

Fig.4.20 粒子系 ER クラッチの PWM 制御時の動特性実験結果
 (回転速度 : 10 rpm, 印加電圧 : 500V, 搬送波周波数 : 5Hz, Duty 比 : 90%)

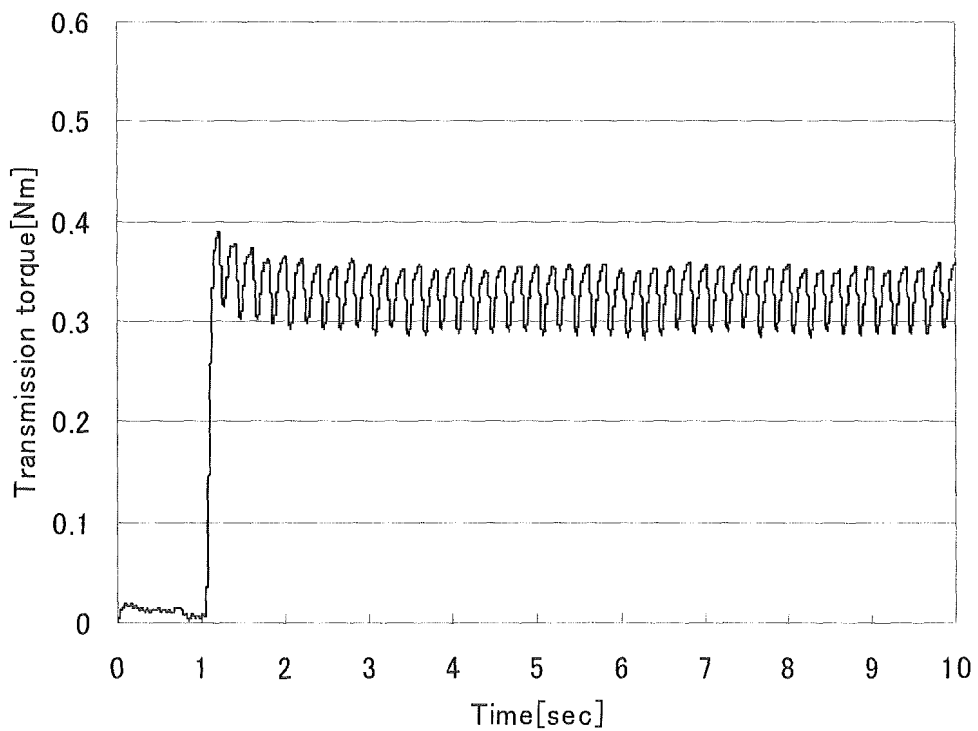


Fig.4.21 粒子系 ER クラッチの PWM 制御時の動特性実験結果
 (回転速度 : 50 rpm, 印加電圧 : 500V, 搬送波周波数 : 5Hz, Duty 比 : 90%)

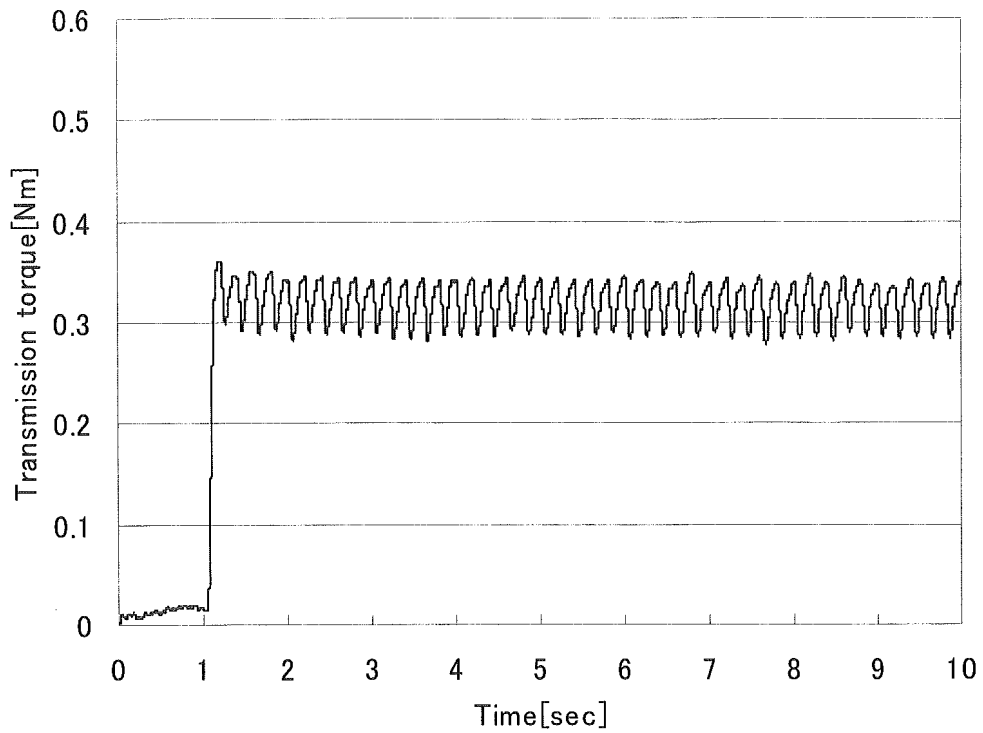


Fig.4.22 粒子系 ER クラッチの PWM 制御時の動特性実験結果
 (回転速度 : 100 rpm, 印加電圧 : 500V, 搬送波周波数 : 5Hz, Duty 比 : 90%)

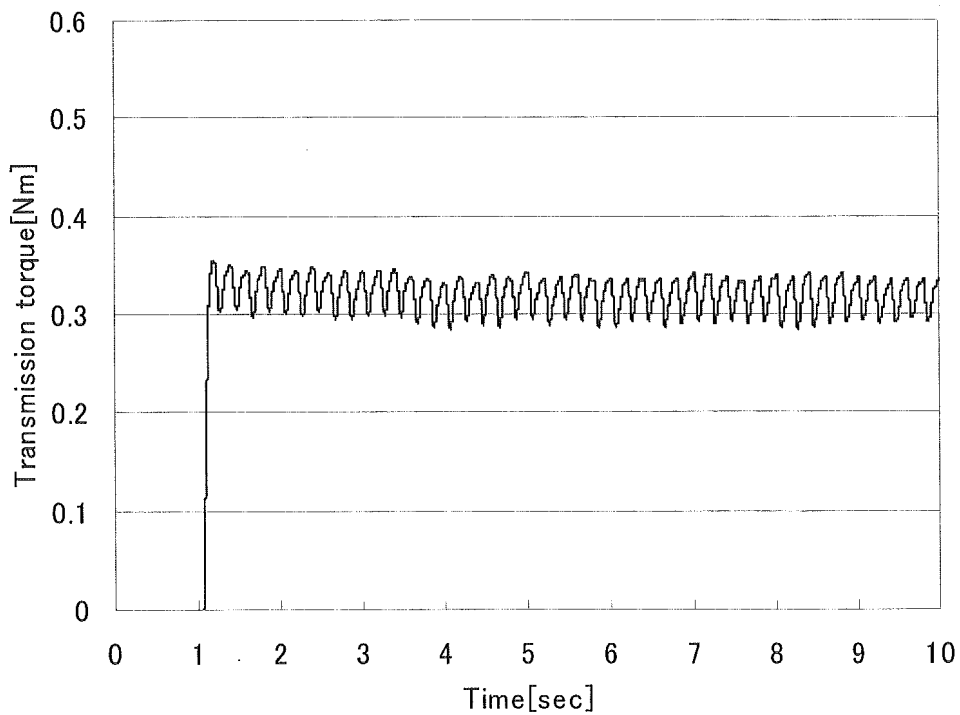


Fig.4.23 粒子系 ER クラッチの PWM 制御時の動特性実験結果
 (回転速度 : 150 rpm, 印加電圧 : 500V, 搬送波周波数 : 5Hz, Duty 比 : 90%)

