

2023年6月2日(金)

会場C

OS29 OSSエンジニアリングの最新動向

[C-12] OS29 OSSエンジニアリングの最新動向

座長:柴田 良一(岐阜工業高等専門学校)

13:15 ~ 14:45 会場C (2F 中会議室 201A)

[C-12-01] OpenModelicaを使った速度履歴最適化と機構解析

\*吉田 史郎<sup>1</sup> (1. 湘南技術開発株式会社)

13:15 ~ 13:30

[C-12-02] 熱影響と摩耗を考慮した車輪・レール転がり接触シミュレーション手法の開発

\*坂井 宏隆<sup>1</sup>、高垣 昌和<sup>1</sup>、齋藤 理沙<sup>1</sup>、奥田 洋司<sup>2</sup>、殷峻<sup>3</sup> (1. 鉄道総合技術研究所、2. 東京大学、3. 先端力学シミュレーション研究所)

13:30 ~ 13:45

[C-12-03] 車輪・レール転がり接触シミュレーション手法を用いた車輪フラットの影響評価

\*齋藤 理沙<sup>1</sup>、坂井 宏隆<sup>1</sup> (1. 鉄道総合技術研究所)

13:45 ~ 14:00

[C-12-04] Fluid-Structure Interaction of a Cropped Delta Wing in Transonic Regime

\*ランガ シェイラ<sup>1</sup>、高橋 裕介<sup>1</sup> (1. Hokkaido University)

14:00 ~ 14:15

[C-12-05] 着座中の破損事故防止を目的とした木製椅子の接合強度に対する隅木の影響

\*森茂 智彦<sup>1</sup>、柴田 良一<sup>2</sup> (1. 岐阜県生活技術研究所、2. 岐阜工業高等専門学校)

14:15 ~ 14:30

[C-12-06] オープンソース C A E を活用した木質合板釘接合の接触解析に関する基礎的研究

\*柴田 良一<sup>1</sup> (1. 岐阜工業高等専門学校)

14:30 ~ 14:45

---

OS29 OSSエンジニアリングの最新動向

## [C-12] OS29 OSSエンジニアリングの最新動向

座長:柴田 良一(岐阜工業高等専門学校)

2023年6月2日(金) 13:15 ~ 14:45 会場C (2F 中会議室 201A)

---

### [C-12-01] OpenModelicaを使った速度履歴最適化と機構解析

\*吉田 史郎<sup>1</sup> (1. 湘南技術開発株式会社)

13:15 ~ 13:30

### [C-12-02] 熱影響と摩耗を考慮した車輪・レール転がり接触シミュレーション手法の開発

\*坂井 宏隆<sup>1</sup>、高垣 昌和<sup>1</sup>、齋藤 理沙<sup>1</sup>、奥田 洋司<sup>2</sup>、殷 峻<sup>3</sup> (1. 鉄道総合技術研究所、2. 東京大学、3. 先端力学シミュレーション研究所)

13:30 ~ 13:45

### [C-12-03] 車輪・レール転がり接触シミュレーション手法を用いた車輪フラットの影響評価

\*齋藤 理沙<sup>1</sup>、坂井 宏隆<sup>1</sup> (1. 鉄道総合技術研究所)

13:45 ~ 14:00

### [C-12-04] Fluid-Structure Interaction of a Cropped Delta Wing in Transonic Regime

\*ランガ シェイラ<sup>1</sup>、高橋 裕介<sup>1</sup> (1. Hokkaido University)

14:00 ~ 14:15

### [C-12-05] 着座中の破損事故防止を目的とした木製椅子の接合強度に対する隅木の影響

\*森茂 智彦<sup>1</sup>、柴田 良一<sup>2</sup> (1. 岐阜県生活技術研究所、2. 岐阜工業高等専門学校)

14:15 ~ 14:30

### [C-12-06] オープンソースCAEを活用した木質合板釘接合の接触解析に関する基礎的研究

\*柴田 良一<sup>1</sup> (1. 岐阜工業高等専門学校)

14:30 ~ 14:45

# OpenModelica を使った速度履歴最適化と機構解析

## Speed History Optimization and Multi Body Dynamics using OpenModelica

吉田 史郎<sup>1)</sup>

Shiro Yoshida

1) 湘南技術開発株式会社 代表取締役 (〒251-0035 神奈川県藤沢市片瀬海岸3-19-17湘南ホームズ402号, E-mail: Sir\_Yoshida@nifty.com)

In the previous report of the author, the optimized operating procedure was obtained by converging the final solution of the state-space to be zero, which is composed of cart position, cart velocity, pendulum angle and cart driving force. And, this procedure was reproduced by using GEKKO Optimization Suite and OpenModelica. In this report, computational procedure of CasADi, which is a combination of Runge-Kutta method and Direct Multiple Shooting is summarized. And finally, its calculation results are described.

**Key Words :** State space equation, Optimization, OpenModelica, Python, CasADi, IPOPT

### 1. はじめに

前報[1,2]では外部ソフトGEKKO Optimization Suite[3]を使って天井クレーンと倒立振子の運動履歴を計算した後、その結果をOpenModelica[4]のLibrary接続機能を使って、再現した。これに対して、PythonでOpenModelicaを操作するという前提で、新たにCasADi[5]の最適化機能と連動する形でOpenModelicaを使って天井クレーンと倒立振子の運動履歴を計算する事を考えた。そこでRunge-Kutta法とDirect Multiple Shooting法を組み合わせたCasADiとOpenModelicaを連繋させる手順について報告する。

### 2. 天井クレーン走行最適化

#### (1) モデル化

吊り荷運搬中の天井走行クレーンの台車を急停止すると吊り荷が揺れる。一方、台車を増速～半減速～半増速～減速の手順で運転する事により、台車の停止とともに吊り荷を停止できる。その際、図-1～図-2に示すように、台車位置、台車速度、振り傾斜角、台車推進力から構成される状態空間方程式から求まる時刻歴応答のうち最終解をゼロに収束させる。

$$\dot{X} = AX + BU \quad (1)$$

$$\dot{y} = v \quad (2)$$

$$\dot{v} = \epsilon\theta + u \quad (3)$$

$$\dot{\theta} = q \quad (4)$$

$$\dot{q} = -\theta - u \quad (5)$$

$u$  : 外力 (N)

$\epsilon$  : 質量比  $m_2/(m_1 + m_2)$

$m_1 = 10(kg)$   $m_2 = 1(kg)$

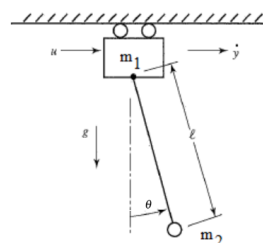
$y$  : 台車位置 (m)

$v$  : 台車速度 (m/s)

$\theta$  : 振り傾斜角 (rad)

$q$  : 振り傾斜角速度 (rad/sec)

GEKKO Optimization Suite では動的応答の最適化にInterior Point Optimizer (IPOPT) を使っている。一方、CasADi ではRunge-Kutta 法およびdirect multiple shooting に基づいている。ここではその機能を概括するとともに、得られた計算結果について報告する。



$$\begin{bmatrix} \dot{y} \\ \dot{v} \\ \dot{\theta} \\ \dot{q} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \epsilon & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & -1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y \\ v \\ \theta \\ q \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \\ -1 \end{bmatrix} u$$

図-1 状態空間方程式：天井走行クレーン

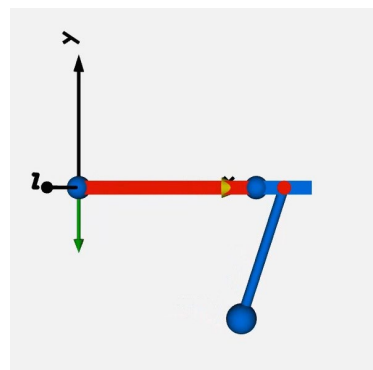
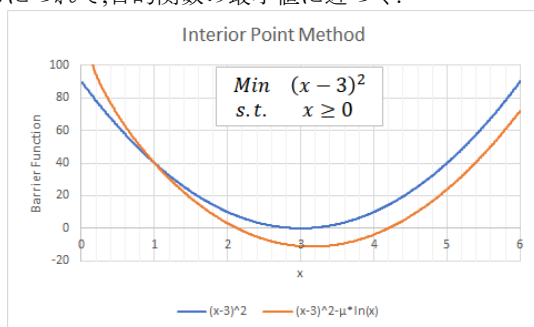
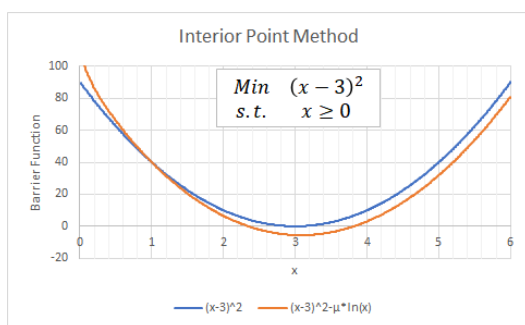
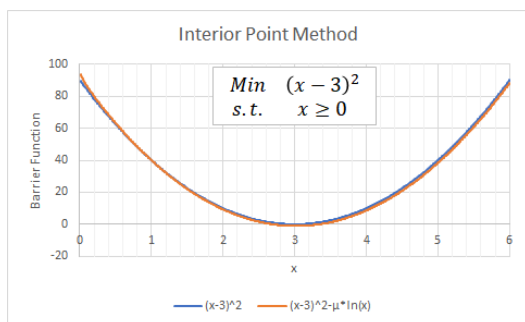


図-2 計算結果：天井走行クレーン

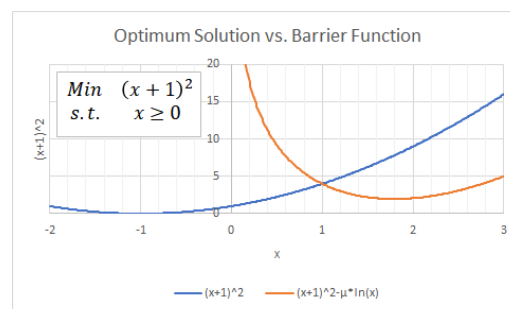
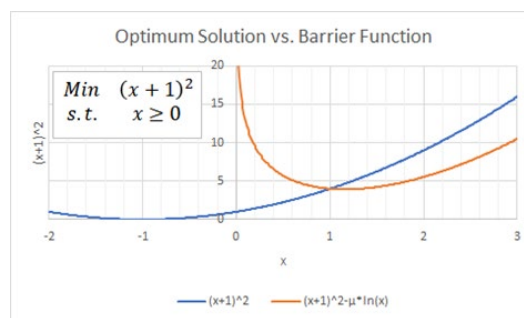
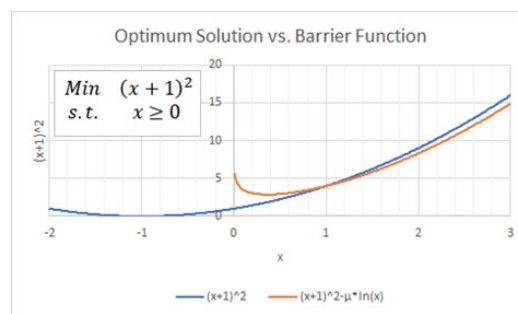
## (2) 内点法 (Interior Point Optimizer : ITOPT)

内点法では最適化の対象となる目的関数 (Objective Function) を障壁関数 (Barrier Function :  $\mu \ln(x)$ ) と組み合わせて最適値を探索する。ここで言う障壁関数とは目的関数が最適値に近づくにつれて極小化し、最適値をわずかに外れたところで、急速に極大化する関数を指す。これを簡略化した事例を図-3～図-8 に示す。

$(x-3)^2$  の極小値を探索する場合、パラメータ  $\mu$  が小さくなるにつれて、目的関数の最小値に近づく。

図-3 Min  $(x-3)^2$  :  $\mu=10$ 図-4 Min  $(x-3)^2$  :  $\mu=5$ 図-5 Min  $(x-3)^2$  :  $\mu=1$ 

$(x+1)^2$  の極小値を探索する場合、パラメータ  $\mu$  が小さくなるにつれて、目的関数の最小値に近づく。

図-6 Min  $(x+1)^2$  :  $\mu=10$ 図-7 Min  $(x+1)^2$  :  $\mu=5$ 図-8 Min  $(x+1)^2$  :  $\mu=1$ 

## (3) ルンゲ・クッタ法 (Runge-Kutta method)

ルンゲ・クッタ法は初期値問題に対して常微分方程式に近似解を与える数値解法である。初期値  $y_0$  から任意の時刻  $t_n$  における近似値  $y_n$  を求めるにあたって、通常、下記手順にしたがって4次精度の近似解を計算する：

$$y_{n+1} = y_n + \frac{h}{6}(k_1 + 2k_2 + 2k_3 + k_4) \quad (6)$$

$$t_{n+1} = t_n + h \quad (7)$$

但し、

$k_1 = f(t_n, y_n)$  : 区間の最初  $t_n$  における勾配

$k_2 = f\left(t_n + \frac{h}{2}, y_n + \frac{h}{2}k_1\right)$  : 区間の中央  $t_n + \frac{h}{2}$  における勾配の近似値

$k_3 = f\left(t_n + \frac{h}{2}, y_n + \frac{h}{2}k_2\right)$  : 区間の中央  $t_n + \frac{h}{2}$  における別の勾配の近似値

$k_4 = f(t_n + h, y_n + hk_3)$  : 区間の最初  $t_n + h$  における勾配の近似値

#### (4) Direct Multiple-Shooting Method

Direct Multiple Shooting 法は時刻方向に離散化して最適化する数値解法である。そして「ある時間幅の終端におけるシステムの状態と、次の時間幅の始端におけるシステムの状態が等しい」という制約を導入することで、次の時間幅との連続性を担保する。初期値 $x_0$ から任意の時刻 $t_f$ における近似値 $x_n$ を下記手順にしたがって最適解を計算する：

$$\dot{x} = f(x(t), u(t)) \quad (8)$$

$$\min_{x(t), u(t)} \int_{t_0}^{t_f} l(x(t), u(t)) dt + m(x(t_f)) \quad (9)$$

Subject to  $\dot{x}(t) = f(x(t), u(t))$

$$g(x(t), u(t)) = 0$$

$$h(x(t), u(t)) > 0$$

但し、

$t_0, t_f$ ：制御の開始時刻, 終了時刻

$l(x(t), u(t))$ ： $t_0 \sim t_f$ における評価関数

$m(x(t_f))$ ：終了時刻における状態 $x(t)$ に対する評価関数

$g(x(t), u(t)), h(x(t), u(t))$ ：システムの等式制約, 不等式制約

### 3. CasADiに基づく計算手順

#### (1) 最適制御と状態空間方程式

動的なシステムとは、ある時刻のシステムの状態が、以前の時刻の状態に依存する動的なシステムである。このシステムの性能評価するには、何らかの評価関数を設定する。その評価関数と目標値の差を最小化するように、システムの入力を決定する制御方法である。

第2章で記述した状態空間方程式を、ここで述べた「動的なシステム」に適用する。そして以下の手順により、任意の時刻におけるシステム応答の近似解を得るとともに、内点法(ipopt)により最適解を求める：

