



**HAL**  
open science

## **Modélisation du roulement d'un pneumatique d'avion : prise en compte du couplage thermomécanique**

Ange Kongo-Kondé, Iulian Rosu, Frédéric Lebon, Olivier Brardo, Bernard  
Devésa

### ► **To cite this version:**

Ange Kongo-Kondé, Iulian Rosu, Frédéric Lebon, Olivier Brardo, Bernard Devésa. Modélisation du roulement d'un pneumatique d'avion : prise en compte du couplage thermomécanique. 10e colloque national en calcul des structures, May 2011, Giens, France. hal-00592869

**HAL Id: hal-00592869**

**<https://hal.science/hal-00592869>**

Submitted on 3 May 2011

**HAL** is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

# Etude du comportement en roulement d'un pneumatique d'avion : Prise en compte du couplage thermomécanique

A. Kongo Kondé<sup>1</sup>, I. Rosu<sup>1</sup>, F. Lebon<sup>1</sup>

<sup>1</sup> LMA, CNRS, France, {kongo,rosu,lebon}@lma.cnrs-mrs.fr

**Résumé** — Cet article décrit une approche séquentielle pour prendre en compte et prédire le comportement thermomécanique des pneumatiques d'avion gros porteur utilisant un code par éléments finis commercial. Le modèle thermomécanique proposé couple une analyse mécanique stationnaire et un problème thermique transitoire et est basé sur deux principaux modules. Un modèle éléments finis du pneumatique est défini en prenant en compte le caractère incompressible des matériaux, les grandes transformations ainsi que le contact unilatéral avec frottement de Coulomb. Le couplage est réalisé à travers une actualisation du coefficient de frottement local  $\mu_{local}$ . Nous observons les effets de ce couplage sur le coefficient de frottement latéral  $\mu_Y$  et le moment d'autoalignement  $M_Z$ .

**Mots clés** — Pneumatique d'avion, Couplage thermomécanique, Modèle Eléments Finis

## 1 Introduction

Au cours de l'exploitation d'un avion qui peut s'étaler sur plusieurs décennies, de multiples facteurs peuvent altérer l'intégrité structurale de l'aéronef et mettre en danger l'avion et ses passagers. Les opérations d'atterrissage et de décollage sont des phases critiques d'un vol. Connaître à chaque instant le torseur d'efforts dans le contact pneumatique/sol permet de comprendre, de maîtriser les comportements à l'interface et de développer des modèles de la mécanique du vol en phase au sol afin d'alimenter les simulateurs de vol et de rendre plus réaliste l'entraînement des pilotes. L'expérimentation sur pneumatique réel, à des vitesses modérées, conduit à la mise en place d'une base de données. Cependant les fortes non-linéarités liées aux matériaux, à la géométrie en raison des grandes déformations, aux phénomènes couplés (contact, frottement, couplage thermo-mécanique, usure, etc.) réduisent la capacité d'extrapolation à partir de cette base de données.

Dans l'étude du comportement en roulement d'un pneumatique en dérapage  $\beta$ , il est capital de savoir estimer le moment d'autoalignement  $M_Z$  et le coefficient de frottement latéral ( $\mu_Y$ ) correspondant au ratio, effort latéral ( $F_Y$ ) / effort normal ( $F_Z$ ). Ce sont les indicateurs de la manœuvrabilité d'un véhicule et traduisent respectivement la capacité du pneumatique à revenir dans la direction de la trajectoire quand il n'est plus contraint et le potentiel d'adhérence du couple gomme/piste.

Il a été observé expérimentalement l'existence d'une valeur  $\beta_{max}$  pour laquelle se produit une baisse du potentiel d'adhérence  $\mu_Y$  (Figure 1) et une chute rapide de  $M_Z$  vers les valeurs nulles passant parfois par des valeurs négatives. Cette observation est directement liée aux effets thermiques apparaissant dans le contact à cause du frottement [10]. Cette valeur caractéristique dépend des paramètres de chargement (charge verticale, vitesse de roulage, etc.) [4, 5]. Il est donc nécessaire de définir un modèle prenant en compte les effets thermomécaniques.