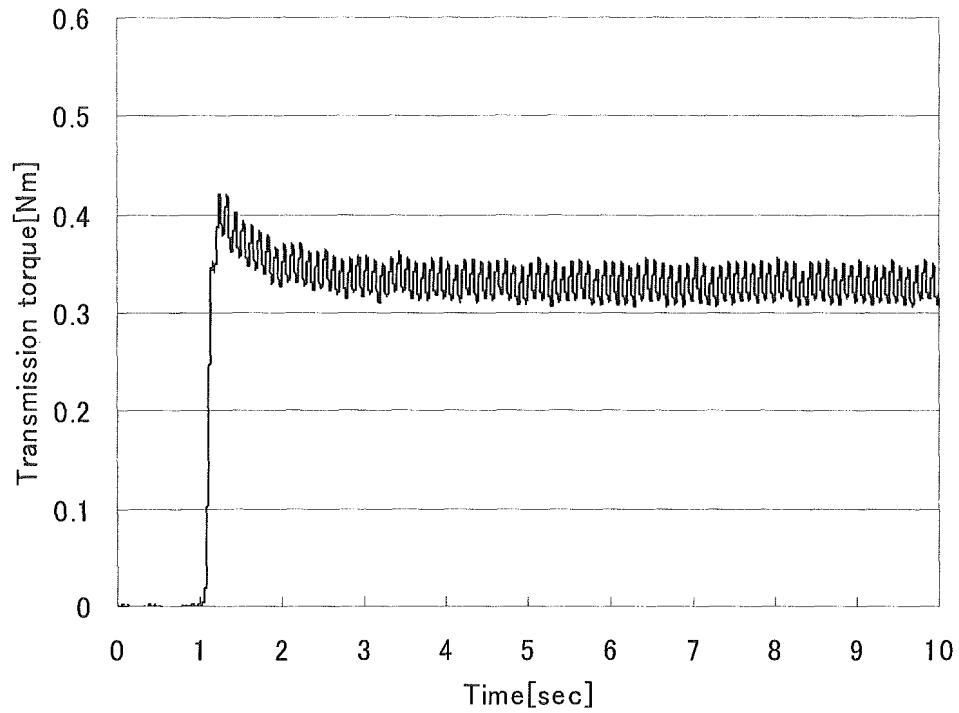


Fig.4.24 粒子系 ER クラッチの PWM 制御時の動特性実験結果
 (回転速度 : 10 rpm, 印加電圧 : 500V, 搬送波周波数 : 10Hz, Duty 比 : 90%)

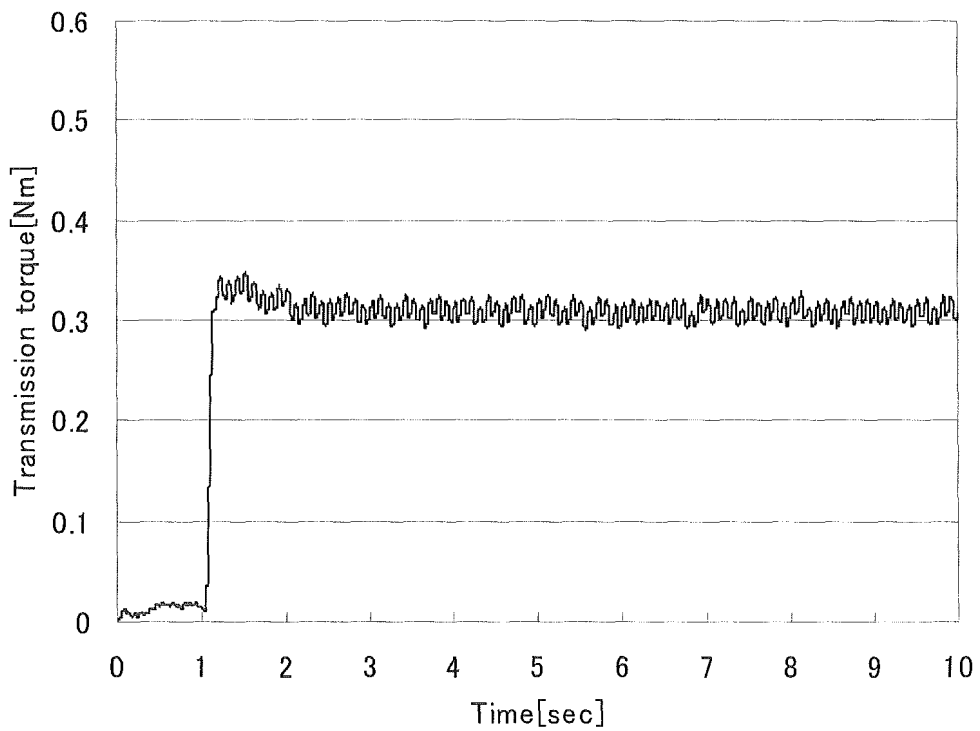


Fig.4.25 粒子系 ER クラッチの PWM 制御時の動特性実験結果
 (回転速度 : 50 rpm, 印加電圧 : 500V, 搬送波周波数 : 10Hz, Duty 比 : 90%)

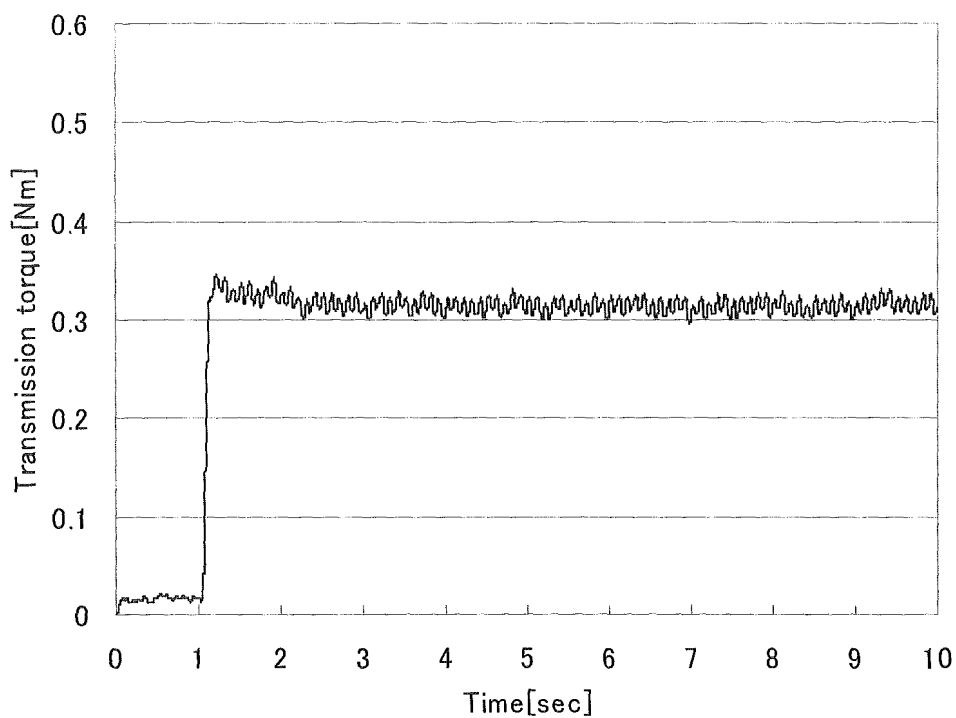


Fig.4.26 粒子系 ER クラッチの PWM 制御時の動特性実験結果
 (回転速度 : 100 rpm, 印加電圧 : 500V, 搬送波周波数 : 10Hz, Duty 比 : 90%)

