

Amélioration de la prédiction des performances transitoires d'une turbine à gaz.

Romain THIRIET^{1*}, Yves BERTIN¹, Eva DORIGNAC¹, Frédéric MASSON²

¹Laboratoire d'Etudes Thermiques, U.M.R. C.N.R.S 6608, Université de Poitiers, ENSMA, Téléport 2, 1 avenue Clément Ader, B.P. 40109, 86961 Futuroscope Cedex, France

² TURBOMECA, Groupe SAFRAN, 64511 Bordes, France

* (auteur correspondant : romain.thiriet@turbomeca.fr)

Résumé - La prise en compte de l'imprégnation thermique entre la veine d'air et les parois d'une turbine à gaz est essentielle pour une modélisation prédictive correcte d'une manœuvre transitoire. Afin d'améliorer un code de calcul de performances moteur (PERF / Turbomeca) en phase d'avant-projet, nous faisons appel à la méthode nodale pour élaborer des modèles d'échanges thermiques pour les principaux composants du moteur.

Nomenclature

Glossaire

BTP : boîte de transmission principale

HP : haute pression

NG : vitesse de rotation du générateur de gaz, tr/min

RAC : rotor anti-couple de l'hélicoptère

T45 : température en sortie de turbine haute pression, *K*

TL : turbine libre

C couple, *N.m*

CP capacité thermique massique, *J.kg⁻¹.K⁻¹*

C_T capacité thermique, *J.K⁻¹*

FAR Fuel Air Ratio (richesse)

h coefficient d'échange convectif, *W.m⁻².K⁻¹*

J moment d'inertie, *m.kg*

l_b longueur du rayon moyen pour une conduite

$$= 3.4 \frac{\text{Volume}_{\text{gaz}}}{\text{Aire}_{\text{paroi}}}, m$$

M masse, *kg*

P Pression dans la chambre, *kPa*

PCI Pouvoir calorifique inférieur du carburant, *J.kg⁻¹*

Re nombre de Reynolds

S surface d'échange, *m²*

St nombre de Stanton

t temps, *s*

T température, *K*

WF débit carburant, *kg.s⁻¹*

Symboles grecs

Ω vitesse angulaire, *rad.s⁻¹*

ΔT écart de température, *K*

ε émissivité

η rendement

σ constante de Stefan Boltzmann, *W.m⁻².K⁻⁴*

Indices et exposants

g_chaud gaz aval des parois

g_adia sans imprégnation thermique

g_froid gaz amont des parois

g_hsk avec imprégnation thermique

g_mel mélange gaz amont / aval

R rotor de l'hélicoptère

TL turbine libre

1. Introduction

1.1. La problématique d'une meilleure prédiction des performances transitoires d'une turbine à gaz

Faisant de plus en plus partie des spécifications techniques de l'hélicoptériste, les performances transitoires d'une turbine à gaz doivent être connues dès les phases amont de conception. Une bonne prédiction des chutes de tours rotor de l'hélicoptère, des marges au pompage du compresseur, des dépassements de température des gaz dans les étages de

turbines ou encore l'analyse des cas de pannes nécessite en phase avant-projet des outils de dimensionnement facilement paramétrables et économes en temps de calcul.

Certains phénomènes physiques ayant une influence sur le comportement instationnaire de la turbine à gaz, comme l'imprégnation thermique des composants, n'étaient pas suffisamment détaillés dans le code de calcul de performance du motoriste Turbomeca. Un travail de développement logiciel permettant d'appréhender l'influence de l'imprégnation thermique de chacun des organes d'une turbine à gaz a été effectué en s'appuyant sur la méthode nodale pour leur modélisation et sur le logiciel ESACAP [5] pour leur résolution.

1.2. L'imprégnation thermique d'une turbine à gaz

L'imprégnation thermique intervient lors de manœuvres transitoires. Dans le cas d'une accélération, le surcroît de carburant dans la chambre de combustion s'accompagne d'une brusque augmentation de température à tous les étages du moteur ce qui, certes, contribue à accélérer le moteur mais aussi dans le même temps à chauffer les parois froides des composants (figure 1) et donc à prélever de l'énergie au fluide qui travaille.

