

機構学に基づく無段変速機用チェーンの
騒音および動力損失低減を目指した
形状に関する研究

中澤 輝彦

目次

第1章 序論	… 3
1.1. はじめに	… 3
1.2. 無段変速機について	… 7
1.3. 無段変速機用チェーン(特徴・課題)	… 12
1.4. 無段変速機用チェーンの従来研究	… 15
1.5. 本論文の目的と構成	… 20
1.6. 本論文で使用するチェーンの構造・記号・試験条件	… 21
第2章 騒音に影響を与える チェーンの動きの特定とモデル化	… 26
2.1. プーリ加速度計測による起振力の把握	… 26
2.1.1. はじめに	… 26
2.1.2. 騒音計測	… 27
2.1.3. プーリ加速度計測	… 29
2.2. 起振力に関連するチェーン弦部のモデルの作成	… 31
2.2.1. 拘束条件式とつり合い条件式	… 31
2.2.2. モデルの座標定義	… 33
2.2.3. 各接触点の定義	… 35
2.2.4. モデルを用いたパラメータ解析	… 37
2.2.5. プーリ巻き掛かり径とピン断面曲線の影響	… 39
2.2.6. 軸間距離の影響	… 41
2.2.7. 変速比の影響	… 45
2.3. 弦部モデルの実験検証	… 48
2.3.1. 実験装置と計測条件	… 48
2.3.2. 計測結果	… 49

第 3 章 騒音低減のためのチェーン形状	… 52
3.1. 起振力を低減するチェーン・ピン形状の提案	… 52
3.2. 弦部モデルを用いた効果検証	… 54
3.3. 試作品を用いた実験検証	… 58
第 4 章 動力損失に影響を与えるチェーンの プーリ出入口の動きとモデル化	… 61
4.1. プーリ出入口のチェーン・プーリ間すべり	… 61
4.2. チェーン・プーリ間のすべり距離モデルの作成	… 63
4.3. すべり距離モデルの実験検証	… 68
4.3.1. ユニットすべり距離による動力損失の見積もり	… 68
4.3.2. 実験装置と条件	… 68
4.3.3. 計算と実験との相関	… 70
第 5 章 動力損失低減のためのチェーン形状	… 73
5.1. すべりを低減するチェーン・ピン形状の提案	… 73
5.2. すべり距離モデルを用いた効果検証	… 74
5.3. 試作品を用いた実験検証	… 76
第 6 章 結論	… 80
参考文献	… 83
謝辞	… 91

第1章 序論

1.1. はじめに

近年の自動車業界はCASEやMaaSという言葉であらわされる領域が特に着目されており、多くの企業がそれらの領域の技術開発に取り組んでいる。CASEは、2016年のパリモーターショーで独ダイムラーのディーター・ツェツェ CEO が、中長期戦略の発表の中で提唱した造語で、下記の4つの頭文字をとったものである[1]。

Connected:	コネクティッド化
Autonomous:	自動運転化
Shared/Service:	シェア/サービス化
Electric:	電動化

これはダイムラーなどの自動車企業が、クルマを製造・販売する会社から、クルマを移動するための手段として、サービスを提供する会社(モビリティのサービスプロバイダ)に変わるという戦略の方向性を具体化したものである。また、MaaSは“Mobility as a Service”の略語で、運営主体を問わず、情報通信技術を活用することにより自家用車以外の全ての交通手段による移動を1つのサービスとして捉え、シームレスにつなぐ新たな「移動」の概念を示している[1]。

これを背景に自動車業界では、運転支援システムに関する技術やBEV(Battery Electric Vehicle:電気自動車)に関する技術、HEV(Hybrid Electric Vehicle:ハイブリッド)に関する技術、PHEV(Plug-in Hybrid Electric Vehicle:プラグインハイブリッド)に関する技術、FCV(Fuel Cell Electric Vehicle:燃料電池車)に関する技術、走行中給電およびバッテリーに関する技術など、CASEやMaaSに関する技術開発が広くおこなわれ、自動車技術会等の講演や論文を通して報告されている。中でも自動運転化[2]-[5]、電動化[6]-[11]の報告件数は多くなっており、活発な議論がなされている。

一方で、CASEやMaaS関連だけでなく、内燃機関を主とした自動車システムの高効率化やその周辺技術に関しても、従来と同様に開発と議論が続けられている。その背景には、自動車における電動化の推移予測が関連していると考えられる。例えば、国際エネルギー機関(IEA)は世界平均気温上昇が2°C未満とするために必要な自動

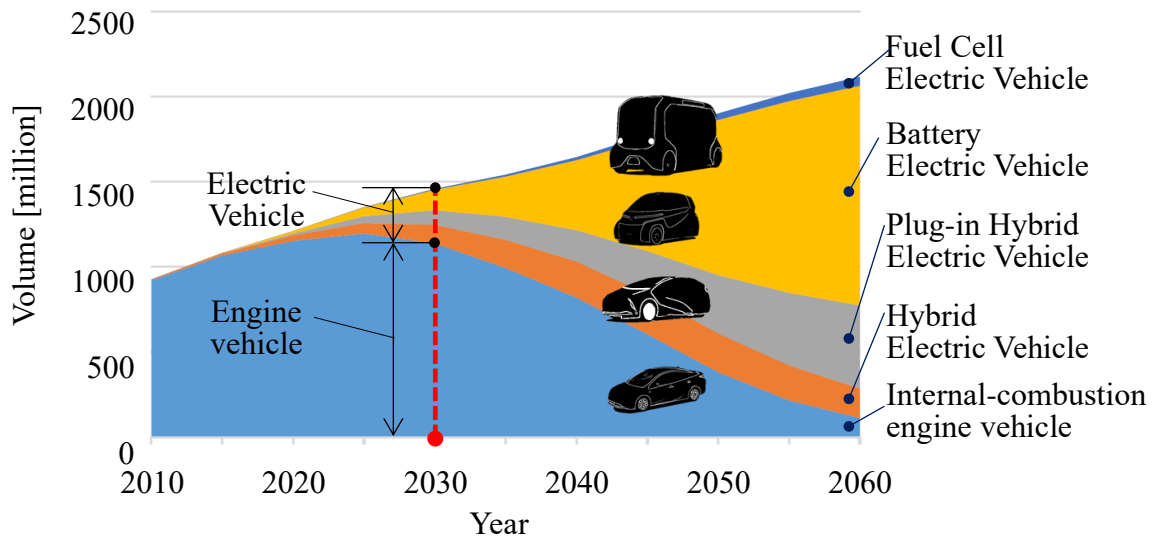


Fig.1 Number of the passenger cars and other vehicles by 2060 to keep the global average temperature rise below 2 ° C (B2DS) [12]

車の脱炭素化・電動化のレベルを見積もっている(図 1) [12]. この見積もりにおいて、エンジン車とハイブリッド車は2030年においても、まだ自動車保有台数の半分以上を占める。つまり、自動車関連のCO₂排出を減らすためには、電動化の加速のみならず、内燃機関を使用するエンジン車やハイブリッド車の燃費を改善することも短中期的に重要となる。IEAによると、2010年を基準とし、2030年までにエンジン車は燃費を32から37%改善する必要があるとしている。こういったことから、エンジンの高効率化をはじめ、動力伝達損失の低減、車両全体の軽量化、走行抵抗低減等、エンジン車の燃費を改善する研究開発も、引き続き重要であることが分かる。また、自動車企業および部品サプライヤーで構成される自動車内燃機関技術研究組合(The Research association of Automotive Internal Combustion Engines:略称AICE, 2014年設立)や自動車用動力伝達技術研究組合(Transmission Research Association for Mobility Innovation:略称TRAMI, 2018年設立)においても、産学官が連携し、エンジンや動力伝達要素の更なる高効率化・性能向上に向けた基礎研究や合同調査がおこなわれている。

上記で示した燃費改善を実現するために、エンジン車を構成する部品ごとに、それぞれの程度損失を低減する必要があるかを具体的に把握する。例えば、中村らは

エンジン車の走行における燃料消費の内訳を計算により求めている[13]。その結果を図2に、計算に使用した車両諸元を表1に示す。実走行に近づけるため、登坂(5%勾配)30km, 定地 40km, 降坂(5%勾配)30km を 60km/h で走行するパターンを計算に採用している。この結果より、燃料はエンジンの排気・冷却損失や摩擦損失に約 75%消費されており、エンジンの損失低減が燃費改善に有効であることが分かる。一方で、燃費改善にはエンジンの損失低減のみならず、タイヤに至るまでの動力伝達下流の部品で生じる動力損失を低減することも重要となる。例えばタイヤの転がり損失を削減すれば、その分の無駄な動力伝達が不要となり、タイヤの上流に位置する部品の摩擦損失も減る。その摩擦損失削減率により、エンジンの排気・冷却損失は同率程度削減されることになる。つまり、動力伝達下流要素の損失低減は上流要素の損失に影響を及ぼす。中村らはこれを遡及効果と定義している[13]。

図3は2010年のエンジン車の実走行燃費をもとに、2020年までに部品ごとにそれぞれ目標とする損失低減率を達成した場合の実走行燃費を予測した計算値である[13]。燃費の予測は前述した遡及効果を考慮に入れて計算されている。この結果によると遡及効果を含めれば、2020年のエンジン車は2010年と比較して燃費が約29%改善される。よって、図3に示した各部品の損失低減率の目標値を達成できれば、先に述べたIEAの目標値である32から37%の燃費改善(2010年基準、2030年までに達成)に近づくことができる。本論文の検討対象である無段変速機は、動力伝達下流要素である変速機の一型式であり、変速機は2030年までに図3の赤枠に示した約32%以上の損失削減が必要とされている。

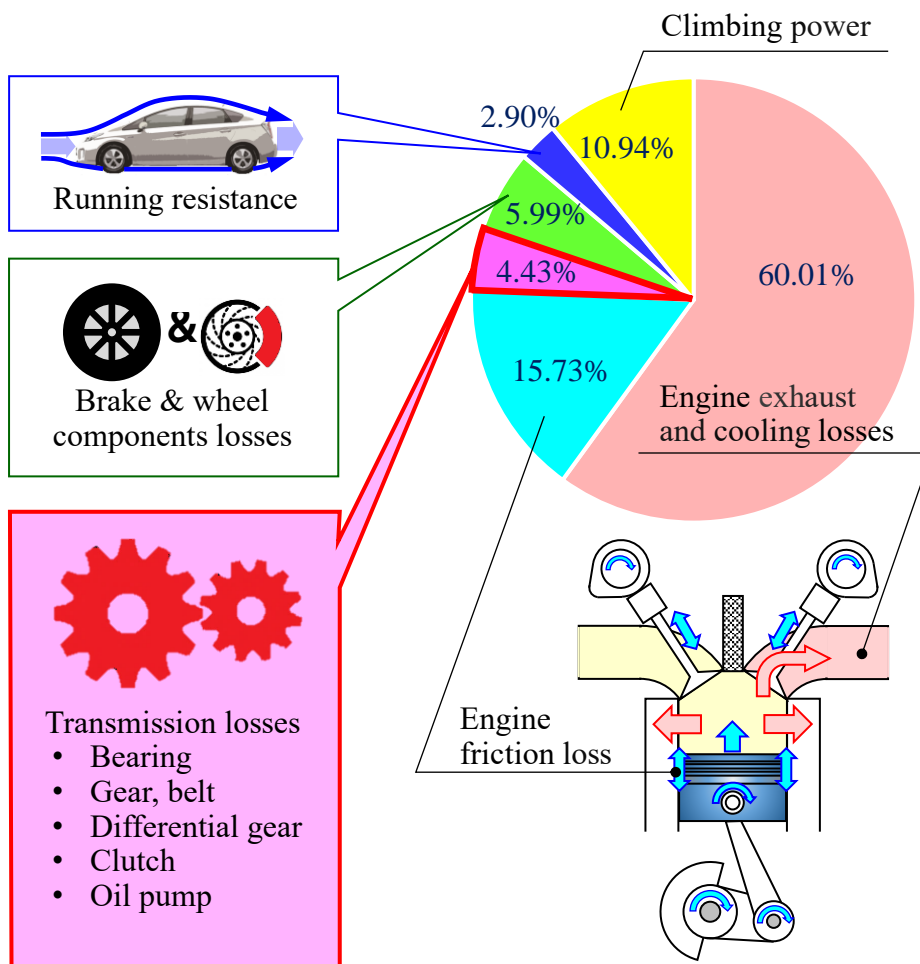


Fig.2 The burden of fuel consumption at each vehicle part [13]

Table 1 Specifications of the car used for the calculation [13]

Car type	Small passenger car
Engine displacement	1500cc (Oil temperature:90°C)
Vehicle weight	1500kg
Transmission	5 speed automatic transmission (Oil temperature:80°C)
Air conditioners	Not use
Vehicle speed	60km/h
Driving pattern	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Uphill road (5%) 30km ➤ Flat road 40km ➤ Downhill road (5%) 30km

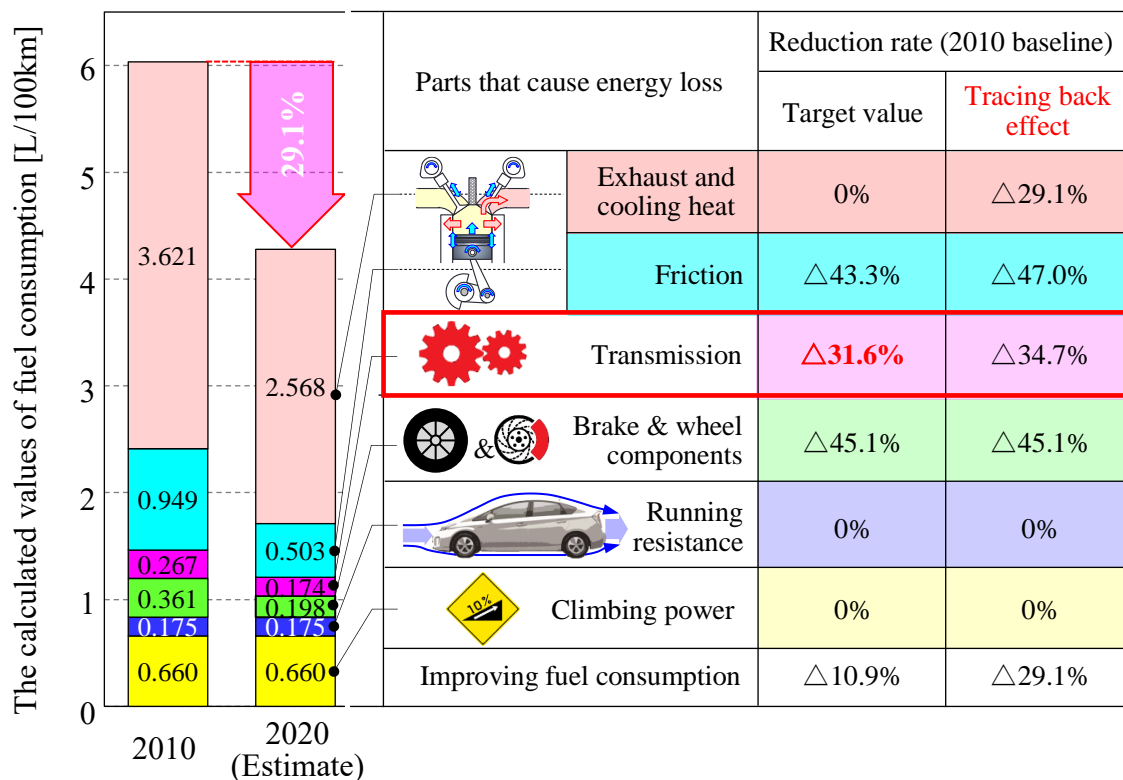


Fig.3 Energy loss reduction of each part and tracing back effect [13]

1.2. 無段変速機について

エンジン車、ハイブリッド車の動力源であるエンジンは、図 4 に示すように回転数とトルクとの関係の中で最も効率よく動作する領域を持っている。エンジンの動力をタイヤに伝える役割をもつ変速機は、自身の動力損失を低減する技術や軽量化の技術とともに、エンジンの高効率領域を多用できるように多段化もしくは無段化、更には変速比幅を拡大する方向に進化することで燃費改善に貢献してきた(図 4, 5 参照)[14]-[29]。

また、変速機が多段化・無段化や変速比幅の拡大により、車両巡航時のエンジン回転数を従来よりも低くできるようになり、変速機をはじめとした動力伝達要素から生じる騒音が目立つようになった。この状況を受け、動力伝達要素における振動起振力の低減やダンピング等の騒音低減技術が広く研究されており、車両の品質向上に貢献している[30]-[35]。

無段変速機(Continuously Variable Transmission, 以下、CVT と呼ぶ)は上述したエ

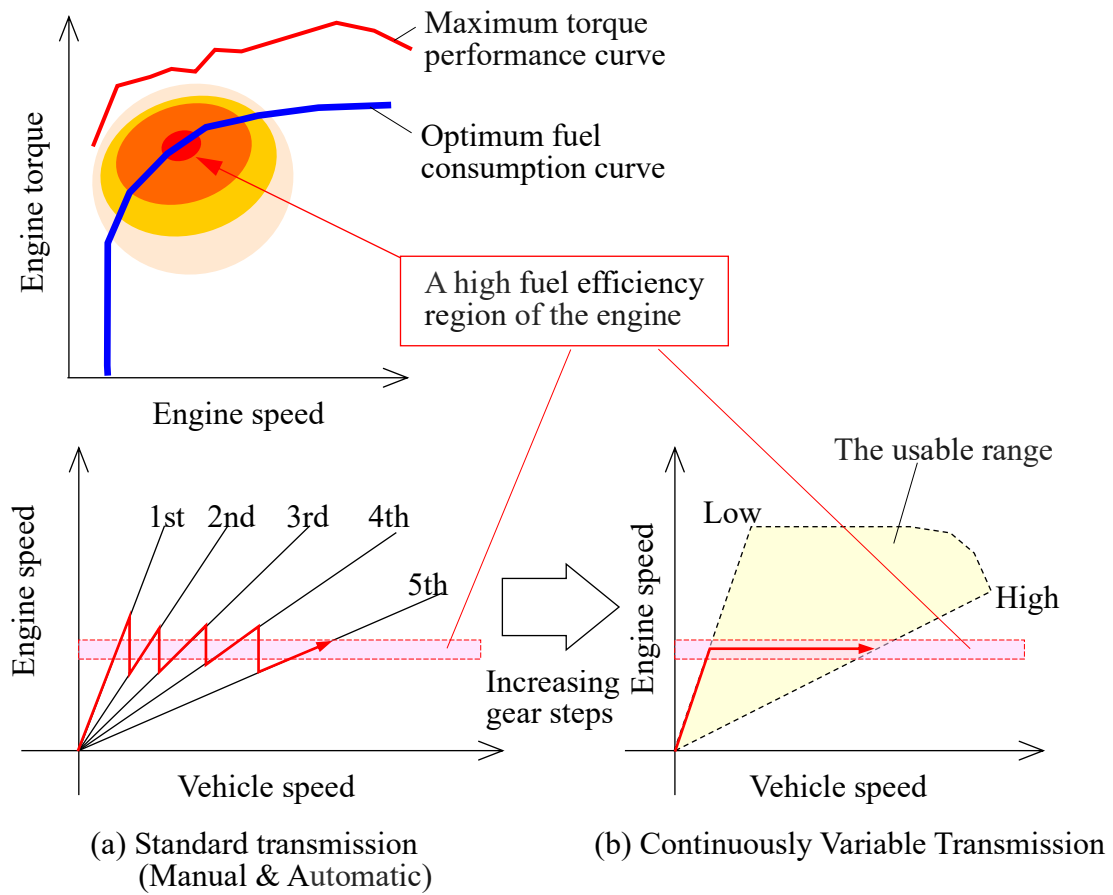
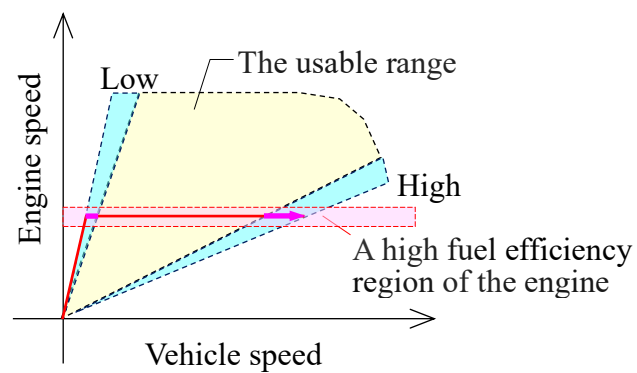


Fig.4 The reason for increasing gear step or stepless in transmissions



The effect of wider gear ratio range

Fig.5 The reason for increasing gear ratio range

エンジンの高効率領域を多用できる利点から主にエンジン車で採用が進められている。現在主流となっているベルト式 CVT を図 6 および 7 に示す[36]。図は FF (フロントエンジン, フロントドライブ) 車に採用されている例で, エンジンは CVT の入力軸に, タイヤは CVT の出力軸に結合される。CVT は主に入力軸および出力軸に設けられた円錐状のプーリと, それに巻き掛けた V ベルト (V 型断面を持つベルト) で構成されている。V ベルトは円錐状のプーリ 2 組に挟圧され, 摩擦力により入力から出力へ動力を伝達する。

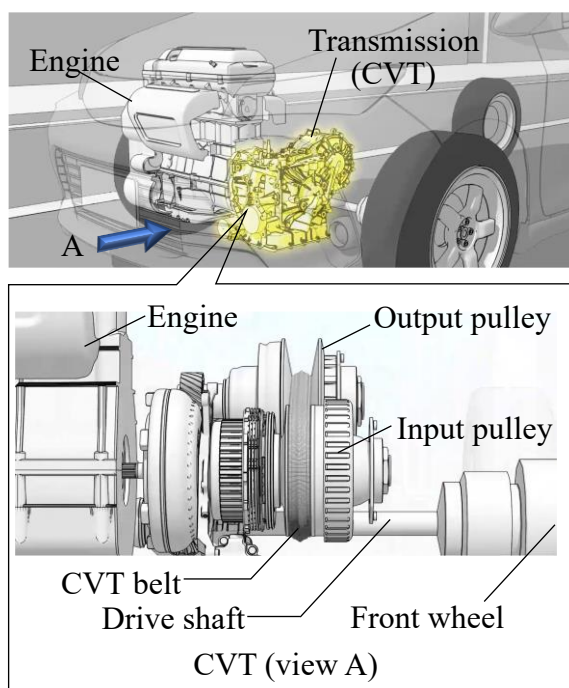


Fig.6 Schematic drawing of CVT in vehicle [36]

CVTでは図7に示すように, 片側のプーリを軸上でスライドさせてプーリセットの溝幅を変えることができる。これにより, V ベルトのプーリへの巻き掛かり径を無段階に設定することが可能となる。図 7(a)に入力プーリの溝幅を広くし, 出力プーリの溝幅を狭く設定した状態を示す。この状態において, 入力プーリ側では V ベルトの巻き掛かり径が小さく, 出力プーリ側では V ベルトの巻き掛かり径が大きくなり, エンジンからの回転は減速されてタイヤに伝達される。図 7(b)は(a)とは逆に, 入力プーリの溝幅を狭くし, 出力プーリの溝幅を広く設定した状態を示す。この状態において, 入力プーリ側では V ベルトの巻き掛かり径が大きく, 出力プーリ側では V ベルトの巻き掛かり径が小さくなり, エンジンからの回転は増速されてタイヤに伝達される。従来の多段変速機では,

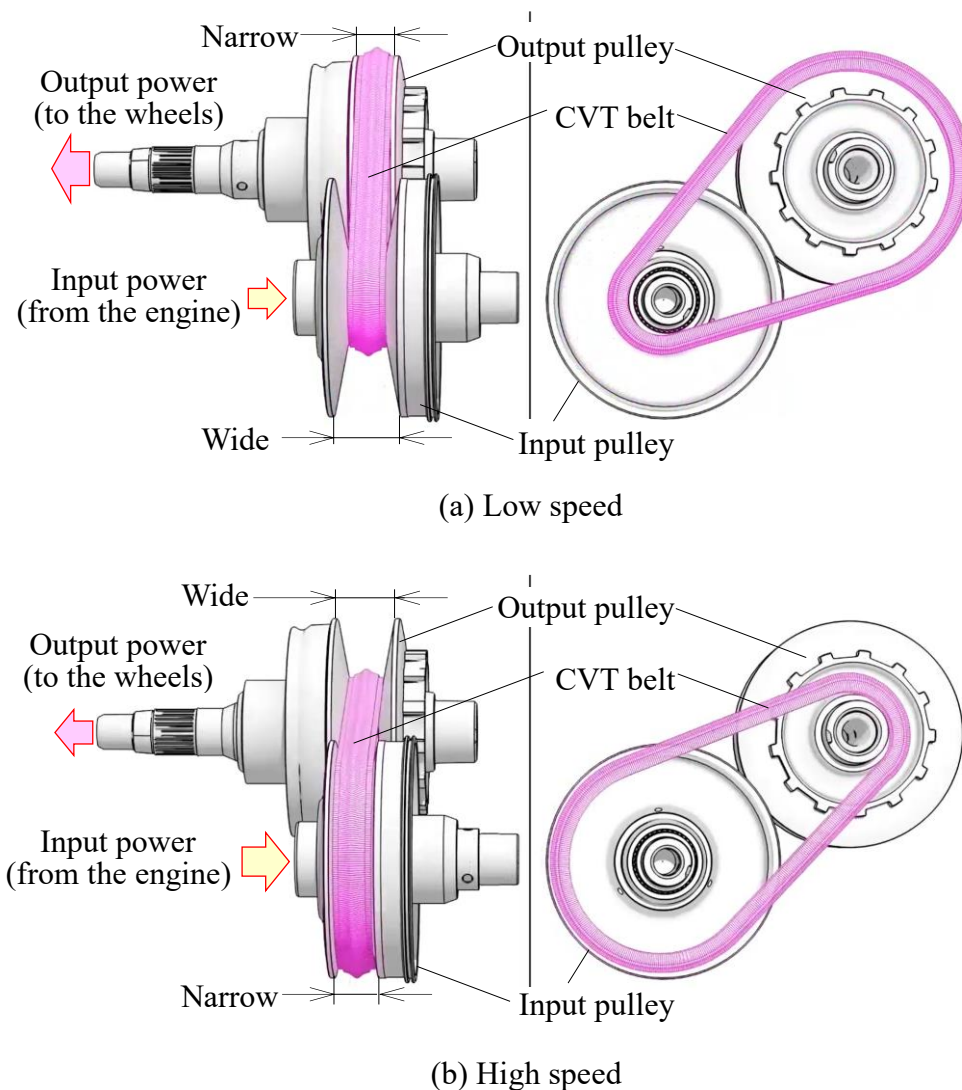


Fig.7 Structural drawing of CVT [36]

半径比が固定された複数の歯車対を用いてローギヤからハイギヤへと段階的に変速がおこなわれるのに対し、CVTでは半径比が固定されず連続的に変速比を得ることが可能となる。よってCVTを採用することにより、図4(b)に示したようにエンジンの高効率領域を多用することができる。

自動車用ベルト式CVTのVベルトとしては、金属ベルトが主流である。図8にその構造を示す[14][37]。金属ベルトは一般にエレメントとリングと呼ばれる部品から構成される。エレメントは厚さ2mm前後の鋼板を精密に打ち抜いたもので、両側にプーリと接する傾斜面を持っている。リングは厚さ0.2mm程度の高強度材料の薄板(主にマルレージング鋼)を溶接して円環状にし、内から外へ層状に重ね合わせたものである。

金属ベルトはエレメントを数百個重ね合わせ、二組のリングを用いて、エレメントの左右両側から挟み込む形で、部品同士の接触により束ねて構成されている。

金属ベルトの動力伝達の概要を以下に記す。入力プーリからの動力は摩擦力によりエレメントの傾斜面に伝えられる。その動力は主にエレメントの圧縮力、すなわちエレメント同士が押し合う力によって出力プーリ側に伝達される。動力伝達方法の詳細は他文献[38]-[43]に委ねるが、金属ベルトではこのように、構成する部品が多く、各部品同士が相対的なすべりを許容する構造を採っている。そのため各部品間に摩擦損失が生じやすい。

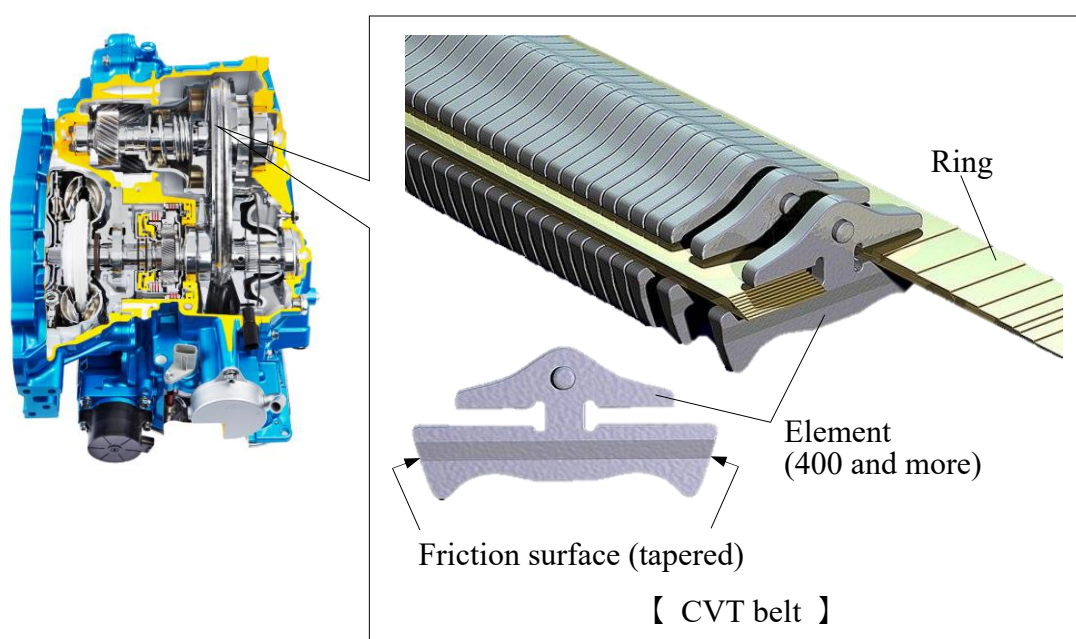


Fig.8 Structural drawing of CVT belt [14][37]

下山らは金属ベルト式CVTについて、動力損失内訳の分析をおこなっている[44]。その結果を図9に示す。損失の内訳は、①CVT用ベルトおよびプーリシステムの動力損失、②オイルポンプの損失、および③潤滑油の攪拌損失で、これらがユニット全体の動力損失の大部分を占めていることが分かる。その中でも①CVT用ベルトおよびプーリシステムの動力損失が40%弱程度で最大となっており、優先して損失低減に取り組むべき項目であると考えられる。本論文ではCVT用ベルトおよびプーリシステムの動力損失低減手法として、金属ベルトに比べて構成部品間のすべりが少ないチェーンを用いることに着目した。次節でその特徴、課題を明らかにし、本論文の目的と構成について述べる。

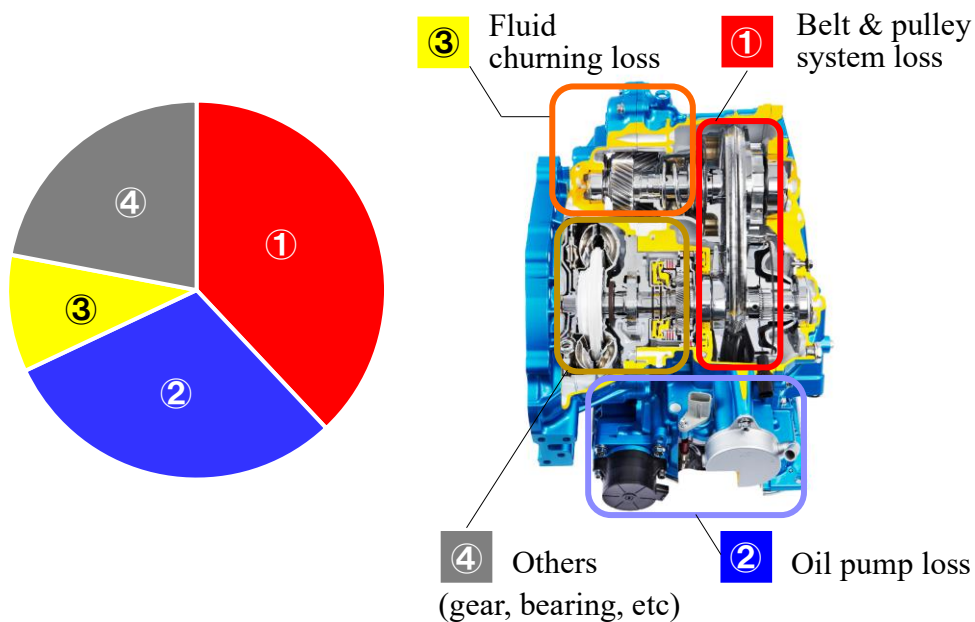


Fig.9 Mechanical loss distribution of the existing CVT [44]

1.3. 無段変速機用チェーン(特徴・課題)

前節で述べたようにCVTに使われるVベルトの主流は金属ベルトであるが、近年ではチェーンが注目されている[45][46]. CVT用チェーンは、部品間の相対的なすべりが許容される金属ベルトと比較して、構造上部品間のすべりが小さく、発生する動力損失が少ないのが特徴である. 図10に外観を示す. 構造の詳細については本章の最後で説明するが、主にピンと呼ばれる細長い部品と、リンクと呼ばれる薄板の部品から構成されている. リンクはピンで固定され、幅方向に複数枚配列される. ピン同士は構造上、ピッチと呼ばれる間隔で配置される. 金属ベルトは主にエレメントを圧縮する力で動力を伝達するのに対し、チェーンはリンクを引っ張ることにより動力を伝達する. また、スプロケットやギヤと組み合わせて用いられる一般的なチェーン[47]-[49]と異なり、ピンがプーリと接触し、両者の間に発生する摩擦力によって動力が伝達される.