$dt = T/N$  # length of a control interval

for k in range(N): # loop over control intervals

# Runge-Kutta 4 integration

$k1 = f(X[:,k], U[:,k])$

$k2 = f(X[:,k] + dt/2*k1, U[:,k])$

$k3 = f(X[:,k] + dt/2*k2, U[:,k])$

$k4 = f(X[:,k] + dt*k3, U[:,k])$

$x\_next = X[:,k] + dt/6*(k1 + 2*k2 + 2*k3 + k4)$

opti.subject\_to( $X[:,k+1] == x\_next$ ) # close the gaps

# ---- solve NLP -----

opti.solver("ipopt") # set numerical backend

sol = opti.solve() # actual solve

#### (2) 計算結果

前節で述べた計算手順にしたがって得られた計算結果を図-9～図-10に示す。

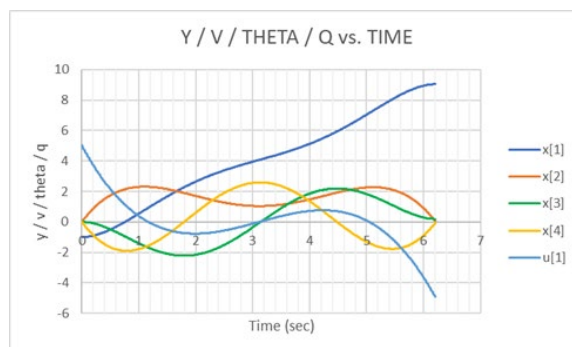


図-9 CasADi Output : Runge-Kutta Method

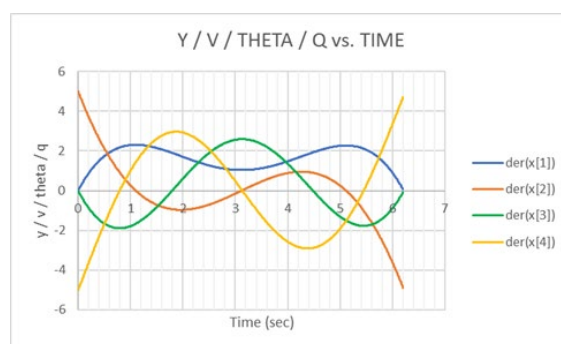


図-10 CasADi Output : Direct Multiple Shooting Method

u[1]：台車推力履歴

x[1]：台車位置履歴

x[2]=der(x[1])：台車速度履歴

x[3]：吊荷傾斜角履歴

x[4]=der(x[3])：吊荷傾斜角速度履歴

そして,CasADi から得られた台車推力履歴を Table 形式の入力データに整理した。

この入力データを図-11に示す OpenModelica の Connection Editor で機構解析モデルに変換したところ、図-10に示すような天井走行クレーンの出力が得られた。

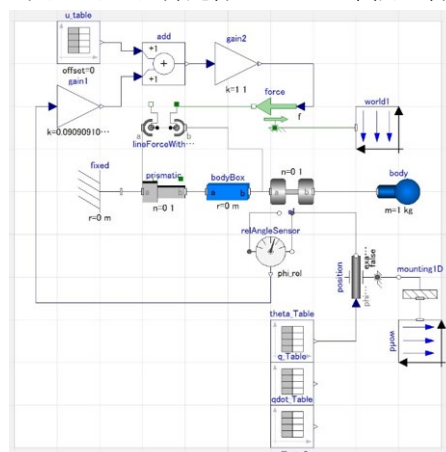


図-11 OpenModelica の : Connection Editor

#### 4. おわりに

- (1) 天井走行クレーンの吊荷の揺れを最小化する制御システムを状態空間方程式で表現した.
- (2) この吊荷の時刻歴応答を Runge-Kutta 法で計算した.
- (3) さらにこの時刻歴応答を Direct Multiple-Shooting 法と内点法 (IPOPT) で最適化した.
- (4) 最後に CasADi から得られた台車推力履歴を使って, OpenModelica で機構解析を行った.
- (5) 今回は CasADi で最適化した時刻歴応答を OpenModelica の Table 形式入力データに変換した.
- (6) OpenModelica から逐次 CasADi を実行することを目指して, 引き続き検討を続ける.

#### 参考文献

- [1] 吉田史郎, “OpenModelica を使った機構解析”, 1DCAE・MBD シンポジウム 2020, 2020, 12, オンライン
- [2] 吉田史郎, “OpenModelica を使った機構解析 第2報”, 1DCAE・MBD シンポジウム 2021, 2021, 12, オンライン
- [3] Beal, L. D. R., Hill, D., Martin, R. A., and Hedengren, J. D., GEKKO Optimization Suite, Processes, Volume 6, Number 8, 201
- [4] Open Source Modelica Consortium, “Modelica User’s Guide” Available at <https://www.openmodelica.org/doc/OpenModelicaUserGuide/latest> [Accessed April 06 2020] (1986), pp. 65-69.
- [5] Open Optimization in Engineering Center, “CasADi” Available at <http://labs.casadi.org/OCP> [Accessed 06 Sept 25 2021]

# 熱影響と摩耗を考慮した 車輪・レール転がり接触シミュレーション手法の開発

Development of wheel/rail rolling contact simulation method take into consideration of heat and wear

坂井宏隆<sup>1)</sup>, 高垣昌和<sup>2)</sup>, 齋藤理沙<sup>3)</sup>, 奥田洋司<sup>4)</sup>, 殷峻<sup>5)</sup>

Hiroataka Sakai, Masakazu Takagaki, Risa Saito, Hiroshi Okuda and Jun Yin

- 1) 博(工) 鉄道総合技術研究所 (〒185-8540 東京都国分寺市光町2-8-38, E-mail: sakai.hiroataka.75@rtri.or.jp)
- 2) 博(工) 鉄道総合技術研究所 (〒185-8540 東京都国分寺市光町2-8-38, E-mail: takagaki.masakazu.93@rtri.or.jp)
- 3) 鉄道総合技術研究所 (〒185-8540 東京都国分寺市光町2-8-38, E-mail: saito.risa.51@rtri.or.jp)
- 4) 博(工) 東京大学 (〒277-8563 千葉県柏市柏の葉5-1-5, E-mail: okuda@edu.k.u-tokyo.ac.jp)
- 5) 博(工) 先端力学シミュレーション研究所 (〒112-0002 東京都文京区小石川5-5-5, E-mail: yin@astom.co.jp)

The impact force generated at the contact area between the wheel and rail can cause damage to the car or track parts. This damage is often related to the effectiveness of heat or wear. To address this issue, we developed a non-linear finite element method program “Wheel/Rail rolling contact simulator”, based on “FrontISTR”, which allows for heat-structure coupling analysis and wear analysis. In this paper, we present the verification and validation results by comparing them with real phenomena.

**Key Words :** Finite element method, railway, heat-structure coupling analysis, wear

## 1. はじめに

鉄道において、列車が減速・停止する際のブレーキ方式の一つに制輪子による踏面ブレーキがある。制動時に車輪の踏面に制輪子を押し付けるため、摩擦によって踏面の温度が上昇し、熱応力が生じるとともに降伏応力が低下する。一方で、車輪とレールの接触面積は非常に小さく、接触部には数百MPaレベルの接触面圧が作用するため、結果として車輪踏面に局所的な変形が生じる。

そこで、本稿では制動時の発熱と踏面の変形、および摩耗を評価するための、熱伝導解析と車輪・レール間の動的転がり接触解析の連成解析手法、および摩耗解析手法の開発と検証について述べる。

## 2. 車輪・レール間の転がり接触解析手法

鉄道車両は車輪・レール間に生じる摩擦力によって減速を行っているが、温度や湿度等による車輪・レール間の摩擦係数の変化や車輪・レール間の介在物(例えば雨や落ち葉など)によって発生する空転や滑走といった現象により、車輪やレールにフラットやシェリングなどの各種の損傷現象を生じるきっかけとなる。また、通常走行時においても転がり接触疲労によって車輪やレールには摩耗やき裂などの損傷が発生するほか、ブレーキによる発熱に起因する車輪踏面のき裂や摩耗も観測されているが、それらのメカニズムには未解明な点も多い。

通常走行時の車輪とレールの接触面は10～20ミリ程度の楕円形であり、その面をコンタクトパッチとよぶ。コン

タクトパッチ内には車輪とレールの間に相対変位が生じていない「固着」と相対変位を有する「すべり」の状態が存在する。通常は一つのコンタクトパッチ内に固着域とすべり域が同時に存在するが、空転等が生じた場合は全すべり状態となる。有限要素法に基づく数値シミュレーションにより、コンタクトパッチ内で生じる詳細な物理現象(地面に鉛直および水平な方向の力、それぞれ法線力および接線力とよぶ)をより理解する試みが行われている[1]。一方で、有限要素法によってコンタクトパッチ内を調べるためには、接触部を数ミリもしくはそれ以下のオーダーでメッシュ分割する必要がある。そのため、有限要素メッシュの分割方法を工夫して全体の節点数を削減することに加え、多くのシミュレーションでは車輪・レール間の接触部に接触ばねを設けたり、法線力に対して理論的な分布を設けたりするなどの仮定により、直接的な接触計算を回避することで計算負荷を抑制する方法が採られている。一方で、これらの仮定は車輪とレールの形状から幾何的に決まる情報をもとにするため、塑性変形の考慮は困難である。

以上の背景を踏まえ、著者らは三次元大規模並列有限要素法による車輪・レール間の動的転がり接触解析手法を開発している。本手法は「FrontISTR[2]」をベースとしている。本手法は法線方向接触力についてはラグランジュ未定乗数法を用いて厳密につり合い方程式を解く。また、弾塑性解析にも対応したプログラムである。大規模並

列計算においては直接解法ソルバー「MUMPS[3]」を使用するほか、車輪・レール間の継続的な転動現象や室内実験を再現するため、オリジナルのFrontISTRに様々な機能を付加しているが、その詳細については文献[4,5]を参照されたい。

### 3. 構造解析と熱伝導解析の連成手法

#### (1) 熱伝導解析

今回の解析においては、車輪とレールや車輪と制輪子について、接触する物体間での摩擦による発熱を考慮した解析手法が必要となる。車輪が転動することにより、接触状態が常に変化するため、発熱量が非線形挙動を示すことから収束計算が必要となる。ここでは熱伝導、熱伝達および輻射の各項に加え、前述した摩擦による発熱を加えて定式化した。はじめに、時刻 $t + \Delta t$ における $i$ 回目の収束計算での増分形の方程式は、

$$t + \Delta t C^{(i-1)} \dot{T}^{(i)} + \left( t + \Delta t K_k^{(i-1)} + t + \Delta t K_h^{(i-1)} + t + \Delta t K_r^{(i-1)} + t + \Delta t K_c^{(i-1)} \right) \Delta T^{(i)} \\ = t + \Delta t Q^{(i-1)} + t + \Delta t Q_h^{(i-1)} + t + \Delta t Q_r^{(i-1)} - t + \Delta t Q_k^{(i-1)} + t + \Delta t Q_{\text{fric}}^{(i-1)} - t + \Delta t Q_c^{(i-1)} \quad (1)$$

$$t + \Delta t \dot{T}^{(i)} = (t + \Delta t T^{(i)} - t T^{(i)}) / \Delta t \quad (2)$$

で表される。 $C$ は熱容量マトリクス、 $K$ は熱伝導マトリクス、 $T$ は温度マトリクス、 $Q$ は内部の発熱や境界上での熱流束ベクトルである。また、 $K_k$ および $Q_k$ は熱伝導に関わる項、 $K_h$ および $Q_h$ は周辺環境との熱伝達境界に関わる項、 $K_r$ および $Q_r$ は輻射に関わる項、 $K_c$ および $Q_c$ は接触物体間の熱伝達境界に関わる項、 $Q_{\text{fric}}$ は摩擦から変換される熱量を意味する。さらに、接触に起因する熱伝達項と摩擦熱に関する定式化を詳細に示すと、

$$t + \Delta t K_c^{(i-1)} = \sum_{n=1}^N t + \Delta t h_c^{(i-1)} N_c^T N_c A_n \quad (3)$$

$$t + \Delta t Q_c^{(i-1)} = \sum_{n=1}^N t + \Delta t h_c^{(i-1)} N_c^T [N_c t + \Delta t T^{(i-1)}] A_n \quad (4)$$

$$t + \Delta t Q_{\text{fric}}^{(i-1)} = \sum_{n=1}^N t + \Delta t Q_{(n)}^{(i-1)} \quad (5)$$

となる。式(3),(4)において、 $N$ は接触したスレーブの節点数、 $h_c$ は接触面の熱伝達係数、 $N_c$ はスレーブ・マスターペアの内挿関数、 $A_n$ はスレーブ点の相当接触面積であり、スレーブ点を共有する面要素から計算される。式(5)における $Q$ は構造解析結果にもとづき、スレーブ側とマスター側の発熱の割合係数を加味して計算する。

以上のような定式化により、例えば車輪とレール間や車輪と軌条輪間での接触に伴う発熱、車輪や軌条輪内での熱伝導、車輪表面から空気中への熱伝達などを考慮で

きる。なお、本研究においては、対象とする現象によっては計算負荷の低減を目的として車輪と制輪子間の接触計算を実施せず、制輪子が接触する位置において発熱量を車輪に入熱する機能（入熱境界）を有しているが、詳細は文献[6]を参照されたい。

#### (2) 構造解析と熱伝導解析との連成手法

熱伝導解析と構造解析を連成させるためのフローチャートを図-1に示す。本手法では、熱伝導解析と構造解析を交互に計算する双方向弱連成解析を行う。はじめに解析メッシュと制御ファイルを読み込む。ある時間ステップにおいて、構造解析を行い、変位や応力、接触状態などを計算するとともに、摩擦に伴う発熱量も求める。次に、同一の時間ステップで熱伝導解析を行い、入熱や摩擦熱の影響を考慮して温度分布を算出する。さらに、時間ステップを進めて温度依存材料の物性を変化させた状態で再び構造計算を行う。

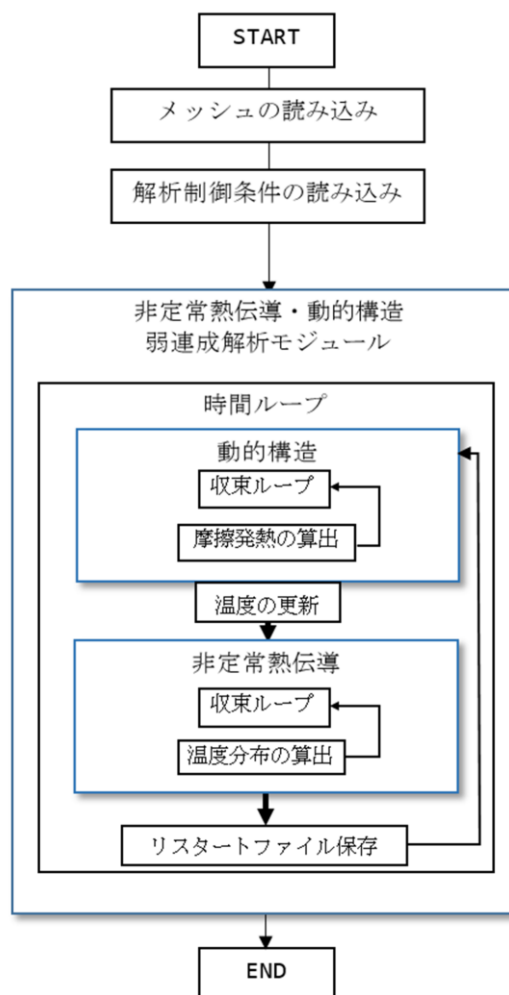


図-1 熱・構造解析のフローチャート

#### 4. 摩耗解析手法の構築

##### (1) 定式化の概要

車輪とレールの転がり接触に伴う摩耗は主に凝着摩耗であると考えられており、凝着摩耗を再現する経験則の一つに式(6)で示すArchard則がある。本式は解析によって得られる接触力や相対すべり量を直接取り込めることから、本研究では、Archard則をベースとした摩耗則を開発した。

$$V = \frac{kF\Delta u_t}{H} \quad (6)$$

$V$ は摩耗体積、 $F$ は法線方向の接触力、 $\Delta u_t$ は相対すべりの長さ、 $k$ は摩耗係数、 $H$ は接触体のうち柔らかい方の材料の硬さである。次に、接触法線方向の摩耗量 $w$ （摩耗深さ）は以下の式で表される。

$$w = \frac{V}{A} = \frac{kF\Delta u_t}{HA} = \frac{kP\Delta u_t}{H} \quad (7)$$

Archard則においては「柔らかい方の硬さ」という表現がある通り、接触する2つの物体の相対的な硬さの差が十分に大きい場合に成り立つ経験則であるが、本研究で対象とする車輪とレールのように、2つの物体の硬さに大きな差がない場合は接触した双方の物体ともに摩耗が発生するため、ここでは図-2に示すように、両者の硬さが近い領域について双方の摩耗量を補正するようArchard則を拡張した。