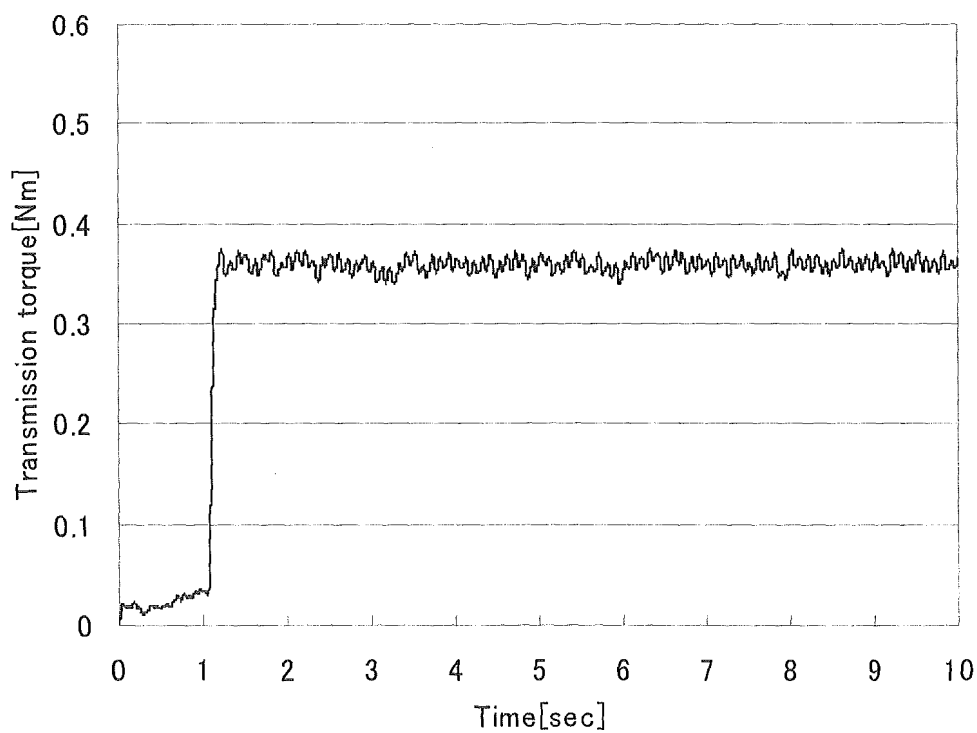


Fig.4.27 粒子系 ER クラッチの PWM 制御時の動特性実験結果
 (回転速度 : 150 rpm, 印加電圧 : 500V, 搬送波周波数 : 10Hz, Duty 比 : 90%)

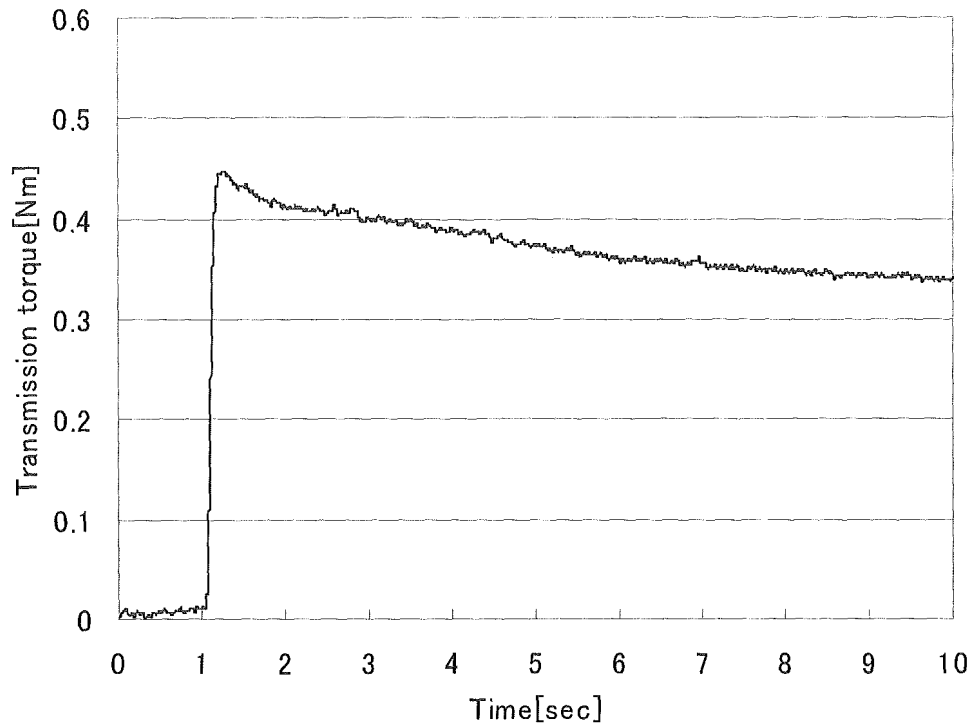


Fig.4.28 粒子系 ER クラッチの PWM 制御時の動特性実験結果
 (回転速度 : 10 rpm, 印加電圧 : 500V, 搬送波周波数 : 100Hz, Duty 比 : 90%)

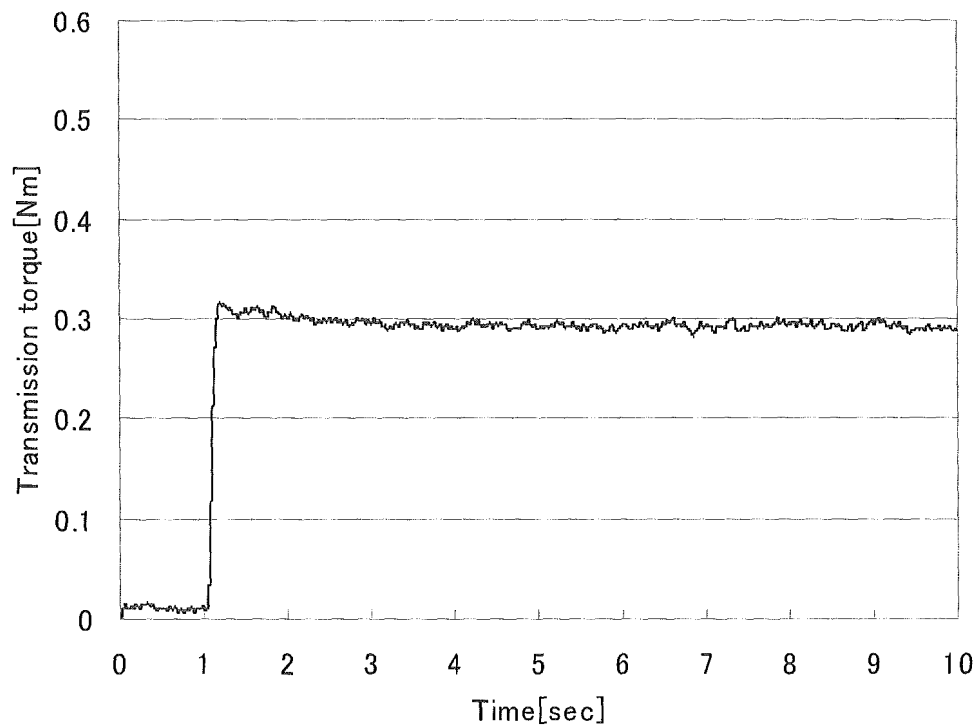


Fig.4.29 粒子系 ER クラッチの PWM 制御時の動特性実験結果
 (回転速度 : 50 rpm, 印加電圧 : 500V, 搬送波周波数 : 100Hz, Duty 比 : 90%)

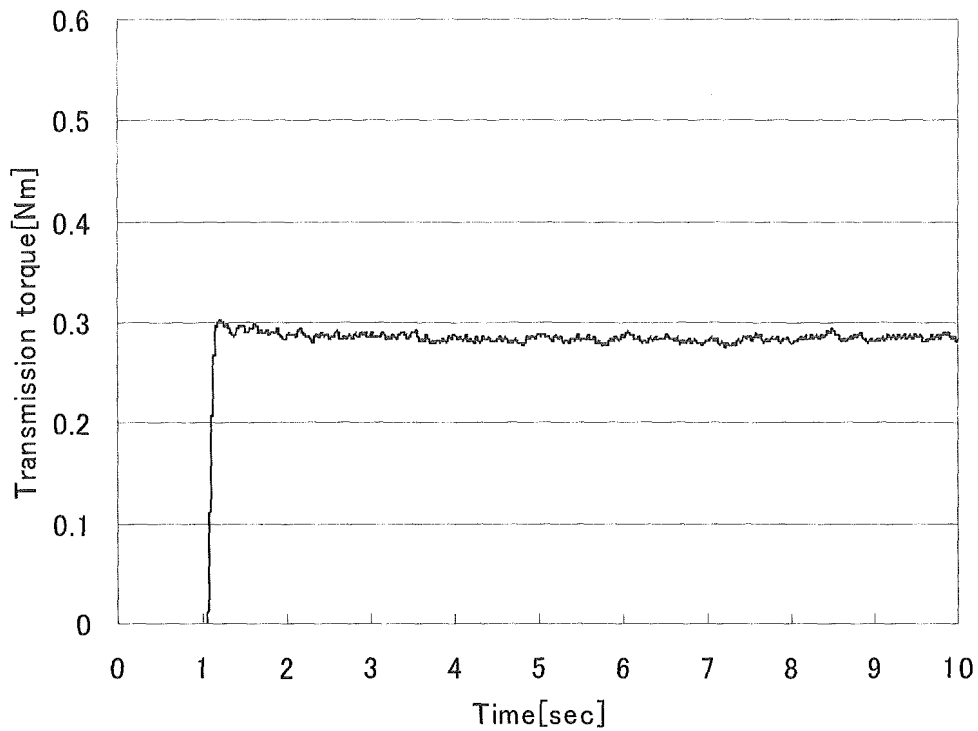


Fig.4.30 粒子系 ER クラッチの PWM 制御時の動特性実験結果
 (回転速度 : 100 rpm, 印加電圧 : 500V, 搬送波周波数 : 100Hz, Duty 比 : 90%)