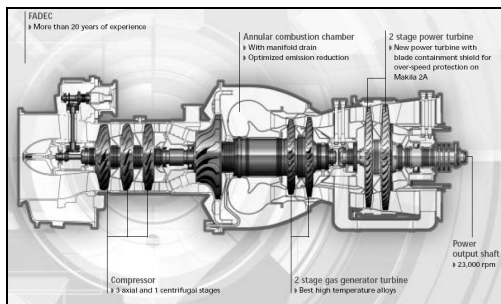


figure 1 : schéma de principe du turbomoteur MAKILA l'hélicoptère

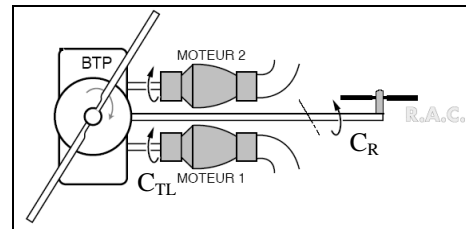


figure 2 : schéma de transmission de puissance du moteur aux rotors de l'hélicoptère

Cette énergie transitoirement dépensée pour chauffer les parois n'est alors pas utilisée thermodynamiquement dans la turbine libre accouplée au rotor de l'hélicoptère. Ce phénomène transitoire est assez pénalisant pour le pilote qui voit son couple moteur (C_{TL}) augmenter bien plus lentement que le couple résistant du rotor (C_R) de l'hélicoptère (figure 2). L'équation (1) des moments sur l'arbre de turbine libre (TL) explique en quoi la vitesse de rotation du rotor chute alors transitoirement : on parle de chute de tours rotor.

$$\underbrace{J_{CL+R} \frac{d\Omega_{TL}}{dt}}_{<0} = C_{TL} - C_R \quad (1)$$

Des chutes de tours rotor de plus de 10% de la valeur nominale sont sources d'instabilités aérodynamiques importantes.

1.3. Nervosité du modèle moteur

Pour une consigne de débit carburant identique aux mesures, la non prise en compte de l'imprégnation thermique dans un calcul d'accélération conduit à surestimer le couple fourni par la turbine libre et donc à sous-estimer la chute de tours rotors. On parle alors de nervosité du modèle moteur sans imprégnation thermique (modèle adiabatique).

Nous verrons par la suite en quoi la modélisation de l'imprégnation thermique des étages du moteur permet de diminuer cette nervosité.

2. Modélisation des échanges thermiques

2.1. Introduction de la méthode nodale

Pour disposer d'un outil de calcul à la fois apte à traiter d'imprégnation thermique sur des organes thermodynamiques très divers (compresseur, chambre de combustion, turbine...) et à la fois léger en terme de ressources logiciel, la méthode nodale semble particulièrement bien adaptée. Chaque composant au voisinage de la veine gaz est décrit sous forme de réseaux analogues.

A la différence d'autres schémas où l'on procède par identification [1,2,3 & 4], les coefficients d'échanges convectifs ne sont pas figés mais dépendent des conditions d'écoulement instationnaires et de la géométrie. Nous utilisons principalement deux corrélations bien adaptées aux écoulements dans les turbomachines, celle de LELCHUCK [6] pour les pièces statiques (carters, distributeurs...) et celle de CHILDS & TURNER [7] pour les pièces en rotation (rouet, pales...). Dans la chambre, la modélisation du rayonnement se fait suivant la loi de REEVES [8] et la convection dans les parois multi perforées se fait suivant la loi de GOLDSTEIN [9].

Le maillage des pièces massives est simple et optimisé, guidé par le nombre de Biot.

2.2. Exemple d'un réseau thermique simple appliqué à une chambre de combustion

De par la diversité des échanges thermiques mis en jeu, le réseau thermique (figure 4) de la chambre de combustion (figure 3) est assez représentatif du travail réalisé sur l'ensemble des composants du moteur.

