

Caractérisation de modèles URANS pour la simulation des écoulements turbulents et des transferts thermiques autour d'un cylindre chauffé de section carrée.

Hua SUN¹, Xavier NICOLAS^{1*}, Yannick SOMMERER²

¹ Université Paris-Est, Lab. MSME, FRE3160 CNRS, 5 Bd Descartes, 77454 Marne la Vallée Cedex 2

² EEI5 Engine Integration, AIRBUS France, M0112/5, 316 Route de Bayonne, 31060 Toulouse Cedex 09

* (auteur correspondant : nicolas@univ-mlv.fr)

Résumé - Des modèles URANS de type k- ϵ et k- ω et différents modèles de couches limites, utilisables dans un contexte industriel, sont testés et comparés sur la simulation d'un écoulement turbulent à $Re=22000$ autour d'un barreau de section carrée, chauffé ou non. Cette configuration, étudiée expérimentalement par Lyn et Rodi (JFM, 1994, 1995), est caractéristique de l'essentiel de la physique des écoulements autour d'un équipement de moteur d'avion situé dans une zone ventilée. On montre que modèle k- ω SST fourni d'excellents résultats aussi bien sur la dynamique de l'écoulement que sur les transferts thermiques pariétaux, même pour des maillages relativement grossiers.

1. Introduction

Durant la phase de développement d'un nouvel avion, Airbus spécifie au motoriste l'installation des systèmes avion sur le moteur (systèmes d'air, électriques et hydrauliques). Ces équipements sont positionnés entre les capots moteur et la ligne carter et sont donc soumis à de fortes contraintes thermiques transitoires d'origines conductive, convective et radiative. Afin de limiter les risques au cours du développement d'un avion, le niveau de précision requis sur la prédiction des températures des équipements impose une modélisation fine des phénomènes aérothermiques. Pour cela, des modèles CFD aérothermiques 3D sont utilisés [1] mais les contraintes de délai les limitent à des approches de type RANS ou URANS (Unsteady Reynolds Averaged Navier-Stokes). Ainsi, les simulations aérothermiques restent un véritable challenge et nécessitent des études et des validations précises sur des géométries simplifiées.

L'objet de cette communication est de caractériser et de comparer, sur une configuration de base se rapprochant d'un équipement situé dans une zone moteur ventilée, l'influence sur les solutions calculées de différents modèles URANS et de couches limites, utilisables dans un contexte industriel. La configuration de base choisie est celle des expériences de Lyn et Rodi [2, 3] d'un écoulement turbulent 2D, à nombre de Reynolds $Re=22000$, autour d'un barreau de section carrée, chauffé ou non, placé transversalement dans un canal rectangulaire (cf. figure 1). Les mesures par vélocimétrie laser Doppler effectuées par Lyn et Rodi dans les couches limites du cylindre et dans son sillage ainsi que d'autres résultats de LES 3D extraits de la littérature [4, 5] servent de référence pour les comparaisons. Les coefficients d'échanges convectifs calculés sur les faces du barreau chauffé sont comparés aux corrélations expérimentales résumées dans Sparrow et al. [6].

Pour réaliser ces simulations, les codes industriels Gambit et Fluent ont été utilisés. Seuls sont testés les modèles URANS, à deux équations de fermeture, de types k- ϵ et k- ω , dont on sait a priori, par l'analyse bibliographique (cf. §2), qu'ils peuvent être adaptés à la simulation du présent cas test. Ce dernier présente en effet des couches limites décollées, des boucles de recirculation, des gradients de pression inverses et un sillage tourbillonnaire. Les différents traitements des couches limites pariétales (lois de parois, modèles à bas nombre de Reynolds ou à deux couches) disponibles dans ce logiciel sont également testés sur des maillages de type industriel et comparés à des simulations de référence (pour $y^+ < 4$).

