

博士論文

人間共存型作業補助アームの研究

樋口 峰夫

2010年2月4日

奈良先端科学技術大学院大学  
情報科学研究科 情報システム学専攻

本論文は奈良先端科学技術大学院大学情報科学研究科に  
博士(工学) 授与の要件として提出した博士論文である。

樋口 峰夫

審査委員：

小笠原 司 教授 (主指導教員)

杉本 謙二 教授 (副指導教員)

高松 淳 准教授 (副指導教員)

# 人間共存型作業補助アームの研究\*

樋口 峰夫

## 内容梗概

人間の力学的な作業の補助を安全に行うことを目的として、アーム手先が任意の2次元状の案内面に拘束され、その面内では人間が与えた外力により自由に動作可能な“作業補助アーム”を新たに開発した。本論文では、作業補助アームの原理と機構、作業補助アームのキーパーツである無段変速機(CVT)の詳細、試作機的设计と実験結果についてまとめた。

はじめに作業補助アームを提案し、その基本的な原理について述べる。作業補助アームは、CVTと差動歯車を組み合わせた“線形和機構”を組み込んだ平行リンク式の3関節垂直多関節型アームの構造を持つ。CVTの変速比はアームの関節角度と設定した案内面に立てた法線方向ベクトルから計算される。CVTの変速比を制御することで、設定した案内面に沿った方向に外力が加わるとその方向に動作するが、案内面からはずれる方向に外力が加わっても動作しない性質が得られる。

次にCVTを設計する際に必要になる各関節の変速比の範囲、および各関節の変速比を変化させる速度である変速比速度の範囲について検討を加える。3関節それぞれのCVTの変速比範囲相互の比、並びに変速比速度最大値相互の比は、根本の軸から順にアームのリーチ、上腕の長さ、前腕の長さの比となることがわかった。また、回転および並進運動するローラとホイールから構成される摩擦駆動方式のCVTを提案した。このCVTはローラに対するホイールの舵角を制御することで変速する。CVT評価のために製作したCVT試験機による摩擦特性測定結果を示す。

---

\* 奈良先端科学技術大学院大学 情報科学研究科 情報システム学専攻 博士論文, NAIST-IS-DD0861204, 2010年2月4日.

最後に作業補助アームの原理を検証し，機能と性能を調べるために開発した，2台の試作機の仕様，機構設計について述べる．試作機による案内面生成実験により，作業補助アームが設定した案内面を生成できることを実験的に確認した．また設計および実験結果をもとに，負荷容量とアームのリンク長からなる作業補助アームの性能評価指標を提案した．

## キーワード

ロボット，機構，設計，アシスト，パッシブロボティクス

# Study on Human Symbiotic Passive Assist Arm\*

Mineo Higuchi

## Abstract

We have developed a novel passive assist arm (PAS-Arm) that interacts with a human operator by producing specified but arbitrary two-dimensional guiding surfaces (virtual guiding surfaces) in principle that constrain and guide the motion of the operator. Pas-arms are intended for direct physical interaction with a human operator, handling a shared payload. The scope of this thesis is the creation and study of the PAS-Arm. The basic concept, principle and mechanism of the PAS-Arm are proposed. Details of continuously variable transmissions (CVT) that are key components of the PAS-Arm, designs of prototype arms and experimental results are described.

Firstly, the basic concept of the PAS-Arm is proposed, and the principle of the PAS-Arm is described. The architecture of the PAS-Arm is the vertical articulated type consisting of a 4-link pantograph configuration. Three joints of the arm are coupled with a differential mechanism through CVTs on each joint. The transmission ratios of the CVTs are computed using a normal vector of the virtual guiding surface and kinematics of the arm. When a force on the arm end is applied parallel to the virtual guiding surface, the arm moves on that direction. In the case of a force on the arm end perpendicular to the virtual guiding surface, the surface will be a constraint surface.

---

\* Doctoral Dissertation, Department of Information Systems, Graduate School of Information Science, Nara Institute of Science and Technology, NAIST-IS-DD0861204, February 4, 2010.

Secondly, the range of transmission ratios that are needed to design the CVTs, and the range of maximum time derivative of transmission ratios are discussed. The ratio between the maximum transmission ratios and ratio between the maximum time derivatives of each joint CVT are both in proportion to link lengths that are the reach of the arm, the upper arm length, and forearm length. Novel CVTs constructed of a roller that rotates and translates along its axis and a wheel are also proposed. The wheel has an adjustable steering angle, and couples translational motion of the roller to rotational motion of the roller. Experimental results of a CVT test apparatus are described.

Finally, the specifications and the mechanical designs of the prototypes that were developed to verify the principle and to estimate the features and the capability of the PAS-Arm are described. Experimental results were successful in producing the virtual guiding surface. A basic performance metrics consisting of the load capacity and link length are also proposed.

**Keywords:**

robot, mechanism, design, assist, passive robotics

# 目次

1. 序論	1
1.1 研究の背景	1
1.1.1 少子高齢化とロボットの導入	1
1.1.2 ロボットの本質安全性	2
1.1.3 Passive robotics	5
1.1.4 Computing mechanism	9
1.2 研究の目的と意義	10
1.3 論文の構成	12
2. 作業補助アームの原理	14
2.1 本章の趣旨	14
2.2 原理と構成	14
2.2.1 基本的なアイデア	14
2.2.2 差動歯車の歯数比	18
2.2.3 従来のロボットおよびCobotとの相違	19
2.3 変速比ベクトル	21
2.3.1 変速比ベクトルの導出	21
2.3.2 変速比相互の比	22
2.3.3 変速比ベクトルの微分関係	22
2.4 可操作性	23
2.4.1 作業補助アームの可操作性楕円	23
2.4.2 CVTと可操作性	27
2.5 本章の結論	27
3. CVTに求められる特性	29
3.1 本章の趣旨	29
3.2 一般的な特性	29
3.3 変速比の範囲	31

3.3.1	J1 軸の変速比 . . . . .	31
3.3.2	J2 軸の変速比 . . . . .	32
3.3.3	J3 軸の変速比 . . . . .	33
3.3.4	変速比の範囲と正規化 . . . . .	34
3.4	変速比速度の最大値 . . . . .	34
3.4.1	J1 軸の変速比速度 . . . . .	35
3.4.2	J2 軸の変速比速度 . . . . .	37
3.4.3	J3 軸の変速比速度 . . . . .	39
3.4.4	変速比速度の範囲 . . . . .	40
3.5	本章の結論 . . . . .	41
<b>4.</b>	<b>CVT の機構</b> . . . . .	<b>42</b>
4.1	本章の趣旨 . . . . .	42
4.2	CVT 試験機と実験結果 . . . . .	42
4.2.1	CVT の構成要素 . . . . .	42
4.2.2	CVT 試験機の構成 . . . . .	43
4.2.3	摩擦係数測定実験 . . . . .	44
4.2.4	操舵トルク測定 . . . . .	48
4.2.5	ころがり摩擦測定 . . . . .	48
4.3	CVT の構成 . . . . .	50
4.3.1	構成要素の組み合わせ . . . . .	50
4.3.2	ホイール出力型 . . . . .	52
4.3.3	ローラ回転出力型 . . . . .	54
4.4	変速比と舵角の関係 . . . . .	58
4.4.1	ホイール出力型 . . . . .	58
4.4.2	ローラ回転出力型 . . . . .	62
4.5	本章の結論 . . . . .	66
<b>5.</b>	<b>試作機の開発と実験結果</b> . . . . .	<b>67</b>
5.1	本章の趣旨 . . . . .	67

5.2	試作 1 号機 . . . . .	67
5.2.1	仕様 . . . . .	67
5.2.2	機構設計の概要 . . . . .	70
5.2.3	試作 1 号機の制御アルゴリズム . . . . .	74
5.2.4	案内面生成実験結果 . . . . .	79
5.2.5	可操作性楕円と操作力の関係 . . . . .	81
5.3	試作 2 号機 . . . . .	83
5.3.1	仕様 . . . . .	83
5.3.2	機構設計の概要 . . . . .	86
5.3.3	案内面指示装置 . . . . .	94
5.3.4	案内面生成実験結果 . . . . .	95
5.4	作業補助アームの性能評価指標 . . . . .	99
5.5	本章の結論 . . . . .	100
<b>6.</b>	<b>結論</b>	<b>102</b>
6.1	まとめ . . . . .	102
6.2	今後の課題と展望 . . . . .	104
	謝辞	108
	参考文献	110
	付録	117
<b>A.</b>	<b>試作 2 号機の部品設計詳細</b>	<b>117</b>
A.1	ホイール . . . . .	117
A.2	ローラ . . . . .	117
A.3	ラック & ピニオン . . . . .	117
A.4	CVT と差動機構間の伝達系 . . . . .	118
A.5	差動機構 . . . . .	119
A.6	リニアガイド . . . . .	120
A.7	スプライン . . . . .	120

A.8 ブレーキ . . . . .	121
A.9 エンコーダ . . . . .	121
A.10 部品選定のまとめ . . . . .	122
<b>B. 補償バネの設計</b>	<b>123</b>

## 目 次

1	年齢3区分別人口の総人口に対する比率の推移 . . . . .	1
2	生産年齢の人の平均年齢の推移 . . . . .	2
3	リスク低減プロセス . . . . .	4
4	人手による重量物持ち上げ作業 . . . . .	5
5	Cobot の原理 ( 2 関節の場合 ) . . . . .	6
6	passive robotics の位置づけ . . . . .	9
7	作業補助アームのコンセプト . . . . .	10
8	作業補助アームの用途例 . . . . .	12
9	作業補助アームと案内面の幾何学的な関係 . . . . .	14
10	線形和機構 . . . . .	16
11	線形和機構を組み込んだアームの構成 . . . . .	17
12	アームのリンク長と関節角 . . . . .	18
13	一般的なロボット, Cobot, 作業補助アームの相違 . . . . .	19
14	線形和機構 . 差動機構側の軸の角速度 . . . . .	24
15	アーム寸法の例と座標系 . . . . .	25
16	作業補助アームの可操作性楕円 . . . . .	26
17	CVT の構成要素と運動 . . . . .	43
18	CVT 試験機 . . . . .	44
19	エーテル系ポリウレタンとポリカーボネート系ポリウレタンの摩 擦測定結果 . . . . .	46
20	ハイクラッチ U の摩擦測定結果 . . . . .	47
21	転がり摩擦測定結果 . . . . .	49
22	転がり摩擦のアームへの影響 . . . . .	49
23	ホイール出力型の CVT . . . . .	53
24	試作 1 号機に搭載したホイール出力型 CVT . . . . .	54
25	ローラ回転出力型の CVT . . . . .	55
26	試作 2 号機に搭載したローラ回転出力型 CVT ( J2 軸 ) . . . . .	56
27	試作 2 号機に搭載したローラ回転出力型 CVT の舵角と変速比 . . . . .	57

28	ローラ回転出力型 CVT の断面図 ( J1 軸 CVT の水平断面 ) . . . . .	58
29	ホイール , ローラと舵角 . . . . .	59
30	ホイール出力型の変速比と舵角の関係 . . . . .	60
31	ホイール出力型 CVT の変速比の分解能 . . . . .	61
32	ローラ回転出力型の舵角 , ローラ並進速度と角速度の関係 . . . . .	63
33	変速比と舵角の関係の例 . . . . .	64
34	補正を含めた変速比と舵角の関係の例 . . . . .	65
35	試作 1 号機の写真 . . . . .	68
36	試作 1 号機のリンク長と可動領域 . . . . .	69
37	試作 1 号機の各関節と CVT の動作方向 . . . . .	71
38	試作 1 号機 CVT のラックの作動範囲 . . . . .	72
39	制御装置の概要 . . . . .	73
40	変速比が 0 になる点の例 . . . . .	74
41	試作 1 号機の関節間の変速比の関係 . . . . .	75
42	案内面の例 . . . . .	77
43	変速比の例 . . . . .	77
44	CVT 舵角の例 . アルゴリズムの 1 , 2 を適用 . . . . .	78
45	CVT 舵角の例 . アルゴリズムの 1 , 2 および 3 を適用 . . . . .	78
46	試作 1 号機 実験結果 1 アームに向かって左右方向の斜面 . . . . .	79
47	実験結果 1 の変速比 . . . . .	80
48	試作 1 号機 実験結果 2 アームに向かって上がっていく斜面 . . . . .	80
49	実験結果 2 の変速比 . . . . .	81
50	試作 1 号機の可操作性楕円と手先で計測した力 . . . . .	82
51	試作 2 号機の 3D 図 . . . . .	83
52	試作 2 号機の写真 . . . . .	84
53	試作 2 号機のリンク長と可動領域 . . . . .	86
54	試作 2 号機の前腕とピニオンの寸法関係 . . . . .	88
55	試作 2 号機の各軸作動範囲に対応するラックのストローク . . . . .	90

56	試作 2 号機の各関節，CVT・差動機構の構成と回転方向・並進方向の関係	91
57	試作 2 号機の差動歯車まわり	92
58	試作 2 号機の J2 軸，J3 軸ピニオンまわり	93
59	操作ハンドルにより案内面を指示	94
60	案内面指示装置	95
61	試作 2 号機 実験結果 1 アームに向かって左右方向の斜面 無負荷	96
62	試作 2 号機 実験結果 1 yz 平面へ投影	96
63	試作 2 号機 実験結果 2 アームに向かって左右方向の斜面 負荷 15kg	97
64	試作 2 号機 実験結果 2 yz 平面へ投影	98
65	試作 2 号機 実験結果 3 無負荷 アームに向かって下がっていく斜面	99
66	作業補助アームの性能評価指標	100
67	曲面状の案内面の例	107
B.1	アーム自重によるトルク	124
B.2	カウンターバランスの与え方	125
B.3	J2 軸の補償バネ	126
B.4	J2 軸の補償バネによるトルク	127
B.5	試作 2 号機の背面 J2 軸の補償バネ	127

## 表 目 次

1	作業補助アームと乗り物等との比較	11
2	ホイールのライニング材	46
3	CVT の構成要素の組み合わせ	51
4	試作 1 号機の関節作動範囲	70
5	試作 2 号機の関節作動範囲	89

# 1. 序論

## 1.1 研究の背景

### 1.1.1 少子高齢化とロボットの導入

少子高齢化により老年人口が増加する一方、生産年齢人口が減少している。図1は年齢3区分別人口の総人口に対する比率の推移を示す（文献[1]のデータを用いてプロットした。2000年までは実績値，2010年からは推計値）。0-14歳の年少人口比が減少し、65歳以上の老年人口比、75歳以上の後期老年人口比が増加しており、15-64歳の生産年齢人口比は1990年前後をピークに減少に転じていることがわかる。

高齢者の人口の増加と生産年齢人口の減少は、高齢者に対する介助者の相対的な割合の減少を意味する。このような状況に対して工学の立場からは、障害者や高齢者の介助を支援する機器の開発を促進する必要があると言える。また、障害者や高齢者も意欲と能力に応じて自立した日常生活を営み、仕事に就くことが期待される。このため自立生活・社会参加を支援するような機器の開発も急務で

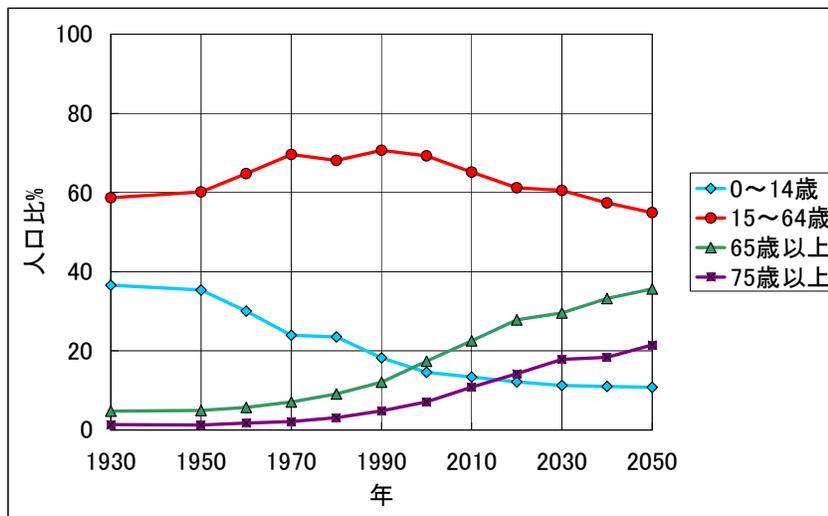


図1 年齢3区分別人口の総人口に対する比率の推移

ある。

このような人を支援する機器に対しては、安全であり、軽労化を可能にし、操作が容易であることが求められる。ここで生産年齢に該当する15-64歳の人の平均年齢の推移を図2に示す(文献[1]のデータを用いてプロット)。生産年齢に相当する人の平均年齢もまた高齢化を辿っている。この意味でも人を支援する機器の安全、軽労化、操作容易化は重要である。

福祉機器開発のニーズに対しては従来からロボットの導入が期待されている[2][3][4]。更に、障害者・高齢者の自立生活・社会参加を支援する機器における軽労化・操作容易化を実現する上でも、ロボットの導入とRT(Robot Technology)の適用は有効であると考えられる。

### 1.1.2 ロボットの本質安全性

前述のようなニーズに応える人間と共存するロボットでは、人間の安全性の確保を最優先にしなければならない[5]。機械に関するグローバルな安全の考え方として、国際基本安全規格類が定着してきている。ここでは安全認証のプロセスが

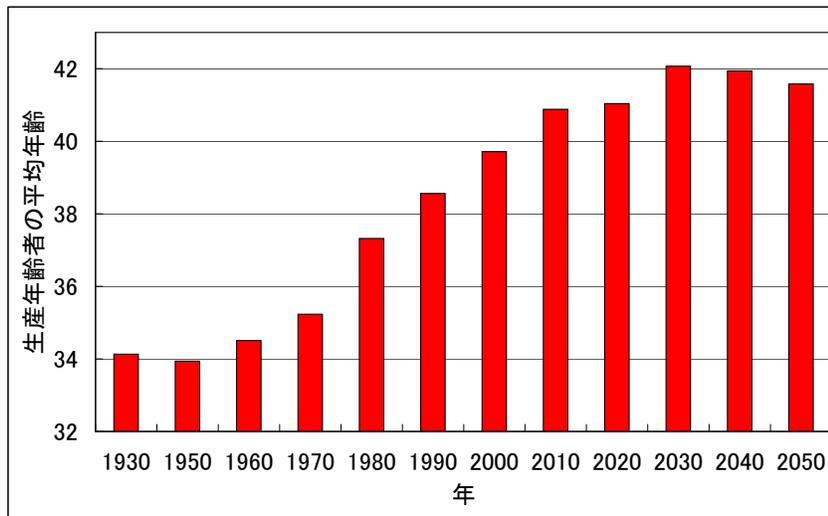


図2 生産年齢の人の平均年齢の推移

重要で、機械を開発する者にはリスクアセスメントに基づくリスク低減プロセス（安全設計手順）の周到的準備が要求される。ISO12100[6] や JIS B9700[7] で記述されるリスク低減プロセスにおいては、図3に示すように、ステップ1で設計によって本質的に危険源自体を除去（本質安全設計）し、ステップ2で本質安全設計で除去できなかった危険源に防護ガードなど安全防護対策を講ずる必要がある。

ここで危険源とは、危害を引き起こす潜在的根源であり、機械の“意図する使用”の期間中、恒久的に存在するもの（例えば危険な動きをする要素の運動、溶接工程中の電弧、不健康な姿勢、騒音放射、高温）または予期せずに現れ得るもの（例えば爆発など）である。また本質安全設計とは、ガード又は保護装置を使用しないで、機械の設計又は運転特性を変更することによって、危険源を除去する又は危険源に関連するリスクを低減する保護方策である。安全防護とは、本質安全設計方策によって合理的に除去できない危険源、又は十分に低減できないリスクから人を保護するための安全防護物の使用による保護方策である [7]。

産業用ロボットで機械的危険源として重要なものは動力源であるサーボモータである。安全のためサーボモータを除去すれば、ロボットは機能することができなくなる。すなわち危険源を除去する本質安全設計は不可能である。このため次善の策として、安全柵を設けるなどの安全防護策をとっている [8]。しかし、人間と作業空間を共有し共存するロボットでは、安全柵など人間とロボットを切り離す防護策はとれない。

一方、モータのトルクやパワーなどに制限を与えることで安全性を確保する方策もある。ISOの産業環境におけるロボットの安全要求事項 [9] では、作業領域内で人間との協調運転のために設計されたロボットの制御では、リスクアセスメントによって決められた有効な動力と力が過度でないことを確認して設計させなければならないと定められている。ここで動力と力に関して、最大動力が 80[W] を超えてはならず、最大の静的な力が 150[N] を超えてはならないと定められている。

一例として、食事支援ロボット [10] では機構的なトルク制限により発生力を 5[N] 以下とすることで本質安全を達成するといった対策をとっている。

しかしこのような方策は移乗介助のような力の必要な作業には適用できない。

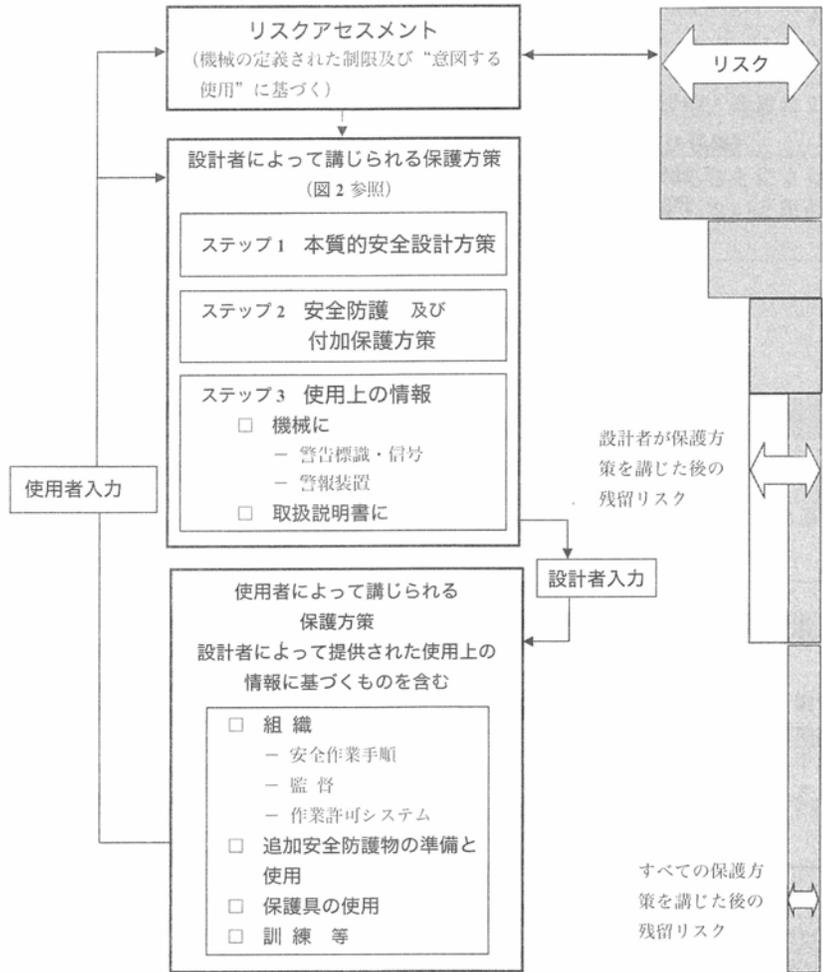


図 3 リスク低減プロセス [7]

すなわち人間と作業空間を共有し共存するロボットでは、本質安全を達成するのが困難である。

最近、介助などを目的としたパワーアシスト装置が活発に研究されている [11][12] が、これらは本質安全性において被介助者に対して問題を残している。またいわゆるウェアラブルなパワーアシスト [13] では、介助者に対しても本質安全性の点で問題を残している。

### 1.1.3 Passive robotics

従来のロボットは各関節をサーボモータで個々に駆動し、これらを協調して制御することで所望の作業を行う、いわば「 $n$  関節  $n$  自由度能動機構」であった。そのようなロボットが人間と作業空間を共有するのは、前述のように本質安全性の点で問題がある。これに対して、もし受動的にしか力を発生しないようなロボットを実現できれば、介助や作業の支援を行う上で有効である。

例えば図4に示すように、人手により重量物を持ち上げる作業を考える。この場合、図の左のように直接持ち上げるより、図の右のように斜面に沿って持ち上げる方が楽であるし安全である。これは、押し上げるのに要する力が直接持ち上げるより小さくてすみ、しかも斜面により物体の自由度が拘束されるので物体の取り扱いが簡単になるためである。

具体的な例として病院でストレッチャからベッドに患者を移乗させるようなとき、ストレッチャとベッドの間に仮想的な斜面を張ることができれば、安全で楽に移乗作業が行える。また、例えば仮想的なU字型の溝状の案内を作って溝が作る経路に沿って物体を運べば、組み立て作業のときに搬送する物体を周囲にぶつけることなく搬送することができる。このように任意の位置に受動的な拘束面（案内面）を発生できるような「ロボット」があれば、介助や搬送作業の支援が安全に実行され、作業が楽になることが期待できる。

GoswamiらはPassive Robotics[14]という概念を紹介している。これは受動的な機械要素の特性を計算機制御することで、人の作業支援を行うロボットで、代

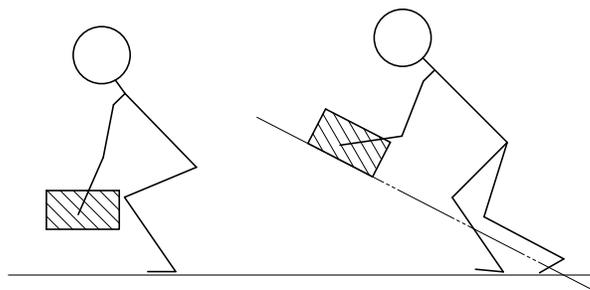


図4 人手による重量物持ち上げ作業

表的な例として Peshkin らの Cobot[15][16] が挙げられる。Cobot は 2.2.3 項で述べるように  $n$  関節のロボットの各関節間を  $n - 1$  個の無段変速機 (Continuously Variable Transmissions, 以下 CVT と呼ぶ) で結合した構成で, 変速比を適当に制御することで, 残る 1 自由度 ( $n - (n - 1) = 1$ ) について人間が与える外力により自由に動作可能となる。他の自由度は拘束されるので, 図 4 右の斜面に沿った持ち上げ動作のように受動的な拘束を得ることができる。ただし自由度は 1 なので, 斜面でなく 1 次元のレール状の自由度となる。

Cobot の最も簡単な原理を図 5 に示す。この機構は 2 自由度ロボットアームの肩と肘に滑車がそれぞれ同軸に取り付けられており, 肩側の滑車は地面に固定, 肘側の滑車は前腕に取り付けられている。滑車同士はベルトで連結されているので, 上腕を動かすと前腕が同期して動き, 手先の動きは図の破線のような軌道に機械的に拘束される。滑車の径の比により軌道は変化する。ここで滑車間の変速比を CVT により任意の値に変えれば, 手先は任意の 1 次元状の軌道上を動くことができる。Cobot の研究グループでは受動的な機械要素として上記の CVT の他, 液圧シリンダーを提案している [14]。

Cobot の研究グループ以外では, Delnondedieu ら [17] は手術用途に PADyC (Passive Arm with Dynamic Constraints) を開発している。PADyC では受動的な機械要素としてアームの関節に結合されたクラッチが採用されている。Jabre ら [18] は運動障害の人の食事自助用途に Elbow Cobot を開発している。Elbow Cobot では受動的な機械要素として, ジンバルに支持されて半球状の軌道面に沿って走行する舵角が制御されたホイールが使われている。平田ら [19] は, 歩行補助用途に RT Walker を開発している。RT Walker では受動的な機械要素として車輪に

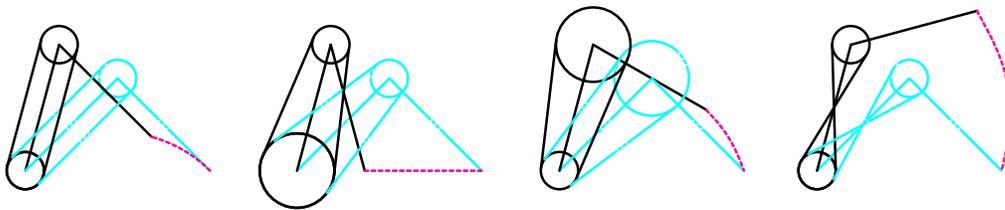


図 5 Cobot の原理 (2 関節の場合)

取り付けたパウダーブレーキを採用している．Bosscher ら [20] は，外骨格型のハプティックディスプレイとして REACH (Robotic Exoskeleton with Advanced Cobot Haptics) を開発した．REACH では受動的な機械要素として関節に取り付けた CVT が採用されている．

上記の研究ではいずれも passive robotics あるいは Cobot の名が挙げられている．これらに対し，特に Cobot，passive robotics との関連は示されていないが，passive robotics にカテゴライズできると思われるものとして下記の研究を挙げる事ができる．

ロボットの関節のバネ定数を機械的に調整可能にした研究としては，兵藤ら [21]，石川ら [22]，桂島ら [23] などが挙げられる．桂島らは差動歯車とバネを組み合わせることでコンプライアンスを調整する機構を組み込んだロボットを開発している．また山下ら [24]，早川ら [25] は拮抗型の構造に空気圧アクチュエータを組み込んでコンプライアンスを調整する機構を開発している．

ロボットの関節の粘性などを機械的に調整可能にした研究としては，Laurin-Kovitz ら [26]，森田ら [27]，Furusho ら [28] などが挙げられる．Laurin-Kovitz らは非線形バネによりコンプライアンスを可変にし，ダンパの流量を可変にして粘性を変えている．森田らの MIA (Mechanical Impedance Adjuster) では，ロボットの関節に板バネの長さを変えることでバネ定数を可変にする機構と，ブレーキの on/off を高速で行うことで擬似的に粘性を発生する機構を組み込んでいる．Furusho ら [28] はリハビリテーションや力覚提示用途に，ER (Electro-Rheological) アクチュエータを関節に組み込んだロボットを開発している．ER アクチュエータはダンパー，クラッチ，ブレーキの役目を果たす．

その他と機構として，Book ら [29] は，手術や力覚提示用途に向けて P-TER (Passive Trajectory Enhancing Robot) を開発している．P-TER では関節にブレーキとクラッチ，差動歯車を取り付けた機構を採用している．また，アームの各関節に取り付けたブレーキの on/off を適宜行うことで，あるいは各関節のメカストッパの角度をモータで適宜動かして定めることで，軌跡制限を行う軌跡規制機能付き助力アームの案を太田ら [30]，関口ら [31] が提示している．Saito ら [32] は，人と共同して重量物搬送作業を行う用途向けに MR (Magneto-Rheological)

流体を用いたクラッチを関節に組み込んだロボットを開発している。川村ら [33] は、人間の姿勢保持やトレーニングなどの用途向けに、粒体や薄い柔軟な板を詰めた柔軟容器内部を負圧にすることでアーム全体を固くしたり柔らかくしたり出来るロボット機構を開発している。

passive robotics は、人間を力学的に補助する用途の面で類似した研究分野であるパワーアシストに比べると、未だ独立した研究分野として扱われているとは言い難いものの、上記のように多くの研究がなされている。上記で挙げた研究の多くは、実際の用途としてリハビリテーション、介助、自助、トレーニング、手術の補助、作業補助、力覚提示など、人間と作業空間を共有し共存するアプリケーションを挙げている点でも共通している。

passive robotics の位置づけを図6に示す。passive robotics は、従来のロボットでは除去することができなかった危険源であるサーボモータなどのアクチュエータを除去した本質安全性を持つので、上記のような人間と作業空間を共有し共存するロボットのための有望な技術であると言える。また、従来のロボティクスを“active robotics”として相対化する新しい概念でもある。

# Robotics

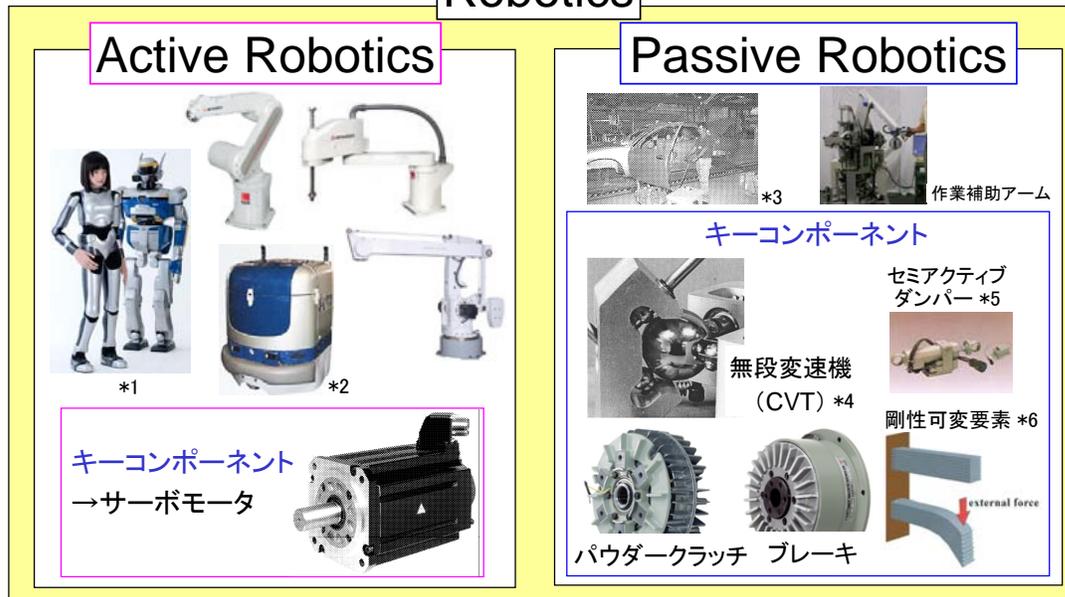


図 6 passive robotics の位置づけ (\*1:[34], \*2:[35], \*3 Cobot:[36], \*4:[15], \*5:[37], \*6:[38], その他のロボットとコンポーネント:[39])

## 1.1.4 Computing mechanism

古典的な関連研究として計算機構 (Computing mechanism)<sup>1</sup> を挙げることができる。Svoboda は計算機構 [40] という概念を紹介している。これはリンクや歯車を用いた機械式のアナログまたはデジタル計算機のこと、リンクや歯車の組み合わせを用いて加減乗除から微積分を行うもの、記憶機構や目盛り変換など様々な機構が考えられた [41]。有名な実例としてジャガード織機やバベッジの階差機関が挙げられ、第 2 次大戦中は砲弾の弾道計算などに用いられた。

トランジスタを用いたデジタル計算機が席卷した現代では計算機構には歴史的価値しかない。しかし計算機構を単に情報機器としてではなく、機械的な効果を含めて用いるなら、新たな価値が見いだせるかもしれない。すなわち計算機構で

<sup>1</sup> ここで“機構”というタームは現代のデジタル計算機の計算機アーキテクチャなどの意味ではなく、機械工学の範疇で用いている。

は、機構から変位や速度の形で取り出した出力を単に計算結果とみなすだけが、ここで取り出した変位や速度を機械的な出力として直接活用することを考える。ただし機械的な出力から所望の働きを得るために、計算機構を計算機制御することを考える。この場合、計算機構は1.1.3項で述べた passive robotics の“効果機”であると言ってもよい。

2.2.1項で詳しく述べるが、作業補助アームのコアはロボットアームの関節角速度の線形和を得る計算機構である。この機構を「線形和機構」(Linear Equation Mechanism)と呼ぶ。

## 1.2 研究の目的と意義

1.1.3項で述べたように、Cobotは1次元状の拘束に沿った動作しかできない欠点がある。これに対して本研究では、任意の2次元状の案内面(virtual guiding surface)に拘束され、その面内では人間が与えた外力により自由に動作可能なアームを新たに提案する。このアームを作業補助アーム(PAS-Arm=Passive Assist Arm)[42]と呼ぶ。作業補助アームの作業イメージを図7に示す。

作業補助アームは図7に示すように作業空間内に仮想的な斜面や曲面などの2次元状に拘束される案内面を発生させる。ユーザーはこの案内面を用いること

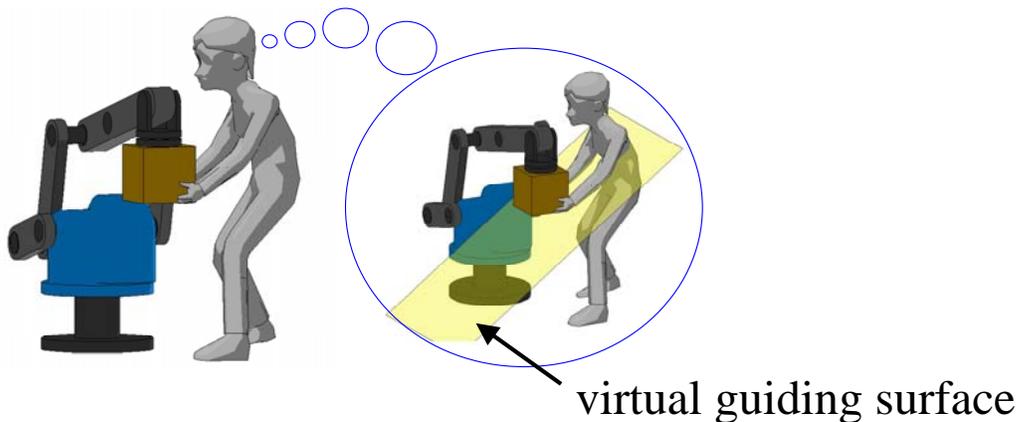


図7 作業補助アームのコンセプト

で、重量物などワークの持ち上げ/下ろし作業などを楽に安全に行うことができる。Cobot と異なりユーザーは案内面上ではワークを自由に動かすことができるので、作業の自由度が大きい。作業補助アームは、人間と作業空間を共有し共存でき、軽労化・操作容易化並びに本質安全性を達成できる人間共存型のアームである。また passive robotics の新たな一例である。作業補助アームでは受動的な機械要素としては CVT と差動機構を用いる。

作業補助アームの位置づけを示すため、表 1 に乗り物などとの比較を示す。原動機のある乗り物（オートバイ）とない乗り物（自転車）が補完しあう関係であるように、作業補助アームや Cobot は一般的なロボットやパワーアシストと補完しあう関係であると考えられる。

作業補助アームの適用例を図 8 に示す。アプリケーションとして、重量物搬送や組み立てなどの産業用途の他、介助やリハビリテーション用途が考えられる。

本研究では以上のような作業補助アームを提案し、新たに考案した作業補助アームの動作原理と機構について詳しく説明する。作業補助アームのコアは無段変速機（CVT）と差動機構の組み合わせからなる“線形和機構”である。新たに導いた CVT の設計仕様の計算方法について詳しく説明する。設計仕様は CVT の変速比の範囲と変速比を変更する速度の範囲である。これらは作業補助アームを設計する際に必要になる重要なパラメータである。また、摩擦駆動方式の CVT で用いるホイールの摩擦特性について実験的に調べた結果について述べる。以上で検討した設計方法と設計パラメータを用いて試作した試作機 1 号機とその改良版である 2 号機の設計について述べ、案内面生成の実験結果により作業補助アームの有効性を示す。