チェーンは金属ベルトに対し動力損失の点で有利な構造であるが、実際にどの程度の効果が期待されるかを確かめるため、CVT実験装置を用いて金属ベルトとチェーンの損失を比較した. その結果を図11に示す. なお、各要素の諸元や実験装置の詳細は本章の最後で述べる. 図11より、チェーンでは金属ベルトと比較し32から36%の

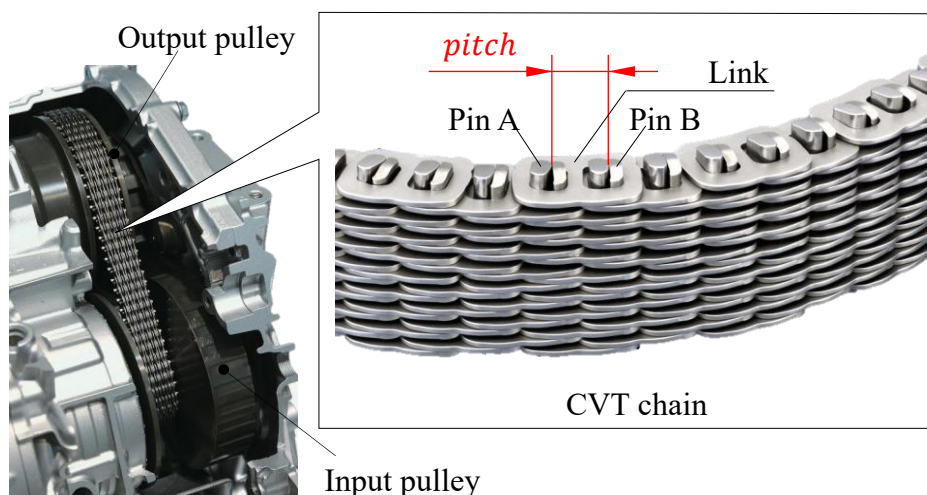


Fig.10 Overview diagram of CVT chain

損失低減が認められた. 実験装置で計測した損失は図9に示した①と④に相当することになる. この損失を 34%低減できれば, CVT の動力損失全体(①+②+③+④)で 20.4%損失を低減することができる. 前述したように, IEA と中村らの見積もりを合わせて考えると, 変速機は 2030 年までに 32%以上の損失低減が必要とされており, これに対しチェーンは非常に有力なアイテムであることが分かる.

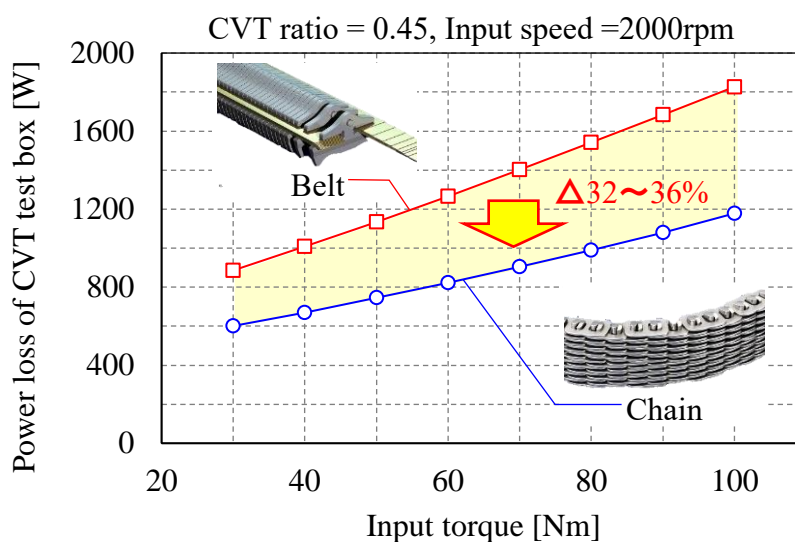


Fig.11 Comparison between power loss of belt and power loss of chain

一方、チェーンを構成するピンはピッチと呼ばれる間隔で配置されるため、ピンが間欠的にプーリに進入もしくは離脱することに起因した振動的な挙動が発生し、CVT の振動・騒音性能に影響を及ぼすことが知られている[50]. 図 12 にチェーンが入力プーリに巻き掛かる時の様子を示す. チェーンがプーリに巻き掛かる過程では、ピッチ l_p が有限であるため、図に示すように弦部が上下方向に運動する. これは一般に多角形効果と言われている[50]. この弦部が上下動する大きさを弦部変位 z と定義する.

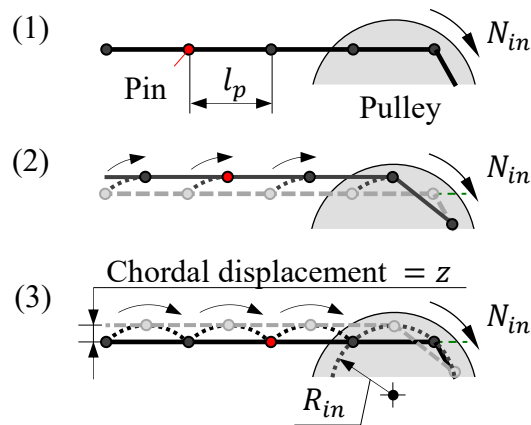


Fig.12 Chordal displacement z near pulley inlet

この現象の基準となる周波数は式(1)のようにあらわされる. これを f_{1st} と定義する.

$$f_{1st} = \frac{2\pi R_{in} N_{in}}{l_p 60} \quad (1)$$

ここで R_{in} はチェーンのプーリに対する巻き掛かり径, N_{in} はチェーンが巻き掛かるプーリの回転数 (rpm), l_p はピッチ (ピン同士の間隔)をあらわす. 実際には入力および出力プーリどちらにおいてもこの多角形効果が生じるため、振動現象は複雑になるが、概ねこの周波数が基準となる. 具体的な例として、CVT 実験装置の騒音計測結果を図 13 に示す. これは入力回転数 N_{in} (rpm)を変化させた時の CVT 実験装置近傍の音圧波形の周波数分析結果である. 図 13(1)に示すように、入力プーリの軸受と出力プーリの軸受の中間位置から 50mm 離れた場所で音圧を計測した. なお計測に用いたチェーンの諸元や計測の詳細は本章の最後で述べることとする. 図 13(2)に、横軸を

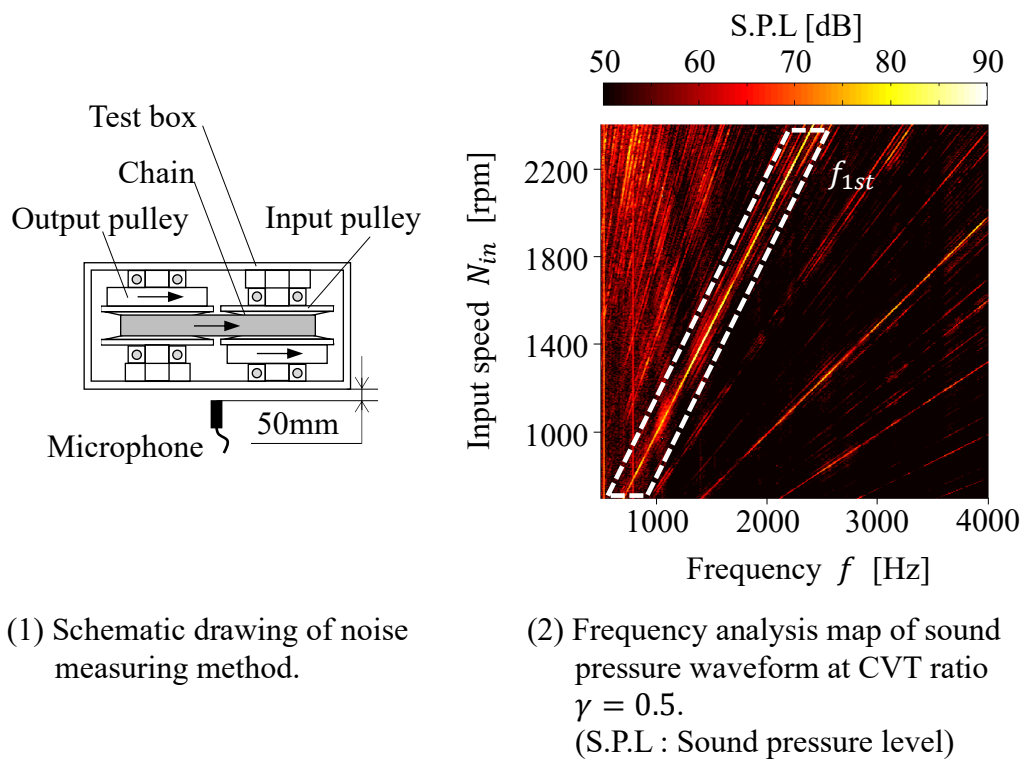


Fig.13 Noise measurement result of CVT test box

周波数 f ，縦軸を入力回転数 N_{in} (rpm)とし，音圧レベルを濃淡でマップ化したものを示す．周波数 f_{1st} 近傍で音圧レベルが高くなっている(図中白点線)．よってチェーンの主な騒音は，式(1)に示すように，ピッチ l_p に関係した周波数に対応するものと言える．前述したチェーンの挙動はピッチ l_p のほかに，チェーンを構成する部品形状によっても変化する．ピンが間欠的にプーリに進入もしくは離脱することに起因した1ピッチ分の周期的な挙動を，部品形状や諸元等から幾何的に検討することは，CVTの振動・騒音だけでなく，動力損失や強度等を含む基本性能を予測する上で重要となる．

1.4. 無段変速機用チェーンの従来研究

CVT用チェーンの振動・騒音，動力損失および強度等の基本予測をおこなうため，過去に様々な研究がおこなわれており，大きく三つに分類される．

第1の分類は連続体モデルを用いた研究である．これは，チェーンを連続体と仮定することで計算コストを抑えつつ，チェーンの現象を大まかに捉えて性能を把握するものである．Carboneらは，CVT内部の荷重分布やチェーン一周の張力変動を計算でき

る連続体モデルを構築した[51]-[54]. また, Carboneらや Duanらは Pfeifferらのマルチボディモデルとの比較をおこなうことで, ピンが間欠的にプーリに進入もしくは離脱することに起因した振動的な現象を除けば, 二つのモデルの計算結果がほぼ一致することを確認した. これにより, 連続体モデルがマルチボディモデルより十分に低い計算コストで性能を予測できることを示した[51][55][56]. さらに, 定常状態だけでなく, 変速する時の過渡現象を表現できるモデルも報告されている[56]-[59]. しかし, 連続体モデルの課題は, 図 14 に示すように, ピンが間欠的にプーリに進入もしくは離脱することに起因した周期的な挙動を考慮できないことである[56][58].

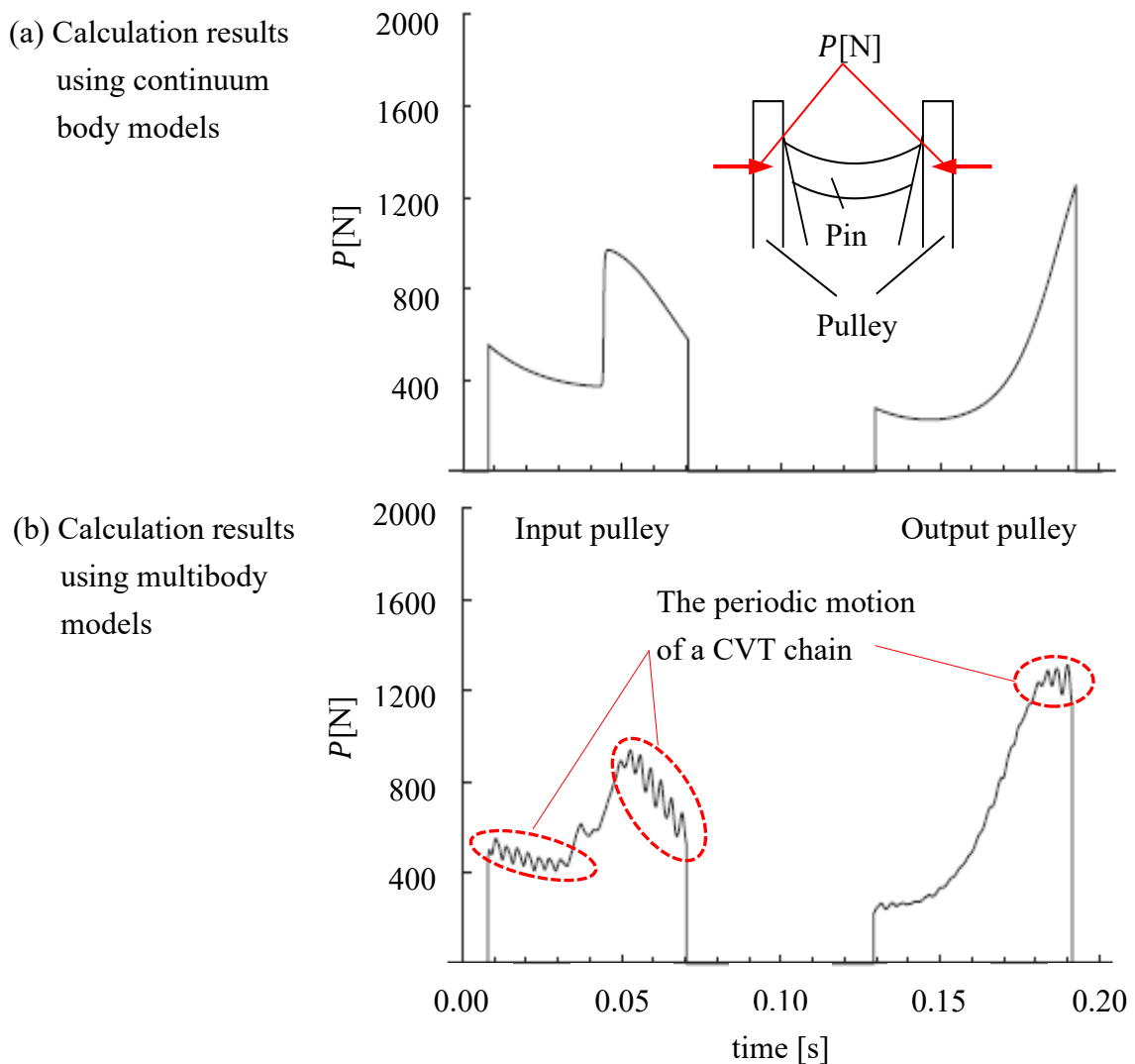


Fig.14 The example of continuum body model analysis [58]

(The distributions of the pin-pulley normal force P)

第2の分類はマルチボディモデルを用いた研究である。マルチボディモデルは詳細な形状を考慮することができ、チェーンの周期的な挙動を表現可能で、性能を検討する上で非常に有効な手段である。Sedlmayr や Pfeiffer らは三次元マルチボディモデルを開発し、チェーン内部の荷重分布や張力分布に影響をおよぼす形状について、パラメータスタディを実施した[60]-[62]。Neumann らは、Pfeiffer らのモデルをもとに、特定の変速比の軸受における荷重振動が抑えられるように、ピンの断面形状であるインボリュート曲線の諸元をパラメータとして形状の最適化を検討した(図 15)[63][64]。Srivastava らはチェーンのクリアランスや、ピンとプーリの非線形な摩擦特性を平面マルチボディモデルに考慮し、動的現象に対するその特性の影響を調査した[65]-[68]。しかし、このようなマルチボディモデルでは、摩擦や変形を考慮してモデル化するため、計算結果に様々な影響が含まれる。そのため、ある現象に対して、各部品の理想的な形状を導くことには適していない。例えば、Neumann らが最適化したピン形状は、どの様な理由で振動が低減できているのかという議論はなされていない[63][64]。また、計算コストが高いことも課題である。Srivastava らは着目する現象を絞ることでモデルを単純化し、計算コストの課題に取り組んでいる[68]。

第3の分類は機構学に基づく形状の研究である。これはシンプルなモデルを用いた定常解析が主となるが、各部品の詳細な形状を考慮できるため、チェーンの周期的な挙動を検討することが可能である。Van Rooij らはピンがプーリに衝突するときの相対速度が抑えられるように、ピン断面曲線にインボリュート曲線を採用したチェーンを用い、静粛性を考慮した大容量 CVT の開発を検討した[69]。しかし、この研究において、ピンがプーリに衝突するときの相対速度の大きさと騒音との関係は調査されておらず、研究に用いたチェーンが静粛性に対して最適な形状になっているかは分からない。また、石野らはピッチを小さくすることで、式(1)で示した周波数 f_{1st} の騒音が低減できることを示した。しかし、ピッチ以外の形状についての検討はおこなわれていない[70][71]。

以上、三つに分類した従来の研究例が、チェーン式 CVT の製品開発において活用されるイメージを図 17 に示す。第1の分類である、低い計算コストでチェーンの現象を大まかに捉えて全体の性能検討をおこなう連続体モデルは、システム検討をする初期段階で有効である。第2の分類であるマルチボディモデルは、計算時間を必要とするものの、詳細な形状を表現でき、様々な部品を考慮した解析が可能である。そのた

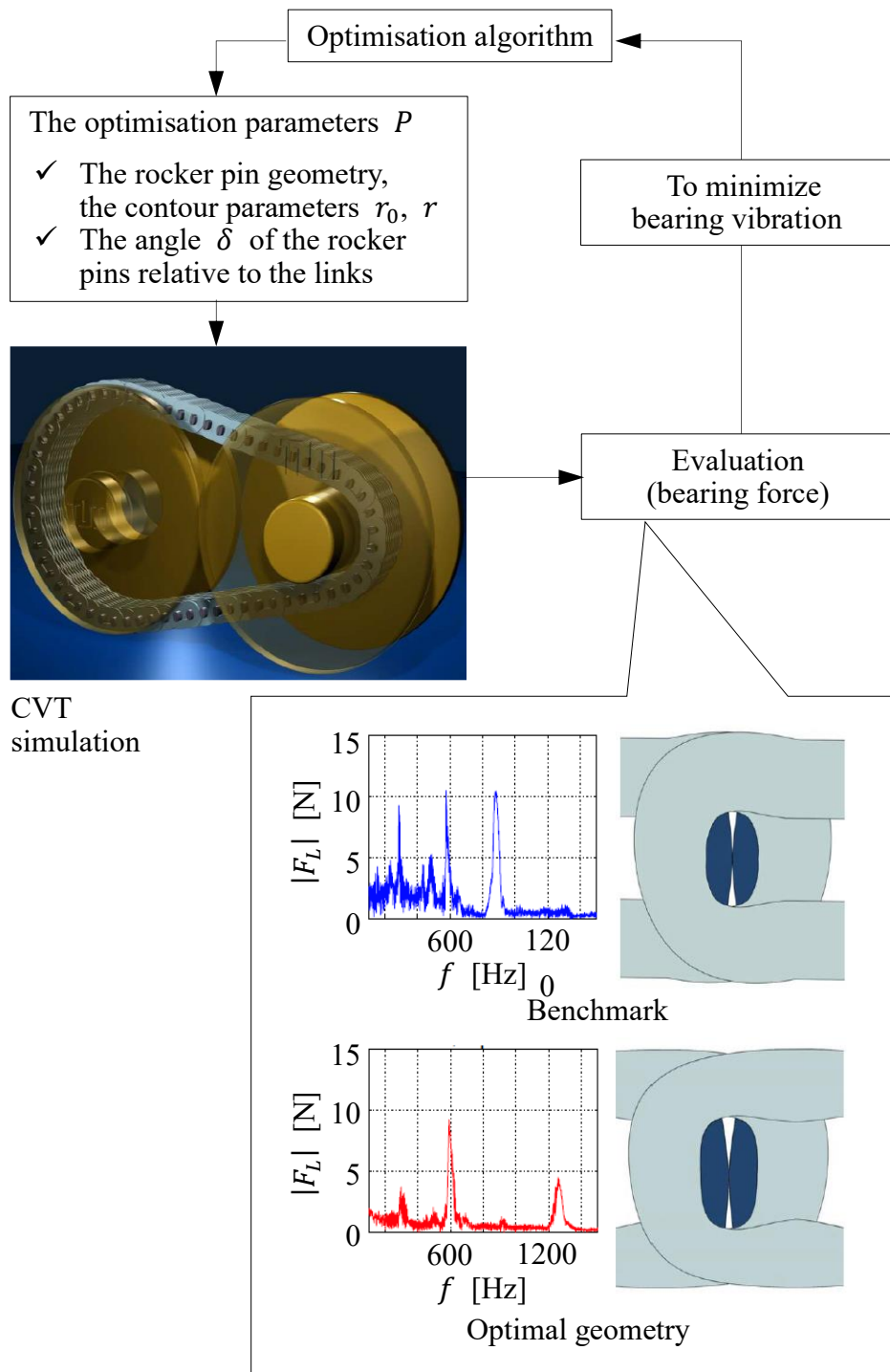


Fig.15 The example of multibody model analysis [61]

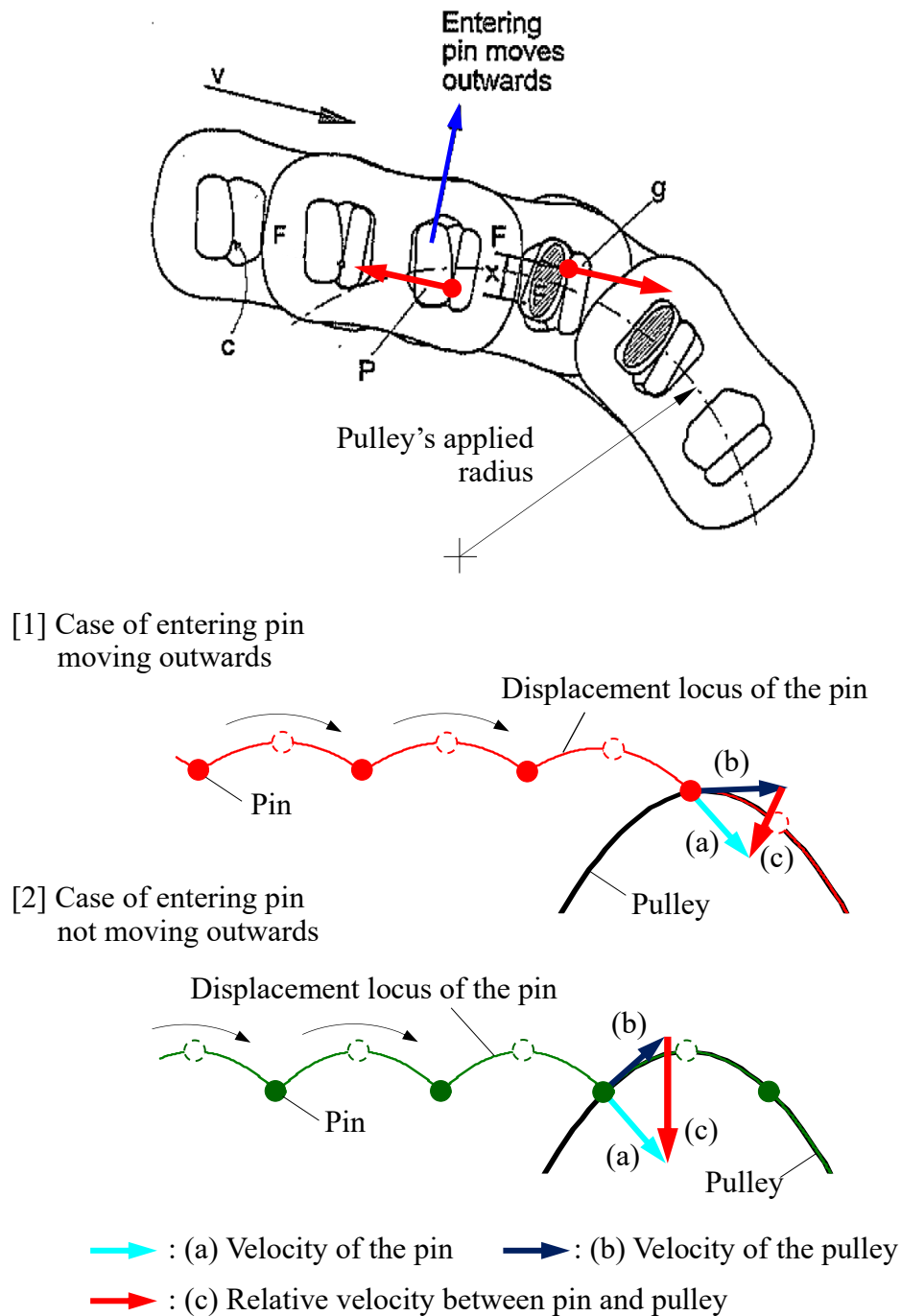


Fig.16 The example of geometric studies related to periodic motion [69]

め、これはユニットの検討をおこなう上で重要な解析技術と言える。第 3 の分類である機構学に基づく形状の研究は、チェーンの課題となる振動的な挙動と部品形状との関係を部品設計に近い領域で検討できるため、その設計指針を決める優良な手段となり

得る. また, この検討は CVT の振動・騒音だけでなく, 動力損失や強度を含んだ基本性能を予測する上で重要となる. しかしながら, 形状が基本性能に及ぼす影響を, 実験検証を踏まえて詳細に定式化した研究例は非常に少ないのが現状である[72][73].

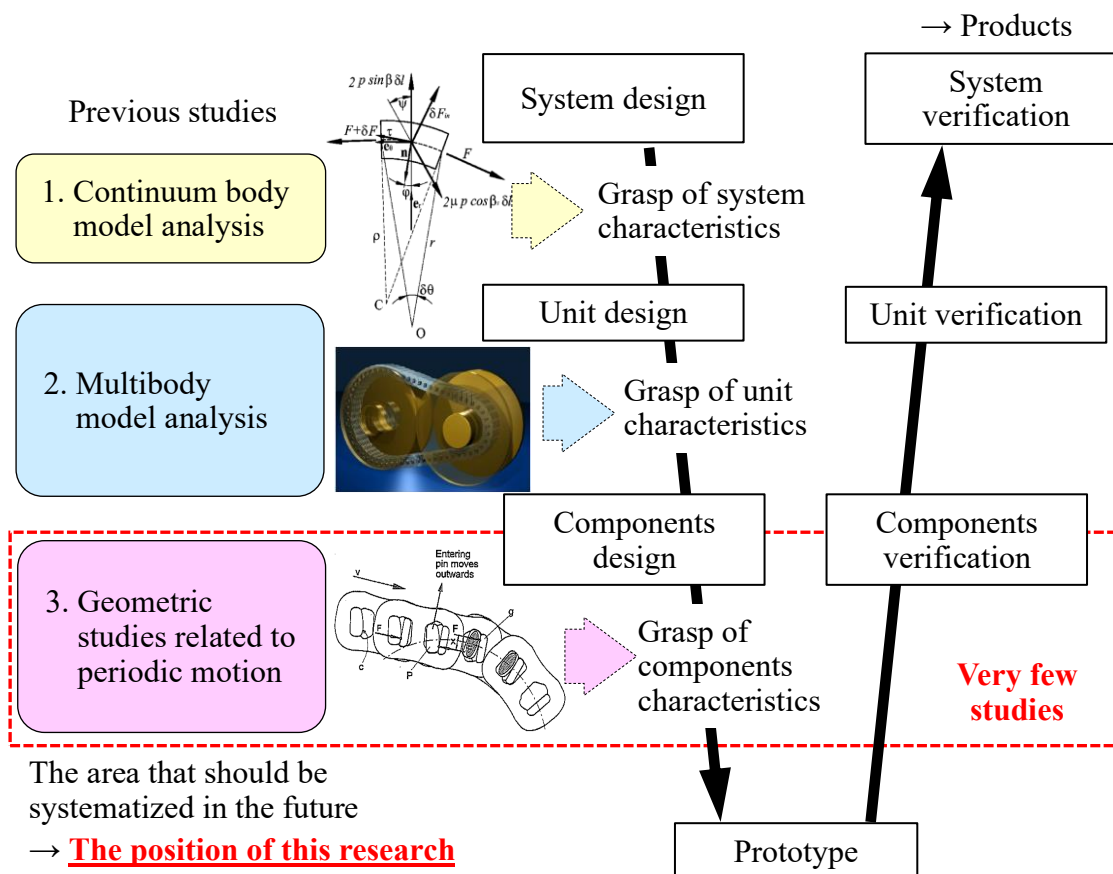


Fig.17 Previous studies and this research positions in the chain type CVT development

1.5. 本論文の目的と構成

CVT 用チェーンの更なる性能向上のためには, 前述した機構学に基づく形状の検討は今後体系的に研究していくべき領域である. 本論文ではこの領域に着目し(図17), チェーン的设计に広く活用される基盤技術・指針を構築することを目的とする. 特にチェーンの課題である振動・騒音と, 長所である効率(低損失)について, その特

性を向上させるための理想形状を導出する技術を、実験検証を踏まえて体系化する。各章の概要は以下の通りである。

第 2 章では CVT 用チェーンにおいて課題となる振動・騒音に影響するチェーンの動きを計測によって特定し、モデル化をおこなう。最初にプーリの加速度計測を実施することで、間接的にチェーンに起因した起振力の把握をおこなう。次に特定した起振力を表現できるチェーン弦部の機構学モデルを作成する。またチェーン弦部の挙動を、加速度計を用いて計測することで、弦部モデルの有効性を確認する。

第 3 章では第 2 章で作成した弦部モデルを用いて、振動・騒音を抑制するためのチェーンの形状を検討する。最初に起振力を低減するピン形状の提案をおこなう。具体的には、ピンの断面曲線に着目し、チェーン弦部の振動を小さくする曲線を検討する。そして、従来用いられているインボリュート曲線と対比をしながら、弦部モデルを用いて振動・騒音を予測する。また、二つのチェーンを試作し、騒音を計測することで、その効果を確認するとともに、弦部モデルの妥当性を検証する。

第 4 章では動力損失に影響するチェーンの挙動について検討をおこなう。特にプーリ出入口におけるチェーンとプーリとのすべりに着目し、損失を予測する機構学モデルを作成する。また、CVT 実験装置で計測したチェーンの動力損失実測値と比較することで、機構学モデルの有効性を確認する。

第 5 章では第 4 章で作成した機構学モデルを用いて、チェーンとプーリとのすべりを小さくし、動力損失を低減するピン形状の提案をおこなう。また、提案したピン形状を持つチェーンを試作して、その損失を CVT 実験装置で実測し、損失低減効果と機構学モデルの妥当性を検証する。

第 6 章では本論文の研究をまとめ、結論を述べる。

1.6. 本論文で使用するチェーンの構造・記号・試験条件

本論文で使用する CVT 用チェーンの構造を図 18, 19 で詳細に説明する[72][73]。また、第 2 章以降で使用する CVT 用チェーンの主な記号を後述し、諸元および試験に用いる代表的な運転条件の値を表 2 にまとめる。

【 ユニット 】

図 18 の赤点線で示す黄色の部品で構成された部分はチェーンの最小構成単位を示しており、本論文ではこれを 1 ユニットと定義する。以下、図 18 の黄色で示すユニットを当該ユニット、前方に位置するユニットを前方ユニット(図 18 の赤色)、後方に位置するユニットを後方ユニット(図 12 の水色)と定義する。各ユニットは柱状のピン A および B と薄板状のリンクから構成される。1 ユニット中には複数枚のリンクがあり、図のように幅方向に配列されている。ピン A および B は幅方向に配列されたリンクに圧入固定され、ユニットごとにそれらが一体となって動く。

