_5, Z_2Z_4Z_5, Z_2Z_4Z_6)}{Z_1Z_3Z_5} \quad (4.2)$$

である。これらの式で定められる回転回数だけ回転したときのトリガを基準トリガのタイミングに選ぶことで、中間軸・出力軸における周波数応答特性の位相を正しく取得できる。

トルクを一定に保持しながら回転数を変化させていく振動計測の中で、入力軸に取り付けた回転検出器からのトリガ信号を連続的にカウントし続けて、式 (4.1) により定まる回転回数でのトリガ信号を、各回転速度における基準トリガのタイミングとして選択して振動波形の同期平均を行った。その結果から取り出した周波数応答特性を Fig. 4.9 に示す。上記の方法を用いることで、Fig. 4.9 のように周波数応答特性の位相を正しく取得できる。

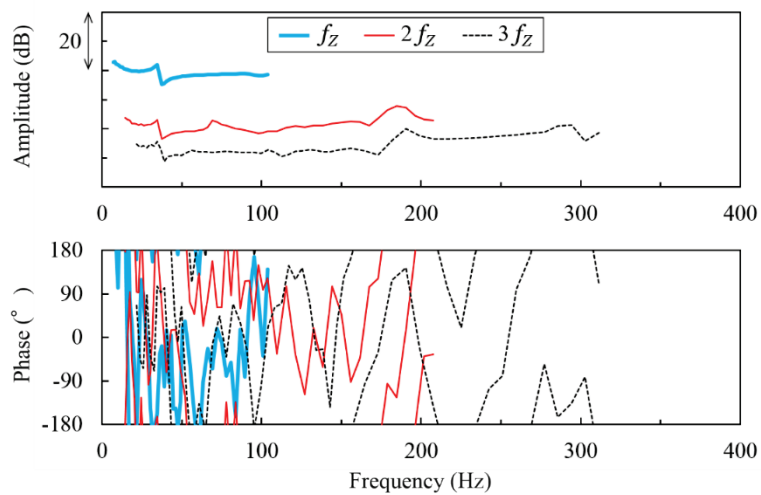


Fig. 4.8 Frequency response curve with randomly chosen reference trigger timing (output coupling: tire, first-stage driven gear: tr0, brake torque: 160 Nm)

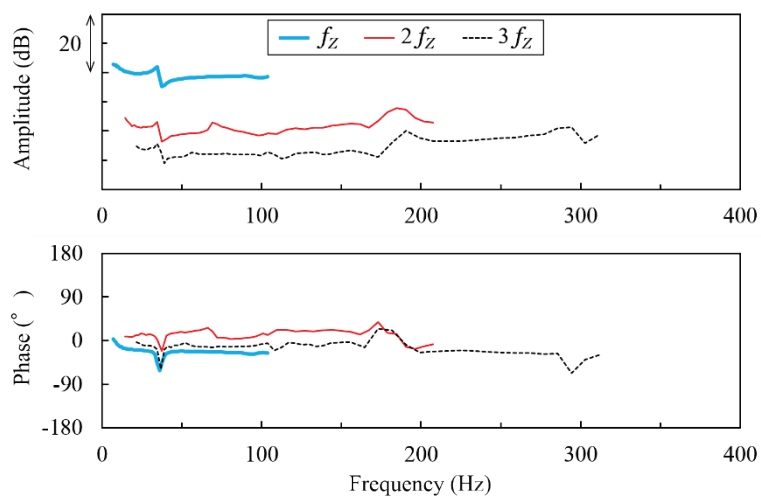


Fig. 4.9 Frequency response curve with reference trigger timing chosen correspond to state of the tooth engagement (output coupling: tire, first-stage driven gear: tr0, brake torque: 160 Nm)

同期平均において、各軸の1回転の波形におけるリサンプル点の数は、回転速度に関係なく一定とした。このリサンプル点の数は、最も回転速度の高いモータ回転速度 3,600 r/min におけるリサンプル点の周波数が、データロガーのサンプル周波数の約 2 倍になるように選んだ。すなわち、入力軸に対しては1回転につき 668 点、中間軸に対しては1回転につき 3,852 点、出力軸に対しては1回転につき 19,260 点とした。

4・2・4 かみ合い伝達誤差計測系およびかみ合い伝達誤差計測方法

かみ合い伝達誤差計測系

かみ合い伝達誤差計測系は、入力軸の回転角度を検出するロータリーエンコーダ（ハイデンハイン，ERN120，目盛線本数 5,000）と、出力軸の回転角度を検出するロータリーエンコーダ（ハイデンハイン，ERN420，目盛線本数 3,600）と、ロータリーエンコーダからの出力を同時に記録するデータロガー（キーエンス，NR-500，NR-HA08）と、記録された出力パルスのデータを解析してかみ合い伝達誤差を計算する計算装置とを備える。ロータリーエンコーダの取付け位置は Fig. 4.5 に示した。

かみ合い伝達誤差計測方法

負荷の条件は振動計測と同じブレーキトルク 80，160，240，320 Nm の4水準とした。一定のトルクを負荷した状態でモータ回転速度を 20 r/min に設定し、トルクおよび回転速度一定のときのエンコーダから出力されるパルス信号を同時に記録した。データロガーのサンプリング周波数は 20 kHz に設定した。

記録したパルス信号からかみ合い伝達誤差を分析する計算処理は、速度アプローチ法^[58]を用いた。速度アプローチ法は、エンコーダからのパルス信号を回転角度に直接的に変換するのではなく、パルスどうしの間隔を用いてパルスの中の区間における回転速度を求めた後、その回転速度を積分して回転角度を算出する（Fig. 4.10）。この方法は、パルス信号を回転角度に直接的に変換する方法に比べて、目盛線の比較的少ないロータリーエンコーダを使える利点がある。

上記の方法によってエンコーダ振動をもとに計測される伝達誤差の時間波形に対して、振動計測のときと同様に同期平均処理を適用して、各歯車に起因する伝達誤差の成分を抽出するとともに、伝達誤差の波形を角度から各歯車の作用線方向の変位に換算すれば、かみ合い伝達誤差の計測結果が得られる。ここで、同期平均に用いるトリガ信号は、振動計測のときとは異なり、エンコーダのパルスをもとに生成した。

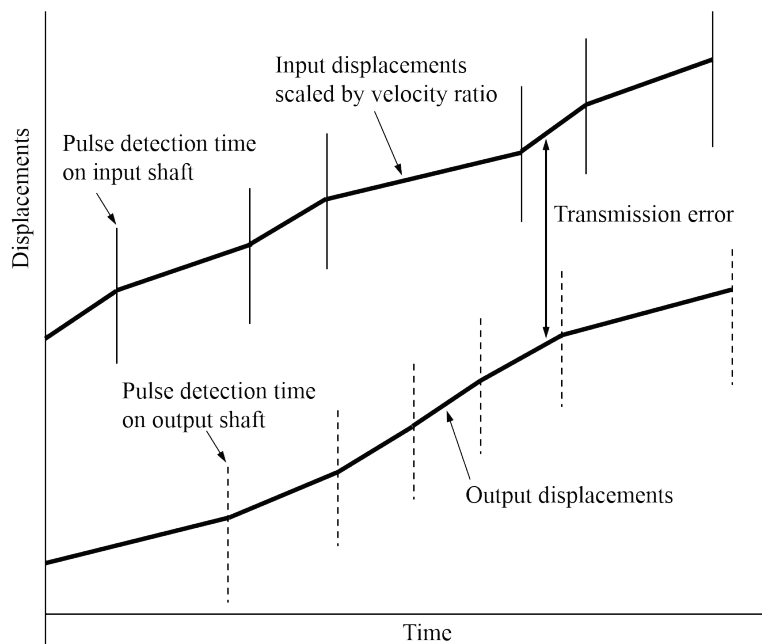


Fig. 4.10 Static transmission error measurement using velocity approach

4・3 実験結果と考察

4・3・1 振動計測結果

出力軸カップリングにディスク型を用いた場合の振動計測結果をウォーターフォール図にして Fig. 4.11 に示す。同じくタイヤ型カップリングを用いた場合の振動計測結果を Fig. 4.12 に示す。ここで、振動加速度は加速度ピックアップの取り付けられた半径における円周方向の振動加速度を示している。またこの図のデータについては、同期平均処理はせず

に、FFT後にスペクトルを平均化しているため、計測した振動に含まれる全ての振動成分が含まれている。

この振動計測結果は次のように説明できる。すなわち、Fig. 4.11とFig. 4.12に斜め線で示した第1段および第2段の歯車対におけるかみ合い整数次成分 ($f_z, 2f_z, \dots$) が振動全体の中では大きい成分であることから、これらのかみ合い整数次成分が実験に使用した減速機における主な振動発生源と考えられる。ただし、第3章での振動計測結果 (Fig. 3.16) と比べると、かみ合い整数次成分以外の振動成分が比較的大きくなっている。これは多段減速の産業用減速機の場合、第3章で示した要素的な振動試験機とくらべて振動を発生させる要因が多くなっているためと考えられる。

Fig. 4.11とFig. 4.12を比較して出力軸カップリングによる影響を見れば、タイヤ型カップリングを用いたFig. 4.12の方が全体的に振動が小さくなっている。それに加えてディスク型カップリングの場合 (Fig. 4.11)に見られる540 Hzでの共振峰が、タイヤ型カップリングの場合 (Fig. 4.12)ではほとんど見られなくなっている。このように、出力軸カップリングのねじり剛性を変えることで装置の振動特性が変化しており、ディスク型カップリングを使用した場合とタイヤ型カップリングを使用した場合で周波数応答関数が変化した影響である。しかし周波数応答関数が異なっても、歯車と負荷トルクの条件が同じであれば、本論文で提案している推定手法により同じかみ合い伝達誤差の推定結果が得られるはずである。

第1段歯車対の被動歯車の歯先修整量を変えた場合 (tr12, tr6, tr0) の振動計測結果を比較する。ディスク型カップリングでの振動計測結果 (Fig. 4.11)における回転速度3,600 r/minを見れば、第1段歯車対のかみ合い周波数が共振周波数と重なって振動が大きくなっているのがわかりやすい。ブレーキトルク160 Nmでの結果を見れば、tr6で前記3,600 r/minでの540 Hzの振動が大きくなっており、一方でtr12とtr0では同じ位置の振動は比較的小さくなっている。これは歯先修整の違いによって第1段歯車対のかみ合い伝達誤差が変化した影響であると考えられる。

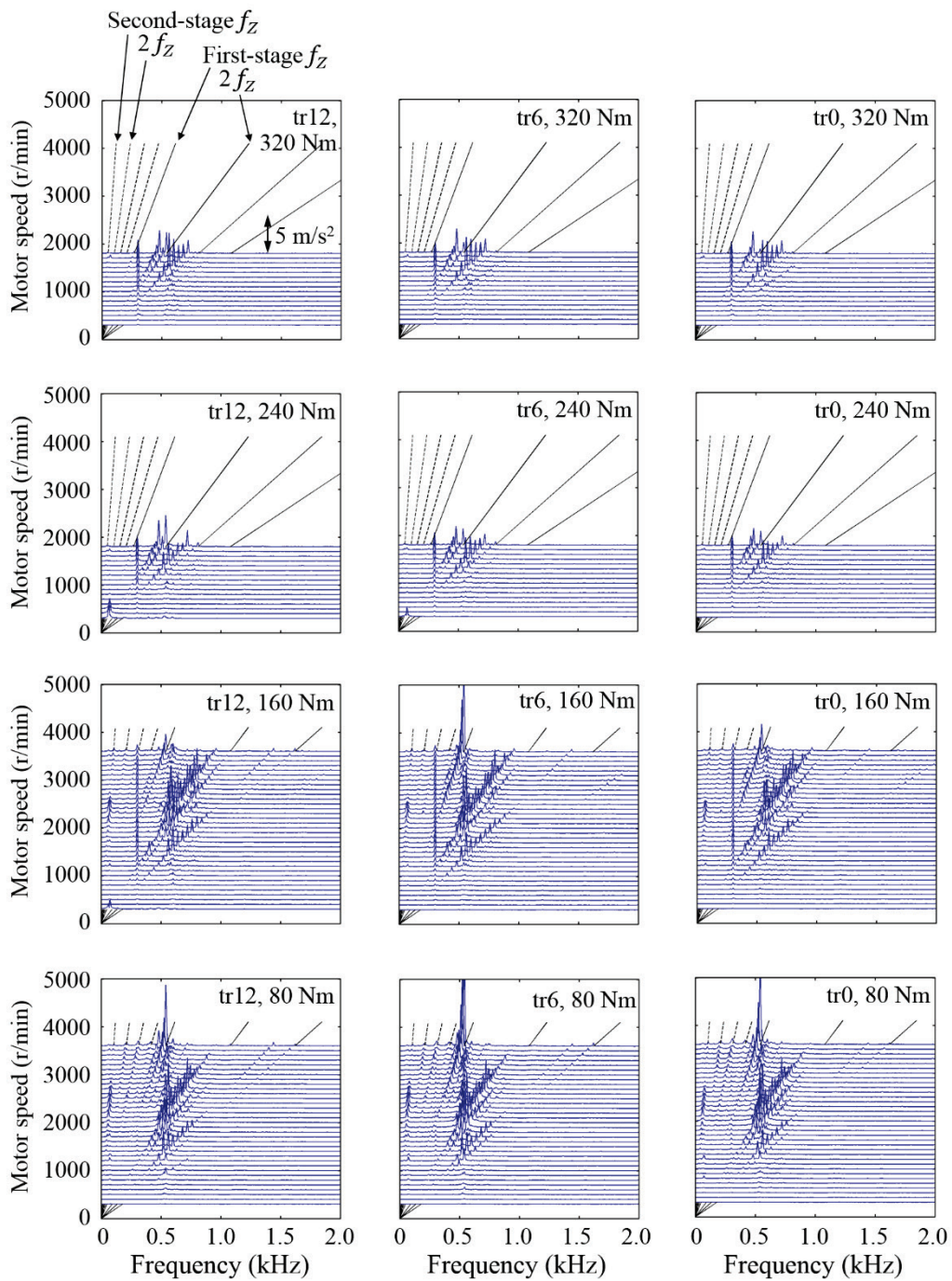


Fig. 4.11 Vibration measurement result (disk coupling)

