

自脱コンバインの転輪配置による旋回性への影響

誌名	農業食料工学会誌 = Journal of the Japanese Society of Agricultural Machinery and Food Engineers
ISSN	2188224X
著者名	松井,正実 青柳,悠也 福島,崇志
発行元	農業食料工学会
巻/号	82巻3号
巻号補足	
掲載ページ	p. 267-276
発行年月	2020年5月

農林水産省 農林水産技術会議事務局筑波産学連携支援センター
Tsukuba Business-Academia Cooperation Support Center, Agriculture, Forestry and Fisheries Research Council
Secretariat



自脱コンバインの転輪配置による旋回性への影響*

松井正実^{*1†}・青柳悠也^{*2}・福島崇志^{*3}

要 旨

自脱コンバインのゴム履帯走行装置は走破性に優れ、機動性や安全性、快適性などを考慮して設計されている。これらの性能には転輪配置が影響すると考えられる。本研究では機動性に注目し、スムーズな旋回を目標とした転輪配置を検討するために、旋回時における前後・上下・ピッチング・ローリング方向の運動方程式を立案した。また、模型実験を行って妥当性を検証し、様々な転輪配置で数値解析を行った。その結果、本研究手法を用いれば、剛性路面走行時における様々な転輪配置の機動性への影響が評価可能になることを示した。また、転輪を重心付近に集中して配置することで旋回抵抗モーメントが小さくなり、機動性が向上することを示した。

[キーワード] 自脱コンバイン、挙動モデル、シミュレーション、旋回抵抗、転輪配置

Influence of Track Roller Arrangement of Combine Harvester
on Turning PerformanceMasami MATSUI^{*1†}, Yuya AOYAGI^{*2}, Takashi FUKUSHIMA^{*3}

Abstract

A rubber crawler system of combine harvester works well in wet paddy fields, and designers have taken mobility, safety, and comfort into consideration while developing the machine. The track roller arrangement requires smooth turnability, especially with regard to mobility. In this study, a turning dynamic model for a combine harvester with four degrees of freedom (vertical, pitch, roll, and anteroposterior direction) was developed. In addition, the validity of the model was verified through experiment, and simulation of the turning behavior of various track roller arrangements was done. As a result, the turning performance can be evaluated by this method when traveling on a rigid flat road. Furthermore, the greatest mobility was achieved when the track roller arrangement was concentrated near the center of gravity.

[Keywords] combine harvester, dynamic model, simulation, turning resistance, track roller arrangement

I 緒 言

自脱コンバインの走行部にはゴム履帯走行装置が使用されている。ゴム履帯走行装置は走破性に優れ、駆動スプロケット、転輪、アイドラーと履帯で構成される。転輪は履帯の接地面を形成して機体を支持しており、舗装

路から軟弱な湿田まで、機動性と安全性、快適性に加え、脱輪性能や整備性などを考慮して配置される。特に機動性においては、様々な路面でのスムーズな旋回性が求められている。自脱コンバインでは、左右履帯に速度差を与えることで旋回を行う。このとき、履帯前後端は左右にスリップしており、路面と履帯接地面の間には摩擦力

* 2018年8月農業食料工学会第54回関東支部年次大会(埼玉)にて一部講演

*1 会員, 宇都宮大学農学部(〒321-8505 栃木県宇都宮市峰町350) Faculty of Agriculture, Utsunomiya University, 350, Mine, Utsunomiya City, Tochigi Pref., 321-8505, Japan

*2 会員, 東京農工大学大学院連合農学研究科(宇都宮大)・日本学術振興会特別研究員DC(〒321-8505 栃木県宇都宮市峰町350) Faculty of Agriculture, Tokyo University of Agriculture and Technology (Utsunomiya University), 350, Mine, Utsunomiya City, Tochigi Pref., 321-8505, Japan

*3 会員, 三重大学生物資源学研究所(〒514-8507 三重県津市栗真町屋町1577) Faculty of Bio-resources, Mie University, 1577, Kurimamachiya, Tsu City, Mie Pref., 514-8507, Japan