2. Caractéristiques des modèles URANS et de couches limites utilisés

L'écoulement étudié présente un sillage turbulent quasi périodique sous la forme d'une allée tourbillonnaire 2D de type Bénard-Karman. Ainsi, toute grandeur instantanée $f(M,t)$ caractéristique de cet écoulement ($f = u, v, p, T$) se décompose sous la forme :

$$f(M,t) = \overline{f}(M) + \tilde{f}(M,t) + f'(M,t) = \langle f \rangle(M,t) + f'(M,t) \quad (1)$$

où \overline{f} est la moyenne temporelle de f et \tilde{f} est la fluctuation cohérente autour de cette moyenne. \tilde{f} est quasi 2D périodique dans le plan (x, y) . f' est la fluctuation turbulente aléatoire 3D. \tilde{f} est caractérisée par des grandes échelles de temps et d'espace et f' par des petites échelles. $\langle f \rangle$ est la moyenne d'ensemble (ou de phase) de f construite sur un grand nombre d'observations indépendantes de la même phase de l'écoulement. Les modèles URANS résultent d'une moyenne de phase des équations de conservation et traduisent le comportement de la partie cohérente de l'écoulement. L'équation de Navier-Stokes incompressible URANS s'écrit :

$$\frac{\partial \langle u_i \rangle}{\partial t} + \langle u_j \rangle \frac{\partial \langle u_i \rangle}{\partial x_j} = - \frac{\partial \langle p \rangle}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} [2\mu D_{ij} + R_{ij}] \quad (2)$$

où $2\mu D_{ij}$ et R_{ij} sont les composantes du tenseur des contraintes visqueuses de l'écoulement moyen et du tenseur R des contraintes de Reynolds. Or, d'après l'hypothèse de Boussinesq, les R_{ij} sont reliés aux gradients de vitesse de l'écoulement moyen par la viscosité turbulente μ_t (ou $\nu_t = \mu_t/\rho$) :

$$R_{ij} = -\rho \langle u'_i u'_j \rangle = \mu_t \left(\frac{\partial \langle u_i \rangle}{\partial x_j} + \frac{\partial \langle u_j \rangle}{\partial x_i} \right) - 2/3 \rho k \delta_{ij} = 2\mu_t D_{ij} - 2/3 \rho k \delta_{ij} \quad (3)$$

où k est l'énergie cinétique moyenne des fluctuations turbulentes définie par $k = \langle u'_i u'_i \rangle / 2$. La modélisation de la turbulence se ramène donc à déterminer μ_t et k dans (3). Ici, nous utilisons des modèles du 1^{er} ordre à deux équations de type k - ϵ ou k - ω , où ϵ est le taux de dissipation et ω le taux de dissipation spécifique des fluctuations turbulentes. Les couples $(k$ - $\epsilon)$ ou $(k$ - $\omega)$ permettent en fait de déterminer les échelles de longueur, l , et de vitesse, u , caractéristiques de la turbulence : $u \sim k^{1/2}$ et $l \sim k^{3/2}/\epsilon$ ou $l \sim k^{1/2}/\omega$. Comme l'ordre de grandeur de ν_t est $\nu_t \sim lu$, ν_t est directement reliée à k et ϵ (ou k et ω) qui permettent donc de calculer les R_{ij} par l'équation (3).

Dans cet article, nous ne pouvons donner que les caractéristiques principales des modèles URANS employés. Nous renvoyons à [7, 8] pour plus de détails. Le modèle **k- ϵ standard** est le plus utilisé dans le monde industriel. Cependant, il a été conçu pour des écoulements turbulents pleinement développés à grands Re et, dès qu'on s'éloigne de ce cadre, les écoulements sont mal représentés. Cela provient de l'équation en ϵ qui ne permet pas de déterminer des échelles de longueur, l , correctes. Ainsi, de nombreuses variantes ont été proposées pour améliorer ce modèle. Le modèle **k- ϵ RNG** introduit un terme supplémentaire dans l'équation en ϵ dont le rôle est d'augmenter la dissipation ϵ et donc de réduire k et ν_t dans les régions fortement cisailées de l'écoulement. Le modèle **k- ϵ KL** est construit pour limiter la production P_k d'énergie cinétique turbulente dans les zones stagnantes de l'écoulement [9]. Au contraire des modèles précédents, le modèle **k- ϵ « realizable »** satisfait des contraintes mathématiques sur les R_{ij} qui sont consistantes avec la physique des écoulements turbulents.

