



HAL
open science

Plate-forme d'aide à l'éco-conception de systèmes multiphysiques : démarche énergétique pour la validation et la réduction de modèles

Julien Marques

► **To cite this version:**

Julien Marques. Plate-forme d'aide à l'éco-conception de systèmes multiphysiques : démarche énergétique pour la validation et la réduction de modèles. Autre. Université d'Orléans, 2010. Français. NNT : 2010ORLE2013 . tel-00587474

HAL Id: tel-00587474

<https://theses.hal.science/tel-00587474>

Submitted on 20 Apr 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.



UNIVERSITE D'ORLEANS



ÉCOLE DOCTORALE SCIENCES ET TECHNOLOGIES

Institut PRISME

THÈSE présentée par :

Julien MARQUES

soutenu le : **17 Juin 2010**

pour obtenir le grade de : **Docteur de l'Université d'Orléans**

Discipline : Energétique

**Plate-forme d'aide à l'éco-conception de
systèmes multiphysiques.
Démarche énergétique pour la validation et
la réduction de modèles.**

THÈSE dirigée par :

Y. CHAMAILLARD

Professeur, Université d'Orléans

M. BASSET

Professeur, Université de Haute-Alsace

RAPPORTEURS :

G. DAUPHIN-TANGUY

Professeur, Ecole Centrale de Lille

X. MOREAU

Professeur, Université de Bordeaux 1

JURY :

Y. CHAMAILLARD

*Directeur
de thèse*

Professeur, Université d'Orléans

M. BASSET

*Directeur
de thèse*

Professeur, Université de Haute-
Alsace

G. DAUPHIN-TANGUY

Rapporteur

Professeur, Ecole Centrale de Lille

X. MOREAU

Rapporteur

Professeur, Université de Bordeaux 1

G.L. GISSINGER

*Président
du Jury*

Professeur émérite, Université de
Haute-Alsace

J.P. GARCIA

Directeur R&T, Messier-Bugatti

M. BENMOUSSA

Ingénieur Systèmes, Messier-Bugatti

A. CHARLET

Maître de conférences, Université
d'Orléans



UNIVERSITE D'ORLEANS



ÉCOLE DOCTORALE SCIENCES ET TECHNOLOGIES

Institut PRISME

THÈSE présentée par :

Julien MARQUES

soutenue le : **17 Juin 2010**

pour obtenir le grade de : **Docteur de l'Université d'Orléans**

Discipline : **Energétique**

**Plate-forme d'aide à l'éco-conception de
systèmes multiphysiques.
Démarche énergétique pour la validation et
la réduction de modèles.**

THÈSE dirigée par :

Y. CHAMAILLARD

Professeur, Université d'Orléans

M. BASSET

Professeur, Université de Haute-Alsace

RAPPORTEURS :

G. DAUPHIN-TANGUY

Professeur, Ecole Centrale de Lille

X. MOREAU

Professeur, Université de Bordeaux 1

JURY :

Y. CHAMAILLARD

*Directeur de
thèse*

Professeur, Université d'Orléans

M. BASSET

*Directeur de
thèse*

Professeur, Université de Haute-
Alsace

G. DAUPHIN-TANGUY

Rapporteur

Professeur, Ecole Centrale de Lille

X. MOREAU

Rapporteur

Professeur, Université de Bordeaux 1

G.L. GISSINGER

*Président du
Jury*

Professeur émérite, Université de
Haute-Alsace

J.P. GARCIA

Directeur R&T, Messier-Bugatti

M. BENMOUSSA

Ingénieur Systèmes, Messier-Bugatti

A. CHARLET

Maître de conférences, Université
d'Orléans

A ma princesse charmante...

Remerciements

Ma thèse s'est déroulée dans le cadre d'un dispositif CIFRE au sein de la société Messier-Bugatti, financé en partie par le Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche. Elle est le fruit d'un partenariat avec l'Institut PRISME de l'Université d'Orléans et le laboratoire MIPS de l'Université de Haute-Alsace.

Je tiens en tout premier lieu à remercier Yann CHAMAILLARD pour ses idées, toutes plus excellentes les unes que les autres, pour son soutien au cours de ses trois années, et pour avoir su tirer le meilleur de moi-même.

Je tiens également à remercier vivement Michel BASSET pour son accompagnement tout au long de cette thèse, pour sa bonne humeur communicative et pour ses corrections, souvent en retard, mais toujours justes.

Je souhaite ensuite témoigner ma gratitude à Jean-Pierre GARICA pour m'avoir fait confiance pour ce projet et pour m'avoir fait découvrir la très belle ville de Seattle.

Je remercie les professeurs G. DAUPHIN-TANGUY et X. MOREAU pour avoir accepté d'être mes rapporteurs. Leurs pertinentes remarques me permettront, j'en suis sûr, de parfaire mon travail de thèse.

Je tiens aussi à remercier G.L GISSINGER pour sa présence et ses précieux conseils au début de ma thèse, et pour avoir accepté de faire partie de mon jury.

J'en profite également pour exprimer toute ma gratitude à Alain CHARLET et Guillaume COLIN, pour les longues, voire très longues discussions (mais toujours fructueuses !) que j'ai pu avoir avec eux. Je ne suis pas près d'oublier ce qu'est un sinus cardinal...

Remerciements

Je suis sincèrement reconnaissant envers « Mimou » et les différentes personnes qui m'ont supporté pendant ces trois années de thèse chez Messier-Bugatti : Arnaud, mon maître à penser (toujours devant son tableau blanc...), David, mon successeur (toujours dans ses équations...), le rouquin de mes rêves (virus informatique humain...), et toutes les personnes qui ont contribué à la bonne ambiance du service. Grâce à elles, je suis enfin prêt pour la NBA...

Je tiens enfin à associer à ces remerciements famille et amis qui ont su me soutenir et me remonter le moral quand les heures de travail s'éternisaient bien au-delà des heures décentes... Un clin d'œil particulier à mes poulets adorés...

Table des matières :

Remerciements	i
Table des matières :	iii
Nomenclature	vii
Références personnelles	xi
Introduction générale	1
Chapitre 1 - La plate-forme de prototypage virtuel multiphysique	7
1.1. Introduction	7
1.2. Le contexte général.....	9
1.2.1 Système, Modélisation et Simulation	9
1.2.2 Le cycle en V	12
1.2.3 Les besoins en termes de modélisation / simulation numérique.....	14
1.3. La modélisation / simulation numérique	17
1.3.1 Les différents types de modèle	17
1.3.2 Du modèle boîte blanche au modèle boîte noire	18
1.3.2.1 Le modèle boîte blanche	18
1.3.2.2 Le modèle boîte noire	19
1.3.2.3 Conclusion partielle – « Proper Model »	20
1.3.3 Description du formalisme Bond Graph.....	21
1.3.3.1 Les variables Effort-Flux.....	21
1.3.3.2 Les différents éléments de construction	23
1.3.3.3 La causalité	24
1.3.3.4 Exemples de modélisation Bond Graph.....	30
1.3.4 Les différents outils de modélisation / simulation numérique.....	39
1.3.4.1 Les cas tests	41
1.3.4.2 Les critères de notation	45
1.3.4.3 Le choix pour la plate-forme	48
1.4. La plate-forme de prototypage virtuel multiphysique.....	49
1.4.1 Les considérations énergétiques	49
1.4.1.1 Le réchauffement climatique	50
1.4.1.2 La notion d'éco-conception	52
1.4.1.3 Les nouvelles voies d'analyse énergétique	54
1.4.2 La mise en place de la plate-forme	57
1.4.2.1 Le choix du matériel informatique	57
1.4.2.2 La co-simulation AMESim-ADAMS	59
1.4.2.3 Le bilan d'énergie	61

1.5. Exemples d'application :.....	66
1.5.1 L' « EBMA ».....	66
1.5.1.1 Problème de pics de pression	67
1.5.1.2 Aspects multiphysiques	73
1.5.1.3 Aspects énergétiques	77
1.5.2 Comparaison de système d'orientation des roues du train avant d'un avion	83
1.5.2.1 Les différentes solutions techniques.....	83
1.5.2.2 Comparaison de leur rendement énergétique	87
1.6. Conclusion.....	93
Chapitre 2 - Méthode énergétique et fréquentielle pour la réduction de modèle : PEMRA	97
2.1. Introduction	97
2.2. La réduction de modèles.....	100
2.2.1 Méthodes « fréquence »	100
2.2.2 Méthodes « projection ».....	102
2.2.3 Méthodes « optimisation »	103
2.2.4 Méthodes « énergie »	103
2.2.5 Conclusion partielle.....	105
2.3. La méthode de réduction de modèles « MORA »	106
2.3.1 Description	106
2.3.2 Mise en œuvre de la méthode MORA.....	108
2.3.2.1 Exemple d'un modèle de suspension hydraulique.....	109
2.3.2.2 Exemple du modèle de l'EBMA.....	116
2.3.3 Limitations de la méthode MORA	119
2.3.4 Conclusion partielle - Analyse de la thèse de G. Gandanegara	123
2.4. La nouvelle méthode proposée : « PEMRA »	126
2.4.1 Description de la méthode PEMRA	126
2.4.1.1 Les deux nouveaux critères énergétiques	127
2.4.1.2 Le critère de précision temporelle.....	129
2.4.1.3 La méthode itérative ascendante	130
2.4.1.4 Les limitations de la méthode PEMRA	134
2.4.1.5 Exemple descriptif de la méthode PEMRA	136
2.4.2 Mise en œuvre de la méthode PEMRA	138
2.4.2.1 Exemple du modèle de suspension hydraulique	139
2.4.2.2 Exemple du modèle de l'EBMA.....	146
2.4.3 Conclusion partielle.....	151
2.5. Etude des signaux d'excitation	153
2.5.1 But	153
2.5.2 Génération des signaux	154
2.5.2.1 Le signal « Chirp ».....	155
2.5.2.2 Le signal « Multisinus »	157
2.5.2.3 Le signal « SBPA »	159
2.5.2.4 Le signal « SBPA modulée en amplitude »	161
2.5.3 Caractéristiques de ces signaux.....	163
2.5.3.1 Les amplitudes des signaux d'excitation.....	163
2.5.3.2 L'autocorrélation des signaux d'excitation	164
2.5.3.3 La « DSP » des signaux d'excitation	166
2.5.4 Conclusion partielle - Aspects multi-variables	168
2.6. Conclusion.....	172

Chapitre 3 - Validation de la démarche : cas réels d'application	177
3.1. Introduction	177
3.2. Description des modèles	179
3.2.1 Modèle mécanique en trois dimensions d'un avion	179
3.2.2 Contact « pneu / piste »	184
3.2.3 Modèle du système d'orientation.....	192
3.2.4 Modèle du système de freinage	195
3.3. Analyse énergétique des modèles d'orientation et de freinage.....	200
3.3.1 Le système d'orientation.....	200
3.3.1.1 Choix du signal d'excitation.....	200
3.3.1.2 Bilan de puissance et d'énergie.....	202
3.3.1.3 Analyse des composants.....	204
3.3.1.4 Rendement du système	207
3.3.2 Le système de freinage	208
3.3.2.1 Choix du signal d'excitation.....	209
3.3.2.2 Bilan de puissance et d'énergie.....	210
3.3.2.3 Analyse des composants.....	212
3.3.2.4 Rendement du système	218
3.4. Réduction des modèles d'orientation et de freinage	220
3.4.1 Le système d'orientation.....	221
3.4.1.1 Choix du signal d'excitation.....	221
3.4.1.2 Résultats	225
3.4.2 Le système de freinage	237
3.4.2.1 Choix du signal d'excitation.....	237
3.4.2.2 Résultats	242
3.5. Co-simulation complète	259
3.5.1 Le scénario de co-simulation	259
3.5.2 Les résultats de la co-simulation complète.....	262
3.5.3 Conclusion partielle	269
3.6. Conclusion.....	273
Conclusion générale	277
Bibliographie.....	283
Annexes	293
A. Les différents logiciels évalués	293
B. Le langage « MODELICA ».....	309
C. Le système « monte-charge »	311
D. Les stations de travail « performantes »	313
E. La co-simulation AMESim-ADAMS	315
F. Le langage de programmation « Python ».....	321
G. Le modèle de suspension hydraulique	325
H. Les séries de Laurent.....	331

I. Les « Grammiens ».....	333
J. Les normes « L_2 », « H_2 » et « H_∞ ».....	335
K. Le signal de type « SBPA »	339
L. Le Théorème de Wiener-Kintchine.....	341

Nomenclature

Acronymes

AI	Indice d'Activité (<i>Activity Index</i>)
ATMOS	ATelier de MODélisation et de Simulation multiphysique
CH ₄	Méthane
CO ₂	Dioxyde de carbone
DAE	Equation différentielle algébrique (<i>Differential Algebraic Equation</i>)
DSP	Densité Spectrale de Puissance
EBMA	Actionneur mécanique avec système de secours électrique (<i>Electro Back-up Mechanical Actuator</i>)
EPI	Indice de Puissance (instantanée) Extrême (<i>Extremum Power Index</i>)
FFT	Transformée de Fourier Rapide (<i>Fast Fourier Transform</i>)
FT	Transformée de Fourier (<i>Fourier Transform</i>)
MEI	Indice d'Energie Moyenne (<i>Mean Energy Index</i>)
MIMO	Système comportant plusieurs entrées et plusieurs sorties (<i>Multiple Input Multiple Output</i>)
MISO	Système comportant plusieurs entrées et une sortie (<i>Multiple Input Single Output</i>)
MORA	Méthode de réduction de modèles (<i>Model Order Reduction Algorithm</i> , [Louca 1997])
N ₂ O	Protoxyde d'azote
NRMSE	Racine carrée de l'erreur quadratique moyenne normée (<i>Normalized Root Mean Square Error</i>)

ODE	Equation différentielle ordinaire (<i>Ordinary Differential Equation</i>)
PEMRA	Nouvelle méthode de réduction de modèles développée dans ce mémoire (<i>Power & Energy –based Model Reduction Algorithm</i>)
PID	Solution de contrôle présentant un gain proportionnel, intégral et dérivateur
PTS	Spécifications techniques du client (<i>Purchaser Technical Specifications</i>)
PWM	Modulation de largeur d'impulsion (<i>Pulse Width Modulation</i>)
SBPA	Séquence Binaire Pseudo-Aléatoire
SES	Spécifications techniques du fournisseur (<i>Supplier Equipment Specifications</i>)
SIMO	Système comportant une entrée et plusieurs sorties (<i>Single Input Multiple Output</i>)
SISO	Système comportant une entrée et une sortie (<i>Single Input Single Output</i>)
SO ₂	Dioxyde de soufre
SO ₄ ²⁻	Sulfate

Symboles

μ_x et μ_y	Fonction d'adhérence longitudinale et latérale [%]
A	Activité [J]
c	Coefficient aérodynamique
C	Couple [N/m]
D	Domaine temporel d'étude
e	Effort
f	Flux
F	Force [N]
g	Accélération de la pesanteur [m/s ²]
i	Courant [A]
p	Moment

P	Puissance [W]
Pr	Pression [Pa]
Q	Débit volumique hydraulique [m ³ /s]
q	Déplacement
R_f	Autocorrélation d'une fonction f [unité ²]
S	Surface [m ²]
t ou τ	Temps continu ou discret [s]
u	Tension [V]
v	Vitesse [m/s]
η	Rendement [%]
ρ	Masse volumique [kg/m ³]
ω	Vitesse de rotation [rad/s]

Exposants

Entrant	Variable correspondant à une entrée du composant considéré
Sortant	Variable correspondant à une sortie du composant considéré
Moyenne	Il s'agit de la valeur moyenne temporelle de la variable (sur le domaine d'étude D)
Extrême	Il s'agit de la valeur extrême temporelle de la variable (sur le domaine d'étude D)
NR	Variable appartenant au modèle Non-Réduit
R	Variable appartenant au modèle Réduit

Indices

Les indices $l, 2, n, i, j, p, q$, ou encore Rl, C , etc. permettent de lier la variable étudiée au composant considéré (ou à la fonction $f, g \dots$ considérée).

Références personnelles

Conférences internationales avec acte :

MARQUES J., CHARLET A., CHAMAILLARD Y., BASSET M., GISSINGER G.L., GARCIA J.P., « Energy balance of multiphysic systems – Application on 3D models of landing gear systems of an aircraft operating on the ground », LMS Engineering Simulation Conference, October 8th \ 9th 2008, Marne la vallée, France.

MARQUES J., CHAMAILLARD Y., CHARLET A., BASSET M., GISSINGER G.L., GARCIA J.P., « Power and Energy Balance for Model Validation and Reduction – Frequency Coupling: Application on Aircraft System Models », SAE 2009 AeroTech Congress & Exhibition, 10th / 12th November 2009, Seattle, WA, USA. Paper Number 2009-01-3220.

MARQUES J., CHAMAILLARD Y., CHARLET A., BASSET M., « Aircraft System Model Validation and Reduction using new Power & Energy Variables - “PEMRA” Methodology », 4th International Conference on Recent Advances in Aerospace Actuation Systems and Components (R3ASC), INSA, 5-7 May 2010, Toulouse, France.

Conférence nationale avec acte :

MARQUES J., CHAMAILLARD Y., CHARLET A., BASSET M., GISSINGER G.L., GARCIA J.P., « Bilan Puissance et Energie pour la Validation et la Réduction de Modèle – Couplage Fréquentiel. Application à un Modèle de Suspension Hydraulique », Journées Automatique et Automobile, 9-11 Juin 2009, Bordeaux, France.

Publication soumise :

MARQUES J., CHAMAILLARD Y., CHARLET A., BASSET M., « Power & Energy –based Model Reduction Algorithm. Application on Aircraft Systems », Simulation Modelling Practice And Theory journal (SIMPAT), Elsevier.

Introduction générale

Aujourd'hui personne ne s'étonne de voir le ciel parcouru par des machines volantes de toutes sortes : avions, hélicoptères, ULM, ou encore montgolfières. Voler a toujours été un véritable rêve pour l'Homme. Mais il serait dommage alors que cette banalité fasse oublier qu'elle est l'aboutissement d'un long processus qui va du rêve à une réalité technique et scientifique, elle-même fruit des premiers travaux d'inventeurs téméraires et aventuriers. L'Homme a su faire preuve d'une créativité débordante et parfois même folle pour faire de l'avion actuel un mode de transport sûr, toujours plus performant et à la pointe de la technologie.

Messier-Bugatti, société du Groupe Safran, est un acteur mondial du freinage. Ses roues et freins carbone équipent plus de 4000 avions en service dans le monde auprès de 300 compagnies aériennes et 20 Armées de l'Air. Systémier intégrateur, Messier-Bugatti apporte depuis toujours excellence et innovation dans le domaine des systèmes de freinage, systèmes d'orientation, systèmes de manœuvre des trains d'atterrissage et systèmes de surveillance (freins, pneus, atterrisseurs). Dans le cadre des futurs programmes avions, tels que l'Airbus « A350 XWB » (« Xtra Wide Body ») ou le Boeing « 787 Dreamliner », Messier-Bugatti a souhaité mettre en place des méthodes de conception encore plus performantes pour construire des systèmes toujours plus matures (notamment plus fiables, plus performants ou encore plus légers), tout en réduisant les coûts et les temps de développement.

C'est dans le cadre de ce programme interne de Recherche & Technologie « ATMOS » (« ATelier de MODélisation et de Simulation multiphysique ») que ma thèse s'est déroulée, en partenariat avec l'Institut PRISME de l'Université d'Orléans et le laboratoire MIPS de l'Université de Mulhouse. Mon travail consistait, entre autres, à parfaire l'utilisation de la modélisation / simulation numérique au sein de la société. La simulation numérique est devenue aujourd'hui un outil incontournable dans la

conception d'un système. Cela permet de pouvoir prévoir à l'avance le comportement et les performances d'un système (quel qu'il soit) avec une précision de plus en plus fine. Les éventuels problèmes sont donc détectés au plus tôt, sans avoir à tester un prototype, dont la fabrication peut parfois être très coûteuse, aussi bien en temps qu'en argent, voire impossible !

De nos jours, l'évolution des technologies des avions (automatisation des phases de taxiage au sol, intégration de composants électriques...) impose aux fournisseurs de modéliser des phénomènes de plus en plus multiphysiques et de plus en plus complexes tout au long du cycle en V (le processus de développement d'un système). Il est donc primordial pour Messier-Bugatti d'avoir à sa disposition des outils adaptés (interdisciplinaires, ouverts, orientés objets...) pour modéliser l'ensemble des physiques mises en jeu à chaque étape de développement d'un système. Nous avons traduit ce besoin par la nécessité d'avoir à disposition une plate-forme de prototypage virtuel multiphysique, permettant de modéliser un avion en trois dimensions, en phase de roulage au sol (essentiellement à basse vitesse), avec l'ensemble des systèmes développés par Messier-Bugatti.

Ensuite, l'IATA (« International Air Transport Association ») prévoit une augmentation du trafic aérien, portant le nombre de passagers à 2.75 milliards pour l'année 2011 (+29% par rapport à 2006). Afin de limiter l'impact de cette croissance sur l'environnement, les principaux constructeurs aéronautiques cherchent depuis toujours à diminuer la masse des systèmes constituant leurs avions afin de limiter leur consommation en kérosène et donc les rejets en gaz à effet de serre. Messier-Bugatti veut également participer activement à la mise au point de systèmes respectant le concept de développement durable. Nous avons donc proposé et mis au point toute une démarche énergétique afin notamment d'optimiser le rendement de leurs systèmes, et ainsi contribuer à la démarche d'éco-conception déjà présente dans l'entreprise.

Nous avons donc, dans un premier temps, développé puis mis en place une plate-forme de prototypage virtuel multiphysique ; nous nous en sommes servis pour modéliser un avion complet en trois dimensions au sol, ainsi que l'ensemble des systèmes développés par Messier-Bugatti. De nouveaux outils d'analyse, basés sur des considérations énergétiques, ont été intégrés à cette plate-forme, afin d'augmenter la validité des modèles créés et de faciliter l'optimisation des systèmes d'un point de vue énergétique. Nous avons ensuite voulu répondre à la problématique

bien connue du « modèle le plus adapté ». En effet, l'utilisateur est le plus souvent spécialisé dans un seul domaine physique, et est donc rarement capable d'appréhender un modèle multiphysique dans son ensemble (mélangeant à la fois des phénomènes mécaniques, hydrauliques, ou encore électriques).

Cette problématique peut être résolue par la « réduction de modèle ». Il s'agit de méthodes permettant d'obtenir des modèles contenant le moins de phénomènes possibles, mais en même temps suffisamment pertinents pour satisfaire les exigences de l'utilisateur. On parle alors de modèle « le plus adapté ». La plupart du temps, il s'agira donc d'un compromis entre la complexité du modèle (qui est liée dans une certaine mesure au temps de calcul) et la fidélité de celui-ci (c'est à dire la précision de sa réponse à un signal d'excitation donné). Suite à une analyse bibliographique, nous avons retenu la méthode de réduction de modèles « MORA » (« Model Order Reduction Algorithm », [Louca 1997]), issue des Bond Graphs. Celle-ci semblait être la plus adaptée à nos besoins : elle est facile à appliquer, aussi bien sur des modèles linéaires que non-linéaires, et permet de conserver la signification physique des composants constituant le modèle réduit.

Mais notre étude a permis de montrer que des lacunes étaient inhérentes à cette méthode : il n'est pas possible d'affirmer que le modèle réduit obtenu est effectivement le modèle le plus adapté aux besoins de l'utilisateur. Nous avons donc développé une nouvelle méthode de réduction de modèles « PEMRA » : « Power and Energy –based Model Reduction Algorithm ». Cette dernière est basée sur des variables énergétiques et se présente sous la forme d'une méthode itérative ascendante. Cela signifie que l'on débute avec le modèle le plus simple possible, et que l'on ajoute au fur et à mesure les composants les plus significatifs dans le modèle réduit afin de converger au plus vite vers le modèle « le plus adapté ». Cette nouvelle méthode permet de pallier les insuffisances de la méthode MORA, et sera appliquée sur les différents systèmes développés par Messier-Bugatti.

La première partie de ce mémoire présente donc le projet de recherche « ATMOS », visant la création et la mise en place de cette plate-forme de prototypage virtuel adaptée, au sein de la société Messier-Bugatti. Une analyse est menée pour déterminer les besoins auxquels devra répondre notre plate-forme (en termes de fonctionnalités, de type de modèle, ou encore de formalisme). Le choix « logiciel » a été fait après une évaluation complète, selon des cas tests pertinents, représentatifs des besoins mis en évidence précédemment. Le « matériel » est également optimisé pour

offrir les meilleures performances de calcul. La solution retenue est ensuite complétée par de nouveaux outils d'analyse que nous avons développés d'après des considérations énergétiques dans les modèles créés. Les résultats obtenus sont présentés sur un modèle de système d'ouverture et de fermeture des trappes des trains d'atterrissage et sur des modèles de systèmes d'orientation des roues du train avant d'un avion.

Dans la seconde partie, nous répondons à la problématique du « modèle le plus adapté ». Un état de l'art sur les méthodes de réduction de modèles existantes est développé dans un premier temps. Plusieurs classements sont possibles ; nous proposons de trier ces différentes méthodes en fonction de la métrique utilisée (fréquentielle, projection, optimisation, ou énergie) comme l'avait fait Ersal *et al.* [Ersal 2007 - 1]. Nous décrivons ensuite plus en détail la méthode énergétique MORA. Celle-ci semble répondre parfaitement à nos besoins : elle est facile à implémenter, applicable sur des modèles linéaires ou non-linéaires et permet de conserver la signification physique des composants. Pourtant, nous montrerons que cette méthode MORA présente des limitations inhérentes à l'utilisation de la variable « Activity ». Nous proposons donc une nouvelle méthode itérative ascendante, PEMRA, permettant de pallier ces limitations. Nous finirons par une description du couplage fréquentiel que nous préconisons d'utiliser avec notre méthode PEMRA, afin d'augmenter le domaine de validité des modèles réduits obtenus.

La troisième et dernière partie de ce mémoire est une application concrète des différents outils présentés dans les parties précédentes. Jusque-là, les nouveaux outils que nous avons développés ont été appliqués sur des exemples simples. Nous allons maintenant les valider sur des modèles complexes, modélisés grâce à notre plate-forme de prototypage virtuel multiphysique. Il s'agit de simuler le comportement d'un avion en trois dimensions, en phase de roulage au sol (essentiellement à basse vitesse), avec son système d'orientation des roues du train avant, et son système de freinage. Dans un premier temps, une description des modèles utilisés est faite. Les outils d'analyse énergétique nous permettent ensuite de valoriser le concept d'éco-conception, notamment en optimisant le rendement de ces systèmes. Enfin, bien que notre plate-forme ait été optimisée pour présenter les meilleures puissances de calcul possibles, il est toujours nécessaire, pour certaines phases du cycle en V, de réduire les modèles développés. Nous utiliserons donc notre méthode PEMRA pour simplifier les modèles d'orientation et de freinage.

Chapitre 1 - La plate-forme de prototypage virtuel multiphysique

1.1. Introduction

Messier-Bugatti est une entreprise d'envergure mondiale et doit faire face à deux problèmes majeurs : limiter son impact environnemental (c'est à dire contribuer au développement durable) dans un contexte écologique préoccupant, tout en restant compétitif dans un contexte économique aggravé par la crise actuelle. Ces deux problématiques ne sont pas contradictoires et peuvent être résolues notamment par une homogénéisation et une meilleure utilisation de la modélisation et de la simulation numérique dans le processus de conception d'un système : le cycle en V. Messier-Bugatti utilisait depuis plusieurs années la simulation numérique mais uniquement sur des problèmes ponctuels, et bien souvent, trop tard dans ce cycle en V. Il faut au contraire s'en servir dès les premières étapes de conception d'un système pour clarifier, vérifier, voire définir les spécifications d'un système ou d'un équipement.

Les principaux enjeux sont donc de diminuer les temps de conception des systèmes, mais également de mieux les concevoir. L'évolution des technologies (avec l'apparition de systèmes mélangeant plusieurs domaines physiques) et les nouvelles fonctionnalités intégrées dans les avions (navigation autonome au sol, autodiagnostic des systèmes...) nous contraignent à une étude rigoureuse et détaillée de l'ensemble de ces systèmes et de l'interaction de ces technologies entre elles. Ainsi, les aspects multiphysiques et tridimensionnels sont désormais indispensables afin de concevoir correctement un système. L'un des objectifs, devenu essentiel, sera donc de pouvoir modéliser et simuler le comportement d'un avion en trois dimensions, en phase de roulage au sol, avec l'ensemble des systèmes développés par Messier-Bugatti.

A ces nouvelles contraintes, augmentant la complexité des modèles de systèmes, s'ajoute également le besoin d'optimiser leur efficacité énergétique. Plus que jamais, ce rendement est devenu un critère de choix prédominant, au même titre que le poids ou que le prix dans le secteur aéronautique. L'augmentation de ce rendement énergétique se traduira également par une diminution de la consommation en kérosène de l'avion, et donc une diminution des rejets en gaz à effet de serre. Il est donc primordial d'avoir accès aux variables de puissance et/ou d'énergie, afin de pouvoir facilement calculer et optimiser ce rendement. On peut d'ailleurs supposer qu'un système énergétiquement optimisé sera dimensionné au mieux, ce qui contribuera à alléger le système, et créera donc une économie d'énergie supplémentaire pour l'avion.

L'idée principale est donc de mettre en place une plate-forme de prototypage virtuel adaptée aux besoins de Messier-Bugatti, avec une utilisation à court et moyen terme sur les nouveaux programmes. Les exigences attendues seront déterminées par une analyse de besoin réalisée auprès des différents intervenants tout le long du cycle en V de conception d'un système. Les formalismes de modélisation et les outils de simulation étant nombreux, une évaluation de ces outils numériques, répondant le mieux aux besoins synthétisés précédemment, sera faite. Des critères de choix seront définis afin de choisir la solution adaptée à Messier-Bugatti. Ces outils numériques seront à la base de cette plate-forme, dans laquelle nous intégrerons notamment de nouveaux outils d'analyse énergétique des systèmes, afin de contribuer au concept d'éco-conception présent dans la culture d'entreprise de Messier-Bugatti.

Cette plate-forme de prototypage virtuel apportera donc de nombreux atouts. Premièrement, elle sera la base d'une nouvelle méthodologie permettant d'unifier les différents services intervenant dans la conception d'un système. Celle-ci sera ensuite optimisée d'un point de vue « matériel », ainsi que dans son utilisation tout le long du cycle en V. Les phases de modélisation / simulation seront donc beaucoup plus courtes, et permettront de détecter les éventuels problèmes au plus tôt. Ensuite, les considérations énergétiques basées sur les modèles donneront accès à des informations jusque-là cachées par les processus d'analyse classiques. Ainsi, l'obtention d'un bilan d'énergie nul renforcera la validité du modèle. L'optimisation énergétique du système, localement ou de manière globale, sera également à notre portée. Enfin, de nouvelles variables seront accessibles et utilisées dans la méthode de réduction de modèles que nous proposerons dans le second chapitre de ce mémoire.

1.2. Le contexte général

Dans ce chapitre, les notions et expressions clés utilisées dans tout le mémoire sont décrites, ainsi que le contexte général dans lequel s'est déroulée cette thèse. Pour commencer, une définition des termes « système », « modélisation » et « simulation » est proposée. Ensuite, une description du cycle en V utilisé chez Messier-Bugatti est faite. Enfin, l'analyse des besoins auxquels devra répondre cette plate-forme de prototypage virtuel multiphysique sera détaillée plus longuement.

1.2.1 *Système, Modélisation et Simulation*

Un système est un ensemble d'éléments ou de sous-systèmes qui interagissent selon certains principes ou certaines lois, et délimités de l'environnement extérieur par une frontière (réelle ou fictive). Il peut s'agir d'une machine mécanique, d'un objet électronique, d'un organisme ou encore d'un mode d'organisation sociale. La plupart du temps, une ou plusieurs entrées lui sont associées, qui auront un impact sur une ou plusieurs sorties, ainsi que d'éventuelles « perturbations » (connues ou inconnues) liées à son environnement extérieur.

Prenons l'exemple de l'avion pour clarifier cette définition : c'est un système composé de nombreux sous-systèmes (propulsion moteur, orientation au sol ou en vol, conditionnement d'air, génération électrique, etc.) et mélangeant de nombreux domaines physiques tels que :

- la mécanique (vitesse de l'avion, position dans l'espace...)
- l'hydraulique (débit de carburant dans les moteurs...)
- l'électrique (courant alimentant les différentes lumières de l'avion...)
- le thermique (la température des disques de freins, de l'air dans la cabine...)
- la chimie (combustion du kérosène dans les moteurs...)

Et beaucoup d'autres domaines physiques encore, en plus de l'informatique, de l'automatique, etc.

1.2 Le contexte général

Lorsque le pilote manipule les commandes de vol ou la manette des gaz (entrées du système avion), l'avion réagit et modifie sa trajectoire ou sa vitesse (sorties du système avion). En vol, l'orientation et la vitesse des vents principaux dans les couloirs aériens peuvent être connues, grâce aux prévisions météorologiques par exemple ; il s'agit de perturbations mesurables liées à l'environnement extérieur du système avion. Par contre, les turbulences sont des perturbations non-mesurables (toujours liées à l'environnement extérieur du système avion) qui auront également un impact sur le comportement de l'avion. Cet exemple de « système avion » peut être schématisé par la figure 1-1 suivante :

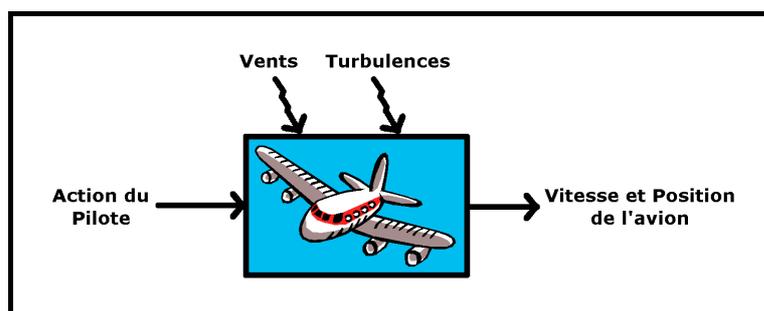


Figure 1-1 : Exemple de système : l'avion

Dans ce mémoire, nous étudierons des systèmes multiphysiques d'un avion : les systèmes d'orientation des roues du train avant, de freinage, et d'ouverture et de fermeture de trappes de trains d'atterrissage. Ce sont des systèmes composés principalement d'éléments mécaniques, hydrauliques et électriques. Tous les phénomènes abordés dans ce mémoire sont des phénomènes physiques, régis par des lois connues. Ils peuvent donc être décrits par certaines grandeurs caractéristiques telles que la position dans l'espace, la pression ou encore la température en un point. Le système peut alors être modélisé par un ensemble de relations mathématiques, plus ou moins complexes selon le degré de précision souhaité ou encore le niveau de compréhension de chaque phénomène [Cellier 1991] (cf. § 1.3.1, « Les différents types de modèles »).

Il est possible, par la suite, d'exprimer les variables de sortie en fonction des variables d'entrée. Le comportement du système dans le temps peut alors être simulé, à partir de conditions initiales précisées, grâce au système d'équations obtenu (équations différentielles ordinaires, équations de Lagrange, etc.). Celui-ci devient très vite trop complexe pour être calculé à la main ; c'est là qu'interviennent les solveurs et les calculateurs numériques. L'ensemble des équations représentant le système étudié est alors discrétisé, puis un solveur numérique résout pas à pas les différentes équations afin d'obtenir les résultats de cette simulation.

Grâce à des puissances de calculs de plus en plus importantes, il est facile de calculer les grandeurs caractéristiques décrivant le système, et donc de simuler son comportement en fonction des entrées appliquées et de l'environnement extérieur choisi (perturbations comprises). Cette simulation numérique correspond à un véritable prototype virtuel du système, si tous les phénomènes physiques importants sont pris en compte. Cela permet de prévoir à l'avance le comportement et les performances de celui-ci sans avoir à créer un prototype réel. C'est un avantage des plus importants car la fabrication d'un prototype réel peut parfois être très coûteuse, aussi bien en temps qu'en argent, voire impossible. Et il en va de même pour reproduire les conditions de test (parfois extrêmes et destructrices).

Mais précisons tout de même que les résultats obtenus avec ce genre de prototype virtuel restent entièrement dépendants de la qualité du modèle établi et du solveur utilisé pour résoudre les équations. La qualité du modèle est entièrement liée aux choix de la personne qui le crée et aux outils mis à sa disposition pour analyser son travail de modélisation ; les outils d'analyse énergétique que nous avons développés dans ce mémoire en font partie. Ensuite, de nombreux solveurs existent, et certaines connaissances de base sont indispensables pour appréhender correctement la simulation numérique. Lorsqu'un ingénieur parle de solveur numérique, il s'agit pour un mathématicien d'algorithme de résolution d'équations différentielles ordinaires (on trouvera le plus souvent le terme anglais « ODE ») ou d'équations différentielles algébriques (« DAE » en anglais). Ces algorithmes peuvent être à pas de temps fixe (Euler, Adams-Bashforth ou encore Runge-Kutta) ou variable (« DASSL » ou « LSODA »), explicites ou implicites, et présentent pour la plupart des méthodes de calcul sur plusieurs pas de temps (on utilise le terme anglais « multi-step »). Plus de renseignements pourront être trouvés dans [Cellier 2006].

L'ingénieur utilise ces solveurs sans chercher à comprendre ce qui se trouve à l'intérieur ; pourtant, ces algorithmes de résolution ne représentent qu'environ 5 % de ces solveurs. La majorité des fonctionnalités d'un solveur sert en fait à gérer les différents problèmes d'initialisation, de paramétrage des algorithmes, de convergence, ou encore de gestion des discontinuités. Il est primordial de ne pas se limiter à une seule simulation ; l'utilisateur doit trouver le juste compromis entre le temps de calcul et la précision des résultats en choisissant judicieusement le type de solveur, la tolérance et le pas de temps des calculs (souvent lié au pas de communication auquel on souhaite avoir les résultats, c'est-à-dire leur échantillonnage). D'une

1.2 Le contexte général

manière générale, on peut retenir que les algorithmes à pas de temps fixe sont plutôt destinés aux applications temps réel, et que plus le pas de temps et la tolérance sont faibles, plus les résultats seront précis et proches de la « réalité » (selon la qualité du modèle évidemment).

1.2.2 Le cycle en V

La modélisation / simulation numérique est un atout primordial pour les industriels. Son intégration dans le cycle en V de conception d'un système doit se faire au plus tôt pour bénéficier pleinement des avantages qu'elle apporte. Le cycle en V peut être vu comme la combinaison d'une phase descendante, caractérisant les étapes de conception et de développement d'un système, et d'une phase ascendante, caractérisant les étapes d'intégration du système (cf. [McDermid 1991] ou encore [Lasa 2002]). La figure 1-2 suivante est un exemple de schéma du cycle en V de conception d'un système chez Messier-Bugatti, avec les grandes étapes d'utilisation de la modélisation / simulation numérique :

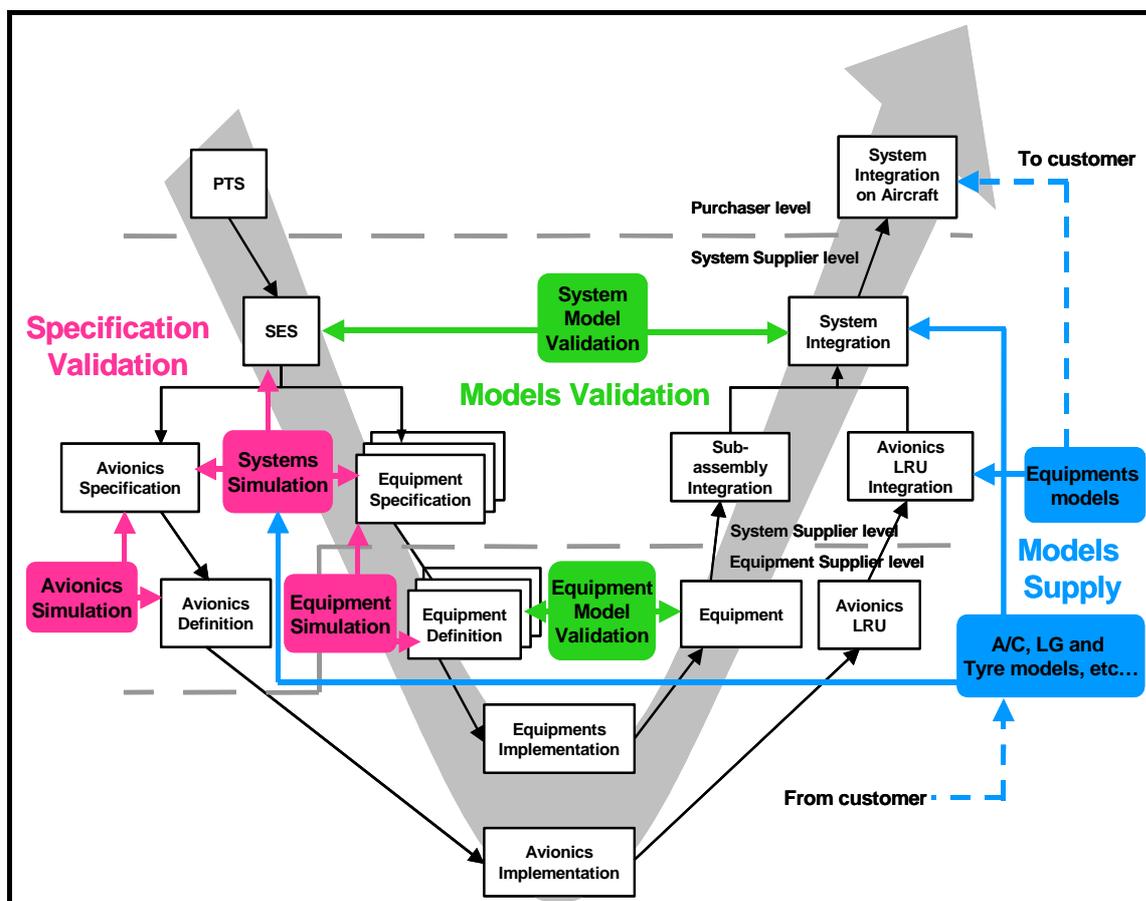


Figure 1-2 : Exemple de schéma du cycle en V de conception d'un système

Ce cycle en V est parcouru depuis l'exigence du client en haut à gauche (« PTS : Purchaser Technical Specifications »), à laquelle le fournisseur répond en spécifiant ses systèmes d'une manière globale (« SES : Supplier Equipment Specifications »). Cette spécification est ensuite déclinée chez Messier-Bugatti pour la partie avionique et pour la partie équipement d'une manière plus précise. On en déduit ensuite la définition des équipements et de l'avionique du système, jusqu'à obtenir des prototypes tout en bas du cycle en V. Ces prototypes sont ensuite testés séparément, puis intégrés dans leur environnement réel respectif. Une fois cette étape terminée, ils sont assemblés pour former le système définitif, qui sera lui aussi intégré et testé dans son environnement réel, puis intégré au plus haut niveau possible : l'avion complet.

La modélisation / simulation numérique intervient tout le long de ce cycle en V, mais avec des objectifs hétérogènes. Durant la première partie descendante du cycle en V, les modèles numériques vont se complexifier à chaque étape pour prendre en compte les choix (technologiques, architecturaux...) de l'étape précédente. C'est un processus itératif permettant de garantir la validité des spécifications émises, jusqu'à obtention d'un prototype virtuel le plus complet possible. Ensuite, chaque étape de la partie montante de ce cycle en V est rebouclée de manière transversale avec les étapes de conception et de développement. Il est ainsi possible de vérifier les résultats obtenus précédemment en intégrant petit à petit le système dans son environnement de fonctionnement réel. Les modèles numériques seront donc plus précis, mais devront répondre à une contrainte de simulation en temps réel de plus en plus forte. Cela constituera l'une des problématiques de la seconde partie de ce mémoire : la réduction de modèle.

La modélisation / simulation numérique est donc incontournable dans le processus de conception d'un système. Pourtant, jusqu'à aujourd'hui, Messier-Bugatti utilisait la simulation numérique d'une façon non-coordonnée : chaque service utilisait un outil logiciel différent et adapté à son seul besoin (domaine physique, précision requise, etc.). La modélisation / simulation numérique servait le plus souvent à résoudre des problèmes ponctuels observés sur les prototypes réels, au lieu d'être utilisée pour prédire ce potentiel problème et le corriger avant la fabrication d'un prototype. Certains modèles étaient même développés plusieurs fois dans des langages différents à cause d'un manque d'homogénéité dans les outils utilisés. Il est donc indispensable

d'améliorer ce processus, notamment en unifiant l'intervention de la simulation numérique tout au long de celui-ci, et en améliorant les outils d'analyse disponibles.

1.2.3 Les besoins en termes de modélisation / simulation numérique

Afin de définir tous les besoins en termes de modélisation / simulation numérique au sein de Messier-Bugatti, une étude auprès des personnes impliquées de près ou de loin dans la conception d'un système a été menée. Le département système, évidemment, mais aussi le service en charge des essais, le département actionneurs, le département vérification et validation, ainsi que les principaux clients et fournisseurs de Messier-Bugatti ont été consultés. Cela a permis d'établir l'état des lieux des outils numériques et méthodes d'analyse disponibles dans la société, et de définir les besoins et attentes de chacun. L'objectif final est de mettre en place une plate-forme de prototypage virtuel complètement intégrée et adaptée au cycle en V de Messier-Bugatti.

Suite à cette étude, il en ressort que cet atelier de modélisation / simulation doit permettre de modéliser les différents systèmes mécaniques, hydrauliques et électriques, ainsi que leurs interactions d'une manière simple et cohérente. Celui-ci doit également être accessible à toutes les personnes intervenant dans le processus de développement, validation et vérification d'un produit. Cette plate-forme de prototypage virtuel devra donc comporter les spécifications énumérées ci-dessous ; on y retrouve des points déjà évoqués par Lebrun [Lebrun 2003] et Huynh [Huynh 2006] :

L'ouverture :

De plus en plus, les outils de modélisation / simulation ne doivent pas seulement répondre aux besoins d'une seule compagnie, mais doivent permettre l'échange de modèles avec le client ou le fournisseur. Les avionneurs demandent à avoir en partie accès aux simulations qu'effectue Messier-Bugatti, et de pouvoir visualiser et enregistrer facilement les résultats de ces simulations. Afin de faciliter ce travail collaboratif, il est nécessaire d'utiliser les mêmes outils de modélisation / simulation numérique, et de préférence une même version (pour éviter les problèmes de « montée » ou de « descente » de version). La plate-forme doit être standardisée.

L'interdisciplinarité :

Par essence même, tout système réel est multiphysique. Nous sommes en permanence soumis d'une façon plus ou moins intense à toutes sortes de phénomènes physiques qu'ils soient mécaniques, chimiques, thermiques, électromagnétiques ou autres. Tous ces phénomènes sont liés les uns aux autres et il est souvent indispensable de ne pas négliger leurs influences mutuelles dans le cadre de la simulation numérique. Il est donc nécessaire que cette plate-forme supporte la modélisation de composants issus de domaines physiques différents, ainsi que leurs interactions (soit des outils multidisciplinaires, soit des outils adaptés à chaque domaine technologique et qui devront communiquer d'une façon simple et rapide entre eux). La plate-forme doit être multiphysique.

La réutilisabilité :

Dans le but de réduire les temps de développement et de partager les connaissances au sein d'une entreprise, l'utilisation de bibliothèques de composants basiques ou de librairies dédiées à un programme spécifique peut se révéler utile. Cela permet à n'importe quel utilisateur d'avoir accès à des composants, des équipements et même des systèmes complets, structurés, validés et documentés d'une façon aisée et sans l'intervention du concepteur initial. La plate-forme doit être orientée objet.

L'adaptabilité :

Les besoins en simulation sont très différents selon les services rencontrés le long du cycle en V. Les modèles mathématiques utilisés pour les composants, les équipements ou les systèmes et donc leur précision devront pouvoir être adaptés à chaque simulation. En parcourant le cycle en V vers le bas (au niveau « système » ou « réseau ») les modèles doivent être de plus en plus précis et prendre en compte des phénomènes physiques qui ne sont sûrement pas indispensables dans les phases « hautes » du cycle en V (au niveau « fonctionnel » par exemple). L'utilisation de composants avec différents sous-modèles prédéfinis est donc à promouvoir. La plate-forme doit être multi-niveaux.

L'évolution :

Les évolutions technologiques à venir sont encore nombreuses ; il est donc indispensable que cette plate-forme de prototypage virtuel soit évolutive. Chacun des modules qui la composent devra pouvoir intégrer le plus facilement possible de nouvelles fonctionnalités ou outils afin de répondre aux nouveaux besoins créés par ces évolutions technologiques.

L'utilisation d'un code de programmation « usuel » et l'accès à ce code pour l'utilisateur sont donc des avantages non négligeables. La plate-forme doit être personnalisable.

L'homogénéisation :

Cette plate-forme étant destinée à tout utilisateur intervenant le long du cycle en V de conception d'un système, elle devra permettre de mettre facilement en commun tous les modèles utilisés ou résultats obtenus, afin d'éviter de répéter le même travail dans des services différents. Cela permettra également d'homogénéiser la gestion et l'archivage de tous ces fichiers (et des différentes versions de modèle). La plate-forme doit être unificatrice.

Les caractéristiques qui viennent d'être décrites permettront de mettre en place une évaluation, dont le but sera de tester les différents outils de modélisation / simulation numérique susceptibles de répondre à ces attentes. Rappelons que l'objectif de cette plate-forme est également de faciliter la contribution de l'entreprise au développement durable ; pour cela, il est important d'avoir facilement accès aux variables de puissance et/ou d'énergie dans le modèle du système. Le formalisme Bond Graph, décrit dans le paragraphe 1.3.3, répond parfaitement à cette attente supplémentaire. Nous en tiendrons compte dans l'évaluation des outils logiciels décrite dans le paragraphe 1.3.4. Le but de cette évaluation sera de choisir un ou plusieurs logiciels capables de couvrir l'ensemble de tous ces besoins.

1.3. La modélisation / simulation numérique

Certaines notions de base ont été introduites dans le chapitre précédent, permettant, entre autres, de valoriser l'utilisation de prototype virtuel dans le cycle en V de conception d'un système. En fait, il existe trois grands types de modèle mathématique [Sjöberg 1995], présentés ci-après, faisant apparaître des avantages et des inconvénients selon les objectifs de modélisation / simulation fixés. Ce paragraphe présente un aperçu de ce qui existe, et les choix qui ont été faits pour la plate-forme de prototypage virtuel.

1.3.1 Les différents types de modèle

Les trois grands types de modèle mathématique pour représenter un système sont les boîtes noires, les boîtes blanches et les boîtes grises :

Les boîtes noires :

Un modèle boîte noire représente un système sans considérer son fonctionnement interne. Il est obtenu à partir de données expérimentales et ne nécessite pas, ou seulement peu, de connaissance a priori. Le modèle n'a alors aucun lien direct avec les lois de la physique. En particulier, les paramètres n'ont pas de signification physique.

Les boîtes blanches :

Un modèle boîte blanche est au contraire un système entièrement décrit par les lois de la physique. Il est obtenu en reliant les équations théoriques décrivant tous les éléments qui le composent, et ne nécessite pas ou peu de données expérimentales pour son élaboration. Les éléments et les paramètres de ce modèle pouvant être déterminés par des lois théoriques, ils ont donc tous une signification physique.

Les boîtes grises :

Un modèle boîte grise est en fait un modèle intermédiaire entre boîte noire et boîte blanche. Il existe une infinité de déclinaison représentant les assemblages possibles des deux précédents types de modèle. De plus, d'autres connaissances, comme la connaissance qualitative établie sous forme de règle (logique floue), peuvent être utilisées en plus des données expérimentales et des lois de la physique.

Notons qu'en fonction de l'application, les modèles purement boîte noire ou purement boîte blanche sont rarement utilisés. Nous parlerons de modèles dit gris clair ou gris foncé selon que nous nous rapprochons le plus, respectivement, d'un modèle boîte blanche ou d'un modèle boîte noire. De plus, le terme boîte blanche est souvent utilisé dans la littérature pour désigner les modèles gris clair lorsque ceux-ci comportent peu d'éléments ou de paramètres issus de données expérimentales (c'est un petit abus de langage que nous utiliserons également).

Le problème est qu'un seul type de modèle sera rarement adapté à toutes les étapes du cycle en V. Au début de la conception d'un système (c'est à dire en descendant la branche gauche du cycle en V, cf. figure 1-2), aucune donnée d'essai n'est encore disponible : il est donc très difficile de développer un modèle boîte noire. Il s'agira donc principalement de modèles boîte blanche, simples, qui deviendront de plus en plus complexes au fur et à mesure que le cycle en V sera parcouru vers le bas. Par contre, pour remonter la branche droite du cycle en V, des modèles recalés sur les premières données d'essai seront nécessaires, avec une forte contrainte temps réel. Les modèles boîte blanche complexes devront alors être transformés en modèles boîte blanche plus simples, voire en modèles boîte noire (ou gris foncé), plus adaptés aux simulations temps réel (comme expliqué dans le paragraphe 1.3.2 suivant).

1.3.2 Du modèle boîte blanche au modèle boîte noire

Le choix du type de modèle, de sa structure et de sa complexité dépend entièrement des objectifs fixés (étude de phénomènes physiques, simulation, conception du contrôle, estimation, ...), des contraintes imposées (temps de calcul disponible, précisions attendues, ...) et du temps de développement disponible (lié aux éventuelles difficultés de modélisation). Les sous-parties suivantes présentent les avantages et les inconvénients des différents types de modèles définis précédemment, avec quelques exemples illustratifs. Une conclusion partielle sera donnée dans la dernière sous-partie.

1.3.2.1 Le modèle boîte blanche

Les modèles physiques boîte blanche semblent les plus adaptés à la conception d'un système ou d'un équipement, dans le sens où tous les

éléments du modèle ont une signification physique. Le terme « prototype virtuel » prend alors tout son sens ! Quel que soit l'objectif de modélisation / simulation fixé, ce type de modèle est capable d'y répondre parfaitement. A l'issue de la phase de modélisation, et quel que soit le domaine physique, un système d'état est obtenu (c'est à dire un ensemble d'équations différentielles ordinaires ou algébriques) qui sera ensuite résolu par un solveur numérique.

Mais l'inconvénient majeur de ce type de modèle réside dans le temps nécessaire à résoudre le système d'état obtenu. Bien que les solveurs numériques soient optimisés et capables de changer de méthodes d'intégration en fonction du problème rencontré et de la convergence ou non des résultats, les temps de calcul nécessaires sont souvent très importants. Et souvent trop importants par rapport aux contraintes imposées.

Prenons un exemple simple : imaginons un système de suspension hydraulique active, dont le modèle boîte blanche nécessite deux heures de temps de calcul. Si l'objectif fixé est de simuler précisément le comportement de ce système, avec comme contrainte d'obtenir les résultats avant la fin de la journée, ce modèle boîte blanche est parfaitement adapté. Par contre, imaginons que l'on souhaite désormais concevoir l'asservissement de ce système, et que cela nécessite des dizaines voire des centaines de tests, alors les temps de calcul deviendraient rédhibitoires. Ce modèle boîte blanche n'est alors plus adapté.

1.3.2.2 Le modèle boîte noire

Considérons maintenant les modèles de type boîte noire ; ils présentent l'avantage d'avoir une représentation mathématique simple telle que les fonctions de transfert, les « look-up table », ou encore les réseaux de neurones artificiels (plus de détails pourront être trouvés dans [Cellier 1991]). Les calculs nécessaires pour résoudre ces équations étant très simples, ce type de modèle est particulièrement adapté lorsqu'une contrainte forte est imposée sur le temps de calcul disponible (par exemple lors de simulation « temps réel »).

Mais ces modèles de type boîte noire présentent des inconvénients majeurs : dans un premier temps, ils nécessitent des données expérimentales (parfois nombreuses) pour identifier leurs paramètres. Or ces données ne sont accessibles qu'une fois le prototype réel créé ; il est

donc difficile d'utiliser ces modèles dans la phase descendante du cycle en V. Dans un second temps, la précision des résultats obtenus ainsi que leur domaine de validité sont souvent restreints par rapport aux modèles de type boîte blanche. Par exemple, il est plus difficile de prendre en compte les effets couplés de plusieurs grandeurs physiques dans un modèle boîte noire que dans un modèle boîte blanche.

Reprenons maintenant notre exemple de suspension hydraulique active ; le modèle boîte noire de ce système nécessite peut-être quelques secondes, voire quelques minutes de temps de calcul. Il est donc parfaitement adapté pour une phase de conception de l'asservissement. Par contre, imaginons que pour une raison d'encombrement par exemple, les longueurs et les diamètres des tuyaux hydrauliques soient modifiés ; la dynamique du système est alors complètement différente. Mais les paramètres d'un modèle boîte noire n'ayant aucune signification physique, il est impossible de réutiliser ce même modèle boîte noire pour faire de nouvelles simulations. Il est indispensable de mettre en place de nouveaux essais afin d'identifier les nouveaux paramètres d'un nouveau modèle boîte noire, adapté à ce système modifié. Une nouvelle phase de conception de l'asservissement pourra ensuite être réalisée.

1.3.2.3 Conclusion partielle – « Proper Model »

D'après les paragraphes précédents, il apparaît qu'un seul type de modèle ne sera certainement pas suffisant pour parcourir l'ensemble du cycle en V. De manière générale, on peut conclure que les modèles de type boîte blanche seront plus adaptés à la phase descendante du cycle en V, durant laquelle les modèles vont se complexifier de plus en plus, sans avoir à sa disposition de données expérimentales (ou très peu). Ensuite, il faudra très certainement utiliser des modèles de type boîte grise, voire de type boîte noire, lorsque l'on parcourra la phase ascendante du cycle en V. Les données expérimentales seront alors plus nombreuses et la contrainte imposée sur les temps de calcul de plus en plus primordiale (l'aspect temps réel prédominant).

Notre plate-forme de prototypage virtuel multiphysique devra donc permettre l'utilisation de ces différents types de modèle selon les besoins de l'utilisateur. Il s'agira surtout de trouver le bon compromis entre un modèle de type boîte blanche et un modèle de type boîte noire. Nous nous inspirons du concept de « Proper Model », introduite par Wilson en 1995 [Wilson 1995], pour introduire la notion de modèle « le plus adapté ». Il s'agit du modèle le plus simple possible, mais prenant en

compte suffisamment de phénomènes pour répondre aux besoins de l'utilisateur.

Afin de répondre à notre problématique d'éco-conception, nous privilégierons les modèles de types boîte blanche pour la plate-forme de prototypage virtuel multiphysique : la signification physique des composants étant conservée, il sera plus facile d'accéder aux grandeurs physiques de type puissance ou énergie. Nous devons donc disposer d'outils pour simplifier ces modèles de type boîte blanche afin de répondre à la contrainte de temps de calcul imposée, notamment dans la phase ascendante du cycle en V. Cela constituera la seconde partie de ce mémoire : la réduction de modèles.

1.3.3 Description du formalisme Bond Graph

Le formalisme Bond Graph présente de nombreux avantages : dans un premier temps, il permet d'avoir accès aux grandeurs (énergétiques) nécessaires en vue de répondre efficacement aux problèmes de conception liés au développement durable. Il a également l'avantage d'être multidisciplinaire et nous donne accès à la modélisation de type boîte blanche. Vu l'intérêt grandissant que nous lui portons pour la plate-forme de prototypage virtuel, il est naturel de présenter ce formalisme plus en détail.

1.3.3.1 Les variables Effort-Flux

Le Bond Graph a été créé en 1961 par Paynter [Paynter 1961] puis formalisé en 1975 par Karnopp, Margolis et Rosenberg [Karnopp 1990]. Cette méthodologie est encore peu utilisée dans le monde aéronautique ; pourtant, celle-ci présente l'avantage d'unifier les différents domaines physiques en modélisant les transferts énergétiques dans un système par des liens de puissance (un lien se dit « bond » en anglais). Il est ainsi possible de modéliser un système multiphysique grâce à l'utilisation des variables généralisées présentées dans le tableau 1-1 (non-exhaustif).

Le transfert de puissance entre un élément A et un élément B sera alors symbolisé par une demi-flèche comme sur la figure 1-3. Chaque lien véhicule simultanément les informations d'effort e et de flux f .

1.3 La modélisation / simulation numérique

Domaine	Variables généralisées de puissance		Variables généralisées d'énergie	
	Effort e	Flux f	Moment p	Déplacement q
Electrique	Tension u	Courant i	Flux magnétique Φ	Charge q
Translation Mécanique	Force F	Vitesse v	Quantité de mouvement p	Déplacement x
Rotation mécanique	Couple C	Vitesse angulaire ω	Moment cinétique σ	Angle θ
Hydraulique	Pression P	Débit volumique Q	Impulsion de pression Γ	Volume V
Thermo- dynamique	Température T	Flux d'entropie q_s	-	Entropie S

Tableau 1-1 : Exemple de variables généralisées selon le domaine physique

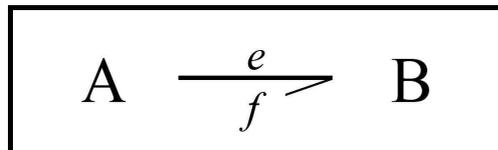


Figure 1-3 : Schéma d'un transfert de puissance de A vers B

Les différentes grandeurs physiques suivantes sont alors facilement accessibles :

➤ La puissance :
$$P(t) = e(t) \times f(t) \quad (1-1)$$

➤ L'énergie :
$$E(t) = E_0 + \int_{t_0}^t P(\tau) d\tau \quad (1-2)$$

➤ Le moment :
$$p(t) = p_0 + \int_{t_0}^t e(\tau) d\tau \quad (1-3)$$

➤ Le déplacement :
$$q(t) = q_0 + \int_{t_0}^t f(\tau) d\tau \quad (1-4)$$

1.3.3.2 Les différents éléments de construction

Les éléments Bond Graph peuvent ensuite être séparés en trois catégories :

Les éléments actifs :

Ce sont des sources d'effort ou de flux modélisant les conditions aux limites du système étudié. Ils sont symbolisés par Se ou Sf , respectivement source d'effort ou de flux, et fournissent une puissance (positive ou négative) au système. La demi-flèche sera donc toujours sortante pour ce type d'élément.

Les éléments passifs (dit monoports) :

Ce sont des éléments qui vont consommer de l'énergie soit en la dissipant, soit en la stockant. Les éléments R vont dissiper l'énergie sous forme de chaleur selon une relation effort-flux. Les éléments C vont stocker de l'énergie selon une relation effort-déplacement, tandis que les éléments I vont la stocker selon une relation flux-moment. La demi-flèche sera toujours entrante pour ce type d'élément.

Les détecteurs :

Ce sont des capteurs supposés idéaux pour mesurer les variables d'effort ou de flux du système. Ils sont symbolisés par De ou Df , et ne consomment pas de puissance. Ils n'utilisent donc pas de lien de puissance (pas de demi-flèche), mais un lien de type signal, c'est à dire une flèche classique.

Tous ces éléments peuvent ensuite être couplés grâce à des jonctions. Elles sont au nombre de quatre et sont conservatrices en puissance :

Les jonctions 1 :

Ce sont des jonctions à flux commun, donc tous les flux des transferts de puissance entrants ou sortants sont égaux. Les efforts suivent la relation suivante : la somme des efforts des transferts de puissance entrants est égale à la somme des efforts des transferts de puissance sortants.

$$f_1 = f_2 = \dots = f_n \quad \text{et} \quad \sum_i e_i^{\text{entrant}} = \sum_j e_j^{\text{sortant}} \quad (1-5)$$

Les jonctions O :

Ce sont des jonctions à effort commun, donc tous les efforts des transferts de puissance entrants ou sortants sont égaux. Les flux suivent la relation suivante : la somme des flux des transferts de puissance entrants est égale à la somme des flux des transferts de puissance sortants.

$$e_1 = e_2 = \dots = e_n \quad \text{et} \quad \sum_i f_i^{\text{entrant}} = \sum_j f_j^{\text{sortant}} \quad (1-6)$$

Les jonctions TF :

Ce sont des jonctions qui transforment les variables effort et flux selon les relations suivantes :

$$e^{\text{entrant}} = e^{\text{sortant}} \times m \quad \text{et} \quad m \times f^{\text{entrant}} = f^{\text{sortant}} \quad (1-7)$$

Les jonctions GY :

Ce sont des jonctions qui transforment les variables effort et flux selon les relations suivantes :

$$e^{\text{entrant}} = f^{\text{sortant}} \times r \quad \text{et} \quad r \times f^{\text{entrant}} = e^{\text{sortant}} \quad (1-8)$$

Il est ainsi possible avec ces éléments de créer des modèles Bond Graph de systèmes multiphysiques. Le dernier point à aborder pour décrire le concept de Bond Graph concerne la causalité : celle-ci permet de décrire les relations de cause à effet du système modélisé, afin d'en déduire le système d'équation permettant de simuler ce modèle.

1.3.3.3 La causalité

Elle est schématisée par un trait perpendiculaire au lien, appelé « trait causal » (cf. figure 1-4 ci-après) ; celui-ci est toujours placé à côté de l'élément ou de la jonction pour lequel l'effort e est une entrée. On obtient ainsi le « Bond Graph Causal ». Afin d'illustrer les différentes possibilités, les équations du domaine électrique dans le cas linéaire (sûrement les plus connues) sont utilisées. Afin de différencier une équation dont la causalité n'est pas imposée, avec une équation causale, nous utiliserons la notation « := » ; ainsi, dans l'équation causale « $a := b$ »,

c'est « a » qui prendra la valeur de « b ». Le tableau 1-2 récapitulera toutes les règles décrites ci-après.

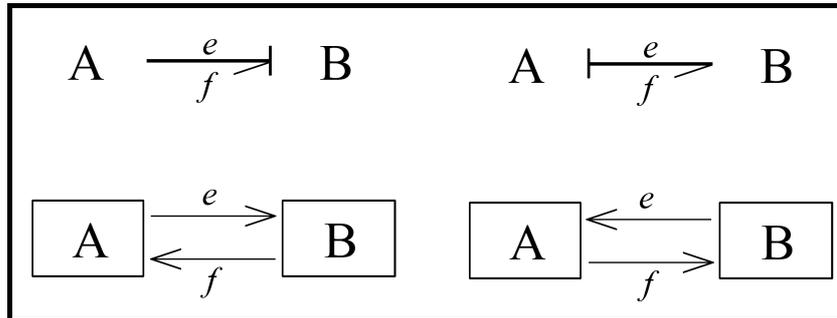


Figure 1-4 : Schéma des causalités dans les Bond Graphs

Certaines de ces causalités seront soit imposées, soit préférées, soit restreintes selon les éléments considérés. Par exemple, il est évident que la causalité des éléments actifs sera imposée : une source d'effort (respectivement de flux) impose la valeur de la variable effort (flux), donc le trait causal se situera le plus loin de Se (le plus près de Sf) sur le lien.

Pour les éléments passifs de type C et I , une causalité de type intégrale sera préférée : cela correspond à la causalité « physique », et cela permet généralement d'éviter les boucles algébriques dans le modèle (ce qui facilite les calculs). Ainsi, l'effort renvoyé par un élément de type C sera déterminé en fonction de l'intégrale du flux reçu par cet élément (le trait causal se situera le plus loin de C) :

$$e_c := \psi_c \left(\int f_c(\tau) d\tau \right) \quad (1-9)$$

Ce qui se traduit dans le domaine électrique, pour le cas linéaire, par l'équation :

$$u_c := \frac{1}{C} \times \int i_c dt \quad (1-10)$$

Et respectivement, le flux renvoyé par un élément de type I sera déterminé en fonction de l'intégrale de l'effort reçu par cet élément (le trait causal se situera le plus près de I) :

$$f_i := \psi_i \left(\int e_i(\tau) d\tau \right) \quad (1-11)$$

Ce qui se traduit par exemple par :

$$i_L := \frac{1}{L} \times \int u_L dt \quad (1-12)$$

Il est évidemment possible d'utiliser une causalité de type dérivée pour ces éléments C et I :

$$f_C := \psi_C^{-1} \left(\frac{de_C}{dt} \right) \quad \text{et} \quad e_I := \psi_I^{-1} \left(\frac{df_I}{dt} \right) \quad (1-13)$$

Ce qui donne par exemple :

$$i_C := C \times \frac{du_C}{dt} \quad \text{et} \quad u_L := L \times \frac{di_L}{dt} \quad (1-14)$$

Les éléments de type R ont une causalité arbitraire, c'est à dire qu'il est possible d'exprimer l'effort renvoyé en fonction du flux reçu (le trait causal se situera le plus loin de R), ou inversement, d'exprimer le flux renvoyé en fonction de l'effort reçu (le trait causal se situera le plus près de R) :

$$e_R := \psi_R(f_R) \quad \text{ou} \quad f_R := \psi_R^{-1}(e_R) \quad (1-15)$$

Ce qui se traduit dans le cas linéaire électrique par la relation très connue :

$$u_R := R \times i_R \quad \text{ou} \quad i_R := \frac{1}{R} \times u_R \quad (1-16)$$

Les différentes jonctions auront une causalité restreinte : pour les jonctions 1 , afin de résoudre le système d'équation obtenu, il faudra un seul trait causal loin de 1 . Ainsi, les flux renvoyés par cette jonction seront tous égaux au flux k reçu par cette jonction, et l'effort k renvoyé par cette jonction sera égal à la somme des efforts reçus par les transferts de puissance entrant dans cette jonction moins la somme des efforts reçus par les transferts de puissance sortant de cette jonction (on retrouve la loi des mailles) :

$$\begin{cases} i_1 := i_k \\ \vdots \\ i_n := i_k \end{cases} \quad \text{et} \quad u_k := \sum_p u_p^{\text{entrant}} - \sum_q u_q^{\text{sortant}} \quad (1-17)$$

On définit de manière similaire la causalité restreinte d'une jonction O , pour laquelle un seul trait causal au plus près de O est nécessaire. Ainsi, les efforts renvoyés par cette jonction seront tous égaux à l'effort k reçu par cette jonction, et le flux k renvoyé par cette jonction sera égal à la somme des flux reçus par les transferts de puissance entrant dans cette jonction moins la somme des flux reçus par les transferts de puissance sortant de cette jonction (on retrouve la loi des nœuds) :

$$\begin{cases} u_1 := u_k \\ \vdots \\ u_n := u_k \end{cases} \quad \text{et} \quad i_k := \sum_p i_p^{\text{entrant}} - \sum_q i_q^{\text{sortant}} \quad (1-18)$$

Pour les jonctions TF , si le flux est imposé par le transfert de puissance entrant dans cette jonction, alors l'effort devra être imposé sur le transfert de puissance sortant de cette jonction, et réciproquement. Il faut donc un trait causal près de la jonction et un autre loin de celle-ci (on retrouve les équations d'un transformateur électrique par exemple) :

$$\begin{cases} u_1 := m \times u_2 \\ i_2 := m \times i_1 \end{cases} \quad \text{ou} \quad \begin{cases} u_2 := m^{-1} \times u_1 \\ i_1 := m^{-1} \times i_2 \end{cases} \quad (1-19)$$

Enfin, pour les jonctions GY , soit les flux reçus sont imposés et on en déduit les efforts renvoyés (les deux traits causaux sont le plus loin de la jonction), soit les efforts reçus sont imposés et on en déduit les flux renvoyés (les deux traits causaux sont le plus près de la jonction). On retrouve par exemple les équations de liaison entre la partie électrique et mécanique d'un moteur électrique :

$$\begin{cases} u_1 := r \times \omega_2 \\ C_2 := r \times i_1 \end{cases} \quad \text{ou} \quad \begin{cases} i_1 := r^{-1} \times C_2 \\ \omega_2 := r^{-1} \times u_1 \end{cases} \quad (1-20)$$

Le tableau 1-2 ci-après permet de récapituler toutes ces règles de préférence en fonction de l'élément considéré, en précisant le schéma Bond Graph associé, ainsi que l'équation qui en découle.

Cette causalité va donc permettre la mise en forme des équations mathématiques représentant le système modélisé, ce qui permettra de simuler son comportement. Elle sera également à la base de plusieurs méthodes d'analyse de modèle dans la littérature Bond Graph (analyse des chemins causaux, analyse de stabilité, ...), mais cela ne sera pas détaillé d'avantage dans ce mémoire. De plus amples détails pourront être trouvés dans [Cellier 1991], [Dauphin-Tanguy 2000], [Vergé 2003] ou encore [Roboam 2006].

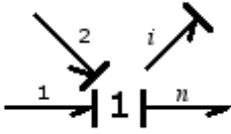
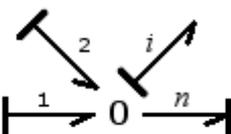
Élément	Causalité	Symbole	Loi générique
Eléments actifs	Imposée	$Se \longrightarrow \dashv$	Effort e imposé par Se
		$Sf \dashv \longrightarrow$	Flux f imposé par Sf
Eléments passifs	Intégrale	$\longrightarrow \dashv I$	$f_I := \psi_I \left(\int e_I(\tau) d\tau \right)$
		$\dashv \longrightarrow C$	$e_C := \psi_C \left(\int f_C(\tau) d\tau \right)$
	Dérivée	$\dashv \longrightarrow I$	$e_I := \psi_I^{-1} \left(\frac{df_I}{dt} \right)$
		$\longrightarrow \dashv C$	$f_C := \psi_C^{-1} \left(\frac{de_C}{dt} \right)$
	Arbitraire	$\dashv \longrightarrow R$	$e_R := \psi_R(f_R)$
		$\longrightarrow \dashv R$	$f_R := \psi_R^{-1}(e_R)$
Jonctions	Restreinte	 <p>1 trait causal loin de l</p>	$\begin{cases} f_1 := f_i \\ : \\ f_n := f_i \end{cases}$ $e_i := \sum_j e_j^{entrant} - \sum_k e_k^{sortant}$
		 <p>1 trait causal près de 0</p>	$\begin{cases} e_1 := e_i \\ : \\ e_n := e_i \end{cases}$ $f_i := \sum_j f_j^{entrant} - \sum_k f_k^{sortant}$
			$e_1 := m \times e_2$ $f_2 := m \times f_1$
			$e_2 := m^{-1} \times e_1$ $f_1 := m^{-1} \times f_2$
			$e_1 := r \times f_2$ $e_2 := r \times f_1$
			$f_1 := r^{-1} \times e_2$ $f_2 := r^{-1} \times e_1$

Tableau 1-2 : Récapitulatif des causalités dans les Bond Graphs

1.3.3.4 Exemples de modélisation Bond Graph

La figure 1-5 présentent un exemple simple de modélisation Bond Graph (un circuit électrique de type « RLC ») qui permettra de décrire la méthode de création d'un schéma de type Bond Graph. La figure 1-6 présente un exemple plus multiphysique : un « monte-charge », composé d'un moteur électrique, d'un arbre en rotation et d'une poulie permettant de monter une certaine charge.

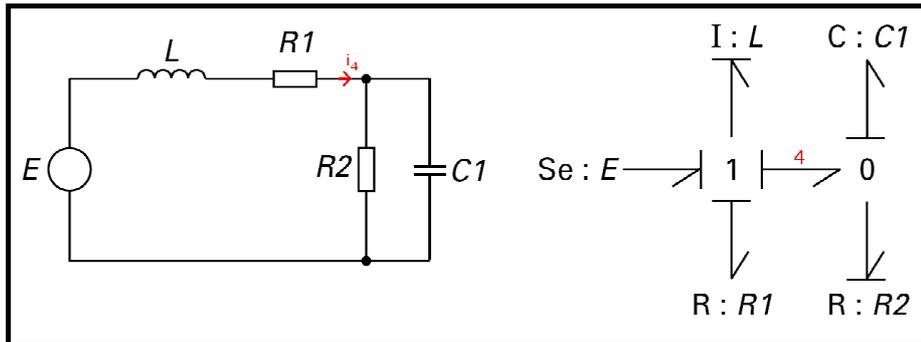


Figure 1-5 : Exemple de Bond Graph : Circuit électrique de type « RLC »

Ce premier exemple, simple, permet de se familiariser avec les Bond Graph. La méthode de modélisation est toujours la même : d'abord on s'intéresse à la structure du système (en séparant les différents domaines physiques présents), puis aux éléments, et en dernier à la causalité. Ici, seul le domaine électrique est utilisé et on distingue facilement une première « boucle » avec des éléments en série (E , L , $R1$ et $R2$), puis une seconde « boucle » en parallèle (composée de $R2$ et $C1$). Ce circuit électrique sera donc composé :

- d'une jonction 1 : les courants traversant la source de tension E , l'inductance L et la résistance $R1$ sont égaux, et la tension E sera égale à la somme des tensions aux bornes de l'inductance L et des résistances $R1$ et $R2$.

$$\begin{cases} i_E = i_L = i_{R1} \\ u_E = u_L + u_{R1} + u_{R2} \end{cases} \quad (1.21)$$

- et d'une jonction 0 : les tensions aux bornes de la résistance $R2$ et de la capacité $C1$ sont égales, alors que la somme de leur courant est égale au courant de la « boucle » précédente i_4 .

$$\begin{cases} u_{R2} = u_C \\ i_4 = i_C + i_{R2} \end{cases} \quad (1-22)$$

On poursuit en plaçant les éléments : d'abord la source de tension E , qui apporte de la puissance dans la première « boucle ». On relie donc cette source d'effort Se à la jonction 1 . Cette jonction 1 est reliée à l'inductance L , à la résistance $R1$ et à la seconde « boucle », donc la jonction 0 . On termine en reliant la résistance $R2$ et la capacité $C1$ à cette jonction 0 .

Pour terminer, on détermine le Bond Graph Causal en affectant la causalité des éléments sources, puis des éléments C et I , et enfin des éléments R en respectant les préférences ou les restrictions de causalité définies dans le paragraphe 1.3.3.3 précédent. Ainsi, le trait causal de la source d'effort se situera le plus loin de cette source Se . On préférera une causalité intégrale pour les éléments I et C , donc on placera le trait causal le plus près de l'élément I , et respectivement le plus loin de l'élément C . La jonction 0 ne doit avoir qu'un seul trait causal au plus près d'elle, donc on placera un trait causal le plus près de la résistance $R2$ et le plus près de la jonction 1 pour le transfert de puissance entre les jonctions 1 et 0 . Enfin, la jonction 1 ne doit avoir qu'un seul trait causal le plus loin d'elle, on positionnera donc le dernier trait causal le plus loin de $R1$.

Ce Bond Graph Causal permet alors d'obtenir le système d'équation suivant. Pour cela, il faut écrire chaque équation de chaque composant en tenant compte du sens du lien de puissance et de la causalité déterminée précédemment.

$$\begin{aligned} \text{➤ Pour la jonction 1 : } & \begin{cases} i_{R1} := i_L & ; & i_E := i_L & ; & i_4 := i_L \\ u_L := u_E - u_{R1} - u_{R2} \end{cases} \quad (1-23) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{➤ Pour la jonction 0 : } & \begin{cases} u_{R2} := u_C \\ i_C := i_4 - i_{R2} \end{cases} \quad (1-24) \end{aligned}$$

$$\text{➤ Pour les éléments : } \begin{cases} u_{R1} := R1 \times i_{R1} \\ i_{R2} := \frac{1}{R2} \times u_{R2} \\ i_L := \frac{1}{L} \times \int u_L dt \\ u_C := \frac{1}{C} \times \int i_C dt \end{cases} \quad (1-25)$$

Il est alors possible de simuler le fonctionnement de ce modèle de circuit électrique « RLC ». Le plus souvent, une représentation d'état du système est utilisée ; elle s'obtient par exemple en combinant puis en dérivant une fois les équations (1-23), (1-24) et (1-25) précédentes. La représentation d'état (1-26) de ce circuit « RLC » comprend deux variables d'état : le courant traversant l'inductance L et la tension aux bornes de la capacité C :

$$\frac{d}{dt} \begin{pmatrix} i_L \\ u_C \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -\frac{R1}{L} & -\frac{1}{L} \\ \frac{1}{C} & -\frac{1}{C \times R2} \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} i_L \\ u_C \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \frac{1}{L} \\ 0 \end{pmatrix} \times E \quad (1-26)$$

Dans le cas présent, les variables utilisées sont les variables généralisées de puissance. Or cette représentation n'est pas la plus adaptée, notamment pour les systèmes non-linéaires. Il est plus judicieux d'utiliser les variables généralisées d'énergie, c'est-à-dire le moment p et le déplacement q . La représentation d'état suivante est alors obtenue :

$$\frac{d}{dt} \begin{pmatrix} p_L \\ q_C \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -\frac{R1}{L} & -\frac{1}{C} \\ \frac{1}{L} & -\frac{1}{C \times R2} \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} p_L \\ q_C \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \end{pmatrix} \times E \quad (1-27)$$

Le second exemple qui suit, présenté sur la figure 1-6 ci-dessous, correspond à un système de type « monte-charge ». Celui-ci est composé d'un moteur électrique à courant continu, d'un arbre en rotation maintenu par un palier présentant des frottements et relié à une poulie permettant de monter une certaine charge grâce à un câble. Cet exemple

simple permet d'aborder un système multiphysique puisque celui-ci est constitué d'éléments du domaine électrique et mécanique (rotation et translation). Le principe de construction du Bond Graph est le même que précédemment : d'abord on s'intéresse à la structure du système, en séparant cette fois-ci les différents domaines physiques présents, puis aux éléments, et en dernier à la causalité.

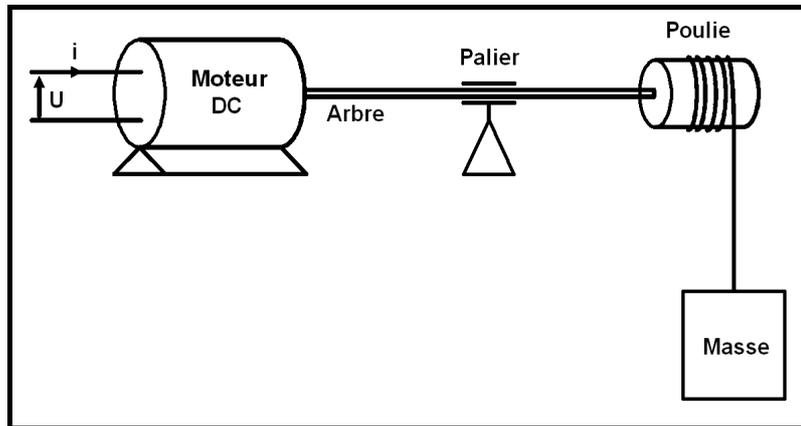


Figure 1-6 : Exemple de Bond Graph : « Monte-charge »

Intéressons-nous dans un premier temps au domaine électrique ; celui-ci est composé d'une source de tension continue U , et d'un moteur électrique permettant de convertir la tension et le courant électrique en couple et vitesse de rotation mécanique. Ce type de moteur est caractérisé par l'inductance L_a et la résistance R_a de son armature, ainsi que par la valeur de la constante de couple k (égale à la constante de force contre électromotrice). Celui-ci et son alimentation en tension sont équivalents à un circuit électrique de type « RL ». Ils sont donc couramment représentés par le schéma Bond Graph de la figure 1-7, avec une jonction GY en plus, pour modéliser l'interface du domaine électrique au domaine rotation mécanique :

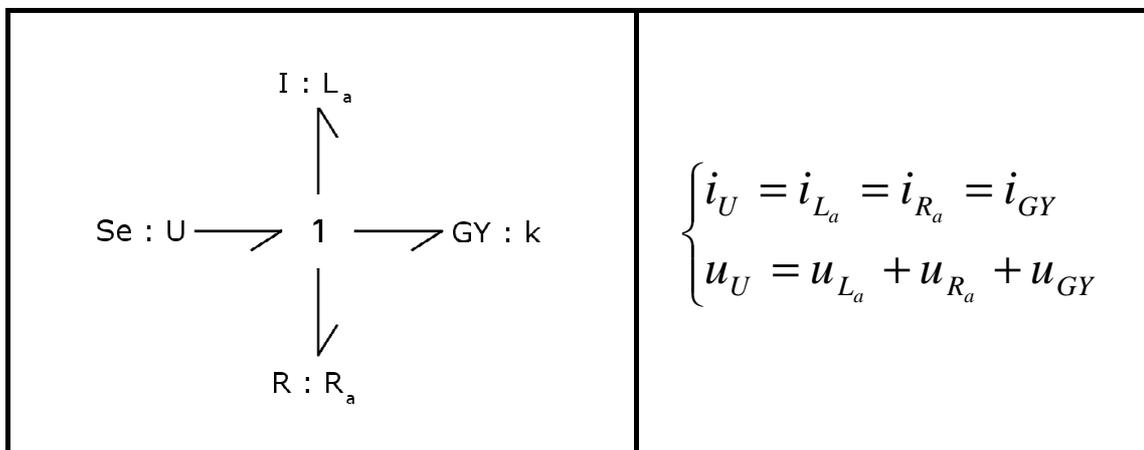


Figure 1-7 : Schéma Bond Graph d'un moteur à courant continu et équations de la jonction 1 associée

1.3 La modélisation / simulation numérique

Passons maintenant au domaine rotation mécanique ; celui-ci est constitué d'un arbre, d'un palier présentant des frottements, et d'une poulie. La vitesse de rotation est transmise depuis la sortie du moteur électrique (l'interface GY) jusqu'à la poulie représentée par une jonction TF (permettant la modélisation de la transformation du mouvement de rotation en mouvement de translation, via le diamètre D de la poulie). Ce transfert sera modélisé par une jonction 1 (cf. figure 1-8 ci-dessous) sur laquelle viendront se greffer le moment d'inertie J de rotation mécanique (de l'arbre, de la poulie et éventuellement de la partie mécanique du moteur), ainsi que les pertes par frottements R_{palier} du palier :

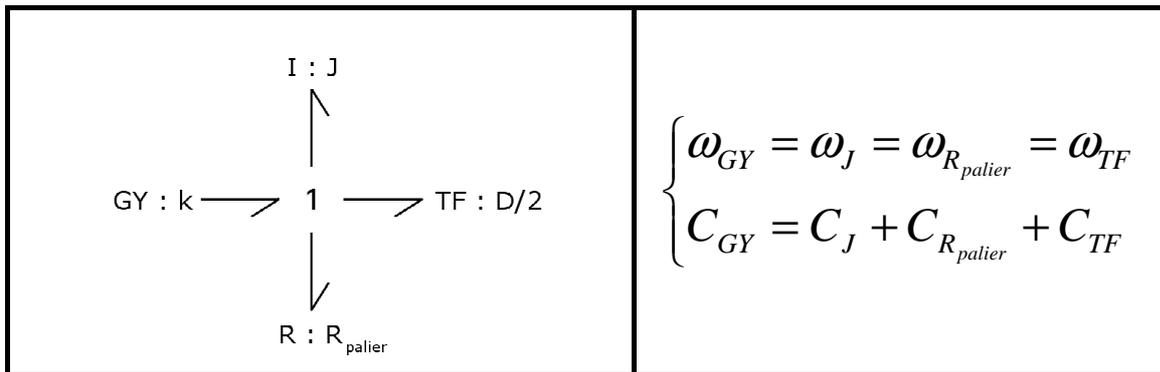


Figure 1-8 : Schéma Bond Graph de la partie rotation mécanique du système « monte-charge » et équations de la jonction 1 associée

Le dernier domaine physique à étudier est celui de la translation mécanique. Celle-ci est constituée de la charge reliée à la poulie par un câble. Supposons que ce câble soit infiniment rigide : cette partie translation mécanique se modélise alors par une jonction 1 (cf. figure 1-9). La source d'effort Se représentant la force de gravité qui s'applique sur cette charge de masse m , et l'inertie I de cette charge sont reliées à cette jonction :

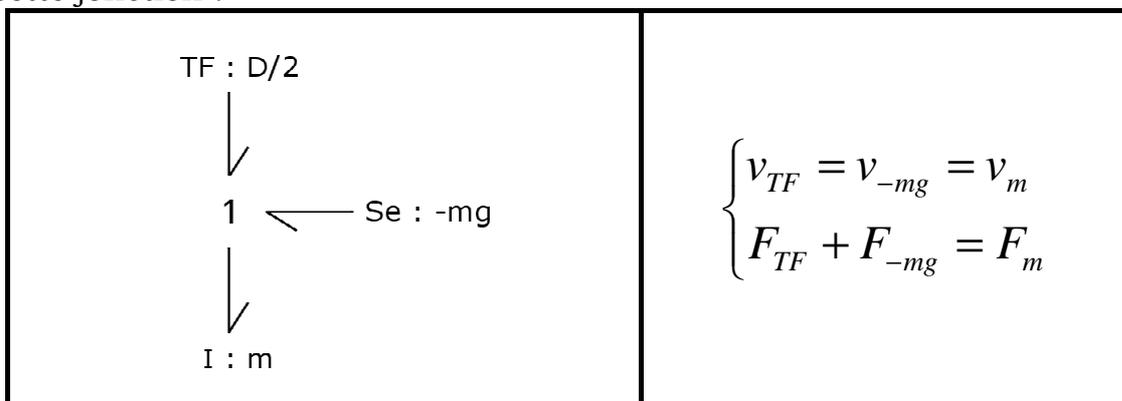


Figure 1-9 : Schéma Bond Graph de la partie translation mécanique du système « monte-charge » et équations de la jonction 1 associée

Le schéma complet Bond Graph du système « monte-charge » est obtenu en assemblant les trois schémas précédents : les figures 1-7, 1-8 et 1-9. Le dernier point à aborder pour finaliser ce modèle est celui de la causalité :

- Dans un premier temps, les sources d'effort U et $-mg$ imposent la valeur de l'effort ; un trait causal sera donc placé le plus loin de chacune de ces sources. Je suppose ici que le référentiel utilisé pour décrire le système possède un axe vertical positif vers le haut, d'où une force de pesanteur négative.

$$\begin{cases} u_U := U \\ F_{-mg} := -m \times g \end{cases} \quad (1-28)$$

- Ensuite, il suffit de parcourir le schéma depuis la source de tension U , et d'appliquer les règles de préférence pour chaque composant. A la première jonction 1 , dans le domaine électrique, un trait causal sera placé le plus près de l'inductance L_a . Les deux autres traits causaux seront placés au plus près de la jonction 1 pour respecter sa causalité restreinte.

$$\begin{cases} i_U := i_{L_a} \quad ; \quad i_{R_a} := i_{L_a} \quad ; \quad i_{GY} := i_{L_a} \\ u_{L_a} := u_U - u_{R_a} - u_{GY} \\ i_{L_a} := \frac{1}{L_a} \times \int u_{L_a} dt \\ u_{R_a} := R_a \times i_{R_a} \end{cases} \quad (1-29)$$

- La jonction GY possède donc un premier trait causal au plus loin d'elle ; afin de satisfaire les règles énoncées dans le paragraphe 1.3.3.3, et récapitulées dans le tableau 1-2, un second trait causal sera placé au plus loin de GY , donc au plus près de la jonction 1 du domaine rotation mécanique. Le passage du domaine électrique au domaine rotation mécanique est représenté par la variable de couple k du moteur.

$$\begin{cases} u_{GY} := k \times \omega_{GY} \\ C_{GY} := k \times i_{GY} \end{cases} \quad (1-30)$$

- Sur cette nouvelle jonction 1 , un trait causal sera placé le plus près de l'inertie J afin d'obtenir une causalité intégrale préférée. Il faut donc compléter la causalité de cette jonction 1 en plaçant deux traits causaux au plus près de la jonction 1 .

$$\begin{cases} \omega_{GY} := \omega_J \quad ; \quad \omega_{R_{palier}} := \omega_J \quad ; \quad \omega_{TF} := \omega_J \\ C_J := C_{GY} - C_{R_{palier}} - C_{TF} \\ \omega_J := \frac{1}{J} \times \int C_J dt \\ C_{R_{palier}} := R_{palier} \times \omega_{R_{palier}} \end{cases} \quad (1-31)$$

- La jonction TF possédant déjà un trait causal au plus loin d'elle, il faudra ajouter le second trait causal au plus près de cette jonction TF . Le passage du domaine rotation mécanique au domaine translation mécanique est caractérisé par le diamètre D de la poulie.

$$\begin{cases} C_{TF} := \frac{D}{2} \times F_{TF} \\ v_{TF} := \frac{D}{2} \times \omega_{TF} \end{cases} \quad (1-32)$$

- La dernière jonction 1 du domaine translation mécanique possède donc déjà un trait causal au plus loin d'elle ; il faut donc ajouter le trait causal entre cette jonction 1 et l'inertie m de la charge au plus près de la jonction 1 pour satisfaire les règles de causalité. La causalité de l'inertie m est alors de type dérivé (ce qui ne correspond pas à la causalité préférée).

$$\begin{cases} v_{-mg} := v_{TF} & ; & v_m := v_{TF} \\ F_{TF} := F_m - F_{-mg} \\ F_m := m \times \frac{dv_m}{dt} \end{cases} \quad (1-33)$$

La figure 1-10 ci-dessous représente le Bond Graph Causal décrit précédemment, permettant d'obtenir le système d'équations régissant le comportement de ce modèle :

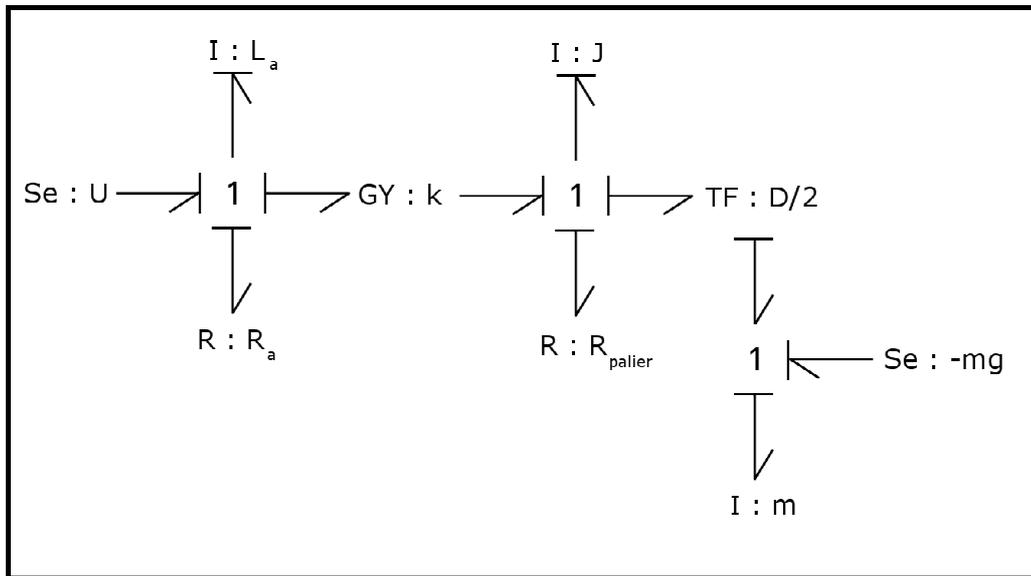


Figure 1-10 : Bond Graph Causal du système « monte-charge »

Les équations (1-28) à (1-33) permettent d'obtenir la représentation matricielle (1-34) de ce système. Cette causalité dérivée imposée au niveau de l'inertie m de la charge signifie que l'on introduit une boucle implicite (aussi appelée boucle algébrique) dans le système d'équation. La représentation obtenue est une représentation d'état particulière du système : c'est une forme étendue qui permet sa résolution via un solveur numérique implicite uniquement.

$$\begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & \frac{D \times m}{2J} \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \times \frac{d}{dt} \begin{pmatrix} i_{L_a} \\ \omega_J \\ v_m \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -\frac{R_a}{L_a} & -\frac{k}{L_a} & 0 \\ \frac{k}{J} & -\frac{R_{palier}}{J} & 0 \\ 0 & -\frac{D}{2} & 1 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} i_{L_a} \\ \omega_J \\ v_m \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \frac{1}{L_a} & 0 \\ 0 & \frac{D}{2J} \\ 0 & 0 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} U \\ -mg \end{pmatrix} \quad (1-34)$$

1.3 La modélisation / simulation numérique

Cela n'est pas très grave en soi, mais cela peut avoir la conséquence d'augmenter, parfois considérablement, les temps de calcul nécessaires. Deux solutions sont alors envisageables si on souhaite supprimer cette boucle implicite : modifier la causalité du Bond Graph (si cela est possible) ou bien ajouter un ou plusieurs composants permettant d'assigner la causalité préférée à chaque élément.

De manière générale, ce problème de boucle implicite apparaît lorsque certains phénomènes physiques ne sont pas pris en compte. Ici, il s'agit du câble reliant la charge à la poulie qui a été supposé infiniment rigide. La solution est alors d'ajouter un élément capacitif (représentant la raideur $C_{c\grave{a}ble}$ de ce câble) ainsi qu'une jonction 0 pour éliminer cette boucle implicite. Le plus souvent, il est également conseillé d'ajouter avec cet élément capacitif un élément dissipatif représentant l'amortissement du câble. Cela permet d'améliorer considérablement les temps de calcul dans la plupart des cas.

Si on prend en compte l'élasticité du câble, on obtient alors le nouveau Bond Graph Causal du système « monte-charge » illustré par la figure 1-11 suivante :

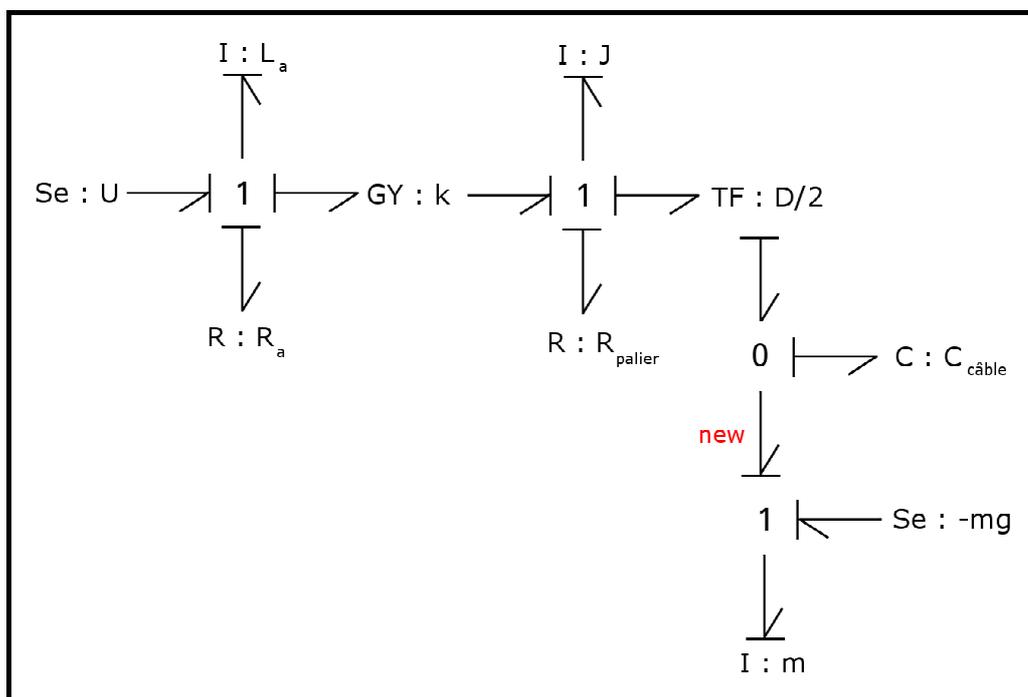


Figure 1-11 : Bond Graph Causal du système « monte-charge » avec prise en compte de la raideur du câble

Les équations (1-28) à (1-32) sont les mêmes ; la jonction 0 nouvellement introduite apporte les équations suivantes :

$$\begin{cases} F_{TF} := F_{C_{c\grave{a}ble}} & ; & F_{new} := F_{C_{c\grave{a}ble}} \\ v_{C_{c\grave{a}ble}} := v_{TF} - v_{new} \\ F_{C_{c\grave{a}ble}} := C_{c\grave{a}ble} \times \int v_{C_{c\grave{a}ble}} dt \end{cases} \quad (1-35)$$

Les équations de la dernière jonction 1 (domaine translation mécanique) sont :

$$\begin{cases} v_{new} := v_m & ; & v_{-mg} := v_m \\ F_m := F_{new} + F_{-mg} \\ v_m = \frac{1}{m} \times \int F_m dt \end{cases} \quad (1-36)$$

Ainsi, en combinant puis en dérivant une fois les équations (1-28) à (1-32), (1-35) et (1-36), il est possible d'obtenir la représentation d'état du système « monte-charge », avec prise en compte de l'élasticité du câble. Cette équation matricielle est plus complexe, puisqu'elle comporte désormais quatre variables d'état, mais elle peut en contre partie être résolue par un solveur numérique explicite (qui est d'une manière générale moins consommateur en temps de calcul).

$$\frac{d}{dt} \begin{pmatrix} i_{L_a} \\ \omega_J \\ F_{C_{c\grave{a}ble}} \\ v_m \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -\frac{R_a}{L_a} & -\frac{k}{L_a} & 0 & 0 \\ \frac{k}{J} & -\frac{R_{palier}}{J} & -\frac{D}{2J} & 0 \\ 0 & \frac{D \times C_{c\grave{a}ble}}{2} & 0 & -C_{c\grave{a}ble} \\ 0 & 0 & \frac{1}{m} & 0 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} i_{L_a} \\ \omega_J \\ F_{C_{c\grave{a}ble}} \\ v_m \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \frac{1}{L_a} & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{m} \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} U \\ -mg \end{pmatrix} \quad (1-37)$$

1.3.4 Les différents outils de modélisation / simulation numérique

Une présentation du contexte général a donc été faite dans le paragraphe 1.2 ; les besoins d'ouverture, d'interdisciplinarité, de réutilisabilité, d'adaptabilité, d'évolution ou encore d'homogénéisation de la plate-forme recherchée ont été décrits. Les différents types de modèles ont ensuite été exposés ; nous aurons une préférence pour les modèles de type boîte

blanche permettant de conserver la signification physique des composants. Nous devons également avoir accès aux variables de puissance et/ou d'énergie dans le but de répondre à notre problématique d'éco-conception.

Suite à cette étude, une analyse a été menée sur les différentes solutions logicielles existantes sur le marché. L'idée est d'évaluer ces logiciels sur des cas tests pertinents représentant les besoins de Messier-Bugatti, puis de les noter selon des critères (afin de mettre en évidence leurs avantages et/ou inconvénients). Quatorze solutions logicielles ont été retenues afin de couvrir le plus largement possible le monde des logiciels de modélisation / simulation numérique. On trouve parmi ces logiciels des références connues du monde de l'ingénierie (partie gauche du tableau 1-3), mais aussi des logiciels moins connus, ou du moins peu utilisés dans le monde de l'aéronautique (partie droite du tableau 1-3) :

Liste des logiciels testés	
➤ Matlab/Simulink	➤ 20-Sim
➤ PSIM	➤ Dymola
➤ AMESim	➤ SimulationX
➤ Adams	➤ Simpack
➤ Easy5	➤ MathModelica
➤ Virtual Lab.Motion	➤ Simplorer
	➤ Ecosimpro
	➤ VisSim

Tableau 1-3 : Liste des logiciels testés lors de cette étude

Ces logiciels ne possèdent pas tous les mêmes caractéristiques ; certains sont spécialisés dans un seul domaine physique et devront donc être associés à d'autres logiciels pour pouvoir couvrir la totalité de nos besoins. D'autres sont dits « multiphysiques » car ils permettent de couvrir plusieurs, voire la totalité des domaines physiques nécessaires à notre plate-forme de prototypage virtuel. Les cas tests décrits dans la partie suivante permettront donc d'évaluer les logiciels permettant de modéliser le(s) domaine(s) physique(s) étudié(s). Plus de détails concernant les logiciels pourront être trouvés en annexe A.

1.3.4.1 Les cas tests

Tous ces logiciels vont donc être testés selon des cas tests représentatifs des besoins de Messier-Bugatti. Ces tests sont au nombre de cinq : les trois premiers correspondent aux principaux domaines physiques utilisés par les systèmes développés par Messier-Bugatti (hydraulique, mécanique et électrique). Le quatrième cas test permet d'évaluer les possibilités de modélisation / simulation en termes de contrôle / commande du logiciel. Enfin, le dernier cas test est un modèle multiphysique mélangeant les quatre domaines évalués indépendamment précédemment. Le but est de révéler les capacités du logiciel à modéliser les systèmes et/ou sous-systèmes les plus couramment employés chez Messier-Bugatti.

Le cas test hydraulique :

Il correspond à un système d'orientation des roues du train avant d'un avion (cf. figure 1-12). Cela permet dans un premier temps d'évaluer la modélisation d'un fluide dans le logiciel. En aéronautique, le fluide le plus utilisé est le « Skydrol » [SAE 2000] ; il s'agit d'une huile dont les caractéristiques (masse volumique, viscosité dynamique et cinématique) doivent pouvoir être définies en fonction de sa température et/ou de sa pression, comme tout fluide. Ensuite, il faut pouvoir modéliser les sources de pressions hydrauliques (pompes ou encore accumulateurs), ainsi que les différents composants d'un circuit hydraulique « classique » : servo-valves, vérins, restrictions, connections, et surtout les conduites hydrauliques. Pour finir, ces composants doivent permettre la mise en évidence d'éventuels pics de pression (appelés aussi « coup de bélier », dus à la compressibilité du fluide), les passages d'un écoulement de type laminaire à turbulent et réciproquement, ou encore les phénomènes de cavitation (pour plus de détails sur ces phénomènes hydrauliques, se référer à [Binder 1973]). Le scénario de test consistera à simuler un virage à droite puis un virage à gauche avec ce système d'orientation.

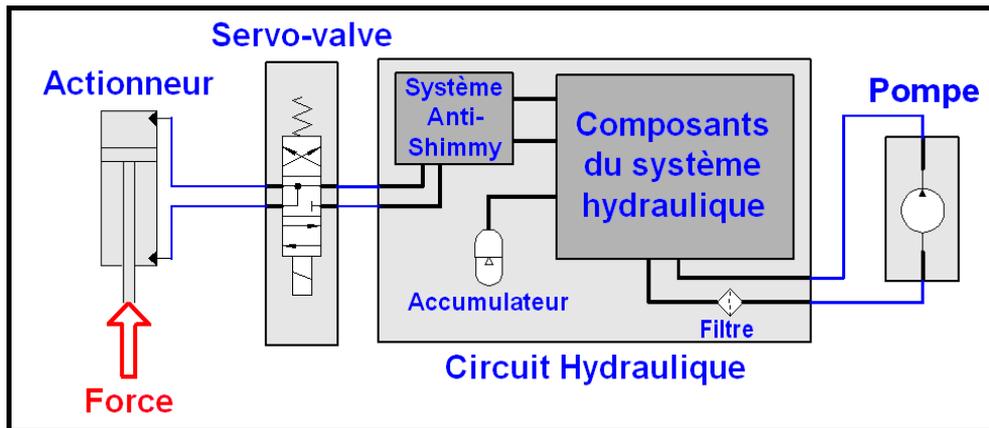


Figure 1-12 : Schéma du cas test hydraulique

Le cas test mécanique :

Il a pour but d'évaluer les capacités du logiciel à modéliser un système mécanique en trois dimensions. Rappelons que l'un des objectifs de notre plate-forme de prototypage virtuel est de pouvoir modéliser un avion complet en trois dimensions en phase de roulage au sol. Il est donc naturel de définir ce cas test comme étant un modèle mécanique d'avion en 3D, roulant au sol. Il faudra ainsi dans un premier temps évaluer la possibilité de récupérer une géométrie issue du logiciel « Catia » (servant à définir la majorité des pièces mécaniques d'un système). Le logiciel testé doit ensuite permettre la modélisation et la visualisation de ces pièces en 3D, ainsi que des liaisons entre ces pièces (rotules, glissières, mais aussi engrenages, ou encore crémaillères). Des modèles de frottements secs ou visqueux ainsi que des modèles de butées doivent être disponibles. L'avion modélisé étant en phase de roulage au sol, il faut évidemment pouvoir modéliser ce contact pneu/piste, et avoir à disposition des modèles d'adhérence (par exemple le modèle de Pacejka [Pacejka 2002], cf. § 3.2.2). Enfin, la possibilité d'introduire des éléments « corps flexibles » dans le modèle est également vérifiée. Le scénario de test consiste à accélérer puis freiner l'avion en phase de roulage au sol, en ligne droite et en virage.

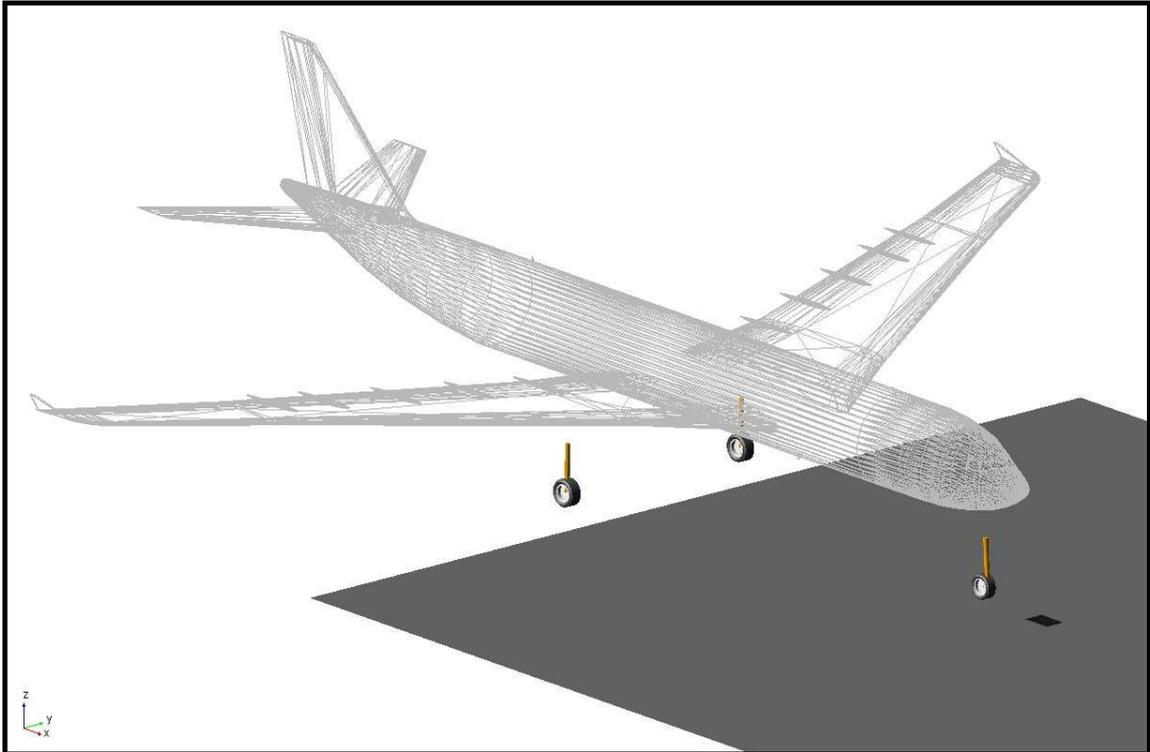


Figure 1-13 : Schéma du modèle mécanique en trois dimensions de l'avion

Le cas test électrique :

Il permet d'évaluer les possibilités de modélisation et de simulation des éléments électriques cette fois-ci. Ce cas test comporte un moteur électrique à courant continu, relié à une inertie et un couple résistant, et régulé en vitesse via un « pont en H » avec modulation de largeur d'impulsion (ou « PWM : Pulse Width Modulation » en anglais). La source de tension triphasée sera redressée puis filtrée pour alimenter le moteur. Cette évaluation permet de vérifier la disponibilité de certains composants de base (résistances, inductances, capacités), mais aussi des composants plus complexes (diodes, transistors « IGBT », ou encore amplificateurs opérationnels), et des différents types de moteur électrique (synchrone, asynchrone...). La modélisation de système électrique pose souvent des problèmes de causalité ; ce cas test permettra donc en plus d'évaluer les capacités du logiciel à résoudre ce type de problème. Le scénario de test consiste à simuler ce système en fonctionnement moteur, puis en mode génératrice de courant, en fonction d'un couple imposé sur l'arbre du moteur.

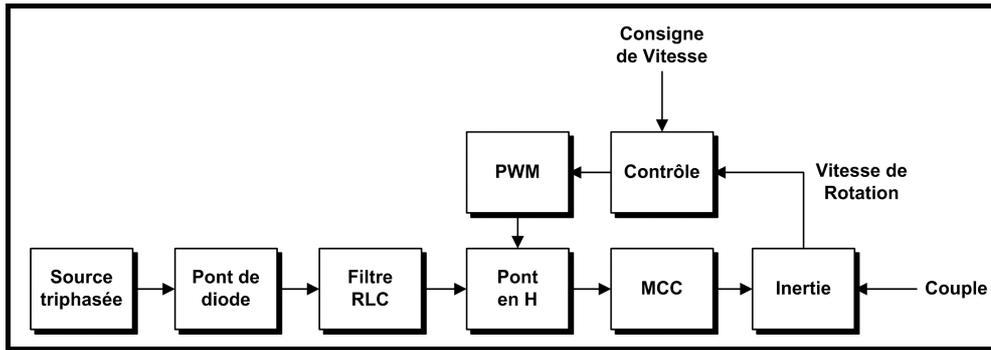


Figure 1-14 : Schéma du cas test électrique

Le cas test contrôle / commande :

Celui-ci a pour but d'évaluer les capacités de modélisation et de simulation du logiciel en termes de contrôle / commande. En effet, tout système un tant soit peu sophistiqué nécessite un minimum de régulation. Cela se traduit donc par le besoin de modéliser des phénomènes continus et discrets en même temps, et d'avoir à sa disposition des opérateurs mathématiques et booléens de traitement du signal (fonctions de transfert, retards, temporisations, bandes mortes, saturations, tables de données...). Ce cas test est donc constitué de la partie commande et de la partie surveillance implantées dans le calculateur d'un système hydromécanique ; il s'agit en fait d'un système d'orientation des roues du train avant d'un avion, qui sera lui-même modélisé par une fonction de transfert du quatrième ordre.

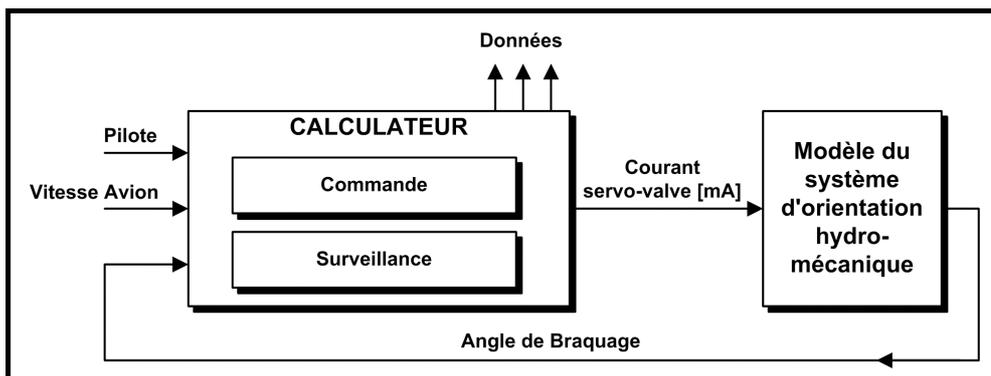


Figure 1-15 : Schéma du cas test sur la partie contrôle / commande

Le cas test multiphysique :

Il est destiné aux logiciels multiphysiques : le but est d'évaluer leurs capacités à modéliser et simuler plusieurs domaines physiques en même

temps, ainsi que l'interaction de ces différents domaines entre eux. Le système modélisé permet l'ouverture et la fermeture des trappes des trains d'atterrissage d'un avion. L'actionneur (l'« EBMA : Electro Back-up Mechanical Actuator », cf. figure 1-16) est à la fois un actionneur hydromécanique, en fonctionnement normal, mais possède également un mode secours électromécanique. Le mécanisme d'ouverture et de fermeture ainsi que les trappes seront également modélisés en 3D (plus de détails seront trouvés dans le paragraphe 1.5.1). Enfin, une partie de la boucle d'asservissement et du monitoring est prise en compte dans le modèle. Ce dernier cas test, qui est en fait une synthèse des quatre précédents, permet donc de mesurer les couplages possibles entre les différents domaines physiques dans un seul et même logiciel.

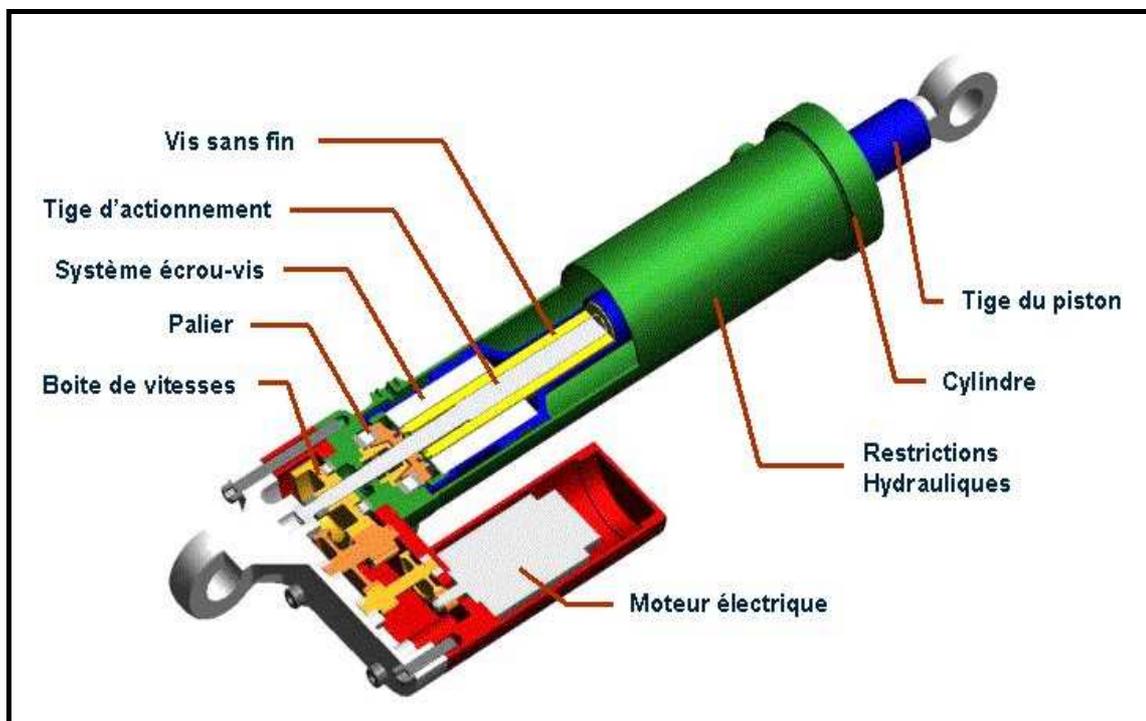


Figure 1-16 : Schéma descriptif de l'actionneur EBMA

1.3.4.2 Les critères de notation

Chaque logiciel a ensuite été noté selon différents critères. Les notes attribuées vont de 0 à 5 (0 correspondant à la plus mauvaise note, et 5 étant la meilleure). Chacun des critères possède un coefficient de pondération défini de manière à égaliser l'importance de chacun des groupes de critères énumérés ci-dessous. Il est ainsi possible de noter chaque logiciel sur un total de points dépendant de la nature du logiciel testé (logiciel multiphysique ou spécialisé dans un seul domaine physique). Cette note sera ensuite recalculée sur un total de 100 points.

- Réponses aux besoins de Messier-Bugatti : en termes d'ouverture, d'interdisciplinarité, de réutilisabilité, d'adaptabilité, d'évolution et d'homogénéisation (cf. § 1.2.3), mais aussi en termes de possibilité d'utilisation de modèle de type boîte blanche, grise et/ou noire, et enfin en termes d'utilisation de formalisme de type Bond Graph pour faciliter l'introduction de considérations énergétiques.
- Critères techniques : interfaces de pré- et post-traitement, outils d'analyse disponibles, possibilité de calculs distribués ou parallèles, qualité et richesse des bibliothèques disponibles, facilité de création de composants et/ou de sous-modèles, compatibilité avec d'autres langages ou d'autres logiciels, et enfin les différents solveurs numériques disponibles.
- Critères de performances : temps de modélisation et temps de calcul des différents cas tests, précision des résultats obtenus.
- Critères de coût : prix des licences fixes ou flottantes, système de jeton possible ou non, achat matériel ou logiciel nécessaire, et prix de la maintenance.

Les résultats de cette évaluation sont présentés dans le tableau 1-4 ci-après. Les cinq premiers logiciels (Matlab/Simulink, Dymola, SimulationX, 20-Sim et Simplorer) sont multiphysiques et permettent de modéliser et simuler tous les domaines physiques utiles à Messier-Bugatti. Le logiciel Dymola se démarque des quatre autres. Les quatre logiciels testés à la suite (AMESim, Easy5, Ecosimpro, et VisSim) sont également multiphysiques, mais ne permettent pas de modéliser des systèmes mécaniques en trois dimensions ; ils devront donc être couplés avec l'un des trois logiciels suivants : Adams, Virtual Lab.Motion ou Simpack. Parmi les quatre premiers logiciels, AMESim est nettement supérieur aux autres. Concernant les logiciels purement mécaniques, Adams et Virtual Lab.Motion sont sensiblement meilleurs que Simpack. Le logiciel PSIM est spécialisé dans le domaine électrique et obtient une note correcte. Le dernier logiciel, MathModelica, permet de modéliser et de simuler les différents domaines physiques étudiés, sauf le domaine hydraulique ; la note obtenue suite à cette évaluation est également correcte.

