

論文 / 著書情報
Article / Book Information

題目(和文)	人間の駆動特性を考慮した福祉機械用パワーアシスト駆動系の開発
Title(English)	
著者(和文)	呉 允鋒
Author(English)	Yunfeng Wu
出典(和文)	学位:博士(工学), 学位授与機関:東京工業大学, 報告番号:甲第7000号, 授与年月日:2007年9月25日, 学位の種別:課程博士, 審査員:武田 行生,杉本 浩一
Citation(English)	Degree:Doctor of Engineering, Conferring organization: Tokyo Institute of Technology, Report number:甲第7000号, Conferred date:2007/9/25, Degree Type:Course doctor, Examiner:;
学位種別(和文)	博士論文
Type(English)	Doctoral Thesis

人間の駆動特性を考慮した福祉機械用
パワーアシスト駆動系の開発

呉 允鋒

目次

第1章	緒論	1
1.1	研究の背景と目的	1
1.2	従来の研究	7
1.3	本論文の構成	11
第2章	動力結合機構の基本構成と特性	13
2.1	緒言	13
2.2	トルク結合機構の構成と制御方法	14
2.2.1	機構構成	14
2.2.2	制御方法	14
2.2.3	シミュレーションによる検討	16
2.2.4	インピーダンス制御法に関する実験的検討	21
2.3	速度結合機構の構成と制御方法	36
2.3.1	機構構成	36
2.3.2	制御方法	37
2.3.3	制御パラメータの決定	38
2.3.4	シミュレーションによる検討	46
2.3.5	実験的検討	50
2.4	二つの動力結合機構の比較検討	64
2.5	結言	65
第3章	速度—トルク結合機構の機構特性と制御方法	67
3.1	緒言	67
3.2	機構構成	68
3.3	制御アルゴリズムの決定	70
3.4	シミュレーション	72
3.4.1	モデル化	72
3.4.2	シミュレーション結果	73
3.5	実験	75
3.5.1	実験装置の構成	75
3.5.2	制御パラメータの決定	75
3.5.3	実験	75
3.5.4	討論および比較検討	87
3.6	結言	89

第4章	人間の力学特性を考慮したパワーアシスト駆動系の設計	91
4.1	緒言	91
4.2	上肢力学特性の実験的考察	92
4.2.1	人間の上肢姿勢と最大発生力の関係	92
4.2.2	関節トルクの測定	103
4.2.3	座面反力の測定	110
4.2.4	人間の上肢の発生力特性のまとめ	112
4.3	福祉機械開発のための人間の上肢力学モデル	113
4.3.1	解析モデル	113
4.3.2	手先における発生力と関節トルクの関係	114
4.3.3	制約条件	116
4.3.4	最大発生力の計算方法	118
4.3.5	解析結果と実験結果と比較	119
4.4	胴体を含む上半身力学モデルの考察	122
4.4.1	上肢の基礎モデルの構築	122
4.4.2	上半身姿勢解析	125
4.4.3	力解析	133
4.4.4	胴体を含む上半身力学モデルに関する考察のまとめ	136
4.5	上肢の力学特性を考慮したパワーアシスト駆動系と設計	137
4.5.1	駆動しやすい入力機構の設計	137
4.5.2	回しやすい駆動負荷の決定: 仮想的粘性減衰係数の決定方法	140
4.5.3	エネルギー効率を考慮した機構パラメータの決定	143
4.5.4	設計パラメータの決定手順のまとめ	146
4.6	結言	147
第5章	結論	149
	参考文献	153
	研究業績	157
	謝辞	159

記号表

本論文で使用する主な記号は以下のとおりである．ここで示していない記号に関しては本文において説明している．

D_a	速度結合機構あるいはトルク結合機構におけるアシストモータと軸の接触部の粘性減衰係数
D_h	人間のクランク駆動側の粘性減衰係数
D_r	速度結合機構におけるリング歯車側の粘性減衰係数
D_s	人間の入力側の粘性減衰係数
f	負荷トルクの周波数
F	人間の手先発生力
F_x	人間の手先発生力の X 軸成分
F_y	人間の手先発生力の Y 軸成分
F_z	人間の手先発生力の Z 軸成分
F_r	速度結合機構におけるアシストモータ側の摩擦抵抗
F_{remax}	背もたれと座面からの最大反力
$J(\theta)$	ヤコビ行列
$J^\#$	ヤコビ行列 J の擬似逆行列
K_d	速度結合機構あるいはトルク結合機構におけるアシストモータのフィードバックゲイン
M_a	速度結合機構あるいはトルク結合機構におけるアシストモータの慣性モーメント
M_h	人間のクランク駆動側の慣性モーメント
M_r	速度結合機構におけるリング歯車の慣性モーメント
M_s	速度結合機構における人間の入力側の慣性モーメント
N	遊星歯車の歯数比
P_a	アシストモータの発生動力
P_h	人間の発生動力
P_l	出力動力
T	負荷トルクの周期
T_{period}	平均速度制御法におけるカットオフ周期
z_r	遊星歯車機構でのリング歯車の歯数
z_s	遊星歯車機構での太陽歯車の歯数
ϕ	人間の手先発生力と水平面の成す角度
η	パワーアシスト駆動系のエネルギー効率

θ_h	人間の駆動角変位
$\dot{\theta}_h$	人間の駆動角速度
$\ddot{\theta}_h$	人間の駆動角加速度
θ_l	出力角変位
$\dot{\theta}_l$	出力角速度
$\ddot{\theta}_l$	出力角加速度
τ_h	人間のクランク駆動トルク
τ_a	アシストモータの駆動トルク(速度結合機構あるいはトルク結合機構)
τ_l	負荷モータの発生負荷トルク
τ_{a1}	速度-トルク結合機構におけるアシストモータ 1 の発生トルク
τ_{a2}	速度-トルク結合機構におけるアシストモータ 2 の発生トルク
τ_i	人間の上肢の関節トルク
τ_{ifmax}	人間の上肢の関節の正の最大発生トルク
τ_{iemax}	人間の上肢の関節の負の最大発生トルク
ω_h	人間のクランク駆動角速度
ω_l	出力角速度
ω_{oh}	制御系により計算される人間の目標駆動角速度
ω_{oa}	制御系により計算されるアシストモータの目標駆動角速度
ω_{ol}	制御系により計算されるシステムの目標出力角速度

第1章 緒論

1.1 研究の背景と目的

近年、先進各国における急速な高齢化および少子化により介護人口の減少や労働人口の減少が懸念されている。国立社会保障・人口問題研究所の報告によると、日本の老年(65歳以上)人口の割合は平成17年にすでに20.2%(約5人に1人)に達し、推測結果によると平成25年(2013年)には25.2%となり4人に1人を上回ることになる。また、高齢者ではなくても一部の身体能力に障害を持つことにより日常生活に不自由が生じ支援と介護が必要となる。しかし、これらの人のうち、生活環境の整備あるいは機械装置の使用による支援により健常者と同様の生活を送ることができる人も多々おり、これら支援の発達は要介護人口を減少させて介護者不足を抑制し、さらには労働人口の増加にも繋がる。このような理由から福祉に対する考え方は「守る」から「自立の促進」へと変化しており、これを受けて2000年4月には介護保険法が施行され、高齢者の自立を目的として福祉の増進が図られている。また、障害者基本法も同様に障害者の自立を目的として制定されている。

これらの背景から、障害者および高齢者の自立支援のための福祉機械・機器の研究・開発が急務であり、活発に行われている。さて、1993年に制定された「福祉用具法」で、福祉機器(用具)とは、一般的に「先天的な原因に基づく、あるいは、高齢化によるものを含む、後天的な外傷・疾病などの原因で生じた精神的・身体的不具合を補填するため、あるいは生活に適応させるための目的を持つすべての用具・設備機器」と定義づけられている。例えば、電動自転車、電動車椅子、病院などでの介護支援設備、リハビリテーション機器などがある。これらの福祉機器は、操作者が操作できるだけでなく、如何に快適に操作できるような設計をするのが大事である。ここで、福祉機械の操作者とアクチュエータの動力分配の観点から見ると、全自動駆動系とパワーアシスト駆動系に分けることができる。

全自動駆動系では機械の動きは完全にアクチュエータにより行い、操作者は機械に対して指令のみを与える。このような駆動系は、操作者が動力を全く発生できない場合に適している。ボタン操作、あるいはジョイスティック操作などがその例となる。

全自動駆動系と比べると、パワーアシスト駆動系では機械の動作は操作者とアクチュエータの動力両方により行い、操作者は機械に対して指令のみではなく動力も入力する。このような駆動系は操作者が動力をある程度発生できる場合に適している。多くの高齢者、障害者たちは筋力が衰えただけであって、完全に力を出せないわけではない。このような人々に対して動力補助さえあれば、自立して福祉機械を操作できる人は多々おり、健常者なみの生活を送ることができる。障害者または高齢者がパワーアシスト駆動系を用いて福祉機械を操作すると、操作者は負荷に対して動力を発生しているので、アクチュエータの消費エネルギーを抑えるだけでなく、操作者の自立意識が高まり、さらに操作者の筋力が衰えることを抑制することもできるなどのメリットがある。

パワーアシストは人間の発生動力をアクチュエータがアシストすることにより、人間の動力のみで

は困難である作業を可能とする技術である。パワーアシストの長所としては

- 1) 人間のセンサ, 制御機能を利用した適応性が高い柔軟な動作が可能
- 2) 機械(ロボット)の大きな発生力を利用して, 大きな負荷に対する人間の操作が可能

が挙げられる。これらの長所からパワーアシスト技術は工場での運搬装置などで使われているほか, 日常生活での高齢者および障害者の身体能力を最大限に利用して自立的な生活を支援するための技術としても研究・開発されている。本論文では福祉機械用パワーアシスト駆動系を対象とし, その快適な操作性, 系のエネルギーの有効利用の観点から, パワーアシスト駆動系は以下の3つの要求項目を満たすことが必要であると考ええる。

- 1) 人間の意思通りの速度で駆動が可能であること
- 2) 一定負荷のみでは無く, 変動がある負荷の場合にも, 人間がその変動を感じず心地よく駆動可能であること
- 3) 長い時間駆動しても大きな疲労を伴うことなく, 人間の動力が有効に利用可能であること

本研究で対象とする福祉機械としては当研究室で20年ほど前から開発してきた歩行椅子^{(1),(2)}と呼ぶ福祉用搭乗形歩行機械を取り上げる。歩行椅子の駆動負荷は大きく変動しており, 人間の力のみでは駆動できないものであり, パワーアシスト駆動系が不可欠である。このような特徴を持つ歩行椅子について, パワーアシスト駆動系の動力結合機構, アクチュエータの制御方法および人間の力学特性を考慮した設計の方面から研究を行い, 上述の3つの要求項目を満たすパワーアシスト駆動系の開発を行うことが本研究の目的である。

まず歩行椅子に関して簡単に述べる。当研究室では福祉機械として下肢障害者のための「歩行椅子」と呼ぶ搭乗形歩行機械の研究・開発を行ってきた。歩行椅子の研究・開発にあたって, 当研究室では福祉用であることを最優先し, 使用者の意思通りの歩行を実現するために, その駆動力を基本入力とする歩行機械をターゲットとした。図 1.1 に示す歩行椅子の概念図のように, 歩行椅子は人間がクランクを回す動力により, 人間の意思通りの運動を実現する。そのため歩行椅子の脚機構は図 1.2 に示すように, 近似直線創成機構とパンダグラフ機構により構成され, 原動軸に等速回転運動入力を与えるのみで脚運動が創成され, 人間のクランク駆動による簡便な操作が可能である。従って歩行椅子は高齢者や下肢障害者の日常生活における移動の障害を取り除き, 自立的な日常生活を可能にする。図 1.3 に歩行椅子の試作機 3 号機, 図 1.4 に試作機 4 号機を示す。歩行椅子 4 号機はアルミ板の曲げ加工により製作されたリンクを用いており, また対地適応機構を構成する足部のブレーキの軽量化により軽量化が実現されている。

ここで, 上記の研究目的に対し, 歩行椅子を対象とした場合の具体的な研究課題について考察する。

歩行椅子では本体の上下動と速度変動がほとんどない定常歩行においても脚の振り上げ・振り下ろしに伴って駆動トルクが変動する。例えば図 1.5 に示すように, 歩行周期 $T=4s$ の定常歩行時, 歩行椅子 3 号機の負荷トルクは大きく変動しており, その最大値は $25N \cdot m$ である。従って, 人間の力のみでは人間の意思通りの速度で滑らかに駆動することと, 原動軸での等速回転を実現することは高齢者・障害者にとっては不可能であると考えられる。そこで, 人力とアクチュエータによるハイ

ブリッド駆動系(パワーアシスト駆動系)により歩行椅子を駆動することを考える。そして、適切な動力結合機構と制御法でパワーアシスト駆動系を構築し、負荷トルク変動が大きい場合にも人間は負荷トルク変動を感じずに自然にクランク駆動ができるようにすることを1つ目の研究課題とする。

また、歩行椅子を等速に歩行させようとする、脚機構の原動軸を等速に回転させなければならない。しかし、人間がクランクを等速に駆動しようとしても、その駆動速度には人間の意思に反する速度変動が存在する。図1.6に示す例のように、被験者がクランクを π rad/sに追従するよう等速に駆動しようとしても、実際の駆動速度は概ね0.6rad/sの振幅で目標速度に対して変動する。そこで、変動がある速度情報より人間の正確な意思を抽出し、その速度変動の影響が出力に現れないようにするシステムの構築を2つ目の研究課題とする。

パワーアシスト駆動系においては、人間の動力をアシストすることだけではなく、人間が長時間駆動しても疲労せずに、しかも人間の動力が有効に使われることが必要である。このためには、駆動系が人間にとって動力を入力しやすい仕組みである必要があり、人間の駆動特性に基づいて駆動系の入力機構、動力結合機構、および制御方法を考えなければならない。この目的を達成するためには、まず人間のクランク駆動の力学特性を解明しなければならない。このような力学特性は個人差があり、入力機構は使用者個人の特性に合うように設計する必要がある。個人の特性を抽出するには、人間上肢の力学モデルが有効であるが、従来提案されたモデルでは膨大な計測データが必要であるため、扱い難いことが挙げられる。そこで、少ない計測データにより人間の上肢の力学特性が得られる福祉機械開発用モデルの開発およびこの力学特性に基づく人間が扱いやすい駆動系の開発を3つ目の研究課題とする。

歩行椅子において人間の意思抽出、人間の自然な駆動感覚および動力の有効利用を支配する主な要因としては以下の脚機構、駆動源および動力結合機構がある。

- (1) 脚機構:脚機構の出力は仕様であるが、本研究での対象である脚機構の原動軸の等速入力は設計解の1つであり、人間の力学特性などに応じて不等速入力、往復入力も設計可能である。
- (2) 駆動源:駆動源は人間の上肢とアクチュエータである。
- (3) 動力結合機構:人間とアクチュエータの動力を結合する機構であり、その機構構成により入出力トルク比、入出力速度比などが調節できる。また動力結合機構の制御方法およびその制御パラメータにより、システム内の人間とアクチュエータの果たす役割が変化する。

これらは密接に関係しあうので、同時に最適化することが本来必要であるが、本研究では、脚機構は前提条件として、つまり原動軸の等速入力は前提条件として、駆動源である人間の上肢とアシスト用アクチュエータおよび動力結合機構とその制御方法に着目し、変動負荷が存在する場合にも、パワーアシスト駆動系に要求される3つの特性を満たす方法に関して研究を行った。

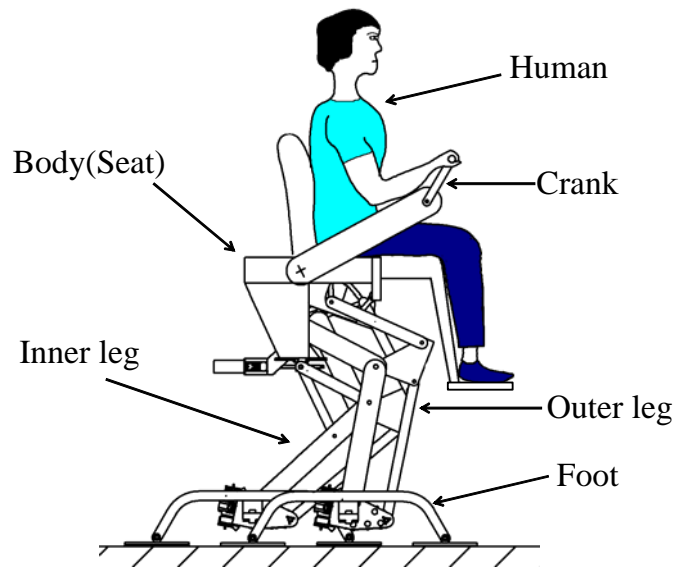


Fig. 1.1 Schematic view of the walking chair

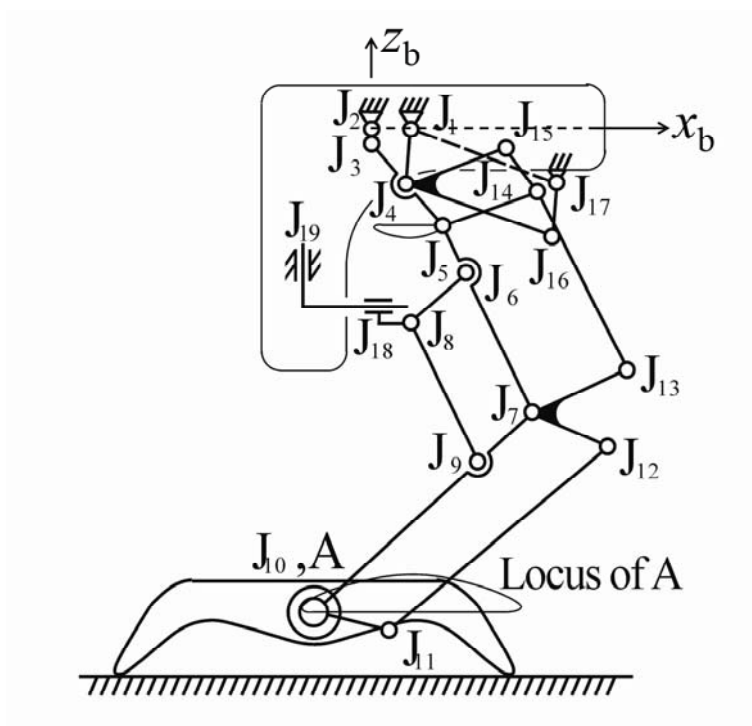


Fig. 1.2 Composition of the leg mechanism

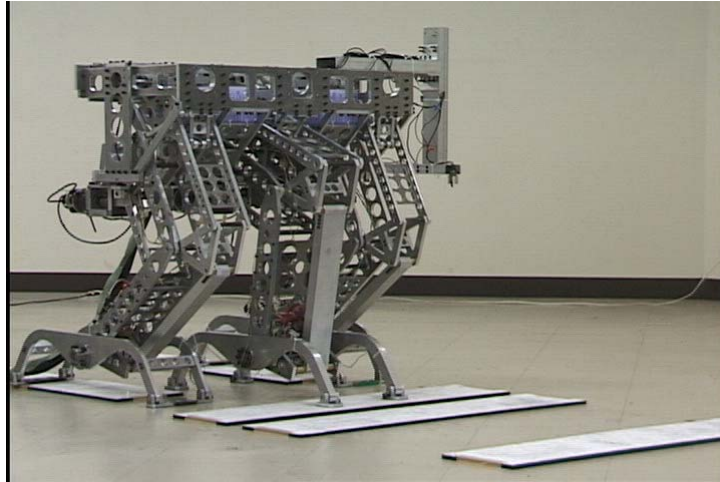


Fig. 1.3 Photo of the prototype III
(Step length:300mm, Mass:88kg,
Width:760mm, Height:925mm)



Fig. 1.4 Photo of the prototype IV
(Step length:300mm, Mass:49kg,
Width:760mm, Height:925mm)

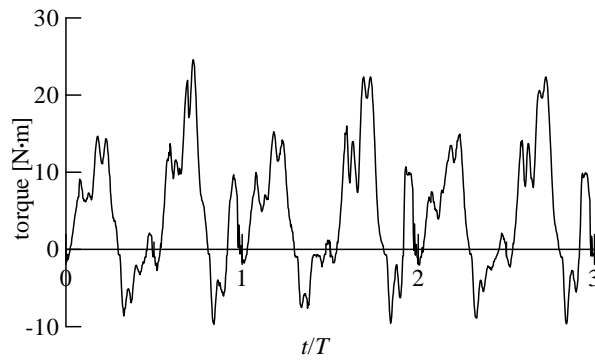


Fig. 1.5 Change of the driving torque of the walking chair($T=4s$)

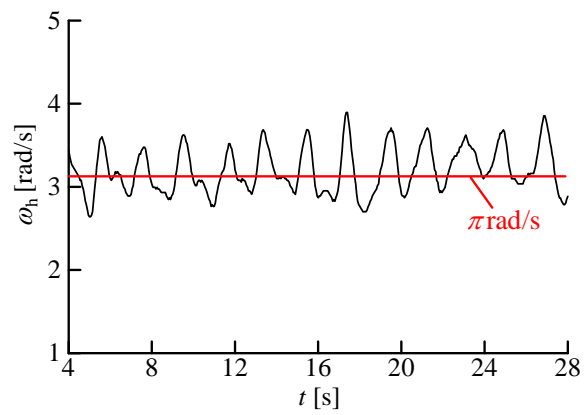


Fig. 1.6 Change of the driving velocity of human in the case when the desired driving velocity is π rad/s

1.2 従来の研究

パワーアシスト装置の開発の歴史は比較的に古く、1960年代に General Electric 社が提案した人力増幅器 Hardiman⁽³⁾や Cornell 航空研究所の Myotron⁽⁴⁾に遡る。これらの装置は外骨格形のマスターシステムに重ね合わせる形でスレーブシステムを構成した一種のバイラテラルマスタースレーブシステムである。マスターを装着する人の四肢の動きと一体化して動力化されたスレーブを動かすことで、人に重作業を柔軟に遂行させることを意図した装置であったが、予備的な研究が行われただけで、試作機も開発されることなく終わった。よろいのように人が装着して、重負荷を扱うことを意図したために、安全性確保の困難さが研究中断の理由の一つとされる。

上述のような装置は、軍事や産業応用を意図したために、重負荷の操作を必要としたが、高齢者の日常生活支援や介護応用では、その想定負荷は比較的に低く見積もることができ、安全性の保証はしやすく技術的実現性も高い。こうした理由から最近 10 年程度、高齢者の日常生活における動作補助や高齢者介護における負担を減らすための技術としてパワーアシスト装置の研究は国内外で盛んに行われるようになってきている。

パワーアシスト装置のハードウェア構成としては、人間が操作するデバイスを介してアクチュエータのアシスト力を加える構成や⁽⁵⁾⁻⁽¹³⁾、人間が装着する外骨格に取り付けられたアクチュエータがアシスト力を加える構成⁽¹⁴⁾、対象物体を人間とロボットマニピュレータが並列に操作する形態をとり、人間の操作力および運動をロボットマニピュレータが補助する構成^{(15),(16)}などが提案されている。自転車⁽⁵⁾や車椅子^{(6),(7)}などの駆動系におけるパワーアシストはハンドリム又はペダルなどの人間が操作するデバイスに動力伝達系を介してアクチュエータの力を補助しており、パワーアシスト車椅子やパワーアシスト自転車として市販されているものも多数ある⁽⁵⁾。自動車の操舵システムにおいても電動パワーアシストステアリングシステムが多く研究され⁽⁸⁾⁻⁽¹⁰⁾、BMW⁽¹¹⁾、NSK⁽¹²⁾、三菱⁽¹³⁾などではすでに製品化している。

石井らは筋肉の硬さから人間の意思を抽出し、空圧によりパワーアシストする介護用ウェアラブルスーツを開発している⁽¹⁴⁾。また、パワーアシスト装置は人の動力とアシストアクチュエータの動力を結合する機構であり、その2つの動力を組み合わせる機構として遊星歯車機構がよく用いられている。パワーアシストのようなハイブリット駆動を実現している自動車においては、動力結合に遊星歯車機構を利用することで加速・定常・減速などの駆動状態に合わせたエネルギー消費低減のための駆動系が開発されている。例えばトヨタ自動車のプリウス⁽¹⁷⁾はガソリンエンジンおよび2つの電気モータを使用し、エンジンに対し、トルク自由なモータ駆動結合および速度自由なモータ動力結合を可能とする駆動系が適用されている。また、L.W.Tsai ら⁽¹⁸⁾は2つの遊星歯車機構を用いたトランスミッションにより、ガソリンエンジンと1つの電気モータのみによる駆動状態に合わせた5つの駆動モードを持つ駆動系を開発している。さらに遊星歯車機構を用いて軌跡誘導機能とパワーアシスト機能の2つの機能を有するパワーアシストシステムを用いたロボット⁽¹⁹⁾も提案されている。

パワーアシストにおける制御手法も数々提案されている。比例トルク制御^{(5),(20)}では人間が入力した力をセンサ(歪みゲージなど)で測定し、一定のアシスト比をかけてアクチュエータにより力を発

生することでアシストしている。図 1.7 に示す H. Kazerooni ら⁽²¹⁾が提案した Human Extender では、人間の操作力から計算した目標速度に安定に追従するよう人間や環境の非線形性を含む特性を線形な部分と非線形な部分に分離し、非線形な部分に対してロバストな制御系を組んでいる。Jacob Rosen ら⁽²²⁾は制御系の指令値にセンサで測定された人間の操作力に加えて表面筋電信号を使用することにより、操作力のみを用いた制御手法ではアクチュエータの応答の遅れのために制限されてしまう力の増幅比を大きくすることを可能にしている。また、図 1.8 に示すように小菅ら⁽²³⁾は制御系に仮想ツールの概念を導入し、人間が仮想的なインピーダンスを持つ道具を操作しているように感じる制御手法を提案している。林原ら⁽²⁴⁾は操作対象の負荷成分を重力負荷と運動による動的負荷に分離し、それぞれに異なるアシスト比によるアシスト力を発生することでアクチュエータのトルク飽和を回避する制御系を提案している。木口ら^{(25),(26)}は複数のファジィ・ニューロ制御器を人間の肘構造に合わせてスムーズに切り替えることで、効率良く肘運動を補助する外骨格形ロボットの制御法を提案している。原^{(27),(28)}は、パワーアシスト機器における、主に不確かな固体摩擦が操作者に及ぼす影響を抑制するための制御系設計法を提案している。

しかし、人間が発生するエネルギーを最大限に利用することやアクチュエータの消費エネルギーを低減すること、大きな負荷変動がある場合に操作者の意思通りの運動を実現することに関しては明らかにされていない。また、ほとんどのパワーアシスト装置は人間の動作そのものを参照し、これを直接アシストするものである。これに対し、歩行椅子のパワーアシスト駆動系は、歩行椅子に対して人間とアクチュエータが協調しようとするものであり、人間は1つの動力源とみなせる。さらに歩行椅子用のパワーアシスト駆動系においては、駆動系の出力と入力に相反する制約がある。つまり人間の入力速度には意思に反する速度変動が存在するにも関わらず出力速度を意思通りに一定の速度で保つこと、また負荷トルク変動があるにも関わらず人間はその変動を感じず自然に駆動できることである。これらを解決するために、本論文では人間の動力とアシストアクチュエータの動力を組み合わせる動力結合機構とその制御方法に着目し、機構と制御両面から解決を図っている。



Fig. 1.7 Human extender (From (21))

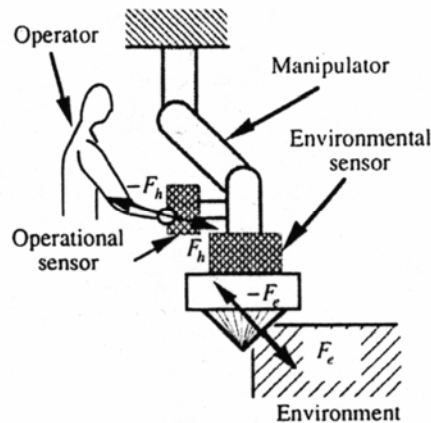


Fig. 1.8 Virtual tool dynamics (From (23))

一方、パワーアシスト駆動系においては、操作者が直接に負荷または駆動系と繋がっているの
で、操作者が負荷に対抗して駆動する際に、いかに心地よく駆動できかつ操作者の意思が出力に
反映できるかが一つの課題として取り上げられる。操作者が心地よく駆動できる機械を開発するた
めには人間の力学特性を十分に考慮することが望ましい。

従来、多くの研究者が人間の運動の解析、スポーツ用具や福祉機器の開発などを目的として人
間の身体機能のモデル化を行ってきた。

多数の筋肉を詳細に取り入れた人体の筋骨格モデルを作成した研究としては、小池ら、武田ら、
長谷ら、巖見ら、山根ら、Patrick ら^{(29)~(34)}の研究がある。小池ら⁽²⁹⁾は人間の動きを筋肉の活動とし
て分析し、生体力学、医学等の分野で利用するために、詳細な上肢の筋骨格系に基づいて筋肉
の活動度を制御する順動力学シミュレーションモデルを構築している。武田ら⁽³⁰⁾は上肢を補助的
に用いて座位から立ち上がるリフティング動作において身体にかかる負荷を明らかにするために、
上腕骨および肩周辺の詳細な筋骨格データを用いて順動力学解析を行い、コンピュータ上でリフ
ティング運動を生成し、関節トルクや生体内力を求めている。長谷ら⁽³¹⁾や山根ら⁽³²⁾は身体の運動
状態ならびに身体にかかる外力を計測し、筋骨格系の力学モデルを用いて逆動力学計算を行い、
関節モーメントや筋張力などの生体内負荷の推定を行っている。さらに長谷ら⁽³³⁾は開発したモデ
ルを用いて高齢者の転倒予防を目指した歩行訓練システムを開発している。Patrick⁽³⁴⁾らは上肢
の筋骨格モデルにおいて関節トルクや筋肉の消費エネルギーを推定する方法を提案している。こ
れらのモデルでは人体の詳細なモデル化を行っているため、骨の長さや筋肉の付着点、筋肉の長
さ、太さ、経路などの詳細なパラメータが多数必要である。従ってアクセシブルデザインの考え方を
適用し、使用者個人の特性に合わせた福祉機械の設計を行うためには、これらのパラメータを推
定する手法が必要であるとともに、推定するために多数の実験を行わなければならない。

使用者個人の特性に合わせた設計を行うことに適した人間のモデルとして、大島らや大日方ら

のモデルがある。大島ら⁽³⁵⁾は筋肉を機能別に分類することで、分類した筋肉のパラメータの推定が容易なモデルを提案している。しかし、このモデルは静的に筋力を発生する場合に限定されたものであるため、運動を伴わない福祉機械の開発を行うことはできるが、歩行椅子のクランク駆動のように運動を伴う場合への応用は難しいと考えられる。大日方ら⁽³⁶⁾⁻⁽³⁸⁾は関節トルクを実験により計測し、その筋力特性を反映したモデルを作成し、これにより各関節における発生トルクおよび仕事量を評価量として車椅子のハンドリムの設計を行っている。

人間のクランク駆動特性に関する研究としては Walter ら、伊藤ら、太田らの研究がある。Walter⁽³⁹⁾らは自転車のペダリング動作を 1 自由度機構にモデル化し、下肢の筋骨格モデルにより求めた各筋の最大動力の和を評価量としてクランクの回転速度および回転中心の最適位置を求めている。伊藤ら⁽⁴⁰⁾⁻⁽⁴²⁾は人間の運動制御の分析を目的として人間が上肢によりクランクを駆動する際の運動を解析し、運動インピーダンスと仮想軌道を用いて人間が手先で発生する力の制御メカニズムを説明している。太田ら⁽⁴³⁾⁻⁽⁴⁴⁾は人間が作業環境に適応し、作業スキルを獲得する方法を明らかにするために、上肢によるクランク駆動の解析を行っている。この研究では操作力楕円体を用いて力を出しにくいクランク回転角度を求めている。また、車椅子のハンドリムの半径と上肢ハンドリム駆動の力学・運動学特性との関係を考察し、車椅子ハンドリムの設計指針を提案している^{(45),(46)}。吉澤ら⁽⁴⁷⁾は人間が自転車のペダルを漕ぐときの力学特性を考慮し、スライダ・クランク機構を用いて平均クランクモーメントが大きなペダル機構を提案している。

上述のような研究開発により、人間の力学特性を考慮した駆動系などの設計を行うのは有効な手段であることがわかる。しかし、これらの研究のほとんどは、完全に人間の動力のみで駆動することを目的とした福祉機械開発に関する研究であり、人間の力学特性を考慮したパワーアシスト駆動系の開発を対象としたものではない。人間の力学特性を考慮したパワーアシスト駆動系を開発するためには、まずより少ない測定データで人間の力学特性を抽出するための上肢モデルが必要である。そのために、本研究では 2 リンク 7 自由度の上肢の力学モデルを提案している。またパワーアシスト駆動系を設計する際には、入力機構のみではなく、人間、動力結合機構および負荷の間関係を総合的に考慮しなければならない。本研究では人間の力学モデルにより上肢力学特性を抽出し、それに基づき、人間が動力を入力し易い入力機構の寸法、適切な駆動負荷を与えるための制御パラメータ、人間の動力を有効にするための動力結合機構の機構パラメータなどについて検討している。

1.3 本論文の構成

本論文の構成は次の通りである。

第1章 緒論

第2章 動力結合機構の基本構成と特性

人間の動力とアシストアクチュエータの動力を結合する動力結合機構として、アクチュエータ1つで構成されるトルク結合機構と速度結合機構の2種類を取り上げ、これらの制御方法と基本特性を明らかにする。

まず、トルク結合機構を用いた場合について、負荷トルク変動があった場合でも人間はそのトルク変動を感じずほぼ一定のトルクで駆動できる制御法として、インピーダンス制御法を提案し、その制御パラメータの決定法を示す。また、複数の被験者による駆動実験によりトルク結合機構が対応できる負荷の振幅と周波数領域を調べた結果を示す。次に、速度結合機構の場合について、人間の駆動速度に意思に反する速度変動が存在しても出力が人間の意思通りの速度となる制御方法として平均速度制御法を提案し、実験により得られた人間のクランク駆動速度変動の周波数特性に基づく制御パラメータ決定法を示す。さらに、2つの動力結合機構について、実験結果に基づいてそれぞれの長所と短所を明らかにする。

第3章 速度-トルク結合機構の特性と制御方法

第2章で取り上げたトルク結合機構と速度結合機構の長所を活かし、短所を補う新たな動力結合機構として速度-トルク結合機構を提案し、その制御方法を提案する。

まず、トルク結合機構と速度結合機構を組み合わせた2つのアクチュエータを用いた速度-トルク結合機構の動力結合機構を示す。そして、その制御アルゴリズムを示し、シミュレーションにより、その機構と制御方法の有効性を示す。さらに駆動感覚に関するアンケートにより適切な制御パラメータの値を決定し、基礎実験装置での駆動実験を行って、決定した制御パラメータの有効性を示すとともに速度-トルク結合機構が対応できる負荷の振幅と周波数領域を考察する。

第4章 人間の力学特性を考慮したパワーアシスト駆動系の設計

まず、人間の上肢力学特性について、手先の位置、力の発生方向と最大発生力の関係を実験により調べ、その実験結果に基づいて、福祉機械開発用の人間の上肢モデルを構築する。また、胴体を含んだモデルに関しても基礎的考察を行う。手先での発生力特性を上肢力学特性を表すものとし、これに基づく駆動系の設計を行う。まず、構築したモデルに基づいて、最適なクランクハンドル中心の位置を決定するとともにアシストアクチュエータの制御パラメータ決定手法を示す。そして、人間の動力をより効率よく利用でき、系全体の効率を向上させるために、適切な機構および制御パラメータの決定方法を示し、シミュレーションにより具体的な決定例を示す。さらに複数の被験者による駆動実験を行い、構築したパワーアシスト駆動系の有効性について検討を加える。

第5章 結論

本論文で得られた結果を要約して述べる。

第2章 動力結合機構の基本構成と特性

2.1 緒言

本章では人間の入力動力とアシストアクチュエータの動力を結合する動力結合機構として、アクチュエータ1つで構成できるトルク結合機構と速度結合機構の2種類に関して検討を行う。

まず、トルク結合機構の機構特性を明らかにし、シミュレーションおよび実験によりその制御方法を検討し、歩行椅子用パワーアシスト駆動系に適切な制御方法としてインピーダンス制御法を提案し、その制御パラメータの決定方法を明らかにする。基礎実験装置での駆動実験により、トルク結合機構においてのインピーダンス制御法およびその制御パラメータ決定法の有効性を確認し、複数の被験者による駆動実験によりトルク結合機構が対応できる負荷の振幅と周波数領域を調べた結果を示す。

次に、速度結合機構の機構特性を明らかにし、人間の駆動速度に意思に反する速度変動が存在しても、出力が人間の意思通りの速度で出力できる制御方法として平均速度制御法を提案する。そして、実験により人間のクランク駆動速度変動に関して考察を行い、人間のクランク駆動速度の周波数特性を把握した上で、制御パラメータの決定を行う。基礎実験装置での駆動実験により平均速度制御法の有効性を確認し、複数の被験者による駆動実験により速度結合機構が対応できる負荷の振幅と周波数領域を調べた結果を示す。

さらに、本章で構成した2つの動力結合機構であるトルク結合機構と速度結合機構について、実験結果に基づいて比較評価を行い、それぞれの長所と短所を明らかにする。

2.2 トルク結合機構の構成と制御方法

2.2.1 機構構成

図 2.1 に示すようにトルク結合機構は中心軸固定の一对の歯車列から構成され、同一の軸に入力された人間とアシストモータの動力を歯車により合成して出力する。このようなトルク結合機構は 2 つの特性があり、それは

- 1) 入出力速度比は機構的に決まっていること
- 2) アシストトルク比は任意に設定できること

である。

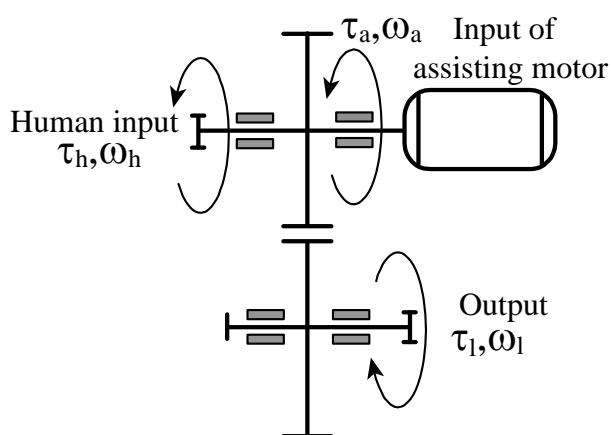


Fig. 2.1 Composition of the torque combination mechanism

2.2.2 制御方法

前項で示した特性があるトルク結合機構に対して、従来の研究においては、式(2.1)に示すパワーアシスト自転車などで使用されている比例トルク制御法と、人間が負荷変動を感じないようにするため、式(2.2)に示す仮想的な慣性系を用いたインピーダンス制御法⁽⁵¹⁾が提案されている^{(48),(49)}。

$$\tau_a = k\tau_h \quad (2.1)$$

$$\tau_h = D_v\omega_v + M_v\dot{\omega}_v \quad (2.2)$$

ここで τ_h は人間の駆動トルク、 D_v と M_v はそれぞれ仮想慣性系の粘性減衰係数と慣性モーメントであり、 ω_v は仮想慣性系における速度である。制御系のブロック線図を図 2.2 に示す。制御系では人間の意思をその駆動トルクにより検出し、粘性減衰を有する仮想的な回転慣性系が人間の駆動トルク τ_h により駆動された場合の角速度 ω_v を計算し、これに出力速度 ω_l が追従するようにアシストトルク τ_a が与えられる。この場合、人間は仮想的な回転慣性系を駆動しているように感じるため、負荷トルク τ_l の変動を感じないようにすることができる。

クランク駆動時は、人間の駆動トルク τ_h は周期的な変動をするので、それを式(2.3)のように仮定する。

$$\tau_h = \tau_0 + \tau_1 \sin \omega t \quad (2.3)$$

ここで τ_0 , τ_1 , ω はそれぞれ人間の駆動トルクの平均値, 振幅, 角周波数を表している. 式(2.3)を入力として仮想回転慣性系の運動方程式を解くと, その角速度 ω_v は式(2.4)のようになる.

$$\begin{aligned}\omega_v &= \frac{1}{D_v} (\tau_0 - \exp(-\frac{tD_v}{M_v})) + \frac{\tau_1}{\sqrt{D_v^2 + \omega^2 M_v^2}} \sin(\omega t - \tan^{-1}(\frac{\omega M_v}{D_v})) \\ &\approx \omega_{\text{ave}} + \Delta\omega_v \sin(\omega t - \tan^{-1}(\frac{\omega M_v}{D_v}))\end{aligned}\quad (2.4)$$

式(2.4)の第1項は角速度の平均値 ω_{ave} を, 第2項は角速度の変動成分を表す. 第2項の速度変動を人間が感じ, 許容値を超えると人間は不快と感じる. 人間の駆動トルク特性 τ_0 , τ_1 , ω と, ω_{ave} および人間の知覚特性により得られる許容値 $\Delta\omega_v$ が分かれば制御パラメータは次の式(2.5)と式(2.6)のように決定することができる.

$$D_v = \frac{\tau_0}{\omega_{\text{ave}}}\quad (2.5)$$

$$M_v = \frac{\sqrt{\frac{\tau_1^2}{\omega^2} - D_v^2}}{\omega}\quad (2.6)$$

式(2.5)と式(2.6)に基づいて, 人間の駆動トルクの平均値と目標角速度の平均値を設定することにより D_v が決定され, さらに人間の駆動トルクの振幅と角速度変動の許容値を設定することにより M_v が決定される. 複数の被験者によるクランク駆動の予備実験の結果, 人間に対して大きな疲労を伴わずに最大の動力が得られるトルクと角速度の組み合わせは $3\text{N}\cdot\text{m}$ と $\pi\text{rad/s}$ であり, 人間が知覚できる最小のトルク変動および角速度変動の振幅は $0.4\text{N}\cdot\text{m}$ および 0.3rad/s であった. また駆動速度の周波数と駆動トルクの周波数はほぼ同じであるので, 本章では $\tau_0=3\text{N}\cdot\text{m}$, $\tau_1=0.4\text{N}\cdot\text{m}$, $\omega=\omega_{\text{ave}}=\pi\text{rad/s}$, $\Delta\omega_v=0.3\text{rad/s}$ に設定する. このとき, 式(2.5)および式(2.6)より, $D_v=0.96\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{s/rad}$, $M_v=10.13\text{kg}\cdot\text{m}^2$ となる.

トルク結合機構では制御パラメータである仮想的な粘性減衰係数 D_v を設定することにより人間の発生トルクと出力速度の関係が決まり, また仮想的な慣性モーメント M_v を設定することにより操作者の駆動速度の変動が決まる. しかし, 本研究では出力速度をできるだけ一定に保つ必要があるため, 同時に人間の駆動速度変動も小さくする必要があり, そのため M_v を大きく設定している. これにより人間の特性に合わない駆動速度が要求される短所が存在する.

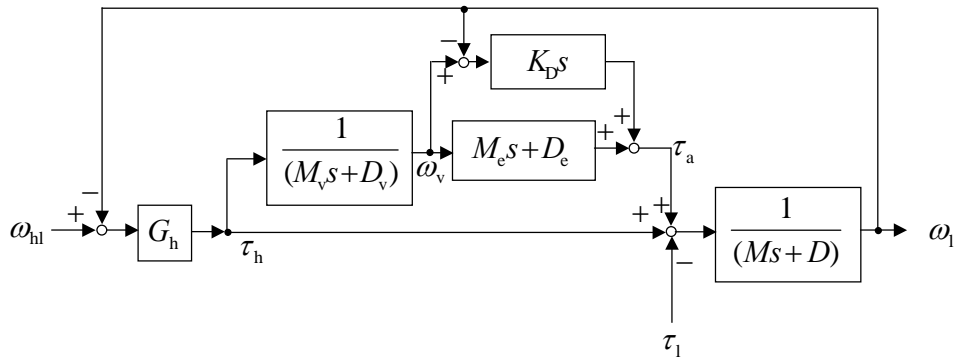


Fig. 2.2 Block diagram of the torque-combination type power assist system

2.2.3 シミュレーションによる検討

本項ではトルク結合機構について、式(2.1)の比例トルク制御法と式(2.2)のインピーダンス制御法を用いた場合それぞれに対して、シミュレーションを行ってトルク結合機構の特性を把握し、制御パラメータと出力速度および人間の駆動トルクとの関係を示して検討を加える。

(1) シミュレーションモデル

トルク結合機構を図 2.3 に示すようにモデル化した。各軸とハウジングの接触部には粘性減衰と乾性摩擦を設定し、アシストモータと軸の接触部にばね・ダンパを組み込む。そして軸とハウジングの接触部には摩擦トルク F_l と粘性減衰係数 D_l を設置する。系の運動方程式は式(2.7)と式(2.8)のようになる。なお、 $\omega = \dot{\theta}$ である。シミュレーションは運動方程式(2.7)と式(2.8)に基づいてオイラー法により行う。

$$\tau_h + K_a(\theta_a - \theta_l) + D_a(\dot{\theta}_a - \dot{\theta}_l) - F_l - D_l \dot{\theta}_l - \tau_l = M_l \ddot{\theta}_l \quad (2.7)$$

$$\tau_a - K_a(\theta_a - \theta_l) - D_a(\dot{\theta}_a - \dot{\theta}_l) = M_a \ddot{\theta}_a \quad (2.8)$$

シミュレーションに用いたパラメータの数値を表 2.1 に示す。

シミュレーションでは平均値 $15\text{N}\cdot\text{m}$ 、変動値 $5\text{N}\cdot\text{m}$ 、周波数 0.25Hz である負荷トルクを正弦関数で与える。

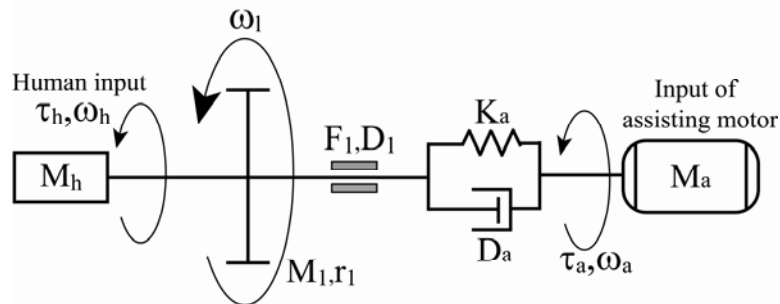


Fig. 2.3 Simulation model of torque-combination type

Table 2.1 Parameters of power assist system used in numerical simulations

F_l	$0.2\text{N}\cdot\text{m}$	K_a	$500\text{N}\cdot\text{m}/\text{rad}$
D_l	$0.1\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}/\text{rad}$	D_a	$0.1\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}/\text{rad}$
M_l	$0.2\text{kg}\cdot\text{m}^2$	M_a	$0.01\text{kg}\cdot\text{m}^2$
G_h	$40\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}/\text{rad}$	Sampling time	0.1ms

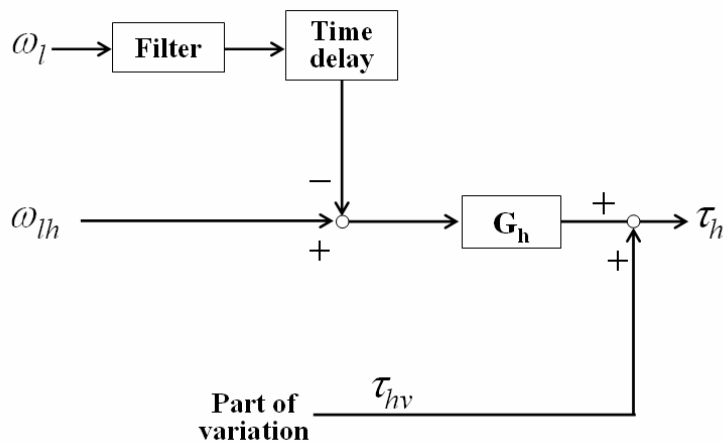


Fig. 2.4 Simulation model of human driving

(2) 人間のクランク駆動のモデル

パワーアシスト駆動系は人間と機械が協調して作業を行うための駆動系なので、シミュレーションを行うには人間の駆動特性も正確にモデル化する必要がある。実際のパワーアシスト駆動系において人間の駆動には以下のいくつかの特徴があると考えられる。

- 1) 人間は目標速度に追従するようにフィードバックを行う。
- 2) 人間の駆動トルクには目標値に対して変動が存在する。
- 3) 人間の現在の速度での反応は精密な値ではなく近傍値である。
- 4) 人間の反応には時間遅れがある。

以上の4つの特徴を考慮して人間の駆動モデルを図2.4のように設定した。ここで、 G_h は人間の速度フィードバックゲイン、 ω_{hh} は人間の目標速度、 τ_{hv} は人間のトルク変動値である。発表された資料⁽⁵²⁾によると人間の意識の時間遅れは概ね0.1sなので、人間の反応における時間遅延とフィルターのカットオフ周期を0.1sと設定した。また、駆動実験により、人間の駆動トルクは概ねクランク1回転を周期として変動しているのが分かっていることから、目標速度が $\pi\text{rad/s}$ の場合には、駆動トルクの変動成分 τ_{hv} の周波数を0.5Hzと設定した。また、駆動トルクの平均値が $3\text{N}\cdot\text{m}$ の場合に、図2.5に示すように人間の駆動トルクは大体 $2.5\text{N}\cdot\text{m}$ から $3.5\text{N}\cdot\text{m}$ の間で変動(人によって多少変化はある)していることから、駆動トルクの変動成分 τ_{hv} の振幅は $0.5\text{N}\cdot\text{m}$ と設定した。

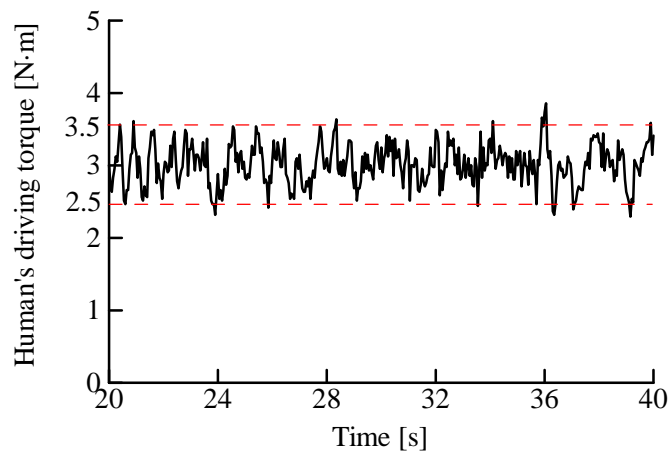


Fig. 2.5 Human's driving torque variation

(3) 比例トルク制御法を用いたシミュレーション結果

式(2.1)の比例トルク制御法を用い, 図 2.4 の人間駆動モデルにおける目標速度は ω_h を π rad/s, アシストモータのアシスト比が4の場合についてシミュレーション結果を図 2.6 に示す. なお, アシスト比を4に設定したのは平均負荷トルクを $15\text{N}\cdot\text{m}$, 人間の発生する平均トルクを $3\text{N}\cdot\text{m}$ にするためである.

図 2.6 より, 人間の駆動トルク変化の周波数は負荷トルクと同じとなり, 比例トルク制御法を用いた場合に, 操作者は明らかに負荷トルク変動を感じてしまうので, 駆動トルクが正負に変動する歩行椅子にとっては適切な制御方法ではないと考えられる.