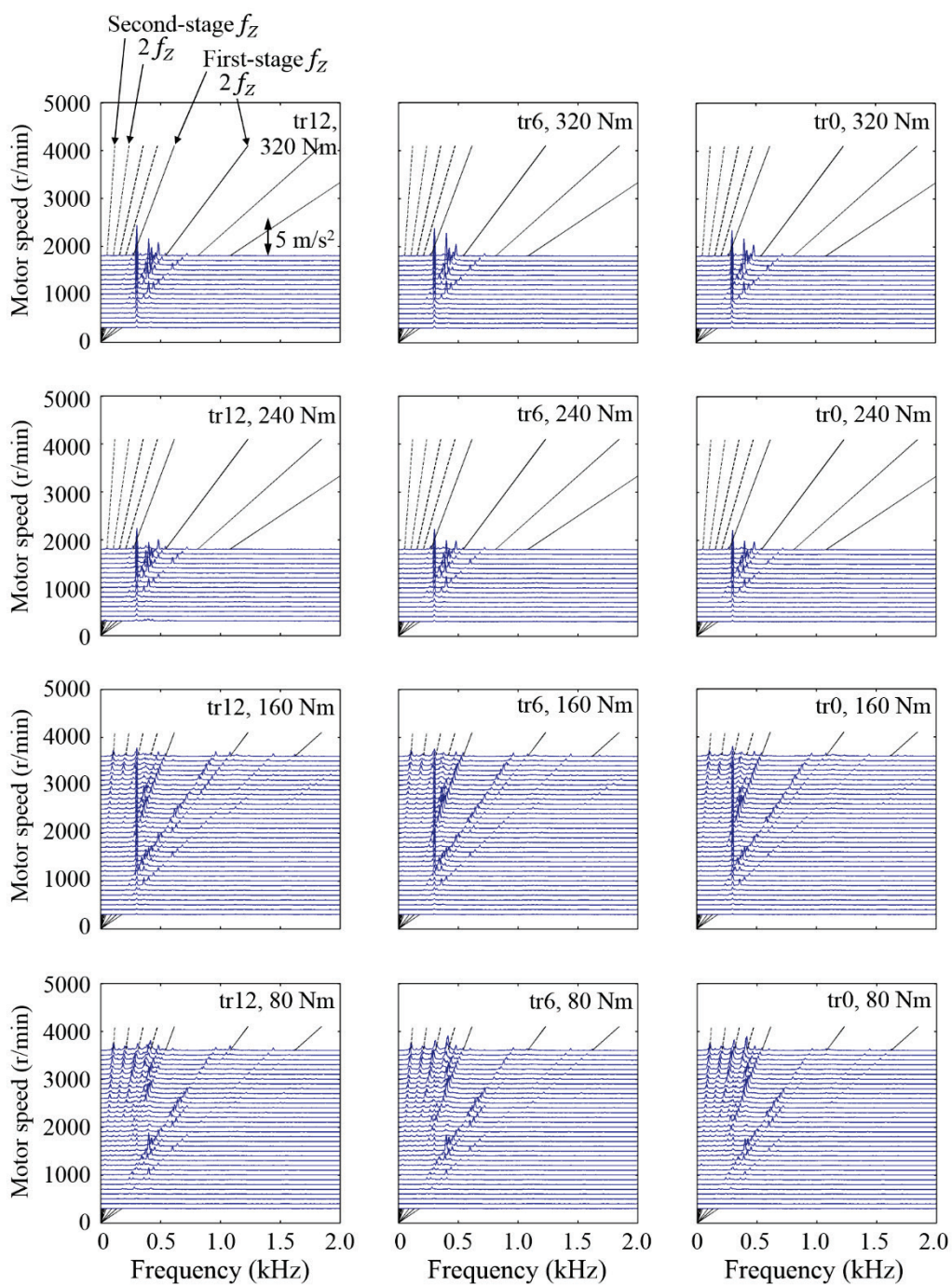


Fig. 4.12 Vibration measurement result (tire coupling)

4・3・2 周波数応答関数の数値計算結果および接続

第3章で提案した方法を用いて、試験減速機の周波数応答関数を取得した。第3章での実験と異なる点として、出力軸カップリングにディスク型カップリングとタイヤ型カップリングを用いた2条件があり、これらはそれぞれに対してカップリングが異なる数値解析モデルを作成し、パラメータ最適化もそれぞれ別々に実施した。また減速機が二段減速であり、2組の歯車対を備えていることから、

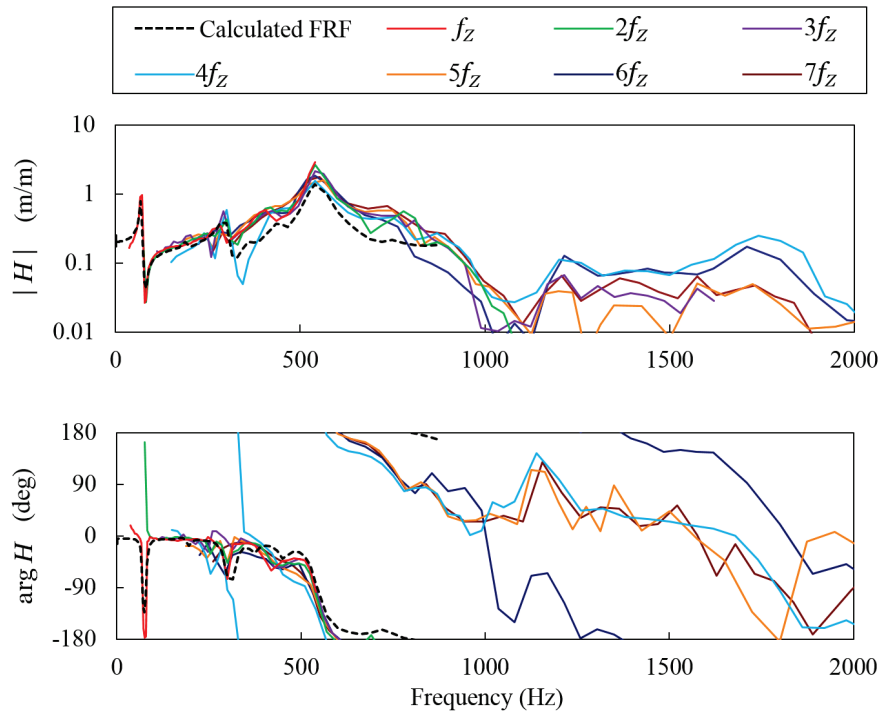
(a) 第1段歯車対のかみ合い部から出力軸の振動計測点までの周波数応答関数

(b) 第2段歯車対のかみ合い部から出力軸の振動計測点までの周波数応答関数

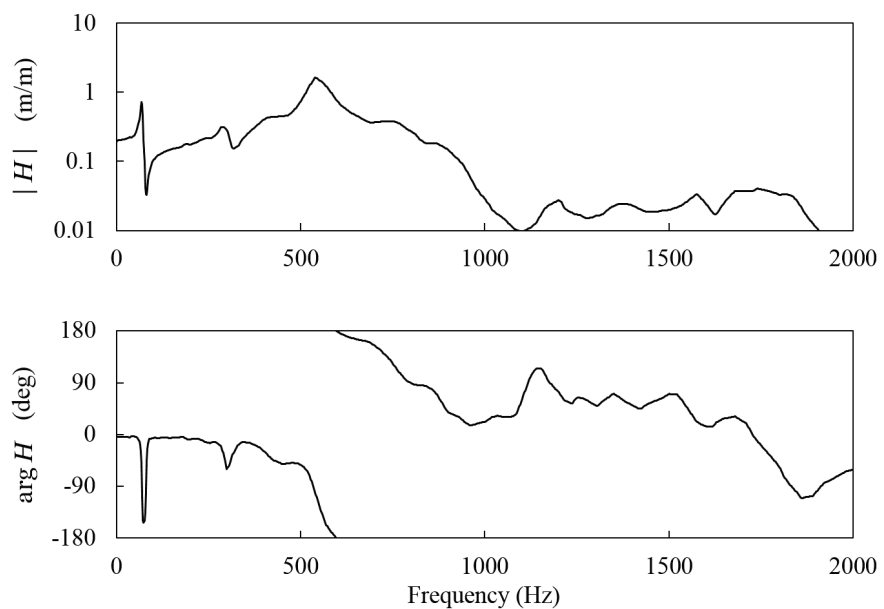
という2つの周波数応答関数がある。パラメータ最適化においては、上記(a)と(b)を計算するモデルにおけるパラメータの値は同一として、加振点だけを変えて計算した。

Fig. 4.11とFig. 4.12の振動計測結果からわかるように、それぞれの第1段と第2段の歯車対では発生する振動成分の周波数が異なっているから、周波数によって振動成分を分離することで、第1段と第2段のそれぞれの歯車対に起因する振動、周波数応答関数、かみ合い伝達誤差を切り分けてして扱うことができる。

ディスク型カップリングを使用した場合における、上記(a)第1段歯車対に関する周波数応答関数をFig. 4.13に、上記(b)第2段歯車対に関する周波数応答関数をFig. 4.14にそれぞれ示す。同様に、タイヤ型カップリングを使用した場合における、上記(a)第1段歯車対に関する周波数応答関数をFig. 4.15に、上記(b)第2段歯車対に関する周波数応答関数をFig. 4.16にそれぞれ示す。どのグラフにおいても、数値解析による周波数応答関数の計算結果と、振動計測結果からから抜き出した周波数応答特性はよく一致しており、多段減速の産業用減速機においても、本論文の提案手法により周波数応答関数を求められることを確認した。