	Matlab / Simulink	Dymola	SIMULATION X	20-Sim	SIMPLOSER	AMESim	EASY3	ECOSIMPRO	VISSIM	ADAMS	LMS V.LAB MOTION	SIMPACT	PSIM	MATHMODELICA
Réponse aux besoins de Messier-Bugatti														
Ouverture	5	3	2	2	1	5	4	1	1	5	5	4	5	3
Interopérabilité	3	3	3	3	5	5	3	3	3	1	1	1	2	2
Flexibilité	3	2	2	2	2	5	2	2	2	3	3	3	2	2
Adaptabilité	1	2	2	2	2	5	1	1	0	3	1	1	1	2
Evolution	5	2	2	2	0	5	2	0	0	2	2	2	0	3
Homogénéisation	4	4	4	3	3	4	3	3	3	3	3	3	4	2
Utilisation de modèles type boîte blanche, grise ou noire	3	4	3	3	2	4	1	0	2	2	2	2	3	2
Utilisation du formalisme Bond Graph	2	5	5	5	0	5	5	0	0	0	0	2	0	5
Note sur 25	17,5	18,8	17,5	16,9	9,4	23,1	13,1	6,3	7,5	10,6	10,6	10,0	10,6	13,8
Critères techniques														
Interfaces	1	5	4	4	4	5	3	3	3	3	5	4	4	2
Outils d'analyse disponibles	1	3	2	3	2	4	2	1	1	3	2	2	2	2
Possibilités de calcul parallèles et/ou distribués	3	0	0	0	0	5	0	0	0	0	0	0	0	0
Qualité et richesse des librairies disponibles	2	3	3	3	2	5	3	2	2	5	5	5	5	3
Facilité de création de composants et/ou sous-modèles	2	5	2	3	3	1	2	1	1	0	0	0	2	5
Compatibilité avec d'autres langages ou logiciels	5	1	2	1	0	4	1	0	0	3	2	1	1	1
Solveurs numériques disponibles	5	3	1	3	1	1	1	1	1	2	2	2	1	3
Note sur 25	13,6	14,3	10,7	12,1	7,1	20,0	8,8	5,7	5,7	11,4	11,4	10,0	10,7	11,4
Critères de performance														
Modélisation du cas test hydraulique	1	4	5	4	2	5	4	2	2	2				
Temps de calcul du cas test hydraulique	2	5	4	3	3	4	2	1	1					
Précision des résultats obtenus sur le cas test hydraulique	4	4	4	4	3	5	5							
Modélisation du cas test mécanique	1	2	2	2	2					4	5	3		2
Temps de calcul du cas test mécanique	4	2	2	5	5					5	5	4		4
Précision des résultats obtenus sur le cas test mécanique	5	5	5	5	5					5	5	5		5
Modélisation du cas test électrique	1	4	5	4	3	2	4	3	3					4
Temps de calcul du cas test électrique	1	1	1	1	1	3	2	1	2					3
Précision des résultats obtenus sur le cas test électrique	5	5	5	4	5	5	5	4	5					5
Modélisation du cas test contrôle / commande	4	4	5	4	4	4	4	3	3					4
Temps de calcul du cas test contrôle / commande	3	5	3	4	5	4	4	4	4					4
Précision des résultats obtenus sur le cas test contrôle / commande	5	5	5	3	5	5	5	5	5					5
Modélisation du cas test multiphysique	1	4	4	4	2									
Temps de calcul du cas test multiphysique	3	4	4	4	3									
Précision des résultats obtenus sur le cas test multiphysique	3	4	4	4	3									
Note sur 25	14,3	20,3	19,0	17,7	16,7	20,6	19,4	13,9	15,0	23,3	25,0	20,0	22,5	17,8
Critères de coût														
Prix des licences	4	5	0	3	3	1	3	4	4	2	2	2	2	3
Prix de la maintenance	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2
Système de licences disponible	0	0	0	0	0	5	3	0	0	3	3	0	0	0
Achat logiciel ou matériel spécifique nécessaire	4	4	4	4	4	4	4	5	5	5	5	5	5	5
Note sur 25	12,5	13,8	10,0	11,3	11,3	15,0	15,0	13,8	13,8	15,0	15,0	11,3	15,0	12,5
Note finale sur 100	57,9	67,1	57,2	57,9	44,4	78,7	56,1	39,6	42,0	60,4	62,1	51,3	58,8	55,5

Tableau I-4 : Synthèse de l'évaluation des logiciels

1.3.4.3 Le choix pour la plate-forme

A l'issue de cette évaluation, deux solutions logicielles se démarquent des autres, permettant de répondre à la quasi-totalité des besoins exprimés précédemment. La première solution consiste à utiliser le logiciel Dymola ; basé sur le langage libre Modelica. Ce logiciel présente l'avantage d'être complètement multiphysique et acausal, bien que ce dernier point dépende de la validité du modèle construit (d'autres détails pourront être trouvés en annexe B). Par contre, celui-ci présente quelques lacunes dans la qualité et la richesse des bibliothèques de composants proposées. De plus, le responsable du développement actuel de Dymola (Dassault Systèmes, récent acquéreur de Dynasim) n'était pas en mesure de nous donner une vision à court ou moyen terme des futures évolutions de son logiciel (ce qui pose un problème de pérennité).

La seconde solution est fondée sur une co-simulation entre les logiciels AMESim et Adams. Aujourd'hui encore, AMESim est le seul logiciel à fournir d'aussi nombreuses bibliothèques de composants multiphysiques. Il présente également l'avantage d'utiliser le formalisme Bond Graph, ce qui facilitera l'utilisation de considérations énergétiques sur les modèles. L'inconvénient majeur est qu'il se limite à la modélisation de systèmes mécaniques 2D seulement ; son association avec un outil de modélisation / simulation mécanique 3D est donc indispensable pour répondre à nos besoins. Notre choix s'est porté vers le logiciel Adams car celui-ci est le plus utilisé par nos clients et fournisseurs, parmi ceux répondant à nos exigences.

Cette seconde solution répond donc parfaitement aux besoins de Messier-Bugatti énoncés dans les chapitres précédents. Mais l'utilisation de deux logiciels en co-simulation présente tout de même un inconvénient : les temps de calcul sont beaucoup plus longs. En effet, nous verrons que les deux solveurs numériques doivent communiquer entre eux à chaque pas de calcul pour pouvoir résoudre les équations du système modélisé. Cela a pour conséquence d'augmenter considérablement les temps de calcul nécessaires. Cet aspect, qui pourrait être limitatif, sera pris en compte lors de la mise en place de la plate-forme et lors du choix du « matériel informatique » (cf. § 1.4.2.1).

1.4. La plate-forme de prototypage virtuel multiphysique

Les objectifs de Messier-Bugatti sont de concevoir mieux, notamment en valorisant le concept d'éco-conception. Pour cela, nous devons dans un premier temps disposer d'outils nous permettant de modéliser un avion complet en trois dimensions en phase de roulage au sol, avec l'ensemble des systèmes Messier-Bugatti. Les outils choisis précédemment permettent de répondre efficacement aux besoins de modélisation / simulation numérique de la société ; notre plate-forme de prototypage virtuel multiphysique sera donc basée sur ces outils. Nous avons ensuite décidé d'introduire de nouveaux outils d'aide à l'éco-conception de système, en utilisant des considérations énergétiques basées sur les modèles numériques. Ces nouvelles voies d'analyse permettent d'augmenter la validité des modèles, d'avoir rapidement accès au rendement des systèmes, ou encore de cibler facilement les composants les plus consommateurs en énergie.

Le but de cette nouvelle approche est principalement de réduire la consommation des systèmes conçus. Les paragraphes 1.4.1.1 et 1.4.1.2 suivants présentent l'intérêt (voire la nécessité) de concevoir des produits de manières écologiques et durables. Nos nouveaux outils d'analyse sont décrits par la suite. Le chapitre 1.4.2 est quant à lui consacré à la mise en place de cette plate-forme de prototypage virtuel multiphysique : le choix que nous avons fait, concernant le matériel informatique qui viendra soutenir notre plate-forme, est présenté. Nous détaillons ensuite la mise en place de la co-simulation entre les deux logiciels choisis précédemment (AMESim et ADAMS), puis les calculs permettant l'établissement du bilan d'énergie des systèmes modélisés.

1.4.1 Les considérations énergétiques

Pour commencer, rappelons que l'Homme est le principal responsable du réchauffement climatique actuel. Dans ce contexte écologique grave, nous nous devons tous de faire des efforts pour réduire nos émissions polluantes et notre consommation d'énergie, les industriels les premiers. Les fluctuations du prix du pétrole (impactant en premier lieu les secteurs des transports et de l'énergie) et la crise économique mondiale actuelle ont fait de la consommation d'énergie un critère de choix prédominant, au même titre que le prix (et que le poids dans le secteur aéronautique, qui est directement lié à la consommation). « Consommer

peu », ou en tout cas moins que les produits concurrents (à performances et coûts relativement identiques), est un avantage commercial indéniable pour tout industriel, tout en améliorant le contexte écologique de notre planète.

1.4.1.1 Le réchauffement climatique

Aujourd'hui, l'un des plus grands défis pour l'humanité est de réduire l'impact de son activité sur la planète en limitant sa consommation d'énergie et en trouvant de nouvelles sources d'énergie propres et durables [Jancovici 2009].

Commençons par expliquer simplement la régulation globale de la température sur notre planète : notre unique source de chaleur est l'énergie que nous recevons du Soleil [Mélières 2010]. La plus grande partie de cette chaleur est réfléchiée par la surface de la Terre et serait alors perdue dans l'espace sans notre atmosphère, et notamment ses gaz à effet de serre. Grâce à ce phénomène naturel, décrit sur la figure 1-17, la chaleur est piégée dans notre atmosphère ; c'est un effet très positif car la température moyenne à la surface de la Terre est ainsi de 15°C , alors que sans cet effet de serre, elle ne serait que de l'ordre de -19°C .

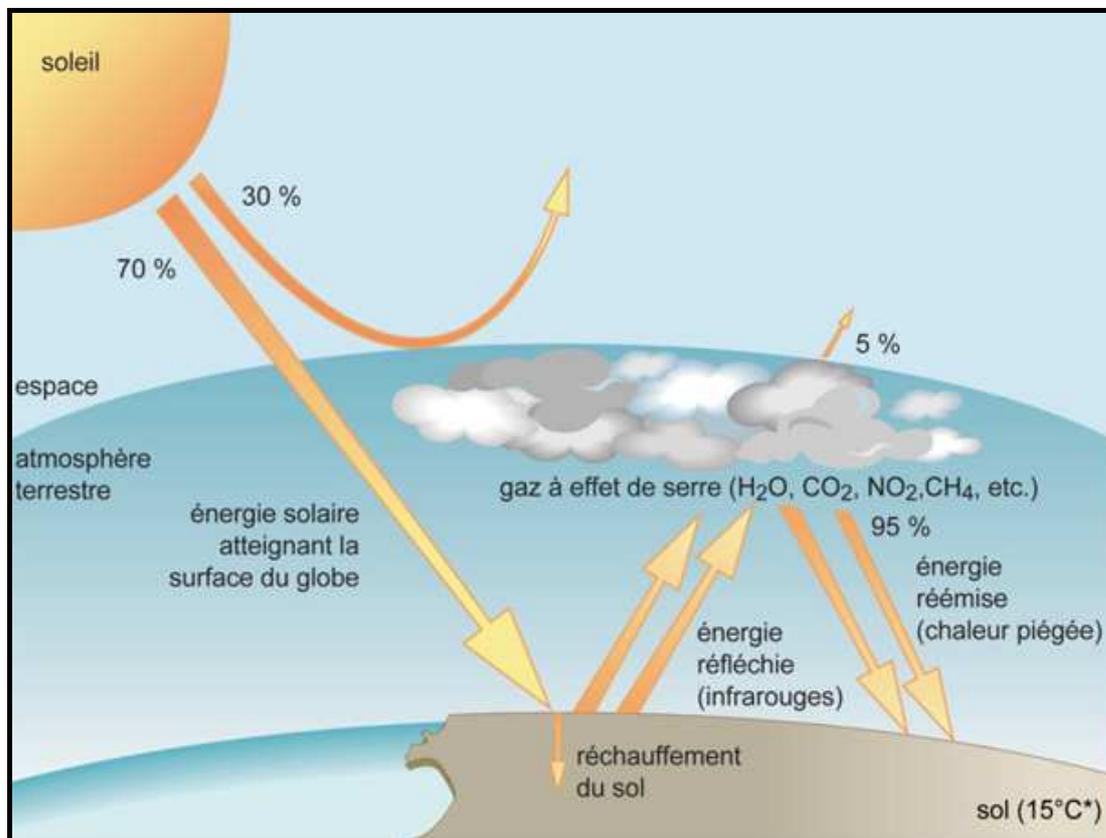


Figure 1-17 : Phénomène d'effet de serre à l'échelle de notre planète

Depuis toujours, la concentration de ces gaz à effet de serre évoluait dans une certaine limite ; la figure 1-18 présente l'évolution de la concentration en CO₂ dans l'atmosphère sur une période de 400000 ans (données issues de carottages dans les calottes glaciaires, cf. [GIEC 2001]). L'impact des ces gaz sur la température moyenne à la surface de la Terre était donc limité.

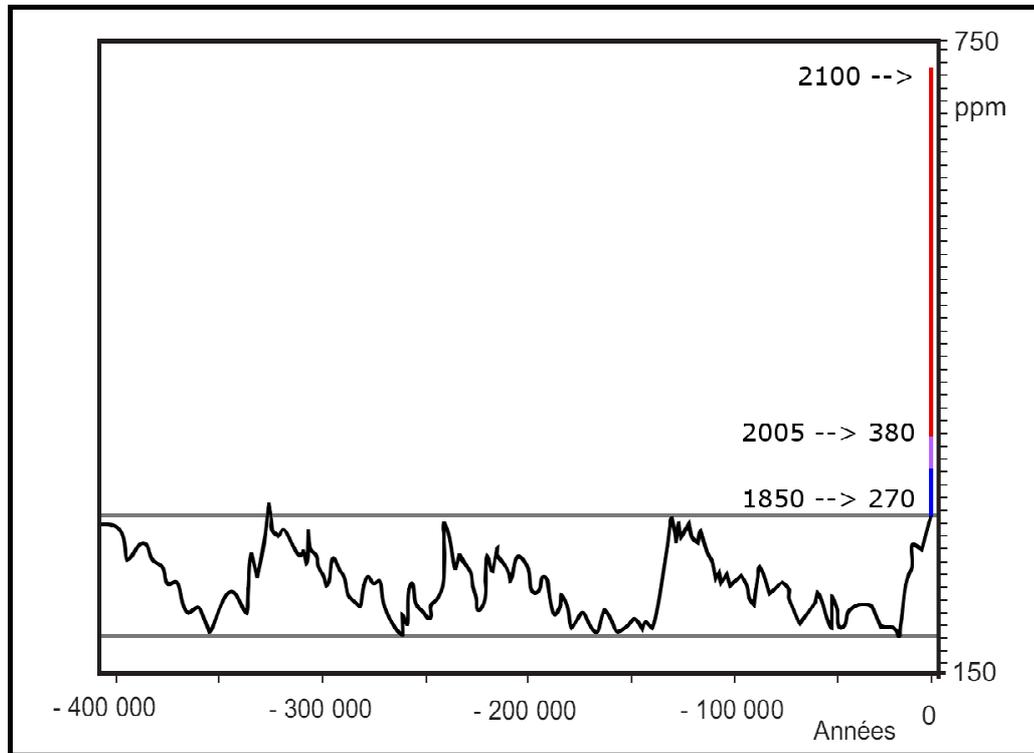
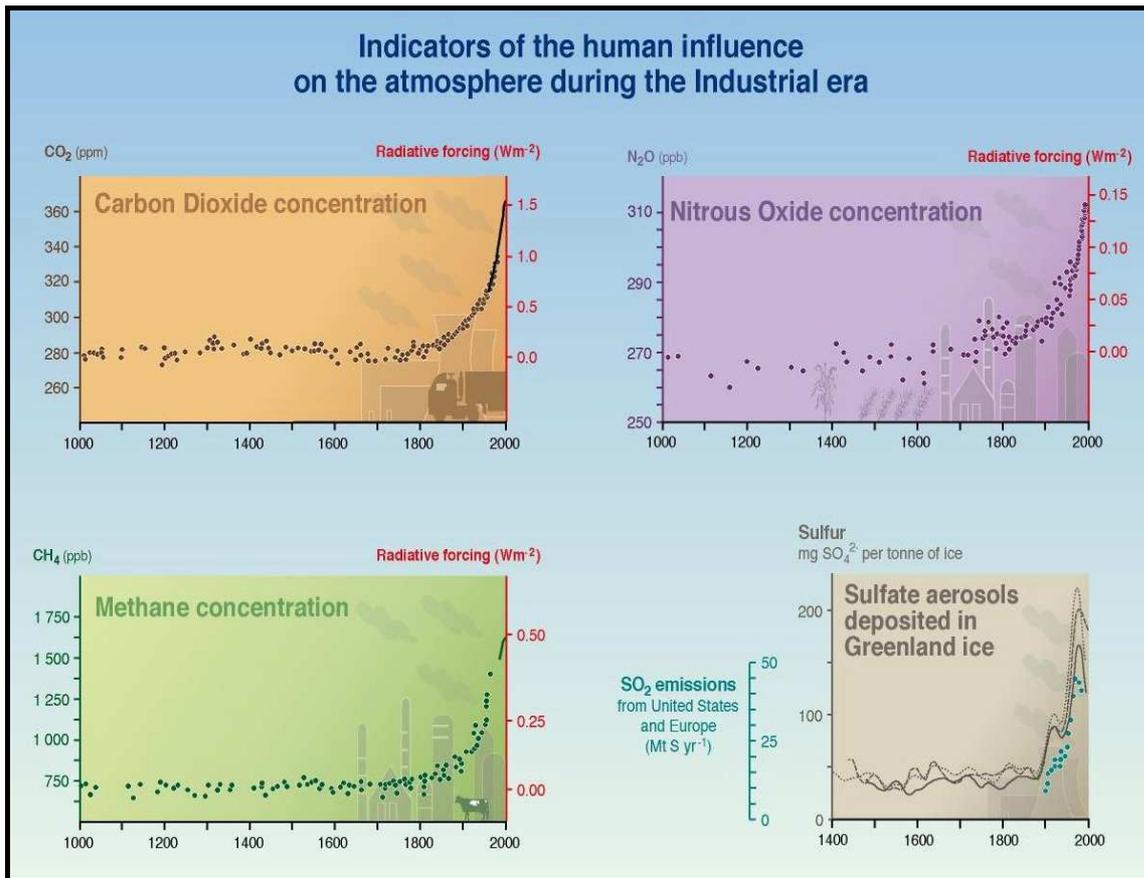


Figure 1-18 : Concentration en CO₂ dans l'atmosphère depuis 400000 ans

Le problème est que l'activité humaine, notamment depuis l'industrialisation dans les années 1900, a dérégulé l'équilibre planétaire de ce processus en rejetant des quantités importantes de gaz à effet de serre supplémentaires dans l'atmosphère [GIEC 2007]. La figure 1-19 montre l'évolution de la concentration dans notre atmosphère, depuis l'an 1000, des principaux gaz à effet de serre que sont : le dioxyde de carbone (CO₂), le protoxyde d'azote (N₂O), le méthane (CH₄) et deux composés soufrés (SO₄²⁻ et SO₂). Ces gaz sont principalement issus de la combustion de combustibles fossiles (pétrole, gaz naturel et charbon), d'où l'importance pour l'Homme de réduire sa consommation d'énergie et de trouver de nouvelles sources d'énergie propres et durables.



Si rien n'est fait à temps, les conséquences de ce réchauffement climatique pourraient être catastrophiques : les experts du récent « Sommet de Copenhague » parlent déjà de millions de « réfugiés climatiques ». Le développement durable est plus que jamais l'expression de la volonté de la société à offrir un monde « vivable » aux générations futures. Cela se traduit chez les industriels par la volonté de concevoir « propre » : c'est ce qu'on appelle l'éco-conception.

1.4.1.2 La notion d'éco-conception

C'est dans les années 1990, dans un contexte écologique déjà préoccupant, qu'est née la notion d'éco-conception, en Europe du Nord, désignant une volonté de concevoir des produits respectant les principes de développement durable [Papanek 2005]. Cette approche prend en compte dès la conception du produit l'ensemble de ses impacts environnementaux tout au long de son cycle de vie présenté dans la figure 1-20 (de la matière première à la fin de vie en passant par la fabrication, la distribution et l'usage du produit). De plus en plus

d'entreprises adhèrent à ce concept d'éco-conception, que ce soit par une démarche volontaire ou (de plus en plus) obligatoire.

Cette démarche passe par l'analyse du cycle de vie d'un produit ; bien que cette analyse soit coûteuse, elle est en générale très vite rentabilisée par les industriels. D'une manière générale, l'éco-conception permet par exemple d'augmenter la valeur ajoutée du produit, lui permettant d'être plus compétitif face à la concurrence, ou encore de diminuer la consommation d'énergie liée à la conception, à la fabrication et à l'utilisation de ce produit.

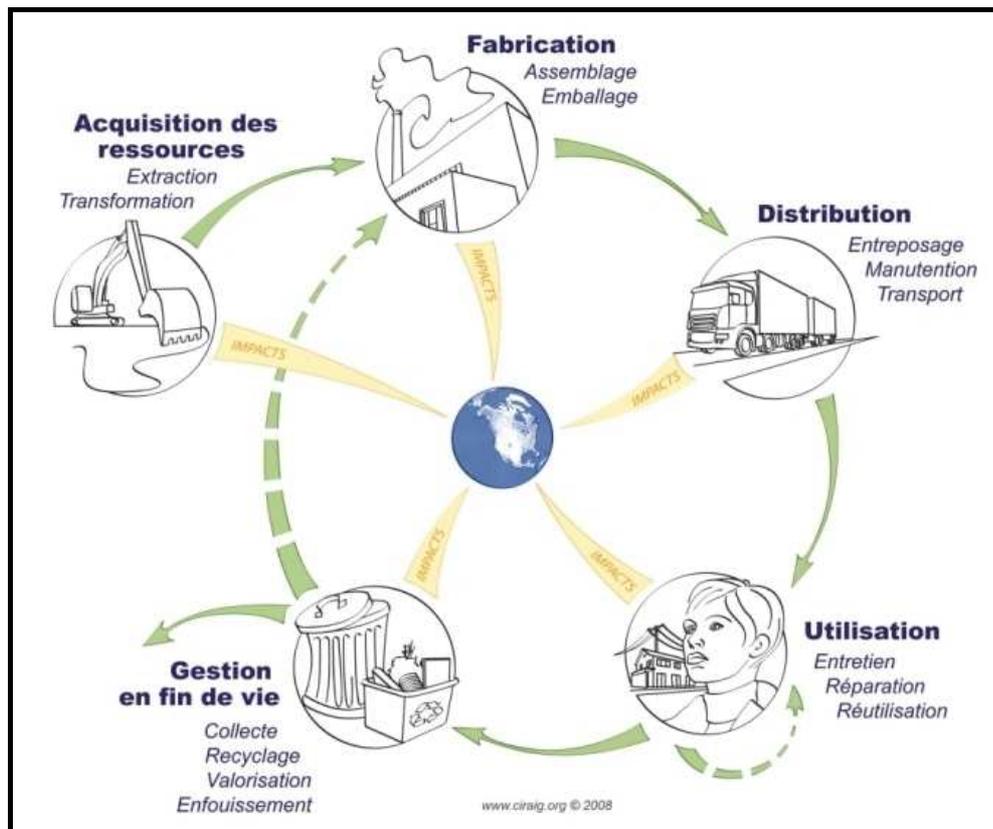


Figure 1-20 : Exemple d'un cycle de vie d'un produit [Ciraig 2005]

Or les outils actuels de conception n'ont pas cette approche énergétique et ne permettent donc pas de quantifier directement le bilan énergétique global d'un système, et encore moins d'améliorer son efficacité énergétique. Afin de pallier cette limitation, nous apportons des considérations énergétiques, via une variable de puissance instantanée intégrée dans chaque composant des modèles de systèmes. Cette nouvelle approche, tout en étant simple, permet de mettre en évidence des résultats énergétiques importants jusqu'alors masqués et ignorés dans les simulations numériques habituelles.

1.4.1.3 Les nouvelles voies d'analyse énergétique

Ces considérations énergétiques correspondent donc à l'intégration d'une variable « Puissance Instantanée » dans chaque composant. Par cette analyse, nous allons pouvoir améliorer le produit au niveau de sa conception en le rendant plus économe en énergie. Nous contribuons ainsi à la partie « utilisation du produit » du concept d'éco-conception (cf. figure 1-20). Il s'agit d'un outil d'analyse très utile pour Messier-Bugatti, qui ne prenait pas en compte, jusqu'à aujourd'hui, ces aspects de réduction de consommation d'énergie pour leurs systèmes. Cet aspect rendement énergétique était seulement globalisé au niveau de l'avion, et de manières biaisées, les avionneurs demandant uniquement de réduire au minimum le poids des systèmes.

Comme nous le verrons plus en détail dans le paragraphe 1.4.2.3, il est possible avec le logiciel AMESim d'avoir accès à cette variable, incluse dans le code des composants. Le calcul de cette puissance est décliné selon le domaine physique (mécanique 1D, hydraulique et électrique) et le type de puissance (effet dissipatif, capacitif ou inertiel). Cette nouvelle variable étant intégrée dans tous les composants du système modélisé, nous pouvons alors mettre en place un bilan de puissance et d'énergie, et ainsi vérifier le principe énoncé par la loi de conservation de l'énergie :

Principe 1-1, la loi de conservation de l'énergie :

« La quantité totale d'énergie dans un système isolé reste constante »

L'intégration de cette variable permet donc de :

- vérifier que ce principe 1-1 est bien respecté (via un bilan de puissance et d'énergie)
- renforcer la validité du modèle
- prouver par la même occasion que l'utilisateur a bien pris en compte toutes les sources et/ou pertes d'énergie du système
- confirmer sa compréhension du système modélisé

Rappelons que le logiciel AMESim s'inspire du formalisme Bond Graph (cf. § 1.3.3 et 1.3.4) ; le transfert de puissance étant à la base des relations entre les composants du logiciel, il n'est a priori pas possible de construire de mauvais modèles de ce point de vue.

Le second résultat directement exploitable concerne les composants : il est possible d'afficher, sous forme d'histogramme par exemple, la puissance instantanée maximale et l'énergie moyenne de chaque composant du modèle. La figure 1-21 ci-dessous présente un exemple d'histogramme pour le système « monte-charge » étudié précédemment (cf. § 1.3.3.4). Ici, les résistances dues aux frottements au niveau du palier sont volontairement disproportionnées afin de les mettre en évidence ; les paramètres utilisés dans cet exemple de « monte-charge » sont donnés en annexe C. Les résultats présentés sont obtenus en imposant une tension constante de 15 Volt aux bornes du moteur électrique pendant 3 secondes :

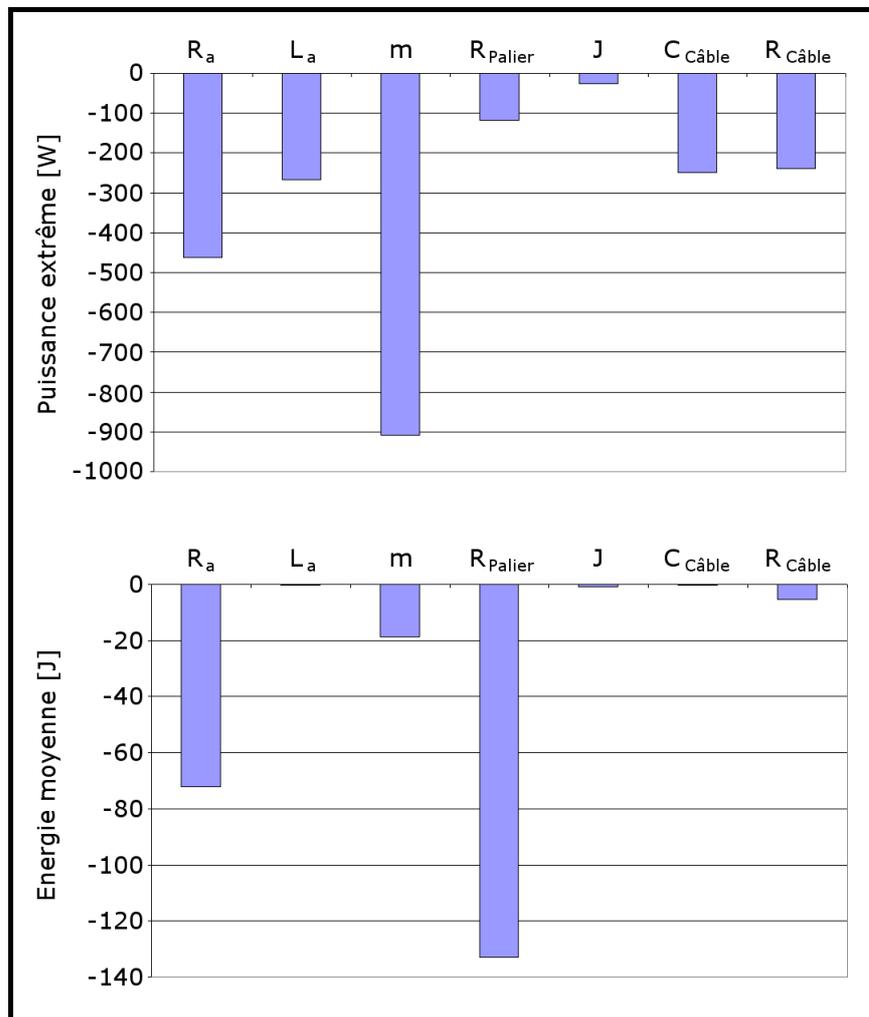


Figure 1-21 : Exemple d'histogrammes pour le système « monte-charge »

Il est ainsi possible de cibler rapidement les éléments du système qui vont dissiper beaucoup d'énergie ou mettre en jeu des puissances importantes. Dans cet exemple, les pertes par effet Joule dans le moteur électrique (R_a) sont mises en évidence par les deux histogrammes de la figure 1-21. L'inertie m de la masse n'est mise en avant que sur

l'histogramme « Puissance Extrême », tandis que les pertes dues aux frottements au niveau du palier ne sont visibles que sur l'histogramme « Energie Moyenne ». Il est toujours bon de vérifier pourquoi ces composants dissipent autant d'énergie par rapport aux autres composants du système. Il se peut qu'il s'agisse d'une erreur de modélisation ou de conception ; si c'est le cas, cette erreur aura été détectée au plus tôt, bien avant les premiers tests réels, permettant ainsi un gain de temps et d'argent important. Il est utile de passer du temps à essayer de diminuer ces pertes, et ainsi augmenter le rendement global du système.

Ce rendement global est le troisième résultat directement accessible via l'intégration de cette variable « puissance instantanée » dans nos modèles. Evidemment, celui-ci est entièrement dépendant du scénario d'excitation imposé en entrée du système. Deux phases classiques d'optimisation sont alors possibles :

- Optimiser l'utilisation qui sera faite de ce système en se plaçant à chaque fois dans une configuration de rendement optimal.
- Optimiser le rendement du système selon ce scénario d'excitation, en supposant que ce dernier correspond à l'utilisation qui doit être faite du système.

Notons que ces deux étapes d'optimisation nécessitent de nombreuses itérations afin de converger vers un optimum énergétique. Ces deux étapes ne sont pas incompatibles, et peuvent être effectuées l'une à la suite de l'autre. Avoir ainsi accès au rendement global des systèmes modélisés va également permettre de rapidement comparer des solutions techniques différentes pour un même système. A performances égales, le système ayant le meilleur rendement global sera le plus économique en énergie (cf. § 1.5.2).

Enfin, ces considérations énergétiques seront par la suite utilisées pour créer de nouveaux critères énergétiques de réduction de modèles. Dans la seconde partie de ce mémoire, cette étape de réduction de modèles sera présentée. Celle-ci est devenue incontournable, notamment dans la phase ascendante du cycle en V. Ces nouveaux critères permettront de trier les composants d'un modèle du plus important au plus négligeable. Un processus itératif sera alors mis en place, grâce auquel il sera possible d'obtenir le modèle « le plus adapté », c'est à dire le modèle le plus simple, juste suffisant pour répondre aux besoins que l'utilisateur aura définis.

1.4.2 La mise en place de la plate-forme

La mise en place de notre plate-forme de prototypage virtuel s'est déroulée en trois étapes :

- Une phase de choix du « matériel informatique », qui sera optimisé pour l'utilisation des deux logiciels AMESim et ADAMS
- Une phase de mise en place de la co-simulation AMESim-ADAMS, pour bénéficier des avantages des deux logiciels.
- Une phase d'intégration de la variable « Puissance Instantanée » dans AMESim, permettant l'établissement du bilan d'énergie.

1.4.2.1 Le choix du matériel informatique

Dans le cadre de ce projet de Recherche & Technologie, un budget a été alloué afin que toutes les personnes intervenant dans la conception d'un système puissent bénéficier de cette plate-forme de prototypage virtuel. Deux solutions étaient possibles : soit disposer d'un serveur de calcul centralisé pour toute la société, chaque utilisateur ayant un accès personnel depuis son ordinateur de bureau. Soit déployer plusieurs petites stations de travail « performantes » (c'est à dire présentant des capacités de calcul importantes) pour les utilisateurs qui en faisaient la demande, plus quelques-unes en « libre-service ».

La première solution présente l'avantage de centraliser les besoins de calcul d'une société sur une seule et même machine. Les utilisateurs peuvent ainsi préparer les calculs à effectuer sur leur ordinateur individuel, puis exécuter ces calculs sur le serveur. Cela évite de bloquer la machine de l'utilisateur lorsque les calculs sont longs ou nombreux. De plus, le serveur peut être optimisé en termes de processeurs, avec des fonctionnalités de liste d'attente par exemple, ou encore des options de calculs parallèles ou distribués.

Cette solution n'a pourtant pas été retenue ; en effet, le coût d'achat d'un serveur de calcul centralisé est de 10 à 30 fois supérieures à celui d'une station de travail « performantes ». Or les besoins en termes de calculs de Messier-Bugatti ne sont pas assez importants pour nécessiter une telle installation : seul cinq personnes utiliseront cette plate-forme à plein temps au début de sa mise en place. Une telle structure n'était donc pas nécessaire. A cela s'ajoutaient en plus certaines contraintes telles que

l'attribution de locaux spécifiques pour accueillir cette installation, ou encore l'encombrement du réseau de communication interne.

La seconde solution a donc été retenue. En effet, ces stations de travail correspondaient d'avantage aux besoins de l'entreprise en termes de puissance de calcul. De plus, elles ne nécessitent aucun entretien particulier et remplaceront directement les ordinateurs de bureau des utilisateurs. Dans le but d'optimiser la configuration de ces stations avec l'utilisation des logiciels AMESim et ADAMS, trois critères de choix ont été imposés :

- Le processeur doit comporter au moins deux cœurs ; cela permet de ne pas ralentir la co-simulation, tout en permettant à l'utilisateur de travailler en même temps que des calculs sont lancés. La fréquence d'exécution de chaque cœur doit être la plus rapide possible ; plus les calculs sont rapides, moins la co-simulation est longue.
- Le disque dur et les bus de communication doivent être les plus rapides possibles : AMESim et ADAMS écrivent leurs fichiers résultats au fur et à mesure de la co-simulation et celle-ci peut être ralentie si les données ne sont pas assez rapidement écrites.
- La carte graphique devra être suffisamment puissante afin de pouvoir afficher correctement les visualisations 3D du logiciel ADAMS (lors de la création du modèle ou de l'exploitation des résultats).

Aujourd'hui, cinq stations de travail sont déployées au sein de Messier-Bugatti. Leurs caractéristiques permettent de supporter pleinement notre plate-forme de prototypage virtuel multiphysique. Les temps de calcul ont ainsi été divisés par un facteur deux à cinq par rapport à l'utilisation d'ordinateurs de bureau « classiques », tout en permettant à l'utilisateur de travailler en parallèle des simulations qui s'exécutent sur sa station de travail (on parle alors de « travail en temps masqué »). Notons que cette plate-forme est également installée sur des ordinateurs de bureau « classique » (pour les prestataires de service, les stagiaires, ou encore les utilisateurs occasionnels) dans des conditions d'utilisation moins optimales.

Les caractéristiques complètes de ces stations de travail pourront être trouvées en annexe D.

1.4.2.2 La co-simulation AMESim-ADAMS

Afin de bénéficier des avantages des deux logiciels, les simulations sont effectuées sous forme de co-simulation, c'est à dire que le solveur numérique de chaque logiciel est utilisé pour résoudre les équations du système modélisé par chacun d'eux. Notons qu'il existe également des modes d'import complet de modèle d'un logiciel dans l'autre ; dans ce cas, c'est le solveur du logiciel dans lequel sont importés les deux modèles qui résout les équations des deux modèles en même temps. Ce type d'import a l'avantage de présenter des temps de simulation beaucoup plus courts qu'en co-simulation. Mais rappelons que notre objectif est de modéliser un avion complet en 3D en phase de roulage au sol, avec l'ensemble des systèmes conçus par Messier-Bugatti. La plupart du temps, les modèles seront donc trop compliqués pour que le solveur choisi soit capable de résoudre les équations du modèle issu de l'autre logiciel (chaque solveur étant « optimisé » pour un certain type d'équation). Le couplage des deux logiciels, et donc l'utilisation des deux solveurs est par conséquent indispensable.

Ce couplage correspond à un échange de données sur des variables prédéfinies, à un pas de temps fixe entre les deux logiciels : c'est le « pas de communication ». Entre chaque pas de communication, le solveur de chaque logiciel effectue ses itérations à un pas de calcul plus faible pour résoudre ses équations, en supposant que les variables issues de l'autre logiciel sont constantes. Les variables échangées vont ainsi être discrétisées, et un retard pur est introduit (égal au pas de communication) sur la valeur de ces variables échangées dans chaque logiciel : il faudra en tenir compte et vérifier que cela n'influence pas les résultats de la co-simulation. Dans la pratique, si le pas de communication choisi est suffisamment petit devant le temps de réponse des systèmes modélisés, la co-simulation n'a pas d'influence sur les résultats.

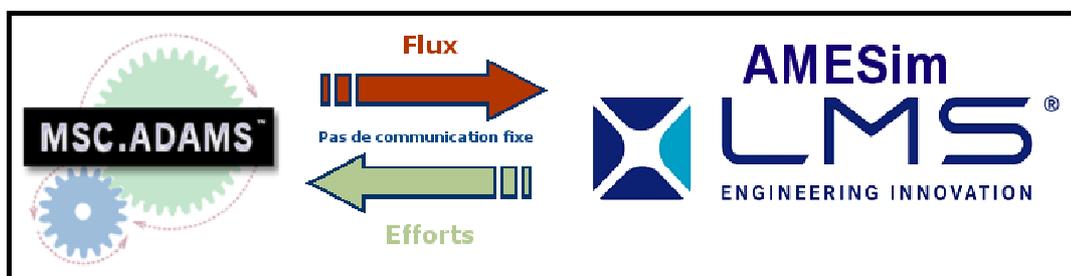


Figure 1-22 : Schéma de principe de la co-simulation AMESim-ADAMS

Le plus souvent, ADAMS comportera les modèles mécaniques de trains d'atterrissage et d'avion sur lesquels les systèmes multiphysiques

modélisés dans AMESim vont agir. Les efforts (forces et couples) seront donc échangés d'AMESim vers ADAMS et, en retour, les flux (vitesses et éventuellement les déplacements) seront transférés d'ADAMS vers AMESim, comme le montre le schéma de la figure 1-22 précédente. Les versions des logiciels utilisés et les détails de la mise en place « pratique » de la co-simulation entre un modèle AMESim et ADAMS sont présentés en annexe E (il s'agit surtout de créer correctement pour chaque logiciel les blocs d'interface dans lesquels seront échangées les variables choisies).

Le souci majeur de cette co-simulation est son temps de calcul très important ; après analyse des résultats, il apparaît clairement que ceci est en partie dû à la discrétisation des variables échangées. Les solveurs numériques vont détecter une discontinuité à chaque pas de communication, ce qui va fortement ralentir les calculs. Afin de remédier à ce problème, les blocs d'interface dans lesquels sont échangées les variables ont été modifiés afin d'introduire un filtre du premier ordre pour « lisser » ces discontinuités (cf. figure 1-23). La constante de temps de ce filtre a été fixée à un dixième du pas de communication afin « d'adoucir » au maximum la discontinuité, tout en convergeant au plus vite vers la valeur de la variable échangée. Grâce à cette « astuce », les temps de calcul des simulations que nous avons faites sont de trois à soixante fois plus rapides, sans incidence sur la précision des résultats obtenus.

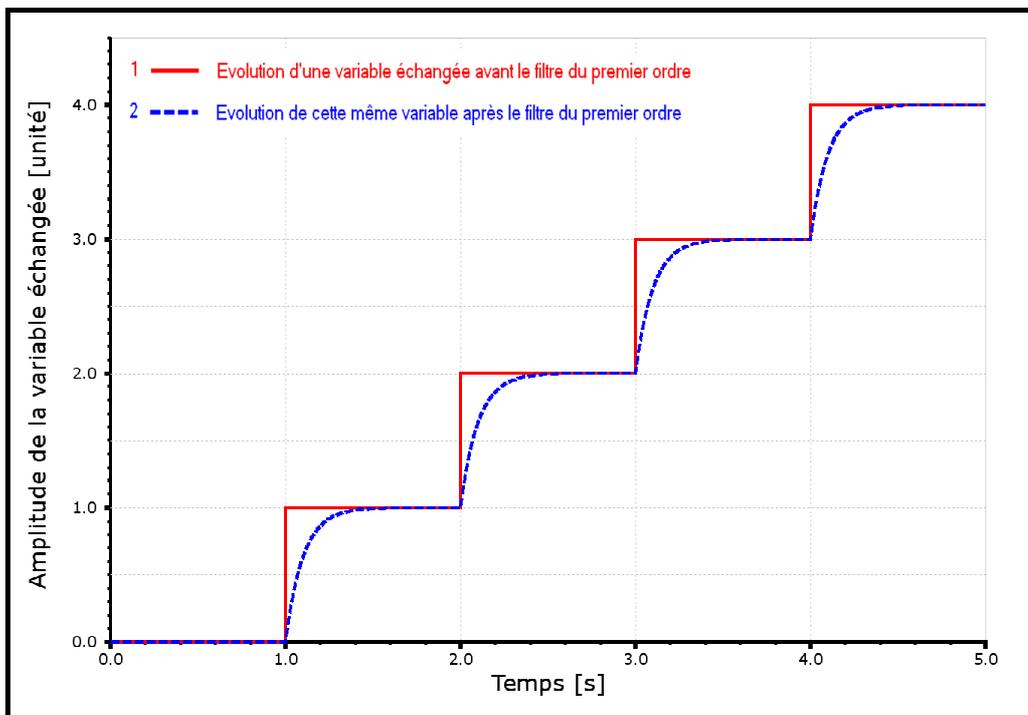


Figure 1-23 : Action du filtre du 1^{er} ordre sur les variables échangées en co-simulation AMESim-ADAMS

Notons pour terminer que nous avons proposé cette amélioration à l'éditeur en charge du développement de cette passerelle de co-simulation (l'éditeur du logiciel AMESim). Il travaille actuellement sur une nouvelle version de cette passerelle qui devrait inclure notre « astuce », et qui devrait également permettre de simuler les modèles avec un pas de communication variable. Cela serait une amélioration importante car nous sommes aujourd'hui obligés d'imposer un pas de communication suffisamment petit pour pouvoir simuler les phénomènes les plus rapides. Cela signifie que l'on force la résolution des phénomènes plus lents avec ce même pas de communication, gaspillant ainsi les puissances de calcul disponibles. Ce problème pourrait être évité avec un pas de communication variable, c'est pourquoi des gains importants en termes de temps de calcul sont encore envisageables.

1.4.2.3 Le bilan d'énergie

Les considérations énergétiques reposent sur une variable « Puissance Instantanée » et sur l'établissement d'un bilan d'énergie. Le logiciel AMESim s'inspirant de la modélisation Bond Graph, le calcul de la puissance instantanée d'un composant en est facilité puisqu'il suffit de multiplier les variables Effort – Flux entre elles. Plusieurs exemples :

- En mécanique 1D (linéaire) : $P = Force \times Vitesse$ [W]
- En hydraulique : $P = Débit Volumique \times Pression$ [W]
- En électrique : $P = Tension \times Courant$ [W]

En fait, la puissance instantanée de chaque composant est calculée comme étant la différence entre la puissance dite « sortante » que celui-ci renvoie aux autres composants moins la puissance dite « entrante » que celui-ci reçoit des autres composants. D'où la relation (1-38) suivante :

$$P_i(t) = \sum (P_i(t))^{Sortante} - \sum (P_i(t))^{Entrante} \quad [W] \quad (1-38)$$

Un calcul de cette variable « Puissance Instantanée » est déjà proposé dans le logiciel AMESim ; le problème est que ce calcul n'est pas disponible pour tous les composants, et le plus souvent, la formule utilisée comporte des approximations. Or, ces erreurs de calcul sont totalement incompatibles avec l'établissement d'un bilan de puissance

ou d'énergie. Afin de corriger ce calcul, l'outil AMESet est utilisé, permettant de modifier en partie le code des composants.

Prenons l'exemple simple d'une source de pression $Pr1$ présentant un débit Q de fluide dans un réservoir à la pression $Pr2$, en passant par une restriction (c'est à dire un orifice de petite taille). Le schéma suivant permet de décrire simplement cet exemple :



Figure 1-24: Exemple d'un circuit hydraulique sous AMESim

Il faut savoir dans un premier temps qu'AMESim effectue les calculs de débit de manière massique ; celui-ci est divisé par la masse volumique du fluide uniquement à la fin, pour l'affichage des résultats. Mais la masse volumique utilisée est celle du fluide à la pression atmosphérique Pr_{atm} , ce qui n'est pas correct. Il faut utiliser la masse volumique du fluide à la pression à laquelle le débit est calculé. Ainsi, pour obtenir le vrai débit volumique, il faut multiplier le débit Q donné par le logiciel par la masse volumique du fluide à la pression atmosphérique, puis le diviser par la masse volumique à la pression observée, comme ci-dessous :

$$Q_{réel} = Q \times \frac{\rho_{Pratm}}{\rho_{Prréel}} \quad [m^3 / s] \quad (1-39)$$

Ensuite, dans une restriction, la puissance dissipée est déterminée à partir du débit Q et de la différence de pression entre $Pr2$ et $Pr1$. Dans le calcul de cette variable « Puissance Instantanée », AMESim propose une équation (1-40) qui est là encore incorrecte, en utilisant une masse volumique à pression moyenne pour corriger la valeur du débit volumique :

$$P = Q \times (Pr2 - Pr1) \times \frac{\rho_{Pratm}}{\frac{\rho_{Pr1+Pr2}}{2}} \quad [W] \quad (1-40)$$

Il faut en réalité calculer la puissance entrante et sortante en recalculant à chaque fois le débit volumique Q avec la masse volumique du fluide à la pression liée à ce flux entrant ou sortant, comme indiqué ci-après :

$$\begin{cases} P^{\text{sortante}} = Q \times Pr2 \times \frac{\rho_{\text{Pratm}}}{\rho_{\text{Pr2}}} & [W] \\ P^{\text{entrante}} = Q \times Pr1 \times \frac{\rho_{\text{Pratm}}}{\rho_{\text{Pr1}}} & [W] \end{cases} \quad (1-41)$$

Nous avons donc corrigé le calcul (1-40) en proposant la formule suivante :

$$P = \left(Q \times Pr2 \times \frac{\rho_{\text{Pratm}}}{\rho_{\text{Pr2}}} \right) - \left(Q \times Pr1 \times \frac{\rho_{\text{Pratm}}}{\rho_{\text{Pr1}}} \right) = Q \times \rho_{\text{Pratm}} \times \left(\frac{Pr2}{\rho_{\text{Pr2}}} - \frac{Pr1}{\rho_{\text{Pr1}}} \right) \quad [W] \quad (1-42)$$

Nous avons par la suite corrigé d'autres approximations (surtout dans les composants hydrauliques, ou encore pour prendre en compte l'effet de la gravité pour les composants mécaniques) et ajouté la variable « Puissance Instantanée » dans le code des composants pour lesquels ce calcul n'était pas fait (par exemple, les pertes par effet Joule dans les moteurs électriques à courant continu). Au total, plus de deux cents composants ont été modifiés, nous permettant ainsi de calculer pour tous ces composants les trois types de puissance instantanée existante :

- Puissance Instantanée Dissipative : perte de charge d'un fluide qui s'écoule au travers d'une restriction, effet Joule dans une résistance électrique, etc.
- Puissance Instantanée Capacitive : volume de fluide compressible, ressort mécanique, etc.
- Puissance Instantanée Inertielle : inertie d'une masse en rotation, inductance électrique, etc.

Et ce dans les trois principaux domaines physiques présents dans les systèmes développés par Messier-Bugatti :

- Mécanique (1D en translation et en rotation)
- Hydraulique
- Electrique

Afin de pouvoir calculer le bilan de puissance et d'énergie, la convention de signe suivante a été imposée : une puissance instantanée est négative lorsqu'il s'agit d'une perte de puissance pour le composant (et donc pour le système global) ou bien lorsque le composant accumule de la puissance (il s'agit toujours d'une perte pour le système global). Inversement, une puissance instantanée positive correspondra à un gain d'énergie pour le système global (ou encore, une diminution de la puissance accumulée par le composant).

Ensuite, rappelons que la plate-forme de prototypage virtuel, tout comme les outils d'analyse qui y seront intégrés, devra être accessible à toutes les personnes intervenant dans la conception d'un système, le long du cycle en V. Il est donc nécessaire, pour faciliter l'accès à cet outil d'analyse énergétique, de limiter l'intervention de l'utilisateur en automatisant au maximum le processus d'établissement du bilan de puissance et d'énergie (et les calculs qui lui sont liés). Pour cela, un script « Python » a été utilisé. C'est un langage interprété, au même titre que le langage « Matlab », et entièrement gratuit. [Swinnen 2009] est une excellente base pour apprendre à programmer en Python ; d'autres renseignements pourront être trouvés en annexe F.

Le programme Python développé permet donc de piloter automatiquement le logiciel AMESim pour pouvoir lire et réutiliser les résultats de simulation du modèle que l'utilisateur souhaite étudier. Celui-ci est tout de même obligé d'intervenir pour définir les limites du système étudié ainsi que les éventuelles sources ou pertes de puissance à ajouter. Ensuite, les calculs sont effectués de manière automatique et permettent de vérifier les relations (1-43) et (1-44) suivantes, issues de la loi de conservation de l'énergie :

$$\forall t \in D, \sum_i P_i(t) = 0 \quad [W] \quad (1-43)$$

Et :

$$\forall t \in D, \sum_i E_i(t) = 0 \quad [J] \quad (1-44)$$

Rappelons que l'énergie correspond à l'intégrale de la puissance instantanée ; le programme Python effectue donc (de manière numérique) le calcul suivant :

$$\forall t \in D, E_i(t) = \int_{\tau=0}^{\tau=t} P_i(\tau) d\tau \quad [J] \quad (1-45)$$

Les résultats issus de ces considérations énergétiques sont nombreux, d'autant que de plus en plus de phénomènes physiques sont pris en compte (la complexité des modèles grandissant). Toujours dans le but de faciliter l'accès de cette analyse à toutes les personnes intervenant dans la conception d'un système, nous avons donc développé une interface graphique pour que l'utilisateur puisse facilement visualiser et enregistrer les différents résultats obtenus (cf. figure 1-25).

Tous ces résultats seront présentés dans le chapitre suivant sur des exemples concrets. Pour finir, notons qu'il ne faut que quelques minutes seulement pour effectuer tous les calculs, ce qui est tout à fait compatible avec un processus d'optimisation de plus haut niveau, nécessitant de nombreuses itérations. (cf. § 1.4.1.3 sur le rendement global du système qui pourrait également être automatisé avec ce programme Python).

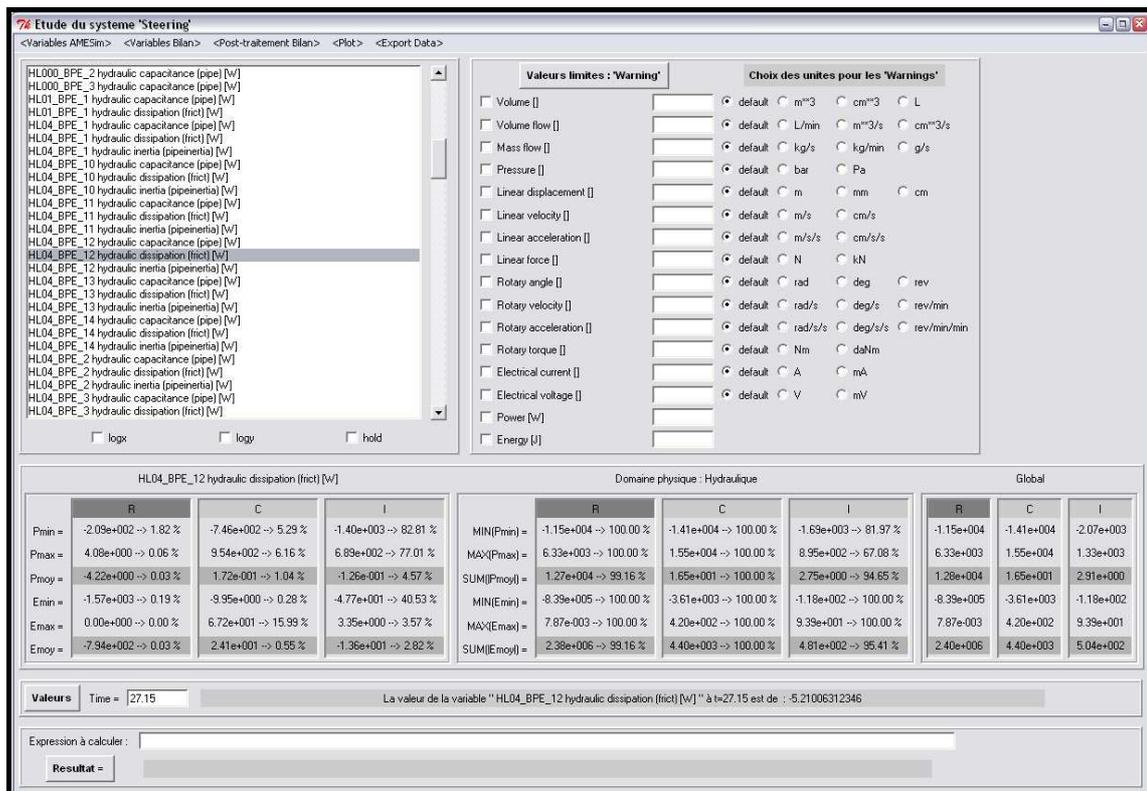


Figure 1-25 : Interface graphique du programme développé en Python pour l'analyse du bilan de puissance et d'énergie

1.5. Exemples d'application :

Pour démontrer l'utilité de cette plate-forme de prototypage virtuel, ainsi que des considérations énergétiques, deux applications seront présentées dans les paragraphes suivants. Le premier exemple consistera à étudier un système d'ouverture et de fermeture des trappes de trains d'atterrissage d'un avion. Dans le second exemple, différentes solutions de système d'orientation des roues du train avant d'un avion seront présentées et comparées entre elles.

1.5.1 L' « EBMA »

L'EBMA (« Electro Back-up Mechanical Actuator ») est donc un actionneur du système permettant l'ouverture et la fermeture des trappes de trains d'atterrissage d'un avion. C'est un système hydromécanique (vérin) qui peut également être actionné de manière électromécanique lorsque la source de puissance hydraulique est en panne par exemple. Cet actionneur, breveté par Messier-Bugatti, est décrit par la figure 1-26 suivante et par le Bond Graph à mots de la figure 1-27.

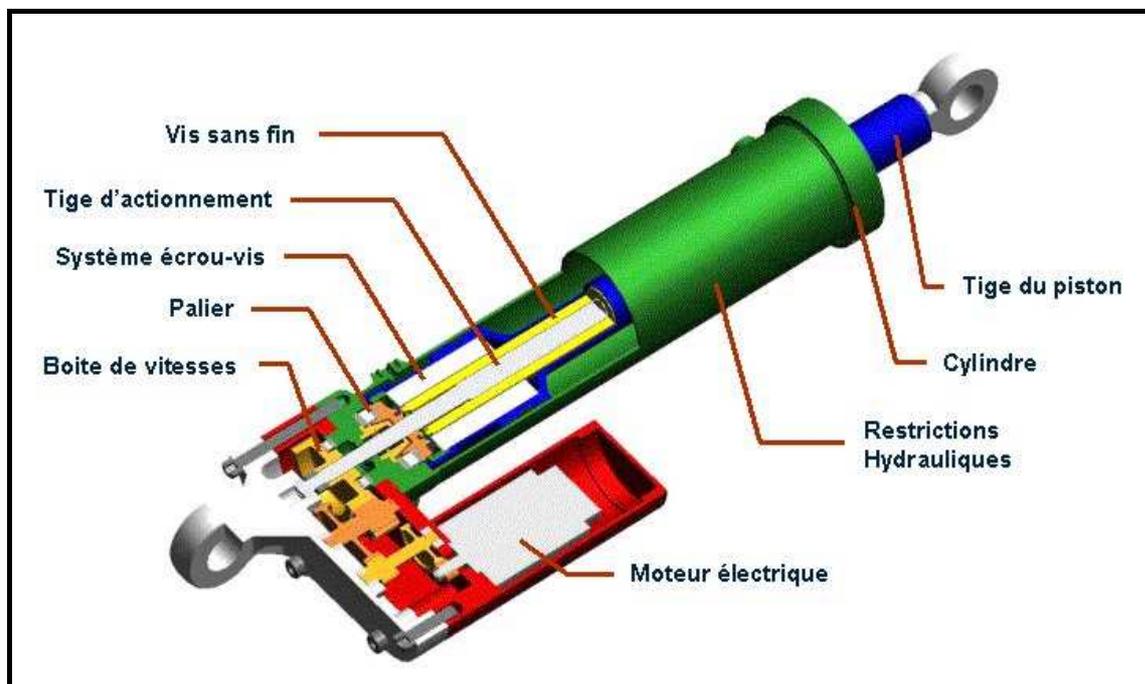


Figure 1-26 : Description de l'actionneur EBMA

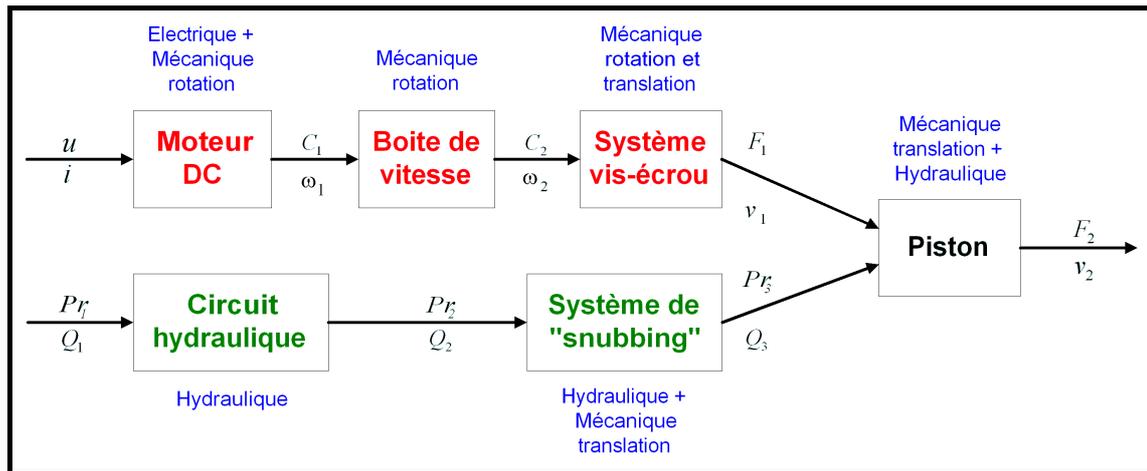


Figure 1-27 : Bond Graph à mots de l'actionneur EBMA

Cet exemple permet de mettre en évidence trois aspects de notre plateforme. La première partie mettra en avant l'intérêt d'utiliser la modélisation / simulation numérique au plus tôt dans le cycle en V. Le but est de détecter les éventuels problèmes et de les corriger dès les premières phases de conceptions (ici, des pics de pressions potentiellement destructeurs dans le circuit d'alimentation hydraulique). Dans la seconde partie sera démontrée l'importance de prendre en compte le couplage de différents domaines physiques lors des simulations (ici, résistance des matériaux et hydraulique). Enfin, la dernière partie présentera les nouvelles voies d'analyse énergétique rendues possibles par l'utilisation de considérations énergétiques sur les modèles.

1.5.1.1 Problème de pics de pression

Pour tester nos équipements dans des conditions réelles de fonctionnement, une réplique du système complet appelée « panoplie hydraulique » est construite dans le service en charge des essais (cf. figure 1-28). Lors des premiers tests du système et de l'actionneur « EBMA », des pics de pression proches, voire supérieurs à la pression maximale admissible P_{max} (donc potentiellement destructeurs), sont très vite apparus dans le circuit hydraulique (cf. figure 1-29). Le cercle bleu et le cercle vert indiquent l'endroit où les mesures de pression ont été effectuées dans le circuit hydraulique [Seguin 2009].

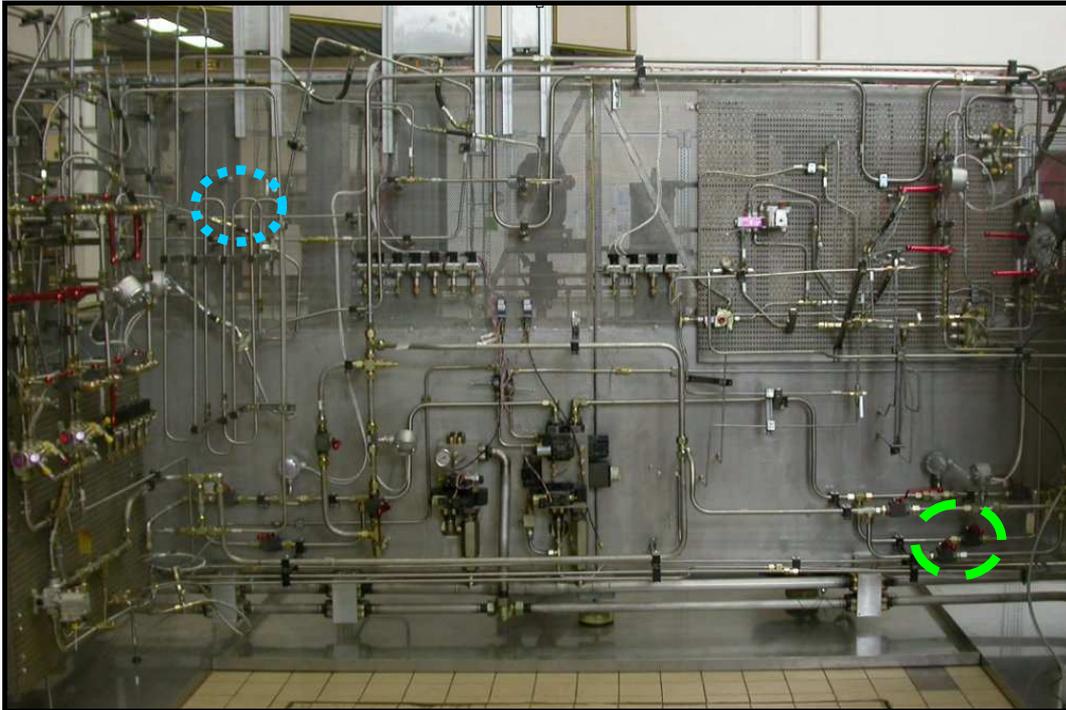


Figure 1-28 : Photographie de la panoplie hydraulique réelle

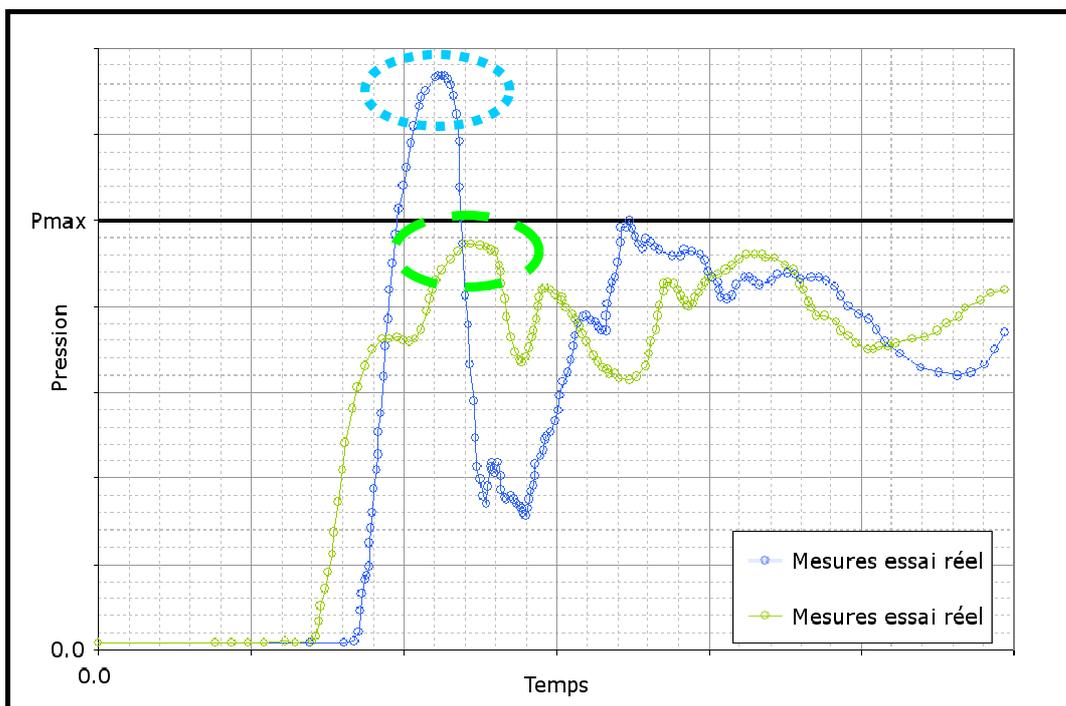


Figure 1-29 : Mesures réelles des pics de pression dans le circuit hydraulique

Après étude, il est apparu que ces pics de pression étaient liés à une dynamique d'ouverture trop rapide d'une selector-valve, avec un choix de diamètre et de longueur de tuyauterie inadapté à ce phénomène, assimilable à un « coup de bélier ». Il a donc été décidé de trouver une

solution par la modélisation / simulation numérique afin de limiter les essais réels coûteux, et qui pourraient également se révéler destructifs.

Pour cela, un modèle détaillé de la selector-valve en cause a été développé grâce à notre plate-forme de modélisation / simulation multiphysique. Celle-ci est composée de petites pièces mécaniques modélisées par des masses et des pistons qui vont se déplacer pour ouvrir ou boucher des orifices (en fonction de la commande imposée, des pressions aux bornes de la selector-valve et des ressorts, amortissements et force de jet pris en compte). Ces orifices et les différents chemins que le fluide va pouvoir emprunter sont modélisés par des composants R, I et C (comme des conduites hydrauliques) pour prendre en compte les pertes de charge, les effets inertiels et la compressibilité du fluide en fonction du déplacement des pièces mécaniques.

Ce modèle a été créé uniquement à partir des données issues du document de spécification (aucun recalage), et prend en compte les phénomènes de compressibilité et d'inertie hydraulique, de force de jet ou encore de cavitation (cf. figure 1-30). Il a ensuite été intégré dans un modèle complet du système d'ouverture et de fermeture des trappes de trains d'atterrissage, dans lequel les conduites hydrauliques ont également été modélisées de façon à prendre en compte les phénomènes de compressibilité et d'inertie du fluide, les frottements aux interfaces fluide / conduite, ainsi que l'expansion des conduites.

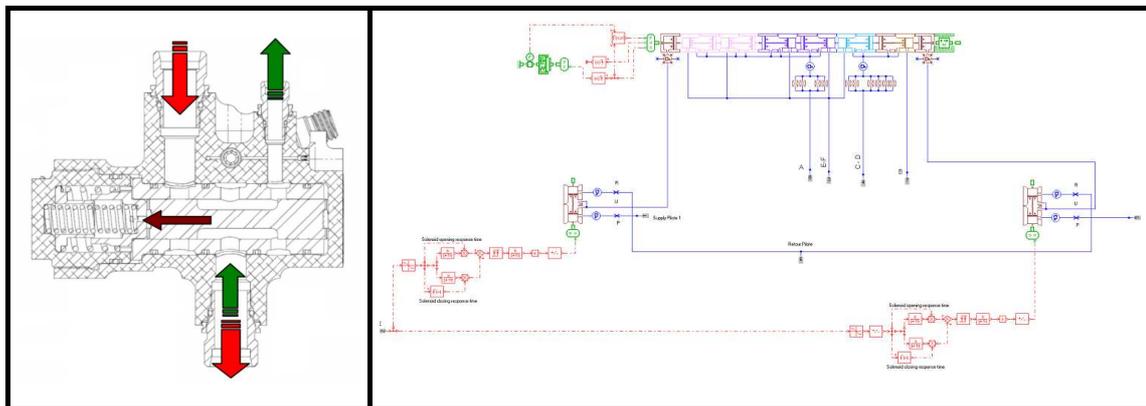


Figure 1-30 : Schéma de la selector-valve (à gauche) et de son modèle (à droite)

Le fluide est modélisé par des tables de données précisant la densité, la viscosité et le module de compressibilité du fluide utilisé (Skydrol) de 0 bar à 500 bars, et de -55°C à 120°C. Chaque conduite du circuit hydraulique est ensuite modélisée par plusieurs séries de composants R,

1.5 Exemples d'application

I et C. Les puissances dissipatives, inertielles et capacitives sont alors calculées en fonction des paramètres suivants :

- Pression du fluide
- Température du fluide
- Débit massique dans la conduite
- Section de la conduite
- Longueur de la conduite
- Rugosité interne de la conduite
- Angle de la conduite avec l'horizontal
- Epaisseur de la paroi de la conduite
- Module d'Young du matériau qui compose la conduite

Les connections, coudes ou raccords du circuit (rassemblés sous le terme « singularité ») sont modélisés par des éléments R. Les puissances dissipées sont alors fonction des paramètres éventuels suivants :

- Pression du fluide
- Température du fluide
- Débit massique dans la singularité
- Type de singularité (raccord, coude, etc.)
- Section(s) de la singularité
- Angle de la singularité

Se reporter à [Binder 1973] et [Idel'Cik 1986] pour plus de détails. Les résultats sont présentés sur la figure 1-31.

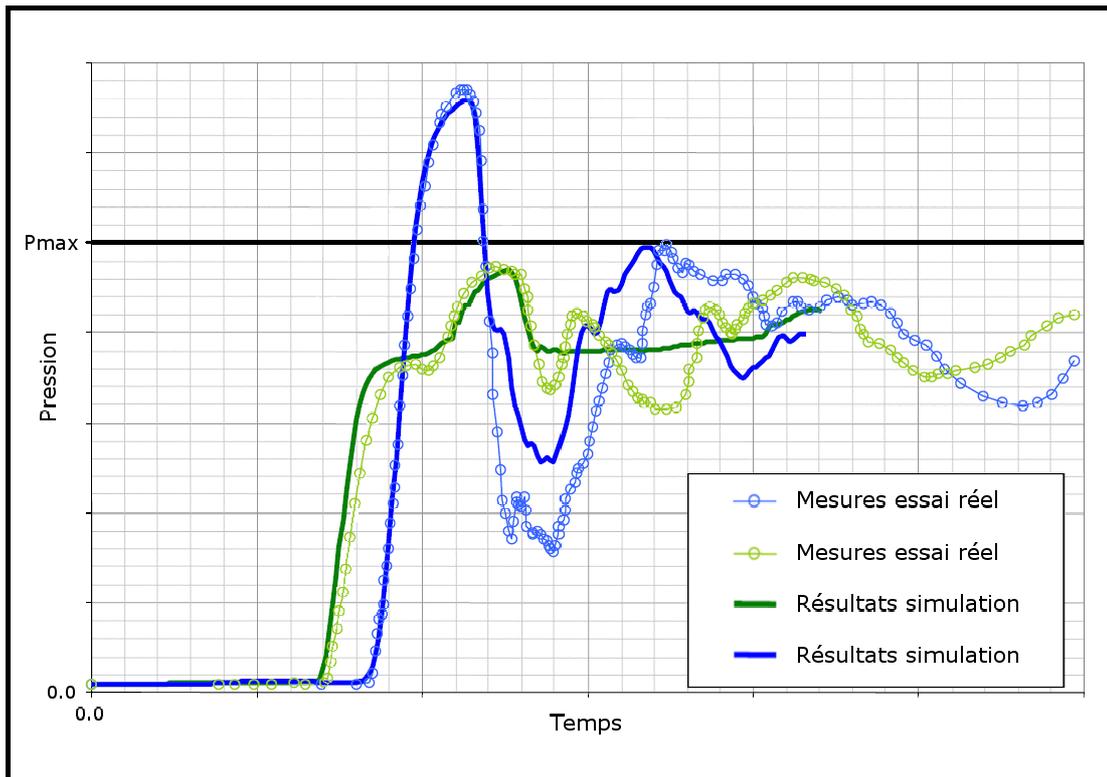


Figure 1-31 : Concordance des résultats de simulation numérique avec les essais réels (avant modification)

Les résultats obtenus par modélisation / simulation numérique sont plus que satisfaisants ; les premiers pics de pression (les plus dangereux) et leur dynamique sont parfaitement représentés. Bien que les oscillations suivantes soient plus amorties avec le modèle numérique que dans la réalité, cette simulation va nous permettre de trouver une solution afin de réduire ces pics de pression jusqu'à une valeur inférieure à P_{max} .

Une première solution temporaire (car celle-ci impacte les performances du système) a été de placer une nouvelle restriction sur la conduite hydraulique principale. Il s'agit en fait d'un raccord entre deux conduites de diamètres D_1 et D_2 , présentant un orifice de petite taille en son centre (cf. figure 1-32). Le service en charge des essais avait à sa disposition plusieurs raccords différents ; nous avons donc testé par la simulation numérique plusieurs possibilités (diamètre de la restriction et emplacement sur les conduites) afin de trouver la solution impactant le moins possible les performances du système. Cette solution, facile à mettre en œuvre, a permis de rapidement poursuivre les essais réels afin de ne pas trop modifier le planning initialement prévu.

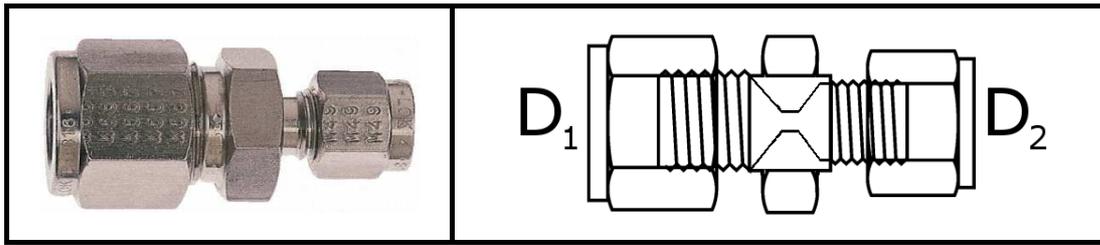


Figure 1-32 : Photographie (à gauche) et schéma (à droite) d'une restriction hydraulique

La solution définitive sera de modifier la source de ce problème : la selector-valve. La simulation numérique nous a permis de déterminer les modifications à apporter au niveau du pilote et de la chemise de cette selector-valve afin de résoudre ce problème, sans impacter les performances du système. Ces modifications permettront de diminuer la vitesse de montée en pression du circuit hydraulique, limitant ainsi ce phénomène de « coup de bélier ». La concordance des résultats de simulation avec les essais réels, avec cette correction définitive, est présentée sur la figure 1-33.

Encore une fois, les résultats obtenus par simulation numérique sont excellents : ils coïncident parfaitement avec les essais réels et ont donc permis de corriger le design du circuit hydraulique et de la selector-valve du premier coup, évitant ainsi des essais réels longs, coûteux et potentiellement destructeurs. Il est regrettable que cette étude n'ait pas été menée plus tôt (avant la fabrication du prototype) ; cet exemple prouve à quel point la modélisation / simulation numérique doit être intégrée au plus tôt dans le cycle en V de conception d'un système afin de détecter et corriger d'éventuels problèmes dès les premières phases de conception. Notons enfin que cela a été possible par l'utilisation de modèles de type boîte blanche (ou gris clair) permettant de modifier directement le nouveau paramètre physique de la solution testée.

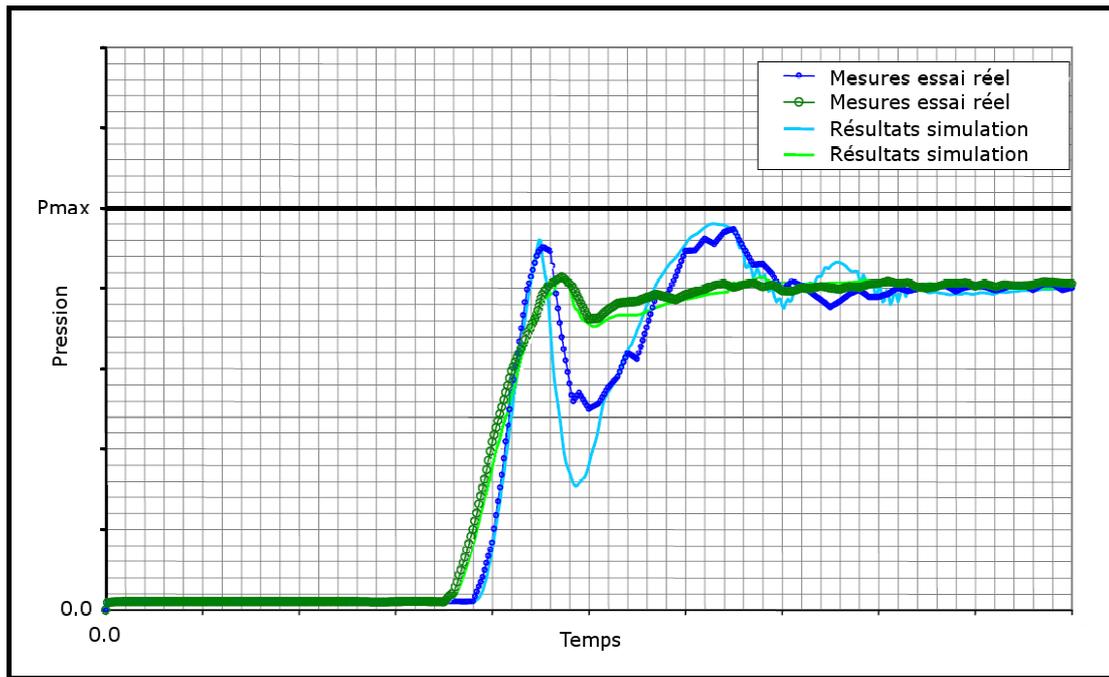


Figure 1-33 : Concordance des résultats de simulation numérique avec les essais réels (après modification)

1.5.1.2 Aspects multiphysiques

Pour des raisons de sécurité, il est nécessaire de savoir ce qu'il se passerait en cas de défaillance d'un équipement, ainsi que l'impact que cela pourrait avoir sur son environnement le plus proche. Dans cette seconde partie, l'étude portera donc sur deux composants de l'EBMA permettant de ralentir la course du piston en début et en fin d'extension ou de rétraction (cf. figure 1-34). Le terme anglais « snubbing » est utilisé pour décrire ce phénomène.

L'effet de « snubbing » de l'actionneur EBMA est une perte de charge hydraulique dépendante de la course du vérin. Cela permet d'augmenter cette perte de charge lorsque le vérin arrive en butée, afin de diminuer la pression et donc la vitesse de la tige du vérin (pour ne pas endommager les pièces mécaniques qui viennent en butée).

L'impact sur la partie mécanique d'une défaillance de ces composants va être étudié grâce à notre plate-forme de prototypage virtuel multiphysique. Une défaillance de ce système de « snubbing » signifie que la perte de charge reste constante (et relativement faible) sur toute la course de la tige du vérin (la vitesse n'est donc plus réduite avant le contact des pièces mécaniques en butée). Cette étude n'était jamais faite par la modélisation / simulation numérique auparavant chez Messier-Bugatti (couplage fluide-structure) [Seguin 2009].

1.5 Exemples d'application

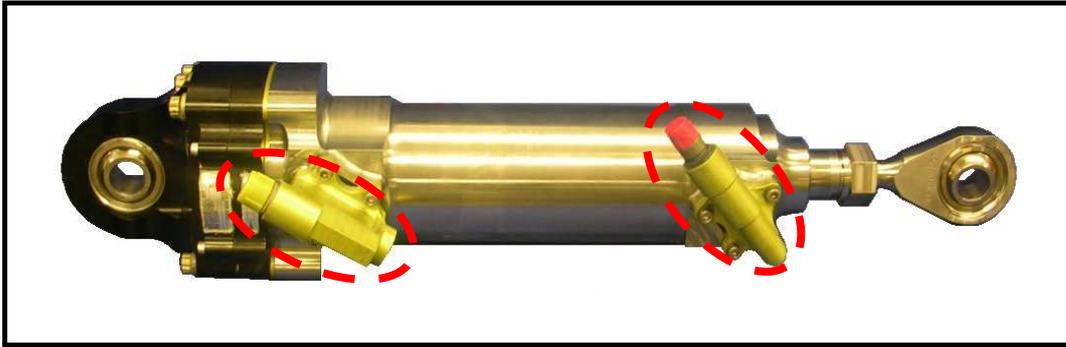


Figure 1-34 : Photographie de l'EBMA (les composants entourés permettent l'effet de « snubbing »)

Le modèle utilisé est le même que dans l'étude précédente, avec sur la figure 1-35 ci-dessous le détail de l'EBMA. La seule différence est que cette fois-ci, le modèle est couplé avec un modèle 3D de la partie mécanique du système d'ouverture et de fermeture des trappes de trains d'atterrissage (cf. figure 1-36). Ainsi, non seulement les phénomènes de compressibilité et d'inertie hydraulique, de force de jet, ou encore de cavitation sont pris en compte, mais ils sont couplés avec l'aspect mécanique 3D et ses non-linéarités, ses cinématiques complexes, ses phénomènes de contact et d'impact, et sa flexibilité structurelle par exemple.

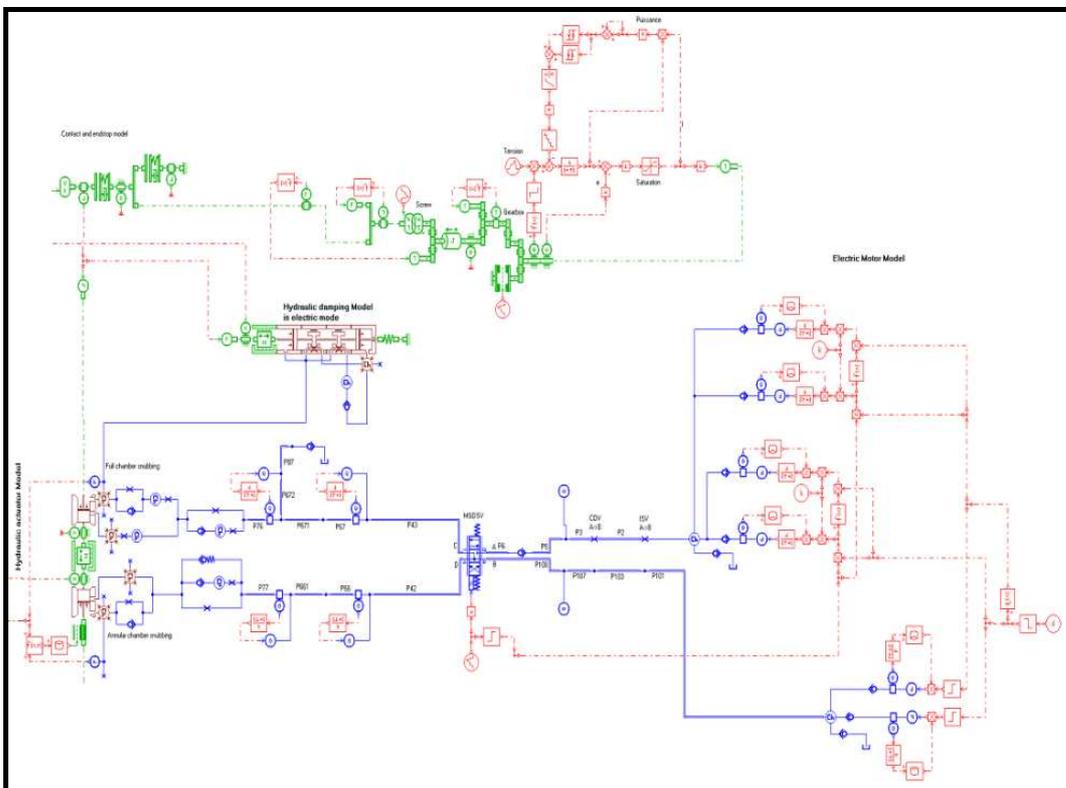


Figure 1-35 : Schéma du modèle de l'actionneur EBMA

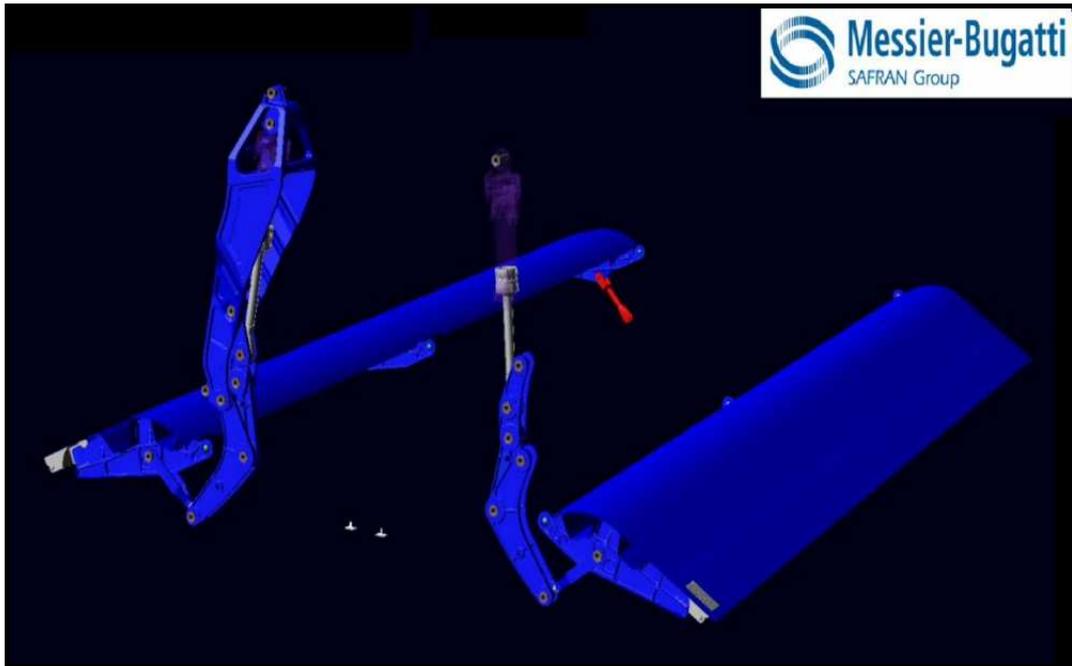


Figure 1-36 : Géométrie du système mécanique d'ouverture et de fermeture des trappes des trains d'atterrissage

Ce couplage fluide-structure va permettre d'évaluer la force d'impact lors de l'ouverture ou de la fermeture des trappes sur la partie mécanique, en fonctionnement normal, mais également en fonctionnement dégradé, c'est à dire lorsque les composants de snubbing ne fonctionnent plus correctement. Par exemple, en cas de défaillance de deux composants de snubbing, la simulation numérique nous permet d'évaluer que la force d'impact à la fermeture des trappes présentera des pics supérieurs de 75 % par rapport à la force d'impact en fonctionnement normal (cf. figure 1-37). Ces pics sont dus à des phénomènes transitoires couplés (hydrauliques-mécaniques) et vont fortement dégrader la tenue mécanique des pièces de ce système.

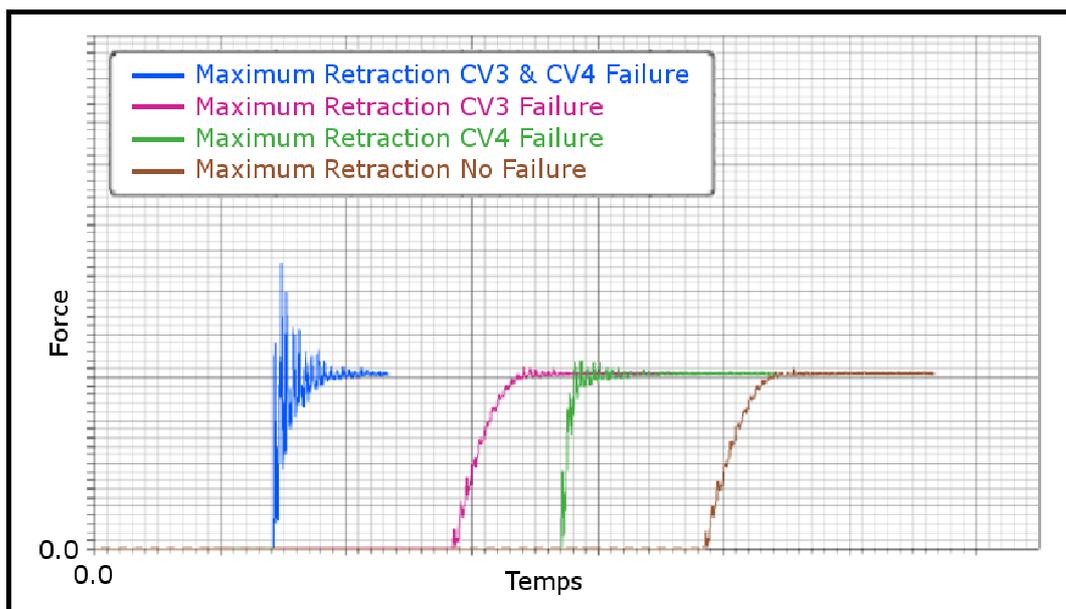


Figure 1-37 : Force d'impact des trappes sur les boîtiers d'accrochage en fermeture selon différents cas de fonctionnement (résultats de simulation numériques)

Il est ensuite possible d'étudier la tenue mécanique des différentes pièces du système, et donc de prédire la durée de vie des différents équipements par la simulation numérique, évitant ainsi des essais complexes, coûteux et parfois destructeurs. Les figures 1-38 et 1-39 suivantes représentent les contraintes (exprimées en MPa ou N/mm²) infligées aux différentes pièces mécaniques du système d'ouverture et de fermeture des trappes de trains d'atterrissage. Il est alors possible d'utiliser par la suite le critère de « Von Mises », représentant l'énergie de déformation élastique maximale que la pièce peut subir, avant de se déformer de manière irréversible (on parle alors de « déformation plastique »).

Les résultats présentés par les figures 1-38 et 1-39 sont issus du couplage fluide-structure précédent et permettent de mettre en évidence les contraintes que subiront les trappes et leurs pattes de fixation. Lors d'une défaillance des deux composants de snubbing par exemple, les contraintes imposées sont jusqu'à dix fois plus élevées sur les pattes de fixation et sur certaines parties des trappes (en contact avec les butées de fermeture). La conséquence immédiate est une détérioration (voire une destruction) des pièces mécaniques, ainsi qu'une diminution de leur durée de vie à plus long terme.

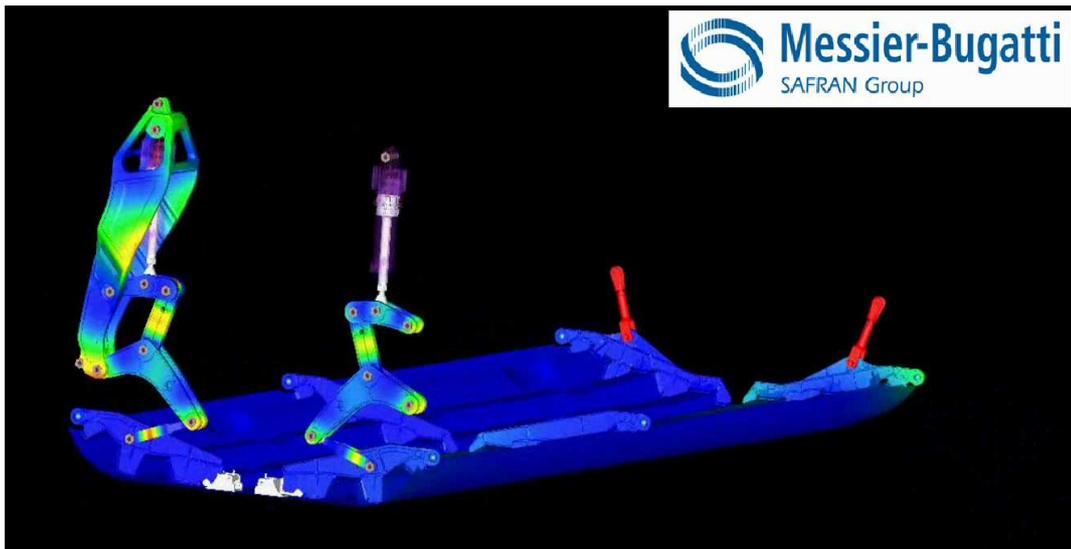


Figure 1-38 : Contraintes sur les pièces mécaniques en fonctionnement normal

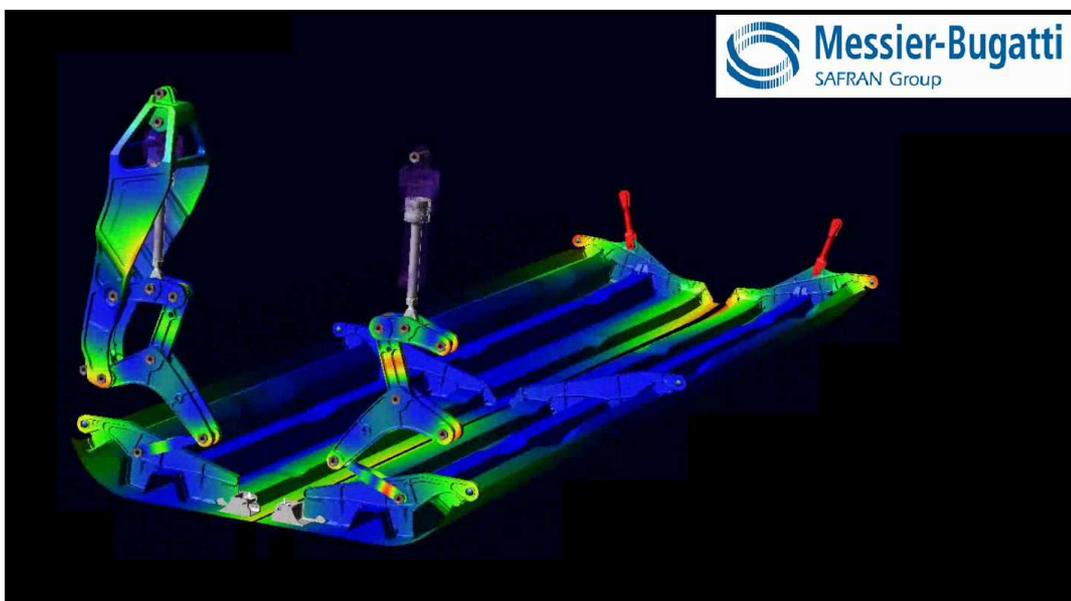


Figure 1-39 : Contraintes sur les pièces mécaniques en fonctionnement « dégradé »

1.5.1.3 Aspects énergétiques

Dans cette dernière sous-partie, l'utilité de l'utilisation de considérations énergétiques sur les modèles est démontrée. Pour cela, reprenons le modèle de l'EBMA de la figure 1-35, et appliquons-y le bilan de puissance et d'énergie défini au paragraphe 1.4.2.3. Le scénario choisi est un scénario classique d'utilisation du système : il comporte une première phase d'ouverture puis de fermeture hydraulique des trappes (extension puis rétraction du vérin), puis une seconde phase d'ouverture électrique (cf. figure 1-40).

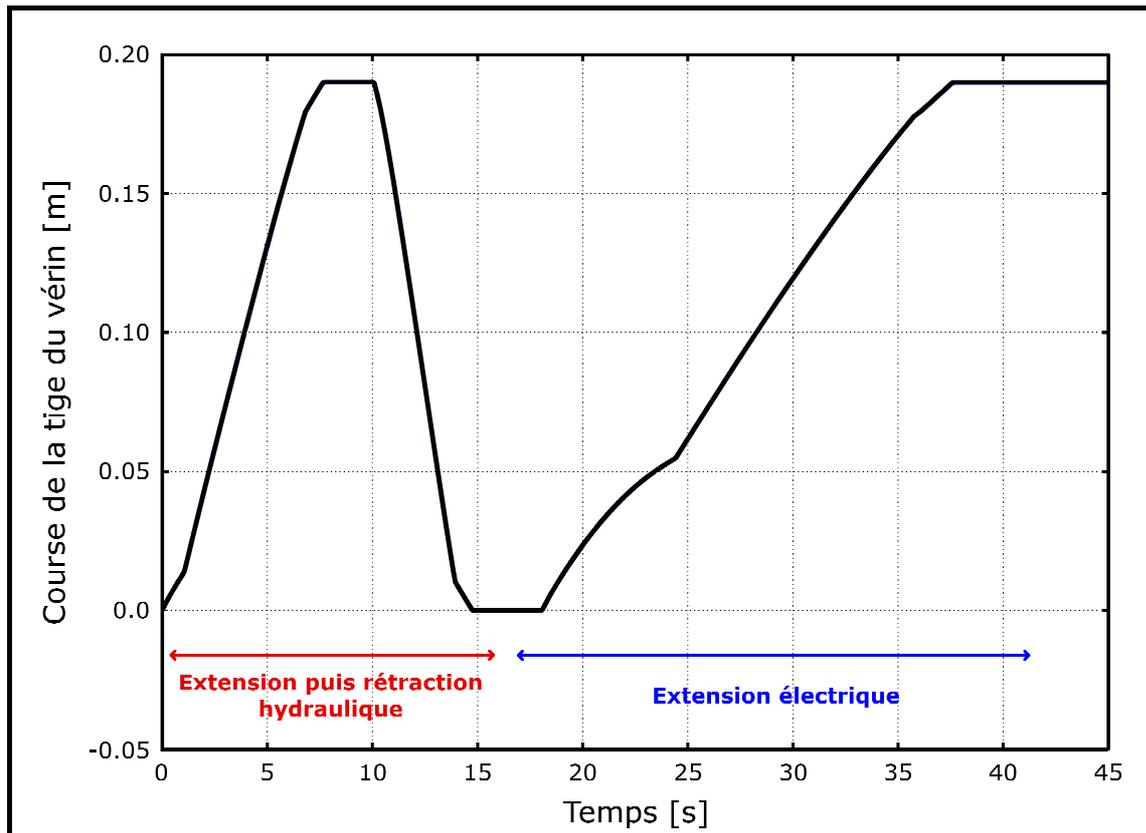


Figure 1-40 : Scénario d'utilisation du système d'ouverture et de fermeture des trappes des trains d'atterrissage

Les résultats du bilan sont présentés sur les figures 1-41 et 1-42 suivantes. Les bilans de puissance et d'énergie sont respectivement en « $1e-11$ » Watts et « $1e-10$ » Joules, ce qui correspond aux erreurs de troncature du solveur numérique. On peut donc affirmer que ces bilans sont bien nuls ; cela va de soit en utilisant le formalisme Bond Graph. La première conclusion est que le modèle respecte la loi de conservation de l'énergie, ce qui renforce sa validité. Cela confirme ensuite que l'utilisateur a correctement déterminé les limites, sources d'énergie et pertes d'énergie du système, ce qui est une garantie supplémentaire de la bonne compréhension de l'utilisateur du système modélisé.

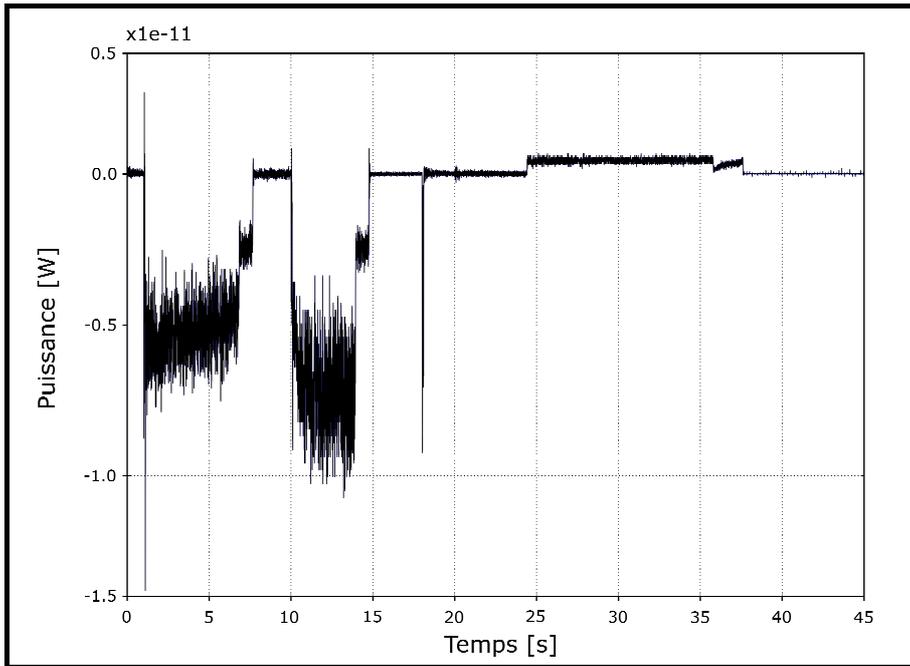


Figure 1-41 : Bilan de puissance du système EBMA

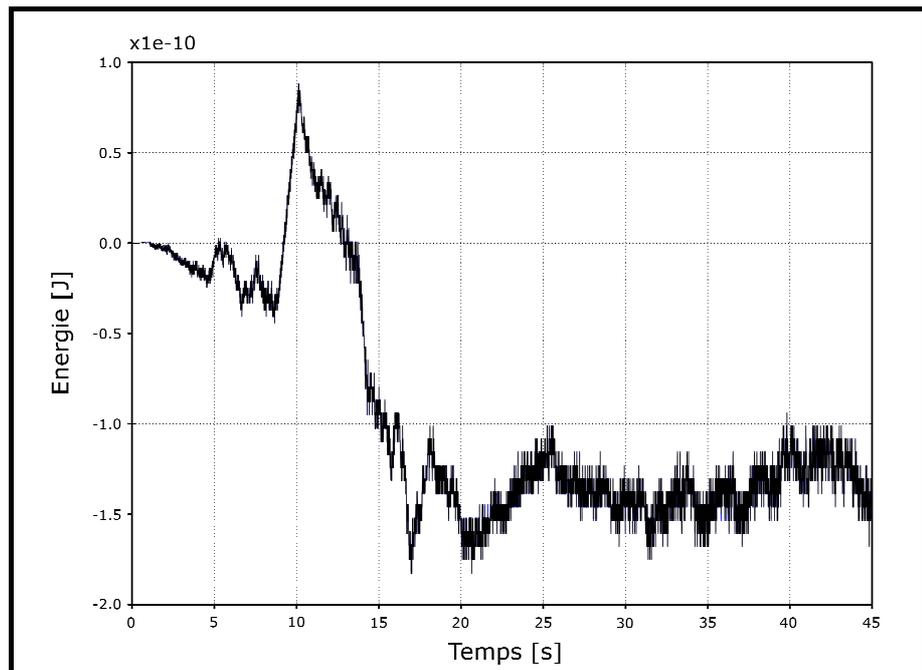


Figure 1-42 : Bilan d'énergie du système EBMA

Intéressons-nous maintenant aux composants constituant le modèle de l'EBMA ; ces considérations énergétiques permettent d'étudier par exemple tous les composants hydrauliques qui vont dissiper de l'énergie (éléments R). Ainsi, il est possible d'afficher sous forme d'histogrammes la valeur des puissances ou énergies, moyennes ou extrêmes, des différents composants afin de cibler très rapidement les composants les plus dissipatifs (cf. figure 1-43).

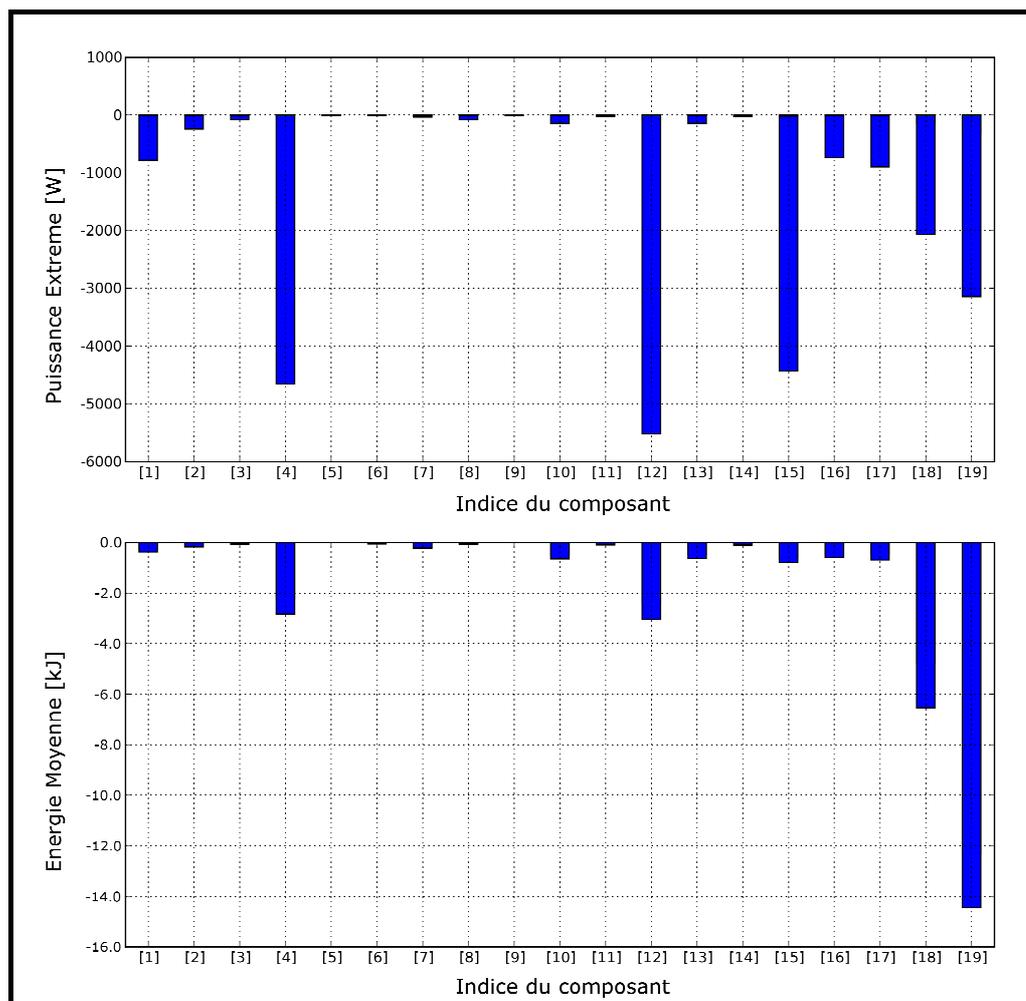


Figure 1-43 : Histogrammes des puissances extrêmes dissipées (en haut) et des énergies moyennes dissipées (en bas) par les composants hydrauliques

Dans cet exemple, cinq composants hydrauliques (les composants N° 4, 12, 15, 18 et 19) dissipent apparemment beaucoup d'énergie. Après vérification, ils dissipent à eux seuls 63 % de l'énergie totale (hydraulique et électrique) fournie au système sur le scénario présenté précédemment (cf. figure 1-40). Il est donc primordial d'étudier ces cinq composants de plus près afin d'être sûr qu'aucune erreur de conception ou de modélisation n'a été commise dans un premier temps. Ici, aucune erreur n'a été commise, il est donc possible de passer à une seconde phase d'optimisation, afin de réduire ces pertes énergétiques. Les composants ciblés par notre outil d'analyse énergétique sont :

- la servo-valve distribuant l'énergie hydraulique au reste du circuit
- les deux conduites hydrauliques reliant la servo-valve à la source d'énergie hydraulique et au retour basse pression
- et les deux composants de snubbing étudiés précédemment

Les servo-valves sont en effet des équipements hydrauliques qui engendrent très souvent d'importantes pertes d'énergie dans les systèmes : de part leur géométrie (orifices et passages pour le fluide), elles présentent toujours des pertes de charges non négligeables. Mais les plus grandes pertes d'énergie sont dues aux jeux entre les différentes pièces mécaniques qui la constituent, indispensables pour le bon fonctionnement de la servo-valve, mais qui engendrent des fuites de la source de pression vers le retour hydraulique. Ces jeux mécaniques peuvent être réduits mais cela aura un impact sur le fonctionnement de la servo-valve (le temps de réponse peut être modifié, ou un décalage peut être introduit par exemple).

Ensuite, la plupart du temps, l'unique source de puissance des avions est issue de la combustion du kérosène dans leur(s) moteur(s) ; les systèmes générant la haute pression hydraulique sont donc centralisés au plus près de ce(s) moteur(s) (voire inclus dedans). Ainsi, plus le système étudié est éloigné de cette source de pression, plus les pertes dans les conduites hydrauliques seront importantes. Une solution possible serait d'ajouter un générateur de haute pression hydraulique au plus près du système mais cela n'est quasiment jamais fait pour des raisons d'encombrement et de poids.

Enfin, les deux composants de snubbing dissipent beaucoup d'énergie car leur rôle est de ralentir l'ouverture ou la fermeture des trappes. Ici, ce ne sont pas les composants de snubbing qui sont en cause, mais le principe de ralentir la vitesse des trappes en dissipant l'énergie qui est en trop sans la récupérer. D'autres solutions auraient pu être envisagées (système de ressort ou accumulateur par exemple), mais cette solution présente l'avantage d'être la plus simple et peut-être également la plus légère.

Pour terminer, le dernier aspect énergétique directement observable concerne le rendement énergétique du système. Il est possible par exemple de calculer l'énergie hydraulique ou électrique fournie pour ouvrir ou fermer les trappes, et de la comparer à l'énergie réellement utilisée pour effectuer cette action. Les efficacités énergétiques peuvent alors être calculées à partir de ces valeurs (issues de la figure 1-44 ci-après) :

1.5 Exemples d'application

- Extension hydraulique : $\eta = \frac{3300}{18800} \times 100 = 18 \%$
- Rétraction hydraulique : $\eta = \frac{9100 - 3300}{38800 - 18800} \times 100 = 29 \%$
- Extension électrique : $\eta = \frac{10400 - 9100}{4250} \times 100 = 31 \%$

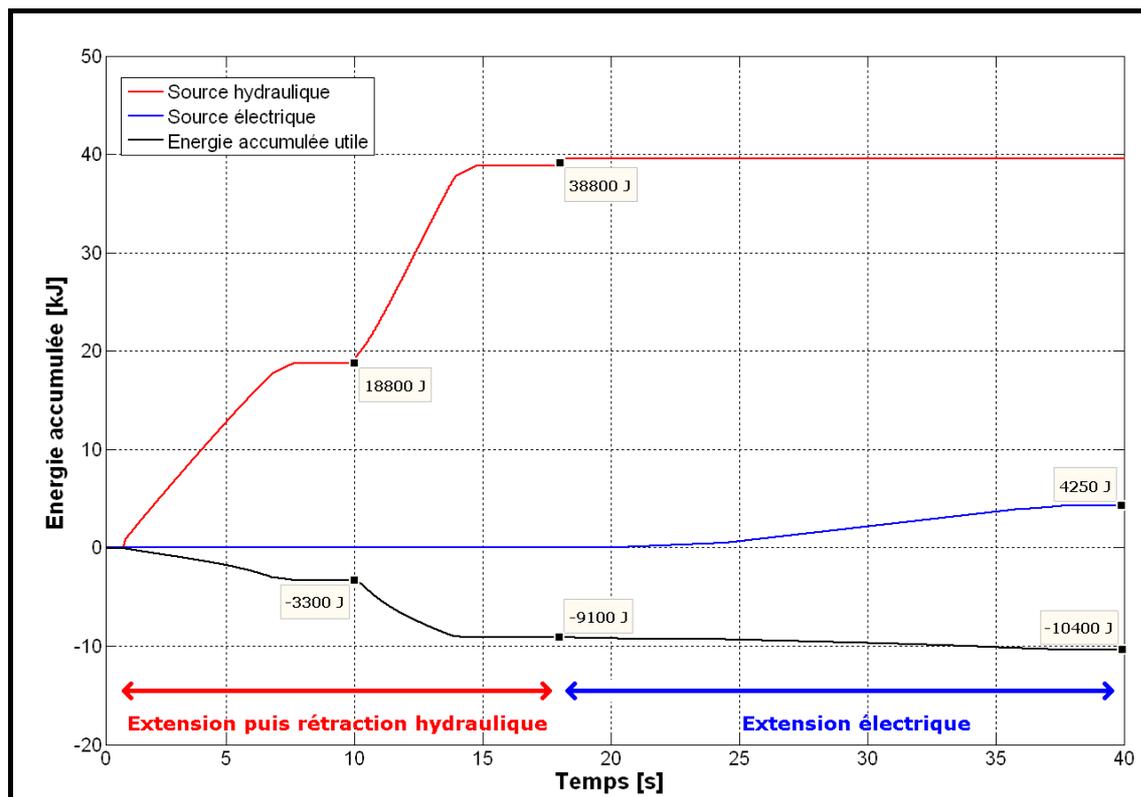


Figure 1-44 : Energie accumulée au cours du scénario d'excitation du système EBMA

Ici, plusieurs remarques importantes sont à prendre en compte pour ne pas tirer de fausses conclusions de ces résultats. Dans un premier temps, les rendements énergétiques en extension et en rétraction hydraulique ne peuvent pas être directement comparés : les forces de pesanteurs par exemple, s'appliquant sur les trappes ne sont pas les mêmes à l'ouverture ou à la fermeture. Il est donc primordial de prendre en compte les conditions de fonctionnement (l'environnement extérieur) dans lesquels la simulation a été faite.

Il en est de même si on souhaite comparer les rendements du système lors d'une extension hydraulique par rapport à une extension électrique : les performances doivent être les mêmes. Ici, elles ne sont plus du tout comparables (cf. figure 1-40). Ceci est tout à fait normal puisque la

partie électrique de l'EBMA est utilisée uniquement en cas de panne de la partie hydraulique. Les performances demandées ne sont donc pas du tout les mêmes qu'en fonctionnement normal (la fermeture des trappes via la partie électrique est d'ailleurs impossible).

Ensuite, même si les performances de l'extension via la partie hydraulique étaient comparables à l'extension via la partie électrique, il faut bien comprendre que les rendements obtenus concernent uniquement le système étudié. Or, pour connaître la solution réellement la plus économe en énergie (hydraulique ou électrique), il faut savoir comment est produite cette énergie. Le plus simple est souvent de se ramener à la quantité de kérosène nécessaire pour fournir telle puissance hydraulique et telle puissance électrique (en ajoutant l'impact d'une éventuelle différence de poids des systèmes étudiés sur cette consommation).

Ce dernier point montre l'importance du travail collaboratif nécessaire entre les avionneurs et les systémiers tels que Messier-Bugatti. Grâce aux composants modifiés (incluant la variable « Puissance Instantanée ») et au script Python, les résultats sont obtenus de manière automatique et instantanée, ce qui est parfaitement compatible avec un processus global d'optimisation énergétique de plus haut niveau, nécessitant de nombreuses itérations. Nous sommes donc capables d'optimiser au mieux le rendement énergétique des différents systèmes, et au final de l'avion complet, participant ainsi activement à l'éco-conception.

1.5.2 Comparaison de système d'orientation des roues du train avant d'un avion

L'exemple précédent présente tous les avantages que l'on peut tirer de notre plate-forme de prototypage virtuel multiphysique sur l'étude d'un système ; il est également possible de comparer plusieurs systèmes entre eux. Dans l'exemple qui suit, trois solutions techniques différentes pour orienter les roues du train avant d'un avion sont décrites et étudiées.

1.5.2.1 Les différentes solutions techniques

Deux solutions mécaniques différentes existent au sein de la société Messier-Bugatti pour orienter les roues du train avant d'un avion : un premier mécanisme dit « Push-Pull », et un second dit « Pignon-

Crémaillère ». Le mécanisme Push-Pull, décrit par la figure 1-45, est constitué de deux vérins hydrauliques placés de part et d'autre du tube tournant du train avant. Lorsque l'on souhaite tourner le train vers la droite depuis la position centrée, le vérin de droite est alimenté de manière à « pousser » (« Push » en anglais) tandis que le vérin de gauche est alimenté pour « tirer » (« Pull » en anglais) (cf. schéma en haut à droite de la figure 1-45). Si on continue de tourner, le vérin de gauche atteint le « point d'inversion », caractérisé par l'alignement du centre de l'axe du tube tournant du train avant, avec le point d'accrochage du vérin sur ce tube tournant et avec le point d'accrochage du vérin sur l'avion. Le vérin de gauche devient alors inactif ; seul le vérin de droite continue de pousser (cf. schéma au milieu à droite de la figure 1-45). Une fois le point d'inversion passé, le vérin de gauche et de droite vont tous les deux pousser pour continuer de faire tourner le train avant vers la droite (cf. schéma en bas à droite de la figure 1-45). Le mécanisme Push-Pull étudié sera alimenté par une source de pression hydraulique fournie par l'avion.

La seconde solution mécanique, présentée sur la figure 1-46, consiste à utiliser un vérin hydraulique avec un système de pignon-crémaillère pour transformer le mouvement de translation de la tige du vérin en mouvement de rotation au niveau du train avant de l'avion. Il suffit donc d'alimenter le vérin en extension pour tourner à droite, et réciproquement en rétraction pour tourner à gauche. Le mécanisme Pignon-Crémaillère étudié pourra être alimenté soit par la source de pression hydraulique issue de l'avion, soit par une pompe hydraulique alimentée par une source de puissance électrique issue de l'avion.

Ainsi, trois solutions techniques différentes vont être étudiées :

- Une solution Push-Pull purement hydraulique
- Une solution Pignon-Crémaillère purement hydraulique
- Une solution Pignon-Crémaillère électro-hydraulique

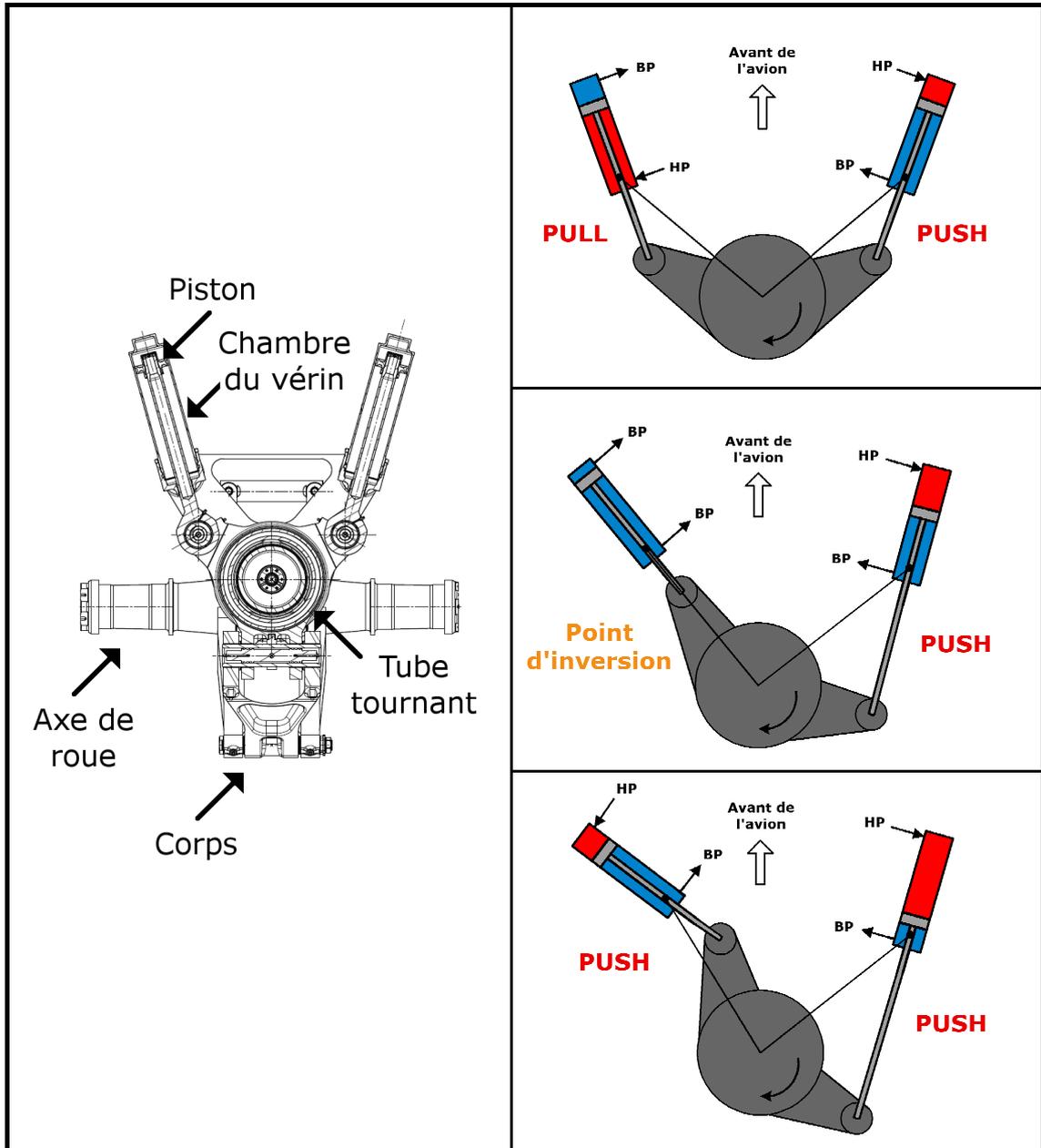


Figure 1-45 : Schéma et principe de fonctionnement d'un système d'orientation des roues du train avant d'un avion de type « Push-Pull », vue de dessus

1.5 Exemples d'application

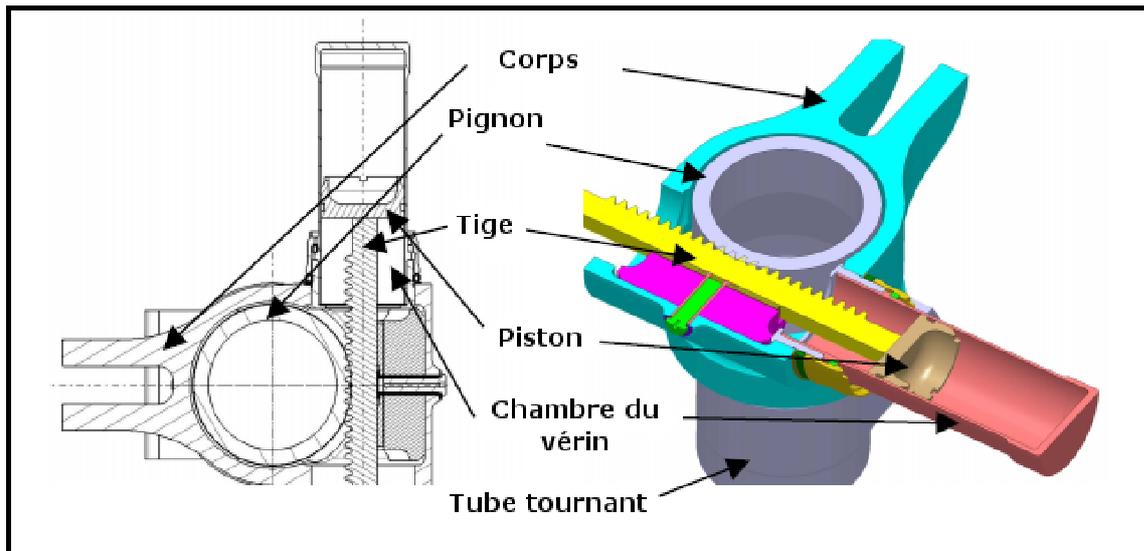


Figure 1-46 : Schéma et principe de fonctionnement d'un système d'orientation des roues du train avant d'un avion de type « Pignon-Crémaillère »

Les figures 1-47, 1-48 et 1-49 suivantes présentent les Bond Graph à mots des trois solutions techniques différentes étudiées :

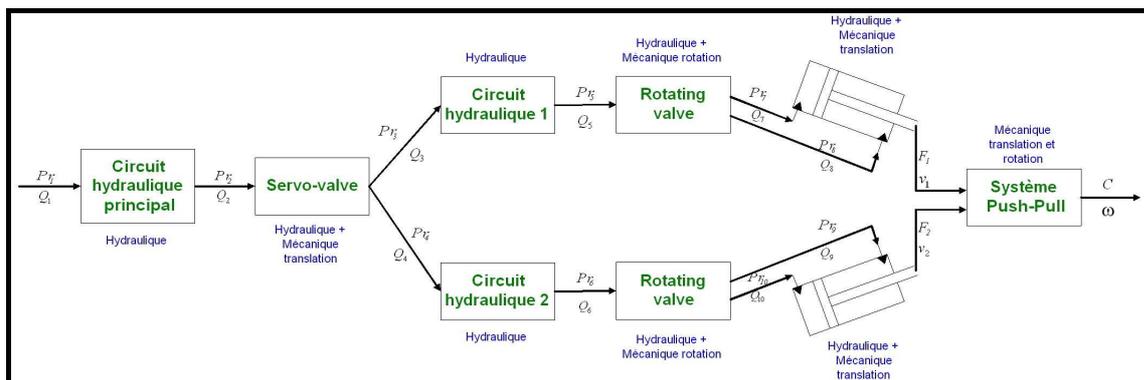


Figure 1-47 : Bond Graph à mots de la solution « Push-Pull » purement hydraulique

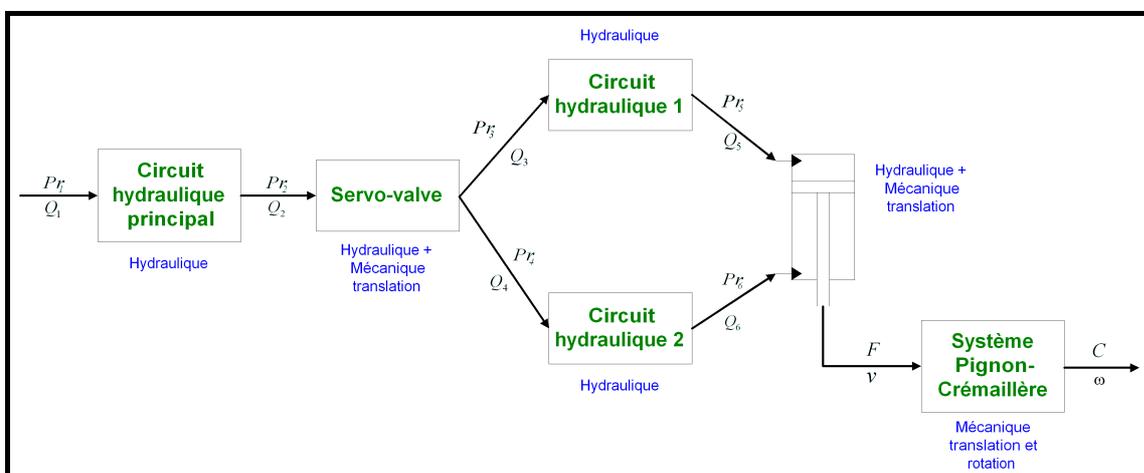


Figure 1-48 : Bond Graph à mots de la solution « Pignon-Crémaillère » purement hydraulique

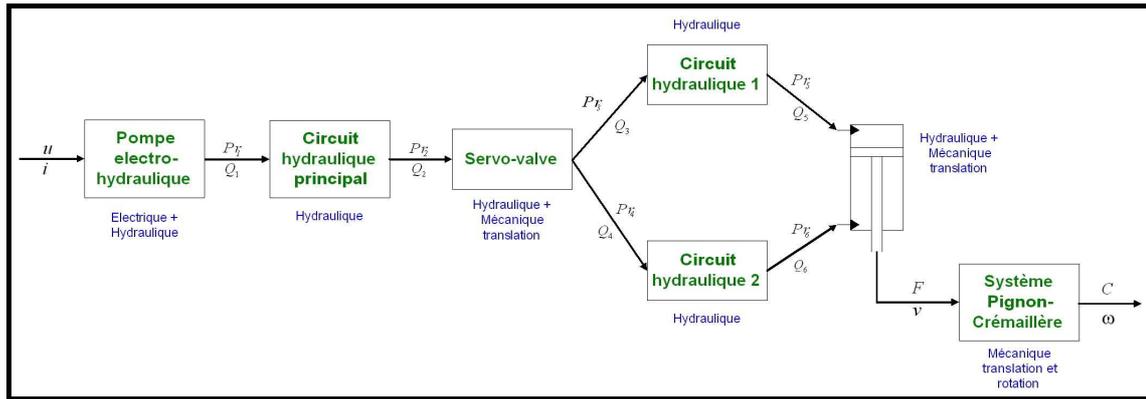


Figure 1-49 : Bond Graph à mots de la solution « Pignon-Crémaillère » électro-hydraulique

1.5.2.2 Comparaison de leur rendement énergétique

Afin de comparer ces trois solutions techniques, des modèles ont été créés grâce à notre plate-forme de prototypage virtuel multiphysique, prenant en compte les phénomènes de compressibilité et d'inertie hydraulique, de force de jet, ou encore de cavitation. La même consigne angulaire est appliquée à chaque solution d'orientation des roues du train avant, et consiste en un premier virage à droite jusqu'à atteindre un angle de +70 deg que l'on maintiendra pendant cinq secondes. S'ensuit alors un second virage à gauche, jusqu'à atteindre -70 deg, palier que l'on maintiendra également cinq secondes avant de revenir à une position centrée des roues. Cette consigne angulaire correspond à un scénario d'excitation typique d'un système d'orientation des roues du train avant d'un avion en aéronautique.

