

Application à l'étude de transitoires

L'étude présentée dans le chapitre 4 constitue une première étape dans la mise en place d'une méthodologie pour les calculs couplés 1D-3D LES dans les moteurs à allumage commandé. Ces premiers calculs ont démontré la capacité d'une telle méthode à simuler les écoulements dans les moteurs et les particularités liées à la VCC. De plus la comparaison avec des résultats de calcul tridimensionnel a montré que cette méthodologie ne dégrade pas la précision des calculs. Il est alors intéressant d'utiliser le potentiel de cette approche sur des problèmes plus complexes pour lesquels une simulation tridimensionnelle serait difficile à mettre en place. Le présent chapitre porte sur l'étude expérimentale et la simulation de deux types de transitoires. Il s'inscrit dans le cadre du projet ASTRIDE (Aérodynamique et Spray pendant les TRansitoires de moteurs à Injection Directe Essence) qui, comme son nom l'indique, a pour but de caractériser l'impact des transitoires sur l'aérodynamique et le spray dans les moteurs à injection directe. La compréhension de ces phénomènes est une clé dans l'amélioration des futurs moteurs à essence. On notera que la tendance est à l'augmentation de la production de moteurs à injection directe essence. Dans la première partie de ce chapitre le dispositif expérimental ainsi que les caractéristiques du moteur sont décrits. La deuxième partie présente le modèle numérique développé et employé et compare les résultats expérimentaux et de simulation sur des points de fonctionnement en régime stabilisé. La comparaison simulation expérience est ensuite poursuivie sur les effets du transitoire de régime. Enfin la même démarche est appliquée à l'étude des transitoires de charge.

5.1 Base de données expérimentales ASTRIDE

Le banc moteur ASTRIDE se compose d'une ligne d'admission avec deux réservoirs, d'un moteur dont le piston et le cylindre sont transparents et d'une ligne d'échappement avec un réservoir. Le moteur est un monocylindre quatre temps à quatre soupapes dont les propriétés sont résumées

	Valeurs		Valeurs	
Nombre de cylindres	1		Ouverture admission	713 °V
Nombre de soupapes	4		Fermeture admission	204 °V
Taux de compression	10.3		Ouverture échappement	476.5 °V
Alésage	77	mm	Fermeture échappement	6.5 °V
Course	85.8	mm		
Longueur de bielle	144	mm		

TABLE 5.1 – Caractéristiques du moteur

sur le tableau 5.1. La ligne d'admission est constituée d'un premier réservoir amont connecté à un second réservoir visible sur la figure 5.1. On trouve ensuite une vanne que l'on appelle aussi papillon qui permet de réguler la charge du moteur. Cet élément qui est géométriquement simple devient compliqué à discrétiser lorsqu'il est en mouvement comme dans le transitoire de charge. Un collecteur permet enfin de répartir les gaz frais vers les deux soupapes d'admission. La ligne d'échappement est plus longue que celle d'admission, le collecteur est situé juste après les soupapes et elle se termine par un grand réservoir. Les volumes d'admission et l'échappement sont à la pression atmosphérique. Les expériences menées sur ce moteur ont pour but d'étudier l'im-

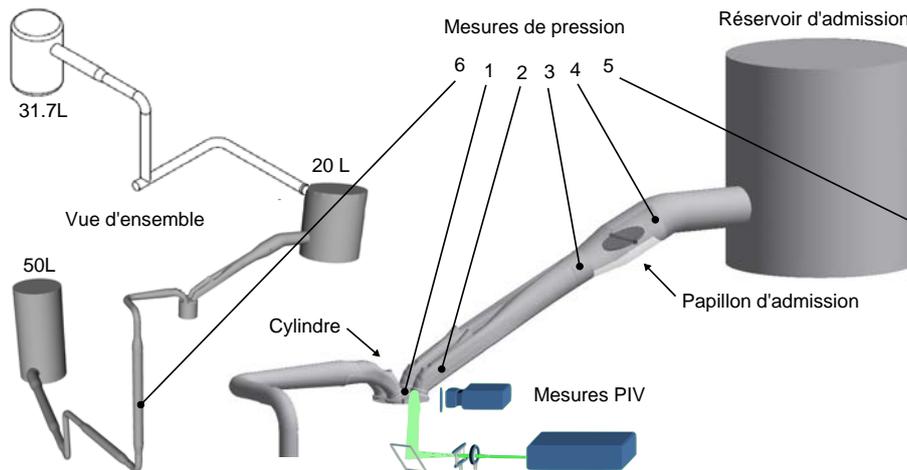


FIGURE 5.1 – Banc moteur ASTRIDE

pect des transitoires sur l'écoulement et le spray dans le cylindre. Pour cette raison l'intégralité des mesures sur ce moteur a été effectuée sans combustion. La méthode PIV (Vélocimétrie par Image de Particules) permet une visualisation des champs de vitesse dans le cylindre. Deux types de PIV sont utilisés ici :

- Une PIV à haute résolution temporelle avec une basse définition spatiale qui permet de suivre l'évolution temporelle du champ de vitesse tous les 6°V.
- Une PIV à basse résolution temporelle avec une haute définition spatiale qui ne donne

qu'un champ de vitesse par cycle. On peut alors calculer l'évolution du cycle moyen.

Les vitesses sont mesurées pendant les phases qui détermineront le champ de vitesse au moment de l'allumage car le champ de vitesse au moment de l'allumage est un des principaux paramètres qui influent sur le déroulement de la combustion. Ces phases sont l'admission et la compression. La PIV basse résolution donne les champs de vitesse pour 28 angles vilebrequin alors que la PIV haute résolution permet d'obtenir 120 champs de vitesse consécutifs. Une base de données recueillant les champs de vitesse mesurés par les méthodes PIV et les mesures de pression a été créée. On y trouve 3 points de fonctionnement en régime stabilisé, un transitoire de régime lent et un transitoire de charge rapide résumés dans le tableau 5.2. Chaque point de fonctionnement

Cas	Régime tr/min	Papillon %	p_{adm} bar	p_{ech} bar	N #	Mesures -
stabilisé 1 [‡]	1000	100	1.013	1.0185	500*	PIV*,1,2,3,4,5,6
stabilisé 2 [‡]	1500	100	1.013	1.04	500	1,2,3,4,5,6
stabilisé 3 [‡]	1800	100	1.013	1.04	500	1,2,3,4,5,6
transitoire 1	1000	10-100	1.013	1.0185	100	PIV,1,2,3,4,5
transitoire 2	1000-1800	100	1.01	1.04	150	PIV [†] ,1,2,3,4,5
* seule la PIV haute résolution est disponible (135 réalisations)						
† les PIV du premier et dernier cycle du transitoire de régime peuvent être considérés comme des stabilisés à 1000 et 1800 tr/min						
‡ les stabilisés sont réalisés sans l'injection des gouttes d'huile nécessaires à la PIV						

TABLE 5.2 – Résumé des points de fonctionnement et des mesures de la base de données ASTRIDE

est ensuite décliné pour 3 durées d'injection d'essence (0, 1700 et 3900 ms) et 2 niveaux de tumble (1.2 et 1.5). Le niveau de tumble est modifié en ajoutant une pièce dans l'admission au niveau des soupapes. Le transitoire de régime passe de la vitesse de rotation 1000 tr/min à 1800 tr/min en 23 cycles soit 2 secondes. Lors du transitoire de charge, le papillon s'ouvre au maximum en 40 ms, soit moins d'un cycle. La différence de durée entre les deux transitoires peut s'expliquer par le fait que la charge est directement contrôlée par l'accélérateur alors que la plupart du temps les variations de régime n'en sont que des conséquences. Ici ces transitoires sont étudiés séparément alors qu'ils sont difficiles à isoler dans la réalité. On peut néanmoins citer le cas du véhicule passant d'un sol plat à une cote en maintenant une vitesse constante, dans ce cas, une augmentation de la charge permet de conserver le régime (et la vitesse du véhicule) constant.