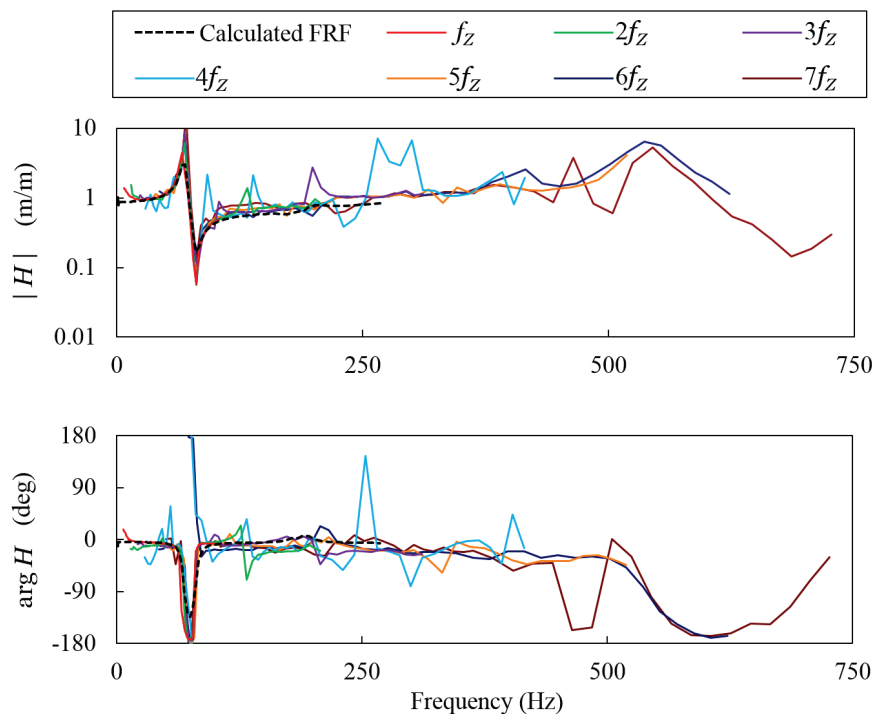


(a) Calculated FRF and measured frequency response curves

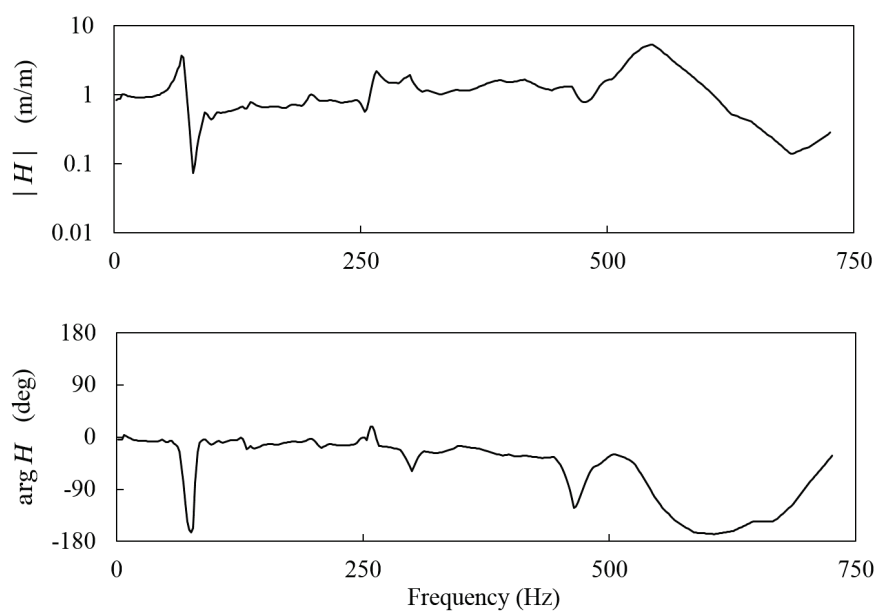


(b) Composite curve of calculated FRF and measured frequency response curves

Fig. 4.13 Frequency response function (Disk coupling, first-stage gears)

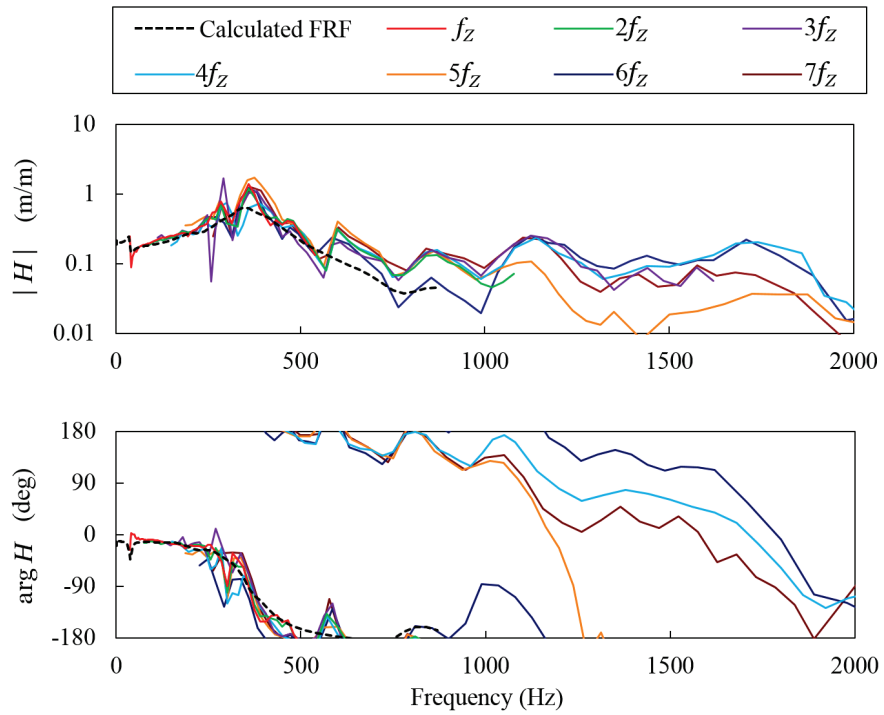


(a) Calculated FRF and measured frequency response curves

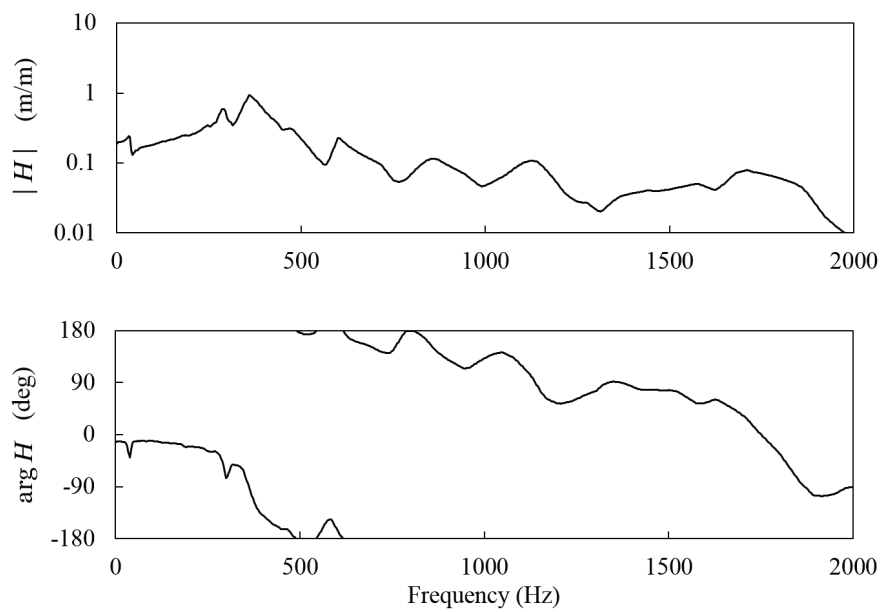


(b) Composite curve of calculated FRF and measured frequency response curves

Fig. 4.14 Frequency response function (Disk coupling, second-stage gears)

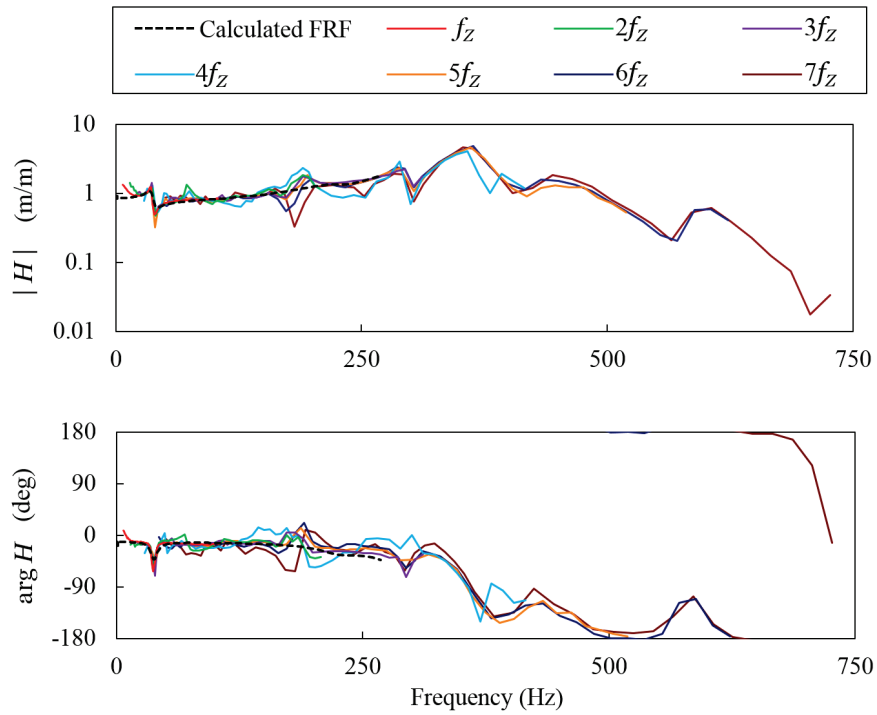


(a) Calculated FRF and measured frequency response curves

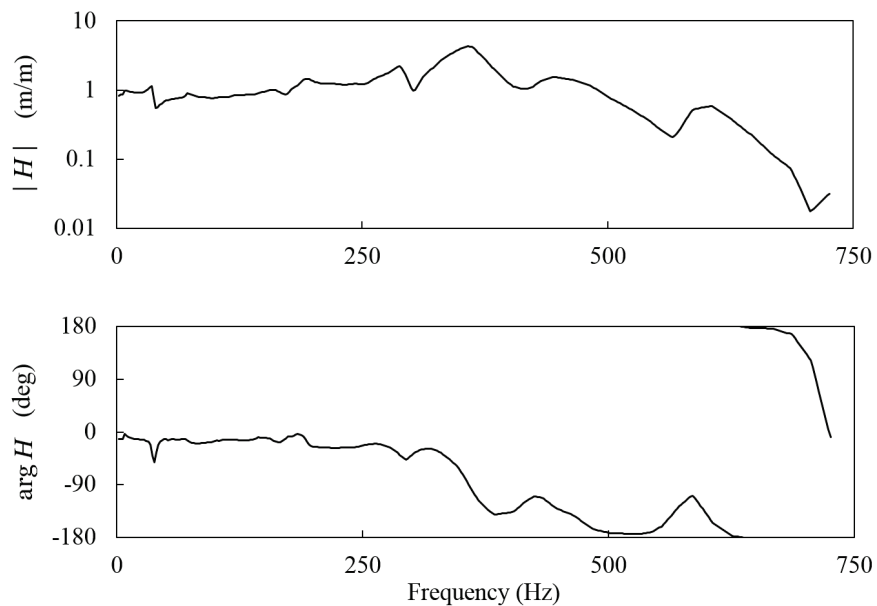


(b) Composite curve of calculated FRF and measured frequency response curves

Fig. 4.15 Frequency response function (tire coupling, first-stage gears)



(a) Calculated FRF and measured frequency response curves



(b) Composite curve of calculated FRF and measured frequency response curves

Fig. 4.16 Frequency response function (tire coupling, second-stage gears)

4・4 かみ合い伝達誤差の推定結果と考察

4・4・1 かみ合い整数次成分の推定結果

第3章で提案した手順により, Fig. 4.13 から Fig. 4.16 に示した周波数応答関数を用いてかみ合い伝達誤差を推定した. 周波数成分の中でかみ合い整数次成分だけを含むかみ合い伝達誤差の波形を Fig. 4.17 に示す. Fig. 4.17(a) は第1段歯車対におけるかみ合い伝達誤差を, Fig. 4.17(b) は第2段歯車対におけるかみ合い伝達誤差を, それぞれ示している. また第1段と第2段のそれぞれにおいて, 第1段の被動歯車の歯先修整量とブレーキトルクを変化させた条件での結果を表示している. それぞれの条件での波形のグラフは, ロータリーエンコーダにより直接計測した結果と, ディスク型カップリングの場合の振動からの推定結果と, タイヤ型カップリングの場合の振動からの推定結果とを重ねて表示している.

Fig. 4.17 より, 直接計測したかみ合い伝達誤差と, 2種類のカップリングを用いて異なる周波数応答関数の条件下での2つの推定結果は, きわめてよい一致を示している. このことより, 本論文で提案している推定手法は, 歯車と負荷条件が同じであれば周波数応答関数が異なっても, 周波数応答関数の違いによる影響をほとんど受けずに, 振動計測結果からかみ合い伝達誤差を推定できることを確認した. またそれらの推定結果は, ロータリーエンコーダにより直接計測した結果とほぼ一致していることから, 本推定手法により推定されたかみ合い伝達誤差はかなりよい精度であることを確認した.

Fig. 4.17 において, 左, 中央, 右の各列に表示した第1段の被動歯車の歯先修整量を変えた条件での結果について検討する. Fig. 4.17(a) に示した第1段歯車対のかみ合い伝達誤差では, 被動歯車の歯先修整量によって波形が変化している. このことより, 本論文の提案手法による推定結果から数 μm レベルの歯面形状の違いが検出できることを確認した.

一方で, Fig. 4.17(b) に示した第2段歯車対のかみ合い伝達誤差では, 第1段の被動歯車の歯先修整量による影響を全く受けていない. 第1段の歯車対の歯面形状が, 第2段の歯車対のかみ合い伝達誤差に影響しないことは, 第2章で述べた振動モデルから考えても妥当である. このことより, 本論文の提案手法は, 多段減速の歯車装置であっても振動成分の周波数をもとに各成分を分離することで, それぞれの減速段の歯車対毎に切り分けてかみ合い伝達誤差を評価できることを確認した.

