装軌式アーティキュレート車の運動特性*

山 川 淳 也^{*1}, 渡 辺 啓 二^{*1}, 稲 垣 智 久^{*2}
北 野 昌 則^{*1}, 城 崎 博 美^{*3}

Turning Characteristics of Articulated Tracked-Vehicles

Junya YAMAKAWA^{*4}, Keiji WATANABE, Tomohisa INAGAKI,
Masanori KITANO and Hiromi JOZAKI^{*4} The National Defense Academy, Dept. of Mechanical Engineering,
Hashirimizu, Yokosuka, Kanagawa, 239-8686 Japan

In recent years, an articulate-type steering vehicle, which makes a turn in smaller area compared to an Ackerman-type steering vehicle, is developed and practically used on agriculture and construction sites. Since the articulated vehicles are generally equipped with tire wheels, it could be possibly stuck on soft ground due to the high ground pressure under the wheels. In this paper, we consider an articulated vehicle with four track units instead of the tire wheels, which we expect more trafficability on soft ground. In order to clarify the basic characteristics of turning motion of the vehicle, numerical analyses have been conducted on various running conditions solving the equations of motion constructed for the vehicle. For the validity of the mathematical model, the numerical results were compared with the experimental data of a scale model.

Key Words: Automobile, Articulated Vehicle, Tracked Vehicle, Construction Machinery

1. 緒 言

建設機械や農業機械などのオフロード車両では、車輪に舵角を与えて操舵を行うアッカーマン方式が一般に広く用いられている。近年では、車体軸を屈折して操舵することで小さな旋回領域の得られるアーティキュレート方式の車両⁽¹⁾⁽²⁾が実用化されている。

しかしながら、現有のアーティキュレート車の走行装置にはタイヤが用いられており、軟らかい地盤では走行不能の状況が発生している。この解決手段の1つとして、装輪車と装軌車の利点を兼ね備えた操舵式装軌車⁽³⁾⁽⁴⁾(Four-Track Steering Vehicle: 4 TS)に装着されているスイング式の三角形履帯ユニットを走行装置に利用した装軌式アーティキュレート車(Articulated Tracked Vehicle: AT車)を考案することで、不整地や軟弱地における機動性の改善が期待できる。

AT車は、装軌車単体⁽⁵⁾⁽⁶⁾と比較して操舵特性や旋

回挙動がかなり異なってくる。装軌車2両を連結した関節式装軌車の運動特性に関する研究⁽⁷⁾はこれまでも行われているが、屈折点の位置、前後車両の重量比など車両諸元が変化した場合の旋回特性については、いまだ十分な検討が行われていない。また、これまでのAT車の運動解析は、直進状態から操舵を行う非定常運動を解く数値解析法を用いており、車速や車両諸元など各種パラメータと車両の運動特性を連続的に解くための定常旋回運動の解析を行っていない。したがって、各種走行条件におけるAT車の操縦性や安定性を改善するため、この種の車両の運動特性について総合的に研究する必要がある。

本研究では、車輪を4個の履帯ユニットに置き換えたAT車の運動方程式を導出し、模型実験によりその妥当性を確かめるとともに、各種走行条件における運動特性を明らかにし、車両設計や操向装置の改善に必要な基礎資料を得ることを目的としている。

2. AT車の平面運動方程式

2・1 座標系と車体の運動 図1は、AT車が水平平坦な路面を曲線運動する場合の座標系を示している。路面に固定した静止座標系を路面固定座標系(X, Y, Z), AT車の前部および後部車両の幾何学的中心

* 原稿受付 1999年5月18日。

^{*1} 正員, 防衛大学校機械工学教室(〒239-8686 横須賀市走水1-10-20)。^{*2} 防衛大学校機械工学教室学生。^{*3} 防衛大学校機械工学教室。

E-mail: yamakawa@cc.nda.ac.jp

Fig. 1 Kinematics and coordinates

Fig. 2 The relation between steering angle and velocity at a articulated point

(重心)を原点とした動座標系を (x, y, z) , (x', y', z') とし, 座標系はそれぞれ右手系を用いて表示している. 前部車両が図1のようにヨー角 θ , 重心速度 V で旋回しているときの重心横すべり角を β , 進路角を ϕ とする.