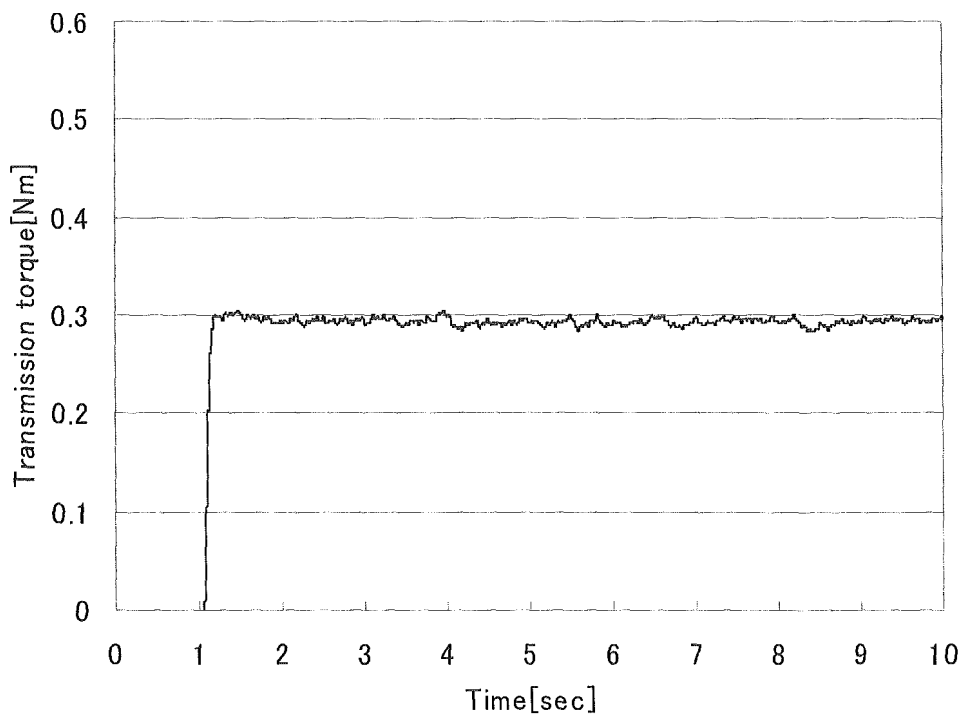


Fig.4.31 粒子系 ER クラッチの PWM 制御時の動特性実験結果
 (回転速度 : 150 rpm, 印加電圧 : 500V, 搬送波周波数 : 100Hz, Duty 比 : 90%)

以上より、搬送波周波数が低い時では、印加電圧に追随する現象が見られたが、搬送波周波数を高くすると印加電圧に追随する現象が見られなくなった。歩行支援装置の制御で電圧のパルス信号を用いる時には、高周波数のパルスを用いたほうがよい。ただし、歩行支援装置に搭載するには、制御装置の性能や大きさも考慮して、電圧のパルス信号を発生させなければならない。

4.6.2 均一系 ER クラッチ特性試験結果 (パルス信号)

粒子系 ER クラッチの特性試験 (パルス信号) において, 振幅の大きい追随は見られない点や第 3 章で述べている通り, 粒子系 ER 流体よりも応答速度が遅い点を考慮して, 均一系 ER 流体の周波数 10[Hz]で特性試験を行った. パルス信号の Duty 比は, 10[Hz]のときの粒子系 ER クラッチの特性試験と同様に 90%とし, 印加電圧は 500[V]を用いた.

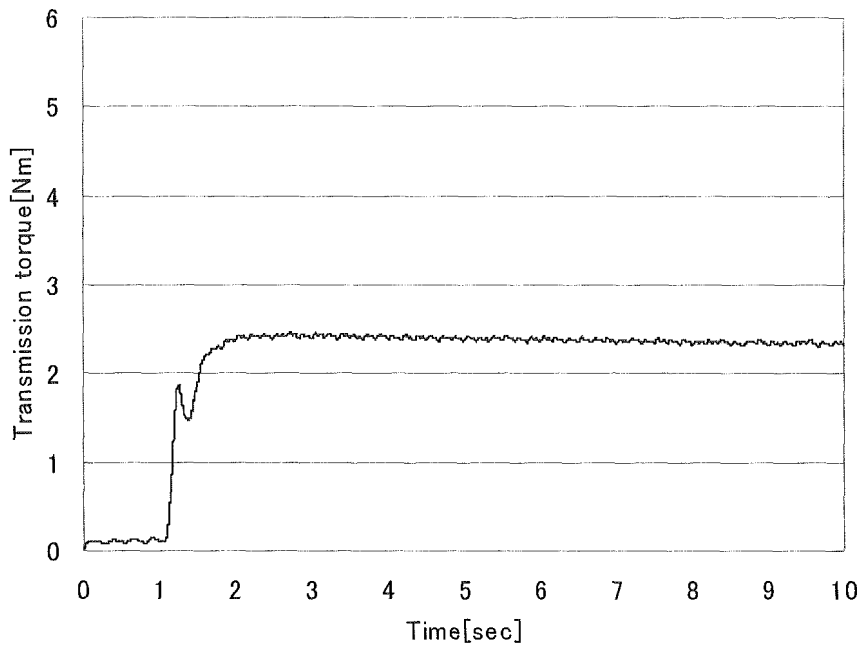


Fig.4.32 均一系 ER クラッチの PWM 制御時の動特性実験結果
(回転速度 : 10 rpm, 印加電圧 : 500V, 搬送波周波数 : 10Hz, Duty 比 : 90%)

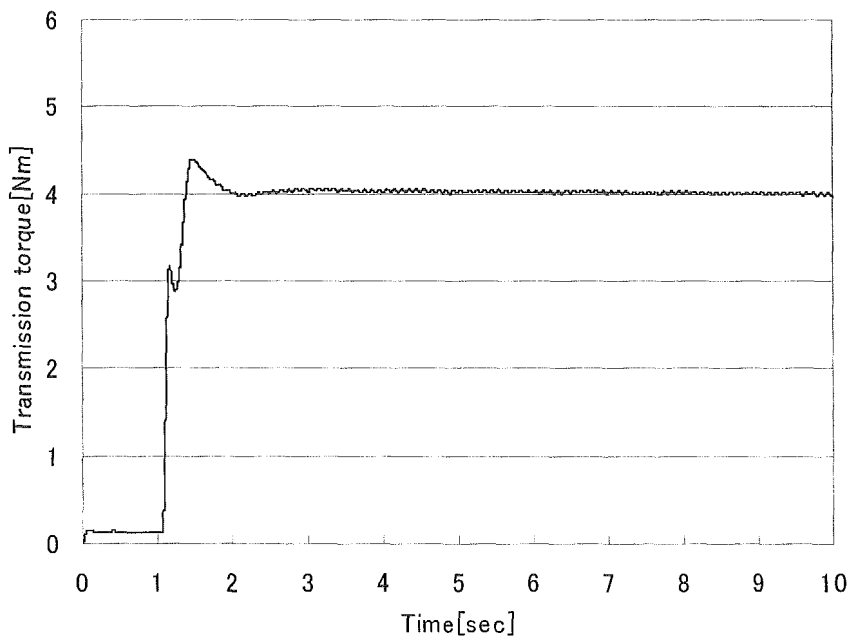


Fig.4.33 均一系 ER クラッチの PWM 制御時の動特性実験結果
(回転速度 : 50 rpm, 印加電圧 : 500V, 搬送波周波数 : 10Hz, Duty 比 : 90%)