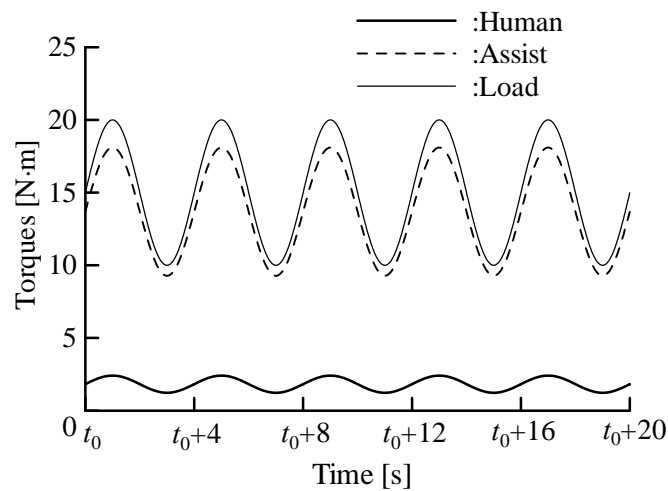


Fig. 2.6 Torque relationship when using the proportional torque control method

(4) インピーダンス制御法を用いたシミュレーション結果

式(2.2)のインピーダンス制御法を用いた場合について、 M_v 、 D_v の値と人間の発生トルクおよび速度変動との関係をシミュレーションにより考察する。

まず仮想的な粘性減衰係数 D_v を $0.65\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}/\text{rad}$ の値に固定して、 M_v の影響を考察した。 M_v は主に人間の駆動速度変動に影響を与える。 M_v に対する人間の駆動速度の変化と M_v と駆動速度の標準偏差の関係を図 2.7 および 2.8 に示す。図 2.7 より、人間の駆動速度の変動の大きさは M_v が大きいほど小さくなることが分かる。また、 M_v が小さい場合には人間の駆動速度変動の周波数は回転速度と同じく 0.5Hz であり、これはシミュレーションの人間の駆動モデルにより与える人間の駆動トルクの変動成分の周波数と同じであり、 M_v が小さい場合に駆動速度の変動はおもに人間の駆動トルクの変動の影響を受けていることが分かる。

図 2.8 より、 M_v がある値(このシミュレーションでは $10\text{kg}\cdot\text{m}^2$)を超えると人間の駆動速度の変動の大きさはあまり変わらず、ほぼ一定になっている。 $M_v=5\text{kg}\cdot\text{m}^2$ と $M_v=30\text{kg}\cdot\text{m}^2$ の場合について、人間の駆動速度の時間変化を図 2.9 に示す。この図より、仮想的な慣性モーメントが小さい場合と大きい場合では人間の駆動速度変動の周波数も異なり、 $M_v=30\text{kg}\cdot\text{m}^2$ のときは人間のクランク駆動速度変動の周波数が 0.25Hz であり、この周波数はシミュレーションにより与えた変動負荷トルクの周波数と等しい。

次は、 M_v を $10.13\text{kg}\cdot\text{m}^2$ の値に固定して、 D_v を変えてシミュレーションを行って D_v の影響を調べた。式(2.5)に示したように D_v は主に人間の目標速度に対する駆動トルクの大きさを決める。そこで異なる D_v を与えた場合の人間の駆動トルクの変化を図 2.10 に示す。図 2.10 より仮想的な減衰係数と人間の平均駆動トルクの間には一次線形的な関係が成り立つことが確認される。

以上のシミュレーション結果より、負荷トルク変動がある場合において、人間の駆動速度変動は M_v を大きくすることにより抑えられ、また人間の駆動トルクの大きさは D_v により制御されることがわかる。次項よりインピーダンス制御法を用いたパワーアシスト駆動系に関して実験的考察を行う。

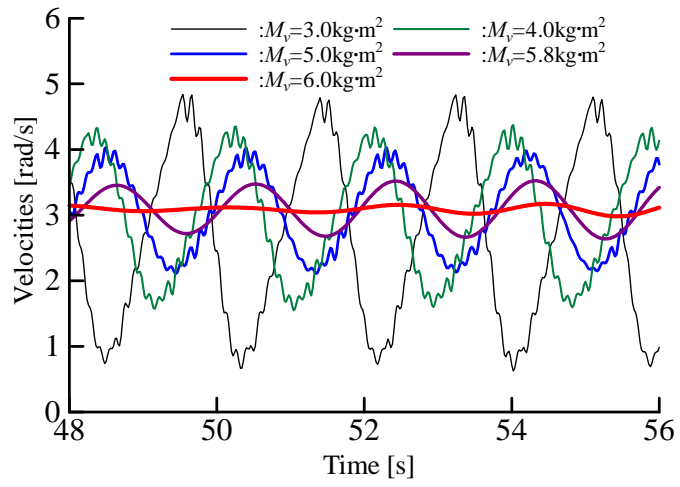


Fig. 2.7 The driving velocities of human for variable moments of inertia

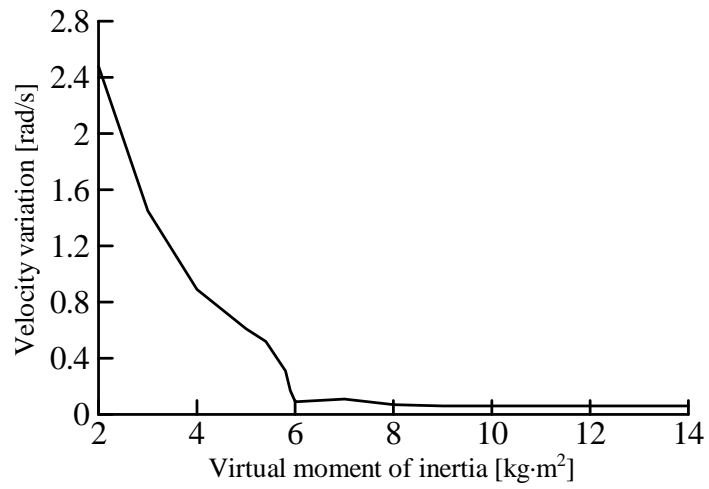


Fig. 2.8 Relationship between moment of inertia and speed variation of human driving

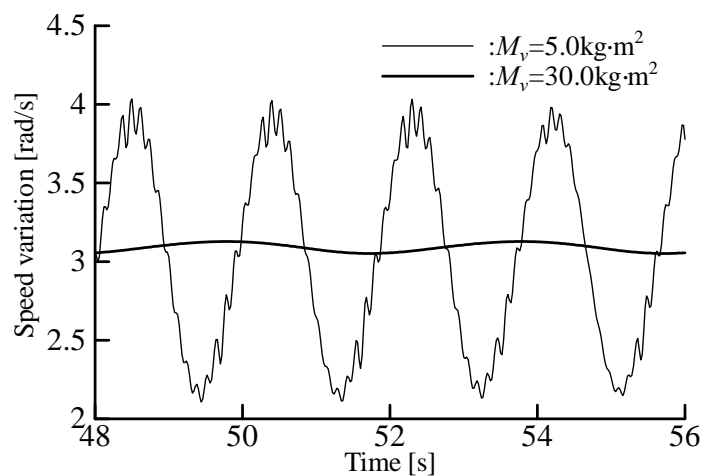


Fig. 2.9 Speed variations for different moments of inertia

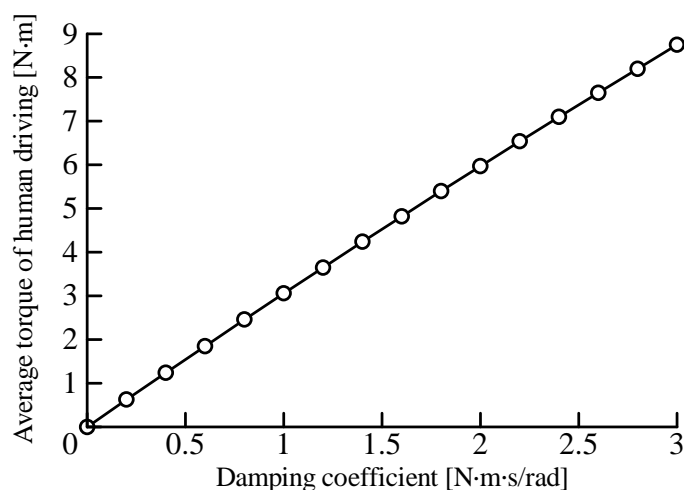


Fig. 2.10 Relationship between damping coefficient and human driving torque

2.2.4 インピーダンス制御法に関する実験的検討

インピーダンス制御法をトルク結合機構に適応した場合の特性を把握するために、図 2.11 に示す実験装置を用いて実験を行った。これは歩行椅子ではなく台上での実験を行うもので基礎実験装置と呼ぶ。この実験装置は人間部、アシスト部、負荷部からなり、負荷部ではモータとパウダーブレーキにより任意の負荷トルクを与えることができる。

基礎実験装置において、負荷部では安川電機(株)製の AC モータ SGMAH-02A, エンコーダ (2048pulse/rev), ハーモニックドライブ(減速比 100:1), クボタ(株)製のトルクセンサ TD050(定格トルク用量:50N·m)を用い、アシスト部では Maxon 製の DC モータ RE75, エンコーダ(500pulse/rev), ハーモニックドライブ(減速比 50:1), クボタ(株)製のトルクセンサ TD020(定格トルク用量:20N·m)を用い、人間部ではエンコーダ(3600pul/rev), クボタ(株)製のトルクセンサ TD020(定格トルク用

量:20N・m)を用いた. 表 2.2 にモータの仕様を示す.

まず, 歩行椅子が歩行周期 $T=4s$ で水平面定常歩行する場合に必要な原動軸駆動トルクを基礎実験装置の負荷モータに発生させて実験を行った. 実験で被験者はモニターに表示される速度計を見ながら, クランクを π rad/s に追従するように駆動した. 制御パラメータは 2.2.3 項で決定した $M_v=10.13 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$, $D_v=0.95 \text{ N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}/\text{rad}$ を与えた. 実験結果を図 2.12 に示す. 図 2.12(a)には人間のクランク駆動速度と出力速度の変化を示し, 図 2.12(b)には人間の駆動トルクと負荷トルクの変化を示す.

トルク結合機構では人間の駆動速度と出力速度は機構的に拘束されているので, 図 2.12(a)において両者はほぼ一致している. しかし, この実験結果には多少の速度差が存在する. その原因としては, 歯車バックラッシ又はカップリングねじり変形などが考えられる. 一方, 図 2.12(b) から分かるようにインピーダンス制御法により, 人間の駆動は負荷トルク変動をほとんど感じないようにできている.

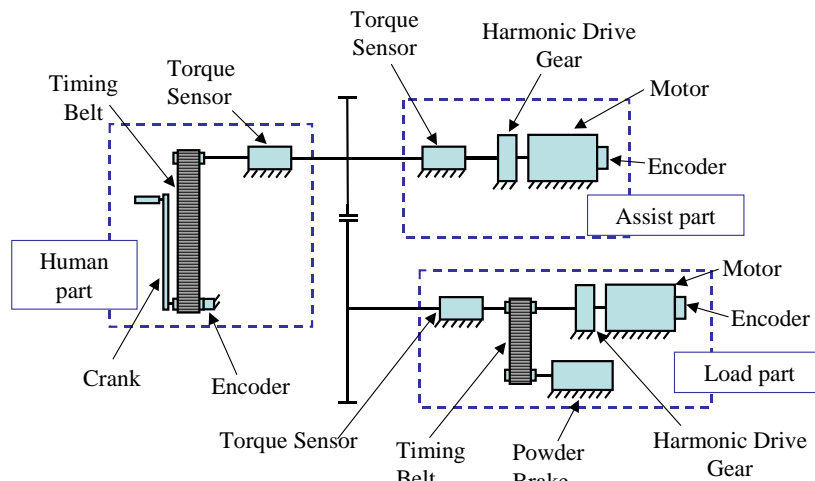


Fig. 2.11 Composition of experimental apparatus

Table 2.2 Specification of servo motors used in experiment

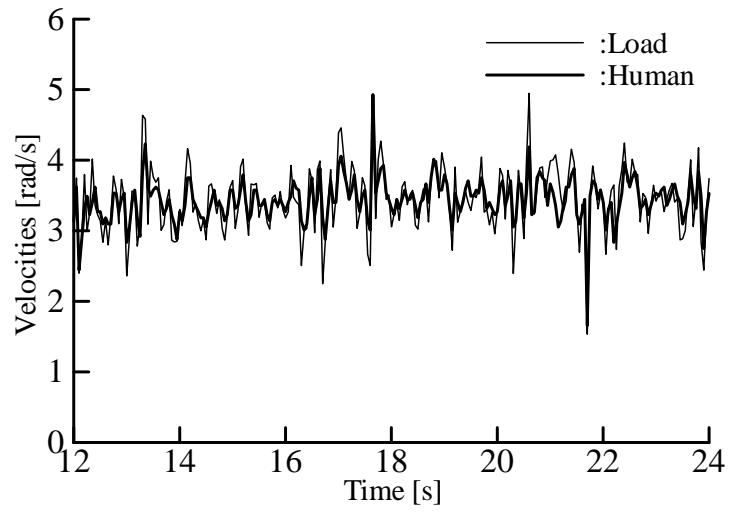
	AC servo motor SGMAH-02A	DC servo motor RE75
Rated output [W]	200	250
Rated revolution [rpm]	3000	2890
Rated torque [N・m]	0.637	0.841
Rotor's moment of inertia [$\text{kg}\cdot\text{m}^2$]	0.06×10^{-4}	1.42×10^{-4}

次に負荷トルクの周波数と振幅が人間の駆動速度変動およびトルク変動に及ぼす影響を調べるために、歩行椅子の原動軸の駆動トルクをFFT高速フーリエ変換処理により式化してこれを基準として、その周波数と振幅を変えて12種類の負荷トルクを与えて実験を行った。各負荷に対して4人の被験者について駆動実験を行い、トルク結合機構の対応できる負荷周波数と振幅を考察した。被験者の基本情報を表2.3に示す。負荷トルクの周波数と振幅を表2.4に示す。表において、振幅は式化した駆動トルクの倍数を表す。制御パラメータは前と同じく $M_v=10.13\text{kg}\cdot\text{m}^2$, $D_v=0.95\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}/\text{rad}$ とした。

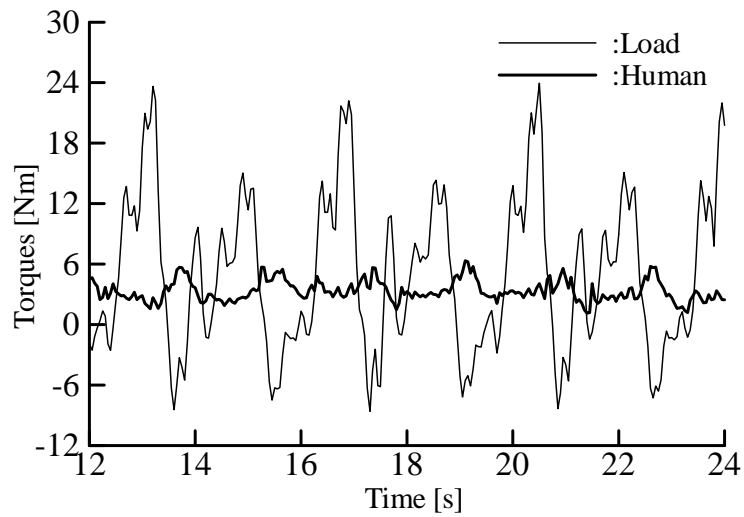
実験結果はアンケート、人間の駆動速度変動、駆動トルクの変動値、動力関係の4つの項目から評価をした。アンケートは図2.13のような質問により行った。

各実験について、人間の駆動速度の変動値を標準偏差により表し、これを図2.14(a)~(b)に示す。また人間と負荷のトルクの変動値をそれぞれの標準偏差により表し、これを図2.15(a)~(d)に示す。さらに、式(2.9)により計算した人間と出力の動力を図2.16(a)~(d)に示す。アンケートの結果は表2.5(a)~(d)と図2.17に示す。実験において、被験者が回し難すぎたと感じた場合には実験を放棄させ、アンケート結果の表2.5には“Abandoned”と書いてあり、実験結果を表すグラフには放棄した実験に対する結果は示していない。

$$P = \frac{\int_{t_1}^{t_2} |\omega||\tau| dt}{t_2 - t_1} \quad (2.9)$$



(a) Velocities



(b) Torques

Fig. 2.12 Change of angular velocities and torques in the torque-combination mechanism

Table 2.3 The characteristics of the subjects

Subjects	Age[years]	Height[cm]	Weight[kg]	Better arm
A	24	183	60	Right
B	23	175	68	Right
C	26	178	60	Right
D	25	178	75	Right

Table 2.4 Amplitude and frequency of applied load torques

No.	Amplitude [times]	Frequency[Hz]
1	0.5	0.5
2	1.0	0.5
3	1.5	0.5
4	2.0	0.5
5	0.5	0.25
6	1.0	0.25
7	1.5	0.25
8	2.0	0.25
9	0.5	1
10	1.0	1
11	1.5	1
12	2.0	1

氏名 :

質問1 負荷トルク変動は感じたか？

1. 全く感じなかった.
- 2.
3. 少々感じた.
- 4.
5. かなり感じた.

質問2 クランクに回されるように感じたか？

1. 全く感じなかった.
- 2.
3. 少々感じた.
- 4.
5. かなり感じた.

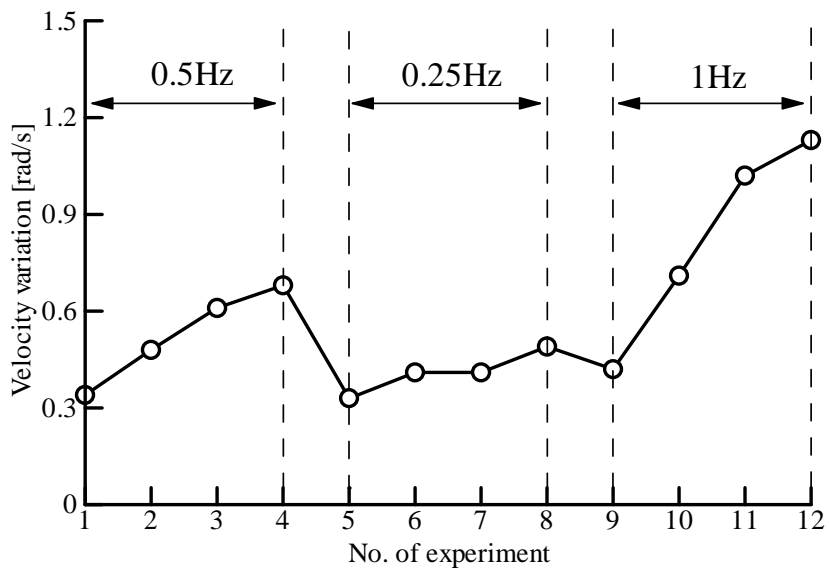
質問3 このパワーアシスト駆動系では30分間続けて行えるか？

1. できる.
2. できない.

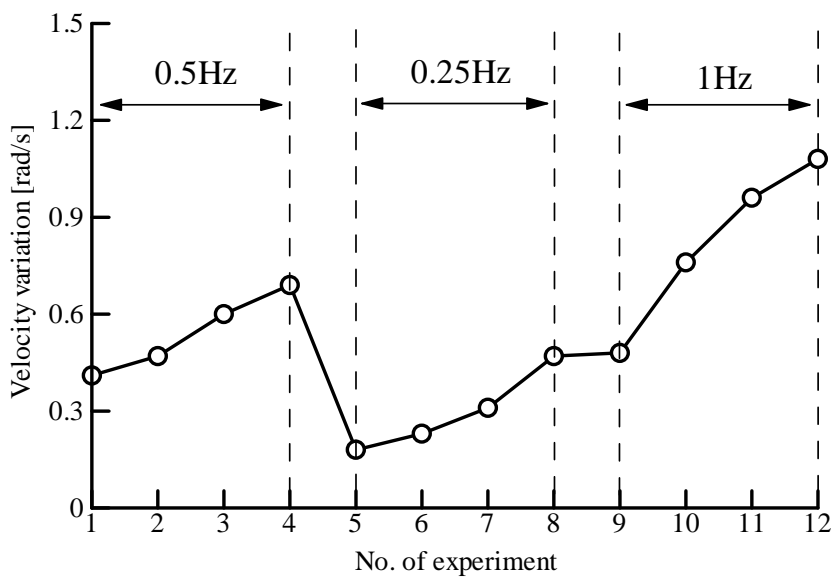
質問4 各実験に対して駆動易さの比較評価を行ってください.

悪い ① 良い

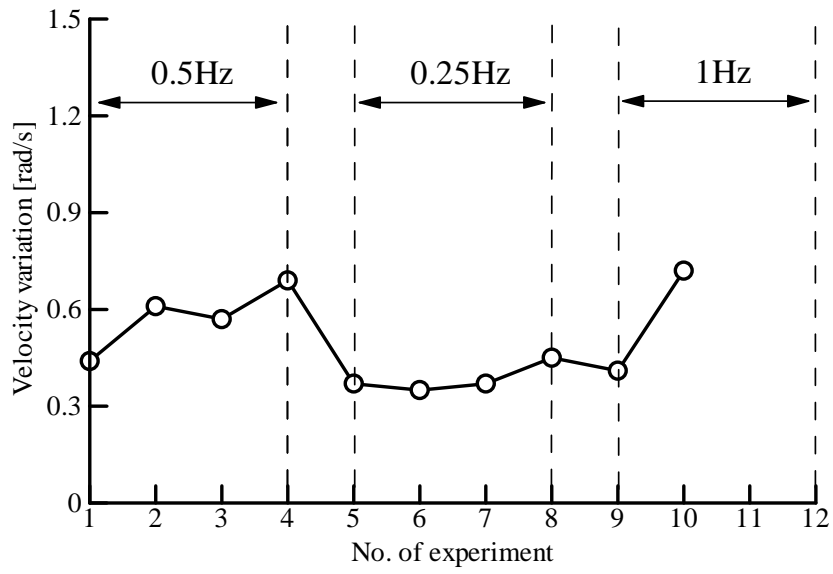
Fig. 2.13 The content of questionnaire



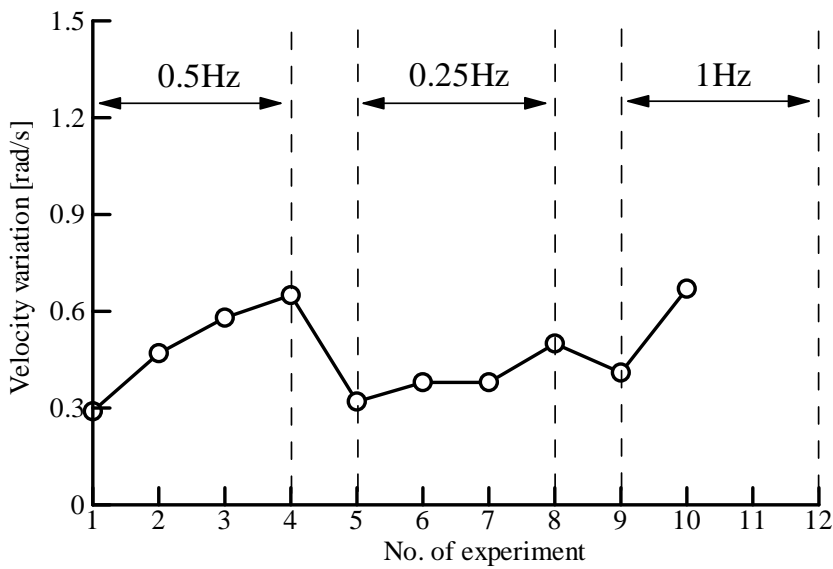
(a) For subject A



(b) For subject B

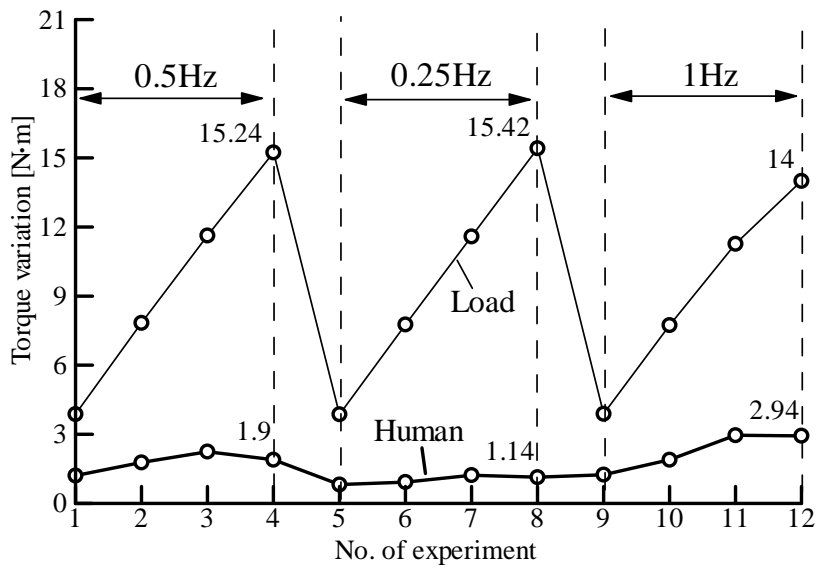


(c) For subject C

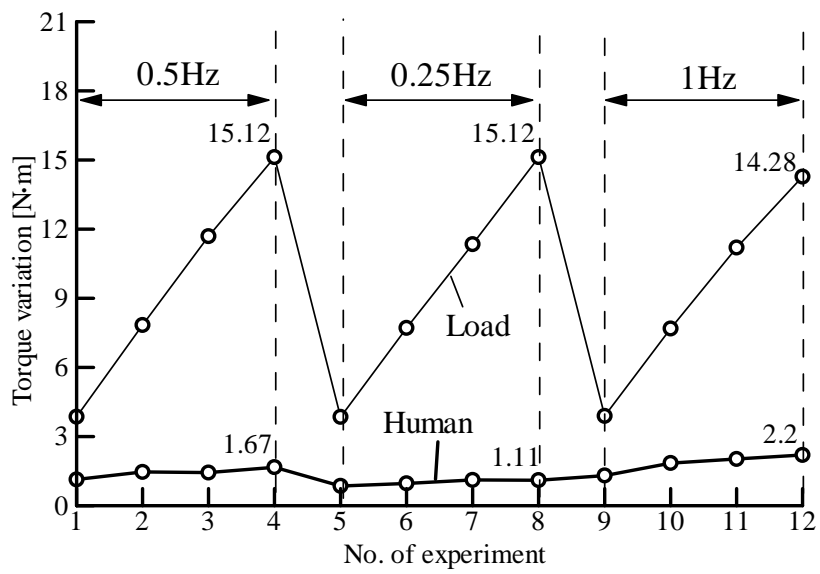


(d) For subject D

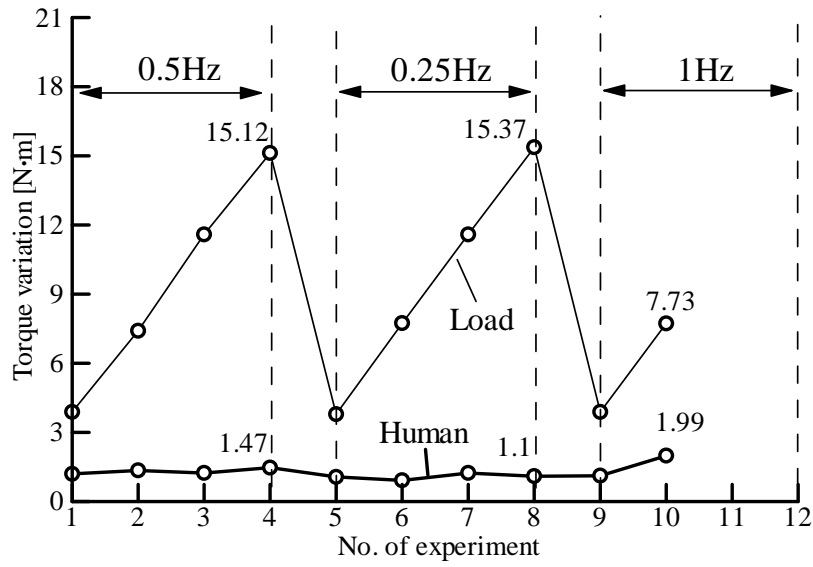
Fig. 2.14 Velocity variation in the experiments of the torque combination mechanism



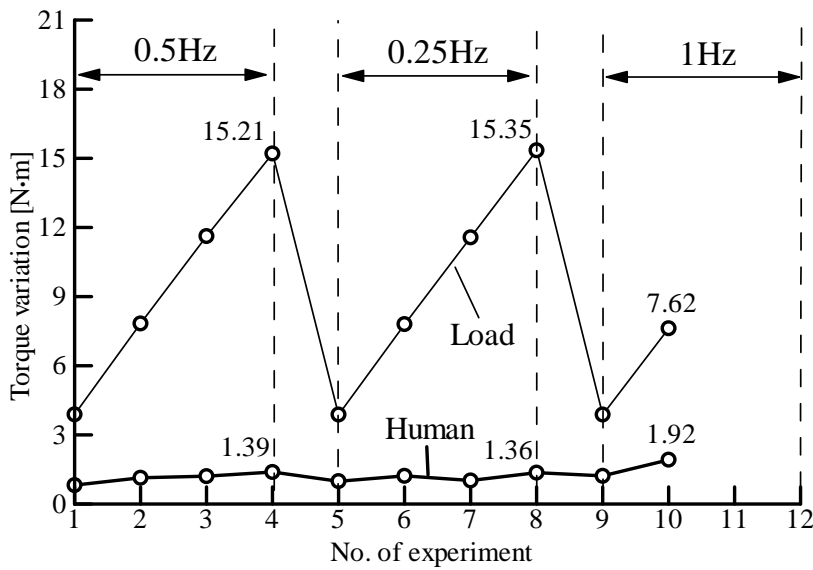
(a) For subject A



(b) For subject B

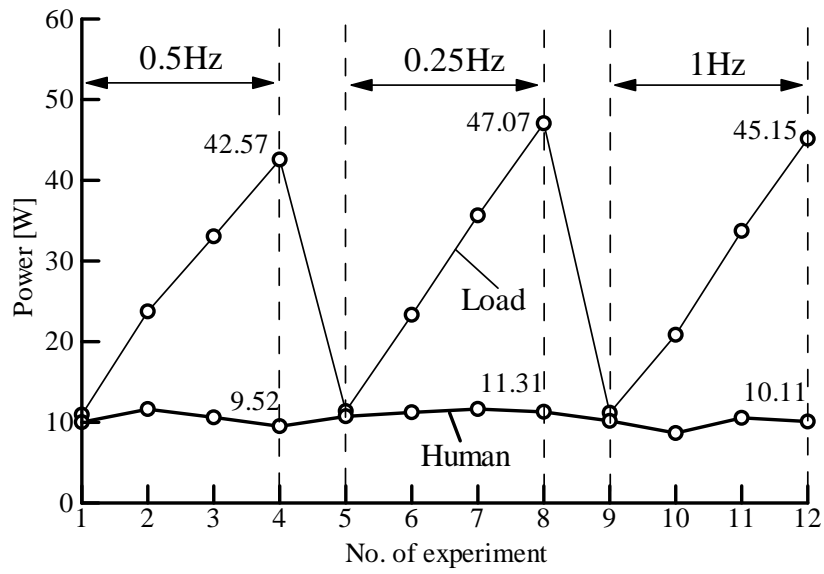


(c) For subject C

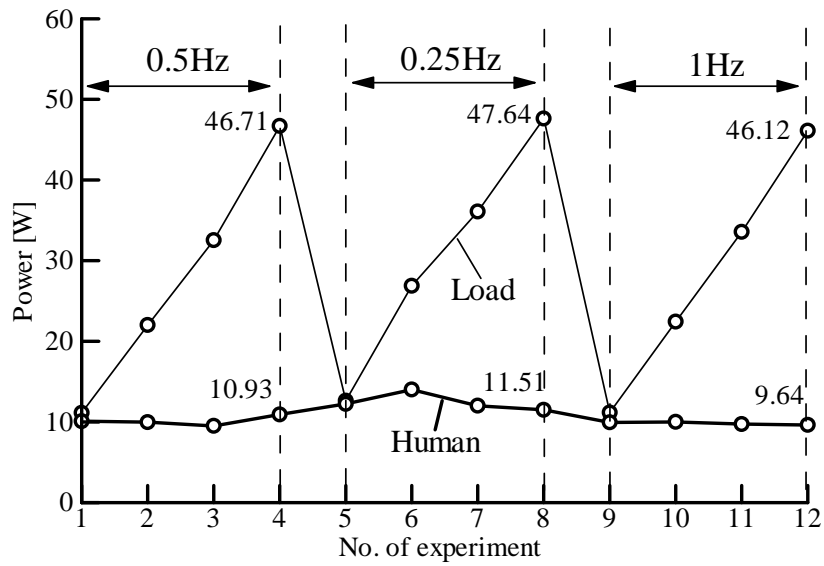


(d) For subject D

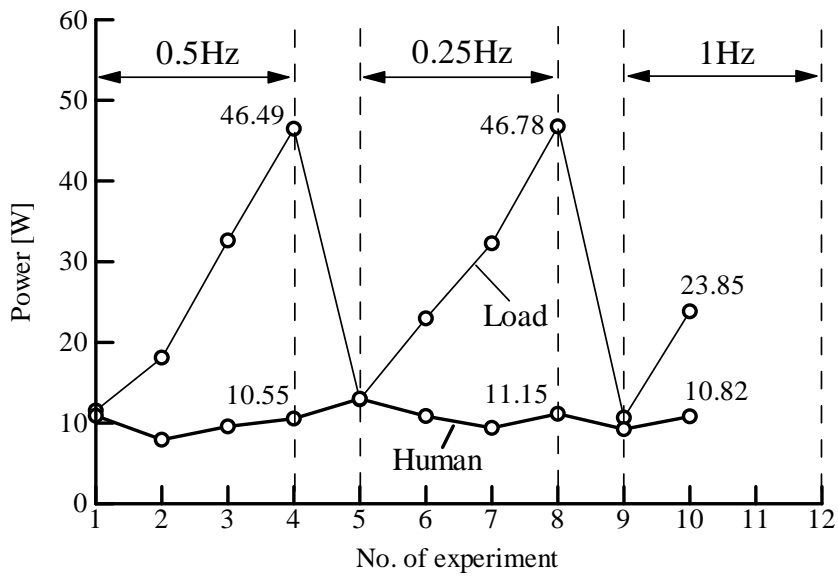
Fig. 2.15 Torque variation in the experiments of the torque combination mechanism



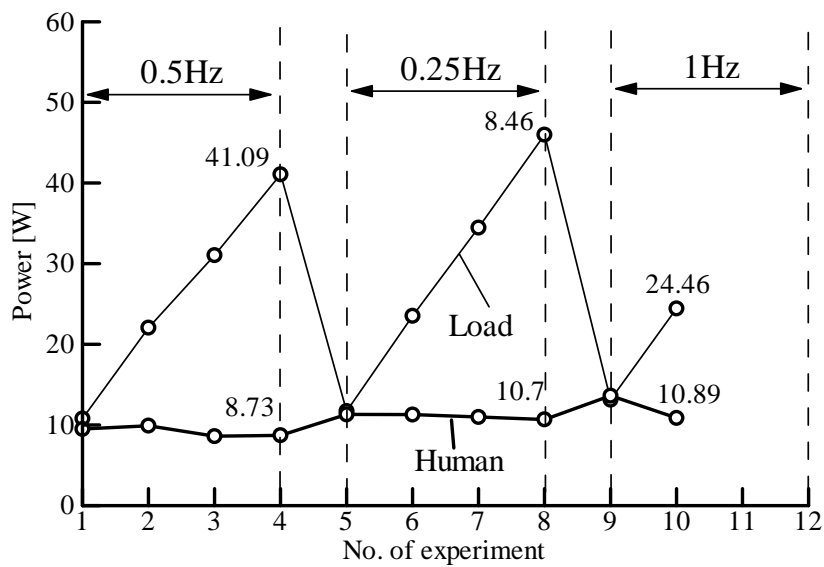
(a) For subject A



(b) For subject B



(c) For subject C



(d) For subject D

Fig. 2.16 Power in the experiments of the torque combination mechanism

Table 2.5(a) Result of questionnaire by subject A

No.	Question1	Question2	Question3
1	4	1	2
2	4	1	2
3	4	2	2
4	4	1	2
5	2	1	2
6	3	1	2
7	2	1	2
8	3	1	2
9	4	3	2
10	5	4	2
11	5	4	2
12	5	4	2

Table 2.5(b) Result of questionnaire by subject B

No.	Question1	Question2	Question3
1	2	1	1
2	4	1	2
3	4	1	1
4	5	4	2
5	1	1	1
6	2	1	1
7	3	1	1
8	3	2	1
9	3	1	1
10	5	2	2
11	5	2	2
12	5	4	2

Table 2.5(c) Result of questionnaire by subject C

No.	Question1	Question2	Question3
1	3	3	1
2	4	3	1
3	5	3	1
4	5	4	2
5	2	3	1
6	3	3	2
7	4	3	2
8	4	3	2
9	4	3	2
10	5	3	2
11	5	4	2
12	5	4	2

Table 2.5(d) Result of questionnaire by subject D

No.	Question1	Question2	Question3
1	2	1	2
2	4	2	2
3	4	2	2
4	4	3	2
5	1	2	2
6	2	2	2
7	3	2	2
8	3	2	2
9	4	2	2
10	5	3	2
11	Abandoned		
12	Abandoned		

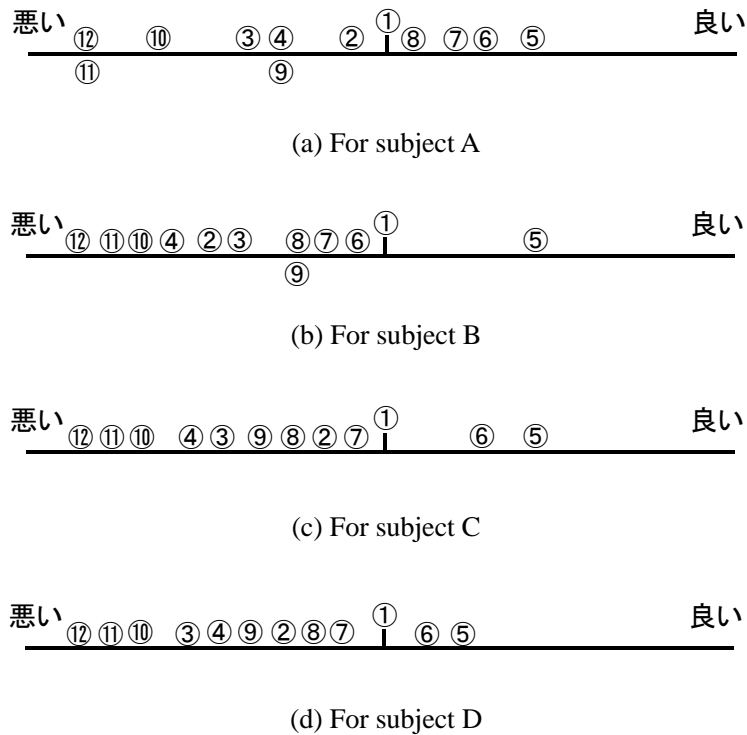


Fig. 2.17 The questionnaire result for comparing human's operability in each experiment

まず、速度変動を表す図 2.14 をみると、いずれの被験者に対しても負荷トルクの変動が大きいほど人間の駆動速度変動が大きくなる傾向があることがわかる。また、トルク変動の図 2.15 から分かるように、人間の駆動トルクの変動はインピーダンス制御により、負荷トルク変動の影響をあまり受けないが、変動負荷トルクの振幅と周波数が大きくなると多少影響を受け、周波数が大きい場合(9,10,11,12 番目の実験)には明らかに人間の駆動トルクの変動が周波数の小さい場合より大きいことが分かる。動力を表す図 2.16 より、トルクの変動と同様に人間の発生する動力も負荷トルクの変化にあまり影響を受けず、いずれも 10W 程度であるが、これは粘性減衰係数 $0.65\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}/\text{rad}$ と目標速度 $\pi\text{rad}/\text{s}$ により決められる数値である。

また、アンケートの質問 3 に対する結果より、ほとんどの場合において、30 分回せないという回答だったが、これは仮想的な減衰係数の値 $0.65\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}/\text{rad}$ が大きいことが原因であると考えられる。ここで、アンケートの質問 1 と質問 2 に対して両方とも”3”以上であった場合は人間が回しにくいと判断すると、周波数 0.25Hz の場合には振幅 0.5-2.0 倍まで全部回しやすく、周波数 0.5Hz の場合には振幅 0.5~1.5 倍まで回しやすく、周波数 1.0Hz の場合には、振幅 0.5 倍のみ回しやすいたことが分かる。

駆動易さに関する比較評価を表す図 2.17 を見ると、悪いと判断した結果が多く、被験者からは自分が駆動している感じより回されている感じがあったとのコメントもあった。これは、駆動速度変動を小さくするために、仮想的な慣性モーメントを大きくしているのが原因として考えられる。

以上の実験結果より、インピーダンス制御法を用いたトルク結合機構では負荷の周波数が小さい場合(0.25Hz, 0.5Hz)はほとんどの振幅に対して人間は回しやすいが、周波数が大きい(1Hz)の場合は負荷トルクの小さい変動振幅の場合のみ人間が回しやすいことがわかる。また、負荷変動が大きい場合でも人間の駆動トルクはほぼ一定に保つことができることがわかる。

2.3 速度結合機構の構成と制御方法

2.3.1 機構構成

前節で述べたトルク結合機構においては、人間のクランク駆動速度変動を小さくするために、制御パラメータである仮想的な慣性モーメント M_v をある程度大きく設定しているが、その結果、人間は強制的に速度変動がないように回されて、不快を感じていることがわかる。その M_v を小さくするとまた駆動速度変動が大きくなり、人間のクランク入力軸と駆動系の出力軸が同じ 1 つの軸で結合されているため、出力速度にもその変動が出てしまいますことがある。そこで、人間のクランク駆動速度変動による出力速度変動を低減するためには、入出力速度関係がアクチュエータにより任意に調節できる必要がある。そのために、2 入力 1 出力である動力結合機構を考える。

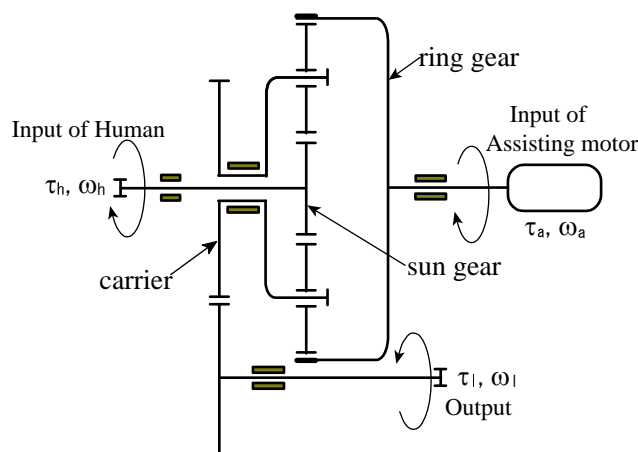


Fig. 2.18 Composition of the speed-combination mechanism

図 2.18 に遊星歯車機構を用いた 2 入力 1 出力の動力結合機構を示す。図において、人間の動力は遊星歯車の太陽歯車から入力され、アシストモータの動力はリング歯車から入力され、これら 2 つの動力は遊星歯車機構により合わされてキャリアから出力される。この機構のように、2 つの入力速度は独立して設定できるが入力トルクには従属関係が存在する動力結合機構を速度結合機構と呼び、本節の検討対象とする。

遊星歯車の機構特性により、歯車の慣性力と摩擦力を無視した場合に、人間のクランク駆動トルク τ_h とアシストモータのアシストトルク τ_a 、および負荷トルク τ_l の間の関係は遊星歯車機構の太陽歯車の歯数 z_s とリング歯車の歯数 z_r により決められ、次の式(2.10)のようになる。

$$\tau_a = \frac{z_r}{z_s} \tau_h, \quad \tau_a + \tau_h = \tau_l \quad (2.10)$$

式(2.10)から人間の駆動トルクとアシストモータのアシストトルクのトルク比は遊星歯車の太陽歯車とリング歯車の歯数の比と等しくなることが分かる。

また、人間とアシストモータ、および出力速度の間には次の式(2.11)のような関係が成り立つ。

$$z_s \omega_h + z_r \omega_a = (z_r + z_s) \omega_l \quad (2.11)$$

式(2.11)から分かるように速度結合機構は 2 自由度であり, 出力速度は人間の駆動速度とアシストモータの両方の速度から決められるので, アシストモータの速度を調節することにより, 出力速度を調節することができる. 従って, 人間の駆動速度変動による出力速度変動を低減することが可能である.

2.3.2 制御方法

人間が一定の速度でクランクを回そうとした場合においても, 人間の駆動速度には変動が存在する. これを人間の意思に反した速度変動と呼ぶ. この変動を無視して平均値により人間の意思を抽出して出力目標速度を設定し, 変動する人間の駆動速度にアシストモータの速度を速度結合機構により加えて目標速度に追従させることが可能であると考えられる. このように意思に反した人間の駆動速度変動による出力速度変動を低減する制御法を平均速度制御法と呼び本研究により提案する.

人間の駆動速度には常に変動が存在するため, そのまま人間の意思として扱うことは適切でない. 本制御法では人間の駆動速度をあるカットオフ周期 T_{period} を有するローパスフィルタに通した結果から得られる速度の平均値を人間の意思による目標速度 ω_{oh} とする.

また, 人間の意思を出力速度に反映するために, 式(2.12)のように人間の目標速度 ω_{oh} に入出力速度比 K をかけた値を目標出力速度 ω_{ol} とする.

$$\omega_{ol} = K\omega_{oh} \quad (2.12)$$

式(2.12)の ω_{ol} を ω_l として速度結合機構の速度関係式である式(2.11)に代入するとアシストモータの目標速度 ω_{oa} は次の式(2.13)のようになる.

$$\omega_{oa} = \frac{(z_r + z_s)\omega_{ol} - z_s\omega_h}{z_r} \quad (2.13)$$

式(2.12)と式(2.13)に基づいて構築した平均速度制御法のブロック線図は図 2.19 のようになる.

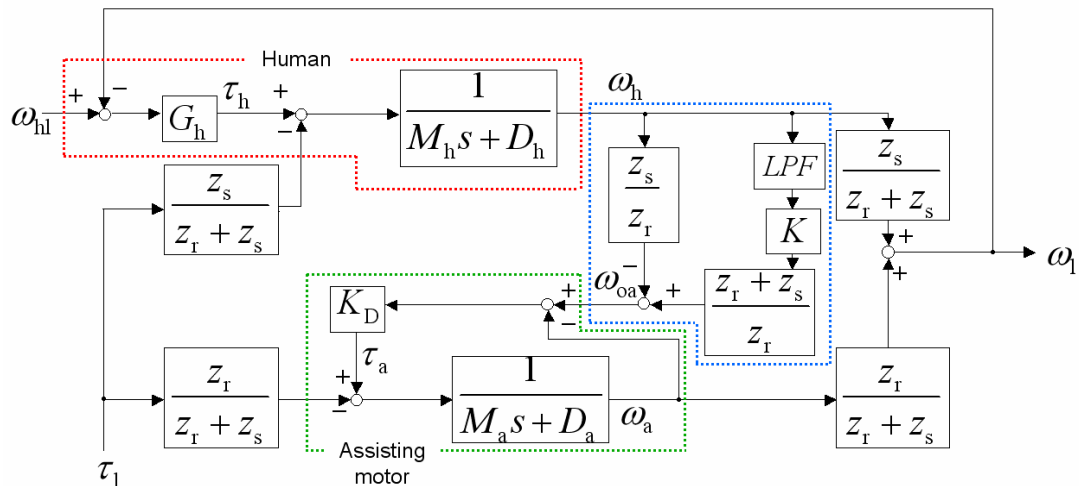


Fig. 2.19 Block diagram of speed combination type power assist system

図 2.19 において赤い破線で囲んだ部分は人間のクランク入力側を示す。 G_h は人間側のフィードバックゲインを示し、 M_h と D_h は人間の駆動側の慣性モーメントと粘性減衰係数を示す。そして水色の破線で囲んだ部分はアシストモータの目標駆動速度を計算するブロックを示し、ここで LPF 部のカットオフ周波数 T_{period} と入出力速度比 K は平均速度制御法の制御パラメータであり、これらの設定値により人間の入力に対する出力応答の速さ、また出力速度変動の大きさが調節できる。緑色の破線で囲んだ部分はアシストモータのフィードバックループを示し、 M_a 、 D_a はアシスト側の慣性モーメントと粘性減衰係数であり、平均速度制御法により計算した目標速度 ω_{oa} に追従するようにアシストモータに対してゲイン K_D でフィードバック制御を行う。

2.3.3 制御パラメータの決定

前項で提案した平均速度制御法において、制御パラメータ T_{period} の値により出力速度変動が低減できる程度と人間の意思変化に対する出力速度応答の速さが決まり、また入出力速度比 K の値により、負荷に対して人間が出す動力の割合が決まる。本項ではこれらのパラメータの決定手法について検討を行う。

(1) ローパスフィルタのカットオフ周期 T_{period}

T_{period} の値は出力速度の人間の駆動速度変化に対する反応の速さ、および出力速度変動の低減できる程度と関係がある。 T_{period} を大きくすると出力速度変動はかなり小さくなるが、人間の意思変化に対する出力速度応答が遅くなる。また、 T_{period} を小さくすると出力速度応答は速くなるが、出力速度は人間の駆動速度変動の影響を大きく受ける。そのためこの数値を適切に決めることが必要である。

ここで T_{period} は人間の駆動速度変化から人間の意思を抽出し、またその駆動速度変動を濾過する。そこで T_{period} の設定は人間のクランク駆動速度変動と関係があるので、まず人間の駆動速度の周波数特性を把握する必要がある。また人間の駆動速度の周波数特性は負荷トルクの周波数特性と関係がある可能性があるため、人間の駆動速度と負荷トルクの関係も考察しなければならない。そのため、一定の負荷トルクを与えた場合と、一定の周期で変動する負荷トルクを与えた場合について人間のクランク駆動実験を行って、人間のクランク駆動速度変動を考察した。

図 2.20 に実験の様子の写真を示す。実験ではアシストモータを外し、負荷モータから負荷トルクを与え、被験者の駆動速度はクランク側に取り付けられているエンコーダから測定し、被験者にはモニタに映し出される速度計を用いて駆動速度が目標速度 $\pi\text{rad/s}$ に追従させるように指示を与えた。

まず負荷モータから一定の負荷トルクを与えた場合の実験結果を図 2.21 に示す。同図は負荷トルクが $3\text{N}\cdot\text{m}$ と $5\text{N}\cdot\text{m}$ の場合の人間の駆動速度変動を示す。いずれの場合においても、人間の駆動が安定した 30s 後からのデータを示し、これらに対して処理を行い、考察した。

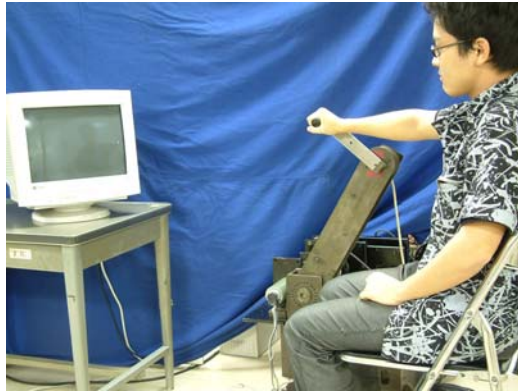


Fig. 2.20 View of the experiment

人間の駆動速度の周波数を把握するために、図 2.21 のデータに対して FFT 処理を行った。その結果を図 2.22 に示す。縦軸に周波数成分を取り、横軸に周波数 f を取り、図 2.22(a) は図 2.21(a) の処理結果を示し、図 2.22(b) には図 2.21(b) の処理結果を示す。結果から分かるように一定負荷の時の人間のクランク駆動速度変動には周期性がはっきり現れてないが、いずれの実験結果でも周波数 0.5Hz あたりの成分が最も大きく、人間のクランク駆動速度変動の周期は大体 2s であることが判断できる。この周期 2s は人間がクランクを一周回す時間と同じであるから、人間のクランク駆動速度変動の周期は大体クランクの回転周期であることがわかる。

他の 2 人の被験者に同じ実験を行ってもらい、同様の処理を行った。図 2.23 と図 2.24 に被験者 A の実験結果と FFT 処理の結果をそれぞれ示し、図 2.25、図 2.26 に被験者 B の実験結果と FFT 処理の結果をそれぞれ示す。被験者 A の結果から見ると、 $3\text{N}\cdot\text{m}$ の負荷の場合には周期 2s (周波数 0.5Hz) の成分が大きいですが、 $5\text{N}\cdot\text{m}$ の負荷の場合には周期 1s (周波数 1Hz) の成分が最も大きかった。この場合も駆動速度の周期が 2s として見る事ができる。被験者 B の実験結果からも A と似ている現象が見える。つまり一定の負荷トルクを与えた場合、いずれの被験者に対しても人間のクランク駆動速度にははっきりした周期は見えないが、人間の駆動速度変動の周期は大体クランク一回りする時間 2s であることが分かる。

また、目標駆動速度を $1.5\pi\text{rad/s}$ として負荷トルクを $3\text{N}\cdot\text{m}$ と $5\text{N}\cdot\text{m}$ のとした場合の駆動速度変化と周波数成分を図 2.27 と図 2.28 に示す。図 2.28(a) の周波数成分の結果から分かるように 3Nm の時にはクランク半回転する周期 (0.62s) に対応する周波数 1.61Hz 辺りとクランク一回転する周期 (1.24s) に対応する周波数 0.8Hz 辺りの周波数成分が最も大きくなり、これは人間のクランク駆動速度変動の周期がクランク一回転する周期と同じくみることができる。図 2.28(b) の周波数成分の結果から分かるように 5Nm の時にはクランク半回転する周期 (0.62s) に対応する周波数 1.61Hz の辺りの周波数成分が最も大きくなり、これは人間のクランク駆動速度変動の周期がクランク一回転する周期と同じくみることができる。

以上の実験結果より、一定負荷の場合、人間の駆動速度変動の周期は大体人間のクランク一回転する周期と同じだと判断できる。

また、式(2.10)から分かるように速度結合機構で人間は必ず負荷トルク変動を感じるため、今度には変動負荷を与えて、負荷トルクと人間の駆動速度の関係を考察した。負荷トルクは式(2.14)により与えた。

$$\tau_l = 3 + \sin(2\pi ft) \quad (2.14)$$

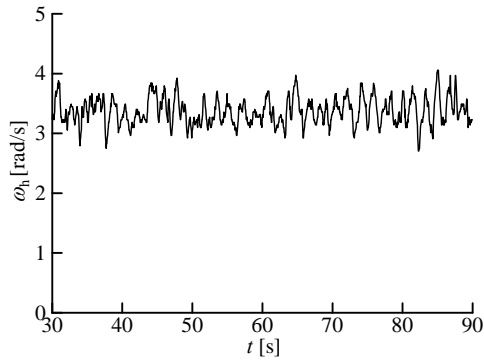
5つの異なる周波数で負荷トルクを与えた場合について人間の駆動速度の変化とその速度変化に対してFFT処理を行った周波数成分を図2.29から図2.33に示す。なお、負荷トルクの周波数 f は[0.25, 0.5, 1, 1.5, 2]Hzの中から選び、各負荷周波数 f に対して5回の実験を行った。いずれも目標駆動速度は π rad/sとした。

図2.29から図2.33までに示したように、変動負荷を与えた場合、人間の駆動速度変動には負荷トルクの周波数と同じ周波数の成分の割合が著しく大きく、人間の駆動速度変動は負荷トルクの周波数の影響を大きく受けていることがわかる。

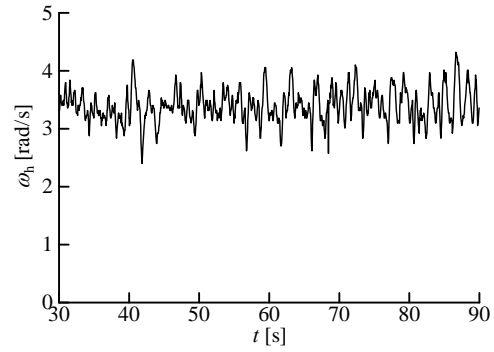
以上の人間のクランク駆動速度に関して考察した結果を要約すれば以下の通りである。

1. 一定負荷の場合に人間の駆動速度変動の周期はクランク1回転の周期とほぼ同じである。
2. 変動負荷の場合に人間の駆動速度変動の周期は負荷トルクの周期とほぼ同じである。

速度結合機構において出力速度の速度変動を低減するためには、ローパスフィルタを通した人間の目標駆動速度 ω_{oh} に駆動速度変動が意思として抽出されないようにすることが重要である。そのためには、ローパスフィルタのカットオフ周期 T_{period} を人間の駆動速度変動の周期より大きくする必要がある。また、 T_{period} により、人間の意思の抽出の遅れが生じることがあるので、 T_{period} を許容値以内に設定する必要がある。ここで、典型的な歩行周期である4sの場合について考察すると、その原動軸負荷トルクは0.5Hzの周波数成分が最も大きいので、 T_{period} は2s以上とする。