Il a été montré que, près d'une paroi, la vitesse au carré caractéristique des fluctuations turbulentes n'est pas k mais l'intensité $\overline{v'^2}$ des fluctuations de vitesse transverses à la paroi. Sur cette base, le modèle à 4 équations **k- ϵ - v^2 -f** proposé par Durbin [10], cherche à combler les carences du modèle k - ϵ standard en introduisant une équation de transport supplémentaire pour $\overline{v'^2}$ près des parois. De plus, au lieu d'introduire, comme dans le modèle k - ϵ à bas Re , des fonctions de pondération exponentielles, une équation de relaxation elliptique est résolue près de la paroi (équation pour f) qui permet d'évaluer la distribution de l'intensité turbulente dans cette zone. Les modèles k - ϵ KL et k - ϵ - v^2 -f ne sont pas proposés dans Fluent mais ils ont été testés avec succès sur le présent écoulement [9, 10] et serviront donc de base de comparaison (cf. tableau 1).

Une alternative à l'équation en ϵ est l'équation en ω car elle prédit correctement l'échelle de longueur de la turbulence près des parois et améliore l'évaluation des flux pariétaux. Le modèle **k- ω standard** est très robuste et ne nécessite pas une résolution très fine du maillage près des parois pour obtenir des résultats satisfaisants [8]. Sa principale faiblesse est la très forte sensibilité de ω à la nature de l'écoulement en dehors des couches limites pariétales. Pour éviter ce problème, Menter [11] a proposé une variante, appelée **k- ω SST** qui propose une combinaison de l'équation en ω pour traiter l'écoulement près des parois et de l'équation en ϵ pour calculer l'écoulement libre. Ce couplage est réalisé en utilisant deux fonctions de pondération. Dans l'équation pour k , une limite supérieure à P_k est aussi imposée. La définition de ν_t est également modifiée pour limiter la contrainte de cisaillement turbulent, en dehors des couches limites, afin d'éviter le niveau excessif qu'elle prend avec les modèles classiques.

Dans le présent écoulement, les couches limites pariétales sont le siège de forts gradients de vitesse à l'origine d'une production P_k élevée qui est transportée en dehors de la couche limite et qui conditionne l'écoulement de sillage. La bonne modélisation des couches limites est donc très importante. Pour ce faire, nous avons utilisé 4 approches proposées par Fluent [7] : **Standard** désigne une combinaison entre une loi de paroi logarithmique pour $y_e^+ > 11,225$ et une loi linéaire pour $y_e^+ < 11,225$ (où y_e^+ est la valeur de y^+ au premier point de calcul près de la paroi) ; **EFW** (Enhanced Wall Function) désigne une loi de paroi améliorée qui décrit l'écoulement sur toute la couche interne en couplant les lois des couches visqueuse et logarithmique et en traitant correctement la couche tampon par un lissage approprié. Elle prend aussi en compte l'effet du gradient de pression et d'éventuels effets thermiques. Quand des maillages très fins près des parois sont employés ($y_e^+ < 1$), Fluent permet d'utiliser des modèles de paroi à bas Re (pour les modèles de type k- ω) ou des modèles à deux couches (pour les modèles de type k- ϵ). Cependant si, localement, le premier point de calcul est trop éloigné de la paroi, ces modèles basculent sur une loi de paroi de type EFW. Ainsi, **EWT** désigne une combinaison d'un modèle à deux couches et d'une EFW et **TF** désigne la version « à bas Re » des modèles de type k- ω , combinée avec une EFW.