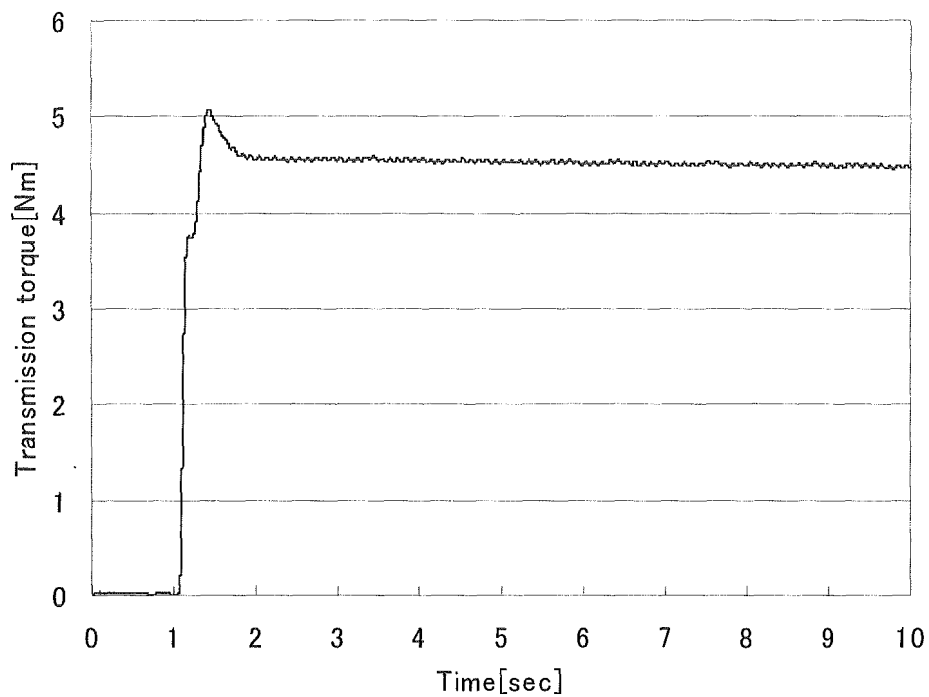


Fig.4.34 均一系 ER クラッチの PWM 制御時の動特性実験結果
 (回転速度 : 100 rpm, 印加電圧 : 500V, 搬送波周波数 : 10Hz, Duty 比 : 90%)

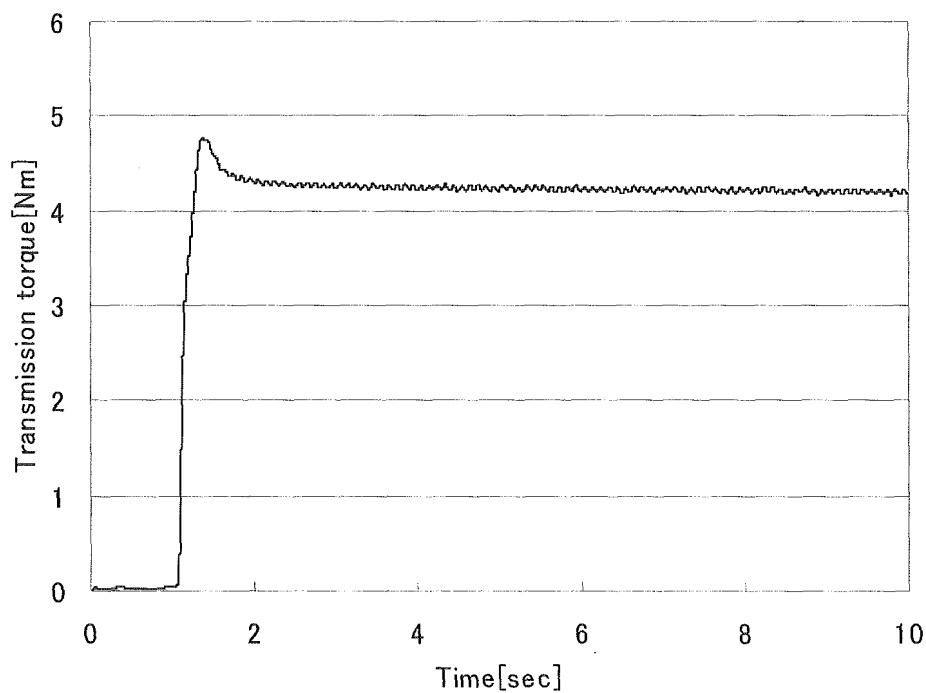


Fig.4.35 均一系 ER クラッチの PWM 制御時の動特性実験結果
 (回転速度 : 150 rpm, 印加電圧 : 500V, 搬送波周波数 : 10Hz, Duty 比 : 90%)

4.7 ER クラッチ特性試験結果のまとめ

粒子系，均一系ともに印加電圧を 500[V]とし，パルス信号は搬送波周波数 10[Hz]，Duty 比 90%としたときの特性を回転速度に対するトルク特性を Fig4.36 に示す。

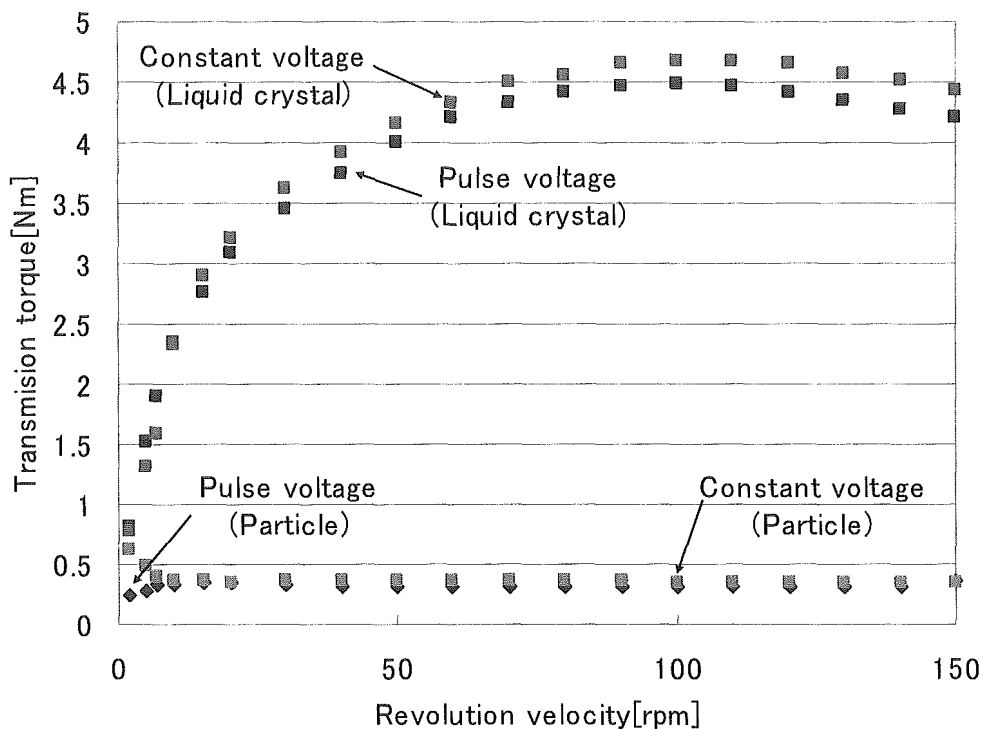


Fig.4.36 一定電圧印加とパルス信号電圧印加による伝達トルクの違い

一定の電圧印加とパルス信号による電圧印加において，ほとんど同じ特性を得ることができた。ただし，粒子系において低回転速度の時に一定電圧を印加した時よりも伝達トルクが弱くなるという特性が観られた。一定の電圧印加とほとんど同じ特性ならば，歩行支援装置の制御に電圧のパルス信号を用いることができる。

第5章 歩行支援装置の次世代の駆動・制動デバイスの提案

5.1 ホイルインモータによる駆動・制動デバイス構築

Fig.5.1 に示す駆動・制動デバイスは、タイヤに伝達する動力をタイミングベルトやプーリを用いて伝達される。動力伝達部の安全性や部品数が多いことによりメンテナンスの苦勞などさまざまな問題点が挙げられる。そこで、安全で省スペースの実現のために、Fig.5.2 に示すプリントモータを Fig.5.3 に示すように遊星歯車を介して ER クラッチと一体にすることを提案する。