Les figures 1-50 et 1-51 nous permettent de comparer les performances des différentes solutions sur une première série de résultats. On constate, notamment sur l'agrandissement lors du premier virage que les réponses angulaires des trois solutions testées suivent parfaitement la consigne imposée. Les conditions de fonctionnement et les performances sont donc les mêmes ; il restera donc l'aspect production d'énergie à prendre en compte lors du bilan de cette étude. Nous comparons par la suite les énergies accumulées totales utilisées par chaque solution pour fournir l'énergie nécessaire à l'orientation des roues (« Energie Utile » sur la figure 1-52), c'est à dire le rendement du système.

1.5 Exemples d'application

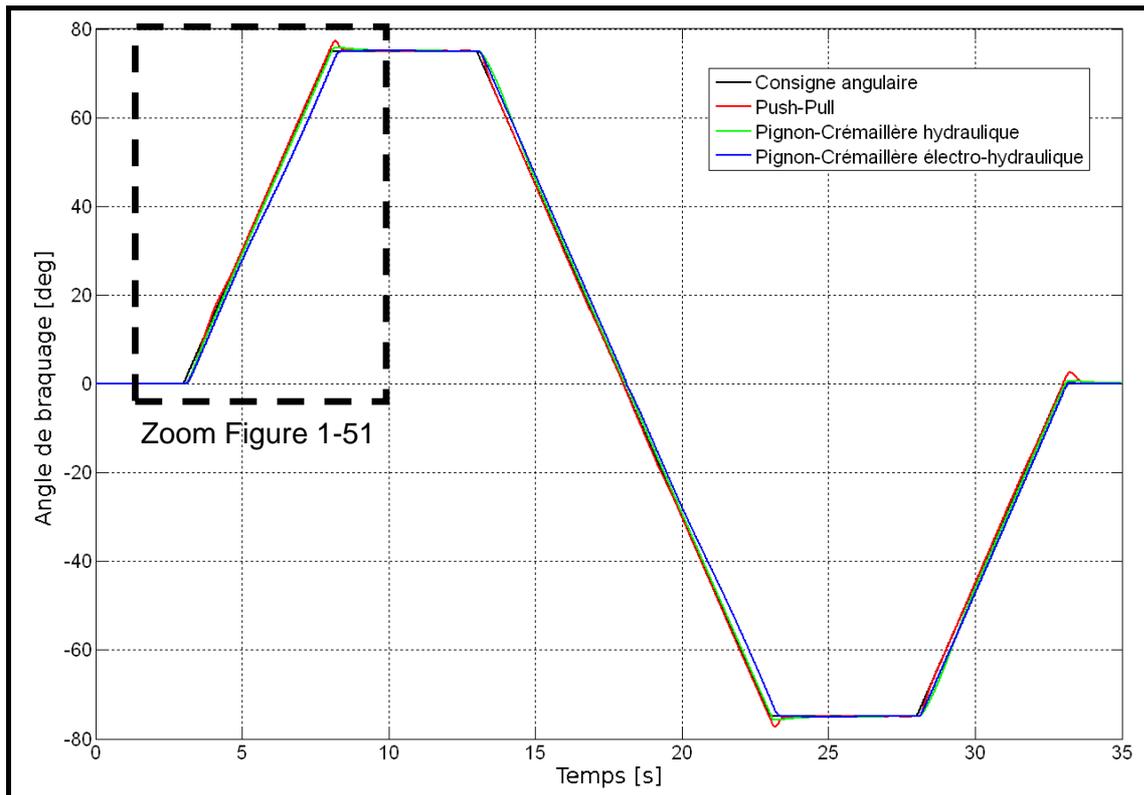


Figure 1-50 : Comparaison de la consigne angulaire et de la réponse des trois systèmes étudiés – Même couple résistant pour les trois solutions

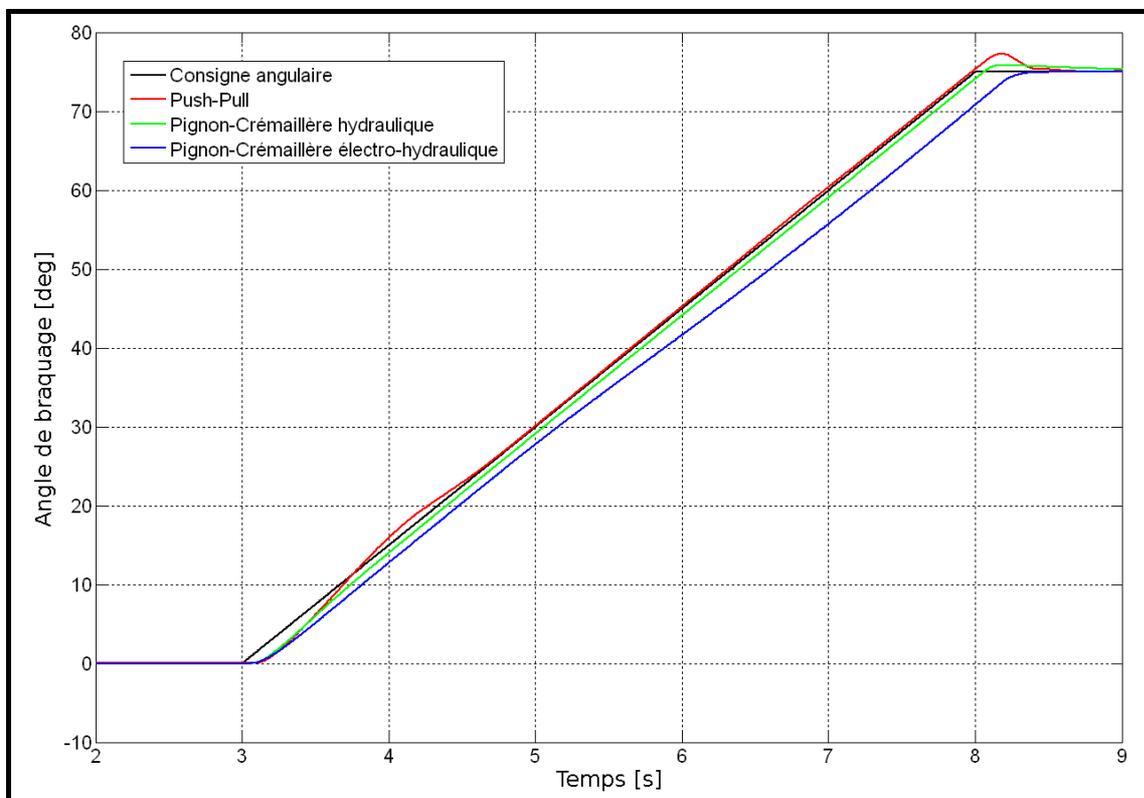


Figure 1-51 : Comparaison de la consigne angulaire et de la réponse des trois systèmes étudiés – Même couple résistant pour les trois solutions – Agrandissement du premier virage

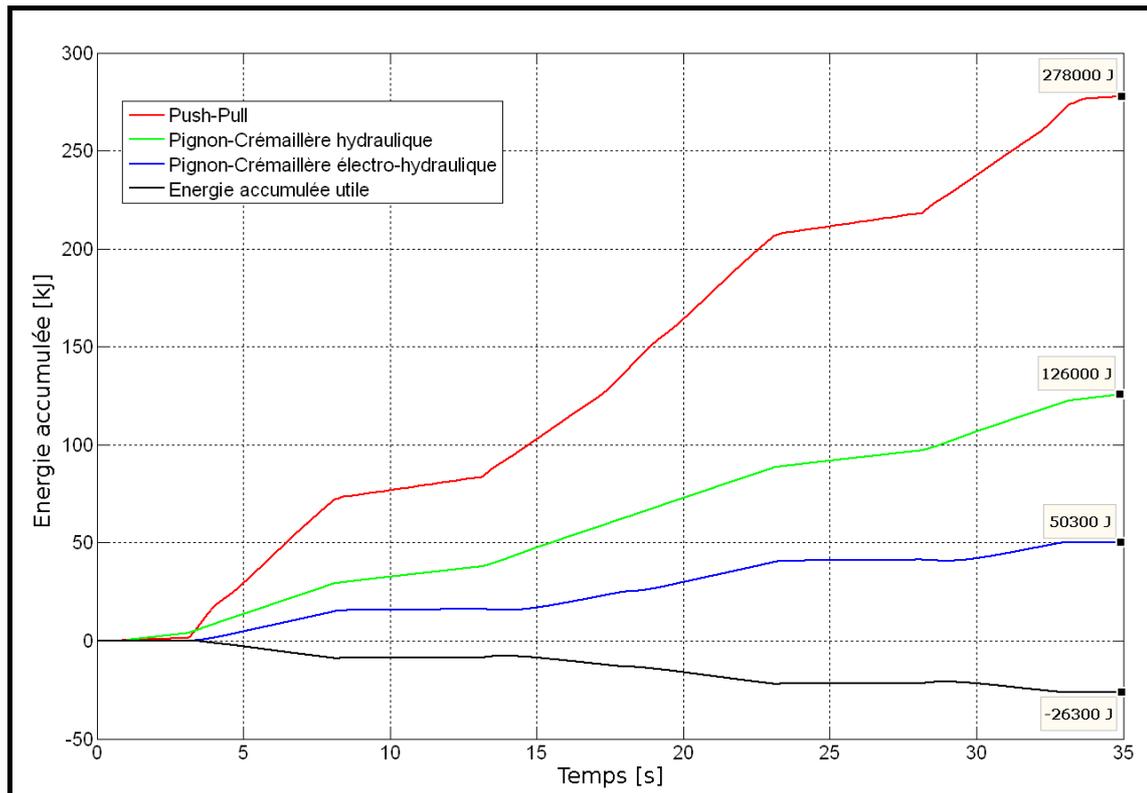


Figure 1-52 : Comparaison des énergies accumulées fournies à chaque solution avec l'énergie accumulée utile – Même couple résistant pour les trois solutions

Dans cette première série de résultats, un même couple résistant (présentant un maximum de 8000 N.m) a été appliqué sur les trois solutions ; celui-ci correspond au couple maximum que peut fournir la solution Pignon-Crémaillère, alimenté par une source électrique. Les rendements suivants sont calculés à partir de données issues de la figure 1-52 :

- Solution Push-Pull (hydraulique) : $\eta = \frac{26300}{278000} \times 100 = 9 \%$
- Solution Pignon-Crémaillère (hydraulique) : $\eta = \frac{26300}{126000} \times 100 = 21 \%$
- Solution Pignon-Crémaillère (électro-hydraulique) : $\eta = \frac{26300}{50300} \times 100 = 52 \%$

La valeur obtenue pour la solution « Push-Pull » est très faible ; cela s'explique le plus souvent par un surdimensionnement du système. En effet, les solutions présentées ici n'ont pas été dimensionnées pour contrer les mêmes couples résistifs. Le système Push-Pull, par exemple,

1.5 Exemples d'application

est capable de contrer un couple résistant beaucoup plus important que le système Pignon-Crémaillère étudié dans ce chapitre. Et d'une manière générale, les sources de puissance hydraulique disponibles aujourd'hui sur un avion fourniront des puissances plus importantes que les sources de puissance électrique.

Notre plate-forme a donc permis de rapidement mettre en évidence un problème de surdimensionnement lors de cette première série de simulation à couple résistant identique. Une seconde série de simulation a été faite, en appliquant cette fois-ci le couple résistant maximum pour lequel chaque solution a été dimensionnée. Les figures 1-53 et 1-54 permettent d'observer comme précédemment les réponses angulaires de chaque solution testée ; l'agrandissement du premier virage permet d'affirmer que les performances sont quasi-identiques pour chaque système. On peut donc désormais s'intéresser à la figure 1-55, présentant les énergies utilisées par chaque solution d'orientation des roues du train avant par rapport aux énergies réellement dépensées pour tourner ces roues. Les rendements énergétiques maximums de chaque système pourront ainsi être calculés.

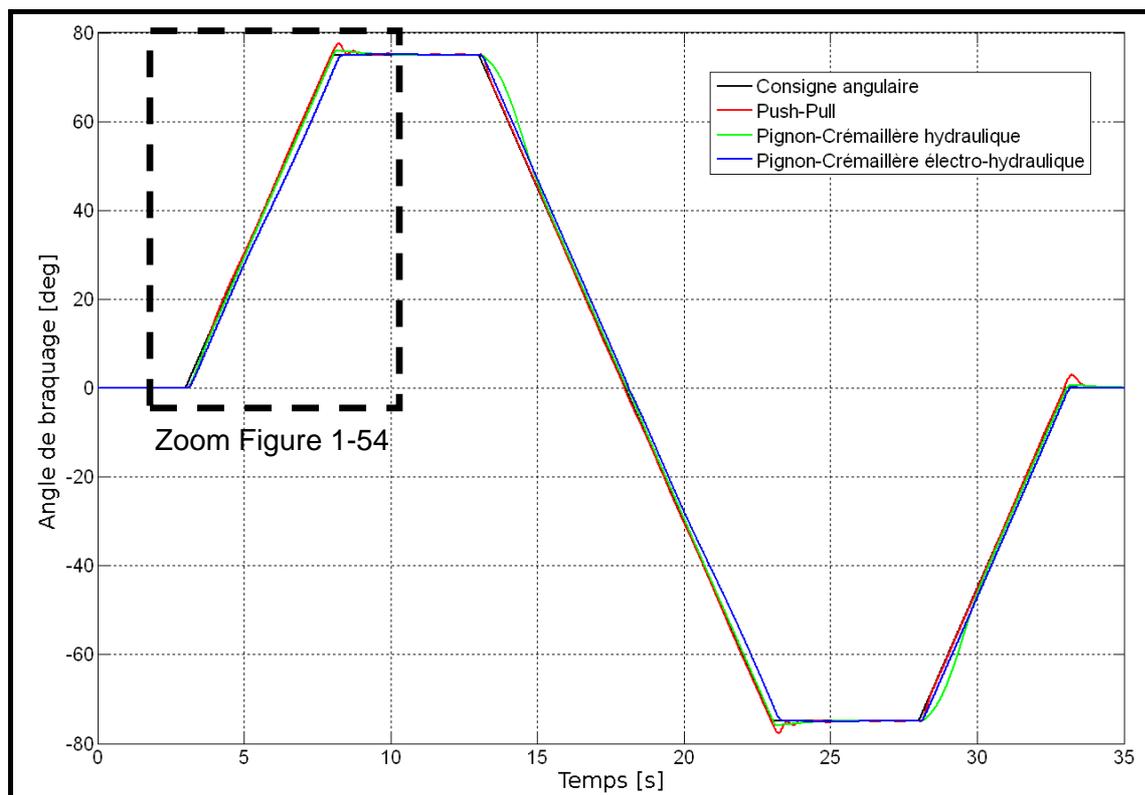


Figure 1-53 : Comparaison de la consigne angulaire et de la réponse des trois systèmes étudiés – Couple résistant maximum pour les trois solutions

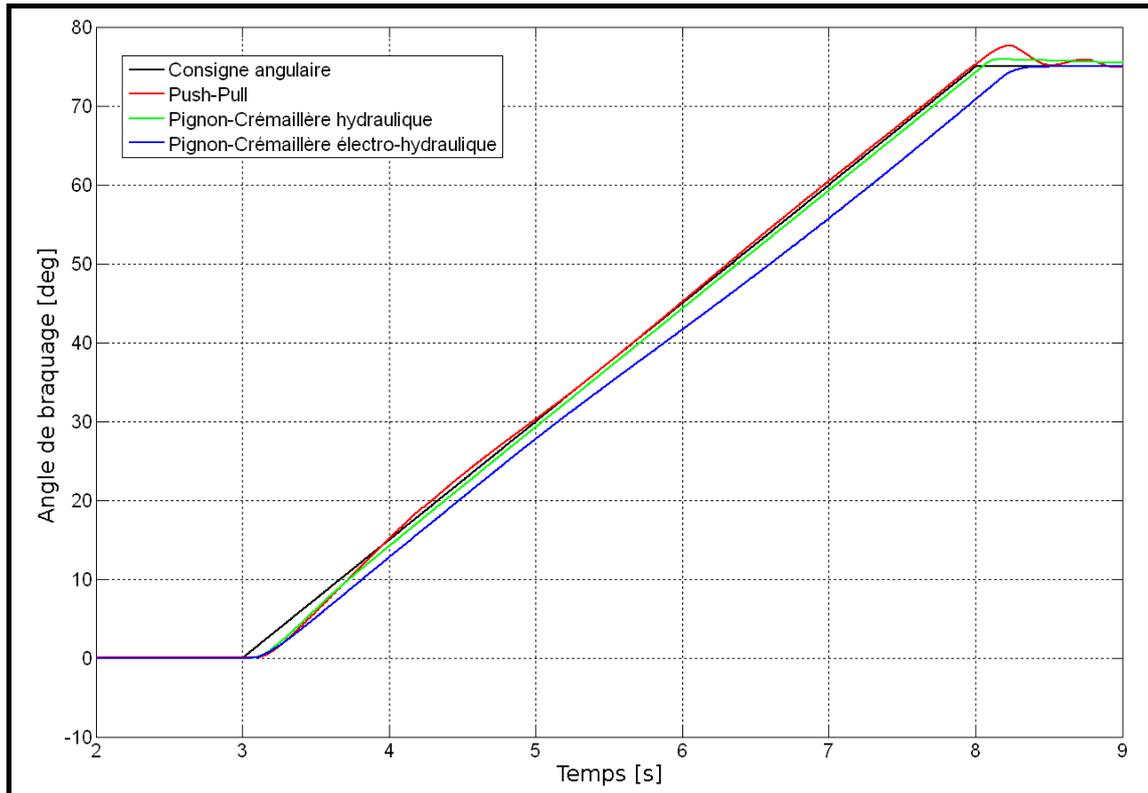


Figure 1-54 : Comparaison de la consigne angulaire et de la réponse des trois systèmes étudiés – Couple résistif maximum pour les trois solutions – Agrandissement du premier virage

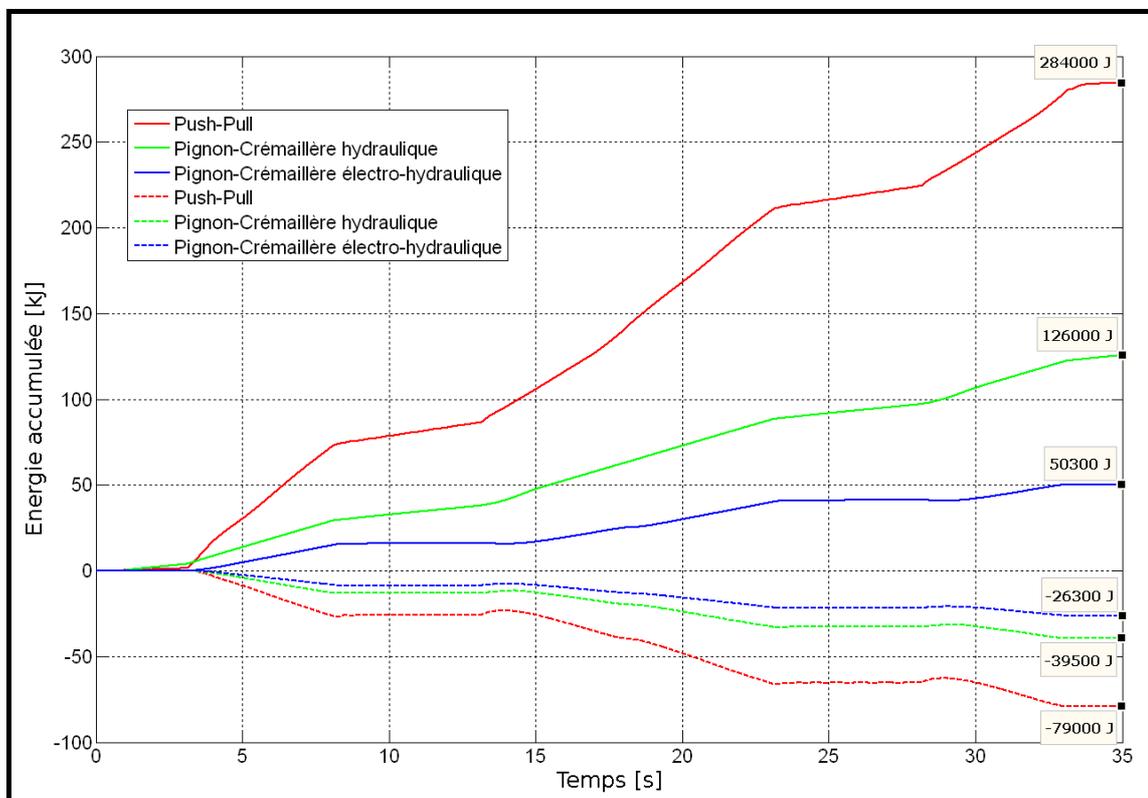


Figure 1-55 : Comparaison des énergies accumulées fournies à chaque solution avec l'énergie accumulée utile – Couple résistif maximum pour les trois solutions

1.5 Exemples d'application

Cette seconde série de résultats est issue de la figure 1-55 ci-dessus. Les rendements énergétiques maximums sont obtenus en appliquant un couple résistant de 23000 N.m pour la solution Push-Pull, de 11500 N.m pour la solution Pignon-Crémaillère hydraulique, et de 8000 N.m pour la solution Pignon-Crémaillère électro-hydraulique. Les courbes en trait plein correspondent à l'énergie accumulée fournie aux différents systèmes pour générer l'énergie utile nécessaire à l'orientation des roues (courbes en pointillées).

- Solution Push-Pull (hydraulique) : $\eta = \frac{79000}{284000} \times 100 = 28 \%$
- Solution Pignon-Crémaillère (hydraulique) : $\eta = \frac{39500}{126000} \times 100 = 31 \%$
- Solution Pignon-Crémaillère (électro-hydraulique) : $\eta = \frac{26300}{50300} \times 100 = 52 \%$

Le rendement des deux premières solutions (avec une source de puissance hydraulique) reste plus faible que la solution Pignon-Crémaillère électro-hydraulique car les systèmes purement hydrauliques vont comporter des composants susceptibles de fuir (comme les servo-valves par exemple). Ceci engendre bien souvent d'importantes pertes, d'où une diminution de l'efficacité énergétique. Au contraire, la troisième solution fonctionnera en circuit hydraulique fermé, limitant ainsi le nombre de composants susceptibles de fuir. Par contre, cette solution ne sera pas capable de contrer les mêmes couples résistifs que les deux premières solutions.

Pour finir, des considérations de poids et d'encombrement sont à prendre en compte pour pouvoir conclure quant à la solution la plus adaptée (c'est à dire la plus économique en énergie) par rapport aux besoins que fixera l'utilisateur.

1.6. Conclusion

Mes travaux de thèse m'ont donc conduit dans un premier temps au développement et à la mise en place d'une plate-forme de prototypage virtuel multiphysique. La modélisation / simulation numérique est un outil indispensable de nos jours pour répondre aux besoins d'une entreprise telle que Messier-Bugatti dont les deux principales problématiques sont de concevoir « plus vite » tout en concevant « mieux ». La réduction des temps de conception est indispensable pour faire face à la concurrence mondiale, d'autant plus dans le contexte de crise économique actuel. L'aspect énergétique est quant à lui devenu un critère de choix prépondérant, que se soit par souci écologique ou économique, les deux n'étant pas contradictoires.

Cette plate-forme est aujourd'hui déployée dans tout le service « Modélisation & Performance » de Messier-Bugatti. Elle permet de répondre parfaitement aux besoins d'ouverture, d'interdisciplinarité, de réutilisabilité, d'adaptabilité d'évolution ou encore d'homogénéisation mis en évidence dans cette première partie. Grâce à elle, nous avons modélisé un avion complet en phase de roulage au sol, avec l'ensemble des systèmes Messier-Bugatti (freinage, orientation et manœuvre des trains d'atterrissage). Des phénomènes importants, issus de l'interaction des différents domaines physiques et des systèmes, ont ainsi été étudiés. Cette nouvelle capacité de modélisation / simulation a non seulement permis à Messier-Bugatti d'améliorer ses systèmes déjà existants ou en cours de développement, mais également de développer et proposer des solutions techniques innovantes aux avionneurs.

Dans un second temps, nous avons développé et mis en place de nouveaux outils d'analyse, basés sur des considérations énergétiques. Ces informations énergétiques, jusque-là absentes ou cachées dans les modèles utilisés dans les études habituelles, permettent notamment de contribuer au concept d'éco-conception présent dans l'entreprise. Les avantages sont nombreux :

- D'une part, nous vérifions que la loi de conservation de l'énergie est bien respectée (en s'assurant que le bilan de puissance et d'énergie est nul), ce qui permet d'augmenter la validité du modèle créé, bien que cela soit toujours vrai avec le formalisme Bond Graph.

- La mise en place de ce bilan atteste par la même occasion que l'utilisateur sait où se trouvent les sources et les pertes d'énergie du système, ce qui tend à renforcer sa compréhension du modèle.
- D'autre part, ces outils permettent de cibler rapidement les composants les plus consommateurs en énergie, permettant ainsi de détecter au plus tôt une éventuelle erreur de conception ou de modélisation.
- Un schéma classique d'optimisation peut être utilisé pour améliorer le rendement du système et/ou son utilisation.
- Il est également possible de comparer différentes solutions techniques d'un point de vue énergétique, et éventuellement de mettre en évidence des solutions surdimensionnées.

Enfin, l'utilisation intensive de la modélisation / simulation numérique va amener une nouvelle problématique : « comment créer le modèle le plus adapté au besoin ? ». On retrouve ainsi la notion de modèle « le plus adapté » déjà introduite dans le paragraphe 1.3.2.3 ; il s'agit d'obtenir le modèle le plus simple possible, mais prenant en compte suffisamment de phénomènes pour répondre aux besoins de l'utilisateur. Ces besoins sont, entre autres choses, de ne pas perdre de temps à paramétrer des composants inutiles, ou encore de diminuer les temps de calcul. Pour répondre à cette problématique, différentes solutions de réduction de modèles peuvent être utilisées. La partie suivante se focalisera sur l'une d'entre elles : « MORA : Model Order Reduction Algorithm ». Celle-ci possède des limitations que nous mettrons en évidence, puis nous présenterons la solution que nous proposons : « PEMRA : Power & Energy –based Model Reduction Algorithm ».

Chapitre 2 - Méthode énergétique et fréquentielle pour la réduction de modèle : PEMRA

2.1. Introduction

Le chapitre précédent présentait le rôle essentiel de la modélisation / simulation numérique dans la conception d'un système. La plate-forme mise en place permet de modéliser de manière précise l'avion en trois dimensions, en même temps que les différents phénomènes physiques mis en jeu dans les systèmes conçus par Messier-Bugatti. Du point de vue de la modélisation / simulation numérique, la partie descendante du cycle en V est ainsi entièrement couverte de la phase la plus « haute » à la phase la plus « basse » (via l'utilisation de modèles de type boîte blanche, cf. § 1.2.2 et 1.3.1), les modèles intégrant de plus en plus de phénomènes complexes. La variable « Puissance Instantanée » et les considérations énergétiques présentées permettent, quant à elles, d'apporter de nouveaux outils d'analyse des systèmes, et également de contribuer au concept d'éco-conception.

Mais lorsque la partie ascendante du cycle en V est abordée, ou pour certaines étapes précises de ce dernier (réglage des lois de contrôle, « Hardware In the Loop », étude de sensibilité, simulation temps réel, campagne de validation...), les modèles utilisés dans les phases précédentes sont bien souvent inadaptés aux objectifs de simulation. Certains phénomènes pris en compte jusqu'alors peuvent se révéler négligeables et/ou consommateurs en temps de calcul, donc inadaptés voire incompatibles avec les contraintes imposées par ce type d'étude. Il est donc primordial d'utiliser le modèle « le plus adapté » aux objectifs de simulation et répondant à ces contraintes. Il s'agit du modèle présentant

une précision juste suffisante, avec une complexité et un temps de calcul réduits au minimum.

De plus, l'utilisateur n'étant pas un expert dans tous les domaines physiques abordés par le modèle, il ne peut vraisemblablement pas émettre toutes les bonnes hypothèses pour simplifier le modèle étudié, et encore moins dans les délais habituellement impartis. Par conséquent, celui-ci doit avoir à sa disposition des outils pour l'aider à trouver ce modèle « le plus adapté ». De nombreuses méthodes de réduction ont été développées pour faciliter, voire automatiser cette étape de simplification de modèles. Certaines sont adaptées pour les systèmes non-linéaires (comme la méthode des perturbations singulières [Kokotovic 1999]), d'autres au domaine de la mécanique des fluides (la décomposition orthogonale en mode propre par exemple [Karhunen 1946], [Loeve 1955] et [Lumley 1967]), etc. Les approches peuvent alors être très différentes les unes des autres (méthode dite « ascendante » ou « descendante », méthode de transformation, etc.). Une présentation des principales techniques sera faite dans le paragraphe 2.2 suivant, en reprenant la classification introduite par Ersal *et al.* [Ersal 2007 - 1].

La méthode « MORA : Model Order Reduction Algorithm » (cf. [Louca 1997]), présentée en détail dans le paragraphe 2.3, est une méthode permettant de garder la signification physique des composants dans le modèle réduit obtenu. Celle-ci utilise une variable « Activity » mesurant l'« activité énergétique » des composants, et permettant de les lister du plus important au plus négligeable. Il suffit alors de fixer une limite de manière arbitraire pour séparer en deux cette liste de composants et ainsi obtenir le modèle « le plus adapté », en ne gardant dans le modèle réduit que les composants les plus significatifs d'après ce critère d'« activité ». Ayant fait le choix de travailler avec des modèles de type boîte blanche, ainsi qu'avec le formalisme Bond Graph, cette méthode semblait bien adaptée à notre besoin. Pourtant, nous montrerons que celle-ci présente d'importantes lacunes ; nous avons ainsi développé une nouvelle méthode de réduction de modèles « PEMRA : Power and Energy-based Model Reduction Algorithm » (décrite dans le § 2.4). Celle-ci permet de pallier les limitations de la méthode MORA, à la fois sur les aspects énergétique, temporel et fréquentiel.

En effet, d'un point de vue énergétique, la variable « Activity » ne suffit pas seule à cibler les composants les plus (ou les moins) significatifs. Nous utilisons donc deux nouveaux critères énergétiques pour cibler ces composants, mais également un processus itératif permettant de vérifier (via un critère dit « de précision temporelle ») que le composant ajouté est

bien celui qui nous rapproche le plus de la réponse du modèle de référence. Enfin, un point sera fait sur les différents signaux d'excitation applicables sur les modèles ; les résultats de ces deux méthodes de réduction de modèles (MORA et PEMRA) et, par conséquent, le domaine de validité des modèles réduits obtenus, en sont entièrement dépendants. Il est donc important de maîtriser les caractéristiques temporelles (les amplitudes et leur variation) et fréquentielles (les fréquences excitées) du signal d'excitation ; cela sera fait en utilisant des signaux d'excitation riches, présentés dans le paragraphe 2.5 intitulé « Etude des signaux d'excitation ».

2.2. La réduction de modèles

De nombreuses méthodes de réduction de modèles ont été développées (cf. [Ersal 2007 - 1], [Obinata 2001], [Antoulas 2001] ou encore [Fortuna 1992]) ; pour certaines d'entre elles, une structure du modèle adapté est fixée a priori. L'idée est donc par la suite de chercher à déterminer les paramètres de ce modèle pour répondre aux besoins de l'utilisateur (souvent en termes de précision). D'autres chercheront à décrire le système dans un espace mathématique « adapté », facilitant la résolution des équations modélisant le système. Certaines encore sont dites « descendantes » ou « ascendantes » : dans les méthodes descendantes, différentes techniques sont appliquées pour supprimer les variables ou les phénomènes les moins influents jusqu'à obtenir le modèle adapté souhaité. Dans les méthodes ascendantes, au contraire, les phénomènes les plus importants sont ajoutés, à partir d'un modèle « le plus simple », jusqu'à ce que celui-ci réponde aux exigences fixées par l'utilisateur.

Quelle que soit la méthode utilisée, l'idée principale reste la même : détecter les phénomènes les plus significatifs d'un modèle de référence pour les inclure dans un modèle plus simple (le modèle réduit). Le problème est d'inclure suffisamment de phénomènes pour atteindre la précision nécessaire, sans en inclure de trop pour ne pas augmenter inutilement la complexité du modèle réduit (ce qui se traduit bien souvent par des temps de calcul plus importants). Afin de clarifier tout ceci, un tour d'horizon (non-exhaustif) des principales méthodes de réduction de modèle est proposé dans les paragraphes suivants. Cette présentation reprend la classification proposée par Ersal *et al.* en 2007 [Ersal 2007 - 1] ; celle-ci est basée sur la « grandeur » utilisée pour mesurer l'importance d'un phénomène. On trouvera donc des méthodes basées sur des grandeurs « fréquentielles », de « projection », d'« optimisation » et enfin « énergétiques ».

2.2.1 Méthodes « fréquence »

Ces méthodes utilisent une grandeur fréquentielle pour déterminer l'importance ou non d'un phénomène dans le modèle étudié. L'idée principale est d'isoler les modes dominants du modèle ; on cherchera donc à ne garder que les valeurs propres dominantes du système.

L'une des premières méthodes mises au point est la méthode d'agrégation [Davison 1966] : celle-ci consiste à projeter la représentation d'état du système dans une base appropriée de rang inférieur. L'un des objectifs de cette projection est de conserver les modes dominants du système, d'où sa classification dans les méthodes « fréquence ». Cette méthode est alors particulièrement adaptée lorsque les modes lents et les modes rapides du système sont clairement distincts. Par contre, les variables d'état de la matrice réduite n'ont plus de signification physique, à cause de la projection. Notons qu'il est également possible pour cette méthode de choisir la base de projection dans le but d'optimiser des critères de commandabilité ou de fidélité entre le modèle réduit et le modèle de référence (au sens d'une certaine norme par exemple) [Siret 1977] ; cette méthode pourrait alors être classée dans les méthodes « optimisation », décrite dans le paragraphe 2.2.3.

Lorsque les dynamiques du système étudié sont plus dispersées, il est alors préférable d'utiliser la méthode des perturbations singulières [Kokotovic 1999]. Celle-ci suppose la connaissance a priori de la dynamique des variables d'état ; il est alors possible de découper la représentation d'état en plusieurs « sous-représentations d'état » ; chacune d'elle correspondant à une dynamique du système (rapide, moyennement rapide, ..., moyennement lente, et enfin lente). La réponse du système peut ensuite être calculée à partir des ces « sous-représentations d'état » : le modèle réduit lent obtenu ne contiendra que des dynamiques lentes, le modèle réduit moyennement lent des dynamiques moyennement lentes et lentes, et ainsi de suite. Cette méthode est très utilisée car elle présente l'avantage d'être applicable aussi bien sur les systèmes linéaires que non-linéaires, et les variables d'état conservent leur signification physique.

La dernière méthode « fréquence » présentée ici est la méthode d'approximation polynomiale. Cette dernière est particulièrement intéressante lorsque l'on souhaite garder à la fois des dynamiques lentes et des dynamiques rapides d'un système dans le modèle réduit. La méthode la plus connue est l'approximation de Padé [Bultheel 1986] : le principe est, dans un premier temps, de construire le développement en série de Laurent (cf. annexe H) de la fonction de transfert représentant le système étudié, pour un ou plusieurs points de fonctionnement. Ensuite, il s'agit de générer une fonction de transfert d'ordre réduit (toujours sous la forme d'un développement en série de Laurent) approchant la réponse du modèle de référence. Les procédures d'Arnoldi, de Lanczos ou encore de Krylov sont des méthodes d'obtention de cette fonction de transfert d'ordre réduit (cf. [Arnoldi 1951], [Lanczos 1950] et [Ruhe 1994]).

Cependant, ces méthodes d'approximation polynomiale ne sont applicables que sur des modèles linéaires, et les modèles réduits obtenus n'ont aucune signification physique et peuvent présenter des instabilités. D'autres méthodes d'approximation comme la méthode de Caueur [Goldman 1981] ou de Routh [Hutton 1975] ont alors été développées afin de conserver la signification physique des variables d'état.

2.2.2 Méthodes « projection »

Dans les méthodes de type « projection », l'hypothèse faite est que les caractéristiques les plus significatives d'un système sont contenues dans un sous-ensemble de ses variables d'état (et non pas dans une certaine gamme de fréquence, comme précédemment). Le principe est donc de trouver une base de ce sous-espace, pour y projeter la représentation d'état du système étudié. La plupart des méthodes existantes sont basées sur la décomposition de Karhunen-Loève, appelée également décomposition orthogonale en mode propre (cf. [Karhunen 1946], [Loeve 1955] et [Lumley 1967]).

Cette décomposition permet de trouver une base orthogonale optimale de ce sous-espace, à partir de données issues du système réel ou bien du modèle de référence. Cette base est dite optimale dans le sens où elle capture les caractéristiques les plus significatives en maximisant un critère des moindres carrés sur la variance des signaux observés. Il suffit ensuite de projeter le modèle de référence dans cette base d'ordre réduit, via la méthode de projection de Galerkin par exemple [Kunisch 2001], pour obtenir le modèle réduit. Cette méthode, implémentée numériquement sous le nom de méthode des « snapshots » (cf. [Sirovich 1987]), est très utilisée dans le domaine de la dynamique des fluides, du traitement d'image ou encore de l'analyse de signaux.

La méthode de réalisation équilibrée [Moore 1981] est une autre application de la décomposition de Karhunen-Loève ; on l'applique cette fois-ci sur la réalisation équilibrée du système, dans le sens où ses Grammiens de commandabilité et d'observabilité sont égaux (cf. annexe I pour plus de détails sur les Grammiens). Il est ensuite supposé que les variables d'état les moins commandables et les moins observables peuvent être supprimées pour obtenir le modèle réduit du système étudié. En effet, elles nécessitent trop d'énergie pour être commandées et une amplification importante pour être observées. Il a été démontré que pour certain modèle équilibré, cette méthode est équivalente à la méthode des

perturbations singulières [Liu 1989] (mais il ne faut pas généraliser). Notons enfin, pour finir, que l'application de ces méthodes « projection » a été étendue aux modèles non-linéaires (cf. [Ma 1988] et [Hahn 2002]), mais que la signification physique des variables d'état n'est pas conservée.

2.2.3 Méthodes « optimisation »

Les méthodes « optimisation » portent, quant à elles, sur un principe de minimisation d'un critère. Celui-ci correspond à la différence entre la réponse du modèle de référence et celle de son modèle réduit, au sens d'une certaine norme, dans le domaine temporel ou fréquentiel. Bien souvent, les normes « L_2 », « H_2 » ou « H_∞ » sont utilisées (cf. annexe J pour plus de détails sur ces différentes normes), mais il existe également une méthode dite de « réduction optimale » qui utilise la norme de « Hankel » [Kung 1981]. Cette dernière est utilisée avec les Grammiens de commandabilité et d'observabilité, comme dans la méthode de réalisation équilibrée. Dans la plupart des cas, ces problèmes d'optimisation ne présentent pas de solution analytique ; les recherches se concentrent donc sur la formulation et le développement d'algorithmes numériques d'optimisation (cf. [Spanos 1992], [Assunçao 1999] ou [Gouda 2002]). La majorité de ces méthodes « optimisation » est applicable sur des systèmes non-linéaires, mais les variables d'état des modèles réduits obtenus ne conservent pas leur signification physique.

2.2.4 Méthodes « énergie »

Dans cette dernière catégorie, la grandeur utilisée pour mesurer l'importance d'un composant repose sur des considérations de puissance et/ou d'énergie. L'hypothèse faite est que les composants les plus significatifs sont ceux qui présentent la plus importante « grandeur énergétique ». Rosenberg et Zhou [Rosenberg 1988] proposent d'utiliser la moyenne quadratique de l'énergie comme « grandeur énergétique », afin de classer les composants du plus important au plus négligeable. Louca *et al.* [Louca 1997] étendent cette méthodologie en proposant la méthode MORA : « Model Order Reduction Algorithm ». Celle-ci utilise une variable appelée « Activity », représentant la quantité totale d'énergie qui traverse un composant (cf. § 2.3). Il suffit ensuite de fixer arbitrairement une limite sur la quantité totale de cette « grandeur

énergétique » que l'on souhaite conserver dans le modèle réduit, et de supprimer les composants qui y contribuent le moins.

Ces méthodes sont très utilisées car elles présentent de nombreux avantages. Premièrement, elles sont très faciles à implémenter, ce qui est un atout indéniable, notamment dans le monde industriel. Rappelons que l'un des objectifs de tout industriel est de réduire les temps de conception ; il a donc besoin d'outils lui permettant d'obtenir simplement et rapidement de bons résultats. Ainsi, l'aspect mathématique et théorique des autres méthodes peut facilement repousser les utilisateurs qui sont davantage intéressés par les résultats que par la méthode employée (on retrouve la même césure présentée sur les notions de solveurs numériques dans le paragraphe 1.2.1). Ensuite, ces méthodes sont applicables aussi bien sur des modèles linéaires que non-linéaires (cf. [Louca 1998], [Louca 2009] ou encore [Gandanegara 2006]). Enfin, les considérations de puissance et/ou d'énergie s'appliquent directement sur les composants du modèle, sans passer par sa représentation d'état ; ces méthodes permettent donc non seulement de conserver la signification physique des variables d'état du modèle, mais également des composants qui le constituent.

Bien que ces méthodes soient basées sur une hypothèse plus intuitive que formelle, une étude récente de Fathy et Stein [Fathy 2005] prouve mathématiquement l'équivalence de la méthode de réduction de modèles MORA avec la méthode de réalisation équilibrée, sur certains cas particuliers. Cela ne justifie pas de manière rigoureuse les fondements de cette méthodologie mais tend à valider son utilisation comme méthode de réduction de modèles. Notons que ce type de méthode, s'appliquant directement sur les composants d'un modèle, permet également d'obtenir certaines propriétés portant sur la structure du modèle. Il est alors possible de séparer le modèle en plusieurs sous-modèles indépendants ou non (permettant l'utilisation de processeur multi-cœurs désormais accessibles à tous), voire même de supprimer certains sous-modèles ayant une influence négligeable sur la réponse du modèle global par rapport au modèle de référence. Ces méthodes sont alors appelées des méthodes de « découplage » (cf. [Rideout 2007]). Enfin, il est possible d'utiliser cette méthode MORA pour mener des études modales de système (cf. [Louca 2006]).

2.2.5 Conclusion partielle

La conclusion majeure de ces paragraphes est qu'il existe de nombreuses méthodes de réduction de modèles, ayant des points de vue parfois très différents. L'utilisateur aura donc un choix important à faire en fonction des caractéristiques du modèle étudié et de ses objectifs de réduction. Le modèle réduit ainsi obtenu sera potentiellement très différent d'une méthode de réduction à l'autre, comme le prouve l'étude de Hyland et Bernstein ou de Kabamba (cf. [Hyland 1985] ou [Kabamba 1985]).

Ensuite, le classement proposé n'est pas unique ; la méthode d'agrégation, par exemple, utilise les fréquences des phénomènes physiques (méthode « fréquence »), mais consiste en une projection de la représentation d'état du système (comme les méthodes « projection »). Si on prend en compte le fait qu'elle s'applique également avec des critères de commandabilité ou de fidélité, alors celle-ci pourrait aussi se placer dans les méthodes « optimisation ». D'ailleurs, certaines méthodes mélangent différents types d'approche, afin de bénéficier des avantages de chacune d'elles [Ersal 2007 - 2].

Enfin, volontairement, aucune équation mathématique n'a été développée dans cette partie, bien que cet aspect formel des méthodes de réduction de modèles soit indispensable. Nous nous sommes concentrés sur les caractéristiques de ces méthodes, avec comme objectif d'implémenter ce type d'outil d'analyse dans notre plate-forme de prototypage virtuel multiphysique. La méthode MORA développée par Louca *et al.* [Louca 1997] répond le mieux à nos besoins et à nos choix en termes de modélisation / simulation numérique.

En effet, l'utilisation du formalisme Bond Graph et de modèles de type boîte blanche est parfaitement adapté à cette méthode de réduction de modèle. La « grandeur énergétique » utilisée est facilement mesurable via la variable « Puissance Instantanée », aussi bien sur les modèles linéaires que non-linéaires. Cette méthode est facilement intégrable dans notre plate-forme (via le logiciel AMESim) et permet de conserver le sens physique des composants. Pour terminer, MORA est parfaitement compatible avec l'approche énergétique et le concept d'éco-conception développés dans le premier chapitre de ce mémoire, et ne remet pas en cause nos choix concernant la plate-forme de prototypage virtuel multiphysique.

2.3. La méthode de réduction de modèles « MORA »

La méthode de réduction de modèles MORA (« Model Order Reduction Algorithm ») est décrite dans un premier temps, puis appliquée sur deux exemples : un modèle de suspension hydraulique, et le modèle de l'EBMA déjà présenté dans le paragraphe 1.5.1. Cette méthode, pourtant adaptée à notre plate-forme de prototypage virtuel multiphysique, présente selon nous des lacunes qui seront détaillées dans le paragraphe 2.3.3. Nous concluons par une analyse des travaux de G. Gandanegara, effectués dans le cadre de sa thèse, notamment sur l'application de différentes méthodes de réduction de modèles (dont MORA) sur un modèle d'une chaîne de traction ferroviaire [Gandanegara 2003].

2.3.1 Description

Cette méthode de réduction de modèle est donc une technique basée sur une « grandeur énergétique » (cf. paragraphe 2.2.4). L'idée principale est de mesurer « l'activité énergétique » de chaque composant afin de quantifier leur importance dans le modèle. Louca *et al.* [Louca 1997] introduisent la variable « Activity », l'Activité d'un composant, qui représente la quantité totale d'énergie traversant un élément du système modélisé. Elle est définie par la relation suivante :

$$\forall t \in D, \quad A_i(t) = \int_{\tau=0}^{\tau=t} |P_i(\tau)| d\tau \quad [J] \quad (2-1)$$

Grâce au formalisme Bond Graph, décrit précédemment dans le paragraphe 1.3.3, que l'on retrouve également dans notre plate-forme de prototypage virtuel, il est possible de calculer facilement cette Activité en multipliant les variables Effort et Flux, comme indiqué par la formule suivante :

$$\forall t \in D, \quad A_i(t) = \int_{\tau=0}^{\tau=t} |e_i(\tau) \times f_i(\tau)| d\tau \quad [J] \quad (2-2)$$

Cette Activité représente donc l'importance absolue d'un élément, d'un point de vue énergétique, dans le système modélisé. Afin d'obtenir une mesure relative de l'importance d'un élément, l'Activité de l'élément est

divisée par une quantité représentant l'Activité Totale du système, définie comme suit :

$$\forall t \in D, \quad A^{Total}(t) = \sum_i A_i(t) \quad [J] \quad (2-3)$$

On obtient alors l'importance relative de chaque composant dans le système, nommée « Indice d'Activité » et définie comme suit :

$$\forall t \in D, \quad AI_i(t) = \frac{A_i(t)}{A^{Total}(t)} = \frac{\int_{\tau=0}^{\tau=t} |P_i(\tau)| d\tau}{\sum_j \left\{ \int_{\tau=0}^{\tau=t} |P_j(\tau)| d\tau \right\}} \quad [\%] \quad (2-4)$$

Notons que la plupart du temps, le temps t choisi correspond à la borne supérieure du domaine temporel d'étude D (le temps final de simulation) ; cela signifie que l'étude du système s'effectue sur la totalité du domaine temporel considéré. L'Indice d'Activité est noté « AI » dans l'équation (2-4) pour « Activity Index » ; nous avons choisi de conserver la notation anglaise car celle-ci est beaucoup plus courante dans la littérature.

Cet Indice d'Activité permet de classer les composants du système du plus significatif au plus négligeable ; il suffit alors de se fixer un seuil arbitraire sur la quantité d'activité énergétique totale que l'on souhaite garder dans le modèle réduit. Cette limite permet de séparer les composants importants, qui constitueront le modèle réduit, des composants négligeables (qui seront alors supprimés du modèle réduit).

Le tableau 2-1 contient un exemple de classement obtenu avec la méthode MORA sur le modèle du « monte charge » présenté précédemment dans le paragraphe 1.3.3.4 (mêmes paramètres et même excitation : tension constante de 15 Volt aux bornes du moteur électrique pendant 3 secondes). Les colonnes correspondent au nom du composant, à la valeur de son Activité, puis à la valeur de son Indice d'Activité. Ils sont classés en fonction de la valeur de leur Activité par ordre décroissant, donc du composant le plus significatif au composant le plus négligeable. Les résultats présentés ci-dessous correspondent au cas où les pertes dues aux frottements au niveau du palier sont très importantes, puisque celles-ci représentent à elles seules plus de la moitié de l'Activité Totale du système.

2.3 La méthode de réduction de modèles « MORA »

Nom du composant	Activity [J]	Activity Index [%]
Résistance due aux frottements du palier	267.3	56.1
Résistance du moteur à courant continu	123.7	25.9
Inertie de la charge	53.3	11.2
Inductance du moteur à courant continu	14.1	3.0
Elasticité du câble (raideur)	10.1	2.1
Elasticité du câble (amortissement)	6.5	1.4
Inertie des pièces en rotation	1.7	0.4

Tableau 2-1 : Exemple de classement des composants obtenu avec la méthode MORA

Dans le tableau 2-2 qui suit, nous avons ajouté une colonne par rapport au tableau précédent ; celle-ci permet de connaître l'Activité Totale que représentent les i premiers composants du système (c'est à dire la somme des Indices d'Activité des i premières lignes). Le principe est de prendre en compte les composants un par un (à partir du plus significatif) jusqu'à atteindre une certaine limite arbitraire.

Nom du composant	Activity [J]	Activity Index [%]	Somme des Activity Index [%]
Résistance due aux frottements du palier	267.3	56.1	56.1
Résistance du moteur à courant continu	123.7	25.9	82.0
Inertie de la charge	53.3	11.2	93.2
Inductance du moteur à courant continu	14.1	3.0	96.2
Elasticité du câble (raideur)	10.1	2.1	98.3
Elasticité du câble (amortissement)	6.5	1.4	99.6
Inertie des pièces en rotation	1.7	0.4	100.0

Tableau 2-2 : Exemple de classement des composants avec un seuil arbitraire de 90 %

En se fixant un seuil arbitraire de 90 % dans le tableau 2-2, il est ainsi possible de délimiter les composants significatifs gardés pour construire le modèle réduit (dans le haut du tableau) des composants négligés (grisés dans le bas du tableau).

2.3.2 Mise en œuvre de la méthode MORA

Pour des modèles simples et linéaires (comme précédemment), il est possible de calculer l'« Activité » des composants de manière analytique ; mais le plus souvent, et surtout dans le cas de systèmes complexes non-linéaires, la simulation numérique sera utilisée. Cela permet notamment de faciliter l'obtention des résultats tout en offrant la possibilité d'automatiser le processus de calcul, mise en forme, ou encore affichage des données finales. Nous proposons dans ces paragraphes d'appliquer la méthode de réduction de modèles MORA sur deux modèles de

système : une suspension hydraulique puis l'actionneur EBMA (déjà présenté dans le § 1.5.1).

2.3.2.1 Exemple d'un modèle de suspension hydraulique

Les figures 2-1 et 2-2 ci-après représentent le schéma du modèle de référence utilisé ainsi que le Bond Graph à mots du système. Pour étudier la suspension hydraulique, celle-ci a été modélisée avec son environnement le plus proche. Un quart de véhicule a donc été simulé : le pneu (masse, amortissement et raideur), le système de suspension (chambre hydraulique, conduites, servo-valve, source de haute pression, retour basse pression, et accumulateur) et un quart de la masse du véhicule suspendu. Des capteurs de position ainsi que la boucle de régulation (gain proportionnel) ont été ajoutés afin de rendre le système opérationnel. Le modèle de fluide ainsi que les composants hydrauliques utilisés permettent de prendre en compte les éventuels phénomènes de compressibilité, cavitation, ou encore de force de jet dans la servo-valve. Plus de détails sont donnés dans l'annexe G.

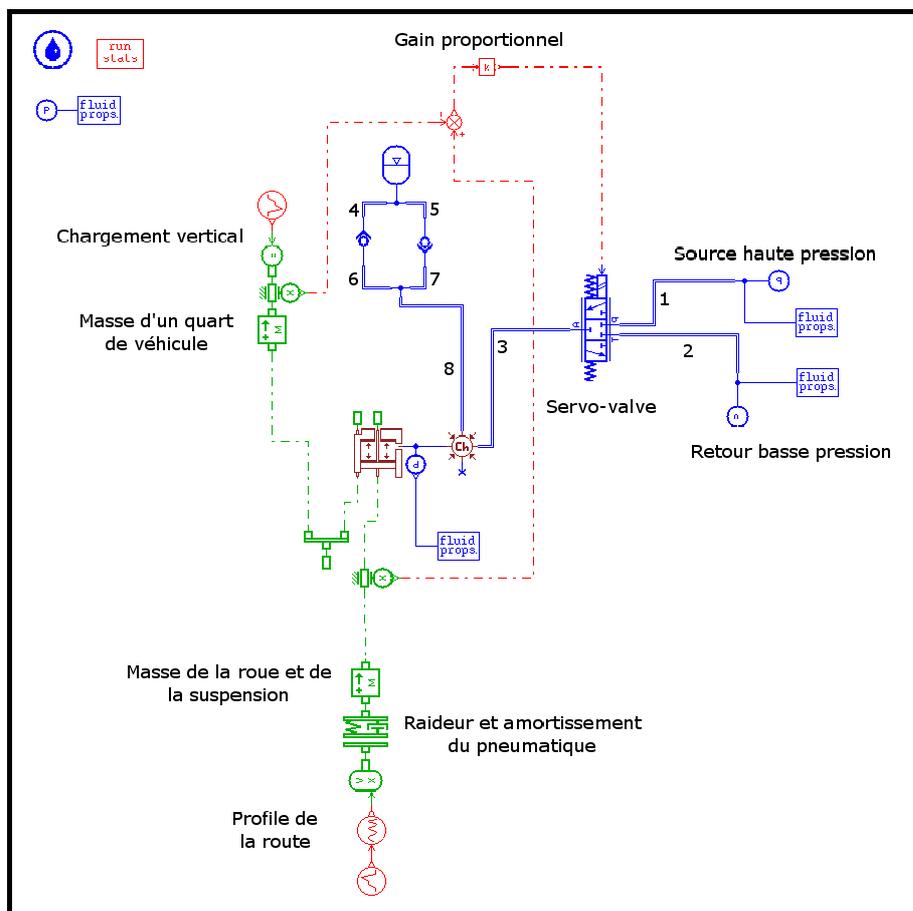


Figure 2-1 : Schéma AMESim du modèle de référence de suspension hydraulique

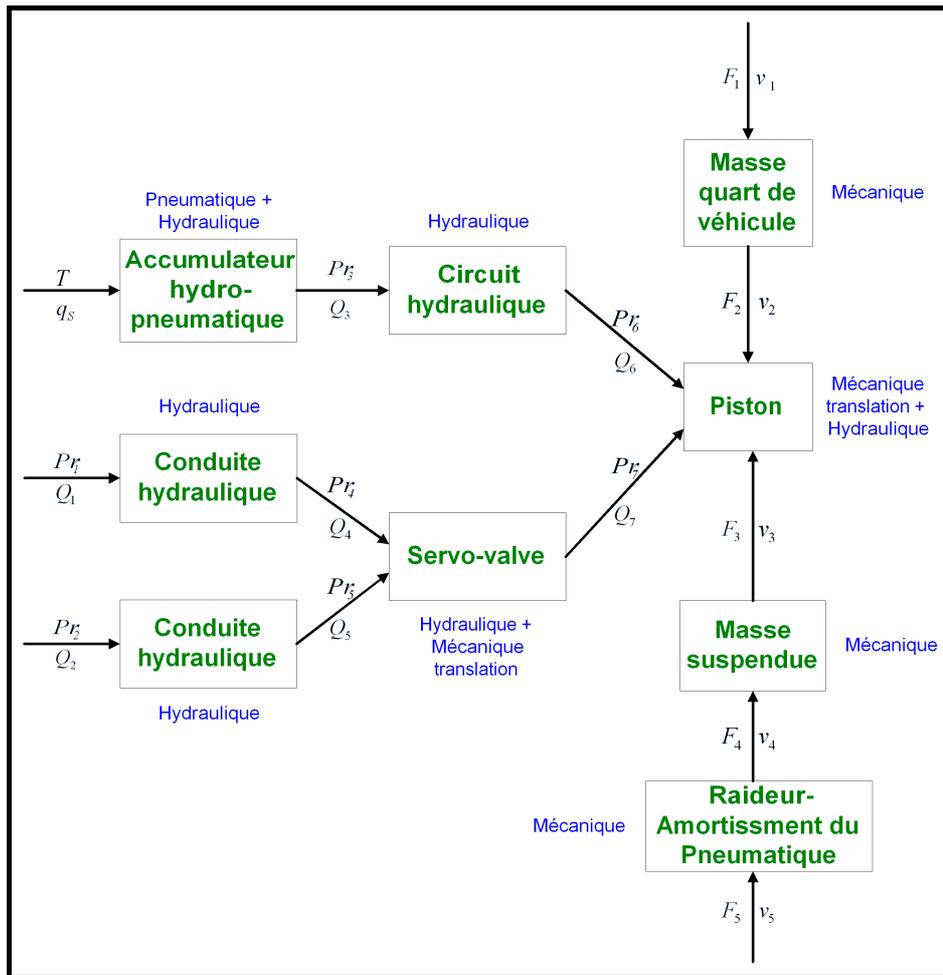


Figure 2-2 : Bond Graph à mots du système de suspension hydraulique

Ce modèle sera excité par deux signaux différents représentant chacun un type d'excitation possible pour un système de suspension. Le premier simulera le chargement vertical du véhicule (un échelon de force de 1000 N modélisant la masse de la charge), et le second, le profil de la route (un signal « chirp » de 0 à 1 Hz d'une amplitude de 20 cm, cf. § 2.5.2.1). L'activité de chaque composant est calculée par la simulation numérique, permettant de classer les composants selon leur indice d'activité. L'hypothèse faite dans la méthode MORA est que le composant le plus « actif », c'est à dire le composant apportant le plus d'activité dans le modèle simulé, sera également le plus significatif. Le tableau 2-3 présente la liste de tous les composants, triés du plus important au plus négligeable, selon ce critère d'activité.

Le principe de réduction de la méthode MORA consiste maintenant à se fixer un seuil limite sur la quantité d'activité totale que l'on souhaite garder dans le modèle réduit. La colonne de droite du tableau 2-3 suivant correspond à la somme cumulée des indices d'activité des composants triés selon leur Indice d'Activité propre. La ligne N indique

donc la quantité totale d'activité que l'on inclut dans le modèle en prenant en compte les N premiers composants (depuis le plus significatif). En se fixant arbitrairement un seuil limite à 99 %, il est possible de délimiter les composants que l'on inclura dans le modèle réduit (haut du tableau), des composants qui seront négligés (bas du tableau) :

Nom du composant	Indice d'Activité [%]	Somme des Indices d'Activité [%]
Accumulateur (effet capacitif C)	3.28E+01	32.85
Pneumatique (raideur C)	3.05E+01	63.32
Servo-valve (pertes de charge R)	2.21E+01	85.46
Masse d'un quart de véhicule (effet inertiel I)	7.50E+00	92.96
Check-valve droite (pertes de charge R)	2.75E+00	95.71
Conduite 3 (effet capacitif C)	1.54E+00	97.25
Vérin de la suspension (effet capacitif C)	5.63E-01	97.81
Masse de la roue et de la suspension (effet inertiel I)	4.33E-01	98.25
Check-valve gauche (pertes de charge R)	3.86E-01	98.63
Conduite 8 (pertes de charge R)	1.99E-01	98.83
Conduite 7 (pertes de charge R)	1.95E-01	99.03
Conduite 5 (pertes de charge R)	1.94E-01	99.22
Conduite 7 (effet capacitif C)	1.30E-01	99.35
Conduite 6 (effet capacitif C)	1.29E-01	99.48
Conduite 8 (effet capacitif C)	1.28E-01	99.61
Pneumatique (amortissement R)	9.95E-02	99.71
Conduite 8 (effet inertiel I)	5.99E-02	99.77
Conduite 7 (effet inertiel I)	5.47E-02	99.82
Conduite 5 (effet inertiel I)	5.46E-02	99.88
Conduite 5 (effet capacitif C)	3.99E-02	99.92
Conduite 4 (effet capacitif C)	3.08E-02	99.95
Conduite 1 (effet capacitif C)	2.77E-02	99.98
Conduite 4 (effet inertiel I)	4.95E-03	99.98
Conduite 6 (effet inertiel I)	4.95E-03	99.99
Conduite 6 (pertes de charge R)	4.45E-03	99.99
Conduite 4 (pertes de charge R)	4.44E-03	100.00
Conduite 3 (effet inertiel I)	1.95E-03	100.00
Conduite 3 (pertes de charge R)	1.09E-03	100.00
Conduite 1 (pertes de charge R)	1.09E-03	100.00
Conduite 1 (effet inertiel I)	5.91E-04	100.00
Conduite 2 (effet capacitif C)	7.30E-07	100.00
Conduite 2 (effet inertiel I)	3.65E-10	100.00
Conduite 2 (pertes de charge R)	2.26E-10	100.00

Tableau 2-3 : Liste des composants triés en fonction de leur Indice d'Activité avec un seuil de 99 %

2.3 La méthode de réduction de modèles « MORA »

Les graphiques des figures 2-3, 2-4 et 2-5 présentent les réponses temporelles du modèle de référence (comportant 33 composants et 27 variables d'état) et du modèle réduit MORA obtenu avec ce seuil de 99 %. Celui-ci devrait comporter 11 composants, selon le tableau 2-3 ; nous en ajoutons 3 pour résoudre des problèmes de causalité liés au logiciel AMESim (effet capacitif de la conduite 7 et 8 et effet dissipatif de la conduite 3). Cela nous conduit donc à un modèle réduit comportant 14 composants énergétiques et 14 variables d'état, pour un temps de calcul de 4.2 secondes. La quantité d'Activité Totale alors prise en compte est de 99.29%. La variable observée pour caractériser la précision du modèle réduit par rapport au modèle de référence est le déplacement vertical de la masse suspendue de ce véhicule. La méthode MORA permet ici de réduire la complexité du modèle de moitié, et de diviser par la même occasion les temps de calcul par cinq (on passe de 21.7 secondes à 4.2 secondes de temps de calcul).

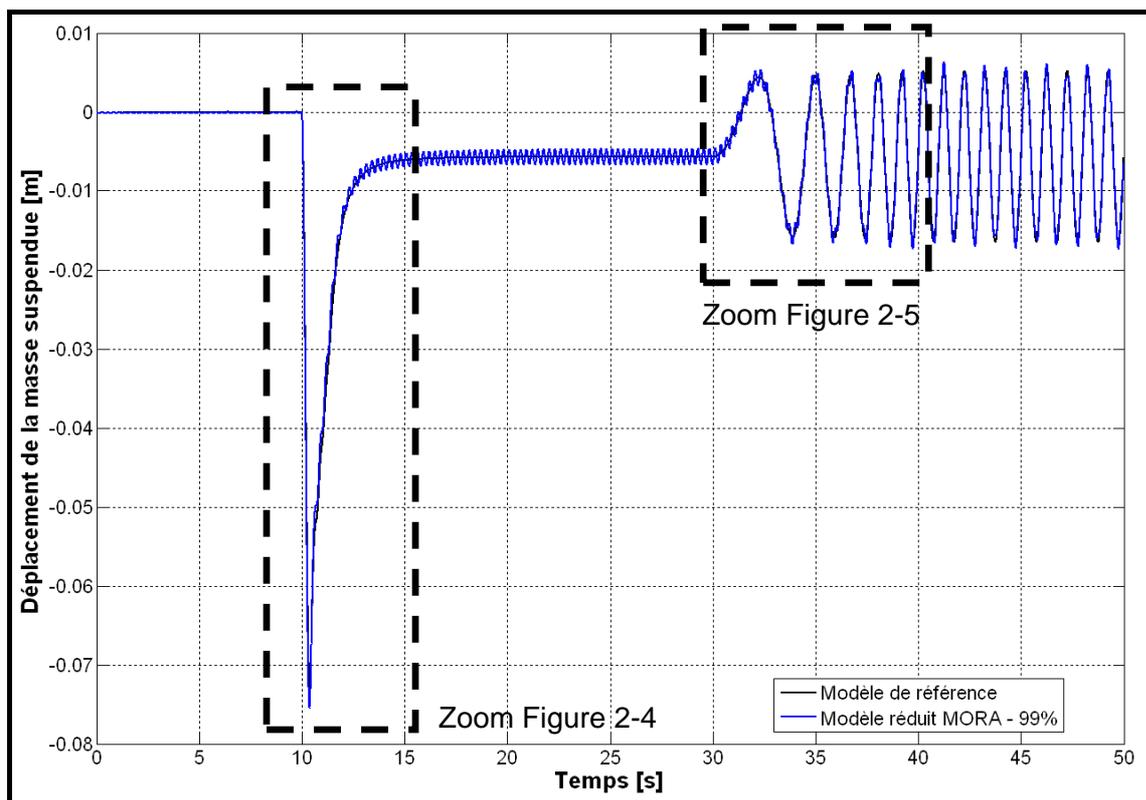


Figure 2-3 : Réponse temporelle du modèle de référence (en noir) et du modèle réduit MORA avec un seuil de 99 % (en bleu)

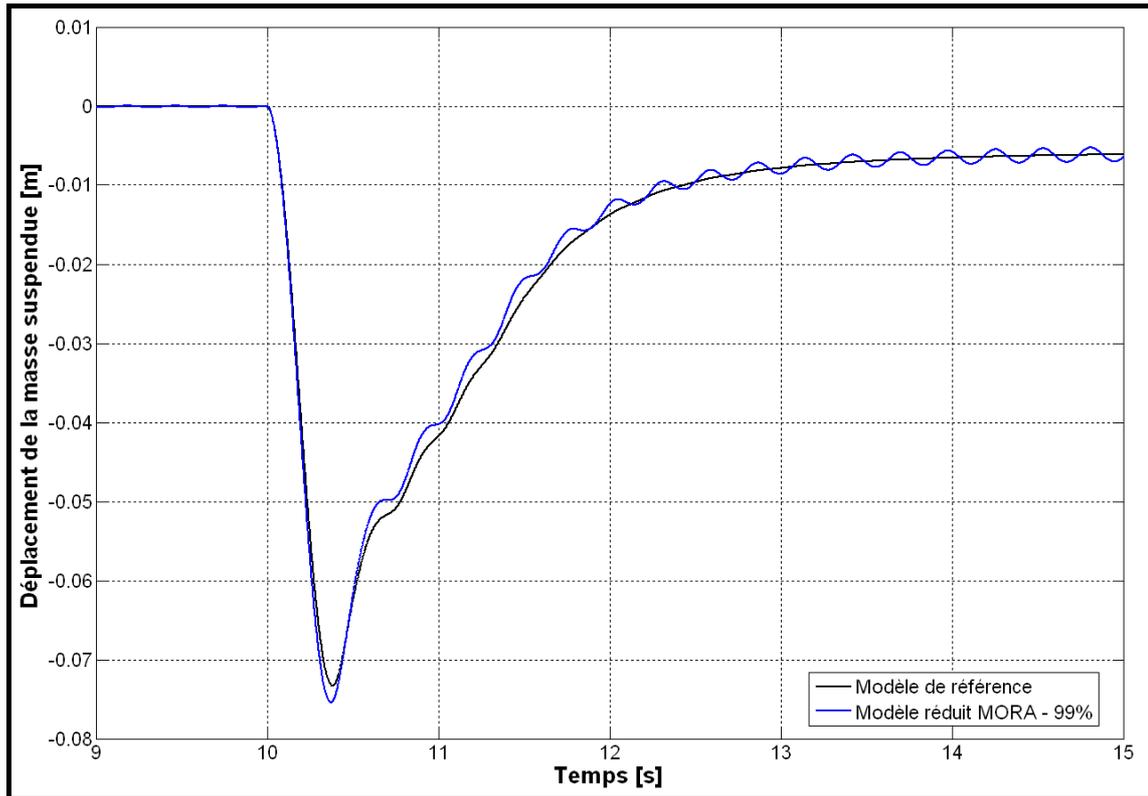


Figure 2-4 : Réponse temporel du modèle de référence (en noir) et du modèle réduit MORA avec un seuil de 99 % (en bleu) – Zoom sur le pic

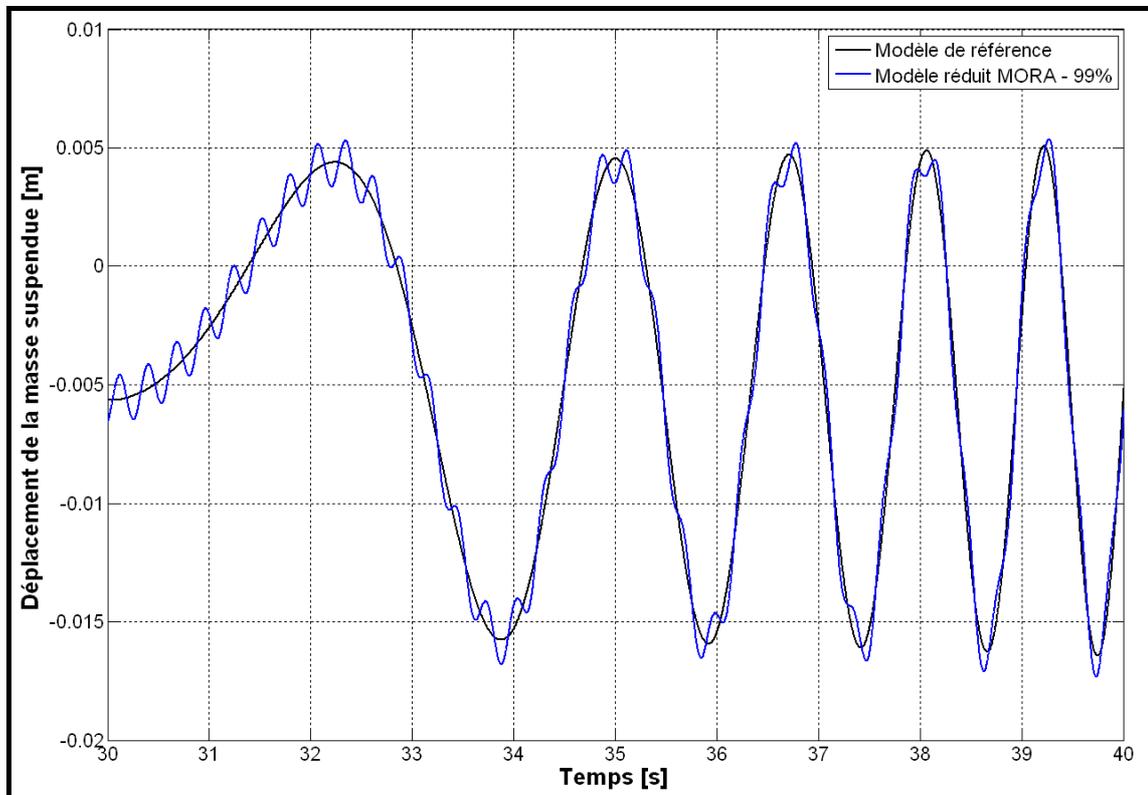


Figure 2-5 : Réponse temporel du modèle de référence (en noir) et du modèle réduit MORA avec un seuil de 99 % (en bleu) – Zoom sur les oscillations

Clairement, le modèle réduit obtenu ici permet d'avoir l'allure générale de la réponse temporelle du modèle de référence (cf. figure 2-2). Mais sur les agrandissements présentés dans les figures 2-4 et 2-5, le choix d'un seuil arbitraire de 99 % ne permet pas de prendre en compte certains phénomènes importants, impactant la précision de sa réponse. Il est donc nécessaire d'augmenter cette quantité totale d'énergie prise en compte dans le modèle réduit.

Au vu des réponses temporelles, un comportement acceptable est obtenu dès lors que l'on prend en compte 99.7 % de l'Activité Totale du système. Le modèle réduit obtenu avec un seuil de 99.7% comporte en théorie 16 composants ; nous en ajoutons 3 autres pour résoudre des problèmes de causalité liés au logiciel AMESim (effet capacitif de la conduite 5, effet dissipatif de la conduite 6 et toujours l'effet dissipatif de la conduite 1). Cela nous conduit donc à un modèle réduit comportant 19 composants énergétiques et 16 variables d'état, pour un temps de calcul de 5.8 secondes. La quantité d'Activité Totale alors prise en compte est de 99.75%.

Le modèle comporte désormais 19 composants (16 en théorie, plus 3 pour des problèmes de causalité), diminuant la complexité d'un tiers par rapport au modèle de référence (comportant 33 composants), et permet de diviser par quatre le temps de calcul nécessaire (de 21.7 secondes à 5.8 secondes). Les graphiques des figures 2-6, 2-7 et 2-8 présentent les réponses temporelles du modèle de référence et du modèle réduit MORA obtenu avec ce seuil de 99.7 %. Les deux courbes sont confondues sur ces trois graphiques.

Nous rappelons que ces problèmes de causalité nécessitent obligatoirement, tout comme la construction des modèles, l'intervention de l'utilisateur (il est très difficile d'automatiser ces étapes).

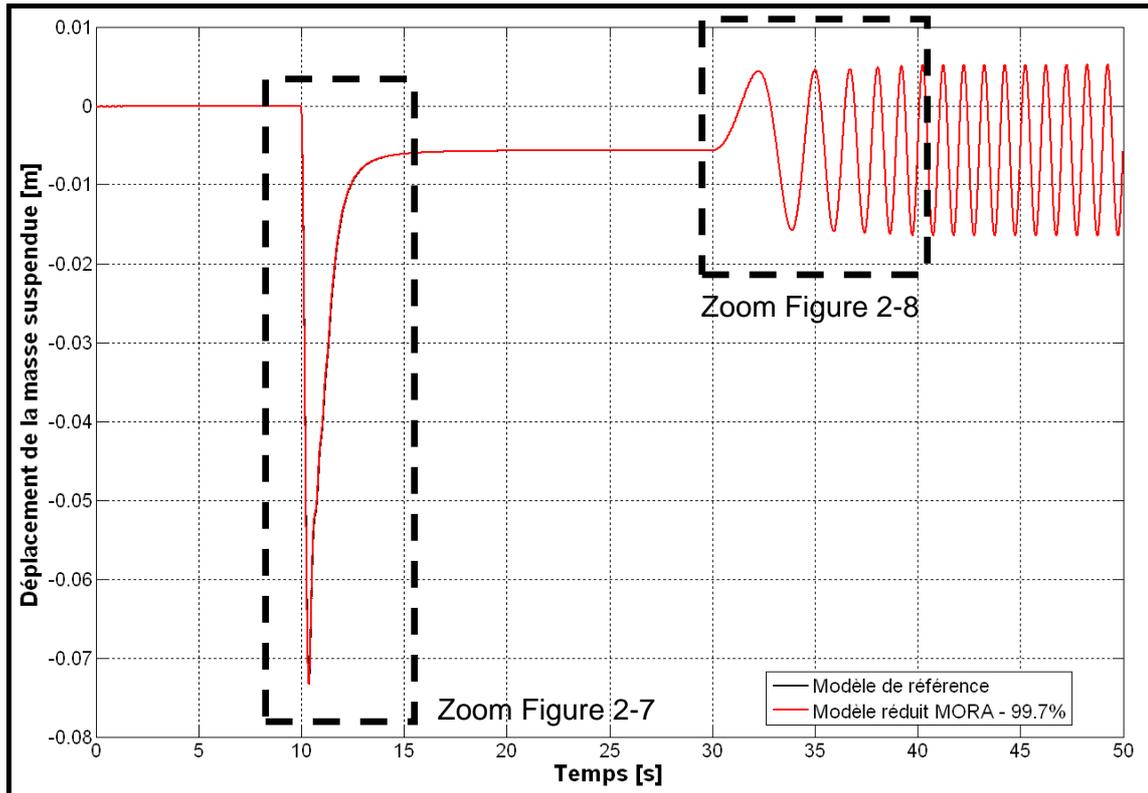


Figure 2-6 : Réponse temporel du modèle de référence (en noir) et du modèle réduit MORA avec un seuil de 99.7 % (en rouge)

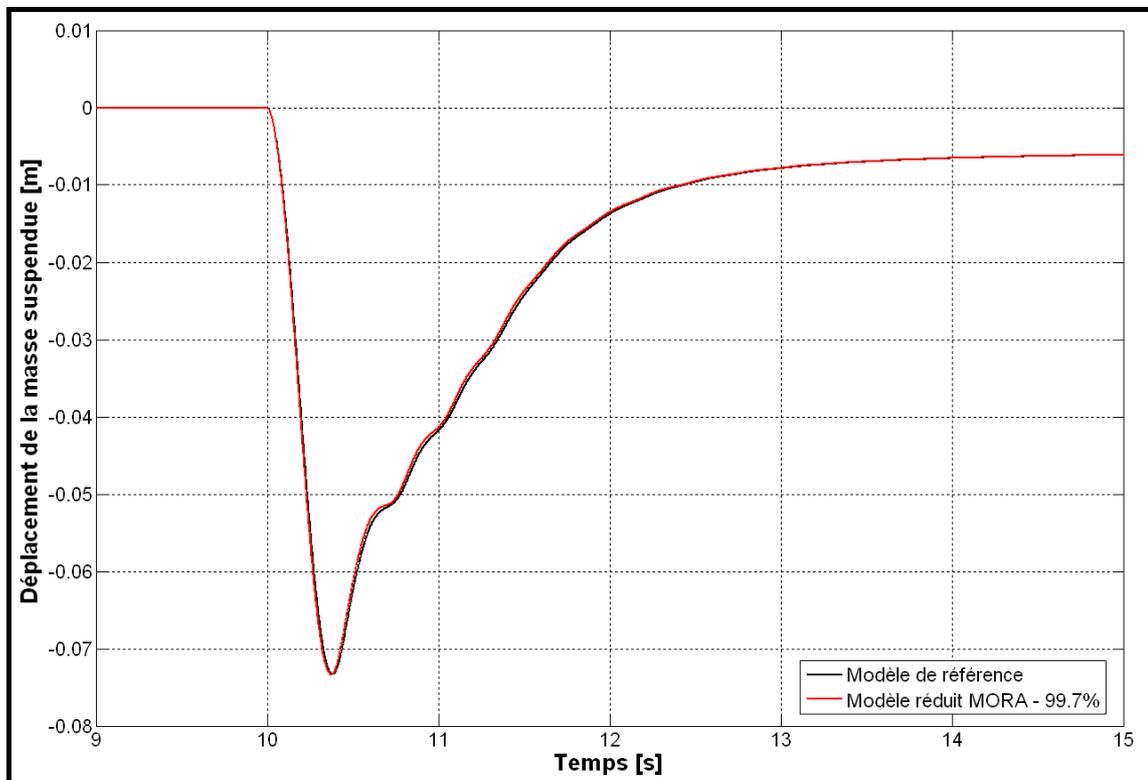
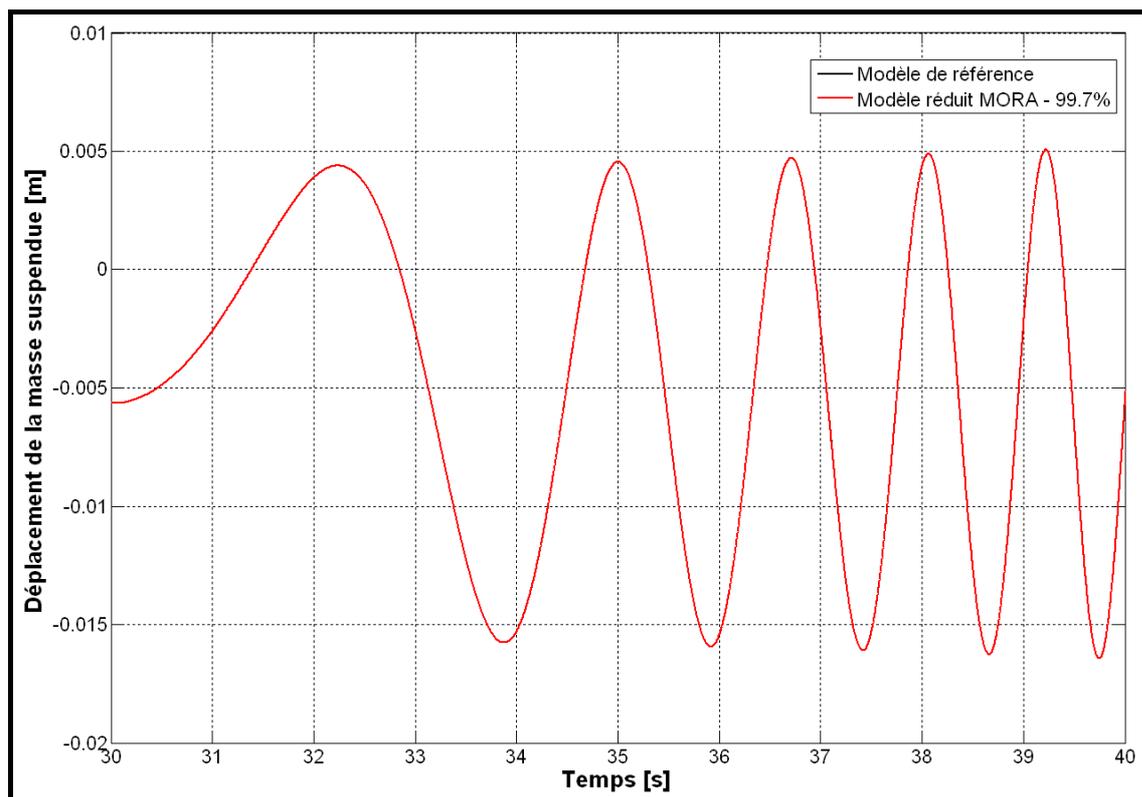


Figure 2-7 : Réponse temporel du modèle de référence (en noir) et du modèle réduit MORA avec un seuil de 99.7 % (en rouge) – Zoom sur le pic



2.3.2.2 Exemple du modèle de l'EBMA

C'est sur l'actionneur EBMA, déjà présenté dans le paragraphe 1.5.1, qu'est désormais appliquée la méthode de réduction de modèles MORA. Cet actionneur permet l'ouverture et la fermeture de trappes de train d'atterrissage d'un avion. Le modèle comporte 64 composants énergétiques et 79 variables d'état, principalement dans le domaine hydraulique, mais également dans le domaine mécanique et électrique. Il permet de modéliser les phénomènes de compressibilité de fluide, de cavitation, les interactions mécaniques ou encore électriques. Le schéma du modèle de cet actionneur a déjà été présenté par la figure 1-35 du paragraphe 1.5.1.2. Le scénario choisi est également le même que dans le premier chapitre, puisqu'il s'agit de la seule utilisation possible de cet actionneur.

Nous simulons donc une première extension puis une rétraction hydraulique, suivies d'une extension électrique. Le temps de calcul de ce modèle de référence est de 415 secondes. La variable observée est la course de la tige du vérin ; celle-ci nous permet de suivre les différentes phases d'ouverture ou de fermeture des trappes du train d'atterrissage.

Grâce aux résultats de cette simulation, nous pouvons calculer l'Indice d'Activité de chaque composant, et ainsi les trier du plus significatif au plus négligeable selon la méthode de réduction de modèles MORA.

L'une des limitations de MORA mises en évidence est qu'il n'existe pas de méthode pour fixer le seuil limite d'Activité Totale à prendre en compte menant au modèle « le plus adapté ». Un seuil aléatoire de 90% est donc fixé afin d'obtenir un premier modèle réduit comportant en théorie 10 composants. Le problème est que le logiciel AMESim rassemble certains phénomènes physiques dans un seul et même composant, sans la possibilité de le dissocier. Il est donc indispensable, par exemple, pour prendre en compte l'interface « électrique / translation mécanique », d'inclure le moteur électrique dans le modèle réduit. Or ce composant apparaît en 34^{ème} position dans le classement obtenu avec l'Indice d'Activité (sur 64 composants). Il aurait donc été nécessaire d'inclure au minimum 34 composants pour obtenir une structure « simulable » de modèle avec AMESim (ce qui correspond à une quantité d'Activité Totale de 99.69%). Cette limitation étant liée au logiciel AMESim et non à la méthode MORA, nous avons décidé d'inclure les composants nécessaires et suffisants pour simuler le modèle réduit. Cette intervention de l'utilisateur est indispensable, et correspond au final à une version modifiée de la méthode MORA. Cela nous conduit à inclure 95.4% de l'Activité Totale et 50 variables d'état dans un modèle réduit comportant 26 composants énergétiques. Sans cette intervention, nous aurions dû inclure 99.69% de l'Activité Totale et 60 variables d'état pour obtenir une structure simulable de modèle avec AMESim.

Nous obtenons donc finalement un modèle réduit initial comportant 26 composants, mais qui reste tout de même plus simple et moins consommateur en temps de calcul que si nous avions augmenté la valeur du seuil limite sur l'Activité Totale à prendre en compte. Ce modèle réduit initial comporte donc 26 composants au lieu de 64, et son temps de calcul est de 102 secondes au lieu de 415 secondes pour le modèle de référence. L'intervention de l'utilisateur est nécessaire pour obtenir une structure de modèle « simulable », mais cela permet de trouver un modèle réduit qui est le modèle « le plus adapté » puisque la réponse de celui-ci est comparable à la réponse du modèle de référence, comme le montrent les figures 2-9, 2-10 et 2-11 suivantes :

2.3 La méthode de réduction de modèles « MORA »

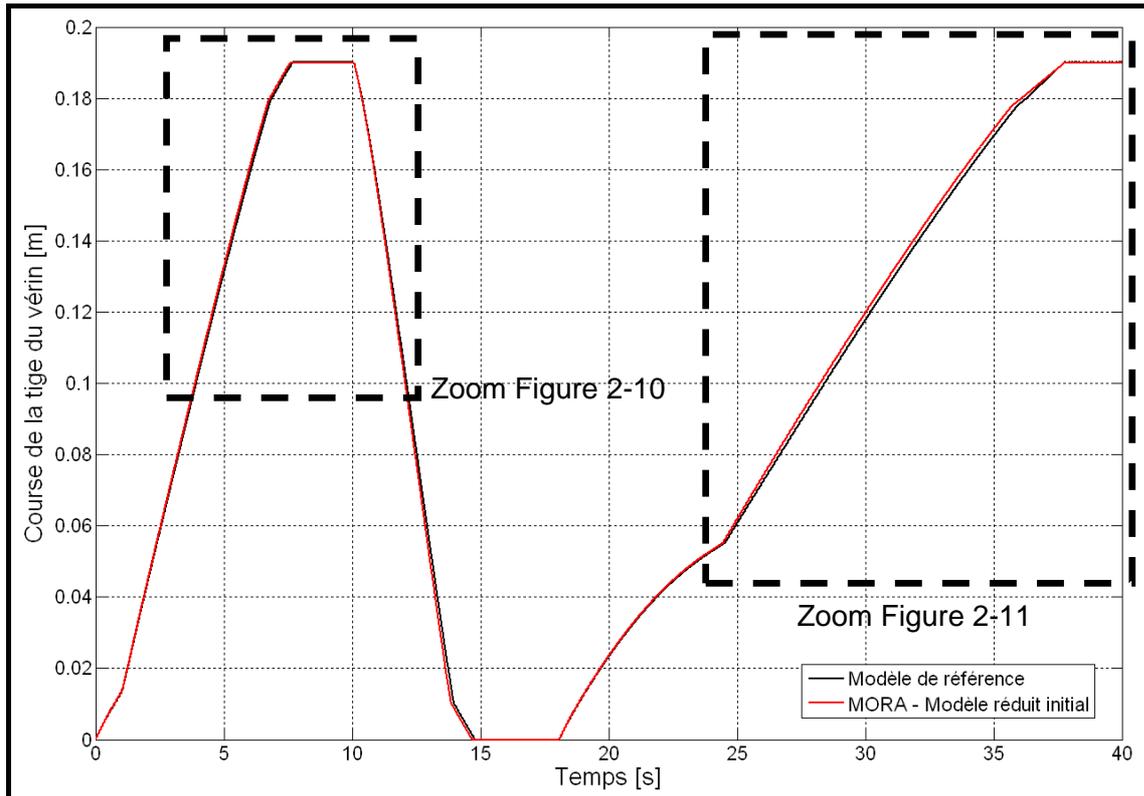


Figure 2-9 : Comparaison de la réponse temporelle du modèle de référence (en noir) et du modèle réduit initial obtenu avec MORA (en rouge)

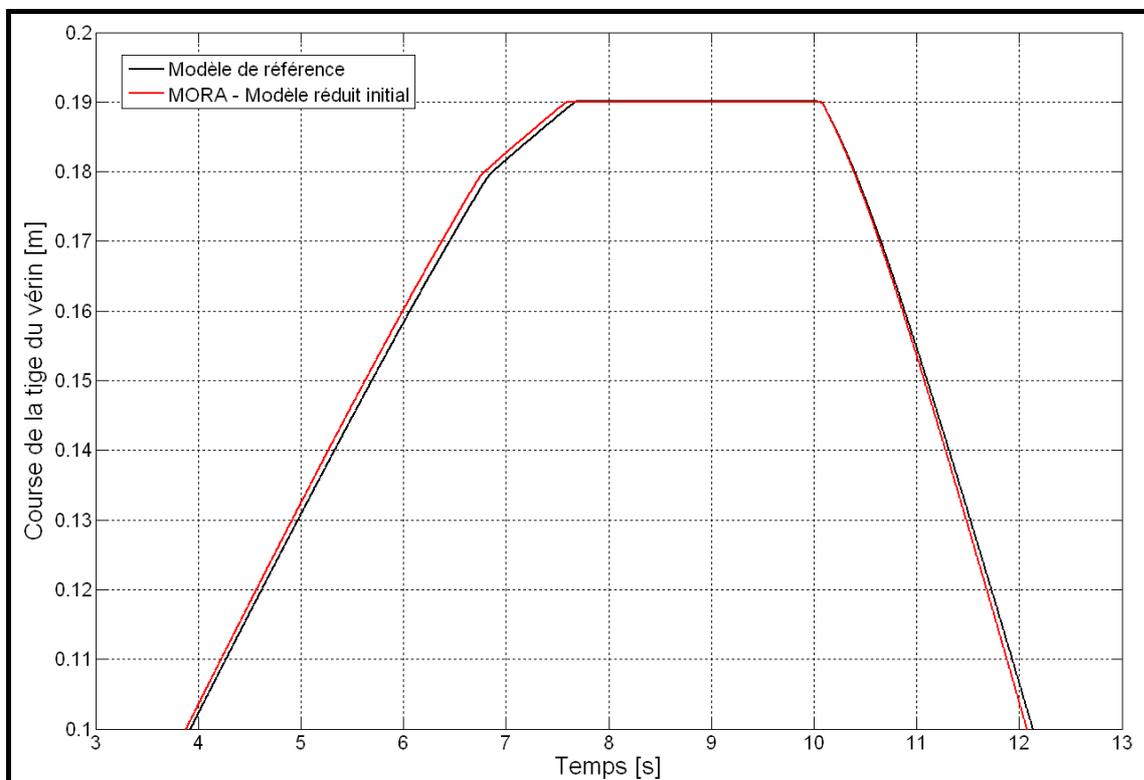


Figure 2-10 : Comparaison de la réponse temporelle du modèle de référence (en noir) et du modèle réduit initial obtenu avec MORA (en rouge) – Premier zoom

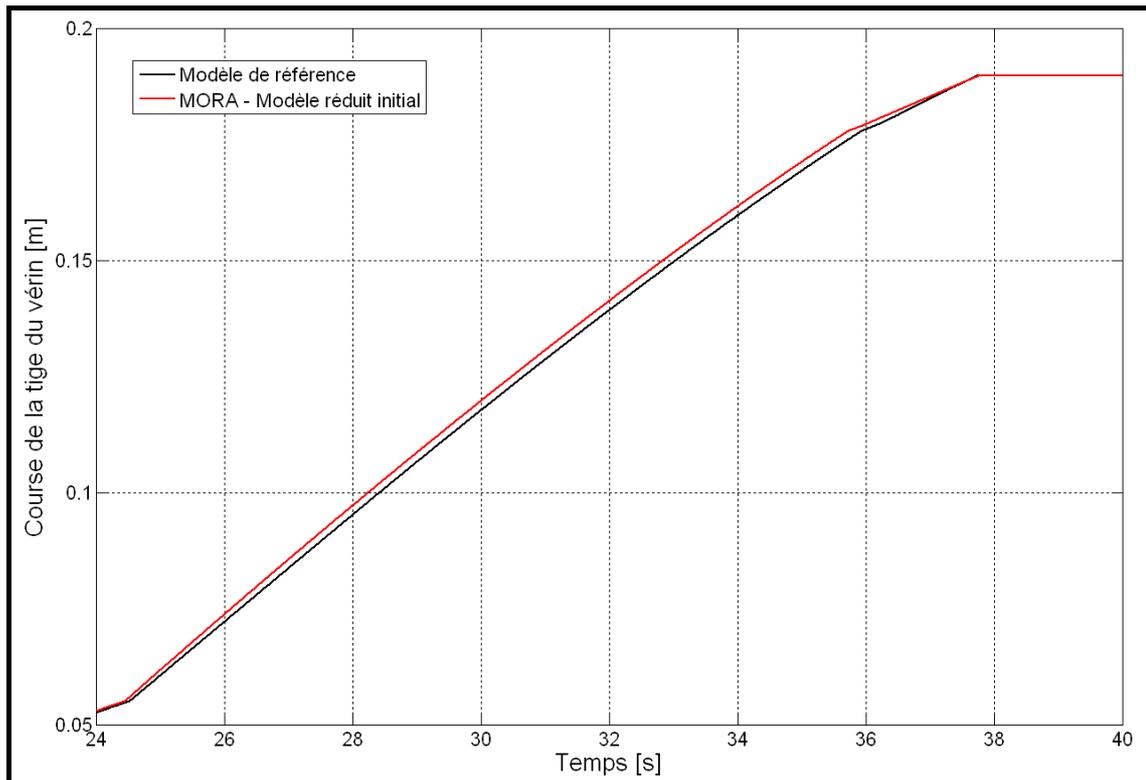


Figure 2-11 : Comparaison de la réponse temporelle du modèle de référence (en noir) et du modèle réduit initial obtenu avec MORA (en rouge) – Second zoom

La méthode de réduction de modèle MORA permet donc d'obtenir des modèles réduits tout en conservant la signification physique des composants, et en étant simple à appliquer, aussi bien sur des systèmes linéaires que non-linéaires. L'exemple de l'EBMA est un peu particulier car l'intervention de l'utilisateur est nécessaire, surtout pour ajouter des composants afin d'obtenir un modèle réduit « simulable ». Nous supposons que celui-ci est le modèle « le plus adapté » au vu des autres modèles réduits obtenus dans nos tests, qui seront présentés dans le paragraphe 2.4.2.2 où nous comparerons les méthodes MORA et PEMRA.

2.3.3 Limitations de la méthode MORA

Bien que cette méthode « énergie » (cf. § 2.2.4) présente de nombreux avantages par rapport aux autres méthodes de réduction de modèles, notre étude a permis de mettre en évidence les lacunes suivantes :

- Pas de différenciation des domaines physiques
- Détermination arbitraire du seuil sur l'Activité Totale

- Pas de lien direct entre « Activity », précision et temps de calcul
- Pas de détection des phénomènes de pic de puissance
- Pas de détection des phénomènes oscillants
- Dépendance au signal d'excitation

Comme nous le détaillerons dans le paragraphe 2.4, nous nous sommes alors efforcés de corriger ces limitations dans le développement de notre propre méthode de réduction de modèles : « PEMRA ».

En outre, la valeur du seuil arbitraire, permettant de définir la liste des composants qui constitueront le modèle « le plus adapté », varie beaucoup d'un modèle à l'autre, et surtout selon les objectifs fixés. Or, aucune méthode n'est donnée pour déterminer la valeur de ce seuil. Plusieurs tentatives sont donc nécessaires avant de trouver une valeur du seuil menant à un modèle réduit adapté aux besoins émis. Mais là encore, rien ne garantit qu'il s'agira du modèle « le plus adapté » : il est possible qu'il existe une valeur de ce seuil menant à un modèle réduit plus précis et/ou moins complexe et/ou consommant moins de temps de calcul (le temps de calcul étant la plupart du temps lié à la complexité du modèle et donc au nombre de variables d'état qu'il comporte).

De plus, il est supposé dans la méthode MORA que le composant le plus significatif au sens énergétique le sera également au sens temporel, et donc que celui présentant la plus faible Activité est a fortiori négligeable dans le modèle « le plus adapté ». Or, il n'existe aucun lien direct entre l'Activité d'un composant et l'impact sur la précision que celui-ci engendre dans la réponse temporelle du modèle. Il n'est donc pas certain que le modèle « le plus adapté », c'est à dire le meilleur compromis entre précision et complexité, soit accessible avec cette méthode MORA (c'est à dire qu'il est possible que le modèle « le plus adapté » ne se trouve pas dans l'ensemble des modèles réduits indiqués par la méthode MORA).

Il est parfois inadapté de travailler au global sur tout le système, sans différencier les domaines physiques mis en jeu. Prenons l'exemple d'une servo-valve hydraulique contrôlée par une commande électrique : les plages de puissance (et donc d'Activité) pourront être très différentes selon le domaine physique. La commande électrique (basse puissance) sera sûrement complètement négligeable énergétiquement devant la partie hydraulique (haute puissance) et risque d'être supprimée entièrement du modèle réduit. Ceci est d'autant plus fâcheux que cette commande a une grande influence sur la réponse temporelle et/ou

fréquentielle de l'ensemble. Il serait plus adapté de travailler par domaine physique, et ainsi simplifier la commande électrique (en étudiant uniquement le domaine électrique) et/ou la partie hydraulique (en étudiant uniquement le domaine hydraulique).

Il est également parfois insuffisant d'utiliser la variable « Activity » seule pour quantifier l'importance d'un composant dans le système. Prenons l'exemple d'un composant dont la puissance est toujours nulle, sauf pendant un instant très court ou il présente un pic de puissance important. Ce pic de puissance peut dans certain cas conduire à une Activité relativement faible du composant par rapport aux autres, et donc à le négliger. Or il n'est pas évident qu'un composant ayant un tel pic de puissance ait peu d'importance dans le système étudié (parfois, ce sont exactement ces pics que l'on cherche à observer). La variable Activité ne permet pas de détecter ce genre de phénomène, et le composant sera à chaque fois supprimé du modèle réduit. La figure 2-12 présente un exemple simple pour illustrer ces propos. Il s'agit d'hypothétiques résultats du calcul de l'Activité pour deux composants, dont l'un présente un pic de puissance ; ce pic atteint une puissance maximale quatre fois supérieure à la puissance (constante) du premier composant, et pourtant son activité est dix fois plus petite.

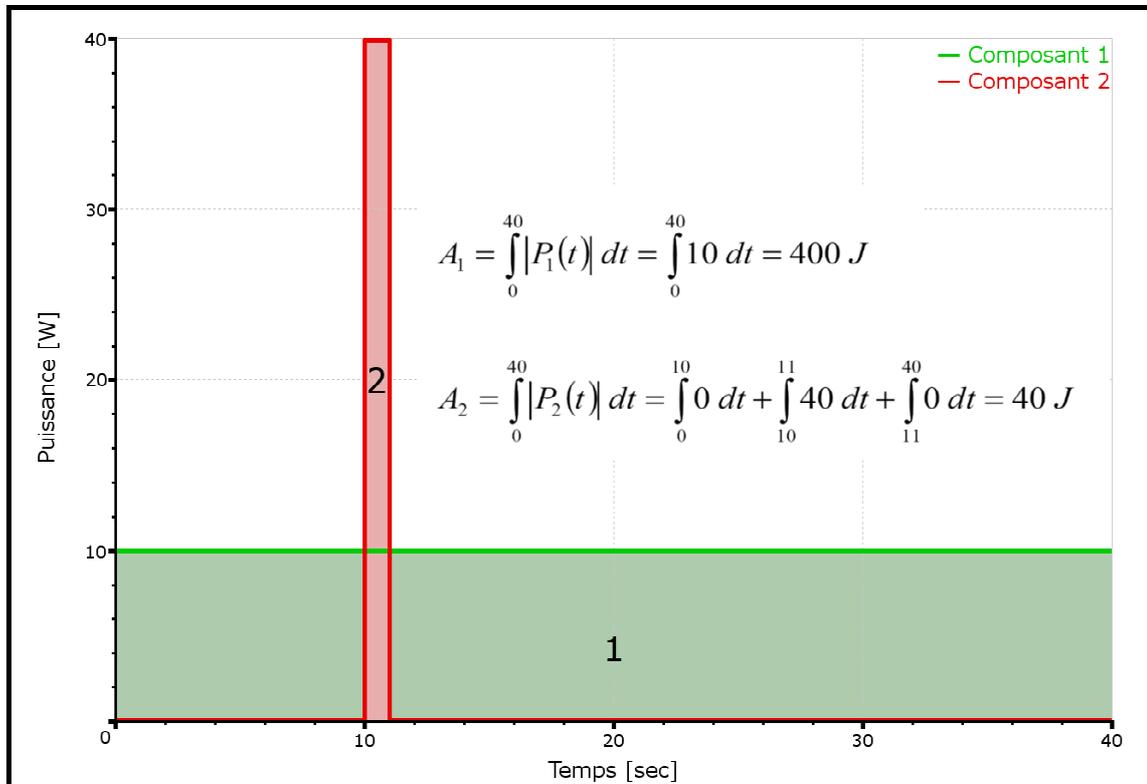


Figure 2-12 : Exemple du calcul de l'Activité de deux composants dont l'un présente un pic de puissance

Typiquement, ce genre de phénomène est souvent observable sur un composant de butée, modélisant un contact entre deux pièces mécaniques par exemple, ou encore lors de la mise en mouvement de pièces mécaniques initialement immobiles (pour contrer une inertie importante ou des frottements secs par exemple). Ces phénomènes engendreront un ou plusieurs pics de puissance importants, mais une Activité faible par rapport au reste du système. Ils seront donc négligés par l'application de la méthode MORA, ce qui peut être une erreur à ne pas commettre.

De la même manière, l'utilisation de la variable « Activity », de part la valeur absolue présente dans son calcul (définie par l'équation (2-1) du paragraphe 2.3.1), ne permet pas de différencier les composants présentant des oscillations de puissance, des composants purement dissipatifs par exemple. Or ces deux types de composants peuvent conduire à des valeurs d'« Activity » relativement proches, mais à des phénomènes très différents. Par exemple, un composant dissipatif aura pour effet de diminuer la quantité de puissance à disposition pour le système, alors qu'un composant capacitif aura le plus souvent comme effet de retarder le transfert de puissance dans le système.

Enfin, il a déjà été souligné que cette méthode de réduction de modèle présentait l'avantage de conserver la signification physique des composants. Mais en contrepartie, le modèle réduit obtenu et son domaine de validité sont complètement liés au signal d'excitation utilisé dans la simulation. Le plus souvent, pour les modèles complexes, la réduction est faite sur un scénario d'excitation simple et caractéristique du système étudié. Le modèle réduit obtenu ne sera alors vraisemblablement valide que sur cette excitation typique, ce qui est limitatif.

Nous envisagerons donc par la suite de mieux contrôler et d'élargir ce domaine de validité avec notre méthode PEMRA. L'idée est de maîtriser les caractéristiques temporelles et fréquentielles du signal d'excitation afin de connaître le domaine de validité du modèle réduit. Cette problématique ayant déjà été traitée dans le domaine de l'identification de système, nous proposons d'utiliser des signaux d'excitation riches, issus de ce domaine. Non seulement le modèle réduit ainsi obtenu répondra aux exigences de l'utilisateur, mais en plus il pourra être réutilisé dans d'autres études puisque son domaine de validité sera évalué et éventuellement élargi (cf. § 2.5).

2.3.4 Conclusion partielle - Analyse de la thèse de G. Gandanegara

La méthode de réduction de modèles MORA, proposée par Louca *et al.* [Louca 1997] se base donc sur des considérations énergétiques (la variable « Activity ») pour quantifier l'importance d'un composant dans un modèle de système. L'hypothèse faite est que plus un composant est énergétiquement important, plus celui-ci aura d'influence dans la réponse du système modélisé. Les principaux avantages de la méthode sont sa facilité d'implémentation, aussi bien sur les modèles linéaires que non-linéaires, et le fait qu'elle permette de conserver la signification des composants (via le formalisme Bond Graph).

Bien que cette méthode n'est pas été prouvée rigoureusement (sauf cas particuliers, cf. [Fathy 2005]), elle est largement employée comme outils de réduction de modèles, notamment par la communauté des Bond Graphs. Gandanegara, dans ces travaux de thèse, analyse la méthode MORA et la compare à la « Méthode des Perturbations Singulières » (cf. [Gandanegara 2003]). L'exemple de la chaîne de traction ferroviaire, pour lequel les modèles réduits obtenus avec les deux méthodes sont quasi-identiques, est l'un des nombreux exemples qui permet de confirmer l'intérêt de cette méthode MORA. Par contre, Gandanegara avait déjà mis en avant certaines limitations que nous allons détailler et analyser :

- Choix du seuil (sur la quantité d'Activité Totale) : Gandanegara propose un schéma d'optimisation classique (cf. figure 2-13), en utilisant l'erreur quadratique entre le modèle réduit et le modèle de référence. Le but est de converger vers la valeur de seuil permettant d'obtenir le modèle réduit le plus simple. Le problème est que cela suppose une évolution strictement monotone de la précision en fonction du nombre de composants pris en compte. Or cela n'est pas toujours vrai (cf. § 3.4.1.2) ; le modèle réduit ainsi obtenu est donc encore dépendant de la valeur initiale choisie du seuil permettant de débiter cette optimisation.

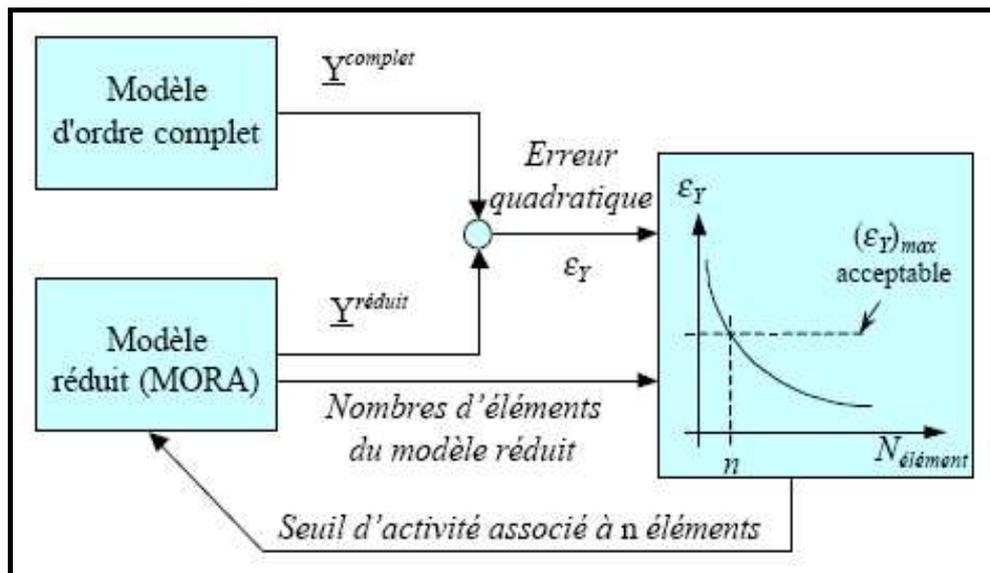


Figure 2-13 : Schéma d'optimisation proposé par Gandanegara [Gandanegara 2003]

- Choix de modélisation : dans le domaine électrique, le calcul de l'Activité sera très différent si on considère les valeurs instantanées ou moyennes. Nous pensons que cette limitation est plutôt liée à la variable « Activity » qui n'est pas suffisante pour distinguer les pics de puissance par exemple ou encore les phénomènes oscillants.
- Choix du point de fonctionnement : dans cette limitation, Gandanegara met en évidence les différences de résultats obtenues en fonction du point de fonctionnement étudié (avec phénomènes transitoires ou seulement stabilisés). Cela soulève en fait le problème de la détermination d'un signal d'excitation adapté au besoin de l'utilisateur.
- « Non conservativité de l'activité énergétique » : cette limitation est due à la valeur absolue dans le calcul de l'« Activity », qui engendre des résultats différents selon que le système est modélisé avec des éléments monoports ou multiports. Nous n'avons pas pu mettre en évidence cette limitation car le logiciel AMESim ne nous permet pas d'utiliser des éléments multiports.
- Effet de masquage : Gandanegara utilise un modèle nécessitant une composante continue, sur laquelle elle ajoute un signal de perturbation. Le calcul de l'Activité est alors modifié, influencé par la valeur de cette composante continue qui masque les effets dus à la perturbation. Nous pensons qu'il s'agit d'un problème lié au choix du signal d'excitation pour cet exemple spécifique.

- Effet de filtrage : les composants sont potentiellement plus « sensibles » à une entrée qu'à une autre. Nous pensons que ce phénomène est lié au choix du signal d'excitation. Elle propose dans ces travaux une analyse de sensibilité, mais celle-ci se révèle difficile à mettre en œuvre.

Les lacunes que nous avons citées dans le paragraphe 2.3.3 regroupent la quasi-totalité des limitations énoncées par Gandanegara. Seule la « non conservativité de l'activité énergétique » n'avait pas pu être mise en évidence dans notre étude, car le logiciel AMESim ne permet pas l'utilisation d'éléments multiports. Le paragraphe 2.4 suivant présente la méthode de réduction de modèle PEMRA (« Power & Energy –based Model Reduction Algorithm » en anglais) que nous proposons afin de répondre à certaines de ces limitations et d'avoir à disposition une méthode parfaitement adaptée à nos besoins.

2.4. La nouvelle méthode proposée : « PEMRA »

Dans le premier chapitre, l'intérêt que pouvait apporter des considérations énergétiques dans l'ensemble du processus de modélisation / simulation numérique a été présenté (cf. § 1.4 et 1.5). Cette variable « Puissance Instantanée » apporte de nombreuses informations sur le système étudié (contribuant au développement du concept d'éco-conception de l'entreprise, cf. § 1.4.1.2), et permet en plus d'appliquer directement la méthode de réduction de modèles MORA. Cette méthode présentant des lacunes (cf. § 2.3.3), nous avons développé notre propre méthode de réduction de modèle PEMRA : « Power & Energy-based Model Reduction Algorithm ». Celle-ci est décrite dans le paragraphe qui suit, puis appliquée sur les mêmes exemples de système que précédemment afin de comparer les résultats obtenus par rapport à ceux de la méthode MORA. Une série de conclusions clôt ce paragraphe.

2.4.1 Description de la méthode PEMRA

L'idée principale développée est de conserver le concept introduit par la méthodologie MORA pour mettre au point une méthode de réduction de modèles présentant les caractéristiques suivantes :

- Facile à implémenter
- Applicable sur des modèles linéaires et non-linéaires
- Conservant la signification physique des composants
- Compatible avec l'utilisation du formalisme Bond Graph et des modèles de type boîte blanche
- Compatible avec les choix faits pour la plate-forme et notre approche énergétique

Nous avons donc défini une méthodologie itérative ascendante de réduction de modèles : PEMRA. Dans cette nouvelle méthode, nous supposons qu'il existe un modèle de référence du système étudié ; c'est ce modèle qui sera alors réduit. Notre méthode utilise l'Indice d'Activité ainsi que deux nouveaux critères énergétiques, afin de garantir la détection des composants les plus (ou les moins) significatifs. Nous avons également introduit un critère dit de « précision temporelle » permettant à notre méthode de converger au plus vite vers le modèle « le

plus adapté ». Tous ces points sont détaillés dans les paragraphes suivants.

2.4.1.1 Les deux nouveaux critères énergétiques

Pour commencer, il est inopportun de se focaliser uniquement sur l'Activité d'un composant : l'équation (2-1) du paragraphe 2.3.1 nous rappelle que cette variable est calculée à partir de la puissance instantanée d'un composant. Mais l'énergie, tout comme la puissance, apportent de nombreuses informations sur le système modélisé. De plus, nous avons vu précédemment que l'Indice d'Activité seul ne suffit pas à cibler les composants les plus significatifs d'un modèle. Deux nouvelles variables ont donc été définies en plus de l'Activité :

- Une variable « Energie Moyenne », permettant par exemple de différencier les puissances « oscillantes » des puissances purement dissipatives.
- Une variable « Puissance (Instantanée) Extrême », permettant de mettre en avant les composants présentant des pics de puissance importants.

Ces deux nouvelles variables sont respectivement définies par les équations (2-5) et (2-6) suivantes :

$$\forall t \in D, t \neq 0, E_i^{Moyenne}(t) = \frac{1}{t} \times \int_{\tau=0}^{\tau=t} E_i(\tau) d\tau \quad [J] \quad (2-5)$$

$$\forall t \in D, P_i^{Extrême}(t) = \underset{\tau=0}{\overset{\tau=t}{Max}} \left\{ \underset{\tau=0}{\overset{\tau=t}{Max}}(P_i(\tau)), \left| \underset{\tau=0}{\overset{\tau=t}{Min}}(P_i(\tau)) \right| \right\} \quad [W] \quad (2-6)$$

A partir de ces deux variables, deux nouveaux indices sont créés afin de trier les composants potentiellement les plus (ou les moins) significatifs : l'« Indice d'Energie Moyenne » et l'« Indice de Puissance (Instantanée) Extrême », définis par les équations (2-7) et (2-8) ci-dessous. Ils seront utilisés en plus de l'Indice d'Activité dans notre méthode PEMRA.

$$\forall t \in D, t \neq 0, MEI_i(t) = \frac{|E_i^{Moyenne}(t)|}{\sum_j |E_j^{Moyenne}(t)|} \quad [\%] \quad (2-7)$$

$$\forall t \in D, EPI_i(t) = \frac{P_i^{Extrême}(t)}{\text{Max}_j \{P_j^{Extrême}(t)\}} \quad [\%] \quad (2-8)$$

Plusieurs remarques :

- Le temps t sera le plus souvent choisi comme étant la borne supérieure du domaine temporel d'étude D .
- On définit, pour être rigoureux, l'Energie Moyenne et l'Indice d'Energie Moyenne d'un élément i au temps $t=0$ comme étant nuls.
- La notation anglaise est préférée pour les deux indices : « MEI » pour « Mean Energy Index » et « EPI » pour « Extremum (Instantaneous) Power Index ».
- Dans notre méthode PEMRA, les deux nouveaux indices seront calculés par domaine physique ; l'utilisateur sera ainsi moins enclin à supprimer un domaine physique entier de moins haute importance énergétique qu'un autre. Cela signifie, dans le calcul de ces deux nouveaux indicateurs, que l'indice j désigne désormais l'ensemble des composants du modèle appartenant au même domaine physique que le composant i étudié.

En outre, les caractéristiques énergétiques d'un composant n'ayant aucun lien direct avec l'impact sur la précision qu'il engendre dans la réponse du système (ou son temps de calculs), nous considérons davantage l'Indice d'Activité, l'Indice d'Energie Moyenne et l'Indice de Puissance Extrême comme des « indicateurs » des composants potentiellement les plus (ou les moins) significatifs dans le système. Il faudra donc un moyen de le vérifier : nous proposons de définir et d'utiliser un critère de « précision temporelle », comme dans les problèmes d'identification.

2.4.1.2 Le critère de précision temporelle

Ce critère de précision est complètement lié aux besoins de l'utilisateur, ou plus précisément au domaine temporel et fréquentiel d'utilisation du système. En effet, l'idée est de garantir qu'à chaque itération de notre méthode PEMRA, le composant ajouté est bien le plus significatif, c'est à dire celui qui rapproche le plus la réponse (temporelle et fréquentielle) du modèle réduit obtenu à celle du modèle de référence. Rappelons que le but est d'obtenir le modèle « le plus adapté » avec le même domaine de validité que le système étudié. L'utilisation de ce critère de précision et le choix (très important, cf. § 2.5) du signal d'excitation nous garantissent de converger au plus vite vers ce modèle « le plus adapté ».

Nous faisons le choix de nous placer dans le domaine temporel car c'est le moyen le plus simple pour quantifier la fidélité du modèle réduit par rapport au modèle de référence. Il est possible d'utiliser une erreur maximale ou encore une erreur moyenne quadratique entre la réponse du modèle réduit testé et la réponse du modèle de référence. Nous proposons d'utiliser de préférence la racine carrée de l'erreur quadratique moyenne normée, notée « *NRMSE* » (pour « Normalized Root Mean Square Error » en anglais), appliquée sur la variable de sortie considérée du modèle. Elle est définie comme suit pour une variable Y discrétisée de dimension n :

$$NRMSE (Y) = \frac{\sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \{Y^{NR} (i) - Y^R (i)\}^2}}{MAX (Y^{NR}) - MIN (Y^{NR})} \times 100 \quad [\%] \quad (2-9)$$

Le critère de précision temporelle est alors défini par la relation suivante :

$$100 - NRMSE (Y) \quad [\%] \quad (2-10)$$

Ainsi défini, le critère de précision tend vers 100% lorsque la réponse temporelle du modèle réduit tend vers celle du modèle de référence. Si le système étudié comporte plusieurs sorties, il est possible de calculer la moyenne des précisions temporelles de chaque variable de sortie. Il est possible de pondérer cette moyenne si l'utilisateur souhaite mettre en avant certaines variables plutôt que d'autres. Si le système comporte plusieurs entrées, il est nécessaire d'adapter les signaux d'excitation afin de couvrir la totalité du domaine d'utilisation du système. Ce point sera précisé dans le paragraphe 2.5.4.

