

クランク軸と歯車軸系のガタ打ちを考慮したエンジン振動騒音の研究

池田, 幸一郎

<https://doi.org/10.15017/1806978>

出版情報：九州大学, 2016, 博士（工学）, 課程博士
バージョン：
権利関係：全文ファイル公表済



クランク軸と歯車軸系のガタ打ちを 考慮したエンジン振動騒音の研究

平成28年11月

池田 幸一郎

目次

第1章 緒論	1
1. 1 本研究の背景と目的	1
1. 1. 1 本研究の背景	1
1. 1. 2 本研究の目的	18
1. 2 従来の研究	19
1. 3 本研究の実施項目	29
記号	31
第2章 エンジン構造の連成振動解析法と歯車ガタ打ち部のモデル化	34
2. 1 エンジン構造の解析モデル	34
2. 1. 1 全体系の解析モデル	34
2. 1. 2 各構造に作用する起振力	37
2. 1. 3 主軸受部のモデル化	39
2. 1. 4 歯車列噛合い部のモデル化	40
2. 2 運動方程式	53
2. 2. 1 エンジンブロック	53
2. 2. 2 クランク軸	53
2. 2. 3 歯車軸系	56
2. 2. 4 全体系の運動方程式	57
2. 3 モード解析法の適用	58
2. 3. 1 各構造の固有振動特性	58
2. 3. 2 モード展開	59
第3章 振動によるエンジン放射騒音解析法	60
3. 1 BEM（境界要素法）によるエンジンブロックからの放射音解析法	60
3. 1. 1 音場の解析モデルと Helmholtz 方程式	60
3. 1. 2 境界積分方程式	61
3. 1. 3 Green の定理の適用及び離散化	62
3. 1. 4 境界上及び領域内部の観測点の音圧の計算	63
3. 1. 5 音響インテンシティ I と音響放射パワー W	64
3. 2 音響放射効率を用いた音響放射パワー予測法	65
3. 2. 1 エンジン構造の固有振動モードの音響放射効率 σ	65
3. 2. 2 運転状態での音響放射効率	66
3. 3 エンジン機関音再生法	68

第4章 歯車バックラッシュがエンジン騒音に及ぼす影響	70
4. 1 計算条件.....	71
4. 1. 1 運転条件.....	71
4. 1. 2 歯車衝突モデルのパラメータ設定	72
4. 2 エンジン回転数による歯車軸の振動および噛合い力の変化.....	76
4. 3 騒音レベルの変化と実測結果との比較.....	82
4. 4 歯車バックラッシュ量を変化させた場合の騒音波形の再現と音質評価	84
4. 5 第4章のむすび	87
第5章 歯車列位置変更や振りダンパー追加によるクランク軸振り共振の影響低減	88
5. 1 計算条件.....	89
5. 2 クランク軸振り振動	89
5. 3 共振周波数の特定	91
5. 4 騒音低減対策の検討	93
5. 4. 1 歯車列位置変更による対策	93
5. 4. 2 曲げ振りダンパーによる対策	97
5. 5 第5章のむすび	106
第6章 結論	107
謝辞	110
参考文献	111
Appendix A 歯車噛合い部の衝突パラメータの計算式.....	117
Appendix B 振り子を用いた衝突実験	124
Appendix C 歯車噛合い部における噛合い力の定式化.....	131
Appendix D 油膜内圧力分布の差分解析法	149
Appendix E ダイナミックダンパーの最適設計法.....	154

第1章 緒論

1. 1 本研究の背景と目的

1. 1. 1 本研究の背景

(1) 騒音規制の始まり

18世紀半ばから19世紀にかけてイギリスで起こった産業革命以降、科学技術の急速な進歩に伴い内燃機械の大型化・高出力化が進むと共に交通輸送網の拡大・高速化が図られ、人類の経済活動の範囲は急速に拡大した。しかしながら、人類は技術革新により便利で豊かな暮らしを享受する一方で、大気汚染物質による大気汚染や振動・騒音による公害への対応に追われることとなった。

我が国では1950年代の高度成長期以降、全国的に道路網の整備が進むと共に運送業に対する消費者ニーズの高度化・多様化（多頻度小口配送、時間指定、貨物の温度管理等）や新規参入の規制緩和などを背景とし、貨物輸送の主役が鉄道からトラック・バスに移り変わるにつれ、排出ガスによる大気汚染が問題視され始めた。特にトラックやバスなどの商用車に搭載されるディーゼルエンジンは内燃機関の中で理論熱効率が最も高く、且つ高耐久性、多種燃料性といった経済的に種々の利点がある一方で、シリンダ内における自着火に起因する不均一な燃焼形態によりNO_xと黒煙・粒子状物質（PM）を同時に排出するという欠点がある¹⁾。ディーゼルエンジンが普及し始めた当初から環境性能における課題は認識されていたものの、急激に拡大した物流需要に対応するため有効な環境負荷低減技術が確立される前にトラック・バスの運行台数は飛躍的に増大し、都市部や工業地帯における深刻な大気汚染の一因となった²⁾。深刻化する大気汚染への対策として、表1. 1に示すように1960年代初頭から相次いで排ガス規制関連の法律が制定されると、自動車やエンジンメーカ各社は排出ガス対策技術の開発に取組み、今日では燃料噴射圧力の高圧化やDPF（Diesel Particulate Filter）の導入等³⁾によりディーゼルエンジンの環境性能はガソリンエンジンに匹敵するまでに至っている。

大気汚染が問題視され始めたのとほぼ同時期に、建設機械や輸送機械から発せられる振動・騒音に対し建設現場や幹線道路の近隣住民から苦情が寄せられるようになり公害として認識されるようになった。表1. 1に示すように1968年に騒音規制法、1976年に振

動規制法が施工され、「特定の工場・事業場」，「特定建設作業」，「道路交通による騒音・振動」等を対象とした振動・騒音が規制されることとなった⁴⁾。

建設機械の場合，住民の生活を保全する必要があると認められる地域で使用される各種建設機械の使用に対し規制が設けられた。また振動規制法の施工と同時期に「建設工事に伴う騒音振動対策技術指針」が国交省により策定され，建設工事の計画・設計・施工の各段階において施工者が考慮すべき技術的対策の基本方針が示されると共に，表 1. 2 に示すように産業機械の機種毎，出力毎に騒音・振動の規制値を定め，満足しているものを「低騒音型建設機械」または「低振動型建設機械」として型式指定を行った。さらに 1983 年には低騒音型建設機械指定制度が始まり，特定建設作業では型式指定された建設機械の使用が義務化された。

自動車等の輸送機械の場合，1951 年に初めて道路運送車両保安基準において騒音に関する規制値が設けられた。その後，1971 年に保安基準の改正により規制項目に加速騒音が追加され，表 1. 3～1. 5 に示すように「加速走行騒音」，「定常走行騒音」，「排気騒音」について規制値が定められた。また図 1. 1 に各種自動車の騒音レベルの比較を示すが，加速走行時の車外騒音については法規制によりある一定レベルに抑えられているものの，それ以外の騒音については車種による差が大きく，特にアイドリング時の車外騒音はガソリン車に比べディーゼル車が大きいことが分かる⁵⁾。こうした特徴を踏まえディーゼルエンジンが搭載される長距離輸送用のトラックやバスでは運転手や乗客が車内騒音に長時間晒されることとなり，疲労増大の要因となりうることが指摘されている⁶⁾。

Table 1.1 Transition of the domestic environmental regulation

1958年	水質保全法・工場排水規制法 制定
1962年	煤煙の排出規制等に関する法律 制定
1967年	公害対策基本法制定
1968年	大気汚染防止法・ <u>騒音規制法制定</u>
1970年	水質汚濁防止法制定
1971年	悪臭防止法制定
1973年	瀬戸内海環境保全臨時措置法制定
1974年	大気汚染防止法の一部改正（硫黄酸化物総量規制導入）
1976年	<u>振動規制法制定</u>
1978年	水質汚濁防止法の一部改正（水質総量規制導入）
1981年	大気汚染防止法施工令の一部改正（窒素酸化物総量規制導入）
1993年	環境基本法制定
2001年	環境省発足
2004年	大気汚染防止法の一部改正（揮発性有機化合物規制導入）

Table 1.2 Noise regulation for construction machinery

機種	機関出力[kW]	騒音基準値[dB]
ブルドーザー	$P < 55$	102
	$55 \leq P < 103$	105
	$103 \leq P$	105
バックホウ	$P < 55$	99
	$55 \leq P < 103$	104
	$103 \leq P < 206$	106
	$206 \leq P$	106
トラクターショベル	$P < 55$	102
	$55 \leq P < 103$	104
	$103 \leq P$	107
クローラクレーン トラッククレーン ホイールクレーン	$P < 55$	100
	$55 \leq P < 103$	103
	$103 \leq P < 206$	107
	$206 \leq P$	107

Table 1.3 Noise regulation during acceleration operation

自動車の種別			規制値 dB(A)				
			S46年 規制	S51～52年 規制	S54年 規制	S57～62年 規制	H10～13年 規制
大型車	車両総重量>3.5t 最高出力>150kW	全輪駆動車／トラクタ／クレーン車	92	89	86	83	82
		トラック／バス					81
中型車	車両総重量>3.5t 最高出力≤150kW	全輪駆動車	89	87	86	83	81
		トラック／バス					80
小型車	車両総重量≤3.5t		85	83	81	78	76
乗用車	定員≤10名		84	82	81	78	76
二輪 自動車	排気量>0.250リットル		86	83	78	75	73
	0.125リットル<排気量≤0.250リットル		84				
原動機付 自転車	0.050リットル<排気量≤0.125リットル		82	79	75	72	71
	排気量≤0.050リットル		80				

(Reference : <http://www.jama.or.jp/lib/jamagazine/200812/03.html>)

Table 1.4 Noise regulation during normal operation

自動車の種別			規制値 dB(A)		
			S26年 規制	S46年 規制	H10年～13年 規制
大型車	車両総重量>3.5t 最高出力>150kW	全輪駆動車／トラクタ／クレーン車	85	80	83
		トラック／バス			82
中型車	車両総重量>3.5t 最高出力≤150kW	全輪駆動車		78	80
		トラック／バス			79
小型車	車両総重量≤3.5t			74	74
乗用車	定員≤10名			70	72
二輪 自動車	排気量>0.250リットル			74	72
	0.125リットル<排気量≤0.250リットル			74	71
原動機付	0.050リットル<排気量≤0.125リットル			70	68
自転車	排気量≤0.050リットル			70	65
使用過程車(全車)					85

(Reference : <http://www.jama.or.jp/lib/jamagazine/200812/03.html>)

Table 1.5 Noise regulation of the exhaust noise

自動車の種別		規制値 dB(A)			
		S26年 規制	S46年 規制	S61～H元年 規制	H10年～13年 規制
		排気騒音		近接排気騒音	
大型車	車両総重量>3.5t、最高出力>150kW	85	80	107	99
中型車	車両総重量>3.5t、最高出力≤150kW		78	105	98
小型車	車両総重量≤3.5t		74	103	97
乗用車	定員≤10名		70	103	96 100(リヤエンジン)
二輪自動車	0.125リットル<排気量		74	99	94
原動機付 自転車	0.050リットル<排気量≤0.125リットル 排気量≤0.050リットル		70	95	90 84
使用過程車(全車)			85	新車と同じ	

(Reference : <http://www.jama.or.jp/lib/jamagazine/200812/03.html>)

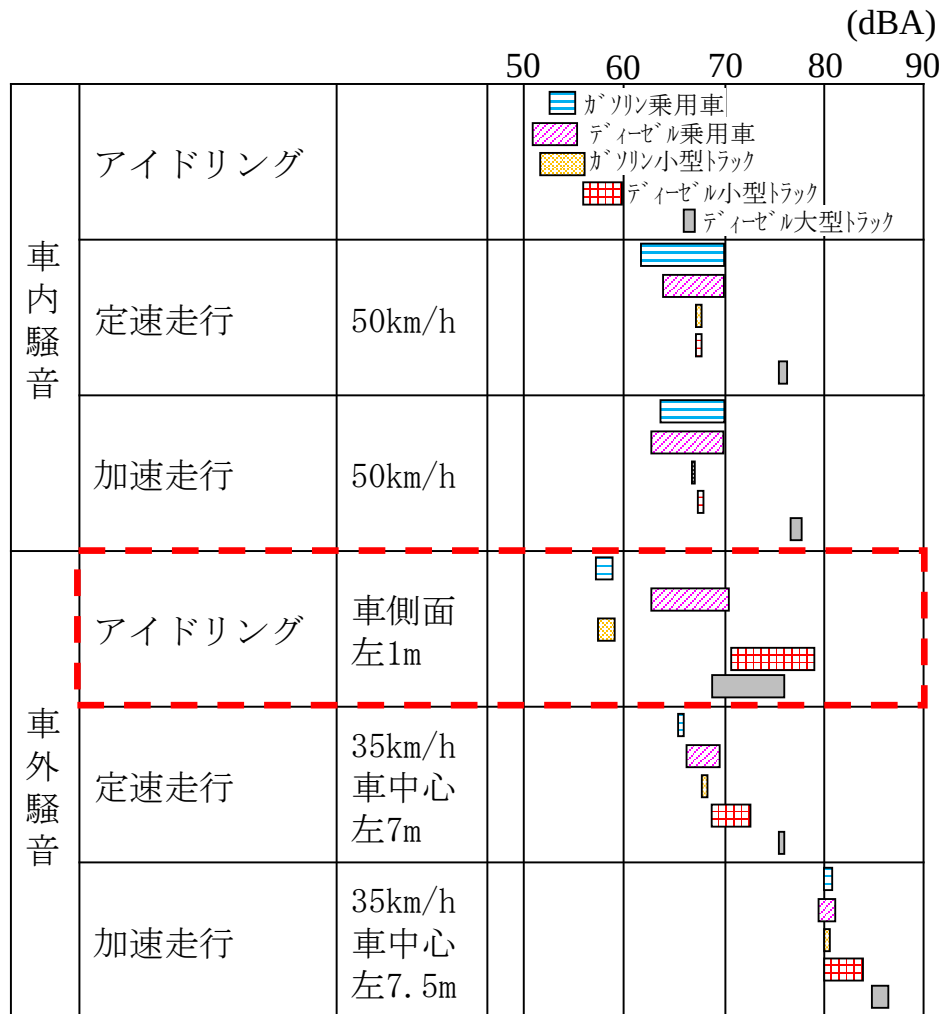


Figure 1.1 Comparison of noise level of various vehicles ⁵⁾

以上のような種々の課題があるにも関わらず、ディーゼルエンジンはその経済性の高さゆえに、今なお世界中でトラックやバス、船舶といった大型輸送機器の動力源もしくは離島や緊急時における小型発電プラントとして運用され続けている。ディーゼルエンジンの低振動・低騒音化は製品競争力を高める上で重要となっており、エンジンメーカ各社は設計段階で低騒音設計を行うための予測・解析技術の開発に取り組んでいる。現在では図1.2に示すような市販のエンジン・ダイナミクス解析ツール（例えば、PISDYNE（Ricardo 社）、AVL-EXITE（AVL 社）など）⁷⁾が登場してきており、エンジン各部の振動応答をシミュレーションにより確認し設計段階で低騒音化対策を検討する事例が増えてきているが、モデル化作業にはソフトウェアの操作方法を習得した上で、モデル化のノウハウを持った熟練オペレータが作業にあたる必要があり導入へのハードルは高い。また振動以外の様々な連成効果（貨物、熱伝導等）を考慮したコードは複雑化し中身がブラックボックス化しているため、解析時間が長くなると共に解析結果の見通しがつきにくいという難点がある。

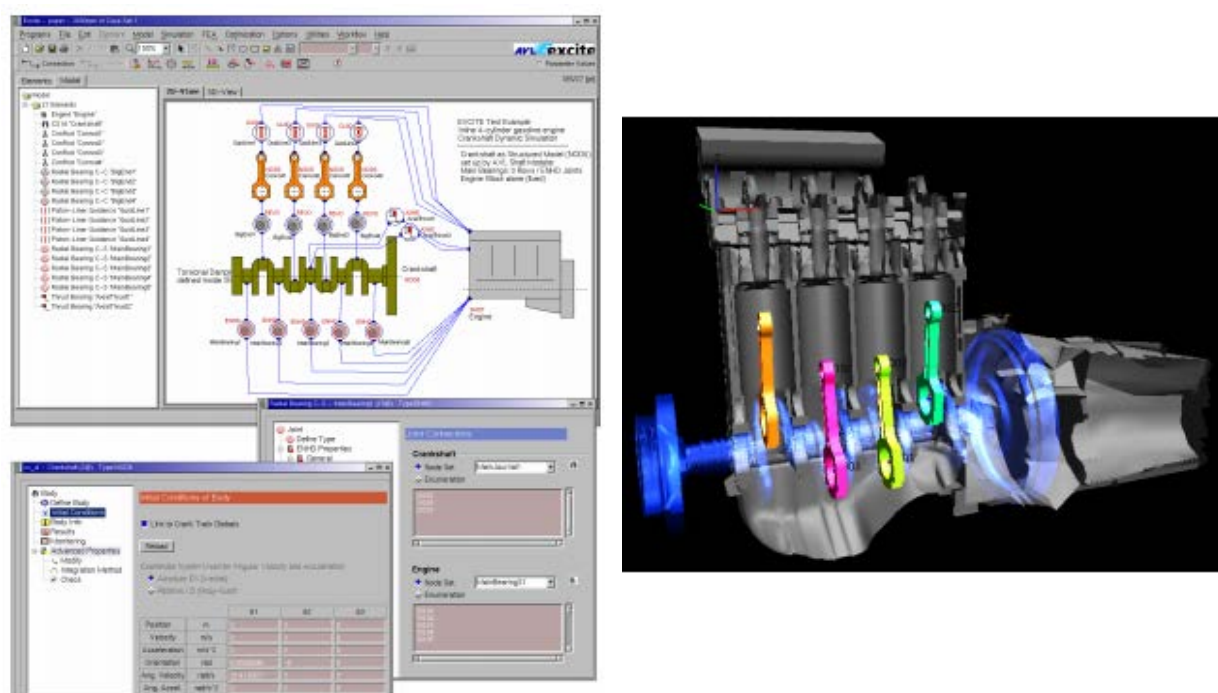
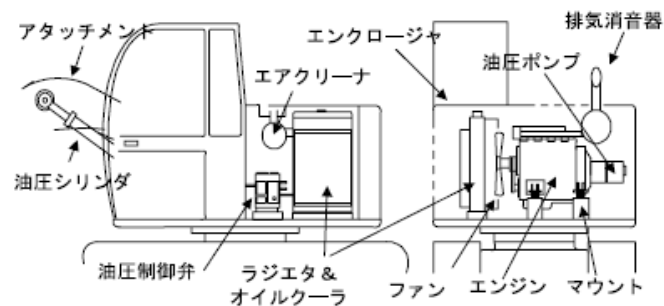


Figure 1.2 Dynamic Simulation using commercial software⁷⁾

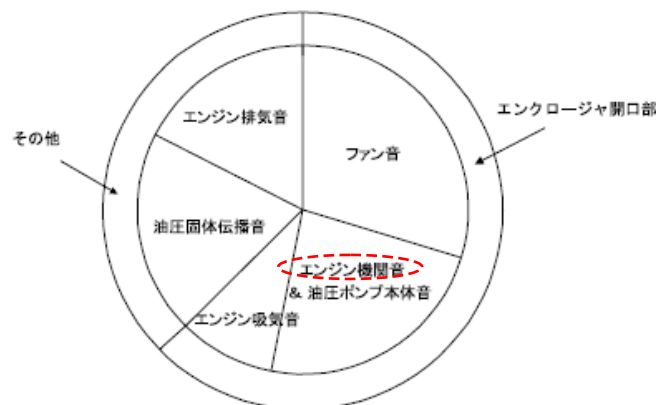
(2) 建設機械・輸送機械の騒音発生源

前述のように一般の自動車向けガソリンエンジンとは異なりトラック、バス等の輸送機械や建設機械では連続的な高負荷運転が強いられるため、高出力化が容易であり耐久性に優れるディーゼルエンジンが用いられる。ここではこれら機械の騒音発生源と寄与度評価を踏まえた上で、エンジン放射騒音低減の必要性について述べる。

建設機械の代表例として油圧ショベルの主要騒音源と音源寄与度の例⁸⁾を図1. 3に示す。走行風による冷却が期待出来ない油圧ショベルでは冷却用ファンの発生音の寄与がエンジン機関音や油圧駆動音と同等であるという特徴がある。また、通常の建設機械ではエンジンと油圧ポンプは吸音材を内貼りしたエンクロージャの中に格納され吸遮音されるが、冷却風の通路としての開口部より音が放射されるため冷却性能と騒音性能のトレードオフが生じる^{9),10),11)}。



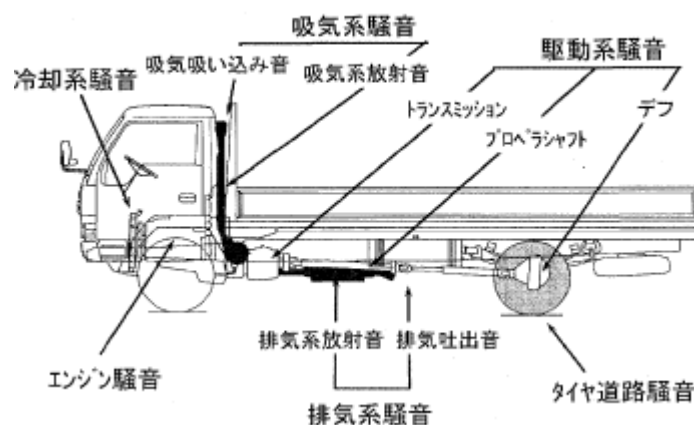
(a) Main noise source



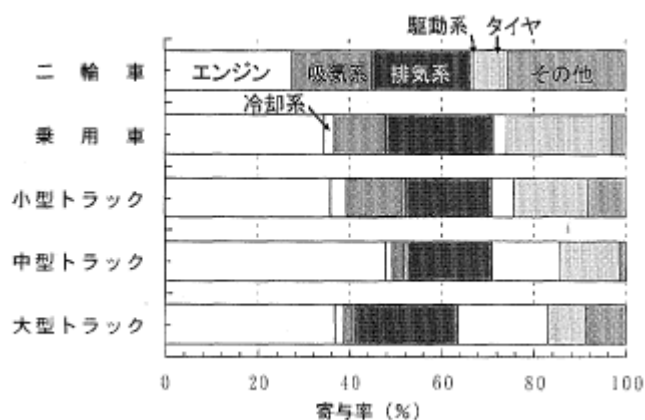
(b) Noise contribution

Figure 1.3 Example of noise source and contribution of the hydraulic excavator⁸⁾

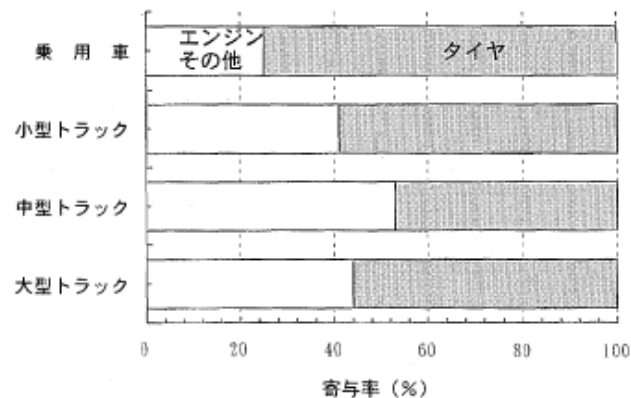
次に輸送機械における主な騒音源および車外騒音に対する寄与率¹²⁾を図1. 4に示す。大型トラックの主な騒音発生源はエンジン本体、冷却系、吸気系、排気系、駆動系、タイヤ系であり、これら音源の寄与率は加速走行時の場合、エンジン本体から発生する騒音の寄与が高く、次に排気系や吸気系となっている。一方、定常走行時の場合、タイヤ／路面騒音の寄与が最も高くなるが、中型トラックではエンジンその他の騒音寄与度が半分程度になり、エンジンの負荷状態に依らずエンジン騒音の寄与が高いことが分かる。



(a) Noise source



(a) Acceleration driving



(b) Stationary driving

(b) Noise contribution

Figure 1.4 Example of the noise source and contribution of a truck¹²⁾

ここでは主に車外騒音に着目しエンジン放射音低減の必要性について述べたが，車内騒音については各種音源とキャビン内部音響特性との関係を踏まえ論じる必要があり，車外騒音に比べ問題が幾分複雑となるが，車内騒音に対する対策としてもやはり起振源であるエンジン振動・騒音を低減させることが重要となる．

(3) エンジン振動・騒音の発生メカニズム

本研究で対象とする産業用ディーゼルエンジンは連続的な高負荷運転を強いられるため、燃料噴射ポンプや動弁系の駆動トルクをクランク軸から伝達するために図1. 5に示すような歯車列が使用されることが多い。このような歯車列を有するディーゼルエンジン機関音の発生メカニズムは図1. 6に示すように整理され¹³⁾、起振力としてシリンダ内のガス爆発力、ピストン／コンロッドの慣性力、ピストンスラップ力および歯車列の噛合い力が挙げられる。ガス爆発力やピストンスラップ力は直接シリンダライナやシリンダヘッドを加振し、それらがエンジン全体へ伝搬する。慣性力はピストンの往復運動やクランク軸等の軸系の回転運動に作用し、ベアリングインパクトなどの衝突現象を引き起こす。また歯車噛合い力はクランク軸に作用するトルク変動によって増大し、歯車列の軸受部を介しエンジンプロック・ギヤケーシングに伝搬する。特にアイドリング時などの低負荷時において歯車軸系に作用する負荷トルクが低下するのに伴い、歯面分離による歯車のガタ打ちが頻繁に発生し衝撃的な噛合い力が発生することが知られている¹⁴⁾。このような低負荷時のガタ打ち現象(Gear Rattle)は、高負荷時の歯車噛合い音(Gear Noise)とは区別されており、この点については本研究の骨子となる部分であるため既往研究の紹介のところで後述する。

エンジン表面に到達した振動はクランクケース、ギヤケース、オイルパン等から騒音として放射される。特にギヤケースやオイルパンの薄肉部はパネル状の振動モードが励起されやすく、人間の可聴域における音響放射効率が大きいためエンジン全体の放射騒音への寄与度が高いことが指摘されている¹⁵⁾。



Figure 1.5 Configuration of diesel engine

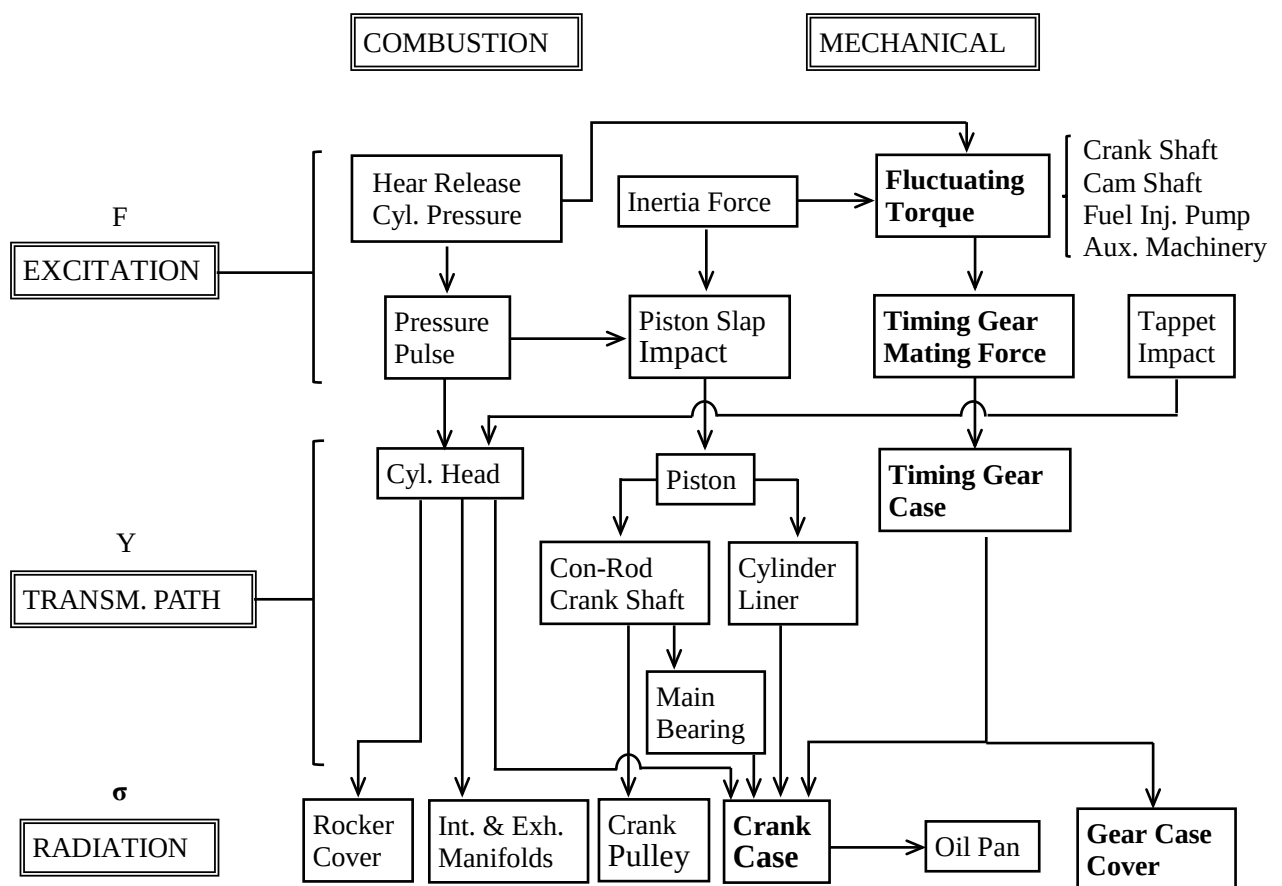


Figure 1.6 Generation mechanism of engine noise¹³⁾

（４）ディーゼルエンジンの振動・騒音低減対策

一般的に騒音対策は起振源対策，伝搬経路対策，発音部対策に分けて考えられるが，ディーゼルエンジンの場合，起振源対策の源流にあたる対策として燃焼状態の最適化によるガス爆発力波形の制御がある．1990年代より排出ガスの浄化を目的とし燃料噴射タイミングや噴射率を最適化する取り組みがなされ^{1),16),17),18)}，図1．7に示すコモンレールシステム（電子制御・高圧噴射システム）による燃料ポンプの登場により緻密な燃料噴射制御が可能となり燃焼時の圧力上昇率の抑制によるエンジン機関音の低減が報告されている^{19),20),33)}．ピストンスラップ力や歯車噛合い力といった衝撃起振力の低減はピストン，コンロッド，歯車軸等の往復回転運動部品の軽量化が重要であり，材料技術の発展に伴い部品毎に材料変更が積極的に行われてきた．

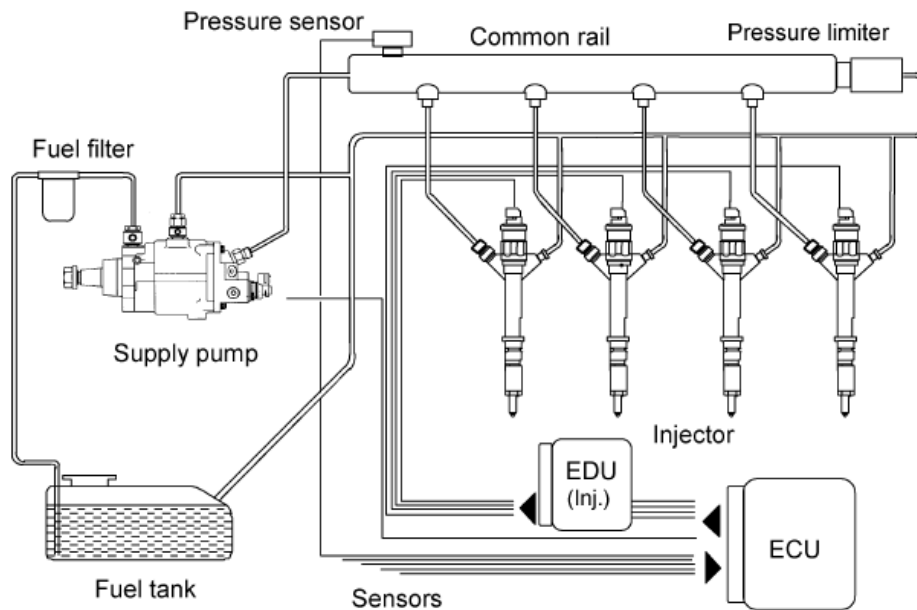


Figure 1.7 The Common rail system¹⁷⁾

衝撃力を発生する事象に対する低騒音化の取り組みとして、ピストンスラップ力の低減対策ではスカート部に緩衝材として樹脂パッドを埋め込んだピストン⁶⁾や図1. 8に示すようなストラット付ピストン¹⁶⁾、さらにはオフセットピストン^{21), 22)}があり実機への適用が進んでいる。また、最近ではピストンピンの中にダイナミックダンパー（マツダ“ナチュラル・サウンド・スモーザー（NSS）”）を装着しピストンの共振を抑制することにより、図1. 9に示すように緩加速時に高周波数域で発生するディーゼルノック音を低減した例もみられる^{23), 24)}。

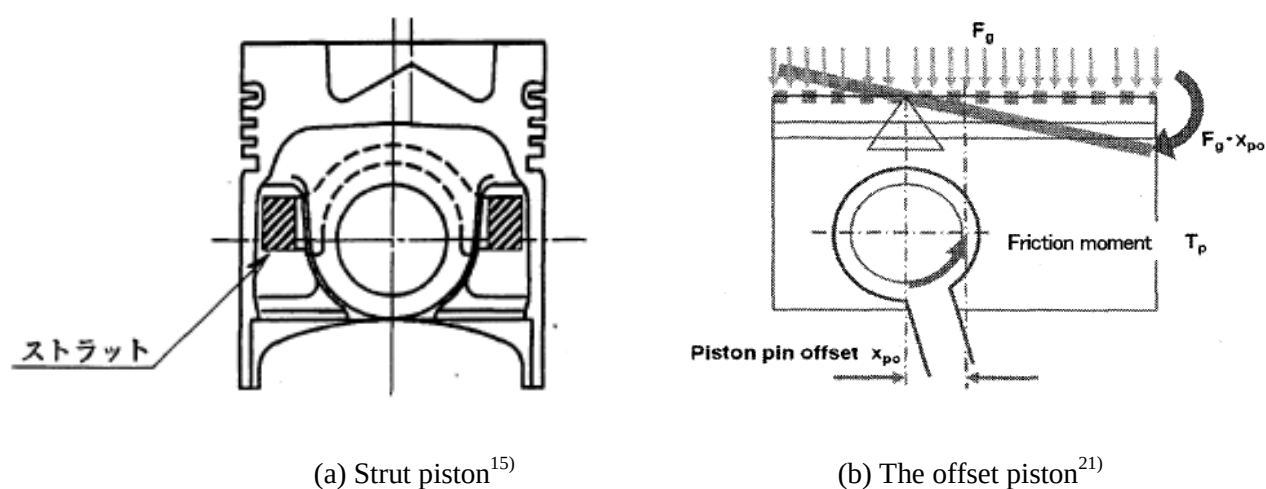


Figure 1.8 Countermeasure for Piston slap force

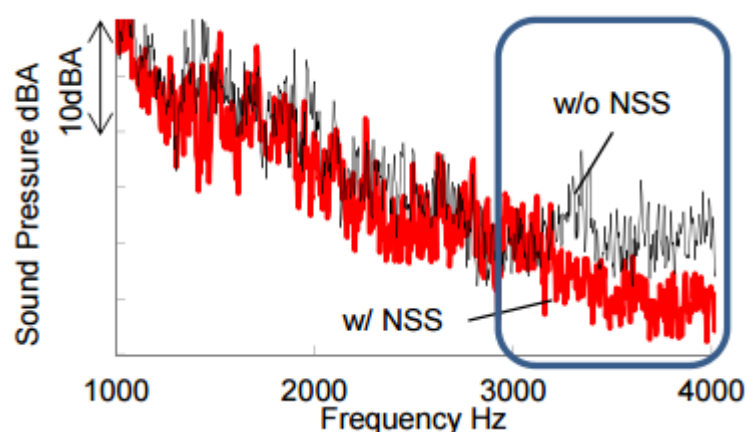


Figure 1.9 Effect of NSS(Interior Noise at Moderate Acceleration)²⁴⁾

歯車噛合い力を低減するには加工精度の高い歯車を用いるのが最も確実であるが、歯車等級を上げるとコストインパクトが大きく量産型のエンジンで採用されることは少なく、通常ははすば歯車のねじれ角増大や小モジュール化等で総合噛合い率を増大させるのが一般的である。また歯車材質としてオーステンパ処理球状黒鉛鋳鉄（ADI）を採用することにより図 1. 10 に示すように聴感上重要となる 1k～2kHz 帯の騒音を低減した例が報告されている。^{37), 38)}

その他には歯車低騒音化デバイスとしてフリクションギヤやシザーズギヤ^{6), 16), 36), 37)}が提案されており、図 1. 11 に示すようにバックラッシュ量の低減により騒音低減することが確認されているが、メンテナンスの複雑さなどから実機への適用例は少ない。

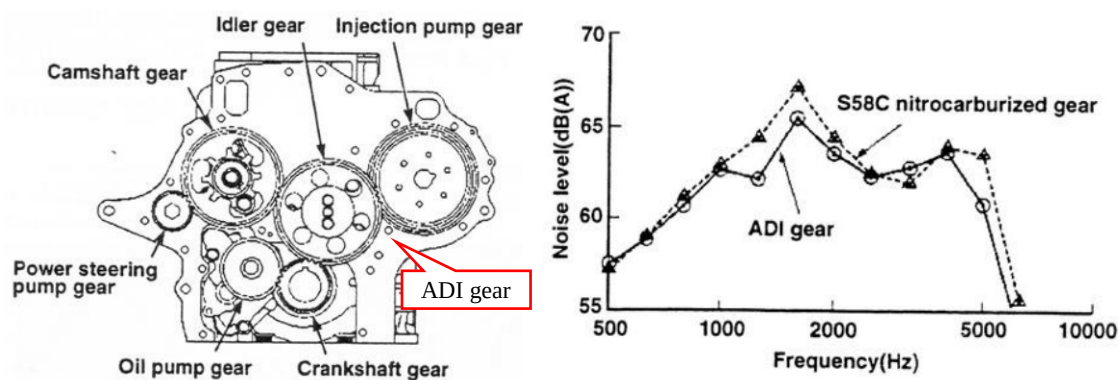


Figure 1.10 Noise reduction by the adoption of ADI gears³⁷⁾

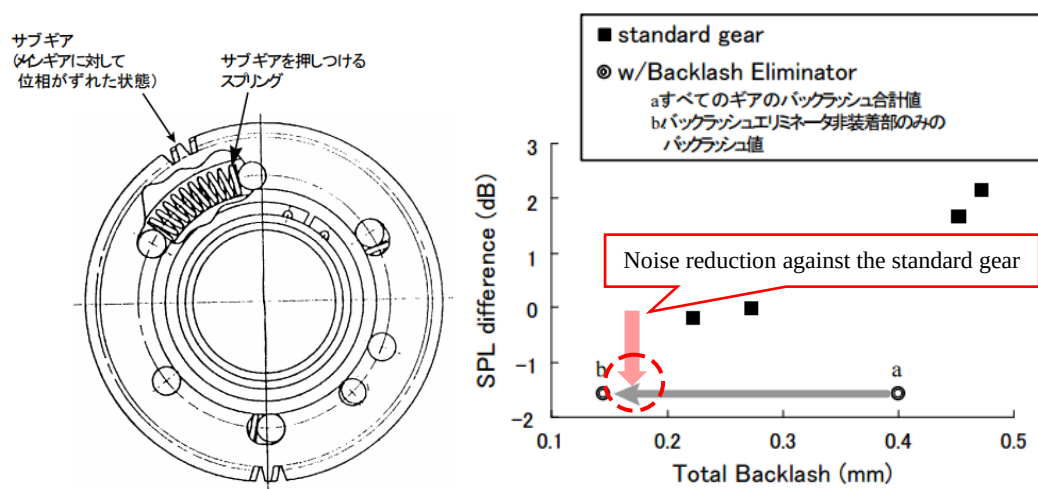


Figure 1.11 Noise reduction by the adoption of scissors gear⁶⁾

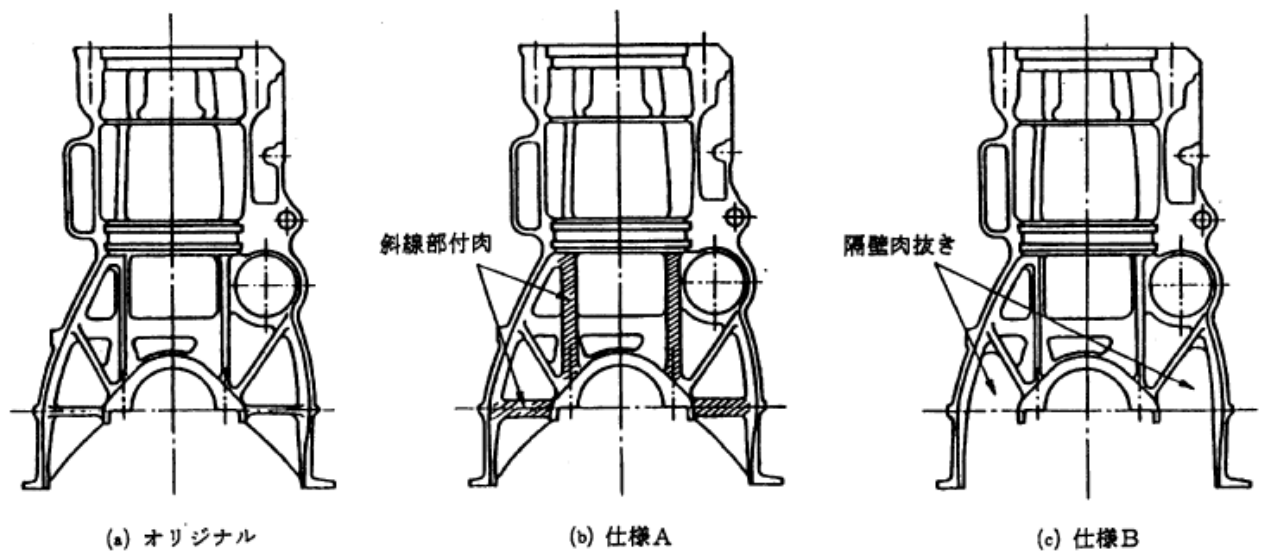
次に伝搬経路上の対策について述べる．伝搬経路上の対策は構造変更による振動特性のチューニングや主要部品の制振処理・防振支持があり，対象部品の特性に応じた対策が講じられる．

クランク軸への対策はダンパの装着が一般的である．従来は振り振動低減を目的とした振りダンパが主であったが，エンジン低騒音化の進展にともないこれまでマスキングされていた曲げ振動による騒音が顕在化し，その低減のために曲げダンパを装着した例^{25),26)}もみられるようになっていく．最近の開発例ではクランク軸のウェブ部やカウンターウェイト形状の最適化を行うことで，対象モードを再配置し高周波数域のノック音を低減している^{33),34)}．またクランク軸の主軸受部への潤滑油の供給条件を変更した要素試験において潤滑状態を良好に保つことで2kHzの高周波数域において5dB程度の騒音低減効果がみられることが確認されている³¹⁾．

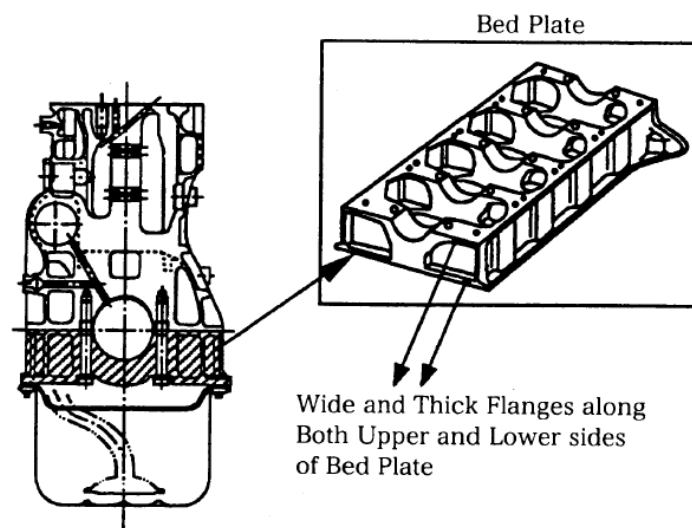
歯車軸系は構造上，ダンパ等のデバイスを付加するスペースが少ないため軸受の支持剛性・減衰特性の見直しや歯面への注油による低振動化が図られる．

シリンダブロックの場合，スカート部の振動応答低減を目的として，図1. 12(a)に示すようなリブ追加や肉厚増加といった補強対策による応答低減が図られるが，周波数帯によっては騒音が悪化する場合もあるため注意が必要である¹⁶⁾．また，主軸受周りの構造を大幅に変更し，図1. 12(b)に示すような主軸受とクランクケースを分離した構造が採用される例もある^{27),39)}．

ギヤケースカバーやオイルパンのカバー類は，防振支持による対策が一般的かつ有効的な手法として採用されている²⁸⁾．他にもシリンダブロックのボルト締結部に着目し，結合部面圧を均一化することで結合部における減衰能を向上させる対策案が提案されており，防音室内で実施したエンジンベンチテストではアイドリング運転時で1.4dBの騒音低減が確認されている³²⁾．



(a) Structure modification of the cylinder block¹⁵⁾



(b) The addition of the Bed Plate³⁵⁾

Figure 1.12 Countermeasure for the Engine Block

最後の発音部対策はオイルパン，シリンダヘッドカバー，ギヤケースカバー等の制振処理^{16),28)}や高剛性化^{29),30)}といった騒音放射面の振動低減を目的とした対策が一般的である．オイルパンやギヤケースカバー等は強度部材ではないため，対策による構造変更の自由度が比較的高く，実機ではこれらの対策が取られることが多い．またエンクロージャーによるエンジン放射音の吸音・遮音が対策として挙げられるが，ヒートバランス成立のための通風量確保と開口部からの漏れ音低減との二律背反をいかにクリアするかが重要な設計課題となる⁸⁾．

このように発音部対策は，おのずとエンジン表面の音響放射に寄与する部材が対象となるため対策範囲は広範囲となり，可能な限り起振源に近いところで効果的な低減対策を講じることが望まれるが，機関出力と燃費性能を損なうことなく起振力を低減することは容易ではない．今後，燃料噴射制御技術や CAE 技術の高度化に伴い上流側での対策が進んでいくことが望まれる．

1. 1. 2 本研究の目的

建設機械・輸送機械などに用いられる産業用ディーゼルエンジンでは、排ガス規制などの低公害化の要求と共に作業環境やオペレータに配慮した低騒音化が強く求められており、最近では軽量化、低コスト化と低騒音、低振動を両立させる革新的な技術が必要とされている。エンジン騒音の低減には燃焼パルスの制御と共に、運動部や回転部の衝撃力等の機械起振力の制御やエンジンプロックの低振動構造設計が重要となるが、そのためにはエンジン振動応答を高精度に予測可能な解析モデルの構築が不可欠である。また実機開発においては競合他社より一刻も早く新型モデルを市場に投入する必要があり開発スケジュールは非常にタイトなものとなっている。したがって、設計初期段階で振動・騒音の評価を行った上で初期設計プランを絞り込み、その後の詳細検討で手戻り作業を極力排除した開発フローを構築することが重要となる。そのためには計算負荷が小さく、実測結果との整合性がとれた解析コードが求められる。

著者は、これまでにエンジンを構成するシリンダブロックやクランク軸等の主要部品の振動特性を有限要素法等の数値計算や実験で予め求めておき、モーダル応答解析によりエンジン振動・騒音を高精度に予測する手法を構築してきた^{40),41),42)}。本研究では、エンジン放射音に対し寄与の大きい歯車衝突起振力に着目し、これまで十分な検討が加えられていなかった歯車列の衝突振動モデルをエンジン全体の振動応答計算プログラムに組み込み事により、歯車列の衝突振動抑制によるエンジン振動・騒音の低減対策構造策定を目的としている。

1. 2 従来の研究

ここでは歯車、歯車列の挙動解析に関するこれまでの研究について述べる．図1．13に歯車軸系の非線形振動に影響を及ぼす因子と必要な解析技術を示す．歯車の噛合い現象に伴い発生する振動は“ガタ打ち”，“噛合い振動”，“自励振動”の3つに大きく分けられる⁴³⁾．本研究で対象とするガタ打ちは，歯車列に作用する負荷トルク（定常トルク）が小さい場合に発生し，図1．14に示すように歯面同士が頻繁に歯面分離，衝突を繰り返す現象である．歯面の衝突は，正歯面側と逆歯面側の両方で発生する．一方，噛合い振動は歯車軸系に常に一定以上の負荷トルクが作用している場合の歯面噛合いに伴い発生する現象であり，噛合いの進行に伴う噛合い点の変化や噛合い枚数の変化に伴う剛性変動等の非線形性に起因する．噛合い振動は歯打ちとは異なり，基本的に正歯面側での噛合いとなる．

ガタ打ちおよび噛合い振動に影響を及ぼす因子は，歯面間のスクイズ油膜力，くさび油膜力，トルク変動，共振，バックラッシュおよび噛合いの非線形性である．歯面間のスクイズ油膜力およびくさび油膜力はガタ打ちで発生した衝撃荷重を緩和する因子である．油膜の非線形性を考慮する場合，油膜負荷能力解析を行う．また噛合い振動の非線形性を評価するには工作誤差，弾性変形を考慮した歯当たり解析が必要である．

初めに，歯車噛合い振動に関するこれまでの研究成果について述べる．会田ら⁴⁴⁾は無響室内での精密な騒音計測と理論解析との比較により，平歯車の円周方向振動が騒音の発生源であることを明らかにし，歯車振動と騒音の関係を定量的に示している．また歯車振動の起振源は噛合い枚数の変化による歯のばねこわさの急変が主であり，ピッチ点における摩擦力の方向変化による影響はほとんど無視することができるとしている．さらに負荷トルクが騒音に及ぼす影響についても検討し負荷トルクの上昇に伴い発生騒音が増大することを明らかにした．梅澤ら^{45), 46), 47)}は音響ホログラフィや有限要素法を用い騒音発生源の特定を行うとともに，噛合い率と歯形修正による振動・騒音への影響を検討し，噛合い率と歯車振動の関係を定量的に示した．さらに歯形修正歯車についても検討を行い，歯型修正により振動特性が良好になることを報告している．

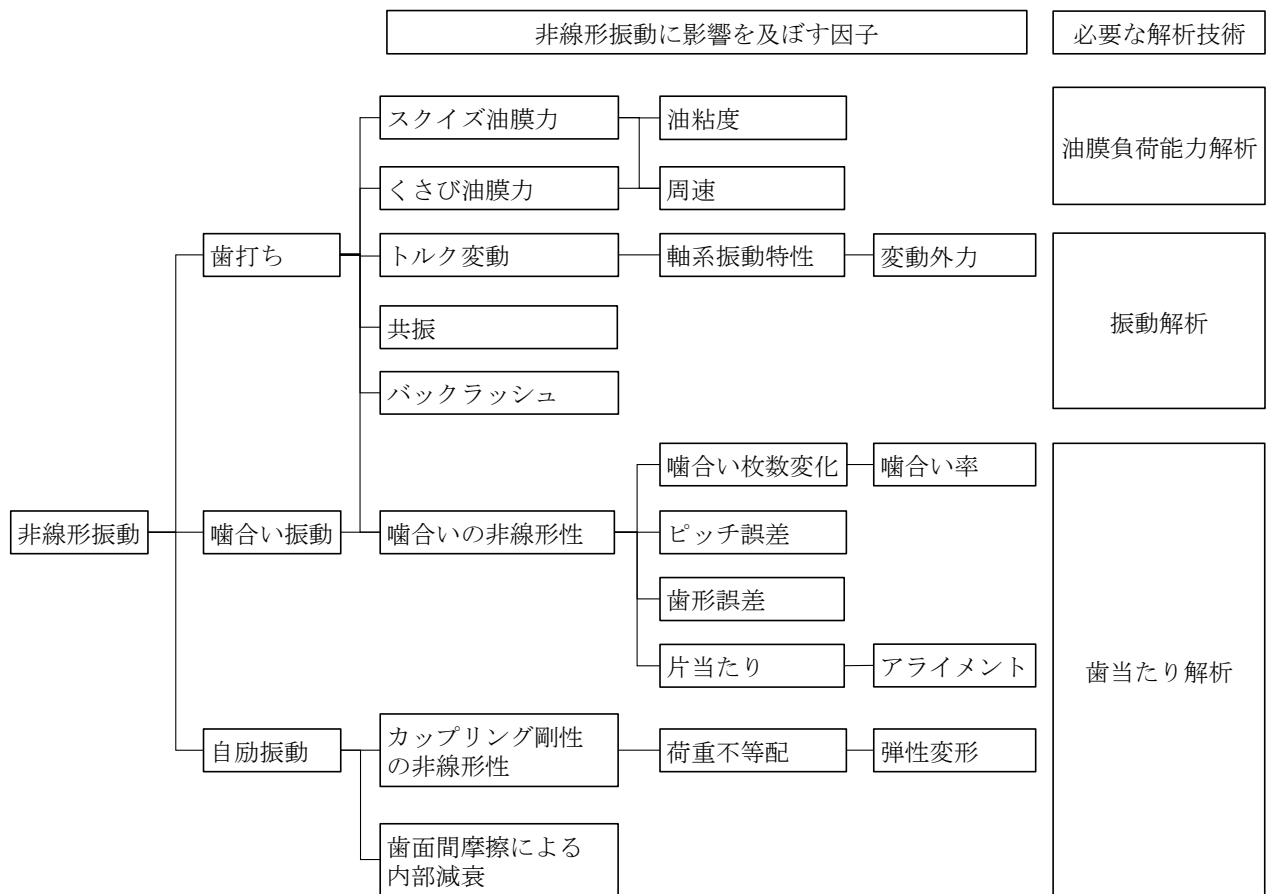


Figure 1.13 Parameters and analysis techniques affects to non-linear vibration of gear mating³⁴⁾

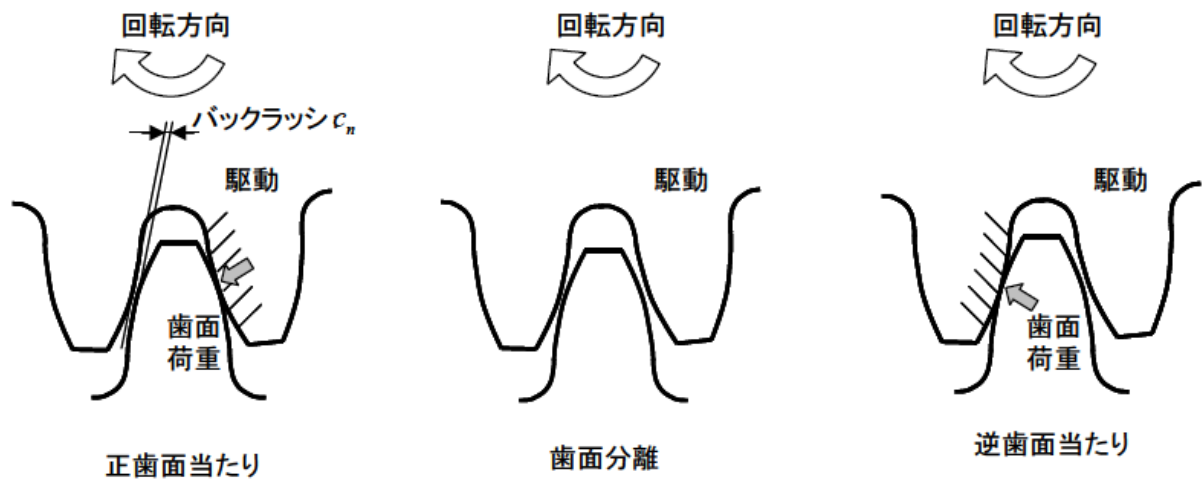


Figure 1.14 Phenomenon of gear rattle³⁴⁾

一方で、本研究で対象としているアイドリングのような低負荷状態で発生する歯車のガタ打ちの場合、通常の噛合い進行に伴う噛合い力の変動ではなく歯面衝突時の衝撃力が起振源となるため、歯車騒音の予測には歯面分離の要因となる回転軸のトルク変動に伴う回転角変動を精度良くシミュレートする必要がある。このような歯車の歯面分離による衝突振動が支配的となる事象に対しては、図1. 15に示すように衝突ばねとダッシュポットで構成された簡易な衝突モデルを歯車噛合い部に組込んだ歯車軸系の解析モデルが提案されている⁴⁸⁾。これらの衝突パラメータを如何に設定するかが重要であり、本研究における主要な検討項目の一つである。この衝突パラメータに関しては従来研究において様々なモデルが提案されており、次ページ以降に代表的なものについて紹介する。

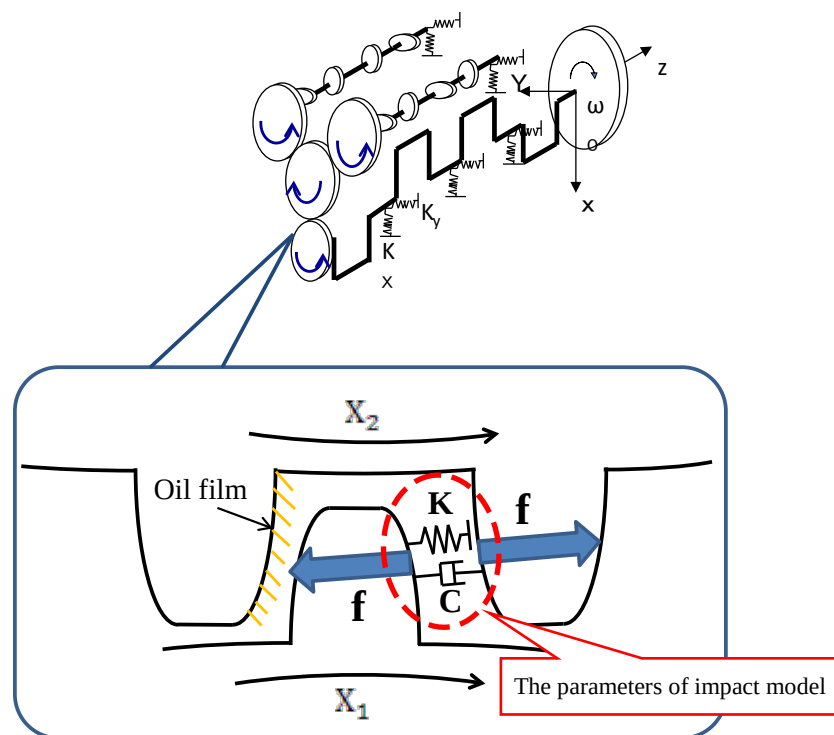


Figure 1.15 Fundamental model of gear tooth impact

R.Singh ら^{49), 50), 51)}は自動車用トランスミッションを対象に歯打ち現象を考慮し、図 1. 16 に示すような歯車軸系の解析モデルを提案している。このモデルでは噛合い力として歯面剛性によるばね反力のみを考慮し、構造減衰や油膜減衰等の減衰効果は考慮していない。また歯面剛性は噛合い変位に依らず一定値をとるものとしている。この研究の中で R.Singh らは歯車対の相対角加速度に着目しギヤ騒音発生時の評価クライテリアを提案し、自動車用トランスミッションの低騒音設計における一つの指針を示した。

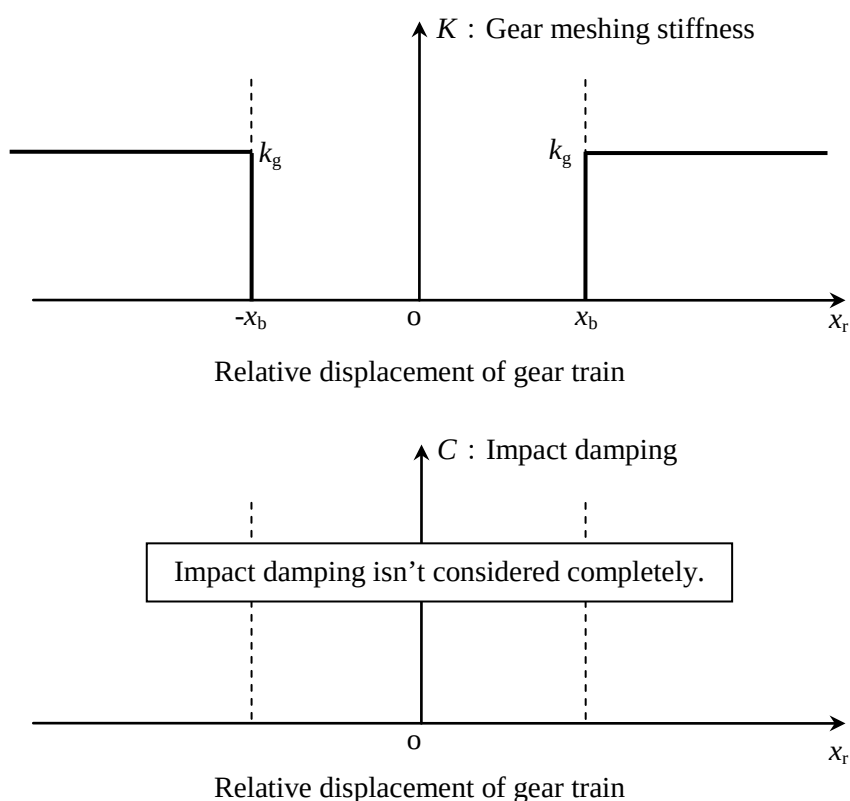


Figure 1.16 Analytical model of gear impact (Singh's model)

一方, R.Brancati ら⁵²⁾が提案した衝突モデルは, 図 1. 17 に示すように R.Singh らが考慮していなかった油膜減衰を衝突モデルに組込むと共に, 噛合い剛性は梅澤らの近似式⁵⁴⁾を用い噛合い変位及び噛合い枚数の関数とすることで歯面衝突モデルの精緻化を図った⁵³⁾. 油膜減衰は剛体円筒の相対運動に伴い発生する油膜のスライズ効果を考慮しモデル化している. これらの歯車噛合いモデルを用いたシミュレーションの結果, 油膜減衰の影響により歯車衝突振動が緩和されることを確認している. この結果は R.Russo ら⁵⁵⁾が行った歯車試験機を用いた確認試験により妥当性が確認されている.