Cependant, la détermination du comportement thermomécanique d'un pneumatique en général, et d'un pneumatique aéronautique en particulier, est un processus hautement complexe et nécessite un travail énorme en raison du problème à résoudre, un problème couplé thermo-viscohyperélastique en dynamique non linéaire avec des sources de chaleur pouvant résulter des sources volumiques (dissipation interne) ou surfaciques (essentiellement dû au frottement) sur une structure très complexe. Plusieurs

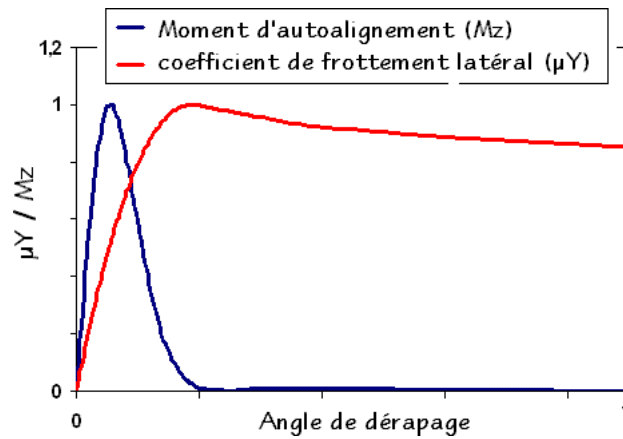


FIGURE 1 – Moment d’autoalignement et coefficient de l’effort latéral. Les valeurs spécifiques sont normalisées pour une raison de compréhension des phénomènes et de confidentialité.

tentatives ont été réalisées pour développer des modèles de prédiction de la distribution de température dans un pneumatique en roulement [1, 3, 12, 13].

Dans cet article, nous allons développer une approche numérique qui couple un problème mécanique stationnaire (Steady State Transport) et un problème thermique (Convection/Diffusion) dans le code ABAQUS afin de prendre en compte les effets thermiques dans l’étude du comportement en roulement du pneumatique.

## 2 Modèle éléments finis pour l’analyse du pneumatique

### 2.1 Modèle éléments finis et maillage

Pour simuler le roulage en dérapage et implémenter cette procédure, un modèle 3D de pneumatique d’avion est réalisé (voir Figure 2). Le modèle éléments finis utilisé dans les différents modules est composé d’une géométrie simple dans laquelle la bande roulement est lisse (sans rainures). Le modèle hyperélastique de Yeoh ( $C_{10}$ ,  $C_{20}$  et  $C_{30}$ ) [9] est utilisé pour caractériser le comportement de zones en gomme tandis qu’un modèle élastique orthotrope définit les renforts de la structure. Les propriétés matérielles sont définies par caractérisation expérimentale. Le contact pneumatique/jante est simplifié en supposant que le pneu est collé à la jante. Les nœuds à l’interface pneu/jante sont donc solidaires de la jante.

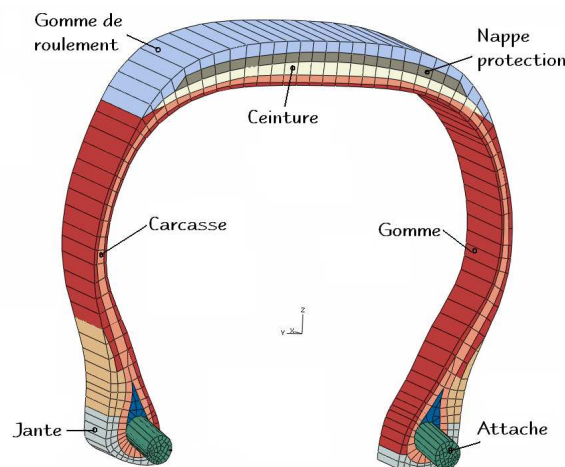


FIGURE 2 – Modèle éléments finis et Structure du pneumatique

Le problème de contact pneumatique / sol est décrit par un corps déformable (le pneu) et un corps rigide (le sol). La loi de Signorini est approchée à l’aide d’une fonction exponentielle pour laquelle une

étude de sensibilité a défini les paramètres  $c_0$  et  $p_0$ . Le frottement de Coulomb est régularisé à l'aide de la méthode de raideur qui autorise un glissement relatif entre les nœuds de chacune des surfaces lorsque le statut est "sticking". Le modèle est celui présenté dans [4]. Le nombre total des éléments, des nœuds et des degré de liberté sont respectivement de 21855, 42028 et 120853.

