

博士学位論文

瞬発動作及び可変剛性機能を有する
拮抗型ワイヤ駆動関節に関する研究

九州工業大学大学院生命体工学研究科

鈴木 克彰

目次

第1章 序論	2
1. 1 研究背景	2
1. 2 関節機構の現状	3
1. 2. 1 通常動作を実現している減速機	3
1. 2. 2 瞬発動作に特化した関節機構	3
1. 2. 3 通常動作と瞬発動作が可能な関節機構	3
1. 2. 4 可変剛性機能を有する関節機構	4
1. 2. 5 通常動作, 瞬発動作, 可変剛性を実現できる関節機構	5
1. 2. 6 本研究で目指す関節機構の位置づけ	5
1. 3 研究目的	6
1. 4 論文の構成	7
1. 5 変数, 記号の約束一覧表	8
第2章 関節機構の構想設計	12
2. 1 はじめに	12
2. 2 関節機構の構想設計	13
2. 2. 1 関節機構のコンセプト	13
2. 2. 2 関節機構の設計思想	13
2. 2. 3 アクチュエータの駆動パターンとモード切替	15
2. 3 数式モデルの導出	17
2. 3. 1 リンクベクトルと変数	17
2. 3. 1 通常動作	17
2. 3. 2 瞬発動作	18
2. 3. 3 可変剛性	20
2. 4 まとめ	21
第3章 瞬発動作機能を重視した関節機構の開発	35

3. 1	はじめに	35
3. 2	瞬発動作時のトルクと角速度	36
3. 3	瞬発動作に関する出力特性の解析	38
3. 3. 1	解析の概要	38
3. 3. 2	解析の制約条件	38
3. 3. 3	解析の過程	38
3. 3. 4	解析結果	39
3. 4	カム機構の設計	40
3. 4. 1	バネ定数の計算	40
3. 4. 2	カムの輪郭曲線の生成	41
3. 5	性能評価試験	44
3. 6	まとめ	45
第4章	グリッパ機構への応用	71
4. 1	はじめに	71
4. 2	グリッパ機構の設計	72
4. 2. 1	グリッパ機構の仕様	72
4. 2. 2	ウォームギアの応用	72
4. 2. 3	カムの設計	72
4. 3	剛性に関する出力特性の解析	74
4. 4	グリッパ機構の概要	76
4. 5	可変剛性に関する性能評価試験	77
4. 5. 1	剛性評価のための実験装置	77
4. 5. 2	負荷用モータの無負荷ランニングトルクの計測	77
4. 5. 3	グリッパ機構内部の摩擦トルクの計測	77
4. 5. 4	可変剛性評価試験	77
4. 6	物体把持試験	79
4. 6. 1	はじめに	79

4. 6. 2 実験結果	79
4. 7 まとめ	80
第5章 関節機構の改良	108
5. 1 はじめに.....	108
5. 2 機構の設計思想.....	109
5. 3 通常動作	110
5. 4 瞬発動作	111
5. 5 可変剛性	113
5. 6 まとめ	115
第6章 結論.....	122
6. 1 結論.....	122
6. 2 今後の展望.....	124
謝辞.....	126
参考文献	128

目 一 覧

図 1-1	一般化されていないロボット	9
図 1-2	水中ロボットのグリップ機構に求められる機能	9
図 1-3	本研究で目指す関節機構の位置づけ	10
図 1-4	各先行研究の利点と欠点	10
図 2-1	本研究で目指す関節機構のコンセプト	22
図 2-2	構想設計した概念モデル	22
図 2-3	シンプルな概念モデル	23
図 2-4	シンメトリーな拮抗構造の応用	23
図 2-5	モード切替の応用	24
図 2-6	骨格バネの応用	24
図 2-7	非線形なバネ要素の応用	25
図 2-8	ワイヤの角度と張力の関係	25
図 2-9	非線形性を生成するカムの応用	26
図 2-10	通常動作と瞬発動作	26
図 2-11	瞬発動作に関する回転方向の切替と出力調整	27
図 2-12	可変剛性	27
図 2-13	モデルの各名称	28
図 2-14	機構に作用する力とトルク	28
図 2-15	リンクベクトル	29
図 2-16	通常動作	29
図 2-17	瞬発動作 バネ収縮過程	30
図 2-18	瞬発動作 バネ解放過程	30
図 2-19	粘性を考慮した場合の瞬発動作	31
図 2-20	可変剛性	31
図 2-21	外乱トルクに関する解析	32
図 2-22	回転剛性に関する解析	32
図 3-1	バネ収縮過程及び瞬発動作時の力とトルク	46
図 3-2	機構のリンクベクトル	46
図 3-3	リンクベクトルの制約条件	47
図 3-4	解析の流れ	47
図 3-5	出力特性 1 [$ll = 0.1$, $min(lsp) = 0.1$]	48
図 3-6	出力特性 2 [$ll = 0.5$, $min(lsp) = 0.1$]	48
図 3-7	出力特性 3 [$ll = 0.1$, $min(lsp) = 1.0$]	49
図 3-8	出力特性 4 [$ll = 0.1$, $min(lsp) = 1.5$]	49

図 3-9	出力特性 5 [$l = 2.0$, $\min(lsp) = 0.1$]	50
図 3-10	出力特性 6 [$l = 0.1$, $\min(lsp) = 0.5$]	50
図 3-11	出力特性 7 [$l = 0.5$, $\min(lsp) = 0.5$]	51
図 3-12	出力特性 8 [$l = 0.5$, $\min(lsp) = 1.0$]	51
図 3-13	出力特性 9 [$l = 0.5$, $\min(lsp) = 1.5$]	52
図 3-14	出力特性 10 [$l = 0.5$, $\min(lsp) = 2.0$]	52
図 3-15	出力特性 11 [$l = 1.0$, $\min(lsp) = 0.1$]	53
図 3-16	出力特性 12 [$l = 1.0$, $\min(lsp) = 0.5$]	53
図 3-17	出力特性 13 [$l = 1.0$, $\min(lsp) = 1.0$]	54
図 3-18	出力特性 14 [$l = 1.0$, $\min(lsp) = 1.5$]	54
図 3-19	出力特性 15 [$l = 1.0$, $\min(lsp) = 2.0$]	55
図 3-20	出力特性 16 [$l = 1.5$, $\min(lsp) = 0.1$]	55
図 3-21	出力特性 17 [$l = 1.5$, $\min(lsp) = 0.5$]	56
図 3-22	出力特性 18 [$l = 1.5$, $\min(lsp) = 1.0$]	56
図 3-23	出力特性 19 [$l = 1.5$, $\min(lsp) = 1.5$]	57
図 3-24	出力特性 20 [$l = 1.5$, $\min(lsp) = 2.0$]	57
図 3-25	出力特性 21 [$l = 2.0$, $\min(lsp) = 0.1$]	58
図 3-26	出力特性 22 [$l = 2.0$, $\min(lsp) = 0.5$]	58
図 3-27	出力特性 23 [$l = 2.0$, $\min(lsp) = 1.0$]	59
図 3-28	出力特性 24 [$l = 2.0$, $\min(lsp) = 1.5$]	59
図 3-29	出力特性 25 [$l = 2.0$, $\min(lsp) = 2.0$]	60
図 3-30	出力特性に関するまとめ	61
図 3-31	カムの割付角度	62
図 3-32	カム曲線の座標とリンクベクトルの関係	62
図 3-33	カムの輪郭曲線	63
図 3-34	受動リンクの変位とカムの変位の関係	63
図 3-35	実験装置の外観	64
図 3-36	実験装置のシステム図	64
図 3-37	瞬発動作試験の様子	65
図 3-38	瞬発動作時における出力リンクの計測角度	65
図 3-39	瞬発動作時における出力リンクの角速度	66
図 3-40	瞬発動作時における出力リンクのトルク	66
図 4-1	手とグリップ機構の寸法	81
図 4-2	ウォームギアを応用した提案機構	81
図 4-3	カムの割付角度	82
図 4-4	外乱トルクに関する解析	82

図 4-5	回転剛性に関する解析.....	83
図 4-6	設計製作したグリッパ機構.....	83
図 4-7	フィンガーユニットの詳細寸法.....	84
図 4-8	グリッパ機構のシステム図.....	84
図 4-9	負荷トルク発生装置.....	85
図 4-10	負荷トルク発生装置とグリッパ機構の接続関係.....	85
図 4-11	負荷用モータの無負荷ランニングトルク.....	86
図 4-12	機構内部の摩擦に関するトルク.....	87
図 4-13	反力に関する理論値と実測値の比較.....	88
図 4-14	把持の様子(バネの初期変位 5mm, 絹ごし豆腐, 1 辺 5mm).....	89
図 4-15	把持の様子(バネの初期変位 5mm, 絹ごし豆腐, 1 辺 10mm).....	90
図 4-16	把持の様子(バネの初期変位 5mm, 絹ごし豆腐, 1 辺 15mm).....	91
図 4-17	把持の様子(バネの初期変位 5mm, 絹ごし豆腐, 1 辺 20mm).....	92
図 4-18	把持の様子(バネの初期変位 5mm, 木綿豆腐, 1 辺 5mm).....	93
図 4-19	把持の様子(バネの初期変位 5mm, 木綿豆腐, 1 辺 10mm).....	94
図 4-20	把持の様子(バネの初期変位 5mm, 木綿豆腐, 1 辺 15mm).....	95
図 4-21	把持の様子(バネの初期変位 5mm, 木綿豆腐, 1 辺 20mm).....	96
図 4-22	把持の様子(バネの初期変位 5mm, こんにやく, 1 辺 5mm).....	97
図 4-23	把持の様子(バネの初期変位 5mm, こんにやく, 1 辺 10mm).....	98
図 4-24	把持の様子(バネの初期変位 5mm, こんにやく, 1 辺 15mm).....	99
図 4-25	把持の様子(バネの初期変位 5mm, こんにやく, 1 辺 20mm).....	100
図 4-26	把持の様子(バネの初期変位 5mm, SS400, 1 辺 12mm).....	101
図 4-27	把持の様子(バネの初期変位 5mm, SS400, 1 辺 20mm).....	102
図 4-28	把持の様子(バネの初期変位 10mm, SS400, 1 辺 12mm).....	103
図 4-29	把持の様子(バネの初期変位 10mm, SS400, 1 辺 20mm).....	103
図 5-1	独立した直動関節を有する関節機構.....	116
図 5-2	リンク機構に作用する力とトルク.....	116
図 5-3	リンクベクトル.....	117
図 5-4	通常動作.....	117
図 5-5	瞬発動作 バネ収縮時.....	118
図 5-6	瞬発動作 バネ解放時.....	118
図 5-7	粘性を考慮した場合の瞬発動作.....	119
図 5-8	可変剛性.....	119
図 5-9	反トルクに関する解析.....	120
図 5-10	剛性に関する解析.....	120
図 6-1	今後の展望.....	125

表一覧

表 2-1	3つの機能と5つの課題	33
表 2-2	先行研究が有する6つのエッセンス	33
表 2-3	解析でを使用した各種パラメータ	33
表 3-1	解析の定数	67
表 3-2	解析の変数	67
表 3-3	選定したリンク比	67
表 3-4	設計インプット	68
表 3-5	実験装置の仕様	68
表 3-6	実験条件	69
表 4-1	グリッパ機構の目標設計仕様	104
表 4-2	設計した各種パラメータ	104
表 4-3	設計したグリッパ機構の仕様	105
表 4-4	実機試験時の供給電圧と電流制限	105
表 4-5	負荷用モータの回転数に対する平均トルク	105
表 4-6	各物体の把持結果	106

第 1 章

序論

第1章 序論

1. 1 研究背景

少子高齢化による人手不足，多発する自然災害，そして世界規模で広がる疫病へのリスク低減，等，多くの課題を解決するための一つ的手段として，ロボットが期待されている[1-3]．産業用ロボットの基礎的な技術は成熟しつつあり，ロボット掃除機も一般家庭に浸透し生産台数が増加している．極限環境ロボットは，我々の目にとまることは少なく，産業用ロボットと比較すると一般には広まっていない．これらの核となっている技術の一つはアクチュエータ，関節機構であり，図 1-1 に示すように，ロボットの活動範囲を拡大するには，ロボットの関節の多機能化が必要である．

ロボットの関節には，産業用ロボットのようにギアとモータを用いて動作させる「通常動作」に加えて，エネルギーを蓄積可能な弾性要素を用いて瞬間的にエネルギーを解放する「瞬発動作」，機械的に関節の剛性を変化させる「可変剛性」の3つの機能が必要となる．例えば瞬発動作を実現できれば，瓦礫で埋め尽くされた災害現場を，跳躍を使って突破することができる．また，素早く動作する生物を捕獲できる可能性がある．機械的に関節の剛性を変化できる「可変剛性」をロボットが獲得できれば，位置決め誤差を許容し物体の挿入を実現できる可能性がある[4]．また転倒などの制御周期を超える外力へ対応し，アクチュエータや関節の破損を防ぐことができる．さらに人と同様に関節の粘弾性を調整し，柔らかい物体を掴むことが可能となり[5]，人が休んでいる夜間に，ロボットが食材を詰めて弁当を作ることができる．さらに，「瞬発動作」と「可変剛性」の両者の機能を有していれば，図 1-2 に示すように，深海等の人が立ち入ることができない極限環境において，未だ発見されていない鉱物や，柔らかい生物，そして素早く動作する生物といった重要な海洋資源をサンプリングできる可能性がある．これらの資源から得られた知見は，生物を脅威から救い，人類のさらなる発展に寄与する可能性もある．これら3つの機能を有するロボットを実現し，産業用ロボットのように一般化させることは，人類にとって重要な課題だと考えている

1. 2 関節機構の現状

1. 2. 1 通常動作を実現している減速機

通常動作を実現している関節機構として、産業用ロボットに使用されている減速機について述べる。モータのみの場合、その動作点が高速であるため、減速機を用いて速度を落とし、高いトルクを出力することが一般的である[6-20]。小型の垂直多関節ロボットや水平多関節ロボットにおいては、主にハーモニック・ドライブ・システムズ社の波動歯車減速機が使用されている[21]。バックラッシュが小さく、高回転精度で、負荷容量-重量比が小さい特徴がある。大型の垂直多関節ロボットにおいては、ナブテスコ社のRV減速機が使用されている[22]。波動歯車減速機と同様に高回転精度ではあるが、波動歯車減速機と比較すると、バックラッシュは大きい。一方で、高い耐衝撃性と高剛性を有するため、可搬質量やリーチの大きいロボットに使用されている。並進運動を行う直交ロボットや工作機械は、ボールねじを用いて駆動している[23]。高精度高減速比を実現することができる。

ここでは、通常動作を実現するための代表的な関節機構について述べた。これら減速機構とモータ等のアクチュエータを組み合わせることにより、高減速比、高精度で出力リンクを動作させることができる。一方で、ここで挙げた減速機とモータの組合せだけでは、瞬発動作や可変剛性が要求されるアプリケーションでの使用が困難となる。

1. 2. 2 瞬発動作に特化した関節機構

瞬発動作に特化した関節機構について述べる。大久保は、自己通電スプリングを使用した小型アクチュエータで作動する跳躍ロボットを設計した[24]。アミルらが開発したCam Chargerは、1つのモータと特殊な形状のカムを用いて、バネに力を蓄え、蓄えた力を解放し、瞬発動作を実現している[25-26]。カムは、その輪郭形状に応じて任意の減速比を実現することができる。バネを圧縮する際に、モータの負荷トルクを軽減できるカム曲線を設計している。また、リリース時においては、カム曲線の半径を急激に小さくすることで、瞬間的にカムフォロアがカムから離脱するポイントを生成し、損失のない解放動作を実現している。Cam Chargerは宙返りが可能なロボットの脚部に応用されている[27]。ワタリらは、1つの空気圧シリンダを用いて投擲用のマニピュレータや、磁性ブレーキシリンダを開発している[28-29]。望山らは、飛び移り座屈を利用した瞬発力発生以降を開発している[30]。板バネの端部に、モータを用いて外力を加えて、不安定な座屈状態から、安定な座屈状態へ瞬間的に遷移させ、小型、軽量で瞬間的に大きな力を発生させている。ここで挙げた機構の課題として、瞬発動作時の出力の調整が要求されるアプリケーションでの使用が困難という点が挙げられる。

1. 2. 3 通常動作と瞬発動作が可能な関節機構

通常動作と瞬発動作を実現できる関節機構について述べる。マーク・レイバートらは1980年代に2次元領域と3次元領域でバランスをとることができる1脚、2脚、4脚のロボットを開

発し[31-32], 現在その技術は有名な4足ロボットBig Dogに引き継がれている. S. HyonとT. Mitaは, ジャンプ, ホップ, その他の動作ができるロボットを開発し[33-35], 生物学的にインスピレーションを得たホッピング, マルチDOFジャンプ, マルチリンク体操を実現した. 今井ら及び山田らは, V字形の板バネを用いた関節機構を応用し, 遊泳ロボットを開発している[36-37]. 本機構は, 板バネの飛び移り座屈を応用した関節機構である. アクチュエータとして, モータを2つ使用し, V字型の板バネの端部に接続している. 2つのモータの位相差によって前進運動(通常動作)と急旋回(瞬発動作)を実現している. 三浦らは, 電磁クラッチとバネを用いた関節機構を開発している[38]. アクチュエータとして, 1つのモータと, 1つの電磁クラッチを使用している. 電磁クラッチを接続しモータを回転させることで, 通常動作を実現し, 電磁クラッチを接続した状態でモータを回転させることで, バネにエネルギーを蓄えて, クラッチを切り離すことで瞬発動作を実現している. 西田らは, バッタの脚構造を模倣した高出力関節機構を開発している[39-41]. バッタの脚部は, 外骨格内に大きさの異なる伸筋と屈筋を有しており, 関節部には半月突起と呼ばれる外骨格バネを有している[42-44]. 減速比の異なるモータを2つ使用し, リンク比を工夫することで, 大きさの異なるバッタの筋肉を表現している. 2つのモータを交互に動作させることで, 通常動作を実現している. また, 2つのアクチュエータを使ってワイヤを共収縮しバネに力を蓄えて, 1つのモータを受動的に動作させることで, 瞬発動作を実現している. この際に, 受動的に動作させるモータの減速比は小さいものの, 減速機の粘性抵抗の影響で, 損失が発生している. また, 2つのモータの減速比が異なることと, リンク比が異なる制約から, 瞬発動作の回転方向は1方向に制限されている. 伊藤らは, モナハナシャコの打撃を規範とした外骨格バネによる瞬発力発生機構を提案している[45]. 本機構は2つの空気圧人工筋肉と1つのラッチを用いて駆動する. 屈筋に値する空気圧人工筋肉を用いて, 外骨格に値する線形バネにエネルギーを蓄え, 伸筋に値する人工筋肉を受動的に動作させる. バネ伸長後, ラッチにより, 保持される. 伸筋に力を作用させた後に, ラッチを解放することで, バネと1つの空気圧人工筋肉の力を用いて, 瞬発動作を実現することができる. 一方で, 通常動作を行う場合, 外骨格バネが負荷として作用してしまう. ここで挙げた生物の骨格バネを応用した2つの機構の課題として, 2つの回転方向に瞬発動作が要求されるアプリケーションでの使用が困難という点が挙げられる.

1. 2. 4 可変剛性機能を有する関節機構

可変剛性機能を実現できる関節機構について述べる. 可変剛性を実現する手段として, インピーダンス制御や力制御といったソフトウェアを用いた手法は, 産業用ロボット等において実用化されている[46-47]. しかしながら制御周期を超える応答に対応することが困難である等いくつかの課題を抱えている. 一方で, 機構的に可変剛性を実現する手法も研究されている[48-53]. 稲葉らは, 非線形バネ要素を持つ腱制御手首機構を開発している[54-55]. 角度をつけたワイヤに対して線形バネを接続し, 疑似的に非線形バネ要素を構築し, バネを

圧縮することで機械的な剛性の変化を実現している。アクチュエータは 2 つのモータを使用している。兵頭らは、ANLES を用いた拮抗型関節機構を開発している[56]。棒状の立体カムと線形バネを用いて、立体カムにバネを巻きつけることで、非線形なバネ要素を実現している。アクチュエータは 2 つのモータを有している。園田らは、生物を模倣した可変剛性関節機構を提案している[57]。本機構は、2 つのモータと 2 つのカム、ワイヤ、を用いて可変剛性を実現しており、バネを使用していない。カムを用いて任意の減速比を設計し、非線形なバネ要素を実現している。2 つのモータに印加するトルクの大きさのみで、姿勢や剛性をコントロールすることができるため、他の 2 つの機構と比較して、高速で剛性を変化させることができる。これらの機構の特徴として、どの機構も 2 つのモータを使用しており、拮抗型の構造と、非線形なバネ要素を用いることで、可変剛性機能を実現している。一方課題としては、瞬発動作が要求されるアプリケーションでの使用が困難である。

1. 2. 5 通常動作，瞬発動作，可変剛性を実現できる関節機構

中村らは、2つの空気圧人工筋肉と1つの磁性流体ブレーキを用いることで、通常動作，瞬発動作，可変剛性を実現できる関節機構を実現している[58]。2つの空気圧人工筋肉を拮抗構造に配置し、出力リンクの回転関節上に磁性流体ブレーキを有している。空気圧人工筋肉は、加える圧力の大きさと変位量に応じて、反力を非線形に変化させることができる。この特性を利用し、非線形なバネ要素を実現している。また、磁性流体ブレーキをアクティブにした状態で、人工筋肉に圧縮空気を印加し、磁性流体ブレーキを解放することで、瞬発的な動作を実現している。本機構は、磁性流体ブレーキを除くと、圧縮空気を駆動源としている。課題としては、空気圧アクチュエータの精密な制御が困難な点と、ブレーキを含めたアクチュエータの数が3個必要なため、アクチュエータの数に制約があるアプリケーションでの使用が困難である。

1. 2. 6 本研究で目指す関節機構の位置づけ

図1-3に先行研究と本研究で目指す関節機構の関係性を、図1-4に先行研究の利点と欠点を示す。本研究では、通常動作に加えて、瞬発動作及び可変剛性機能を実現できる関節機構を目指す。電動駆動や出力の調整、2つの回転方向への瞬発動作を実現し、先行研究の性能を超える関節機構を目指す。

1. 3 研究目的

本研究では、通常動作、瞬発動作、可変剛性の3つの機能を有する拮抗型ワイヤ駆動関節機構の開発を目的とする。1つの関節機構の中に、駆動源となる2つのモータ、エネルギーの蓄積と反力を発生させるための弾性要素となる圧縮バネ、出力特性のプロファイルを大きく変化させる拮抗構造を有するリンク機構、そして3つの機能を駆使して仕事を行う出力リンクをパッケージし、3つの機能を実現できる関節機構を目指す。一般的にロボットは、アクチュエータの電力、構造物の強度や質量、コンピュータの電力、バッテリー等のトレードオフから、ピッキングや歩行といった特定の目的のために設計されている。跳躍、投擲、柔軟な接触動作などの機能を同時に備えたロボットを設計する場合、使用可能なアクチュエータと材料に関する設計の競合が発生するが、これはロボットの活動範囲を拡大する1つの方法である。

1. 4 論文の構成

第2章では、研究課題の実現を目指して構想設計した関節機構について述べる。制約条件の中で、各種機能を実現するために必要な要素技術をどのようにデザインしたのか、その設計思想について述べる。さらに、出力特性に関する数式モデルを導出し、構想設計した関節機構が、理論上3つの機能を実現できるか検証する。

第3章では、第2章で構想設計した関節機構を具現化するために、詳細設計を行い、各種機能の中で瞬発動作を重視した関節機構を開発する。瞬発動作時の出力特性に関する数式を導出し、リンク比を変更しシミュレーションを行うことで、出力特性に関する分析を行う。また、アクチュエータが有する粘性抵抗を瞬間的に除去するためにカム機構を導入し、瞬発動作に特化したカムの設計方法について数式を導出し検討する。さらに瞬発動作時の出力特性に関するシミュレーションを行い、最後に実機を製作し、性能評価試験を行い、その結果について述べる。

第4章では、提案機構の応用として、大きさや硬度のことなる物体の把持を目的としたグリッパ機構を開発する。物体の把持を主な目的とした場合、通常動作と可変剛性を使用する割合が高くなる。本機構では、通常動作時の速度向上を目的としたカムを設計する。さらに関節が高剛性を維持する場合において、電力の消費を抑えるために、減速機構としてウォームギアを応用する。次に関節の剛性を変化させた場合の出力リンクへ与える外乱トルクについて理論値と実験値を比較する。最後に、物体把持に関する性能評価を実施し、グリッパ機構の有効性を検証する。

第5章では、開発した関節機構の課題を元に、改良した関節機構について述べる。瞬発動作、可変剛性について数式を導出し、2章で提案した関節機構との違いについて述べる。

第6章では、本研究で達成できた課題、研究から得られた知見についてまとめて、最後に今後の展望を述べて結論とする。

1. 5 変数, 記号の約束一覧表

【定数, 係数の表記】

R_0	: プーリ半径	[m]
k_{sp}	: バネ定数	[N/m]
m_l	: 質量	[kg]
I_o	: 慣性モーメント	[kgm ²]
λ_*	: カム曲線を補正する範囲	[rad]
ϕ	: l_{11} と l_{12} の成す角度	[rad]
ψ	: l_p と l_{pl} の成す角度	[rad]
ε_{sp}	: バネの目標変位量	[m]
D	: 粘性係数	[Ns/m]
E	: バネが最小長の状態で蓄積されたエネルギー	[J]

【行列の表記】

J_{sp}	: ヤコビ行列
$R(\theta)$: 回転行列

【その他】

*	1 または 2
*	c:収縮側または r:解放側

【変数の表記】

T	: トルク	[Nm]
F	: 力	[N]
δ	: 変位	[m]
θ	: 角度	[rad]
G_{sp}	: モーメントアーム	[m]
G_c	: θ_c に対する θ_m の比	[-]
G_{cl}	: θ_c に対する l_{cl} の比	[-]
v	: 速度	[m/s]
l	: 長さ	[m]
α	: スライダとワイヤが成す角度	[rad]
β	: l_l の絶対角度	[rad]
K	: 出力リンクの回転剛性	[Nm/rad]

【ベクトルの表記】

l	: l のベクトル
δ	: δ のベクトル
F	: F のベクトル
e_z	: 単位方向ベクトル

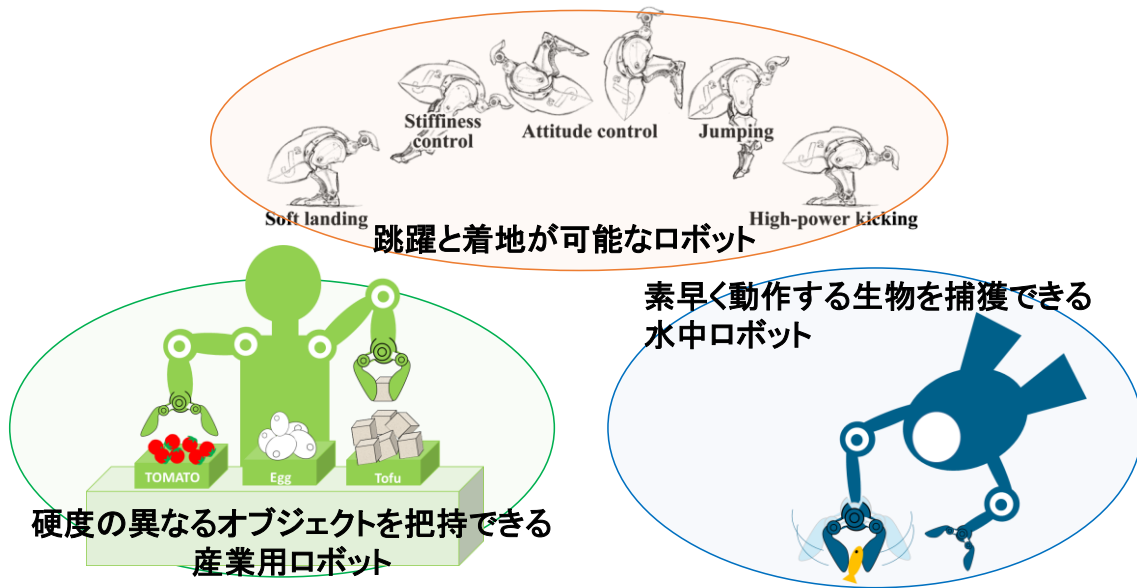


図 1-1 一般化されていないロボット

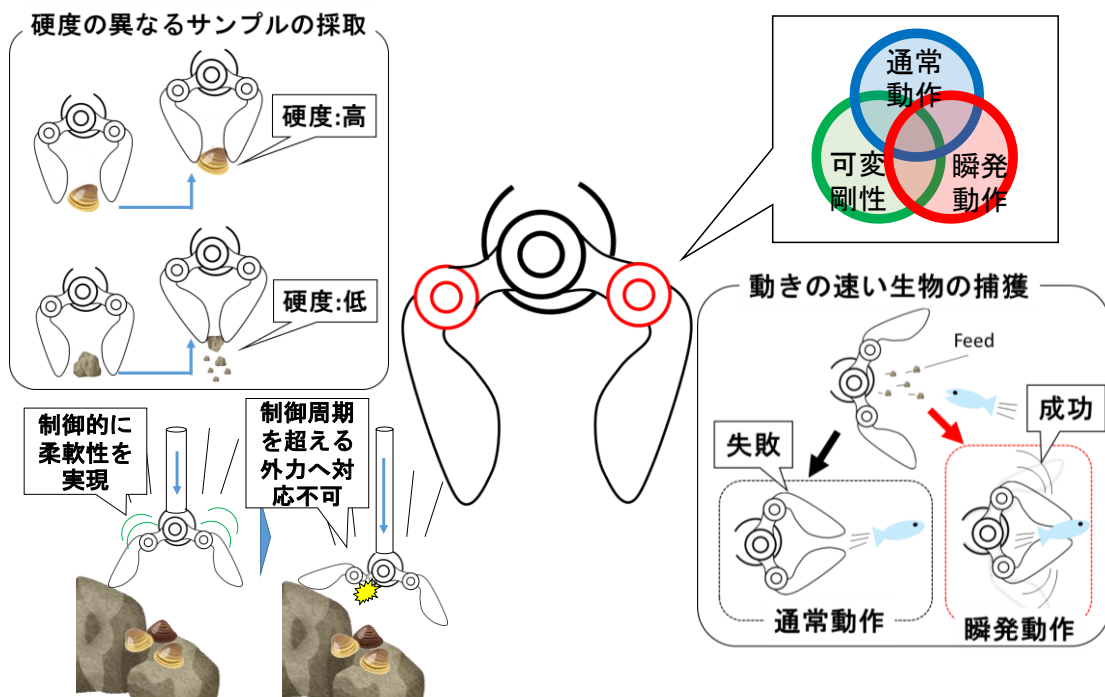


図 1-2 水中ロボットのグリッパ機構に求められる機能

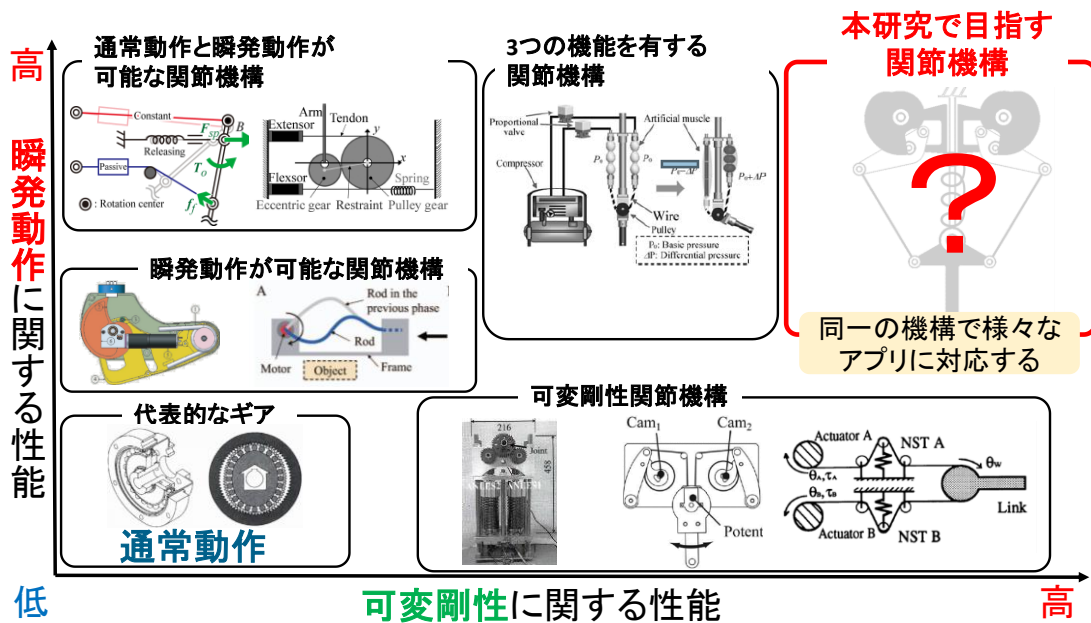


図 1-3 本研究で目指す関節機構の位置づけ

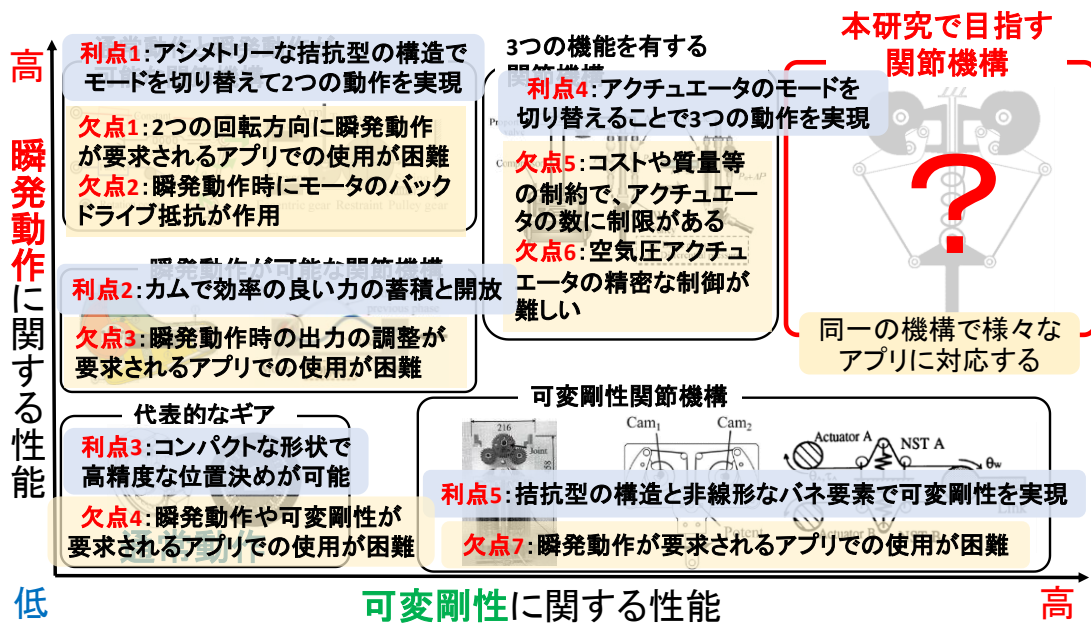


図 1-4 各先行研究の利点と欠点

第2章

関節機構の構想設計

第2章 関節機構の構想設計

2.1 はじめに

本章では、本研究の関節機構のコンセプト及びその設計思想について述べる。最初に、3つの機能を実現するために必要な先行研究のエッセンスと、そのエッセンスを応用する場合に生じる課題について、どのような手法を用いて解決するか述べる。次に、通常動作、瞬発動作、可変剛性に関する出力特性の数式モデルを導出し、構想設計した関節機構が前述の3つの機能を実現できるか数式モデル上で検証する。

2. 2 関節機構の構想設計

2. 2. 1 関節機構のコンセプト

第1章で述べた先行研究の要素技術，すなわちエッセンスを応用することで，本研究で目指す関節機構の実現を目指す。しかしながら，単純に各先行研究のエッセンスを応用するだけでは，課題が生じてしまう。ギアとモータを応用する場合は，瞬発動作と可変剛性の機能を実現する構造が必要となる。バッタの脚構造を模倣した関節機構や，シャコを模倣した関節機構の構造，すなわち骨格バネのエッセンスを応用する場合，課題として，2つ回転方向に瞬発動作を実現することと，バックドライブ抵抗の除去が必要である。非線形性を生成するカムを有する，カムチャージャーを応用する場合，出力の調整という課題が生じる。また，可変剛性機構を有するシンメトリーな拮抗構造と非線形なバネ要素を単純に応用した場合は，瞬発動作を実現する構造が必要となる。そして，3つの機能を実現できる空気圧人工筋肉を用いた可変剛性関節機構を応用した場合，アクチュエータの数を2個にする課題と制御性の向上に関する課題が生じる。ここで挙げた各エッセンスの課題と3つの機能を表2-1に示す。また，各先行研究が有する6つエッセンスを表2-2に示す。本研究では，表2-2に示す各先行研究のエッセンスを単純に応用するのではなく，図2-1に示すように，最適に技術融合することで，表2-1に示す課題の達成と，3つの機能の実現を目指す。

2. 2. 2 関節機構の設計思想

6つのエッセンスを最適に技術融合した関節機構の概念モデルを図2-2に示す。また，概念モデルをシンプルに表現した機構を図2-3に示す。図2-3に示すシンプルな概念モデルは，出力リンクをプーリと一体の構造としており，プーリには2本のワイヤが拮抗型の構造で接続されている。2本のワイヤの根本には，リニアアクチュエータが接続されている。リニアアクチュエータは，ワイヤを収縮する方向にのみ力を作用させることができる。またブレーキを作用させて，ワイヤの長さを一定にすることもできる。リニアアクチュエータとスライダは回転対偶を介して接続されている。また，スライダは固定節に直動対偶を介して接続されている。さらに，スライダと固定節の間には，線形バネが接続されている。図2-3に示すシンプルな概念モデルを元に，各先行研究のエッセンスをどのように組み込んだか，述べていく。

図2-4に，エッセンス1:2個の電動アクチュエータ，そしてエッセンス2:シンメトリーな拮抗構造の2つのエッセンスを，関節機構に応用した箇所を示す。2個の電動アクチュエータ，そして中心線を対称にワイヤを配置している。本構造にすることで，課題1:2つの回転方向に瞬発動作を実現する，課題2:アクチュエータの数を2個以下にする，そして，課題5:制御性の向上を達成している。左右対称のシンメトリーな構造としたことで，仮にどちらかの方向に瞬発動作ができる場合，2つの回転方向に瞬発動作を実現できる。また，電動アクチュエータを用いているため制御性が高い。

図 2-5 に、エッセンス 3:モード切替を関節機構に応用した箇所を示す。本機構ではアクチュエータの動作モードを 3 つ考案した。アクチュエータの力でワイヤを引っ張る Active 状態と、外力によってワイヤが受動的に伸長する Passive 状態、そして、アクチュエータの力でワイヤの長さが一定となる Brake 状態である。2 つのアクチュエータに対して、ここで述べた 3 つのモードを、適切に組み合わせることにより、1 つの関節機構で複数の機能を実現する。

図 2-6 に、エッセンス 4:骨格バネを応用した箇所を示す。図 2-6 に示すように、出力リンクの回転関節の回転軸を通る垂直な軸を設け、この垂直な軸の方向に伸縮する直動バネを配置する構造とすることで、モード切替で述べたアクチュエータの動作パターンに応じて、バネが自然長のまま出力リンクを可動させる動作や、バネに力を蓄えて動作するといった複数の機能を切り分けることができる。

図 2-7 に、エッセンス 5:非線形なバネ要素を応用した箇所を示す。図 2-7 に示すように、端点が固定されたバネのもう一方の端点に並進運動を行うスライダを取り付けて、スライダとプーリに接続されたワイヤに角度を設けることで、線形バネの力が非線形なトルクとなる構造を実現している。図 2-8 に姿勢の違いに応じたワイヤの張力の大きさを示す。図 2-8 (a) は、外からトルクを加えて、出力リンクを僅かに変位させた状態を示す。バネが圧縮されたことにより、バネには圧縮力が作用し、ワイヤにも張力が作用する。図 2-8 (b) に、図 2-8 (a) よりも大きなトルクを出力リンクへ加えた場合の姿勢を示す。出力リンクの角度がより大きく変位したことで、バネがさらに圧縮されて、図 2-8 (a) よりも大きな張力がワイヤに作用する。ここで着目しなければならないのは、バネの圧縮力の増加だけでなく、ワイヤの角度 θ_w が大きくなることにより、幾何学的な関係から発生する張力がさらに大きくなっている点である。本構造を用いることにより、ワイヤの張力、すなわち機構内部に発生する内力を非線形に変化させることが可能となり、応用の幅を拡大できる可能性がある。先行研究においても、機構内部の内力を変化させることで、関節の剛性を変化できることが報告されている[59-60]。

図 2-9 に、エッセンス 6:非線形性を生成するカムを応用した箇所を示す。図 2-9 の 2 つアクチュエータ部において、カム機構を応用している。図 2-9 に示すように、カム機構は、カム、カムフォロワー、固定節、受動リンクで構成されている[61]。カムの回転関節に入力としてトルクを与えることにより、受動リンクはカムフォロワーを介して出力部として可動する。この時、受動リンクはカムの輪郭形状に倣って回転運動を行うため、カム機構はその輪郭形状に応じて、入力に対する出力の減速比を高い自由度で変化させることができる。減速比の 1 つの例として、図 2-9 にカムの輪郭形状と減速比の関係を示している。①の領域では、カムの回転角に応じて、受動リンクの回転角が急激に上昇している。これは、カムの輪郭形状の半径が急激に大きくなっているため、減速比が低い状態であることをしめしている。また②の領域では、カムの回転角に対して、受動リンクの回転角が緩やかに変化しているため、減速比が高い状態を示す。また③の領域では、カムの回転角に対して、受動リ

リンクの回転角が急激に 0 になっている。これは減速比が瞬間的に 0 となり、受動リンクがバックドライブしたことを示す。本研究で目指す関節機構に③の減速比を瞬間的に 0 にする特性を応用することで、瞬発動作のリリース時に発生するバックドライブ抵抗を理論上除去する。さらに、その特性を応用し、バネを高い効率で圧縮する構造の実現や、リンクとカムの間で発生する非線形性を除去することを目指す。

2. 2. 3 アクチュエータの駆動パターンとモード切替

図 2-10 にアクチュエータの制御方法に応じた通常動作と瞬発動作の動作パターンを示す。2つのアクチュエータの駆動パターンに応じて、機能を切り替えることが可能となる。アクチュエータ 1 を Active 状態、アクチュエータ 2 を Passive 状態とすることで、出力リンクを時計まわりに通常動作させることができる。アクチュエータ 1 を Passive 状態、アクチュエータ 2 を Active 状態とすることで出力リンクを反時計回りに通常動作させることができる。2つのアクチュエータを Active とすることで、機構内部のバネに力を蓄えることができる。バネに力を蓄えた状態でアクチュエータ 2 を Passive とすることでバネに蓄積された力を用いて、時計回りに瞬発動作ができる。

図 2-11 に、アクチュエータの制御方法に応じた瞬発動作の出力調整と回転方向について示す。図 2-11 に示す通り Active にしているアクチュエータの力の大きさを変化させることにより、バネの変位量が変化し、蓄積する力の大きさを調整することができる。また、バネに力が蓄積された状態で、アクチュエータ 1 ではなく、アクチュエータ 2 を Passive とすることにより、反時計回りに瞬発動作ができる。

図 2-12 に、アクチュエータの制御方法に応じて可変剛性を実現する方法を示す。まず、バネの初期変位量が 0 の状態、すなわちバネの長さが自然長の状態で 2つのアクチュエータにブレーキをかけた状態を想定する。ブレーキをかけた状態で、出力リンクのフック部に錘を取り付けた場合、錘の重力によって出力リンクの関節回りにトルクが発生する。発生したトルクの大きさと方向に応じて、片方のワイヤに張力が発生し、スライダが並進運動する。この時、張力が発生していない側のワイヤには弛みが発生する。ワイヤの張力とバネに作用する圧縮力が釣り合う位置で、スライダの動作が停止し、出力リンクの受動的な回転運動も停止する。これは、出力リンクに加えた負荷に応じて、出力リンクが受動的に変位したことを示す。ここで、図 2-12 に示す通り、内部のバネを ε_{sp} だけ変位させた姿勢で、2つのアクチュエータにブレーキをかけた状態を想定する。この時、出力リンクのフックに錘をかけた場合、先ほどと同様に錘の重力に応じて、出力リンクへのトルク、ワイヤの張力が作用し、ワイヤの張力とバネの圧縮力が釣り合う位置で、再び出力リンクの受動的な動作が停止する。この時、バネの初期変位量が 0 の場合と ε_{sp} の場合を比較すると、 ε_{sp} の場合、出力リンクに負荷を加える前の段階で、バネに圧縮力が作用している。よって、錘の負荷によってワイヤに作用する張力の大きさが、 ε_{sp} の初期変位によって蓄積されたバネの圧縮力を越えない限り、出力リンクの受動的な変位は発生しない。また、 Δx の初期変位によってバネに作用

した圧縮力を，負荷によって作用した力が超えた場合，出力リンクの受動的な変位は発生するが，初期変位が 0 の場合と比較するとその変位量は小さくなる．すなわち，機構内部に有するバネの初期変位量を調整することにより，関節の剛性を変化させることができる．

2. 3 数式モデルの導出

2. 3. 1 リンクベクトルと変数

図. 2-13 に構築した機構と座標系や変数の関係を示す. 2次元平面の座標系の原点は, 出力リンクの回転関節に設定している. また, 図. 2-14 に機構に作用する力とトルクを, 図. 2-15 にリンクベクトルを示す.