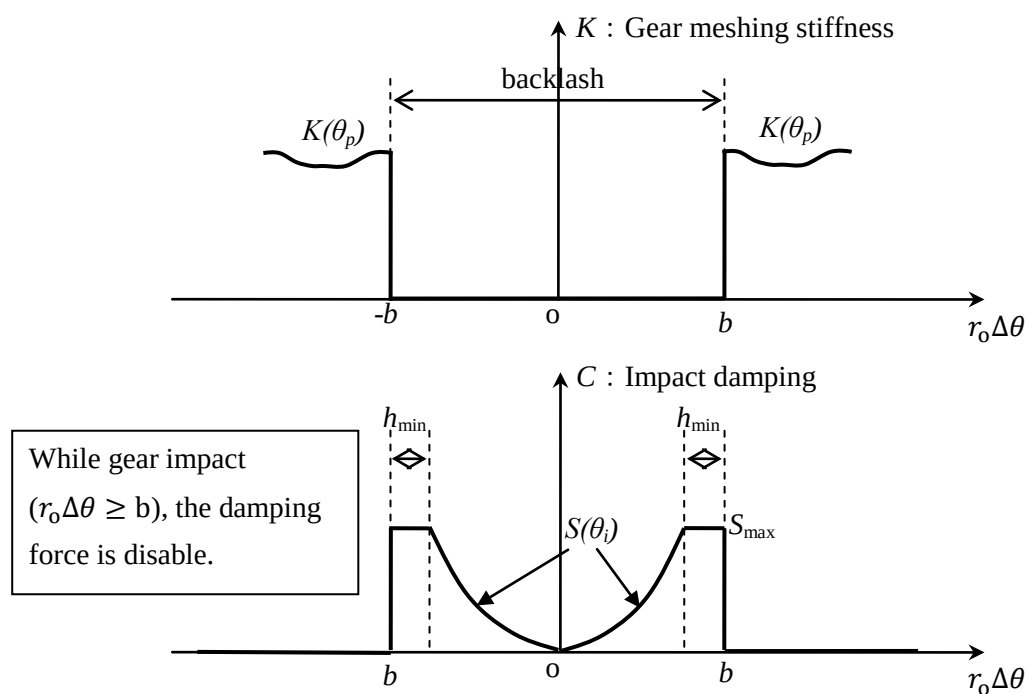


Figure 1.17 Analytical model of gear impact (Brancati's model)

また S.Theodossiades ら⁵⁶⁾は図 1. 18 に示すように油膜剛性及び減衰に起因する非線形ばねとダッシュポットを用いた衝突モデルを提案した. 上記 2 つの衝突モデルとの大きな違いは噛合い剛性を考慮していない点であり, これは油膜の存在領域を超えて歯面同士の弾性接触が始まる前に油膜反力によって歯面分離が引き起こされることを仮定している. 油膜の非線形性は歯面法線方向とそれに直交する方向の相対運動に伴い発生する油膜のスライズ効果とくさび効果に起因するものであり, 剛性及び減衰効果の計算式として T.Sasaki ら⁵⁷⁾の提案する相対運動する剛体円筒間の油膜負荷能力から導出した理論解を採用している. 論文ではシミュレーションを踏まえ, 歯車の歯打ち現象においては油膜が非線形を持ったばねとダッシュポットとしての効果を持つことや系の応答が油膜の特性に強い影響を受けることを指摘している.

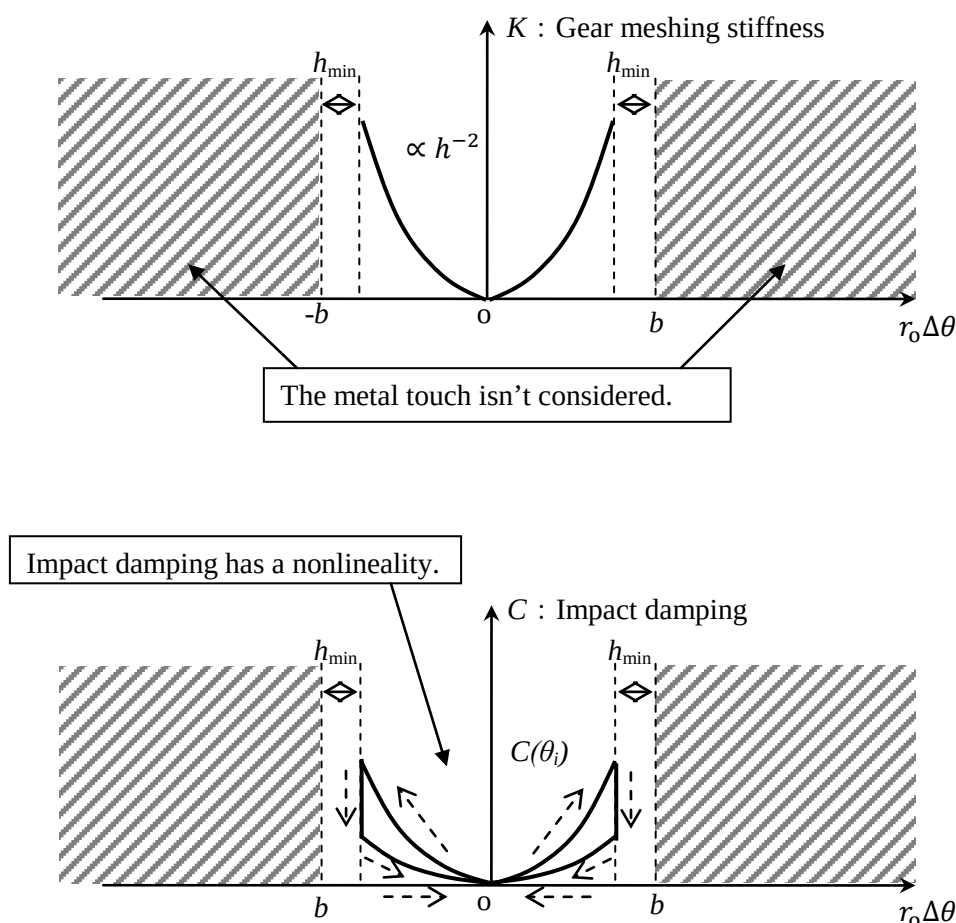


Figure 1.18 Analytical model of gear impact (S.Theodossiades's model)

J.Dion⁵⁸⁾は図 1. 19, 1. 20 に示すように噛合い部を 5 つの領域に分割し, それぞれの領域において歯面衝突モデルのばねとダッシュポットを設定している. この衝突モデルでは歯車の製作誤差をパラメータとして導入しており, この製作誤差の範囲において噛合い剛性及び衝突減衰が変化するものと仮定し, 0 から一定値に達するまで連続的に変化するよう遷移領域を設けている点に特徴がある. 噛合い剛性は有限要素法により接触状態を再現し, その接触形態 (点-面接触等) を考慮し Hertz 接触理論により決定しており, 衝突減衰は実験より決定することが困難であるため減衰比を 1~5% となるよう決定している. これらの衝突モデルの妥当性は, 実際に歯車試験装置を製作し歯車の回転角変動について実測と計算の比較により確認している. なお, 試験との比較解析を行う際, 製作誤差による遷移領域 ε は $1\mu\text{m}$ としている.

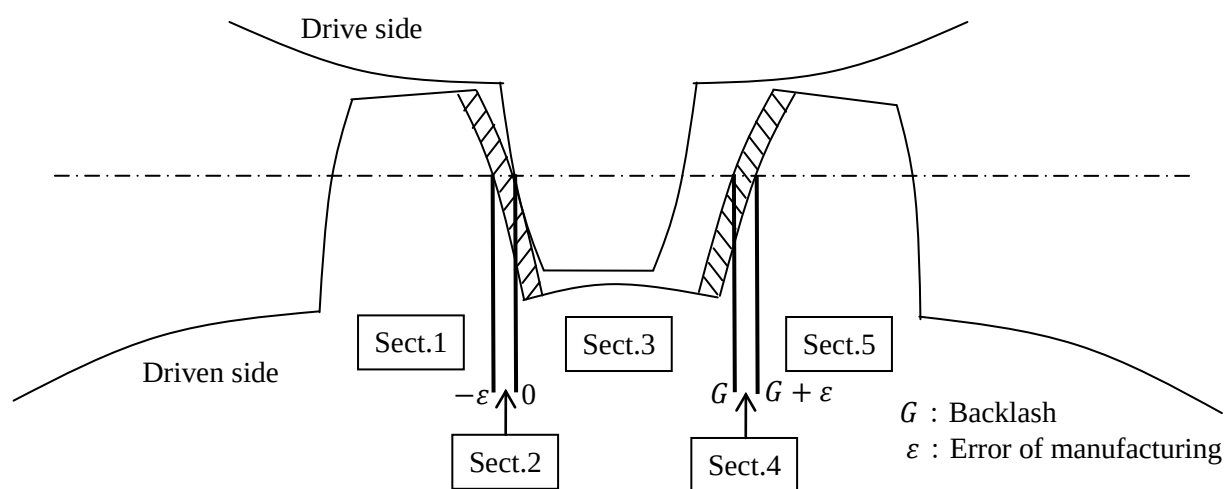


Figure 1.19 Analytical model of gear impact (J.Dion's model)

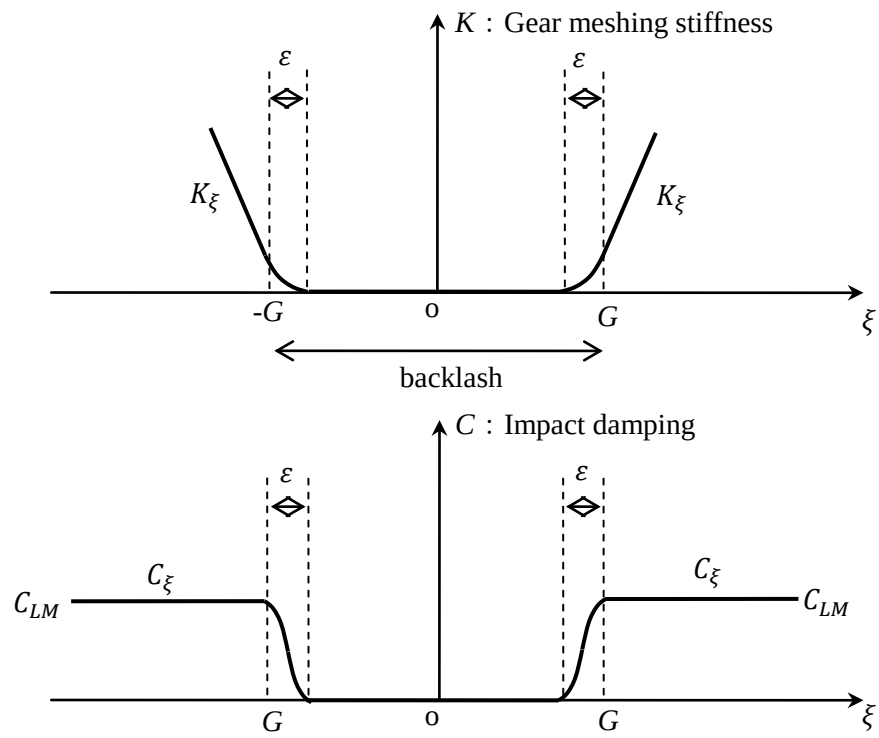


Figure 1.20 Analytical model of gear impact (J.Dion's model)

取り上げた4種の衝突モデルの特徴を表1.6に纏める。ガタ打ちのような衝突現象でも歯面剛性を考慮したモデルが多くみられる。油膜減衰をモデル化に含めるか否かは解析対象とする機器の潤滑状態によるところが大きいと考えられる。また表面性状や歯車軸系の構造減衰は考慮されたケースは少ない。

噛合い部に介在する油膜の非線形性が及ぼす影響の大きさにおいては数多くの論文で指摘されているが、スクイズ効果による剛性と減衰を同時に考慮したモデルはみられず、衝突モデルの高度化という観点から油膜介在時の影響をどのようにモデルに反映するかという点において、検討の余地があると考えられる。

本研究では、油膜減衰と

Table 1.6 The outline of gear impact model

	R.Singh's model	R.Brancati's model	S.Theodossiades's model	J.Dion's model	This Research
Shape of Surface	× ^{*1}	×	×	○	×
Stiffness of gear	○	○	×	○	○
Stiffness of oil film	×	×	○	×	×
Structural Damping	×	×	×	○	○
Damping of oil film	×	○	○	×	○
Experiment	—	Done (Good agreement)	—	Done (Good agreement)	Done (Good agreement)

*1 ○ : Considered, × : Not Considered.

エンジン全体の振動解析においては1980年代頃から長池、長松が部分構造合成法を用いエンジン全体系の振動解析モデルを構築し燃焼圧による振動がピストン、コンロッド、クランク軸を介しシリンダブロックへ伝搬する事象を解析し⁵⁹⁾、次にシリンダブロック及びフライホイール表面からの放射音を境界要素法による予測する手法を開発した⁶⁰⁾。さらに、長池、長松、雉本は、開発した騒音予測手法をピストン、コンロッド、クランク軸およびシリンダブロックを組合せたエンジン全体系に適用し、その妥当性を確認した⁶¹⁾。

その後も、長池、長松は継続して各部分構造の予測精度の向上に向けた取り組みを行い⁶²⁾、孫、本多らの研究では実稼働状態における主要起振力の一つであるバルブ着座力に着目し実験と解析の比較により、一連の振動・騒音解析手法の実機適用の目途を得た⁶³⁾。しかしながら、これらの解析モデルには歯車列は含まれておらず歯車列の衝突振動がエンジンの放射騒音に及ぼす影響については明らかとなっていない。

太田らはこれまでに中小型ディーゼルエンジンを対象とし、エンジンブロック単体の振動特性解析⁶⁴⁾やモード解析法を用いたピストンスラップ力^{21),22)}の予測法の開発に取り組んできた。また、これらの研究成果を統合しクランク軸、歯車軸系とエンジンブロックの連成効果を考慮した連成振動応答解析法およびエンジンブロック表面からの放射騒音解析法^{40)-42),65)-69)}を開発し、エンジンの低振動・低騒音化設計に適用してきた。

1. 3 本研究の実施項目

第1章では、本研究の目的、本研究に関連するこれまでの研究例、および各章の概要について述べた。

第2章では、本研究の検討に用いるエンジン連成振動応答解析法について説明する。まずエンジン全体構造の解析モデルについて述べた後、エンジン軸系、エンジン起振力、軸受部、歯車ガタ打ちのモデル化について述べる。

本研究では歯車ガタ打ちを油膜が介在する歯面同士の衝突現象と捉え、歯面衝突剛性と油膜減衰を模擬したダッシュポットの直列結合モデルを検討する。歯面衝突剛性は円筒同士の衝突を仮定し Hertz 接触理論から衝突ばね定数を導出する。油膜減衰は噛合い部に形成される油膜形状を仮定し、流体潤滑理論に基づき数値解析により求めた油膜負荷容量と歯面接近速度の関係から減衰係数を決定する。また、モデル化の妥当性検証のため油膜無し／有りの2ケースについて半球面と平面の衝突シミュレーションを実施し、衝突試験で取得した油膜無し／有り時の衝突力波形と計算結果と比較することで衝突モデルの妥当性を確認する。

妥当性を確認した衝突モデルをもとに、歯車噛合い部の衝突現象を歯面を模擬した等価な円筒面同士の衝突に置き換えることで実機噛合い部の衝突剛性および油膜減衰を導出し、新たな歯車ガタ打ちモデルをエンジン連成振動応答解析法に組み込む。

第3章では、エンジン放射騒音解析について述べる。第2章で説明したエンジン全体連成振動応答解析プログラムで求めたエンジン表面の振動速度情報を入力とし、境界要素法

(Boundary Element Method, 以下 BEM) により任意の評価点における騒音レベルを予測する。本研究では更にエンジンブロックの固有振動モード毎の音響放射効率 σ を用いてエンジン騒音の音響放射パワー W を簡便に評価する手法も提案し、更に予測した周波数スペクトルから時刻歴波形に変換し音響ファイル生成を行うエンジン機関音質評価システムを構築する。

第4章では、第2章で提案した新衝突モデルを組み込んだエンジン連成振動応答解析法および放射騒音解析法を用いた数値シミュレーションを実施し、歯車列の衝突振動とエンジン騒音の関連について検討する。歯車噛合い部のバックラッシュ量とエンジン回転数を変数としたパラメータスタディを実施し、歯車噛合い力、エンジン各部の振動応答およびエンジン放射騒音との関連について考察すると共に、実測値との比較により本研究で提案する衝突モデルの妥当性を検証する。

第5章では、第4章で考察した低回転時と高回転時の歯車列の振動応答の差異についてクランク軸の振動特性を踏まえその要因を検討すると共に、高回転数域で歯車列の衝突振動が増大するメカニズムを明らかにする。さらに明らかとなった増大メカニズムに着目したエンジン低騒音構造の提案を行い、数値シミュレーションを用い提案した低騒音構造の低減効果を定量的に評価する。

第6章は本研究の成果を総括した結論である。

記号

本論文では添字 $0,1,2,3,4$ はエンジンブロック, クランク軸, 中間歯車軸, 燃料噴射ポンプ軸, 動弁系駆動軸を表す. また添字 B は軸受, G は歯車に関する量を表す. 外力は F_M と F_C が回転座標系表示, その他は静止座標系表示である.

C : 減衰行列

$\tilde{C}$: 有効減衰行列

$\tilde{F}$: 有効外力ベクトル

F_{B1} : クランク軸の軸受部に作用する力

F_{B2} : 中間歯車軸の軸受部に作用する力

F_{B3} : 噴射ポンプ軸の軸受部に作用する力

F_{B4} : 動弁系駆動軸の軸受部に作用する力

F_C : クランクピンに作用するガス爆発力とピストン+コンロッドの慣性力

F_{C3} : 噴射ポンプ本体に作用する燃料噴射圧力による力(カムによる側力も含む)

F'_{C3} : 噴射ポンプ軸に作用する燃料噴射圧による力とトルク

F_{C4} : エンジンブロックに作用する動弁系開閉力による力

F'_{C4} : 動弁系駆動軸に作用する弁開閉力による力とトルク

F_{E0} : エンジン支持部からの反力

F_{G0} : ガス爆発力

F_{G1} : クランク軸と中間歯車の噛合い力

F_{G2} : 中間歯車に作用する歯車噛合い力

F_{G3} : 噴射ポンプ軸歯車と中間歯車の噛合い力

F_{G4} : 動弁系軸歯車と中間歯車の噛合い力

F_{S0} : エンジンブロックに作用するピストンスラップ力

F_M : クランク軸に作用する遠心力

F_{S0} : ピストンスラップ力

K : 剛性行列

$\tilde{K}$: 有効剛性行列

M : 質量行列

$\tilde{M}$: 有効質量行列

T : 回転座標系と静止座標系の座標変換行列

U_j, V_j : 回転座標系で示した節点 j の位置

$\alpha = (a_0, a_1, a_2, a_3, a_4)^t$: モード座標ベクトル

c_B : 主軸受の結合部の減衰行列

h_{lm}, g_{lm} : 境界要素法における影響係数

k_B : 主軸受結合部の剛性行列

m_j : クランク軸の節点 j の分布質量

p : 音圧

p^* : 音圧の複素共役

u_1 : 回転座標系から見たクランク軸の振動変位 (並進+回転)

x_0 : 静止座標系から見たエンジンプロックの振動変位(並進+回転)

x_2 : 静止座標系から見た中間歯車の振動変位(並進+回転)

x_3 : 静止座標系から見た噴射ポンプ駆動歯車の振動変位(並進+回転)

x_4 : 静止座標系から見た動弁系駆動歯車の振動変位(並進+回転)

ΔK_1 : コリオリ力の起因するクランク軸剛性行列への付加行列

ΔC_1 : コリオリ力の起因するクランク軸減衰行列への付加行列

$\Phi_q = [\cdots \phi_{qn} \cdots]$: 第 q 構造の固有振動モード行列

$\kappa = \omega/c$: 波数, c は音速を表す

ζ_{qn} : 第 q 構造の第 n 次モード減衰比

ϕ_{qn} : 第 q 構造の第 n 次固有振動モード

ω : 円振動数

ω_{qn} : 第 q 構造の第 n 次固有円振動数

ω : クランク軸の回転角速度

第2章 エンジン構造の連成振動解析法と歯車ガタ打ちのモデル化

2. 1 エンジン構造の解析モデル

2. 1. 1 全体系の解析モデル

図2. 1に示すように本研究で用いたエンジン構造モデルはクランク軸、中間歯車、噴射ポンプ軸、動弁系カム軸が歯車列を介して結合されており、各々の軸は軸受を介してエンジンブロックから支持されている。図2. 1に示すエンジンブロックのFEM(有限要素)モデルはクランクケースとシリンダヘッド、フロントプレート、ギアケーシング、列型噴射ポンプからなる。本研究が対象としている小型高速ディーゼル機関の場合、エンジン騒音レベルを決定するのは3kHz以下の周波数成分であるので、エンジンブロックや回転軸系のFEM解析モデルは4kHz程度の固有振動特性が明確に識別できるメッシュ分割とした。

エンジンブロックは板要素、梁要素とソリッド要素でモデル化した。図2. 2にクランクケースの固有振動数計算結果と計測結果の比較を示す。また、図2. 3に固有振動モードの計算結果を示す。固有振動数の計算値は実測値と10%以内の誤差で一致している。

クランク軸、噴射ポンプ軸、動弁系カム軸は弾性体としての軸振動特性を考慮する。噴射ポンプ軸、動弁系カム軸は軸対称体(等方性軸系)として近似する。図2. 4に示すクランク軸の振動は振り／曲げ／縦変形が複雑に連成して現れるので非等方性軸系として厳密にモデル化する。ソリッド要素を用いた解析結果を基に、曲げ／振り／伸縮剛性が等価な集中質量を有する梁モデルを作成し、回転座標系を用いて連成振動応答計算を行う。中間歯車は支持部(クランクケース)からの軸の長さが短いので剛体としてモデル化する。振り方向の回転運動を主体に考えるが、並進やロッキングモードも考慮するので、せん断力やモーメントによってクランクケース前面の曲げ振動が励起される。

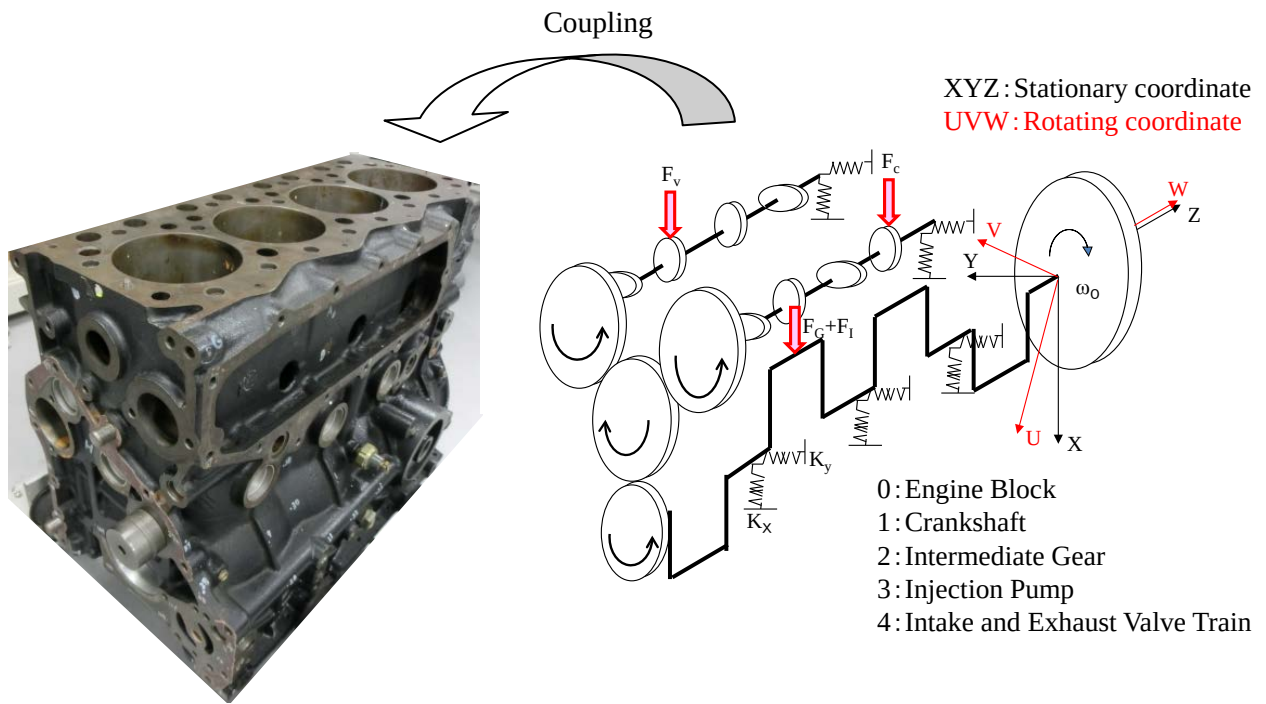


Figure 2.1 Analytical model of engine block and rotating shafts

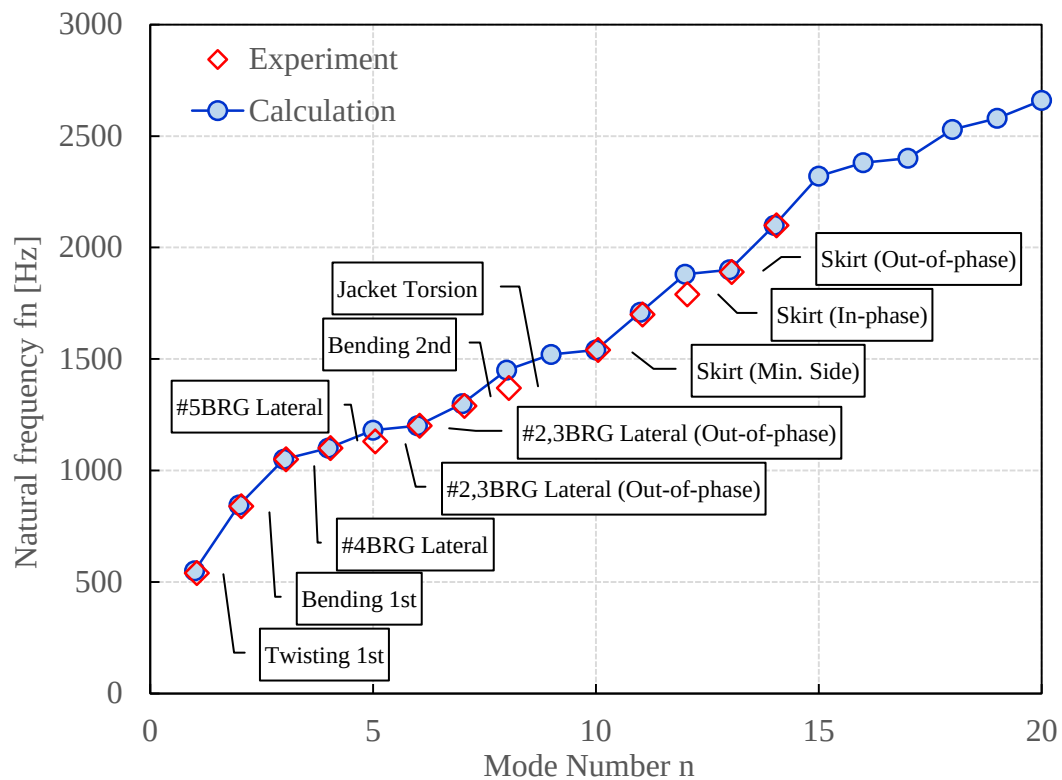
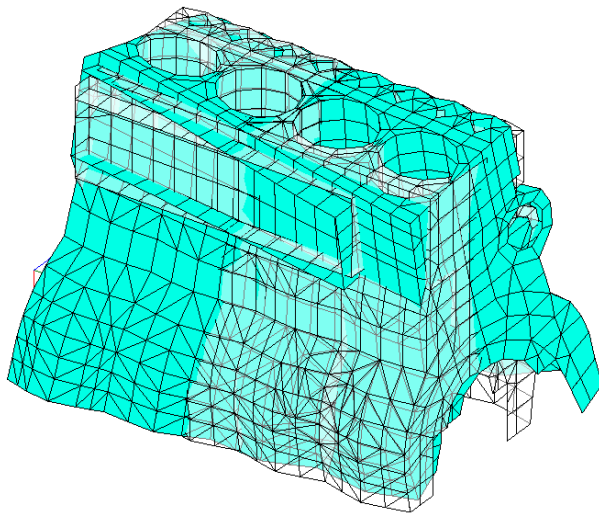
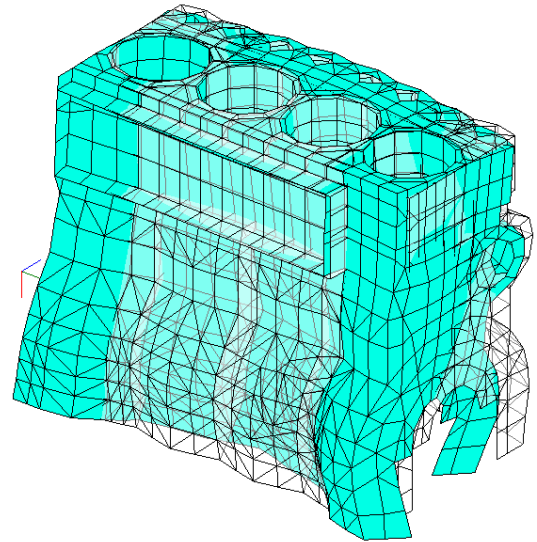


Figure 2.2 The validation of the analytical model for the crankcase



(a) Twisting mode (559Hz)



(b) Bending mode (834Hz)

Figure 2.3 Mode shape of the crankcase

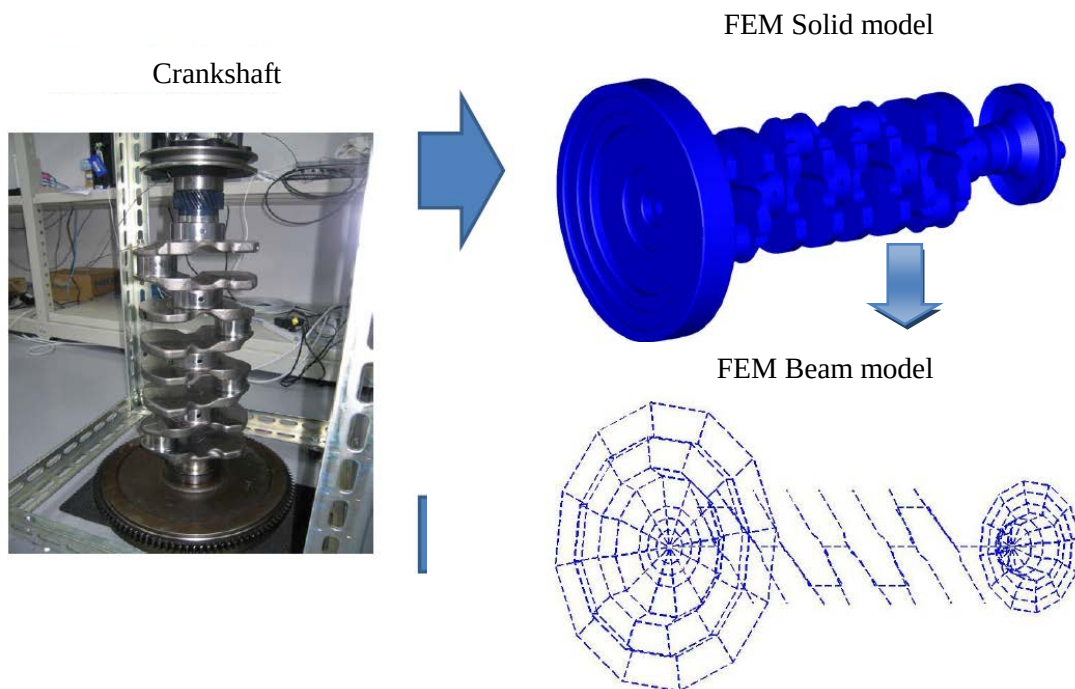


Fig.2.4 Analytical model of crankshaft

2. 1. 2 各構造に作用する起振力

本研究では起振力として図 2. 5 に示すような，ガス爆発力による力 $\mathbf{F}_{G0}$ ，ピストンスラップによる衝撃力 $\mathbf{F}_{S0}$ ，燃料噴射圧力による力とモーメント $\mathbf{F}'_{C3}$ ，動弁系の開閉による力とモーメント $\mathbf{F}'_{C4}$ の他にクランク軸回転による遠心力 $\mathbf{F}_M$ ，ピストンやコンロッドの慣性力も考慮する．ピストンスラップ力はピストン形状とピストンとライナーの振動特性を考慮したシミュレーション計算で求める²¹⁾．燃料噴射ポンプは図 2. 6 に示すような列型ポンプを用いており，噴射圧力とカムに作用する力とモーメントを考慮している．

図 2. 5 に示す各エンジン起振力の波形は，歯車列の衝突力による騒音が問題となる無負荷時のものであり，(a)ガス爆発力と(c)燃料噴射圧力は実測値，その他は計算値である．

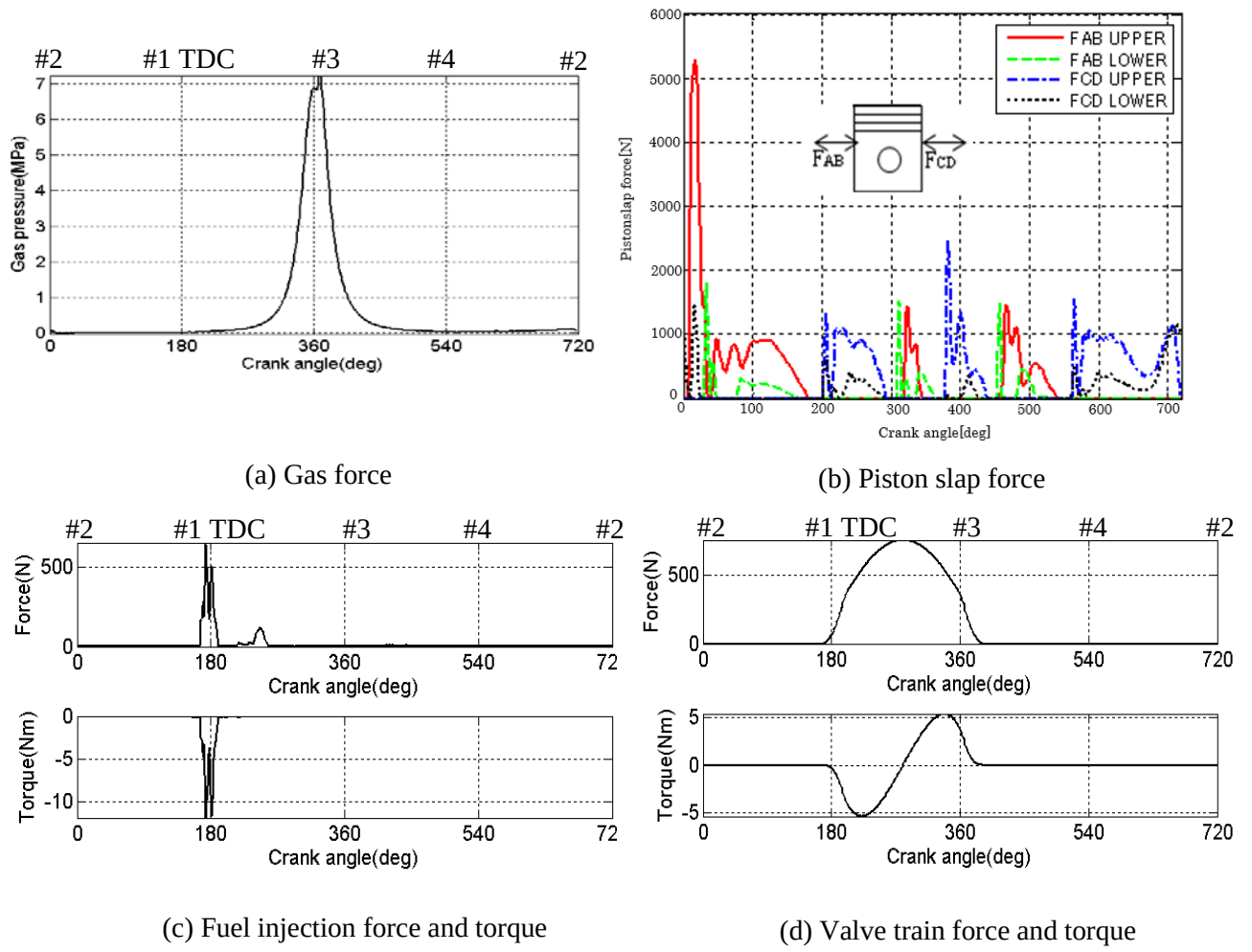


Figure 2.5 Engine exciting force

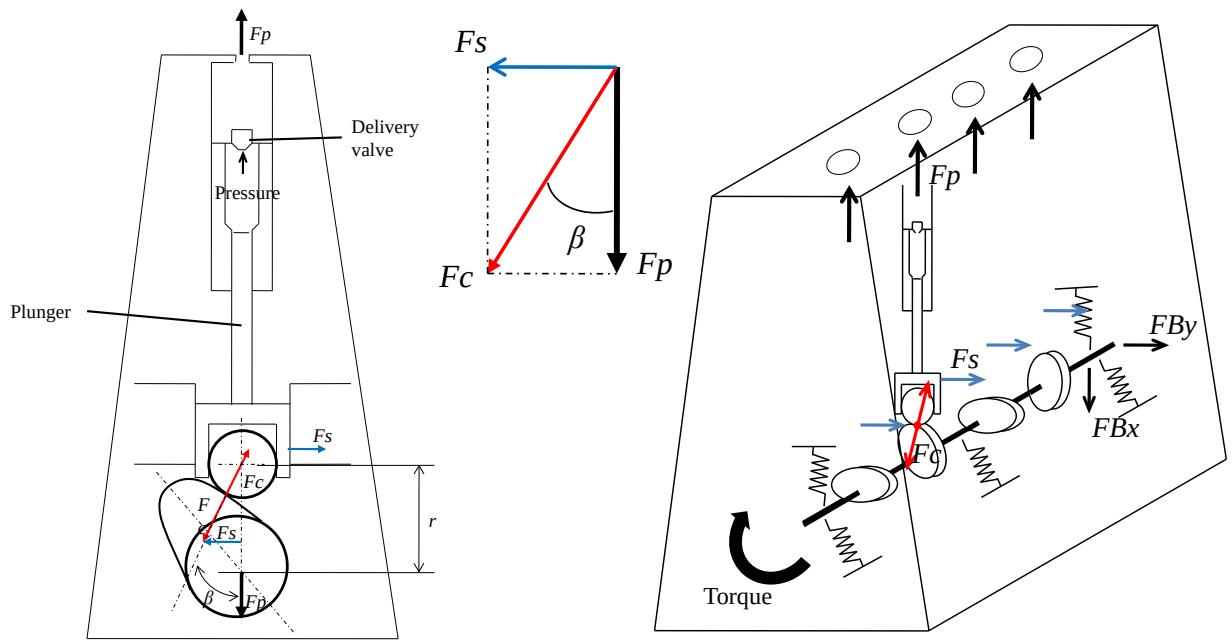


Figure 2.6 Fuel injection pump and its force and moment

2. 1. 3 主軸受部のモデル化

図2. 7に示すように、軸受を介した結合部の動剛性は油膜動剛性と構造局部動剛性の直列結合で表す⁶⁶⁾。主軸受部は軸受荷重に対応する軸の偏心位置をあらかじめ求めておき、各々の偏心位置における油膜の剛性係数と減衰係数を無限小幅軸受理論に基づき決定する。軸受油膜の動剛性は並進方向のみを考慮し、軸の傾きに対するモーメント剛性・減衰効果は省略している。

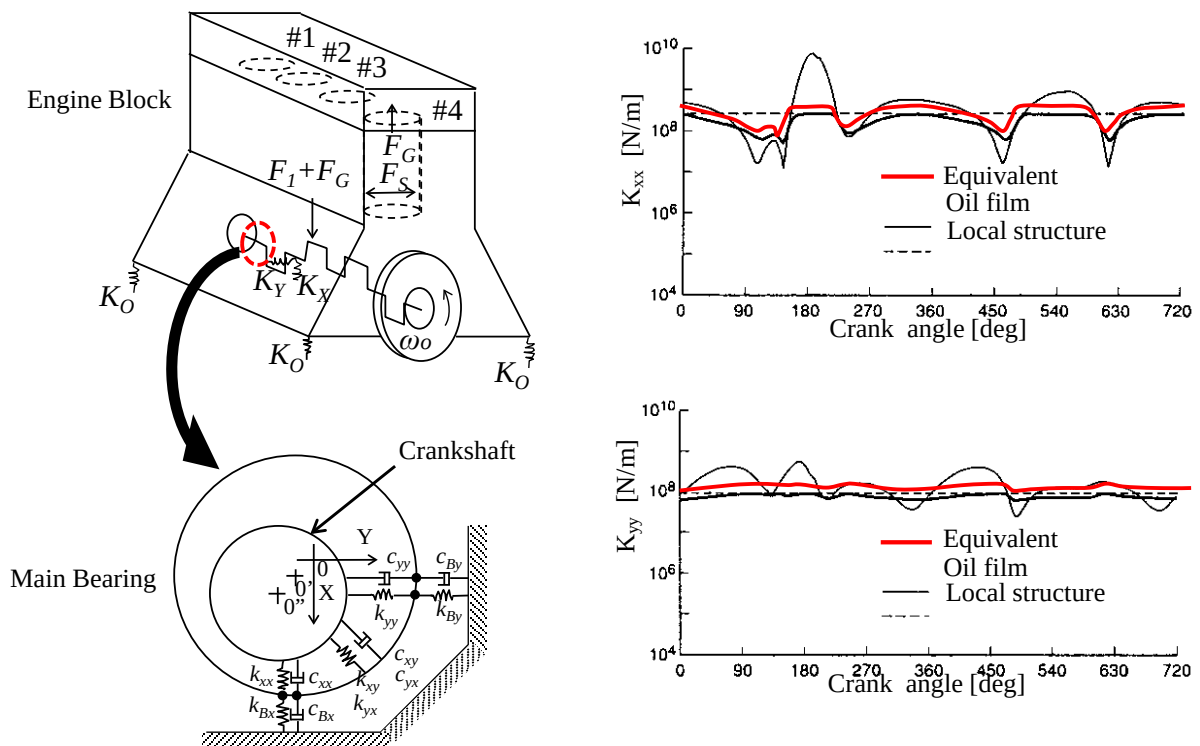


Figure 2.7 Equivalent stiffness and damping of main bearing

2. 1. 4 歯車列噛合い部のモデル化

図2. 8に示すように歯車列は歯の剛性を介して力やトルクを伝達する．ほぼ歯車の場合は，周方向の力だけでなく軸方向の力も発生する．負荷トルクが大きく歯面分離が生じない場合は，歯の剛性(ばね定数)はトルクや歯あたりの状況によって変化する．本研究で議論するような無負荷のアイドリング運転状態では，クランク軸の回転変動や噴射ポンプの駆動トルクの変動によって頻繁に歯面分離が発生し歯車噛合い部に衝突振動が生じるので，歯面間に介在する油膜による減衰効果を模擬した減衰要素と衝突ばね-構造減衰要素を直列結合とすることにより衝突部のモデル化を行った．

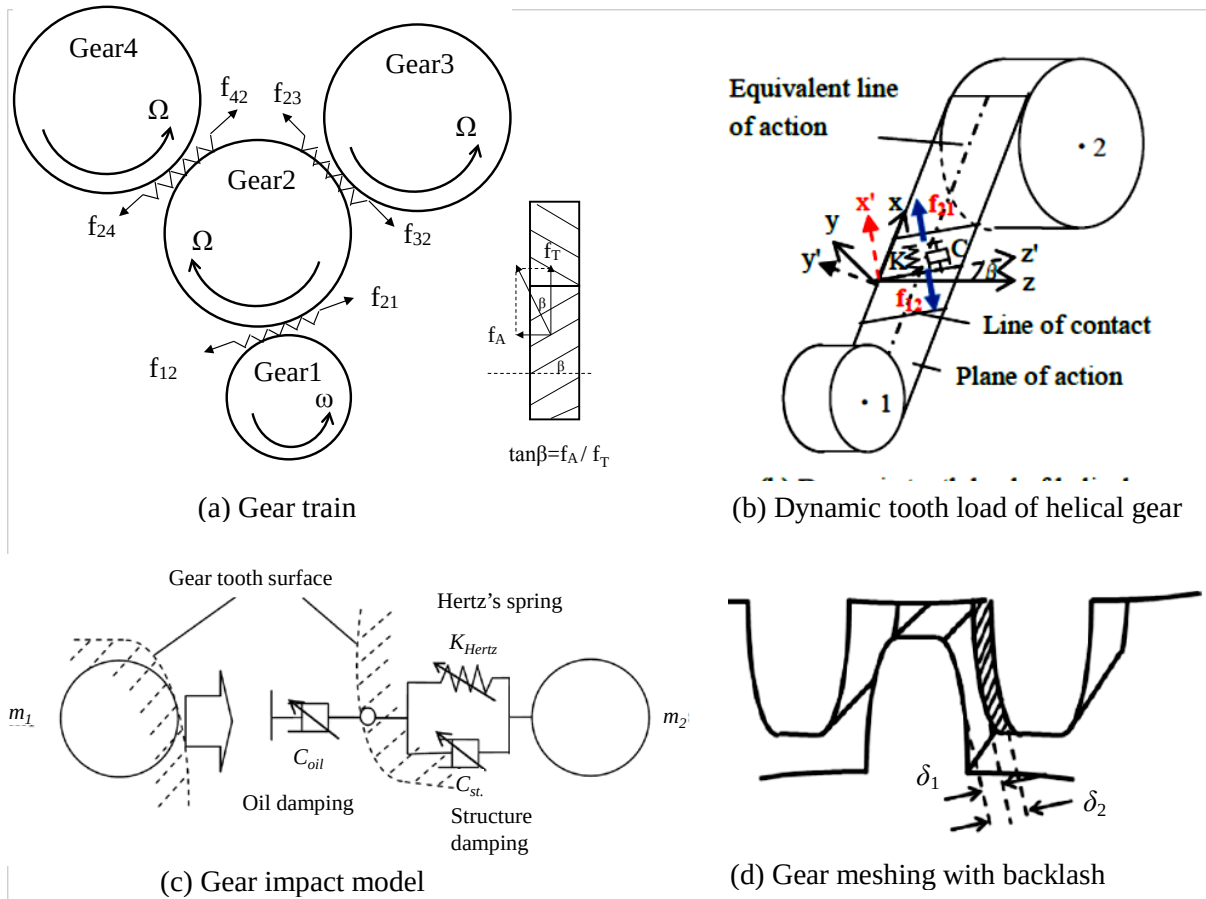


Figure 2.8 Dynamic model of gear meshing and impact

(1) 油膜減衰を考慮した衝突モデルの妥当性検証

図2. 8(c)に示す衝突モデルの妥当性を検証するために、図2. 9に示すような振り子を
用いた衝突試験装置を製作し衝突面への油膜塗布の有無による衝突力の変化を確認した。本
装置は片側が半球面、もう片方は平面となっており、半球面側の振り子にはフォースゲージ
を組み込み衝突時に生じる衝突力を測定した。使用した計測機器を表2. 1に示す。

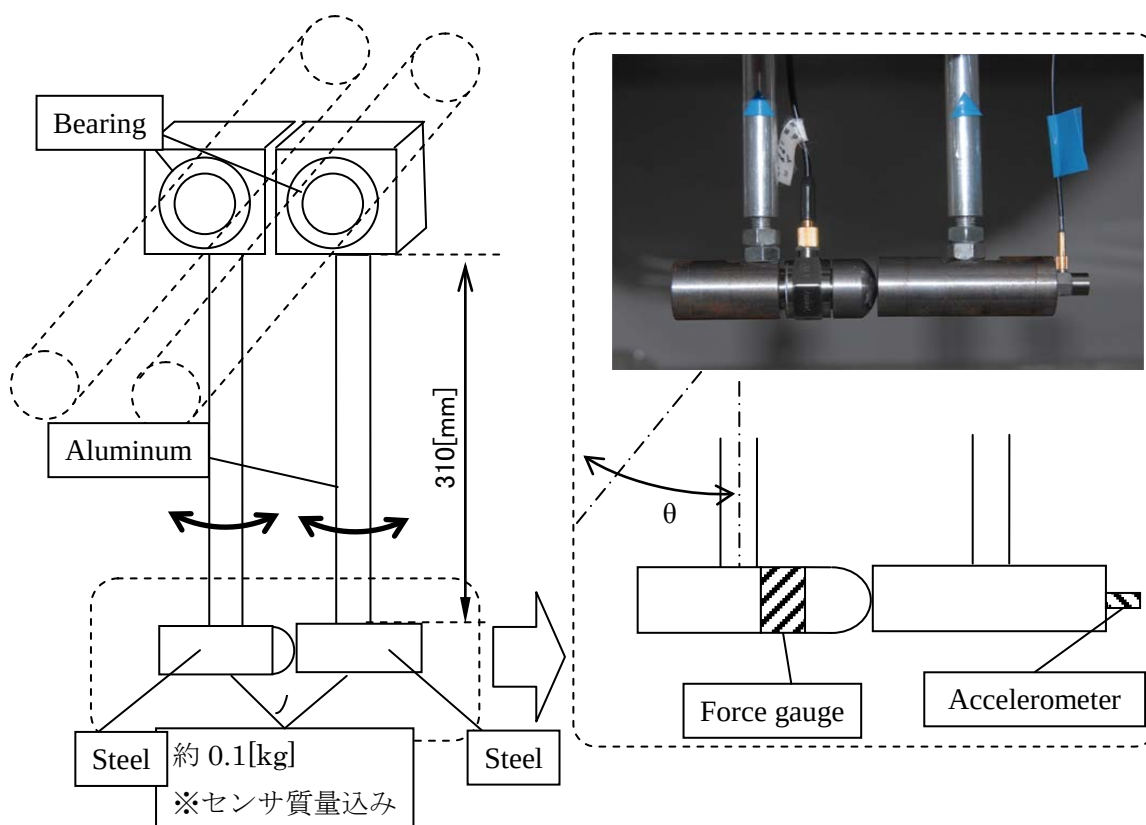


Figure 2.9 Pendulum impact test machine

Table 2.1 Measurement instrument for the impact test machine

Item	Manufacturer	Type
Accelerometer	ONO SOKKI	NP-2910
Force gauge	RION	PF-31
Charge Amp.	ONO SOKKI	CH-1200
Data Logger	GRAPHTEC	GL1100

図2. 10に衝突試験結果を示す．点線が油膜を塗布していない場合を示し，実線が油膜を塗布した場合を示している．データ処理等の詳細はAppendix Bに示すが，本試験結果はセンサ内部共振によるノイズを除去するためにフィルタ処理を行っている．

油膜が衝突面に介在することで衝突力の最大値が1,987[N]から1,716[N]まで14%程度低減されており，また衝突力の立ち上りをみると油膜がない場合に比べ早くなっている．本実験により油膜の衝撃緩和作用を実証することができたので，本研究では衝突試験を再現したシミュレーションの計算結果と実測結果の比較により直列結合モデルの妥当性を確認することとした．

油膜塗布時に衝突力波形の立ち上りが早くなっていることは，衝突面に閉じ込められた油膜を介して半球面衝突面が変形している事を示しており，このような現象は弾性流体潤滑（EHL）領域における油膜の特性として実験により確認されている^{70), 71)}．

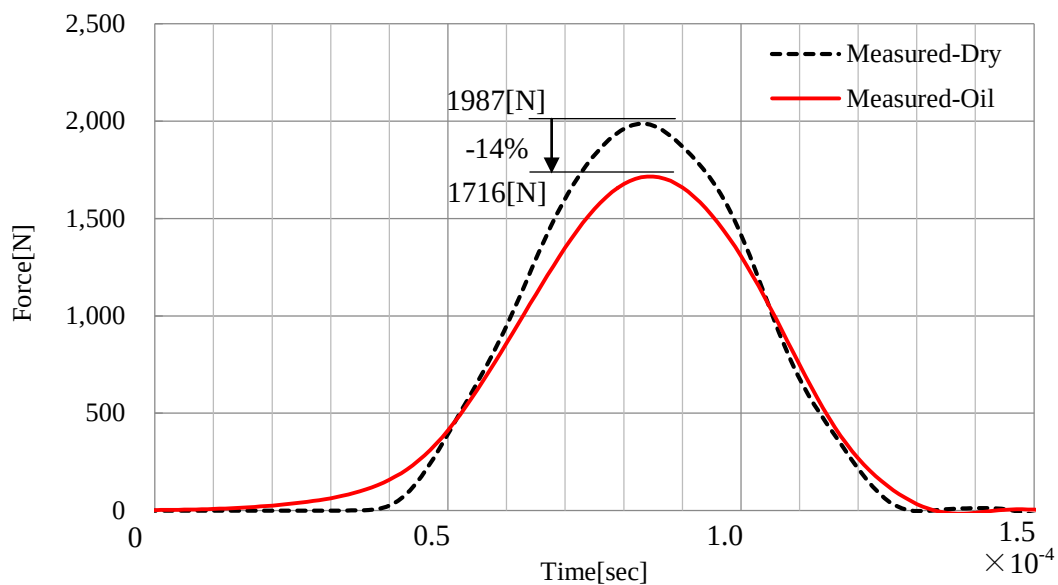


Figure 2.10 Measurement result

図 2. 1 1 に示すようなモデル化を行い, 衝突試験をシミュレーションにより再現した. 計算条件を表 2. 2 に示す. 油膜減衰と構造ばね/減衰の結合部の質量 m_0 は計算が発散しない程度の小さい値を用いた.

構造減衰係数 C_{st} は油膜無し状態で衝突させた場合の反発係数から推定し, 衝突ばね定数 K_{Hertz} は衝突面形状の計測結果をもとに Hertz 接触理論⁸³⁾を用いて推定した. また, 油膜減衰係数 C_{oil} は, 衝突面の形状と油膜厚みの計測結果をもとに Reynolds 方程式から決定した (詳細は Appendix D に示す). 図 2. 1 2 にばね定数と弾性変形量の関係を, 図 2. 1 3 に衝突面の形状を, 図 2. 1 4 に油膜減衰係数と油膜厚さの関係の計算結果を示す.