3. Méthodes de résolution numérique

Le solveur Fluent v6.3.26 2D, double précision, incompressible, instationnaire implicite, du 2^{ème} ordre en temps, avec l'algorithme SIMPLE pour le découplage vitesse-pression a été utilisé pour cette étude. Le schéma de discrétisation est le schéma Quick pour toutes les équations. Les systèmes linéaires sont résolus par des méthodes multi grilles. Les conditions aux limites et les propriétés physiques sont présentées sur la figure 1. Le pas de temps de toutes les simulations est $\Delta t = 10^{-4}$ s. Tous les maillages sont 2D cartésiens, raffinés autour du barreau chauffé. Dans le tableau 1, pour chaque maillage, le nombre total de mailles dans les directions x et y est précisé ainsi que, entre parenthèses, le nombre de mailles sur la surface de l'obstacle. Pour les maillages les plus grossiers (de 14×14 à 60×60 mailles sur la surface du carré), la répartition de mailles sur le cylindre est uniforme. Au-delà, un facteur de raffinement est utilisé. Les extrema des y_e^+ sur les différentes faces du cylindre en un instant quelconque sont donnés dans le tableau 1.

4. Présentation et analyse des résultats

Les résultats des simulations sont présentés dans le tableau 1. Les grandeurs calculées sont : le coefficient de traînée moyen autour du cylindre, $\overline{C_d}$, et sa RMS, C_d' , la RMS du coefficient de portance, C_l' , la longueur, L_s , du sillage tourbillonnaire de l'écoulement moyen, le nombre de Strouhal, $S_t = fD/u^\circ$, calculé sur $C_l(t)$ et, dans les cas à barreau chauffé, le coefficient d'échange convectif moyen en temps et sur chaque face du cylindre, h_{moy} , ou sur toute sa surface, $h_{moy-tot}$. Les grandeurs statistiques ($\overline{C_d}$, C_d' , C_l' , S_t) sont calculées sur 25 périodes de l'allée tourbillonnaire

au minimum. Dans la partie supérieure du tableau 1 sont présentés les résultats de référence, numériques et expérimentaux, cités plus haut. A partir de ces résultats, pour chaque grandeur calculée, nous donnons une valeur de référence et un intervalle de tolérance autour de cette valeur, évalué par un pourcentage. Dans la suite du tableau, les valeurs issues de nos simulations qui sont notées en gras sont celles qui rentrent dans l'intervalle de tolérance et qui sont donc en bon accord avec les résultats de référence. Au contraire, celles notées en italique en sont très éloignées.

Comme attendu, avec le modèle k- ϵ standard (résultats non montrés), quel que soit le modèle de paroi et quel que soit le maillage, seul S_t concorde avec la valeur de référence. L_s est surévaluée et $\overline{C_d}$, C_d' et C_1' sont sous évalués. Le modèle k- ϵ RNG avec une loi de paroi standard permet de corriger le modèle k- ϵ standard pour les deux maillages testés (cas 1 et 2 du tableau 1) mais le modèle k- ϵ RNG EWT n'est pas très satisfaisant en particulier sur le maillage grossier (cas 3). Le modèle k- ϵ realizable EWT donne une solution correcte à condition que le maillage soit suffisamment fin (cas 6). Le modèle k- ω standard avec des modèles de paroi EWF et TF (cas 7 et 8) a un comportement similaire à celui du modèle k- ϵ realizable (cas 5 et 6) pour des maillages identiques : le modèle k- ω standard TF, avec le maillage 70 \times 70 (cas 8), donne des résultats satisfaisants, ce qui n'est pas le cas pour le maillage grossier (cas 7). Le modèle k- ω SST, au contraire du modèle k- ω standard, fournit des résultats qui s'accordent bien, voire très bien, avec les résultats de référence quel que soit le maillage. La solution se dégrade un peu quand $y_e^+ < 5$ (voir S_t des cas 13 à 15). Cela est peut-être dû à l'utilisation d'un pas de temps trop grand pour ces maillages car le nombre CFL devient très élevé : on estime que $CFL_x \approx 20$. La version TF du modèle k- ω SST (cas 15) n'apporte pas d'amélioration importante à la version EWF (cas 14).