表 1 作業補助アームと乗り物等との比較

	2 輪で走行する	荷物を運ぶ	アーム
原動機あり	オートバイ	トラック	ロボット, パワーアシスト
原動機なし	自転車	リアカー	作業補助アーム, Cobot

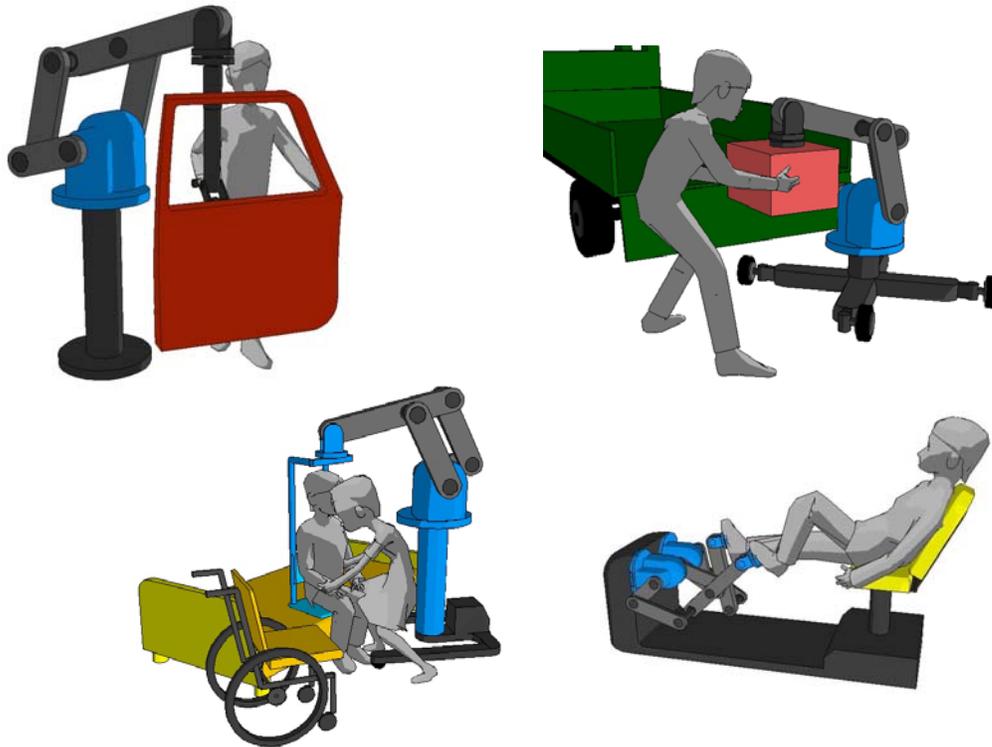


図 8 作業補助アームの用途例

### 1.3 論文の構成

本論文は以下の 6 章から構成されている。

1 章：研究背景として安全性の観点から見た従来のパワーアシストの問題点を明確にし，人間共存の点から有効と思われる関連研究として passive robotics について紹介し，本研究の位置づけと目的を述べる。

2 章：本研究で提案する作業補助アームの基本的な原理と機構，特性について説明する。また関連研究である Cobot との違いを明確にする。

3 章：作業補助アームのキーパーツである無段変速機 (CVT) に求められる特性について説明し，CVT の設計仕様を定める上で基本的なパラメータとなる，変速比と，変速比を変更する速度である変速比速度の範囲について検討する。

4 章：作業補助アームのキーパーツである CVT の具体的な機構として摩擦駆動

方式の CVT の具体的な機構を 2 案，考案し，機構の特性について検討する．また摩擦駆動方式の CVT で用いるホイールとローラ間の摩擦特性を調べる．

5 章：作業補助アームの原理を検証し，機能と性能を調べるため，試作 1 号機とその改良版である試作 2 号機を開発した．それぞれの仕様と案内面生成実験結果について述べる．

6 章：本論文を結ぶ．本研究を通して得られた成果を総括し，今後の課題と展望について述べる．

## 2. 作業補助アームの原理

### 2.1 本章の趣旨

本章では作業補助アームの基本的な原理と性質について述べる．まず無段変速機 (CVT) と差動歯車を組み合わせた“線形和機構”について説明する．これを組み込んだ作業補助アームの基本的な構成について述べ，passive robotics を適用した既存の研究である Cobot との違いを明確にする．次に作業補助アームの CVT で実現すべき変速比ベクトルを導き，その性質について述べる．最後に作業補助アームの運動学的な特性を表す可操作性楕円について述べる．

### 2.2 原理と構成

#### 2.2.1 基本的なアイデア

まず，作業補助アームの基本的な動作原理について説明する．

3 関節である作業補助アームの手先を図 9 に示すように任意の平面状の案内面に拘束し，案内面に沿って動かす場合，式 (1) が成り立つことが必要になる．

$$\mathbf{n}^T \mathbf{v} = 0 \quad (1)$$

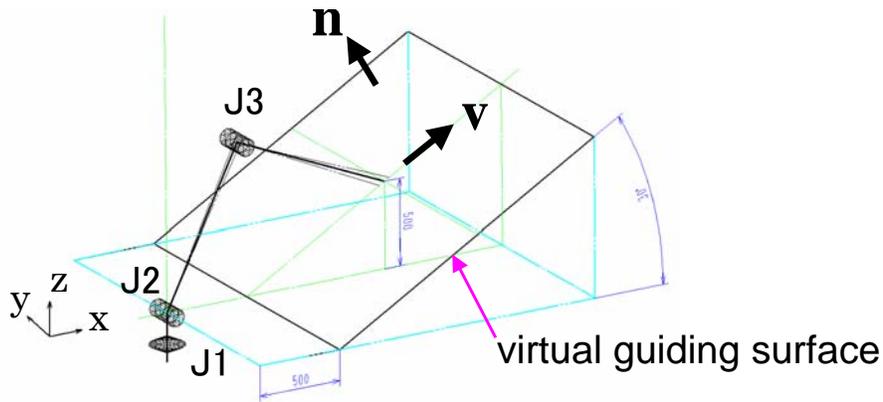


図 9 作業補助アームと案内面の幾何学的な関係

ここで  $\mathbf{n}$  は案内面に立てた法線方向ベクトルであり，単位ベクトルとする．

$$\mathbf{n} = \begin{bmatrix} n_x & n_y & n_z \end{bmatrix}^T \quad (2)$$

$$\sqrt{n_x^2 + n_y^2 + n_z^2} = 1 \quad (3)$$

また  $\mathbf{v}$  はアーム手先の速度ベクトルである．

$$\mathbf{v} = \begin{bmatrix} v_x & v_y & v_z \end{bmatrix}^T \quad (4)$$

アーム手先の速度ベクトル  $\mathbf{v}$  は

$$\mathbf{v} = \mathbf{J}(\boldsymbol{\theta})\boldsymbol{\omega} \quad (5)$$

と書くことができる．ここで  $\mathbf{J}(\boldsymbol{\theta})$  は作業補助アームの関節角  $\boldsymbol{\theta} = \begin{bmatrix} \theta_1 & \theta_2 & \theta_3 \end{bmatrix}^T$  におけるヤコビ行列で， $\boldsymbol{\omega}$  は作業補助アームの関節の角速度ベクトルである．

$$\boldsymbol{\omega} = \begin{bmatrix} \omega_1 & \omega_2 & \omega_3 \end{bmatrix}^T \quad (6)$$

式 (1) に式 (5) を代入して変形すれば次式が得られる．

$$\left( \mathbf{J}(\boldsymbol{\theta})^T \mathbf{n} \right)^T \boldsymbol{\omega} = 0 \quad (7)$$

式 (7) は関節角速度の線形和となるので次式のように書くことができる．

$$k_1\omega_1 + k_2\omega_2 + k_3\omega_3 = 0 \quad (8)$$

ここで  $\omega_j$  ( $j = 1, 2, 3$ ) は各関節の角速度， $k_j$  ( $j = 1, 2, 3$ ) は係数である．式 (8) において係数  $k_j$  ( $j = 1, 2, 3$ ) はリンク長の次元を持つが， $k_1 : k_2 : k_3$  の比のみが意味を持っている．この係数  $k_j$  ( $j = 1, 2, 3$ ) は 2.3.1 項で無次元化する．

ここで式 (8) の関係を機構的に実現することを考える．式 (8) には，関節角速度を係数倍する積の演算と，角速度間の和の演算が含まれている．そこで前者を機構的に実現するために CVT，後者を機構的に実現するために差動機構を用いる．これらを組み合わせた機構を図 10 に示す．この機構は角速度の線形和を得る機構なので，“線形和機構”(Linear Equation Mechanism) と呼ぶ．この機構

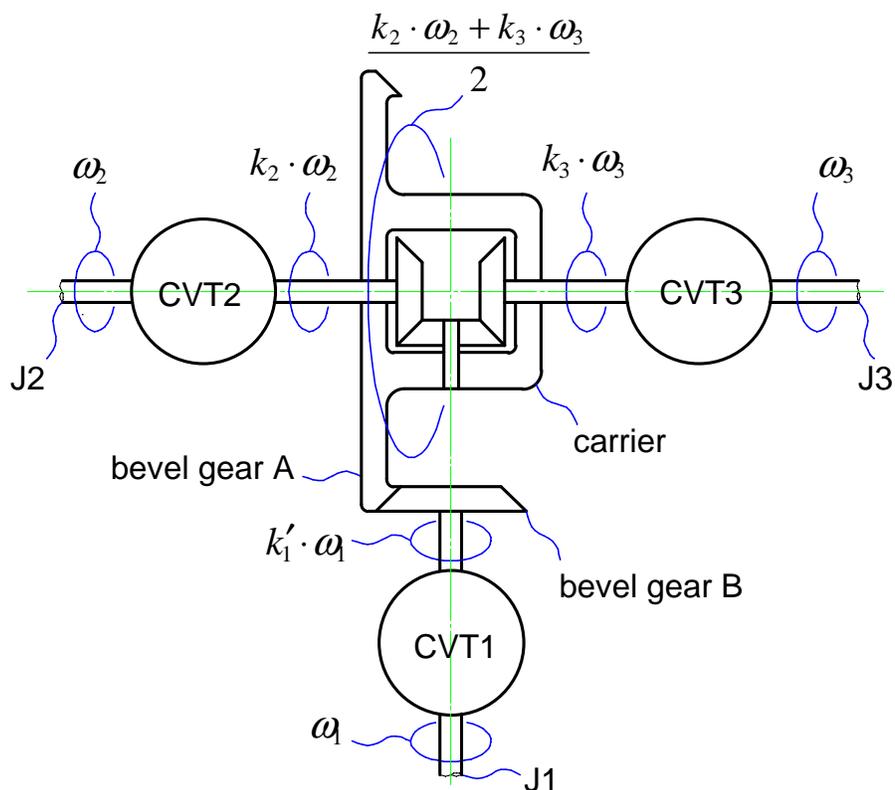


図 10 線形和機構

は 1.1.4 節で述べたように機構学の立場から見れば角速度の線形和を得る“計算機構”(Computing mechanism) [40] であると見なすこともできる。

更に線形和機構をロボットアームに組み込むことを考える。3 個の軸のうち 2 軸が同軸で、これらは他の 1 軸と直交するので、この、他の 1 軸 (図 10 の J1 軸) をロボットアームの回転軸にあてはめる。同軸の 2 軸 (図 10 の J2 軸と J3 軸) に対しては、平行リンクを用いた垂直多関節型ロボットアームで、前腕の回転軸を平行リンクを介して上腕の回転軸と同軸にできる構成が適用できる。

以上のようにして得られた作業補助アーム全体の構成を図 11 に示す。作業補助アームは平行リンク式の垂直多関節型ロボットアームの構成 (いわゆる ASEA 型の構成) で、全体が回転する J1 軸、上腕が前後する J2 軸、平行リンクにより

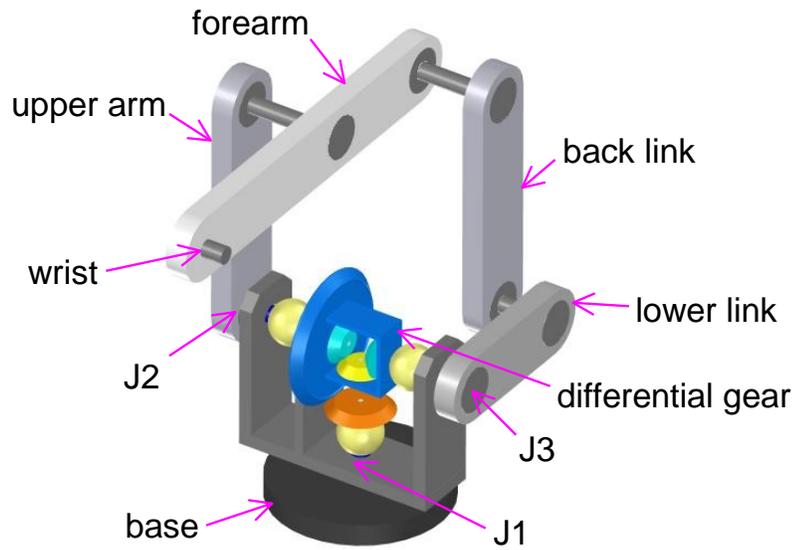


図 11 線形和機構を組み込んだアームの構成

支持された前腕が上下する J3 軸の 3 軸からなる．各リンクの長さと関節角度などを図 12 に示す．このアーム構造のヤコビ行列は

$$\mathbf{J}(\boldsymbol{\theta}) = \begin{bmatrix} -\sin \theta_1 (l_{1x} + l_2 \sin \theta_2 + l_3 \cos \theta_3) & l_2 \cos \theta_1 \cos \theta_2 & -l_3 \cos \theta_1 \sin \theta_3 \\ \cos \theta_1 (l_{1x} + l_2 \sin \theta_2 + l_3 \cos \theta_3) & l_2 \sin \theta_1 \cos \theta_2 & -l_3 \sin \theta_1 \sin \theta_3 \\ 0 & -l_2 \sin \theta_2 & -l_3 \cos \theta_3 \end{bmatrix} \quad (9)$$

となる．

図 11 に示すようにアームの 3 軸は図中，球で表した CVT を介して差動機構により結合されている．差動機構としては傘歯車を用いた一般的な差動歯車機構を用いている．通常のロボットアームのように各軸にモータが結合されておらず，関節軸がすべて，機構的に互いに結合されている点に注意のこと．

なお，作業補助アームは関節を駆動するモータがないので，万一制御装置が暴走したり，1 個または複数の CVT が故障して動作しなくなっても，アームが不用意に動くことはない．これらの場合，案内面が設定した面と違ってくるだけであり，なんらかの案内面による動作の拘束は機械的に維持される．

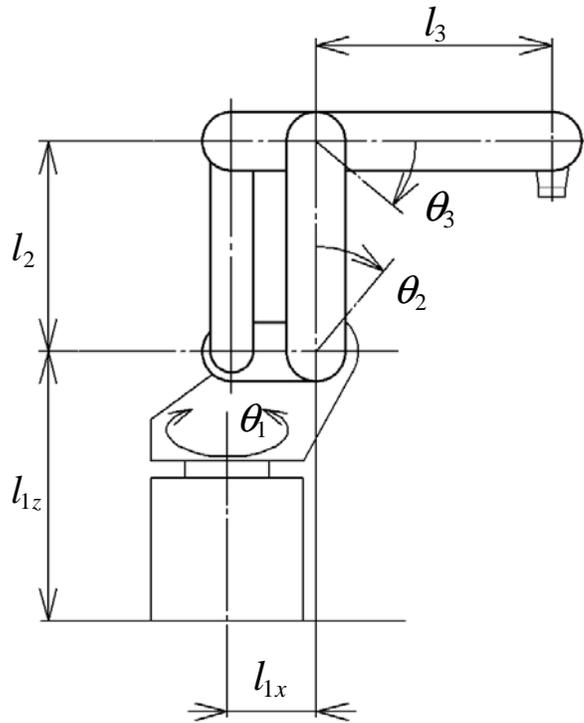


図 12 アームのリンク長と関節角

### 2.2.2 差動歯車の歯数比

線形和機構における CVT の変速比と差動歯車の歯数比の関係について述べる．図 10 を参照して，J2 軸，J3 軸の CVT を介した角速度  $k_2\omega_2$  と  $k_3\omega_3$  の和の  $1/2$  が差動歯車によりキャリアの角速度となる．一方 J1 軸の CVT を介した角速度  $k_1\omega_1$  は，傘歯車 A に対する傘歯車 B の変速比  $k_b$  を経てキャリアの角速度となるので，これらの間には次の関係が成り立つ．

$$\frac{k_2\omega_2 + k_3\omega_3}{2} = -k_b k_1 \omega_1 \quad (10)$$

ここで  $k_b = 1/2$  とすれば式 (10) は式 (8) と一致する．よって図 10 の機構の角速度の関係は式 (8) と等価であり，CVT の変速比を式 (7)，式 (8) に従って制御すれば，アーム手先は指定された面に拘束される．

なお，傘歯車の変速比  $k_b$  は必ずしも  $1/2$  でなくてもよく，任意の  $k_b$  に対して式 (10) で得られた  $k_1$  を用いて

$$k'_1 = \frac{k_1}{2k_b} \quad (11)$$

が成り立つように J1 軸の CVT の変速比を  $k'_1$  とすればよい．以後，式の煩雑さを防ぐため， $k_b = 1/2$ ， $k'_1 = k_1$  として説明を進める（5 章で述べるように試作機でも  $k_b = 1/2$  とした）

### 2.2.3 従来のロボットおよび Cobot との相違

従来の一般的なロボットアーム，passive robotics を適用した既存の研究の代表例である Cobot と，作業補助アームの違いを明確にする．図 13 に 3 関節の一般的なロボットアーム，3 関節の場合の Cobot[15]，作業補助アームの構成の違いを示す．

一般的なロボットアームは図 13 の左図に示すように各関節をそれぞれモータで駆動し，式 (5) に示すようにヤコビ行列を介して作業空間内での手先速度を制御する．

一方 3 関節の Cobot では，図 13 の中央図に示すように 3 関節間を 2 個の CVT で結合することで関節の速度間に拘束条件を与える．各関節の角速度を  $\omega_1, \omega_2,$

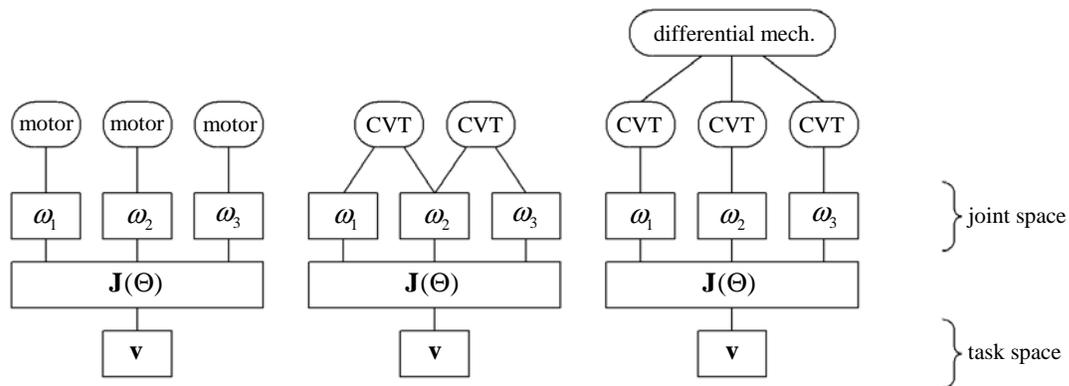


図 13 一般的なロボット，Cobot[15]，作業補助アームの相違

$\omega_3$  , CVT の変速比を  $k_1$  ,  $k_2$  とすれば拘束条件は次のようになる .

$$\omega_2 = k_1\omega_1 \quad (12a)$$

$$\omega_3 = k_2\omega_2 \quad (12b)$$

3 個の角速度に対して式 (12) の 2 個の拘束条件を与えるので , 1 個の角速度を任意に決めることができる . 結果として 3 次元の作業空間内において外力により動作可能な 1 個の受動的な自由度を得る .

それらに対し作業補助アームでは , 図 13 の右図に示すように 3 関節にそれぞれ CVT を結合し , CVT 間を差動機構により結合する . CVT の変速比を制御することにより , 関節の速度間に式 (8) のような関節角速度の線形和=0 という 1 個の拘束条件だけを与えるので , 2 個の角速度を任意に決めることができる . 結果として 3 次元の作業空間内に外力により動作可能な 2 個の受動的な自由度を得る . 従って 3 次元の作業空間内において , Cobot は 1 次元のレール状の案内を与えるのに対し , 作業補助アームは 2 次元の案内面を与える .

Peshkin らは Cobot が “ 仮想面 ” ( virtual surfaces ) を与えると述べている [15] . ここで Peshkin らは “ 面 ” (surface) というタームを自由度の次元とは独立した一般的な概念として用いており , 仮想面は必ずしも 2 次元的な面とは限らないと述べている . 上述のように Cobot は機械的には 1 個の受動的な自由度を持ち , “ ある瞬間に動ける方向 ” ( instantaneous direction of motion ) の次元は 1 である . 操作者が Cobot を所望する 2 次元面に沿って動かしたいときは , アーム手先に設けた力センサにより操作者の操作力を検出し , “ ある瞬間に動ける方向 ” が所望する 2 次元面に沿うように CVT の変速比を制御する必要がある . このため Peshkin らは Cobot の仮想面は “ シミュレーションされた面 ” ( simulated surfaces ) であると述べている .

これに対して作業補助アームが与える案内面は , 機械的に 2 個の受動的な自由度を持ち , “ ある瞬間に動ける方向 ” の次元が 2 である . Cobot を面に沿って動かすときには力センサが必須であるのに対して , 作業補助アームでは力センサは必要ない .

Book らが開発した P-TER (passive trajectory enhancing robot)[43] は , 平行リンク式アームの上腕が前後する軸と平行リンクにより支持された前腕が上下す

る軸の間に差動歯車を結合した構成である点で，作業補助アームと似ている．相違点は作業補助アームではCVTを採用しているのに対してP-TERではブレーキとクラッチを採用している点と，作業補助アームでは差動歯車の3軸をそれぞれアームの3軸に結合しているのに対して，P-TERの差動歯車は単純に二つの軸の回転方向を正転逆転させているだけで，公転軸は固定側に結合している点である．従ってP-TERでは二つの軸の動作により生じる2次元面内にCobotと同様の1次元的な拘束を与えるだけで，作業補助アームのような案内面を作ることはできない．

## 2.3 変速比ベクトル

### 2.3.1 変速比ベクトルの導出

作業補助アームのCVTで実現すべき変速比からなる変速比ベクトルを導く．式(7)の関節角速度の係数 $k_j$  ( $j = 1, 2, 3$ )を要素で書けば式(13)のようになる．

$$\mathbf{J}(\boldsymbol{\theta})^T \mathbf{n} = \begin{bmatrix} k_1 \\ k_2 \\ k_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} (n_y \cos \theta_1 - n_x \sin \theta_1)(l_{1x} + l_2 \sin \theta_2 + l_3 \cos \theta_3) \\ l_2(n_x \cos \theta_1 \cos \theta_2 + n_y \sin \theta_1 \cos \theta_2 - n_z \sin \theta_2) \\ -l_3((n_x \cos \theta_1 + n_y \sin \theta_1) \sin \theta_3 + n_z \cos \theta_3) \end{bmatrix} \quad (13)$$

式(13)を用いて変速比ベクトル $\mathbf{k}$ を次式のように定義する．

$$\mathbf{k} = \begin{bmatrix} \bar{k}_1 \\ \bar{k}_2 \\ \bar{k}_3 \end{bmatrix} = \frac{\mathbf{J}(\boldsymbol{\theta})^T \mathbf{n}}{l_R} \quad (14)$$

ここで $l_R$ はアームの“リーチ”であり，図12に示したリンク長を用いて

$$l_R = l_{1x} + l_2 + l_3 \quad (15)$$

である．

式(14)において $l_R$ で割っているのは，変速比の最大値が $l_R$ に比例することを利用して正規化するためである．詳細は3.3節で述べる．2.2.1項で述べたように式(8)の係数 $k_j$  ( $j = 1, 2, 3$ )はリンク長の次元を持っていたがリーチ $l_R$ で割る

ことで無次元化できる．以後の議論では正規化して無次元化した変速比ベクトル  $\mathbf{k}$  を用いる．

### 2.3.2 変速比相互の比

図 10 に示したように作業補助アームでは CVT を 3 個用いる．ここでは CVT の個数の冗長性について説明する．

式 (8) は各関節の角速度同士の比を与えることを意味する．ある軸の角速度を基準にすれば，その軸に対して他の軸の角速度を定めればよい．例えば  $k_1 = 1$  と定めれば式 (8) は次式のように書ける．

$$\omega_1 + k_2\omega_2 + k_3\omega_3 = 0 \quad (16)$$

式 (16) を実現する機構を単純に構成する場合，CVT は変速比  $k_2$  と  $k_3$  を実現する 2 個だけあればよく，3 個は冗長である．

しかしこの構成では， $k_1 = 0$  が必要になったときに，その動作が実現できない．このため CVT は 3 個必要になる．5.2 節で述べるように試作 1 号機の制御アルゴリズムでは，この CVT の個数の冗長性を利用している．

### 2.3.3 変速比ベクトルの微分関係

作業補助アームに用いる CVT を設計するに際して，変速比の精度と変速比を変更する速度を考える必要がある．ここでは CVT の精度と速度を考える上で必要になる変速比の微分関係を導く．

ある瞬間における法線方向ベクトルの微小変化に対する変速比の微小変化は式 (14) を用いて式 (17) のようになる．

$$\Delta \mathbf{k} = \frac{\mathbf{J}(\boldsymbol{\theta})^T \Delta \mathbf{n}}{l_R} \quad (17)$$

式 (17) から式 (18) が得られる．

$$\Delta \mathbf{n} = l_R (\mathbf{J}(\boldsymbol{\theta})^T)^{-1} \Delta \mathbf{k} \quad (18)$$

式 (18) が変速比と法線方向ベクトルの微分関係を表す式となる．ただし

$$|\mathbf{J}(\boldsymbol{\theta})| \neq 0 \quad (19)$$

とする．式 (18) により CVT の変速比の分解能に対する案内面の法線方向ベクトルの分解能を得ることができる．なお特異点近傍では変速比の誤差に対して法線方向ベクトルの誤差が急激に大きくなるので，アームの可動領域から外しておくなど注意が必要である．試作機では 5.2.1，5.3.1 項で述べるように，特異点は機構的に避ける構造としている．

一方，式 (14) の時間変化は次式のようになる．

$$\frac{d\mathbf{k}}{dt} = \left( \frac{\partial \mathbf{J}(\boldsymbol{\theta})^T}{\partial \theta_1} \omega_1 + \frac{\partial \mathbf{J}(\boldsymbol{\theta})^T}{\partial \theta_2} \omega_2 + \frac{\partial \mathbf{J}(\boldsymbol{\theta})^T}{\partial \theta_3} \omega_3 \right) \frac{\mathbf{n}}{l_R} + \frac{\mathbf{J}(\boldsymbol{\theta})^T}{l_R} \frac{d\mathbf{n}}{dt} \quad (20)$$

式 (20) の第 1 項はアームの動作に対する変速比の変化，第 2 項は案内面が曲面であるときの法線方向ベクトルの変化に対する変速比の変化を表す．案内面が平面であれば第 2 項は 0 である．

式 (20) を用いればアームの速度に対する CVT の変速する“速度”を得ることができる．この速度を“変速比速度”と呼ぶ．この式を用いて変速比速度の範囲について 3.4 節で検討する．

## 2.4 可操作性

### 2.4.1 作業補助アームの可操作性楕円

作業補助アームの運動学的な特性を表す指標として，“作業補助アームの可操作性楕円”を導く．各 CVT の差動機構側の軸の角速度ベクトル  $\boldsymbol{\omega}_g$  を図 14 に示すように

$$\boldsymbol{\omega}_g = \left[ \omega_{g1} \quad \omega_{g2} \quad \omega_{g3} \right]^T \quad (21)$$

と定める．式 (14) の変速比ベクトルからなる対角行列を変速比行列  $\mathbf{K}$  と呼ぶ．

$$\mathbf{K} = \text{diag}(\bar{k}_1, \bar{k}_2, \bar{k}_3) \quad (22)$$

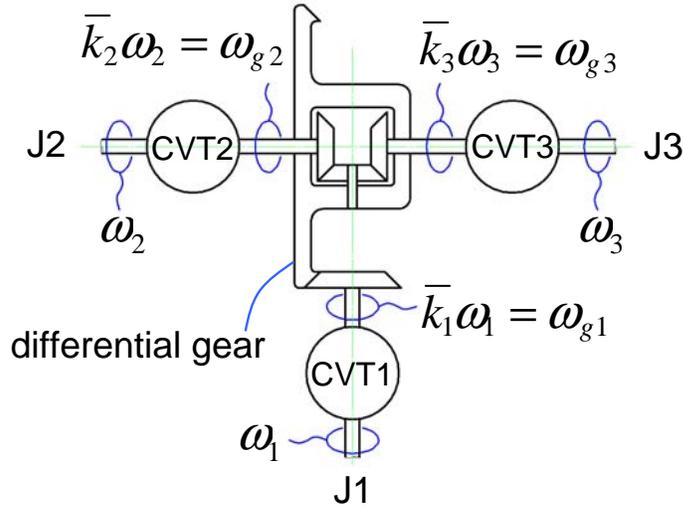


図 14 線形和機構．差動機構側の軸の角速度

式 (21) , 式 (22) を用いて次式が成り立つ .

$$\omega_g = K\omega \quad (23)$$

また式 (8) と式 (23) から次式が成り立つ .

$$\omega_{g1} + \omega_{g2} + \omega_{g3} = 0 \quad (24)$$

式 (23) の関節角速度ベクトル  $\omega$  にヤコビ行列の関係を適用すれば次式が得られる .

$$\omega_g = KJ(\theta)^{-1}v \quad (25)$$

式 (25) は作業補助アームの手先速度ベクトル  $v$  と , CVT の差動機構側の軸の角速度ベクトル  $\omega_g$  との関係を表す . 差動機構側軸の角速度ベクトルのノルムは

$$\|\omega_g\| = \omega_g^T \omega_g \quad (26)$$

となる . 式 (26) に式 (25) を代入すれば次式が得られる .

$$\|\omega_g\| = v^T (J^{-1})^T K^T K J^{-1} v = v^T (J^{-1})^T K^2 J^{-1} v \quad (27)$$

ここで  $J(\theta)$  を  $J$  と書いた .

いま , 式 (27) に対して  $\|\omega_g\| \leq 1$  を満たし , かつ式 (24) を満たすような差動機構側の軸の角速度ベクトルを考え , これを用いて実現しうる手先速度  $v$  のすべてからなる集合を “ 作業補助アームの可操作性楕円 ” と呼ぶ . 図 11 のような関節配置を持つ 3 自由度のロボットアームでは可操作性楕円体 [45] は 「楕円体」 であるのに対し , 作業補助アームでは案内面に含まれる 「楕円」 である点に注意されたい .

図 15 に作業補助アームのリンク長の一例を示す . これは試作 1 号機のリンク長である (5.2 節参照) . 図 15 に作業補助アームで用いる座標系も記入した . アームの前後方向を  $x$  軸としてアームの前方を正 , 左右方向を  $y$  軸として , 上下方向を  $z$  としている (この座標系は JISB8437[44] のベース座標系に基づく)

図 15 の作業補助アームに関する可操作性楕円の例を図 16 に示す . 図中 , 濃い色の楕円が作業補助アームの可操作性楕円である . 一方 , 薄い色の楕円は同

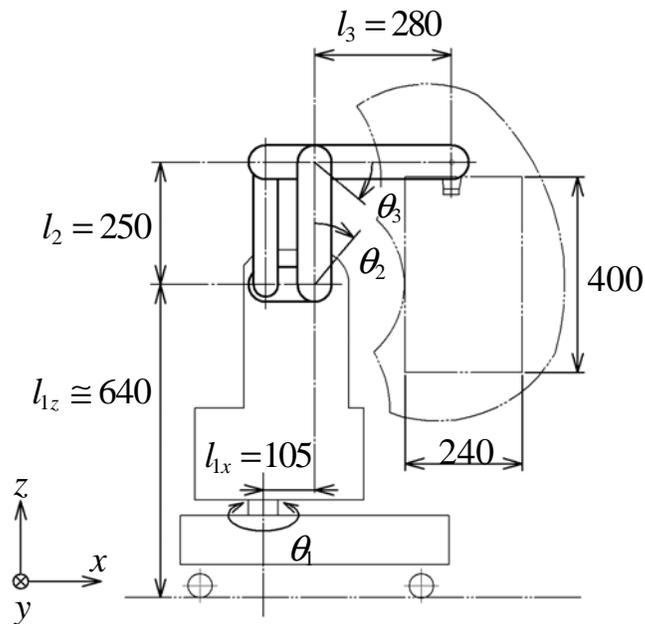


図 15 アーム寸法の例と座標系

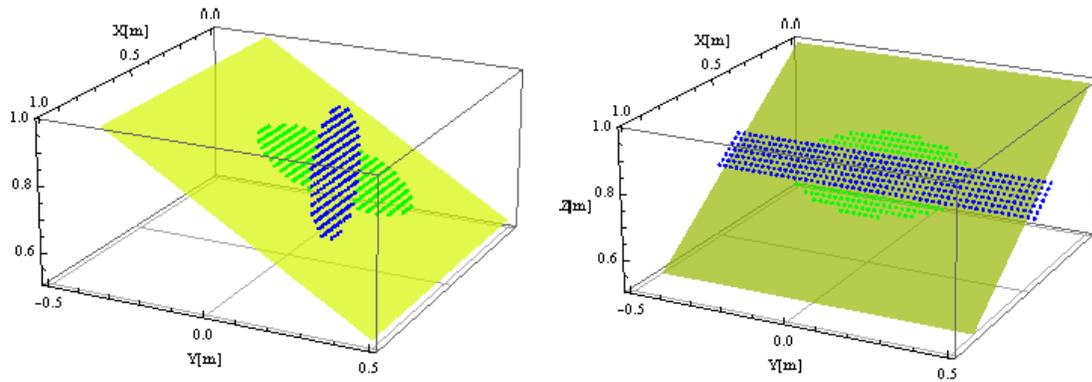


図 16 作業補助アームの可操作性楕円

構成同寸法同姿勢のロボットアームに関する可操作性楕円体を作業補助アームの案内面（薄い色で描いた面）で切断した断面である．図 16 の左図と右図では，アームの姿勢は同じで案内面の角度だけが異なる．アームの関節角は  $\theta = \begin{bmatrix} 0 & \pi/12 & \pi/6 \end{bmatrix}^T$  で，左図，右図の案内面の法線方向ベクトルはそれぞれ  $\mathbf{n} = \begin{bmatrix} 0 & \cos(\pi/3) & \sin(\pi/3) \end{bmatrix}^T$  ,  $\mathbf{n} = \begin{bmatrix} \cos(\pi/3) & 0 & \sin(\pi/3) \end{bmatrix}^T$  としている．左図はアームの左右方向，右図はアームの前後方向の斜面である．なお左図と右図で作業補助アームの可操作性楕円のスケール，従来の可操作性楕円体のスケールはそれぞれ同じだが，両楕円のスケールは異なる．

式 (13) に図 15 のリンク長と上記の関節角  $\theta$  ，各案内面の法線方向ベクトル  $\mathbf{n}$  を代入して図 16 の CVT の変速比ベクトル  $\mathbf{k}$  を計算すれば，それぞれ

$$\mathbf{k} = \begin{bmatrix} 0.324 & -0.088 & -0.331 \end{bmatrix}^T$$

$$\mathbf{k} = \begin{bmatrix} 0 & -0.102 & -0.441 \end{bmatrix}^T$$

となる．図 16 左図の変速比には 0 が含まれているため，作業補助アームの可操作性楕円は主軸半径の長い方向は無限大となって，2 本の平行線となる．これは J1 軸の CVT の変速比  $k_1$  が 0 になり，対応する差動機構側の軸の角速度  $\omega_{g1}$  が 0 になることを意味する．このときのアームの姿勢は特異点ではないので，主軸半径の短い方向の長さは 0 にはならず，2 本の平行線の間隔になる．

## 2.4.2 CVT と可操作性

作業補助アームの可操作性楕円と，CVT の変速比との関係について述べる．

作業補助アームの可操作性楕円では，主軸半径の長い方向は変速比が小さいために差動機構側軸が低速で回転する方向であり，短い方向は変速比が大きいため差動機構側軸が高速で回転する方向である．

ただしここで言う変速比は式 (27) を参照して，ヤコビ行列により算出される手先速度と関節角速度の間の速度関係と，作業補助アームの CVT の変速比  $v$  の両者から得られる値である．従ってロボットアームの可操作性楕円体とは異なり，図 16 に示すようにアームの姿勢が同じであっても案内面の傾きにより作業補助アームの可操作性楕円の形状は変化する．

従来 of ロボットアームの可操作性楕円体の観点からは，楕円の主軸半径が長い方向は手先速度が出しやすい方向，短い方向は手先速度が出にくい方向であった．「作業補助アームの可操作性楕円」では上記の傾向に加え，楕円の主軸半径が長い方向では変速比  $k$  の絶対値が小さくなるので CVT は関節角速度に対して差動機構側の軸を相対的に減速し，逆に楕円の主軸半径が短い方向では変速比  $k$  の絶対値が大きくなるので CVT は関節角速度に対して差動機構側の軸を相対的に増速する．

## 2.5 本章の結論

本章では作業補助アームの基本的な原理と性質について述べた．

作業補助アームは，無段変速機 (CVT) と差動歯車を組み合わせた“線形和機構”を組み込んだ平行リンク式の 3 関節垂直多関節型アームの構造を持つ．CVT の変速比を制御することで，設定した案内面に沿った方向にのみ動作可能で，案内面からはずれる方向には動作できない．

受動的な機械要素を計算機制御することで所望の動きを得る *passive robotics* を適用した関連研究である *Cobot* との違いは，*Cobot* は 1 次元のレール状の案内を与えるのに対し，作業補助アームは 2 次元の案内面を与える点である．

CVT の変速比はアームの関節角度と案内面に立てた法線方向ベクトルから計算される．CVT の変速比から構成される変速比ベクトルを導き，変速比ベクトルの微分関係について説明した．変速比ベクトルの微分関係により，変速比の分解能に対する案内面の法線方向ベクトルの分解能，アームの動作に対する変速比の変化（変速比速度），案内面が曲面であるときの法線方向ベクトルの変化に対する変速比の変化を導いた．

また，作業補助アームの運動学的な特性として可操作性を考え，可操作性の指標となる“作業補助アームの可操作性楕円”を導いた．作業補助アームの可操作性楕円はアームの関節角度と法線方向ベクトルから計算され，楕円の主軸半径が長い方向は変速比の絶対値が小さくアームが動かしやすい方向となる．

## 3. CVT に求められる特性

### 3.1 本章の趣旨

作業補助アームでは CVT (無段変速機) がいわばキーパーツである。作業補助アームの設計に当たっては, CVT に求められる特性を明らかにし, CVT の仕様を定める必要がある。設計上必要になるのは, CVT で実現すべき変速比の範囲と, アームの動作に伴い変速比を変化させる速度である。そこで本章では, CVT に求められる特性について検討し, 各関節の CVT の変速比の最大・最小値, および各関節の CVT の変速比を変化させる速度 (変速比速度) の最大・最小値について検討する。

### 3.2 一般的な特性

作業補助アームに用いる CVT には以下の特性が要求される。

1. 速度の比のみを結合し, 変位に対しては拘束を与えない。すなわち速比を変化させても変位の関係は変化しない。
2. 変速比は正から 0 を通って負まで。すなわち正転から逆転まで滑らかに変化する。変速比 0, すなわち入力回転しても出力が回転しない状態を作れる。
3. 動作中も停止中も変速可能である。
4. 変速に要するパワーが入力軸, 出力軸に出てこない。
5. 変速に要するパワーが少ない。
6. 過大な外力に対して軸の位相が変化したり, 変速比が変化したりしない。

以上のうち, 1, 2, 3, 4 は必須の条件であり, 更に 5, 6 も満たすことが望ましい。Peshkin らが Cobots[15] で用いている CVT はこれらの条件を条件 6 以外は満たしている。

