



**HAL**  
open science

## Étude numérique d'un inducteur en régime cavitant

Nellyana Gonzalo Flores, Eric Goncalves da Silva, Regiane Fortes Patella,  
Julien Rolland, Claude Rebattet

► **To cite this version:**

Nellyana Gonzalo Flores, Eric Goncalves da Silva, Regiane Fortes Patella, Julien Rolland, Claude Rebattet. Étude numérique d'un inducteur en régime cavitant. CFM 2007 - 18ème Congrès Français de Mécanique, Aug 2007, Grenoble, France. hal-00265863

**HAL Id: hal-00265863**

**<https://hal.science/hal-00265863v1>**

Submitted on 3 Apr 2020

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

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

## Etude numérique d'un inducteur en régime cavitant

**Nellyana Gonzalo, Eric Goncalvès, Regiane Fortes Patella**

LEGI – Institut National Polytechnique de Grenoble

BP 53, 38041, Grenoble cedex 9, France

[Nellyana.Gonzalo@hmg.inpg.fr](mailto:Nellyana.Gonzalo@hmg.inpg.fr)

**Julien Rolland**

CNES, Direction des Lanceurs, Rond point de l'espace, 91023 Evry, France

**Claude Rebatet**

CREMHyG- INP Grenoble, BP95, 38402 St Martin d'Hères, France

### Résumé :

La présente étude concerne des travaux réalisés avec un code de calcul CFD simulant la cavitation au sein de turbomachines. La géométrie étudiée est un inducteur à trois aubes. L'écoulement diphasique est modélisé par un fluide homogène dont la masse volumique varie et est directement fonction de la pression par une loi d'état barotropique. La comparaison entre les résultats numériques obtenus et les essais réalisés montre une bonne prédiction de la chute de performance. Les phénomènes hydrodynamiques lors de la chute de performance sont analysés par une étude globale mais aussi locale de l'écoulement.

### Abstract :

In the present study, a CFD model for cavitation simulation has been investigated and compared to experimental results in the case of a three-bladed industrial inducer. The model is based on a homogeneous approach of multiphase flow coupled with a barotropic state law for the liquid/vapour mixture. The model allows a good prediction of the head drop. The hydrodynamic mechanism of head drop is investigated through a global and local analysis of the flow field.

### Mots-clefs :

turbomachines ; cavitation ; calculs RANS.

### Nomenclature

$\psi$	: $(P_{\text{entrée}}^{\text{statique}} - P_{\text{sortie}}^{\text{statique}}) / (\rho \cdot V_{\text{ref}}^2)$ Coefficient de surpression de la machine (calculé au carter)
$\psi_0$	: Valeur de référence de $\psi$ (en régime non cavitant)
$P_{\text{vap}}$	: Pression de vapeur saturante du fluide (Pa)
Puissance fournie	: $T\omega$ (W)
Puissance*	: Puissance/Puissance <sub>non cavitant</sub> = Puissance fournie adimensionnée
$Q, Q_n$	: Débit volumique, Débit nominal ( $\text{m}^3/\text{s}$ )
$\Delta P_{\text{tot}}$	: Surpression totale fournie au fluide par la machine = $P_{\text{tot sortie}} - P_{\text{tot entrée}}$
$T$	: Couple fourni (Nm)
$\eta$	: Rendement hydraulique = $\frac{\Delta P_{\text{tot}} Q}{T \omega}$
$\tau$	: $(P_{\text{totale}} - P_{\text{vap}}) / (\rho \cdot V_{\text{ref}}^2)$ paramètre de cavitation
$\tau^*$	: Valeur de $\tau$ adimensionnée relative = $\tau / \tau_{\text{non cavitant}}$
$\omega$	: Vitesse de rotation de la machine (rad/s)

## 1 Introduction

Pour éviter la cavitation dans les pompes principales de moteurs de fusée, un inducteur est introduit à l'amont afin d'élever la pression d'entrée dans les pompes ergols. Le but de cet élément est d'assurer l'aspiration vers les pompes centrifuges et d'augmenter suffisamment la pression pour que ces dernières ne fonctionnent jamais en régime cavitant. En revanche, l'inducteur travaille fréquemment en régime de cavitation.

Plusieurs études numériques ont été menées pour prédire et modéliser les écoulements cavitants dans des inducteurs telles que Horiguchi *et al.* (2000), Athavale *et al.* (2002), Ait-Bouziad *et al.* (2004), Coutier *et al.* (2005), Pouffary *et al.* (2005), Mejri *et al.* (2006).