2. 3. 1 通常動作

通常動作を行うためには, どちらか一方のアクチュエータを能動的に動作させる必要がある. 図. 2-16 に通常動作時のリンクモデルを示す. ここで通常動作時において提案機構によって発生するトルクと角速度について考える. 出力トルク T_o と, アクチュエータを能動的に動作させることでワイヤに作用する張力 F_{w*} の関係は, 出力リンクまわりのモーメントの釣合より, 出力リンクのプーリの半径を R_o とした場合次式で表される.

$$T_o = F_{w1}R_o - F_{w2}R_o \quad (2-1)$$

ここで出力リンクを反時計回りに回転させる場合, 図. 2-16 の上図で示す通り, アクチュエータ 1 が能動的に動作し, アクチュエータ 2 は受動的に動作するため, アクチュエータ 2 は張力を発生させることができない. よってワイヤ 2 に作用する張力 F_{w2} は,

$$F_{w2} = 0 \quad (2-2)$$

となる. 式(2-1), 式(2-2)より, 出力リンクが反時計回りに回転する場合のトルク T_o は次式で表される.

$$T_o = F_{w1}R_o \quad (2-3)$$

同様に, 出力リンクが時計回りに回転する場合, ワイヤ 1 に作用する張力 F_{w1} は,

$$F_{w1} = 0 \quad (2-4)$$

となるため, トルク T_o は次式で表される.

$$T_o = -F_{w2}R_o \quad (2-5)$$

出力リンクの角速度は, ワイヤの収縮速度を \dot{l}_{w*} と表現した場合, 次式で表される.

$$\dot{\theta}_o = \frac{\dot{l}_{w*}}{R_o} \quad (2-6)$$

2. 3. 2 瞬発動作

瞬発動作を行うためには、機構内部に有する線形バネを圧縮し力を蓄える必要がある。
 図. 2-17 に提案機構がバネを圧縮する過程を示す. 2つのリニアアクチュエータを能動的に動作させることで、ワイヤに作用する張力と、バネの圧縮力が釣り合う位置までスライダが移動し、バネに力が蓄えられる。ワイヤの角度を θ_{w*} 、アクチュエータによって発生するワイヤの張力を F_{w*} 、線形バネのバネ定数を k_{sp} 、そしてバネの変位量を δ_{sp} とすると、力の釣合とフックの法則より、バネの圧縮力 F_{sp} とワイヤの張力 F_{w*} は次式の関係にある。

$$F_{sp} = k_{sp}\delta_{sp} = (F_{w1} + F_{w2}) \cos \theta_w \quad (2-7)$$

ここで、バネの変位 δ_{sp} は、バネが自然長の場合のバネ部長さ l_{spn} 、変位後のバネの長さ l_{sp} より次式で表される。

$$\delta_{sp} = l_{spn} - l_{sp} \quad (2-8)$$

また、変位後のワイヤの長さ l_w と、変位後のバネの長さ l_{sp} は、幾何学的に次式の関係にある。

$$l_{sp} = \sqrt{R_o^2 + l_w^2 - l_s^2} \quad (2-9)$$

同様にワイヤの初期長さ l_{wi} と、バネが自然長の場合のバネ部長さ l_{spn} は、次式の関係にある。

$$l_{spn} = \sqrt{R_o^2 + l_{wi}^2 - l_s^2} \quad (2-10)$$

また、スライダとワイヤの成す角度を α と定義した場合、 α とワイヤの角度 θ_{w*} は、幾何学的関係より次式で表される。

$$\alpha = \tan^{-1} \frac{l_{sp}l_w + l_s R_o}{l_s l_w - l_{sp} R_o} \quad (2-11)$$

$$\theta_w = \frac{\pi}{2} - \alpha \quad (2-12)$$

出力リンクが目標とする姿勢から瞬発動作を行うためには、バネに力を蓄積する過程において、2つのワイヤに作用する張力を拮抗させ、出力リンクを静止状態へ維持させる必要がある。プーリの半径を R_o とした場合、出力リンクの姿勢を維持するための条件は次式で表される。

$$F_{w1}R_o = F_{w2}R_o \quad (2-13)$$

式(2-7)、式(2-13)より力の釣合に関する式は次式で表現される

$$F_{sp} = k_{sp}\delta_{sp} = 2F_{w*} \cos \theta_{w*} \quad (2-14)$$

線形バネに蓄えられた力を用いて、瞬発動作を行うには、どちらか一方のアクチュエータを受動的に動作させて、力を解放する必要がある。図. 2-18 に蓄えられたバネの力を解放し、瞬発動作を行う過程を示す。出力リンクを反時計回りに回転させる場合、アクチュエータ 2 を受動的に動作させる必要がある。アクチュエータ 2 が受動的に動作することで、拮抗力が無くなり力の均衡が保てなくなるため、バネに蓄えられた力を用いてスライダが並進運動を行う。スライダに作用する力は、アクチュエータ 1 とワイヤを介して、出力リンクに伝達し、出力リンクは瞬発動作を行うことができる。瞬発動作時のトルク T_o は、モーメントの釣合と幾何学的な関係より、次式で表現される。

$$T_o = R_o \frac{2F_{w*} \cos \theta_{w*}}{\cos \theta_{w*}} \quad (2-15)$$

また、図. 2-19 に示すように、受動的に動作するアクチュエータ 2 の粘性を考慮した場合、瞬発動作時におけるワイヤの速度を \dot{l}_{w2} 、粘性係数を D とすると、アクチュエータ 2 に作用する粘性抵抗は次式で表現される。

$$F_{w*} = D\dot{l}_{w2} \quad (2-16)$$

よって、反時計まわりに出力リンクを回転させる場合の、粘性抵抗を考慮した出力リンクのトルク T_o は次式で表せる。

$$T_o = R_o \frac{2F_{w1} \cos \theta_{w1}}{\cos \theta_{w1}} - R_o D\dot{l}_{w2} \quad (2-17)$$

式(2-15), 式(2-17)より, 粘性を考慮することで, 出力トルクの大きさが減少することがわかる. 出力トルクの損失を軽減するために, 詳細設計時は, エッセンスの1つである粘性抵抗が作用しないカムを用いたリリース機構を導入する.

2. 3. 3 可変剛性

本機構の剛性変化に関する過程を図. 2-20 に示す. 機械的に剛性を変化させるためには, あらかじめ 2 つのリニアアクチュエータを能動的に動作させて, ワイヤを収縮させることにより, バネを圧縮し力を蓄えておく必要がある. バネを収縮させた後は, ワイヤの収縮量が一定になるようアクチュエータへブレーキをかける.

バネ圧縮状態において, 出力リンクに外乱トルクを加えた場合に, ワイヤに作用する張力と, 出力リンクの回転剛性について考える. 出力リンクに外乱トルクが作用すると, 2 つのリニアアクチュエータはワイヤの変位量を一定に保っているため, スライダがバネを圧縮する方向へ受動的に並進運動する. この時バネの圧縮力が反力としてワイヤを介し出力リンクへトルクとして作用する. 提案機構の出力リンクに外乱トルク T_q が作用した場合, 外乱トルク T_q と機構内部に作用する内力の関係は, 力の釣合より次式で表される.

$$T_q = \frac{\text{sign}(\theta_o)k_{sp}\delta_{sp}R_o}{\sin \alpha} \quad (2-18)$$

外乱トルクが出力リンクに作用することで, トルクが釣り合う点まで, 出力リンクの角度 θ_o は変化する. 外乱トルクによって変位した出力リンクの角度 θ_o と, バネの初期変位量 ε_{sp} を考慮したワイヤの長さ l_w は, 幾何学的な関係より次式で表される.

$$l_w = \sqrt{(l_{spn} - \varepsilon_{sp})^2 + l_s^2 - R_o^2 - R_o|\theta_o|} \quad (2-19)$$

式(2-8), 式(2-9), 式(2-19)より, バネの初期変位量 ε_{sp} の大きさを変化させると, 外乱によって出力リンクが回転した後のバネの変位量 δ_{sp} の大きさが変化することが確認できる. 式(2-18)の右辺分子に δ_{sp} が含まれているため, 出力リンクを同一量だけ回転させるために必要な外乱トルク T_q の大きさを, バネの初期変位量 ε_{sp} に応じて変化させることができる. 出力リンクの回転剛性 K は, 外乱トルク T_q を, 角変位 θ_o で微分することにより, 次式で表される.

$$K = \frac{dT_q}{d\theta_o} = \frac{k_{sp}R_o(l_w k_{sp} l_s l_{spn} - l_w l_{sp} R_o l_s - l_{sp} R_o^2 \delta_{sp}) \cos \alpha + k_{sp} R_o^2 l_w (R_o^2 + l_w^2) \sin \alpha}{(R_o^2 + l_w^2) l_{sp} \sin^2 \alpha} \quad (2-20)$$

式(2-18)を用いて、バネの初期変位量 ε_{sp} を0mm, 5mm, 10mm, 15mmと変化させた場合の外乱トルク T_q と出力リンクの姿勢 θ_o の関係を図 2-21 に、式(2-20)を用いて、出力リンクの回転剛性 K と出力リンクの姿勢 θ_o の関係を図 2-22 に示す。シミュレーションで使用したリンク長等の各パラメータを表 2.3 に示す。図 2-21 より、 ε_{sp} の値が大きくなるほど、 T_q の大きさが大きくなっていることが確認できる。また、 ε_{sp} が 0mm の場合、 θ_o に対して T_q の大きさは連続的に変化しているが、 ε_{sp} が 5mm, 10mm, 15mm の場合、0[deg]前後で T_q の大きさが不連続に変化していることが確認できる。これは、 ε_{sp} の大きさに応じて、バネにあらかじめプリセットされていた圧縮力が変化するためである。 ε_{sp} を変化させることにより、 $\theta_o=0$ [deg]前後において、瞬間的に剛性が大きく変化するといえる。図 2-22 より、 ε_{sp} の大きさを変化させることで、 θ_o に応じて K の大きさが僅かに変化していることが確認できる。これは ε_{sp} の大きさが変化することで、出力リンクに外乱トルクを加えた場合のワイヤの角度が変化したためだと考えられる。

2. 4 まとめ

本章では、先行研究の 6 つのエッセンスを最適に応用し、3 つの機能と 5 つの課題を達成できる関節機構を構想設計した。6 つのエッセンスであるシンメトリーな拮抗構造、2 個の電動アクチュエータ、モード切替、骨格バネ、非線形バネ要素、非線形性を生成するカムを関節機構のどの部分にどのように応用したのか示した。また、アクチュエータの駆動パターンに応じて、機能を切り替えることができることを示した。最後に、数式モデルを導出し、理論上において各機能を実現できることを示した。

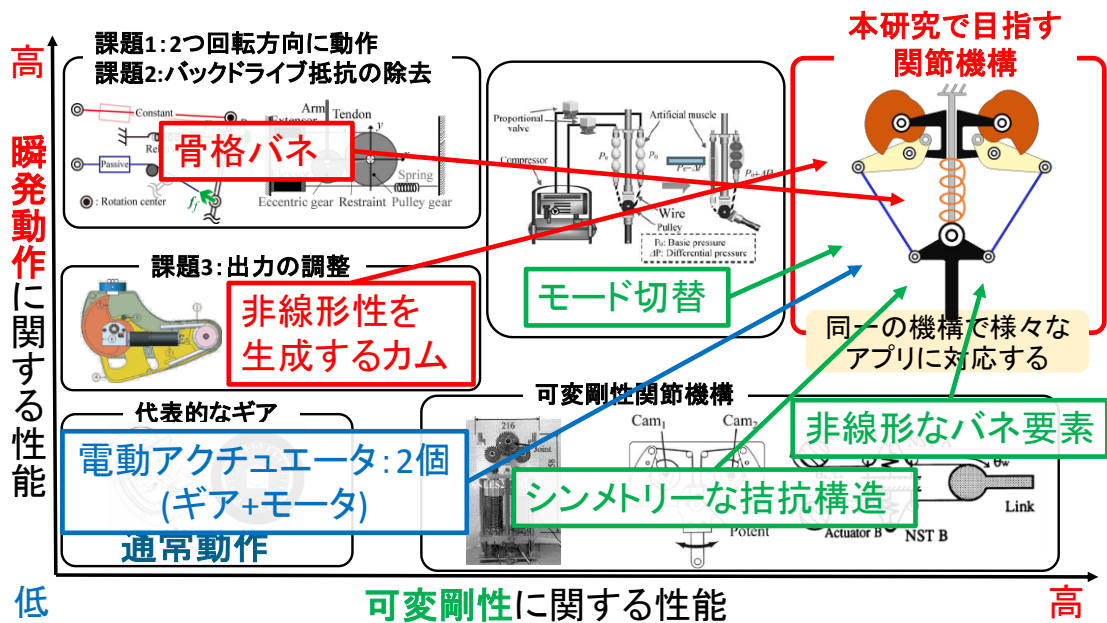


図 2-1 本研究で目指す関節機構のコンセプト

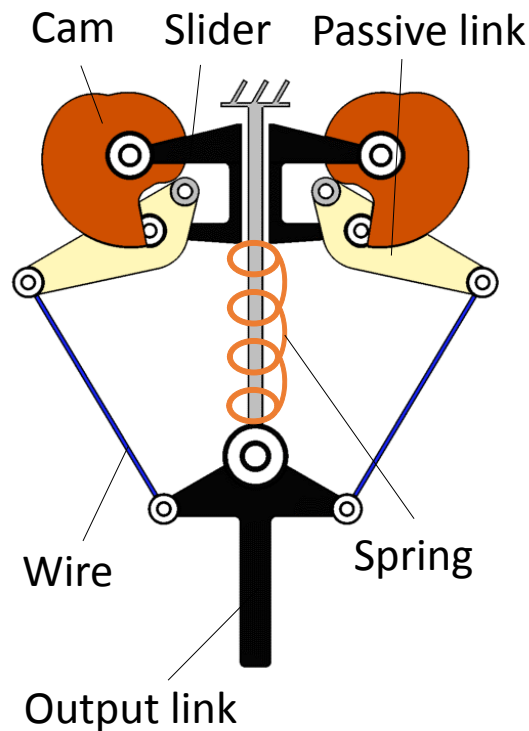


図 2-2 構想設計した概念モデル

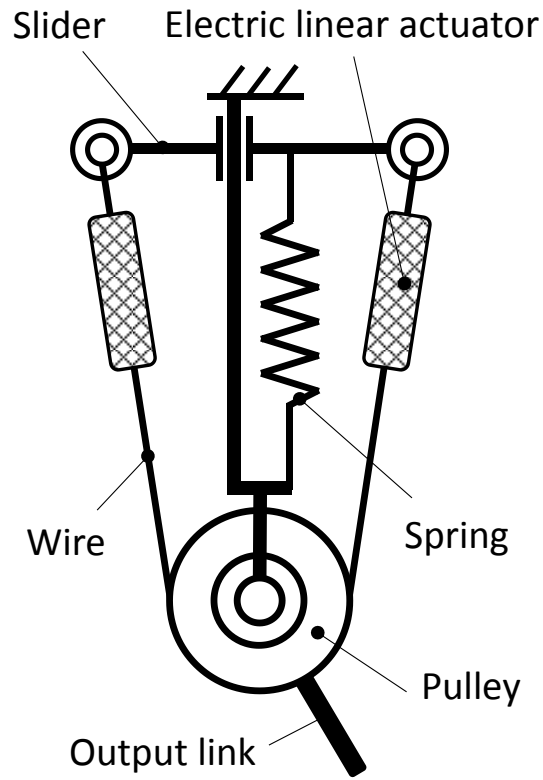


図 2-3 シンプルな概念モデル

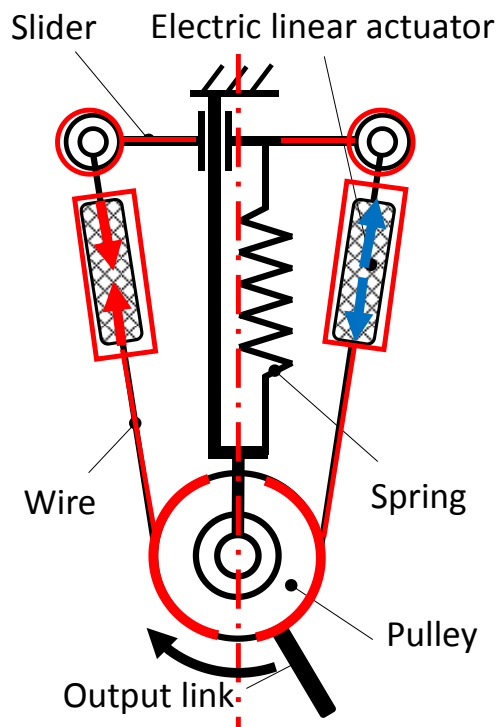


図 2-4 シンメトリーな拮抗構造の応用

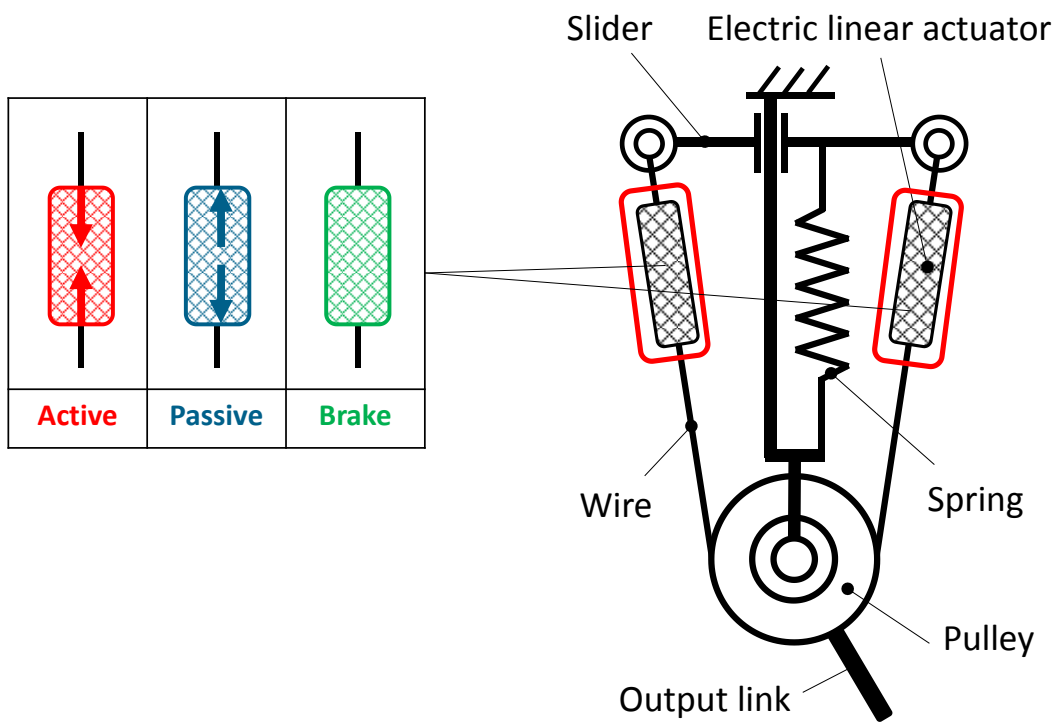


図 2-5 モード切替の応用

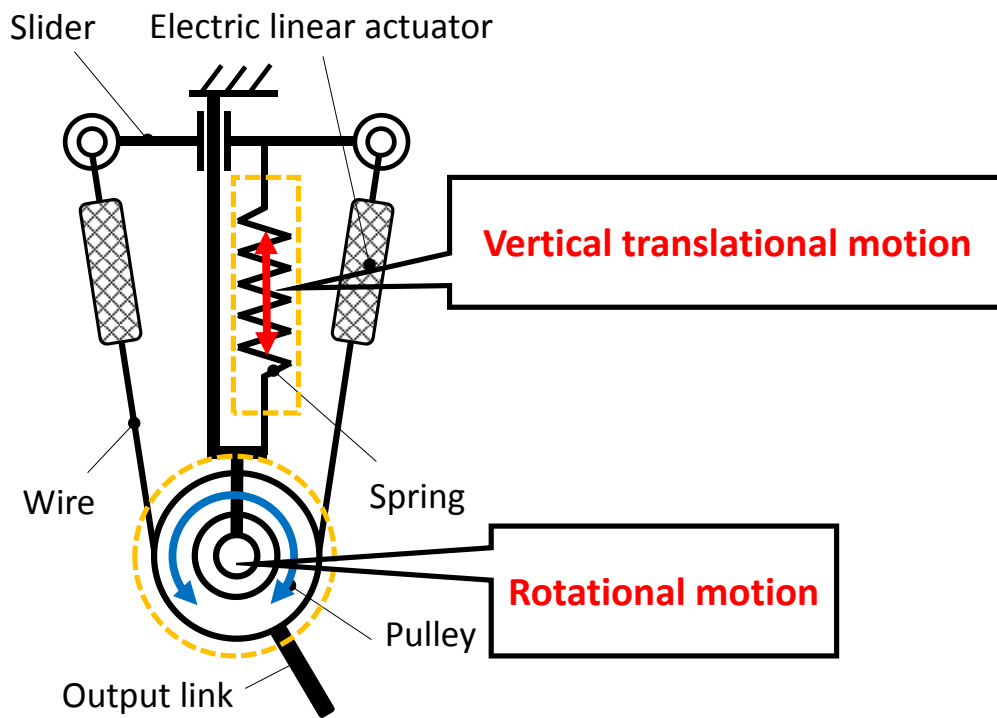


図 2-6 骨格バネの応用

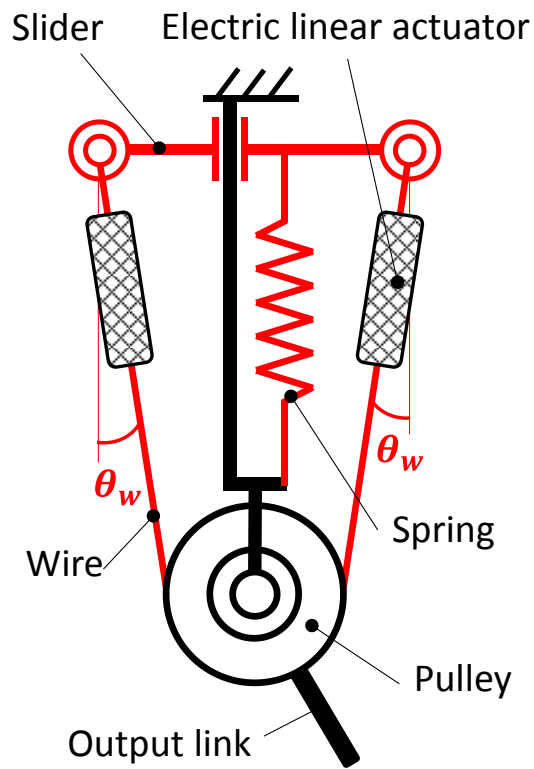
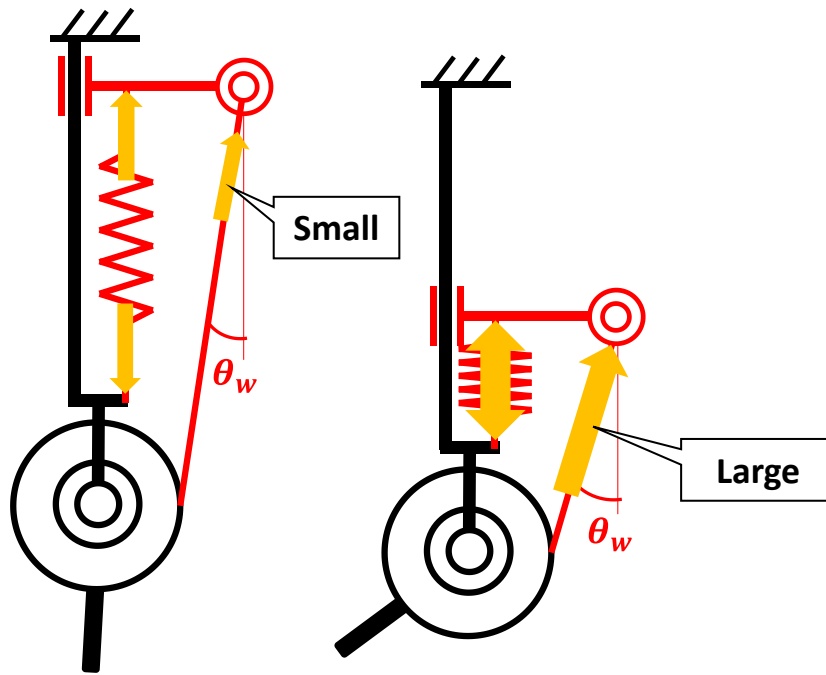


図 2-7 非線形なバネ要素の応用



(a) ワイヤの張力：小 (b) ワイヤの張力：大

図 2-8 ワイヤの角度と張力の関係

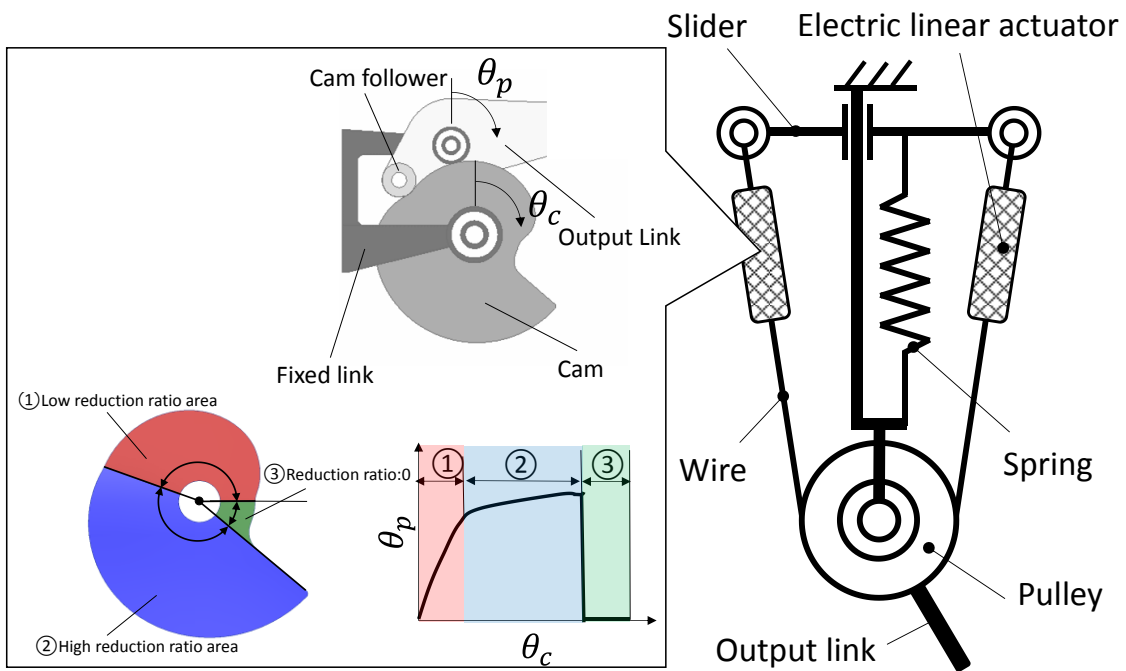


図 2-9 非線形性を生成するカムの応用

Motion pattern	Normal motion		Rapid motion (Clockwise)	
	Clockwise	Counterclockwise	Store energy	Release motion
Image				
Actuator1	Active	Passive	Active	Active
Actuator2	Passive	Active	Active	Passive

図 2-10 通常動作と瞬発動作

Motion pattern	Rapid motion			
	Clockwise, Output : Large		Counterclockwise, Output : Small	
	Store energy	Release motion	Store energy	Release motion
Image				
Actuator1	Active	Active	Active	Passive
Actuator2	Active	Passive	Active	Active

図 2-11 瞬発動作に関する回転方向の切替と出力調整

Motion pattern	Initial displacement of the spring	
	0	ϵ_{sp}
Natural length		
Image		
hook		
Actuator1	Brake	Brake
Actuator2	Brake	Brake

図 2-12 可変剛性

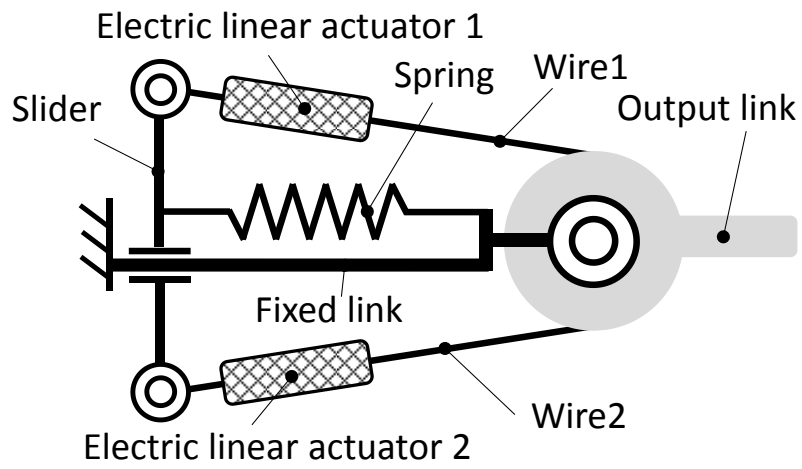


図 2-13 モデルの各名称

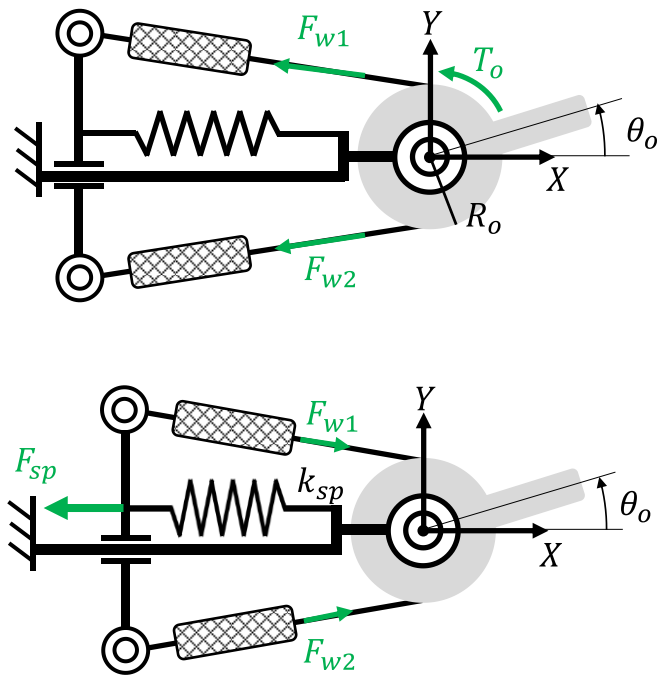


図 2-14 機構に作用する力とトルク

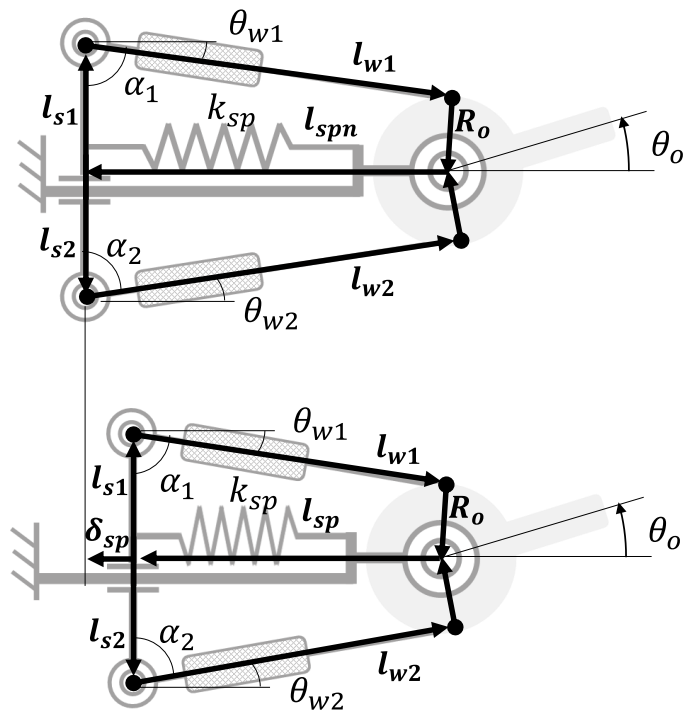


図 2-15 リンクベクトル

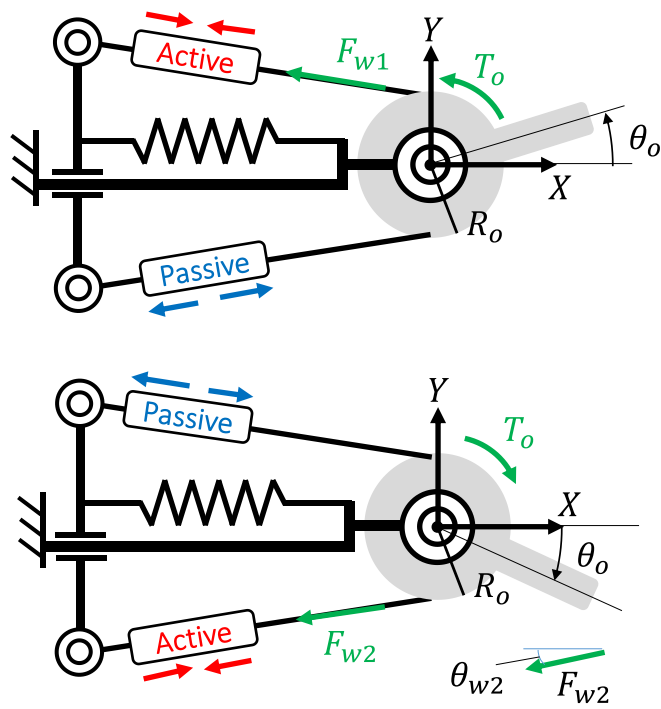


図 2-16 通常動作

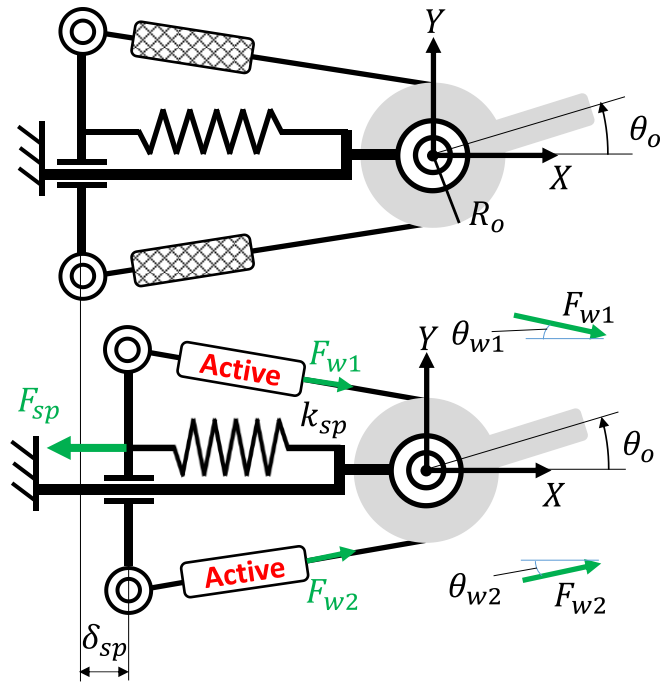


図 2-17 瞬発動作 バネ収縮過程

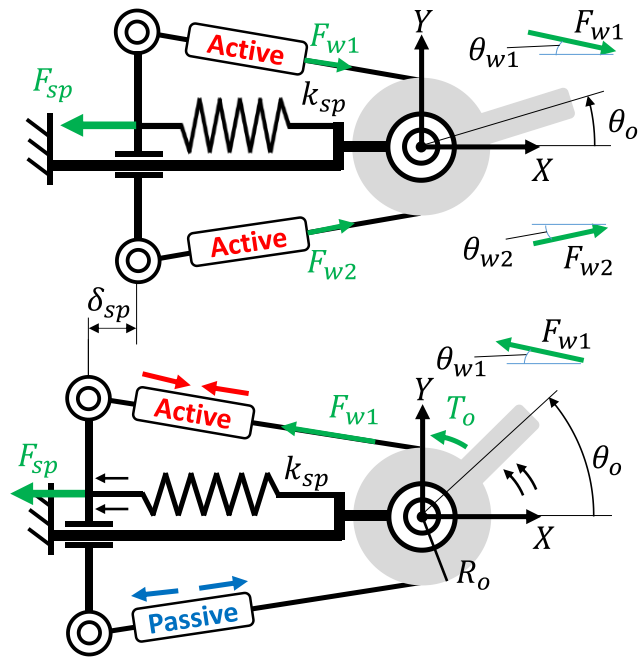


図 2-18 瞬発動作 バネ解放過程

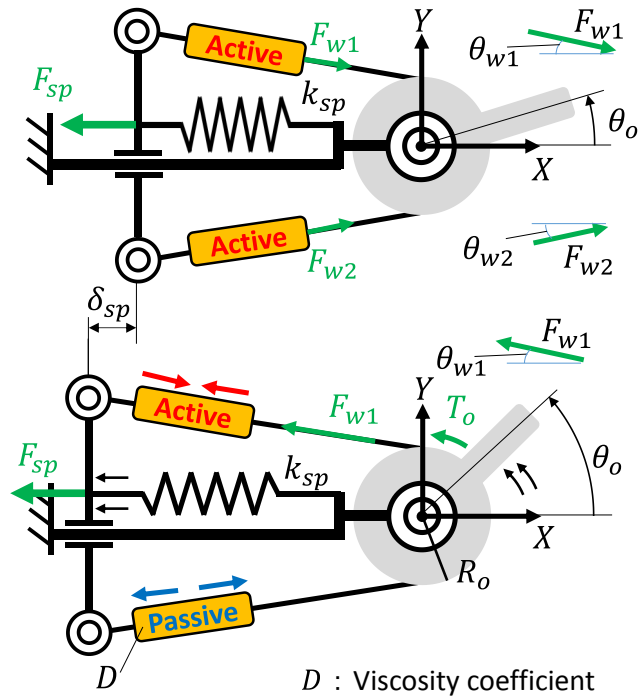


図 2-19 粘性を考慮した場合の瞬発動作

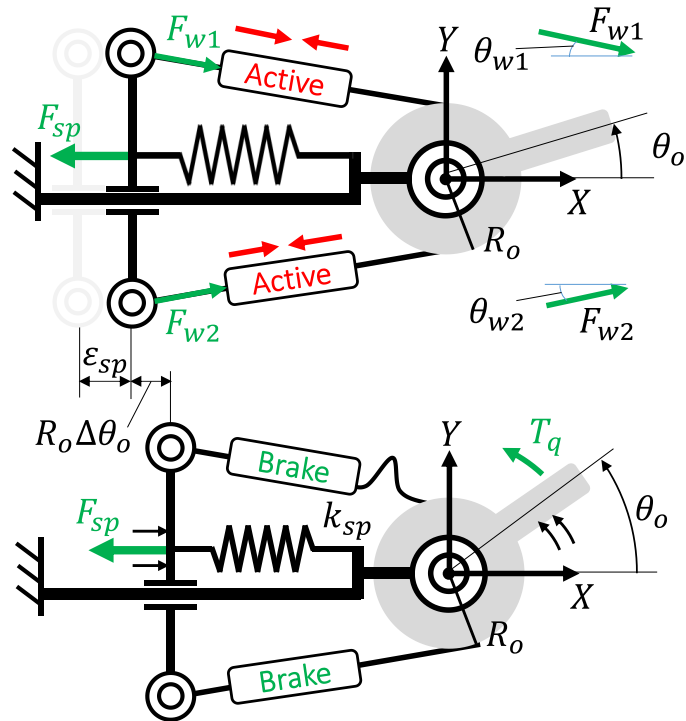


図 2-20 可変剛性

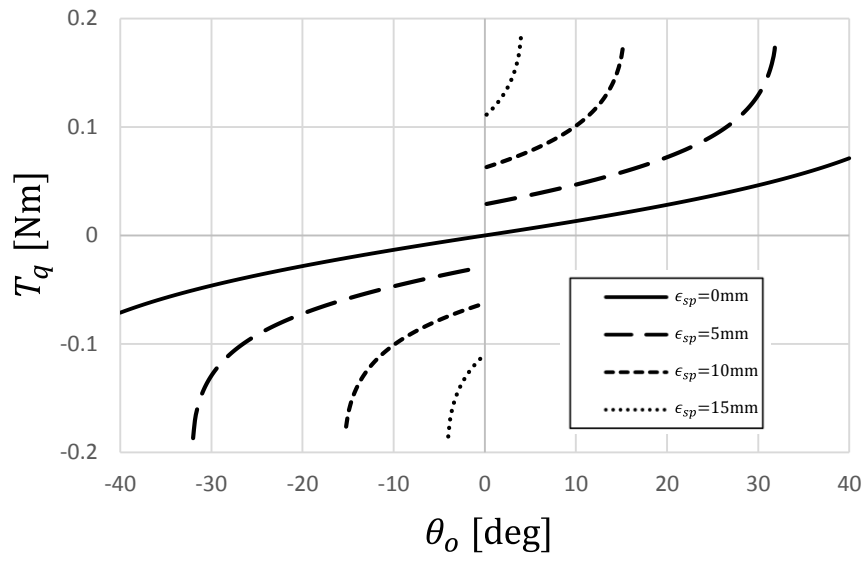


図 2-21 外乱トルクに関する解析

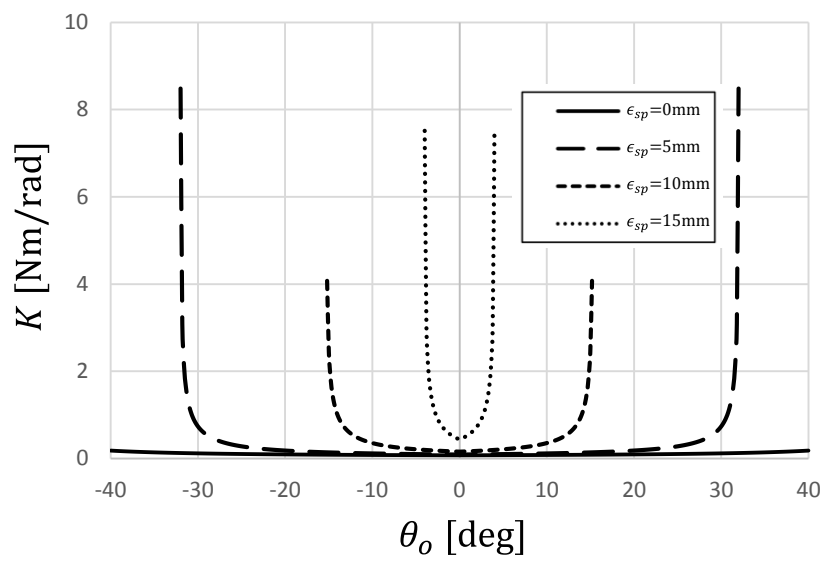


図 2-22 回転剛性に関する解析

表 2-1 3つの機能と5つの課題

3つの機能	5つの課題を含む機能の詳細内容
瞬発動作機能	課題1: 2つの回転方向に動作
	課題2: バックドライブ 抵抗の除去
	課題3: 出力の調整
通常動作機能	課題4: 2個以下のアクチュエータで出力節が動作
可変剛性機能	課題5: 制御性の向上