† Corresponding author: m-matsui@cc.utsunomiya-u.ac.jp

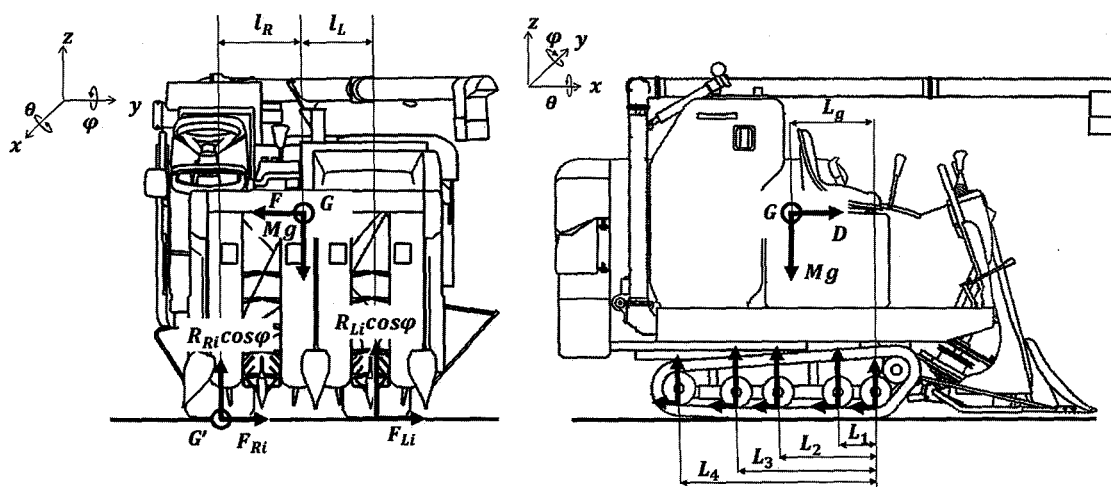


図 1 旋回時の自脱コンバインに作用する力
Fig. 1 Forces acting on the combine harvester at turning

が生じている。特に舗装された道路や硬く締まった乾田等の剛性路面においては、転輪直下の履帯が集中して荷重を受けていることから、この摩擦力が大きくなり、履帯の摩耗も促進される。

旋回性能評価については、履帯接地面が一様に荷重を受けることを想定した旋回性 (伊藤ら, 1995) の検討や、履帯ラグ形状 (Desrial and Ito, 1999) が旋回性に及ぼす影響を比較、検討した研究がみられる。

また、北野らは旋回に最も影響を与える履帯の路面に対する滑りに注目し、遠心力の影響などを考慮して運動方程式を導いている (北野ら, 1975)。さらに、この運動方程式を基に、走行路面の沈下や盛り上がり等を考慮した軟弱路面における旋回運動の力学モデルを立案したもの (城崎ら, 1979)、傾斜地における旋回時の運動方程式を導いたもの (北野ら, 1977) もみられる。

これらの研究成果では、自脱コンバインの履帯走行装置における接地面が一様に荷重を支持しているものとして旋回性や操向特性について検討している。他方、自脱コンバインの転輪配置に注目し、履帯のラグや芯金などによる動的特性を考慮して、旋回抵抗モーメントに基づく評価を行った研究は少ない。

本研究では、剛性水平路面走行時の旋回抵抗モーメントについて、転輪配置および旋回半径、走行速度の影響について検討を行うことを目的とし、既往の研究 (松井ら, 2018) によって示された力学モデルに旋回時の遠心力を加味した 4 自由度の挙動モデルを立案した。また、立案した挙動モデルの妥当性を検証するため、模型実験を行った。さらに、転輪配置および旋回半径、走行速度を変化させて数値解析を行い、旋回抵抗モーメントに基づく旋回性能について検討を行った。

II 自脱コンバインの力学モデル

1. 運動方程式

本研究では、固定転輪を有する自脱コンバインについて、新たに旋回時に作用する遠心力を考慮し、前後、上下、ピッチング、ローリング方向の 4 自由度の旋回時の挙動モデルを立案した。旋回時の自脱コンバインに作用する力を図 1 に示す。松井ら (2018) による機体重心の前後・上下・ピッチングの運動方程式を式 (1)~(3) に、遠心力を考慮したローリングに関する運動方程式を式 (4) に、各転輪が受ける接地反力 R を式 (5) に示す。上下・前後方向の運動方程式における D は駆動力を示し、式 (1)~(4) で走行抵抗係数 γ を含む項は旋回抵抗を含む走行抵抗を示す。機体は等速度運動をしていることとし、駆動力 D は接地反力と走行抵抗の分力とつりあっていることとした。ローリング方向 (式 (4)) における F は遠心力を示し (式 (6))、ローリング方向の運動方程式は機体前面視において外側履帯を回転中心とした。式 (5) における動ばね係数 k と粘性減衰係数 c については、井上ら (1990) の研究成果からラグピッチで周期的に変動するフーリエ級数を入力することとし、左右両履帯が接地した状態で機体がゴム履帯上を走行する状況を想定した。動ばね係数と粘性減衰係数を式 (7)~(8) に示す。

$$\begin{aligned}
 M\ddot{x} &= D \cos \phi - \sum_{i=1}^n (R_{Ri} + R_{Li}) \cos \theta \sin \phi \\
 &\quad - \gamma \sum_{i=1}^n (R_{Ri} \cos \delta_{Ri} + R_{Li} \cos \delta_{Li}) \cos \phi \cos \theta \quad (1) \\
 M\ddot{z} &= Mg - \sum_{i=1}^n (R_{Ri} + R_{Li}) \cos \phi \cos \theta \\
 &\quad + \gamma \sum_{i=1}^n (R_{Ri} \cos \delta_{Ri} + R_{Li} \cos \delta_{Li}) \sin \phi \cos \theta - D \sin \phi \quad (2)
 \end{aligned}$$

持部にひずみをデータロガー (TEAC 社 ES8) に 200 Hz で記録した。応力とひずみの校正結果に基づいて得られた値から旋回抵抗を算出した。模型実験の概略を図 6 に示す。旋回半径は 0.14 m, 走行速度は 6 cm/s とし, 機体質量を 1.5~6.5 kg まで 9 段階に変化させて実験を行った。