Dans le cadre de cette étude numérique, nous nous focalisons sur une analyse des performances et du comportement de la cavitation dans les inducteurs, en régime stationnaire. Cette étude est basée dans une première partie, sur l'analyse de l'évolution en régime de cavitation de la chute de performance, de la puissance et du rendement hydraulique (paramètres très couramment utilisés pour évaluer le fonctionnement de turbomachines). La deuxième partie de ce travail est consacrée à l'analyse locale des écoulements principal et secondaires en régime non cavitant et cavitant de la machine, en utilisant la notion d'hélicité relative. Nous avons proposé et mis en place une méthodologie pour évaluer le comportement des écoulements cavitants dans les inducteurs.

## 2 L'inducteur CREM1 : géométrie et conditions de calculs

L'inducteur CREM1 (Figure 1) a été conçu par le CREMHyG (Centre d'essais de Machines Hydrauliques de Grenoble) et le CNES, afin d'analyser et de prévoir le comportement des inducteurs et les dimensionner en connaissance de cause Rebattet *et al.* (2001).

Plusieurs débits ont été étudiés :  $1.4 Q_n$ ,  $1.35 Q_n$  et  $1.25 Q_n$ . Il est important de souligner que pour cette géométrie, le débit nominal est plus faible que le débit d'adaptation:  $Q_n=0.5 Q_{adaptation}$ . Les essais ont été réalisés avec de l'eau.

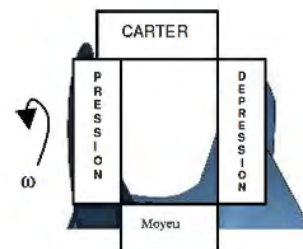
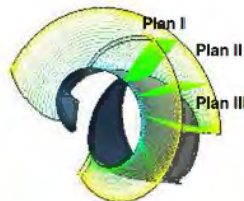


FIG. 1 – L'inducteur CREM1      FIG. 2a,2b – Coupes dans le canal inter-aubes et plan d'étude

Pour les simulations effectuées, seulement un canal est considéré (Figure 2), et des conditions de périodicité sont appliquées à ses frontières dans les directions azimutales pour simuler la présence d'aubes contiguës. Le maillage se compose de quatre blocs 3D et comporte 700 000 nœuds environ.

Le débit massique est imposé en entrée et la pression statique est imposée uniforme sur la section de sortie. Des lois de paroi sont imposées le long des frontières solides.

Les temps de calculs en régime de cavitation étant encore très élevés dans ce type de géométrie, une étude d'influence de maillage n'a pas pu être réalisée. D'autres travaux numériques sont en cours en vue d'adapter des techniques d'accélération qui nous permettront dans l'avenir d'approfondir les études de sensibilités aux maillages, aux différents paramètres numériques et de réaliser des calculs instationnaires dans des géométries d'inducteur.



### 3 Modélisation physique et numérique

Les simulations numériques ont été effectuées avec le module cavitant du code Fine Turbo<sup>TM</sup> version 62\_2, commercialisé par Numeca International et développé en fort partenariat avec le laboratoire LEGI, le CNES et la Snecma Hakimi, (1998), Coutier (2001) Pouffary (2004). Le code résout les équations compressibles moyennées RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes), pour un fluide homogène, avec une discrétisation de type volumes finis centrés. La fermeture du système se fait à l'aide d'une loi barotrope, qui relie la pression à la masse volumique par une loi en sinus Delannoy *et al.* (1990).

Afin de traiter les zones incompressibles, un préconditionnement à bas nombre de Mach est nécessaire Hakimi (1998). L'intégration temporelle est effectuée avec un schéma de Runge-Kutta explicite à quatre pas. Les flux convectifs sont évalués avec le schéma de Jameson Jameson *et al.* (1981).

Les calculs sont stationnaires. Nous avons utilisé le modèle de turbulence k- $\epsilon$  de Yang-Shih Yang & Shih, (1993) avec des lois de parois Hakimi (2000). Une description détaillée du code de calcul est présentée dans Coutier (2005).

### 4 Analyse des Résultats

#### 4.1 Chute de performance

Les Figures 3a et 3b montrent la comparaison des courbes de chute de performance (coefficient de surpression versus coefficient de cavitation :  $\Psi/\Psi_0(\tau^*)$ ) expérimentales et numériques pour deux débits étudiés. Pour les cas analysés, lorsque  $\tau^*$  diminue, la chute de performance se manifeste tout d'abord par une légère diminution progressive de la hauteur fournie par la pompe.