【 ユニット同士の連結 】

ピン A の断面曲線を ζ_{pA} 、ピン B の断面曲線を ζ_{pB} と定義する。当該ユニットのピン A は後方ユニットのピン B と接触することで、当該ユニットと後方ユニットは連結されている。よって隣り合う 2 つのユニットはピン断面曲線 ζ_{pA} と ζ_{pB} の形状に沿って屈曲できる。また、ユニットが繰り返される(ピン A もしくは B 同士の)間隔をピッチ l_p と定義する。この連結はピッチ l_p の間隔で繰り返され、チェーンは環状に構成される。

【 動力の伝達 】

図に示すように当該ユニットのピン A はチェーン幅方向の両側で円錐状のプーリと接触し、挟圧されることで摩擦によりプーリに動力を伝達する、もしくはプーリから動力を伝達される。また、同時に後方ユニットのピン B と接触し、張力を伝達する。当該ユニットのリンクは同ユニットのピン A で得られた動力を張力に変換し、同ユニットのピン B に伝達する。

【 ピン B のタイプ 】

ピン B には二つのタイプが存在する。一つ目は図に示すようにピン B がプーリと接触しないタイプで、当該ユニットのピン B は前方ユニットのピン A と接触し張力を伝達する。二つ目はピン B がプーリと接触するタイプで、当該ユニットのピン B は前方ユニットのピン A と接触し張力を伝達するのに加え、プーリに挟圧されることで摩擦によりプーリに動力を伝達する、もしくはプーリから動力を伝達される。以上のようなユニットで構成されたチェーンは、図 19 に示したように、入力および出力プーリに巻き掛けられ、入力プーリで得られた動力を、出力プーリに伝達する。

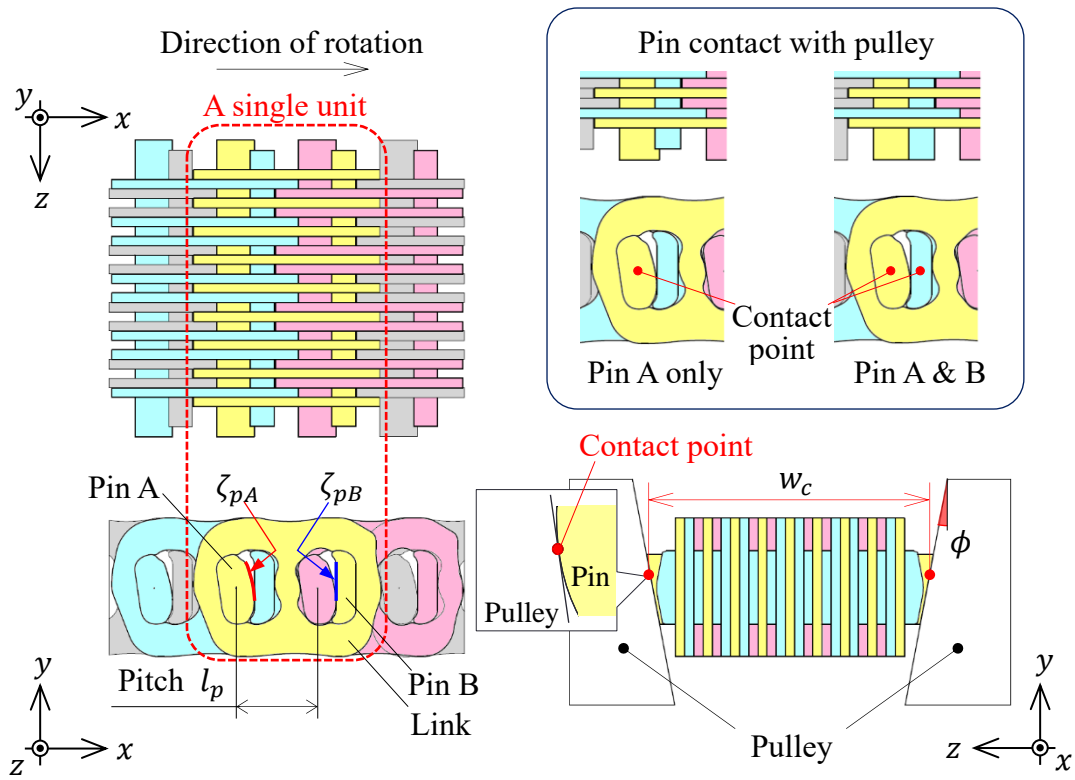


Fig.18 Structural drawing of CVT chain [72][73]

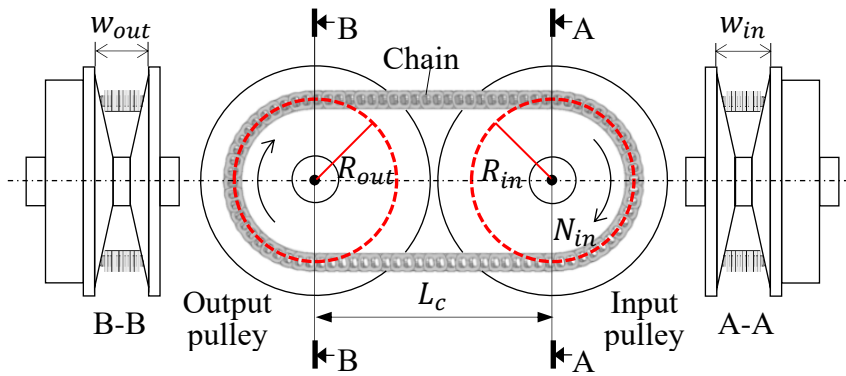


Fig.19 CVT assembly [72]

主な記号

\vec{F}_k	$k + 1$ 番目のユニットに k 番目のユニットから作用する力をあらわす幾何ベクトル(負の場合は k 番目のユニットに $k + 1$ 番目のユニットから作用する力をあらわす)
\vec{F}_p	出力プーリ出口に存在するユニットに作用する, プーリからの力(挟圧力)をあらわす幾何ベクトル
L_c	軸間距離
N	チェーンユニット数
N_{in}	入力プーリ回転数
O	入力プーリの回転中心(機構学モデルの原点)
O_k	ユニット座標原点
R_{in}	入力プーリの巻き掛かり径
R_{out}	出力プーリの巻き掛かり径
T_{in}	入力プーリトルク
w_{in}	入力プーリの溝幅
w_{out}	出力プーリの溝幅
l_p	チェーンピッチ
\vec{r}_s	出力プーリ回転中心をあらわす幾何ベクトル
\vec{r}_{ck}	k 番目のピン A と $k + 1$ 番目のピン B との接触点をあらわす幾何ベクトル
\vec{r}_{pk}	k 番目のピン A のプーリと接触する点をあらわす幾何ベクトル
\vec{r}_{Ok}	k 番目のピン A と $k + 1$ 番目のピン B との直線状態における接触点をあらわす幾何ベクトル(各ユニット座標原点)
w_c	チェーン幅
x_{pp}	ユニット座標原点 O_k からピン A のプーリ接触点までのユニットの x 座標距離
y_{pp}	ユニット座標原点 O_k からピン A のプーリ接触点までのユニットの y 座標距離
α_k	k 番目のユニット角度 θ_k と $k + 1$ 番目のユニット角度 θ_{k+1} の相対角度
γ	変速比
ζ_{pA}	ピン A の断面曲線
ζ_{pB}	ピン B の断面曲線

θ_k k 番目のユニット角度

ϕ プーリ角度

Table 2 Chain dimensions and other parameters [67][68]

Names of parts		Symbol	Value
Chain width		w_c	24mm
Number of pin A & pin B		N	90
Chain pitch		l_p	7.14mm
V-angle of pulley		ϕ	11deg
Center distance		L_c	156mm
Curve of pin A profile		ζ_{pA}	Involute (Rb 52mm)
Curve of pin B profile		ζ_{pB}	Straight line
Input pulley applied radius		R_{in}	30 to 72mm (54mm: $\gamma = 1.0$)
Output pulley applied radius		R_{out}	72 to 30mm (54mm: $\gamma = 1.0$)
CVT ratio		γ	R_{out}/R_{in}
Input speed	Chapter 2,3	N_{in}	700 to 2500rpm
	Chapter 4,5		1000rpm
Input torque	Chapter 2,3	T_{in}	50Nm
	Chapter 4,5		100Nm

第2章 騒音に影響を与える チェーンの動きの特定とモデル化

2.1. プーリ加速度計測による起振力の把握

2.1.1. はじめに

ピンが間欠的にプーリに進入もしくは離脱することにより生じるチェーンの周期的な挙動は CVT の基本性能に影響を及ぼす。本章では CVT 用チェーンの課題である振動・騒音に着目し、その要因となるチェーンの周期的な挙動を実験により特定する。そして、機構学に基づいてその挙動をモデル化する。

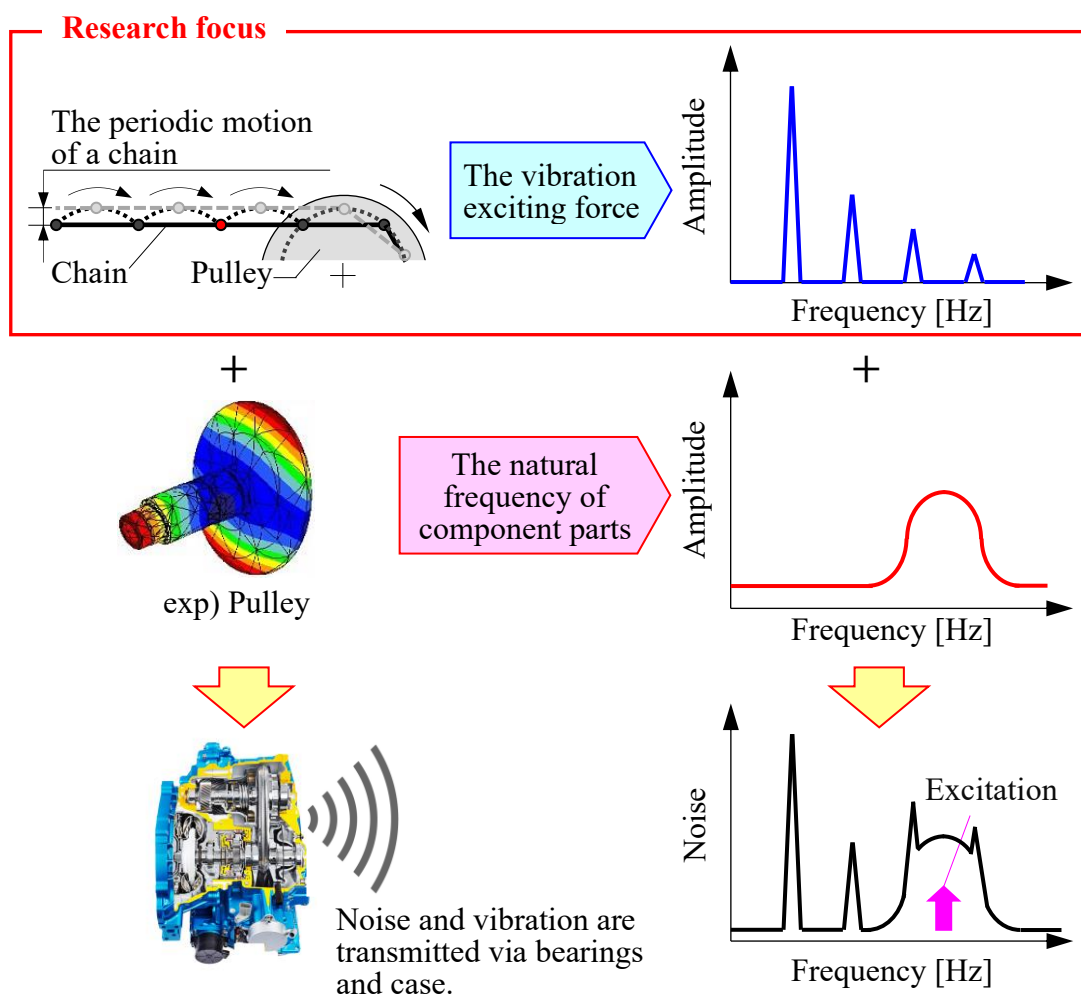


Fig.20 Noise transmission process

図 20 に騒音の発生過程を示す. チェーンの周期的な挙動は騒音の起振力となる. その起振力により, プーリなどの構成部品の固有振動が励起される. 励起された構成部品の振動は増幅され, トランスミッションケースを介して音となる. 本節では振動・騒音の初期要因となるチェーンの起振力に着目し, 起振力の要因となるチェーンの挙動を実験により推定する.

2.1.2. 騒音計測

はじめに CVT 実験装置を用いてチェーンの騒音計測をおこない, その発生状況を確認した. 計測には第 1 章の表 2 に示す諸元で, ピン B がプーリと接触しないタイプのチェーンを用いた. 変速比 $\gamma (= R_{out}/R_{in})$ を 1.0 に設定し, それ以外の計測条件には表 2 に示した値を使用した. 図 21 に騒音計測の概略図を示す. 入力プーリの軸受と出力プーリの軸受の中間位置から 50mm 離れた場所にマイクロフォンを配置し, 実験装置の音圧を計測した.

次に騒音計測の結果を説明する. 図 22 (a) に入力回転数 N_{in} (rpm)を変化させた時の音圧波形の周波数分析結果を示す. 横軸に周波数 f (Hz), 左側縦軸に入力回転数 N_{in} (rpm)を示し, 音圧レベル (Sound pressure level : S.P.L)をマップ化した. 前章の式 (1) で定義した f_{1st} 近傍で音圧レベルが高くなっている. また, 現象には f_{1st} であらわされる基本周波数だけではなく, 高次の成分が含まれているため, その整数倍の周波数も騒音として大きくなる. これらを確認し易くするため, 図 22 (a) の上部に, f_{1st} の 1 次成分を 1 \times , 2 次成分を 2 \times とあらわす. また, f_{1st} を図 22 (a) の右縦軸に示す. 図 22 (a)

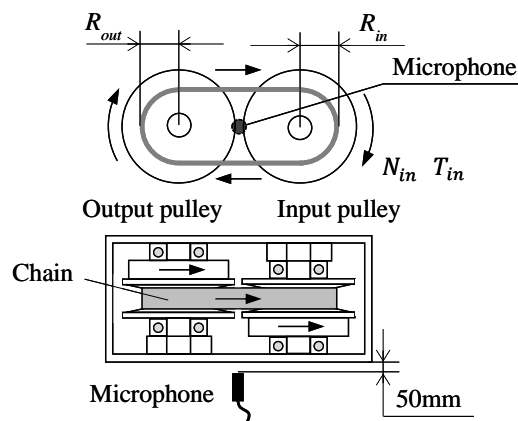


Fig.21 Schematic drawing of noise measuring method

の騒音計測結果より、特に f_{1st} の1次成分における音圧レベルが他の周波数に比べて高くなる傾向にある。よってチェーンの主な騒音は式(1)に示したように、ピッチ l_p に対応した周波数で生じる。

次に、 f_{1st} の1次成分において騒音が最も大きくなる条件を確認した。図22(a)において、入力回転数 $N_{in}=1450\text{rpm}$ の時、 f_{1st} の1次成分の音圧レベルが最大となっている。この入力回転数 $N_{in}=1450\text{rpm}$ における音圧波形の周波数分析結果を図22(b)に示す。横軸に周波数 f 、縦軸に音圧レベルを示す。 f_{1st} の1次成分となる1150Hzの周波数帯域において騒音が最も大きい。よって、この条件で入力および出力プーリの動きを把握し、騒音の起振力となるチェーンの挙動を間接的に特定する。

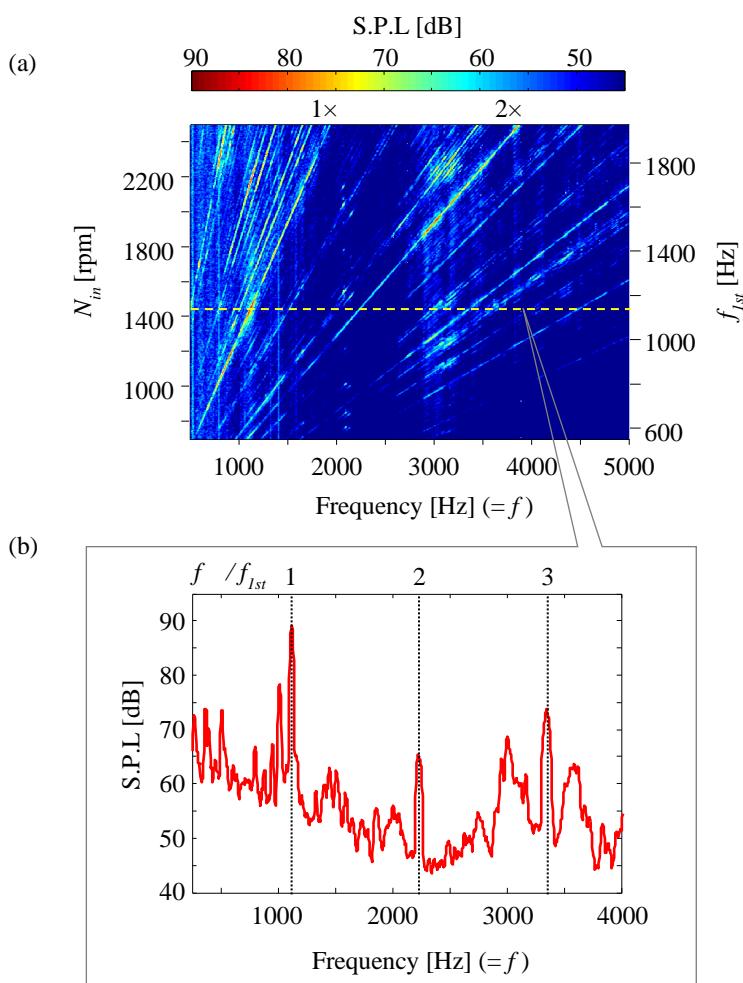


Fig.22 Frequency analysis of sound pressure waveform

(a) map, and (b) at $f_{1st}=1150\text{Hz}$

2.1.3. プーリ加速度計測

騒音が大きくなる $f_{1st}=1150\text{Hz}$ の条件において、プーリの加速度を計測することでプーリの動きを確かめる. 図 23 にプーリの加速度計測装置を示す. 図 23(a) に示すように, 入力および出力プーリの背面において, 180 度対称位置に 3 軸加速度計 (PCB 社製 356B21 型) を 2 個取付ける. 変速比 γ が 1.0 の巻き掛かり径である半径 54mm を取付け位置とした. また, 取得した加速度データを i-NEAT 社製の加速度計測用データロガー (無線タイプ) [74] により収録した.

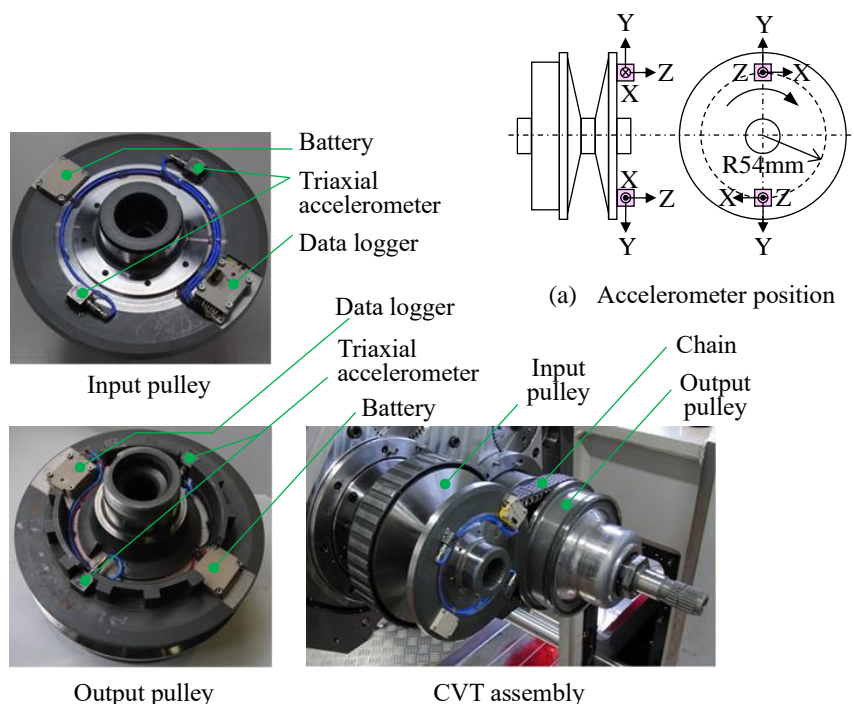


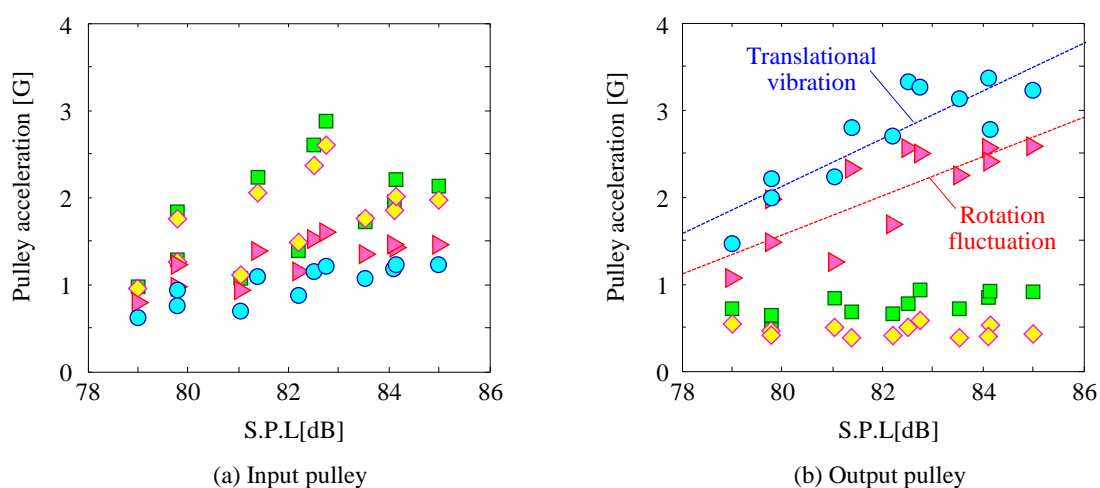
Fig.23 Pulley acceleration measurement devices [74]

計測条件を以下に示す. 変速比 $\gamma = 1.0$ において, 周波数 f_{1st} の成分が最も大きくなる $f_{1st}=1150\text{Hz}$ の条件で計測をおこなった. また, プーリの油圧を数条件変更させることで, 騒音への影響を確かめた. その他の条件については騒音計測と同じ値とした (表 2 および図 21 参照). 計測結果には, 同じ諸元のチェーンを数本用いて得られた実測値の平均値を採用した.

計測結果を図 24 に示す. これは騒音と各プーリの動きとの相関を比較したものである. 2 つの加速度計から得られた出力を演算することで, プーリの軸方向並進, 回転変動, 面内並進および軸方向傾転の動きを求めている. 図 24 (b) および (c) に示すよう

に、出力プーリの回転変動と軸方向並進の動きについては、音圧レベルとプーリ加速度との相関係数が高く、さらにプーリ加速度の値自体も大きい。これより、この2つのプーリの動きが騒音に大きく影響していると言える。

これらのプーリの動きは起振力となるチェーンの挙動により生じる。そのチェーンの挙動は図 25 に示すように 2 種類あり、それぞれの要因は弦部の振動から生じる弦部速度変動とピンの弾性変形であると推測される。本研究ではこれらの要因のうちの1つである弦部速度変動に着目し、それを低減する手法を検討する。



The movement of the pulley					
Symbol		▶	◇	●	■
Correlation coefficient	Input pulley	0.74	0.55	0.82	0.53
	Output pulley	0.77	-0.35	0.83	0.71

(c) Correlation coefficient between the movement of the pulley and sound pressure level

Fig.24 Measured results of input and output pulley acceleration under highest noise peak presented at $f_{1st}=1150\text{Hz}$ (Several chains with the same specifications shown in Table 1 and several hydraulic pressure conditions of the pulleys)

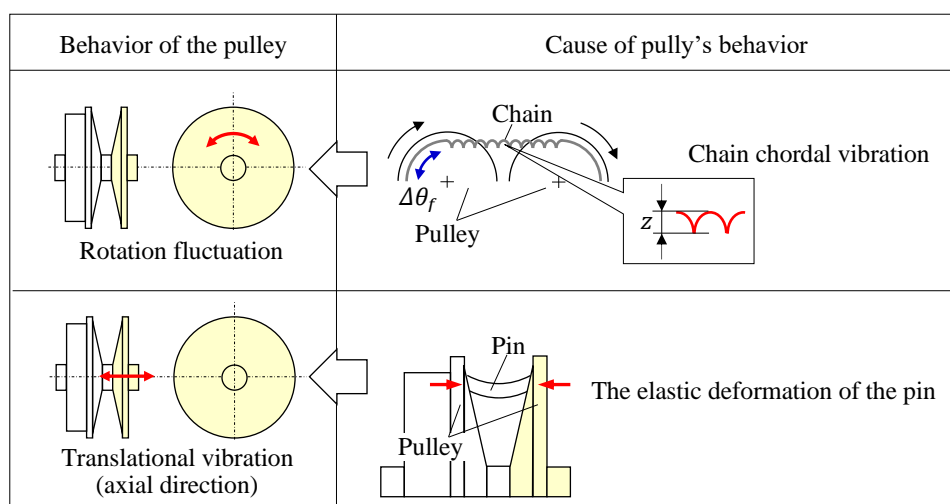


Fig.25 Chain behavior causing vibration exciting forces

2.2. 起振力に関連するチェーン弦部のモデルの作成

2.2.1. 拘束条件式とつり合い条件式

各部品は静的な力のつり合いを解くことにより、チェーン弦部の挙動を表現できる機構学モデルを作成する。図 26 に機構学モデルの概略図を示す。モデルを簡素化するため、出力プーリから入力プーリに向かって進行する弦部(張り側弦部)のみを考える。また、各部品は剛体と仮定し、摩擦力や変形は考慮しない。入力プーリの回転中心をモデルの原点 O と定義した。図 26 の (a) から (e) には、位置ごとにおけるユニットの状態を示した。(a) には入力プーリ内の、(b) には入力プーリの入口部の、(c) には弦部の、(d) には出力プーリの出口部の、(e) には出力プーリ内のユニットを示す。(c) の弦部には m 個、それ以外の位置には 1 個ずつ、合計 $m+4$ 個のユニットでモデルを構成する。なお、 m は任意の正の整数とする。図中には各位置において、計算に関するユニットの接触位置および力を記載した。また、注目するユニットの番号を k であらわし、入力プーリ内に存在するユニットから順番に $k=1, 2, \dots, m+4$ とする。 k 番目のユニットに作用する張力については、前方 $k-1$ 番目のユニットから受ける張力を正とし、 \vec{F}_{k-1} とあらわす。後方 $k+1$ 番目のユニットから受ける張力は $-\vec{F}_k$ とあらわす。

次に各位置における拘束およびつり合い条件式を順番にあらわす。入力プーリ内 (a) のユニットにおいて、プーリとの接触位置 \vec{r}_{p1} は入力プーリの巻き掛かり径 R_{in} 上に存在するため、次式が成立する。

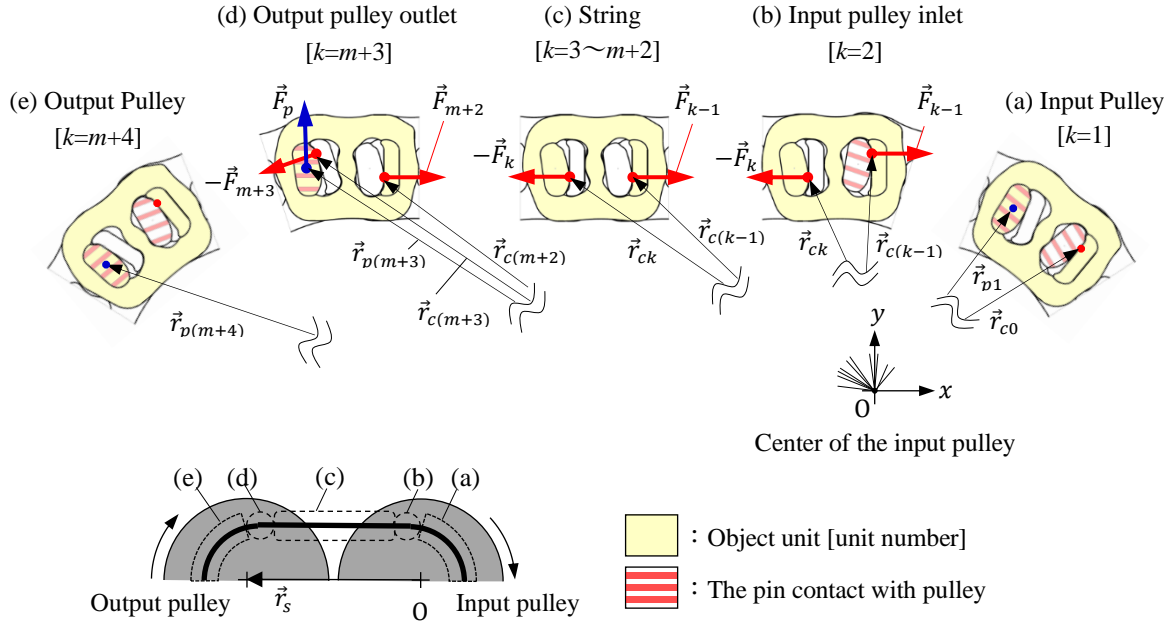


Fig.26 Schematic drawing of geometric model

$$|\vec{r}_{pA}| = R_{in} \quad (2)$$

また、前方ユニットとの接触位置 \vec{r}_{c0} には初期条件として位置 \vec{c}_p を与える。

$$\vec{r}_{c0} = \vec{c}_p \quad (3)$$

入力プーリの入口部(b)および弦部(c)のユニットには、次の条件式で示す力と原点Oまわりのモーメントに関する静的なつり合いが成立する。

$$\vec{F}_{k-1} - \vec{F}_k = 0 \quad (4)$$

$$\vec{r}_{c(k-1)} \times \vec{F}_{k-1} - \vec{r}_{ck} \times \vec{F}_k = 0 \quad (5)$$

出力プーリの出口部(d)のユニットには、次の条件式で示す力と原点Oまわりのモーメントに関する静的なつり合いが成立する。

$$\vec{F}_{m+2} - \vec{F}_{m+3} + \vec{F}_p = 0 \quad (6)$$

$$\vec{r}_{c(m+2)} \times \vec{F}_{m+2} - \vec{r}_{c(m+3)} \times \vec{F}_{m+3} + \vec{r}_{p(m+3)} \times \vec{F}_p = 0 \quad (7)$$

また、ユニットのプーリとの接触位置 $\vec{r}_{p(m+3)}$ は出力プーリの巻き掛かり径 R_{out} 上に存在するため、次式が成立する。

$$|\vec{r}_{p(m+3)} - \vec{r}_s| = R_{out} \quad (8)$$

さらにユニットが出力プーリから受ける力 \vec{F}_p の作用する方向を、出力プーリの中心 \vec{r}_s からユニットのプーリとの接触位置 $\vec{r}_{p(m+3)}$ を結ぶ方向とすると、次式が成立する。

$$\frac{\vec{F}_p}{|\vec{F}_p|} = \frac{\vec{r}_{p(m+3)} - \vec{r}_s}{|\vec{r}_{p(m+3)} - \vec{r}_s|} \quad (9)$$

最後に出力プーリ内(e)のユニットについて、プーリとの接触位置 $\vec{r}_{p(m+4)}$ は出力プーリの巻き掛かり径 R_{out} 上に存在するため、次式が成立する。

$$|\vec{r}_{p(m+4)} - \vec{r}_s| = R_{out} \quad (10)$$

各ユニットには x 方向、 y 方向および回転方向の3つの自由度が存在しており、その合計は $3(m+4)$ 個となる。一方、式(2)から(10)を合計すると式の数も $3(m+4)$ 式となる。入力プーリを準静的に回転させながら、これらを各時刻において連立させて解くことで弦部の挙動を求めることができる。

2.2.2. モデルの座標定義

図27を用いてモデルの座標を定義する。モデルの全体座標系 $0-xy$ の x 座標および y 座標における単位ベクトルをそれぞれ \vec{i} 、 \vec{j} とする。次に各ユニットの座標系を定義する。図27(a)に隣り合うユニットの角度が等しくなった状態を示す。この状態におい