ここで条件1について説明する．CVTの入出力軸の角度（軸が回転軸の場合）または位置（軸が直動軸の場合）をCVTの変位と呼ぶ．CVTのある時刻における入力軸変位を $\theta_{in}$ ，出力軸変位を $\theta_{out}$ ，変速比を $k$ ，微小時間後の入力軸の変位の変化量を $\Delta\theta$ ，変速比の変化量を $\Delta k$ とする．このとき条件1では，微小時間後の出力軸の変位は $\theta_{out} + (k + \Delta k)\Delta\theta$ になる．現在の時刻からの微小時間後の出力軸の変位の変化量 $\theta_{out} + (k + \Delta k)\Delta\theta - \theta_{out} = (k + \Delta k)\Delta\theta$ は，現在の時刻における入力軸変位 $\theta_{in}$ ，出力軸変位 $\theta_{out}$ とは関係がなく，変速比 $k$ ，微小時間後の入力軸の変位の変化量 $\Delta\theta$ ，変速比の変化量 $\Delta k$ だけに關係する．

テコの腕の長さを可変にすることで腕の移動量の比を可変にするような構成のCVTでは，腕の長さを変化させれば必ず変位に影響を与えるので，上記の条件1を満たさない．図5のような，プーリの径を可変にしたCVTでも同様である．なお，これらの構成のCVTは一般的に条件2も満たさない．

条件2は式(13)で変速比 $k$ が正，負の値も0も取りうるために必要になる．またアームが停止中に法線方向ベクトル $\mathbf{n}$ を変えた場合，式(13)において変速比 $k$ が大きく変わることがあり得るので条件3が必要になる．

条件4については，アームが人間に逆らって能動的に力を発生しないために，変速に要するパワーが出力軸に出てこないことが必要であることを意味する．

1から3までの条件は，2入力1出力の差動機構において，片側の入力にモータの動力を与えることでも実現できる．Krügerら[46]は差動機構をCVTのように用いたアシストアームを開発している．CVTは本来，入力速度に対して変速比の積の演算を行う機構だが，差動機構は速度の和の演算を行う機構である．従って差動機構を用いて入力速度に対する出力速度を変化させる方法は疑似的な変速となる．しかし4，5の条件からこの方式は採用するのは好ましくない．

条件6については，アームに過大な荷重がかかったときにCVTが滑った場合，軸同士の変位の關係が崩れ，作業補助アームを所望の面に拘束することができなくなるのを避けるため必要になる．

### 3.3 変速比の範囲

CVT の方式によらず，CVT を設計する際には，実現できる CVT の範囲を仕様として与える必要がある．そこで J1, J2, J3 軸 CVT の変速比  $k_1, k_2, k_3$  の範囲について検討する．式 (13) を微分して極値を求めることで変速比の範囲を計算する．

#### 3.3.1 J1 軸の変速比

式 (13) の  $k_1$  において，式の後半における絶対値の最大値は明らかに  $l_{1x} + l_2 + l_3$  である．そこで式 (13) の  $k_1$  において式の前半を  $k_{1a}$  とし，以後これを調べる．

$$k_{1a} = -n_x \sin \theta_1 + n_y \cos \theta_1 \quad (28)$$

$k_{1a}$  を J1 軸の関節角  $\theta_1$  で微分する．

$$\frac{\partial k_{1a}}{\partial \theta_1} = -n_x \cos \theta_1 - n_y \sin \theta_1 \quad (29)$$

式 (29) を 0 とおき  $\theta_1$  について解けば次式のようになる．

$$\theta_1 = \pm \arccos \frac{n_y}{\sqrt{n_x^2 + n_y^2}} \quad (30a)$$

$$\theta_1 = \pm \arccos \frac{-n_y}{\sqrt{n_x^2 + n_y^2}} \quad (30b)$$

ここで式 (28) の  $k_{1a}$  には  $k_z$  が含まれていないので，式 (28) の最大最小を求める場合には  $n_z$  を 0 とおけばよいことから，ここでは式 (3) の条件は式 (31) のようになる．

$$\sqrt{n_x^2 + n_y^2} = 1 \quad (31)$$

式 (30a) または (30b) と，式 (31) を式 (28) に代入すれば，式 (30a)，(30b) に対応してそれぞれ次の式が得られる．

$$k_{1a} = 1 - n_x^2 \mp n_x \sqrt{n_x^2} \quad (32a)$$

$$k_{1a} = -1 + n_x^2 \mp n_x \sqrt{n_x^2} \quad (32b)$$

$n_x \geq 0$  のとき，式 (32a) は復号に対してそれぞれ次のようになる．

$$k_{1a} = 1 - n_x^2 - n_x \sqrt{n_x^2} = 1 - 2n_x^2 \quad (33a)$$

$$k_{1a} = 1 - n_x^2 + n_x \sqrt{n_x^2} = 1 \quad (33b)$$

$n_x \geq 0$  のとき，式 (32b) は復号に対してそれぞれ次のようになる．

$$k_{1a} = -1 + n_x^2 - n_x \sqrt{n_x^2} = -1 \quad (34a)$$

$$k_{1a} = -1 + n_x^2 + n_x \sqrt{n_x^2} = -1 + 2n_x^2 \quad (34b)$$

$n_x < 0$  のとき，式 (32a) は復号に対してそれぞれ次のようになる．

$$k_{1a} = 1 - n_x^2 - n_x \sqrt{n_x^2} = 1 \quad (35a)$$

$$k_{1a} = 1 - n_x^2 + n_x \sqrt{n_x^2} = 1 - 2n_x^2 \quad (35b)$$

$n_x < 0$  のとき，式 (32b) は復号に対してそれぞれ次のようになる．

$$k_{1a} = -1 + n_x^2 - n_x \sqrt{n_x^2} = -1 + 2n_x^2 \quad (36a)$$

$$k_{1a} = -1 + n_x^2 + n_x \sqrt{n_x^2} = -1 \quad (36b)$$

結局  $-1 \leq n_x \leq 1$  において， $k_{1a}$  の最大最小は式 (33) ~ (36) より 1 と -1 になる．  
よって変速比  $k_1$  の範囲は

$$-(l_{1x} + l_2 + l_3) \leq k_1 \leq l_{1x} + l_2 + l_3 \quad (37)$$

となる．ここで  $(l_{1x} + l_2 + l_3)$  は図 12 に示すようにアームのリーチ，すなわち上腕と前腕を水平に伸ばしきったときの旋回軸 J1 から手首までの水平距離に相当する．

### 3.3.2 J2 軸の変速比

式 (13) で得た J2 軸の変速比  $k_2$  を各関節角で微分する．

$$\begin{bmatrix} \partial k_2 / \partial \theta_1 \\ \partial k_2 / \partial \theta_2 \\ \partial k_2 / \partial \theta_3 \end{bmatrix} = - \begin{bmatrix} l_2(n_x \sin \theta_1 \cos \theta_2 - n_y \cos \theta_1 \cos \theta_2) \\ l_2(n_x \cos \theta_1 \sin \theta_2 + n_y \sin \theta_1 \sin \theta_2 + n_z \cos \theta_2) \\ 0 \end{bmatrix} \quad (38)$$

変速比  $k_2$  の極値を求めるため，式 (3) と，式 (38) を 0 とおき連立させて法線方向ベクトルについて解くと次式のようになる．

$$\begin{bmatrix} n_x \\ n_y \\ n_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \pm \cos \theta_1 \cos \theta_2 \\ \pm \sin \theta_1 \cos \theta_2 \\ \mp \sin \theta_2 \end{bmatrix} \quad (39)$$

これを式 (13) の  $k_2$  に代入すると次式が得られる．

$$k_2 = \pm l_2 \quad (40)$$

よって J2 軸の変速比  $k_2$  の範囲は

$$-l_2 \leq k_2 \leq l_2 \quad (41)$$

となる．これは図 12 に示すように上腕の長さに相当する．

### 3.3.3 J3 軸の変速比

J2 軸の場合と同様に式 (13) で得た J3 軸の変速比  $k_3$  を各関節角で微分する．

$$\begin{bmatrix} \partial k_3 / \partial \theta_1 \\ \partial k_3 / \partial \theta_2 \\ \partial k_3 / \partial \theta_3 \end{bmatrix} = - \begin{bmatrix} l_3(n_x \sin \theta_1 \sin \theta_3 - n_y \cos \theta_1) \\ 0 \\ l_3((n_x \cos \theta_1 + n_y \sin \theta_1) \cos \theta_3 - n_z \sin \theta_3) \end{bmatrix} \quad (42)$$

変速比  $k_3$  の極値を求めるため，式 (3) と，式 (42) を 0 とおき連立させて法線方向ベクトルについて解くと次式のようになる．

$$\begin{bmatrix} n_x \\ n_y \\ n_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \pm \cos \theta_1 \sin \theta_3 \\ \pm \sin \theta_1 \sin \theta_3 \\ \pm \cos \theta_3 \end{bmatrix} \quad (43)$$

これを式 (13) の  $k_3$  に代入すると次式が得られる．

$$k_3 = \mp l_3 \quad (44)$$

よって J3 軸の変速比  $k_3$  の範囲は

$$-l_3 \leq k_3 \leq l_3 \quad (45)$$

となる．これは図 12 に示すように前腕の長さに相当する．

### 3.3.4 変速比の範囲と正規化

式(13)を微分して極値を求めることで、J1、J2、J3軸 CVT の変速比  $k_1, k_2, k_3$  の範囲を得た。式(37)、(41)、(45)より、各軸の変速比  $k_1, k_2, k_3$  の範囲相互の比は、順にアームのリーチ  $l_{1x} + l_2 + l_3$ 、上腕の長さ  $l_2$ 、前腕の長さ  $l_3$  の比となることがわかった。

これらのうち、最大値はアームのリーチ  $l_{1x} + l_2 + l_3$  なので、2.3.1項で述べたように式(13)で得た変速比を式(14)に示すようにアームのリーチ  $l_R = l_{1x} + l_2 + l_3$  で割れば無次元化と正規化ができ、正規化した変速比の範囲を  $-1 \leq \bar{k} \leq 1$  とすることができる。正規化した各軸 CVT の変速比  $\mathbf{k} = [\bar{k}_1 \quad \bar{k}_2 \quad \bar{k}_3]^T$  の範囲は次のようになる。

$$-1 \leq \bar{k}_1 \leq 1 \quad (46a)$$

$$-\frac{l_2}{l_R} \leq \bar{k}_2 \leq \frac{l_2}{l_R} \quad (46b)$$

$$-\frac{l_3}{l_R} \leq \bar{k}_3 \leq \frac{l_3}{l_R} \quad (46c)$$

この知見は作業補助アームの解析、機構設計時や制御プログラムの作成時に極めて有効である。

### 3.4 変速比速度の最大値

CVT の方式によらず CVT を設計する際には、アームの動作に伴い変化すべき変速比の変化する速度である“変速比速度”を仕様として与える必要がある。そこで変速比速度の最大値について検討する。式(20)を用いればアームの角速度に対する CVT の変速比速度を得ることができる。以下で式(20)の第1項から J1、J2、J3 軸 CVT の変速比速度の最大値最小値を導く。

### 3.4.1 J1 軸の変速比速度

式(20)の第1項を変形していく．まず関節角速度を消去する．変速比速度は式(20)のように関節角速度に関連する．そこで関節角速度が

$$\|\boldsymbol{\omega}\| = \sqrt{\omega_1^2 + \omega_2^2 + \omega_3^2} = 1 \quad (47)$$

を満たす条件下で変速比速度の最大値を求めることにする．式(47)より式(48)が得られる．

$$\omega_3 = \pm \sqrt{1 - \omega_1^2 - \omega_2^2} \quad (48)$$

式(20)の第1項の中の1項目を次のように書く．

$$\frac{d\bar{k}_1}{dt} = A_1\omega_1 + B_1\omega_2 + C_1\omega_3 \quad (49)$$

ただし以下のようにおいた．

$$A_1 = -\frac{n_1 L}{l_R} \quad (50a)$$

$$B_1 = \frac{n_2 l_2 c_2}{l_R} \quad (50b)$$

$$C_1 = -\frac{n_2 l_3 s_3}{l_R} \quad (50c)$$

$$n_1 = n_x c_1 + n_y s_1 \quad (51a)$$

$$n_2 = n_y c_1 - n_x s_1 \quad (51b)$$

$$L = l_{1x} + l_2 s_2 + l_3 c_3 \quad (52)$$

$$s_i = \sin(\theta_i) \quad (i = 1, 2, 3) \quad (53a)$$

$$c_i = \cos(\theta_i) \quad (i = 1, 2, 3) \quad (53b)$$

また， $\bar{k}_1$  は 3.3.4 項で述べたように  $k_1$  を正規化したものである．

式(49)に式(48)を代入して  $\omega_3$  を消去し，極値を得るため  $\omega_1$  並びに  $\omega_2$  で微分して0とおき，それぞれ  $\omega_1, \omega_2$  について解く．同様に式(49)から  $\omega_1$  を消去，

または  $\omega_2$  を消去し,  $\omega_2, \omega_3$ , または  $\omega_1, \omega_3$  について解く. これらの解をまとめれば次のようになる (復号任意).

$$\omega_1 = \pm \frac{A_1}{\sqrt{A_1^2 + B_1^2 + C_1^2}} \quad (54a)$$

$$\omega_2 = \pm \frac{B_1}{\sqrt{A_1^2 + B_1^2 + C_1^2}} \quad (54b)$$

$$\omega_3 = \pm \frac{C_1}{\sqrt{A_1^2 + B_1^2 + C_1^2}} \quad (54c)$$

これらを式 (49) に代入することで関節角速度を消去し, 整理すると次のようになる (復号任意).

$$\frac{d\bar{k}_1}{dt} = \frac{\pm n_1^2 L^2 \pm n_2^2 l_2^2 c_2^2 \pm n_2^2 l_3^2 s_3^2}{l_R \sqrt{n_1^2 L^2 + n_2^2 (l_2^2 c_2^2 + l_3^2 s_3^2)}} \quad (55)$$

式 (55) の復号の組み合わせの中で最大・最小値は, それぞれ符号がすべて正, 符号がすべて負の組み合わせなので, 次のようになる.

$$\frac{d\bar{k}_1}{dt} = \pm \frac{\sqrt{n_1^2 L^2 + n_2^2 (l_2^2 c_2^2 + l_3^2 s_3^2)}}{l_R} \quad (56)$$

式 (51a), (51b) はベクトル  $(n_x, n_y)$  を  $-\theta_1$  だけ回転したことを意味するので, 式 (3) より次式が成り立つ.

$$n_1^2 + n_2^2 = 1 \quad (57)$$

ここで式 (56) を目的関数, 式 (57) を制約条件として以下の関数を考え, ラグランジュ乗数法を適用して J1 軸の変速比速度  $d\bar{k}_1/dt$  を極値にする  $n_1, n_2$  の組を求める.

$$F_1(n_1, n_2, \lambda) = \frac{\sqrt{n_1^2 L^2 + n_2^2 (l_2^2 c_2^2 + l_3^2 s_3^2)}}{l_R} + \lambda(n_1^2 + n_2^2 - 1) \quad (58)$$

ここで  $\lambda$  はラグランジュ乗数である.

得られた  $n_1, n_2$  の組は  $(\pm 1 \ 0)$  または  $(0 \ \pm 1)$  となる. ここで式 (56) の  $n_1$  と  $n_2$  の係数に着目する.  $n_1$  の係数は  $L^2 = (l_{1x} + l_2 s_2 + l_3 c_3)^2$ ,  $n_2$  の係数は  $l_2^2 c_2^2 + l_3^2 s_3^2$  なので, 前者の最大値は  $(l_{1x} + l_2 + l_3)^2$ , 後者の最大値は  $l_2^2 + l_3^2$  となるので, 明らかに前者の方が大きい.

従って上で得た  $n_1, n_2$  の組を式 (56) に代入すれば, 結局, J1 軸の変速比速度の最大・最小値は  $n_1, n_2$  の組が  $(\pm 1 \ 0)$  の場合となり

$$\text{Max} \left( \frac{d\bar{k}_1}{dt} \right) = \text{Max} \left( \frac{l_{1x} + l_2 s_2 + l_3 c_3}{l_R} \right) = 1 \quad (59a)$$

$$\text{Min} \left( \frac{d\bar{k}_1}{dt} \right) = \text{Min} \left( -\frac{l_{1x} + l_2 s_2 + l_3 c_3}{l_R} \right) = -1 \quad (59b)$$

となる. ただし  $\theta_2 = \pi/2[\text{rad}]$ ,  $\theta_3 = 0 [\text{rad}]$  とする. よって以下が得られる.

$$-1 \leq \frac{d\bar{k}_1}{dt} \leq 1 \quad (60)$$

### 3.4.2 J2 軸の変速比速度

J1 軸とほぼ同様の手順で導く. 式 (20) の第 1 項の中の 2 項目を次のように書く.

$$\frac{d\bar{k}_2}{dt} = A_2 \omega_1 + B_2 \omega_2 + C_2 \omega_3 \quad (61)$$

ただし次のようにおいた.

$$A_2 = B_1 = \frac{n_2 l_2 c_2}{l_R} \quad (62a)$$

$$B_2 = -\frac{l_2 (n_z c_2 + n_1 s_2)}{l_R} \quad (62b)$$

$$C_2 = 0 \quad (62c)$$

ここで式 (51a), (51b), (53a), (53b) も用いている.  $\bar{k}_2$  は 3.3.4 項で述べたように  $k_2$  を正規化したものである.

式 (47) と式 (61), (62c) より次式が得られる.

$$\omega_2 = \pm \sqrt{1 - \omega_1^2} \quad (63)$$

式 (61) に式 (63) を代入して  $\omega_2$  を消去し, 極値を求めるため  $\omega_1$  で微分した式を 0 とおき,  $\omega_1$  について解く. 同様にして式 (61) から  $\omega_1$  を消去して  $\omega_2$  について解

く．これらの解をまとめれば次のようになる（復号任意）

$$\omega_1 = \pm \frac{A_2}{\sqrt{A_2^2 + B_2^2}} \quad (64a)$$

$$\omega_2 = \pm \frac{B_2}{\sqrt{A_2^2 + B_2^2}} \quad (64b)$$

これらを式 (61) に代入して関節角速度を消去し，整理すると次のようになる（復号任意）．

$$\frac{d\bar{k}_2}{dt} = \frac{l_2(\pm n_2^2 c_2^2 \pm (n_z c_2 + n_1 s_2)^2)}{l_R \sqrt{n_2^2 c_2^2 + (n_z c_2 + n_1 s_2)^2}} \quad (65)$$

式 (65) の復号の組み合わせの中で最大・最小値は，それぞれ符号がすべて正，符号がすべて負の組み合わせなので，次のようになる．

$$\frac{d\bar{k}_2}{dt} = \pm \frac{l_2 \sqrt{n_2^2 c_2^2 + (n_z c_2 + n_1 s_2)^2}}{l_R} \quad (66)$$

また式 (3) と式 (51a)(51b) より次式が成り立つ．

$$n_1^2 + n_2^2 + n_z^2 = 1 \quad (67)$$

ここで式 (66) を目的関数，式 (67) を制約条件として以下の関数を考え，ラグランジュ乗数法を適用して  $d\bar{k}_2/dt$  を極値にする  $n_1, n_2, n_z$  を求める．

$$F_2(n_1, n_2, n_z, \lambda) = \frac{l_2 \sqrt{n_2^2 c_2^2 + (n_z c_2 + n_1 s_2)^2}}{l_R} + \lambda(n_1^2 + n_2^2 + n_z^2 - 1) \quad (68)$$

ここで  $\lambda$  はラグランジュ乗数である．

得られた  $n_1, n_2, n_z$  の組は  $(0 \pm 1 0)$  または  $(\pm s_2 0 \pm c_2)$  となる（復号同順）．これらを式 (66) に代入すれば，J2 軸の変速比速度の最大・最小値は  $n_1, n_2, n_z$  の組が  $(\pm s_2 0 \pm c_2)$  の場合となり

$$Max \left( \frac{d\bar{k}_2}{dt} \right) = \frac{l_2}{l_R} \quad (69a)$$

$$Min \left( \frac{d\bar{k}_2}{dt} \right) = -\frac{l_2}{l_R} \quad (69b)$$

となる．よって以下が得られる．

$$-\frac{l_2}{l_R} \leq \frac{d\bar{k}_2}{dt} \leq \frac{l_2}{l_R} \quad (70)$$

### 3.4.3 J3 軸の変速比速度

J2 軸とほぼ同様の手順で導く．式 (20) の第 1 項の中の 3 項目を次のように書く．

$$\frac{d\bar{k}_3}{dt} = A_3\omega_1 + B_3\omega_2 + C_3\omega_3 \quad (71)$$

ただし次のようにおいた．

$$A_3 = C_1 = -\frac{n_2 l_3 s_3}{l_R} \quad (72a)$$

$$B_3 = 0 \quad (72b)$$

$$C_3 = \frac{l_3(n_z s_3 - n_1 c_3)}{l_R} \quad (72c)$$

ここで式 (51a) , (51b) , (53a) , (53b) も用いている． $\bar{k}_3$  は 3.3.4 項で述べたように  $k_3$  を正規化したものである．

式 (47) と式 (71) , (72b) より次式が得られる．

$$\omega_3 = \pm\sqrt{1 - \omega_1^2} \quad (73)$$

式 (71) に式 (73) を代入して  $\omega_3$  を消去し，極値を求めるため  $\omega_1$  で微分した式を 0 とおき， $\omega_1$  について解く．同様に式 (71) から  $\omega_1$  を消去して  $\omega_3$  について解く．これらの解をまとめれば次のようになる（復号任意）

$$\omega_1 = \pm\frac{A_3}{\sqrt{A_3^2 + C_3^2}} \quad (74a)$$

$$\omega_2 = \pm\frac{C_3}{\sqrt{A_3^2 + C_3^2}} \quad (74b)$$

これらを式 (71) に代入して関節角速度を消去し，整理すると次のようになる（復号任意）．

$$\frac{d\bar{k}_3}{dt} = \frac{l_3(\pm n_2^2 s_3^2 \pm (n_1 c_3 - n_z s_3)^2)}{l_R \sqrt{n_2^2 s_3^2 + (n_1 c_3 - n_z s_3)^2}} \quad (75)$$

式 (75) の復号の組み合わせの中で最大・最小値は，それぞれ符号がすべて正，符号がすべて負の組み合わせなので，次のようになる．

$$\frac{d\bar{k}_3}{dt} = \pm\frac{l_3 \sqrt{n_2^2 s_3^2 + (n_1 c_3 - n_z s_3)^2}}{l_R} \quad (76)$$

ここで式 (76) を目的関数，式 (67) を制約条件として以下の関数を考え，ラグランジュ乗数法を適用して  $d\bar{k}_3/dt$  を極値にする  $n_1, n_2, n_z$  を求める．

$$F_3(n_1, n_2, n_z, \lambda) = \frac{l_3 \sqrt{n_2^2 s_3^2 + (n_1 c_3 - n_z s_3)^2}}{l_R} + \lambda(n_1^2 + n_2^2 + n_z^2 - 1) \quad (77)$$

ここで  $\lambda$  はラグランジュ乗数である．

得られた  $n_1, n_2, n_z$  の組は  $(0 \pm 1 0)$  または  $(\pm c_3 0 \mp s_3)$  となる (復号同順)．これらを式 (76) に代入すれば，J3 軸の変速比速度の最大・最小値は  $n_1, n_2, n_z$  の組が  $(\pm c_3 0 \mp s_3)$  の場合となり

$$Max \left( \frac{d\bar{k}_3}{dt} \right) = \frac{l_3}{l_R} \quad (78a)$$

$$Min \left( \frac{d\bar{k}_3}{dt} \right) = -\frac{l_3}{l_R} \quad (78b)$$

となる．よって以下が得られる．

$$-\frac{l_3}{l_R} \leq \frac{d\bar{k}_3}{dt} \leq \frac{l_3}{l_R} \quad (79)$$

#### 3.4.4 変速比速度の範囲

式 (20) の第 1 項を時間で微分して極値を得ることで J1, J2, J3 軸 CVT の変速比速度  $d\bar{k}_1/dt, d\bar{k}_2/dt, d\bar{k}_3/dt$  の最大値と最小値を導くことができた．

以下に式 (60), (70), (79) を再掲する．

$$-1 \leq \frac{d\bar{k}_1}{dt} \leq 1 \quad (80a)$$

$$-\frac{l_2}{l_R} \leq \frac{d\bar{k}_2}{dt} \leq \frac{l_2}{l_R} \quad (80b)$$

$$-\frac{l_3}{l_R} \leq \frac{d\bar{k}_3}{dt} \leq \frac{l_3}{l_R} \quad (80c)$$

ここで  $\bar{k}_1, \bar{k}_2, \bar{k}_3$  は 3.3.4 項で述べたようにそれぞれ  $k_1, k_2, k_3$  を正規化したものである．

結局，式 (60), (70), (79) より各軸の変速比速度相互の比は，3.3 節で得た変速比範囲の比と同様，順にアームのリーチ  $l_R = l_{1x} + l_2 + l_3$ ，上腕の長さ  $l_2$ ，前腕の長さ  $l_3$  の比となることがわかった．

この知見は作業補助アームの機構設計時，CVT を駆動するモータの最大速度仕様を設定する際に有効に利用することができる．

### 3.5 本章の結論

作業補助アームのキーパーツである CVT について，基本的な構成を検討する際に必要になる一般的な特性について述べた．また CVT を設計する際に必要になる各関節の変速比の範囲，および各関節の変速比を変化させる速度である変速比速度の範囲について検討した．

J1, J2, J3 軸 CVT の変速比  $k_1, k_2, k_3$  の範囲相互の比は，順にアームのリーチ  $l_{1x} + l_2 + l_3$ ，上腕の長さ  $l_2$ ，前腕の長さ  $l_3$  の比となることがわかった．これらのうち，最大値はアームのリーチ  $l_{1x} + l_2 + l_3$  なので，変速比  $k_j$  ( $j = 1, 2, 3$ ) をアームのリーチで割れば無次元化と正規化ができ，正規化した変速比の範囲を  $-1 \leq \bar{k}_j \leq 1$  とすることができる．

また，J1, J2, J3 軸 CVT の変速比速度  $d\bar{k}_1/dt, d\bar{k}_2/dt, d\bar{k}_3/dt$  の最大値と最小値相互の比は変速比範囲の比と同様に，順にアームのリーチ  $l_{1x} + l_2 + l_3$ ，上腕の長さ  $l_2$ ，前腕の長さ  $l_3$  の比となることがわかった．

これらの知見は作業補助アームの機構設計時や制御プログラム作成時に極めて有効である．

## 4. CVTの機構

### 4.1 本章の趣旨

作業補助アームのキーパーツである CVT の具体的な機構と設計，機構の特性について詳しく述べる．

作業補助アームで用いる CVT で必要になる特性のうち，特に重要である 1) 変位に対しては影響を与えない，2) 変速比は正転から 0 を通って逆転まで滑らかに変化する，3) 動作中も停止中も変速可能，の条件を満たす機構として，摩擦駆動方式の CVT を提案する．提案する CVT の主な構成要素はホイールとローラである．

本章ではまずホイールとローラ間の摩擦特性について調べるために製作した CVT 試験機を用いて，ホイールのライニング材と摩擦係数の関係について調べ，適切なライニング材を選定する．またホイールの操舵トルク，ホイールの転がり摩擦について調べる．

次にホイールとローラの並進運動と回転運動の組み合わせから 6 通りの組み合わせを挙げ，CVT に適切な組み合わせとして，ホイール出力型とローラ回転出力型を考える．これら 2 方式の得失を検討し，それぞれの変速比とホイールの舵角の関係を導く．

ホイール出力型は試作 1 号機，ローラ回転出力型は試作 2 号機に適用した．最後に試作機に適用する際の，それぞれの機構の詳細と，舵角速度と分解能などの設計検討について述べる．

### 4.2 CVT 試験機と実験結果

#### 4.2.1 CVT の構成要素

CVT の主な構成要素は図 17 に示すようにタイヤ状の部品である「ホイール」と円筒形の部品である「ローラ」である．ローラにホイールを押しつけた状態で回転させるとローラは摩擦駆動され，ローラには軸まわりの回転運動と軸方向の並進運動が生じる．すなわちホイールによりローラにネジを切るような運動を与

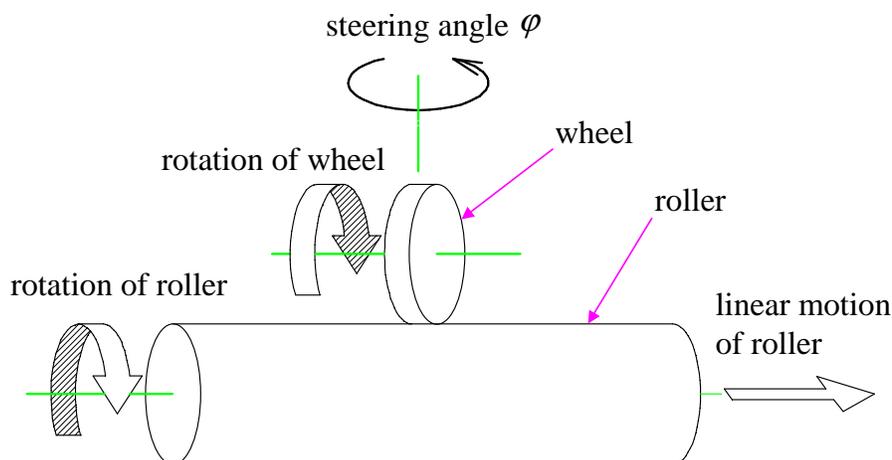


図 17 CVT の構成要素と運動

えることができる．ローラに対するホイールの“舵角” $\varphi$ はネジのリード角に相当する．舵角を変化させるとホイールの回転，あるいはローラの回転に対する，ローラの並進速度が変化する．そこで舵角を制御することで，ホイールの回転，またはローラの回転と，ローラの並進速度の関係を変化させるようなCVTを考える．

ここで考えるCVTは3.2節で述べた特性の内，1，2，3，4，5の条件を満たす．条件6に対しては摩擦駆動による限界がある．

#### 4.2.2 CVT 試験機の構成

CVTは基本的に摩擦駆動方式なので，ホイールとローラ間の摩擦力などを評価しておく必要がある．そこでCVTの特性評価のためCVT試験機を製作した．CVT試験機の写真を図18に示す．CVT試験機のホイールとローラは試作2号機（5.3節参照）と同じ設計としている．

ローラはローラ台の上に軸まわりに回転自在に支持されている．ローラ台は架台の上にリニアガイドで支持され，ローラの軸方向に並進運動自在である．ローラ台にはチェーンを介して重錘（写真では見えない）により水平方向に荷重をかけることができる．ホイールはブラケットに，水平な回転軸まわりに回転自在に

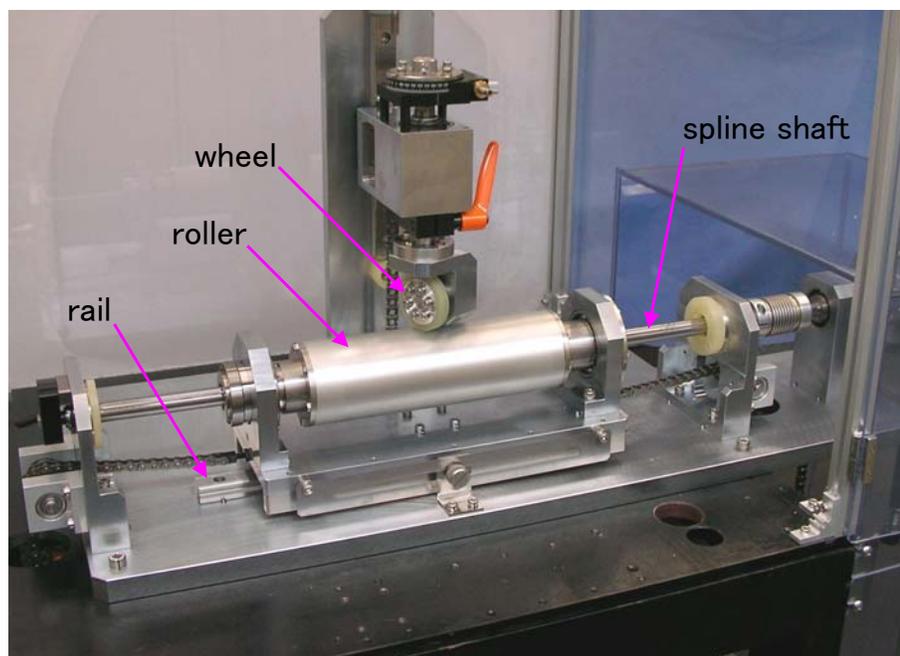


図 18 CVT 試験機

支持されている。ブラケットはブラケット台に鉛直軸まわりに回転自在に支持されており、この回転角度が舵角に相当する。この鉛直軸はローラの回転軸ともホイールの回転軸とも交差しており、ホイールの中央を通る。ブラケット台は架台に対してリニアガイドで支持され、鉛直方向に並進運動自在である。ブラケット台にはチェーンを介して重錘（写真では見えない）により鉛直方向に荷重をかけることができる。この荷重がローラに対するホイールの予圧となる。

#### 4.2.3 摩擦係数測定実験

ローラとホイールが停止している状態で、重錘によりローラに対してホイールの予圧をかけておき、ローラに水平方向の荷重をプッシュゲージにより与えて、ホイールの逸脱が始まる時の負荷を測定する。ホイールの回転軸はローラの回転軸と平行になるよう舵角を調整する。このときローラに水平方向荷重をかける状態は、いわゆる「横車を押す」状態になっている。

以下の手順で実験を行った。

1. ブラケット台をバネばかりで吊り上げて、無負荷時のブラケット台の重量（自重）を測定する。
2. ブラケット台を吊り上げてホイールがローラに接触しない状態としておき、水平テーブルの並進方向摩擦力をプッシュゲージにより測定する。
3. ブラケット台下に重錘を下げ、ローラの並進方向にプッシュゲージで荷重をかけ、逸脱が始まるときの荷重を測定する。これを静止摩擦とする。
4. ローラに対するホイールの予圧条件は以下の通り（ブラケット台の自重は7.8[kg]）
  - a) 7.8[kg] 自重のみ
  - b) 17.8[kg] 自重 + 10kg
  - c) 27.8[kg] 自重 + 20kg
  - d) 37.8[kg] 自重 + 10+20kg

なお上記 d) のときはローラの並進方向の力がプッシュゲージのレンジ 10[kgf] を超えるので、ローラ台の並進方向負荷用チェーンに 5[kg] の重錘を下げて並進方向の荷重を加算する。また、ローラとホイールの表面は清浄にしておき、ホイールとローラの接触状態については、毎回ローラを回転させることでホイールの摩滅を減らした。

ローラの材質はアルミ合金で、表面の仕上げは S1.6（ ）である。ホイールは芯金はアルミ合金で、滑り止めのため外周にウレタンなどのライニングを施している。

ホイールのライニング材の材質と硬度を表 2 に示す。材質はエーテル系ポリウレタンとポリカーボネート系ポリウレタンの他、複合材料を選定した。エーテル系ポリウレタンは最も一般的に用いられるウレタン材である。ポリカーボネート系ポリウレタンはエーテル系ポリウレタンより更に耐久性に優れる。またここで用いた複合材料はハイクラッチ U と呼ばれ、ウレタンにグレインゴムを配合した材料である。硬度は A90 と A95（数字が大きい方が硬い）を用いた。

エーテル系ポリウレタンとポリカーボネート系ポリウレタンの摩擦測定結果を図 19 に、ハイクラッチ U の摩擦測定結果を図 20 にそれぞれ示す。

表 2 ホイールのライニング材

	材料	ショア硬度
a)	エーテル系ポリウレタン	A90
b)	エーテル系ポリウレタン	A95
c)	ポリカーボネート系ポリウレタン	A95
d)	ハイクラッチ U	A90
e)	ハイクラッチ U	A95

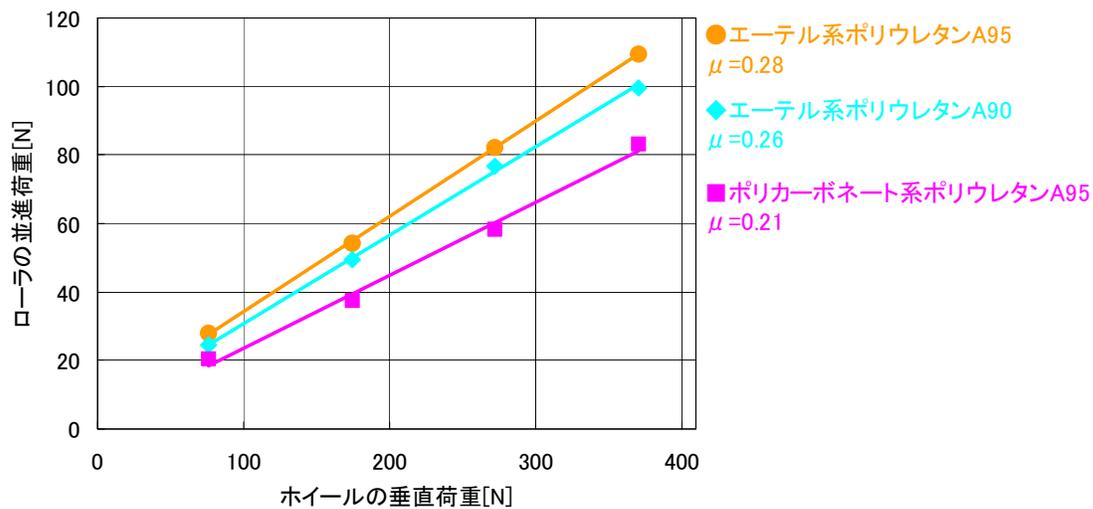


図 19 エーテル系ポリウレタンとポリカーボネート系ポリウレタンの摩擦測定結果

以下の傾向が見られた。

1. 測定した範囲では予圧と並進方向荷重は比例する。この傾斜を摩擦係数として、図中に  $\mu$  で示した。
2. 硬度が大きい方が摩擦係数が大きい。
3. 摩擦係数の大きさは、ハイクラッチ U < エーテル系ポリウレタン < ポリカーボネート系ポリウレタン であった。

一般的に硬度が小さい(柔らかい)材料の方が摩擦係数が大きいと予想してい

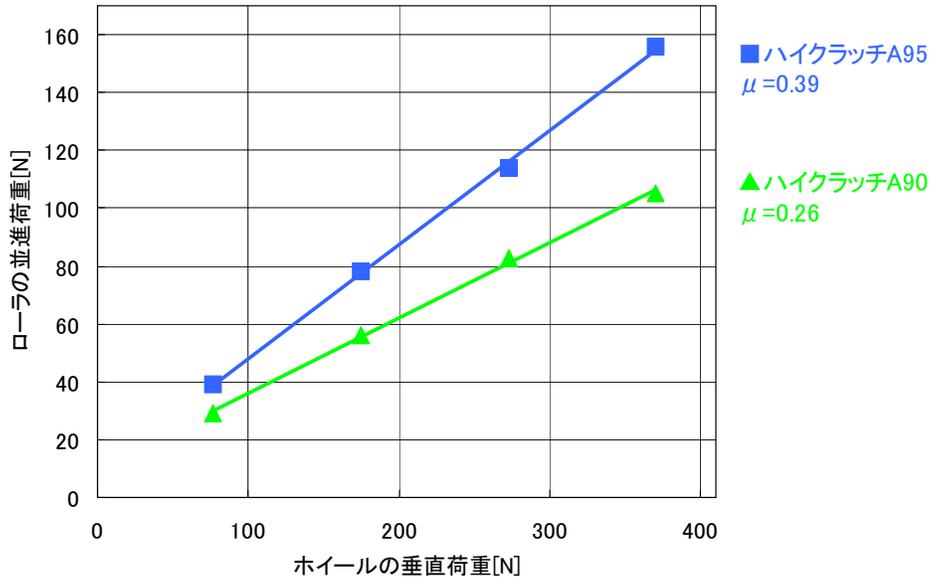


図 20 ハイクラッチ U の摩擦測定結果

たが逆の結果となった。荷重がかかっているときのホイールとローラの接触部分で、並進方向荷重によりライニングが剪断変形していることが観察された。硬度が小さい材料では剪断変形が大きく、剪断変形により予圧が抜けるために結果として摩擦係数が小さくなったものと思われる。剪断変形については Cobot の研究グループの Moore も同様の問題を指摘している [47]。