Pour 1.4Qn, la prédiction numérique de la chute de performance est en bon accord qualitatif et quantitatif avec les résultats expérimentaux : on estime d'après les essais et les calculs une valeur de  $\tau^*$  d'environ 0.1 correspondant à approximativement 7% de chute en performance. Pour 1.25Qn, les valeurs de  $\tau^*$  relatives aux chutes de performance supérieures à 15% semblent être sur-estimées par rapport aux résultats expérimentaux. Pour les débits inférieurs à 1.4Qn, l'angle d'attaque de l'écoulement principal est plus grand que pour le débit 1.4Qn ; l'épaisseur de cavité augmente et il est plus difficile d'obtenir un bon niveau de convergence du calcul.

Il est important de souligner les progrès numériques importants qui ont été réalisés depuis nos précédents travaux Coutier (2005) et que nous ont permis de calculer, avec une meilleure convergence, stabilité et fiabilité, des calculs cavitants en géométrie d'inducteur.

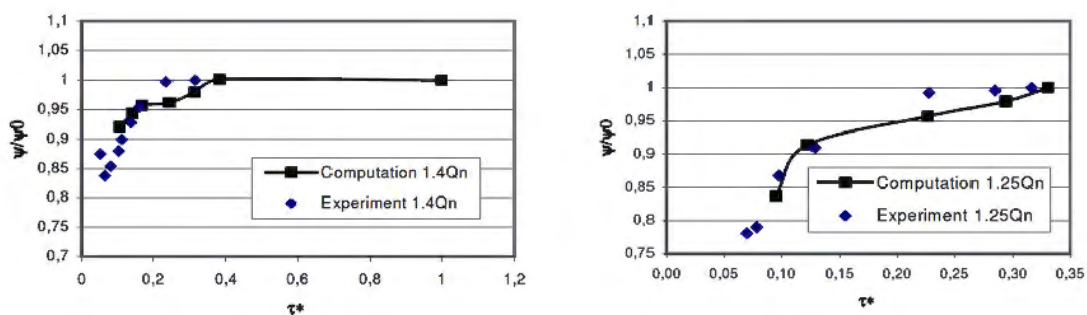


FIG. 3a, 3b – Courbes de chute de performance à 1.4Qn et 1.25Qn.

## 4.2 Evolution du rendement et de la puissance

Les figures 4a et 4b montrent que de façon générale, la puissance et le rendement hydraulique diminuent quand  $\tau^*$  décroît pour tous les débits analysés.

Pour  $1.4Q_n$ , la puissance augmente jusqu'à atteindre une valeur maximale pour une valeur  $\tau^*$  proche de 0.38. L'augmentation de la puissance est attribuée au changement de l'angle d'incidence d'écoulement dû à la présence des structures de cavitation au bord d'attaque. Pour les plus petites valeurs de  $\tau^*$ , la puissance diminue brusquement avec le développement des structures de cavitation.

Pour les débits  $1.25Q_n$  et  $1.35Q_n$ , le rendement présente un comportement décroissant quasiment linéaire pendant les premiers points de la chute de performance. Ensuite lorsque la poche commence à augmenter, le rendement diminue plus significativement avec la réduction du paramètre de cavitation. La variation du rendement est d'environ 3% pour  $1.4Q_n$  et plus de 5% pour  $1.25Q_n$  dans la gamme de  $\tau^*$  étudiée.

Les résultats montrent ainsi que la chute de performance est associée à une diminution du couple (environ de 2% pour le débit  $1.4Q_n$ ) et du rendement hydraulique.

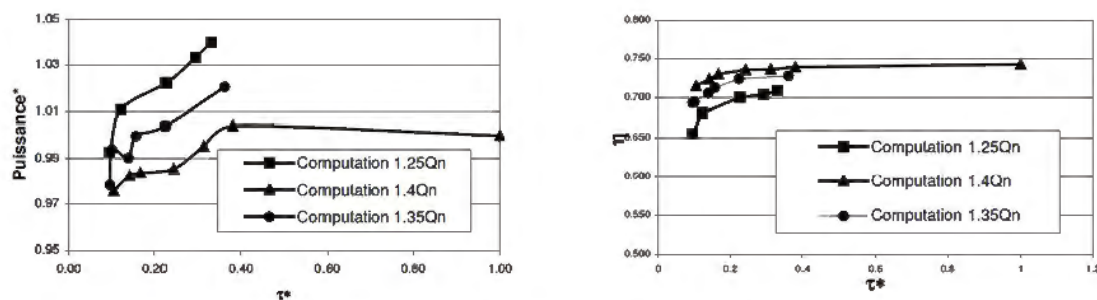


FIG. 4a, 4b – Courbes de puissance et rendement à  $1.4Q_n$ ,  $1.35Q_n$  et  $1.25Q_n$ .