て、 k 番目ユニットにあるピン A の、 $k+1$ 番目ユニットにあるピン B との接触点を O_k 、 $k-1$ 番目ユニットにあるピン A の、 k 番目ユニットにあるピン B との接触点を O_{k-1} とする。この時の接触点 O_k を k 番目ユニットの座標系原点とする。また、 O_k から O_{k-1} の方向に k 番目ユニットの X_k 座標をとり、その垂直方向にユニットの Y_k 座標をとる。 k 番目ユニットの座標系原点 O_k の全体座標系原点 O からの位置 \vec{r}_{O_k} は下記のように定義する。

$$\vec{r}_{O_k} = r_{kx}\vec{i} + r_{ky}\vec{j} \quad (11)$$

図 27(b) に隣り合うユニットが屈曲した状態を示す。全体座標系の x 軸から見た k 番目のユニット座標系の X_k 軸の角度を θ_k とし、これを k 番目のユニット角度として定義する。なお、ユニット角度 θ_k は時計回りを正とする。また、ユニット座標系 $O_k - X_k Y_k$ の X_k 軸および Y_k 軸方向の単位ベクトルをそれぞれ \vec{i}_k 、 \vec{j}_k と定義し、全体座標系の単位ベクトル \vec{i} 、 \vec{j} を用いてあらわすと、以下のように示せる。

$$\vec{i}_k = \cos\theta_k\vec{i} - \sin\theta_k\vec{j} \quad (12)$$

$$\vec{j}_k = \sin\theta_k\vec{i} + \cos\theta_k\vec{j} \quad (13)$$

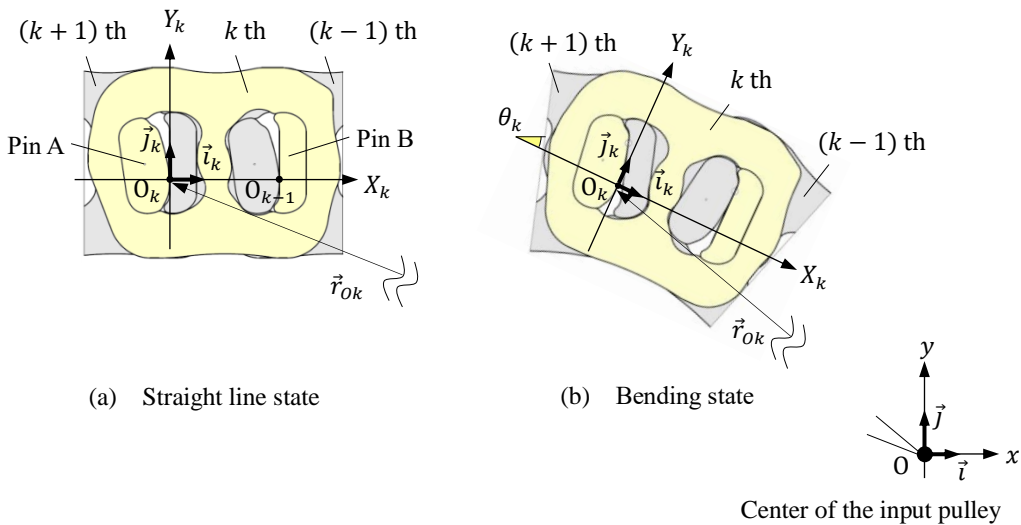


Fig.27 Coordinate system of geometric model

また, $k + 1$ 番目のユニット角度 θ_{k+1} に対する k 番目のユニット角度 θ_k の相対角度 α_k を次式のように定義する.

$$\alpha_k = \theta_k - \theta_{k+1} \quad (14)$$

2.2.3. 各接触点の定義

図 28 を用いてユニットの各接触点を定義する. 図 28 (a) に隣り合うユニット角度が等しくなった状態を, 図 28 (b) に屈曲した状態を示す. 図 28 (a) に示すように k 番目のユニットのプーリとの接触点を P_k と定義する. P_k をユニット座標系の原点 O_k から, $O_k X_k$ 方向に $-x_{pp}$, $O_k Y_k$ 方向に y_{pp} 移動した位置と定義すると下記のようにあらわせる.

$$\overrightarrow{O_k P_k} = -x_{pp} \vec{i}_k + y_{pp} \vec{j}_k \quad (15)$$

よって全体座標系において, k 番目のユニットのプーリとの接触位置 \vec{r}_{pk} は, 式 (11), (12), (13), (14) より下記のようにあらわせる.

$$\vec{r}_{pk} = (r_{kx} - x_{pp} \cos \theta_k + y_{pp} \sin \theta_k) \vec{i} + (r_{ky} + x_{pp} \sin \theta_k + y_{pp} \cos \theta_k) \vec{j} \quad (16)$$

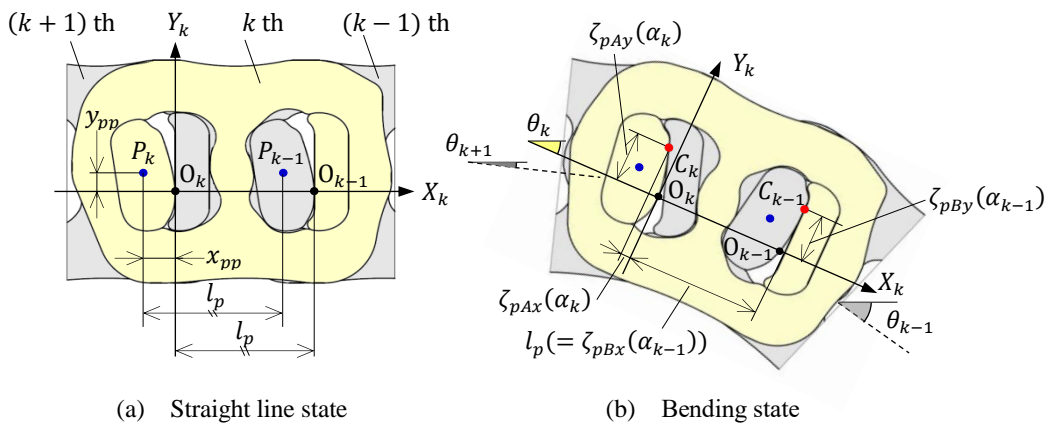


Fig.28 Definition of each contact point in chain.

次に図 28(b)に示すように、 k 番目のユニットのピン A と $k+1$ 番目のユニットのピン B の接触点を C_k と定義する。 C_k をユニット座標系の原点 O_k から、 $O_k X_k$ 方向に $-\zeta_{pAx}(\alpha_k)$ 、 $O_k Y_k$ 方向に $\zeta_{pAy}(\alpha_k)$ 移動した位置と定義すると、下記のようにあらわせる。

$$\overrightarrow{O_k C_k} = -\zeta_{pAx}(\alpha_k)\vec{i}_k + \zeta_{pAy}(\alpha_k)\vec{j}_k \quad (17)$$

ここで、 $\zeta_{pAx}(\alpha_k)$ および $\zeta_{pAy}(\alpha_k)$ は第 1 章で述べたピン A の断面曲線をあらわす。 なお、 $\zeta_{pAx}(\alpha_k)$ および $\zeta_{pAy}(\alpha_k)$ はチェーン進行方向に対し凸の形状であれば任意に設定できる。 よって全体座標系において、 k 番目のユニットのピン A と $k+1$ 番目のユニットのピン B の接触位置 \vec{r}_{ck} は、式(11)、(12)、(13)、(17)より下記のようにあらわせる。

$$\begin{aligned} \vec{r}_{ck} = & (r_{kx} - \zeta_{pAx}(\alpha_k)\cos\theta_k + \zeta_{pAy}(\alpha_k)\sin\theta_k)\vec{i} \\ & + (r_{ky} + \zeta_{pAx}(\alpha_k)\sin\theta_k + \zeta_{pAy}(\alpha_k)\cos\theta_k)\vec{j} \end{aligned} \quad (18)$$

同様に、 k 番目のユニットのピン B と $k-1$ 番目のユニットのピン A が接触する点である C_{k-1} を k 番目のユニット座標系の原点 O_k から $O_k X_k$ 方向に $\zeta_{pBx}(\alpha_{k-1})$ 、 $O_k Y_k$ 方向に $\zeta_{pBy}(\alpha_{k-1})$ 移動した位置と定義すると、下記のようにあらわせる。

$$\overrightarrow{O_k C_{k-1}} = \zeta_{pBx}(\alpha_{k-1})\vec{i}_k + \zeta_{pBy}(\alpha_{k-1})\vec{j}_k \quad (19)$$

ここで $\zeta_{pBx}(\alpha_{k-1})$ および $\zeta_{pBy}(\alpha_{k-1})$ はピン B の断面曲線をあらわす。 解析に用いるチェーンの、ピン B の断面は直線で、 $O_k X_k$ に対して垂直に、 $O_k Y_k$ に対して平行になるように設定されている。 そのため、 $\zeta_{pBx}(\alpha_{k-1})$ はユニット間相対角度 α_{k-1} に関係なく、ピッチ l_p という一定の値をとる。

$$\zeta_{pBx}(\alpha_{k-1}) = l_p \quad (20)$$

よって全体座標系において、 $k-1$ 番目のユニットのピン A と k 番目のユニットのピン B の接触位置 $\vec{r}_{c(k-1)}$ は、式(11)、(12)、(13)、(19)、(20)より下記のようにあらわせる。

$$\begin{aligned}\vec{r}_{c(k-1)} = & (r_{kx} + l_p \cos\theta_k + \zeta_{pBy}(\alpha_{k-1}) \sin\theta_k) \vec{i} \\ & + (r_{ky} - l_p \sin\theta_k + \zeta_{pBy}(\alpha_{k-1}) \cos\theta_k) \vec{j}\end{aligned}\quad (21)$$

また, $\zeta_{pBy}(\alpha_{k-1})$ は図 28 において $k-1$ 番目のピン A の曲線上を O_{k-1} から C_{k-1} まで移動した距離に相当するため, 次式で定義される.

$$\zeta_{pBy}(\alpha_{k-1}) = \int_0^{\alpha_{k-1}} \sqrt{\left(\frac{d\zeta_{pAx}(\theta)}{d\theta}\right)^2 + \left(\frac{d\zeta_{pAy}(\theta)}{d\theta}\right)^2} d\theta \quad (22)$$

以上, 式(15)から式(22)を用いて, 各部品との接触点をあらわすことができる.

2.2.4. モデルを用いたパラメータ解析

式(2)から式(22)を用いて, チェーンの周期的な挙動に関するパラメータスタディをおこなう. 計算には特に明記しない限り, 第 1 章の表 2 に示すチェーン諸元で, ピン B がプーリと接触をしないタイプを用いる. 入力プーリを準静的に回転させ, 各時刻における各ユニットの力とモーメントのつり合い式および拘束条件式を解く. そして, 図 28 で定義したユニットのプーリとの接触点 P_k の軌跡を求めることでチェーンの挙動を解析する.

また, 2.1.3 項で調べた騒音の要因となるプーリの動き(軸方向並進と回転変動)をもとに, その起振力になり得るチェーンの動きを評価指標として定める. そして, それらを解析したチェーンの挙動より評価し, パラメータとの関係を明らかにする. 1 つ目の評価指標は弦部変位 z である. これは, 実問題においてチェーンの弦部速度変動に影響を及ぼす重要な指標である. 図 29 に示すように, 接触点 P_k の弦部軌跡にて, 弦部 x 方向の指定する範囲 A における y 軸方向の最大値と最小値の差を弦部変位 z と定義して評価する. 2 つ目の評価指標はプーリの回転変動である. これは, 出力プーリ内における接触点 P_k の回転角度の振幅を $\Delta\theta_f$ と定義して評価する.

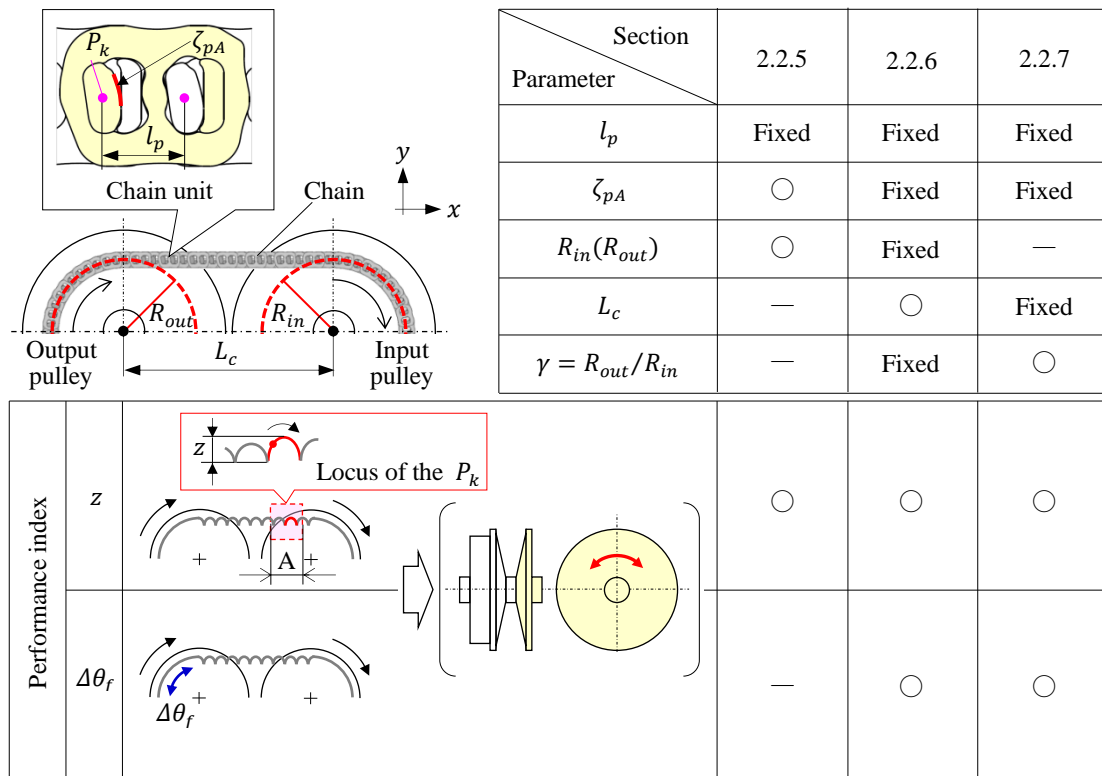


Fig.29 Analysis parameters and performance indices.

次項 2.2.5, 2.2.6, および 2.2.7 で解析するパラメータ(入力プーリ巻き掛かり径 R_{in} , ピン A 断面曲線 ζ_{pA} , 軸間距離 L_c , 変速比 $\gamma (= R_{out}/R_{in})$)と評価指標(弦部変位 z , 出力プーリ内における接触点 P_k の回転角度の振幅 $\Delta\theta_f$)について図 29 にまとめる.

まず, 2.2.5 項では, 入力プーリ周辺のみを考慮し, チェーンが入力プーリに巻き掛かる挙動を解析する. その際, 入力プーリの巻き掛かり径 R_{in} とピン A 断面曲線 ζ_{pA} をパラメータとし, 弦部変位 z への影響を明らかにする. 次に 2.2.6 項では入力および出力プーリを考慮し, 軸間距離 L_c をパラメータとしたときの挙動を解析する. そして弦部変位 z と出力プーリ内における接触点 P_k の回転角度の振幅 $\Delta\theta_f$ 双方への影響を明らかにする. 最後に 2.2.7 項では入力および出力プーリを考慮し, 変速比 γ をパラメータとしたときの挙動を解析する. そして弦部変位 z と出力プーリ内における接触点 P_k の回転角度の振幅 $\Delta\theta_f$ 双方への影響を明らかにする.

2.2.5. プーリ巻き掛かり径とピン断面曲線の影響

前章で掲載した図 12 を、説明のため図 30(a)に再掲する。チェーンがプーリに巻き掛かる過程では、ピッチ l_p が有限であるため、図 30(a)に示すように、弦部は上下方向に振動する。これは一般的に多角形効果と呼ばれる[50]。実際には入力および出力プーリどちらにおいてもこの多角形効果が生じるため、弦部の振動は複雑になる。本項では、まずは入力プーリ近傍のみを解析対象とすることで、問題を単純化する。そして、入力プーリの巻き掛かり径 R_{in} およびピン A 断面曲線 ζ_{pA} をパラメータとしたときの、入力プーリ近傍における弦部変位 z に与える影響を、前項で構築した機構学モデルを用いて解析する。

図 30(b)に解析結果を示す。横軸に入力プーリの巻き掛かり径 R_{in} 、縦軸に弦部変位 z を示す。ピン A 断面曲線 ζ_{pA} がインボリュートの解析結果を黒線(□)、ピン A 断面曲線 ζ_{pA} が半径 5mm の円弧の解析結果を灰色線(△)で示す。入力プーリの巻き掛かり径 R_{in} が小さいほど、入力プーリ近傍における弦部変位 z が大きくなる。これは図 30(a)に示すように入力プーリの巻き掛かり径 R_{in} に対して多角形状に巻き掛かるチェーンの一辺(ピッチ l_p)の長さが大きくなるためである。巻き掛かり径 R_{in} を一定としピッチ l_p を大きくする場合も解析しており、同じ現象が生じることを確認している。

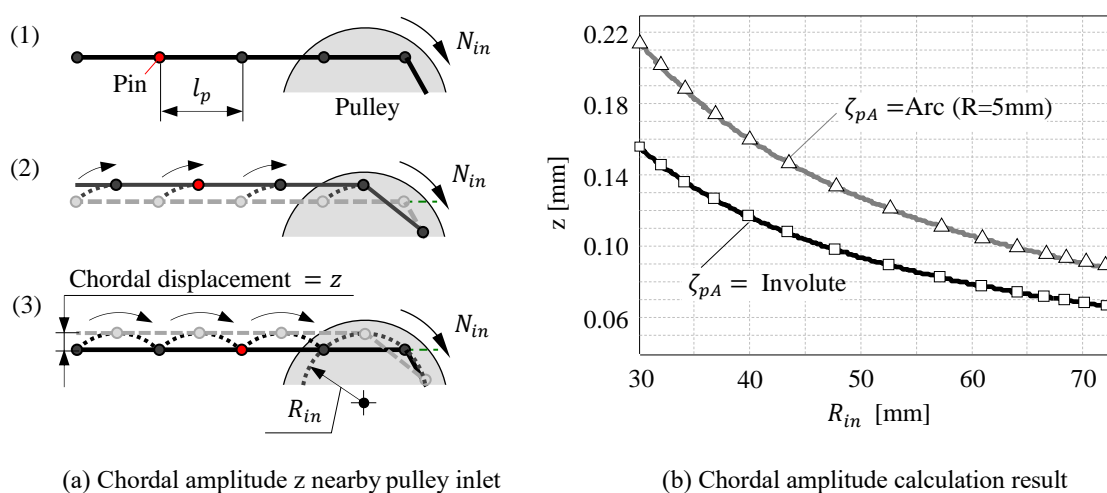
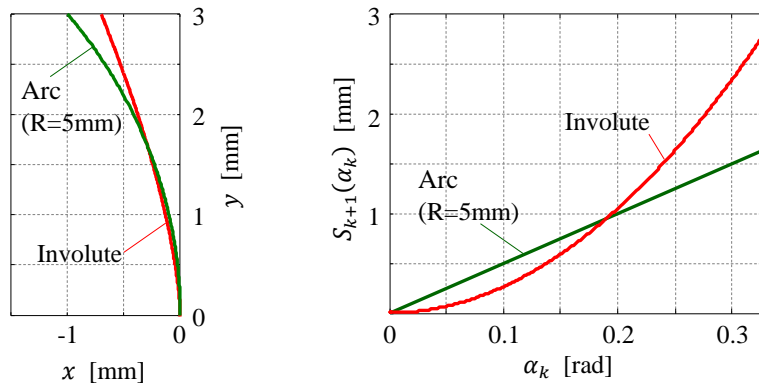
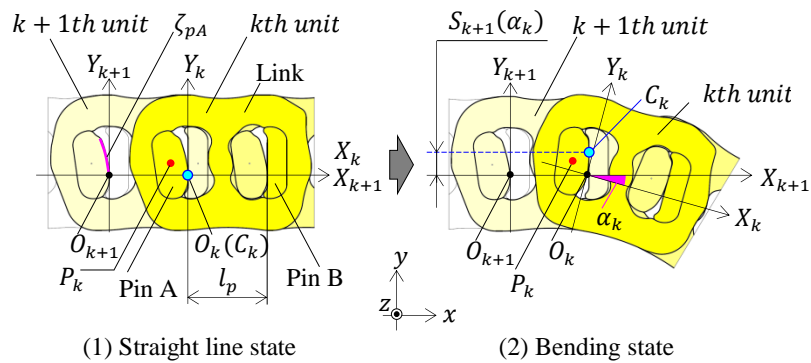


Fig.30 The results of the chordal displacement z near the input pulley inlet calculated assuming that the output pulley was located far enough from the input pulley.

次にピン A 断面曲線 ζ_{pA} の違いについて述べる. 入力プーリの巻き掛かり径 R_{in} が同じでも, ピン A 断面曲線 ζ_{pA} をインボリュート曲線から半径 5mm の円弧に変えると, 弦部変位 z は比較的大きく変化する. 図 31 にピン A 断面曲線 ζ_{pA} がインボリュート曲線の場合と, 半径 5mm の円弧の場合との屈曲時における特性を示す. 第 1 章の 1.3 節での説明と重複するが, 図 31 に示すように k 番目のユニットのピン A と $k+1$ 番目のユニットのピン B は, ピン断面曲線上で互いに転がり接触しており, これよりチェーンの屈曲が可能となる. ユニットが直線上にあるとき(図 31-(1)), k 番目のユニットのピン A と $k+1$ 番目のユニットのピン B の接触点 C_k を k 番目のユニットの原点 O_k とする. その時のユニットの進行方向を X_k 軸として, 各ユニットの座標を定義する. また, k 番目のユニットのピン A とプーリとの接触点を P_k と定義する. ユニット屈曲時(図 31-(2)), ピン同士の接触点 C_k は屈曲角 α_k に応じて, Y_{k+1} 軸方向に $S_{k+1}(\alpha_k)$ 移動する. ピン A 断面曲線 ζ_{pA} については第 3 章で詳細に検討するが, 同じ屈曲角でもピン A 断面曲線 ζ_{pA} の



(a) Curve of pin A profile ζ_{pA} (b) Relationship between α_k and $S_{k+1}(\alpha_k)$

Fig.31 Comparison of curve characteristics

形状が異なると、隣り合うユニット同士の接触点 C_k の位置が変化するため、チェーンが巻き掛かる過程で後方の弦部変位 z にも影響を与える。よって入力プーリの巻き掛かり径 R_{in} やピッチ l_p だけでなく、ピン A 断面曲線 ζ_{pA} も弦部変位 z を変化させる重要なパラメータとなる。

2.2.6. 軸間距離の影響

本項では、軸間距離 L_c をパラメータとしたときの、弦部変位 z と出力プーリ内における接触点 P_k の回転角度の振幅 $\Delta\theta_f$ 双方への影響を解析する。

まず、図 32 に示すように、出力プーリの出口から入力プーリの入口までの距離を弦部長さ λ と定義し、それがピッチ l_p に対して整数倍の場合と非整数倍の場合($\lambda = 20l_p, 20.4l_p, 21l_p$)を考える。具体的に入力プーリと出力プーリの巻き掛かり径 R_{in} および R_{out} を 53.8mm に固定すると、対応する軸間距離 L_c は、

- ・ $\lambda = 20l_p$ $L_c = 147.3\text{mm}$
- ・ $\lambda = 20.4l_p$ $L_c = 150.2\text{mm}$
- ・ $\lambda = 21l_p$ $L_c = 154.4\text{mm}$

となる。図 32 に、この 3 ケースにおけるチェーン弦部挙動の解析結果を示す。横軸に一目盛をピッチ l_p としてモデルの x 座標を示す。また、縦軸に一目盛を 0.025mm としてモデルの y 座標を示す。黒線は接触点 P_k の軌跡をあらわす。また青線は 1 番目のユニットが入力プーリに入った瞬間のチェーン弦部の状態をあらわし、緑線は青線の状態から約半ピッチ進んだチェーン弦部の状態をあらわす。青線および緑線内の○印は各ユニットの接触点 $P_1 \sim P_{m+4}$ をあらわす。弦部長さ λ がピッチ l_p の整数倍になっているときは、 λ 内に存在するユニットの数が整数になる。よって、 $\lambda = 20l_p$ や $\lambda = 21l_p$ の解析結果に示すように、弦部はほぼ水平を保ちながら進行できるため、弦部変位 z が全域でほぼ一定となる。一方、弦部長さ λ が整数倍から約半ピッチずれている場合は、 λ 内に存在するユニットの数が整数をとることができない。そのため、 $\lambda = 20.4l_p$ の解析結果のように、弦部は水平を保つことができず、弦部全体が常に傾きを変えながら進行する。これにより弦部中央付近は節のような動きとなり、弦部中央の変位 z が小さくなる。

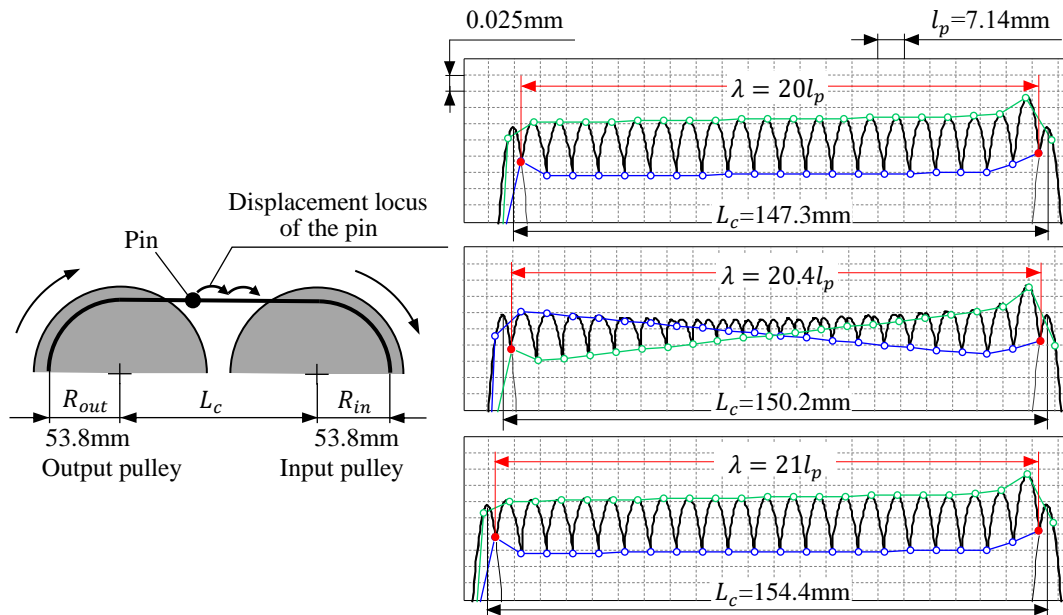


Fig.32 Influence of center distance L_c on chordal action of chain (calculated results).

次に、図 32 の結果を踏まえ、プーリ近傍と弦部中央位置に注目し、その弦部変位の大きさが軸間距離 L_c に対してどのように変化するかを調べる。また、もう一つの評価指標である、出力プーリ内における接触点 P_k の回転角度の振幅 $\Delta\theta_f$ が軸間距離 L_c に対してどのように変化するかについても、同時に確認する。

図 33 に軸間距離 L_c を少しずつ変化させたときの、プーリ近傍と弦部中央位置の弦部変位 z の解析結果を示す。横軸に軸間距離 L_c 、縦軸にプーリ近傍 A もしくは弦部中央 B の範囲における弦部変位 z を示す。A は入力プーリの入口部から、1 から 2 ピッチ分に相当する 7.14mm~14.28mm の範囲と定義する。B は入力プーリの入口部から、10 から 11 ピッチ分に相当する 71.4mm~78.54mm の範囲と定義する。解析結果より、軸間距離 L_c を変化させることでプーリ近傍と弦部中央位置の双方で弦部変位 z が周期的に変化する。A, B 共に軸間距離 L_c が 147.3mm および 154.4mm においては弦部変位 z が大きくなり(図中青点線)、軸間距離 L_c が 150.2mm においては弦部変位 z が小さくなっており(図中赤点線)、プーリ近傍 A よりも弦部中央 B の方が変化の幅が大きくなっている。

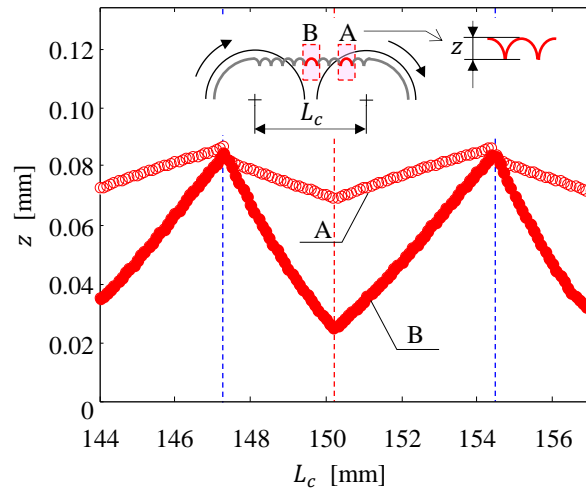


Fig.33 Influence of center distance L_c on chordal amplitude z (calculated results).

次に軸間距離 L_c を少しずつ変化させたときの、出力プーリ内における接触点 P_k の回転角度の振幅 $\Delta\theta_f$ を解析した。その結果を図 34 に示す。横軸に軸間距離 L_c 、縦軸に $\Delta\theta_f$ を示す。解析結果より、軸間距離 L_c を変化させることで、弦部変位 z と同様、出力プーリ内における接触点 P_k の回転角度の振幅 $\Delta\theta_f$ は周期的に変化している。また、図 34 にも図 33 で示した、弦部変位 z が大きくなる軸間距離 L_c (=147.3mm および 154.4mm) と、弦部変位 z が小さくなる軸間距離 L_c (=150.2mm)を記載した。これより、弦部変位 z が大きくなる軸間距離 L_c では $\Delta\theta_f$ が小さくなり、弦部変位 z が小さくなる軸間

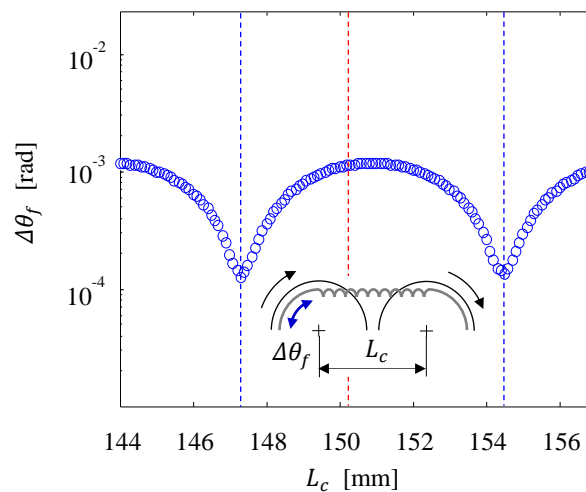


Fig.34 Influence of center distance L_c on output pulley rotational fluctuation amplitude $\Delta\theta_f$ (calculated results)

距離 L_c では $\Delta\theta_f$ が大きくなっており、ほぼ相反の傾向を示していることが分かる。図 32 で示した弦部長さ λ を、 $\lambda = nl_p \pm \Delta l_p$ (n は整数、 Δl_p はピッチ l_p からのずれ量)と定義し、傾向の要因について、図 35 を用いて考察する。

図 35 に軸間距離 L_c を少しずつ変化させたときの、 Δl_p の解析結果を示す。横軸に軸間距離 L_c 、縦軸に Δl_p を示す。ここでも図 33 で示した、弦部変位 z が大きくなる軸間距離 L_c (=147.3mm および 154.4mm)と、弦部変位 z が小さくなる軸間距離 L_c (=150.2mm)を記載した。

$\Delta\theta_f$ の傾向は Δl_p の傾向と対応しており、弦部長さ λ がピッチ l_p の整数倍に近い値をとる($\Delta l_p \doteq 0$)ときは、 $\Delta\theta_f$ が良化する。弦部長さ $\lambda = nl_p$ の場合、図 32 の軸間距離 $L_c=147.3\text{mm}$ および 154.4mm に示すように、弦部が入出力プーリに対し水平の状態を維持できる。そのため、入力プーリから得られる回転角度を変動なく出力プーリに伝えることができ、 $\Delta\theta_f$ が良化すると考えられる。

一方、弦部長さ λ がピッチ l_p の非整数倍となる場合、図 32 の軸間距離 $L_c=150.2\text{mm}$ に示すように、弦部が入出力プーリに対し傾いた状態となる。よって、弦部中央近傍に節ができ、弦部変位 z は小さく抑えられるものの、 $\Delta\theta_f$ が悪化すると考えられる。なお、弦部変位 z が最小となる位置は $\Delta l_p=0.5l_p$ ではない。これは弦部変位 z に関するパラメータが、前項で示したようにピッチ l_p 以外にも存在しているためと考えられる。

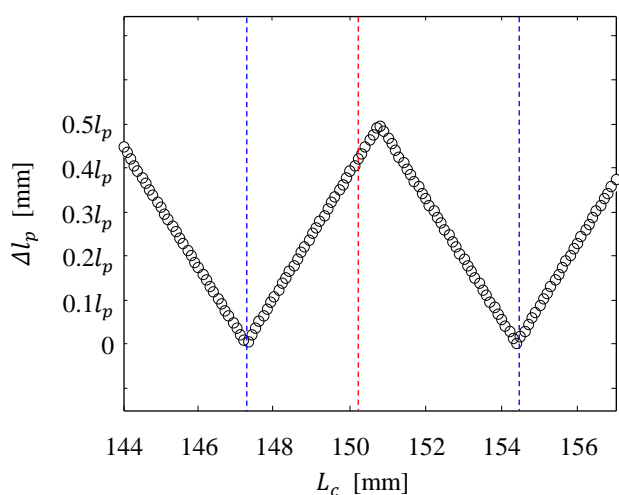


Fig.35 Influence of center distance L_c on Δl_p , which expresses how much chord length λ deviates from the nearest integer multiple of pitch l_p (calculated results).