表 2-2 先行研究が有する6つのエッセンス

- 1: 2個の電動アクチュエータ
- 2: シンメトリーな拮抗構造
- 3: モード切替
- 4: 骨格バネ
- 5: 非線形バネ要素
- 6: 非線形性を生成するカム

表 2-3 解析でを使用した各種パラメータ

Symbol	Meaning	Value	Unit
K_{sp}	Spring constant	500	[N/m]
R_o	Length of R_o	0.01	[m]
l_s	Length of slider	0.02	[m]
l_{spn}	Natural length of the spring	0.02	[m]

第3章

瞬発動作機能を重視した 関節機構の開発

第3章 瞬発動作機能を重視した関節機構の開発

3. 1はじめに

第2章関節機構の構想設計において、先行研究が有する6つのエッセンスを元に、通常動作、瞬発動作、可変剛性の3つの機能と、5つの課題を満足する関節機構を構想設計した。本章では、構想設計した関節機構について、具体的な仕様を定めて、3つの機能の中で瞬発動作を重視した関節機構を設計・開発し、性能評価を実施した結果について述べる。3.2節では、瞬発動作時の出力特性に関する数式を導出する。3.3節では、3.2節で導出した式を用いて、瞬発動作に重点を置いたシミュレーション結果について述べる。3.4節では、カム機構の設計について述べる。3.5節では、性能評価試験の結果について述べる。

3. 2 瞬発動作時のトルクと角速度

瞬発動作時において、出力リンクが反時計回りに回転運動を行う場合に生じるトルクと角速度について考える。まず、静的な観点から出力リンクで生成されるトルクを考える。図 3-1 にバネ収縮過程及び瞬発動作時に作用する力とトルクを、図 3-2 に提案メカニズムのリンクベクトルを示す。スライダに適用される力 \mathbf{F}_{sp} は、 δ_{sp} と k_{sp} によって次式で表される。

$$\delta_{sp} = L_{spn} - l_{sp} \quad (3-1)$$

$$\mathbf{F}_{sp} = k_{sp}\delta_{sp} \quad (3-2)$$

ここで、 δ_{sp} はバネ変位ベクトルを示す。 $L_{spn} = [l_{spn} \ 0 \ 0]^T$ 、 $l_{sp} = [l_{sp} \ 0 \ 0]^T$ はスライダの位置ベクトルを示す。 L_{spn} は、バネの自然長を示す。 k_{sp} はバネ定数を示す。スライダの推力 \mathbf{F}_{sp} は、ワイヤを介して出力リンクに伝達される。リンクベクトル $l_{l1} = [l_1 \cos \theta_0 + \frac{0}{2} \ l_1 \sin \theta_0 + \frac{0}{2} \ 0]^T$ と回転方向ベクトル $\mathbf{e}_z = [0 \ 0 \ 1]^T$ の外積から導出されるヤコビ行列 \mathbf{J}_{sp1} は次式で表される。

$$\mathbf{J}_{sp1} = l_{l1} \times \mathbf{e}_z \quad (3-3)$$

トルク T_o はヤコビ行列 \mathbf{J}_{sp1} とワイヤに発生する力ベクトル $\mathbf{F}_{w1} = [-F_{sp} \ F_{sp} \tan \theta_w \ 0]^T$ の内積から次式で表される。

$$T_o = \mathbf{J}_{sp1}^T \mathbf{F}_{w1} \quad (3-4)$$

ここで、 θ_w はワイヤの角度を示す。また、バネにより発生する力ベクトル \mathbf{F}_{sp} を出力リンクのトルク T_o に変換したときの入出力の関係を表すモーメントアームは次式で表される。

$$G_{sp} = \frac{T_o}{|F_{sp}|} \quad (3-5)$$

次に瞬発動作時の出力リンクの速度について考える。瞬発動作において、出力リンクはバネに蓄えられた力を用いて可動する。出力リンクの角速度を導出するためには、バネの圧縮力を元に並進運動を行うスライダの速度をモデル化する必要がある。瞬発動作時、スライダ、2本のワイヤ、および出力リンクは運動する機械要素である。これらの要素の中で、スライダと出力リンクの慣性力は大きい。そこでスライダの質量と出力リンクの慣性モーメントを考慮し、エネルギー損失の観点からスライダの速度を計算した。瞬発動作中のエネルギーの釣合は次式で表させる。

$$\frac{1}{2}m_l v_l^2 + \frac{1}{2}I_o \dot{\theta}_o^2 = E - \frac{1}{2}k_{sp} |\delta_{sp}|^2 \quad (3-6)$$

ここで、 m_l はスライダの質量、 v_l はスライダの速度、 I_o は出力リンクの慣性モーメント、 $\dot{\theta}_o$ は出力リンクの角速度、そして E はバネが最小長の場合において蓄積されたエネルギーを示す。さらに v_l は、 G_{sp} および $\dot{\theta}_o$ を用いて次式で表すことができる。

$$v_l = G_{sp} \dot{\theta}_o \quad (3-7)$$

式 (3-6) と (3-7) から、出力リンクの角速度 $\dot{\theta}_o$ は次式にて表すことができる。

$$\dot{\theta}_o = \sqrt{\frac{2E - k_{sp} |\delta_{sp}|^2}{m_l G_{sp}^2 + I_o}} \quad (3-8)$$

3. 3 瞬発動作に関する出力特性の解析

3. 3. 1 解析の概要

提案機構のリンク比やリンク間の相対角度を変化させた場合、トルク、減速比、そして角速度がどのように変化するか確認するために、式 (3-4) および (3-5) そして (3-8) を用いて出力特性の解析を行う。瞬発動作時の入出力条件について考える。瞬発動作時、バネに蓄積させた力を用いてスライダが並進運動を行い、ワイヤを介して出力リンクが回転する。すなわちバネの力が入力、そして、リンク比とリンクの姿勢で決まるモーメントアームとの積が、出力リンクのトルクとなる。入力であるバネに蓄積された力は、動作開始点から動作終点に向かって減少し 0 となる。

3. 3. 2 解析の制約条件

解析で使用するリンクモデルの制約条件について考える。解析で使用する変数を表 3-1 に定数を表 3-2 に示す。また、変数および定数とリンクベクトルとの関係を図 3-3 に示す。 \mathbf{l}_s の大きさを 1 とし、変数 \mathbf{l}_l , $\min(\mathbf{l}_{sp})$ を無次元化している。よって 3 つの変数を 125 の組合せで探索し、出力特性を確認する。瞬発動作時ワイヤに張力が発生する側を牽引側と定義した場合、牽引側の受動リンク、カムの姿勢は動作中変化しない。よって、リニアシャフトの位置から、受動リンクの回転関節までを \mathbf{l}_s とし、その大きさを 1 と定義している。また、バネの長さが最小長で、出力リンクの絶対角度が $\min(\theta_o)$ 、バネが自然長で出力リンクの絶対角度が $\max(\theta_o)$ を定義する。また、 $\max(\theta_o)$ と $\min(\theta_o)$ の間には次式の関係がある。

$$|\max(\theta_o)| = |\min(\theta_o)| \quad (3-9)$$

よって \mathbf{l}_s , \mathbf{l}_l , $\min(\mathbf{l}_{sp})$, ϕ を与えることで、バネが最小長の状態におけるワイヤベクトル \mathbf{l}_w が幾何学的に算出される。また、 \mathbf{l}_w の大きさは動作中変化しないため、バネの長さが自然長の場合のベクトル $\max(\mathbf{l}_{sp})$ も幾何学的に算出される。

3. 3. 3 解析の過程

図 3-4 に解析の過程を示す。はじめに変数および定数をセットし、 $\min(\mathbf{l}_{sp})$ 及び $\min(\theta_o)$ にてリンク機構を生成する。その後バネの圧縮力 $\max(\mathbf{F}_{sp})$ 、リンク機構のヤコビ行列 \mathbf{J}_{sp} を計算し、式 (3-4) を用いて出力リンクのトルク \mathbf{T}_o を算出する。次に、出力リンクのトルク \mathbf{T}_o とバネの圧縮力 \mathbf{F}_{sp} からモーメントアーム \mathbf{G}_{sp} を計算する。最後に式 (3-8) を用いて出力リンクの角速度を算出する。ここでバネの収縮量を $\min(\mathbf{l}_{sp})$ から $\max(\mathbf{l}_{sp})$ に向かって、刻み値 $1 \times 10^{-3} [m]$ で更新する。バネの収縮量が $\max(\mathbf{l}_{sp})$ となるまで、リンク機構の生成から出力リンクの角速度算出を繰り返し、出力特性のプロファイルを明らかにする。ある変数の組合せに対する出力特性が明らかになったところで、変数の組みあわせを更新し、全変数の組合せの出力特性が明らかになるまでシミュレーションを実施する。

3. 3. 4 解析結果

変数パラメータの組み合わせより 125 通りの組み合わせを探索し出力特性の解析を実施した。各変数の組合せに対する解析結果を図 3-5 から図 3-29 に示す。解析結果を確認したところ、モーメントアームを大きく 7 つのパターンに分類することができた。図 3-30 に解析結果の出力特性を 7 パターンに分類した結果を示す。

No. 1 の場合、モーメントアームは起動時に最大となり、出力リンクの変位とともに急激に減少する。よってトルク特性も右肩下がりに急激に減少する。本トルク特性は、動作時の負荷として慣性力が支配的なアプリケーションにおいて有効な特性と言える。

No. 2 の場合も、モーメントアームは起動時に最大となり、出力リンクの変位とともに徐々に減少する。よってトルク特性も右肩下がりに減少するが、No. 1 と比較するとその特性は線形に近く緩やかに減少することが確認できる。

No. 3 の場合は、モーメントアームは動作の終点で最大となり、出力リンクの変位とともに徐々に上昇する。モーメントアームの緩やかな上昇が、減少するバネの圧縮力を補うため、そのトルク特性は緩やかに右肩下がりに減少する。本トルク特性は、動作開始時に主として作用する慣性力の他に、動作中盤で速度が上昇した際に支配的になる粘性摩擦力や、速度の 2 乗に比例する流体抵抗、また、クーロン摩擦、重力、遠心力、コリオリ力といった複雑な力が作用するようなアプリケーションにおいて有効な特性と言える。

No. 4 の場合も、モーメントアームは動作の終点で最大となり、出力リンクの変位とともに急激に上昇する。よって No. 3 と近いトルク特性となっている。No. 3 との違いは、モーメントアームが急激に上昇しているため、動作中盤において減少するバネの圧縮力を、補う効果が高くなる。

No. 5 の場合は、モーメントアームは動作中盤で最大となる。トルク特性も右肩下がりに減少し、その特性は No. 2 と同様に線形に近いが、No. 2 と比較すると緩やかに減少することが確認できる。

No. 6 の場合、モーメントアームは起動時及び動作終点にて増加する。トルク特性としては右肩下がりに急激に減少する特性を確認した。よって本トルク特性は、No. 1 と同様に動作時の負荷として慣性力が支配的なアプリケーションにおいて有効な特性と言える。

No. 7 の場合は、モーメントアームは動作の終点で最大となり、出力リンクの変位とともに線形に近い特性で上昇する。よって No. 3 と近いトルク特性となっている。

開発する関節機構を用いて様々な評価をする可能性を考慮して、本章では様々な負荷に対応しやすい No. 4 の特性を実現できるリンク比を選定する。選定したリンク比を表 3-3 に示す。

3. 4 カム機構の設計

出力リンクの姿勢とモータトルクおよび角速度に関する動作点をできるだけ一定に保ちながらバネを圧縮できるカム機構の設計方法について述べる．本手法でカム機構を設計する場合，設計者は次の順序で進める必要がある．

- ① モータ出力やリンク長等の設計インプット
- ② 使用する線形圧縮バネのバネ定数の計算
- ③ カムの輪郭曲線の生成

カムを設計するために選定した設計インプットを表 3-4 に示す．リンク長については，瞬発動作の出力特性に関する解析結果と，アプリケーションに求められる特性，そしてアプリケーションのサイズといった要求仕様に応じて設計者がリンク比を選定し， l_* ， ϕ ， l_w ， l_p ， l_s ， l_{spn} ，および l_{spf} を定める必要がある．本章では 3. 3 節で選定したリンク比を元に，リンク長を決定した． θ_{pf*} は，バネの圧縮に費やすことができる時間の制約及び要求仕様から決定する必要がある．バネ収縮時の T_{c*} と $\dot{\theta}_{c*}$ については，定常値とすることで，モータにとって効率のよい動作点で力を蓄積することが可能なカムを設計できる [62]．ここで示す設計インプットを設定し，②バネ定数の計算と③カムの輪郭曲線の生成をする必要がある．最終的に設計したカム機構のサイズや強度が，制約条件や要求仕様を満たすことができなかった場合に，設計インプットを調整し，①から③を繰り返す必要がある．

3. 4. 1 バネ定数の計算

カムの設計において，カムに必要な減速比曲線の特性は，バネ定数の大きさに大きく影響する．バネ完全収縮状態のモデルを元にバネ定数について考える．バネ完全収縮状態では，受動リンクで生成されるトルク T_{pf*} は，モータトルク T_{c*} ，角速度 $\dot{\theta}_{c*}$ ，受動リンクの角速度 $\dot{\theta}_{pf*}$ から次式で表される．

$$T_{pf*} = \frac{T_{c*} \dot{\theta}_{c*}}{\dot{\theta}_{pf*}} \quad (3-10)$$

解放側のワイヤに発生する張力 F_{wf*} は次式で表される．

$$F_{wf*} = \frac{T_{pf*}}{l_{pv*}} \quad (3-11)$$

バネが完全に圧縮されると，出力リンクは高速動作を開始する直前の姿勢を維持する必要がある．姿勢実現するには，左右のワイヤの張力によって加えられる出力トルクの合力を 0

にする必要がある。すなわち拮抗状態を維持するには、次式を満たす必要がある。

$$F_{wf1}l_{lv1} - F_{wf2}l_{lv2} = 0 \quad (3-12)$$

式 (3-11) から、 F_{wf1} と F_{wf2} は次式の関係にある。

$$F_{wf2} = \frac{l_{lv1}}{l_{lv2}} F_{wf1} \quad (3-13)$$

式 (3-13)より、2本のワイヤに発生する力の大きさが異なることがわかる。バネにかかる力とバネの変位量の関係から、式 (3-14) を使用してバネ定数 k_{sp} を次のように計算できる。

$$k_{sp} = \frac{F_{wf1} \cos \theta_{w1} + F_{wf2} \cos \theta_{w2}}{|\delta_{sp}|} \quad (3-14)$$

式 (3-10), (3-11), (3-14) から、 k_{sp} はモータのトルク T_{c*} と角速度 $\dot{\theta}_{c*}$ 、リンク比、そして受動リンクの角速度 $\dot{\theta}_{pf*}$ に大きく寄与することがわかる。

3. 4. 2 カムの輪郭曲線の生成

提案機構では、カムには2種類の移動領域と1つの停止領域がある。図 3-31 にカムの領域に関する構成を示す。移動領域は、解放側の受動リンクと収縮側の受動リンクがそれぞれ動作するために使用される。停止領域は、リリース動作を行うための領域である。リリース動作後に、一時的にカムから離脱したカムフォロワーが、高速動作後この停止領域に再度接触する。カム曲線を設計する際には、まず、バネ収縮過程に受動リンクで生成されるトルクを考える必要がある。受動リンクで発生するトルク T_{pf*} は、バネ収縮過程にワイヤで発生する張力 F_{w*} から次式で表すことができる。

$$T_{p*} = F_{w*}l_{pv*} \quad (3-15)$$

ここで、 F_{w*} は、式 (3-13) と式 (3-14) の関係式を用いて次式で表すことができる。

$$F_{w*} = \frac{l_{lv*}k_{sp}|\delta_{sp}|}{l_{lv2} \cos \theta_{w1} + l_{lv1} \cos \theta_{w2}} \quad (3-16)$$

受動リンクでトルク T_{p*} を生成するためには、次式を用いて、カムの回転角度 θ_{c*} の関数であるカムの減速比 G_{c*} を計算する必要がある。

$$G_{c^*}(\theta_{c^*}) = \frac{T_{p^*}}{T_{c^*}} \quad (3-17)$$

式 (3-17) は、各機械要素を加速するために必要なトルク、クーロン摩擦、粘性摩擦などを考慮していない。初期移動時に、バネに蓄積される力は非常に小さいため、カムの減速比 G_{c^*} が非常に小さくなり、受動リンクの角加速度が急激に上昇する特性となることが予測される。受動リンクの角加速度が急激に上昇する場合、モデル上では、摩擦や各機械要素の慣性等を考慮していないため、実機上での動作が困難な可能性が高い。したがって、この現象を防ぐために、次式を適用する。

$$\theta_{pi^*} = \sum_{\theta_{c^*}=\Delta\theta_{ca^*}}^{\lambda^*} \frac{\lambda^*}{\theta_{c^*}} G_{c^*}(\theta_{c^*}) \Delta\theta_{ca^*} \quad (3-18)$$

ここで、 θ_{pi^*} は初期移動時の受動リンクの移動量、 $\Delta\theta_{ca^*}$ は微小なカムの移動角度を示す。また、 $\frac{\lambda^*}{\theta_{c^*}}$ は減速比を調整するための補正係数を示し、 λ^* は減速比を調整するための定数となる。バネ収縮過程における受動リンクの総移動量 θ_{pf^*} は、 θ_{pi^*} とカム割り当て角度 θ_{ca^*} を使用して次式で表される。

$$\theta_{pf^*} = \sum_{\theta_{c^*}=\lambda^*}^{\theta_{ca^*}} G_{c^*}(\theta_{c^*}) \Delta\theta_{ca^*} + \theta_{pi^*} \quad (3-19)$$

設計者は、パラメータ λ^* と θ_{pf^*} を最適化して、機構の設計仕様で定めた移動量と式 (3-18) を使用して計算された θ_{pf^*} を等しくする必要がある。 θ_{c^*} の変位量に対する θ_{p^*} の変位は、次のように表すことができる。

$$\theta_{p^*} = \sum_{\theta_{c^*}=\Delta\theta_{ca^*}}^n \frac{\lambda^*}{\theta_{c^*}} G_{c^*}(\theta_{c^*}) \Delta\theta_{ca^*} \quad (\Delta\theta_{ca^*} \leq n \leq \lambda^*) \quad (3-20)$$

$$\theta_{p^*} = \sum_{\theta_{c^*}=\Delta\theta_{ca^*}}^n G_{c^*}(\theta_{c^*}) \Delta\theta_{ca^*} + \theta_{pi^*} \quad (\lambda^* < n \leq \theta_{ca^*}) \quad (3-21)$$

式 (3-20) および (3-21) の変数 n に任意の θ_{c^*} に代入することにより、任意の θ_{p^*} を知ることができる。式 (3-20) と (3-21) から、 ${}^c\mathbf{l}_{cl^*}$ は幾何学的関係より明らかになる。図 3-32 に示すように、カム曲線の座標点を決定するためのベクトル ${}^c\mathbf{l}_{cl^*}$ は、回転行列 $\mathbf{R}(-\theta_{c^*})$ を用いて次式で表される。

$${}^c\mathbf{l}_{cl*} = \mathbf{R}(-\theta_{c*})\mathbf{l}_{cl*} \quad (3-22)$$

図 3-33 は、式 (3-22) からカム曲線の座標点を計算し、3DCAD を使用して作成したカムの輪郭曲線を示している。輪郭曲線は、座標点をスプライン曲線で補完することによって描画され、フォロワーの半径のサイズによって内側にオフセットされる。図 3-34 は、カムの変位に対する受動リンクの変位を示している。 θ_{c*} が 0° から 160° に変位すると、曲線の傾きは緩やかに上昇する。これは、バネの圧縮量の増加に対して減速比を大きくさせることで、徐々に増加するバネの反力に対抗することを意味している。

3. 5 性能評価試験

瞬発動作時のトルクと角速度に関する理論値と実測値を比較するために、3. 3 節の解析及び 3. 4 節のカムの設計を得て提案機構の実験装置を製作した。図 3-35 に設計製作した実験装置の外観と概念モデルとの対応を、図 3-36 に実験装置のシステム図を、そして表 3-5 に実験装置の仕様を示す。

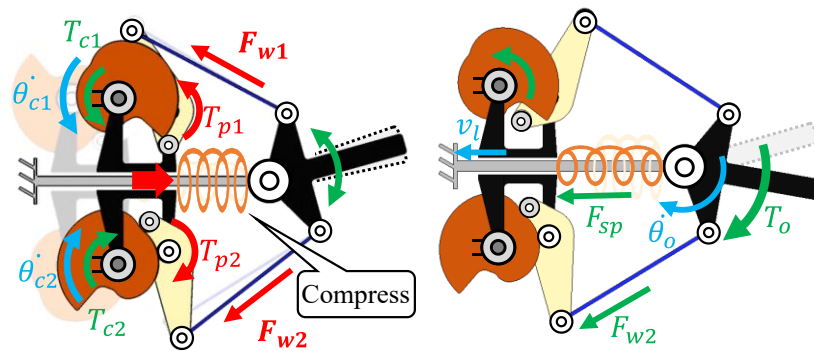
製作した実験装置を用いて性能評価試験を実施した。表 3-6 に実験条件を示す。実機のリニアシャフトにはシリコンオイルを塗布し、シャフトとリニアハウジング間の摩擦係数を軽減している。瞬発動作は、2つのモータに対して PWM 信号を送り、モータに搭載されたエンコーダのパルス値を Arduino MEGA により取得することで、PID 制御を用いて、モータの角度を制御している。図 3-37 に瞬発動作試験の様子を、図 3-38 に、実機で測定した経過時間に対する出力リンクの角度を示す。実測した出力リンクの角度は、出力リンクの動作を上部よりカメラで撮影し、画像のピクセル値と撮影時のサンプリングタイムを元に算出した。図 3-39 に出力リンクの角速度の理論値と実測値を比較した結果を示す。理論値は式 (3-8) を用いて計算した。実測値は、図 3-38 の角度データに基づいて 3 次元近似曲線を作成し、近似曲線を数値微分することで出力リンクの角速度を算出した。結果として、2つのプロファイルは同じ傾向を示しているが、実測値が理論値をわずかに下回り、出力リンクの変位と共に誤差が徐々に大きくなっていることが確認できる。本要因として、理論値にモデル化されていないスライダとシャフトの間に発生するクーロン摩擦と粘性摩擦による損失が考えられる。動作の後半においては速度が上昇するため、速度の 2 乗に比例する粘性摩擦の影響が支配的であると考えられる。さらに、ワイヤやリンクの弾性変形により、バネの圧縮量が設計値に達していないことが考えられる。図 3-40 に出力リンクトルクの理論値と実際の測定値の比較を示した。理論値は式 (3-4) を使用して計算された。測定値は、図 3-38 の近似曲線を数値微分し、式 (3-23) を用いることで角加速度を計算した。

$$T_o = I_o \ddot{\theta}_o \quad (3-23)$$

図 3-40 からわかるように、式 (3-4) では、スライダの質量と粘性摩擦による損失が考慮されていないため、誤差は角速度よりも大きくなっていることが確認できる。

3. 6 まとめ

本章では、通常運動、瞬発運動、可変剛性の3つの機能を実現できる、瞬発動作を重視した特殊な関節機構を設計製作した。また、機構の数式モデルを導出し、瞬発動作についてシミュレーションを実施した。また、カムの設計原理について述べた。最後に、実機を製作し、提案したメカニズムの有効性について議論した。カム設計原理では、カム面積を適切に分割することにより、収縮側と解放側で異なる減速比曲線を任意に設定できることが示された。設計原理を使用することにより、出力リンクの姿勢を維持し、スプリングを効率的に圧縮することができる。実機の高速度運動の性能評価では、シャフトとスライダ間の粘性摩擦の影響により、測定値が理論値よりも低いことがわかった。ただし、誤差は小さく、数理モデルの妥当性が確認された。



(a) バネ収縮過程

(b) 瞬発動作

図 3-1 バネ収縮過程及び瞬発動作時の力とトルク

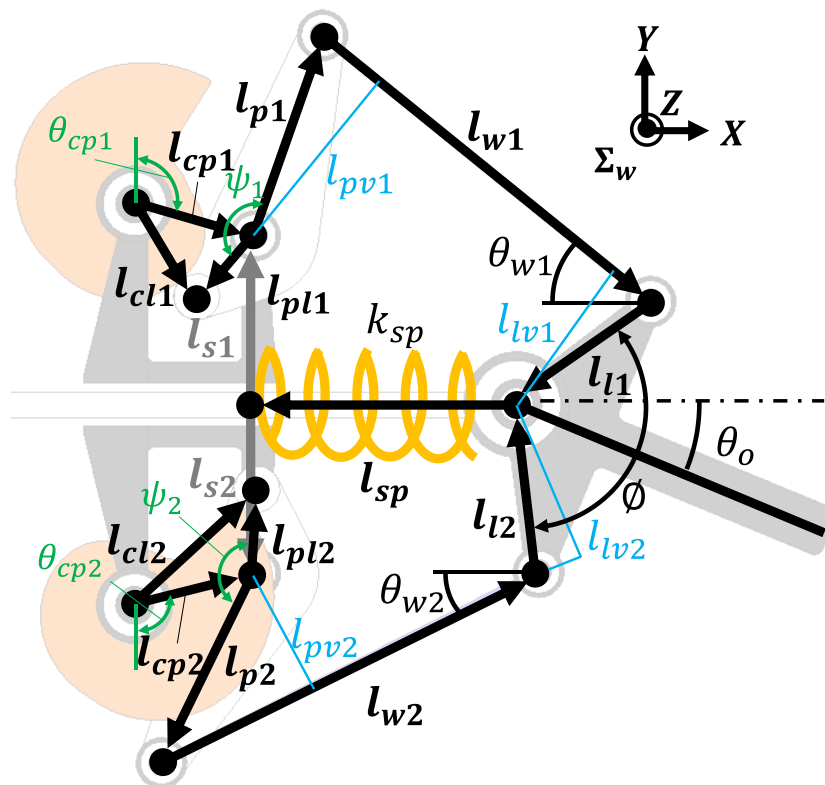


図 3-2 機構のリンクベクトル

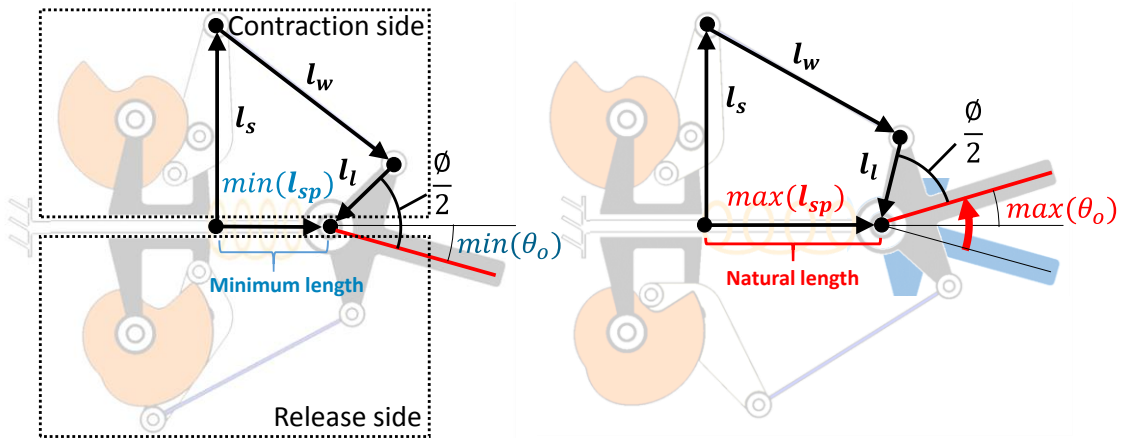


図 3-3 リンクベクトルの制約条件

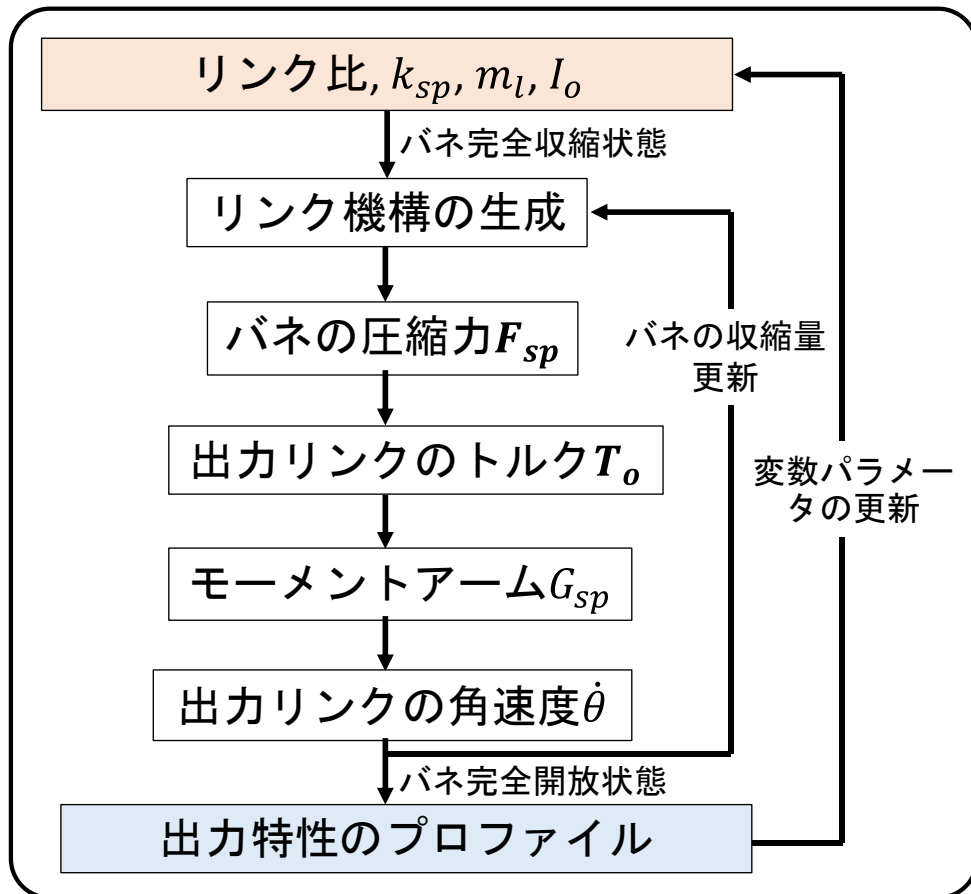


図 3-4 解析の流れ

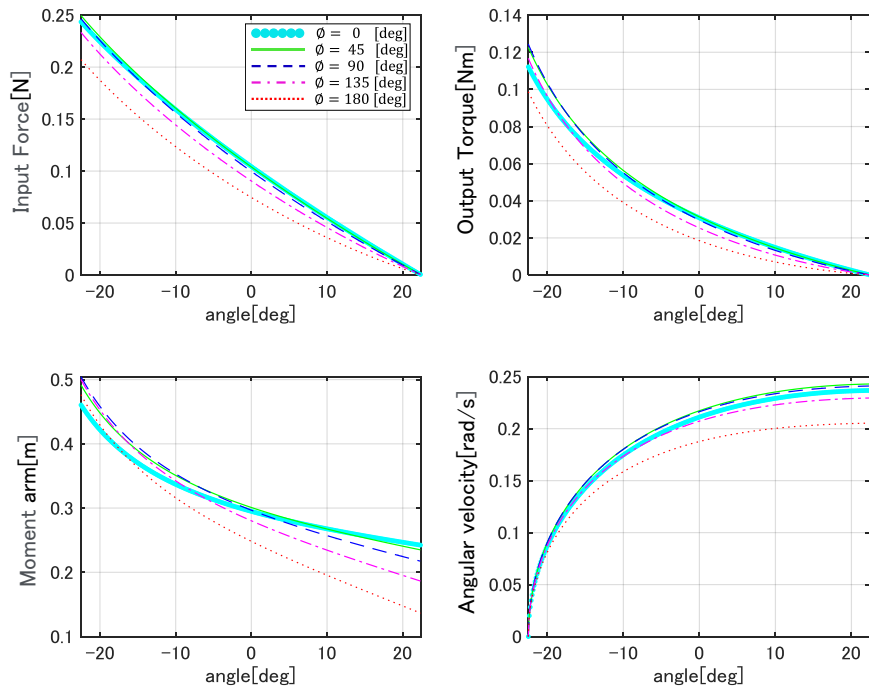


图 3-5 出力特性 1 [$l_l = 0.1$, $\min(l_{sp}) = 0.1$]

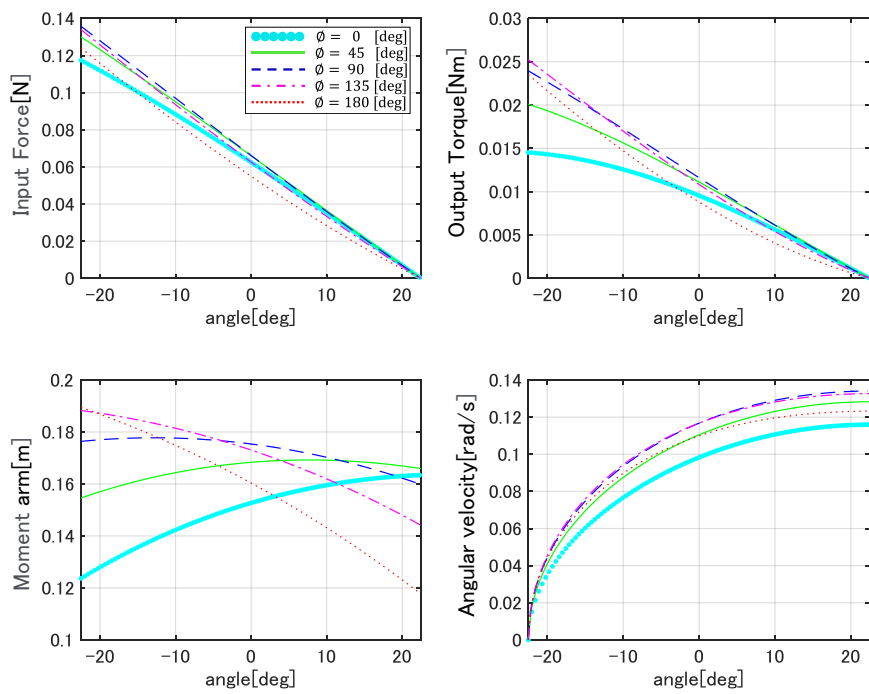


图 3-6 出力特性 2 [$l_l = 0.5$, $\min(l_{sp}) = 0.1$]

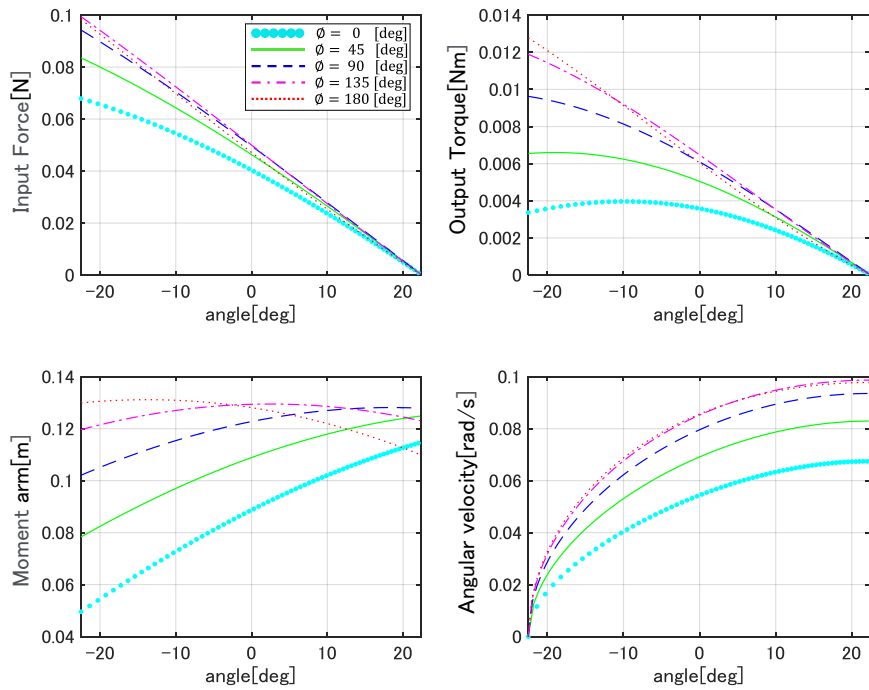


图 3-7 出力特性 3 [$l_l = 0.1$, $\min(l_{sp}) = 1.0$]

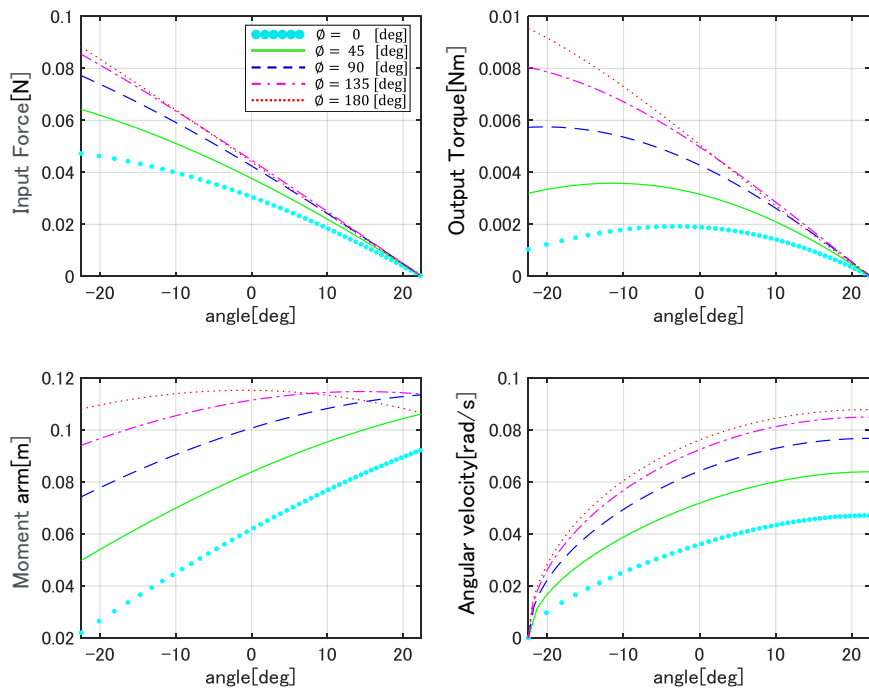


图 3-8 出力特性 4 [$l_l = 0.1$, $\min(l_{sp}) = 1.5$]

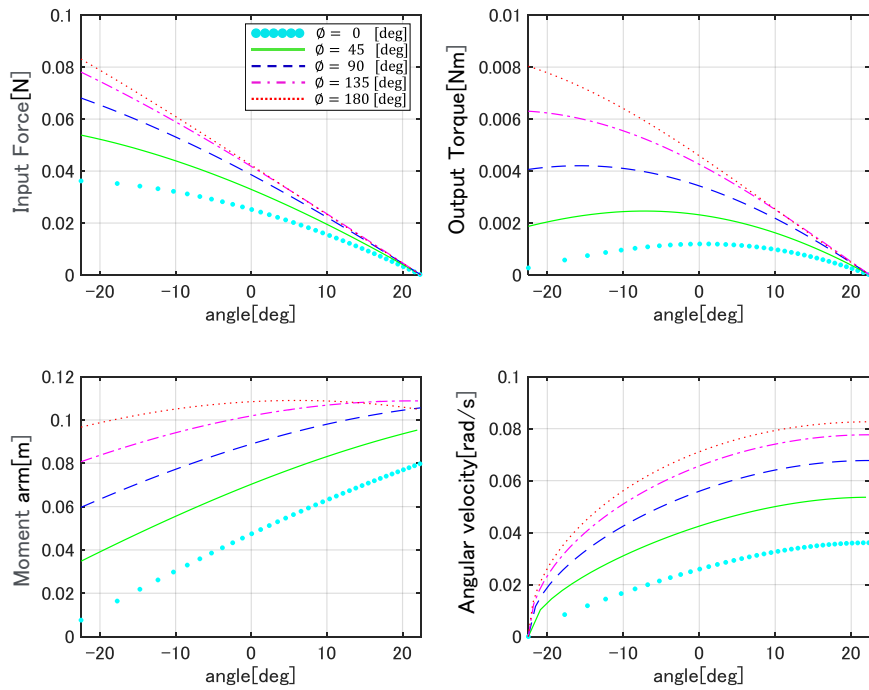


图 3-9 出力特性 5 [$l_l = 2.0$, $\min(l_{sp}) = 0.1$]

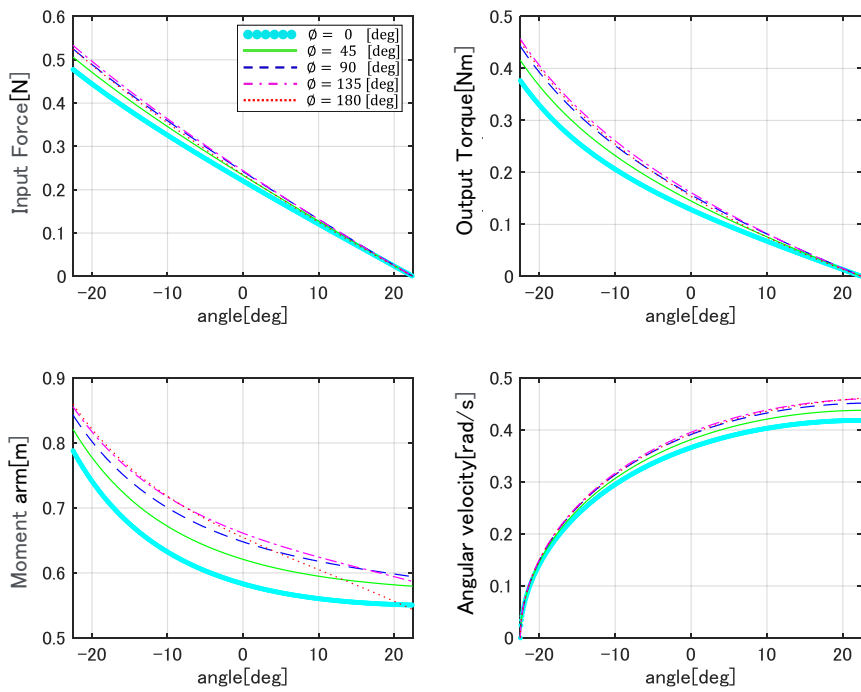


图 3-10 出力特性 6 [$l_l = 0.1$, $\min(l_{sp}) = 0.5$]