4. 実機での走行シミュレーション

実機の諸元を用いたシミュレーションでは, 平地で旋回を行うものとして剛性水平路面を与えた。旋回半径の違いによる旋回抵抗モーメントへの影響を調べるため

に, 重心の接線速度 (走行速度) を 1.34 m/s で一定とし, 旋回半径を 0.5~2.0 m (0.05 m 刻み) に変化させてシミュレーションを行った。また, 走行速度の違いによる影響を調べるため, 旋回半径を 0.9 m (供試機の軌間距離) とし, 重心の走行速度を 0.08~1.34 m/s (0.02 m/s 刻みで, 上限は外側履帯の最高速度 2.0 m/s を想定) に変化させた。左右履帯の走行速度 (ラグ乗り越え速度) は, 軌間距離を考慮して, 重心の走行速度と旋回半径の組み合わせに応じた速度とした。転輪配置は供試機配置 (0-205-630-840), および A 配置 (0-384-584-744), B 配置 (0-232-616-936), C 配置 (0-216-752-912) の 4 通りとした。図 7 にそれぞれの重心位置と転輪配置を示す。

III 結果・考察

1. 模型実験結果

図 8 に機体質量 2.1 kg の時の供試機模型における旋

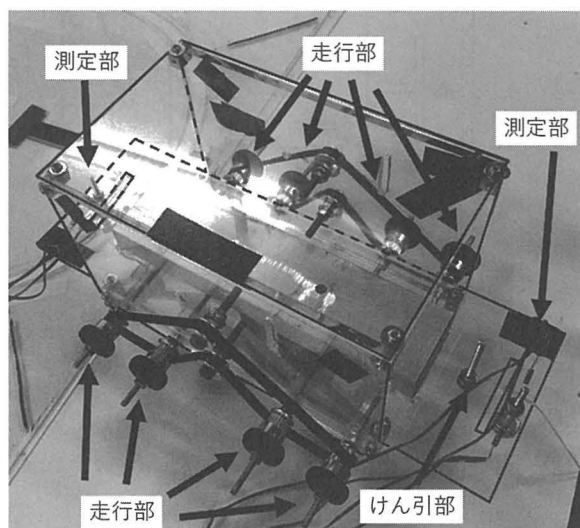


図 3 旋回抵抗測定実験模型 (全体図)

Fig. 3 Model for the measurement experiment of the turning resistance momentum (overall view)

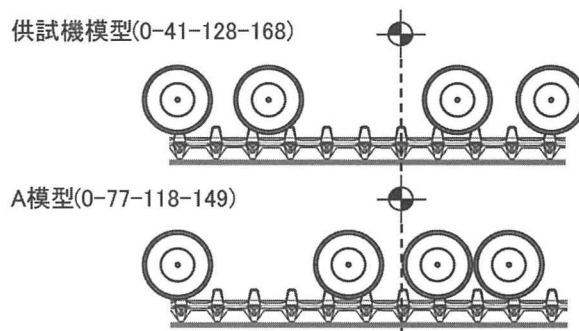


図 4 実験模型の転輪配置および重心位置

Fig. 4 Track-roller arrangement and mass center of the experiment model

表 1 供試機と模型における諸元およびモデルパラメータ

Table 1 Specifications and parameters of the test machine and the model

項目	供試機	供試機模型	A 模型
転輪数	8	8	8
転輪外径 [mm]	160	25	25
機体質量 [kg]	1760	1.5	1.5
機体全長 [mm]	3780	200	200
機体全幅 [mm]	1690	120	120
機体全高 [mm]	1980	120	120
第 1 転輪から第 2 転輪までの距離 [mm]	205	41	77
第 1 転輪から第 3 転輪までの距離 [mm]	630	126	118
第 1 転輪から第 4 転輪までの距離 [mm]	840	168	149
第 1 転輪から重心までの距離 [mm]	505	85	85
第 1 転輪切り上げ高さ [mm]	0	0	0
アイドラーの切り上げ高さ [mm]	10	—	—
履帯ラグピッチ [mm]	84	—	—
重心位置から路面までの垂直距離 [mm]	775	30	30
軌間距離 [mm]	900	180	180
ピッチング方向の慣性モーメント [kg/m ²]	2761	0.00815	0.00815
旋回時の慣性モーメント (ローリング) [kg/m ²]	2485	0.01832	0.01832

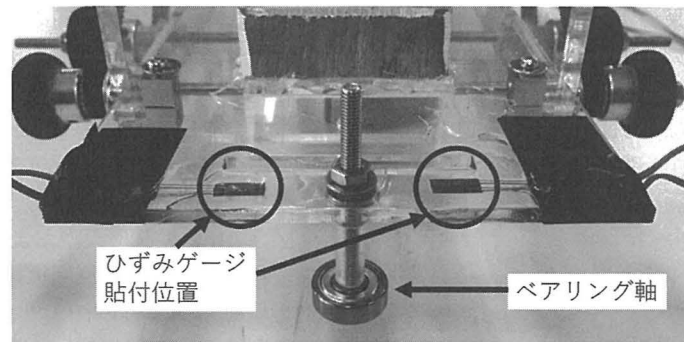


図 5 模型の旋回抵抗測定部（後方）

Fig. 5 Measurement part of turning resistance momentum at the model (back part)