La figure 2 compare des profils verticaux de la vitesse horizontale moyenne \bar{u}/\bar{u}° (où \bar{u}° est la vitesse d'entrée), dans le sillage derrière l'obstacle, simulés avec le modèle k- ω SST EWF (cas 9) et le modèle k- ϵ - v^2 -f [10] et tirés des expériences de Lyn et al. [3]. La simulation k- ω SST concorde mieux avec l'expérience que la simulation k- ϵ - v^2 -f, alors qu'elle est a priori moins coûteuse. La figure 3 compare les profils verticaux de \bar{u}/\bar{u}° , dans la couche limite de la face supérieure de l'obstacle, tirés des expériences de Lyn et Rodi [2] à ceux des simulations k- ω SST EWF des cas 9, 12 et 14 du tableau 1. Il apparaît que, même avec un maillage très grossier, le modèle k- ω SST EWF capte le tourbillon situé entre les parois horizontales du barreau et la couche limite décollée (sur la figure 3, \bar{u}/\bar{u}° est négatif près de la paroi en $x=0$).

Nous avons retenu le modèle k- ω SST pour calculer le coefficient d'échange local moyen en temps, h , autour du barreau chauffé. Il apparaît sur la figure 4 que les profils spatiaux de h sur les différentes faces du cylindre varient selon que y_e^+ se trouve principalement dans la couche logarithmique (maillages 14 \times 14 et 20 \times 20), tampon (maillages 40 \times 40 et 60 \times 60) ou visqueuse (maillages 80 \times 80 et 90 \times 90). Cette évolution est quasi monotone et convergente quand les maillages se raffinent. Les profils de h sur les faces avant et arrière sont quasi-symétriques et les valeurs de h_{moy} sur les faces haute et basse de l'obstacle (cf. tableau 1) sont quasi égales, prouvant la convergence des solutions. La valeur de h_{moy_tot} varie au maximum de 20% sur l'ensemble des maillages testés et reste cohérente avec la référence [6] (cf. tableau 1).

5. Conclusion

Il ressort de l'étude que, parmi les modèles testés, les modèles k- ϵ RNG avec une loi de paroi standard et k- ω SST (EWF ou TF), sont les plus appropriés pour l'objectif recherché. Nous avons montré que le modèle k- ω SST permet d'obtenir des solutions en excellent accord avec la littérature aussi bien sur la dynamique de l'écoulement que sur les transferts thermiques pariétaux, et ce quelle que soit la résolution spatiale et même avec un maillage très grossier.

Ainsi, ce modèle est capable de fournir en 2h de calcul, sur un PC standard, des résultats étonnamment bons pour un problème réputé difficile. L'application de ces modèles à un cas industriel nécessite au préalable d'étudier leur comportement sur des maillages 3D non structurés.

Références

- [1] A. Massol, O. Verseux et al., *Coupled thermal/aero-thermal simulation of engine compartments*, EUCASS, July 4-7, 2005.
 [2] D. A. Lyn, W. Rodi, *The flapping shear layer formed by flow separation from ...*, J. Fluid Mech., 267 (1994) 353-376.
 [3] D. A. Lyn, S. Einav, W. Rodi, J.-H. Park, *A LDV study of ensemble-averaged characteristics ...*, JFM, 304 (1995) 285-399.
 [4] S. Murakami, A. Mochida, *On turbulent vortex shedding flow ...*, J. Wind Eng. & Indus. Aerodyn., 54/55 (1995) 191-211.
 [5] S. Murakami, S. Iizuka, R. Ooka, *CFD analysis of turbulent flow past ...*, J. Fluids & Structures, 13 (1999) 1097-1112.
 [6] E. M. Sparrow, J. P. Abraham, J. C. Tong, *Archival correlation for average heat transfer ...*, JHMT, 47 (2004) 5285-5296.
 [7] *Modeling Turbulence*, Fluent 6.3 User's guide, chapitre 12 (2006).
 [8] W. Vieser, T. Esch, F. Menter, *Heat transfer predictions using advanced ...*, CFX Validation Report, (2002) 1-65.
 [9] W. Rodi, *Comparison of LES and RANS calculations of the flow ...*, J. Wind Eng. & Indus. Aerodyn., 69-71 (1997) 55-75.
 [10] G. Iaccarino, A. Ooi, P. A. Durbin et al., *Reynolds averaged simulation of ...*, I. J. Heat Fluid Flow, 24 (2003) 147-156.
 [11] F. R. Menter, *Two-equation eddy viscosity turbulence models for engineering applications*, AIAA J., 32 (1994) 269-289.