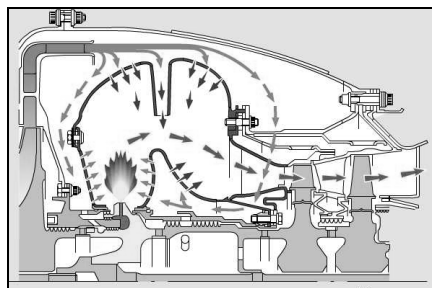


figure 3 : schéma de principe d'une chambre de combustion à injection centrifuge

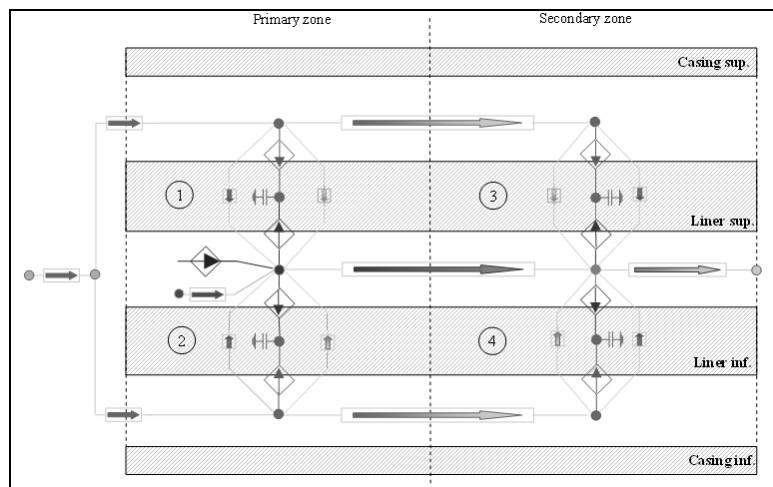


figure 4 : maillage ESACAP d'une chambre de combustion à injection centrifuge

La chambre de combustion est composée de deux parties : la zone primaire (zone de flamme) où s'effectue la combustion et la zone secondaire (zone de dilution) où l'on ramène par mélange avec de l'air de refroidissement les gaz à une température acceptable pour les pales des turbines.

Dans chaque zone, on définit deux capacités thermiques (paroi extérieure et intérieure):

$$C_T = M_{met} \cdot CP_{met} \quad (2)$$

Le bilan thermique effectué sur chaque nœud capacitif s'écrit :

$$C_T \cdot \frac{dT_{met}}{dt} = \underbrace{h \cdot S \cdot (T_{g_mel} - T_{met})}_{convection} + \underbrace{S \cdot \sigma \cdot \left(\frac{1 + \varepsilon_{met}}{2}\right) \cdot \varepsilon_{g_chaud} \cdot T_{g_chaud}^{1,5} \cdot (T_{g_chaud}^{2,5} - T_{met}^{2,5})}_{rayonnement} \quad (3)$$

La corrélation de GOLDSTEIN [9] est utilisée pour calculer le flux convectif entre l'air de contournement et la paroi multi perforée de la chambre de combustion :

$$St = 0.113 Re^{-0.367} \quad (4)$$

La température de référence utilisée a été choisie pour adapter les résultats aux mesures de températures de paroi de chambre de combustion effectuées par Turbomeca.

$$T_{g_mel} = 0.3T_{g_chaud} + 0.7T_{g_froid} \quad (5)$$

Cette expression diffère du cas idéalisé de GOLDSTEIN (plaque plane multiperforée en quinconce à faible gradient thermique entre phase amont et phase aval) où la température de mélange est la demi somme entre T_{g_chaud} et T_{g_froid} .

Pour le rayonnement, la loi de REEVES[8] très souvent utilisée dans les chambres de combustion nous donne l'émissivité des gaz chauds :

$$\varepsilon_{g_chaud} = 1 - \exp[-290 \cdot P_{g_chaud} \cdot L \cdot \sqrt{FAR} \cdot I_b \cdot T_{g_chaud}^{-1,5}] \quad (6)$$

Après avoir négligé la capacité thermique des gaz au regard de celle des parois et en introduisant dans la zone primaire la puissance délivrée par la combustion :

$$Q_{comb} = \eta_{comb} \cdot PCI \cdot WF(t) \quad (7)$$

nous pouvons déduire de notre réseau une nouvelle température en sortie de chambre plus faible que la température issue d'un calcul adiabatique.