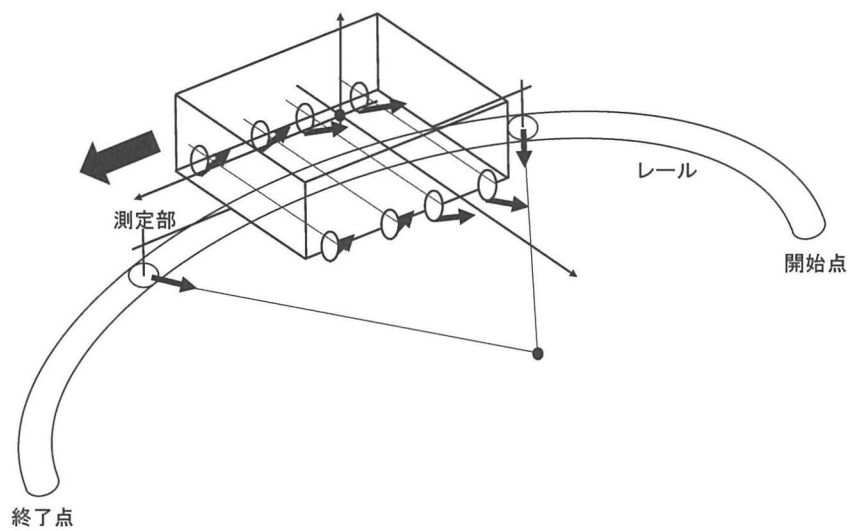


図 6 旋回模型実験の概略

Fig. 6 Schematic diagram of model experiment model at turning

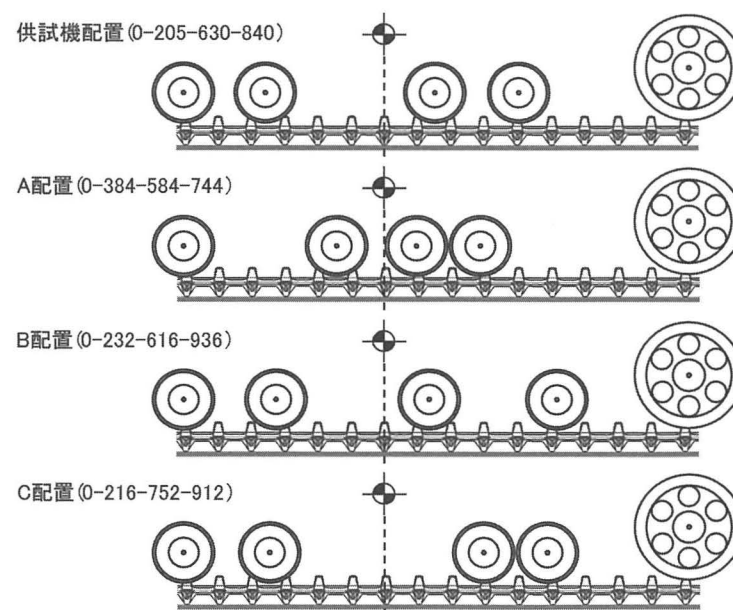


図 7 シミュレーションに供試した転輪配置および重心位置

Fig. 7 Track-roller arrangement and mass center of the simulation model

回抵抗モーメントの測定結果の 1 秒間の移動平均を示す。この図より、0.0~1.0 秒付近においては旋回抵抗モーメントが発生しておらず、3.0~7.0 秒付近で 0.5 Nm に上昇した。9.0 秒以降では 0.3 Nm に低下し一定と

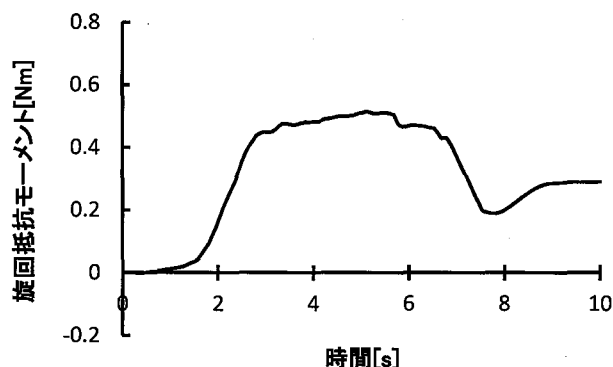


図 8 供試機模型における旋回抵抗モーメントの移動平均値 (質量 2.1 kg)

Fig. 8 Moving average of measured turning resistance momentum of the experimental model of the test machine (mass: 2.1 kg)

なった。これは、実験開始時にレールに合わせて模型を静置させていたため旋回抵抗モーメントが生じず、その後一定速度で旋回したことにより旋回抵抗モーメントが発生した。9.0 秒以降は旋回が終了し、転輪—路面間の残留応力によって旋回抵抗モーメントが 0 にならなかったと考えられた。