## 2.2 Chargement et conditions aux limites

Le chargement est caractérisé par les séquences suivantes :

- Une pression de gonflage  $p_0$  de 15bars est appliquée, puis le sol rigide se positionne incrémentalement de manière à venir en contact avec le pneumatique et enfin l'application de la charge verticale  $F_z$  de 250 kN se fait par la jante. Le dérapage est obtenu en décomposant la vitesse de roulement en composantes longitudinale et transversale [8], soit  $\vec{V} = \vec{V}_X + \vec{V}_Y$ .
- L'analyse thermique est réalisée en utilisant le même maillage. Le flux calculé est imposé sur une surface correspondant à l'aire de contact. Le roulement est simulé par un déplacement de ce flux autour la bande de roulement à la vitesse  $\omega$  correspondant à  $V/Re$ ,  $Re$  étant le rayon écrasé du pneumatique.

Le couplage est réalisé à travers un coefficient de frottement local dépendant fortement de la température. Cette hypothèse suppose que nous négligeons les sources internes de chaleur et que les propriétés des matériaux ainsi définies sont insensibles aux variations thermiques. Elle peut se justifier par le fait que nous avons observé expérimentalement puis confirmé numériquement que l'échauffement, dans des cas critiques de glissement total, reste en surface [6]. Il est donc nécessaire de mesurer le coefficient de frottement  $\mu$  et de définir sa dépendance avec la température  $T$ .

## 3 Mesure du coefficient de frottement : Tribomètre à température contrôlée

Lors des essais en roulement, nous avons observé une émanation de fumée pour certaines conditions de chargement du pneumatique et un dépôt de gomme sur la piste. En effet, ces observations sont les résultats d'une élévation de température due au frottement et d'une usure de la gomme due aux transformations chimiques subies par la gomme en surface. Ce dernier phénomène peut entraîner une lubrification du contact par l'apparition d'un troisième corps et l'augmentation de la température en surface [7, 11] du pneumatique peut modifier sensiblement le coefficient de frottement. D'où l'intérêt de réaliser un tribomètre à température contrôlée (Figure 3) pour évaluer sur différents types de pistes (béton et asphalte) cette évolution.

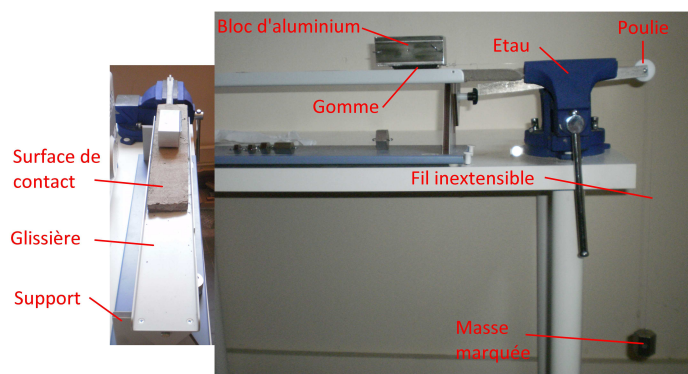


FIGURE 3 – Tribomètre.

Les éprouvettes testées ont été découpées dans la bande de roulement du pneumatique et montées sur un bloc en aluminium (Figure 4) afin d'assurer un contact optimal entre l'échantillon et la surface et de le garder à une température constante.



FIGURE 4 – Ensemble bloc-épreuve.

Les résultats obtenus lors des essais de frottement sur le béton et sur l'asphalte sont présentés sur la Figure 5.

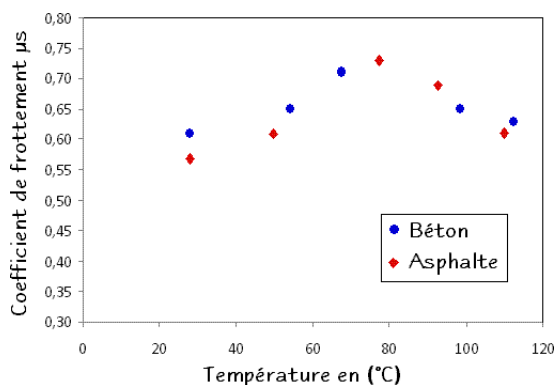


FIGURE 5 – Coefficient de frottement  $\mu_s$  fct(T,sol).

Les résultats obtenus représentent l'évolution du coefficient de frottement lorsque la température augmente [2]. Nous observons une première phase de croissance puis une phase de décroissance au-delà d'une valeur maximale (0.71 pour le béton et 0.74 pour l'asphalte). Dans les deux cas, la température de transition est comprise entre 70 et 80°C. Ainsi, nous avons défini expérimentalement une loi typique de variation du coefficient de frottement de la gomme d'un pneumatique d'avion sur asphalte et béton.