2.4.1.3 La méthode itérative ascendante

Dans cette nouvelle méthode, nous supposons donc qu'il existe un modèle suffisamment détaillé du système étudié et qui sera réduit : le modèle de référence. Il sera excité par un signal adapté (cf. « Etude des signaux d'excitation », § 2.5) et les trois indicateurs (*AI*, *MEI* et *EPI*) seront calculés. Le processus global de cette méthode PEMRA est ensuite de démarrer avec le modèle réduit « le plus simple possible », puis d'ajouter petit à petit les composants les plus significatifs. Ceux-ci sont mis en évidence par les trois critères énergétiques calculés précédemment, puis validés par le critère de précision temporelle. Ce processus est répété jusqu'à répondre aux exigences de l'utilisateur, c'est à dire jusqu'à obtention du modèle « le plus adapté ». Le schéma de la figure 2-14 suivante présente cette méthode itérative ascendante (qui sera décrit plus en détail dans le paragraphe 2.4.1.5) :

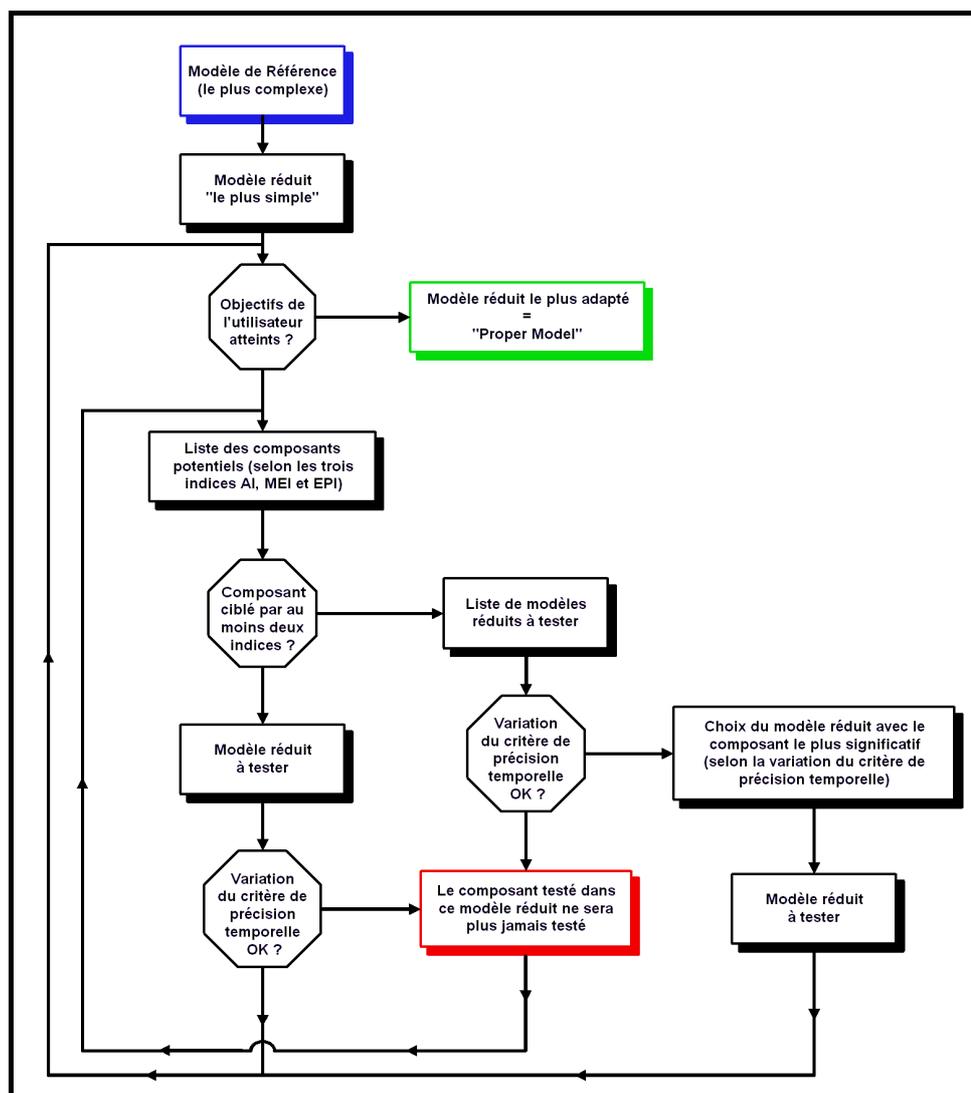


Figure 2-14 : Schéma descriptif de la méthodologie PEMRA

Notre méthode PEMRA se présente sous la forme d'une méthode itérative ascendante ; cette approche est également utilisée par Seo *et al.* [Seo 2001], qui allie algorithme génétique et modélisation Bond Graph dans le but d'améliorer la conception d'un système (cf. figure 2-15). L'idée est d'utiliser les algorithmes génétiques pour explorer de nouveaux concepts à partir d'un « modèle embryon », sans restreindre l'espace de recherche. Les objectifs à atteindre et les paramètres de cet algorithme génétique doivent être très précisément définis pour que la convergence ait lieu. Il est alors possible de tester les nouveaux modèles construits (structure, modes, etc.) afin d'en tirer le ou les modèles les plus « prometteurs ». Notre approche est sensiblement différente puisque nous cherchons au contraire à restreindre les modèles réduits susceptibles de répondre aux exigences fixées, en ciblant les composants les plus « prometteurs » grâce aux trois critères énergétiques. Nous vérifions de la même manière que le modèle réduit obtenu nous permet de converger au plus vite vers le modèle « le plus adapté » par le critère de précision temporelle. Par contre, la création de modèle via le formalisme Bond Graph semble beaucoup plus automatisée ; dans notre cas, l'intervention de l'utilisateur est indispensable, notre méthode étant limitée par le logiciel AMESim.

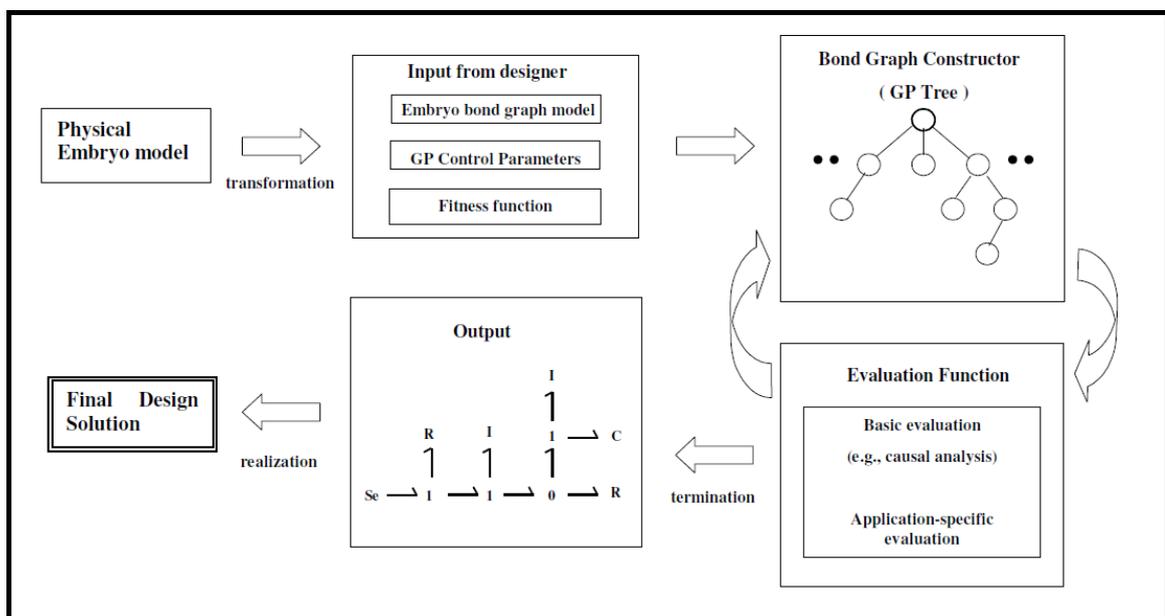


Figure 2-15 : Schéma de principe de la méthode développée par Seo *et al.* [Seo2001]

L'utilisation d'une méthode itérative présente l'avantage d'être plus systématique que le choix arbitraire d'un seuil comme dans la méthodologie MORA : en effet, il est tout de même rare de trouver la valeur du seuil conduisant au modèle « le plus adapté » dès le premier essai. L'utilisateur devra donc procéder par dichotomie, ou encore par itérations successives pour atteindre un modèle réduit adapté à ses

besoins. Par contre, ce type d'approche itérative adoptée pour notre méthode PEMRA peut conduire à la construction de nombreux modèles réduits, et donc probablement à de long temps de calcul, avant l'obtention du modèle réduit le plus adapté aux besoins de l'utilisateur.

Afin de résoudre ce problème, nous avons choisi une méthode itérative dite « ascendante ». En partant d'un modèle réduit initial le plus simple possible, nous limitons au maximum l'impact sur les temps de calcul du nombre de modèles réduits nécessaires pour obtenir le modèle « le plus adapté ». En effet, les modèles réduits simples obtenus dans les premières étapes de notre méthode PEMRA seront vraisemblablement très peu consommateurs en temps de calcul.

Ce modèle « le plus simple possible », que l'on appellera « modèle réduit initial » par la suite, peut être obtenu de plusieurs manières :

- Il est possible de commencer avec un simple fil, reliant l'entrée à la sortie, et d'ajouter le premier composant indiqué par les trois critères. Notre méthode garantie alors de converger vers le modèle « le plus adapté », après un nombre fini maximal d'itérations.
- Une autre possibilité est de fixer arbitrairement un seuil pour chaque critère ; chacun d'eux indiquera alors une liste de composants qui devront tous être pris en compte pour former le modèle réduit initial dit « le plus simple ». En fixant des seuils « relativement bas », le modèle réduit initial tendra vers le simple fil, ce qui aura pour conséquence d'augmenter le nombre d'itérations nécessaires pour obtenir le modèle « le plus adapté ». En fixant des seuils « relativement hauts », le nombre d'itérations nécessaires pour converger vers un modèle réduit adapté aux besoins de l'utilisateur diminue. Par contre, ce modèle réduit ne sera pas forcément le modèle « le plus adapté » car des composants seront pris en compte alors qu'ils auraient pu être négligés via le critère de précision temporelle (cf. Règle 3).
- Enfin, la dernière possibilité est de laisser l'utilisateur définir le modèle réduit initial « le plus simple » qu'il souhaite utiliser ; par expérience, il s'agit souvent de conserver le minimum de composants décrivant la structure globale du système. Mais cela n'est pas sans risque : un mauvais choix de composant engendrera obligatoirement une mauvaise réduction de modèles.

Les trois indicateurs (AI, MEI et EPI) permettent ensuite de trier et de cibler les composants (qui ne sont pas pris en compte dans le modèle réduit initial), du plus significatif au plus négligeable potentiellement. Rappelons que rien ne nous permet d'affirmer que les composants, désignés par ces indicateurs énergétiques, sont les plus significatifs. Ainsi, chacun de ces critères permettra d'obtenir une liste de composants triés (selon la valeur de ce critère), et chacun indiquera donc un composant potentiellement « le plus significatif » à ajouter dans le modèle réduit. Nous obtiendrons par conséquent plusieurs modèles réduits potentiels (au maximum, un par critère et par domaine physique). C'est ici qu'intervient le critère de précision temporelle mis en place, pour valider (ou non) l'importance du composant testé. Seul le composant testé qui engendrera la plus grande variation du critère de précision temporelle, sous réserve qu'elle soit supérieure à un certain seuil, sera ajouté au modèle réduit de l'itération en cours. Nous faisons le choix de n'ajouter qu'un seul composant par itération pour limiter le nombre de modèles réduits à tester, et donc les temps de calcul nécessaires.

L'utilisateur désirant appliquer notre méthode de réduction de modèle PEMRA devra respecter les trois règles suivantes à chaque itération :

- Règle 1 Au début d'une itération, si un composant est ciblé par au moins deux des trois indicateurs, alors ce composant sera testé en priorité. Il est raisonnable de penser qu'un tel composant a plus d'importance qu'un composant indiqué par un seul indice.
- Règle 2 Si plusieurs composants sont testés, seul celui qui apportera la meilleure variation du critère de précision temporelle sera ajouté dans le modèle réduit. On s'assure ainsi d'ajouter le composant le plus significatif à chaque étape, et de converger le plus rapidement possible vers le modèle « le plus adapté ».
- Règle 3 Si un composant testé apporte une variation négligeable du critère de précision temporelle, alors ce composant ne sera plus jamais testé dans les prochaines étapes de la méthode PEMRA. En effet, rappelons qu'il s'agit d'indicateurs ; il est possible qu'ils ciblent un composant qui n'est pas significatif d'un point de vue de la réponse temporelle du modèle réduit par rapport au modèle de référence.

2.4 La nouvelle méthode proposée : « PEMRA »

Pour la première règle, il est impossible de déterminer par un raisonnement analytique la « supériorité » d'un indicateur par rapport à un autre. Nous supposons donc que chaque indicateur a le même poids pour désigner l'importance d'un composant dans le modèle étudié. L'utilisateur pourrait, s'il le souhaitait, modifier notre méthode PEMRA en pondérant différemment les indicateurs. Ensuite, ces trois indicateurs désignent chacun un composant comme étant potentiellement le plus significatif ; le critère de précision temporelle, utilisé dans la seconde et la troisième règle, permet d'ajouter le composant réellement le plus significatif à chaque itération de la méthode, et d'éliminer définitivement les composants n'ayant aucun impact sur la réponse du modèle réduit par rapport au modèle de référence.

Ces règles assurent donc à l'utilisateur d'ajouter le composant le plus significatif à chaque étape de la méthode (à chaque itération), et lui permettent de converger au plus vite vers le modèle réduit le plus adapté à ses besoins. L'utilisateur devra dans notre méthode PEMRA intervenir à deux niveaux :

- Il doit choisir la méthode utilisée pour obtenir le modèle réduit initial « le plus simple », à partir duquel seront faites toutes les itérations.
- Il doit également définir le seuil à partir duquel la variation du critère de précision temporelle ne sera pas considérée comme négligeable.

Nous proposons pour un critère de précision temporelle de type « *NRMSE* » d'utiliser comme limite une variation entre deux itérations de 5 % de ce critère. Ainsi, si un composant testé lors d'une itération ne fait pas varier le critère de précision temporelle de plus ou moins 5 % par rapport à sa valeur précédente, alors ce composant sera considéré comme étant négligeable, et ne sera donc plus testé lors des itérations suivantes. L'utilisateur pourrait, s'il le souhaitait, modifier notre méthode PEMRA en définissant un autre critère de précision ; mais il devrait tout de même fixer une valeur limite de variation de ce critère.

2.4.1.4 Les limitations de la méthode PEMRA

Une fois un système modélisé, il faut obligatoirement imposer une causalité dans le modèle pour pouvoir le simuler. Or, cette causalité ne sera pas forcément la même dans le modèle réduit étudié. En utilisant le

formalisme Bond Graph, il est donc possible que la causalité du modèle réduit ne soit pas la causalité intégrale préférée (cf. § 1.3.3.3), ce qui peut se traduire par des problèmes de causalité dans les logiciels comme AMESim. L'intervention de l'utilisateur est donc nécessaire afin de modifier la causalité du modèle réduit (mais cela n'est pas toujours possible car de nombreux composants ont une causalité imposée par le logiciel), ou pour ajouter un composant « adapté », permettant de résoudre ce problème de causalité. Il ne sera donc pas toujours possible de supprimer un composant négligeable du modèle ; dans le cadre de notre méthode itérative ascendante PEMRA, cela revient parfois à ajouter des composants dont les effets sont potentiellement négligeables, uniquement pour résoudre un problème de causalité.

Prenons l'exemple d'une conduite hydraulique modélisée par la succession d'un composant dissipatif et d'un composant capacitif dans un modèle de système (cf. figure 2-16). La causalité définie dans le reste du modèle va imposer les variables Q_{input} et Pr_{input} en entrée de la conduite. Celle-ci calculera et transférera les valeurs des variables Pr_{output} et Q_{output} en sortie. Les variables internes échangées entre ces deux composants coïncident parfaitement avec la causalité imposée aux bornes du composant dissipatif (pressions imposées en entrée et débits transférés en sortie) et capacitif (débits imposés en entrée et pressions transférées en sortie). Par contre, si l'un des deux phénomènes modélisés est négligeable, il est alors impossible de supprimer le composant incriminé et de reconnecter l'autre directement au reste du modèle. Les variables échangées en interne ne correspondent pas à la causalité imposée initialement aux bornes de la conduite.

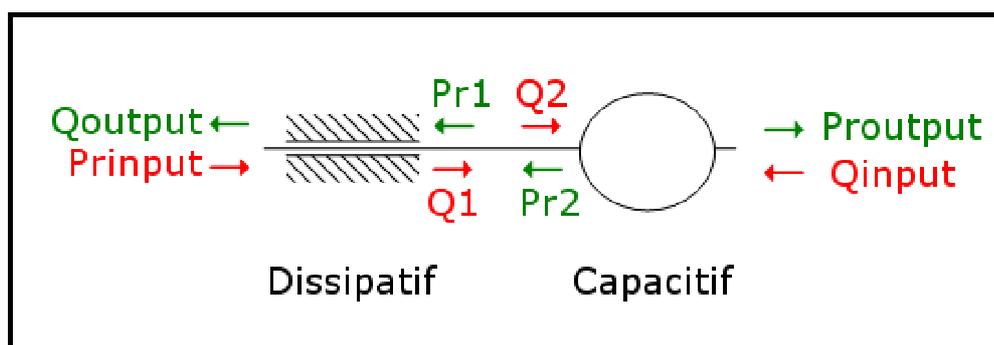


Figure 2-16 : Schéma d'une conduite hydraulique de type « R-C » (Dissipatif – Capacitif)

La seconde limitation de notre méthode PEMRA est la dépendance des résultats obtenus au modèle réduit initial utilisé et à la valeur limite fixée sur la variation du critère de précision temporelle. En effet, si le modèle réduit initial n'est pas le plus simple (l'entrée directement liée à la sortie), il est possible que celui-ci prenne en compte des composants

négligeables qui seront présents dans chaque modèle réduit. Et d'un autre côté, si la valeur limite fixée de variation du critère de précision temporelle est trop grande, il est possible de négliger des composants qui sont en fait significatifs. Il est donc possible que la solution finale obtenue avec notre méthode PEMRA ne soit pas satisfaisante. Si tel est le cas, nous conseillons à l'utilisateur d'appliquer à nouveau la méthode en diminuant la valeur limite fixée de variation du critère de précision temporelle et/ou d'utiliser un modèle réduit initial plus simple.

2.4.1.5 Exemple descriptif de la méthode PEMRA

Voici un exemple simple pour décrire pas à pas le schéma de la méthodologie PEMRA présentée sur la figure 2-17 ci-après. Nous précisons à chaque fois le numéro du bloc concerné dans les paragraphes qui suivent afin que le lecteur puisse suivre l'avancement des itérations.

Commençons avec un modèle de référence comportant dix composants, dans un seul domaine physique (bloc n° 0). Celui-ci est simulé, après avoir défini un signal d'excitation adapté, afin de calculer les trois indicateurs énergétiques : AI, MEI et EPI. Chacun d'eux permet de trier les dix composants du modèle de référence du plus significatif au plus négligeable. Le processus de réduction de modèle démarre ensuite avec le modèle réduit initial « le plus simple » (bloc n° 1) ; dans cet exemple, il ne comportera qu'un seul composant déterminé par l'utilisateur.

Dans un premier temps, on vérifie si ce modèle réduit initial correspond ou non aux besoins de l'utilisateur en termes de complexité, de fidélité par rapport au modèle de référence ou encore en termes de temps de calcul (bloc n° 2). Dans l'intérêt de cet exemple, supposons que ce modèle réduit initial n'est pas le modèle « le plus adapté ». Les indicateurs permettent alors de mettre en évidence le ou les composants les plus significatifs du modèles de référence (bloc n° 4) ; ici, supposons que deux des trois indicateurs pointent vers le même composant (parmi les neuf présents dans la liste, puisqu'il y en a déjà un dans le modèle réduit initial). D'après la Règle 1 (bloc n° 5), il n'y a donc qu'un seul modèle réduit à tester dans cette première itération (bloc n° 6), et celui-ci comporte deux composants. On vérifie ensuite que le composant ajouté dans cette itération est réellement significatif grâce au critère de précision temporelle (bloc n° 7). Si tel est le cas, celui-ci peut alors être testé au regard des exigences de l'utilisateur (bloc n° 2). Nous supposons

que ce modèle réduit comportant deux composants n'est toujours pas le modèle « le plus adapté » et continuons donc avec une seconde itération (bloc n° 4).

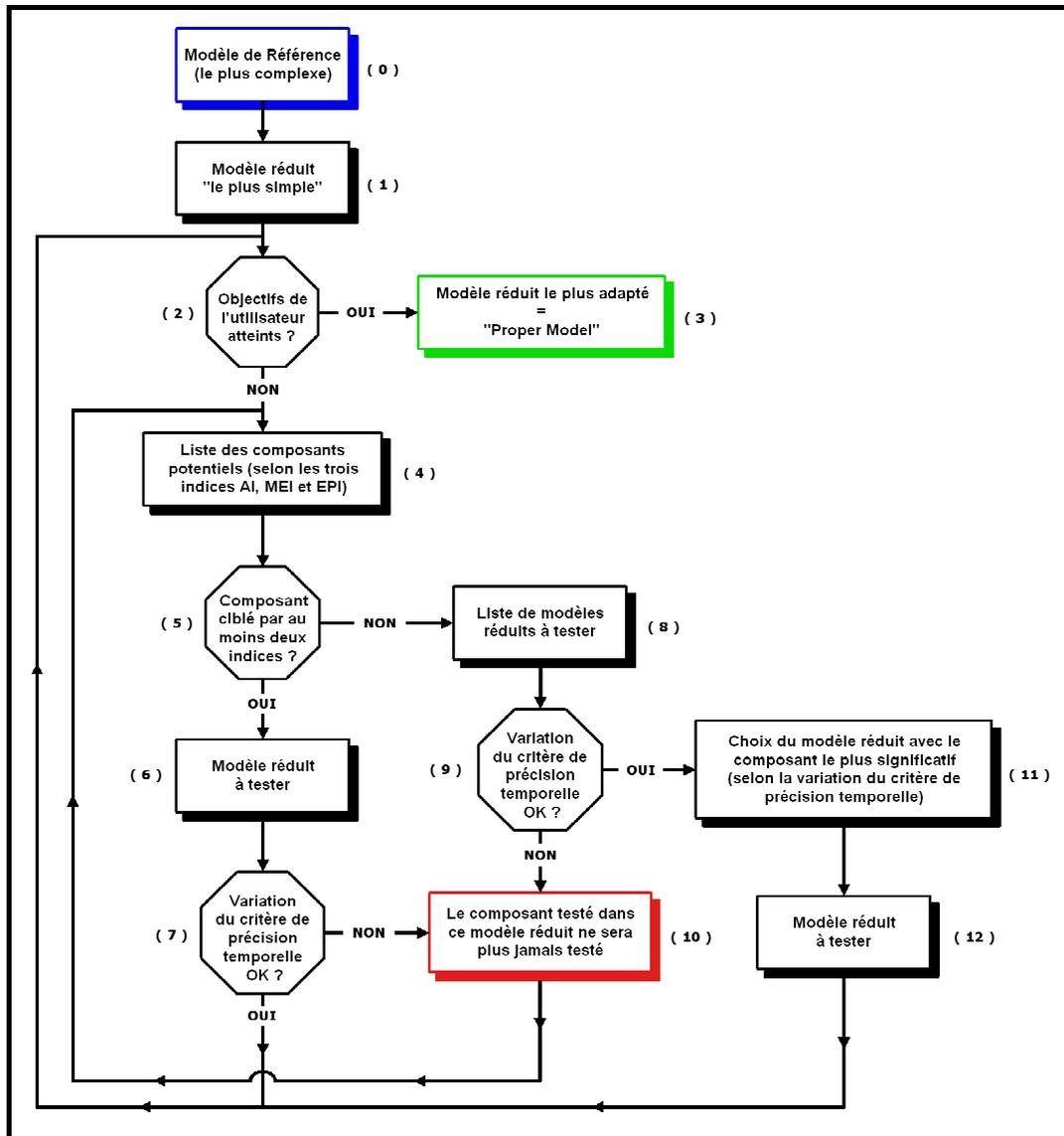


Figure 2-17 : Description de la méthodologie PEMRA

Cette fois-ci, supposons que les trois indicateurs indiquent chacun un composant différent (parmi les huit de la liste) comme étant le plus significatif (bloc n° 5). Il y a donc pour cette seconde itération trois modèles réduits potentiels, comportant chacun trois composants : les deux du modèle réduit précédent plus celui ciblé par chaque indicateur (bloc n° 8). On vérifie la variation du critère de précision temporelle pour chacun de ces modèles réduits (bloc n° 9). Supposons que deux d'entre eux apportent une variation suffisante (ils ont donc réellement un impact significatif sur la réponse du modèle réduit par rapport au modèle de

référence), mais que le troisième apporte une variation négligeable du critère de précision temporelle. Il y a donc deux conséquences :

- Cela signifie que le dernier composant présentant une variation négligeable n'est pas important. Il sera donc supprimé définitivement de la liste des composants triés par les trois indicateurs, afin de ne plus le tester dans les itérations qui suivront (bloc n° 10).
- Ensuite, parmi les deux composants réellement significatifs, on ne garde que celui qui apporte la plus grande variation du critère de précision temporelle (bloc n° 11). Nous avons donc un nouveau modèle réduit, comportant trois composants (bloc n° 12), qui peut être testé au regard des besoins de l'utilisateur (bloc n° 2).

Si le modèle réduit obtenu à cette itération n'est toujours le modèle « le plus adapté » (bloc n° 2), il faut continuer avec une troisième itération. On se fie toujours aux trois indicateurs énergétiques (bloc n° 4) pour mettre en évidence le ou les composants les plus significatifs parmi les six encore présents dans la liste (les dix du modèle de référence, moins les trois déjà présents dans le modèle réduit, moins le composant négligeable supprimé lors de la seconde itération).

Cet exemple (hypothétique) a permis de suivre pas à pas la mise en œuvre de notre méthode PEMRA, en décrivant les principales possibilités que l'utilisateur sera susceptible de rencontrer. Le paragraphe 2.4.2 suivant détaille les résultats obtenus sur des exemples concrets. L'annexe G reprend toutes les étapes de la réduction du modèle simple de suspension hydraulique présenté dans le paragraphe 2.4.2.1.

2.4.2 Mise en œuvre de la méthode PEMRA

Afin de comparer notre méthode PEMRA à la méthode MORA, nous l'appliquons sur les mêmes systèmes étudiés précédemment : l'exemple de la suspension hydraulique et l'EBMA. Les différents modèles réduits ainsi obtenus sont comparés en termes de précision, de complexité (nombre de composants et nombre de variables d'état pris en compte) et également en termes de temps de calcul (souvent lié à cette complexité). Une conclusion partielle sera donnée dans le paragraphe 2.4.3, précisant les avantages et inconvénients de notre méthode PEMRA.

2.4.2.1 Exemple du modèle de suspension hydraulique

Le système étudié et les signaux d'excitation sont exactement les mêmes que pour l'application de la méthode MORA. Les différents critères énergétiques (Indice d'Activité, Indice d'Energie Moyenne et Indice de Puissance Extrême) sont calculés automatiquement par le script Python que nous avons développé. Cela permet d'obtenir le classement alphabétique des composants ainsi que leur importance en fonction du critère utilisé. Les résultats sont présentés dans le tableau 2-4 suivant :

		Nom des composants	AI	MEI	EPI
Mécanique		Masse de la roue et de la suspension (effet inertiel I)	8	4	4
		Masse d'un quart de véhicule (effet inertiel I)	4	3	2
		Pneumatique (amortissement R)	16	2	3
		Pneumatique (raideur C)	2	1	1
Hydraulique		----- Accumulateur (effet capacitif C)	1	1	1
		Check-valve droite (pertes de charge R)	5	3	3
		Check-valve gauche (pertes de charge R)	9	4	4
		Conduite 1 (effet capacitif C)	22	26	17
		Conduite 1 (effet inertiel I)	30	22	24
		Conduite 1 (pertes de charge R)	29	18	26
		Conduite 2 (effet capacitif C)	31	27	27
		Conduite 2 (effet inertiel I)	32	29	28
		Conduite 2 (pertes de charge R)	33	28	29
		Conduite 3 (effet capacitif C)	6	8	5
		Conduite 3 (effet inertiel I)	27	23	23
		Conduite 3 (pertes de charge R)	28	17	25
		Conduite 4 (effet capacitif C)	21	11	18
		Conduite 4 (effet inertiel I)	23	25	19
		Conduite 4 (pertes de charge R)	26	16	22
		Conduite 5 (effet capacitif C)	20	10	16
		Conduite 5 (effet inertiel I)	19	20	14
		Conduite 5 (pertes de charge R)	12	7	9
		Conduite 6 (effet capacitif C)	14	12	11
		Conduite 6 (effet inertiel I)	24	24	20
		Conduite 6 (pertes de charge R)	25	15	21
		Conduite 7 (effet capacitif C)	13	14	10
		Conduite 7 (effet inertiel I)	18	21	15
		Conduite 7 (pertes de charge R)	11	6	8
		Conduite 8 (effet capacitif C)	15	13	12
		Conduite 8 (effet inertiel I)	17	19	13
		Conduite 8 (pertes de charge R)	10	5	7
	Servo-valve (pertes de charge R)	3	2	2	
	Vérin de la suspension (effet capacitif C)	7	9	6	

Tableau 2-4 : Classement des composants du modèle de suspension hydraulique en fonction des trois critères énergétiques

Ce tableau 2-4 contient le classement de tous les composants du modèle de suspension hydraulique ; ces composants sont triés par domaine physique puis par ordre alphabétique dans la première colonne. Les trois autres colonnes correspondent au rang du composant selon chaque critère énergétique ; le composant le plus significatif est le numéro un, le second composant le plus significatif le numéro deux, etc. Dans un premier temps, il est important de noter que pour l'Indice d'Activité « *AI* », les composants ne sont pas distingués selon leur domaine physique : ils sont donc classés du numéro 1 au numéro 33. Par contre, les deux autres indices (Indice d'Énergie Moyenne « *MEI* » et Indice de Puissance Extrême « *EPI* ») sont calculés par domaine physique : les composants mécaniques sont donc numérotés de 1 à 4, et les composants hydrauliques de 1 à 29 (on retrouve bien les $29+4=33$ composants du modèle de référence).

Ensuite, des similitudes sont observables dans le classement des composants en fonction du critère utilisé. Ainsi, les trois indices ciblent l'effet capacitif de l'accumulateur comme le phénomène le plus important du modèle. De même, les dissipations hydrauliques de la servo-valve sont significatives pour ce modèle, alors que les phénomènes de friction (perte de charge *R*) dans la conduite hydraulique 2 sont clairement négligeables selon les trois critères. Par contre, il existe également des grandes différences de classement pour certains composants ; l'effet capacitif de la conduite 5 par exemple est classé en 10^{ème} position par le critère d'énergie moyenne *MEI*, mais seulement en 20^{ème} position selon l'indice d'activité *AI*. On peut également citer l'effet d'amortissement du pneumatique en 16^{ème} position selon l'indice d'activité *AI*, mais en 2nd et 3^{ème} position selon les critères *MEI* et *EPI* ; ceci est dû à la séparation des domaines physiques pour le calcul de ces deux critères.

Pour poursuivre l'application de notre méthode PEMRA, nous appliquons le critère de précision temporelle sur le déplacement vertical de la masse suspendue du véhicule. Nous fixons la limite de la variation du critère de précision temporelle, à partir de laquelle le composant sera supposé négligeable, à 5 %. Vient ensuite le choix du modèle réduit initial « le plus simple » à partir duquel débiteront les itérations d'ajout du composant le plus significatif. Nous avons choisi d'y inclure le minimum de composant possible, tout en conservant la structure globale du modèle de référence.

Le modèle initial est ainsi constitué des 7 composants suivants (cf. figure 2-18) :

- La masse suspendue (élément I)
- Le vérin hydraulique (élément C)
- La servo-valve (élément R)
- L'accumulateur hydraulique (élément C)
- Les deux check-valves (éléments R)
- La raideur du pneumatique (élément C)

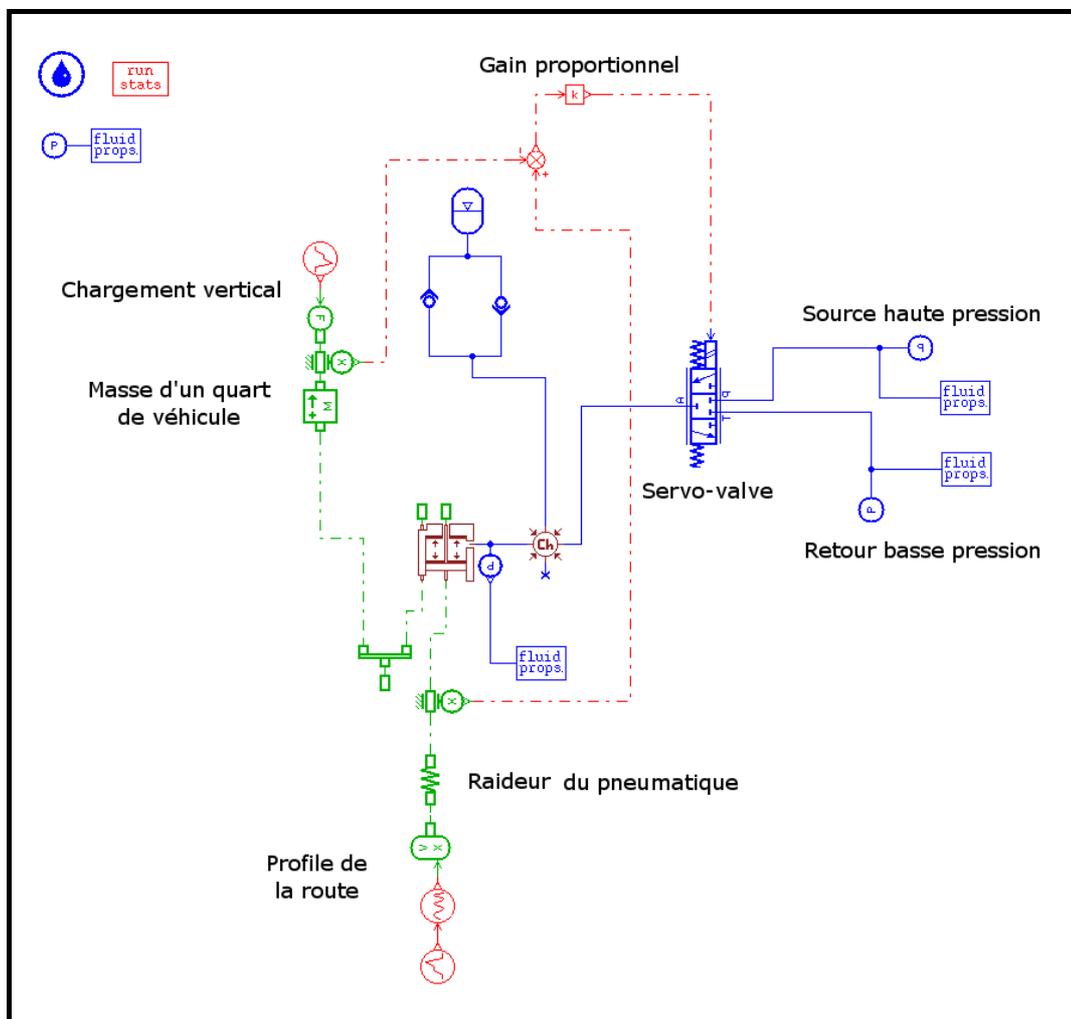


Figure 2-18 : Schéma du modèle réduit initial de la suspension hydraulique

Après analyse, ce modèle initial est trop simple et ne peut pas être simulé avec le logiciel AMESim. En effet, l'absence de la masse de la roue et suspension crée un problème de causalité (on impose une force sur l'élément C modélisant la raideur du pneumatique, alors que celui-ci

2.4 La nouvelle méthode proposée : « PEMRA »

n'autorise que des variables de déplacement en entrée dans AMESim). Afin de résoudre ce problème de causalité, AMESim permet d'intégrer un composant « zéro masse », mais celui-ci introduit une boucle algébrique dans le modèle. Cela engendre des temps de calcul encore plus long que le temps de calcul du modèle de référence, et la précision n'est pas suffisante. Par conséquent, ce modèle réduit initial ne répond pas aux exigences de l'utilisateur ; nous entrons donc dans la phase itérative de notre méthode PEMRA afin de converger vers le modèle « le plus adapté ». Nos trois indicateurs énergétiques désignent les composants potentiellement les plus significatifs et nous ajoutons à chaque itération le composant réellement le plus significatif selon notre critère de précision temporelle.

Nous avons continué ces itérations jusqu'à ce que tous les composants aient été testés ; nous obtenons à la fin de l'application de notre méthode PEMRA un total de onze modèles réduits différents. Afin de pouvoir comparer notre méthode à la méthode MORA, nous avons également construit et simulé tous les modèles réduits accessibles avec la méthode proposée par Louca *et al.* [Louca 1997]. Les graphiques des figures 2-19 à 2-21 représentent respectivement la précision, l'ordre et le temps de calcul des modèles réduits en fonction du nombre de composants pris en compte :

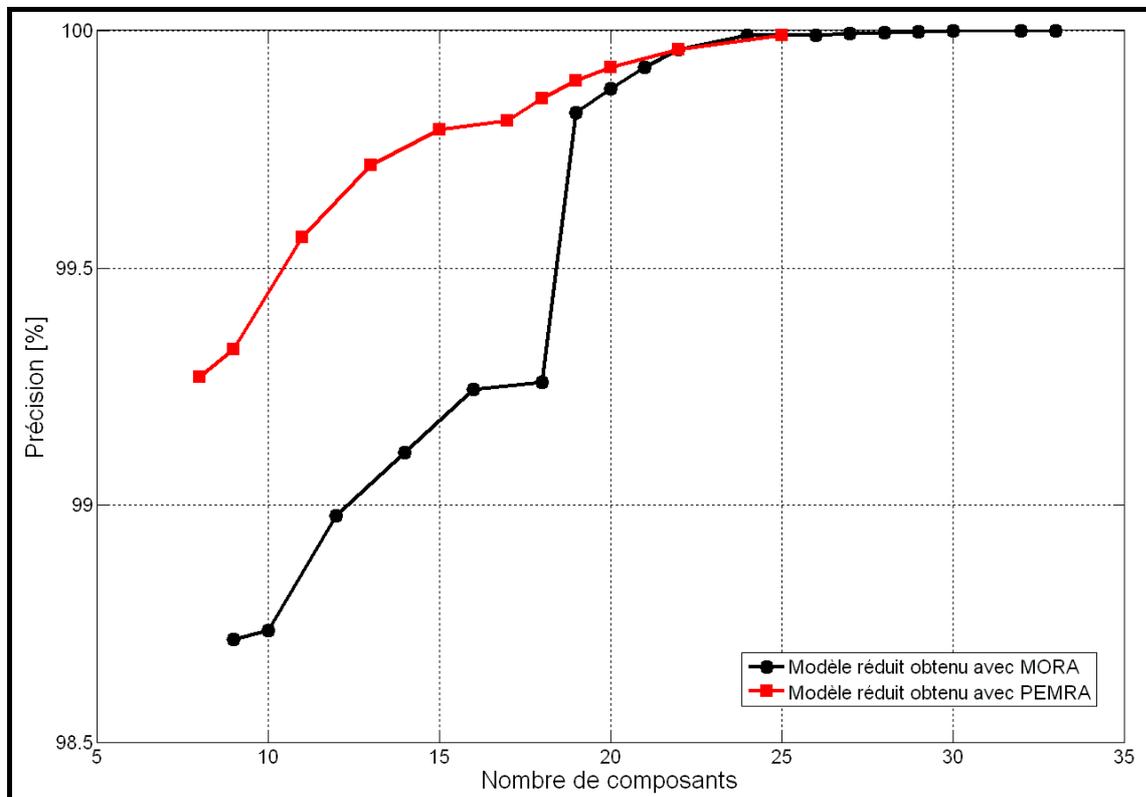


Figure 2-19 : Comparaison de la précision des modèles réduits obtenus

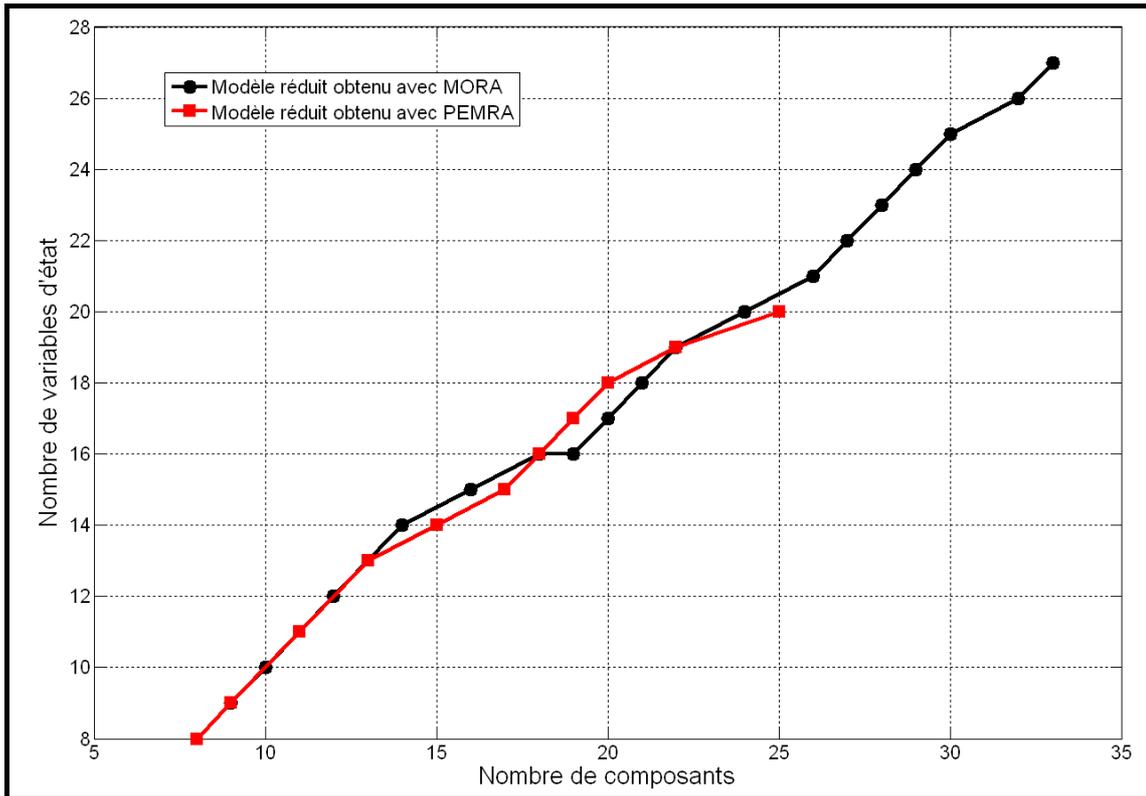


Figure 2-20 : Comparaison de l'ordre des modèles réduits obtenus

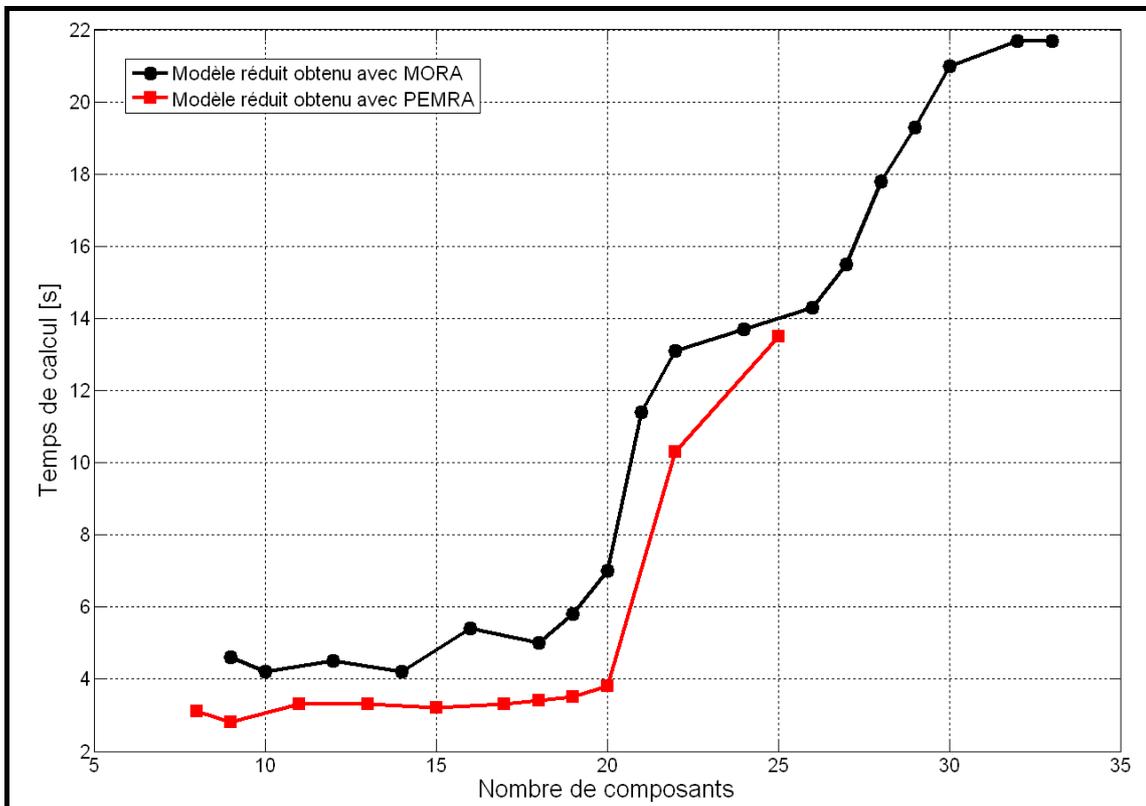


Figure 2-21 : Comparaison des temps de calcul des modèles réduits obtenus

La première observation que nous pouvons faire est que quelque soit le modèle réduit étudié, à nombre de composants égal, la précision et le temps de calcul des modèles réduits obtenus avec PEMRA sont toujours meilleurs que ceux des modèles réduits obtenus avec MORA. L'ordre des modèles réduits obtenus en fonction du nombre de composants pris en compte avec MORA ou PEMRA sont les mêmes. La représentation graphique est plus simple en fonction du nombre de composants, mais en fait, si on regarde à précision égale, le gain de temps est jusqu'à trois fois plus important avec la méthode PEMRA qu'avec la méthode MORA.

Prenons les deux exemples suivants :

- Précision de l'ordre de 99.25 % : le modèle réduit PEMRA correspondant contient 8 composants énergétiques, 8 variables d'état, et son temps de calcul est de 3.1 secondes. Le modèle réduit MORA correspondant contient quant à lui 16 composants, 15 variables d'état, et son temps de calcul est de 5.4 secondes. La complexité du modèle obtenu avec PEMRA est divisée par deux par rapport à la méthode MORA, et le temps de calcul est divisé par 1.75.
- Précision de l'ordre de 99.9 % : le modèle réduit PEMRA correspondant contient 20 composants, 18 variables d'état, et son temps de calcul est de 3.8 secondes. Le modèle réduit MORA correspondant contient quant à lui 21 composants, 18 variables d'état également, mais son temps de calcul est cette fois-ci de 11.4 secondes. La complexité du modèle obtenu avec PEMRA est quasiment la même que celle du modèle réduit obtenu avec la méthode MORA, mais le temps de calcul est ici divisé par 3.0.

Pour cette étude du modèle de suspension hydraulique, un comportement « acceptable » est obtenu lorsque la mesure de précision est supérieure à 99.6 %. Cela correspond, avec notre méthode PEMRA, à un modèle réduit comportant 13 composants et 13 variables d'état pour un temps de calcul de 3.3 secondes. Le modèle réduit adéquat obtenu avec la méthode MORA (le même que dans le paragraphe 2.3.2.1) contient 19 composants, 16 variables d'état et présente un temps de calcul de 5.8 secondes. La réponse temporelle de ces deux modèles réduits ainsi que celle du modèle de référence sont présentées dans les graphiques 2-22 à 2-24 suivants :

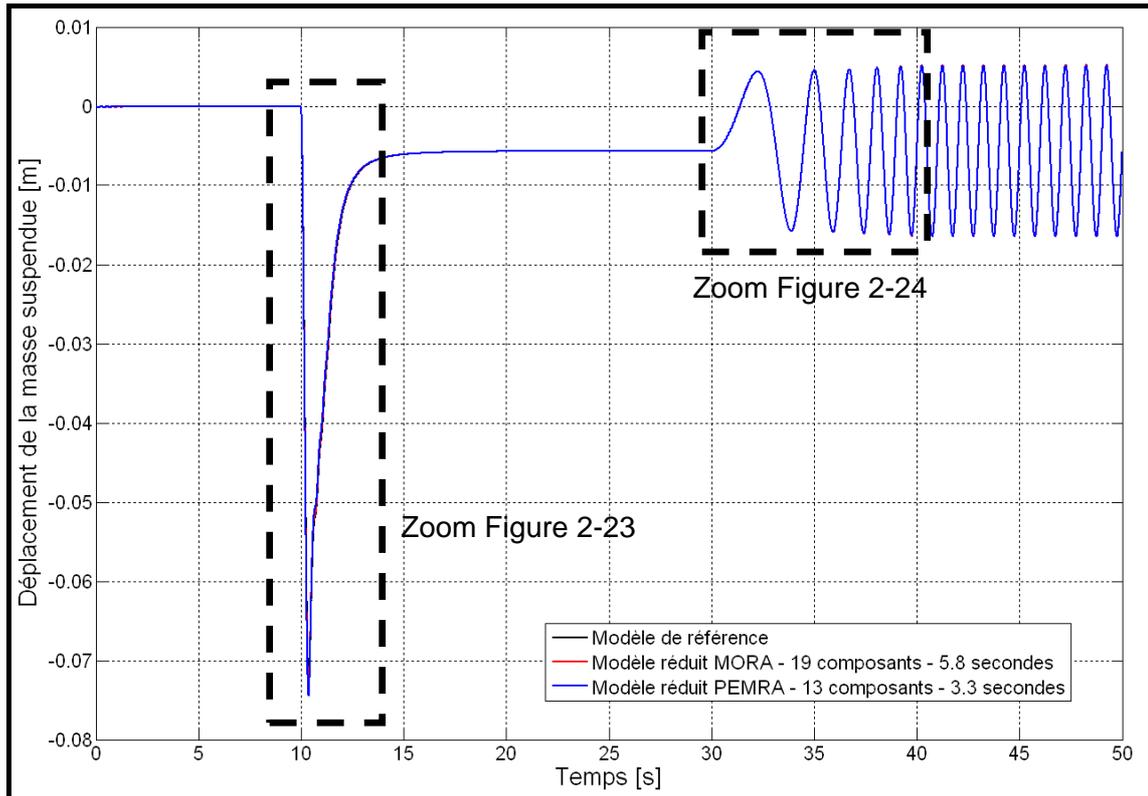


Figure 2-22 : Réponse temporelle du modèle de référence (en noir) et des modèles réduits obtenus avec les méthodes MORA (en rouge) et PEMRA (en bleu)

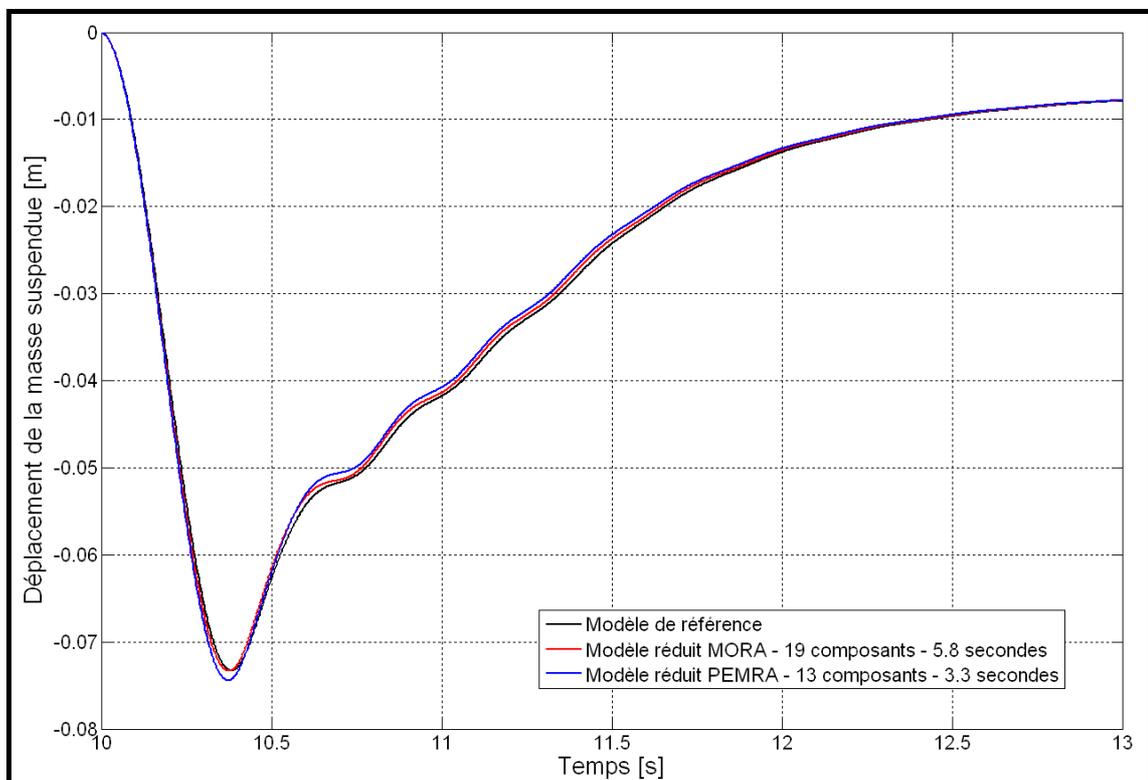


Figure 2-23 : Réponse temporelle du modèle de référence (en noir) et des modèles réduits obtenus avec les méthodes MORA (en rouge) et PEMRA (en bleu) – Zoom sur le pic

2.4 La nouvelle méthode proposée : « PEMRA »

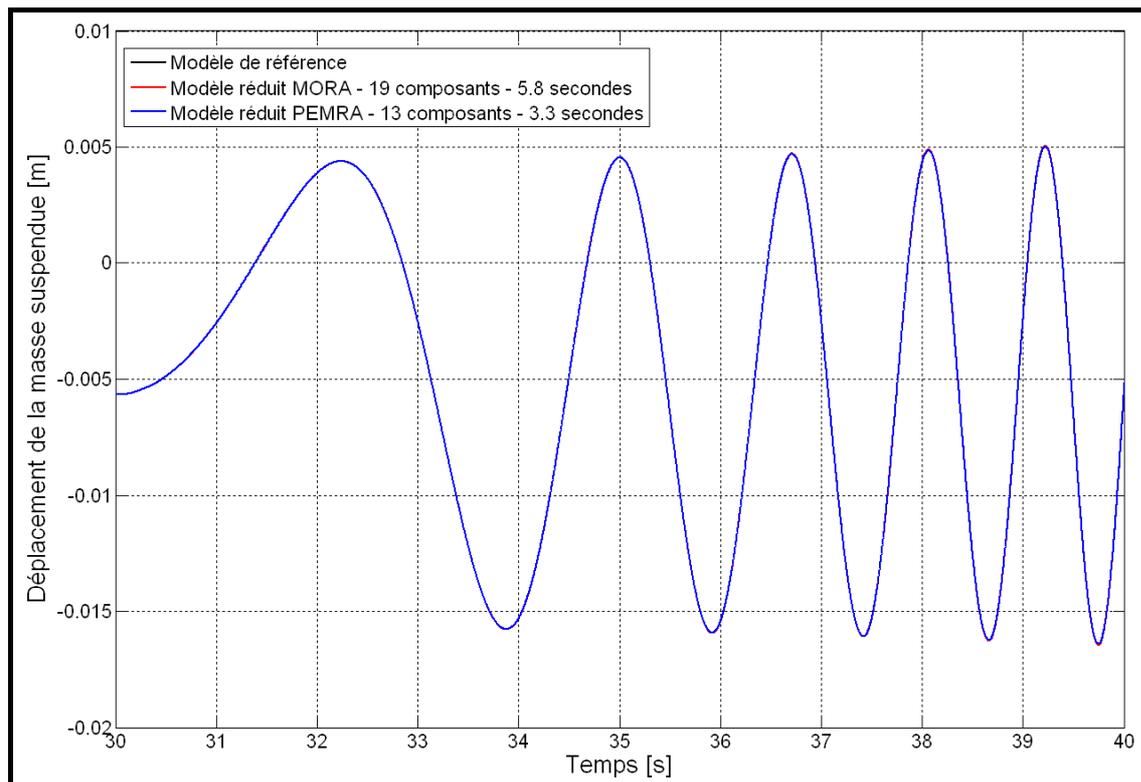


Figure 2-24 : Réponse temporelle du modèle de référence (en noir) et des modèles réduits obtenus avec les méthodes MORA (en rouge) et PEMRA (en bleu) – Zoom sur les oscillations

Notre méthode PEMRA permet donc ici de trouver un modèle réduit satisfaisant plus simple que celui obtenu avec la méthode MORA (13 composants au lieu de 19). L'ordre des modèles est quasiment identique, mais le modèle réduit obtenu avec PEMRA présente un temps de calcul inférieur (3.3 secondes au lieu de 5.8) à précision identique, comme le montrent les trois figures précédentes. Cet exemple est le premier à valider notre approche énergétique en tant que méthode de réduction de modèles. Le second exemple est décrit dans le paragraphe suivant, et considère l'étude de l'EBMA.

2.4.2.2 Exemple du modèle de l'EBMA

Nous reprenons ici le modèle de l'actionneur EBMA, déjà présenté dans le premier chapitre (cf. § 1.5.1), sur lequel nous avons appliqué la méthode de réduction de modèles MORA dans le paragraphe 2.3.2.2. Le modèle utilisé est donc le même que précédemment, tout comme le scénario d'excitation (extension puis rétraction hydraulique, suivies d'une extension électrique). Ce modèle de référence comporte 64 composants, 79 variables d'état, et présente un temps de calcul de 415 secondes. Nous choisissons d'appliquer le critère de précision temporelle

sur la course de la tige du vérin, et fixons un seuil limite sur ce critère de 5 %.

Pour cet exemple, nous utilisons des seuils sur nos trois indicateurs énergétiques (*AI*, *MEI* et *EPI*) afin de déterminer le modèle réduit initial à partir duquel nous appliquerons notre méthode PEMRA. Nous reprenons une valeur seuil de 90 % sur l'Activité Totale à inclure dans notre modèle réduit initial. Nous faisons de même avec l'Indice d'Energie Moyenne, et fixons donc un seuil de 90 % sur l'« Energie Moyenne Totale » à prendre en compte. Le calcul de cet indice étant très proche de celui de l'Indice d'Activité, il est justifié de choisir le même seuil limite. Concernant l'Indice de Puissance Extrême, il n'est pas possible d'introduire une quantité appelée « Puissance Extrême Totale » ; le seuil limite permettra donc de séparer directement les composants à partir de l'Indice de Puissance Extrême. La logique étant inversée avec cet indice (plus on veut prendre en compte de composants, plus le seuil doit être bas), nous choisissons une valeur seuil de 10 %, pour rester cohérent avec les choix précédents.

Grâce aux seuils limites fixés précédemment sur nos trois indices énergétiques, nous obtenons un modèle réduit initial comportant 20 composants. Parmi eux, nous retrouvons la plupart des composants que nous avons dû ajouter « à la main » lors de l'application de la méthode MORA pour rendre le modèle « simulable ». Mais là encore, le modèle est trop « simple » ; nous devons cette fois-ci prendre en compte 6 composants supplémentaires :

- 2 composants pour que le modèle soit « simulable » (un volume et une interface hydraulique-mécanique)
- 4 composants pour résoudre des problèmes de causalité

Le modèle réduit initial ainsi obtenu comporte 26 composants, 50 variables d'état, et est le même que celui trouvé avec la méthode MORA. Sa réponse temporelle, présentée sur le graphique de la figure 2-25 est quasiment la même que celle du modèle de référence. Le lecteur peut se reporter aux figures 2-10 et 2-11 pour observer les agrandissements de cette réponse.

2.4 La nouvelle méthode proposée : « PEMRA »

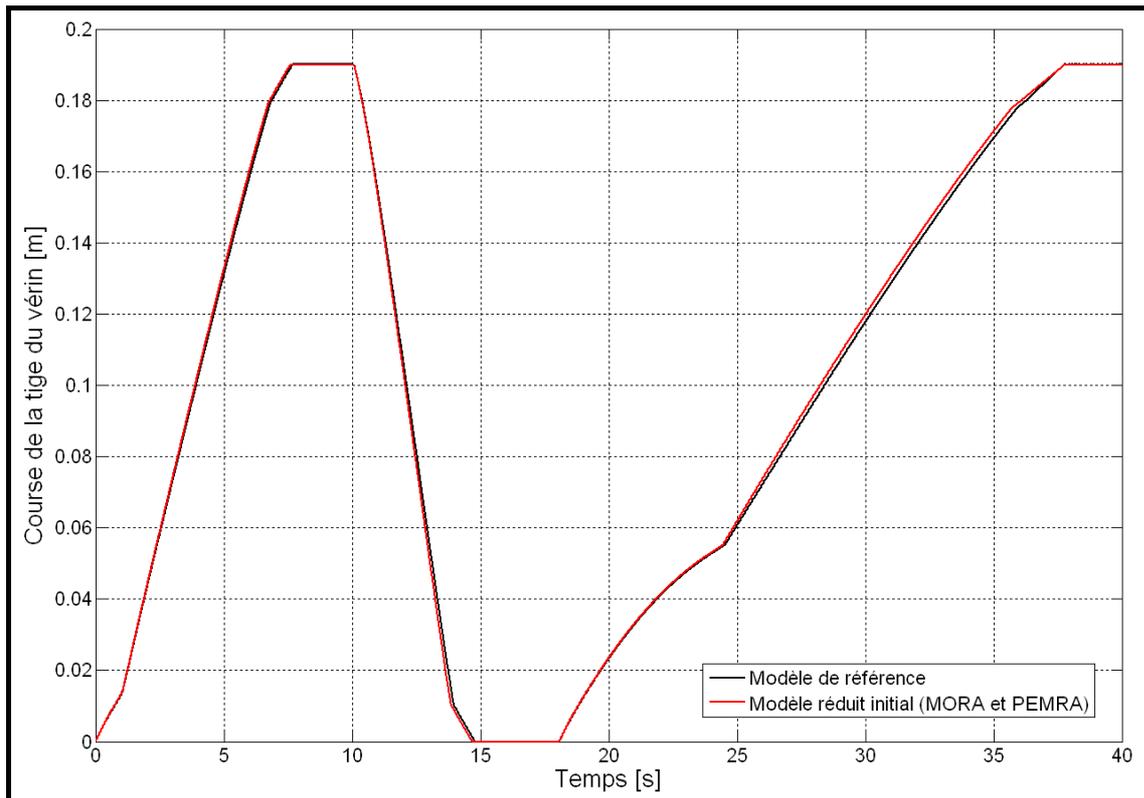


Figure 2-25 : Réponse temporelle du modèle de référence (en noir) et du modèle réduit obtenu avec la méthode PEMRA (en rouge)

Le modèle réduit comporte donc 26 composants au lieu de 64 dans le modèle de référence, 50 variables d'état (au lieu de 79), et présente un temps de calcul de 102 secondes (au lieu de 415 secondes). Le critère de précision temporelle est alors de 99.21 %. Afin de comparer les deux méthodes, nous avons appliqué notre méthode PEMRA afin d'obtenir tous les modèles réduits répondant à nos exigences, et nous avons construit tous les modèles réduits indiqués par la méthode MORA. Les différents modèles réduits obtenus sont comparés en termes de précision temporelle, d'ordre, et de temps de calcul en fonction du nombre de composants pris en compte dans les graphiques des figures 2-26 à 2-28 suivantes :

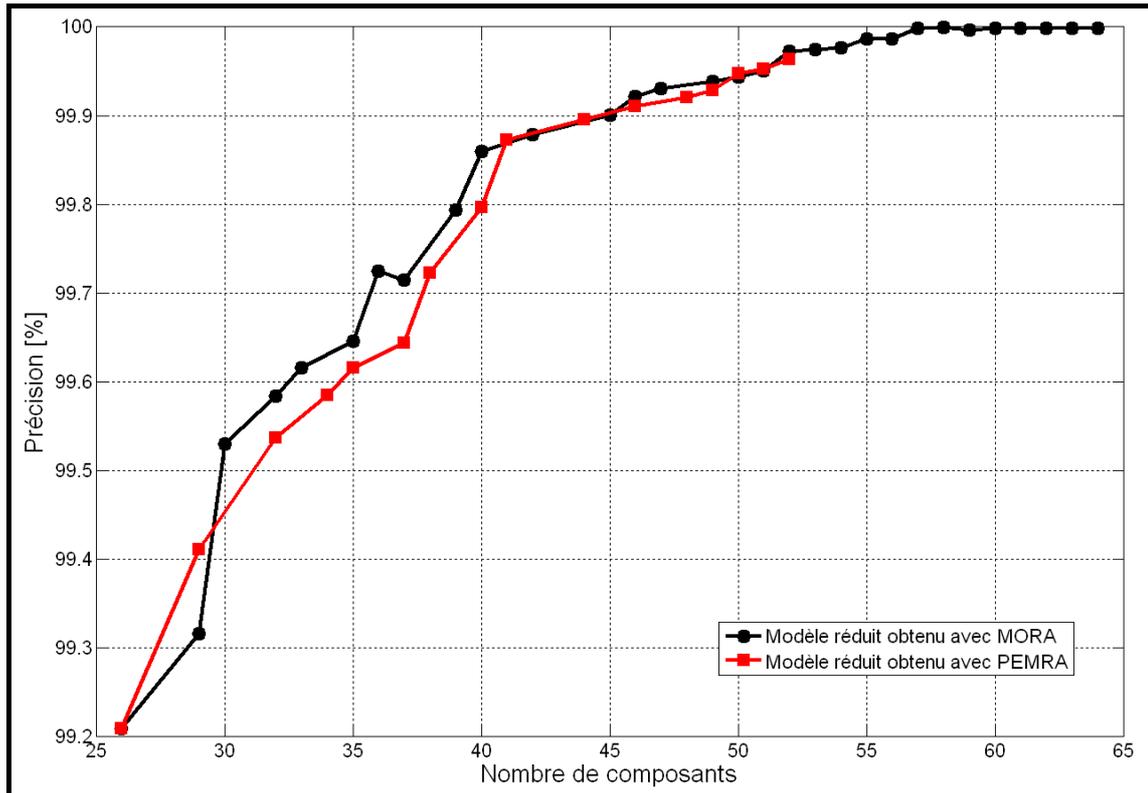


Figure 2-26 : Comparaison de la précision des modèles réduits obtenus

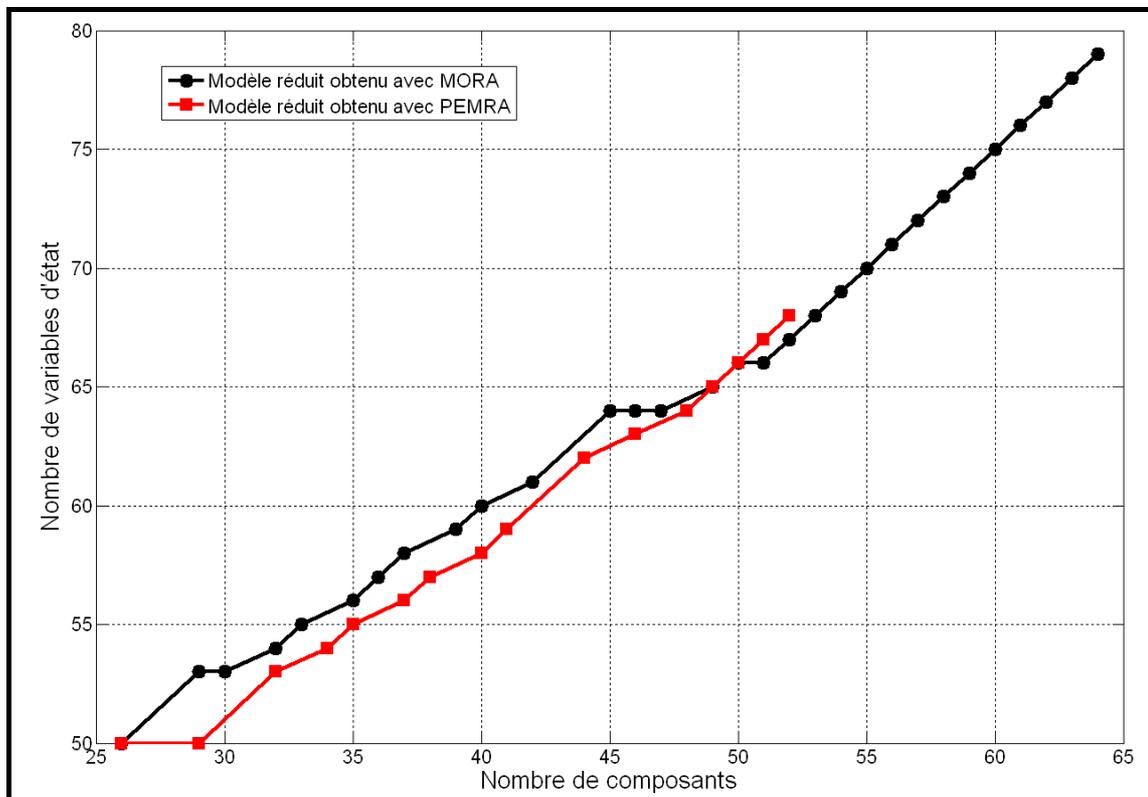


Figure 2-27 : Comparaison de l'ordre des modèles réduits obtenus

2.4 La nouvelle méthode proposée : « PEMRA »

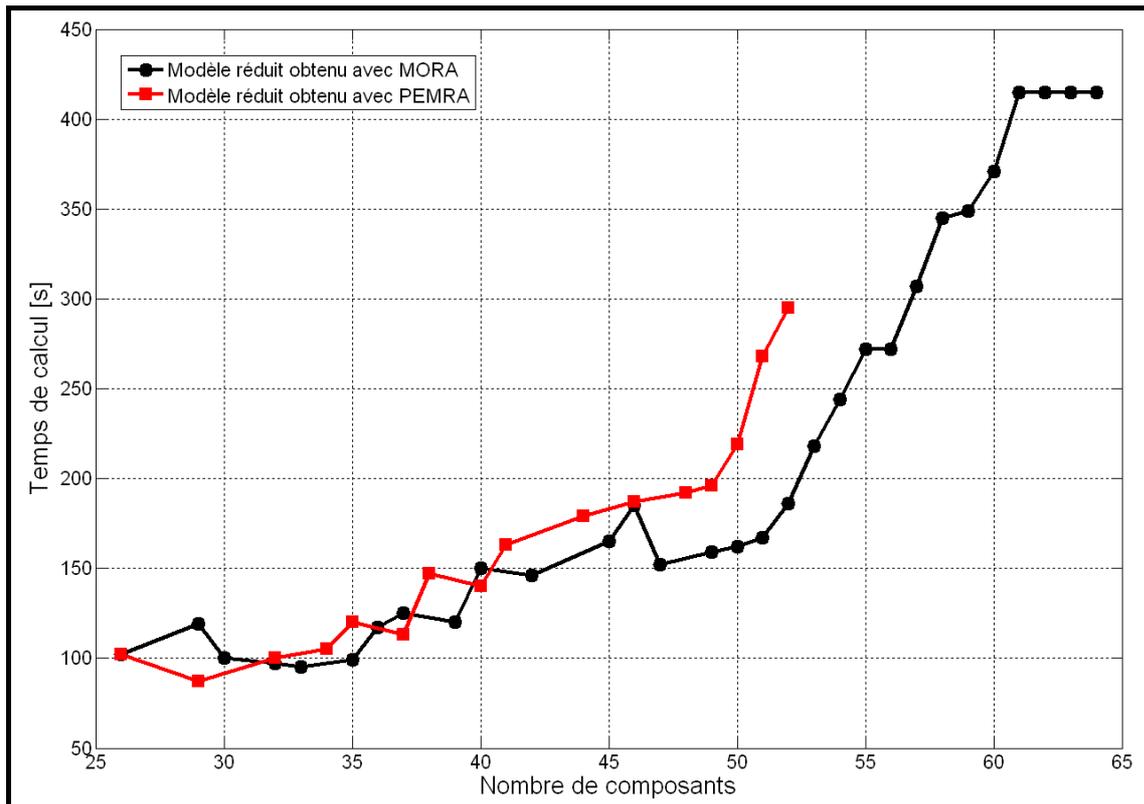


Figure 2-28 : Comparaison des temps de calcul des modèles réduits obtenus

Pour cet exemple de l'actionneur EBMA, nous pouvons conclure que les deux méthodes donnent (quasiment) les mêmes résultats. La précision des modèles réduits et leur ordre en fonction du nombre de composants sont les mêmes quelle que soit la méthode employée, comme le montre les figures 2-26 et 2-27. Par conséquent, le troisième graphique de la figure 2-28 peut être interprété comme étant la comparaison des temps de calcul en fonction de la précision des modèles réduits (puisque à un nombre de composants fixé correspond une précision quasi-identique pour les deux méthodes). Ces temps de calcul nécessaires aux modèles réduits obtenus avec la méthode MORA ou PEMRA sont très proches, avec un avantage pour MORA lorsque l'on considère les derniers modèles réduits comportant plus de 46 composants. Mais ces modèles réduits ne sont pas les plus appropriés : la plupart du temps, nous nous intéressons aux premiers modèles réduits obtenus présentant une complexité minimum (et bien souvent un temps de calcul minimum), sous réserve que la précision soit suffisante.

2.4.3 Conclusion partielle

La méthode PEMRA (« Power & Energy –based Model Reduction Algorithm ») que nous avons développée et présentée dans le paragraphe 2.4.1 présente donc les caractéristiques suivantes :

- Facile à appliquer et à implémenter
- Applicable sur des modèles linéaires et non-linéaires
- Conserve la signification physique des composants
- Compatible avec l'utilisation du formalisme Bond Graph et des modèles de type boîte blanche
- Compatible avec les choix faits pour la plate-forme et notre approche énergétique
- Méthode itérative ascendante pour converger systématiquement vers le modèle « le plus adapté »
- Permet de différencier les domaines physiques
- Permet de différencier les composants présentant des pics de puissance
- Permet de différencier les composants présentant des oscillations de puissance

Nous avons déjà souligné que notre méthode était dépendante du modèle réduit initial choisi, ainsi que du seuil limite fixé sur le critère de précision temporelle. Il est donc possible que notre méthode ne converge pas vers un modèle réduit respectant les objectifs fixés par l'utilisateur. Si tel est le cas, nous invitons ce dernier à appliquer notre méthode avec un modèle réduit initial plus simple et/ou un seuil limite du critère de précision temporelle plus faible. Si malgré tout l'utilisateur n'arrive pas à obtenir un modèle réduit satisfaisant, il est envisageable que la méthode ne soit pas adaptée à ses besoins. En effet, notre méthode permet, via l'utilisation de modèles de type boîte blanche, de conserver la signification physique des composants ; mais cela a un coût en termes de temps de calcul. Il serait peut être alors préférable de travailler avec des modèles de type boîte noire, présentant des avantages en termes de temps de calcul par exemple, mais qui pourront également engendrer des inconvénients (données nécessaires à leur création, modèles liés aux paramètres fixés, etc., cf. § 1.3.2.2).

Pour finir, rappelons que les résultats de notre méthode de réduction de modèles PEMRA sont toujours dépendants du signal d'excitation utilisé dans la simulation numérique. Il est donc primordial de s'intéresser de près au choix de ce signal d'excitation ; nous proposons dans ce mémoire un « couplage fréquentiel » afin de supprimer cette dépendance. Il s'agit en fait d'utiliser des signaux d'excitation suffisamment riches pour couvrir la plage d'utilisation du système étudié. Nous supposons ensuite que le modèle réduit obtenu suite à cette excitation particulière sera lui aussi valide sur toute la plage d'utilisation couverte par ce signal. Le choix et le paramétrage de ce signal d'excitation sont l'objet du prochain paragraphe 2.5 intitulé « Etude des signaux d'excitation ».

2.5. Etude des signaux d'excitation

Notre méthode, décrite dans le paragraphe 2.4, présente donc l'avantage de conserver la signification physique du modèle, d'être facilement applicable, et est adaptée aussi bien à des modèles linéaires que non-linéaires. Toutefois, les résultats des deux méthodes PEMRA et MORA dépendent du signal d'excitation qui sera choisi en entrée du système étudié. Il est donc primordial de s'intéresser de près aux caractéristiques de ce signal d'excitation pour connaître le domaine de validité du modèle réduit obtenu.

Plusieurs possibilités sont envisageables concernant le choix du scénario d'excitation du système étudié :

- Si le scénario d'excitation du système est connu et toujours le même, alors c'est ce scénario qu'il faut utiliser.
- Si le système est connu, il est possible d'utiliser un scénario typique d'excitation.
- Si le comportement du système est plus varié (qu'il soit connu ou non), il est possible d'utiliser un signal d'excitation permettant de balayer au maximum la plage d'utilisation du système afin de couvrir la majorité des cas possibles.

Le modèle réduit obtenu, après avoir appliqué l'une des deux méthodes énergétiques MORA ou PEMRA, ne sera a priori valide uniquement sur le scénario d'excitation utilisé. Or l'utilisateur peut avoir besoin d'un modèle réduit dont le domaine de validité couvre toutes les plages d'utilisation du système, notamment lorsqu'il s'agit d'optimiser le cycle d'utilisation de ce système, en fonction de son rendement énergétique par exemple (cf. § 1.4.1.3). Les paragraphes suivants présentent une étude des différents signaux utilisables, ainsi que leurs avantages et leurs inconvénients respectifs. Le dernier paragraphe donne des conclusions et aborde l'aspect multi-variable éventuel des systèmes étudiés.

2.5.1 But

L'idée générale est de maîtriser les caractéristiques du signal d'excitation du système pour lequel on souhaite établir un modèle réduit à l'aide de

notre méthode PEMRA. On suppose que si le signal d'excitation du système est suffisamment riche pour balayer un certain domaine de validité connu, alors le domaine de validité du modèle réduit obtenu sera également connu et le même. Le but étant au final d'avoir à disposition un modèle réduit adapté, valide sur l'ensemble des plages d'utilisation du système. Nous nous intéresserons dans ce mémoire au domaine temporel (les amplitudes du signal d'excitation) et au domaine fréquentiel (les fréquences d'excitation couvertes par ce signal).

Ce type d'étude ayant déjà été abordé dans des problèmes d'analyse fréquentielle ou d'identification de système, des signaux d'excitation typiques de ces domaines d'étude ont été choisis afin de bénéficier des avantages de ces signaux et de ce qui est déjà connu dans la littérature. Les signaux présentés ci-dessous sont les suivants : « chirp », « multisinus », « SBPA » et « SBPA modulée en amplitude » (plus de détails sur ces deux derniers signaux pourront être trouvés respectivement dans [Landau 1998] et [Nelles 2000]). Ces différents signaux sont générés de manière à couvrir la plage d'utilisation du système en amplitude et en fréquence. En fait, la plage de fréquence couverte par ces signaux est volontairement choisie plus large que la plage d'utilisation du système, de façon à ce que celui-ci voit ces signaux comme des bruits blancs (cf. § 2.5.3 sur les caractéristiques des signaux présentés).

Les informations nécessaires, concernant la plage d'utilisation temporelle et fréquentielle du système étudié sont facilement accessibles dans les documents de spécification ou encore de vérification de ce système. En effet, dans le monde industriel, il est indispensable de spécifier d'une manière précise les caractéristiques du système conçu. En aéronautique, ces documents sont même indispensables afin de faciliter la certification du système par les autorités aériennes. Il s'agira donc d'utiliser ces données pour générer les différents signaux d'excitation, d'appliquer l'un de ces signaux (en fait, le plus adapté) en entrée du système, puis d'appliquer la méthode de réduction de modèles PEMRA.

2.5.2 Génération des signaux

Les signaux étudiés ont été générés à partir d'un script Python, le même langage déjà utilisé pour mettre en place le bilan de puissance et d'énergie, ainsi que pour afficher et enregistrer les différents résultats issus de ce bilan. Une fonction a été développée de manière à générer les

signaux voulus en fonction des paramètres renseignés dans cette fonction. Les principaux paramètres utilisés sont :

- le type de signal : chirp, multisinus, SPBA ou SBPA modulée en amplitude
- l'amplitude maximale que l'on souhaite couvrir avec le signal
- la plage de fréquence désirée
- la longueur du signal attendue
- la fréquence d'échantillonnage voulue

Rappelons que bien que les signaux soient définis de manière continue dans les paragraphes suivants, la modélisation / simulation numérique implique l'utilisation de signaux discrétisés, d'où le paramètre « fréquence d'échantillonnage ». Afin de ne pas perdre d'information pendant cette conversion continu-discret, le théorème de Nyquist-Shannon [Nyquist 1928] énonce que cette fréquence d'échantillonnage doit être au moins deux fois supérieure à la fréquence maximale f_{MAX} étudiée. La plage de fréquence désirée sera elle aussi discrétisée de manière différente selon le signal utilisé. Enfin, nous proposons de définir tous les signaux présentés ci-après entre -1 et 1 ou entre 0 et 1 ; nous montrerons ensuite dans le paragraphe 2.5.3 comment se ramener à la plage d'amplitude que l'on doit couvrir pour le système.

2.5.2.1 Le signal « Chirp »

Le signal « chirp » est un signal de type sinus dont la fréquence évolue en fonction du temps. D'une manière générale, une variation linéaire de la fréquence entre la valeur minimale et maximale de cette dernière est choisie. Le signal chirp $u(t)$ est donc obtenu par les calculs suivants :

$$u(t) = A \times \sin \left(2\pi \times \int_0^t f(\tau) d\tau \right) \quad (2-11)$$

$$f(t) = \frac{(f_{MAX} - f_{MIN})}{T} \times t + f_{MIN} \quad (2-12)$$

On définit pour cet exemple :

- l'amplitude maximale $A=1$ unité
- la fréquence minimale excitée $f_{MIN}=1$ Hz
- la fréquence maximale excitée $f_{MAX}=10$ Hz
- la longueur du signal $T=10$ secondes
- la fréquence d'échantillonnage $f_s=200$ Hz

Dans le cas d'un signal chirp, la fréquence est donc discrétisée via la discrétisation du temps t . On obtient alors le signal de la figure 2-29, correspondant à l'équation (2-13) suivante :

$$u(t) = A \times \sin \left\{ 2\pi \times \left((f_{MAX} - f_{MIN}) \times \frac{t^2}{2 \times T} + f_{MIN} \times t \right) \right\} \quad (2-13)$$

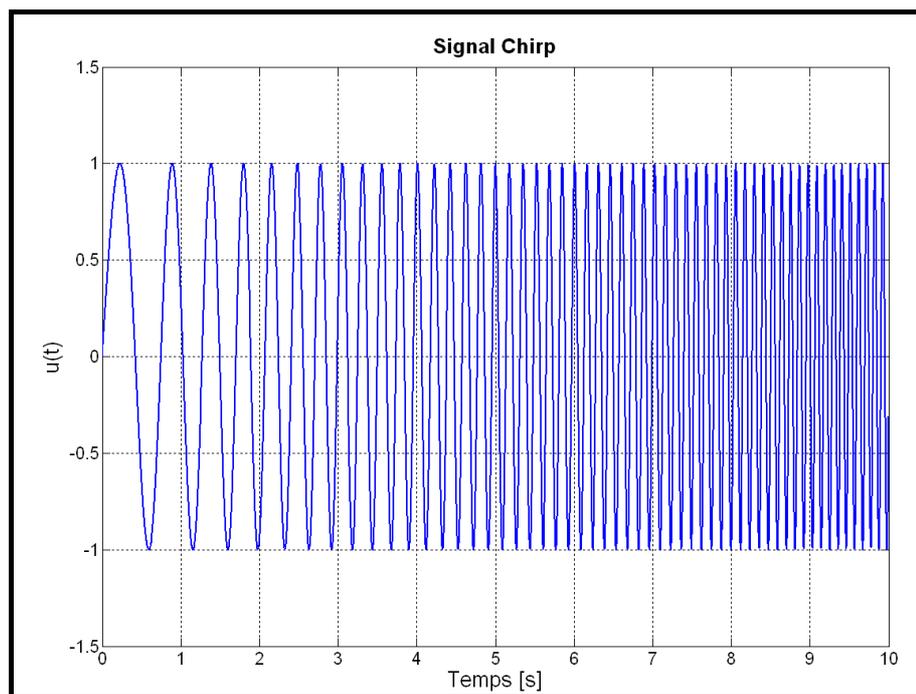


Figure 2-29 : Exemple d'un signal chirp

Ce type de signal permet de balayer une bande déterminée de fréquences. Nous faisons le choix d'une évolution linéaire de la fréquence afin d'obtenir une densité spectrale de puissance constante sur toute la plage de fréquence excitée. Cette densité spectrale de puissance, notée « *DSP* », correspond à la puissance transmise par le signal d'excitation en fonction de la fréquence, et sera présentée dans le paragraphe 2.5.3.3. Cette *DSP*, en plus d'une information sur la puissance, permet de

connaître les fréquences couvertes par le signal, comme une Transformée de Fourier (notée le plus souvent « *FT* » pour « Fourier Transform » en anglais).

Par contre, le choix d'une évolution linéaire de la fréquence du signal chirp aura pour conséquence d'exciter plus longtemps les hautes fréquences que les basses fréquences. En effet, cela se traduit en temporel par un nombre plus important d'oscillations de haute fréquence que d'oscillations de basse fréquence. Ceci pourra avoir un impact sur la réponse du système étudié, et modifiera certainement la valeur de nos critères énergétiques (calculés à partir de la réponse temporelle du système à ce signal d'excitation). L'étude de cet impact n'a pas été menée dans ce mémoire, faute de temps, mais il serait bon de comparer les résultats obtenus avec un signal chirp présentant une évolution exponentielle de la fréquence par exemple.

2.5.2.2 Le signal « Multisinus »

Le signal « multisinus » peut être défini comme une somme de signaux de type cosinus ayant chacun une fréquence différente. La formule générale d'un signal multisinus $u(t)$ est :

$$u(t) = \sum_{k=1}^{k=F} A_k \times \cos(2\pi \times f_k \times t + \phi_k) \quad (2-14)$$

On définit les fréquences f_k comme étant des multiples de f_0 , qui est égale à l'inverse de la longueur T du signal, de façon à couvrir la plage de fréquence définie par f_{MIN} et f_{MAX} :

$$f_k = l_k \times f_0, \quad l_k \in N \quad (2-15)$$

Si f_{MIN} et f_{MAX} ne sont pas des multiples de f_0 , il faudra utiliser dans l'équation (2-15) précédente des valeurs de l_k menant au dernier multiple inférieur à f_{MIN} et au premier multiple supérieur à f_{MAX} . La plage de fréquence obtenue est ainsi discrétisée par f_0 , ce qui permet de déterminer la valeur F correspondant au nombre de somme à effectuer dans l'équation (2-14), et également utilisé dans le calcul de Φ_k dans l'équation (2-16).

Ce choix de discrétisation de la plage fréquentielle par f_0 permet d'éviter le phénomène de repliement de spectre (« leakage » en anglais),

correspondant à une atténuation de l'amplitude dans le domaine fréquentiel (observable sur la DSP ou la FFT). Ce phénomène sera détaillé dans le paragraphe 2.5.3.3, décrivant la DSP des signaux.

Enfin, le terme Φ_k est parfois appelé « phase de Schroder ». Il est indispensable d'ajouter ce terme de déphasage dans la somme de cosinus précédente, sans quoi, le signal présentera un pic en $t=0$, égal à la somme des amplitudes A_k de chaque terme. Ce déphasage est défini par l'équation (2-16) suivante, et permet d'obtenir le signal multisinus de la figure 2-30.

$$\phi_k = \frac{-k(k-1)\pi}{F} \quad (2-16)$$

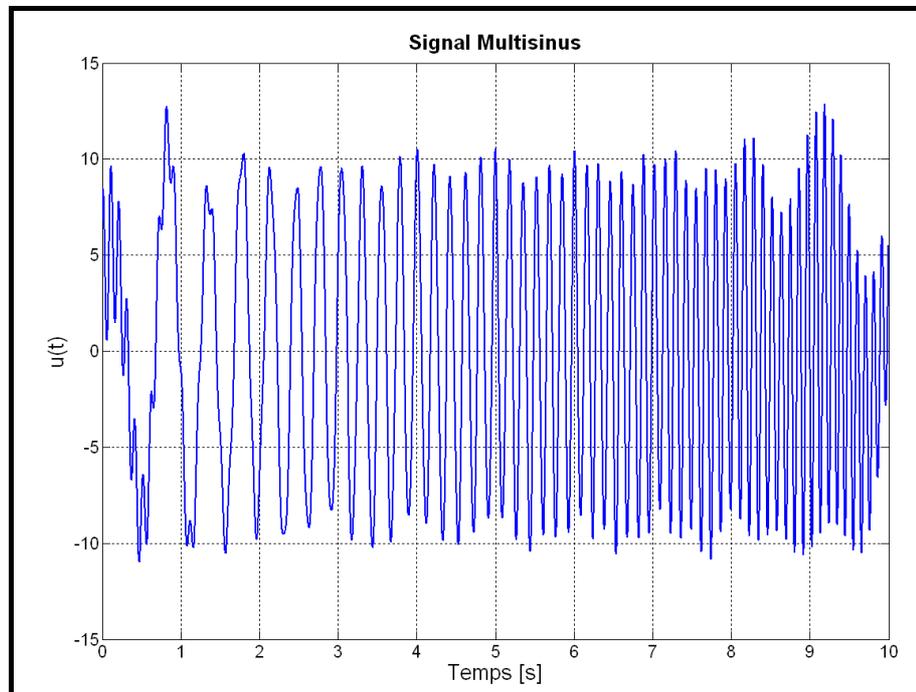


Figure 2-30 : Exemple d'un signal multisinus avec phase de Schroder

Les paramètres utilisés pour cet exemple sont les suivants :

- les amplitudes $A_k=1$ unité
- la longueur du signal $T=10$ secondes, d'où $f_0=0.1$ Hz
- la fréquence minimale excitée $f_{MIN}=10 f_0=1$ Hz
- la fréquence maximale excitée $f_{MAX}=100 f_0=10$ Hz
- le nombre de somme $F=91$ (de $10 f_0$ à $100 f_0$)
- la fréquence d'échantillonnage $f_s=200$ Hz

Ce type de signal permet lui aussi de balayer une bande déterminée de fréquences. Mais même en utilisant les phases de Schroder, il est important de faire attention à l'amplitude du signal qui peut fortement varier à cause de la somme de cosinus. En effet, sur la figure 2-30 précédente, le signal multisinus varie d'environ +10 unités à -10 unités. Il est difficile de déterminer les valeurs des amplitudes A_k qui permettront d'obtenir un signal compris entre -1 et 1. Nous choisirons donc toujours $A_k=1$, et proposons de diviser le signal obtenu par la valeur absolue de son extremum afin de se ramener entre -1 et 1.

2.5.2.3 Le signal « SBPA »

Une « SBPA » est une Séquence Binaire Pseudo-Aléatoire [Menendez Martinez 1970] ; elle est obtenue grâce à un registre à décalage rebouclé sur lui-même par une fonction notée f . Elle est caractérisée par 2 paramètres principaux :

- Le nombre de cellules du registre N
- La période élémentaire du signal ΔT

Cela permet d'en déduire deux autres propriétés du signal :

- La longueur maximale de la séquence (le nombre d'échantillons)
 $L=2^N-1$
- La période de la séquence $T=L \Delta T$

Le principe de construction peut être schématisé selon la figure 2-31 suivante :

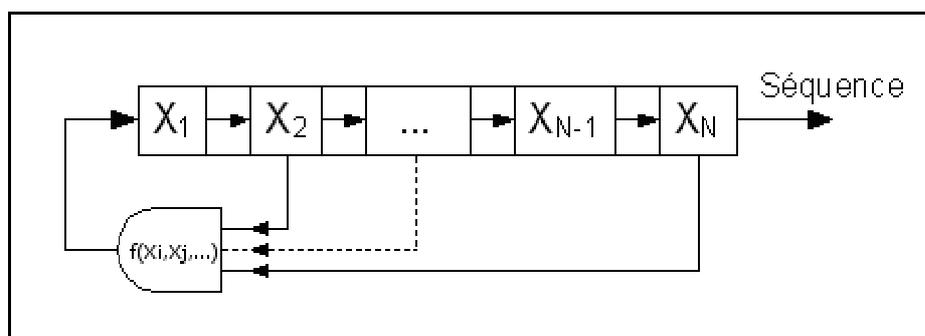


Figure 2-31 : Schéma de génération d'une SBPA

A l'état initial, il faut au moins une cellule du registre différente de 0. A chaque taille N de registre est associée les indices des cellules à reboucler sur la fonction f . Ainsi, à chaque pas de temps ΔT , toutes les cellules du registre sont décalées d'une unité vers la droite pour l'exemple de la figure 2-31. La valeur de la dernière cellule X_N sort alors du registre et constitue le premier niveau de la séquence. La valeur réinjectée dans la cellule X_1 correspond au résultat de la fonction f dont les entrées sont les valeurs des cellules bouclées (X_i, X_j, \dots). Ce processus est ensuite répété jusqu'à obtenir une séquence comprenant L échantillons. La période élémentaire ΔT de la séquence est le temps pendant lequel chaque élément est maintenu. La période de la séquence totale est donc d'une durée $T=L \Delta T$.

Les deux fonctions f les plus répandues sont soit la fonction « ou exclusif », soit la fonction « moins le produit » des cellules (X_i, X_j, \dots). La première génère une séquence comprise entre 0 et 1 alors que la seconde génère une séquence comprise entre -1 et 1 . La valeur moyenne de cette dernière est quasiment nulle et peut être négligée pour des valeurs élevées du nombre d'échantillon L . Ensuite, une SBPA est dite « de longueur maximale » lorsque les 2^N combinaisons possibles de N éléments, moins la combinaison comportant N zéros, sont générées par ce registre (ce que nous conseillons). Cette propriété peut être vérifiée à partir du « polynôme caractéristique » de la séquence : celui-ci permet de déterminer les indices des cellules à reboucler pour chaque taille de registre. [Golomb 1981] montre que la condition nécessaire et suffisante pour que la séquence soit de longueur maximale est que son polynôme caractéristique soit irréductible et primitif (plus de détails sont donnés en annexe K).

Il est donc possible de déterminer les paramètres d'une SBPA en fonction des paramètres du signal souhaité, permettant d'obtenir le signal de la figure 2-32.

- La période élémentaire du signal ΔT est obtenue en prenant l'inverse de la fréquence maximale f_{MAX} attendue.
- Le nombre de cellules du registre N correspond au premier entier supérieur ou égale à f_{MAX} / f_{MIN} .

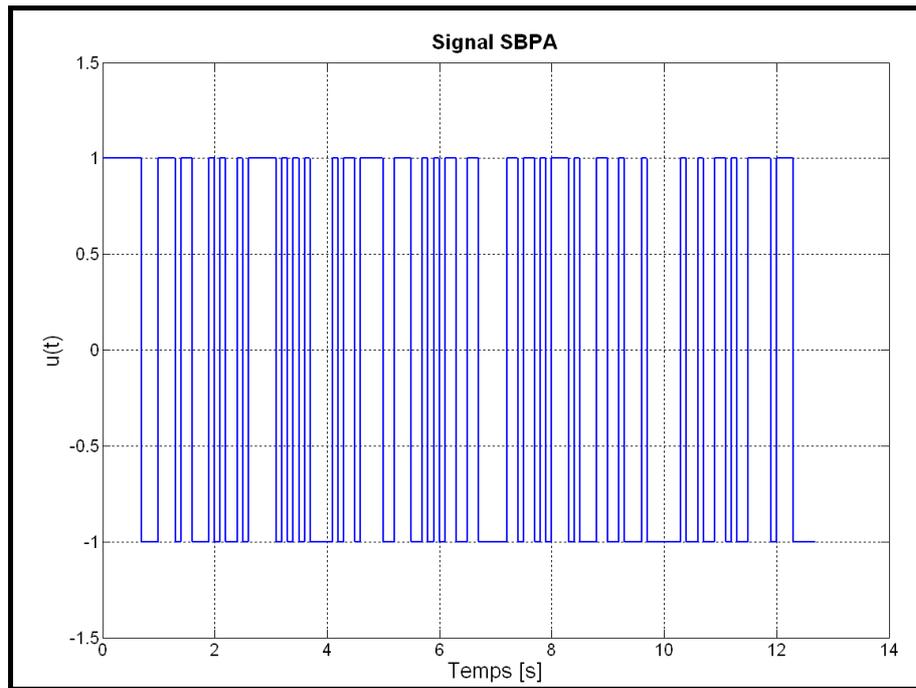


Figure 2-32 : Exemple d'un signal SBPA

Ce type de signal présente la particularité d'être extrêmement facile à implémenter puisqu'il s'agit d'une fonction binaire. Par conséquent, les calculs permettant de générer ce type de signal sont également très peu consommateurs en temps de calcul. Ensuite, ce signal SBPA peut être vu comme une succession d'échelons, ce qui aura pour conséquence d'exciter toutes les fréquences jusqu'à f_{MAX} . Par contre, il est important de noter que cette succession de fronts montants ou descendants (correspondant à une dérivée infinie) peut engendrer des difficultés de simulation numérique.

2.5.2.4 Le signal « SBPA modulée en amplitude »

Une « SBPA modulée en amplitude » est, comme son nom l'indique, une séquence binaire pseudo-aléatoire dont l'amplitude a été modulée. Elle est donc générée de la même manière qu'une SBPA, mais l'amplitude des créneaux n'est plus alternativement de -1 et 1 (ou de 0 et 1, selon la fonction utilisée). L'amplitude de chaque créneau est remplacée par la valeur fournie par un générateur de nombre aléatoire uniforme, comprise entre 0 et 1. Il est ainsi possible d'obtenir l'exemple de signal présenté sur la figure 2-33 suivante :

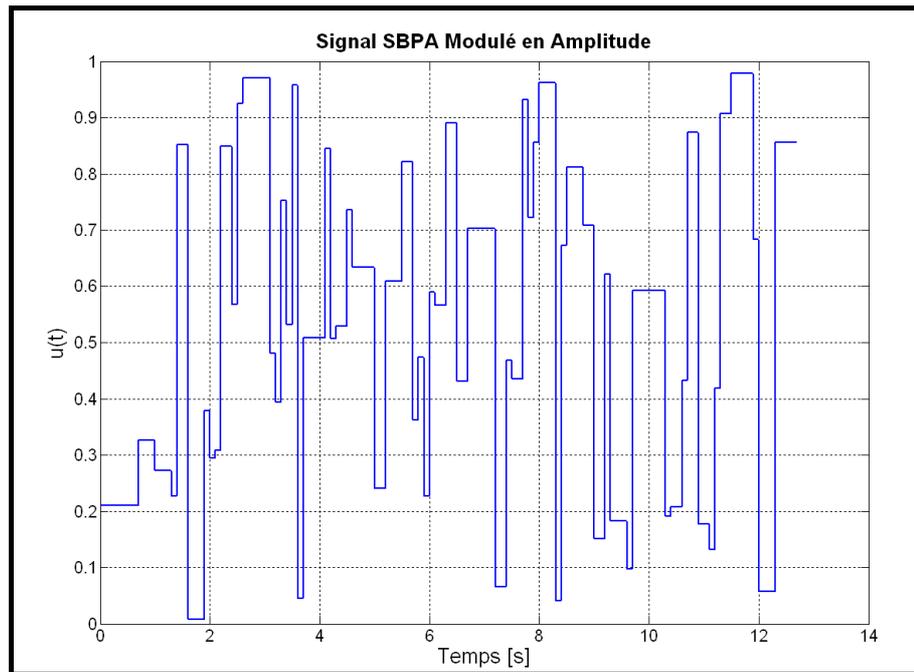


Figure 2-33 : Exemple d'un signal SBPA modulée en amplitude

La figure 2-34 qui suit représente la densité de probabilité des amplitudes de ce signal SBPA modulée en amplitude. Il est ainsi possible de constater que les amplitudes sont uniformément réparties entre 0 et 1 (cet exemple simple comporte une soixantaine de palier).

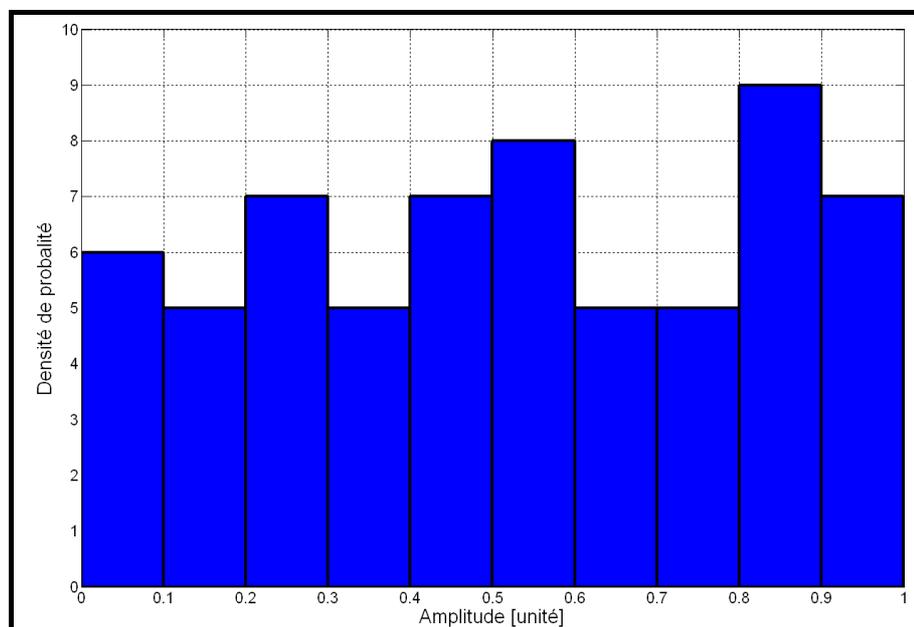


Figure 2-34 : Densité de probabilité du signal SBPA modulée en amplitude

Ce type de signal étant basé sur une SBPA, il a également la particularité d'être très peu consommateur en temps de calcul, et de toujours exciter les basses fréquences, jusqu'à f_{MAX} . L'intérêt majeur de cette SBPA

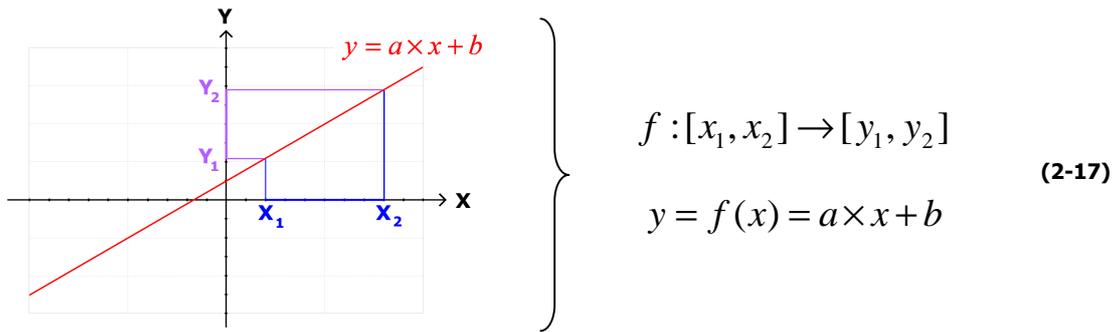
modulée en amplitude, par rapport aux autres signaux présentés précédemment, est la manière dont les amplitudes vont varier au cours du temps. Pour les trois autres signaux précédents, l'amplitude alterne toujours de la valeur minimale à la valeur maximale de manière relativement prévisible et continue. Ici, la variation des amplitudes et l'éventuelle valeur du palier à laquelle le système va se stabiliser sont totalement aléatoires et permettent donc certainement de couvrir plus de point de fonctionnement et, par conséquent, une plus grande plage de fonctionnement du système.

2.5.3 Caractéristiques de ces signaux

Le principe de ce « couplage fréquentiel » est de générer un signal permettant de couvrir à la fois le domaine temporel et fréquentiel d'utilisation du système. Nous supposons que le modèle réduit obtenu par la méthode PEMRA (ou MORA), suite à une excitation de ce genre, sera alors également valide sur l'ensemble de ce domaine d'utilisation. Ce signal devra donc balayer toutes les amplitudes et être suffisamment riche d'un point de vue fréquentiel pour être vu comme un bruit blanc par le système. Plusieurs outils sont à notre disposition pour vérifier que les caractéristiques du signal étudié sont satisfaisantes ; nous présentons dans un premier temps un moyen de couvrir la plage d'amplitude désirée à partir d'un des signaux d'excitation présenté précédemment. Nous verrons ensuite les informations que peuvent nous apporter l'autocorrélation de ces signaux, et enfin, nous détaillerons ce qu'est la « Densité Spectrale de Puissance ».

2.5.3.1 Les amplitudes des signaux d'excitation

Tous les signaux présentés permettent de couvrir un domaine continu compris entre 0 et 1 ou entre -1 et 1. Le but est de pouvoir couvrir n'importe quel domaine continu de l'espace réel \mathbb{R} grâce à l'un des ces signaux (correspondant au domaine de fonctionnement du système). Pour cela, nous utilisons une fonction affine, définie par l'équation (2-17) suivante :



Dans cette définition, il suffit de remplacer x_1 par -1 ou 0 (selon le signal utilisé) et x_2 par 1 . Les valeurs de y_1 et de y_2 correspondent alors respectivement aux bornes inférieures et supérieures du domaine de fonctionnement du système étudié. Les paramètres a et b de la fonction affine sont alors uniques et définis par les deux relations suivantes :

$$\begin{cases} a = \frac{(y_1 - y_2)}{(x_1 - x_2)} \\ b = y_1 - \frac{(y_1 - y_2)}{(x_1 - x_2)} \times x_1 \end{cases} \quad (2-18)$$

Il est donc possible, quel que soit le signal utilisé parmi les quatre présentés, de facilement couvrir un domaine d'amplitude continu de l'espace réel \mathbb{R} via cette fonction affine unique.

2.5.3.2 L'autocorrélation des signaux d'excitation

Ensuite, il est possible d'utiliser l'autocorrélation du signal ; il s'agit de la corrélation croisée du signal par lui-même $R_f(\tau)$ qui est définie de manière continue pour un signal $f(t)$ par l'une des relations suivantes :

$$R_f(\tau) = \begin{cases} f^*(t - \tau) \circ f(t) \\ \int_{-\infty}^{+\infty} f^*(t - \tau) \times f(t) dt \\ \int_{-\infty}^{+\infty} f^*(t) \times f(t + \tau) dt \end{cases} \quad (2-19)$$

Dans le cas de la modélisation / simulation numérique, nous travaillons avec des signaux discrets et finis ; ces signaux sont utilisés sous forme de vecteur x comprenant N valeurs. Son autocorrélation $R_x(m)$ peut alors être calculée par la formule suivante :

$$R_x(m) = \begin{cases} \sum_{n=0}^{N-m-1} x_{n+m} \times x_n^* & m \geq 0 \\ R_x^*(-m) & m < 0 \end{cases} \quad (2-20)$$

Cette autocorrélation nous permet de quantifier la « blancheur » d'un signal : en effet, plus le pic est important et plus la valeur « autour » est faible (c'est-à-dire plus on se rapproche d'un Dirac), plus ce signal peut être associé à un bruit blanc. La figure 2-35 ci-après présente l'autocorrélation des quatre signaux détaillés précédemment.

Chacun des signaux présente en zéro un pic plus ou moins important. Cela signifie que tous les signaux pourront être considérés comme des bruits blancs (sous réserve de couvrir suffisamment la plage de fréquence désirée, cf. § 2.5.3.3 sur la DSP des signaux). La hauteur des pics des signaux chirp, multisinus et SBPA est très importante par rapport « au reste » de leur autocorrélation. Le pic du signal SBPA modulée en amplitude est un peu moins prononcé par rapport « au reste » de son autocorrélation, mais cela reste acceptable.

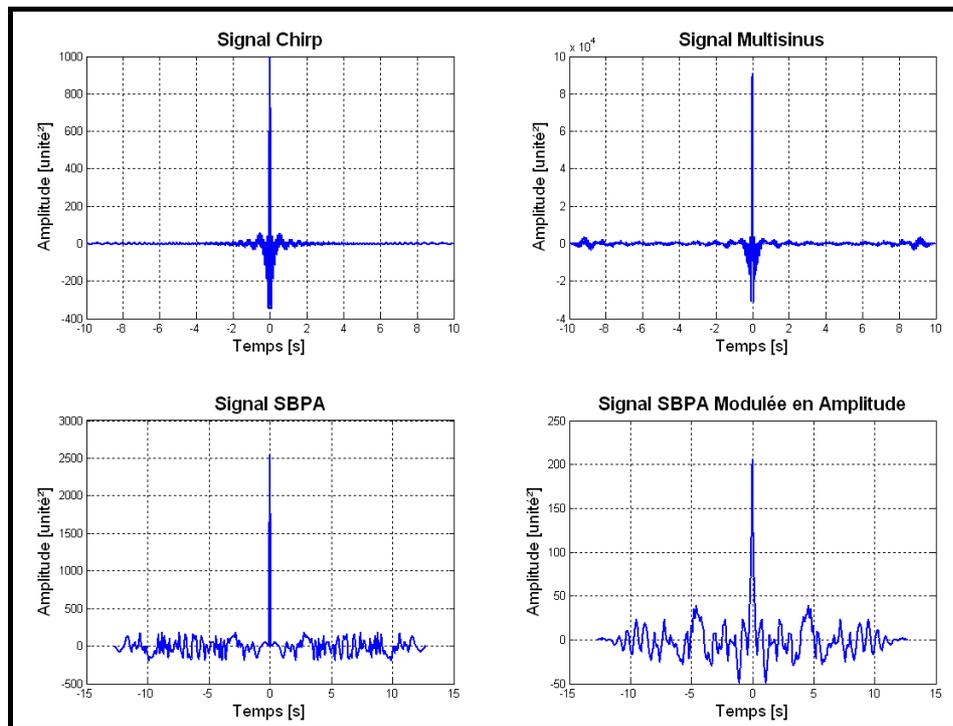


Figure 2-35 : Autocorrélation des différents signaux étudiés

2.5 Etude des signaux d'excitation

Les quatre signaux présentés répondent donc à nos attentes en termes de caractéristiques fréquentielles puisqu'ils sont tous assimilables à des bruits blancs. Ils peuvent donc être utilisés pour couvrir la plage de fréquence désirée.

2.5.3.3 La « DSP » des signaux d'excitation

La dernière caractéristique observable est la « Densité Spectrale de Puissance » du signal (cf. [Gaillard 2006]). Celle-ci permet de déterminer à la fois les fréquences et les niveaux d'énergie couverts par un signal. Elle est définie de plusieurs façons, mais le plus simple dans notre cas est d'utiliser le théorème de Wiener-Kintchine (cf. annexe L), qui nous indique que la DSP est égale à la Transformée de Fourier de l'autocorrélation. Celle-ci ayant été calculée précédemment, le résultat est quasi-immédiat. La figure 2-36 suivante présente les DSP de chaque signal en décibel, en fonction de la fréquence en Hertz.

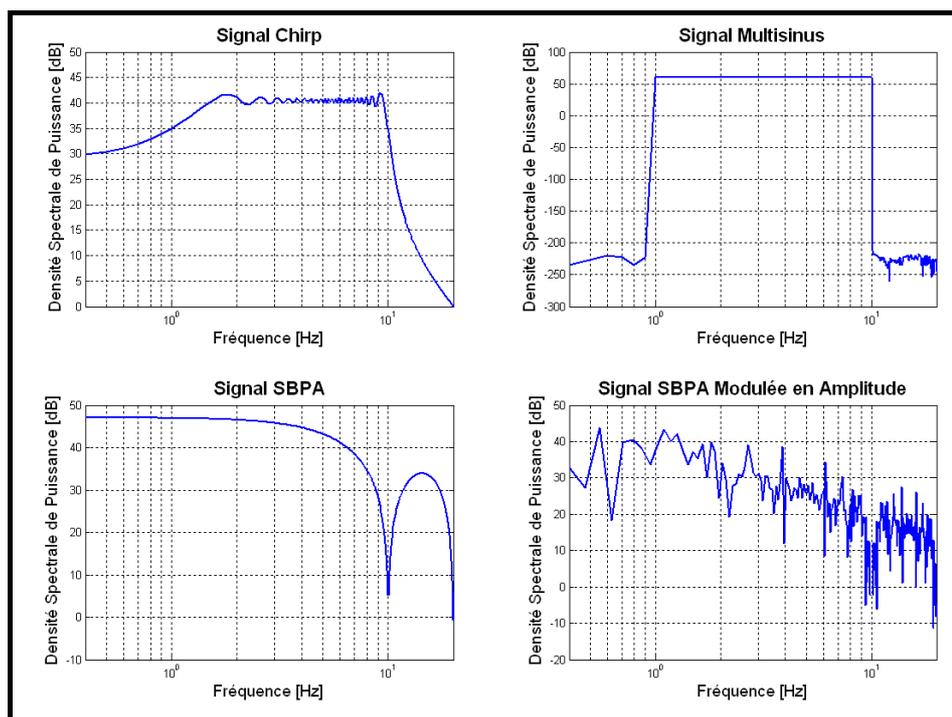


Figure 2-36 : Densité Spectrale de Puissance des différents signaux étudiés

La DSP des signaux chirp et multisinus est (quasiment) constante sur la plage de fréquence étudiée dans notre exemple, qui est de 1 Hz à 10 Hz. En comparant les DSP des signaux SBPA et SBPA modulée en amplitude, nous pouvons affirmer que la modulation d'amplitude va engendrer une dispersion fréquentielle, directement observable sur la DSP du signal

SBPA modulée en amplitude. Ayant fait le choix de discrétiser le domaine fréquentiel du signal multisinus par f_0 (cf. § 2.5.2.2), le phénomène de repliement de spectre n'apparaît pas sur la figure 2-36 précédente (en haut à droite). Par contre, celui-ci est observable sur la DSP du signal SBPA (et SBPA modulée en amplitude). La cause de ce repliement de spectre est différente cette fois-ci, mais les conséquences sont les mêmes : la valeur de la DSP est alors modifiée. La figure 2-37 qui suit permet de mettre en évidence ce phénomène :

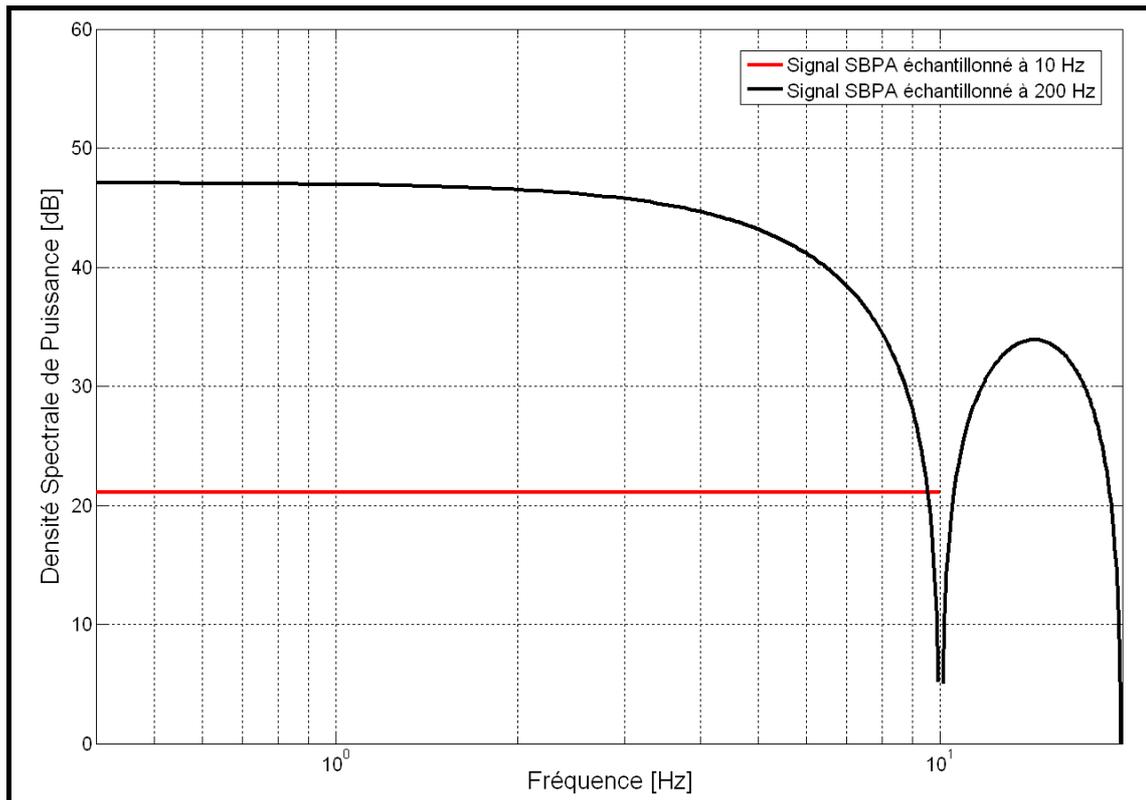


Figure 2-37 : Observation du phénomène de repliement de spectre sur la DSP du signal SBPA

Sur cette figure 2-37, nous avons choisi une fréquence d'échantillonnage égale ($f_s=10$ Hz, courbe rouge) ou vingt fois plus grande ($f_s=200$ Hz, courbe noire) à la fréquence maximale que nous souhaitons exciter ($f_{MAX}=10$ Hz). Dans le premier cas (en rouge) aucun phénomène ne vient perturber le calcul de la DSP qui est constante sur toute la plage de fréquence désirée (de 1 Hz à 10 Hz). Par contre, dans le deuxième cas (en noire), l'échantillonnage à 200 Hz provoque le phénomène de repliement de spectre. Ce phénomène correspond ici à une atténuation de la DSP lorsque la fréquence se rapproche de f_{MAX} , puis à des « rebonds » au-delà de cette fréquence maximale.

Pour un signal de type SBPA (ou SBPA modulée en amplitude), l'éventuel repliement de spectre est donc dû à la fréquence d'échantillonnage utilisée. Rappelons que les signaux que nous traitons sont numériques et finis ; le calcul de la Transformée de Fourier (utilisé dans le calcul de la DSP) se fait donc numériquement par la très célèbre Transformée de Fourier Rapide (ou « *FFT* » pour « Fast Fourier Transform » en anglais). Or, le choix de la discrétisation, ou encore la « fenêtre » temporelle utilisée pour la FFT, peuvent engendrer des résultats numériques différents dans le calcul de la Transformée de Fourier, nécessaire pour obtenir cette DSP.

La Densité Spectrale de Puissance apporte donc à la fois des informations sur la puissance transmise et sur les fréquences couvertes par les différents signaux d'excitation. Les DSP ne sont pas toutes constantes sur la plage de fréquence désirée ; le signal SBPA modulée en amplitude présente d'ailleurs des dispersions fréquentielles importantes, mais cela n'est pas forcément un gros inconvénient. Nous montrerons dans le troisième chapitre (cf. § 3.4.1.1) que ce qui est important, c'est que la DSP du signal d'excitation soit plus grande que la DSP du signal de sortie, calculée avec le même échantillonnage (tout en couvrant correctement les plages d'amplitudes et de fréquences désirées).

Il faudra donc paramétrer le script générant les différents signaux avec une plage de fréquence un peu plus large que la plage de fréquence réellement désirée (celle correspondant au domaine d'utilisation du système, issue des documents de spécification ou de vérification par exemple). La comparaison de la DSP du signal d'excitation et de sortie permettra de confirmer ou non que le signal d'excitation est suffisamment riche et vu comme un bruit blanc par le système modélisé.

2.5.4 Conclusion partielle - Aspects multi-variables

L'étude sur les signaux d'excitation présentée dans ce paragraphe 2.5 permet de mettre l'accent sur la génération et les caractéristiques des différents signaux d'excitation que sont : le signal de type chirp, multisinus, SBPA et SBPA modulée en amplitude. Les résultats de notre méthode de réduction de modèles PEMRA (tout comme MORA) sont complètement dépendants du signal d'excitation choisi. Il est donc primordial de maîtriser ses caractéristiques afin de connaître le domaine de validité du modèle réduit obtenu. Nous supposons en effet que si le signal d'excitation est suffisamment riche pour couvrir un domaine

temporel et fréquentiel précis et connu, alors le modèle réduit obtenu sera également valide sur ce même domaine.

L'idée est donc de définir un signal d'excitation qui couvre tout le domaine de fonctionnement du système modélisé, afin que le modèle réduit obtenu soit également valide sur l'ensemble de ce domaine d'utilisation. Dans le monde industriel, il est facile de trouver une description du système étudié, que ce soit dans les documents de spécification ou encore de vérification de ce système. Les caractéristiques du domaine temporel (les amplitudes de fonctionnement du système) et du domaine fréquentiel (la plage de fréquence couverte par le système) d'utilisation du système sont donc connues. Cela nous permet de générer correctement les différents signaux présentés, en paramétrant la plage d'amplitude et la plage de fréquence désirées (potentiellement plus grandes que les plages réellement nécessaires) dans le script que nous avons développé.

Ensuite, plusieurs outils numériques sont à notre disposition pour vérifier que le signal généré correspond bien à nos attentes, surtout d'un point de vue fréquentiel. L'autocorrélation permet d'estimer la blancheur du signal. La Densité Spectrale de Puissance permet, quant à elle, d'évaluer, en fonction de la fréquence la puissance transmise par le signal, ainsi que la plage de fréquence couverte par ce signal. La comparaison de la DSP du signal d'excitation et du signal de sortie permettra par la suite de confirmer que cette excitation est vue comme un bruit blanc par le système. Cela validera donc les résultats obtenus par la simulation numérique, dans le but de réduire le modèle du système étudié.

Ce « couplage fréquentiel » (c'est à dire l'utilisation de signaux d'excitation riches) est relativement simple lorsqu'il s'agit d'un système dit « SISO » (« Single Input Single Output » en anglais). Il suffit de choisir le signal d'excitation le plus adapté pour couvrir le domaine d'utilisation du système, parmi les quatre présentés dans ce paragraphe 2.5. La méthode PEMRA est ensuite appliquée sur les résultats de simulation obtenus, en utilisant le critère de précision temporelle sur l'unique variable de sortie. Le cas d'un système dit « SIMO » (« Single Input Multiple Output » en anglais) comportant une seule entrée et plusieurs sorties a déjà été abordé dans le paragraphe 2.4.1.2. Il est possible de pondérer les différents critères de précision temporelle afin d'obtenir une unique valeur globale.