以上から CVT のホイールの設計指針として以下を得た。

1. ライニングの材質はハイクラッチ U の A95 とする。
2. ローラに対してホイールの予圧をかけやすい構造とする。
3. ライニングが剪断変形を起こしにくいよう、ライニングは製造できる範囲で薄く、幅が広い形状とする。

なお、作業補助アームの実用化に際しては別途ライニング付ホイールの耐久試験を実施すべきであるが、この部品に関しては交換部品扱いにするのが好ましいと考える。

#### 4.2.4 操舵トルク測定

CVT で変速比を変えるときには、ホイールに対して予圧を与えた状態で舵角を変化させる。この状態は停止している自動車でハンドルを切る操作、いわゆる「据え切り」に相当する。CVT の舵角を操作するモータはこの据え切りを起こすだけの操舵トルクを発生する必要がある。そこで CVT 試験機で操舵トルクを測定した。

ホイールの材質については試験機に搭載するハイクラッチ U の A95 についてのみ測定した。4.2.3 項で設定したホイールに対する予圧の最大値である 370[N] を与えたとき、操舵トルクは 0.56[Nm] となった。

#### 4.2.5 ころがり摩擦測定

ホイールは予圧を与えられてローラに押しつけられている。この状態でホイールが転がると、転がり摩擦が生じる。作業補助アームを動かすとローラに対してホイールが転がるので、転がり摩擦はアームを操作する力に対してロスとなる。このロスを見積もるため、ホイールのころがり摩擦を測定する。

測定方法は 4.2.3 項の摩擦測定と概ね同じである。ローラとホイールが停止している状態で、重錘によりローラに対してホイールの予圧  $f_N$  をかけておき、ローラに水平方向の荷重をプッシュゲージにより与えて、ホイールが回転しローラが水平移動するときの荷重  $f_r$  を測定する。4.2.3 項では、ホイールの回転軸はローラの回転軸と平行であったが、ここではホイールの回転軸がローラの回転軸と直角になるよう舵角を調整する。ホイールの材質については試験機に搭載するハイクラッチ U の A95 についてのみ測定した。

測定結果を図 21 に示す。グラフの傾きが転がり摩擦係数  $\mu_r$  に比例する。図 22 を参照して、転がり摩擦係数は  $f_r/f_N = \mu_r/r_w = 0.053$  となった。 $r_w$  はホイールの半径である。

この転がり摩擦の大きさについて簡単に評価する。試作 2 号機 (5.3 節参照) に適用した場合、アーム手先の力に換算した転がり摩擦は例えば  $f = 4f_r \cdot r_p/l = 18[\text{N}]$  となる。ここで図 21 の並進荷重最大値より  $f_r = 17.9[\text{N}]$ 、ピニオン (150 歯、モジュール 1.5) のピッチ円半径  $r_p = 150 * 1.5/2/1000 = 0.1125[\text{m}]$ 、アーム長

$l = 0.45[\text{m}]$  としている．またホイールの個数として 4 個を想定して係数 4 をつけている．この力は試作 2 号機の最大可搬質量 10 ~ 15[kg] を動かす操作力に比べれば充分小さい．

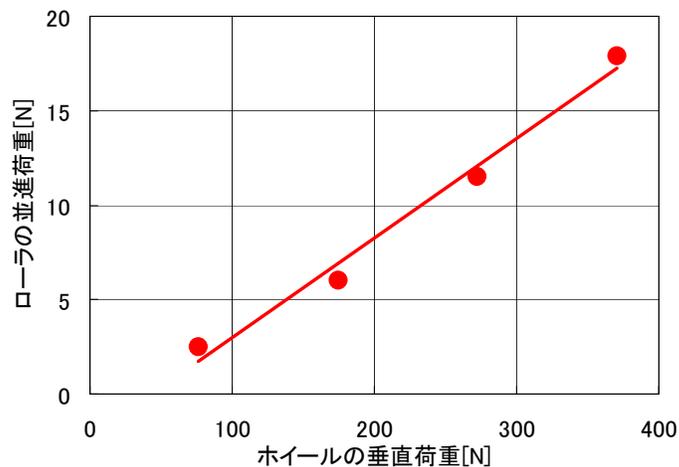


図 21 転がり摩擦測定結果

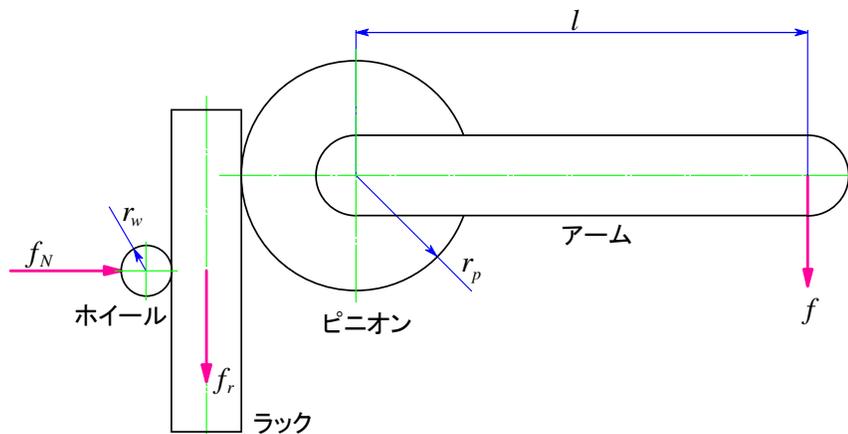


図 22 転がり摩擦のアームへの影響

## 4.3 CVTの構成

### 4.3.1 構成要素の組み合わせ

CVTの軸は，アームの関節軸に結合された側を入力軸，差動機構に結合された側を出力軸と呼ぶことにする．式(8)における関節軸の角速度 $\omega_1, \omega_2, \omega_3$ がCVTの入力であり，式(24)における差動機構側の軸の角速度 $\omega_{g1}, \omega_{g2}, \omega_{g3}$ がCVTの出力となる．

ローラとホイールの回転運動と並進運動の関係について考える．ローラの並進と回転，ホイールの回転を用いた運動の取り出し方の組み合わせは表3に示すように6通りある．ローラの並進については作動範囲に限界があるのでその点も考慮する．

表中，1行目はローラの並進をアームの関節軸に，ホイールの回転を差動機構に結合した場合で，このとき変速比の絶対値の最小値は0と $\infty$ の間の値(表中 $x$ で表す)，最大値は $\infty$ となる．ここで変速比 $\infty$ とは差動機構側の軸が回転してもアーム側の軸が回転しない状態を意味する．ローラの並進運動はラックアンドピニオンで回転運動に変換される．この機構ではローラの長さを使い切ることはない．この組み合わせは試作1号機に採用したもので，ホイール出力型と呼ぶ．ホイール出力型の詳細は4.3.2項で述べる．

2行目はローラの並進をアームの関節軸に，ローラの回転を差動機構に結合した場合で，このとき変速比の絶対値の最小値は0，最大値は $\infty$ となる．ここで変速比0はアーム側の軸が回転しても差動機構側の軸が回転しない状態を意味する．ローラの並進運動はラックアンドピニオンで回転運動に変換される．ローラの回転運動はスプライン軸を用いて取り出す．この機構ではローラの長さを使い切ることはない．この組み合わせは試作2号機に採用したもので，ローラ回転出力型と呼ぶ．ローラ回転出力型の詳細は4.3.3項で述べる．

上記いずれの組み合わせも，ローラの並進運動をラックアンドピニオンで回転運動に変換して取り出すので，ピニオンの回転可能な角度範囲はラックとローラの長さにより制約を受ける．このためこれらのCVTの構造では無限回転はできない．作業補助アームに組み込む場合はアームの各関節は5.2.1, 5.3.1項で述べるように無限回転しないので問題ない．

表 3 CVT の構成要素の組み合わせ

no.	input axis	output axis	gear ratio		use up roller length?
	to arm joint	to differential gear	min	max	
1	roller linear motion	wheel rotation	$x$	$\infty$	no
2	roller linear motion	roller rotation	0	$\infty$	no
3	roller rotation	roller linear motion	0	$\infty$	yes
4	roller rotation	wheel rotation	$x$	$\infty$	yes
5	wheel rotation	roller linear motion	0	$x$	yes
6	wheel rotation	roller rotation	0	$x$	yes

Cobot で採用された CVT は、中央に球があり、これに複数のホイールが押しつけられて回転する、パソコンのボール式のマウスやトラックボールに類似した構造である [15]。Cobot の CVT における球は作業補助アームの CVT におけるローラに相当する。球は無限回転できるのが利点だが、上で述べたように作業補助アームに組み込むときには、ローラの長さによる制限は問題にはならない。

Cobot の CVT は、少なくとも 3 個のホイールが球を支持して摩擦駆動するので摩擦個所が多い、すなわち滑る個所が多いのが問題点である。これに対して上で説明した作業補助アームの CVT では、摩擦個所はローラとホイールの間の一点だけで、他の伝達はラックアンドピニオン、歯車、スプライン軸とスプラインナットなどを用いているので、滑る個所が少ないのが利点である。

その反面、Cobot の CVT では、構造的にホイールは転動方向への滑り（スリップ）を生じることがあるが、回転軸に平行な方向への横滑り（スキッド）を生じない利点を持つ。これに対して作業補助アームの CVT は、スリップとスキッドの両方が生じうる。特にアームに外力がかかったときにローラが並進方向の力を受けるので、スキッドが生じるおそれがある。4.2.3 節で調べたホイールの摩擦特性は、このスキッドの生じる限界を与えている。

作業補助アームの CVT 構造はローラの回転・並進運動と舵角が変化するホイールを用いている点で、Faulring らの rotational-to-linear rolling contact transmissions [48] に類似している。rotational-to-linear rolling contact transmissions では、舵

角が変化するホイールがキャリッジと呼ばれる，ローラの回転軸と平行に並進運動する台に搭載されており，それぞれのキャリッジには平行アームのリンクが結合されている．作業補助アームの CVT では，ローラ側が回転軸と平行に並進運動するのに対して，rotational-to-linear rolling contact transmissions ではホイール側がローラの回転軸と平行に並進運動する点が相違点である．

#### 4.3.2 ホイール出力型

ローラの並進運動を入力，ホイールの回転を出力とする構成を考える．この構成をホイール出力型と呼ぶ．ホイール出力型 CVT はローラの回転を使わないので，後で述べるローラ回転出力型に比べてローラの回転を取り出すための機構がかさばらない利点がある．

ホイール出力型 CVT の構造説明図を図 23 に，試作 1 号機に組み込んだ CVT の写真を図 24 に示す．図 10 に示すように CVT の出力軸は差動機構に結合されており，その回転は図 23 に示すように傘歯車と平歯車で伝達されホイールを回転させる．ホイールはローラに押しつけられており，ホイールの回転により摩擦駆動でローラが回転・並進する．ホイールはブラケットに取り付けられており，ブラケットは出力軸と同軸の軸まわりに回動可能である．このブラケットの軸を角度制御されるモータにより駆動することで，タイヤの舵角を可変にしている．

ローラの並進運動はラックアンドピニオンで取り出され，アームの各関節軸に伝達される．図 24 で左図の CVT は J2 軸に結合されており，右図の CVT は J3 軸に結合されている．ローラの回転運動はどこにも結合されていない．

試作 1 号機では各関節の CVT の駆動用モータには 3 軸とも減速機付きの 5 相ステッピングモータを採用した．モータはオリエンタルモータ製の ASC46AK-N10 で，減速比は 10 である．さらに減速機の出力側をベルトで減速比 2 で減速して，総合減速比 20 として用いた．出力軸換算の許容最大速度は 120[rpm]，舵角の分解能  $\Delta\varphi$  は  $\Delta\varphi = 360/500/20 = 0.036[\text{deg}]$  である．

ホイール出力型 CVT では，変速比  $\bar{k}_i (i = 1, 2, 3)$  の絶対値が最大になるのはローラの軸とホイールの回転軸が平行なとき ( $\varphi = 0$  or  $180[\text{deg}]$ )，最小になるのはローラの軸に対してホイールの回転軸が直交したとき ( $\varphi = \pm 90[\text{deg}]$ ) で

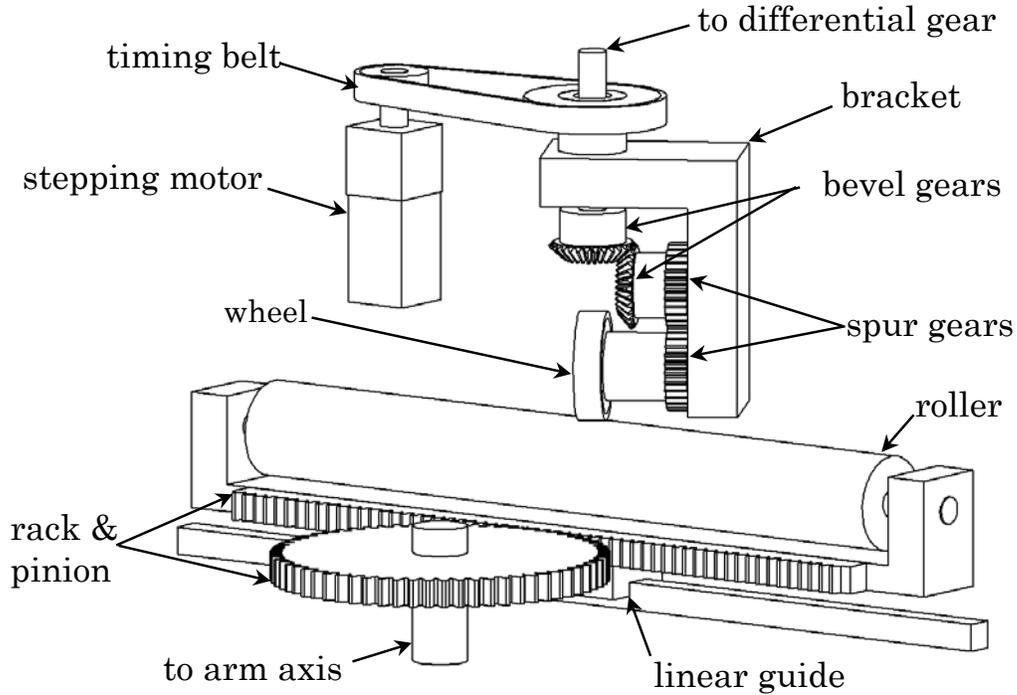


図 23 ホイール出力型の CVT

ある．前者は出力軸である差動機構側の軸が回転すると，ローラが回転するだけで並進せず，入力軸であるアームの関節軸が回動しないので，変速比は無量大 ( $1/0 = \infty$ ) に相当する．一方後者は，入力軸であるアームの関節軸が回転すると，ローラは回転せずに並進するのでホイールも回転し，出力軸である差動機構側の軸も回転する．よって後者は変速比 0 ではない．

式 (8) において変速比は 0 となる可能性がある．これは入力軸であるアームの関節軸が回動しても出力軸である差動機構側の軸が回転しない状態を意味する．変速比 0 を実現できないのがホイール出力型の問題点である．この問題への対処方法については 5.2.3 項で述べる．

関節角の変化を  $d\theta$ ，CVT の差動機構側の軸の角度変化を  $d\xi$  とすれば，式 (22)，(23) より

$$d\xi = \bar{k} \cdot d\theta \quad (81)$$

の関係が成り立つ．しかしホイール回転型のホイールの駆動系では，舵角を  $d\varphi$

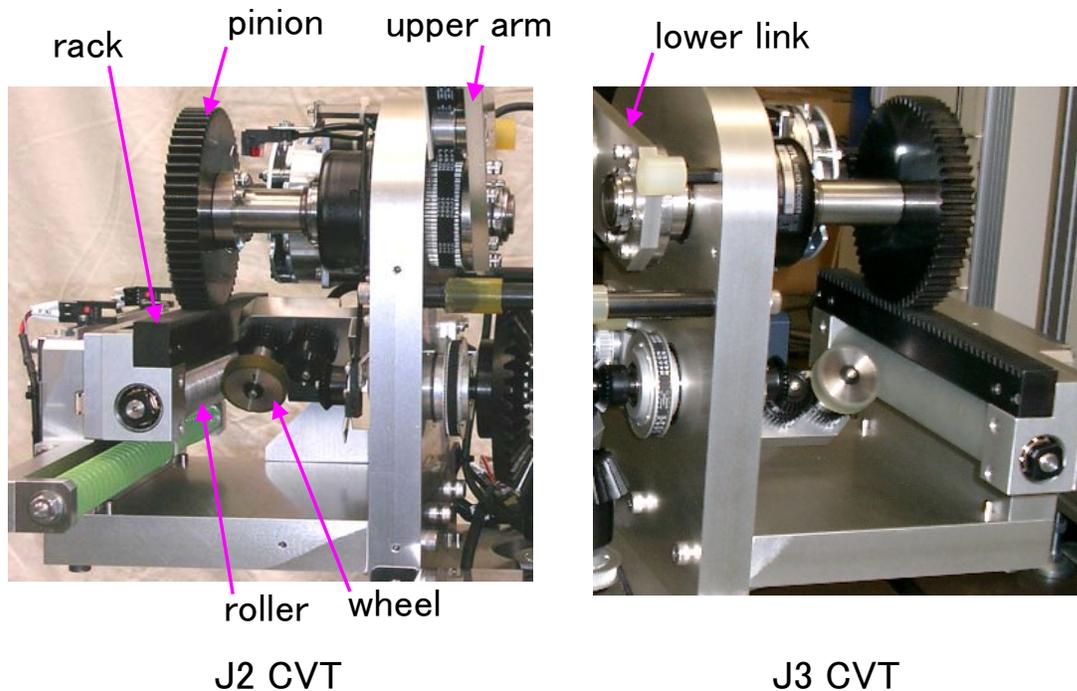


図 24 試作 1 号機に搭載したホイール出力型 CVT

だけ動かすと機構的にタイヤが連れ回りを起こすので式 (82) の関係となる .

$$d\xi - d\varphi = \bar{k} \cdot d\theta \quad (82)$$

この連れ回り分をアーム手先の誤差に換算すると , 例えば法線方向ベクトルを  $\mathbf{n}' = \begin{pmatrix} 0 & -1 & \sqrt{3} \end{pmatrix}^T$  としたとき , 案内面上での 10[mm] の動作に対して 1[mm] 程度の誤差になる . この問題を解消するにはローラ回転出力型を採用するのが有効である .

#### 4.3.3 ローラ回転出力型

ローラの並進運動を入力 , ローラの回転を出力とする構成を考える . この構成をローラ回転出力型と呼ぶ . ローラ回転出力型では , ホイール出力型で実現できなかった変速比 0 を実現できる .

ローラ回転出力型では , ホイールの回転を用いないので , ホイール出力型のようにホイールから回転を取り出す歯車列 ( 図 23 参照 ) が必要なくなる反面 , ネジ

のように回転・並進運動するローラの回転運動のみを取り出す機構が必要である。そこでローラの内部にスプライン軸を通し、ローラと結合したスプラインナットを用いて回転を取り出す構成とする。ローラ回転出力型はスプライン軸が長い為、ホイール出力型に比べてかさばるのが問題点である。

ローラ回転出力型の概念図を図 25 に、試作 2 号機に組み込んだ CVT の写真を図 26 に示す。ローラの内部にはスプライン軸が貫通しており、スプラインナットはテーブルに取り付けられている。テーブルはスプライン軸と平行なリニアガイドに沿って並進運動する。スプライン軸の回転運動は差動機構（図示していない）に伝達され、ローラが載ったテーブルの並進運動はホイール出力型と同様、ラックアンドピニオンにより回転運動に変換されアームを回動する。

ローラ回転出力型では、ホイールの回転はどこにも結合されていないので、ホイール出力型のように舵角を変えたときにホイールに連れ回りが生じない。

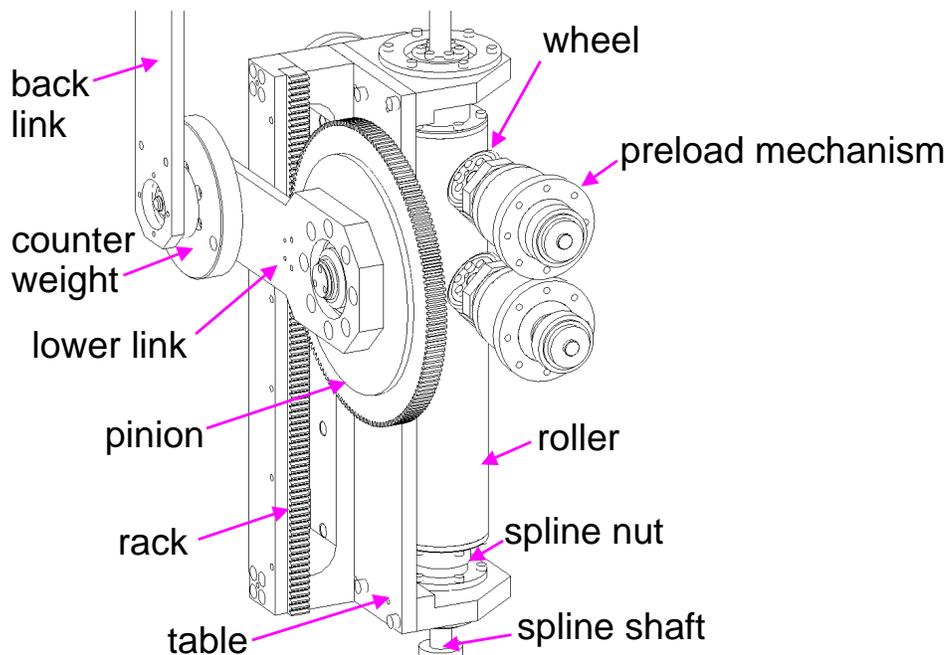


図 25 ローラ回転出力型の CVT

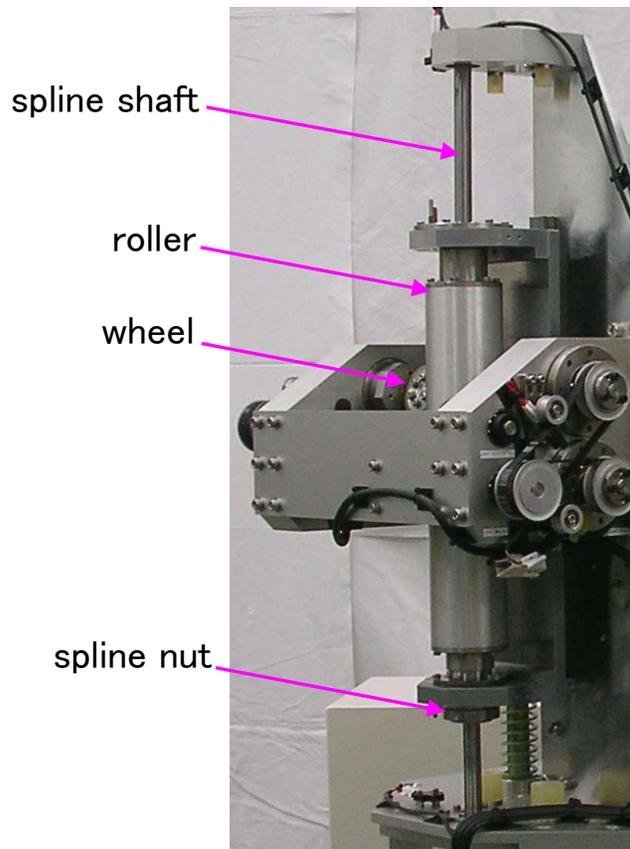


図 26 試作 2 号機に搭載したローラ回転出力型 CVT (J2 軸)

ローラ回転出力型の舵角を変化させた様子を図 27 に示す．ローラ回転出力型では，ローラの軸に対してホイールの回転軸が直交している（舵角  $\varphi = \pm 90$  [deg]）場合，アームの回転によりローラが並進運動すると，ホイールが回転するだけでローラが回転しないのでスプライン軸も回転せず差動機構が回転しない．この状態が変速比 0 である．逆に，ローラの軸とホイールの回転軸が平行な場合（舵角  $\varphi = 0$  or  $180$  [deg]），差動機構の回転によりスプライン軸が回転してローラが回転しても，ホイールが回転するだけでローラは並進運動しない．この状態は変速比  $\infty$  に相当する．

摩擦力増強のため，試作 2 号機に搭載したローラ回転出力型 CVT では図 27 に示すようにホイールを 4 個にした．ホイールは 2 個を対向させてローラを挟むよ

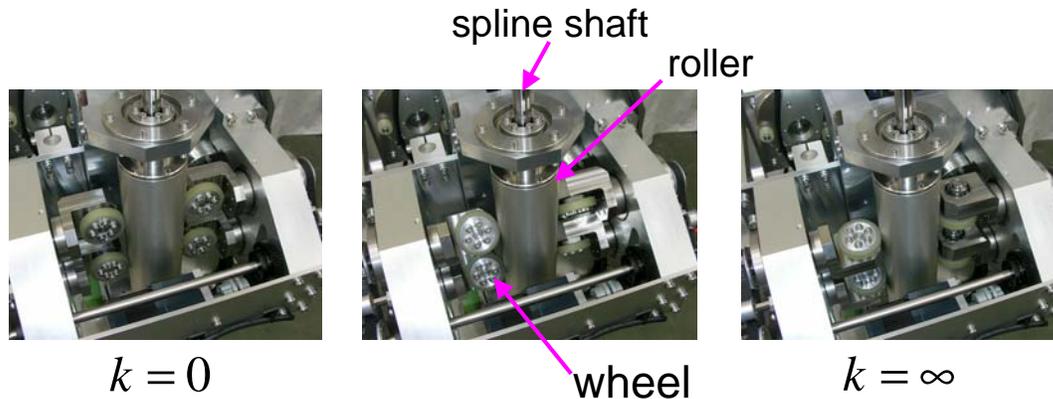


図 27 試作 2 号機に搭載したローラ回転出力型 CVT の舵角と変速比

うに配置し、これを 2 対設けた。4.2.3 項で述べた CVT 試験機による実験結果から、複合材料製のホイールに対する垂直荷重 370[N] のときの並進方向摩擦力は 156[N] である。

また、ホイールに対する予圧を確保し調整するため、ネジを使った予圧調整機構により適当な圧力でホイールをローラに押しつける構造とした。CVT の断面図を図 28 に示す。舵角を回転させる軸はアンギュラ軸受けで受け、軸受けのケーシング外周に細目ネジを切り、ケーシング全体を回転させることでホイールをローラに押し込む構造である。

試作 2 号機では各関節の CVT の駆動用モータには 3 軸とも減速機付きの 5 相ステッピングモータを採用した。モータはオリエンタルモータ製の ASC66AK-N10 で、減速比は 10 である。出力軸の許容トルクは  $d\phi/dt = 90[\text{rpm}] = 9.4[\text{rad/s}]$  まで 5[Nm] である。4.2.4 項の測定結果より、ホイール 4 個分の操舵トルクは  $0.56 \times 4 = 2.24[\text{Nm}]$  となるので、伝達系の損失を考慮しても余裕がある。なお許容速度範囲は 180[rpm] で、このときの許容トルクは 2[Nm] となり、要求される操舵トルクを満たさない。そこで舵角の最大速度は上記の 9.4[rad/s] と考える。

CVT 駆動用のステッピングモータは図 27 に示すように隣り合うホイールは同相、ローラを隔てて向かい合うホイールは逆相で回転する必要があるため、図 26 に示すように隣り合うホイールはタイミングベルトで駆動し、ローラを隔てた反対側のホイールは平歯車で逆転させてからタイミングベルトで駆動している。な

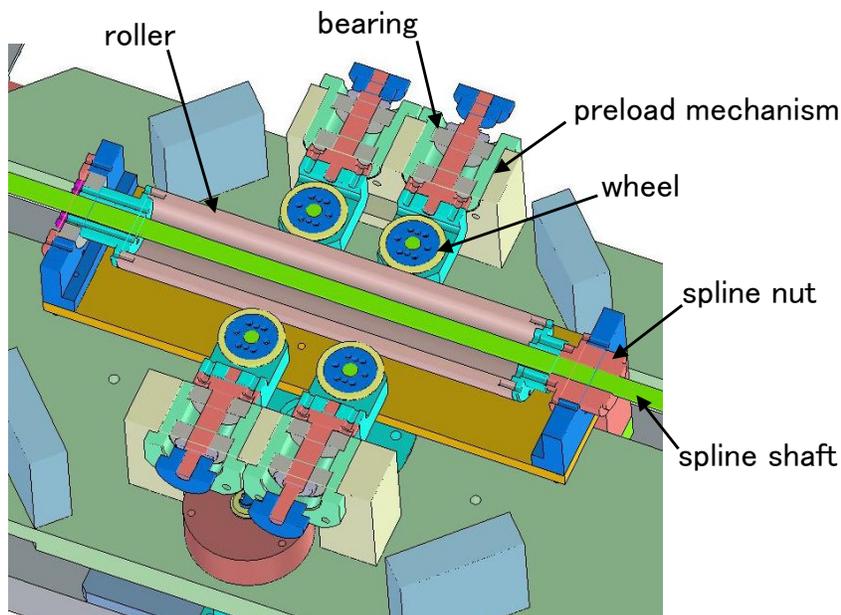


図 28 ローラ回転出力型 CVT の断面図 ( J1 軸 CVT の水平断面 )

ホイールを支持する片持ち構造のブラケットは、図 27 に見られるように、ローラを隔てて片側が持ち上がったときに反対側が下がるように構成しており、舵角の軸に対して自重のバランスをとっている。

## 4.4 変速比と舵角の関係

### 4.4.1 ホイール出力型

試作 1 号機に搭載したホイール出力型 CVT の変速比と舵角の関係について見積もる。ホイール出力型の変速比  $\bar{k}$  と舵角  $\varphi$  の関係は次式のようになる。

$$\varphi = \sin^{-1} \left( \frac{k_{\pi/2}}{\bar{k}} \right) \quad (83)$$

舵角  $\varphi$  は図 29 を参照してローラの軸とタイヤの軸が平行なときを 0 とする。  $k_{\pi/2}$  は舵角が  $\varphi = \pi/2$  [rad] のときの変速比とする。変速比  $\bar{k}$  は式 (14) で正規化されたものを用いている。

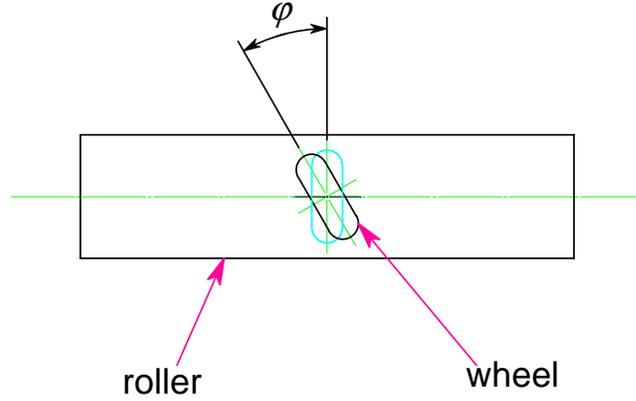


図 29 ホイール, ローラと舵角

式 (83) の関係の例を図 30 に示す．図中，実線は  $k_{\pi/2} = 0.0866$  ( $\varphi = \pi/3$ [rad] のときに  $\bar{k} = 0.1$ ) の場合，破線は  $k_{\pi/2} = 0.01$  の場合である．図のようにこの CVT は変速比を 0 にすることができない．このため制御アルゴリズムを工夫することで変速比が 0 になるような動作に対処している．詳細は 5.2.3 項で述べる．

変速比の最小値を  $k_{\pi/2}$  と考えて，これと変速比の分解能  $\Delta k$  の関係を求め， $k_{\pi/2}$  を設定する．舵角の分解能  $\Delta\varphi$  に対して変速比の分解能が最悪になるのは，図 30 に示すように舵角  $\varphi$  が 0 度近辺，変速比  $\bar{k}$  が  $\pm 1$  近辺のときである．舵角の絶対値が最小になったときの角度  $\varphi_{min}$  は

$$\varphi_{min} = \sin^{-1}(k_{\pi/2}) \quad (84)$$

となる．また変速比  $\bar{k}$  が 1 から  $\Delta k$  だけ小さくなったときの舵角を  $\varphi_{\Delta k}$  とすれば

$$\varphi_{\Delta k} = \sin^{-1}\left(\frac{k_{\pi/2}}{1 - \Delta k}\right) \quad (85)$$

となる． $\varphi_{min}$  と  $\varphi_{\Delta k}$  の差が舵角の分解能  $\Delta\varphi$  の最悪の場合に相当するのでこれを次のようにおく．

$$\Delta\varphi = \varphi_{\Delta k} - \varphi_{Min} \quad (86)$$

式 (86) に式 (84)，(85) を代入して変速比の分解能  $\Delta k$  について解けば式 (87) が得られる．

$$\Delta k = 1 - \frac{k_{\pi/2}}{\sin(\Delta\varphi + \sin^{-1}(k_{\pi/2}))} \quad (87)$$

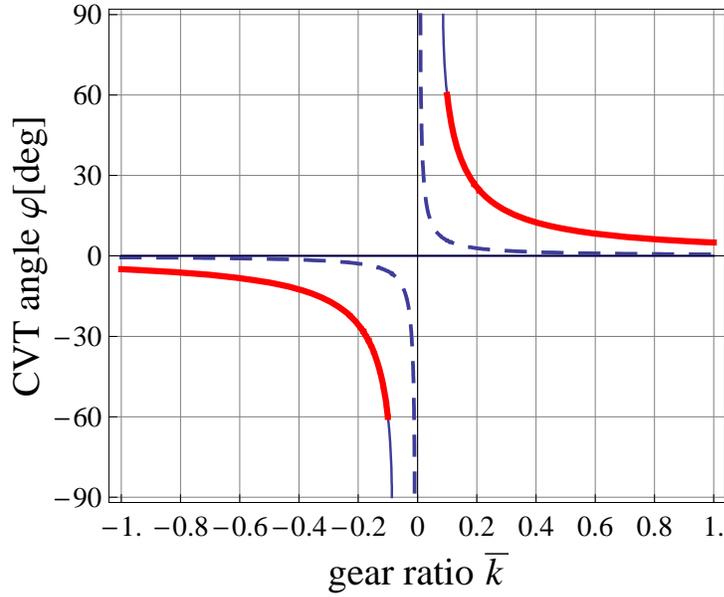


図 30 ホイール出力型の変速比と舵角の関係

式 (87) に 4.3.2 項で得た舵角の分解能を適用して  $k_{\pi/2}$  に対する変速比の分解能  $\Delta k$  をプロットすれば図 31 のようになる。

図 31 を参照して、 $k_{\pi/2}$  は 0.06 程度以上でないと言速比として  $\Delta k$  が 1% 程度の分解能を稼げないことがわかる。図中に  $k_{\pi/2} = 0.0866$  のときの分解能を点で示した。 $k_{\pi/2}$  の設定は CVT の速度とも関連するので速度との兼ね合いを考慮して最終的に定める。

CVT において舵角  $\varphi$  を変化させる速度を“舵角速度”と呼ぶことにする。舵角速度  $d\varphi/dt$  と 3.4 節で得た変速比速度  $d\bar{k}/dt$  の関係として

$$\frac{d\varphi}{dt} = \frac{d\varphi}{d\bar{k}} \frac{d\bar{k}}{dt} \quad (88)$$

が成り立つ。式 (83) の微分をとれば次のようになる。

$$\frac{d\varphi}{d\bar{k}} = \frac{-k_{\pi/2}}{\bar{k}^2 \sqrt{1 - \left(k_{\pi/2}/\bar{k}\right)^2}} \quad (89)$$

式 (89) を式 (88) に代入して、更に 3.4 節で得た各関節 CVT の変速比速度の最

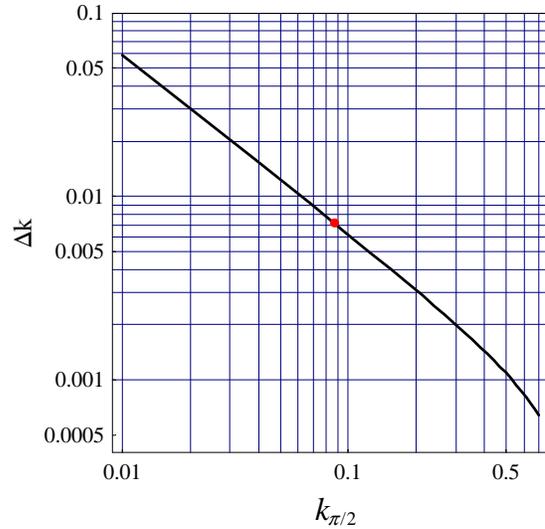


図 31 ホイール出力型 CVT の変速比の分解能

大値を  $d\bar{k}/dt$  に代入すれば，CVT の動作に必要な舵角速度  $d\varphi/dt$  の最大値が得られる．

ここで式 (89) において変速比  $\bar{k} = k_{\pi/2}$  とおくと，舵角速度  $d\varphi/dt$  が無限大になってしまう．このため変速比の範囲は  $k_{\pi/2}$  までは用いることはできない．そこで実際に使用するときの変速比  $\bar{k}$  の最小値を 0.1 と設定して，このときの舵角  $\varphi$  を  $1/3\pi$  [rad] とする．式 (83) で  $\varphi = 1/3\pi$  [rad]， $\bar{k} = 0.1$  において  $k_{\pi/2}$  について解くと  $k_{\pi/2} = 0.0866$  となる．このときの変速比  $\bar{k}$  と舵角  $\varphi$  の関係が図 30 の実線の太線（赤）に相当する．

舵角速度の最大値を得るため，3.4.1 項で得た変速比速度が最大の軸である J1 軸の場合について考える．関節角速度の最大値を式 (47) のように定めたときの J1 軸の変速比速度は式 (60) のように得られた．ここで式 (47) の関節角速度最大値を単位を付けて  $1$  [rad/sec] と考える．また上述のように  $k_{\pi/2} = 0.0866$  とおく．このとき (88) 式より

$$Abs \left( \frac{d\varphi_1}{dt} \right) = Abs \left( \frac{d\varphi_1}{d\bar{k}_1} \frac{d\bar{k}_1}{dt} \right) = 17.32 [\text{rad/sec}] \quad (90)$$

となる．

関節の最大角速度の自乗和  $\|\omega\|$  の， $\bar{k} = 1$  近辺での最悪の値は 4.3.2 項で設定

した許容最大速度と式 (90) の結果を用いて

$$\|\omega\| : 1[\text{rad/s}] = 120[\text{rpm}] : 17.32[\text{rad/s}]$$

より  $\|\omega\| = 0.726[\text{rad/s}] = 41.6[\text{deg/s}]$  となる．例えば関節角速度が全軸等しいとしてひとつの関節の角速度に換算すれば式 (47) を用いて  $\omega = 24[\text{deg/s}]$  などとなる．これは人手で操作する作業の角速度としては妥当であると考える．