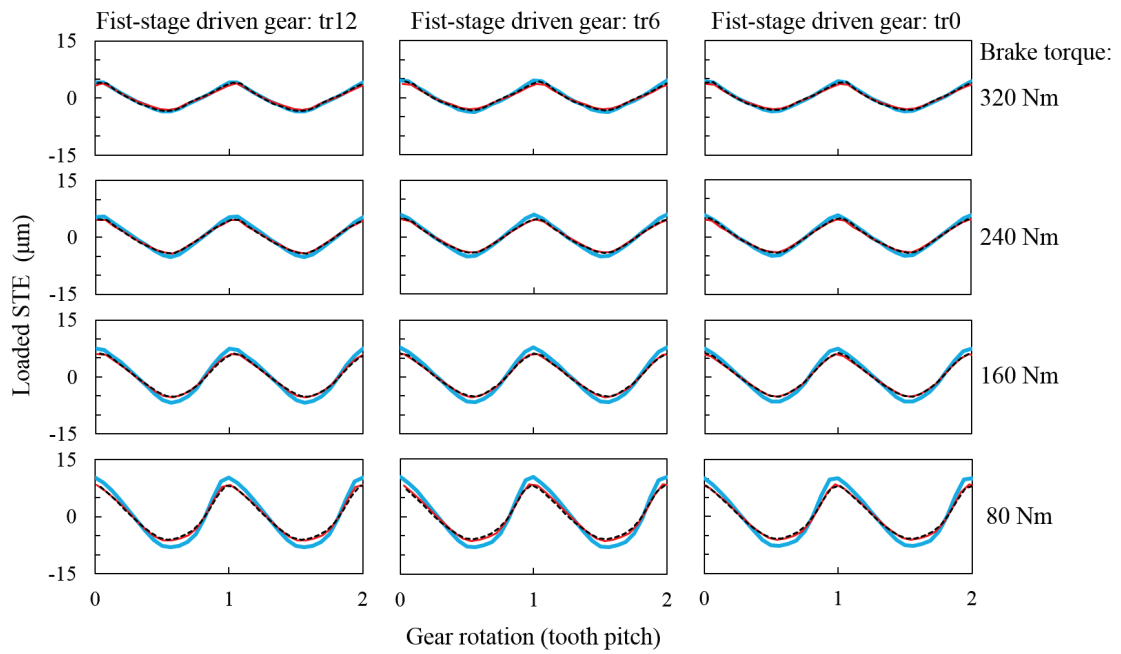
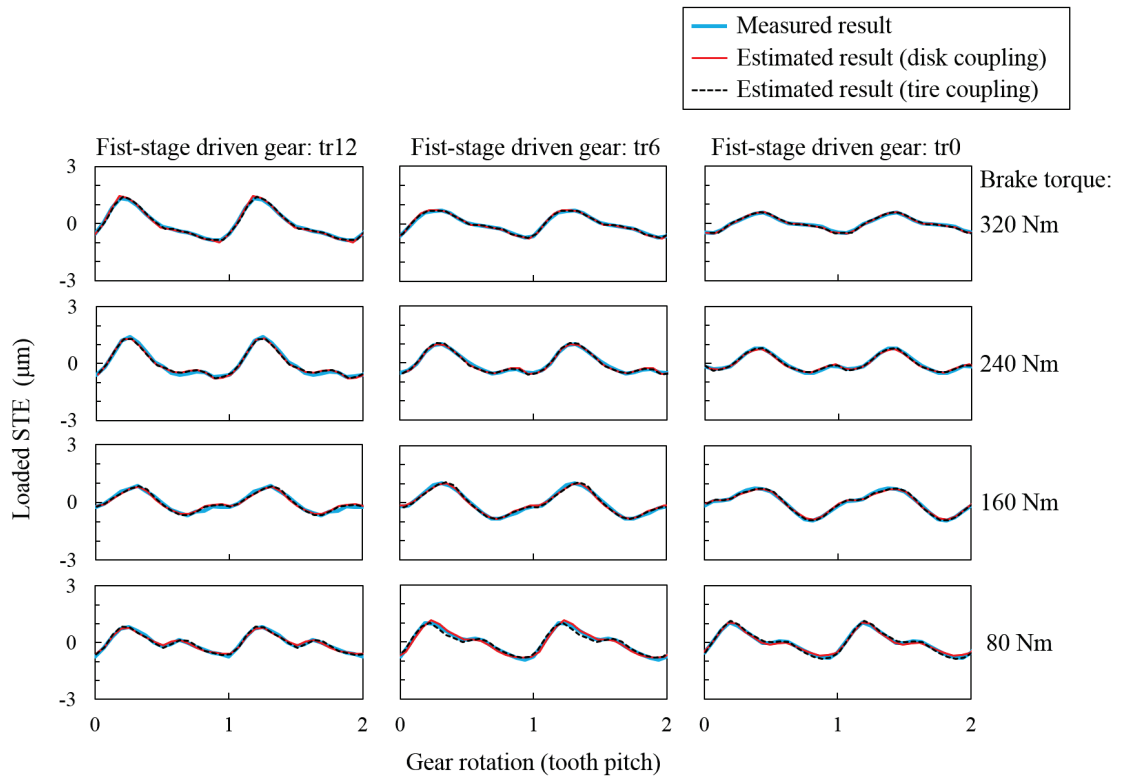


Fig. 4.17 Estimated and measured results of the loaded STE

4・4・2 側帯波成分を含む推定結果

前項と同じく、第3章で提案した手順により、Fig. 4.13 から Fig. 4.16 に示した周波数応答関数を用いて、かみ合い伝達誤差を推定した。ただしここでは、かみ合い整数次成分だけでなく、側帯波成分までも含めてかみ合い伝達誤差を推定した。かみ合い整数次成分は、各減速段の駆動歯車と被動歯車が共有する成分であるから、Fig. 4.17 では第1段と第2段の歯車対に分けて推定結果を表示していた。これに対して側帯波成分は、個々の歯車が別々に持つ成分であるから、側帯波成分までも含めて推定されたかみ合い伝達誤差は、個々の歯車に関する波形として得られる。

第1段の駆動歯車と被動歯車に関するかみ合い伝達誤差を Fig. 4.18 に、第2段の駆動歯車と被動歯車に関するかみ合い伝達誤差を Fig. 4.19 にそれぞれ示す。横軸の区間は各歯車の1回転分の長さとして、駆動歯車と被動歯車で1かみ合い分の長さを揃えて表示している。そのため、被動歯車に比べて駆動歯車は横軸が短くなっている。またここでも Fig. 4.17 と同様に、ロータリーエンコーダにより直接計測した結果と、ディスク型カップリングの場合の振動からの推定結果と、タイヤ型カップリングの場合の振動からの推定結果とを重ねて表示している。ただし、第1段歯車対の被動歯車については、中間の歯先修整量である tr_6 での結果を代表として表示している。

Fig. 4.18 と Fig. 4.19 より、直接計測したかみ合い伝達誤差と、2種類のカップリングを用いて異なる周波数応答関数の条件下での2つの推定結果は、きわめてよい一致を示している。このことより、本論文で提案している推定手法は、かみ合い整数次成分だけでなく、側帯波成分まで含めた形でかみ合い伝達誤差をかなり精度よく推定できることを確認した。また、本論文で提案している推定手法は、各減速段の歯車対を分離できるというだけでなく、個々の歯車に起因する成分までも切り分けて、かみ合い伝達誤差を評価できることを確認した。

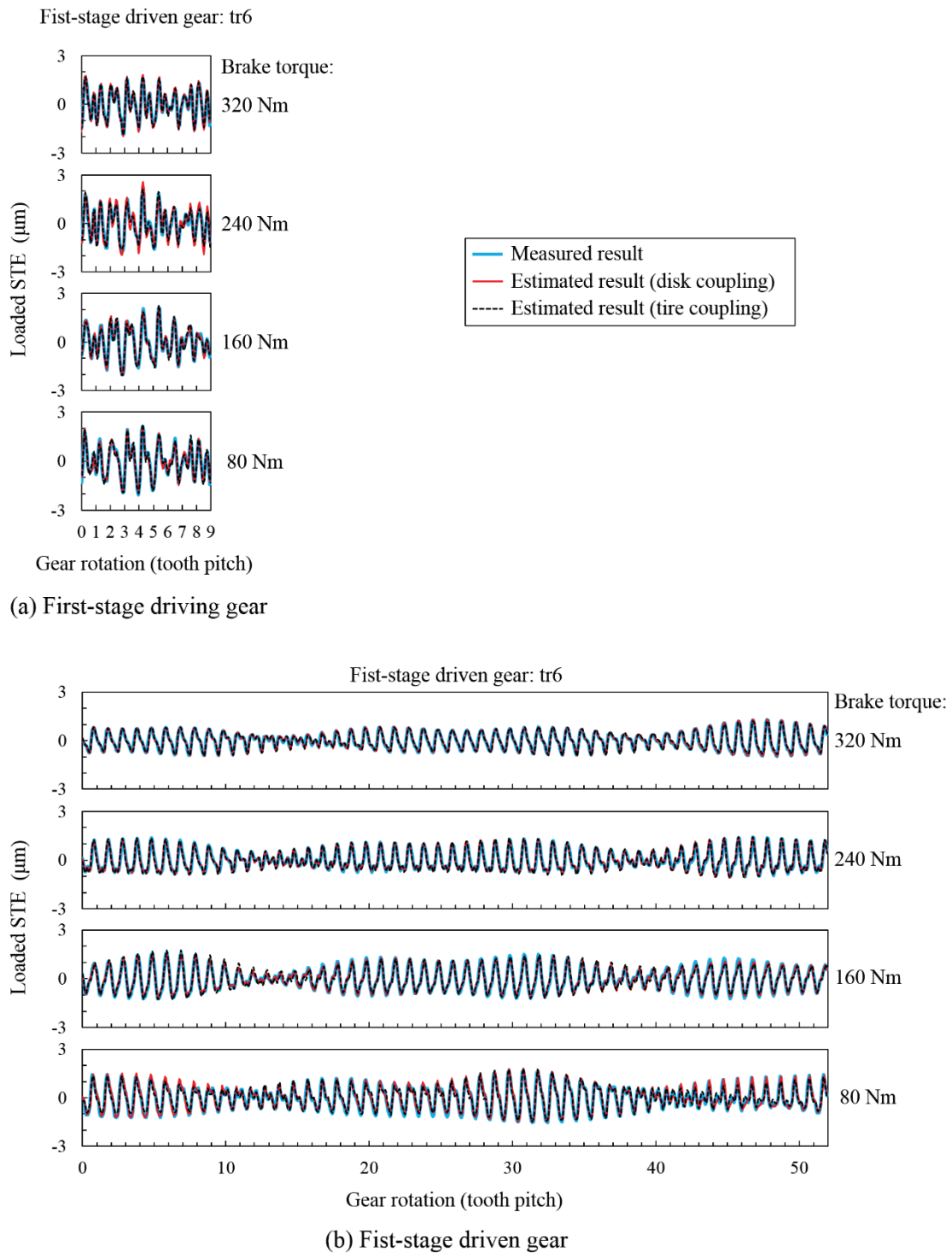
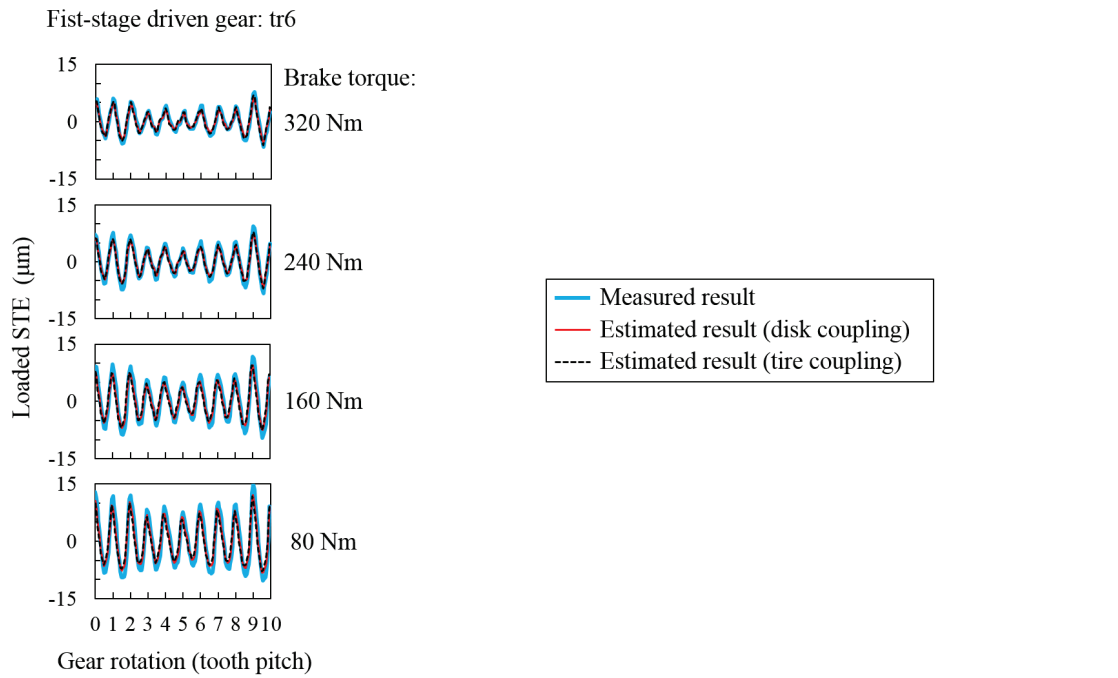
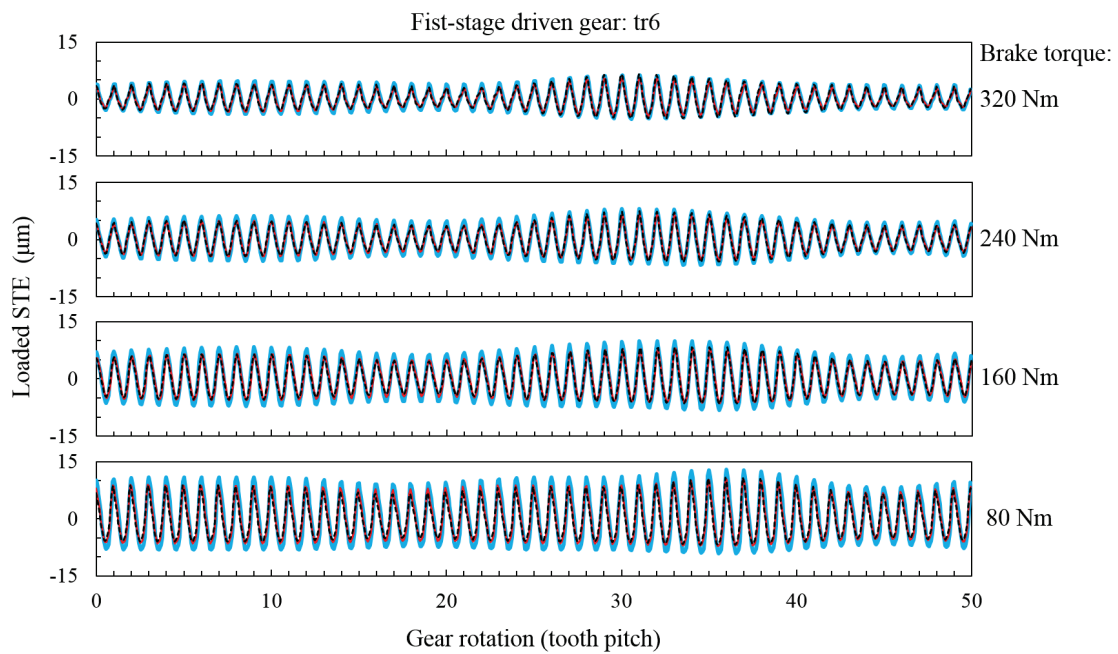