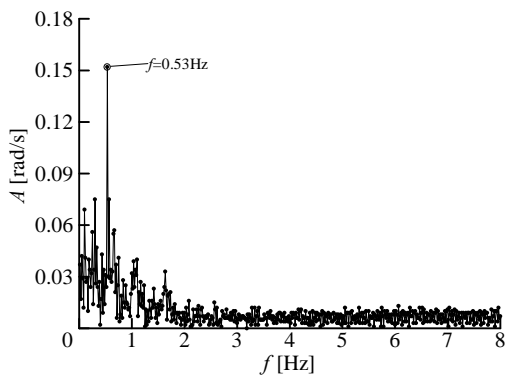


(a) 3N·m

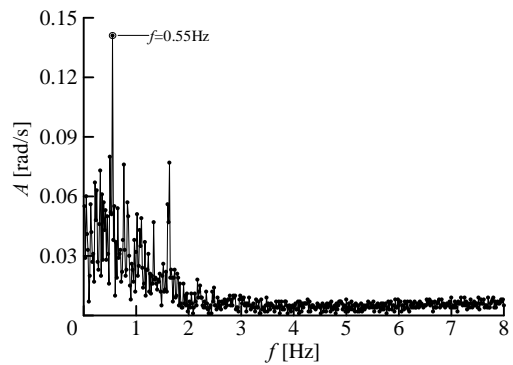


(b) 5N·m

Fig. 2.21 Change of driving velocity of human in the case when the constant torque is applied as external loads of constant magnitudes (π rad/s)

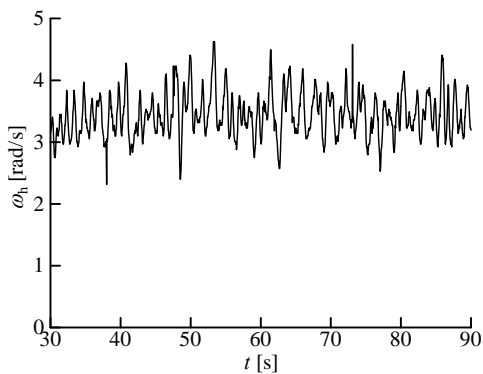


(a) 3N·m

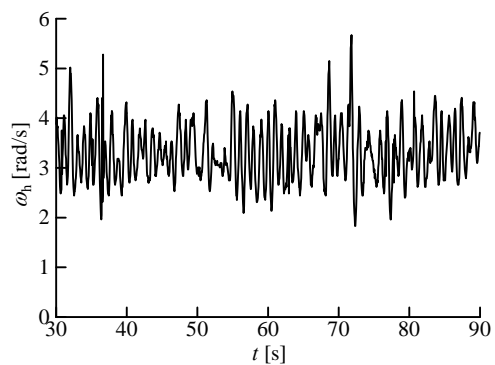


(b) 5N·m

Fig. 2.22 Frequency spectrum of the human driving velocity (π rad/s)

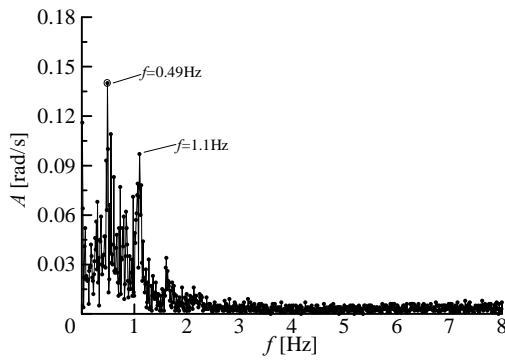


(a) 3N·m

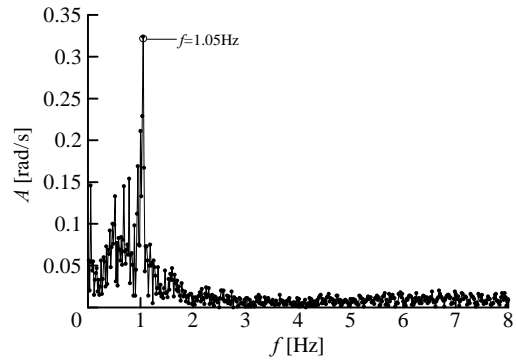


(b) 5N·m

Fig. 2.23 Change of driving velocity of subject A in the case when the constant torque is applied as external loads of constant magnitudes (π rad/s)

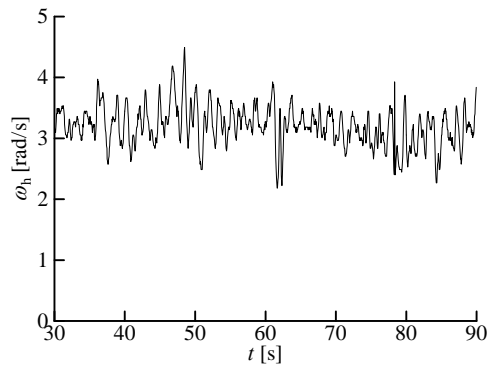


(a) 3N·m

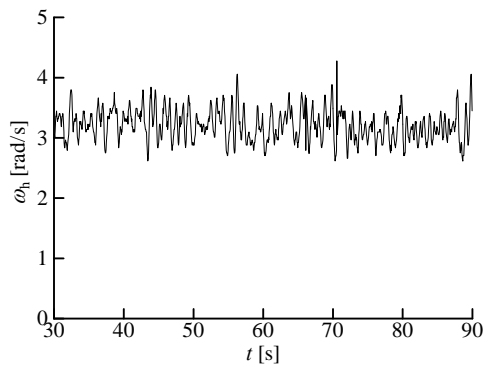


(b) 5N·m

Fig. 2.24 Frequency spectrum of the driving velocity of subject A (π rad/s)

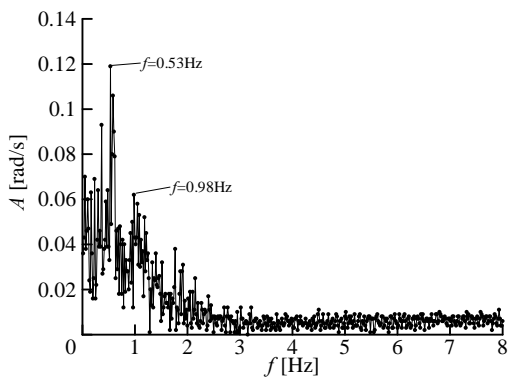


(a) 3N·m

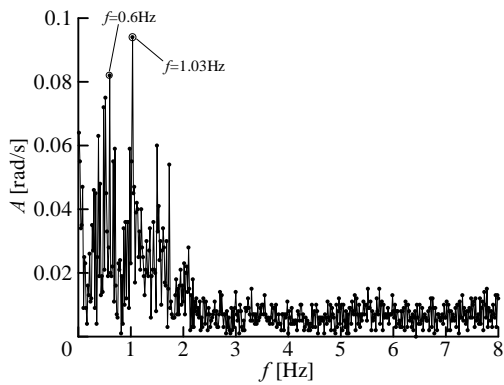


(b) 5N·m

Fig. 2.25 Change of driving velocity of subject B in the case when the constant torque is applied as external load of constant magnitudes (π rad/s)



(a) 3N·m



(b) 5N·m

Fig. 2.26 Frequency spectrum of the driving velocity of subject B (π rad/s)

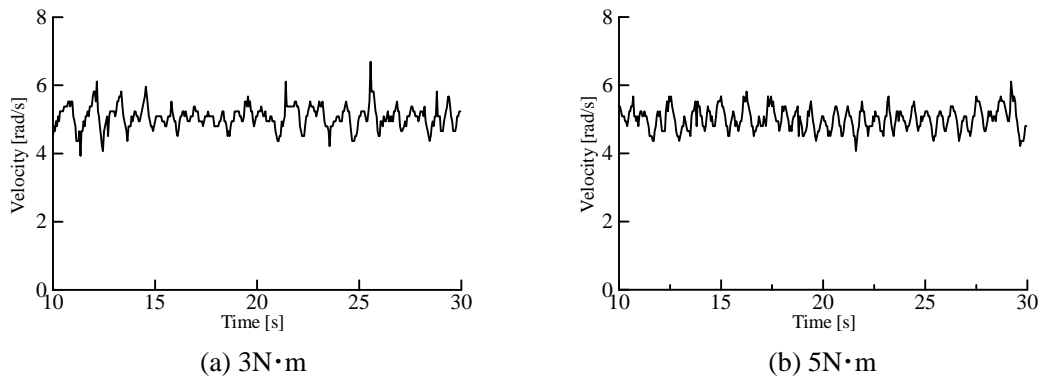


Fig. 2.27 Change of driving velocity of human in the case when the constant torque is applied as external loads of constant magnitudes (1.5π rad/s)

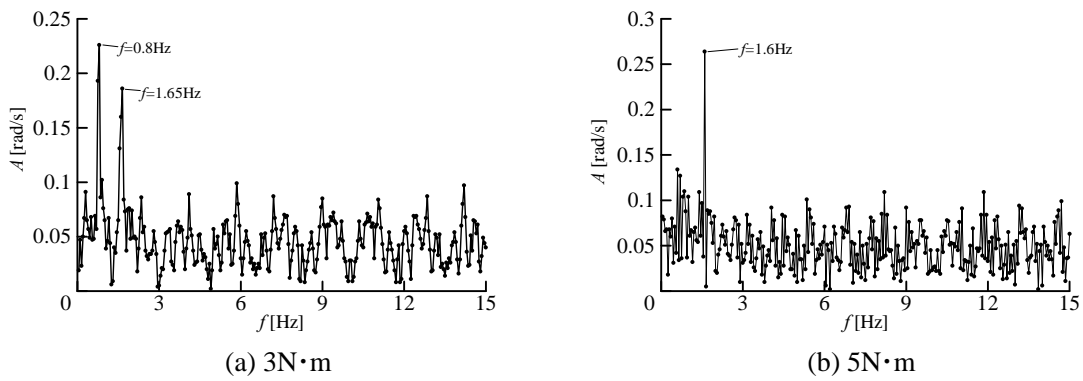


Fig. 2.28 Frequency spectrum of the human driving velocity (1.5π rad/s)

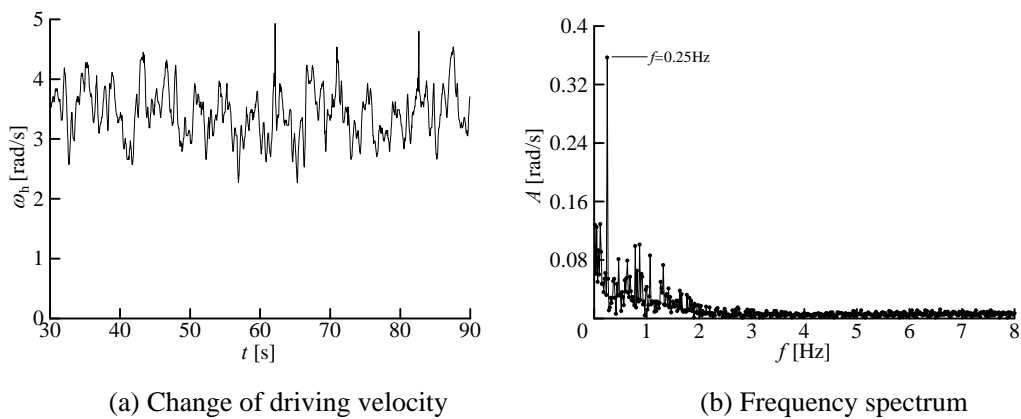
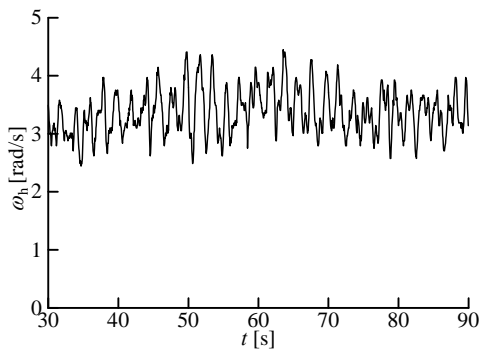
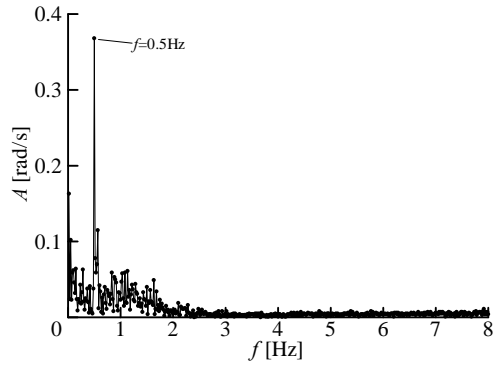


Fig. 2.29 Change of driving velocity and frequency spectrum of subject when the variable load ($f = 0.25$ Hz) is applied (π rad/s)

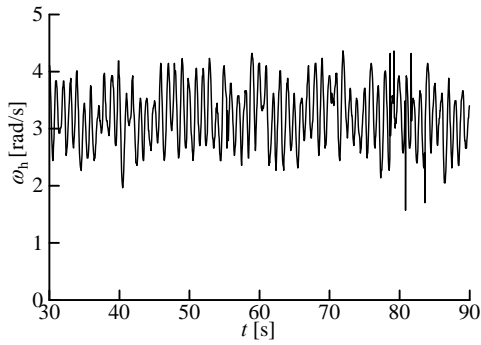


(a) Change of driving velocity

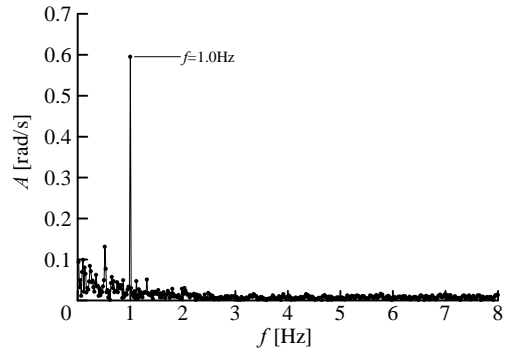


(b) Frequency spectrum

Fig. 2.30 Change of driving velocity and frequency spectrum of subject when the variable load ($f = 0.5\text{Hz}$) is applied ($\pi\text{rad/s}$)

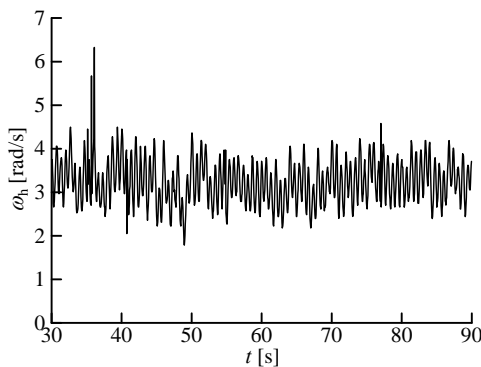


(a) Change of driving velocity

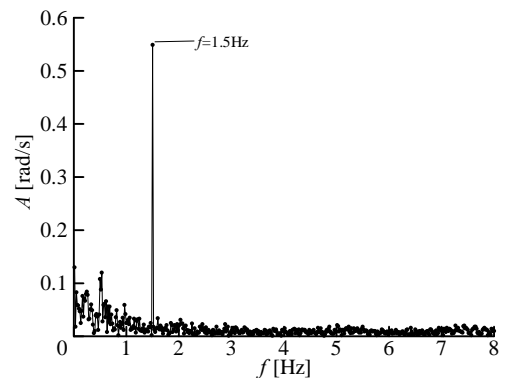


(b) Frequency spectrum

Fig. 2.31 Change of driving velocity and frequency spectrum of subject when the variable load ($f = 1.0\text{Hz}$) is applied ($\pi\text{rad/s}$)

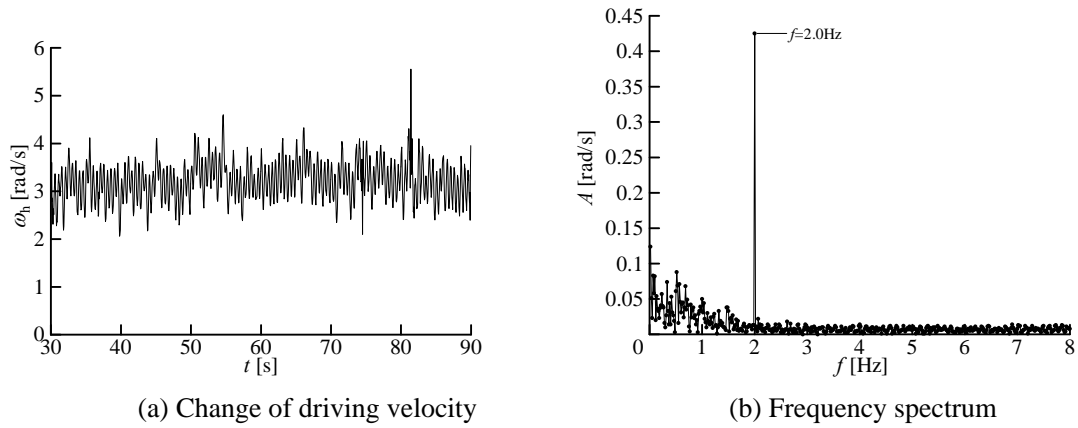


(a) Change of driving velocity



(b) Frequency spectrum

Fig. 2.32 Change of driving velocity and frequency spectrum of subject when the variable load ($f = 1.5\text{Hz}$) is applied ($\pi\text{rad/s}$)



(a) Change of driving velocity (b) Frequency spectrum
 Fig. 2.33 Change of driving velocity and frequency spectrum of subject when the variable load($f = 2.0\text{Hz}$) is applied ($\pi\text{rad/s}$)

(2) 入出力速度比 K

本制御法で、入出力速度比 K の設定は速度の入出力関係だけではなく、全体の出力動力の中で人間が発生する動力の割合も調節できる。人間の発生動力と出力動力はそれぞれ式(2.15)と式(2.16)のようになる。

$$P_h = \tau_h \omega_h \quad (2.15)$$

$$P_l = \tau_l \omega_l \quad (2.16)$$

また、式(2.10)と式(2.11)と式(2.12)を上 の 2 つの式に代入すると P_h と P_l の間の関係は次の式(2.17)のようになる。

$$\begin{aligned} P_h &= \tau_h \omega_h \\ &= \frac{z_s}{z_s + z_r} \tau_l \omega_h \\ &\approx \frac{z_s}{z_s + z_r} \tau_l \omega_{oh} \\ &= \frac{z_s}{z_s + z_r} \tau_l \frac{\omega_{ol}}{K} \\ &\approx \frac{z_s}{z_s + z_r} \tau_l \frac{\omega_l}{K} \\ &= \frac{z_s P_l}{K(z_s + z_r)} \end{aligned} \quad (2.17)$$

つまり、 K の値により出力動力に対しての人間発生した動力の割合が決められる。式(2.17)においてほかのパラメータを決めると入出力速度比 K は式(2.18)のように決められる。

$$K = \frac{z_s}{z_s + z_r} \cdot \frac{P_l}{P_h} \quad (2.18)$$

本論文で対象としている歩行椅子が周期 $T=4\text{s}$ で水平面定常歩行を行う時の出力は平均約 24W

であること、従来の研究⁽⁴⁹⁾により利用できる人間の最大動力は約 10W であることが分かっているの
で、人間の動力がこれ以下になるように K の値を決める。本論文では $z_s:z_r=1:3$ の遊星歯車を標準
的に用いるので、 K は 0.6 以上である必要がある。本研究では $K=1$ とした。

2.3.4 シミュレーションによる検討

(1) シミュレーションモデル

速度結合機構のモデル化を行う。構築した速度結合機構のシミュレーションモデルを図 2.34 に
示す。同図において、アシストモータとリング歯車の間のカップリングなどの機械要素を含んだ接触
部にばね・ダンパを組み込み、リング歯車と連結したアシストモータからの入力軸とハウジングの間
には乾性摩擦 F_r と粘性減衰係数 D_r を設定する。また、太陽歯車と連結した人間側からの入力軸と
ハウジングの間にも乾性摩擦 F_s と粘性減衰係数 D_s を設定する。太陽歯車とそれに連結している軸、
クランク全体の慣性モーメントを M_s とし、リング歯車とそれに連結している軸全体の慣性モーメント
を M_r とし、アシストモータの慣性モーメントは M_a とする。入力是人間の駆動トルクとアシストモータ
の駆動トルクとし、出力はキャリアの角速度とする。

以上の設定により、人間の入力と繋がる太陽歯車の運動方程式は式(2.19)のようになり、アシスト
モータ側の運動方程式は式(2.20)、リング歯車の運動方程式は式(2.21)のようになる。また、遊星歯
車の角速度には基底回路方程式(Fundamental Circuit Equations)により太陽歯車、リング歯車およ
び出力となるキャリアの速度の間には式(2.22)のような関係式が成り立つ。

$$\tau_h - \frac{z_s}{z_r + z_s} \tau_l - F_s - D_s \dot{\theta}_h = M_s \ddot{\theta}_h \quad (2.19)$$

$$\tau_a - K_a (\theta_a - \theta_r) - D_a (\dot{\theta}_a - \dot{\theta}_r) = M_a \ddot{\theta}_a \quad (2.20)$$

$$K_a (\theta_a - \theta_r) + D_a (\dot{\theta}_a - \dot{\theta}_r) - \frac{z_r}{z_s + z_r} \tau_l - F_r - D_r \dot{\theta}_r = M_r \ddot{\theta}_r \quad (2.21)$$

$$\dot{\theta}_l = \frac{z_s \dot{\theta}_h + z_r \dot{\theta}_r}{z_s + z_r} \quad (2.22)$$

式(2.19)から(2.22)に基づいてオイラー法を用いてシミュレーションを行った。シミュレーションで
用いた各パラメータは表 2.6 に示す通りである。人間のフィードバックゲイン G_h は試行錯誤的に決
めた。

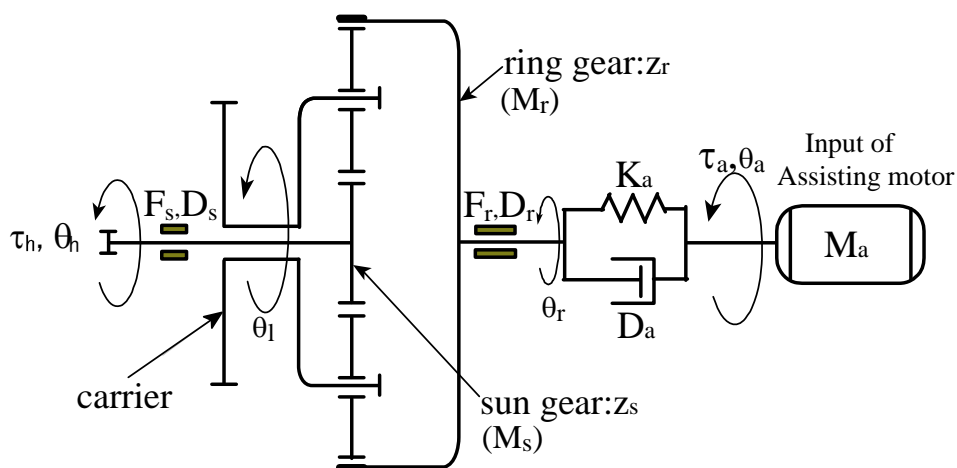


Fig. 2.34 Simulation model of the speed-combination mechanism

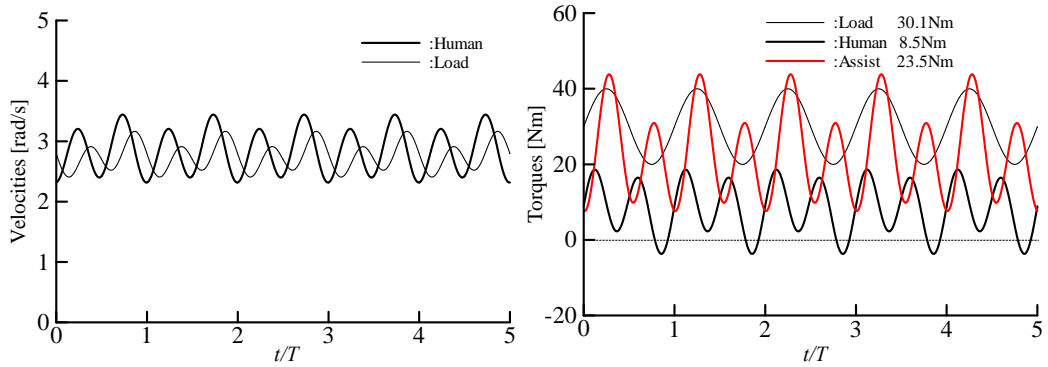
Table 2.6 Parameters of power assist system used in numerical simulation

F_s	$0.3\text{N}\cdot\text{m}$	z_r	72
D_s	$0.2\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}/\text{rad}$	z_s	24
F_r	$0.2\text{N}\cdot\text{m}$	M_a	$10\text{kg}\cdot\text{m}^2$
D_r	$0.2\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}/\text{rad}$	M_s	$6\text{kg}\cdot\text{m}^2$
K_a	$500\text{N}\cdot\text{m}/\text{rad}$	M_r	$0.4\text{kg}\cdot\text{m}^2$
D_a	$0.1\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}/\text{rad}$	G_h	$28\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}/\text{rad}$
K_d	$200\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}/\text{rad}$	<i>Sampling time</i>	0.1ms

シミュレーションにより負荷トルクの変化および制御パラメータの設定がシステムの性能に与える影響を考察する。シミュレーションで、与える負荷トルクの平均値は $30\text{N}\cdot\text{m}$ とし、変動値は $10\text{N}\cdot\text{m}$ とし、その周波数は歩行椅子の歩行周期 $T=4\text{s}$ と同じく 0.25Hz とした。

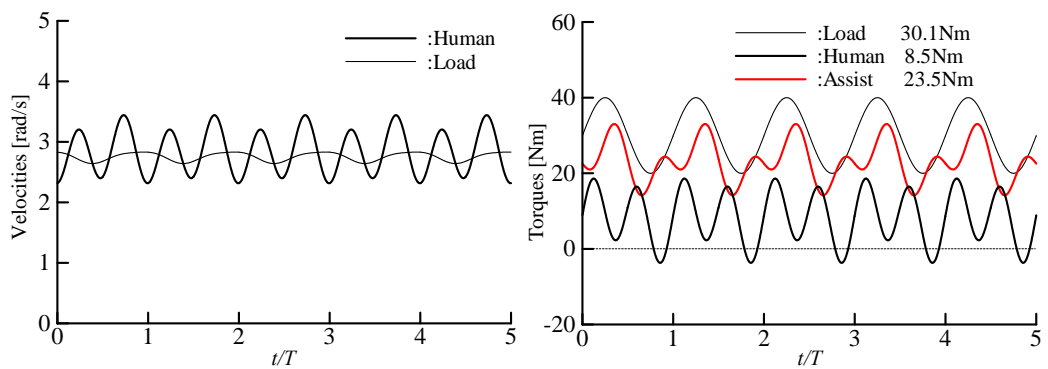
(2) シミュレーション結果

ローパスフィルタのカットオフ周期 T_{period} を 1.0s , 2.0s , 3.0s , 4.0s に設定した場合の各シミュレーションでの結果を図 2.35 から図 2.38 に示す。人間のクランク駆動速度を FFT 処理して求めた周波数特性を図 2.39 に、 T_{period} と出力速度変動の振幅の関係を図 2.40 にそれぞれ示す。



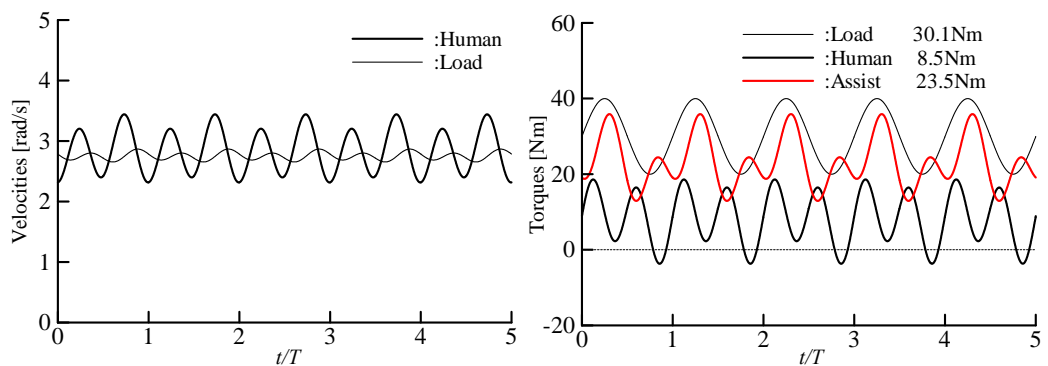
(a)Velocities (b)Torques

Fig. 2.35 Result of simulation for speed-combination type
($T_{period}=1.0s, T=4s$)



(a)Velocities (b)Torques

Fig. 2.36 Result of simulation for speed-combination type
($T_{period}=2.0s, T=4s$)



(a)Velocities (b)Torques

Fig. 2.37 Result of simulation for speed-combination type
($T_{period}=3.0s, T=4s$)

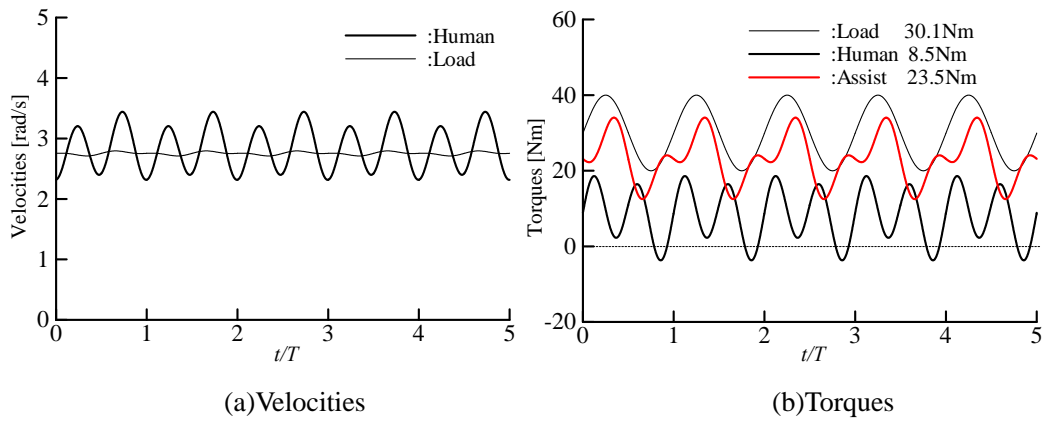


Fig. 2.38 Results of simulation of speed-combination mechanism ($T_{period}=4.0s, T=4s$)

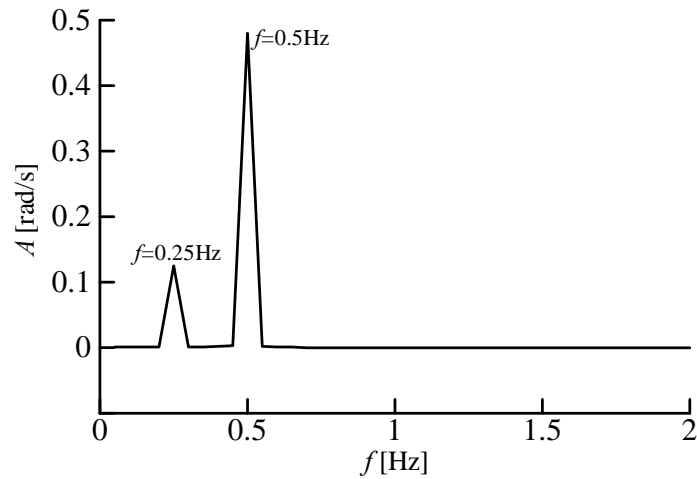


Fig. 2.39 Frequency spectrum of the driving velocity of human in simulations

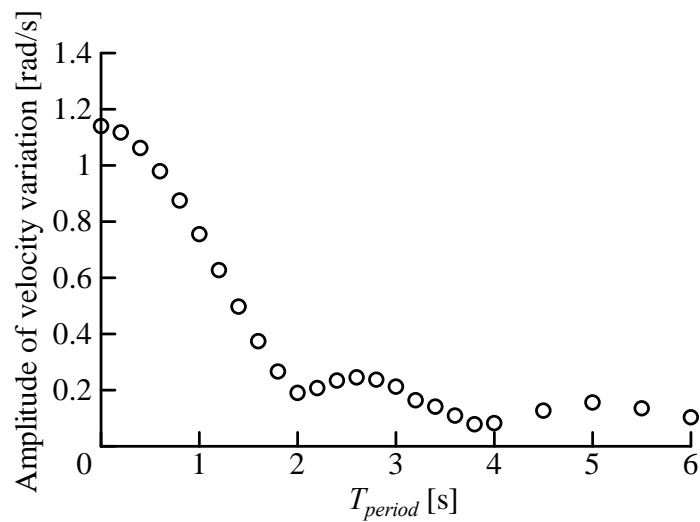


Fig. 2.40 Relationship between T_{period} and amplitude of velocity variation of output

図 2.35(a)から図 2.38(a)より, T_{period} を増大させることにより人間の駆動速度変動による出力速度の振幅がだんだん小さくなる傾向があることがわかる. またトルク変化を示す図 2.35(b)から図 2.38(b)において, 負荷トルク, 人間の発生トルクとアシストモータの発生トルクの平均値はそれぞれ $30.1\text{N}\cdot\text{m}$, $8.5\text{N}\cdot\text{m}$, $23.5\text{N}\cdot\text{m}$ である. それらは粘性減衰あるいは摩擦などにより多少誤差は存在するが式(2.10)のような関係を満たすことが確認される. 人間の駆動速度の周波数特性を図 2.39 に示す. 同図より, 周波数 0.5Hz と周波数 0.25Hz の成分が最も大きく, ここからは人間の駆動速度の変動は主に人間の駆動速度(0.5Hz)と負荷トルク(0.25Hz)の周波数の影響を受けていることが確認される. T_{period} と出力速度変動の振幅の関係を表す図 2.40 から見ると T_{period} が 0s から 2s の間では T_{period} の増加により, 出力速度変動の振幅が明らかに小さくなっているが, 2s の後からは T_{period} の増加により, 出力速度変動の振幅が 2s 毎に小さくなる傾向があるが必ずしも小さくはならない. それは人間の駆動速度変動には 0.5Hz の成分と 0.25Hz の両方の成分が含まれているからである.

以上の結果より, 前項で提案した T_{period} の決定方法は有効であることが分かる.

2.3.5 実験的検討

本項では速度結合機構により構成されるパワーアシスト駆動系を用いて, 平均速度制御法によるパワーアシスト駆動実験を行う. 実験により速度結合機構の有効性を検討するとともに, 負荷の周波数, 振幅が駆動特性に与える影響を考察して, 速度結合機構が適応できる周波数範囲と負荷トルクの振幅範囲を明らかにする.

(1) 実験装置の構成および実験方法

図 2.41 に基礎実験装置の写真を示し, 図 2.42 に基礎実験装置の構成を示す. 実験装置は人間部, アシスト部, 負荷部と動力結合部から構成され, 各部分にトルクセンサとエンコーダを設置してトルクと角速度を検出する. 負荷部, アシスト部と人間部で用いた各要素は 2.2.4 項で使用したのと同じものを用いる.

実験では負荷部のモータとブレーキにより負荷に対応するトルクを発生させ, 人間はクランクを回すことにより動力を加える. その時, 人間部のエンコーダの信号に基づいて平均速度制御法によりアシスト部のアシストモータの目標速度を決定して, その速度に追従するようにフィードバック制御によりアシストモータを駆動する.

実験では図 1.5 に示した歩行椅子 3 号機の負荷トルクの測定値を FFT 処理により式化した波形の負荷トルクを負荷モータから発生させた. 制御パラメータは 2.3.3 より, $T_{period}=2\text{s}$, $K=1$ とした. 人間は図 2.20 に示すようにモニタの速度計に基づいて駆動速度が目標速度 $\pi\text{rad/s}$ に追従するように駆動する. 実験により得られた速度とトルクの変化を図 2.43 と図 2.44 に示し, 人間と出力の平均速度と標準偏差により計算した速度変動を表 2.7 に示す.

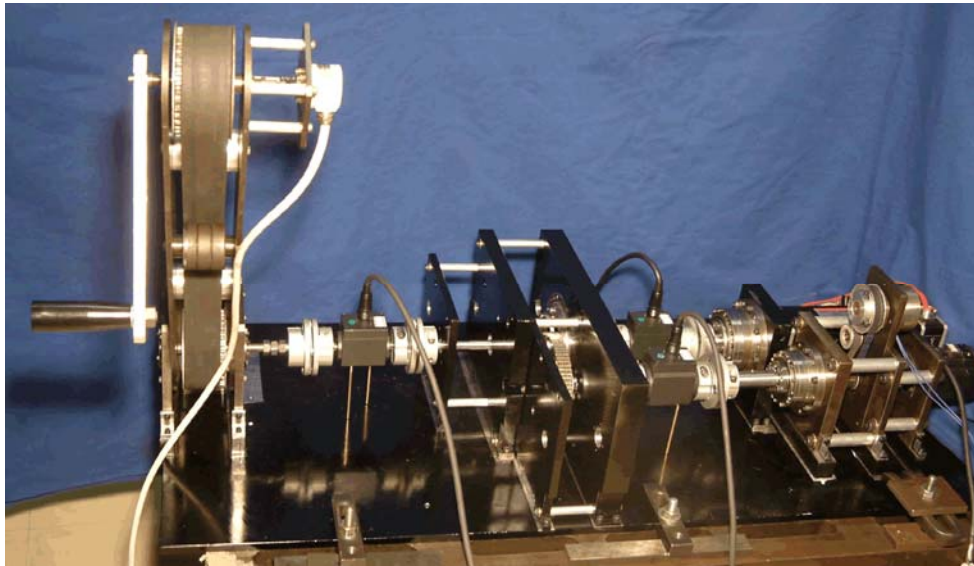


Fig. 2.41 View of the experimental apparatus

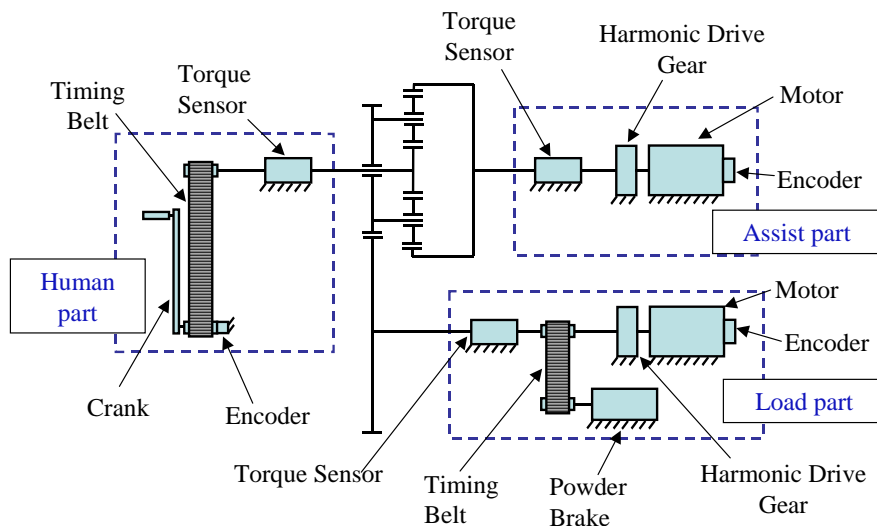


Fig. 2.42 Composition of the experimental apparatus

図 2.43 の速度変化と表 2.8 の速度変動値より、人間の駆動速度に変動が生じていても、平均速度制御法により出力速度変動は小さくなっていることが分かる。また図 2.44 より、人間の駆動トルクの変化は明らかに負荷トルク変動の影響を受けており、人間の発生した最大駆動トルク(ほぼ $5.7\text{N}\cdot\text{m}$)は負荷トルクの最大値(ほぼ $23\text{N}\cdot\text{m}$)の約 4 分の 1 であり、これは式(2.10)の通りである。

次に図 1.5 に示した歩行椅子の負荷トルクの測定値を FFT 処理により式化した波形に基づいて、その周波数と振幅を変えていろいろな負荷トルクを負荷モータから発生させた場合の駆動実験を行って、速度結合機構が対応可能な負荷トルクの周波数と振幅の範囲を考察した。

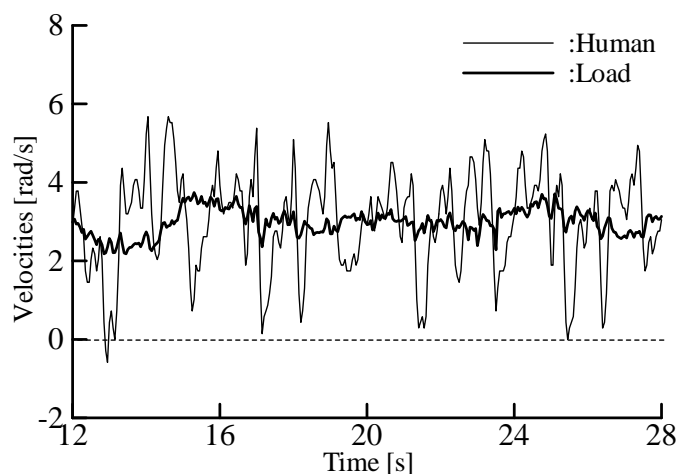


Fig. 2.43 Change of angular velocities in the speed-combination type

Table 2.7 The average and variations of velocities of human and load

	Average velocity [rad/s]	Variation of velocity [rad/s]
Human	2.9	1.2
Load	2.8	0.4

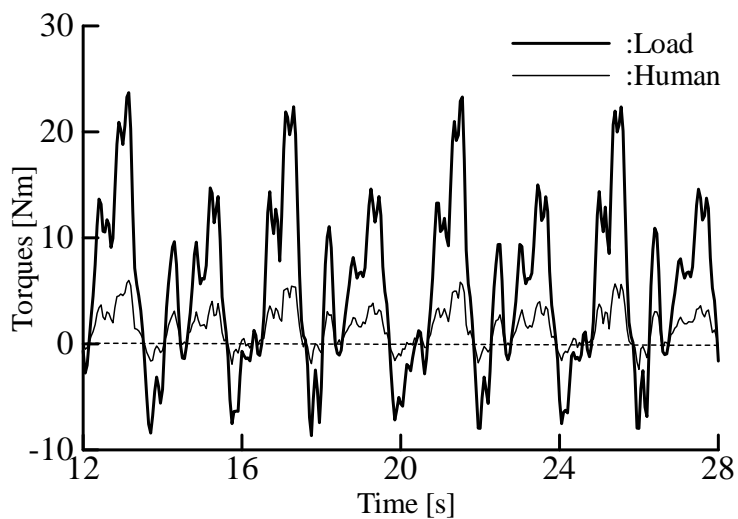


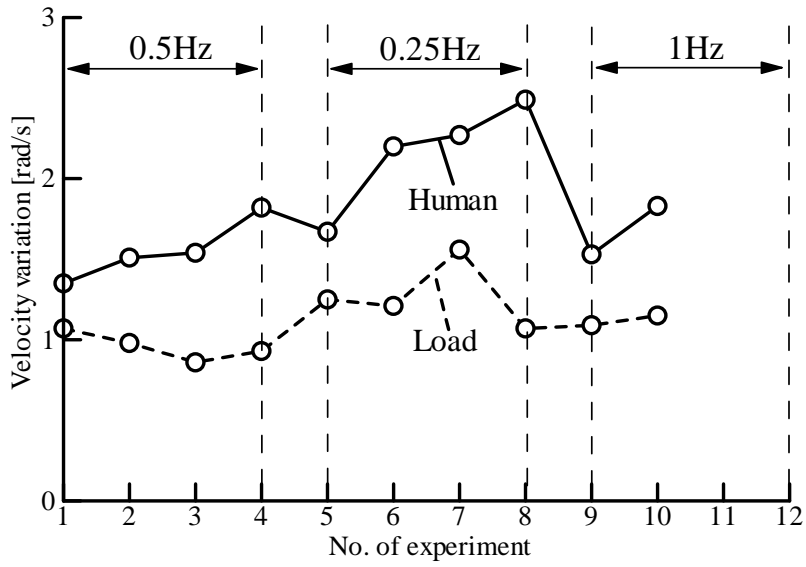
Fig. 2.44 Change of torques in the speed-combination type

被験者は 2.2 節のトルク結合機構の場合と同じ成人男子 4 名とし、表 2.8 に示すように 12 種類の変動トルクを与えた。ただしこの表において振幅は図 1.5 の負荷トルクの振幅の倍数を表す。また 2.3.3 項で述べた制御パラメータの決定方法により、負荷状態に基づいて T_{period} を決め、各負荷

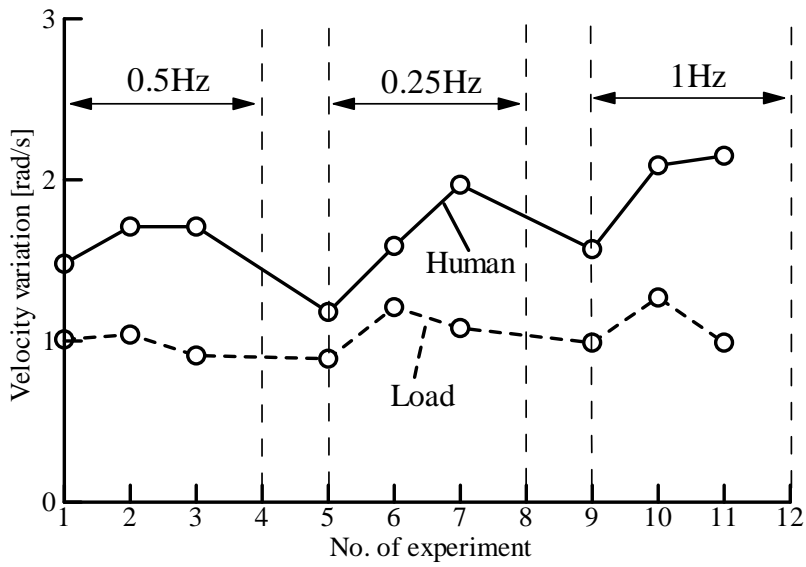
トルクに対して実験を行った T_{period} の値を表 2.8 に示す. 実験結果の評価は図 2.13 に示すアンケート, 人間の駆動動力, および出力速度変動の三つの項目より行った. 被験者 A~D の各実験条件での標準偏差により計算した速度の変動値を順に図 2.45(a)~(d)に示し, 標準偏差により計算したトルク変動値を順に図 2.46(a)~(d), 式(2.15)と(2.16)により計算した人間と負荷の動力を図 2.47(a)~(d)に示す. アンケートの結果を表 2.9(a)~(b)と図 2.48(a)~(b)に示す. 実験において, 被験者が回し難すぎたと感じた場合には実験を放棄し, アンケートの結果である表 2.9 には“Abandoned”と書いてあり, 実験結果を表すグラフには放棄した実験に対する結果は示していない.

Table 2.8 The frequency and amplitude of the load torque and the value of T_{period} in each experiment

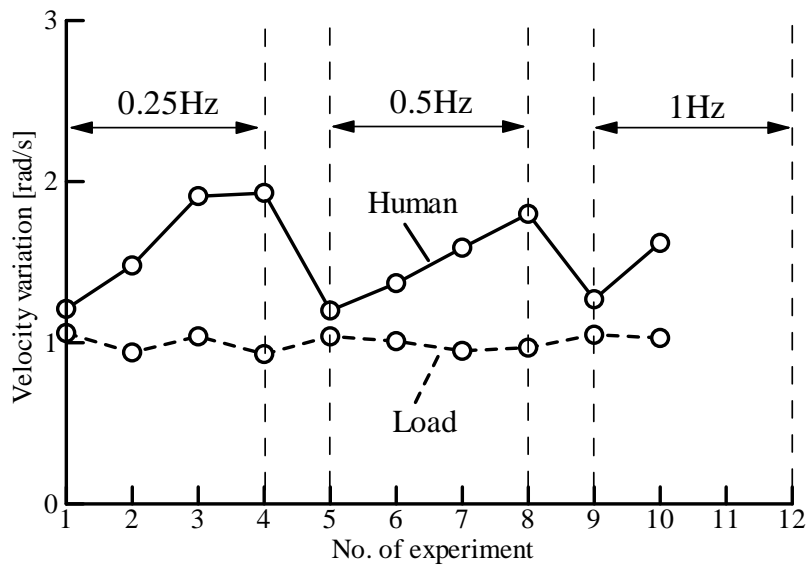
No.	Amplitude[times]	Frequency[Hz]	T_{period} [s]
1	0.25	0.5	2
2	0.5	0.5	2
3	0.75	0.5	2
4	1	0.5	2
5	0.25	0.25	2
6	0.5	0.25	2
7	0.75	0.25	2
8	1	0.25	2
9	0.25	1	1
10	0.5	1	1
11	0.75	1	1
12	1	1	1



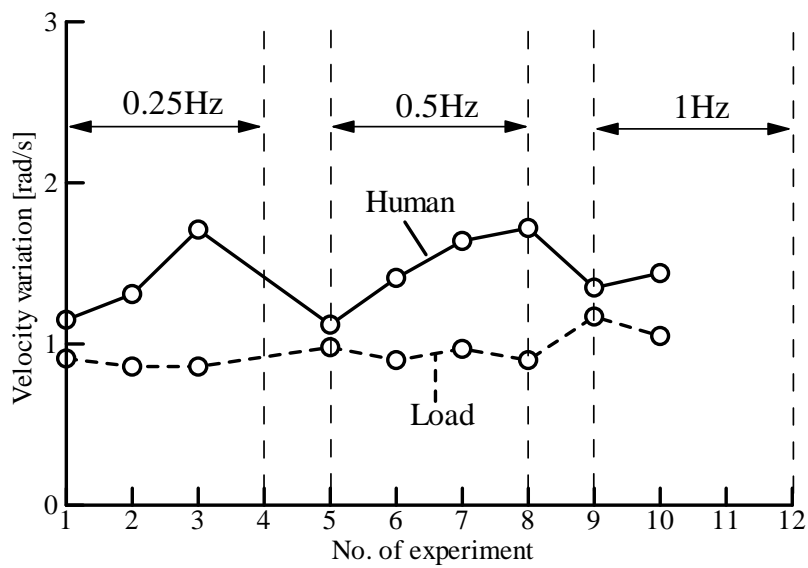
(a) For subject A



(b) For subject B

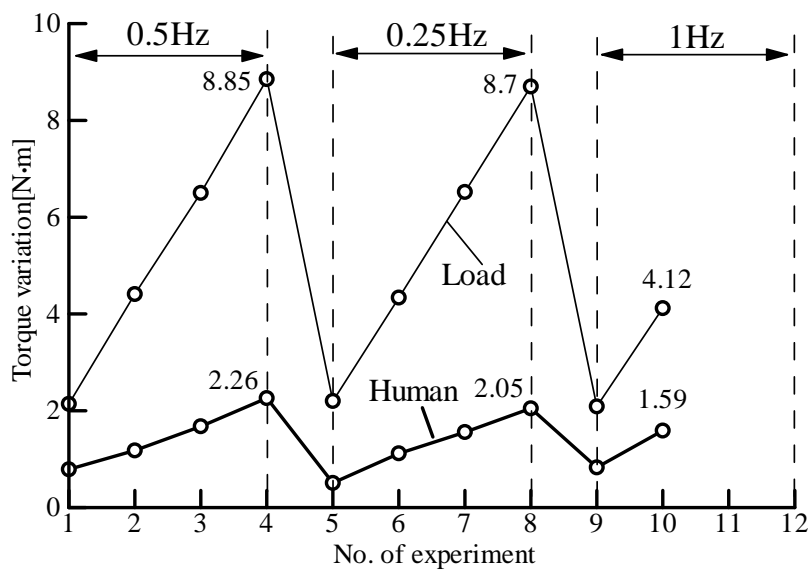


(b) For subject C

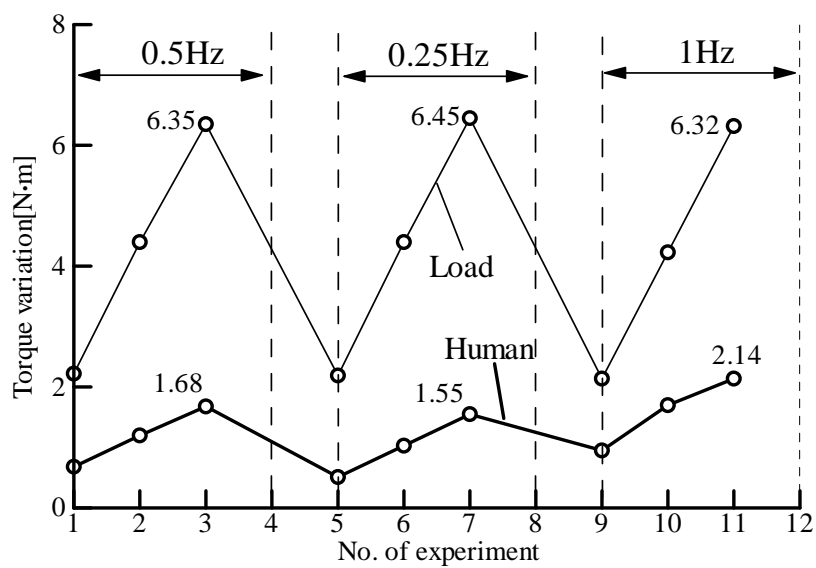


(d) For subject D

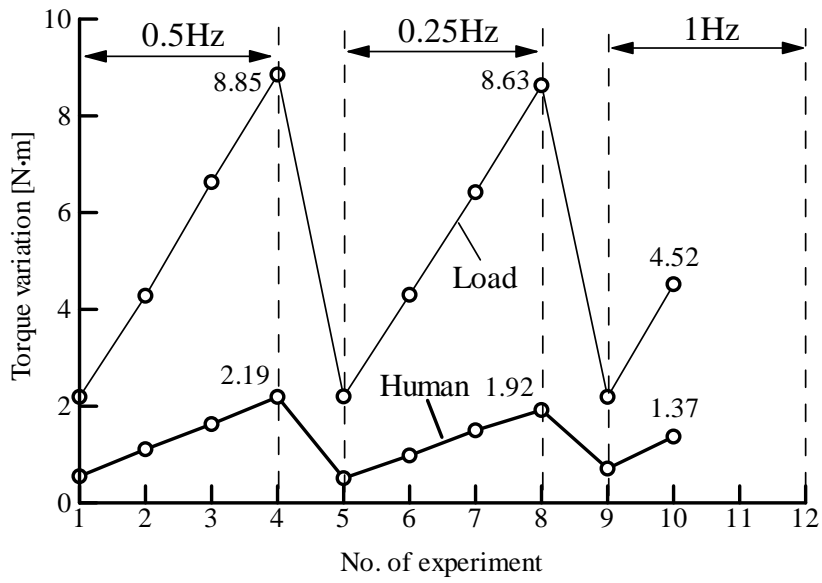
Fig. 2.45 Velocity variation in the experiments of speed combination type mechanism