Table 2.2 Calculation parameters of impact model

Structure damping	350 [Ns/m]
Stiffness of impact surface	See Fig.2.12
Damping of oil film	See Fig.2.14
Mass m_i	$m_1 = 0.111[\text{kg}]$, $m_2 = 0.105[\text{kg}]$ $m_0 = 0.001[\text{kg}]$
Initial condition	$x_1 = 0.0[\mu\text{m}]$, $x_2 = 0.0[\mu\text{m}]$
	$\dot{x}_1 = 0.90[\text{m/s}]$, $\dot{x}_2 = 0.0[\text{m/s}]$

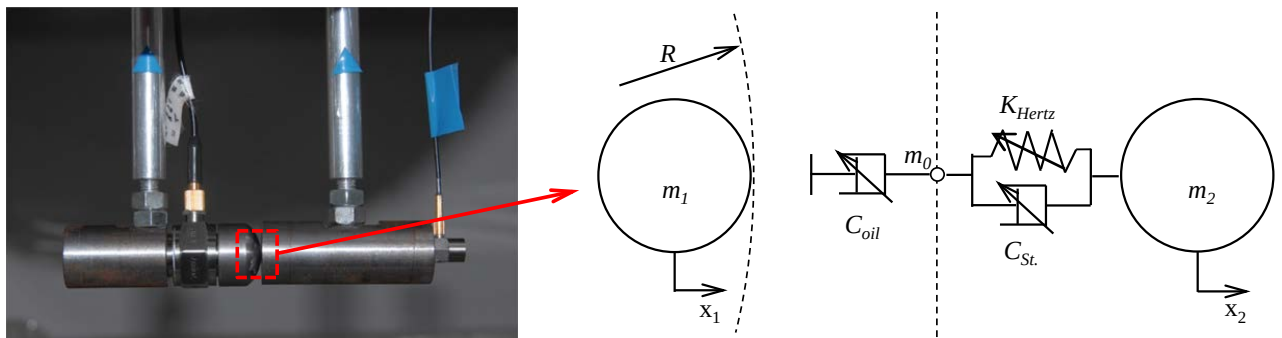


Figure 2.11 Impact model of series coupling for the impact test

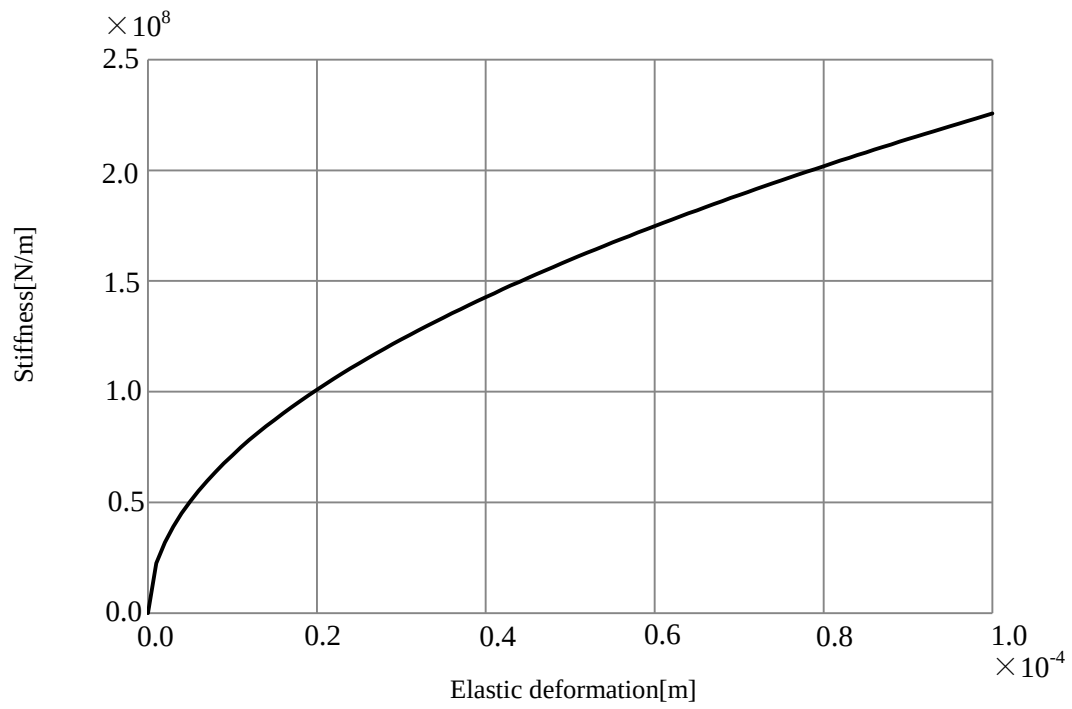


Figure 2.12 Relationship stiffness and elastic deformation

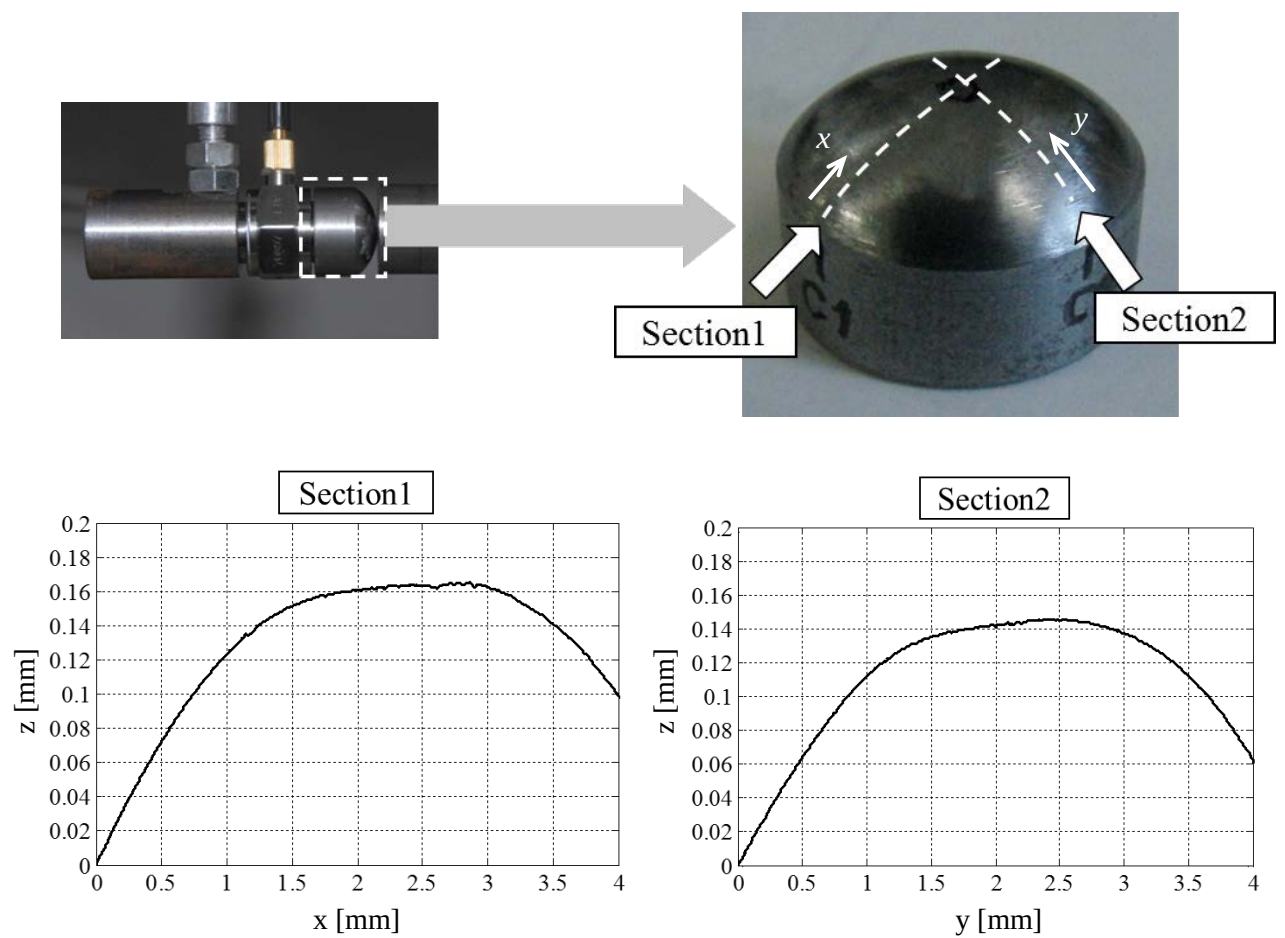


Figure 2.13 Shape of cross section of the test piece

図2. 13に示す衝突面の断面形状の計測結果をもとに半球面の先端に平面部を設けた場合の油膜減衰を Reynolds 方程式より求めた. 参考までに平面部がなく完全球面とした場合の解析結果も合せて示している. 油膜厚さが $10\mu\text{m}$ を下回ると急激に減衰係数が増大する点は両者に共通する傾向であるが, 油膜厚さが $5\mu\text{m}$ まで薄くなると平面部がある場合の方が完全球面の場合に比べ3倍程大きくなることが分かる.

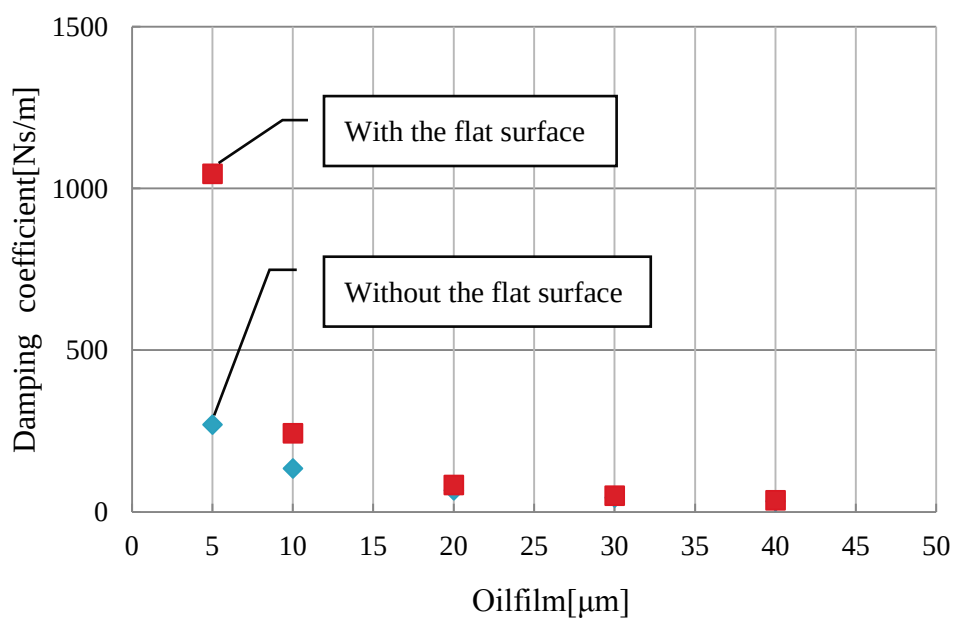
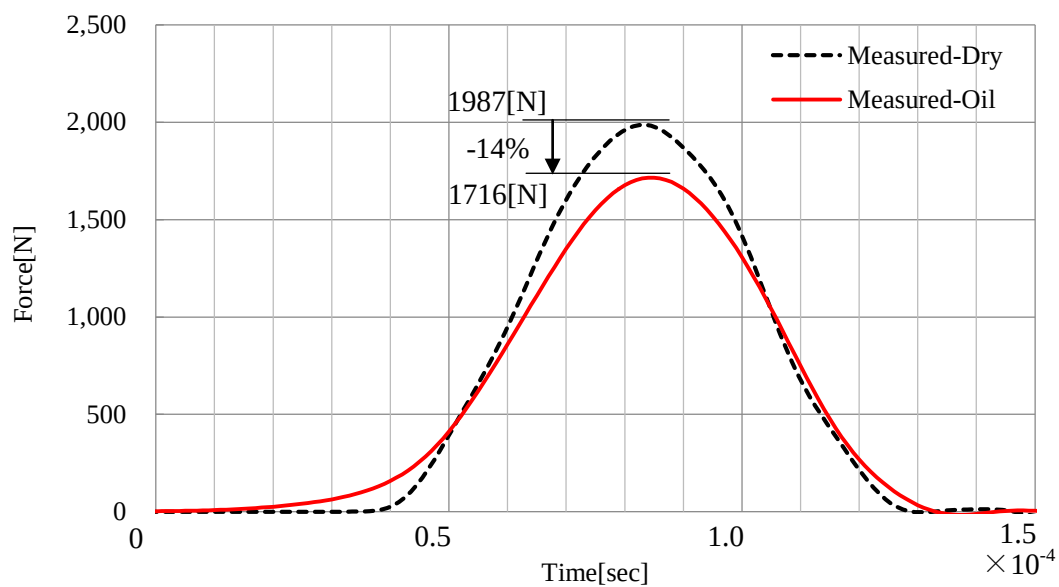
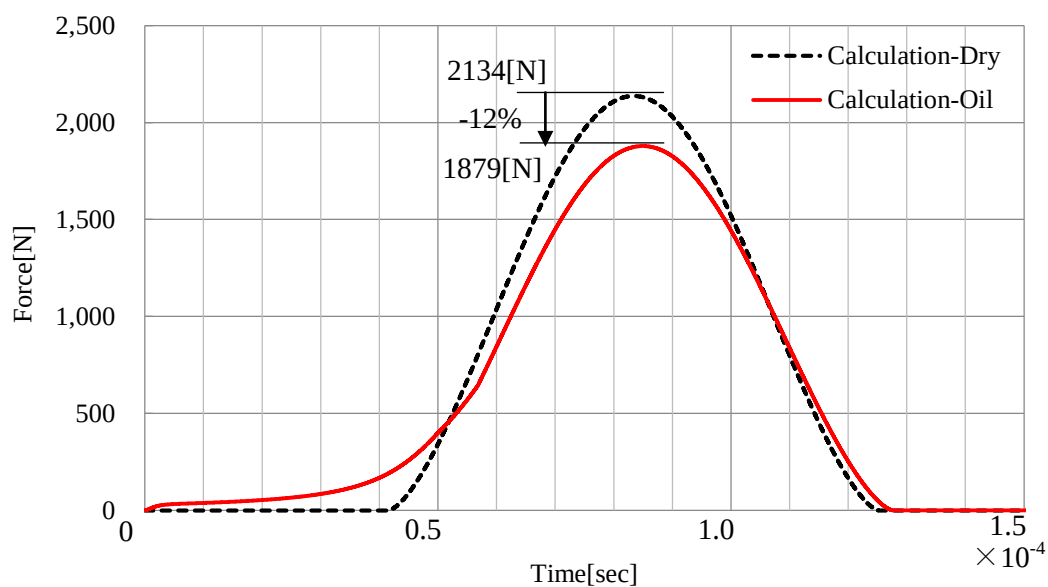


Figure 2.14 Calculation result of oil damping effect(with & without flat surface)

図2. 15に油膜有り無しの場合の衝突力波形の計算結果と実測結果の比較を示す。両者には良い一致がみられ、油膜直列結合モデルは妥当であるとみられる。



(a) Measurement result

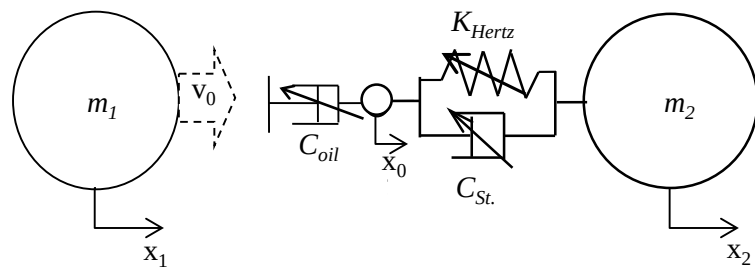


(b) Calculation result

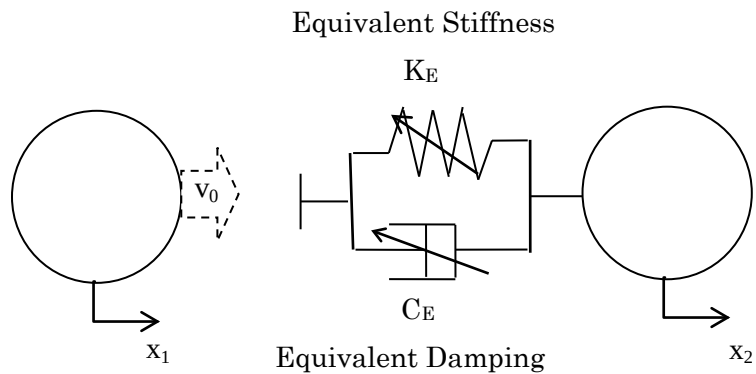
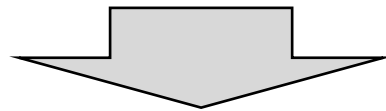
Figure 2.15 Comparison of measurement and calculation result

(2) 等価衝突モデルの導入

実測との比較により妥当性を確認した油膜直列結合モデルを歯車ガタ打ち部を有するエンジン連成振動解析プログラムに組込むには、油膜減衰と衝突ばね及び構造減衰を結合する節点の挙動も含めた応答計算が必要となり、計算時間が膨大となることが予想される。そこで本研究では図2.16に示すように直列結合モデルと等価な並列結合モデルを導入した。



(a) Series connection model (3 d.o.f)



(b) Equivalent model (2 d.o.f)

Figure 2.16 Series and equivalent parallel connection model considering oil damping

並列結合モデルの等価ばね定数と等価減衰係数は、図 2. 17 に示す直列結合モデルで計算される衝突力波形をもとに決定した。

図 2. 17 の時刻歴波形を質点間相対変位 $\delta (= x_1 - x_2)$ を横軸にとり、書き直すと図 2. 18 (a) のようになる。赤の点線は衝突ばね K_{Hertz} が負担するばね力 $(= K_{Hertz} \cdot (x_0 - x_2))$ を、青の一点鎖線は構造減衰 C_{st} が負担する減衰力 $(= C_{st} \cdot (\dot{x}_0 - \dot{x}_2))$ を示しており、これらの合力は中間節点において油膜反力 $(= C_{oil} \cdot (\dot{x}_1 - \dot{x}_0))$ と釣り合っている。また、圧縮時と伸張時ではばね力および減衰力が異なっており、圧縮時と伸張時で異なる値を設定する必要があるため、本研究では式 (2. 8) に示すように圧縮時のばね力 $F(k_c)$ と伸張時のばね力 $F(k_s)$ の平均値を等価ばね力 $F(k_E)$ として考え、式 (2. 9) により等価ばね定数 K_E を定義した。図 2. 18 (b) に等価ばね力、図 2. 19 (a) に等価ばね定数の計算結果を示す。

$$F(k_E) = (F(k_c) + F(k_s)) / 2 \quad (2.8)$$

$$K_E = F(k_E) / \delta \quad (2.9)$$

ここで、 δ は質点間相対変位であり、 $\delta = x_1 - x_2$ である。

次に、式 (2. 10) に示すように衝突力から等価ばね力を差し引いた分を等価減衰力とおき、等価減衰を式 (2. 11) により定義した。ただし、図 2. 18 (b) に示すように圧縮時と伸張時では等価減衰力が異なるため、そのままでは異なる等価減衰係数を設定する必要があるが、図 2. 19 (b) に示すように平均値をとることとした。また衝突力最大（変位最大）となる付近では質点間の相対速度が 0 となり、式 (2. 11) では等価減衰を定義できないため、この領域では一定値をとると仮定した。

$$F(c_E) = F - F(k_E) \quad (2.10)$$

$$C_E = F(c_E) / \dot{\delta} \quad (2.11)$$

ここで、 $\dot{\delta}$ は質点間相対変位であり、 $\dot{\delta} = \dot{x}_1 - \dot{x}_2$ である。

直列結合モデルと等価並列結合モデルの衝突力波形の比較を図 2. 20 に示す。両者のピーク値および周期は良く一致しており、得られた等価パラメータの妥当性を確認した。

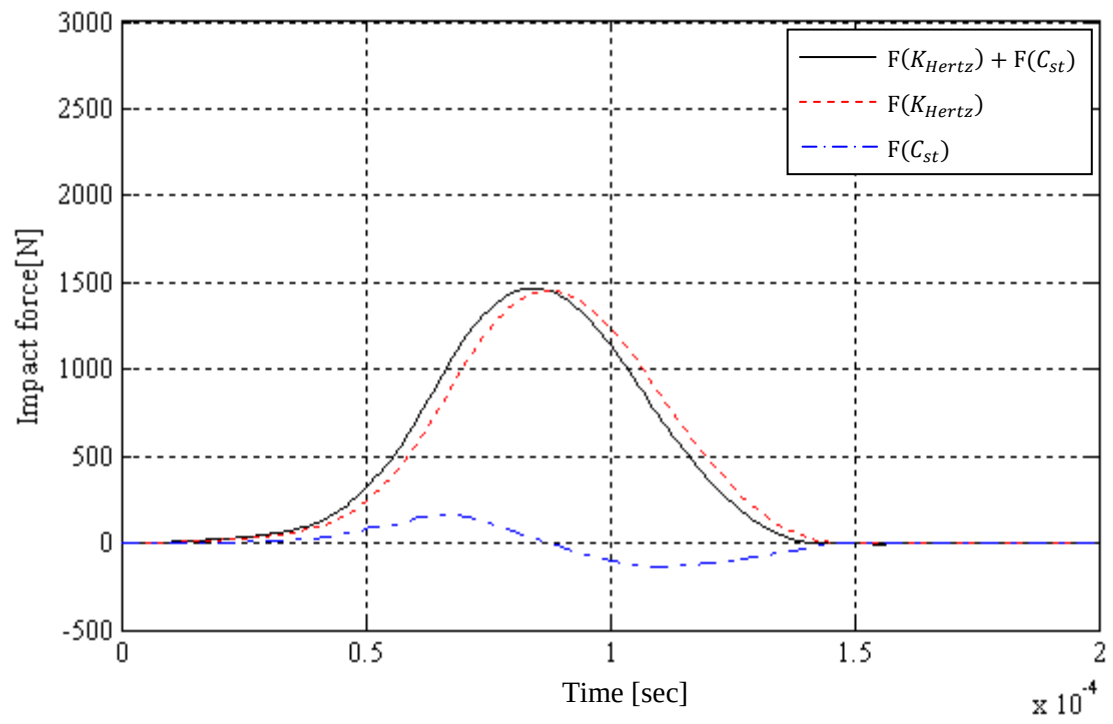
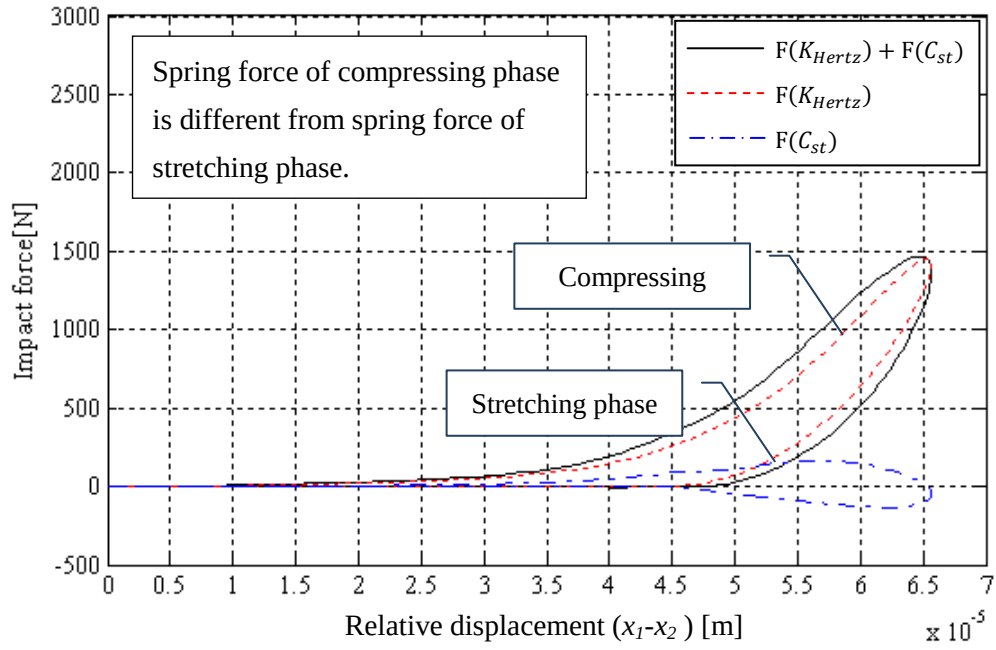
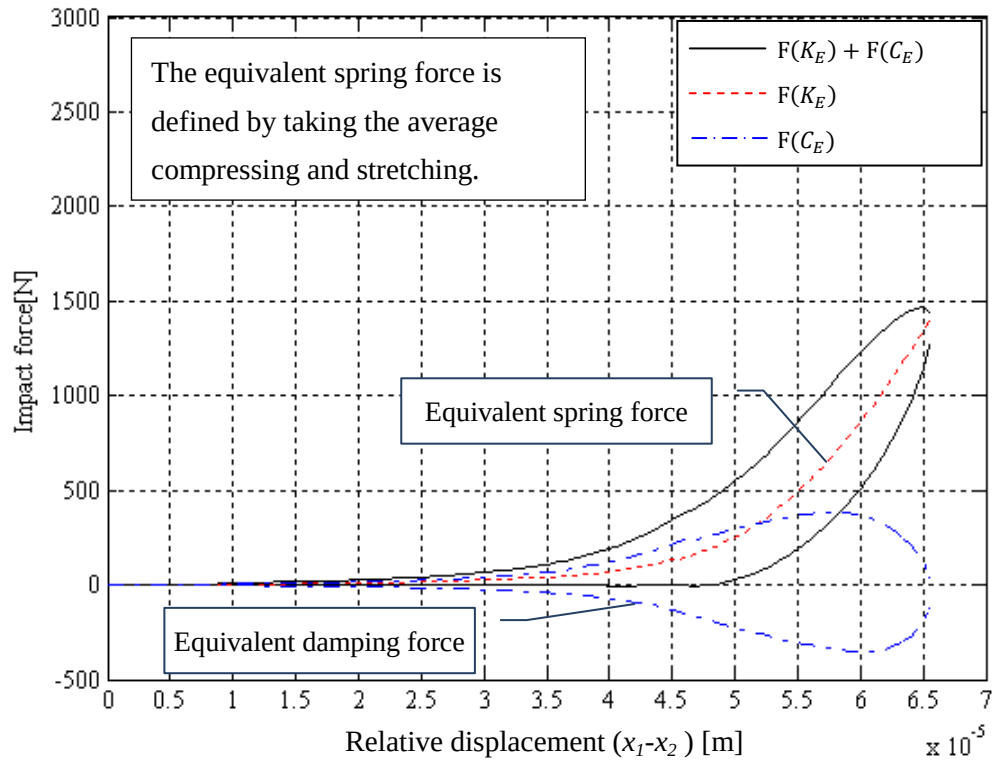


Figure 2.17 Impact force waveform

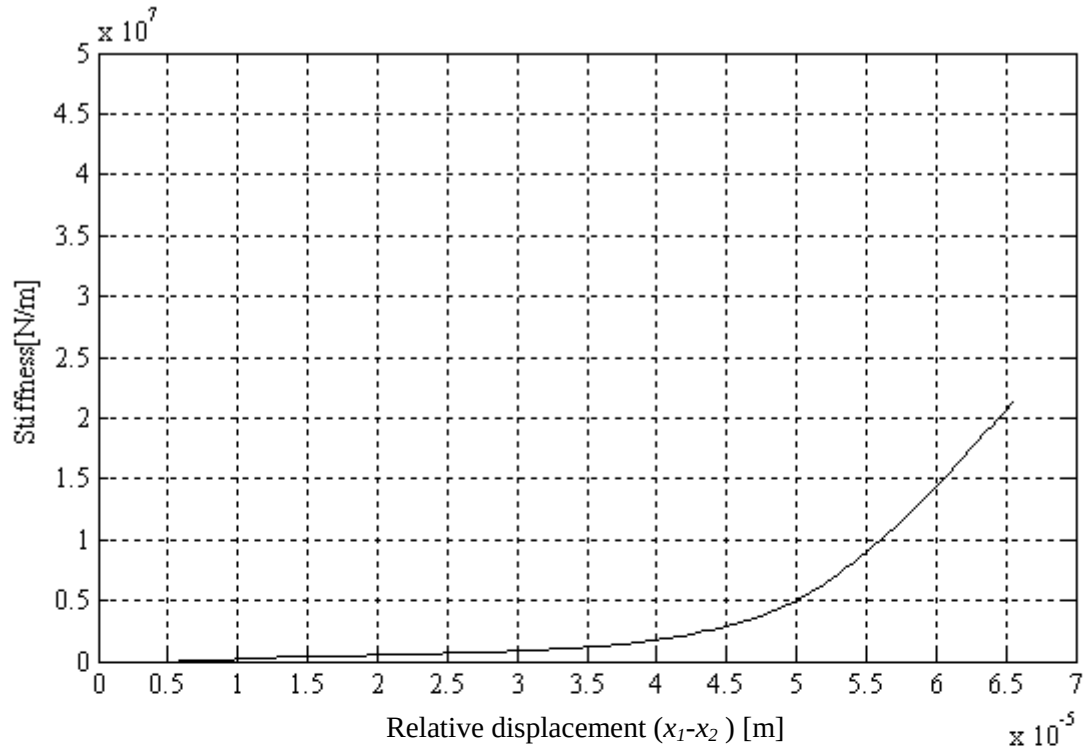


(a) Series connection model (3 d.o.f)

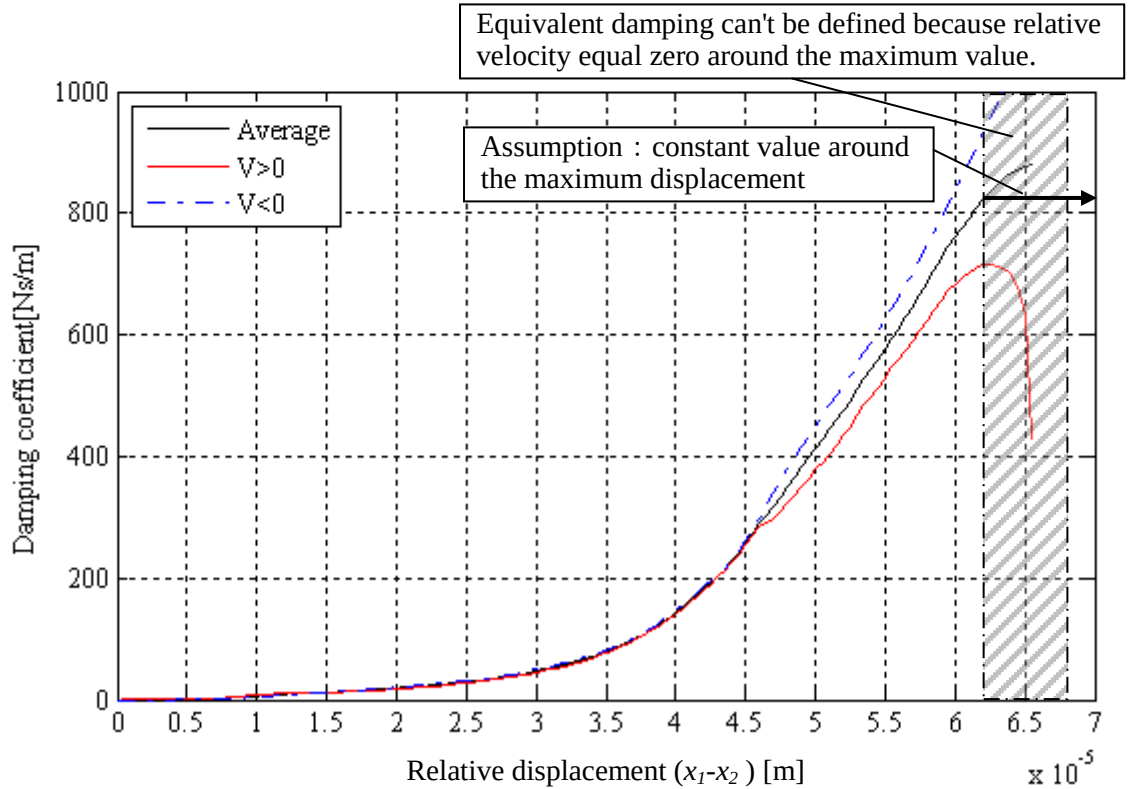


(b) Equivalent model (2 d.o.f)

Figure 2.18 Impact model considering oil damping

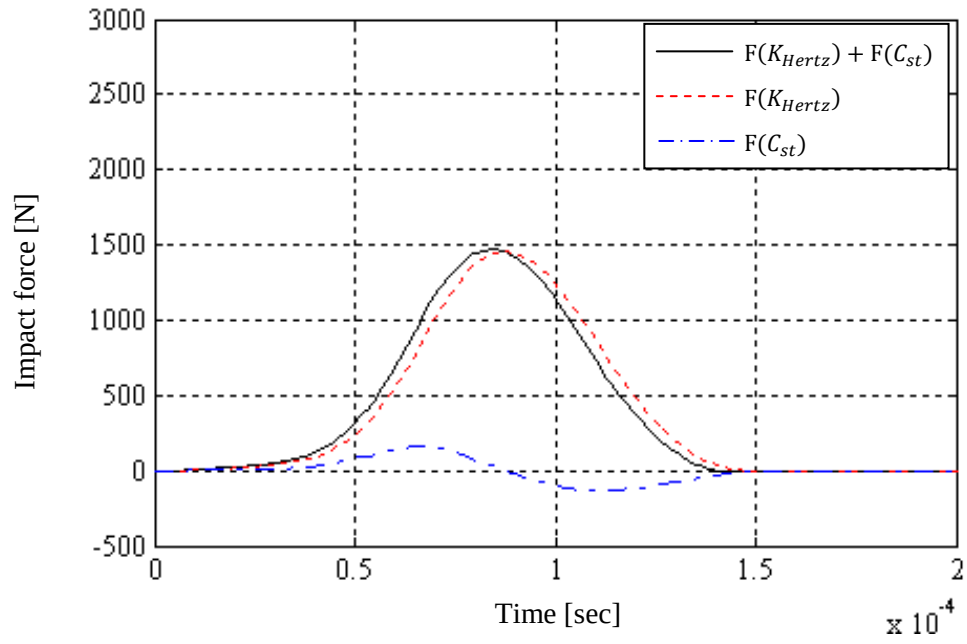


(a) Equivalent stiffness

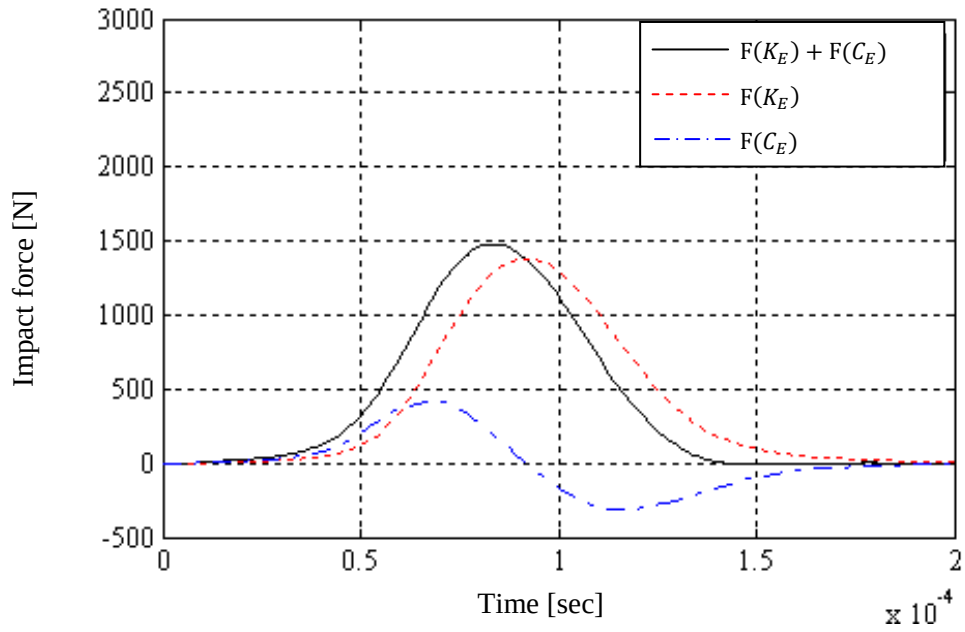


(b) Equivalent damping

Figure 2.19 Equivalent parameter of impact model(2 d.o.f)



(a) Series connection model (3 d.o.f)



(b) Equivalent model (2 d.o.f)

Figure 2.20 Comparison of the impact force (Series connection model v.s. Equivalent model)

2.2 運動方程式

2.2.1 エンジンブロック

エンジンブロックの運動方程式を静止座標系(O-XYZ)で表すと

$$M_0\ddot{x}_0 + C_0\dot{x}_0 + K_0x_0 = -F_{B1} - F_{B2} - F_{B3} - F_{B4} + F_{S0} + F_{G0} + F_{E0} - F_{C3} - F_{C4} \quad (2.12)$$

回転軸系からの軸受伝達力を結合部の剛性行列 $\mathbf{k}_B$ 、減衰行列 $\mathbf{c}_B$ を用いて次式で表す

$$\mathbf{F}'_{Bq} = \begin{bmatrix} \vdots \\ f_{Bq} \\ \vdots \end{bmatrix}, \quad q = 1 \sim 4$$

$$f'_{Bq} = -\mathbf{k}_{Bq}(x_{B0} - x_{Bq}) - \mathbf{c}_{Bq}(\dot{x}_{B0} - \dot{x}_{Bq}) \quad (2.13)$$

2.2.2 クランク軸

エンジンブロックなどの静止している構造から見たクランク軸の振動モードはクランク回転角とともに変化する。また、図2.21に特定のクランク回転角の状態でクランク軸とエンジンブロックが結合された系の固有振動数の計算結果を示すが、連成系の固有振動数も回転角とともに変化する。そこでエンジン全体系の連成振動応答をモード座標で計算する場合は、クランク軸の振動応答 $\mathbf{u}_1$ はクランク軸とともに角速度 ω_0 で回転する座標系O-UVWで記述する。クランクピンに作用する慣性力+ガス爆発力 $\mathbf{F}_c$ と遠心力 $\mathbf{F}_M$ 、主軸受部からの反力 $\mathbf{F}_{B1}$ 並びにクランク歯車の噛合い力 $\mathbf{F}_{G1}$ を考慮したクランク軸の運動方程式を回転座標系で表わすと次式となる。

$$\mathbf{M}_1\ddot{\mathbf{u}}_1 + (\mathbf{C}_1 + \Delta\mathbf{C}_1)\dot{\mathbf{u}}_1 + (\mathbf{K}_1 + \Delta\mathbf{K}_1)\mathbf{u}_1 = \mathbf{F}_M + \mathbf{F}_c + \mathbf{T}^t(\mathbf{F}_{B1} + \mathbf{F}_{G1}) \quad (2.12)$$

ただし、

$$\mathbf{F}_M = \omega_0^2 \mathbf{M} \mathbf{U} = \begin{pmatrix} \mathbf{F}_{Mj} \end{pmatrix}, \mathbf{F}_{Mj} = \omega_0^2 \begin{pmatrix} m_j U_j \\ m_j V_j \\ 0 \end{pmatrix}, \mathbf{M} = \begin{bmatrix} \ddots & & \\ & m_j & \\ & & \ddots \end{bmatrix}, \mathbf{m}_j = \begin{bmatrix} m_j & & \\ & m_j & \\ & & j \end{bmatrix} \quad \left. \vphantom{\begin{bmatrix} m_j & & \\ & m_j & \\ & & j \end{bmatrix}} \right\}$$

$$\begin{aligned}
\Delta \mathbf{C} &= \begin{bmatrix} \ddots & & \\ & \Delta \mathbf{C}_j & \\ & & \ddots \end{bmatrix}, \quad \Delta \mathbf{C}_j = 2\omega_0 \begin{bmatrix} 0 & -m_j & \\ m_j & 0 & \\ & & 0 \end{bmatrix}, \quad \Delta \mathbf{K} \\
&= \begin{bmatrix} \ddots & & \\ & \Delta \mathbf{K}_j & \\ & & \ddots \end{bmatrix} \quad (2.13) \\
\Delta \mathbf{K}_j &= -\omega_0^2 \begin{bmatrix} m_j & & \\ & m_j & \\ & & 0 \end{bmatrix}
\end{aligned}$$

ここで、 $\Delta \mathbf{C}_1, \Delta \mathbf{K}_1$ はクランク軸の運動方程式を回転座標系で導出しているために生じるコリオリ力に起因する付加行列である。また、回転座標系から見た歯車噛合い力 $\mathbf{T}_B^t \mathbf{F}_{G1}$ は次式で表わされる。歯車噛合い力の定式化の詳細は Appendix C に示す。

$$\mathbf{T}_B^t \mathbf{F}_{G1} = \begin{bmatrix} 0 \\ \vdots \\ \mathbf{T}_B^t \mathbf{F}_{12} \\ \vdots \\ 0 \end{bmatrix} = -\mathbf{K}_{11}^G \mathbf{u}_1 - \mathbf{C}_{11}^G \dot{\mathbf{u}}_1 + \mathbf{K}_{12}^G \mathbf{x}_2 + \mathbf{C}_{12}^G \dot{\mathbf{x}}_2 \quad (2.14)$$

ここで、 $\mathbf{T}_B^t$ は静止座標系から回転座標系への座標変換行列であり次式で表される。

$$\mathbf{T}_B^t = \begin{bmatrix} \ddots & & \\ & \mathbf{t}_1^t & \\ & & \ddots \end{bmatrix}, \quad \mathbf{t}_1^t = \begin{bmatrix} \mathbf{t}^t & \\ & 1 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{t} = \begin{bmatrix} \cos(\omega_0 t + \theta_z) & -\sin(\omega_0 t + \theta_z) \\ \sin(\omega_0 t + \theta_z) & \cos(\omega_0 t + \theta_z) \end{bmatrix} \quad (2.15)$$

また、 $\mathbf{x}_2$ は中間軸歯車噛み合い部の変位であり、エンジン騒音のレベルが問題となる 3kHz 以下の周波数域では歯車自体の弾性モードは存在しないので、剛体モードから求めた。

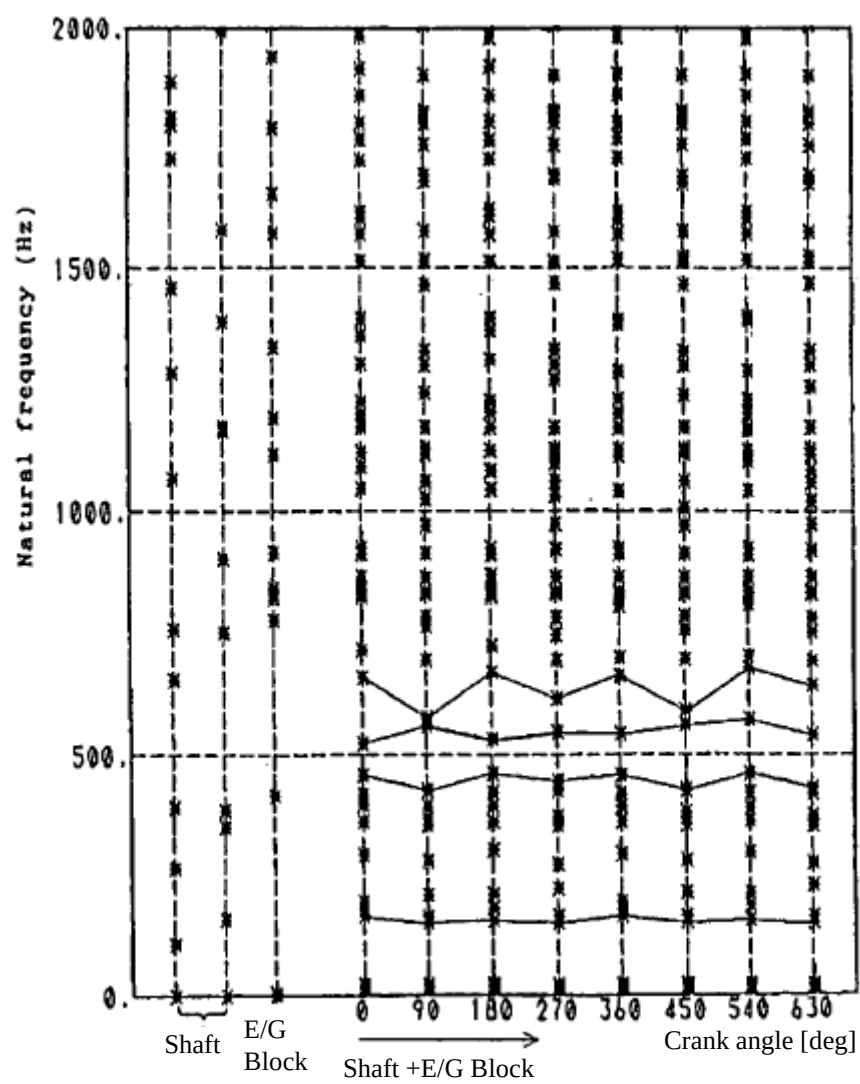


Figure 2.21 Natural frequencies changing with crank angle ¹³⁾

2. 2. 3 歯車軸系

(1) 中間歯車軸

軸対称体と仮定した中間歯車軸に、歯車噛み合い力による外力 $\mathbf{F}_{G2}$ と軸受反力 $\mathbf{F}_{B2}$ が作用する場合の運動方程式を静止座標系で表すと

$$\mathbf{M}_2 \ddot{\mathbf{x}}_2 + \mathbf{C}_2 \dot{\mathbf{x}}_2 + \mathbf{K}_2 \mathbf{x}_2 = \mathbf{F}_{G2} + \mathbf{F}_{B2} \quad (2.16)$$

歯車噛み合い力 $\mathbf{F}_{G2}$ にはクランク軸歯車、噴射ポンプ駆動歯車、動弁系駆動歯車の3点での噛み合い力が含まれ、次式で表わされる.

$$\mathbf{F}_{G2} = -\mathbf{K}_{22}^G \mathbf{x}_2 + \mathbf{K}_{21}^G \mathbf{u}_1 + \mathbf{K}_{23}^G \mathbf{x}_3 + \mathbf{K}_{24}^G \mathbf{x}_4 - \mathbf{C}_{22}^G \dot{\mathbf{x}}_2 + \mathbf{C}_{21}^G \dot{\mathbf{u}}_1 + \mathbf{C}_{23}^G \dot{\mathbf{x}}_3 + \mathbf{C}_{24}^G \dot{\mathbf{x}}_4 \quad (2.17)$$

(2) 噴射ポンプ駆動軸

歯車噛み合い力 $\mathbf{F}_{G3}$ 、軸受反力 $\mathbf{F}_{B3}$ 、噴射圧による力とモーメント $\mathbf{F}_{C3}$ が作用する場合の噴射ポンプ軸の運動方程式は静止座標系で次式となる.

$$\mathbf{M}_3 \ddot{\mathbf{x}}_3 + \mathbf{C}_3 \dot{\mathbf{x}}_3 + \mathbf{K}_3 \mathbf{x}_3 = \mathbf{F}_{G3} + \mathbf{F}_{C3} + \mathbf{F}_{B3} \quad (2.18)$$

中間歯車との噛み合い力 $\mathbf{F}_{G3}$ は

$$\mathbf{F}_{G3} = -\mathbf{K}_{33}^G \mathbf{x}_3 + \mathbf{K}_{32}^G \mathbf{x}_2 - \mathbf{C}_{33}^G \dot{\mathbf{x}}_3 + \mathbf{C}_{32}^G \dot{\mathbf{x}}_2 \quad (2.19)$$

(3) 動弁系駆動軸

歯車噛み合い力 $\mathbf{F}_{G4}$ 、軸受反力 $\mathbf{F}_{B4}$ 、動弁系からの力とモーメント $\mathbf{F}_{C4}$ が作用する場合の噴射ポンプ軸の運動方程式を静止座標系で表すと

$$\mathbf{M}_4 \ddot{\mathbf{x}}_4 + \mathbf{C}_4 \dot{\mathbf{x}}_4 + \mathbf{K}_4 \mathbf{x}_4 = \mathbf{F}_{G4} + \mathbf{F}_{C4} + \mathbf{F}_{B4} \quad (2.20)$$

中間歯車との噛み合い力 $\mathbf{F}_{G4}$ は

$$\mathbf{F}_{G4} = -\mathbf{K}_{44}^G \mathbf{x}_4 + \mathbf{K}_{42}^G \mathbf{x}_2 - \mathbf{C}_{44}^G \dot{\mathbf{x}}_4 + \mathbf{C}_{42}^G \dot{\mathbf{x}}_2 \quad (2.21)$$

と表される.

2. 2. 4 全体系の運動方程式

式 (2. 1 0) , (2. 1 2) , (2. 1 6) , (2. 1 8) , (2. 2 0) よりエンジンブロックと回転軸系の連成振動方程式は次式で表される.

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}\mathbf{x} = \mathbf{F} \quad (2.22)$$

ただし,

$$\mathbf{x} = (x_0, u_1, x_2, x_3, x_4)^t$$

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} \mathbf{M}_0 & & & & \\ & \mathbf{M}_1 & & & 0 \\ & & \mathbf{M}_2 & & \\ & & & \mathbf{M}_3 & \\ 0 & & & & \mathbf{M}_4 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} \mathbf{C}_0 + \mathbf{C}_{00}^B + \mathbf{C}_E & -\mathbf{C}_{01}^B & -\mathbf{C}_{02}^B & -\mathbf{C}_{03}^B & -\mathbf{C}_{04}^B \\ -\mathbf{C}_{10}^B & \mathbf{C}_1 + \Delta\mathbf{C}_1 + \mathbf{C}_{11}^B + \mathbf{C}_{11}^G & -\mathbf{C}_{12}^G & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ -\mathbf{C}_{20}^B & -\mathbf{C}_{21}^G & \mathbf{C}_2 + \mathbf{C}_{22}^B + \mathbf{C}_{22}^G & -\mathbf{C}_{23}^G & -\mathbf{C}_{24}^G \\ -\mathbf{C}_{30}^B & \mathbf{0} & -\mathbf{C}_{32}^G & \mathbf{C}_3 + \mathbf{C}_{33}^B + \mathbf{C}_{33}^G & \mathbf{0} \\ -\mathbf{C}_{40}^B & \mathbf{0} & -\mathbf{C}_{42}^G & \mathbf{0} & \mathbf{C}_4 + \mathbf{C}_{44}^B + \mathbf{C}_{44}^G \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} \mathbf{K}_0 + \mathbf{K}_{00}^B + \mathbf{K}_E & -\mathbf{K}_{01}^B & -\mathbf{K}_{02}^B & -\mathbf{K}_{03}^B & -\mathbf{K}_{04}^B \\ -\mathbf{K}_{10}^B & \mathbf{K}_1 + \Delta\mathbf{K}_1 + \mathbf{K}_{11}^B + \mathbf{K}_{11}^G & -\mathbf{K}_{12}^G & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ -\mathbf{K}_{20}^B & -\mathbf{K}_{21}^G & \mathbf{K}_2 + \mathbf{K}_{22}^B + \mathbf{K}_{22}^G & -\mathbf{K}_{23}^G & -\mathbf{K}_{24}^G \\ -\mathbf{K}_{30}^B & \mathbf{0} & -\mathbf{K}_{32}^G & \mathbf{K}_3 + \mathbf{K}_{33}^B + \mathbf{K}_{33}^G & \mathbf{0} \\ -\mathbf{K}_{40}^B & \mathbf{0} & -\mathbf{K}_{42}^G & \mathbf{0} & \mathbf{K}_4 + \mathbf{K}_{44}^B + \mathbf{K}_{44}^G \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{F} = \begin{bmatrix} \mathbf{F}_{S0} + \mathbf{F}_{G0} + \mathbf{F}_{E0} + \mathbf{F}_{G3} + \mathbf{F}_{S3} + \mathbf{F}_{G4} + \mathbf{F}_{S4} \\ \mathbf{F}_c + \mathbf{F}_M \\ \mathbf{0} \\ \mathbf{F}_{c3} \\ \mathbf{F}_{c4} \end{bmatrix}$$

(2.23)

2. 3 モード解析法の適用

2. 3. 1 各構造の固有振動特性

各構造の固有振動特性を拘束なしの境界条件で求める．固有振動方程式は各構造の質量行列 $\mathbf{M}_q$ 、剛性行列 $\mathbf{K}_q$ 、振動変位 $\mathbf{x}_q$ を用いて次式で表される．

$$(-\omega^2 \mathbf{M}_q + \mathbf{K}_q) \mathbf{x}_q = \mathbf{0} \quad (2.24)$$

FEM による固有値解析や実験モード解析を行えば固有円振動数 ω_{qn} や固有振動モード ϕ_{qn} が得られる．第 n 次モード有効質量は次式で表わされる．

$$\tilde{m}_{qn} = \phi_{qn}^t \mathbf{M}_q \phi_{qn} \quad (2.25)$$

固有振動モードに関する直交性は

$$\left. \begin{aligned} \tilde{\mathbf{M}}_q &= \Phi_{qn}^t \mathbf{M}_q \Phi_{qn} = \begin{bmatrix} \ddots & & \\ & \tilde{m}_{qn} & \\ & & \ddots \end{bmatrix} \\ \tilde{\mathbf{K}}_q &= \Phi_{qn}^t \mathbf{K}_q \Phi_{qn} = \begin{bmatrix} \ddots & & \\ & \tilde{m}_{qn} \omega_{qn}^2 & \\ & & \ddots \end{bmatrix} \end{aligned} \right\} \quad (2.26)$$

減衰行列 $\mathbf{C}_0$ に関しても次の直交性を仮定する

$$\tilde{\mathbf{C}}_q = \Phi_q^t \mathbf{C}_q \Phi_q = \begin{bmatrix} \ddots & & \\ & \tilde{c}_{qn} & \\ & & \ddots \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \ddots & & \\ & 2\zeta_{qn} \omega_{qn} \tilde{m}_{qn} & \\ & & \ddots \end{bmatrix} \quad (2.27)$$

2. 3. 2 モード展開

エンジン運転状態の振動応答を固有振動モード ϕ_{qn} の線形結合で表す．

エンジンブロックや歯車軸系に関しては

$$\mathbf{x}_q = \sum_{n=1}^{N_q} \phi_{qn} a_{qn} = \Phi_q \mathbf{a}_q, \quad q = 0, 2 \sim 4 \quad (2.28)$$

クランク軸に関しては

$$\mathbf{u}_1 = \sum_{n=1}^{N_1} \phi_{1n} a_{1n} = \Phi_1 \mathbf{a}_1 \quad (2.29)$$

式(2.28), (2.29)を式(2.22), (2.23)に代入し、各行の左から Φ_q^t をかけるとモード座標で表示した連成振動方程式が得られる

$$\tilde{\mathbf{M}}\ddot{\mathbf{a}} + \tilde{\mathbf{C}}\dot{\mathbf{a}} + \tilde{\mathbf{K}}\mathbf{a} = \tilde{\mathbf{F}} \quad (2.30)$$

ただし

$\mathbf{a} = (a_0, a_1, a_2, a_3, a_4)^t$: モード応答ベクトル

$$\tilde{\mathbf{M}} = \begin{bmatrix} \tilde{M}_0 & & & & \\ & \tilde{M}_1 & & & 0 \\ & & \tilde{M}_2 & & \\ & 0 & & \tilde{M}_3 & \\ & & & & \tilde{M}_4 \end{bmatrix}$$

$\tilde{\mathbf{C}}$

$$= \begin{bmatrix} \tilde{C}_0 + \tilde{C}_{00}^B + \tilde{C}_E & -\tilde{C}_{01}^B & -\tilde{C}_{02}^B & -\tilde{C}_{03}^B & -\tilde{C}_{04}^B \\ -\tilde{C}_{10}^B & \tilde{C}_1 + \Delta\tilde{C}_1 + \tilde{C}_{11}^B + \tilde{C}_{11}^G & -\tilde{C}_{12}^G & 0 & 0 \\ -\tilde{C}_{20}^B & -\tilde{C}_{21}^G & \tilde{C}_2 + \tilde{C}_{22}^B + \tilde{C}_{22}^G & -\tilde{C}_{23}^G & -\tilde{C}_{24}^G \\ -\tilde{C}_{30}^B & 0 & -\tilde{C}_{32}^G & \tilde{C}_3 + \tilde{C}_{33}^B + \tilde{C}_{33}^G & 0 \\ -\tilde{C}_{40}^B & 0 & -\tilde{C}_{42}^G & 0 & \tilde{C}_4 + \tilde{C}_{44}^B + \tilde{C}_{44}^G \end{bmatrix}$$

$\tilde{\mathbf{K}}$

$$= \begin{bmatrix} \tilde{K}_0 + \tilde{K}_{00}^B + \tilde{K}_E & -\tilde{K}_{01}^B & -\tilde{K}_{02}^B & -\tilde{K}_{03}^B & -\tilde{K}_{04}^B \\ -\tilde{K}_{10}^B & \tilde{K}_1 + \Delta\tilde{K}_1 + \tilde{K}_{11}^B + \tilde{K}_{11}^G & -\tilde{K}_{12}^G & 0 & 0 \\ -\tilde{K}_{20}^B & -\tilde{K}_{21}^G & \tilde{K}_2 + \tilde{K}_{22}^B + \tilde{K}_{22}^G & -\tilde{K}_{23}^G & -\tilde{K}_{24}^G \\ -\tilde{K}_{30}^B & 0 & -\tilde{K}_{32}^G & \tilde{K}_3 + \tilde{K}_{33}^B + \tilde{K}_{33}^G & 0 \\ -\tilde{K}_{40}^B & 0 & -\tilde{K}_{42}^G & 0 & \tilde{K}_4 + \tilde{K}_{44}^B + \tilde{K}_{44}^G \end{bmatrix}$$

$$\tilde{\mathbf{F}} = \begin{bmatrix} \tilde{F}_{S0} + \tilde{F}_{G0} + \tilde{F}_{E0} + \tilde{F}_{G3} + \tilde{F}_{S3} + \tilde{F}_{G4} + \tilde{F}_{S4} \\ \tilde{F}_c + \tilde{F}_M \\ 0 \\ \tilde{F}_{c3} \\ \tilde{F}_{c4} \end{bmatrix}$$

(2.31)

式(2.31)は式(2.23)に比べて次元が大幅に低減されており、時刻歴計算が容易に実施できる。

第3章 振動によるエンジン放射騒音解析法

3. 1 BEM (境界要素法)^{73), 74), 75)}によるエンジンブロックからの放射音解析

3. 1. 1 音場の解析モデルと Helmholtz 方程式

図 3. 1 に示すように音場の解析の対象となる空間を V , それ以外の空間を V' とする。

一般的に V は音源の表面 S から音場側に無限に広がる空間で, V' は音源の内部である。

3次元空間 V 内の圧力 p に関する波動方程式は次のヘルムホルツ方程式⁷⁴⁾で表わされる。

$$\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} - c^2 \nabla^2 p = 0 \quad (3.1)$$

ただし, c は音速であり, 境界の法線方向加速度 $\ddot{x}_n$ と音圧勾配 $\frac{\partial p}{\partial n}$ の間には

$$\frac{\partial p}{\partial n} = -\rho \ddot{x}_n \quad (3.2)$$

の関係がある。

角振動数 ω での定常的な変動を仮定して、

$$p = P e^{j\omega t} \quad (3.3)$$

とおくと, 式 (3. 1) は, 次式のようになる。

$$\nabla^2 P + \kappa^2 P = 0 \quad (3.4)$$

ただし, $\kappa = \frac{\omega}{c}$ は波数を表す。

3. 1. 2 境界積分方程式

波動方程式を満足する基本関数 φ を式 (3. 3) にかけて空間 V で積分すると,

$$\int_V (\nabla^2 P + \kappa^2 P) \varphi dV = 0 \quad (3.5)$$

ただし、3次元音場の場合は

$$\left. \begin{aligned} \varphi &= \frac{e^{-j\kappa r}}{r} \\ \nabla^2 \varphi + \kappa^2 \varphi &= 0 \\ r_{lm} &= \sqrt{(x_m - x_l)^2 + (y_m - y_l)^2 + (z_m - z_l)^2}, (r_{lm} \neq 0, m \in V) \end{aligned} \right\} \quad (3.6)$$

となる.