5.2 Régime stabilisé

5.2.1 Modélisation

Le modèle numérique couplé utilisé pour simuler le banc moteur ASTRIDE est représenté sur la figure 5.2. L'interface de couplage dans l'admission est placée le plus loin possible du collecteur et juste avant l'élargissement qui mène au papillon ainsi le collecteur bénéficie d'une modélisation plus précise, l'interface n'est pas trop proche des soupapes, un peu éloignée du collecteur

et la section est constante. Dans l'échappement l'interface de couplage pourrait être placée juste avant le premier coude qui est suffisamment éloigné du collecteur mais on a préféré la placer dans une région où la section est constante, après le deuxième coude. Toutes les variations de section

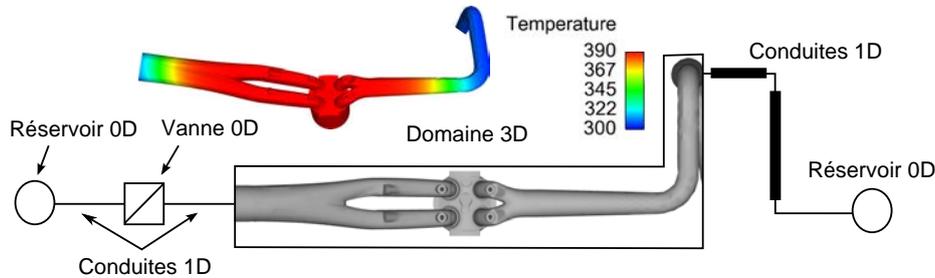


FIGURE 5.2 – Schéma du modèle numérique couplé du banc ASTRIDE

dans les domaines monodimensionnels sont rapides et sont donc modélisées par des variations de section soudaines (cf. 2.5.2). Le modèle de papillon utilisé est présenté au chapitre 2 (cf. 2.5.3) et les volumes sont modélisés comme des réservoirs à pression constante dans l'échappement et variable dans l'admission. Les variations de pression avant le réservoir d'admission étant importantes, la pression imposée pour les simulations est la pression expérimentale (sonde 5 sur la figure 5.1). Afin de valider la mise en données du moteur les trois points de fonctionnement stabilisés sont calculés. Ces points de fonctionnement ont des régimes différents ce qui n'avait pas été le cas dans le chapitre précédent. Le premier point à 1000 tr/min correspond au régime des transitoires de charge et au début des transitoires de régime. Les deux suivants à 1500 et 1800 tr/min sont respectivement les vitesses de rotation du moteur pendant et à la fin du transitoire de régime.

5.2.2 Pressions dans l'admission, l'échappement et le cylindre

Les résultats dans l'admission des cycles stabilisés sont présentés sur la figure 5.3. La pression d'admission proche culasse à 1000 tr/min est en bon accord avec les résultats expérimentaux malgré une surestimation de l'amplitude des oscillations haute fréquence. Pour ces points de fonctionnement où le papillon est ouvert, les pressions dans la ligne d'admission sont très proches quel que soit le point de mesure (sondes 2, 3 et 4 sur la figure 5.1), c'est pourquoi on ne présentera ici que le point à l'aval du papillon (3). À 1500 tr/min le comportement simulé de la ligne soupapes fermées est conforme aux résultats expérimentaux. En revanche pendant que l'air est entraîné par le piston, les perturbations de pression prédites diffèrent des expériences. Trois raisons peuvent expliquer ces différences :

- la pression imposée comme condition aux limites des simulations (pression expérimentale avant le réservoir) a des variations très raides qui peuvent poser problème au schéma numérique.
- l'écoulement dans l'échappement est mal prédit ainsi lorsque la soupape d'admission s'ouvre, la pression dans le cylindre est erronée.

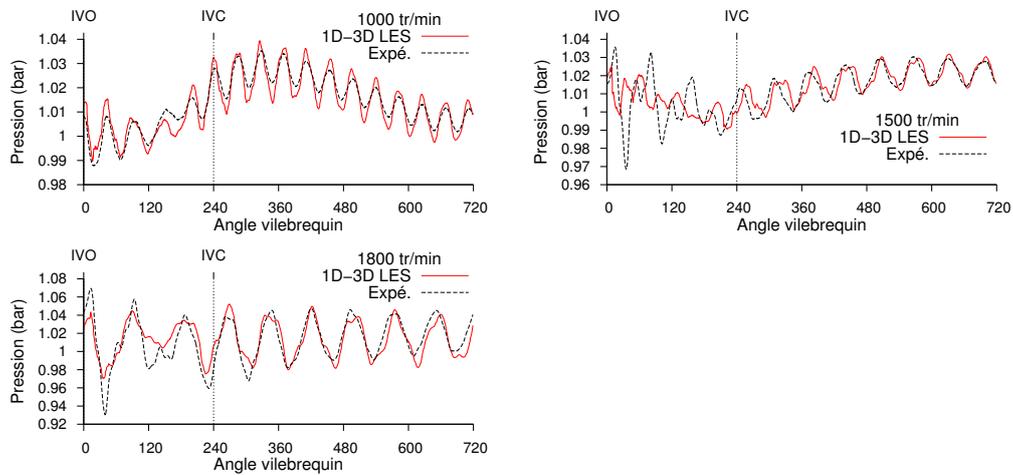


FIGURE 5.3 – Pression d'admission des points de fonctionnement stabilisés

- la prise en compte du croisement de soupapes ou le problème de la levée résiduelle peuvent s'ajouter aux précédentes causes.

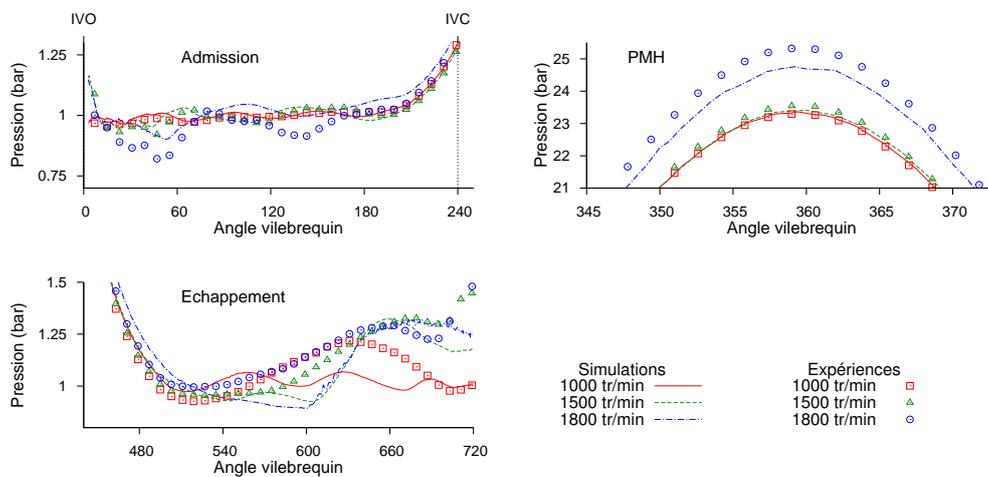


FIGURE 5.4 – Pression dans le cylindre pour chaque temps du moteur

Dans les simulations à 1800 tr/min l'acoustique de la ligne fermée est bien prédite mais les perturbations pendant la phase d'écoulement forcé sont sous-estimées. Cela est sûrement dû au mauvais comportement de la pression à l'échappement qui entraîne une pression cylindre trop faible à l'ouverture de la soupape d'admission. Malheureusement l'absence de mesures à l'échappement ne permet pas d'identifier la source du problème.