L'étude est plus difficile pour les systèmes dits « MISO », comportant plusieurs entrées et une seule sortie. Chaque entrée va avoir une influence sur la sortie, il est donc indispensable de couvrir le domaine d'utilisation du système avec chaque entrée en « croisant » les domaines de ces entrées. Prenons l'exemple d'un système comprenant deux entrées et une sortie. Le domaine d'utilisation (temporel et fréquentiel) du système est discrétisé. Il faut ensuite, pour chaque point de fonctionnement de la première entrée, balayer l'ensemble du domaine de fonctionnement avec la seconde entrée. Cela engendre évidemment un signal d'excitation très long, et par conséquent des temps de calcul très vite rédhibitoires.

Enfin, le cas le plus compliqué reste les systèmes dits « MIMO », comportant plusieurs entrées et plusieurs sorties. L'idée est, dans la mesure du possible, de découper ce système MIMO en plusieurs sous-systèmes SISO, MISO, SIMO ou MIMO plus simples et indépendants. Il sera alors possible de réduire séparément chaque sous-système par notre méthode PEMRA et les indications précédentes concernant les signaux d'excitation pour les entrées et la pondération pour les sorties. Le modèle réduit final du système MIMO initial sera l'union de tous les modèles réduits obtenus pour chaque sous-système. Cela signifie que tous les composants inclus dans les modèles réduits des sous-systèmes devront apparaître dans le modèle réduit final du système MIMO initial.

Pour pouvoir découper ce système MIMO en plusieurs sous-systèmes, il faut pouvoir déterminer quels sont les liens entre les entrées et les sorties du système. Pour cela, il est possible d'utiliser l'intercorrélation ; le principe est de simuler le modèle du système en excitant une seule entrée à la fois, puis de calculer l'intercorrélation de chaque entrée avec chaque sortie. Cette intercorrélation est définie par l'une des relations de l'équation (2-21) suivantes :

$$R_{f,g}(\tau) = \begin{cases} f^*(t-\tau) \circ g(t) \\ \int_{-\infty}^{+\infty} f^*(t-\tau) \times g(t) dt \\ \int_{-\infty}^{+\infty} f^*(t) \times g(t+\tau) dt \end{cases} \quad (2-21)$$

Ce qui se traduit en discret par l'équation (2-22) :

$$R_{p,q}(m) = \begin{cases} \sum_{n=0}^{N-m-1} p_{n+m} \times q_n^* & m \geq 0 \\ R_{p,q}^*(-m) & m < 0 \end{cases} \quad (2-22)$$

Lorsque l'entrée et la sortie sont liées (sont « corrélées »), leur intercorrélacion présente un pic en zéro. Plus ce pic est proche d'un Dirac, plus leur corrélation est forte. Il est ainsi possible de dresser la liste des liens entre les entrées et les sorties, et donc de potentiellement découper le système MIMO initial en plusieurs sous-systèmes plus simples et indépendants.

2.6. Conclusion

La problématique soulevée tout au long de ce second chapitre est celle de l'obtention du modèle « le plus adapté ». Lors du processus de développement d'un système, l'utilisateur sera forcément amené, tôt ou tard, à se demander si le modèle dont il dispose est bien le plus adapté à ses besoins. Et si ce n'est pas le cas, comment l'obtenir dans les délais impartis ? L'utilisateur étant bien souvent spécialisé dans un seul domaine physique, il est rarement capable d'appréhender un modèle multiphysique dans son ensemble. Par conséquent, il ne peut pas émettre les bonnes hypothèses pour simplifier seul le modèle étudié afin de l'adapter à ses besoins. Celui-ci doit donc avoir à sa disposition des méthodes dites de « réduction de modèles » afin d'obtenir rapidement le modèle « le plus adapté ».

Ces méthodes de réduction de modèles sont nombreuses et présentent souvent des particularités bien différentes. Une présentation (non-exhaustive) a été faite au début de ce chapitre en reprenant la classification introduite par Ersal *et al.* [Ersal 2007 - 1], basée sur la métrique utilisée par chaque méthode. Mais quelles que soient leurs caractéristiques, la majorité de ces méthodes s'appuie sur une transformation mathématique de la représentation d'état du modèle étudié. Or, cela n'est pas adapté aux choix faits pour la plate-forme de prototypage virtuel, qui se devait d'être ouverte, orientée objets, multi-niveaux, etc. Après analyse, seule la méthodologie MORA semblait convenir à nos attentes, en étant simple d'utilisation, applicable sur des modèles linéaires ou non-linéaires, et permettant de conserver la signification physique des composants.

Cette méthode MORA est basée sur le calcul de la variable « Activity », représentant la quantité totale d'énergie traversant un composant au cours de la simulation. L'hypothèse faite est que les composants présentant l'activité la plus importante (au sens de cette variable « Activity ») sont les composants les plus significatifs du modèle. Cela permet donc de trier les composants du plus important au plus négligeable ; il suffit ensuite de se fixer une limite arbitraire pour séparer en deux cette liste de composants ordonnés. La première partie, constituée des composants les plus significatifs, est utilisée pour construire le modèle réduit ; l'autre moitié des composants est supposée négligeable et n'est donc pas prise en compte dans le modèle réduit.

Pourtant, après analyse, nous avons mis en évidence des lacunes importantes, inhérentes à l'utilisation de cette méthode. Dans un premier temps, l'utilisation de la variable « Activity » seule ne suffit pas à déterminer l'importance d'un composant dans un modèle ; notamment, si un composant présente une faible activité, cela ne signifie pas pour autant qu'il sera toujours négligeable. Dans un second temps, il est parfois plus approprié de travailler par domaine physique plutôt qu'au global, afin d'éviter la suppression d'un domaine physique entier de plus faible énergie qu'un autre, limitant ainsi certaines erreurs de modélisation. Enfin, le seuil arbitraire menant au modèle « le plus adapté » est difficile à déterminer : l'utilisateur devra faire plusieurs tentatives avant d'obtenir la valeur de seuil adéquate.

Mes travaux m'ont donc mené à proposer puis développer une nouvelle méthode de réduction de modèles PEMRA, basée sur des considérations énergétiques, notamment afin de pallier les lacunes de la méthode MORA. Notre nouvelle méthode se présente sous la forme d'un processus itératif ascendant permettant de converger au plus vite vers le modèle « le plus adapté ». Le principe est de commencer avec le modèle réduit le plus simple possible ; trois critères énergétiques permettent alors de cibler le composant potentiellement le plus significatif. Nous proposons ensuite d'utiliser un critère de précision temporelle pour déterminer le composant réellement le plus significatif. Seul ce composant sera ajouté au modèle réduit afin de converger au plus vite vers le modèle « le plus adapté », qui devra répondre aux exigences de l'utilisateur (le plus souvent en termes de précision et/ou de temps de calcul).

Ces deux méthodes de réduction de modèles ont ensuite été appliquées sur un système de suspension hydraulique et sur l'EBMA afin de comparer les modèles réduits obtenus. D'une manière générale, notre nouvelle méthode PEMRA permet d'aboutir à de meilleurs modèles réduits que la méthode MORA : cela signifie par exemple un modèle réduit plus simple et/ou un temps de calcul plus court pour une précision donnée. Par contre, notre nouvelle méthode PEMRA, tout comme la méthode MORA, est dépendante du signal d'excitation du système. Le plus souvent, ces méthodes sont appliquées suite à une excitation typique du système ; le modèle réduit obtenu n'est donc a priori valable que selon ce signal. Ayant l'objectif de supprimer cette limitation, nous proposons d'utiliser des signaux d'excitation riches permettant de couvrir à la fois le domaine temporel et fréquentiel d'application du système. L'hypothèse que nous émettons est que le domaine de validité du modèle réduit sera alors connu et égal au domaine couvert par ce type de signal.

2.6 Conclusion

Dans le but de valider cette approche sur des systèmes plus complexes, nous appliquerons dans le troisième et dernier chapitre de ce mémoire notre méthode de réduction de modèles PEMRA sur un système d'orientation du train avant d'un avion, et sur un système de freinage.

Chapitre 3 - Validation de la démarche : cas réels d'application

3.1. Introduction

Cette dernière partie a donc pour objectif de valider les outils mis en place précédemment, en les appliquant sur un cas réel complexe : un modèle mécanique d'avion en trois dimensions intégrant les systèmes d'orientation et de freinage. La plate-forme que nous avons décrite dans la première partie de ce mémoire nous permet aujourd'hui de modéliser et simuler des modèles complets de systèmes complexes conçus par Messier-Bugatti. Les phénomènes issus de l'interaction de ces systèmes avec l'avion en trois dimensions, et de l'interaction des différents domaines physiques mis en jeu sont désormais accessibles. Cela permet notamment de mieux concevoir ces systèmes d'un point de vue économique (réduction des temps de conception par l'utilisation de la modélisation / simulation numérique tout au long du cycle en V) et écologique (via les nouveaux outils d'analyse énergétique).

Dans un premier temps, une description des trois modèles utilisés est faite : le modèle mécanique de l'avion en trois dimensions, celui du système d'orientation des roues du train avant, et enfin celui du système de freinage (il s'agit dans notre étude d'un avion de type « moyen-courrier »). Le modèle mécanique de l'avion est un modèle entièrement paramétré : cela signifie qu'il est générique et peut être adapté à n'importe quel avion (ou presque), en modifiant uniquement les longueurs, masses ou encore inerties des pièces mécaniques prédéfinies. Une partie importante de ce modèle est la modélisation du contact entre le pneu et la piste ; il est primordial d'avoir à disposition un modèle représentatif pour connaître le comportement réel du système d'orientation et/ou de freinage, et donc de l'avion. Nous lui consacrerons donc une partie spécifique. Les modèles des systèmes d'orientation et de

freinage seront également présentés : il s'agit de systèmes hydromécaniques prenant en compte les phénomènes de compressibilité et d'inertie hydraulique, de force de jet ou encore de cavitation.

Dans un second temps, nous utilisons les outils d'analyse énergétique mis en place pour valider la modélisation des systèmes d'orientation et de freinage et permettre leur optimisation d'un point de vue énergétique. Nous vérifions d'abord, grâce à l'introduction de la variable « Puissance Instantanée », que les bilans de puissance et d'énergie sont nuls. Cela contribue d'une part à augmenter la validité des modèles étudiés, et d'autre part, à renforcer la compréhension de l'utilisateur de ces modèles. Ces outils d'analyse nous donnent ensuite rapidement accès aux composants les plus dissipatifs du système, ainsi qu'à son rendement. Il est ainsi possible de cibler les principales pertes de puissance du système, puis de mettre en place un schéma local et/ou global d'optimisation du système d'un point de vue énergétique. Cela permettra de contribuer activement à l'éco-conception.

Mais les temps de calcul restent relativement importants pour certaines phases du cycle en V (conception d'une loi de commande, « Hardware in the Loop », simulation temps réel, etc.). Nous utilisons donc notre nouvelle méthode de réduction de modèles PEMRA pour simplifier le modèle du système d'orientation, puis celui de freinage. Nous comparons les modèles réduits obtenus avec notre méthode à ceux que l'on obtient avec la méthode MORA. Ces résultats nous permettent de valider (ou non) notre méthode PEMRA en tant que méthode de réduction de modèles. Les modèles réduits sont ensuite implémentés dans une co-simulation globale avec le modèle mécanique en trois dimensions de l'avion ; cela permettra de visualiser des phénomènes physiques auxquels nous n'avions pas accès jusqu'à présent (essentiellement à basse vitesse). Nous serons même capables de proposer des fonctionnalités innovantes aux avionneurs grâce à ces nouvelles données.

3.2. Description des modèles

Dans les paragraphes suivants, nous détaillons les différents modèles sur lesquels porte notre étude : le modèle mécanique en trois dimensions de l'avion, le modèle de contact pneu / piste, le modèle hydromécanique du système d'orientation des roues du train avant, et le modèle hydromécanique du système de freinage de l'avion. Ces modèles complexes correspondent à l'étape finale de la branche descendante du cycle en V (cf. § 1.2.2) : il s'agit de véritables prototypes virtuels. Cette complexité est indispensable pour prédire au mieux leur fonctionnement ou encore leurs performances. Les systèmes d'orientation et de freinage sont étudiés en détail dans le paragraphe 3.3, dans le but d'optimiser leur consommation énergétique. Ces deux prototypes virtuels nous serviront ensuite de modèles de référence, sur lesquels nous appliquerons notre méthode de réduction de modèles PEMRA, afin d'obtenir le modèle « le plus adapté » (cf. § 3.4).

3.2.1 *Modèle mécanique en trois dimensions d'un avion*

Nous avons développé un modèle mécanique 3D d'un avion à l'aide de notre plate-forme de prototypage virtuel multiphysique. Ce modèle devait à la fois être suffisamment représentatif pour visualiser les phénomènes de « report de charge » par exemple, mais également suffisamment simple pour ne pas augmenter les temps de calcul de manière rédhibitoire. Nous avons développé un modèle d'avion « générique », entièrement paramétré, dans le but de réutiliser ce modèle dans d'éventuelles études ultérieures (on retrouve ici la notion indispensable de réutilisabilité, décrite dans le paragraphe 1.2.3).

Ce modèle correspond à un modèle « tricycle amélioré » ; il se présente sous la forme de solides indéformables possédant six degrés de liberté (3 en translation et 3 en rotation), définis par leur masse, dimensions ou encore inerties, et reliés entre eux par des liaisons mécaniques éventuellement caractérisées par une raideur et un amortissement. Pour le cas présent, certains aspects comme l'utilisation des « spoilers » ou encore des « inverseurs de poussée » pour freiner l'avion ne sont pas pris en compte dans notre modèle. Leur utilisation n'est pas systématique, et ils n'ont d'impact qu'à haute vitesse, au début de la phase d'atterrissage, ce qui ne correspond pas à notre étude (essentiellement à basse vitesse). Il en est de même pour les effets aérodynamiques : les forces créées

3.2 Description des modèles

définies par l'équation (3-1) suivante dépendent du carré de la vitesse, et seront donc négligeables dans notre étude.

$$F_{aérodynamique} = \frac{1}{2} \times \rho \times S \times c \times v^2 \quad [N] \quad (3-1)$$

La figure 3-1 suivante présente le modèle d'avion « générique » en trois dimensions développé ; la représentation filaire du fuselage et des ailes de l'avion est purement graphique et n'intervient pas dans les calculs (cela facilite juste la visualisation du modèle en trois dimensions).

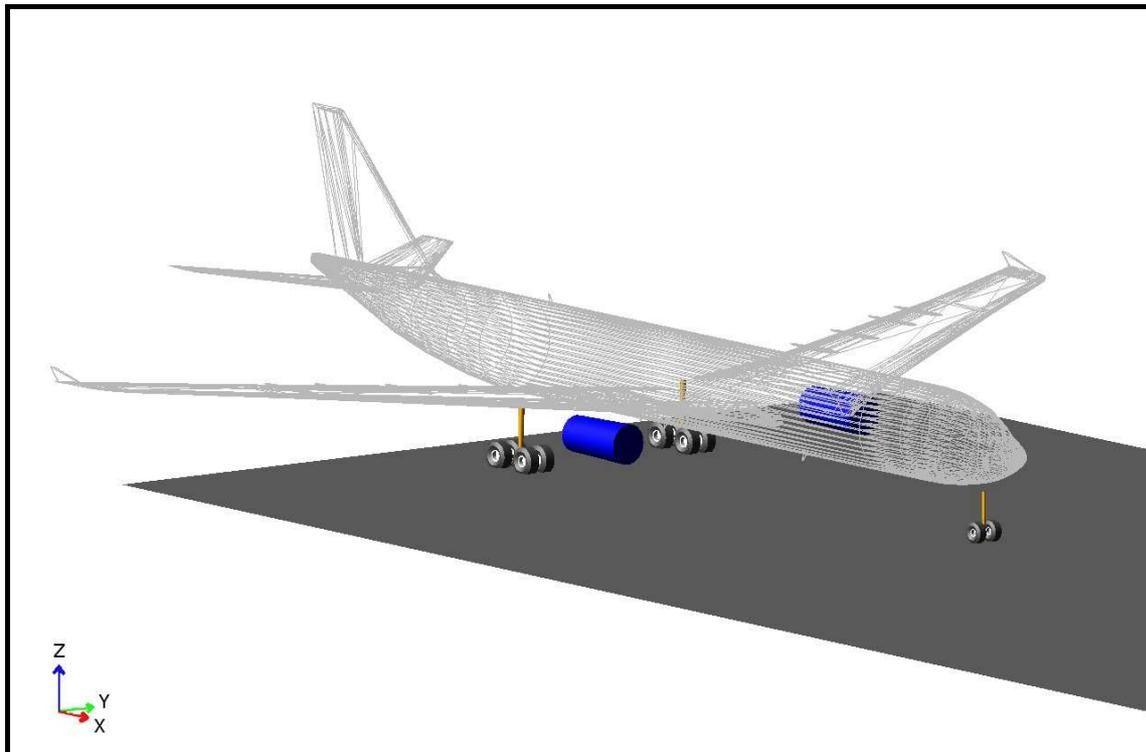


Figure 3-1 : Aperçu du modèle mécanique « générique » en trois dimensions de l'avion

Le principe de construction retenu pour ce modèle mécanique est d'associer à chaque pièce « majeure » du système modélisé les caractéristiques suivantes :

- un centre de gravité
- une matrice d'inertie (exprimée au centre de gravité)
- une masse (appliquée au centre de gravité)
- un repère orthonormé direct (permettant de positionner cette pièce mécanique dans l'espace)

Nous commençons par créer la piste d'atterrissage, à laquelle nous associons un premier référentiel que l'on appellera « repère sol » ; celui-ci est fixe, et nous servira de référence pour placer les autres pièces du système. Son axe « X » est choisi dans le sens de la longueur de la piste et son axe « Z » perpendiculaire, dirigé vers le haut. Nous créons ensuite les pièces mécaniques représentant :

- l'avion
- les trains d'atterrissage
- les roues

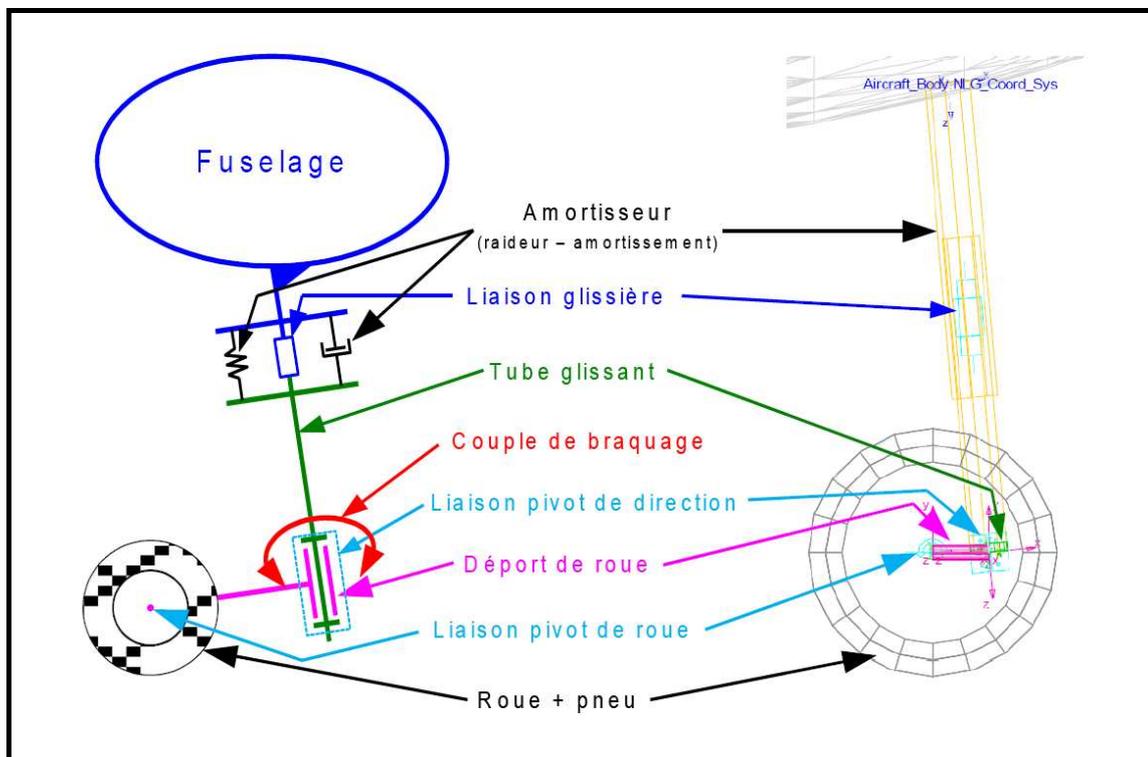


Figure 3-2 : Détail de la modélisation du train avant de l'avion générique

Il est important de préciser ici que l'ordre des pièces mécaniques n'est pas anodin. Rappelons, en effet, que chaque pièce possède un référentiel qui lui est lié ; l'idée est de positionner chaque pièce par rapport au référentiel de la pièce précédente. Cela signifie ici que les roues sont positionnées dans le référentiel du train auquel elles appartiennent, et les trains sont positionnés dans le référentiel de l'avion. Ainsi, seul le positionnement du référentiel de l'avion devra être renseigné (comme condition initiale, cf. tableau 3-1) pour référencer tout le système (avion, trains et roues) dans l'espace défini par le « repère sol ». Le tableau 3-1 contient tous les paramètres nécessaires pour caractériser les différentes

3.2 Description des modèles

pièces mécaniques de l'avion (masse, inertie ou encore position dans l'espace).

Tous les paramètres, ainsi que la vitesse initiale de l'avion au début de la simulation, ont été renseignés à partir de données fournies par l'avionneur ou encore les fournisseurs de premier rang tel que Messier-Dowty. Ce tableau contient également les caractéristiques permettant de définir la liaison entre l'avion et les trains d'atterrissage. En effet, une fois les pièces positionnées, il faut définir les liens mécaniques qui les relient. Ainsi, nous définissons des liaisons à un degré de liberté en translation entre l'avion et les trains d'atterrissage (des liaisons dites « glissière »), et également des liaisons à un degré de liberté en rotation entre les roues et le train auquel elles appartiennent (des liaisons dites « pivot »).

Nom de la variable	Unité	Fonction
Aircraft_Ref_Coord_X	m	Position initiale de l'avion par rapport au repère sol, le long de l'axe X
Aircraft_Ref_Coord_Z	m	Altitude initiale de l'avion par rapport au repère sol, le long de l'axe Z
Coeff_lxx	kg.m ²	Moment d'inertie du fuselage autour de l'axe X (sans les trains)
Coeff_lyy	kg.m ²	Moment d'inertie du fuselage autour de l'axe Y (sans les trains)
Coeff_lzz	kg.m ²	Moment d'inertie du fuselage autour de l'axe Z (sans les trains)
Whole_Aircraft_Mass	kg	Masse totale de l'avion à l'atterrissage
Aircraft_Body_Mass	kg	Masse de l'avion sans les trains
CoM_X_Location	m	Position longitudinale du centre de gravité dans le repère avion
CoM_Z_Location	m	Position verticale du centre de gravité dans le repère avion
CoM_Y_Location	m	Position latérale du centre de gravité dans le repère avion
NLG_X_Location	m	Position longitudinale du train avant dans le repère avion
NLG_Y_Location	m	Position latérale du train avant dans le repère avion
NLG_Z_Location	m	Position verticale du train avant dans le repère avion
NLG_Mass	kg	Masse du train avant sans les roues
MLG_X_Location	m	Position longitudinale du train principal dans le repère avion
MLG_Y_Track	m	Ecartement latéral des trains principaux
MLG_Z_Location	m	Position verticale des trains principaux dans le repère avion
MLG_Mass	kg	Masse d'un train principal sans les roues
NLG_Leg_Angle	deg	Angle de la jambe du train avant par rapport à la verticale de l'avion
NLG_Leg_Length	m	Longueur du train avant
NLG_Trail_Length	m	Longueur de chasse du train avant
MLG_Leg_Length	m	Longueur des trains principaux
MLG_Strut_Stiffness	N/m	Raideur équivalente des amortisseurs des trains principaux
MLG_Strut_Damping	N/(m.s)	Amortissement équivalent des amortisseurs des trains principaux
MLG_Strut_Preload	N	Précharge des amortisseurs des trains principaux en détente maximum
NLG_Strut_Stiffness	N/m	Raideur équivalente de l'amortisseur du train avant
NLG_Strut_Damping	N/(m.s)	Amortissement équivalent de l'amortisseur du train avant
NLG_Strut_Preload	N	Précharge de l'amortisseur du train avant en détente maximum
Initial_Longitudinal_Velocity	m/s	Vitesse longitudinale de l'avion à l'atterrissage (dans le repère sol)
Init_PITCH	deg	Angle de tangage initial de l'avion
Init_ROLL	deg	Angle de roulis initial de l'avion
Init_Yaw	deg	Angle de lacet initial de l'avion

Tableau 3-1 : Paramètres du modèle mécanique « générique » de l'avion

Ensuite, afin de simuler au mieux le comportement de l'avion au sol, il est nécessaire de modéliser son système de suspension. Nous avons choisi un amortissement et une raideur linéaires pour simplifier les calculs et le modèle, mais la réalité est plus complexe comme le prouve l'exemple de la figure 3-3. L'approximation faite (courbe bleue) a été déterminée de manière à retrouver la même force lorsque l'avion est immobile au sol (ce qui correspond à un débattement de l'ordre de 500 mm). La dynamique de notre modèle d'avion ne sera donc représentative que pour de « faibles débattements » autour de cette valeur, ce qui correspond au cas des phases de roulage au sol (objet de notre étude). Nous avons la possibilité de simuler la phase d'atterrissage, mais le comportement de ce modèle ne sera alors pas suffisamment représentatif, et ne devra donc pas être pris en compte.

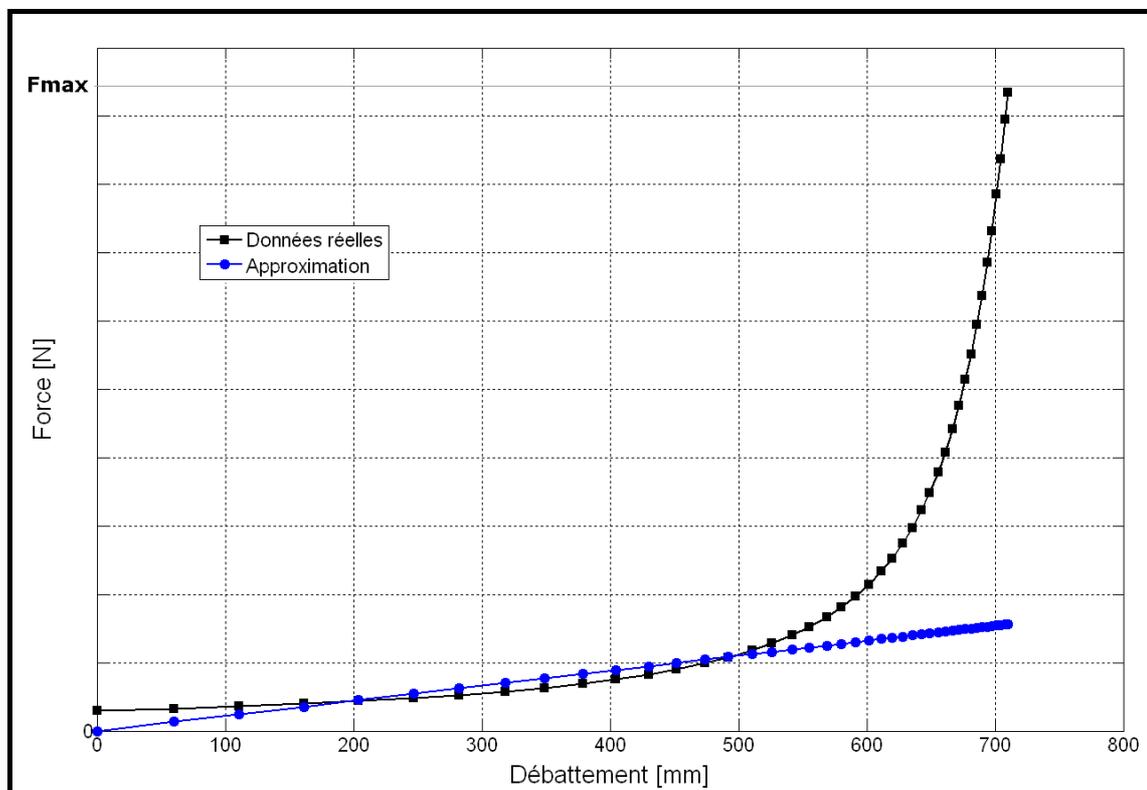


Figure 3-3 : Force modélisant la raideur de la suspension d'un train d'atterrissage en fonction du débattement (en noir) et son approximation linéaire (en bleu)

Deux autres pièces mécaniques ont été ajoutées pour les besoins de la simulation : les réacteurs. En effet, lors d'une phase d'atterrissage, les pilotes freinent l'avion dans un premier temps, puis si besoin, utilisent la poussée des réacteurs pour se déplacer sur les pistes afin de rejoindre le terminal. Aussi, afin de pouvoir simuler les différents scénarii de déplacement au sol, nous avons ajouté la possibilité d'actionner ces réacteurs. Ils fournissent alors une force appliquée sur l'avion et régulée

en fonction de la vitesse désirée, via un simple gain proportionnel, pour ne pas complexifier inutilement le modèle.

La dynamique de toutes les pièces mécaniques que nous avons définies est alors régie par le « Principe Fondamental de la Dynamique » en translation et en rotation, ce qui se traduit par les équations (3-2) et (3-3) suivantes :

$$\sum \vec{F}_i = m \times \vec{a} \quad (3-2)$$

$$\sum \vec{M}_G(\vec{F}_i) = J_G \times \vec{\alpha} \quad (3-3)$$

La quasi-totalité du modèle avion a été décrite précédemment ; il s'agit d'un modèle boîte blanche dans lequel tous les paramètres ont une signification physique, permettant de simuler le comportement dynamique de l'avion en trois dimensions. Pour atteindre l'objectif que nous nous sommes fixé au début de ce mémoire (c'est-à-dire simuler les phases de roulage au sol), dans le but de mieux concevoir les systèmes développés par Messier-Bugatti, nous avons également modélisé le phénomène de contact (en fait, d'adhérence) entre les pneus des roues et la piste. Le paragraphe qui suit lui est entièrement dédié.

3.2.2 Contact « pneu / piste »

La modélisation fine du contact entre les pneus des roues et la piste est primordiale pour simuler de manière précise le comportement dynamique de l'avion en phase de roulage au sol (phénomène de dérive par exemple). Les phénomènes mis en jeu sont les mécanismes de l'adhérence. En effet, sans adhérence, il serait impossible de faire tourner, ralentir ou accélérer un avion. Prenons l'exemple d'une route verglacée : l'adhérence y est quasi-nulle, c'est pourquoi il est très facile de faire patiner les roues de son véhicule, et par conséquent très difficile de maîtriser sa trajectoire.

Nous avons alors souhaité modéliser les variables suivantes, liées au phénomène d'adhérence (cf. figure 3-4) :

- La force longitudinale (notée F_x , fonction du glissement longitudinal G)
- La force latérale (notée F_y , fonction de l'angle de dérive α)
- Le couple d'auto-alignement (noté M_z , fonction de l'angle de dérive α)

Ces trois variables sont suffisantes pour permettre de modéliser correctement le comportement dynamique de l'avion en phase de roulage au sol. Le schéma de la figure 3-4 représente une roue en mouvement avec les deux forces et le couple, générés par les phénomènes d'adhérence, que nous détaillons par la suite.

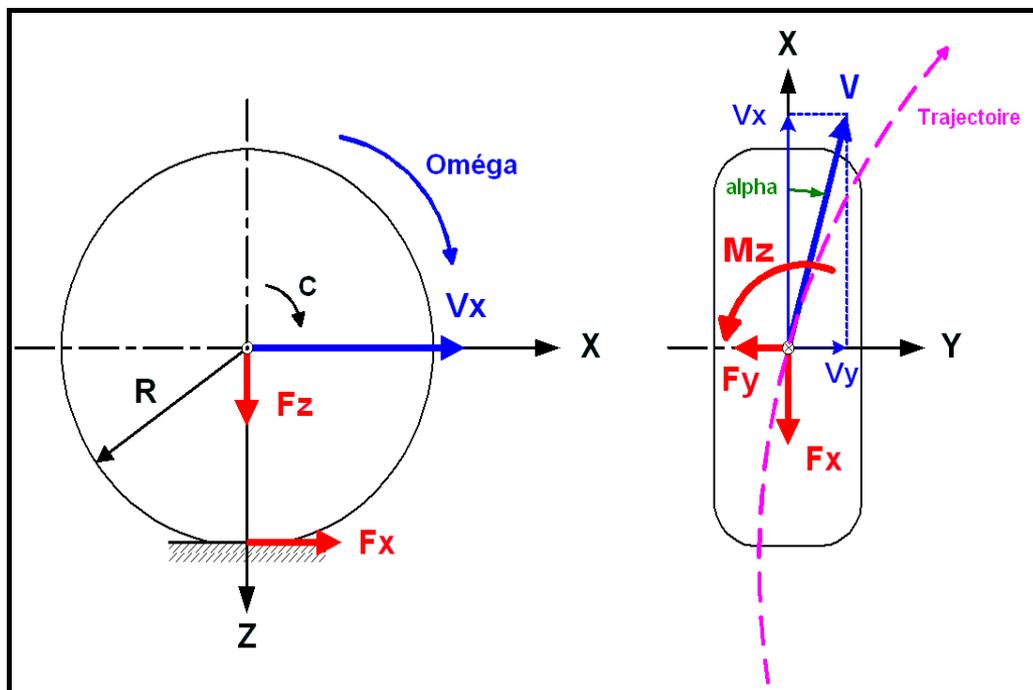


Figure 3-4 : Schéma descriptif des trois phénomènes d'adhérence étudiés

Nous supposons sur le schéma de la figure 3-4 que la roue de rayon R , soumise à une charge verticale F_z , est mise en rotation sous l'effet d'un couple moteur C . Grâce à l'adhérence, le référentiel de la roue (X, Y, Z), lié à son centre, acquiert une vitesse longitudinale V_x , potentiellement différente de la vitesse obtenue en multipliant la vitesse angulaire de rotation Ω par le rayon R de la roue. C'est ainsi qu'est introduite la notion de glissement longitudinal, noté G ; celui-ci est positif lorsque la roue est motrice, et défini par l'équation (3-4) ci-dessous.

$$G = \frac{(\Omega \times R - V_x)}{V_x} \times 100 \quad [\%] \quad (3-4)$$

On définit ensuite l'angle de dérive alpha entre la vitesse longitudinale V_x de la roue et la vitesse réelle de son centre V , tangente à la trajectoire. Cela introduit une composante de vitesse latérale V_y , définie pour V_x différent de zéro, telle que :

$$\alpha = \arctan\left(\frac{V_y}{|V_x|}\right) \quad [\text{deg}] \quad (3-5)$$

Ces deux variables vont nous permettre de définir deux fonctions d'adhérence μ_x (longitudinale) et μ_y (latérale) qui dépendront de :

- L'état de surface de la piste
- La charge verticale (F_z)
- La vitesse (V)
- Le glissement longitudinal (G) ou l'angle de dérive (α)
- Etc.

Ces deux fonctions permettent de calculer la force longitudinale et latérale, décrites sur la figure 3-4. Pour notre étude, nous supposons que les variables les plus significatives sont le glissement longitudinal, l'angle de dérive et la charge verticale, d'où les équations (3-6) et (3-7) suivantes :

$$\mu_x(G, F_z) = \frac{F_x}{F_z} \times 100 \quad [\%] \quad (3-6)$$

$$\mu_y(\alpha, F_z) = \frac{F_y}{F_z} \times 100 \quad [\%] \quad (3-7)$$

Pour expliquer la provenance du couple d'auto-alignement M_z , il faut détailler d'avantage la force latérale F_y . En réalité, celle-ci ne s'applique pas au centre de la roue mais au point de pression maximale (point de

contact réel) entre le pneu et la piste. Ce décalage crée le couple d'auto-alignement qui tend à réaligner la vitesse du centre de la roue V avec sa vitesse longitudinale V_x . La figure 3-5 suivante représente l'allure des courbes représentant ces trois phénomènes d'adhérence, pour une charge verticale F_z constante :

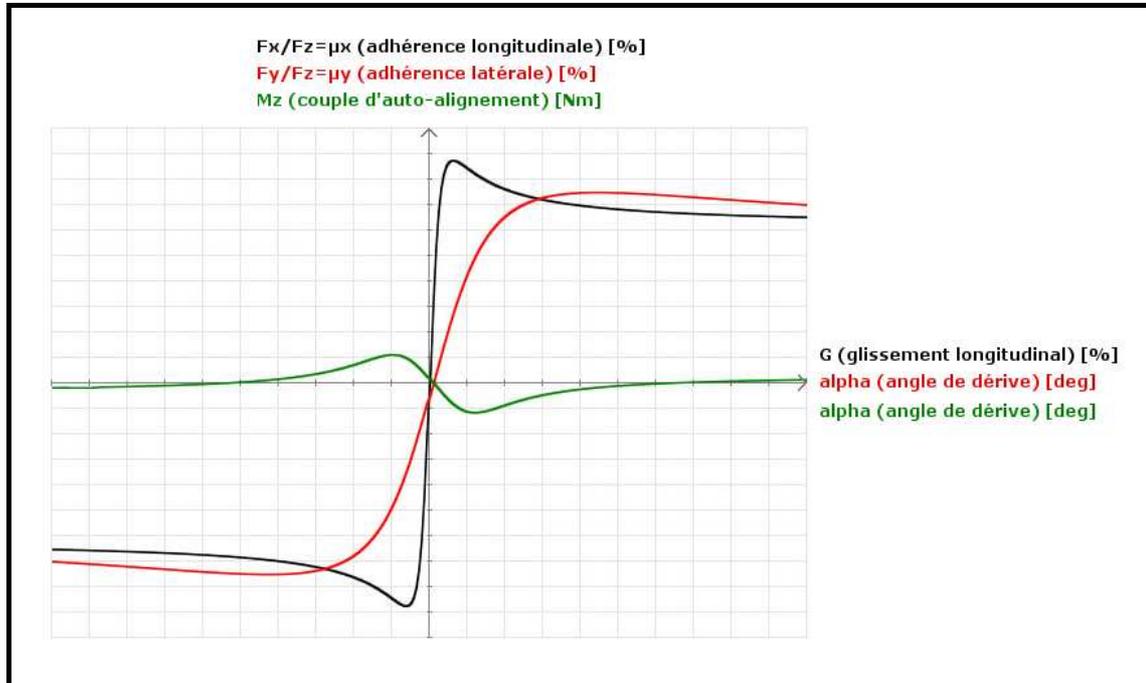


Figure 3-5 : Exemple de courbes représentant les phénomènes d'adhérence, pour une charge verticale F_z constante

Notre plate-forme de modélisation / simulation multiphysique, et plus particulièrement le logiciel ADAMS, offre la possibilité de modéliser ces mécanismes d'adhérence grâce à plusieurs modèles tels que le modèle de « Fiala », « Pacejka », « SWIFT », « FTire », etc. Plus de détails pourront être trouvés dans [Porcel 2003] et [ADAMS 2005]. Les développeurs du logiciel proposent également de nous aider dans le choix du modèle à utiliser grâce au tableau 3-2 suivant :

3.2 Description des modèles

Typical Applications for Each Tire Model											
ADAMS v2005 r2	Event / Maneuver	ADAMS/ Handling Tire						Specific Models			
		PAC2002 ²	PAC-TIME ¹	PAC89	PAC94	FIALA	5.2.1.	UA Tire ¹	PAC-MC ¹	SWIFT	FTire
Handling	Stand still and start	+	o/+	0	0	0	0	0	0/+	+	+
	Parking (standing steering effort)	+	-	-	-	-	-	-	-	+	+
	Standing on tilt table	+	+	0	0	0	0	0	+	+	+
	Steady state cornering	+	+	0	+	0	0	0	+	+	0
	Lane change	+	+	0	o/+	0	0	0	+	+	0
	ABS braking distance	+	0	-	-	-	-	-	0	+	+
	Braking/power-off in a turn	+	+	0	0	0	0	0	+	+	0
	Vehicle Roll-over	+	0	0	0	0	0	0	0	+	+
	On-line scaling tire properties	+	-	-	-	-	-	-	-	-	0
	Cornering over uneven roads *	0	0	-	-	-	-	0	0	+	0
Ride	Braking on uneven road *	0	0	-	-	-	-	0	+	+	
	Crossing cleats / obstacles	-	-	-	-	-	-	-	+	+	
	Driving over uneven road	-	-	-	-	-	-	-	+	+	
	4 post rig (AVRide)	o/+	o/+	-	-	-	-	o/+	o/+	o/+	
Chassis Control	ABS braking control	0	0	-	-	-	-	0	+	+	
	Shimmy ²	o/+	0	-	-	-	-	0	+	+	
	Steering system vibrations	o/+	0	-	-	-	-	0	+	+	
	Real-time	+	-	-	-	-	-	-	-	-	
	Chassis control systems > 8 Hz	0	-	-	-	-	-	-	+	+	
Dura- bility	Chassis control with ride	-	-	-	-	-	-	-	+	+	
	Driving over curb	-	-	-	-	-	0	0	0	o/+	
	Driving over curb with rim impact	0	-	-	-	-	0	0	-	-	
	Passing pothole	-	-	-	-	-	0	0	-	0	
Load cases	-	-	-	-	-	0	0	-	0	o/+	

- Not possible/Not realistic

0 Possible

o/+ Better

+ Best to use

* wavelength > tire diameter

¹ use_mode on transient combined slip

² wheel yawing vibration due to suspension flexibility and tire dynamic response

Tableau 3-2 : Aide du logiciel ADAMS sur le choix du modèle de contact pneu / piste en fonction de son utilisation [ADAMS 2005]

Ce tableau 3-2 liste les différents modèles de contact pneu / piste disponibles dans le logiciel ADAMS, ainsi que les différents phénomènes étudiés par les utilisateurs (« manœuvres », « confort », « control du véhicule » ou encore « vieillissement »). Un système de notation par couleur est alors proposé pour savoir si le modèle est adapté ou non à tel ou tel phénomène :

- En rouge : il n'est pas possible de modéliser ce phénomène avec ce modèle.
- En jaune : il est possible de modéliser ce phénomène avec ce modèle, mais ce n'est pas le plus adapté.
- En bleu : ce modèle est bien adapté au phénomène que l'on souhaite modéliser.
- En vert : ce modèle est le plus adapté au phénomène que l'on souhaite modéliser.

Nous avons choisi d'utiliser le modèle de Pacejka (cf. [Pacejka 2002]), référencé sous le nom « PAC2002 » dans le tableau 3-2 précédent. Bien que celui-ci ne soit pas le plus « polyvalent », il est amplement suffisant pour nos besoins, et surtout, il présente un temps de calcul faible de

part l'utilisation de la « Formule Magique de Pacejka ». Cela permettra de ne pas impacter d'avantage les temps de calcul lors de la mise en place de la co-simulation AMESim-ADAMS. En effet, Pacejka propose d'approcher les courbes de la figure 3-5 grâce à des fonctions trigonométriques, comme indiqué par l'équation (3-8) suivante :

$$Y(x) = D \sin[C \arctan\{Bx - E(Bx - \arctan(Bx))\}] \quad (3-8)$$

Cette « Formule Magique de Pacejka » permet donc de calculer les adhérences et le couple d'auto-alignement en fonction du glissement ou de l'angle de dérive. Mais il est indispensable d'avoir à disposition des données réelles pour pouvoir identifier le modèle de Pacejka, qui est un modèle de type boîte noire. Les différents paramètres B, C, D et E sont calculés différemment pour les trois phénomènes, mais n'ont aucune signification physique ; ils permettent uniquement d'adapter l'allure des diverses courbes aux données réelles, comme le montre la figure 3-6 suivante :

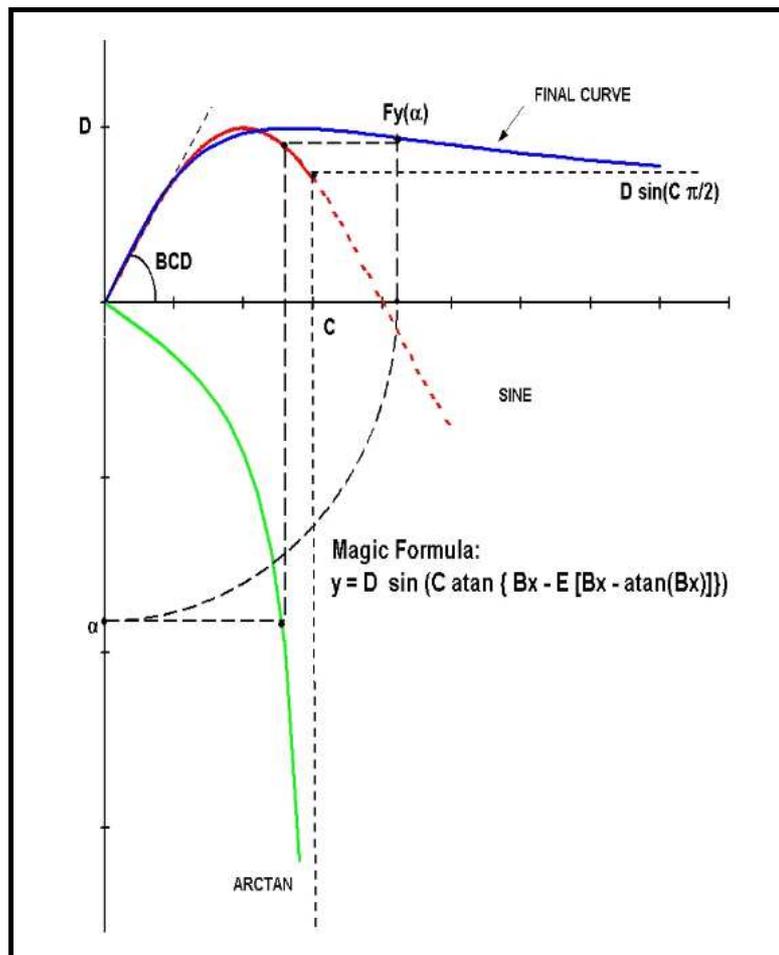


Figure 3-6 : « Formule Magique de Pacejka » [ADAMS 2005]

3.2 Description des modèles

La courbe finale obtenue par la « Formule Magique de Pacejka » est la courbe bleue sur la figure 3-6 précédente ; celle-ci est calculée en appliquant la fonction « sinus » (en rouge) sur la fonction « arc tangente » (en vert). Plusieurs valeurs remarquables peuvent être observées :

- D est la valeur maximale de Y.
- $D\sin(C\pi/2)$ est la valeur limite de Y quand x tend vers l'infini.
- $\text{atan}(BCD)$ est la valeur de l'angle à l'origine que forme la courbe finale avec l'axe des abscisses.
- les termes B, C et E sont respectivement appelés facteurs « de raideur », « de forme » et « de courbure ».

Grâce à des données issues de l'avionneur et de fabricants de pneumatiques, nous avons pu recalibrer, pour cet avion précis, l'adhérence latérale et le couple d'auto-alignement de notre modèle de Pacejka. Celui-ci est donc validé pour des angles de dérive compris entre -40 et $+40$ degrés et des charges verticales variant de 15 % à 130 % de la charge dite « nominale ». Nous avons ensuite évalué les coefficients permettant de calculer l'adhérence longitudinale pour obtenir des courbes cohérentes avec les précédentes. La figure 3-7 suivante représente les données réelles identifiées de la force latérale F_y en fonction de l'angle de dérive α :

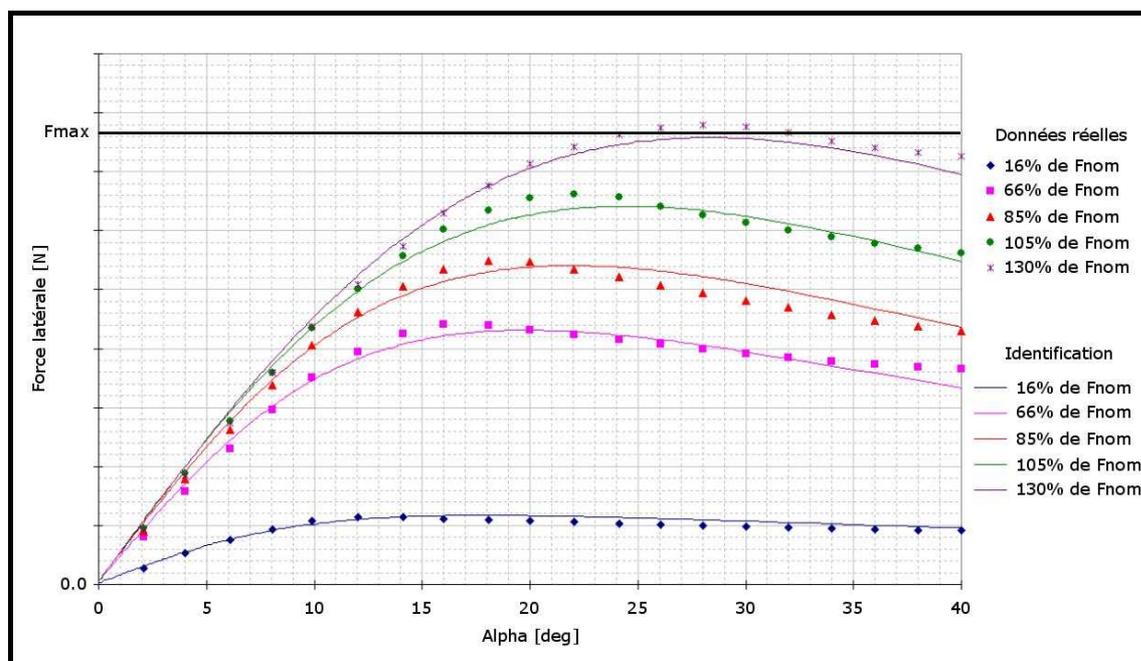


Figure 3-7 : Courbes d'identification et données réelles de la force latérale F_y en fonction de l'angle de dérive α

Notre modèle mécanique en trois dimensions de l'avion, avec contact pneu / piste, est maintenant terminé. Celui-ci se compose de plusieurs pièces mécaniques (« avion », trains d'atterrissage, roues et réacteurs) reliées entre elles par des liaisons mécaniques, le tout étant régi par le Principe Fondamental de la Dynamique. Les efforts aérodynamiques ne sont pas pris en compte et la raideur et amortissement des trains d'atterrissage sont simplifiés. Le modèle de contact « pneu / piste » utilisé est le modèle de Pacejka [Pacejka 2002], identifié d'après des données réelles.

Pour tester ce modèle, nous effectuons une simulation de cette partie mécanique seule. Le scénario retenu correspond à une manœuvre représentative incluant une phase d'atterrissage (environ 2 secondes pour stabiliser l'avion) puis une phase de freinage et virage au sol à vitesse quasi-constante. Le temps de calcul est de l'ordre de 40 secondes pour 80 secondes de temps simulé : ce modèle est donc potentiellement utilisable pour des simulations dites « temps réel » (mais nous n'aborderons pas ce sujet dans ce mémoire).

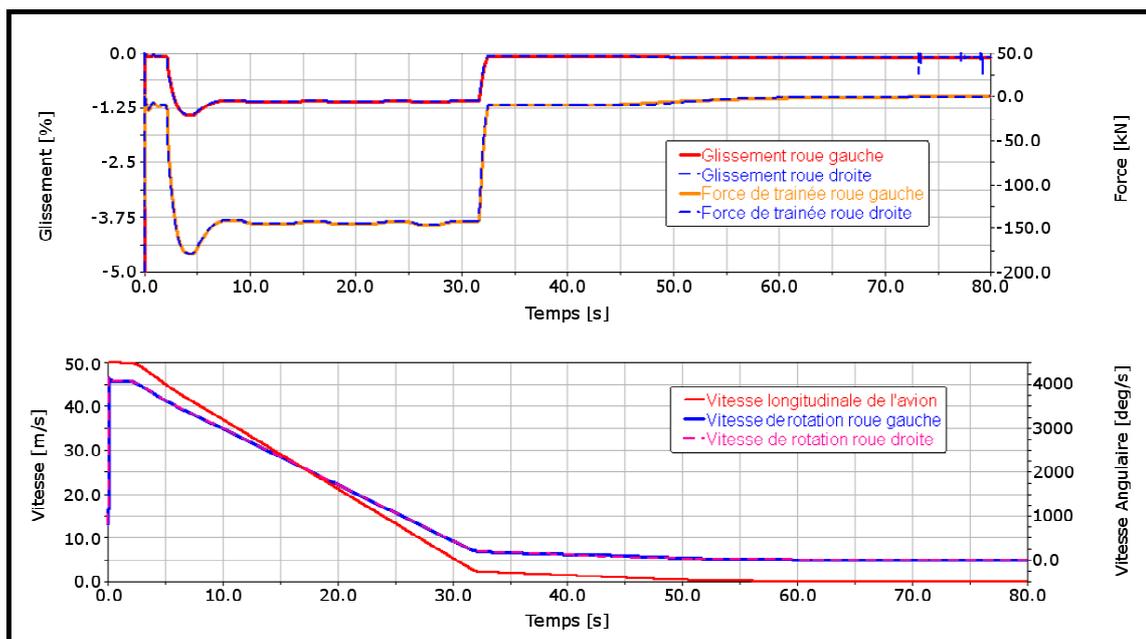


Figure 3-8 : Exemple de résultats de simulation du modèle mécanique avion générique en trois dimensions

3.2 Description des modèles

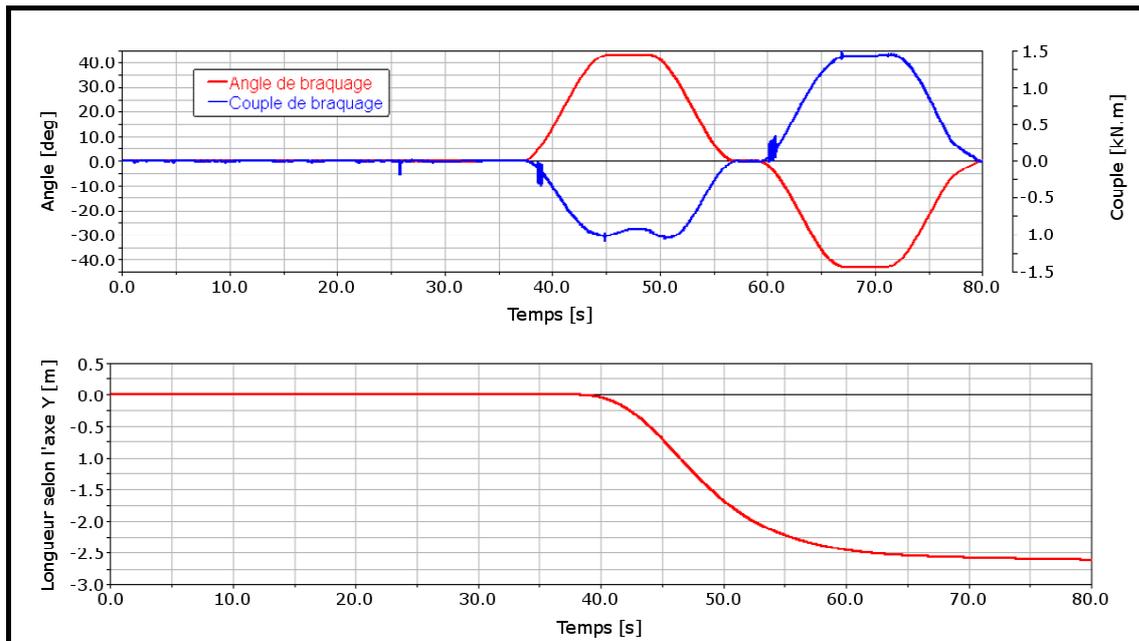


Figure 3-9 : Exemple de résultats de simulation du modèle mécanique avion générique en trois dimensions

La figure 3-8 précédente représente, sur le graphique du haut, le glissement longitudinal G et les forces dites « de traînée » correspondant aux forces d'adhérence longitudinales F_x . Sur les courbes du bas sont représentées la vitesse de l'avion et les vitesses angulaires de rotation des roues, permettant de mettre en évidence la phase de freinage entre 2 s et 32 s de temps simulé. Les courbes de la figure 3-9 montrent, quant à elles, la phase de virage à vitesse quasi-constante : sur le graphique du haut se trouvent l'angle de braquage des roues du train avant de l'avion, ainsi que le couple de frottement induit par le modèle de contact pneu / piste. La graphique du bas est une représentation de la trajectoire de l'avion (vue de dessus).

Nous décrivons dans les paragraphes 3.2.3 et 3.2.4 suivants les modèles des systèmes d'orientation et de freinage. Ils seront couplés avec ce modèle avion et contact pneu / piste pour obtenir la simulation complète nécessaire à la conception des systèmes Messier-Bugatti.

3.2.3 Modèle du système d'orientation

Le système d'orientation que nous détaillons dans ce paragraphe est un système de type « Push-Pull », déjà présenté dans le paragraphe 1.5.2.1. Il s'agit d'un système hydromécanique qui utilise la pression hydraulique fournie par l'avion pour actionner deux vérins reliés au train avant, via un circuit hydraulique. Ils génèrent ainsi un couple permettant de faire

tourner les roues, le système étant régulé selon l'angle de braquage désiré. Le schéma de la figure 3-10 ci-dessous permet de décrire plus en détail le principe de fonctionnement de ce système d'orientation. Le système réel est présenté sur les photographies de la figure 3-11 :

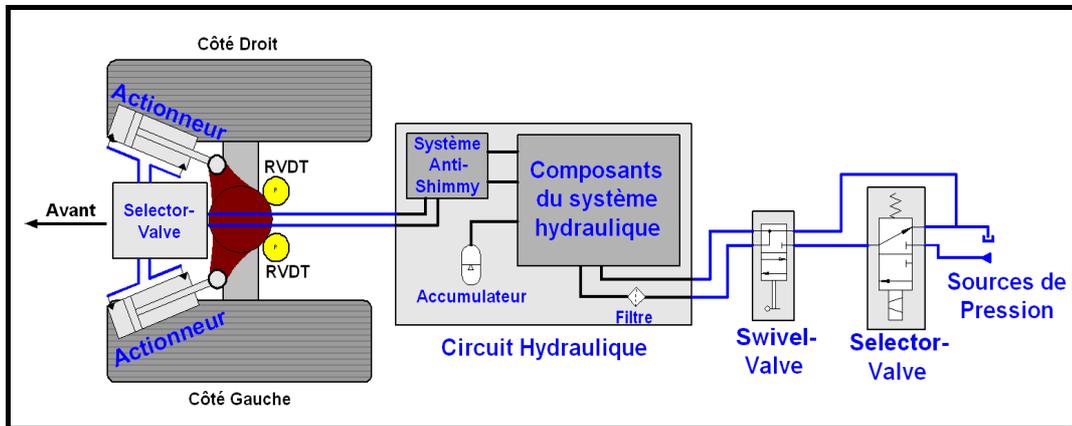


Figure 3-10 : Schéma fonctionnel du système d'orientation des roues du train avant



Figure 3-11 : Photographies du système d'orientation

Nous rappelons qu'un Bond Graph à mots de ce système d'orientation de type « Push-Pull » a déjà été donné dans le paragraphe 1.5.2.

Le modèle est de type boîte blanche ; tous les paramètres ont une signification physique. Certains composants sont issus d'études menées lors de précédents programmes, qui sont réutilisés pour cette étude (modèle d'accumulateur thermohydraulique par exemple). D'autres composants permettent de prendre en compte les effets de compressibilité ou d'inertie hydrauliques, ou encore les pertes de charges

3.2 Description des modèles

au niveau des coudes ou des jonctions du circuit hydraulique. La partie mécanique permet ensuite de modéliser l'inertie globale du train d'atterrissage avant, ou encore les butées en rotation.

Enfin, ce modèle prend en compte la boucle de régulation du système ; il s'agit d'un simple « PID » (correction « Proportionnelle, Intégrale et Dérivée ») permettant d'obtenir le courant de commande adéquat de la selector-valve en fonction de la différence entre l'angle de braquage désiré (l'entrée du modèle) et l'angle réel (la sortie du modèle). Au final, ce modèle comporte 203 composants énergétiques, et 157 variables d'état. Nous l'avons testé sur un scénario composé de deux virages successifs ; les temps de calcul sont de l'ordre de 11 heures pour 40 secondes simulées. Ce modèle n'est donc clairement pas adapté à des phases de réglage de la loi de contrôle par exemple, et encore moins à des simulations « temps réel ». Il est par conséquent indispensable de réduire les temps de calcul de ce modèle ; cela sera présenté dans le paragraphe 3.4.1.

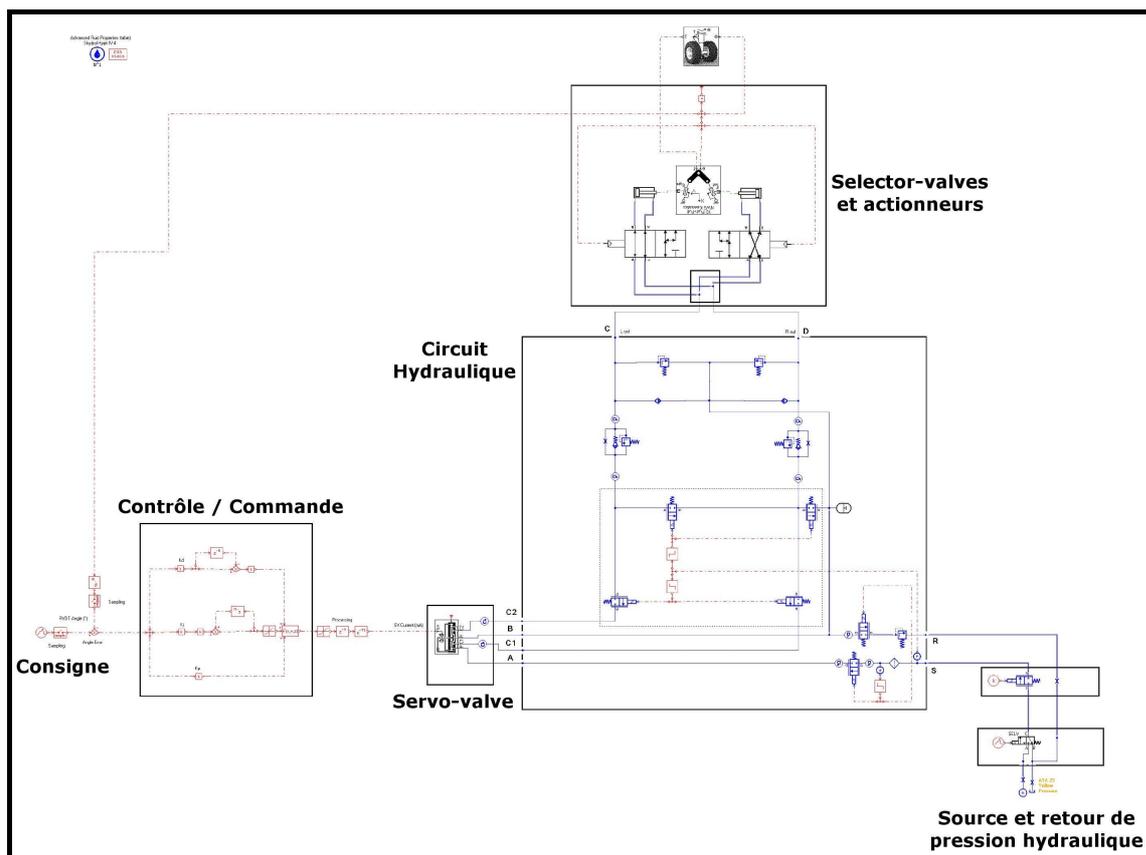


Figure 3-12 : Modèle du système d'orientation des roues du train avant

La figure 3-12 ci-dessus montre le schéma « macroscopique » du modèle ; nous y retrouvons les différents éléments décrits précédemment (la source de pression hydraulique, la partie « Contrôle / Commande », la

servo-valve, etc.). La figure 3-13 ci-dessous présente, quant à elle, des résultats issus de la simulation de ce modèle : la consigne en angle de braquage et la réponse du modèle, les forces générées aux niveaux des deux actionneurs et le courant de commande de la servo-valve.

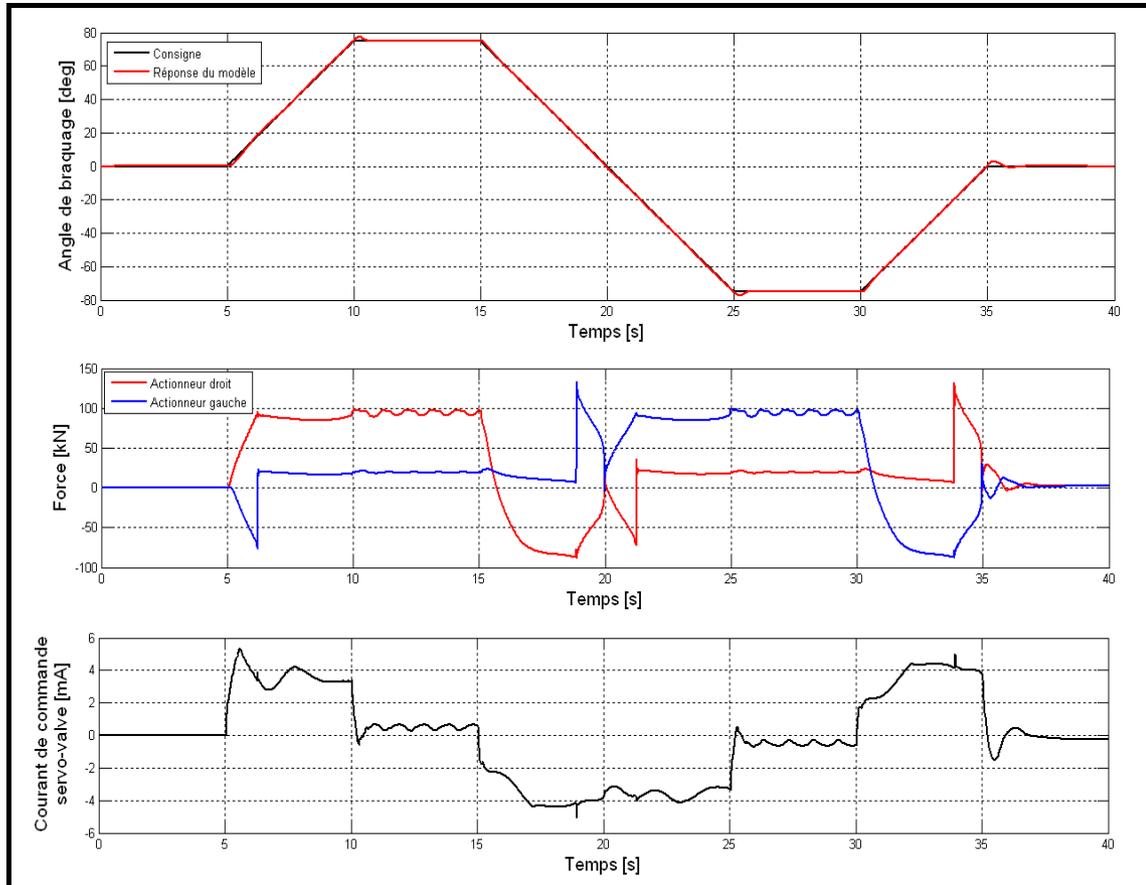


Figure 3-13 : Exemple de résultats de simulation du modèle d'orientation

3.2.4 Modèle du système de freinage

Le système de freinage, décrit par le schéma de la figure 3-14 et le Bond Graph à mots de la figure 3-15 ci-après, est également un système hydromécanique. Celui-ci est constitué de deux circuits hydrauliques principaux, alimentés en pression par deux sources issues de l'avion. Cette puissance hydraulique est ensuite distribuée via des servo-valves aux freins des roues ; ils sont constitués de plusieurs vérins qui vont, grâce à cette puissance hydraulique, venir mettre en contact plusieurs disques de carbone les uns contre les autres. Le frottement ainsi créé va permettre de freiner l'avion en dissipant l'énergie cinétique de ce dernier sous forme de chaleur. Le schéma suivant présente également deux circuits hydrauliques secondaires, alimentés par des accumulateurs,

3.2 Description des modèles

permettant de freiner l'avion en cas de panne d'un (ou des) circuits hydrauliques principaux.

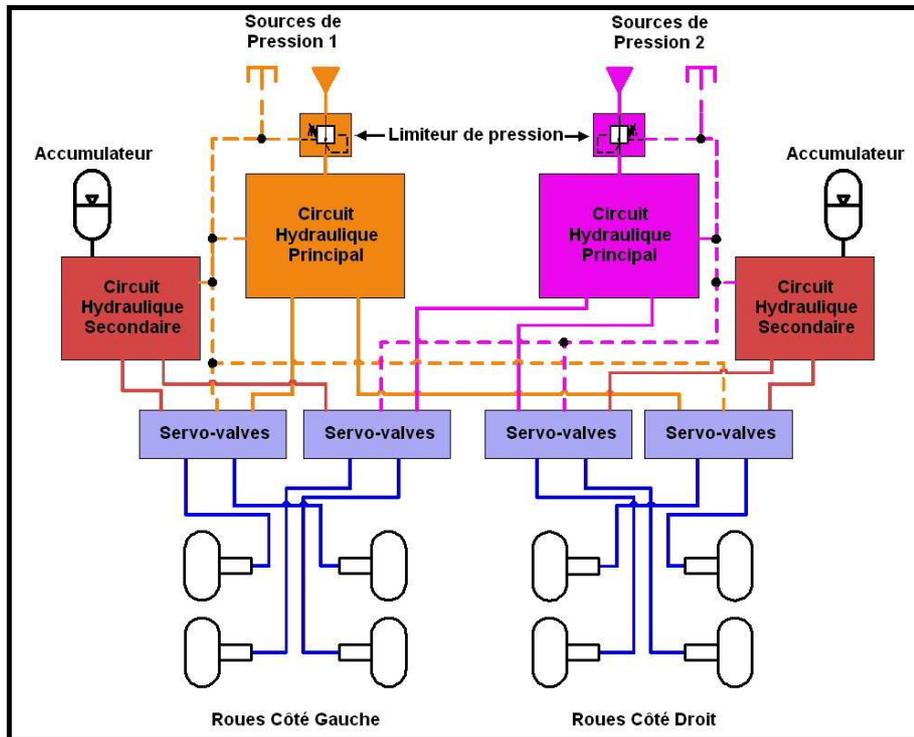


Figure 3-14 : Schéma fonctionnel du système de freinage de l'avion

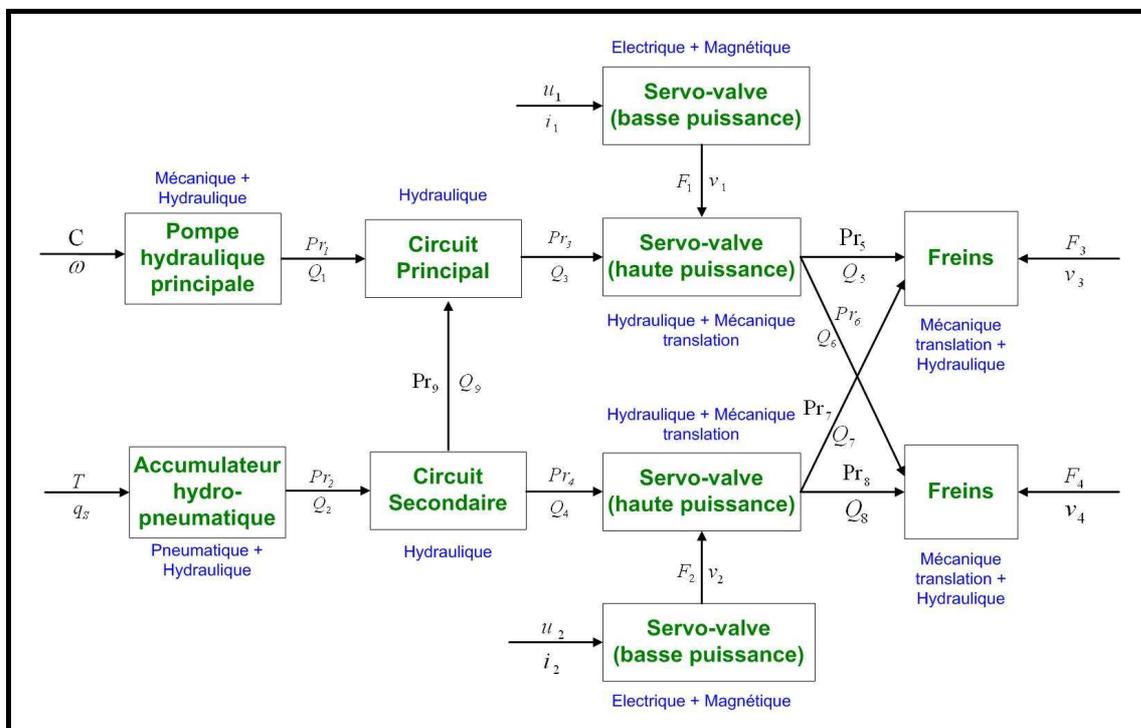


Figure 3-15 : Bond Graph à mots du système de freinage

Les deux photographies de la figure 3-16 suivante présentent en détail un frein d'avion, ainsi que le train principal d'un avion (possédant six roues, et non quatre comme sur le schéma précédent) sur lequel sont fixés une partie des composants du système de freinage, le reste se trouvant dans la soute.

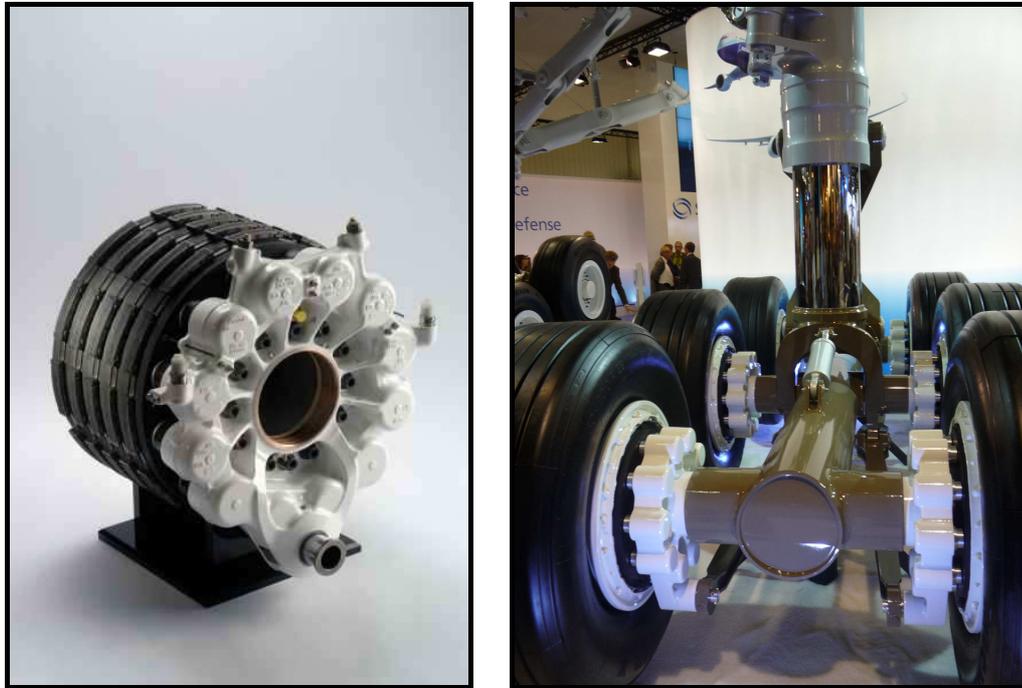


Figure 3-16 : Photographies d'un frein et d'un train principal d'un avion

Comme pour le système d'orientation présenté dans le paragraphe 3.2.3, le modèle du système de freinage est un modèle de type boîte blanche très détaillé. Les composants utilisés prennent en compte les effets de compressibilité et d'inertie hydraulique, ou encore les éventuels phénomènes de cavitation. La partie mécanique modélise, entre autre, les actionneurs et la raideur des disques de freins. En réalité, ce système est entièrement symétrique, donc seule la moitié de celui-ci sera modélisée, prenant en compte les éléments suivants :

- Une source de pression (élément Se)
- Un limiteur de pression (élément R)
- Un accumulateur (élément C)
- Un circuit principal (éléments R, C et I)
- Un circuit secondaire (éléments R, C et I)
- Deux blocs servo-valves (éléments R, C et I)
- Quatre roues et freins (éléments R, C et I)

3.2 Description des modèles

Ce modèle comporte finalement 409 composants énergétiques, et 352 variables d'état. Le modèle ainsi obtenu est commandé via les courants de commande envoyés aux blocs servo-valves (les entrées du système) et les sorties observées sont la pression que l'on obtient dans les freins. Nous l'avons testé sur un scénario représentant une phase de freinage ; le temps de calcul obtenu est de l'ordre de 1 heure pour 60 secondes simulées. Bien que ce modèle présente des temps de calcul plus raisonnables par rapport au modèle du système d'orientation décrit précédemment (cf. § 3.2.3), celui-ci nécessite tout de même d'être simplifié pour être utilisé dans d'autres phases du cycle en V.

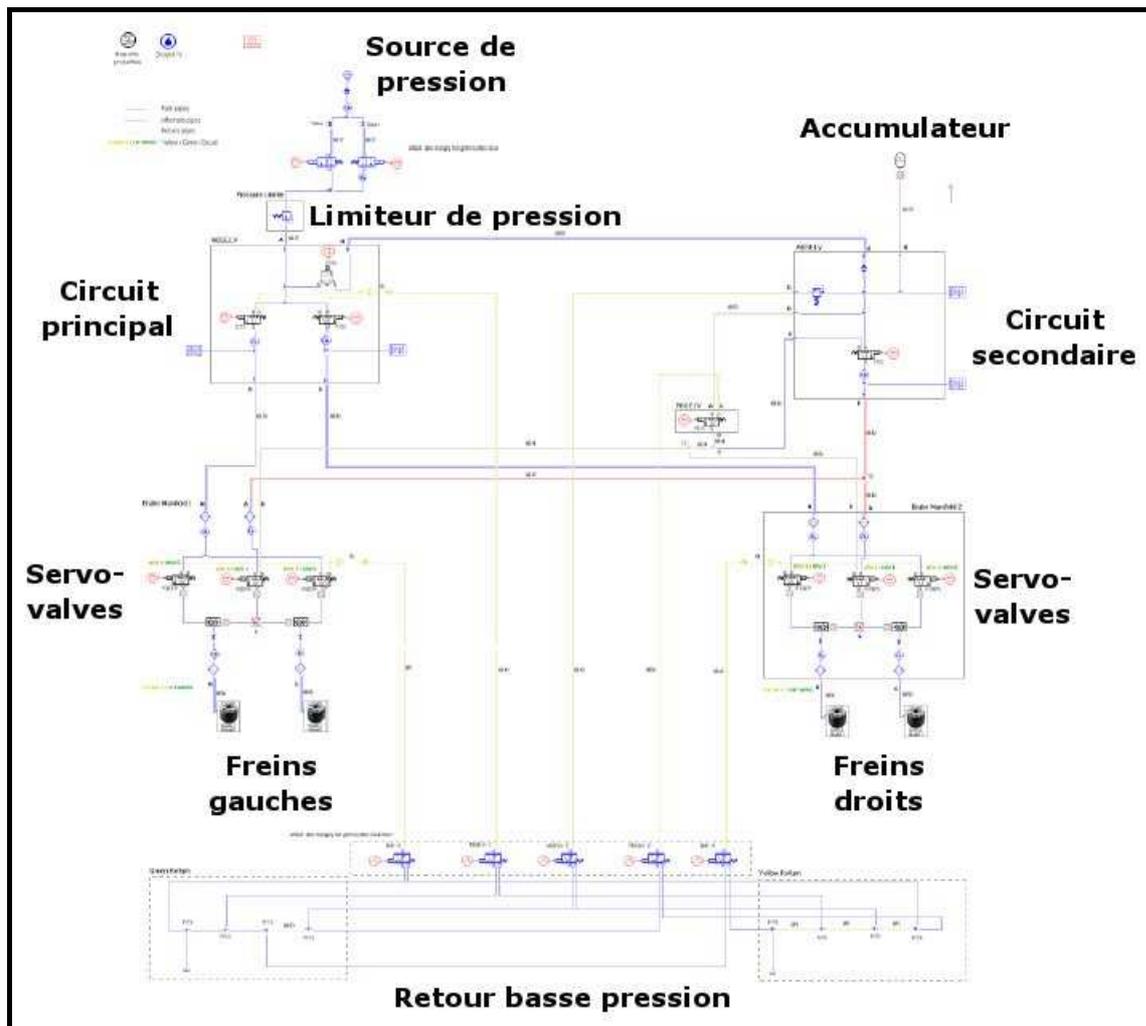


Figure 3-17 : Modèle du système de freinage de l'avion

La figure 3-17 ci-dessus montre le schéma « macroscopique » du modèle de freinage ; nous y retrouvons les différents éléments cités précédemment tels que la source de pression hydraulique, le limiteur de pression, le circuit hydraulique principal, etc. La figure 3-18 ci-dessous présente des résultats issus de la simulation de ce modèle : le courant de commande d'une servo-valve avec la pression générée dans le frein

correspondant, ainsi que la puissance hydraulique instantanée dépensée lors de ce freinage avec l'énergie accumulée qui en découle.

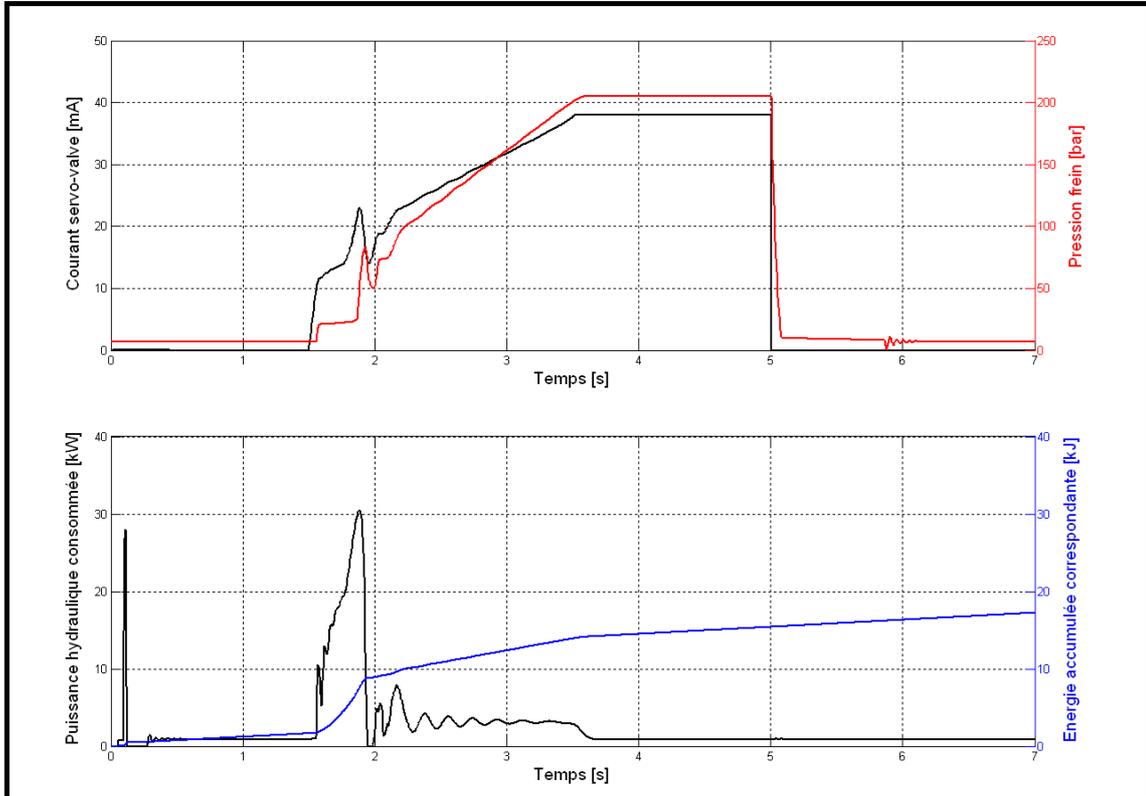


Figure 3-18 : Exemple de résultats de simulation du modèle de freinage

3.3. Analyse énergétique des modèles d'orientation et de freinage

Les modèles qui sont utilisés dans cette étude étant décrits, nous allons appliquer dans ce paragraphe 3.3 les différents outils d'analyse énergétique développés dans le premier chapitre de ce mémoire. En effet, l'introduction d'une variable « Puissance Instantanée » et l'établissement du bilan d'énergie nous permet de renforcer à la fois la validité du modèle et la compréhension de celui-ci par l'utilisateur. Il est ensuite possible de cibler rapidement les composants les plus dissipatifs par exemple, mettant ainsi en évidence une amélioration possible du système (ou une « erreur de modélisation »). Enfin, l'accès au rendement du système permet la mise en place d'une phase d'optimisation de son efficacité énergétique et/ou de son utilisation dans le but de réduire sa consommation d'énergie.

3.3.1 Le système d'orientation

Afin d'analyser ce système d'orientation des roues du train avant, nous commençons par déterminer le signal d'excitation de ce modèle de type « SISO ». Nous détaillerons ensuite dans le paragraphe 3.3.1.2 la mise en place et le calcul du bilan de puissance et d'énergie. Notre outil permet l'affichage des résultats sous forme d'histogrammes, ce qui facilite l'étude énergétique des composants (cf. § 3.3.1.3). Nous terminerons l'analyse de ce système d'orientation par un paragraphe présentant son rendement.

3.3.1.1 Choix du signal d'excitation

Pour cette étude énergétique du système d'orientation, nous utilisons un scénario typique d'excitation fourni par l'avionneur dans le but de déterminer les performances du système. Il s'agit d'une succession de deux virages de +75 degrés à -75 degrés, avec des paliers de 5 secondes. Sur la figure 3-19 ci-après nous superposons cette consigne angulaire à la réponse du système simulé, c'est à dire l'angle de braquage des roues du train avant :

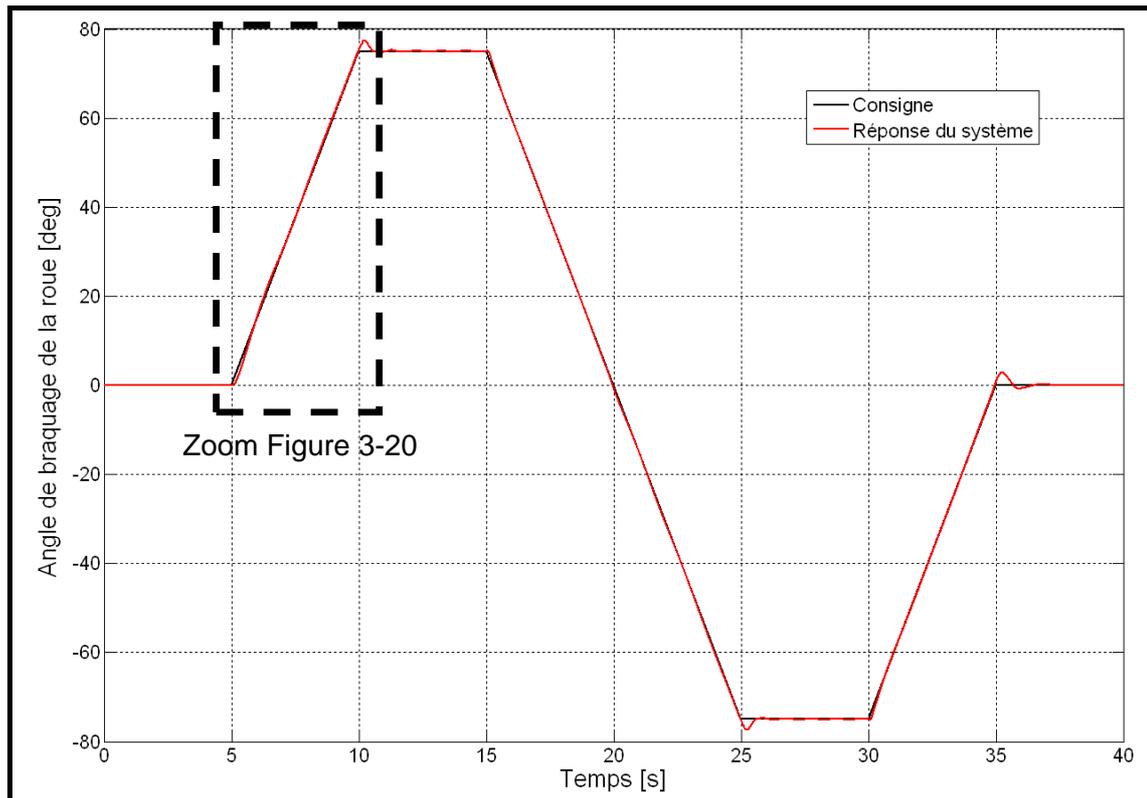


Figure 3-19 : Comparaison de la consigne angulaire appliquée au système (scénario d'entrée en noir) et sa réponse temporelle (sortie observée en rouge)

L'étude de la réponse temporelle nous permet dans un premier temps de dire que le système réagit correctement, puisque l'angle de braquage des roues suit bien la consigne imposée en entrée du modèle. Sur l'agrandissement présenté par la figure 3-20 suivante, les performances du système sont davantage quantifiables ; celles-ci dépendent du système mais également du paramétrage de la partie régulation (ici, un « PID »). Nous pouvons observer un petit dépassement de consigne, puis une erreur statique nulle (due à la partie « Intégrateur » de la régulation).

Les résultats de cette simulation apparaissent suffisamment représentatifs pour pouvoir y appliquer les outils d'analyse énergétique que nous avons développés et présentés dans la première partie de ce mémoire. Le paragraphe 3.3.1.2 suivant détaille la mise en place du bilan de puissance et d'énergie, puis les résultats obtenus.

3.3 Analyse énergétique des modèles d'orientation et de freinage

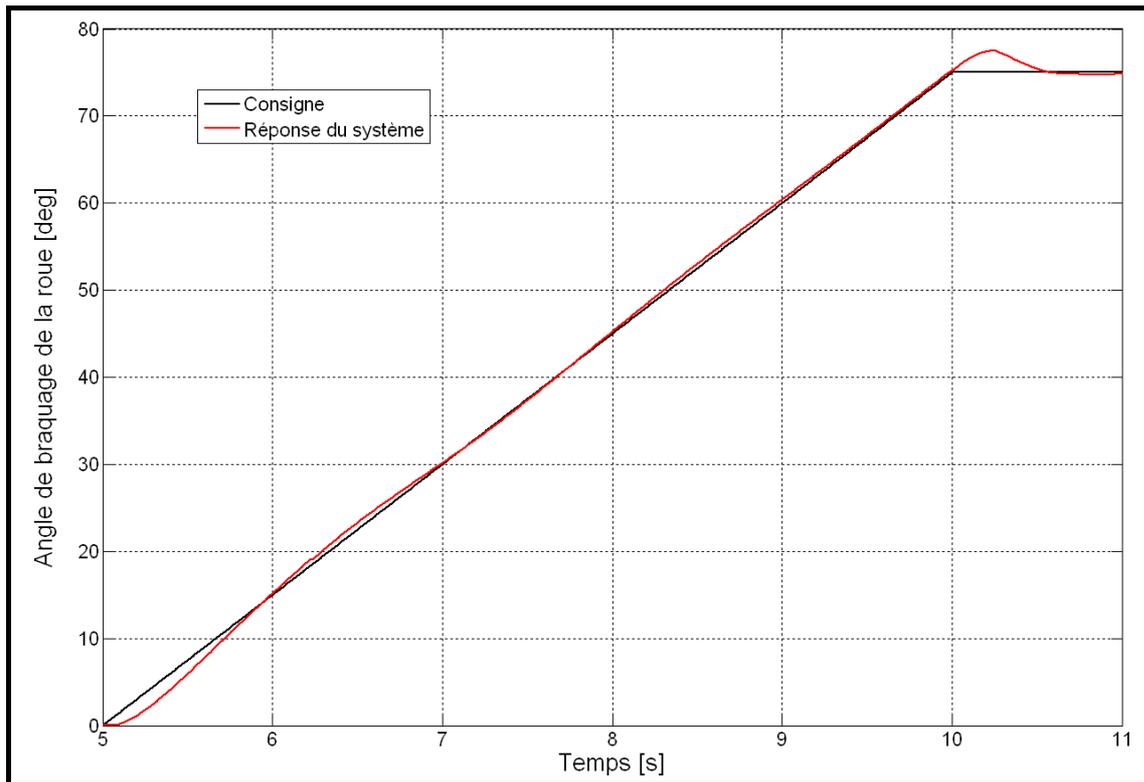


Figure 3-20 : Comparaison de la consigne angulaire appliquée au système (en noir) et de sa réponse temporelle (en rouge) - Agrandissement

3.3.1.2 Bilan de puissance et d'énergie

Afin de mettre en place le bilan de puissance et d'énergie de ce modèle, il faut d'abord déterminer les limites du système en termes de sources et de pertes de puissance. Reprenons avec la figure 3-21 ci-après la description du système d'orientation que nous avons donnée dans le paragraphe 3.2.3 :

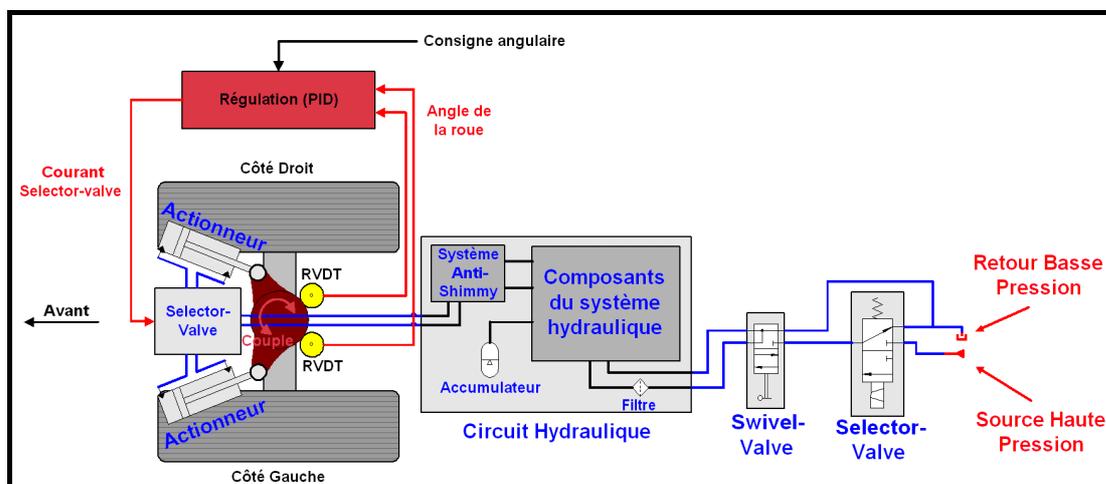


Figure 3-21 : Schéma fonctionnel du système d'orientation avec sa partie « Régulation »

Nous modélisons en premier lieu la source dite « Haute Pression » ; il s'agit de l'unique source de puissance du système (issue de l'avion) et doit donc être ajoutée dans le bilan de puissance positivement (c'est un gain de puissance pour le système). Au contraire, le « Retour Basse Pression » permet d'évacuer le fluide qui ne contient quasiment plus d'énergie ; il s'agit d'une perte de puissance pour le système et sera donc comptée négativement. De plus, le système fournit un couple qui est appliqué sur la partie tournante du train avant, afin d'orienter les roues, en contrant notamment les forces dues au contact pneu / piste. Ce couple est une perte de puissance pour le système et sera donc comptée négativement dans le bilan de puissance. Enfin, il ne faut pas oublier que nous avons pris en compte la partie régulation du système (le « PID ») dans notre modèle. Celui-ci nous permet de générer un courant électrique adapté qui commande la selector-valve en fonction de l'angle des roues. Ce courant électrique, qui pilote le déplacement du tiroir de la selector-valve, est une entrée de puissance pour le système.

Le bilan de puissance et d'énergie, tel que nous l'avons implémenté, est quasi-automatique ; seules les sources et les pertes externes de puissance doivent être précisées pour les ajouter au bilan du système (comptées positivement ou négativement). Les calculs ne durent alors que quelques secondes et permettent d'obtenir les courbes présentées dans les figures 3-22 et 3-23 suivantes :

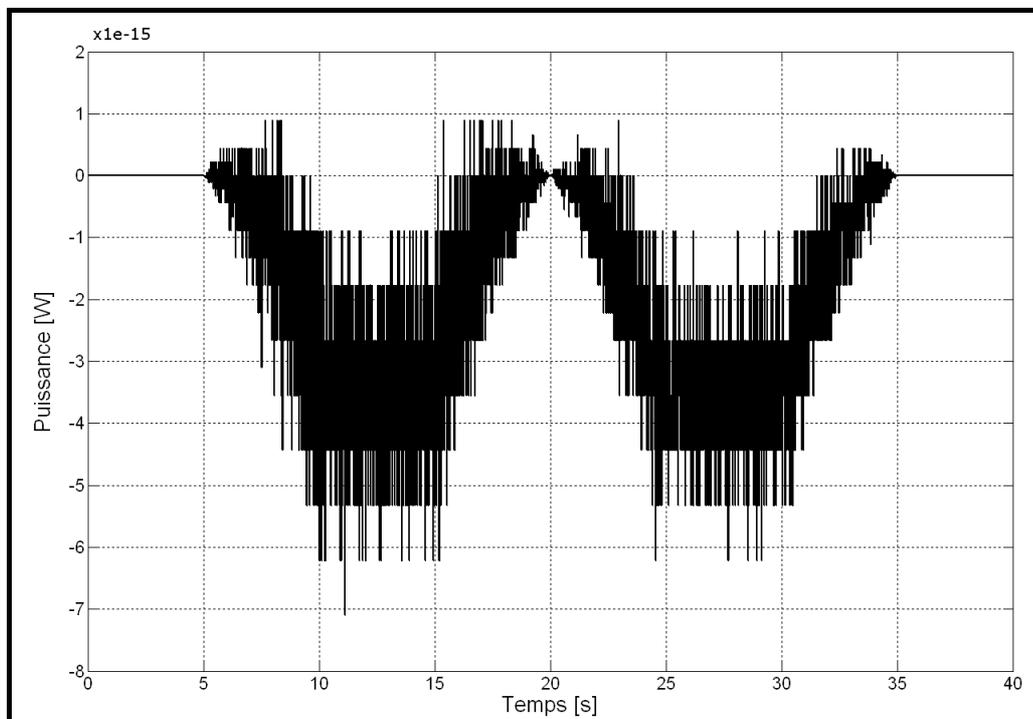


Figure 3-22 : Bilan de puissance du système d'orientation

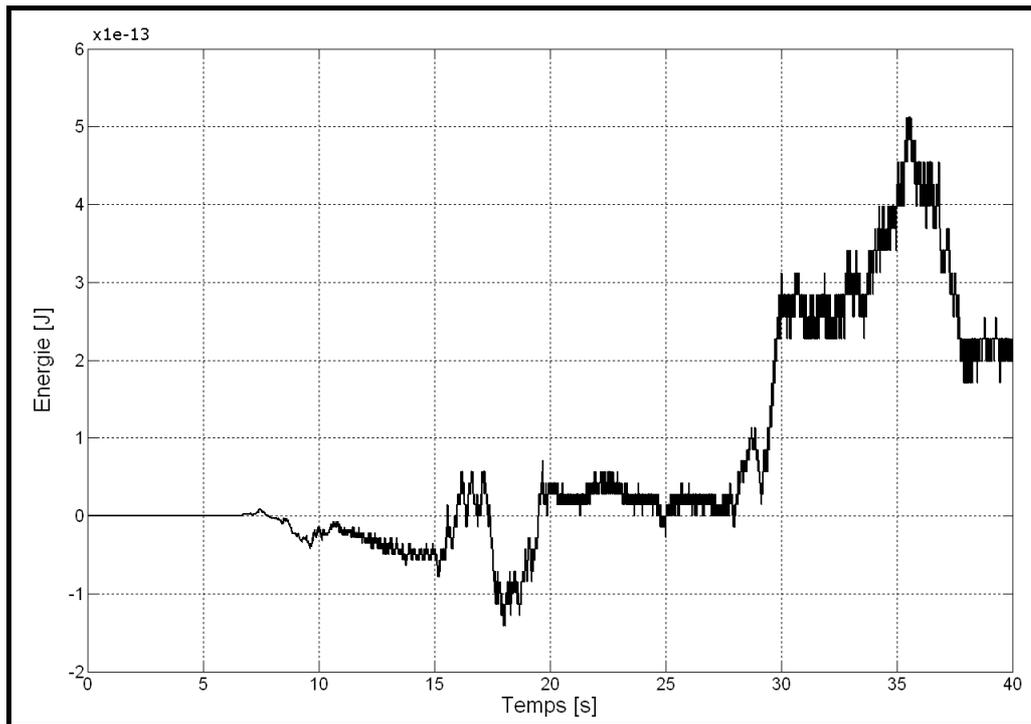


Figure 3-23 : Bilan d'énergie du système d'orientation

Les deux graphiques précédents présentent un bilan de puissance et d'énergie respectivement en « $1e-15$ » Watt et en « $1e-13$ » Joule ; l'allure des courbes est due au phénomène de troncature dans les calculs. Nous pouvons donc conclure que ces bilans sont nuls. Cela signifie que le modèle est correctement construit d'un point de vue énergétique, et que l'utilisateur a compris où se trouvait les différentes sources ou pertes de puissance.

Ces résultats ont été obtenus en ajoutant une variable « Puissance Instantanée » dans chaque composant ; le programme développé nous permet d'obtenir ces bilans, mais également de nombreux renseignements énergétiques sur tous les composants du modèle. Une nouvelle analyse, présentée dans le paragraphe 3.3.1.3 qui suit, est alors possible.

3.3.1.3 Analyse des composants

Cette analyse est basée sur de nouvelles considérations énergétiques, concernant les résultats de la simulation numérique. Il est possible grâce à notre plate-forme de prototypage virtuel multiphysique et aux outils d'analyse implémentés, de distinguer le domaine physique ainsi que le type d'énergie lié aux composants (dissipatif, capacitif ou inertiel). L'« Interface Homme Machine » développée nous permet notamment

d'afficher sous forme d'histogrammes les caractéristiques énergétiques des composants. L'exemple de la figure 3-24, concernant uniquement les composants hydrauliques dissipatifs, présente les caractéristiques suivantes :

- Histogramme du haut : puissance minimale (en bleu), puissance moyenne (en vert) et puissance maximale (mais celle-ci est toujours nulle avec notre convention de signe puisqu'il s'agit d'éléments dissipatifs)
- Histogramme du bas : énergie minimale (en bleu), énergie moyenne (en vert) et énergie maximale (mais celle-ci est toujours nulle)

Ce type d'histogramme permet de détecter rapidement les pertes d'énergie les plus importantes ; sur cet exemple, nous pouvons dire que les composants numéro 1, 2, 3, 4, 63, 76, 77, 82, 89, 90, 91, et 95 présentent soit une puissance soit une énergie (minimale ou moyenne) très grande en valeur absolue par rapport aux autres composants. S'il ne s'agit pas d'une possible « erreur de modélisation » ou de paramétrage, il faut alors se concentrer sur ces composants pour améliorer le rendement du système étudié. Le but est de réduire ces pertes d'énergie sans dégrader les performances du système (ou du moins de manière négligeable).

Parmi les douze composants cités précédemment, neuf d'entre eux appartiennent aux servo-valves ou aux selector-valves du système. C'est un constat bien connu des hydrauliciens ; ce type de sous-système génère de nombreuses pertes de puissance dues aux fuites ou aux petites dimensions des conduites et/ou orifices. En outre, grâce à notre modèle du système d'orientation détaillé, nous pouvons facilement tester d'autres valeurs de dimension, puisque nous travaillons avec des modèles de type boîte blanche. Mais il est difficile d'optimiser ces sous-systèmes sans dégrader les performances de manière non-négligeable.

L'un des composants que nous avons énumérés correspond à une restriction utilisée pour modéliser la source de pression de l'avion ; celle-ci se trouve à la limite du domaine de définition de notre système et ne sera donc pas optimisée dans cette étude. L'avant-dernier composant mis en évidence correspond à un limiteur de pression. C'est un organe de sécurité dont le but est de dissiper l'énergie excédentaire pour éviter de détériorer le système ; aucune optimisation n'est possible ici.

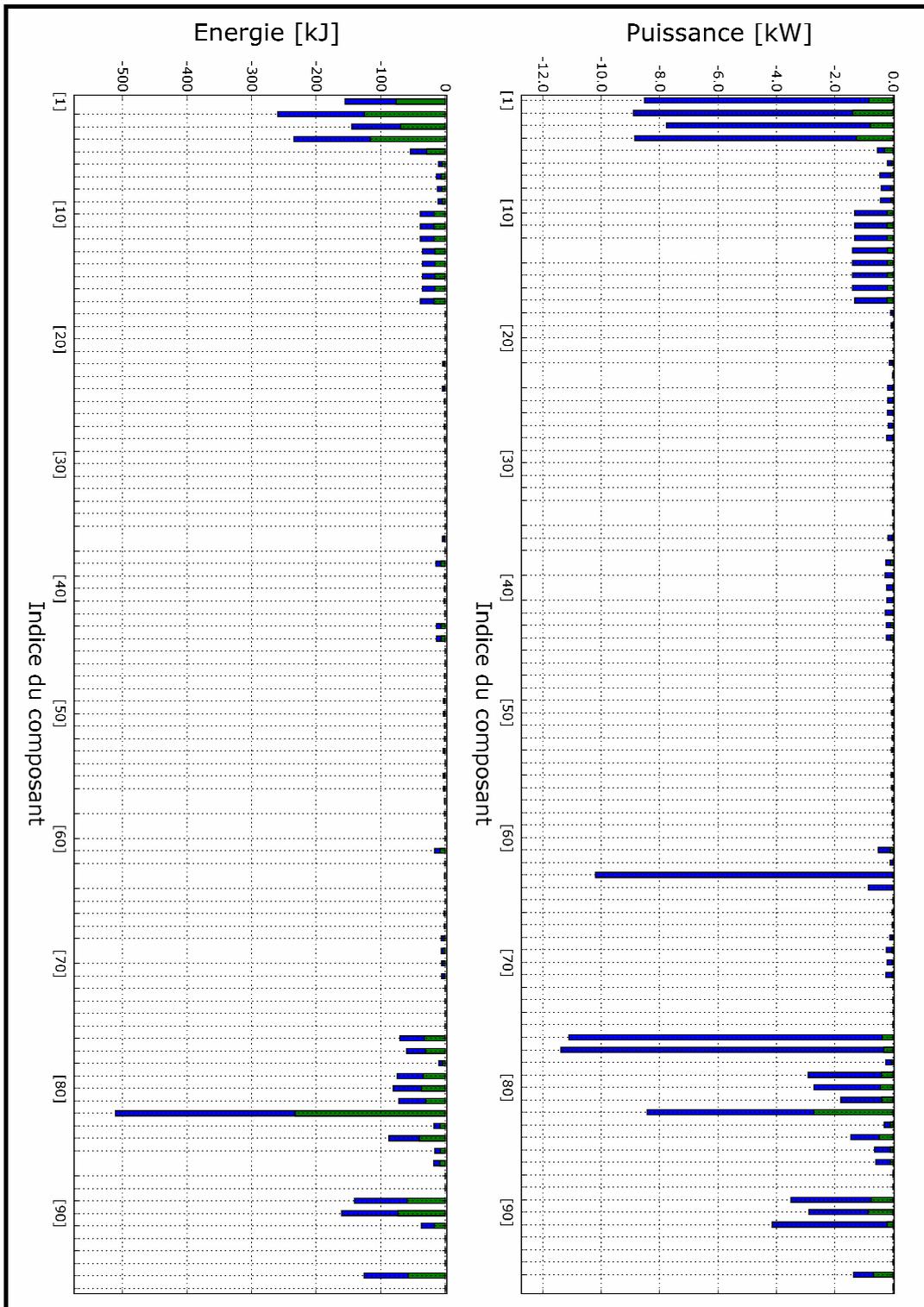


Figure 3-24 : Histogrammes présentant les caractéristiques énergétiques des composants hydrauliques dissipatifs

Enfin, le dernier composant cité correspond à une jonction reliant trois conduites hydrauliques. La perte de charge associée à cette jonction est en réalité calculée à partir de [Idel'cik 1986]. Cette référence nous a permis de cibler d'autres jonctions (forme, diamètre, etc.) pouvant limiter cette perte de charge. Elles ont été testées mais le gain obtenu sur le rendement du système ne fut pas significatif. A partir de cet exemple, nous pouvons conclure que le modèle utilisé ne contient (a priori) aucune « erreur de modélisation » ; les composants analysés ne permettent pas un gain significatif sur le rendement du système, présenté dans le paragraphe suivant.

3.3.1.4 Rendement du système

Le dernier aspect directement accessible via nos outils d'analyse énergétique est le rendement du système. Celui-ci est calculé de manière globale, par exemple grâce aux courbes de la figure 3-25 suivante :

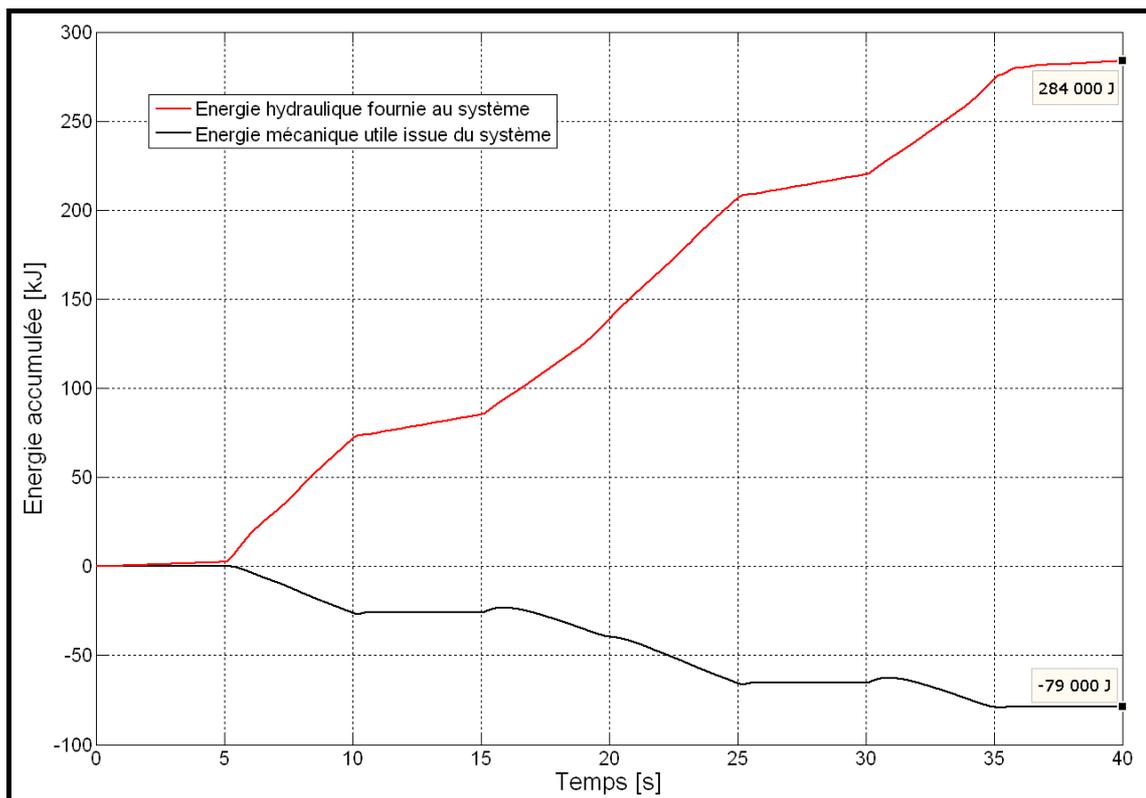


Figure 3-25 : Comparaison de l'énergie hydraulique accumulée fournie au système d'orientation et de l'énergie mécanique accumulée utile, issue de ce système

Sur le graphique précédent, nous avons affiché l'énergie accumulée au cours de la simulation de la source hydraulique (« Haute Pression ») qui fournit la puissance au système, et du couple mécanique utilisé pour orienter les roues du train avant. Nous ne prenons pas en compte

l'énergie apportée par la partie régulation (le courant de commande de la selector-valve) ; celle-ci ne représente au final que quelques Joule et est donc clairement négligeable. Concernant le « Retour Basse Pression », il ne s'agit pas d'une source de puissance pour le système, ni d'une perte « utile » ; nous n'en tenons donc pas compte dans le calcul du rendement du système, qui finalement vaut :

$$\eta = \frac{79000}{284000} \times 100 = 28 \% \quad (3-9)$$

Le rendement calculé correspond à l'ordre de grandeur présenté dans le paragraphe 1.5.2.2, lors de la comparaison des différents systèmes d'orientation des roues du train avant d'un avion. Cette efficacité énergétique est due aux nombreuses pertes de puissance dans le circuit hydraulique, notamment au niveau des selector-valves et des servo-valves. Par contre, comme nous l'avons déjà dit dans la première partie de ce mémoire, l'utilisation de source de puissance hydraulique permet de fournir un couple d'orientation plus important qu'une source de puissance électrique par exemple.

Nous avons déterminé ce rendement à partir d'un scénario spécifique fourni par l'avionneur ; il est malheureusement impossible de mettre en place une phase d'optimisation du système et/ou de l'utilisation de celui-ci du point de vue de sa consommation d'énergie. En effet, une telle optimisation nécessite de nombreuses itérations qui sont ici incompatibles avec les temps de calcul très importants nécessaires à cette simulation (avec ce modèle complexe). Dans ce cas, l'optimisation du système se fera par l'analyse énergétique des composants, ce que nous avons fait dans le paragraphe 3.3.1.3 précédent. L'optimisation de l'utilisation du système se fera, quant à elle, avec un modèle réduit présentant de petits temps de calcul qui seront plus adaptés à ce type d'étude, sous réserve que l'efficacité énergétique soit conservée.

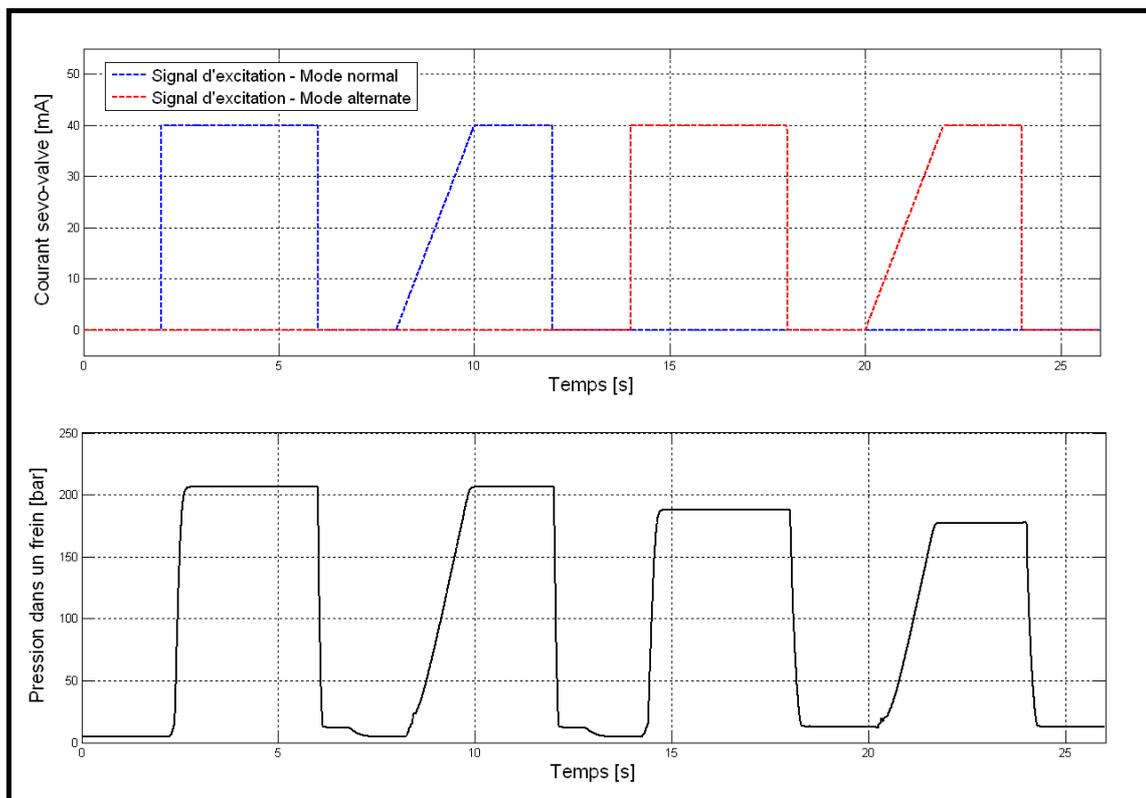
3.3.2 Le système de freinage

Nous abordons maintenant dans ce paragraphe l'analyse du système de freinage. Nous procédons de la même manière que pour l'analyse du système d'orientation : nous commençons par déterminer le signal d'excitation « typique » de ce modèle. Une fois les calculs effectués, nous appliquons nos outils d'analyse énergétique pour obtenir le bilan de puissance et d'énergie, les caractéristiques énergétiques de chaque composant, et enfin le rendement du système.

3.3.2.1 Choix du signal d'excitation

Pour étudier ce système de freinage, nous utilisons un signal d'excitation typique. Il s'agit d'une série de deux freinages reflétant les « appuis pédales » du pilote. Le modèle utilisé prend en compte le fonctionnement normal du système (sources de pression issues de l'avion), mais également le fonctionnement dit « alternate » en cas de panne (utilisation des accumulateurs hydrauliques). Nous appliquons donc un signal présentant un premier échelon puis une rampe en mode normal, suivi de la même excitation en mode « alternate ».

Il est important de noter que ce système de freinage est un système dit « MIMO » (six courants de commande au total en entrée pour quatre pressions de frein en sortie). Malgré tout, pour simplifier l'étude de ce système de freinage, nous décidons d'appliquer le même signal d'excitation sur toutes les servo-valves (ce qui correspond au cas le plus « consommateur »). Le graphique de la figure 3-26 ci-après représente le signal d'excitation utilisé ainsi que la réponse temporelle (la pression dans un frein) du système modélisé.



Sur le graphique précédent, nous constatons dans un premier temps que la réponse temporelle du modèle reflète relativement bien la consigne imposée par les signaux d'excitation. Nous retrouvons donc l'allure des échelons et des rampes dans l'évolution de la pression. Notons qu'ici, un seul frein est représenté, mais tous possèdent (quasiment) la même réponse temporelle. Le second point important est de noter qu'en mode « alternate », la pression stabilisée maximale est plus faible qu'en mode normal. Cela s'explique par le fait que la source hydraulique de puissance n'est plus alors issue de l'avion, mais d'un accumulateur hydraulique. Les débits et les pressions disponibles sont donc plus faibles, et vont diminuer au fur et à mesure de son utilisation : le circuit hydraulique présente des fuites qui vont vider l'accumulateur petit à petit. C'est pourquoi nous observons une pression stabilisée maximale plus faible lors du second « appui pédale » entre 20 et 25 secondes par rapport au premier échelon entre 14 et 18 secondes.

3.3.2.2 Bilan de puissance et d'énergie

Comme pour le modèle d'orientation, nous devons déterminer les limites du système étudié (les entrées et les sorties de puissance) afin de mettre en place son bilan de puissance et d'énergie. Nous avons modélisé la source dite « Haute Pression » issue de l'avion ; il s'agit de la source de puissance utilisée en fonctionnement normal pour ce système de freinage. Cette puissance est donc comptée de manière positive dans le bilan. Le « Retour Basse Pression » modélisé correspond quant à lui à une perte pour ce système, et est donc compté négativement dans le bilan. Nous devons ensuite prendre en compte les signaux d'excitation correspondant en réalité aux courants de commande des servo-valves. Il s'agit de sources de puissance pour le système ; elles seront donc comptées positivement dans le bilan. Il en est de même pour le composant modélisant l'accumulateur hydraulique : il s'agit de l'unique source de puissance pour ce système en mode « alternate ». Enfin, nous utilisons le programme développé en Python pour automatiser les calculs afin d'obtenir les bilans de puissance et d'énergie présentés par les figures 3-27 et 3-28 suivantes :

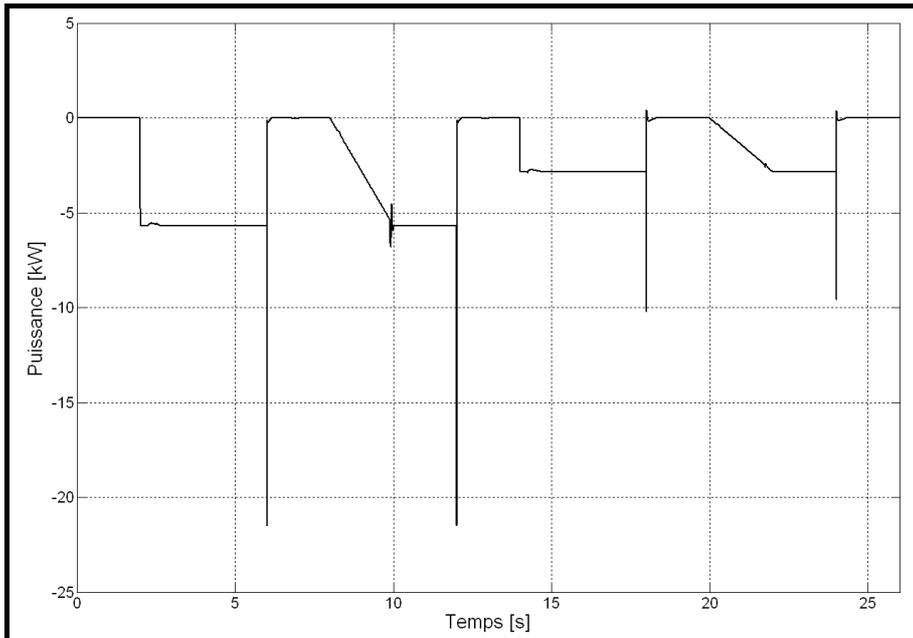


Figure 3-27 : Bilan de puissance du système de freinage

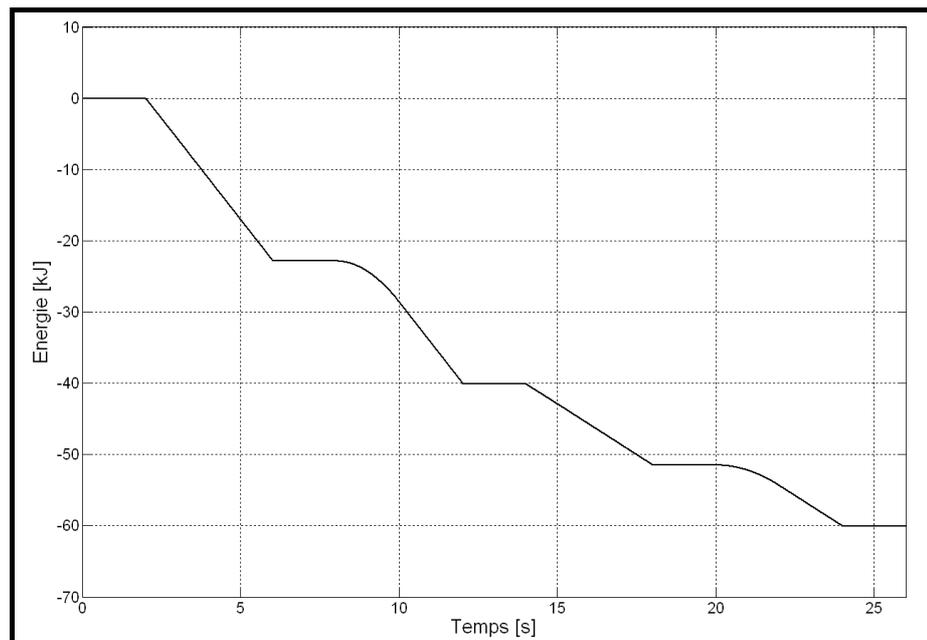


Figure 3-28 : Bilan d'énergie du système de freinage

Ces bilans ne sont clairement pas nuls ; trois causes sont alors possibles :

- Toutes les entrées ou sorties de puissance du système ne sont pas prises en compte. Ce n'est pas le cas ici : le système est très détaillé, mais il est peu complexe au niveau de ses entrées et de ses sorties de puissance. Elles ont bien toutes été prises en compte.