2.2.7. 変速比の影響

本項では、変速比 γ をパラメータとしたときの、弦部変位 z と出力プーリ内における接触点 P_k の回転角度の振幅 $\Delta\theta_f$ 双方への影響を確認する。図 36 に変速比 γ を 2.0, 1.0, 0.5 とした時の接触点 P_k の軌跡を示す。軸間距離 L_c を実験装置と同じ 156mm (変速比 $\gamma=1.0$ において $\lambda = 21.23l_p$) に固定した。接触点 P_k の軌跡において弦部変位 z を確認しやすくするため、モデルの x 軸を弦部と並行になるように座標変換して表示し、一目盛をピッチ l_p とした。また、縦軸に座標変換後のモデルの y 軸を示し、一目盛を 0.025mm とした。

まず、入力プーリの入口近傍に注目する。入力プーリの巻き掛かり径 R_{in} が小さくなる変速比 $\gamma=2.0$ では、弦部変位 z が大きくなり、入力プーリの巻き掛かり径 R_{in} が大きくなる変速比 $\gamma=1.0$ や 0.5 では、弦部変位 z が小さくなっている。この結果は 2.2.5 項の結果と一致する。

次に出力プーリの出口近傍に注目する。出力プーリの巻き掛かり径 R_{out} が大きくなる変速比 $\gamma=2.0$ や 1.0 では、弦部変位 z が小さくなり、出力プーリの巻き掛かり径 R_{out} が小さくなる変速比 $\gamma=0.5$ では、弦部変位 z が大きくなっている。

以上から、プーリの巻き掛かり径に対する弦部変位 z の変化は、入力プーリの入口と出力プーリの出口でほぼ同じ傾向となった。

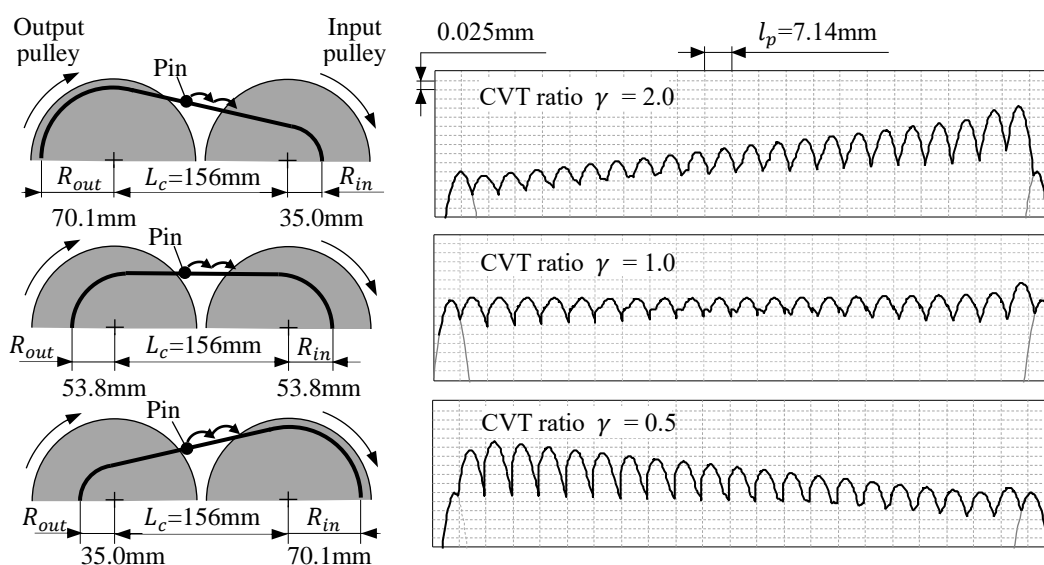


Fig.36 Influence of CVT ratio γ on chordal action of chain (calculated results).

図 37 に変速比 γ を変化させたときの、プーリ近傍の弦部変位 z の解析結果を示す。横軸に変速比 γ 、縦軸に各プーリ近傍 A, B, C および D の弦部変位 z の合計値を示しており、 z_{all} とあらわす。A, B, C および D は、各プーリの入口もしくは出口から、1 から 2 ピッチ分に相当する 7.14mm~14.28mm の範囲と定義した。変速比 γ が 0.4 や 2.4 付近では、プーリ近傍の弦部変位 z の合計値 z_{all} が大きくなり、変速比 γ が中央値となる 1.0 付近では、プーリ近傍の弦部変位 z の合計値 z_{all} が小さくなる。

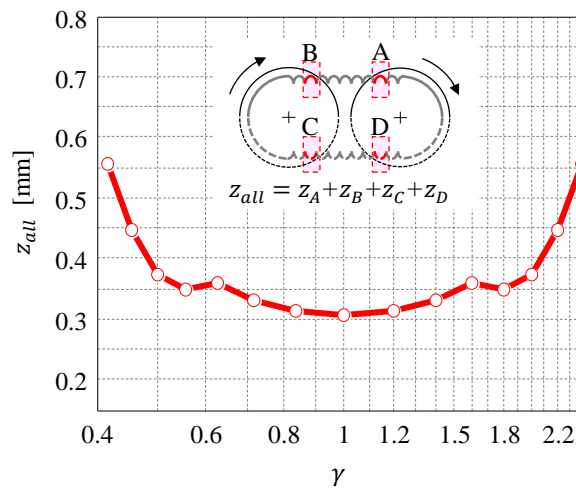


Fig.37 Influence of CVT ratio γ on total chordal displacement z_{all} (calculated results, center distance $L_c = 156$ mm).

この理由について次のように考察する。図 30 に示したように弦部変位 z は、プーリの巻き掛かり径が小さくなるほど、その値と変化率が大きくなっている。また図 36 で示した解析結果より、図 30 の関係は出力プーリにおいても同様な傾向になると考えられる。よってプーリの巻き掛かり径がどちらか一方のプーリで小さくなる変速比 $\gamma=0.4$ や 2.4 付近では、プーリ近傍の弦部変位 z の合計値 z_{all} が大きくなる。一方、変速比 γ が 1.0 付近では入力および出力のプーリの巻き掛かり径が同じとなり、その合計値 z_{all} は小さくなることが予測でき、図 37 の結果はそれに対応している。

図 38 に変速比 γ をパラメータとした時の出力プーリ内における接触点 P_k の回転角度の振幅 $\Delta\theta_f$ を求めた結果を示す。横軸に変速比 γ 、縦軸に $\Delta\theta_f$ をあらわす。同時に、図 39 に変速比 γ をパラメータとした時の、弦部長さ λ がピッチ l_p の最も近い整数倍からのずれ量 Δl_p を求めた結果を示す。横軸に変速比 γ を、縦軸に Δl_p をあらわす。 $\Delta\theta_f$ の傾向と Δl_p の傾向は対応しており、2.2.6 項のときと同様、弦部長さ λ がピッチ l_p の整数倍に

近い値をとる($\Delta l_p \doteq 0$)ときは, $\Delta\theta_f$ は良化するといえる。

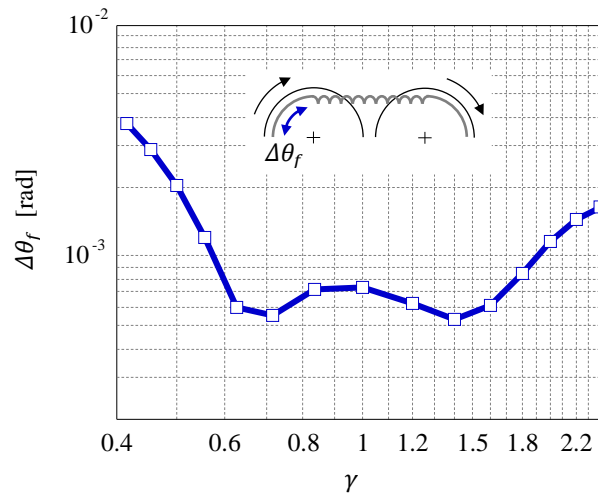


Fig.38 Influence of CVT ratio on output pulley rotational fluctuation (calculated results, center distance $L_c=156$ mm).

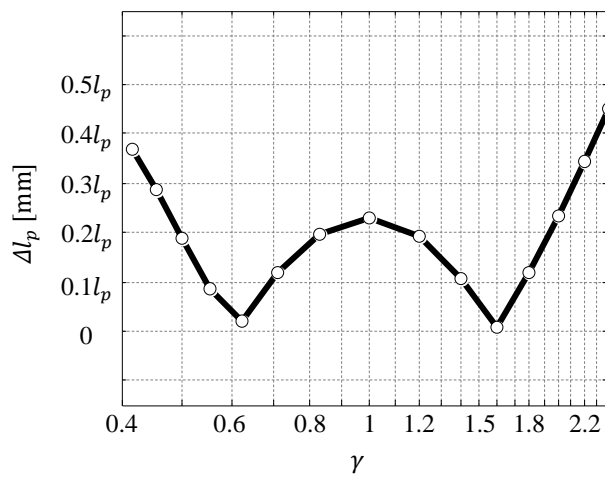


Fig.39 Influence of CVT ratio on Δl_p , which expresses how much chord length γ deviates from the nearest integer multiple of pitch l_p (calculated results, center distance $L_c=156$ mm).

2.3. 弦部モデルの実験検証

2.3.1. 実験装置と計測条件

次に弦部の挙動を実際に計測することで機構学モデルを検証する。前述した CVT の実験装置を用いて、チェーンのユニットの軌跡と弦部変位 z を計測し、その計測結果と解析結果を比較する。実験装置の軸間距離 L_c は 156mm と一定であるため、検証に用いるパラメータは変速比 γ とした。そして、2.2.7 項で求めた変速比 γ に対する弦部の計算値を対象に、実測値との比較をおこなうことでモデルの妥当性を検証した。表3に計測条件を示す。準静的な弦部変位 z を計測するため、入力回転数 N_{in} (rpm)を極低回転とした。また、各変速比 γ において、ピッチ l_p の一次周波数 f_{1st} が同じ値(64Hz)になるようにチェーンの周速を揃えた。

図 40 に計測に用いたチェーンの概観を示す。解析と同様、第 1 章の表 2 に示す諸元で、ピン B がプーリと接触をしないタイプのチェーンを用いた。チェーンの進行方向に対して垂直方向(図中 y 方向)の加速度を計測し、後処理で変位に変換することで、ユニットの軌跡および弦部変位 z を求めた。そのため、チェーンには加速度計とデータ収録用の超小型データロガーおよびバッテリーを搭載した。計測器の搭載による挙動への影響をできるだけ抑えるため、加速度計と他の搭載物が同時に同じ弦部上に位置しないように、加速度計から 27 ユニット後方にデータロガー本体を、さらに 6 ユニット間隔を空けてバッテリーを配置した。なお、2.1.3 で示したプーリ加速度計測と同様、加速度計には PCB 社製・356B21 型(3 軸)を、データロガーには i-NEAT 社製の加速度計測用データロガー(無線タイプ)を用いた。

Table 3 Verification test conditions

Test conditions	Symbol	Value
CVT ratio	γ	0.45, 0.5, 0.7, 1.0, 1.4, 2.0, 2.2
Input torque	T_{in}	50Nm
Input speed (f_{1st})	N_{in}	$f_{1st}=64\text{Hz}$

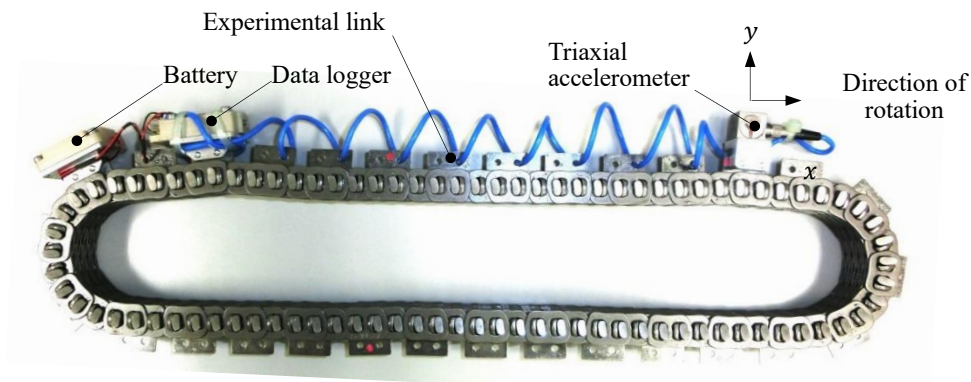


Fig.40 Chordal action measuring devices. The chordal amplitude was measured using an acceleration sensor placed on the chain. The data logger and battery were placed at a distance from the acceleration sensor so that the chain acceleration was not affected.

2.3.2. 計測結果

図41に変速比 γ が2.0, 1.0, 0.5の時の, ユニットの軌跡を実測した結果をあらわす. 右グラフの横軸に出力プーリから入力プーリまでのチェーン進行方向を示し, 一目盛をピッチ l_p とした. また, 縦軸にチェーン進行方向に対して垂直な方向を示し, 一目盛を0.025mmとした.

図41の計測結果を図36で示した2.2.7項における機構学モデルの解析結果と比較しながら確認する. 入力プーリの近傍に注目すると, 入力プーリの巻き掛かり径 R_{in} が小さくなる変速比 $\gamma=2.0$ では弦部変位 z は大きくなり, 入力プーリの巻き掛かり径 R_{in} が大きくなる変速比 $\gamma=1.0$ や0.5では弦部変位 z は小さくなっている. また, 出力プーリの近傍において, 出力プーリの巻き掛かり径 R_{out} が大きくなる変速比 $\gamma=2.0$ や1.0では弦部変位 z は小さくなっている. これらは図36の解析結果の傾向と対応しており, 挙動を概ね予測できていることが確認できた.

一方, 出力プーリの巻き掛かり径 R_{out} が小さくなる変速比 $\gamma=0.5$ 付近では, 出力プーリの近傍の弦部変位 z はあまり大きくなっておらず, 機構学モデルの解析結果と若干傾向が異なった. この要因については次のことが考えられる. 図26のモデル概要図で示したように, 出力プーリの出口部(d)に存在するユニットは, 入力プーリの入口部(b)に存在するユニットとは異なり, プーリと接触して挟圧されている. そのため, 計測結果はピンやプーリの変形の影響を受けている. 特に変速比 $\gamma=0.5$ のように出力プーリの巻き

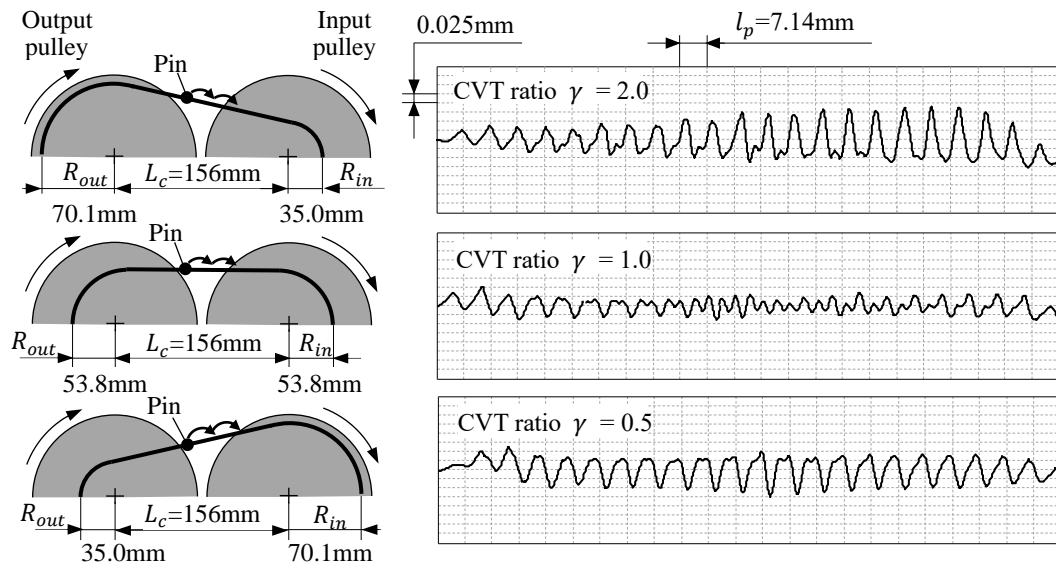


Fig.41 Influence of CVT ratio γ on chordal action of chain (experimental results).

掛かり径 R_{out} が小さくなる場合、出力プーリ内に存在するユニットの数が少なくなり、変形の影響は大きくなる。そのため、変形を考慮しない計算と実験では、弦部の挙動に差が生じると考えられる。

図 42 に変速比 γ における入力および出力プーリ近傍の弦部変位 z を、解析結果と計測結果とで比較したものを示す。横軸に変速比 γ 、縦軸に各プーリ近傍 A, B, C および D の弦部変位 z の合計値 z_{all} を示す。各プーリの入口もしくは出口より 1 から 3 ピッチ分に相当する 7.14mm~21.42mm を A, B, C および D の範囲とした。変速比 γ による弦部変位 z の合計値 z_{all} は、解析結果と傾向がほぼ一致している。

以上の結果より、ユニットの軌跡の全体的な傾向や入力および出力プーリ近傍における弦部変位 z の合計値 z_{all} の傾向はほぼ対応しており、機構学モデルより得られる挙動の妥当性を実験により検証できた。

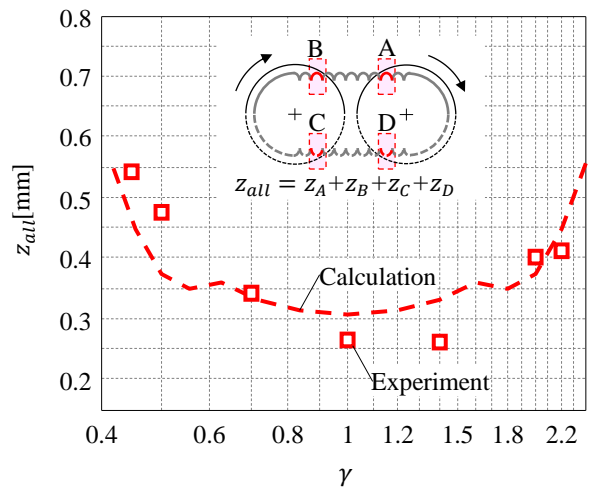


Fig.42 Influence of CVT ratio γ on total chordal amplitude z near pulley inlet and outlet (experimental results).

第3章 騒音低減のためのチェーン形状

3.1. 起振力を低減するチェーン・ピン形状の提案

過去の研究結果より、ピッチ l_p を小さくすることは、実問題においてチェーンの弦部速度変動(弦部変位 z)を低減する有効な手段となり得る[70][71]. しかし、ピッチ l_p を小さくし過ぎると、チェーンの構成部品であるリンクの強度が低下してしまう. そこで本章ではピッチ l_p 以外で騒音を低減させる手法を検討した[75].

図 43 に実際のチェーンがプーリーに巻き掛かる過程をあらわす. 弦部に存在するユニットを黄色, プーリーに存在するユニットを灰色であらわす. また, ピン同士の接触点 C_k を青丸印, ピンのプーリーとの接触点 P_k を赤丸印であらわす. チェーンの張力はピン同士の接触点 C_k に作用する. よって, 弦部に存在するユニットにおいて, 張力によりピン同士の接触点 C_k は一直線上に並ぶ. この直線を“張力作用線”と定義する. また, 第 1 章の 1.3 節および第 2 章の 2.2 節での説明と重複するが, 図 44 に示すように k 番目のユニットのピン A と $k + 1$ 番目のユニットのピン B は, ピン断面曲線上で互いに転がり接触しており, これよりチェーンの屈曲が可能となる. ユニットが直線上にあるとき(図 44-(1)), k 番目のユニットのピン A と $k + 1$ 番目のユニットのピン B の接触点 C_k を k 番目のユニットの原点 O_k とする. その時のユニットの進行方向を X_k 軸として各ユニットの座標を定義する. ユニット屈曲時(図 44-(2)), ピン同士の接触点 C_k は屈曲角 α_k に応じて, Y_{k+1} 軸方向に $S_{k+1}(\alpha_k)$ 移動する.

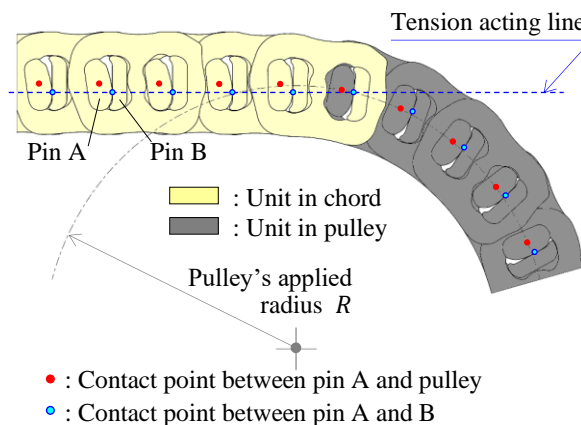


Fig.43 CVT chain entering pulley

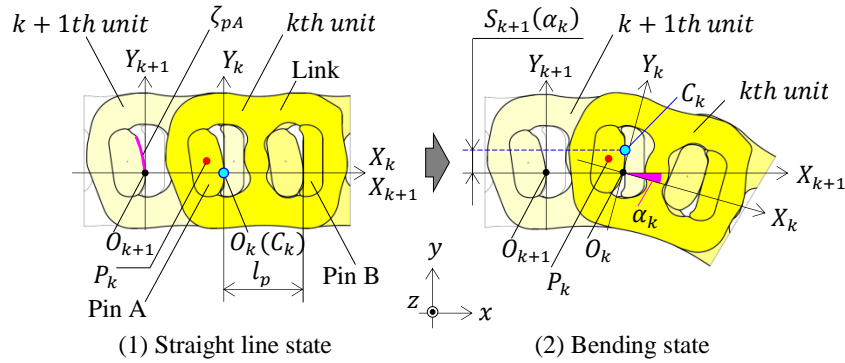


Fig.44 Influence of relative angles between units in pulley α_k on movement distance of contact point between pins $S_{k+1}(\alpha_k)$

本研究に用いるチェーンはピンBの断面曲線が Y_k 軸に平行な直線となるように設定されている。そのため、ピンAの断面曲線 ζ_{pA} のみにより屈曲の特性が変化する。この特性は図43に示す張力作用線の挙動、すなわち、第1章で定義し、第2章で検討した弦部変位 z に影響を及ぼす。本章では、ピンAの断面曲線 ζ_{pA} の特性を検討することで弦部変位 z の低減を目指す。

図44に屈曲角 α_k に対するピン同士の接触点移動量 $S_{k+1}(\alpha_k)$ の関係を示す。グラフ中の(a)にピンA断面曲線 ζ_{pA} がインポリュートの場合、(b)に巻き掛かり径 R が最小となる30mmの時に、張力作用線が全体座標系の y 軸方向に動かない場合の特性を示した。すなわち、(b)は第1章の式(1)や第2章の図30で示したように、巻き掛かり径 R による影響で弦部変位 z が最も大きくなる条件において、ピンA断面曲線 ζ_{pA} の特性により弦部変位が0となるように設定されている。

しかし(b)の $S_{k+1}(\alpha_k)$ は理想的ではあるものの、以下の理由で実現できない。屈曲角 α_k が0から0.1rad付近まで0mmとなり、曲率半径が0、すなわち点となる。よって

屈曲角 α_k が0から0.1rad付近までは曲線としては成立できず、ピンA断面曲線 ζ_{pA} としては実現が困難である。そこで(b)の特性に近く、屈曲角 α_k が0近傍でも曲率半径が0とならない(c)を検討した(図44)。曲線(c)の形状および曲率半径をインボリュート曲線(a)と対比して図45の(1)および(2)に示す。(1)の(c)に示す形状を提案曲線と定義する。本章ではピンA断面がインボリュート曲線(a)と提案曲線(c)の二つのチェーンについて、振動・騒音特性を解析と実験により比較した。

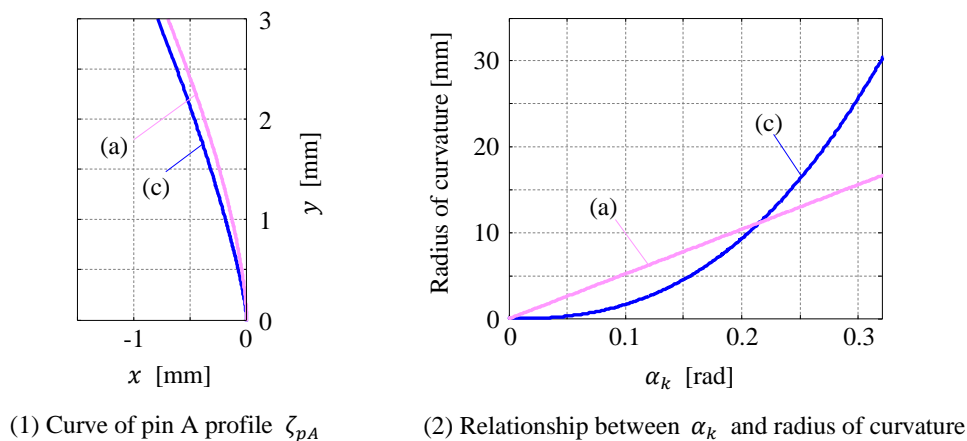


Fig.45 Comparison of curve characteristics (a) and (c)

3.2. 弦部モデルを用いた効果検証

2.2 節で作成した機構学モデルを用いて、ピンA断面がインボリュート曲線(a)と提案曲線(c)の二つのチェーンの振動特性を比較した。その他の諸元に関しては、表2に示す値を用いた。図46に機構学モデルの解析結果を示す。これは変速比 γ を2.2, 1.0, 0.45とした時の、二つのチェーンの接触点 P_k (図44の赤丸で示したピンAのプーリとの接触点)の軌跡を示している。ピンA断面がインボリュート曲線(a)の軌跡をピンク色で、ピンA断面が提案曲線(c)の軌跡を青色で示す。弦部変位 z を確認しやすくするため、機構学モデルの x 軸が弦部と並行になるように座標を変換して図示し、一目盛をピッチ l_p とした。また、図の縦軸に座標変換後のモデルの y 軸を示し、一目盛を0.05mmとした。

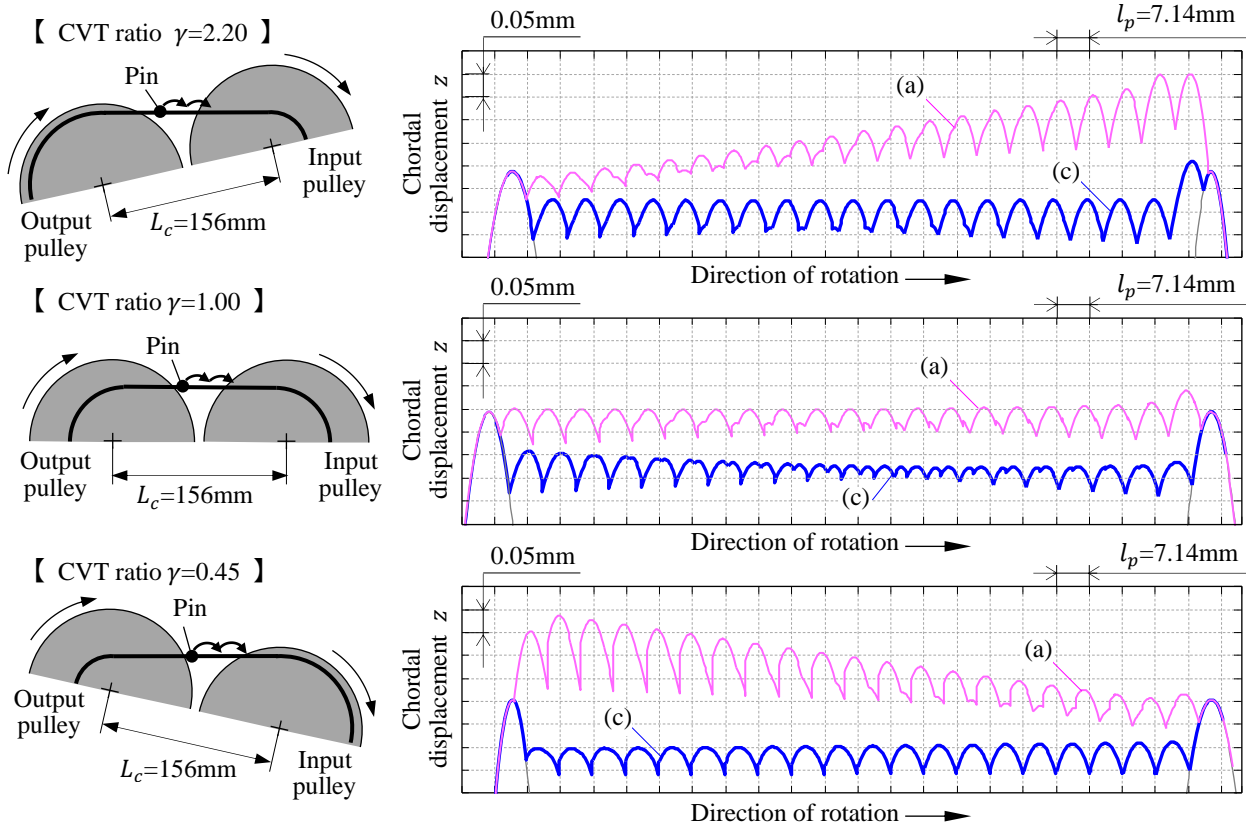


Fig.46 Locus of contact point P_k of the two chains
at CVT ratio $\gamma = 2.2, 1.0,$ and 0.45

ピン A 断面が提案曲線 (c) のチェーンでは、ピン A 断面がインボリュート曲線 (a) のチェーンと比較し、巻き掛かり径が小さくなるプーリ (変速比 $\gamma=2.2$ の入力プーリ、変速比 $\gamma=0.5$ の出力プーリ) の近傍で弦部変位 z が小さくなっている。これはピン A 断面曲線 z_{pA} を提案曲線 (c) に変更した効果であると考えられる。

図 47 に変速比 γ におけるプーリ近傍の弦部変位 z の解析結果を示す。縦軸に各プーリの入口もしくは出口から 1~2 ピッチ分に相当する範囲となる A, B, C および D の弦部変位 z の合計値を示す。その合計値を z_{all} と定義した。インボリュート曲線 (a) と比較し、提案曲線 (c) では全変速比 γ において弦部変位 z_{all} が低減されており、特に変速比 $\gamma = 0.5$ 以下や $\gamma = 2.0$ 以上において、低減効果は大きい。この変速比の範囲では入力もしくは出力プーリの巻き掛かり径 R が小さくなる。よって、特性は前節で説明した狙い通りになっていることが確認できた。