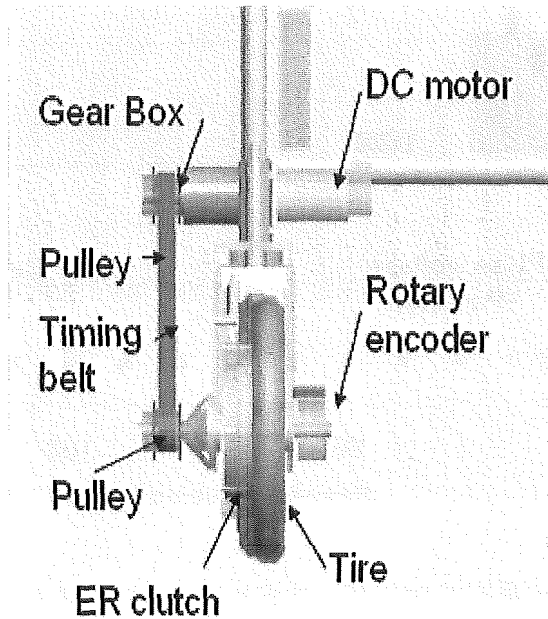


Fig.5.1 現行の駆動・制動デバイス

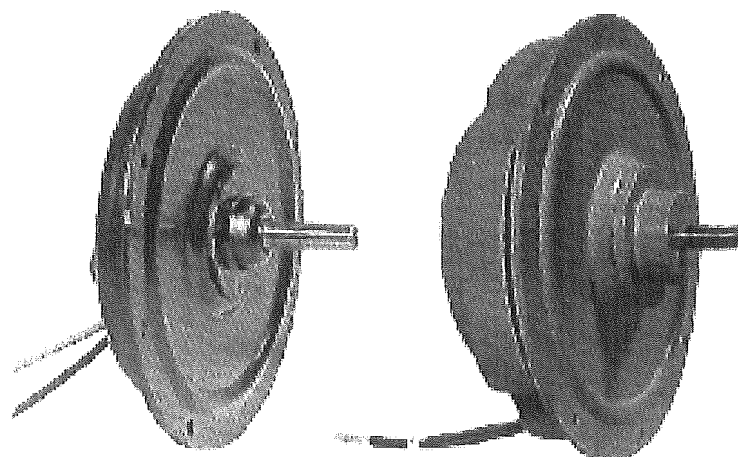


Fig.5.2 プリントモータ（藤井精密回転機製作所製）

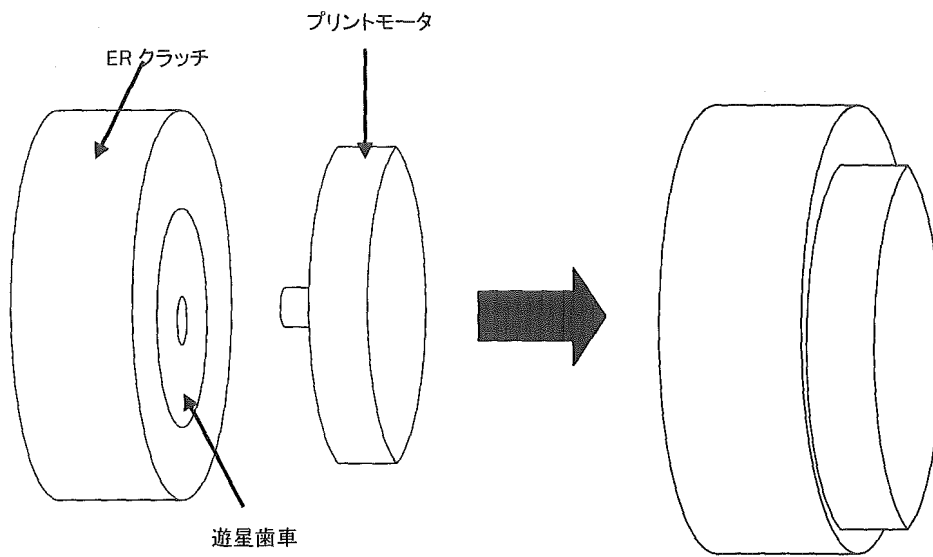


Fig.5.3 次世代駆動・制動デバイスのイメージ

省スペースを実現し、タイヤと一体になった次世代の駆動・制動デバイスを歩行支援装置に搭載することにより、歩行支援装置自体もコンパクトになり、動力伝達部の安全性も従来の駆動・制動デバイスに比べてよくなると考えている。

第 6 章 結言

6.1 結論

現行の歩行支援装置の問題点を考慮し、段差やガタ路における動力アシスト、転倒防止や降坂時の自動ブレーキシステムを搭載した歩行支援装置を提案し、その駆動部分の機能を実現するための駆動・制動デバイスの開発研究を行った。抄述すると以下の通りである。

- (1) 新型の歩行支援装置の開発基本コンセプトを明確にし、駆動部分の仕様に基づいて本装置に搭載する駆動・制動デバイスの設計・製作を行った。
- (2) 製作した駆動・制動デバイスの制御を行うためのクラッチ特性を調べるために、特性試験機を構築し、特性試験を実施した。特性試験より、粒子系、均一系どちらの ER クラッチもそれぞれの特性を明らかにすることができた。これらの結果から ER クラッチの特性を効率よく制御するシステムの構築が可能となる。
- (3) 駆動・制動デバイスの PWM 制御を実現のために必要となるパルス信号の電圧印加における ER クラッチの特性を明らかにした。その結果、駆動・制動デバイスの制御はアナログ信号による電圧指令より、PWM によるパルス信号を用いることの方が有効であることを示すことができた。
- (4) 将来的には、アクチュエータ・クラッチ・タイヤが一体になった駆動・制動デバイスの設計・開発を進めることにより、歩行支援装置本体のコンパクト設計が可能となるだけでなく、動力伝達部の信頼性・安全性が期待できる。

別添4-3

広域歩行支援装置の柔軟な操作性に関する研究
 （分担）研究者 石濱 正男 神奈川工科大学教授

研究要旨

歩行支援装置全体計画を芝浦工業大学の研究グループとは別に設定し、本研究グループ全体として多面的な観点からの検討を行った。研究効率の面から共通のデータベースは保持しながら、独自の車体構造を設計し、特に動的挙動を考慮した最適設計を実施した。更に、段差乗越え機能の向上を目指し、前輪に補助輪を追加する方式を考案し、前輪径の最適化と多輪包絡線による仮想大径輪手法を適用し、目標を達成した。

1. 研究開発の目的

従来型の歩行補助車は、ちょっとした段差や不整路での走行が困難である。本研究では、「段差乗越え」、「転倒防止」、「手腕への振動伝達防止」という動力的性能を向上し、生活行動範囲の拡大を保障し得る走行性能を持つ歩行支援機の設計技術開発を行った。

2. 生活道路走行による必要性能調査

神奈川工科大学周辺の住宅と商店街約5kmを歩行車で走行し、問題となる路面・段差調査を行った。

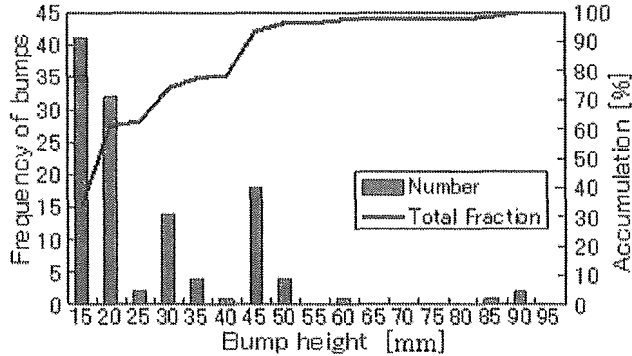


Fig. 1 The bumps distribution investigation result

Fig. 1において、信頼区間95%とすると50mm段差をクリアできれば支障はなくなる。また、点字タイルやグレーチング上でフレームの弾性共振を伴う不快な振動を感じた。典型的な凹凸路での車軸振動の計測結果は約15m/s²であり、これを設計に用いた。

3. 製品企画

3.1 開発コンセプト

既存歩行車の段差・不整路での進行不能状態を改善し、屋外での移動を支援するもの。

3.2 ターゲットユーザー

運動機能が低下した高齢者、あるいは歩行機能に軽度の障害を持つ歩行障害者。

3.3 操舵方式

エレベータ内や人ごみでは、小回り（自転）が効かないと持ち上げなければならない。操舵方式決定に、ほぼ自転可能である2WSと4WSを検討した（Tab 1, Fig 2）。4WSは機構が複雑になる。