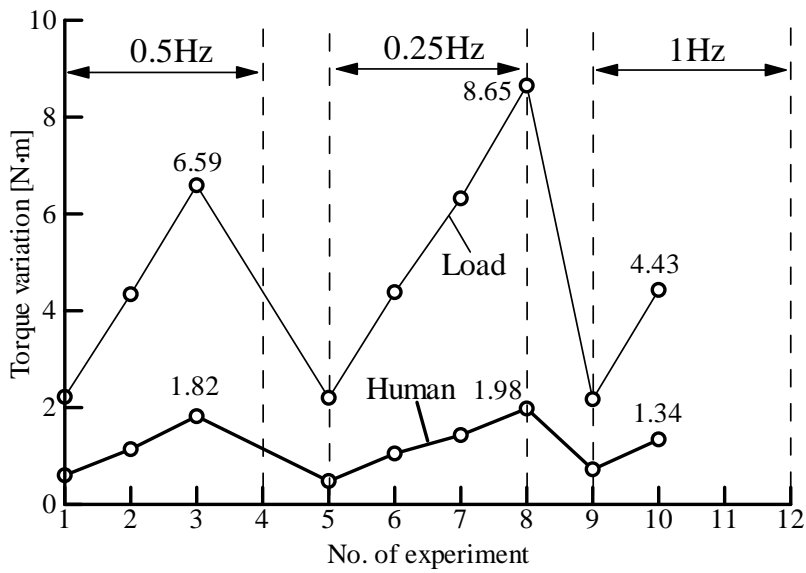
(a) For subject A



(b) For subject B

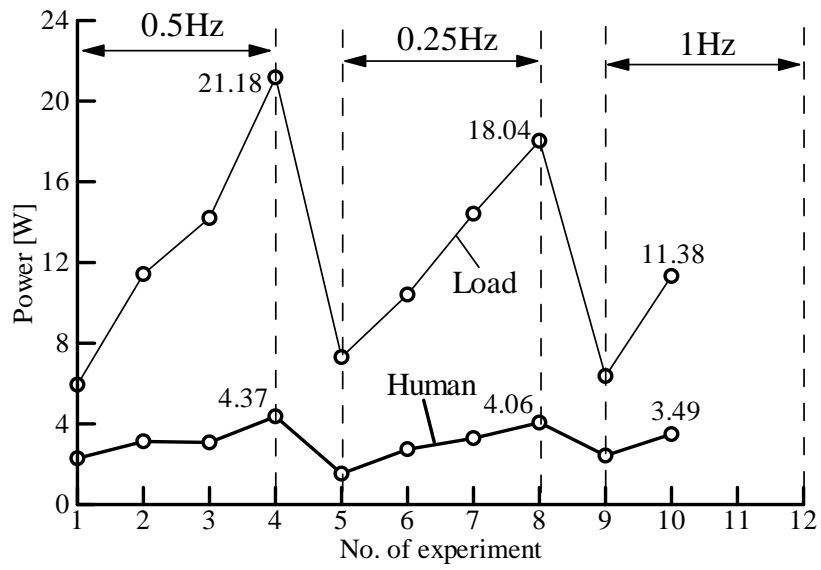


(c) For subject C

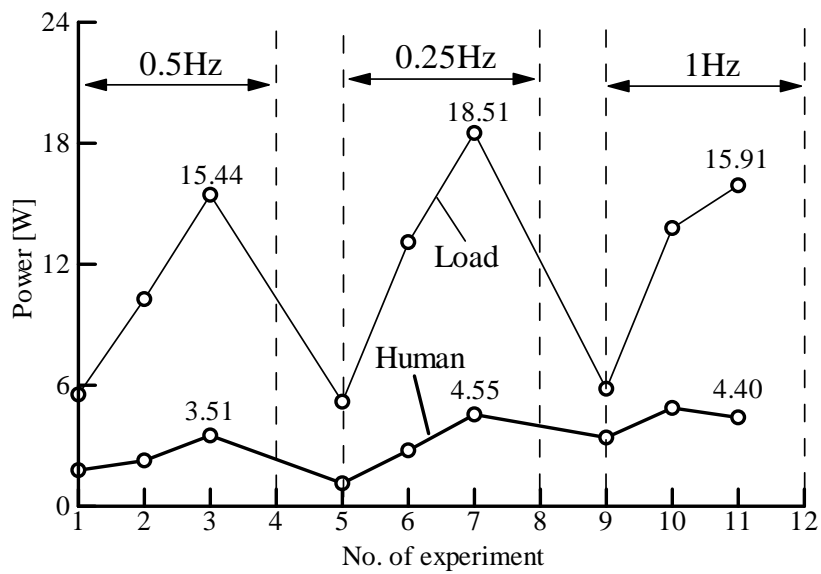


(d) For subject D

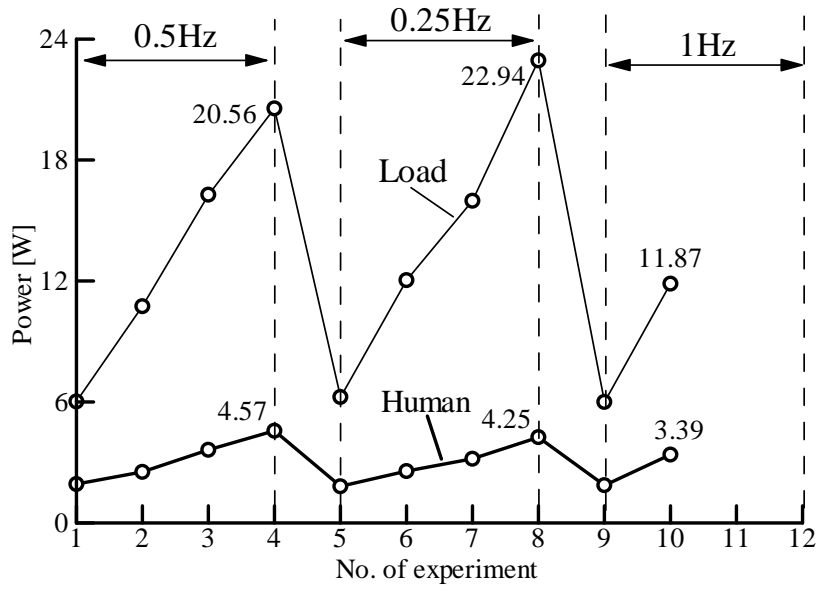
Fig. 2.46 Torque variation in the experiments of the speed combination mechanism



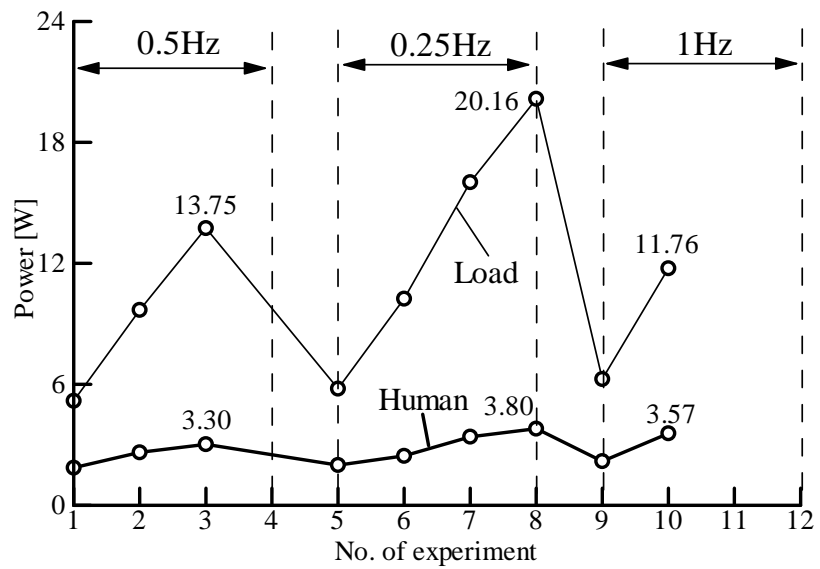
(a) For subject A



(b) For subject B



(c) For subject C



(d) For subject D

Fig. 2.47 Power in the experiments of the speed combination mechanism

Table 2.9(a) Result of questionnaire by subject A

No.	Question 1	Question2	Question3
1	4	4	2
2	5	5	2
3	5	5	2
4	5	5	2
5	3	3	2
6	4	4	2
7	5	5	2
8	5	5	2
9	3	3	2
10	4	4	2
11	Abandoned		
12	Abandoned		

Table 2.9(b) Result of questionnaire by subject B

No.	Question 1	Question2	Question3
1	4	3	1
2	4	4	1
3	5	5	2
4	Abandoned		
5	2	1	1
6	3	3	1
7	4	4	2
8	Abandoned		
9	3	2	1
10	4	4	1
11	5	5	2
12	Abandoned		

Table 2.9(c) Result of questionnaire by subject C

No.	Question 1	Question2	Question3
1	4	2	1
2	5	2	1
3	5	4	1
4	5	5	2
5	3	2	1
6	4	3	2
7	5	4	2
8	5	4	2
9	5	4	2
10	5	4	2
11	Abandoned		
12	Abandoned		

Table 2.9(d) Result of questionnaire by subject D

No.	Question 1	Question2	Question3
1	3	3	2
2	3	3	2
3	4	3	2
4	Abandoned		
5	2	2	1
6	3	3	2
7	4	3	2
8	5	3	2
9	4	3	2
10	Abandoned		
11	Abandoned		
12	Abandoned		

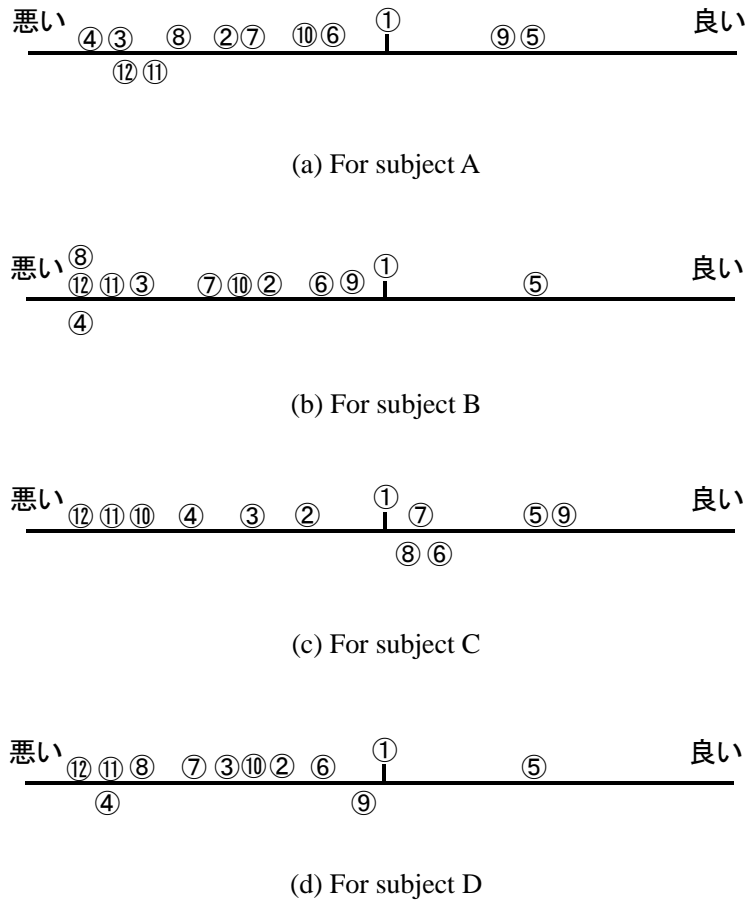


Fig. 2.48 The questionnaire result for comparing human's operationality in each experiment

図 2.45(a)~(d)の速度変動の結果から見ると人間の駆動速度の変動値は負荷トルクの周波数にはあまり依存しないで、負荷トルクの振幅とともに大きくなる傾向があることが分かる。しかしこのような人間の駆動速度変動は速度結合機構での平均速度制御法によって、出力速度変動は人間の駆動速度変動よりも小さくなっている。

図 2.46(a)~(d)のトルク変動の結果から見ると、負荷トルクと人間の駆動トルクの変動値には明らかに 4:1 の関係があり、これは式(2.10)のような遊星歯車の機構特性により説明できる。

図 2.47(a)~(d)の発生動力の関係からみても、トルク変動のように出力と人間の発生動力の間にはおおよそ 4:1 の関係があり、これは遊星歯車のトルク関係の式(2.10)と制御パラメータ $K=1$ の値により決められている。

アンケートの結果から見ると、質問 1 に関しては、ほとんどは答えが 4 と 5 (“負荷トルク変動をかなり感じた。”)となっており、人間は負荷変動をかなり感じていることがわかる。質問 2 に関しては、負荷の振幅と周波数が大きくなるにつれて回される感じが強くなっていることがわかる。

出力速度変動の変化を見てみると、負荷トルクの周波数と振幅が変わっても出力速度変動はあ

まり変わってないことと、その速度変動はいつも人間の駆動速度変動より小さくなっていることから、速度結合機構の出力速度変動を低減する機能は周波数 0.25Hz~1.0Hz の範囲と、0.25~1.0 倍の振幅に対して適応できていることが分かる。

アンケートの結果において、質問 1 と質問 2 に対して両方とも“3”以上と答えた場合の周波数と振幅に対しての負荷トルクを回し難いと判断すると、5 番目の実験(0.25Hz, 0.5 倍の振幅)の時だけが人間は回し易いということがわかる。また質問 3 に対しては、駆動トルク変動が大きいため、不快を感じ、30 分間回せないことがわかる。質問 4 から、負荷トルクの振幅が小さい時に、比較的によい駆動感覚が得られ、負荷トルクの振幅と周波数が大きい時に駆動しにくいことがわかる。

以上の実験結果より、平均速度制御法を用いた速度結合機構では負荷の振幅が小さい場合の場合はほとんどの周波数に対して人間は比較的に回しやすいが、振幅が場合は負荷トルクの変動を人間が感じるため回しにくいことがわかる。また、人間の駆動速度変動があっても、平均速度制御法により出力速度を人間の意思通りに一定に保つことができた。

2.4 二つの動力結合機構の比較検討

2.2 節のトルク結合機構と 2.3 節の速度結合機構での実験結果を比べて両動力結合機構に対しての比較検討を行う。

まず、アンケートの結果から見ると、質問 1 に対してはトルク結合機構での答えでは速度結合機構より良かった。これは速度結合機構で人間が負荷トルクの変動を感じているからである。また、両者とも周波数が大きい場合には人間は回し難くなる。

速度結合機構では人間の駆動速度変動による出力速度変動のうち 10%~60%が低減できているが、遊星歯車機構のトルク関係により人間は明らかに負荷トルクのほぼ 25%の変動を感じる。

またトルク結合機構でのインピーダンス制御では、人間の駆動トルクの振幅と角速度変動の許容値を設定することにより $M_r=10.13\text{kgm}^2$ に決定して、人間が負荷トルクの変動をあまり感じないとともに、駆動速度変動が小さくなっているが、仮想的な慣性モーメントの値が大きいため操作者が急に速度を変えることは困難であり、減速しようとする時には回される感じが存在して、人間の特性に合わない駆動速度が要求されていることがある。

以上の速度結合機構とトルク結合機構の長所と短所をまとめると表 2.10 のようになる。表から分かるように速度結合機構とトルク結合機構ではそれぞれの長所があるが、各結合機構において避けられない短所が存在するので、それぞれ単独では歩行椅子用パワーアシスト駆動系に要求される条件を全部満たすことは困難である。そこで、速度結合機構とトルク結合機構それぞれの短所は補うとともに、長所は生かす新しい動力結合機構の提案が必要となった。

Table 2.10 Summary of characteristics of types of mechanism for power combination

結合機構	長所	短所
トルク結合機構	負荷トルク変動が大きくても人間の駆動トルク変動は低減できる。	人間の特性に合わない駆動速度が要求される。
速度結合機構	人間の意思に反する駆動速度変動による出力速度変動の低減が可能である。	変動負荷トルクに対する人間の駆動トルクが変動する。

2.5 結言

本章では、パワーアシスト駆動系において人間の動力とアシストモータの動力を結合する動力結合機構の基本的な構成であるトルク結合機構と速度結合機構に対して検討を行った。得られた結果を要約すれば以下の通りである。

- (1) トルク結合機構の制御方法として、インピーダンス制御法が適していることをシミュレーションにより示した。そして、シミュレーションを行って制御パラメータである仮想的な慣性モーメントと仮想的な粘性減衰係数の影響を検討した。そして周波数と振幅を変えた異なる負荷トルクを与えた場合に、4人の被験者に駆動実験を行ってもらった。アンケートと実験結果に基づいてトルク結合機構を用いたパワーアシスト駆動系が適応できる負荷トルクの周波数と振幅の範囲を明らかにした。その結果、負荷トルク変動がある場合でも一定な仮想的な粘性減衰係数の設定により、負荷トルク変動がある場合でも人間はその負荷トルク変動を感じずにほぼ一定なトルクで駆動できることを示した。
- (2) 人間の意思に反する駆動速度変動による出力速度変動が低減できる速度結合機構の動力結合機構を提案し、その制御方法として平均速度制御法を提案した。また、人間の駆動速度変動の周波数により制御パラメータを決定する方法を提案し、シミュレーションにより制御パラメータの影響を考察した。さらに、基礎実験装置での駆動実験により提案した速度結合機構では人間の意思に反する駆動速度変動による出力速度変動の低減が実現できていることを示した。
- (3) インピーダンス制御法を用いたトルク結合機構と平均速度制御法を用いた速度結合機構の比較検討を行った。その結果、トルク結合機構と速度結合機構ではそれぞれの長所があるが、各結合機構において避けられない短所が存在するので、それぞれ単独では歩行椅子用パワーアシスト駆動系に要求される条件を全部満たすことは困難である。そこで、トルク結合機構と速度結合機構それぞれの短所は補うとともに、長所は生かす新しい動力結合機構の提案が必要である。

第3章 速度－トルク結合機構の特性と制御方法

3.1 緒言

前章においては人間とアシスタクチュエータの動力を結合する動力結合機構の基本的な構成として、トルク結合機構と速度結合機構を取り上げて検討を行い、トルク結合機構では負荷トルク変動が人間に伝わりにくいこと、速度結合機構では人間の駆動速度変動が出力に及ぼす影響を小さくできることがわかった。トルク結合機構と速度結合機構のそれぞれの長所をうまくミックスすれば人間の入力速度変動と負荷トルク変動の影響をキャンセルして、負荷トルクと人間の駆動速度両方に変動がある場合でも、人間は一定な駆動トルクで駆動できかつ出力速度も人間の意思通り一定に保つことができるパワーアシスト駆動系が構成できると考えられる。

そこで本章では、このような動力結合機構として速度－トルク結合機構を提案し、その構成と制御方法を提案する。この動力結合機構は一对の歯車列と遊星歯車機構により構成され、入出力トルク比と入出力速度比の両方ともアクチュエータにより制御できる。制御方法としては、第2章においてトルク結合機構で負荷トルク変動を人間が感じないようにするためのインピーダンス制御法、速度結合機構で人間のクランク駆動に速度変動があっても出力速度が人間の意思通りにほぼ一定になるための平均速度制御法を用いる。また、アンケートによる制御パラメータを決定手順を示す。さらに、これらの制御系を組み込んだ速度－トルク結合機構の特性についてシミュレーションと実験により検討を加える。

3.2 機構構成

第 2 章における速度結合機構とトルク結合機構に対する比較検討結果から分かるように、両機構とも長所があるが、それぞれ避けられない短所がある。変動負荷トルクに対して、速度結合機構では人間の駆動速度変動による出力速度変動は低減できるが、人間は負荷トルク変動を感じる。また、トルク結合機構では負荷トルク変動による人間の駆動トルク変動を低減できるが、人間の駆動速度変動を低減するために制御パラメータである仮想的な慣性モーメントを大きく設定するため、人間の駆動特性に合わない駆動速度が要求される。さらに、トルク結合機構においても、負荷トルク変動が大きい場合には人間はトルク変動を多少感じる。

そこで人間が駆動時に負荷トルク変動を感じず、また人間の駆動速度変動による出力速度変動が低減できる動力結合機構を構築するために、速度結合機構とトルク結合機構を組み合わせることを考える。まず、人間に対して最も重要なのは、負荷トルク変動を感じずに自然な駆動が実現できることである。これはトルク結合機構のインピーダンス制御法の制御パラメータを適切に設定することにより実現可能である。また、出力となるのは歩行椅子の原動軸の速度なので、人間の駆動速度変動の影響を受けないで等速になることが望ましい。これは速度結合機構の平均速度制御により実現可能である。

以上の観点から本節では図 3.1 に示すようなアシストモータを 2 個用いた 3 入力 1 出力の速度-トルク結合機構の動力結合機構を提案する。人間とアシストモータ 2 はトルク結合機構により結合し、その出力とアシストモータ 1 は速度結合機構により結合する。

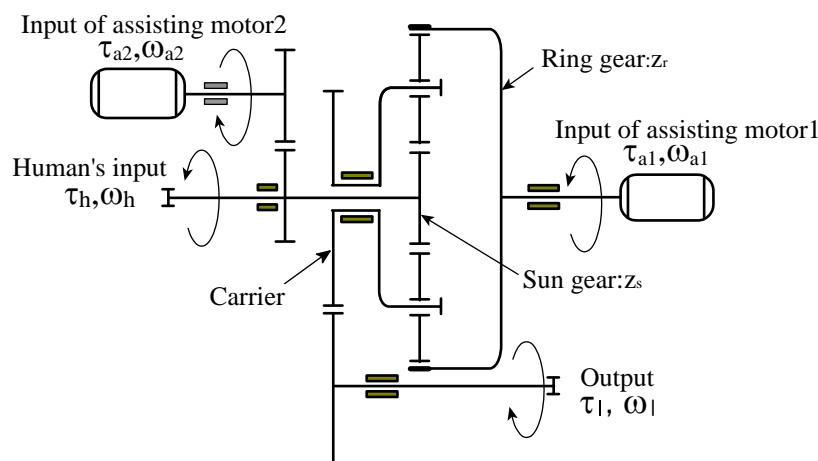


Fig. 3.1 Composition of the speed-torque combination mechanism

各部分においてのトルクの関係は式(3.1)と式(3.2)のようになり, 速度の関係は式(3.3)と式(3.4)のようになっている.

$$\tau_l = \tau_h + \tau_{a1} + \tau_{a2} \quad (3.1)$$

$$\tau_{a1} = \frac{z_r}{z_s} (\tau_{a2} + \tau_h) \quad (3.2)$$

$$\omega_h = \omega_{a2} \quad (3.3)$$

$$\omega_l = \frac{z_s \omega_h + z_r \omega_{a1}}{z_s + z_r} \quad (3.4)$$

3.3 制御アルゴリズムの決定

まず人間が負荷トルク変動を感じず、一定な駆動トルクで駆動できるように、アシストモータ 2 に対して式(3.5)のようなインピーダンス制御を行う。

$$\tau_h = M_v \dot{\omega}_{oh} + D_v \omega_{oh} \quad (3.5)$$

ω_{oh} はインピーダンス制御により求める人間の仮想的な目標速度で、アシストモータ 2 にはこの速度に追従するように速度フィードバック制御を行う。すると、人間は仮想的な慣性モーメント M_v と仮想的な減衰係数 D_v を有する慣性系を駆動しているように感じる。

制御系での人間の意思の判断は駆動速度に基づいて行うこととする。第 2 章において示したように、人間の駆動には明らかにトルク変動が存在し、その変動によって目標駆動速度 ω_{oh} にも速度変動が存在する。その変動が存在する駆動速度より人間の意思を抽出し、その意思通りに出力速度を保つために、アシストモータ 1 に対して速度結合機構での平均速度制御法を用いることとする。

カットオフ周期 T_{period} のローパスフィルタに通した人間の駆動速度の平均値 $\bar{\omega}_h$ を人間の意思として、出力目標速度を式(3.6)のように決定すると、アシストモータ 1 の目標速度は式(3.7)により求められる。アシストモータ 1 の速度が目標速度に追従するようにアシストモータ 1 に対して速度フィードバック制御を行う。

$$\omega_{ol} = K \bar{\omega}_h \quad (3.6)$$

$$\omega_{oa1} = \frac{(z_r + z_s) \omega_{ol} - z_s \omega_h}{z_r} \quad (3.7)$$

式(3.5)から式(3.7)に基づいて制御系を構築するとブロック線図は図 3.2 のようになる。

図 3.2 において K_{D1} はアシストモータ 1 のフィードバックゲインであり、 K_{D2} はアシストモータ 2 のフィードバックゲインである。 M_{a1} , D_{a1} , M_{a2} , D_{a2} はそれぞれアシスト部 1 とアシスト部 2 の慣性モーメントと粘性減衰係数である。

制御系の制御パラメータはインピーダンス制御の仮想的な慣性モーメント M_v と仮想的な減衰係数 D_v 、そしてローパスフィルタのカットオフ周期 T_{period} と入出力速度比 K である。

ここで、第 2 章においては、 M_v と D_v を人間の駆動感覚だけでなく、出力速度変動も考慮しながら決めたので、 M_v は大きな値に設定され、その結果として人間は回される感じがあった。そして、人間に対しては最適な駆動感覚を与えることは出来なかった。提案した速度-トルク結合機構では平均速度制御法により人間の駆動速度変動による出力速度変動は低減できるので、 M_v , D_v は完全に人間の駆動感覚のみにより決めることが可能である。そこで本章では M_v , D_v に対しては従来の方法ではなく、人間に対して回し易い感覚を与えるパラメータとしてアンケートにより決定することとする。一方、 T_{period} は第 2 章と同様にパラメータを決定する。

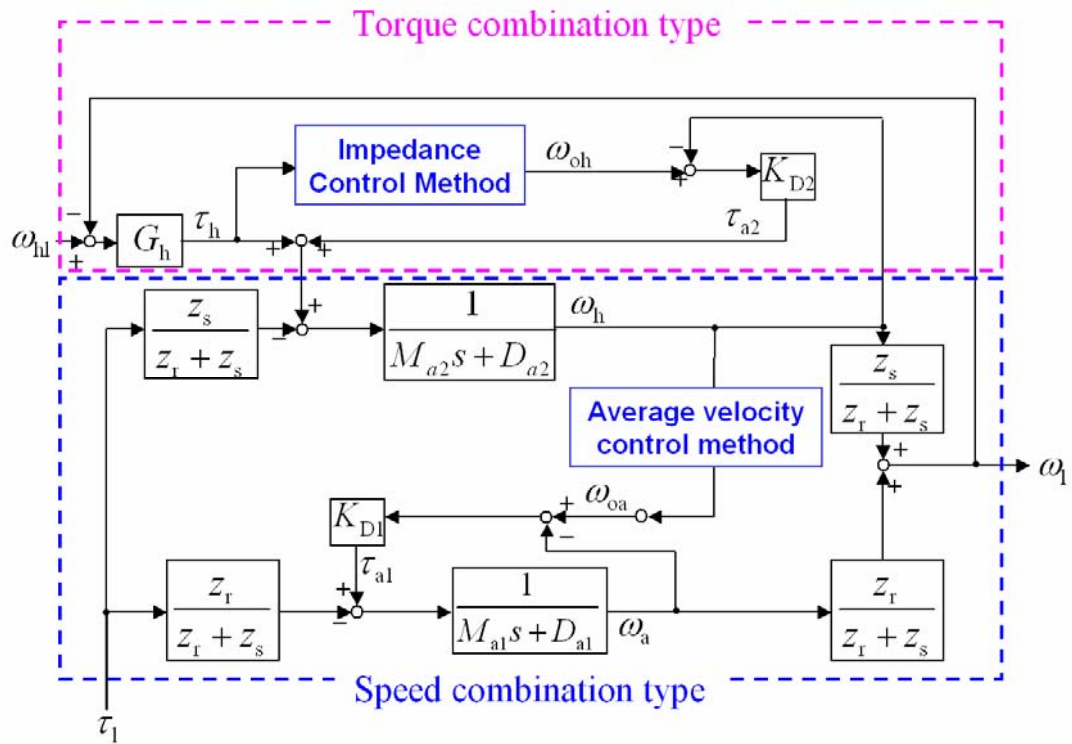


Fig. 3.2 Block diagram of speed-torque combination type power assist system

3.4 シミュレーション

本節では速度-トルク結合機構のシミュレーションモデルを構築し、シミュレーションを行って、速度-トルク結合機構の特性を調べる。

3.4.1 モデル化

第 2 章の速度結合機構とトルク結合機構のシミュレーションモデルに基づき、速度-トルク結合機構のシミュレーションモデルを図 3.3 に示す。

図 3.3 において、各アシストモータと軸の間の接触部にはばね・ダンパを組み込み、太陽歯車とリング歯車の中心軸とハウジングの間に乾性摩擦と粘性減衰を設定すると、アシストモータ 1、アシストモータ 2、太陽歯車、リング歯車の運動方程式は式(3.8)から式(3.12)のようになる。また、リング歯車、太陽歯車、キャリアの速度の間には式(3.12)のような関係式が成り立つ。

$$\tau_{a1} - K_{a1}(\theta_{a1} - \theta_r) - D_{a1}(\dot{\theta}_{a1} - \dot{\theta}_r) = M_{a1}\ddot{\theta}_{a1} \quad (3.8)$$

$$\tau_{a2} - K_{a2}(\theta_{a2} - \theta_h) - D_{a2}(\dot{\theta}_{a2} - \dot{\theta}_h) = M_{a2}\ddot{\theta}_{a2} \quad (3.9)$$

$$K_{a2}(\theta_{a2} - \theta_h) + D_{a2}(\dot{\theta}_{a2} - \dot{\theta}_h) + \tau_h - \frac{z_s}{z_r + z_s}\tau_l - F_s - D_s\dot{\theta}_h = M_s\ddot{\theta}_h \quad (3.10)$$

$$K_{a1}(\theta_{a1} - \theta_r) + D_{a1}(\dot{\theta}_{a1} - \dot{\theta}_r) - \frac{z_r}{z_r + z_s}\tau_l - F_r - D_r\dot{\theta}_r = M_r\ddot{\theta}_r \quad (3.11)$$

$$\dot{\theta}_l = \frac{z_s\dot{\theta}_h + z_r\dot{\theta}_r}{z_s + z_r} \quad (3.12)$$

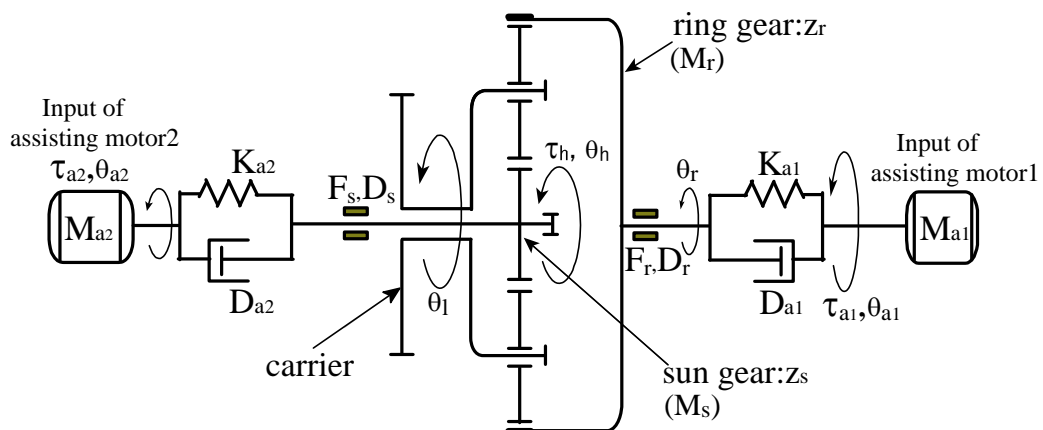


Fig. 3.3 Simulation model of the speed-torque combination type power assist system

3.4.2 シミュレーション結果

シミュレーションにおける人間の駆動モデルは第 2 章で提案したのと同じモデルを用いる。シミュレーションにおいてアシストモータ 1 に対しては平均速度制御法を行い、アシストモータ 2 に対してはインピーダンス制御法を行う。与える負荷トルクの平均値を $30\text{N}\cdot\text{m}$ 、その変動の振幅を $10\text{N}\cdot\text{m}$ 、周波数を 0.25Hz とした。

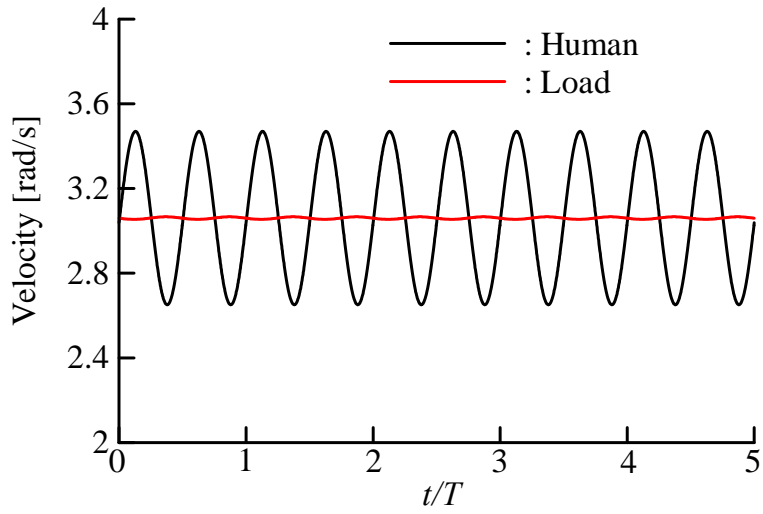
シミュレーションにおけるパラメータは表 3.1 に示した通りである。人間の目標駆動速度を $\pi\text{rad/s}$ とし、シミュレーションで用いた制御パラメータの値を表 3.2 に示し、シミュレーション結果を図 3.4 に示す。図 3.4(a)に示した人間と出力速度の変化より人間の駆動速度変動があるものの出力速度変動はかなり小さくなっていることが分かる。図 3.4(b)には人間と 2 つのアシストモータの発生トルク、負荷トルクの変化を示す。表 3.3 には発生した平均トルクを示す。人間の発生した平均トルクは目標速度 $\pi\text{rad/s}$ と仮想的な粘性減衰係数 $D_v=0.65\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}/\text{rad}$ により定まる値の $2\text{N}\cdot\text{m}$ にほぼ一致している。また各部分で発生した平均トルクは摩擦と粘性減衰のため多少誤差が存在するが式(3.1)と式(3.2)の関係をほぼ満たすことが確認される。制御パラメータの影響は第 2 章のシミュレーションで示したのでここでは制御パラメータの考察は行わない。

Table 3.1 Parameters of power assist system used in numerical simulation

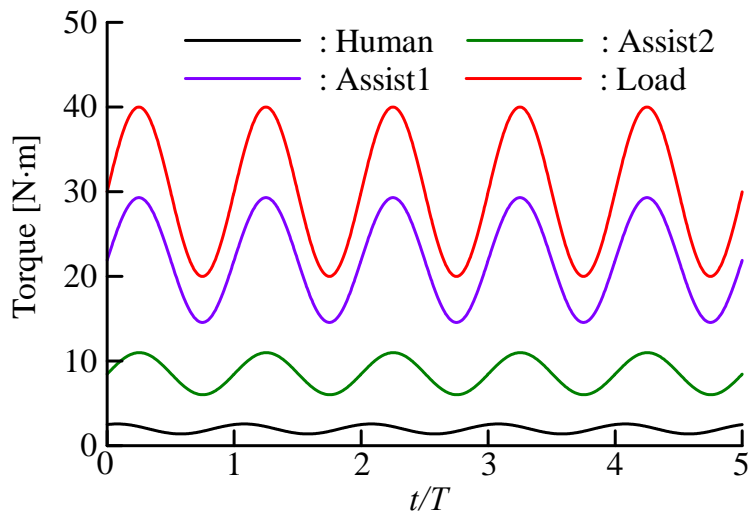
F_s	$0.3\text{N}\cdot\text{m}$	K_{a1}	$500\text{N}\cdot\text{m}/\text{rad}$
D_s	$0.1\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}/\text{rad}$	D_{a1}	$0.1\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}/\text{rad}$
F_r	$0.2\text{N}\cdot\text{m}$	K_{a2}	$500\text{N}\cdot\text{m}/\text{rad}$
D_r	$0.2\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}/\text{rad}$	D_{a2}	$0.1\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}/\text{rad}$
z_r	72	M_{a1}	$0.01\text{kg}\cdot\text{m}^2$
z_s	24	M_{a2}	$0.01\text{kg}\cdot\text{m}^2$
K_{d1}	$190\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}/\text{rad}$	M_r	$0.4\text{kg}\cdot\text{m}^2$
K_{d2}	$100\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}/\text{rad}$	M_s	$0.6\text{kg}\cdot\text{m}^2$
G_h	$25\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}/\text{rad}$	<i>Sampling time</i>	0.1ms

Table 3.2 Control parameters of power assist system used in numerical simulation

M_v	$0.4\text{kg}\cdot\text{m}^2$
D_v	$0.65\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}/\text{rad}$
T_{period}	2s
K	1



(a) Change of velocities



(b) Change of torques

Fig. 3.4 Results of simulation for speed-torque combination type ($T=4s$)

Table 3.3 The average torques obtained in the simulation

Human	2.1N·m
Assist motor1	23.3N·m
Assist motor2	6.1N·m
Load	29.9N·m

3.5 実験

3.5.1 実験装置の構成

基礎実験装置の構成を図 3.5 に示す. 実験では負荷モータにより負荷トルクを発生し, 人間はクランクから入力し, アシストモータ 1 と 2 によりアシストトルクを発生する. 遊星歯車機構の太陽歯車とリング歯車の歯数比は $z_s:z_r=1:3$ である. 負荷部と人間の入力部の各要素は前章の実験と同じ要素を用い, アシストモータ 1 の入力部分も前章のアシスト部と同じ要素を用い, アシストモータ 2 の入力部に関しては, Maxon 製の DC サーボモータ F2260, エンコーダ(500pul/rev), ハーモニックドライブ(減速比 50:1), クボタ(株)製のトルクセンサ TD020(定格トルク容量:20N・m)を用いる. アシストモータ 2 として用いた DC サーボモータの仕様を表 3.4 に示す.

3.5.2 制御パラメータの決定

3.3 節で説明したように, 速度-トルク結合機構では人間のクランク駆動に速度変動があっても, アシストモータ 1 の平均速度制御法により出力速度変動が小さくできるので, アシストモータ 2 のインピーダンス制御系の仮想的な慣性モーメント M_v は人間の駆動速度変動を考慮しながら式(2.6)を用いて決定する必要はなく, 人間の駆動感覚を評価して決定すれば良い.

そこで, 本章でのインピーダンス制御系のパラメータは基礎実験装置を用いた駆動実験を行って, 人間にとって回し易い値に決定した. 実験で制御パラメータは D_v を[0.32, 0.63, 0.95][N・m・rad/s], M_v は[0.1, 0.43, 1.0, 10.0][kgm²]の中で組み合わせて与えた. 被験者は健康な成人男性 5 名[A, B, C, D, E]として, 制御パラメータのそれぞれの組合を用いた場合の回し易さに対して[1, 2, 3, 4, 5]の 5 段階で評価を行ってもらった. ここで数値が小さい程回し易いことを示す. 与えたパラメータとそれに対するアンケートの結果を表 3.5 に示す. 結果として総点数が一番小さいパラメータ組が一番回し易いと思われるので[D_v, M_v]=[0.63,0.43]をパラメータの最適組み合わせとした. そこで, 以下の速度-トルク結合機構での駆動実験では仮想的な慣性モーメントは $M_v=0.43\text{kg}\cdot\text{m}^2$ とし, 仮想的な減衰係数は $D_v=0.63\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}/\text{rad}$ とする.

制御パラメータ T_{period} は第 2 章の速度結合機構での検討結果に基づいて, 2s とし入出力速度比は $K=1$ とする.

以上により本章での速度-トルク結合機構における実験では表 3.6 に示した制御パラメータ値を用いる.

3.5.3 実験

まず, 歩行椅子が $T=4\text{s}$ で水平面定常歩行する場合の原動軸トルクをを負荷トルクとして与え, 表 3.6 のパラメータを用いて駆動実験を行った. 被験者はモニタに映し出される速度計を見ながら目標速度に追従するようにクランクを回転する.

実験の結果として, 図 3.6 に人間と負荷の出力の速度変化を示し, 図 3.7 に人間の駆動トルクと負荷トルクの変化を示す. 人間と負荷の平均速度, および標準偏差により計算した人間と負荷の速度変動とトルク変動を表 3.7 に示す. 図 3.6 および表 3.7 より, 人間の駆動速度に速度変動が存

在するが速度結合機構の平均速度制御法により出力速度の変動は僅少化されていることがわかる。また、図3.7および表3.7より、負荷トルク変動はその振幅が大きい、トルク結合機構のインピーダンス制御法により人間の駆動における変動はかなり小さいことがわかる。

更に、測定した速度とトルクにより式(2.9)を用いて計算した人間と2つのアシストモータと負荷モータが消費した動力を表3.8に示す。表3.8より、人間は全入力エネルギーの23%を出し、2つのアシストモータから各54%と23%を出し、全システムの効率は77%の高い効率を実現していることがわかる。これにより、パワーアシスト機能が実現できていると同時に人間が十分な役割を果たすことができるパワーアシスト駆動系が構成できていることが分かる。

第2章の速度結合機構とトルク結合機構の実験結果では、両方とも振幅と周波数が大きい変動負荷に対してはよく適応してなかった。これに対し、次の実験では速度-トルク結合機構が適応可能な変動負荷トルクの周波数と振幅の範囲を考察する。実験の方法と与えた負荷トルク変動とアンケートの内容は第2章のトルク結合機構での実験と同じであり、与えた変動負荷トルクは表2.4に示した通りであり、アンケートの内容も前章と同じく図2.13に示した通りである。4人の被験者[A, B, C, D]も第2章の被験者と同じである。今回は実験後に速度結合機構、トルク結合機構と速度-トルク結合機構に対して駆動感覚に関する比較評価を行ってもらった。

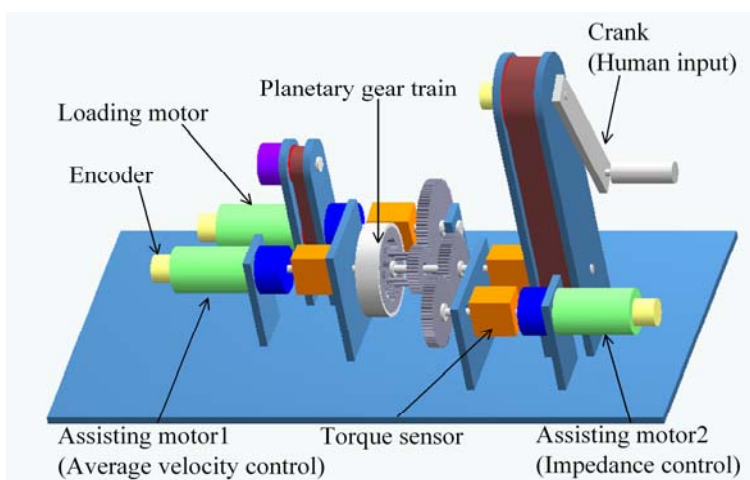


Fig. 3.5 Composition of the experimental apparatus of the proposed power assist system

Table 3.4 Specification of assisting motor used in experiment

	DC servo motor F2260
Rated output [W]	80
Rated revolution [rpm]	2650
Rated torque [N·m]	0.309
Rotor's moment of inertia [kg·m ²]	1.27×10^{-4}

Table 3.5 Result of questionnaire for each pair of control parameter

$D_v(\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}/\text{rad})$	0.32				0.63				0.95			
$M_v(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	0.1	0.43	1.0	10.0	0.1	0.43	1.0	10.0	0.1	0.43	1.0	10.0
Subject 1	3	1	2	4	3	1	2	4	4	4	4	5
Subject 2	2	3	4	5	2	1	1	4	3	2	2	4
Subject 3	2	2	1	5	2	1	2	5	3	4	4	5
Subject 4	1	2	3	4	4	3	3	4	3	3	2	3
Subject 5	4	3	2	4	3	2	3	4	2	3	3	5
Total	12	11	12	22	14	8	11	21	15	16	15	22

Table 3.6 Parameters of the speed-torque combination type power assist system determined through questionnaire

$M_v[\text{kgm}^2]$	$D_v[\text{Nmrad/s}]$	$T_{period}[\text{s}]$	K
0.43	0.63	2	1

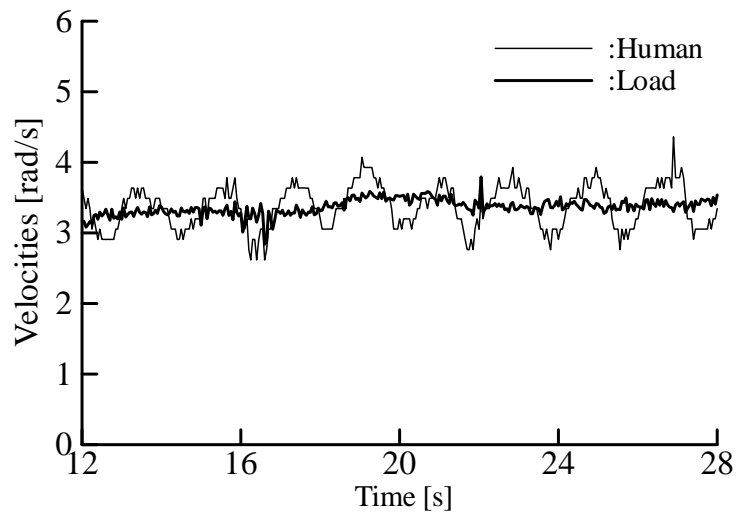


Fig. 3.6 Change of angular velocities of human driving and output

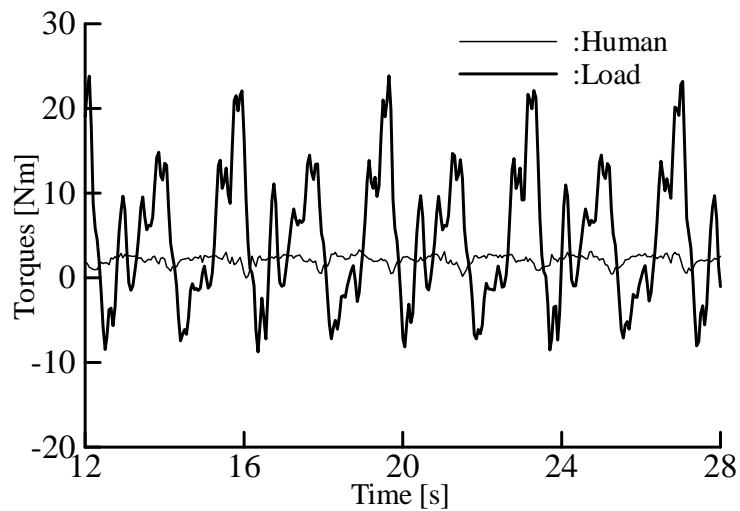


Fig. 3.7 Change of driving torque and load torque

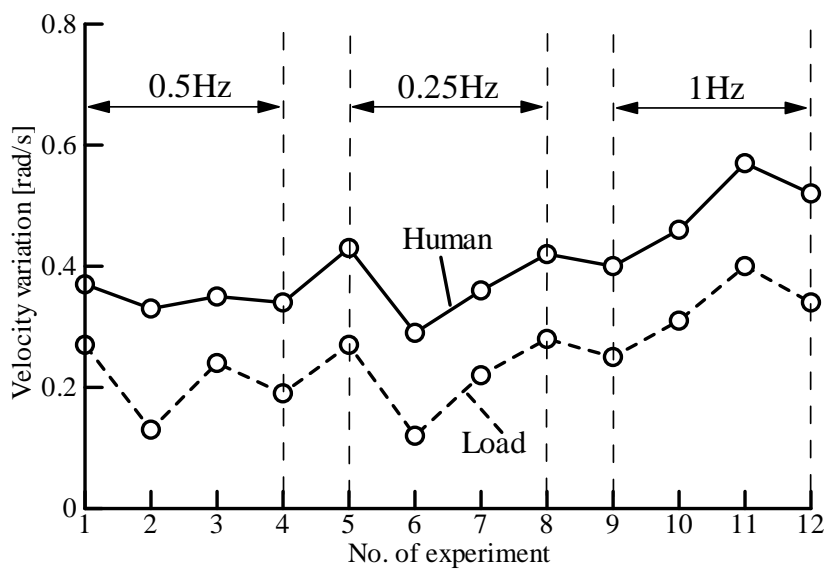
Table 3.7 Average velocity and variation of velocities and torques

	Average velocity	Variation of velocity	Variation of torque
Human	3.25rad/s	0.29rad/s	0.58N·m
Load	3.15rad/s	0.12rad/s	7.71N·m

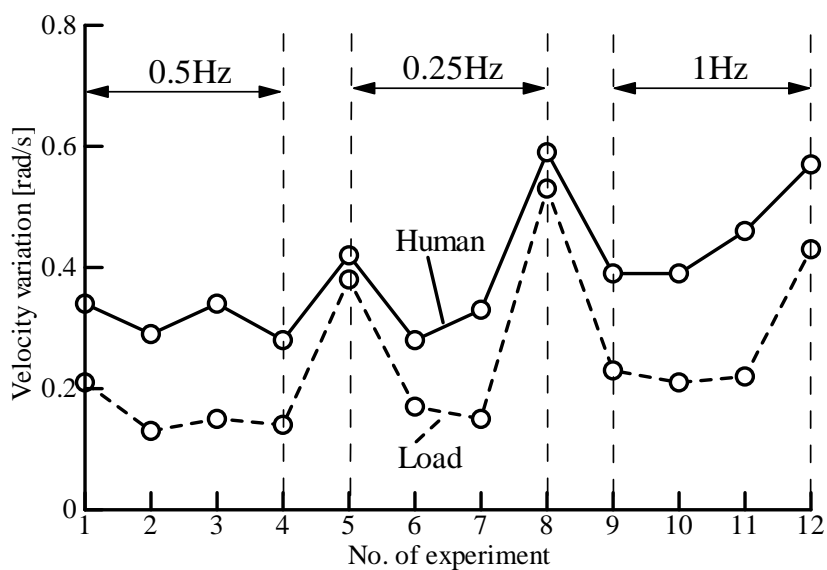
Table 3.8 The power relationship in the power assist system

	Human	Assist motor1	Assist motor2	Load
Power	7.1W	16.0W	7.1W	23.0W
Percentage in input power	23%	54%	23%	

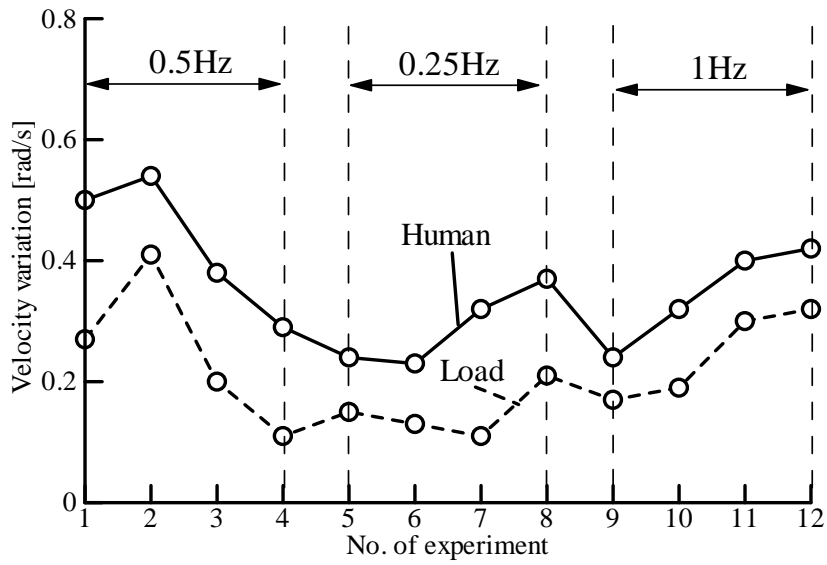
4人の被験者[A, B, C, D]に対する実験結果とアンケートの結果を示す。図 3.8(a)~(d)には速度の変動値を評価するために速度の標準偏差より計算した速度変動値を示し、図 3.9(a)~(d)にはトルクの変動値を評価するためにトルクの標準偏差より計算したトルク変動値を示し、図 3.10(a)~(d)には式(2.9)により計算した人間と負荷の動力の関係を示し、表 3.9 と図 3.11 および表 3.10 にはアンケートの結果を示す。実験結果において、被験者が回し難すぎたと感じた場合には実験を放棄し、アンケートの結果である表 3.9 には“Abandoned”と書いてあり、実験結果を表すグラフには放棄した実験に対する結果は示していない。