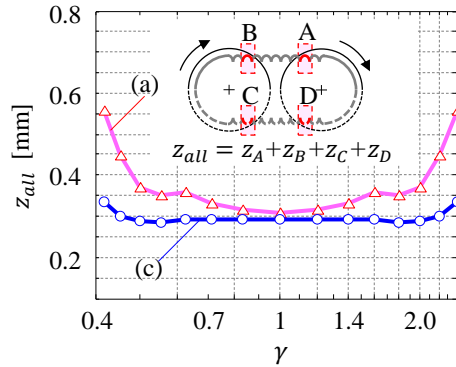


Fig.47 Influence of CVT ratio γ on total chordal displacement z_{all}

次に、この機構学モデルを用いて弦部変位や弦部挙動によって生じる出力プーリの回転変動について評価する。出力プーリの回転変動については、第2章でも示したように、出力プーリ内における接触点 P_k の回転角度の振幅を $\Delta\theta_f$ と定義して評価した。図48(1)に変速比 γ における $\Delta\theta_f$ の解析結果を示す。提案曲線(c)ではインボリュート曲線(a)に対し $\Delta\theta_f$ の最大値を低減できている。特に変速比 $\gamma = 0.5$ 以下や $\gamma = 2.0$ 以上では $\Delta\theta_f$ が小さくなっている。また、図48(2)に変速比 γ を0.5に固定した場合の、軸間距離 L_c における $\Delta\theta_f$ の解析結果を示す。軸間距離 L_c を変化させても、弦部変位 z の低減効果により、 $\Delta\theta_f$ を概ね低減できていることが分かる。高速走行時に使用される頻度の高い変速比 $\gamma = 0.5$ 以下の領域は、エンジンの回転数が低くなり、変速機の騒音が目立ちやすくなる。その領域で騒音を低減することができれば、より効果的であると考えられる。

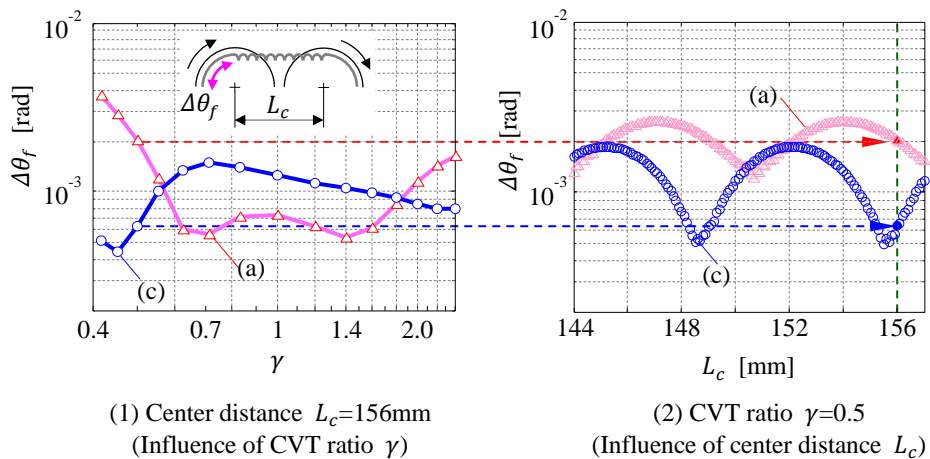


Fig.48 Comparison of output pulley rotational fluctuation $\Delta\theta_f$

一方、変速比 $\gamma = 1.0$ 近傍において、提案曲線 (c) ではインボリュート曲線 (a) に対し出力プーリ内における接触点 P_k の回転角度の振幅 $\Delta\theta_f$ が増加している。以下でこの理由について考察する。図 49 に変速比 γ を 0.63 とした時の各チェーンの接触点 P_k の軌跡を示す。この変速比において、提案曲線 (c) ではインボリュート曲線 (a) に対し $\Delta\theta_f$ が増加していることが図 48 より確認できる。図 49 中で、入力プーリに入った直後のピンの位置と出力プーリから出る直前のピンの位置をピンク色で示す。第 2 章と同様に、出力プーリの出口から入力プーリの入口までの距離を弦部長さ λ と定義する。

インボリュート曲線 (a) のチェーンでは弦部の長さ λ がピッチ l_p のおおよそ整数倍となる。よって、インボリュート曲線 (a) のチェーンでは弦部が図中のほぼ水平を保ちながら進行でき、弦部の動きが出力プーリの回転変動に影響を及ぼすことが少ない。

しかし、提案曲線 (c) のチェーンでは弦部長さ λ がピッチ l_p の非整数倍となる。よって、提案曲線 (c) のチェーンでは弦部に存在するユニットの数が整数にならない。そのため、弦部が水平を保つことができず、常に傾きを変えながら進行する。この弦部の動きが出力プーリの回転変動に影響を及ぼしている。

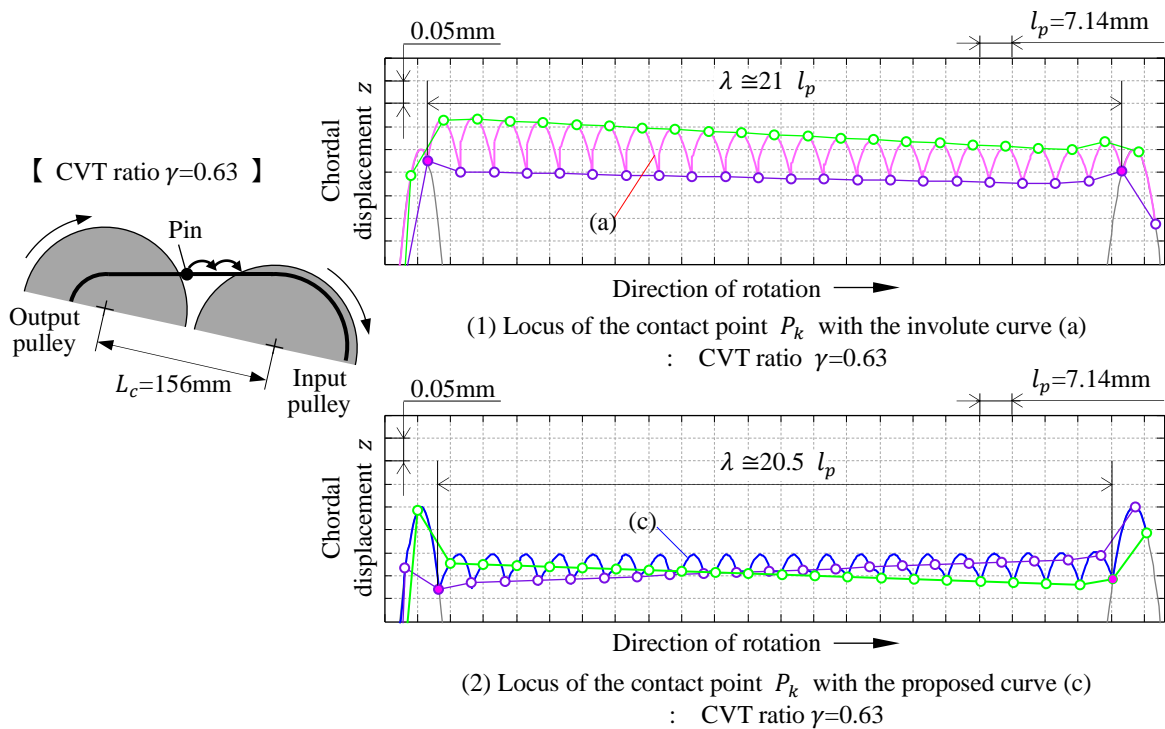


Fig.49 Locus of contact point P_k of the two chains at CVT ratio $\gamma = 0.63$

ここで、第 2 章でも示したように、弦部長さ λ を、 $\lambda = nl_p \pm \Delta l_p$ (n は整数、 Δl_p はピッチ l_p からのずれ量)と定義した。図 50 に変速比 γ における Δl_p の変化を示す。ピン A 断面がインボリュート曲線 (a) のチェーンをピンク色で、ピン A 断面が提案曲線 (c) のチェーンの特性を青色で示す。図 50 より提案曲線 (c) のチェーンでは変速比 $\gamma = 1.0$ 付近で弦部の長さ λ がピッチ l_p の整数倍よりおおよそ半ピッチずれることが分かる。そのため、変速比 $\gamma = 1.0$ 近傍において、提案曲線 (c) ではインボリュート曲線 (a) に対し出力プーリ内における接触点 P_k の回転角度の振幅 $\Delta\theta_f$ が増加する傾向にある。

以上の結果より、ピン A 断面が提案曲線 (c) のチェーンは、ピン A 断面がインボリュート曲線 (a) のチェーンと比較して、変速比 $\gamma = 0.5$ 以下や $\gamma = 2.0$ 以上で騒音の低減効果が期待できる。

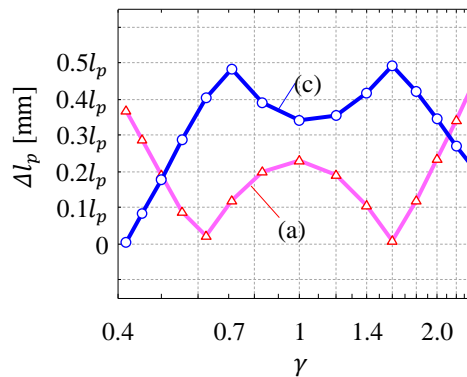


Fig.50 Influence of Δl_p on CVT ratio γ

3.3. 試作品を用いた実験検証

解析結果の妥当性を検証するため、ピン A 断面がインボリュート曲線 (a) と提案曲線 (c) の二つのチェーンを試作し、CVT 実験装置を用いて騒音計測を実施した。図 51-(1) に騒音計測の概略図を示す。第 2 章で示した方法と同様に、マイクロフォンを用い、表 2 に示す条件で CVT 実験装置の音圧レベルを計測した。入力プーリの軸受と出力プーリの軸受の中間位から 50mm 離れた場所にマイクロフォンを配置し、騒音を計測した。

図 51- (2) に入力回転数 N_{in} を変化させた時の音圧波形の周波数分析結果を示す。横軸に周波数 f ，縦軸に入力回転数 N_{in} を示し，音圧レベルをマップ化した。白点線で囲んだ部分では他領域と比較して音圧が大きく，直線的に変化している。この周波数は式 (1) で定義をしたチェーンピッチ l_p の一次周波数 f_{1st} と一致する。

図 51- (3) に変速比 γ が 0.5, 1.0 および 2.0 の時の，入力回転数 N_{in} に対する f_{1st} の音圧レベルを示す。提案曲線 (c) のチェーンではインボリュート曲線 (a) のチェーンと比較し， $\gamma = 1.0$ において音圧が大きくなっているものの， $\gamma = 0.5$ および $\gamma = 2.0$ における音圧が全体的に小さくなっている。

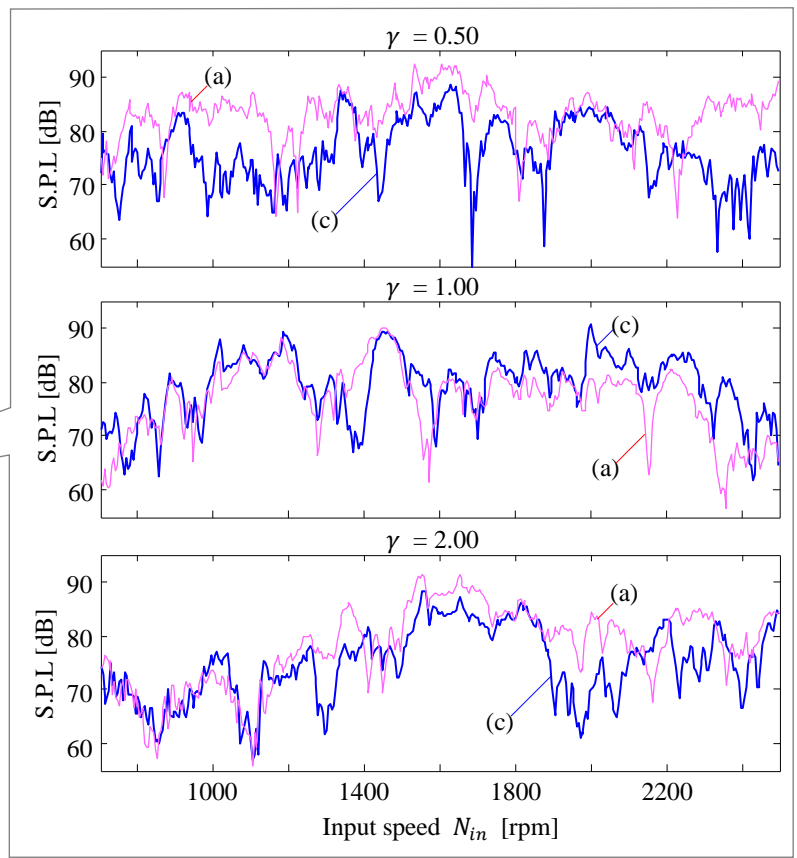
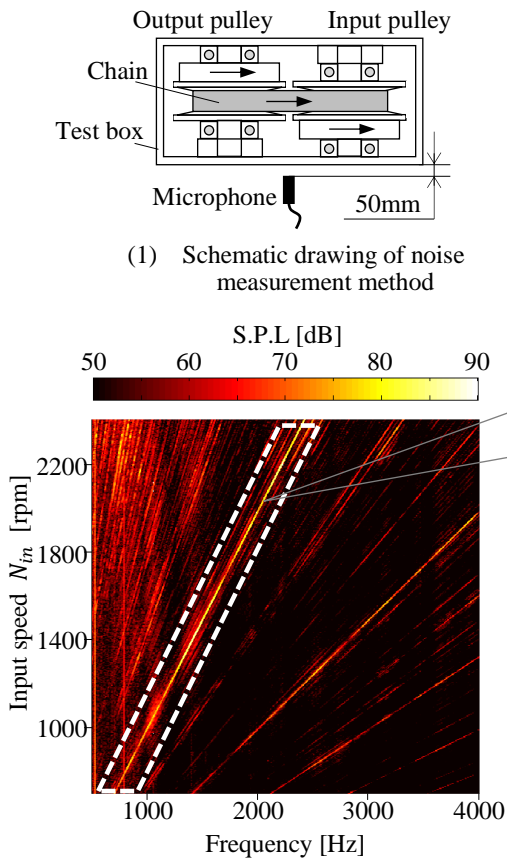


Fig.51 Noise measurement method and results

全変速比に対する騒音の傾向を確認するため、各変速比 γ の騒音を式(22)に示すように、入力回転数 N_{in} ごとの f_{1st} の音圧レベルを総和した値 S_a として比較した。ここで n は入力回転数 N_{in} のデータ数、 S_i はある入力回転数 $N_{in}(i)$ における f_{1st} の音圧レベル[dB]を示す。

$$S_a = 10 \log_{10} \left(\sum_{i=1}^n 10^{\frac{S_i}{10}} \right) \quad (22)$$

なお、いずれの変速比 γ においても、入力回転数 N_{in} を変化させ、4.5rpm ごとに取得したデータ($n=400$)を用いた。図 52 に各変速比 γ における f_{1st} の音圧レベルの総和 S_a を示す。ピン A 断面が提案曲線(c)のチェーンでは、インボリュート曲線(a)のチェーンと比較して、 $\gamma = 1.0$ 近傍において音圧レベルの総和 S_a が大きくなっているものの、変速比 $\gamma = 0.5$ 近傍の増速側や $\gamma = 2.0$ 近傍の減速側で音圧レベルの総和 S_a は小さくなっている。よって、計測された騒音の傾向は解析結果と対応していることが確認できた。

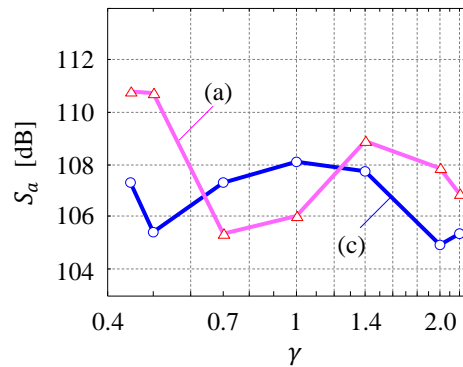


Fig.52 Influence of CVT ratio γ on S_a

第4章 動力損失に影響を与えるチェーンの プーリ出入口の動きとモデル化

4.1. プーリ出入口のチェーン・プーリ間のすべり

本章では CVT 用チェーンの動力損失に着目し、チェーンの挙動の検討とモデル化をおこなう。図 53 にプーリ出口近傍でチェーンの 1 ユニットがプーリから離脱するときの概念図を示す。プーリ内に巻き掛かり径 R で巻き掛かっているユニットのピン A を灰色、プーリから離脱して弦部に存在するユニットのピン A を黄色、その中間に存在するユニットのピン A を赤色であらわす。よって図 53 は k 番目のユニットがプーリ内から弦部に移行する状態を示している。赤色の点は各ユニットに存在するピン A のプーリとの接触点をあらわす。また、 k 番目のユニットと $k + 1$ 番目のユニットの相対角度を α_k と定義する。プーリ内において、相対角度 α_k は巻き掛かり径 R で決まる定数となる。これを α_R と定義する。弦部に移行にするに従い、 k 番目のユニットと $k + 1$ 番目のユニットとの相対角度 α_k は図 53 (a) に示した α_R から図 53 (b) に示した 0 へと徐々に変化していく。この過程で k 番目のユニットのプーリとの接触点は巻き掛かり径 R の位置からプーリに対して移動する。よって、 k 番目のユニットのピン A はプーリに挟圧されたまま、プーリに対してすべることになる。このすべりはチェーンの動力損失となり得る。よってこの移動量をピン A の接触点すべり距離 $L_{A,k}(\alpha_R)$ と定義する。

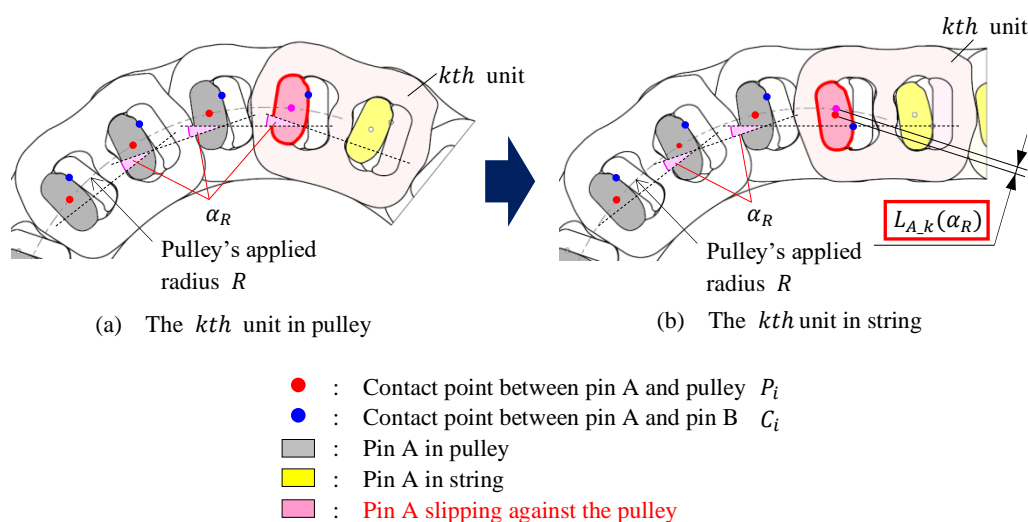
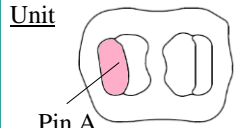
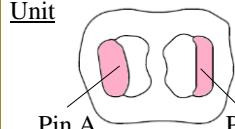


Fig.53 Schematic drawing of the pulley outlet of a chain-type CVT
(Definition of slip length $L_{A,k}(\alpha_R)$)

ピン B がプーリと接触するタイプのチェーンでは同様な現象がプーリ入口においても生じる. ここでは図示を省略するが, ピン B の接触点もピン A と同様, 巻き掛かり径 R の位置からプーリに対して移動することになり, k 番目のユニットのピン B はプーリに挟圧されたまま, プーリに対してすべる. この移動量をピン B の接触点すべり距離 $L_{B,k}(\alpha_R)$ と定義する.

図 54 にチェーンが 1 周する間にユニットがプーリに対してすべる場所をチェーンのタイプ別に示す. ピン A のみがプーリと接触するチェーンをタイプ 1, ピン A とピン B がプーリと接触するチェーンをタイプ 2 と定義する. タイプ 1 のチェーンの場合, ユニツトはプーリの出口側でプーリに対してすべる. また, タイプ 2 のチェーンの場合, ユニツトはプーリの入口側と出口側の両方でプーリに対してすべることになる. チェーン 1 周におけるユニットのすべり距離の合計値を L_{slip} として定義すると, タイプ 1 の場合は式 (24) で, タイプ 2 の場合は式 (25) で表わされる.

		Chain type Pin contacting with pulley	Slip length : area			
			Input pulley		Output pulley	
			(a)Inlet	(b)Outlet	(a)Inlet	(b)Outlet
L_{slip}	Type 1		—	$L_{A,k}(\alpha_{Rin})$	—	$L_{A,k}(\alpha_{Rout})$
	Type 2		$L_{B,k}(\alpha_{Rin})$	$L_{A,k}(\alpha_{Rin})$	$L_{B,k}(\alpha_{Rout})$	$L_{A,k}(\alpha_{Rout})$

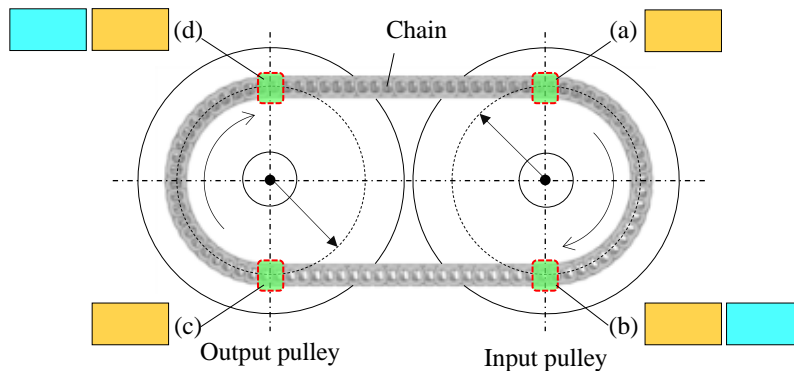


Fig.54 Where a unit slips during one revolution of the chain.

$$L_{slip} = L_{A_k}(\alpha_{Rin}) + L_{A_k}(\alpha_{Rout}) \quad (24)$$

$$L_{slip} = L_{A_k}(\alpha_{Rin}) + L_{A_k}(\alpha_{Rout}) + L_{B_k}(\alpha_{Rin}) + L_{B_k}(\alpha_{Rout}) \quad (25)$$

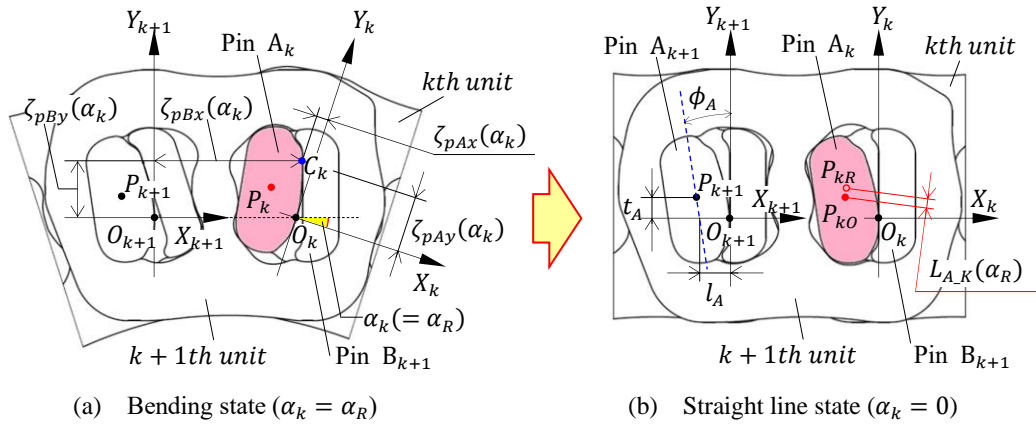
4.2. チェーン・プーリ間のすべり距離モデルの作成

前節で定義した接触点すべり距離を、さらに詳細にして一般化する。モデルの座標系については第2章の2.2.2項で定義したものを使用し、 k 番目のユニットに属するピンAおよびBとプーリとの接触点すべり距離を求める。

まず、ピン A_k とプーリとの接触点すべり距離 $L_{A_k}(\alpha_k)$ を検討する。図55(a)に k 番目のユニットと $k+1$ 番目のユニットが相対角度 α_k で屈曲している状態を、図55(b)にユニット相対角度が0の直線状態を示す。ピン A_k は図54に示したようにプーリの出口側でプーリに対してすべりを生じる。プーリ出口では図55の(a)から(b)へ状態が変化することになる。図55(a)において、ピン A_k のプーリとの接触点を P_k と定義する。 k 番目のユニットと $k+1$ 番目のユニットとの相対角度 α_k が図55(a)に示す α_R から図55(b)に示す0まで変化したときに、 $k+1$ 番目のユニット座標系 $O_{k+1} - X_{k+1}Y_{k+1}$ からみて接触点 P_k が移動する。図55(b)において、ピン A_k のプーリとの接触点 P_k は、相対角度 α_k が0のときを P_{k0} 、相対角度 α_k が α_R のときを P_{kR} として添え字で区別する。そのとき、求める接触点すべり距離 $L_{A_k}(\alpha_R)$ は、 $k+1$ 番目のユニット座標系 $O_{k+1} - X_{k+1}Y_{k+1}$ を用いて以下のようにあらわされる。

$$L_{A_k}(\alpha_R) = \left| \overrightarrow{O_{k+1}P_{k0}} - \overrightarrow{O_{k+1}P_{kR}} \right| \quad (26)$$

次にピン同士の接触点を定義する。ピン A_k とピン B_{k+1} との接触点を C_k と定義する。そのとき、 $\overrightarrow{O_{k+1}C_k}$ は $k+1$ 番目のユニット座標系 $O_{k+1} - X_{k+1}Y_{k+1}$ を用いて式(27)のように、 $\overrightarrow{O_kC_k}$ は k 番目のユニット座標系 $O_k - X_kY_k$ を用いて式(28)のようにあらわされる。



(a) Bending state ($\alpha_k = \alpha_R$)

(b) Straight line state ($\alpha_k = 0$)

Fig.55 Schematic drawing of a state where the k th unit and the $k + 1$ th unit are bent at a relative angle α_k .

$$\overrightarrow{O_{k+1}C_k} = \zeta_{pBx}(\alpha_k)\vec{i}_{k+1} + \zeta_{pBy}(\alpha_k)\vec{j}_{k+1} \quad (27)$$

$$\overrightarrow{O_kC_k} = \zeta_{pAx}(\alpha_k)\vec{i}_k + \zeta_{pAy}(\alpha_k)\vec{j}_k \quad (28)$$

ここで ζ_{pAx} , ζ_{pAy} , ζ_{pBx} および ζ_{pBy} は, 第 2 章で示したようにピン A およびピン B の断面曲線をあらわす関数である.

次に図 55 (b) に示す $k + 1$ 番目のユニットを用いて, ピン A_{k+1} のプーリとの接触点 P_{k+1} の設計位置を定義する. ピン A_{k+1} の長手方向の稜線を青破線で示す. この稜線は一般的に各ピンの短手方向中央に位置するため, ピン A_{k+1} の中央線と定義する. ϕ_A はピン A_{k+1} の中央線がユニット座標系の Y_{k+1} 軸を基準としてなす角度, すなわち, ユニットに対するピン A_{k+1} の取り付け角度を示す. l_A はピン A_{k+1} の中央線とユニット座標系の X_{k+1} 軸との交点から O までの距離, すなわちユニットに対するピン A_{k+1} の取り付け位置を示す. また, t_A は接触点 P_{k+1} と X_{k+1} 軸との距離を示す.

以上により, k 番目のユニットの $\overrightarrow{O_kP_k}$ は座標系 $O_k - X_k Y_k$ を用いて以下のようにあらわされる.

$$\overrightarrow{O_kP_k} = (-l_A - t_A \tan \phi_A)\vec{i}_k + t_A\vec{j}_k \quad (29)$$

よって $\overrightarrow{P_k C_k}$ は、式(28)および(29)を用いて以下のようにあらわされる。

$$\begin{aligned}\overrightarrow{P_k C_k} &= \overrightarrow{O_k C_k} - \overrightarrow{O_k P_k} \\ &= \{\zeta_{pAx}(\alpha_k) + l_A + t_A \tan \phi_A\} \vec{i}_k + \{\zeta_{pAy}(\alpha_k) - t_A\} \vec{j}_k\end{aligned}\quad (30)$$

$\overrightarrow{O_{k+1} P_k}$ は式(27)および(30)を用いて式(31)のようにあらわされる。

$$\overrightarrow{O_{k+1} P_k} = \overrightarrow{O_{k+1} C_k} - \overrightarrow{P_k C_k} \quad (31)$$

よって、相対角度 α_k が0のときの $\overrightarrow{O_{k+1} P_{k0}}$ 、および相対角度 α_k が α_R であるときの $\overrightarrow{O_{k+1} P_{kR}}$ は、式(31)を用いて式(32)および式(33)のようにあらわされる。

$$\overrightarrow{O_{k+1} P_{k0}} = \overrightarrow{O_{k+1} C_{k0}} - \overrightarrow{P_k C_{k0}} \quad (32)$$

$$\overrightarrow{O_{k+1} P_{kR}} = \overrightarrow{O_{k+1} C_{kR}} - \overrightarrow{P_k C_{kR}} \quad (33)$$

式(31)、(32)および(33)は式(12)、(13)を用いて全体座標系であらわすことができる。以上より、式(32)および式(33)を用いて、式(26)で示した接触点すべり距離 $L_{A_k}(\alpha_R)$ を求めることができる。

続いて、ピン B_k とプーリとの接触点すべり距離 $L_{B_k}(\alpha_{k-1})$ を検討する。図56(a)は k 番目のユニットと $k-1$ 番目のユニットの相対角度 α_{k-1} が0の直線状態を、図56(b)は相対角度 α_{k-1} が α_R で屈曲している状態を示す。なお、検討する接触点すべり距離 $L_{B_k}(\alpha_{k-1})$ は、 $k-1$ 番目のユニット座標系 $O_{k-1} - X_{k-1} Y_{k-1}$ を用いてあらわすため、 $k-1$ 番目のユニットを固定して表現する。

ピン B_k は図54に示したようにプーリの入口側でプーリに対してすべりを生じる。プーリ入口では図56(a)から(b)へ状態が変化することになる。図56(b)において、ピン B_k のプーリとの接触点を S_k と定義する。 k 番目のユニットと $k-1$ 番目のユニットとの相対角度 α_{k-1} が図56(a)に示す0から図56(b)に示す α_R まで変化したときに、 $k-1$ 番目のユニット座標系 $O_{k-1} - X_{k-1} Y_{k-1}$ からみて接触点 S_k が移動する。図56(a)におい

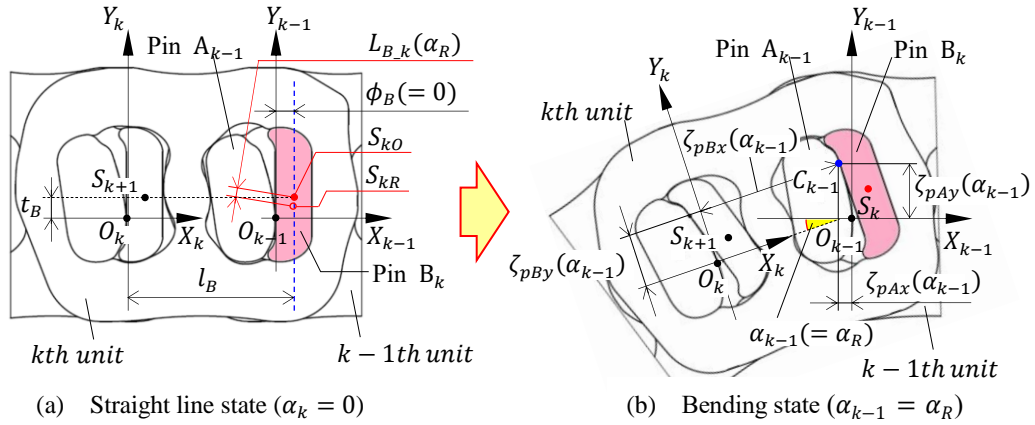


Fig.5.6 Schematic drawing of a state where the k th unit and the $k-1$ th unit are bent at a relative angle α_{k-1} .