## 4.3 Analyse des écoulements secondaires

Pour réaliser l'étude des écoulements secondaires nous avons généré trois coupes afin de pouvoir visualiser la structure de l'écoulement dans le canal inter-aubes (Figure 2).

En introduisant la notion d'hélicité relative nous pouvons distinguer l'existence de l'écoulement principal et des écoulements secondaires.

Ce paramètre permet de mesurer le degré d'entremêlement des tourbillons. Les centres tourbillonnaires vont être associés aux valeurs +1 (couleur rouge) et -1 (couleur bleu), le signe déterminant le sens de rotation du tourbillon.

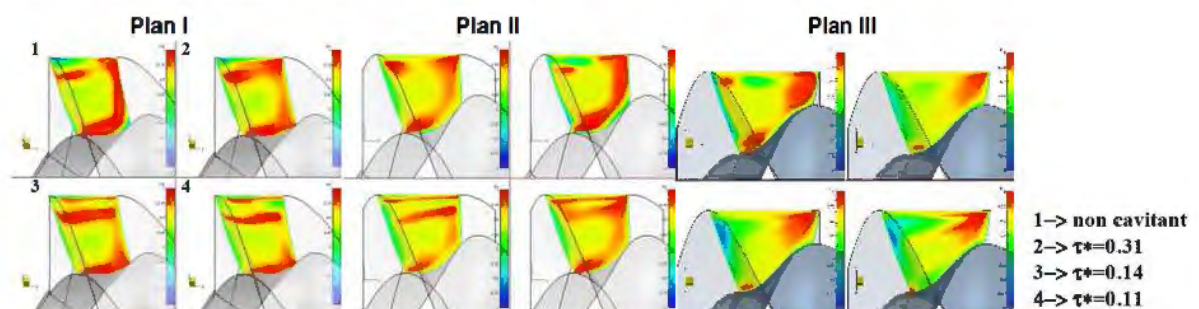


FIG. 5 – Evolution de l'hélicité relative dans les plans I, II et III pour  $1.4Q_n$



Dans le plan I, particulièrement en régime non cavitant, on observe que l'écoulement secondaire se développe surtout du côté dépression et au moyeu (couleur rouge). Avec la diminution du coefficient de cavitation on observe que des structures tourbillonnaires côté dépression tendent à être moins marquées. Une structure côté pression est présente mais très peu marquée. Ce comportement est dû au développement de la couche limite qui est moins important du côté pression qu'au côté dépression en raison de la proximité du bord d'attaque du côté pression. On observe également que l'écoulement est perturbé à la proximité du moyeu ; il reste très tourbillonnaire.

Il est important de rappeler que le jeu entre les aubes et le carter n'a pas été pris en compte dans nos calculs (ce qui explique l'absence de fortes zones tourbillonnaires au carter). En régime non cavitant, pour le plan II, les structures tourbillonnaires les plus importantes montrent une vorticité positive (couleur rouge) côté dépression. Pour les conditions cavitantes, les écoulements secondaires sont analogues à ceux observés pour le plan I. Finalement dans le plan III, pour le régime non cavitant, la vorticité positive reste côté dépression et quelques zones de vorticité négative semblent apparaître près du carter et côté pression. Avec le développement de la cavitation, des structures tourbillonnaires de vorticité négative sont plus intenses sur le côté pression. Ces structures sont situées près du carter et semblent être associées au développement du sillage des structures de cavitation périphériques illustrées dans les figures 6. L'écoulement est moins tourbillonnaire au moyeu pour ce plan du fait du tracé méridien de cet inducteur. Dans tous les plans on observe le développement des couches limites dans les zones près des surfaces des aubes côté intrados et extrados.

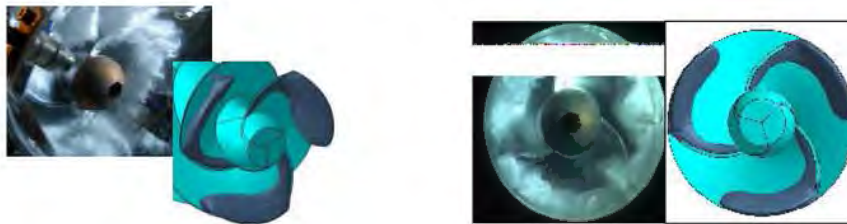


FIG. 6a, 6b – Comparaison des structures de cavitation expérimentales et numériques (vue latérale et vue de face), isoligne de masse volumique  $\rho=700\text{Kg/m}^3$  pour  $\tau^*=0.17$  à  $1.4 Q_n$ .