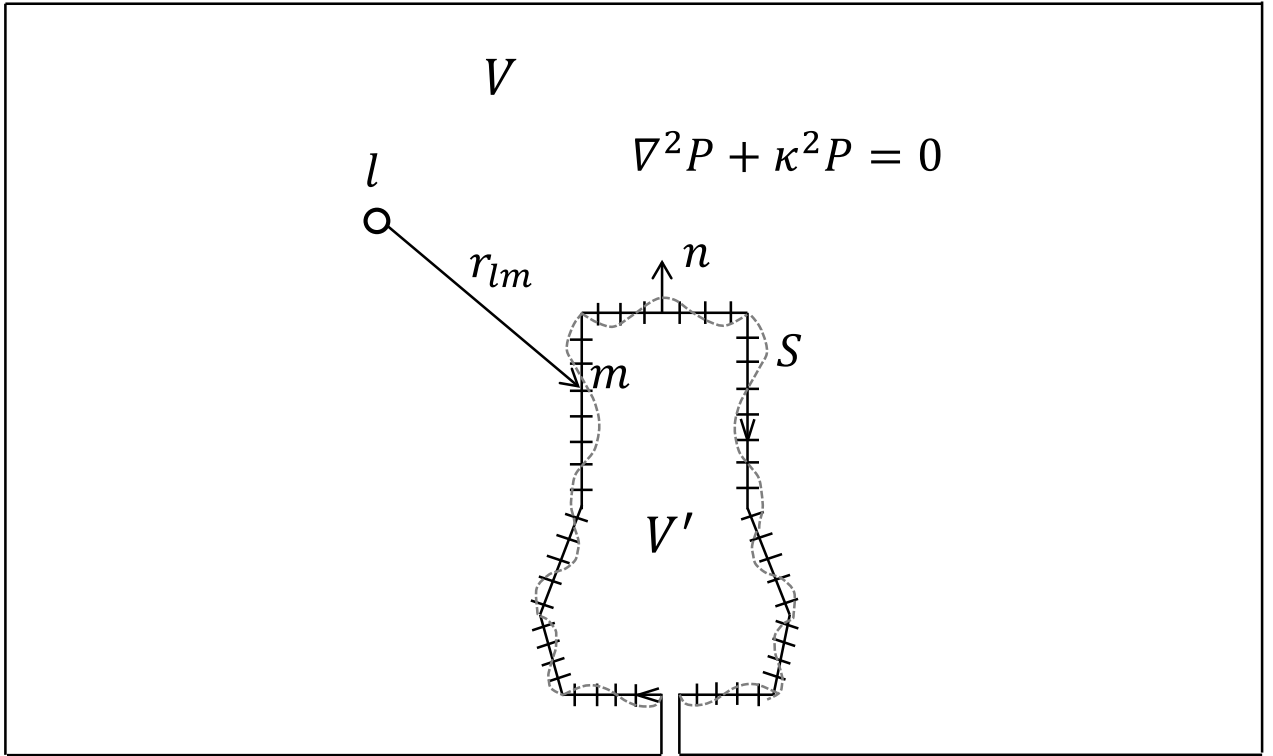


Figure 3.1 Analytical model of acoustic field

3. 1. 3 Green の定理の適用及び離散化

式 (3. 5) に Green の定理を適用すると、点 l が境界 S 上にある場合と領域 V 内にある場合の音圧は次式で表わされる。

(a) 点 l が境界 S の上にある場合。

$$(l \in S), \quad P_l = -\frac{1}{2\pi} \int_S \left(\varphi \frac{\partial P}{\partial n} - P \frac{\partial \varphi}{\partial n} \right) dS \quad (3.7)$$

(b) 点 l が領域 V の内部にある場合。

$$(l \in V, l \notin S), \quad P_l = -\frac{1}{4\pi} \int_S \left(\varphi \frac{\partial P}{\partial n} - P \frac{\partial \varphi}{\partial n} \right) dS \quad (3.8)$$

境界表面を N 個の要素に分割し、要素内の圧力を一定と仮定して離散化を行うと次式が得られる。ただし、 m は境界上の点である。

(a') 点 l が境界 S の上にある場合。

$$(l \in S), \quad P_l = -\frac{1}{2\pi} \sum_{m=1}^N \left\{ \frac{\partial P_m}{\partial n} \int_{S_m} \frac{e^{-j\kappa r_{lm}}}{r_{lm}} dS_m - \int_{S_m} P_m \frac{\partial}{\partial n} \left(\frac{e^{-j\kappa r_{lm}}}{r_{lm}} \right) dS_m \right\} \quad (3.9)$$

(b') 点 l が領域 V の内部にある場合。

$$(l \in V, l \notin S), \quad P_L = -\frac{1}{4\pi} \sum_{m=1}^N \left\{ \frac{\partial P_m}{\partial n} \int_{S_m} \frac{e^{-j\kappa r_{lm}}}{r_{lm}} dS_m - \int_{S_m} P_m \frac{\partial}{\partial n} \left(\frac{e^{-j\kappa r_{lm}}}{r_{lm}} \right) dS_m \right\} \quad (3.10)$$

3. 1. 4 境界上及び領域内部の観測点の音圧の計算

影響係数 g_{lm}, h_{lm} を次のように定義すると,

$$g_{lm} = \frac{1}{2\pi} \int_{S_m} \frac{e^{-j\kappa r_{lm}}}{r_{lm}} dS_m \quad (3.11)$$

$$h_{lm} = \begin{cases} -1 & , (l = m) \\ \frac{1}{2\pi} \int_{S_m} \frac{\partial}{\partial n} \left(\frac{e^{-j\kappa r_{lm}}}{r_{lm}} \right) dS_m & , (l \neq m) \end{cases} \quad (3.12)$$

表面上の音圧 P_m と音圧勾配 $\frac{\partial P_m}{\partial n}$ の関係式である式 (3. 8) は次式となる。

$$\sum_{m=1}^N h_{lm} P_m = \sum_{m=1}^N g_{lm} \frac{\partial P_m}{\partial n} \quad (3.13)$$

また式 (3. 8) は $l=1 \sim N$ まで N 個存在するので, 式 (3. 13) を行列表示すると,

$$\begin{pmatrix} -1 & h_{12} & \cdots & \cdots & h_{1N} \\ h_{21} & -1 & & & \vdots \\ \vdots & & \ddots & & \vdots \\ \vdots & & & -1 & \vdots \\ h_{N1} & \cdots & \cdots & \cdots & -1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} P_1 \\ P_2 \\ \vdots \\ \vdots \\ P_N \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} g_{11} & g_{12} & \cdots & \cdots & g_{1N} \\ g_{21} & g_{22} & & & \vdots \\ \vdots & & \ddots & & \vdots \\ \vdots & & & \ddots & \vdots \\ g_{N1} & \cdots & \cdots & \cdots & g_{NN} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \frac{\partial P_1}{\partial n} \\ \frac{\partial P_2}{\partial n} \\ \vdots \\ \vdots \\ \frac{\partial P_N}{\partial n} \end{pmatrix} \quad (3.14)$$

ここで

$$\mathbf{H} = \begin{pmatrix} -1 & h_{12} & \cdots & \cdots & h_{1N} \\ h_{21} & -1 & & & \vdots \\ \vdots & & \ddots & & \vdots \\ \vdots & & & -1 & \vdots \\ h_{N1} & \cdots & \cdots & \cdots & -1 \end{pmatrix}, \quad \mathbf{G} = \begin{pmatrix} g_{11} & g_{12} & \cdots & \cdots & g_{1N} \\ g_{21} & g_{22} & & & \vdots \\ \vdots & & \ddots & & \vdots \\ \vdots & & & \ddots & \vdots \\ g_{N1} & \cdots & \cdots & \cdots & g_{NN} \end{pmatrix}, \quad \mathbf{P} = \begin{pmatrix} P_1 \\ P_2 \\ \vdots \\ \vdots \\ P_N \end{pmatrix}, \quad \frac{\partial \mathbf{P}}{\partial n} = \begin{pmatrix} \frac{\partial P_1}{\partial n} \\ \frac{\partial P_2}{\partial n} \\ \vdots \\ \vdots \\ \frac{\partial P_N}{\partial n} \end{pmatrix} \quad (3.15)$$

とおくと

$$\mathbf{HP} = \mathbf{G} \frac{\partial \mathbf{P}}{\partial n} \quad (3.16)$$

よって, 表面の音圧 $\mathbf{P}$ は次式で求められる。

$$\mathbf{P} = \mathbf{H}^{-1} \mathbf{G} \frac{\partial \mathbf{P}}{\partial n}, \quad \left(\frac{\partial p}{\partial n} = -\rho \ddot{x}_n \right) \quad (3.17)$$

領域内部の観測点 l の音圧 P_l は式 (3. 17) で求められた表面の音圧 $\mathbf{P}$ を式 (3. 10) に代入して求める。

3. 1. 5 音響インテンシティ I と音響放射パワー W

音響インテンシティは単位時間に単位面積を通る音波のエネルギーであり、音圧 p と粒子速度 v を用いて次式で定義される。

$$I = \frac{1}{T} \int_0^T p v dt = \langle p v \rangle \quad (3.18)$$

インテンシティレベルは $L_I = 10 \log \left(\frac{I}{I_0} \right) [dB]$ ，基準値 $I_0 = 10^{-12} [W/m^2]$ で表わされる。

構造物表面 S から放射される音響放射パワー W は音響インテンシティ I を全表面に渡って積分することにより求められる。

$$W = \int_S I_n dS = \int_S \langle p \dot{x}_n \rangle dS \quad (3.19)$$

ここで、 I_n は構造物表面の法線方向の音響インテンシティである。また、音響放射パワーレベルは $L_W = 10 \log \left(\frac{W}{W_0} \right) [dB]$ ，基準値 $W_0 = 10^{-12} [W]$ で表わされる。

角周波数 ω における音響放射パワー $W(\omega)$ を BEM で求める場合は、式 (3. 2) を用いて構造物表面の法線方向加速度を音圧勾配に変換して次式の様に求めることができる。

$$W(\omega) = \int_S \frac{1}{-j\rho\omega} \langle P(\omega) \frac{\partial P(\omega)}{\partial n} \rangle dS \quad (3.20)$$

3. 2 音響放射効率を用いた音響放射パワー予測法

エンジン振動による放射騒音を厳密に計算する場合は、第2章のエンジン連成振動解析法でエンジン構造表面の加速度応答の時刻歴波形を求め、それを周波数領域に変換して周波数ごとにBEM解析を実施して、騒音スペクトルを決定する。この計算プロセスでは計算時間を要するBEM解析の回数が多くなる。例えば、 $N_E=1200\text{rpm}$ で3kHz迄の周波数スペクトルを求める場合、クランク角1度毎の時間刻みで計算結果を出力する必要がある、720回のBEM解析が必要となる。一方、エンジン表面の振動応答は固有振動モードの重ね合わせで表現できるので、各固有振動モードの音響放射特性を利用して、エンジン振動応答から簡便に音響放射パワーを推定する方法を考える。

3. 2. 1 エンジン構造の固有振動モードの音響放射効率 σ

図3.2に示すエンジン構造のFEMモデルの表面幾何データをもとに、エンジン音響放射解析のためのBEMモデルを作成する。エンジンの各固有振動モードに対応する表面加速度を音響境界条件として与えてBEMで表面の放射音圧を求めて、式(3.20)から音響放射パワー $W(\omega_n)$ を計算する。一方、同じ条件で計算したエンジン表面の二乗平均速度 $\langle V^2(\omega_n) \rangle$ を求める。エンジン構造の振動によって放射される音響放射パワー $W(\omega_n)$ と、面積 S のピストン音源からの音響放射パワー $\rho c \langle V^2(\omega_n) \rangle S$ の比をとって、次のエンジン構造の第 n 次振動モードに対する音響放射効率 $\sigma(\omega_n)$ を定義する。

$$\sigma(\omega_n) = \frac{W(\omega_n)}{\rho c \langle V^2(\omega_n) \rangle S} = \frac{\iint_S I_n(\omega_n) dS}{\rho c \langle V^2(\omega_n) \rangle S} \quad (3.21)$$

図3.3にエンジン構造の固有振動モードに対する音響放射効率の計算結果(青線)と振り1次モード、曲げ1次モード、曲げ2次モードの音響放射効率の計測結果(○印)との比較を示す⁶⁴⁾が実測値と計算値はほぼ一致している。

音響放射効率は構造の曲げ波の波長が音の波長より短い低周波数域ではクランクケースの振動が音に変換されにくいため1より小さい値となる。一方、曲げ波の波長が音の波長より長くなる高周波数域では1に近い値をとる。このように主要モードについて実験結果と計算結果は実用上十分な精度で一致していることを確認している。

3. 2. 2 運転状態での音響放射効率

ガス爆発力やピストンスラップ力等のエンジン起振力が作用した場合のエンジン構造表面振動の時刻歴波形を第2章に示す方法で計算し、その波形を周波数分析して各周波数における表面振動加速度の振幅と位相をBEM要素毎に求めて、各周波数における音圧及び音響放射パワーを計算する。式(3.21)を用いて周波数ごとに音響放射効率 $\sigma(\omega)$ を計算した結果を図3.3(赤線)に示す。

この結果は固有振動モード毎の音響放射効率 $\sigma(\omega_n)$ を結ぶ近似曲線とほぼ一致しており、この近似曲線を用いて、エンジン構造表面の二乗平均速度 $V^2(\omega)$ から音響放射パワー $W(\omega)$ を簡便に推定できる。

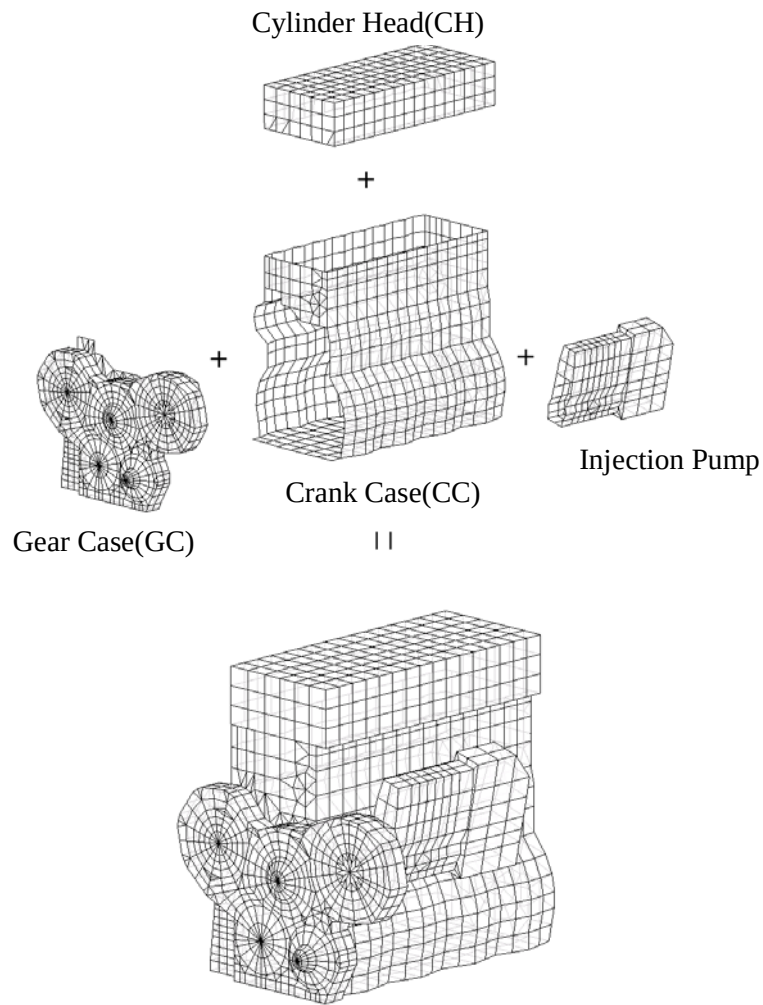


Figure 3.2 BEM model of engine structure

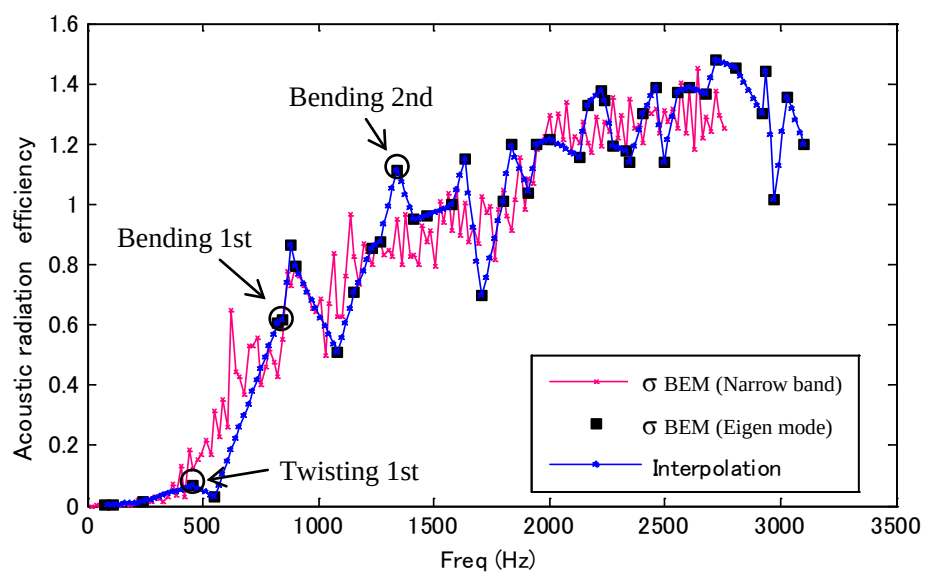


Figure 3.3 Acoustic radiation efficiencies

3. 3 エンジン機関音再生法

本研究では BEM で求めた任意の観測点におけるエンジン放射音の周波数スペクトルを逆フーリエ変換することによって時刻歴波形に変換するプログラム開発も行った．これによりエンジン開発に関わる設計者，研究者，販売に関わる営業担当者や顧客まで自分の耳でのエンジン機関音の聴感試験が可能となった．

観測点 l の音圧スペクトル P_l を逆フーリエ変換し，時間領域での騒音波形を作成する．騒音波形はフーリエ級数によって与えられ次式のように表される．

$$p_l(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} \left(a_n \cos \frac{2n\pi t}{T} + b_n \sin \frac{2n\pi t}{T} \right) \quad (3.22)$$

ここで， a_n, b_n はフーリエ級数であり，

$$a_n = \frac{2}{T} \int_{-T/2}^{T/2} x(t) \cos \frac{2n\pi t}{T} dt \quad (3.23)$$

$$b_n = \frac{2}{T} \int_{-T/2}^{T/2} x(t) \sin \frac{2n\pi t}{T} dt \quad (3.24)$$

と表され，BEM により求めた音圧スペクトル P_l の各周波数成分の実部と虚部に相当する．

なお， T は騒音波形の周期である．

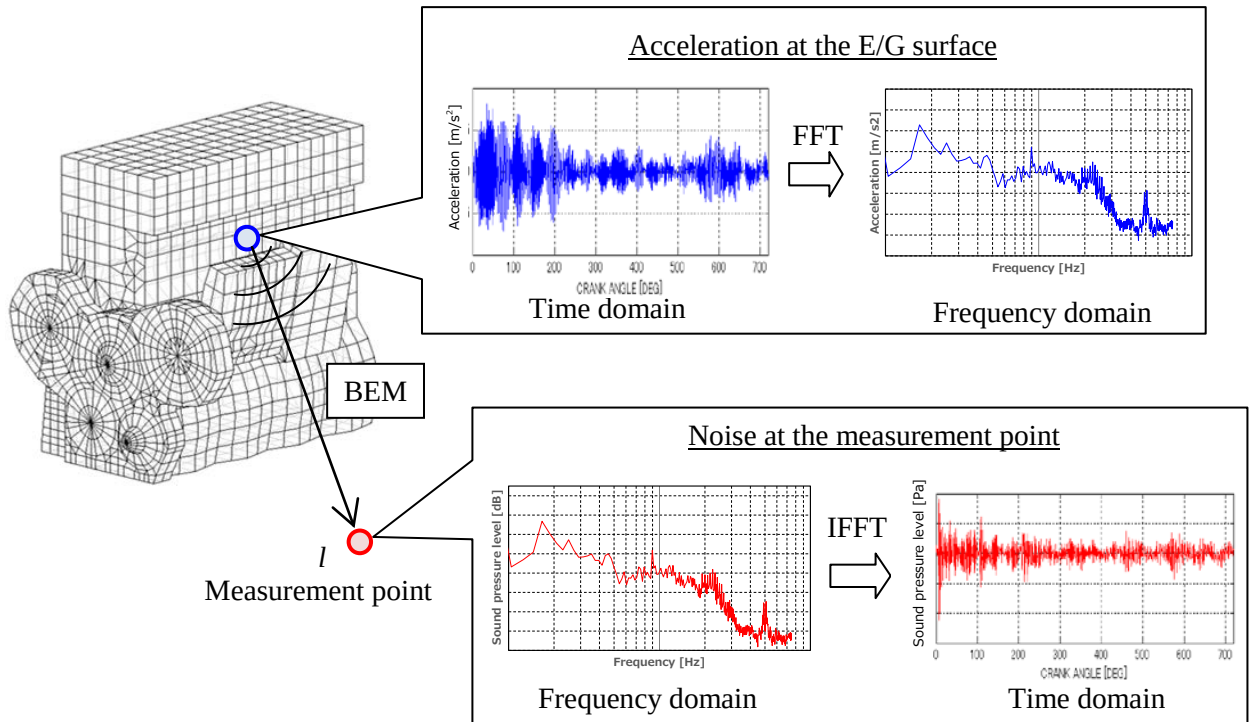


Figure 3.4 Conversion from frequency spectrum of the time history waveform

第4章 歯車バックラッシュがエンジン騒音に及ぼす影響

本研究が対象としている発電セットやフォークリフト、建設機械などに用いられる産業用ディーゼルエンジンは連続的な高負荷運転を行うため、燃料噴射ポンプや動弁系軸の駆動トルクをクランク軸から伝達するための歯車列が用いられることが多い。負荷トルクが大きい場合は噛合い時の歯面剛性変動に起因する振動騒音が問題となるので歯型修正や噛合い率の調整等が行われる。一方、無負荷運転時には歯車軸系に作用する負荷トルクが小さいため、歯面分離が発生しエンジン騒音増大の原因となる。歯面分離によるエンジン騒音を低減するために、歯車間のバックラッシュ（歯面の噛み合い方向の隙間）を詰めることがよく行われるが、エンジン回転数によって騒音低減効果が異なることが多い。本章では第2章で提案したエンジンプロックと回転しているクランク軸・中間歯車・噴射ポンプ軸・動弁系駆動軸の連成振動解析法を用いて歯車バックラッシュ量の変化がエンジンプロック表面からの放射騒音に及ぼす影響を、エンジンの低回転域（ローアイドル $N_E=700\text{rpm}$ ）と高回転域（ハイアイドル $N_E=2500\text{rpm}$ ）について定量的に検討した。

また、歯車バックラッシュ変更がエンジン音質に与える影響を評価するために、本研究で対案する手法を用いてエンジン騒音の再生を行い、直接耳で聞いて音質の変化を評価することを可能とした。

4. 1 計算条件

4. 1. 1 運転条件

歯車列のバックラッシュ量を変化させた場合の各部の振動応答並びに騒音レベルの変化を計算し、実機エンジンでバックラッシュ量を変化させた場合の計測結果と比較した。計算対象としたエンジンは副室式4サイクル・4シリンダーディーゼルエンジンであり、排気量は約3.3Lである。エンジンの諸元表を表4. 1に示す。

また計算条件は表4. 2に示すように無負荷（アイドリング状態）で、エンジン回転数は700rpm（低回転時）と2500rpm（高回転時）とした。

Table 4.1 Specification of MHI small sized high speed Diesel engine (S4S)

Type			4cycle・Water-cooled diesel engine(Normally aspirated)
Num. of cylinder		—	4
Bore×Stroke		mm	94 × 120
Total stroke volume		cc	3,331 cc
Type of Comb. chamber		—	Swirl-chamber
Size	Length	mm	781 mm
	Width	mm	567 mm
	Height	mm	717 mm
Dry mass		kg	245 kg
Starting system		—	Cell-motor starting
Fuel type		—	Disel

Table 4.2 Calculation condition

	Low-Idle	High-Idle
Load	No loading	
Engine revolution speed N_E [rpm]	700	2500

4. 1. 2 歯車衝突モデルのパラメータ設定

第2章で述べたように本研究では計算時間の短縮を狙いとし、歯車噛合い部の衝突モデルに油膜減衰と歯面剛性の直列結合モデルと等価な並列結合モデルを導入した。歯車列を構成する各歯車の諸元一覧を表4. 2に示す。

Table 4.3 Specification of the gears

	Crank gear	Intermediate gear	Injection pump drive gear	Valve train drive gear
Module m [mm]	2.5	2.5		
Pressure angle α [°]	20	20		
Number of teeth Z	23	49		
Tooth width b [mm]	25.5	20		
Pitch diameter d [mm]	57.5	122.5		
Tooth surface curvature radius at the pitch point R [mm]	7.06	15.0		

図4. 1に示すように歯車列の噛合い部は Part 1～Part 3までの3カ所ある．表4. 3に示す各噛合い部を構成する歯車諸元の組み合わせについて歯面衝突シミュレーションを実施し式（2. 8）～（2. 11）に示す方法により衝突モデルの等価剛性，等価減衰を決定した．

図4. 2に $\delta_2=40\mu\text{m}$ 時の等価剛性，等価減衰を，図4. 3に $\delta_2=90\mu\text{m}$ 時の値を示す．なお噛合い部(Meshing part) 2 と 3は同じ諸元のギヤの組合せとなるため，等価パラメータは同一である．得られたパラメータの変位特性をもとに，エンジン振動解析プログラムの中で時々刻々と変わる噛合い部の歯面間相対変位に対応するパラメータを内挿により決定しシミュレートを行った．

Table 4.3 Gear combination of meshing parts

	Meshing Part1	Meshing Part2	Meshing Part3
Drive gear	Crank gear	Intermediate gear	
Driven gear	Intermediate gear	Injection pump drive gear	Valve train drive gear
Gear backlash of one side δ_2 [μm]	40, 90 ^{*1}	40, 90 ^{*1}	40, 90 ^{*1}
Oil film thickness $\delta_2-\delta_1$ ^{*2} [μm]	34, 77	34, 77	34, 77

*1 : 2 cases of the calculation were conducted in order to survey the effect of the backlash quantity.

*2 : It was adopted the assumption that 85% of the backlash is filled with lubricant oil.

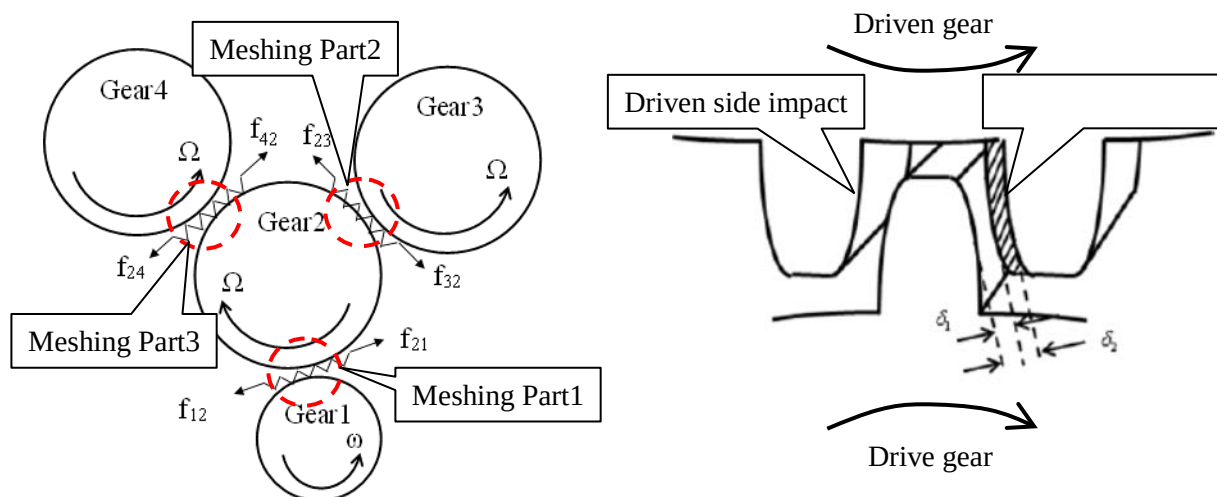
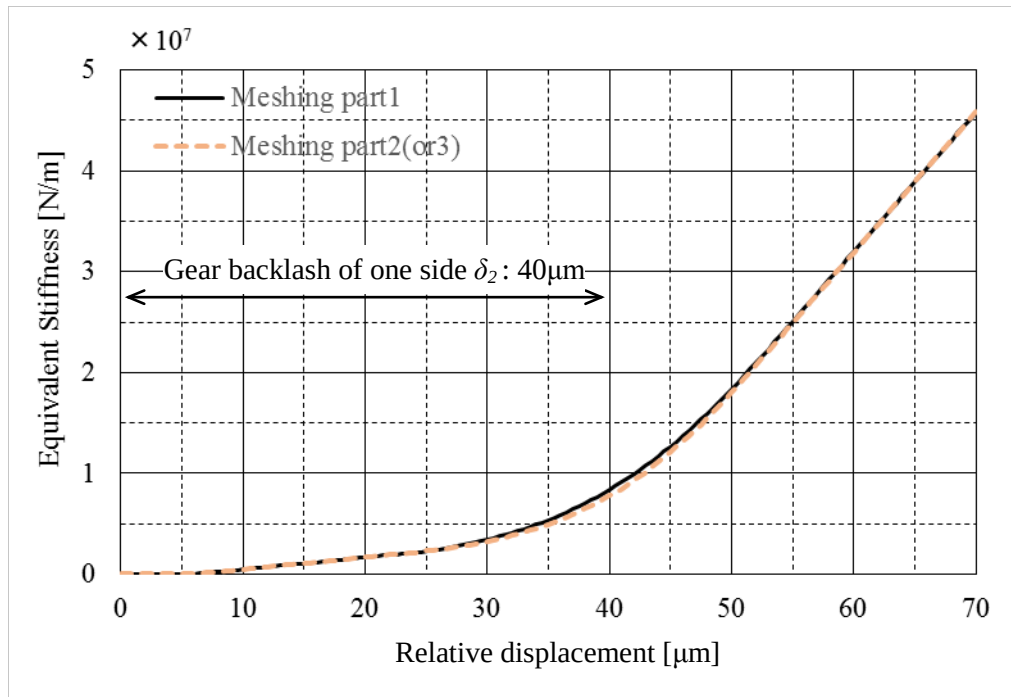
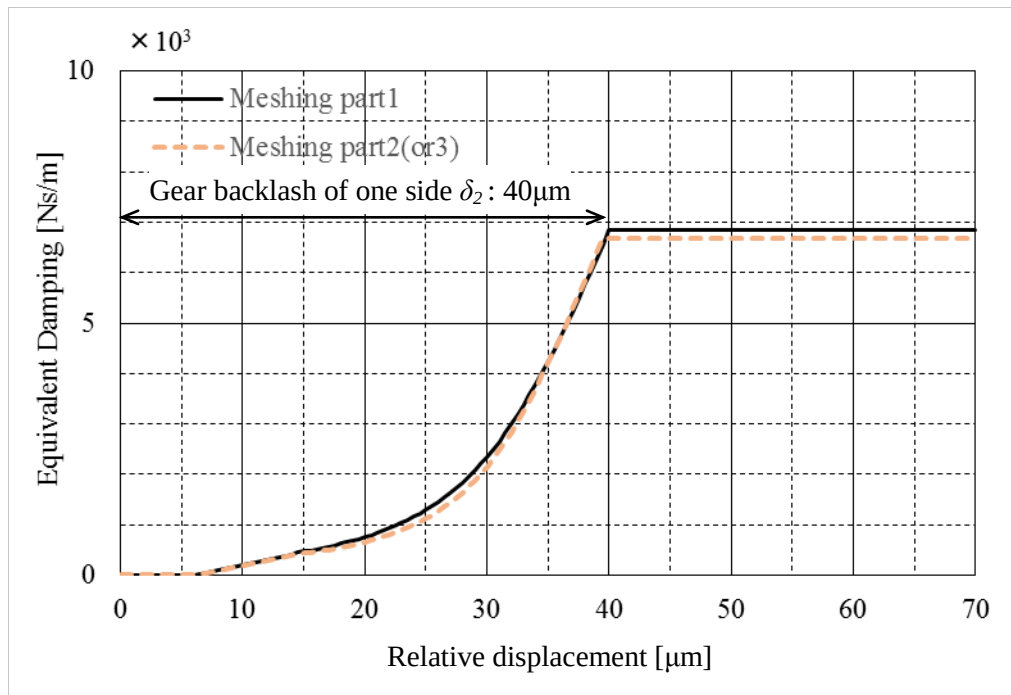


Figure 4.1 Meshing parts of gear train

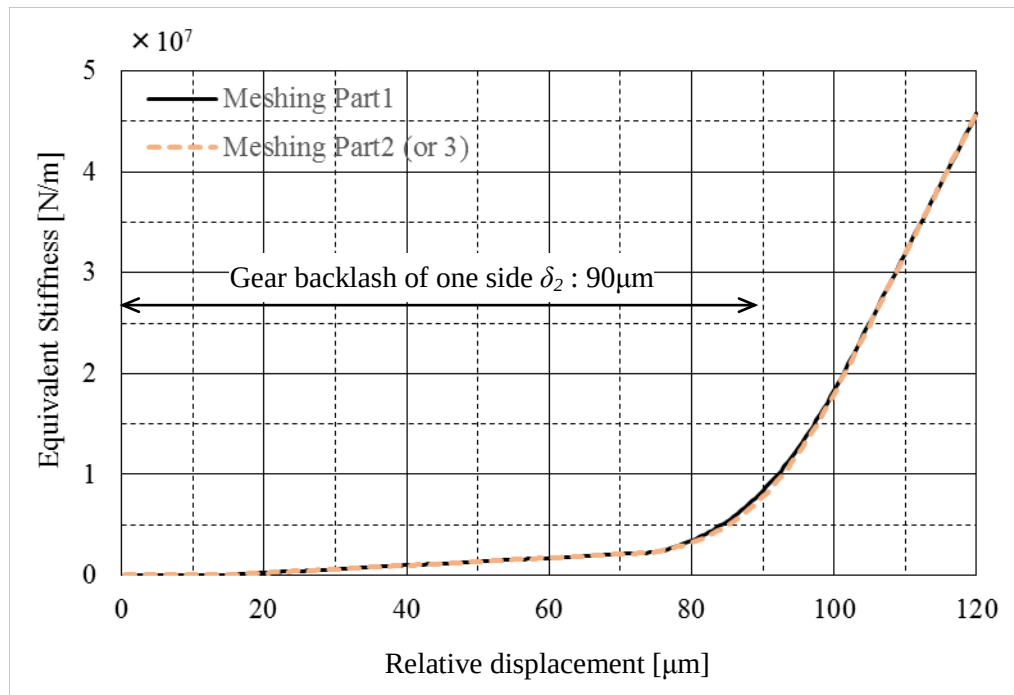


(a) Stiffness

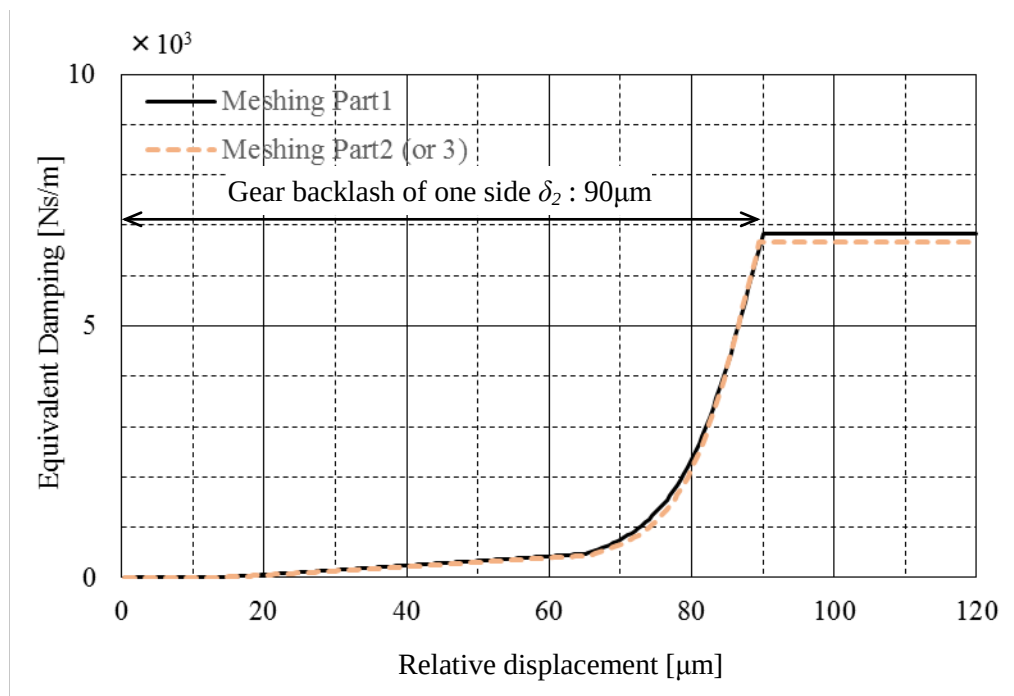


(b) Damping

Figure 4.2 Equivalent parameter of stiffness and damping ($\delta_2 = 40\mu\text{m}$)



(a) Stiffness



(b) Damping

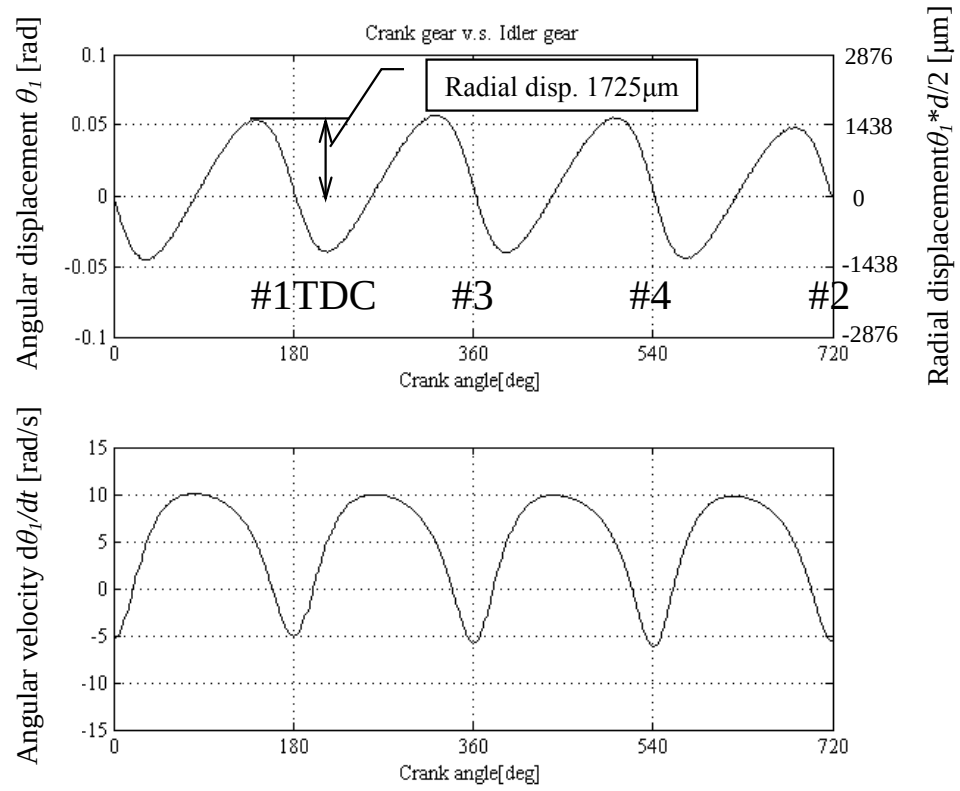
Figure 4.3 Equivalent parameter of stiffness and damping ($\delta_2 = 90\mu\text{m}$)

4. 2 エンジン回転数による歯車軸の振動および噛合い力の変化

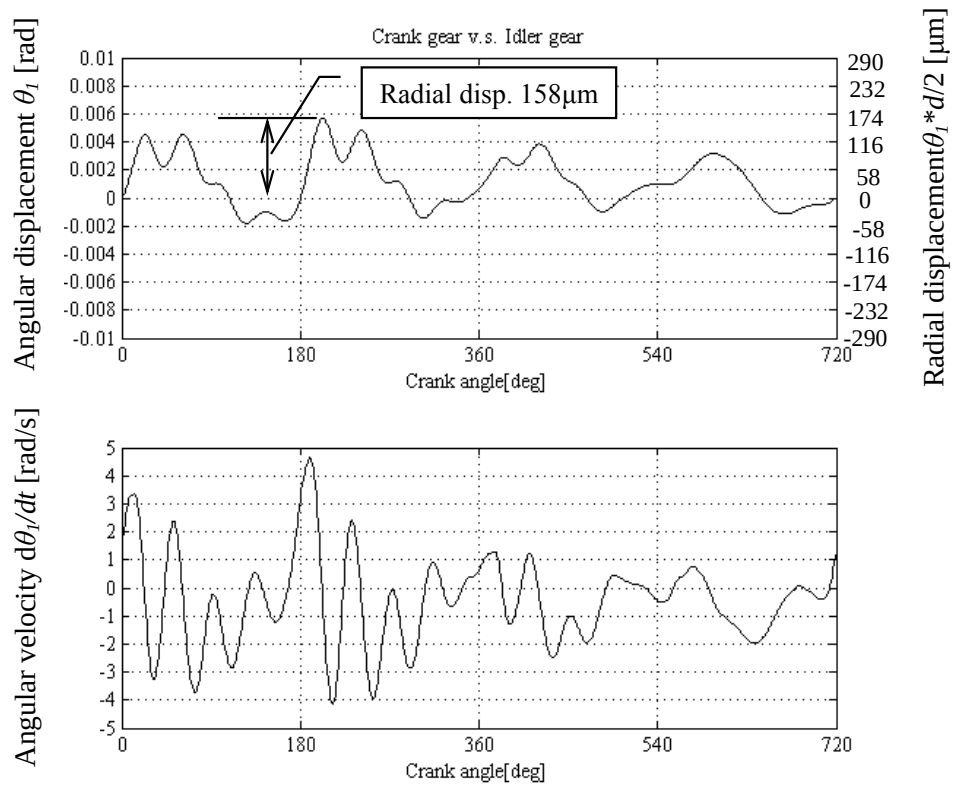
図4. 4にエンジン低回転時と高回転時におけるクランク軸歯車の回転角変位と角速度の計算結果の比較を示す。ただし、片側バックラッシュ量は $\delta_2=40\mu\text{m}$ としている。図4. 4(a)に示す $N_E=700\text{rpm}$ の低回転時のクランク軸回転変動には、各シリンダーの爆発に対応した大きな変動が生じており、クランク軸や歯車軸系が剛体としての回転運動をしている。クランク軸歯車噛合い部の周方向変位に換算すれば片振幅で $1500\mu\text{m}$ 以上の振幅変動が見られ、歯車バックラッシュ量よりはるかに大きな値である。一方、図4. 4(b)に示す $N_E=2500\text{rpm}$ の高回転時のクランク軸回転変動の計算結果では、回転変動振幅をクランク軸歯車噛合い部の周方向変位に換算すれば片振幅で $150\mu\text{m}$ 程度となり、低回転時の $N_E=700\text{rpm}$ の場合に比べれば大幅に小さく、歯車バックラッシュ量と同じレベルになる。これは高回転域になると単位時間当たりの燃焼パルス数が増加し、ガス爆発力によるトルク変動の低周波数成分が小さくなるためである。

図4. 5に図4. 4(b)のクランク軸歯車位置の回転変動の周波数分析結果を示す。 400Hz 付近に大きなピークがみられ、#1シリンダーと#2シリンダーの爆発直後にみられる大きな振動応答と対応している。これは第5章で詳しく述べるように 400Hz 付近に歯車列が取り付けられているプーリー側が大きく変形するクランク軸の振り振動モードが存在するためである。なお、 83Hz 付近にみられるピークは基調周波数($20.8\text{Hz}=2500/60/2$)の4倍成分であり、爆発の周波数成分に対応している。

図4. 6にクランク軸歯車の回転角変位の自乗平均値(RMS値)とエンジン回転速度の関係を示す。エンジン速度の上昇とともに回転角変動は小さくなり 1900rpm 付近で最小となるが、それ以上の回転数域になると振り振動による弾性変形の影響が表れてくる。



(a) Engine revolution speed $N_E = 700 \text{ rpm}$



(b) Engine revolution speed $N_E = 2500 \text{ rpm}$

Figure 4.4 Time history of the rotational fluctuation (crankshaft at the crank gear)

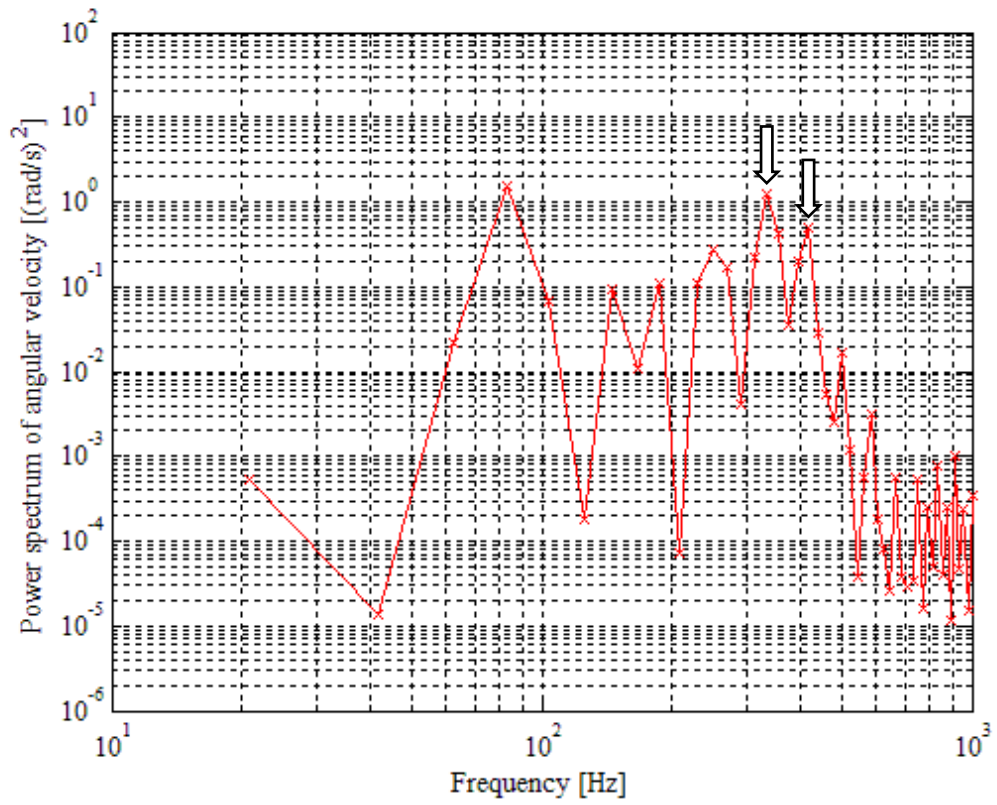


Figure 4.5 Frequency spectrum of the Rotational fluctuation (crankshaft at the crank gear)

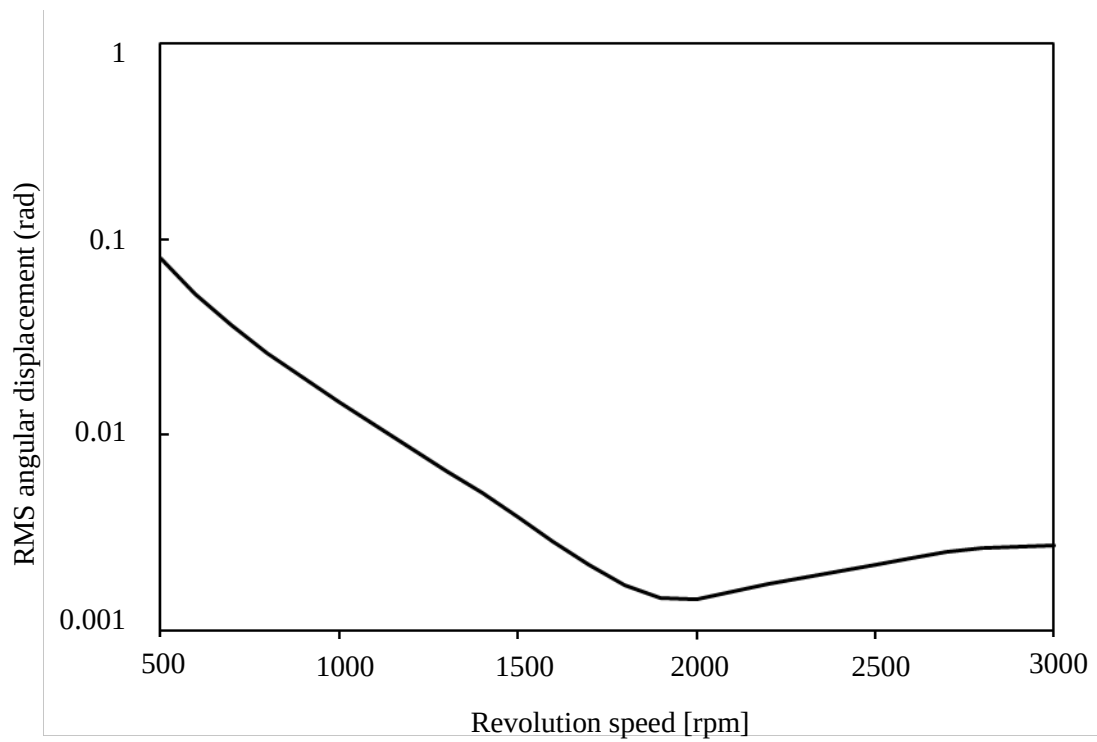


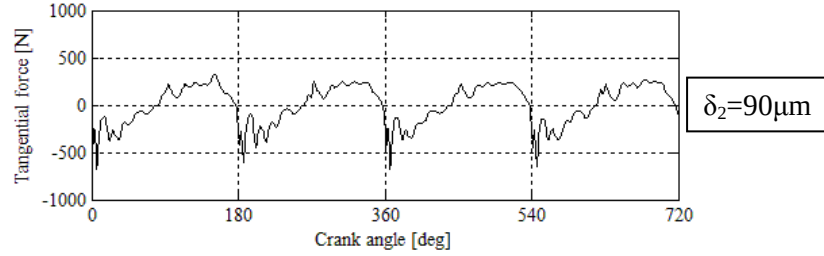
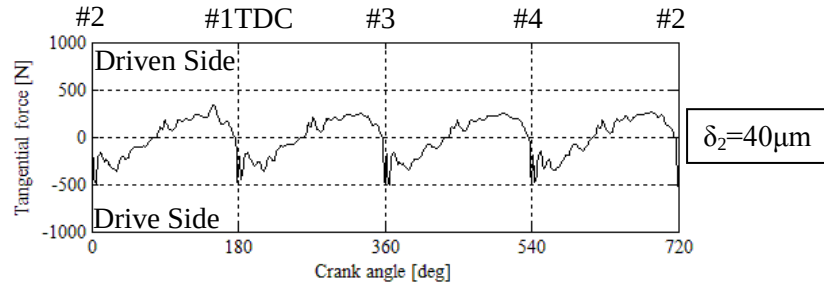
Figure 4.6 Relationship between angular displacement of crank gear and revolution speed

図4. 7, 4. 8に $N_E=700\text{rpm}$ 低回転時と $N_E=2500\text{rpm}$ 高回転時の各噛合い部における歯面衝突力（周方向成分）の計算結果を示す．ここでは歯車バックラッシュ量が $\delta_2=40\mu\text{m}$ と $\delta_2=90\mu\text{m}$ の場合の歯面衝突力の比較について議論する．

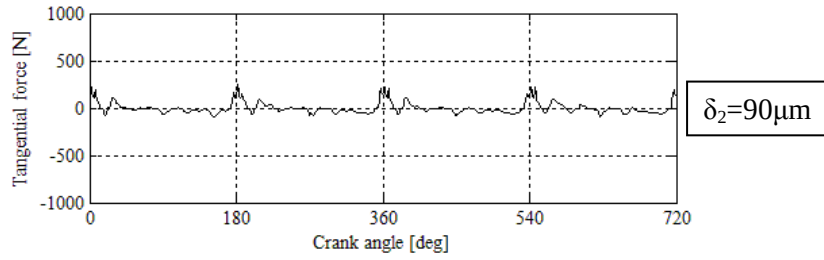
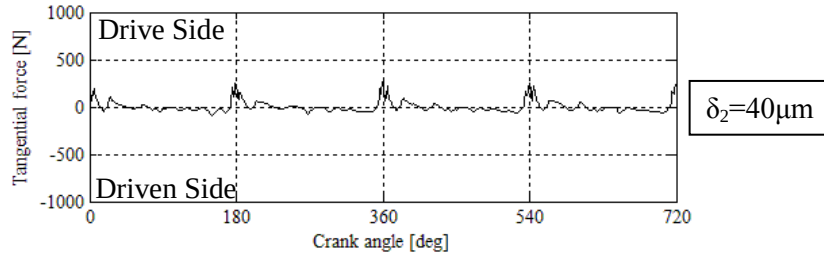
図4. 7(a)に示すクランク軸歯車と中間歯車の歯面衝突力をみると、 $N_E=700\text{rpm}$ 低回転状態では図4. 4(a) に示すクランク軸歯車の回転角変動の波形に同期した形で、正歯面側（Drive side）、逆歯面側（Driven side）の両方で衝突が発生しており、各気筒爆発直後の正歯面側の衝突力が大きい．また、片側バックラッシュ量 δ_2 が大きくなるほど衝突力は大きくなっている．各気筒爆発後の歯面衝突力波形は、#1 気筒から#4 気筒までほとんど同じであり気筒間での差は見られない．これは図4. 4(a)に示すように、クランク軸が剛体モードとしての回転変動を行っていることによると考えられる．図4. 7(b), (c)に示す中間歯車と噴射ポンプ駆動歯車および動弁系駆動歯車との噛合い部においては衝突力のピーク値には大きな変化はみられない．

一方、図4. 8に示す $N_E=2500\text{rpm}$ の高回転時では、全ての噛合い部において正歯面側、逆歯面側で衝突が発生しているが、#1 シリンダー、#2 シリンダー爆発時に大きな衝突が発生しており、正歯面側だけでなく、逆歯面側でも大きな衝突力が発生している．ただし、衝突力の発生パターンから判断すると正歯面側への衝突発生頻度が多い．これは図4. 4(b) に示したように、高回転域になると歯車列を含めたクランク軸のねじり振動成分が#1 気筒や#2 気筒爆発後に卓越して現れるようになり、それに対応して正歯面、逆歯面への衝突が発生するためである． $N_E=700\text{rpm}$ の低回転時とは異なり歯車バックラッシュ量を増大させてもクランク軸歯車と中間歯車間の歯面衝突力のピーク値にほとんど変化はみられない．

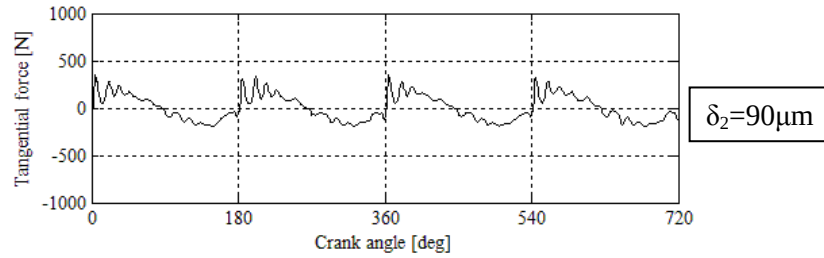
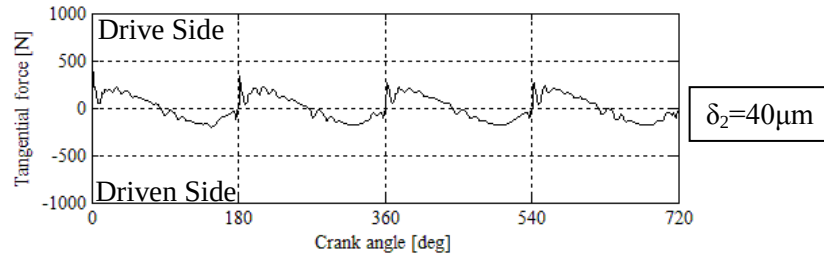
ただし、歯車列のバックラッシュ量を $\delta=40\mu\text{m}$ から $\delta=90\mu\text{m}$ に増大させていくと、クランク角 200 度近傍の逆歯面側の衝突力が減少していく傾向がみられるが、これは歯車列の衝突振動の入力に対応するクランク軸歯車の回転変位が歯車バックラッシュ量と同程度に小さくなり、逆歯面側への強い衝突が生じにくくなるためであると考えられる．



(a) Meshing part1 (Crank gear v.s. Intermediate gear)

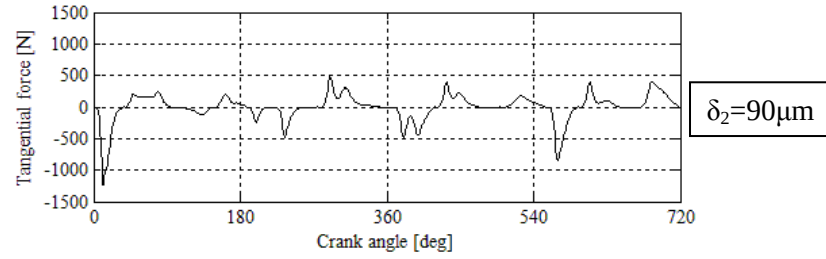
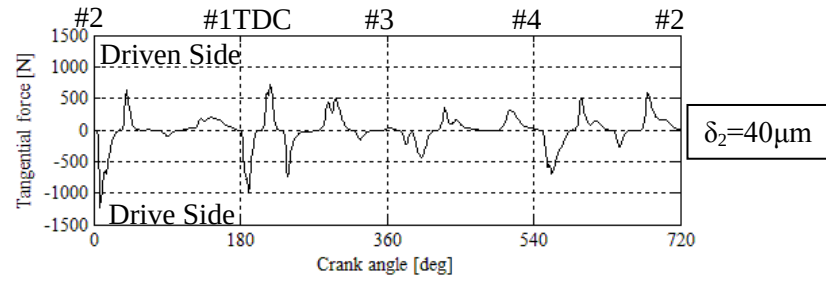


(b) Meshing part2 (Intermediate gear v.s. Injection pump drive gear)

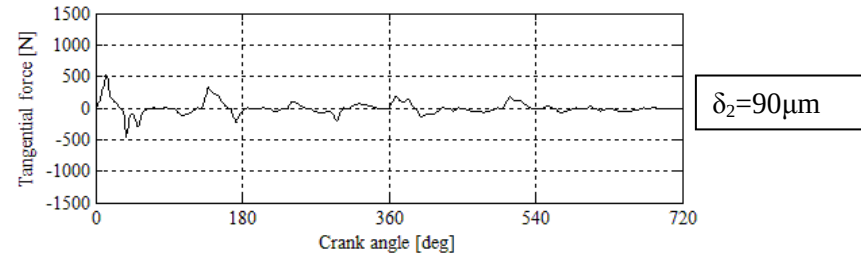
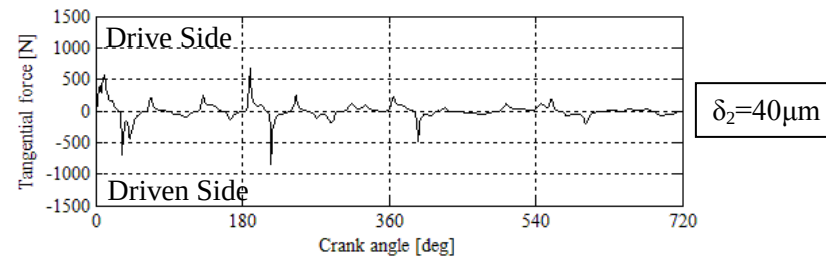


(c) Meshing part3 (Intermediate gear v.s. Valve train drive gear)

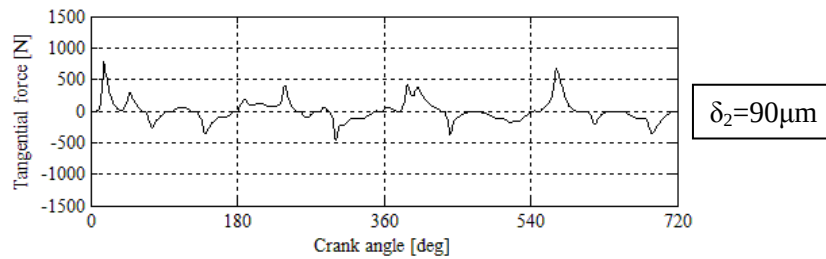
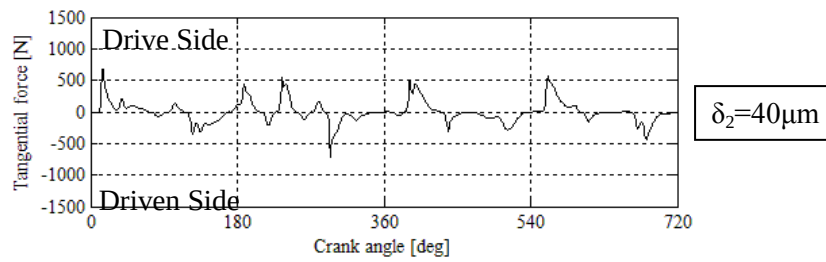
Figure 4.7 Gear impact force ($N_E=700\text{rpm}$)