#### 4 L'Approche Thermomécanique : Analyse Steady State Thermique''

Traditionnellement, pour analyser un problème couplé thermomécanique, une approche lagrangienne est utilisée. Dans cette approche, le maillage utilisé pour discrétiser la structure tourne relativement par rapport au sol. Etant donné que plusieurs tours de pneumatique sont nécessaires pour atteindre l'état stationnaire qui nous intéresse, cette approche est très coûteuse et très lourde numériquement. Un couplage thermomécanique séquentiel est réalisé en utilisant une approche mixte eulérienne/lagrangienne : une analyse de transfert thermique (convection/diffusion forcée) suivi par une analyse en Steady State Transport détaillée dans [6] après une phase d'initialisation mécanique comme le montre la Figure 6.

Le modèle proposé se divise en deux principaux modules appelés module mécanique et module thermique. Après le calcul mécanique, un module intermédiaire permet de calculer le flux de chaleur à appliquer dans le module thermique.

$$Q_f = \eta \lambda_T \dot{u}_T \quad (1)$$

Où  $\eta$  est le coefficient de partage entre le pneumatique et le sol,  $\lambda_T$  est la contrainte tangentielle dans le contact et  $\dot{u}_T$  est la vitesse de glissement.

## 4.1 Synopsis

Dans ce paragraphe, nous présentons l'algorithme de résolution en Steady State Thermique (Figure 6). C'est un couplage *semi-faible ou semi-fort* entre l'analyse mécanique et l'analyse thermique. En effet, pour un incrément  $i$  de l'analyse mécanique, nous imposons en conditions initiales la nouvelle répartition de température de l'incrément  $i - 1$ . Le couplage se fait ainsi par une actualisation du coefficient de frottement local  $\mu_{local}$ .

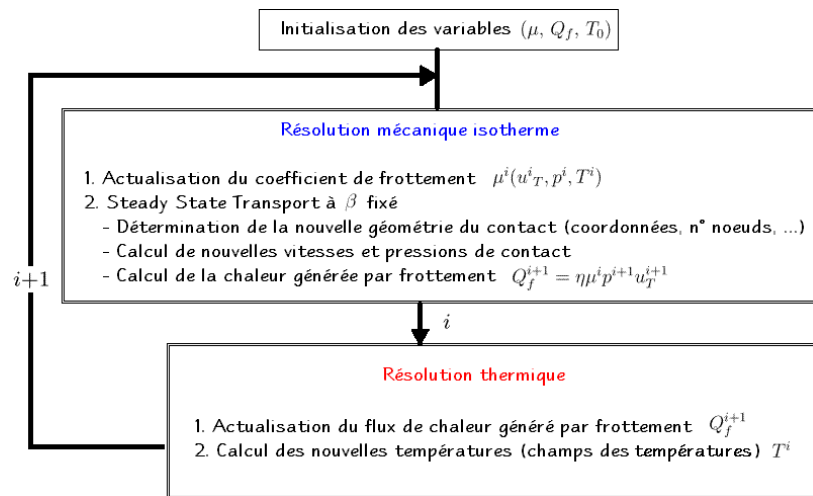


FIGURE 6 – Algorithme de résolution du couplage en SST

## 4.2 Premiers résultats

L'intérêt de cette étude, plus précisément de ce couplage, est de prendre en compte les effets thermiques consécutifs au frottement et de réduire le temps de calcul car le glissement du pneumatique sur le sol induit un échauffement dans la zone de contact. Nous supposons que ce changement de température n'affecte que le coefficient de frottement local  $\mu_{local}$  et pas les propriétés des matériaux étant donnée la faible diffusion de la chaleur dans l'épaisseur du pneumatique [6]. L'hypothèse, ainsi faite dans ce modèle, porte sur le fait que nous négligeons les sources de chaleur internes de la structure et le couplage ne se fait qu'au travers du coefficient de frottement.

### 4.2.1 Procédure

Nous commençons par résoudre le problème mécanique à  $\beta=0^\circ$  avec des conditions initiales imposées en température ( $T_0$ ), en vitesse d'avancement ( $v$ ), en charge verticale ( $F_Z$ ), en pression de gonflage ( $p$ ), en coefficient de frottement ( $\mu_0$ ) avec les paramètres d'échange et numérique ( $\eta, h, q_f, q_k, \dots$ ).