CVT の舵角の分解能に対する案内面の法線方向ベクトルの分解能を見積もる．式 (18) に式 (87) で変速比分解能を代入して，法線方向ベクトルの各方向の成分を求め，これを 5.2.1 項の可動領域内に渡って計算した結果，法線方向ベクトルの分解能は概ね 0.5% 程度以下となった．J1 軸の変速比の誤差に対する法線方向ベクトルの y 成分の誤差のみ大きく，最大で 1.4% 程度となる．この値を案内面の角度に換算すれば  $1.4/100[\text{rad}] \approx 0.8[\text{deg}]$  となる．これは人手で操作する作業の分解能として妥当であると考える．

#### 4.4.2 ローラ回転出力型

試作 2 号機に搭載したローラ回転出力型 CVT の変速比と舵角の関係について見積もる．ローラ回転出力型のホイールとローラを Fig. 32 に示す．ローラの回転軸に対してホイールの回転軸が直交しているとき（ネジのリード角 =  $\pm 90\text{deg}$ ）をタイヤの舵角  $\varphi = 0$  と定める．ローラが速度  $v$  で並進運動するとき，ローラの回転の接線方向速度は  $v \tan \varphi$  となる．ローラの半径を  $r_l$ ，回転の角速度を  $\omega_l$  とすれば，式 (91) が成り立つ．

$$v \tan \varphi = r_l \omega_l \quad (91)$$

ローラの並進速度に対する回転角速度の比を次式のように変速比  $k_{lr}$  とする．

$$\omega_l = k_{lr} v = \frac{\tan \varphi}{r_l} v \quad (92)$$

$k_{lr}$  は式 (14) で用いる最終的な変速比とは異なるので注意のこと．式 (92) を参照して舵角  $\varphi$  は変速比の関数として次のようになる．

$$\varphi = \tan^{-1} k_{lr} \quad (93)$$

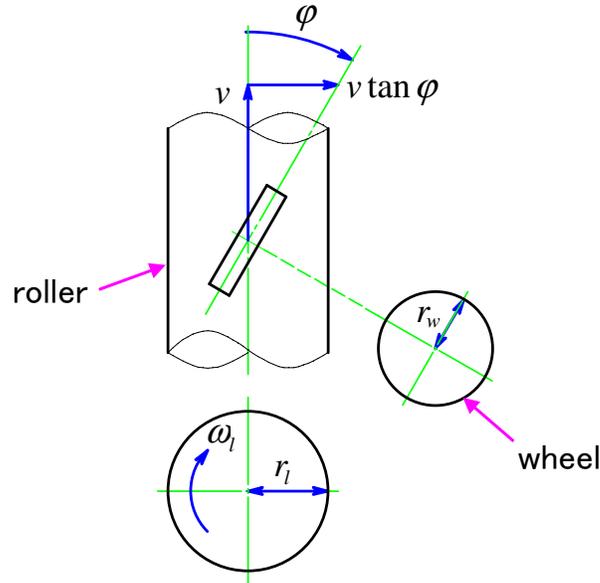


図 32 ローラ回転出力型の舵角，ローラ並進速度と角速度の関係

ただしローラの半径  $r_l$  は 3 軸とも同じなので式 (93) では省略した．式 (93) の関係を図 33 に示す．図のように舵角を負側から 0 を通って正側へ変化させることで，変速比も負側から 0 を通って正側に変化させられることがわかる．

式 (93) の関係だと図 33 のように舵角の最大値が  $45[\text{deg}]$  までしか使えないので，変速比に適切な係数をかけて舵角を拡張することにする．舵角の最大値を拡張する係数としては 2 を与える．試作 2 号機では J1 軸は J2 軸，J3 軸に比べて CVT と関節軸を結合する平歯車により角速度を  $1/1.5$  倍にしている（詳細は 5.3.1 項で述べる）ので，J1 軸のみ補正のため  $1.5$  倍に変速する必要がある．以上から式 (92) で用いる変速比  $\mathbf{k} = [\bar{k}_1 \quad \bar{k}_2 \quad \bar{k}_3]^T$  と舵角  $\varphi = [\varphi_1 \quad \varphi_2 \quad \varphi_3]^T$  の関係を以下のように定める．

$$\varphi_1 = \tan^{-1}(3\bar{k}_1) \quad (94a)$$

$$\varphi_2 = \tan^{-1}(2\bar{k}_2) \quad (94b)$$

$$\varphi_3 = \tan^{-1}(2\bar{k}_3) \quad (94c)$$

式 (94) の関係を図 34 に示す．式 (93) では舵角の最大値は  $\tan^{-1}(3) = 72[\text{deg}]$  となる．

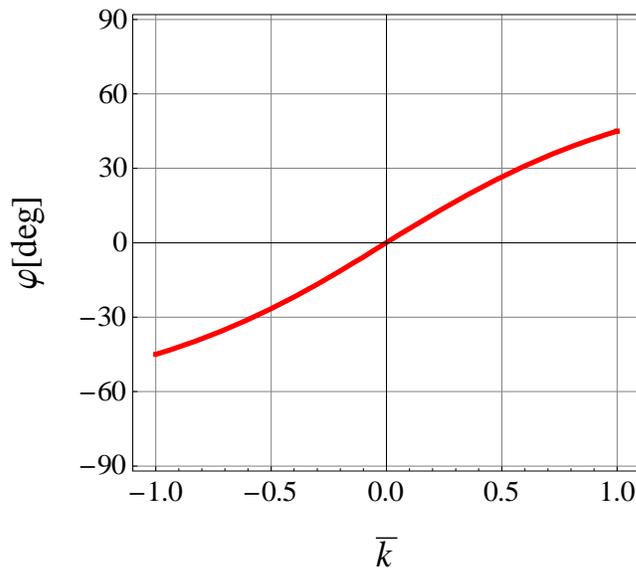


図 33 変速比と舵角の関係の例

舵角の最大値は CVT の構造上は  $90[\text{deg}]$  まで拡大可能であり，拡大した方が舵角の分解能の点では有利である．しかし舵角  $90[\text{deg}]$  はネジのリード角  $0[\text{deg}]$  に相当するので，このときローラ側に並進運動を与えてもローラは並進できず回転できないので都合が悪い．そこで舵角が適当な範囲となるよう式 (94) の係数を採用している．

なお 4.4.1 項で述べたようにホイール出力型の変速比  $\bar{k}$  と舵角  $\varphi$  の関係は式 (83) のようになり，この関数は変速比 0 が実現できないだけでなく非線形性が強かったが，ローラ回転出力型では変速比  $\bar{k}$  と舵角  $\varphi$  の関係は式 (94) のようになり，図 34 に示すように非線形性がホイール出力型ほど強くないメリットもある．

関節角速度を式 (47) のように仮定したとき，変速比速度の各軸最小 / 最大値は，式 (80) のようになった．ここで式 (94) の両辺を時間で微分すれば式 (95) が得られる．

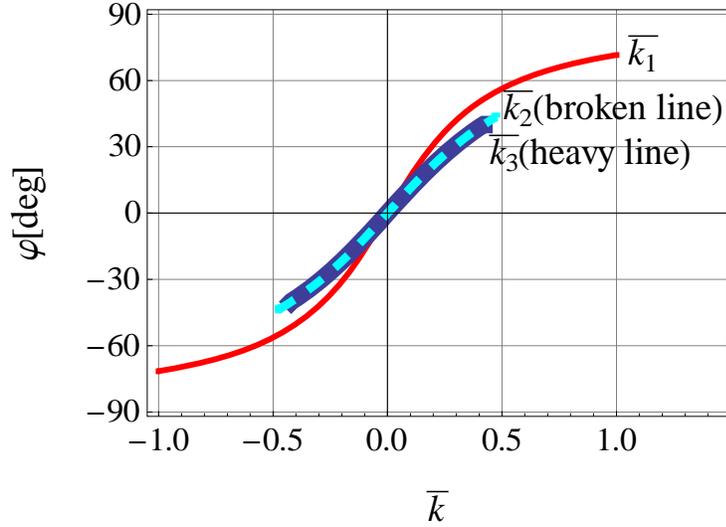


図 34 補正を含めた変速比と舵角の関係の例

$$\frac{d\varphi_1}{dt} = \frac{3}{9\bar{k}_1^2 + 1} \frac{d\bar{k}_1}{dt} \quad (95a)$$

$$\frac{d\varphi_2}{dt} = \frac{2}{4\bar{k}_2^2 + 1} \frac{d\bar{k}_2}{dt} \quad (95b)$$

$$\frac{d\varphi_3}{dt} = \frac{2}{4\bar{k}_3^2 + 1} \frac{d\bar{k}_3}{dt} \quad (95c)$$

$d\bar{k}/dt$  の最大値は式 (80) より  $d\bar{k}_1/dt = 1$  となる．これを用いて式 (95a) において  $\bar{k}_1 = 0$  とすれば  $d\varphi_1/dt = 3d\bar{k}_1/dt = 3$  となる．4.3.3 節で選定した減速機付きステッピングモータによる舵角最大速度  $9.4[\text{rad/s}]$  を用いれば，次の比例関係が成り立つ．

$$9.4 : 3 = \|\omega\| : 1 \quad (96)$$

3 関節の速度がすべて等しいとすれば，式 (47)，(96) より関節角速度の最大値は  $\omega_{max} = 9.4/3\sqrt{3} = 1.8[\text{rad/s}] = 104[\text{deg/s}]$  となる．手動で動かすアームの角速度としては，この大きさは十分であると考えられる．

式 (18) に式 (95) を代入すれば式 (97) が得られる．

$$\Delta \mathbf{n} = l_R (\mathbf{J}(\Theta)^T)^{-1} \begin{bmatrix} \frac{9\bar{k}_1^2 + 1}{3} & \frac{4\bar{k}_2^2 + 1}{2} & \frac{4\bar{k}_3^2 + 1}{2} \end{bmatrix} \Delta \phi \quad (97)$$

ただし舵角の微小分のベクトルを

$$\Delta\varphi = \left[ \Delta\varphi_1 \quad \Delta\varphi_2 \quad \Delta\varphi_3 \right]^T \quad (98)$$

とする．減速機付きステッピングモータによる舵角の分解能は，ステッピングモータの分解能に減速比 10 が加わるので  $\Delta\varphi=360/500/10=0.072[\text{deg}]$  となる．手先位置と案内面を設定し，上記分解能を式(97)に入力すれば法線方向ベクトルの分解能が得られる．

#### 4.5 本章の結論

作業補助アームのキーパーツである CVT の具体的な機構と設計，機構の特性について述べた．

本章ではまず作業補助アームで用いる CVT として摩擦駆動方式の CVT を提案した．提案する CVT の主な構成要素はホイールとローラである．更にホイールとローラ間の摩擦特性について調べるために製作した CVT 試験機を用いて，ホイールのライニング材と摩擦係数の関係について調べた．その結果ホイールの適切なライニング材として，複合材料ハイクラッチ U のショア硬度 A95 を選定した．またホイールの舵角を変化させるときの操舵トルク，ホイールの転がり摩擦を測定した．

次にホイールとローラの並進運動と回転運動の組み合わせ 6 通りの中から，CVT に適切な組み合わせとして，ローラの並進運動を入力，ホイールの回転運動を出力とするホイール出力型と，ローラの並進運動を入力，ローラの回転運動を出力とするローラ回転出力型を挙げた．前者は試作 1 号機，後者は試作 2 号機に搭載した．前者は比較的コンパクトだが，変速比 0 を実現できない欠点がある．一方後者は寸法がかさばる欠点があるが，変速比 0 を実現できる．

次にそれぞれの方式の変速比とホイールの舵角の関係を導いた．最後に試作機に適用する際の，それぞれの機構の詳細と，舵角を変化させる速度である舵角速度と，変速比の分解能などの設計検討について述べた．

## 5. 試作機の開発と実験結果

### 5.1 本章の趣旨

作業補助アームの原理を検証し、機能と性能を調べるため、試作1号機とその改良版である試作2号機を開発した。本章ではまず試作機それぞれの仕様、機構設計について述べる。次に試作機によりいくつかの案内面を生成する実験を行った結果について述べる。また作業補助アームの可操作性楕円とアーム手先に加える力との関係について説明する。最後に試作1号機と2号機の設計および実験結果をもとに、作業補助アームの性能評価指標を提案する。

### 5.2 試作1号機

#### 5.2.1 仕様

試作1号機の写真を図35に示す。作業補助アームのアーム構成は2.2.1項で述べたように平行リンク式の垂直多関節型ロボットアームの構成で、全体が回転するJ1軸、上腕が前後するJ2軸、ロアリンクの上下により前腕が上下するJ3軸の3軸からなる。

試作1号機のリンク長と可動領域を図36に示す。以下座標系はすべてJIS B8437[44]のベース座標系（アーム前方がx座標のプラス、アーム自身の左方がy座標のプラス、上方がz座標のプラス、J1軸の延長と床の交点が原点）で表現している。図36の姿勢を原点姿勢とする。J1軸はz軸方向の右ネジ回転を正方向、J2軸とJ3軸はy軸方向の右ネジ回転を正方向とする。

上腕長 $l_2 = 0.25[\text{m}]$ 、前腕長 $l_3 = 0.28[\text{m}]$ とした。J2軸の高さは約 $0.64[\text{m}]$ （ベースのアジャスタの高さにより若干変化する）肩オフセットは $l_{1x} = 0.105[\text{m}]$ である。最大リーチは $l_R = 0.105 + 0.25 + 0.28 = 0.635[\text{m}]$ となる。よって変速比の最大値同士の比は3.3.4項の結果を用いて式(99)のようになる。

$$\text{Max}[\text{Abs}[k_1]] : \text{Max}[\text{Abs}[k_2]] : \text{Max}[\text{Abs}[k_3]] = 1 : l_2/l_R : l_3/l_R = 1 : 0.39 : 0.43 \quad (99)$$

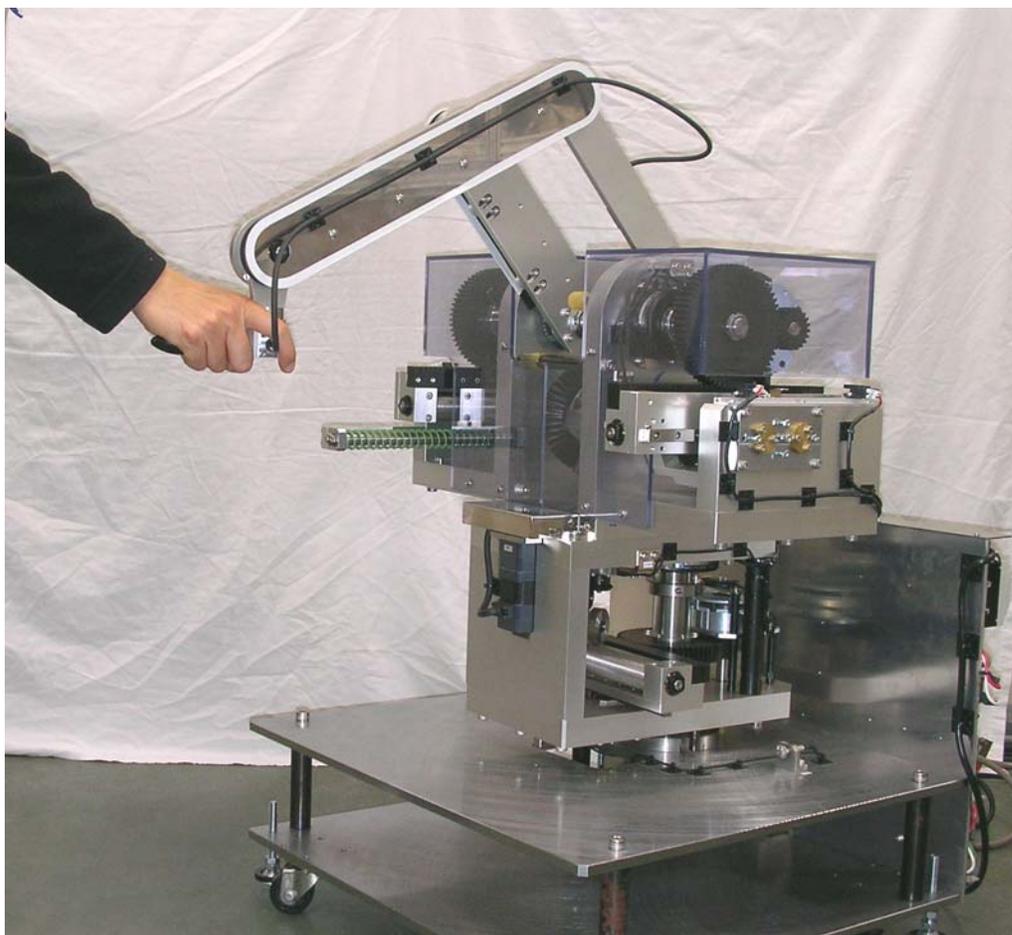


図 35 試作 1 号機の写真

手首の可動領域は、アームの前後方向に 240[mm]、高さ方向に 400[mm]、左右方向（図 36 で紙面に直角な方向）に 400[mm] の直方体とした。各軸の作動範囲を表 4 に示す。これらの作動範囲はソフトウェアストップとメカストップにより設定される。各軸の作動範囲は 360[deg] 以下である。従って CVT の関節側の軸は無限回転する必要がない。J2 軸と J3 軸の作動範囲の組み合わせにより、手首が J1 軸の真上に来る特異点を避けている。

表 4 で挟角/広角はそれぞれ、上腕と前腕によって挟まれる角度の最小値と最大値である。これらをそれぞれ 0[deg] より大、180[deg] より小に設定することに

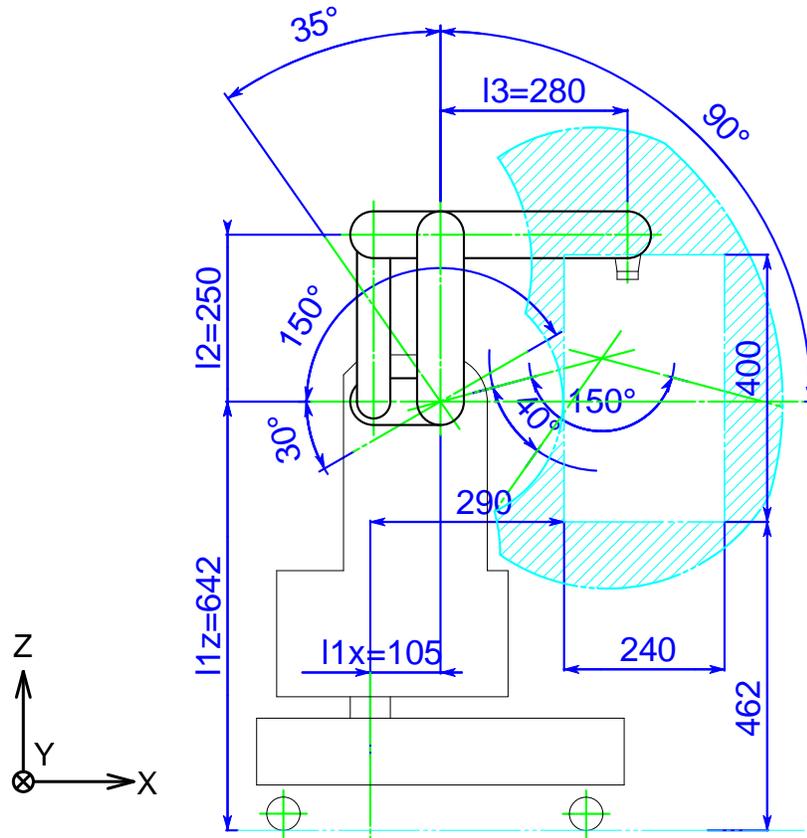


図 36 試作 1 号機のリンク長と可動領域

より，アームの作動範囲から屈腕（挟角=0[deg]）と伸腕（広角=180[deg]）の特異点を追い出し，また同時にアームがなす平行リンクの死点を避けている．

アーム先端に手首が鉛直軸周りに自由に回転する軸を持ち，この軸は平行リンクにより支持されて常に鉛直軸方向の姿勢を保つ．手首には産業用ロボットの円形フランジ形接合部 [49]，操作のハンドルと操作スイッチを備える．円形フランジ形接合部には産業用ロボットに用いられるような一般的なハンドを取り付け，搬送するワークを保持することを想定している．J2 軸，J3 軸にかかるアームの自重トルクはバネとカウンターバランスにより機械的に近似的に補償される．

各関節には関節角度検出用のロータリエンコーダと保持用の無励磁作動型ブレーキを備える．CVT の舵角は減速機付きステッピングモータにより駆動され

表 4 試作 1 号機の関節作動範囲 [deg]

関節	下限	上限
J1	-90	+90
J2	-35	+90
J3	-30	+110
挟角/広角	40	150

る．これらの制御は PC で行う．手首の操作スイッチは，押している間だけ制御プログラムをまわし，各軸のブレーキを解除するようにして，デッドマンスイッチとして用いている．

負荷容量の設計仕様に関しては，手先にかかる負荷の最大値を 80[N] と設定した．

### 5.2.2 機構設計の概要

試作 1 号機の機構の概要について説明する．CVT は各関節の根本に組み込み，ローラの並進方向は J1 軸はアームの横方向，J2 軸，J3 軸はアームの前後方向とした．

各部分の動作方向の関係を図 37 にまとめた．図中，1 本線の矢印は右ネジの進む方向で表した軸の回転方向，2 本線の矢印は並進方向を示す．関節軸などの各部分の動作方向の正負は，ロボットアームのベース座標系 [44] の正負に一致させている．各軸変速比がすべて正のとき，全軸を動作させた場合，J2 軸，J3 軸の回転方向が正に対して J1 軸の回転方向の負が対応する．

図 36 に示す作動範囲に対する，各軸のラックの作動範囲を図 38 に示す．ラック寸法は作動範囲が最大である J1 軸に合わせて定めたため，J2 軸，J3 軸では長さが余っている．各軸ともラックに対するピニオンの噛み合わせの位相は，作動範囲いっぱい動いたときにラックの前後に同じだけ余裕が出るように組み立てている．

主な部品の仕様と設計は以下の通り．

1. 差動機構の回転は，公転する傘歯車とキャリアとなる傘歯車により 2 倍に

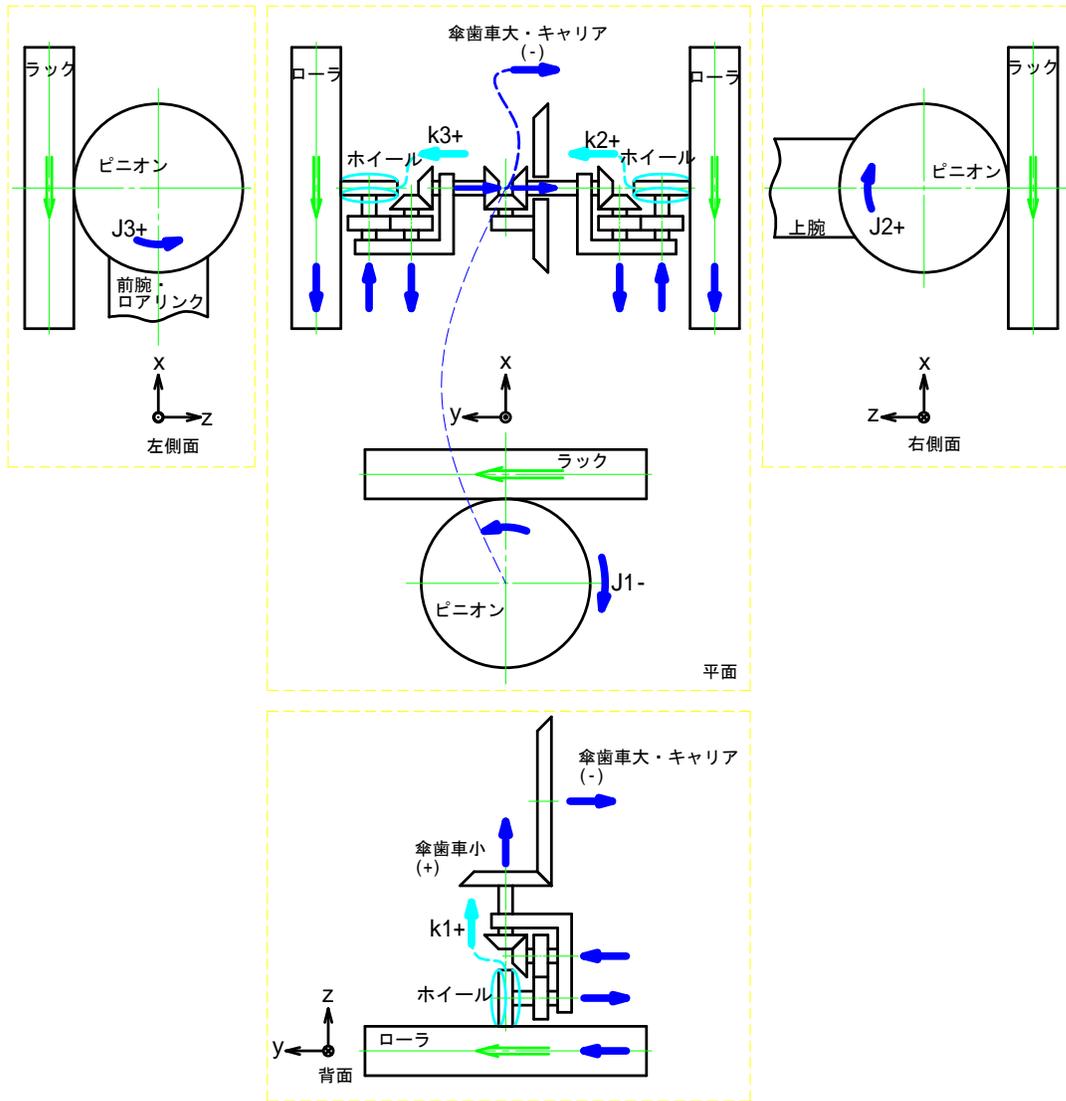


図 37 試作 1 号機の各関節と CVT の動作方向

増速している．これはキャリアの角速度が  $J2$  軸側の角速度と  $J3$  軸側の角速度の和の  $1/2$  になっているのを  $J1$  軸側に導く前に補正するためである

2. 関節トルクの最大値を  $22[\text{Nm}]$  と考える．関節トルクをラックの伝達力に換算すれば  $370[\text{N}]$  となる．ラックアンドピニオンのピニオンはピッチ円径  $120[\text{mm}]$  ，モジュール 2 とする．このときラックの歯面強さの許容トルクに

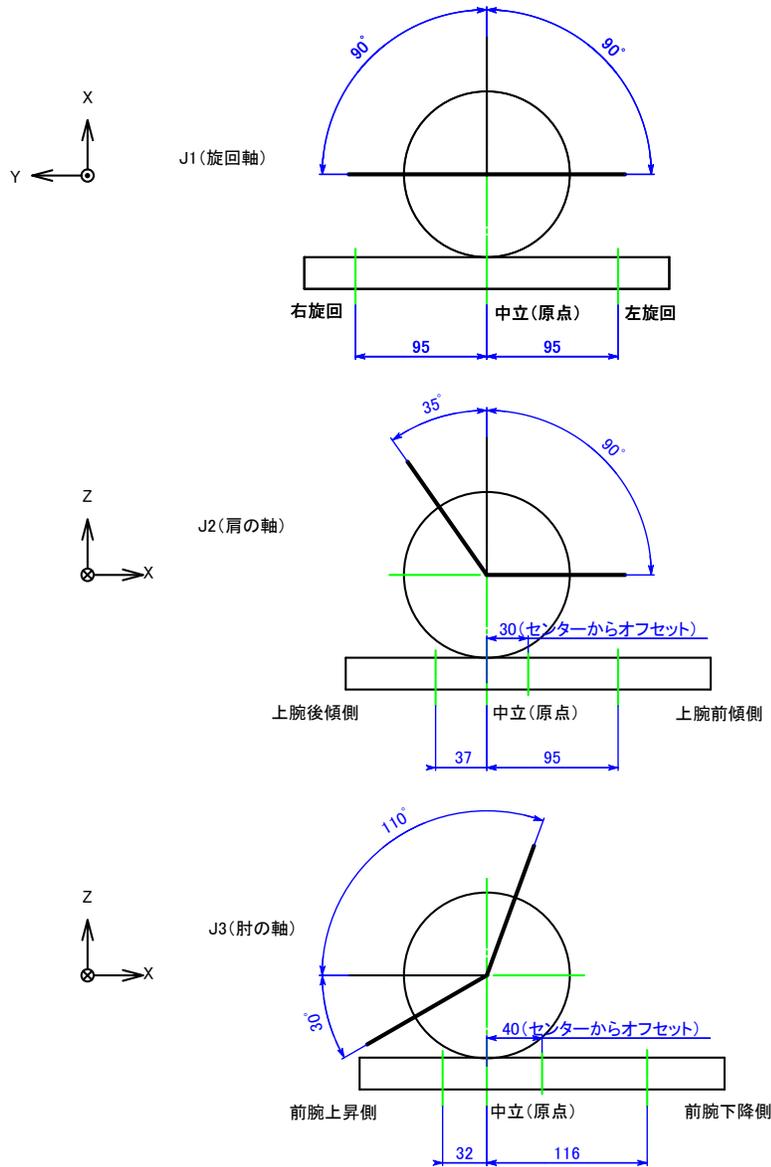


図 38 試作 1 号機 CVT のラックの作動範囲

対する関節トルクの比は  $22[\text{Nm}]/29.3[\text{Nm}]$  となり、許容値を満たす。また、ラックアンドピニオンのバックラッシの手先換算値は  $2.7[\text{mm}]$  となる。

- CVT のローラ寸法は直径  $35[\text{mm}]$ 、長さ  $200[\text{mm}]$  とする。

4. CVT のローラを直動支持するリニアガイドは，関節トルクから換算したりニアガイドブロックに対する倒れモーメント荷重について，荷重に対する許容値の比は  $16[\text{Nm}]/16.1[\text{Nm}]$  となり，許容値を満たす．
5. 関節保持用の無励磁作動ブレーキは，上記のラックアンドピニオンに対して速比 3 に増速した平歯車に結合する．保持トルクは関節トルクから換算した荷重に対する許容値の比が  $7.5[\text{Nm}]/8[\text{Nm}]$  となり，許容値を満たす．
6. 各関節に直結したロータリーエンコーダの分解能は J1 軸は  $21600[\text{pulse}/\text{rev}]$ ，J2 軸と J3 軸は  $5400[\text{pulse}/\text{rev}]$  とした．これを手先の分解能に換算すれば J1 軸： $0.16[\text{mm}]$ ，J2 軸： $0.29[\text{mm}]$ ，J3 軸： $0.33[\text{mm}]$  となる．

各軸 CVT のステッピングモータ，各軸のロータリーエンコーダとブレーキ，コントローラ用パソコンとの接続の概略を図 39 に示す．

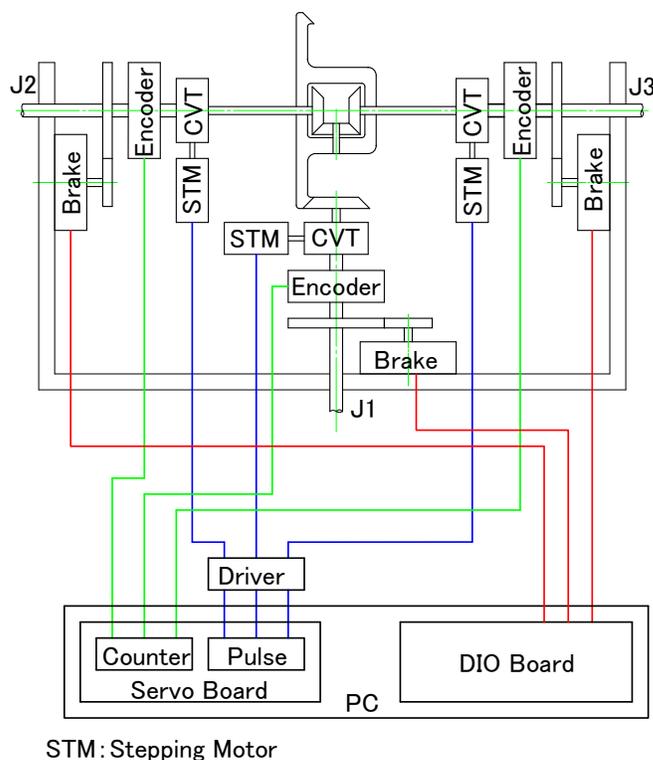


図 39 制御装置の概要

通常，サーボボードはモータの回転をエンコーダで検出して制御するのでモータとエンコーダは同じ軸だが，作業補助アームではモータはCVTをオープンループで動作させ，エンコーダはモータとは関係なくアームの角度を検出する．このためモータの軸とエンコーダの軸が異なる点に注意のこと．入出力ボードは各軸のブレーキを on/off する他，各軸のリミットスイッチと原点スイッチ，アーム手先の手動操作スイッチの検出を行う．

### 5.2.3 試作1号機の制御アルゴリズム

4.3.2項で述べたように試作1号機のCVTでは変速比を0に設定することができないので，アーム姿勢と案内面の位置・姿勢の組み合わせによっては動作が制限される．動作が制限される案内面の例を図40に示す．図中点列は動作可能な領域，点列が抜けている領域が動作不可能な領域である．

この問題に対処するアルゴリズムについて説明する．図41に関節間の変速比の関係を示す．図中の joint はアームの関節軸， $k$  は変速比を表し，それぞれの添え字は関節の区別のためにつけた．矢印は図中左側の joint  $i$  を基準に考えたときの変速比間の関係を示している．

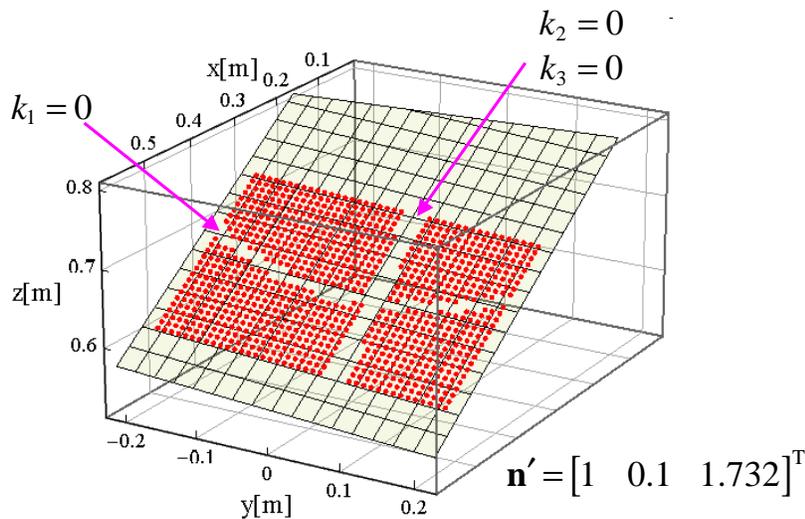


図 40 変速比が 0 になる点の例

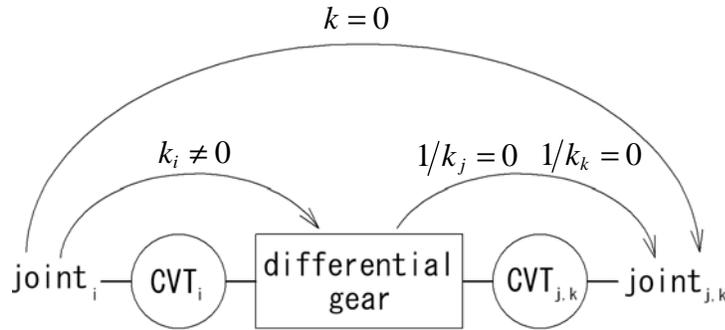


図 41 試作 1 号機の関節間の変速比の関係

試作 1 号機の CVT では関節軸から差動機構への変速比を 0 にすることができない ( $k_i \neq 0$ )。しかし逆に差動機構から関節軸への変速比は 0 にできる ( $1/k_j = 0$ ,  $1/k_k = 0$ ) ので、結局 CVT 全体として joint i から joint j, joint k への変速比を 0 にすることが可能である。

以上の考え方で i 軸の CVT 舵角  $\varphi_i$  を求めるアルゴリズムを作成する。始めに最大舵角  $\varphi_{max}$  を適当に定めておく。例えば  $\varphi_{max} = 60[\text{deg}]$  とする。次に式 (14) で正規化した変速比を用いて変速比の絶対値 ( $\text{Abs}[\cdot]$  で表す) の最小値 ( $\text{Min}[\cdot]$  で表す) を  $k_{min}$  とおく。

$$k_{min} = \text{Min}[\text{Abs}[\bar{k}_1, \bar{k}_2, \bar{k}_3]] \quad (100)$$

$\varphi_{max}$  と  $k_{min}$  を用いて舵角  $\varphi_i$  を次式で計算する。

$$\varphi_i = \sin^{-1} \left[ \frac{\sin[\varphi_{max}] \cdot k_{min}}{\bar{k}_i} \right] \quad (i = 1, 2, 3) \quad (101)$$

式(101)を用いれば、 $k_{min}$  となった軸の舵角は  $\sin^{-1} \left[ \frac{\sin[\varphi_{max}] \cdot k_{min}}{\bar{k}_i} \right] = \sin^{-1}[\sin[\varphi_{max}]] = \varphi_{max}$  となるので舵角の最大値に飽和させることができ、他の軸はこれより絶対値が小さな舵角にすることができる。式(83)では変速比  $\bar{k}$  の絶対値があらかじめ定めた最小値より小さくなった場合に対応できないので、代わりに式(101)を使っている。

アルゴリズムを以下に示す。

1. 式(100)を用いて  $k_{min}$  を得る。

2. 式(14)において  $\bar{k}_1 \cdot \bar{k}_2 \cdot \bar{k}_3 \neq 0$  の場合は (a) へ ,  $\bar{k}_1 \cdot \bar{k}_2 \cdot \bar{k}_3 = 0$  の場合は (b) へ .

(a) 式(101)を用いて舵角  $\varphi_i$  を得る .

(b)  $\bar{k}_i = 0$  の場合 ,  $\varphi_{max}$  を用いて舵角  $\varphi_i$  を次のよう出力 . i 軸以外の舵角は 0 を出力 .

$$\varphi_i = \varphi_{max} \quad (102a)$$

$$\varphi_j = 0 \quad (j \neq i) \quad (102b)$$

3.  $k_{min}$  となる軸の  $\bar{k}$  の符号を前回の計算結果と比較して変化がない場合は (a) へ , 変化がある場合は (b) へ .

(a) 式(101)で得た  $\left[ \varphi_1 \quad \varphi_2 \quad \varphi_3 \right]$  をそのまま出力 .

(b) 式(101)で得た  $\varphi$  の符号を反転して  $\left[ -\varphi_1 \quad -\varphi_2 \quad -\varphi_3 \right]$  を出力 .

アルゴリズム以上

$k_{min}$  となる軸の  $\bar{k}$  の符号が前回の計算結果に対して反転した場合 , その軸の舵角  $\varphi$  は式(101)より  $\pm 60[\text{deg}] \implies \mp 60[\text{deg}]$  (複合同順) と大きく変化してしまい , CVT が動作できなくなる . そこで出力される  $\varphi$  の符号の反転を防ぐため , アルゴリズムの 3 で  $k_{min}$  となる軸の  $\bar{k}$  の符号の変化を見て , 変化していた場合にはアルゴリズムの 3(b) で式(101)による  $\varphi$  の計算値の符号を反転し , 出力の符号が変化しないようにしている .

以下で上記アルゴリズムの働きをシミュレーション例で説明する .