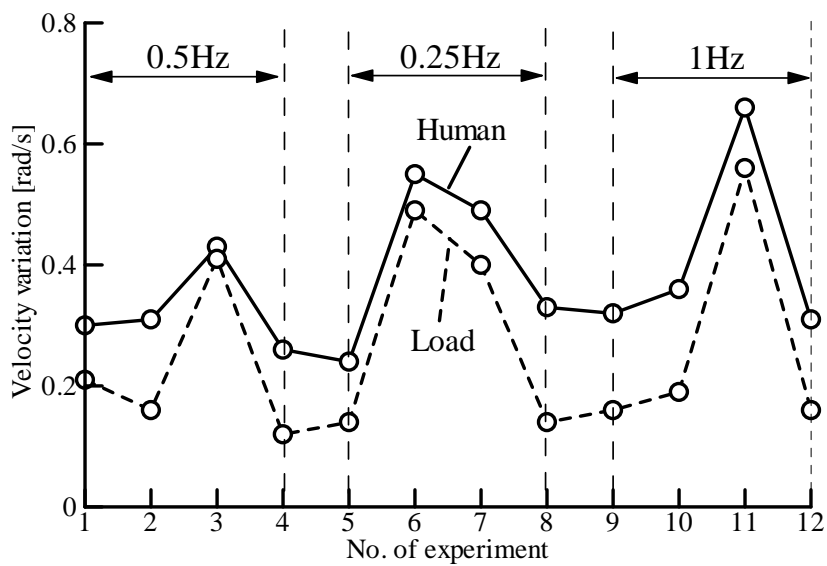
(a) For subject A



(b) For subject B

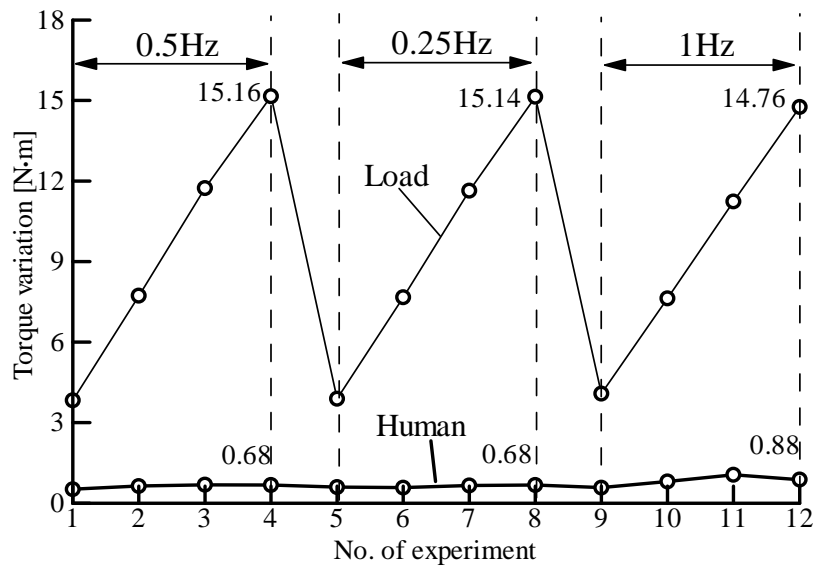


(c) For subject C

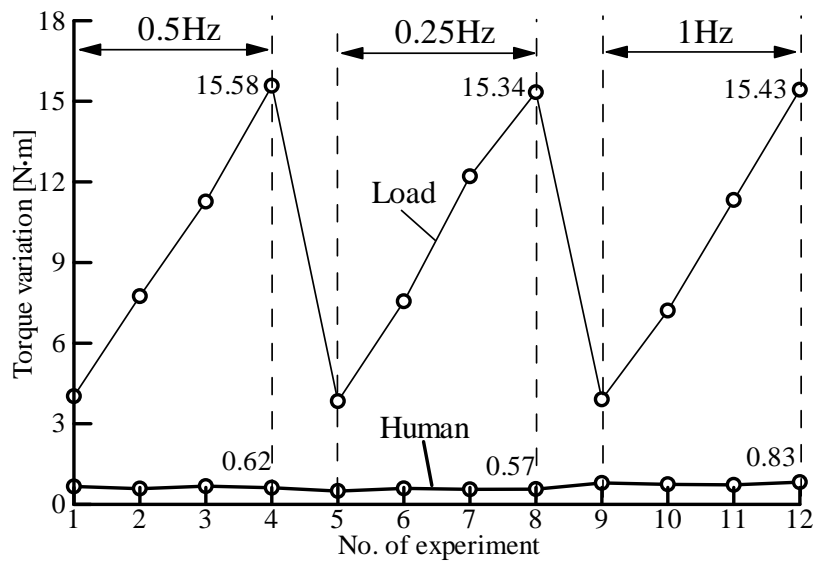


(d) For subject D

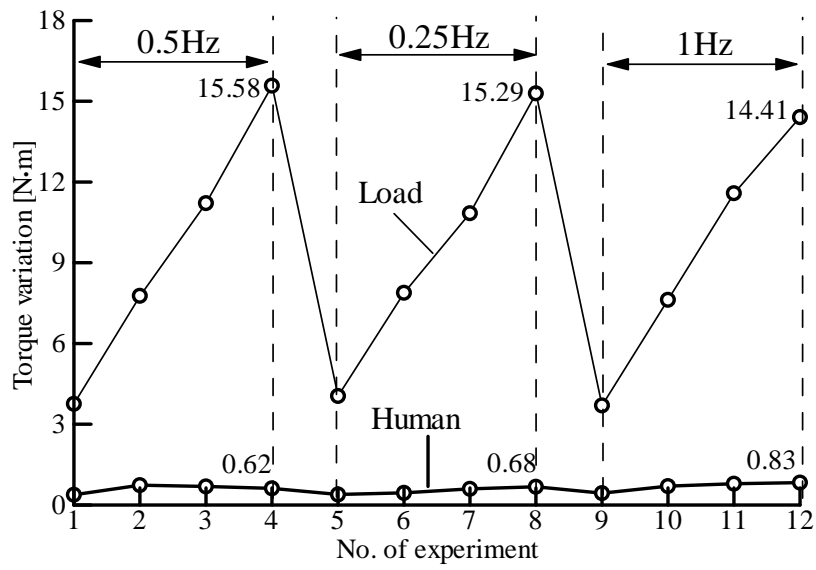
Fig. 3.8 Velocity variation in the experiments of the speed-torque combination type mechanism



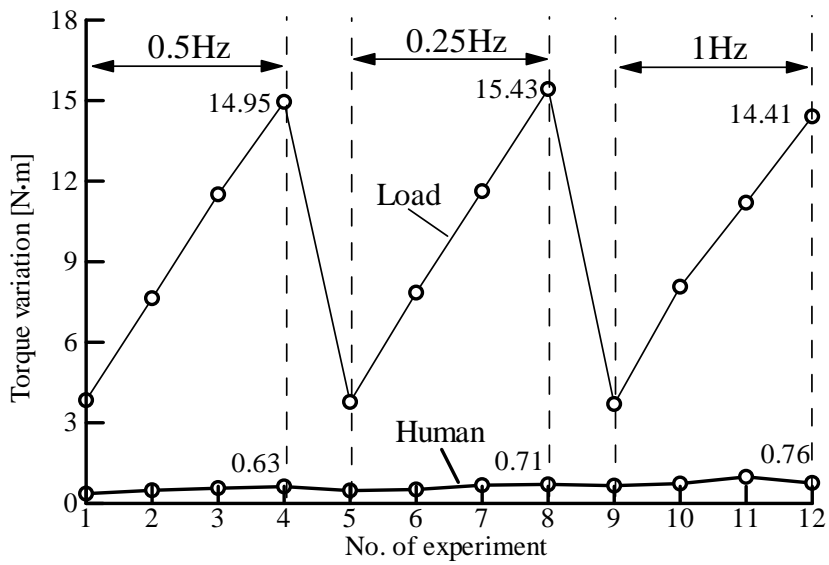
(a) For subject A



(b) For subject B

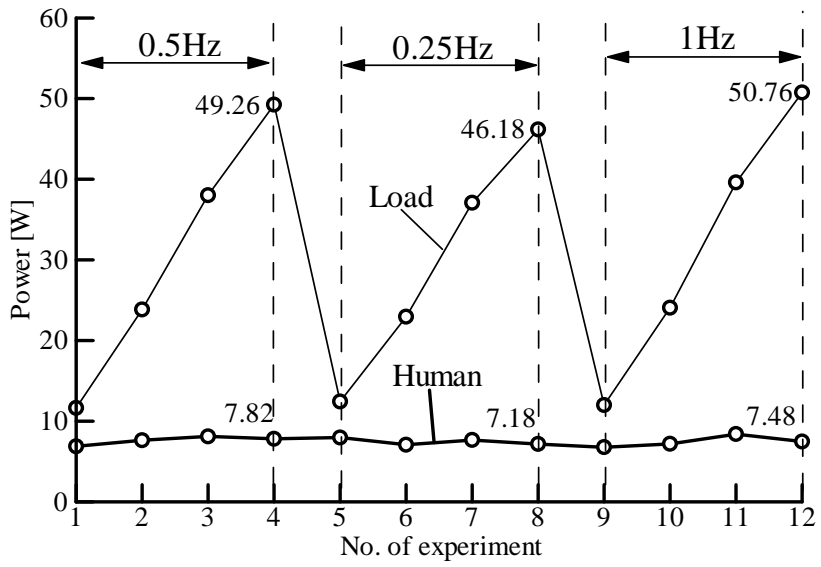


(c) For subject C

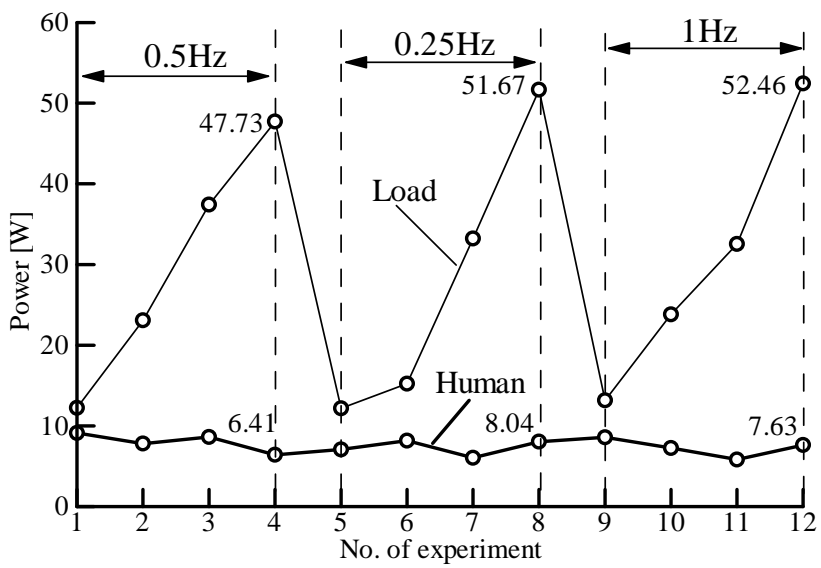


(d) For subject D

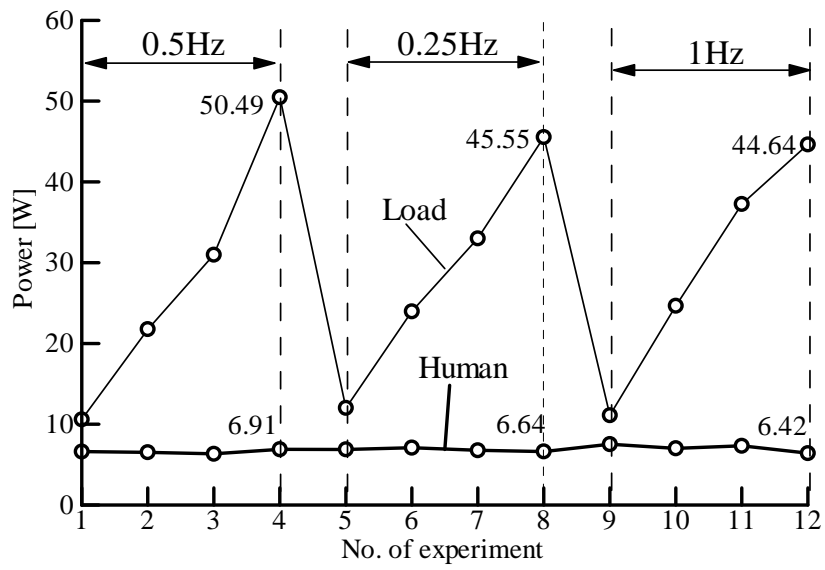
Fig. 3.9 Torque variation in the experiments of the speed-torque combination mechanism



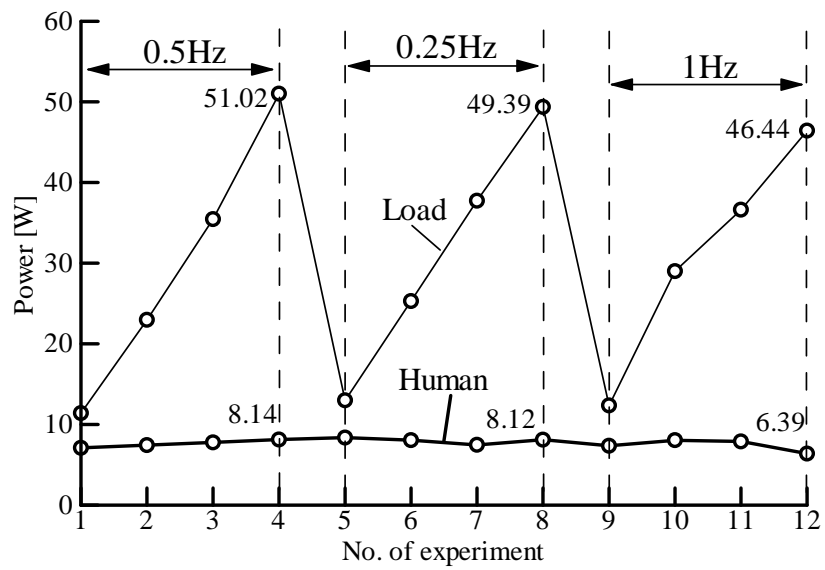
(a) For subject A



(b) For subject B



(c) For subject C



(d) For subject D

Fig. 3.10 Power in the experiments of the speed-torque combination mechanism

Table 3.9(a) Result of questionnaire by subject A

No.	Question1	Question2	Question3
1	1	1	2
2	1	1	2
3	2	1	2
4	2	1	2
5	1	1	2
6	1	1	2
7	1	1	2
8	2	1	2
9	2	1	2
10	3	1	2
11	2	1	2
12	2	1	2

Table 3.9(b) Result of questionnaire by subject B

No.	Question1	Question2	Question3
1	1	1	1
2	1	1	1
3	2	1	1
4	1	1	1
5	1	1	1
6	2	1	1
7	1	1	1
8	1	1	1
9	2	1	1
10	1	1	1
11	1	1	1
12	1	1	1

Table 3.9(c) Result of questionnaire by subject C

No.	Question1	Question2	Question3
1	2	1	1
2	3	1	1
3	3	1	1
4	3	1	1
5	2	1	1
6	2	1	1
7	2	1	1
8	2	1	1
9	3	1	1
10	4	1	1
11	4	1	1
12	4	1	1

Table 3.9(d) Result of questionnaire by subject D

No.	Question1	Question2	Question3
1	1	1	1
2	1	1	1
3	1	1	1
4	2	1	1
5	2	1	1
6	2	1	1
7	2	1	1
8	2	1	1
9	2	1	1
10	2	1	1
11	3	1	1
12	3	1	1

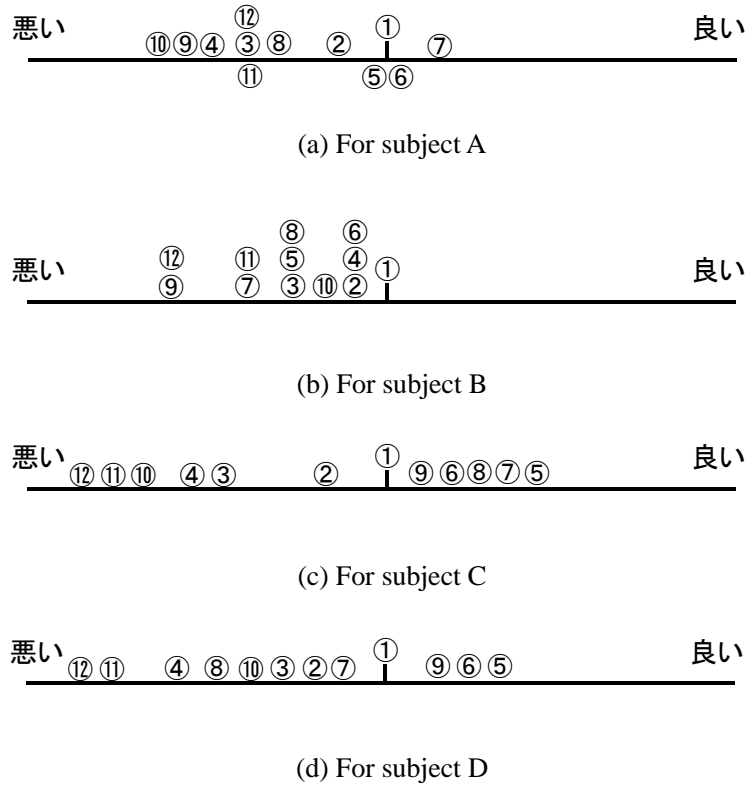


Fig. 3.11 The questionnaire result for comparing human's operability in each experiment

Table 3.10 The questionnaire result for comparing each power combination types

	Speed combination type mechanism	Torque combination Type mechanism	Speed-torque combination type mechanism
A	×	○	○
B	×	△	○
C	×	△	○
D	×	△	○

3.5.4 討論および比較検討

図 3.8 に示した速度の変動から見ると、出力速度変動は人間の駆動速度変動に比べ半分程度は低減できていることが分かる。そして、速度変動は負荷トルクの周波数と振幅にはあまり依存しておらず、個人差により速度変動が大きく異なることから、周波数 0.5~1.0Hz と振幅 0.5~2.0 倍の範囲

で負荷トルクの周波数と振幅は人間の駆動速度変動に対して影響が小さいことがわかる。

また、図 3.9 に示した駆動トルクの変動値から見ると、インピーダンス制御の効果によりいずれの被験者といずれの負荷トルク変動に対しても、負荷トルク変動の影響がほとんど感じないことがわかる。

表 3.8 のアンケートの結果を見ると、質問 3 に対して被験者 A 以外は全て 30 分駆動可能と答えた。これは速度結合機構とトルク結合機構に比べると人間にとっては回しやすくなっていることが分かる。また、図 3.11 のアンケートの結果から、速度-トルク結合機構を用いると変動負荷トルクの周波数と振幅は人間の駆動にあまり影響がなく、人間の駆動感覚には大きな違いを生じていないことがわかる。そしてアンケートの結果に対し、第 2 章と同じように、問題 1 と問題 2 に対して、両方とも“3”以上と答えた実験条件の負荷トルクの周波数と振幅に対して人間は回し難いと判断することになると、速度-トルク結合機構では周波数 0.5Hz~1.0Hz, 振幅 0.5~2.0 倍の全ての範囲で人間は回し易いと感じることが分かる。すなわち、速度-トルク結合機構は速度結合機構およびトルク結合機構より広い負荷トルクの周波数と振幅の範囲に適応できることがわかる。

表 3.10 の比較評価の結果から、人間の駆動感覚に対しては速度-トルク結合機構が最も良いことが分かる。

以上より、本章で構築した速度-トルク結合機構を用いることにより人間にとって回しやすく、また人間の意思に反する駆動速度変動による出力速度変動も低減できるパワーアシスト駆動系が構成できることがわかる。

3.6 結言

本章では速度結合機構とトルク結合機構の長所を活かし、短所を補う速度-トルク結合機構の動力結合機構を提案し、その機構構成と制御方法を提案した。得られた結果を要約すれば以下の通りである。

- (1) パワーアシスト駆動系の動力結合機構として、入出力速度比と入出力トルク比の両方をアクチュエータの制御により調節できる速度-トルク結合機構を構築し、その機構特性を明らかにした。
- (2) 構築した速度-トルク結合機構に対して、負荷トルク変動がある場合に人間の駆動トルクが一定になるようなインピーダンス制御方法と、人間の駆動速度に変動があっても人間の意思通りに出力速度を一定に保つ平均速度制御法を組み合わせた制御系を構築した。駆動実験により、人間が自然に駆動できるインピーダンス制御系の制御パラメータを決定した。
- (3) シミュレーションと実験により、提案した速度-トルク結合機構を用いることにより、人間は負荷トルク変動を感じずに、また人間の意思に反する駆動速度変動による出力速度変動を低減できるパワーアシスト駆動系が構築できることを示した。

第4章 人間の力学特性を考慮した パワーアシスト駆動系の設計

4.1 緒言

前章までは人間のクランク駆動時に入力した動力とアクチュエータの動力を組み合わせる動力結合機構とそのアクチュエータの制御方法に関して検討を行い、歩行椅子用のパワーアシスト駆動系の動力結合機構とその制御方法を決定した。パワーアシスト駆動系においては、長時間駆動しても疲労を伴わずさらに人間の動力が有効に使われるように人間の動力の入力方式を決定しなければならない。これを解決するためには、駆動系が人間に対して動力を入力しやすい形であることが必要であり、人間の駆動特性に基づいて駆動系の入力機構、動力結合機構および制御方法を考えなければならない。

前章までは、人間の駆動特性について、一定負荷あるいは変動負荷に対する駆動速度変動や回しやすいかどうかといった感覚などのようにその外部構造を考慮してパワーアシスト駆動系の設計・評価を行ってきた。本章ではさらに人間の上肢および上半身の力学的特性を表す内部構造をモデル化し、これを用いたパワーアシスト駆動系の設計について述べる。前章まで、人間のクランク駆動にはトルク変化があったが、この変化は手先での発生力の変化から起きていると考えられる。そこで、手先での発生力できる力が大きいとその位置で動力を発生しやすい或いは操作しやすいと考え、本章では手先での最大発生力特性に注目し、上肢の手先での発生力特性を人間の上肢力学特性を表すものとし、これに基づくパワーアシスト駆動系の設計について検討を加える。

本章ではまず実験的に人間の上肢力学特性を考察して、手先の位置、力の発生方向と最大発生力の関係を調べる。その実験結果に基づいて、福祉機械開発用の人間の上肢の力学モデルおよび胴体を含む上半身の力学モデルを提案する。提案した上肢の力学モデルを、クランク駆動時に人間が最大の動力を発生できるクランク中心の決定に適用するとともに、上肢の力学モデルに基づいて求められる最大発生力の分布をもとにアシストアクチュエータの制御パラメータを決定する方法を提案する。これらの有効性を複数の被験者に対しての駆動実験により検討する。さらに、人間の動力をより効率的に利用して、系全体の効率を向上させるために、適切な機構パラメータについて考察し、これに基づく設計方法を提案し、これらの有効性について検討を加える。

4.2 上肢力学特性の実験的考察

まず、人間はクランクを回すことにより動力を入力するものとし、歩行椅子の原動軸への動力伝達を簡便なものとし、かつ人間と干渉せず歩行椅子の横幅が広がらないようにするために、クランクの回転軸を歩行椅子の原動軸に平行に設置する。つまり矢状面に垂直とする。ここで、矢状面、前額面、水平面を次のように定義する。

矢状面(Sagittal plane)・・・体を左右対称に切る面に平行な面 (図 4.1(a))

前額面(Coronal plane)・・・体を前後に切る面で、矢状面に垂直な面 (図 4.1(b))

水平面(Horizontal plane)・・・床に平行で、矢状面と前額面に垂直な面 (図 4.1(c))

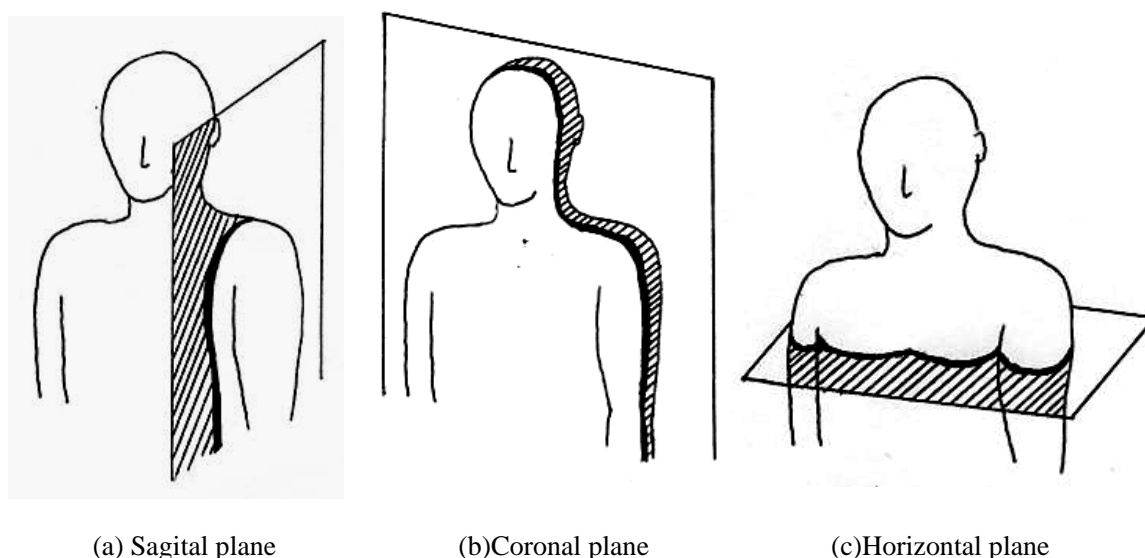


Fig. 4.1 Definition of the planes

4.2.1 人間の上肢姿勢と最大発生力の関係

(1) 実験装置と実験方法

まず、人間が手先で発生できる最大の力およびその方向と上肢の姿勢の関係を求め、その結果から手先での最大発生力に影響を及ぼす要因を明らかにするために実験を行った。実験の様子と測定点を図 4.2, 図 4.3 に示す。被験者には 6 軸力覚センサに取り付けられたハンドルを握り、矢状面内においておおよそ 45 度間隔で 8 方向に最大の力を発生してもらい、その時の力の大きさと方向を計測した。被験者が椅子に座って力を入れていないときの肩の位置を原点とし、ハンドルは原点から 0.25[m] の距離の矢状面上にあるものとする。実験は健康な成人男子を対象として行い、下肢障害者を想定して地面から足を浮かせて下肢の力を使えないようにして計測した。ハンドルに力を入れるとき被験者は大きな力を出すために全身の姿勢を変えて力を入れ易くすることが考えられるが、ここでは駆動時に姿勢を変化させ得る箇所を肩・上腕・前腕・手に限定し、被験者に上体の姿勢を変化させないように頼んだ。実験は椅子から受けられる反力の影響を確認するために、背もたれがある場合と背もたれがない場合の 2 つの条件について行った。

実験では、最大発生力とその方向を計測するとともに 3 次元運動計測システム(OPTOTRAK)を用いて上肢の姿勢も計測した。姿勢を計測する赤外線マーカは図 4.4 に示す上肢の姿勢が変化しても骨と皮膚の位置関係の変化が少ない肩甲骨肩峰(acromion)および上腕骨外側上顆(epicondylus lateralis)のすぐ上の皮膚に取り付け、計測したマーカーの位置から関節角度を求めた。

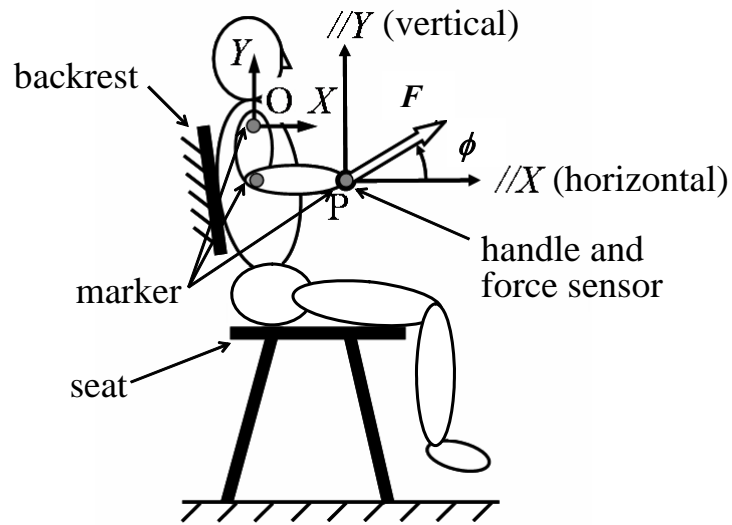


Fig. 4.2 View of experiments for investigation of kinetostatic characteristics of the human arm

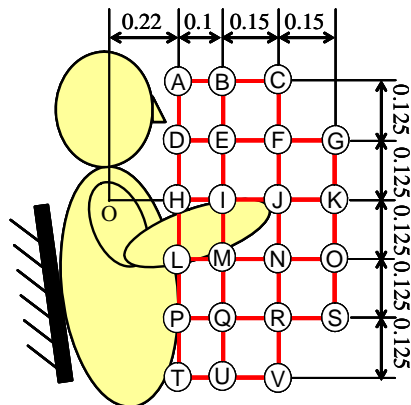


Fig. 4.3 Measurement points

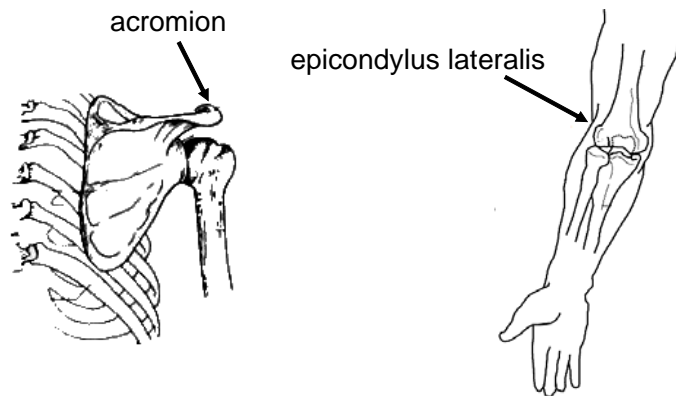


Fig. 4.4 The acromion and the epicondylus lateralis as marker positions for measurement of arm configuration
(Figures from <http://www.drakahige.com>)

(2) 実験結果

実験結果を図 4.5 に示す. なお, 被験者は 3 名であったが同じ傾向を有していたため, 1 名の実験結果のみを示す. 極座標グラフの半径方向は最大発生力 F [N], 円周方向は発生した力の向き ϕ [deg]を表す. 図 4.5 の(a)~(v)はそれぞれ図 4.3 に示したハンドルの位置に対する結果である. 人間は力を発生する方向により上肢の姿勢を変えることで発生力を大きくしている. 青色の扇形は背もたれがある場合の前腕の存在領域をマーカーの位置より求めて表したものである. また, 背もたれがある場合とない場合の比較のため, 実験結果の発生方向 $\phi \approx 0, 180$ [deg]における発生方向 ϕ [deg]と発生力 F [N]の関係を図 4.6 に示す. なお, 本章における座標の単位は全て[m]で表してある.

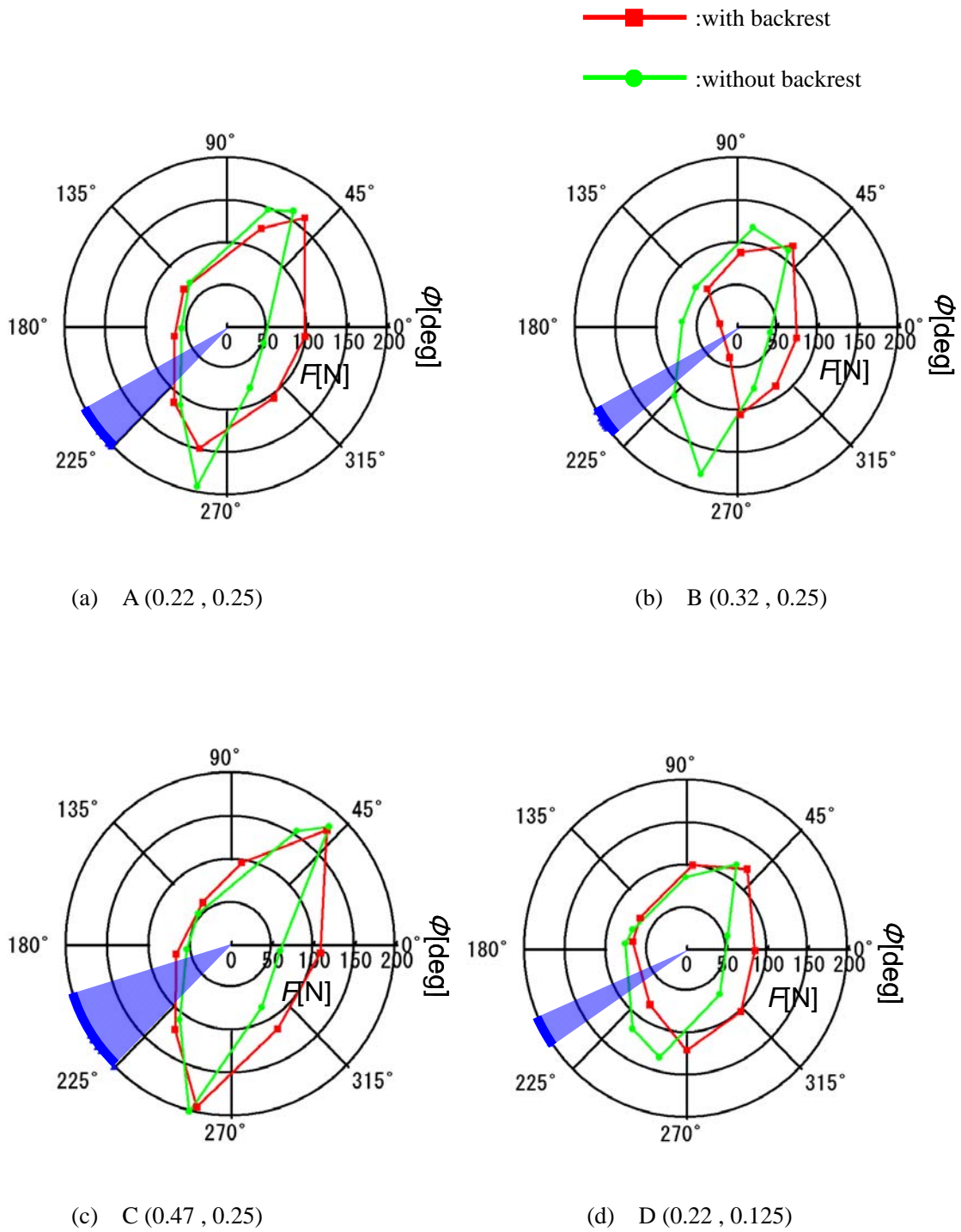


Fig 4.5 Relationship between generating force and its direction (1)

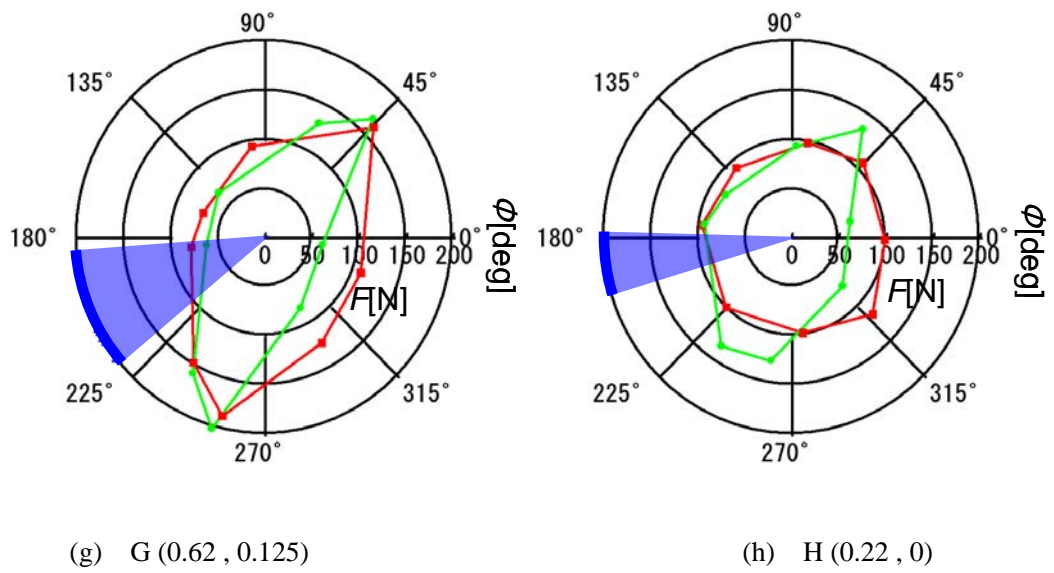
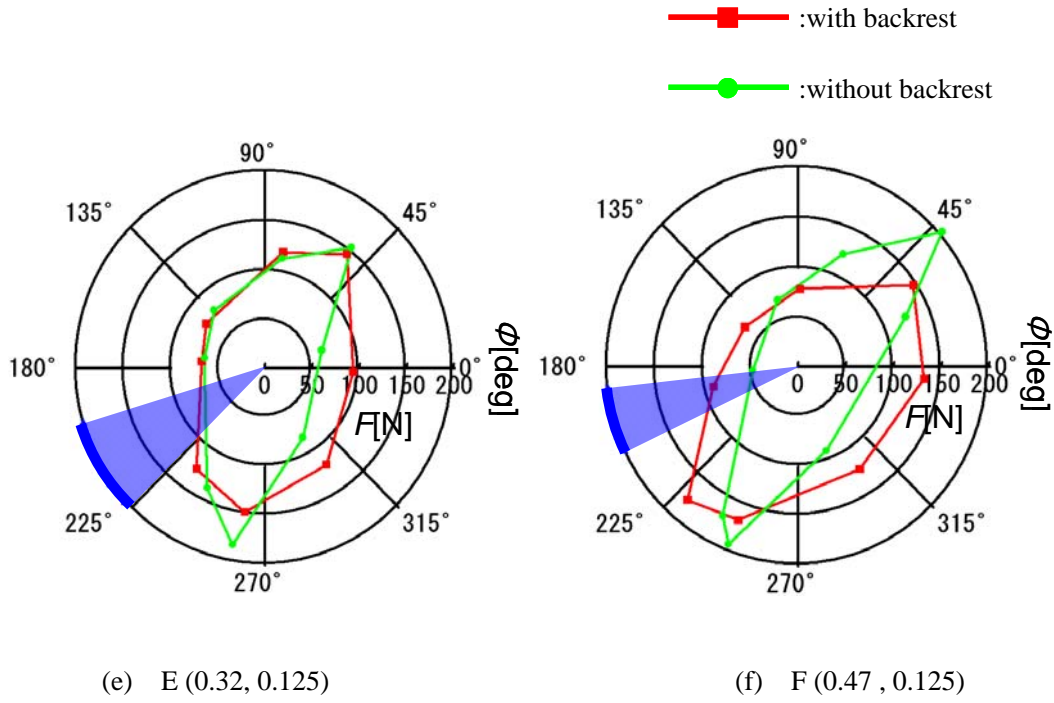


Fig 4.5 Relationship between generating force and its direction (2)

—■— :with backrest
—●— :without backrest

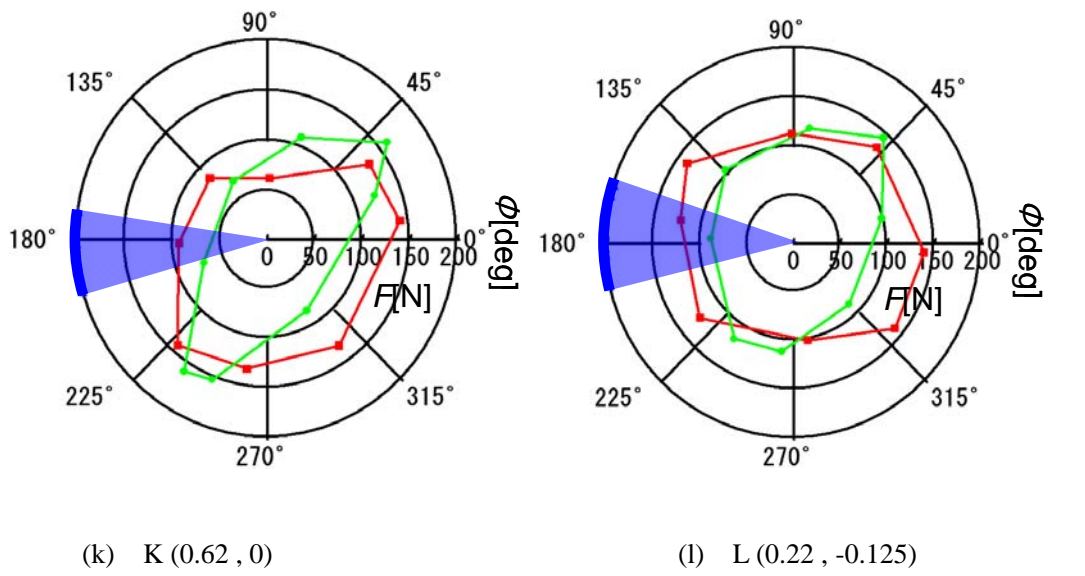
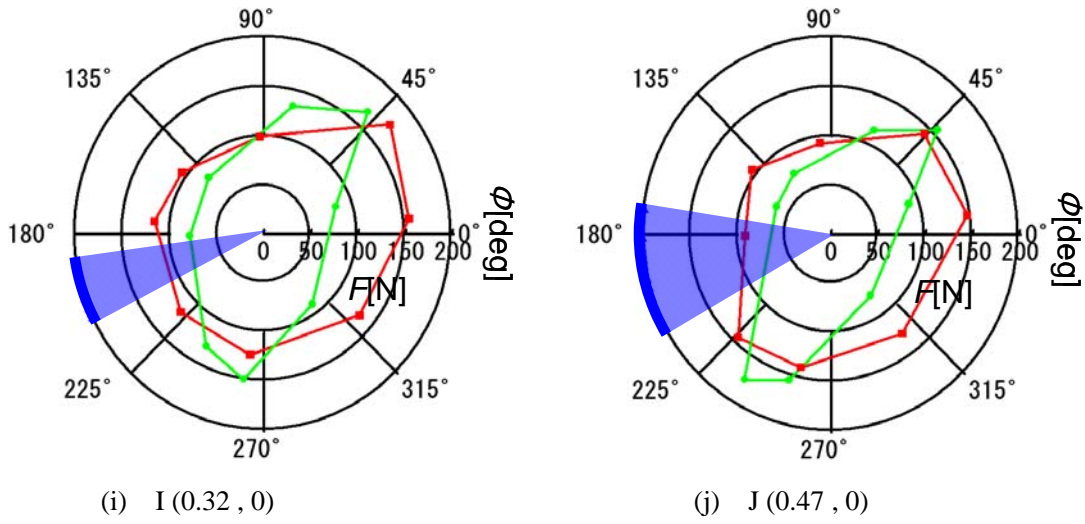
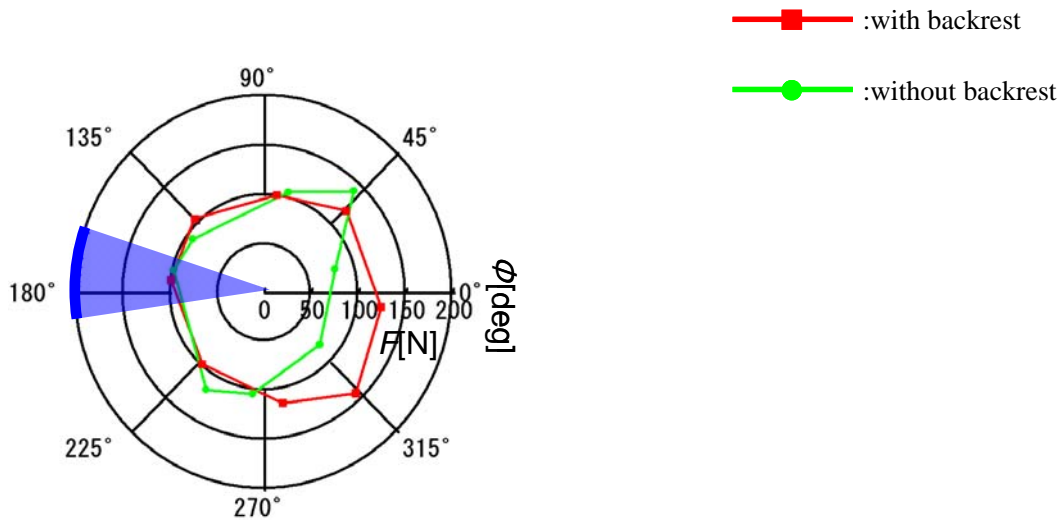
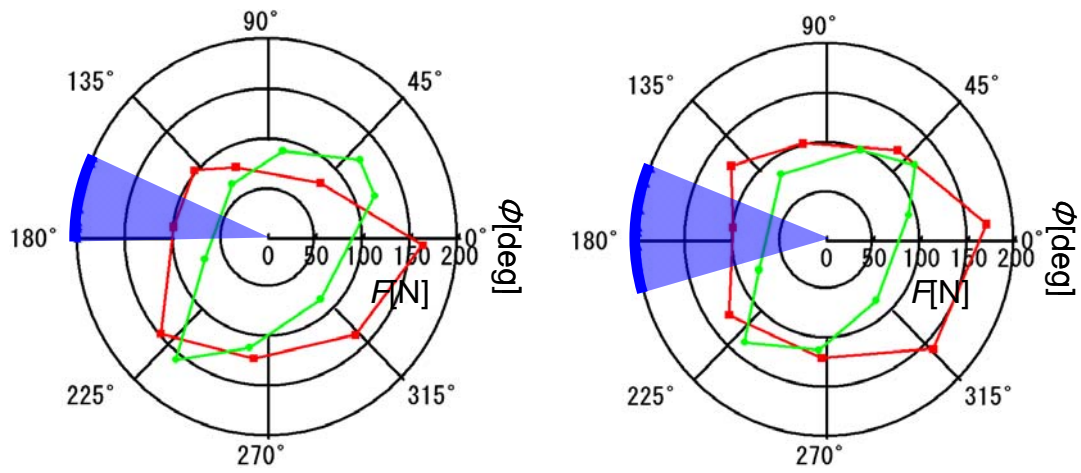


Fig 4.5 Relationship between generating force and its direction (3)



(m) M (0.32 , -0.125)

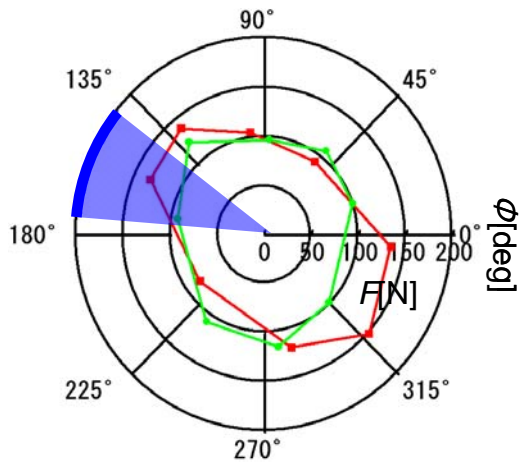


(n) N (0.47 , -0.125)

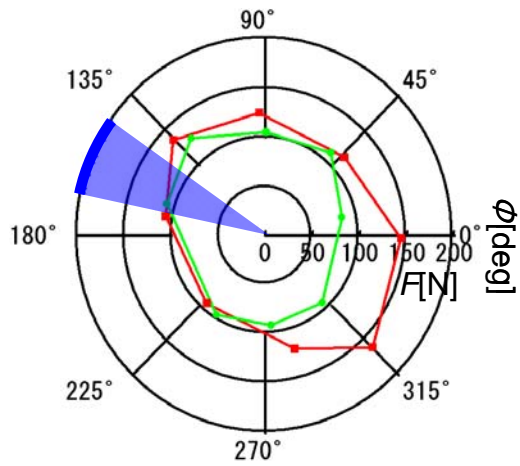
(o) O (0.62 , -0.125)

Fig 4.5 Relationship between generating force and its direction (4)

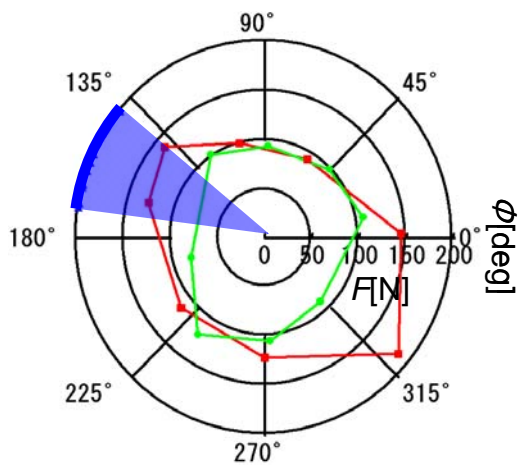
—■— :with backrest
 —●— :without backrest



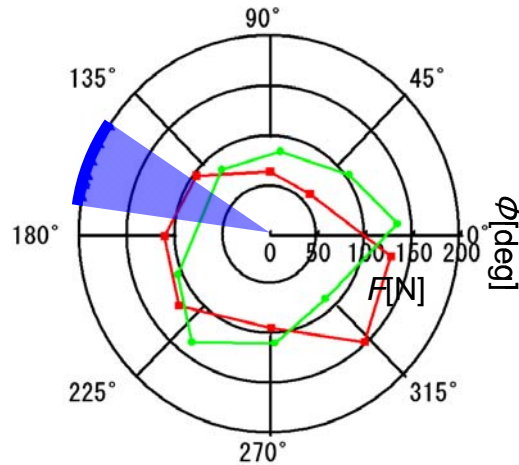
(p) P (0.22 , -0.25)



(q) Q (0.32 , -0.25)

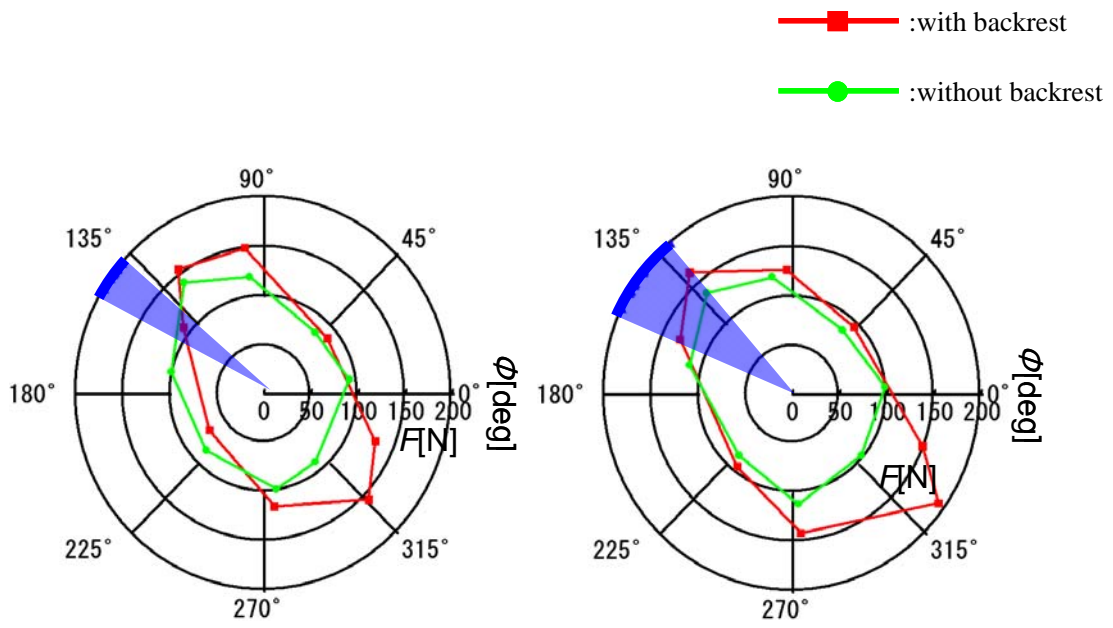


(r) R (0.47 , -0.25)



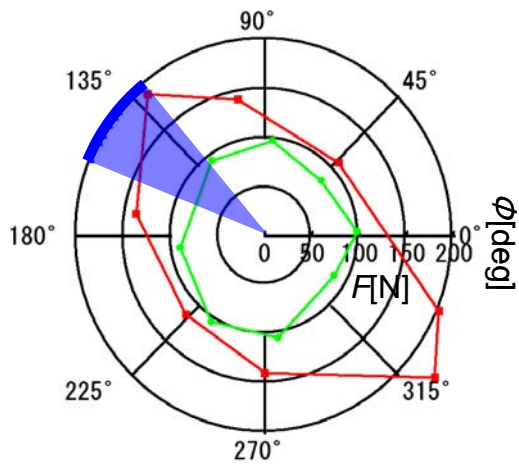
(s) S (0.62 , -0.25)

Fig 4.5 Relationship between generating force and its direction (5)



(t) T (0.22 , -0.375)

(u) U (0.32 , -0.375)



(v) V (0.47 , -0.375)

Fig 4.5 Relationship between generating force and its direction (6)

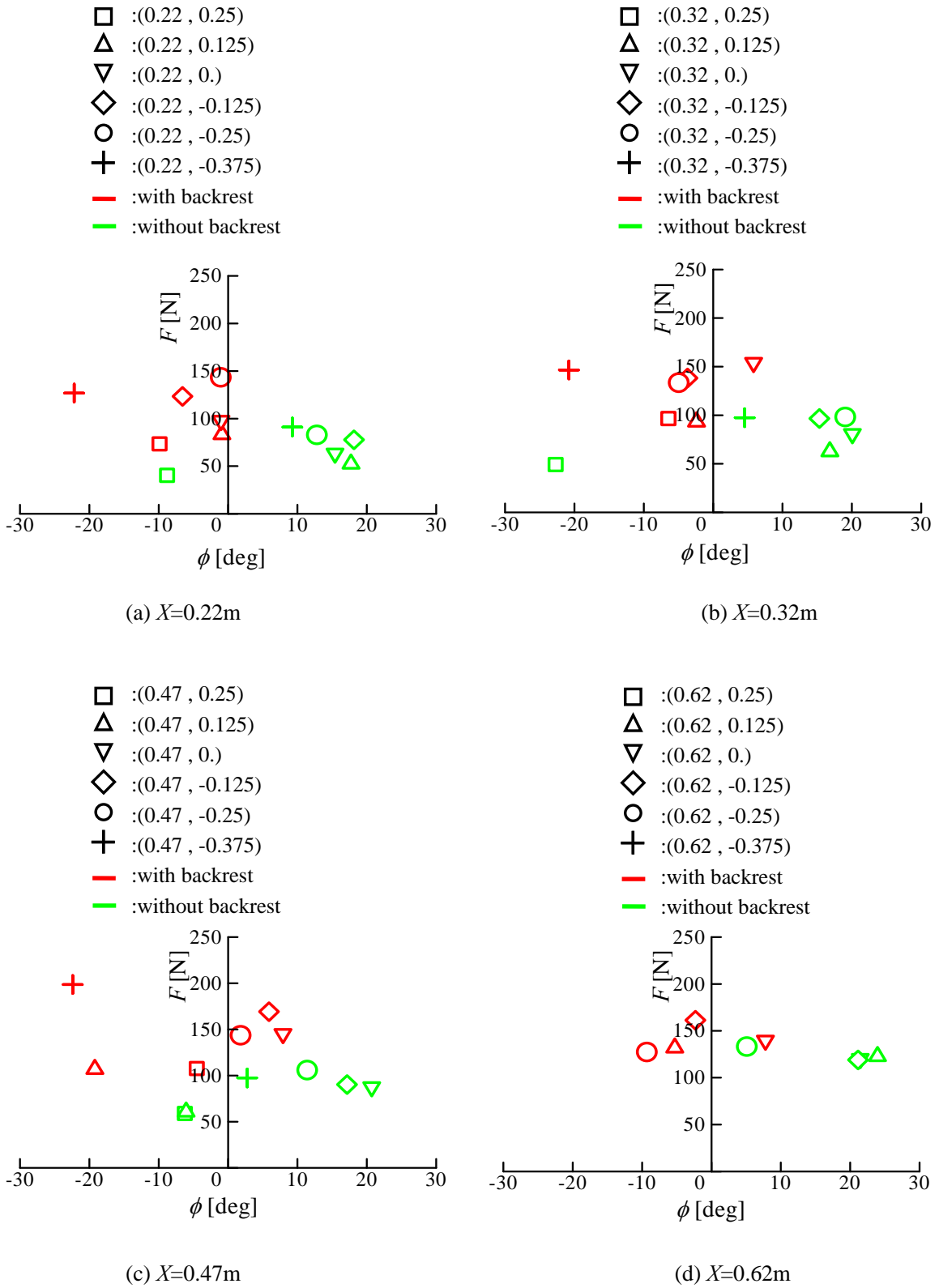


Fig. 4.6 Comparison between the cases with backrest and the case without backrest (1) ($\phi \neq 0[\text{deg}]$)