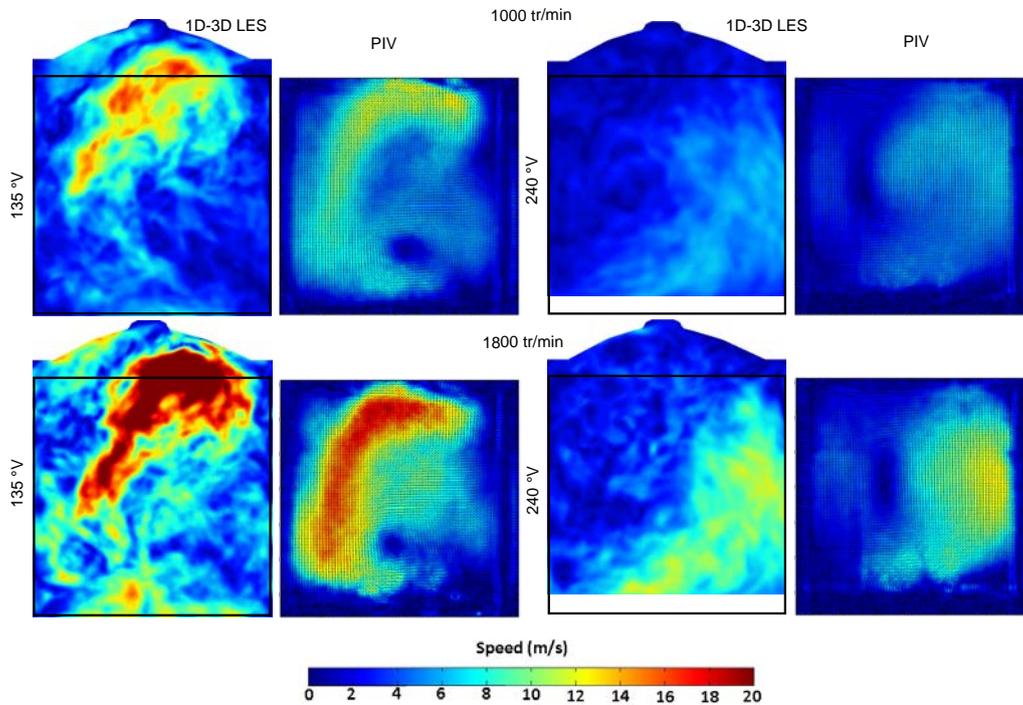


FIGURE 5.5 – Comparaison des champs moyens de vitesse obtenus par PIV et simulation

L'évolution de la pression cylindre est résumée pour les trois régimes stabilisés sur la figure 5.4. Pendant l'admission et jusqu'au point mort haut, les résultats des simulations sont en accord avec les mesures expérimentales. C'est le point à 1800 tr/min qui présente l'erreur la plus importante mais le comportement général reste bien prédit. Par contre les résultats dans le cylindre pendant la phase d'échappement ne concordent pas avec les expériences. L'absence de mesures de pression dans la ligne d'échappement ne permet pas de comprendre l'origine du problème. Des tests ont été effectués sur un modèle du moteur en simulation système (0D-1D) mais n'ont pas permis de trouver comment améliorer ces résultats.

5.2.3 Aérodynamique interne

Les champs de vitesse simulés sont moyennés sur 6 cycles pour chaque régime moteur et sont comparés aux mesures obtenues par la méthode PIV sur la figure 5.5. On s'intéresse à un moment de l'admission, correspondant à un angle de 135°V , où les soupapes d'admission sont ouvertes et le piston descend et un autre pendant la compression avec les soupapes fermées et le piston qui remonte (240°V). Ces moments correspondent à des vitesses du piston importantes et présentent ainsi de fortes vitesses du mélange gazeux. La vitesse maximale du piston augmentant avec la vitesse de rotation du vilebrequin, on trouve logiquement des vitesses plus élevées dans le cas à 1800 tr/min. On note aussi une légère différence dans le mouvement de tumble dont le centre de

rotation semble déplacé.

Le comportement général de l'écoulement simulé peut être comparé aux résultats expérimentaux en gardant à l'esprit que les moyennes expérimentales sont calculées sur un échantillon de 100 cycles consécutifs. Ce nombre de cycles correspond à un temps physique important dont la simulation nécessiterait un temps de calcul trop long qui n'entre pas dans les objectifs de ces travaux. De fortes similitudes entre les simulations et les expériences sont mises en évidence :

- Les niveaux de vitesse sont comparables pour tous les angles vilebrequin et les régimes comparés, mettant en évidence la capacité du solveur couplé à prédire les fortes vitesses pendant l'admission et la décroissance du niveau de vitesse dans le reste du cycle.
- Les fortes vitesses se retrouvent dans les mêmes zones et bien que le centre de rotation du mouvement de tumble soit difficilement identifiable, le mouvement est bien reproduit par la LES.

En revanche on observe des régions où la LES sous-estime la vitesse du fluide. Cela est probablement dû au faible nombre d'échantillons utilisés pour la moyenne des calculs LES. La figure 5.6 permet de mettre en évidence la bonne prédiction du phénomène de tumble et notamment son centre de rotation par les simulations. Au point mort bas le centre de tumble est bien visible

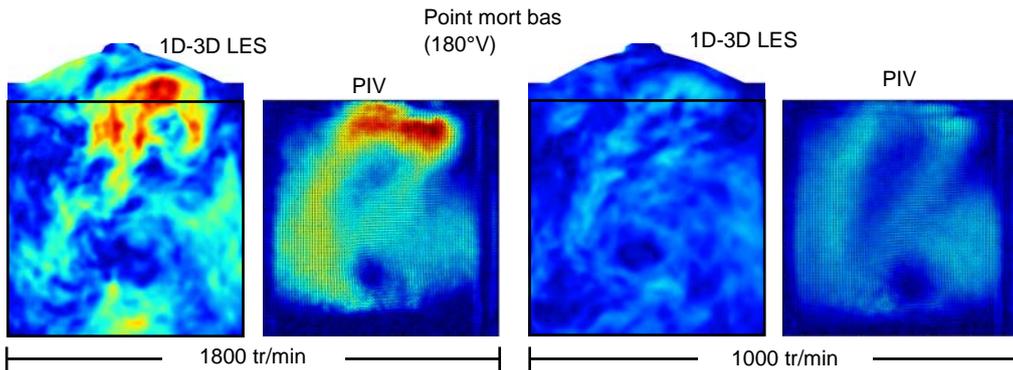


FIGURE 5.6 – Comparaison des champs moyens de vitesse obtenus par PIV et simulation au point mort bas

sur les résultats des simulations, c'est une zone de faible vitesse située généralement près du centre de la chambre, entourée de fluide en rotation. On peut quantifier l'intensité du tumble par le nombre de tumble T qui s'écrit pour un fluide de densité ρ en rotation autour du point de coordonnées $(x_c, y_c, z_c)^T$ à la vitesse $(u, v, w)^T$:

$$T = \frac{60}{2\pi n} \frac{\int [(x - x_c)w - (z - z_c)u] dv}{\int [(x - x_c)^2 + (z - z_c)^2] dv} \quad (5.1)$$

Pour faciliter le calcul on considère que le centre de rotation est le centre de la chambre de combustion. L'évolution du nombre de tumble pour les régimes 1000 et 1800 tr/min est tracée sur la figure 5.7. Le tumble se forme pendant l'admission, se renforce au milieu de la phase de compression pour disparaître totalement à la fin de la compression, au point mort haut. On

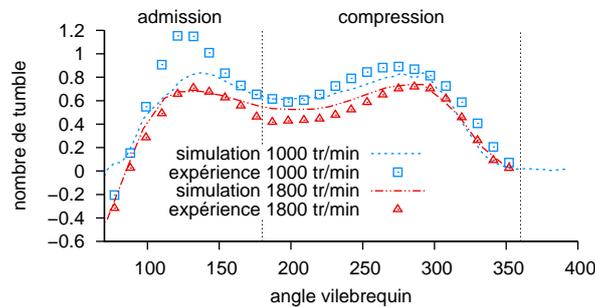


FIGURE 5.7 – Comparaison des nombres de tumble obtenus par PIV (moyenne sur 150 réalisations) et simulation (moyenne sur 6 calculs)

constante deux grandes différences dans l'évolution du tumble entre les régimes 1000 tr/min et 1800 tr/min :

- Le niveau de tumble moyen diminue lorsque le régime augmente. En effet, l'augmentation que l'on remarque sur les champs de vitesse ne suffit pas à compenser l'augmentation du régime n dans la formule du nombre de tumble 5.1.
- Le nombre de tumble est maximum pendant l'admission à 1000 tr/min alors qu'à 1800 tr/min le maximum est atteint pendant la compression. Ce phénomène particulièrement important dans l'expérience pour le régime 1000 tr/min n'est pas correctement prédit par les simulations. Toutefois, les simulations capturent la variation de l'angle vilebrequin pour lequel l'intensité du tumble est maximale entre les deux régimes moteur (i.e. pendant l'admission à 1000 tr/min et pendant la compression pour 1800 tr/min).