## 5 Conclusions

La mise en oeuvre de calculs tridimensionnels a permis d'analyser les caractéristiques de l'écoulement dans l'inducteur CREM1 pour des régimes de fonctionnement stables non cavitants et cavitants. A partir de ce travail, des comparaisons qualitatives et quantitatives ont été effectuées entre les résultats expérimentaux et numériques concernant la chute de performance de la machine et la taille et localisation des structures de cavitation observées. Un accord satisfaisant avec les résultats expérimentaux fournis par le laboratoire CREMHyG a été constaté et met en évidence, par rapport aux précédents travaux, les progrès réalisés en termes de calculs cavitants et prédiction des performances dans ce type de géométrie très complexe.

D'autre part nous avons étudié les écoulements se développant à l'intérieur de l'inducteur, en utilisant le concept d'hélicité relative. Nous avons pu observer l'évolution des grandeurs globales telles que la puissance disponible, surpression, rendement en les associant à l'évolution des structures tourbillonnaires locales dans le canal inter-aubes et à des structures périphériques près du carter. Ces analyses couplées avec d'autres études d'écoulements secondaires (vitesse axiale et écoulements de recirculation), vont nous permettre d'établir une méthodologie de dépouillement afin d'évaluer l'influence de l'augmentation de la cavitation dans différentes géométries de turbomachines.



## Références

- Athavale M.M., Li H.Y., Jiang Y., Singhal A.K., 2002 Application of the full cavitation model to pumps and inducers, *Int. Journal of Rotating Machinery*, Vol. 8, n°1, pp. 45-56.
- Ait-Bouziad Y., Farhat M., Kueny J.L., Avellan F., Miyagawa K., 2004 Experimental and Numerical Cavitation Flow Analysis of an Industrial Inducer, 22 IARH Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Stockholm, Sweden.
- Coutier-Delgosha O., 2001 Modélisation des écoulements cavitants : étude des comportements instationnaires et application aux turbomachines, thèse de doctorat INPG.
- Coutier-Delgosha O., Fortes-Patella R., Reboud J.L., Hakimi N., Hirsch C., 2005 Numerical simulation of cavitating flow in 2D and 3D inducer geometries, *Int. Journal for Numerical Methods in Fluids*, Vol. 48, Issue 2, pp. 135-167.
- Delannoy Y., Kueny J.L., 1990 Two phase flow approach in unsteady cavitation modelling, Cavitation and Multiphase Flow Forum, ASME-FED vol.98, pp.153-158.
- Hakimi N., 1998 Preconditioning methods for time dependent Navier-Stokes equations, Ph.D.Thesis, Vrije Univ., Brussels.
- Hakimi N., Hirsch, C., Pierret S., September 2000 Presentation and application of a new extended k- $\epsilon$  model with wall functions, ECCOMAS, Barcelona.
- Horiguchi H., Watanabe S., Tsujimoto Y., Aoki M., 2000 A theoretical analysis of alternate blade cavitation in inducers, *Journal of Fluids Eng.*, Vol. 122, pp. 156-163.
- Jameson A., Schmidt W., Turkel E., June 1981 Numerical solution of the Euler equations by finite-volume methods using Runge-Kutta time stepping schemes, AIAA Paper 81-1259.
- Mejri I., Bakir F., Rey R., Belamri T., Novembre 2006 Comparison of computational results obtained from a Homogeneous cavitation model with experimental investigations of three inducers, *Journal of Fluids Eng.*, Vol. 128, pp. 1308-1323.
- Pouffary B., 2004 Simulation numérique d'écoulements 2D/3D cavitants, stationnaires et instationnaires : Analyse spécifique pour les turbomachines, thèse de doctorat INPG.
- Pouffary B., Fortes-Patella R., Reboud J.L., June 2005 Numerical simulation of 3D cavitating flows : Analysis of cavitation head drop in turbomachinery, ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting and Exhibition, Houston, USA.
- Rebattet C. Wegner M., Morel P, Bonhomme C., 2001 Inducer design that avoids rotating cavitation, AFI conference, Sandai.
- Yang Z., Shih T.H., 1993 A k- $\epsilon$  model for turbulence and transitional boundary layer, Near-wall Turbulent Flows, R.M.C. So., C.G. Speziale and B.E. Launder (Editors), Elsevier-Science Publishers B. V., pp165-175.