Référence ou n° simulation	Modèle de turbulence	Type de loi de paroi	Taille du maillage (nb mailles sur carré)	$\overline{C_d}$ (moyen)	C_d' (RMS)	C_l' (RMS)	Longueur du sillage L_s	Strouhal S_t	h_{moy} surfaces haut/bas $W/m^2.K$	h_{moy} surfaces dev./derr. $W/m^2.K$	$h_{moy-tot}$ surface cylindre $W/m^2.K$	y+ haut bas	y+ devant derrière	
Expérience de Lyn et Rodi [2, 3]				1,9-2,2			1,38	0,132						
LES [4]	Smagor. Std.	EFW	104×69×10	2,09	±0,13	±1,6	~1,1	0,132						
LES [5]	lag. dyn. Smag	EFW	100×92×22	1,99		±0,86	~1,4	0,135						
URANS [9]	k-ε KL	2 couches	170×170	2,004	±0,07	±1,17	1,5	0,143						
URANS [10]	k-ε-v ² -f		12000	2,22	±0,056	±1,83	1,45	0,141				<1	<1	
Corrélation expérimentale Sparrow & al. [6]													62,2	
Valeurs de référence				2,05	0,1	±1,3	1,38	0,132				62,2		
Intervalle de tolérance				1,8-2,3	±0,05-0,15	±0,8-1,8	1,2-1,56	0,122-0,142				50-75		
Ecart admis par rapport à la référence				5%	50%	38%	13%	7,5%				20%		
1	k-ε RNG	standard	87×64 (14×14)	2,12	0,086	±1,13	1,34	0,144				38/18 30/12	40/6 33/10	
2	k-ε RNG.	standard	345×220 (70×70)	2,11	0,059	±1,18	1,36	0,143				8/3 7/1	13/1 6/1	
3	k-ε RNG.	EWT (2 couches)	87×64 (14×14)	2,07	0,048	±0,95	1,57	0,145				47/18 40/5	47/7 33/8	
4	k-ε RNG.	EWT (2 couches)	345×220 (70×70)	1,98	0,025	±0,88	1,69	0,138				9/1,2 10/2	14/1 8/1	
5	k-ε realiz.	EWT (2 couches)	87×64 (14×14)	1,90	0,010	±0,47	2,32	0,144				43/18 41/14	43/8 31/7	
6	k-ε realiz.	EWT (2 couches)	345×220 (70×70)	2,22	0,038	±1,22	1,42	0,145				9,8/3,5 8,2/1,2	15/1 6/0,5	
7	k-ω standard	EFW	87×64 (14×14)	1,90	0,020	±0,532	2,85	0,143				42,5/16 47/20	47/8,0 27/8,0	
8	k-ω standard	TF (low Re)	345×220 (70×70)	2,23	0,324	±1,43	1,25	0,138 0,114				8,5/1 9/0,8	14/1,0 14/0,5	
9	k-ω SST	EFW	87×64 (14×14)	2,13	0,142	±1,15	1,33	0,130	46,6 /46,4	36,9 /67,4	49,3	37/15 35/10	35/5,0 50/17	
10	k-ω SST	EFW	188×110 (20×20)	2,17	0,227	±1,28	1,38	0,140	51,3 /49,8	44,1 /68,9	53,6	28/15 24/2	32/3 25/7,5	
11	k-ω SST	EFW	240×150 (40×40)	2,21	0,215	±1,48	1,15	0,131	60,2 /60,1	66,1 /69,0	63,8	24/10 15/2	24/1 19/1,2	
12	k-ω SST	EFW	295×190 (60×60)	2,17	0,247	±1,39	1,20	0,137	63,9 /63,4	75,0 /77,1	69,9	11/2 11/2	17/0,8 14/2	
13	k-ω SST	EFW	390×240 (80×80)	2,12	0,272	±1,72	1,24	<i>0,100</i>	63,7 /62,9	73,0 /81,3	70,2	1,5/0,5 1,7/0,2	2,7/0,15 1,8/0,3	
14	k-ω SST	EFW	380×250 (90×90)	2,33	0,525	±1,80	1,31	<i>0,087</i>	64,3 /64,5	74,0 /79,9	70,7	2,3/0,05 2,4/0,05	4,5/0,2 2,5/0,2	
15	k-ω SST	TF (low Re)	380×250 (90×90)	2,42	0,639	±1,93	1,18	<i>0,084</i>	57,5 /56,8	71,9 /83,2	67,3	2,8/0,01 4/0,01	5/0,2 2,5/0,4	