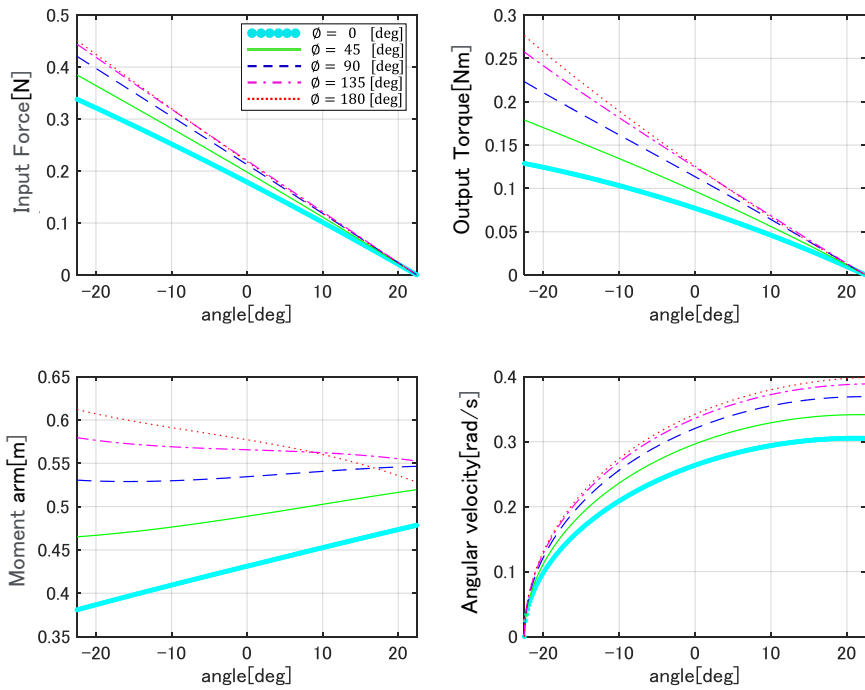


图 3-11 出力特性 7 [$l_l = 0.5$, $\min(l_{sp}) = 0.5$]

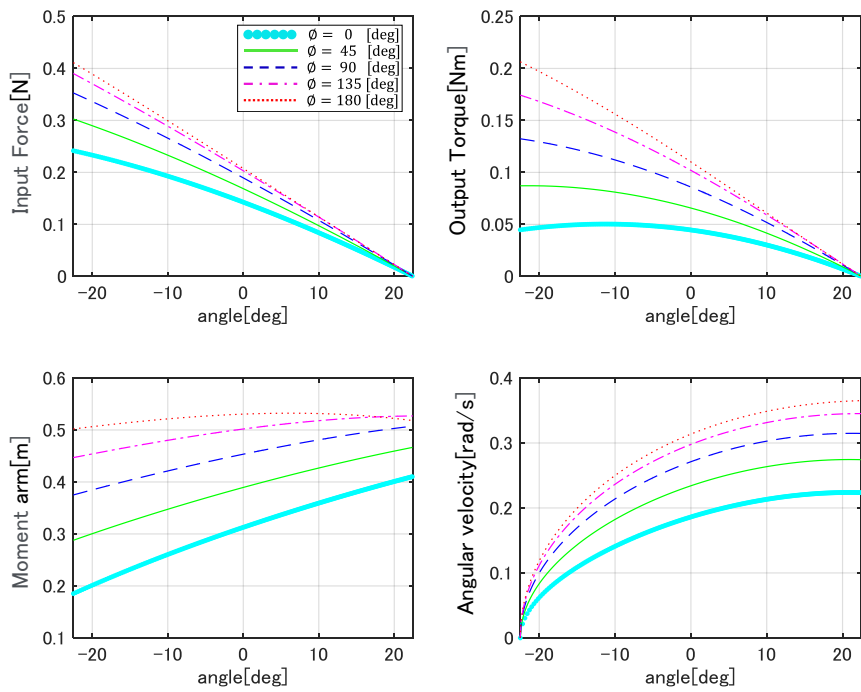


图 3-12 出力特性 8 [$l_l = 0.5$, $\min(l_{sp}) = 1.0$]

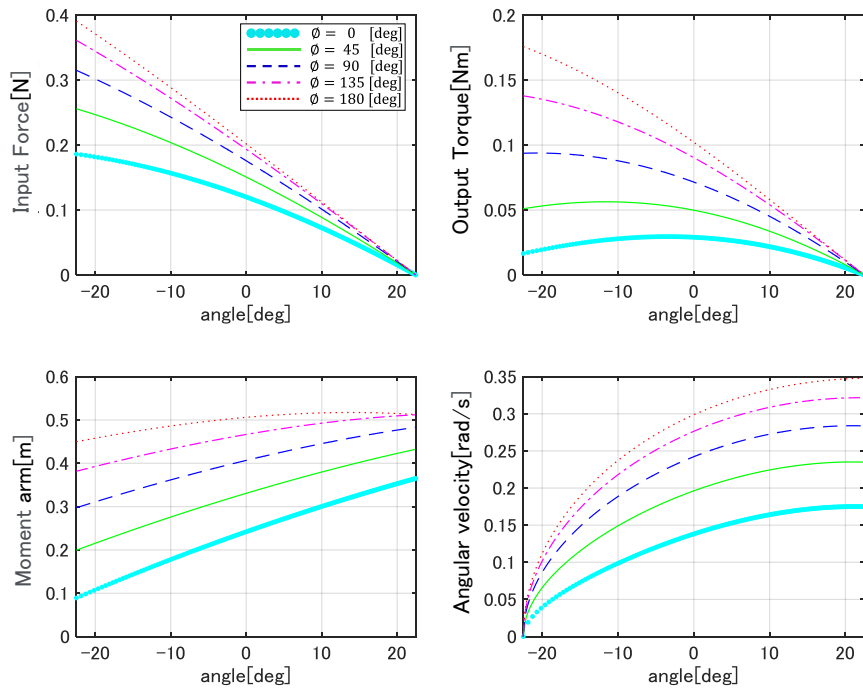


图 3-13 出力特性 9 [$l_l = 0.5$, $\min(l_{sp}) = 1.5$]

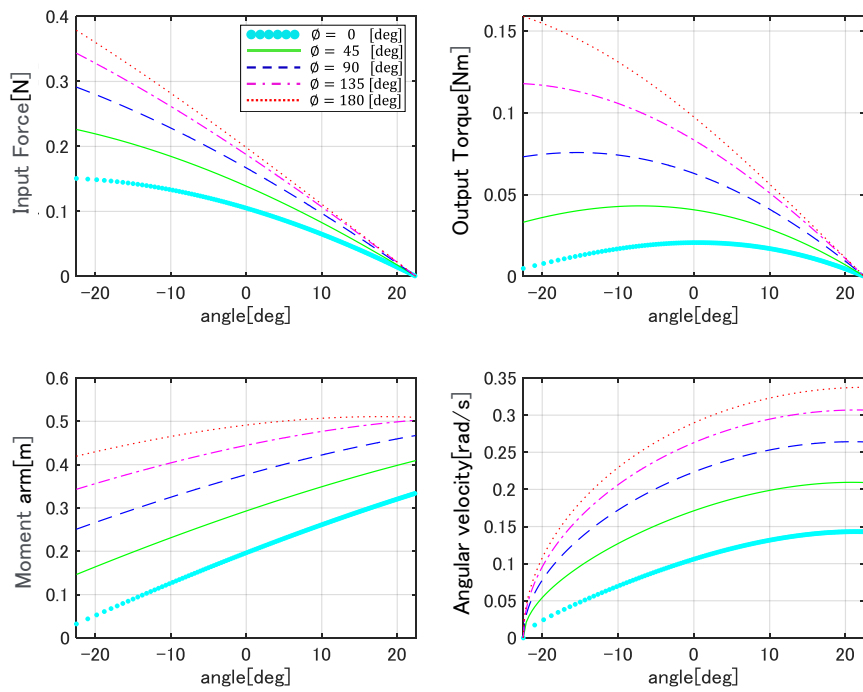


图 3-14 出力特性 10 [$l_l = 0.5$, $\min(l_{sp}) = 2.0$]

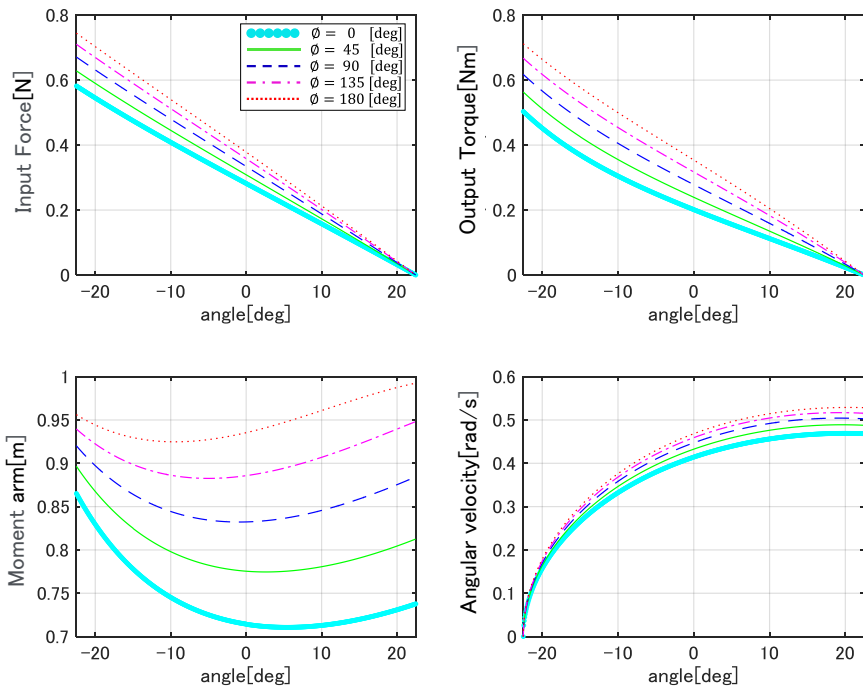


图 3-15 出力特性 11 [$l_t = 1.0$, $\min(l_{sp}) = 0.1$]

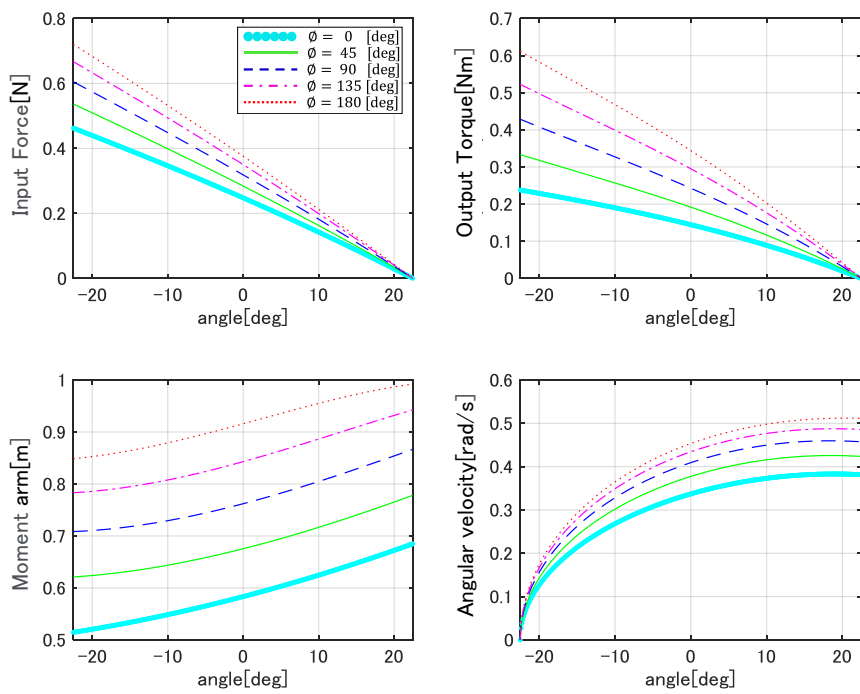


图 3-16 出力特性 12 [$l_t = 1.0$, $\min(l_{sp}) = 0.5$]

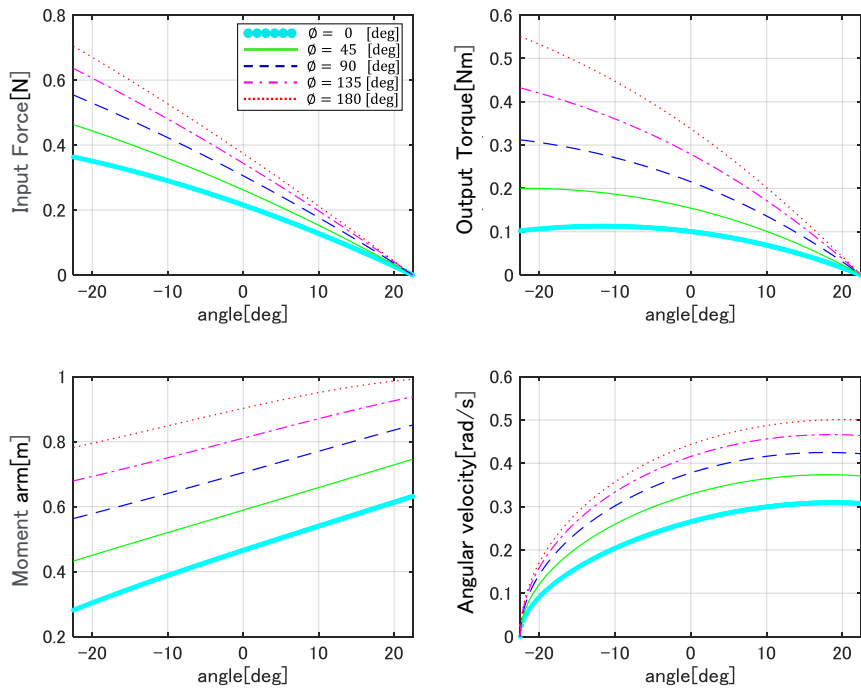


图 3-17 出力特性 13 [$l_l = 1.0$, $\min(l_{sp}) = 1.0$]

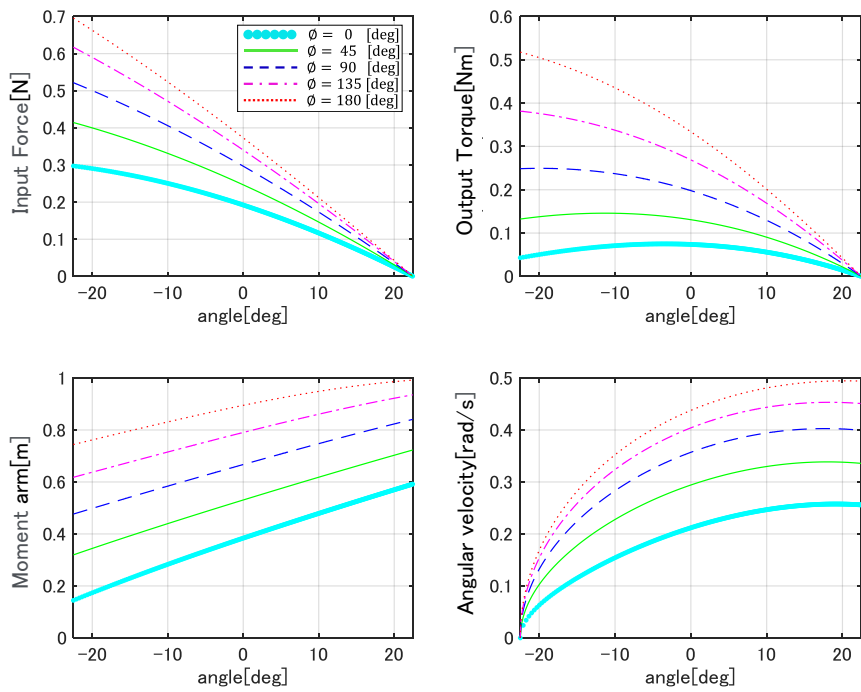


图 3-18 出力特性 14 [$l_l = 1.0$, $\min(l_{sp}) = 1.5$]

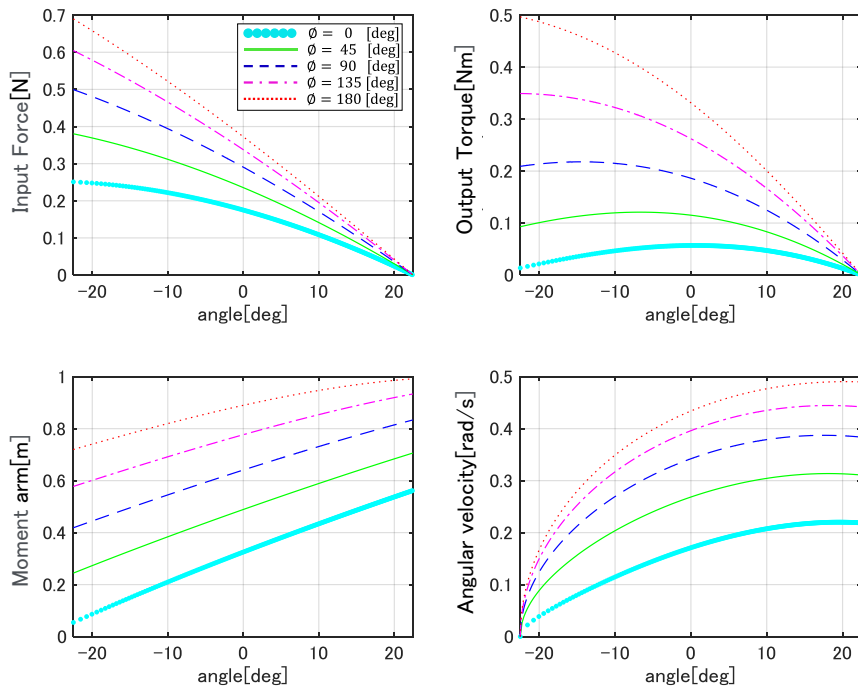


图 3-19 出力特性 15 [$l_l = 1.0$, $\min(l_{sp}) = 2.0$]

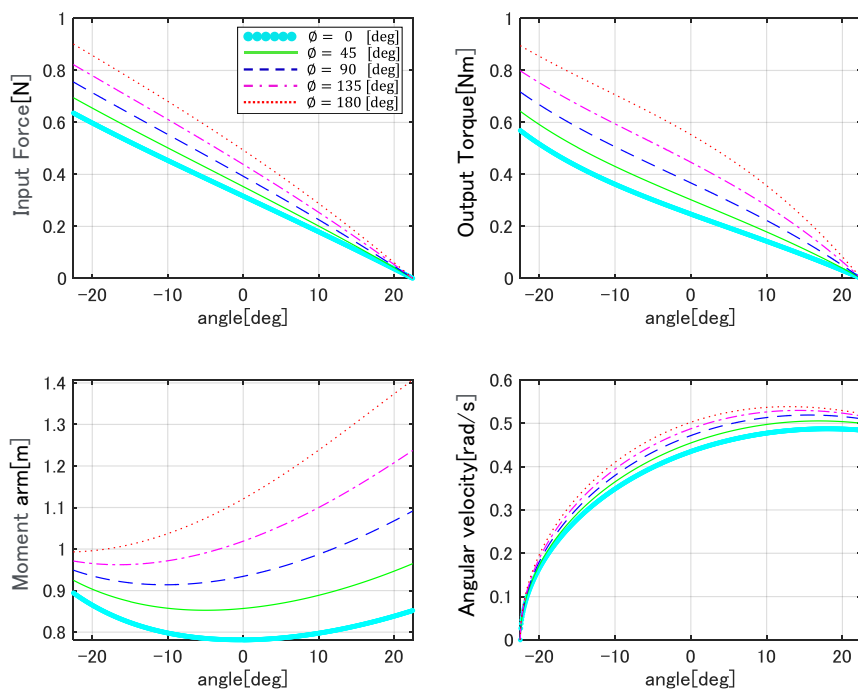


图 3-20 出力特性 16 [$l_l = 1.5$, $\min(l_{sp}) = 0.1$]

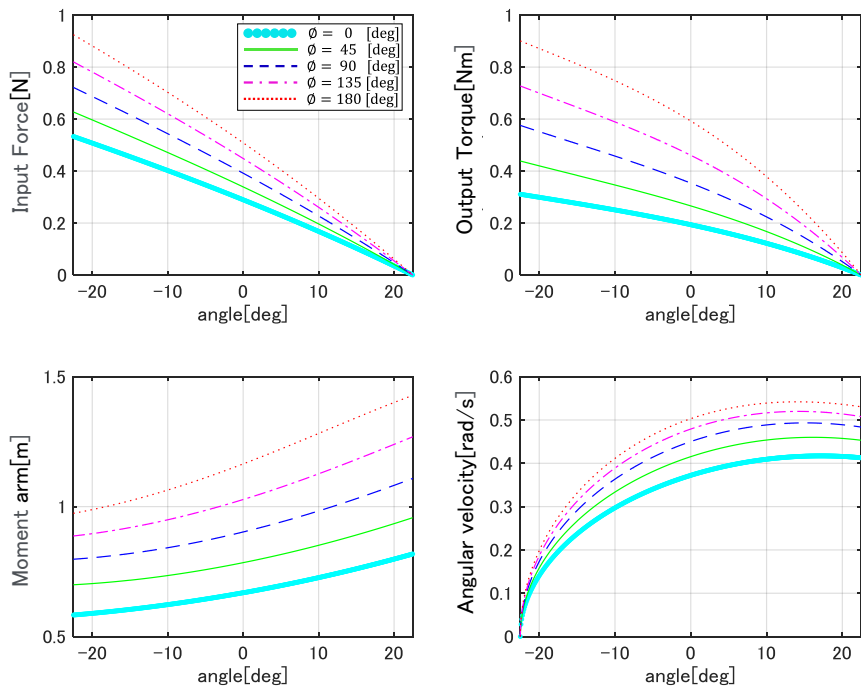


図 3-21 出力特性 17 [$l_l = 1.5$, $\min(l_{sp}) = 0.5$]

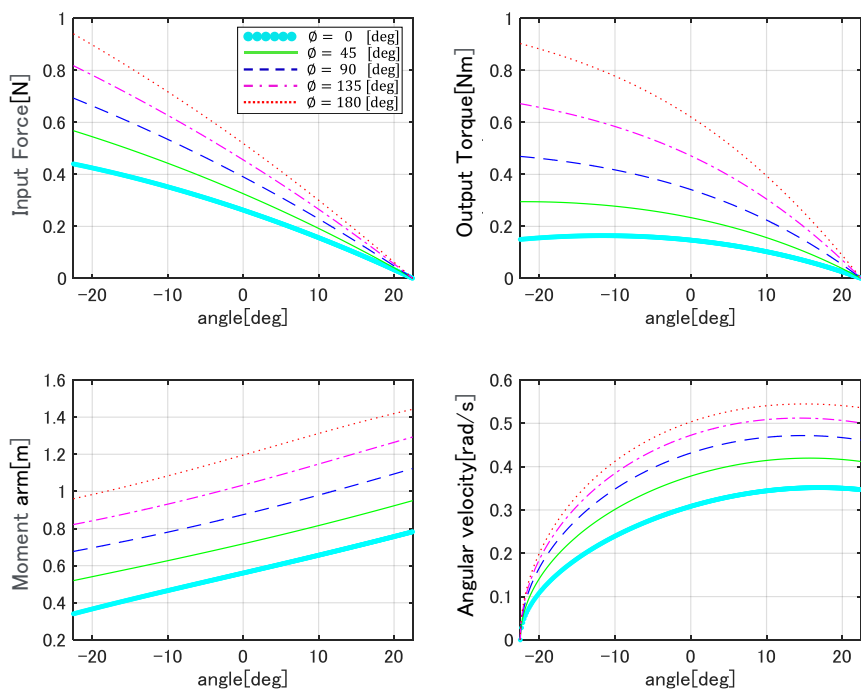


図 3-22 出力特性 18 [$l_l = 1.5$, $\min(l_{sp}) = 1.0$]

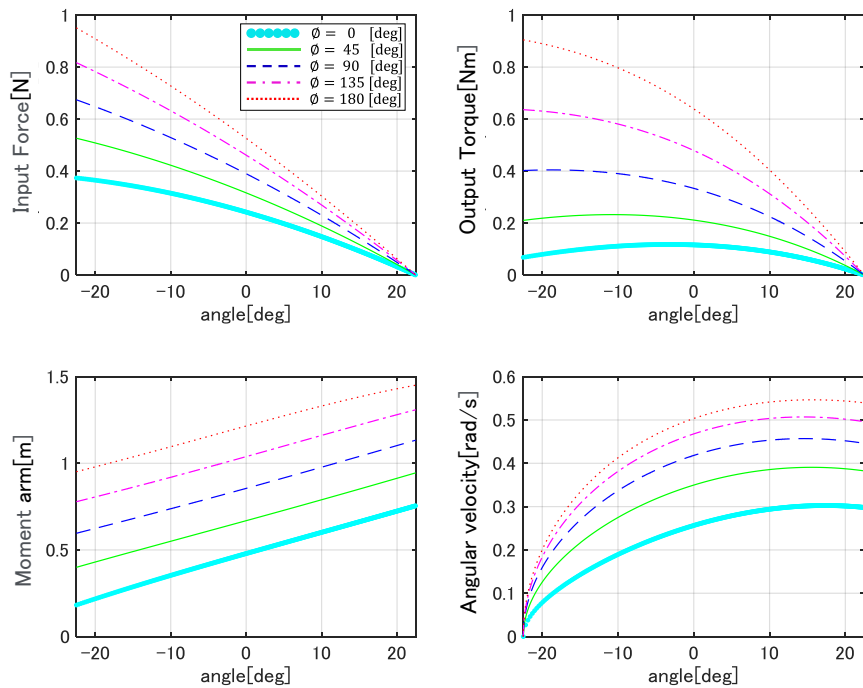


图 3-23 出力特性 19 [$l_l = 1.5$, $\min(l_{sp}) = 1.5$]

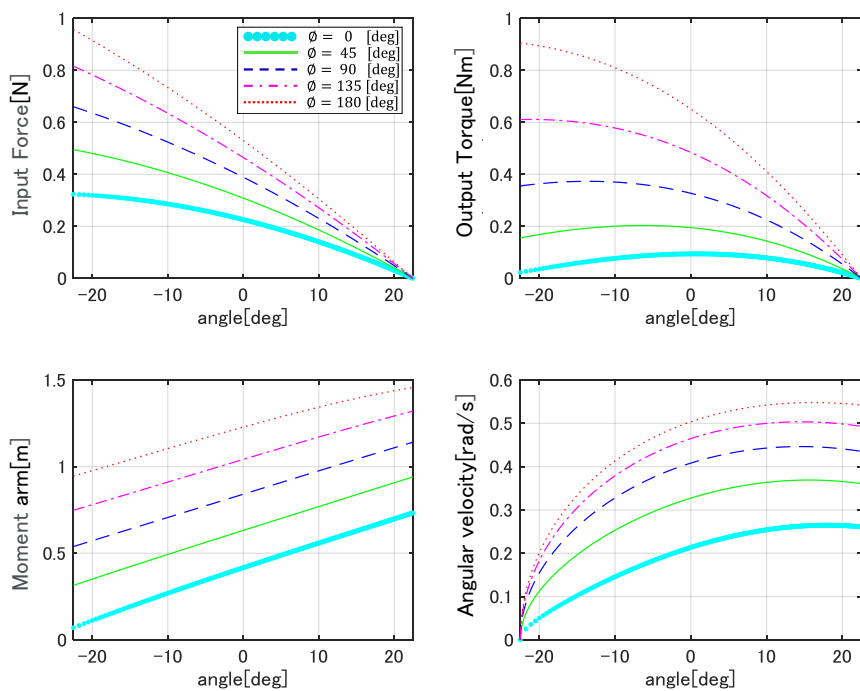


图 3-24 出力特性 20 [$l_l = 1.5$, $\min(l_{sp}) = 2.0$]

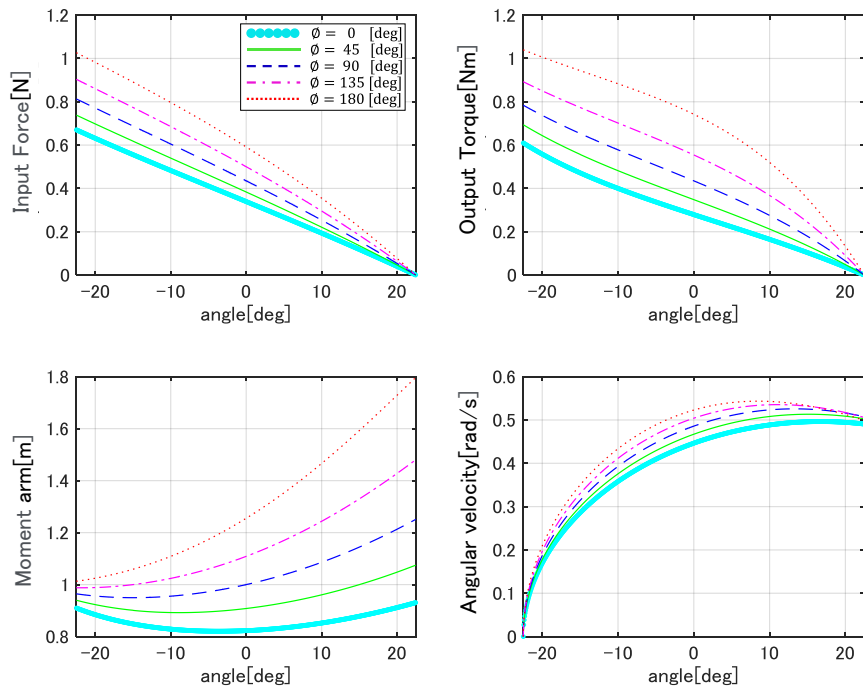


图 3-25 出力特性 21 [$l_l = 2.0$, $\min(l_{sp}) = 0.1$]

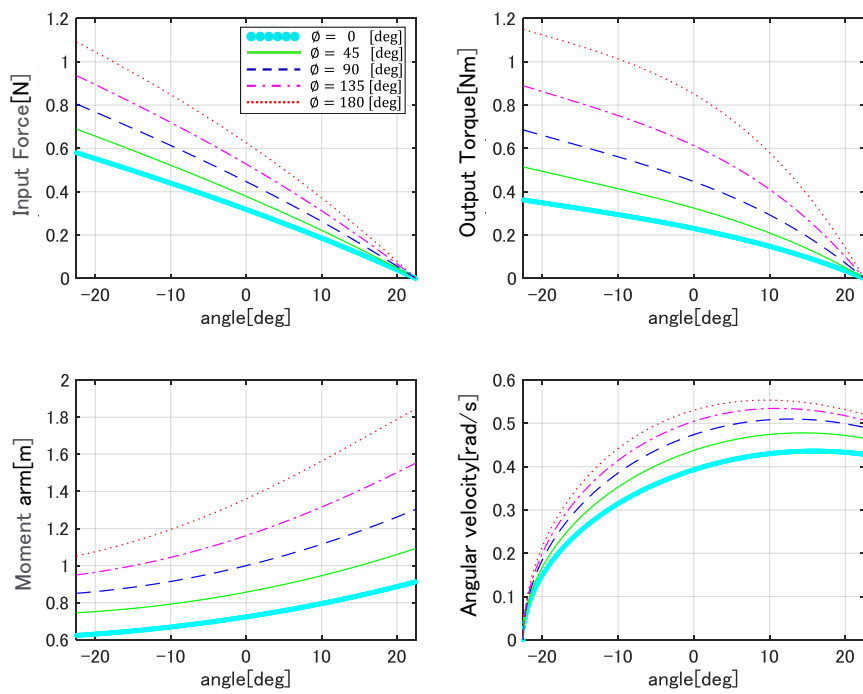


图 3-26 出力特性 22 [$l_l = 2.0$, $\min(l_{sp}) = 0.5$]

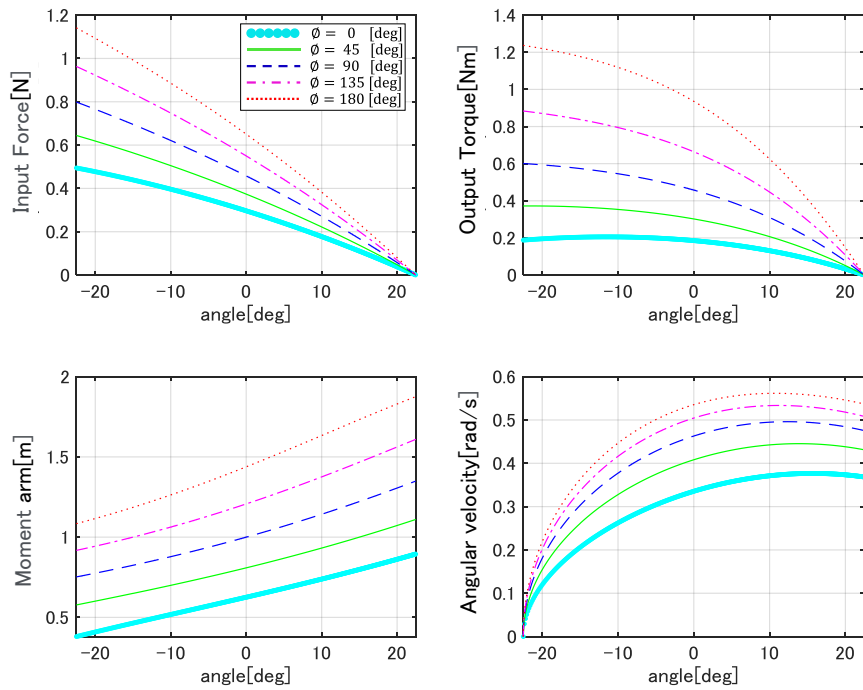


図 3-27 出力特性 23 [$l_l = 2.0$, $\min(l_{sp}) = 1.0$]

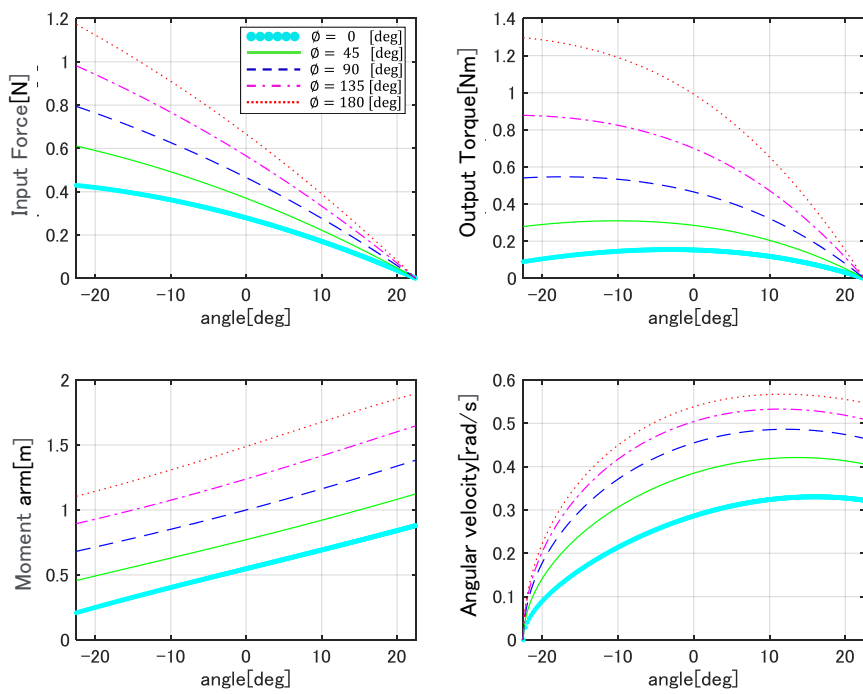


図 3-28 出力特性 24 [$l_l = 2.0$, $\min(l_{sp}) = 1.5$]

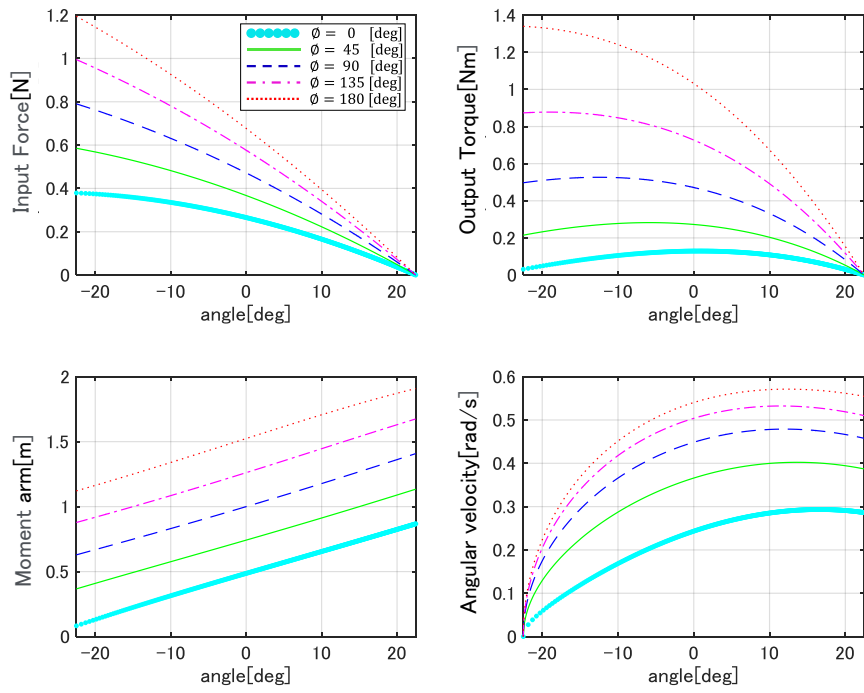


図 3-29 出力特性 25 [$l_l = 2.0$, $\min(l_{sp}) = 2.0$]