モーター取付けが容易な後輪固定の2WSを採用した。

Tab.1 Comparison of turning radius (2WS and 4WS)

2WD (R_{2WS}) [m]	0.82
4WD (R_{4WS}) [m]	0.53
$(R_{4WS} / R_{2WS}) \times 100$ [%]	64.5

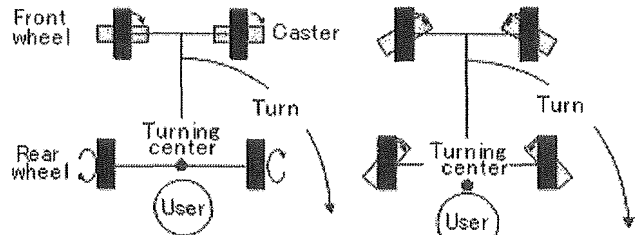


Fig.2 Turning center (2WS (left), 4WS (right))

3.4 歩行支援機的主要仕様

- (1) 重量：15kg以下（重心高：300mm以下）
- (2) 主要寸法：ホイールベース×トレッド×ハンドル高さ=500×520×800mm
- (3) 駆動方式：後2輪ベルト駆動
- (4) 制動方式：手動及びER流体ブレーキ
- (5) 制御方式：無段階速度調整式（力、変位センサ）
- (6) 実用登坂角度：10°
- (7) 段差乗越え高さ：50mm
- (8) 上下・前後加速度：グリップ部で5m/s²以下
- (9) 姿勢変化：支援時に10mm以下のたわみ量



Fig.3 3D-CAD model of our walking aid

4 フレームの最適設計

4.1 ヒューマンインタフェースの位置

既存歩行車の利用率は、女性が圧倒的に多い。機器の寸法決定には、被支援者の身長・横幅・上肢

長及び下肢長，下肢機能，上肢筋力，姿勢を用いた。

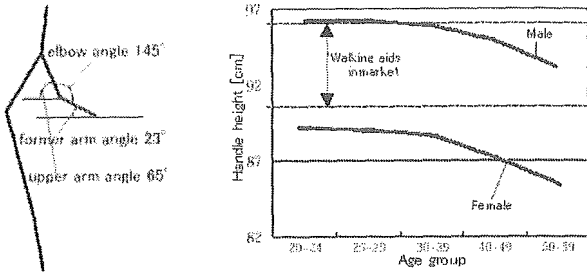


Fig. 4 Optimum support angle Fig. 5 Optimum grip height
最適ハンドル高 = 肩峰高 - [(上腕長)sin65° + (前腕長)sin23°]

4.2 均質化法による位相最適化

既存歩行車を実験モード解析し、「ねじれ剛性」の不足を明らかにした。ねじれ剛性確保・軽量化を目標に，人体運動と干渉しない「コの字空間」を初期条件とした位相最適化により主要骨格を特定した。

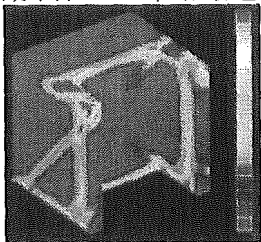


Fig.6 Strain energy distribution (蜜な部分を残す)

- 《最適化条件》(※)
- (1) 静止時，使用者体重の40%支援時
 - (2) 前輪の障害物衝突時
 - (3) 傾斜地にて使用者の体重を機器に支援

4.3 力法によるノンパラメトリック形状最適化

Fig.6 を基に，必要な骨格を抽出し (Fig.7)，同条件 (※) にて形状最適化を行った (結果: Fig.8)。

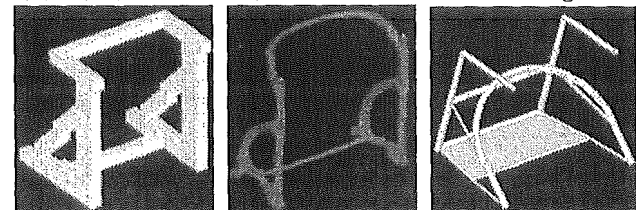


Fig.7 Topologically optimized model (left)
Fig.8 Shapely optimized model (center)
Fig.9 Model for manufacture (right)

Fig.8 より，断面二次モーメントが等価な鋼管を選定してモデルを構築した (Fig.9)。以上より，既存歩行車重量約 5.5kg に対し，Fig.9 モデルは 1.4kg であり，75%の軽量化を果たした。

4.4 実固有値解析による動剛性評価

既存歩行車のねじり剛性不足を受けて，Fig.9 モデルを実固有値解析し，動剛性の評価を行った。

Tab.2 Mode shapes and natural frequencies

Number	Optimized	Conventional	Mode shape
	Frequency [Hz]	Frequency [Hz]	
1	56.1	16.2	Torsional vibration (Horizontal)
2	63.8	21.3	Opening and closing (Horizontal)
3	70.8	38.2	Opening and closing (Horizontal)
4	75.7	42.9	Opening and closing (Vertical)

1次モード56Hz(既存歩行車NW-1では約15Hz)は既存歩行車と比較して，軽量化分を差し引くと，約3.6倍のモード剛性向上を果たした。

5. 段差乗越え機構の開発

5.1 段差乗越えの前輪に及ぼす力

まず，段差 50mm を乗越える上で，車輪径と必要な力にどのような関係があるのかを検証した。

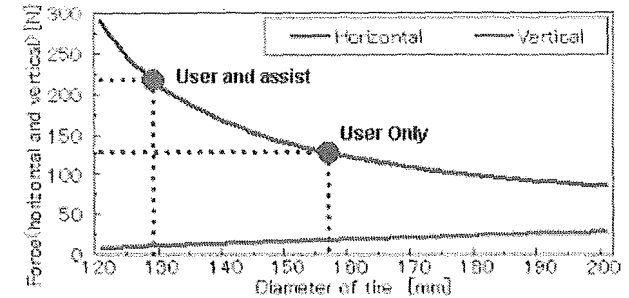


Fig.10 Required forces to override a 50mm bump

前輪径は，人力のみで押す時はφ157，アシスト力を加えてφ129以上に設定することで理論的には乗越えられる結果を得た。(人力:130N, 駆動力:100N)

5.2 段差乗越えに必要なタイヤ径確認実験

タイヤ径と乗り越え可能段差高の関係をj知るため，既存歩行車NW-1に7種のタイヤを装着し，5mmピッチで段差を変化させ，手押しにより評価した。

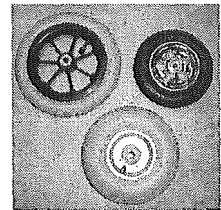
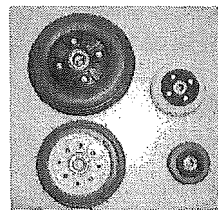


Fig.11 Solid tires Fig.12 Pneumatic tires

Tab.3 Permissible bump height of each tires

No.	Specification	Bumps height [mm]				
		5	10	15	20	25
1	φ200 solid tire	○	○	○	○	×
2	φ150 solid tire	○	○	×	×	×
3	φ100 solid tire	○	×	×	×	×
4	φ75 solid tire	○	×	×	×	×
5	φ200 pneumatic tire	○	○	○	○	×
6	φ165 pneumatic tire	○	○	○	×	×
7	φ150 pneumatic tire	○	○	○	×	×

タイヤ径の約1/10の段差高が限界であった。

5.3 多輪包絡線による仮想大径輪設計

前述の実験結果から，50mm 段差乗越えにはφ500タイヤが必要であるが，レイアウト上現実的でない。そこで，揺動リンクの末端に小径輪を配置することで仮想的な大径輪とする，「多輪包絡線」という設計概念を創出した (Fig.13)。

前輪リンク式仮想大径輪の仕様：

小径誘導輪と中径走行用輪の2輪リンク機構とした。リンクの揺動は，予荷重を与えたトーションばねで反力を与えている。軽量・コンパクトながらも仮想直径740mmを実現している。旋回性はキャスト方式で確保した。