Le processus (Figure 7) suit les étapes suivantes :

1. **L'itération mécanique  $i - 1$**  est une analyse mécanique qui utilise l'approche en roulement stationnaire et qui permet, pour cette configuration à  $0^\circ$ , de définir les vitesses de glissement, les pressions de contact de chaque nœud et la géométrie du contact (les coordonnées et les numéros

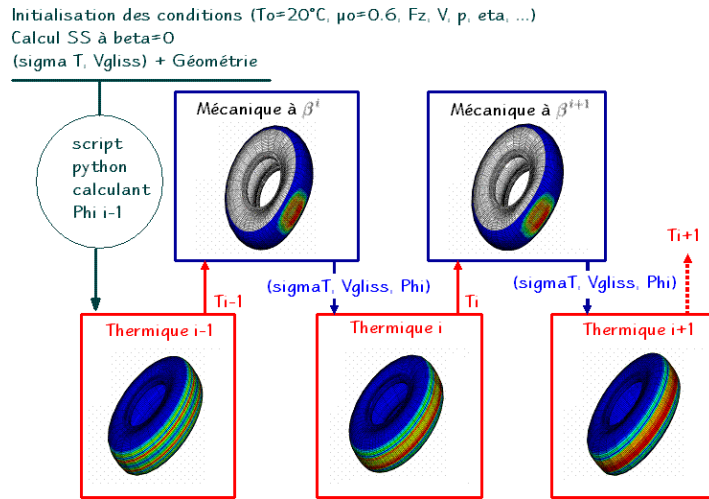


FIGURE 7 – Processus du couplage thermomécanique SST

de tous les nœuds de contact). Les données sont recueillies via un script python et traitées. Les résultats de ce traitement constituent les conditions initiales de l'étape thermique n°  $i - 1$ . Ainsi,  $Q_f$ , le flux généré par frottement, est calculé.

2. **L'itération thermique  $i - 1$**  est une analyse thermique de Convection/Diffusion. Dans cette analyse, la configuration du maillage correspond à la configuration finale de l'étape mécanique  $i - 1$ .  $Q_f$  est appliqué à la frontière correspondant à la zone de contact définie. Le roulement est simulé par un  $Q_f$  tournant sur la bande de roulement. Après quelques tours, la répartition de la température est relevée. Cette carte de température à saturation constitue les conditions initiales en  $T$  de l'étape mécanique  $i$ .
3. **L'itération mécanique  $i$**  : Dans cette étape, le coefficient de frottement  $\mu(T)$  est d'abord mis à jour. Ensuite  $\beta$  est incrémenté. Le calcul SS est réalisé et la nouvelle configuration de la zone de contact est enregistrée.  $Q_f$  est calculé et les conditions initiales de l'étape thermique  $i$  sont désormais connues.
4. **Les itérations mécaniques et thermiques** s'enchaînent ensuite avec la même logique jusqu'à atteindre la valeur de  $\beta$  finale.

#### 4.2.2 Résultats

Nous avons montré que le modèle étudié reproduisait qualitativement les effets attendus des paramètres de chargement (vitesse d'avancement  $v$ , la charge verticale  $F_z$ , la pression de gonflage  $p$ ) telles qu'observées expérimentalement sur banc d'essai TERATYRE :

- Le gain latéral ou la rigidité de dérive  $k_{Y\beta}$  correspondant à la pente de  $\mu_Y(\beta)$  baisse quand la charge verticale augmente (voir Figure 8)
- Ce gain reste constant quelque soit la vitesse ou la pression de gonflage.
- Pour les pressions de gonflage nominales du pneumatique d'avion,  $M_Z$  et  $\mu_Y$  ne varient quasiment pas. Cependant dans le cas de sous-gonflage et de surgonflage ( $\pm 50\%$ ), l'amplitude de  $M_Z$  augmente ou baisse respectivement sans modifier la valeur de  $\beta_{max}$ .
- Pour des vitesses dans la gamme du banc d'essai TERATYRE, l'amplitude de  $M_Z$  reste constante. Les modèles mettent en évidence une baisse conséquente de cette amplitude pour des vitesses importantes (voir Figure 9). Ce nouveau résultat obtenu numériquement reste à confirmer expérimentalement.