- Le modèle ne respecte pas le principe de conservation de l'énergie énoncé dans la première partie de ce mémoire. Là encore ce n'est pas possible : notre plate-forme (utilisant le logiciel AMESim) est basée sur le formalisme Bond Graph. Tous les transferts de puissance du modèle respectent donc ce principe.
- Le calcul de la variable « Puissance Instantanée » est faux pour au moins un composant du modèle.

Cette dernière possibilité est vraisemblablement celle à retenir ; mais il est difficile de trouver le ou les composants responsables de ce problème parmi les 409 du modèle. Nous utilisons donc les outils d'analyse présentés dans le paragraphe 3.3.2.3 suivant pour étudier l'aspect énergétique des différents composants.

3.3.2.3 Analyse des composants

Au vu du bilan de puissance de la figure 3-27, nous avons fait l'hypothèse que le ou les composants présentant une erreur dans le calcul de la variable « Puissance Instantanée » étaient des composants dissipatifs. En effet, les composants capacitifs ou inertiels présentent généralement des puissances positives et négatives ; seuls les composants dissipatifs présentent une puissance uniquement négative ou nulle. Nous utilisons maintenant notre « Interface Homme-Machine » pour afficher les caractéristiques des composants dissipatifs, en fonction de leur domaine physique.

Les figures 3-29, 3-30 et 3-31 présentent donc les caractéristiques suivantes :

- Histogramme du haut : puissance minimale (en bleu), puissance moyenne (en vert) et puissance maximale (mais celle-ci est toujours nulle avec notre convention de signe puisqu'il s'agit d'éléments dissipatifs)
- Histogramme du bas : énergie minimale (en bleu), énergie moyenne (en vert) et énergie maximale (mais celle-ci est toujours nulle)

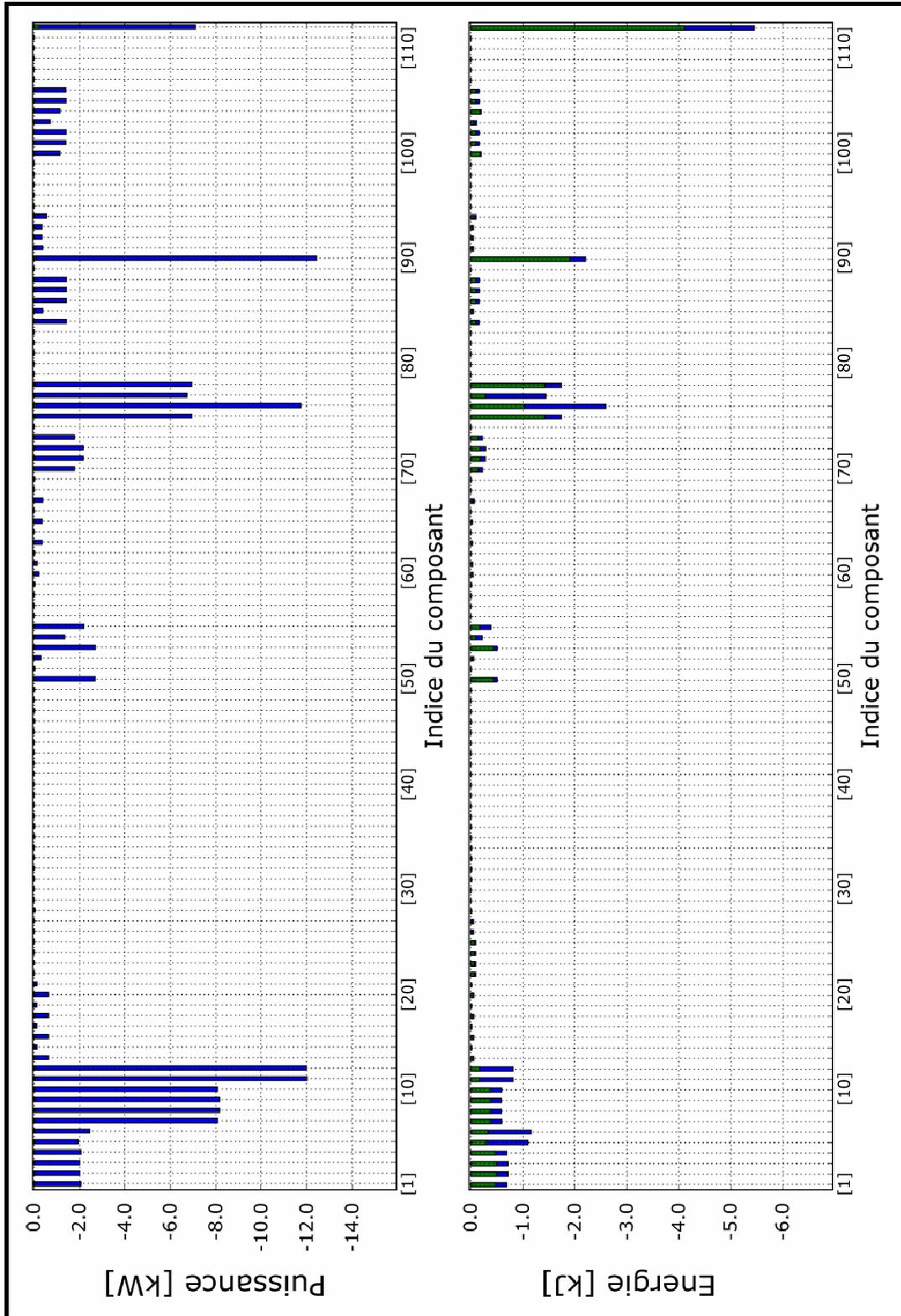


Figure 3-29 : Histogrammes présentant les caractéristiques énergétiques des composants hydrauliques dissipatifs

3.3 Analyse énergétique des modèles d'orientation et de freinage

Parmi les 111 composants hydrauliques dissipatifs de la figure 3-29, douze d'entre eux présentent des valeurs de puissance et/ou d'énergie très importantes par rapport aux autres composants du système modélisé. Là encore, comme pour le système d'orientation, dix de ces composants font partie des servo-valves et selector-valves du système de freinage. Le onzième composant détecté correspond à une restriction permettant de modéliser la source de pression issue de l'avion. Celui-ci se trouve en limite de système et ne sera donc pas pris en compte. Le dernier composant est le limiteur de pression qui se trouve juste après la source de pression de l'avion. Celui-ci ne peut pas être optimisé d'un point de vue énergétique puisqu'il est issu de la différence de pression entre la pression de la source de puissance hydraulique avion et la pression de fonctionnement du système de freinage.

Après analyse, tous les composants hydrauliques dissipatifs présentent des caractéristiques cohérentes avec le système de freinage, et ne sont donc pas en cause dans le calcul (faux) des bilans de puissance et d'énergie. Nous continuons alors notre démarche avec les caractéristiques énergétiques des composants dissipatifs mécaniques, décrits par la figure 3-30 suivante :

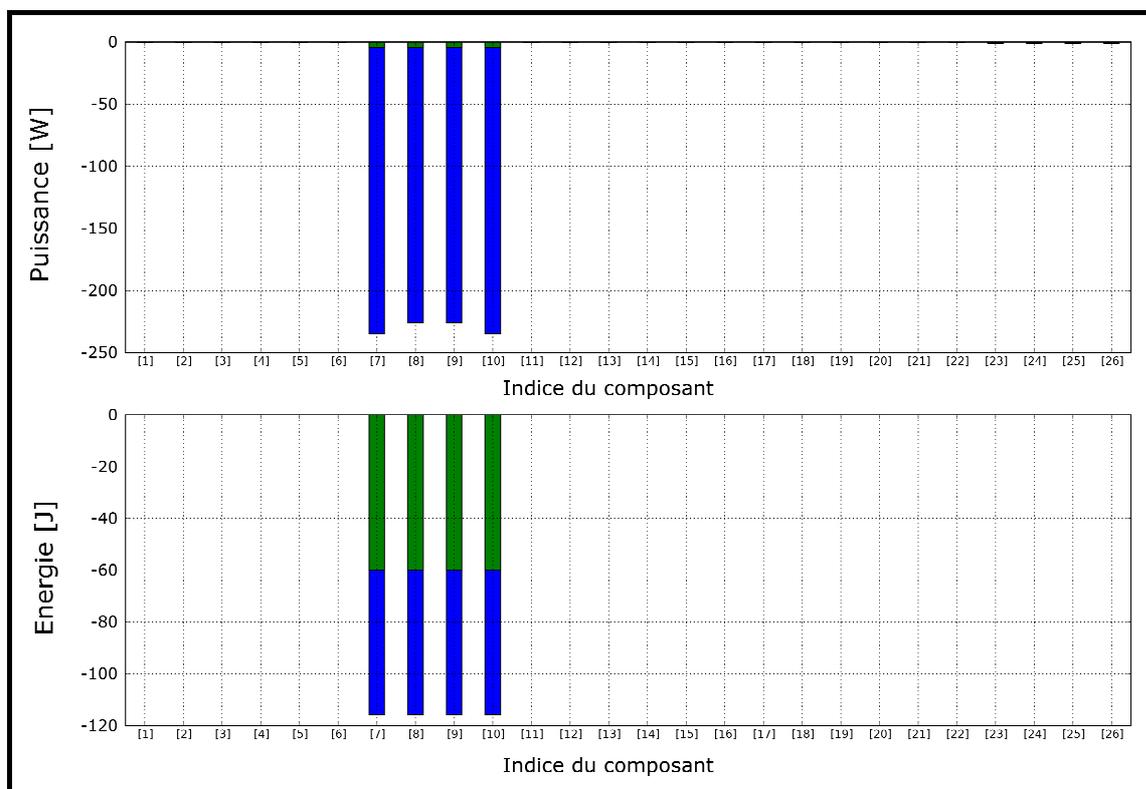


Figure 3-30 : Histogrammes présentant les caractéristiques énergétiques des composants mécaniques dissipatifs

Les puissances et les énergies mises en jeu par ces composants mécaniques dissipatifs sont très faibles voire totalement négligeables. D'ailleurs, 22 des 26 composants seront vraisemblablement négligés dans la réduction de ce modèle de freinage, présentée dans le paragraphe 3.4.2. Nous pouvons donc en déduire que ce ne sont pas ces composants qui sont en cause dans les bilans de puissance et d'énergie du système. Nous poursuivons notre démarche avec les éléments dissipatifs électriques :

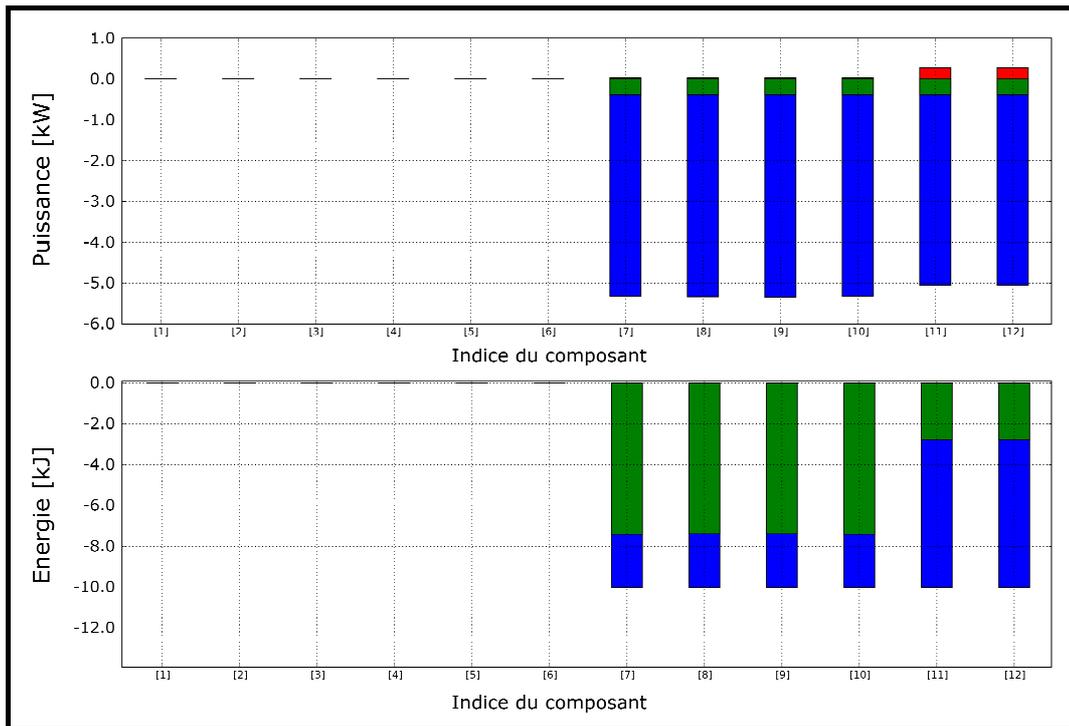


Figure 3-31 : Histogrammes présentant les caractéristiques énergétiques des composants électriques dissipatifs

Sur les histogrammes de la figure 3-31 précédente, deux problèmes importants peuvent être observés :

- Les deux derniers composants présentent des puissances maximales positives (en rouge). Or cela n'est normalement pas possible avec la convention de signe que nous avons définie dans la première partie de ce mémoire (cf. § 1.4.2.3). Il y a donc une erreur dans le calcul de la puissance de ces deux derniers composants.
- Les six derniers composants présentent des puissances et des énergies en « kW » et en « kJ ». Tous ces composants électromagnétiques correspondent à l'étage basse puissance des servo-valves du modèle. Or, les puissances réellement mises en jeu ne devraient être que de quelques Watt. Il y a donc une erreur

3.3 Analyse énergétique des modèles d'orientation et de freinage

importante dans le calcul de la variable « Puissance Instantanée » de ces composants.

Après analyse, ces six composants correspondent aux bobines électromagnétiques de l'étage basse puissance des servo-valves. Celles-ci présentent des dissipations électriques dues à la résistance de la bobine. Nous pouvons donc calculer la puissance réellement dissipée par effet Joule par la formule de l'équation (3-10) suivante :

$$P_{dissipative} ('bobine') = R \times I^2 \quad [W] \quad (3-10)$$

La figure 3-32 ci-dessous présente une comparaison de la puissance dissipative réellement perdue par une bobine électrique au cours de la simulation (en haut, recalculée avec l'équation (3-10) précédente) avec la puissance instantanée calculée automatiquement par le logiciel AMESim (en bas). Il y a clairement un problème dans le calcul que fait le logiciel puisque celui-ci nous transmet une puissance de plusieurs « kW » alors que la vraie puissance dissipée est seulement de quelques « mW ».

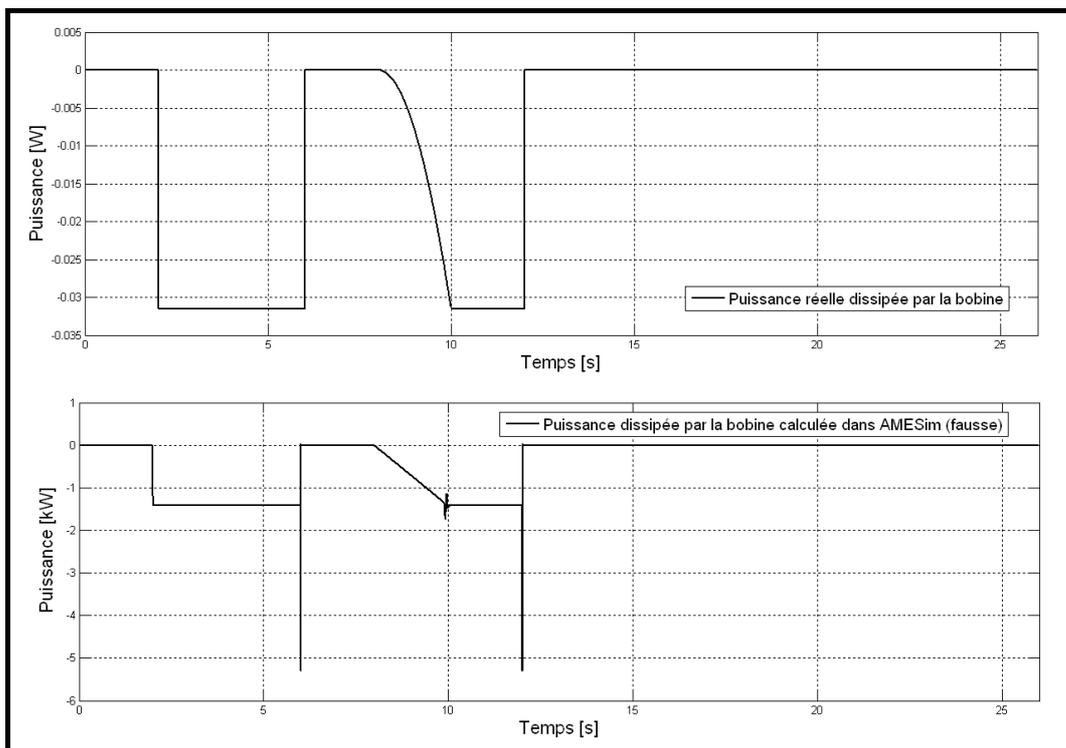


Figure 3-32 : Comparaison de la puissance réellement dissipée par une bobine dans le système avec la valeur calculée par le logiciel AMESim

Après analyse, nous constatons que même après avoir modifié le code des composants électromagnétiques utilisés dans ce modèle de freinage, les valeurs de « Puissances Instantanées » calculées sont fausses. Nous

avons remonté ce problème à l'éditeur du logiciel AMESim qui ne nous a toujours pas répondu à ce jour.

Nous avons ensuite recalculé les bilans de puissance et d'énergie en utilisant les valeurs corrigées des pertes de puissance par effet Joule des six bobines ; les résultats présentés sur les figures 3-33 et 3-34 sont bons. Les bilans sont respectivement en « $1e-12$ » et « $1e-10$ », et peuvent donc être considérés comme nuls.

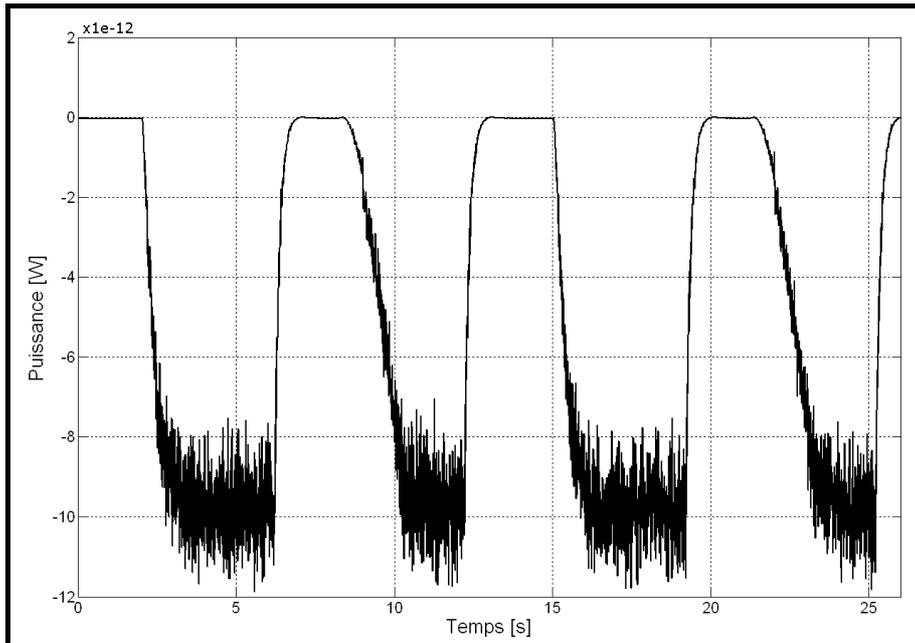


Figure 3-33 : Bilan de puissance corrigé du système de freinage

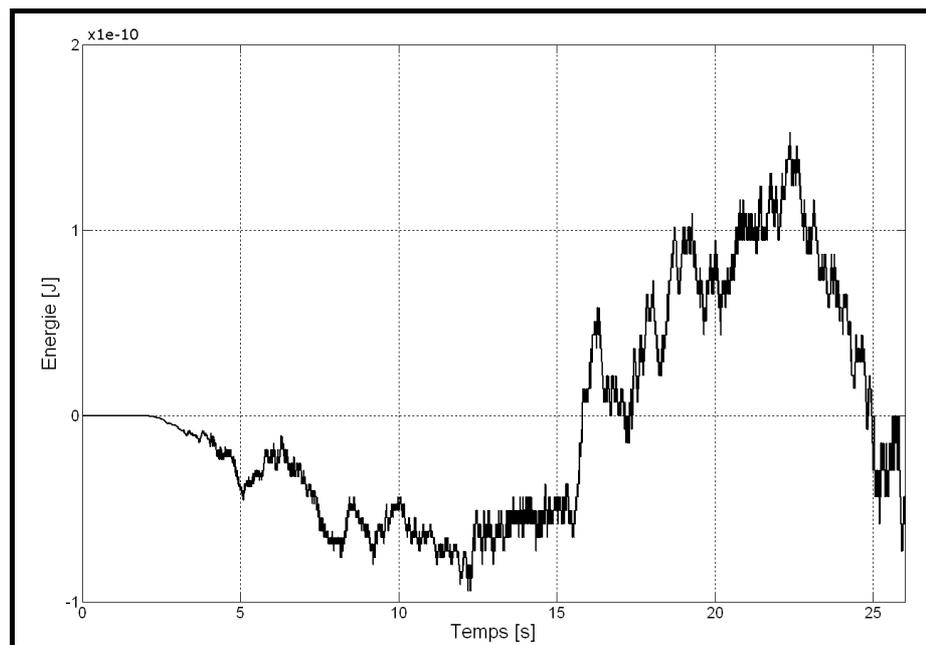


Figure 3-34 : Bilan d'énergie corrigé du système de freinage

3.3 Analyse énergétique des modèles d'orientation et de freinage

Cet exemple nous a permis de mettre en avant les avantages des outils d'analyse que nous avons mis en place dans notre plate-forme de prototypage virtuel multiphysique. Bien que ce problème ne touche que les aspects énergétiques du modèle, notre outil d'analyse a permis d'analyser la cohérence des composants (ici électromagnétiques) et de détecter les erreurs en termes de puissance et d'énergie dans le logiciel AMESim.

3.3.2.4 Rendement du système

Pour cet exemple, il n'est pas possible de calculer un rendement, car toute la puissance des sources de pression hydraulique (issues de l'avion ou de l'accumulateur) sert uniquement à compenser les pertes du circuit hydraulique et des frottements mécaniques du système. Dans ce cas, la méthodologie à appliquer pour améliorer la consommation énergétique du système est de diminuer au maximum les pertes de puissances (hydrauliques et/ou mécaniques) afin de diminuer la consommation d'énergie. La figure 3-35 ci-dessous indique les valeurs d'énergie consommée de référence en mode normal et en mode « alternate » :

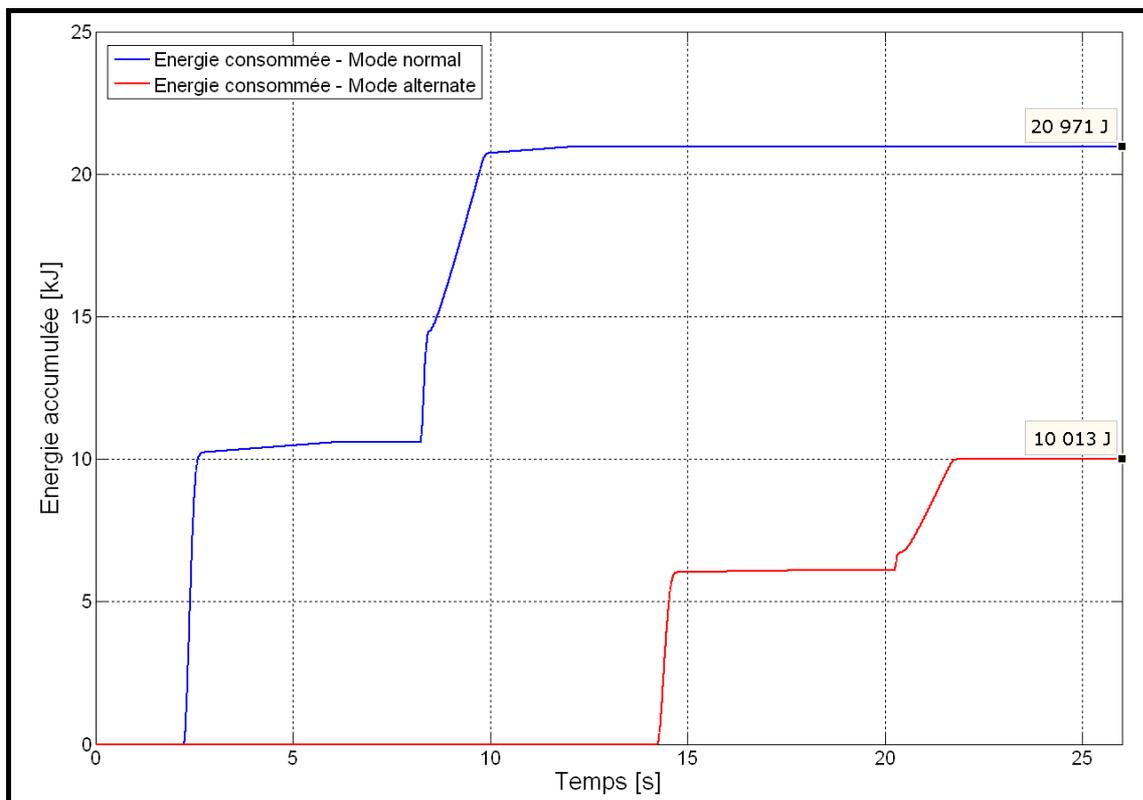


Figure 3-35 : Energie consommée de référence pour le système de freinage en mode normal (en bleu) et en mode « alternate » (en rouge)

Nous avons vu dans le paragraphe 3.3.2.3 que la majorité des pertes de puissance était due aux composants hydrauliques ; l'utilisateur devra donc se concentrer sur ce domaine physique pour réduire significativement la consommation d'énergie de ce système de freinage. Mais, comme pour le système d'orientation, les temps de calcul du modèle sont trop longs pour pouvoir mettre en place un tel processus d'optimisation (nécessitant de nombreuses itérations). Il est donc indispensable pour cette étape d'avoir à disposition un modèle réduit du système présentant des temps de calcul beaucoup plus faibles, tout en conservant les caractéristiques énergétiques du modèle. Nous tentons de répondre à cette problématique du modèle « le plus adapté » dans le paragraphe 3.4 suivant, intitulé « Réduction des modèles d'orientation et de freinage ».

3.4. Réduction des modèles d'orientation et de freinage

Rappelons que le but de cette troisième partie est de valider, sur des exemples réels complexes, les outils développés dans les deux premières parties de ce mémoire. Nous avons donc commencé dans le paragraphe 3.2 à décrire les différents modèles utilisés dans cette étude (modèle d'avion mécanique en trois dimensions, de contact pneu / piste, d'orientation des roues du train avant et de freinage). Les nouvelles considérations énergétiques basées sur l'intégration d'une variable « Puissance Instantanée » dans chaque composant ont ensuite été décrites dans le paragraphe 3.3, intitulé « Analyse énergétique des modèles d'orientation et de freinage ». Cela a permis de valider notre approche énergétique dans le but de :

- vérifier que le principe de conservation est bien respecté (via un bilan de puissance et d'énergie)
- renforcer la validité du modèle
- prouver que l'utilisateur a bien pris en compte toutes les sources et/ou pertes d'énergie du système
- confirmer sa compréhension du système modélisé
- afficher différentes caractéristiques énergétiques des composants
- détecter d'éventuelles « erreurs de modélisation », et cibler les gains potentiels d'énergie
- optimiser le système modélisé et/ou son utilisation d'un point de vue énergétique

Mais nous avons également vu dans les paragraphes précédents que les temps de calcul de ces modèles d'orientation et de freinage sont relativement longs, voire très longs et donc totalement inadaptés à certaines phases de raffinement du cycle en V. Il est donc primordial d'avoir à disposition des outils pour simplifier ces modèles dans le but d'obtenir un modèle à la fois simple, mais en même temps suffisamment représentatif pour les besoins de l'étude : le modèle « le plus adapté ». Suite à l'étude menée dans le second chapitre de ce mémoire, nous avons développé notre propre méthode de réduction de modèles : PEMRA. Les paragraphes qui suivent ont pour but de valider notre méthode sur les exemples du système d'orientation et de freinage. Les résultats obtenus seront comparés à ceux de la méthode MORA.

3.4.1 Le système d'orientation

Le modèle présenté dans le paragraphe 3.2.3 nous sert donc de modèle de référence. Sa complexité est trop importante et les temps de calculs sont bien trop longs pour pouvoir exploiter pleinement les résultats de la simulation numérique. Nous commençons donc dans un premier temps par déterminer le signal d'excitation suffisamment riche pour être adapté à ce système. Grâce à ce « couplage fréquentiel », nous nous assurons que le modèle réduit obtenu sera valide sur l'ensemble du domaine de définition du système. Nous appliquons ensuite les deux méthodes de réduction de modèles MORA et PEMRA, et comparons leurs résultats respectifs.

3.4.1.1 Choix du signal d'excitation

Le choix et le paramétrage du signal d'excitation dépendent entièrement du domaine d'utilisation que l'on souhaite couvrir, ainsi que du domaine de validité du modèle construit. Pour ce système d'orientation des roues du train avant, les documents de spécification interne distinguent les deux domaines suivants :

- La plage d'utilisation : de -70 deg à $+70$ deg
- La plage fréquentielle : de 0.1 Hz à 3 Hz

Nous avons choisi d'utiliser un signal de type SBPA modulée en amplitude car celui-ci est le seul permettant de balayer la plage d'utilisation de manière aléatoire, et non continûment de la valeur minimale à maximale comme avec les trois autres signaux présentés dans le paragraphe 2.5. Dans le but de diminuer la longueur du signal d'excitation, nous avons divisé la plage fréquentielle en deux : de 0.1 Hz à 1 Hz, puis de 1 Hz à 3 Hz. Nous avons ensuite analysé les caractéristiques d'un signal SBPA modulée en amplitude (cf. § 2.5.3) : celui-ci excite toujours les basses fréquences et sa DSP diminue lorsqu'on approche de la fréquence maximale excitée (phénomène de repliement de spectre). Nous avons donc généré un premier signal SBPA modulée en amplitude de 0.2 Hz à 1 Hz (suffisant pour couvrir la première plage de 0.1 Hz à 1 Hz), complété par un second de 1 Hz à 8 Hz (pour couvrir la plage de 1 Hz à 3 Hz).

Les figures 3-36 et 3-37 suivantes présentent la « Densité de Probabilité des Amplitudes » du signal ainsi généré, puis son autocorrélation :

3.4 Réduction des modèles d'orientation et de freinage

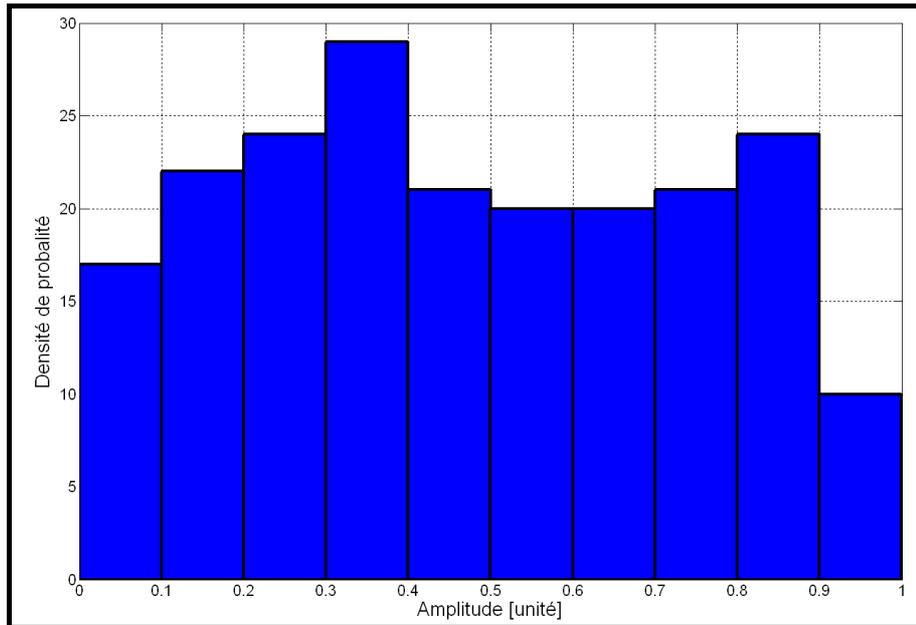


Figure 3-36 : Densité de probabilité des amplitudes du signal SBPA modulée en amplitude

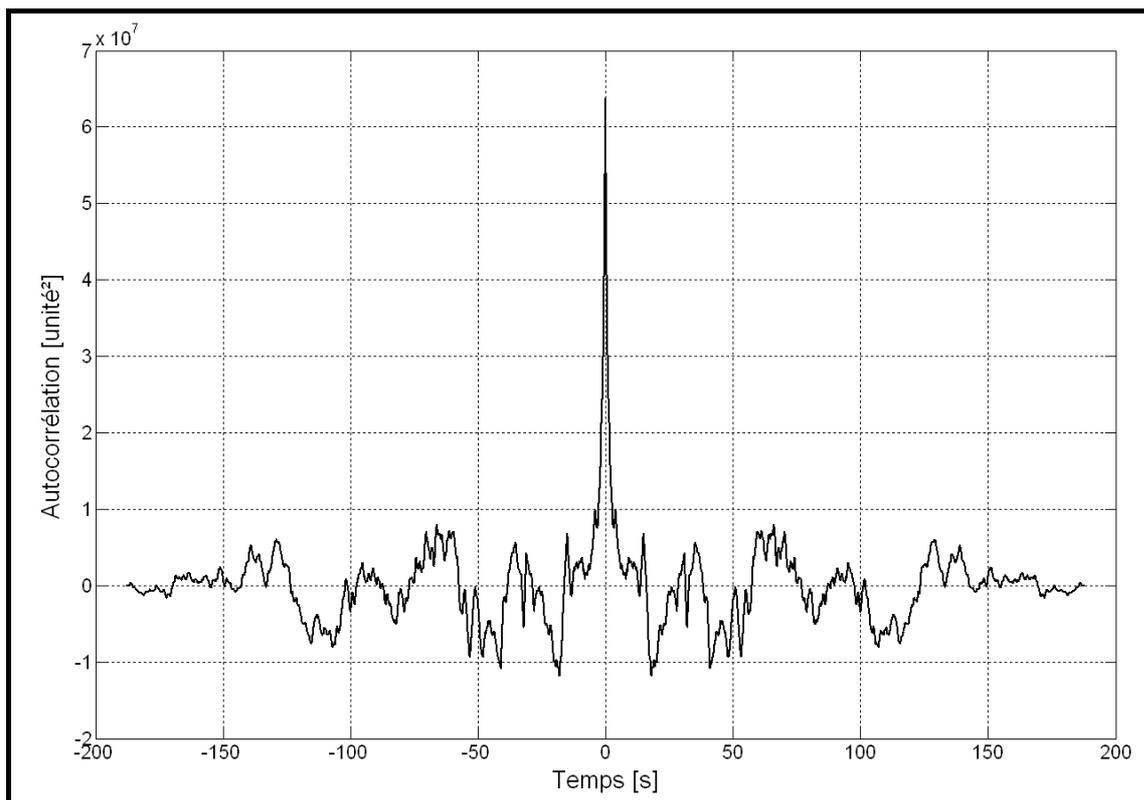


Figure 3-37 : Autocorrélation du signal d'excitation du système d'orientation (SBPA modulée en amplitude)

Le signal obtenu présente une Densité de Probabilité des Amplitudes suffisamment uniforme pour exciter correctement la plage d'utilisation de ce système d'orientation des roues du train avant (bien que les paliers compris entre 0.9 et 1 unité soient un peu moins nombreux).

L'autocorrélation du signal est également satisfaisante pour le considérer comme un bruit blanc. Nous utilisons la fonction affine définie par l'équation (3-11) suivante pour convertir ce signal SBPA modulée en amplitude en signal d'excitation pour le système (en degré) :

$$f : [0,1] \rightarrow [-70,70]$$

(3-11)

$$y = f(x) = 140 \times x - 70 \quad [\text{deg}]$$

Ce signal d'excitation représente un peu plus de 180 secondes de temps simulé, ce qui nécessitera environ 40 heures de temps de calcul avec notre modèle de référence du système d'orientation. Cette étape est longue, mais elle est indispensable pour garantir la validité du modèle réduit obtenu sur l'ensemble du domaine de définition du système. Les figures 3-38 et 3-39 suivantes représentent ce signal d'excitation ainsi que la réponse temporelle du système, c'est-à-dire l'angle de braquage des roues :

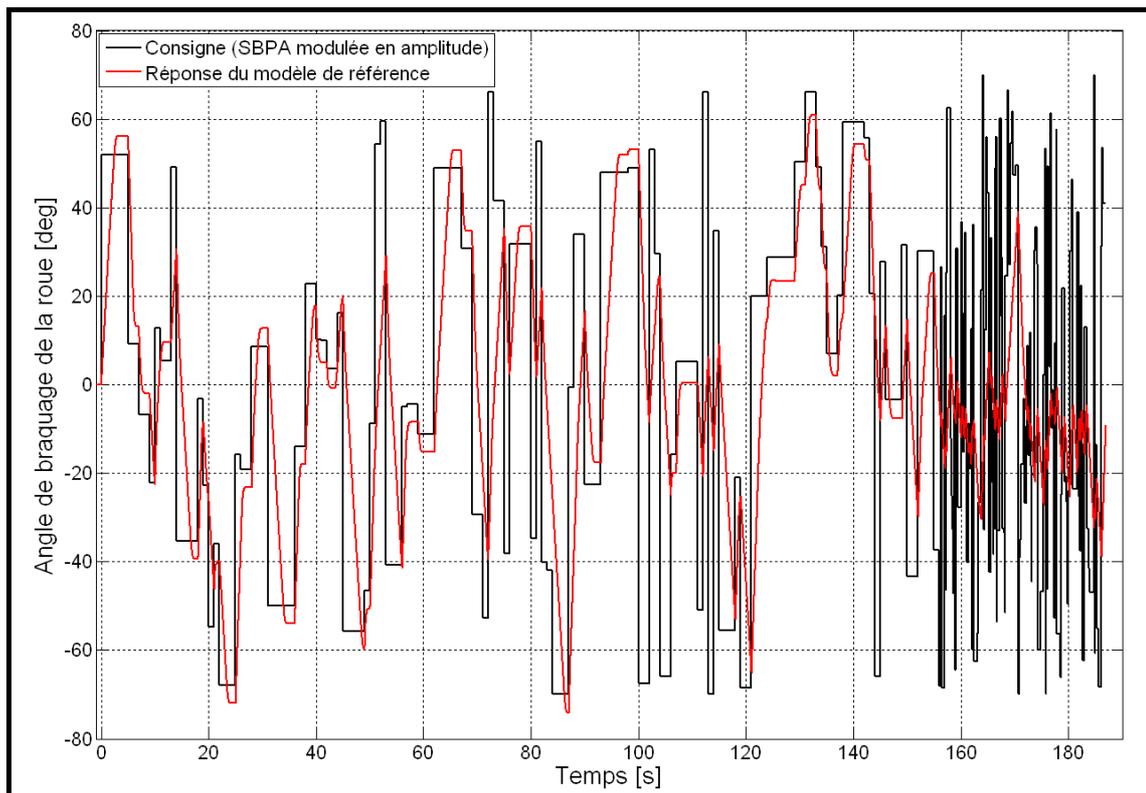


Figure 3-38 : Courbes du signal d'excitation en noir et de la réponse du système de référence (en rouge)

3.4 Réduction des modèles d'orientation et de freinage

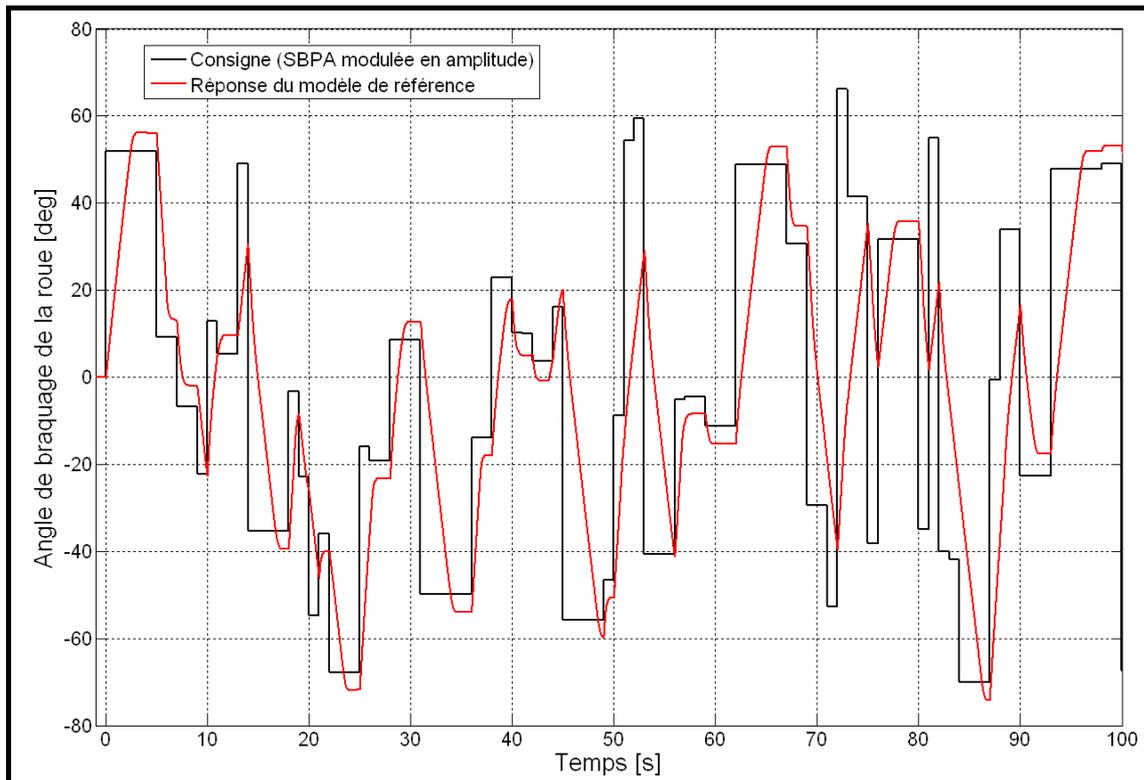


Figure 3-39 : Courbes du signal d'excitation en noir et de la réponse du système de référence (en rouge) - Agrandissement

Sur l'agrandissement présenté sur la figure 3-39, nous pouvons constater que la réponse du modèle présente des décalages à chaque palier. Après analyse du modèle, la régulation du système peut être améliorée dans les phases stabilisées. Nous avons proposé à Messier-Bugatti une meilleure solution de régulation de ce système d'orientation (« Anti Windup » sur la partie « Intégrale » du « PID »). D'autres solutions de contrôle/commande sont également à l'étude (« pré-positionnement » ou « Prédicteur de Smith »). Ce phénomène n'avait pas été détecté plus tôt car le signal d'excitation « typique » présenté dans le paragraphe 3.3.1.1 n'est pas suffisamment riche pour mettre en évidence ce phénomène de décalage. Nous ne nous en serions certainement pas aperçu non plus en utilisant un signal d'excitation riche de type chirp ou multisinus. Ce point renforce la nécessité d'étudier un modèle dans sa globalité, sur l'ensemble de son domaine de définition, avec de préférence des signaux de type SBPA ou SBPA modulée en amplitude.

Pour conclure sur le choix de ce signal d'excitation, nous avons comparé sur le graphique de la figure 3-40 suivante la Densité Spectrale de Puissance du signal SBPA modulée en amplitude avec celle de la réponse temporelle du modèle :

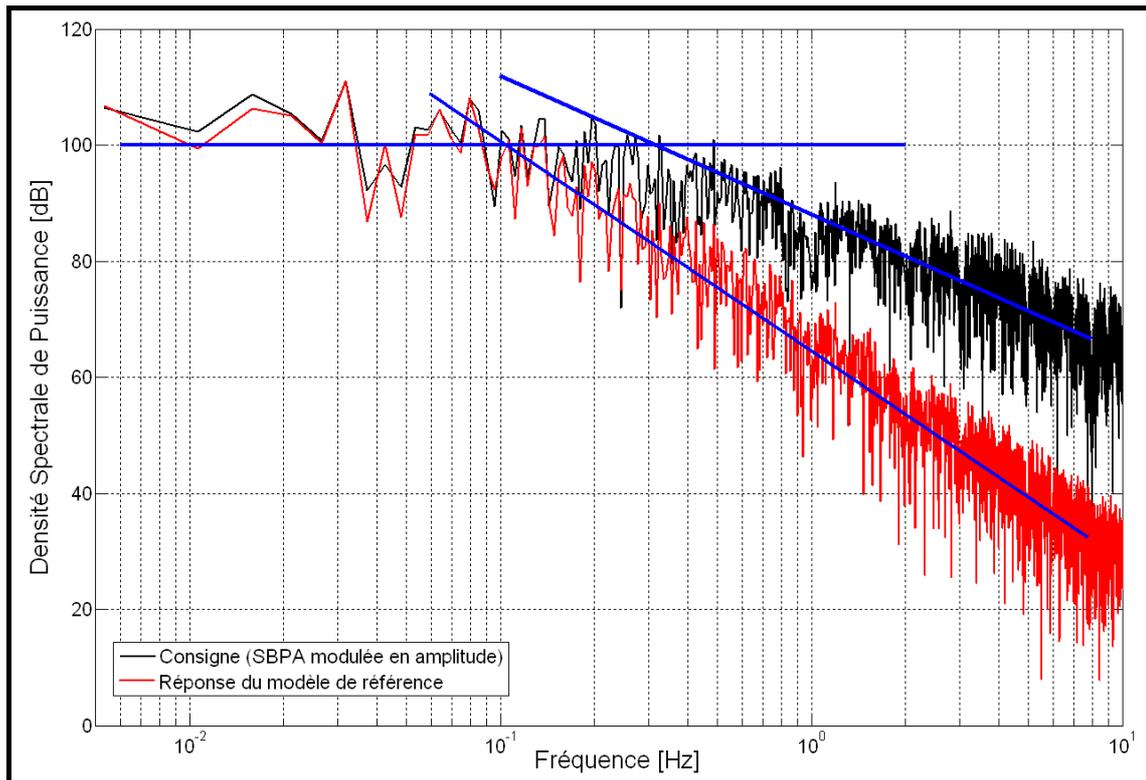


Figure 3-40 : Comparaison de la Densité Spectrale de Puissance du signal d'excitation (SBPA modulée en amplitude) et de la réponse temporelle du système

Nous constatons sur ce graphique que la plage de fréquence couverte par le système est en réalité plus petite que celle donnée par les documents de spécification (de 0.1 Hz à 3 Hz), puisque la DSP de la réponse temporelle du modèle de référence diminue dès 0.1 Hz. Mais notre signal d'excitation est suffisamment riche pour être assimilé à un bruit blanc par le système (bien que sa DSP décroisse de 0.3 Hz à 8 Hz). Ce signal SBPA modulée en amplitude est donc adapté à notre étude et nous permettra d'obtenir un modèle réduit valide sur l'ensemble du domaine d'utilisation du système.

3.4.1.2 Résultats

La simulation précédente avec le signal de type SBPA modulée en amplitude a nécessité 40 heures de temps de calcul. Celle-ci est pourtant indispensable : ce sont les résultats de cette simulation qui nous permettent de calculer les différents critères énergétiques nécessaires à la méthode de réduction de modèles MORA (utilisant l'« Activity ») et à notre méthode PEMRA (utilisant l'« Activity », l'« Energie Moyenne » et la « Puissance Extrême »). Le classement des composants (du plus significatifs au plus négligeables) est entièrement lié à cette simulation ; c'est ainsi que nous garantissons la validité des modèles réduits obtenus

3.4 Réduction des modèles d'orientation et de freinage

sur l'ensemble du domaine de fonctionnement du système étudié. Le tableau 3-3 ci-dessous présente une partie des composants du modèle du système d'orientation, ainsi que leur classement en fonction des indicateurs énergétiques utilisés :

	Nom des composants	AI	MEI	EPI
-- Mecanique --	Frottement mécanique dans le vérin gauche (dissipation R)	40	2	2
	Frottement mécanique dans le vérin droit (dissipation R)	38	1	3
	Raideur de la butée mécanique gauche (capacité C)	196	7	7
	Amortissement de la butée mécanique gauche (dissipation R)	197	5	5
	Raideur de la butée mécanique droite (capacité C)	198	8	8
	Amortissement de la butée mécanique droite (dissipation R)	199	6	6
	Frottement mécanique des pièces en rotation (dissipation R)	185	4	4
	Inertie des pièces en rotation (inertie I)	52	3	1
-- Hydraulique --	Perte de charge 1 de la servo-valve (dissipation R)	5	4	11
	Perte de charge 2 de la servo-valve (dissipation R)	2	2	9
	Perte de charge 3 de la servo-valve (dissipation R)	6	6	13
	Perte de charge 4 de la servo-valve (dissipation R)	3	3	10
	Compressibilité du fluide dans la cavité 1 (capacité C)	161	150	126
	Compressibilité du fluide dans la cavité 10 (capacité C)	28	86	1
	Compressibilité du fluide dans la cavité 7 (capacité C)	29	120	3
	Compressibilité du fluide dans la cavité 8 (capacité C)	27	115	2
	Compressibilité du fluide dans la cavité 9 (capacité C)	26	82	4
	Accumulateur hydraulique (capacité C)	8	41	8
	Compressibilité du fluide dans le chemin 1 (capacité C)	117	124	45
	Compressibilité du fluide dans le chemin 2 (capacité C)	113	129	48
	Compressibilité du fluide dans le chemin 3 (capacité C)	107	123	63
	Conduite hydraulique 1 (capacité C)	116	144	78
	Connecteur entre 2 conduites hydrauliques (dissipation R)	124	76	169
	Perte de charge de la selector-valve 1 (dissipation R)	14	12	6
	Perte de charge de la selector-valve 2 (dissipation R)	15	13	5
	Perte de charge de la restriction hydraulique 1 (dissipation R)	43	36	91
	Perte de charge de la restriction hydraulique 2 (dissipation R)	12	11	23
	Perte de charge de la restriction hydraulique 3 (dissipation R)	11	10	25
	Perte de charge de la restriction hydraulique 4 (dissipation R)	13	14	33
	Perte de charge de la restriction hydraulique 5 (dissipation R)	1	1	12
	Perte de charge de l'isolating-valve 1 (dissipation R)	7	7	20
Perte de charge de l'isolating-valve 2 (dissipation R)	4	5	24	
Perte de charge de la rotating-valve (dissipation R)	21	20	17	
Perte de charge du limiteur de pression 1 (dissipation R)	202	194	194	
Perte de charge du limiteur de pression 2 (dissipation R)	9	8	47	
Perte de charge du limiteur de pression 3 (dissipation R)	203	195	195	

Tableau 3-3 : Exemple du classement de certains composants du modèle du système d'orientation en fonction de l'indicateur énergétique utilisé

Certains composants seront ciblés comme étant significatifs (par exemple « Perte de charge 2 de la servo-valve (dissipation R) ») ou négligeables (« Perte de charge du limiteur de pression 1 (dissipation R) » en bas du tableau) par les trois critères. D'autres ne seront ciblés que par un ou deux des trois indicateurs (« Inertie des pièces en rotation (inertie I) » ou « Compressibilité du fluide dans la cavité 10 (capacité C) »).

Ensuite, afin de diminuer les temps de calcul lors des phases de réduction de modèles, nous avons appliqué un scénario différent de notre signal SBPA modulée en amplitude. Néanmoins, nous vérifierons que les modèles réduits obtenus (les plus « prometteurs » car les temps de calcul sont longs) sont valides en appliquant le signal SBPA modulée en amplitude défini précédemment.

Nous nous sommes inspirés du signal d'excitation typique décrit dans le paragraphe 3.3.1.1 présentant l'analyse énergétique du système d'orientation, mais nous l'avons modifié pour mettre en évidence le phénomène de décalage de la réponse temporelle du modèle de référence.

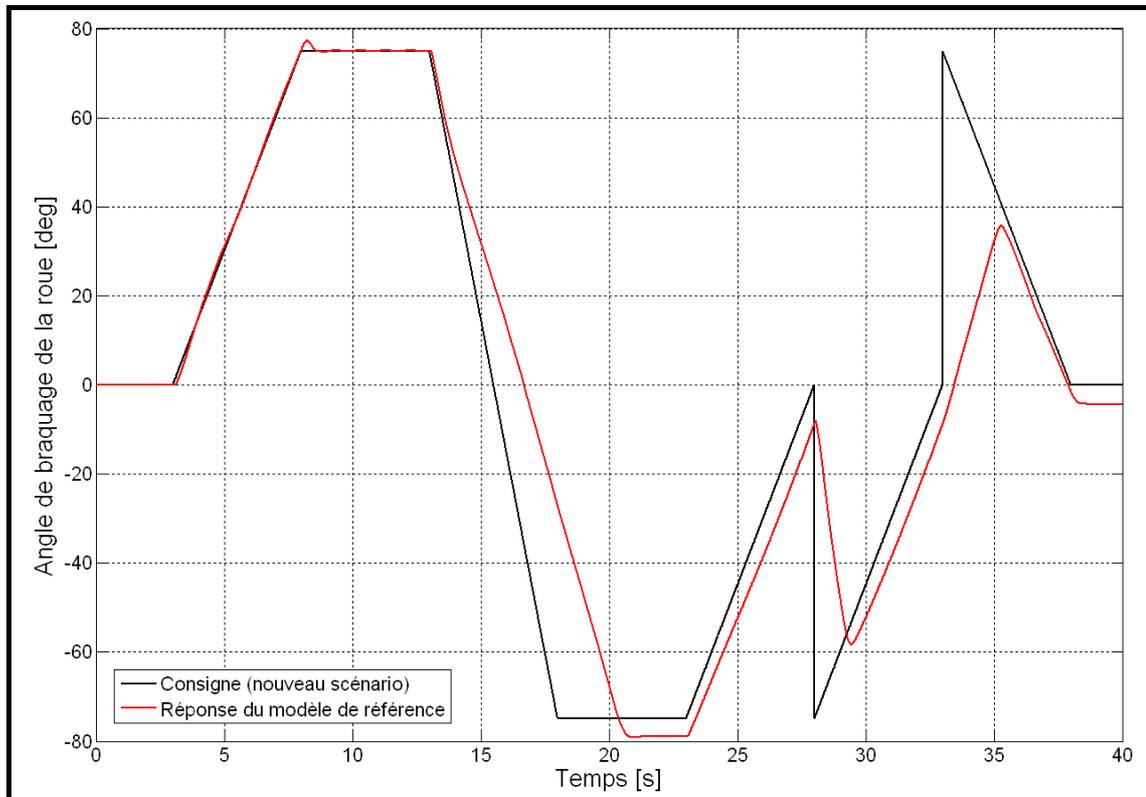


Figure 3-41 : Nouveau scénario d'excitation avec la réponse temporelle du système de référence

La figure 3-41 présente ce nouveau scénario, avec un temps simulé de 40 secondes (au lieu de 180 secondes avec le signal SBPA modulée en amplitude), ainsi que la réponse temporelle du modèle de référence. Le phénomène de décalage est clairement mis en évidence sur les paliers entre 20 et 25 secondes, puis entre 37 et 40 secondes.

Nous avons donc appliqué dans un premier temps la méthode de réduction de modèles MORA avec ce nouveau scénario, mais en gardant la liste des composants triés issue du couplage fréquentiel précédent. Le modèle le plus simple que nous ayons trouvé a été obtenu en fixant un

3.4 Réduction des modèles d'orientation et de freinage

seuil de 75 % sur la quantité d'« Activité Totale » à prendre en compte dans le modèle réduit. Nous avons en réalité construit et simulé tous les modèles réduits potentiels de la méthode MORA, du plus simple contenant 34 composants au modèle de référence comprenant 203 composants.

Dans l'absolu, le modèle initial le plus simple utilisable avec notre méthode PEMRA peut être réduit à « un simple fil ». Dans le but de comparer les deux méthodes de réductions de modèles MORA et PEMRA, nous avons décidé de fixer le même niveau de seuil sur les trois critères pour déterminer le modèle le plus simple à partir duquel nous avons appliqué la méthode PEMRA, afin d'obtenir à peu près le même modèle réduit initial. Nous avons donc fixé un seuil de 75 % sur l'Indice d'Activité, de 75 % sur l'Indice d'Energie Moyenne et de 25 % sur l'Indice de Puissance Extrême. Nous appliquons le critère de précision temporelle (basé sur la « *NRMSE* ») sur l'angle de braquage des roues, avec un seuil limite fixé à 5 %. La méthode PEMRA est appliquée avec le nouveau scénario d'excitation de sorte à obtenir l'ensemble des modèles réduits répondant à l'objectif fixé. Le modèle le plus simple contient ainsi 38 composants, et le plus complexe 101. Les résultats en termes de précision des modèles réduits obtenus sont présentés dans les graphiques des figures 3-42 et 3-43 suivantes :

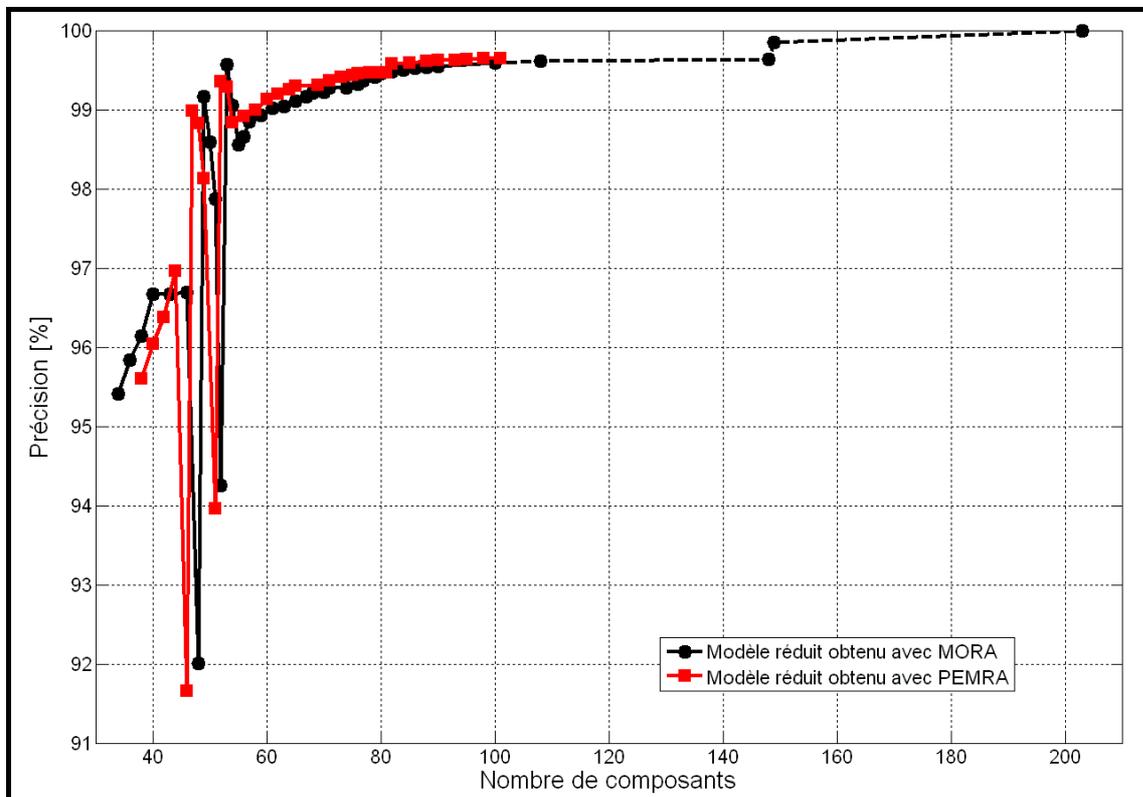


Figure 3-42 : Comparaison de la précision des modèles réduits obtenus avec MORA et PEMRA en fonction du nombre de composants

La figure 3-42 précédente représente la précision des modèles réduits obtenus avec la méthode MORA et PEMRA en fonction du nombre de composants pris en compte. La première remarque est que le choix du modèle réduit initial et du seuil limite de 5 % sur le critère de précision temporelle nous conduit à un modèle le plus complexe comprenant 101 composants avec la méthode PEMRA. Cela signifie que plus de 100 composants ont été supposés négligeables et donc éliminés lors des itérations. Afin de mieux comparer les résultats des deux méthodes, la figure 3-43 qui suit présente un agrandissement de la courbe précédente :

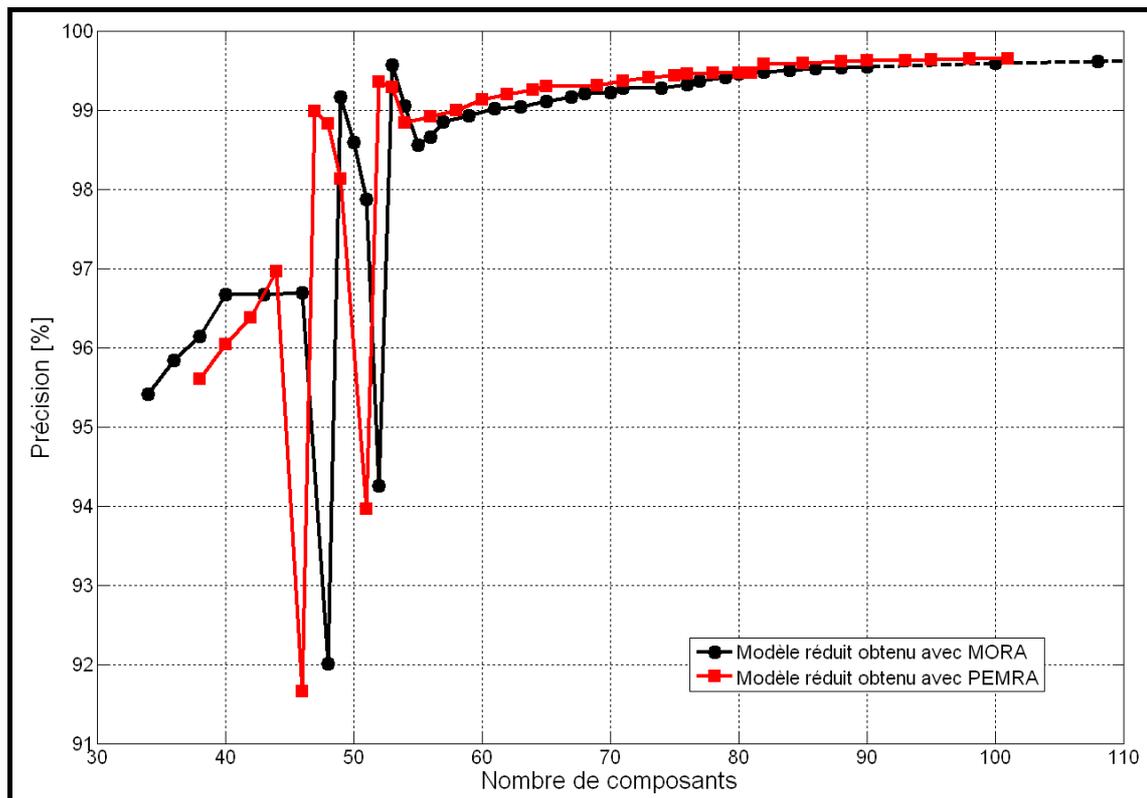


Figure 3-43 : Comparaison de la précision des modèles réduits obtenus avec MORA et PEMRA en fonction du nombre de composants - Agrandissement

Sur cet agrandissement, nous constatons que la précision des modèles réduits obtenus, à nombre de composants égal, est quasiment identique. Mais les composants pris en compte ne sont pas les mêmes d'une méthode à l'autre. La figure 3-44 suivante présente la réponse temporelle du modèle de référence, ainsi que la réponse des premiers modèles réduits obtenus (comprenant 34 composants pour la méthode MORA et 38 composants pour la méthode PEMRA).

3.4 Réduction des modèles d'orientation et de freinage

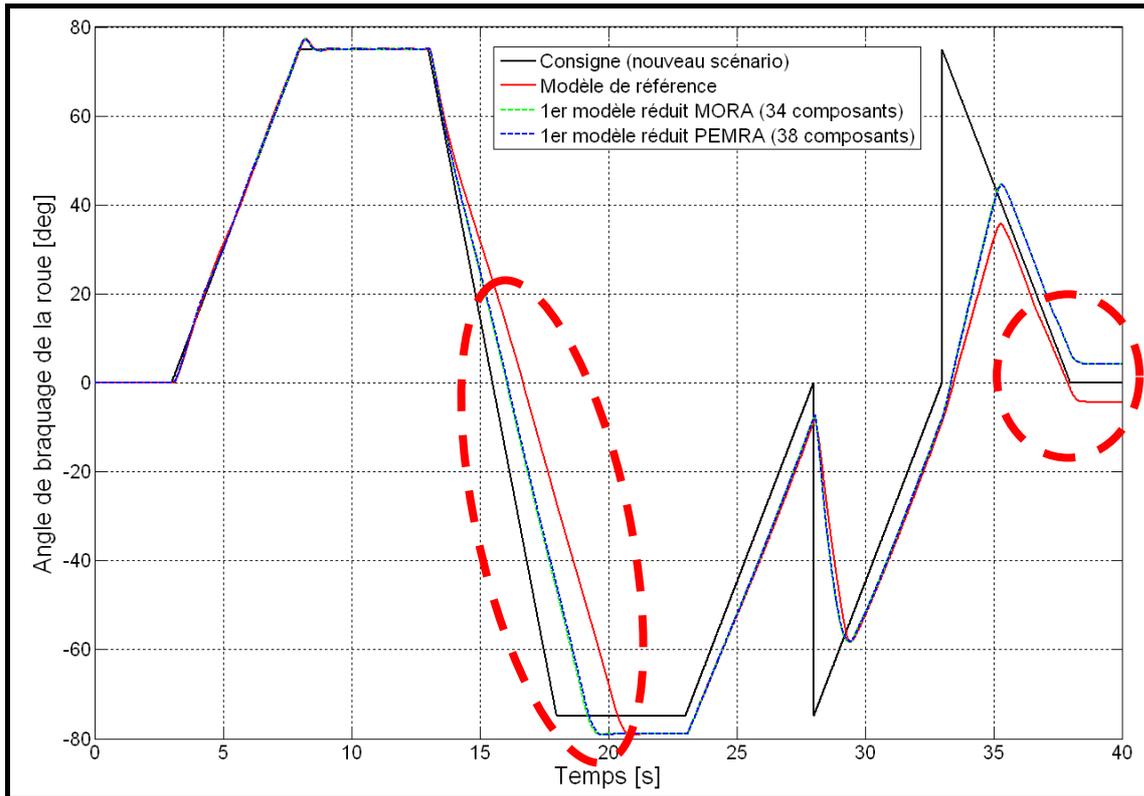


Figure 3-44 : Comparaison de la réponse temporelle du modèle de référence et des premiers modèles réduits avec la consigne angulaire (nouveau scénario)

Ces premiers modèles réduits (dont les réponses temporelles sont confondues) ne sont clairement pas suffisamment représentatifs ; les composants pris en compte ne sont pas assez nombreux pour modéliser tous les phénomènes importants. Les premiers modèles réduits potentiellement satisfaisants sont obtenus à partir d'une précision supérieure à 98 %. Cela correspond à un modèle réduit MORA comprenant 49 composants et un modèle réduit PEMRA comprenant 47 composants. Ces réponses temporelles sont présentées sur les figures 3-45 et 3-46 ci-après.

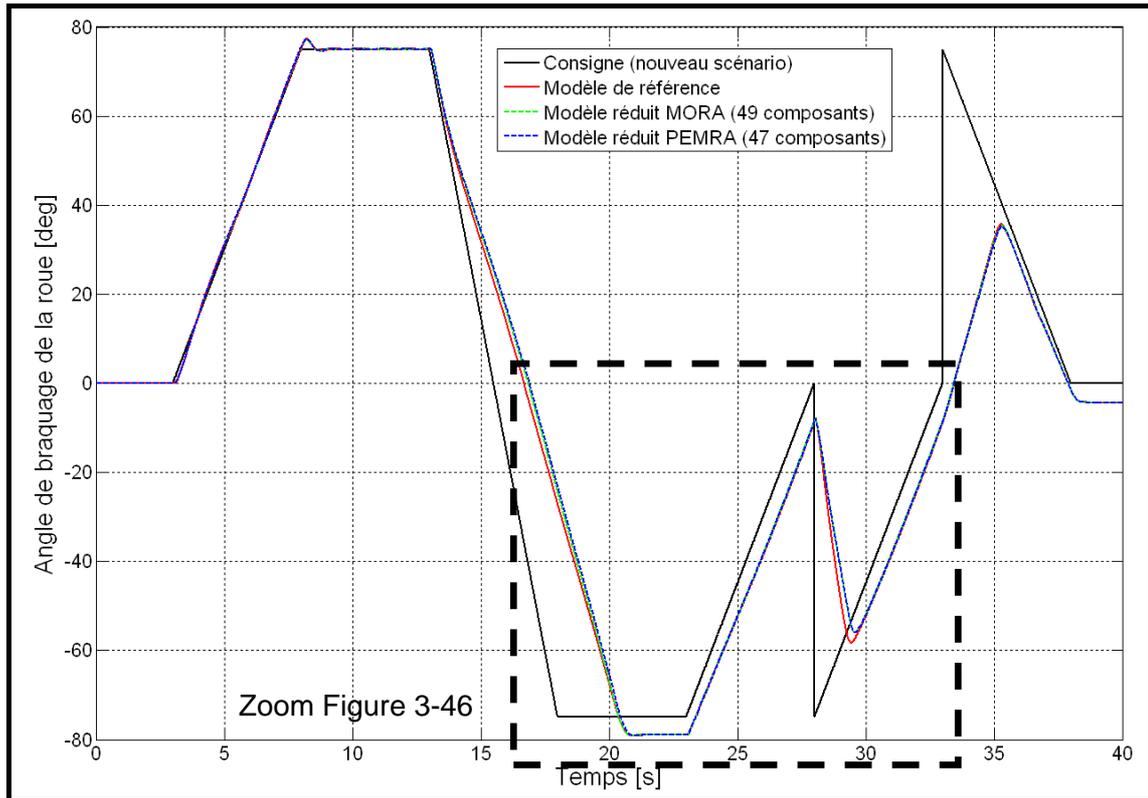


Figure 3-45 : Comparaison de la réponse temporelle du modèle de référence et des premiers modèles réduits satisfaisants

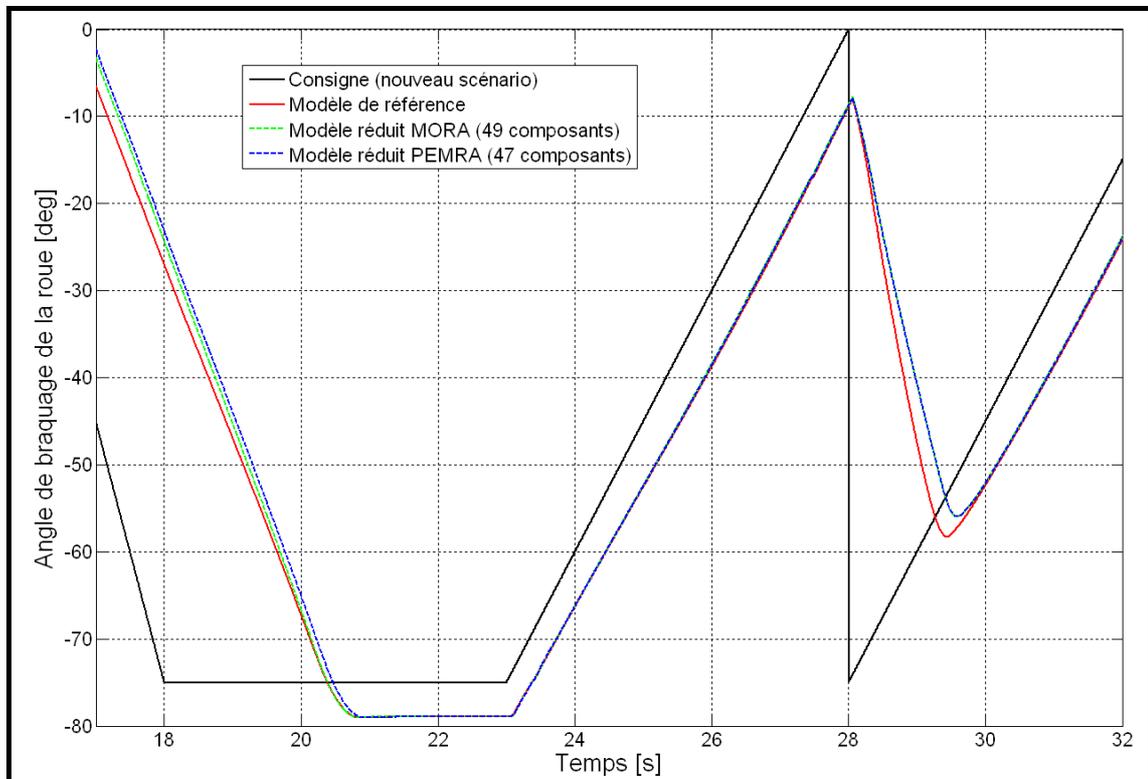


Figure 3-46 : Comparaison de la réponse temporelle du modèle de référence et des premiers modèles réduits satisfaisants - Agrandissement

3.4 Réduction des modèles d'orientation et de freinage

Sur les deux graphiques précédents, les réponses temporelles des modèles réduits obtenus avec MORA et PEMRA sont encore confondues, mais cette fois, elles suivent bien la réponse du modèle de référence. Ces modèles réduits sont donc les modèles adaptés à notre besoin : ce sont les modèles les plus simples prenant en compte suffisamment de composants pour inclure les phénomènes physiques importants du modèle. La différence majeure entre ces deux modèles réduits est que le modèle obtenu par la méthode MORA nécessite 14 min de temps de calcul, alors que notre modèle réduit obtenu avec PEMRA ne nécessite que 2 min de temps de calcul. La figure 3-47 qui suit représente le temps de calcul des différents modèles réduits en fonction du nombre de composants pris en compte ; la précision des modèles en fonction du nombre de composants étant quasiment identique, nous pouvons directement comparer les temps de calcul des modèles réduits à « iso-précision ».

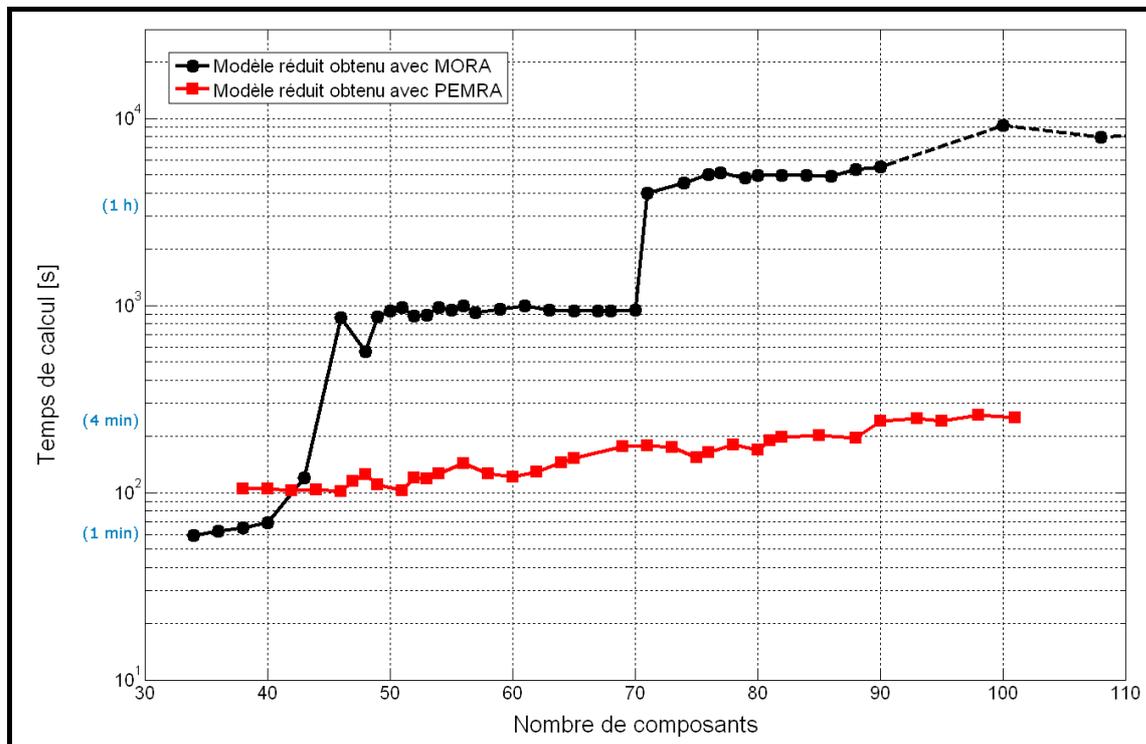


Figure 3-47 : Comparaison des temps de calcul des modèles réduits obtenus avec MORA et PEMRA en fonction du nombre de composants

Sur le graphique précédent, nous pouvons constater que la totalité des modèles réduits obtenus avec notre méthode PEMRA ne dépasse pas 4 minutes de temps de calcul. Au contraire, les modèles réduits obtenus avec la méthode MORA nécessitent très vite des dizaines de minutes, voire des heures de temps de calcul. Les figures 3-48 et 3-49 suivantes montrent l'évolution du nombre de variables d'état pris en compte dans les modèles réduits construits en fonction du nombre de composants

pris en compte. Cette évolution est quasiment identique quelque soit la méthode utilisée (MORA ou PEMRA) :

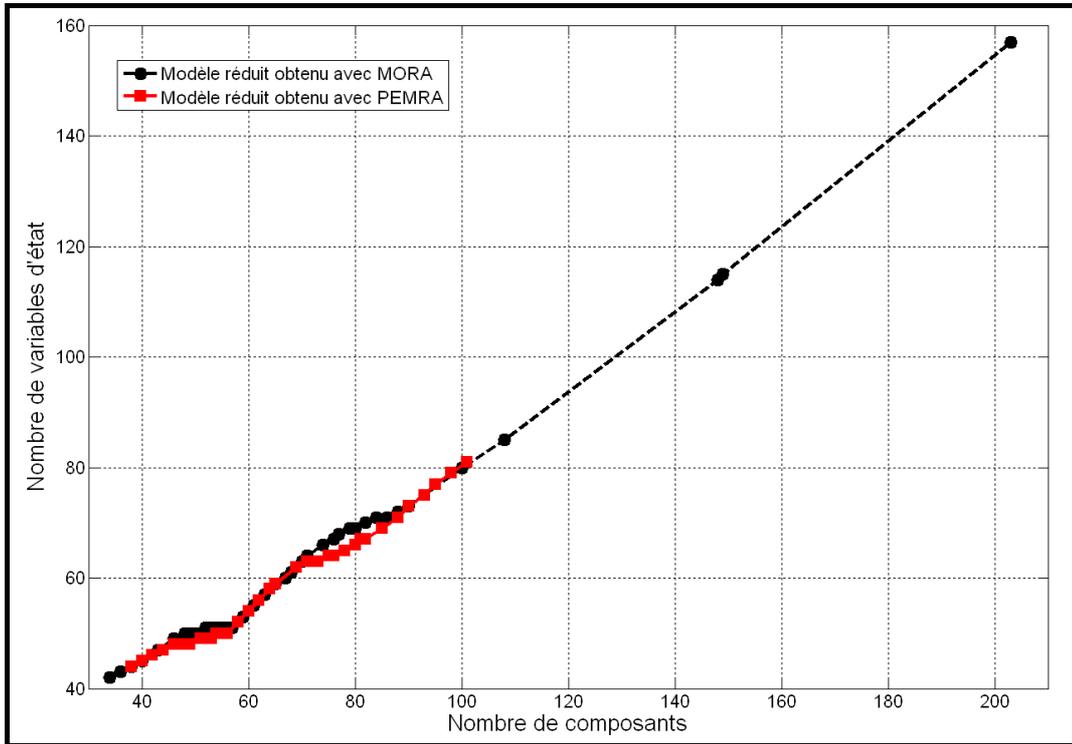


Figure 3-48 : Comparaison de l'ordre des modèles réduits obtenus avec MORA et PEMRA en fonction du nombre de composants

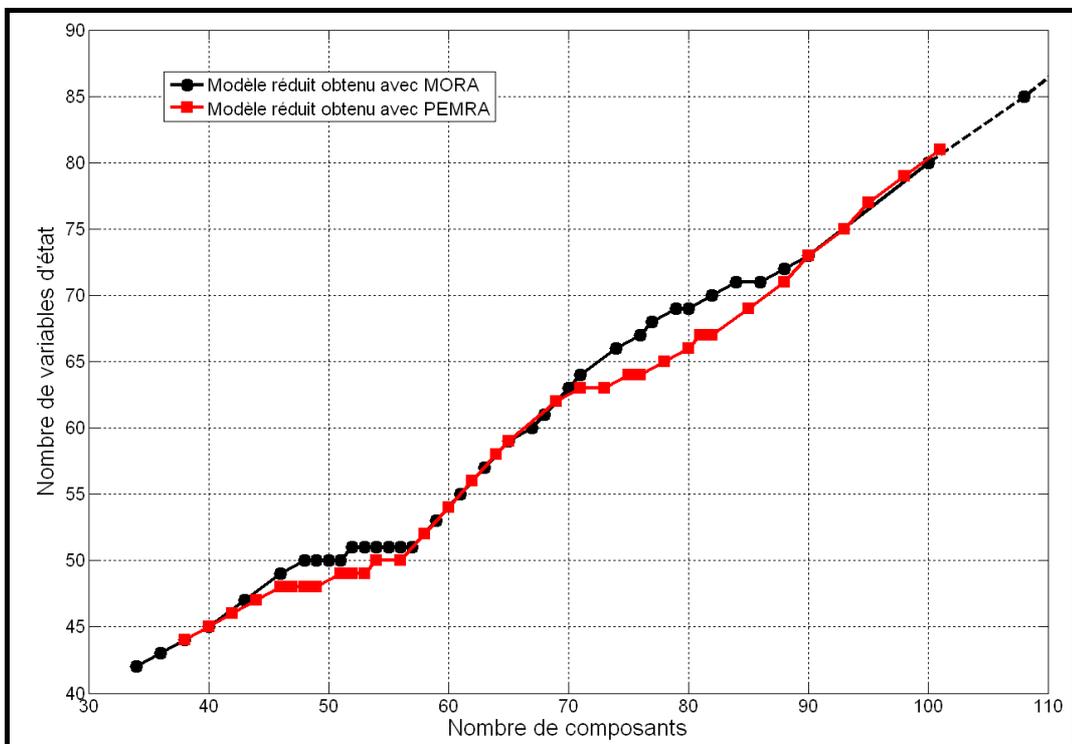


Figure 3-49 : Comparaison de l'ordre des modèles réduits obtenus avec MORA et PEMRA en fonction du nombre de composants - Agrandissement

3.4 Réduction des modèles d'orientation et de freinage

Le tableau 3-4 ci-dessous synthétise la comparaison des résultats obtenus par chaque méthode ; nous indiquons dans la dernière colonne la valeur du « ratio temporel », correspondant au temps de calcul moyen nécessaire pour simuler 1 seconde de temps simulé. A titre indicatif, nous indiquons également la précision des modèles réduits obtenus en termes d'erreur maximale sur l'angle de braquage des roues.

	Nombre de composants pris en compte	Nombre de variables d'état	Précision [%]	Erreur Maximale [deg]	Temps de calcul [s]	Ratio
Modèle de référence	203	157	100%	0.0	43160 (12 h)	1079
Modèles réduits MORA	49	50	99.16%	7.1	870 (14 min)	22
	74	66	99.27%	4.0	4500 (1 h)	113
	108	85	99.61%	4.2	7900 (2 h)	198
Modèles réduits PEMRA	47	48	98.98%	7.1	115 (2 min)	2.9
	73	63	99.43%	4.0	160 (3 min)	4.0
	101	81	99.65%	2.1	250 (4 min)	6.3

Tableau 3-4 : Synthèse des modèles issus de la réduction du modèle d'orientation des roues du train avant

Sur cet exemple, la supériorité de notre méthode PEMRA par rapport à la méthode MORA est indéniable ; à nombre de composants égal (et à nombre de variables d'état égal), et par conséquent à précision quasi-égale, les modèles réduits obtenus avec notre méthode sont de 7 à 30 fois plus rapides à calculer que les modèles réduits obtenus avec MORA. Cela s'explique par un choix plus judicieux des composants ajoutés à chaque itération avec notre méthode.

Pour terminer, afin de vérifier la validité des modèles réduits obtenus sur la totalité du domaine de définition du système, nous avons réappliqué le signal d'excitation de type SBPA modulée en amplitude défini dans le paragraphe 3.4.1.1 intitulé « Choix du signal d'excitation » sur les modèles réduits MORA et PEMRA comportant respectivement 108 et 101 composants. Les figures 3-50 et 3-51 suivantes représentent le signal d'excitation avec la réponse temporelle du modèle de référence et des deux modèles réduits :

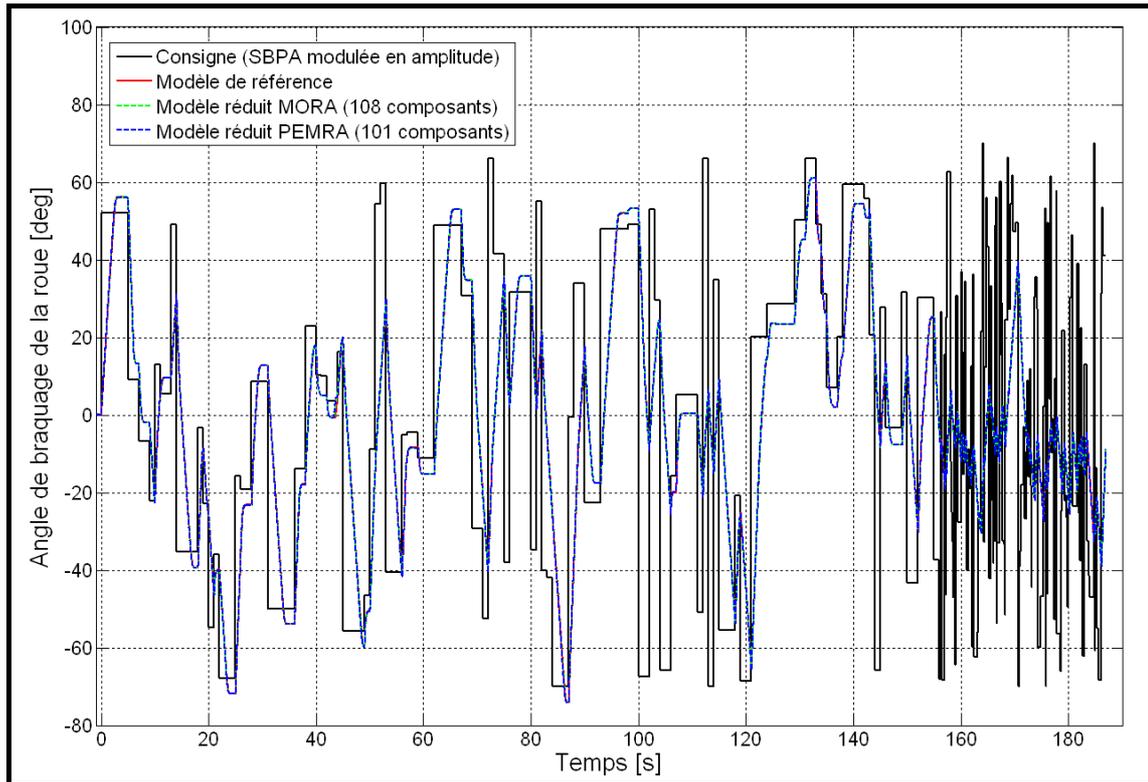


Figure 3-50 : Comparaison de la réponse temporelle du modèle de référence et des modèles réduits avec le signal d'excitation de type SBPA modulée en amplitude

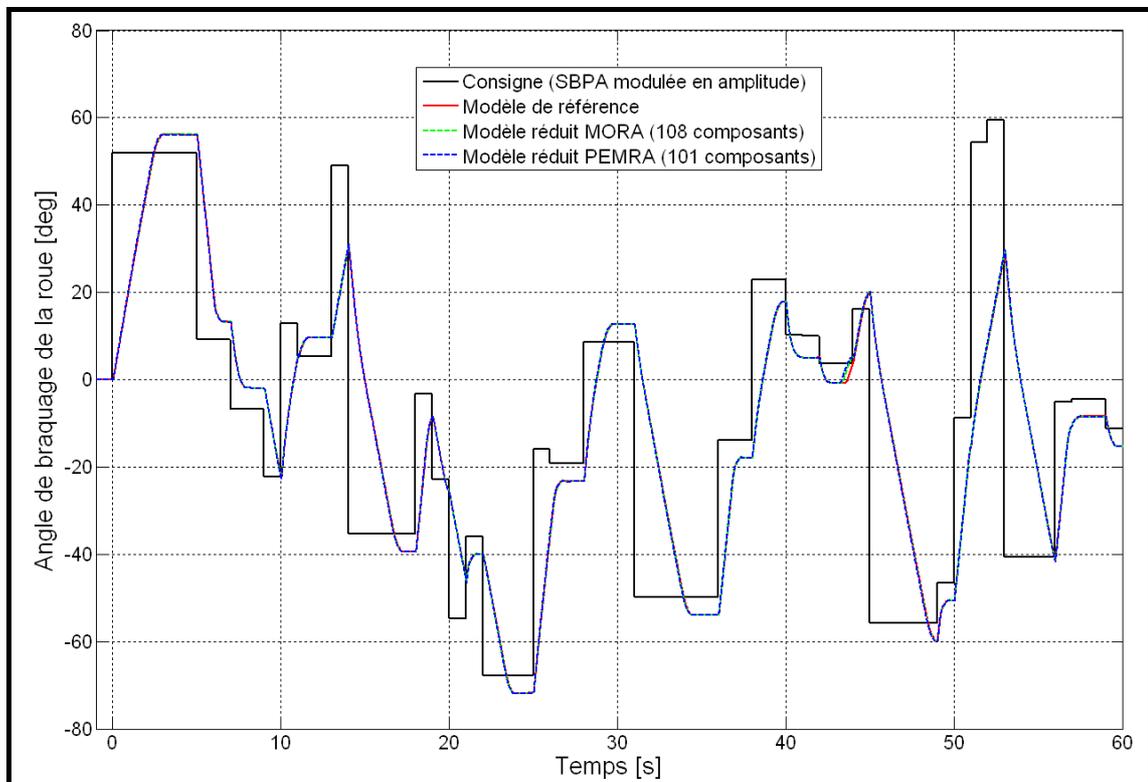


Figure 3-51 : Comparaison de la réponse temporelle du modèle de référence et des modèles réduits avec le signal d'excitation de type SBPA modulée en amplitude – Agrandissement

3.4 Réduction des modèles d'orientation et de freinage

La réponse temporelle des deux modèles réduits est confondue avec celle du modèle de référence sur les deux figures précédentes. La précision des deux modèles réduits est identique (précision de l'ordre de 99.81 %). Par contre, le modèle réduit MORA nécessite 9 heures de temps de calcul, alors que le modèle réduit PEMRA ne nécessite que 22 minutes de temps de calcul. Là encore, notre méthode permet d'obtenir un modèle réduit 25 fois plus rapide à calculer qu'avec la méthode MORA, permettant de diviser par 100 les temps de calcul par rapport au modèle de référence.

De plus, le modèle réduit ainsi obtenu est compatible avec une étape d'optimisation du rendement du système en fonction de son utilisation. Nous avons précisé dans le paragraphe 3.3.1.4 qu'à cause du temps de calcul très long du modèle de référence, l'optimisation du rendement du système se faisait par l'étude énergétique des composants. Il est désormais possible d'appliquer un schéma classique d'optimisation de l'utilisation de ce système d'orientation sur ce modèle réduit. En effet, celui-ci permet de couvrir toute la plage d'utilisation du système, et conserve les aspects énergétiques tel que le rendement du modèle de référence, comme le prouve la figure 3-52 suivante :

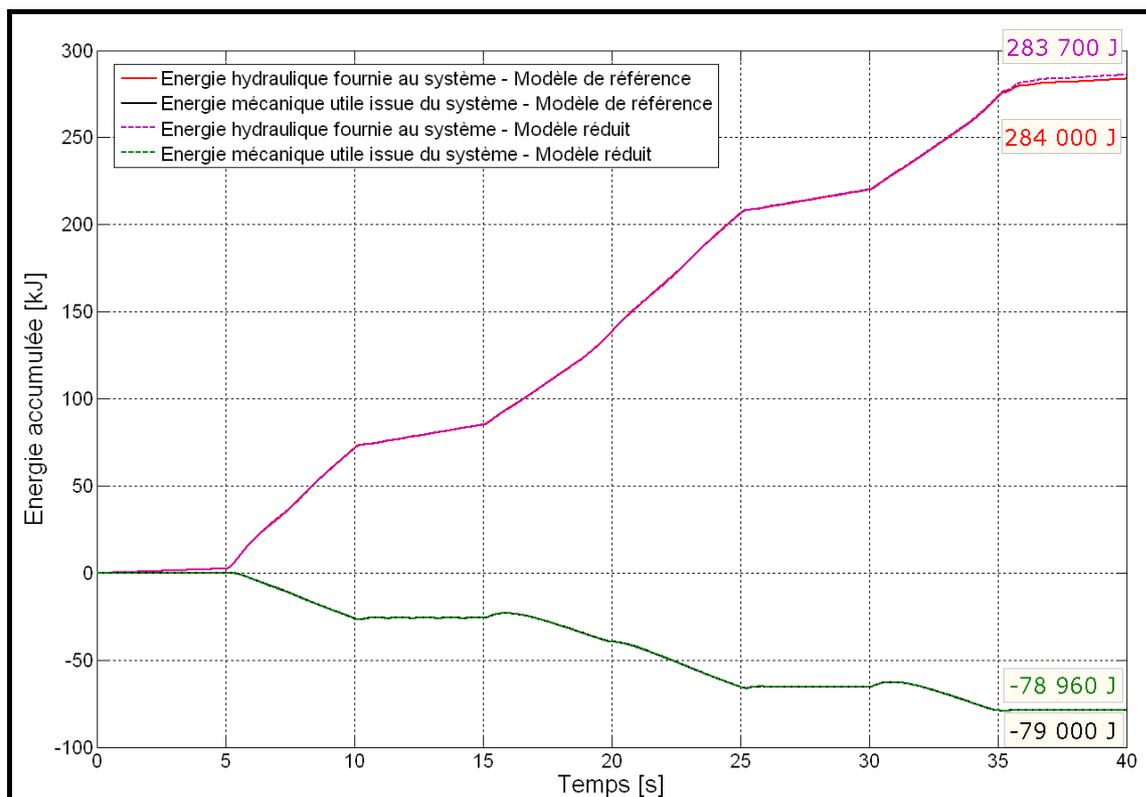


Figure 3-52 : Comparaison des énergies accumulées du modèle de référence et du modèle réduit PEMRA comportant 101 composants

Sur la figure précédente, l'énergie accumulée hydraulique fournie au système et l'énergie accumulée mécanique utile issue du système sont exactement les mêmes pour le modèle de référence et pour le modèle réduit PEMRA (comprenant 101 composants). L'avantage est que les temps de calcul de ce modèle réduit ne sont désormais que de quelques minutes. Cela est parfaitement compatible avec les besoins en termes de simulation numérique d'un schéma d'optimisation classique de l'utilisation du système.

Ce premier exemple d'orientation des roues du train avant d'un avion permet de valider notre nouvelle méthode PEMRA en tant que méthode de réduction de modèles. Les très bons résultats obtenus justifient notre choix de méthode itérative ascendante, ainsi que l'introduction des nouveaux indicateurs énergétiques (« Indice d'Energie Moyenne » et « Indice de Puissance Extrême »). La méthode PEMRA permet de converger au plus vite et de manière systématique vers le modèle « le plus adapté » (sous réserve d'imposer des objectifs atteignables). Le paragraphe suivant présente les résultats obtenus sur le système de freinage.

3.4.2 *Le système de freinage*

Le modèle présenté dans le paragraphe 3.2.4 nous sert de modèle de référence, à partir duquel nous allons appliquer les méthodes de réduction de modèles MORA et PEMRA. Nous montrons ensuite que ce système un peu particulier nous oblige à choisir un signal d'excitation « simple ». Le domaine de validité du modèle réduit obtenu sera donc analysé après avoir réduit le modèle du système (et non déterminé par le « couplage fréquentiel »). Les résultats présentés par la suite permettront de comparer les deux méthodes de réduction de modèles MORA et PEMRA.

3.4.2.1 Choix du signal d'excitation

Pour ce système de freinage, les documents de spécification interne nous indiquent les domaines d'utilisation suivants (que ce soit pour le mode de fonctionnement normal ou « alternate ») :

- La plage d'utilisation : de 0 mA à +40 mA (correspondant respectivement à la pression minimale et maximale fournie)
- La plage fréquentielle : de 1 Hz à 20 Hz

3.4 Réduction des modèles d'orientation et de freinage

Dans le paragraphe 3.2.4, nous précisons que ce système de freinage était un système dit « MIMO ». Pour simplifier l'étude, nous choisissons d'utiliser le même signal de type SBPA modulée en amplitude sur chaque servo-valve. En effet, couvrir le domaine d'utilisation complet du système pour chaque entrée en « croisant » ces domaines (cf. § 2.5.4) engendre des temps de simulation totalement rédhibitoires. Nous avons donc défini deux signaux de type SPBA modulée en amplitude : un premier de 0.5 Hz à 5 Hz puis un second de 5 Hz à 50 Hz. Les figures 3-53 et 3-54 suivantes présentent la densité de probabilité des amplitudes et l'autocorrélation du signal ainsi défini :

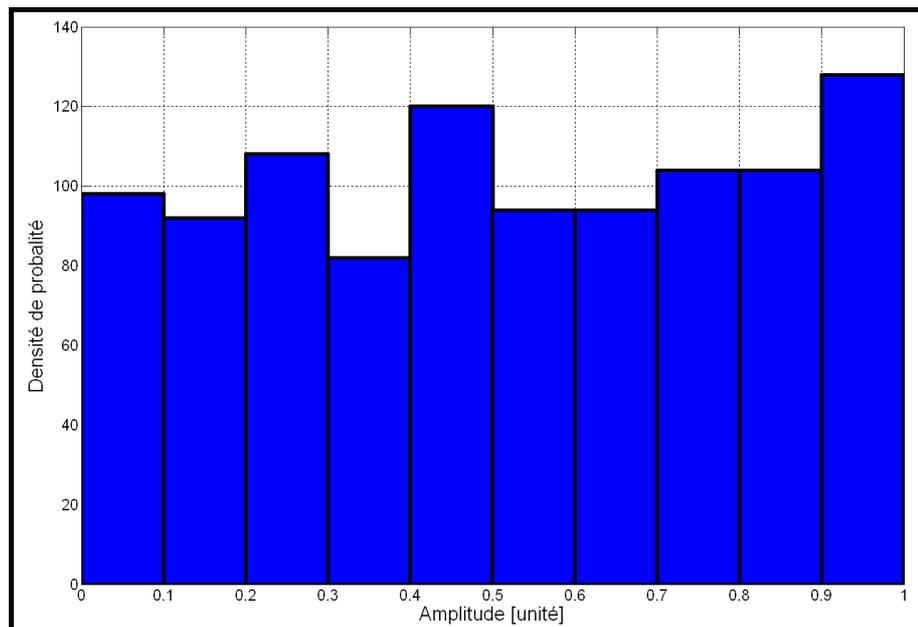


Figure 3-53 : Densité de Probabilité du signal SBPA modulée en amplitude pour le système de freinage

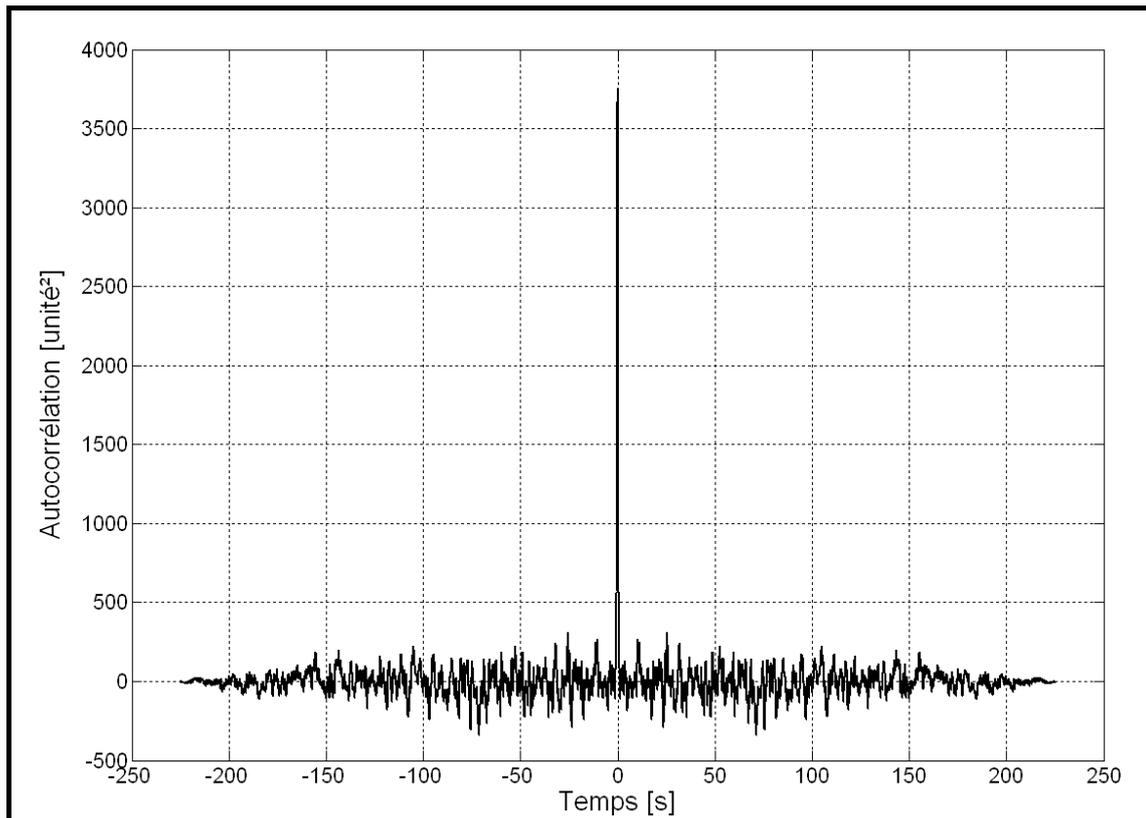


Figure 3-54 : Autocorrélation du signal SBPA modulée en amplitude pour le système de freinage

Le signal obtenu présente une densité de probabilité des amplitudes suffisamment uniforme pour exciter correctement la plage d'utilisation de ce système de freinage. L'autocorrélation du signal est également satisfaisante pour le considérer comme un bruit blanc. Nous utilisons la fonction affine définie par l'équation (3-12) suivante pour convertir ce signal SBPA modulée en amplitude en signal d'excitation pour le système (en mA) :

$$f : [0,1] \rightarrow [0,40]$$

(3-12)

$$y = f(x) = 40 \times x \quad [mA]$$

Malheureusement, le temps simulé nécessaire pour couvrir le domaine d'utilisation entier avec ce type de signal est trop long pour le cas de fonctionnement « alternate ». L'accumulateur hydraulique se vide entièrement avant la fin de la simulation numérique (cf. figure 3-55). Il est donc impossible de couvrir la totalité du domaine d'utilisation du système en mode « alternate ».

3.4 Réduction des modèles d'orientation et de freinage

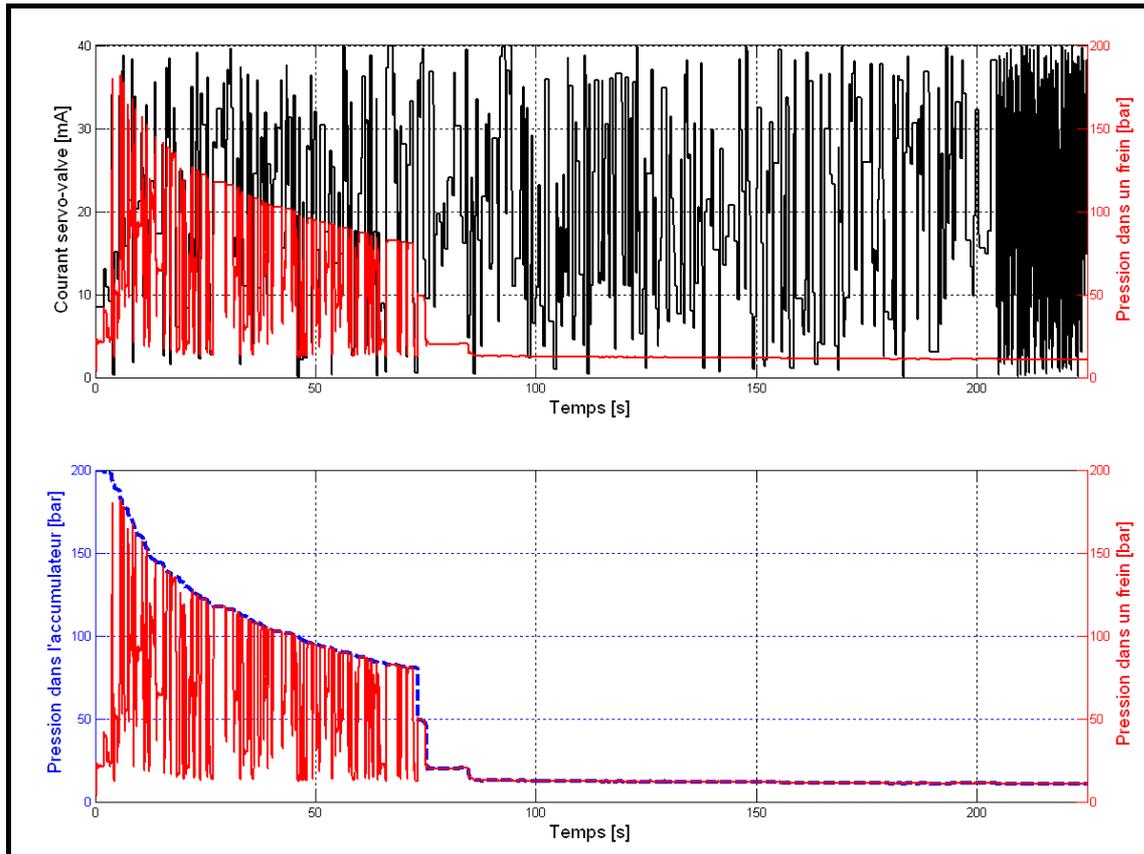


Figure 3-55 : Résultats de simulation du modèle de référence avec le signal d'excitation de type SBPA modulée en amplitudes pour le mode dit « alternate »

Sur la figure précédente, nous superposons le courant de commande de la servo-valve avec la pression dans un frein (courbe du haut). Après 80 secondes de temps simulé, la pression dans le frein chute et ne répond plus au courant de commande imposé. Ceci est dû à la pression que l'accumulateur est capable de fournir au système. Sur la courbe du bas, nous superposons la pression dans un frein avec la pression fournie par l'accumulateur : celui-ci est vide et n'est plus capable de fournir une pression hydraulique suffisante.

D'une part, la chute de pression en sortie de l'accumulateur ne permet pas de couvrir toute la plage de fréquence d'utilisation du système. D'autre part, cela a également un impact sur la densité de probabilité des amplitudes réellement excitées (en courant et donc en pression). Sur la figure 3-56 ci-après, la pression dans le frein est limitée par la pression de l'accumulateur, et ne répond alors plus au signal d'excitation (par exemple entre 26 et 32 secondes). La plage temporelle d'excitation n'est donc pas couverte.

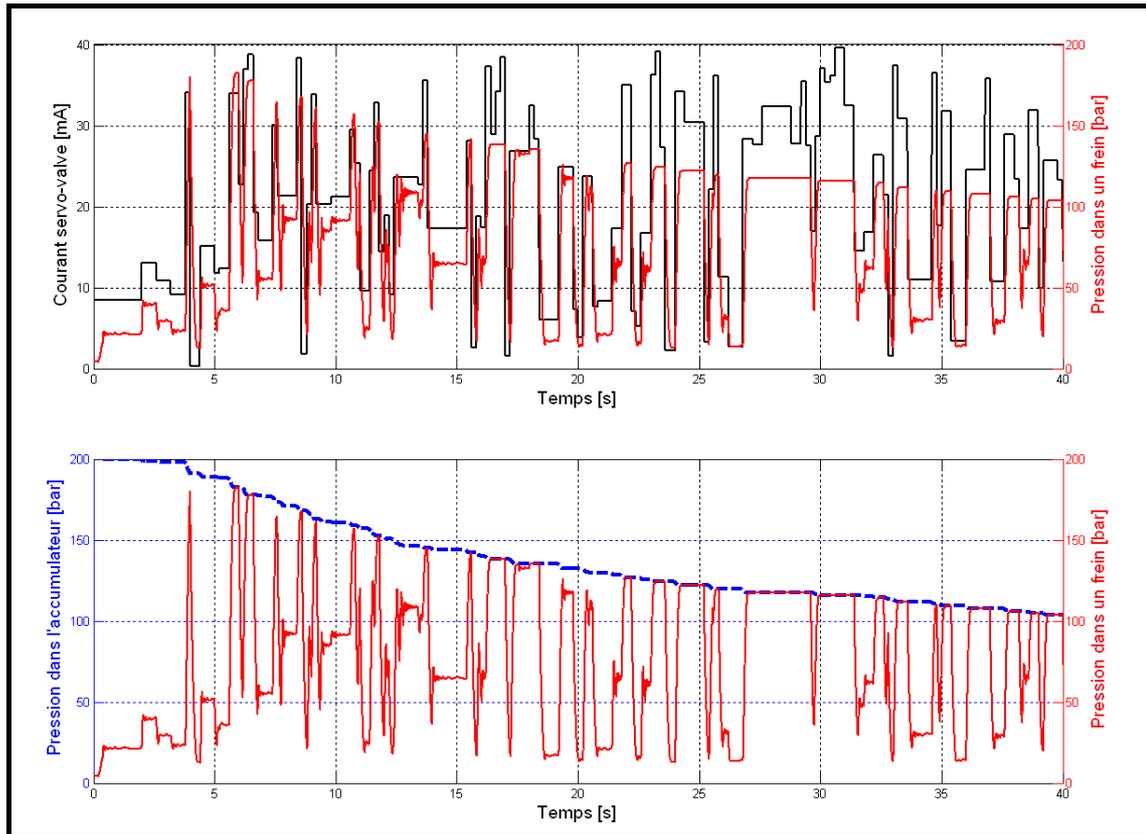


Figure 3-56 : Résultats de simulation du modèle de référence avec le signal d'excitation de type SBPA modulée en amplitudes pour le mode dit « alternate » - Agrandissement

Il est donc impossible d'appliquer notre couplage fréquentiel pour ce mode de fonctionnement dit « alternate ». Nous choisissons alors d'appliquer le même signal d'excitation décrit dans le paragraphe 3.2.4 sur toutes les servo-valves, consistant en une série de deux freinages (modélisant les « appuis pédale » du pilote) en mode normal puis « alternate » (cf. figure 3-57). Cela nous permet également de réduire les temps de calcul nécessaires à l'application des deux méthodes de réduction de modèles. Nous vérifierons a posteriori le domaine de validité des modèles réduits obtenus en appliquant le signal de type SBPA modulée en amplitude, défini précédemment, pour le mode de fonctionnement normal du système de freinage.

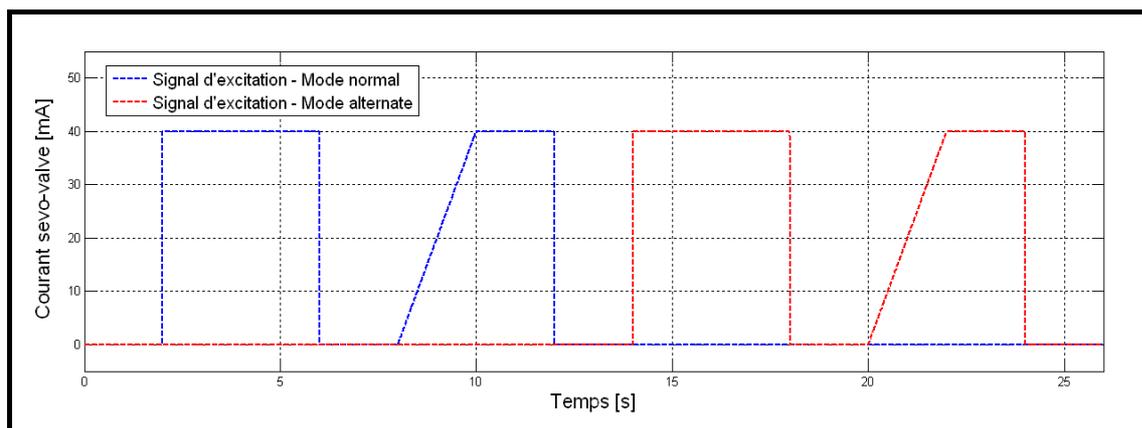


Figure 3-57 : Signal d'excitation utilisé pour la réduction du modèle de freinage

3.4.2.2 Résultats

Nous utilisons donc les résultats numériques obtenus lors de la description du système de freinage (cf. § 3.2.4) pour calculer les différents critères énergétiques nécessaires à la méthode de réduction de modèles MORA (utilisant l'« Activity ») et à notre méthode PEMRA (utilisant l'« Activity », l'« Energie Moyenne » et la « Puissance Extrême »). Le classement des composants (du plus significatifs au plus négligeables) est entièrement lié à cette simulation. Le tableau 3-5 ci-après présente une partie des composants du modèle du système de freinage, ainsi que leur classement en fonction des indicateurs énergétiques utilisés.

Comme pour le système d'orientation étudié précédemment, les indicateurs (calculés d'après les résultats de la simulation numérique du paragraphe 3.2.4) permettent de trier les composants du plus significatifs au plus négligeables. Certains composants tels que « l'accumulateur hydraulique » sont indiqués comme étant (quasiment) le plus significatifs par les trois critères. Au contraire, les composants électriques ou électromagnétiques sont tous négligeables selon l'Indice d'Activité, alors que les deux nouveaux critères introduits dans ce mémoire ciblent certains composants comme étant les plus significatifs (par exemple « Perte par effet Joule de la source de courant 3 (dissipation R) »).

		Nom des composants	AI	MEI	EPI
Mecanique		Frottement du tiroir de la servo-valve 1 (dissipation R)	260	27	67
		Inertie du tiroir de la servo-valve 1 (inertie I)	329	74	74
		Raideur d'une butée mécanique (capacité C)	56	16	9
		Amortissement d'une butée mécanique (dissipation R)	395	77	77
		Raideur d'une butée mécanique (capacité C)	4	4	2
		Amortissement d'une butée mécanique (dissipation R)	396	78	78
		Raideur d'un ressort dans une servo-valve (capacité C)	15	8	6
Hydraulique		Perte de charge 1 de la servo-valve 1 (dissipation R)	22	9	27
		Perte de charge 2 de la servo-valve 1 (dissipation R)	20	7	29
		Perte de charge de la check-valve 1 (dissipation R)	109	75	106
		Accumulateur hydraulique (capacité C)	1	2	1
		Perte de charge de l'isolating-valve 1 (dissipation R)	10	5	12
		Perte de charge de l'isolating-valve 2 (dissipation R)	7	6	5
		Perte de charge dans un filtre (dissipation R)	64	43	53
Electrique		Perte de charge du limiteur de pression 1 (dissipation R)	409	187	187
		Perte de charge du limiteur de pression 2 (dissipation R)	2	1	10
		Perte par effet Joule de la source de courant 1 (dissipation R)	308	7	4
		Perte par effet Joule de la source de courant 2 (dissipation R)	310	9	2
Magnetique		Perte par effet Joule de la source de courant 3 (dissipation R)	311	10	1
		Perte par effet Joule de la source de courant 4 (dissipation R)	309	8	3
		Entrefer 1 de la servo-valve 1 (capacité C)	228	6	16
		Entrefer 2 de la servo-valve 1 (capacité C)	219	20	17
		Entrefer 3 de la servo-valve 1 (capacité C)	240	22	24
		Entrefer 1 de la servo-valve 2 (capacité C)	221	17	19
		Entrefer 2 de la servo-valve 2 (capacité C)	213	1	7
		Entrefer 3 de la servo-valve 2 (capacité C)	226	14	12
		Entrefer 1 de la servo-valve 3 (capacité C)	212	7	3
		Entrefer 2 de la servo-valve 3 (capacité C)	233	16	10
		Entrefer 3 de la servo-valve 3 (capacité C)	216	11	1
		Entrefer 1 de la servo-valve 4 (capacité C)	230	10	13
		Entrefer 2 de la servo-valve 4 (capacité C)	215	3	6
		Entrefer 3 de la servo-valve 4 (capacité C)	236	23	22
		Aimant 1 de la servo-valve 1 (capacité C)	333	73	75
		Aimant 2 de la servo-valve 1 (capacité C)	341	78	69
		Aimant 3 de la servo-valve 1 (capacité C)	338	75	68
		Aimant 1 de la servo-valve 2 (capacité C)	339	76	67
		Aimant 2 de la servo-valve 2 (capacité C)	332	74	76
		Aimant 3 de la servo-valve 2 (capacité C)	330	72	72
		Aimant 1 de la servo-valve 3 (capacité C)	331	71	71
	Aimant 2 de la servo-valve 3 (capacité C)	335	69	74	
	Aimant 3 de la servo-valve 3 (capacité C)	334	70	73	
	Aimant 1 de la servo-valve 4 (capacité C)	336	68	78	
	Aimant 2 de la servo-valve 4 (capacité C)	337	67	77	
	Aimant 3 de la servo-valve 4 (capacité C)	340	77	70	

Tableau 3-5 : Exemple du classement de certains composants du modèle du système de freinage en fonction de l'indicateur énergétique utilisé

La figure 3-58 ci-après présente à nouveau le scénario d'excitation, avec un temps simulé de 26 secondes (au lieu de 225 secondes avec le signal SBPA modulée en amplitude), ainsi que la réponse temporelle du modèle de référence (pression dans un seul frein). Ce scénario permet de diminuer les temps de calcul nécessaires à l'application des deux méthodes de réduction de modèles. Nous vérifierons néanmoins le

3.4 Réduction des modèles d'orientation et de freinage

domaine de validité des modèles réduits obtenus les plus « prometteurs » en appliquant le signal SBPA modulée en amplitude défini précédemment, pour le cas de fonctionnement normal.

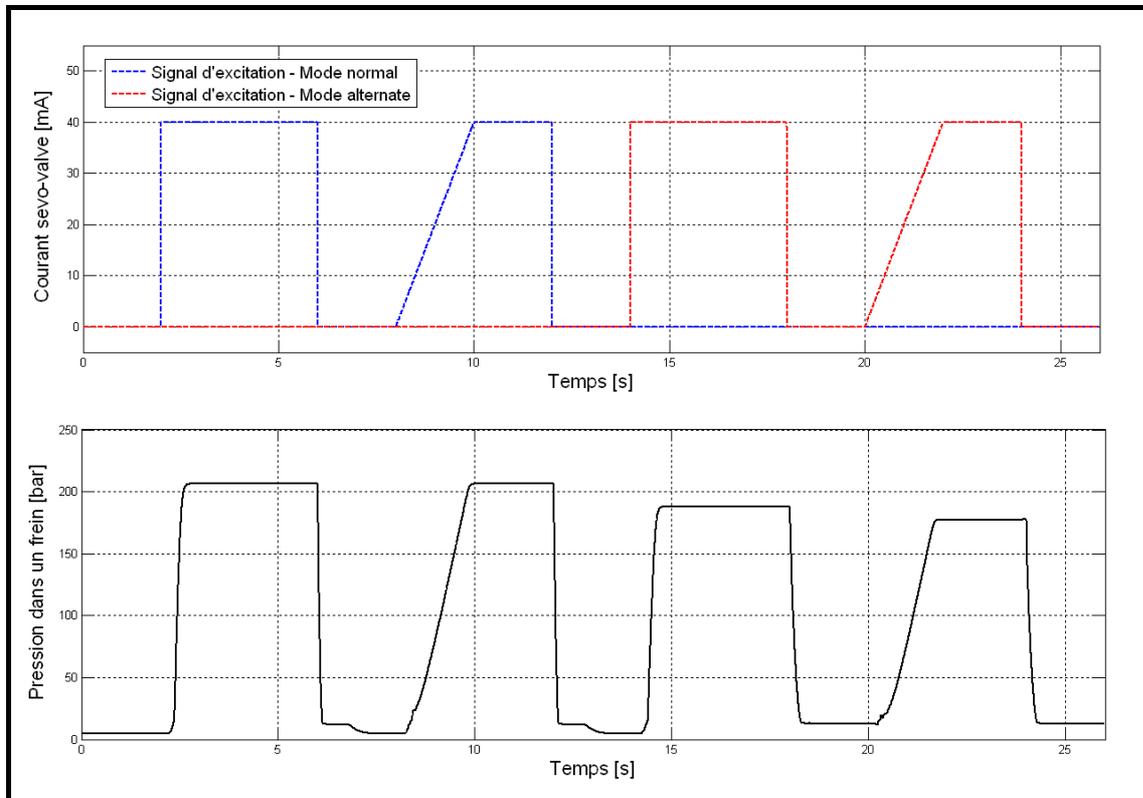


Figure 3-58 : Signal d'excitation (en haut) et pression dans un frein (en bas) après simulation du modèle de référence du système de freinage

Nous avons commencé par appliquer la méthode de réduction de modèles MORA. D'emblée, la méthode MORA néglige tous les composants électriques et électromagnétiques de l'étage basse puissance de commande des servo-valves, d'après les valeurs de leur « Activité ». Or, ces composants sont indispensables pour le « bon fonctionnement » du modèle. Si nous appliquons strictement la méthode MORA, il est impossible de réduire ce modèle de freinage.