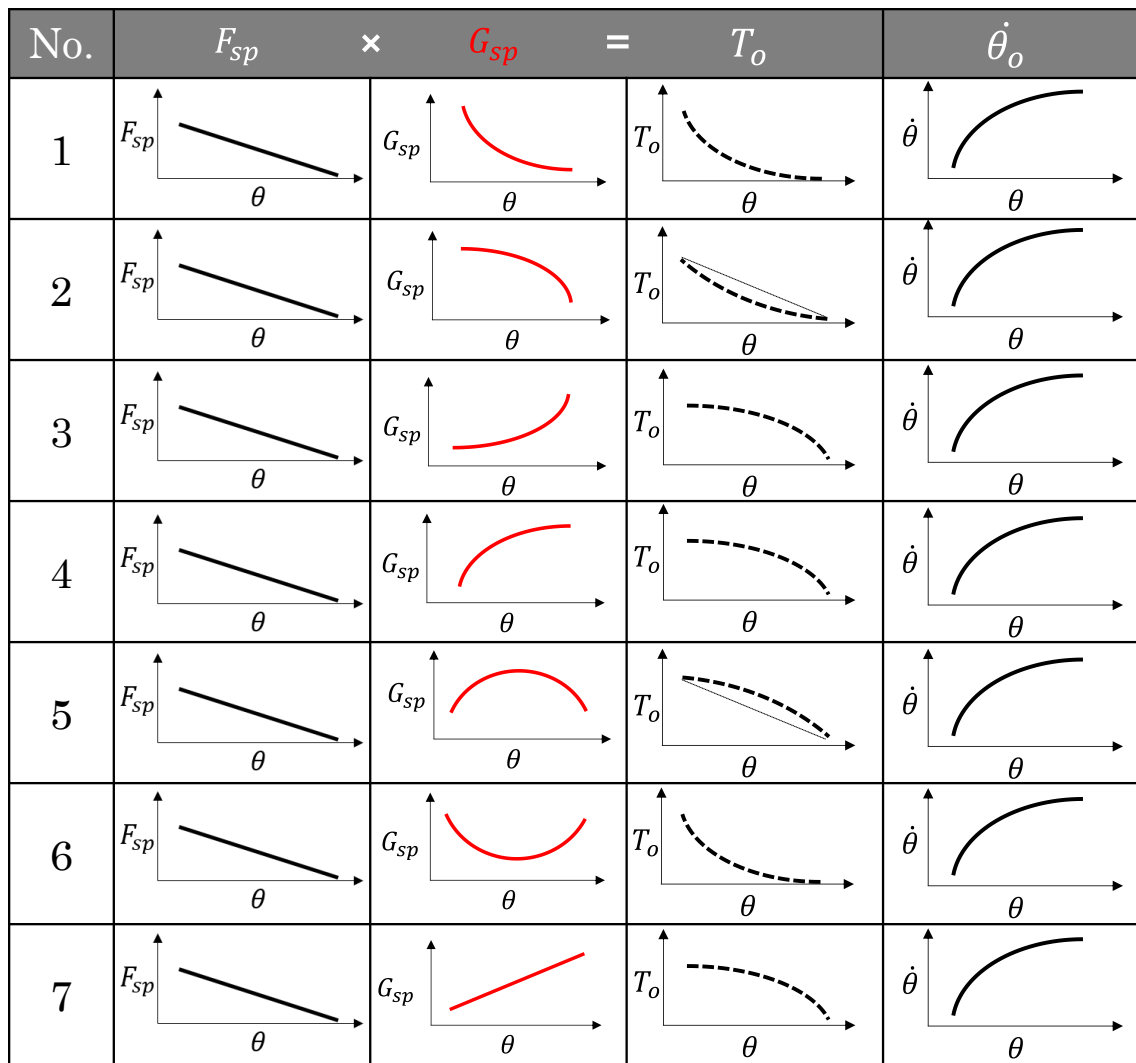


図 3-30 出力特性に関するまとめ

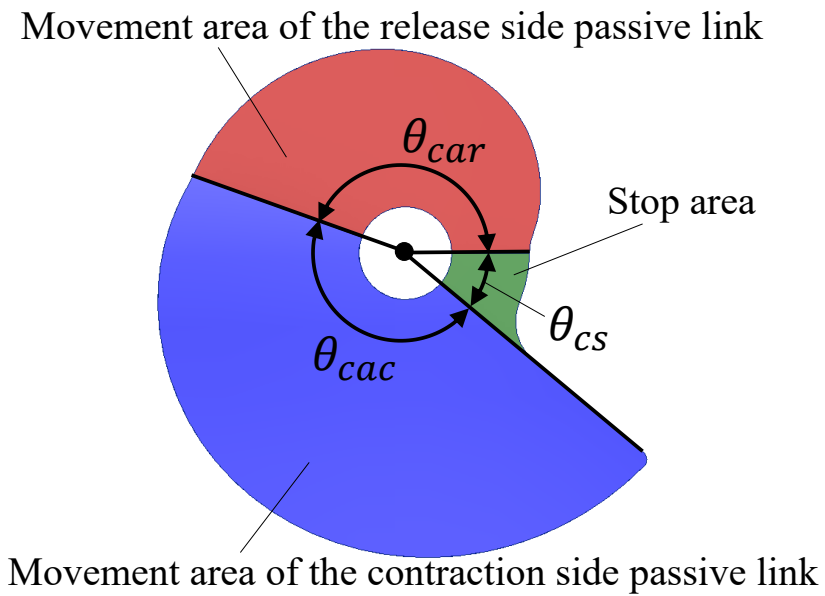


図 3-31 カムの割付角度

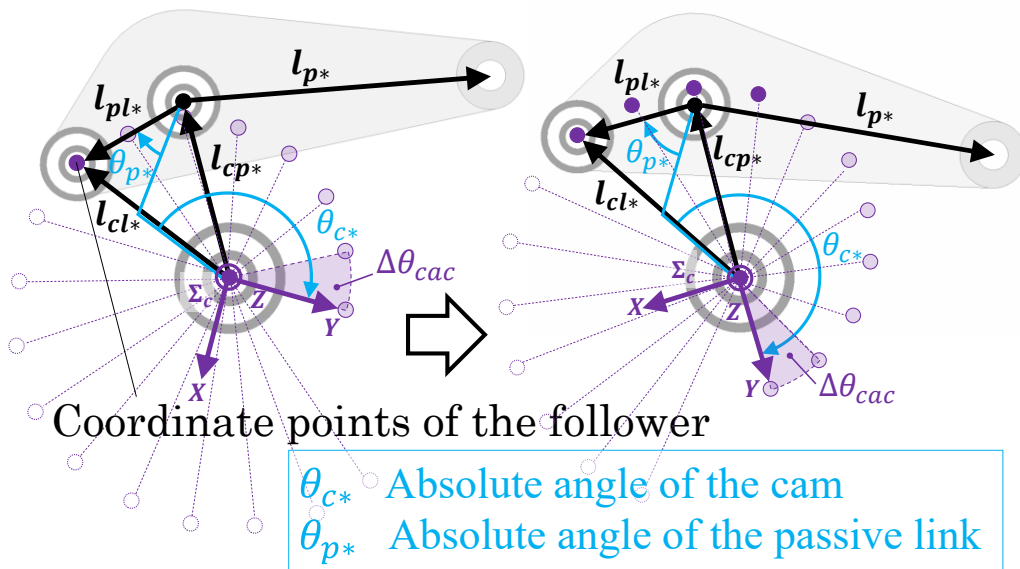


図 3-32 カム曲線の座標とリンクベクトルの関係

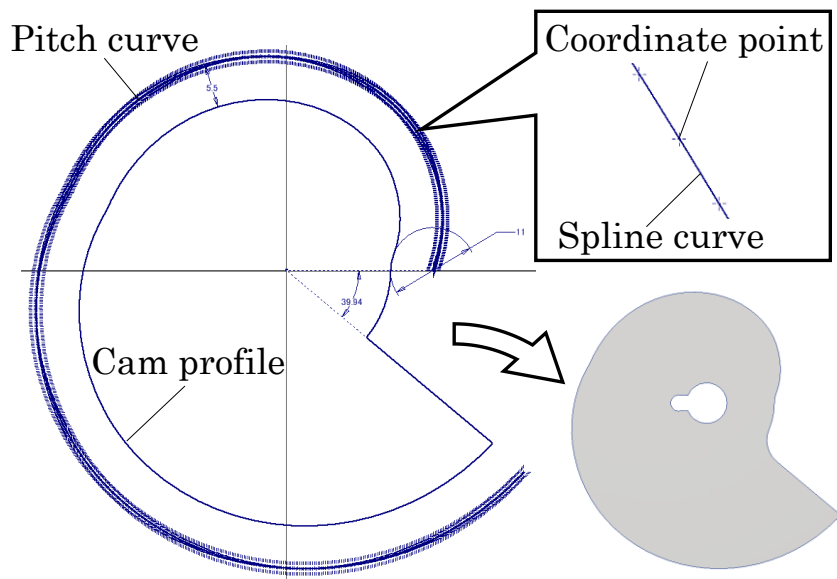


図 3-33 カムの輪郭曲線

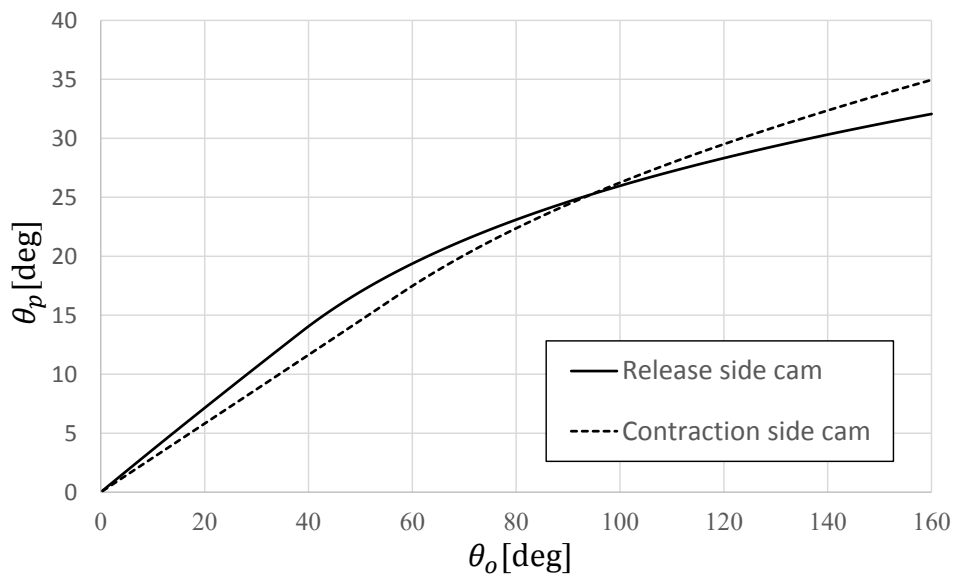


図 3-34 受動リンクの変位とカムの変位の関係

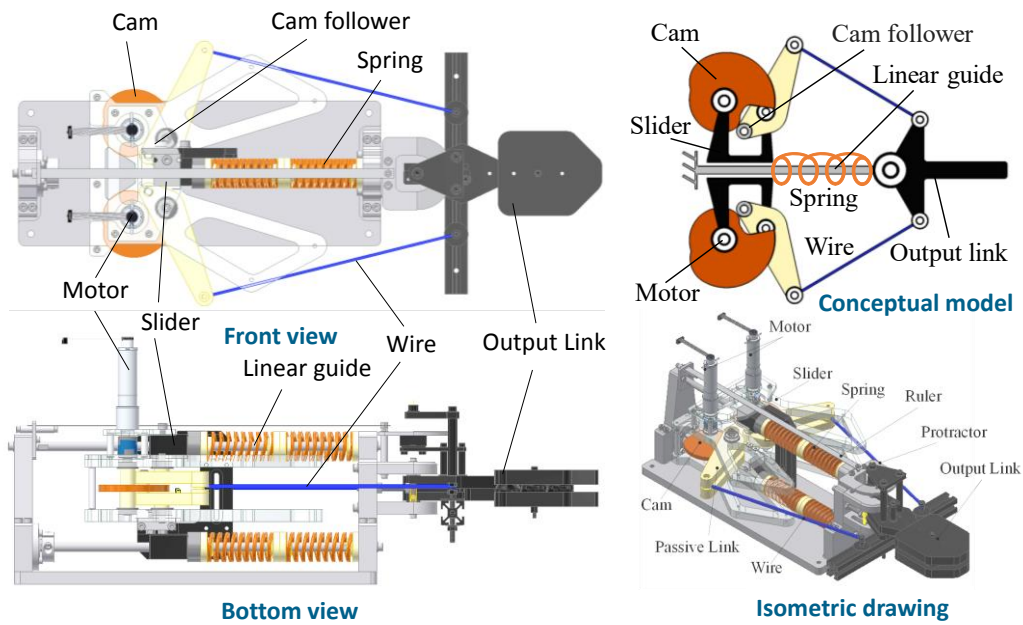


図 3-35 実験装置の外観

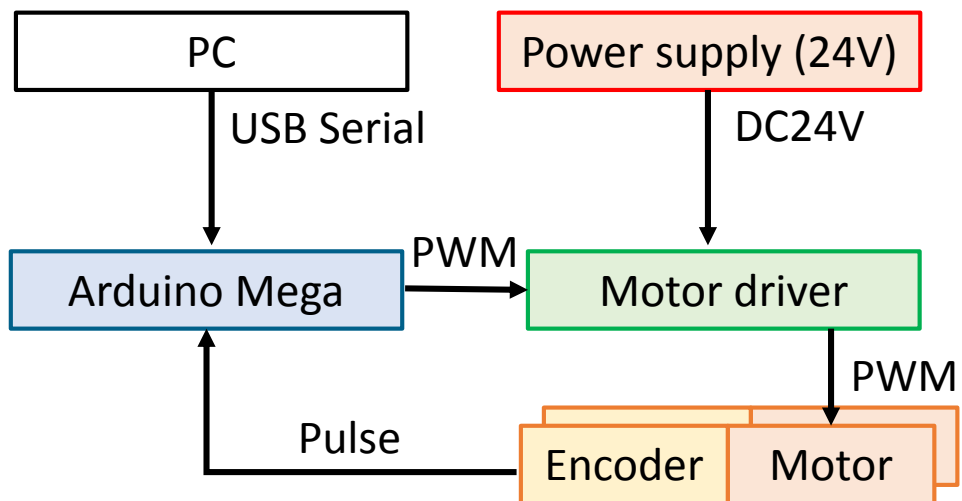


図 3-36 実験装置のシステム図

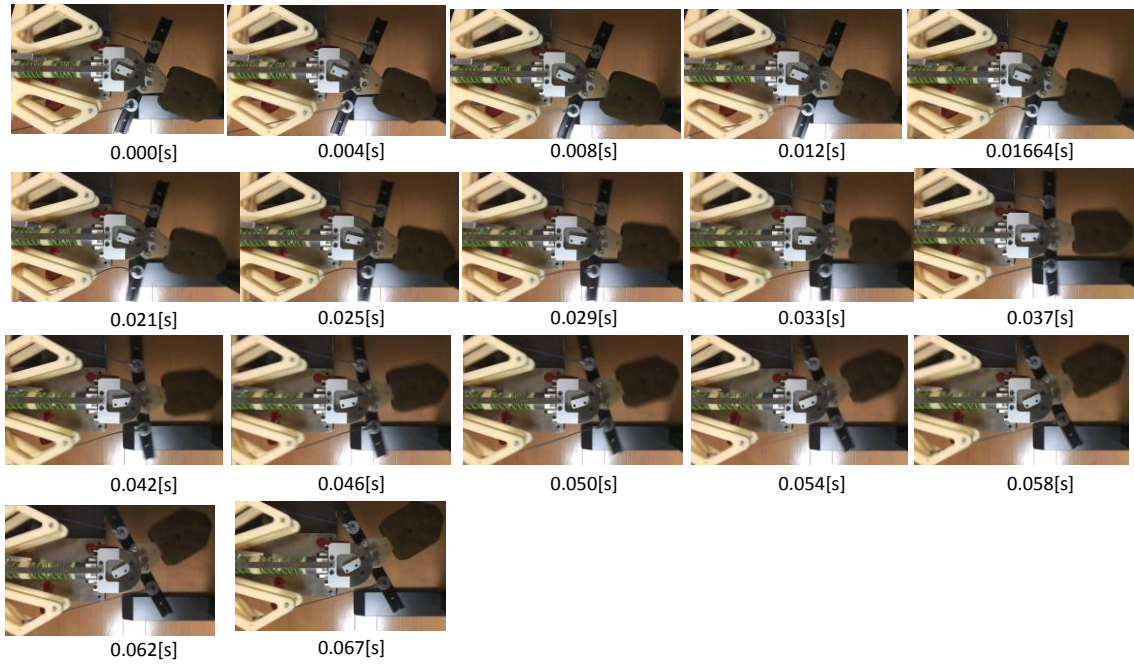


図 3-37 瞬発動作試験の様子

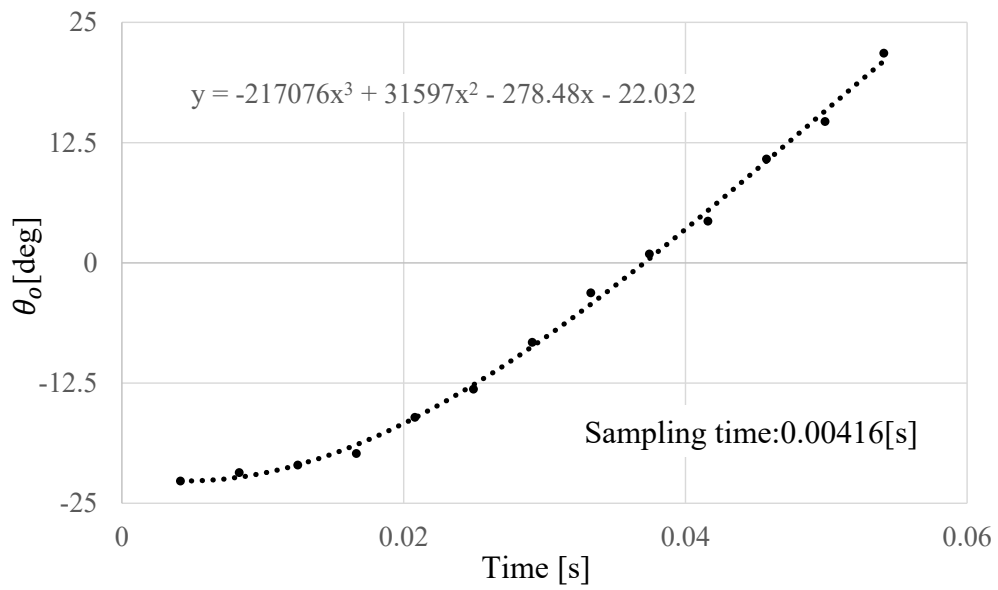


図 3-38 瞬発動作時における出力リンクの計測角度

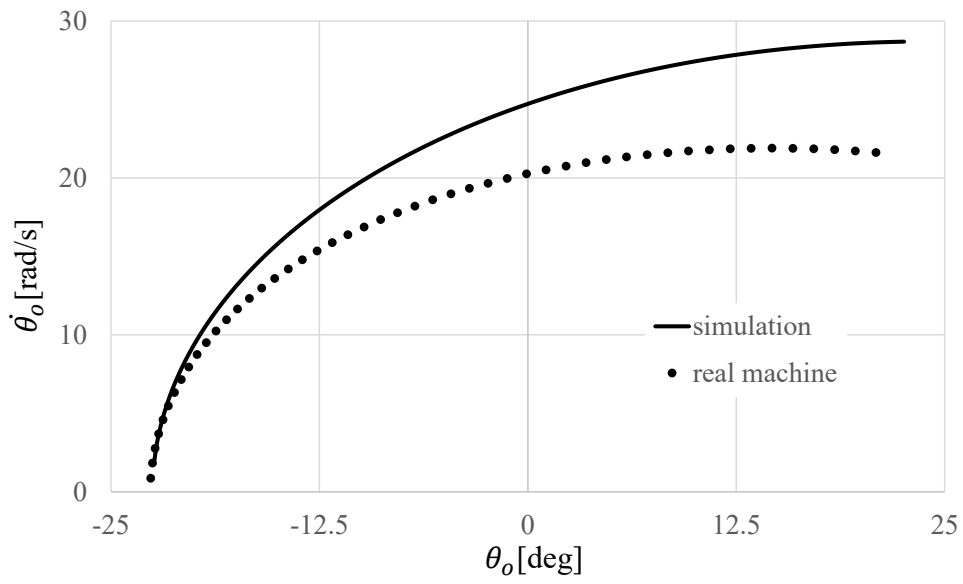


図 3-39 瞬発動作時における出力リンクの角速度

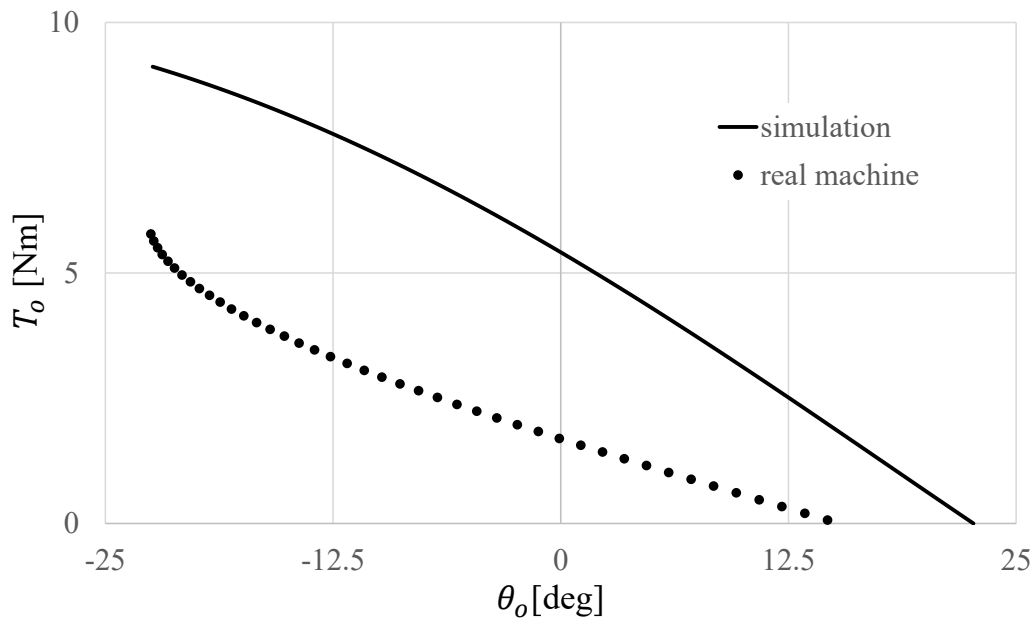


図 3-40 瞬発動作時における出力リンクのトルク

表 3-1 解析の定数

Symbol	Meaning	Value	Unit
k_{sp}	Spring constant	1	[N/m]
l_s	Length of l_s	1	[m]
m_l	Mass of Slider	1	[kg]
I_o	Inertia of Output link	1	[kgm ²]
θ_o	Range of displacement	45	[deg]

表 3-2 解析の変数

Symbol	Range					Unit
l_l	0.1	0.5	1.0	1.5	2.0	[-]
$min(l_{sp})$	0.1	0.5	1.0	1.5	2.0	[-]
ϕ	0	30	60	90	120	[deg]

表 3-3 選定したリンク比

l_s	l_l	l_{spm}	$\phi[deg]$
1	0.5	1.5	120

表 3-4 設計インプット

l_l^*	Length of l_l^*	0.0599[m]
l_w^*	Length of l_w^*	0.215[m]
l_p^*	Length of l_p^*	0.08[m]
l_{pl}^*	Length of l_{pl}^*	0.02[m]
l_s^*	Length of l_s^*	0.0285[m]
l_{cp}^*	Length of l_{cp}^*	0.0295[m]
l_{spn}	Length of l_{spn}	0.211[m]
δ_{sp}	Length of δ_{sp}	0.0460[m]
\varnothing	Direction of l_l^*	115°
ψ^*	Angle between l_p^* and l_{pl}^*	155°
θ_{cp}^*	Absolute angle of l_{cp}^*	105°
λ_c	Constant for adjusting of the contraction side	38.9°
λ_r	Constant for adjusting of the release side	57.4°
θ_{cac}	Contraction side cam allocation angle	160°
θ_{car}	Release side cam allocation angle	160°
θ_{cs}	Stop area angle	40°
$\Delta\theta_{ca}^*$	Minute rotation amount of cam	0.350°
θ_{max}	Maximum movement range	+22.5°
θ_{min}	Minimum movement range	-22.5°
k_{sp}	Spring constant	3810[N/m]
m_l	Mass of Slider	1.03[kg]
I_o	Inertia of Output link	0.00598[kgm ²]
T_{c^*}	Motor torque	0.65[Nm]
θ_{c^*}	Motor angular velocity	2.72[rad/s]
θ_{pfc}	Contraction side angular velocity of passive link in the fully compressed state of spring	0.224[rad/s]
θ_{pfr}	Release side angular velocity of passive link in the fully compressed state of spring	0.338[rad/s]

表 3-5 実験装置の仕様

Dimensions	W : 200 x D : 442 x H : 200 [mm]
Weight	2.2[kg]
Actuator	8.79 [W] DC-Motor x 2
Moving range	±45[deg]
Sensors	Encoder x 2

表 3-6 実験条件

	Name	Value	Unit
Power supply	Input voltage	24.0	[V]
	Remit current	1.2	[A]
Data processing	Sampling time	0.00416	[s]

第4章

グリッパ機構への応用

第4章 グリッパ機構への応用

4.1 はじめに

本章では提案機構の応用として，大きさや硬さの異なる物体の把持を目的としたグリッパ機構を設計・開発し，性能評価を実施した結果について述べる．4.2節では，物体把持に特化した提案機構の設計について述べる．4.3節では，外乱トルクを加えることにより，受動的に回転した出力リンクの角度に対するトルクと剛性について，数式を導出し解析を行う．4.4節では，設計製作した関節機構について述べる．4.5節では，可変剛性評価試験を実施した結果について述べる．4.6節では，物体把持試験を実施した結果について述べる．

4. 2 グリッパ機構の設計

4. 2. 1 グリッパ機構の仕様

グリッパ機構の設計仕様を表 4-1 に、人の手のひらとグリッパのサイズに関する図を、図 4-1 に示す。グリッパのサイズは、人が行っている作業を本機構とロボットを用いて置き換えることを目指して、人の手の平のサイズを目標仕様として設定した。質量は、小型の垂直多関節ロボットで搭載することが可能な 2kg を目標とした。指の本数は 2 本とし、長さは 100mm と設定した。2 つの指の最大ストロークは、40mm とし、指を開いた場合の距離を 50mm、指を閉じた場合の距離を 10mm と設定した。2 本の指は、それぞれ独立して動作できるように、提案機構を 2 つ用いて、2 本の指を可動させる構造とした。

4. 2. 2 ウォームギアの応用

軽く、柔らかい物体を把持する場合は、剛性を低い状態に保てばよいため、内部のバネを縮める必要はないが、主として、硬く、質量の大きな物体の把持を頻繁に行う場合、高剛性状態の頻度が高くなると予想される。ここで現状の関節機構の 1 つの問題として、関節が高剛性を維持する場合に、常に電力を消費してしまう点が挙げられる。園田らが開発した関節機構においても、モータの電流を制御することによって剛性を変化させているため、高い剛性を維持するほど、多くの電力を消費してしまう[47]。モータの電力の消費を抑えるためには、出力リンクに外乱トルクを加えた場合に、モータに負荷トルクが生じない構造とする必要がある。一方でモータの回転を出力リンクに伝達し、出力リンクを駆動させる機能も必要である。両者の機能を実現する手段として、ウォームギアを応用した。ウォームギアを応用した提案機構を図 4-2 に示す。モータのシャフトと同軸上にウォームが接合し、カムと同軸上にウォームホイールを接合している。ウォームが回転することで、ウォームホイールが回転し、トルクを伝達する構造となっている。ウォームギアの特徴として、歯のかみ合い面に生じる摩擦力により、ウォーム部がバックドライブしない性質を有している。本性質を応用し、出力リンクが受動的に動作した場合に、モータに負荷が作用しない構造を実現している。

4. 2. 3 カムの設計

本グリッパ機構では、大きさや硬さの異なる物体の把持を主な目的としているため、通常動作と可変剛性の 2 つの機能を使用することが想定される。そこで、本グリッパ機構では、通常動作時の動作速度向上を目的としたカム機構を設計する。第 3 章で設計したカムは、カムの回転角度とともに減速比が増加するプロファイルを示していた。カムを用いて通常動作を行うためには、2 つのカムを同じ方向に回転させる必要があるが、例えば、出力リンクのプラス側のエリアリミットまで出力リンクを屈曲させた状態から、マイナス側のエリアリミットまで出力リンクを回転させる場合、能動側のカムの減速比は低く、受動側のカムの減速比が高い状態となるため、2 つのカムを同じ速度で回転させた場合、受動側の受動リンクの動作速度が、能動側の速度と比較して低速になってしまう。よって受動側の受動リンク

の角速度に合わせて、能動側の受動リンクの角速度を低くするため、通常動作時の出力リンクの速度が大きく低下してしまう。そこで本機構では、カムの回転角度に対する減速比が線形となるカムを設計する。カムの減速比が線形となることで、2つの受動リンクに速度差が生じないため、瞬発動作時の力の蓄積に特化したカムと比較して、通常動作時において高速で動作することが可能である。カム曲線の回転関節からカムフォロアまでの位置ベクトルを l_{cl*} 、受動リンクを動作させることが可能なカムの範囲を θ_{ca} とすると、 $\min(l_{cl})$ から $\max(l_{cl})$ まで、カムの回転角度に対して受動リンクが線形に回転する場合の減速比 G_{cl} は次式で表される。

$$G_{cl}(\theta_c) = \frac{\max(l_{cl}) - \min(l_{cl})}{\theta_{ca}} \quad (4-1)$$

よって、カムの回転角度 θ_c に対する l_{cl*} の長さは、次式で表される。

$$l_{cl}(\theta_c) = G_{cl}\theta_{ca} + \min(l_{cl}) \quad (4-2)$$

式(4-2)と式(3-22)を用いて、作成したカムとその割付角度を図 4-3 に示す。3 章と同様の方法で、式 (3-22) を用いてカム曲線の座標点を計算し、3DCAD を使用してカムの輪郭曲線を作成した。

4. 3 剛性に関する出力特性の解析

可変剛性時において、バネの初期変位量によって変化する、出力リンクの外乱トルクと、回転剛性について考える。出力リンクへ外乱トルクを加えた場合、出力リンクが回転運動を行う。そして、出力リンクの回転運動がワイヤを介してスライダの並進運動へ変換される。この際、機構内部のバネが圧縮され、バネの圧縮力によってワイヤに張力が作用する。すなわち、外乱トルクを加えて出力リンクを回転させるためには、瞬発動作時にバネの変位量に応じて出力リンクに発生したトルクと、同等の大きさの外乱トルクを与える必要がある。3章の式(3-4)を応用し、外乱トルク T_q と機構内部に作用する内力の関係は、次式で表される。

$$T_q = \text{sign}(\theta_o) k_{sp} \delta_{sp} l_l (-\sin \beta + \tan \theta_w \cos \beta) \quad (4-3)$$

出力リンクの回転剛性は、出力リンクへ与える外乱トルク T_q を出力リンクの角度 θ_o で微分することにより、次式で表される。

$$K = \frac{dT_q}{d\theta_o} = k_{sp} l_l \delta_{sp} \left[\frac{l_l \cos^2 \beta (1 + \tan^2 \theta_w)}{l_w \cos \theta_w} - \tan \theta_w \sin \beta - \cos \beta \right] + k_{sp} l_l^2 (\sin \beta - \cos \beta \tan \theta_w)^2 \quad (4-4)$$

ここで、式(4-3)、式(4-4)で使用している β は、次式で表される。

$$\beta = \begin{cases} \theta_o - \frac{\theta}{2} & (\theta_o \geq 0) \\ -\theta_o - \frac{\theta}{2} & (\theta_o < 0) \end{cases} \quad (4-5)$$

さらに、ワイヤの角度 θ_w と θ_m は、幾何学的な関係より、次式で表される。

$$\theta_w = \sin^{-1} \left(\frac{l_s + l_m \sin \theta_m - l_l \sin \beta}{l_w} \right) \quad (4-6)$$

$$\theta_m = \cos^{-1} \left(\cos \theta_{mi} - \frac{\varepsilon_{sp}}{l_m} \right) \quad (4-7)$$

式(4-3)を用いて、バネの初期変位量 ε_{sp} を 0mm, 10mm, 20mm と変化させた場合の出力リンクの外乱トルク T_q と出力リンクの角度 θ_o のプロファイルを図 4-4 に示す。同様に式(4-4)を用いて、 ε_{sp} を 0mm, 10mm, 20mm と変化させた場合における出力リンクの回転剛性 K と θ_o のプロファイルを図 4-5 に示す。本解析は、表 4-2 に示す設計した各種パラメータを用いて実施した。表 4-2 に示す設計した各種パラメータは、機構のサイズやバネの初期変位量 ε_{sp} といった設計インプット情報を元に試行錯誤的に決めた。結果として、バネの初期変位量に応じて

反力の大きさが変化し，見かけ上の剛性が変換できることを確認した.

4. 4 グリッパ機構の概要

設計製作したグリッパ機構の外観を図 4-6 に、フィンガーユニットの詳細寸法を図 4-7 に、グリッパ機構のシステム図を 4-8 に、そして仕様を表 4-3 に示す。設計製作したグリッパ機構は、ベースユニット、スライダユニット、出力リンクユニット、そしてフィンガーユニットの 4 つのユニットで構成されている。ベースユニットは、表裏に各 2 本のリニアガイドと、各 1 本の圧縮バネを有している。スライダユニットは、2 つのモータ、2 つのカム、2 つの受動リンク、そして 2 つのウォームギアを有している。2 つのスライダユニットが、1 つのベースユニットの表裏に、リニアガイドそして圧縮バネを介して接続されている。2 つの出力リンクユニットは、各スライダユニットに対して、2 本のワイヤを介して拮抗する構造で接続されており、この部分に提案した関節機構が使用されている。また、2 つの出力リンクユニットは、2 つのフィンガーユニットに対して、平歯車機構を介してそれぞれ接続されている。1 つのフィンガーユニットを 2 つのモータを用いて駆動する構造となっており、2 本のフィンガーユニットを独立して制御することができる。通常動作及び可変剛性機能は、2 つのモータに対して PWM 信号を送り、モータに搭載されたエンコーダのパルス値を MAXON 社製モータドライバー EPOS2 により取得することで、PID 制御を用いて、モータの角度を制御している。

4. 5 可変剛性に関する性能評価試験

4. 5. 1 剛性評価のための実験装置

バネの初期変位量に応じて、フィンガーユニットの剛性を変化可能か評価するために、フィンガーユニットに負荷トルクを加えるための装置を製作し、剛性変化に関する性能評価試験を実施した。フィンガーユニットに負荷トルクを加える装置を図 4-9 に、装置とグリッパの模式図を図 4-10 に示す。また実機試験時の供給電圧と電流制限を表 4-4 に示す。本装置は、リンク、モータ、固定部で構成されている。固定部を開発したグリッパのベースユニットと締結することにより、モータの回転軸とフィンガーユニットの回転関節が同軸上となる構造になっている。リンクとフィンガーユニットを締結することで、負荷用モータのトルクがリンクを介してフィンガーユニットに作用し、フィンガーユニットに対して外からトルクを加えることができる構造となっている。負荷トルクを加えた際に生じる、出力リンクの変位量は、負荷用モータが有するエンコーダを用いて計測する。

4. 5. 2 負荷用モータの無負荷ランニングトルクの計測

剛性評価を行う際に、負荷用モータの減速機内で支配的に発生する摩擦の影響を除去するために、負荷用モータの無負荷ランニングトルクを計測した。計測結果を図 4-11 に、モータ回転数と平均トルクの関係を表 4-5 に示す。回転数は、500[rpm]、750[rpm]、1000[rpm] の 3 パターンで計測を実施した。計測結果から、回転数に応じて平均トルクが上昇していることがわかった。これはギアヘッド内の粘性摩擦トルクの影響により、速度に応じて負荷トルクが増加していると考えられる。

4. 5. 3 グリッパ機構内部の摩擦トルクの計測

グリッパ機構内部には、リニアガイドやベアリング等のころがり対偶や、平歯車等のすべり対偶を有しており、これらの摩擦の影響は、理論式に反映されていない。機構内部の機械要素にて発生する摩擦の影響を除去するために、機構内部に搭載する圧縮バネを除去した状態で、出力リンクに負荷を与えて、摩擦に関する負荷の計測を実施した。計測結果を図 4-12 に示す。計測結果として、バネの初期変位量が大きいく程、トルクが大きくなる傾向が確認された。これは、バネの初期変位を大きくした場合に、ワイヤと受動リンクが成す角度が鋭角に近づき、リニアガイドのスラスト方向に作用する力が拡大したことが影響していると考えられる。また計測した結果を線形近似し、1 次の近似式を導出した。

4. 5. 4 可変剛性評価試験

機構内部にバネを有する状態で、フィンガーユニットに外からトルクを加えて、可変剛性に関する評価実験を実施した。実験結果を図 4-13 に示す。実験は、バネの初期変位量を 0mm、10mm、20mm と変化させて行った。負荷用モータの回転数は、最も無負荷ランニングトルクが小さかった 500[rpm]とした。また、理論式に考慮されていない負荷を取り除くために、

4. 5. 2 節で計測した負荷用モータに関する無負荷ランニングトルクと、4. 5. 3 節の近似式より負荷トルクを実測値から差し引いている。結果として、実測値のトルク曲線の傾向と理論値のトルク曲線の傾向は同様となった。一方で、トルクの大きさについては、摩擦等の影響を除去しているが、理論値と比較して実測値が大きくなっている。これは、フィンガーユニットを外から変位させた際に、バネが縮まり、バネに作用する圧縮力が、各対偶に生じる摩擦力の増大に寄与したためだと考えられる。また、実験結果より、バネの初期変位量が大きくなるほど、誤差が大きくなる傾向を確認した。この現象についても同様に、バネの初期変位量が大きくなると、ワイヤと受動リンクが成す角度が鋭角に近づき、ワイヤに作用する力が増加したことで、リニアガイドに生じるスラスト荷重がより増大したためだと考えられる。

4. 6 物体把持試験

4. 6. 1 はじめに

ロボットが物体把持を実施する場合において、把持物体のサイズや座標を把握するための1つの手法として、ビジョンシステムを用いた計測が挙げられる。ビジョンシステムを用いて取得した情報を元に、手先の指令位置やグリップ先端の指令把持位置を定めて、物体を把持するが、その際に生じる1つの問題として、指令位置と実物との間にギャップが生じて物体を把持できない場合がある。提案機構を応用したグリップは、計測値と実物のサイズにギャップがあっても、指の柔軟性を活用し誤差を吸収することにより、許容領域を拡大できる可能性がある。そこで製作したグリップを用いて、硬度やサイズの異なる物体の把持を行い、指令把持位置に対する許容領域を把握し、提案機構の可変剛性機能に関する有効性を検証する。実験条件として、把持後の2本の指の距離である指令位置を10mmとして、1辺10mm~25mmの立方体に対して把持の性能を評価する。把持対象は絹ごし豆腐、木綿豆腐、こんにやく、SS400とする。また、バネの初期変位が5mmとなる低剛性状態と、バネの初期変位が10mmとなる高剛性状態の2パターンで評価を行う。把持成功の定義として下記2点を設定した。

1. 把持後、物体に損傷がないこと
2. 把持後、把持物体が指部から物体が落下しないこと

4. 6. 2 実験結果

実験結果を表4-6に、各物体の把持の様子を図4-14から図4-29に示す。結果として、絹ごし豆腐の許容領域は10mmから15mm。木綿豆腐の許容領域は10mmから15mm。こんにやくの許容領域は10mmから25mm。SS400の許容領域は、バネの初期変位が5mmの場合は無し。バネの初期変位が10mmの場合は12mmから20mmであることを確認した。図4-14から図4-17に示す絹ごし豆腐の把持結果より、指の接触部の幅が絹ごし豆腐のサイズよりも小さいため、絹ごし豆腐にせん断応力が集中する。絹ごし豆腐の場合その強度が小さいため、破断が生じてしまったと考えられる。図4-18から図4-21に示す木綿豆腐の把持結果より、絹ごし豆腐と同様に物体が破損しているが、把持後の2本の指部間の距離が10mmに達していないことが確認できる。これは、指部の柔らかさが機能し、受動的に変位したためだと考えられる。また、図4-22から図4-25に示すこんにやくの場合は、絹ごし豆腐と比較するとその強度が高いため、指部が受動的に変形し、広い範囲で物体の把持を実現することができたと考えられる。図4-26から図4-27に示す、バネの初期変位量が5mm時のSS400の場合把持後に物体が落下しているが、これは指部の剛性が低いため、指部が受動的に変位した場合の反トルクの大きさが低く、把持力が小さくなったためだと考えられる。一方で、図4-28から図4-29で示すバネの初期変位量が10mmの場合、剛性が高くなったことにより把持力が上昇し、物体把持に成功したと考えられる。

4. 7 まとめ

本章では、提案機構の応用として、グリッパ機構を実現しその性能評価を行うことで有効性を検証した。物体の把持では主に、通常動作と可変剛性の使用頻度が高いため、通常動作を重視したカム曲線へ変更した。さらに、剛性を維持する場合のエネルギー消費量を削減するために、ウォームギアを追加した。また解析結果では、詳細設計した機構のリンク比において、剛性に関するプロファイルを示し、見かけ上の剛性が変化できることを示した。性能評価試験として、フィンガーユニットに外からトルクを加えて、そのトルク特性より可変剛性が実現できているか評価した。理論値と実測値の比較では、理論値に考慮されていない、機構内部で生じる摩擦の影響と、負荷用モータの無負荷ランニングトルクの影響を除去し、比較を行った。結果として、トルク波形のプロファイルは、理論値と実測値で同様の傾向を示していたが、トルクの大きさは実測値が大きくなっていた。原因として、バネの圧縮力が摩擦力増加に寄与していたためだと考えられる。最後に、物体把持試験を実施し、サイズの異なる物体を把持し、指令把持位置 10mm に対する、各物体の許容範囲を確認した。絹ごし豆腐等の極端にやわらかい物体については、許容範囲が狭かったが、バネの初期変位量を変化させることにより、同一の指令把持位置で異なる硬度とサイズの物体をはじできることを明らかにした。