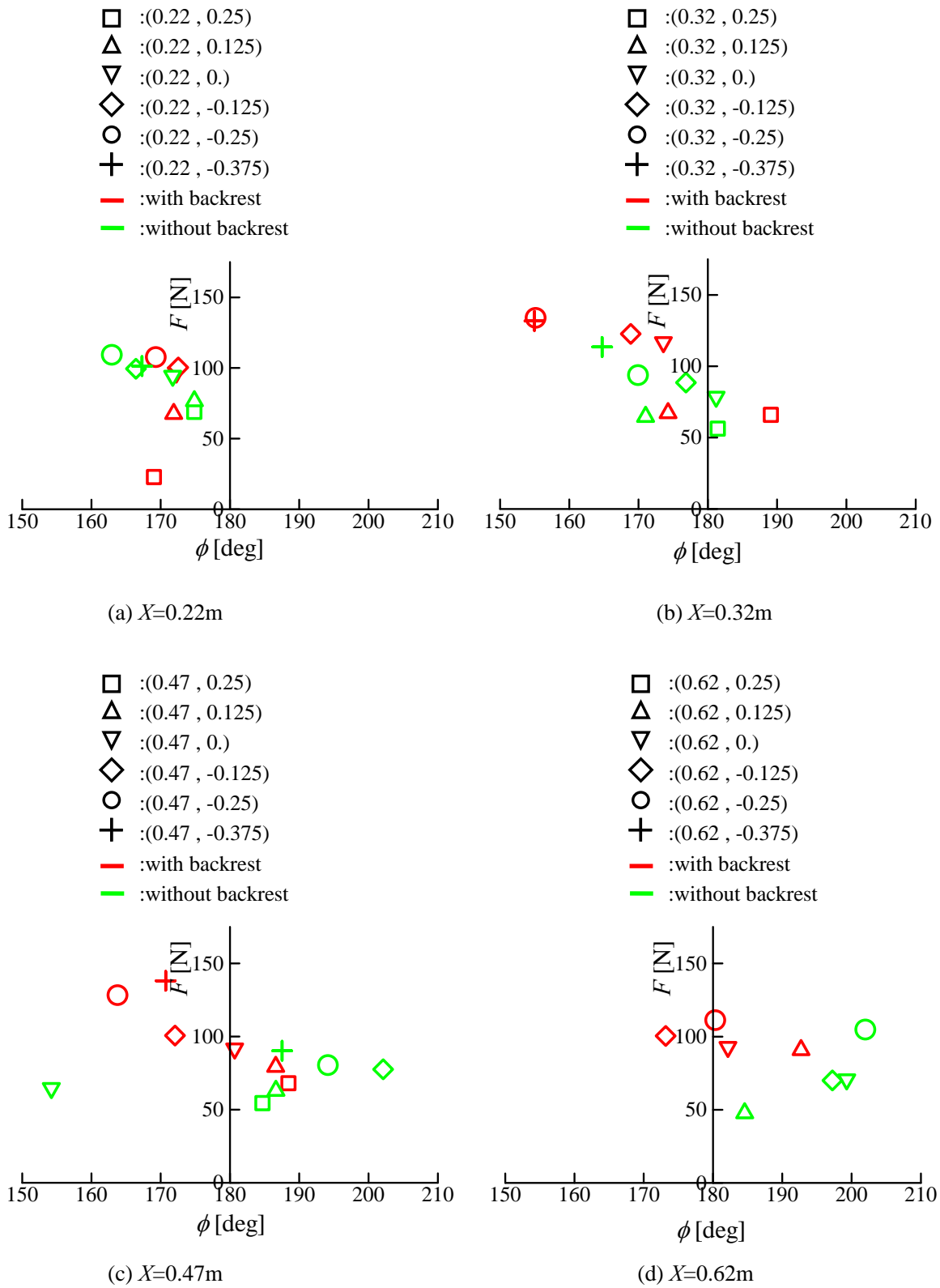


Fig. 4.6 Comparison between the cases with backrest and the case without backrest(2)($\phi \neq 180[\text{deg}]$)

実験結果よりハンドルの位置、力の発生方向により発生力の大きさが大きく異なっていることが分かる。同じハンドルの位置では前腕の向きと力の発生方向が接近している時は押し引きとも大きな力を発生していることが分かる。これは肘関節の屈伸と上腕の外旋・内旋運動の発生トルクに発生力がさほど影響されていないからと考えられる。後の実験で明らかとなることだが、肘関節の屈伸運動や上腕の外旋運動は上腕の屈伸や外転・内転運動と比較して大きなトルクを発生することはできない。しかし前腕の向きと力の発生方向を一致させ図 4.7 に示すように肘関節の角度を 90[deg]に近づけることで、肘の発生トルクが小さくてすむため大きな力を受けることができ、上腕を屈伸や外転・内転させる大きな筋肉を最大限に用いることができるので発生力が大きくなる。このことより人間は前腕や上腕、肩甲骨の位置を動かすことで関節角度を変化させ、小さなトルクしか発生できない関節を動かす筋肉に負担がかからないようにし、大きな力を発生することができる姿勢にしている。

図 4.6 より背もたれがある場合とない場合の最大発生力を比較すると、水平面上つまり $\phi=0[\text{deg}]$ と $\phi=180[\text{deg}]$ において多くの測定点では背もたれがない場合は発生力が小さくなっていることが分かる。 $\phi=180[\text{deg}]$ 付近に関しては背もたれから反力を受けることができないため上肢の筋力をもて余してしまい、発生力が小さくなっている。 $\phi=0[\text{deg}]$ 付近に関しては背もたれがある場合は上半身を後方に移動して上体を背もたれに押し付けて、反力を得ている。また、背もたれがある場合は背中と背もたれとの摩擦により上体が安定するので力を入れやすい。よって人間の発生力は椅子からの反力によって影響を受けることが分かった。体から遠い計測点において $\phi=90[\text{deg}]$ や $\phi=270[\text{deg}]$ で背もたれなしの場合のほうが背もたれありの場合よりも発生力が大きくなっていることがあるが、これは上体の位置の基準となる背もたれがないときは力を入れやすい姿勢になるように無意識的に上体を前後させているためである。

4.2.2 関節トルクの測定

本項では上肢力学モデル作成に必要となる上肢の筋力特性の測定について述べる。人間の上肢の運動は上肢に存在する約 23 個の筋肉が収縮することによって発現される。しかし、これらの全ての筋肉の筋力特性を把握することは困難かつ多大な労力を要する。そこで本論文では上肢の筋力特性として計測が容易な関節トルクを計測し、関節トルクにより上肢の力学特性を解析することにする。

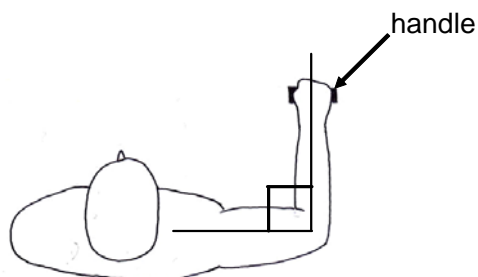


Fig. 4.7 relationship between the generating torque in elbow joint and configuration of upper arm

関節トルクの計測実験は人間の上肢の姿勢と最大発生力の関係の測定実験を行った被験者と
同じ健康な成人男子により行った。計測は図 4.8 のように腕を通したバンドに取り付けられた紐を介
して力覚センサに力を加えて行う。このとき腕と紐が直角となるようにした。計測した関節とその運
動は上腕の外転と内転, 上腕の内旋と外旋, 上腕を前方に出す運動(肩関節の屈曲)と後方に引
く運動(肩関節の伸展), 肘関節の屈曲と伸展である。実験における上腕の外転・内転は, 上腕を
前額面上で運動させて計測した。肩関節の屈伸は上腕が鉛直下向きから 45[deg]をなすようにして
行った。第 4.2.2 項の実験と同じ条件にするために, 上腕の外転・内転, 屈伸の関節トルクの計測
中は肘を 90[deg]曲げるようにした。上腕の外旋・内旋は上腕が水平面上で移動しないようにベルト
で上腕をベース板に固定し(図 4.8 参照), 肘を 90[deg]に曲げた状態で計測する。肘関節の屈伸
も上腕が移動しないように固定した。また, 全ての計測において前腕は回内位と回外位の中間の
回転位とする。計測は各関節角概ね 30[deg]ごとに変化させて行った。各関節の角度は上腕の回
転を θ_1 , 回旋を θ_2 , 屈伸を θ_3 , 肘の屈伸を θ_4 とする。図 4.9 にそれぞれの運動の概略図を示す。図
4.9 中の $F_i(i=1,2,3,4)$ はバンドを介して力センサに加えた力を表し, d はその力と各関節の回転軸と
の距離を表す。

計測した各関節トルクの実験値を図 4.10 に示す。なお, $\tau_i(i=1,2,3,4)$ はそれぞれ, 上腕の回
転, 回旋, 屈伸, 肘の屈伸のトルクを表す。グラフ中の曲線は実験値を滑らかにつなぐために3次
スプライン補間したものである。

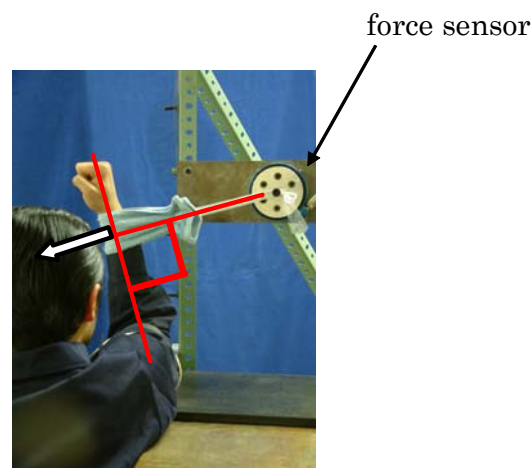
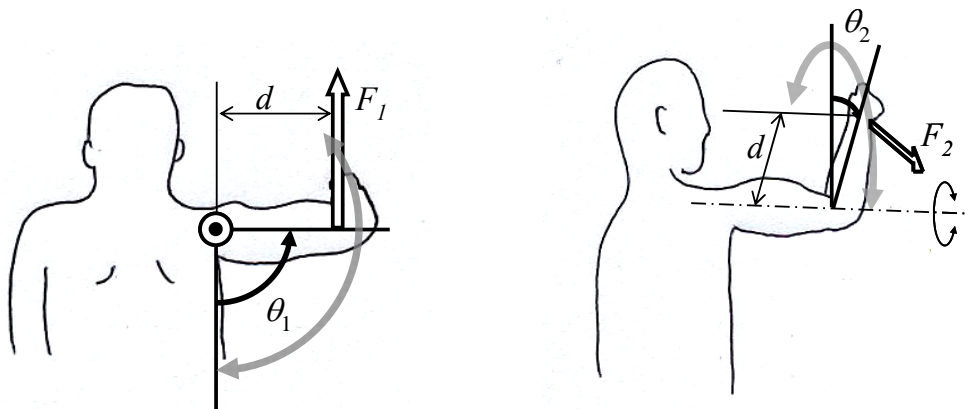
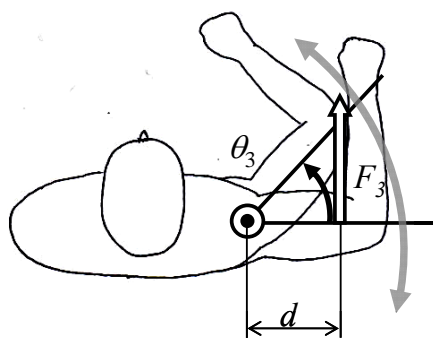


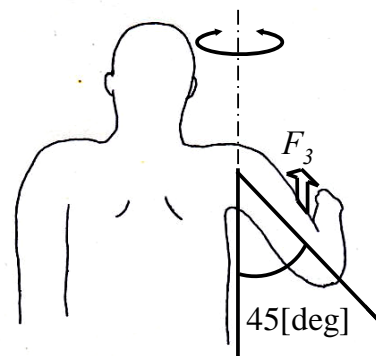
Fig. 4.8 View of measurement of the joint torque



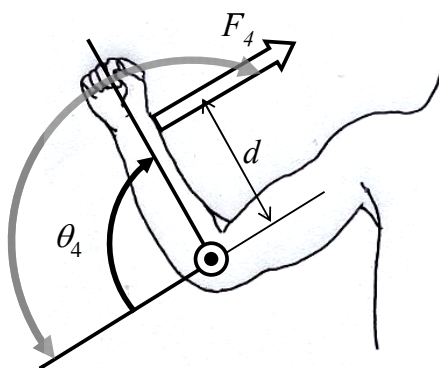
(a) Abduction and adduction of the upper arm (b) Outer rotation and inner rotation of the upper arm



(c-1) Flexion and extension of the upper arm

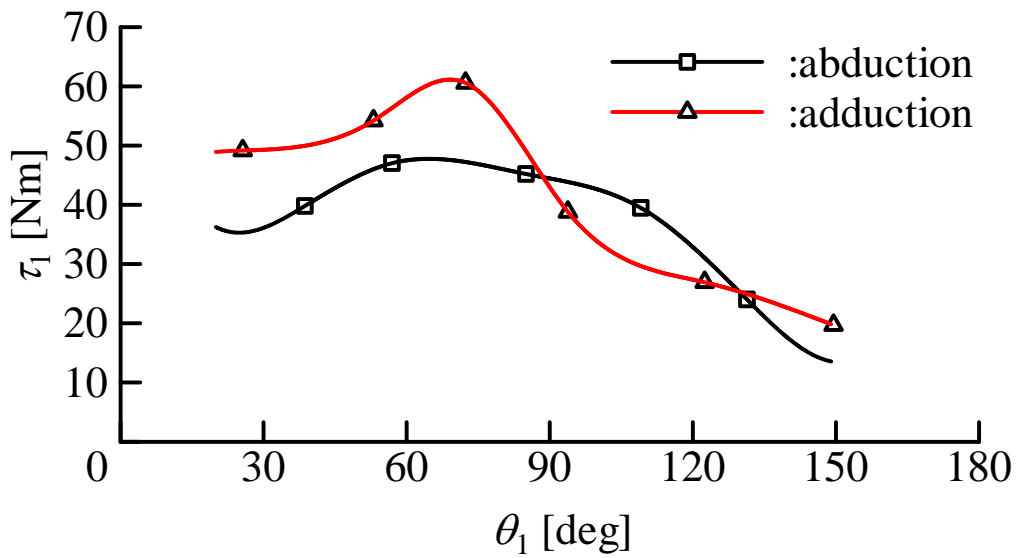


(c-2) Flexion and extension of the upper arm

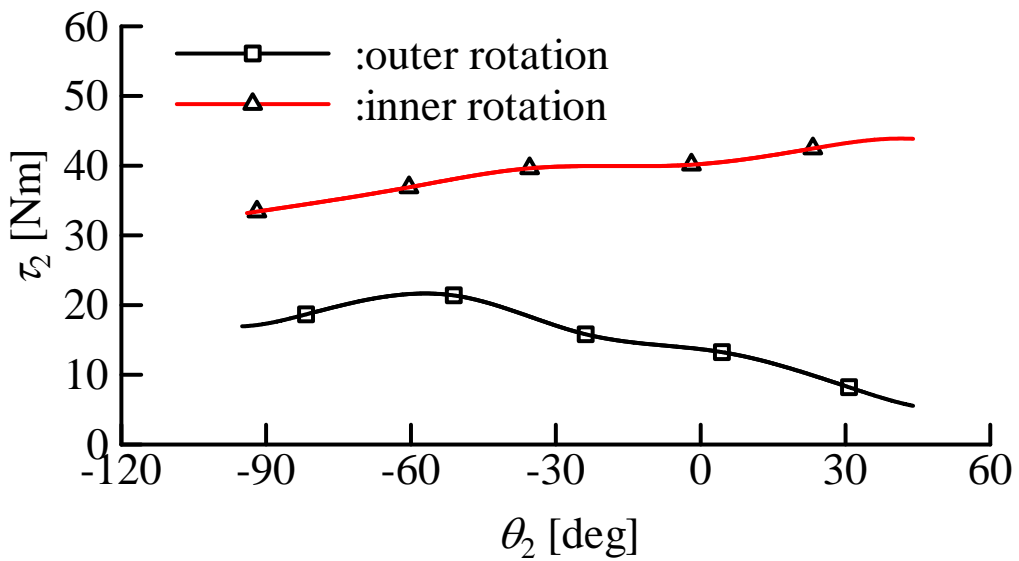


(d) Flexion and extension of the elbow joint

Fig. 4.9 Schematic view of the elbow joint and upper arm

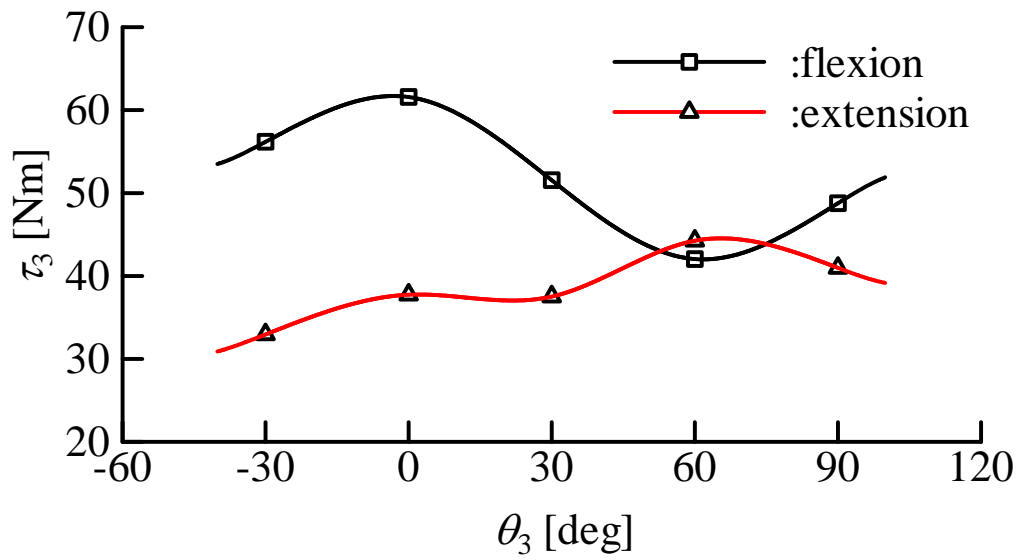


(a) Abduction and adduction of the upper arm

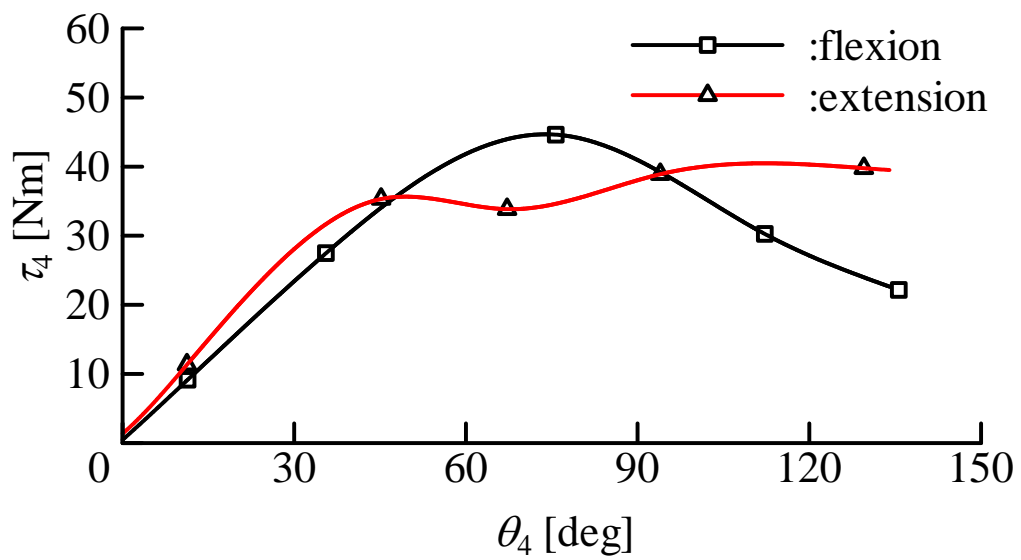


(b) Outer rotation and inner rotation of the upper arm

Fig. 4.10 Relationship between joint torque and joint angle (1)



(c) Flexion and extension of the upper arm



(d) Flexion and extension of the elbow joint

Fig. 4.10 Relationship between joint torque and joint angle (2)

人間の上肢の筋肉の位置を図 4.11 に示す.

上腕の外転運動の主な筋肉は三角筋中部(m. deltoid(middle))・棘上筋(m. supraspinatus)である. $\theta_1 = 120[\text{deg}]$ 以上では上腕骨の大結節が肩甲骨の肩峰と接触してしまい, 三角筋中部(m. deltoid(middle))・棘上筋により上肢を外転させることができず, 発生トルクが小さくなっている. $\theta_1 = 120[\text{deg}]$ 以上では肩甲骨自体が上方に上がることで上腕を外転させることができるが発生力は小さい. 上腕の内転運動の主な筋肉は大胸筋(m. pectoralis major)・後背筋(m. latissimus dorsi)である. $\theta_1 = 90[\text{deg}]$ 以上では大胸筋の繊維方向と上腕の向きがほぼ同じになるため, 上腕の内転トルクは小さくなってしまふ. よって上腕の外転・内転運動は肘の位置が肩より上のときは発生力が小さくなるのが分かる.

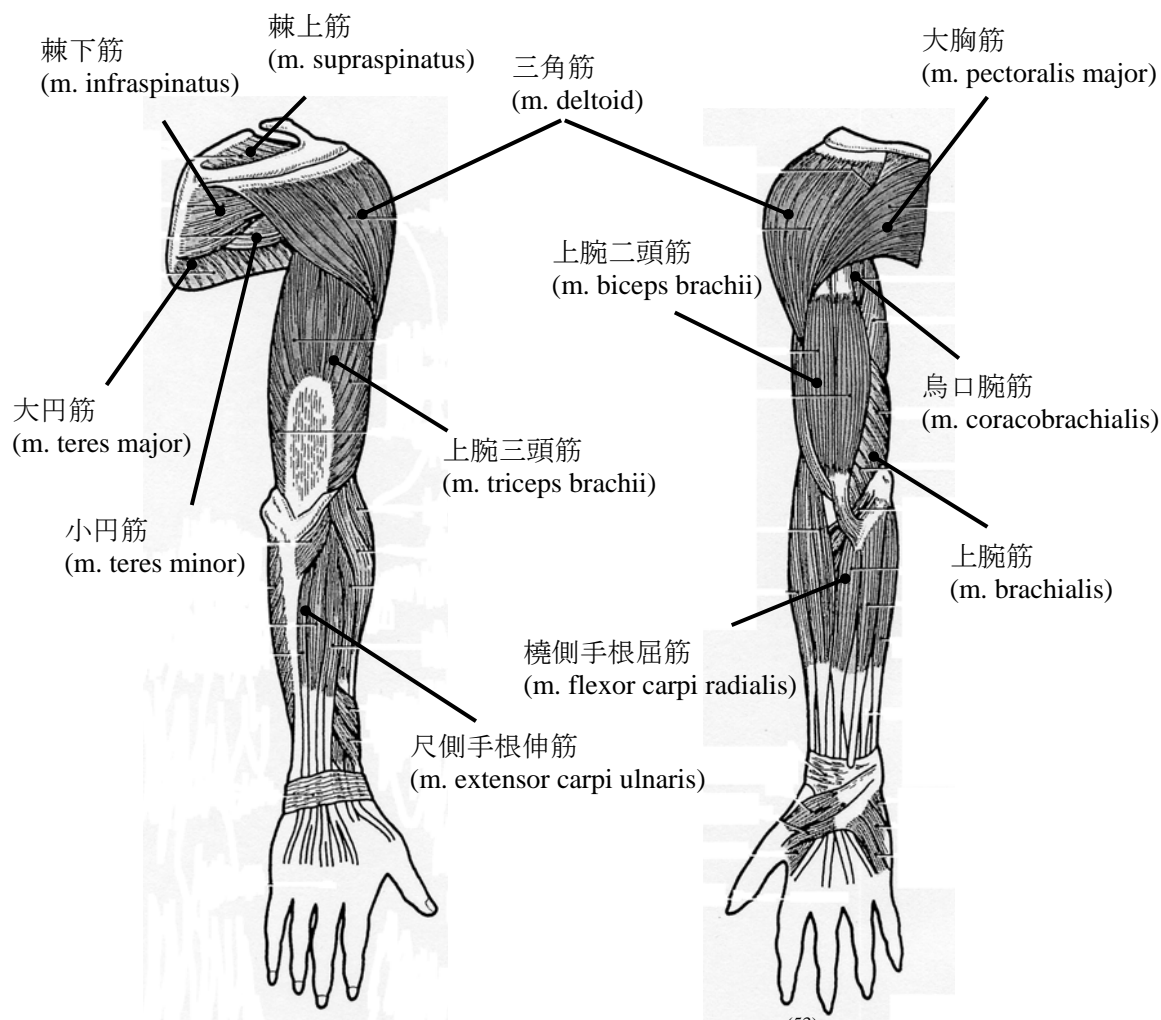


Fig. 4.11 Position of muscles of upper arm ⁽⁵³⁾

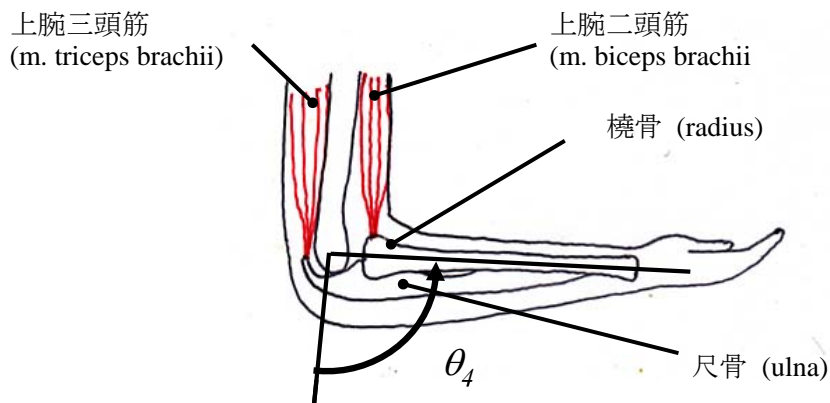


Fig. 4.12 Bone and muscle in elbow joint

上腕の外旋運動の主な筋肉は棘下筋(m. infraspinatus)・小円筋(m. teres minor)である。これらの筋肉は他の上肢の関節の運動に用いられる筋肉よりも小さいので、上腕の外旋は発生トルクが小さい。このことは図 4.5 において前腕の向きに対して垂直上方の発生力が小さくなっていることから確認できる。上腕の内旋運動の主な筋肉は肩甲下筋(m. subscapularis)である。外旋・内旋角度 θ_2 が大きいほど肩甲下筋が大きな力を出すことができ発生力も大きくなっている。

上腕の屈曲運動の主な筋肉は大胸筋・三角筋・烏口腕筋(m. coracobrachialis)である。上腕の屈伸角度 θ_3 が $\theta_3=0[\text{deg}]$ 付近のとき大胸筋・三角筋がともに最大力を出すことができる。上腕の伸展運動の主な筋肉は三角筋後部・大円筋(m. teres major)・後背筋である。 θ_3 が大きいときの方が三角筋後部・後背筋が収縮しやすく大きな力を出すことができている。

肘の屈曲運動の主な筋肉は上腕筋(m. brachialis)・上腕二頭筋(m. biceps brachii)である。 $\theta_4=70[\text{deg}]$ のとき筋肉の向きと尺骨(ulna)・橈骨(radius)の向きが垂直になり図 4.12 から分かるように大きなモーメントを発生することができるので発生トルクは大きくなっている。肘の伸展の主な筋肉は上腕三頭筋(m. triceps brachii)である。肘が伸びているときは上腕三頭筋と尺骨・橈骨の向きがほぼ一致してしまい発生トルクが小さくなる。

ここで、最大発生力に手首の及ぼす影響を実験的に調査する。実験の概略図を図 4.13 に示す。前腕が移動しないように固定し、ハンドルを介して手首に力を加え、手首の等尺性収縮において耐えうる力を計測する。計測した力をもとに手首で発生しているトルクを算出した。計測は3回行った。

本実験の結果と最大発生力の測定実験において手首が発生しているトルクの最大値を表 4.1 に示す。なお、最大発生力の測定実験における手首が発生しているトルクの最大値とは、各計測点において、手先発生力の前腕の向きに垂直な成分を手首の発生するトルクに換算した値の中で最大の値を表している。

最大発生力の測定実験における手首の発生トルクは本実験で求めた等尺性収縮において耐えうるトルクよりも小さいことが分かる。したがって手先における最大発生力は手根を動かす筋肉によって制約されていないことが明らかである。

Table 4.1 Torque of the wrist which can withstand in isometric contraction

	$\tau(\text{Flexion})[\text{N}\cdot\text{m}]$	$\tau(\text{Extension})[\text{N}\cdot\text{m}]$
1 st measurement	10.90	11.80
2 nd measurement	11.32	11.80
3 rd measurement	11.39	11.66
Maximum value in the experiments in 4.2.1 and its coordinate	7.484 (0.47, -0.375)	9.047 (0.47, 0.125)

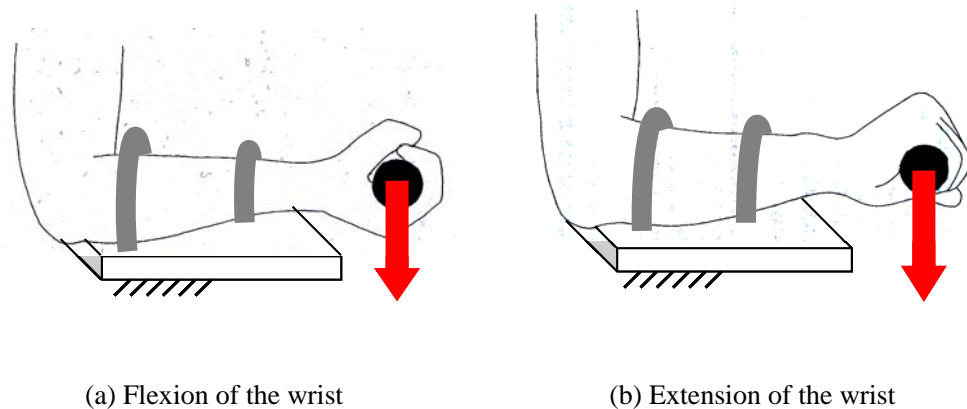


Fig. 4.13 View of the experiments for measurement the torque of the wrist which can withstand in isometric contraction

4.2.3 座面反力の測定

上体を動かないように拘束した状態で発生できる力よりも椅子に座った状態で発生できる力は小さくなる。それは座面から得られる反力よりも大きな力を手先で発生することはできないからである。そこでこの反力を考慮し、手先で発生することのできる最大の力と方向を把握する。椅子に座った状態で発生する力が、上体が拘束された状態において手先で発生する力よりも小さい値となる力の方向では、座面からの反力が十分得られないために小さくなっているのであり、このときの値は座面の反力に一致すると考えられる。そこでこれを座面反力と呼ぶことにする。本項では座面反力を把握するための実験を行った結果について述べる。なお、座面から物理的に受けることのできる反力が手先発生力よりも大きい場合については手先で発生する力の大きさを座面反力とする。実験の概略図を図 4.14 に示す。被験者には 6 軸力覚センサに取り付けられたハンドルを握り 45[deg] 間隔で 8 方向に力を入れ発生力を計測した。ハンドルの位置は力を出していないときの肩の位置から 0.25[m] の距離の矢状面上とし、被験者が力を出しやすい上肢の姿勢のとき被験者は出しうる

最大の力を発生すると考えて、体からハンドルまでの距離とハンドルの高さは力を出す方向に応じて被験者が力を出しやすいように調整してもらった。本実験も下肢障害者を想定し、足を地面につけず、上体は動かさないようにして行う。

実験結果を図 4.15 に示す。極座標グラフの円周方向は力の発生方向 ϕ [deg]、半径は力の大きさ F_{remax} [N]である。

椅子の背もたれから反力を得ることのできない $\phi=180$ [deg]となる方向は発生力が小さくなっていることが分かる。また、 300 [deg]付近においても発生力が小さくなっているが、これは本実験で用いた椅子の背もたれが傾斜しているので、十分な反力を得られなかったためである。 270 [deg]付近では重力を反力とすることができるため発生力が大きくなっている。椅子から十分な反力を得ることが可能な方向についての発生力は上肢の筋力が発生する最大発生力と同じ値であると考えられる。

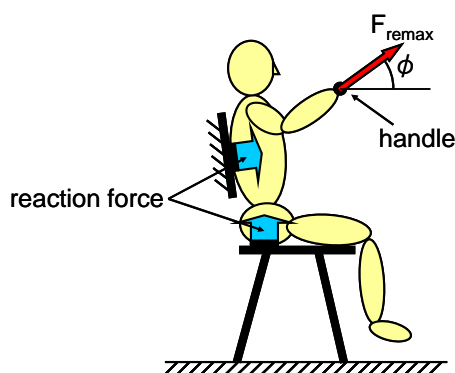


Fig. 4.14 View of the experiment for measurement of the reaction force from seat and backrest

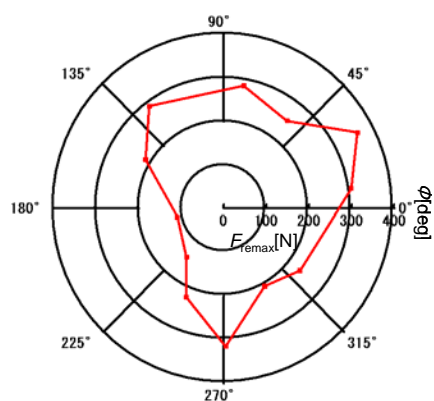


Fig. 4.15 Relationship between the reaction force and the force direction

4.2.4 人間の上肢の発生力特性のまとめ

以上の実験により得られた人間の発生力特性を要約すると以下の通りである。

- (1) 人間は力の発生方向によって肩・肘の位置を変え、発生トルクの大きい関節を効果的に利用して手先における発生力を大きくしている。なお、この結果にしたがい、本研究では第 4.2.1 項の実験における計測データより各測定点における力の発生方向に対する各関節角をデータベースとして構築した。
- (2) 手先での発生力は椅子から受けられる座面反力の大きさに影響を受ける。
- (3) 手先での最大発生力は手首の発生トルクによる制約を受けない。

4.3 福祉機械開発のための人間の上肢力学モデル

歩行椅子のパワーアシスト駆動系を使用者個人の力学特性に応じて設計するためには、使用する人間のクランク駆動特性を把握することができなければならない。ところが、クランク駆動特性を把握するためにはパワーアシスト駆動系の設計変数を変えながら、使用する人間がクランク駆動実験を行い、最適な値を選択するという方法を行わなければならない。実験量が膨大になってしまい実用的ではない。そこで、簡便に行うことができる実験で使用する人間の上肢の力学特性を把握し、その力学特性を用いてクランク駆動特性を求めることができる上肢の力学モデルが必要である。本節では前節の実験で得られたデータに基づいて上肢の力学モデルを提案する。

ここで提案するモデルは、人間の上肢が入力した動力を有効活用できること、人間が心地よく駆動できることを実現するパワーアシスト駆動系の設計に適用することが目的である。特に後者については評価が難しいが、人間の手先での発生力が大きい位置・方向では人間は駆動しやすく、心地よく感じると考え、両者を配慮して、手先での各位置、各方向への最大発生力によって人間の上肢の力学特性を表すこととし、このための力学モデルを考える。

4.3.1 解析モデル

人間の腕は肩、肘、手首の3つの関節により構成されているが、前節で最大発生力は手根を動かす筋肉の制約を受けないことが明らかとなっているので、肘より先の部分を1つの剛体リンクとして考える。人間は力を入れる方向によって手首の関節角度を調整して力を入れやすくしているが、このことによる肩・肘の関節角度の変化は微小であり、その発生トルクの変化はほとんどないと考えられる。よって前腕と手を1つの剛体リンクと考えても最大発生力の変化は微小であるので、本節では上腕と前腕の2つのリンクによって構成される人間の上肢のモデルを作成する。

提案する上肢のモデルを図 4.16 に示す。前節の結果より、肩関節が力を出しやすい位置へ移動することから、提案する人間の上肢の力学モデルは並進3自由度(P_1, P_2, P_3)、上腕の回転3自由度(R_1, R_2, R_3)および肘の回転1自由度(R_4)の合計7自由度を有するものとした。リンク 1 から 5 は長さゼロの仮想リンクである。 R_1, R_2, R_3 はそれぞれ上腕の外転・内転、外旋・内旋、屈伸の運動をモデル化した回転対偶であり、それらの回転軸は直交しており、これらの3つの対偶により肩関節をモデル化する。 R_4 は肘関節をモデル化した対偶である。上腕の屈伸と肘の屈伸は二関節筋である上腕二頭筋と上腕三頭筋が大きな役割を果たしており、それぞれの関節運動は独立して考えることができない。よって上腕の屈伸運動と肘の屈伸運動は同一平面において運動するモデルとした。人間が物体を操作する場合は操作する物体と前腕や上腕、肩甲骨の位置を動かすことで圧力角を変化させ、小さなトルクしか発生できない関節をできるだけ使用しないようにし、大きな力を発生しやすい関節角度になるようにしている。このような人間の関節角度の特性は、肩関節の中心が直進待遇 P_1, P_2, P_3 によって移動するとともに、 $R_1 \sim R_4$ の対偶変位もそれに応じて変化することでモデル化する。

上記の2リンク7自由度モデルに各関節の発生トルクと座面反力の影響を考慮した制約条件を

与えて、手先における発生力を求める。

4.3.2 手先における発生力と関節トルクの関係

各回転対偶 R_1, R_2, R_3, R_4 の角度を $\theta = [\theta_1, \theta_2, \theta_3, \theta_4]^T$, トルクを $\tau = [\tau_1, \tau_2, \tau_3, \tau_4]^T$ とし, 各対偶角度 θ_i の定義を図 4.17 に示す. 図 4.17 では R_1, R_2, R_3 をまとめて球対偶 S_{sh} と表している. また, 図 4.17(a) では x 軸は紙面に垂直で手前向きとし, 説明を容易にするため R_4 の回転軸が X 軸と平行となる $\theta_2 = \theta_3 = 0$ [deg] のときを図示している. 図 4.17(b) は link6 が y 軸と平行となる $\theta_1 = \theta_3 = 0$ [deg] ときに $\theta_4 = 90$ [deg] となったときであり, 図 4.17(c) は z 軸が紙面に垂直で手前向きとし R_4 の回転軸が z 軸と平行となる $\theta_1 = \theta_2 = 0$ [deg] のときを表している.

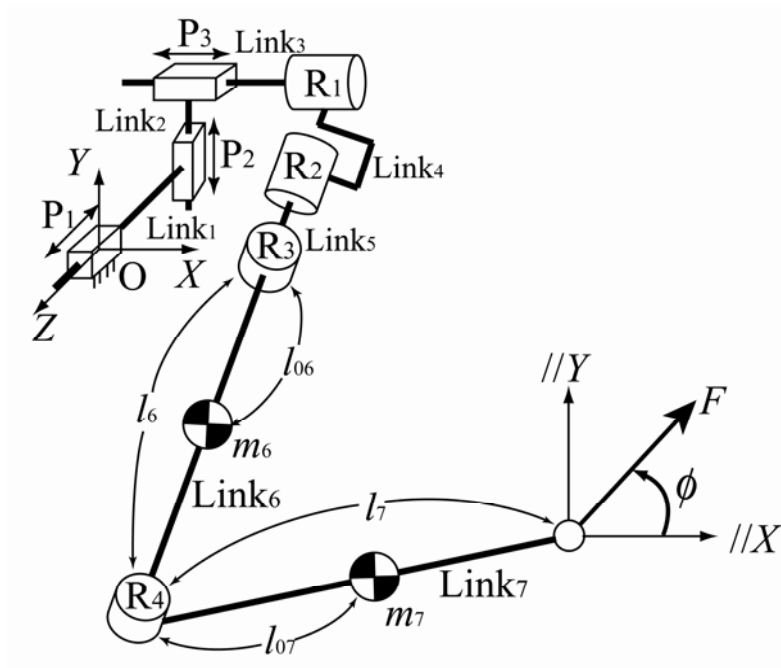


Fig. 4.16 Kinestatic model of the human arm

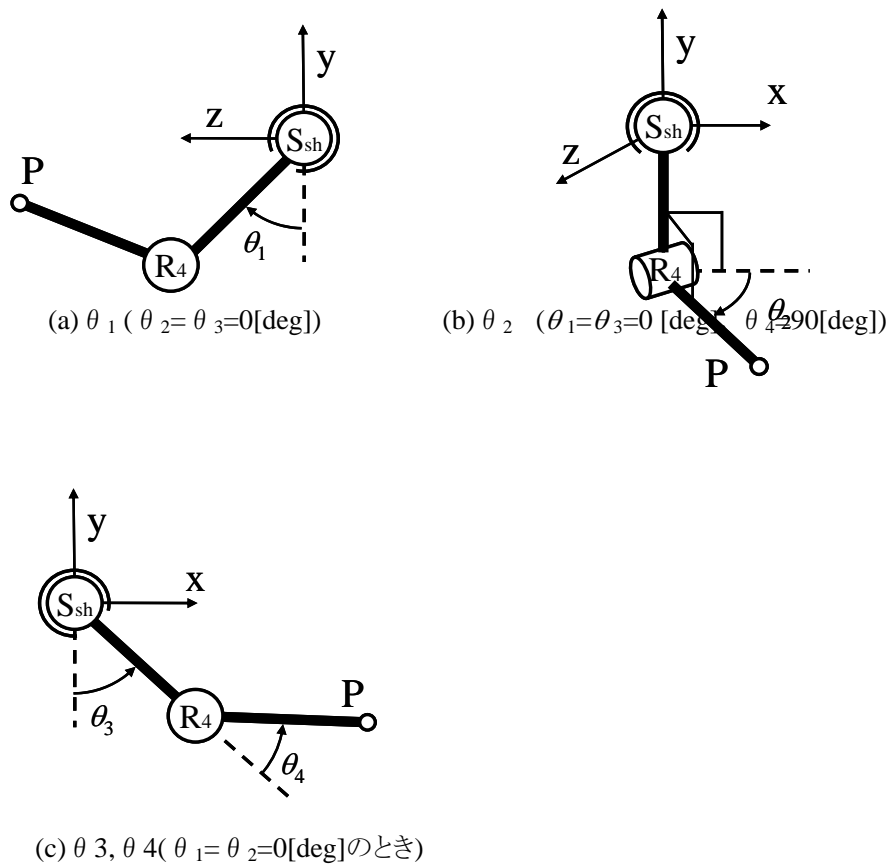


Fig. 4.17 Definition of the joint angle

$P_1 \sim P_3$ の直進対偶を固定した状態を考える。

回転対偶 $R_1 \sim R_4$ のトルク $\boldsymbol{\tau}$ と手先における発生力 $\boldsymbol{F} = [F_x, F_y, F_z]^T$ および各リンクにかかる重力による関節トルク $\boldsymbol{g}(\boldsymbol{\theta})$ の間には 3×4 の行列式 $\boldsymbol{J}(\boldsymbol{\theta})$ を用いて式(4.1)のような関係がある。

$$\boldsymbol{\tau} = \boldsymbol{J}^T(\boldsymbol{\theta})\boldsymbol{F} + \boldsymbol{g}(\boldsymbol{\theta}) \quad (4.1)$$

式(4.1)中の $\boldsymbol{J}^T(\boldsymbol{\theta})$ を式(4.2)のように表すと、その成分 a_{ij} ($i = 1, 2, 3$ $j = 1, 2, 3, 4$) は式(4.3)のように表せる。

$$\boldsymbol{J} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & a_{14} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & a_{24} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & a_{34} \end{bmatrix} \quad (4.2)$$

$$\begin{aligned}
a_{11} &= 0 \\
a_{12} &= l_6(-S\theta_2 S\theta_3) + l_7(-S\theta_2 S(\theta_3 + \theta_4)) \\
a_{13} &= l_6 C\theta_2 C\theta_3 + l_7 C\theta_2 C(\theta_3 + \theta_4) \\
a_{14} &= l_7 C\theta_2 C(\theta_3 + \theta_4) \\
\\
a_{21} &= l_6(S\theta_1 C\theta_3 + C\theta_1 S\theta_2 S\theta_3) + l_7(S\theta_1 C(\theta_3 + \theta_4) + C\theta_1 S\theta_2 S(\theta_3 + \theta_4)) \\
a_{22} &= l_6 S\theta_1 C\theta_2 S\theta_3 + l_7 S\theta_1 C\theta_2 S(\theta_3 + \theta_4) \\
a_{23} &= l_6(C\theta_1 S\theta_3 + S\theta_1 S\theta_2 C\theta_3) + l_7(C\theta_1 S(\theta_3 + \theta_4) + S\theta_1 S\theta_2 C(\theta_3 + \theta_4)) \\
a_{24} &= l_7(C\theta_1 S(\theta_3 + \theta_4) + S\theta_1 S\theta_2 C(\theta_3 + \theta_4)) \\
\\
a_{31} &= l_6(C\theta_1 C\theta_3 - S\theta_1 S\theta_2 S\theta_3) + l_7(C\theta_1 C(\theta_3 + \theta_4) - S\theta_1 S\theta_2 S(\theta_3 + \theta_4)) \\
a_{32} &= l_6 C\theta_1 C\theta_2 S\theta_3 + l_7 C\theta_1 C\theta_2 S(\theta_3 + \theta_4) \\
a_{33} &= l_6(-S\theta_1 S\theta_3 + C\theta_1 S\theta_2 C\theta_3) + l_7(-S\theta_1 S(\theta_3 + \theta_4) + C\theta_1 S\theta_2 C(\theta_3 + \theta_4)) \\
a_{34} &= l_7(-S\theta_1 S(\theta_3 + \theta_4) + C\theta_1 S\theta_2 C(\theta_3 + \theta_4))
\end{aligned} \tag{4.3}$$

ここで l_6, l_7 は図 4.16 におけるリンク 6 とリンク 7 の長さであり、その数値は被験者の上腕の長さおよび前腕の長さとした。なお、 $\sin(\theta_i)$ 、 $\cos(\theta_i)$ はそれぞれ $S\theta_i$ 、 $C\theta_i$ として表記している。また、重力トルク $\mathbf{g}(\boldsymbol{\theta})$ はリンク 6 とリンク 7 の重心に上腕および前腕のそれぞれの質量が集中して存在するとして求めた。上腕および前腕の重心の位置 l_{06}, l_{07} は阿江らの身体部分係数⁽⁵²⁾を人間の体重にかけることで求めた。

4.3.3 制約条件

提案するモデルを用いて手先の最大発生力を求める際に、4.2 節で行った実験において得られた人間の上肢の力学特性を反映するように以下に示す 3 つの制約条件を導入する。

各回転対偶の発生トルク τ_i について、式(4.4)で示すような制約を与える。

$$-\tau_{ie\max} \leq \tau_i \leq \tau_{if\max} \tag{4.4}$$

$\tau_{ie\max}$ 、 $\tau_{if\max}$ はそれぞれ 4.2 節で実験により計測した各関節のトルクの正負側(正:外転, 外旋, 屈曲; 負:内転, 内旋, 伸展)の絶対値の最大値を各関節の角度 θ_i の関数としてスプライン補間して求めたもの(図 4.9 の実線)であり、各関節角の関数である。 θ_i および \mathbf{P}_i の変位は手先の座標(x_p, y_p, z_p)と力の発生方向 ϕ の関数であり、実験により計測した値をスプライン補間して求めて用いる。

人間の筋肉は 2 関節筋をはじめとして一つの筋肉がただ一つの関節を動かすのではなく、一つの筋肉が複数の関節に関与している。そこで、本研究ではある関節の運動が最大のトルクを発生

しているときに同時に別の関節においても最大のトルクを発生することはできないと考え、この特性をモデルに反映するために式(4.5)で表される変数 n_i を用い、式(4.6)で表されるような制約を与えて、各回転対偶の発生トルクを制限する。

$$n_i = \begin{cases} 0 & (-k_2\tau_{ie\max} \leq \tau_i \leq k_2\tau_{if\max}) \\ 0.6 & (-k_1\tau_{ie\max} \leq \tau_i < -k_2\tau_{ie\max}, k_2\tau_{if\max} < \tau_i \leq k_1\tau_{if\max}) \\ 1 & (\tau_i < -k_1\tau_{ie\max}, k_1\tau_{if\max} < \tau_i) \end{cases} \quad (4.5)$$

$$\sum_i n_i < 2 \quad (4.6)$$

変数 n_i は各回転対偶で発生するトルク τ_i の $\tau_{ie\max}$ および $\tau_{if\max}$ に対する割合と k_1, k_2 の大小関係により値が決定され、その和は 2 を超えてはならないとした。これにより、ある対偶でこの割合が k_1 を超えた場合、その割合が k_2 を超えることのできる対偶は一つだけとなり、また、ある対偶が k_2 を超える場合、残り二つの対偶しか k_2 を超えることはできなくなる。式(4.5)における n_i の数値の分類や許容値 2 などは実験結果をもとに試行錯誤により決めたものである。 k_1, k_2 は式(4.7)、式(4.8)で表されるように力の発生方向 ϕ 、原点 O と手先を結んだ直線と x 軸のなす角 α および手先の座標 x_p の関数とした。 α は式(4.9)で表す。

$$k_1 = \{0.65 - 0.1\cos(\phi - \alpha)\} \{-(x_p - 0.6)^2 + 1\} \quad (4.7)$$

$$k_2 = \{0.5 - 0.1\cos(\phi - \alpha)\} \{-(x_p - 0.6)^2 + 1\} \quad (4.8)$$

$$\alpha = \tan^{-1}(y_p / x_p) \quad (4.9)$$

人間の上腕の外旋・内旋運動は上腕の屈曲運動と同じ筋肉を用いることが多いので、これらの運動を同時に行うような前腕の向きと力の発生方向のなす角度が大きい場合は発生力が小さくなる。このことをモデル化するために α を導入し、式(4.7)、式(4.8)の 1 つ目の中括弧にその効果を表現した。モデルでは手先が肩に近くなるような場合を可動限界とし、式(4.7)、式(4.8)の 2 つ目の中括弧の関数を導入して k_1, k_2 が小さくなるようにしている。式(4.7)、式(4.8)に含まれる数値 0.65, 0.1, 0.6, 1 は提案モデルを用いた解析結果と実験結果の誤差を比較して試行錯誤的に定めた値である。

椅子から受けることができる座面反力の影響は手先での発生力 F に(4.10)式で示される制約を与えることでモデル化する。

$$F(\phi) \leq F_{re\max}(\phi) \quad (4.10)$$

$F_{re\max}(\phi)$ は 4.2.3 項で計測した座面反力を 3 次スプライン補間することで求めた値であり、力の発生方向 ϕ の関数である。

上腕の外旋運動は他の上肢の関節の運動と比較して発生トルクが小さいので、人間は上腕が外旋するような場合には最大の外旋トルクが発生できるように肘・肩甲骨の位置を移動させている。

よってシミュレーションでは外旋運動の発生トルクは式(4.11)に示すように実験により求めた最大関節トルクを用いる.

$$\tau_{3f\max}(\theta_3) = 21.67 \text{ N}\cdot\text{m} \quad (4.11)$$

4.3.4 最大発生力の計算方法

手先での最大発生力を解析するために必要な上肢の力学特性を表す変数は以下の通りであり, 4.2 節で行った実験によって求める.

- ① 各関節の最大発生トルクと関節角度の関係
- ② 上腕, 前腕の長さ
- ③ 上腕, 前腕の質量
- ④ 手先の位置および力の発生方向に対応した各関節の角度
- ⑤ 座面反力の大きさと力の発生方向の関係

最大発生力を求める再帰的な計算アルゴリズムのフローチャートを図 4.18 に示し, 具体的には以下の手順に従って手先における最大発生力を求める.

- 1) 手先の座標(x_p, y_p)および手先発生力 \mathbf{F} の方向 ϕ を定める.
- 2) 手先発生力 \mathbf{F} の大きさの初期値を与える. なお, クランクの回転軸が矢状面に垂直であることから解析では人間の手先発生力は $F_z=0$ としている.
- 3) (4.1)式を用いて関節トルク $\boldsymbol{\tau}$ を求める. このときの行列 \mathbf{J} や重力項で必要となる関節角度 $\boldsymbol{\theta}$ は 4.2 節の実験を行ったとき同時に計測した関節角度を3次スプライン補間することで求めた値であり, 手先の座標(x_p, y_p)および力の発生方向 ϕ の関数である.
- 4) 3)で求めた関節トルク $\boldsymbol{\tau}$ に関して(4.4)式を満たしているか確認する.
- 5) 3)で求めた関節トルク $\boldsymbol{\tau}$ に関して(4.6)式を満たしているか確認する.
- 6) 手先発生力 \mathbf{F} が(4.10)式を満たしているか確認する.
- 7) 手先発生力 \mathbf{F} の大きさに微小値 δF を加える.
- 8) 3)に戻る.