La méthode PEMRA, comme nous le verrons par la suite, ne néglige pas ces composants et nous permet donc d'obtenir des modèles réduits. Afin d'avoir des éléments de comparaison, nous forçons la méthode MORA à intégrer ces composants, en appliquant la méthode uniquement sur les composants hydrauliques et mécaniques. Les composants électriques et électromagnétiques seront ajoutés (tel quel) dans les modèles réduits construits.

Le modèle le plus simple que nous ayons ainsi trouvé a été obtenu en fixant un seuil de 80 % sur la quantité d'« Activité Totale » à prendre en

compte dans le modèle réduit (en considérant uniquement les composants hydrauliques et mécaniques). Ce modèle le plus simple comprend alors 286 composants ; tous les modèles réduits ont été construits jusqu'au modèle de référence comportant 409 composants.

Nous avons déjà précisé lors de la réduction du modèle du système d'orientation que le modèle initial le plus simple utilisable avec notre méthode PEMRA pouvait être réduit à « un simple fil ». Dans le but de comparer les deux méthodes de réduction de modèles MORA et PEMRA, nous fixons le même niveau de seuil sur les trois critères pour déterminer le modèle le plus simple à partir duquel nous avons appliqué la méthode PEMRA, afin d'obtenir à peu près le même modèle réduit initial. Nous avons donc fixé un seuil de 80 % sur l'Indice d'Activité, de 80 % sur l'Indice d'Energie Moyenne et de 20 % sur l'Indice de Puissance Extrême. Nous appliquons le critère de précision temporelle sur la pression moyennée dans les quatre freins, et fixons le seuil de variation limite de ce critère à 2 %. L'avantage de notre méthode réside ici dans la différenciation des domaines physiques : les composants électriques et électromagnétiques les plus significatifs sont ciblés par les critères d'Energie Moyenne et de Puissance Extrême, et donc pris en compte dès les premiers modèles réduits obtenus.

Le modèle le plus simple construit comporte ainsi 239 composants, et le plus complexe seulement 260 (sur les 409 composants du modèle de référence) ! Le seuil de variation limite fixé sur le critère de précision temporelle nous conduit à la suppression de la quasi-totalité des composants testés lors des itérations avec PEMRA. Les résultats en termes de précision des modèles réduits obtenus sont présentés dans le graphique de la figure 3-59 suivante :

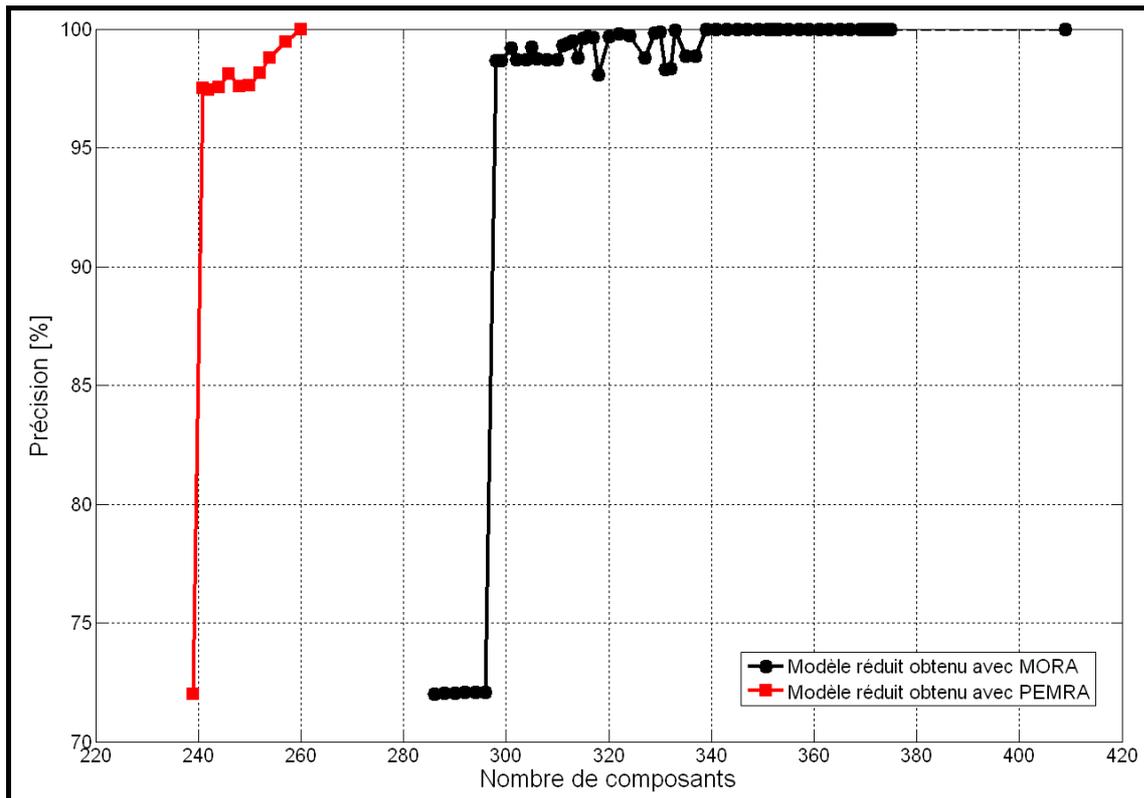


Figure 3-59 : Comparaison de la précision des modèles réduits obtenus avec MORA et PEMRA en fonction du nombre de composants

Les premiers modèles réduits obtenus avec MORA et PEMRA présentent une précision de l'ordre de 72 % ; leurs réponses temporelles ne sont clairement pas satisfaisantes, comme le montre la figure 3-60 ci-après. Cela s'explique par d'importants phénomènes hydrauliques qui ne sont pas pris en compte lors du freinage en mode dit « alternate » ; les modèles réduits ne répondent pas à la seconde rampe entre 20 et 24 secondes (la pression dans le frein n'augmente pas).

Les deux modèles réduits initiaux présentés ci-après ne sont donc pas les modèles « les plus adaptés ». Les premiers modèles réduits « satisfaisants » présentent une précision de 97.51 % (avec PEMRA) et de 98.66 % (avec MORA). La figure 3-61 présente un agrandissement de la courbe représentant la précision des modèles réduits obtenus en fonction du nombre de composants pris en compte. Notre méthode PEMRA permet ici d'obtenir un modèle réduit présentant une précision proche de celui obtenu avec MORA, mais comprenant 241 composants, alors que le modèle réduit obtenu avec MORA en comporte 298.

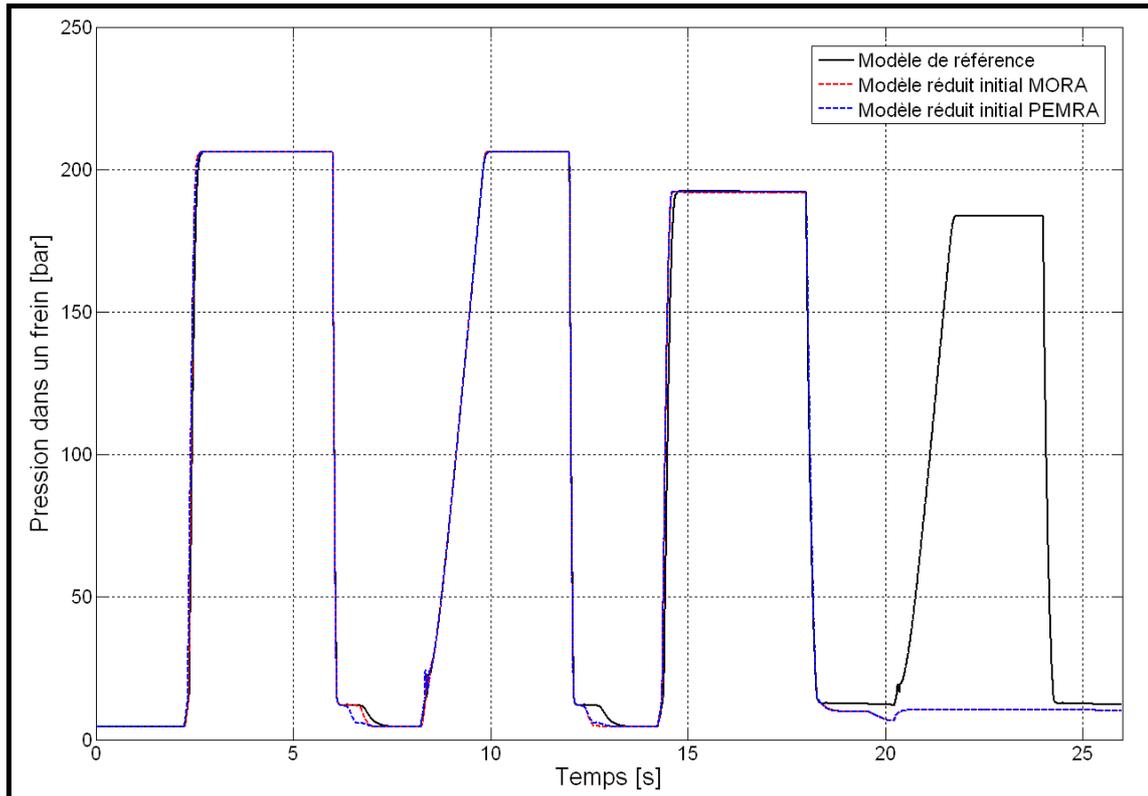


Figure 3-60 : Comparaison de la réponse temporelle des premiers modèles réduits MORA (en rouge) et PEMRA (en bleu) avec la réponse temporelle du modèle de référence (en noir)

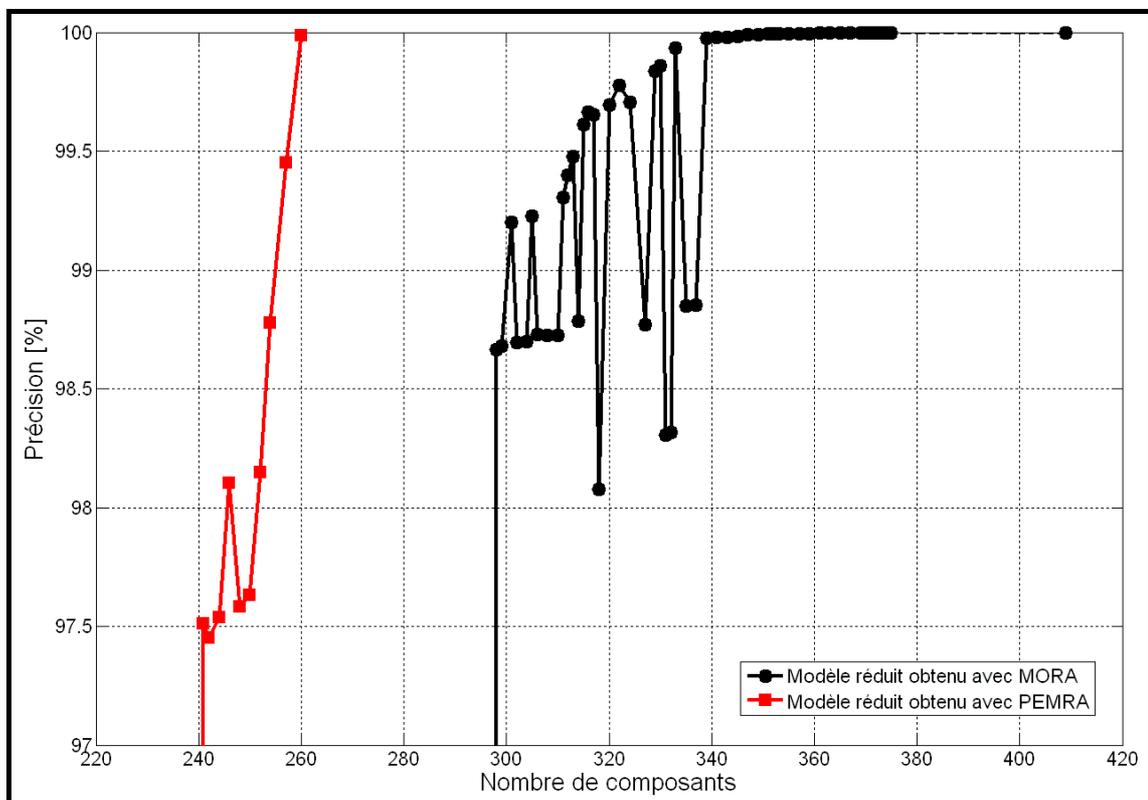


Figure 3-61 : Comparaison de la précision des modèles réduits obtenus avec MORA et PEMRA en fonction du nombre de composants - Agrandissement

3.4 Réduction des modèles d'orientation et de freinage

La figure 3-62 ci-après montre la réponse temporelle de ces premiers modèles réduits « satisfaisants ». Les courbes correspondent à la pression dans un seul frein, mais les quatre réponses temporelles sont les mêmes. Qu'il s'agisse du modèle réduit par la méthode MORA (comportant 298 composants) ou bien du modèle réduit avec PEMRA (comportant 241 composants), les pressions sont quasiment superposées avec celles du modèle de référence (sauf quelques phénomènes lors de la chute de pression (à 7, 13, 20 et 26 secondes)).

Nous pouvons donc supposer que ces modèles réduits sont les modèles adaptés à notre besoin : il s'agit des modèles les plus simples obtenus avec chaque méthode, tout en étant suffisamment précis pour répondre à nos exigences. L'avantage de notre méthode PEMRA est que le modèle ainsi obtenu est plus simple (seulement 241 composants au lieu de 298 composants), et présente un temps de calcul légèrement inférieur à celui obtenu avec la méthode MORA (1011 secondes au lieu de 1097 secondes), comme le montre la figure 3-63. L'un des points forts de notre méthode réside également dans le nombre de variables d'état du modèle : 206 variables d'état pour le modèle réduit obtenu avec PEMRA contre 292 pour le modèle réduit obtenu avec MORA (cf. figure 3-64).

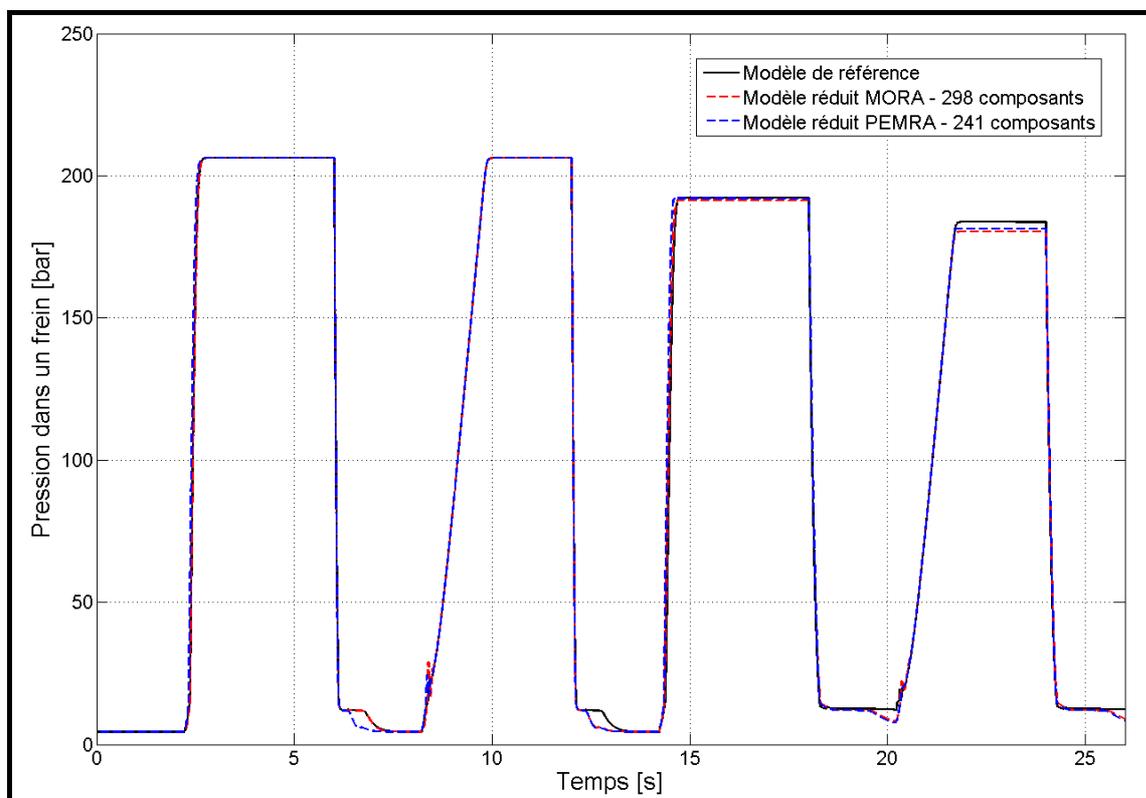


Figure 3-62 : Comparaison de la réponse temporelle des premiers modèles réduits « satisfaisants » MORA (en rouge) et PEMRA (en bleu) avec la réponse temporelle du modèle de référence (en noir)

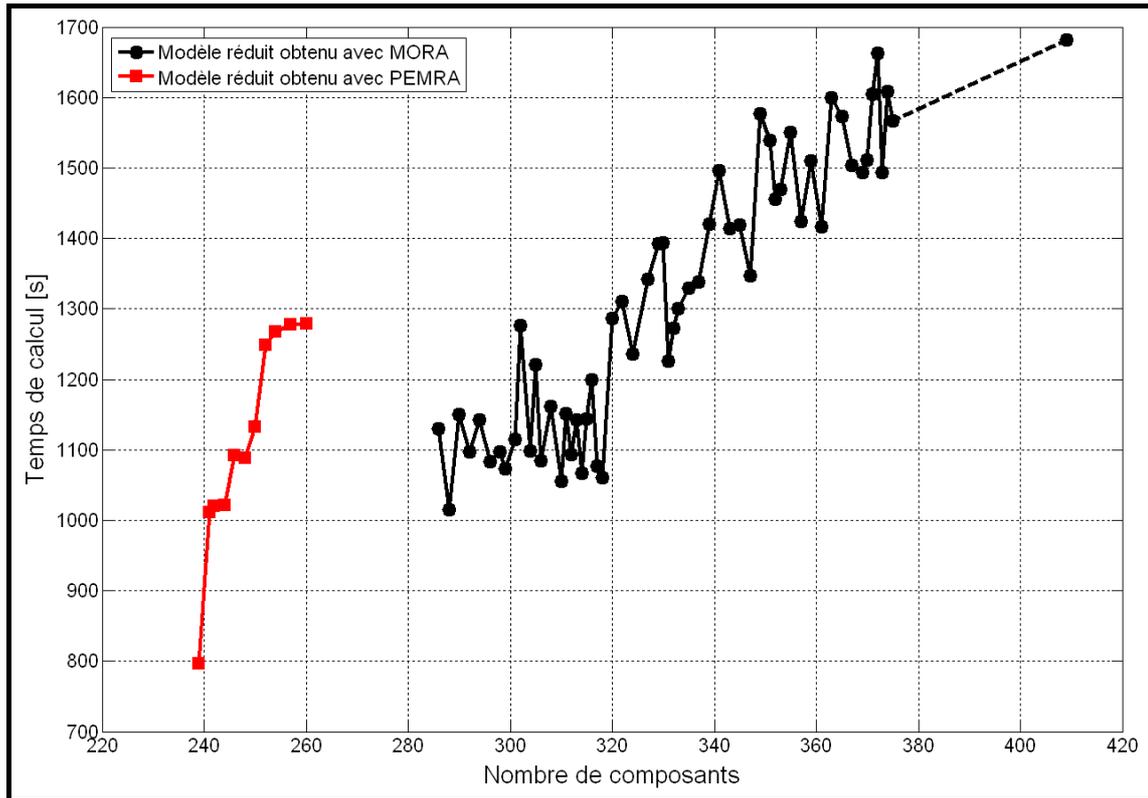


Figure 3-63 : Comparaison des temps de calcul des modèles réduits obtenus avec MORA et PEMRA en fonction du nombre de composants

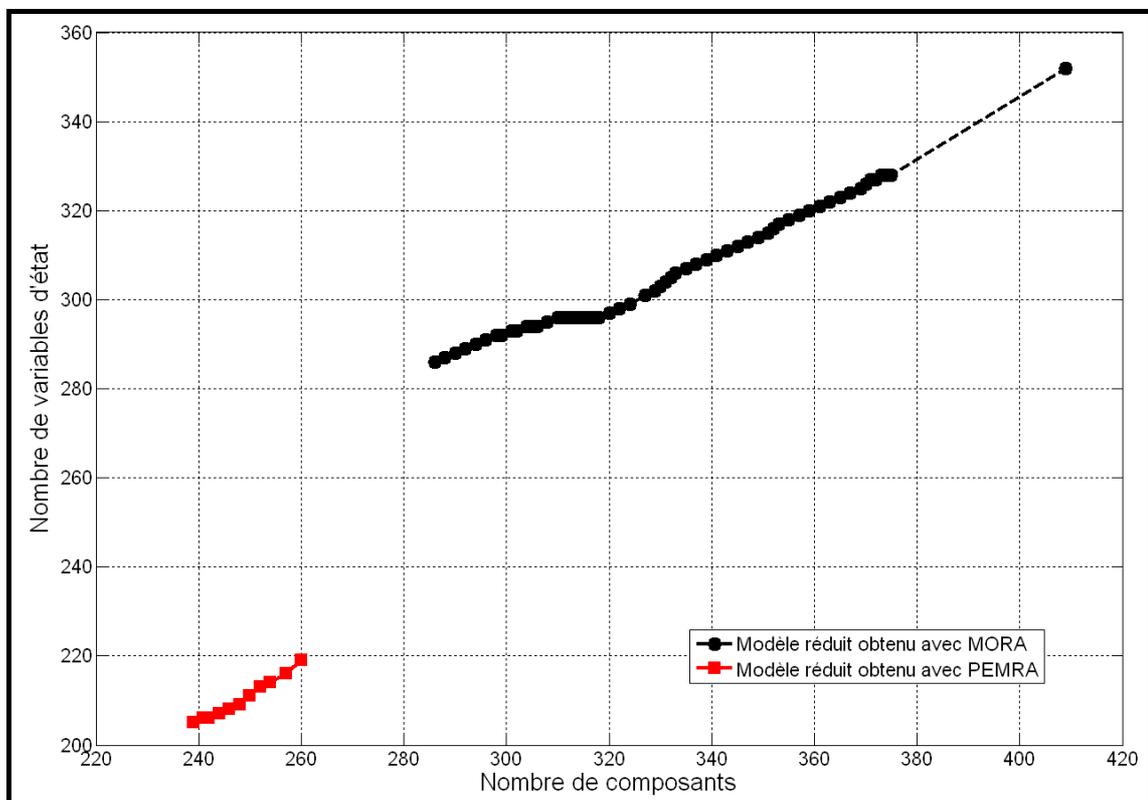


Figure 3-64 : Comparaison de l'ordre des modèles réduits obtenus avec MORA et PEMRA en fonction du nombre de composants

3.4 Réduction des modèles d'orientation et de freinage

Il en est de même pour le modèle le plus précis qu'il soit possible de construire avec les deux méthodes : le modèle PEMRA comporte seulement 260 composants et 219 variables d'état pour une précision de 99.98 %, alors que le modèle MORA obtenu contient 333 composants et 306 variables d'état, pour une précision de 99.93 %. Leurs temps de calcul sont cette fois-ci quasiment identiques. Le tableau 3-6 ci-dessous synthétise la comparaison des résultats obtenus par chaque méthode. La dernière colonne correspond à la valeur du « ratio temporel » (temps de calcul moyen nécessaire pour simuler 1 seconde de temps simulé). A titre indicatif, nous indiquons également la précision des modèles réduits obtenus en termes d'erreur maximale sur la pression dans les quatre freins.

	Nombre de composants pris en compte	Nombre de variables d'état	Précision [%]	Erreur Maximale [bar]	Temps de calcul [s]	Ratio
Modèle de référence	409	352	100%	0.0	1682 (28 min)	64.7
Modèles réduits MORA	286	286	72.02%	173.3	1130 (19 min)	43.5
	298	292	98.66%	31.0	1097 (18 min)	42.2
	333	306	99.93%	1.8	1300 (22 min)	50.0
Modèles réduits PEMRA	239	205	71.99%	173.3	797 (13 min)	30.7
	241	206	97.51%	54.3	1011 (17 min)	38.9
	260	219	99.98%	2.0	1279 (21 min)	49.2

Tableau 3-6 : Synthèse des modèles issus de la réduction du modèle de freinage

Rappelons tout de même que la méthode MORA ne permet pas d'obtenir de modèles réduits du système ! Les résultats présentés pour cette méthode MORA ont été obtenus en forçant la prise en compte des composants électriques et électromagnétiques de l'étage basse puissance des servo-valves. Pour cet exemple du système de freinage, les gains en temps de calcul, via notre méthode PEMRA, sont alors moins extraordinaires que pour l'exemple du système d'orientation. Cela s'explique principalement par la modélisation des phénomènes électriques et électromagnétiques dans les étages basse puissance des servo-valves. Ceux-ci nécessitent l'utilisation d'un pas de calcul relativement petit (inférieur à la milliseconde) ce qui limite les gains en termes de temps de calcul (aussi bien pour la méthode MORA que PEMRA). Par contre, les modèles réduits obtenus avec PEMRA comportent de 47 à 73 composants de moins, et jusqu'à 87 variables d'état de moins que les modèles réduits obtenus avec la méthode MORA, pour une précision quasi-identique. La supériorité de notre méthode PEMRA tient, là encore, à un choix plus judicieux des composants et des variables d'état, et à la séparation des domaines physiques lors du calcul des deux nouveaux critères énergétiques (Indice d'Energie Moyenne et Indice de Puissance Extrême).

Pour conclure, nous comparons la réponse des premiers modèles réduits « satisfaisants » obtenu avec la méthode MORA et PEMRA, à la réponse du modèle de référence avec le signal d'excitation de type SBPA modulée en amplitudes, défini dans le paragraphe 3.4.2.1. Pour le cas de fonctionnement normal (source de pression issue de l'avion), la réponse des deux modèles est superposée à la réponse du modèle de référence (cf. figure 3-65). Les agrandissements présentés dans les figures 3-66 et 3-67 montrent les réponses quasi-identiques des deux modèles réduits et du modèle de référence, respectivement pour les « basses fréquences » (d'environ 0.5 Hz à 5 Hz) et pour les « hautes fréquences » (d'environ 5 Hz à 50 Hz).

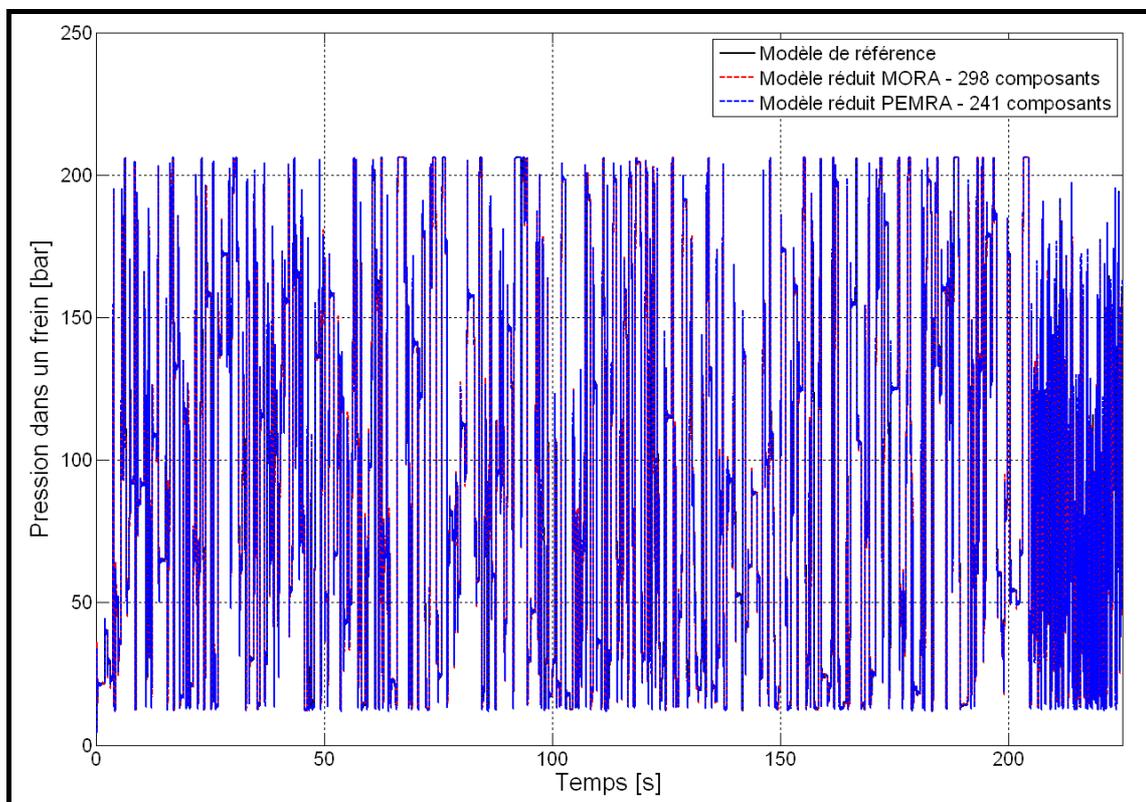


Figure 3-65 : Comparaison de la réponse temporelle des modèles réduits MORA (en rouge) et PEMRA (en bleu) avec la réponse temporelle du modèle de référence pour le cas de fonctionnement normal

3.4 Réduction des modèles d'orientation et de freinage

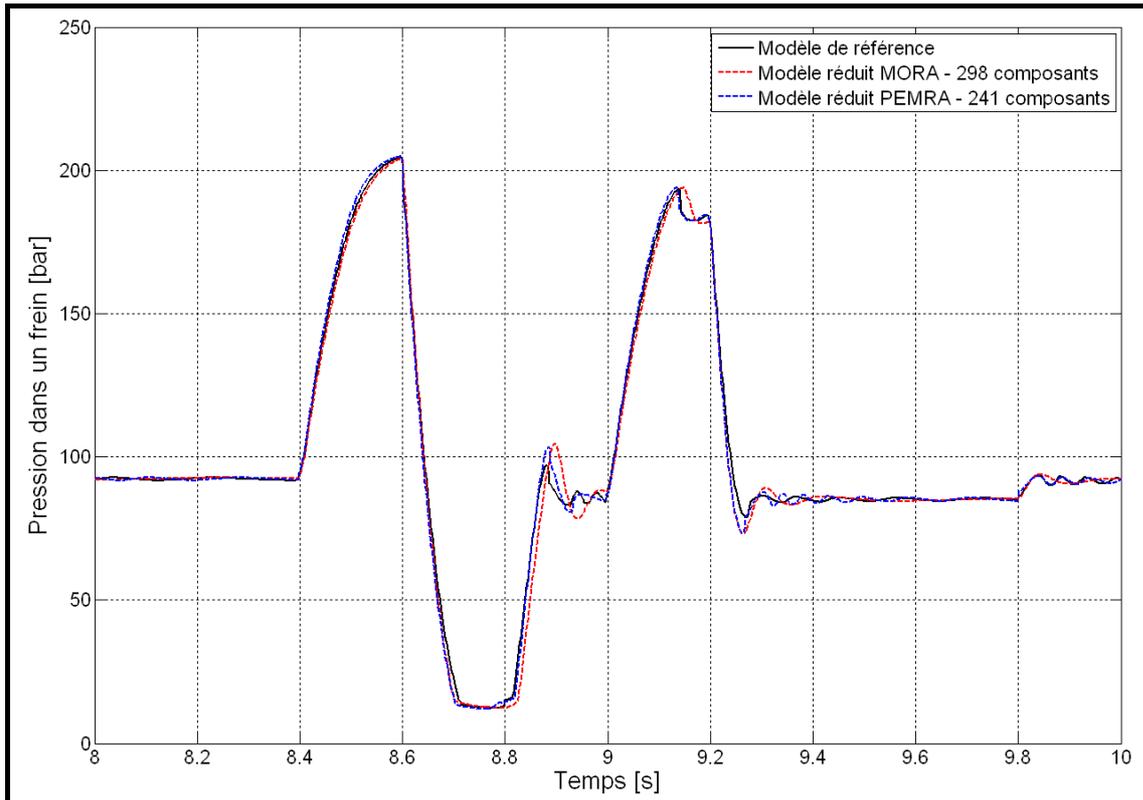


Figure 3-66 : Comparaison de la réponse temporelle des modèles réduits MORA (en rouge) et PEMRA (en bleu) avec la réponse temporelle du modèle de référence pour le cas de fonctionnement normal – Agrandissement basses fréquences

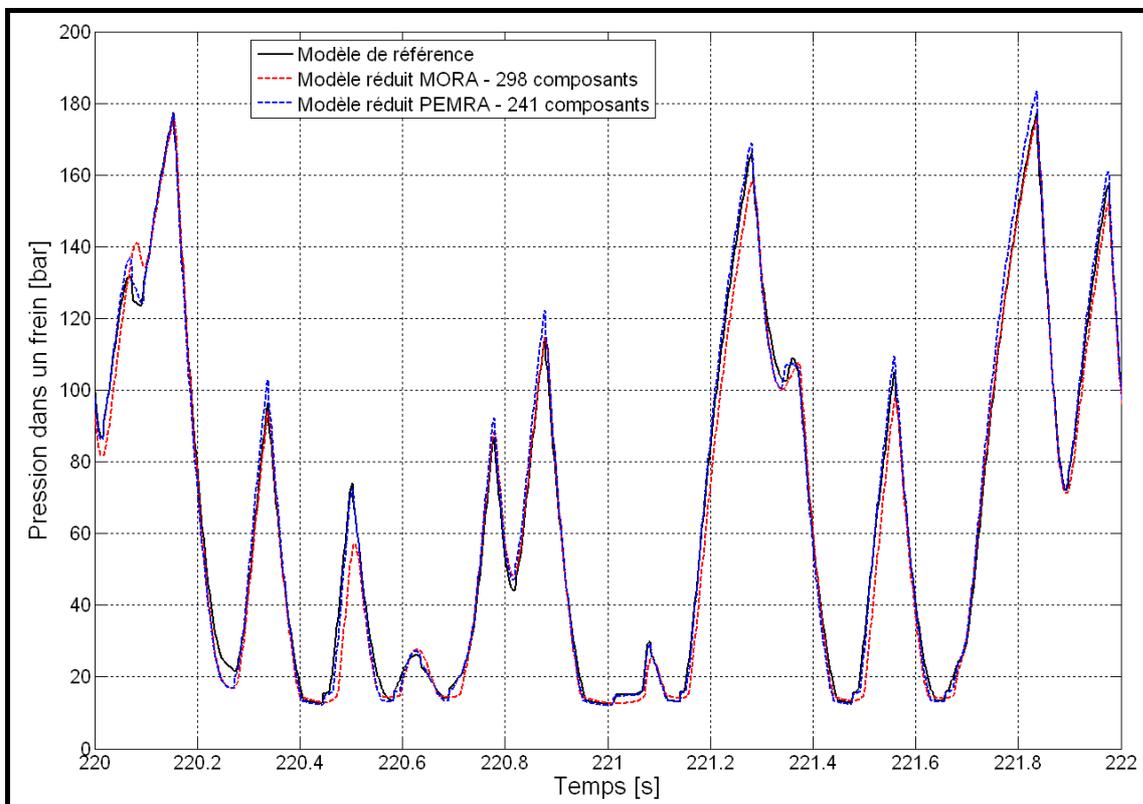


Figure 3-67 : Comparaison de la réponse temporelle des modèles réduits MORA (en rouge) et PEMRA (en bleu) avec la réponse temporelle du modèle de référence pour le cas de fonctionnement normal – Agrandissement hautes fréquences

Les modèles réduits obtenus, pour le cas de fonctionnement normal, permettent donc de couvrir la totalité du domaine d'utilisation du système de freinage, aussi bien en amplitude (de 0 mA à 40 mA, correspondant à la pression minimale et maximale fournie au système), qu'en fréquence (de 1 Hz à 20 Hz). L'avantage de notre méthode PEMRA est qu'elle permet d'aboutir à des modèles réduits comportant jusqu'à 73 composants de moins que les modèles réduits MORA (sur un total de 409 composants pour le modèle de référence), à précision et temps de calcul quasi-identiques. Les modèles réduits obtenus avec notre méthode PEMRA sont donc plus optimaux, d'autant plus qu'en réalité, la méthode MORA ne permet pas de réduire ce modèle du système de freinage.

En ce qui concerne le cas de fonctionnement dit « alternate », nous avons souhaité le valider en appliquant séparément les deux signaux d'excitation de type SBPA modulée en amplitudes défini au début de cette étude (cf. § 3.4.2.1). Le signal permettant de couvrir la plage de fréquence de 5 Hz à 50 Hz est assez court en temps simulé pour ne pas vider entièrement l'accumulateur hydraulique. Le second signal permettant de couvrir la plage de fréquence allant de 0.5 Hz à 5 Hz étant plus long, il ne s'agira que d'une validation partielle, en comparant les résultats obtenus avant que l'accumulateur ne se décharge entièrement.

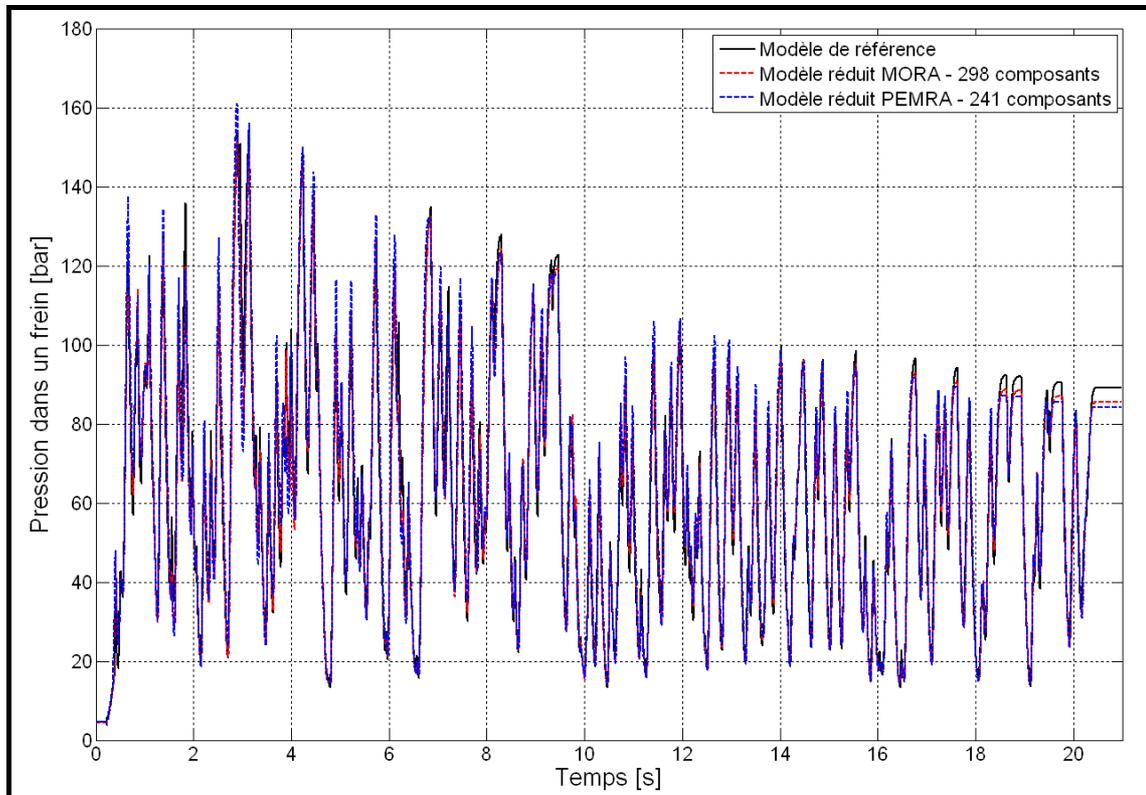


Figure 3-68 : Comparaison de la réponse temporelle des modèles réduits MORA (en rouge) et PEMRA (en bleu) avec la réponse temporelle du modèle de référence pour le cas de fonctionnement dit « alternate »

3.4 Réduction des modèles d'orientation et de freinage

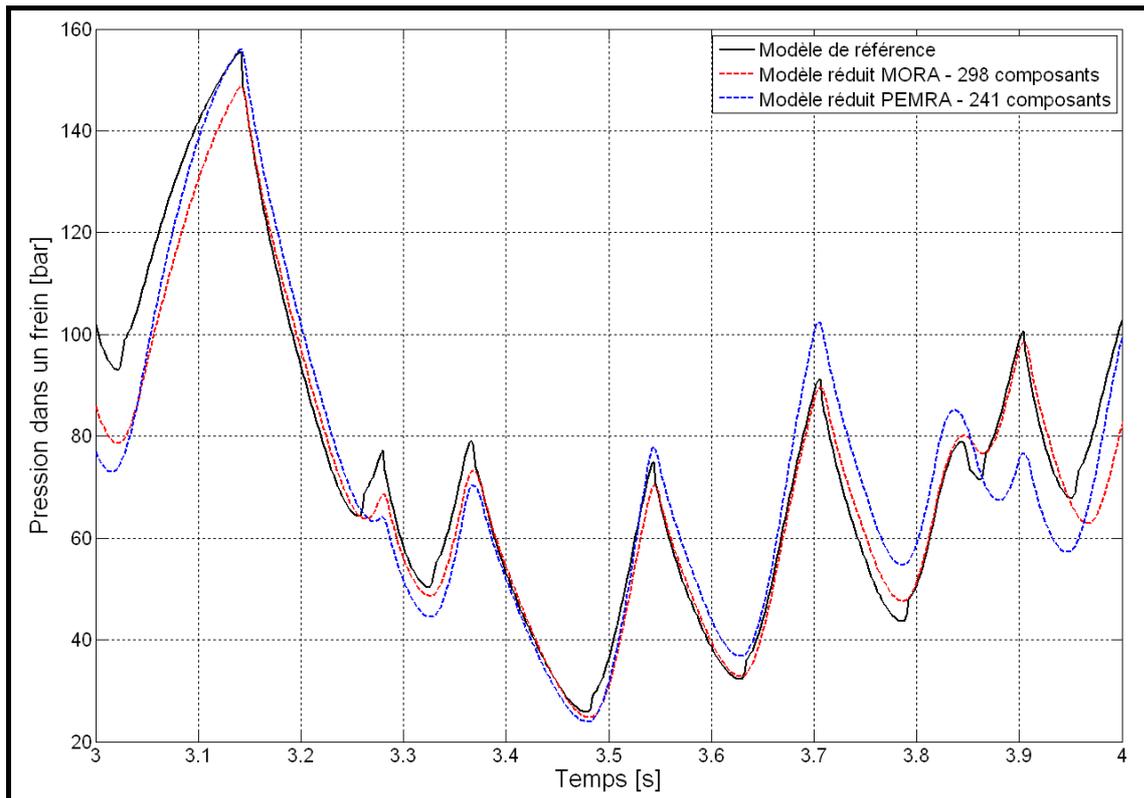


Figure 3-69 : Comparaison de la réponse temporelle des modèles réduits MORA (en rouge) et PEMRA (en bleu) avec la réponse temporelle du modèle de référence pour le cas de fonctionnement dit « alternate » - Agrandissement

Les figures 3-68 et 3-69 précédentes montrent les résultats de simulation des modèles réduits MORA et PEMRA et du modèle de référence avec le signal d'excitation de type SBPA modulée en amplitude. Bien que quelques phénomènes (mis en évidence sur l'agrandissement) ne soient pas pris en compte, les réponses temporelles des deux modèles réduits sont tout à fait acceptables. Nous pouvons donc affirmer que ces modèles réduits sont valides sur la plage de fréquence allant de 5 Hz à 50 Hz. La figure 3-70 suivante présente les mêmes résultats lorsque les modèles sont excités par le signal SBPA modulée en amplitude couvrant la plage de fréquence de 0.5 Hz à 5 Hz.

Sur la figure ci-après, nous pouvons constater que l'accumulateur des modèles réduits est vide bien avant celui du modèle de référence : la pression dans le frein n'augmente plus à partir de 54 secondes (pour MORA en rouge et PEMRA en bleu), alors que la pression dans le frein du modèle de référence n'augmente plus à partir de 85 secondes environ. De plus, nous pouvons constater, par exemple, qu'entre 5 et 15 secondes, des phénomènes oscillatoires importants apparaissent sur la réponse temporelle des deux modèles réduits MORA et PEMRA, comme le montre la figure 3-71.

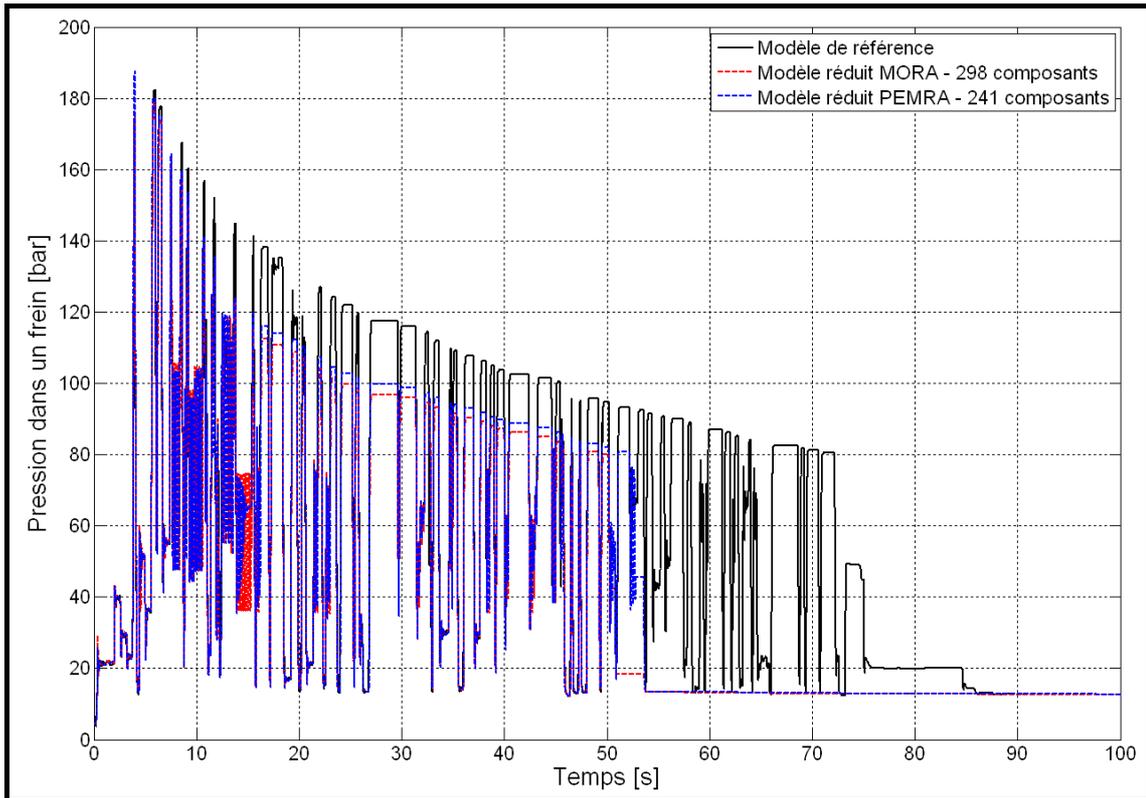


Figure 3-70 : Comparaison de la réponse temporelle des modèles réduits MORA (en rouge) et PEMRA (en bleu) avec la réponse temporelle du modèle de référence pour le cas de fonctionnement dit « alternate »

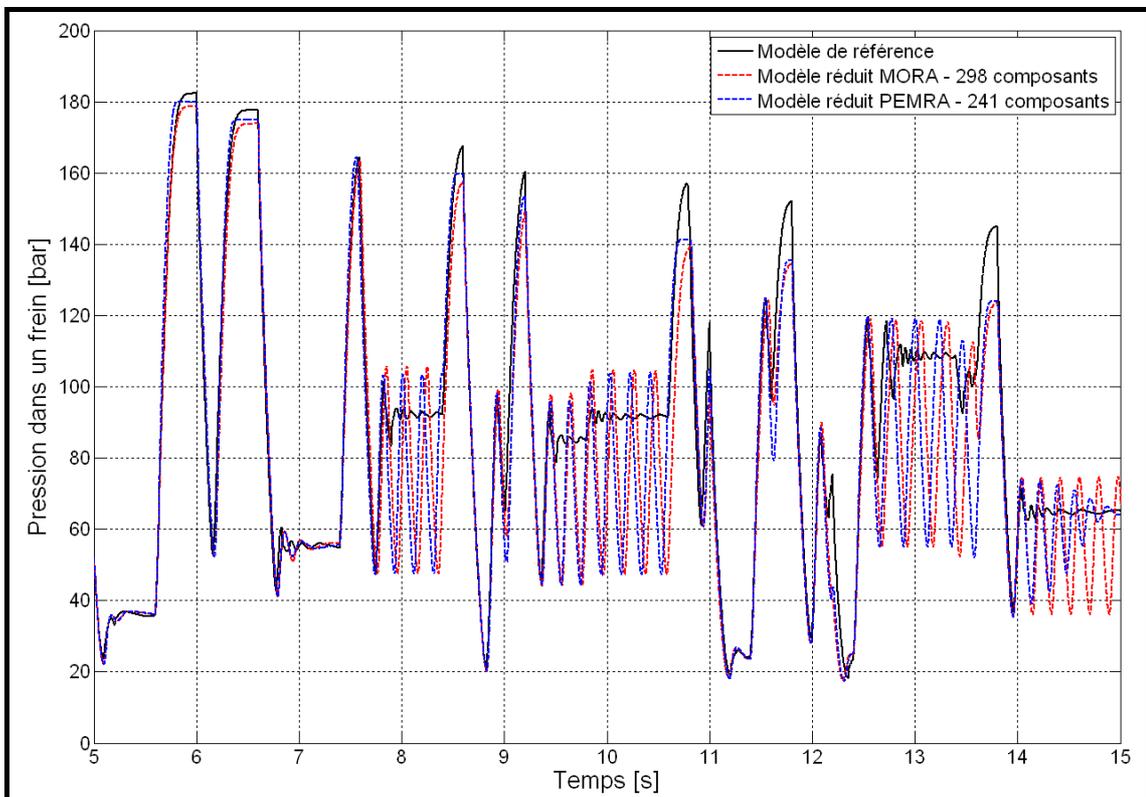


Figure 3-71 : Comparaison de la réponse temporelle des modèles réduits MORA (en rouge) et PEMRA (en bleu) avec la réponse temporelle du modèle de référence pour le cas de fonctionnement dit « alternate » - Agrandissement

Les résultats de la figure précédente nous permettent de conclure que les deux modèles réduits MORA et PEMRA étudiés ici ne sont pas valides sur la plage de fréquence de 0.5 Hz à 5 Hz, pour le cas de fonctionnement dit « alternate ». Les phénomènes oscillatoires observés sont incompatibles avec la notion de modèle « le plus adapté ». Deux solutions sont alors envisageables :

- Utiliser les modèles réduits MORA et PEMRA comportant respectivement 333 et 260 composants. Ces deux modèles réduits ne présentent plus ces oscillations et sont donc valides sur la plage de fonctionnement entière décrite au début de cette étude (cf. § 3.4.2.1). Mais ces modèles réduits ne correspondent pas à la solution optimale.
- Une meilleure solution est de recommencer la phase de réduction de modèle en utilisant un signal d'excitation plus riche que le signal utilisé représentant deux « appuis pédale », notamment dans les « basses fréquences » afin de s'assurer la convergence vers le modèle « le plus adapté ».

Nous choisissons de conserver ce modèle pour le reste de notre étude (la co-simulation complète, cf. § 3.5), qui ne concernera que le fonctionnement normal du système de freinage (le modèle réduit précédent comportant 241 composants étant validé pour ce cas de fonctionnement).

Cette étape de réduction de modèles appliquée sur l'exemple complexe du système de freinage a donc permis, dans un premier temps, de mettre en évidence que les solutions obtenues avec notre méthode PEMRA sont plus optimales que celles obtenues avec la méthode MORA. Les modèles réduits obtenus comportent moins de composants (ils sont donc plus simples) que les modèles réduits MORA (en forçant la prise en compte de certains composants), avec une précision et des temps de calcul quasi-identiques. Le second point à noter est l'importance du choix du signal d'excitation ; le couplage fréquentiel, consistant à utiliser des signaux d'excitation riches, nous aurait probablement permis d'obtenir des modèles réduits valides sur la plage de fonctionnement entière du système, aussi bien en fonctionnement normal qu'en fonctionnement dit « alternate ». Nous ne pouvons pas statuer sur ce point dans ce mémoire, faute de temps pour reprendre la phase de réduction du modèle du système de freinage depuis le début.

Dans ce paragraphe 3.4, nous avons illustré notre approche basée sur les quatre points suivants :

- Analyser le domaine de fonctionnement d'un système
- Générer un signal d'excitation adapté, permettant de couvrir l'ensemble du domaine de fonctionnement défini
- Appliquer notre méthode de réduction de modèles PEMRA (méthode itérative ascendante, basée sur trois indicateurs énergétiques et sur un critère de précision temporelle)
- Valider les modèles réduits obtenus en vérifiant leur réponse temporelle au signal d'excitation adapté construit dans le second point

Le tableau 3-7 ci-après présente une synthèse des résultats obtenus lors de la réduction des différents modèles étudiés dans ce mémoire : le système de freinage que nous venons d'analyser, ainsi que le modèle d'orientation des roues du train avant. Mais aussi le modèle de suspension hydraulique ainsi que le modèle de l'actionneur EBMA.

		Nombre de composants pris en compte	Nombre de variables d'état	Précision [%]	Erreur Maximale [bar/deg/mm/mm]	Temps de calcul [s]	Ratio
Freinage	Modèle de référence	409	352	100%	0.0	1682 (28 min)	64.7
	Modèles réduits MORA	286	286	72.02%	173.3	1130 (19 min)	43.5
		298	292	98.66%	31.0	1097 (18 min)	42.2
		333	306	99.93%	1.8	1300 (22 min)	50.0
	Modèles réduits PEMRA	239	205	71.99%	173.3	797 (13 min)	30.7
		241	206	97.51%	54.3	1011 (17 min)	38.9
260		219	99.98%	2.0	1279 (21 min)	49.2	
Orientation	Modèle de référence	203	157	100%	0.0	43160 (12 h)	1079
	Modèles réduits MORA	49	50	99.16%	7.1	870 (14 min)	22
		74	66	99.27%	4.0	4500 (1 h)	113
		108	85	99.61%	4.2	7900 (2 h)	198
	Modèles réduits PEMRA	47	48	98.98%	7.1	115 (2 min)	2.9
		73	63	99.43%	4.0	160 (3 min)	4.0
101		81	99.65%	2.1	250 (4 min)	6.3	
Suspension hydraulique	Modèle de référence	33	27	100%	0.0	20.3	0.41
	Modèles réduits MORA	9	9	98.72%	6.50	4.6	0.09
		19	16	99.83%	1.42	5.8	0.12
		21	18	99.92%	0.51	11.4	0.23
	Modèles réduits PEMRA	8	8	99.27%	5.69	3.1	0.06
		13	13	99.72%	2.33	3.3	0.07
20		18	99.92%	0.66	3.8	0.08	
EBMA	Modèle de référence	64	79	100%	0.0	415 (7 min)	10.38
	Modèles réduits MORA	26	50	99.21%	3.60	102 (1 min 42)	2.55
		35	56	99.65%	2.66	99 (1 min 39)	2.48
		46	64	99.92%	0.98	185 (3 min)	4.63
	Modèles réduits PEMRA	26	48	99.21%	3.60	102 (1 min 42)	2.55
		35	55	99.65%	2.75	113 (1 min 53)	2.83
46		63	99.91%	1.33	187 (3 min)	4.68	

Tableau 3-7 : Synthèse de la comparaison de la méthode MORA et PEMRA sur les différents systèmes étudiés dans ce mémoire

Notre méthode PEMRA permet donc dans tous les cas d'obtenir un modèle réduit plus optimal que la méthode MORA. Ces modèles réduits PEMRA sont soit plus simples, soit plus précis, soit moins consommateurs en temps de calcul que les modèles réduits MORA. Notre méthode permet de converger systématiquement vers le modèle « le plus adapté », notamment grâce aux deux nouveaux indicateurs énergétiques utilisés, au processus itératif ascendant mis en place, ou encore grâce aux règles et critères de précision temporelle définis.

Nous avons donc à notre disposition un modèle réduit du système de freinage, valide sur toute la plage de fonctionnement désirée pour le cas de fonctionnement normal (et partiellement valide pour le cas de fonctionnement dit « alternate »). Ce modèle, ainsi que le modèle réduit du système d'orientation obtenu dans le paragraphe 3.4.1 sont utilisés dans la section 3.5 suivante dans une co-simulation complète, comprenant le modèle d'avion mécanique 3D, le modèle de contact « pneu/piste » et les deux modèles réduits des systèmes d'orientation et de freinage.

3.5. Co-simulation complète

Pour clore ce troisième chapitre, nous démontrons ici l'intérêt des outils de réduction de modèles dans un processus de conception de systèmes. L'idée est de simuler le comportement d'un avion en phase de roulage au sol, avec ses systèmes d'orientation et de freinage. En effet, il est aujourd'hui indispensable d'étudier les phénomènes engendrés par le couplage des différents domaines physiques pour mieux concevoir les systèmes. Nous couplons donc les modèles présentés dans le paragraphe 3.2 dans une co-simulation complète.

Le souci majeur de ce type d'étude réside dans les temps de calcul nécessaires pour obtenir les résultats. Mais grâce à notre outil de réduction de modèles PEMRA, nous disposons désormais d'un modèle réduit du système d'orientation des roues du train avant et d'un modèle réduit du système de freinage (cf. § 3.4). Nous construisons donc deux co-simulations : une première qui nous servira de référence (avec les quatre modèles présentés dans le paragraphe 3.2), puis une seconde dans laquelle nous remplaçons les modèles des systèmes d'orientation et de freinage par leurs modèles réduits.

Nous commençons par une description du scénario choisi pour cette co-simulation ; le but est d'observer les phénomènes liés au couplage des différents domaines physiques et des différents systèmes. Nous comparons ensuite les résultats obtenus lors de cette co-simulation complète avec les modèles de référence des systèmes d'orientation et de freinage, et avec leurs modèles réduits. Une discussion sur les résultats obtenus viendra clore ce paragraphe 3.5.

3.5.1 Le scénario de co-simulation

Le scénario choisi permet de mettre en valeur chacun des modèles présentés au début de ce troisième chapitre, ainsi que leurs interactions. Ce scénario comprend quatre phases différentes :

- Une « pseudo-phase » d'atterrissage
- Une phase de freinage en ligne droite
- Une phase d'orientation au sol sans freinage
- Une phase de défaillance (cas particulier)

3.5 Co-simulation complète

Nous parlons d'une « pseudo-phase » d'atterrissage, car rappelons que dans le paragraphe 3.2.1, nous précisions que les modèles de suspension des trains d'atterrissage n'étaient valides que pour de petits débattements. Cette phase n'est donc pas représentative du comportement réel de l'avion. Elle permet tout de même d'obtenir des conditions initiales satisfaisantes pour notre simulation, c'est-à-dire un avion au sol avec une vitesse de 50 m/s. Cette vitesse correspond à la vitesse moyenne d'un avion de ligne lors d'un atterrissage.

Après 3 secondes de stabilisation, nous procédons à une phase de freinage relativement forte : nous appliquons dans un premier temps une rampe de courant jusqu'à 20 mA sur toutes les servo-valves du modèle de freinage. Ensuite, nous augmentons ce courant jusqu'à 30 mA pendant 8 secondes (cf. figure 3-72), permettant de ralentir l'avion à une vitesse d'environ 20 m/s à la fin de cette phase de freinage. Cette phase permet de mettre en évidence les interactions entre le modèle de l'avion, le modèle de contact « pneu/piste » et le modèle de freinage, détaillés dans le paragraphe 3.5.2 ci-après.

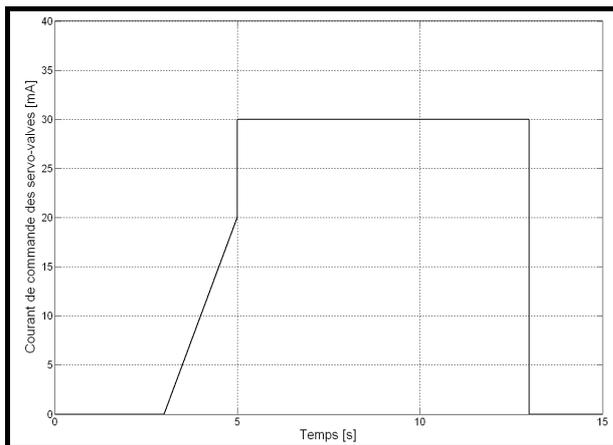


Figure 3-72 : Courant de commande des servo-valves du système de freinage

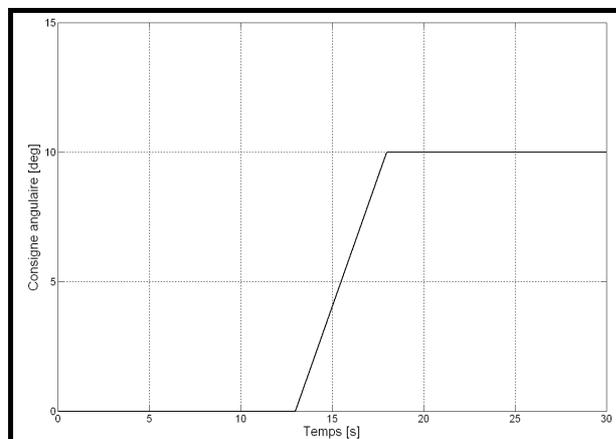


Figure 3-73 : Consigne angulaire imposée au système d'orientation des roues du train avant

Après cette phase de freinage en ligne droite, nous procédons à une manœuvre consistant à faire tourner l'avion sur la gauche. Pour cela, nous appliquons une consigne angulaire sur le système d'orientation des roues du train avant dès que la phase de freinage est terminée. Cette consigne se présente sous la forme d'une rampe de 2 deg/s, jusqu'à un palier de 10 degrés (cf. figure 3-73). Cette troisième phase permet de mettre en évidence les interactions entre le modèle de l'avion, le modèle de contact « pneu/piste » et le modèle d'orientation des roues du train avant.

La dernière phase de ce scénario de co-simulation complète permet de mettre en relation les quatre modèles développés : nous simulons une panne du système d'orientation. Tout le système est alors alimenté par la « pression retour » : le train avant est alors libre de tout mouvement. Celui-ci n'étant plus en mesure de fournir le couple nécessaire pour orienter les roues du train avant, nous appliquons une consigne de freinage maximale sur les quatre freins du train principal gauche entre 20 secondes et 26 secondes. Cette action est appelée « freinage différentiel », et a pour conséquence de faire tourner l'avion sur la gauche, pour pallier la défaillance du système d'orientation.

Les quatre phases de cette co-simulation sont représentées sur la figure 3-74 suivante :

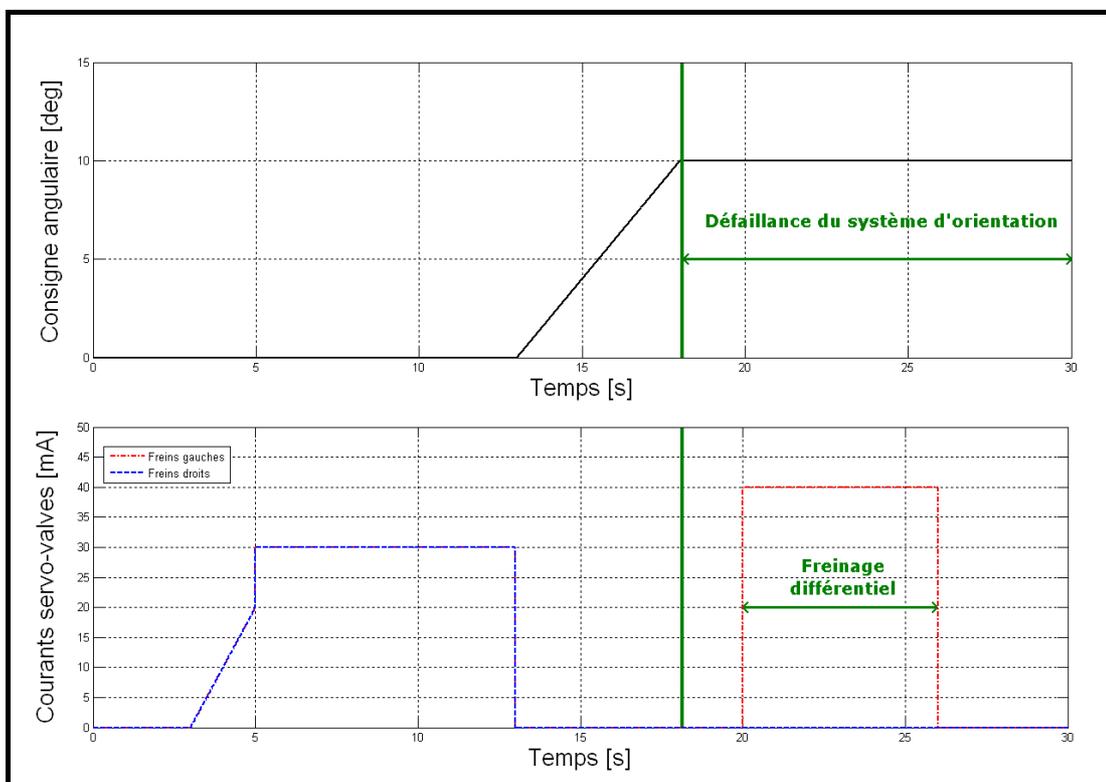


Figure 3-74 : Scénario complet de la co-simulation – Défaillance et freinage différentiel

Les quatre phases de cette co-simulation complète requièrent 30 secondes de temps simulé. Cela peut sembler peu, mais ces 30 secondes de temps simulé peuvent nécessiter des heures, voire des jours de temps de calcul. Il est donc primordial, comme nous le montrons dans le paragraphe 3.5.2 suivant, de disposer d'outils efficaces de réduction de modèle.

3.5.2 Les résultats de la co-simulation complète

En utilisant les quatre modèles de référence décrits dans le paragraphe 3.2 de ce mémoire, la co-simulation complète requiert 15 jours de calcul sur l'une de nos stations de travail « performantes » ! De tels temps de calcul sont clairement rédhibitoires si nous tenons compte de la volonté des industriels à diminuer les temps et les coûts de conception des systèmes. Si les outils de réduction de modèles ne permettent pas de diminuer drastiquement ces temps de calcul, il est peu envisageable d'introduire des études faisant intervenir une co-simulation dans le processus de conception d'un système (le cycle en V, cf. § 1.2.2). La co-simulation, et les avantages qu'elle présente, ne seraient alors utilisés que sur demande particulière, pour des cas d'étude exceptionnels.

Bien entendu, l'outil de réduction de modèles PEMRA présenté dans ce mémoire permet de diminuer considérablement ces temps de calcul. La co-simulation complète, en remplaçant les modèles d'orientation et de freinage par leurs modèles réduits, ne nécessite désormais plus que 6 heures de temps de calcul ! Notre méthode a donc permis de diviser par 60 les temps de calcul nécessaires pour cette co-simulation. Et les résultats présentés ci-après sont très satisfaisants.

Nous comparons donc ci-après le comportement de l'avion entre la co-simulation dite de référence (avec les quatre modèles décrits dans le paragraphe 3.2) et la co-simulation comportant nos deux modèles réduits des systèmes d'orientation et de freinage. Le but est de vérifier la validité de la co-simulation utilisant les modèles réduits, afin de l'intégrer dans le processus de conception des systèmes de Messier-Bugatti.

Le graphique de la figure 3-75 ci-après montre la trajectoire du centre de gravité de l'avion. La trajectoire obtenue en utilisant nos deux modèles réduits (en pointillé bleu) suit bien la trajectoire obtenue avec les modèles de référence (en trait plein rouge). L'écart maximal est de l'ordre de 4 mètres au bout des 30 secondes de temps simulé.

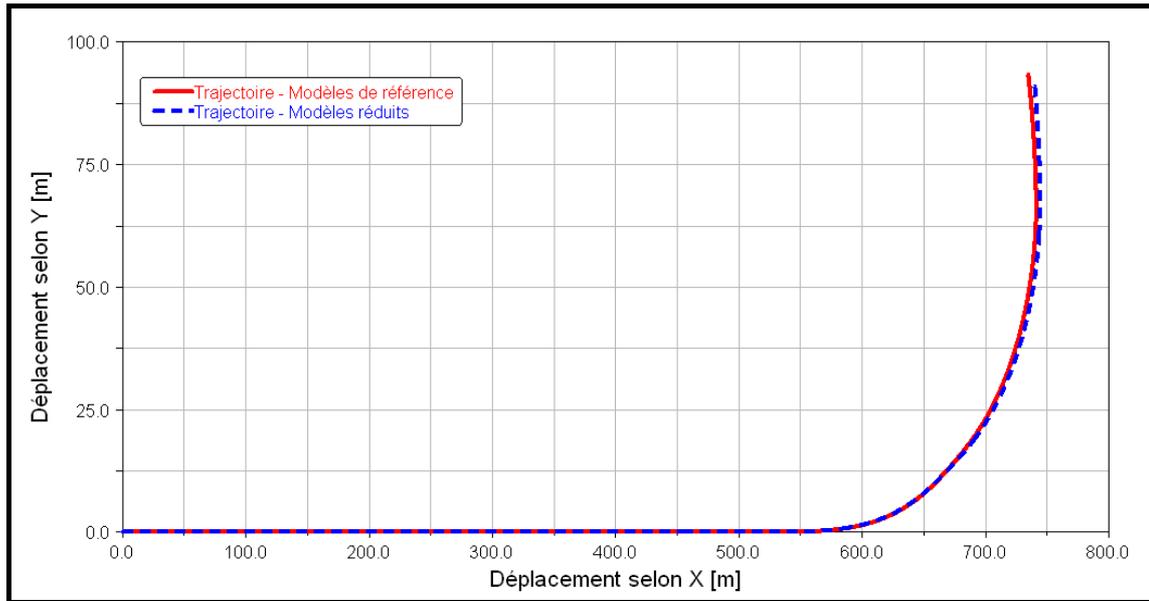


Figure 3-75 : Comparaison de la trajectoire du centre de gravité de l'avion

La différence observée est liée au système d'orientation des roues du train avant : nous utilisons le modèle réduit obtenu avec un signal d'excitation de type SBPA modulée en amplitudes. Ce dernier décrit le fonctionnement « normal » du système d'orientation ; or dans la quatrième phase de cette co-simulation, entre 18 secondes et 30 secondes, nous simulons une panne de ce système. Ce cas de défaillance équivaut à imposer l'angle de la roue en entrée du système, et non la consigne angulaire. Lors de la réduction du modèle du système d'orientation, nous n'avons pas pris en compte ce cas de fonctionnement ; le modèle réduit précédemment construit n'est donc pas le plus adapté à cette étude. C'est la raison pour laquelle nous observons de petites différences sur l'angle de braquage des roues du train avant (cf. figure 3-76).

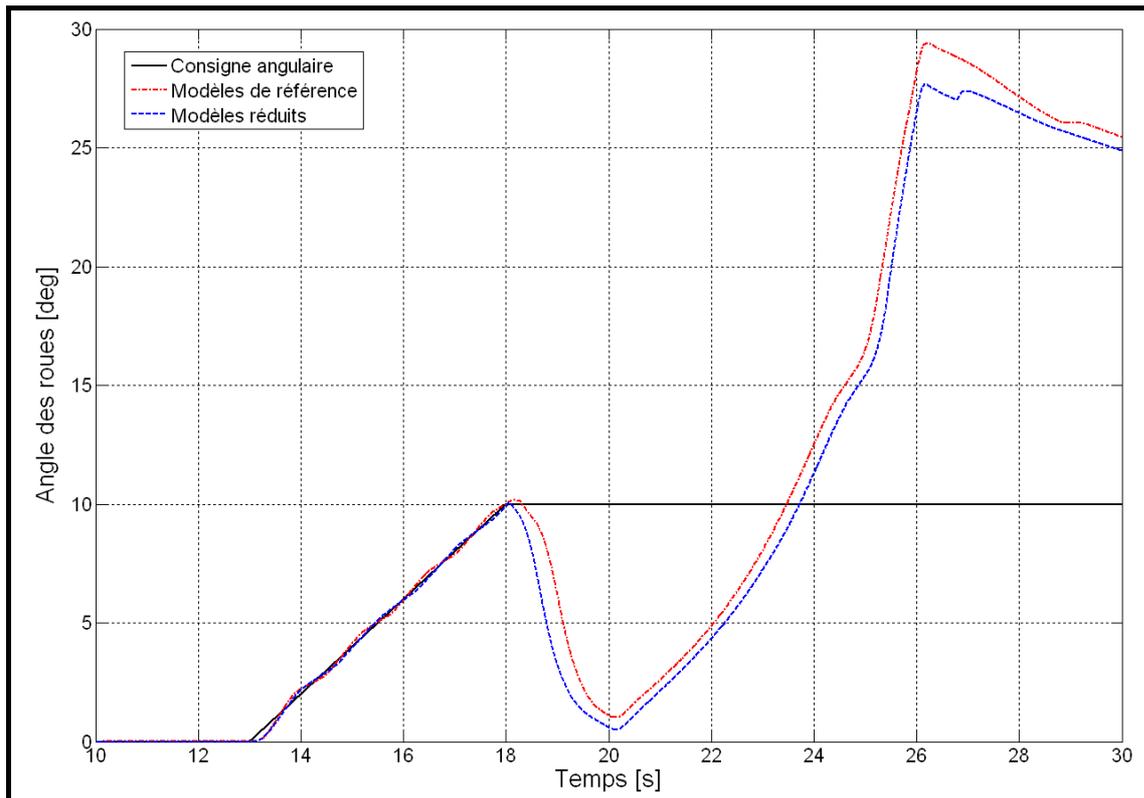


Figure 3-76 : Comparaison de la consigne angulaire imposée au système d'orientation avec l'angle de braquage des roues

Les couples issus du système d'orientation et l'angle de dérive des pneumatiques du train avant, obtenus par la co-simulation utilisant les quatre modèles de référence et par la co-simulation utilisant les modèles réduits des systèmes d'orientation et de freinage, sont présentés sur la figure 3-77 ci-après. Un petit écart est encore observable, mais les résultats sont tout à fait satisfaisants. Pour les deux co-simulations, l'angle de dérive alpha des pneumatiques des roues du train avant atteint une valeur maximale de -7.5 degrés. Lorsque le système est défaillant, le couple du système d'orientation ne peut s'opposer au couple d'auto-alignement induit par les phénomènes d'adhérence, qui tendent à ramener les roues dans l'axe de la trajectoire de l'avion. Enfin, lors du freinage différentiel, l'angle de dérive des pneumatiques du train avant est positif et atteint une valeur maximale de l'ordre de 3 degrés pour les deux co-simulations.

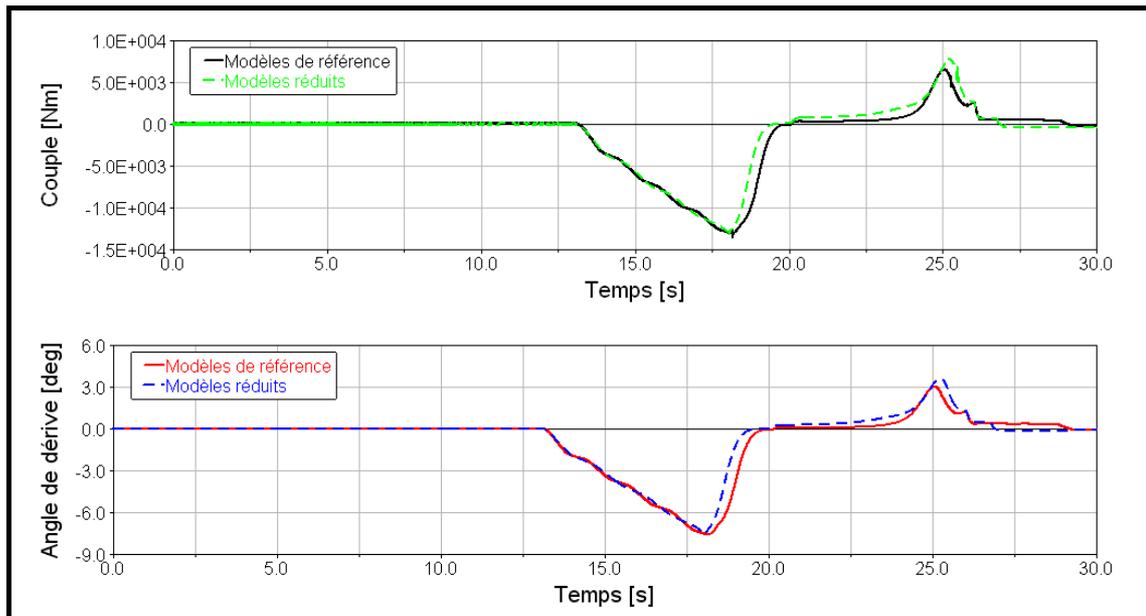


Figure 3-77 : Comparaison du couple issu du système d'orientation (en haut) et de l'angle de dérive (alpha) d'une des roues du train avant (en bas)

La phase de freinage différentiel est ensuite mise en évidence sur les figures 3-78 et 3-79 ci-après. Rappelons que nous imposons un échelon de courant de 40 mA sur les servo-valves du train principal gauche entre 20 secondes et 26 secondes de temps simulé. Cette différence de couple et, par conséquent, de vitesse entre les deux trains principaux engendre un moment de rotation au niveau de l'avion, permettant de pallier la défaillance du système d'orientation. Les agrandissements présentés sur la figure 3-79 indiquent que l'utilisation du modèle réduit du système de freinage permet d'obtenir les mêmes résultats qu'en utilisant le modèle de référence. Les pressions dans les freins gauches et droits des deux co-simulations se superposent très bien.

3.5 Co-simulation complète

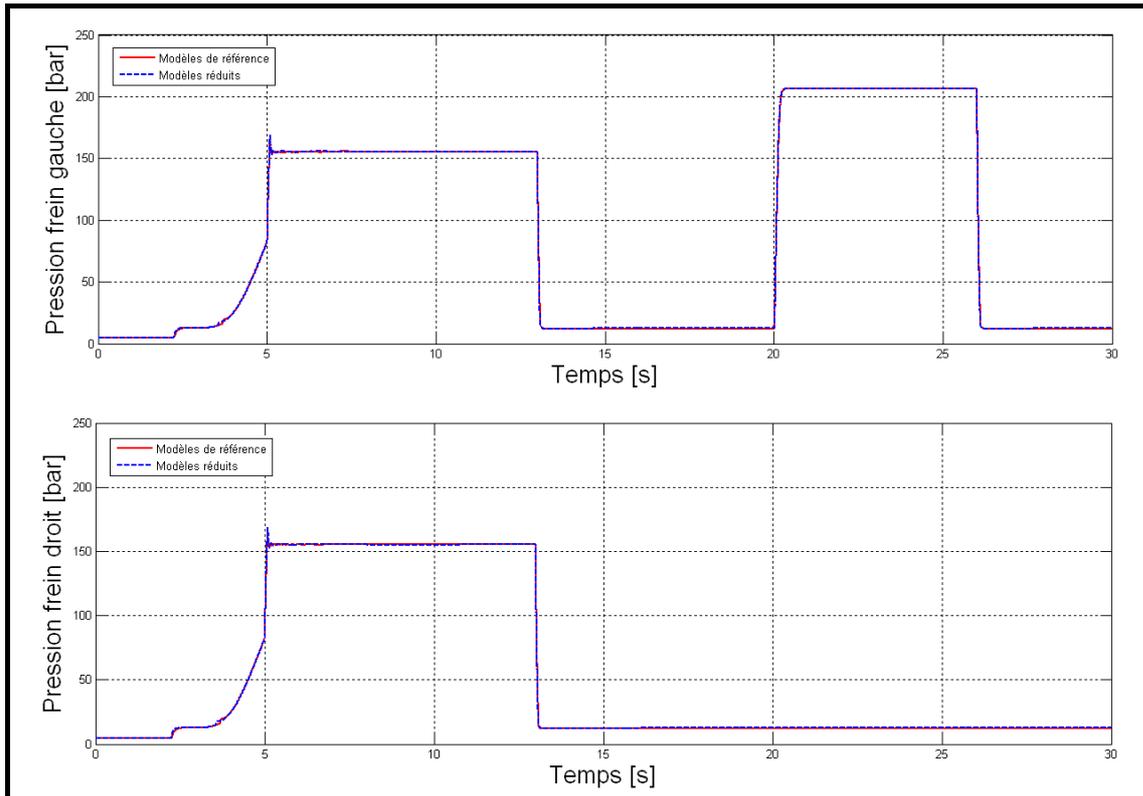


Figure 3-78 : Comparaison de la pression hydraulique dans un frein du train principal gauche (en haut) et droit (en bas)

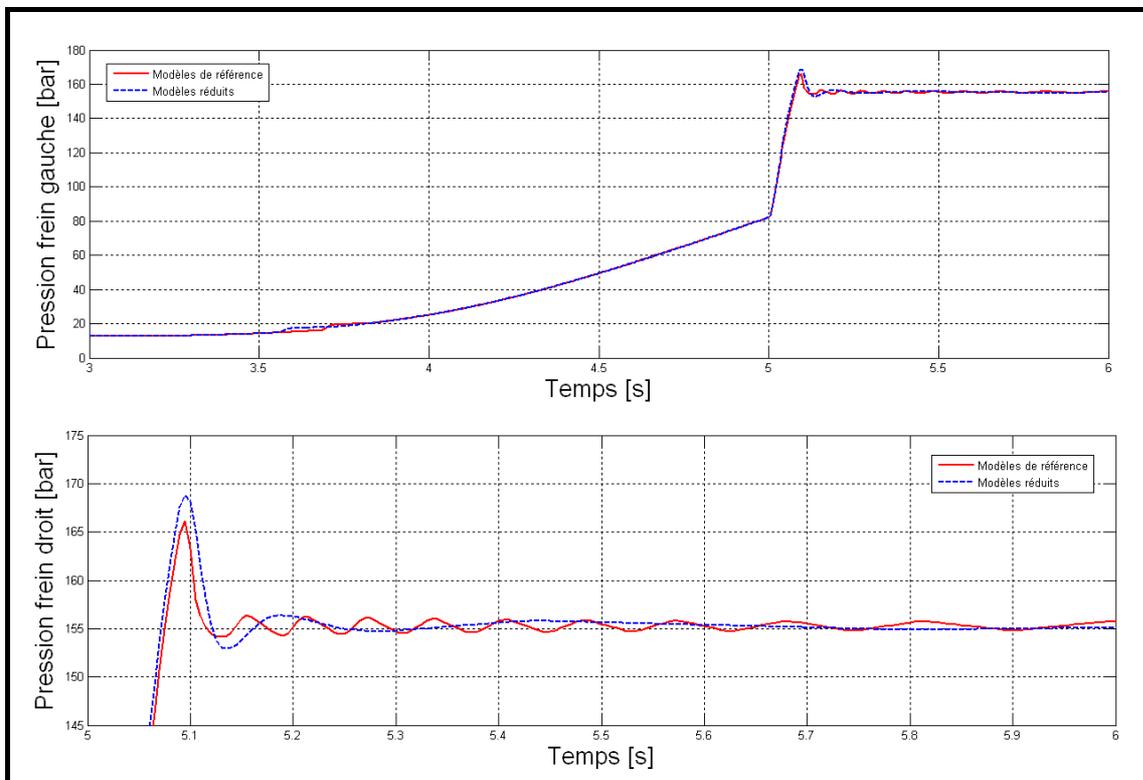


Figure 3-79 : Comparaison de la pression hydraulique dans un frein du train principal gauche (en haut) et droit (en bas) - Agrandissement

Sur la figure 3-80 ci-dessous, les quatre phases de notre co-simulation complète peuvent être détaillées. Dans un premier temps, l'avion se stabilise pendant 3 secondes et ralentit doucement à cause des frottements entre les pneumatiques des roues et la piste. Ensuite, entre 3 secondes et 5 secondes, la pression dans les freins et donc le couple de freinage augmentent doucement pour ensuite laisser place à une phase de freinage intensive entre 5 secondes et 13 secondes de temps simulé. La troisième phase démarre alors : l'avion commence à tourner sur la gauche, suivant ainsi la consigne angulaire imposée en entrée du système d'orientation. Les vitesses des roues du train principal gauche et droit commencent à se différencier. Cette différence de vitesse s'accroît ensuite dans la dernière phase de freinage différentiel, entre 20 secondes et 26 secondes (agrandissement sur les courbes du bas de la figure 3-80). Après 26 secondes de temps simulé, les vitesses des roues des trains principaux gauche et droit convergent vers une seule et même valeur. La phase de freinage différentiel étant terminée, le couple d'auto-alignement des roues du train avant ramène celui-ci dans l'axe de la trajectoire de l'avion.

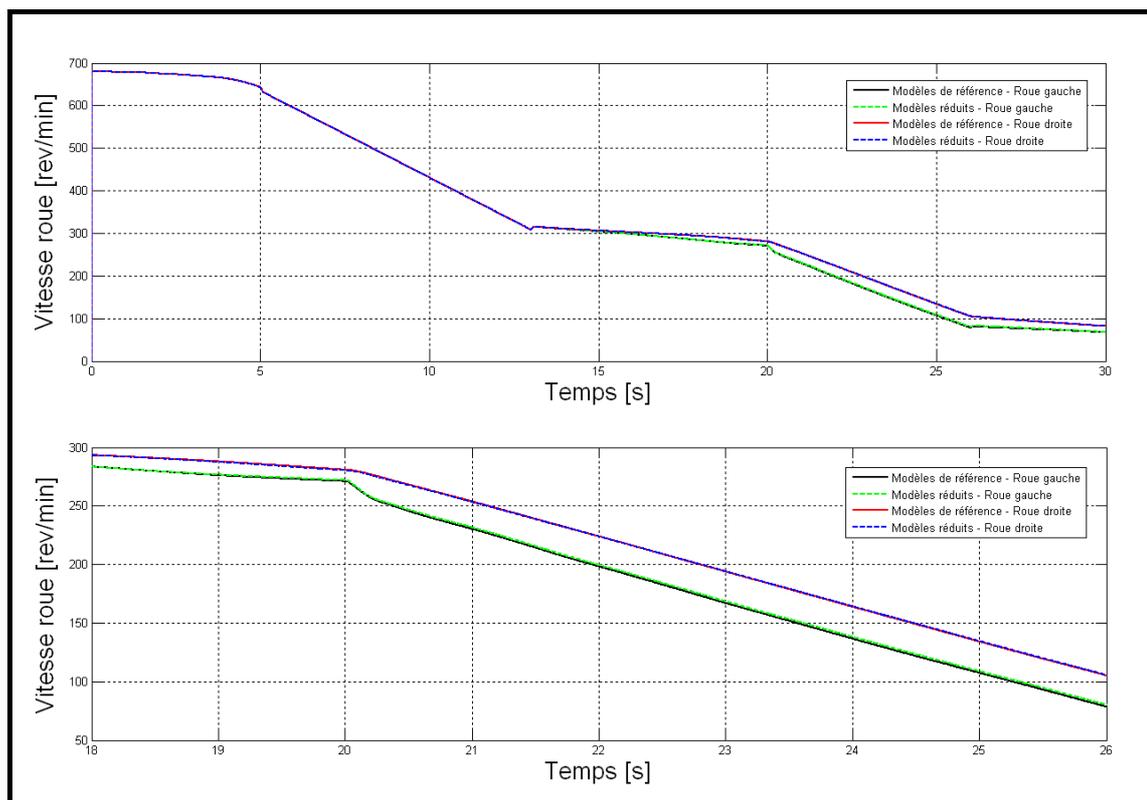


Figure 3-80 : Comparaison des vitesses des roues des trains principaux

Pendant les quatre phases du scénario de co-simulation, les résultats obtenus avec les modèles réduits des systèmes d'orientation et de freinage se superposent parfaitement avec ceux obtenus avec les modèles

3.5 Co-simulation complète

de référence. La figure 3-81 ci-après présente à nouveau les vitesses de rotation des roues des trains principaux (courbes du bas) qui sont liées aux glissements longitudinaux des pneumatiques présentés sur les courbes du haut. Les résultats obtenus avec les modèles de référence et avec les modèles réduits des systèmes d'orientation et de freinage sont les mêmes. Nous observons ainsi un glissement de l'ordre de 2.5 % sur chaque roue pendant la phase de freinage en ligne droite, puis un glissement de l'ordre de 5 % sur les roues du train principal gauche lors de la phase de freinage différentiel.

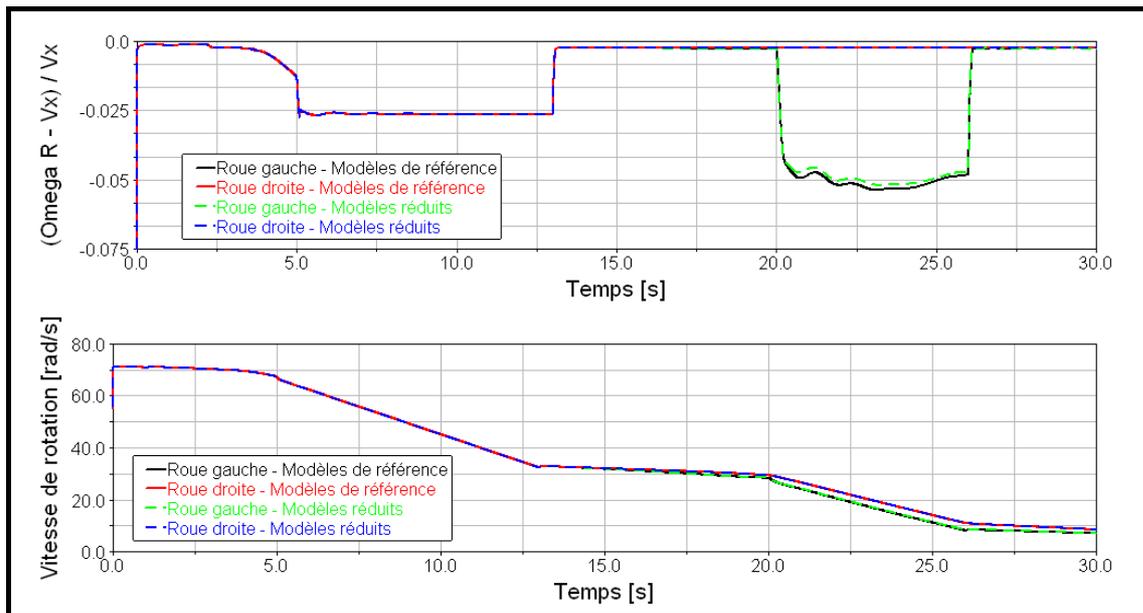


Figure 3-81 : Comparaison des glissements longitudinaux des roues des trains principaux (en haut) et de leurs vitesses de rotation (en bas)

Pour terminer ce paragraphe 3.5.2 présentant les résultats obtenus lors de ces deux co-simulations, nous détaillons grâce à la figure 3-82 les reports de charge subits par une roue du train principal gauche et droit (courbes du haut) et par une roue du train avant (courbes du bas). Lors de la phase de freinage en ligne droite, la charge des trains principaux diminue légèrement (et se stabilise) tandis que celle du train avant augmente (et se stabilise). Au temps simulé de 13 secondes, le système de freinage est coupé et le système d'orientation est actionné. Cela a pour conséquence de décharger le train avant, et la force centrifuge créée par le virage qu'effectue l'avion tend également à reporter une partie de la charge du train principal gauche sur le train principal droit. Enfin, lors du freinage différentiel entre 20 secondes et 26 secondes de temps simulé, une partie de la charge de l'avion est reportée sur le train avant. Là encore, les résultats issus des deux co-simulations se superposent parfaitement.

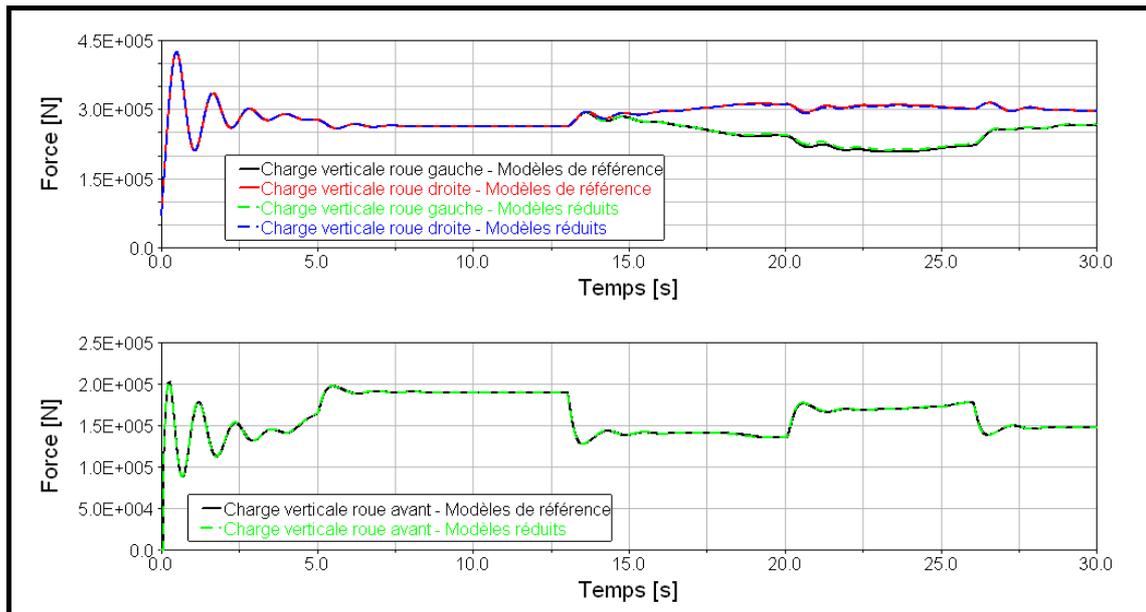


Figure 3-82 : Comparaison des reports de charge sur les trains principaux (en haut) et sur le train avant (en bas)

3.5.3 Conclusion partielle

Les résultats présentés dans le paragraphe 3.5.2 précédent sont les premiers résultats de l'interaction des systèmes conçus par Messier-Bugatti avec des modèles tridimensionnels d'avion et de contact « pneu/piste ». Sans notre méthode de réduction de modèles PEMRA, il aurait été impossible de mener ce type d'étude à cause des temps de calcul totalement rédhibitoires. Notre méthode a permis de diviser par 60 les temps de calcul nécessaires à cette co-simulation complète (6 heures au lieu de 15 jours de calcul), tout en conservant la précision des résultats sur les quatre phases du scénario. La co-simulation utilisant les modèles réduits des systèmes d'orientation et de freinage est donc validée et peut être intégrée dans le cycle en V.

Cette première remarque concerne les temps de calcul : dans notre exemple de co-simulation, les temps de calcul sont en fait limités par la prise en compte de l'étage basse puissance des servo-valves du système de freinage. Les composants électriques et électromagnétiques utilisés nous imposent des pas de calcul très faibles, ce qui a tendance à engendrer d'importants temps de calcul. Une solution pour remédier à ce problème serait d'utiliser des modèles de type boîte noire, comme nous le précisons dans le paragraphe 2.4.1.4, listant les limitations de notre approche PEMRA. Mais cela n'est pas sans générer d'autres problèmes (recalage, modification ou encore signification physique du modèle)

3.5 Co-simulation complète

Ensuite, nous avons expliqué que la réponse angulaire du modèle réduit du système d'orientation n'était pas tout à fait identique à la réponse du modèle de référence dans cette co-simulation. Cela s'explique par le fait que le modèle réduit utilisé n'est pas le plus adapté à notre étude, simulant un cas de défaillance du système d'orientation. Malgré tout, les résultats obtenus et le comportement de l'avion sont plus que corrects.

Enfin, cette étude a permis de mettre en évidence de nouvelles fonctionnalités telles que le freinage différentiel et les conséquences d'une manœuvre de ce type sur le comportement de l'avion. Le freinage différentiel est déjà accessible au pilote de l'avion, mais uniquement de manière manuelle. L'idée est en fait de proposer aux avionneurs un freinage différentiel automatique en cas de défaillance du système d'orientation des roues du train avant.

Maintenant que la co-simulation utilisant les modèles réduits obtenus dans le paragraphe 3.4 est validée, nous réalisons une dernière étude. Nous appliquons à nouveau le scénario défini dans le paragraphe 3.5.1 (« pseudo-phase » d'atterrissage, phase de freinage en ligne droite, phase de virage et enfin phase de défaillance). La différence est que la défaillance simulée a pour conséquence de bloquer le circuit hydraulique et donc le train à un angle de braquage de l'ordre de 10 degrés (cf. courbes du haut de la figure 3-83). Le freinage différentiel appliqué va alors engendrer un angle de dérive très important sur les pneumatiques des roues du train avant (supérieur à 20 degrés).

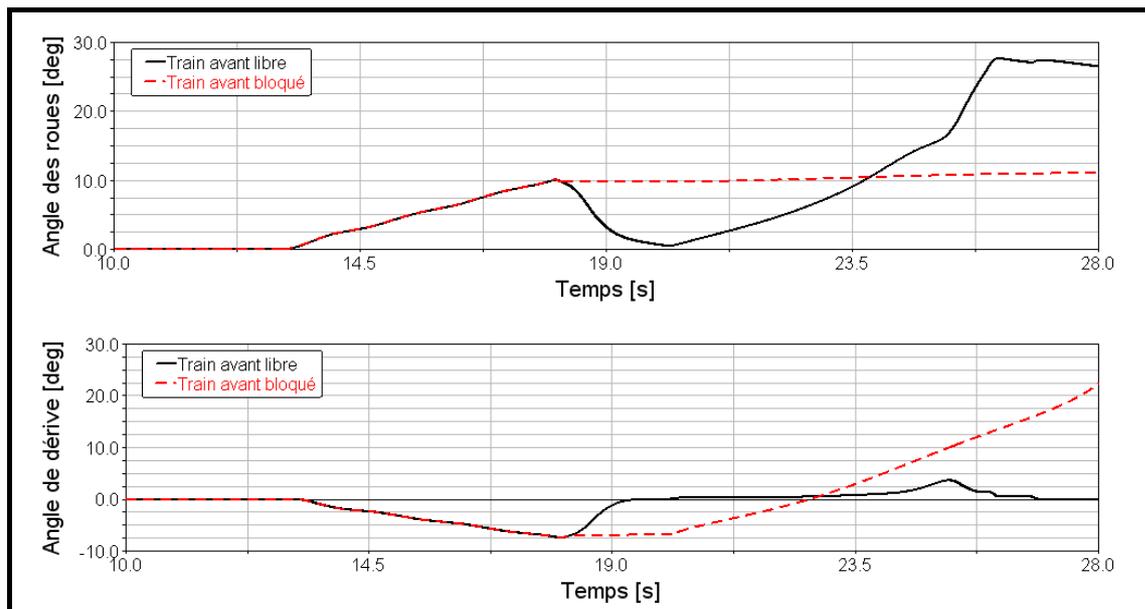


Figure 3-83 : Comparaison de l'angle des roues du train avant (en haut) et de l'angle de dérive (alpha) des pneumatiques (en bas) lorsque le train avant est libre ou bloqué

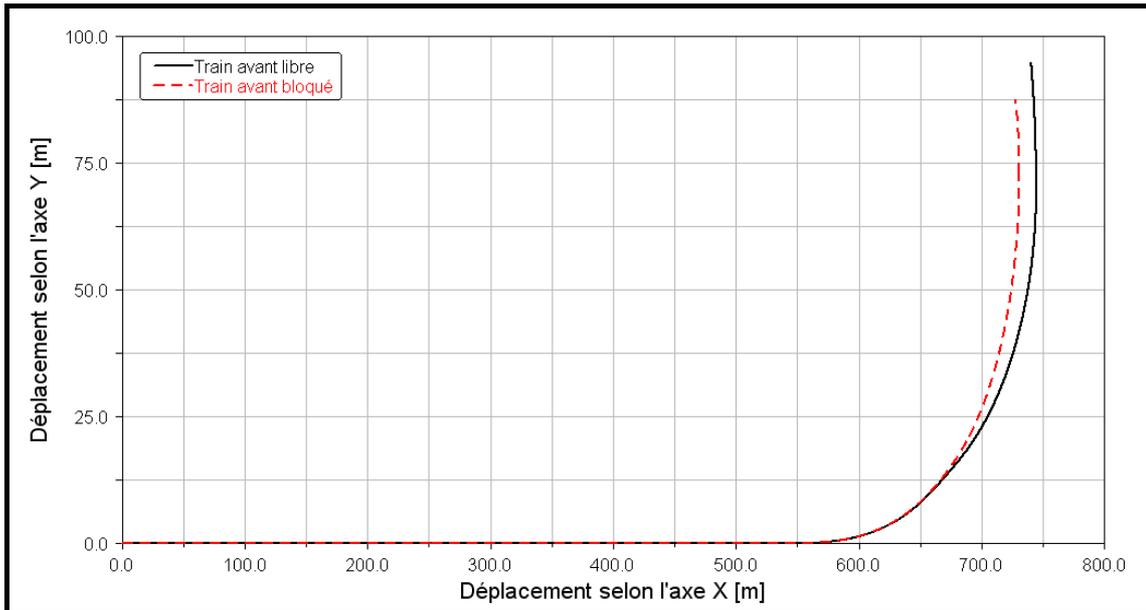


Figure 3-84 : Comparaison de la trajectoire du centre de gravité de l'avion lorsque le train avant est libre ou bloqué

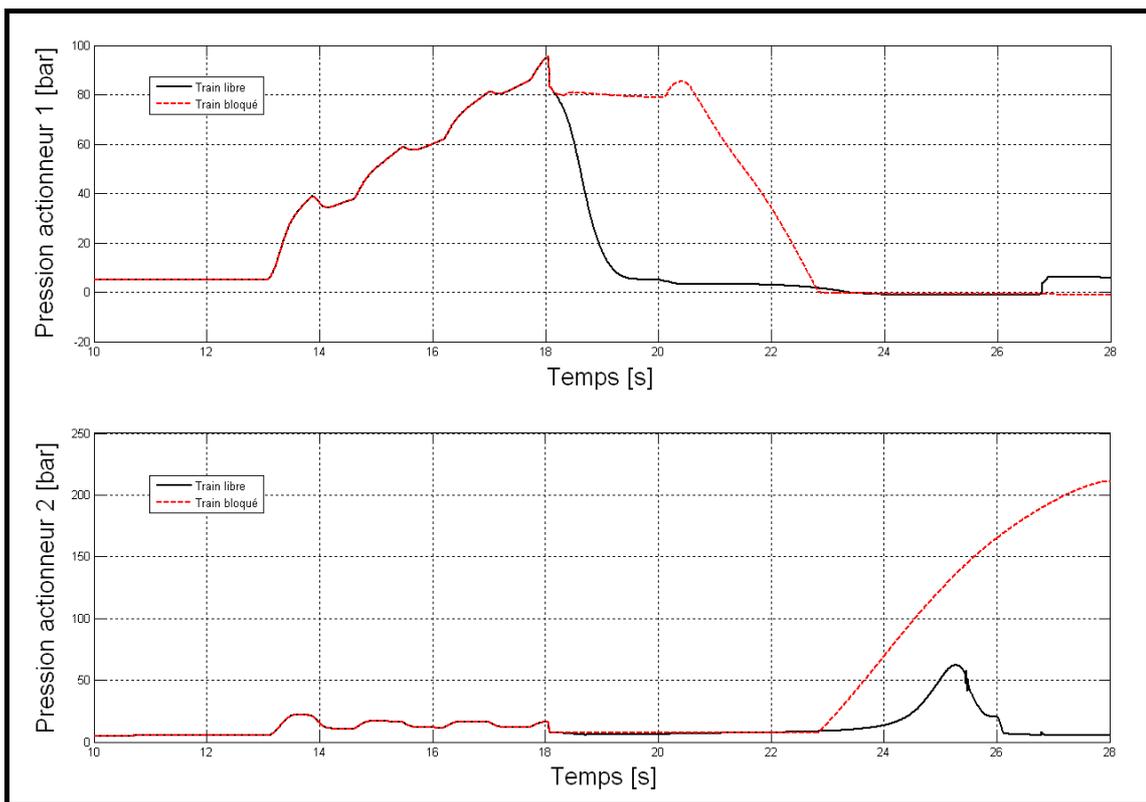


Figure 3-85 : Comparaison de la pression dans les deux chambres d'un des actionneurs lorsque le train avant est libre ou bloqué

La trajectoire de l'avion va, elle aussi, être impactée par le blocage du train avant comme le montre la figure 3-84 (différence maximale de 20 mètres). Mais la conséquence la plus grave est mise en évidence sur la figure 3-85 ci-dessus : sur les courbes du bas, nous constatons que la

pression dans la seconde chambre de l'actionneur peut augmenter de manière dangereuse. Dans cet exemple, la pression atteinte est de 210 bars ; une pression trop élevée pourrait détériorer voire détruire le système.

Enfin, nous constatons sur les courbes du haut de la figure 3-85 que lors d'une phase de freinage différentiel, la pression dans la première chambre de l'actionneur peut devenir nulle (ou même négative) que le train soit bloqué ou libre. Cela n'est pas réel ; par contre c'est un moyen connu en modélisation / simulation numérique pour détecter le phénomène de cavitation. Celui-ci peut conduire à une détérioration prématurée de l'actionneur. Il s'agit là d'un problème de conception mis en évidence par cette co-simulation complète, et qui n'aurait probablement pas été détecté aussi tôt dans un processus classique de conception d'un système.

3.6. Conclusion

Nous avons entamé cette troisième et dernière partie en décrivant les différents modèles développés grâce à la plate-forme de prototypage virtuel multiphysique mise en place et présentée dans la première partie de ce mémoire :

- le modèle mécanique d'avion « générique » en trois dimensions : celui-ci présente l'avantage d'être entièrement paramétré, et pourra donc être réutilisé dans des études ultérieures. C'est un modèle de type boîte blanche à la fois simple (les temps de calcul sont très faibles), mais également suffisamment représentatif pour nous permettre une étude détaillée des systèmes conçus par Messier-Bugatti (orientation et freinage).
- le modèle de contact pneu / piste : c'est le seul modèle de type boîte noire que nous avons utilisé. Il présente des temps de calcul très faibles et modélise très bien les phénomènes d'adhérence présentés dans le paragraphe 3.2.2. Par contre, son utilisation nécessite de nombreuses données réelles que seul l'avionneur ou le fabricant de pneumatique sont susceptibles de posséder. Cela renforce le besoin de travail collaboratif décrit au début de ce mémoire (cf. § 1.2.3).
- le modèle du système d'orientation des roues du train avant : c'est un modèle très complexe, dit « SISO », de type boîte blanche. Il présente des temps de calcul totalement incompatibles avec certaines phases du cycle en V telles que la conception de loi de contrôle, l'étude de sensibilité, ou encore l'optimisation du rendement du système.
- le modèle du système de freinage : c'est un modèle complet, dit « MIMO », de type boîte blanche également. Il présente des temps de calcul relativement longs, là encore incompatibles avec certaines phases du cycle en V.

Nous avons ensuite analysé les modèles d'orientation et de freinage grâce aux outils développés dans le paragraphe 1.4.1.3. Ainsi, nous avons pu rapidement cibler les composants hydrauliques les plus dissipatifs du système d'orientation, après s'être assurés que les bilans de puissance et d'énergie étaient nuls. L'accès immédiat au rendement du système permet ensuite la mise en place d'une phase d'optimisation. Sur le système de freinage, nos outils d'analyse ont permis dans un premier temps de mettre en évidence une erreur sur le calcul de la puissance

dissipée par certains composants (les bilans de puissance et d'énergie n'étaient pas nuls). Nous avons ensuite pu, grâce à ces mêmes outils, localiser les composants responsables de cette erreur de calcul, puis la corriger.

Nous avons comparé les méthodes de réduction de modèles MORA et PEMRA en les appliquant sur les systèmes d'orientation et de freinage décrits précédemment. Les résultats obtenus permettent de valider notre nouvelle approche PEMRA comme une méthode de réduction de modèles à part entière :

- Le système d'orientation : les modèles réduits obtenus avec PEMRA sont jusqu'à 30 fois plus rapide à calculer que ceux obtenus avec MORA, à précision, nombre de composants énergétiques et nombre de variables d'état égaux.
- Le système de freinage : les modèles réduits obtenus avec PEMRA comportent de 47 à 73 composants de moins et de 81 à 87 variables d'état de moins que les modèles réduits obtenus en forçant la méthode MORA, pour une précision et un temps de calcul quasi-identiques.

Cela s'explique principalement par le choix plus judicieux des composants et des variables d'état à prendre en compte ou non dans les modèles réduits. Cette étude justifie les choix que nous avons faits lors du développement de notre méthode de réduction de modèles PEMRA :

- La méthode itérative ascendante (comportant trois règles)
- Les nouveaux indicateurs énergétiques (l'« Indice d'Activité », l'« Indice d'Energie Moyenne » et l'« Indice de Puissance Extrême »)
- La différenciation des domaines physiques
- Le critère de précision temporelle (« *NRMSE* »)
- Le « couplage fréquentiel » (utilisation de signaux d'excitation riches)

Finalement, ces modèles réduits des systèmes d'orientation et de freinage ont été utilisés dans une co-simulation complète afin de montrer l'intérêt de notre méthode de réduction de modèles PEMRA. Les résultats sont plus que satisfaisants puisque nous avons ainsi divisé par 60 les temps de calculs nécessaires à cette co-simulation (6 heures de calcul en utilisant nos deux modèles réduits au lieu de 15 jours avec les modèles

de référence). Les résultats obtenus en utilisant ces modèles réduits sont également satisfaisants. Ils ont permis de mettre en évidence de nouveaux phénomènes physiques engendrés par l'interaction des quatre modèles simulés. Il est désormais possible d'étudier la fonctionnalité de freinage différentiel en détails et donc de la proposer aux avionneurs en solution automatique de secours en cas de défaillance du système d'orientation des roues du train avant. Une erreur de conception a finalement été mise en évidence et sera corrigée afin de supprimer l'éventuel phénomène de cavitation.

Conclusion générale

En premier lieu, mes travaux de thèse m'ont permis d'avoir une vision globale de la conception d'un système dans le monde industriel. Que ce soit dans un but économique (pour faire face à la concurrence) ou dans un but purement environnemental (limiter notre impact sur la planète), il est indispensable d'améliorer sans cesse les processus de développement tout autant que les systèmes conçus. Cela permet de réduire les temps et les coûts de conception tout en aboutissant à des systèmes toujours plus matures et plus économes en énergie. Les outils de modélisation / simulation numériques sont alors indispensables : ils permettent d'obtenir de véritables prototypes virtuels avec une précision de plus en plus fine, grâce aux puissances de calcul grandissantes. Les éventuels problèmes sont détectés au plus tôt, sans avoir à tester un prototype, dont la fabrication peut parfois être très coûteuse, aussi bien en temps qu'en argent, voire impossible !

Nous avons donc été amenés, dans un premier temps, à analyser les besoins de Messier-Bugatti en termes de modélisation / simulation numérique. Suite à cette étude, les principales caractéristiques de la plate-forme de prototypage virtuel multiphysique ont été énoncées : ouverture, interdisciplinarité, réutilisabilité, adaptabilité, évolution et homogénéisation. L'intérêt du formalisme Bond Graph et de l'utilisation de modèles de type boîte blanche a également été démontré, notamment pour analyser, d'un point de vue énergétique, les systèmes modélisés. Une évaluation des principaux logiciels commerciaux de modélisation / simulation numérique (via des cas tests pertinents) nous a ensuite permis de choisir les outils de base les mieux adaptés pour développer et mettre en place notre plate-forme. Celle-ci est aujourd'hui déployée dans tout le service « Modélisation & Performance » de Messier-Bugatti.

Dans un second temps, le processus de conception des systèmes a été amélioré par la mise en place de nouveaux outils d'analyse (indicateurs énergétiques), basés sur des considérations énergétiques, dans le but

d'étendre le concept d'éco-conception. Les avantages sont nombreux : d'une part, nous vérifions que le principe de conservation de l'énergie est bien respecté (bien que cela soit toujours vrai avec le formalisme Bond Graph), ce qui permet d'augmenter la validité du modèle créé. La mise en place de ce bilan atteste par la même occasion que l'utilisateur sait où se trouvent les sources et les pertes d'énergie du système, ce qui tend à renforcer sa compréhension du modèle. D'autre part, ces outils permettent de cibler rapidement les composants les plus consommateurs en énergie, permettant ainsi de détecter au plus tôt une éventuelle erreur de conception ou de modélisation. Sur la base de ces nouveaux indicateurs énergétiques, un schéma classique d'optimisation peut être utilisé pour améliorer le rendement du système et/ou son utilisation (sous réserve que les temps de calcul soient compatibles avec les nombreuses itérations nécessaires à ce type d'optimisation). Il est également possible de comparer différentes solutions techniques d'un point de vue énergétique.

Par la suite, ces mêmes considérations énergétiques nous ont permis de mettre au point une nouvelle méthode de réduction de modèle PEMRA : « Power- & Energy-based Model Reduction Algorithm ». L'objectif était de pallier les limitations de la méthode MORA (introduite par Louca *et al.* [Louca 1997]) mises en évidence dans le paragraphe 2.3.3. Cette nouvelle méthode PEMRA se présente donc sous la forme d'une méthode itérative ascendante, permettant de converger systématiquement vers le modèle « le plus adapté ». L'utilisation des deux nouveaux critères énergétiques (l'Indice d'Énergie Moyenne et l'Indice de Puissance Extrême), calculés par domaine physique, permet de mieux cibler les composants potentiellement les plus significatifs. Le critère dit « de précision temporelle » et les règles instaurées lors des itérations permettent d'accéder au plus vite à un modèle réduit soit plus simple, soit plus précis, ou soit moins consommateur en temps de calcul que les modèles réduits obtenus avec la méthode MORA.

Nous proposons ensuite un « couplage fréquentiel ». L'idée est d'utiliser des signaux d'excitation riches afin de couvrir l'ensemble du domaine de fonctionnement d'un système (temporel et fréquentiel). Dans le monde industriel, il est facile d'avoir accès à ces données dans les documents de spécifications par exemple. Nous proposons quatre signaux différents, notamment utilisés dans le domaine de l'identification de systèmes : un signal de type chirp, multisinus, SBPA et SBPA modulée en amplitude, avec une préférence pour ce dernier. Le principe est d'appliquer ce signal d'excitation en entrée du système, puis d'utiliser les résultats de cette simulation pour calculer les trois critères énergétiques utilisés par notre

méthode PEMRA. Cela permet de mieux cibler les composants les plus significatifs d'un modèle, afin d'obtenir un modèle réduit valide sur l'ensemble du domaine de fonctionnement défini précédemment. Ce signal d'excitation riche est enfin réutilisé pour vérifier a posteriori la validité du modèle réduit obtenu.

La plate-forme, ainsi que les différents outils d'analyse, ont ensuite été appliqués sur des cas d'application simples : le modèle de suspension hydraulique, le modèle de l'EBMA, et enfin les différents systèmes d'orientation des roues du train avant d'un avion. Cela a permis de mettre en avant les avantages cités précédemment, mais aussi les limitations de notre approche. En effet, les outils développés sont liés au logiciel AMESim, et donc à ses propres limitations : les problèmes de causalité sont les plus importants, puisqu'ils nécessitent l'intervention de l'utilisateur, et donc limitent l'automatisation de notre méthode de réduction de modèles.

Avec plus de temps, nous aurions aimé tester l'influence du choix du modèle réduit initial le plus simple sur notre méthode PEMRA. Afin de garantir le succès de cette méthode, le modèle réduit initial doit se limiter à « un simple fil », sans quoi, il est possible que des composants, que la méthode aurait négligés (via le seuil limite fixé sur le critère de précision temporelle), soient d'ores et déjà inclus dans le modèle réduit initial. De même, si le seuil limite est fixé à une valeur déraisonnablement faible (exigence de précision bien trop élevée) le risque est alors que tous les composants soient successivement ajoutés jusqu'à obtenir un modèle réduit identique au modèle de référence.

Ensuite, nous avons testé et validé notre approche énergétique et notre méthode de réduction de modèles PEMRA sur des exemples complexes de systèmes : les systèmes d'orientation et de freinage d'un avion. Les outils d'analyse énergétique ont permis de mettre en évidence les composants les plus consommateurs de ces systèmes, et surtout de détecter une erreur de modélisation dans certains composants électromagnétiques du logiciel AMESim. La méthode de réduction de modèle PEMRA a, quant à elle, permis d'obtenir des modèles réduits du système d'orientation 7 à 30 fois plus rapide que les modèles réduits MORA (à précision et complexité quasi-identiques). Pour le système de freinage, les modèles réduits obtenus comportaient de 47 à 73 composants de moins et de 81 à 87 variables d'état de moins que les modèles réduits obtenus en forçant la méthode MORA (à précision et temps de calcul quasi-identiques).

Pour finir, grâce à notre plate-forme de prototypage virtuel multiphysique, et aux modèles réduits obtenus avec PEMRA, nous avons pu modéliser un avion complet en phase de roulage au sol, avec l'ensemble des systèmes Messier-Bugatti (orientation des roues du train avant et freinage). Des phénomènes importants issus de l'interaction des différents domaines physiques et des systèmes ont ainsi été étudiés. Cette nouvelle capacité de modélisation / simulation a non seulement permis à Messier-Bugatti d'améliorer ses systèmes déjà existants ou en cours de développement, mais également de développer et proposer des solutions techniques innovantes aux avionneurs.

Et les perspectives sont encore nombreuses : pour commencer, il serait intéressant de poursuivre la comparaison de notre méthode de réduction de modèles PEMRA avec d'autres méthodes de réduction (la Méthode des Perturbations Singulières par exemple). Nous aurions ainsi de nouveaux points de comparaison pour juger de l'efficacité de notre méthode. L'intérêt majeur de l'utilisation du formalisme Bond Graph réside dans son aspect multiphysique ; il est donc raisonnable de penser que notre méthode sera également adaptée à tout autre domaine physique mettant en jeu puissance et énergie.

Les propriétés structurelles des modèles réduits obtenus peuvent également constituer une voie de recherche. Par exemple, Sueur a déjà énoncé que les propriétés de commandabilité et/ou d'observabilité pouvaient se déduire du formalisme Bond Graph (cf. [Sueur 1989]). Il serait donc intéressant d'étudier de telles propriétés afin de savoir si elles sont conservées ou non avec notre méthode. Une étude plus poussée sur les signaux d'excitation et sur les caractéristiques fréquentielles des modèles réduits pourrait également être envisageable.

Concernant nos outils d'analyse énergétique, nous avons vu qu'ils servaient uniquement à améliorer la partie « utilisation » du cycle de vie d'un produit (cf. § 1.4.1.2). Or les critères énergétiques mis en place seraient des critères pertinents pour analyser la totalité du cycle de vie d'un produit, de la matière première au recyclage en fin de vie. Le problème réside ici dans la difficulté à modéliser ce cycle de vie dans sa globalité.

Pour conclure, il est très important de noter que les besoins mis en évidence dans ce mémoire sont toujours d'actualité. Il est indispensable pour une société telle que Messier-Bugatti de continuer à innover ses

processus de conception tout autant que les systèmes qu'elle conçoit. Dans un but aussi bien économique qu'écologique, il est nécessaire de développer des produits toujours plus matures et plus économe en énergie, avec des coûts et des temps de conception toujours plus faibles. Messier-Bugatti a d'ores et déjà intégré notre approche et nos outils énergétiques dans son cycle en V ; de nouveaux projets de recherche, notamment sur le concept de l'éco-conception, sont également en cours.

Bibliographie

- [ADAMS 2005], MSC Software, 2005. Aide du logiciel MSC Software ADAMS, version 2005 R2. Section « ADAMS/Tire », « Welcome to ADAMS/Tire », « Which Tire Model Should You Use ? ».
- [Antoulas 2001], A. C. Antoulas, D. C. Sorensen, S. Gugercin, 2001. « A Survey of Model Reduction Methods for Large Scale Systems ». Contemporary Mathematics, 280, pp.193-219.
- [Arnoldi 1951], W. E. Arnoldi, 1951. « The Principle of Minimized Iterations in the Solution of the Matrix Eigenvalue Problem ». Quaterly of Applied Mathematics, 9(1), pp.17-29.
- [Assunção 1999], E. Assunção, P. L. D. Peres, 1999. « A Global Optimization Approach for the H2-Norm Model Reduction Problem ». Proceedings of 38th IEEE Conference on Decision and Control, 2, pp.1857-1862. Phoenix, AZ, USA. ISBN 0780352505.
- [Binder 1973], R. C. Binder, 1973. « Fluid Mechanics ». Prentice Hall, 5ème édition. ISBN 978-0133225945.
- [Bultheel 1986], A. Bultheel, M. Van Barel, 1986. « Padé Techniques for Model Reduction in Linear System Theory : A Survey ». Journal of Computational and Applied Mathematics, 14(3), pp.401-438.
- [Cellier 1991], F. E. Cellier, 1991. « Continuous System Modeling ». Springer-Verlag New York, USA. ISBN 0387975020.
- [Cellier 2006], F. E. Cellier, E. Kofman, 2006. « Continuous System Simulation ». Springer Science+Business Media, USA. ISBN 0387261028.
- [Ciraig 2005], Centre interuniversitaire de recherche sur le cycle de vie des produits, procédés et services, « Pensée cycle de vie ». Site Internet : www.ciraig.org

- [Dauphin-Tanguy 2000], G. Dauphin-Tanguy, 2000. « Les Bond Graphs ». Traité ic2 série systèmes automatisés. Hermes Sciences Publicat., Paris, France. ISBN 978-2746201583.
- [Davison 1966], E. J. Davison, 1966. « A Method for Simplifying Linear Dynamic Systems », IEEE Transactions on Automatic Control, AC-11(1), pp. 93-101.
- [Ersal 2007 - 1], T. Ersal, H. K. Fathy, L. S. Louca, D. G. Rideout, J. L. Stein, 2007. « A Review of Proper Modeling Techniques ». Proceedings of IMECE 2007, International Mechanical Engineering Congress and Exhibition, November 11-15, Seattle, WA, USA, published by ASME.
- [Ersal 2007 - 2], T. Ersal, 2007. « Realization-Preserving Simplification and Reduction of Dynamic System Models at the Graph Level ». A dissertation submitted in partial fulfillment of the requirements for the degree of Doctor of Philosophy (Mechanical Engineering) in the University of Michigan, USA.
- [Fathy 2005], H. K. Fathy, J. L. Stein, 2005. « Fundamental Concordances between Balanced Truncation and Activity-Based Model Reduction ». Proceedings of IMAACA'05, Bond Graph Methods for Dynamical Systems, A. Bruzzone, G. Dauphin-Tanguy, C. Frydman and S. Junco Edition, pp.109-116.
- [Fortuna 1992], L. Fortuna, G. Nunnari, A. Gallo, 1992. « Model Order Reduction Techniques with Applications in Electrical Engineering ». Springer-Verlag, London, UK.
- [Gaillard 2006], P. Gaillard, R. Lengelle, 2006. « Analyse et traitement du signal : Signaux déterministes et aléatoires, filtrage, estimation avec exercices et problèmes corrigés, Traitement du signal ». Technosup, Ellipses Marketing. ISBN 978-2729831943.
- [Gandanegara 2003], G. Gandanegara, 2003. « Méthodologie de conception systémique en Génie Electrique à l'aide de l'outil Bond Graph. Application à une chaîne de traction ferroviaire ». Thèse à l'Institut National Polytechnique de Toulouse.