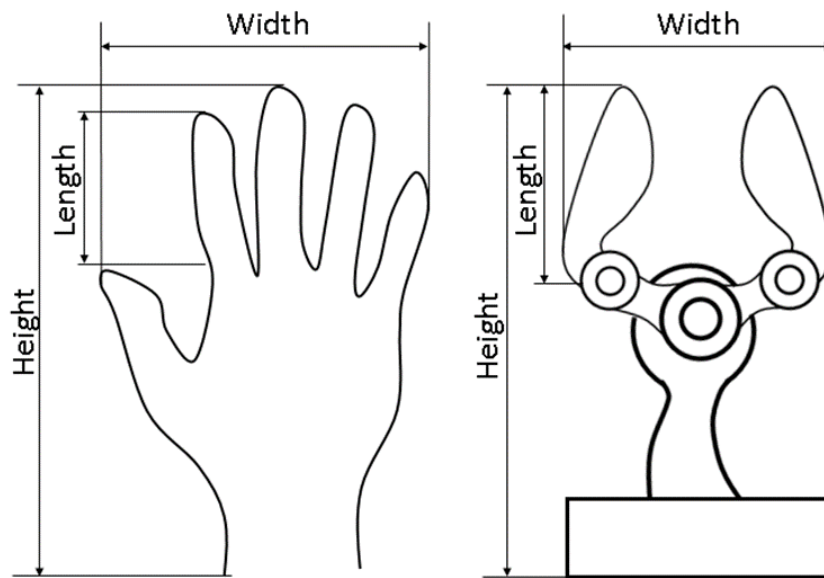


図 4-1 手とグリップ機構の寸法

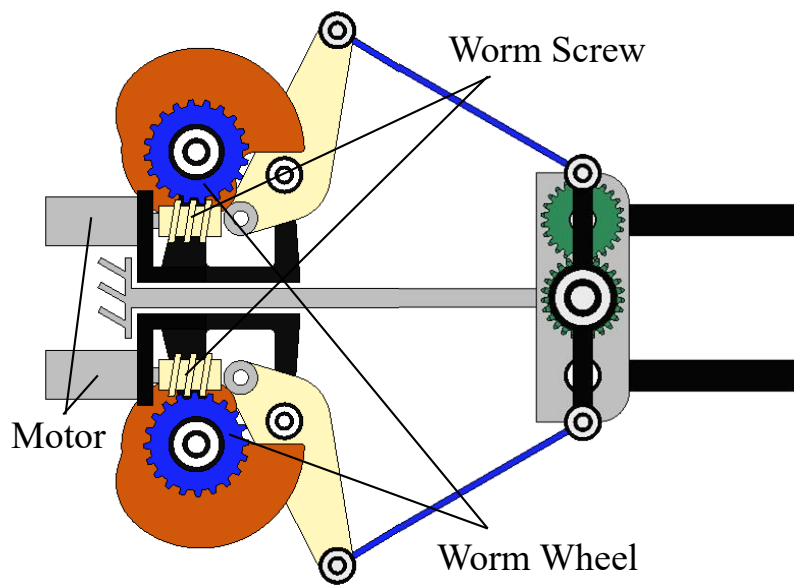


図 4-2 ウォームギアを応用した提案機構

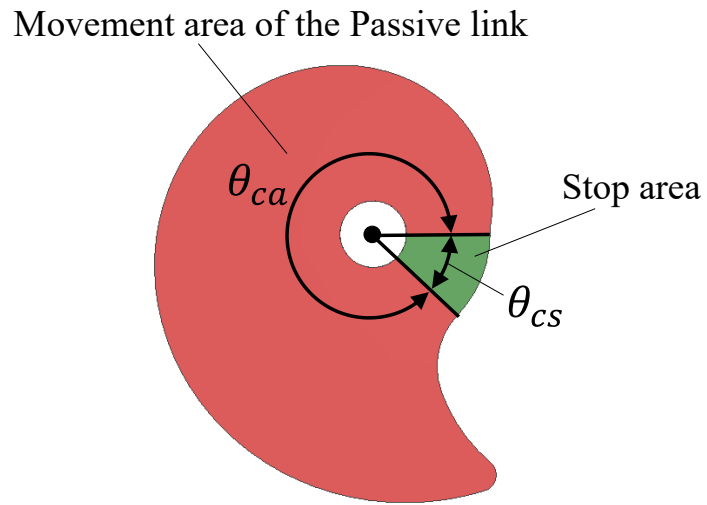


図 4-3 カムの割付角度

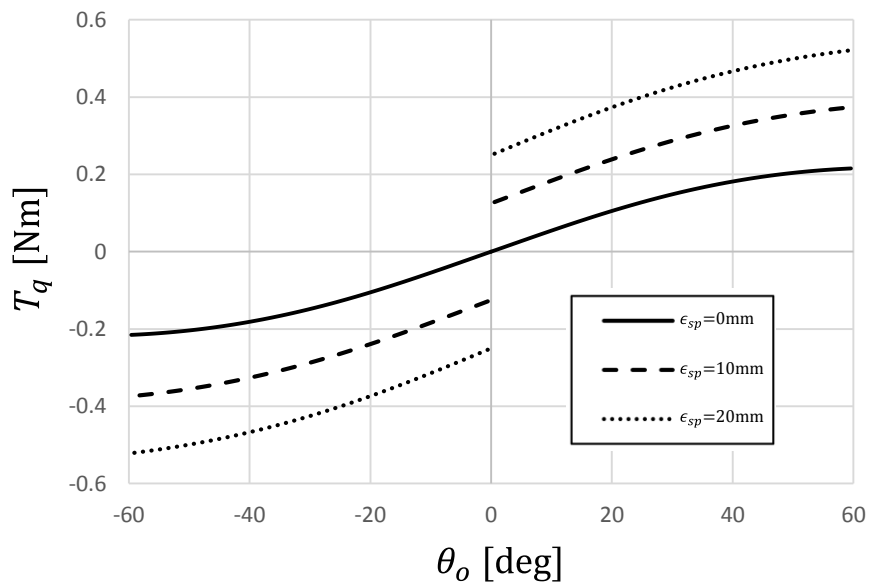


図 4-4 外乱トルクに関する解析

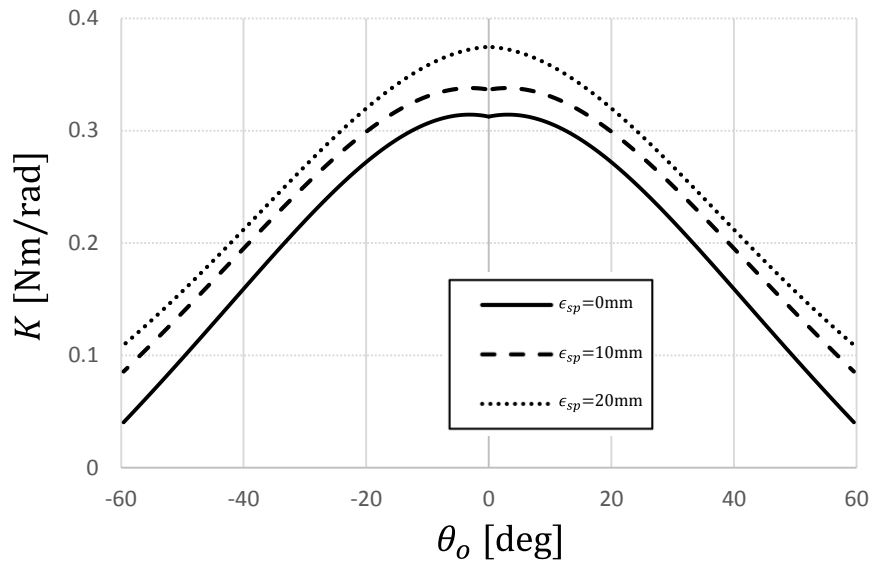


図 4-5 回転剛性に関する解析

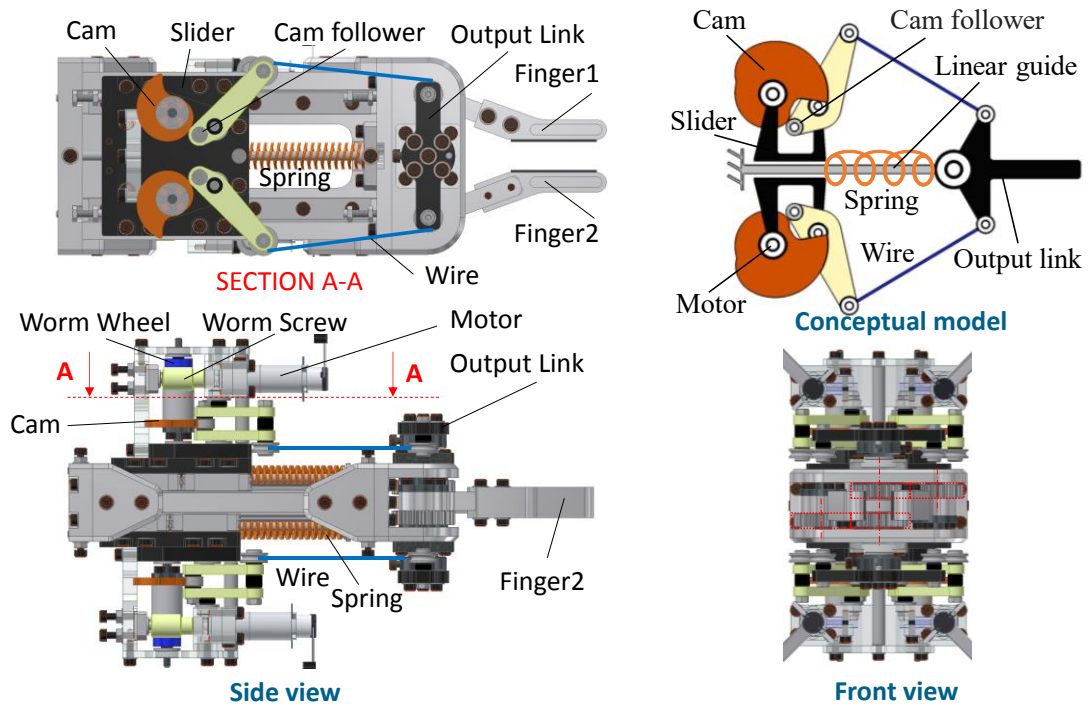


図 4-6 設計製作したグリッパ機構

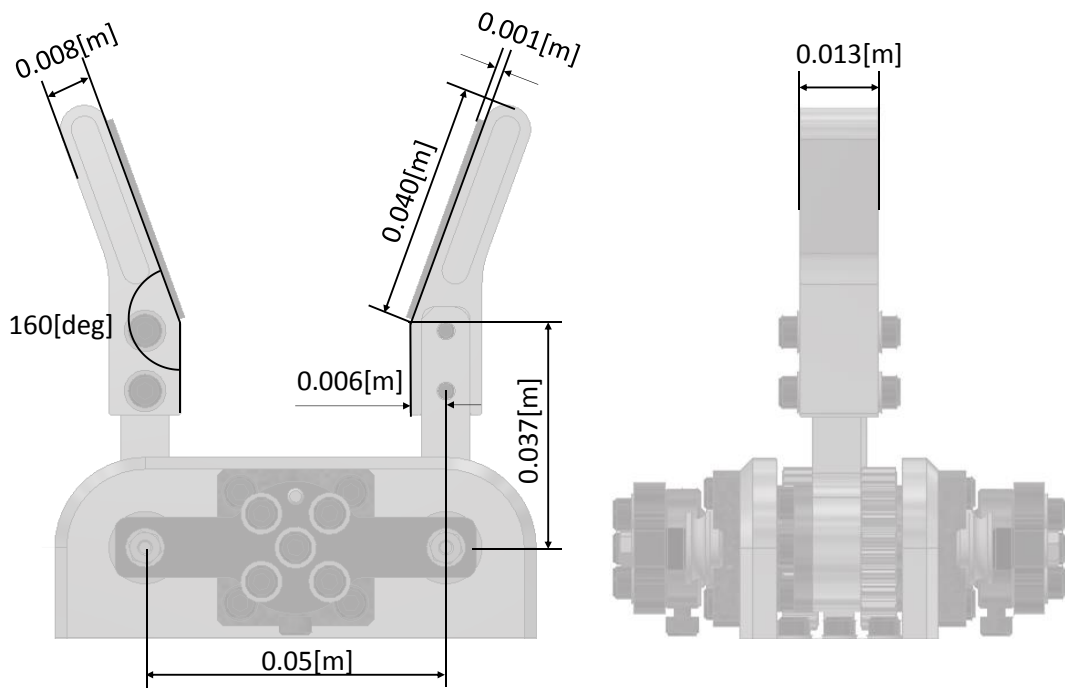


図 4-7 フィンガーユニットの詳細寸法

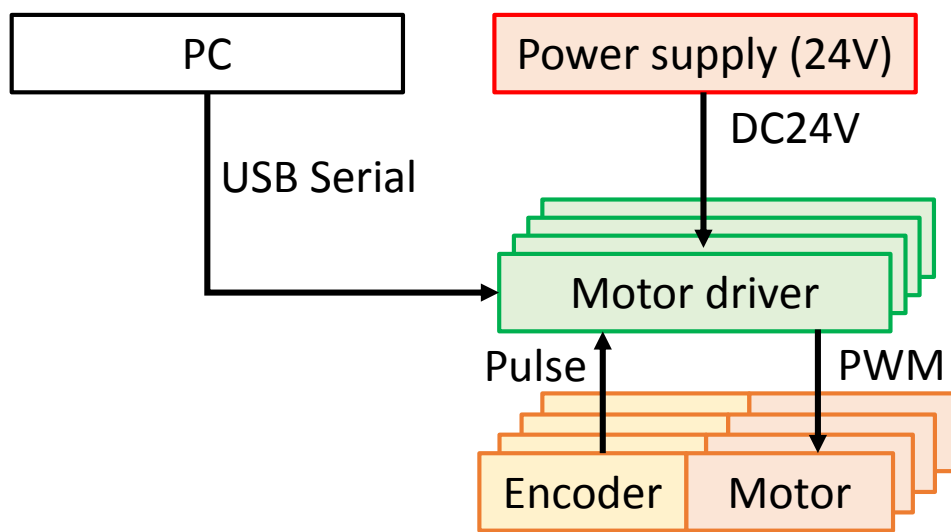


図 4-8 グリッパ機構のシステム図

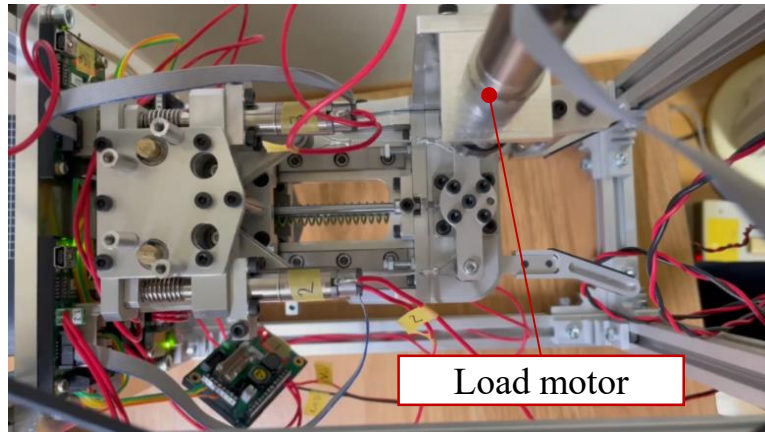


図 4-9 負荷トルク発生装置

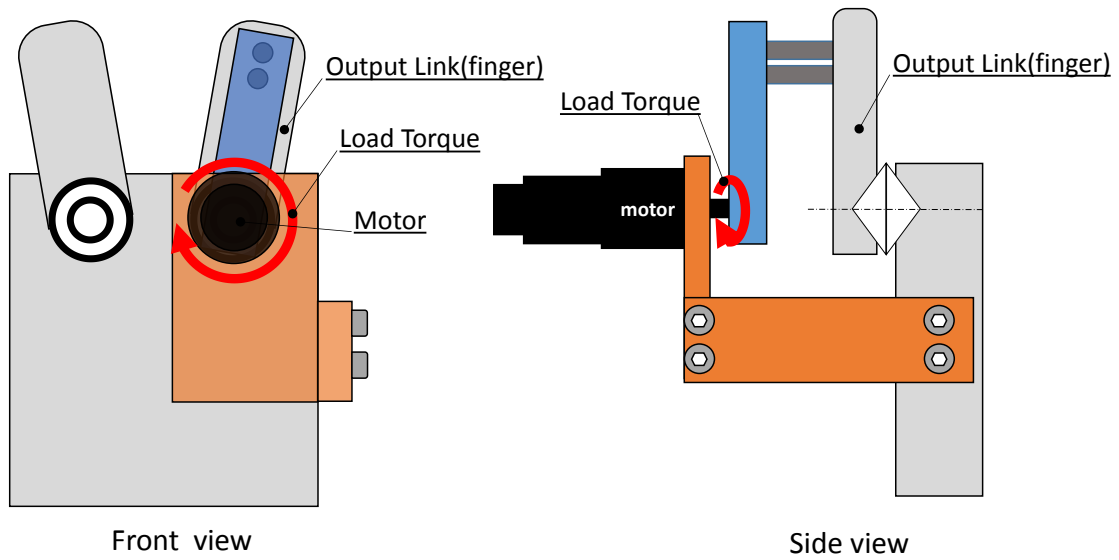
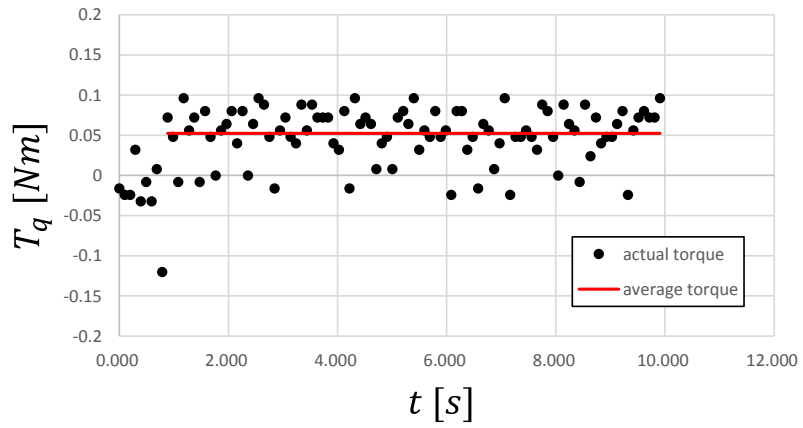
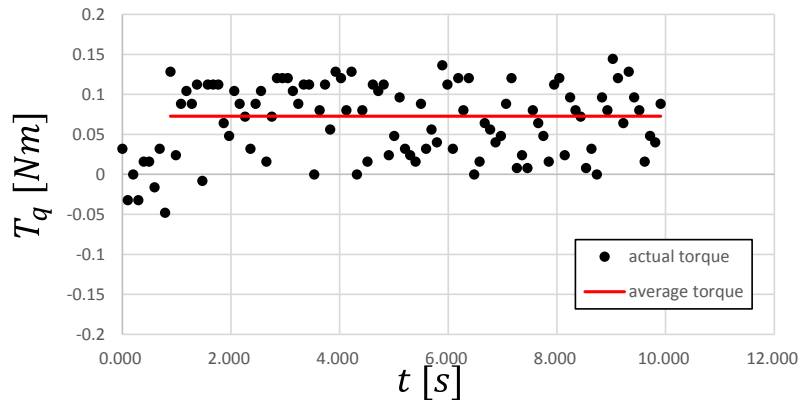


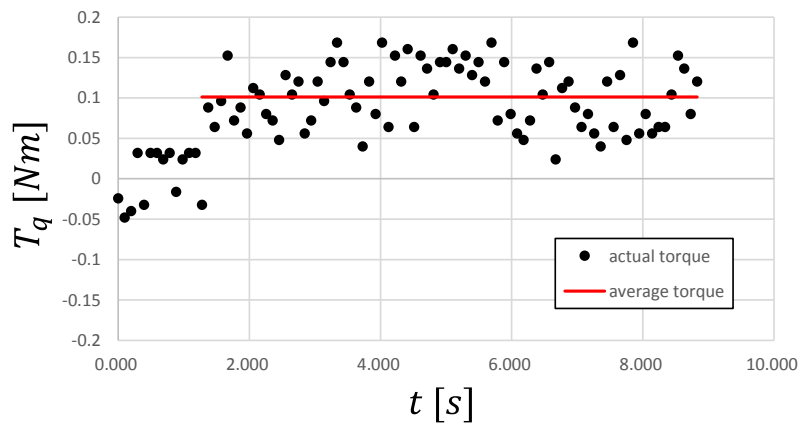
図 4-10 負荷トルク発生装置とグリップ機構の接続関係



(a) 回転数 : 500[rpm]

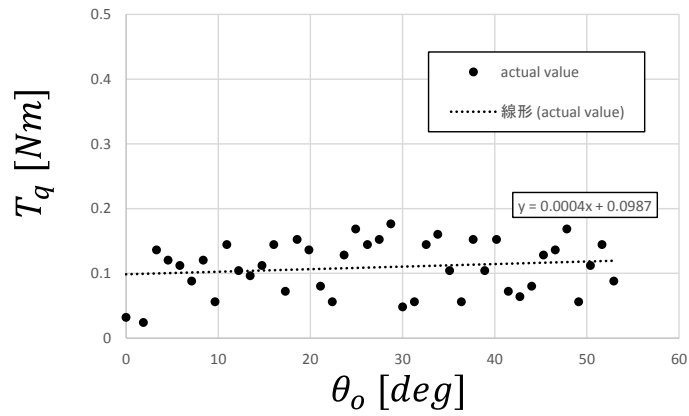


(b) 回転数 : 750[rpm]

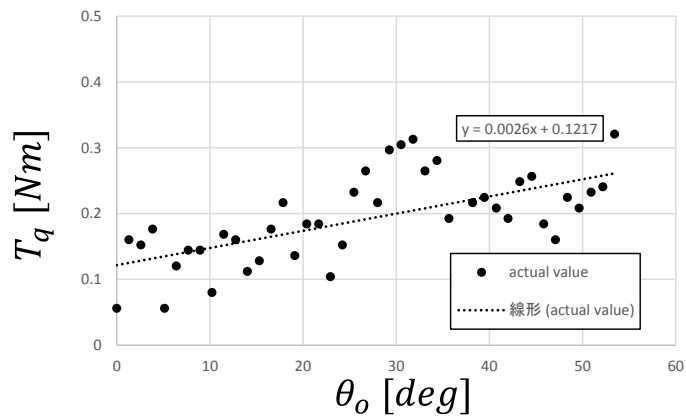


(c) 回転数 : 1000[rpm]

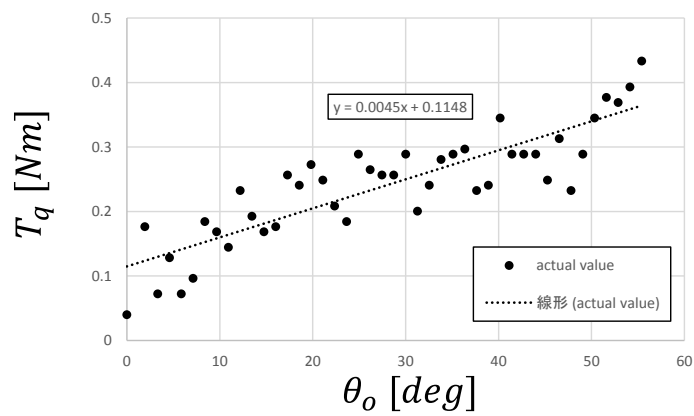
図 4-11 負荷用モータの無負荷ランニングトルク



(d) スライダの変位 : 0[mm]

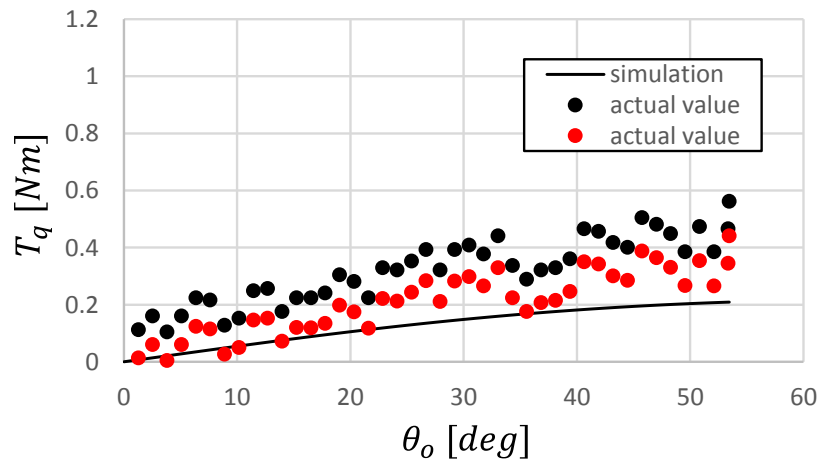


(e) スライダの変位 : 10[mm]

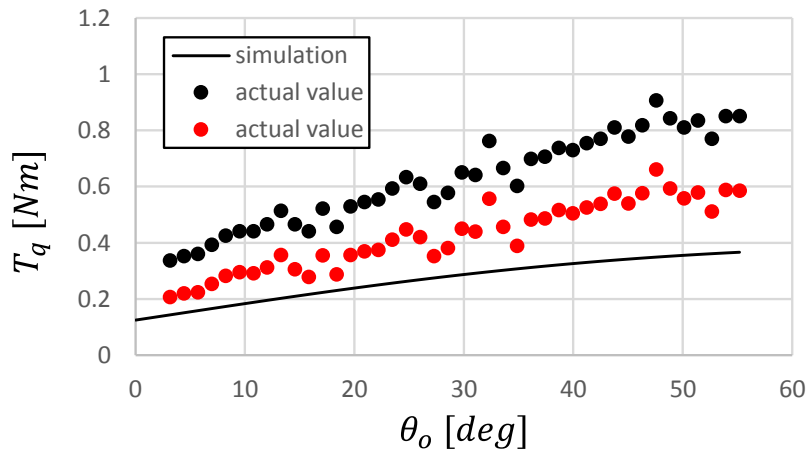


(f) スライダの変位 : 20[mm]

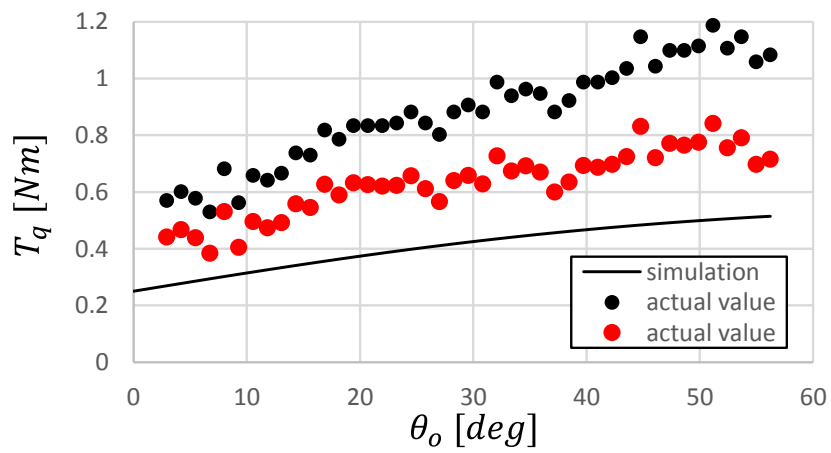
図 4-12 機構内部の摩擦に関するトルク



(g) スライダの変位 : 0[mm]



(h) スライダの変位 : 10[mm]



(e) スライダの変位 : 20[mm]

図 4-13 反力に関する理論値と実測値の比較

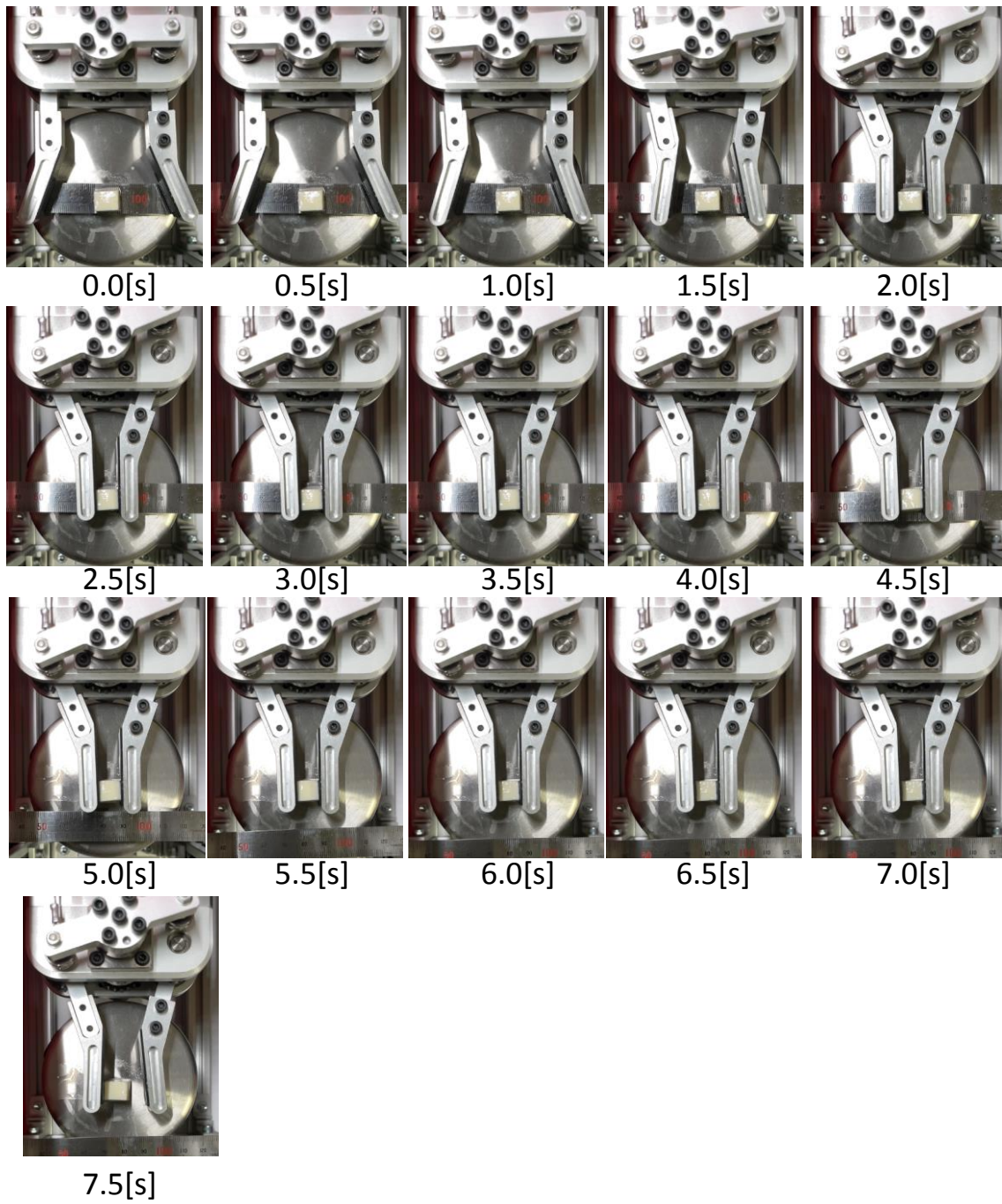


図 4-14 把持の様子(バネの初期変位 5mm, 絹ごし豆腐, 1辺 5mm)

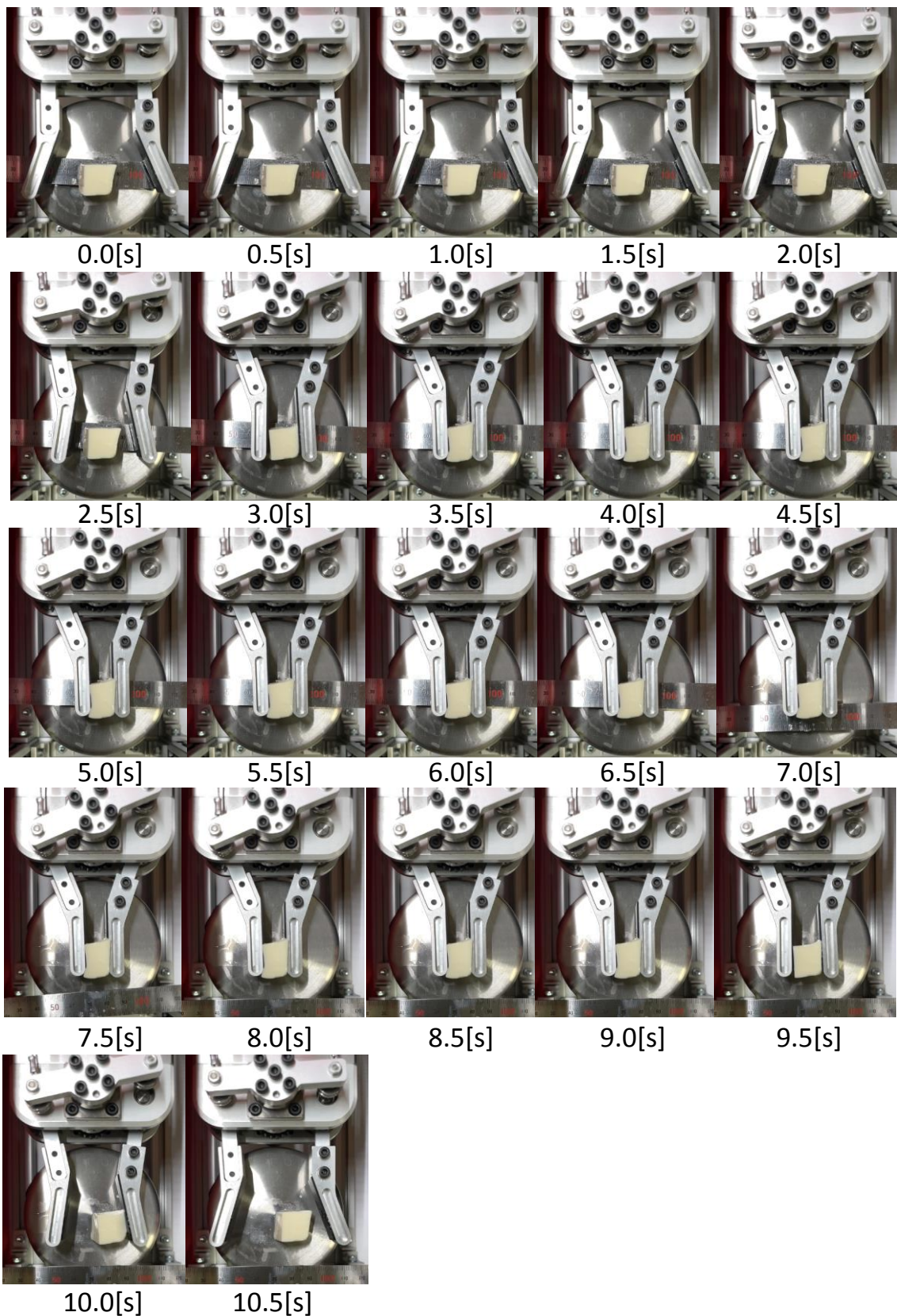


図 4-15 把持の様子(バネの初期変位 5mm, 絹ごし豆腐, 1辺 10mm)

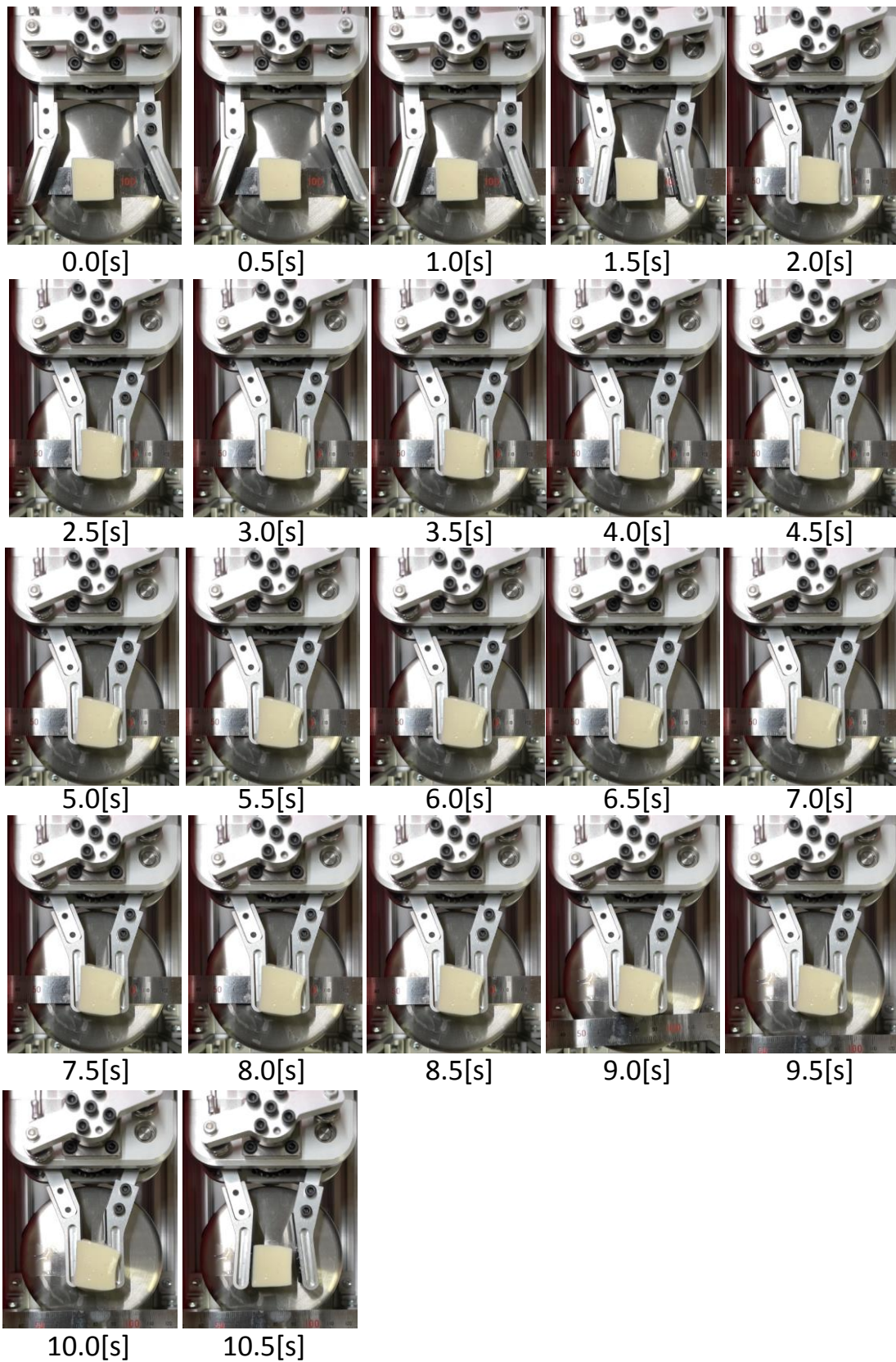


図 4-16 把持の様子(バネの初期変位 5mm, 絹ごし豆腐, 1辺 15mm)

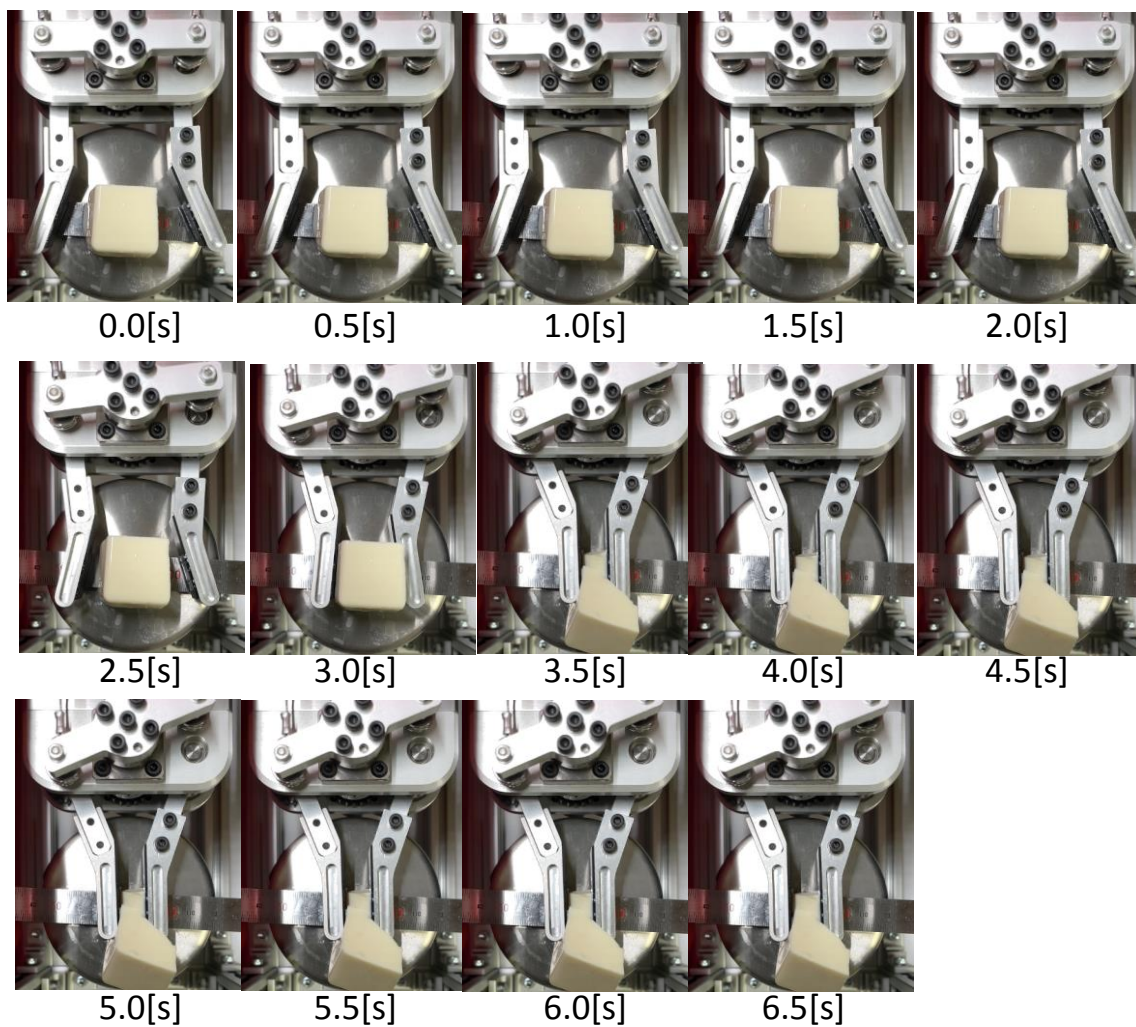


図 4-17 把持の様子(バネの初期変位 5mm, 絹ごし豆腐, 1辺 20mm)

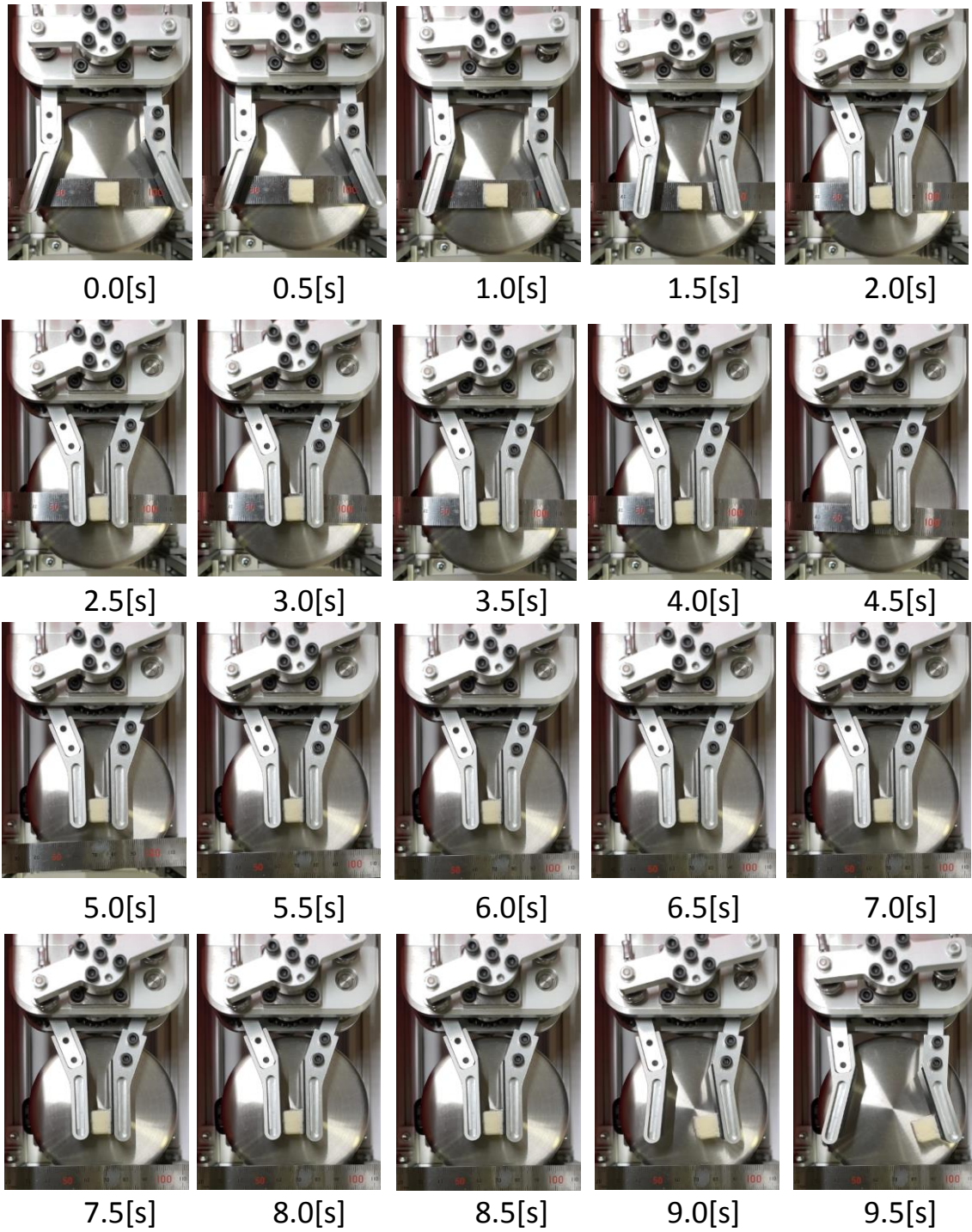


図 4-18 把持の様子(バネの初期変位 5mm, 木綿豆腐, 1 辺 5mm)

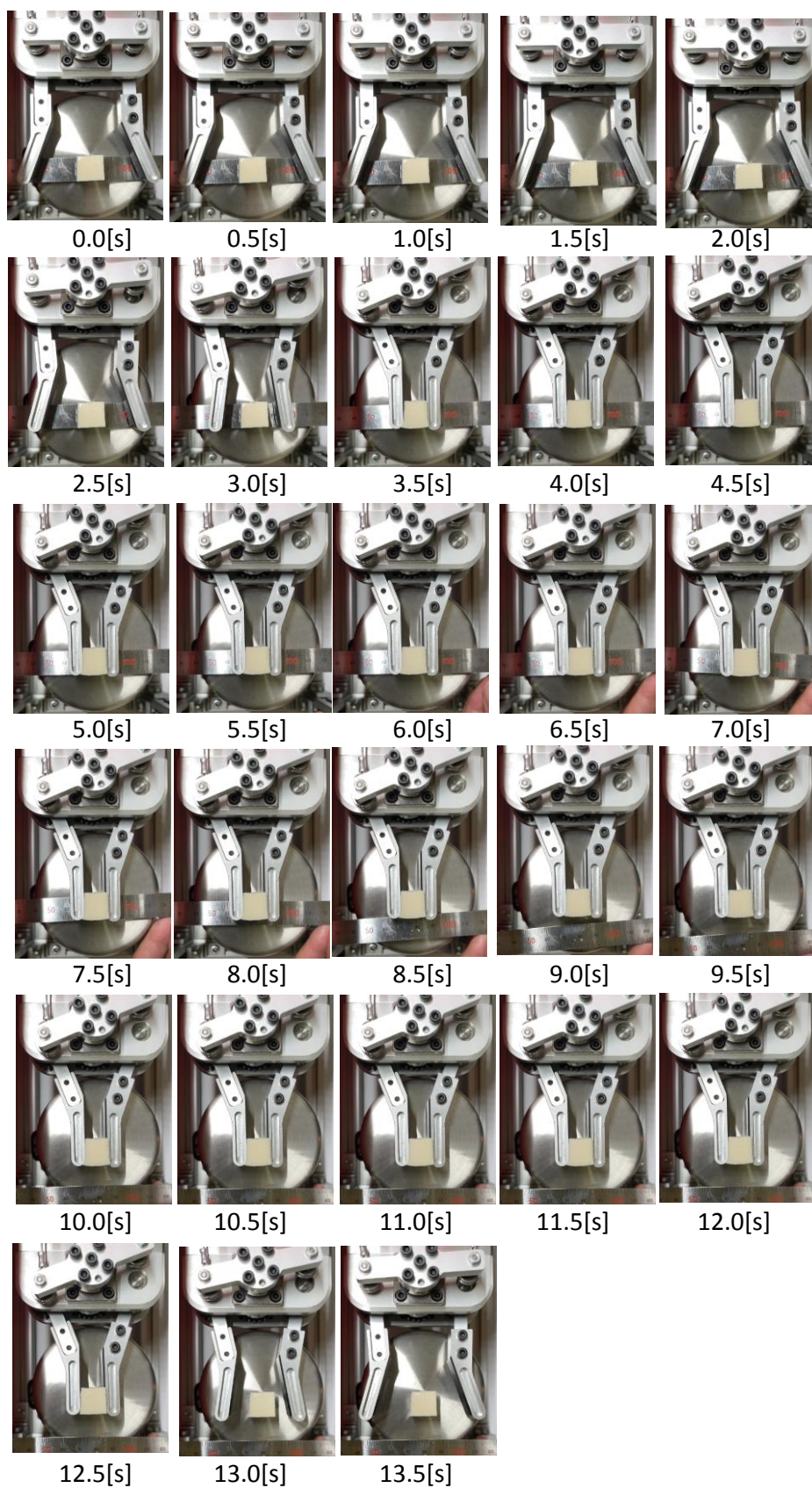


図 4-19 把持の様子(バネの初期変位 5mm, 木綿豆腐, 1 辺 10mm)