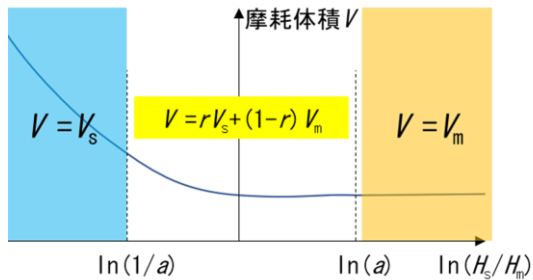


図-2 接触体同士の硬さの相対変化による円滑な摩耗体積の変化

図の横軸はマスター材料の硬さに対するスレーブ材料の硬さの比 ( $H_s/H_m$ ) の対数、 $a$ はスレーブ材料とマスター材料の硬さの比に対する閾値( $a > 1$ )である。 $\ln(H_s/H_m)$ の値が $[-\infty, \ln(1/a)]$ と $[\ln(a), \infty]$ の区間にある場合はスレーブ側、マスター側のいずれか一方のみに摩耗が発生し、この時の摩耗量はArchard則による結果と完全に一致する。 $[\ln(1/a), \ln(a)]$ の区間では、摩耗体積 $V$ が連続に変化するように、重み係数 $r$ により線形補間を行う(式(8,9))。

$$V = rV_s + (1-r)V_m \quad (8)$$

$$r = \frac{\ln(a) - \ln\left(\frac{H_s}{H_m}\right)}{2\ln(a)} \quad (9)$$

##### (2) 摩耗解析のフローチャート

前項のような摩耗の解析アルゴリズムを、構造解析アルゴリズムの中で、図-3に示すフローチャートの形で実装した。摩耗量は各節点に永久変形量として初期位置や変形後位置に反映するアルゴリズムとなっている。

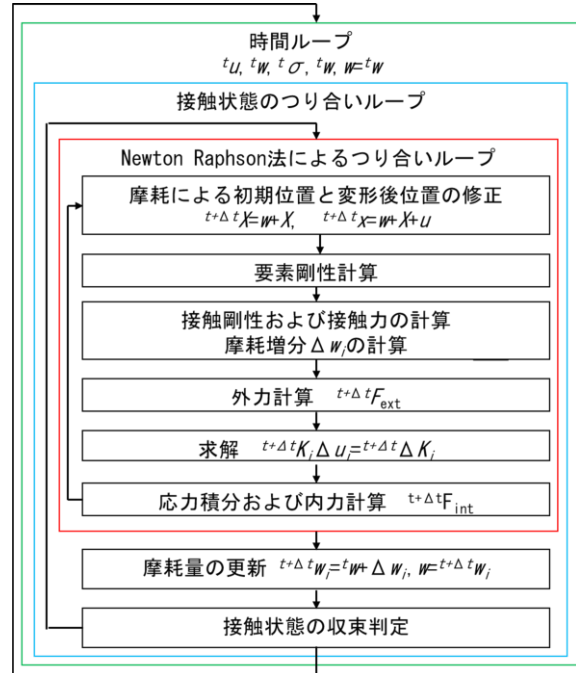


図-3 摩耗解析のフローチャート

#### 5. 解析の実施と検証

##### (1) 熱・構造連成解析

##### a) 解析メッシュの概要

解析モデルのベースとなる形状は、鉄道総研が所有する、制輪子を用いたブレーキ試験機である。対象とする車輪・軌条輪の形状はそれぞれ修正円弧踏面を有する在来線のB形一体圧延車輪 ( $\phi=860$  mm)、および60kgレールの頭部形状を有する軌条輪 ( $\phi=1000$  mm) である。レール頭頂面は実際の軌道と同様に40:1の傾斜が設けられている。ただし、今回作成する試計算用のモデルはできる限り要素数を削減するため、車輪のフランジ部を省略した円筒形状にするとともに、踏面も平らの簡易形状とした。また、軌条輪については踏頂面の曲率半径が $R=600$  mmである円筒形状とした。図-4にメッシュの外観図を示す。

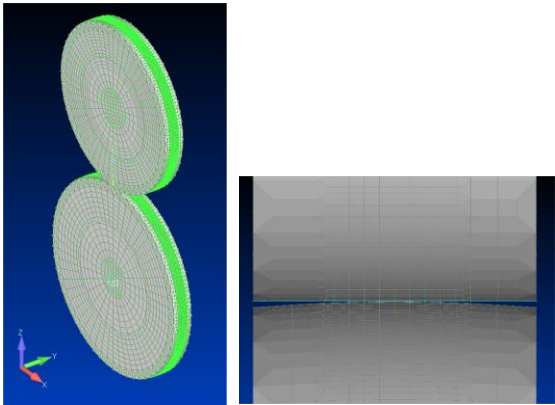


図-4 熱・構造解析用のメッシュ(左)と接触部付近の拡大図(右)

なお、車輪と軌条輪の接触部における最小メッシュサイズは、計算負荷を考慮して5.36 mmとした。

b) 境界条件

図-5にモデルの寸法および境界条件を示す。軌条輪側の車軸両端部の中心の節点は完全固定とした。車輪側は車軸両端部の中心の節点を $x,y$ 拘束とし、鉛直荷重に対しては自由に移動できるようにしている。車軸の中心軸上の3点( $y$ 方向の中央部およびその両隣)には、実験と合うように合計60 kNを載荷した。

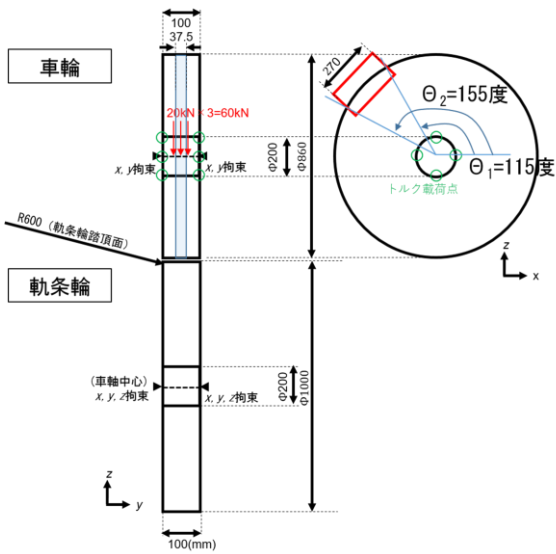


図-5 境界条件

車輪と軌条輪の間をわずかに空けた状態で計算を開始し、載荷荷重をかけた後に、図中の合計8点に駆動トルクを与えて車輪を回転させた。計算時間を短縮するため加速の段階では構造解析のみとし、車輪が所定の回転速度に到達後、熱伝導解析との連成計算に移行することとした。今回は時速130 kmからの減速とし、制動トルクを付加した。減速と同時に、制輪子と車輪の接触領域を想定し、図-5に示す車輪側の指定角度の固定領域(ここでは基準線から115度以上155度以下とした)に入る車輪踏面の節点

のうち、車輪の厚み方向に対して37.5 mm分の節点に対して所定の熱流量を付加した。

c) 解析パラメータ

表-1～4に、主な解析パラメータの一覧を示す。なお、降伏応力はミーゼス基準を用いた。また、本解析では車輪を接触解析におけるスレーブ側とした。

表-1 主な解析パラメーター一覧(車輪)

| 項目    | 単位                | 25 ℃                  | 300 ℃                 |
|-------|-------------------|-----------------------|-----------------------|
| ヤング率  | GPa               | 206                   | 188                   |
| ポアソン比 | —                 | 0.3                   |                       |
| 質量密度  | t/mm <sup>3</sup> | 7.81×10 <sup>-9</sup> |                       |
| 線膨張係数 | 1/℃<br>(vs 30℃)   | 1.08×10 <sup>-5</sup> | 1.14×10 <sup>-5</sup> |

表-2 主な解析パラメーター一覧(軌条輪)

| 項目    | 単位                | 25 ℃                  | 300 ℃ |
|-------|-------------------|-----------------------|-------|
| ヤング率  | GPa               | 209                   |       |
| ポアソン比 | —                 | 0.29                  |       |
| 質量密度  | t/mm <sup>3</sup> | 7.81×10 <sup>-9</sup> |       |
| 線膨張係数 | 1/℃<br>(vs 30℃)   | 1.10×10 <sup>-5</sup> |       |

表-3 主な解析パラメーター一覧(車輪・軌条輪共通)

| 項目   | 単位        | 25 ℃                | 300 ℃               |
|------|-----------|---------------------|---------------------|
| 比熱   | mJ/(t・℃)  | 469×10 <sup>6</sup> | 620×10 <sup>6</sup> |
| 熱伝導率 | mW/(mm・℃) | 49.8                | 51.4                |
| 降伏応力 | MPa       | 663                 | 543                 |

表-4 主な解析制御パラメーター一覧

| 項目                                            | 単位   | 値                    |
|-----------------------------------------------|------|----------------------|
| 時間刻み                                          | s    | 2.0×10 <sup>-5</sup> |
| Newmark $\beta$ 法<br>パラメータ( $\gamma, \beta$ ) | —    | 0.53, 0.265225       |
| 制動トルク                                         | kN・m | 0.66                 |
| 接線ペナルティ                                       | —    | 1.0×10 <sup>4</sup>  |

d) 解析結果

ここでは、弾性解析における減速開始からの車輪の並進相当速度と車輪の表面節点における温度の時刻歴、および、弾塑性解析における、車輪側の温度分布および相当応力分布を示す(図-6～8)。

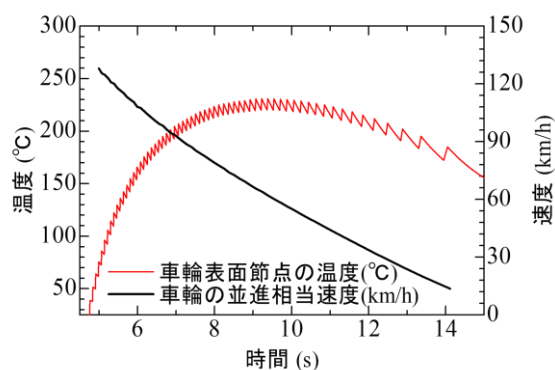


図-6 弾性解析結果(並進相当速度および温度)

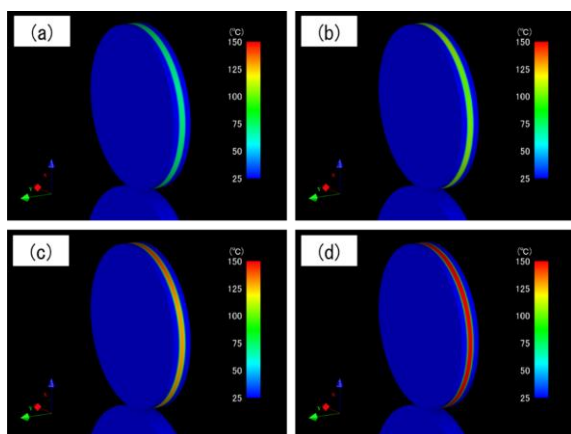


図-7 弾塑性解析結果(温度分布)  
 (a) 制動開始 0.3 秒後 (b) 0.6 秒後  
 (c) 0.9 秒後 (d) 1.2 秒後

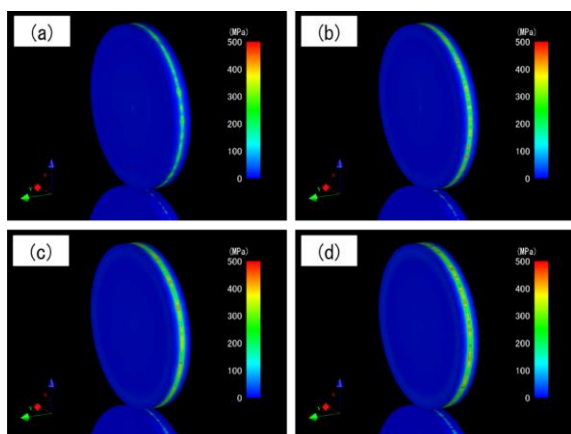


図-8 弾塑性解析結果(相当応力分布)  
 (a) 制動開始 0.3 秒後 (b) 0.6 秒後  
 (c) 0.9 秒後 (d) 1.2 秒後

図-6においては、制動トルクの付加によって車輪の速度が減少する様子や、制動に伴う車輪への入熱によって温度が上昇後、緩やかに下がる傾向が見て取れる。温度変化に細かな振動がみられるのは、温度の観測節点が入熱範囲に入ったタイミングで温度が上昇し、回転する過程で熱が周囲に拡散する現象を繰り返しているためである。また、図-7においては、時間経過に従って入熱部の温度が上昇するとともに、入熱部の近傍の要素においても熱伝

導によって温度が上昇する様子が見て取れる。図-8においては、時間経過によって入熱部に熱応力が発生する様子と、車輪・軌条輪間の接触に伴う塑性変形の様子が確認できる。大きな塑性変形を生じる箇所が点々と存在しているが、今回の解析においては減速開始時から弾塑性解析に切り替えた上で、車輪の上部に鉛直方向のばねダンパ等は設けず、単純に集中荷重のみを与える境界条件であるため、比較的低い周波数帯(長い波長)での車輪の上下振動モードに依存して塑性変形が生じているものと考えられる。なお、時間の経過に従って塑性変形の領域は円周方向に広がる様子が見られるため、長時間の回転によりこのようなばらつきは小さくなっていくものと考えられる。

## (2) 摩耗解析

### a) 解析モデルの概要とパラメータ

解析モデルの概略図や境界条件、メッシュの外観図を図-9に示す。構造解析における車輪や軌条輪の材料パラメータは表-1～4の値をそのまま用いている。摩耗解析に関するパラメータとして、車輪と軌条輪のビッカース硬さをそれぞれ270HV、330HVとした。なお、摩耗係数は、比較対象とする実験により得られた車輪・レール間の摩耗係数のオーダーに合わせて $1.0 \times 10^{-5}$ とした。また、式(9)における閾値 $a$ は2とし、車輪を接触解析におけるスレーブ側とした。

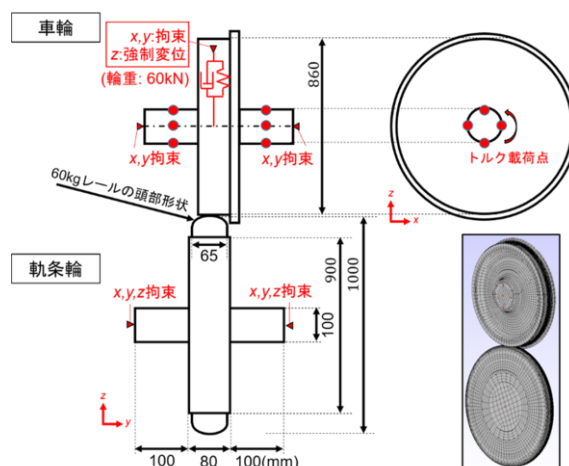


図-9 解析モデルの概要図と境界条件、およびメッシュの外観図

### b) 解析結果

図-10は車輪と軌条輪が転動を開始して1回転目での摩耗量分布を示している。車輪と軌条輪が接触する領域において摩耗の発生が確認でき、摩耗量のオーダーは $10^{-8} \sim 10^{-7}$  mm程度であることがわかる。

一方、比較対象とした実験[7]において、試験輪の転動距離250kmあたりの車輪と軌条輪の摩耗量は概ね0.01～0.02mm程度であった。当該実験は、今回の数値解析と試

験輪のサイズが若干異なるが、Archard則において摩耗量の算出に必要な載荷荷重と接触面圧のオーダーは今回の数値解析と同等であるため、摩耗量のオーダーを比較することは可能と考えられる。これを踏まえ、実験において車輪と軌条輪の直径を加味して1回転あたりの摩耗量を算出すると、車輪が $1.26 \times 10^{-7}$ mm、軌条輪が $4.40 \times 10^{-8}$ mmとなり、解析と実験における摩耗量のオーダーは概ね一致する。このことから、本解析において得られた摩耗量は実現象を概ね再現できているものと考えられ、手法の妥当性が確認された。

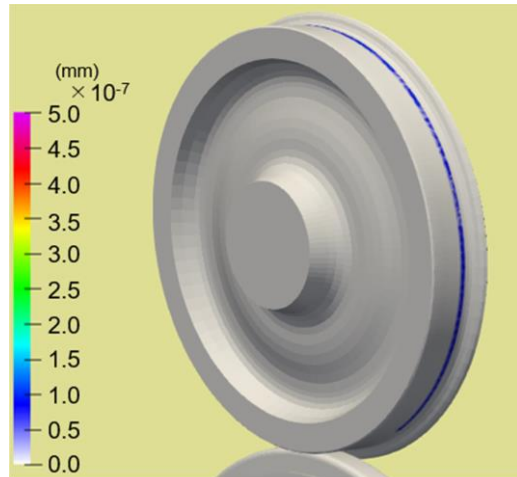


図-10 1回転目における摩耗コンター図（解析）

## 6. おわりに

本稿では、制動時の発熱と車輪踏面の変形、および摩耗を評価するため、熱伝導解析と車輪・レール間の動的転がり接触解析の連成解析手法と摩耗解析手法を開発した。

熱・構造連成解析手法においては、室内試験装置を模擬したモデルを構築し、制動時の入熱による熱応力の発生や、弾塑性解析による車輪と軌条輪の接触領域での残留変形などを定性的に評価した。

摩耗解析では、Archard則を拡張した摩耗アルゴリズムを導入し、弾性解析を行った。その結果、得られた車輪1回転あたりの摩耗量は、室内試験により観測された摩耗量のオーダーと概ね一致することを確認した。

## 参考文献

- [1] X. Zhao, Z. Li: The solution of frictional wheel-rail rolling contact with a 3D transient finite element model: Validation and error analysis, *Wear*, Vol.271, No.1 (2011), pp. 444-452.
- [2] FrontISTR研究会: <https://www.frontistr.com/>
- [3] MUMPS: A Parallel Sparse Direct Solver: <http://graal.ens-lyon.fr/MUMPS/>
- [4] 林雅江, 坂井宏隆, 高垣昌和, 相川明, 奥田洋司, 殷峻: 車輪・レール間の動的接触挙動評価, 鉄道総研報告, Vol. 28, No. 12 (2014), pp. 29-34.
- [5] 坂井宏隆, 高垣昌和, 唐津卓哉: 一台車モデルを用いた大規模並列有限要素法による曲線走行時の動的転がり接触挙動の再現と検証, 日本機械学会論文集, Vol.85, No.878 (2019), pp. 1-16.
- [6] 坂井宏隆, 高垣昌和, 唐津卓哉, 奥田洋司, 殷峻: 大規模並列有限要素法による車輪／レール／制輪子間の熱・構造連成解析, 第31回計算力学講演会 講演論文集, No.18-8 (2018), pp. 1-4.
- [7] 辻江正裕, 水谷祐貴, 曄道佳明: マルチボディダイナミクスによるレール摩耗形状予測モデルの構築と妥当性の検証, 日本機械学会論文集, Vol.83, No.854 (2017), pp. 1-17.