(a) Meshing part1 (Crank gear v.s. Intermediate gear)



(b) Meshing part2 (Intermediate gear v.s. Injection pump drive gear)



(c) Meshing part3 (Intermediate gear v.s. Valve train drive gear)

Figure 4.8 Gear impact force ($N_E=2500\text{rpm}$)

4. 3 騒音レベルの変化と実測結果との比較

エンジンから 1m 離れた点の騒音レベルが歯車バックラッシュ量とエンジン回転数によってどのように変化するかを第 2～3 章で示す計算法により求めた結果を図 4. 9 に示す。歯車バックラッシュ量を減少させていくと $N_E=700$ rpm の低回転域では騒音が低減するが、 $N_E=2500$ rpm の高回転域では騒音レベルはほとんど変化しない。これは 4. 2 節で述べたように、 $N_E=700$ rpm 低回転域では歯車列の角変位が大きく正歯面と逆歯面の両方で衝突力が発生するので、バックラッシュ量低減の効果が顕著に表れる。一方、 $N_E=2500$ rpm 高回転域ではクランク軸の振り振動が顕著になると共に歯車列の角変位が小さくなるのでバックラッシュ量が増大すると逆歯面側での衝突力が小さくなり、バックラッシュ量の変化が衝突力波形に大きな影響を及ぼさなくなるためであると考えられる。

また図 4. 10 に実際のエンジンで歯車列のバックラッシュ量を変化させた場合のエンジン騒音レベルの変化の実測結果を示す。 $N_E=700$ rpm の低回転域において歯車列のバックラッシュ量減少がエンジン騒音低減に効果があり、 $N_E=2500$ rpm の高回転域では十分な効果が得られていない。これらの実測結果は図 4. 9 の計算結果と傾向的に一致する。

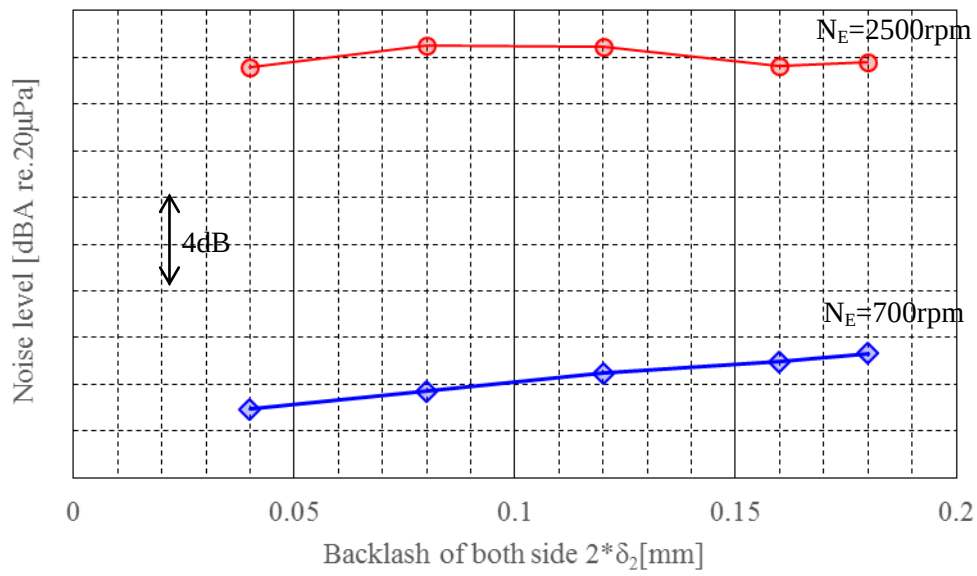


Figure 4.9 Gear backlash and engine noise (Calculated)

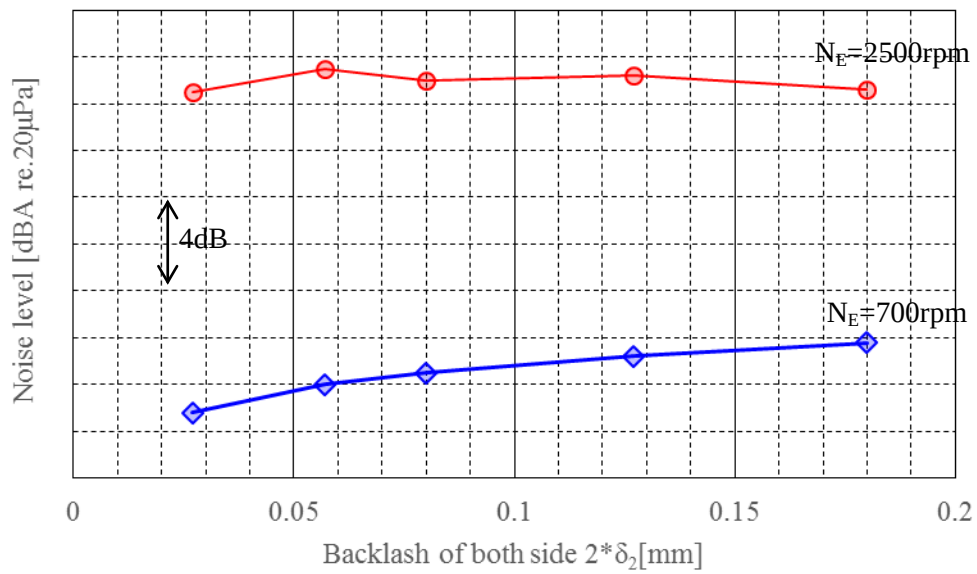


Figure 4.10 Gear backlash and engine noise (Measured)

4. 4 歯車バックラッシュ量を変化させた場合の騒音波形の再現と音質評価

エンジン騒音は環境規制値をクリアする騒音レベルが求められるだけでなく、フォークリフトなどエンジンとオペレーターの距離が近い場合などは、顧客からの購入条件に更に厳しい騒音レベルが求められることがある。また、オペレーター側からは負荷に応じてエンジン騒音が滑らかに増大していくことが求められることもある。建設機械やフォークリフトなどでは、負荷状態では油圧機器などがすべて運転状態になるので騒音レベルは増大し、エンジン騒音の寄与も小さくなるのでエンジンの音質が問題になるケースは少ないが、アイドリング運転状態ではエンジン騒音の寄与が大きくなり、ディーゼル特有のピストンスラップに起因するカンカン音や歯車衝突等による高周波騒音の低減が求められる。これらの騒音は音圧レベルだけでなく音質にも大きく影響するので、エンジン騒音波形を設計段階で再現し、設計者や顧客の観点から評価できれば、ピストンクリアランスや歯車バックラッシュの具体的な設計範囲を定めることができる。

本研究では、 $N_E=700$ rpm の低回転域において歯車列の両側バックラッシュ ($2\delta_2$) を 20, 100, 180 μ m と変化させた場合のギヤケーシングが装着されているエンジン前面から 1m 離れた点の騒音波形を第 3 章に示した方法で計算した。計算によって得られた騒音の時刻歴波形を図 4. 1 1 に、これらの時刻歴波形の周波数分析結果 (1/3 オクターブバンド表示) を図 4. 1 2 に示す。さらに図 4. 1 3 に示すように時刻歴波形から音響ファイルに変換することで、スピーカーからそれらの騒音を再生し聴感評価を実施できるシステムを構築した。

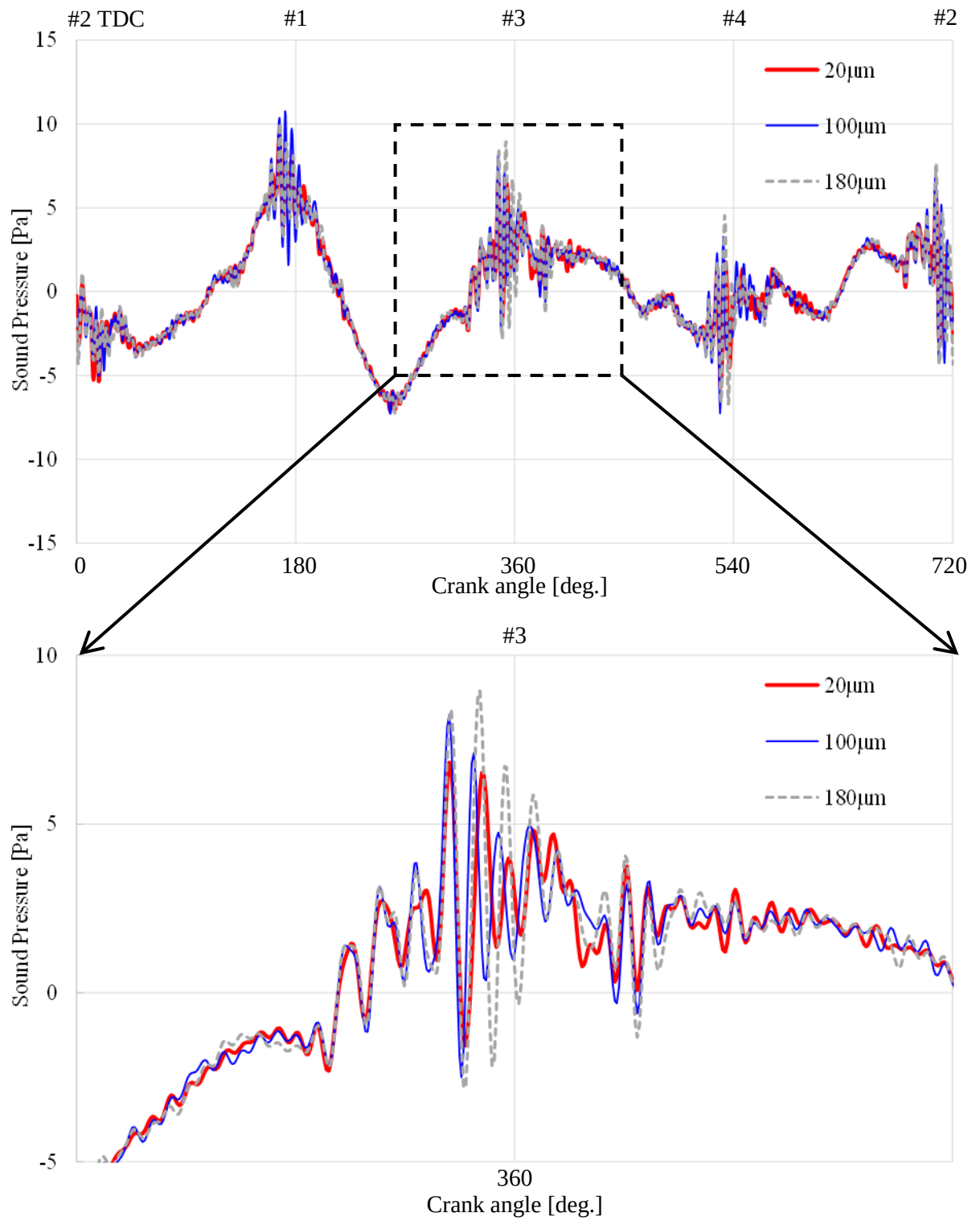


Figure 4.11 Waveform of engine noise

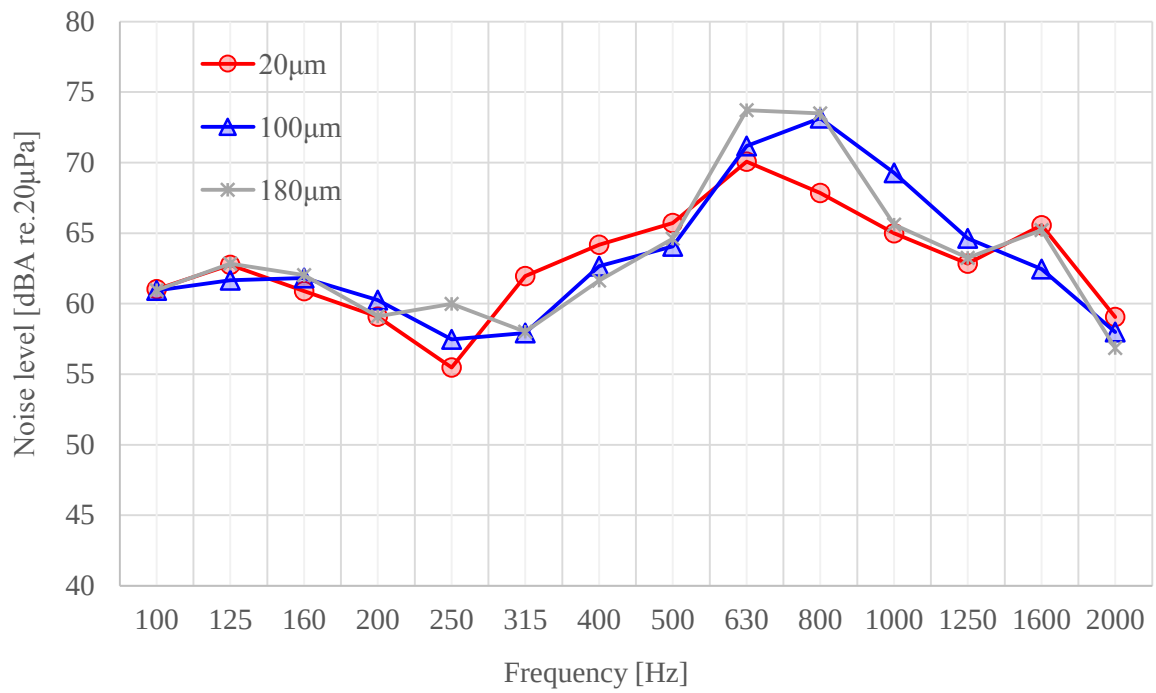


Figure 4.12 Regenerated engine noise spectrum

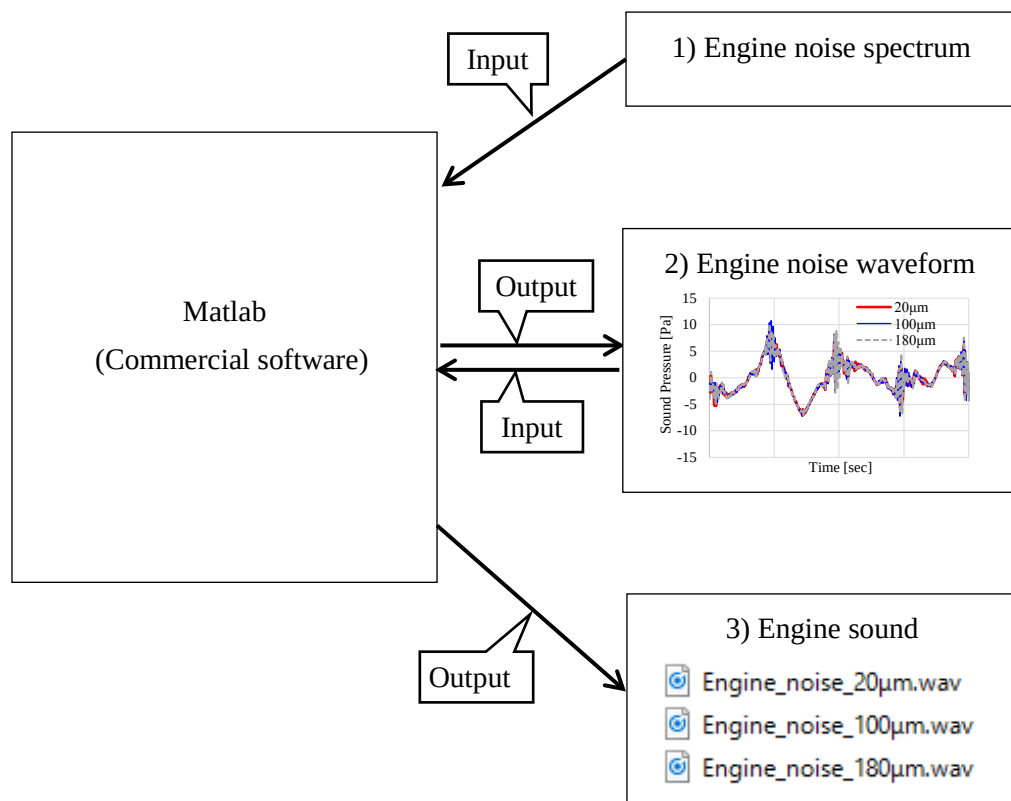


Figure 4.12 Creation of engine sound

4. 5 第4章のむすび

第2章，第3章で開発した，クランク軸・中間歯車・噴射ポンプ軸・動弁系駆動軸からなる回転軸系とエンジンブロックの連成振動解析法並びにBEMを用いたエンジン放射騒音解析法を，筒内圧，慣性力，ピストンスラップ力，燃料噴射圧，動弁系開閉力などが作用しているアイドリング（無負荷）状態に適用し，歯車列のバックラッシュ量を変化させた場合のエンジン騒音変化について検討した．クランク軸の剛体運動に伴う回転変動成分が支配的であるエンジンの低回転域ではバックラッシュ量減少による騒音低減効果が期待できるが，クランク軸の振り振動が顕著となる高回転域ではエンジン騒音はほとんど変化しないとの解析結果は実測結果と概ね一致することを確認できた．

第5章 歯車列位置変更や振りダンパー追加によるクランク軸振り共振の影響低減

発電機や建設機械に使用されるディーゼルエンジンは連続的に高負荷運転するため、クランク軸から燃料噴射ポンプや動弁系を駆動する軸への動力伝達に歯車列を用いる。こうしたエンジンは無負荷運転時に軸系に作用する負荷トルクが小さくなるため、歯面分離による歯面のガタ打ちが頻繁に発生しエンジン振動・騒音の発生要因となる。特にクランク軸に振り振動が発生すると、クランク軸歯車部の回転変動が大きくなり中間歯車との噛合い部において衝突振動が増大する。

第4章では、太田らが開発してきたエンジン全体系の連成振動解析法とエンジンプロック表面からの放射騒音解析法^{40)-42), 65)-69)}に油膜減衰を考慮した歯面衝突モデルを組み込み、歯車列のガタ打ちがエンジン機関音に及ぼす影響を評価した。本章では、クランク軸振り共振の発生周波数や振り振動が歯車列の衝突振動に及ぼす影響について検討した。さらに、歯車列の衝突振動に対するクランク軸振り振動の影響を低減するため、歯車列をプーリー側からフライホイール側に配置変更する対策を提案し、クランク軸歯車の回転角変動やエンジンプロック表面からの放射騒音レベルの変化を検討した。また、従来から軸振動低減に用いられている曲げ振りダンパーを装着した場合のエンジン振動騒音低減効果についても基礎試験を併用しながら検討した。

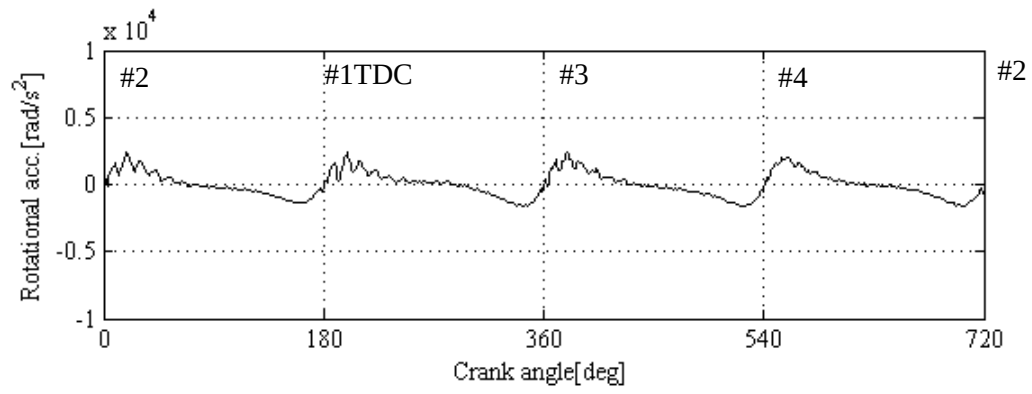
5. 1 計算条件

計算対象としたエンジンは第4章と同じく表4. 1に示すように副室式4サイクル・4シリンダディーゼルエンジンであり, 排気量は約3.3Lである. 運転条件も第4章と同じく表4. 2に示すように無負荷のアイドリング状態を仮定し, エンジン回転数は $N_E=700\text{rpm}$ (低回転時)と $N_E=2500\text{rpm}$ (高回転時)とした. また, 歯車列の片側バックラッシュ量 δ_2 は片側 $40\mu\text{m}$ とした.

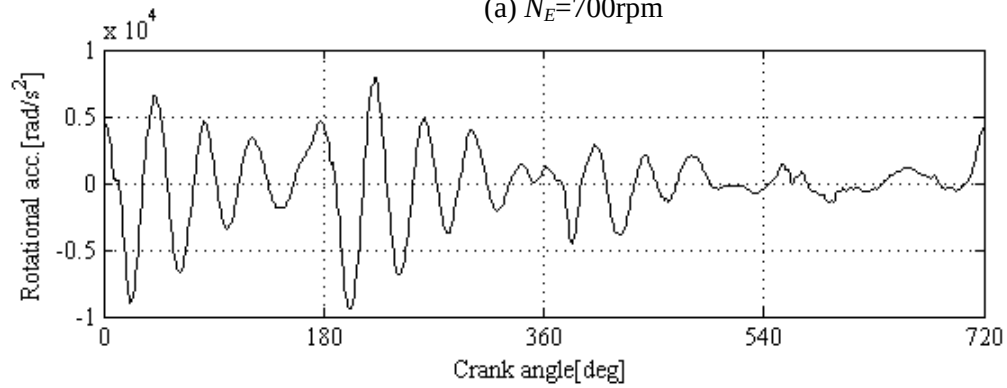
5. 2 クランク軸振り振動

図5. 1に $N_E=700\text{rpm}$ の低回転時と $N_E=2500\text{rpm}$ の高回転時におけるクランク軸歯車の角加速度変動を示す. $N_E=700\text{rpm}$ の低回転時は各気筒の爆発後に大きな変動が生じているが, その後すぐに変動が収束するという傾向が全ての気筒に共通してみられる. これはクランク軸や歯車軸系が剛体としての回転運動をしているためだと考えられる. 一方, $N_E=2500\text{rpm}$ の高回転時には#1, 2気筒爆発後に大きな過渡振動が発生している. また, #3, 4気筒爆発後に生じている過渡振動の振幅は#1, 2気筒爆発後にみられるはものと比べて小さい. この原因は高回転域ではクランク軸の弾性振動 (特に振り振動) が発生しているものと推定される.

図5. 2にクランク軸歯車と中間歯車の噛合い力 F_{12} の時刻歴波形の $N_E=700\text{rpm}$ の低回転時と $N_E=2500\text{rpm}$ の高回転時における比較を示す. 低回転時は角加速度変動の正負に同期して, 正歯面側と逆歯面側の噛合いが生じている. 正歯面側とは駆動側での噛合いのことであり, 噛合い力が負の値に対応している. 高回転時でも正歯面側と逆歯面側の両方で衝突が発生しているが, 低回転時と異なり頻繁に衝突の生じる歯面が変化している. また, #1, 2シリンダ爆発後の角加速度応答が最大振幅になるクランク角位置とかみ合い衝撃力が最大値となるクランク角位置は一致している. このことからクランク軸振り振動の影響により歯車噛合い部で頻繁に歯面分離が生じるようになり, 歯面衝突が激しくなっていることが分かる.

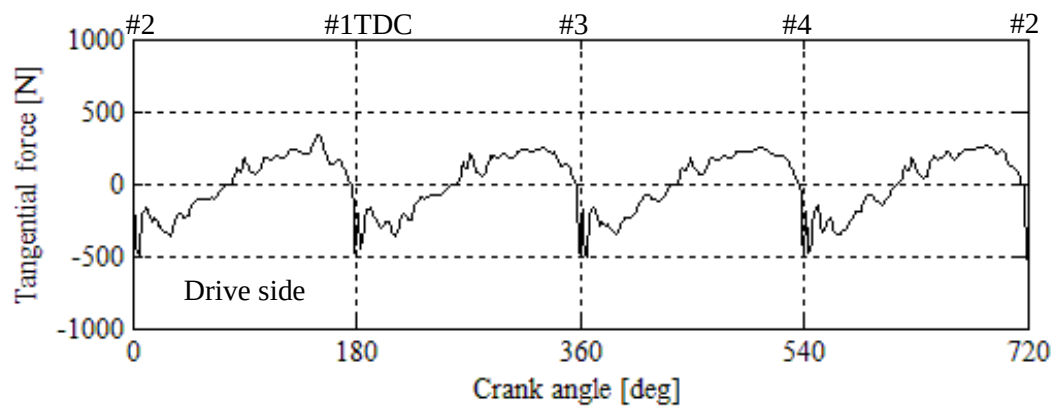


(a) $N_E=700\text{rpm}$

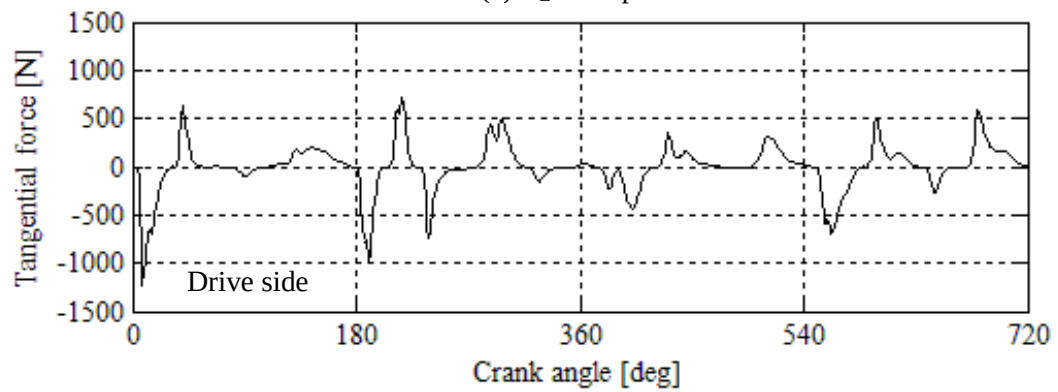


(b) $N_E=2500\text{rpm}$

Figure 5.1 Angular acceleration of crank gear



(a) $N_E=700\text{rpm}$



(b) $N_E=2500\text{rpm}$

Figure 5.2 Gear impact force (Crankshaft v.s. Intermediate gear)

5. 3 共振周波数の特定

図 5. 3 にクランク軸歯車の回転角加速度変動の次数比分析結果を示す。これは角加速度のパワースペクトルをエンジン回転数の 6 次～10 次成分ごとにプロットしたものである。4000rpm 以下の回転数域では 7 次～10 次成分で明瞭な共振ピークが見られる。9 次成分においては 2700rpm で共振が発生しているので、共振周波数は $2700/60 \times 9 = 405\text{Hz}$ と推定される。他の次数成分についても同様の計算を行うと 400Hz 前後の値をとる。これは図 5. 4 に示すようなクランク軸の振り振動モードが 400Hz 近傍に存在するためであると考えられる。この振り振動モードをみると、回転慣性の大きいフライホイールが付いている側(#4 気筒側)に比べて、プーリー側(#1 気筒側)が大きく変形している。つまり、#1, 2 クランクに入力される加振力によってこのモードは励起されやすく、図 5. 1 で #1, 2 気筒爆発後の変動が #3, 4 気筒爆発後と比較して大きいことと対応している。

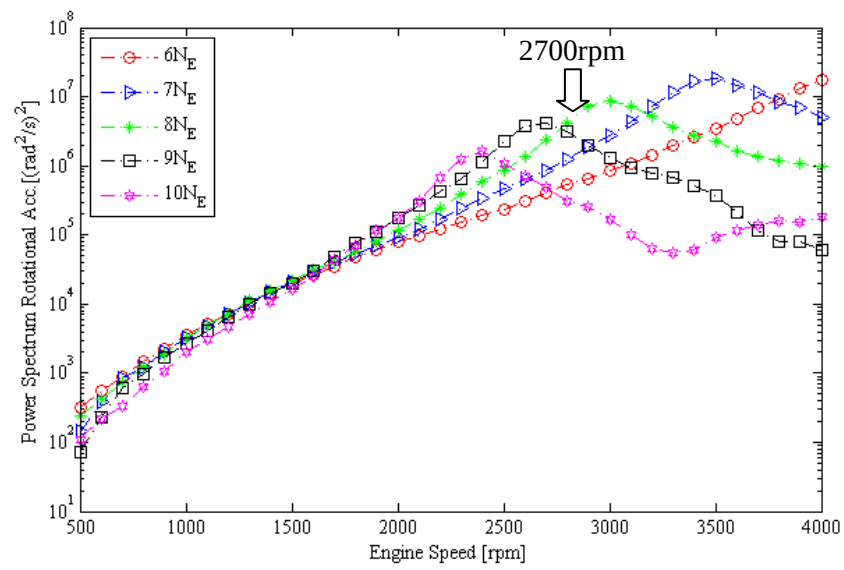


Figure 5.3 Higher order frequency components of rotational acceleration

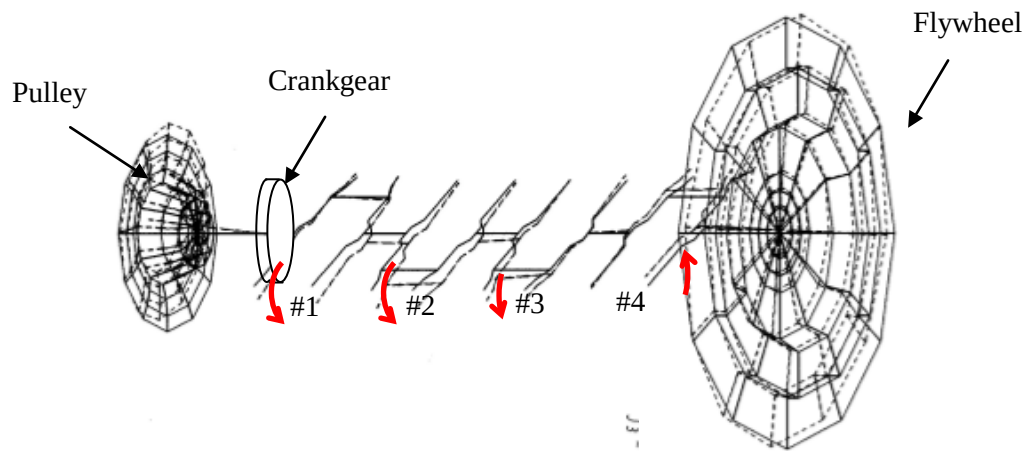


Figure 5.4 Torsional mode shape of crankshaft

5. 4 騒音低減対策の検討

5. 4. 1 歯車列位置変更による対策

回転数の上昇に伴い 400Hz 近傍に存在する振り振動モードが励起されるためにクランク軸歯車と中間歯車の噛合い部における歯面衝突が激しくなることが明らかになった。この振り振動モードは図 5. 4 に示すように歯車列が装着されているプーリー側が大きく変形するモードとなっているので、変位の小さいフライホイール (FW) 側に歯車列の位置を変更することによって、エンジン騒音への寄与度が高い歯車列の衝突振動を低減できる可能性が考えられる。そこで図 5. 5 に示すようなフライホイール側にクランク軸歯車を含む歯車列を移動させた構造について、振動・騒音の変化をシミュレーション計算で検討する。

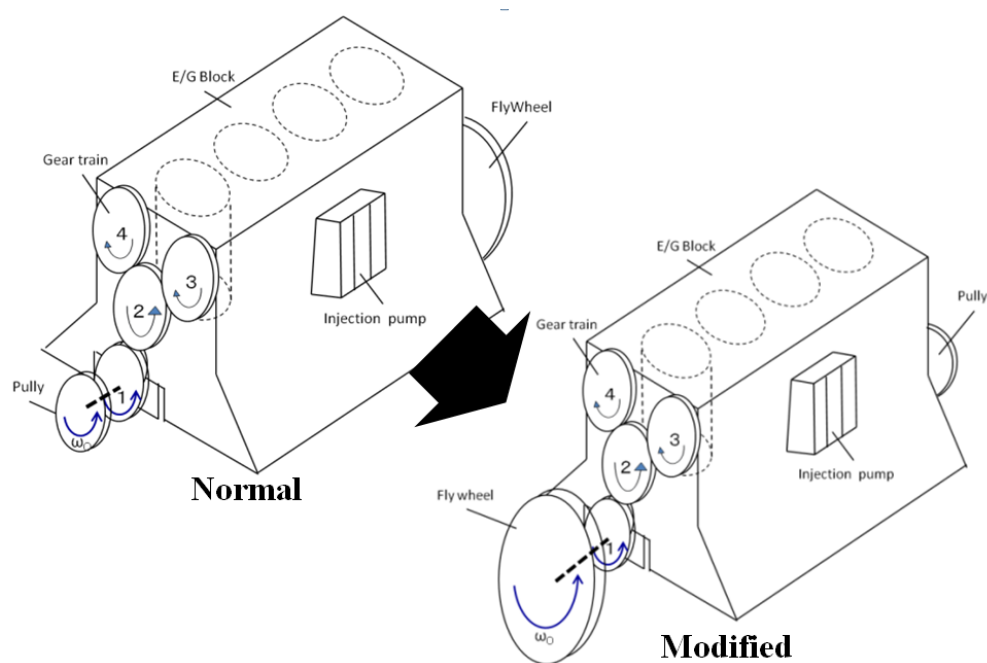


Figure 5.5 Change of location of gear train

図5. 6に $N_E=2500\text{rpm}$ の高回転時における歯車列を駆動するクランク軸歯車の角加速度変動の歯車列位置変更前後の時刻歴波形を比較して示す。歯車列位置変更前は#1, 2気筒爆発後に大きな振り振動が生じているが、変更後では振り振動の最大振幅が約 $1/4$ に減少しており、振り振動を低減できているのが分かる。また、各気筒爆発後の過渡応答を見ると全ての気筒で同程度の振幅になっている。図5. 7に示す歯車噛合い力の変化を見ると、変更前に見られた#1,2気筒爆発直後のパルス状の噛合い力が変更後には現れていない。また、逆歯面側への衝突頻度も少なくなっており、振り振動の低減に伴い歯車噛合い部における衝突振動も抑制できているのが分かる。

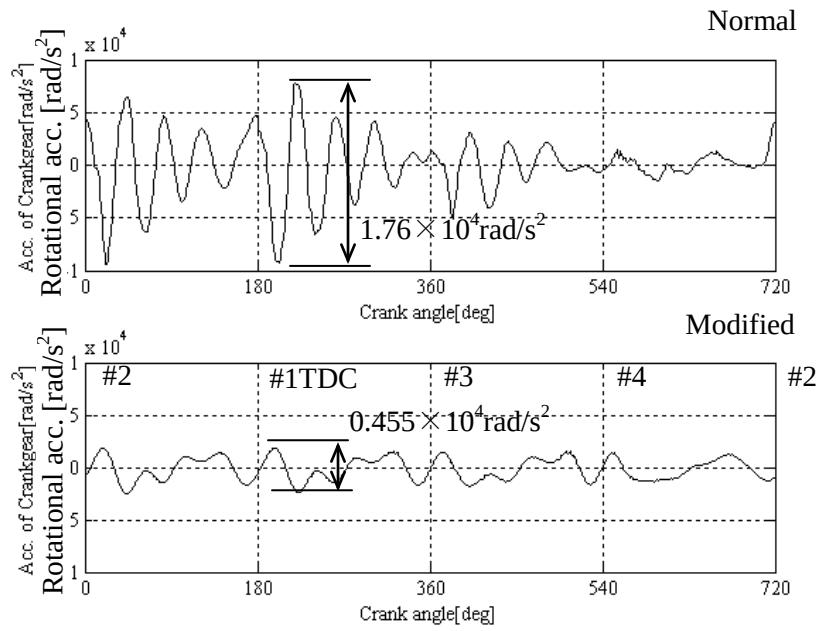


Figure 5.6 Angular acceleration of crank gear

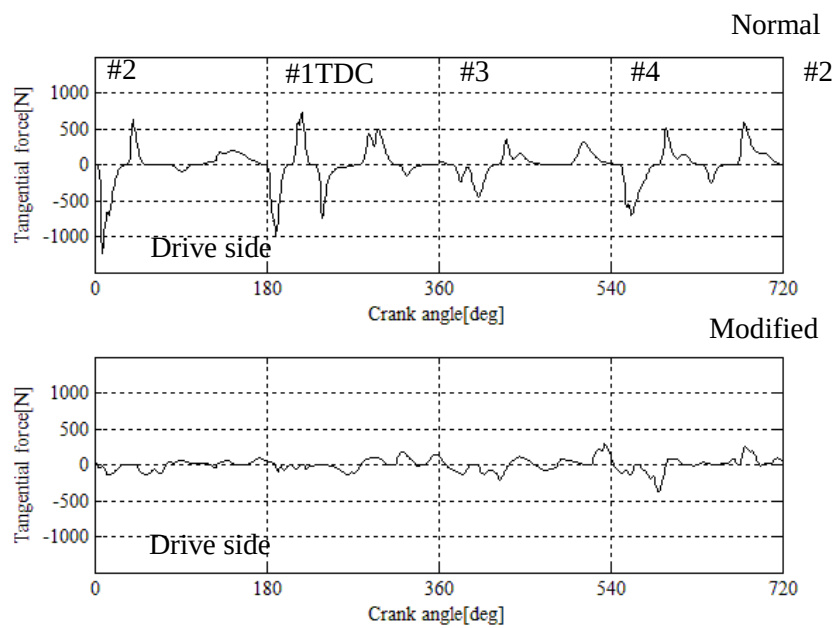


Figure 5.7 Gear impact force (Crank gear v.s. Idler gear)

歯車列位置変更によるエンジンブロック前面から 1m 離れた点の A 特性音圧レベル（騒音レベル）の変化を周波数スペクトル(1/3 オクターブバンド)で比較したものを図 5. 8 に示す。800Hz～3150Hz の周波数帯域では騒音レベルが低減しており， O.A.値でみると 2.2dB の低減がみられる。これは図 5. 9 に示すように歯車噛合い部の衝突振動が抑制され，歯車噛合い力の周波数スペクトルが広帯域に渡り低減している事と対応する。

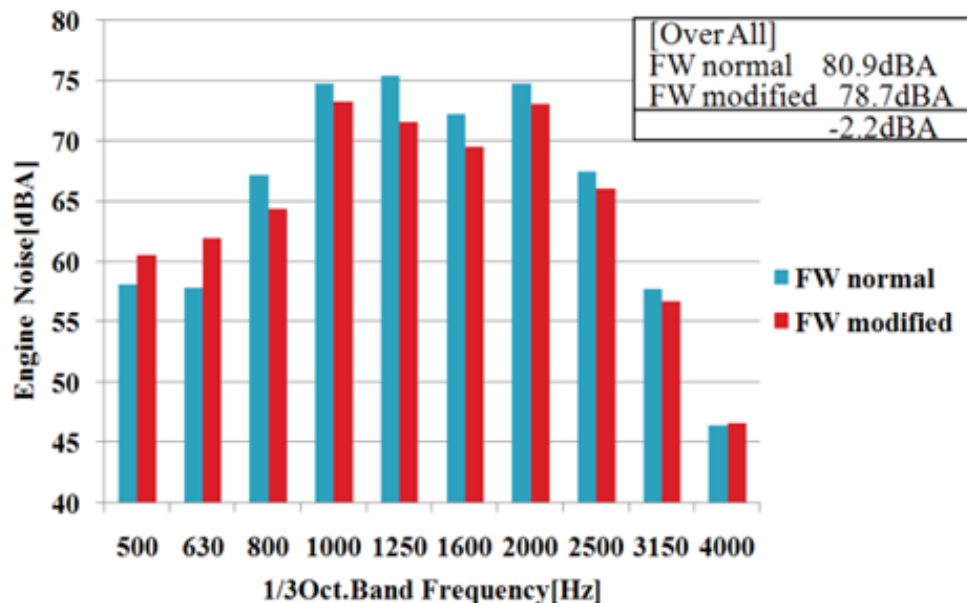


Figure 5.8 Noise reduction by location change of gear train

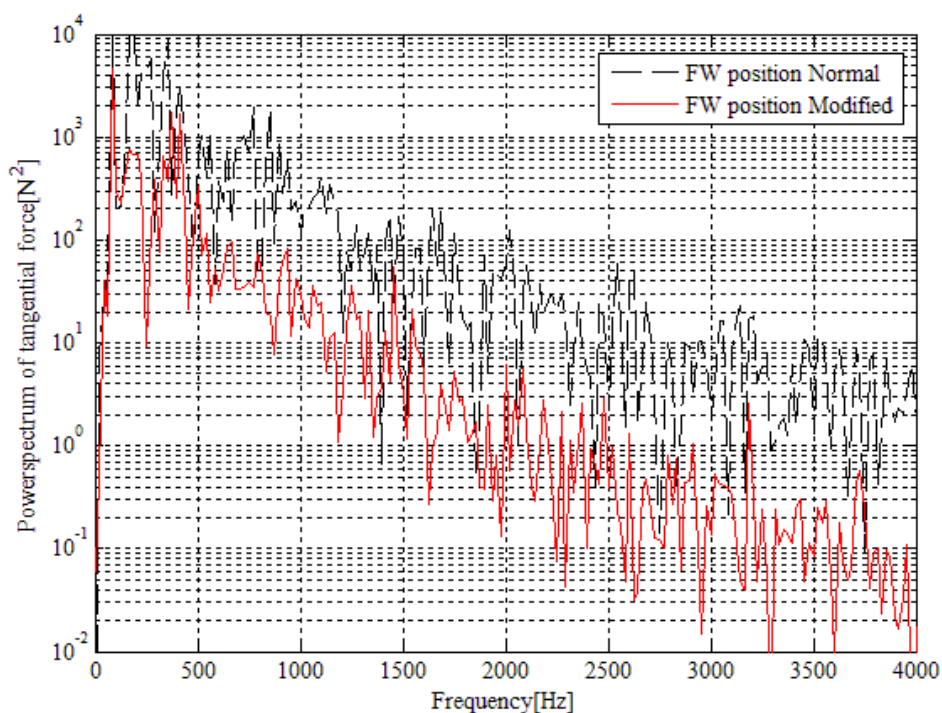


Figure 5.9 Frequency spectrum of gear mating force(crank shaft v.s. intermediate gear)

5. 4. 2 曲げ振じりダンパーによる対策

クランク軸振り振動の低減対策としてクランク軸に振りダンパーを装着することが一般的である。振りダンパーは回転体にゴムなどの粘弾性体やシリコンオイルなどを介して回転質量を付加した装置で、自らが振動してクランク軸の振り振動を抑える動吸振器の一種である^{77),78)}。振りダンパーはビスカスダンパーや動吸振器(チューンドダンパー)など古くから様々な研究が行われている⁷⁹⁾が、クランク軸の振り1自由度系に対して1自由度系ダンパーとして諸元(質量や減衰の最適値)を設定して、クランク軸の振り振動を低減することを目的としており^{80),81)}、振り振動によって増幅される歯車のガタ打ちによる高周波数域の騒音の低減や、ダンパー構造の振り／曲げ／縦振動特性がクランク軸を介してエンジン騒音に与える影響を検討した例はほとんどない。

クランク軸は複雑な3次元振動特性を有するので振り振動単独で発生することは少なく⁶⁵⁾、質量／ばね／減衰要素の要求諸元に対して振りダンパーを具体的構造として実現する場合には、曲げや縦振動までを考慮した評価が必要である。本研究ではプーリー先端に取り付ける振りダンパーの設計と試作を行い、クランク軸も含めたダンパーの3次元振動特性の解析と実測を行った。さらにそれを実機に適用した場合の騒音低減効果について、本研究で開発した計算法を用いて検討した。

(1) ダンパーの試作

エンジンのプーリーなどを利用して振りダンパーを構成しようとする場合、質量や剛性は広い範囲で調整できるが、減衰は最適値を付加することが難しい場合が多い。本報告ではプーリーと同じ構造の回転円板を質量とし、結合ロッドで振り剛性を調整する簡便なねじりダンパーを試作し、クランク軸に取り付けてクランク軸+ダンパーの振動特性を計測した。ダンパーの振動モードは振り振動だけでなく曲げ／縦振動も現れるので、その影響も含めて減衰が小さいダンパーの振動・騒音低減効果を計算で評価した。図 5. 10 に試作したダンパーをクランク軸に取り付けた状態を示す。ダイナミックダンパーの最適設計⁸²⁾ではダンパーとクランク軸の質量比 $\mu=0.18$ に対して、ダンパー単体の固有振動数を約 300Hz にすることが要求される（詳細は Appendix F を参照のこと）。図 5. 10 に示すダンパー質量（4.35kg）に対して固有振動数 300Hz を実現するにはゴム系の材料では剛性が不足するので、金属のロッドを用いることにした。

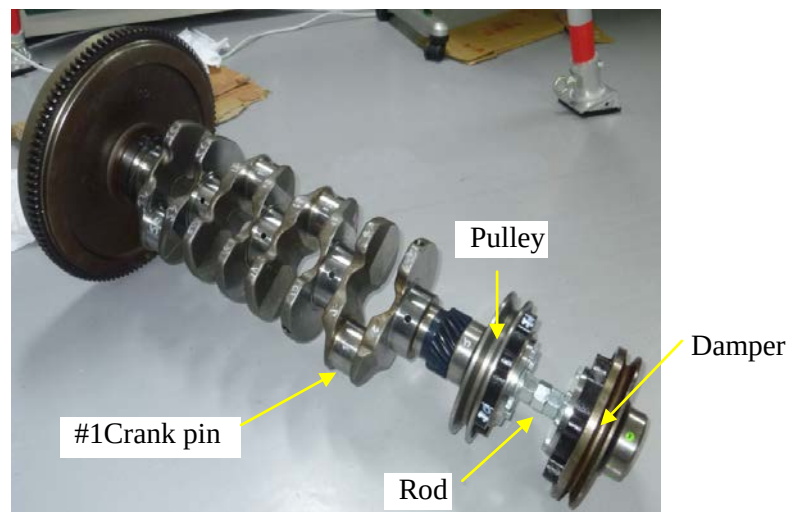


Figure 5.10 Tuned damper for crankshaft

試作ダンパーが設計通りの固有振動数であるかを確認するには、ダンパーの接続端を固定支持した場合の固有振動数を計測する必要がある。しかしながら、実際には完全な固定支持条件を実現することは困難であったため、図5. 1 1に示すように自由支持条件下で同質量のダンパーを金属ロッドで結合した2自由度系の固有振動数を計測し、固定支持条件下における1自由度系の固有振動数を推定した。ただし、2自由度系と等価な1自由度系の結合ばね定数は見かけ上2倍の剛性となるため、1自由度系の固有振動数を推定するには2自由度系で得られた固有振動数を $1/\sqrt{2}$ 倍する必要がある。

図5. 1 2に示すように自由支持条件下におけるダンパー単体の固有振動数の計測結果は293Hzと推定され、ほぼ目標値となっている事を確認した。図5. 1 3に試作ダンパーを取り付けたクランク軸の#1クランクピンを加振した場合の計測結果（アクセラランス）を示す。クランク軸単体で366Hzであった振り主体モードの固有振動数がダンパー装着によってPulleyとDamperの振れ同相モード（261Hz）と振れ逆相モード（420Hz）に分かれている。また、ダンパーの曲げ振動も212Hzに現れていることを確認した。

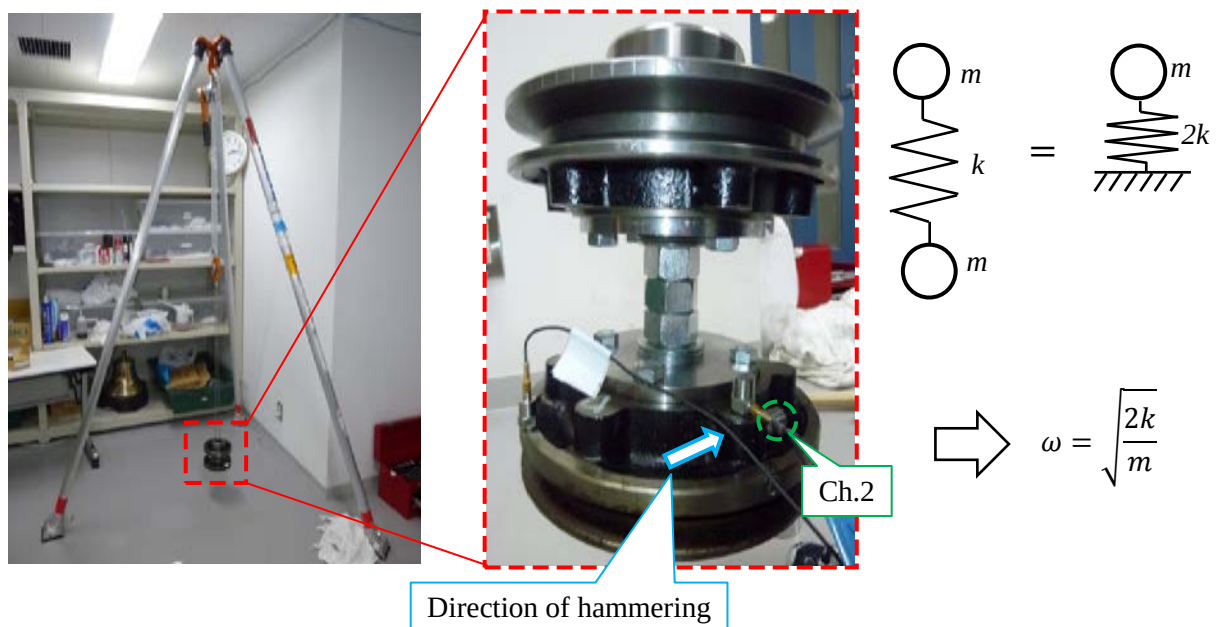


Figure 5.11 Estimation of natural frequency using equivalent model

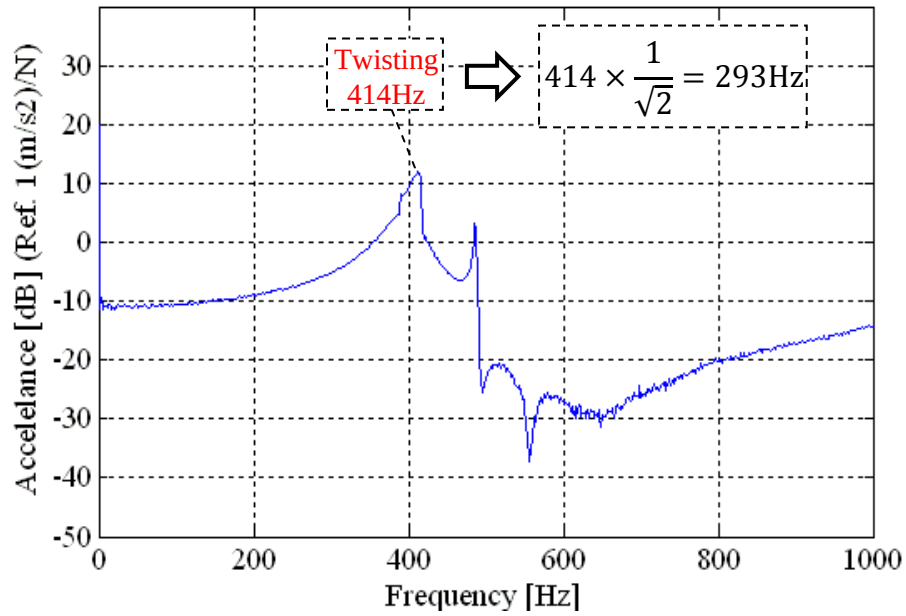


Figure 5.12 Measured accelerance (Impact point ch.2 & response point ch.2)

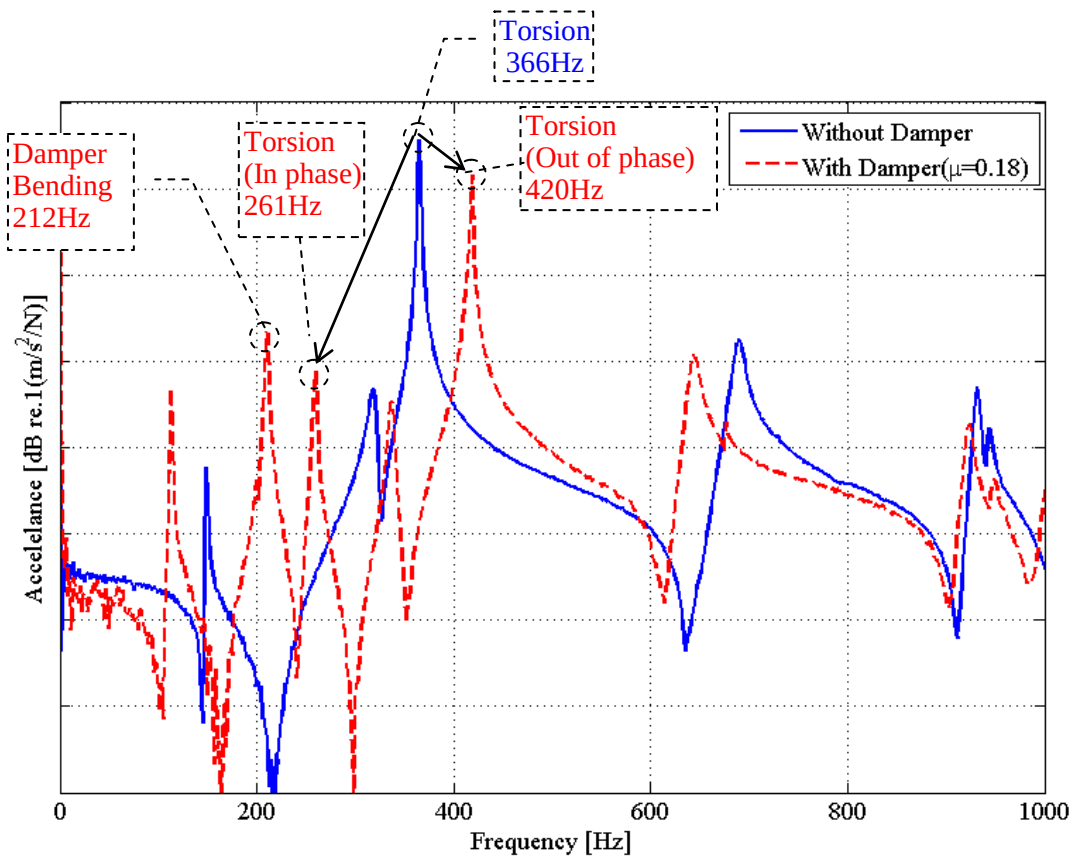


Figure 5.13 Measured accelerance of crankshaft with tuned damper crankshaft

(2) 試作ダンパーの振動騒音低減効果の予測

実測結果や FEM（有限要素法）解析結果を基にダンパーの振り変形だけでなく曲げ／縦変形も考慮したクランク軸＋ダンパーの解析モデルを構築した．このモデルではダンパー振り変形に対する減衰を増加させる対策は考慮しておらず，減衰は構造減衰のみである．このクランク軸＋曲げ振りダンパー（モデル A と呼ぶ）をエンジン構造に装着した場合のクランク軸歯車中心の角加速度変動波形の変化を図 5．14 に示す．最も加速度変動振幅が大きくなる #1TDC 付近において，最大で振幅が 50% 低減していることが分かる．また #2, 3TDC 付近でも振幅の低減が確認できる．

中間歯車とクランク軸歯車の衝突力波形の変化を図 5．15 に示す．#1TDC 付近において衝突力が大幅に低減している．また #2, 3TDC 付近でも衝突力が低減しているのが確認できる．これはダンパー有無による加速度変動の変化と対応している．

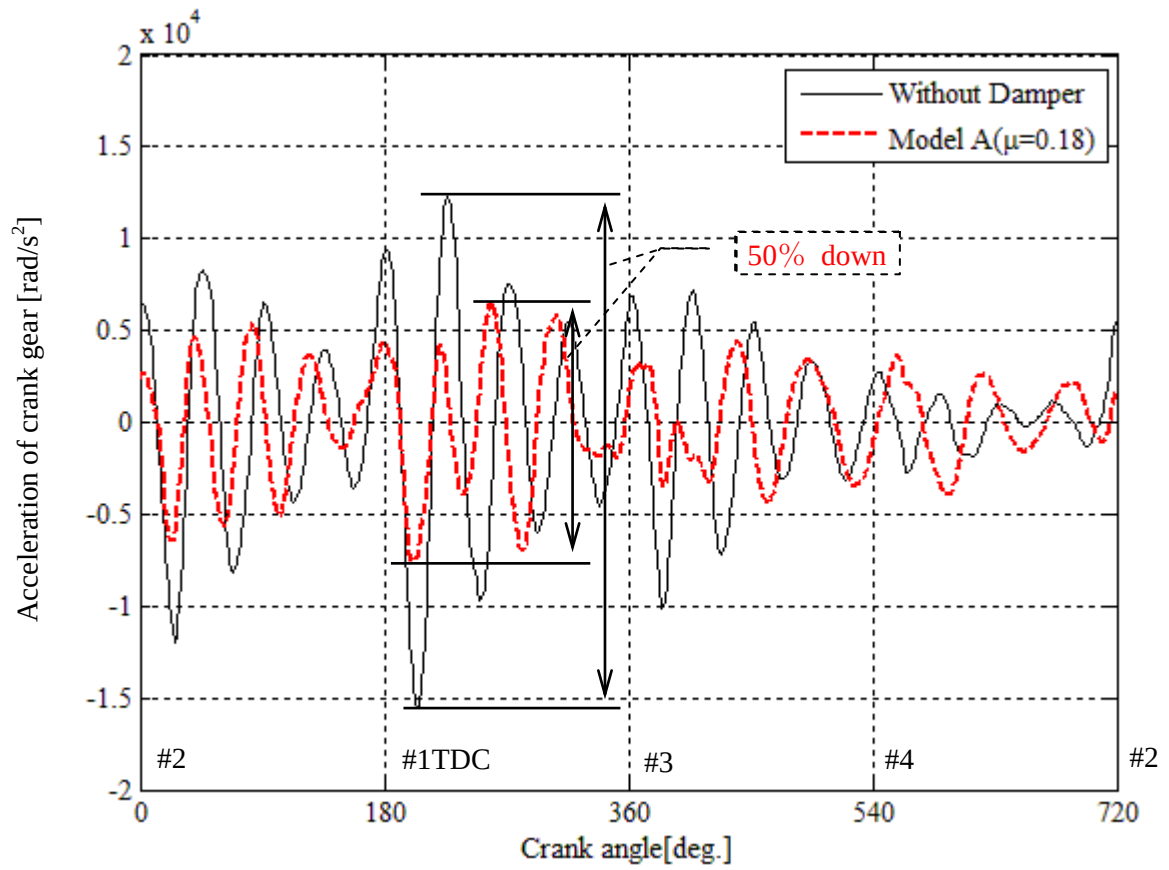


Figure 5.14 Rotational acceleration of crank gear with and w/o damper ($N_E=2700\text{rpm}$)