Tableau 1 : Résultats des simulations URANS effectuées avec Fluent sur la configuration de Lyn et Rodi [1, 2] et comparaison avec des données de la littérature : sans valeur des h_{moy} = barreau non chauffé ; avec valeurs de h_{moy} = barreau chauffé à 330K avec de l'air entrant dans le canal à 300K.

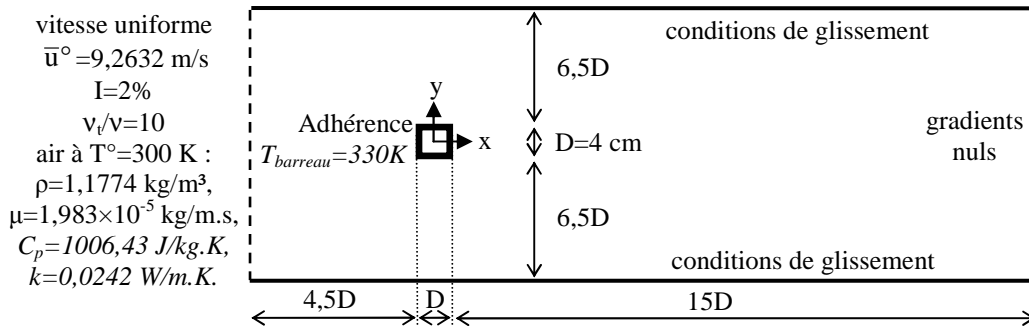


Figure 1 : Schéma du domaine de calcul et conditions aux limites utilisés pour les simulations URANS des expériences de Lyn et Rodi [2, 3]. Les conditions lorsque le barreau est chauffé sont en italiques.

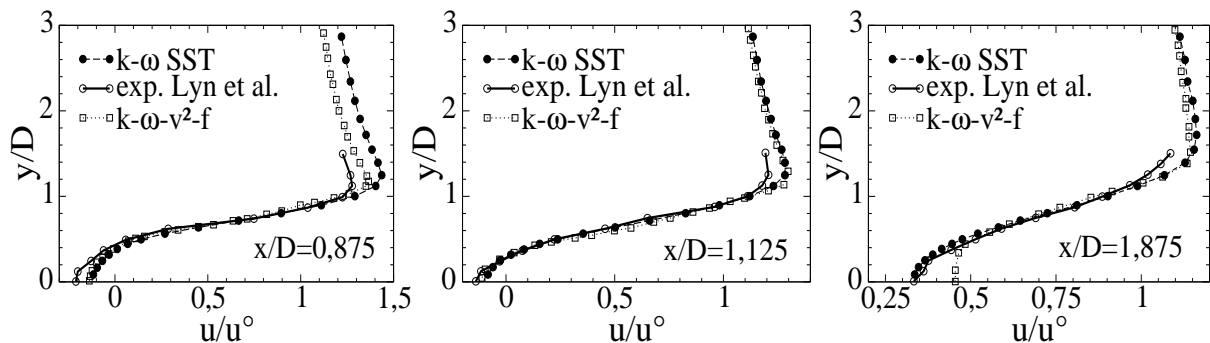


Figure 2 : Profils de la vitesse horizontale moyenne \bar{u} / \bar{u}^0 , en fonction de y/D , en trois positions axiales en aval du cylindre. Comparaisons des simulations Fluent avec le modèle $k-\omega$ SST EWF (cas 9 du tableau 1) avec les expériences de Lyn et al. [3] et les simulations $k-\varepsilon-v^2-f$ de Iaccarino et al. [10].