L'évolution de l'intensité de tumble est bien prédite par les simulations pour le régime 1800 tr/min. En revanche à 1000 tr/min le nombre de tumble est fortement sous-estimé pendant l'admission. À partir des comparaisons avec les champs de vitesse expérimentaux, les niveaux de vitesse semblent correctement prédits. Les écarts observés sur le nombre de tumble peuvent potentiellement s'expliquer par une erreur dans l'orientation du jet issu des soupapes. Ce problème de prédiction du jet de soupape a été aussi mis en évidence par des travaux précédents [13] et est en cours d'investigation dans le cadre de la thèse de E. Nicoud. Il semble que l'utilisation des lois de paroi soit à l'origine de cette difficulté de prédiction des jets de soupapes qui paraît être, pour la géométrie du moteur ASTRIDE, particulièrement exacerbés. Afin d'illustrer ce problème, la figure 5.8 représente les écoulements aux soupapes du moteur ASTRIDE comparés à ceux du moteur SGEmac (cf. chapitre 4) où ce type d'erreur n'a pas été observé. Pour le moteur ASTRIDE le jet issu de la soupape est orienté vers le centre de la chambre avec un décollement important en bout de soupape d'admission. Pour le moteur SGEmac, l'écoulement en sortie de la tubulure d'admission est orienté vers la culasse et les soupapes d'échappement. De plus le jet de l'autre côté de la soupape d'admission est faible dans SGEmac et non négligeable dans ASTRIDE. Ces écarts sont en partie dus aux différences géométriques des deux moteurs (soupapes plus verticales et culasse plus plate dans ASTRIDE) mais l'étude de l'écoulement sur d'autres

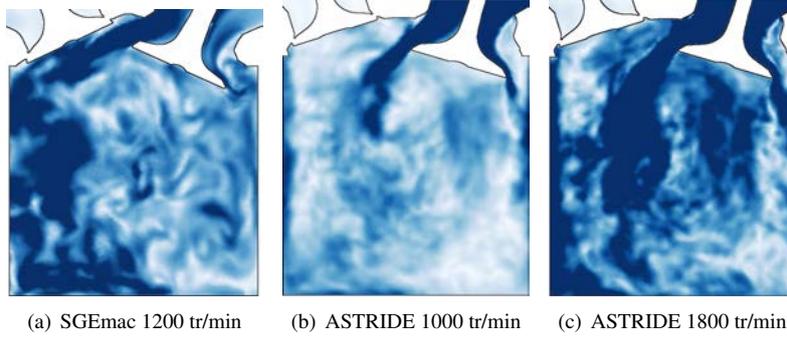


FIGURE 5.8 – Comparaison des jets de soupape entre les deux moteurs simulés

configurations moteurs montre que les erreurs numériques telles que l'utilisation de lois de paroi au niveau des coins convexes des soupapes sont le principal problème. Nous n'avons pas pu dans le cadre de ce travail comparer les résultats expérimentaux avec nos calculs au niveau des champs de vitesses proche soupape car la nappe laser n'est pas dans le plan des soupapes et les hublots ne permettent de visualiser cette région.

5.3 Transitoire de régime

Le transitoire de régime consiste à partir d'une vitesse de rotation constante de 1000 tr/min et augmenter progressivement le régime moteur jusqu'à 1800 tr/min. Ce changement de régime, représenté sur la figure 5.9, dure 2 secondes soit 23 cycles moteurs auxquels on ajoute des cycles de stabilisation avant et après le transitoire. Le transitoire est initialisé à partir du calcul du point stabilisé à 1000 tr/mn. A partir de cette initialisation 4 cycles sont simulés avant la rampe de régime (cycle de stabilisation). C'est pourquoi nous trouverons dans la suite des travaux des cycles avec des numéros négatifs correspondant aux cycles des points stabilisés. Pour le transitoire de régime étudié dans la base de données ASTRIDE, la loi régissant la vitesse de rotation du moteur n en fonction de l'angle vilebrequin c est linéaire par morceaux et s'écrit

$$n(c) = \begin{cases} \Omega_1 & \text{si } c \in [c_0, c_1] \\ \Omega_1 + (\Omega_2 - \Omega_1) \frac{c - c_1}{c_2 - c_1} & \text{si } c \in]c_1, c_2] \\ \Omega_2 & \text{si } c \in]c_2, \infty[\end{cases} \quad (5.2)$$

où c_0 , c_1 et c_2 sont respectivement les angles vilebrequin initial, de début de rampe et de fin de rampe. Ω_1 est la vitesse de rotation initiale du moteur et Ω_2 sa vitesse de rotation finale. L'utilisation d'une telle rampe de régime (fig. 5.9) rend la relation qui lie le temps à l'angle vilebrequin non linéaire. On écrit le temps $d\tau$ pour effectuer une rotation infinitésimale $d\alpha$ du vilebrequin

$$d\tau = \frac{d\alpha}{6n(\alpha)} \quad (5.3)$$

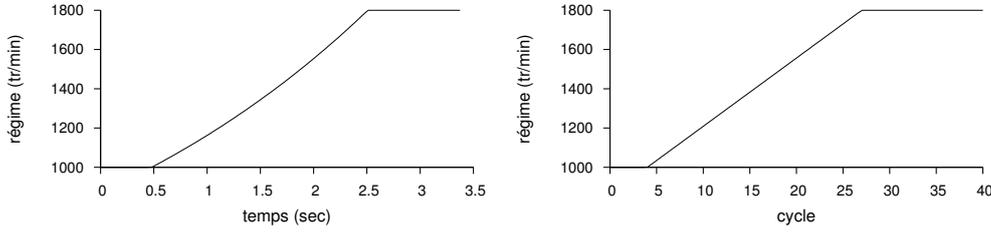


FIGURE 5.9 – Évolution temporelle du régime moteur pour le transitoire de régime

en intégrant respectivement entre t_0 et t , c_0 et c pour une rampe de régime entre c_1 et c_2 on a

$$t(c) = \begin{cases} t_0 + \frac{c-c_0}{6\Omega_1} & \text{si } c \in [c_0, c_1] \\ t_1 + \frac{c_2-c_1}{6(\Omega_2-\Omega_1)} \ln \left[1 + \frac{(c-c_1)(\Omega_2-\Omega_1)}{(c_2-c_1)\Omega_1} \right] & \text{si } c \in]c_1, c_2] \\ t_2 + \frac{c-c_2}{6\Omega_2} & \text{si } c \in]c_2, \infty[\end{cases} \quad (5.4)$$

avec $t_1 = t_0 + \frac{c_1-c_0}{6\Omega_1}$ le temps de début du transitoire de régime et $t_2 = t_1 + \frac{c_2-c_1}{6(\Omega_2-\Omega_1)} \ln \left(\frac{\Omega_2}{\Omega_1} \right)$ le temps auquel la rampe se termine. Ainsi on écrit la fonction réciproque

$$c(t) = \begin{cases} c_0 + 6\Omega_1(t - t_0) & \text{si } t \in [t_0, t_1] \\ c_1 + \Omega_1 \frac{c_2-c_1}{\Omega_2-\Omega_1} \left\{ \exp \left[6(t - t_1) \frac{\Omega_2-\Omega_1}{c_2-c_1} \right] - 1 \right\} & \text{si } t \in]t_1, t_2] \\ c_2 + 6\Omega_2(t - t_2) & \text{si } t \in]t_2, \infty[\end{cases} \quad (5.5)$$

Le code AVBP ayant été développé pour des régimes stabilisés il a été nécessaire de l'adapter aux calculs de transitoires de régime. Pour cela chaque calcul du temps t en fonction de l'angle vilebrequin c est remplacé par un appel à la fonction 5.4 et réciproquement chaque calcul de c en fonction de t est remplacé par un appel à 5.5. Dans ce cas il existe une formule explicite à l'intégrale de 5.3 qui a été implémentée dans le code AVBP mais pour obtenir un code plus général il faudra réaliser l'intégrale numériquement. Le temps physique long du transitoire de régime n'a permis de simuler qu'une seule réalisation ainsi nous ne pourrions pas comparer les grandeurs moyennes.