図 9, 10 に供試機模型および A 模型における機体質量を変化させたときの旋回抵抗モーメントの実測値および解析値を示す。この図より、供試機模型および A 模型の実測値および解析値は、機体質量の増加に伴って旋回抵抗モーメントが直線的に増加していることがわかる。旋回抵抗モーメントは各転輪反力が影響することから (式 (10)), 機体質量の増加に伴って各転輪反力が増加したことにより、旋回抵抗モーメントが増加したと考えられた。供試機模型および A 模型における、解析値および実測値における機体質量—旋回抵抗モーメントの回帰直線の傾きおよび旋回時の走行抵抗係数を表 2 に示す。表 2 の実測値における旋回時の走行抵抗係数は、解析値と実測値の回帰直線の傾きの比から求めた。この表より供試機模型、A 模型共に実測値に比べて解析値の傾きが

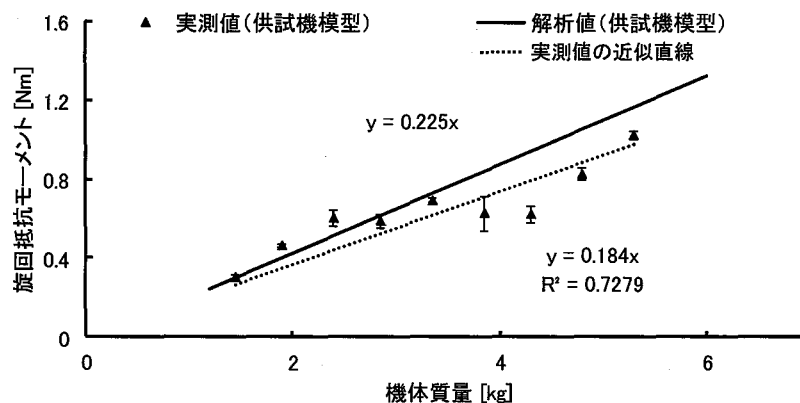


図 9 供試機模型における旋回抵抗モーメントの実測値および解析値

Fig. 9 Measured and analysis results of turning resistance momentum of the experimental model of the test machine

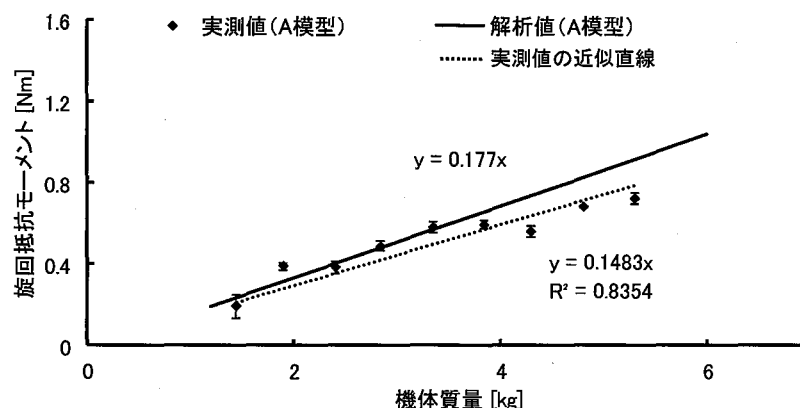


図 10 A 模型における旋回抵抗モーメントの実測値および解析値

Fig. 10 Measured and analysis results of turning resistance momentum of model A

大きかった。解析値においては供試機模型の傾きは 0.225 であり、A 模型では 0.177 であったことから A 模型は供試機模型の 0.79 倍であった。また、実測値においては供試機模型の傾きは 0.184 であり、A 模型では 0.148 であったことから A 模型は供試機模型の 0.80 倍であった。これは、解析では旋回時の走行抵抗係数を $\gamma=1$ としたことによると考えられる。しかしながら、機体質量、走行速度、旋回半径を同条件とし、異なる転輪配置で比較して、ほぼ同じ旋回時の走行抵抗係数を得

表 2 供試機模型および A 模型における解析値および実測値における回帰直線の傾きおよび旋回抵抗係数

Table 2 The inclinations of regression line and the coefficients of turning resistance on the model of test machine and A

	解析値		実測値	
	傾き	旋回抵抗係数	傾き	旋回抵抗係数
供試機模型	0.225	1.00	0.184	0.818
A 模型	0.177	1.00	0.148	0.836

ることができた。このことから、転輪配置の違いによる旋回抵抗モーメント/機体質量の傾きの差は、解析値と実測値において同様であったといえる。よって、旋回時の走行抵抗係数を実測して調整することで、解析値と実測値を一致させることができる。以上のことから、本モデルを用いれば、旋回抵抗モーメントの比較評価が可能であることが示された。

2. 実機での走行シミュレーション結果

図 11 に走行速度 1.0 m/s の時の各転輪配置における旋回抵抗モーメントの変化を示す。この図から、供試した何れの転輪配置においても転輪がラグおよび芯金を次々に乗り越えることにより転輪反力が変化し、旋回抵抗モーメントも周期的に変化することがわかる。この時の旋回抵抗モーメントの RMS 値は、供試機配置に比べて、A 配置で 0.6 倍、B 配置で 1.2 倍、C 配置で 1.3 倍であった。