図 42 に示すような座標  $\left[ 0.34 \quad 0 \quad 0.7 \right] [\text{m}]$  を通り , 法線方向ベクトル  $n' = \left[ 0 \quad -1 \quad \sqrt{3} \right]^T$  に直交する案内面を考える (ここで単位ベクトルにしていない法線方向ベクトル  $n$  を  $n'$  と表記している . 以下同様 .) 座標系は図 36 を用いる . アームをこの案内面に沿って座標  $\left[ 0.34 \quad -0.2 \quad 0.2 - \tan[\pi/6] \right] [\text{m}]$  から  $\left[ 0.34 \quad +0.2 \quad 0.2 + \tan[\pi/6] \right] [\text{m}]$  まで動かしたとする .

このとき式(14)を用いて変速比  $\bar{k}$  を求め , 横軸  $y$  に対してプロットすれば図 43 のようになる . 図中で  $\bar{k}_1$  : 実線 ,  $\bar{k}_2$  : 破線 ,  $\bar{k}_3$  : 一点鎖線である . この計算例で

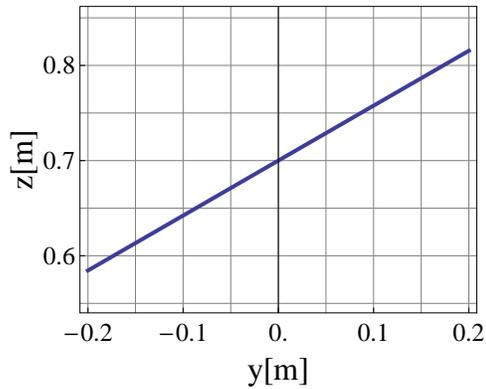


図 42 案内面の例

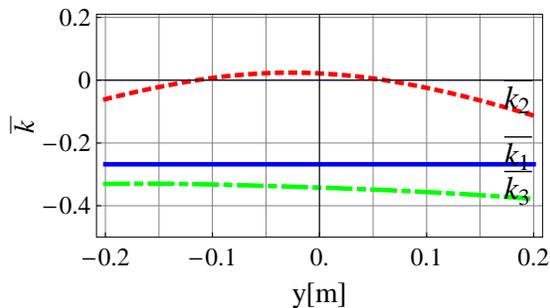


図 43 変速比の例

は動作中常に J2 軸の変速比  $\bar{k}_2$  の絶対値が最も小さく、しかもこの変速比が 0 を 2 度横切り、符号が反転している。

CVT の舵角  $\varphi$  をアルゴリズムの 1, 2 を用いて求めれば、横軸  $y$  に対してプロットした結果は図 44 のようになる。図中で  $\varphi_1$  : 実線,  $\varphi_2$  : 破線,  $\varphi_3$  : 一点鎖線である。この計算例では J2 軸の舵角  $\varphi_2$  が最大値  $\varphi_{max} = 60[\text{deg}]$  に飽和しており、符号が 2 度反転している。

図 44 では符号が反転している個所があるため、このままでは CVT が急激に動かなければならない。そこでアルゴリズムの 1, 2 に継いで更に 3 を適用する。計算結果を図 45 に示す。飽和している J2 軸の舵角  $\varphi_2$  の初期値を  $\varphi_{max} = 60[\text{deg}]$  としたので、 $\varphi_2$  の符号が反転した時点でアルゴリズムの 3(b) が適用され、 $\varphi_2$  の符号の反転がなくなり  $60[\text{deg}]$  に張りつく結果となった。また、他の軸について

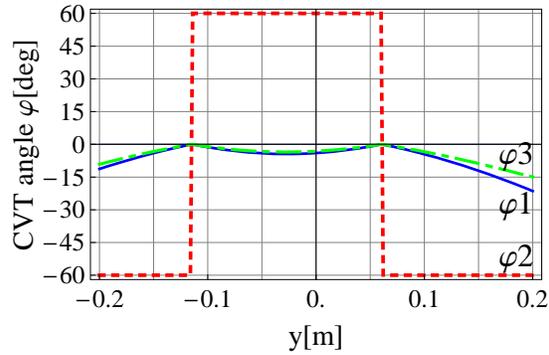


図 44 CVT 舵角の例．アルゴリズムの 1, 2 を適用

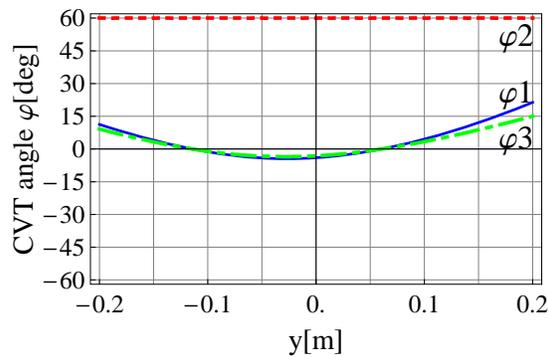


図 45 CVT 舵角の例．アルゴリズムの 1, 2 および 3 を適用

も図 44 では  $0[\text{deg}]$  で急激に動いていたが，符号を反転したことで  $0[\text{deg}]$  を通り抜けて滑らかに動くようになった．

以上のようにして，ホイール回転型の CVT でひとつの軸の変速比が 0 になる動作でも対処可能である．ただし以下の問題が残る．

1.  $\bar{k}_i = 0$  となったときには， $\varphi_j = 0$ ， $\varphi_k = 0$  としている．このため， $\bar{k}_j$  と  $\bar{k}_k$  の間の比を規定することができない．
2. 2 軸の変速比が 0 になった場合には対応できない．

これらに対応するには，ローラ回転型 CVT を採用する必要がある．

#### 5.2.4 案内面生成実験結果

試作1号機のアームを設定した代表的な案内面に沿って動かしたときのアーム手先の位置データを2例示す．座標系は図36を用いており，位置データのy軸はアームに向かって左右方向，x軸は前後方向に相当する．手先負荷は無負荷とした．

案内面としてアームに向かって右下がり30度の斜面を設定したときの手先の軌跡の一部を図46に示す．法線方向ベクトルは  $\mathbf{n}' = \begin{bmatrix} 0 & -1 & \sqrt{3} \end{bmatrix}^T$  である．図中の点列がアーム手先の位置データ，薄く描いた面が案内面である．アーム手先が案内面に沿って動作していることがわかる．

このときの変速比  $k$  と CVT の舵角  $\varphi$  の様子を図47に示す．図中，細線は変速比，太線は舵角である．また  $\varphi_1$ ：実線， $\varphi_2$ ：破線， $\varphi_3$ ：一点鎖線である．この場合では変速比は0を通らない．この場合では5.2.3項で述べたアルゴリズムは1，2および2(a)が適用されている．

次に，案内面としてアームに向かって上がっていく斜面を設定したときの手先の

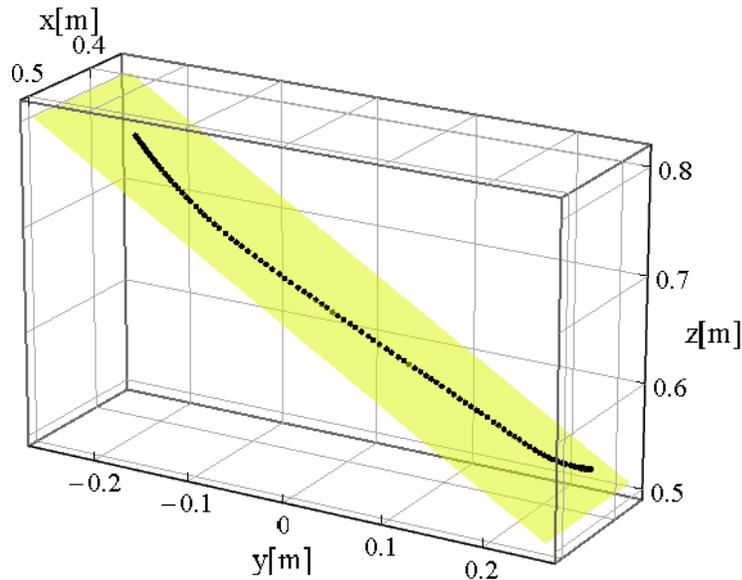


図46 試作1号機 実験結果1 アームに向かって左右方向の斜面

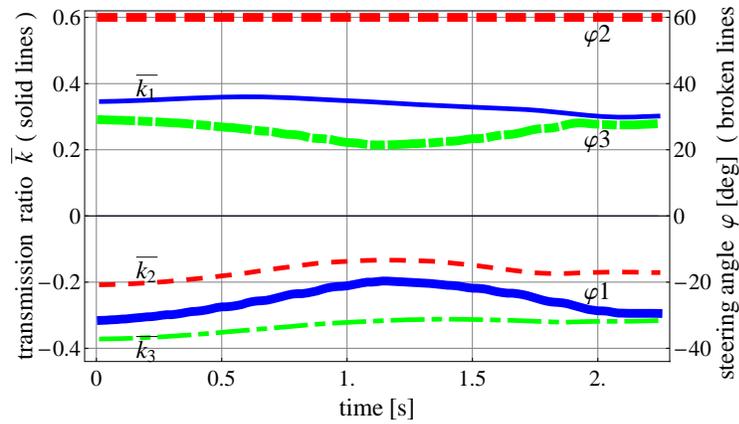


図 47 実験結果 1 の変速比

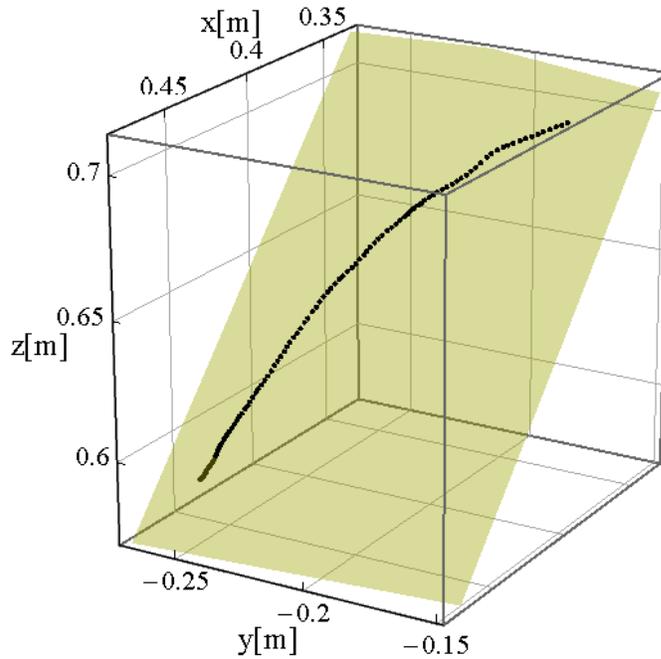


図 48 試作 1 号機 実験結果 2 アームに向かって上がっていく斜面

軌跡の一部を図 48 に示す．法線方向ベクトルは  $\mathbf{n}' = [1 \ 0.1 \ 1]^T$  である．

このときの変速比  $k$  と CVT の舵角  $\varphi$  の様子を図 49 に示す．この場合には  $k_2$  が 0 を通っているので  $\varphi_2$  が  $\varphi_{max} = 60[\text{deg}]$  に飽和し， $\varphi_1$  と  $\varphi_3$  が 0 を通っている．この場合では 5.2.3 項で述べたアルゴリズムは 1, 2 に続いて 3, 3(b) が適用

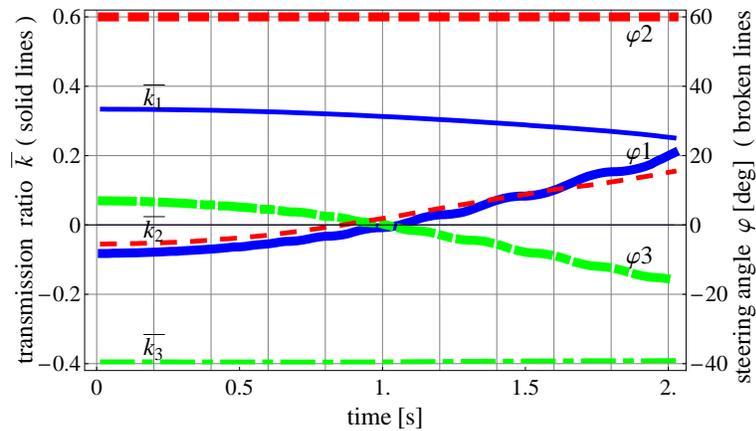


図 49 実験結果 2 の変速比

されている。

以上、試作 1 号機を 2 種類の案内面に沿って動かした結果、概ね案内面に沿って動作することが確認でき、作業補助アームの原理を検証することができた。また、5.2.3 項で述べたアルゴリズムを実機で検証することができた。

問題点として、負荷容量不足が明らかになった。設計仕様として負荷容量は手先で 80[N] であったが、CVT が負荷を保持する力が不足しており、負荷質量 2[kg] 程度で手先が案内面から逸脱する現象が見られた。

### 5.2.5 可操作性楕円と操作力の関係

2.4.1 項で述べた「作業補助アームの可操作性楕円」と手先で計測した力の関係について調べた結果の一例を図 50 に示す。アームの姿勢と法線方向ベクトルはそれぞれ  $[\theta_1 \ \theta_2 \ \theta_3] = [\pi/6 \ \pi/12 \ \pi/6]$ 、 $\mathbf{n}' = [0 \ 0.1 \ 1]^T$  として、アーム手先をプッシュゲージで各方向にゆっくり押し動かしたときの力を計測し、アームの自重分の力を差し引いた。図中、実線は作業補助アームの可操作性楕円（任意目盛り）、破線は手先の力である。手先で計測した力は差動歯車など駆動系の摩擦を含むため値が不安定だが、概ね作業補助アームの可操作性楕円の主軸半径が長い方向では力が小さく（操作しやすい）、短い方向では力が大きくなる（操作しにくい）傾向がわかる。

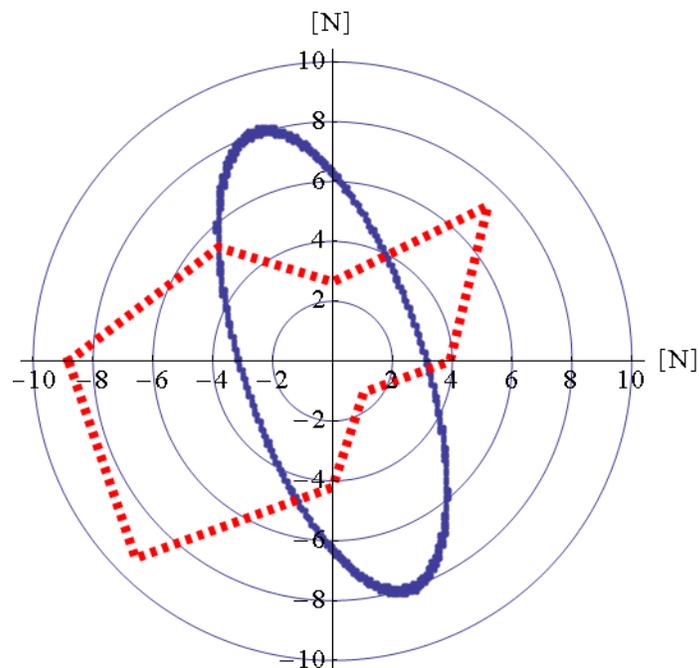


図 50 試作 1 号機の可操作性楕円と手先で計測した力

上記の測定結果は、CVT の特性と関連している。試作 1 号機で採用した CVT 構造は、4.3.2 項で述べたようにローラにタイヤを押し当ててタイヤの舵角  $\varphi$  を制御し、ローラにネジを切るように動作させることで変速する。この舵角はネジのリード角に相当する。ローラの並進運動はラックアンドピニオンによりアームの回動運動へ、タイヤの回転運動は差動機構へ伝達される。変速比  $\bar{k}$  と舵角  $\varphi$  の関係は式 (101) のように定められている。変速比  $\bar{k}$  の絶対値が大きい動作は「作業補助アームの可操作性楕円」の主軸半径が短い方向の動作に相当する。この CVT 構造では、変速比  $\bar{k}$  の絶対値が大きい動作は舵角  $\varphi$  が 0 に近づき、リード角が“寝た”ネジに対して並進運動を与えて回転運動を取り出す動作に相当する。リード角が寝てくると、この動作はネジのセルフロック状態に近づき、困難になる。このため「作業補助アームの可操作性楕円」の主軸半径が短い方向は動かしにくい（操作しにくい）方向、逆に主軸半径が長い方向は動かしやすい（操作しやすい）方向となる。

## 5.3 試作 2 号機

### 5.3.1 仕様

試作 2 号機の 3D 図と写真を図 51, 52 にそれぞれ示す。図 52 の写真で, 手首フランジ下の円形の重なった部品はダミー負荷 (5[kg]) である。

試作 1 号機により作業補助アームの基本的な原理は検証できたが, 1 号機では CVT に関連する以下の問題があった。

1. CVT が変速比 0 を実現できない。

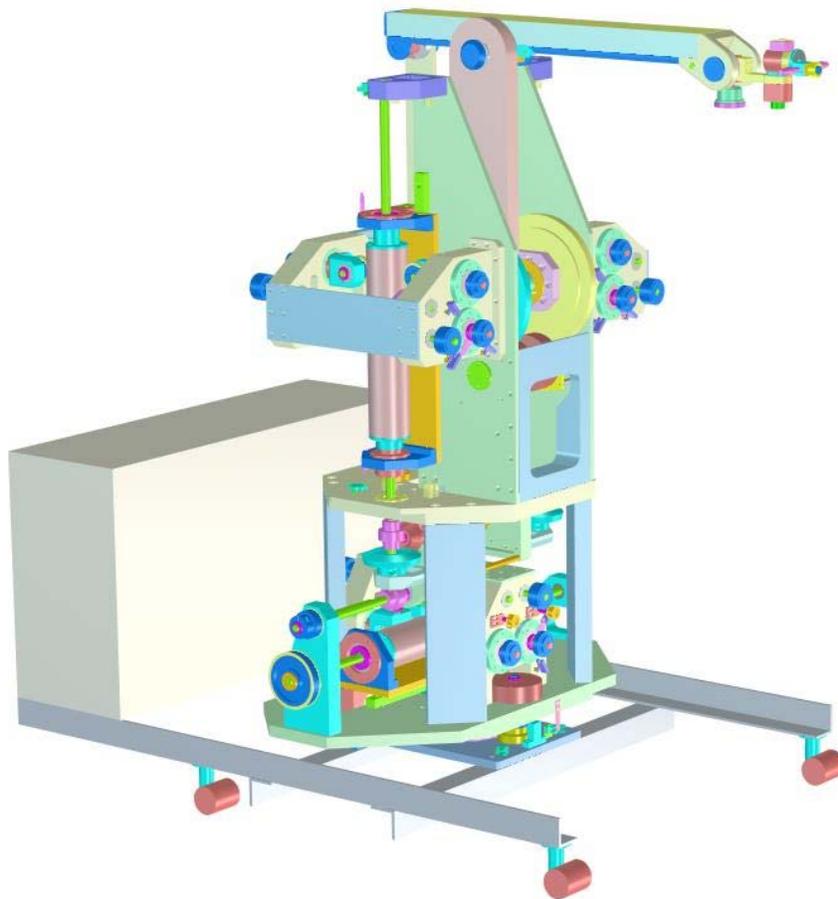


図 51 試作 2 号機の 3D 図

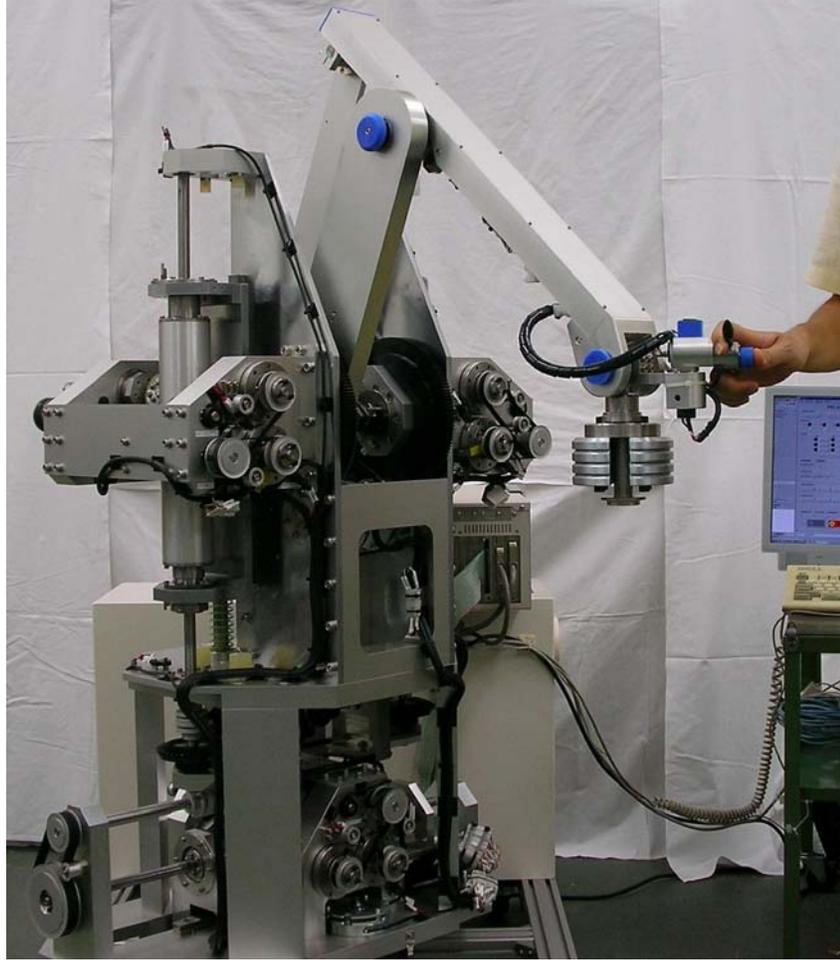


図 52 試作 2 号機の写真

2. CVT で舵角を変化させたときにホイールに連れ回りが生じる .
3. CVT の摩擦力が小さいために可搬質量が小さい .

そこでこれらの問題を改良した試作 2 号機を開発した . CVT に関連する改良のポイントは以下である .

1. 構成をホイール出力型 ( 4.3.2 項 ) からローラ回転出力型 ( 4.3.3 項 ) に変更することにより変速比 0 を実現する .

2. ローラ回転出力型ではホイールの回転は入力軸とも出力軸とも結合されないで連れ回りは生じない。
3. ホイールのライニング材料を 4.2.3 項で選定した複合材料に変更し，ホイールの個数を増加する．また，4.3.3 項で述べた予圧調整機構を付加してホイールの予圧を調整可能とする．

上記の CVT の改良点の他，アームに以下の改良を加える．

1. アーム構造に CVT 兼用の重量補償機構を内蔵し，関節軸まわりのイナーシャの増加なしに定格可搬質量を増強する．
2. アーム長を拡張し，可動領域を拡大する．
3. アーム先端に案内面指示装置を付加する．

試作 2 号機のリンク長と可動領域を図 53 に示す．1 号機と同様，平行リンク式の垂直多関節型ロボットアームの構成で，図の太線の姿勢を原点姿勢とする．座標系は JIS B8437[44] のベース座標系である．

試作 1 号機の寸法では人間の腕の動きのストロークに比べてあまり可動領域が広く取れず，手首を動かすと特に前後方向に関してすぐに可動領域端に到達してしまう問題点があった．そこで試作 2 号機では，人間が肩の位置を固定した状態で手首を動かしたときのストロークを概ね包含できる可動領域が得られることを考慮して寸法を定めた．

上腕長  $l_2 = 0.4$ [m]，前腕長  $l_3 = 0.45$ [m]，J2 軸高さは約 0.9[m]（架台のアジャスタの高さにより変化する），肩オフセットは  $l_{1x} = 0.1$ [m] とした．このとき最大リーチは  $l_R = 0.1 + 0.4 + 0.45 = 0.95$ [m] となる．よって変速比の最大値同士の比は 3.3.4 項の結果を用いて式 (103) のようになる．

$$\begin{aligned} \text{Max}[\text{Abs}[k_1]] : \text{Max}[\text{Abs}[k_2]] : \text{Max}[\text{Abs}[k_3]] &= 1 : l_2/l_R : l_3/l_R \\ &= 1 : 0.42 : 0.47 \quad (103) \end{aligned}$$

ここでアーム長に関しては 1 号機，2 号機とも R20 の標準数を用い，2 号機は 1 号機を拡大した寸法としている．試作 2 号機の可動領域に内接する直方体の寸

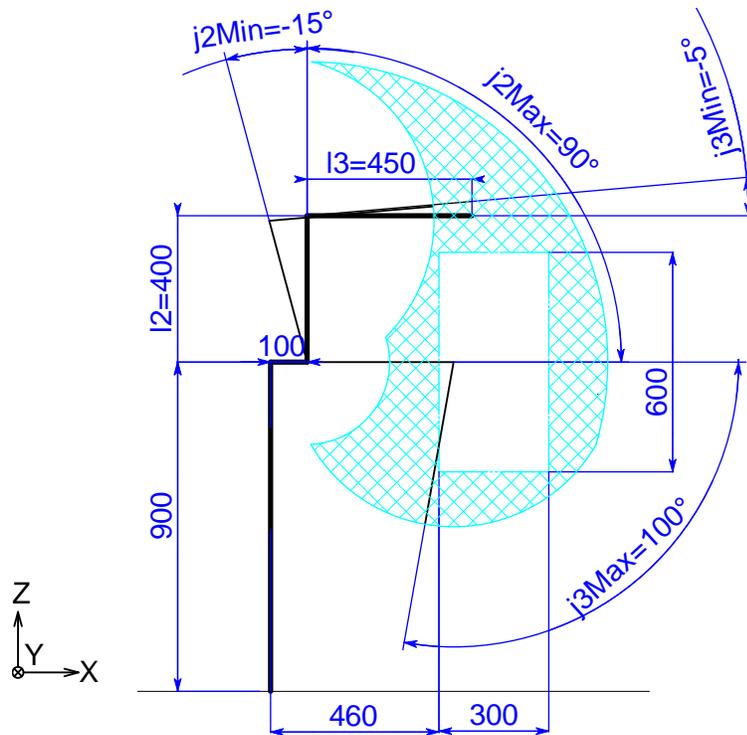


図 53 試作 2 号機のリンク長と可動領域

法は例えば奥行き 0.3 × 幅 0.7 × 高さ 0.6[m] となる．この可動領域に内接する直  
 方体の体積を用いて 1 号機に対する 2 号機の作動領域を拡大した割合を表せば，  
 $(0.3 \times 0.7 \times 0.6) / (0.24 \times 0.4 \times 0.4) = 3.28$  倍となる．

### 5.3.2 機構設計の概要

ここでは試作 2 号機の機構設計の概要について述べる．主な部品の選定につい  
 ては付録で述べる．

3.3 節で述べたようにリンク長と CVT の変速比の範囲は関連する．また後述す  
 るように関節の作動範囲は，関節と CVT を結合するピニオンのピッチ円半径と  
 CVT のローラ長さに関連する．一方で通常のロボットアームと同様にリンク長  
 と関節の作動範囲は，5.3.1 項で述べたアームの可動領域と関連する．以上よう  
 にアームの幾何学的な仕様と CVT は密接に関連するので，機構設計に当たって

はこれらの関連を考慮して設計する必要がある．このため本項では設計の考え方について詳しく述べる．

各関節の作動範囲については，特異点，CVTの関節軸側作動範囲，アームの原点姿勢を考慮して定める．コスト低減と製作を容易にするため，CVTは3軸とも同じ寸法とし，ローラの直動作動範囲を3軸とも同じとする．J2軸とJ3軸の作動範囲は，特異点と，アームがなす平行リンクの死点により限定されるのに対して，J1軸の作動範囲は $\pm 180$ 度まで拡大しうる．

まずJ1軸について考える．J1軸の作動範囲 $\theta_{1range}[\text{rad}]$ を適当な大きさにするためには，ローラの直動動作に対するアームの回動角度の比，すなわちCVTで使用するラック&ピニオンのピニオンのピッチ円径 $r_p[\text{m}]$ を次式のように定める必要がある．

$$r_p \cdot \theta_{1range} \leq l_{roller} \quad (104)$$

ここで $l_{roller}[\text{m}]$ はローラの長さである．ローラの長さを大きくするとかさばる問題があるので，式(104)よりJ1軸の作動範囲 $\theta_{1range}[\text{rad}]$ を大きくするためには，ピニオンのピッチ円半径 $r_p[\text{m}]$ を小さくしなければならない．

更にCVTにかかる負荷の観点から考える．関節の負荷トルクをJ3軸のトルクで代表させ，アームの自重は自重補償機構（付録で説明する）で補償するものとする．寸法関係を図54に示す．前腕とピニオンは実際には平行リンクを介して結合しているが，図では省略している．アーム手先にかかる搬送質量による負荷を $f_{max}[\text{N}]$ ，前腕長を $l_3[\text{m}]$ とすれば，J3軸にかかるトルク $\tau_{3max}[\text{Nm}]$ は式(105)のようになる．

$$\tau_{3max} = f_{max} \cdot l_3 \quad (105)$$

上記トルクとCVTの許容負荷 $f_{CVT}[\text{N}]$ の関係は次のようになる．

$$f_{CVT} \geq \frac{\tau_{3max}}{r_p} = f_{max} \frac{l_3}{r_p} \quad (106)$$

式(106)よりアーム手先の負荷 $f_{max}[\text{N}]$ を大きくするためには，ピッチ円半径 $r_p[\text{m}]$ を大きくするか，アーム長 $l_3[\text{m}]$ を小さくすればよいことがわかる．ただしピニオンがかさばって作業のじゃまになるので，アーム長に比べてピッチ円半径をあまり大きくすることはできない．

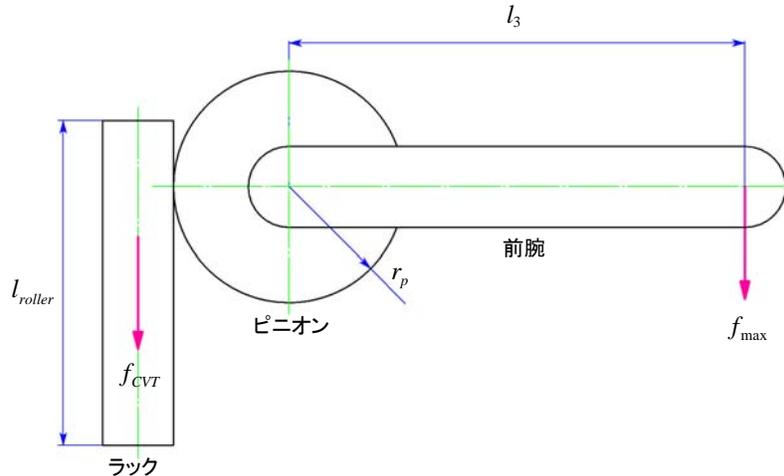


図 54 試作 2 号機の前腕とピニオンの寸法関係

以上から、ピッチ円半径  $r_p$  を小さくすれば J1 軸の作動範囲  $\theta_{1range}[\text{rad}]$  は拡大できるがアーム手先の負荷  $f_{max}[\text{N}]$  は減少し、大きくすればその逆になるというトレードオフの関係にあることがわかる。

ここでは搬送質量を大きくすることを優先し、J1 軸の作動範囲  $\theta_{1range}[\text{rad}]$  については試作 1 号機 ( $-90 \leq \theta_1 \leq 90 [\text{deg}]$ ) よりやや小さくして、 $-75 \leq \theta_1 \leq 75 [\text{deg}]$  と定める。作動範囲の大きさは  $\theta_{1range} = 150[\text{deg}]$  となる。原点姿勢は正面向きを 0 とし、原点センサもこの位置を検出させる。

次に J2 軸と J3 軸の作動範囲については、前述の可動領域に内接する直方体、奥行き  $0.3 \times$  幅  $0.7 \times$  高さ  $0.6[\text{m}]$  が確保できるように定める。

J2 軸については上腕が鉛直姿勢のときを原点とし、原点センサもこの位置を検出させる。上腕が鉛直姿勢を通り抜けるときに CVT のラック & ピニオンのバックラッシュによりアーム動作にガタが出るので、鉛直姿勢にまたがらない作動範囲とすることが望ましい。一方でアーム長に対してなるべく大きな可動領域を取りたく、また原点出しでアームが鉛直姿勢を通り抜ける方がわかりやすい。ここでは可動領域を優先させて、原点姿勢から  $-15[\text{deg}]$  後傾して懐(フトコロ：可動領域の手前側からアームまで)側の可動領域を取り、前傾側は  $90[\text{deg}]$  までとする。以上より J2 軸は次の作動範囲となる。 $-15 \leq \theta_2 \leq 90[\text{deg}]$ 。作動範囲の大きさは

$\theta_{2range} = 105[\text{deg}]$  となる

J3 軸については，前腕が水平姿勢のときを原点とし，原点センサもこの位置を検出させる．平行リンク型の垂直多関節型なので，J3 軸の角度は上腕に対してではなく地面に対して取る．可動領域を取る上では前腕水平姿勢より上側へ動作する必要はないが，原点出しで水平姿勢を通り抜けるように，作動範囲上側を $-5[\text{deg}]$ とする．下側は $100[\text{deg}]$ とする．以上より J3 軸は次の作動範囲になる． $-5 \leq \theta_3 \leq 100[\text{deg}]$ ．作動範囲の大きさは $\theta_{3range} = 105[\text{deg}]$  となり，結果として J2 軸と J3 軸の作動範囲の大きさを同じにすることができた．

特異点，アーム同士の干渉，アームの平行リンクの死点を避けるため，アームの動作に広角・挟角制限を設ける必要がある．広角（上腕に対して前腕を伸ばしたときの上腕と前腕の間の角度）側は $150[\text{deg}]$ とする．挟角（上腕に対して前腕を曲げたときの上腕と前腕の間の角度）側は $30[\text{deg}]$ とする．

以上をまとめれば表 5 のようになる．各軸作動範囲に対応する，CVT のラックのストロークの関係を図 55 に示す．

表 5 試作 2 号機の関節作動範囲 [deg]

関節	下限	上限
J1	-75	+75
J2	-15	+90
J3	-5	+100
挟角/広角	30	150

試作 1 号機ではピニオンのピッチ円は 3 軸とも同じとしていたが，上記のピッチ円半径  $r_p$  を小さくすれば J1 軸の作動範囲  $\theta_{1range}[\text{deg}]$  は拡大できるがアーム手先の負荷  $f_{max}[\text{N}]$  は減少し，大きくすればその逆になるというトレードオフの関係を考慮して，試作 2 号機では J1 軸のみピッチ円を小さくすることにした．これにより 3 軸ともローラの長さを概ね使い切ることができる．各軸作動範囲の比は上述のように  $\theta_{1range} : \theta_{2range} : \theta_{3range} = 150 : 105 : 105$  なので，概ねこれの逆比になるよう，標準歯車の歯数を考慮してピッチ円半径比を

$$r_{p1} : r_{p2} : r_{p3} = 2 : 3 : 3 \quad (107)$$

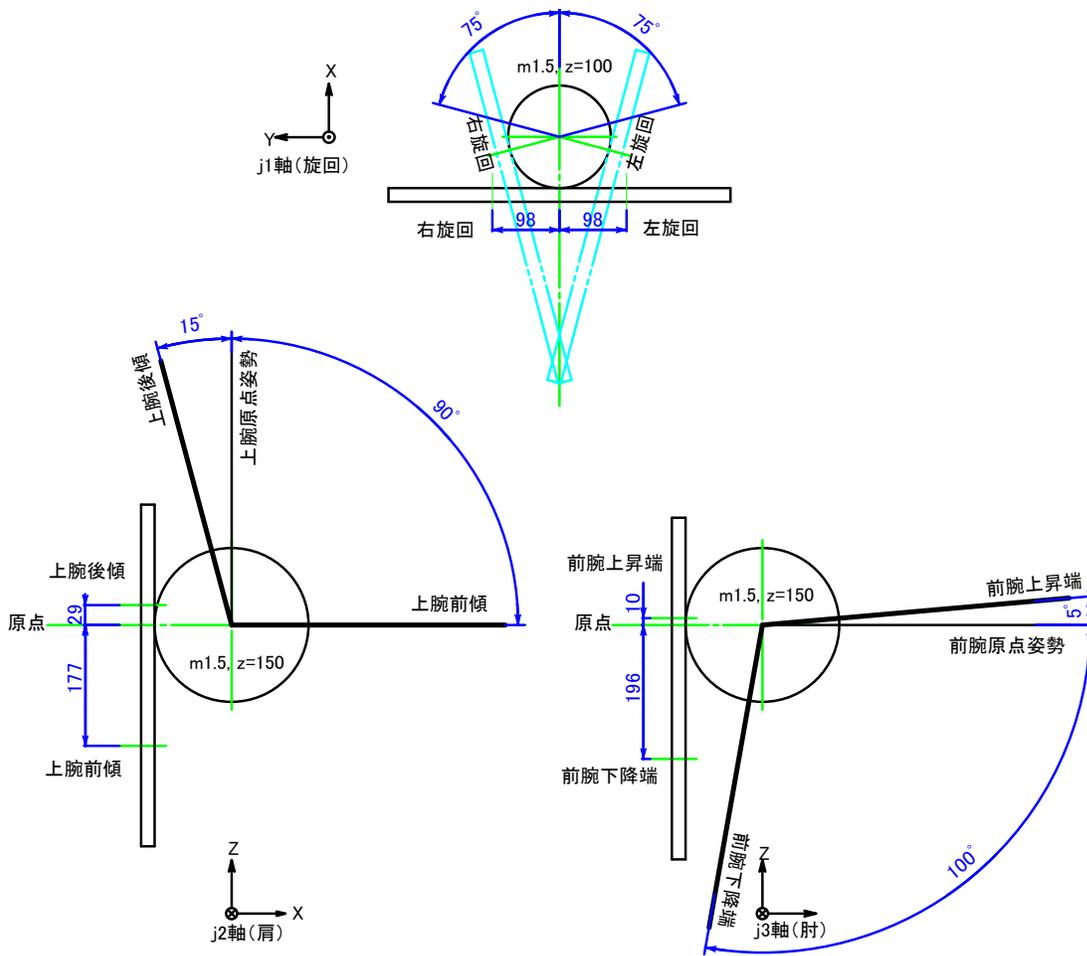


図 55 試作 2 号機の各軸作動範囲に対応するラックのストローク

とした．CVT の変速比と舵角を計算する際には，このピッチ円半径比を考慮しなければならない．

CVT・差動機構・関節軸の構成と回転方向・並進方向の関係について図 56 にまとめた．図は中央枠が正面図，左の枠がアームの右手側側面，右の枠がアームの左手側側面である．また下の枠はアーム底部を抜き出した平面図である（作図の都合上，正面図に対して右手側側面と左手側側面は第三角法だが，平面図のみ第一角法になっているので注意のこと）．図中，1 本線の曲線の矢印は紙面に垂直な軸の回転方向，1 本線の矢印は紙面に平行な軸の右ネジ方向の回転を示す．ま