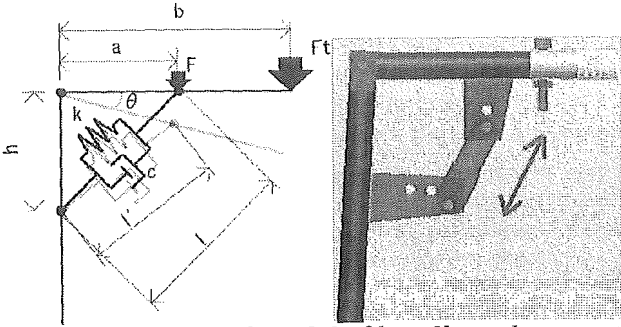


Fig.19 Dynamical model of handle and support
上記モデルより運動方程式を立て、車軸振動変位を加振力Aとして与え、グリップ部振動を予測した。(Fig.20)

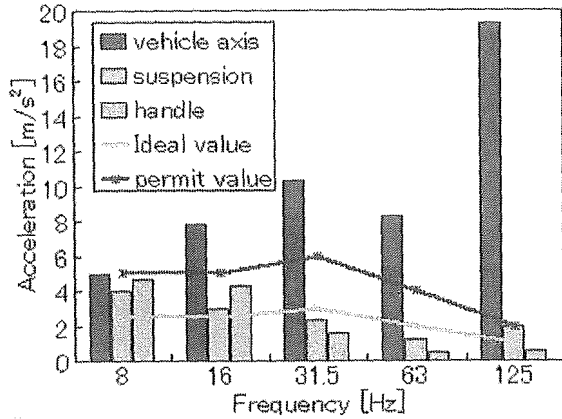


Fig.20 Target and estimated value of grip vertical vibration
6.2 グリップ部での前後振動防振

リンク方式前輪を採用したため、前方衝撃は緩和されるが上下荷重支持との両立のために十分ではない。そこで、グリップを前後にコイルばねでスライドさせて目標性能達成に努めた。

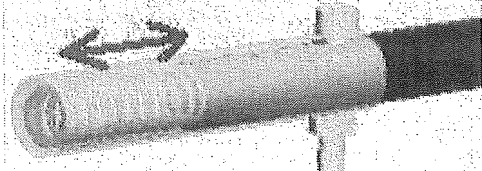


Fig.21 Grip and built-in spring

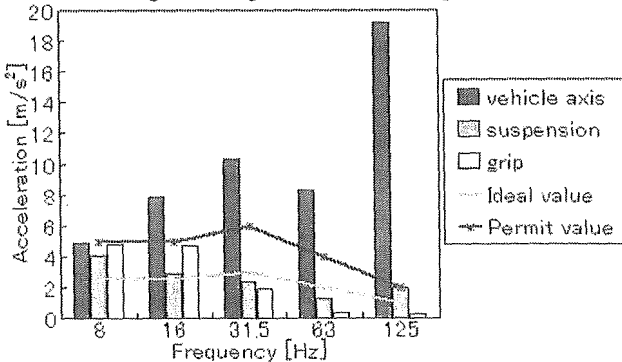


Fig.22 Target and estimated value of grip back and forth vibration

6.3 歩行支援機の振動性能測定実験

実際に設計した歩行支援機の振動性能が、目標値にあるかを段差昇降実験にて測定した結果、各周波数帯の振動レベルを、目標値(125Hzのみ許容値)内に収める事が出来た (Fig.23).

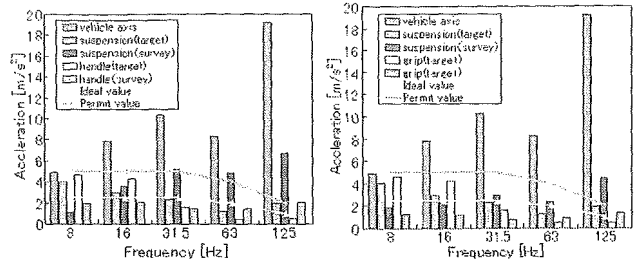


Fig.23 Actual vibration (vertical(left) back and forth(right))

7 各路面走行での第三者による感性評価

第三者に段差昇降性や振動吸収性などの比較・評価をして頂いた。評価項目を以下に示した。

- (1) Oscillation performance (振動の感じ易さ)
- (2) Override bumps (段差の乗越え易さ)
- (3) Turning behavior (曲がり易さ)
- (4) Running through performance (凹凸路面の走り易さ)
- (5) Overall performance (総合評価)

評価対象者：20代前半の学生14名。(運動機能が低下した歩行障害者を模擬するために、高齢者キットを装着。) 供試歩行支援機：A：従来品(コスモネティ), B：開発品(前輪リンク式サスペンション付, NW-1型. ハンドルサスペンションとグリップばね無し.)

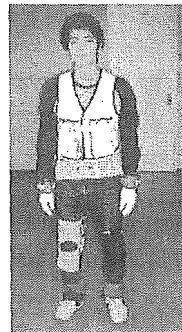


Fig.24 A subject with a senior citizen kit (left)

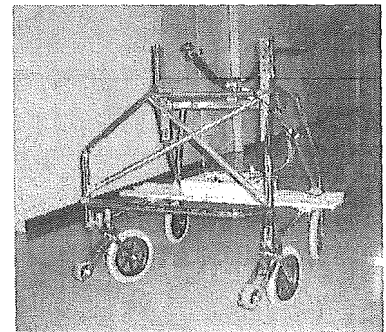


Fig.25 Walking aid with the developed front wheel mechanism (right)

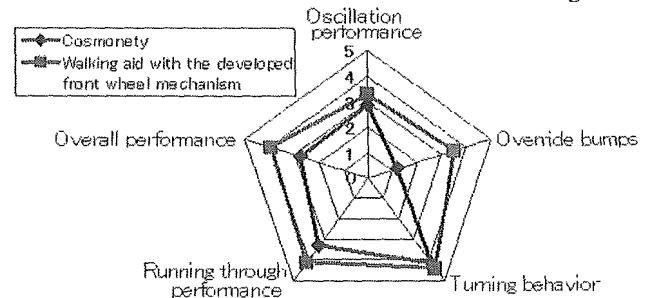


Fig.26 Result of subjective evaluations

結果：前輪構造搭載NW-1の段差昇降性は、既存歩行車よりも優れる結果を得た。しかし、乗上げた時に一旦トーションバネにエネルギーが蓄積され、その後に反動で前に勢い良く動くことが難点と評価された。改良の方向：駆動力(モーター)とブレーキを統合制御する事が望ましい。これが実現すれば、

モーターによる駆動力にて段差を乗越える際に歩行支援機を押す力を軽減できる。また、加速度や速度を検知すれば、上記のトーションスプリングの副作用で歩行支援機が不要に加速されることをブレーキで制御できる可能性がある。

8. 結論

- ・ 段差乗越えを容易にする安価な歩行支援機の動力学的設計を行い、試作・実験をした結果、駆動制御を除くパッシブ系について所定の機能・性能を有するものを開発することができた。
- ・ 多輪包絡線による仮想大径輪という設計概念を創出し、小径タイヤ 2 輪及びリンク機構を組み合わせる事でコンパクトに具現化し、目標値として定めた 50mm 段差を乗越える事を実証した。

9. 健康危険情報

特にありません。

10. 研究発表

総括研究報告書に記載する。

11 知的財産権の出願・登録状況

総括研究報告書に記載する。

以上

「広域歩行支援装置の柔軟な操作性に関する研究」

目次

1. 序論	
1.1 緒言	196
1.2 新しい時代のモノづくり	197
1.3 研究開発の目的	199
1.4 歩行支援機の研究	199
2. 従来型歩行器・人体・行動パターンにおける調査	
2.1 種々の問題点	201
2.2 近年の福祉機器について	204
2.3 人体データ	210
2.4 一般道路の調査	219
2.5 感性評価	229
3. 概念設計	
3.1 役割の明確化	233
3.2 全体機能の構築	235
3.3 段差乗越えにおける機能構造図	236
3.4 品質機能展開(QFD)	237
4. 試作機設計	
4.1 歩行支援機に及ぼす力の計算	238
4.2 転倒安全性を考慮した重心高を決定するための計算	239
4.3 段差乗越え時の前輪に及ぼす力	242
4.4 コイルスプリングの設計	244
4.5 ショックアブソーバーの決定	246
4.6 振幅比の計算	248
4.7 前輪開発案の仕様決定	252
5. 1号機での検討	
5.1 前輪開発案における不整路想定シミュレーション	253
5.2 前輪開発案における段差乗越えシミュレーション	256