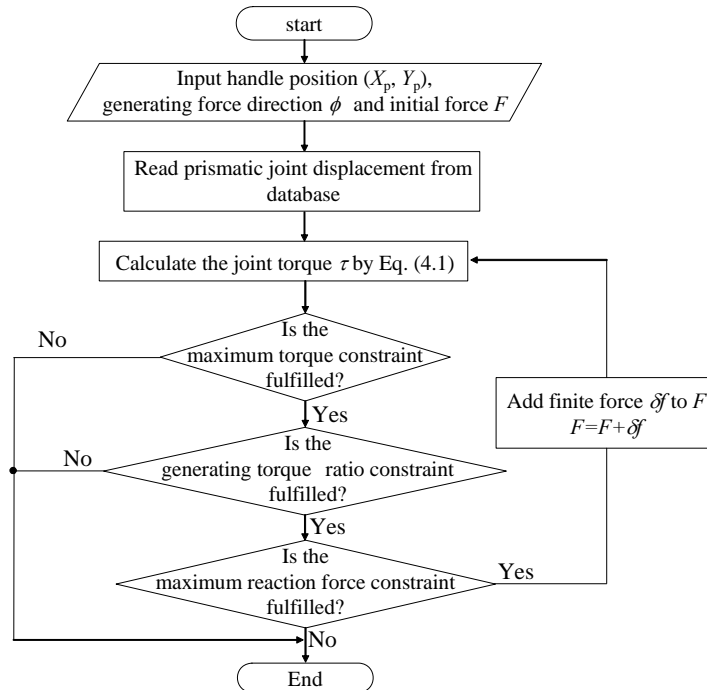


Fig. 4.18 Flowchart of the process for calculating the maximum generating force

解析ループを回していき、制約条件を満たさなくなったときの手先発生力 \mathbf{F} が手先座標 (x_p, y_p) および手先発生力 \mathbf{F} の方向 ϕ に対する最大発生力である。

解析においては肩関節の座標は手先における力の発生方向 ϕ [deg] と手先の座標 (x_p, y_p, z_p) の関数となっている。図 4.16 に示すように静止座標系 $O\text{-}XYZ$ における手先の座標と手先における発生方向から各対偶の関節角度が求まり、その結果肩関節の座標が定まる。

4.3.5 解析結果と実験結果の比較

作成した上肢のモデルを用いて解析した結果を図 4.19 に示す。被験者の上肢の慣性特性は阿江ら⁽⁵⁴⁾の推定方法も用いて計算を行った。用いた数値を表 4.2 に示す。図 4.19 は手先が図 4.3 での位置 Q にある場合の解析結果と実験結果を示している。図 4.19 からわかるように、解析結果は実験結果と概ね一致し、制約条件を加えた場合により正確な実験結果が得られた。

また図 4.20 には手先位置が N, F にある場合の解析結果と実験結果を示す。図より作成した上肢の 2リンク 7 自由度モデルは、図 4.20(a) のような肩より下側にハンドルがある場合は、前腕の向きと力の発生方向が一致するとき発生力が大きくなるという特徴を有しており、実験値との誤差も少な

いことが分かる。しかし図 4.20(b)のように肩より上側にハンドルがある場合は解析結果は発生力の方向特性をあまり反映していない。この誤差の原因としては次の要因が考えられる。

1. モデルの関節角度と実際の関節角度の誤差

OPTOTRAK を用いて肩甲骨肩峰と上腕骨外側上顆のすぐ上の皮膚につけたマーカーの位置を計測し、これにより関節角度を計測しているが、このように求めた関節角度はモデルで定義されている関節角度と完全には一致していない。また、腕を動かすことによってマーカーと骨の相対的な位置が若干変化してしまうことも考えられる。

2. モデルの関節トルクと実際の関節トルクの誤差

関節トルクの計測はバンド・紐を介して力覚センサに与えられた力の成分から求めている。このとき紐と腕を直角にしなければならないが、その直角の精度は人間の目視による確認程度なので厳密に直角だったかどうかは分からない。また紐は矢状面上になければならないが、実験装置のスペースの問題により矢状面上からわずかに離れた場合も考えられる。

3. 3次スプライン補間によるモデルと実験値の誤差

モデルでは実験で計測した関節角度と各関節の発生トルクを 3 次スプライン補間し手先における発生力を計算しているが、3次スプライン補間した値は必ずしも実際の値一致していない。

4. 計測のたびに値が変化する、人間の不確定な特性

人間の筋力は体調、気分によって変わってしまう。また、計測は全て同時に行ったわけではないので被験者の筋力が変わってしまったことも考えられる。

以上のような誤差の原因が考えられるが、クランクを駆動することができる範囲においては全体的に実験値とシミュレーション結果はよく一致していることから、本研究では作成したモデルは人間の上肢の力学特性を反映しているとして、このモデルを用いて人間のクランク駆動特性を考察していくこととする。

Table 4.2 Mass and length properties of the subject's arm

m_6	m_7	l_6	l_7	l_{06}	l_{07}
1.70kg	1.01kg	0.25m	0.35m	0.13m	0.13m

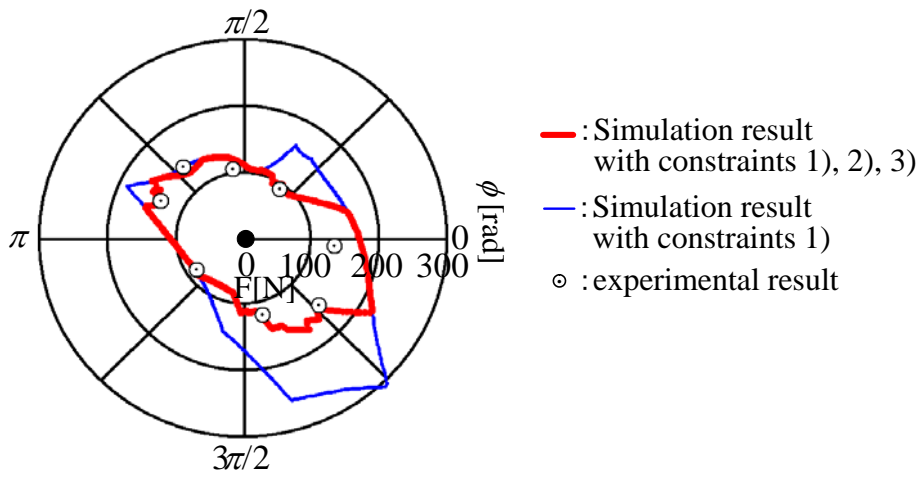
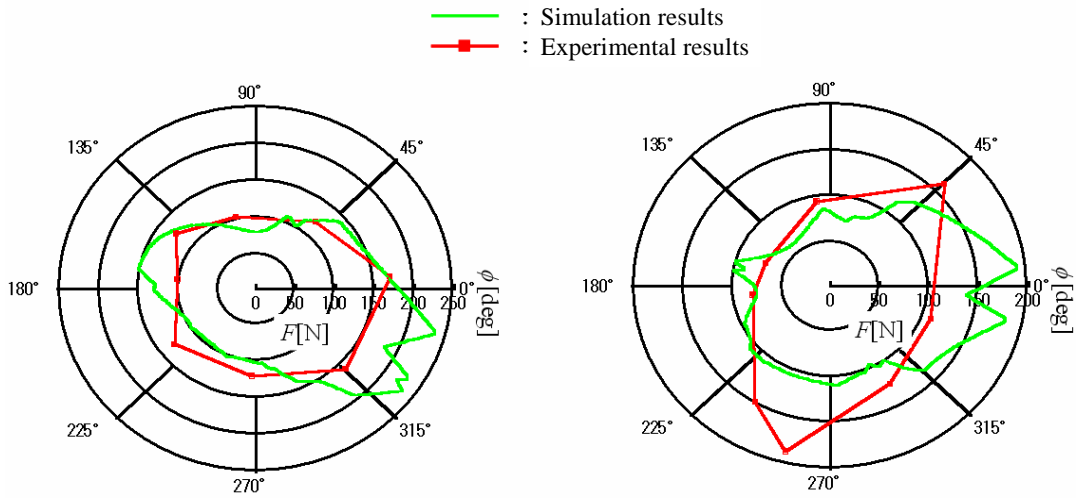


Fig. 4.19 Relationship between the maximum generating force and its direction obtained with simulation and experiment at the position $Q(0.32, -0.25)$



(a) $N(0.47, -0.125)$ (b) $F(0.47, 0.125)$
 Fig. 4.20 Relationship between the maximum generating force and its direction obtained with simulation and experiment

4.4 胴体を含む上半身力学モデルの考察

前節までにおいて片腕クランク駆動時の手先の位置・上肢の姿勢と手先での最大発生力の関係を明らかとし、片腕の上肢力学モデルを提案した。片腕だけでも十分な場合も多いが胴体までも含めて入力することも考えられるため、ここでは胴を含んだ上半身力学モデルについて考察する。片腕による駆動は操縦者が不自然な感覚を感じることで、左右のバランスが大事であること、胴の筋肉が有効利用できないことから、両腕の駆動形についての検討する。使用者個々の特性に対応した駆動系の開発のために、個人差のあるパラメータを容易に同定できるような単純なモデルが望ましく、また、左右の腕の姿勢の係わり合いについて表現できるような胴の部分を含めた上肢モデルを考える。

4.4.1 上肢の基礎モデルの構築

(1) 実験的考察

実際に上肢で福祉機械を駆動する際とほぼ同じ運動を行う際の上肢の運動を測定する。本節では最も単純であると考えられる直線経路に沿って手先を動かす際の上肢の運動を測定した。太田⁽⁴⁴⁾らの研究によると、クランク回転作業において人間は手先力ベクトルの変化が少なくなるような筋力の使い方をしており、その結果クランク接線方向以外の方向にも力を加えながら作業を行っている。クランク駆動時は有効な仕事に使われる力の方向が常に変化するのに対し、直線経路に沿った駆動では、向きが変わる時を除いて常に必要な力の方向は一定である。また、手先を伸ばす方向に長い楕円のような経路を用いると胴体の力も有効に利用できる。このように、手先を直線軌道で動かす際の力学特性は、クランク駆動を想定したものとはことなるので実験を行うことは有効かと考える。

図 4.21 のような実験装置を用いた。リニアガイドに6軸力センサを介してハンドルを取り付けた。被験者にはそのハンドルを直線往復運動してもらった。ハンドルにはおもりで一定負荷を与え、おもりは被験者がハンドルを押す方向・引く方向に力を発生させる向きに取り付けることができるようにした。リニアガイドの傾きは変化させることができるようにした。

上肢の姿勢の測定には OPTOTRAK を用いた。マーカーは常に OPTOTRAK のカメラから見える位置になければならない。そこで、腕と胴の姿勢がわかるように図 4.22 に赤で示した位置にマーカーを貼付した。姿勢が変化しても骨と皮膚の位置関係の変化の少ない骨の突起する主な場所として、尺骨茎状突起、上腕骨外側上顆、肩甲骨肩峰、上腕骨外側上顆、第7頸椎棘突起、第7胸椎棘突起を選び、マーカーを貼付した⁽⁵⁵⁾。さらに、腰、肋骨の右脇、上腕の中央、ハンドルにもマーカーを貼付した。

スライダを $\alpha = 0,45, -30\text{deg}$ の向きに取り付け、それぞれの場合について両腕・片腕で連続的にハンドルに届く限り往復運動をしてもらった。おもりによる負荷は被験者に押す方向の力を発生させる向きと引く方向の力を発生させる向きの 2 通りとした。おもりは、最終的につくる駆動系の負荷を想定し、片腕のときは 1kg、両腕のときは 2kg の負荷が被験者にかかるようにした。1 回の試行に

ついてハンドルを 100 回往復してもらい、被験者がその運動に慣れてくる 100 回目近くのデータについて各関節の位置・関節角変位を算出しそれらの特徴を調べた。

また、図 4.23 は実際の実験装置の様子を写した写真である。

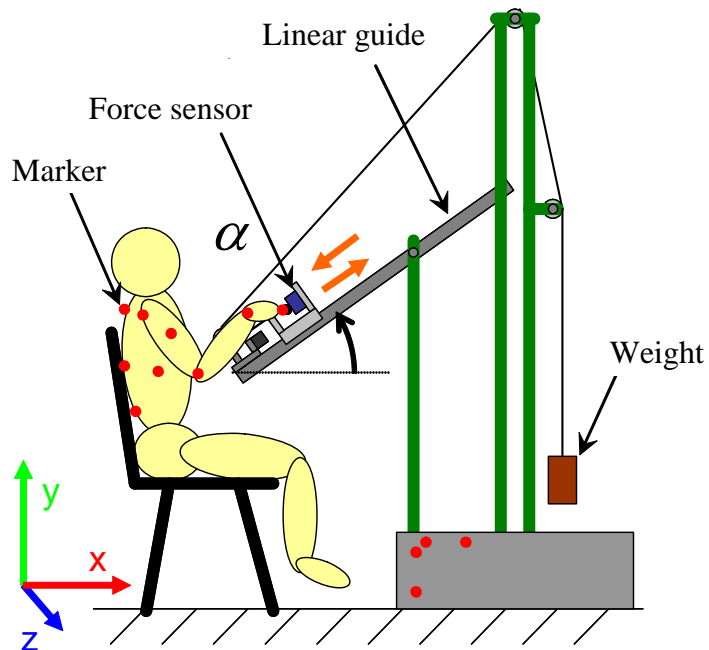


Fig. 4.21 Schematic view of the experimental apparatus for driving along liner path

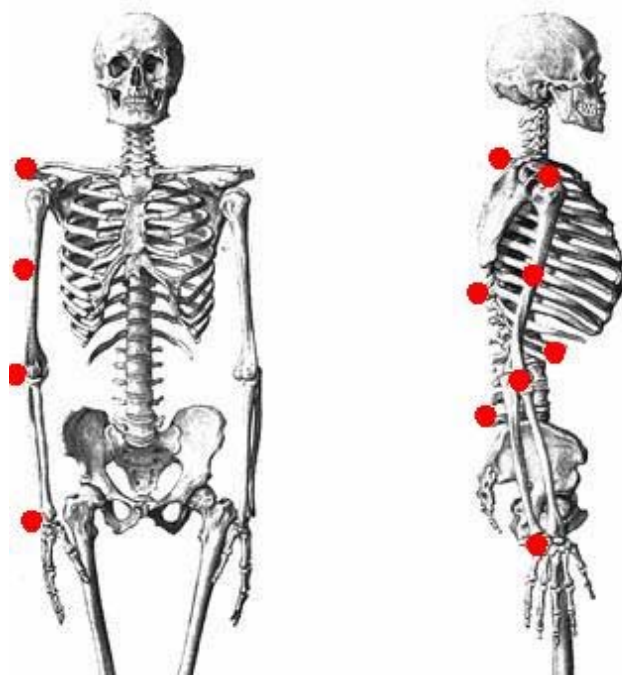


Fig. 4.22 Marker positions used in the experiment
(Figure from <http://web.sc.itc.keio.ac.jp/anatomy/anatomy/anatomy.html>)



Fig. 4.23 View of the experiment

(2) 上半身の基礎モデル

両腕を含んだ人間の上半身のモデルに発展させていくのがここでの最終目的であるが、実験では片腕のデータしかとれないので、まずその実験データに基づき片腕のモデルについて考える。

上半身モデルを図 4.24 のように胸関節・鎖骨関節・肩関節・肘関節・手首関節と胸リンク・肩リンク・上腕リンク・前腕リンク・手リンクで構成されるモデルで構成する。本来肩関節には、鎖骨と肩甲骨の結合部と肩甲骨と上腕の結合部にそれぞれ関節があるが、単純化のため、一つの球対偶で表す。肘関節は 1 軸の回転対偶で表す。手首についても単純にするため 1 つの球対偶で表す。

静止座標系と各リンクの座標系を図 4.24 のように定義する。

まず、スライダの方向のベクトルの水平方向成分で実験参加者から遠ざかる向きを x 軸とし、 y 軸を鉛直上向きとし、 z 軸は x 軸と y 軸により右手座標系を構成する方向にとった静止座標系 O - xyz を設定する。原点は OPTOTRAK の原点とする。

続いて、各リンクにも動座標系を設置する。

胸座標系は鉛直上向きを y 軸とする。 z 軸を胸関節の y 軸回転中心と肋骨の脇に添付したマーカーを結ぶ方向の y 軸に直交する方向とする。 x 軸は y 軸と z 軸により右手座標系を構成する方向とする。

肩座標系について、 z 軸を鎖骨関節中心と肩関節中心を結ぶベクトルとする。 x 軸は鉛直上向きの単位ベクトルと z 軸方向の単位ベクトルの外積により求まるベクトルの方向とする。 y 軸は z 軸と x 軸に対して右手座標系を構成するように設定する。

次に上腕座標系と前腕座標系について述べる。上腕座標系の x 軸を肩関節中心と肘関節中心を結ぶ方向とし、前腕座標系の x 軸を肘関節中心と手首関節中心を結ぶベクトルをとる。上腕座標系 x 軸ベクトルと前腕座標系 x 軸ベクトルの外積で求まるベクトルの方向を上腕・前腕両方の座標系の y 軸ベクトルとする。どちらについても z 軸は x 軸と y 軸により右手座標系を構成する方向に

設定する。

最後に手座標系について、実験装置の構造により静止座標系の z 軸とハンドルの向きが一致するので、 z 軸は静止座標系 z 軸と同じ方向に設定する。手首関節中心からハンドルに向けたベクトルで、 z 軸と直交するベクトルを x 軸とし、 y 軸は z 軸と x 軸により右手座標系を構成する方向とする。

4.4.2 上半身姿勢解析

(1) 腕の姿勢決定方法

肩からハンドルにかけては、肩とハンドルの位置と姿勢が与えられた場合、ハンドルの軸回りの手の回転角即ち手首の静止座標系 Z 軸回りの回転と肘についての肩と手首を結ぶ軸回りの2自由度が残る。

腕の姿勢の決定方法として、辻ら⁽⁴²⁾の研究を参考にする。図 4.25 の腕のモデルについて考える。

$$\tau = J(\theta)^T F \quad (4.12)$$

を満たす 5×7 のヤコビ行列 J を求める。ここで $\tau = [\tau_1, \tau_2, \tau_3, \tau_4, \tau_5, \tau_6, \tau_7]^T$ は各関節のトルク、 $\theta = [\theta_1, \theta_2, \theta_3, \theta_4, \theta_5, \theta_6, \theta_7]^T$ は各関節角度、 $F \in R^5$ は作業空間における手先力を表す。手先は手座標系 Z 軸回りの回転以外は拘束されているので、手先力・手先変位は 5 次元で表される。ヤコビ行列の擬似逆行列 $J^\#$ を用いて、

$$d\theta = J^\#(\theta)dX \quad (4.13)$$

によって手先の微小変位 dX から各関節の微小角変位 $d\theta$ を求め、順次姿勢を決定していく。

この方法を用いて、各試行について、実験で得た初期姿勢とサンプリング周期ごとの肩関節とハンドルの位置のみから姿勢変化を算出した。両腕で水平に押す場合の実験値と計算値の比較を肘の位置について行った結果を図 4.26 に示す。これらの結果から、腕の姿勢の決定に式 (4.13) に基づく方法を用いることとする。

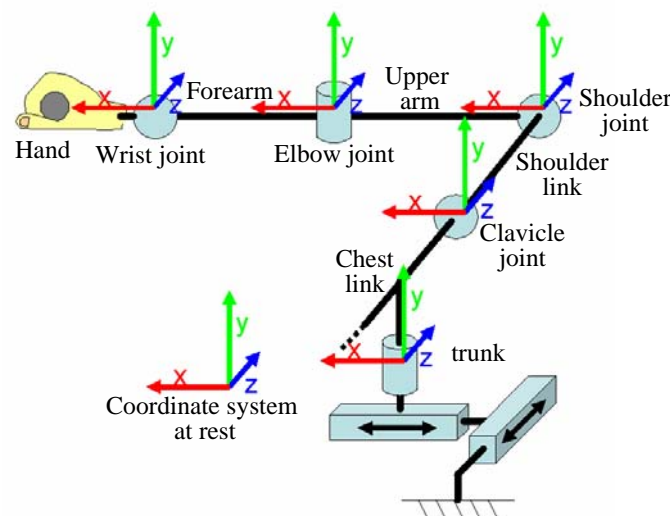


Fig. 4.24 Basic model of the human's upper body (Single arm)

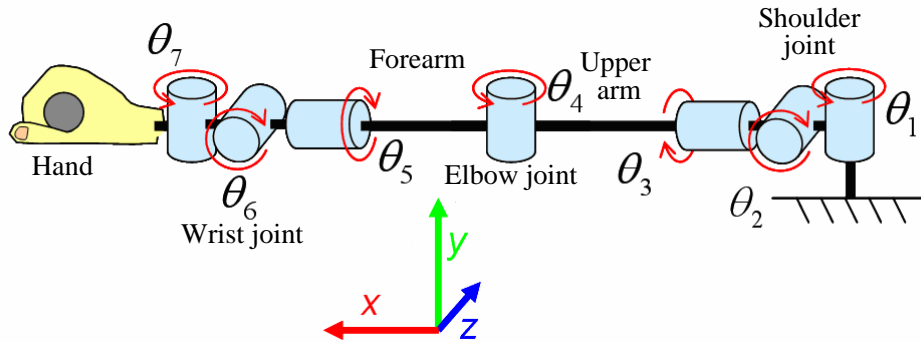


Fig. 4.25 Model of the human arm

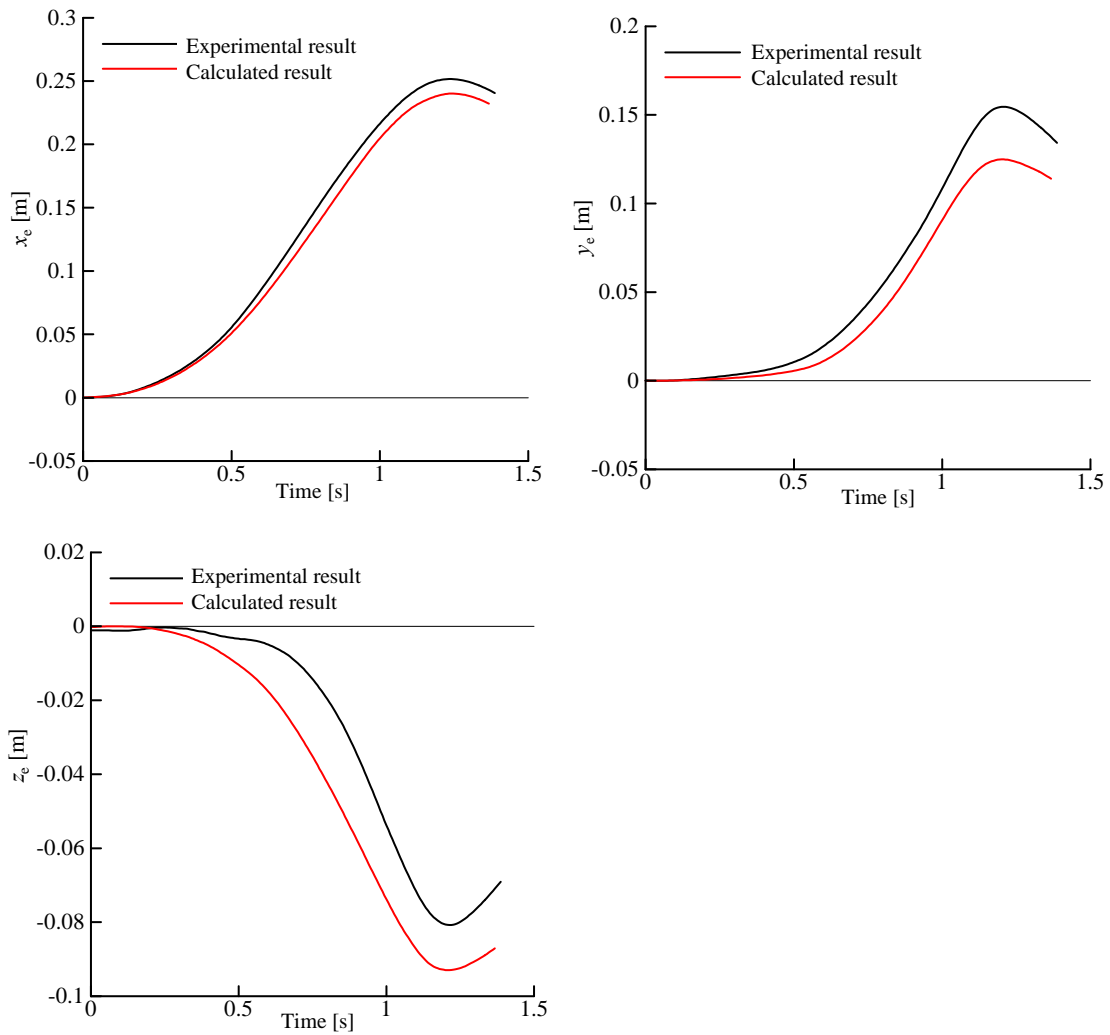


Fig. 4.26 Elbow joint position obtained with experiment and calculation

(2) 胴の姿勢決定法

次に胴の姿勢決定法について検討する. 基準座標系について考える. 胴の姿勢は手先が体に最も近い位置にある状態を基準とした肩関節の相対位置 $[x_s \ y_s \ z_s]^T$, 鎖骨関節の相対位置 $[x_n \ y_n \ z_n]^T$, および胴の Y 軸回転角変位 θ_t で表現する.

各関節位置と角変位はそれぞれの可動範囲内で手先変位に比例するとした. また, 鎖骨関節は Y 軸方向には動かさず, 肩関節位置は自然の位置から Y 軸負の方向には動けないとした. これらのことから, 肩関節について,

$$x_s = ax_h$$

$$y_s = \begin{cases} ay_h & (y_h \geq 0) \\ 0 & (y_h < 0) \end{cases}$$

z_s : 一定

鎖骨関節について,

$$x_n = bx_h$$

$$y_n = by_h$$

z_n : 一定

胴の回転について,

$$\theta_t = cx_h$$

と表す. このようなモデルの下で実験結果をもとにして係数 a, b, c を求めた. 水平に置かれたリニアガイドに沿って片腕でハンドルを動かしたときのデータから, 水平押し時の手先位置 x_h と鎖骨関節位置 x_n および肩関節の位置 x_s の関係を図 4.27 に示し, 胴の角変位 θ_t を図 4.28 に示す. 係数 a, b, c は押す方向に力を出す時と, 引く方向に力を出す時ではほぼ同じであることが分かる. そこで押すときと引くときの両方を含めて係数 a, b, c を求めた. 図 4.28 および 4.29 より求めた係数 a, b, c の値を表 4.6 に示す

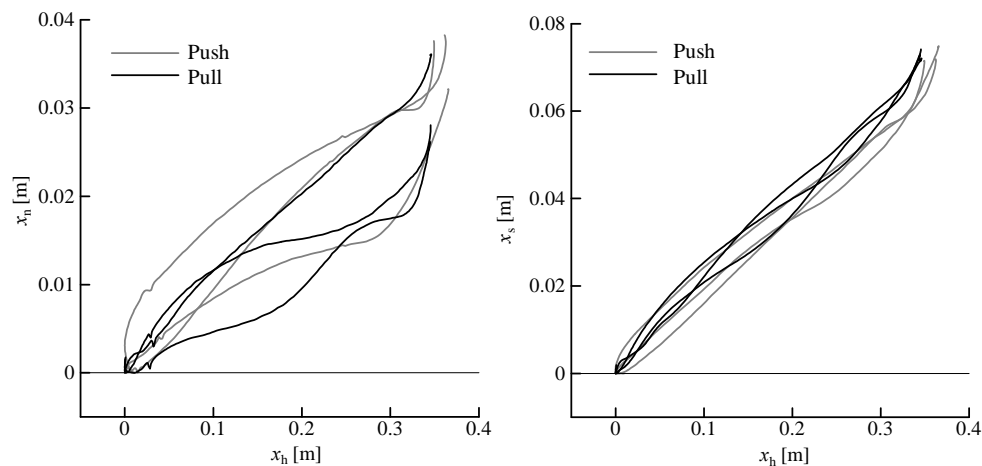


Fig. 4.27 Hand position x_h and clavical joint position x_n respect to shoulder joint position when push/pull in horizontal dircion

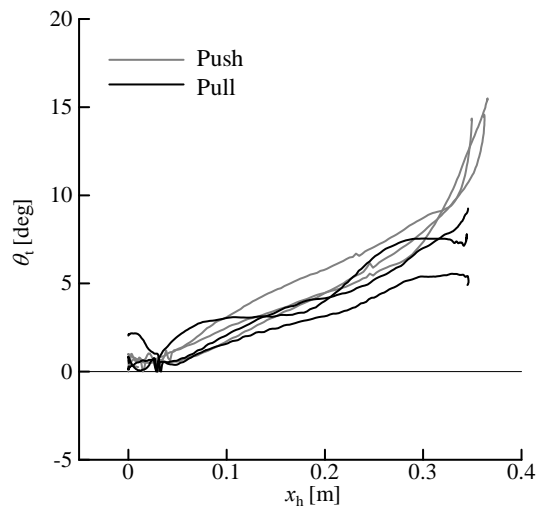


Fig. 4.28 Change of rotation angle of trunk θ_t

Table 4.3 Coefficients which determine the human body's posture

a	b	c [deg/m]
0.067	0.164	28.8

(3) 両腕を含んだ上半身姿勢決定モデル

姿勢決定の手順として、胴の姿勢を決定し、次に腕の姿勢を決定することにした。

まず、右手の手先位置について決定した胴の姿勢と左手の手先位置について決定した胴の姿勢の中間を両腕で作業する際の胴の姿勢とした。すなわち、左右の手先位置から求めた姿勢におけるそれぞれの鎖骨関節の位置に対し、求める姿勢における鎖骨関節の位置の距離が左右で等しく、かつ最小となるようにした(図 4.29)。

このように胴の姿勢を決定した後、左右それぞれについて腕の姿勢を決定する。

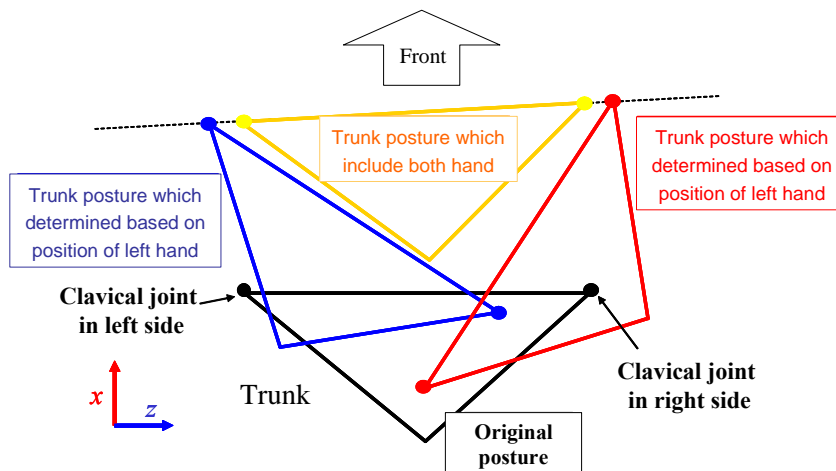


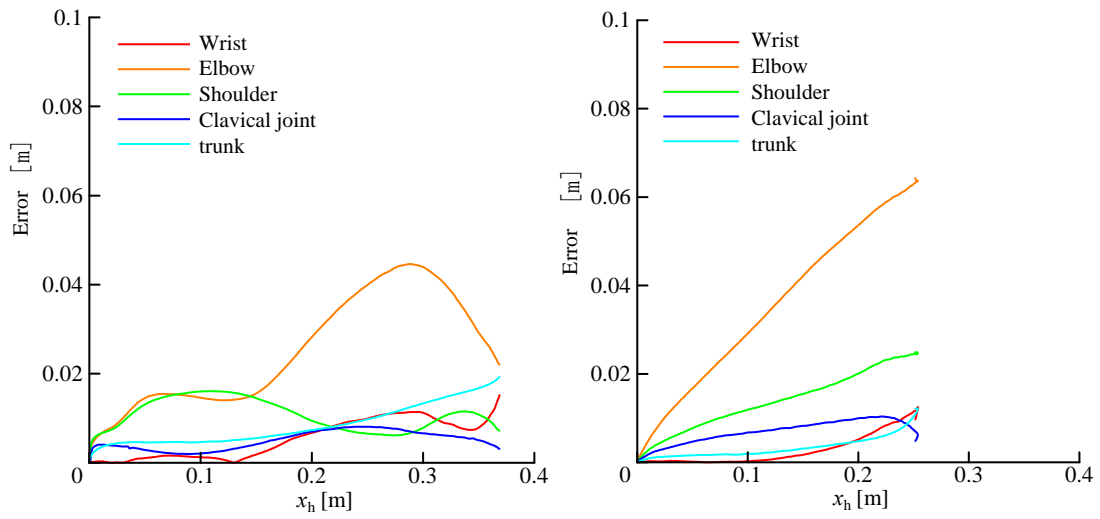
Fig. 4.29 Determination method of upper body

(4) 姿勢決定法の妥当性の検討

本節で述べてきた方法を用いて上肢の姿勢を計算した結果と実験で測定して得られた結果を比較し、提案した上半身姿勢決定法の妥当性を検討する。図 4.30 から図 4.31 にそれぞれの場合について各関節の計算位置と実験値との誤差を示す。これらの結果より、手先 x 軸方向変位が最大値をとる付近で最も誤差が大きくなる場合が多いが、これは手先の位置が作業領域の境界付近に達した場合には腕は伸びきった状態で肩関節の位置のみを動かして手先の位置を変えているためである。リニアガイドの傾きが $\alpha = -30\text{deg}$ のときに肘の位置についての計算値が実験値と大きくずれている。片腕押し下げ時の肘関節・肩関節の位置変化を図 4.32 に示す。

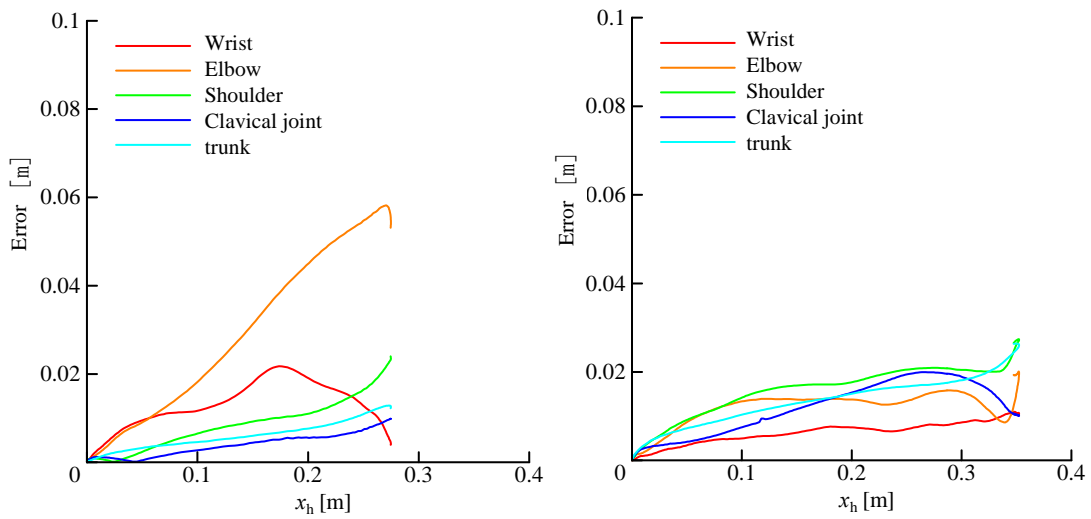
肘関節について、図 4.30 および 4.31 の $\alpha = -30\text{deg}$ の結果では位置が実験値と予測値で大きく差が出ているが、図 4.32 のグラフから分かるように計算値と実験値における肘の位置の変化の傾向は似ていることがわかる。また、図 4.30(b)、図 4.30(c)、図 4.31(b)、図 4.31(c) から、実験値と計算値の誤差の距離は 1 次関数的に増加している特徴があることから、1 次関数的に補正できると考えられる。一方、肩関節については、 x 軸方向および y 軸方向の位置の時間変化は計算値と実験値で似た値を示している。 z 軸方向変位については、グラフに他の試行の実験データも載せた。このグラフから分かるように肩関節の z 軸方向変位は不規則的な変動が大きく、変動をふまえると計算値は実験値とそれほど大きな誤差がないとみなせる。その他の試行、肘以外の関節について、同様にしてモデルによる予測値と実験値は近い値であると考えられる。

結果として、片腕で駆動する場合、左右対称に両腕で駆動する場合の上肢のモデルは肘の位置以外は妥当であると考えられる。



(a) push up ($\alpha = 45$ deg)

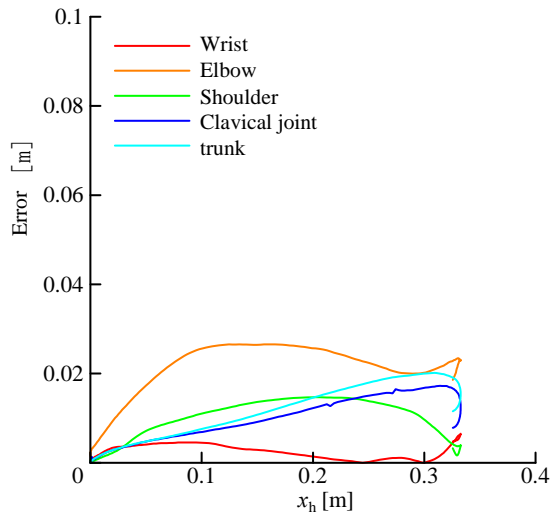
(b) push down ($\alpha = -30$ deg)



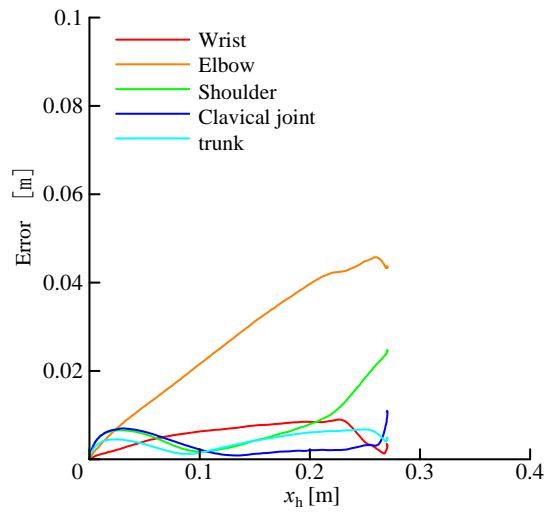
(c) Pull up ($\alpha = -30$ deg)

(d) Pull down ($\alpha = 45$ deg)

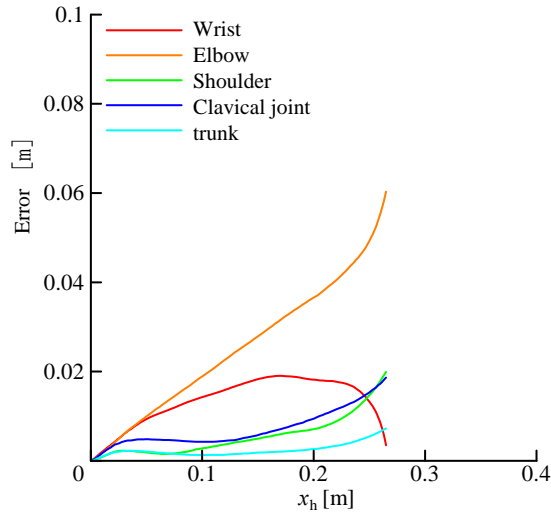
Fig. 4.30 Error between experimental result and calculated result when human drive with single arm



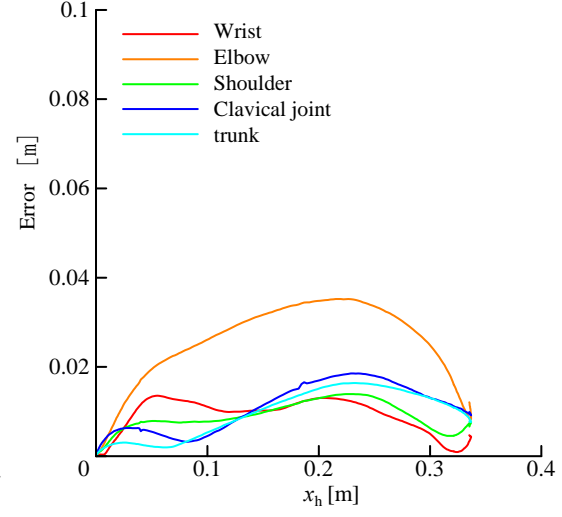
(a) push up ($\alpha = 45 \text{ deg}$)



(b) push down ($\alpha = -30 \text{ deg}$)

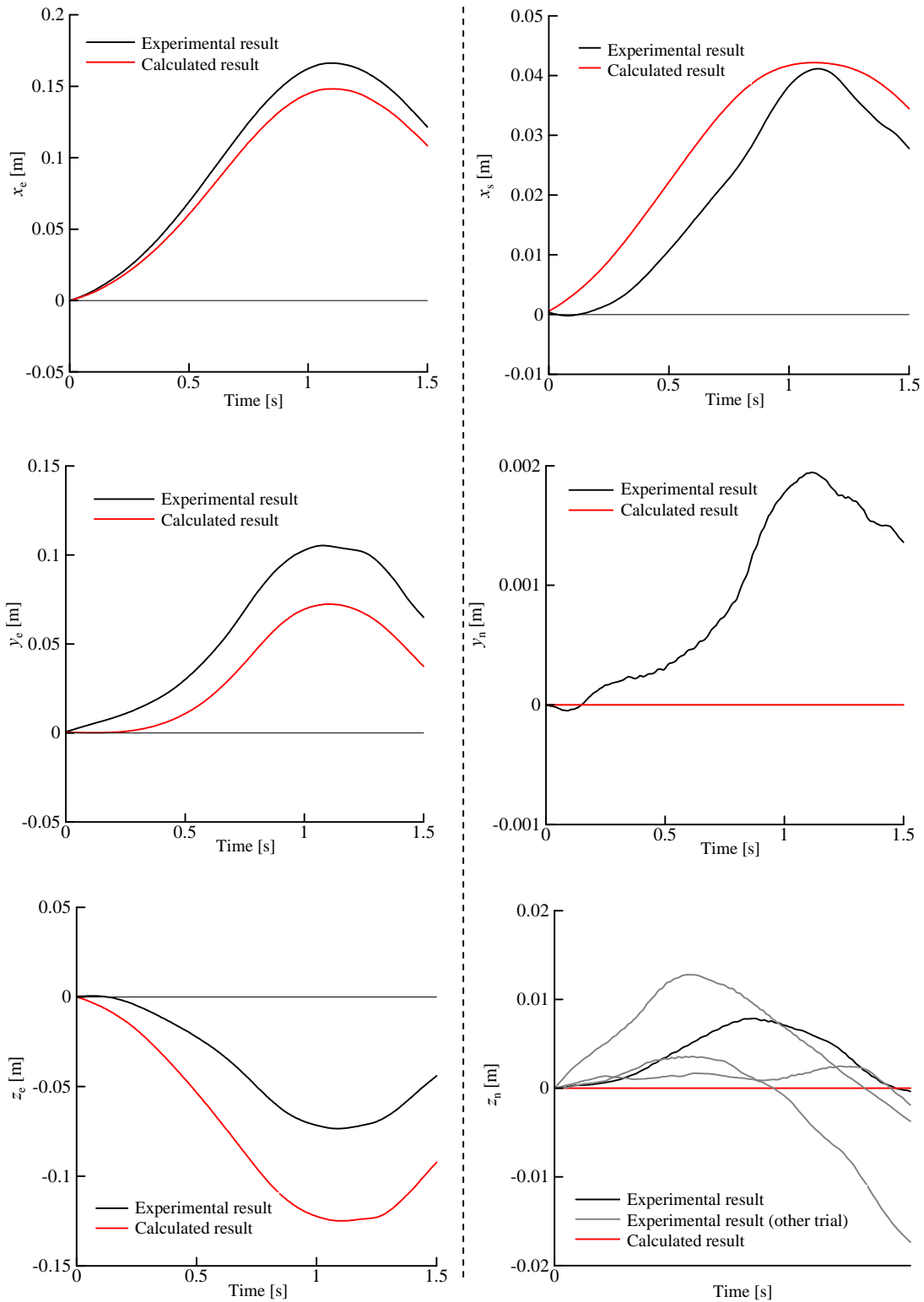


(c) Pull up ($\alpha = -30 \text{ deg}$)



(d) Pull down ($\alpha = 45 \text{ deg}$)

Fig. 4.31 Error between experimental result and calculated result when human drive with both arm



(a) Elbow joint

(b) Shoulder joint

Fig. 4.32 Changes of position of elbow and shoulder when push down with single arm

4.4.3 力解析

(1) 実験条件

姿勢解析で使った実験装置を用いて、各関節の最大出力トルクの測定実験を行った。第 4.2 節では肩、肘、手首の最大発生トルク測定した。本項では、鎖骨関節、胴体部分、座面からの反力について調べる。

ハンドルを固定し、そのハンドルに指定した方向に最大力を発揮してもらい、出力される手先力をハンドルに取り付けた 6 軸力センサによって測定した。実験パラメータは、背もたれのあるなしの 2 通り、両腕と片腕、ハンドルの位置 9 通り(高さ上・中・下と胴体からの距離近い・中間・遠いの組み合わせ)、手先力の方向は 4 通り(上下前後)を組み合わせた。

(2) 実験結果

実験結果を以下に示す。図 4.33 は胴体関節から見たハンドルの x 座標とハンドルにかかる最大力の関係である。黒のマークは背もたれありのデータ、赤いマークは背もたれなしのデータである。ハンドルにかかる力はそのまま被験者が椅子から受ける力である。グラフから、背もたれありとなしで最大力にそれほど大きな差は出ないことがわかる。このことから、胴体と椅子の間に作用させうる力の最大値よりも上肢の関節において耐えうる最大力のほうが小さいと考えられる。また、ここで得られた結果のそれぞれの最大値を椅子から胴体に受ける力の最大値として用いることとする。このように求めた座面反力の最大値を表 4.4 に示す。

図 4.34 のように鎖骨関節をモデル化した場合の関節角変位と発生するトルクの関係を図 4.36 に示す。このグラフをもとに鎖骨関節の最大発生トルクについても表 4.5 のように求めた。

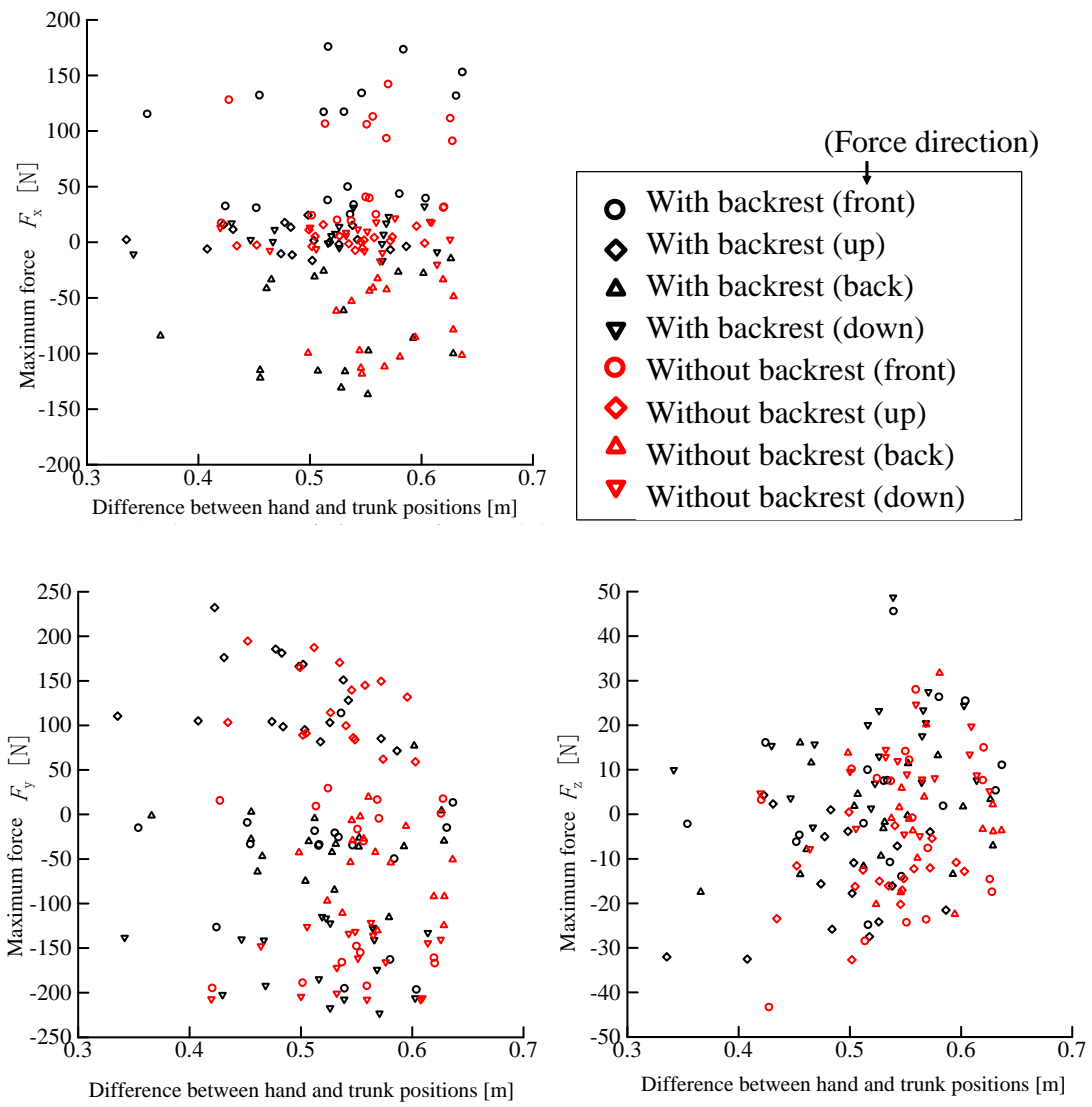


Fig. 4.33 Maximum generating force in handle

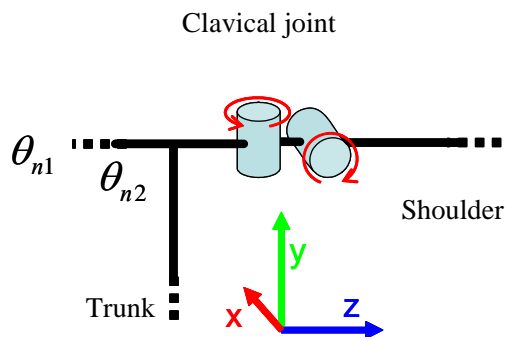


Fig. 4.34 Model of the clavical joint

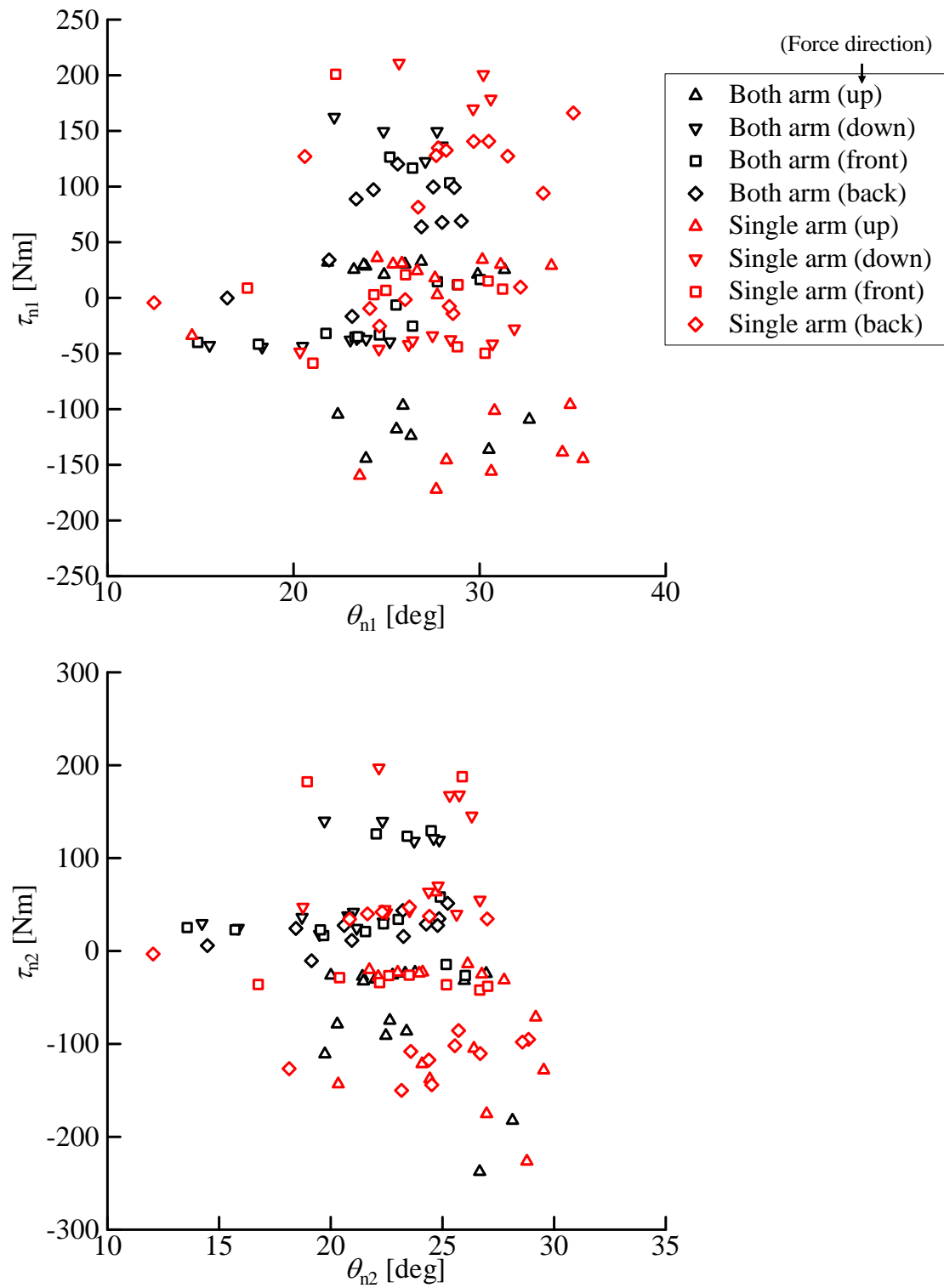


Fig. 4.35 Torques in clavical joints

Table 4.4 maximum reaction force from seat

	F_x [N]	F_y [N]	F_z [N]
Maximum	175.60	194.62	31.73
Minimum	-180.77	-217.27	-32.50

Table 4.5 Maximum torques in clavical joint

	τ_{n1} [Nm]	τ_{n2} [Nm]
Maximum	200.91	182.19
Minimum	-159.56	-226.27

4.4.4 胴体を含む上半身力学モデルに関する考察のまとめ

歩行椅子を駆動することを想定した人間の上半身の動きを表現するモデルを提案した。歩行椅子を定常的に駆動するとき、腕部の関節角度は各関節角速度の2乗和が小さくなるように動き、肩関節と鎖骨関節の位置は可動範囲内で手先位置変位と同じ方向で大きさが比例するように動くモデルを提案した。また、右手から求める胴部分姿勢と左手から求める胴部分姿勢を重ね合わせることで両腕の上肢モデルを表現するモデルを提案した。水平より上方向にハンドルを押す・引く場合、ハンドルのストローク0.3mに対し0.03mの精度で上肢の解析をすることができた。しかし、現状としてはその胴体を含む上半身力学モデルは上半身の力学特性を抽出する解析方法までにはいたっていない。福祉機器開発のための上半身力学モデルとしては、駆動の軌道が与えられた場合に対して人間が発生できる力を解析することが必要であり、これは今後の研究課題である。