Fig. 4.18 Estimated and measured results of the loaded STE that attributed to first-stage gears



(a) Second-stage driving gear



(b) Second-stage driven gear

Fig. 4.19 Estimated and measured results of the loaded STE that attributed to second-stage gears

4・5 結言

産業用の減速機として代表的な構造である二段減速のはずば歯車減速機に対して第3章で提案した推定手法を適用して本推定手法の有効性を実験的に検証し、以下の結論を得た。

- (1) 本推定手法は、歯車と負荷条件が同じであれば、周波数応答関数が異なっても、周波数応答関数の違いによる影響をほとんど受けずに、振動計測結果からかみ合い伝達誤差を推定できることを確認した。
- (2) 本提案手法は、多段減速の歯車装置であっても振動成分の周波数をもとに各成分を分離することで、個々の歯車毎に切り分けてかみ合い伝達誤差を評価できることを確認した。
- (3) かみ合い伝達誤差の推定結果は、ロータリーエンコーダによりかみ合い伝達誤差を直接計測した結果とほぼ一致し、提案手法を用いることでかみ合い伝達誤差をかなり精度よく推定できることを確認した。

第5章 かみ合い伝達誤差による相対歯面偏差の推定

5・1 緒言

第3章では振動計測によるかみ合い伝達誤差の推定手法を提案し、第4章では提案した手法を産業用減速機に適用して、提案した手法によりかみ合い伝達誤差をかなり精度よく推定できること確認した。しかし、たとえかみ合い伝達誤差が求められたとしても歯車装置の各部の寸法偏差および負荷による変形の影響を直接把握することはできない。そこで本章では、この課題を解決すべく、かみ合い伝達誤差をもとにして運転時におけるはずば歯車対の相対歯面偏差を推定する方法を提案する。さらに提案した方法を第4章で用いた減速機に適用して、第1段歯車対の相対歯面偏差を推定するとともに、得られた推定結果について検討する。

5・2 相対歯面偏差の推定方法

5・2・1 推定方法の概要

はずば歯車対に種々の相対歯面偏差を与えた条件でのかみ合い伝達誤差は、歯当たり解析により計算で求められる。だからそれらの関係における傾向を把握した上で実機のかみ合い伝達誤差を取得できれば、歯当たり解析の計算結果との比較を行うことで、歯車装置各部の寸法偏差と運転時の負荷による変形の影響を把握できると考えられる。

具体的には、様々な相対歯面偏差のパターンをランダムに生成し、それらを用いて歯当たり解析を行うことでかみ合い伝達誤差の計算結果を求める。次に歯当たり解析で計算したかみ合い伝達誤差の波形を、振動計測結果から推定した実機のかみ合い伝達誤差の波形と比較していく。この操作を最適化手法により繰り返し行うことで、実機のかみ合い伝達誤差に一致するような歯当たり解析結果が得られる相対歯面偏差を求める。

5・2・2 歯当たり解析の計算式

ここでは解析の計算式について記す. はすば歯車のかみ合う歯の対 i における接触線上の分布荷重は, 式 (5.1) に示す連立積分方程式を解くことによって求めることができる^{[28][34]}.

$$\int_{L_i} [K_{b1}(x, \xi) + K_{b2}(x, \xi)] p_i(\xi) d\xi + \int_{L_i} [K_{c1}(x, \xi) + K_{c2}(x, \xi)] p_i(\xi) d\xi = [\Delta - e_i(x)] \cos \beta_b \quad (5.1)$$

ここで, L_i は接触線上の実接触領域, x は接触線上の変形観測点の座標, ξ は接触線上の荷重作用点の座標, $p_i(\xi)$ は接触線上での分布荷重, $K_b(x, \xi)$ は歯の曲げせん断たわみの影響関数^{[70][71]}, $K_c(x, \xi)$ は歯の接触による近寄りの影響関数, Δ は被動歯車の駆動歯車に対する回転角の遅れを作用線上の変位に換算した値, $e_i(x)$ は歯の対 i の接触線上における相対歯面偏差 (理論インボリュートヘリコイドを 0 として歯が凹になる方向が正符号), β_b は基礎円筒ねじれ角を表す.

歯の接触による近寄りの影響関数 $K_c(x, \xi)$ は次式により計算する.

$$K_{ch}(x, \xi) = \frac{(1-\nu)}{2\pi G} u_c(x, \xi) c_h(x, \xi) \quad (5.2)$$

ここで, ν はポアソン比, G は横弾性係数, $u_c(x, \xi)$ は変形観測点と荷重作用点の距離による影響, $c_h(x, \xi)$ は自由端による補正関数, 添字 h は駆動歯車 (1) と被動歯車 (2) を表す.

$u_c(x, \xi)$ は次式を用いて計算する.

$$u_c(x, \xi) = \begin{cases} \frac{1}{\sqrt{[a_c(\xi)]^2 + |x - \xi|^2}} & \left(\frac{|x - \xi|}{a_c(\xi)} < \gamma \right) \\ \frac{1}{a_c(\xi) \sqrt{1 + \gamma^2}^3} \left(1 + 2\gamma^2 - \gamma \frac{|x - \xi|}{a_c(\xi)} \right) & \left(\gamma \leq \frac{|x - \xi|}{a_c(\xi)} < \frac{1 + 2\gamma^2}{\gamma} \right) \\ 0 & \left(\frac{1 + 2\gamma^2}{\gamma} \leq \frac{|x - \xi|}{a_c(\xi)} \right) \end{cases} \quad (5.3)$$

ここで, $a_c(\xi)$ は接触幅定数, γ は定数である. 梅澤, 石川の研究^[72]における理論式では, $|x - \xi|$ に関係無く式 (5.3) の $|x - \xi| / a_c(\xi) < \gamma$ の場合 (上段) の式で表されるが, 式 (5.3)

では $|x - \xi|$ が十分大きいときに近寄り量が零になるような修正を加えている．この修正式 (5.3) は，梅澤，石川の研究^[72]で行われた鋼製ブロックに鋼製スタンプを押付けてブロックの変形量を調べた実験の結果を， $|x - \xi|$ が大きい場合も含めてよく再現する．定数 γ の値は 5.5 とする．接触幅定数 $a_c(\xi)$ は，平行な円筒同士が接触するときの Hertz の接触半幅の 1/2 とする^[72]．すなわち $a_c(\xi)$ は次式で求められる．

$$a_c(\xi) = \frac{a_H(\xi)}{2} \quad (5.4)$$

$$a_H(\xi) = \sqrt{\frac{8(1-\nu^2)\rho(\xi)p(\xi)}{\pi E}} \quad (5.5)$$

$$\rho(\xi) = \left[\rho_1(\xi)^{-1} + \rho_2(\xi)^{-1} \right]^{-1} \quad (5.6)$$

$$\rho_1(\xi) = \frac{\sqrt{r_{w1}^2 - r_{b1}^2} + Y_c + \xi \sin \beta_b}{\cos \beta_b} \quad (5.7)$$

$$\rho_2(\xi) = \frac{\sqrt{r_{w2}^2 - r_{b2}^2} - Y_c - \xi \sin \beta_b}{\cos \beta_b} \quad (5.8)$$

自由端による補正関数 $c_h(x, \xi)$ は次式により求められる．

$$c_h(x, \xi) = \frac{V_0^2}{V_h(x)V_h(\xi)} \quad (5.9)$$

ここで， V_0 と V_h は次のようにして決める．荷重作用点 ξ を通り歯面に垂直な直線を中心線として，式 (5.3) で表される $u_c(x, \xi)$ を母線とする回転体を考えて，この回転体の体積を V_0 とする．次にこの回転体から歯先および歯幅端の外側にある部分を除去した立体の体積を $V_h(\xi)$ とする．同様にして，中心線が変形観測点 x を通り $u_c(x, \xi)$ を母線とする体積 V_0 の回転体から，歯先および歯幅端の外側にある部分を除去した立体の体積を $V_h(x)$ とする．ただし V_0 や V_h を計算するときには，式 (5.3) の $a_c(\xi)$ として平行な円筒同士が接触するときの Hertz の接触半幅の 1/4 を用いることとし，さらに弾性学上の相反定理を考慮して $a_c(\xi)$ と $a_c(x)$ のうち値が大きい一方を両方に対して用いる．

曲げせん断たわみの影響関数 $K_b(x, \xi)$ は，歯の任意の位置に集中荷重が作用する場合の歯

のたわみを求める実用式

$$K_b = \frac{U v(r) f(x) f(\xi) g(y) g(\eta)}{f(|x-\xi|) g(|y-\eta|)} \frac{1}{m_n} \quad (5.10)$$

によって計算する^[70]。ここに、 (ξ, η) は集中荷重の作用点の座標、 (x, y) はたわみの測定点の座標、 U はたわみの絶対値（単位の大きさの集中荷重 P_0 が原点に作用する場合の、その点におけるたわみをモジュールで基準化した値）、 $v(r)$ は原点に P_0 が作用する場合の、点 (x, y) におけるたわみを U で基準化した関数、 $g(\xi, \eta)$ は断面 $x = \xi$ 内で P_0 を歯たけ方向に移動させた場合の荷重点直下のたわみを歯先での荷重点直下のたわみで基準化した関数 $G(\xi, \eta)$ の平方根、 $f(\xi)$ は P_0 を x 軸に沿って移動した場合の荷重点直下のたわみを U で基準化した関数 $F(\xi)$ の平方根である。式 (5.10) の各関数の値は、三次元有限要素解析による曲げとせん断の両方を含むたわみから決めた計算式^[71]を用いた。