重心速度の x, y 方向成分を V_x, V_y とすれば, 重心速度 V および重心加速度 a_x, a_y は次式となる.

Fig. 3 Forces acting on the articulated tracked vehicle during turning motion

$$V = \sqrt{V_x^2 + V_y^2} \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$a_x = \dot{V}_x - V_y \dot{\theta} \quad \dots\dots\dots (2)$$

$$a_y = \dot{V}_y + V_x \dot{\theta} \quad \dots\dots\dots (3)$$

また, 後部車両についても同様に () を付して示すものとする. なお, AT車の操舵量は, 図1中の屈折点 A.P. における屈折角 ζ となる.

2.2 屈折点における前後車両の拘束条件 図2は, AT車が旋回する場合の屈折角 ζ と屈折点における相対角と車両速度の関係を示したものであり, 次式の拘束条件が成り立つ.

$$\theta' = \theta - \zeta \quad \dots\dots\dots (4)$$

$$V'_x = V_x \cos \zeta - (V_y - l_p \dot{\theta}) \sin \zeta \quad \dots\dots\dots (5)$$

$$V'_y = V_x \sin \zeta + (V_y - l_p \dot{\theta}) \cos \zeta - l'_p \dot{\theta}' \quad \dots\dots\dots (6)$$

ただし, l_p, l'_p は前部および後部車両の重心から屈折点までの距離である.

2.3 AT車の平面運動方程式 図3は, 曲線運動中のAT車に作用する力およびモーメントの関係を示している.

各車体における運動方程式は, 屈折点における拘束条件式(4)~(6), 屈折点に作用する力およびモーメントの関係から, AT車の運動方程式は次のように整理できる.

$$\begin{bmatrix} m+m' & 0 \\ 0 & m+m' \\ -m'l_p \sin \zeta & -m'(l_p + l'_p \cos \zeta) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{V}_x \\ \ddot{V}_y \\ \ddot{\theta} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -m'l_p \sin \zeta \\ -m'(l_p + l'_p \cos \zeta) \\ (I_x + I'_x) + m'l_p(l_p + l'_p \cos \zeta) + m'l'_p(l'_p + l_p \cos \zeta) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{V}_x \\ \dot{V}_y \\ \dot{\theta} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F(1) \\ F(2) \\ F(3) \end{bmatrix} \quad \dots\dots\dots (7)$$

ただし, $F(1) \sim F(3)$ は次のように表せる.

$$F(1) = f(1) + f(4) \cos \zeta + f(5) \sin \zeta - m'l_p \sin \zeta \cdot \ddot{\zeta} \quad \dots\dots\dots (8 \cdot a)$$

$$F(2) = f(2) - f(4) \sin \zeta + f(5) \cos \zeta - m'l_p \cos \zeta \cdot \ddot{\zeta} \quad \dots\dots\dots (8 \cdot b)$$

$$F(3) = f(3) + l_p f(4) \sin \zeta - (l'_p + l_p \cos \zeta) f(5) + f(6) + (I'_x + m'l_p^2 + m'l_p l'_p \cos \zeta) \ddot{\zeta} \quad \dots\dots\dots (8 \cdot c)$$

ここで, $f(1) \sim f(6)$ は次式となる.