C'est la différence entre ces deux températures que nous allons introduire à chaque instant dans le modèle moteur.

$$\Delta T = f(t) = T_{g_adia} - T_{g_hsk} < 0 \quad (8)$$

Cette méthode de modélisation des échanges thermiques a été appliquée de façon analogue pour les autres composants du moteur.

2.3. Intégration des échanges thermiques dans le code de calcul de performances

Chaque modèle nodal de composant permet d'évaluer l'écart de température transitoire du gaz en sortie du composant considéré avec ou sans imprégnation thermique. Ces écarts sont cumulés dans le code de calcul de performances moteur PERF / Turbomeca pour chiffrer l'évolution des caractéristiques instationnaires du moteur (vitesse de rotation, température en sortie d'étage de turbine HP, couple TL...) Ainsi, cinq composants (figure 5) sont finalement concernés.

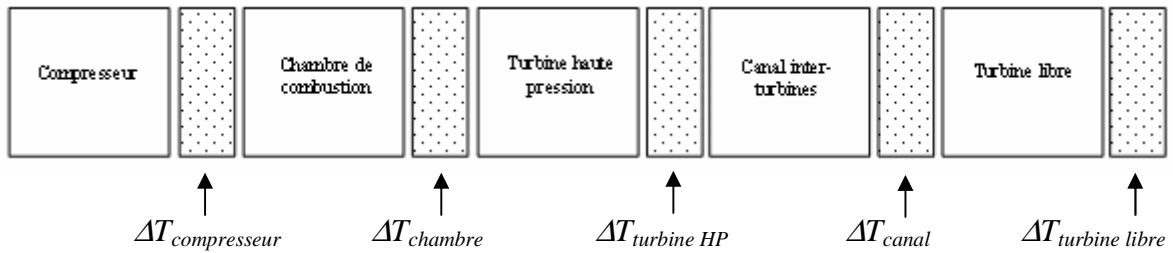


figure 5 : schéma d'introduction de l'imprégnation thermique dans le modèle moteur

3. Résultats

Nous réalisons un calcul d'imprégnation thermique sur le turbomoteur MAKILA qui par son nombre d'étages importants et son niveau de puissance (1800 kW) est une application intéressante.

Notre calcul d'accélération simule une montée du régime de ralenti vers le décollage. Les résultats de simulation sont comparés aux mesures réalisées sur banc d'essai.

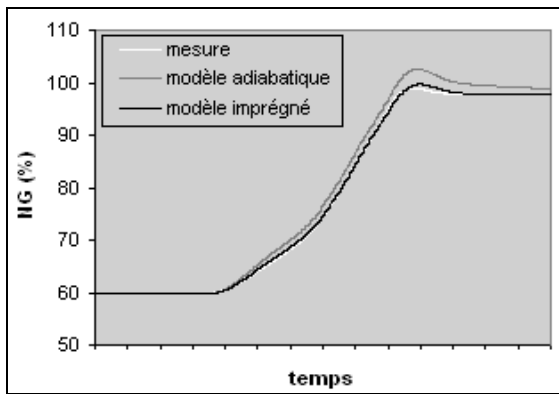


figure 6 : Evolution dans le temps de la vitesse du générateur de gaz (accélération ralenti vers décollage)

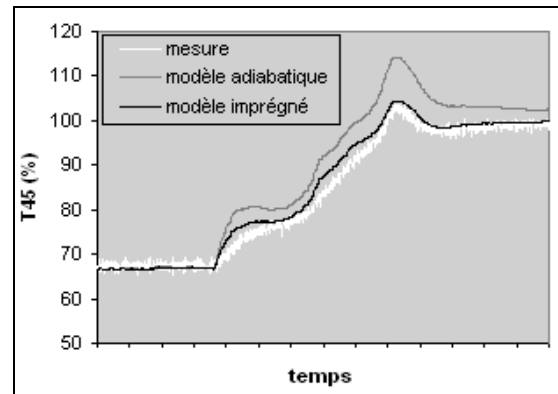


figure 7 : Evolution dans le temps de la température en sortie de turbine HP (accélération ralenti vers décollage)