Dans les essais moteur, le transitoire est joué 150 fois, ce qui permet d'obtenir pour chaque cycle du transitoire des champs moyens. La figure 5.10 présente les champs de vitesse moyens du premier cycle du transitoire. Ce cycle se situe dans la zone où le régime est constant à 1000 tr/min, ainsi on devrait retrouver les résultats du stabilisé à 1000 tr/min. Sur ces images, le mouvement de tumble tourne dans le sens antihoraire alors que la trajectoire du centre de tumble, repérée en rouge, se déplace en sens inverse. En effectuant cette analyse pour différents cycles au cours du transitoire, on peut tracer l'évolution du centre de tumble pendant le transitoire (figure 5.11). On notera que les cycles portant un numéro négatif sont des cycles effectués dans les expériences qui ne sont pas simulés afin de réduire le temps de calcul. Ce sont des cycles de stabilisation dont l'absence ne pénalise pas les résultats des simulations. Les cycles -5 et 4 montrent que la trajectoire du tumble est stable avant le transitoire. On remarque sur les cycles

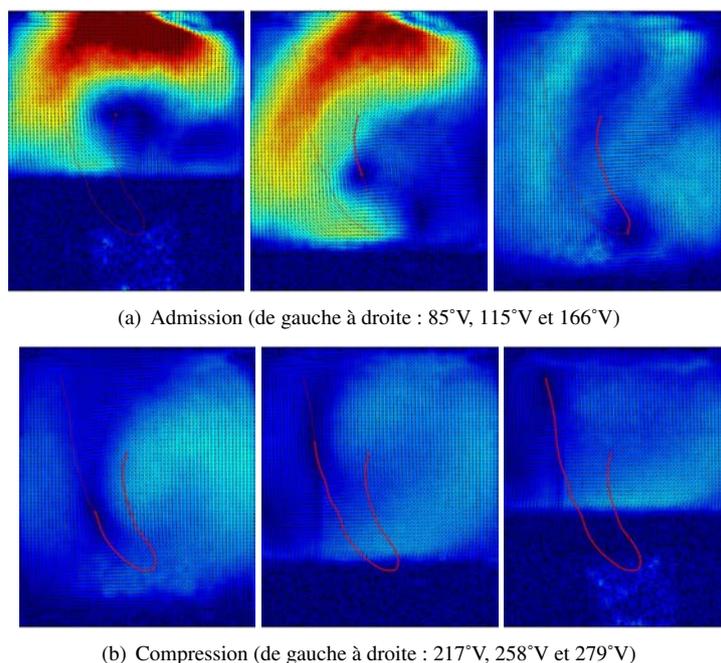


FIGURE 5.10 – Champs de vitesses moyennes expérimentaux à 1000 tr/min (150 réalisations)

34 et 39 que la position du centre de tumble n'est pas encore parfaitement stabilisée 7 cycles après la fin du transitoire. Le passage de 1000 tr/min à 1800 tr/min engendre un changement de comportement dans le déplacement du centre de tumble qui est créé et détruit plus près des soupapes d'admission sur la figure 5.11. De plus au lieu de remonter en effectuant une boucle, il passe par un point de rebroussement. Ces données sont habituellement calculées à partir de champs moyens, ce qui n'est pas possible avec un seul transitoire simulé. Des méthodes telles que l'EMD (Empirical Mode Decomposition) ou la POD (Proper Orthogonal Decomposition) pourraient permettre de séparer les composantes des champs moyens et fluctuants pour accéder aux grandeurs moyennes en ne simulant qu'une seule réalisation. Nous n'avons pas pu dans le cadre des travaux de thèse appliquer ces méthodes qui semblent prometteuses.

Regardons maintenant comment évolue l'intensité du mouvement dans la chambre de combustion au cours du transitoire. Lorsque la vitesse de rotation du moteur augmente, la vitesse maximale du piston augmente en proportion. Ainsi le pic d'énergie cinétique maximale contenue dans la chambre de combustion augmente comme le montre la figure 5.12. L'énergie cinétique massique moyenne de la chambre de combustion \bar{E}_c est d'abord calculée dans le plan formé par les soupapes d'admission et d'échappement

$$\bar{E}_c = \frac{1}{V} \int \frac{u_1^2 + u_2^2}{2} dv \quad (5.6)$$

puis pour chaque cycle on ne garde que sa valeur maximale \bar{E}_c^{\max} . On effectue ce traitement

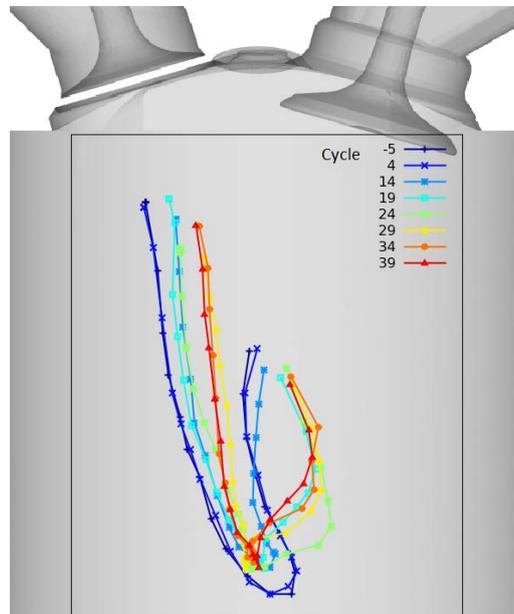


FIGURE 5.11 – Évolution de la position du centre de tumble pendant le transitoire de régime

sur les champs de vitesses moyennes (PIV) et instantanées (PIV haute résolution) issus des expériences et sur les champs de vitesses instantanées des simulations. Les deux premiers cycles

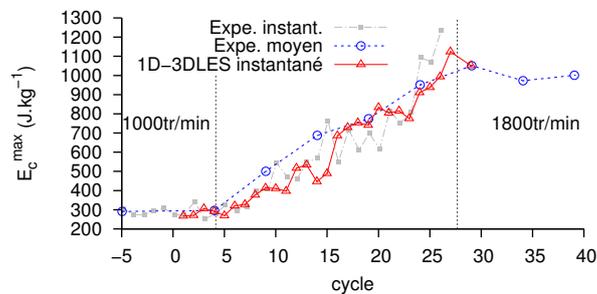


FIGURE 5.12 – Évolution de l'énergie cinétique maximale

présentent les mêmes niveaux d'énergie cinétique puis elle croît proportionnellement à la vitesse de rotation du moteur. L'énergie cinétique continue d'augmenter alors que le régime est déjà stabilisé à 1800 tr/min et se stabilise enfin une dizaine de cycles après la fin du transitoire. Nos simulations présentent le même comportement général avec un niveau de fluctuations important comme observé sur les résultats expérimentaux des champs de vitesse instantanée. Pour étudier l'évolution du tumble au cours du transitoire on ne regarde que sa valeur maximale pendant chaque cycle. On constate expérimentalement que le nombre de tumble diminue au cours du transitoire (cf. figure 5.13). Ce phénomène correspond bien à ce que l'on a observé numérique-

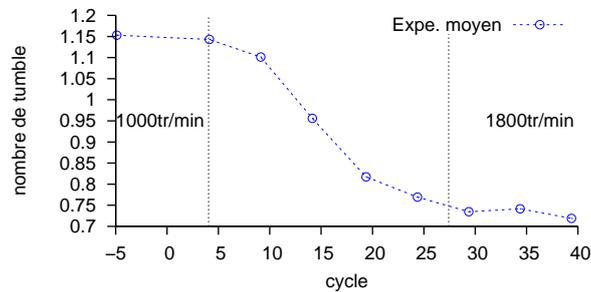


FIGURE 5.13 – Évolution du nombre de tumble maximum moyen dans l'expérience (150 réalisations)

ment et expérimentalement sur les régimes stabilisés (cf. figure 5.7). Toutefois comme présenté précédemment, les simulations numériques sous-estiment le mouvement de tumble pendant l'admission au régime 1000 tr/min. La figure 5.14 trace l'évolution du nombre de tumble maximum instantané obtenu par les simulations couplées. Au lieu du comportement de décroissance continue que l'on a dans les expériences, cette réalisation numérique présente une chute soudaine entre le 24^{ième} et le 29^{ième} cycle du transitoire (à partir de 1600 tr/min). Ainsi, on peut observer que les résultats numériques convergent bien vers la solution du stabilisé à 1800 tr/min à la fin du transitoire. Toutefois, l'erreur initiale à 1000 tr/min est trop importante pour pouvoir