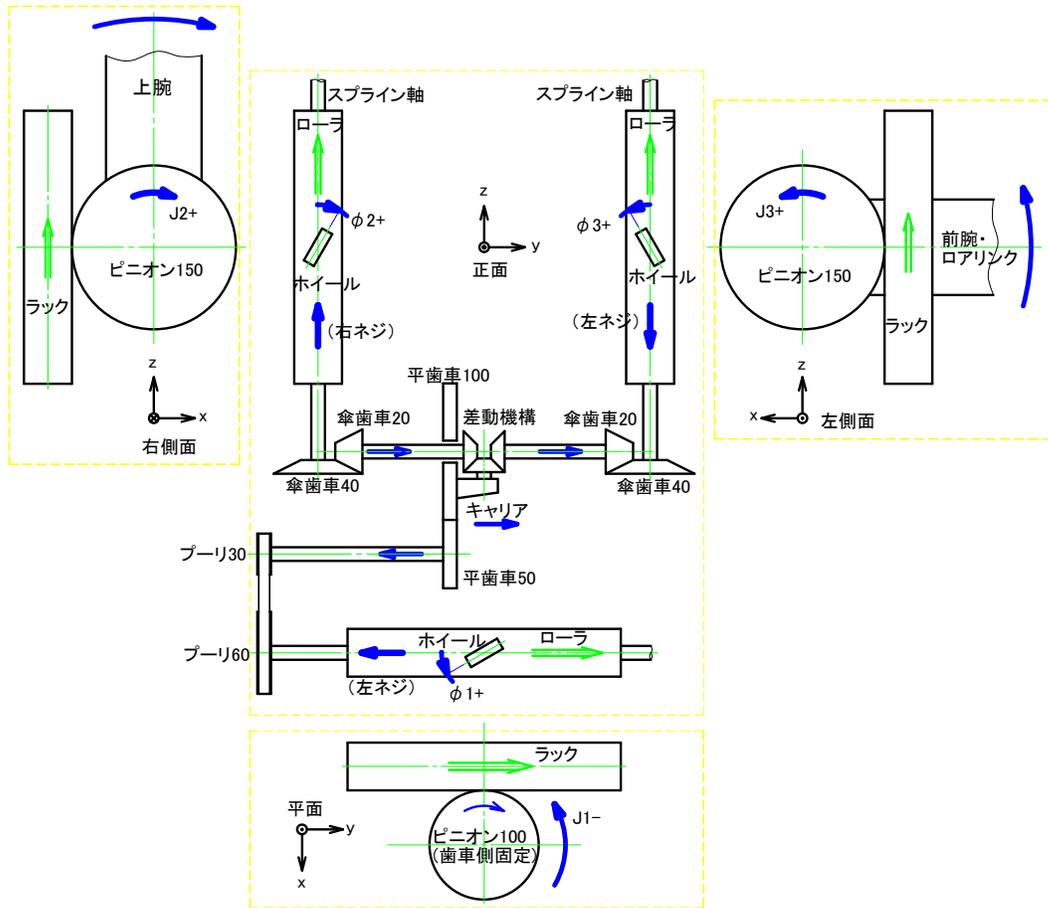


図 56 試作 2 号機の各関節，CVT・差動機構の構成と回転方向・並進方向の関係

た 2 本線の矢印は並進の運動方向を示す。

舵角の方向は，図のように各関節がすべて正方向へ動作する状態になるときを正方向としている．舵角の正方向は軸によって異なるので， $J_2$  軸では舵角が正のときにローラの並進方向と右ネジの進む方向が同じになるが， $J_1$  軸と  $J_3$  軸では舵角が正のときにローラの並進方向と右ネジの進む方向が逆になる．すなわち左ネジになる．

図中，歯車などの名称の後の数字は歯数である．差動機構のキャリアの回転は平歯車 100 と平歯車 50 で 2 倍に増速している．これはキャリアの角速度が  $J_2$  側の角速度と  $J_3$  側の角速度の和の  $1/2$  になっているのを  $J_1$  軸側に導く前に補正

するためである。差動機構の回転は、J2軸とJ3軸では傘歯車20と傘歯車40、J1軸ではプーリ30とプーリ60でそれぞれ1/2倍に減速している。これは差動機構のバックラッシュが関節軸側に出る大きさを小さくするためである。試作2号機の胴体下部を前方から見た写真を図57に示す。中央に差動機構が配置されている。

また、前述の関節の作動範囲と負荷容量のトレードオフを考慮して、J2軸とJ3軸のピニオンは歯数150、J1軸のピニオンは歯数100にしている。なおJ1軸のピニオンは地面側に固定されており、これをアーム側からラックで回転させようとすると、アーム側が逆方向に旋回する。

試作2号機の胴体上部を前方から見た写真を図58に示す。第1アームとロアリンクの根本にそれぞれJ2軸、J3軸のピニオンが取り付けられている。ピニオンの後方にローラと一体になって上下するラックが配置されている。

ローラ回転出力型のCVTはホイール出力型のCVTに比べて、ローラの並進運動の行程に渡るスプラインシャフトを使用するために全長が長くなり、かさばる問題点がある。そこでアームに実装する際にかさばらないように、J2軸とJ3軸用CVTは図26に示すようにローラが上下方向に並進運動するよう配置した。付録で述べるように、この配置によりローラの質量をカウンターバランスとして用

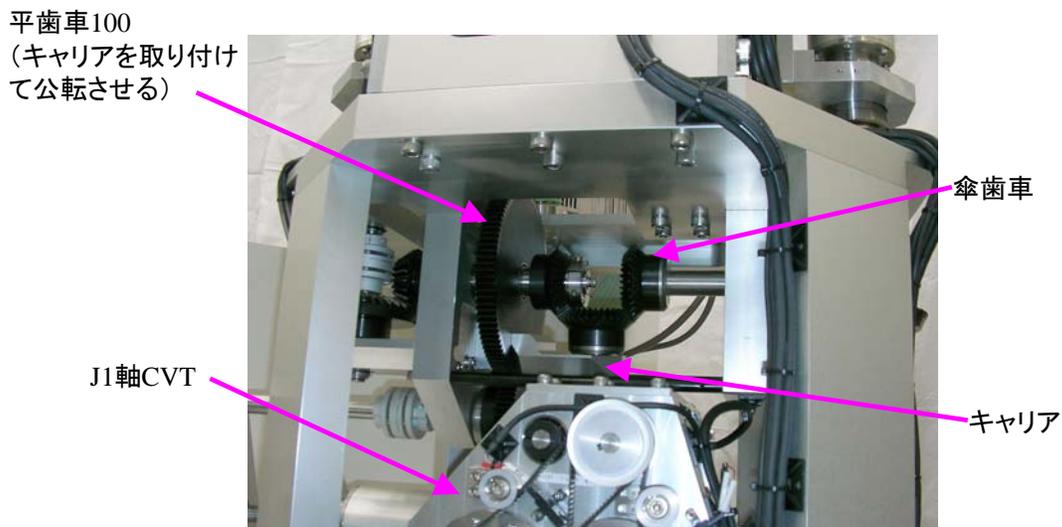


図 57 試作 2 号機の差動歯車まわり

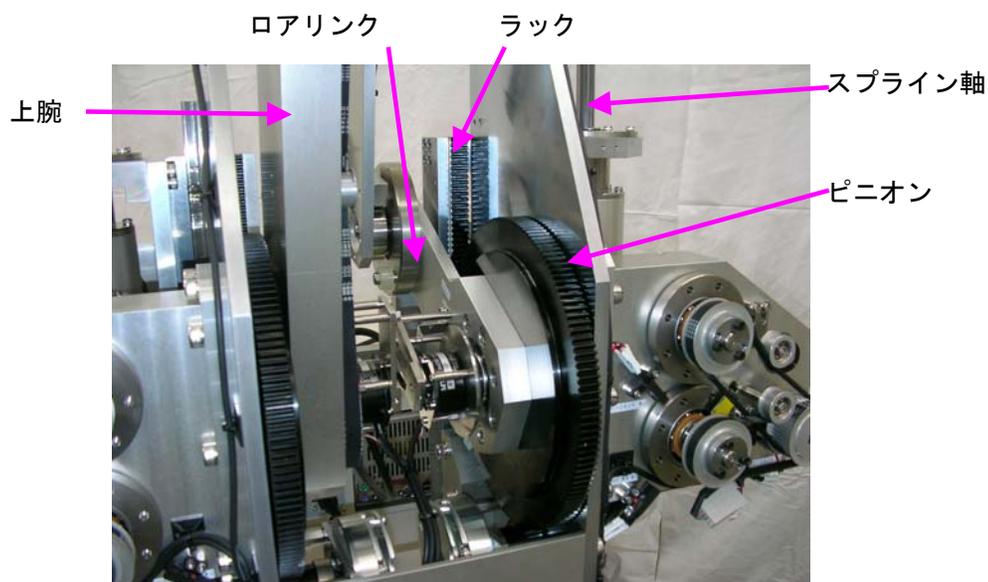


図 58 試作 2 号機の J2 軸，J3 軸ピニオンまわり

いることができる。

アームのベースは、アルミフレームで製作した架台上に搭載されている。架台上、アームの背面側には制御装置が搭載される。J1 軸は中空軸となっており、アームのすべての信号線、パワー線は中空軸を通り、制御装置に導入される。架台にはアジャスタ付きのキャスタを備える。

作業補助アームの実際の運用上では、作業の現場まで人手で押していくことが多いと思われる。試作 2 号機では質量は 200[kg] 程度あり、移動は容易ではない。この点、試作機では軽量化を意識した設計は行っていないので、軽量化の余地はある。操作時のアーム自体の慣性の影響を小さくする意味でも軽量化は要求される。

なお、制御装置は試作 1 号機と同じ構成（図 39 参照）のものを用いた。ただし次の 5.3.3 項で述べる案内面指示装置の入力のため、AD ボードを追加している。

### 5.3.3 案内面指示装置

作業補助アームでは案内面を指示するため、法線方向ベクトルを設定する必要がある。試作1号機では、ベクトルの数値をキーボードから入力していたが、数値で案内面を指定するのは直感的にわかりにくい。そこでアーム手先の操作ハンドルを傾げることで案内面を指示する案内面指示装置を開発した。使用イメージを図59に示す。

試作2号機のアーム手先に取り付けた案内面指示装置の写真を図60に示す。この装置はアームに内蔵された平行リンクの作用により機械的に水平に支持されている。操作用のハンドルが鉛直軸まわりと水平軸まわりに回動可能に取り付けられており、それぞれの軸にポテンショメータが結合されていて、ハンドルの角度を検出できる。

ハンドルを設定したい案内面に沿った角度に動かし、ハンドル上の「案内面設定用ボタン」を押すと、そのときの角度が取り込まれる。その後、ハンドル前の「push on ボタン」を押すとブレーキが開放されて設定した案内面に沿ってアームを動作させることができる。なお、push on ボタンはデッドマンスイッチとして

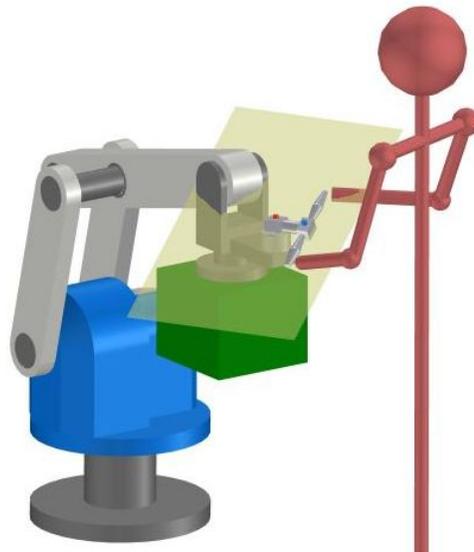


図 59 操作ハンドルにより案内面を指示

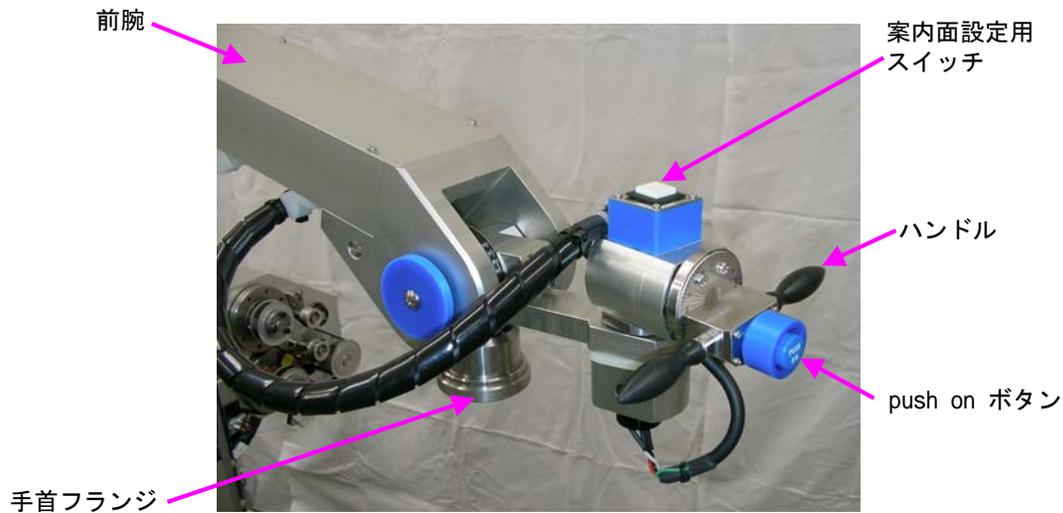


図 60 案内面指示装置

働く。

手首フランジは産業用ロボットの円形フランジ形接合部 [49] としている。ここでは産業用ロボットに用いられるような一般的なハンドを取り付け、搬送するワークを保持することを想定している。

#### 5.3.4 案内面生成実験結果

##### 1. 実験結果 1

法線方向ベクトルを  $\mathbf{n} = \begin{bmatrix} -0.008 & -0.494 & 0.869 \end{bmatrix}^T$  としたときの無負荷時の手先の軌跡を図 61 に示す。これはアーム正面で手先を左右方向に動かし、右上がりの斜面に沿って動く場合である。アームは図の奥方向に位置する。

動作開始点は  $\begin{bmatrix} -0.581 & -0.081 & 1.092 \end{bmatrix}^T$  で、ここから  $y$  座標プラス方向、 $z$  座標プラス方向（アームに向かって右上方向）へ動作している。この動作開始点を含む案内面を薄い色でプロットしている。

図 62 に図 61 の軌跡の  $yz$  面への投影を示す。

図中，動作開始後，すぐに軌道が上方へ動いているのは，無負荷のため動作開始時にブレーキを釈放した際，カウンターバランスの力で手先が上方へ引き上げられ，伝達系のバックラッシュ分動いたためである．その後は軌跡は概ね案内面に平行に動いている．

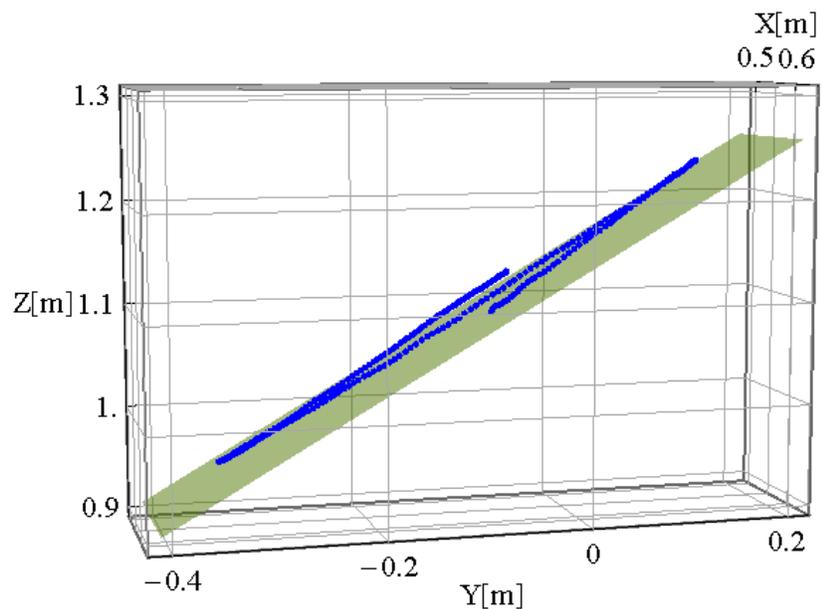


図 61 試作 2 号機 実験結果 1 アームに向かって左右方向の斜面 無負荷

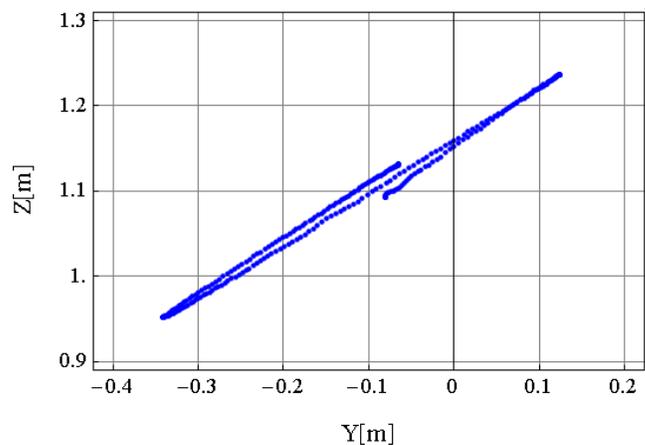


図 62 試作 2 号機 実験結果 1 yz 平面へ投影

## 2. 実験結果 2

法線方向ベクトルを  $\mathbf{n} = \begin{bmatrix} -0.003 & -0.453 & 0.891 \end{bmatrix}^T$  としたときの手先の軌跡を図 63 に示す．アームは図の奥方向に位置する．負荷は 15[kg] である．アーム正面で手先を左右方向に動かし，右上がりの斜面に沿って動く場合である．

動作開始点は  $\begin{bmatrix} 0.561 & -0.317 & 0.789 \end{bmatrix}^T$  で，ここから  $y$  座標プラス方向， $z$  座標プラス方向（アームに向かって右上方向）へ動作している．この動作開始点を含む案内面を薄い色でプロットしている．

図 64 に図 63 の軌跡の  $yz$  面への投影を示す．

動作開始後，すぐに軌道が下方へ動いているのは，ブレーキを釈放した際，負荷の質量により手先が下方へ引き降ろされ，伝達系のバックラッシュ分動いたためである．その後は軌跡は案内面に沿っている．

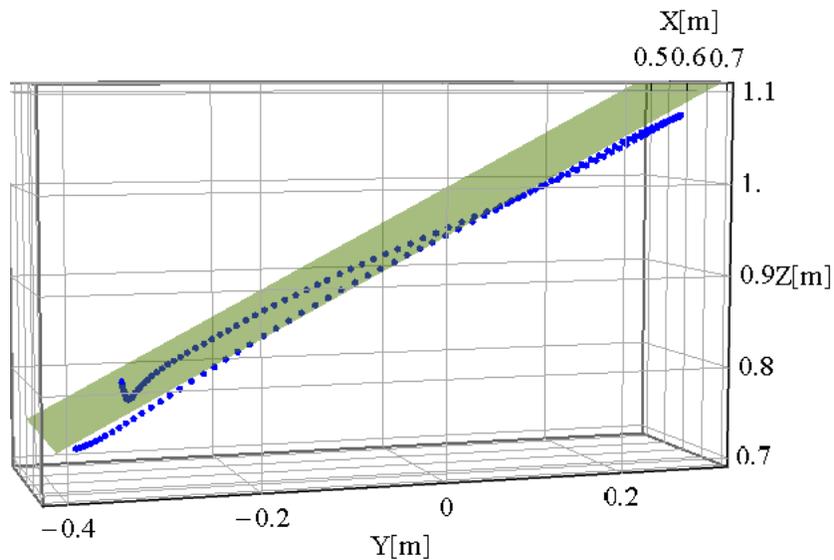


図 63 試作 2 号機 実験結果 2 アームに向かって左右方向の斜面 負荷 15kg

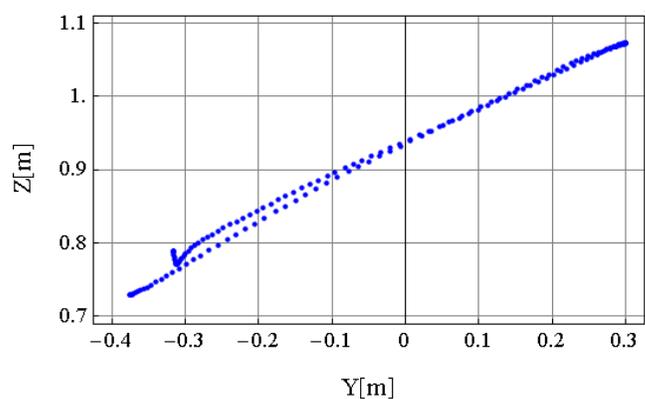


図 64 試作 2 号機 実験結果 2  $yz$  平面へ投影

### 3. 実験結果 3

次に法線方向ベクトルを  $\mathbf{n} = \begin{bmatrix} -0.516 & -0.04 & 0.855 \end{bmatrix}^T$  としたときの無負荷時の手先の軌跡を図 65 に示す．アームは図の左方向に位置する．これはアームのほぼ正面で手先を前後方向に動かし，アームに相対して手前へ上がる斜面に沿って動く場合である．

動作開始点は  $\begin{bmatrix} -0.577 & -0.066 & 1.132 \end{bmatrix}^T$  で，ここから  $x$  座標プラス方向， $z$  座標プラス方向（アームから離れる方向）へ動作している．この動作開始点を含む案内面を薄い色でプロットしている．

動作開始（図で手前側）後，すぐに軌道が上方へ動いているのは，無負荷のため動作開始時にブレーキを釈放した際，カウンターバランスの力で手先が上方へ引き上げられ，伝達系のバックラッシュ分動いたためである．

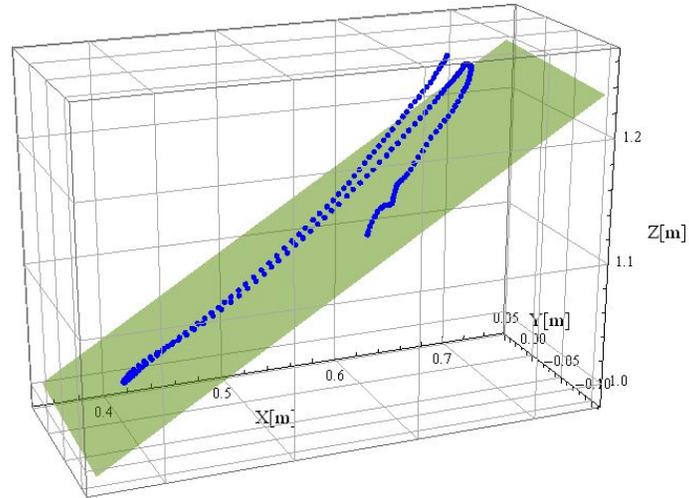


図 65 試作 2 号機 実験結果 3 無負荷 アームに向かって下がっていく斜面

#### 5.4 作業補助アームの性能評価指標

試作 1 号機と試作 2 号機的设计と案内面生成実験の結果をもとに、作業補助アームの代表的な性能評価指標を検討する。

評価指標の項目は負荷容量と作業領域の大きさとする。ここで作業領域の大きさはアームのリンク長に比例すると考える。負荷容量とリンク長は両方とも CVT の性能に関連する。図 54 と式 (106) を参照すれば、負荷容量とリンク長は反比例することがわかる。

図 66 にこれらの関係を示す。図の横軸はモーメントアーム、縦軸は負荷容量である。図中実線は試作 2 号機の特徴、破線は試作 1 号機の特徴である。モーメントアームの最大値は、それぞれのアームのリンク長の最大値となる。図中の点は、それぞれのアームのリンク長最大値として前腕長さ  $l_{arm} = l_3$  をプロットしている。図中の  $n$  は CVT のホイールの個数、 $\mu$  は 4.2.3 項で調べたホイールのライニング材の摩擦係数である。これらを改良したことにより、試作 2 号機は 1 号機より性能評価指標が大幅に改善されている。

作業補助アームの負荷容量と作業領域を両方とも拡大する（図 66 の右上方向）ためには、CVT の負荷容量を向上することが必要である。このためには CVT の

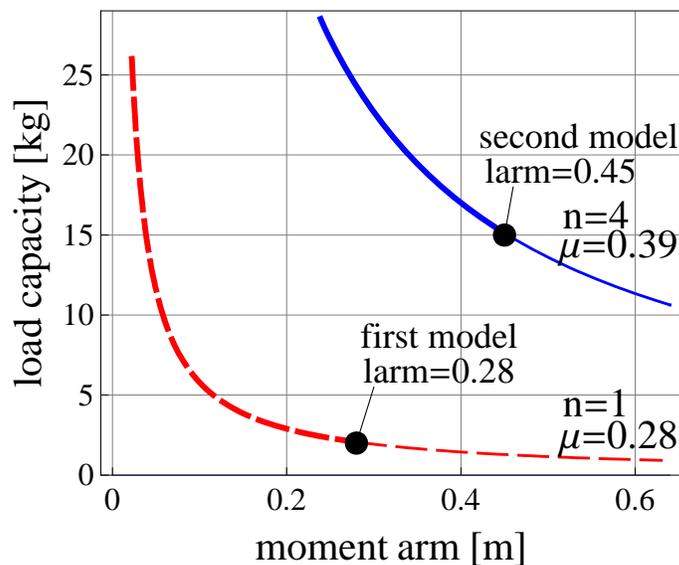


図 66 作業補助アームの性能評価指標

摩擦力をより増大する必要がある。

## 5.5 本章の結論

作業補助アームの原理を検証し、機能と性能を調べるため開発した、試作1号機とその改良版である試作2号機の仕様、機構設計について述べた。試作2号機では試作1号機のCVTの問題点を解決し、負荷容量とリンク長を拡大し、更に案内面をハンドル操作により指示できる案内面指示装置を搭載した。

アームのリンク長、関節の作動範囲、アームの負荷容量といったアームの基本的な仕様と、CVTの変速比の範囲、アームの関節と各CVTの間の速比は、互いに密接に関連する。機構設計に当たってはこれらの関連を考慮して設計する必要がある。このため試作2号機について設計の考え方を詳しく説明した。

試作機による案内面生成実験により、作業補助アームが設定した案内面を生成できることを実験的に確認した。試作2号機の最大負荷質量は15[kg]となった。また作業補助アームの可操作性楕円と手先に加える力との関係について、可操作性楕円の主軸半径が長い方向はアームが動かしやすい方向、主軸半径が短い方向

は動かしにくい方向であることを確認した。

最後に試作1号機と2号機の設計および実験結果をもとに、作業補助アームの性能評価指標を提案した。評価指標は負荷容量とアームのリンク長である。これらを両方とも拡大するためには、CVTの摩擦力を増大する必要がある。

## 6. 結論

### 6.1 まとめ

人間の力学的な作業の補助を安全に行うことを目的として、アーム手先が任意の2次元状の案内面に拘束され、その面内では人間が与えた外力により自由に動作可能な“作業補助アーム”を新たに開発した。本論文では、作業補助アームの原理と機構、作業補助アームのキーパーツである無段変速機(CVT)の詳細、原理検証用に製作した試作機の設計と実験結果についてまとめた。

以下に各章ごとの要点を示す。

#### 第2章

作業補助アームの基本的な原理と性質について述べた。

作業補助アームは、CVTと差動歯車を組み合わせた“線形和機構”を組み込んだ平行リンク式の3関節垂直多関節型アームの構造を持つ。CVTの変速比を制御することで、設定した案内面に沿った方向に外力が加わるとその方向に動作可能だが、案内面からはずれる方向に外力が加わっても動作できない性質を得る。

CVTの変速比はアームの関節角度と案内面に立てた法線方向ベクトルから計算される。CVTの変速比から構成される変速比ベクトルを導き、変速比ベクトルの微分関係について説明した。変速比ベクトルの微分関係により、変速比の分解能に対する案内面の法線方向ベクトルの分解能、アームの動作に対する変速比の変化する速度(変速比速度)を導いた。

また、作業補助アームの運動学的な特性として可操作性を考え、可操作性の指標となる“作業補助アームの可操作性楕円”を導いた。作業補助アームの可操作性楕円はアームの関節角度と法線方向ベクトルから求められる。楕円の主軸半径が長い方向はアームが動かしやすい方向、短い方向はアームが動かすにくい方向となる。

受動的な機械要素を計算機制御することで所望の動きを得る、新たなロボティクスとしてpassive roboticsが提案されている。作業補助アームはpassive roboticsの範疇に含まれる。passive roboticsの代表例であるCobotと作業補助アームの違いは、前者は1次元のレール状の案内を与えるのに対し、後者は2次元の案内

面を与える点である。

### 第3章

作業補助アームのキーパーツである CVT について、基本的な構成を検討する際に必要になる一般的な特性について述べた。また、CVT を設計する際に必要になる各関節の変速比の範囲、および各関節の変速比を変化させる速度である変速比速度の範囲について検討した。

CVT の特性としては、速度の比のみを結合し、変位に対しては拘束を与えないこと、変速比は正から 0 を通って負まで滑らかに変化すること、動作中も停止中も変速可能であることなどが特に重要である。

3 関節それぞれの CVT の変速比範囲相互の比は、根本から順にアームのリーチ、上腕の長さ、前腕の長さの比となることがわかった。これらの最大値はアームのリーチなので、変速比をアームのリーチで割れば変速比を正規化することができ、変速比の範囲を-1 と 1 の間にすることができる。

また、3 関節それぞれの変速比速度について、その絶対値の最大値相互の比は、変速比範囲の比と同様に、根本から順にアームのリーチ、上腕の長さ、前腕の長さの比となることがわかった。

これらの知見は作業補助アームの機構設計時や制御プログラム作成時に有効に活用できる。

### 第4章

CVT の具体的な機構と設計、機構の特性について述べた。

まず、作業補助アームで用いる CVT として摩擦駆動方式の CVT を提案した。提案する CVT の主な構成要素はホイールとローラである。更にホイールとローラ間の摩擦特性について調べるために製作した CVT 試験機を用いて、ホイールのライニング材と摩擦係数の関係について調べた。ホイールの適切なライニング材として、ウレタンなどの材料の中から複合材料を選定し、ホイールの予圧に対して見込める摩擦力の実験結果を得た。またホイールの舵角を変化させるときの操舵トルク、ホイールの転がり摩擦を測定した。

次にホイールとローラの並進運動と回転運動の組み合わせ 6 通りの中から、CVT に適切な組み合わせとして、ローラの並進運動を入力、ホイールの回転運動を出

力とするホイール出力型と，ローラの並進運動を入力，ローラの回転運動を出力とするローラ回転出力型を挙げた．前者は試作1号機，後者は試作2号機に搭載した．前者は比較的コンパクトだが，変速比0を実現できない欠点がある．一方後者は寸法がかさばる欠点があるが，変速比0を実現できる．

次にそれぞれの方式の変速比とホイールの舵角の関係を導いた．最後に試作機に適用する際の，それぞれの機構の詳細と，舵角を変化させる速度である舵角速度と，変速比の分解能などの設計検討について述べた．

## 第5章

作業補助アームの原理を検証し，機能と性能を調べるため開発した，試作1号機とその改良版である試作2号機の仕様，機構設計について述べた．

試作1号機はホイール出力型のCVTを搭載し，原理検証を主な目的として試作した．一方，試作2号機では試作1号機のCVTの問題点を解決するためCVTをローラ回転出力型に変更し，負荷質量とリンク長を拡大し，更に案内面をハンドル操作により指示できる案内面指示装置を搭載した．

アームのリンク長，関節の作動範囲，アームの負荷容量といったアームの基本的な仕様と，CVTの変速比の範囲，関節とCVTの間の速比は，互いに密接に関連する．機構設計に当たってはこれらの関連を考慮して設計する必要がある．このため試作2号機について設計の考え方を詳しく説明した．

試作機による案内面生成実験により，作業補助アームが設定した案内面を生成できることを実験的に確認した．また作業補助アームの可操作性楕円と手先に加える力との関係について，可操作性楕円の主軸半径が長い方向ではアームを動かす力が小さく，短い方向ではアームを動かす力が大きくなることを確認した．

最後に試作1号機と2号機の設計および実験結果をもとに，作業補助アームの性能評価指標を提案した．評価指標は負荷容量とアームのリンク長である．

## 6.2 今後の課題と展望

まず，機械的な側面に関わる課題としては以下が挙げられる．

人手で行う重量物搬送作業を補助する在来の類似した装置として，無重力バランス [50] と，工場内での重量物組み立て作業に投入されているパワーアシスト

[51] がある．一般作業用に市販されている無重力バランサーの負荷容量と可動領域の仕様 [50] を参照すると，負荷容量は 50 ~ 300[kg] 程度，可動領域を代表する値としてリーチを考えれば 1 ~ 3[m] 程度となっている．重量物の搬送作業に作業補助アームを導入する場合，負荷容量と可動領域の仕様は想定している作業により定められるべきである．しかし上記のように市販されている製品の仕様が試作機と比較して大きいことを考えると，機械的な側面に関わる課題として，まず負荷容量と可動領域の拡大が要求されると思われる．

可動領域を拡大するにはリンク長を拡張する必要がある．5.4 節で作業補助アームの性能評価指標として，負荷容量とアームのリンク長を提案した．これらを両方とも拡大するためには，CVT の負荷容量を増大するため摩擦力を増大する必要がある．従って機械的な側面に関わる具体的な課題は，より負荷容量の大きい CVT の開発である．そのための現状の方策としては，ホイールの個数を増加することと，ローラとホイールを大きくした上で，ホイールの予圧を増大することが考えられる．

なお，負荷容量とリンク長を拡大した場合，アームの自重が増加することが予想される．このためアームの軽量化設計も一般的な課題となるだろう．操作時のアーム自体の慣性の影響を小さくする意味でも軽量化は要求される．

ISO の産業環境におけるロボットの安全要求事項 [9] では，作業領域内で人間との協調運転のために設計されたロボットでは，発生する最大の静的な力が 150[N] を超えてはならないと定められている．通常のロボットアームをこの考え方で製作すれば，可搬質量は 15[kg] 程度にしかできない．しかし例えば作業補助アームで 30 度の案内面を設定しておき，その面に沿ってワークに  $f = 150[\text{N}]$  の力を与えるなら， $f = m \cdot g \cdot \sin[\pi/6]$  の関係より  $m = 30[\text{kg}]$  程度のワークが搬送可能となる．Peshkin らは同様の考え方で powered cobot[15] を提案している．以上のように作業補助アームに制限のついた動力を付加し，安全性を保ちながら利便性を増す方向も考えられる．このようないわば“ セミアクティブ ”化も今後の課題である．

在来の CVT を大別すると，1) テコを用いたもの，2) トラクションドライブ，3) 摩擦駆動，4) その他に分けることができる．

作業補助アームで使用する CVT では、変位に対しては影響を与えず、変速比は正転から 0 を通って逆転まで滑らかに変化し、動作中も停止中も変速可能、であることが特に重要である。テコを用いたものは、変速するときに変位を変えてしまうので使用できない。トラクションドライブは自動車用の CVT として実用化されているが、入力に対して出力が常に滑りながら運動するので、変位に影響を与えるので使用できない。その他の方式として液圧を用いた方式なども考えられるが、実用的な構成が見あたらない。

以上から作業補助アームで使用する CVT の方式として現状では摩擦駆動方式しか解がない。摩擦駆動方式にはスリップやスキッドといった滑りが生じるといった問題点がある。そこで機械的な側面に関わる長期的な課題として、摩擦駆動方式ではない CVT の開発を挙げることができる。

次に制御とソフトウェアに関わる課題としては以下が挙げられる。

本研究では CVT の制御はオープンループで行っている。このため CVT の滑りにより、設定した案内面からアームが逸脱して案内面からの距離が過大になった場合、ブレーキで保持するといった安全対策が必要である。

案内面からアームが逸脱したとき、オープンループでは元の案内面に戻れないので、更に何らかのフィードバックを行い案内面に戻す制御を行うことも考えられる。そこで今後の課題として、フィードバック制御化が挙げられる。ロボットアームの制御と異なり、作業補助アームは人手で動かすので次回のアームの位置は未知である。このためアームの位置に基づき CVT の変速比を計算する作業補助アームの制御では、次回の変速比を補正するための次回のアーム位置を推定しなければならない点が技術的課題である。

本研究では、案内面は平面の場合に限定した。実際の作業では、曲面を用いた方が良い場合もある。例えば、図 67 左のように狭い作業スペースで重量物を上昇/下降させる作業では、螺旋状の案内面を用いれば小さな力で作業ができる。図 67 中のようにピックアッププレースする作業では、アーチ状の案内面を適用すれば作業がしやすい。また図 67 右のように樋(とい)状の案内面を作ることによって、ワークを周囲の環境と干渉しないような案内を設定することができる。このような任意の案内面の設定手法も今後の課題である。

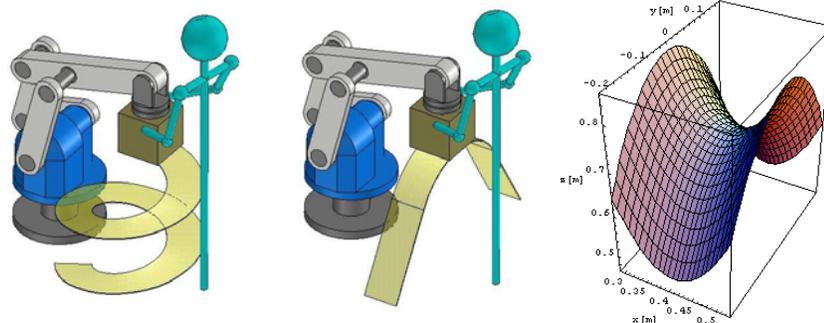


図 67 曲面状の案内面の例

具体的には、曲面が簡単な形状であれば数式で表現する、また例えばアーチ状の案内面であれば、上昇動作、水平動作、下降動作を複数の平面の案内面で指定しておき、それら之間をスプラインで補間する、といった手法が考えられる。

試作 2 号機ではヒューマンマシンインターフェースとして案内面指示装置を開発した。今後の課題として、例えばこの指示装置を用いて複数の案内面を教示して、ワークのローディング・アンローディングのような作業の軌道を教示する、などといった実用的なインターフェースのシステム開発が考えられる。また、パソコンに作業環境を予め取り込んでおき、画面上で曲面を含めた案内面を設定するシステムなど、作業補助アームの特性と使用形態に合わせた専用のインターフェースシステムへの展開も考えられる。

更に今後の展開として、上記のような技術課題に加え、具体的なアプリケーションへの投入を通じて信頼性、安全性、使い勝手の向上を目指す方向が考えられる。その場合には産業用ロボットなどの製品の一般的な評価項目であるコストと寿命に加え、安全審査への対応も重要な課題となる。

一方、検討対象をより大きく捉え、passive robotics の枠組みで考えれば、この分野での新たなロボット開発への展開も推進したい。passive robotics は今後の人間共存型ロボットを開発する上で、特に安全性の点で有益な技術であると共に、豊饒な研究分野として期待できる。

## 謝辞

本研究を遂行し、本論文をまとめるに当たり、丁寧なご助言と暖かいご指導を頂きました奈良先端科学技術大学院大学 情報科学研究科 小笠原司教授に深く感謝の意を表します。

本論文の内容をご検討下さり、多くのご助言を頂きました奈良先端科学技術大学院大学 情報科学研究科 杉本謙二教授に深く感謝の意を表します。

本論文の内容をご検討下さり、多くのご助言を頂きました奈良先端科学技術大学院大学 情報科学研究科 高松淳准教授に深く感謝の意を表します。

奈良先端大への入学のきっかけを作って下さった奈良先端科学技術大学院大学 先端科学技術研究調査センター 萩原史郎客員教授に感謝の意を表します。

本研究遂行に当たり様々なかたちでご支援頂いた奈良先端科学技術大学院大学 ロボティクス講座の皆様へ感謝の意を表します。

本研究の論文作成に当たり有益なご助言を頂いた故柿倉正義教授（東京電機大学）に感謝の意を表します。

本研究に関して日本設計工学会の優秀設計賞への応募を勧めて下さった明星大学理工学部機械システム工学科 山崎芳昭准教授に感謝の意を表します。

本研究は、三菱電機（株）先端技術総合研究所（以下、先端総研）において行った「人間共存型作業補助アーム PAS-Arm」に関する研究をまとめたものです。本研究は三菱電機の多くの方々のご支援のおかげで行うことができました。ここに深く感謝の意を表します。

本研究の基本的なアイデア考案時に、まず特許を書くようご指示頂いた三菱電機（株）三田製作所 大西良孝専任（当時・先端総研グループマネージャー）に感謝の意を表します。

作業補助アーム試作に当たり費用を捻出して下さり、ご支援頂いた先端総研 今城昭彦専任（当時・グループマネージャー）に感謝の意を表します。

作業補助アーム試作に当たり、設計・製作上の多くのご助言を頂き、ご支援頂いた先端総研メカトロニクス技術部 福島一彦専任に感謝の意を表します。

「作業補助アーム」のタイトルの前に「人間共存型」の形容を付けるようご助言頂いた三菱電機（株）情報技術総合研究所 森田温所長（当時・先端総研部門

長)に感謝の意を表します。

本研究を所内の研究テーマ公募制度へ推薦して下さった Mitsubishi Electric Research Laboratories 藤田正弘 Executive VP & CFO (当時・先端総研部長)に感謝の意を表します。

本研究を所内の研究テーマ公募制度で遂行するに当たり、ご指導頂いた先端総研 吉安一技師長に感謝の意を表します。

所内の研究テーマ公募制度において本研究を手伝って頂いた三菱電機(株) 稲沢製作所 村井道雄専任(当時・先端総研マテリアル技術部)、並びに先端総研メカトロニクス技術部 春名正樹研究員に感謝の意を表します。

本研究遂行に当たりご支援頂いた先端総研メカトロニクス技術部 湯村敬部長、下地治彦グループマネージャーに感謝の意を表します。

本研究に関しご討議、ご支援頂いた先端総研メカトロニクス技術部機械動力学グループの皆様に感謝の意を表します。

本研究に関して講演発表時に有益なご助言を頂いた、長岡技術科学大学専門職大学院 杉本旭教授、産業技術総合研究所 山田陽滋グループリーダー、東京電機大学 斎藤之男教授、福岡工業大学 森園哲也准教授に感謝の意を表します。

本研究に関して有益なご助言を頂いた日本機械学会、2009 IEEE 11th International Conference on Rehabilitation Robotics および 18th IEEE International Symposium on Robot and Human Interactive Communication の査読者の方々に感謝の意を表します。

試作機のハードウェア開発にあたりご協力頂いた(株)積進の皆様、特に親身に対応頂いた北村和彰課長を始めとするシステム部設計開発課の皆様に感謝の意を表します。

試作機のソフトウェア開発にあたりご協力頂いた三菱電機メカトロニクスソフトウェア(株) 安藤一信監事、三菱電機メカトロニクスソフトウェア(株)並びに三菱電機システムサービス(株)の皆様に感謝の意を表します。

最後に、父と母に感謝します。

## 参考文献

- [1] <http://www.ipss.go.jp/> (国立社会保障・人口問題研究所の「日本の将来推計人口(平成14年1月推計)」)
- [2] Kawamura and Iskarous, "Trends in Service Robotics for the Disabled and the Elderly", Proc. of IEEE/RSJ Int. Conf. on Intelligent Robotics and Systems, pp.1647-1654, 1994.
- [3] 藤江, "福祉機器開発の動向と将来", 日本ロボット学会誌, Vol.21, No.4, pp.330-339, 2003.
- [4] <http://www.meti.go.jp/kohosys/press/0005113/0/040402robot.pdf> (次世代ロボットビジョン懇談会「2025年の人間とロボットが共存する社会に向けて「次世代ロボットビジョン懇談会」報告書」,2004)
- [5] 福祉用ロボット標準化調査専門家委員会, "高齢者等福祉用ロボットの標準化に関する調査研究成果報告書" (社)日本ロボット工業会, 2003.
- [6] ISO12100, "Safety of machinery - Basic concepts, general principles for design", 1998.
- [7] JIS B9700, "機械類の安全性", 2004.
- [8] JIS B8433, "産業用マニピュレーティングロボット 安全性", 1993.
- [9] ISO10218, "Robots for industrial environments - Safety requirements - Part 1: Robot", 2006.
- [10] 石井, "食事支援ロボット「マイスプーン」", 日本ロボット学会誌, Vol.21, No.4, pp.378-381, 2003.
- [11] H.Kazerooni, "Human Machine Interaction via the Transfer of Power and Information Signals", Proc. of IEEE Int. Conf. on Robotics and Automation, pp.1632-1642, 1989.