(1) 旋回半径による旋回性への影響

図 12 に走行速度 1.34 m/s、旋回半径 0.5~2.0 m の時の各転輪配置における旋回抵抗モーメントの RMS 値を

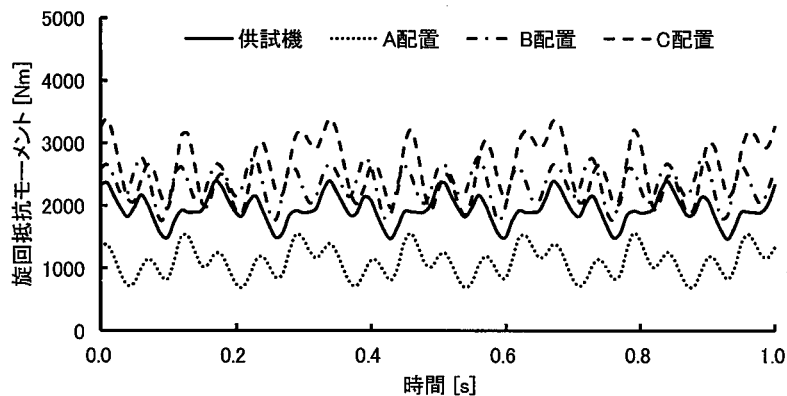


図 11 各転輪配置における旋回抵抗モーメントの変化 (走行速度 1.0 m/s、旋回半径 0.9 m)

Fig. 11 The transition of turning resistance momentum of combine harvester on each track-roller arrangement (speed: 1.0 m/s, turning radius: 0.9 m)

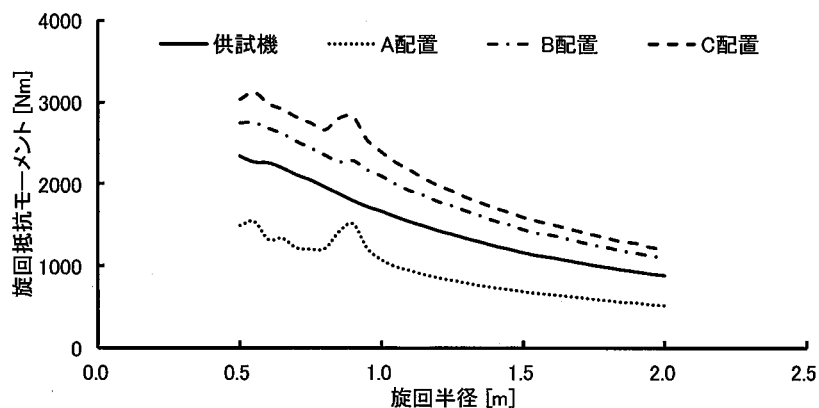


図 12 各転輪配置における旋回抵抗モーメントの RMS 値 (走行速度 1.34 m/s、旋回半径 0.5~2.0 m)

Fig. 12 RMS value of turning resistance momentum of combine harvester on each track roller arrangement (speed: 1.34 m/s, turning radius: 0.5~2.0 m)

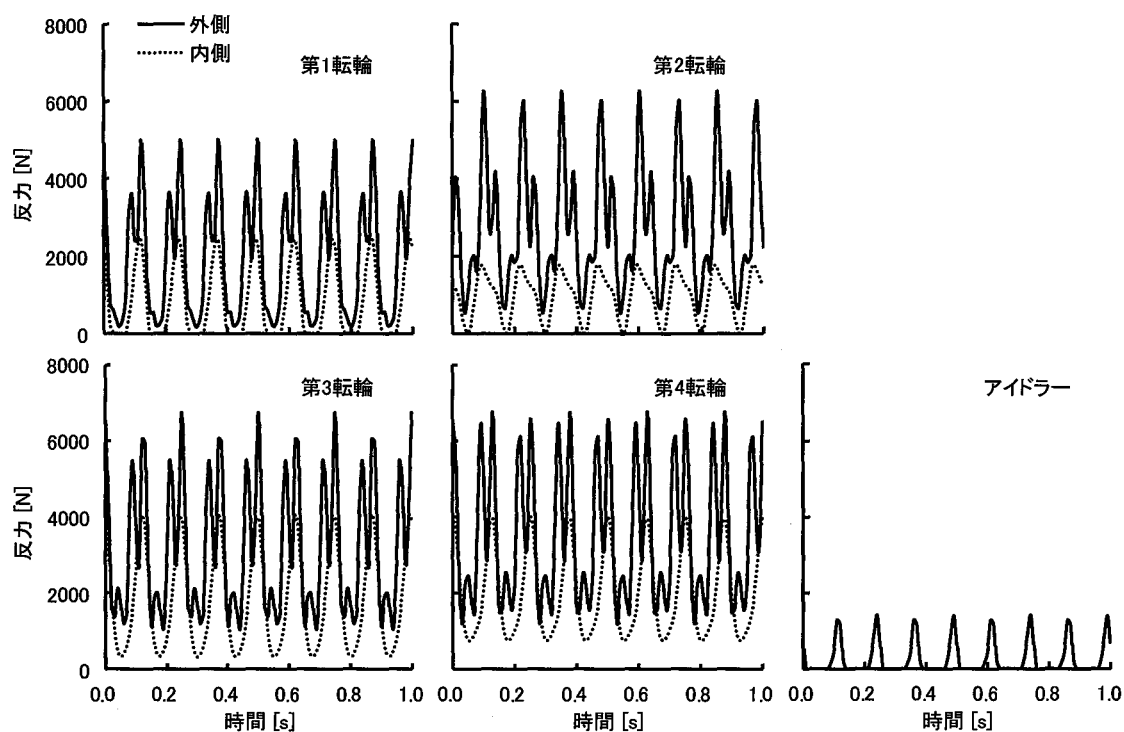


図 13 A 配置における各転輪反力 (旋回半径 0.9m, 走行速度 1.34m/s)