$$f(1) = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^2 Q_x^{(i,j)} - (R_1 + R_2) + mV_y \dot{\theta} \quad \dots\dots\dots (9 \cdot a)$$

$$f(2) = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^2 Q_y^{(i,j)} - m V_x \dot{\theta} \quad \dots\dots\dots (9 \cdot b)$$

$$f(3) = \frac{B}{2} \sum_{i=1}^n (Q_x^{(i,2)} - Q_x^{(i,1)}) + \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^2 Q_y^{(i,j)} \left(\frac{1}{2} - \frac{i-1}{n-1} \right) L + \frac{B}{2} (R_1 - R_2) \quad \dots\dots\dots (9 \cdot c)$$

$$f(4) = m' \dot{\xi} \{ V_x \sin \zeta + (V_y - l_p \dot{\theta}) \cos \zeta \} + \sum_{i=1}^{n'} \sum_{j=1}^2 Q_x^{(i,j)} + m' V_y \dot{\theta}' - (R'_1 + R'_2) \quad \dots\dots\dots (9 \cdot d)$$

$$f(5) = m' \dot{\xi} \{ (V_y - l_p \dot{\theta}) \sin \zeta - V_x \cos \zeta \} + \sum_{i=1}^{n'} \sum_{j=1}^2 Q_y^{(i,j)} - m' V_x \dot{\theta}' \quad \dots\dots\dots (9 \cdot e)$$

$$f(6) = \frac{B'}{2} \sum_{i=1}^{n'} (Q_x^{(i,2)} - Q_x^{(i,1)}) + \sum_{i=1}^{n'} \sum_{j=1}^2 Q_y^{(i,j)} \left(\frac{1}{2} - \frac{i-1}{n'-1} \right) L' + \frac{B'}{2} (R'_1 - R'_2) \quad \dots\dots\dots (9 \cdot f)$$

ただし,

m : 車両質量

I_z : z 軸まわりの慣性モーメント

$Q_x^{(i,j)}, Q_y^{(i,j)}$: 転輪下の摩擦力の x および y 方向成分

R_j : 転がり抵抗

B : 軌間幅

L : 履帯接地長

P_x, P_y : 屈折点に作用する力の x' および y' 方向成分

M : 屈折点に作用するモーメント (操舵トルク)

である。また、記号 i は、それぞれの履帯ユニット前方から付けた転輪の番号であり、 j は履帯ユニットの左右を、それぞれ $j=1, 2$ で示している。

Fig. 4 Weight acting on the road wheels

3. 履帯の摩擦力と差動装置の拘束条件

3.1 履帯の摩擦力 図4は、履帯に作用する接地荷重について示したものである。図4に示すように、旋回中の車両重心には重力 mg のほかに慣性力 ma_x, ma_y 、屈折点には P_x, P_y の力が作用している。

履帯と路面間の摩擦係数を μ とすれば、 (i, j) 転輪下の履帯の摩擦力の x, y 方向成分は次式となる⁽⁵⁾⁽⁶⁾。

$$Q_x^{(i,j)} = P^{(i,j)} \cdot \mu^{(i,j)} \cos(\tau^{(i,j)} + \pi) \quad \dots\dots\dots (10 \cdot a)$$

$$Q_y^{(i,j)} = P^{(i,j)} \cdot \mu^{(i,j)} \sin(\tau^{(i,j)} + \pi) \quad \dots\dots\dots (10 \cdot b)$$

ここで

$P^{(i,j)}$: (i, j) 転輪下の履帯に作用する接地荷重

$\mu^{(i,j)}$: 履帯接地部の摩擦係数

$\tau^{(i,j)}$: 履帯のすべり方向

を示している。

3.2 差動装置の拘束条件 差動装置(デフ)は、装輪車の左右駆動輪や四輪駆動車の前後輪への動力分配装置に採用され、旋回時にそれぞれの車輪の旋回半径の違いによって生じる回転差を吸収しながら、左右または前後駆動輪へ等しくトルクを配分する機能がある。

図5は、本数値解析で用いたモデル車両の駆動力系を示したものである。図5(a)は前軸および後軸にデフがあり、センターデフをロックした車両(AT/D方式: without Center-Differential)、図5(b)は前軸および後軸にデフがあり、かつ前後軸間にもデフがある車両(AT/CD方式: with Center-Differential)を示している。ただし、車両に搭載する差動装置のトルク配分特性については50:50と仮定する。