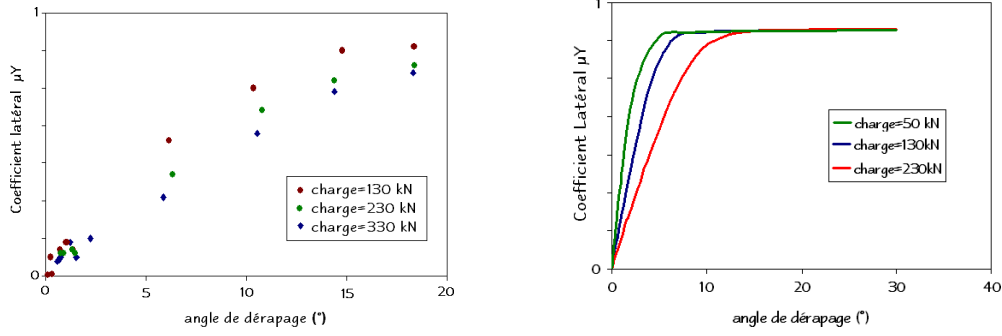


FIGURE 8 – Effets charge sur  $\mu_Y$  - Expérimental vs Numérique

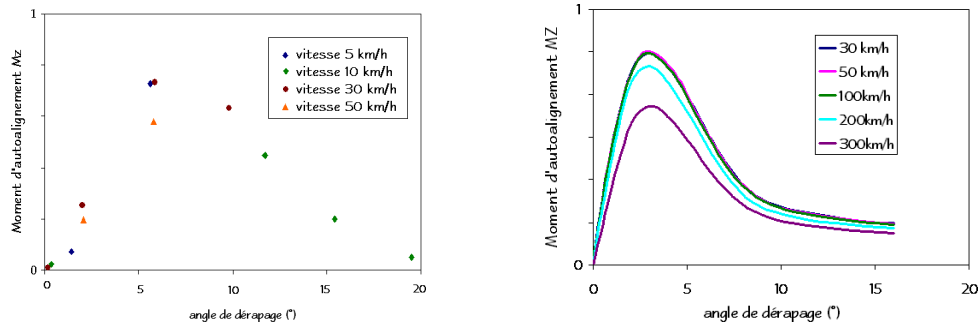


FIGURE 9 – Effets vitesse sur  $M_Z$  - Expérimental vs Numérique

Ces résultats sont présentés de manière plus détaillée dans [4, 5, 7]. Jusqu’ici, les effets thermiques n’ont pas été pris en compte. La loi d’évolution du coefficient de frottement en fonction de la température établie expérimentalement, les paramètres thermiques (Tableau 1) tirés de [12] et l’approche “Steady State Thermique” proposé vont permettre de considérer le couplage thermomécanique dans la modélisation du comportement en roulement du pneumatique.

TABLE 1 – Paramètres thermiques et coefficient de frottement initial

Conductivité thermique $k$ (W/mK)	Gomme	Attache
Chaleur spécifique $c_p$ (J/kgK)	0.4	56
Coefficient de frottement initial, $\mu_0$	1900	2700
	0.7	

Comme nous l’espérons, les résultats présentés sur la Figure 10 montrent une décroissance de  $\mu_Y$  au-delà d’une valeur d’angle de dérapage  $\beta_{max}$  définie et une chute rapide de  $M_Z$  vers les valeurs nulles.

## 5 Conclusions

Ce travail de simulation constitue une première étape dans la modélisation du couplage thermomécanique et la prise en compte des effets thermiques dans l’étude du comportement en roulement d’un pneumatique d’avion. En effet, une première approximation considérant les paramètres thermiques tirés de la littérature et un couplage travers un coefficient de frottement local  $\mu_{local}$  variant avec la température a mis en évidence la baisse du coefficient de frottement latéral  $\mu_Y$  et une chute plus rapide et plus prononcée de  $M_Z$  vers les valeurs nulles. Nous nous attacherons à affiner notre modèle en recalant les paramètres thermiques sur des mesures expérimentales. Ces résultats sont très encourageants et doivent être améliorés afin de recouper quantitativement les mesures expérimentales dans la gamme des vitesses modérées ( $< 90$  km/h) et enfin proposer un outil capable d’extrapoler le comportement d’un pneuma-