て、ピン B_k のプーリとの接触点 S_k は、相対角度 α_{k-1} が0のときを S_{kO} 、相対角度 α_{k-1} が α_R のときを S_{kR} として添え字で区別する。そのとき、求める接触点すべり距離 $L_{B,k}(\alpha_R)$ は、 $k-1$ 番目のユニット座標系 $O_{k-1}-X_{k-1}Y_{k-1}$ を用いて以下のようにあらわされる。

$$L_{B,k}(\alpha_R) = |\overrightarrow{O_{k-1}S_{kO}} - \overrightarrow{O_{k-1}S_{kR}}| \quad (34)$$

次にピン同士の接触点を定義する。ピン B_k とピン A_{k-1} との接触点を C_{k-1} と定義する。そのとき、 $\overrightarrow{O_{k-1}C_{k-1}}$ は $k-1$ 番目のユニット座標系 $O_{k-1}-X_{k-1}Y_{k-1}$ を用いて式(35)のように、 $\overrightarrow{O_k C_{k-1}}$ は k 番目のユニット座標系 $O_k-X_k Y_k$ を用いて式(36)のようにあらわされる。

$$\overrightarrow{O_{k-1}C_{k-1}} = \zeta_{pAx}(\alpha_{k-1})\vec{i}_{k-1} + \zeta_{pAy}(\alpha_{k-1})\vec{j}_{k-1} \quad (35)$$

$$\overrightarrow{O_k C_{k-1}} = \zeta_{pBx}(\alpha_{k-1})\vec{i}_k + \zeta_{pBy}(\alpha_{k-1})\vec{j}_k \quad (36)$$

次に図 56(a)に示す k 番目のユニットを用いて、ピン B_k のプーリとの接触点 S_k の設計位置を定義する。図 56(a)においてピン B_k の長手方向の稜線を青破線で示す。この稜線は、ピンAと同様、一般的に各ピンの短手方向中央に位置するため、ピン B_k の中央線と定義する。 ϕ_B はピン B_k の中央線が、ユニット座標系の Y_k 軸を基準としてなす

角度を示す. l_B は k 番目のピン B_k の中央線とユニット座標系の X_k 軸との交点から O_k までの距離を示す. また, t_B は接触点 S_k と X_k 軸との距離を示す. 以上より, $\overrightarrow{O_k S_k}$ はユニット座標系 $O_k - X_k Y_k$ において以下のようにあらわされる.

$$\overrightarrow{O_k S_k} = (l_B - t_B \tan \phi_B) \vec{i}_k + t_B \vec{j}_k \quad (37)$$

よって, $\overrightarrow{S_k C_{k-1}}$ は式(36)および(37)を用いて以下のようにあらわされる.

$$\begin{aligned} \overrightarrow{S_k C_{k-1}} &= \overrightarrow{O_k C_{k-1}} - \overrightarrow{O_k S_k} \\ &= \{\zeta_{pBx}(\alpha_{k-1}) - l_B + t_B \tan \phi_B\} \vec{i}_k + \{\zeta_{pBy}(\alpha_{k-1}) - t_B\} \vec{j}_k \end{aligned} \quad (38)$$

$\overrightarrow{O_{k-1} S_k}$ は式(35)および(38)を用いて以下のようにあらわされる.

$$\overrightarrow{O_{k-1} S_k} = \overrightarrow{O_{k-1} C_{k-1}} - \overrightarrow{S_k C_{k-1}} \quad (39)$$

よって, 相対角度 α_{k-1} が 0 のときの $\overrightarrow{O_{k-1} S_{k0}}$, および相対角度 α_{k-1} が α_R のときの $\overrightarrow{O_{k-1} S_{kR}}$ は, 式(39)を用いて式(40)および式(41)のようにあらわされる.

$$\overrightarrow{O_{k-1} S_{k0}} = \overrightarrow{O_{k-1} C_{k-1}} - \overrightarrow{S_{k0} C_{k-1}} \quad (40)$$

$$\overrightarrow{O_{k-1} S_{kR}} = \overrightarrow{O_{k-1} C_{k-1}} - \overrightarrow{S_{kR} C_{k-1}} \quad (41)$$

式(39), (40)および(41)は式(12), (13)を用いて全体座標系であらわすことができる. 以上より, 式(40)および式(41)を用いて, 式(34)で示した接触点すべり距離 $L_{B,k}(\alpha_R)$ を求める.

上で示した式(26), 式(34)を用いることで, 前節の式(24)および式(25)で定義した, チェーン1周におけるユニットのすべり距離の合計値 L_{slip} を求める.

4.3. すべり距離モデルの実験検証

4.3.1. ユニットすべり距離による動力損失の見積もり

前節で定式化したユニットすべり距離 $L_{A,k}(\alpha_R)$ [m]および $L_{B,k}(\alpha_R)$ [m]を用いてチェーンの動力損失を見積もり, CVT の実験装置で計測する損失の実測値と比較することで, すべり距離モデルの検証をおこなう. 運転条件に関しては, 基本的に第1章の表2に示した値を用いる. チェーンの単位時間あたりの周回数を N_c [1/s], 入力プーリ入口および出口において1ユニットが分担するプーリからの荷重を $F_{p,in}$ [N]および $F_{p,out}$ [N], 出力プーリ入口および出口において1ユニットが分担するプーリからの荷重を $F_{s,in}$ [N]および $F_{s,out}$ [N], ピンAおよびBの各々の全本数を n [本], ピンとプーリとの摩擦係数を μ_p と定義する. チェーンの動力損失を $\varepsilon_{loss,cal}$ [W]とすると, タイプ1の動力損失 $\varepsilon_{loss,cal}$ [W]は式(42)のように, タイプ2の動力損失 $\varepsilon_{loss,cal}$ [W]は式(43)のようにあらわすことができる.

$$\varepsilon_{loss,cal} = 2n\mu_p N_c \{F_{p,out}L_{A,k}(\alpha_{Rin}) + F_{s,out}L_{A,k}(\alpha_{Rout})\} \quad (42)$$

$$\varepsilon_{loss,cal} = 2n\mu_p N_c \{F_{p,out}L_{A,k}(\alpha_{Rin}) + F_{s,out}L_{A,k}(\alpha_{Rout}) + F_{p,in}L_{B,k}(\alpha_{Rin}) + F_{s,in}L_{B,k}(\alpha_{Rout})\} \quad (43)$$

なお, 入力プーリ入口および出口において1ユニットが分担するプーリからの荷重 $F_{p,in}$ [N]および $F_{p,out}$ [N], 出力プーリ入口および出口において1ユニットが分担するプーリからの荷重 $F_{s,in}$ [N]および $F_{s,out}$ [N]は, 実験により得られる各プーリの挟圧力実測値より, プーリ内に存在するユニットが荷重を均一に分担すると仮定して算出する.

4.3.2. 実験装置と条件

前述したすべり距離モデルを検証するため, 諸元の異なるチェーンを試作し, CVTの実験装置を用いて動力損失の計測をおこなった. 図57に検証に用いた実験装置を示す. 駆動側ダイナモ, 吸収側ダイナモ, CVT実験装置, CVT油圧を制御するユニット, CVT実験装置の入力軸および出力軸に配置したトルク計から構成される. 表2に示す運転条件(入力トルク $T_{in}=100$ Nm, 入力回転数 $N_{in}=1000$ rpm)となるように駆動

側ダイナモをトルク制御, 吸収側ダイナモを速度(回転数)制御して試験をおこなった. CVT 実験装置は入力プーリ側の油圧を所望の変速比 γ に応じて, また出力プーリ側の油圧をチェーンにかかる入力トルク T_{in} に応じて制御される. 変速比 γ としては 0.45, 0.5, 0.7, 0.8, 0.9, 1.0, 1.1, 1.2, 1.4, 2.0 の 10 ケースの試験を実施した. チェーンの動力損失実測値は CVT 実験装置の入力軸および出力軸に配置したトルク計の計測値から導出された. それらの実測値をモデルによる計算値と比較した. なお, 実測値には CVT 実験装置内の軸受等の動力損失が含まれるが, すべり距離 L_{slip} が異なる供試体を相対的に比較することにより, 動力損失への影響を確認した.

供試体にはピン A のみがプーリと接触するタイプ 1, ピン A および B がプーリと接触するタイプ 2, ピンのプーリとの接触点位置を定める値 t_A , t_B およびその他のパラメータを変更することで, ユニットすべり距離 L_{slip} を変化させた合計 16 種類のチェーンを用いた. また油圧の条件を変更することで, 各変速比において合計 30 ケースを計測した. 1 ケースにつき 3 回計測をおこない, それら平均値を損失の実測値として用いた.

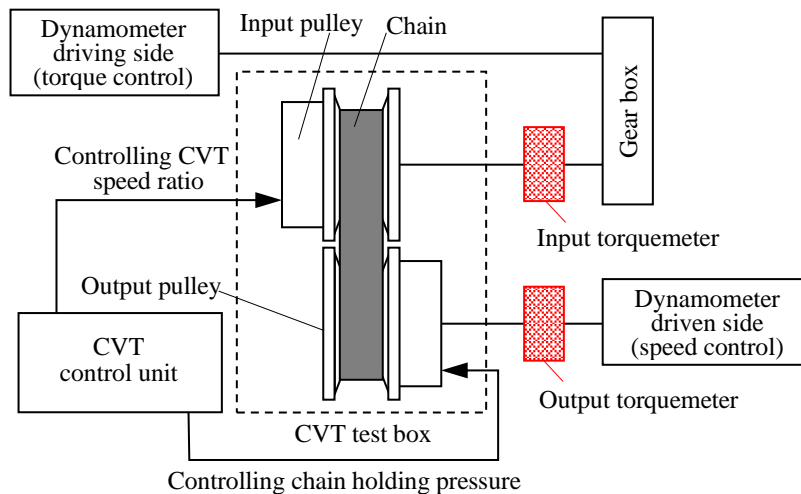


Fig.57 Schematic drawing of the device for measuring CVT chain power loss.

4.3.3. 計算と実験との相関

図 58 に変速比 $\gamma = 0.5, 1.0$ および 2.0 のときの実測値 (各 30 ケース) と計算値との相関を示す. 横軸に 4.3.1 項で定義したチェーンの動力損失の計算値 ϵ_{loss_cal} , 縦軸に 4.3.2 項で述べた CVT 試験装置で計測した動力損失の実測値 ϵ_{loss_exp} を示す. データを線形近似した結果を赤破線で示し, 近似式の傾きを $a(\gamma)$, 切片を $b(\gamma)$ と定義する. 近似式の傾き $a(\gamma)$ は変速比 γ における実測値と計算値の相関をあらわす. なお切片 $b(\gamma)$ は, 変速比 γ における今回モデル化した以外の動力損失に相当すると考えられる.

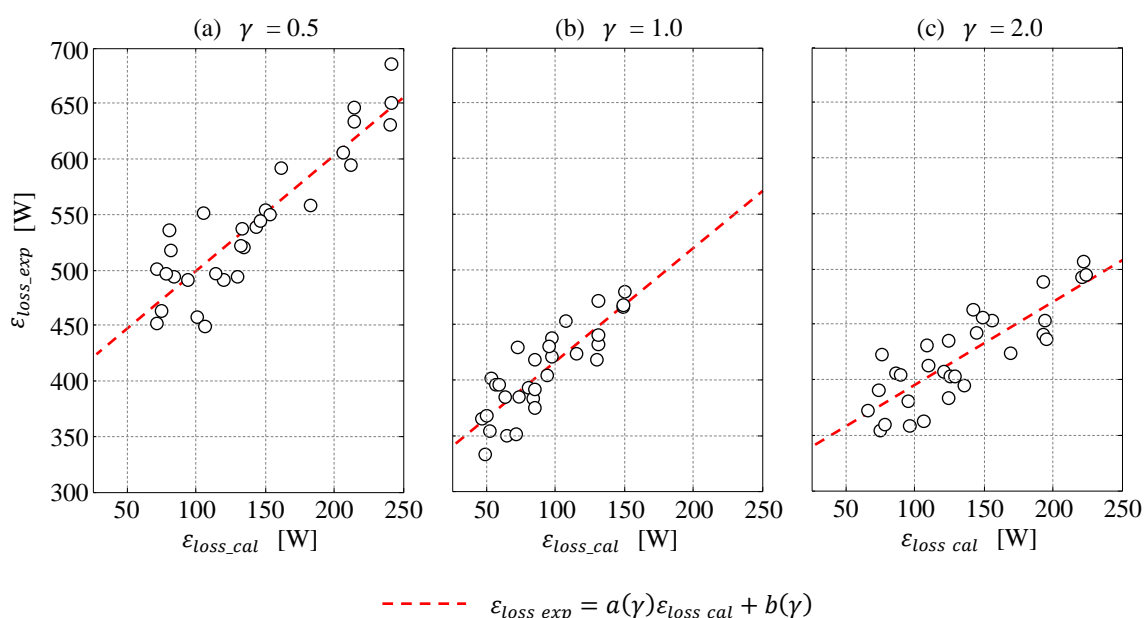


Fig.58 The correlation between ϵ_{loss_cal} and ϵ_{loss_exp}

他の変速比についても同様に, 実測値と計算値の相関を確認した. 図 59 に各変速比 γ における傾き $a(\gamma)$ の値を, 図 60 に各変速比 γ における切片 $b(\gamma)$ の値を示す. 傾き $a(\gamma)$ は, 変速比 $\gamma = 0.7$ と $\gamma = 2.0$ 近傍で値が少し変動するものの, 各変速比 γ ともに概ね 1 近傍となり, 実験結果と計算結果の相関が高いことを示している. なお, 傾き $a(\gamma)$ の変動の要因としては計算では考慮されていない, プーリーやピンなどの変形によるユニットすべり距離 L_{slip} の変化等が考えられる. また, 切片 $b(\gamma)$ はチェーンの周速が高くなる増速側 (変速比 $\gamma < 1$) やチェーンを挟圧する力が大きくなる減速側 (変速比 $\gamma > 1$) で大きくなっており, 今回モデル化した以外の, チェーンを含む CVT 実験装置のすべりや変形による動力損失の影響があらわれていると推測する.

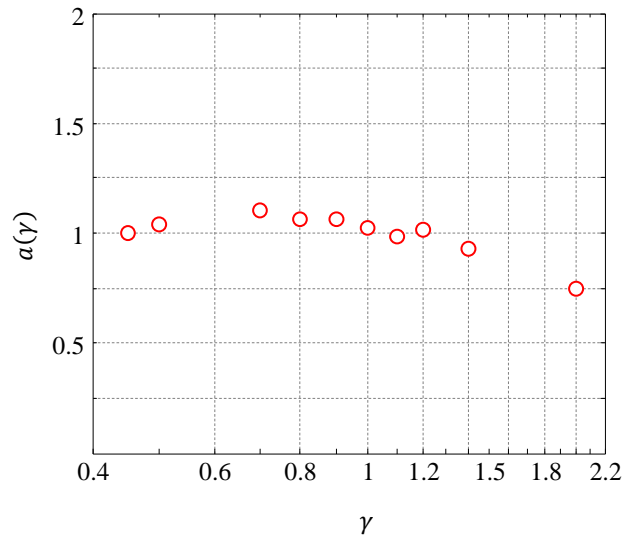


Fig.59 Influence of CVT ratio γ on $a(\gamma)$.

$a(\gamma)$ represents the correlation coefficient between ε_{loss_cal} and ε_{loss_exp} .
 ε_{loss_cal} correlates with the measured power loss of the test box ε_{loss_exp} .

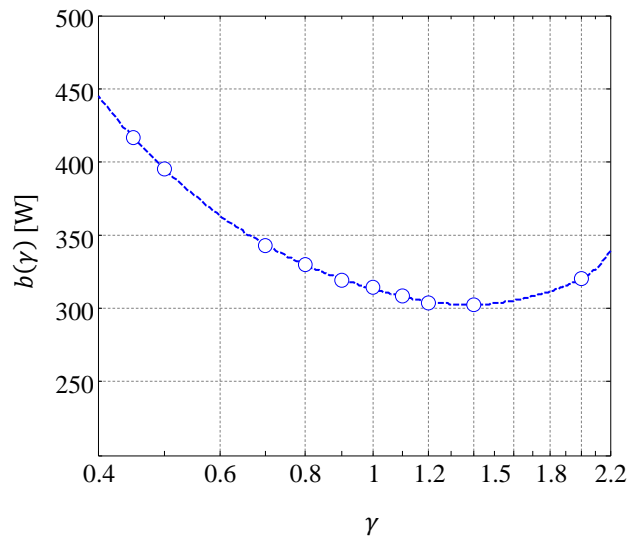


Fig.60 Influence of CVT ratio γ on $b(\gamma)$.

$b(\gamma)$ corresponds to power loss other than the ε_{loss_cal} , including the loss of the CVT test box.

次に線形近似に対するデータのばらつきを確認する。各変速比 γ におけるデータの線形近似： $a(\gamma)\varepsilon_{loss_cal} + b(\gamma)$ に対する実測値 ε_{loss_exp} のばらつきを、次式のように正規化し、標準偏差 σ' としてあらわす。

$$\sigma' = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_i \left\{ \frac{\varepsilon_{loss_exp} - (a(\gamma)\varepsilon_{loss_cal} + b(\gamma))}{a(\gamma)\varepsilon_{loss_cal} + b(\gamma)} \right\}^2} \quad (46)$$

N はデータ数を示す。図 61 は、式(46)から得られた各変速比 γ に対する標準偏差 σ' を示す。各変速比 γ において、 $\pm 5\%$ 程度と一定の小さなばらつきであり、実測値 ε_{loss_exp} は線形近似： $a(\gamma)\varepsilon_{loss_cal} + b(\gamma)$ により概ね表現できることが分かった。

以上により、プーリ出入口のすべりに着目したすべり距離モデルは実験的に検証することができた。

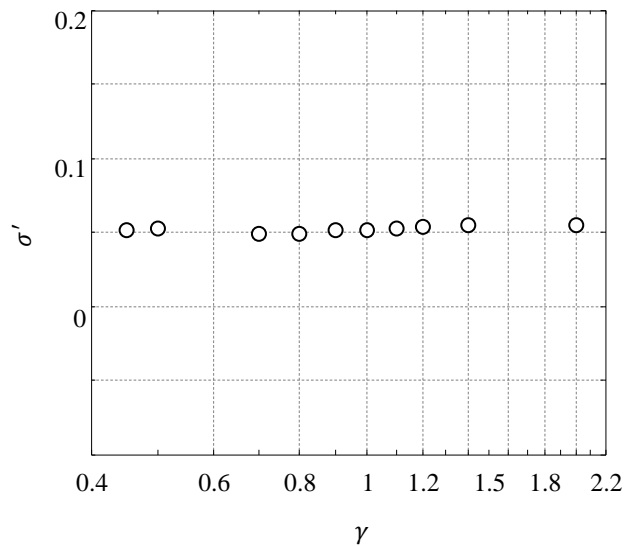


Fig.61 σ' shows the normalized standard deviation of the measured test box power loss ε_{loss_exp} with respect to the linear approximation formula shown in Figs.58 to 60.

第5章 動力損失低減のためのチェーン形状

5.1. すべり距離を低減するチェーン・ピン形状の提案

第4章で数式化したユニットすべり距離 L_{slip} が最小となる諸元を採用すれば、チェーンの動力損失を低減できる。ユニットすべり距離 L_{slip} に関連する諸元は、第4章の図55および図56に示すように、ピン断面曲線 ζ_{pA} および ζ_{pB} 、ピン A_k のプーリとの接触点 P_k の位置を定める t_A 、 l_A および ϕ_A 、ピン B_k のプーリとの接触点 S_k の位置を定める t_B 、 l_B および ϕ_B 、運転条件である変速比 γ により決まるプーリ内のユニット間相対角度 α_R など、多数存在する。

本章ではユニットすべり距離 L_{slip} に影響が大きいと考えられる二つのパラメータについて検討する。一つ目はピン A_k および B_k のプーリとの接触点の位置を定めるパラメータ t_A および t_B である。図62(a)および(b)にパラメータ $t (= t_A)$ と、すべり距離 $L_{A,k}(\alpha_R)$ との関係を示す。パラメータ t によりすべり距離 $L_{A,k}(\alpha_R)$ も変化することから、すべり距離 $L_{A,k}(\alpha_R)$ は t の関数になっていると考えられる。よって、すべり距離 $L_{A,k}(\alpha_R)$ を最小にする t を求めることができれば、チェーンの動力損失を最小にできる。

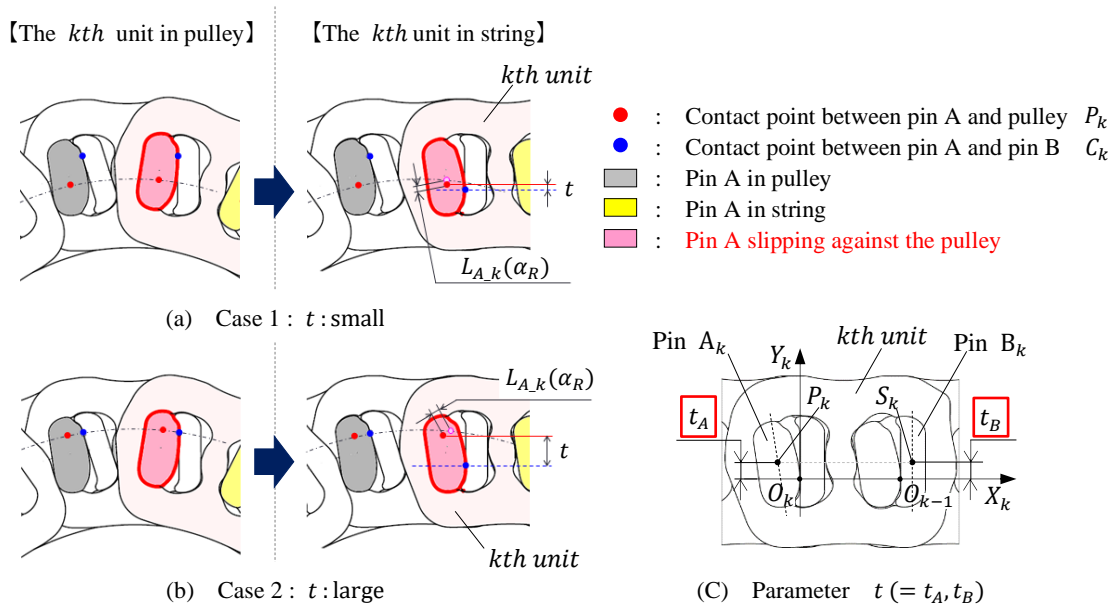


Fig.62 Relationship between t and slip length $L_{A,k}(\alpha_R)$.

二つ目はプーリと接触をするピンの本数である. 第 4 章の式(24), 式(25)で示したように, プーリと接触するピンがピン A のみ(タイプ 1)か, ピン A および B の両方(タイプ 2)かによってチェーンの動力損失は異なってくる.

次節では, 以上のパラメータ (t_A , t_B , およびプーリと接触するピンの本数)に加え, 変速比 γ (具体的には α_k)のユニットすべり距離 L_{slip} への影響を求める. なお, ピン A および B の両方がプーリと接触するタイプ 2 の場合, 本章では, 図 62(c)に示すように, 接触点 P_k および S_k の Y_k 軸方向の位置 t_A および t_B を等しく設定することとし, 同じ値 t として検討する.

5.2. すべり距離モデルを用いた効果検証

図 63 にタイプ 1 のチェーンにおいて $t (= t_A)$ [mm]をパラメータとしたときの, 変速比 γ におけるユニットすべり距離 L_{slip} [mm]の変化を示す. また, 図 64 にタイプ 2 のチェーンにおいて $t (= t_A = t_B)$ [mm]をパラメータとしたときの, 変速比 γ におけるユニッ

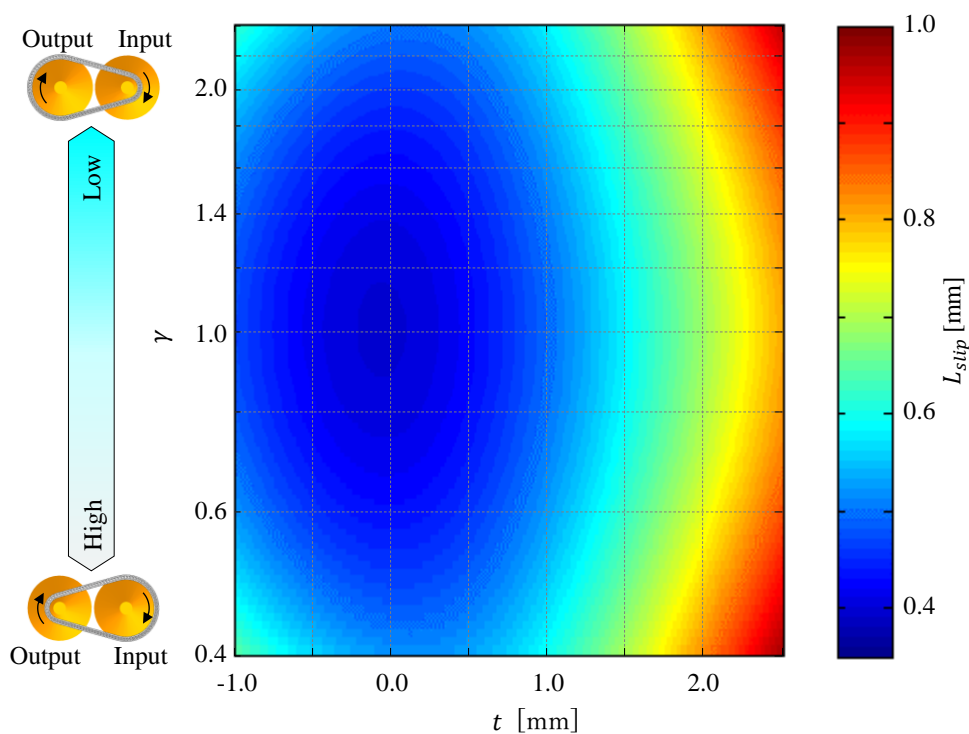


Fig.63 Slip length[mm] of the contact point between pin and pulley per unit of type 1 chain (calculation results).

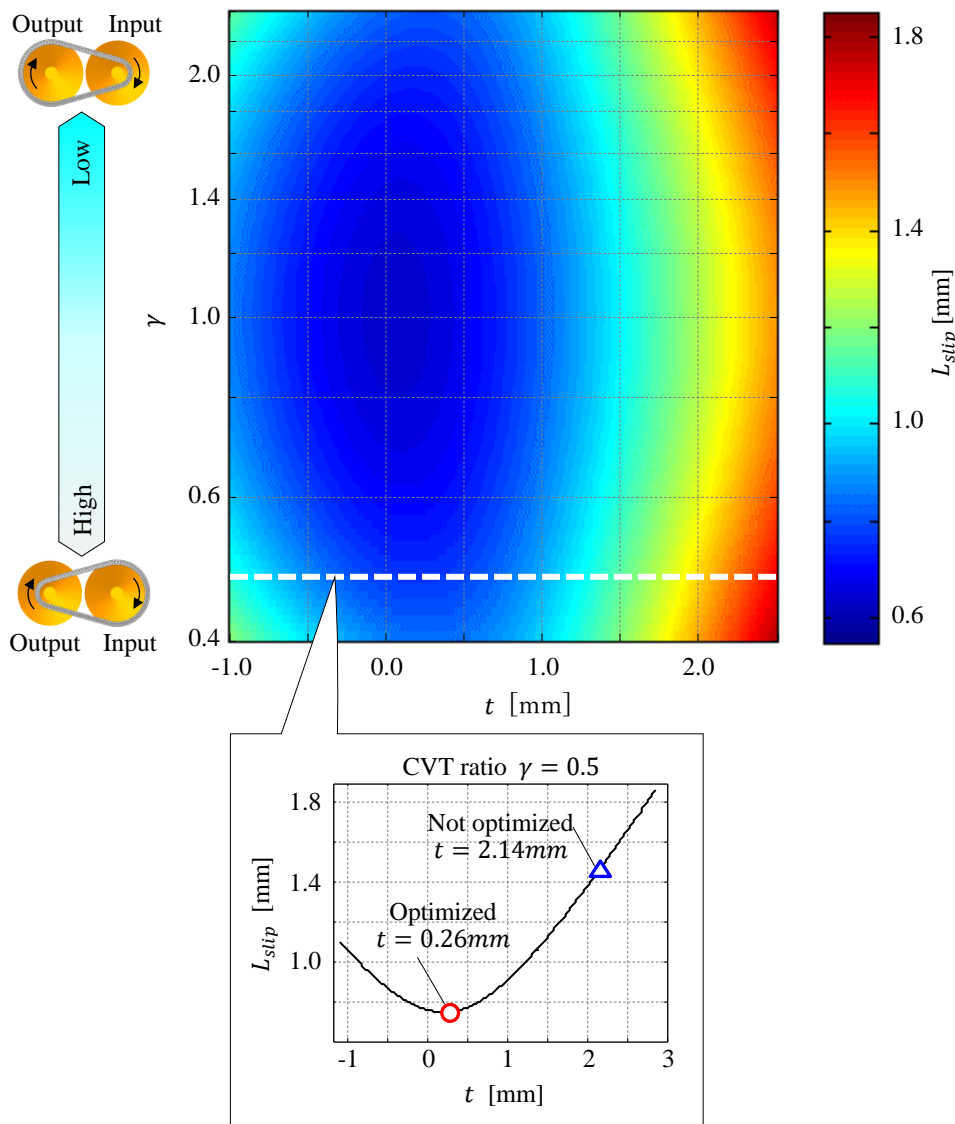


Fig.64 Slip length[mm] of the contact point between pin and pulley per unit of type 2 chain (calculation results), and optimization of pin parameter t

トすべり距離 L_{slip} [mm]の変化を示す. プーリと接触するピンが増加するため, タイプ 1 のユニットすべり距離 L_{slip} と比較し, タイプ 2 のユニットすべり距離 L_{slip} の方が全域において大きな値になることが分かる.

また, 図 63 および 64 より, パラメータ t が 0 付近では, タイプ 1 およびタイプ 2 ともにほぼ全変速比域でユニットすべり距離 L_{slip} が小さく抑えられている. すなわち, ピン A_k および B_k のプーリとの接触点 P_k および S_k を X_k 軸近傍に設定することにより, 全ての変速比において概ね動力損失を最小化できることが分かる. また, CVT の運転条件で

ある変速比 γ によりユニットすべり距離 L_{slip} も変化し、パラメータ t が同じであれば、入力および出力プーリの巻き掛かり径 R_{in} および R_{out} が等しくなる変速比 $\gamma = 1.0$ のときに最小となる。

変速比 $\gamma = 0.5$ を高速走行時の代表条件とし、その時のパラメータ t とユニットすべり距離 L_{slip} との関係を図 64 の下図に示す。このとき、 L_{slip} は $t=0.26\text{mm}$ で最小値をとる。次節では、パラメータ t を最適値である $t=0.26\text{mm}$ としたチェーンと、最適化されていない $t=2.14\text{mm}$ としたチェーンを主に、動力損失の違いを実験検証する。

5.3. 試作品を用いた実験検証

第4章で示した CVT の実験装置と試験条件で試作チェーンを用いた検証をおこなった。図 65 および図 66 の左図に変速比 $\gamma=0.5$ における、チェーンの動力損失の計算値 ϵ_{loss_cal} (横軸)と CVT 実験装置で計測した動力損失の実測値 ϵ_{loss_exp} (縦軸)の関係を示す。 L_{slip} を最小にするように t を最適化したチェーン($t=0.26\text{mm}$)の動力損失を図中の赤丸印で示し、 t を最適化していないチェーン($t=2.14\text{mm}$)の動力損失を図中の青三角印で示す。また、図 65 および図 66 の右図に、全ての変速比において前述した二つのチェーンの動力損失 ϵ_{loss_exp} を計測し、比較した結果を示す。なお、図 65 と図 66 では同じチェーンを比較しており、図 65 にプーリの挟圧力を高くした場合、図

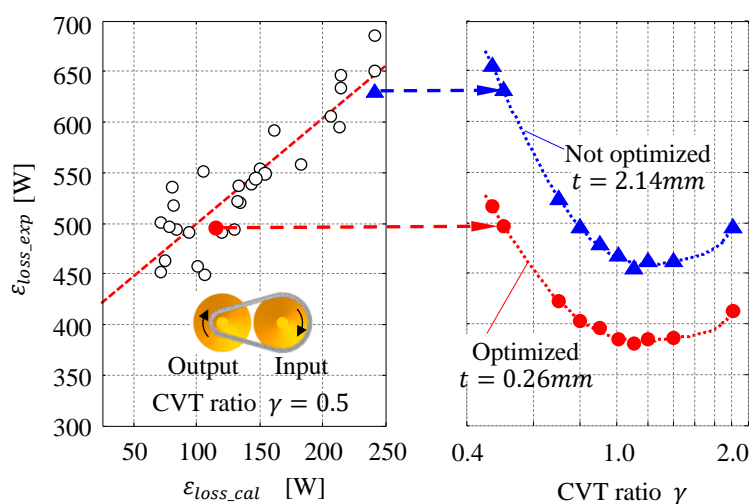


Fig.65 Experimental results of optimization of pin parameter t
(for high clamping force of pulleys).