一組の歯対について、式 (5.1) を用いて作用線上の各かみ合い位置で被動歯車の遅れ Δ と分布荷重 $p_i(\xi)$ の関係を求めれば、歯対 i に関する歯直角方向の伝達荷重 W_{ni} は式 (5.11) によって、歯車対の軸直角方向の伝達荷重 W は式 (5.12) によって表される。

$$W_{ni} = \int_{L_i} p_i(\xi) d\xi \quad (5.11)$$

$$W = \sum_{i=1}^m W_{ni} \cos \beta_b \quad (5.12)$$

次に各かみ合い位置における Δ と W_{ni} の関係をもとにして、複数の歯対が同時に接触して荷重を伝達する状態を考えて各かみ合い位置で一定の伝達荷重 W となるような Δ を計算する^[28]。

5・2・3 最適化計算の方法

歯当たり解析により計算されるかみ合い伝達誤差が、振動計測により推定されたかみ合い伝達誤差に最も適合するように、歯当たり解析の計算条件である相対歯面偏差の最適化

を行う。Fig. 5.1 は、歯当たり解析に入力される相対歯面偏差を示す。Fig. 5.1 (a)の三次元的な傾向と、Fig. 5.1 (b)の歯形形状と、Fig. 5.1 (c)の歯すじ形状をそれぞれランダムに生成し、それらを合成することで求めた Fig. 5.1 (d)の相対歯面形状を歯当たり解析に入力する。

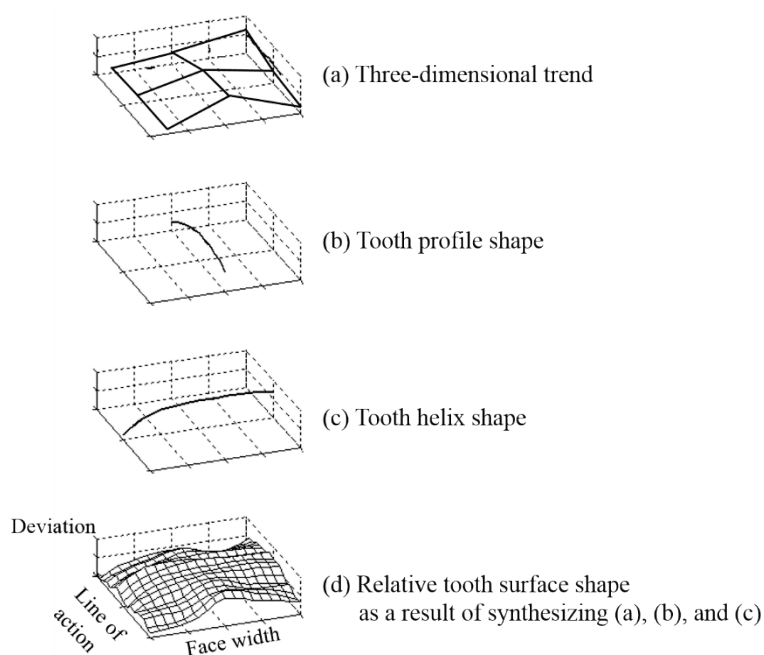


Fig. 5.1 Relative tooth surface deviation

最適化計算の手順は、Fig. 3.7 に示した手順に従う。ただし目的関数は、第3章に記した式とは異なり、次のように与えている。歯当たり解析によるかみ合い伝達誤差の計算結果を δ_{jk} 、正とするかみ合い伝達誤差(たとえば振動から推定した結果)を Δ_{jk} とおく (Fig. 5.2)。ここで、 j はトルク水準、 k は時刻を示す。トルク水準 j の条件において、 δ_{jk} と Δ_{jk} は近似的に比例定数 β_j を用いて、 $\delta_{jk} = \beta_j \Delta_{jk}$ により関係づけられるとする。このとき係数 β_j は、 δ_{jk} と $\beta_j \Delta_{jk}$ との偏差二乗和が最小になるように、

$$\beta_j = \frac{\sum_{k=1}^n \delta_{jk} \Delta_{jk}}{\sum_{k=1}^n \Delta_{jk}^2} \quad (5.13)$$

により決定される。以上をもとに、目的関数 φ_1 , φ_2 は次式により計算される。

$$\varphi_1 = 10 \log \left[\frac{\sum_{j=1}^m \sum_{k=1}^n \delta_{jk}^2}{\sum_{j=1}^m \left(\beta_j^2 \sum_{k=1}^n \Delta_{jk}^2 \right)} - 1 \right] \quad (5.14)$$

$$\varphi_2 = 10 \log \left\{ \frac{\sum_{j=1}^m \left[(\beta_j - 1)^2 \sum_{k=1}^n \Delta_{jk}^2 \right]}{\sum_{j=1}^m \sum_{k=1}^n \Delta_{jk}^2} \right\} \quad (5.15)$$

ここで、 φ_1 は δ_{jk} と $\beta_j \Delta_{jk}$ との偏差二乗和の大きさを評価する目的関数であり、 φ_2 は δ_{jk} と Δ_{jk} との倍率を表す係数 β_j の 1 からのずれを評価する目的関数となっている。

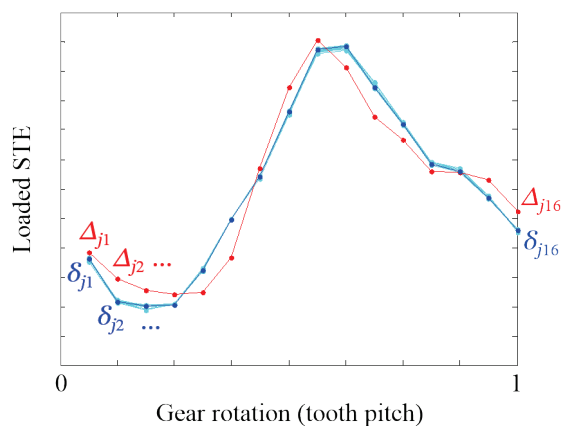


Fig. 5.2 Calculated loaded STE δ_{jk} and estimated loaded STE Δ_{jk} in estimation of relative tooth surface deviation

相対歯面偏差の最適化は、複数の水準のトルクにおけるかみ合い伝達誤差の波形を同時に参照して比較しながら行われる。一つのトルク条件ではかみ合い伝達誤差の波形も一つだけであり、その波形に適合する相対歯面偏差は何通りも存在し、最適化の結果となる解が定まらない。しかし複数のトルク条件でのかみ合い伝達誤差の波形を同時に参照することで、解が一つに定まるための拘束条件を与えることができると考えられる。相対歯面偏差が一つに定まるために最低限必要なトルク条件の水準の数は定かではないが、本実験では、第4章の実験に行ったブレーキトルク 80 から 320 Nm までの 4 水準の負荷トルクの条件でのかみ合い伝達誤差の波形を用いており、最適化の結果として求められる相対歯面偏差が一通りになるようにしている。

5・3 相対歯面偏差の推定結果と考察

第4章の実験で用いた二段減速のはすば歯車減速機における第1段の歯車対（被動歯車に tr6 を用いた場合）を対象にして相対歯面偏差の推定を行った。得られた推定結果を Fig. 5.3 に示す。

Fig. 5.3(a)は相対歯面偏差の推定結果を示す。歯面の凹凸を等高線で表示しており、青色の領域では歯が凸、赤色の領域では歯が凹となる。この結果より、第1段の歯車対は歯幅の大体中央で凸となりその部分が接触しやすくなっているが、右側に偏る傾向が見られる。また作用線方向に対して中央付近で凹みのある凹凸形状になっている。Fig. 5.3(b)は第1段の駆動歯車の歯形形状の測定結果を示す。この駆動歯車の歯形は中央付近に凹みのある凹凸形状になっていることがわかる。この理由としては、この歯車はホブ切りで加工したため、その影響によりこのような歯形の傾向がでたものと考えられる。Fig. 5.3(a)と Fig. 5.3(b)を比べて、定性的には歯形曲線の形状が推定結果に現れているものと考えられる。

Fig. 5.3(c)は、Fig. 5.3(a)の相対歯面偏差と、歯当たり解析における歯車間の相対的な変位量から歯面の接触領域を計算した結果を示す。白色の範囲が歯面が接触する領域であり、赤色の範囲が接触が起こらない領域である。これを見ると接触は歯面に対し全体的に広がっているが、若干だけ右側に偏りがあり、その影響によって歯の左側での接触が起こりに

くくなっていると見ることができる。Fig. 5.3(d)は、組立て時に歯に赤い塗料を薄く塗布しておき、振動計測の実験の後に減速機を分解して、第1段の被動歯車の歯当たりを観察した結果である。塗料が削られて金属の素材が見えている範囲で歯が接触していることを示している。この図では歯幅方向の広い範囲で接触しているものの、歯の左側では接触していないことがわかる。Fig. 5.3(c)と Fig. 5.3(d)を比較すれば、定性的ではあるが、歯幅方向の左側が接触しにくくなっているという傾向は一致している。

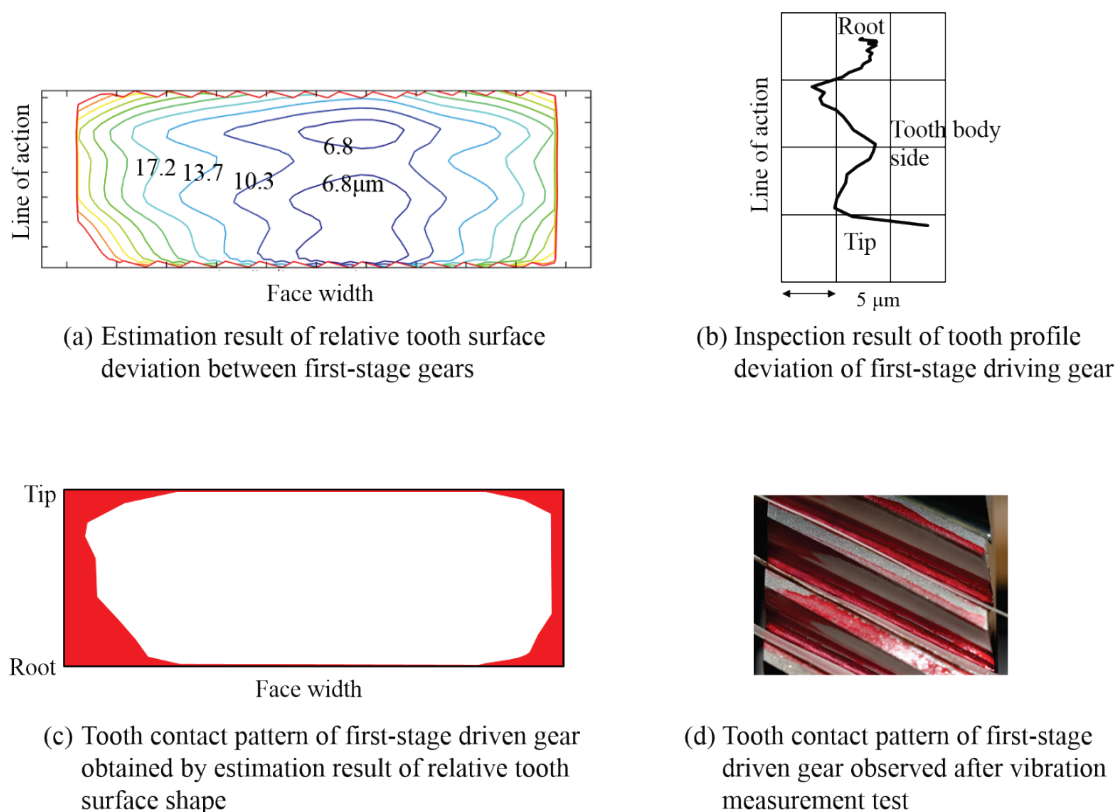


Fig. 5.3 Estimation result of relative tooth surface deviation between first-stage gears

5・4 結言

かみ合い伝達誤差をもとにして運転時におけるはずば歯車対の相対歯面偏差を推定する方法を提案した。さらに提案した方法を第4章で用いた減速機に適用し、第1段歯車対の相対歯面偏差を推定するとともに得られた推定結果について検討し、以下の結論を得た。

- (1) 相対歯面偏差の推定結果は、歯車の歯面形状の測定結果や振動計測の実験後に観察した歯当たりの結果と定性的に一致することを確認した。
- (2) 本論文で提案した歯当たり解析を用いる方法により、かみ合い伝達誤差をもとにして相対歯面偏差を推定できることを確認した。

第6章 結論

6・1 本研究のまとめ

本研究では、運転条件下の振動計測結果をもとに実際の負荷条件下におけるかみ合い起振力を定量的に評価し、はすば歯車対の相対歯面偏差に影響する要因を把握可能とすることを目的として、振動計測によるかみ合い伝達誤差の推定手法を提案した。そして、提案手法を一段減速の歯車振動試験装置と二段減速の産業用減速機に適用し、その有効性を実験的に検証した。さらにかみ合い伝達誤差をもとにして運転時におけるはすば歯車対の相対歯面偏差を推定する方法を提案した。得られた知見を要約して以下に記す。

「第1章 緒論」では、動力伝達用の歯車装置における振動・騒音の低減に関して現状の課題を概観し、振動の発生原因であるかみ合い起振力を小さく抑えることが重要であること、従来の研究では歯車装置を組み立てた状態での各部の寸法偏差および運転時の負荷による変形という要因がはすば歯車対の相対歯面偏差に与える影響を詳細に考慮できる設計方法がないという問題からかみ合い起振力の低減には限界があること、それを解決するためには組み立てた状態の歯車装置をユニットとして各部の寸法偏差と運転時の負荷による変形の影響を評価できるような方法が要望されていることを述べた。そしてこれらをつまえて、本研究の目的は、運転条件下の振動計測結果をもとにしてはすば歯車の歯のかみ合い起振力を定量的に評価し、歯車対の相対歯面偏差に影響する要因を把握可能とすることとした。

「第2章 動力伝達用はすば歯車の振動モデル」では、動力伝達用はすば歯車の振動モデルについて整理して説明し、以下の結論を得た。

- (1) 歯車対の相対的な回転方向振動を表す一自由度モデルの運動方程式をもとに、周波数領域において振動がかみ合い伝達誤差と周波数応答関数との積として単純な

形に近似して考えられることを示した.