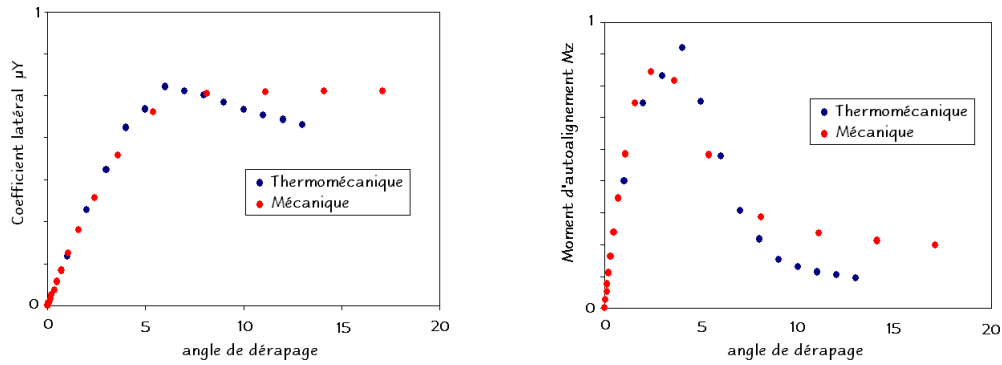


FIGURE 10 – Comparaison de la réponse avec et sans prise en compte du couplage thermomécanique pour les cas ( $p_0=15$  bars,  $F_Z=250$  kN,  $v=30$  km/h). Le coefficient de frottement  $\mu$  est considéré constant dans le premier cas et variant avec  $T$  dans le second.

tique d'avion gros porteur sur les conditions de vitesses d'atterrissage et de décollage. Cette amélioration passe par une automatisation du processus, une réduction de la taille de  $\Delta\beta$ , une connaissance exacte des paramètres thermiques du pneumatique et une connaissance plus fine du coefficient de frottement  $\mu_{local}$ .

## Références

- [1] Allen J.M., Cuitino A.M, Sernas V. *Numerical Investigation of the Deformation Characteristics and Heat Generation in Pneumatic Aircraft Tires Part I Mechanical Modelling, Part II. Thermal Modelling*, Finite Element in Analysis and Design, Vol 23, pp.241-263, 1996.
- [2] Awrejcewicz J., Pyr'yev Yu., *Nonsmooth Dynamics of Contacting Thermoelastic Bodies*, Advances in Mechanics and Mathematics, 16, Springer, 2009.
- [3] Clark S.K., Dogde R.A., *Heat Generation in Aircraft Tires*, Computers and Structure, Vol 20, pp.683-694, 1981.
- [4] Kongo Kondé A., Rosu I., Lebon F., Brardo O., Devésa B., *Etude du comportement en roulement d'un pneu d'avion*, Colloque Nationale de Calcul de Structure, Giens, pp.699-704, 2009.
- [5] Kongo Kondé A., Rosu I., Lebon F., Brardo O., Devésa B., *Modélisation d'un pneu d'avion*, International Symposium on Aircraft Materials, ACMA2010, Marrakech, Maroc, 8 p., 2010.
- [6] Kongo Kondé A., Rosu I., Lebon F., Brardo O., Devésa B., *On the Modeling of Aircraft Tire*, Aerospace Science and Technology, Submitted.
- [7] Kongo Kondé A., *Modélisation du roulement d'un pneumatique d'avion*, Thèse, Université de Provence, 217 p., 2011.
- [8] Korunovic N., Trajanovic M., Stojkovic M., *Finite Element Model for Steady-state Rolling Tire Analysis*, Journal of the Serbian Society for Computational Mechanics, vol 1/ No1, pp.63-79, 2007.
- [9] Lahellec N., Mazerolle F., Michel J.C., Second-order estimate of the macroscopic behaviour of periodic hyperelastic composites : theory and experimental validation, *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*, Vol. 52, pp.27-49, 2004.
- [10] Société de technologie Michelin, *Le pneu - L'adhérence*, Michelin France, 2001
- [11] Sakai H., Araki K., *Thermal Engineering Analysis of Rubber Vulcanization and Tread Temperatures during Severe Sliding of a Tire*, Tire Sciences and Technologies, Vol.27, No 1, pp.22-47, 1999
- [12] Yuksel H.T, *An Investigation of Thermomechanical Behaviour of Pneumatic Tires by Finite Element Method*, PhD Thesis, Karadeniz Technical University, Turkey, 2002.
- [13] Yuksel H.T, Karadeniz S., *A computation model to predict the thermomechanical behavior of automobile tires*, Constitutive Models for Rubber III, Busfield et Muhr, 2003.