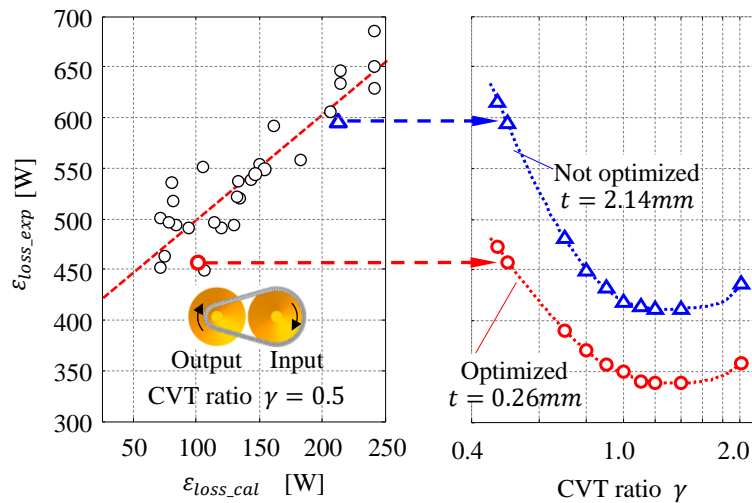


Fig.66 Experimental results of optimization of pin parameter t
(for low clamping force of pulleys).

66 にプーリの挟圧力を低くした場合の結果を示している. 図 65 および図 66 より, t を最適化したチェーンの動力損失は, t を最適化していないチェーンに対して, 全ての変速比で低くなることを実験により確認した.

次に, パラメータ $t (= t_A = t_B)$ が異なる 3 種類のチェーンについて, その動力損失の計算結果と実験結果の比較を図 67 に示す. 計算および実験にはタイプ 2 のチェーンを用いた. 横軸に変速比 γ , 縦軸に計算および実験で求めたチェーンの動力損失を示す. 4.3.1 項で定義したチェーンの動力損失の計算結果 ϵ_{loss_cal} を実線で示す. また, 動力損失の実測値を記号 (○, □ および △) で示す. 動力損失の実測値には, 4.3.2 項で示した CVT 実験装置で計測した動力損失の実測値 ϵ_{loss_exp} から, 4.3.3 項で定義した今回モデル化した以外の動力損失値となる直線近似の切片 $b(\gamma)$ を引いた値を用いた. パラメータ t が小さくなるに従い, 計算値と実測値の動力損失は各変速比 γ でほぼ同じ割合で小さくなり, t が 0 近傍となる $t = 0.26\text{mm}$ において最小値となった. この結果からも, チェーン 1 本あたりのユニットすべり距離 L_{slip} が小さくなる $t = 0\text{mm}$ 近傍において, チェーンの動力損失が小さくなることを検証できた.

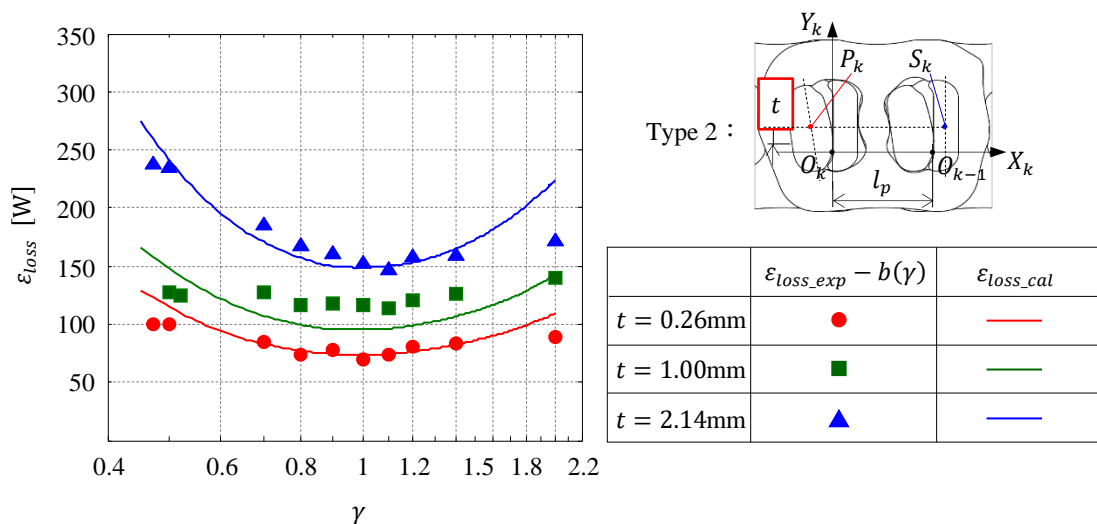


Fig.67 Influence of parameter t , which determines the position of the contact point of the pin and pulley located at pins A and B, on CVT chain power loss.

次に、ピン A のみがプーリと接触するタイプ 1 と、ピン A および B がプーリと接触するタイプ 2 のチェーンの動力損失を計算と実験で比較した。その結果を図 68 に示す。なお、プーリとの接触点 P_k および S_k の位置を定めるパラメータ $t (= t_A = t_B)$ は双方とも 2.14mm とした。横軸に変速比 γ 、縦軸に計算および実験で求めたチェーンの動力損失を示す。4.3.1 項で定義したチェーンの動力損失の計算値 ε_{loss_cal} を実線で示す。また、動力損失の実測値を記号 (∇ および \triangle) で示す。動力損失の実測値には、4.3.2 項で示した CVT 実験装置で計測した動力損失の実測値 ε_{loss_exp} から、4.3.3 項で定義した、今回モデル化した以外の動力損失値となる直線近似の切片 $b(\gamma)$ を引いた値を用いた。計算値と実測値ともに、タイプ 2 と比較してタイプ 1 の方が動力損失は小さくなり、各変速比 γ においてほぼ同じ割合で変化している。よって 5.2 節の図 63 および図 64 で示した計算結果のように、プーリと接触するピンの数が少なく、チェーン 1 本あたりのユニットすべり距離 L_{slip} を小さくすることができるタイプ 1 の方が、チェーンの動力損失が少なくなることを検証できた。

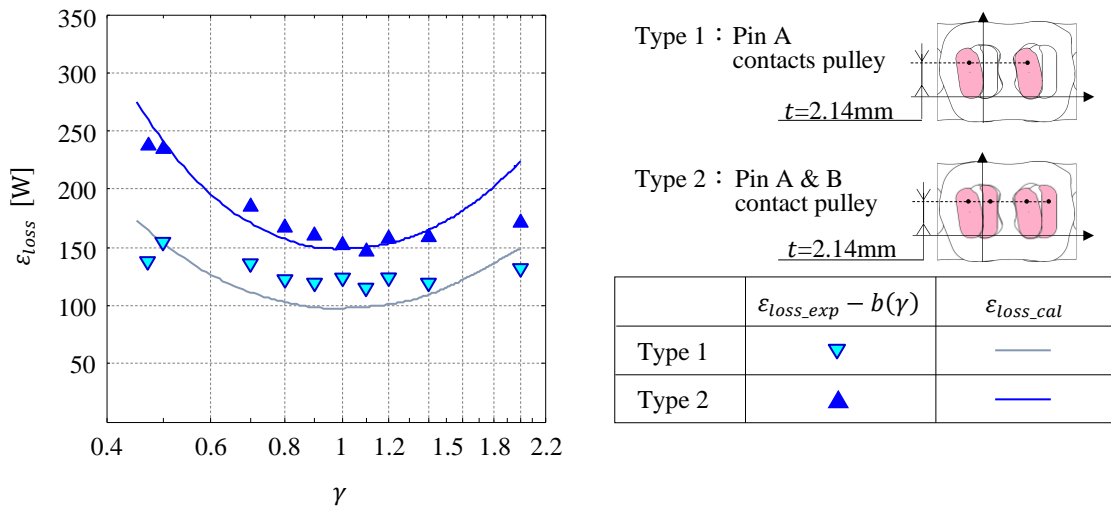


Fig.68 Influence of the number of pins contacting the pulley on the CVT chain power loss. ϵ_{loss_exp} indicates the measured test box power loss at various CVT ratios γ .

第6章 結論

本論文では、CVT 用チェーンについて機構学に基づいたモデリングをおこない、解析、考察、実験により騒音低減および動力損失低減に寄与するチェーンの形状を検討した。特に、チェーンの性能に影響を及ぼす、ピンが間欠的にプーリに進入もしくは離脱することに起因した振動的な挙動に着目した。その結果、騒音に関してはチェーン弦部の振動を低減するピン断面曲線を、損失に関してはすべりを低減するピンとプーリとの接触点の位置を、それぞれ提案した。また、検証実験をおこなうことで、これらの提案の有効性を確認し、設計上の指針としてまとめた。この指針を用いることで、低騒音および高効率な CVT 用チェーンを設計することが可能である。本論文の各章で得られた結論を以下に示す。

第 1 章では、本研究の背景と工学的意義について述べ、CVT 用チェーンの性能向上に関する従来の研究を概観すると共に、本論文の目的を示した。

第 2 章では、CVT 用チェーンの騒音について、起振力となるチェーンの挙動を実験により抽出し、モデル化をおこなった。得られた知見をまとめると以下ようになる。

- 1) CVT 実験装置を用いて騒音計測をおこない、ピッチと呼ばれる、チェーンの構成部品であるピンが配置される間隔に起因する周波数の騒音が大きくなることを確認した。また、その条件下でプーリの加速度計測を実施し、プーリの軸方向並進の動きと回転変動の成分が大きくなることを明らかにした。
- 2) 上記プーリの動きの起振力となるチェーンの周期的な挙動を静解析できるシンプルな機構学モデルを構築した。このモデルでは、チェーンの挙動に影響を及ぼす形状・諸元を含め、入力プーリの微小回転ごとに各部品の静的な力のつり合いを解くことで、チェーン弦部の周期的な挙動を検討可能にした。
- 3) 上記モデルを用いてパラメータスタディを実施した。チェーンがプーリに巻き掛かる過程で、ピッチが有限であるために生じる弦部の上下方向の振動(多角形効果)を弦部変位と定義した。解析では弦部変位や出力プーリの回転変動(ピンのプーリとの接触点の回転角度振幅)について、入出力プーリの巻き掛かり径、ピンの断面曲線、入出力プーリの軸間距離および変速比をパラメータとした場合の影響を明

らかにした。特に変速比をパラメータとしたとき、弦部変位や出力プーリの回転変動(ピンのプーリとの接触点の回転角度振幅)が、変速比が最大あるいは最小値となる 2.0 や 0.5 付近で大きく、変速比が中央値となる 1.0 付近では小さくなることを明らかにした。

- 4) 機構学モデルの検証をおこなうため、加速度計を搭載したチェーンを用いて、変速比をパラメータとしたときの弦部変位を計測した。その結果、上記 3)の解析結果と定性的に一致することを確認し、機構学モデルの妥当性を検証できた。
- 5) この機構学モデルにより、摩擦や変形などを考慮した大規模なモデルを計算することなく、チェーンの諸元に応じて、振動の基本性能を予測できることを示した。また、機構学モデルから求められるプーリ近傍の弦部変位と出力プーリの回転変動(ピンのプーリとの接触点の回転角度振幅)の 2 つの周期的な振動を低減できる形状を採用すれば、騒音低減の見込みがあると考えられる。

第 3 章では騒音を低減するためのチェーン形状を、解析と実験により検討した。得られた知見をまとめると以下ようになる。

- 1) 第 2 章で明らかにした、騒音の要因の一つと推測される弦部の振動(弦部変位)に着目し、この振動を低減するピン断面曲線を提案した。
- 2) 定式化した機構学モデルを用いて、提案したピン形状の振動特性を従来のピン形状の振動特性と比較することで、騒音が低減できることを予測した。
- 3) ピン断面曲線が提案形状と従来形状の二種類のチェーンを試作し、CVT 実験装置を用いて騒音計測を実施した。
- 4) 計測した騒音の傾向が解析結果と一致していることを確認した。提案形状を採用することで、従来形状と比較し、特に増速側や減速側で騒音を低減できた。
- 5) 実験結果より、機構学モデルの有用性を検証できた。

第 4 章では、チェーンの振動的な挙動が CVT の動力損失に及ぼす影響を解析と実験により調べた。得られた知見をまとめると以下ようになる。

- 1) CVT 用チェーンがプーリに進入もしくは離脱する際に生じるピンとプーリとのすべり距離に着目し、動力損失を定式化した。

- 2) ピンとプーリとのすべり距離が異なるチェーンを 16 種類試作し, CVT 実験装置を用いて計測した動力損失を計算値と比較することで定式化したモデルを実験的に検証し, その妥当性を確認した.

第 5 章では, チェーンの動力損失を最小にするため, チェーンが 1 周する間のピンとプーリとのすべり距離に着目した. そして, ピンのプーリとの接触点位置を決めるパラメータの最適化をおこなった. また, プーリと接触するピンの数の違いについても検討をおこなった. 得られた知見をまとめると以下のようになる.

- 1) ピンのプーリとの接触点位置を決めるパラメータがチェーンの動力損失に影響することを解析と実験の双方により確認した. また, 動力損失を最小にするパラメータの値を明らかにした.
- 2) プーリと接触するピンの数が少ないユニットを用いたチェーンの方が, 動力損失が少ないことを解析と実験の双方により明らかにした.

参考文献

- [1] 日高洋祐, 牧野和彦, 井上岳一, 井上佳三, “MaaS モビリティ革命の先にある全産業のゲームチェンジ,” 日経 BP 社, 2018 年.
- [2] 原英之, 林田宣浩, “領域分割・物体検出のマルチタスク深層学習を用いた自動運転と運転支援装置のための画像認識,” 自動車技術会 2019 年秋季大会学術講演会講演予稿集, 2019.
- [3] 山口秀明, 末次恵久, 横山美憂, 河中治樹, 小栗宏次, “自動運転バスに向けた乗客の車内転倒防止技術の開発,” 自動車技術会 2019 年秋季大会学術講演会講演予稿集, 2019.
- [4] 菅原杏一, 山口輝也, 向井靖彦, “インフラ協調型自動レバー駐車における追従経路生成手法,” 自動車技術会 2019 年秋季大会学術講演会講演予稿集, 2019.
- [5] 松尾治夫, 西村俊彦, “自動運転車両による交差点通過のための交通信号機現示認識手法,” 自動車技術会 2019 年秋季大会学術講演会講演予稿集, 2019.
- [6] 松田俊郎, 宮崎信也, 福沢達弘, 水越篤志, 辻俊孝, 阿部圭太, 井部精治, 原勇太郎, 田中颯馬, “EV バス,トラックの普及拡大を可能とする大型車用 EV システムの技術開発と実証評価,” 自動車技術会論文集(2019), 文献番号: 20194682, 2019.
- [7] 甲斐紀弘, Klaus, Freidrich, Kuepper., Alfred, Weinzerl., Henrik, Dhejne., Anton, Angermaier., Georg, Schwab., “統合型高効率 E-Drive システムの開発,” 自動車技術会 2019 年春季大会学術講演会講演予稿集(2019), 2019.
- [8] 福田晃大, 岡田伸治, 宮崎知之, 小野潤司, “磁歪式トルクセンサの EV への適用提案,” 自動車技術会 2019 年春季大会学術講演会講演予稿集(2019), 2019.
- [9] 中澤輝彦, 日下部誠, 長田育充, “2 モータ EV システム技術の検討,” 自動車技術会論文集 51 巻 3 号 p. 416-421 (2020)
- [10] 中澤輝彦, 日下部誠, 長田育充, 日比野良一, 鳥居 靖広, “2 モータ EV システム技術の検討(第 2 報)システム制御法の提案,” 自動車技術会論文集 51 巻 4 号 p. 681-686 (2020)

- [11] 鈴木博光, 大石航志, 中澤輝彦, 日比野良一, “2 モータ EV システム制御法の車両検証,” 自動車技術会論文集 51 巻 5 号 p. 779-784(2020)
- [12] 小端拓郎, “EV 普及の動向と展望,” 自然エネルギー財団(2018 年 6 月), 2018.
- [13] 中村隆, “トライボロジー技術の進展による自動車の省エネ,” トライボロジスト, 第 61 巻, 第 2 号(2016), 65-70, 2015.
- [14] 鈴木慎一他, “CVT 完全理解 Motor Fun illustrated,” 株式会社三栄書房, 2011.
- [15] 小川雅人, 岸本拓也, 小林隆浩, 前川卓也, 篠原剛, 右近靖幸, “新型中容量チェーン式 CVT の開発,” 自動車技術会 2019 年秋季大会学術講演会講演予稿集(2019), 文献番号:20196279, 2019.
- [16] 寺本貴之, 西村展彰, 藤田和宏, “駆動ユニットケース類の軽量化に貢献する MBD 活用,” 自動車技術会 2019 年秋季大会学術講演会講演予稿集(2019), 文献番号:20196276, 2019.
- [17] 小川良浩, 黒川秀二, 熊谷辰哉, 遠山政人, 鈴木淳也, “新型軽自動車用ベルト式 CVT の開発,” 自動車技術会 2019 年春季大会学術講演会講演予稿集(2019), 文献番号:20195286, 2019.
- [18] Inukai,Koichiro., Shibahara,Akihiro., Uchino,Takeshi., Nishiyama,Keiichi., Murakami,Yasunori., and Kojima,Moichiro., “Development of High-Efficiency New CVT for Midsize Vehicle,” SAE Technical Paper, 2013-01-0365(2013), doi: 10.4271/2013-01-0365., 2013.
- [19] Aoyama,Toshihiro., Takahara,Hideaki., Kuwabara,Shinya., Miyata,Hideki., Nakayashiki,Makoto. and Kasuga,Shinji., “Development of New Generation Continuously Variable Transmission,” SAE Technical Paper, 2014-01-1728(2014), doi: 10.4271/2014-01-1728., 2014.
- [20] Lee,Ho,Young., Cho,Tae,Hee., Won,Chan,Hee. and Kim,Byoungkee., “A Study on Clamping Force Control in Pulley of CVT for Fuel Efficiency,” SAE Technical Paper, 2014-01-1736(2014), doi: 10.4271/2014-01-1736., 2014.
- [21] Okumura,Naotoshi., “Development of New Generation CVT with Auxiliary Gear Box,” SAE Technical Paper, 2016-01-1109(2016), doi: 10.4271/2016-01-1109., 2016.

- [22] 一條秀治, 矢ヶ崎徹, 安藤大起, 坂上恭平, 隅田聡一郎, “高効率金属ベルト式 CVT 変速機構の研究,” Honda R&D Technical Review Vol.26, No.1(2014), 2014.
- [23] 神田知幸, 戸塚博彦, 大沼正志, 首藤憲正, 平田智宏, 小形卯京, “グローバル小型車用新 CVT の開発,” Honda R&D Technical Review Vol.26, No.1(2014), 2014.
- [24] Zhang, Wu., Guo, Wei., Zhang, Chuanwei. and Kou, Farong., “Loss of strain energy in metal belt for continuously variable transmission(CVT) pulley,” Journal of Mechanical Science and Technology Vol.29, No.7(2015), pp2905-2912, 2015.
- [25] Gaertner, L. and Ebenhoch, M., "The ZF Automatic Transmission 9HP48 Transmission System, Design and Mechanical Parts," SAE Int. J. Passeng. Cars - Mech. Syst. 6(2):2013, doi:10.4271/2013-01-1276.
- [26] Michikoshi, Y., Kusamoto, D., Ota, H., Ikemura, M. et al., "Toyota New TNGA High-Efficiency Eight-Speed Automatic Transmission Direct Shift-8AT for FWD Vehicles," SAE Technical Paper 2017-01-1093, 2017, doi:10.4271/2017-01-1093.
- [27] Ji, J., He, B., and Yuan, L., "A Comparative Study on Fuel Economy for CVT and 9-speed AT based Vehicles," SAE Technical Paper 2017-01-2435, 2017, doi:10.4271/2017-01-2435.
- [28] Martin, T., and Hendrickson, J., “General Motors Hydra-Matic 9T50 Automatic Transaxle,” SAE Technical Paper 2018-01-0391, 2018, doi:10.4271/2018-01-0391.
- [29] Moskalik, A., Stuhldreher, M., and Kargul, J., “Benchmarking a 2018 Toyota Camry UB80E Eight-Speed Automatic Transmission,” SAE Technical Paper 2020-01-1286, 2020, doi:10.4271/2020-01-1286.
- [30] 小橋建斗, 佐々木高晴, 迫田雄一郎, “プラグインハイブリッドトランスミッションにおけるプラネタリギヤノイズの開発,” 自動車技術会 2019 年春季大会学術講演会講演予稿集(2019), 文献番号:20195293, 2019.
- [31] 三竿喜彦, 金子弘隆, 平野芳則, 望月伸晃, 大島恵, 佐藤理, 松本大輔, “品質ばらつき抑制プロセス適用による AT セレクトショック性能向上,” 自動車技術会 論文集, Vol.43, No.2(2012), pp.485-490, 2012.

- [32] 大形勇介, 二宮啓輔, 栗澤伸平, 田村直己, 燃費, 静粛性, ”ドライバビリティを改良した CVT の開発,” 自動車技術会論文集, Vol.44, No.5(2013), pp.1211-1214, 2013.
- [33] 渡辺健, 白木啓一郎, 斎木康平, “歯車箱によるハイポイドギヤ振動と放射音の基礎研究,” 自動車技術会論文集, Vol.47, No.1(2016), pp.121-126, 2016.
- [34] 星崇司, 梶原哲彦, “パワートレイン自励振動予測技術の開発への適用,” 自動車技術会論文集, Vol.47, No.2(2016), pp.383-388, 2016.
- [35] 尾根智哉, 薄井友彦, 宮原壯太, 渡辺健太郎, “ダイナミックダンパを搭載した高減衰ダンパ機構,” 自動車技術会論文集, Vol.51, No.1(2020), pp.96-100, 2020.
- [36] <https://www.aisin-aw.co.jp/products/drivetrain/transmission/index.html?tab=cvt>, アイシン AW HP より, 2019.
- [37] <https://www.aisin.co.jp/newsroom/product/>, アイシン AW HP より, 2019.
- [38] Kobayashi,Daisuke., Mabuchi,Yutaka. and Katoh,Yoshiaki., “A Study on the Torque Capacity of a Metal Pushing V-Belt for CVTs,” SAE Technical Paper, No.980822(1998), 1998.
- [39] Tarutani,Ichiro., Tani,Hirofumi. and Nagasawa,Yuji., “Analysis of the Power Transmission Characteristic of Metal V-belt Type CVT,” R&D Review of Toyota CRDL Vol.40, No.3 (2005), 2005.
- [40] Nishizawa,Hiroyuki., Yamaguchi,Hiroyuki and Suzuki,Hideyuki., “Friction Characteristics Analysis for Clamping Force Setup in Metal V-belt Type CVTs,” R&D Review of Toyota CRDL Vol.40, No.3 (2005), 2005.
- [41] Yamaguchi,Hiroyuki., Tani, Hirofumi., and Hayakawa,Kisaburo., “Measurement and Estimation Technologies for the Experimental Analysis of Metal V-belt Type CVTs,” R&D Review of Toyota CRDL Vol.40, No.3 (2005), 2005.
- [42] 湯谷健太郎, 片岡拓実, 頼永宗男, 二宮啓輔, “金属ベルト式 CVT におけるエレメントの接触とスリップ挙動解析,” 自動車技術会論文集, Vol.48, No.2(2017), pp.311-316, 2017.
- [43] 磯崎悠介, 大窪和也, 藤井透, 坂上恭平, 矢ヶ崎徹, “金属 V ベルトを用いた CVT のトルク変動下での動力伝達,” 自動車技術会論文集, Vol.49, No.6(2018), pp.1230-1236, 2018.

- [44] Shimokawa,Y., “Technology Development to Improve Jatco CVT8 Efficiency,” SAE Technical Paper, 2013-01-0364, doi: 10.4271/2013-01-0364, 2013.
- [45] Sato,K., Yamamoto,M., Nishida,H., Eriguchi,O., Hoshika,N. and Oguri,M., “A new longitudinal AWDCVT for passenger vehicle,” CVT2010 CVT-HYBRID International Conference Maastricht The Netherlands (2010) pp.55-60., 2010.
- [46] Soya,Hiromu., Yoshida,Makoto. and Imai,Kazutaka., “Development of High Torque Capacity Variator System for CVT,” SAE Technical Paper, 2014-01-1729(2014), doi: 10.4271/2014-01-1729., 2014.
- [47] 久保愛三, 橋本敦美, 横山嘉昭, 竹本幸一, 榎本泰治, “サイレントチェーンのかみあいと運転騒音発生機構,” 日本機械学会論文集(C編), 65 巻 631 号(1999), 1999.
- [48] 新谷真功, 小澤孝彰, 西野俊明, 大谷崇, “スリット付きsprocketによるチェーン伝動の騒音低減に関する研究,” 日本機械学会論文集(C編), 73 巻 725 号(2007), 2007.
- [49] 毛利圭佑, 橋丘豊, 宮崎嘉寿也, “チェーン駆動における脈動抑制機構の開発,” 日本機械学会論文集(C編), 76 巻 771 号(2010), 2010.
- [50] Tsutsumi,K., Miura,Y. and Kageyama,Y., “New hybrid genetic algorithm for pitch sequence optimization of CVT variator chain,” SAE Technical Paper, 2017-01-1120(2017), doi: 10.4271/2017-01-1120, 2017.
- [51] Carbone,G., De,Novelils,L. and Commissaris,G., “An enhanced CMM model for the accurate prediction of steady-state performance of CVT chain drives,” JOURNAL OF MECHANICAL DESIGN, Vol.132, No.12(2010), p.21005, 2010.
- [52] Carbone,G., Scaraggi,M. and Mangialardi,L., “EHL squeeze at pin-pulley interface in CVTs; influence of lubricant rheology,” TRIBOLOGY INTERNATIONAL, Vol.42, No.6(2009), pp.862-868, 2009.
- [53] De,Novelils,L. and Carbone,G., “Direct measurement of link tension forces in chain CVT,” CVT2010 CVT-HYBRID International Conference Maastricht The Netherlands (2010a) pp.152-156, 2010.

- [54] De,Novelils,L. and Carbone,G., “Experimental investigation of chain link forces in continuously variable transmissions,” JOURNAL OF MECHANICAL DESIGN, Vol.132, No.12(2010b), p.121004, 2010.
- [55] Duan,C., Hebbale,K., Liu,F. and Yao,J., “Physics-based modeling of a chain continuously variable transmission,” MECHANISM AND MACHINE THEORY, Vol.105(2016), pp.397–408, 2016.
- [56] Yildiz,A., Bottiglione,F., Piccininni,A., Kopmaz,O. and Carbone,G., “Experimental validation of the Carbone-Mangialardi-Mantriota model of continuously variable transmissions,” Journal of Automobile Engineering, Vol.232, No6(2018), pp.828-837, 2018.
- [57] Carbone,G., Mangialardi,L. and Mantriota,G., “The influence of pulley deformations on the shifting mechanism of metal belt CVT,” JOURNAL OF MECHANICAL DESIGN, Vol.127, No.1(2005), pp.103-113, 2005.
- [58] Yildiz,A., Piccininni,A. and Bottiglione,F., “Modeling chain continuously variable transmission for direct implementation in transmission control,” MECHANISM AND MACHINE THEORY, Vol.105(2016), pp.428-440, 2016.
- [59] Yildiz,A. and Kopmaz,O., “Control-Oriented Modelling with Experimental Verification and Design of the Appropriate Gains of a PI Speed Ratio Controller of Chain CVTs,” Journal of Mechanical Engineering, Vol.63, No.6(2017), pp.374-382, 2017.
- [60] Sedlmayr,M., Bullinger,M. and Pfeiffer,F., “Spatial dynamics of CVT chain drives,” CVT 2002 CONGRESS VDI BERICHTE, Vol.1079(2002), pp.511-527., 2002.
- [61] Sedimayr,M. and Pfeiffer,F., “Force reduction in CVT chain,” INTERNATIONAL JOURNAL OF VEHICLE DESIGN, Vol. 32(2003), pp.290-303., 2003.
- [62] Pfeiffer,F., “Spatial motion of CVT-chains,” IUTAM Symposium on Chaotic Dynamics and Control of Systems and Processes in Mechanics, Vol.122(2005), pp.81-95., 2005.
- [63] Neumann,L., Ulbrich,H. and Pfeiffer,F., “New model of a CVT rocker-pin chain with exact joint kinematics,” LINEAR DYNAMICS, Vol.1, No.2(2006a), pp.143-149., 2006.

- [64] Neumann,L., Ulbrich,H. and Pfeiffer,F., “Noise reduction of chain-CVTs using optimisation techniques,” SAE Technical Paper, 2006-01-1309(2006b), doi: 10.4271/2006-01-1309., 2006.
- [65] Srivastava,N. and Haque,I., “Clearance and friction-induced dynamics of CVT drives,” MULTIBODY SYSTEM DYNAMICS, Vol.19, No.3(2008a), pp.255-280., 2008.
- [66] Srivastava,N. and Haque,I., “Dynamics of chain CVT drives: effects of friction characteristic,” ASME International Design Engineering Technical Conferences, Vol.7(2008b), pp.1089-1097., 2008.
- [67] Srivastava,N. and Haque,I., “A review on belt and chain continuously variable transmissions (CVT) dynamics and control,” MECHANISM AND MACHINE THEORY, Vol.44, No.1(2009a), pp.19-41, 2009.
- [68] Srivastava,N. and Haque,I., “Nonlinear dynamics of a friction-limited drive application to a chain continuously variable transmission (CVT) system,” JOURNAL OF SOUND AND VIBRATION, Vol.321(2009b), pp.319-341., 2009.
- [69] J, Van,Rooij. and A, Frank., “Development of a 700Nm chain-CVT,” CVT 2002 CONGRESS VDI BERICHTE, Vol. 1079(2002), pp.179-194., 2002.
- [70] 石野文俊, 本間次郎, 中澤智一, “チェーン式 CVT のレイアウトコンセプトと小ピッチ CVT チェーン,” 自動車技術会論文集, Vol.47, No.2(2016), pp.389-393., 2016.
- [71] Teubert,Andre., Ciesek,Markus., Stope,Fabian., 中澤智一; 鳥海正博, “CVT チェーンの適用要求に対する設計手法,” 自動車技術会 2019 年春季大会学術講演会講演予稿集(2019), 文献番号:20195287, 2019.
- [72] 中澤輝彦, 服部治博, 樽谷一郎, 安原伸二, 井上剛志, “無段変速機用チェーンの幾何モデルを用いた起振力の静解析,” 日本機械学会論文集, Vol.84, No.862(2018), DOI: 10.1299/transjsme.17-00543, 2018.
- [73] 中澤輝彦, 服部治博, 樽谷一郎, 安原伸二, 井上剛志, “無段変速機用チェーンの幾何モデルを用いた動力損失に関する研究,” 日本機械学会論文集, Vol.85, No.874(2019), DOI: 10.1299/transjsme.19-00106, 2019.

- [74] 木村正信, 大澤正敬, 須浪清一, 服部治博, 長沢裕二, 百々浩平, 吉田倫生, 立木宏, 今井淳介, ”超小型データロガーによる高速運動体の実働計測,” 第28回センシングフォーラム資料 28(2011), pp.153-158.
- [75] Teruhiko Nakazawa., Haruhiro Hattori., Ichiro Tarutani., Shinji Yasuhara. and Tsuyoshi Inoue., “Influence of Pin Profile Curve on Continuously Variable Transmission (CVT) Chain Noise and Vibration,” MECHANISM AND MACHINE THEORY, Volume 154, December 2020, 104027

謝辞

本論文をまとめるにあたり、終始適切なご指導とご鞭撻を頂きました名古屋大学大学院工学研究科 井上剛志教授に心から深く感謝し、厚く御礼を申し上げます。また、本論文の提出にあたり、有意義なご教示とご校閲を賜りました、名古屋大学大学院工学研究科 社本英二教授、豊橋技術科学大学大学院工学研究科 高木賢太郎教授ならびに横浜国立大学大学院工学研究院 佐藤恭一教授に厚く御礼申し上げます。

本研究の遂行に関して、多くの有意義なご指導とご助言を賜るとともに、温かく励まして頂いた株式会社豊田中央研究所 樽谷一郎様、大澤正敬様(当時)に深く感謝の意を表します。また、本研究の実施にあたり、実験計測やデータに関する議論に終始精力的に携わって頂いた株式会社豊田中央研究所 服部治博様、長沢裕二様(当時)ならびに株式会社ジェイテクト 安原伸二様に厚く御礼申し上げます。

また、国内留学の機会を与えて頂いた株式会社豊田中央研究所 志満津孝取締役、稲垣瑞穂 SEE, 梅野孝治 SEE, 小澤忠夫部長(当時), 菅井賢室長, 早川喜三郎室長, 中井英雄部長ならびに近藤靖裕部長に深く感謝の意を示します。

最後に本論文をまとめるまでの 4 年間、終始温かく支援してくれた妻 加奈子, 娘 亜実, 息子 佑太に心より感謝し、謝辞と致します。