# 車輪・レール転がり接触シミュレーション手法を用いた 車輪フラットの影響評価

Influence of Wheel-flat Evaluated from Analysis Method on Wheel/Rail Rolling Contact

齋藤理沙<sup>1)</sup>, 坂井宏隆<sup>2)</sup>

Risa Saito and Hirotaka Sakai

1) 鉄道総合技術研究所 (〒185-8540 東京都国分寺市光町2-8-38, E-mail: saito.risa.51@rtri.or.jp)

2) 博(工) 鉄道総合技術研究所 (〒185-8540 東京都国分寺市光町2-8-38, E-mail: sakai.hirotaka.75@rtri.or.jp)

Wheel-flat is a defect in railway wheels and causes collision impact between the wheel and rail. To evaluate the effect of wheel-flat on the vehicle and rail, we conducted running simulations using a one-bogie model having a wheel-flat with the wheel/rail rolling contact analysis method, which have been developed based on FrontISTR. Using the proposed method, the experimentally obtained relationship between the running velocity and maximum vertical acceleration of axlebox can be reproduced. Furthermore, the contact location on the running surface during wheel-rail collision can be specified and the rail vibration characteristics for various collision positions on the rail can be investigated.

**Key Words :** Dynamic analysis, Finite element method, Wheel, Rail

## 1. はじめに

鉄道車輪の損傷の1つに車輪フラット(図-1参照)があり,駆動力が車輪・レール間の粘着限界を上回り滑走状態となり,特に車輪固着に至った際に形成される.フラット損傷を有する場合,走行時にレールとの接触で繰り返し衝撃力が発生し,車両及び軌道への損傷や部品の脱落に繋がる恐れがある.このようなフラットによる影響を予測する数値解析手法がこれまで多く提案されているが(例えば石田ら[1],真木ら[2]),その多くはマルチボデ

ィダイナミクス等の簡易的な手法を用いたものである.しかし,フラット衝突のような複雑な接触状態をより精緻に再現するためには,有限要素解析を用いる必要があると考えられる.

ここで,坂井ら[3]はFrontISTR[4]を拡張し,車輪・レール接触問題に特化した3次元大規模並列有限要素解析プログラムである「車輪・レール転がり接触シミュレータ」(以降,本ツール)を開発した.本研究では本ツールを利用し,フラット損傷を有する1台車モデルの走行シミュレーションを行い車輪フラットが車両および軌道に及ぼす影響について調査した.

## 2. 解析手法・解析モデル

### (1) 解析条件

これまで有限要素解析によりフラット衝突の解析を行った既往研究[5,6]では,動的解析手法として陽解法を採用し,車輪1回転分にも満たない非常に短いスパンの計算を行ったものがほとんどであった.しかし,本ツールではNewmark- $\beta$ 法による陰解法を適用しており,ある程度長いスパンの走行解析も行えるため,連続的に発生するフラット衝突が再現可能である.また,接触解析手法としては法線方向についてLagrange未定乗数法,接線方向についてはPenalty法を採用した.空間離散化手法としては,大回転を伴う幾何学的非線形問題を解くためにUpdate Lagrange法を適用した.

### (2) 解析モデル

フラット車輪を有する1台車モデルは図-2に示すとおりである.進行方向はx座標の正方向となる.本解析手法の妥当性検証として真木ら[2]の実験結果との比較を行うために,フラット形状は長手方向の長さ75mmの人工フラ



図-1 車輪フラット

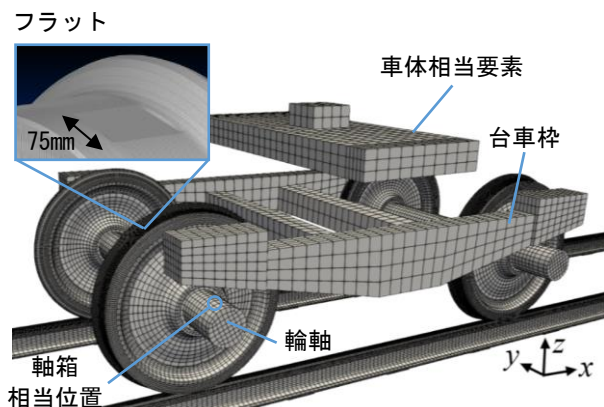


図-2 1台車モデル

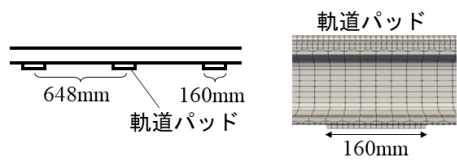


図-3 軌道モデルの概略図

表-1 材料定数

|                              |                             |           |
|------------------------------|-----------------------------|-----------|
| ヤング率<br>[N/mm <sup>2</sup> ] | 209820                      | レール       |
|                              | 18                          | 軌道パッド     |
|                              | 206000                      | 輪軸・台車枠・車体 |
| ポアソン比                        | 0.29                        | レール       |
|                              | 0.49                        | 軌道パッド     |
|                              | 0.3                         | 輪軸・台車枠・車体 |
| 密度<br>[kg/mm <sup>3</sup> ]  | $7.81 \times 10^{-6}$       | レール・輪軸    |
|                              | $1 \times 10^{-6}$          | 軌道パッド     |
|                              | $10.45 \times 10^{-6}$      | 台車枠       |
| ばね定数<br>[N/mm]               | $x:10780 \ y:9800 \ z:1030$ | 軸ばね       |
|                              | $x,y:55 \ z:200$            | 空気ばね      |
| 減衰定数<br>[N/mm・s]             | $x:10.78 \ y:9.8 \ z:5.6$   | 軸ばね       |
|                              | $x,y,z:0.8$                 | 空気ばね      |
| 摩擦係数                         | 0.3                         |           |

ット形状を模すものとし、フラット設置位置は進行方向に向かって右側の後方車輪とした。車体相当要素（車体の1/2の質量をもつ要素）・台車枠間、および台車枠・輪軸間はばねとダッシュポットによって連結した。軌道は図-3に示す通り、軌道パッドによって間欠支持された構造とし、軌道パッド底面は完全拘束とした。材料定数とばね・ダッシュポットの定数は表-1に示すとおりである。

本ツールはモデル規模の削減のために、軌道モデルを長手方向に一定の長さのブロックに区分けし、台車が通過した後のブロックを先頭に連結する「キャタピラメッシュ機能[3]」を搭載している。本研究では当該機能を利用して走行解析を行った。ただし、軌道の端部が存在することにより、軌道内部で伝搬した弾性波が反射し衝撃力の評価に影響を及ぼす可能性があるため、軌道端部には弾性波の反射を低減するためのレイリー減衰を設定した。

(3) 荷重条件

本研究では走行速度が40km/h、100km/h、130km/hの場合のケースについて、フラットによる影響の評価を行った。台車モデルがこれらの目標走行速度に到達するまでの計算時間を短縮するために、加速段階においてはトルク荷重の値を通常の50倍とした。その間、計算結果の発散を防ぐため軸箱相当位置に-z方向に150kNの荷重を与え、空気ばねの剛性を通常時の1000倍とした。

3. 解析結果

(1) 軸箱相当上下加速度

走行解析から得られた軸箱に相当する位置（図-2参照）の上下加速度を図-4に示す。図中の点線は車輪1回転ごとにプロットを行っている。車輪1回転ごとに著大な上下加

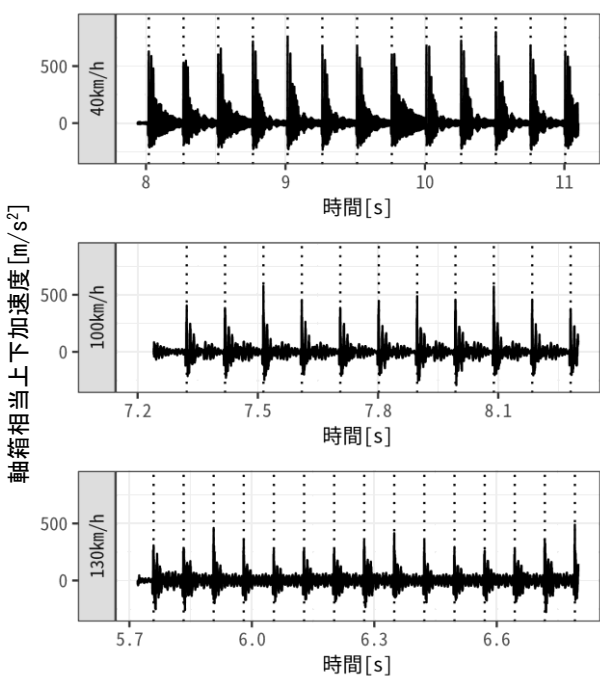


図-4 右後方車輪上の軸箱相当上下加速度

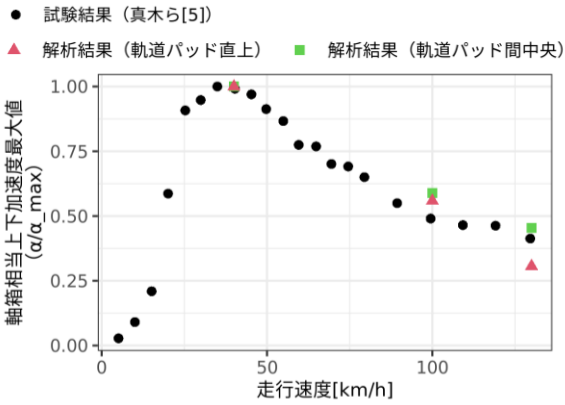


図-5 走行速度による軸箱上下加速度最大値の変化

速度の変動が生じており、フラット衝突による衝撃荷重の連続的な発生が再現できていることがわかる。また、走行速度により軸箱相当上下加速度のピーク値が大きく異なり、40km/hの場合に最もピーク値が大きく、走行速度が大きくなるごとにピーク値は小さくなっている。このような走行速度に対するフラット衝撃力の変化は真木らが行った試験結果[2]からも同様の傾向として得られている。また、図-5に走行速度と軸箱相当上下加速度の最大値の関係について、真木らの試験結果と本解析結果を比較した結果を示す。なお、本図では得られた結果について最大値で正規化した値を示しており、解析結果については軌道上においてフラットが衝突した位置ごとに整理を行った。解析結果と真木らの試験結果は概ね一致し、本ツールによって走行速度によるフラット衝撃力の変化が再現可能であることが確認できた。

(2) 接触応力分布

車輪踏面上において実際にフラット衝突が起こる位置

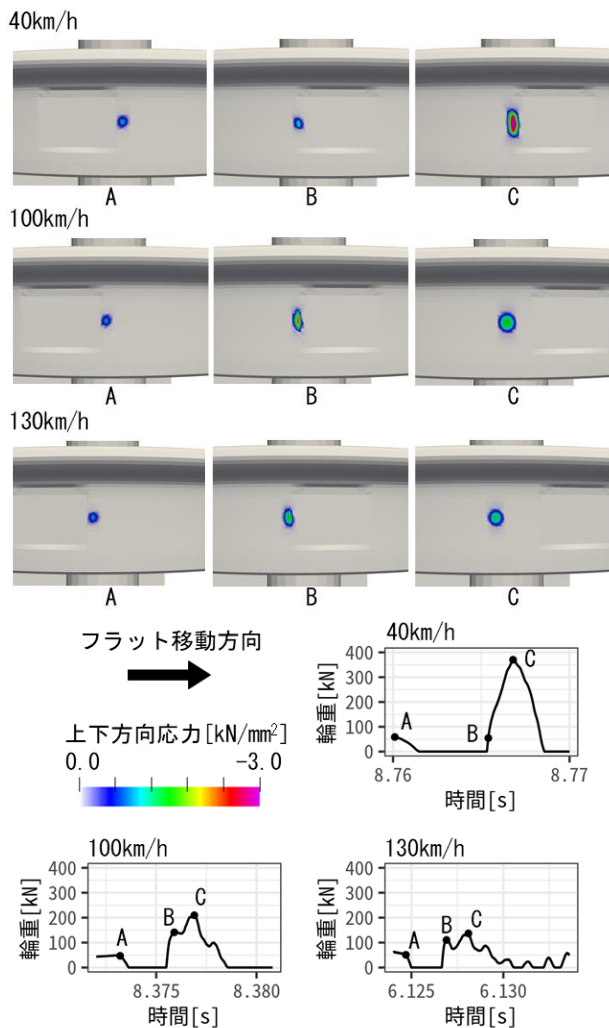


図-6 フラット衝突時における  
車輪踏面の上下方向応力分布

を調査するために、衝撃力発生時の上下方向の接触応力分布を可視化した結果を図-6に示す。参考として、輪重の時刻歴を合わせて示す。いずれの走行速度においても、輪重の値はいったんゼロになった後にピーク値をとるが、輪重がゼロになる直前 (A) においてはフラットの端部がレールと接触し、再び輪重が载荷される時点 (B) では反対側のフラット端部が接触する。したがって、遅くとも走行速度40km/h以上の場合、フラット端部に差し掛かった後に車輪はレールから浮遊し、フラット表面部はレールと接触することなく反対側のフラット端部で再びレールと接触し、衝撃力が発生することがわかる。輪重がピーク値をとる時点 (C) における接触箇所は走行速度によって異なり、速度が大きいほどフラット端部より後方の健全部に及ぶ。

### (3) 軌道の上下変位

フラット衝突が軌道に及ぼす影響の一例として、衝撃発生時に進行方向右側の軌道に生じる上下方向の変位を図-7に示す。ここで、本図の上下方向変位はレール底面の外側肩部の節点で生じた値を示している。また、点線は軌道パッドの位置を示す。軌道方向位置3300mm付近で下