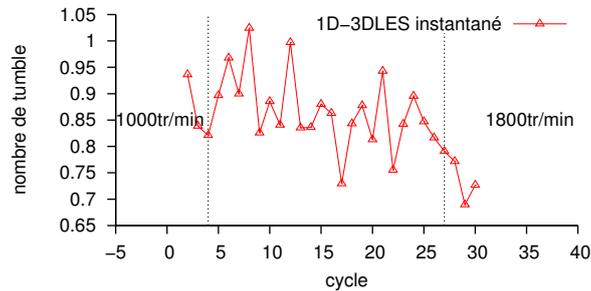


FIGURE 5.14 – Évolution du nombre de tumble maximum instantané dans les simulations (1 réalisation)

observer un comportement comparable aux essais moteurs. On peut observer sur cette figure un nombre de tumble très bruité avec une légère tendance à la décroissance. Ainsi, entre 1000 tr/min et 1600 tr/min le mouvement d'ensemble de tumble est très fluctuant et peut correspondre à un changement de topologie de l'écoulement. Si l'on observe l'évolution instantanée du nombre de tumble en cours de transitoire tracée sur la figure 5.15, nous pouvons constater une forte fluctuation pendant la phase d'admission (0°V - 200°V) en particulier lorsque la levée de soupape et la vitesse de piston sont maximales. Bien sûr, il sera nécessaire de réaliser plus de simulations du transitoire pour permettre une comparaison précise sur cet indicateur du mouvement de tumble et en tirer des conclusions viables. Il semble cependant évident qu'une comparaison entre calcul et expérience nécessitera la simulation d'au minimum 10 réalisations au vu de l'importance des fluctuations de l'écoulement.

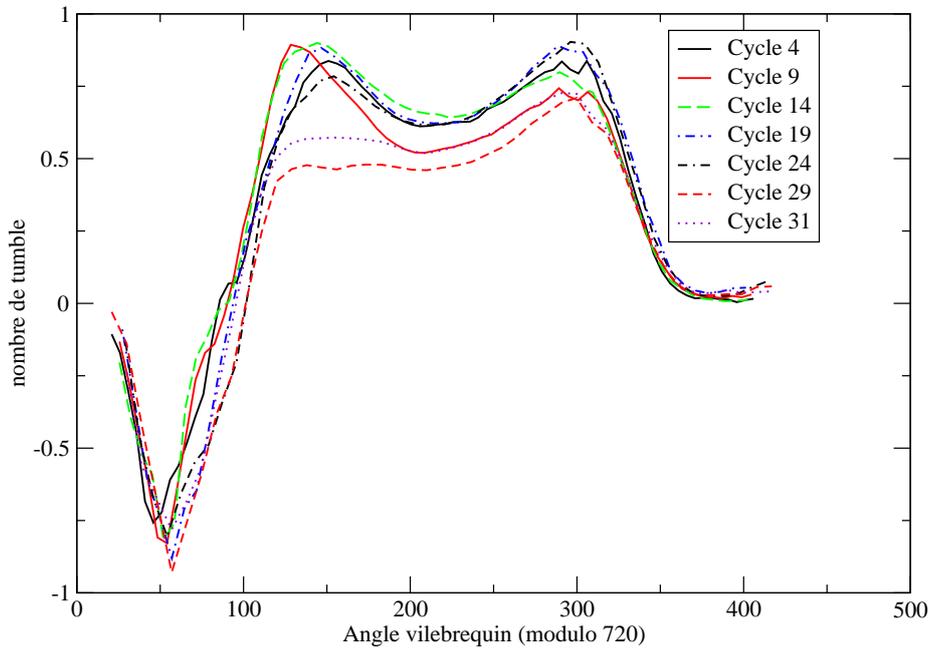


FIGURE 5.15 – Évolution du nombre de tumble instantané dans les simulations

On s'intéresse maintenant aux pressions dans la ligne d'admission et dans le cylindre. Les résultats présentés dans la section précédente, pour les points de fonctionnement stabilisés à 1000, 1500 et 1800 tr/min sont un bon point de comparaison. On calcule l'erreur e sur un cycle par rapport à ces références

$$e^2 \int_0^{719} p_{\text{ref}}^2 dc = \int_0^{719} (p - p_{\text{ref}})^2 dc \quad (5.7)$$

On trace alors l'évolution des erreurs au cours du transitoire avec pour référence les stabilisés à 1000, 1500 et 1800 tr/min. Sur la figure 5.16, cette évolution est aussi présentée en fonction du régime moteur. On retrouve logiquement des erreurs minimales lorsque le régime du transitoire correspond à celui du stabilisé. La courbe ayant le stabilisé 1800 tr/min pour référence met en évidence le temps nécessaire à la stabilisation après la fin du transitoire pour une grandeur présentant moins de variabilité que la vitesse dans le cylindre. La même représentation avec les résultats des calculs couplés (figure 5.17) donne une conclusion identique bien que les tendances soient moins évidentes. Les minimums de chaque courbe sont situés aux régimes correspondants mais l'erreur n'augmente que faiblement lorsqu'on s'en éloigne. Ceci est principalement dû à la pression constante utilisée pour la condition aux limites d'admission. Ainsi les oscillations basses fréquences sont absentes et induisent une erreur importante. De plus nous comparons une pression instantanée à une valeur moyenne qui présente un écart-type relatif d'environ 2%. L'évolution de la pression dans la chambre de combustion au point mort haut (soit la pression maximale du cycle) est tracée au cours du transitoire sur la figure 5.18. Son augmentation est

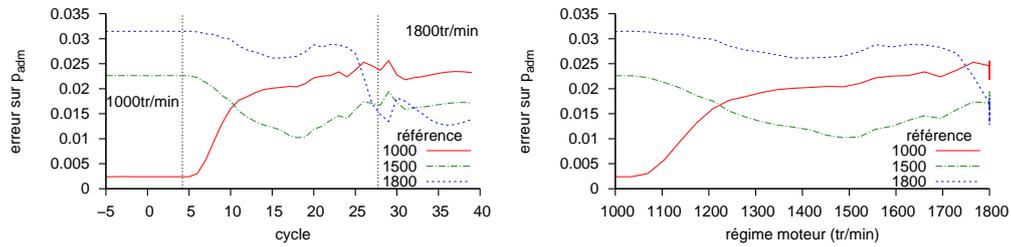


FIGURE 5.16 – Comparaison entre la pression d'admission du transitoire et des stabilisés

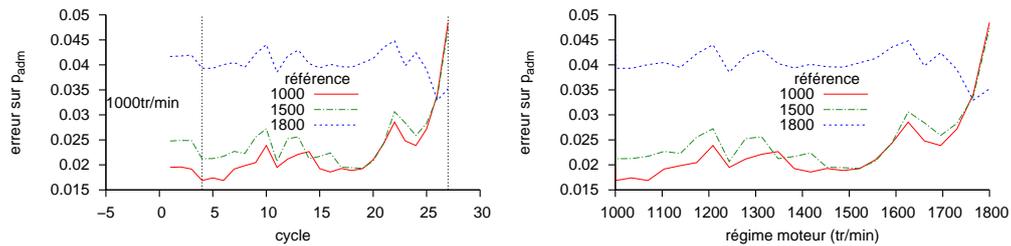


FIGURE 5.17 – Comparaison entre la pression d'admission du transitoire simulé et des stabilisés expérimentaux

faible comparée à l'écart-type sur la pression cylindre maximale (1.6%) mais on observe tout de même une région plus marquée entre les cycles 27 et 30 qui semble aussi apparaître dans les simulations. La pression est plus basse dans les simulations et concorde avec les observations faites dans les cas stabilisés, l'erreur est plus importante à haut qu'à bas régime. Dans le cas du transitoire la différence de pression entre simulation et expérience peut s'expliquer par les différences entre les mélanges utilisés : de l'air dans les simulations contre de l'air avec des gouttes d'huile dans l'expérience.