(1) 前後直結駆動方式(AT/D方式) センターデフがない、またはセンターデフをロックして前後駆動軸を直結した場合、フロントデフおよびリアデフにより、前後部それぞれの左右履帯の駆動力および履帯速度の合計が等しくなる。したがって、次に示す拘束条件が成り立つ⁽⁷⁾。

$$F^{(1)} = F^{(2)} \quad \dots\dots\dots (11 \cdot a)$$

Fig. 5 Traction force distribution system of the model vehicle

$$F^{(1)} = F^{(2)} \dots\dots\dots (11 \cdot b)$$

$$V_t^{(1)} + V_t^{(2)} = 2 V_{t0} \dots\dots\dots (12 \cdot a)$$

$$V_t^{(1)} + V_t^{(2)} = 2 V_{t0} \dots\dots\dots (12 \cdot b)$$

ここで $F^{(j)}$ については、次のように表すことができる。

$$F^{(j)} = \sum_{i=1}^n Q_x^{(i,j)} - R_j \dots\dots\dots (12)$$

ただし、

$V_t^{(j)}$: 各履帯ユニットの履帯速度

V_{t0} : 平均履帯速度

である。

(2) 前後センターデフ付駆動方式(AT/CD方式)
センターデフとフロントおよびリアデフがつねに作動するため、前部および後部における各履帯ユニットの駆動力の合計は等しくなり、次に示す拘束条件が成り立つ。

$$F^{(1)} = F^{(2)} \dots\dots\dots (13 \cdot a)$$

$$F^{(1)} = F^{(2)} \dots\dots\dots (13 \cdot b)$$

$$F^{(1)} + F^{(2)} = F^{(1)} + F^{(2)} \dots\dots\dots (14 \cdot a)$$

$$V_t^{(1)} + V_t^{(2)} + V_t^{(1)} + V_t^{(2)} = 4 V_{t0} \dots\dots\dots (14 \cdot b)$$

4. 模型車両による定常旋回実験

理論モデルの妥当性について検討するため、ここでは模型車両を用いた旋回実験を行い、堅固路面上におけるAT車の旋回特性について数値解析結果と比較検討した。

4.1 模型車両と実験要領 図6は、実験に使用したAT車の模型車両(直進時の全長74cm, 質量42kg)の外観を示したものである。

実験は、模型車両の駆動力系を前軸、後軸および前後軸間にそれぞれ差動装置を有する前後センターデフ付駆動方式とし、車両速度 $V_{t0} = 0.1, 0.2, 0.3$ m/s の3とおりの速度とした。なお模型車両は、あらかじめ車体屈折角を10, 15, 30度に固定し、屈折点が $l_p = l'_p = 0.24$ mにおける定常旋回実験を行った。

Fig. 6 Overview of the model vehicle

(1) 計測項目 本実験では、模型車両の各履帯に発生するけん引力および履帯速度について計測した。模型車両が走行する際の車両速度は、駆動用モータドライバによって模型車両に搭載した直流サーボモータの入力電圧を制御することにより設定が可能となっている。計測したデータは、ストレインアンプとF/V変換器およびローパスフィルタを介し、アナログ信号としてデータレコーダに収録した。また、収録したデータは、A/D変換を施して記録解析を行った。

(2) 旋回軌跡の測定 図7は旋回軌跡の測定要領について示している。二次元動態測定装置は、車両を実験室の天井に固定したCCDカメラで捕捉することにより、車両の前部重心(A)および後部重心(B)に取り付けた電球(光源)だけを背景からそれぞれ別々に抽出し、車両の動きをサンプリング間隔1/60秒で連続的に測定記録した。

4.2 実験結果と数値解析結果の比較 図8および

Fig. 7 Trace apparatus for model vehicle movement

Fig. 8 Turning radius and steering angle

Fig. 9 Steering angle and tractive force on each track

び図9は、車両速度 $V_0=0.1$ m/s における旋回半径と各履帯のけん引力係数について実験値と計算値を比較したものであり、両者が比較よく一致していることから、理論モデルの妥当性が確認できた。