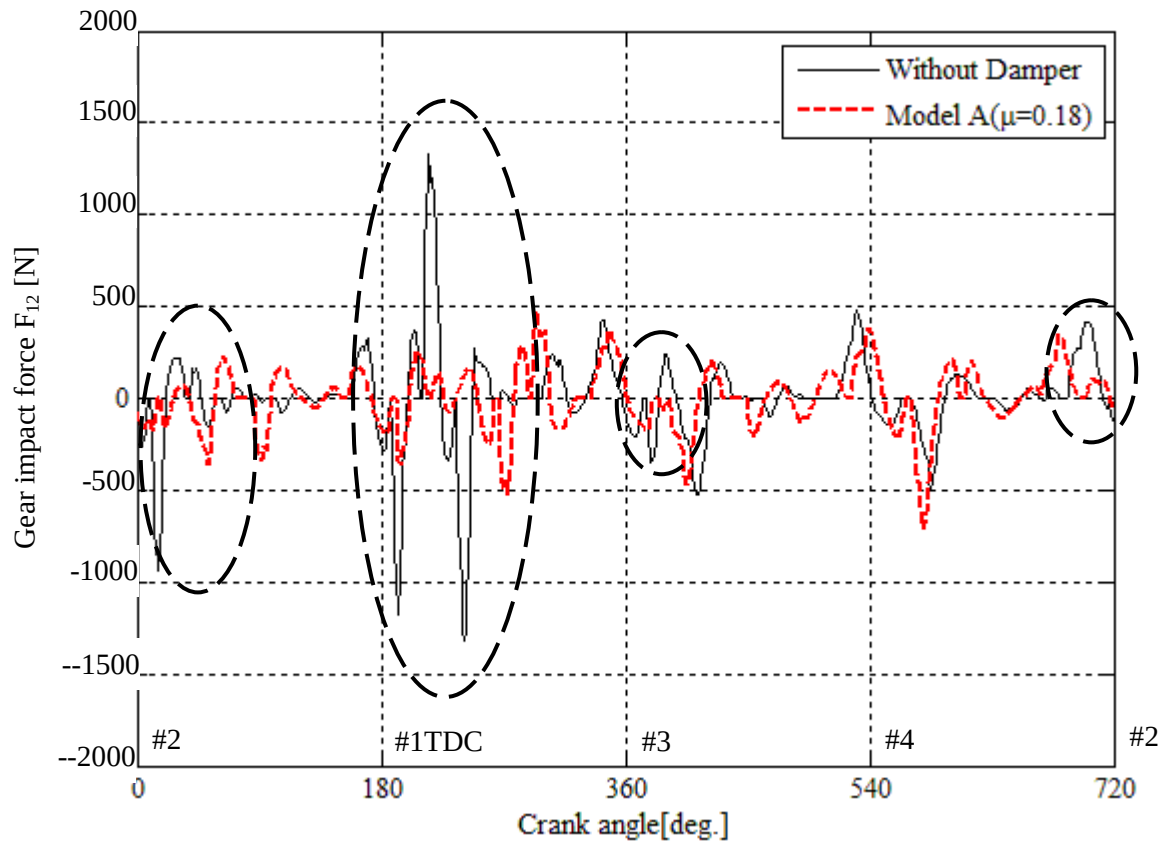
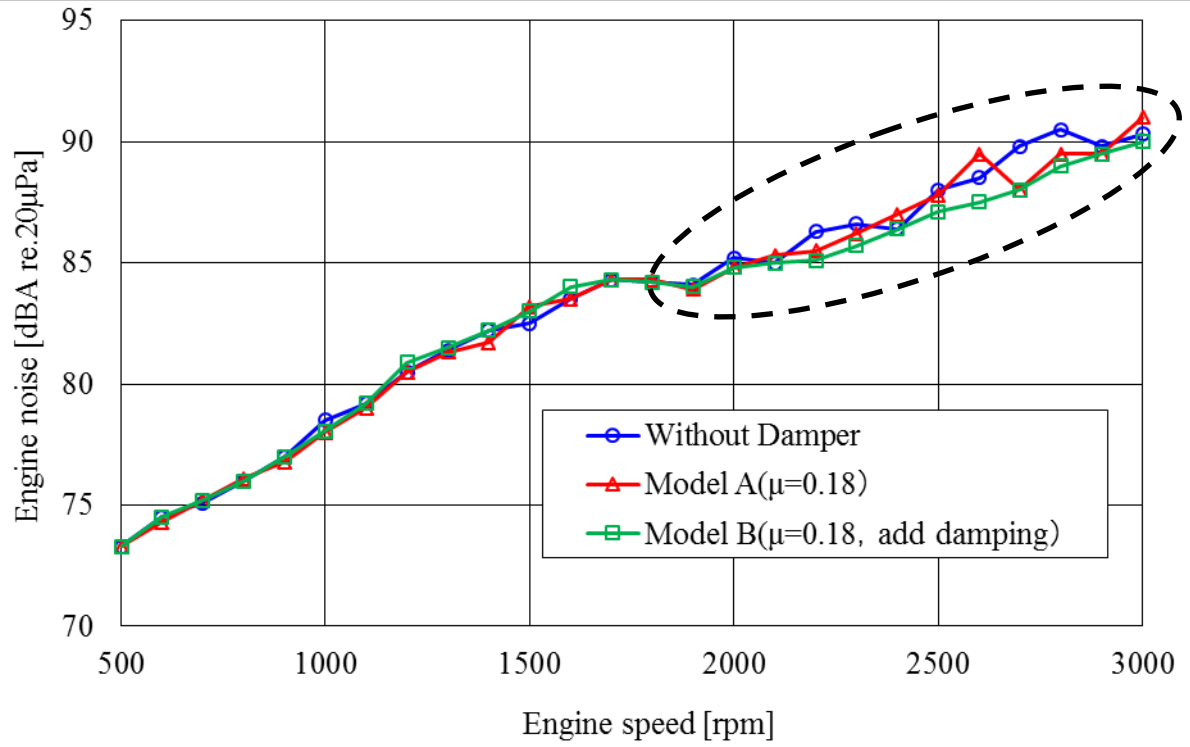


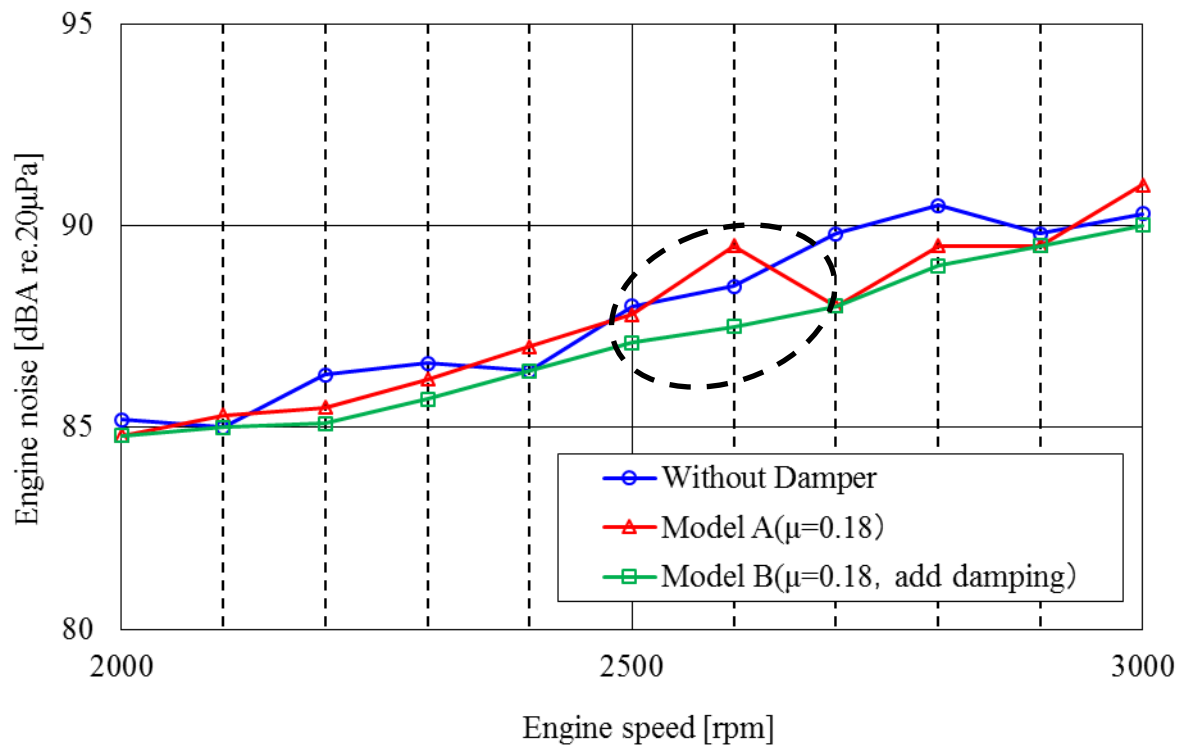
Figure 5.15 Gear impact force of crank gear with and w/o damper

図 5. 1 6 にエンジン回転数に対するエンジン騒音レベル (315～3150Hz のエネルギー和) の変化を示す. ここではダンパー無クランク軸と, 構造減衰のみを考慮した曲げ振りダンパー付クランク軸(モデル A)の他にダンパーの振り変形に対して最適減衰を付加したモデル B との比較も示している. ダンパーの振り変形に最適減衰を付加したモデル B では, エンジン回転数 $N_E=2000\sim3000\text{rpm}$ の高回転域でエンジン騒音レベルの低下がみられる. これは高回転数域のみに振りの危険速度が存在するためであり, 低回転数域ではダンパー追加による影響は確認されない.

構造減衰のみを考慮したダンパー付クランク軸(モデル A)でも, 騒音低減効果が見られるものの, $N_E=2600$ では逆に騒音が増加している. これは図 5. 1 3 に示したようにダンパー追加により 2 つに分離した振りの固有振動数のうち, 低周波数側の同相振りモード (261Hz) の応答が卓越しているためである. 図 5. 1 7 (a)に $N_E=2600\text{rpm}$ 時のクランク軸回転変動の周波数スペクトルを示すが, 260Hz においてダンパー無しの状態よりも応答が大きくなっており同相振りモードが励起されている事が分かる. 一方, 最適減衰を付加したモデル B では, 260Hz の応答はダンパー無しの状態と同等程度に抑制されている. 従い, 減衰を付加したモデル B では 260Hz の同相振りモードの応答が抑制されることにより, エンジン回転数 $N_E=2000\sim3000\text{rpm}$ の全域に渡り低減効果が表れていると考えられる. なお, 参考までに $N_E=2700\text{rpm}$ 時のスペクトルの比較を図 5. 1 7 (b)に示すが, モデル A とモデル B の低減効果はほぼ同等となっている.



(a) $N_E=500\sim3000$ rpm



(b) $N_E=2000\sim3000$ rpm

Figure 5.16 Engine noise level versus engine revolution speed

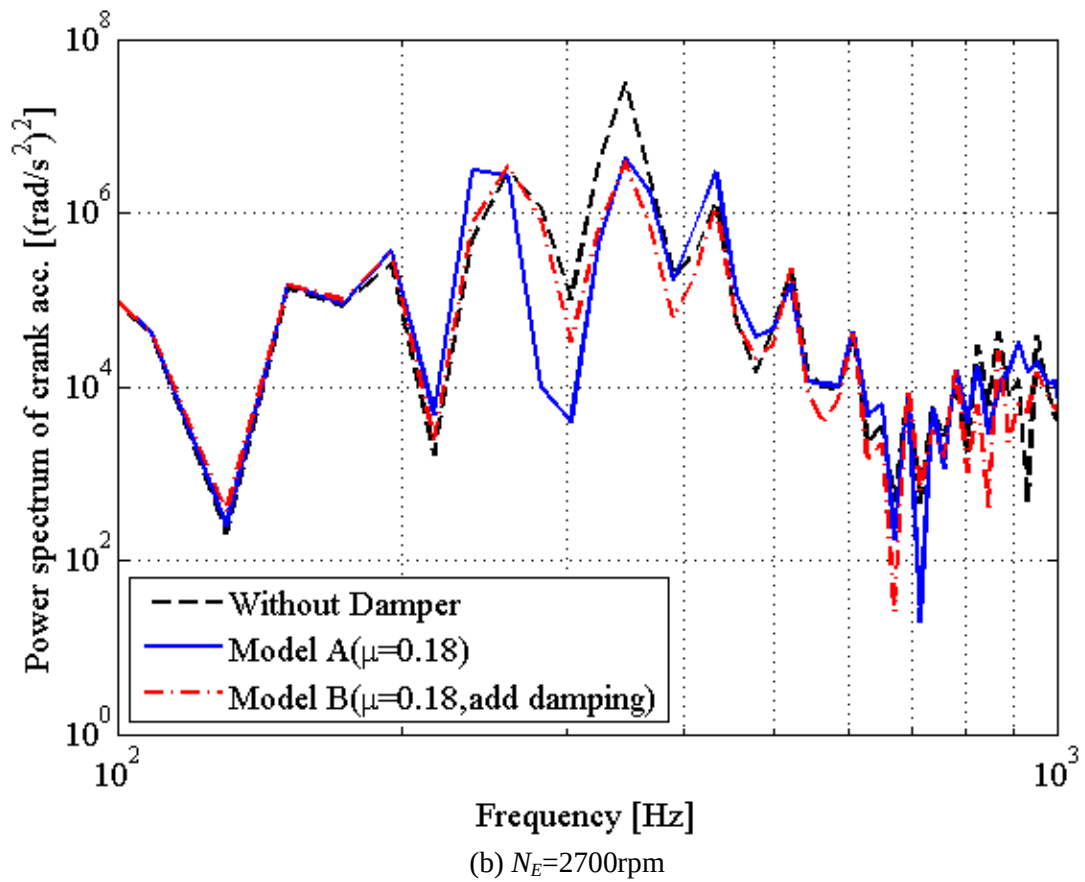
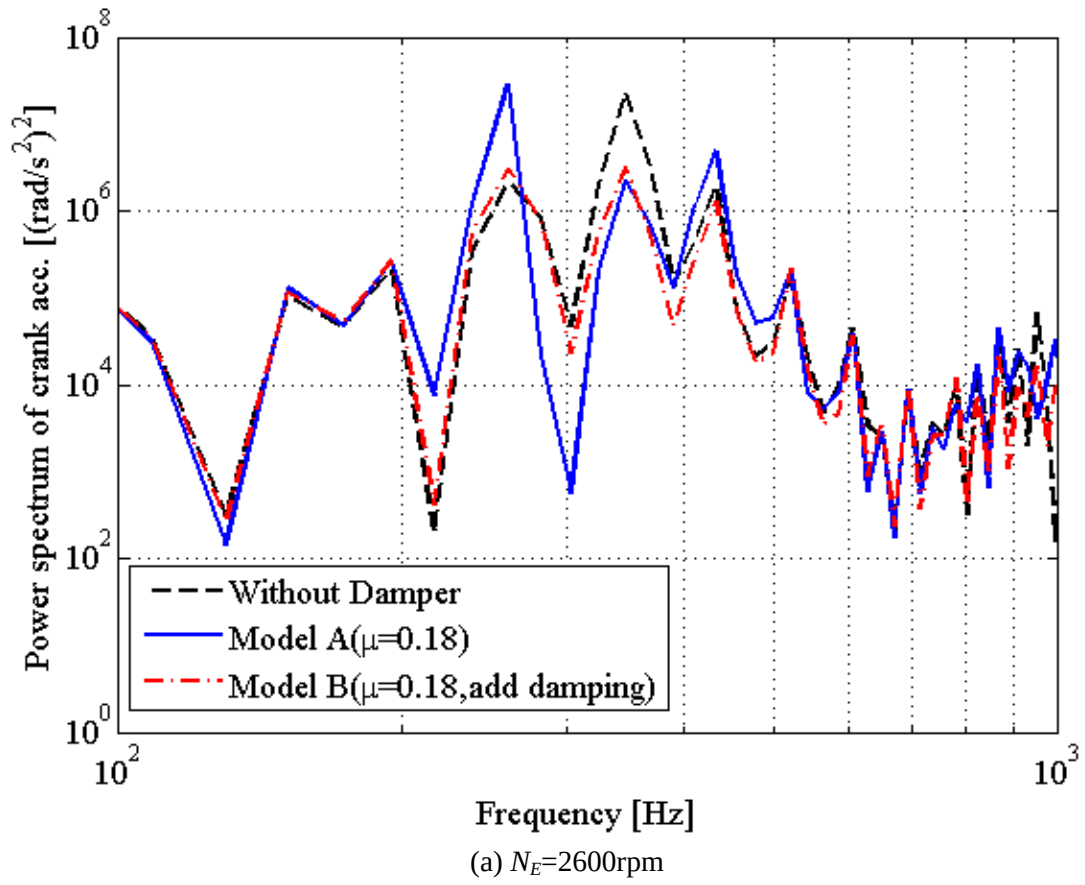


Figure 5.17 Power spectrum of the center of crank gear

5. 5 第5章のむすび

クランク軸／歯車列とエンジンプロックの連成振動解析法を用いて，クランク軸の振り振動が歯車列の衝突振動に及ぼす影響を明らかにした．エンジン回転数が上昇すると，400Hz近傍に存在するクランク軸の振り振動モードが励起されるようになり，特に#1,2気筒爆発後に大きな振り振動が生じる．これにより歯車噛合い部での衝突振動が激しくなり，騒音レベルも増大する．

この解析結果を踏まえて，クランク軸振り振動の低減対策として歯車列の位置を振り振幅の小さいフライホイール側に変更することを提案した．この対策により歯車列の衝突振動が弱まり，エンジンプロック前面からの放射騒音を低減できる見通しが得られた．

また，ねじり振動を低減するための曲げ／振りダンパーをプーリー側に取り付けた場合について検討し振り危険速度が存在する $N_E=2000\sim3000\text{rpm}$ の高回転数域で騒音低減効果が得られる見通しを得た．ただし，振り振動に対する最適減衰を付加しない場合では，一部の回転数で低減効果が得られない可能性があることを明らかにした．

第6章 結論

我が国では1950年代の高度成長期以降、全国的に道路網の整備が進むと共に運送業に対する消費者ニーズの高度化・多様化（多頻度小口配送，時間指定，貨物の温度管理等）や新規参入の規制緩和などを背景とし，貨物輸送の主役が鉄道からトラック・バスに移り変わるにつれ，排出ガスによる大気汚染と共にこれら輸送機器から発せられる振動・騒音が公害として認識されるようになった．しかしながら，その経済性の高さゆえに21世紀の現代でもディーゼルエンジンは主要な動力源として我々の生活と密接に関係している．

本研究ではクランク軸からの動力伝達に歯車列が用いられるディーゼルエンジン特有の現象である歯車列の衝突振動に着目し，歯面分離に伴い発生する衝突現象を模擬した歯面衝突モデルを提案した．また提案した衝突モデルを組み込んだエンジン全体の振動応答計算プログラムを用い歯車列の衝突振動に起因するエンジン放射騒音の増大メカニズムを明らかにすると共に衝突振動抑制による騒音低減対策について検討を行った．以下に本研究の成果を総括して結論とする．

第1章では，本研究の研究背景や従来用いられてきた騒音低減対策について述べ，歯車軸系や歯車噛合い部のモデル化，およびエンジン放射騒音の解析事例に関する過去の研究例を調査した．本研究で着目した歯車噛合い部の衝突モデルには，計算負荷を考慮し歯面間距離に対し非線形性を持つばねとダッシュポットを並列結合したシンプルなモデルが提案されている．様々な衝突モデルを調査した上で，歯面剛性の有無，油膜の非線形性を考慮した剛性および減衰の有無，表面粗さの考慮といった点に着目し整理した結果，油膜の剛性と減衰を同時に考慮した衝突モデルに関する研究例はみられず，この点において衝突モデルの高度化の余地があることを明らかにした．また，エンジン全体の放射騒音の予測手法について調査では，歯車列の衝突振動がエンジン全体の放射騒音に及ぼす影響について定量的に検討した研究例は少なく，本研究により歯車列の衝突振動とエンジン放射騒音の関係を明らかにすることの意義を確認した．

第2章では、本研究の検討に用いたエンジン連成振動応答解析プログラムに油膜の介在を考慮した歯車のガタ打ちモデルを組み込む方法について議論した。エンジン全体構造の解析モデルについて述べた後、エンジン軸系、エンジン起振力、軸受部、歯車ガタ打ちのモデル化について詳細に記述した。

本研究では歯車ガタ打ちを油膜が介在する歯面同士の衝突現象と捉え、歯面衝突剛性と油膜減衰を模擬したダッシュポットの直列結合モデルを検討した。歯面衝突剛性は円筒同士の衝突を仮定し Hertz 接触理論から変位と荷重の関係を求め衝突ばね定数を導出した。油膜減衰は噛合い部に形成される油膜形状を仮定し、流体潤滑理論に基づき数値解析により求めた油膜負荷容量と歯面接近速度の関係から減衰係数を決定した。また、モデル化の妥当性検証のため、油膜無し／有りの2ケースについて半球面と平面の衝突シミュレーションを実施し、振り子を用いた衝突試験で取得した油膜無し／有り時の衝突力波形と計算結果の比較により本研究で提案する衝突モデルの妥当性を確認した。本モデルを実機へ適用するにあたり、噛合い部の歯面衝突を歯面と等価な円筒面同士の衝突問題と捉えることで実機噛合い部の衝突剛性および油膜減衰を導出し、新たな歯面衝突モデルをエンジン連成振動応答解析手法に組み込んだ。

第3章では、エンジン放射騒音解析について述べた。第2章で説明したエンジン全体連成振動応答解析プログラムで求めたエンジン表面の振動速度情報を入力とし、境界要素法

(Boundary Element Method) により任意の評価点における騒音レベルを予測する手法について纏めた。また本研究では簡易的な方法としてエンジンブロックの固有振動モード毎の音響放射効率 σ を用いてエンジン騒音の音響放射パワー W を評価する手法も提案した。更にエンジン放射音の音質評価も可能とするため周波数スペクトルから時刻歴波形に変換しスピーカで再生可能な音源ファイルを生成するエンジン騒音再生法の開発も行った。

第4章では、第2章、第3章で開発した、クランク軸・中間歯車・噴射ポンプ軸・動弁系駆動軸からなる回転軸系とエンジンブロックの連成振動解析法並びに境界要素法を用いたエンジン放射騒音解析法を用い、アイドリング（無負荷）状態において歯車列のバックラッシュ量を変化させた場合のエンジン騒音変化を検討した。その結果、クランク軸の剛体運動に伴う回転変動成分が支配的であるエンジンの低回転域ではバックラッシュ量減少による騒音低減効果が期待できるが、クランク軸の振り振動が顕著になる高回転域ではエンジン騒音はほとんど変化しないとの予測結果が得られ、実測結果と概ね一致することを確認した。

第5章では、第4章で考察した低回転時と高回転時の歯車列の振動応答の差異についてクランク軸の振動特性を踏まえその要因を検討し、クランク軸の振り振動が歯車列の衝突振動に及ぼす影響を明らかにした。エンジン回転数が上昇すると、400Hz近傍に存在するクランク軸の振り振動モードが励起されるようになり、特に#1、2気筒爆発後に大きな振り振動が生じる。これにより歯車噛合い部での衝突振動が激しくなり、騒音レベルも増大する。

この解析結果を踏まえて、クランク軸振り振動の低減対策として歯車列の位置を振り振幅の小さいフライホイール側に変更することを提案した。この対策により歯車列の衝突振動が弱まり、エンジンブロック前面からの放射騒音を低減できる見通しが得られた。

また、ねじり振動を低減するための曲げ／振りダンパーをプーリー側に取り付けた場合について検討し振り危険速度が存在する $N_E=2000\sim3000\text{rpm}$ の高回転数域で騒音低減効果が得られる見通しを得た。ただし、振り振動に対する最適減衰を付加しない場合では、一部の回転数で低減効果が得られない可能性があることを明らかにした。

謝辞

本論文を纏めるにあたり、終始ご親切な御指導を賜りました九州大学大学院工学研究院の太田和秀教授に謹んで深甚なる謝意を表しますと共に、心より御礼を申し上げます。また、本論文を完成するにあたり御査読並びに有益なご教示を頂きました雉本信哉教授、北原辰巳准教授に深く感謝致します。

本研究の推進において、計算、技術討論にご協力頂いた機械解析学研究室 OB の二江貴也氏、山野井俊樹氏に心から感謝致します。また、数少ない研究室訪問と論文とりまとめに対する研究室秘書の松尾ゆか氏のサポートも大きな支えとなりました。

社会人であり家庭人として職務、責任を果たしながらの修学には、職場の理解や家族のサポートなしには完遂できなかったことは言うまでもありません。職場の上司である振動第一研究室室長 吉住和洋氏に深く感謝致します。また休日を学位論文の執筆作業に充てさせてくれた妻と息子には心から感謝しております。

最後に、ここに述べ尽くせなかった多くの方々の様々な形での御支援と御協力のあったことを記し、上記各位と併せて、改めて厚く御礼申し上げます。

参考文献

- 1) 村山, 常本: 自動車エンジン工学, 山海堂 (2000-4)
- 2) 木村: 蘇る日本の自動車用ディーゼル 1 ~乗用車用ディーゼルエンジンの現状と将来展望~, 自動車技術会 JSAEエンジンレビュー, Vol.3, No.2
- 3) 鈴木: ディーゼルエンジンの徹底研究, グランプリ出版 (2012-9)
- 4) 日本騒音制御工学会編: 騒音規制の手引き (第2版), 技報堂出版 (2006-11)
- 5) 古林: ディーゼルエンジンの騒音とその対策, 騒音制御, Vol.6, No.2, pp.64-69 (1982-4)
- 6) 中田: ディーゼルエンジンの振動騒音起振力に関する研究, 東京工業大学 学位論文, (1999-2)
- 7) Z.Konyha, J.Juric, K.Matkovic, J.Krasser: Visualization of Elastic Body Dynamics for Automotive Engine Simulations, *Proceedings of IASTED Visualization, Imaging, and Image Processing*, VIIP 2004(2004-9)
- 8) 中島: 油圧ショベルの極低騒音化 (iNDR) と快音化, 建設の施工企画, pp.37-40 (2007-01)
- 9) 下垣内: 油圧ショベルの技術動向, 建設の施工企画, pp.37-40 (2007-01)
- 10) 田中, 矢野: 建設機械の低騒音化, 騒音制御, vol15, No.5, pp.245-249 (1991)
- 11) 竹下: 建設機械における振動・騒音対策, 建設の施工企画, pp.38-41 (2004-10)
- 12) 大島: 自動車の低騒音化への取り組み, 騒音制御, vol27, No.6, pp.399-406 (2003)
- 13) 太田, 入江, 本田, 水早, 福沢: 回転クランク軸とエンジンブロックの連成振動応答及び放射騒音の予測, 日本機械学会論文集 (C編), Vol.68(671), pp.1966-1971 (2002-7)
- 14) 例えば,
T.Sakai, Y.Doi, K.Yamamoto, T.Ogasawara, M.Narita: Theoretical and experimental analysis of rattling noise of automotive gearbox, *SAE Technical paper* 810773, pp.1-10 (1981)
Y.Cai: Simulation On the Rotational Vibration of Helical Gears in Consideration of the Tooth Separation Phenomenon (A New Stiffness Function of Helical Involute Tooth Pair), *Transactions of ASME*, Vol.117, pp.460-469 (1995-9)
C.Padmanabhan, T.Rook, R.Singh: Modeling of automobile bear rattle phenomenon(state-of-the-art), *SAE technical Paper* 951316 (1995)
吉武, 濱野, 田村, 原田, 小林: 歯打ちの基礎的研究 (かみ合い剛性変動と駆動トルクの高次成分の影響), 日本機械学会論文集 (C編), Vol.74(745), pp.45-52 (2008-9)
- 15) T.Abe, D.Anderton: Digital Acoustic Intensity Techniques in Gasoline Engine Noise Studies, *SAE Technical Paper* 820363 (1982)
- 16) 新倉: 高速ディーゼルエンジンの騒音低減技術の現状と将来, 日本舶用機関学会誌, Vol.25 No.9, pp.552-558 (1990)
- 17) 西村: 大型ディーゼル噴射装置の現状と今後の動向, *Journal of the ILASS-Japan*, Vol.8, No.22, p.102-110 (1999)
- 18) 伊藤, 中村: コモンレールによるディーゼル排気ガスの浄化, デンソーテクニカルレビュー, Vol.7, No.1 (2002)
- 19) 伊藤: コモンレール, 自動車技術Vol.53, No.10, p.85 (1999)

- 20) 田中, 猪尾, 大島, 篠原 : Tier3対応4D95エンジンシリーズの開発, コマツ テクニカルレポート, Vol.53, No.160 (2007)
- 21) 太田, 入江, 山本, 中村 : ピストンスラップによるエンジン振動・騒音に関する研究 (第1報, ピストンスラップの理論解析とシミュレーション), 日本機械学会論文集 (C編), Vol.53(493), pp.1935-1941 (1987-9)
- 22) 太田, 天野, 林田, 鄭, 本田 : ピストンスラップによるエンジン振動・騒音の研究 (ピストン形状やピンオフセットの影響), 日本機械学会論文集 (C編), Vol.75(750), pp.256-261 (2009-2)
- 23) Y.Kanda, T.Mori : Diesel Combustion Noise Reduction by Controlling Piston Vibration, *SAE paper*, 2015-01-1667 (2015)
- 24) 田中, 船津, 本室 : ナチュラル・サウンド・スモーザー量産工法の開発, マツダ技報, No.33 (2016)
- 25) 岡村, クランク軸ねじりラバーダンパによるエンジン騒音の低減, 自動車技術会論文集 30(1), 1999-01-15, pp.67-72
- 26) 二江, 太田, 田島, 池田 : クランク軸振りダンパーによる騒音低減, 機械力学・計測制御講演論文集2011, No.645 (2011-9)
- 27) 新田ほか, 内燃機関, Vol.25, No.324, p.73 (1986/11)
- 28) 太田, 榎園, 山下 : エンジン低騒音構造の研究 (ギアケーシング制振処理のモデル試験), 日本機械学会 *Dynamics and Design Conference 2015*, No.560 (2015-8)
- 29) 新倉他, 内燃機関, Vol.28, No.362, p.24 (1989/12)
- 30) E. Tolga Duran, A.Cagri Server, Puma I5 Disel Engine Oil Pan Assembly NVH Optimization with Optistruct and AVL-Excite, *SAE Technical Paper* (2008-10)
- 31) 和泉, 常, 小嶋 : ディーゼルエンジンの燃焼騒音に関する研究 (軸受部潤滑油の影響について), 山口大学工学部研究報告, 44-1, 19-26 (1993)
- 32) 山下 : ディーゼルエンジンの振動騒音低減法に関する研究, 上智大学 学位論文, (2014-3)
- 33) 白橋, 阿部, 住田, 岩田 : SKYACTIVE-D ノック音開発, マツダ技報, No.31 (2013)
- 34) 住谷, 阿部, 白橋, 菊池, 渡邊 : 最新ディーゼル機関の静粛性向上技術, 自動車技術, No.67(7), P.35-40 (2013-7)
- 35) 岡村 : 発生源での騒音防止, 環境技術, Vol.27, No.10 (1998)
- 36) 光原 : 新型ボンゴフレندی用2.5L WL-T型ディーゼルエンジン, マツダ技報, No.14, P55-61 (1996)
- 37) M.Esmaeli, A.Subramaniam : Engine Timing Geartrain Concepts and Proposals for Gear Rattle Noise Reduction in Commercial Vehicles, *CHALMERS UNIVERSITY OF TECHNOLOGY Master of Science Thesis* (2011)
- 38) S.Yamakawa, M.Kobayashi, S.Numajiri, K.Nakashima : Development of Austempered Ductile Iron timing gears, *SAE International*, No.973253, Milwaukee, USA (1997)
- 39) 紺野, 小笠原, 平田 : MD92型エンジンの開発, 日産ディーゼル技報, No.57, P.71-76 (1995)
- 40) 太田, 池田, 鄭, 沖本 : クランク軸・歯車軸系とエンジンブロックの連成振動応答及び騒音放射予測法, 日本機械学会論文集 (C編), Vol.75, No.752, P789-795 (2009-4)

- 41) K.Ohta, K.Ikeda, T.Futae : Study on the noise and vibration of engine block coupled with rotating crankshaft and gear train(Effect of the torsional vibration of crankshaft), *Bulletin of the JSME Mechanical Engineering Journal*, Vol.1, No.5, pp.1 (2014)
- 42) K.Ohta, K.Ikeda, G.Zheng, T.Okimoto, I.Honda : Vibration Response and Noise Radiation of Engine Block Coupled with the Rotating Crankshaft and Gear Train, *Journal of Environment and Engineering*, Vol.6, No.4, P.765-777(2011)
- 43) 正田：動力伝達用歯車の非線形噛合いに伴う起振荷重と振動応答解析法に関する研究，早稲田大学，学位論文（2008-5）
- 44) i)会田，佐藤，由井，福岡：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（第3部），Vol.34(268)，pp.2226-2236（1968-12）
 ii)会田，佐藤，後藤，福岡：歯車の振動，騒音に関する基礎的研究（第2報，歯車の振動，騒音におよぼす回転数の影響），日本機械学会論文集（第3部），Vol.34(268)，pp.2237-2245(1968-12)
 iii)会田，佐藤，福岡，川上：歯車の振動，騒音に関する基礎的研究（第3報，歯車の振動，騒音におよぼすトルクの影響），日本機械学会論文集（第3部），Vol.34(268)，pp.2246-2253（1968-12）
 iv)会田，佐藤，福岡，安藤：歯車の振動，騒音に関する基礎的研究（第4報，平歯車の3方向振動と騒音の関係），日本機械学会論文集（第3部），Vol.34(268)，pp.2254-2264（1968-12）
 v)会田，佐藤，福岡，久保，清野：歯車の振動，騒音に関する基礎的研究（第5報，円周方向振動の特徴），日本機械学会論文集（第3部），Vol.35(278)，pp.2113-2119（1969-10）
 vi)福岡，古川，会田：歯車の振動，騒音に関する基礎的研究（第6報，平歯車の半径，軸方向振動の発生機構），日本機械学会論文集（第3部），Vol.38(315)，pp.2988-2999（1972-11）
 vii)福岡，会田：歯車の振動，騒音に関する基礎的研究（第7報，平歯車の半径，軸方向振動の発生機構，そのII），日本機械学会論文集（第3部），Vol.40(331)，pp.862-874（1974-3）
- 45) 梅澤，北條：歯車の発生音の研究（第1報，音響ホログラフィによるかみあい周波数の音と歯車本体の固有振動による音の挙動），日本機械学会論文集（C編），Vol.47(413)，pp.57-66（1981-1）
- 46) 梅澤，小杉：歯車本体の振動の解析（厚肉円板の有限要素法による解析），日本機械学会論文集（C編），Vol.45(390)，pp.204-212（1979）
- 47) 梅澤，佐藤，石川：平歯車の回転方向振動のシミュレーション，日本機械学会論文集（C編），Vol.49(441)，pp.794-802（1983）
- 48) H.Nevzat Özgüvent, D.R.Houser : MATHEMATICAL MODELS USED IN GEAR DYNAMICS—A REVIEW, *Journal of Sound and Vibration*, vol.121(2), pp.383-411 (1988)
- 49) R.Singh, H.Xie, R.J.Comparin : Analysis of Automotive Neutral Gear Rattle, *Journal of Sound and Vibration*, vol.131(2), pp.177-196（1989）
- 50) A.Kahraman, R.Singh : Non-linear Dynamics of a Spur Gear Pair, *Journal of Sound and Vibration*, vol.142(1), pp.49-75（1990）

- 51) C.Padmanabhan, R.Singh : Spectral Coupling Issues in a Two-degree-of-freedom System with Clearance Nonlinearities, *Journal of Sound and Vibration*, vol.155(2), pp.209-230 (1992)
- 52) R.Brancati, E.Rocca, R.Russo : An analysis of the automotive driveline dynamic behavior focousing on the influence of the oil squeeze effect on the idle rattle phenomenon, *Journal of Sound and Vibration*, vol.303, pp.632-658 (2007)
- 53) R.Brancati, E.Rocca, R.Russo : An analysis of the automotive driveline dynamic behavior focousing on the influence of the oil squeeze effect on the idle rattle phenomenon, *Journal of Sound and Vibration*, vol.303, pp.632-658 (2007)
- 54) 梅澤, 鈴木, 佐藤 : 動力伝達用はすば歯車の振動特性 (ばねこわさの近似式), 日本機械学会論文集 (C編), Vol.51(469), pp.2316-2323 (1985-9)
- 55) R.Russo, R.Brancati, E.Rocca : Experimental investigations about the influence of oil lubricant between teeth on the gear rattle phenomenon, *Journal of Sound and Vibration*, vol.321, pp.647-661 (2009)
- 56) S.Theodossiades, O.Tangasawi, H.Rahnejat : Gear teeth impacts in hydrodynamic conjunctions promoting idle gear rattle, *Journal of Sound and Vibration*, vol.303, pp.632-658 (2007)
- 57) T.Sasaki, H.Mori, N.Okino : Fluid lubrication theory of roller bearings, *Transactions of ASME, Journal of Basic Engineering*, pp.166-181 (1962-3)
- 58) J.Dion, S.Moyne, G.Chevallier, H.Sebbah : Gear impacts and idle gear noise: Experimental study and non-linear dynamic model, *Mechanical System and Signal Processing*, vol.23, pp.2608-2628 (2009)
- 59) 長池, 長松 : 内燃機関の振動と騒音に関する基礎的研究 (第1報, 運動系の振動解析—その1), 日本機械学会論文集 (C編), Vol.49(442), pp.982-992 (1983-6)
- 60) 長池, 長松, 熊野 : 内燃機関の振動と騒音に関する基礎的研究 (第2報, シリンダブロックの騒音解析), 日本機械学会論文集 (C編), Vol.49(448), pp.2116-2124 (1983-12)
- 61) 長池, 長松, 雉本 : 内燃機関の振動と騒音に関する基礎的研究 (第3報, シリンダブロック・クランク軸結合系の音響解析), 日本機械学会論文集 (C編), Vol.52(476), pp.1240-1247 (1986-4)
- 62) 長池, 長松 : 内燃機関の振動と騒音に関する基礎的研究 (第4報, 多重区分モード合成法による振動解析), 日本機械学会論文集 (C編), Vol.52(476), pp.1248-1256 (1986-4)
- 63) 孫, 本多, 大熊, 石井, 長松 : 内燃機関の振動と騒音に関する基礎的研究 (第5報, 全系の振動と実応答の解析), 日本機械学会論文集 (C編), Vol.57(541), pp.2790-2796 (1991-4)
- 64) 中村, 太田, 入江, 本田, 石川 : クランクケースの振動・音響特性予測法, 日本船舶機関学会誌, Vol.24, No.12 (1989-12)
- 65) K.Ohta, Y.Irie, I.Honda, J.Mizuhaya, Y.Fukuzawa, S.sugiyama and H.Shimogouchi, Analysis of vibratory response of engine block coupled with rotating crankshaft and its related noise, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol.68, No.671(2002), pp.1966-1971
- 66) K.Ohta, Y.Irie, Y.FUkuzawa, H.Shimokouchi : Analysis of Main Bearing Impact Induced

- by Crankshaft Vibration, *Proceedings of INTER NOISE 93* (1993-8)
- 67) 53) 太田, 天野, 池田, 林田: エンジン振動・騒音波形を用いた起振力の異常検知の研究, *Dynamics & Design Conference 2009*, 377 (2009-8)
- 68) 太田, 王, 小野, 佐伯: 冷却水音場を考慮したエンジン連成振動とキャビテーションの予測 (解析法の提案とモデル試験による検証), *Transactions of the JSME(in Japanese)*, vol.81, No.82 (2015)
- 69) K.Ohta, X.Wang: Piston slap induced pressure fluctuation in the water coolant passage of an internal combustion engine, *Journal of Sound and Vibration*, vol.363, pp.329-344 (2016)
- 70) 西川, 半田, 兼田: 往復運動下におけるEHL油膜の挙動, 日本機械学会論文集 (C編), Vol.58, No.550, pp.225-232 (1992-6)
- 71) 西川, 半田, 手嶋, 松田, 兼田: 周期スクイズ運動下におけるEHL膜の挙動, 日本機械学会論文集 (C編), Vol.59, No.561, pp.166-173 (1993-5)
- 72) 山本, 兼田: トライボロジー, 理工学社 (1998-2)
- 73) 白木万博ほか: 騒音防止設計とシミュレーション, 社会産業科学システムズ, 1987
- 74) 田中正隆ほか: 境界要素法, 培風館, 1991
- 75) 寺沢寛一: 自然科学者のための数学概論 (増訂版), 岩波書店, 1983
- 76) 鈴木, 雉本, 御法川, 西村: 機械音響工学, コロナ社 (2004-4)
- 77) 背戸: 動吸振器とその応用, コロナ社 (2010-8)
- 78) 飯田: 振動・騒音低減のメカニズム, 日本ゴム協会誌, Vol.64, No.2, pp.62-75 (1991)
- 79) 例えば,
 i) J.Q.Sun, M.R.Jolly, M.A.Norris: Passive, Adaptive and Active Tuned Vibration Absorbers – A Survey, *Journal of Mechanical Design*, Vol.117(B), pp.234-242 (1995-1)
 ii) F.SAKEK, B.MOHRAS, A.W.TAYLOR, R.M.CHUNG: A METHOD OF ESTIMATING THE PARAMETERS OF TUNED MASS DAMPERS FOR SEISMIC APPLICATIONS, *EARTHQUAKE ENGINEERING AND STRUCTURAL DYNAMICS*, Vol.26, pp.617-635 (1997)
 iii) C.L.Lee, Y.T.Chen, L.L.Chung, Y.P.Wang: Optimal design theories and applications of tuned mass dampers, *Engineering Structures*, Vol.28(1), pp.43-53 (2006-1)
 iv) 吉田, 山内, 谷田, 前田: 上部構造防振用遠心振子式動吸振機, 関西造船協会誌, Vol.202, pp.93-105 (1986-9)
- 80) 岡村: クランク軸振りダンパの最適化への研究 (第1報, ビスカスダンパの複素ダンピングの扱いと同定法), 日本機械学会論文集 (C編), Vol.64, No.623, pp.2505-2512 (1998)
- 81) 木村, 岡村, 曾我部: クランク軸の曲げ応力に及ぼすクランク軸系振動の解析 (第2報, 動吸振器の慣性質量のジャイロ振動がクランク軸の曲げ応力に及ぼす影響), 日本機械学会論文集 (C編), Vol.62, No.604, pp.4477-4483 (1996-12)
- 82) 末岡, 金光, 近藤: 機械振動学, 朝倉書店 (2005-9)
- 83) 中原, 渋谷, 土田, 笠野, 辻, 井上: 弾性学ハンドブック (普及版), 朝倉書店 (2012/6)
- 84) 酒井: 信号処理, オーム社 (1998)
- 85) 樋口, 川又: MATLAB 対応 デジタル信号処理, 昭晃堂 (2000/1)

Appendix

Appendix A 歯車噛合い部の衝突パラメータの計算式

A. 1 Hertz 接触理論による噛合いばね定数

本研究では歯車列の噛合い部における歯面接触を図 A. 1 に示すような円筒面同士の接触と考え Hertz 接触理論により衝突ばね定数を求める．単位長さ当たりの圧縮荷重 q が作用している場合の接触領域幅 b と弾性変形量 δ は次のような関係になる⁸³⁾．ただし，ポアソン比を 0.3，両円柱のヤング率は E とする．

$$b = 1.522 \sqrt{\frac{q}{E} \frac{r_1 r_2}{r_1 + r_2}} \quad (\text{A. 1})$$

$$\delta = \frac{2(1 - \nu^2)}{\pi} \cdot \frac{q}{E} \left(\frac{2}{3} + \log \frac{4r_1}{b} + \log \frac{4r_2}{b} \right) \quad (\text{A. 2})$$

式 (A. 1) , (A. 2) から求めた変位と衝突力の関係より，衝突ばね定数を定義する．

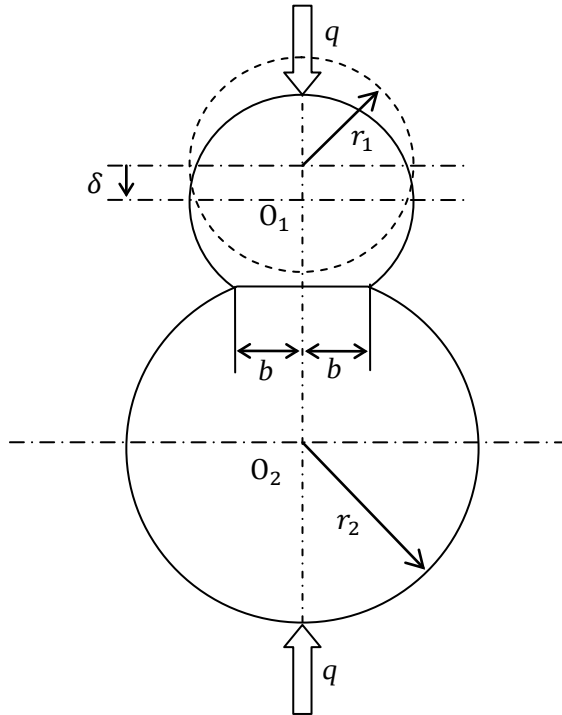


Figure A.1 Contact of cylinders

一般的なインボリュート歯車では噛合い位置によって歯面の曲率半径は変わってくるが、本研究では歯面衝突が歯車対のピッチ点で起こると仮定し、ピッチ点における歯面の曲率半径を円筒半径として用いる。ピッチ点における曲率半径は、図 A. 2 に示すように歯車のモジュール m 、歯数 z 、圧力角 α を用いて次式で求められる。

$$r_p = \frac{mz}{2} \sin \alpha \quad (\text{A.3})$$

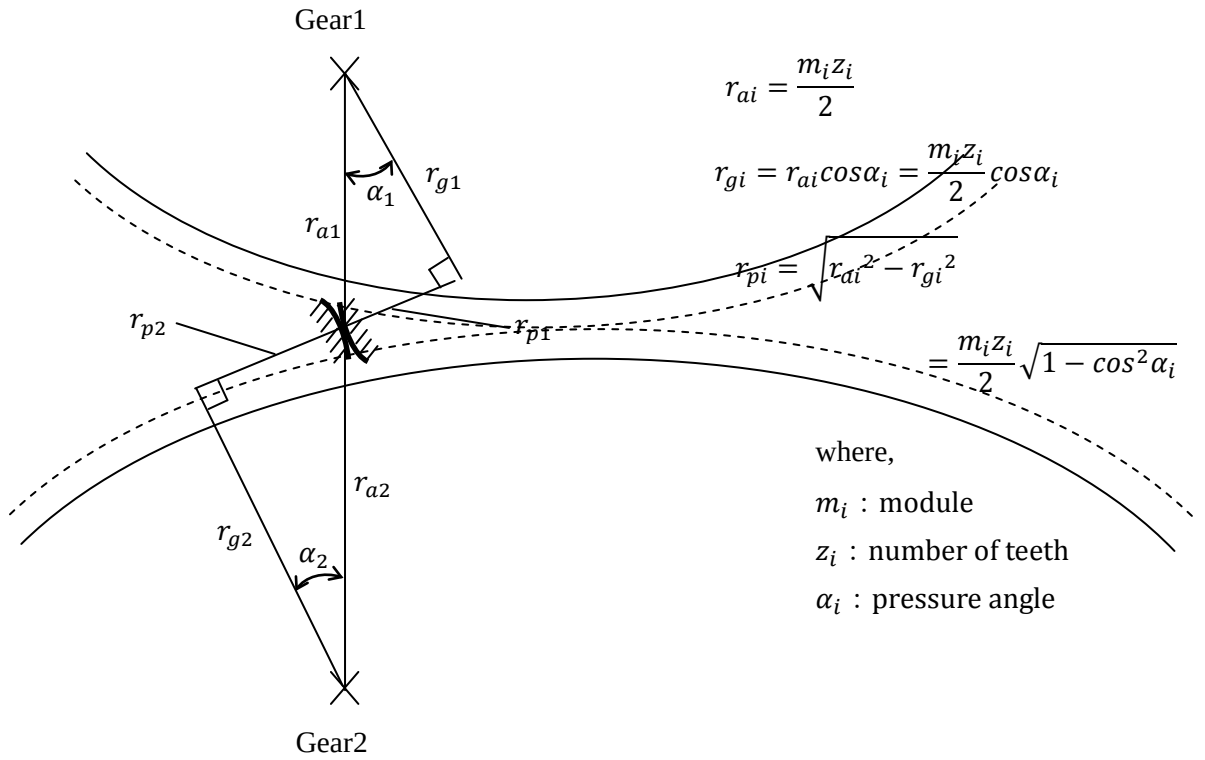


Figure A.2 Curvature radius at pitch point

本研究で対象としているエンジンの各回転軸の歯車諸元を以下に示す．エンジン全体の解析モデルを作成する際には全部で3つの歯車噛合い部が存在するため，歯車対の諸元によりその衝突ばね定数は異なってくる．

Table A.1 List of gear specifications

	クランク軸歯車	中間歯車	噴射ポンプ 駆動歯車	動弁系 駆動歯車
モジュール m	2.5[mm]	2.5[mm]	2.5[mm]	2.5[mm]
圧力角 α	20[°]	20[°]	20[°]	20[°]
歯数 Z	23	49	49	49
歯幅 b	25.5[mm]	20[mm]	16.5[mm]	16[mm]
ピッチ点に おける歯面曲率 r	7.06[mm]	15.0[mm]	15.0[mm]	15.0[mm]

表 A. 1 に示す歯車諸元を用い式 (A. 2) によって計算される各噛合い部における弾性変形量と衝突反力の関係を図 A. 3 に，衝突ばね定数と変位の関係を図 A. 4 に示す．衝突反力及び衝突ばね定数は3つの噛合い部ではほぼ同じ値となり，噛合い部ごとの差はほとんどみられない．また，衝突ばね定数は弾性変形量が 35 μ m 程度になると従来の歯車列衝突モデル⁴⁰⁾で用いている衝突ばねは 1.0×10^8 [N/m] と同等になる．

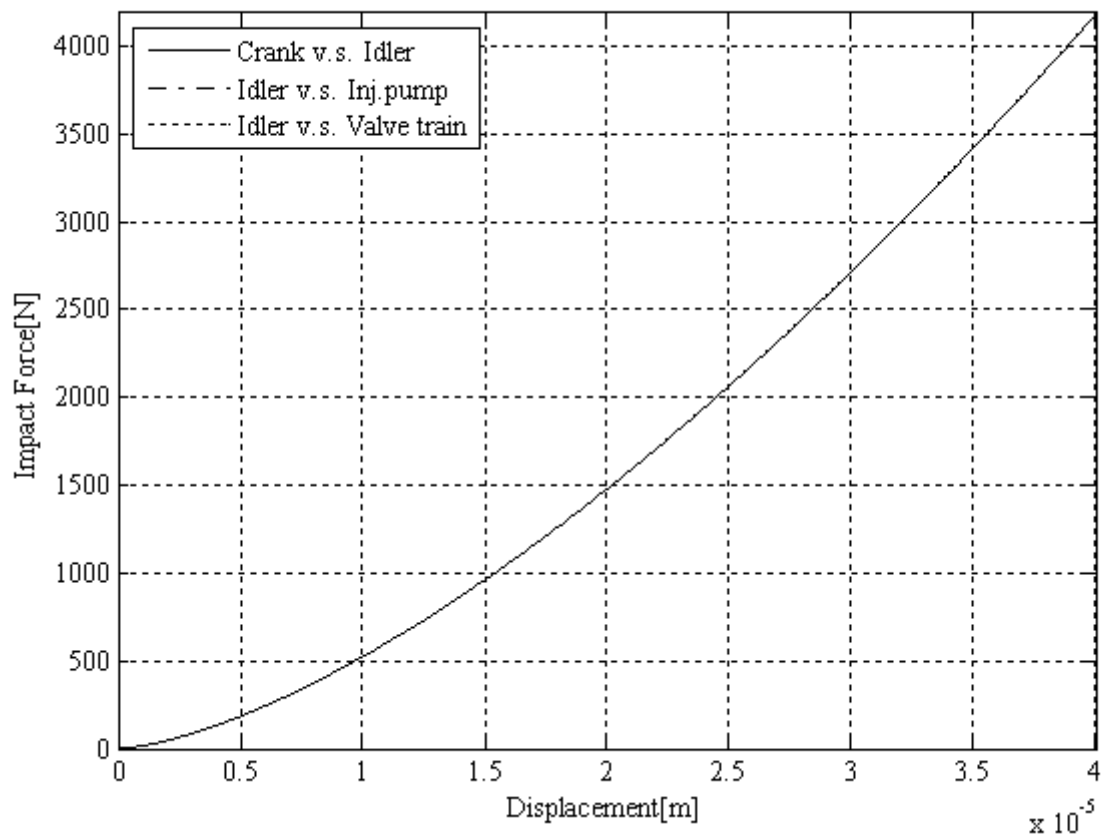


Figure A.3 Relation of impact force and displacement

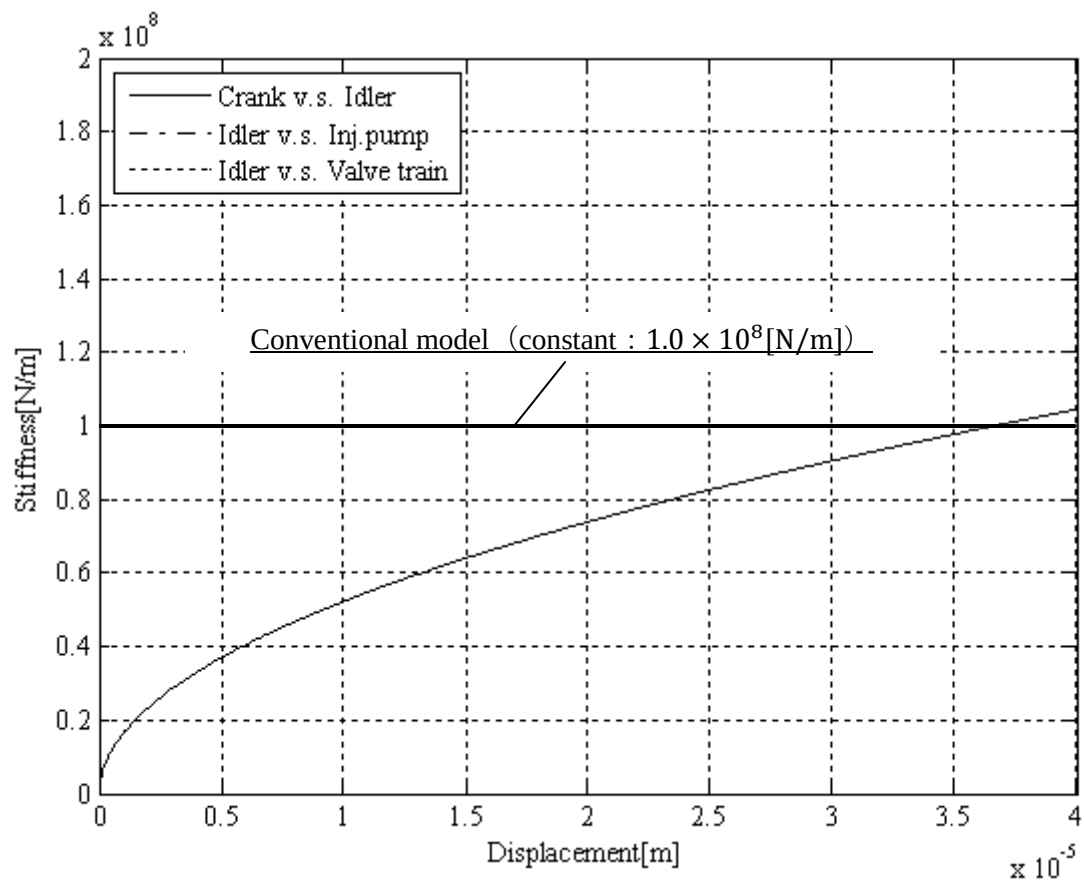


Figure A.4 Relation of stiffness and displacement

A. 2 歯車噛合い部の油膜減衰の評価

次に接触面に油膜減衰が存在する場合を考える．本研究では佐々木ら⁵⁷⁾によって提案された円柱同士の潤滑における理論式を用いて歯車噛合い部の油膜減衰を求める．図 A. 5 に示すような潤滑モデルの負荷容量の計算式は以下のように与えられる．

$$W = \begin{cases} \frac{b\eta r}{h} \left(2u + \frac{6\pi}{\sqrt{2h/r}} V \right) & , V > 0 \\ \frac{b\eta r}{h} 2u & , V < 0 \end{cases} \quad (\text{A. 4})$$

ただし，

r : 歯面の等価曲率半径 $\left(= \frac{r_1 r_2}{r_1 + r_2} \right)$

h : 油膜厚さ

η : 粘度

u : 歯面の滑り速度

V : 歯面の近付き速度

b : 歯幅

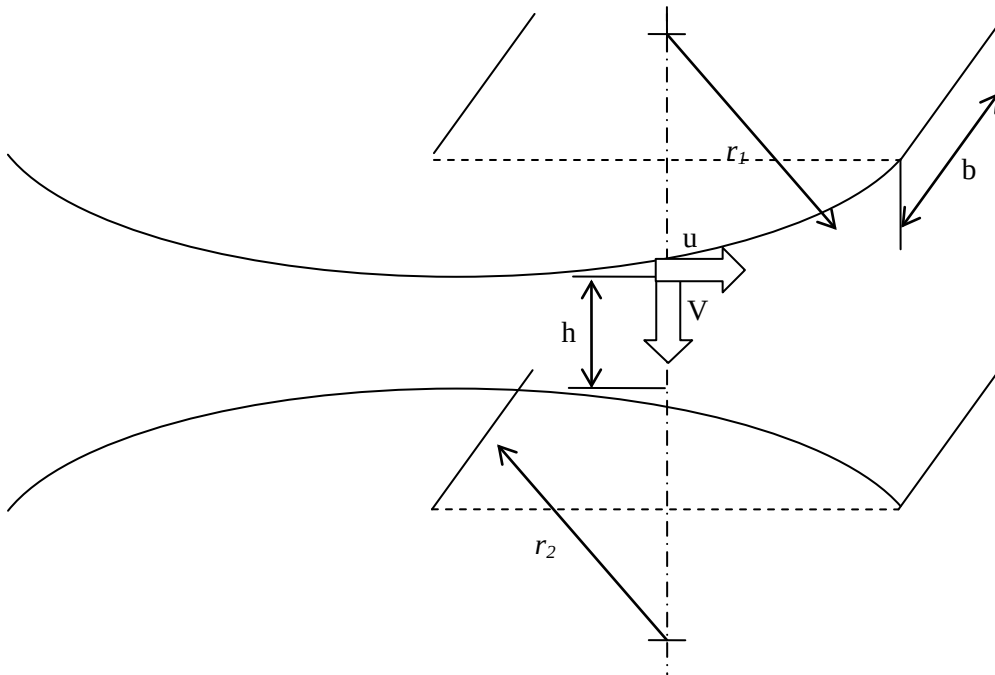


Figure A.5 Analytical model of lubrication at the gear meshing point

式 (A. 4) において $V > 0$ (近付き過程) の場合, 右辺括弧内の第一項は Wedge 効果, 第二項は Squeeze 効果を示している. Squeeze 効果は油膜厚さ h の $3/2$ 乗に反比例し Wedge 効果よりも油膜厚さの減少に対する増大傾向が顕著であるために負荷容量はほぼこの Squeeze 効果によって決まる. したがって, 油膜減衰を次式で定義する.

$$C \approx \frac{W}{V} = \frac{b\eta r}{h} \left(2\frac{u}{V} + \frac{6\pi}{\sqrt{2h/r}} \right) \quad (\text{A.5})$$

式 (A. 5) は第一項に滑り速度と近付き速度の比 u/V に比例する項が出てきている. 本研究では図 A. 6 に示すように速度比 u/V を歯車圧力角 α によって定義した.