Fig. 13 Reaction force of each track roller on A arrangement (turning radius: 0.9m, speed: 1.34 m/s)

示す。この図から、何れの転輪配置においても旋回半径が大きくなると旋回抵抗モーメントが小さくなることがわかる。走行抵抗は旋回円の接線方向に発生しており、旋回半径が大きくなると旋回抵抗の履帯回転方向成分が大きくなり、履帯垂直方向 (挙動モデル y 軸方向) に発生する成分が小さくなるため、旋回抵抗モーメントが減少したと考えられる。A 配置および C 配置では、旋回半径 0.9m 付近において旋回抵抗モーメントの増大がみられた。これはラグ乗り越えと機体振動の相互作用により、各転輪反力のピークタイミングが左右で一致したことにより生じた。一例として図 13 に走行速度 1.34 m/s, 旋回半径 0.9m のときの A 配置における各転輪反力を示す。この図から左右で反力波形の周期がおおよそ 3:1 となっており、各転輪反力のピークタイミングが一致していることがわかる。全ての旋回半径において旋回抵抗モーメントが最も大きかったのは C 配置で、B 配置、供試機の順に小さくなり、A 配置が最も小さい結果となった。

以上のことから、旋回半径を大きくするほどスムーズな旋回が可能になることがわかった。また、各転輪反力のピークタイミングの一致を回避するように、各転輪のラグ乗り越えタイミングを考慮した転輪配置の検討が重要であることがわかった。

(2) 走行速度による旋回性への影響

図 14 に旋回半径 0.9m, 走行速度 0.08~1.34 m/s の時の各転輪配置における旋回抵抗モーメントの RMS 値を

示す。この図から、何れの転輪配置においても走行速度 0.6~1.1 m/s の範囲において速度が速くなると旋回抵抗モーメントがわずかに減少していることがわかる。これは遠心力の影響により、ローリング角加速度が増加し、旋回抵抗の小さい外側転輪反力が増加し、旋回抵抗の大きい内側転輪反力が減少したためである。また、A 配置、B 配置、C 配置ではラグ乗り越えと機体振動の相互作用による各転輪反力のピークタイミングの一致により、一部 (0.5 m/s 付近) および高速帯 (1.2 m/s 以降) に旋回抵抗モーメントの増大がみられた。C 配置は、全ての速度で旋回抵抗モーメントが最も大きかった。B 配置は C 配置の次に旋回抵抗モーメントが大きく、A 配置が最も小さかった。

以上のことから、走行速度による旋回抵抗への影響は僅かであるものの、全速度域でスムーズな旋回をするためには、各転輪反力のピークタイミングの一致を回避するようラグ乗り越えタイミングに配慮して、旋回抵抗モーメントの増大を抑制した転輪配置の選択が重要であることがわかった。

(3) 転輪配置による旋回性への影響

転輪配置については、C 配置では第 2, 第 3 転輪が重心から離れて配置されているため、各転輪の回転中心からの距離が大きくなり、旋回抵抗モーメントが増大したと考えられた。B 配置では供試機配置に比べ第 4 転輪が重心から離れて配置されていたことから、旋回抵抗モーメントが供試機より大きくなったと考えられた。A 配

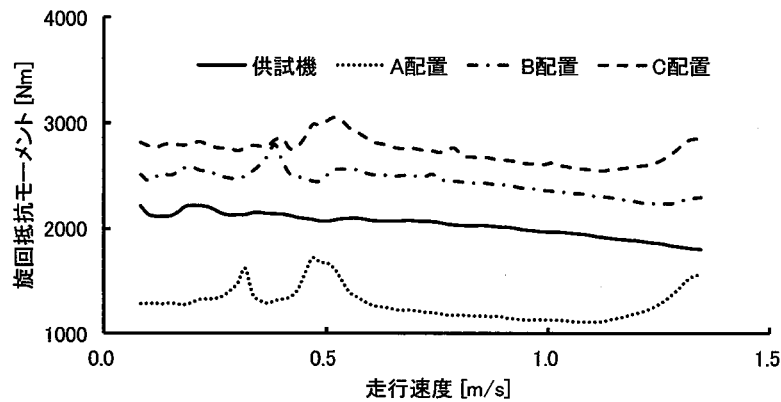


図 14 各転輪配置における旋回抵抗モーメントのRMS値 (旋回半径0.9m, 走行速度0.08~1.34m/s)

Fig. 14 RMS value of turning resistance momentum of combine harvester on each track roller arrangement (turning radius: 0.9 m, speed: 0.08~1.34 m/s)