5. 数値解析結果と考察

5.1 数値解析の条件 式(7)の運動方程式および式(11・a), (11・b), (12・a), (12・b)の差動装置の拘束条件によって、AT車の旋回特性について数値解析を行った。過渡状態における数値解析では、車両速度(平均履帯速度)2 m/sの直進状態で時刻0秒から2秒間で線形に屈折角を増加させる操舵要領(図10)を入力として用いた。本数値解析では、現有する建設用ホイール式車両と同等の諸元(前部質量15 000 kg, 後部質量12 000 kg, 前(後)部重心から屈折点までの距離1.35 m, 軌間幅2.15 m, 履帯接地長1.12 m)を用いた。

5.2 重心軌跡 図11は、AT車の重心軌跡と2秒ごとの車体姿勢(矢印)を示したものである。屈折角の増大に伴った旋回半径の減少が確認できる。

5.3 旋回時の所要動力 車両が走行時に必要な

駆動馬力 DP と操舵に必要な操舵馬力 SP は、それぞれ、以下の式により表される。

$$DP = \frac{\sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^2 |Q_x^{(i,j)} \cdot V_t^{(i)}| + \sum_{i=1}^{n'} \sum_{j=1}^2 |Q_x'^{(i,j)} \cdot V_t'^{(i)}|}{75 \times 9.8} \quad \dots\dots\dots (15)$$

$$SP = \frac{M \cdot \xi}{75 \times 9.8} \quad \dots\dots\dots (16)$$

ここで、 M は操舵トルクである。図12は、操舵角 ξ を 15° まで変化させた時の過渡状態における操舵トルクの時間的変化を示しており、過渡状態では、2秒以降の定常状態に比較して、より大きな操舵トルクが必要であることがわかる。図13(a), (b)は、AT車が旋回運動する際に必要な駆動馬力および操舵馬力の時間的変化について、それぞれ示したものである。これ

Fig. 10 Steering angle change with time

Fig. 11 The traces of the vehicle under turning motion at different steering angles

Fig. 12 Steering torque with time change

(a) Driving power

(b) Steering power

Fig. 13 Power required with time change

Fig. 14 Turning radius at various track speeds

Fig. 15 Position of articulated point and tractive force

Fig. 16 Position of articulated point and track slippage

らの図より、屈折角の増大に伴ったそれぞれの馬力の増大は明らかであるが、駆動馬力と比較して必要な操舵馬力は非常に小さいことがわかる。

5.4 操舵角と車両速度の影響 図14は、車両速度が異なる場合の操舵角と旋回半径の関係を示している。破線は、幾何学的に求めた車両の旋回半径を示しているが、それぞれの車両速度における旋回半径は幾何学的に求めた場合よりも大きく、特に車両速度の増大に伴って、旋回半径も大きくなることがわかる。

5.5 車体屈折点の位置の影響 図15は、操舵角 $\zeta = 15^\circ$ において屈折点の位置を変化させた時の各履帯のけん引係数の変化を、図16は、同じ条件での各履帯のすべり速度を示したものである。これらの図より、屈折点の位置が前後に大きく変移すると前部および後部車両の履帯すべり速度の差が大きくなり、けん

Fig. 17 The weight ratio of front to rear vehicles and the tractive force of each track

Fig. 18 Tractive force and steering angle

引係数にも大きな差が生じることがわかる。特に、軟らかい地盤において旋回性を高めるためには、これらの差を小さくする必要がある、屈折点を車体軸上の中央付近に位置させることが有効であることがわかる。

5.6 前後車両の重量比の影響 図17は、操舵角 $\zeta = 15^\circ$ において前後車両の重量比を変化させた時の各履帯のけん引係数の変化を表している。この図17では、重量比を大きく変化させることにより、けん引係数に大きな差が生じることを示しており、前後車両重量の配分比を変化させる場合には、車両の使用用途について考慮した車両設計が必要であるといえる。