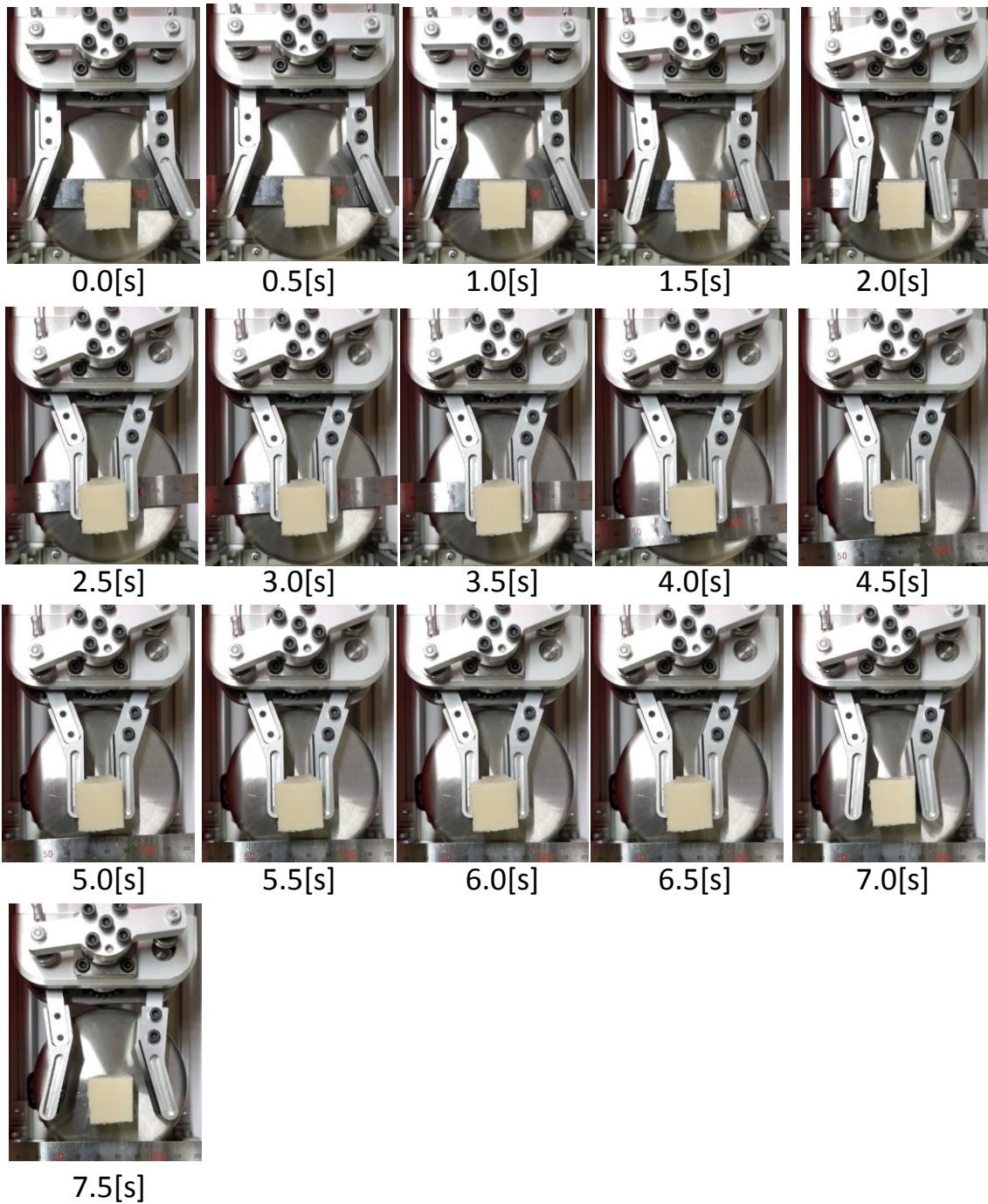


図 4-20 把持の様子(バネの初期変位 5mm, 木綿豆腐, 1辺 15mm)

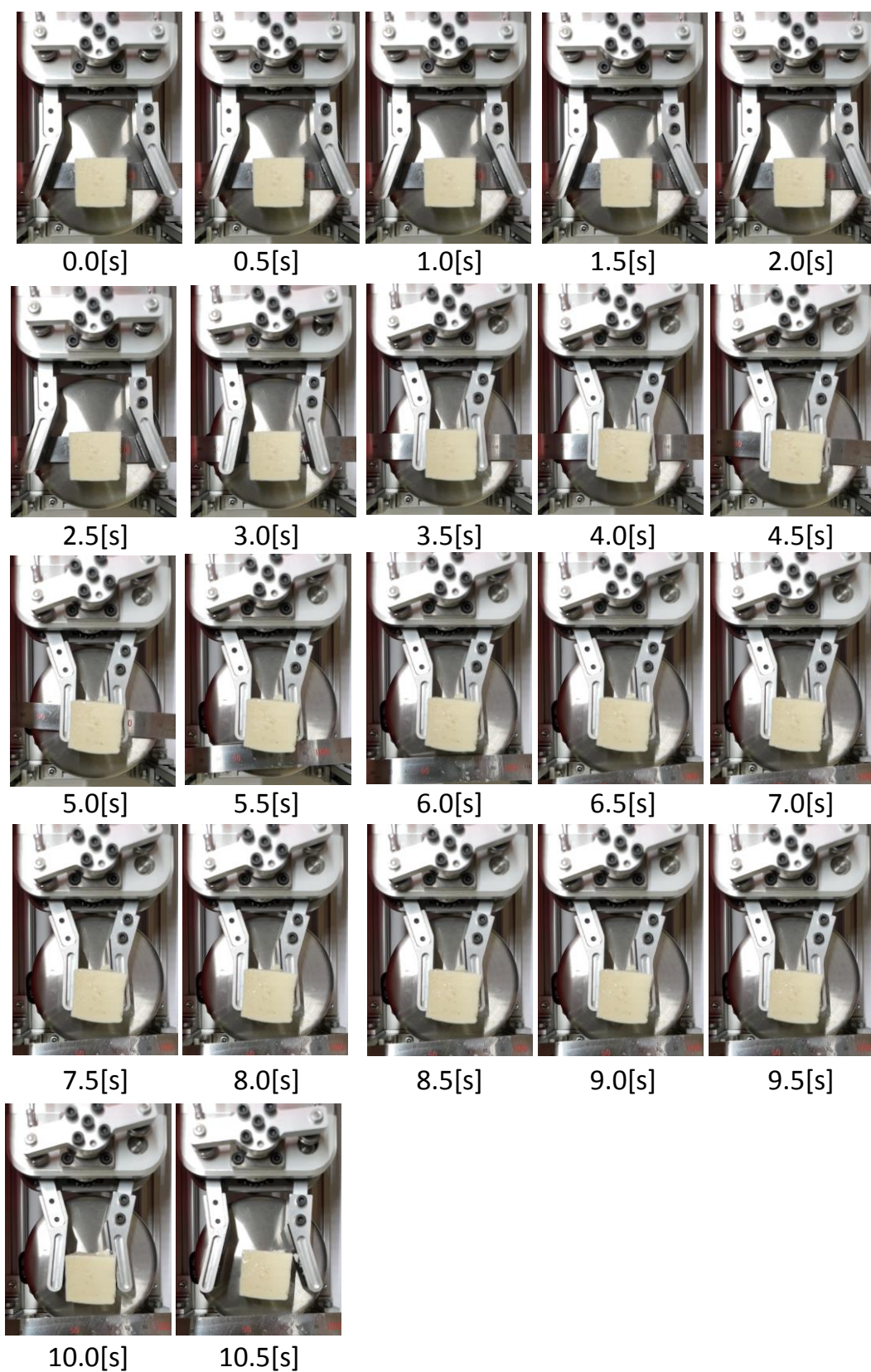


図 4-21 把持の様子(バネの初期変位 5mm, 木綿豆腐, 1辺 20mm)

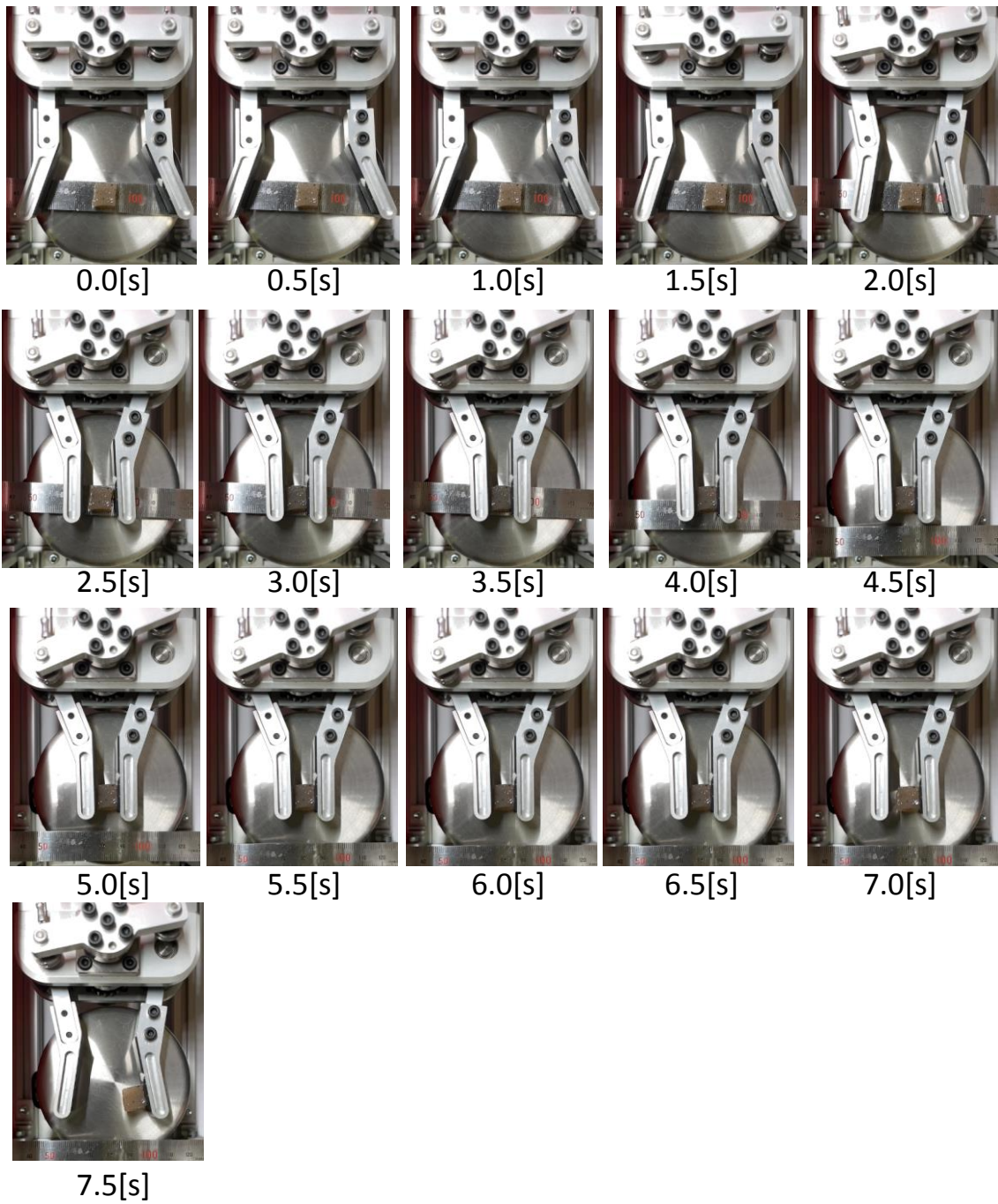


図 4-22 把持の様子(バネの初期変位 5mm, こんにゃく, 1辺 5mm)

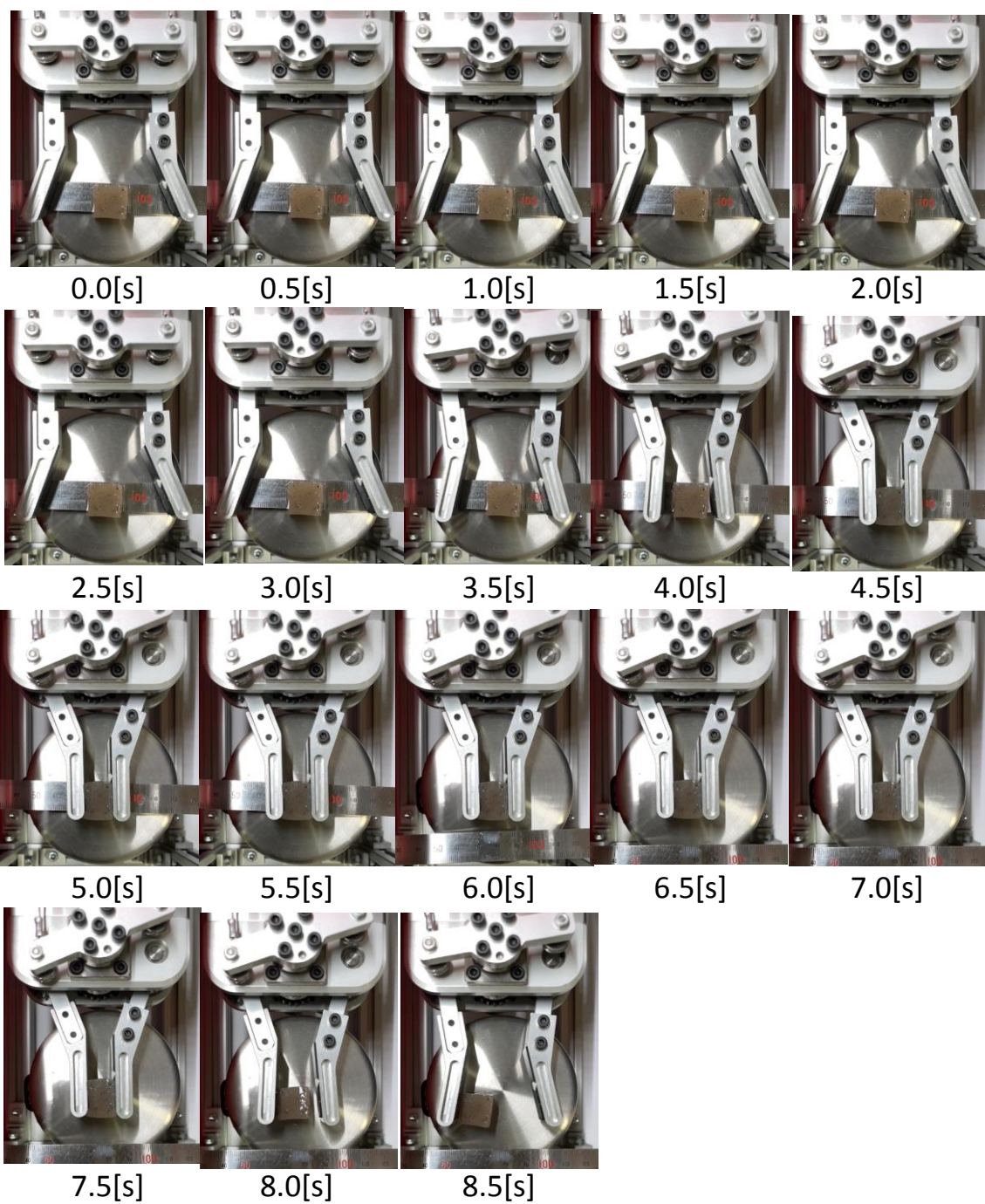


図 4-23 把持の様子(バネの初期変位 5mm, こんにゃく, 1 辺 10mm)

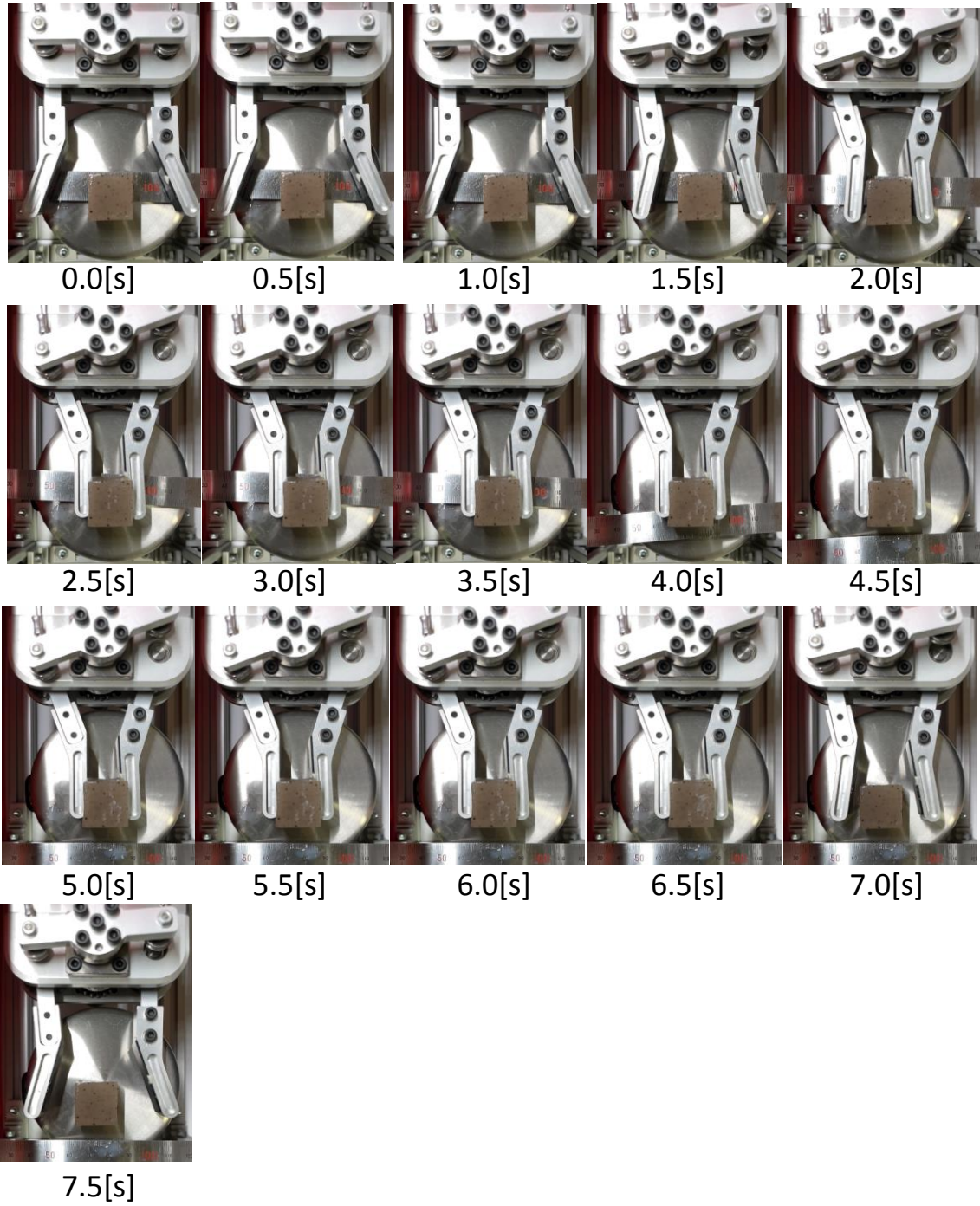


図 4-24 把持の様子(バネの初期変位 5mm, こんにゃく, 1辺 15mm)

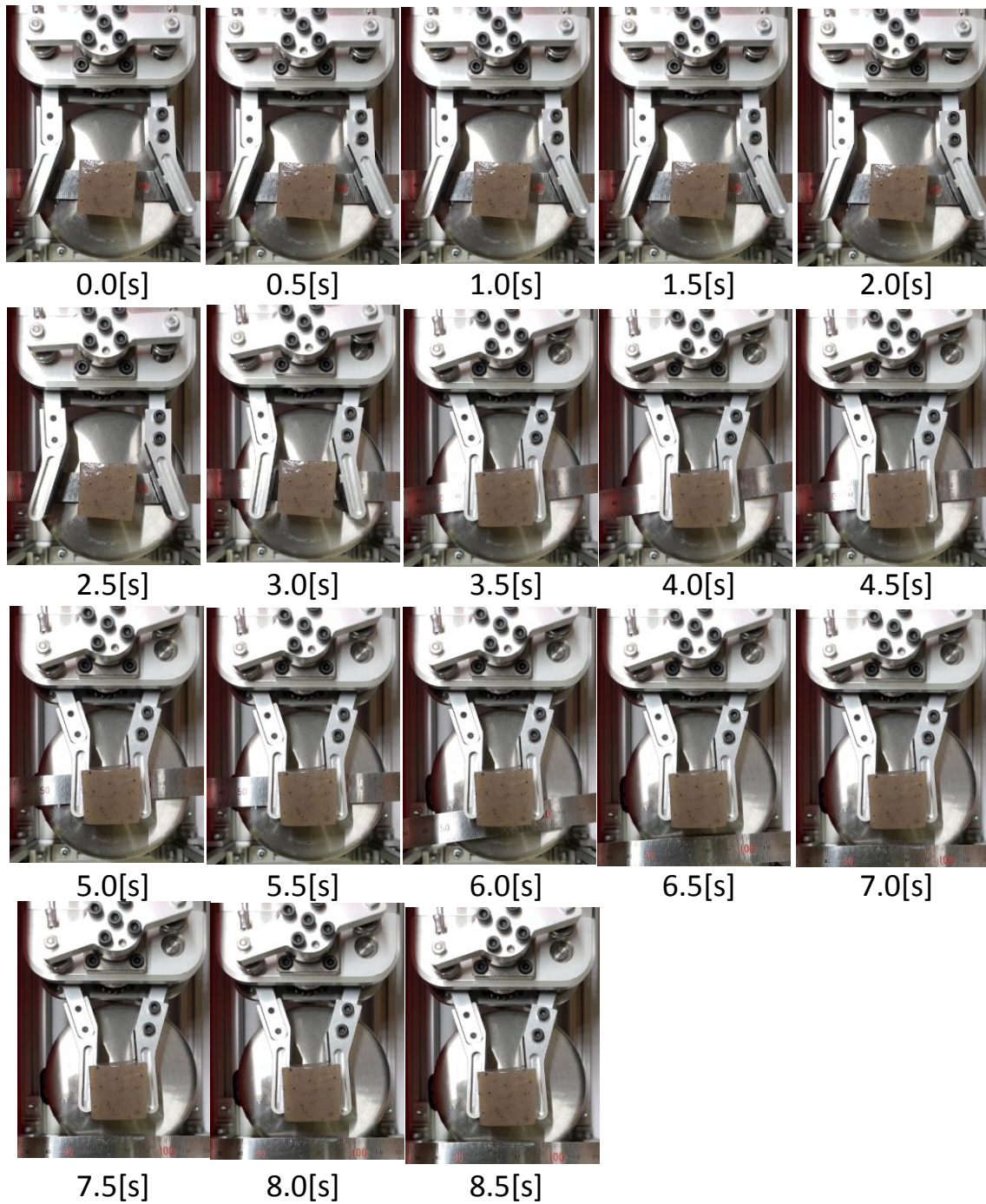


図 4-25 把持の様子(バネの初期変位 5mm, こんにやく, 1 辺 20mm)

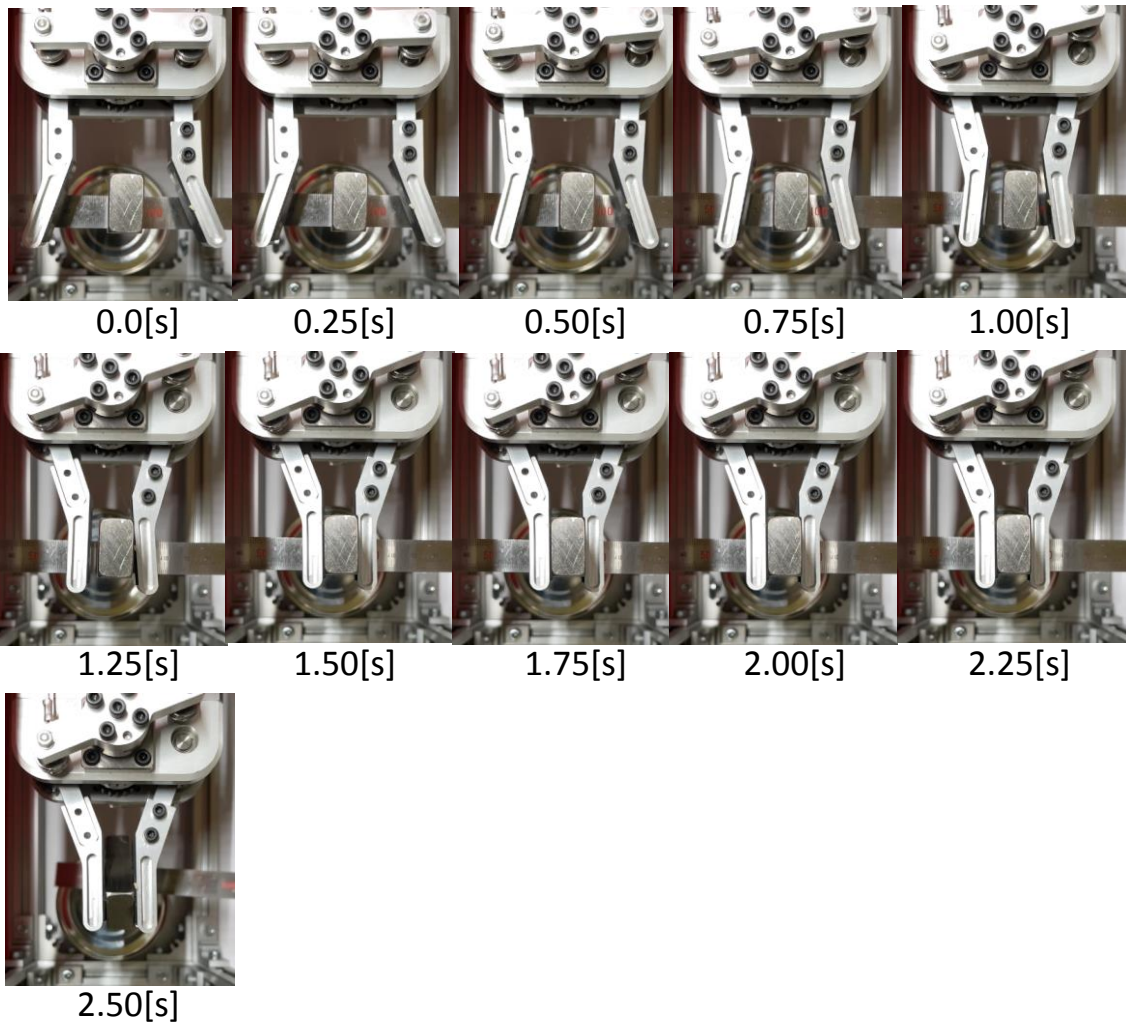


図 4-26 把持の様子(バネの初期変位 5mm, SS400, 1 辺 12mm)

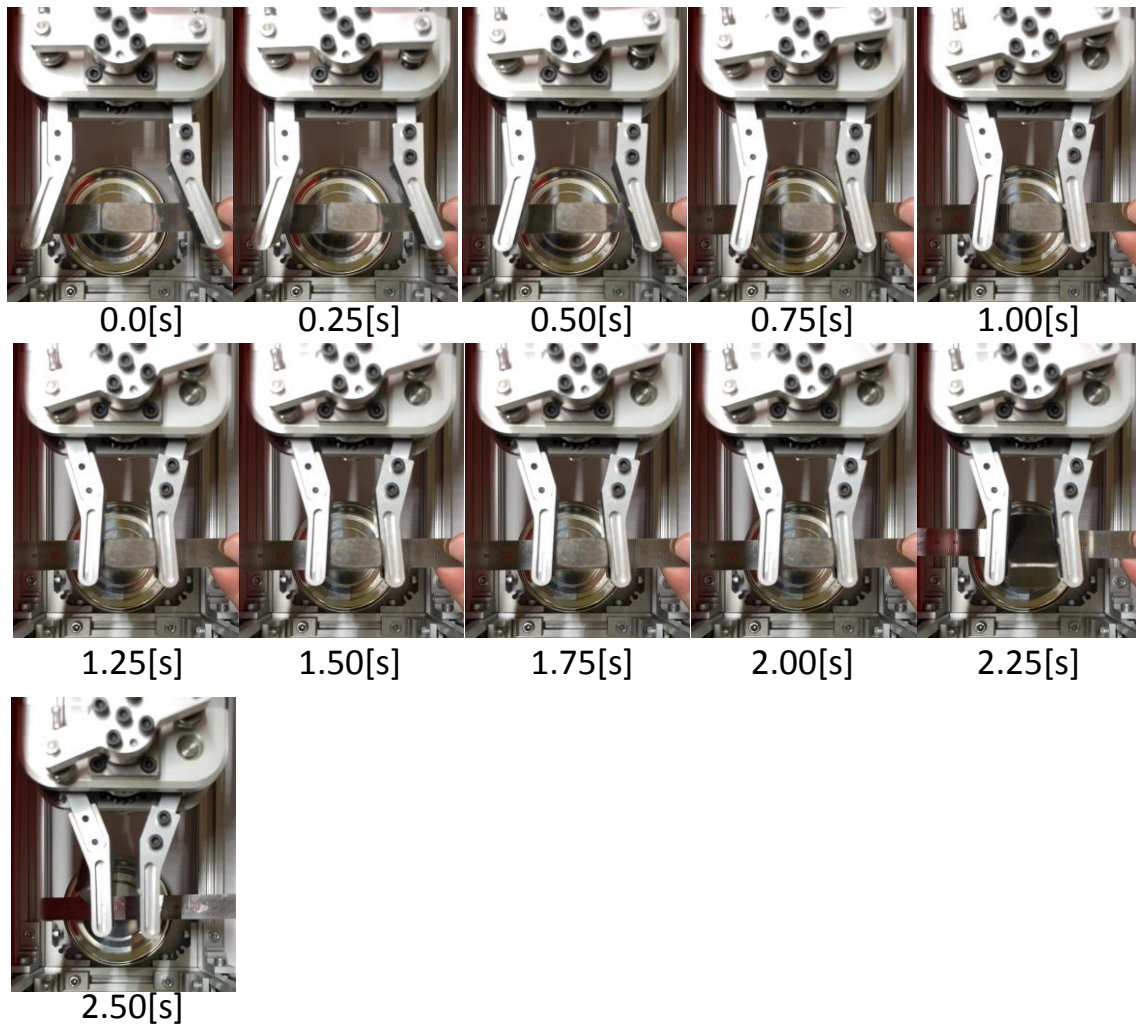


図 4-27 把持の様子(バネの初期変位 5mm, SS400, 1辺 20mm)

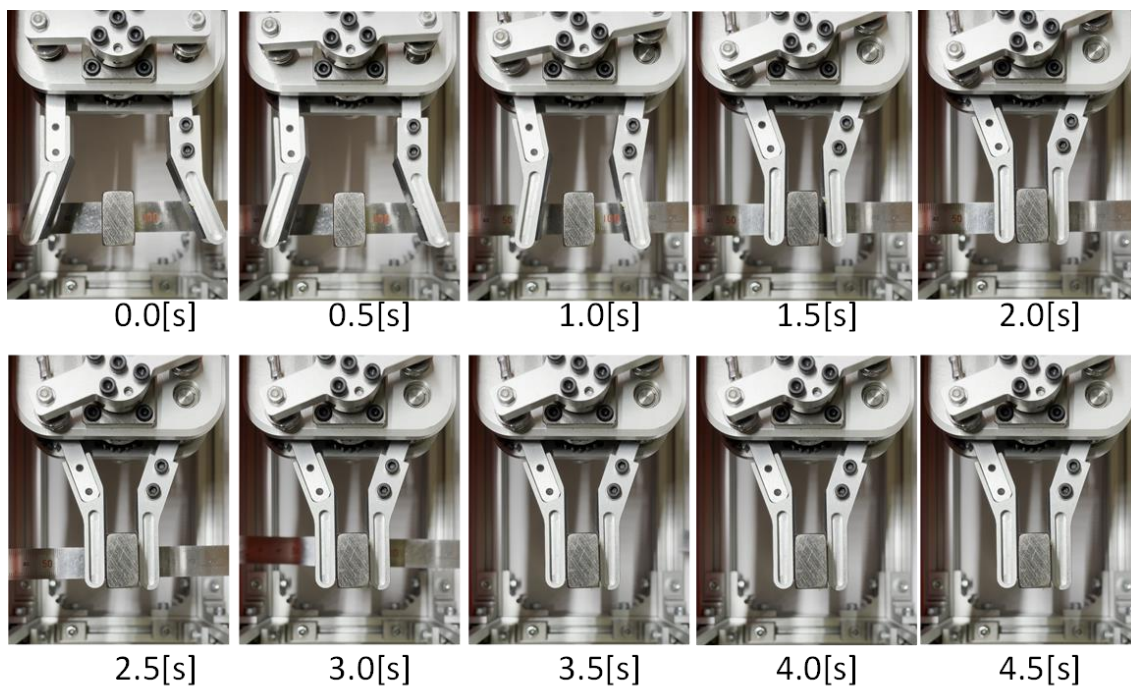


図 4-28 把持の様子(バネの初期変位 10mm, SS400, 1 辺 12mm)

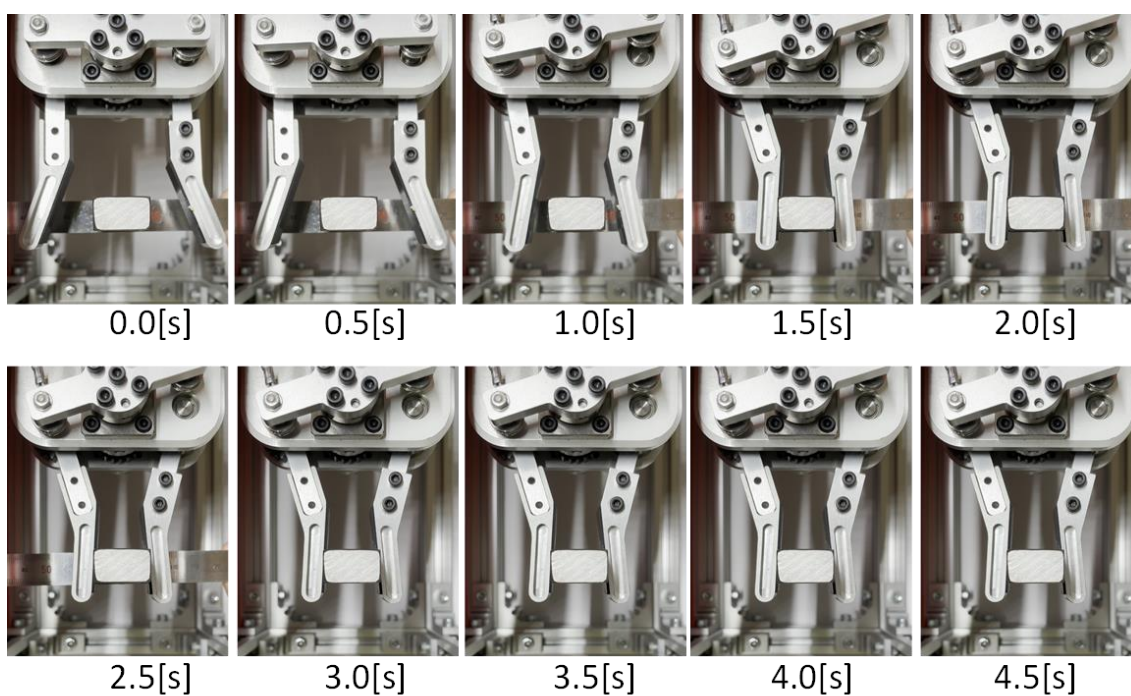


図 4-29 把持の様子(バネの初期変位 10mm, SS400, 1 辺 20mm)

表 4-1 グリッパ機構の目標設計仕様

Size	W0.12xD0.1xH0.2 [m]
Weight	2 [kg]
Stroke	0.04 [m]
Number of fingers	2
Finger length	0.1 [m]

表 4-2 設計した各種パラメータ

Symbol	Meaning	Value	Unit
k_{sp}	Spring constant	500	[N/m]
l_{l^*}	Length of l_{l^*}	0.025	[m]
l_{s^*}	Length of l_{s^*}	0.012	[m]
l_{w^*}	Length of l_{w^*}	0.068	[m]
l_{spn}	Length of l_{spn}	0.092	[m]
l_{p^*}	Length of l_{p^*}	0.03	[m]
l_{pl^*}	Length of l_{pl^*}	0.007	[m]
l_{cp^*}	Length of l_{cp^*}	0.0181	[m]
$max(l_{cl})$	maximum value of l_{cl}	0.0215	[m]
$min(l_{cl})$	minimum value of l_{cl}	0.0115	[m]
ψ_*	Angle between l_{p^*} and l_{pl^*}	160	[deg]
θ_{cp^*}	Absolute angle of l_{cp^*}	108	[deg]
ϕ	Direction of l_{l^*}	180	[deg]
θ_{max}	Maximum movement range	+60	[deg]
θ_{min}	Minimum movement range	-60	[deg]
θ_{ca}	Cam allocation angle for rotating Passive link	300	[deg]
θ_{cs}	Stop area angle	60	[deg]
θ_{mi}	Absolute angle of l_{m^*} when $\theta_o=0, l_{sp}=l_{spn}$	126	[deg]

表 4-3 設計したグリップ機構の仕様

Dimensions	W:81 x D:140 x H:224 [mm]
Weight	1.2 [kg]
Actuator	2.32[W] DC-Motor x 4
Moving rage	±45 [deg]
Sensors	Encoder x 4

表 4-4 実機試験時の供給電圧と電流制限

	Name	Value	Unit
Power supply	Input voltage	12.0	[V]
	Remit current(rapid motion)	1.89	[A]

表 4-5 負荷用モータの回転数に対する平均トルク

Motor speed [rpm]	Average torque [Nm]
500	0.0524
750	0.0727
1000	0.101

表 4-6 各物体の把持結果

		Object size			
		10[mm]	15[mm]	20[mm]	25[mm]
Object	Silken tofu	○	○		
	Firm tofu	○	○		
	Konjac	○	○	○	○
Initial displacement of the spring :5mm					

	Initial displacement of the spring	Object size	
		12[mm]	20[mm]
SS400 block	5mm		
	10mm	○	○

第5章

関節機構の改良

第 5 章 関節機構の改良

5. 1 はじめに

これまで提案した関節機構の可変剛性機能において，内部に有するバネの初期変位を与えることにより，出力リンクの変位に対する外乱トルクの大きさを大きく変化させることができた．一方で，出力リンクの角度が $0[\text{deg}]$ 前後において，トルク曲線が不連続に変化する特性があった．このような特性は，静止摩擦力のように，外乱トルクの大きさが一定の大きさを超えなければ，関節の受動的な変位が発生しない．例えば，関節機構をグリッパとして応用する場合において，トルク曲線を連続的に変化させる特性が得られれば，掴める物体のバリエーションをさらに拡大できる可能性がある．本章では，通常動作，瞬発動作に加えて，バネの初期変位量の大きさに関わらず，外乱トルクを加えた瞬間に受動的な変位を発生できる可変剛性を実現する．

5. 2 機構の設計思想

可変剛性機能を使用した場合、これまで提案した関節機構は、出力リンクに外乱トルクを加えることで、出力リンクを屈曲させた方向のワイヤには弛みが発生していた。もう片方の伸長側のワイヤには張力が発生し、ワイヤを介して、スライダが並進運動するため、屈曲側のワイヤは緩む構造となっていた。屈曲側のワイヤにおいても、外乱トルクをアシストする方向へ張力を発生させることができれば、外乱トルクの特性を連続的に変化できる可能性がある。出力リンクに外乱トルクを加え、スライダが並進運動をした場合において、屈曲側のワイヤが弛まない構造とするために、スライダが分割されたモデルについて考える。スライダが伸長側と屈曲側で独立しているため、屈曲側のスライダは、伸長側のスライダに合わせて動作しないが、出力リンクと屈曲側のスライダの距離が短くなるため、屈曲側のワイヤには再び弛みが発生してしまう。弛みを発生させないためには、屈曲側のスライダを、伸長側のスライダと反対の方向へ動作させる必要がある。反対側へ動作させるためには、力を発生させる要素が必要である。そこで、スライダの分割に加えて、各スライダと固定節の間にもそれぞれバネを加えたモデルを考える。提案した機構を図 5-1 に示す。2つのワイヤを拮抗させて、力を発生させた場合、2つの独立したバネに力が蓄えられる。この状態で、出力リンクに外乱トルクを加えた場合、出力リンクと屈曲側のスライダの距離が短くなり、屈曲側のワイヤに弛みが発生するが、屈曲側スライダと固定節の間で圧縮されたバネの圧縮力により、屈曲側のスライダは、伸長側のスライダと反対の方向へ並進運動し、出力リンクへの外乱トルクをアシストする方向へ力を作用させることができる。ここで、第2章で提案した機構を Type A、本章で提案した機構を Type B と定義する。次節では、本節で構築した機構が、目的とする動作を実現できるか。数式モデルを導出し検証する。図 5-2 にリンク機構に作用する力とトルクを、図 5-3 にリンクベクトルを示す。

5. 3 通常動作

図 5-4 に通常動作を示す. 通常動作については, 2. 2. 1 節で述べた方法と同様の方法で, 時計回り, 反時計回りに回転運動をおこなう. トルク及び角速度に関する式も同様となる.