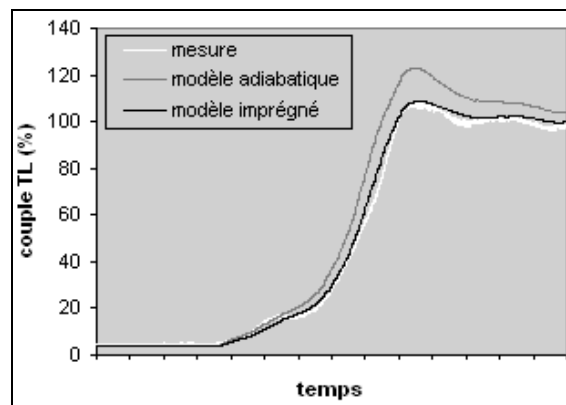


figure 8 : Evolution dans le temps du couple turbine libre (accélération ralenti vers décollage)

On peut observer le très bon comportement du modèle moteur avec imprégnation thermique puisque plus de 90% de l'erreur de nervosité a été corrigée.

On note aussi une forte corrélation entre une bonne prédiction des performances du générateur de gaz (NG et T45) et une bonne prédiction du couple TL. En effet, le taux de détente de la turbine haute pression étant figé, l'erreur sur la vitesse du générateur de gaz (NG) se retrouve sur la pression en entrée de turbine libre. Le couple TL est quand à lui directement issu du taux de détente dans le turbine libre et de la température en entrée de turbine libre (T45). Pour résumer, les erreurs cumulées en NG et T45 se retrouvent sur le couple TL.

4. Conclusion

Le modèle numérique avec prise en compte de l'imprégnation thermique améliore significativement la prédiction des performances transitoires. Appliqué au turbomoteur MAKILA, le gain important sur l'erreur notamment sur le couple disponible sur la turbine libre (figure 8) est dû à une bonne prédiction des performances du générateur de gaz (figures 6 et 7).

Malgré tout, appliquée à des machines de plus petites puissances (600 – 800 kW), la prise en compte de l'imprégnation thermique ne semble pas suffisante. Les travaux sur la prédiction des variations de jeux rotor/stator dans les étages de compresseurs et turbines ou autres dilatations des distributeurs doivent être poursuivis.

Références

- [1] A.E. Nielsen, C.W. Moll & S. Staudacher, *Modelling and validation of the thermal effects on gas turbine transients* (Proceeding of GT2004, ASME Turbo Expo 2004: Power of Land, Sea and Air, June 14-17, 2004, Vienna, Austria)
- [2] A. Alexiou & K. Mathioudakis, *Developpement of gas turbine performance models using a generic simulation tool* (Proceeding of GT2005, ASME Turbo Expo 2005: Power of Land, Sea and Air, June 6-9, 2005, Reno-Tahoe, Nevada, USA)
- [3] S. Merkler, S. Staudacher, M. Schölch & H. Schulte, *Description of thermal effects in aero engines by matrices* (ISABE-2005-1071)
- [4] S. Merkler & S. Staudacher, *Modelling of heat transfer and clearance changes in transient performance calculations – a comparaison* (Proceeding of GT2006, ASME Turbo Expo 2006: Power of Land, Sea and Air, May 8-11, 2006, Barcelona, Spain)
- [5] P. Stangerup, *ESACAP user's manual*, 1997
- [6] F. Kreith, *Transmission de la chaleur et thermodynamique*, 1967
- [7] P.R.N. Childs & C.A. Long, *A review of forced convective heat transfer in stationary and rotating annuli* – University of Sussex, Brighton, 1996
- [8] A.H. Lefebvre, *Gas Turbine Combustion - Second edition*, 1998
- [9] H.H. Cho & R.J. Goldstein, *Heat (mass) and film cooling effectiveness with injection through discrete holes: Part I – Within holes and the back surface* (ASME 1995)