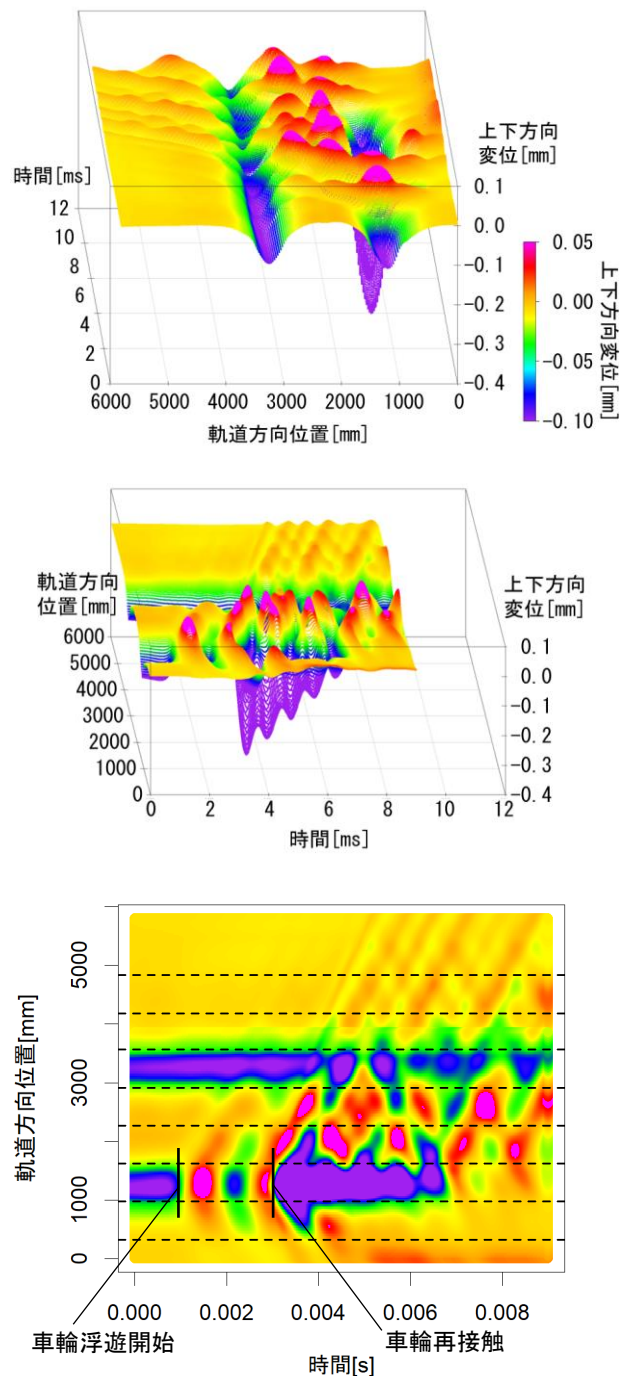


図-7 フラット衝突時における軌道の上下変位  
(走行速度 100km/h の場合)

方に大きく変位した帯状の領域は、右前方車輪が接触した位置に該当する。一方で、フラットを有する右後方車輪が接触した位置に該当する軌道方向位置1200mm付近は複雑な挙動を示している。具体的には、フラット端部にさしかかり車輪が浮遊する約0.001秒時点までは右前方車輪接触位置と同様に下方向に大きく変位しているが、車輪の浮遊後は反動で上方向の変位が発生している。その後、軌道パッド間での振動が生じる一方で、前後方向に伝搬していく波動も見られる。さらに、伝搬した波が右側前方車輪の接触位置に到達した後、透過及び反射する様子も伺える。約0.003秒時点からは降下した車輪と再び再接触

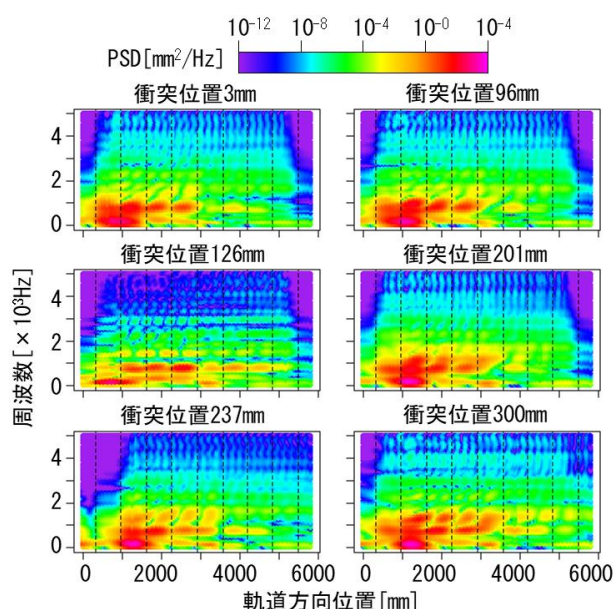


図-8 軌道の上下変位の FFT 解析結果  
(走行速度 100km/h の場合)

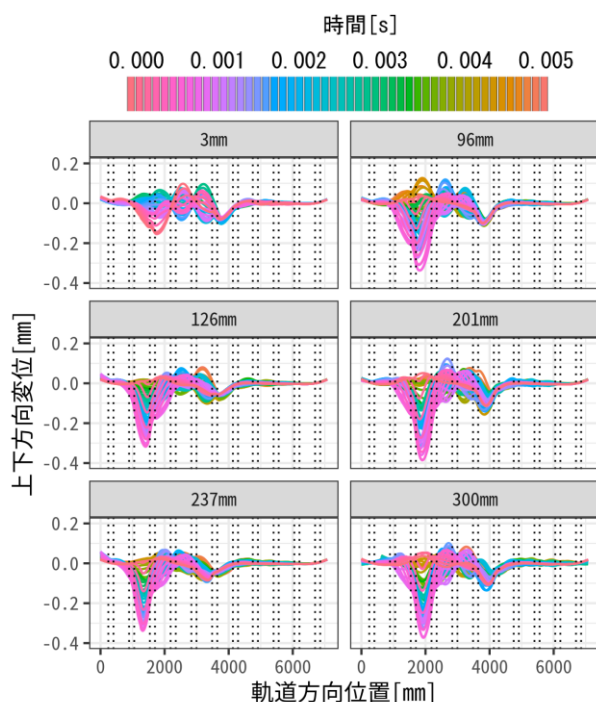


図-9 フラット衝突時における軌道の変形形状  
(走行速度 100km/h の場合)

して大きく下方向に変位し、軌道パッドを節とする振動と前後方向に伝搬する波動が同様に発生している。したがって、フラット接触開始時（0.001秒～）から車輪と接触しない位置にもかかわらず前輪と後輪の間（軌道方向位置1200～3300mm）で振動が生じているが、これは軌道パッドを節とするレールの共振モードに当てはまる振動と、前輪・後輪間での波動の重複反射が混在して発生した結果であると考えられる。

軌道モデルは軌道パッドにより間欠支持された構造であるため、フラットの衝突位置と軌道パッドの位置の関

係が衝突挙動に何らかの影響を及ぼしている可能性がある。軌道の振動が受ける影響について調査するため、衝突位置が異なる場合の軌道の上下方向変位を位置ごとにFFT解析した結果を図-8に示す。ここで、衝突位置は輪重ピーク値に最大接触力が発生した節点から最も近傍の軌道パッドの中央までの距離を示す。また、時間刻み幅とデータ点数はそれぞれ $1 \times 10^{-4}$ 秒、87～100点であり、窓関数としてハニング窓を適用した。本図を参照すると、衝突位置126mmの場合は全体的に最もPSDが小さく、次いで衝突位置3mm、96mm、237mmの場合は0～1000Hzの領域のPSDがやや大きくなる。衝突位置201mm、300mmの場合は1000～1500Hzの領域にも高いPSDが現れる。

フラットの衝突位置によるPSDの変化が現れる原因として、図-9に示す軌道の変形形状が影響していると考えられる。軌道パッドの有無により、支持剛性が位置によって異なる結果として変形形状に差が生じている。具体的には、衝突位置300mmの場合は支持剛性の比較的小さい軌道パッド間中央で衝突しているため変形量が小さい一方で、衝突位置3mmの場合は支持剛性の大きい軌道パッド直下で衝突しているため変形量が小さい。さらに、衝突位置が軌道パッドから遠い場合は隣り合った軌道パッド同士を節とするように急峻にたわんだ変形形状をしている一方で、軌道パッドに近い場合は一つ離れた軌道パッド同士を節とするようになだらかにたわんだ形状をしている。したがって、フラット衝突位置が軌道パッドから遠いほどより急峻な変形形状になり高周波成分が卓越し、図-8では衝突位置3mm、96mmの場合より201mm、300mmの場合の方が高周波な領域に高いPSDが現れたと考えられる。しかし、衝突位置126mm、237mmの場合は近い衝突位置のケースと比較しても変形量が小さく、図-8でも比較的PSDが小さい。これは、衝突位置96mm、201mm、300mmの場合は衝突位置から最も近傍にある軌道パッドが車輪の進行方向後方に存在した一方で、126mm、237mmの場合は前方に存在し、図-10のように変形がなだらかになったからであると考えられる。

#### (4) 軌道の上下変位と輪重の関係

軌道上におけるフラット衝突位置ごとの輪重の時刻歴が図-11のように示される。衝突位置ごとに異なる点として、700～1200Hz程度の振動の現れ方に違いが生じている。具体的には、衝突位置126mmの場合は輪重の作用時間よ

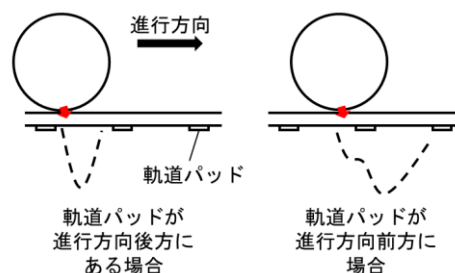


図-10 衝突位置ごとの軌道の変形形状の概略図

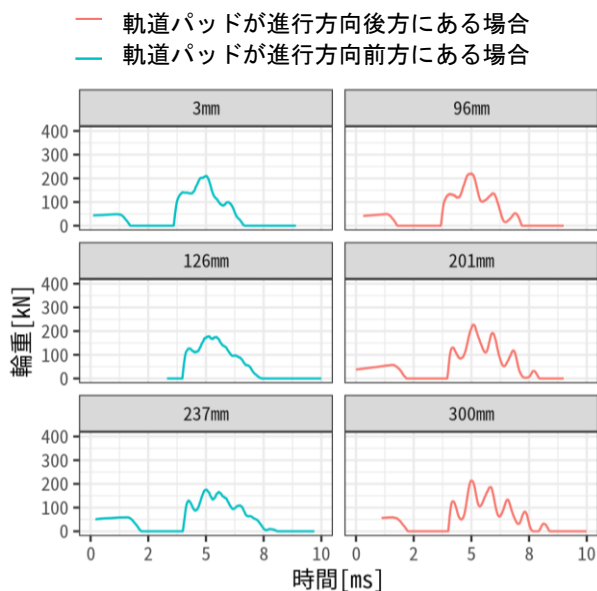


図-11 フラット衝突時の輪重  
(走行速度 100km/h の場合)

り短い周期の振動はほとんど発生しておらず、3mm、96mm、237mmの場合は700～900Hz程度の振動が表れている。201mm、300mmの場合はさらに細かい1000～1200Hz程度の振動が顕著に表れている。

このような、衝突位置によって異なる輪重の振動の特徴は、図-8に示す軌道の振動特性と合致している。具体的には、衝突位置126mmの場合の輪重は700～1200Hz程度の細かい振動が小さく、図-8に示す軌道のFFT結果を見ても700～1200Hzの範囲のPSDは他のケースと比較して小さい。衝突位置3mm、96mm、237mmの場合は輪重に700～900Hzの振動が生じ、軌道のFFT解析結果においても700～900Hzの範囲に高いPSDが表れている。衝突位置201mm、300mmの場合はさらに高周波な1000～1200Hzの振動が輪重および軌道のFFT解析結果に顕著に表れている。以上を踏まえると、フラットの衝突位置ごとに異なって生じる軌道の振動特性が輪重に影響を及ぼし、図-11に示すように衝突位置ごとに700～1200Hz程度の振動の大きさに違いが表れたと考えられる。さらに、高周波成分が大きいと

輪重の最大値も高い傾向にあり、衝撃力のピーク値も軌道上における衝突位置が影響していると考えられる。したがって、図-4で示す軸箱相当上下加速度の時刻歴に衝突ごとのピーク値のばらつきが生じているのは、間欠支持された軌道構造の影響を受けた結果であることが予想される。

#### 4. おわりに

本研究では車輪・レール転がり接触シミュレーション手法を用いて車輪フラットを有する1台車モデルの走行解析を行い、フラットが及ぼす影響について調査した。本解析手法によって、走行速度による軸箱相当上下加速度のピーク値の変化を概ね再現することができた。また、フラット衝突時における車輪踏面上の接触位置の特定や、衝突位置によって異なる軌道の振動特性の調査を実施した。

#### 参考文献

- [1] 石田誠, 三浦重, 河野昭子: 車輪フラットによる軌道の動的応答特性, 鉄道総研報告, Vol.11, pp.27-32, 1997.
- [2] 真木康隆, 嘩道佳明: 車輪フラット端部形状が回転車輪と軌条輪との接触状態および衝突挙動に与える影響評価, 日本機械学会論文集, Vol.84, DOI: 10.1299/transjsme.19-00003, 2019.
- [3] 坂井宏隆, 高垣昌和, 林雅江, 相川明, 奥田洋司, 殷峻: 大規模並列計算による車輪／レール間の転がり接触挙動の解析, 鉄道総研報告, Vol.27, pp.29-34, 2013.
- [4] FrontISTR Commons: <https://www.frontistr.com/>
- [5] Bian, J. et al.: A dynamic wheel-rail impact analysis of railway track under wheel flat by finite element analysis, *Veh. Syst. Dyn.*, Vol.51, pp.784-797, 2013.
- [6] Han, L. et al.: Finite element analysis of the wheel-rail impact behavior induced by a wheel flat for high-speed trains: The influence of strain rate, *J. Rail Rapid Transit*, Vol.232, pp.990-1004, 2018

# Fluid-Structure Interaction of a Cropped Delta Wing in Transonic Regime

Sheila C.F. Langa<sup>1)</sup> and Yusuke Takahashi<sup>2)</sup>

1) Graduate Student, Graduate School of Engineering (Hokkaido University, E-mail: sheilachicafrancisco.langa.b0@elms.ac.jp)

2) Associate Professor, Faculty of Engineering (Hokkaido University, E-mail: ytakahashi@eng.hokudai.ac.jp)

In the present study, the aeroelastic flutter and limit-cycle oscillation (LCO) of a cropped delta wing were analyzed using a Fluid-Structure Interaction (FSI) model. The FSI model consisted of open-source software (OSS) namely SU2 as a fluid solver, CalculiX as a structural solver, and preCICE as the coupling library. The FSI analysis was conducted over a range of different dynamic pressures. It was found that the nonlinearities in the fluid model had more impact on the LCO phenomena and that the leading motion of the wing was governed by the first bending mode. When compared to the experimental and other numerical results, the current model was found to be in better agreement with previous numerical computations than with experimental measurements.

**Key Words :** Fluid-structure interaction, Limit-cycle oscillation, Cropped delta wing, Transonic flow

## 1. INTRODUCTION

High maneuverability and increased flexibility in aircraft wings have been some of the main criteria in recent wing design applications. Wings that account for such configurations are prone to aeroelastic behavior. Aeroelasticity is a subsection of Fluid-Structure Interaction (FSI), and is caused by the interaction between the inertial, aerodynamics and elastic forces [1]. Aeroelastic analyses in high-speed flow, such as in the transonic region, are very complex due to the inherent nonlinearities [2] of the flow. One of the most challenging transonic aeroelastic phenomena is called flutter. Flutter is a self-excited oscillation that results from the nonlinear interaction of the unsteady aerodynamics and structural vibrations in the system. When this oscillation has a limiting amplitude, it is regarded as Limit-Cycle Oscillation (LCO). LCO is mainly caused by the nonlinearities present in the aeroelastic system which could be due to the flow aerodynamics, the structural response, or both [1,3]. Approaching to capture wing LCO using classical linear flutter techniques has proved to be inadequate [2]. Additionally, performing wind-tunnel FSI tests is highly difficult since it is challenging to reproduce the accurate flow and structure conditions with respect to the scaling law. Thus, to accurately capture the physics of the flow [4], numerical nonlinear aeroelastic analyses should be performed taking into consideration the nonlinearities of the fluid and the structural counterparts in a coupled manner.

The current study presents an FSI analysis of a non-slender cropped delta wing model with geometric plate nonlinearities [1] which is prone to transonic flutter and LCO occurrence. This wing model was experimented by Schairer and Hand [5]. It has also been numerically examined by Gordnier et al. [6], in which the LCO behavior was found to be caused by the leading-edge vortex which behaved as an aerodynamic spring, and again in [7] where it was concluded that geometrical nonlinearities played a major role in the LCO mechanism. Attar et al. [3] determined the importance of properly and accurately modeling the fluid and structural problems. Cui et al. [8] concluded that alongside geometric nonlinearities, material nonlinearities should also be considered when analyzing the model for better accuracy in terms of LCO amplitude. While the mentioned studies [3,6-8] apply structured grids for the FSI analysis, this

research aims to use fully unstructured grid models to analyze the impact of grid refinement techniques on the flow behavior as well as on the LCO mechanism.