- [12] Aoki, T., Taguchi, K. "Human-Assist Robot for Nursing Use", Journal of Robotics and Mechatronics, Vol. 13, No. 2, pp. 183-189, 2001.
- [13] Kawamoto, Sankai, "Power Assist System HAL-3 for Gait Disorder Person", Proc. of ICCHP 2002 International Conference on Computers Helping People with Special Needs, pp196-203, 2002.
- [14] A. Goswami, M. A. Peshkin, J.E. Colgate, "Passive Robotics: An Exploration of Mechanical Computation", Proceedings of 1990, IEEE International Conference on Robotics and Automation, pp.279-284, 1990.
- [15] Michael Peshkin, J. Edward Colgate, Witaya Wannasuphprasit, Carl Moore, Brent Gillespie. "Cobot architecture", IEEE Transactions on Robotics and Automation, 17 (4), pp. 377-390, August 2001.
- [16] J. Edward Colgate, Michael Peshkin, "Cobots", U.S. Patent 5952796, 1999.
- [17] Y. Delnondedieu and J. Troccaz, "PADyC: A passive arm with dynamic constraints: A prototype with two degrees of freedom", Proc. IEEE Conf. Med. Robotics Comp. Assisted Surgery, pp. 173-180, 1995.
- [18] L. Jabre, R. McGrew, R. Gillespie, P. Goleski, "An assistive cobot for aid in self-care activities", IFAC Conference on Mechatronics Systems, 2002.
- [19] Hirata, Hara and Kosuge, "Passive-type intelligent walking support system "RT Walker"", Proc. 2004 IEEE/RSJ Int. Conf. on Intelligent Robots and Systems, (IROS 2004), pp.3871-3876, 2004.
- [20] P. Bosscher, E. LaFay, "Haptic Cobot Exoskeleton: Concepts and Mechanism Design", 2006 ASME International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference (DETC/CIE 2006), Philadelphia, 2006.
- [21] 兵頭, 小林, "非線形バネ要素を持つ腱制御手首機構の研究", 日本ロボット学会誌, vol.11, no.8, pp.1244-1251, 1993.

- [22] 石川，小金澤，”拮抗筋型関節駆動の新機構”，第14回日本ロボット学会学術講演会予稿集，pp.611-612, 1996.
- [23] 桂島，菊池，阿部，内山，”関節の柔らかいロボットアームの設計・製作”，第16回日本ロボット学会学術講演会予稿集，pp.963-964, 1998.
- [24] 山下，武内，奥野，相良，”拮抗駆動関節による剛性とトルクの制御：空気圧アクチュエータによる実験的検討”，日本ロボット学会誌，vol.13, no.5, pp.666-673, 1995.
- [25] 早川，川村，後藤，永井，”カセンシング機能を有する空気圧ベローズによるロボットマニピュレータ用 回転駆動機構の開発”，日本ロボット学会誌，vol.14, no.2, pp.271-278, 1996.
- [26] K.F.L-Kovitz, J.E. Colgate and S.D.R. Carnes, ”Design of Components for Programmable Passive Imprdance”, Proc. of IEEE International Conference on Robotics and Automation, pp.1476-1481, 1991.
- [27] 森田，菅野，”メカニカルインピーダンス調節機構による関節制御 機構の提案とロボット指への適用 ”，日本ロボット学会誌，Vol.14, No.1, 1996 .
- [28] Furusho and Kikuchi, ”Rehabilitation Robotics”, Book edited by Sashi S Kommu, pp.115-136, Itech Education and Publishing, Vienna, Austria, August 2007.
- [29] W. Book, H. Charles, H. Davis, M. Gomes, ”The Concept and Implementation of a passive Trajectory Enhancing Robot”, Proceedings of ASME Dynamic Systems Control Division, DSC-Vol. 58, pp.633-638, 1996.
- [30] 太田，”軌跡規制機能付き助力アーム”，特許第 3829399 号, 1997.
- [31] 関口，門脇，”軌跡規制機能付き助力アーム”，特開平 10-187221, 1997.

- [32] Saito, T. and Ikeda, H. "Safe Torque Control System of Human-collaborative Material Handling Robot for Crush Prevention", The 36th International Symposium on Robotics, pp.57, 2005.
- [33] 川村, 山本, 石田, 田畑, "ウェアラブル可変剛性要素の開発", 日本機械学会論文集 C 編, 69(688), pp.3322-3327, 2003.
- [34] [http://www.aist.go.jp/aist\\_j/press\\_release/pr2009/pr20090316/pr20090316.html](http://www.aist.go.jp/aist_j/press_release/pr2009/pr20090316/pr20090316.html) ( 2009-12-20 アクセス )
- [35] [http://www.fhi-clean-robot.jp/robot\\_seisou.htm](http://www.fhi-clean-robot.jp/robot_seisou.htm) ( 2009-12-20 アクセス )
- [36] Akella et al, "Cobots for the automobile assembly line", Proc. IEEE ICRA, pp.728-733, 1999.
- [37] <http://www.kyb.co.jp/2land/22rail/semiactivesus.html> ( 2009-12-20 アクセス )
- [38] Kawamura et al, "Improvement of Passive Elements for Wearable Haptic Displays", Proc. of the IEEE Int. Conf. on Robotics & Automation, 14-19, 2003
- [39] [http://wwwf2.mitsubishielectric.co.jp/melfansweb/index\\_j.htm](http://wwwf2.mitsubishielectric.co.jp/melfansweb/index_j.htm) ( 2009-12-20 アクセス )
- [40] Svoboda. "Computing mechanisms and linkages", MIT Radiation Laboratory Series, no. 27, McGraw-Hill, 1948.
- [41] 機械設計便覧編集委員会, "機械設計便覧", pp.1788-1798, 丸善, 1973.
- [42] 樋口, "作業補助アーム", 特願 2003-410620 ( 2003-12-9 ), 特開 2005-169536 ( 2005-6-30 ), 特許第 4115927 号 (2008-4-25).
- [43] W. Book, H. Charles, H. Davis, M. Gomes. "The Concept and Implementation of a passive Trajectory Enhancing Robot". Proceedings of ASME Dynamic Systems Control Division, DSC-Vol. 58, pp. 633-638, 1996.

- [44] JIS B8437, "産業用ロボットの座標系及び運動の記号", 1990 .
- [45] Yoshikawa, "Analysis and Control of Robot Manipulators with Redundancy". Proceedings of 1st International Symposium of Robotics Research, MIT Press, Cambridge, MA, pp. 735-747, 1984.
- [46] J. Krüger, R. Bernhardt, D. Surdilovic, "Intelligent Assist Systems for Flexible Assembly", CIRP Annals - Manufacturing Technology, Volume 55, Issue 1, pp.29-32, 2006.
- [47] Carl Anthony Moore Jr., "Continuously Variable Transmission for Serial Link Cobot Architectures". Master thesis of Science in Mechanical Engineering, Northwestern University, March 17, 1997.
- [48] E. L. Faulring, J. E. Colgate, M. A. Peshkin, "The Cobot Hand Controller: Design, Control and Performance of a Novel Haptic Display" . The International Journal of Robotics Research, Vol. 25, No. 11, pp.1099-1119, November 2006.
- [49] JIS B8436, "Circular Flanged Mechanical Interfaces of Industrial Robots", 1989.
- [50] **例えば** <http://www.aikoku.co.jp/rh/index.html>. ( 2009-11-30 **アクセス** )
- [51] Yamada, Konosu, Morizono, Umetani, "Proposal of Skill-Assist : A System of Assisting Human Workers by Reflecting Their Skills in Positioning Tasks" , Proc. IEEE Int. Conf. on Systems, Man, and Cybernetics, Tokyo, IV-11 16, 1999.

## 著者研究業績

### 論文

1. 樋口峰夫, ”人間共存型作業補助アーム PAS-Arm の開発 (基本構想とメカニズム)” , 日本機械学会論文集 C 編 , Vol.73, No.730, pp.1762-1768, 2007 .  
( 1 章 , 2.2 節 , 3.3 節に対応 )
2. 樋口峰夫, ”人間共存型作業補助アーム PAS-Arm の開発 (メカニズム・CVT の設計と機能検証システム)” , 日本機械学会論文集 C 編 , Vol.75, No.749, pp.104-112, 2009 .  
( 2.3 節 , 3.4 節 , 4.3 節 , 4.4 節 , 5.2 節に対応 )
3. 樋口峰夫, 小笠原司, ”人間共存型作業補助アーム PAS-Arm の開発 (機能検証システムによる案内面生成実験)” , 日本機械学会論文集 C 編 , Vol.76, No.763 , 2010 .  
( 2.4 節 , 5.2 節に対応 )

### 国際会議

1. Mineo Higuchi, Tsukasa Ogasawara, “ Development of a Human Symbiotic Assist Arm PAS-Arm ”, 2009 IEEE 11th International Conference on Rehabilitation Robotics (ICORR2009), pp.491-497, Kyoto, Japan, June 2009.  
(1 章 , 2.2 節 , 4.3 節 , 5.3 節に対応)
2. Mineo Higuchi, Tsukasa Ogasawara, “ Development of a Human Symbiotic Assist Arm PAS-Arm: Design of CVT ”, 18th IEEE International Symposium on Robot and Human Interactive Communication(RO-MAN 2009), pp.539-545, Toyama, Japan, 30 September. 2009.  
(4.2 節 , 4.4 節 , 5.3 節 , 5.4 節に対応)

## 全国大会

1. 樋口峰夫, ”人間共存型作業補助アーム“ PAS-Arm ”の開発”, 第 22 回日本ロボット学会学術講演会, 3K16, 2004 .
2. 樋口峰夫, ”人間共存型作業保持アーム“ PAS-Arm ”の開発 第 2 報: 機能検証機の試作”, 第 23 回日本ロボット学会学術講演会, 3B36, 2005 .
3. 樋口峰夫, ”人間共存型作業補助アーム“ PAS-Arm ”の開発 第 3 報: 案内面の誤差補正”, 第 25 回日本ロボット学会学術講演会, 1H27, 2007 .
4. 樋口峰夫, ”人間共存型作業補助アーム“ PAS-Arm ”の開発 第 4 報: CVT を改良した 2 号機開発”, 第 26 回日本ロボット学会学術講演会, 3J3, 2008 .

## 特許

1. 樋口峰夫, ”作業補助アーム”, 特願 2003-410620 ( 2003-12-9 ), 特開 2005-169536 ( 2005-6-30 ), 特許第 4115927 号 .
2. 樋口峰夫, ”作業補助アーム”, 特願 2007-85316 ( 2007-3-28 ), 特開 2008-23837 ( 2008-10-9 ) .
3. 他一件出願中 .

## 表彰

1. 樋口峰夫, 村井道雄, 春名正樹, 平成 19 年度武藤栄次賞優秀設計賞, 日本設計工学会 .

## 付録

### A. 試作 2 号機の部品設計詳細

試作 2 号機的主要部品選定の考え方について述べる。

#### A.1 ホイール

CVT のホイールは外径  $\phi 50$ [mm]、厚さ 10[mm] の A5052 芯金に厚さ 5[mm] でウレタンなどをライニングし、外径  $\phi 50$ [mm] に仕上げる。試作 2 号機のローラ回転出力型 CVT ではホイールの外径は変速比には関係しないので、寸法のバランスを考慮して定める。ライニングの厚みは 5[mm] とした。

最大 370[N] と大きな予圧がかかること、ホイールの交換を容易にするためホイールの軸を片持ちにしたいことを考慮して、軸受けは軸径  $\phi 12$  のアンギュラ軸受けを背面合わせで用いる。

#### A.2 ローラ

CVT のローラは内部にスプライン軸を貫通させるため、スプラインナットの径を考慮して、外径  $\phi 70$ [mm] とする。長さに関しては各軸のラックの並進運動ストロークが軸順に 196, 206, 206[mm] なので、それより長くする必要がある。ホイールを二組対向させる構成のためホイール二組の間隔分を 80[mm] として、この分ストロークが食われるので、ローラ長さは 320[mm] とする。材質は A5052 で、滑り止めのため表面を梨地仕上げとする。

#### A.3 ラック & ピニオン

各関節軸に同軸に取り付けたピニオンとこれを駆動するラックは以下のように定めた。

式(107)に示すように各軸のピニオンはピッチ円半径比を  $r_{p1} : r_{p2} : r_{p3} = 2 : 3 : 3$  としている．5.3.2 節で述べたように負荷容量を稼ぐためにはピニオンのピッチ円は大きい方がよい．またバックラッシを小さくするためには，歯数が大きくモジュールが小さい方がよい．そこでアーム長さとのバランス，標準歯車の大きさを考慮して，モジュール 1.5，軸順に 100，150，150 歯の KHK 製 SS1.5-150 および SS1.5-100 を選定する．このとき  $\begin{bmatrix} r_{p1} & r_{p2} & r_{p3} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 75 & 112.5 & 112.5 \end{bmatrix}$  [mm] となる．トルクがすべて J2 軸にかかったとすれば，式 (B.4) を用いて軸にかかるトルクの最大値は 68[Nm] となる．SS1.5-150 の許容トルクは曲げ強さ 191.9[Nm]，歯面強さ 70.31[Nm] なので条件を満たしている．

バックラッシは SS1.5-150 と SS1.5-100 のカタログ値は 0.18-0.38[mm] である．図 53 を参照して J1 軸に関して動作範囲の最遠部 (x 方向 760[mm]，y 方向は  $700/2 = 350$ [mm] とする) でのアーム手先に換算すると，次のようになる．

$$\frac{\sqrt{760^2 + 350^2}}{r_{p1}} \cdot 0.38 = 4.2[\text{mm}]$$

試作 2 号機は動作範囲を拡大したため，試作 1 号機の 2.7[mm] に比べてバックラッシが大きくなっている．なお，J2 軸と J3 軸には基本的に重力によるトルクがかかっているので， $\theta_2 = 0$  近辺を除いてはバックラッシは問題にならないと考える．一方で上記歯面強さが要求されるのは J2 軸と J3 軸だけであり，J1 軸にはそれほど大きなトルクはかからないので，J1 軸のみモジュールを小さくしてバックラッシを小さくする設計も考えられるが，煩雑になるため全軸同じモジュールとしている．

#### A.4 CVT と差動機構間の伝達系

各軸のスプライン軸と差動機構の結合については図 56 に示すように，J1 軸はタイミングベルト，J2 軸，J3 軸は傘歯車によりスプライン軸の角速度を増速して差動機構に導いている．増速したのは差動機構の歯車のバックラッシの影響を小さくするためである．

J1 軸のタイミングベルトについては，ミスミ(三つ星ベルト製) HTLA60S5M150，HTPA30S5M150 (ピッチ 3[mm]) を仮選定した．基準伝導容量は 30 歯，ベルト

幅 15[mm] , 50[rpm]=300[deg/s] において  $40[W] * 1.59 = 63.6[W]$  ( 1.59 は補正係数 ) , このときトルクは  $63.6[W] / (50[rpm] / 60 * 2 ) = 12[Nm]$  である . この値はホイールとローラの間摩擦力のローラまわりトルク換算 ( ローラ許容トルク )  $\tau = 15[Nm]$  よりやや小さいが寸法的な制約からこの選定とする .

J2 軸 , J3 軸の増速用傘歯車についてはモジュール 2.5 , 歯数 40 と 20 として , スプライン側には KHK 製 SB2.5-4020 , 差動機構側には SB2.5-2040 を選定する . 速比 40:20=2:1 の増速である . 許容トルクは SB2.5-4020 が曲げ強さ 48.97[Nm] , 歯面強さ 6.043[Nm] , SB2.5-2040 が曲げ強さ 24.66[Nm] , 歯面強さ 3.021[Nm] である . これらはローラ許容トルク  $\tau = 15[Nm]$  および  $\tau/2 = 7.5[Nm]$  に対して曲げ強さでは上回っている . 歯面強さで許容トルクを満たすにはモジュール 4 にする必要があるが , 寸法とバックラッシの点で大きすぎるので , 上記を選定する .

なお J1 軸に関して上記タイミングベルトと差動機構 , J2 軸 , J3 軸に関してスプライン軸と上記傘歯車との結合には三木プーリ製 SFC040DA2-12-\* ( J1 軸は\*=15 , J2 軸は\*=12 ) を選定した . このカップリングの許容トルクは 10[Nm] である . J1 軸に関してはこの値はローラ許容トルクの差動機構側換算  $\tau/2 = 7.5[Nm]$  を上回る . J2 軸 , J3 軸ではローラ許容トルク  $\tau = 15[Nm]$  よりやや小さいが寸法的な制約からこの選定とする .

## A.5 差動機構

差動機構の傘歯車についてはモジュール 2 , 歯数 30 の KHK 製 SMB2-30 を選定する . 許容トルクは曲げ強さ 15.98[Nm] , 歯面強さ 9.198[Nm] である . これらはローラ許容トルクの差動機構側換算  $\tau/2 = 7.5[Nm]$  を上回っている .

スプライン軸側の平歯車に差動機構の傘歯車を公転させるキャリアが取り付け構成である . 差動機構の平歯車についてはモジュール 1.5 , 歯数 100 と 50 として , スプライン軸側には KHK 製 SSG1.5-100 , 差動歯車側には SSG1.5-50 を選定する . 許容トルクは SSG1.5-50 側で曲げ強さ 60.46[Nm] , 歯面強さ 47.24[Nm] である . これらはローラ許容トルクの差動機構側換算  $\tau/2 = 7.5[Nm]$  を上回っている . なお許容トルクの観点からはモジュール 1.5 でなくモジュール 1 でも十分足りて

おり、バックラッシを小さくする観点からはモジュールを小さくした方が好ましいが、キャリアに付く傘歯車の公転半径を稼ぐためこの大きさにしている。

## A.6 リニアガイド

CVTのローラとラックの直動案内用にはTHK製SSR20XWMを選定する。動定格荷重Cは19.6[kN]なので、ローラに対するホイールの押しつけ力に対して十分に大きい。

ブロックに対するモーメント荷重のうち、M1荷重(ピッチング方向)は54[Nm]となるので静的許容モーメント0.138[kNm]を満たす。ここでローラの回転軸から座の底面までの距離62[mm]、SSR20XWMの取り付け高さ28[mm]よりローラの回転軸からレール取り付け面までの距離を90[mm]としている。M2荷重(ヨーイング方向)に関しては、ホイールの押しつけの過程でひとつのホイールだけに予圧がかかった状態を仮定して、ホイール二組の間隔の半分の距離80/2[mm]をモーメントアームとして最大予圧370[N]がかかった状態でのモーメント荷重は $370[N] * 80/2[mm] = 15[Nm]$ となり許容モーメント0.0847[Nm]を満たす。M3荷重(ローリング方向)に関しては、片側のホイール2個に最大予圧370[N]がかかった状態を仮定して、レール取り付け面までの距離を90[mm]をモーメントアームとして $370[N] * 2 * 0.09 = 67[Nm]$ となり、許容モーメント0.18[kNm]を満たす。

## A.7 スプライン

CVTのローラの回転/直動案内用にはTHK製ロータリーボールスプラインサポートベアリング付タイプLTR16を選定する。基本静定格トルクは34.3[Nm]である。このトルクはローラ許容トルク $\tau = 15[Nm]$ を上回っており、この部品はホイールとローラの摩擦力を上回るトルクはかからないので、条件を満たす。

## A.8 ブレーキ

電源を落とした状態でアームが動かないように、各軸は無励磁作動のブレーキで保持する。定格 8[Nm] の小倉クラッチ製 RHB0.8G を選定する。ラック&ピニオンの平歯車 SS1.5-150 および SS1.5-100 に、平歯車 KHK 製 SSG1.5-40 を噛ませて増速した軸にブレーキを取り付ける構成とする。J3 軸にかかるトルクの最大値 30[Nm] に対して、SSG1.5-40 の許容トルクは曲げ強さ 45.82[Nm]、歯面強さ 29.63[Nm] なので概ね条件を満たす。また保持トルクは 30[Nm] にピニオン SS1.5-150 と上記 SSG1.5-40 の減速比をかけて  $30 * 40 / 150 = 8$  [Nm] となるのでブレーキ定格に対して条件を満たす。

## A.9 エンコーダ

関節角を検出するエンコーダは関節に直に取り付ける。寸法と出力パルスが大きいと価格も上がる点も考慮して、J1 軸にはマイクロテックラボラトリー製 MEH-85-7200、J2 軸と J3 軸には同じく MES-30-4500 を選定する。出力パルスはそれぞれ 7200、4500[pulse/rev] である。J1 軸については大径中空タイプを採用することで、J1 軸を中空構造にしてケーブルを内部に通す。J2 軸、J3 は軸入力タイプである。

出力パルスを用いて各軸が動作したときの分解能を手先換算する。軸順に

$$\sqrt{760^2 + 350^2} \cdot \frac{2\pi}{7200} = 0.73[\text{mm}]$$

$$400 \cdot \frac{2\pi}{4500} = 0.56[\text{mm}]$$

$$450 \cdot \frac{2\pi}{4500} = 0.63[\text{mm}]$$

となる。J1 軸に関して動作範囲の最遠部(x 方向 760[mm] ,y 方向は  $700/2=350$  [mm] とする)を用いている。

## A.10 部品選定のまとめ

関節トルクのかかる機構部品に関しては，式 (106) で得られる関節許容トルク，またはホイールとローラ間の摩擦力のローラまわりトルク換算であるローラ許容トルクを上回るように選定すればよい．

試作 2 号機の設計では，CVT と差動機構間のタイミングベルト，J2 軸，J3 軸の増速用傘歯車，J2 軸，J3 軸のスプライン軸と増速用傘歯車を結合するカップリングに関して，これらの許容トルクの方がローラ許容トルクよりやや小さい．これは上記の設計方法を確立する前に寸法的な制約を優先して部品選定をしたためであり，今後は考慮すべきである．

## B. 補償バネの設計

試作 2 号機の補償バネとカウンターバランスの設計の考え方について概略を説明する．

CVT の許容負荷をローラの並進方向の力で  $f_{\text{CVT}}[\text{N}]$  とすれば，この許容負荷により定まる関節許容トルク  $\tau_{\text{CVT}}[\text{Nm}]$  は式 (B.1) のようになる．

$$\tau_{\text{CVT}} = f_{\text{CVT}} \cdot r_p \quad (\text{B.1})$$

ここで  $r_p[\text{m}]$  は図 54 に示すようにピニオンのピッチ円半径である．

一方，アームの自重による J2 軸まわりのトルク  $\tau_{\text{g2arm}}[\text{Nm}]$ ，負荷による J2 軸まわりのトルク  $\tau_{\text{g2load}}[\text{Nm}]$ ，J2 軸まわりの負荷トルク  $\tau_{\text{g2}}[\text{Nm}]$  は次式のようになる．

$$\tau_{\text{g2arm}} = (m_2 \cdot l_{c2} + m_3 \cdot l_2)g \cdot \sin \theta_2 \quad (\text{B.2})$$

$$\tau_{\text{g2load}} = m_{\text{load}} \cdot l_2 \cdot g \cdot \sin \theta_2 \quad (\text{B.3})$$

$$\tau_{\text{g2}} = \tau_{\text{rmg2arm}} + \tau_{\text{g2load}} - \tau_{\text{gCVT}} \quad (\text{B.4})$$

ここで  $m_2[\text{kg}]$ ， $m_3[\text{kg}]$ ， $m_{\text{load}}[\text{kg}]$  は図 B.1 に示すようにそれぞれ上腕，前腕，負荷の質量， $l_{c2}[\text{m}]$  は J2 軸から上腕重心までの距離である．また  $\tau_{\text{gCVT}}$  はローラの質量を用いたカウンターバランスのトルクであり，式 (B.5) のようになる．

$$\tau_{\text{gCVT}} = m_{\text{CVT}} \cdot r_p \cdot g \quad (\text{B.5})$$

また，アームの自重による J3 軸まわりのトルク  $\tau_{\text{g3arm}}[\text{Nm}]$ ，負荷による J3 軸まわりのトルク  $\tau_{\text{g3load}}[\text{Nm}]$ ，J3 軸まわりの負荷トルク  $\tau_{\text{g3}}[\text{Nm}]$  は次式のようになる．

$$\tau_{\text{g3arm}} = (m_3 \cdot l_{c3} + m_3 \cdot l_2)g \cdot \cos \theta_3 \quad (\text{B.6})$$

$$\tau_{\text{g3load}} = m_{\text{load}} \cdot l_3 \cdot g \cdot \cos \theta_3 \quad (\text{B.7})$$

$$\tau_{\text{g3}} = \tau_{\text{rmg3arm}} + \tau_{\text{g3load}} - \tau_{\text{gCVT}} - \tau_{\text{weight}} \quad (\text{B.8})$$

ここで  $l_{c3}[\text{m}]$  は図 B.1 に示すように J2 軸から上腕重心までの距離， $-\tau_{\text{weight}}$  はリアリンク先端に取り付けるカウンターバランスによるトルクである．このカウン

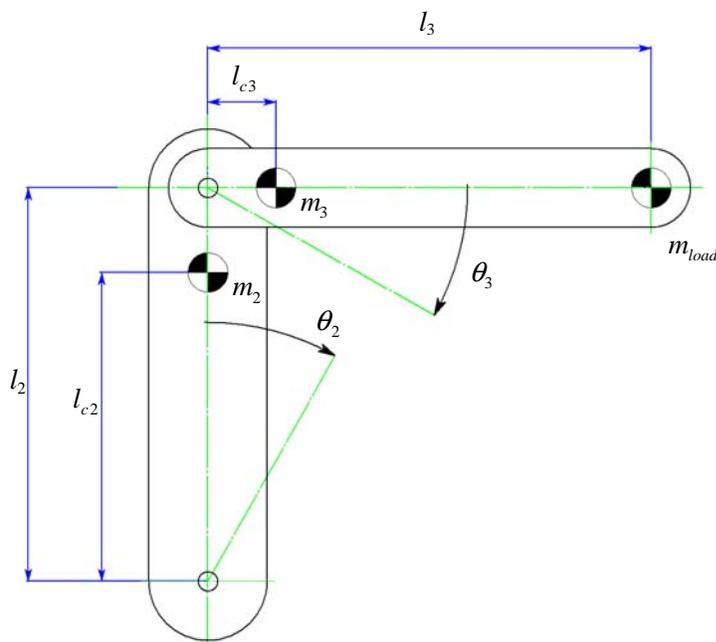


図 B.1 アーム自重によるトルク

ターバランスに関しては、寸法制約の範囲内で大きくとるものとした。なお図 B.1 には記入していないが、アームの質量と重心位置にはバックリンクとロアリンクも寄与している。

関節許容トルク  $\tau_{CVT}$  の大きさは、負荷トルク  $\tau_{g2}$  と  $\tau_{g3}$  が通常かかる方向（手先が下がる方向）へもその逆方向へも同じ大きさとなる。アームの自重と負荷質量による負荷トルクをすべて補償するように補償トルク  $\tau_{compensate}$  [Nm] を大きく設計すると、無負荷の状態では補償トルクが関節許容トルクを上回る恐れがある。（その場合、アームが跳ね上がってしまう）そこでアーム自重と負荷質量（最大負荷質量）によるトルクを補償した結果と、無負荷でアーム自重だけを補償した結果が概ね等しくなるよう設計する。このときのトルクの間係を図 B.2 に示す。

トルクの間係は次式のようになる。

$$\tau_{gjarm} + \tau_{gjload} - \tau_{compensate} = -(\tau_{gjarm} - \tau_{compensate}), \quad (j = 2, 3) \quad (B.9)$$

式 (B.9) で、左辺は負荷時のトルクの合計であり、右辺は無負荷時のトルク合計の符号を反転したものである。式 (B.9) を補償トルク  $\tau_{compensate}$  について解くと

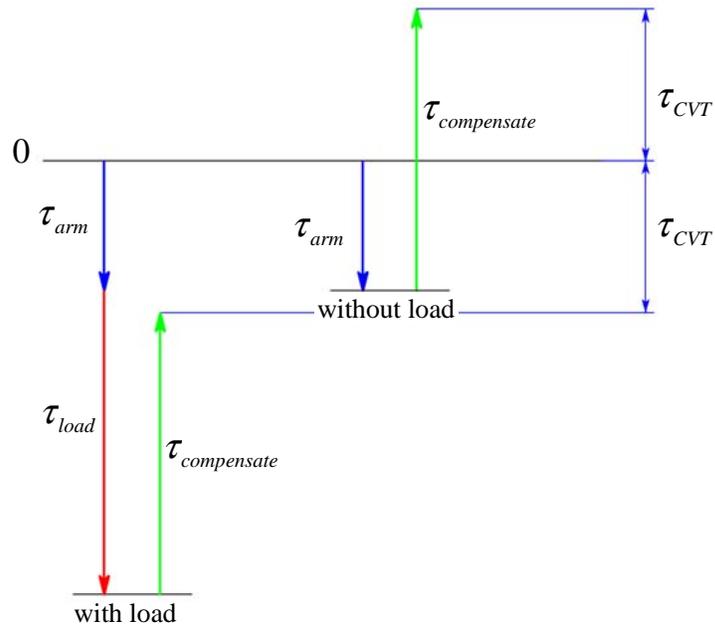


図 B.2 カウンターバランスの与え方

次式のようになる .

$$\tau_{\text{compensate}} = (2\tau_{\text{g}j\text{arm}} + \tau_{\text{g}j\text{load}})/2, \quad (j = 2, 3) \quad (\text{B.10})$$

J2 軸に関しては補償バネも用いる . 図 B.3 に示すようにローラ・ラックなどの直動部分に圧縮バネを 2 組 , 上下から予圧をかけて押さえるように取り付ける . 図  $l_n[\text{m}]$  はバネの自然長である . バネは中立位置において  $l_{\text{pre}}[\text{m}]$  だけ圧縮されて予圧を与られているとする . 上腕が前方に倒れて J2 軸が  $\theta_\Delta[\text{rad}]$  だけ回転すると , ラックが上方へ移動して , 図中下側のバネは  $l_s = r_p \cdot \theta_\Delta$  だけ伸張され , 上側のバネは同じだけ圧縮される . 伸張側のバネに関しては , 伸張する長さ  $l_s = r_p \cdot \theta_\Delta$  が初期の圧縮長さ  $l_{\text{pre}}$  を超えると , 図 B.3 の左図のようにバネはラックから離れて予圧が抜けた状態になる .

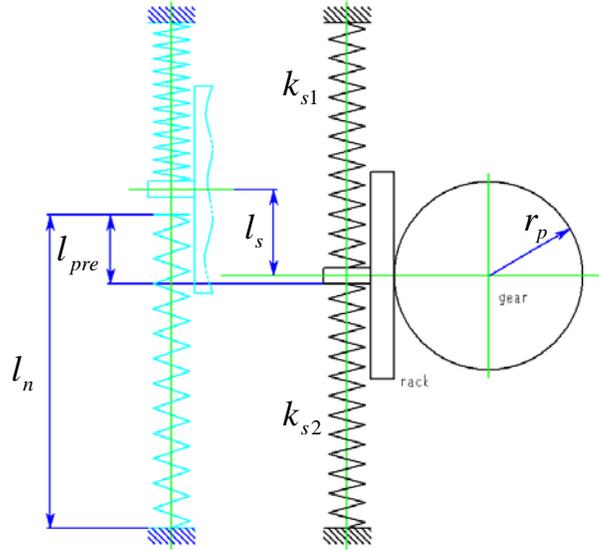


図 B.3 J2 軸の補償バネ

jJ 軸まわりのバネによる補償トルク  $\tau_{c2}$  [Nm] は  $\theta_2$  に応じて次のようになる。

$$\tau_{c2} = \begin{cases} -k_{s1} \cdot r_p \cdot (\theta_2 - \theta_{s1}) \cdot r_p, & \theta_2 \leq \theta_{s2}, \\ -k_{s1} \cdot r_p \cdot (\theta_2 - \theta_{s1}) \cdot r_p - k_{s2} \cdot r_p \cdot (\theta_2 - \theta_{s2}) \cdot r_p, & \theta_{s2} < \theta_2 < \theta_{s1}, \\ -k_{s2} \cdot r_p \cdot (\theta_2 - \theta_{s2}) \cdot r_p, & \theta_{s1} \leq \theta_2 \end{cases} \quad (\text{B.11})$$

ここで  $k_{s1}, k_{s2}$  [N/m] は図 B.3 に示すようにそれぞれ下側, 上側のバネ定数である。

負荷が無負荷のときと最大負荷のときの中央であるときに, バネで補償されたトルクの曲線がなるべく 0 を通るようにバネ定数を選んだ。トルクの曲線を図 B.4 に示す。図 B.5 にアーム背面に取り付けたバネの写真を示す。

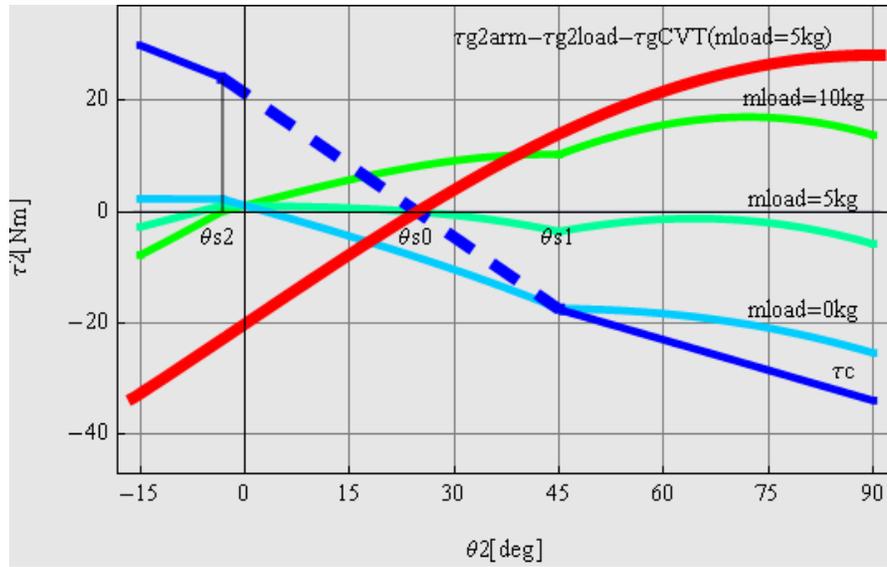


図 B.4 J2 軸の補償バネによるトルク

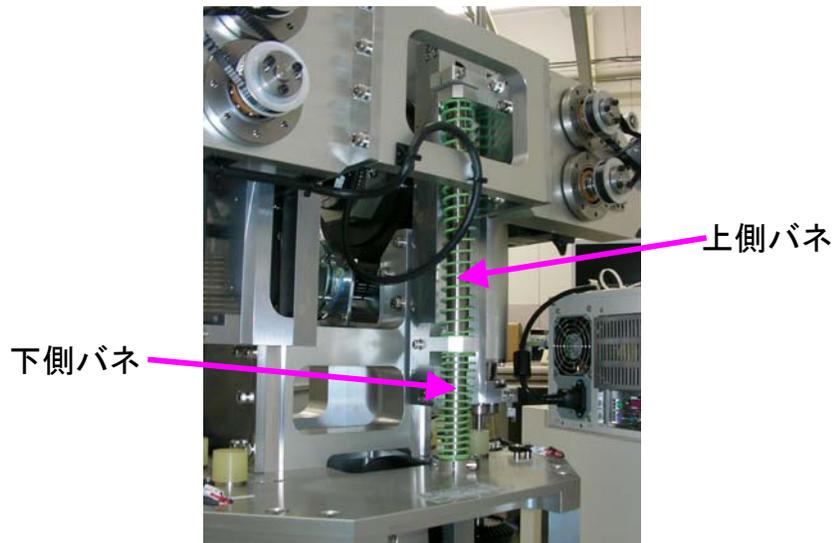


図 B.5 試作 2 号機の背面 J2 軸の補償バネ