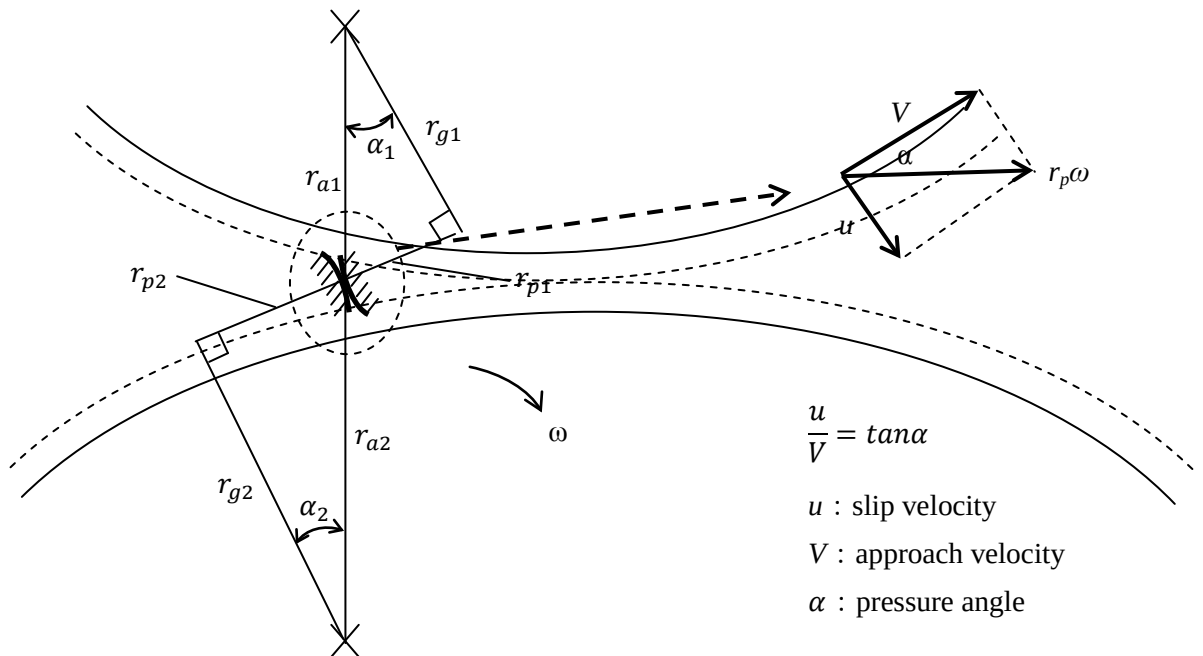
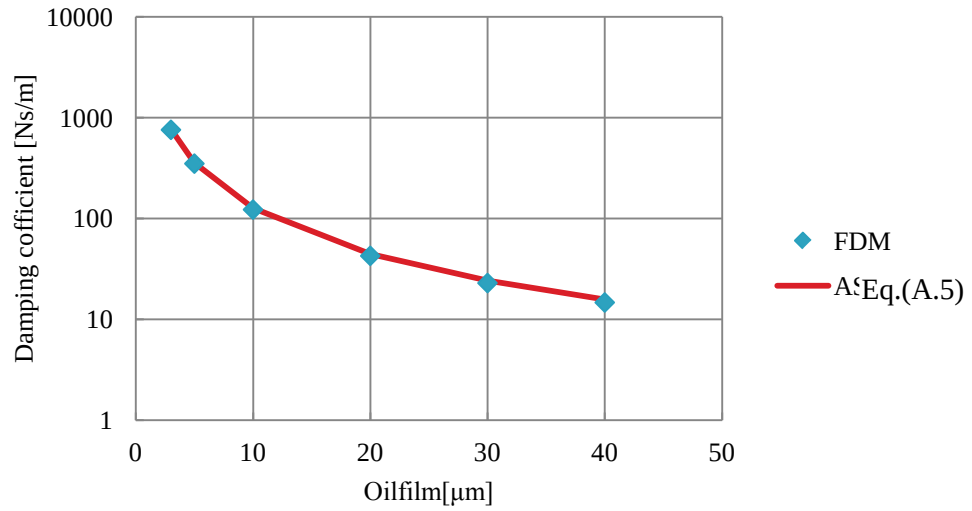
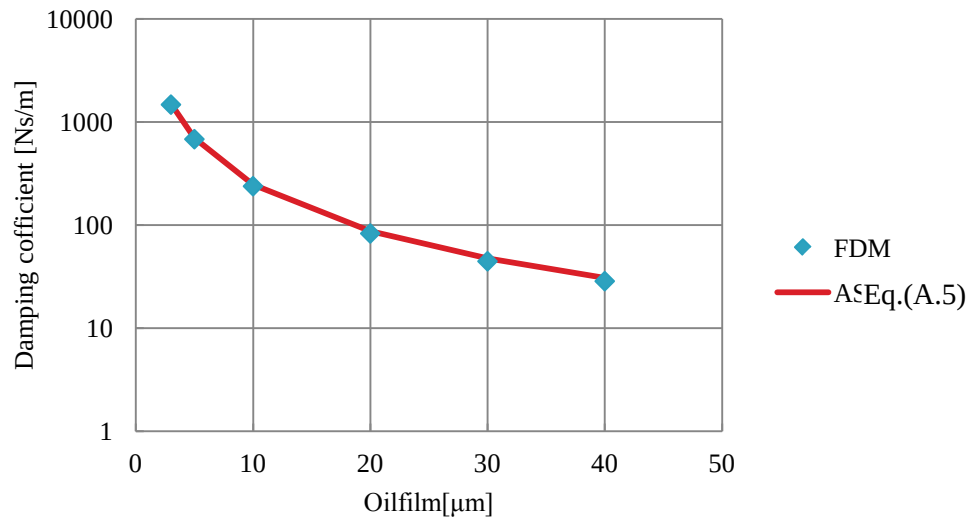


Figure A.6 Relation of the slip and approach velocity

式 (A. 5) によって計算される油膜減衰の妥当性を検証するために、差分解析(FDM)結果と比較した。図 A. 7 に比較結果を示す。両者ともほぼ同じ値を示しており油膜厚さに対する特性も同様になっていることを確認した。



(a)Crank gear v.s. Idler gear



(b) Idler gear v.s. Inj. Pump gear

Figure A.7 Validation of Sasaki's equation⁵⁷⁾

Appendix B 振り子を用いた衝突試験

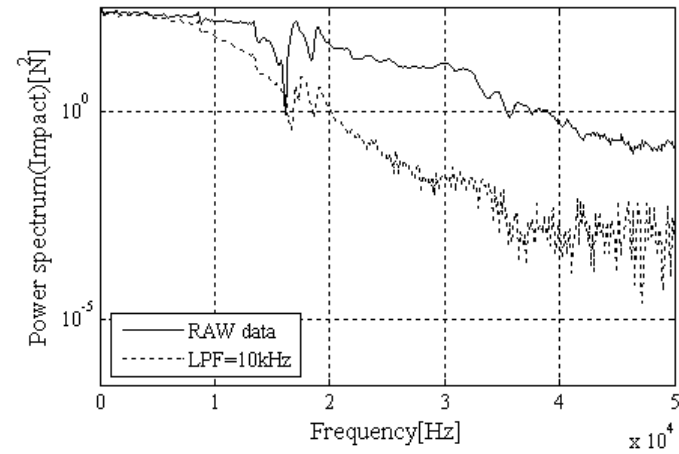
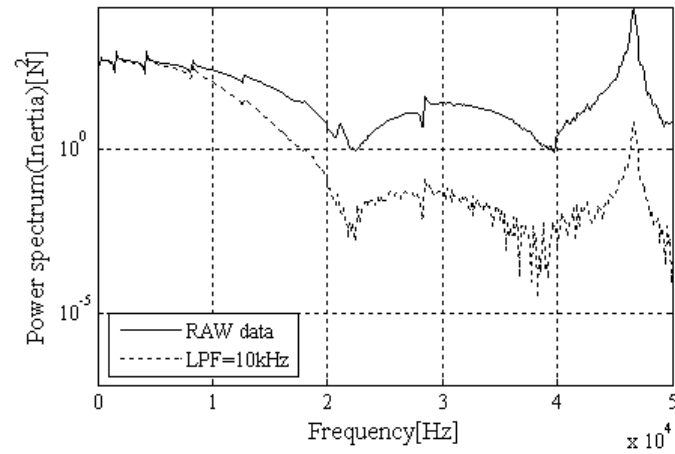
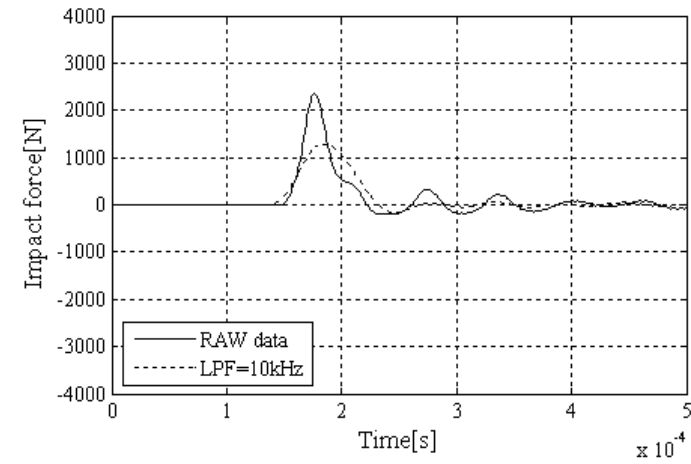
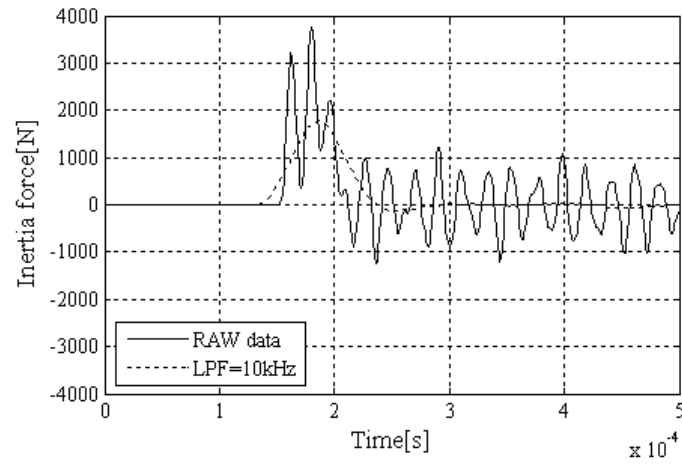
ここでは、本研究で提案する衝突モデルの妥当性検証を目的に実施した衝突試験結果について述べる。

B. 1 実験結果（ノイズの影響確認）

図 B. 1 に振り上げ角度を 40° で衝突させた場合の各センサの出力波形を示す。左側に慣性力（加速度×振り子等価質量 $0.1[\text{kg}]$ ），右側にはフォースゲージの波形を示す。また上段は時刻歴波形，下段は周波数スペクトルを示している。なお，点線はチャージアンプに内蔵されている 10kHz のローパスフィルタ（以下 LPF）による信号処理結果である。

信号処理前の加速度波形はノイズの混入がみられ，衝突力の評価が困難であることが分かる。加速度の周波数スペクトルをみると 45 kHz 近傍に大きな共振ピークが存在し，センサ内部共振に起因するノイズであると考えられる。LPF による信号処理後の波形をみると，センサ内部共振の影響が小さくなったことで正弦半波状の衝突力波形が得られることを確認した。

一方，フォースゲージの出力波形をみると，生波形の状態で加速度ピックアップと同様にノイズの混入はみられ衝突力波形が歪んでいる。LPF による信号処理後の波形をみると慣性力波形と同様に正弦半波状の波形が得られたものの衝突力の最大値が大幅に下がっている。スペクトルをみると， 17 kHz 近傍に現れているピークが信号処理後に大きく下がっており，このことより 17 kHz 近傍のピークが衝突力波形に大きな影響を与えていることが分かる。このピークは振り子衝突部自体の共振によるものと考えられる。



a) Acceleration Pick Up

b) Force Gauge

Figure B.1 Measurement result ($\theta=40\text{deg.}$)

このように信号処理によりノイズ除去が可能となったが、衝突力の最大値や周期といった現象の考察において重要となるパラメータは信号処理による影響を受けるため、シミュレーションの比較対象としての波形を決定する必要がある。そこで信号処理による波形への影響を検討するために Matlab の組込関数を用いて設計したデジタルフィルタを用いて信号処理を行った結果を図 B. 2 に示す。本研究ではフィルタ設計法として一般的な窓関数法を用いた^{84),85)}。

比較に用いたデジタルフィルタの諸元は以下の通りである。

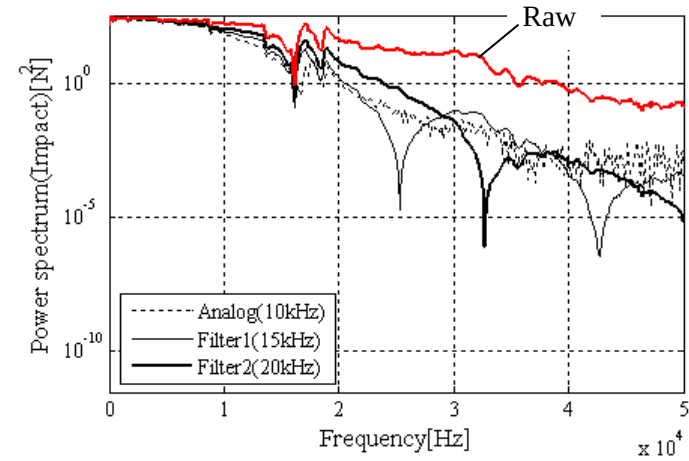
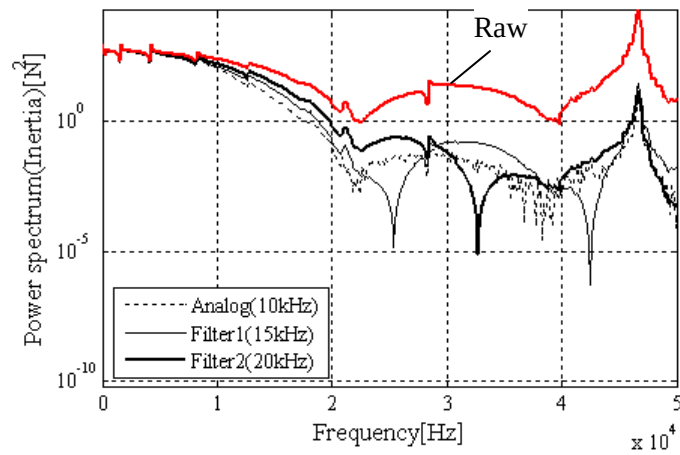
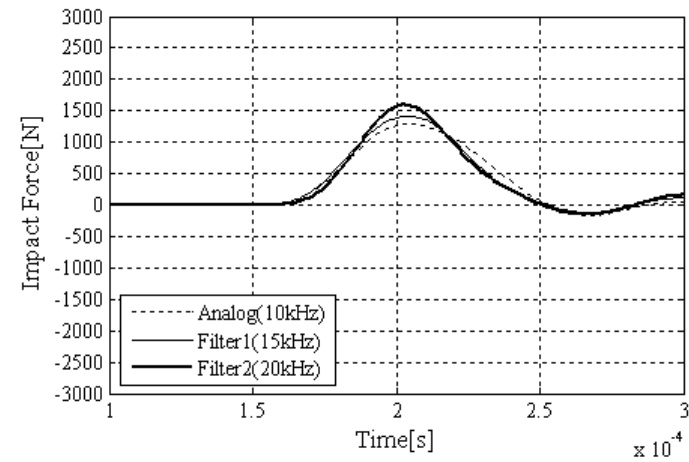
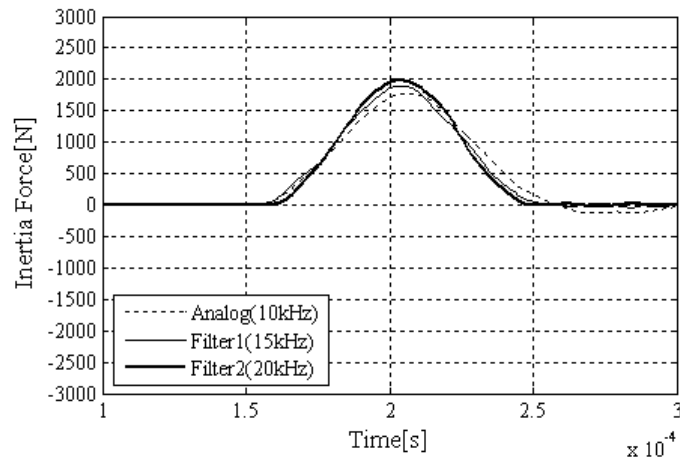
Table B.1 Parameter of the digital filter

	Filter1	Filter2
Window	Rectangular	Rectangular
Cut-off frequency	15kHz	20kHz

慣性力波形をみると、カットオフ周波数を高くするにつれて最大値が増大しているが、Filter1 と Filter2 ではほとんど差異はない。Filter1 の波形が他の波形に比べ波形の歪みが目立つが、これは Filter1 の遮断特性に注目すると 25kHz 前後に谷があり、この周波数領域のスペクトルが欠損しているためだと思われる。

一方、衝突力波形は LPF のカットオフ周波数を高く設定するほど 17kHz 近傍の共振点の影響が大きくなり最大値は増大しており、Analog(10kHz)と Filter2(20kHz)では 400N 近く差が生じている。また、衝突終了後の波形に着目すると全てのフィルタで過渡振動が現れている。

以上の検討結果を踏まえ、本研究では衝突モデルの妥当性検証の材料としてフィルタによる波形変化（振幅，周期）がより少ない慣性力（＝加速度×質量）を採用することとする。



a) Acceleration Pick Up

b) Force Gauge

Figure B.2 Transformation of waveforms caused by signal processing

B. 2 実験結果（油膜減衰の影響）

油膜減数による影響を検討する前に、油膜有無の各試験ケースにおける衝突条件が同一であるかを検証するために、両衝突実験におけるアクセラランスを比較したものを図 B. 4 に示す。アクセラランスは次式によって計算した。油膜は半球と平面部の両方に塗布した。図 B. 4 に示すように油膜有無時の衝突面の変化は肉眼ではほとんど分からないほどであり、ごく少量の油を塗布しているのみである。

$$\text{Accelerance} = \frac{\ddot{X}(\omega)}{F(\omega)} = \frac{\overline{G_{12}}(\omega)}{\overline{G_{22}}(\omega)} \quad (\text{B.1})$$

ただし,

$$\left. \begin{aligned} \overline{G_{12}}(\omega) &= \sqrt{Y_1(\omega) \cdot Y_2^*(\omega)} \\ \overline{G_{22}}(\omega) &= \sqrt{Y_2(\omega) \cdot Y_2^*(\omega)} \end{aligned} \right\} \quad (\text{B.2})$$

添え字 1 は出力側の信号である加速度、2 はフォースゲージ出力を表わす。また、右肩の*は共役を表わす。振り上げ角度は同一（40°）とし、5 回分の平均処理を行っている。

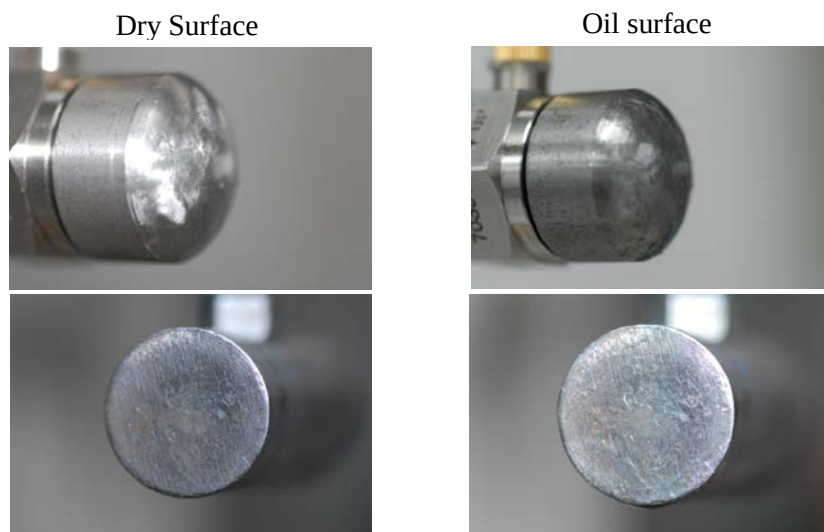


Figure B.3 Picture of Dry and Oil surface

油膜の有無におけるそれぞれのアクセラランスを比較すると、油膜の有無に依らずピークの出現位置やスペクトルの全体的な傾向はほぼ一致していることから、両者とも衝突条件はほぼ同一であったとみられ、波形の差異から油膜減衰の影響を評価可能と判断した。

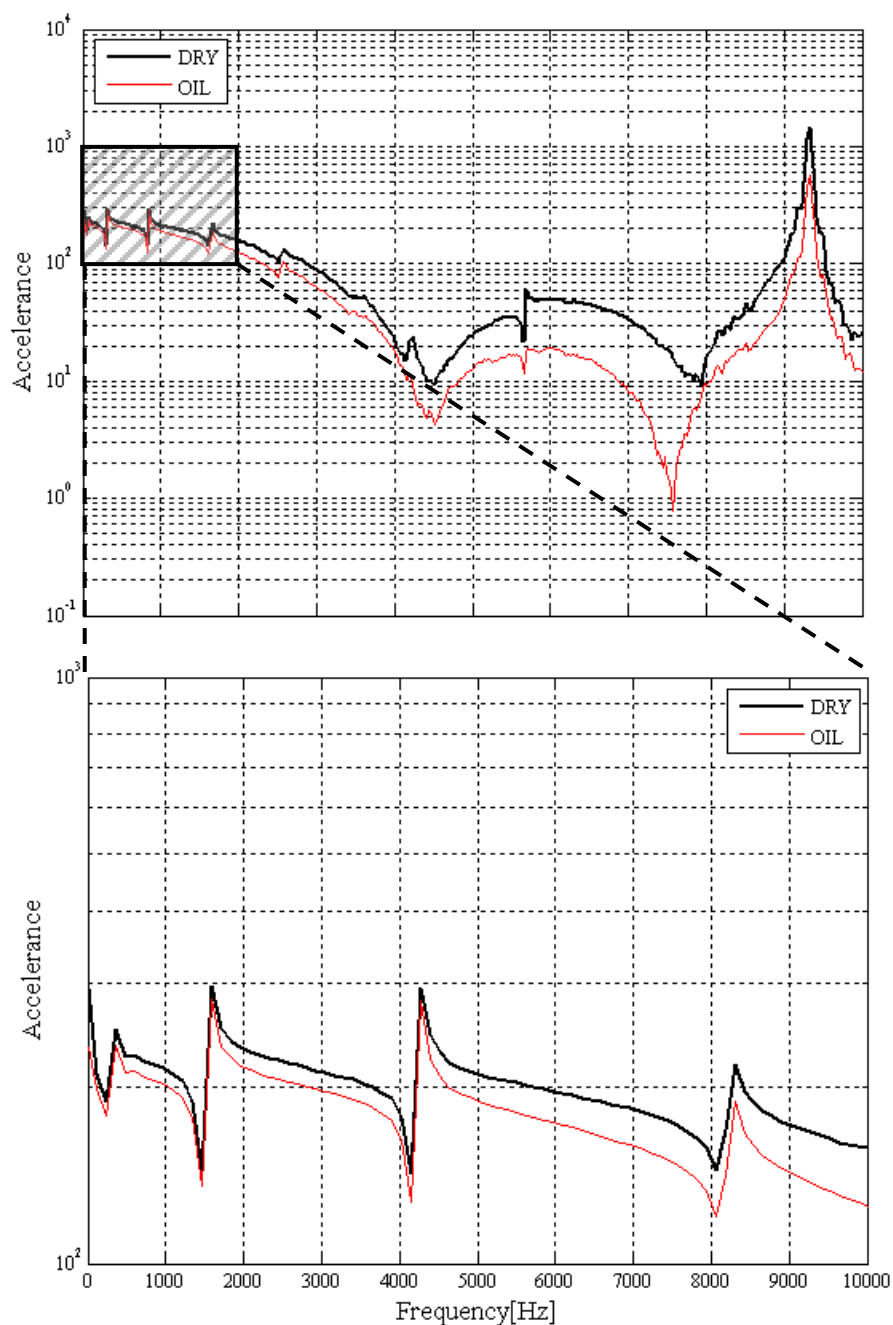


Figure B.4 Comparison of acceleration Dry and Oil surface

図 B. 5に油膜による衝突力波形の変化を示す．点線が油膜を塗布していない場合を示し，実線が油膜を塗布した場合を示している．また，実測結果はデジタル LPF (20kHz) による信号処理が行われている．油膜が衝突面に介在することで衝突力の最大値が 2000N から 1700N まで 15%程度低減されており，また衝突力の立ち上りをみると油膜がない場合に比べ早くなっている．この実験により油膜による衝撃緩和作用を実証することができた．

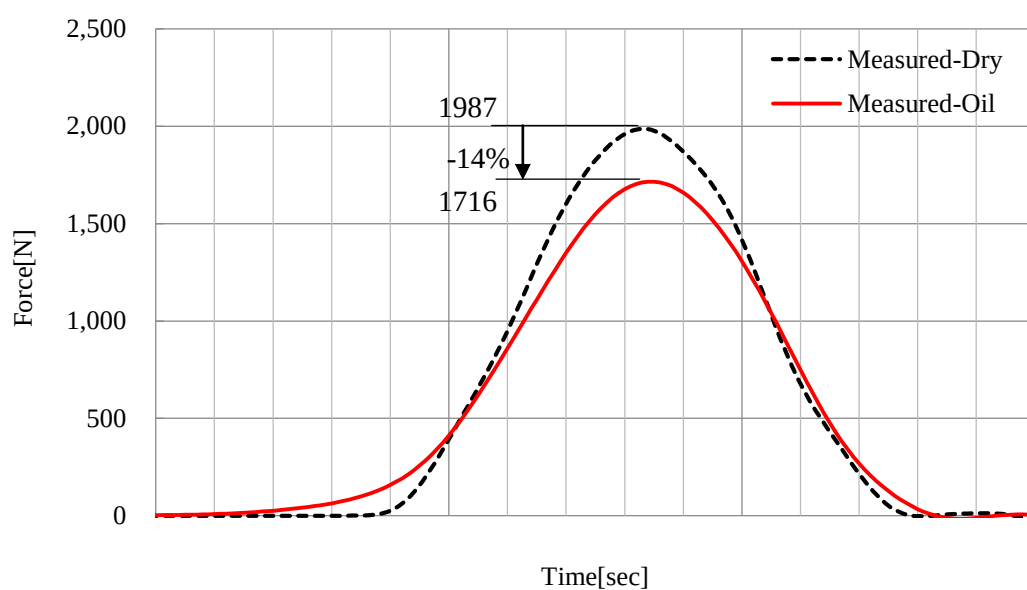


Figure B.5 Effect of the oil film damping

Appendix C 歯車噛合い部における噛合い力の定式化

C. 1 はすば歯車の噛合いばね定数のモデル化

C. 1. 1 仮定

歯車噛合い部のばね定数をモデル化するにあたり以下のような仮定をおく.

(1)歯車噛合い力は歯面法線方向へのみ作用する.

(2)歯面の潤滑状態は良好であるとし, 歯面直角方向の摩擦力は無視する.

C. 1. 2 噛合いばね定数の座標変換

次の手順で周方向と軸方向変位に対するばね定数(歯車固定座標系に対する剛性行列)を求める

(i) 噛合い力作用面内における変位の座標変換

$$\begin{bmatrix} x' \\ y' \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \beta & \sin \beta \\ -\sin \beta & \cos \beta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} = \boldsymbol{\beta} \begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} \quad (\text{C. 1})$$

ただし,

$\begin{bmatrix} x' \\ y' \end{bmatrix}$: 歯面直角方向／法線方向変位 (作用面内座標系)

$\begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix}$: 軸方向／周方向変位 (歯車固定座標系)

β : ねじれ角

(ii) 噛合い力作用面内座標系における力と変位の関係

図 C. 1 に示すような噛合い力作用面を考え、作用面内に歯の振れ角 β に対応する座標系を新たに定義する。

歯車①に作用する力（作用面①－②）

$$\mathbf{f} = \begin{bmatrix} f_{1x'} \\ f_{1y'} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ -K_n(y'_1 - y'_2) \end{bmatrix} = -K_n \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x'_1 - x'_2 \\ y'_1 - y'_2 \end{bmatrix} \quad (\text{C. 2})$$

作用面内①－②における座標変換

$$\begin{bmatrix} f_{1x'} \\ f_{1y'} \end{bmatrix} = \boldsymbol{\beta} \begin{bmatrix} f_{1x} \\ f_{1y} \end{bmatrix}, \quad \begin{bmatrix} x'_1 \\ y'_1 \end{bmatrix} = \boldsymbol{\beta} \begin{bmatrix} x_1 \\ y_1 \end{bmatrix}, \quad \begin{bmatrix} x'_2 \\ y'_2 \end{bmatrix} = \boldsymbol{\beta} \begin{bmatrix} x_2 \\ y_2 \end{bmatrix}$$

を式 (C. 2) に代入すると次のようにばね定数に連成項が生じる。

$$\begin{aligned} \boldsymbol{\beta} \begin{bmatrix} f_{1x} \\ f_{1y} \end{bmatrix} &= -K_n \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \boldsymbol{\beta} \begin{bmatrix} x'_1 - x'_2 \\ y'_1 - y'_2 \end{bmatrix} \\ \begin{bmatrix} f_{1x} \\ f_{1y} \end{bmatrix} &= -K_n \boldsymbol{\beta}^{-1} \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \boldsymbol{\beta} \begin{bmatrix} x'_1 - x'_2 \\ y'_1 - y'_2 \end{bmatrix} \\ &= -K_n \begin{bmatrix} \cos \beta & -\sin \beta \\ \sin \beta & \cos \beta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \cos \beta & \sin \beta \\ -\sin \beta & \cos \beta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x'_1 - x'_2 \\ y'_1 - y'_2 \end{bmatrix} \\ &= -K_n \begin{bmatrix} \cos \beta & -\sin \beta \\ \sin \beta & \cos \beta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ -\sin \beta & \cos \beta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x'_1 - x'_2 \\ y'_1 - y'_2 \end{bmatrix} \\ &= -K_n \begin{bmatrix} \sin^2 \beta & -\sin \beta \cos \beta \\ -\sin \beta \cos \beta & \cos^2 \beta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x'_1 - x'_2 \\ y'_1 - y'_2 \end{bmatrix} \quad (\text{C. 3}) \end{aligned}$$

歯車②に作用する力（作用面①－②）

$$\mathbf{f}_2 = -\mathbf{f}_1 = \begin{bmatrix} f_{2x} \\ f_{2y} \end{bmatrix} = -K_n \begin{bmatrix} \sin^2 \beta & -\sin \beta \cos \beta \\ -\sin \beta \cos \beta & \cos^2 \beta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 - x_2 \\ y_1 - y_2 \end{bmatrix} \quad (\text{C.4})$$

作用面②－③内における関係も同様にして求めることができるが、以下の対応関係に留意する必要がある。

作用面①－②	$\longleftrightarrow$	作用面②－③
ねじれ角 β	$\longleftrightarrow$	$-\beta$
$\mathbf{f}_1, (x_1, y_1)$	$\longleftrightarrow$	$\mathbf{f}_2^*, (x_2^*, y_2^*)$
$\mathbf{f}_2, (x_2, y_2)$	$\longleftrightarrow$	$\mathbf{f}_3, (x_3, y_3)$

従って作用面②－③内の力と、変位の関係は次式となる

$$\mathbf{f}_2^* = \begin{bmatrix} f_{2x}^* \\ f_{2y}^* \end{bmatrix} = -K_n^* \begin{bmatrix} \sin^2 \beta & -\sin \beta \cos \beta \\ -\sin \beta \cos \beta & \cos^2 \beta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_2^* - x_3 \\ y_2^* - y_3 \end{bmatrix} \quad (\text{C.5})$$

$$\mathbf{f}_3 = -\mathbf{f}_2^* = \begin{bmatrix} f_{3x} \\ f_{3y} \end{bmatrix} = -K_n^* \begin{bmatrix} \sin^2 \beta & -\sin \beta \cos \beta \\ -\sin \beta \cos \beta & \cos^2 \beta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_3 - x_2^* \\ y_3 - y_2^* \end{bmatrix} \quad (\text{C.6})$$

(iii) 歯車固定座標系における力と変位の関係

噛合い力 $\mathbf{f}_{Gi}$

$$\mathbf{f}_{Gi} = \begin{bmatrix} f_{Gi,T} \\ f_{Gi,A} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \text{周方向の力（反時計回りが正）} \\ \text{軸方向の力} \end{bmatrix}$$

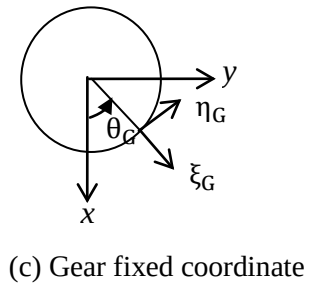
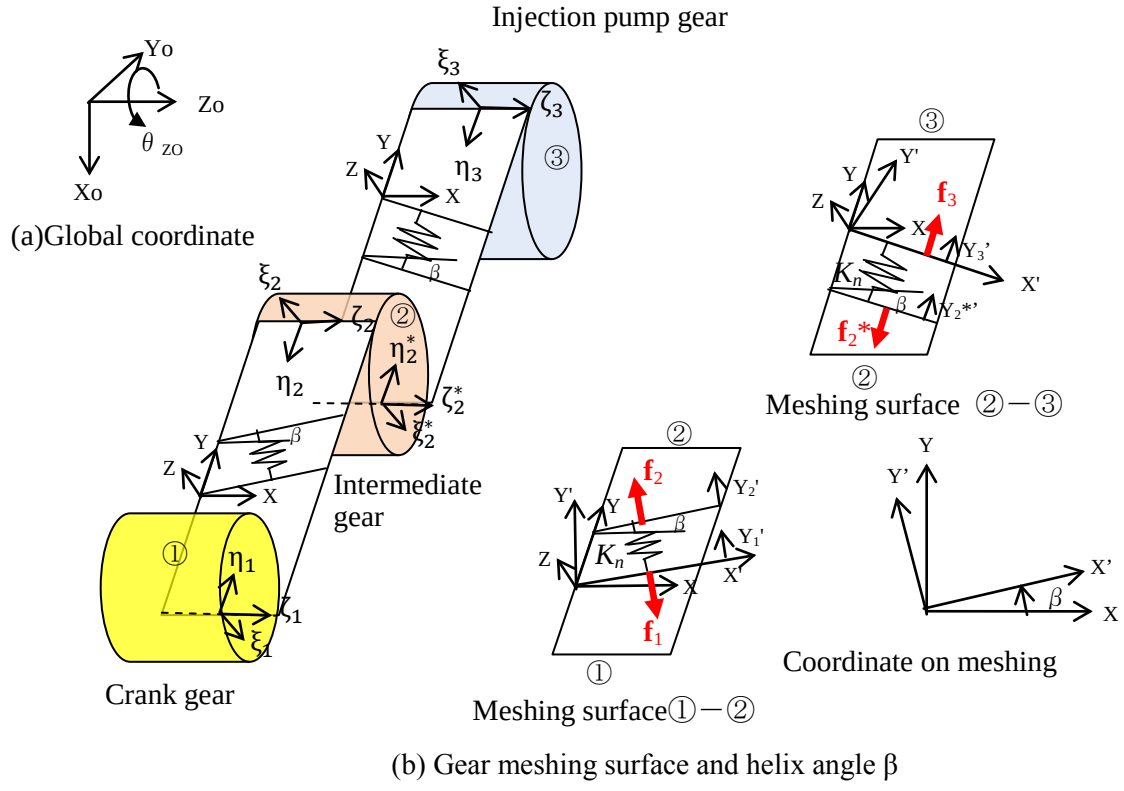
噛合い変位 ξ_{Gi}

$$\xi_{Gi} = \begin{bmatrix} \eta_{Gi} \\ \zeta_{Gi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \text{周方向の変位（反時計回りが正）} \\ \text{軸方向の変位} \end{bmatrix}$$

注1) 径方向の力と変位は簡単化のため省略する。

注2) 各歯車に座標系を定義する。

噛合い面内座標系と歯車固定座標系の関係は噛合い面内座標系の定義によって異なる。



$$\begin{pmatrix} X' \\ Y' \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos \beta & \sin \beta \\ -\sin \beta & \cos \beta \end{pmatrix} \begin{pmatrix} X \\ Y \end{pmatrix}, \cos \beta = c, \sin \beta = s,$$

$$\begin{pmatrix} F_X' \\ F_Y' \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} c & s \\ -s & c \end{pmatrix} \begin{pmatrix} F_X \\ F_Y \end{pmatrix} = -K_n \begin{pmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} X_2' - X_1' \\ Y_2' - Y_1' \end{pmatrix}$$

$$\begin{pmatrix} F_X \\ F_Y \end{pmatrix} = -K_n \begin{pmatrix} c & -s \\ s & c \end{pmatrix} \begin{pmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} c & s \\ -s & c \end{pmatrix} \begin{pmatrix} X_2 - X_1 \\ Y_2 - Y_1 \end{pmatrix}$$

$$= -K_n \begin{pmatrix} s^2 & -cs \\ -cs & c^2 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} X_2 - X_1 \\ Y_2 - Y_1 \end{pmatrix}$$

Figure C.1 Analytical model of gear meshing (helical gear)

C. 2 クランク軸

C. 2. 1 歯車噛合い部の変位 ⇒ 図 C. 2 参照

駆動力伝達に使用するはずば歯車の歯車噛合い力は円周方向成分 F_T と軸方向成分 F_A の 2 方向あるため、噛合い部変位として周方向 η と軸方向 ζ を考える(η は反時計回りを正とする).

$$\xi_{G1} = \begin{bmatrix} \eta_{G1} \\ \zeta_{G1} \end{bmatrix} : \text{クランク軸歯車の噛合い部の周方向、軸方向変位}$$

(静止座標系も回転座標系も同じ)

$$\xi_{G2} = \begin{bmatrix} \eta_{G2} \\ \zeta_{G2} \end{bmatrix} : \text{中間歯車噛合い部の周方向、軸方向変位}$$

クランク軸歯車自体は軸と歯車の接合部を固定した単純なモデルで固有振動数を計算によって求め、最低次の振動モードが対象周波数域である 3kHz 以下に無いことを確認している. よって、本研究で構築する解析モデルでは歯車は剛体として扱うことができるため歯車噛合い部の変位を軸中心変位で表すことが可能となる.

回転座標系で表したクランク軸歯車中心の変位を

$$\mathbf{u}_{10} = (u_1, v_1, w_1, \theta_{u1}, \theta_{v1}, \theta_{w1})^t$$

とおくと、クランク軸歯車の噛合い部の周方向、軸方向変位は次式で表される.

$$\begin{aligned} \xi_{G1} = \begin{bmatrix} \eta_{G1} \\ \zeta_{G1} \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} r_1 \theta_{\omega 1} - u_1 \sin \theta_G + v_1 \cos \theta_G \\ w_1 + r_1 \theta_{u1} \sin \theta_G - r_1 \theta_{v1} \cos \theta_G \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} -\sin \theta_G & \cos \theta_G & 0 & 0 & 0 & r \\ 0 & 0 & 1 & r_1 \sin \theta_G & -r_1 \cos \theta_G & 0 \end{bmatrix} \mathbf{u}_{10} \\ &= \mathbf{g}_1 \mathbf{u}_{10} \end{aligned} \quad (\text{C.7})$$

ただし

$$\begin{cases} r_1 : \text{クランク軸歯車ピッチ円半径} \\ \theta_G = \theta_G - \alpha = \theta_{G1} - \omega t & : \text{噛合い位置角度 (回転座標系)} \\ \theta_{G1} : \text{噛合い位置角度 (静止座標系)} ; \text{一定} \end{cases}$$

C. 2. 2 歯車噛合い力

油膜や歯車軸系の構造減衰に起因する減衰力を考慮すると、クランク軸歯車に作用する周方向の噛合い力 $f_{12,T}$ と軸方向の噛合い力 $f_{12,A}$ を次式で表すことができる。（ f_T は反時計回りを正とする）

$$\mathbf{f}_{12} = \begin{bmatrix} f_{12,T} \\ f_{12,A} \end{bmatrix} = -\mathbf{k}_{11}\xi_{G1} + \mathbf{k}_{12}\xi_{G2} - \mathbf{c}_{11}\dot{\xi}_{G1} + \mathbf{c}_{12}\dot{\xi}_{G2} \quad (\text{C.8})$$

ただし、

$$\begin{aligned} \mathbf{k}_{11} &= K_{12} \begin{bmatrix} \cos^2 \beta & -\sin \beta \cos \beta \\ -\sin \beta \cos \beta & \sin^2 \beta \end{bmatrix}, \quad \mathbf{k}_{12} = K_{12} \begin{bmatrix} -\cos^2 \beta & -\sin \beta \cos \beta \\ \sin \beta \cos \beta & \sin^2 \beta \end{bmatrix} \\ \mathbf{c}_{11} &= C_{12} \begin{bmatrix} \cos^2 \beta & -\sin \beta \cos \beta \\ -\sin \beta \cos \beta & \sin^2 \beta \end{bmatrix}, \quad \mathbf{c}_{12} = C_{12} \begin{bmatrix} -\cos^2 \beta & -\sin \beta \cos \beta \\ \sin \beta \cos \beta & \sin^2 \beta \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (\text{C.9})$$

式 (C. 7) を (C. 8) に代入して

$$\mathbf{f}_{12} = -(\mathbf{k}_{11} + \mathbf{c}_{11}\dot{\mathbf{g}}_1)\mathbf{u}_{10} - \mathbf{c}_{11}\mathbf{g}_1\mathbf{u}_{10} + \mathbf{k}_{12}\xi_{G2} + \mathbf{c}_{12}\dot{\xi}_{G2} \quad (\text{C.10})$$

ただし、

$$\dot{\mathbf{g}}_1 = -\omega \begin{bmatrix} -\cos \theta_G & -\sin \theta_G & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & r_1 \cos \theta_G & r_1 \sin \theta_G & 0 \end{bmatrix} \quad (\text{C.11})$$

図 C. 2 に示すように中間歯車自体の弾性変形を考慮しない場合は、 ξ_{G2} は中間歯車中心の変位 $\mathbf{x}_2$ を用いて次式で表される

$$\begin{aligned} \xi_{G2} &= \begin{bmatrix} \eta_{G2} \\ \zeta_{G2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} r_2\theta_{z2} - x_2 \sin \theta_{G2} + y_2 \cos \theta_{G2} \\ z_2 + r_2\theta_x \sin \theta_{G2} - r_2\theta_y \cos \theta_{G2} \end{bmatrix} \\ &= \mathbf{g}_2\mathbf{x}_2 \end{aligned} \quad (\text{C.12})$$

ただし

$$\begin{aligned} \mathbf{g}_2 &= \begin{bmatrix} -\sin \theta_{G2} & \cos \theta_{G2} & 0 & 0 & 0 & r_2 \\ 0 & 0 & 1 & r_2 \sin \theta_{G2} & -r_2 \cos \theta_{G2} & 0 \end{bmatrix} \\ \dot{\mathbf{g}}_2 &= \mathbf{0} \\ \mathbf{x}_{20} &= (x_2, y_2, z_2, \theta_{x2}, \theta_{y2}, \theta_{z2})^t : \text{中間歯車軸中心の変位(静止座標系)} \end{aligned} \quad (\text{C.13})$$

式 (C. 11) を (C. 10) に代入して

$$\mathbf{f}_{12} = -(\mathbf{k}_{11}\mathbf{g}_1 + \mathbf{c}_{11}\dot{\mathbf{g}}_1)\mathbf{u}_{10} - \mathbf{c}_{11}\mathbf{g}_1\dot{\mathbf{u}}_{10} + \mathbf{k}_{12}\mathbf{g}_2\mathbf{x}_{20} + \mathbf{c}_{12}\mathbf{g}_2\dot{\mathbf{x}}_{20} \quad (\text{C.14})$$

C. 2. 3 噛合い力と座標変換 ⇒ 図 C. 3 参照

噛合い力 $\mathbf{f}_{12}$ を静止座標系で表示すれば

$$\mathbf{F}_{12} = \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -f_T \sin \theta_G \\ f_T \cos \theta_G \\ f_A \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\sin \theta_G & 0 \\ \cos \theta_G & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} f_T \\ f_A \end{bmatrix} \quad (\text{C. 15})$$

噛合い力 $\mathbf{f}_{12}$ を回転座標系で表示すれば

$$\begin{aligned} \mathbf{T}_B^t \mathbf{F}_{12} &= \begin{bmatrix} F_u \\ F_v \\ F_w \end{bmatrix} = \mathbf{T}_B = \begin{bmatrix} \cos \omega_0 t & \sin \omega_0 t & 0 \\ -\sin \omega_0 t & \cos \omega_0 t & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} -\sin \theta_G & 0 \\ \cos \theta_G & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} f_T \\ f_A \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} -\sin(\theta_G - \alpha) & 0 \\ \cos(\theta_G - \alpha) & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} f_T \\ f_A \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\sin \theta_G & 0 \\ \cos \theta_G & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} f_T \\ f_A \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -f_T \sin \theta_G \\ f_T \cos \theta_G \\ f_A \end{bmatrix} \\ &= \mathbf{t}_1 \mathbf{f}_{12} \end{aligned} \quad (\text{C. 16})$$

式 (C. 14) を (C. 16) に代入して

$$\begin{aligned} \mathbf{T}_B^t \mathbf{F}_{12} &= \mathbf{t}_1 \{-(\mathbf{k}_{11} \mathbf{g}_1 + \mathbf{c}_{11} \dot{\mathbf{g}}_1) \mathbf{u}_{10} - \mathbf{c}_{11} \mathbf{g}_1 \dot{\mathbf{u}}_{10} + \mathbf{k}_{12} \mathbf{g}_2 \mathbf{x}_{20} + \mathbf{c}_{12} \mathbf{g}_2 \dot{\mathbf{x}}_{20}\} \\ &= -(\mathbf{t}_1 \mathbf{k}_{11} \mathbf{g}_1 + \mathbf{t}_1 \mathbf{c}_{11} \dot{\mathbf{g}}_1) \mathbf{u}_{10} - \mathbf{t}_1 \mathbf{c}_{11} \mathbf{g}_1 \dot{\mathbf{u}}_{10} + \mathbf{t}_1 \mathbf{k}_{12} \mathbf{g}_2 \mathbf{x}_{20} + \mathbf{t}_1 \mathbf{c}_{12} \mathbf{g}_2 \dot{\mathbf{x}}_{20} \end{aligned} \quad (\text{C. 17})$$

したがって、クランク軸の噛合い力 $\mathbf{T}_B^t \mathbf{F}_{G1}$ は次式のようにになる。

$$\mathbf{T}_B^t \mathbf{F}_{G1} = \begin{bmatrix} 0 \\ \vdots \\ \mathbf{T}_B^t \mathbf{F}_{12} \\ \vdots \\ 0 \end{bmatrix} = -\mathbf{K}_{11}^G \mathbf{u}_1 - \mathbf{C}_{11}^G \dot{\mathbf{u}}_1 + \mathbf{K}_{12}^G \mathbf{x}_2 + \mathbf{C}_{12}^G \dot{\mathbf{x}}_2 \quad (\text{C. 18})$$

ただし、

$$\left. \begin{aligned} \mathbf{K}_{11}^G &= \begin{bmatrix} \ddots & & & \\ & \mathbf{t}_1 \mathbf{k}_{11} \mathbf{g}_1 + \mathbf{t}_1 \mathbf{c}_{11} \dot{\mathbf{g}}_1 & & \\ & & \ddots & \\ & & & \ddots \end{bmatrix} \\ \mathbf{C}_{11}^G &= \begin{bmatrix} \ddots & & & \\ & \mathbf{t}_1 \mathbf{c}_{11} \mathbf{g}_1 & & \\ & & \ddots & \\ & & & \ddots \end{bmatrix} \\ \mathbf{K}_{12}^G &= \begin{bmatrix} \ddots & & & \\ & \mathbf{t}_1 \mathbf{k}_{12} \mathbf{g}_2 & & \\ & & \ddots & \\ & & & \ddots \end{bmatrix} \\ \mathbf{C}_{12}^G &= \begin{bmatrix} \ddots & & & \\ & \mathbf{t}_1 \mathbf{c}_{12} \mathbf{g}_2 & & \\ & & \ddots & \\ & & & \ddots \end{bmatrix} \end{aligned} \right\} \quad (\text{C. 19})$$

ただし、 $\mathbf{t}_1 \mathbf{k}_{11} \mathbf{g}_1$ 等は歯車中心が関係する自由度のみに挿入される

C. 3 中間歯車軸 ⇒ 図 C. 4 参照

中間歯車自体は剛体で軸のみが変形すると仮定する。また、歯車噛合い力 $\mathbf{F}_{G2}$ にはクランク軸歯車、動弁系駆動歯車、噴射ポンプ駆動歯車の3点での噛合い力が含まれる。

C. 3. 1 クランク歯車との噛合い力 $\mathbf{F}_{12}$ (周方向と軸方向の力で表示)

$$\begin{aligned} \mathbf{f}_{21} = \begin{bmatrix} f_{21,T} \\ f_{21,A} \end{bmatrix} &= -\mathbf{k}_{22}\boldsymbol{\xi}_{G2} + \mathbf{k}_{21}\boldsymbol{\xi}_{G1} - \mathbf{c}_{22}\dot{\boldsymbol{\xi}}_{G2} + \mathbf{c}_{21}\dot{\boldsymbol{\xi}}_{G1} \\ &= -\mathbf{k}_{22}\mathbf{g}_2\mathbf{x}_{20} + \mathbf{k}_{21}\mathbf{g}_1\mathbf{x}_{10} - \mathbf{c}_{22}\mathbf{g}_2\dot{\mathbf{x}}_{20} + \mathbf{c}_{21}\mathbf{g}_1\dot{\mathbf{x}}_{10} + \mathbf{c}_{21}\dot{\mathbf{g}}_1\mathbf{x}_{10} \end{aligned} \quad (\text{C.20})$$

ただし、

$$\begin{aligned} \mathbf{k}_{21} &= K_{12} \begin{bmatrix} -\cos^2 \beta & \sin \beta \cos \beta \\ -\sin \beta \cos \beta & \sin^2 \beta \end{bmatrix}, \quad \mathbf{k}_{22} = K_{12} \begin{bmatrix} \cos^2 \beta & \sin \beta \cos \beta \\ \sin \beta \cos \beta & \sin^2 \beta \end{bmatrix} \\ \mathbf{c}_{21} &= C_{12} \begin{bmatrix} -\cos^2 \beta & \sin \beta \cos \beta \\ -\sin \beta \cos \beta & \sin^2 \beta \end{bmatrix}, \quad \mathbf{c}_{22} = C_{12} \begin{bmatrix} \cos^2 \beta & \sin \beta \cos \beta \\ \sin \beta \cos \beta & \sin^2 \beta \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (\text{C.21})$$

(X,Y,Z)の3成分で表示すると

$$\mathbf{f}_{21} = \begin{bmatrix} f_{21,X} \\ f_{21,Y} \\ f_{21,Z} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -f_{21,T}\sin\theta_{G2} \\ f_{21,T}\cos\theta_{G2} \\ f_{21,A} \end{bmatrix} = \mathbf{t}_2\mathbf{f}_{21} \quad (\text{C.22})$$

ただし、

$$\left\{ \begin{array}{l} \theta_{G2} : \text{中間歯車とクランク歯車の噛合い位置の角度} \\ \mathbf{t}_2 = \begin{bmatrix} -\sin\theta_{G2} & 0 \\ \cos\theta_{G2} & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \end{array} \right.$$

C. 3. 2 噴射ポンプ歯車との噛合い力 F_{23}

周方向の力と軸方向の力で表示する

$$\begin{aligned} \mathbf{f}_{23} = \begin{bmatrix} f_{23,T} \\ f_{23,A} \end{bmatrix} &= -\mathbf{k}'_{22}\dot{\xi}'_{G2} + \mathbf{k}_{23}\dot{\xi}_3 - \mathbf{c}'_{22}\ddot{\xi}'_{G2} + \mathbf{c}_{23}\ddot{\xi}_3 \\ &= -\mathbf{k}'_{22}\mathbf{g}'_2\dot{\mathbf{x}}_{20} + \mathbf{k}_{23}\mathbf{g}_3\dot{\mathbf{x}}_{30} - \mathbf{c}'_{22}\mathbf{g}'_2\ddot{\mathbf{x}}_{20} + \mathbf{c}_{23}\mathbf{g}_3\ddot{\mathbf{x}}_{30} \end{aligned} \quad (\text{C.23})$$

ただし、

$$\begin{aligned} \mathbf{k}'_{22} &= K_{23} \begin{bmatrix} \cos^2 \beta & \sin \beta \cos \beta \\ \sin \beta \cos \beta & \sin^2 \beta \end{bmatrix}, \quad \mathbf{k}_{23} = K_{12} \begin{bmatrix} -\cos^2 \beta & \sin \beta \cos \beta \\ -\sin \beta \cos \beta & \sin^2 \beta \end{bmatrix} \\ \mathbf{c}'_{22} &= C_{23} \begin{bmatrix} -\cos^2 \beta & \sin \beta \cos \beta \\ -\sin \beta \cos \beta & \sin^2 \beta \end{bmatrix}, \quad \mathbf{c}_{23} = C_{12} \begin{bmatrix} \cos^2 \beta & \sin \beta \cos \beta \\ \sin \beta \cos \beta & \sin^2 \beta \end{bmatrix} \\ \mathbf{g}'_2 &= \begin{bmatrix} -\sin \theta'_{G2} & \cos \theta'_{G2} & 0 & 0 & 0 & r_2 \\ 0 & 0 & 1 & r_2 \sin \theta'_{G2} & -r_2 \cos \theta'_{G2} & 0 \end{bmatrix} \\ \theta'_{G2} &: \text{中間歯車と噴射ポンプ歯車の噛合い位置の角度} \end{aligned} \quad (\text{C.24})$$

$\mathbf{x}_{30} = (x_3, y_3, z_3, \theta_{x3}, \theta_{y3}, \theta_{z3})^t$: 噴射ポンプ歯車中心の変位

$$\mathbf{g}_3 = \begin{bmatrix} -\sin \theta_{G3} & \cos \theta_{G3} & 0 & 0 & 0 & r_3 \\ 0 & 0 & 1 & r_3 \sin \theta_{G3} & -r_3 \cos \theta_{G3} & 0 \end{bmatrix}$$

r_3 : 噴射ポンプ歯車半径

θ_{G3} : 噴射ポンプ歯車と中間歯車の噛合い位置の角度

(X,Y,Z)の3成分で表示すると

$$\mathbf{f}_{23} = \begin{bmatrix} f_{23,X} \\ f_{23,Y} \\ f_{23,Z} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -f_{23,T} \sin \theta'_{G2} \\ f_{23,T} \cos \theta'_{G2} \\ f_{23,A} \end{bmatrix} = \mathbf{t}'_2 \mathbf{f}_{23} \quad (\text{C.25})$$

C. 3. 3 動弁系駆動歯車との噛合い力 F_{24}

周方向の力と軸方向の力で表示すると

$$\begin{aligned} \mathbf{f}_{24} = \begin{bmatrix} f_{24,T} \\ f_{24,A} \end{bmatrix} &= -\mathbf{k}''_{22} \ddot{\xi}_{G2} + \mathbf{k}_{24} \xi_3 - \mathbf{c}''_{22} \dot{\xi}_{G2} + \mathbf{c}_{24} \dot{\xi}_{G4} \\ &= -\mathbf{k}''_{22} \mathbf{g}''_2 \ddot{\mathbf{x}}_{20} + \mathbf{k}_{24} \mathbf{g}_4 \mathbf{x}_{40} - \mathbf{c}''_{22} \mathbf{g}''_2 \dot{\mathbf{x}}_{20} + \mathbf{c}_{24} \mathbf{g}_4 \dot{\mathbf{x}}_{40} \end{aligned} \quad (\text{C.26})$$

ただし、

$$\begin{aligned} \mathbf{k}'_{22} &= K_{24} \begin{bmatrix} \cos^2 \beta & \sin \beta \cos \beta \\ \sin \beta \cos \beta & \sin^2 \beta \end{bmatrix}, \quad \mathbf{k}_{24} = K_{12} \begin{bmatrix} -\cos^2 \beta & \sin \beta \cos \beta \\ -\sin \beta \cos \beta & \sin^2 \beta \end{bmatrix} \\ \mathbf{c}'_{22} &= C_{24} \begin{bmatrix} -\cos^2 \beta & \sin \beta \cos \beta \\ -\sin \beta \cos \beta & \sin^2 \beta \end{bmatrix}, \quad \mathbf{c}_{23} = C_{24} \begin{bmatrix} \cos^2 \beta & \sin \beta \cos \beta \\ \sin \beta \cos \beta & \sin^2 \beta \end{bmatrix} \\ \mathbf{g}''_2 &= \begin{bmatrix} -\sin \theta''_{G2} & \cos \theta''_{G2} & 0 & 0 & 0 & r_2 \\ 0 & 0 & 1 & r_2 \sin \theta''_{G2} & -r_2 \cos \theta''_{G2} & 0 \end{bmatrix} \\ \theta'_{G2} &: \text{中間歯車と動弁系駆動歯車の噛合い位置の角度} \end{aligned} \quad (\text{C.27})$$

$\mathbf{x}_{40} = (x_4, y_4, z_4, \theta_{x4}, \theta_{y4}, \theta_{z4})^t$: 動弁系駆動歯車中心の変位

$$\mathbf{g}_4 = \begin{bmatrix} -\sin \theta_{G4} & \cos \theta_{G4} & 0 & 0 & 0 & r_4 \\ 0 & 0 & 1 & r_4 \sin \theta_{G4} & -r_4 \cos \theta_{G4} & 0 \end{bmatrix}$$

r_4 : 動弁系駆動歯車半径

θ_{G4} : 動弁系駆動歯車と中間歯車の噛合い位置の角度

(X,Y,Z)の3成分で表示すると

$$\mathbf{f}_{24} = \begin{bmatrix} f_{24,X} \\ f_{24,Y} \\ f_{24,Z} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -f_{24,T} \sin \theta''_{G2} \\ f_{24,T} \cos \theta''_{G2} \\ f_{24,A} \end{bmatrix} = \mathbf{t}''_2 \mathbf{f}_{24} \quad (\text{C.28})$$

C. 3. 4 中間歯車に作用する噛合い力の総和 F_{G2}

式 (C. 2 2), (C. 2 5), (C. 2 8) より

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_{G2} = & -\mathbf{K}_{22}^G \mathbf{x}_2 + \mathbf{K}_{21}^G \mathbf{u}_1 + \mathbf{K}_{23}^G \mathbf{x}_3 + \mathbf{K}_{24}^G \mathbf{x}_4 \\ & -\mathbf{C}_{22}^G \dot{\mathbf{x}}_2 + \mathbf{C}_{21}^G \dot{\mathbf{u}}_1 + \mathbf{C}_{23}^G \dot{\mathbf{x}}_3 + \mathbf{C}_{24}^G \dot{\mathbf{x}}_4 \end{aligned} \quad (\text{C.29})$$