5.7 センターデフを有する場合の旋回特性 図18は、操舵角 ζ を 0° から 30° まで変化させた時の履帯に発生する駆動力について、AT/D方式と前後の車両軸上にもセンターデフを有するAT/CD方式を比較したものである。図18より、AT/CD方式では各履帯の駆動力が等しくなるため、軟らかい地盤における機動性の改善が期待できる。

5.8 従来型装軌車との比較 従来型装軌車の旋回は、左右の履帯に速度差を与えて地面に対して発生する推進力の差によって、履帯に無理に横すべりを起こさせることで旋回する（一般に Skid-steer という）。

Fig. 19 Tractive force and turning radius

一方 AT 車の場合は、操舵入力が屈折点における操舵角であり、また一般的な装輪車と同様に、デフによって前後車両それぞれの左右履帯の回転差を自動的に変化させることができ、さらに履帯の接地長が従来型装軌車と比較して短いので、旋回に必要な動力を軽減することができる。ここでは、従来型装軌車(車両質量: 8 620 kg, 軌間幅: 2.3 m, 履帯接地長: 3.1 m)と AT 車の旋回特性について比較検討し、AT 車の有用性について検討する。

図 19 は、同一旋回半径における履帯のけん引力係数について両者を比較したものである。図 19 より、AT 車は装軌車と比較して、履帯の縦すべり速度が小さく、発生する駆動力も小さいため、軟弱地盤において優れた走破性を発揮できるものと考えられる。

6. 結 言

本研究では、装軌式アーティキュレート車(AT 車)の車両設計や操向装置の改善に必要な基礎資料を得るため、車両の運動方程式を導出し、模型実験によりその妥当性を確かめるとともに、各種走行条件における基礎的運動特性を数値解析によって検討した。その結

果、明らかになった事項を要約すると次のようになる。

(1) 本研究で提案した理論モデルは、模型車両を用いた実験結果と比較的によく一致し、この理論モデルの妥当性が確認できた。

(2) 車両の旋回運動に必要な操舵馬力は、走行に必要な駆動力と比較して非常に小さい。

(3) 屈折点の位置および前後車両の重量比が車両の旋回半径に及ぼす影響は小さいが、各履帯に発生するけん引力やすべり速度には大きく影響を及ぼす。

(4) 前後車体軸間に差動装置を装備することにより、各履帯の駆動力が均一となり、軟らかい地盤における機動性の改善が期待できる。

(5) 装軌式アーティキュレート車は、従来型装軌車と比較して履帯のすべりや駆動力が小さく、軟弱地盤において優れた走破性を発揮できるものと考えられる。

文 献

- (1) Oida, A., Turning Behavior of Articulated Frame Steering Tractor, *J. of Terramechanics*, **20**-3 (1984), 153-165.
- (2) Pieczomka, K., ほか 1 名, Bucket Loader Research in Technical University of Wroclaw, Off-Road Machines and Vehicles in Theory and Practice, *Proc. of 1st Int. Conf.*, (1996), 303-321.
- (3) 北野昌則・ほか 1 名, 操舵式装軌車の運動特性に関する研究(第 1 報), 自動車技術会論文集, **40** (1989), 98-104.
- (4) 渡辺啓二・ほか 2 名, 操舵式装軌車の旋回特性に関する研究, 機論, **61**-582, C(1995), 219-226.
- (5) 北野昌則・ほか 1 名, 装軌車両の旋回性能に関する研究(第 1 報), 自動車技術会論文集, **9** (1975), 51-57.
- (6) 北野昌則・ほか 1 名, 装軌車両の過渡運動に関する研究(第 1 報), 自動車技術会論文集, **13** (1977), 63-69.
- (7) 渡辺啓二・ほか 1 名, 関節式装軌車の操縦性に関する研究(第 5 報), 自動車技術会論文集, **32** (1986), 127-134.