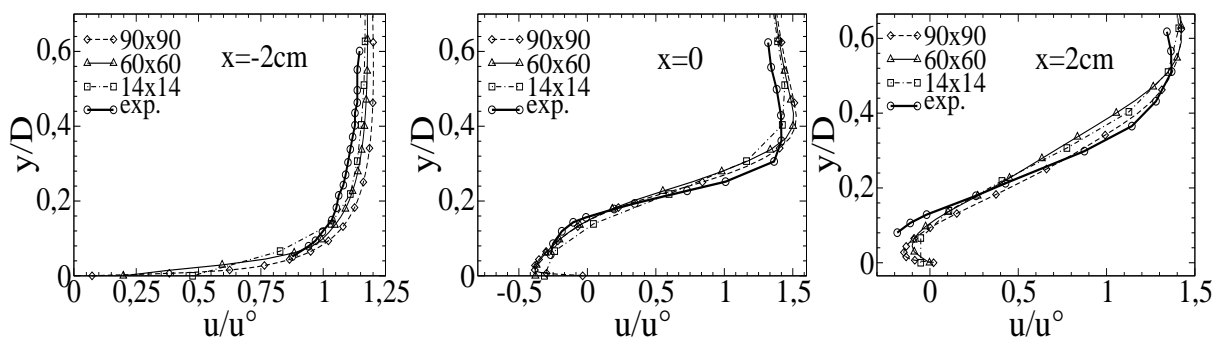


Figure 3 : Profils de la vitesse horizontale moyenne \bar{u} / \bar{u}^0 , en fonction de y/D , en trois positions axiales dans la couche limite de la face supérieure du cylindre. Comparaisons des simulations Fluent avec le modèle $k-\omega$ SST EWF (cas 9, 12 et 14 du tableau 1) avec l'expérience de Lyn et Rodi [2].

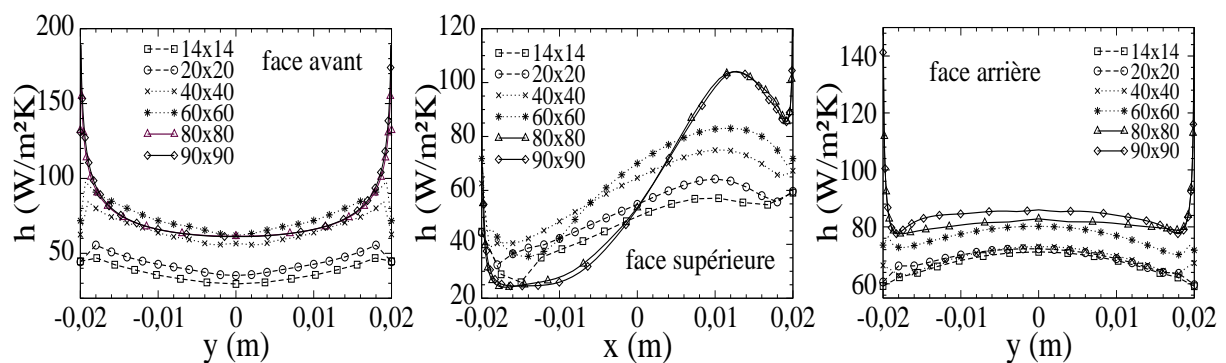


Figure 4 : Profils du coefficient d'échange h calculé sur le champ de température moyen en temps, sur les faces avant, supérieure et aval du barreau chauffé, pour les six maillages testés en utilisant le modèle $k-\omega$ SST EWF (cas 9 à 14 du tableau 1).