Although numerical analyses of FSI require high computational resources, recent advances in computational methods have enabled the convenient modeling of FSI simulation. One of the advances being the development of a multi-physics coupling library called preCICE [9]. preCICE is an open-source software (OSS) which is able to couple sophisticated single-physics software by means of adapters [9,10]. Various adapters have already been implemented for preCICE such as the fluid solver SU2 [11], and the nonlinear structural solver Calculix [12] which comprise the proposed FSI model of this analysis. This fully OSS-based model consisting of SU2, CalculiX and preCICE has been chosen due to its high degree of freedom [10].

The focus of the present study is to analyze the LCO behavior of the delta wing configuration in transonic regime using partitioned-coupling OSS-based FSI with fully unstructured grid models. The results aim to establish a validation between the experimental data [5] and comparison with the numerical studies [3,8] to ensure FSI coupling validity.

## 2. FSI MODEL

The current FSI analysis model consists of SU2 as the aerodynamics solver based on a finite volume method, CalculiX as the nonlinear structural mechanics solver based on the finite element method, and preCICE as the coupling library.

### (1) Cropped Delta Wing

The target analysis object of this study is a cropped delta wing model with zero angle of attack placed in freestream transonic flow. The wing model geometry is displayed in Fig.1. The wing has a root length, semi-span length and thickness of 0.29845 m, 0.2032 m, and 0.000889 m respectively. Additionally, it has a leading-edge sweep of 47.8° and a trailing edge sweep of -8.7°.

### (2) Aerodynamic Solver

The unstructured-mesh fluid flow solver, SU2, is used in this

numerical investigation. The governing equations are the compressible Navier-Stokes equations consisting of momentum, total density, and total energy conservation laws. The Navier-Stokes equations were discretized using the finite volume approach. Additionally, the ideal gas equation of state is also included in the governing equations. The ideal gas thermodynamic properties of the airflow are considered to be the same as those of standard air.

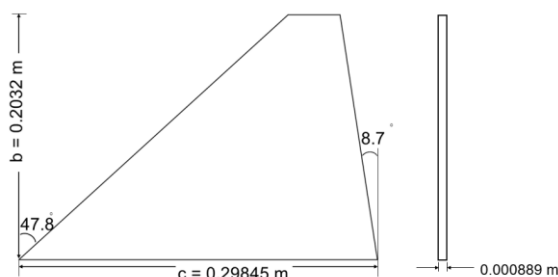


Fig.1 Wing Geometry

The viscosity coefficients are evaluated by the Sutherland's viscosity model as well as the Constant viscosity model, and a Prandtl number of 0.72 is used. Turbulence models are not assumed in the present analysis. The Jameson Schmidt Turkel (JST) scheme [13] is used for the evaluation of the advection term, and the Green-Gauss method is used to calculate the spatial gradients. The computations for unsteady states were performed by using an implicit dual-time stepping time integration based on the 2<sup>nd</sup> order backward difference. For the inner iterations, local time stepping is used, and for the outer iterations, global time stepping is used. The coefficient matrix solution method is performed by the FGMRES method with the incorporation of the lower-upper symmetric Gauss-Seidel (LU-SGS) method for preprocessing.

### (3) Structural Mechanics Solver

The open-source structural solver based on finite-element method, CalculiX, is used in this study. The cropped delta wing was modeled as a three-dimensional object with linear material properties. The structural dynamics are solved based on the principle of virtual work. The momentum equilibrium of the displacement field was obtained under the assumption that there is no temperature change inside the model. The governing equation is discretized by small elements and consists of the element mass matrix, the element stiffness matrix, the element load vector, and the element displacement. By using the shape function incorporated in the formulation of the element stiffness matrix, the element mass matrix was calculated. The load vector, the mass matrix, and stiffness equation were obtained by defining a displacement load vector. The stiffness equation is solved by using the Gauss-Legendre quadrature with the  $\alpha$ -method [14].

### (4) Coupling Method

The current numerical model uses a partitioned coupling approach through the preCICE library. The fluid and structural analyses are independently solved and then coupled at the interface. From the fluid solver, the aerodynamic forces on a coupling boundary are transmitted. On the other hand, the structural solver transmits the displacements. This coupling mechanism does not require the computational grids to be the same at the interface. Even so, the data mapping is interpolated appropriately using the nearest-neighbor mapping technique. Finally, the equilibrium and continuity constraints on the coupling boundary are satisfied through the implementation of a parallel-implicit scheme.

### (5) Computational Conditions

Previous computations [3,8] use structured grids for both the fluid and structural grids. Given that both SU2 and CalculiX use unstructured grids, two refinement mechanisms are presented for each of the solvers to properly understand the impact of meshing strategies in the flow solution. They are paired in sets based on the refinement level. Fig.2 shows one coarse structural grid with 122,626 nodes, and a coarse fluid grid with 682,546 cells. On the other hand, Fig.3 presents a refined structured grid with 270,762 nodes, and a refined fluid grid with 5,217,900 cells.

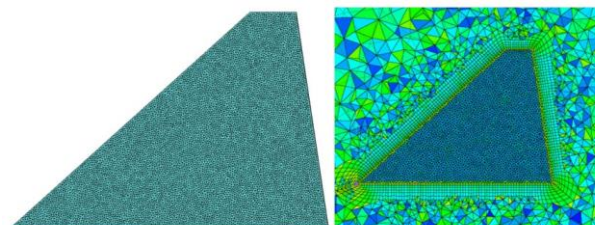


Fig. 2 Coarse grids

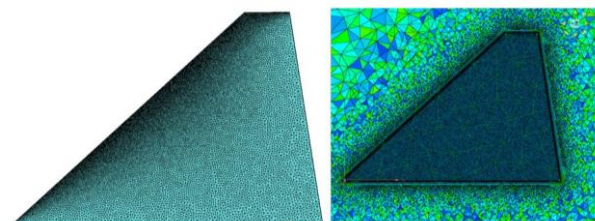


Fig. 3 Refined grids

For both cases, the angle of attack is set to zero and the freestream conditions are considered. The freestream conditions are evaluated from the isentropic process. No-slip conditions and no pressure gradient to the normal direction at the wing surface are assumed.

All the surfaces of the wing are set to be coupled interfaces. The analysis is performed by changing the freestream dynamic pressures from 20.54 to 26.75 kPa and the Reynolds length is fixed at 0.298 m.

The structural meshes are fixed at the bottom while all the other surfaces are allowed to move freely. The delta wing is considered to be of a single material with material properties close to cold-rolled steel which was used in the experiment [5] with Young's modulus of 206GPa, Poisson's ratio of 0.25 and density of 7,833 kg/m<sup>3</sup>.

The coarse grid pair uses the viscosity term by Sutherland's law. For the implementation of the adequate transonic flow, a constant freestream Mach number of 0.9, velocity of 290.028 m/s, and temperature of 257.996 K. Here, the freestream Reynold's number differs slightly in comparison to those of the experiment [5]. As for the refined grid set, a constant viscosity model is used with  $1.4 \times 10^5$  kg/ms and the experimental Mach number and Reynold's number are ensured. Table 1 shows a brief outline of the difference in Reynolds number based on the viscosity model applied in SU2 with comparison to the experiment [5]. For both cases, no turbulence modeling is used.

Table 1 Freestream condition for flow field

| q kPa<br>(Exp.) | Mach<br>(Exp.) | Re x 10 <sup>6</sup><br>(Exp.) | Re x 10 <sup>6</sup><br>(Sutherland) | Re x 10 <sup>6</sup><br>(Constant) |
|-----------------|----------------|--------------------------------|--------------------------------------|------------------------------------|
| 20.54           | 0.874          | 3.15                           | 2.57                                 | 3.15                               |
| 21.72           | 0.872          | 3.36                           | 2.72                                 | 3.36                               |
| 22.96           | 0.869          | 3.56                           | 2.88                                 | 3.56                               |
| 23.79           | 0.860          | 3.56                           | 2.98                                 | 3.56                               |
| 26.75           | 0.860          | 3.72                           | 3.35                                 | 3.72                               |

### 3. RESULTS AND DISCUSSION

In this section, the results of the eigenfrequency study are outlined, followed by a discussion on the FSI behavior of the wing in the transonic flow. Additionally, the impact of the meshing strategies and flow properties will be discussed.

#### (1) Eigenfrequency Analysis

An eigenfrequency study based on the finite element method was performed by solving the equation below.

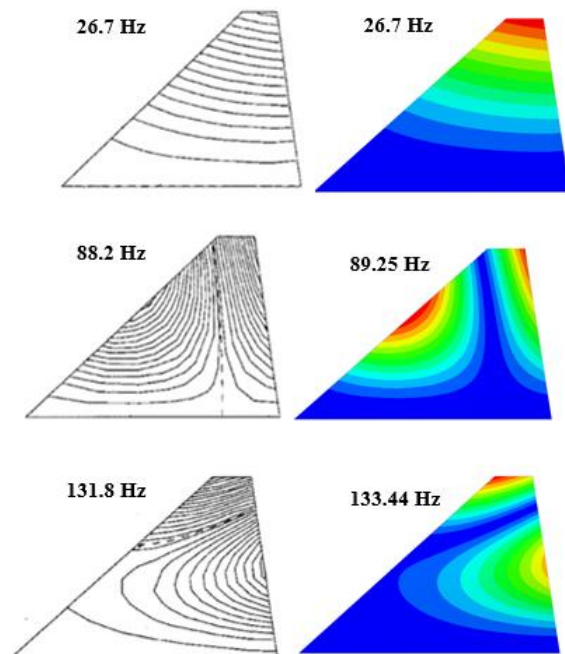
$$Kx = \lambda Mx \quad (1)$$

Where K is the overall stiffness matrix, M is the overall mass matrix, x is the eigenvector, and  $\lambda$  is the eigenvalue. This vibration analysis was performed using CalculiX. Table 2 includes the results for modes 1 to 3 in comparison to the experiment.

**Table 2 Eigenfrequency comparison**

| Modes | Experiment [5]<br>(Hz) | Coarse<br>(Hz) | Refined<br>(Hz) |
|-------|------------------------|----------------|-----------------|
| 1     | 26.7                   | 26.70          | 26.70           |
| 2     | 88.2                   | 89.25          | 89.27           |
| 3     | 131.8                  | 133.44         | 133.47          |

Regardless of the refinement mechanism, the frequencies for the first mode were the same as that of the experiment which is 26.7 Hz. For modes 2 and 3, both meshes show slightly larger frequencies, around 89 Hz and 133 Hz in contrast with 88.2 and 131.8 Hz from the experiment [5]. Nevertheless, the main motions of the wing were consistent with the experiment and numerical computations with mode 1 set to first bending, mode 2 set to first torsion and mode 3 set to second bending, thus ensuring the validity of the structural models. Fig.4 shows a side-by-side visual comparison of eigenfrequency modes of the coarse grid and the experiment [5].



**Fig. 4 Mode shapes**

#### (2) LCO Analysis

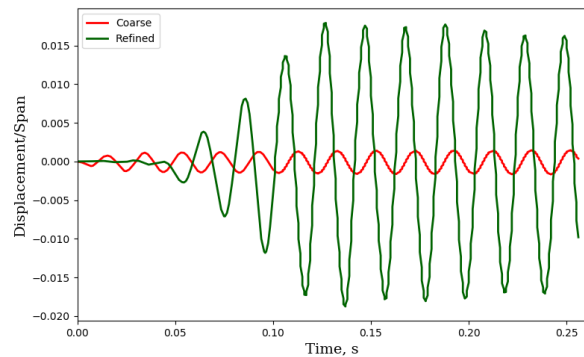
The time and history of displacement were examined by inserting probes at the trailing edge of the cropped delta wing at

(0.26735, 0.2032, 0). The displacement history for 5 different dynamic pressures which are 20.54, 21.72, 22.96, 23.79, and 26.75 kPa were analyzed.

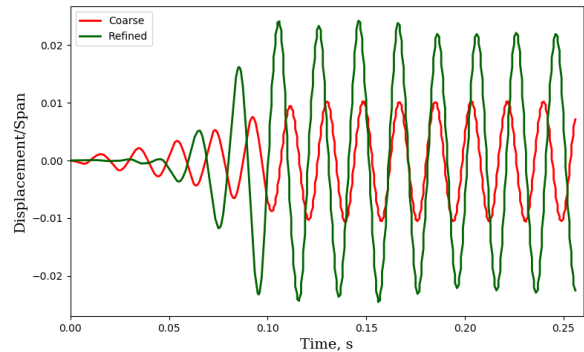
The self-excited limit-cycle oscillation occurs when the airflow is generated at the stationary wing. For all the cases, a constant growth in LCO displacement is observed as the dynamic pressure is increased. Similarly to the experiment and computations [3,5,8], the leading motion of the wing was observed to be the first bending mode.

The coarse mesh model showed stable oscillations. For the case of 21.72 kPa, the displacement gradually expands until it reaches the LCO, thus resembling a Van der Pol oscillation phenomenon. For the cases of 22.92 to 26.75 kPa there is a rapid increase in amplitude followed by strong damping until LCO is reached. However, the LCO frequencies were extremely small when compared to the experimental ones.

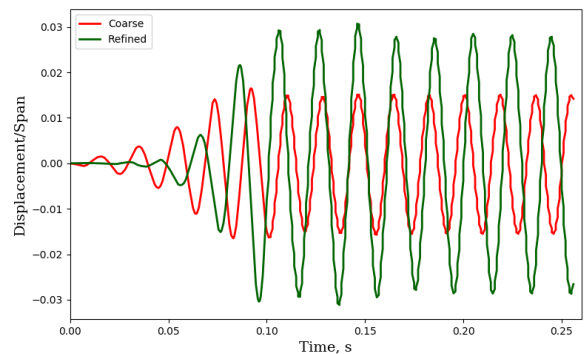
The refined mesh model showed rather large LCO displacement in comparison to the coarse mesh model, however the LCO phenomena seemed rather unstable in comparison. Brief comparisons on 20.54, 21.72, and 22.96 kPa are shown in Fig. 5.



**(a) Displacement at 20.54 kPa**



**(b) Displacement at 21.72 kPa**

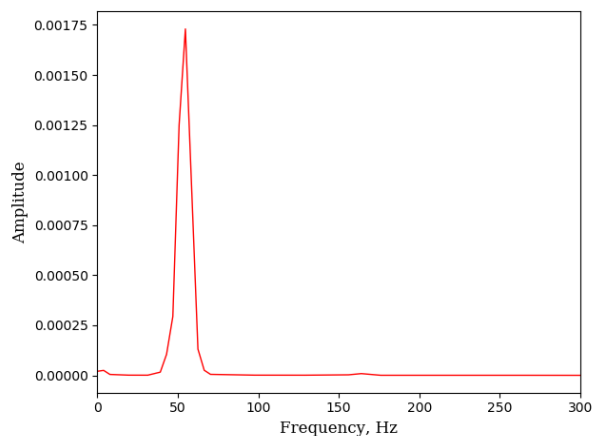


**(c) Displacement at 22.96 kPa**

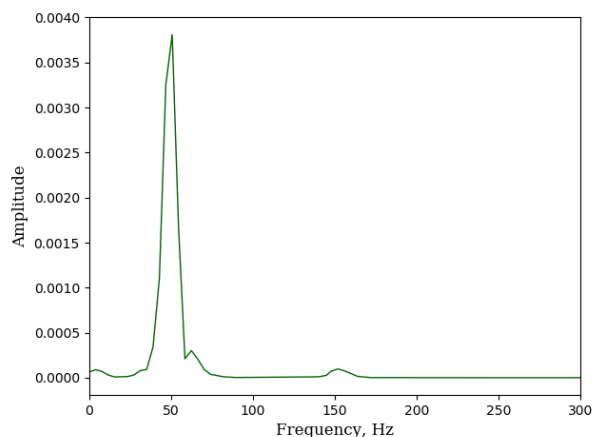
**Fig. 5 Wing tip displacement comparison**

To obtain the LCO frequencies, a Fast Fourier Transform (FFT) analysis was performed on displacement data. The peak

frequencies for the coarse mesh were 50.8, 54.7, and 58.6 Hz. On the other hand, the peak frequencies for the refined mesh were 46.9 and 50.8 Hz. Although the refined mesh frequencies do not strictly match the experimental results [5], they were found to be in better agreement with Attar et al.'s [3] research. This result is consistent with the expectations, given that similarly to Attar, no material nonlinearities were included in the model. The fact that the LCO frequencies are not the same with the eigenfrequency results suggest that the main reason behind the LCO mechanism in the current model is caused by an external aerodynamic force. Frequency results are shown for the coarse and refined mesh at 21.72 kPa in Fig.6 (a) and (b) respectively.