置では第2, 第3, 第4転輪が重心付近に集中しており, 各転輪の回転中心からの距離が小さくなったと考えられ, 旋回抵抗モーメントの大幅な低減がみられた。このことから, 転輪を重心付近に集中して配置させることで機動性が向上することがわかった。

IV 結 言

本研究では, 自脱コンバインの剛性水平路面旋回時の旋回抵抗モーメントを評価するために, 走行速度, 旋回半径, 転輪配置の影響について検討を行うことを目的とし, 旋回時に発生する遠心力を加えた4自由度の挙動モデルを立案した。また, 模型実験を実施してその挙動モデルの妥当性を示した。さらに, 本モデルを用いて, 様々な転輪配置で数値解析を実施した。

その結果, 走行速度による旋回抵抗モーメントへの影響は旋回半径による影響に比べて小さいことがわかった。また, 本供試条件となる剛性水平路面において, 機動性向上のためには転輪を重心付近に集中して配置させる必要があることが明らかとなった。

以上のことから, 自脱コンバインにおける剛性水平路面走行時の走行条件・転輪配置が旋回抵抗モーメントへ与える影響が示された。本研究手法によれば, 剛性水平路面走行時における旋回性の評価が可能となる。

References

- Desrial, Nobutaka ITO, 1999. Theoretical Model for the Estimation of Turning Motion Resistance for the Tracked Vehicle. Journal of JSAM, 61 (6), 169-178.
- 井上英二, 坂井 純, 稲葉繁樹, 1990. 農用ゴム履帯走行部の振動特性に関する基礎的研究 (第3報). 農業機械学会誌, 52 (5), 11-18.
- 伊藤信孝, 鬼頭孝治, 白捷, 1995. 履带式車両の旋回性の評価について (第2報). 農業機械学会誌, 57 (1), 1-8.
- 建設省土木研究所機械施工部・機械研究室, 1988. 建設機械の走行性に関する調査. 土木研究所資料, 第2690号, 16-24.
- 北野昌則, 城崎博美, 1975. 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, No.9, 51-57.

北野昌則, 久間 誠, 1977. クローラ型車両の傾斜地における旋回性能について. 農業機械学会誌, 38 (4), 523-528.

近藤 博, 佐藤勝衛, 杉山 昇, 1988. 装軌車両の旋回抵抗の実用的解析. 農業機械学会誌, 50 (2), 19-25.

松井正実, 三浦 泰, 青柳悠也, 福島崇志, 2018. 斜面走行時の自脱コンバインの挙動に関する考察. 農業食料工学会誌, 80 (2), 107-113.

城崎博美, 北野昌則, 1979. 装軌車の軟弱地における旋回性能について (第1報). 農業機械学会誌, 40 (4), 509-515.

(受付: 2019年8月5日・受理: 2020年3月27日・質問期限: 2020年7月31日)

記 号

G	機体重心
g	重力加速度 $[\text{m/s}^2]$
z	機体の垂直方向変位 $[\text{m}]$
x	機体の水平方向変位 $[\text{m}]$
φ	機体のピッチング角 $[\text{rad}]$
θ	機体のローリング角 $[\text{rad}]$
M	機体の質量 $[\text{kg}]$
I_y	ピッチング方向の慣性モーメント $[\text{kg}\cdot\text{m}^2]$
I_x'	旋回時におけるローリング方向の慣性モーメント $[\text{kg}\cdot\text{m}^2]$
i	任意の転輪番号(1~5)*5はアイドラー[-]
j	任意の添え字 R or L (Right or Left) [-]
L_H	重心位置から路面までの垂直距離 $[\text{m}]$
L_i	第1転輪中心から各転輪中心までの水平距離 $[\text{m}]$
L_g	第1転輪中心から機体重心までの水平距離 $[\text{m}]$
l_R	重心位置から右転輪までの水平距離 $[\text{m}]$
l_L	重心位置から左転輪までの水平距離 $[\text{m}]$
l_i	重心位置から各転輪中心までの水平距離 $[\text{m}]$

D	機体の駆動力 [N]	f	転輪のラグ乗り越え周波数 [Hz]
R_{Li}, R_{Ri}	左右 i 番目の転輪における反力 [N]	t	経過時間 [s]
γ	走行抵抗係数 [—]	a_n, b_n	動ばね定数におけるフーリエ展開係数 [—]
$\gamma R_{Li}, \gamma R_{Ri}$	左右 i 番目の転輪における走行抵抗 [N]	c_n, d_n	粘性減衰係数におけるフーリエ展開係数 [—]
z_{ij}	左右 i 番目の転輪の上下方向変位 [m]	α_{ij}	左右 i 番目の転輪のラグ乗り越え周期の位相 [—]
$k_{Li}(t), k_{Ri}(t)$	左右 i 番目の転輪下における動ばね定数 [N/m]	δ_{Li}, δ_{Ri}	左右 i 番目の転輪の進行方向と前後方向のなす角 [rad]
$c_{Li}(t), c_{Ri}(t)$	左右 i 番目の転輪下における粘性減衰係数 [N·s/m]	M_{TR}	旋回抵抗モーメント [N·m]
v	機体重心の走行速度 [m/s]		
r	機体重心位置の旋回半径 [m]		