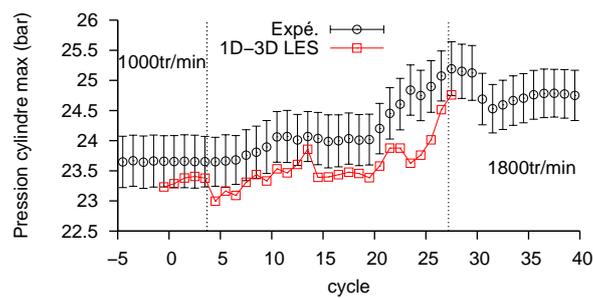


FIGURE 5.18 – Évolution de la pression cylindre maximale pendant le transitoire

L'évolution des champs de vitesse moyenne à 135°V pour plusieurs cycles du transitoire est représenté sur la figure 5.19. Les champs de vitesse instantanée correspondant dans le calcul

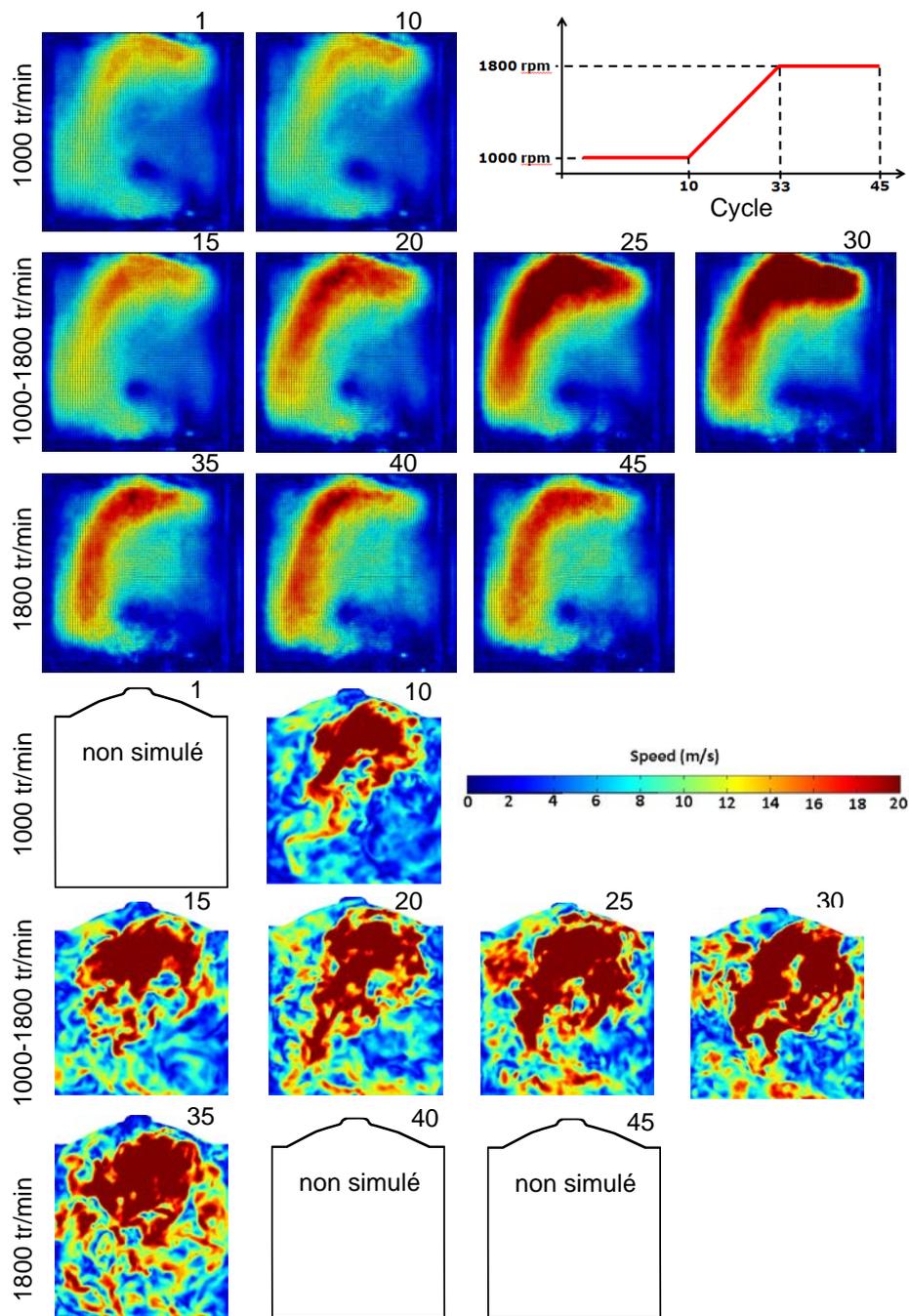


FIGURE 5.19 – Évolution du champ de vitesse pendant l'admission au cours du transitoire (expérience : vitesses moyennes sur 150 réalisations ; simulation : vitesses instantanées)

couplé sont aussi présentés à titre indicatif.

5.4 Transitoire de charge

Le transitoire de charge consiste à partir d'un régime stabilisé à 1000 tr/min avec le papillon d'admission partiellement fermé et de l'ouvrir rapidement au maximum. Dans ce montage expérimental, l'angle d'ouverture du papillon n'est pas mesurable et on ne connaît que la consigne donnée ainsi il existe une incertitude sur cette donnée du calcul. Le transitoire est présenté sur la figure 5.20, il dure moins d'un cycle (40 ms) et passe de 10% d'ouverture à 100%. On écrit

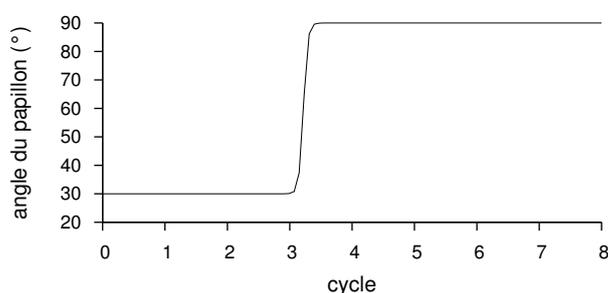


FIGURE 5.20 – Consigne du papillon d'admission pour le transitoire de charge

l'angle d'ouverture du papillon α

$$\beta = \frac{1}{2}(1 + \tanh(120(t - 0.12c_T + 0.6))) \quad (5.8)$$

$$\alpha = (1 - \beta)\alpha_1 + \beta\alpha_2 \quad (5.9)$$

où α_1 et α_2 sont les angles initiaux et finaux du transitoire et c_T est le cycle auquel se produit l'ouverture. Comme pour le transitoire précédent, on s'intéresse à l'évolution de l'énergie cinétique dans le cylindre pendant l'admission sur la figure 5.21. Le papillon se ferme très vite mais

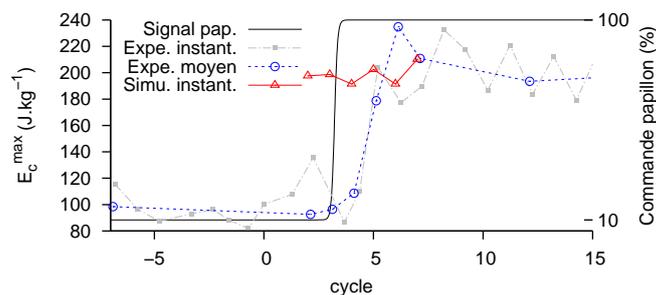


FIGURE 5.21 – Évolution de l'énergie cinétique moyenne dans le cylindre

l'énergie cinétique dans la chambre augmente à une vitesse inférieure. Comme pour le transitoire

de régime, l'énergie cinétique effectue un dépassement avant de se stabiliser environ 10 cycles après l'ouverture du papillon. En observant l'évolution des pressions d'admission au cours du transitoire on peut montrer qu'il y a un blocage sonique au niveau du papillon. En effet sur la figure 5.22, où la pression d'admission est tracée avant et après le papillon, la pression à l'amont du papillon ne présente aucune perturbation liée aux mouvements du moteur et la pression à l'aval est très inférieure à la pression amont tant que le papillon est fermé. Cela traduit le fait que l'écoulement est sonique au niveau du papillon pour deux raisons :

- la vitesse au niveau du papillon vaut $u = a$ ainsi les ondes de pression se propageant à la vitesse $u - a$ s'arrêtent à ce niveau. C'est pourquoi le signal amont ne présente aucune perturbation.
- le débit maximal traversant le papillon est atteint ; c'est pourquoi la pression entre le papillon et le cylindre diminue jusqu'à ce que le débit au niveau du papillon soit égal au débit moyen du cylindre.