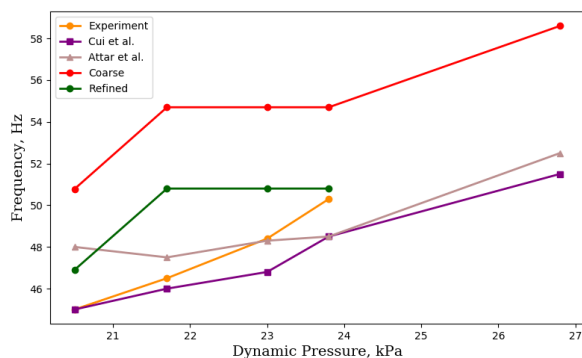
(a) LCO frequency for coarse mesh at 21.72 kPa



(b) LCO frequency for refined mesh at 21.72 kPa

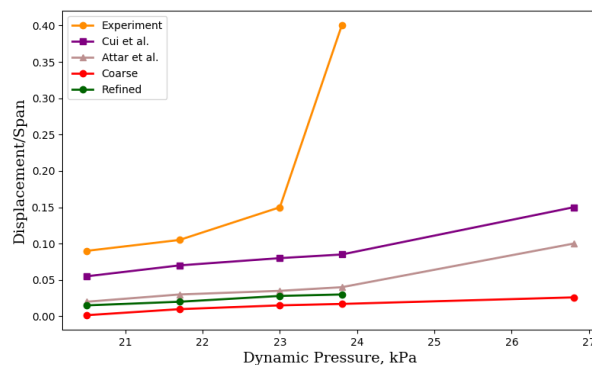
**Fig 6. LCO frequency at 21.72 kPa**

Additionally, a general comparison of the LCO frequency and wingtip displacement with the experiment and numerical computations are shown on Fig. 7 and Fig.8 respectively.



**Fig 7. LCO frequency comparison**

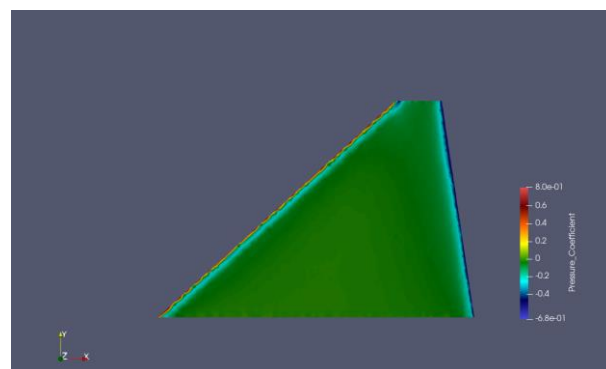
In the comparison shown on Fig.7, an odd behavior is seen. Rather than a constant increase in frequency, a constant frequency is seen between 21.72 to 26.75 kPa. The reason behind this behavior does not have to do with neither the viscosity models nor the refinement techniques, given that both mesh models showed the same trend. Additionally, it could be argued that the difference in meshing strategy, unstructured in this case, could have played a role on this constant frequency range. The investigation of such a behavior is the scope of future work.



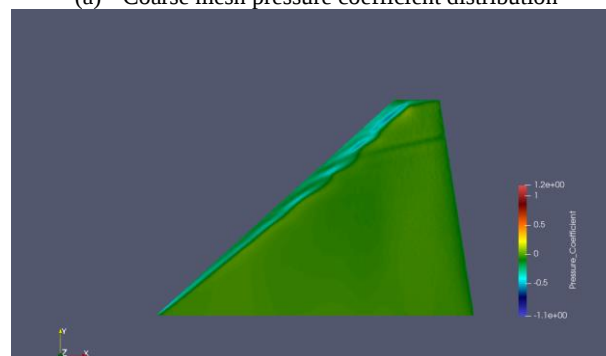
**Fig 8. LCO displacement comparison**

### (3) Aerodynamic Analysis

The difference in refinement mesh techniques gave an insight on the importance of the mesh in order to capture important physical behavior in the wing surface. Fig.9 (a) and (b) show the pressure coefficient distribution on the wing surface for 22.96 kPa. It is clearly visible that for the same dynamic pressure, the refined mesh, in Fig. 9 (b) shows a vortex breakdown around the leading edge of the wing. Additionally, a slight shock wave motion moving from the trailing edge to the leading edge is observed.



(a) Coarse mesh pressure coefficient distribution



(b) Refined mesh pressure coefficient distribution  
**Fig. 9 Pressure Coefficient distribution at 22.96 kPa**

This vortex breakdown and shock wave motion could play a considerable role in the unstable nature of the LCO amplitude for the refined mesh case and is in closer proximity with previous computational studies [3,8].

The implementation of better refinement meshing techniques around the wing tip should be considered in future research.

#### 4. CONCLUSIONS

In the present work, an open-source software-based fluid-structure interaction (FSI) model was constructed. The FSI analysis was performed in a partitioned-coupled manner on a LCO-prone cropped delta wing model in the transonic speed region. The FSI analysis consisted of a finite volume approach for the fluid solver and a finite element approach for the structural solver which were coupled at a coupling library.

Two meshing strategies and viscosity models were presented in order to clarify the difference in results between the current model with the experiment and previous computational studies. It was found that the LCO displacement increased as the dynamic pressure was increased and that the leading motion was the first bending mode, thus agreeing with the experimental and numerical data. The discrepancy in the frequencies found by the modal analysis in contrast to those of the FSI analysis suggest that an external aerodynamic force is behind the LCO mechanism of the wing. The refined mesh model displayed some vortex breakdown accompanied with some shock wave motion whereas such flow behavior was not seen for the coarse mesh model. This validated that meshing techniques also affect the physical flow properties. Additionally, the LCO frequency was observed to have constant values over a certain range of dynamic frequencies. This unusual behavior of the frequency needs further investigation and is the scope of future work.

#### REFERENCES

- [1] Dowell, E. H.: A Modern Course in Aeroelasticity, 6<sup>th</sup> edition, 2022.
- [2] Bendiksen, O.O.: Review of unsteady transonic aerodynamics: Theory and applications, *Progress in Aerospace Sciences*, 47(2), 135-167, 2011.
- [3] Attar, P.J. and Gordnier R.E.: Aeroelastic prediction of the limit cycle oscillations of a cropped delta wing, *Journal of Fluids and Structures*, 22(1), pp.45-58, 2006.
- [4] Gursul, I., Gordnier, R.E. and Visbal, M.: Unsteady aerodynamics of nonslender delta wings, *Progress in Aerospace Series*, 41(7), pp.515-557, 2005.
- [5] Schairer, E.T. and Hand, L.A.: Measurements of unsteady aeroelastic model deformation by stereo photogrammetry, *Journal of Aircraft*, 36 (6), pp.1033-1040, 1999.
- [6] Gordnier, R.E. and Melville, R.B.: Physical mechanisms for limit-cycle oscillations of a cropped delta wing, *30th AIAA Fluid Dynamics Conference*, p. 3796, 1999.
- [7] Gordnier, R.E., Computation of limit cycle oscillations of a delta wing, *Journal of Aircraft*, 40(6), pp. 1206-1208, 2003.
- [8] Peng, C. and Han, J.: Numerical investigation of the effects of structural geometric and material nonlinearities on limit-cycle oscillation of a cropped delta wing, *Journal of Fluids and Structures*, 27 (4), pp.611-622, 2011.
- [9] Bungartz, et al.: preCICE – A fully parallel library for multi-physics surface coupling, *Computers & Fluids*, 141, pp.250-258, 2016.
- [10] Takahashi, Y.: Large-Deformation Limit-Cycle Oscillation of a Delta Wing using Fluid-Structure Interaction Analysis at Transonic Speed, *Available at SSRN 4135441*.
- [11] Economon, T.D., Palacios F., Copeland, S.R., Lukaczyk, T.W. and Alonso, J.J.: SU2: An open-source suite for multiphysics simulation and design, *AIAA Journal*, 54(3), pp.828-846, 2016.
- [12] Dhondt, G. and Wittig, K.: Calculix – a free software three-dimensional structural finite element program, [www.calculix.de](http://www.calculix.de).
- [13] Jameson, A.: Origins and further development of the Jameson-Schmidt-Turkel scheme, *AIAA Journal*, 55(5), pp.1487-1510, 2017.
- [14] Miranda, I. and Ferencz, R.M. and Hughes, T.J.R.: An improved implicit-explicit time integration method for structural dynamics, *Ear. Engrg. Stru. Dyn.*, 18(5), pp.643-653, 1989.

# 着座中の破損事故防止を目的とした 木製椅子の接合強度に対する隅木の影響

Effect of Corner Wood on Joint Strength of Wooden Chairs to Prevent Accidental Breakage during Seating

森茂智彦<sup>1)</sup>, 柴田良一<sup>2)</sup>

Tomohiko Morimo and Ryoichi Shibata

1) 岐阜県生活技術研究所 専門研究員 (〒506-0058 岐阜県高山市山田町1554, E-mail: morimo-tomohiko@rd.pref.gifu.jp)

2) 工博 岐阜工業高等専門学校 建築学科 教授 (〒501-0495 岐阜県本巣市上真桑2236-2, E-mail: ryos@gifu-nct.ac.jp)

There have been cases in which the joint between the legs and seat frame broke while the chair was in use, causing the seat to fall, resulting in a fall and serious injury. One of the causes is that the joints gradually come loose and breakage occurs when the chair is repeatedly raised and dropped with only the front legs in use. The purpose of this study is to reduce the force applied to the joints of the chair in response to this action, and to prevent damage to the joints. In this study, as a basic study, the effect of the joints due to the corner wood is evaluated by structural analysis.

**Key Words :** Joint Strength, Open Source, Structural Analysis, FrontISTR

## 1. はじめに

NITE事故情報データベース[1]によると、椅子の着座中に脚と座枠の接合部が破損して座面が落下し、転倒して重傷を負った例がある。原因の一つとして、椅子の前脚を上げて後脚のみで接地する使用状態を続けていくうちに割れや亀裂が広がり、部材が外れて事故に至ったと考えられている。また、上げた前脚を落下させると、座っている人の体重による衝撃が接合部に加わり、これが繰り返されることで徐々に接合部が抜けていき、やがて座面の落下に繋がることも考えられる。そこで本研究では、このような動作に対する椅子の接合強度を向上させ、破損事故の防止に繋げることを目的とする。

椅子の強度を評価するため、JISにて性能評価試験方法が規定されている。椅子の前脚を持ち上げて落下させる動作を繰り返す動きは、JIS S 1032:1991 7.5.1にて荷重試験として規定されている(図1)[2]。この規格は旧規格であるが、現在でも実施されることがある試験方法である[3]。この試験によって異常が見られる場合には、著者の経験上、後脚と側座枠の接合部が抜けることが多い。そのため、本研究では後脚と側座枠の接合部に注目し、強度向上を図る。そのための基礎検討として、まずは接合強度に影響を与える構造の因子を解明する。接合部に関する研究は行われているが[4]、他にも影響を与える因子があると考えている。そこで今回は因子として、隅木に着目する。隅木は隣り合う座枠の角部に取り付ける部材であり、座枠同士の固定や補強に使われる。椅子の前脚に衝撃荷重を加えた際に、隅木の寸法変化により、後脚と側

座枠の接合部に加わる力の変化を構造解析により求め、接合強度への隅木の影響を調べる。その後、解析結果から隅木の設計指針を考察する。

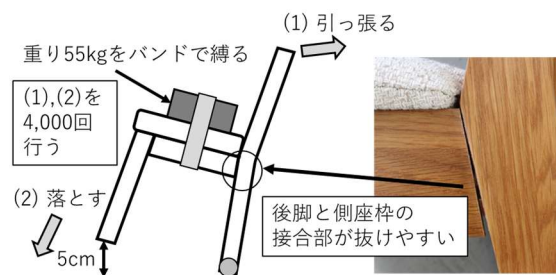


図-1 荷重試験の概要

## 2. 解析

### (1) 解析方法

解析に用いる形状とその寸法を図2に示す。図2は椅子の後脚とそれに接合する側座枠と後座枠、側座枠と後座枠を繋ぐ隅木から構成される。今回はそれら部材がすべて1つのソリッドとして完全に繋がっているものとして解析を行う。また、方針として基礎的な解析に落とし込むため、衝撃解析ではなく静荷重による弾性解析で代用する。繰り返し荷重ではなく1回の静荷重とする。異方性は考慮せず等方性材料とする。形状作成ソフトはAutodesk Inventor2014、解析ソフトは統合支援ソフトEasyISTR Ver.3.34を使用する。メッシュ化はSalome Ver.9.9.0、ソルバはFrontISTR Ver.5.4、ポストはParaView Ver.5.10.1を用

いる。メッシュ化のパラメータはNETGEN 1D-2D-3Dとし、メッシュサイズを最大20,最小10とする。材料物性値は、ヤング率5.5GPa, ポアソン比0.3, 密度900kg/m<sup>3</sup>とする。境界条件は、図3に示すように後脚の底の変位を固定し、側座枿の先端を上方向に500Nの荷重を加える。荷重量は実際の値とは異なる場合があるが、相対比較のため、一先ずこの値とする。

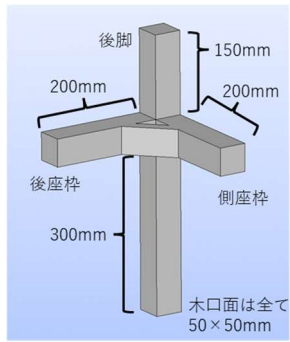


図-2 形状寸法

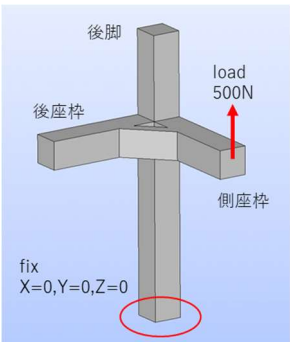


図-3 境界条件

(2) 隅木形状の条件

表1と図4に隅木形状の条件を示す。後脚から隅木までの長さa(単位: mm), 隅木の厚さb(単位: mm)を変化させる。

表-1 隅木の寸法条件

| a  | b  | 表記    |
|----|----|-------|
| -  | -  | 隅木なし  |
| 10 | 10 | 10-10 |
| 10 | 30 | 10-30 |
| 10 | 50 | 10-50 |
| 40 | 10 | 40-10 |
| 40 | 30 | 40-30 |
| 40 | 50 | 40-50 |
| 70 | 10 | 70-10 |
| 70 | 30 | 70-30 |
| 70 | 50 | 70-50 |

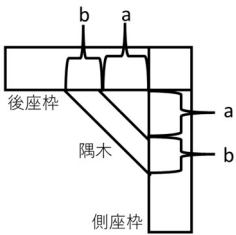


図-4 パラメータとの対応

3. 解析結果と考察

(1) ミーゼス応力

図5にミーゼス応力の解析結果を示す。隅木ありについては、例として40-30の結果を示す。

(2) 変位

図6に変位の解析結果を示す。隅木ありについては、例として40-30の結果を示す。隅木条件や隅木の有無に関わらず、同様の結果になった。

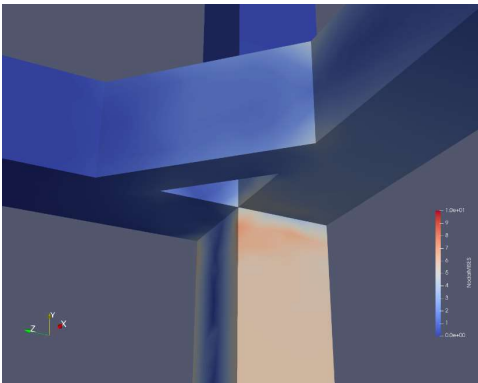
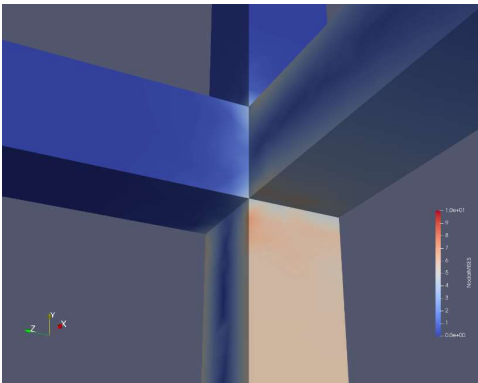