- (2) かみ合い整数次成分の発生原因は、かみ合い剛性の時間変動と全ての歯に共通して存在する平均的な歯面偏差である.
- (3) かみ合い整数次成分の側帯波の発生原因は、偏心誤差や累積ピッチ誤差のような低次の回転次数の歯面偏差であり、かみ合い剛性のかみ合い整数次成分と歯面偏差の回転低次成分との周波数の和と差によって側帯波成分が発生している.
- (4) 回転方向以外の自由度を含む三次元の系であっても、複数の歯車対を含む多段歯車系であっても、一自由度モデルと同じように近似して扱うことができ、振動は振動がかみ合い伝達誤差と周波数応答関数との積として考えることができる.

「第3章 振動計測によるかみ合い伝達誤差の推定手法」では、運転条件下の振動計測によりかみ合い伝達誤差の時間波形を推定する手法を提案した. さらに、一段減速のはずば歯車振動試験装置に提案手法を適用して本推定手法の有効性を実験的に検証し、以下の結論を得た.

- (1) かみ合い部と振動計測点の間の周波数応答関数は、歯車装置の周波数応答特性を振動計測結果のかみ合い整数次成分から取り出し、次にこの周波数応答特性に適合するように実数値 GA を用いてパラメータを最適化した数値解析モデルを作成し、最後にこの数値解析モデルで計算される周波数応答関数に対して周波数応答特性を連続的に接続することで定量的に求められることを確認した.
- (2) 提案した手法により得られたかみ合い伝達誤差の推定結果を、歯当たり解析による計算結果と比較し、本推定手法の有効性を確認した.
- (3) 駆動歯車の歯面修整量を変化させた条件でのかみ合い伝達誤差の波形を比較した結果、クラウニングと歯形丸みの修整量が比較的軽負荷でのかみ合い伝達誤差に影響を与えていることを確認した.
- (4) 周波数応答関数の数値解析における実数値 GA の乱数が推定結果に与える影響を調べた結果、パラメータ最適化を繰り返し行った場合でも推定結果のばらつきはほとんどなく、かみ合い伝達誤差の推定結果には影響しないことを確認した.

- (5) 側帯波成分を含めたかみ合い伝達誤差の推定結果を歯当たり解析による計算結果と比較し、累積ピッチ誤差や偏心のような歯毎のばらつきの影響についても、本推定手法により評価できることを確認した。

「第4章 産業用減速機への適用」では、産業用の減速機として代表的な構造である二段減速のはずば歯車減速機に対して第3章で提案した推定手法を適用して本推定手法の有効性を実験的に検証し、以下の結論を得た。

- (1) 本推定手法は、歯車と負荷条件が同じであれば、周波数応答関数が異なっても、周波数応答関数の違いによる影響をほとんど受けずに、振動計測結果からかみ合い伝達誤差を推定できることを確認した。
- (2) 本提案手法は、多段減速の歯車装置であっても振動成分の周波数をもとに各成分を分離することで、個々の歯車毎に切り分けてかみ合い伝達誤差を評価できることを確認した。
- (3) かみ合い伝達誤差の推定結果は、ロータリーエンコーダによりかみ合い伝達誤差を直接計測した結果とほぼ一致し、提案手法を用いることでかみ合い伝達誤差をかなり精度よく推定できることを確認した。

「第5章 かみ合い伝達誤差による相対歯面偏差の推定」では、かみ合い伝達誤差をもとにして運転時におけるはずば歯車対の相対歯面偏差を推定する方法を提案した。さらに提案した方法を第4章で用いた減速機に適用し、第1段歯車対の相対歯面偏差を推定するとともに得られた推定結果について検討し、以下の結論を得た。

- (1) 相対歯面偏差の推定結果は、歯車の歯面形状の測定結果や振動計測の実験後に観察した歯当たりの結果と定性的に一致することを確認した。
- (2) 本論文で提案した歯当たり解析を用いる方法により、かみ合い伝達誤差をもとにして相対歯面偏差を推定できることを確認した。

以上により動力伝達用の歯車装置の低騒音化に関するひとつの指針を示すことができた。

6・2 今後の課題と展望

本研究で提案した振動計測によるかみ合い伝達誤差の推定手法は、まだ開発途上の技術であり、今後に取り組むべき課題を以下に示す。

- (1) 本論文では歯車に取り付けた加速度ピックアップや回転軸に取り付けた加速度ピックアップにより振動を計測していたが、回転方向振動の計測には比較的多くの手間がかかる。そこで振動計測方法として、ハウジング上に取り付けた加速度ピックアップや非接触の振動計測機器などを検討していくことは取り組むべき課題である。
- (2) 本論文では振動計測の手順としてトルクを一定として回転速度を広い範囲にわたって変化させながら振動を計測していたが、これは振動計測の手順としては比較的多くの手間がかかっている。そこで、さらに簡略化した振動計測の手順にするために、周波数応答関数の取得方法やかみ合い伝達誤差の推定の手順をさらに検討していくことは取り組むべき課題である。

今後の展望としては、本論文で提案した推定手法を実際の産業用減速機に適用し、得られた結果を設計・製造に反映することで歯車装置の低騒音化技術としての定着を目指す。

参考文献

- [1] 石川二郎, 新版 機械要素 (2) (1990), コロナ社.
- [2] 日本機械学会, 機械工学便覧 デザイン編 β 4 機械要素・トライボロジー (2005), pp.72,83, 丸善.
- [3] 例えば 鈴木昭次, 西村正治, 雉本信哉, 御法川学, 機械音響学 (2004), コロナ社.
- [4] 歌川正博, 平歯車の動荷重, 日本機械学会誌, Vol.61, No.470 (1958), pp.296-302.
- [5] Harris, S. L., Dynamic loads on the teeth of spur gears, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Vol.172, No.1 (1958), pp.87-112.
- [6] 会田俊夫, 佐藤進, 由井雄二郎, 福間洋, 歯車の振動, 騒音に関する基礎的研究 (第 1 報, 平歯車の円周方向振動と騒音の関係), 日本機械学会論文集, Vol.34, No.268 (1968), pp.2226-2236.
- [7] Kohler, H. K., Pratt, A. and Thompson, A. M., Dynamics and noise of parallel-axis gearing, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Conference Proceedings, Vol.184, No.15 (1969), pp.111-121.
- [8] 田中英一郎, 北條春夫, 武藤大輔, 本白水博文, 多段はすば歯車装置の振動放射音解析システムと歯車箱の低騒音化設計, 日本機械学会論文 C 編, Vol.69, No.680 (2003), pp.1108-1115.
- [9] 梅澤清彦, はすば歯車の負荷かみあい試験 (第 3 報, 被動歯車の遅れ), 日本機械学会論文集, Vol.40, No.330 (1974), pp.576-584.
- [10] 佐藤進, 福間洋, 清野慧, 会田俊夫, 藤村雅範, 歯車の振動・騒音の防止方法に関する所究 (第 2 報, 最適歯形修整量について), 日本機械学会論文集, Vol.41, No.345 (1975), pp.1607-1615.
- [11] 清野慧, 藤村雅範, 佐藤進, 会田俊夫, 歯車の振動・騒音の防止方法に関する所究 (第 3 報, 歯形修整歯車の効果について), 日本機械学会論文集, Vol.41, No.345 (1975), pp.1616-1622.

- [12] 梅山光広, ヘリカルギヤのかみあい伝達誤差に及ぼす歯面修整の影響と最適値設定法, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.61, No.582 (1995), pp.346-353.
- [13] 松村茂樹, 梅澤清彦, 北條春夫, 誤差を考慮したはすば歯車の軽負荷における回転方向振動解析 (第 3 報, 歯すじ方向誤差と振動性能曲線), 日本機械学会論文集 C 編, Vol.62, No.603 (1996), pp.4315-4323.
- [14] 松村茂樹, 梅澤清彦, 北條春夫, 誤差を考慮したはすば歯車の軽負荷における回転方向振動解析 (第 4 報, 歯形方向誤差と振動性能曲線), 日本機械学会論文集 C 編, Vol.62, No.603 (1996), pp.4324-4331.
- [15] 梅澤清彦, 王韶峰, 北條春夫, 松村茂樹, はすば歯車系の振動解析 (第 4 報, バイアス歯面修整歯車の振動特性), 日本機械学会論文集 C 編, Vol.64, No.620 (1998), pp.1414-1420.
- [16] 西野隆之, 3次元歯面修整を施したはすば歯車の運転性能 (広い負荷範囲でかみあい起振力の小さい歯面修整法の提案), 日本機械学会論文集 C 編, Vol.66, No.651 (2000), pp.3724-3732.
- [17] 西野隆之, 3次元歯面修整を施したはすば歯車の運転性能 (製造誤差に対するロバスト性を考慮した歯面修整法の提案), 日本機械学会論文集 C 編, Vol.68, No.665 (2002), pp.247-254.
- [18] 關口八重吉, 佐々木重雄, 歯車の負荷高速運転に関する研究 (第 2 報, 歯車の工作誤差がその回転に及ぼす影響), 日本機械学会誌, Vol.37, No.209 (1934), pp.614-620.
- [19] 梅澤清彦, 佐藤太一, 河野一俊, 動力伝達用平歯車の誤差と回転方向振動性能 (第 1 報, 圧力角誤差, 法線ピッチ誤差), 日本機械学会論文集 C 編, Vol.49, No.443 (1983), pp.1217-1225.
- [20] 五十嵐昭男, 中山昭弘, 歯車箱の音響・振動に関する研究 (第 1 報, 音響に及ぼす歯車誤差の影響), 日本機械学会論文集 C 編, Vol.53, No.485 (1987), pp.176-181.
- [21] 久保愛三, 野中鉄也, 加藤直哉, 加藤昭悟, 大森利雄, 歯車装置の振動騒音問題に対する代表歯面形状精度, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.56, No.532 (1990), pp.3398-3403.
- [22] 野中鉄也, 久保愛三, 加藤昭悟, 大森利雄, 各歯の精度のばらつきを考慮した歯車振動設計, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.57, No.544 (1991), pp.3969-3974.