- [Gandanegara 2006], G. Gandanegara, X. Roboam, B. Sareni, G. Dauphin-Tanguy, 2006. « Bond-graph-based model simplification for system analysis : application to a railway traction device ». Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers (IMEchE 06), Part I: Journal of Systems and Control Engineering, Volume 220, Number 7, pp. 553-571. ISSN 0959-6518.
- [GIEC 2001], G. O. P. Obasi, K. Töpfer, R. Watson, J. Houghton, D. Yihui, 2001. « Bilan 2001 des changements climatiques : Les éléments scientifiques ». Contribution du Groupe de travail I au 3ème rapport d'évaluation du Groupe d'experts Intergouvernemental sur l'Evolution du Climat (GIEC), Genève, Suisse.
- [GIEC 2007], R. K. Pachauri, A. Reisinger, 2007. « Bilan 2007 des changements climatiques : Rapport de synthèse ». Contribution du Groupe de travail I, II et III au 4ème rapport d'évaluation du Groupe d'experts Intergouvernemental sur l'Evolution du Climat (GIEC), Genève, Suisse.
- [Goldman 1981], M. J. Goldman, W. J. Porras, C. T. Leondes, 1981. « Multivariable Systems Reduction Via Cauer Forms ». International Journal of Control, 34(4), pp.623-650.
- [Golomb 1981], S. W. Golomb, 1981. « Shift Register Sequences ». Aegean Park Pr. (Revised 1981). ISBN 978-0894120480.
- [Gouda 2002], M. M. Gouda, S. Danaher, C. P. Underwood, 2002. « Building Thermal Model Reduction Using Nonlinear Constrained Optimization ». Building and Environment, 37(12), pp.1255-1265.
- [Hahn 2002], J. Hahn, T. F. Edgar, 2002. « An Improved Method for Nonlinear Model Reduction Using Balancing of Empirical Gramians ». Computers and Chemical Engineering, 26(10), pp.1379-1397.
- [Hutton 1975], M. F. Hutton, B. Friedland, 1975. « Routh Approximations for Reducing Order of Linear, Time-Invariant Systems ». IEEE Transactions on Automatic Control, AC-20(3), pp.329-337.
- [Huynh 2006], Q. H. Huynh, 2006. « Gestion de la complexité dans un logiciel destiné à la simulation numérique multiphysique ». Thèse à l'INP Grenoble, France.

- [Hyland 1985], D. C. Hyland, D. S. Bernstein, 1985. « The Optimal Projection Equations for Model Reduction and the Relationships among the Methods of Wilson, Skelton, and Moore ». IEEE Transactions on Automatic Control, AC-30(12), pp.1201-1211.
- [Idel’Cik 1986], Idel’Cik, 1986. « Mémento des pertes de charges ». Eyrolles. ISBN 978-2212059007.
- [Jancovici 2009], J.M. Jancovici, A. Grandjean, 2009. « C’est maintenant ! 3 ans pour sauver le monde ». Seuil, France. ISBN 978-2020987684.
- [Kabamba 1985], P. T. Kabamba, 1985. « Balanced Gains and Their Significance for L2 Model Reduction ». IEEE Transactions on Automatic Control, AC-30(7), pp.690-693.
- [Karhunen 1946], K. Karhunen, 1946. « Zur Spektraltheorie Stochastischer Prozesse ». Annales Academiae Scientiarum Fennicae, 37.
- [Karnopp 1990], D. C. Karnopp, D. L. Margolis, R. C. Rosenberg, 1990. « System Dynamics : A Unified Approach ». Wiley-Interscience, 2nd edition, New York, USA. ISBN 978-0471621713.
- [Kokotovic 1999], P. Kokotovic, H. K. Khalil, J. O’Reilly, R. O’Malley, 1999. « Singular Perturbation Methods in Control : Analysis and Design ». Society for Industrial & Applied Mathematics, U.S. ISBN 978-0898714449.
- [Kung 1981], S. Y. Kung, D. W. Lin, 1981. « Optimal Hankel-Norm Model Reductions : Multivariable Systems ». IEEE Transactions on Automatic Control, AC-26(4), pp.832-852.
- [Kunisch 2001], K. Kunisch, S. Volkwein, 2001. « Galerkin Proper Orthogonal Decomposition Methods for Parabolic Problems ». Numerische Mathematik, 90(1), pp.117-148. Springer, Berlin, Allemagne.
- [Lanczos 1950], C. Lanczos, 1950. « An Iteration Method for the Solution of the Eigenvalue Problem of Linear Differential and Integral Operators ». Journal of Research of the National Bureau of Standards, 45(4), pp.255-282.
- [Landau 1998], I. D. Landau, 1998. « Identification des systèmes ». Hermès, Paris, France. ISBN 2866016831.

-
- [Lasa 2002], M. Lasa, 2002. « A system Engineering Approach for Computer Based Design in Mechatronics – A Common Rail Application ». Thèse à l'Université de Magdeburg, Allemagne.
- [Lebrun 2003], M. Lebrun, 2003. « Simulation et CAO en automatique et mécatronique ». Techniques de l'Ingénieur, S7260, France.
- [Liu 1989], Y. Liu, B. D. O. Anderson, 1989. « Singular Perturbation Approximation of Balanced Systems ». *International Journal of Control*, 50(4), pp. 1379-1405.
- [Loeve 1955], M. M. Loeve, 1955. « Probability Theory ». Princeton, N. J., Van Nostrand.
- [Louca 1997], L. S. Louca, J. L. Stein, G. M. Hulbert, J. Sprague, 1997. « Proper Model Generation : An Energy-Based Methodology ». *Proceedings of 1997 International Conference on Bond Graph Modelings*, Phoenix, AZ, USA. Published by SCS, San Diego, CA, USA, 29, pp.44-49. ISBN 1565551036.
- [Louca 1998], L. S. Louca, J. L. Stein, G. M. Hulbert, 1998. « A Physical-Based Model Reduction Metric with an Application to Vehicle Dynamics ». *Proceedings of the 4th IFAC Nonlinear Control Systems Design Symposium (NOLCOS 98)*, Enschede, The Netherlands.
- [Louca 2006], L. S. Louca, 2006. « Bond Graph Based Modal Representations and Model Reduction of Lumped Parameter Systems ». *Proceedings of the 20th European Conference on Modelling and Simulation (ECMS 06)*, pp. 196-206, May 28-31, Bonn, Germany. ISBN 0955301807.
- [Louca 2009], L. S. Louca, J. L. Stein, 2009. « Energy-Based Model Reduction of Linear Systems ». *Proceedings of the 6th Vienna Conference on Mathematical Modelling (MATHMOD 09) – Full Papers CD Volume*, pp. 629-639, February 11-13, Vienna, Austria. ARGESIM Report no. 35. ISBN 978-3901608353.
- [Lumley 1967], J. L. Lumley, 1967. « The Structure of Inhomogeneous Turbulent Flow ». *Atmospheric Turbulence and Radio Wave Propagation*, A. M. Yaglom and V. I. Tatarski, Edition Nauka, Moscow, pp.166-178.
- [Ma 1988], X. Ma, J. A. De Abreu-Garcia, 1988. « On the Computation of Reduced Order Models of Nonlinear Systems Using Balancing Technique ». *Proceedings of 27th IEEE Conference on Decision and Control*, pp.1165-1166.
-

- [McDermid 1991], J. McDermid, 1991. « Software Engineer's Reference Book ». Butterworth-Heinemann Ltd. Oxford, GB. ISBN 0750610409.
- [Mélières 2010], M. A. Mélières, 2010. « Température moyenne à la surface de la Terre et effet de serre ». Dossier « Sagascience Climat » du CNRS.
- [Menendez Martinez 1970], A. Menendez Martinez, 1970. « Identification de la réponse impulsionnelle d'un système par intercorrélation au moyen de séquences binaires pseudo-aléatoires ». Thèse à l'Université de Grenoble, France.
- [Moore 1981], B. C. Moore, 1981. « Principal Component Analysis in Linear Systems : Controllability, Observability, and Model Reduction ». IEEE Transactions on Automatic Control, 26(1), pp.17-32.
- [Nelles 2000], O. Nelles, 2000. « Nonlinear System Identification ». Springer Verlag, Berlin, Allemagne. ISBN 978-3540673699.
- [Nyquist 1928], H. Nyquist, 1928. « Certain Topics in Telegraph Transmission Theory ». Transactions of the American Institut of Electrical Engineers, 47(1), pp.617-644.
- [Obinata 2001], G. Obinata, B. D. O. Andersen, 2001. « Model Reduction for Control System Design ». Springer, London, UK. ISBN 978-1852333713.
- [Pacejka 2002], H. B. Pacejka, 2002. « Tyre and Vehicle Dynamics ». Second Edition, published by SAE, Warrendale, PA, USA. ISBN 978-0768017021.
- [Papanek 2005], V. Papanek, 2005. « Design for the Real World ». Thames & Hudson Ltd, 2nd Revised Edition, London, UK. ISBN 978-0500273586.
- [Paynter 1961], H. Paynter, 1961. « Analysis and design of engineering systems ». MIT Press, Cambridge, Mass, USA.
- [Porcel 2003], A. Porcel, 2003. « Contribution à la commande multivariable des systèmes complexes rapides, instables ou pseudostables. Application au contrôle de stabilité de véhicules par approche "12 forces" ». Thèse à l'Université de Haute Alsace.

- [Rideout 2007], D. G. Rideout, J. L. Stein, L. S. Louca, 2007. « Extension and application of an algorithm for systematic identification of weak coupling and partitions in dynamic system models ». *Journal of Simulation Modelling Practice and Theory (SIMPAT)*, Volume 17, Issue 1, pp. 271-292, January 2009. Elsevier B.V.
- [Roboam 2006], X. Roboam, S. Astier, 2006. « Graphes de liens causaux pour systèmes à énergie renouvelable ». *Techniques de l'Ingénieur*, D3970, Paris, France.
- [Rosenberg 1988], R. C. Rosenberg, T. Zhou, 1988. « Power-Based Simplification of Dynamic System Models ». *Proceedings of Advances in Design Automation, ASME*, 14, pp.487-492. September 25-28, New York, NY, USA.
- [Ruhe 1994], A. Ruhe, 1994. « Rational Krylov Algorithms for Nonsymmetric Eigenvalue Problems II : Matrix Pairs ». *Linear Algebra and Its Application*, 197, pp.283-295.
- [SAE 2000], SAE A-6C3 Fluids Committee, 2000. « Aerospace Information Report 1362 : Aerospace Hydraulic Fluids Physical Properties ». SAE AIR1362 Revision B, Warrendale, PA, USA.
- [Seguin 2009], P. Seguin, J. Fraval, 2009. « Salon du Bourget 2009. Moyens d'essais virtuels – Outils de Modélisation et de Simulation Dynamiques ». Document Interne Messier-Bugatti, Groupe Safran.
- [Seo 2001], K. Seo, E. Goodman, and R. Rosenberg. 2001. « First Steps toward Automated Design of Systems Using Bond Graphs and Genetic Programming », *Proc. Genetic and Evolutionary Computation Conference*, San Francisco, CA, USA, pp. 189-200.
- [Siret 1977], J. M. Siret, G. Michalesco, P. Bertrand, 1977. « Representation of Linear Dynamical Systems by Aggregated Models », *International Journal of Control*, 26(1), pp.121-128.
- [Sirovich 1987], L. Sirovich, 1987. « Turbulence and the Dynamics of Coherent Structures ». Part I, II and III, 45(3), pp.561-590.
- [Sjöberg 1995], J. Sjöberg, Q. Zhang, L. Ljung, A. Benveniste, B. Delyon, P.Y. Glorennec, H. Hjalmarsson, A. Juditsky, 1995. « Nonlinear black-box modeling in system identification : a unified overview ». *Automatica*, 31(12), pp.1691-1724.

- [Spanos 1992], J.T. Spanos, M. H. Milman, D. L. Mingori, 1992. « A New Algorithm for L2 Optimal Model Reduction ». *Automatica*, 28(5), pp.897-909.
- [Sueur 1989], C. Sueur, G. Dauphin-Tanguy 1989. « Structural Controllability/Observability of Linear Systems Represented by Bond Graphs », *Journal of Franklin Institut*, 326(6), pp.869-883.
- [Swinnen 2009], G. Swinnen, 2009. « Apprendre à programmer avec Python ». 1ère Edition, Eyrolles. ISBN 978-2212124743.
- [Vergé 2003], M. Vergé, D. Jaume, 2003. « Modélisation structurée des systèmes avec les Bond Graphs ». Edition Technip, France. ISBN 978-2710808381.
- [Wilson 1995], B. H. Wilson, J. L. Stein, 1995. « An Algorithm for Obtaining Proper Models of Distributed and Discrete Systems ». *Transactions of the ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 117(4), pp.534-540, New York, NY, USA.

Annexes

A. Les différents logiciels évalués

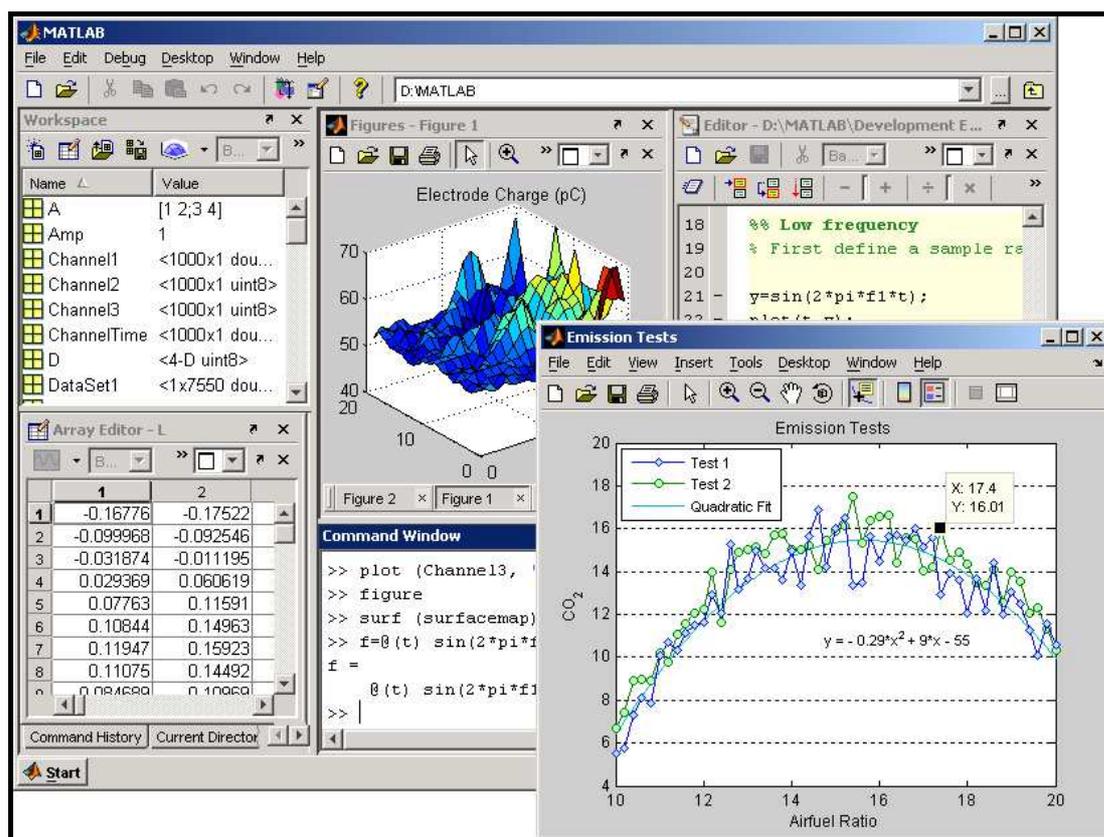
Vous trouverez ci-après des détails concernant les logiciels testés dans l'évaluation pour la plate-forme de prototypage virtuel multiphysique, et notamment les versions utilisées. Les commentaires que vous y trouverez reflètent uniquement mon avis personnel suite à l'évaluation de ces logiciels. Rappelons que celle-ci date de l'été 2007 ; il faut tenir compte de l'effort des éditeurs qui améliorent leur solution à chaque nouvelle version.

Les logiciels testés sont les suivants :

- Matlab / Simulink
- PSIM
- AMESim
- Adams
- Easy5
- Virtual Lab. Motion
- 20-Sim
- Dymola
- SimulationX
- Simpack
- MathModelica
- Simplorer
- Ecosimpro
- VisSim

Matlab/Simulink, version 2007 / A :

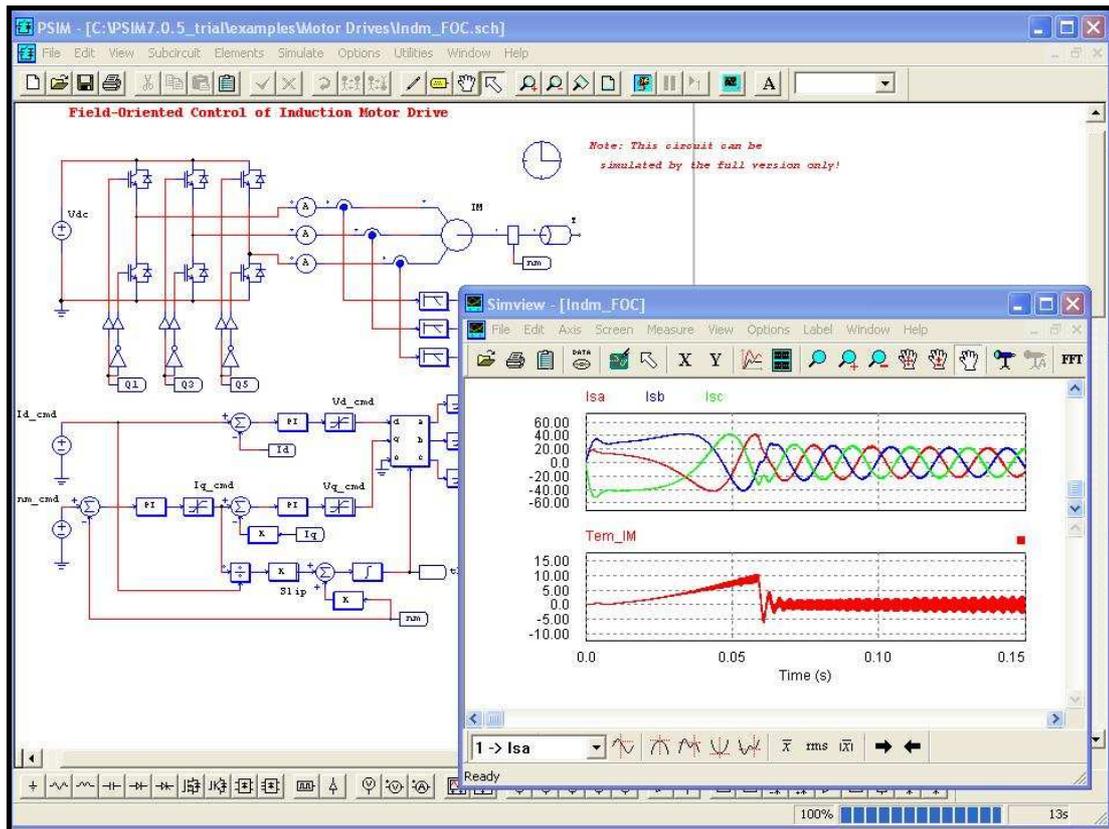
C'est sans doute le logiciel le plus connu, aussi bien dans le monde industriel que dans le monde scientifique. Matlab est à la fois un langage de programmation et un environnement de calcul et de développement. Il fut créé par Cleve Moler en 1970, qui fondera en 1984 la société « The MathWorks » avec Jack Little et Steve Bangert. La partie Simulink viendra compléter ce langage en fournissant des bibliothèques de composants que l'on peut assembler dans un modèle. Elle fut créée à l'origine pour simuler la partie contrôle / commande des systèmes, c'est pourquoi la majorité des liens est unidirectionnelle (contrairement au formalisme Bond Graph où les variables Effort – Flux sont échangées dans le même lien). Aujourd'hui, « The Mathworks » propose un ensemble de fonctionnalités très varié (analyse fonctionnelle, calcul scientifique, génération de code pour systèmes embarqués...) et ce dans de nombreux domaines comme l'aéronautique, la biologie ou encore la finance.



Site internet : www.mathworks.fr

PSIM, version 7.0 :

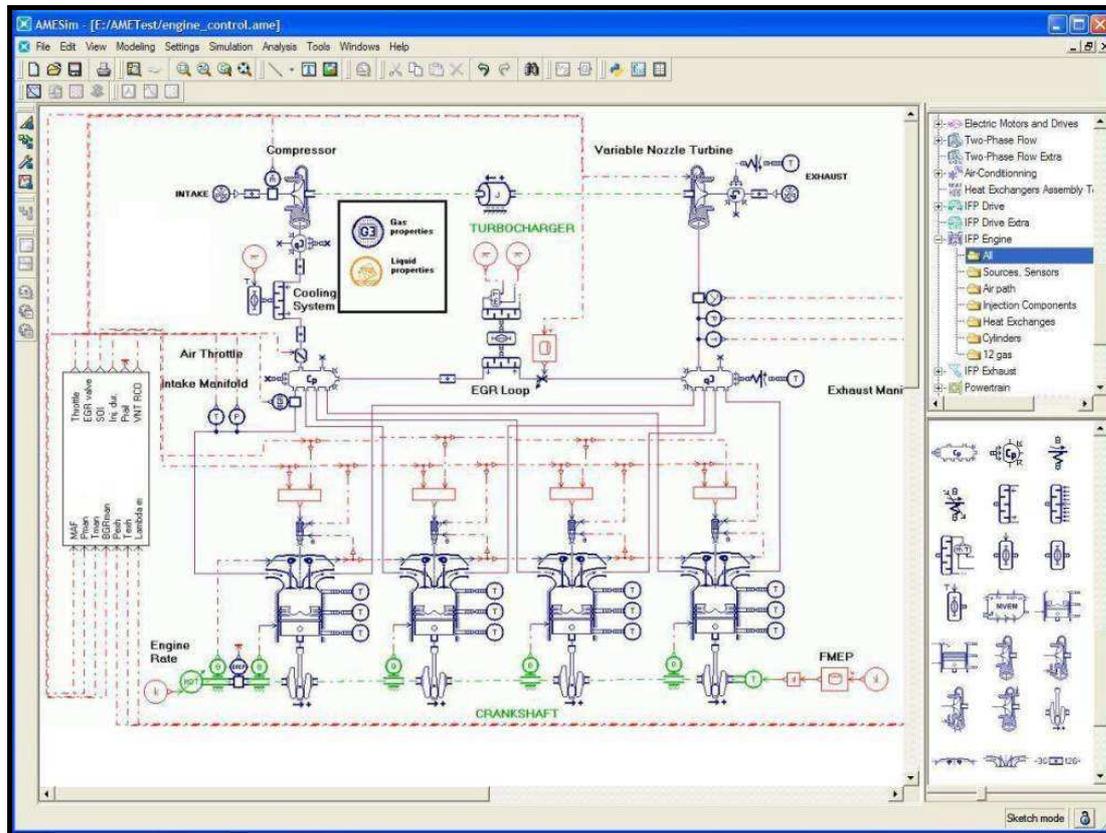
C'est un logiciel dédié à l'électronique de puissance, au contrôle moteur et à la dynamique de systèmes électromécaniques (en une dimension). Il est édité par la société « Powersys », tout comme le logiciel « JMAG » avec lequel il s'interface, permettant l'étude en trois dimensions des phénomènes électromagnétiques. C'est le logiciel le plus efficace que nous ayons testé pour modéliser des phénomènes électriques.



Site internet : www.powersys.fr

AMESim, version 4.3.1 :

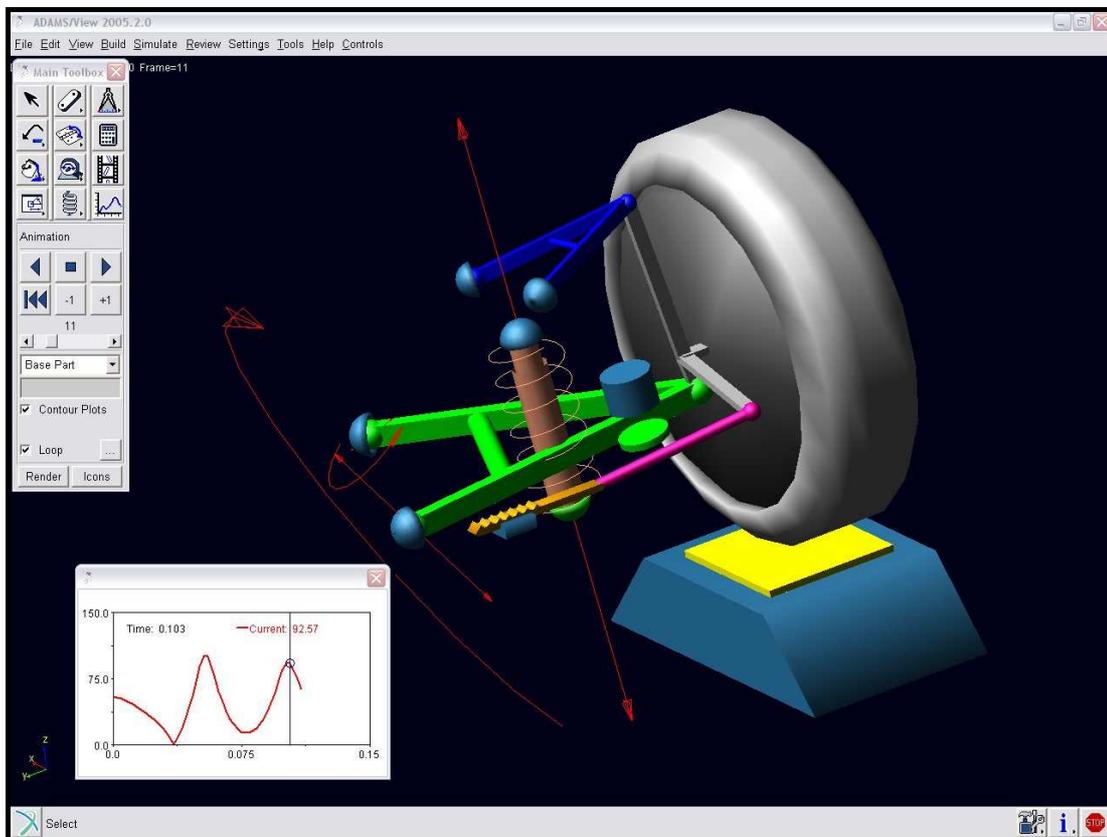
AMESim est sans doute l'un des logiciels les plus multiphysiques de notre évaluation. Ce logiciel s'inspire du formalisme Bond Graph : chaque lien véhicule des variables de type Effort – Flux. Cela constitue un avantage important qui permet notamment au logiciel de couvrir de nombreux domaines physiques et leurs interactions : hydraulique, mécanique (une dimension), thermique, pneumatique, électrique, électromagnétique... Edité par la société « IMAGINE S.A. », créé par le Professeur Michel LEBRUN en 1986, il appartient désormais à la société « LMS International ».



Site internet : www.lmsintl.com

Adams, version 2005 R2 :

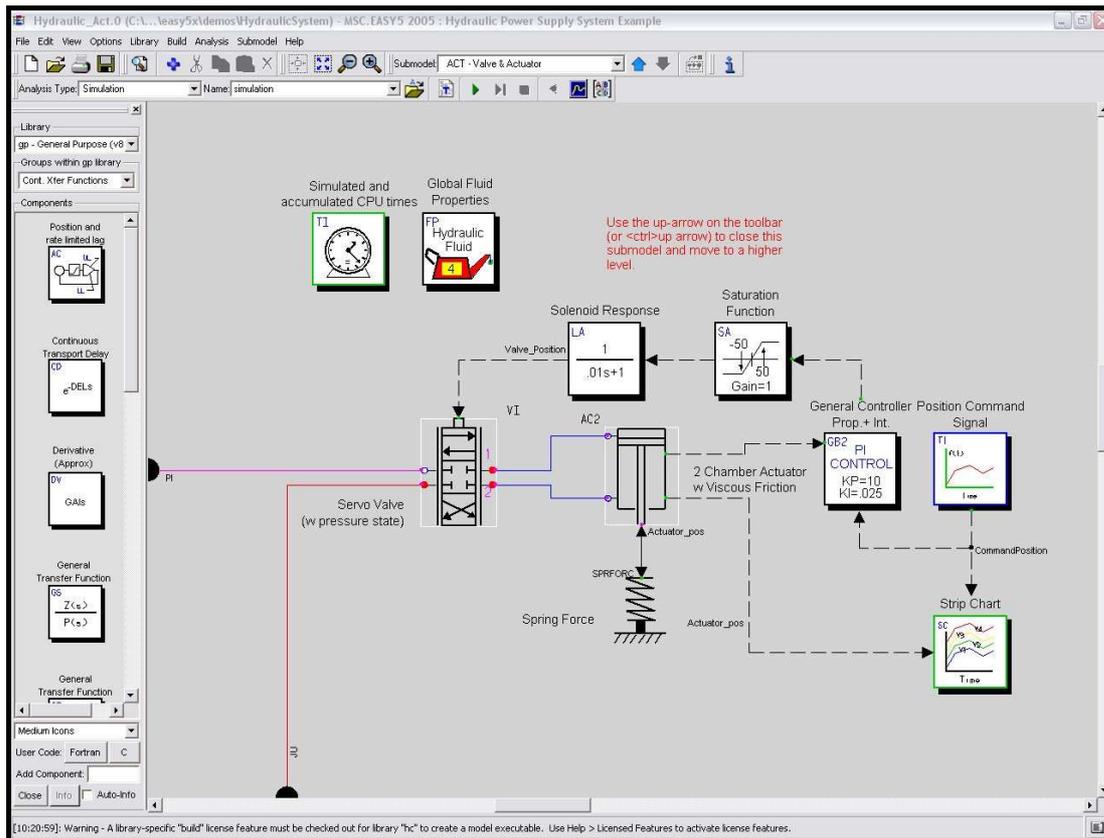
Adams est un outil d'analyse cinématique et dynamique mécanique très largement utilisé dans le monde. Edité par la société « MSC Software », créée en 1963, c'est l'un des logiciels incontournables en aéronautique. Bien que son interface soit quelque peu désuète, il dispose de bons outils de post-traitements. Son atout majeur réside dans ses possibilités d'interfaçage avec les autres outils de la société « MSC Software », permettant la conception et l'analyse de pièces mécaniques (étude par éléments finis de résistance des matériaux, études vibratoires et acoustiques, etc.).



Site internet : www.mscsoftware.com/Contents/Products/CAE-Tools/Adams.aspx

Easy5, version 2005 8.0 :

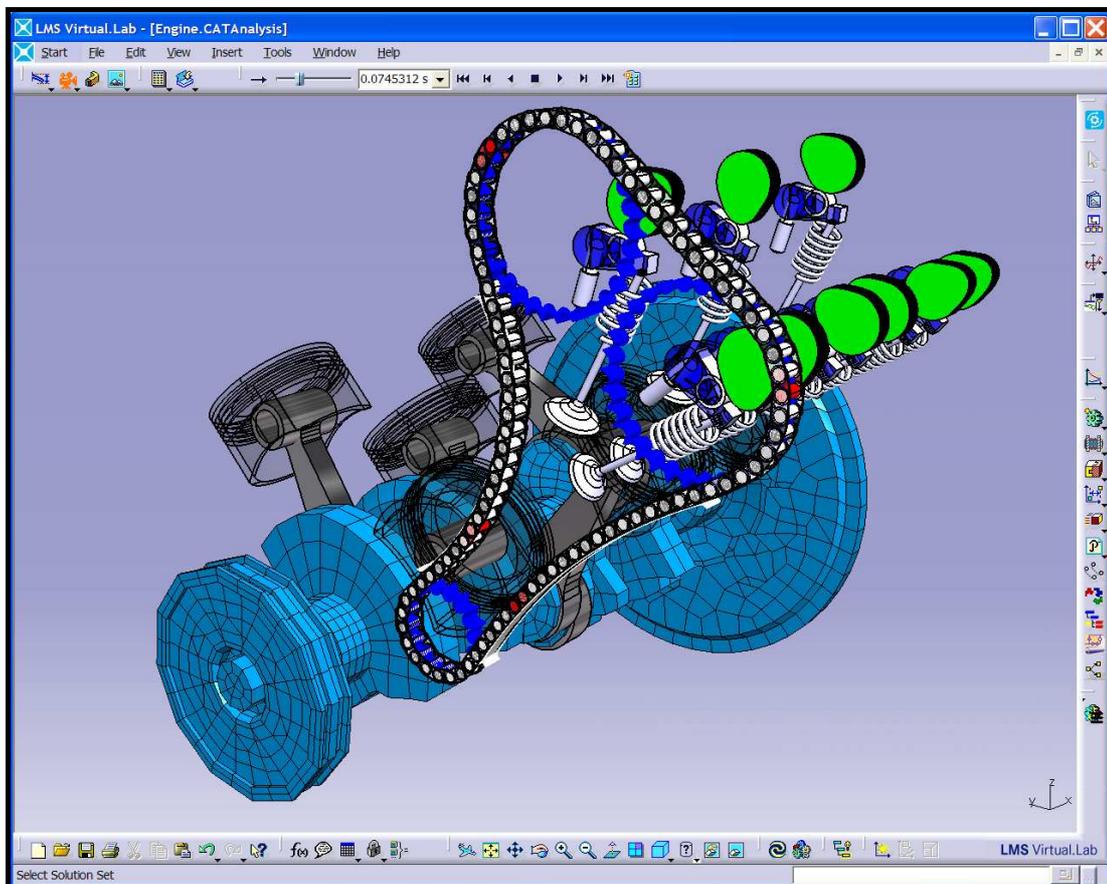
Easy5 est également un logiciel édité par la société « MSC Software », permettant la modélisation de phénomènes hydrauliques, mécaniques (1 dimension) ou encore thermiques, au même titre qu'AMESim. Mais celui-ci présente des bibliothèques de composants bien moins fournies, et son interface passée, reflète, elle aussi, un manque d'innovation au cours de ses années de développement.



Site internet : www.mscsoftware.com/Contents/Products/CAE-Tools/Easy5.aspx

Virtual Lab.Motion, version Rev6 / B :

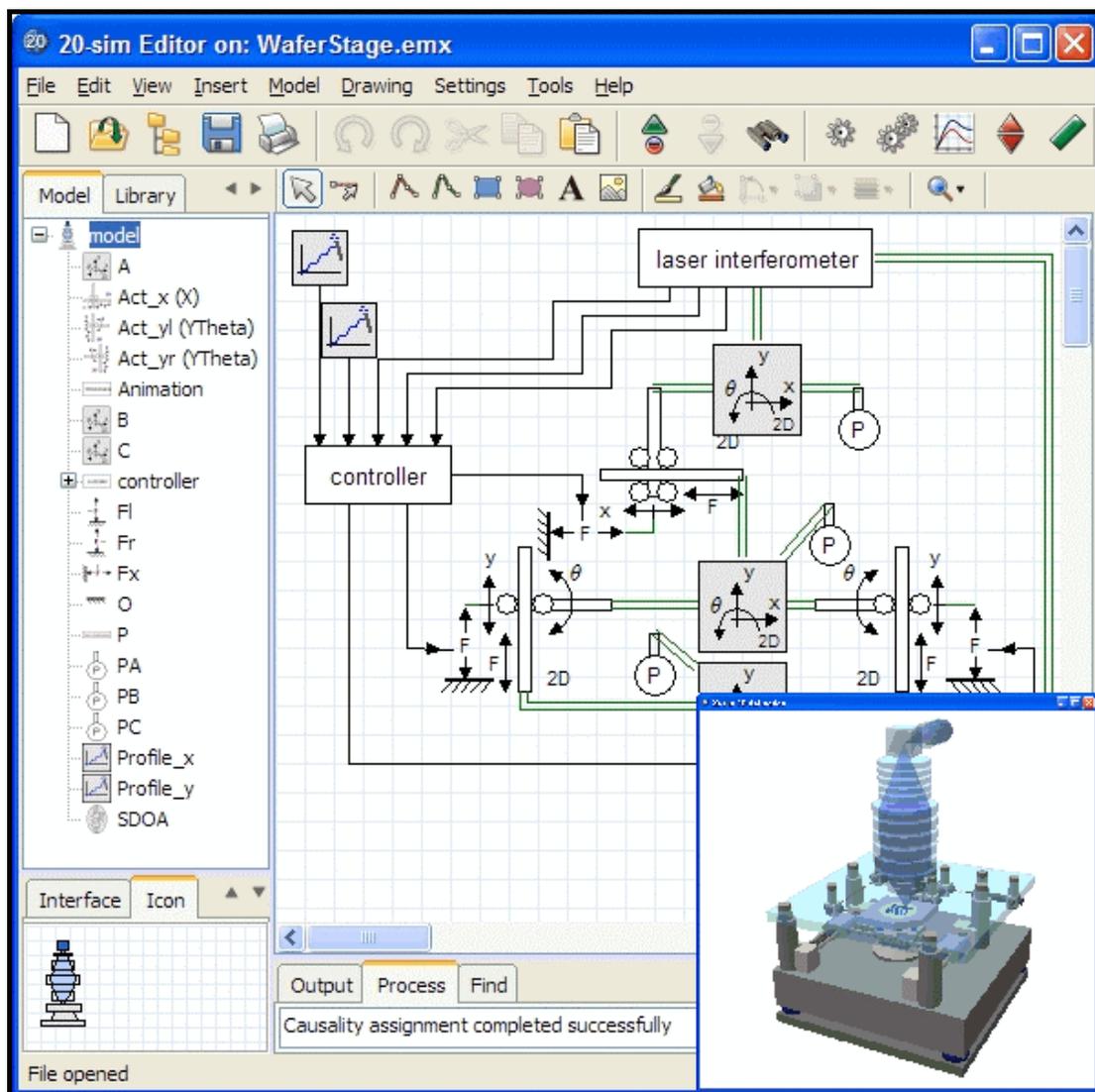
Il s'agit d'un logiciel comparable à ADAMS, permettant donc de modéliser les phénomènes cinématiques et dynamiques d'un ensemble mécanique en trois dimensions. Il est développé par la société « LMS International » (récent acquéreur du logiciel AMESim). Le principal avantage de ce logiciel est qu'il s'intègre complètement à l'interface du logiciel « Catia », développé par « Dassault Systèmes », et utilisé par un très grand nombre d'industriels pour concevoir des pièces mécaniques. Cela constitue un gain de temps important lorsque l'on parcourt le cycle en V, et favorise l'homogénéisation des processus.



Site internet : www.lmsintl.com/simulation/virtuallab/motion

20-Sim, version 3.6 :

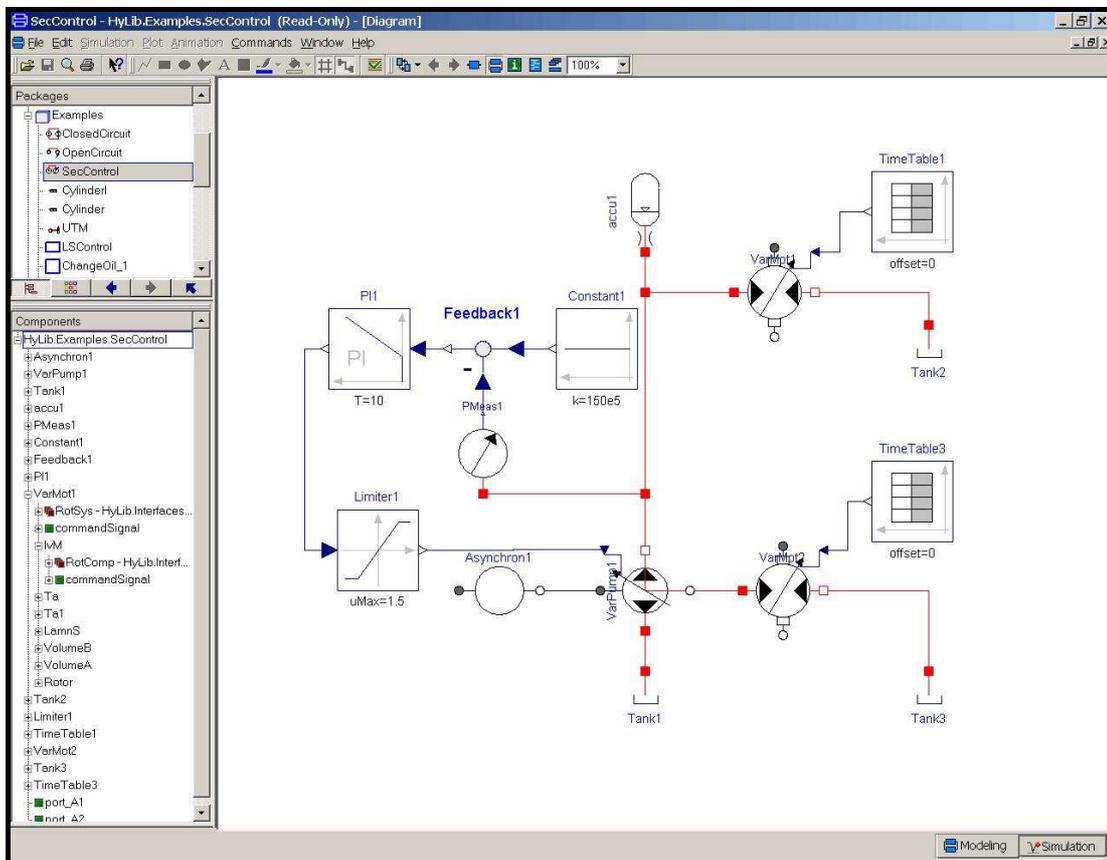
Le logiciel 20-Sim est issu de la réunion de trois logiciels développés par l'Université de Twente au Pays-Bas : « TUTSIM » (« Technical University of Twente SIMulation »), « CAMAS » (Computer-Aided Modeling Analysis and Simulation) et « MAX » (« Modeling and Analysis eXpert system »). Etant entièrement basé sur le formalisme Bond Graph, il permet de modéliser tous les domaines physiques. Par contre, les bibliothèques de composants disponibles sont très peu fournies.



Site internet : www.20sim.com

Dymola, version 6.0 :

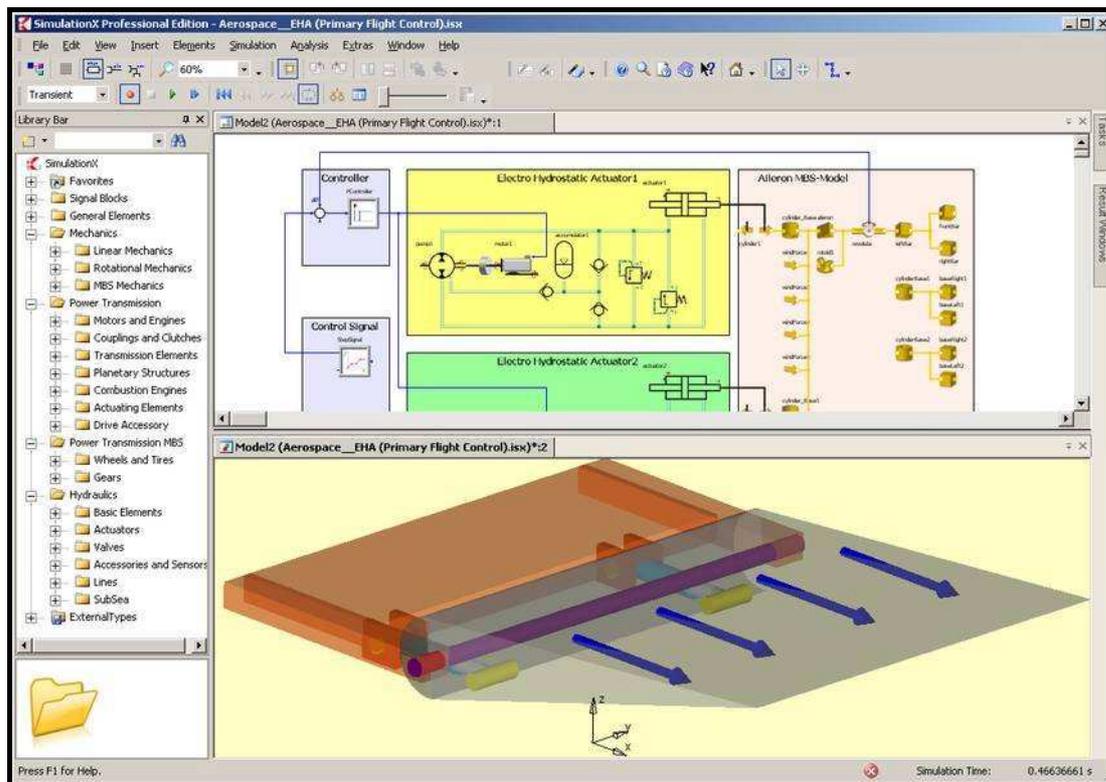
Dymola signifie « Dynamic Modeling Laboratory » ; ce logiciel, basé sur le langage Modelica (cf. annexe B), est développé par la société suédoise « Dynasim », récemment acquise par « Dassault Systèmes ». Il permet de modéliser tous les domaines physiques grâce à l'utilisation d'une version étendue de la « Librairie Standard Modelica ». L'intérêt principal de ce logiciel est son langage de modélisation « acausal », qui, lié au solveur de Dymola, permet de s'affranchir de la causalité lors de la construction d'un modèle (facilitant notamment la résolution des problèmes de boucles algébriques, et permettant le « reverse engineering »). Les composants disponibles sont nombreux, mais basique, la philosophie étant que l'utilisateur construise ses propres modèles.



Site internet : www.3ds.com/products/catia/portfolio/dymola

SimulationX, version 2.0 :

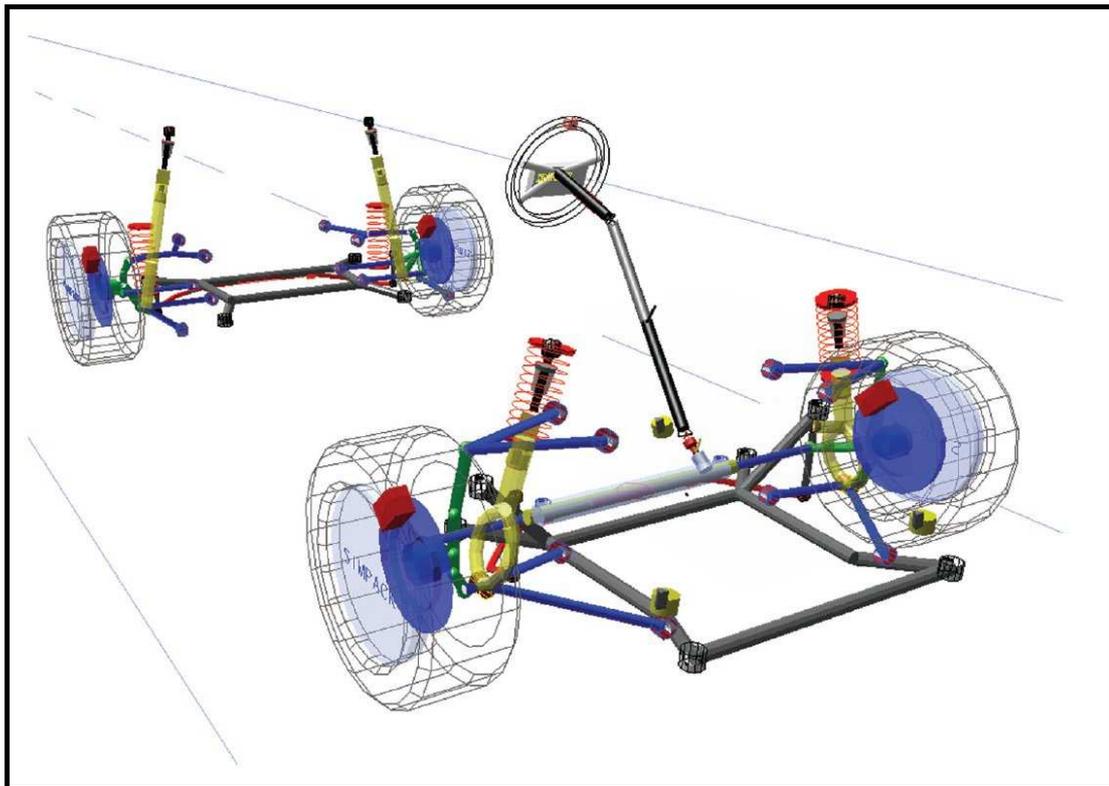
SimulationX est un logiciel édité par la société allemande « ITI » depuis 1993. Le langage de modélisation utilisé est très proche de Modelica et lui permet donc de modéliser de nombreux domaines physiques. Il présente l'avantage, pour les modèles compatibles « temps réel », de modifier les paramètres des composants au cours de la simulation. Par contre, nous avons remarqué que son solveur numérique n'était pas très performant ; nous ne savons pas si cela est lié ou non à la possibilité de modifier les paramètres du modèle en cours de simulation.



Site internet : www.iti.de/en/simulationx.html

Simpack, version 8.6 :

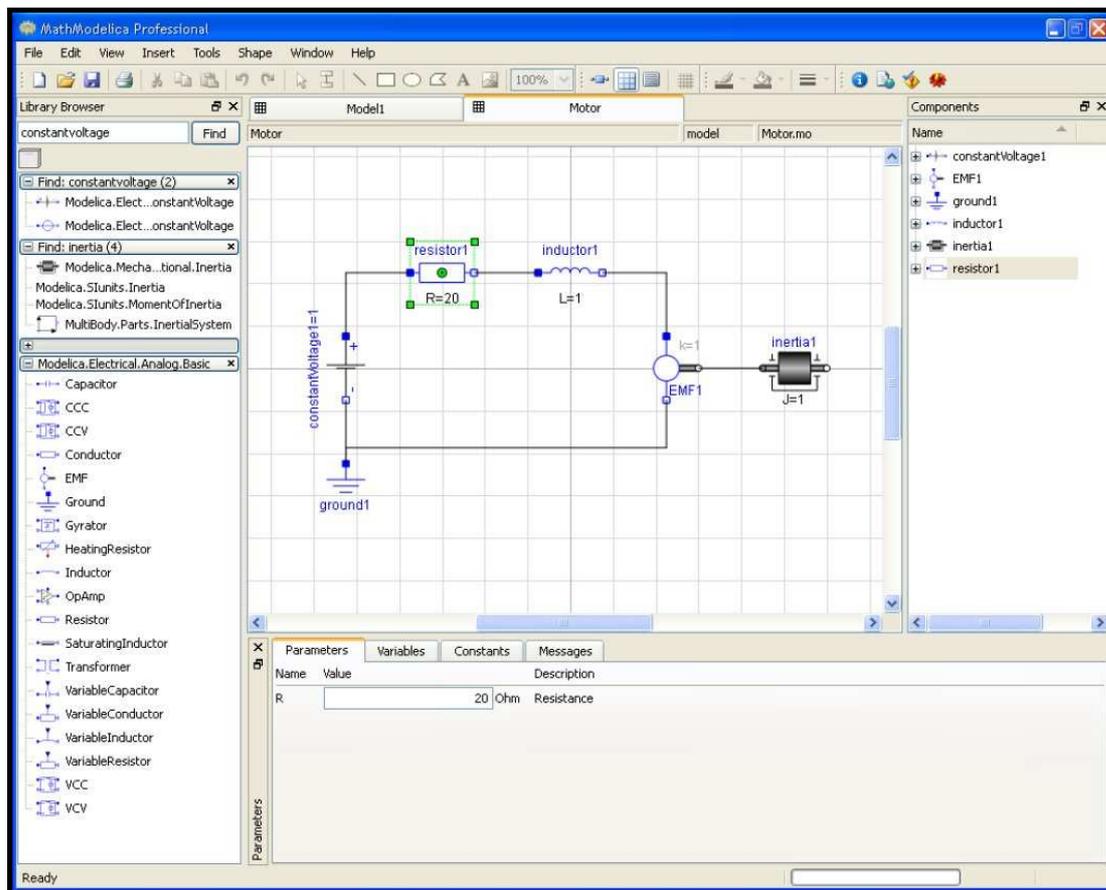
Simpack est un logiciel de modélisation / simulation numérique de phénomènes mécaniques tridimensionnels. Commercialisé depuis 1993 par la société « INTEC », il fut à l'origine créé au Centre de Recherche Aérospatial Allemand (« DLR »). Le point fort de ce logiciel réside dans son solveur qui présente des temps de calcul bien inférieurs aux autres logiciels du même type (c'est à dire ADAMS ou Virtual Lab. Motion par exemple). Notre étude n'a pas permis de mettre en évidence cet avantage.



Site internet : www.simpack.com

MathModelica, version 1.2 :

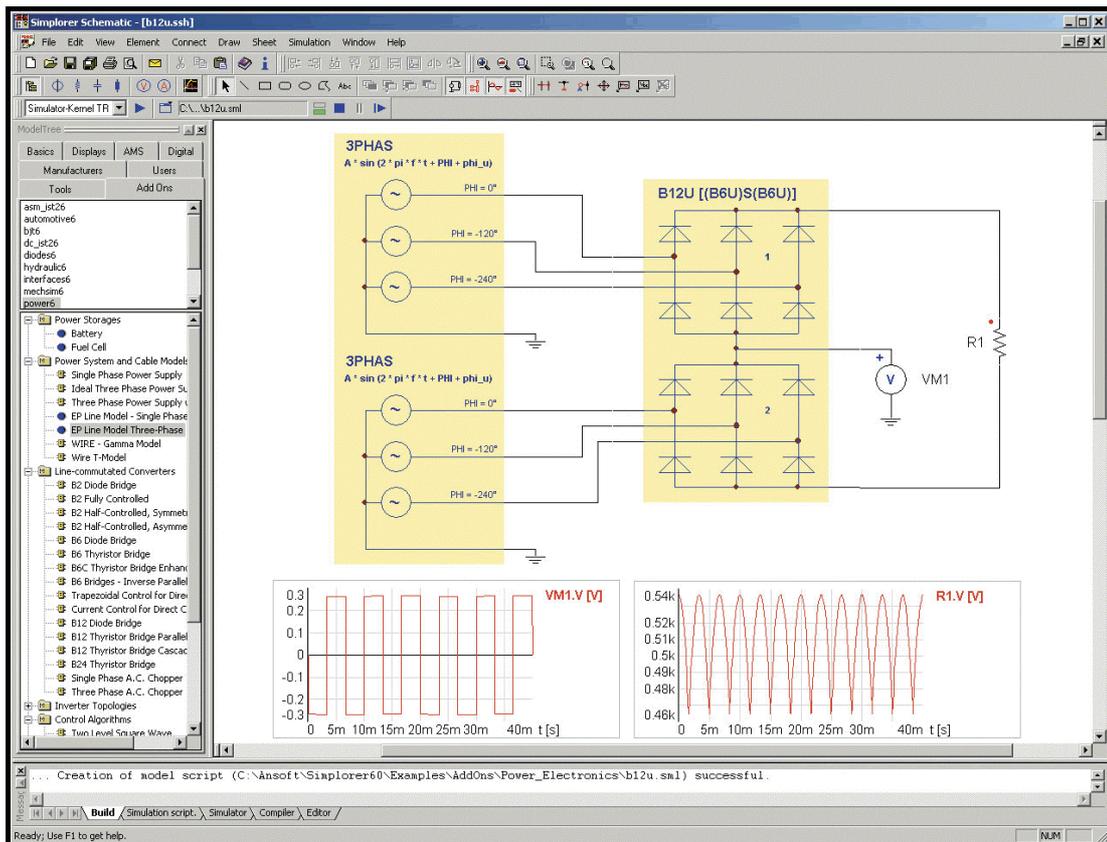
MathModelica est une solution logicielle distribuée par la société « MathCore », basée sur la « Librairie Standard Modelica ». Cela lui permet donc de modéliser les domaines mécaniques tridimensionnels, électriques et thermiques. Les composants ainsi disponibles sont relativement simples.



Site internet : www.mathcore.com/products/mathmodelica

Simplorer, version 7.0 :

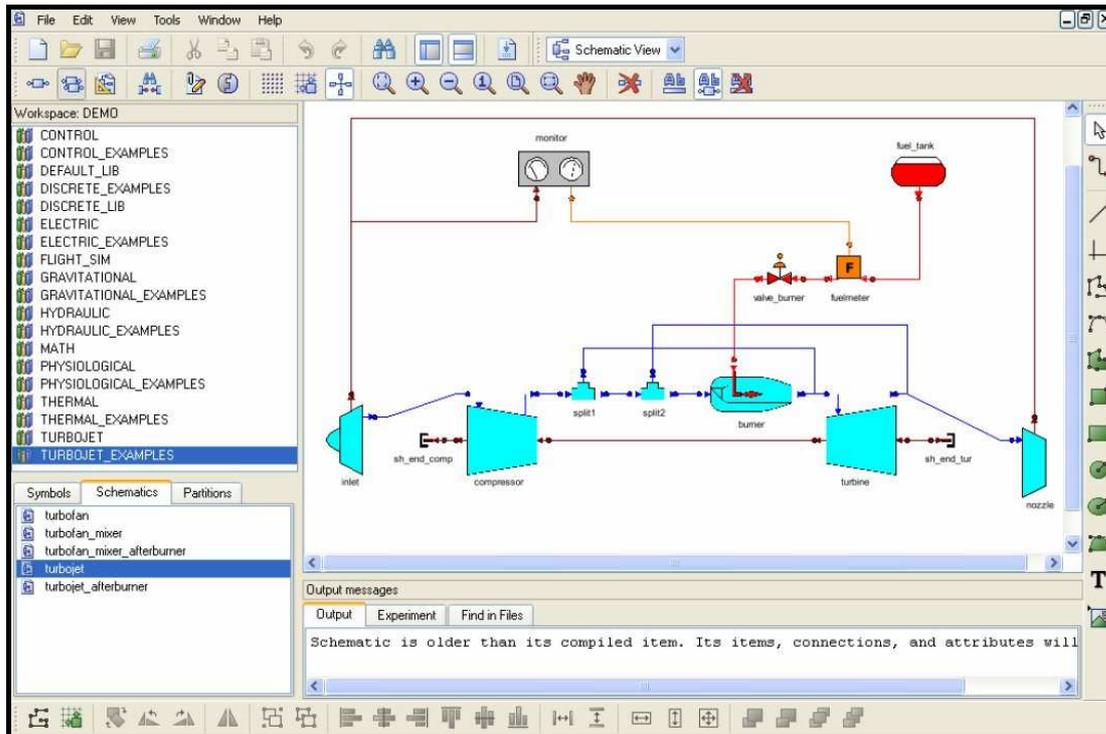
Ce logiciel est commercialisé par la société « Ansoft », récemment acquise par la société « ANSYS », offrant de nombreuses solutions logicielles de modélisation / simulation numérique. Simplorer utilise le langage de modélisation « VHDL-AMS », homologue américain du langage Modelica. Cela lui permet donc de modéliser tous les domaines physiques, mais les bibliothèques les plus développées sont celles des domaines électriques et électromagnétiques.



Site internet : www.ansoft.com/products/em/simplorer

Ecosimpro, version 4.2 :

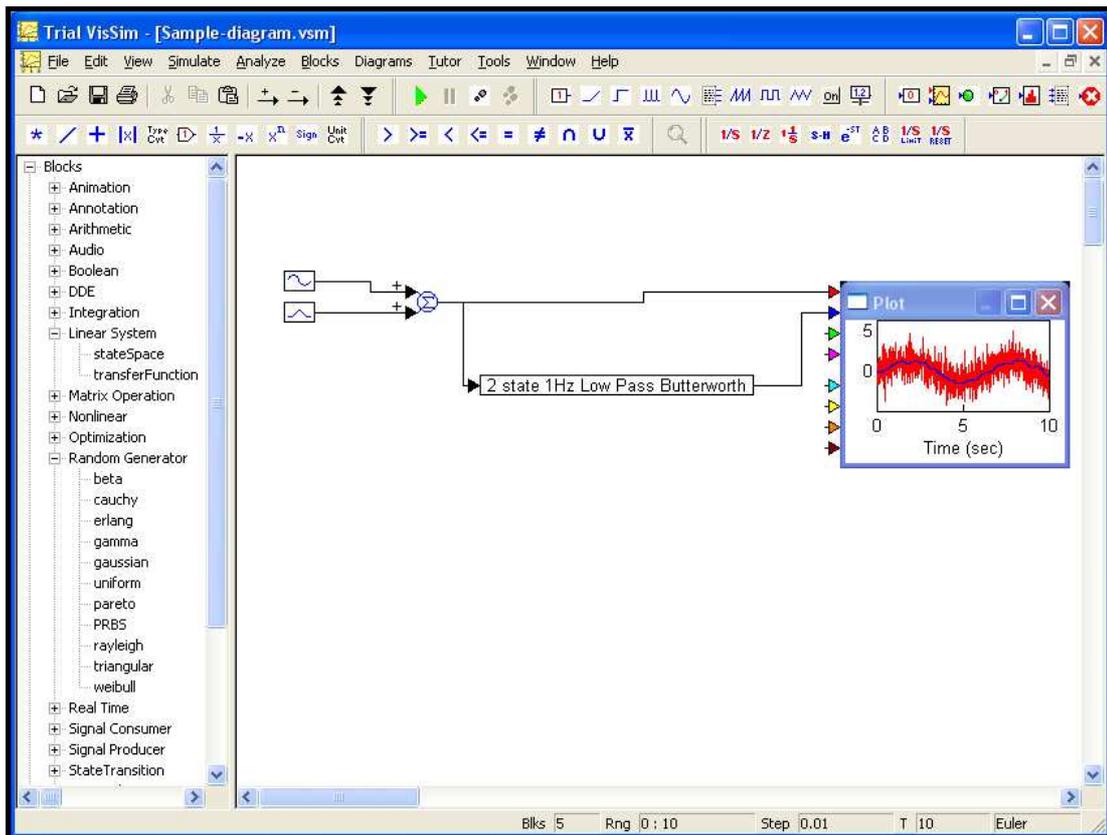
Ecosimpro est un logiciel d'origine espagnole édité par la société « EA Internacional » et permettant de modéliser et de simuler les phénomènes hydrauliques et électriques. L'interface est relativement basique et seule la bibliothèque de composants dédiés au contrôle/commande est suffisamment développée.



Site internet : www.ecosimpro.com

VisSim, version 6.0/c :

VisSim est un logiciel qui se présente sous forme de diagramme de bloc comme Simulink. Edité par la société « Visual Solutions Incorporated », il permet de modéliser des phénomènes hydrauliques, électriques ou encore thermiques. Les bibliothèques de composants physiques sont très peu développées ; le seul intérêt que présente ce logiciel est qu'il offre la possibilité de faire varier les paramètres d'un modèle au cours de la simulation (comme le logiciel SimulationX).



Site internet : www.vissim.com

B. Le langage « MODELICA »

« Modelica » est un langage libre, orienté objet, basé sur les équations de la physique et permettant de modéliser des systèmes multiphysiques complexes (mélangeant mécanique, hydraulique, électrique, thermique, etc.). Utilisant le formalisme Bond Graph, il est développé et standardisé par l'« Association Modelica » (cf. www.modelica.org). Ce langage se rapproche le plus du VHDL-AMS issu de l'industrie électronique. Voici ci-dessous l'exemple d'une inertie mécanique (rotation) codée en Modelica :

```

model Inertia "1D-rotational component with inertia"
  import SI = Modelica.Siunits ;
  Rotational.Interface.Flange_a flange_a "Left flange of shaft" ;
  Rotational.Interface.Flange_b flange_b "Right flange of shaft" ;
  parameter SI.Inertia J(min=0, start=1) "Moment of inertia" ;
  parameter StateSelect stateSelect=StateSelect.default "Priority to use phi and w as states" ;
  SI.Angle phi (stateSelect=stateSelect) "Absolute rotation angle of component" ;
  SI.AngularVelocity w (stateSelect=stateSelect) "Absolute angular velocity of component (=
der(phi))" ;
  SI.AngularAcceleration a "Absolute angular acceleration of component (= der(w))" ;

equation
  phi = flange_a.phi;
  phi = flange_b.phi;
  w = der(phi);
  a = der(w);
  J*a = flange_a.tau + flange_b.tau;
end Inertia;

```

Le principe de création d'un composant est le suivant :

- Description du composant d'un point de vue de sa structure :
 - Import du système d'unité international (facultatif)
 - Description des entrées / sorties du composant (« flange »)
 - Description des paramètres
 - Et enfin description des variables
- Description des équations du composant liant les différents paramètres et variables (la fonction « der » correspond à la dérivée temporelle de la variable)

Cet exemple est issu de la « Bibliothèque Standard Modelica », développée par l'« Association Modelica ». L'idée principale est de décrire

tous les composants de manière acausale : cela signifie que les variables d'entrée ou de sortie du composant n'ont pas d'importance. Pour cette inertie mécanique, le même composant sera utilisé que l'on impose les couples en entrée (pour en déduire la vitesse de rotation) ou bien que l'on impose la vitesse en entrée (pour en déduire les couples). C'est pour cela que dans le code présenté ci-dessus, l'ordre des équations n'a pas d'importance ; il faut juste qu'elles soient suffisantes pour décrire entièrement le comportement du composant modélisé. C'est ce qui fait la force de ce langage.

Une fois le modèle construit, c'est le solveur numérique qui se charge de choisir de manière automatique les variables d'état du système modélisé, et impose alors la causalité correspondant à nos choix d'entrée / sortie. Plusieurs environnements de modélisation / simulation sont disponibles (gratuits ou payants) :

- « Dymola » (qui devrait prochainement céder sa place à « Catia Systèmes »)
- LMS Imagine.Lab AMESim
- JModelica.org
- MapleSim
- MathModelica
- OpenModelica
- Scicos
- SimulationX

Le développement du langage Modelica et des outils liés à celui-ci est supporté par de nombreux projets de recherche tels que « EUROSYSLIB », « MODELISAR » ou encore « OPENPROD ».

Un petit historique de ce langage peut être trouvé sur le site internet :

<http://en.wikipedia.org/wiki/Modelica>

C. Le système « monte-charge »

Les paramètres utilisés dans l'exemple du système « monte-charge » sont les suivants :

Paramètre	Valeur [unité]
Résistance du moteur électrique « R_a »	0.05 [Ohm]
Inductance du moteur électrique « L_a »	0.001 [H]
Constante de couple « k »	1 [Nm/A]
Diamètre de la poulie « D »	20 [cm]
Inertie en rotation « J »	0.01 [kgm**2]
Pertes par frottement « R_{palier} »	0.05 [Nm/(rev/min)]
Masse de la charge « m »	20 [kg]
Raideur du câble « $C_{c\grave{a}ble}$ »	1.0e+05 [N/m]
Tension d'excitation « U »	15 [V]

Le signal d'excitation utilisé est une tension constante de 15 Volt aux bornes du moteur électrique pendant 3 secondes.

D. Les stations de travail « performantes »

Suite à notre étude, nous avons décidé de choisir des stations de travail « performantes » pour notre plate-forme de prototypage virtuel multiphysique. Celles-ci sont capables de supporter nos choix logiciels tout en offrant les meilleures performances de calcul possibles. Il s'agit d'ordinateurs « Dell Precision T7400 », dont la configuration est la suivante (datant de novembre 2007) :

- Windows XP Pro
- Processeur Intel Xeon X5460 (3.16 GHz, 1333 MHz, 2*6 MB, QuadCore)
- RAM DDR2 FDB quatre canaux 800 MHz de 4Go
- Disque Dur 146 Go à 15000 RPM
- Carte Graphique 512 MB PCIe*16 nVidia Quadro FX 1700 (permettant l'utilisation de deux écrans)
- 2 écrans plats 20" (noirs DVI classiques)

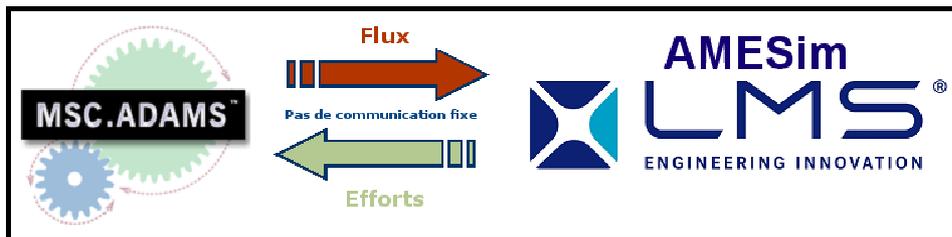
Le processeur était l'un des plus rapides sur le marché lors de cette étude ; il possède quatre cœurs pour permettre à l'utilisateur de travailler sur la machine en même temps qu'une éventuelle co-simulation AMESim-ADAMS, sans ralentir les calculs. Le disque dur possède une vitesse de lecture et d'écriture plus rapide que la moyenne, là encore pour ne pas ralentir les calculs lorsque les résultats de simulation sont enregistrés (au fur et à mesure que la simulation avance). Quant à la carte graphique, elle est suffisante pour afficher correctement les divers modèles en trois dimensions créés avec le logiciel ADAMS. Celle-ci permet également l'utilisation de deux écrans pour travailler en « bureau étendu », facilitant le quotidien des utilisateurs.



La photographie précédente présente l'une des stations de travail « performantes » telle qu'elle nous a été livrée en décembre 2007.

E. La co-simulation AMESim-ADAMS

Dans cette annexe, nous détaillons les étapes de mise en place d'une co-simulation entre les logiciels AMESim et ADAMS. Plusieurs solutions d'interfaçage sont possibles : co-simulation depuis AMESim ou depuis ADAMS. Nous présentons uniquement le cas que nous avons utilisé, c'est-à-dire lorsque le bloc d'interface se trouve dans le logiciel AMESim. Nous invitons le lecteur à lire l'aide fournie par le logiciel AMESim pour l'autre possibilité.



Les pré-requis

Toutes les versions des logiciels ne sont pas compatibles ; nous nous sommes donc fixés les versions suivantes pour pouvoir mettre en place la co-simulation (sous environnement Windows) :

- ADAMS 2005 R2, comprenant les composantes suivantes :
 - A/View
 - A/Solver
 - A/Control
- AMESim Rev7/B

Notons que l'utilisateur devra tout de même avoir une certaine expérience de ces deux logiciels pour pouvoir mettre en place une co-simulation, puisque cela nécessite des manipulations dans les deux logiciels.

Variable d'environnement

Afin de communiquer entre eux, le logiciel AMESim a besoin de connaître le chemin d'accès aux fichiers d'installation du logiciel ADAMS. Il utilise pour cela la variable d'environnement « AME_ADAMS_HOME ». Pour vérifier rapidement si celle-ci existe, tapez la commande suivante dans une fenêtre DOS :

« `echo %AME_ADAMS_HOME%` »

L'invite de commande doit vous répondre par le chemin d'accès du logiciel ADAMS, comme sur la figure suivante :



```
C:\WINDOWS\system32\cmd.exe
Microsoft Windows XP [version 5.1.2600]
(C) Copyright 1985-2001 Microsoft Corp.

C:\>echo %AME_ADAMS_HOME%
C:\MSC.Software\MSC.ADAMS\2005r2

C:\>
```

Si ce n'est pas le cas, il faut créer cette variable en suivant ces instructions :

- Ouvrez le panneau de configuration Windows
- Sélectionnez « [Système](#) »
- L'onglet « [Avancé](#) »
- Cliquez sur « [Variables d'environnement](#) »
- Puis sur « [Nouveau](#) »

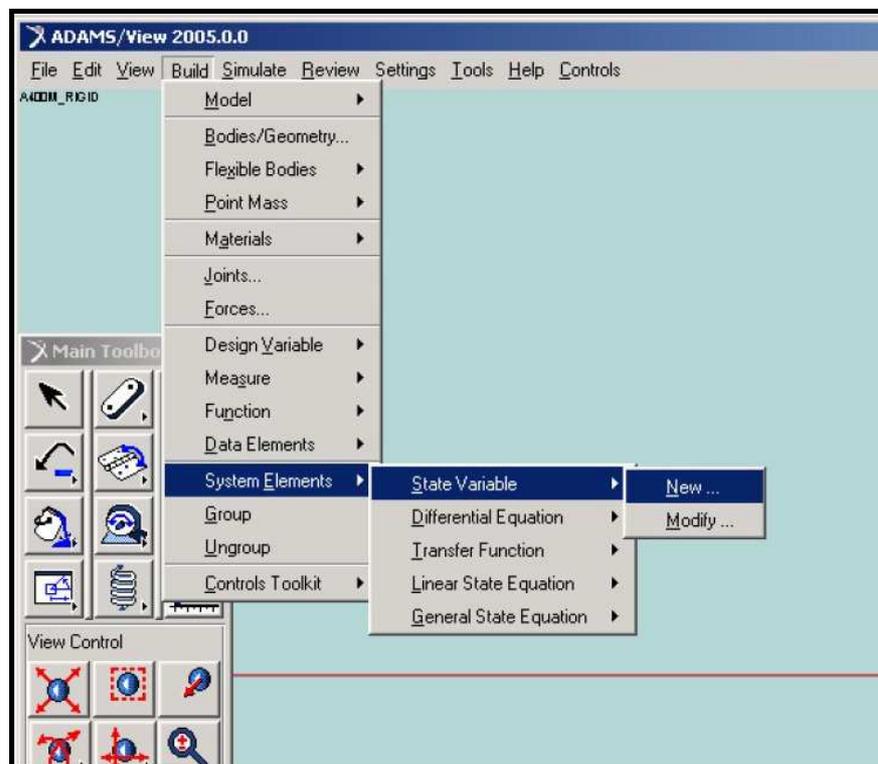
Enfin, entrez les informations comme sur la figure suivante :



Vous pouvez éventuellement vérifier que cette variable est correctement paramétrée en tapant la même instruction que précédemment dans la fenêtre de commande DOS.

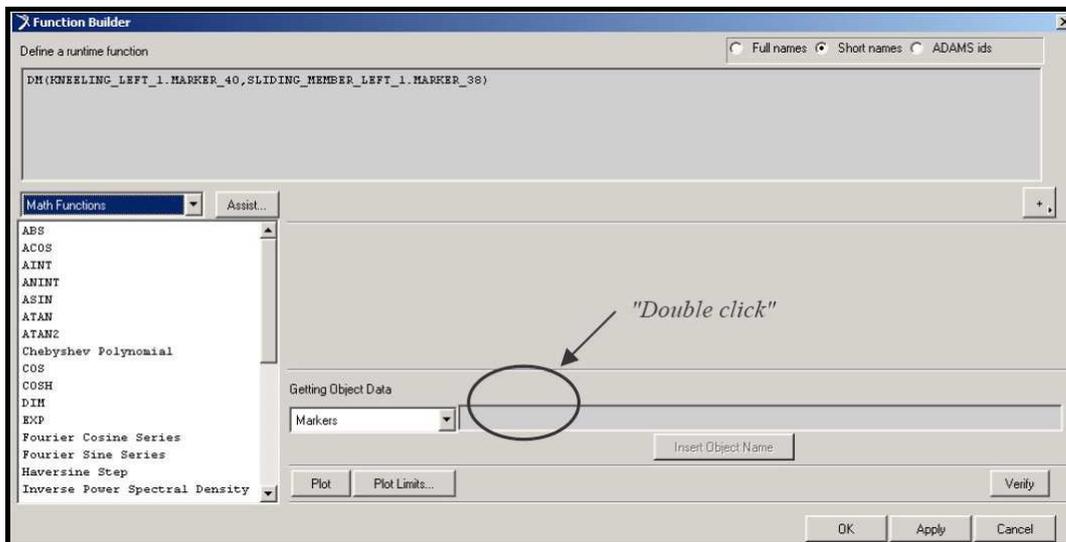
Création des variables échangées sous ADAMS

Dans la plupart des cas, nous transmettons à ADAMS les valeurs des variables d'effort (des forces) calculées par AMESim ; en retour, ADAMS fournit à AMESim les valeurs des variables de flux (des vitesses) qu'il aura calculé. La première étape est donc de créer ces variables échangées sous ADAMS. Pour cela, il faut cliquer sur le menu « [Build / System Elements / State Variable / New ...](#) », comme indiqué par la figure ci-dessous.



Il est important de noter ici que les « State Variables » créées dans ADAMS ne sont pas des variables d'état au sens où nous l'avons défini dans ce mémoire. Il s'agit simplement pour ADAMS de variables dont la valeur évoluera en fonction de l'état du système modélisé.

Une fois que les variables d'entrée et de sortie sont créées, il faut les associer avec les Efforts – Flux qu'elles représentent. Nous créons donc pour notre étude des forces et des couples qui pointent vers les variables d'entrée d'ADAMS, ainsi que des mesures de vitesses linéaires et angulaires, pointant vers les variables de sortie. L'utilisateur pourra utiliser le module « Function Builder » pour faire cette association. La fonction « `varval()` » permet de lire une variable d'entrée, et les fonctions « `VM()` » et « `WZ()` » permettent de mesurer respectivement la vitesse linéaire et angulaire des pièces mécaniques qui sera transmise par les variables de sortie.

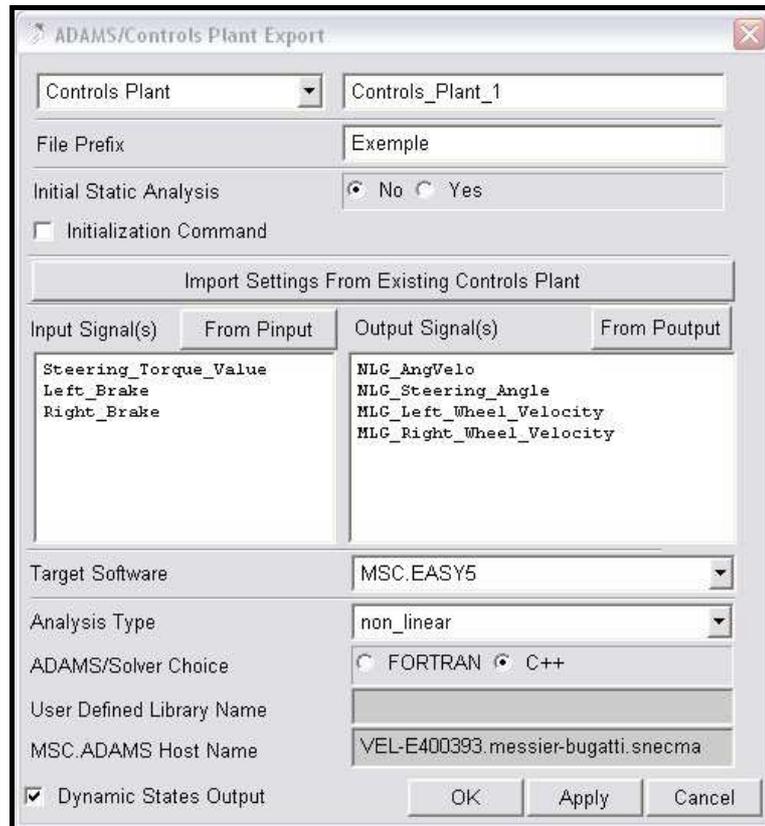


Ensuite, il faut rassembler toutes les variables d'entrée utilisées dans un seul et même « Plant Input ». Pour cela, il faut cliquer sur le menu « [Build / Controls Toolkit / Plant Input](#) », et sélectionner toutes les variables d'entrée nécessaires. Il faut répéter cette opération pour les variables de sortie en créant un « Plant Output ».

« Plant Export » sous ADAMS et création de l'interface de co-simulation sous AMESim

Une fois que les variables d'entrée et de sortie ont été créées sous ADAMS et rassemblées dans des « Plant Input » et « Plant Output », nous pouvons exporter ces informations via un « Plant Export ». Pour cela,

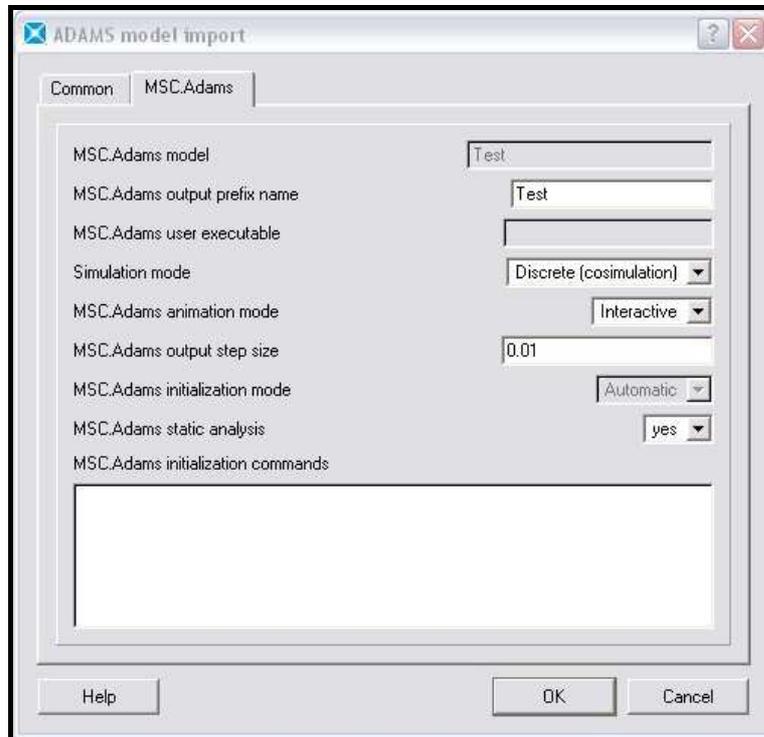
cliquez sur le menu « [Controls / Plant Export](#) », puis paramétrer le comme indiqué par la figure suivante :



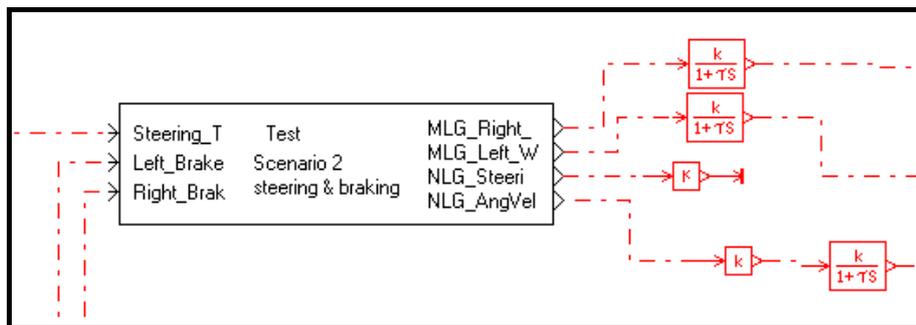
Il est maintenant possible de créer l'interface de co-simulation sous AMESim, grâce au fichier généré par le « Plant Export » précédent. Pour cela, cliquez dans le menu « [Modeling / Interface block / Import Adams Model ...](#) », et sélectionner le fichier « *.inf » créé par ADAMS lors du « Plant Export ». Il est alors possible de définir plusieurs paramètres liés à la co-simulation :

- « Simulation Mode » : nous choisissons ici « Discrete » pour que chaque logiciel résolve ces équations. En effet, le solveur numérique d'AMESim n'est pas forcément adapté aux équations mécaniques en trois dimensions d'ADAMS, et réciproquement, le solveur d'ADAMS n'est pas forcément adapté aux équations hydrauliques d'AMESim.
- « Animation Mode » : pour réduire les temps de calcul, nous choisirons de préférence le mode « Batch » et non « Interactive ». Lorsque l'utilisateur lancera les calculs depuis AMESim, une fenêtre DOS s'ouvrira à la place du logiciel ADAMS, mais les résultats seront bien enregistrés dans les deux logiciels.

- « Output Step Size » : le pas de temps auquel ADAMS enregistre ces résultats.



Cela permet de créer automatiquement le bloc d'interface de la figure ci-dessous, qui doit être connecté au modèle AMESim, permettant ainsi de transmettre les valeurs des variables d'échange à un pas de temps fixe. Une fois la simulation terminée, les résultats sont observables (et les mêmes) dans les deux logiciels indépendamment l'un de l'autre.



F. Le langage de programmation « Python »

Dans le cadre de ce mémoire, j'ai été amené à mettre en place des outils d'analyse énergétique et de réduction de modèles, basés sur le calcul d'une variable « Puissance Instantanée » dans le logiciel AMESim. Afin d'automatiser au maximum les différentes étapes nécessaires au fonctionnement de ces outils, et ainsi minimiser l'intervention de l'utilisateur, nous avons décidé de développer un script avec un langage de programmation orienté objet, simple d'utilisation et gratuit. Les éditeurs du logiciel AMESim fournissant déjà des fonctions de base écrites en Python, nous avons conservé ce langage pour créer notre programme ainsi que l'« Interface Homme – Machine ».

Voici une description de l'utilisation de ce langage, issue du site internet Wikipedia :

[http://fr.wikipedia.org/wiki/Python_\(langage\)](http://fr.wikipedia.org/wiki/Python_(langage))

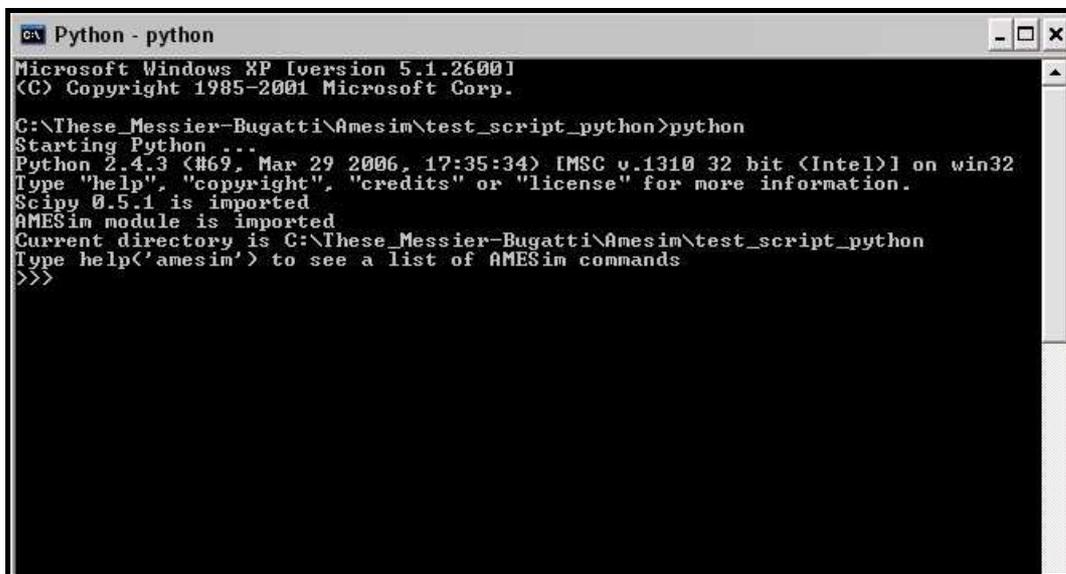
« Python est un langage qui peut s'utiliser dans de nombreux contextes et s'adapter à tout type d'utilisation grâce à des bibliothèques spécialisées à chaque traitement. Il est cependant particulièrement utilisé comme langage de script pour automatiser des tâches simples mais fastidieuses comme par exemple un script qui récupérerait la météo sur internet ou qui s'intégrerait dans un logiciel de conception assistée par ordinateur afin d'automatiser certains enchaînements d'actions répétitives. On l'utilise également comme langage de développement de prototype lorsqu'on a besoin d'une application fonctionnelle avant de l'optimiser avec un langage de plus bas niveau. Il est particulièrement répandu dans le monde scientifique, et possède de nombreuses extensions destinées aux applications numériques. »

C'est un langage qui se rapproche beaucoup du langage Matlab. Les lignes ci-dessous décrivent l'exemple d'un script définissant une fonction pour calculer la valeur moyenne d'une liste :

```
def Calcul_Moyenne(Liste):  
    """  
    -----  
    Cette fonction permet de calculer la valeur moyenne d'une liste  
  
    Valeur_Moyenne = Calcul_Moyenne(Liste)  
  
    La valeur de cette moyenne est enregistrée dans la variable ' Valeur_Moyenne '  
    -----  
    """
```

```
Var_moy=0.0           # je crée une variable pour enregistrer la valeur moyenne
Var_moy =sum(Liste)   # je calcule la somme de tous les éléments de la liste 'Liste'
Var_moy /=len(Liste)  # ... puis je divise cette somme par le nombre d'élément
return Var_moy        # je renvoie la valeur de cette moyenne
```

Il est possible ensuite d'enregistrer ces lignes de code dans un fichier que l'on nommera : « [Biblio_perso.py](#) ». L'interpréteur se présente le plus souvent sous forme d'une fenêtre DOS, comme présenté par la figure suivante :



```
Python - python
Microsoft Windows XP [version 5.1.2600]
(C) Copyright 1985-2001 Microsoft Corp.

C:\These_Messier-Bugatti\Amesim\test_script_python>python
Starting Python ...
Python 2.4.3 (#69, Mar 29 2006, 17:35:34) [MSC v.1310 32 bit (Intel)] on win32
Type "help", "copyright", "credits" or "license" for more information.
Scipy 0.5.1 is imported
AMESim module is imported
Current directory is C:\These_Messier-Bugatti\Amesim\test_script_python
Type help('amesim') to see a list of AMESim commands
>>>
```

Pour charger la bibliothèque que nous venons de créer, il faut taper l'instruction suivante : « [import Biblio_perso](#) ». Nous pouvons ensuite utiliser la fonction « [range](#) » par exemple pour créer une liste, puis appliquer notre fonction « [Calcul_Moyenne](#) » sur cette liste. La figure qui suit présente cet exemple ainsi que plusieurs fonctions de base :

- Il est possible d'accéder à l'aide de la fonction en tapant la commande suivante : « [help\('Biblio_perso.Calcul_Moyenne'\)](#) »
- Ainsi, la fonction « [type](#) » permet de connaître la nature d'une variable. Le premier élément d'une liste est indicé par zéro, et il est possible d'atteindre la dernière valeur d'une liste avec l'indice -1
- La fonction « [append](#) » permet d'ajouter des valeurs à la fin d'une liste déjà existante

- Pour faire appel à une fonction, il faut d'abord donner « son arborescence », c'est-à-dire ici le nom de la bibliothèque contenant cette fonction, en séparant les noms avec des points : « `Biblio_perso.Calcul_Moyenne` »
- La fonction « `print` » permet d'afficher le résultat d'un calcul sous une certaine forme (Python choisit par défaut la forme arrondie la plus « lisible » pour l'utilisateur)
- L'opérateur « `+` » permet la concaténation des plusieurs listes
- La variable « `_` » contient le dernier résultat calculé par le programme

```

Python - python
Microsoft Windows XP [version 5.1.2600]
(C) Copyright 1985-2001 Microsoft Corp.

C:\These_Messier-Bugatti\Amesim\test_script_python>python
Starting Python ...
Python 2.4.3 (#69, Mar 29 2006, 17:35:34) [MSC v.1310 32 bit (Intel)] on win32
Type "help", "copyright", "credits" or "license" for more information.
Scipy 0.5.1 is imported
AMESim module is imported
Current directory is C:\These_Messier-Bugatti\Amesim\test_script_python
Type help('amesim') to see a list of AMESim commands
>>> import Biblio_perso
>>> help('Biblio_perso.Calcul_Moyenne')
Help on function Calcul_Moyenne in Biblio_perso:

Biblio_perso.Calcul_Moyenne = Calcul_Moyenne(Liste)
-----
Cette fonction permet de calculer la valeur moyenne d'une liste

Valeur_Moyenne = Calcul_Moyenne(Liste)

La valeur de cette moyenne est enregistrée dans la variable
' Valeur_Moyenne '
-----

>>> L=range(5)
>>> type(L)
<type 'list'>
>>> L
[0, 1, 2, 3, 4]
>>> L[0]
0
>>> L[-1]
4
>>> L.append(25.52)
>>> L
[0, 1, 2, 3, 4, 25.52]
>>> Biblio_perso.Calcul_Moyenne(L)
5.9199999999999999
>>> print Biblio_perso.Calcul_Moyenne(L)
5.92
>>> L+[1,52,69,8989]
[0, 1, 2, 3, 4, 25.52, 1, 52, 69, 8989]
>>> Biblio_perso.Calcul_Moyenne(_)
914.652000000000004
>>>
>>> 914.652000000000004
>>>

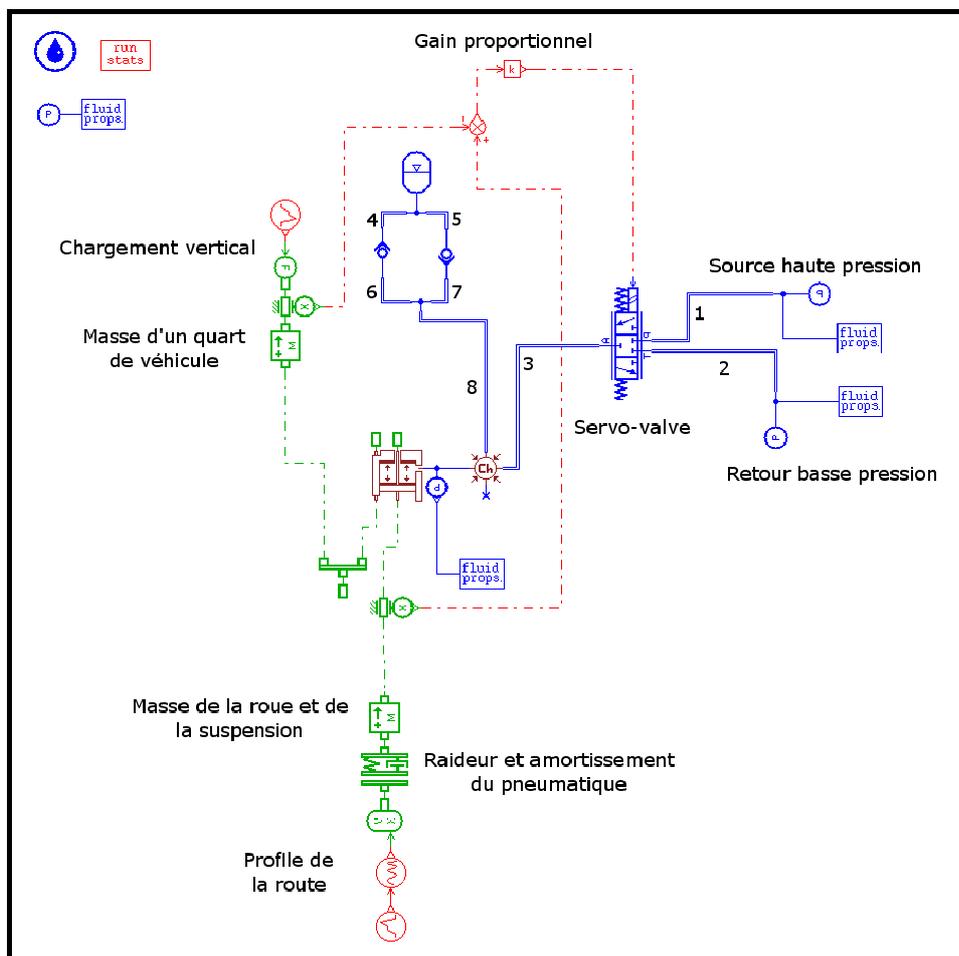
```

D'autres renseignements sur les développements en cours, les différentes versions ou encore l'accès à des tutoriaux pourront être trouvés sur le site internet : www.python.org

G. Le modèle de suspension hydraulique

Pour créer cet exemple de suspension hydraulique, nous nous sommes inspirés de l'étude de Louca *et al.* intitulée « Energy-based Model Reduction of Linear Systems » [Louca 2009], ainsi que d'un modèle de suspension hydraulique présent dans les tutoriaux du logiciel AMESim. Nous souhaitons comparer notre méthode PEMRA à la méthode MORA sur un exemple simple, sans pour autant tout réinventer (nous souhaitons avoir des ordres de grandeurs des résultats possibles).

Nous avons donc modélisé un quart de véhicule : la roue (masse, amortissement et raideur du pneumatique), le système de suspension (chambre hydraulique, conduites, servo-valve, source de haute pression, retour basse pression, et accumulateur) et un quart de la masse du véhicule suspendu. Des capteurs de position ainsi que la boucle de régulation (gain proportionnel) ont été ajoutés afin de rendre le système opérationnel. Le modèle de fluide ainsi que les composants hydrauliques utilisés permettent de prendre en compte les éventuels phénomènes de compressibilité, cavitation, ou encore de force de jet dans la servo-valve.



Le système est alors excité par un premier échelon modélisant le chargement du véhicule, puis par un signal de type « chirp » permettant de modéliser le profil de la route en contact avec le pneumatique. Les paramètres du modèle sont rassemblés dans le tableau qui suit ; ceux de la partie mécanique sont très proches des valeurs utilisées par Louca *et al.*, tandis que ceux de la partie hydraulique sont issus du tutorial AMESim.

Paramètre	Valeur [unité]
Source haute pression	70 [bar]
Source basse pression	1.013 [bar]
Masse quart de véhicule	300 [kg]
Masse roue et suspension	30 [kg]
Raideur du pneumatique	180 000 [N/m]
Amortissement du pneumatique	1 000 [N/(m/s)]
Volume du vérin de la suspension	50 [cm ³]
Force de la charge verticale	1 000 [N]
Fréquence excitée du profil de la route	0.1 à 1 [Hz]
Amplitude du profil de la route	20 [cm]
Gain proportionnel du régulateur	50 [mA/m]
Pression de précharge de l'accumulateur	23 [bar]
Volume totale de l'accumulateur	0.35 [L]
Conduite 1 (longueur x diamètre)	1 x 0.025 [m]
Conduite 2 (longueur x diamètre)	1 x 0.025 [m]
Conduite 3 (longueur x diamètre)	1 x 0.025 [m]
Conduite 4 (longueur x diamètre)	0.5 x 0.025 [m]
Conduite 5 (longueur x diamètre)	0.5 x 0.025 [m]
Conduite 6 (longueur x diamètre)	0.5 x 0.025 [m]
Conduite 7 (longueur x diamètre)	0.5 x 0.025 [m]
Conduite 8 (longueur x diamètre)	0.5 x 0.025 [m]

Ce modèle est suffisant pour représenter un système de suspension hydraulique, sur lequel nous avons appliqué les méthodes de réduction de modèles MORA et PEMRA.

Les tableaux suivants présentent toutes les étapes de la méthode PEMRA qui ont permis de réduire ce modèle de suspension hydraulique. Le code couleur utilisé est le suivant :

	Composants inclus dans le modèle réduit initial "le plus simple"
	Composant testé au cours de l'itération
	Composant ajouté au cours d'une itération précédente
	Composant ajouté au cours de l'itération pour résoudre un problème de causalité sous AMESim
	Composant supprimé de la liste des composants au cours d'une itération précédente
	Composant ciblé par un des trois critères comme étant le plus significatif pour l'itération suivante
	Composant ciblé par deux des trois critères comme étant le plus significatif pour l'itération suivante
	Composant ciblé par les trois critères comme étant le plus significatif pour l'itération suivante
	Le composant ajouté au cours de cette itération est le plus significatif
	Le composant ajouté au cours de cette itération n'est pas le plus significatif (il sera retesté ultérieurement)
	Le composant ajouté au cours de cette itération est négligeable (il ne sera plus testé dans les itérations suivantes)

Le modèle réduit initial « le plus simple », présenté à l'étape 1, n'est pas acceptable en termes de temps de calcul. Il nous sert donc de modèle de départ pour nos itérations. Les critères énergétiques ciblent au total trois composants comme étant le plus significatifs ; les deux composants ciblés par deux des trois critères sont testés en priorité (Règle 1) dans les étapes 2_1 et 2_2. Le composant ajouté à l'étape 2_1 est conservé puisqu'il apporte la meilleure variation du critère de précision temporelle (Règle 2). Le composant ajouté à l'étape 2_2 ne sera plus testé dans les itérations suivantes car la variation du critère de précision apporté est inférieure au seuil de 5 % fixé.

Nom des composants		Etape 1						Etape 2_1	Etape 2_2	
		AI		MEI		EPI				
		[%]	Class.	[%]	Class.	[%]	Class.			
Mécanique	Pneumatique (raideur C)	6.332E+01	2	9.564E+01	1	1.000E+02	1			
	Pneumatique (amortissement R)	9.971E+01	16	9.909E+01	2	1.869E+00	3	X		
	Masse d'un quart de véhicule (effet inertiel I)	9.296E+01	4	9.995E+01	3	3.009E+01	2			
	Masse de la roue et de la suspension (effet inertiel I)	9.825E+01	8	1.000E+02	4	1.692E+00	4			
	Vérin de la suspension (effet capacitif C)	9.781E+01	7	9.987E+01	9	1.069E+00	6			
	Check-valve gauche (pertes de charge R)	9.863E+01	9	9.839E+01	4	4.460E+00	4			
	Check-valve droite (pertes de charge R)	9.571E+01	5	9.765E+01	3	1.025E+01	3			
	Accumulateur (effet capacitif C)	3.285E+01	1	5.074E+01	1	1.000E+02	1			
	Conduite 3 (effet capacitif C)	9.725E+01	6	9.977E+01	8	2.518E+00	5		X	
	Conduite 3 (pertes de charge R)	1.000E+02	28	1.000E+02	17	7.409E-04	25		X	
Hydraulique	Conduite 3 (effet inertiel I)	1.000E+02	27	1.000E+02	23	1.500E-02	23			
	Conduite 1 (effet capacitif C)	9.998E+01	22	1.000E+02	26	2.298E-01	17			
	Conduite 1 (pertes de charge R)	1.000E+02	29	1.000E+02	18	6.135E-04	26			
	Conduite 1 (effet inertiel I)	1.000E+02	30	1.000E+02	22	3.067E-03	24			
	Conduite 2 (effet capacitif C)	1.000E+02	31	1.000E+02	27	2.046E-07	27			
	Conduite 2 (pertes de charge R)	1.000E+02	33	1.000E+02	28	9.113E-11	29			
	Conduite 2 (effet inertiel I)	1.000E+02	32	1.000E+02	29	1.268E-10	28			
	Conduite 8 (effet capacitif C)	9.961E+01	15	9.996E+01	13	3.538E-01	12			
	Conduite 8 (pertes de charge R)	9.883E+01	10	9.877E+01	5	8.634E-01	7			
	Conduite 8 (effet inertiel I)	9.977E+01	17	1.000E+02	19	3.512E-01	13			
	Conduite 7 (effet capacitif C)	9.935E+01	13	9.998E+01	14	4.140E-01	10			
	Conduite 7 (pertes de charge R)	9.903E+01	11	9.915E+01	6	8.620E-01	8			
	Conduite 7 (effet inertiel I)	9.982E+01	18	1.000E+02	21	3.228E-01	15			
	Conduite 6 (effet capacitif C)	9.948E+01	14	9.994E+01	12	3.704E-01	11			
	Conduite 6 (pertes de charge R)	9.999E+01	25	9.999E+01	15	7.790E-02	21			
	Conduite 6 (effet inertiel I)	9.999E+01	24	1.000E+02	24	9.995E-02	20			
	Conduite 4 (effet capacitif C)	9.995E+01	21	9.992E+01	11	1.402E-01	18			
	Conduite 4 (pertes de charge R)	1.000E+02	26	1.000E+02	16	7.765E-02	22			
	Conduite 4 (effet inertiel I)	9.998E+01	23	1.000E+02	25	1.110E-01	19			
	Conduite 5 (effet capacitif C)	9.992E+01	20	9.989E+01	10	2.809E-01	16			
	Conduite 5 (pertes de charge R)	9.922E+01	12	9.952E+01	7	8.609E-01	9			
	Conduite 5 (effet inertiel I)	9.988E+01	19	1.000E+02	20	3.305E-01	14			
	Servo-valve (pertes de charge R)	8.546E+01	3	9.233E+01	2	1.061E+01	2			
	Résultats	Nombre de composants pris en compte	7						8	9
		Nombre de variables d'état	7						8	9
		Erreur "NRMSE" en position [%]	1.1						0.729	0.7
Temps de calculs [s]		52.4						3.1	4.9	
Variation du critère de précision temporelle [%]		-						33.7	4.2	

Annexe G : Le modèle de suspension hydraulique

L'étape 3 se base donc sur le modèle réduit obtenu à l'étape 2_1 ; jusqu'à l'étape 8, au moins deux des trois critères ciblent le même composant. Il n'y a donc qu'un seul modèle réduit à tester à chaque itération. Ceux-ci apportent à chaque fois une variation satisfaisante du critère de précision temporelle. A l'étape 8, chaque critère cible un composant différents : il y a donc trois modèles réduits à tester, d'où la construction de trois modèles réduits (étapes 9_1, 9_2 et 9_3). Les trois modèles présentent une variation satisfaisante du critère de précision temporelle, mais seul le meilleur est conservé pour l'étape 10. Les autres composants testés dans les étapes 9_1 et 9_2 seront à nouveau testés dans les itérations ultérieures.

Etape 3	Etape 4	Etape 5	Etape 6	Etape 7	Etape 8	Etape 9_1	Etape 9_2	Etape 9_3	Etape 10
X									
NON!	NON!	NON!	NON!						
	X								
	X								
					X				
		X							
		X							
						X			X
				X					
				X					
							X		
							X		
			X						
			X						
								X	
9	11	13	15	17	18	19	20	19	20
9	11	13	14	15	16	17	18	17	18
0.672	0.436	0.283	0.209	0.191	0.144	0.105	0.124	0.105	0.077
2.8	3.3	3.3	3.2	3.3	3.4	9.1	6.1	3.5	3.8
7.8	35.1	35.1	26.1	8.6	24.6	27.1	13.9	27.1	26.7

H. Les séries de Laurent

Nous décrivons ici « les séries de Laurent » utilisées dans la méthode d'approximation polynomiale présentée dans le paragraphe 2.2.1. Elles doivent leur nom à Pierre Alphonse Laurent qui rédigea un article les décrivant en 1843. Karl Weierstrass les découvrit le premier mais il ne publia pas sa découverte.

Elles sont principalement utilisées en analyse complexe pour représenter une fonction holomorphe « $f(z)$ » au voisinage d'une singularité. Une fonction d'une variable complexe est dite holomorphe si elle présente une régularité supérieure à la continuité. Il est alors possible de développer la fonction « $f(z)$ » en un point « a » de son domaine de définition par les séries de Taylor :

$$f(z) = \sum_{n=0}^{n=\infty} a_n (z - a)^n$$

Les séries de Laurent peuvent être vues comme une extension de cette série de Taylor pour décrire la fonction « $f(z)$ » autour d'un point « a » où elle n'est pas (a priori) définie. Il suffit d'inclure les puissances négatives ; une série de Laurent se présentera donc sous la forme :

$$f(z) = \sum_{n=-\infty}^{n=\infty} a_n (z - a)^n$$

Les coefficients « a_n » sont définis par la relation suivante :

$$a_n = \frac{1}{2\pi i} \oint_{\gamma} \frac{f(z)}{(z - a)^{n+1}} dz$$

où « γ » est le paramétrage d'un cercle de centre « a » tracé dans le domaine de définition de la fonction « $f(z)$ ».

Voici un exemple simple ; soit « j » le nombre complexe de carré égal à -1 ; la série de Laurent permet d'exprimer la valeur de la fonction suivante en « j » :

$$\frac{1}{1+z+z^2} = -\frac{1}{3} \times \sum_{n \geq -1}^{+\infty} \left(-\frac{(z-j)}{\sqrt{3}} \right)^n$$

Ces séries de Laurent sont utilisées dans la méthode d'approximation polynomiale, permettant ainsi à l'utilisateur de décomposer la fonction de transfert du système étudié.

I. Les « Grammiens »

Dans le second chapitre de ce mémoire, nous détaillons la méthode de réduction de modèles dite « des réalisations équilibrées », basée sur les Grammiens de commandabilité et d'observabilité d'un système. Afin de décrire de quoi il s'agit, commençons par donner la représentation d'état d'un système de dimension « n », échantillonné linéaire et invariant (souvent noté « SLI ») :

$$\begin{aligned}x(k+1) &= Ax(k) + Bu(k) \\ y(k) &= Cx(k) + Du(k)\end{aligned}$$

dans laquelle « $x(k)$ » représente le vecteur des états du système, « $u(k)$ » est le vecteur contenant les entrées et « $y(k)$ » le vecteur contenant les sorties du système.

Commandabilité

On dit qu'une représentation d'état de dimension « n » est complètement commandable si et seulement si pour toute valeur « x_0 » de l'état initial « $x(0)$ », il existe une entrée « $u(k)$ » qui amène l'état initial « $x(0)$ » en un état final « x_f » arbitraire en au plus « n » pas.

Pour vérifier cette propriété, on introduit le Grammien de commandabilité suivant :

$$G_c(n) = \sum_{i=0}^{n-1} A^i B B^T A^{T i}$$

Si ce Grammien « $G_c(n)$ » est de rang « n », alors il existe une entrée « $u(k)$ » qui amène l'état initial « $x(0)$ » en un état final « x_f » arbitraire en au plus « n » pas, et cette entrée « $u(k)$ » vaut :

$$u(k) = -B^T A^{T(n-1-k)} G_c(n)^{-1} [A^n x(0) - x_f] \quad \text{pour } k = 1, \dots, n-1$$

Observabilité

On dit qu'une représentation d'état de dimension « n » est complètement observable si et seulement si toute valeur « x_0 » de l'état initial « $x(0)$ », peut être déterminée à partir de la mesure d'au plus « n » pas de « $y(k)$ » quand « $u(k)=0$ ».

Pour vérifier cette propriété, on introduit le Grammien d'observabilité suivant :

$$G_o(n) = \sum_{i=0}^{n-1} A^{Ti} C^T C A^i$$

Si ce Grammien « $G_o(n)$ » est de rang « n », alors toute valeur « x_0 » de l'état initial « $x(0)$ », peut être déterminée à partir de la mesure d'au plus « n » pas de « $y(k)$ » quand « $u(k)=0$ », et cette valeur « x_0 » vaut :

$$x(0) = G_o(n)^{-1} \sum_{i=0}^{n-1} A^{Ti} C^T y(i)$$

Propriétés supplémentaires

Il existe un principe de dualité entre les propriétés de commandabilité et d'observabilité. Prenons l'exemple de deux « SLI » définis par les représentations d'état suivantes :

$$S : \begin{cases} x(k+1) = Ax(k) + Bu(k) \\ y(k) = Cx(k) \end{cases} \quad \text{et} \quad S^* : \begin{cases} x^*(k+1) = A^T x^*(k) + C^T u^*(k) \\ y^*(k) = B^T x^*(k) \end{cases}$$

Nous avons dans ce cas les deux propriétés suivantes :

- « S » est observable si et seulement si « S^* » est commandable
- « S » est commandable si et seulement si « S^* » est observable

J. Les normes « L_2 », « H_2 » et « H_∞ »

Dans cette annexe, nous décrivons les différentes normes mathématiques citées dans la seconde partie de ce mémoire (cf. § 2.2.), lors de la description des différentes méthodes de réduction de modèles. Ces normes permettent de calculer un critère à minimiser par les méthodes de type « optimisation ». Nous commencerons par définir ce qu'est une norme, puis nous détaillerons les normes dites « L_2 », « H_2 » et la norme « H_∞ ».

Définition

Une norme est une fonction, le plus souvent notée « $\| \cdot \|$ », définie sur un espace vectoriel E , et vérifiant les quatre points suivants :

- $\forall e \in E : \|e\| \geq 0$
- $\|e\| = 0 \Leftrightarrow e = 0$
- $\forall \alpha \in \mathfrak{R}, \forall e \in E, \|\alpha e\| = |\alpha| \times \|e\|$
- $\forall e_1, e_2 \in E, \|e_1 + e_2\| \leq \|e_1\| + \|e_2\|$

Les quatre normes présentées dans les paragraphes qui suivent respectent cette définition.

La norme « L_2 »

Cette norme est souvent notée « $\| \cdot \|_2$ ». Elle peut, dans un premier temps, être considérée comme une norme vectorielle ; elle est alors définie pour un vecteur complexe « x » par la relation suivante :

$$\|x\|_2 = \sqrt{\sum_{k=1}^n |x_k|^2} = \sqrt{\sum_{k=1}^n x_k^T \otimes x_k} \quad \text{avec} \quad x = \begin{bmatrix} x_1 \\ \cdot \\ \cdot \\ x_n \end{bmatrix}$$

Dans un second temps, cette norme peut être appliquée sur une fonction « $f(t)$ » de la variable réelle :

$$\|f(t)\|_2 = \sqrt{\int_0^{\infty} \sum_{k=1}^n |f_k(t)|^2 dt} \quad \text{avec} \quad f : [0, +\infty[\rightarrow \mathfrak{R}^n$$

Si on élève la relation précédente au carré, on obtient alors l'égalité remarquable suivante :

$$\|f(t)\|_2^2 = \int_0^{\infty} \sum_{k=1}^n |f_k(t)|^2 dt = \sum_{k=1}^n \|f_k(t)\|_2^2$$

Nous pouvons interpréter le carré de cette norme comme l'énergie contenue dans un signal.

La norme « H_2 »

Cette norme est davantage utilisée sur des systèmes, définis par une fonction de transfert « $G(j\omega)$ », telle que :



Cette norme est également notée « $\|\cdot\|_2$ », il ne faut donc pas la confondre avec la précédente. Elle est définie par l'équation suivante :

$$\|G\|_2 = \sqrt{\frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} |G(j\omega)|^2 d\omega}$$

La norme « H_∞ »

En conservant les notations précédentes, la norme « H_∞ » est définie par la relation suivante :

$$\|G\|_\infty = \sup_{\omega} |G(j\omega)|$$

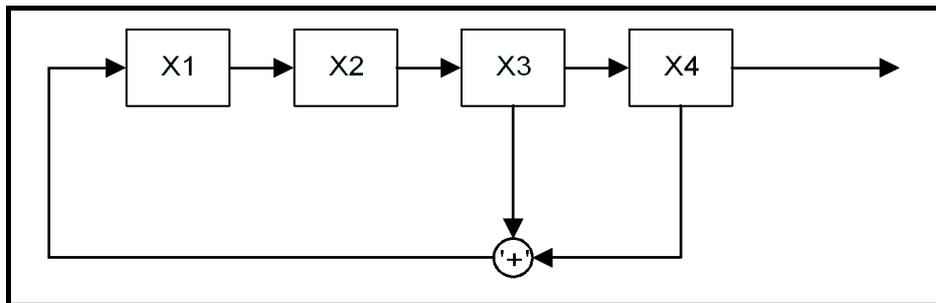
Elle peut également être définie en utilisant la norme « L_2 » décrite précédemment :

$$\|G\|_\infty = \sup_{w(t) \neq 0} \frac{\|z(t)\|_2}{\|w(t)\|_2}$$

Nous pouvons remarquer que cette norme correspond à l'amplitude maximale observable sur un diagramme de Bode.

K. Le signal de type « SBPA »

Dans cette annexe, nous détaillons le fonctionnement des registres à décalage permettant d'obtenir un signal de type SBPA. Prenons l'exemple suivant où la taille du registre vaut quatre (avec la fonction « ou exclusif ») :



Quelque soit l'état initial du registre (différent de quatre zéro !), nous trouvons la séquence binaire de longueur maximale suivante :

1 1 1 1 0 0 0 1 0 0 1 1 0 1 0 1 1 1 1 0 0 0 1 0 ...



Période : $L = 2^4 - 1 = 15$

Par contre, si nous avons choisi d'appliquer la fonction « ou exclusif » entre le second et le quatrième bit, nous aurions obtenu la séquence suivante :

1 1 1 1 0 0 1 1 1 1 0 0 1 1 1 1 0 0 ...



Celle-ci n'est pas une séquence de longueur maximale. L'une des méthodes pour savoir si une séquence sera de longueur maximale est d'étudier son « polynôme caractéristique ». En introduisant l'opérateur retard « D », on obtient :

$$D^{-1}X_1 = X_4 \oplus X_3$$

Si on applique l'opérateur retard « D » de chaque côté de l'égalité, on trouve :

$$D(D^{-1}X_1) = D(X_4 \oplus X_3)$$

Ce qui revient à :

$$X_1 = DX_4 \oplus DX_3$$

Cette égalité peut finalement s'écrire sous la forme :

$$(D^4 \oplus D^3 \oplus D^0)X_1 = 0$$

On en déduit ainsi le polynôme caractéristique de cette séquence à quatre étages (on remarque que les puissances correspondent aux numéros des bits du registre) :

$$P_{\text{caractéristique}}(x) = x^4 + x^3 + x^0$$

[Golomb 1981] montre que la condition nécessaire et suffisante pour que la séquence binaire soit de longueur maximale est que son polynôme caractéristique soit irréductible et primitif. Il démontre également que si la période « $2^N - 1$ » est un nombre premier, alors l'irréductibilité du polynôme est une condition nécessaire et suffisante.

Pour finir :

- Un polynôme est dit irréductible s'il ne peut pas être décomposé en produit de deux polynômes de degrés supérieurs ou égaux à un.
- Un polynôme est dit primitif s'il le « PGCD » de ces coefficients est inversible.

L. Le Théorème de Wiener-Kintchine

Dans cette dernière annexe, nous détaillons les calculs permettant de déterminer la Densité Spectrale de Puissance d'un signal à partir de son autocorrélation, c'est-à-dire le Théorème de Wiener-Kintchine (cf. § 2.5.3.3). A l'origine, cette DSP était définie comme étant la norme au carré de la Transformée de Fourier du signal étudié. La démonstration de ce théorème s'effectue en calculant la Transformée de Fourier de l'autocorrélation. Commençons par rappeler la définition de l'autocorrélation « $R_f(\tau)$ » d'un signal « $f(t)$ » :

$$R_f(\tau) = \int_{-\infty}^{+\infty} f^*(t) \times f(t + \tau) dt$$

Calculons maintenant sa Transformée de Fourier (« j » désigne le nombre complexe de carré égal à -1) :

$$\Gamma(\omega) = \int_{-\infty}^{+\infty} \int_{-\infty}^{+\infty} f^*(t) \times f(t + \tau) \times e^{-j\omega\tau} dt d\tau$$

Ensuite, il est possible de séparer le terme exponentiel en introduisant un terme « $+j\omega t$ » et « $-j\omega t$ », ce qui permet d'obtenir la relation suivante :

$$\Gamma(\omega) = \int_{-\infty}^{+\infty} \left(\int_{-\infty}^{+\infty} f(t + \tau) \times e^{-j\omega(t+\tau)} d\tau \right) \times f^*(t) \times e^{+j\omega t} dt$$

Nous faisons ensuite le changement de variable « $u = t + \tau$ » dans le terme entre parenthèses :

$$\Gamma(\omega) = \int_{-\infty}^{+\infty} \left(\int_{-\infty}^{+\infty} f(u) \times e^{-j\omega u} du \right) \times f^*(t) \times e^{+j\omega t} dt$$

Ce terme entre parenthèses n'est désormais plus lié à la première intégrale et peut donc être isolé dans la relation suivante. Ce terme correspond à la Transformée de Fourier « $X(\omega)$ » de « $f(u)$ » :

$$\Gamma(\omega) = X(\omega) \times \int_{-\infty}^{+\infty} f^*(t) \times e^{+j\omega t} dt$$

Nous faisons enfin un nouveau changement de variable « $u = -t$ » dans le terme intégral :

$$\Gamma(\omega) = X(\omega) \times \int_{-\infty}^{+\infty} -f^*(-u) \times e^{-j\omega u} du$$

Grâce aux propriétés de la Transformée de Fourier, il est possible d'écrire cette relation sous la forme :

$$\Gamma(\omega) = X(\omega) \times \left(\int_{-\infty}^{+\infty} f(u) \times e^{-j\omega u} du \right)^*$$

Ce qui nous conduit donc à la relation suivante :

$$\Gamma(\omega) = X(\omega) \times X^*(\omega) = |X(\omega)|^2$$

Nous venons donc de démontrer le Théorème de Wiener-Kintchine : « la Transformée de Fourier de l'autocorrélation d'un signal est égal à la norme au carré de la Transformée de Fourier du signal ».

Julien MARQUES

Plate-forme d'aide à l'éco-conception de systèmes multiphysiques - Démarche énergétique pour la validation et la réduction de modèles.

Résumé :

De nos jours, les évolutions technologiques imposent aux ingénieurs de modéliser des phénomènes toujours plus multiphysiques et complexes tout au long du processus de développement d'un système : le cycle en V. Pour cela, il est primordial d'avoir à disposition des outils adaptés et performants, afin de réduire les temps de mise sur le marché, tout en obtenant des produits plus matures et plus économes en énergie. Les travaux présentés ici décrivent la mise en place d'une plate-forme de prototypage virtuel et l'intérêt d'intégrer des considérations énergétiques dans toutes les étapes de la modélisation. Cette approche permet, par exemple, de quantifier l'efficacité d'un système et de ses composants, et donc d'optimiser au plus tôt le coût énergétique d'une solution technique. Nous avons, dans un second temps, souhaité répondre à la problématique du « modèle le plus adapté ». Après analyse des différentes méthodes de réduction de modèles, nous avons décidé de développer la méthode PEMRA permettant de pallier les limitations de la méthode MORA, introduite par Louca *et al.* en 1997. Les variables de puissance et d'énergie introduites précédemment sont utilisées pour calculer deux nouveaux critères dans le processus de réduction de modèles, permettant de converger vers un modèle réduit plus simple et plus précis qu'avec la méthode MORA. Nous montrons enfin qu'en choisissant judicieusement le signal d'excitation et un critère dit de précision temporelle adapté, il est possible, par une approche innovante à la fois énergétique et fréquentielle, de trouver un modèle réduit mieux adapté aux exigences imposées par l'utilisateur.

Mots clés : Modélisation, Systèmes Multiphysiques, Réduction de Modèles, Approche Énergétique, PEMRA

Platform support for multiphysic systems green design - Energetic approach for model validation and reduction.

Abstract:

Nowadays, technological evolutions are leading engineers to model increasingly multiphysic and complex phenomena throughout the systems design process: the V-cycle. Adapted and efficient systems design tools are therefore necessary in order to reduce time-to-market, while still ensuring fully developed and energy-saving products. First, this work describes the set-up of a virtual prototyping platform and highlights the interest of integrating energetic aspects in all modelling stages. For example, this approach enables to quantify the system and components' efficiency, and therefore to optimise earlier in the process the energy consumption of a technical solution. Secondly, the problematic of the "Proper Model" has been addressed. After the study of the model reduction methodologies, we decide to develop PEMRA in order to compensate for limitations of the MORA methodology, introduced by Louca *et al.* in 1997. The previous power and energy variables are then used to compute two new model reduction criteria, in order to obtain a simpler and more accurate reduced model than with MORA methodology. Finally, we show that a well-defined excitation signal and a new adapted temporal validation criterion will lead, with this innovative energy- and frequency-based approach, to a better suited reduced model.

Keywords: Modelling, Multiphysic Systems, Model Reduction, Energetic Approach, PEMRA



Institut PRISME
8, rue Léonard de Vinci
45072 Orléans Cedex 2