5. 4 瞬発動作

図 5-5 に提案機構 Type B がバネを圧縮する過程を示す. 2つのリニアアクチュエータを能動的に動作させることにより, 収縮力とバネの圧縮力が釣り合う位置までスライダが移動し, バネに力が蓄えられる. ワイヤの角度を θ_{w*} , アクチュエータによって発生するワイヤの張力を F_{w*} , 線形バネのバネ定数を k_{sp} , そしてバネの変位量を δ_{sp*} とすると, 力の釣合とフックの法則より, バネの圧縮力 F_{sp*} とワイヤの張力 F_{w*} は次式の関係にある.

$$F_{sp1} + F_{sp2} = k_{sp}(\delta_{sp1} + \delta_{sp2}) = F_{w1}\cos\theta_{w1} + F_{w2}\cos\theta_{w2} \quad (5-1)$$

ここで Type A と異なる特徴は, 2つのアクチュエータで, 機構内部に搭載した2つのバネへ力を蓄える構造となっている. また, Type B は Type A と異なり, 2つのスライダが独立して動作するため, バネの変位 δ_{sp*} , バネ部の長さ l_{sp*} , ワイヤの角度 θ_{w*} , そしてワイヤとスライダの成す角度 α_* は, それぞれ次式で表される.

$$\delta_{sp*} = l_{spn} - l_{sp*} \quad (5-2)$$

$$l_{sp*} = \sqrt{R_o^2 + l_{w*}^2 - l_s^2} \quad (5-3)$$

$$\alpha_* = \tan^{-1} \frac{l_{sp*}l_{w*} + l_s R_o}{l_s l_{w*} - l_{sp*} R_o} \quad (5-4)$$

$$\theta_{w*} = \frac{\pi}{2} - \alpha_* \quad (5-5)$$

出力リンクの姿勢を維持するための条件は Type A と同様に式(2-13)で表現される. シンメトリな構造上, バネ収縮時の2つのワイヤの角度 θ_{w*} 及び2つのバネの変位 δ_{sp*} は一定となり, 式(2-13), 式(5-1)より力の釣合に関する式は次式で表現される.

$$F_{sp1} + F_{sp2} = 2k_{sp}\delta_{sp*} = 2F_{w*}\cos\theta_{w*} \quad (5-6)$$

図 5-6 にバネの力を解放し, 瞬発動作を行う過程を示す. 瞬発動作は, Type A と同様に, 片方のリニアアクチュエータを受動的に動作させることにより, 蓄積された力を解放することができる. この時, 受動的に動作させたアクチュエータ側のバネに蓄えられた力は, 機構の構造上, 出力リンクの回転運動に伝達させることができない. すなわち Type B では系内部の弾性要素の内, 片方のバネに蓄えられた力は瞬発動作に活用することができない. よって瞬発動作時のトルク T_o は次式で表現される.

$$T_o = R_o \frac{F_{w*} \cos \theta_{w*}}{\cos \theta_{w*}} \quad (5-7)$$

式(2-15)と式(5-7)を比較すると、Type Bの場合、出力トルクの大きさがType Aの1/2となる。Type Aと同様に、反時計まわりに出力リンクを回転させる場合において、受動的に動作するアクチュエータ2の粘性を考慮した場合の瞬発動作の過程を図5-7に示す。式(2-16)で示す粘性抵抗を考慮した出力リンクのトルク T_o は次式で表わされる。

$$T_o = R_o \left(\frac{F_{w1} \cos \theta_{w1}}{\cos \theta_{w1}} - D l_{w2} \dot{\theta}_{w2} \right) \quad (5-8)$$

Type Aと同様に、粘性を考慮することで、出力トルクの大きさが減少することが式(5-8)より確認できる。

5. 5 可変剛性

本機構の剛性変化に関する過程を図 5-8 に示す. Type A と同様に機械的に剛性を変化させるためには, 2つのリニアアクチュエータを能動的に動作させて, バネを変位させる必要がある. ワイヤの変位後も同様に, アクチュエータにブレーキをかける必要がある. バネ圧縮状態において, 出力リンクに外乱トルクを加えた場合の出力リンクの回転剛性について考える. 出力リンクに外から反時計回りの方向にトルクを加えた場合, 5.2 節で述べたように, Type A と異なる特徴がある. 2つのリニアアクチュエータはワイヤの変位量を一定に保っているため, スライダ 2 についてはバネ 2 を圧縮する方向へ受動的に並進運動する. 一方, スライダ 1 は, バネ 1 に蓄えられた力を用いて, バネが伸長する方向へ受動的に動作し, ワイヤの弛みが除去される. ワイヤの弛みが除去されたことにより, 2つのワイヤが拮抗状態を維持することが可能となる. 反力トルク T_q は次式で表される.

$$T_q = k_{sp} R_o \frac{\delta_{sp1}}{\sin \alpha_1} - k_{sp} R_o \frac{\delta_{sp2}}{\sin \alpha_2} \quad (5-9)$$

外乱トルクによって変位した出力リンクの角度 θ_o と, バネの初期変位量 ε_{sp} を考慮したワイヤの長さ l_w は, 幾何学的な関係より次式で表される.

$$l_{w1} = \sqrt{(l_{spn} - \varepsilon_{sp})^2 + l_s^2 - R_o^2 + R_o |\theta_o|} \quad (5-10)$$

$$l_{w2} = \sqrt{(l_{spn} - \varepsilon_{sp})^2 + l_s^2 - R_o^2 - R_o |\theta_o|} \quad (5-11)$$

Type A 同様バネの初期変位 ε_{sp} を変化させることで, 外乱トルクの大きさを変化させることが確認できる. さらに, 式(5-9)の右辺第2項より, ワイヤ1に作用する力が, 外乱トルク T_q の大きさを小さくする方向に寄与していることが確認できる. 出力リンクの回転剛性 K は, 外乱トルク T_q を出力リンクの角度 θ_o で微分することにより, 次式で表される.

$$\frac{dT_q}{d\theta_o} = K_{b2} - K_{b1} \quad (5-12)$$

ただし,

$$K = \begin{cases} K_{b2} (\delta_{w*} = 0, \theta_o \geq 0) \\ -K_{b1} (\delta_{w*} = 0, \theta_o < 0) \end{cases} \quad (5-13)$$

ここで, 式(5-12)で使用されている変数 K_{b*} の式を以下に示す.

$$K_{D*} = \frac{R_0^2 k_{sp} l_{W*}}{l_{sp*} \sin \alpha_*} + \frac{R_0 k_{sp} \delta_{sp*} \cos \alpha_* \left[\frac{R_0 l_{W*} l_S}{l_{sp*} (l_{sp*}^2 + l_S^2)} - \frac{R_0^2}{(R_0^2 + l_{W*}^2)} \right]}{\sin^2 \alpha_*} \quad (5-14)$$

式(5-9)を用いて、バネの初期変位量 ε_{sp} を 0mm, 5mm, 10mm, 15mm と変化させた場合の出力リンクの外乱トルク T_q と出力リンクの角度 θ_o のプロファイルを図 5-9 に示す。同様に式(5-12)を用いて、 ε_{sp} を 0mm, 5mm, 10mm, 15mm と変化させた場合における出力リンクの回転剛性 K と θ_o のプロファイルを図 5-10 に示す。本解析は、表 2-3 で示す Type A と同様のパラメータを用いて実施した。図 5-9, 図 5-10 より、バネの初期変位量に応じて剛性の大きさが変化していることがわかる。また図 5-8 において、Type A と異なり、 ε_{sp} がどの値においても外乱トルクが連続的に変化していることが確認できる。これは、ワイヤ 1 の弛みがなくなったことにより、バネ 1 に蓄えられた力を用いて、外から加えたトルクに対してワイヤ 1 が助長する方向に内力が作用したためである。

5. 6 まとめ

本章では、これまで提案した機構とは特性の異なる関節機構を新たに提案した。新たに提案した機構は、これまでと同様に、通常動作と瞬発動作が可能である。瞬発動作については、スライダを分割したことにより、出力トルクに寄与するバネの圧縮力は $1/2$ となってしまうが、可変剛性については、バネの初期変位量の有無に限らず、トルクの特徴が連続的に変化するようになった。Type A は、内部のバネを縮めることにより、瞬間的に反力の大きさを変化させることが可能であるが、その構造上、拮抗する内力が作用しないため、トルクを連続的に変化させることが困難であった。本機構を具現化し、グリッパ機構等へ応用することで、より幅広いサイズや硬度の物体の把持が期待される。

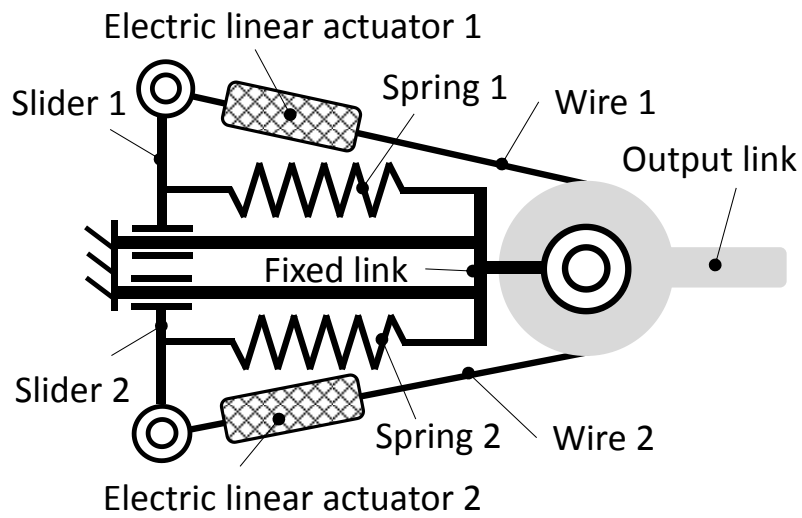


図 5-1 独立した直動関節を有する関節機構

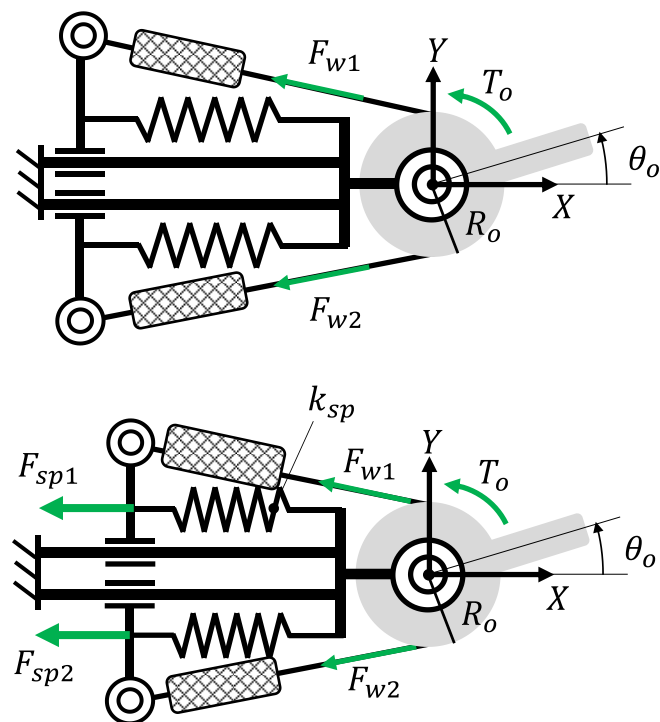


図 5-2 リンク機構に作用する力とトルク

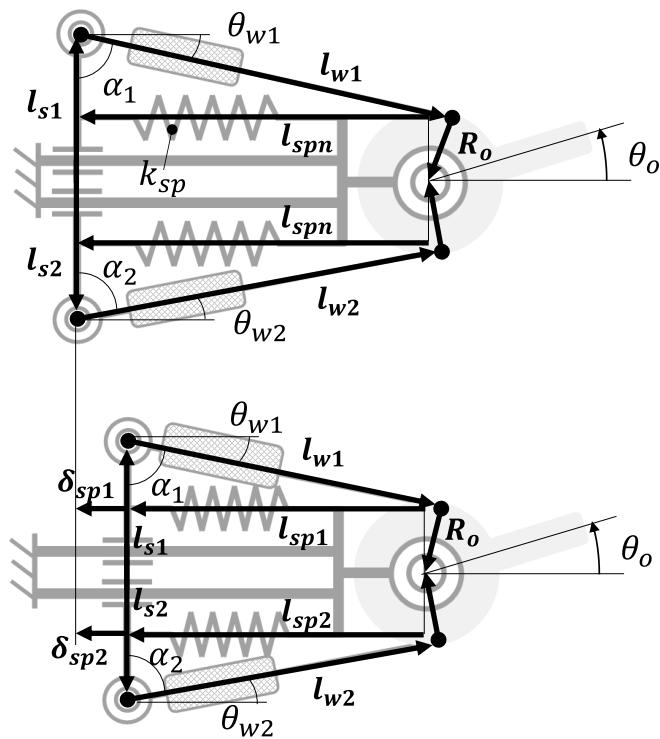


図 5-3 リンクベクトル

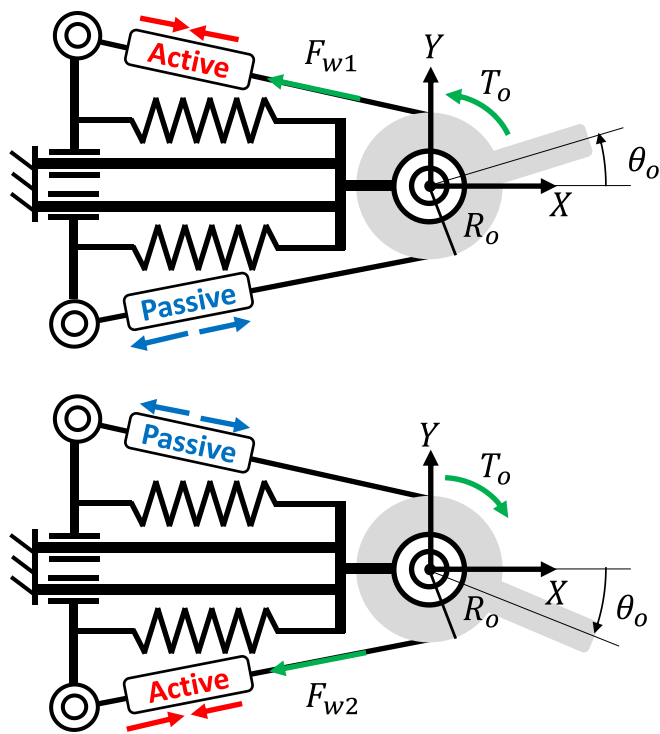


図 5-4 通常動作

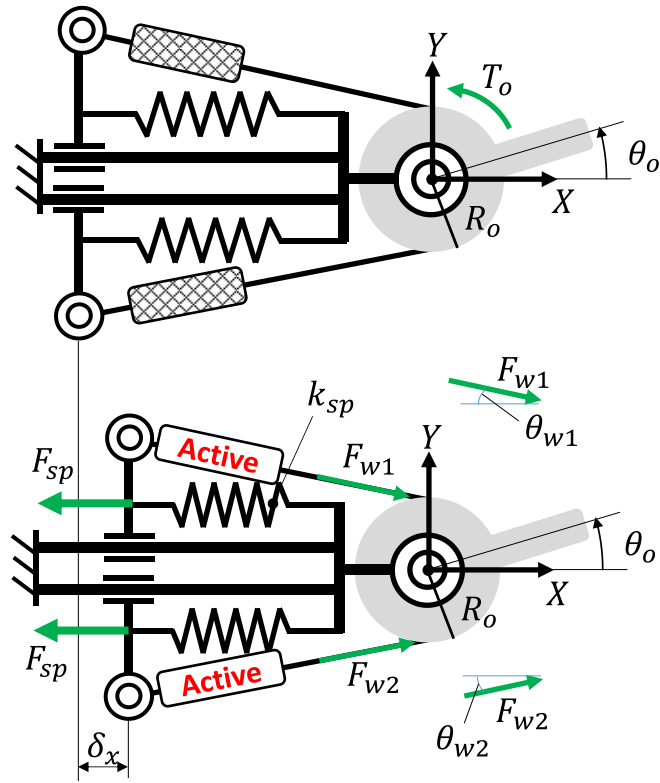


図 5-5 瞬発動作 バネ収縮時

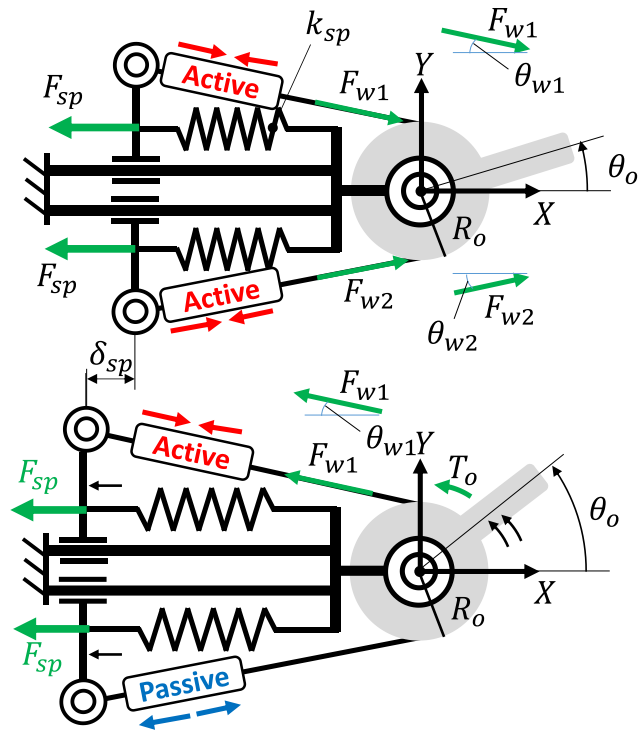


図 5-6 瞬発動作 バネ解放時

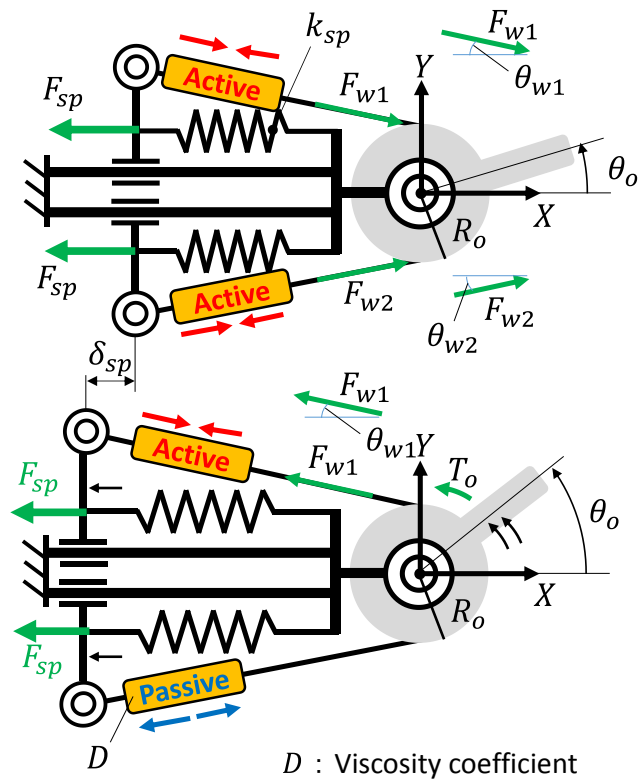


図 5-7 粘性を考慮した場合の瞬発動作

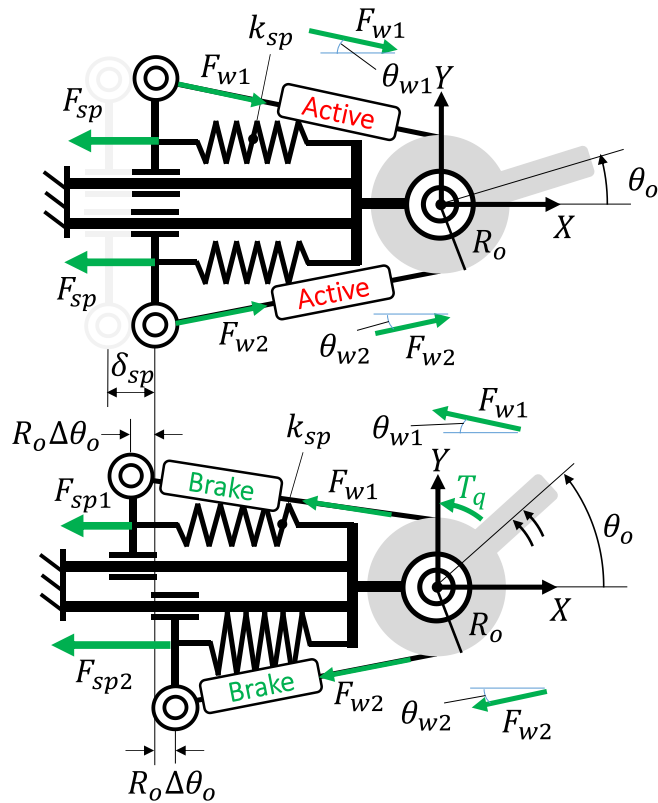


図 5-8 可変剛性

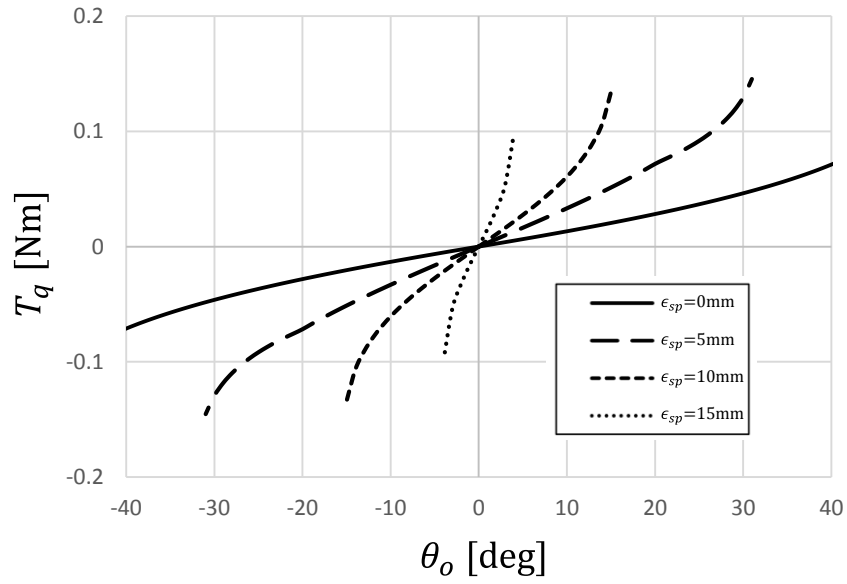


図 5-9 反トルクに関する解析

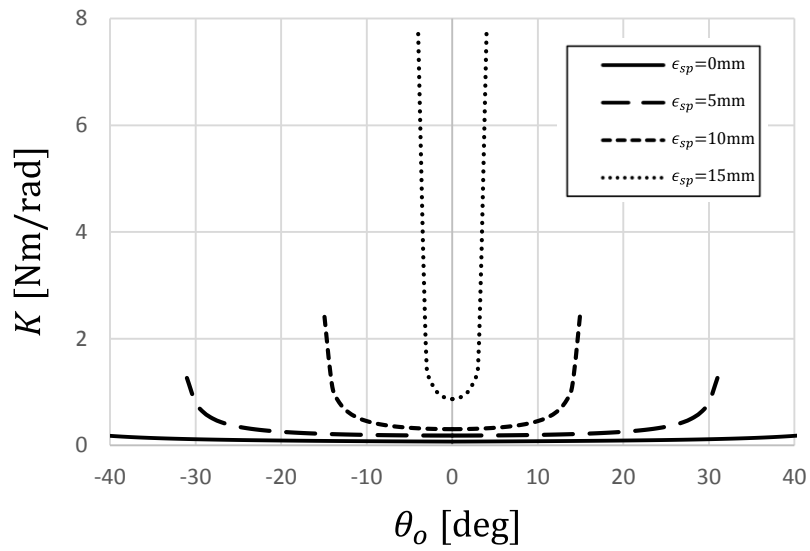


図 5-10 剛性に関する解析

第 6 章

結論

第6章 結論

6.1 結論

本研究では、通常動作、瞬発動作、可変剛性の3つの機能を有する、モータで構成された関節機構の実現を目指して研究開発を行った。関節機構の構想設計、詳細設計、解析、性能評価試験を通して、3つの機能を実現できる関節機構の構造を明らかにすることができた。

第1章では、研究背景、研究課題、そして先行研究について述べ、最後に研究の目的として、通常動作、瞬発動作、可変剛性の3つの機能を有する機構の例を紹介した。また、先行研究の関節機構について、その特徴と課題をまとめた。各関節機構を分類し、本研究で提案する機構の技術的な位置づけを示した。

第2章では、本研究の関節機構のコンセプトと、制約条件の下で各種機能を実現するために必要な要素技術の設計思想について述べた。1つの関節機構の中に、駆動源となる2つのモータ、エネルギーの蓄積と衝撃を吸収するための圧縮バネ、蓄えられるエネルギーと発生する反力の大きさを調整するために設計された、直動関節と回転関節を有する拮抗構造のリンク機構、そして3つの機能を駆使して仕事を行う出力リンクを組み立てることにより、関節機構を構築した。さらに出力特性に関する数式モデルを導出し、構想設計した関節機構が前述の3つの機能を実現できることを示した。

第3章では、関節機構の具体的な設計方法について述べた。瞬発動作を重視した関節機構を開発するために、減速機構としてカムを導入し、機構内部に弾性要素を有する構造としている。導出した数式より、エネルギーの解放時にアクチュエータが有する粘性抵抗を瞬間的に除去できることを示した。さらに瞬発動作時の出力特性に関するシミュレーションを行い、リンク比に応じて、幅広くトルク性能曲線を変更できることを示した。最後に製作した実機について性能評価試験を行い、その結果について述べている。瞬発動作時の角速度について、理論値と実測値の傾向が同様で、誤差が少ないことを示した。

第4章では、提案機構の応用として、大きさや硬度のことなる物体の把持を目的としたグリッパ機構を開発した。さらに物体把持に関する性能評価を実施し、グリッパ機構の有効性を検証した。実験の結果から、10mm角と15mm角の絹ごし豆腐については、把持に成功したが、把持物体のみが弾性変形し、グリッパの指部の受動的な変位は確認できなかった。原因は、機構内部に搭載するバネのバネ定数が把持物体に対して釣り合っていないためだと考えられる。把持物体に対して、バネ定数の大きさが不釣り合いなバネを有することにより、弾性変形した際に発生する反力よりも、指部で発生する反力が極端に大きくなってしまったと考えられる。また、20mm角の絹ごし豆腐については、物体が破損してしまった。しかしながら破損後に指部のわずかな変位を確認したことから、把持物体が弾性変形したことによって発生した反力から、指部が僅かに変位したことが確認できた。

第5章では、開発した関節機構の課題を元に、改良した関節機構を新たに提案し、出力特性を導出したことで、その有効性を示した。はじめに提案した関節機構の課題として、剛性

を高くした状態において、出力リンクに外乱トルクを加えた場合に、静止摩擦の特性のように、外乱トルクが一定の大きさを超えなければ、出力リンクが受動的に変位しない特徴を有していた。独立した直動関節を有する関節機構を構築し、反力と剛性に関する数式モデルより、バネの初期変位量の有無に限らず、外乱トルクを加えた瞬間から出力節の変位させることができることを示した。

6. 2 今後の展望

1つの関節機構で、様々な分野、フィールドに応用できる関節機構は少なく、本研究で提案した関節機構を、様々なロボットの関節機構に応用することで、ロボットの活動範囲を拡大することができると考えている。例えば、開発した機構を水中ロボットのグリップとして応用すれば、未だ発見されていない素早い生物や、柔らかい生物を、一つのグリップのみでサンプリングできる可能性がある。4足歩行型ロボットの脚関節に応用すれば、通常の歩行に加えて、跳躍による障害物の突破や物体を蹴り飛ばす動作が可能となり、災害現場での活躍が期待できる。産業用ロボットのグリップに応用すれば、破損しやすい部品のピッキングや、瞬発動作機能を用いて、組立済みの部品に衝撃を与えて、打撃音からネジの緩み確認を実現できる可能性がある[63]。中食業においても、ロボットのグリップ機構として応用することで、こんにゃくや、卵焼き、ゆで卵、そしてトマトといった、硬度の異なる食材のピッキングを実現できる可能性がある。さらに、瞬発動作でトマト等の野菜に衝撃を加えて、熟度を判定できる可能性もある[64]。

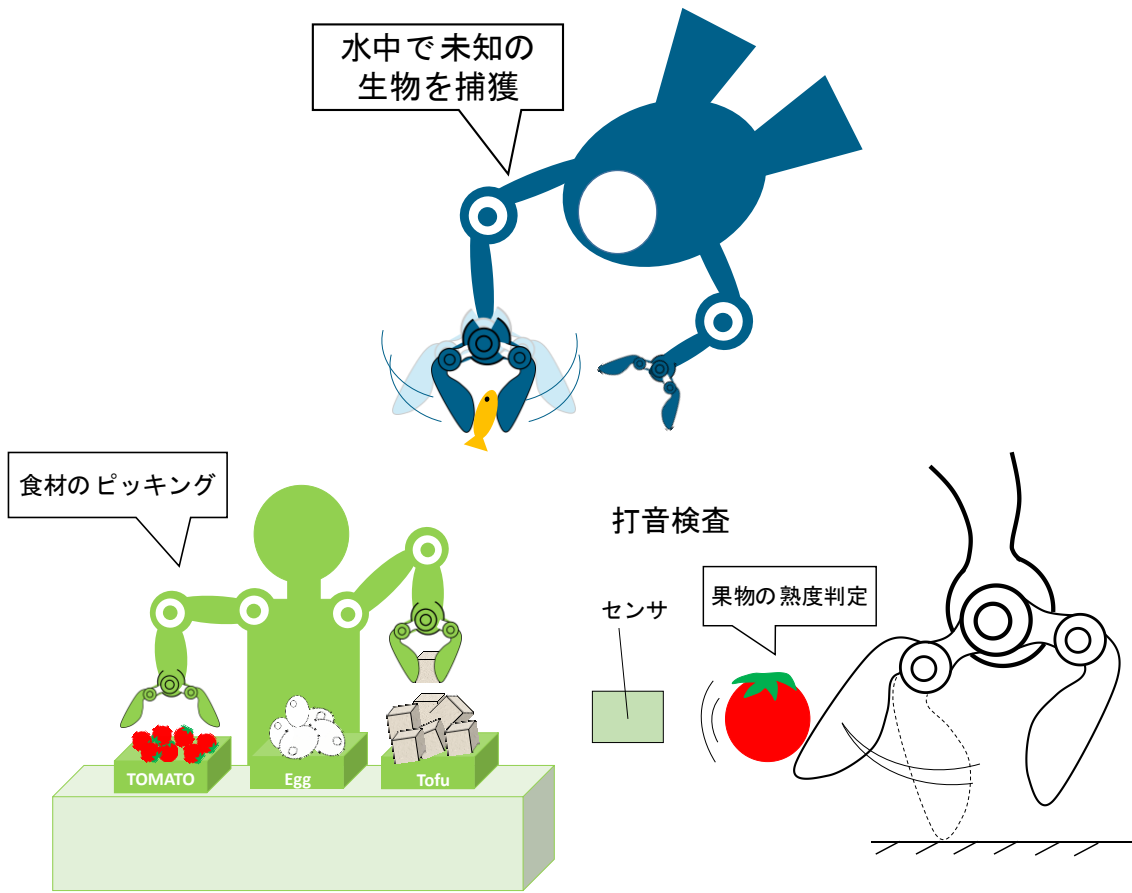


図 6-1 今後の展望

謝辞

本論文の作成にあたり、実に多くの方々からのご支援、ご指導をいただきました。本論文の書中にて心から感謝の意を記します。

本研究を行うにあたり、指導教官として博士前期課程から博士後期課程の6年間にわたりご指導いただきました九州工業大学大学院生命体工学研究科 石井和男教授に心より厚く感謝いたします。石井先生には、研究の話はもちろんですが、時には私のくだらない悩みや話を聞いていただき支えていただきました。研究指導につきましても、丁寧に、細かくご指導いただきました。結果として、私は成長することができたと思っております。また、博士前期課程の卒業式におきまして、夢や目標を実現できるかどうかは僅かな差できまるといふこと、毎日少しでもよいのでコツコツと実践すること、そして最後の悪あがきが重要という言葉が心に残っております。いただいたお言葉に適した行動には未だ達しておらず、まだまだ未熟ではございますが、社会に貢献できる人間として成長し、恩返しができるよう努めていきたいと思っております。本当にありがとうございました。

本論文の審査を通じて御指導、御助言を賜りました九州工業大学大学院生命体工学研究科 我妻准教授、宮本准教授、東海大学の渡邊教授、西日本工業大学の園田准教授に感謝いたします。先生方には、実に多くの時間、審査を通してご指導いただきました。様々な切り口、角度で頂いた先生方のご指摘は、本論文をより良いものに改善することができました。また、今後研究者や技術者として生きていく上で、大切な考え方、表現の仕方を身に学ぶことができたと考えています。本当にありがとうございました。

九州工業大学生命体工学研究科 西田祐也准教授に心より厚く感謝いたします。通常の業務のみならず、国際的なコンペティションや、国家プロジェクトの研究活動でお忙しい中、母校が同じこともあり西田先生には、実に多くの時間、私に対して向き合ってください、相談や議論に時間をかけていただきました。研究以外の面につきましても、社会で生きて行く上で大事なことなど、実に多くのことを教えていただいたと思っております。私が興味を持って取り組むことができる研究テーマと出会うきっかけを与えていただいたのも西田先生だと思います。くじけそうになる中、私がここまで来られたのは、紛れもなく西田先生のおかげだと思っております。本当にありがとうございました。

博士後期課程の同期であった、西日本工業大学の富永助教、同じく博士後期課程の同期であった福岡大学の藤永助教、そして、九州工業大学石井研究室に在学している上田拓未君、片山大悟君、田中良樹君には、研究室に来る機会が少ない私に対して暖かく築かっただき、様々なことに対して対応していただきました。本当にありがとうございました。

福岡第一高等学校の木村憲二先生には、同じ研究室、社会人ドクターの先輩として、働く中でうまく研究を進めていくための方法やノウハウをはじめ様々なことをご教授いただきました。本当にありがとうございました。

筆者がこのように大学生活を送れたことは、家族、友人、他多くの方の支えがあったからこそです。心から感謝いたします。

令和3年12月

鈴木 克彰

参考文献

- [1] 経済産業省, ロボット政策研究会中間帆酷暑(案)～ロボットで拓くビジネスフロンティア～, URL: <http://www.meti.go.jp/press/20050512004/robot-set.pdf>, 2005
- [2] 石原昇, 五内川拓史, ロボット・イノベーション, 日刊工業新聞社, 2007
- [3] 浮田宋伯, 「クオリティ・オブ・ライフのためのロボティクス」特集について, 日本ロボット学会誌, Vol. 28, No. 9, pp. 1, 2010
- [4] 吉川, ”ロボット制御基礎論”, コロナ社, 1998.
- [5] 朴炯俊; 楠本秀忠; 赤澤堅造. ヒト骨格筋の機械インピダンス調節機構の解析. バイオメカニズム, 1990, 10: 45-54.
- [6] 高橋, 小金沢, 把持物なじみ機能を有する人工指, 第4回計測自動制御学会SI部門学術講演会予稿集, pp. 271-272, 2003
- [7] K. Koganezawa, Artificial Finger with Shape-fitting Mechanism, Proceedings of International Conference of Intelligent Manipulation and Grasping, pp. 103-109, 2004
- [8] Harada Electric Industry Co., Myo-electric controlled forearm prosthesis SH-1, URL: <http://www.h-e-i.co.jp>
- [9] 石塚, 小金沢, 把持物なじみ機構と3自由度駆動を可能とするDPGSを搭載した指とハンドの開発, 第24回日本ロボット学会学術講演会予稿集, 2006
- [10] W. T. Townsend, The BarrettHand grasper-programmably flexible part handling and assembly, Industrial Robot, Vol. 27, No. 3, pp. 181-188, 2000
- [11] J. Butterfab, M. Grebenstein, H. Liu, G. Hirzinger, DLR-Hand II: Next Generation of a Dextrous Robot Hand, Proceedings of IEEE International Conference on Robotics and Automation, pp. 109-114, 2001
- [12] A. Namiki, Y. Imaki, M. Ishikawa, M. Kaneko, Development of a High-speed Multifingered Hand System and Its Application to Catching, Proceedings of IEEE International Conference on Intelligent Robots and Systems, pp. 2666-2671, 2003
- [13] G. Hirzinger, J. Butterfab, M. Fischer, M. Grebenstein, M. Hahnle, H. Liu, I. Schaefer, N. Sporter, A Mechatronics Approach to the Design of Light-Weight Arms and Multifingered Hands, Proceedings of the 2000 IEEE International Conference on Robotics and Automation, pp. 46-54, 2000
- [14] S. C. Jacobsen, E. K. Iversen, D. F. Knutti, R. T. Johnson, K. B. Biggers, Design of the UTAH/M. I. T. Dextrous Hand, Proceedings of the 1989 IEEE International Conference on Robotics and Automation, Vol. 3, pp. 1520-1532, 1986
- [15] N. Fukaya, S. Toyama, T. Asfour, R. Dillmann, Design of the TUAT/Karlsruhe Humanoid Hand, Proceedings of the 2000 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robot and Systems, pp. 1754-1759, 2000

- [16] D. D. Wilkinson, V. Weghe, Y. Matsuoka, An Extensor Mechanism for and Anatomical Robot Hand, Proceedings of the 2003 IEEE International Conference on Robotics and Automation, pp. 236-243, 2003
- [17] N. Dechev, W. L. Cleghorn, S. Naumann, Thumb Design of an Experimental Prosthetic Hand, Proceedings of the 2nd International Symposium on Robotics and Automation, 2000
- [18] Koichi Koganezawa, Yasutaka Ishizuka, Novel mechanism of artificial finger using double planetary gear system, Proceedings of IEEE International Conference on Intelligent Robots and System (IROS 2008), pp. 22-26, 2008 89
- [19] 高木健, 小俣透, 大きな把持力が得られる直動機構, 日本ロボット学会誌, Vol. 25, No. 2, pp. 299-305
- [20] Takeshi Takaki, Toru Omata, High Performance Anthropomorphic Robot Hand with Grasp Force Magnification Mechanism, Proceedings of IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA 2009), pp. 1697-1703, 2009
- [21] 清沢芳秀. ロボットで使われる減速機-波動歯車減速機について-. 日本ロボット学会誌, 2007, 25. 7: 1040-1043.
- [22] 安藤清. ロボット用減速機の現状と今後の展望. 日本ロボット学会誌, 2015, 33. 5: 329-333.
- [23] 小林茂晴. ボルねじの最新技術. In: 年次大会 2018. 一般社団法人 日本機械学会, 2018. p. F112004.
- [24] H. Okubo, M. Handa, E. Nakano, "Design of a Jumping Machine Using Self-energizing Spring-Jumping by Small Actuators, " Journal of Robotics Society of Japan, vol. 16, no. 5, pp. 57-63, 1988
- [25] A. A. F Nassiraei, et al., Realization of the Rapid Movements for the Entertainment Robots by Using Two New Actuators
- [26] A. A. F. Nassiraei, M. Murata, K. Ichikawa, K. Ichikawa, K. Ishii, Realization of the Rapid Movements for the Entertainment Robots by Using Two New Actuators "Inertia Actuator" & "Cam Character", Proceedings of ASME IMECE2006, IMECE2006-14257, 2006
- [27] A. A. F. Nassiraei, Seiji Masakado, Takayuki Matsuo, Takashi Sonoda, Isao Takahira, Hajime Fukushima, Masayuki Murata, Kodai Ichikawa, Kazuo Ishii, Tsutomu Miki, Development of an Artificial Robot "Jumping Joe", Proceedings of IEEE IROS'06, pp. 1720-1725, 2006
- [28] ワタリエイリ, 塚越秀行, and 北川能. "空圧シリンダによりテザ-付き子機を高く投擲する方法. " 日本フルードパワー-システム学会論文集 43. 6 (2012): 149-156.
- [29] ワタリエイリ, 塚越秀行, 北川能, ロボットの投擲・跳躍能力を高める磁性ブレーキ

- リンダ, 日本ロボット学会, Vol. 28, No. 1, pp. 95-105, 2010
- [30] 望山洋. Closed Elastica: 飛び移り座屈を利用した瞬発力発生機構. *計測と制御*, 2019, 58. 10: 781-785.
- [31] M. H. Raibert, H. B. Brown, Jr., Chepponis, "Experiments in balance with a 3D one-legged hopping machine, " *Int. J. Robot. Res.*, vol. 3, no. 2, pp. 75-92, 1984
- [32] M. Raibert, "Legged Robots that balance, " MIT Press, Cambridge, 1986
- [33] S. Hyon and T. Mita, "Development of a biologically inspired hopping robot- Kenken, " *Proc. of IEEE International Conference on Robotics and Automation*, pp. 3984-3991, 2002
- [34] K. Arikawa and T. Mita, "Design of Multi-DOF jumping robot, " *Proc. of IEEE International Conference on Robotics and Automation*, pp. 3992-3997, 2002
- [35] S. Hyon, N. Yokoyama, T. Emura, "Back Handspring of a Multi-link Gymnastic Robot- Reference model approach, " *Advance Robotics*, vol. 20, no. 1, pp. 93-113, 2006
- [36] IMAI, SYOUTA; MOCHIYAMA, HIROMI. Basic Performance of Flat Kick-swimming Robot Powered by Impulse Force Generator with Spatially-deformable V-shape Elastica. In: *Adaptive Mobile Robotics*. 2012. p. 297-304.
- [37] 山田篤史, 渡正充, 望山洋, 藤本英雄, 高剛性受動関節を有する閉ループ柔軟カタパルトと遊泳ロボットへの応用, 日本ロボット学会誌, Vol. 27, No. 10, pp. 1144-1153
- [38] MIURA, Kazumasa; KATSURA, Seiichiro. High-speed and high-backdrivable actuation system considering variable-structured elastic design. *Production Engineering*, 2017, 11. 2: 117-124.
- [39] Nishida, Yuya, Takashi Sonoda, and Kazuo Ishii. "Jacobian Matrix Derived from Cross Product and its Application into High Power Joint Mechanism Analysis. " *Journal of Bionic Engineering* 7 (2010): S218-S223.
- [40] Yuya Nishida, Takashi Sonoda, Kazuo Ishii, Analysis of High Power Joint Mechanism using Jacobian Matrix, *Proceedings of The 10th POSTECH-KYUTECH Joint Workshop on Neuroinformatics*, pp. 25-26, 2010
- [41] Yuya Nishida, Takashi Sonoda, Kazuo Ishii, High Power joint mechanism Imitating Locust Leg Structure, *Proceedings of World Automation Congress 2010 (WAC2010)*, ISORA629, 2010
- [42] Roger D. Santer, Yoshifumi Yamawaki, F. Claire Rind, Pater J. Simmons, Motor activity and trajectory control during escape jumping in the locust *Locusta migratoria*, *Journal of Comparative Physiology A: Neuroethology, Sensory, Neural and Behavioral Physiology*, Vol. 191(10), pp. 965-975, 2005

- [43] HC Bannet Clark, The energetic of the jump of the locust *Schistocerca gregaria*, *Journal of Experimental Biology*, Vol. 63, pp. 53-83, 1975
- [44] W. J. Heitler, The locust jump, *Journal of Comparative Physiology A: Neuroethology, Sensory, Neural and Behavioral Physiology*, Vol. 89(1), pp. 93-104, 1974
- [45] 伊藤文臣, et al. モンハナシャコの打撃を規範とした外骨格バネによる瞬発力発生機構—瞬発力発生機構のモデル化と数値シミュレーション—. *日本ロボット学会誌*, 2021, 39. 2: 181-184.
- [46] 日本ロボット学会誌, "ロボット工学ハンドブック", コロナ社, pp. 249-258, 1990.
- [47] 日本ロボット学会誌, "新版ロボット工学ハンドブック", コロナ社, pp. 287-295, 2005.
- [48] 森田寿郎; 菅野重樹. ソフトロボティクス メカニカルソフトネスとコンプライアンス調節. *日本ロボット学会誌*, 1999, 17. 6: 790-794.
- [49] 岡田昌史. ソフトロボティクス 人間らしい柔らかな動きと駆動機構. *日本ロボット学会誌*, 1999, 17. 6: 782-785.
- [50] LAURIN-KOVITZ, Kirsten F. ; COLGATE, James Edward; CARNES, Steven DR. Design of components for programmable passive impedance. In: ICRA. 1991. p. 1476-1481.
- [51] 山口仁一, et al. 人間の下肢機構をモデルとした拮抗駆動関節を有する 2 足歩行型ヒューマノイドの開発. *バイオメカニズム*, 1998, 14: 261-271.
- [52] 森田寿郎, et al. 関節の機械インピーダンスを調節可能な力制御ロボットアームの開発. *日本ロボット学会誌*, 1998, 16. 7: 1001-1006.
- [53] 則次俊郎; 和田力. ゴム人工筋のロボット制御への応用. *日本ロボット学会誌*, 1991, 9. 4: 502-506.
- [54] 稲葉智也; 中沢俊貴; 小金澤鋼一. 非線形弾性機構を有するアクチュエータ (ANLES) を用いた拮抗型関節の剛性と角度制御. *日本ロボット学会誌*, 2008, 26. 4: 381-388.
- [55] 稲葉智也; 中沢俊貴; 小金澤鋼一. 張弾性機構を求める (ANLES) を立てたしい型関節の剛性と角度調節. *日本ロボット学会誌*, 2008 年, 26. 4 : 381-388.
- [56] 兵頭和人; 小林博明. 如バネ石持ちけん手首機構の研究. *日本ロボット学会誌*, 1993, 11. 8 : 1244-1251.
- [57] Sonoda, Takashi, et al. "Development of antagonistic wire-driven joint employing kinematic transmission mechanism. " *Journal of Automation Mobile Robotics and Intelligent Systems* 4 (2010): 62-70.
- [58] 中村太郎. 空気圧人工筋肉を用いたバックドライバブルな可変剛性機構とその制御. *日本ロボット学会誌*, 2013, 31. 6: 572-576.
- [59] 花房秀郎. 閉じた機構の剛性に及ぼす内力の効果. *日本ロボット学会誌*, 1992, 10. 1: 128-134.

- [60] 黎子椰; 川村貞夫. 拮抗型ワイヤ駆動機構における内力の回転剛性に及ぼす影響 (機械力学, 計測, 自動制御). 日本機械学会論文集 C 編, 2003, 69. 683: 1798-1804.
- [61] 西岡, ”機械技術者のための実用カム機構学”, 日刊工業新聞社, 2003.
- [62] 相模マイクロ株式会社, DC ギアドモータの選定, <https://www.sagamimicro.co.jp/product/aboutusage.html>
- [63] Naoki Hosoya, Takanori Niikura (新倉孝典 機械工学専攻), Shinji Hashimura, Itsuro Kajiwara, Francesco Giorgio-Serchi, Axial force assessment of bolt/nut assemblies based on bending mode shape frequency of protruding thread part using ultrasonic modal analysis, Measurement 162 (2020) 107914. <https://doi.org/10.1016/j.measurement.2020.107914>
- [64] Nakano, Y., Sakurai, N., Tohro, M., Horie, H., Nakano, A., & Suzuki, K. (2008). Nondestructive Measurement of Flesh Firmness of Sliced Tomato by Elasticity Index. Horticultural Research (japan), 7, 543-547.