- [23] 梅山光広, ヘリカルギヤのかみあい伝達誤差に及ぼす歯面誤差のばらつきの影響, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.61, No.587 (1995), pp.3101-3107.
- [24] 久保愛三, 清野慧, 誤差をもつ円筒歯車の荷重伝達特性に関する研究 (第 4 報, 歯形誤差による歯車振動起振力), 日本機械学会論文集 C 編, Vol.46, No.401 (1980), pp.86-98.
- [25] 梅澤清彦, 鈴木登志夫, 北條春夫, 佐藤太一, 動力伝達用はすば歯車の振動特性 (かみあい率と振動挙動), 日本機械学会論文集 C 編, Vol.50, No.456 (1984), pp.1458-1464.
- [26] 吉武裕, 原野貴大, 古賀俊行, 原田晃, 歯形誤差と歯剛性変動を考慮したはすば歯車対の歯打ちにおける非線形振動, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.79, No.808 (2013), pp.4818-4830.
- [27] 梅澤清彦, 松村茂樹, 北條春夫, 市川信繁, 誤差を考慮したはすば歯車の軽負荷における回転方向振動解析 (第 1 報, 誤差をもつ歯面の接触による近寄りの解析法), 日本機械学会論文集 C 編, Vol.60, No.575 (1994), pp.2429-2435.
- [28] 松村茂樹, 梅澤清彦, 北條春夫, 誤差を考慮したはすば歯車の軽負荷における回転方向振動解析 (第 2 報, 回転方向振動シミュレーションの開発), 日本機械学会論文集 C 編, Vol.60, No.575 (1994), pp.2436-2443.
- [29] 吉武裕, 原田晃, 濱野崇, 塘健志, 佐藤慶太, 小林敦, 多段歯車系の係数励振, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.73, No.728 (2007), pp.997-1004.
- [30] 久保愛三, 清野慧, 藤野真, 歯車に起因する機械振動の解析法 (第 1 報, 歯車振動の性格と総合起振力), 日本機械学会論文集 C 編, Vol.52, No.476 (1986), pp.1420-1425.
- [31] 久保愛三, 野中鉄也, 影山真佐富, 加藤直哉, 加藤昭悟, 大森利雄, 歯車装置の振動騒音問題と歯車の伝達誤差および総合起振力, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.56, No.532 (1990), pp.3404-3409.
- [32] 鈴木義友, 清野慧, 矢内節佳, 森川邦彦, 榎本泰治, トランスミッション・ギヤノイズの研究 (かみ合い伝達誤差に関する一考察), 自動車技術会学術講演会前刷集, No.862 (1986), pp.523-528.

- [33] 吉川和男, 谷裕文, 樽谷一郎, 鈴木章, 牧泰希, 上田泰史, はすば歯車のかみあい伝達誤差の計測と解析法の改良, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.63, No.609 (1997), pp.1775-1782.
- [34] 久保愛三, 梅澤清彦, 誤差をもつ円筒歯車の荷重伝達特性に関する研究 (第 1 報, 基礎的考察), 日本機械学会論文集, Vol.43, No.371 (1977), pp.2771-2783.
- [35] 小森雅晴, 久保愛三, 藤野裕, 鈴木義友, はすば歯車の振動強度双方最適化歯面設計法 (第 1 報, 最適化法の基礎), 日本機械学会論文集 C 編, Vol.68, No.666 (2002), pp.569-576.
- [36] 小森雅晴, 久保愛三, 鈴木義友, はすば歯車の振動強度双方最適化歯面設計法 (第 2 報, 実用設計アルゴリズムと適用結果の評価), 日本機械学会論文集 C 編, Vol.68, No.666 (2002), pp.577-584.
- [37] 小森雅晴, 久保愛三, 鈴木義友, はすば歯車の振動強度双方最適化歯面設計法 (第 3 報, 歯車諸元や材料強度, 歯車支持剛性の影響), 日本機械学会論文集 C 編, Vol.68, No.667 (2002), pp.927-934.
- [38] Artoni, A., Guiggiani, M., Kahraman, A. and Harianto, J., Robust optimization of cylindrical gear tooth surface modifications within ranges of torque and misalignments, Transactions of the ASME, Journal of Mechanical Design, Vol.135, No.12 (2013), pp.121005-1-121005-9.
- [39] Carbonelli, A., Perret-Liaudet, J. and Rigaud, E., Gearbox whining noise modeling (experimental validation of a computational scheme), VDI International Conference on Gears, VDI-Berichte 2199.1 (2013), pp.741-751.
- [40] Baud, S. and Vex, P., Static and dynamic tooth loading in spur and helical geared systems-experiments and model validation, Transactions of the ASME, Journal of Mechanical Design, Vol.124, No.2 (2002), pp.334-346.
- [41] McFadden, P. D., Detecting fatigue cracks in gears by amplitude and phase demodulation of the meshing vibration, Transactions of the ASME, Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design, Vol.108, No.2 (1986), pp.165-170.

- [42] McFadden, P. D., A revised model for the extraction of periodic waveforms by time domain averaging, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol.1, No.1 (1987), pp.83-95.
- [43] McFadden, P. D., Examination of a technique for the early detection of failure in gears by signal processing of the time domain average of the meshing vibration, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol.1, No.2 (1987), pp.173–183.
- [44] McFadden, P. D., Detection of gear faults by decomposition of matched differences of vibration signals, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol.14, No.5 (2000), pp.805-817.
- [45] Houjoh, H., Ratanasumawong, C. and Matsumura, S., Utilization of synchronous averaging for inspection of tooth surface undulations on gears (localization of nonmesh harmonic components to individual gear), *Transactions of the ASME, Journal of Applied Mechanics*, Vol.74, No.2 (2007), pp.269-278.
- [46] Ratanasumawong, C., Matsumura, S. and Houjoh, H., Inspection of tooth surface geometry by means of vibration measurement (assessment of tooth surface undulation from synchronous averaged signal and application of frequency response function), *JSME International Journal Series C Mechanical Systems, Machine Elements and Manufacturing*, Vol.48, No.4 (2005), pp.704-714.
- [47] Ratanasumawong, C., A study for estimating gear tooth surface geometry by means of vibration measurement, 東京工業大学 学位論文 (2006).
- [48] 江上領, 近藤忠身, 坂口和貴, ねじ型砥石を用いた歯車研削に起因するゴースト音発生メカニズム, *日本機械学会論文集 C 編*, Vol.75, No.757 (2009), pp.2575-2580.
- [49] Ratanasumawong, C., Matsumura, S., Tatsuno, T. and Houjoh, H., Estimating gear tooth surface geometry by means of the vibration measurement: distinction of the vibration characteristics of gears with tooth surface form error, *Transactions of the ASME, Journal of Mechanical Design*, Vol.131, No.10 (2009), pp.101003-1-101003-9.
- [50] 西田知照, 丸木勇治, 歯車の偏心誤差と騒音スペクトル, *精密機械*, Vol.47, No.4 (1981), pp.471-476.

- [51] 西田知照, 丸木勇治, 歯車の偏心誤差と騒音スペクトル (第 2 報, 高次の変調波による FM・AM), 精密機械, Vol.51, No.3 (1985), pp.547-552.
- [52] 黒河周平, 有浦奏常, 歯車偏心が騒音スペクトルにおよぼす影響, 日本機械学会年次大会講演論文集, No.4 (2005), pp.185-186.
- [53] 黒河周平, 戸次淳, 松川洋二, 歯車偏心がかみあい周波数のサイドバンドに与える影響, Proceedings of MPT2007-Fukuoka (2007), pp.246-249.
- [54] 黒河周平, 有浦泰常, 中西拓也, インボリュート円筒歯車の偏心を考慮したかみ合い伝達誤差解析 (偏心を伴う歯るかみ合い伝達誤差厳密解の導出), 日本機械学会論文集 C 編, Vol.73, No.732 (2007), pp.2367-2374.
- [55] 成瀬長太郎, 歯車の基礎と設計 (1988), 養賢堂.
- [56] ISO 1328-1:2013, Cylindrical gears — ISO system of flank tolerance classification — Part 1: Definitions and allowable values of deviations relevant to flanks of gear teeth (2013).
- [57] JIS B 1702-1:2016, 円筒歯車—精度等級—第 1 部: 歯車の歯面に関する誤差の定義及び許容値 (2016).
- [58] Smith, J. D., Gear noise and vibration second edition (2003), Marcel Dekker.
- [59] 松村茂樹, 北條春夫, Ranatasumawong, C., 動力伝達系の振動計測による歯面形状の特徴推定 (位相情報の精密な取扱による起振力推定), 日本機械学会 MPT シンポジウム 伝動装置講演論文集 (2007), pp.131-134.
- [60] 松村茂樹, 北條春夫, 名古屋博昭, 梅澤清彦, 歯車の振動計測による仕上がり歯面不良の検出, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.65, No.632 (1999), pp.1635-1641.
- [61] 例えば 長松昭男, モード解析入門 (1993), コロナ社.
- [62] 長松昭男, 大熊政明, 部分構造合成法 (1991), 培風館.
- [63] 日本計算工学会編, 山田貴博著, 計算力学レクチャーシリーズ 9 高性能有限要素法 (2007), 丸善出版.
- [64] 長松昭男, モード解析 (1985), 培風館.
- [65] 小林重信, 実数値 GA のフロンティア, 人工知能学会論文誌, Vol.24, No.1 (2009), pp.147-162.

- [66] 金田行雄, 笹井理生, 古橋武, 計算科学講座 第 9 卷 超多自由度系の最適化 (2013), 共立出版.
- [67] Deb, K., Pratap, A., Agarwal, S. and Meyerivan, T., A fast and elitist multiobjective genetic algorithm: NSGA-II, IEEE Transactions on Evolutionary Computation, Vol.6, No.2 (2002), pp.182-197.
- [68] 廣安知之, 三木光範, 上浦二郎, 実験計画法を用いた分散遺伝的アルゴリズムのパラメータ推定, 情報処理学会論文誌, 数理モデル化と応用, Vol.43, No.SIG10(TOM7) (2002), pp.199-217.
- [69] O.C. ツィエンキーヴィッツ著, 吉識雅夫, 山田嘉昭監訳, 基礎工学におけるマトリックス有限要素法 (1975), 培風館.
- [70] 梅澤清彦, はすば歯車の負荷かみあい試験 (第 1 報, たわみの近似式), 日本機械学会論文集, Vol.38, No.308 (1972), pp.896-904.
- [71] 西野隆之, 外歯および内歯はすば歯車のたわみの実用式, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.64, No.623 (1998), pp.2702-2710.
- [72] 梅澤清彦, 石川二郎, 歯車の歯面接触による近寄り, 日本機械学会論文集, Vol.38, No.315 (1972), pp.2979-2987.

謝辞

本研究を遂行するにあたり，長期間にわたってご懇切なるご指導とご教示を賜った，東京工業大学 松村 茂樹 准教授，北條 春夫 名誉教授に心より感謝し，お礼申し上げます。

また本論文を作成するにあたり，ご指導，ご助言をいただいた，東京工業大学 進士 忠彦 教授，佐藤 千明 准教授，吉岡 勇人 准教授，高山 俊男 准教授に深く感謝します。

社会人博士課程での研究を行うにあたっては，住友重機械工業（株）技術研究所 機械コンポーネントグループの石塚 正幸 氏，佐藤 泰正 G Lをはじめ職場の多くの先輩同僚諸氏の支援をいただいたのでここに厚くお礼申し上げます。

研究成果の公表実績

印刷公表論文 2 件（査読付き）

- [1] 南雲稔也, 松村茂樹, Chanat RATANASUMAWONG, 北條春夫, 歯車のかみあい振動における側帯波の発生機構とその振幅非対称性に関する力学的検討, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.77, No.775 (2011), pp.614-623.
- [2] 南雲稔也, 松村茂樹, 北條春夫, 運転条件下の振動計測によるはずば歯車のかみ合い伝達誤差の推定, 日本機械学会論文集, Vol.82, No.844 (2016), p.16-00429.

国際会議発表 5 件

- [3] Toshiya NAGUMO, Shigeki MATSUMURA, Chanat RATANASUMAWONG and Haruo HOUJOH, Dynamic characterization of asymmetrical sidebands of mesh frequency, Proceedings of MPT2009-Sendai (2009), pp.227-232.
- [4] Shigeki MATSUMURA, Haruo HOUJOH, Toshiya NAGUMO and Chanat RATANASUMAWONG, Estimation method of mesh excitation waveform of a running gear pair (hybrid estimation with vibration measurement and simulation), Proceedings of International Conference on Gears, VDI-Berichte 2108 (2010), pp.1427-1430.
- [5] Shigeki MATSUMURA, Toshiya NAGUMO and Haruo HOUJOH, Estimation method of mesh excitation waveform of a gear system (hybrid estimation with vibration measurement and simulation), ASME 2011 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference, DETC2011-48130 (2011), pp.433-436.
- [6] Shigeki MATSUMURA, Haruo HOUJOH and Toshiya NAGUMO, Hybrid estimation method of mesh excitation waveform of a gear pair with vibration measurement and simulation, Proceedings of International Conference on Gears, VDI-Berichte 2199 (2013), pp.1235-1242.
- [7] Toshiya NAGUMO, Shigeki MATSUMURA and Haruo HOUJOH, Influence of tooth surface form on mesh excitation waveform obtained by an estimation method from vibration measurement, Proceedings of International Gear Conference 2014 (2014), 1192-1195.

国内学会発表 2 件

- [8] 南雲稔也, 歯車のかみあい振動における側帯波の特徴把握 (系がもつ非線形について), 日本機械学会年次大会講演論文集 (2008), pp.23-24.
- [9] 松村茂樹, 北條春夫, 南雲稔也, 振動計測とシミュレーションの組み合わせによる歯車かみあい起振力の推定に関する研究, 日本機械学会年次大会講演論文集 (2010), pp.119-120.