ただし、

$$\begin{aligned} \mathbf{K}_{22}^G &= \begin{bmatrix} \ddots & & \mathbf{0} \\ & t_2 \mathbf{k}_{22} \mathbf{g}_2 & \\ \mathbf{0} & & \ddots \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \ddots & & \mathbf{0} \\ & t'_2 \mathbf{k}'_{22} \mathbf{g}'_2 & \\ \mathbf{0} & & \ddots \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \ddots & & \mathbf{0} \\ & t''_2 \mathbf{k}''_{22} \mathbf{g}''_2 & \\ \mathbf{0} & & \ddots \end{bmatrix} \\ \mathbf{K}_{21}^G &= \begin{bmatrix} \ddots & & \mathbf{0} \\ & t_2 \mathbf{k}_{21} \mathbf{g}_1 + t_2 \mathbf{c}_{21} \dot{\mathbf{g}}_1 & \\ \mathbf{0} & & \ddots \end{bmatrix}, \quad \mathbf{K}_{23}^G = \begin{bmatrix} \ddots & & \mathbf{0} \\ & t'_2 \mathbf{k}_{23} \mathbf{g}_3 & \\ \mathbf{0} & & \ddots \end{bmatrix}, \\ \mathbf{K}_{24}^G &= \begin{bmatrix} \ddots & & \mathbf{0} \\ & t''_2 \mathbf{k}_{24} \mathbf{g}_4 & \\ \mathbf{0} & & \ddots \end{bmatrix} \quad (\text{C.30}) \\ \mathbf{C}_{22}^G &= \begin{bmatrix} \ddots & & \mathbf{0} \\ & t_2 \mathbf{c}_{22} \mathbf{g}_2 & \\ \mathbf{0} & & \ddots \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \ddots & & \mathbf{0} \\ & t'_2 \mathbf{c}'_{22} \mathbf{g}'_2 & \\ \mathbf{0} & & \ddots \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \ddots & & \mathbf{0} \\ & t''_2 \mathbf{c}''_{22} \mathbf{g}''_2 & \\ \mathbf{0} & & \ddots \end{bmatrix} \\ \mathbf{C}_{21}^G &= \begin{bmatrix} \ddots & & \mathbf{0} \\ & t_2 \mathbf{c}_{21} \mathbf{g}_1 & \\ \mathbf{0} & & \ddots \end{bmatrix}, \quad \mathbf{C}_{23}^G = \begin{bmatrix} \ddots & & \mathbf{0} \\ & t'_2 \mathbf{c}_{23} \mathbf{g}_3 & \\ \mathbf{0} & & \ddots \end{bmatrix}, \quad \mathbf{C}_{24}^G = \begin{bmatrix} \ddots & & \mathbf{0} \\ & t''_2 \mathbf{c}_{24} \mathbf{g}_4 & \\ \mathbf{0} & & \ddots \end{bmatrix} \end{aligned}$$

*) $t_2 \mathbf{k}_{21} \mathbf{g}_1$ 等は歯車中心点が関係する自由度だけに挿入される

C. 4 噴射ポンプ駆動軸 ⇒ 図 C. 5 参照

周方向・軸方向に作用する噛合い力 f_{32} は

$$\begin{aligned} f_{32} &= \begin{bmatrix} f_{32,T} \\ f_{32,A} \end{bmatrix} = -k_{33}\xi_{G3} + k_{32}\xi'_{G2} - c_{33}\dot{\xi}_{G3} + c_{32}\dot{\xi}'_{G2} \\ &= -k_{33}g_3x_{30} + k_{32}g'_2x_{20} - c_{33}g_3\dot{x}_{30} + c_{32}g_3\dot{x}_{30} + c_{32}g'_2\dot{x}_{20} \quad (D.31) \end{aligned}$$

(X,Y,Z)の3成分で表示すると

$$\mathbf{F}_{32} = \begin{bmatrix} F_{32,X} \\ F_{32,Y} \\ F_{32,Z} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -f_{32,T}\sin\theta_{G3} \\ f_{32,T}\cos\theta_{G3} \\ f_{32,A} \end{bmatrix} = \mathbf{t}_3 \mathbf{f}_{32} \quad (C.32)$$

$$\mathbf{F}_{G3} = -\mathbf{K}_{33}^G \mathbf{x}_3 + \mathbf{K}_{32}^G \mathbf{x}_2 + \mathbf{C}_{33}^G \dot{\mathbf{x}}_3 + \mathbf{C}_{32}^G \dot{\mathbf{x}}_2 \quad (C.33)$$

ただし,

$$\begin{aligned} \mathbf{k}_{33} &= K_{24} \begin{bmatrix} \cos^2 \beta & -\sin \beta \cos \beta \\ -\sin \beta \cos \beta & \sin^2 \beta \end{bmatrix}, \quad \mathbf{k}_{42} \\ &= K_{12} \begin{bmatrix} -\cos^2 \beta & \sin \beta \cos \beta \\ -\sin \beta \cos \beta & \sin^2 \beta \end{bmatrix} \\ \mathbf{c}_{33} &= C_{24} \begin{bmatrix} -\cos^2 \beta & \sin \beta \cos \beta \\ -\sin \beta \cos \beta & \sin^2 \beta \end{bmatrix}, \quad \mathbf{c}_{23} = C_{24} \begin{bmatrix} \cos^2 \beta & \sin \beta \cos \beta \\ \sin \beta \cos \beta & \sin^2 \beta \end{bmatrix} \\ \mathbf{K}_{33}^G &= \begin{bmatrix} \ddots & & \\ & \mathbf{t}_3 \mathbf{k}_{33} \mathbf{g}_3 & \\ & & \ddots \end{bmatrix}, \quad \mathbf{K}_{32}^G = \begin{bmatrix} \ddots & & \\ & \mathbf{t}_3 \mathbf{k}_{32} \mathbf{g}'_2 & \\ & & \ddots \end{bmatrix} \\ \mathbf{C}_{33}^G &= \begin{bmatrix} \ddots & & \\ & \mathbf{t}_3 \mathbf{c}_{33} \mathbf{g}_3 & \\ & & \ddots \end{bmatrix}, \quad \mathbf{C}_{32}^G = \begin{bmatrix} \ddots & & \\ & \mathbf{t}_3 \mathbf{c}_{32} \mathbf{g}'_2 & \\ & & \ddots \end{bmatrix} \end{aligned}$$

*) $\mathbf{t}_3 \mathbf{k}_{33} \mathbf{g}_3$ 等は歯車中心点が関係する自由度のみに挿入される

C. 5 動弁系駆動軸 ⇒ 図 C. 6 参照

周方向・軸方向に作用する噛合い力 f_{42} は、式 (C. 3 1) と同様に

$$\begin{aligned} \mathbf{f}_{42} = \begin{bmatrix} f_{42,T} \\ f_{42,A} \end{bmatrix} &= -\mathbf{k}_{44}\xi_{G4} + \mathbf{k}_{42}\xi'_{G2} - \mathbf{c}_{44}\dot{\xi}_{G4} + \mathbf{c}_{42}\dot{\xi}'_{G2} \\ &= -\mathbf{k}_{44}\mathbf{g}_4\mathbf{x}_{40} + \mathbf{k}_{42}\mathbf{g}''_2\mathbf{x}_{20} - \mathbf{c}_{44}\mathbf{g}_4\dot{\mathbf{x}}_{40} + \mathbf{c}_{42}\mathbf{g}'_4\dot{\mathbf{x}}_{40} \end{aligned} \quad (\text{C.34})$$

(X,Y,Z)の成分で表示すると

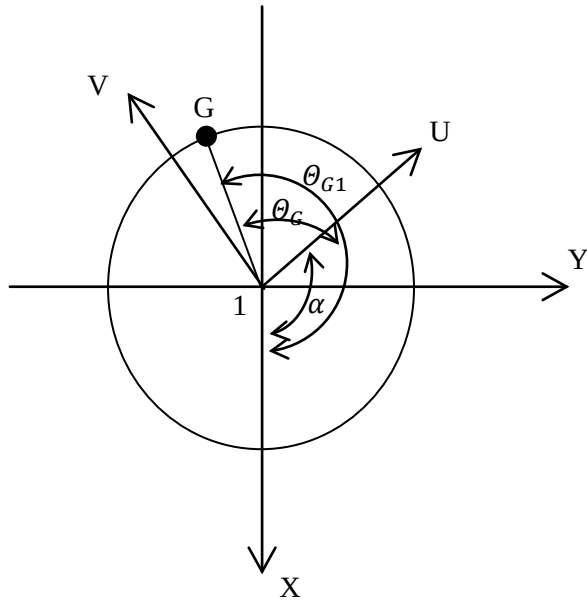
$$\mathbf{F}_{42} = \begin{bmatrix} F_{42,X} \\ F_{42,Y} \\ F_{42,Z} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -f_{42,T}\sin\theta_{G4} \\ f_{42,T}\cos\theta_{G4} \\ f_{42,A} \end{bmatrix} = \mathbf{t}_4\mathbf{f}_{42} \quad (\text{C.35})$$

$$\mathbf{F}_{G4} = -\mathbf{K}_{44}^G\mathbf{x}_4 + \mathbf{K}_{42}^G\mathbf{x}_2 - \mathbf{C}_{44}^G\dot{\mathbf{x}}_4 + \mathbf{C}_{42}^G\dot{\mathbf{x}}_2 \quad (\text{C.36})$$

ただし

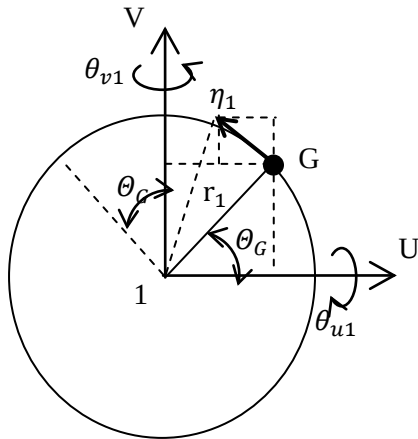
$$\begin{aligned} \mathbf{k}_{44} &= K_{24} \begin{bmatrix} \cos^2\beta & -\sin\beta\cos\beta \\ -\sin\beta\cos\beta & \sin^2\beta \end{bmatrix}, \quad \mathbf{k}_{42} = K_{24} \begin{bmatrix} -\cos^2\beta & \sin\beta\cos\beta \\ -\sin\beta\cos\beta & \sin^2\beta \end{bmatrix} \\ \mathbf{c}_{44} &= C_{24} \begin{bmatrix} \cos^2\beta & -\sin\beta\cos\beta \\ -\sin\beta\cos\beta & \sin^2\beta \end{bmatrix}, \quad \mathbf{c}_{42} = C_{24} \begin{bmatrix} -\cos^2\beta & -\sin\beta\cos\beta \\ \sin\beta\cos\beta & \sin^2\beta \end{bmatrix} \\ \mathbf{K}_{44}^G &= \begin{bmatrix} \ddots & & \\ & \mathbf{t}_4\mathbf{k}_{44}\mathbf{g}_4 & \\ & & \ddots \end{bmatrix}, \quad \mathbf{K}_{42}^G = \begin{bmatrix} \ddots & & \\ & \mathbf{t}_4\mathbf{k}_{42}\mathbf{g}''_2 & \\ & & \ddots \end{bmatrix} \\ \mathbf{C}_{44}^G &= \begin{bmatrix} \ddots & & \\ & \mathbf{t}_4\mathbf{c}_{44}\mathbf{g}_4 & \\ & & \ddots \end{bmatrix}, \quad \mathbf{C}_{42}^G = \begin{bmatrix} \ddots & & \\ & \mathbf{t}_4\mathbf{c}_{42}\mathbf{g}''_2 & \\ & & \ddots \end{bmatrix} \end{aligned}$$

*) $\mathbf{t}_4\mathbf{k}_{44}\mathbf{g}_4$ 等は歯車中心点が関係する自由度のみに挿入される



$\alpha = \omega t$: rotational angle
 θ_{G1} : Angle of meshing point
 (stationary coordinate system)
 $\theta_G = \theta_{G1} - \alpha$: Angle of meshing point
 (rotational coordinate system)

(a) Angle of meshing point



Displacement at center $\mathbf{u}_1$

$$\mathbf{u}_1 = (u_1, v_1, w_1, \theta_{u1}, \theta_{v1}, \theta_{w1})^t$$

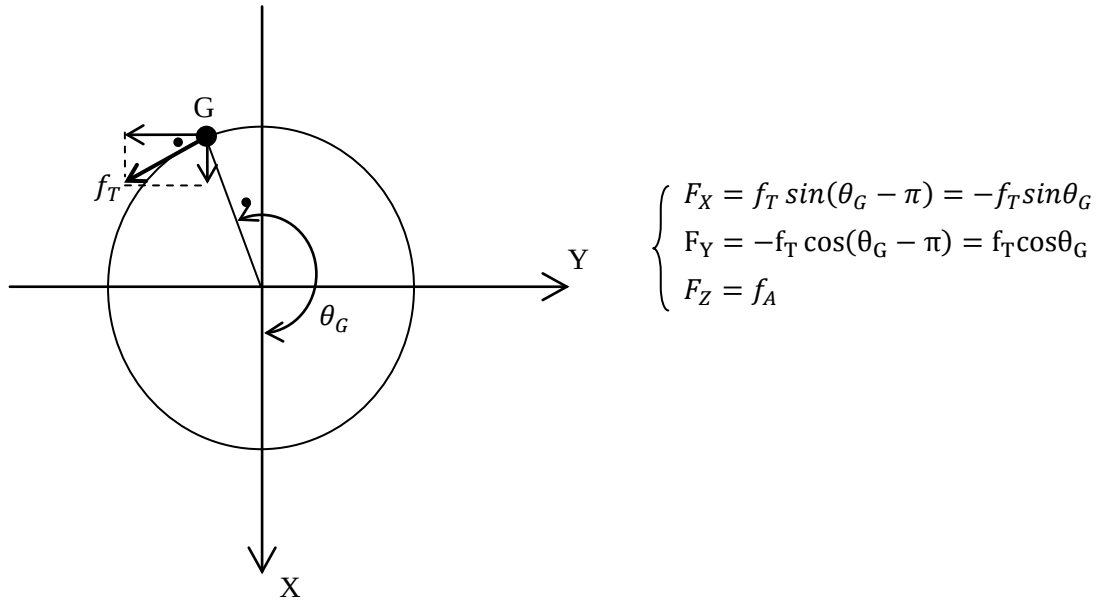
Displacement at meshing point G

$$\begin{cases}
 \eta_1 = r_1 \theta_{w1} - u_1 \sin \theta_G + v_1 \cos \theta_G \\
 \zeta_1 = w_1 + r_1 \theta_{u1} \sin \theta_G - r_1 \theta_{v1} \cos \theta_G
 \end{cases}$$

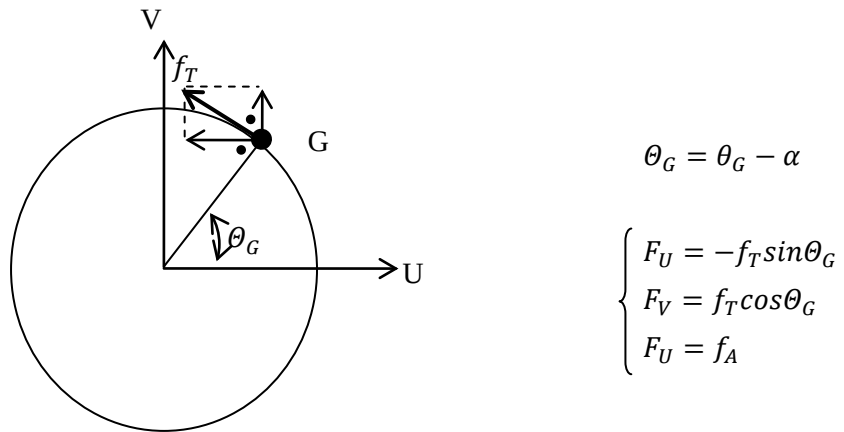
where η_2 : Tangential disp. , ζ_2 : Axial disp.

(b) Displacement at meshing point (rotational coordinate system)

Figure C.2 Displacement of the crank gear at meshing point

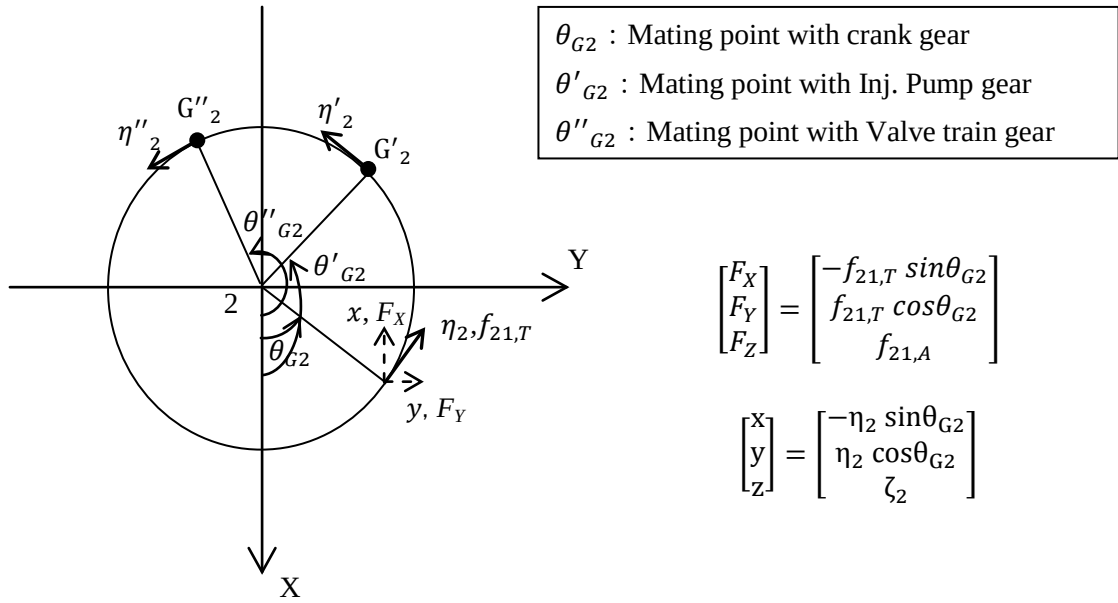


(a) Gear mating force (stationary coordinate system)

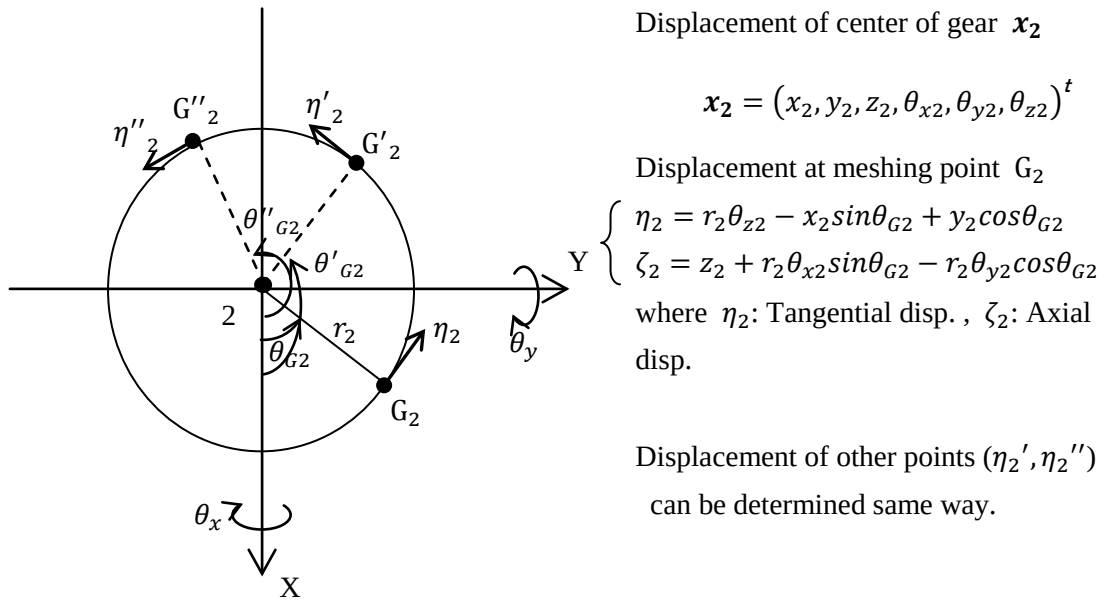


(b) Gear mating force (rotational coordinate system)

Figure C.3 Meshing force and coordinate of the crank gear

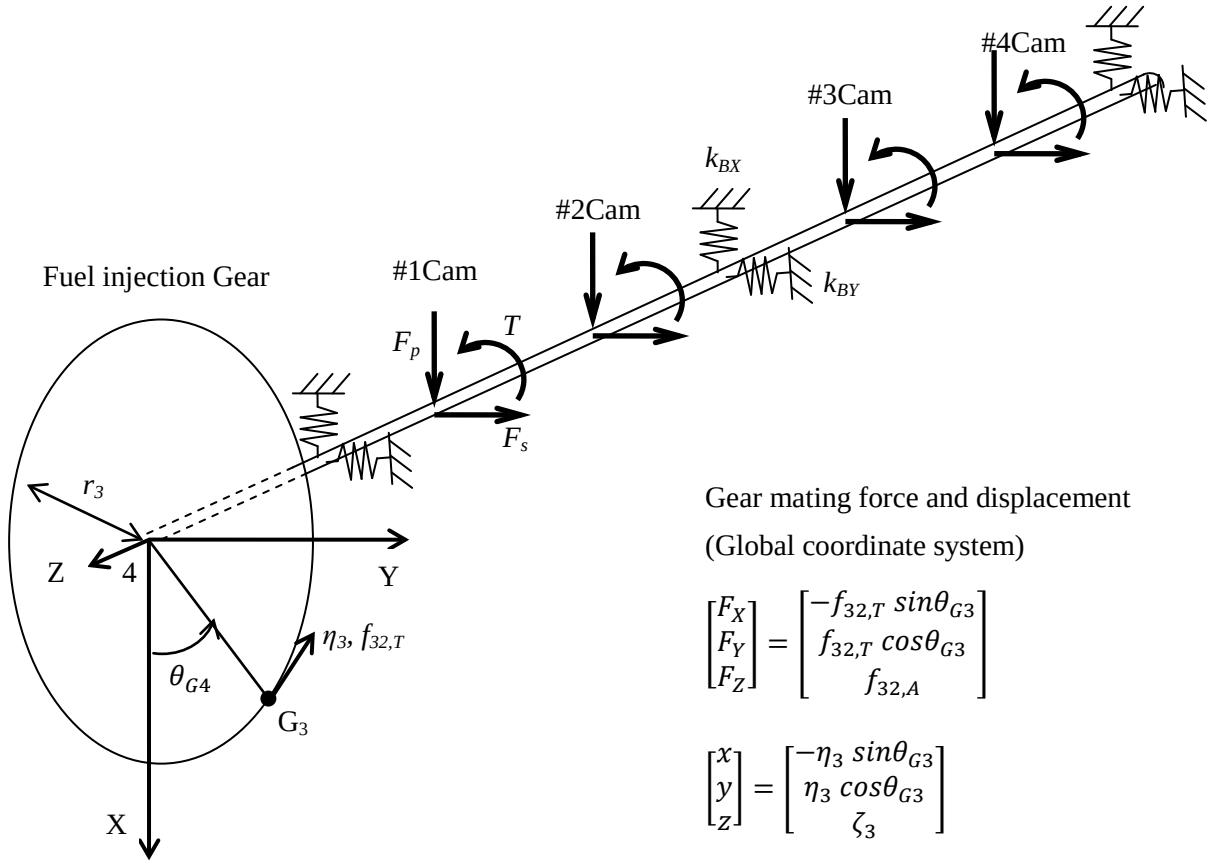


(a) Gear mating force and displacement (Global coordinate system)



(b) Relationship with displacement at center and mating points

Figure C.4 Gear mating force and displacement of the Intermediate gear



Displacement of center of gear $\mathbf{x}_3$

$$\mathbf{x}_3 = (x_3, y_3, z_3, \theta_{x3}, \theta_{y3}, \theta_{z3})^t$$

Displacement at meshing point G_3

$$\begin{cases} \eta_3 = r_3 \theta_{z3} - x_3 \sin \theta_{G3} + y_3 \cos \theta_{G3} \\ \zeta_3 = z_3 + r_3 \theta_{x3} \sin \theta_{G3} - r_3 \theta_{y3} \cos \theta_{G3} \end{cases}$$

where η_3 : Tangential disp. , ζ_3 : Axial disp.

Figure C.5 Gear mating force and displacement of the driving gear for the injection pump

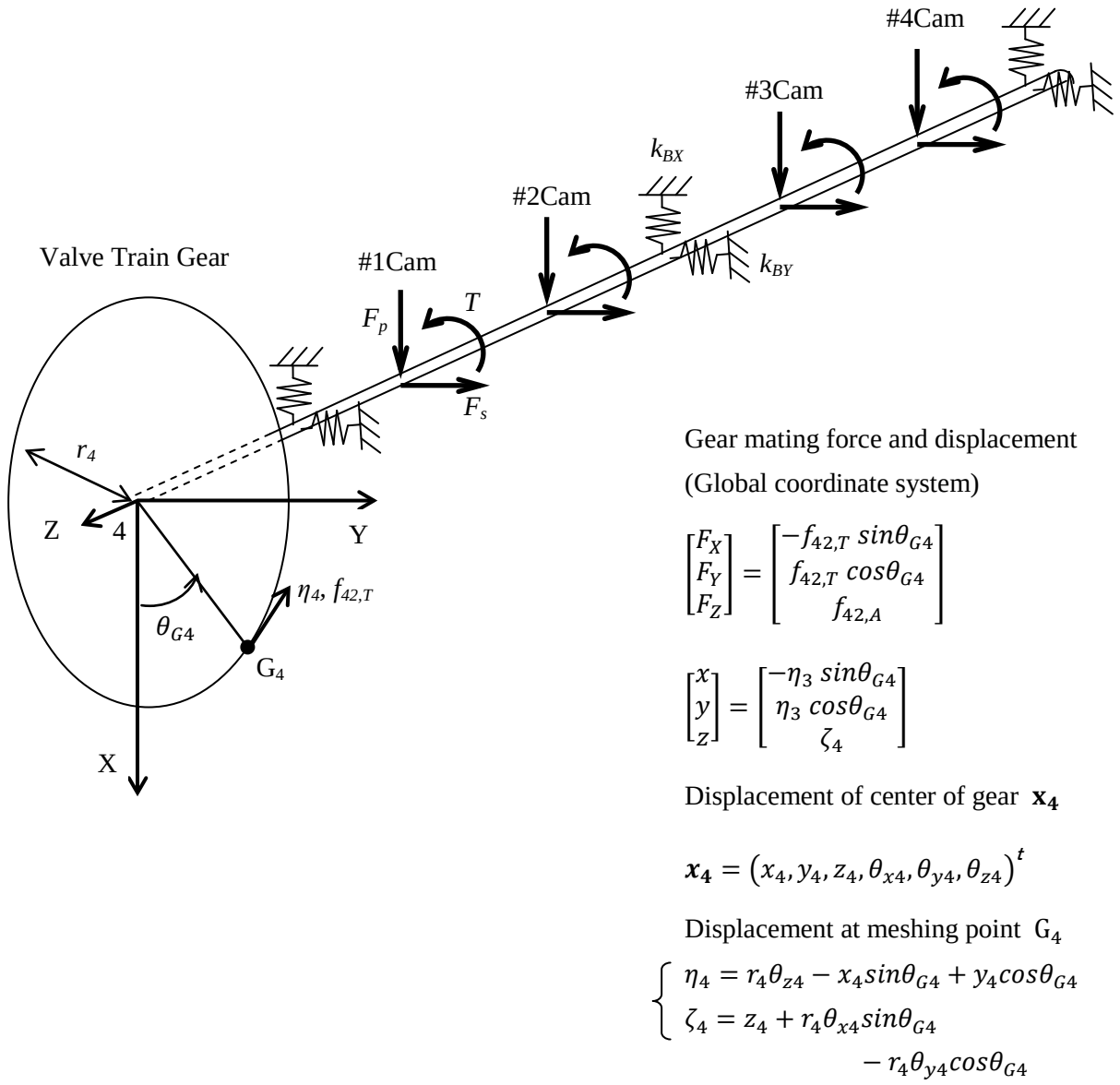


Figure C.6 Gear mating force and displacement of driving gear for the valve train

Appendix D 油膜内圧力分布の差分解析法

D. 1 3次元潤滑理論

D. 1. 1 Navier-Stokes 方程式

粘性を考慮した流体の運動方程式は,

$$\rho \frac{D\mathbf{v}}{Dt} = -\text{grad}P + \eta \nabla^2 \mathbf{v} \quad (\text{D.1})$$

ただし,

$$\left\{ \begin{array}{l} \mathbf{v} = (u, v, w)^t : \text{速度ベクトル} \\ \rho : \text{流体の密度} \\ \eta : \text{流体の粘性係数} \\ \text{grad} = \mathbf{i} \frac{\partial}{\partial x} + \mathbf{j} \frac{\partial}{\partial y} + \mathbf{k} \frac{\partial}{\partial z} \\ \nabla^2 = \nabla \cdot \nabla = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \end{array} \right.$$

成分毎に表示すると,

$$\left. \begin{array}{l} \rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \eta \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \\ \rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial y} + \eta \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \\ \rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial z} + \eta \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \end{array} \right\} \quad (\text{D.2})$$

また, 連続の式は,

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\mathbf{v}) = \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (\text{D.3})$$

D. 1. 2 Reynolds 方程式

図 D. 1 に示すように滑り方向に x 軸，油膜厚み方向に y 軸，奥行き方向に z 軸をとる． x 方向の相対速度を U ， y 方向の接近速度を V とする．

境界条件は，

$$\left. \begin{aligned} u &= U, & v &= V, & w &= 0 & \text{at } y &= 0 \\ u &= 0, & v &= 0, & w &= 0 & \text{at } y &= h \end{aligned} \right\} \quad (\text{D.4})$$

h は油膜厚みを表し，時間 t と x, z 座標の関数である．

油膜内の流れの仮定を以下のように置く．

- a) 流れは定常状態
- b) 流体の慣性力はせん断力（粘性力）に比べて小さいので無視する．
- c) 流体は非圧縮性
- d) 流体は層流
- f) 流体の粘性係数 η は一定
- g) 油膜厚み h は歯幅，歯たけに比べて非常に小さいので，流体圧力 P は y 方向では一様
- h) 固体面と流体膜の界面では滑りは発生しない

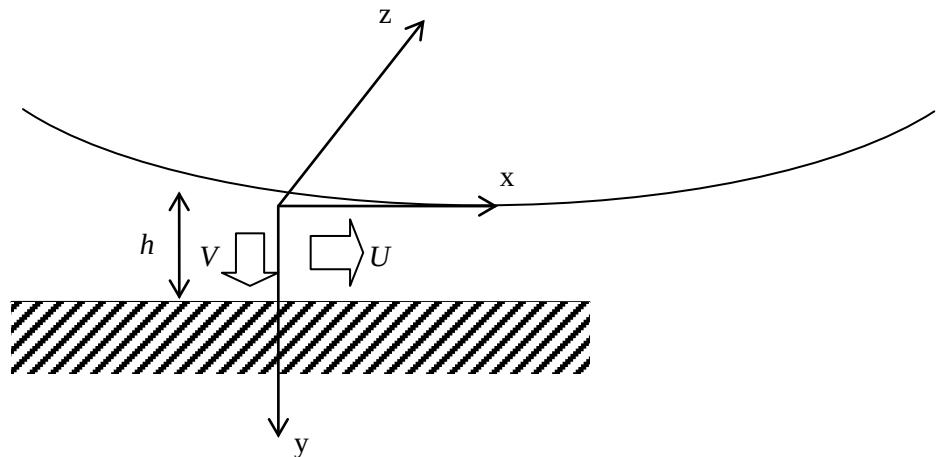


Figure D.1 3-dimentional lubrication model

また、y 方向（油膜厚み方向）の速度変化が、x 方向と z 方向の速度変化に比べて大きいと考えられるので、

$$\frac{\partial u}{\partial y} \gg \frac{\partial u}{\partial x}, \frac{\partial u}{\partial z}, \quad \frac{\partial w}{\partial y} \gg \frac{\partial w}{\partial x}, \frac{\partial w}{\partial z} \quad (\text{D.5})$$

という仮定を置くことで、式（D. 2）は次のように簡略化される．

$$\frac{\partial P}{\partial x} = \eta \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (\text{D.6})$$

$$\frac{\partial P}{\partial y} = 0 \quad (\text{D.7})$$

$$\frac{\partial P}{\partial z} = \eta \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \quad (\text{D.8})$$

式（D. 6）～（D. 8）に式（D. 4）の境界条件と連続の式を用いて整理すると、次式が得られる．

$$3h^2 \frac{\partial h}{\partial x} \frac{\partial P}{\partial x} + h^3 \frac{\partial^2 P}{\partial x^2} + 3h^2 \frac{\partial h}{\partial z} \frac{\partial P}{\partial z} + h^3 \frac{\partial^2 P}{\partial z^2} = 6U\eta \frac{\partial h}{\partial x} + 12\eta \frac{\partial h}{\partial t} \quad (\text{D.9})$$

D. 2 差分法の適用

D. 2. 1 油膜の計算領域

- (a)油膜を x-z 方向に展開し, x 方向の長さを L_x , z 方向の長さを L_z とする.
- (b)油膜領域を x 方向に Δx , z 方向に Δz の間隔で分割する.
- (c)格子点($i\Delta x, j\Delta z$)の圧力を $P_{i,j}$, 油膜厚さを $h_{i,j}$, 油膜の x 方向傾きを $\frac{\partial h_{i,j}}{\partial x}$ とする.
- (d) z 方向の接近速度 $V = -\frac{\partial h}{\partial t}$ は全格子点で一定とする.

D. 2. 2 導関数の差分近似

次式で導関数を近似する.

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial P_{i,j}}{\partial x} &= \frac{P_{i+1,j} - P_{i-1,j}}{2\Delta x} \\ \frac{\partial P_{i,j}}{\partial z} &= \frac{P_{i,j+1} - P_{i,j-1}}{2\Delta z} \\ \frac{\partial^2 P_{i,j}}{\partial x^2} &= \frac{\frac{P_{i+1,j} - P_{i,j}}{\Delta x} - \frac{P_{i,j} - P_{i-1,j}}{\Delta x}}{\Delta x} \\ \frac{\partial^2 P_{i,j}}{\partial z^2} &= \frac{P_{i,j+1} - 2P_{i,j} + P_{i,j-1}}{(\Delta z)^2} \end{aligned} \right\} \quad (D.10)$$

$$N_x = \frac{L_x}{\Delta x}, \quad N_z = \frac{L_z}{\Delta z} \quad : \text{ x 方向, z 方向の分割数}$$

式 (D. 10) は周囲の 4 点の値を用いて導関数を近似するので, 境界上では境界条件の仮定が必要となる. 本研究では, $P_{i,j} = 0$ を用いた.

式 (D. 10) を式 (D. 9) に代入すると, 次の式が得られる.

$$P_{i,j} = \frac{1}{A} \{ B_x P_{i+1,j} - C_x P_{i-1,j} + B_z P_{i,j+1} - C_z P_{i,j-1} - D \} \quad (D.11)$$

$$\left. \begin{aligned} A &= h_{i,j}^3 \left\{ \frac{2}{(\Delta x)^2} + \frac{2}{(\Delta z)^2} \right\}, \quad D = 6U\eta \frac{\partial h_{i,j}}{\partial x} + 12\eta \frac{\partial h_{i,j}}{\partial t} \\ B_x &= \frac{3h_{i,j}^2}{2\Delta x} \frac{\partial h_{i,j}}{\partial x} + \frac{h_{i,j}^3}{(\Delta x)^2}, \quad C_x = \frac{3h_{i,j}^2}{2\Delta x} \frac{\partial h_{i,j}}{\partial x} - \frac{h_{i,j}^3}{(\Delta x)^2} \\ B_z &= \frac{3h_{i,j}^2}{2\Delta z} \frac{\partial h_{i,j}}{\partial z} + \frac{h_{i,j}^3}{(\Delta z)^2}, \quad C_z = \frac{3h_{i,j}^2}{2\Delta z} \frac{\partial h_{i,j}}{\partial z} - \frac{h_{i,j}^3}{(\Delta z)^2} \end{aligned} \right\} \quad (D.12)$$

ここで, $h_{i,j}, \frac{\partial h_{i,j}}{\partial x}, \frac{\partial h_{i,j}}{\partial z}, \frac{\partial h_{i,j}}{\partial t} (= -V)$ は各格子点(i,j)に関して, インプットデータとして与えられるので, 係数 A~D は各格子点で定数となる.

D. 3 SOR 法 (Successive Over Relaxation Method) の適用

第(k)step での $P_{i,j}$ の値を $P_{i,j}^{(k)}$, 式 (D. 1 1) で計算される $P_{i,j}$ の値を $P_{i,j}^{(k+1)'}$ とすれ

ば, 第(k+1)step1 での $P_{i,j}$ の値 $P_{i,j}^{(k+1)}$ を次式で予測する.

$$P_{i,j}^{(k+1)} = P_{i,j}^{(k)} + \omega \left(P_{i,j}^{(k+1)'} - P_{i,j}^{(k)} \right) \quad (\text{D. 13})$$

$\omega=1 \sim 2$: 加速係数

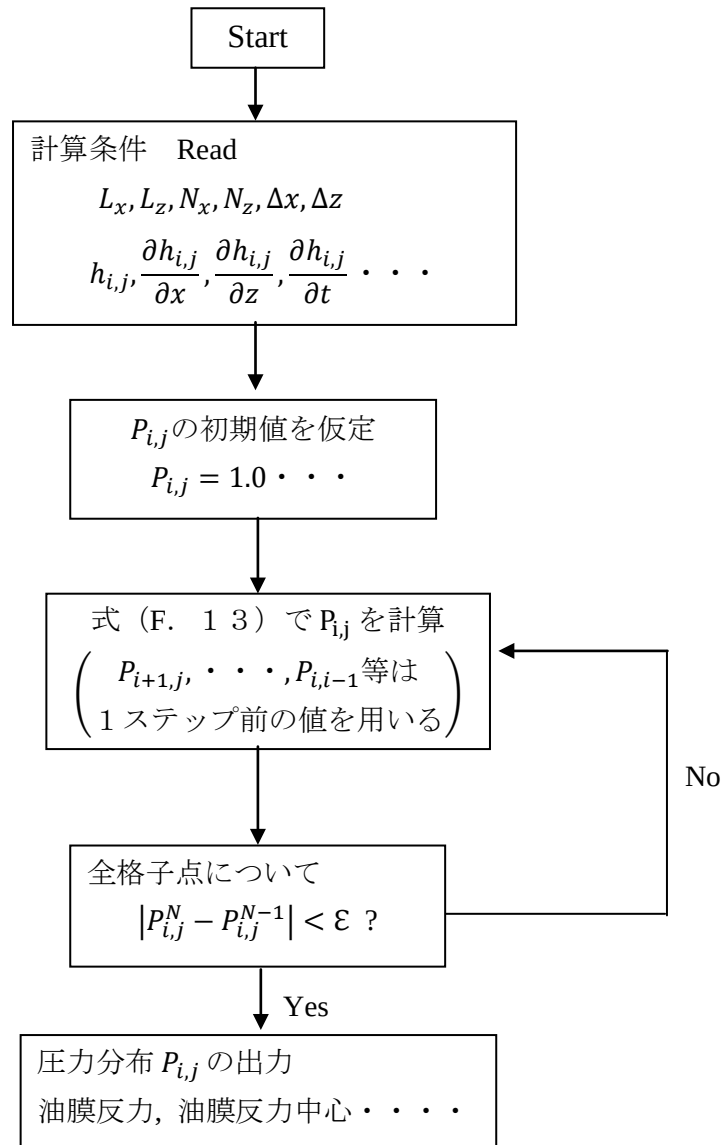


Figure D.2 Calculation flow of SOR method

図 E. 1 に示すような主系と従系からなる 2 自由度系に対し，主系の最大振幅を下げ，かつ広帯域において出来るだけ平坦な振幅倍率を持つように，主系と従系の固有振動数比，質量比および従系の減衰比を決定するための最適設計法について述べる．

このような系における応答振幅は次式で表される．

$$\left| \frac{\hat{x}}{x_{st}} \right| = \sqrt{\frac{(\alpha^2 - \beta^2)^2 + (2\zeta\alpha\beta)^2}{\{(\alpha^2 - \beta^2)(1 - \beta^2) - \mu\alpha^2\beta^2\}^2 + (2\zeta\alpha\beta)^2(1 - \beta^2 - \mu\beta^2)^2}} \quad (\text{E. 1})$$

ここで， $\omega_a = \sqrt{k_a/m_a}$ ， $\omega_n = \sqrt{k/m}$ ， $\alpha = \omega_a/\omega_n$ ， $\beta = \Omega/\omega_n$ ， $\mu = m_a/m$ ， $C_{ca} = 2\sqrt{m_a k_a}$ ，

$$\zeta = C_a/C_{ca}, \quad x_{xt} = f_0/k$$

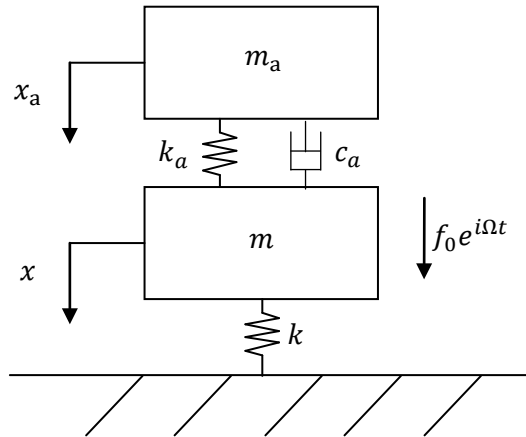


Figure E.1 Equivalent model of 2 degree of freedom

式 (E. 1) の関係を, 横軸に強制振動数と固有振動数の比 β , 縦軸に振幅倍率 $\left|\frac{\hat{x}}{x_{st}}\right|$, ζ をパラメータとして図 E. 2 に示す. 図中の P, Q の 2 点は減衰比 ζ に依存しない. これを定点と呼び, この時の振動数比は次式で与えられる.

$$(1 + \mu/2)\beta^4 - (1 + \alpha^2 + \alpha^2\mu)\beta^2 + \alpha^2 = 0 \quad (\text{E. 2})$$

の解 β から求められ, そのときの定点の振幅は次式となる.

$$\left|\frac{\hat{x}}{x_{st}}\right| = \frac{1}{|1 - (1 + \mu)\beta^2|} \quad (\text{E. 3})$$

励振振動数がほぼ一様に分布する場合, 動吸振器による効果を最大化するには定点 P, Q の振幅が同じになり, かつ定点で極大となるように各パラメータを設定する必要がある.

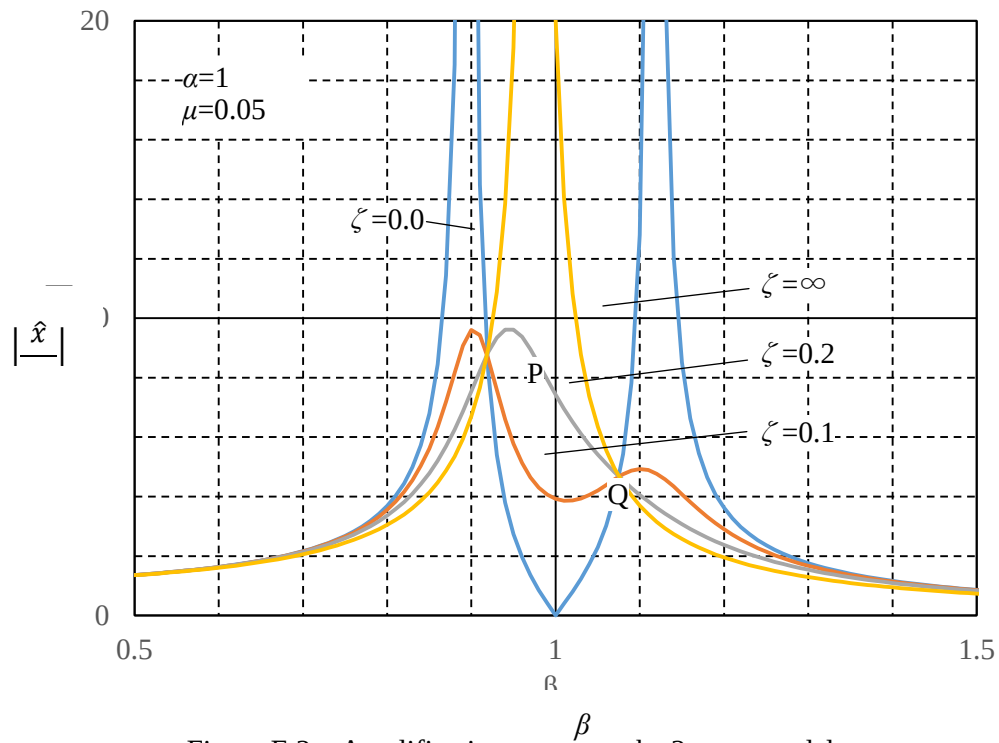


Figure E.2 Amplification ratio vs. β for the 2-mass model

まず，定点 P, Q の振幅が同じになる条件である最適同調について考える．式 (E. 3) に $\beta = \beta_P$ および β_Q を代入すると， $[1 - (1 + \mu)\beta_P^2][1 - (1 + \mu)\beta_Q^2] = -\mu/2 + \mu < 0$ となるので，

$$1 - \beta_P^2 - \beta_P^2\mu = -(1 - \beta_Q^2 - \beta_Q^2\mu) \Rightarrow \beta_P^2 + \beta_Q^2 = 2/(1 + \mu) \quad (\text{E. 4})$$

また， β_P, β_Q は式 (E. 2) の解でもあるので，根と係数の関係から，

$$\beta_P^2 + \beta_Q^2 = 2(1 + \alpha^2 + \alpha^2\mu)/(2 + \mu) \quad (\text{E. 5})$$

式 (E. 4) , (E. 5) から，定点 P, Q の振幅が等しくなる固有振動数比 $\alpha = \alpha_{opt}$ は次のように求められる．

$$\alpha_{opt} = 1/(1 + \mu) < 1 \quad (\text{E. 6})$$

固有振動数比を適切に選定して，2 定点の振幅を等しくすることを最適同調と呼ぶ．通常，質量比 μ は設計上与えられるので，式 (E. 6) から最適同調となる動吸振器の固有振動数比，従い，動吸振器のばね定数が決定される．最適同調された主系の応答を図 E. 3 に示す．最適同調時の定点 P, Q の振動数比 β および振幅比は次のようになる．

$$\left. \begin{matrix} \beta_P^2 \\ \beta_Q^2 \end{matrix} \right\} = \frac{1}{1 + \mu} \left(1 \mp \sqrt{\frac{\mu}{2 + \mu}} \right) \quad (\text{E. 7})$$

$$\left| \frac{\hat{x}}{x_{st}} \right| = \sqrt{1 + \frac{2}{\mu}} \quad (\text{E. 8})$$

図 E. 3 に示すように最適同調だけでは，定点が必ずしも応答の極大値とはならないため，定点 P, Q で主系の振幅が極大となる減衰を求める．主系の振幅比が極大となる条件は次式で与えられ，

$$\frac{\partial}{\partial \beta^2} \left(\frac{\hat{x}}{x_{st}} \right)^2 = 0 \quad (\text{E. 9})$$

式 (E. 2) を代入すると，次式を得る．

$$(2\zeta\alpha)^2 = \frac{(\alpha^2 - \beta^2)[(1 + \mu)(\alpha^2 - \beta^2) + 2(1 - \beta^2)]}{(1 + \mu)\beta^2} \quad (\text{E. 10})$$

上式に式 (E. 6) , (E. 7) を代入すると，主系の振幅が定点 P, Q でそれぞれ極値となる減衰比 ζ_P, ζ_Q を求めることができる．

$$\left. \begin{matrix} \beta_P^2 \\ \beta_Q^2 \end{matrix} \right\} = \frac{1}{1+\mu} \left(1 \mp \sqrt{\frac{\mu}{2+\mu}} \right) \quad (\text{E. 11})$$

しかしながら、 $\zeta_P \neq \zeta_Q$ であるため、2つの定点で振幅倍率を同時に極大とする減衰比 ζ は存在しないが、これら両者による応答曲線の違いはわずかであり、どちらを採用しても大差ない。従い、実用上はこれらの平均として以下を採用する。

$$\zeta_{opt} = \sqrt{\frac{3\mu}{8(1+\mu)}} \quad (\text{E. 12})$$

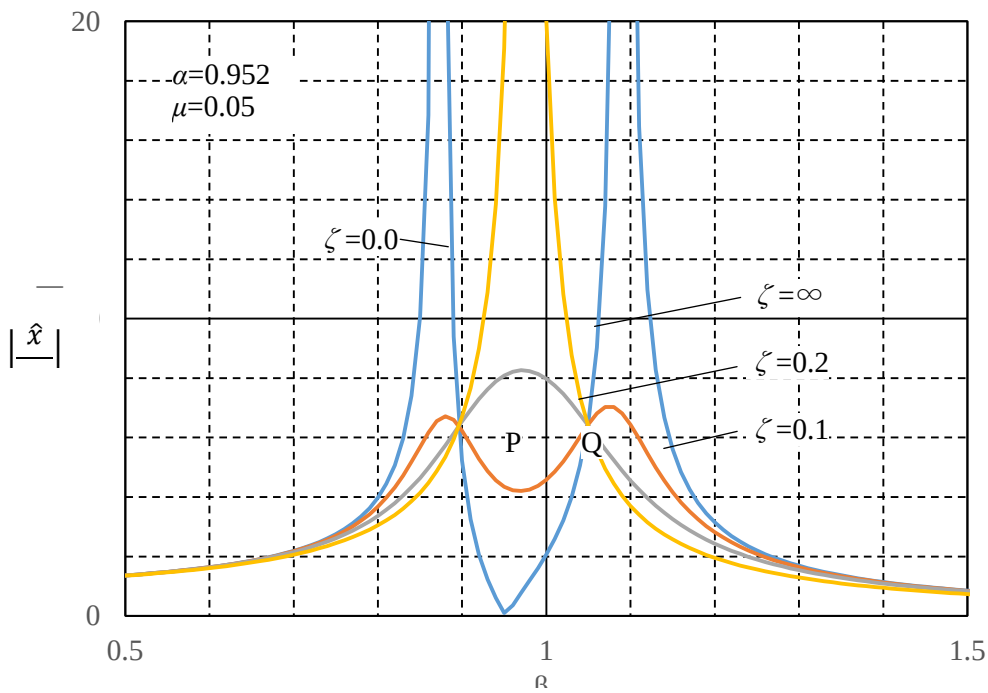


Figure E.3 Tuning β mic damper

等価 2 自由度系モデルにおいて、クランク軸の等価質量はクランク軸系のねじりモード有効質量である。しかしクランク軸系のねじりモードはクランク軸が軸受支持された状態で生じる振動モードであるため、有効質量を実験モード解析や FEM による固有値解析を用いて求めることが難しい。そこで本研究ではクランク軸系のねじり振動に影響が大きいクランク軸単体の 1 次振り振動モードの有効質量（コンロッド質量を含む）を用いる事とした。

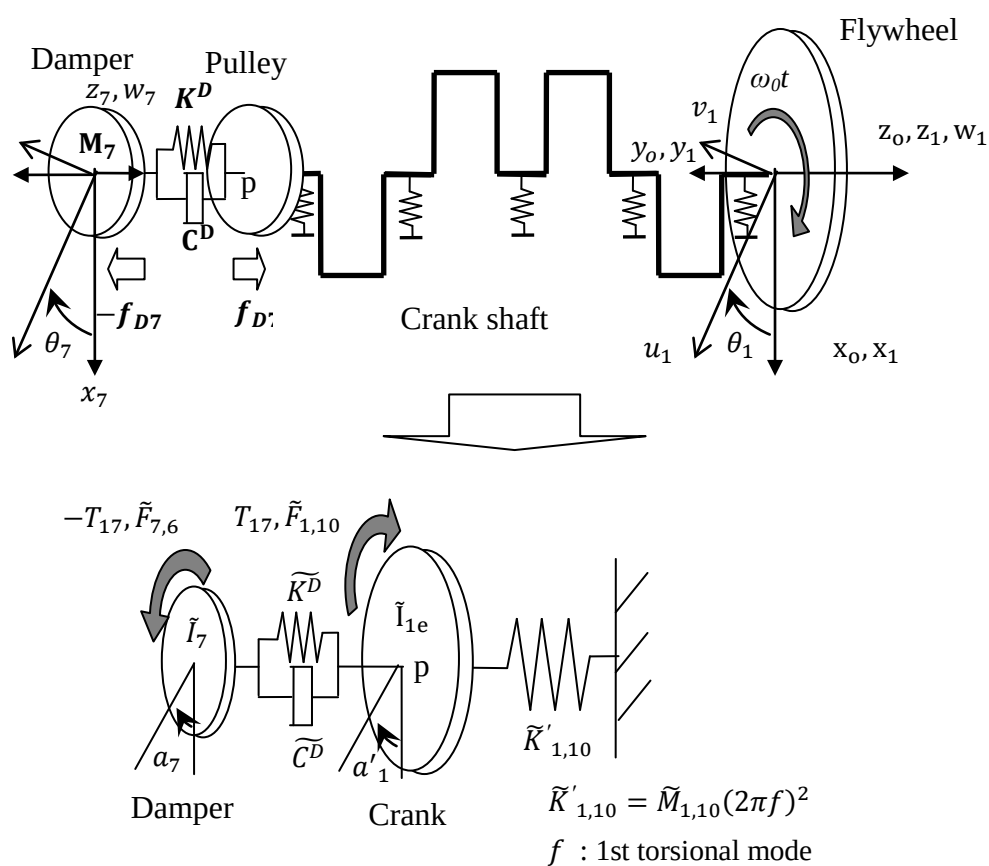


Figure E.4 Analysis model of the crank shaft and the dynamic damper

等価 2 自由度系モデルではねじり方向のみの運動を考えているため，クランク軸単体ねじり振動モードの有効質量をダンパー結合点の最大振幅で正規化して等価回転慣性 $\tilde{I}_{1e}$ として用いる． $\tilde{I}_{1e}$ を計算すると次のようになる．

$$\tilde{I}_{1e} = \frac{\tilde{m}_{1,11}}{\phi_{1,p,11}^2} = 0.528 [(kgfs^2/cm)cm^2] \quad (E.13)$$

ここで $\tilde{m}_{1,11}$: クランク軸単体ねじりモードの有効質量

$\phi_{1,p,11}$: クランク軸とダンパーの結合点 p におけるモード振幅

ダンパーの慣性円板には加工の容易性を考慮しクランク軸に装着されているプーリーと同型のものを用いた．なおプーリーの回転慣性は 2 点吊り法を用い実測し，回転軸周りの回転慣性が $\tilde{I}_7 = 0.0867 [(kgfs^2/cm)cm^2]$ となることを確認している．また回転軸垂直方向の回転慣性も実測により確認しており， $I_{7\theta u} = 0.0480(kgfs^2/cm)cm^2$ ， $I_{7\theta v} = 0.0560(kgfs^2/cm)cm^2$ であった．

次にダンパー質量と金属棒を結合するアタッチメントの回転慣性を求める．アタッチメントを質量 m，半径 r の平坦な円板と考えると次のようになる．なお，質量及び寸法は実測値を用いた．

$$\Delta\tilde{I}_7 = \frac{mr^2}{2} = \frac{0.65}{980} \times \left(\frac{9.6}{2}\right)^2 \times \frac{1}{2} = 0.00764(kgfs^2/cm)cm^2 \quad (E.14)$$

従って，クランク軸とダンパーの回転慣性比は次のようになる．

$$\mu = \frac{\tilde{I}_7 + \Delta\tilde{I}_7}{\tilde{I}_{1e}} = \frac{0.0867 + 0.00764}{0.528} = 0.18 \quad (E.15)$$

図 E. 5 に示すようにクランク軸系の 1 次ねじり振動周波数は $f=360\text{Hz}$ であり、最適同調となるダンパーの固有振動数は次のように決定される。

$$f_7 = \frac{1}{1+\mu} f_{1e} = \frac{1}{1+0.18} \times 360 = 305[\text{Hz}] \quad (\text{E. 16})$$

ラバーダンパーを想定した減衰とばねを持つ系に対する最適剛性係数は

$$\begin{aligned} K_{7w} &= (\tilde{I}_7 + \Delta\tilde{I}_7)(2\pi f_7)^2 = (0.0867 + 0.00764) \times (2\pi \times 305)^2 \\ &= 3.47 \times 10^5 [\text{kgfcm/rad}] \end{aligned} \quad (\text{E. 17})$$

最適減衰係数は

$$\begin{aligned} C_{7w} &= 2(\tilde{I}_7 + \Delta\tilde{I}_7)(2\pi f_7) \sqrt{\frac{3\mu}{8(1+\mu)}} \\ &= 2 \times (0.0867 + 0.00764) \times (2\pi \times 305) \sqrt{\frac{3 \times 0.18}{8(1+0.18)}} \\ &= 86.5 [\text{kgfscm/rad}] \end{aligned} \quad (\text{E. 18})$$

最適減衰比は

$$\zeta_{opt} = \sqrt{\frac{3\mu}{8(1+\mu)}} = 0.24 \quad (\text{E. 19})$$

となる。

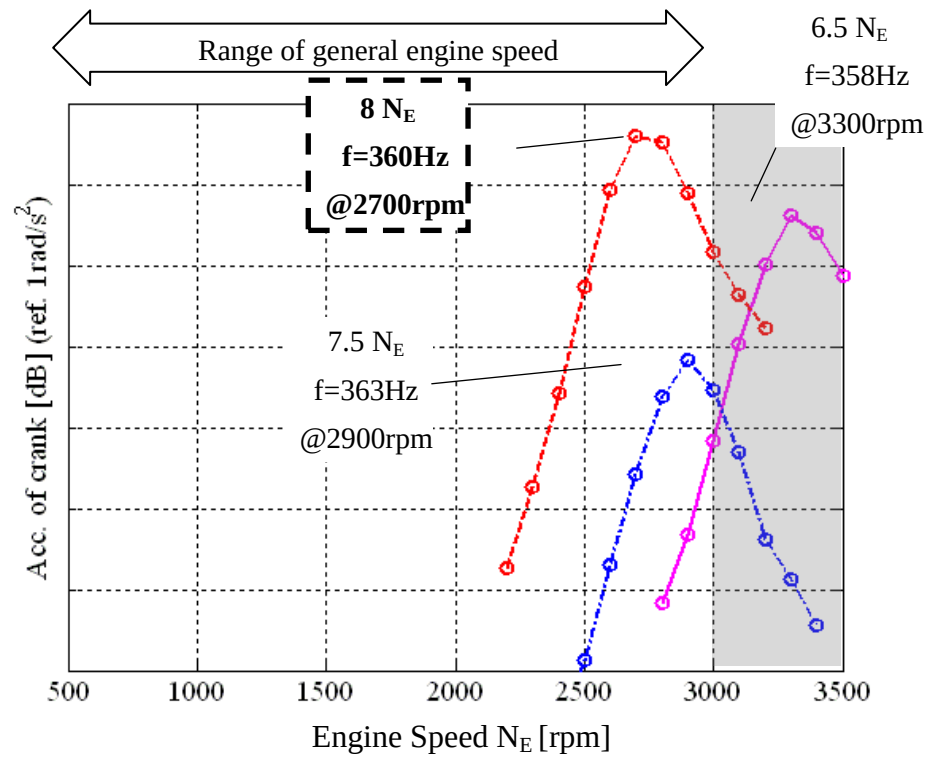


Figure E.5 Result of tracking analysis