図-5 ミーゼス応力の解析結果  
(上: 隅木なし, 下: 隅木あり (40-30))

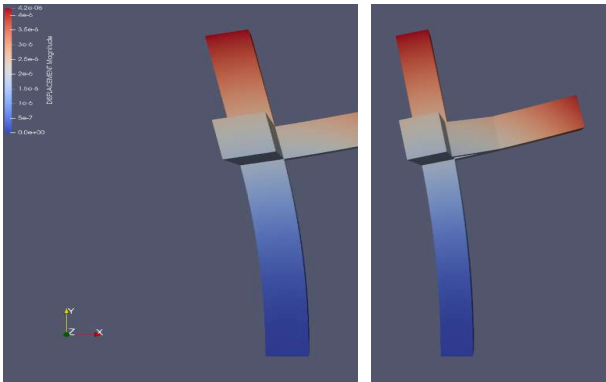


図-6 変位の解析結果  
(左: 隅木なし, 右: 隅木あり (40-30))

(3) 接合部に加わるミーゼス応力の比較

図5から後脚と側座枿の接合部の下側に加わるミーゼス応力を比較する(図7)。各節点のミーゼス応力を比較した結果を図8に示す。また、各節点のミーゼス応力の平均値を比較した結果を図9に示す。

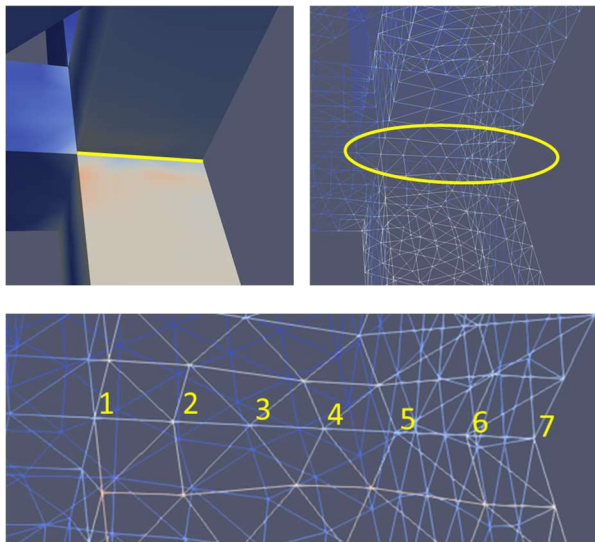


図-7 比較する接合部の節点  
(左上：表面形状，右上：メッシュ，下：節点番号)

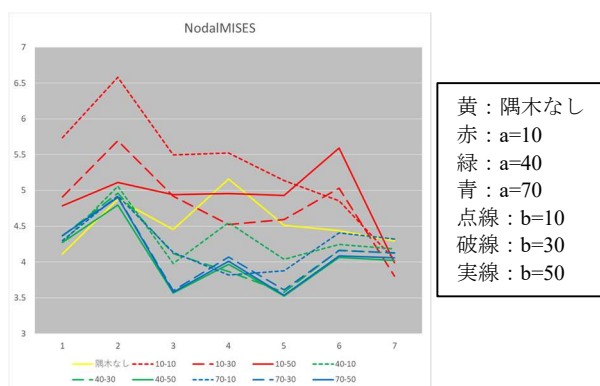


図-8 各節点のミーゼス応力

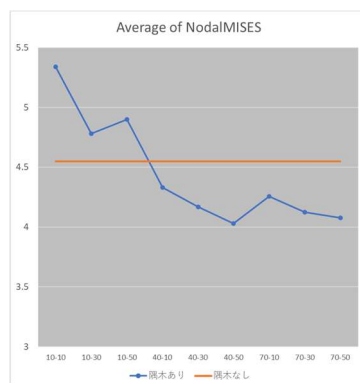


図-9 各節点のミーゼス応力の平均値

#### (4) 考察

図8, 図9の結果より, 隅木の形状によって接合部に加わるミーゼス応力は変化する. 脚と隅木の距離 $a$ が10の場合は隅木なしよりミーゼス応力が大きい, 40や70になると隅木なしより小さくなる. これは, 脚から隅木までの距離が近すぎると( $a=10$ ), 応力が集中し接合部に加わる力が大きくなるが, ある程度長くすると( $a=40, 70$ ), 隅木から側座枠の先端までの長さが短くなることで接合部に加わるモーメントの力を減らすことができると考えられる. また, 最も低い値となったのは $a=40, b=50$ の時であり,  $a$ の値には適値があると考えられる.  $a$ の値が一定の時, 隅木の厚さ $b$ が大きいほどミーゼス応力は小さい結果であった. これは, 剛性が上がるためと考えられる. ただし, 今回比較した節点の特異点であったため, 他の評価も含めて検証していく必要がある.

#### 4. まとめ

本検討によって, 以下の結果が得られた.

- ・着座中に椅子の前脚を持ち上げて落下させた時に, 後脚と側座枠に加わるミーゼス応力には隅木の形状が関係する.
- ・隅木の取付位置を適切に考慮することで, 隅木なしよりも接合部に加わるミーゼス応力が小さくなる.
- ・隅木の厚さは大きいほど, 接合部に加わるミーゼス応力が小さくなる.

解析方法の妥当性確認や実際の椅子を用いた評価については, 今後の課題としたい.

#### 参考文献

- [1] NITE事故情報データベース, 入手先<<https://www.nite.go.jp/jiko/jiko-db/accident/search/>>, 例えば年度番号A200900324 (参照2023-03-26) .
- [2] JIS S 1032:1991, 鋼製事務用いす, 1991.
- [3] 沖公友, 盛田貴雄, 矢野美希: 高知県産ヒノキの効率的利用に関する研究, 高知県立森林技術センター 平成30年度研究成果報告書, pp.11-12, 2019.
- [4] 伊藤健, 山田信榮: 接合構造改善開発に関する研究, 工業技術連絡会議東北・北海道地方部会研究論文集, Vol.13, pp.17-21, 2001.

# オープンソースCAEを活用した木質合板釘接合の 接触解析に関する基礎的研究

Basic Study on Contact Analysis of Plywood Nail Joints

Using Open Source CAE Contact Analysis of Wood Plywood Nail Joints Using Open Source CAE.

柴田良一<sup>1)</sup>

Ryoichi Shibata

1) 博(工) 岐阜工業高等専門学校 建築学科 (〒501-0495 岐阜県本巣市上真桑2236番2, E-mail: ryos@gifu-nct.ac.jp)

In this study, in order to clarify the mechanical characteristics of nail joints in wooden buildings, attention was paid to the nail pull-out phenomenon. While experimental methods have been used in the past, this study aims to verify the potential of numerical methods by using PrePoMax, an integrated analysis system based on the open-source structural analysis solver CalculiX.

**Key Words :** PrePoMax, Plywood, Nail Joints, Wood Structure, Contact Analysis

## 1. はじめに

木質構造住宅の耐震性能を向上する上で、近年では制振構造も取り入れられているが、一般には壁の配置を含めた壁量計算によって検討される耐震構造が大半を占めている。耐震構造で検討される耐力壁は、古くから木造建築に用いられている軸組部材に構造用合板を釘打ちして製作される面材張り耐力壁（以下、面材壁）が多く、耐震性能はその面材壁の性能に大きく影響を受けるとされている。既往研究として、松本ら<sup>1)</sup>による有限要素法を用いた解析的研究や、須藤ら<sup>2)</sup>による面材壁の理論モデルと実験による壁の挙動を比較検討した研究などが挙げられる。このように、面材壁を対象とした研究はあるが、釘接合部の耐力劣化に着目した研究は少ない。

そこで本研究では、釘と木材の挙動に着目した数値解析的研究を試みた。すなわち、単調載荷による釘接合部の精密な挙動と耐力を数値解析の手法により検討した。本研究では、釘接合部の引き抜きやめり込みによる耐力劣化の現象を、数値解析によって再現することを目的としている。前述したように、木質構造住宅の耐震構造には構造用合板を貼り付けた面材壁が用いられており、軸組部材への固定（力の伝達）には釘が用いられている。したがって、地震時には釘接合部に作用する地震荷重により釘が変形して抜けることも予想され、せん断力の伝達や面材壁の耐力も減少すると考えられる。そこで構造用合板を釘接合で固定した条件で、木材の支圧めり込みや釘の塑性曲げ、および木材と釘の摩擦を考慮した数値解析の手法を確立し、釘接合部の単調載荷時の荷重変位関係を数値解析により分析することとした。具体的には、木材と合板の材料特性（木材のめり込み剛性）を共同研究者の山田が行った支圧試験結果から設定し、構造解析ツールPrePoMaxを用い、摩擦と接触を考慮した数値解析を行って釘の引き抜け現象の再現と荷重変形関係を検討した。

## 2. 研究手法

従来の木造建築の構造設計においては、軸組構造をトラスやラーメンなどにモデル化して、部材の応力や変形を評価するために骨組構造解析ツールを活用してきた。

しかし本研究では、木質構造での耐震性能確保を目指して、構造用合板を貼り付ける面材壁を対象としており、軸組部材への固定には釘が使用され、新しい解析手法が必要となる。この釘接合の引抜きやめり込みを考慮した、精密な数値解析を行うためには、3次元有限要素法による弾塑性接触解析が有効である。そこで本研究では、オープンソースCAEとして公開されている構造解析ツールPrePoMaxを用いて、精密数値解析を実現する。

今回用いるPrePoMax（図-1 参照）では、有限要素法ソルバーとしてオープンソースCAEであるCalculiXが使用されている。オープンソースCAEはソースコードが公開されているため、解析の条件設定や処理内容などを、具体的に確認することが可能である。また、新しくソースコードを書き換えて機能を追加できるため、研究の進展に応じてより高度で複雑な条件に対応した解析ができると考えた。

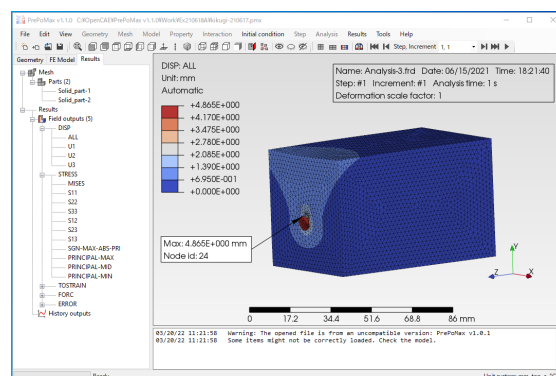


図-1 構造解析ツール PrePoMax

### 3. 合板ありのモデルでの解析

#### (1) 概要

これまでの解析結果を踏まえて、合板を考慮した解析モデルを用いて解析を行った。すなわち、合板にせん断力を与え、引き抜きやめり込みを考慮した精密な数値解析を行った。なお、各部材は弾塑性体として設定した。また、解析結果は共同研究者である山田の行った合板釘接合の単調載荷試験の結果とばねモデルを用いた解析の結果と比較検討した。

#### (2) 解析モデル

合板は $50 \times 50 \times 10$  (mm)、木材は $50 \times 50 \times 40$  (mm)、 $\phi 3$ mm (頭部は $\phi 6$ mm) 長さ47.5mm (N50釘で先端の長さを考慮しない) として解析モデル (図-2 参照) を作成した。

#### (3) 解析条件

図-3に解析条件を示す。境界条件は木材の右端部のX-Z面を固定、赤色で示した接触条件は釘と木材および合板の接触面の摩擦係数とし0.1を設定した。外力は左側に固定した合板の下面を強制変位とし、Z方向に-1mmから1mmずつ-6mmまでとした。

#### (4) 解析結果

強制変位1mmでの変形の様子を図-4に、6mmの際の変形の様子を図-5に示す。図-4からは、釘の引き抜けはなく、合板が下方方向に移動し、木材を押し付けるように変形しているのが分かる。一方、図-5からは、釘の引き抜けを伴って変形しているため、合板も釘の引き抜けと同じ方向に倒れながら下方方向に変形しているのが分かる。これらの変形の仕方の違いが釘接合部の耐力の減少に影響を及ぼすものと考えられる。

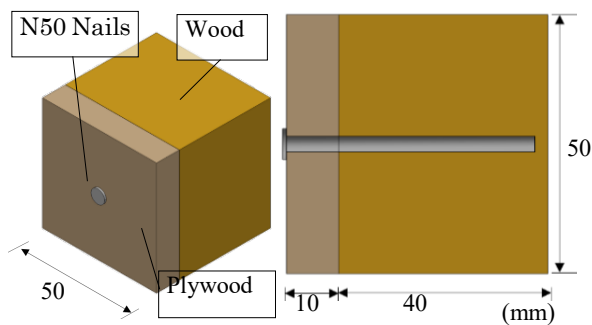


図-2 合板ありの解析モデル

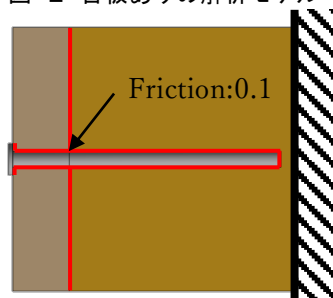


図-3 合板ありの解析条件

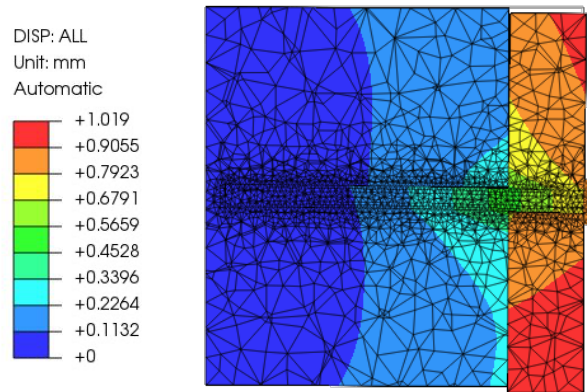


図-4 強制変位 1 mm の変形状態

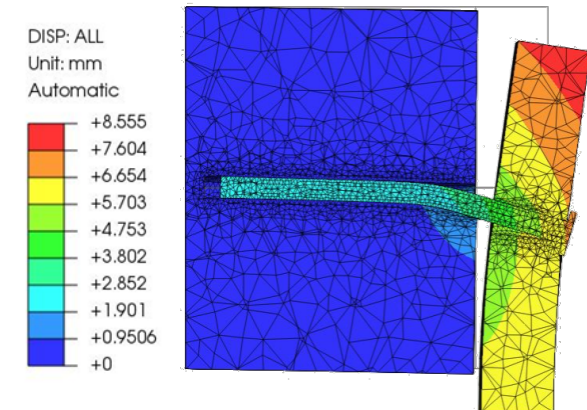


図-5 強制変位 6 mm の変形状態

### 4. まとめ

本研究では、木材の支圧めり込みや釘の塑性曲げ、および木材と釘の摩擦を考慮した数値解析の手法を確立し、釘接合部の単調載荷時の荷重変位関係を数値解析によって再現することを目的とした。構造解析ツールPrePoMaxによる数値解析を通して、以下の知見を得た。

- 1) 釘接合部の引き抜きやめり込みによる引き抜け現象は、摩擦と接触を考慮した数値解析によって再現できる。
- 2) 合板ありのモデルを用いた釘接合部の解析結果から、大きな力が合板に作用すると釘の引き抜けを伴って変形することが確認された。

### 参考文献

- 1) 松本慎也、村上雅英、稲山正弘、藤谷義信：木質構造物における面材壁の解析モデルに関する研究、日本建築学会構造系論文集、第72巻、第617号、pp.103-110、2007.7
- 2) 須藤竜大朗、河原大、落合陽、青木謙治、稲山正弘：木造面材張り耐力壁における釘接合部性能の詳細検討 小試験体と実壁の挙動の比較、日本建築学会構造系論文集 第86巻 第784号、pp945-956、2021.6

**謝辞：** 本研究の展開は、共同研究者の山田耕司氏（豊田高専建築学科）・夏目妃那子氏（岐阜高専専攻科）のご協力を頂いたことに感謝いたします。