4.5 上肢の力学特性を考慮したパワーアシスト駆動系の設計

前節までで福祉機械開発用の人間の上肢の力学モデルを提案した。本節では 4.3 節で提案したモデルを用いて求めた人間の上肢の力学特性に基づいてパワーアシスト駆動系を設計する。ここでは、人間がクランク駆動する際に、ハンドルに対して最大発生力が大きい位置を駆動しやすい(動力が発生し易い)位置だと考え、まず、クランクの半径が与えられた場合に人間にとって一番駆動しやすい(動力が発生し易い)クランクの中心位置を決定する。次にその決定されたクランクの中心を用いた場合について、各クランクの回転角における最大発生力をモデルに基づいて求め、その結果に基づいて人間が回しやすくと感じられる駆動負荷を決定し、制御パラメータを調節する。最後に、システムの動力効率が高い動力結合機構の機構パラメータを決定する。

4.5.1 駆動しやすい入力機構の設計

パワーアシスト駆動系により人間の発生動力を最大限に利用し、人間の意思通りに歩行椅子を駆動するためには、クランクの回転軸の位置は人間がクランク駆動全体として大きな発生力を出しことのできる位置が適していると考えられる。そしてこのクランクの回転軸の位置はクランクを1回転駆動するときの人間の最大発生トルクの平均値が最大となる位置であると考えられる。

4.3 節で提案したモデルを用い、クランクの半径が 0.2[m]の場合について、クランク駆動全体の最大発生トルクの平均値を求めたシミュレーション結果を図 4.37 に示す。 $\tau_{ave}[\text{N}\cdot\text{m}]$ は最大発生トルクの平均値、 (x_{center}, y_{center}) はクランクの回転軸の中心の座標を表す。

図 4.36 より x_{center} が大きく y_{center} が小さいほど発生トルクの平均値 τ_{ave} は大きいことがわかる。つまりクランクを回転できる範囲でクランクの中心が水平方向は体から遠ければ遠いほど、鉛直方向は低ければ低いほど人間は大きなトルクを発生することができる。また、 x_{center} が小さく y_{center} が大きいほど発生トルクの平均が小さくなっており、人間の骨、筋肉の機構的な動作限界と重力による影響をモデルが反映されている。

τ_{ave} が最大となるようにクランクの回転軸の位置を決定することでクランク駆動しやすくなり、かつ意思を反映した駆動ができるかどうかを実験により検証する。実験では一定の負荷トルクを与え、被験者に一定の目標角速度 $\pi[\text{rad/s}]$ に追従するようにクランクを駆動してもらった。実験は再現性の確認のために、各計測点に対し 3 回ずつ行った。人間が負荷トルクに対応できず、意思を反映した駆動ができない場合は目標角速度に追従できなくなり、クランク駆動速度が変動してしまうことから、人間のクランク駆動角速度の平均値に対する標準偏差を評価量として用いた。また、同時に感覚的な回しやすさをアンケートにより調査した。アンケートは各計測点において実験を行うたびにそれ以前に行った実験との相対的な回しやすさを数直線上で距離を用いて表現してもらった。実験の条件は表 4.6 の通りである。実験結果を図 4.37, 図 4.38 に示す。図 4.38 はアンケートにおいて最も回しやすいとされた計測点を 100, 最も回しにくいとされた計測点を 0 としたときの回しやすさの度合を表している。

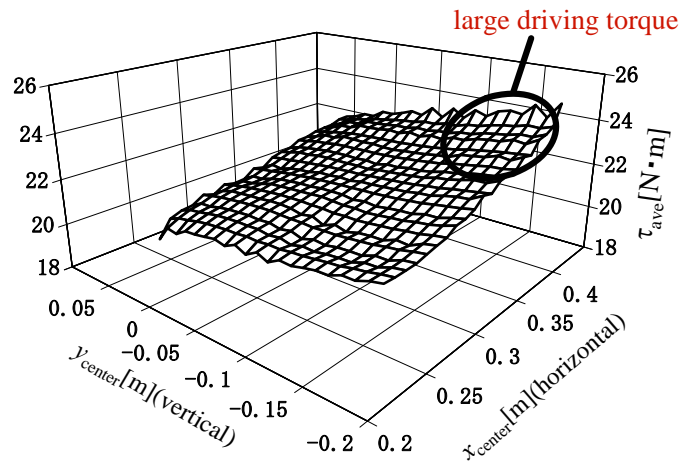


Fig. 4.36 Distribution of τ_{ave}

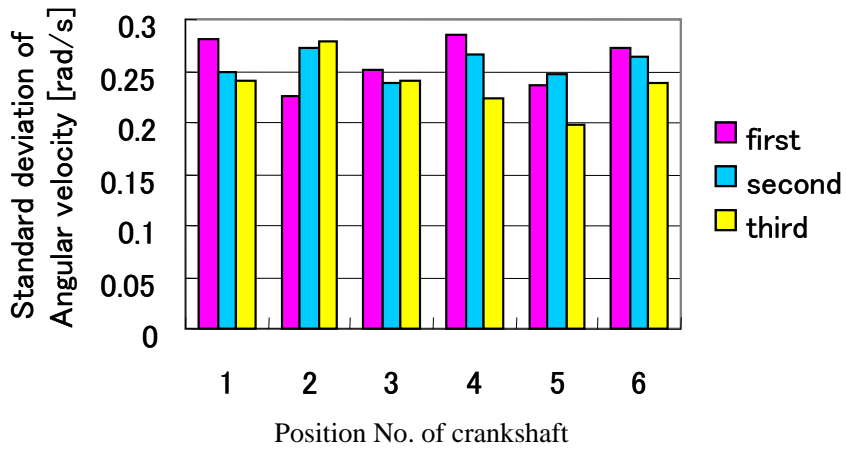
Table 4.6 Experimental condition for different positions of crank center

(a) Load torque

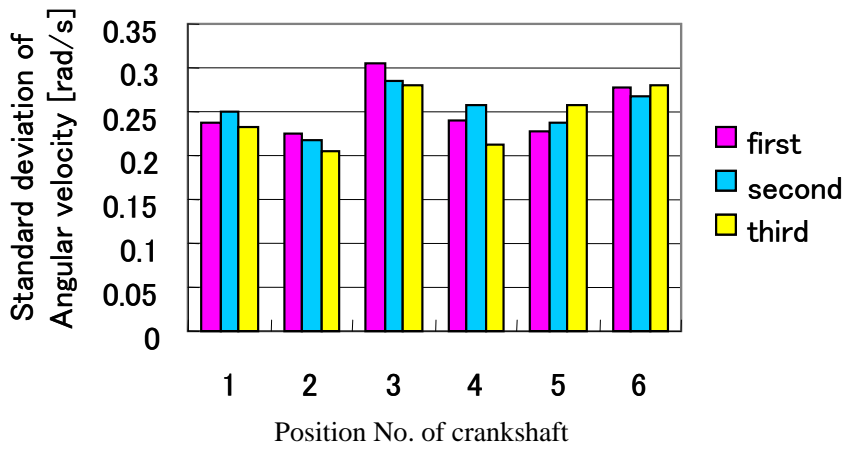
Load torque[N·m]
2
4
6

(b) Position of the crank center

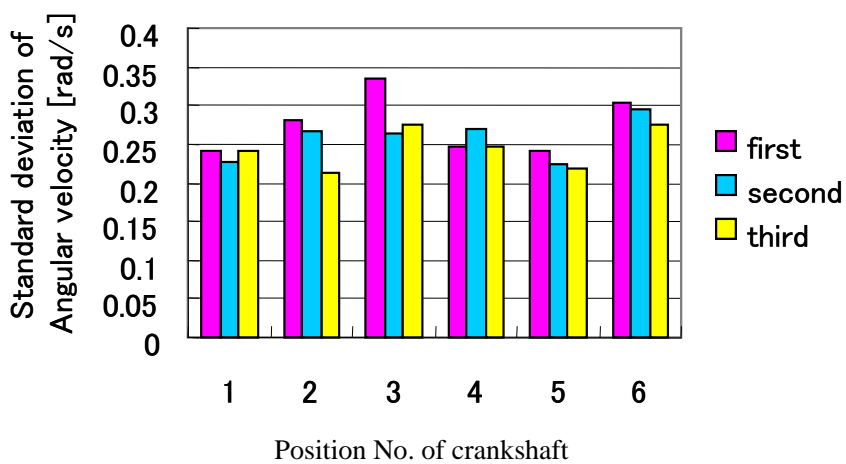
No.	x_{center} [m]	y_{center} [m]	τ_{ave} [N·m]
1	0.340	-0.155	18.5
2	0.340	-0.055	17.5
3	0.340	0.045	16.7
4	0.440	-0.155	19.4
5	0.440	-0.055	18.1
6	0.440	0.045	16.9



(a) Load torque 2[N·m]



(b) Load torque 4[N·m]



(c) Load torque 6[N·m]

Fig. 4.37 Relationship between standard deviation of angular velocity and the position of crank center

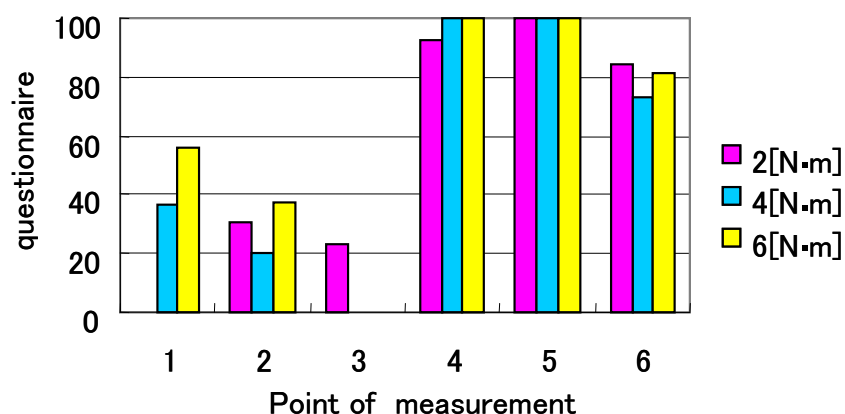


Fig. 4.38 Questionnaire results for crank driving feeling

図 4.37 より負荷トルクが大きい(b)や(c)の場合はクランクの回転軸の位置が上方にある No.3 と No.6 は相対的に角速度変動が大きいことが分かる. しかし, クランクの中心の位置が肩より上方以外の計測点に関しては, 角速度変動の大きさは計測点によって大きく変化していない. この結果は実験の回数が多いため被験者が一定の速度でクランクを駆動するコツを掴んでいたということと, 実験時間が短時間だったため計測点に関わらず角速度を大きく変動させずに駆動できたためと考えられる. 一方, 図 4.38 より人間のクランクの回しやすさの感覚はクランクの回転軸の位置により変化することがわかる. 以上より, 図 4.36 および 4.37, 4.38 の結果を統合して, τ_{ave} が最大となる測定点 No. 4 は妥当なクランク位置であると判断できる.

4.5.2 回しやすい駆動負荷の決定: 仮想的な粘性減衰係数の決定方法

クランクの回転軸が前項において求めた位置にあるときに被験者が発生できる最大のクランク駆動トルク τ_{max} [N·m] を提案モデルを用いて求めた結果を図 4.39 に示す. 横軸はクランク角度 φ [rad] である. 図 4.39 において赤い曲線はこの結果をフーリエ変換して, 高周波数成分を除いたものである. この曲線を $\tau_{max}(\varphi)$ とする.

人間のクランク駆動における最大発生トルクの変化を負荷トルク変化に対応させることにより, 人間が力を出しやすいクランク角度では大きな力で駆動して手ごたえを得ることができ, また力を出しにくいクランク角度では小さな力を出すのみですむため疲労が低減されると考える. また, 一定の速度で駆動しようとしても, 必要以上の駆動力を出してしまったり, 必要な駆動力を出すことができないことによって駆動速度変動が生じるなどの不具合があり得るが, 上記のように発生トルクと負荷

トルクをマッチングさせることにより人間の意思を反映して一定の速度で駆動することができるようになると考えられる。

第3章で提案した速度—トルク結合機構のパワーアシスト駆動系では、人間が大きな疲労を伴うことなく自身のもつ動力を最大限に利用することおよび人間が感覚的に回しやすいと感じることを実現することを目的として、式(4.14)に示す仮想的な慣性系を有するインピーダンス制御を用いている。

$$\tau_h = D_v \omega_v + M_v \dot{\omega}_v \quad (4.14)$$

ここで制御パラメータである M_v は第3章の通りに感覚的な人間の回しやすさをアンケートによって評価することで決定した 0.43kgm^2 とする。もう一つの制御パラメータである仮想的な粘性係数 D_v をクランク回転角度の関数とすることで、人間の駆動トルクを人間の最大クランク駆動トルク特性に合わせた特性を持つようにすることができるので、ここではこの決定方法について述べる。

D_v は図4.40の最大駆動トルクに基づいて式(4.15)のように与えることにした。

$$D_v(\varphi) = \frac{[A\tau_{hdev}/(\tau_{max} - \tau_{ave})][\tau_{max}(\varphi) - \tau_{ave}] + \tau_{have}}{\omega_{dh}} \quad (4.15)$$

ここで ω_{dh} はクランク駆動の目標角速度、 τ_{max} は $\tau_{max}(\varphi)$ の φ に関する最大値、 τ_{ave} は $\tau_{max}(\varphi)$ の φ に関する平均値であり、 τ_{max} と τ_{ave} は上肢の力学モデルより求められる。 τ_{hdev} は人間の自然な駆動トルクの変動値であり、予備実験により求められる。 τ_{have} は目標駆動速度で駆動する際の人間の駆動トルクの平均値である。被験者によってその値が多少違うが、一般的には $2\sim 3\text{N}\cdot\text{m}$ である。式(4.15)のように D_v を設定することで、人間が一定の角速度でクランクを駆動する場合のトルクが人間の最大駆動トルクと同じような変化する。重み係数 A を変えることにより、トルクの形が変化する。重み係数 A が1の場合とは駆動トルク変化が人間の駆動トルクの自然な変化と等しいことを表す。

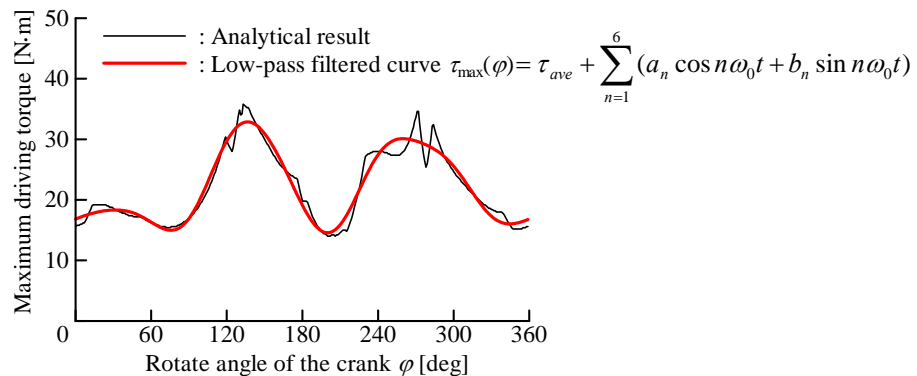


Fig. 4.39 The maximum driving torque by the human arm

第3章のシミュレーションモデルを用いてシミュレーションを行った。予備実験により τ_{hdev} を $1.2N \cdot m$ 、人間の駆動目標角速度を $\pi rad/s$ とした。重み係数 A と人間の駆動速度変動との関係を図4.40に示す。図より、人間の駆動速度の標準偏差は重み係数が1に近いときに最小となることがわかる。

また速度-トルク結合機構のパワーアシスト駆動系に対して式(4.15)により決めたパラメータを用いて実験を行った。被験者には $\pi rad/s$ に追従するようにクランクを駆動してもらい、アシストモータ1は平均速度制御法で制御し、アシストモータ2は本項で提案した式(4.15)の粘性減衰係数 D_v を用いて制御した。負荷モータより歩行椅子の原動軸の負荷トルクを与える。

$A=1$ とした場合についての実験結果を図4.41に示す。図4.41(a)より、人間のクランク駆動速度(平均値: $3.18rad/s$ 、標準偏差: $0.30rad/s$)に変動が見えるものの、出力速度(平均値: $3.16rad/s$ 、標準偏差: $0.11rad/s$)は目標駆動速度 $\pi rad/s$ によく追従していることが分かる。これは平均速度制御法のローパスフィルタにより人間の意思を抽出することが有効であることを示している。また図4.41(b)において青色の線は、式(4.15)で決められた粘性減衰係数 D_v と目標駆動速度 π の積であり、制御系により決められる人間の駆動負荷を表している。同図より、負荷トルク変動は大きいものの、人間の駆動トルクはその負荷トルク変動の影響を受けず、本項で提案したパラメータに基づいたインピーダンス制御法の通り駆動トルクが発生できていることがわかる。

また、本項で提案した制御パラメータの決定方法の有効性を検証するために、制御パラメータの重み係数 A を $[0, 0.5, 1, 1.5]$ の4段階で変化させ、22歳~27歳の10人の被験者に駆動してもらい、その駆動感覚を $[1\sim 5]$ の5段階で評価してもらった。ここで5が最も駆動感覚のよい評価である。その駆動感覚の評価結果をまとめて表4.7に示す。表から分かるように、被験者の駆動感覚は重み係数 A が1の場合が最も良く、本項で提案した負荷トルク変動方法およびこれを実現するための制御パラメータの決定方法が有効であることを示すことができた。

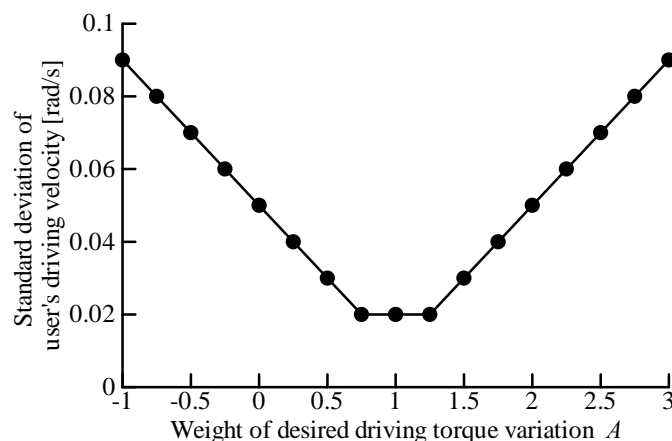


Fig. 4.40 Relationship between standard deviation of driving velocity and A

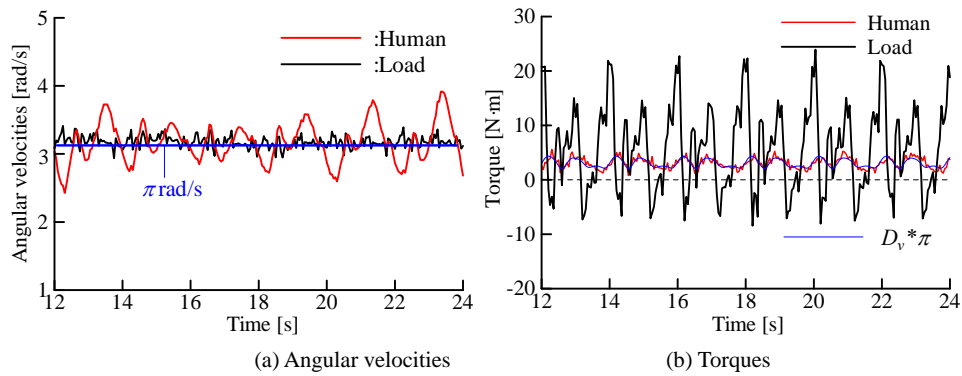


Fig. 4.41 Change of angular velocities and torques when the proposed power assist system was applied

Table 4.7 Results of intuitive evaluations by subjects (1: the worst, 5: the best)

	Weight A			
	0	0.5	1.0	1.5
Evaluation	3.3	3.0	4.2	3.8

4.5.3 エネルギー効率を考慮した機構パラメータの決定

歩行椅子の原動軸負荷トルクは、脚の振り上げ・振り下ろしに伴いその大きさは大きく変動し、位相によってさらに負になるところもある。パワーアシスト駆動系の理想的なモデル(粘性・慣性・摩擦を無視した場合)を考えてみると、アシストモータは原動軸負荷トルクがある値 τ_s 以上の時には正のトルクを出してアシストしているが、 τ_s より小さい時にはむしろ負の駆動トルクを発生し、ブレーキを掛けているようになっている。具体的に、図 1.5 に示す歩行椅子の原動軸トルクに対して、第 3 章で提案した速度-トルク結合機構の動力結合機構を用いた場合、原動軸負荷トルクが負の値の時に、アシストモータ 1, 2 は常にブレーキを掛けているように動作している。また、アシストモータ 2 については、原動軸負荷トルクが次の式(4.16)を満足している際には、その原動軸負荷トルクが正の時でもブレーキを掛けているように動作している。

$$\tau_1(\varphi_l) \leq \tau_h(\varphi_h) \cdot (1 + N) \quad (4.16)$$

ここで N は遊星歯車機構において、リング歯車と太陽歯車の歯数比を表す。つまり $N = z_r/z_s$ である。

このような時、無駄なエネルギーが消費されており、無駄な消費エネルギーは人間の発生トルク τ_h と遊星歯車の歯数比 N と関連している。

系のエネルギー効率 η は次の式(4.17)のように書くことができる。

$$\eta = \frac{\int_{\varphi_l} |\tau_l(\varphi_l) \omega_l| d\varphi_l}{\int_{\varphi_h} |\tau_h(\varphi_h) \omega_h| d\varphi_h + \int_{\varphi_{a1}} |\tau_{a1}(\varphi_{a1}) \omega_{a1}| d\varphi_{a1} + \int_{\varphi_{a2}} |\tau_{a2}(\varphi_{a2}) \omega_{a2}| d\varphi_{a2}} \times 100\% \quad (4.17)$$

もし、人間がクランクを等速に回し、また系の粘性と摩擦がないと仮定すると η は単純にトルクの

関係となり、式(4.16)のように表すことができる。

$$\eta = \frac{\int_{\varphi_l} |\tau_l(\varphi_l)| d\varphi_l}{\int_{\varphi_h} |\tau_h(\varphi_h)| d\varphi_h + \int_{\varphi_{a1}} |\tau_{a1}(\varphi_{a1})| d\varphi_{a1} + \int_{\varphi_{a2}} |\tau_{a2}(\varphi_{a2})| d\varphi_{a2}} \times 100\% \quad (4.18)$$

一つ注目すべきポイントは、速度-トルク結合形式において、リング歯車と直結しているアシストモータ1の発生トルクは遊星歯車のトルク比特性により、式(4.19)のように、人間の駆動トルクとは関係なく、負荷トルクと遊星歯車の歯数比 N の関数であることである。

$$\tau_{a1}(\varphi_{a1}) = \tau_l(\varphi_l) \cdot N / (1 + N) \quad (4.19)$$

また、アシストモータ2の発生トルクは、遊星歯車の太陽歯車の入力軸の負荷と人間の駆動トルクとの差であるため、式(4.20)のように表すことができる。

$$\tau_{a2}(\varphi_{a2}) = \tau_l(\varphi_l) / (N + 1) - \tau_h(\varphi_h) \quad (4.20)$$

そこで、原動軸負荷トルクが与えられ、人間の駆動トルク変動を前項の手法により決定するとすれば、系のエネルギー効率 η は式(4.19)と(4.20)を式(4.18)に代入し、さらに等速駆動の場合 $\varphi_l = \varphi_{a1} = \varphi_{a2} = \varphi_h$ として、式(4.21)のように書くことができる。

$$\eta = \int_{\varphi_h=0}^{2\pi} \frac{1}{(|\gamma(\varphi_h)| + N / (1 + N) + |1 / (N + 1) - \gamma(\varphi_h)|)} d\varphi_h \quad (4.21)$$

$$\gamma(\varphi_h) = \tau_h(\varphi_h) / \tau_l(\varphi_h) \quad (4.22)$$

ここで $\gamma(\varphi_h)$ は式(4.22)で示したように人間の発生トルクと原動軸負荷トルクの比であり、クランクの回転角度 φ_h の関数である。実は $\gamma(\varphi_h)$ はクランク回転角度の関数だけではなく、人間のクランクの回転が始まる位相と原動軸の回転角度の初期値の角度差 ψ の関数でもある。そして式(4.21)により、エネルギー効率 η は ψ と N の関数となる。つまり、式(4.23)のようになる。

$$\eta = \eta(\psi, N) \quad (4.23)$$

速度-トルク結合機構のパワーアシスト駆動系について、 η の ψ と N による変化を数値計算し、結果をプロットすると図 4.42 を得る。

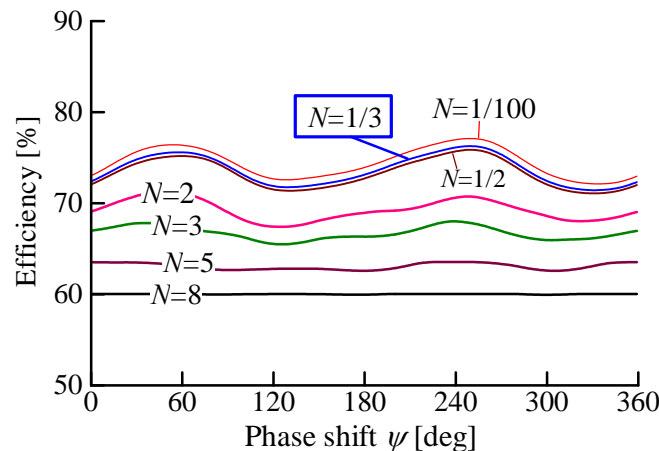


Fig. 4.42 Change of efficiency with respect to gear ratio N and phase shift ψ

Table 4.8 Power relationship of different gear ratio N obtained in simulations

		N	3	1/3
Power	Human		9.4W	9.4W
	Assisting motor 1		18.6W	7.4W
	Assisting motor 2		6.0W	15.6W
	Load		22.0W	22.0W
Efficiency			64.7%	68.2%

この結果から見ると、効率 η は歯数比 N が小さくなることにより高くなり、人間の駆動トルクと原動軸負荷トルクの位相差 ψ によって変化することがわかる。 N が8より大きい場合には効率 η は位相差の影響がないが、これは N が8以上の時には式(4.18)における τ_{a2} が常に負となり、ブレーキとして作動しているからである。また、 N が1/2より小さい時には N の変化に対する η の変化が小さいことが分かる。実際に、速度-トルク結合機構において、第3章の平均速度制御法を用いると入出力角速度比が常に変わるので、位相差 ψ は常にアシストモータ1の動作により変わっていく。したがって、位相変位 ψ を一定値に設定して効率を上げるのは実用上あまり意味がない。図4.42より、高効率なパワーアシスト駆動系を実現しようとする、 N は0.5より小さく設定したほうがよいことがわかる。一方、 N が小さすぎると太陽歯車の半径が小さすぎるようになるため剛性を保つことが難しくなる。そこで、製造の簡便さなどを考え、遊星歯車の歯数比 N は1/3に決める。

異なる歯数比 N を設定した場合の動力関係と効率をシミュレーションにより考察した。歯数比が $N=3$ と $N=1/3$ の場合のシミュレーション結果を表4.8に示す。表より、人間は同じ動力を発生しているにも関わらず、エネルギー効率は N を3から1/3に変更することで向上していることが分かる。

$N=1/3$ にした場合の効率を検証するために、基礎実験装置を $N=1/3$ に改良し、駆動実験を行った結果を表4.9に示す。表より、 $N=1/3$ の場合と $N=3$ の場合の効率はほとんど同じ値の結果になっている。基礎実験装置を $N=1/3$ に改造した際に、遊星歯車機構周辺の摩擦が大きくなっているのを感じたため、 $N=3$ と $N=1/3$ の場合は同一の条件下での実験結果として比較することが難しい。しかし、摩擦によるエネルギー消費が大きくなったにも関わらず、 $N=1/3$ の場合の効率は $N=3$ の場合とほとんど同じである。したがって、摩擦が同じ場合には、 $N=1/3$ とすることにより効率が向上できると考えられる。

Table 4.9 Power relationship of different gear ratio N obtained in experiments

		N	3	1/3
Power	Human		7.9W	8.8W
	Assisting motor 1		15.0W	5.2W
	Assisting motor 2		6.6W	16.0W
	Load		20.1W	20.2W
Efficiency			67.7%	67.5%

4.5.4 設計パラメータの決定手順のまとめ

以上より、人間の上肢力学特性を考慮したパワーアシスト駆動系を設計する際の設計パラメータの決定手順をまとめると以下の通りである。

- (a) 遊星歯車の歯数比 N : N は系全体のエネルギー効率 η を支配するので η を評価して決定する。
- (b) クランク中心位置: クランク中心位置は上肢力学モデルを用いて、クランク駆動一周期中の最大発生力の平均値が最も大きい位置に決定する。
- (c) ローパスフィルタのカットオフ周期 T_{period} : T_{period} は人間の駆動速度を平均化し、人間の意思を抽出する役割を果たす。人間がクランクを駆動する際に最も大きい周波数成分を考慮して決定する。
- (d) 仮想的な粘性係数 D_v : D_v は上肢の力学モデルで得られた最大発生トルク曲線(図 4.39)に基づき、パラメータ A , τ_{have} を用いて式(4.15)より求める。 A は駆動トルクの変動値を決め、 τ_{have} は駆動トルクの平均値を決める。
- (e) 仮想的な慣性モーメント M_v : M_v は第 3 章で述べたように駆動感覚に基づくアンケートにより決定する。

4.6 結言

本章では人間の力学特性を考慮して下肢障害者用移動支援機械である歩行椅子のためのパワーアシスト駆動系を開発することを目的として、人間の上肢および上半身の力学モデルを作成し、作成した上肢力学モデルを用いたパワーアシスト駆動系の設計指針を提案した。得られた主な結果を要約すれば以下のとおりである。

- (1) 上肢の筋力特性を実験により把握し、歩行椅子座位において下肢障害者が手先で発生することができる最大の力を求めることができる上肢の片腕2リンク7自由度モデルを提案した。手先での最大発生力を本モデルで解析した結果は、実験値とほぼ一致し、提案した上肢の力学モデルの妥当性を示すことができた。
- (2) 片腕のみならず両腕で駆動する場合には、胴体を活用して駆動する場合にも適用できる上半身力学モデルに関して考察を行った。両腕を含む上半身力学モデルを構築し、姿勢決定方法を提案した。その結果水平より上方向にハンドルを押す・引く場合、ハンドルのストローク0.3mに対して0.03mの精度で上肢の姿勢解析をすることができた。
- (3) (1)で提案した上肢の力学モデルをクランク駆動の中心の位置の決定に適用して最適位置を明らかにした。この結果を実験的に検討し、駆動速度変動、回しやすさの観点からも、妥当であった。
- (4) 上肢の力学モデルにより求められる駆動経路に沿った最大発生力曲線をパワーアシスト時の人間の駆動トルクと一致させることで人間の駆動感覚を向上させることを提案し、これを実現するための制御パラメータとその決定法を示した。本手法に基づいて実験を行ったところ、その有効性が確認できた。
- (5) パワーアシスト駆動系において、エネルギー効率を左右するパラメータを示し、これらのパラメータがシステムの効率に及ぼす影響を解析し、最適なパラメータの決定を行った。

第5章 結論

本論文では、人間の意思通りの駆動ができ、また歩行椅子のように負荷の絶対値或いは変動が大きい場合でも使用者がその負荷変動を感じず自然に駆動でき、さらに使用者の入力動力を有効に利用する高効率な福祉機械用のパワーアシスト駆動系の開発を目的として、人間の動力とアシストアクチュエータの動力を結合する動力結合機構の構成とその制御方法、人間の上肢の力学特性、およびその特性に基づいたパワーアシスト駆動系の設計法に関する研究を行った。得られた結論を要約すれば以下の通りである。

(1) アクチュエータを一つだけ有する動力結合機構の構成と制御方法に関して検討を行った。

入出力トルク比が制御可能な動力結合機構としてインピーダンス制御法を用いたトルク結合機構を取り上げ、シミュレーションを行い、制御パラメータである仮想的な慣性モーメントと仮想的な粘性減衰係数の影響を検討した。そして周波数と振幅を変えたいろいろな負荷トルクを与えた場合の実験結果を示し、負荷トルク変動がある場合でも一定な仮想的な粘性減衰係数の設定により、人間はその負荷トルク変動を感じることなくほぼ一定のトルクで駆動できることを示した。

入出力速度比が制御可能な動力結合機構として速度結合機構を提案し、その制御方法として平均速度制御法を提案して、人間の駆動速度変動の周波数により制御パラメータを決定する方法を提案した。シミュレーションおよび実験により、速度結合機構によって人間の意思に反する駆動速度変動による出力速度変動の低減が実現できることを示した。

インピーダンス制御法を用いたトルク結合機構と平均速度制御法を用いた速度結合機構の比較検討を行い、トルク結合機構では負荷トルク変動が大きくても人間の駆動トルク変動は低減できる長所があるが、人間の特性に合わない不自然な駆動速度が要求される短所が存在すること、速度結合機構では人間の意思に反する駆動速度変動がある場合にも出力速度を意思の通りほぼ一定に保つ長所があるが、人間は負荷トルク変動を感じる短所が存在することを示した。

(2) 速度結合機構とトルク結合機構の長所を活かし、短所を補う動力結合機構としてアクチュエータを二つ有する速度-トルク結合機構を提案し、その構成と制御方法を提案した。

一對の歯車列と遊星歯車機構を組み合わせることにより、入出力速度比と入出力トルク比両方とも調節できる速度-トルク結合機構を提案した。提案した速度-トルク結合機構に対して、負荷トルク変動がある場合においても人間の駆動トルクが一定になるようなインピーダンス制御方法と、人間の駆動速度に変動があっても人間の意思通りに出力速度が一定に保たれる平均速度制御法を組み合わせた制御系を構築し、駆動実験により人間が自然に駆動できると考えられるインピーダンス制御系のパラメータを決定した。シミュレーションと実験を行い、提案した速

度トルク結合機構により負荷トルク変動を感じずに、人間の意思に反する駆動速度変動による出力速度変動が低減できるパワーアシスト駆動系が構成できることを示した。

- (3) パワーアシスト駆動系を開発することを目的として、人間の上肢および上半身の力学モデルを作成した。

上肢の筋力特性を実験により把握し、歩行椅子座位において下肢障害者が手先で発生することができる最大の力を求めることができる上肢の片腕2リンク7自由度モデルを提案した。手先での最大発生力を本モデルで解析した結果は、実験値とほぼ一致し、提案した上肢の力学モデルの妥当性を示すことができた。

片腕のみならず両腕で駆動する場合、胴体も活用して駆動する場合にも適用できる上半身力学モデルに関して考察を行った。両腕を含む上半身力学モデルを構築し、姿勢決定方法を提案した。その結果水平より上方向にハンドルを押す・引く場合、ハンドルのストローク 0.3m に対して 0.03m の精度で上肢の姿勢解析を行うことができた。

- (4) 上肢の力学モデルを用いたパワーアシスト駆動系の設計方法を提案した。

提案した上肢の力学モデルをクランク駆動の軸の位置の決定に適用して最適位置を明らかにした。この結果を実験的に検討し、駆動速度変動、回しやすさの観点からも、妥当であることを示すことができた。上肢の力学モデルにより求められる駆動経路に沿った最大発生力曲線をパワーアシスト時の人間の駆動トルクと対応させることで人間の駆動感覚を向上させることを提案し、これを実現するための制御パラメータとその決定法を示した。本手法に基づいて実験を行ったところ、その有効性が確認できた。パワーアシスト駆動系において、エネルギー効率を左右するパラメータを示し、これらのパラメータがシステムの効率に及ぼす影響を解析し、最適なパラメータの決定を行った。

今後の課題

なお、本研究で開発されたパワーアシスト駆動系の実用化を進めるための今後の課題のうちで、本論文の研究の延長線上に置かなければならない課題としては以下のものが考えられる。

1) 人間の上半身力学モデルの開発とそれに基づく駆動系の設計

本論文においては、主に片腕クランク駆動時の手先の位置・上肢の姿勢と手先での最大発生力の関係を明らかとし、片腕の上肢力学モデルを提案し、そのモデルに基づいてパワーアシスト駆動系の設計を行っていた。しかし、片腕だけでも十分な場合も多いが、車椅子の駆動や車の操舵システムなどのように両腕により操作し、胴体までも含めて駆動源とする場合も有効な方法と考えられる。そこで両腕および胴体を含んだ上半身力学モデルについて考察した。現状としてはその胴体を含む上半身力学モデルに関して、基礎的な検討段階であり、そのモデルによる姿勢解析まで行っているが、上半身の力学特性を抽出するまでには至っていない。福祉機械開発のための上半身力

学モデルを開発し、駆動の軌道が与えられた場合に対して人間が力を解析し、人間が心地良く、エネルギー効率が高くまた疲労も少なく駆動できる駆動系を設計することが今後の研究課題である。

2) 人間の駆動感覚の定量的評価

本論文では、人間の駆動感覚は主にアンケートによる主観的な評価に基づいて行っている。もちろん、定量的な評価を行うのが最も望ましいが、現時点では、まだ人間の駆動感覚に対する定量的な評価方法は発表されていない。本論文において、アンケートにより評価を行うとともに、定量的な評価量を計算しているが、これらの評価量とアンケート結果とは多少関係が表されているので、逆にこれらの評価量をアンケートの変りとしては使える可能性があると考えられる。今の段階までは、駆動感覚の評価指標を提案することまでは検討が不十分であり、人間の駆動感覚に対する定量的評価はもう1つの今後の課題である。

3) 変動が少ない駆動トルクになるような歩行椅子の脚機構の開発

緒論で述べたように、人間の意思通りの駆動ができ、また負荷の絶対値或いは変動が大きい場合でも使用者がその負荷変動を感じず自然に駆動でき、さらに使用者の入力動力を有効に利用する高効率な福祉機械用のパワーアシスト駆動系を開発しようとする、駆動系の対象機構(本論文では歩行椅子の脚機構)、駆動源(人間の四肢とアクチュエータ)、動力結合機構とその制御方法を同時に最適化することが本来必要である。しかし、本研究では、対象機構(歩行椅子の脚機構)は前提条件として、つまり原動軸の等速入力も前提条件として、駆動源である人間の四肢とアクチュエータおよび動力結合機構とその制御方法に着目し、変動負荷が存在する場合においても、駆動源と動力結合機構を最適化することで、パワーアシスト駆動系で要求される3つの特性を満たす方法に関して研究を行った。その結果、人間の意思通りの自然な駆動は実現できたが、系のエネルギー効率に関しては対象機構(歩行椅子の脚機構)の駆動トルクの制限により68%までに留まっている。その対象機構を再設計し、駆動トルクを変えない限り、エネルギー効率は上がらない。そこで、エネルギー効率をさらに向上させるために、駆動源である人間の駆動特性を考慮して、対象機構すなわち脚機構を設計することがもう1つの今後の課題である。

参考文献

- (1) 川渕一郎・武田行生・舟橋宏明, 遊脚足部の着地時刻の早まり/遅れ情報に基づく歩行機械の対地適応機構の研究(第1報, 適応アルゴリズムの提案と脚機構の構成), 機論, 65-630, C(1999), pp.850-855.
- (2) 樋口勝・武田行生・舟橋宏明・松下知己, 遊脚足部の着地時刻の早まり/遅れ情報に基づく歩行機械の対地適応機構の研究(第2報, 対地適応機構を有する歩行機械の動特性), 機論, 69-679, C(2003), pp.788-795.
- (3) B. J. Makinson, "Research and development prototype for machine augmentation of human and strength and endurance, Hardiman I project", Rep. S-71-1056, General Electric Co., Schenectady, NY, 1971.
- (4) N. J. Mizen, "Preliminary design for the shoulders and arms of a powered, exoskeletal structure", Cornell Aeronautical Lab. Rep. VO-1692-V-4, 1965.
- (5) 松本 徹, "補助電気自転車" 日経メカニカル, 1993年11月29日号, pp90-93.
- (6) Murahashi ほか2名, "Designing methods for an electric wheelchair", Proceedings of the International Conference on Machine Automation, ICMA2000, pp. 439-444.
- (7) Rory A. Cooper, Thomas A. Corfman, Shirley G. Fitzgerald, Michael L. Boninger, Donald M. Spaeth, William Ammer, and Julianna Arva, "Performance Assessment of a Pushrim-Activated Power-Assisted Wheelchair", IEEE Transaction on Control Systems Technology, Vol. 10, No. 1, 2002, pp.121-126.
- (8) Manu Parmer, John Y. Hung, "A Sensorless Optimal Control System for an Automotive Electric Power Assist Steering System", IEEE Transaction on Industrial Electronics, Vol. 51, No. 2, 2004, pp. 290-298.
- (9) Ji-Hoon Kim, Jae-Bok Song, "Control logic for an electric power steering system using assist motor", Mechatronics, 2002-12, pp. 447-459.
- (10) Jaeonghoon Song, Kwangsuck Boo, Heung Seob Kim, Jongil Lee and Sunyoung Hong, "Model development and control methodology of a new electric power steering system", Journal of Automobile Engineering, Vol. 218, 2004, pp. 967-975.
- (11) M KRENN and T RICHTER, "Active Steering- BMW's approach to modern steering technology", pp. 3-14.
- (12) Yuji Kozaki, Goro Hirose, Shozo Sekiya and Yasuhiko Miyaura, "Electric Power Steering (EPS)", Motion & Control No. 6, 1999.
- (13) Masahiko Kurishige, Takayuki Kifuku, "Static Steering-Control System for Electric-Power Steering", Mitsubishi Electric ADVANCE, pp. 18-20.
- (14) 石井峰雄, 兵頭和人, 高橋勝美, 吉満俊拓, 松尾崇, 介護用ウェアラブル・パワ

- ーアシストスーツの開発, 日本機械学会 第2回福祉工学シンポジウム講演論文集, 2003-11, pp. 177-180.
- (15) 林原 靖男, 園田 幸伸, 田窪 朋仁, 荒井 裕彦, 谷江 和雄, “人とロボットによる長尺物の協調運搬(人の協調挙動に基づく鉛直平面内の制御方法の検討)”, 日本機械学会論文集(C編), 2001-1, 67巻 653号, pp. 162-169.
- (16) 平田 泰久, 初雁 卓郎, 小菅 一弘, 浅間 一, 嘉悦 早人, 川端 邦明, “人間と複数のロボットヘルパーとの協調による単一物体の搬送”, 日本機械学会論文集(C編), 2002-4, 68巻 668号, pp. 181-187.
- (17) 矢田 恒二, “歯車応用機構の設計”, 機械の研究, 1998年, 50巻, 10号, pp85-91.
- (18) Tsai, L. W., Schhultz, G., Higuchi, N., “A Novel Parallel Hybrid Transmission”, Transaction of the ASME: Journal of Mechanical Design, Vol. 123, June 2001, pp. 161-168.
- (19) Surdilovic, D., Berdnhardt, R., and Zhang, L., “New intelligent power assisting systems based on differential transmission”, Robotica, Vol. 21, 2003, pp. 295-302.
- (20) 香川利春, 藤田壽憲, 山中孝司, 花壇武志, 木村哲也, “人工筋アクチュエータを用いたパワーアシスト回路”, 日本機械学会論文集(C編), Vol. 59, No. 564, 1993, pp. 112-118.
- (21) Kaserooni, H., “Human Extender”, Trans. of ASME, J. Dynamic Systems, Measurement and Control, Vol. 115, 1993, pp. 281-290.
- (22) Jcob Rosen, Moshe Brand, Moshe B. Fuchs, Mircea Acran, “A Myosignal-Based Powered Exoskelton System”, IEEE Transaction on Systems, Man, and Cybernetics - partA: System and Humans, Vol. 31, No. 3, May 2001, pp210-222.
- (23) 小菅 一弘, 藤澤 桂生, 福田 敏男, “仮想ツールダイナミクスに基づくマン・マシン系の制御”, 日本機械学会論文集(C編), 1994-4, 60巻 572号, pp. 211-217.
- (24) 林原 靖男, 谷江 和雄, 荒井 裕彦, “パワーアシスト装置の研究(第1報, 重力負荷と動的負荷に異なるアシスト比を設定する制御法の提案)”, 日本機械学会論文集(C編), 1995-11, 61巻 591号, pp196-203.
- (25) 木口 量夫, 刈谷 臣吾, 渡辺 桂吾, 福田 敏男, “外骨格型ロボットによる人間動作補助の研究(第2報, 複数のニューロファジー制御器を用いた人間肘運動用外骨格ロボットの制御)”, 日本機械学会論文集(C編), 2002-4, 68巻 668号, pp. 189-196.
- (26) Kazuo Kiguchi, Shingo Kariya, Keigo Watanabe, Kiyotaka Izumi, and Toshio Fukuda, “Fuzzy-Neuro Control of an Exoskeletal Robot for Human Elbow Motion Support”, Proceedings of the 2001 IEEE International Conference on Robotics & Automation, pp.3668-3673.
- (27) 原進, パワーアシスト制御のロバスト性向上を目的とした制御系設計法, 日本機械学会論文集(C編), Vol. 70, No. 690, 2004, pp. 419-426.

- (28) 原進, サーボ搬送制御とインピーダンス制御のなめらかな切り換えによる台車の位置決め, 日本機械学会論文集(C編), Vol. 70, No. 689, 2004, pp. 127-134.
- (29) 関庚甫, 小池康晴, 筋骨格順動力学モデルに基づく筋電信号からの関節トルクの生成, 電子情報通信学会信学技報, 2003-10, pp. 45-48.
- (30) 武田雄策, 葛紀夫, 岩本武, 上腕骨-肩複合体系による座位-立位補助運動の筋駆動多体動力学解析, バイオメカニズム, Vol. 16, pp. 253-266.
- (31) 長谷和徳, 山崎信寿, 茅元司, 前伸筋骨格系モデルに基づいた漕艇動作の生体力学的評価, 日本機械学会論文集(C編), Vol. 62, No. 604, 1996, pp. 4616-4623.
- (32) 鈴木一郎, 山根克, 多谷浩嗣, 中村仁彦, 高速動力学計算法を用いた詳細人体モデルに基づく人間の力学計算, 第20回日本ロボット学会学術講演会予稿集, 2002.
- (33) 長谷和徳, 大淵修一, 堀江徹, 高齢者転倒予防を目指した歩行訓練システムの開発(設計指針の立案と基礎的評価実験), 日本機械学会論文集(C編), Vol. 68, No. 668, 2002, pp. 1245-1250.
- (34) Patrick Huynh, Florent Chavand, Noriho Koyachi, "Determination of Human Energy Generated by Skeletal Muscle", Proceedings of IEEE International Workshop on Robot and Human Communication, 1997, pp. 272-277.
- (35) 大島徹, 藤川智彦, 熊本水瀬, 一関節筋および二関節筋を含む筋座標系による機能別実効筋力評価-出力分布の簡便な測定法, 精密工学会誌, Vol. 67, No. 6, 2001, pp. 994-948.
- (36) 佐々木誠, 巖見武裕, 宮脇和人, 土岐仁, 大日方五郎, 車いす座位での操作空間における上肢運動特性の評価, 日本機械学会第2回福祉工学シンポジウム講演論文集, 2002-11, pp. 205-209.
- (37) 佐々木誠, 巖見武裕, 宮脇和人, 土岐仁, 大日方五郎, 最大関節トルクの非対称性を考慮した上肢運動特性の3次元空間表現, 日本機械学会論文集(C編), Vol. 70, No. 697, 2004, pp. 99-105.
- (38) 佐々木誠, 巖見武裕, 宮脇和人, 土岐仁, 三浦弘樹, 大日方五郎, 車いす駆動における上肢負荷の解析, 日本機械学会福祉工学シンポジウム2004講演論文集, pp. 165-168.
- (39) Yasuo Yoshihuku, Walter Herzog, "Optimal design parameters of the bicycle-rider system for maximal muscle power output", Journal of Biomechanics, Vol. 23, No. 10, 1990, pp. 1069-1079.
- (40) 伊藤宏司, 辻敏夫, 杉野実, 回転作業における生体運動系のインピーダンス調節, 計測自動制御学会論文集, Vol. 26, No. 4, 1990, pp. 443-450.
- (41) 辻敏夫, 伊藤宏司, クランク回転作業における人間の位置/力制御方策, 人間工学, Vol. 28, No. 4, 1992, pp. 208-218.
- (42) 辻敏夫, 伊藤宏司, クランク回転作業における上肢姿勢の運動学的解析, 人間工学,

Vol. 28, No. 3, 1992, pp.149-157.

- (43) 太田憲, 羅志偉, 伊藤正美, 作業環境との相互作用のもとでの生体運動解析—クランク回転作業における環境適応, 電子情報通信学会論文集, Vol. J81, No. 6, 1998, pp. 1392-1401.
- (44) Ken Ohta, Mikhail M. Svinin, ZhiWei Luo, Shigeyuki Hosoe, Rafael Laboissiere, “Optimal trajectory formation of constrained human arm reaching movements”, *Biological Cybernetics*, Vol. 91, 2004, pp. 23-36.
- (45) W. M. Richter, “The effect of seat position on manual wheelchair propulsion biomechanics: a quasi-static model-based approach”, *Medical Engineering & Physics*, Vol. 23, 2001, pp. 707-712.
- (46) Lan-Yuen Guo, Fong-Chin Su, Kai-Nan An, Effect of handrim diameter on manual wheelchair propulsion: Mechanical energy and power flow analysis, *Clinical Biomechanics*, Vol. 21, 2006, 107-115.
- (47) 吉澤保夫, 渡辺克巳, 新関久一, 西村知徳, スライダークランク機構を応用したペダリングの力学解析, 日本機械学会第6回機素潤滑設計部門講演会講演論文集, 2006, pp. 127-130.
- (48) 山田貴詩, “福祉機械用パワーアシスト駆動系の開発”, 東京工業大学修士論文, (2000)
- (49) 樋口勝・武田行生・舟橋宏明・山田貴詩・松下貴弘, 歩行椅子用パワーアシスト駆動系の開発(定常歩行に対するパワーアシスト駆動系の基礎的研究), *機論*, 69-683, C(2003), pp. 1885-1891.
- (50) 松本貴弘, “歩行椅子用パワーアシスト駆動系の研究”, 東京工業大学修士論文, (2002)
- (51) Neville Hogan, “Impedance Control: An Approach to Manipulation: Part 1-Theory”, *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, Vol. 107, pp.1-7.
- (52) 大平徹, 保坂忠明, “不安定な状況でのノイズと遅れの役割と制御への考察”, 交通流のシミュレーションシンポジウム, 2004, pp. 19-22.
- (53) 中野昭一, “解剖・生理・栄養・図説・ヒトのからだ”, 医歯薬出版, 1988.
- (54) 阿江通良, 湯海鵬, 横井孝志, “日本人アスリートの身体部分慣性特性の推定”, *バイオメカニズム* 11, p23-33.
- (55) 田中聡, 大坪奈美子, 中村康雄, 中村真里, 林豊彦, 信原克哉, モーションキャプチャ・システムを用いた上肢運動測定のための最適なマーカ貼付法, *信学技報*, 2003-09, pp. 13-18.

研究業績

印刷論文(査読あり)

- [1] Yunfeng Wu, Masaru Higuchi, Yukio Takeda and Koichi Sugimoto, “Development of a power assist system of a Walking chair (Proposition of the speed- torque combination power assist system)”, Journal of Robotics and Mechatronics, Vol.17, No.2, pp. 189-197, 2005.
- [2] Yunfeng WU, Hitoshi NAKAMURA, Yukio TAKEDA, Masaru HIGUCHI and Koichi SUGIMOTO, “Development of a Power Assist System of a Walking Chair Based on Human Arm Characteristics”, Journal of Advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing, Vol.1, No.1, pp.141-154, 2007.

国際会議(査読あり)

- [3] Yunfeng Wu, Masaru Higuchi, Yukio Takeda, “Development of a power assisting system of a walking chair”, 2004 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robotics and Systems, pp. 3207-3212, September 28 – October 2, 2004, Sendai, Japan.
- [4] Yunfeng Wu, Hitoshi Nakamura, Yukio Takeda, Masaru Higuchi and Koichi Sugimoto, “Development of a power assist system of a walking chair based on human arm characteristics”, 2006 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robotics and Systems, pp. 4328-4335, October 9-15, 2006, Beijing, China.

国際会議(査読なし)

- [5] Yunfeng Wu, Paul Laurent, Yukio Takeda, Masaru Higuchi and Koichi Sugimoto, “Development of a power assisting system (Characteristics of torque-speed power combination mechanism)”, The First Joint International Conference on Manufacturing Machine Design and Tribology, June 23-24, 2005, Seoul, Korea.

国内学会(査読なし)

- [6] 樋口勝, 呉允鋒, 武田行生, “歩行椅子用パワーアシスト駆動系の研究(動力結合形式の検討)”, 第3回福祉工学シンポジウム講演論文集, 2003年10月, 東京, pp.165-168.
- [7] 呉允鋒, 樋口勝, 武田行生, 杉本浩一, “歩行椅子用パワーアシスト駆動系の動力結合機構の開発”, 日本設計工学会平成16年度春季研究発表講演会講演論文集, 2004年5月, 東京, pp.79-82.

- [8] 吳允鋒, 樋口勝, 武田行生, 杉本浩一, “歩行椅子用パワーアシスト駆動系の研究(速度-トルク結合形式の提案)”, ロボティクス・メカトロニクス講演会'04, 名古屋, 2004年6月.
- [9] Yunfeng Wu, Paul Laurent, Yukio Takeda, Masaru Higuchi and Koichi Sugimoto, “Development of a power assisting system (Characteristics of torque-speed power combination mechanism)”, ロボティクス・メカトロニクス講演会'05, 神戸, 2005年5月.
- [10] 吳允鋒, 中村仁, 武田行生, 樋口勝, 杉本浩一, “人間の四肢力学特性を考慮したパワーアシスト駆動系の開発”, ロボティクス・メカトロニクス講演会'06, 東京, 2006年5月.

謝辞

本研究は東京工業大学械物理工学専攻機能システム学研究室において武田行生助教授, 杉本浩一教授のご指導のもとに行いました. 本研究を行うにあたり様々な人々から様々な指導および支援を頂きました.

未熟な研究者であった私を指導していただき, 常に学生のために考え深い思慮で導いてくださった武田行生助教授に深く感謝いたします.

指導教官として豊富な知識と丁寧な指導での確なご指導, ご助言を下された杉本浩一教授に深く感謝いたします.

本研究に関して細部にわたるまで様々な指導を頂き, 大変お世話になった樋口勝助手に深く感謝いたします.

研究室生活においてもプライベートにおいても様々な相談にのって下さった塚本美弥子さんに深く感謝いたします.

また, 同じ研究グループでともに研究を行い, 様々な場面で助けをもらい, 苦楽をともにした松本貴弘さん, 中村仁君, ポールローレント君, 藤井敏行君に大変感謝します.

そしてすでに卒業した先輩方々からは多くの助けと応援を頂いたことを大変感謝しています.

また, 研究室での生活を活気あるものにしてくれた先輩, 後輩皆様に深く感謝します.

そして, 未熟な私の可能性を信じ, 多くの支援をしてください, 健康面で常に心配をしてくれたご両親といつも応援してくれた友人達に感謝します.