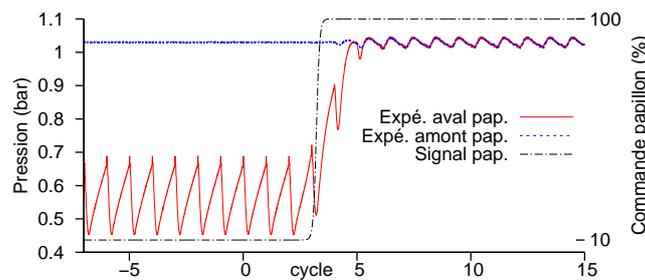


FIGURE 5.22 – Pression de part et d'autre du papillon

Les simulations de ce transitoire n'ont pas pris en compte le blocage sonique du papillon ainsi les résultats sont très différents des expériences. Le modèle de papillon n'atteint pas le blocage sonique au même angle que le papillon dans l'expérience. Les résultats expérimentaux n'étaient pas encore disponibles lorsque les simulations ont été lancées ainsi aucun contrôle n'a pu être effectué avant la fin des simulations. De plus il serait utile d'avoir une mesure de l'angle d'ouverture du papillon. Un travail plus approfondi sur le modèle de papillon 1D est également nécessaire pour bien simuler la transition vers le blocage sonique. On peut néanmoins mettre en évidence le bon comportement des simulations bien que les conséquences de l'ouverture du papillon soient faibles. L'évolution de la pression au cours du transitoire est présentée sur la figure 5.23. Les barres d'erreur sur les résultats des simulations correspondent à l'écart type sur le stabilisé à 1000 tour/min. Comme l'effet du transitoire sur la pression simulée est moins important, celle-ci est tracée avec une autre échelle. Cela permet de mettre en évidence le transitoire simulé, en effet l'augmentation de la pression est non négligeable devant les variations sur un point stabilisé. De plus la vitesse d'évolution de la pression concorde avec les résultats expérimentaux. Le nombre de tumble augmente au cours de ce transitoire et présente le même dépassement que l'énergie cinétique sur la figure 5.24. Lorsque le papillon est fermé le niveau de tumble est équivalent

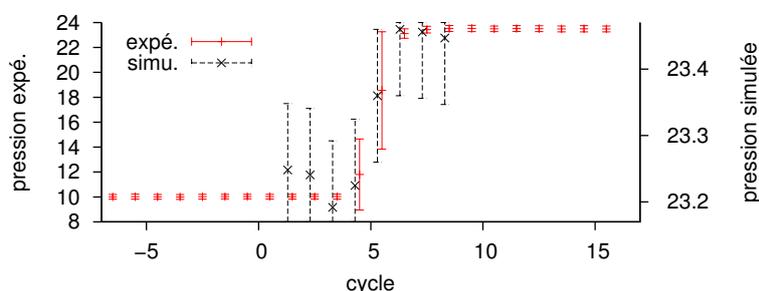


FIGURE 5.23 – Évolution de la pression maximale dans le cylindre pendant le transitoire de charge

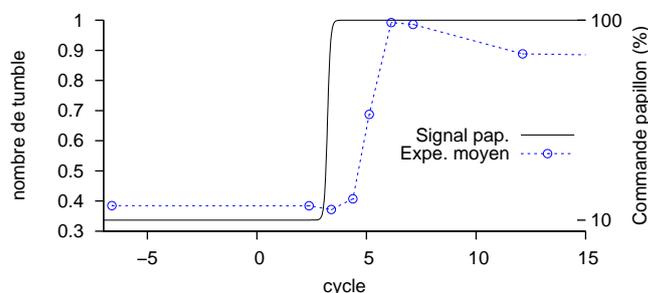


FIGURE 5.24 – Évolution du nombre de tumble pendant le transitoire de charge

pendant l'admission et la compression alors que le papillon étant ouvert, le tumble est plus important dans l'admission que dans la compression. De la même manière que pour le transitoire précédent, on trace l'évolution du centre de tumble pendant le transitoire sur la figure 5.25. À faible charge la trajectoire présente un point de rebroussement et à forte charge, où l'intensité du tumble est plus importante, la trajectoire est arrondie. Une fois le papillon ouvert, on retrouve une trajectoire presque identique au stabilisé à 1000 tr/min. Pour les deux transitoires étudiés les cycles ayant un nombre de tumble faible présentent deux caractéristiques : le nombre de tumble est équivalent dans l'admission et la compression ; la trajectoire du centre de tumble présente un point de rebroussement. Les champs de vitesse PIV pendant l'admission sont présentés sur la figure 5.26 pour le transitoire de régime. Comme aucune différence visuelle n'apparaît dans le transitoire simulé, seule une moyenne sur 6 cycles avec papillon ouvert est présentée. Les vitesses dans le cylindre papillon fermé sont faibles, elles n'augmentent de manière visible que deux cycles après le début de l'ouverture du papillon et atteignent une valeur maximale au cycle 14. Dans les résultats des simulations le centre de tumble est repérable et sa position concorde avec ce que l'on observe sur les vitesses expérimentales. Les niveaux de vitesse sont comparables à l'expérience et les positions des régions à fortes vitesses concordent avec l'expérience. Néanmoins on remarque une sous-estimation de la taille des régions à fortes vitesses.

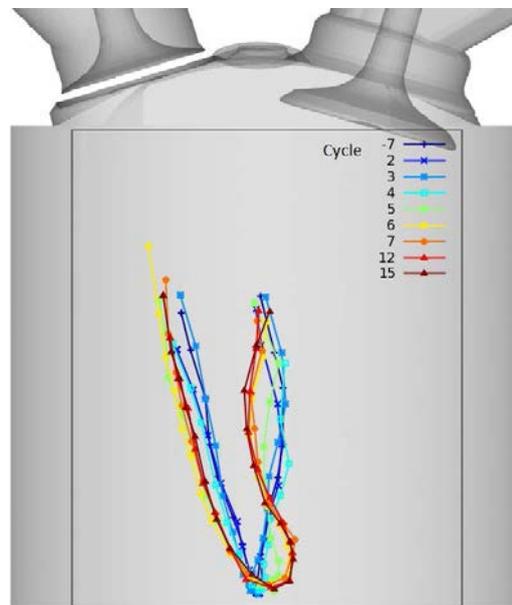


FIGURE 5.25 – Évolution de la position du centre de tumble pendant le transitoire de charge

5.5 Conclusion

Dans ce chapitre les simulations couplées sur trois points de fonctionnement stabilisés à des régimes différents ont constitué la première étape de validation sur le moteur ASTRIDE. Malgré un désaccord entre les simulations et les expériences dans l'échappement, les résultats restent concluants. La comparaison simulation expérience montre que le solveur couplé est capable de simuler des points de fonctionnement stabilisés à différents régimes en plus des différentes charges simulées dans le chapitre précédent. Les simulations sur le transitoire de régime montrent un très bon accord avec les expériences et les phénomènes physiques associés sont bien reproduits tant dans le cylindre que dans l'admission et l'échappement. Finalement le transitoire de charge simulé ne correspond pas au transitoire à cause du modèle de papillon qui n'atteint pas le blocage sonique. Néanmoins le bon comportement du transitoire simulé est mis en évidence par rapport à l'expérience. Ainsi le solveur couplé permet bien de remplir les objectifs fixés de simulation des VCC et des transitoires.

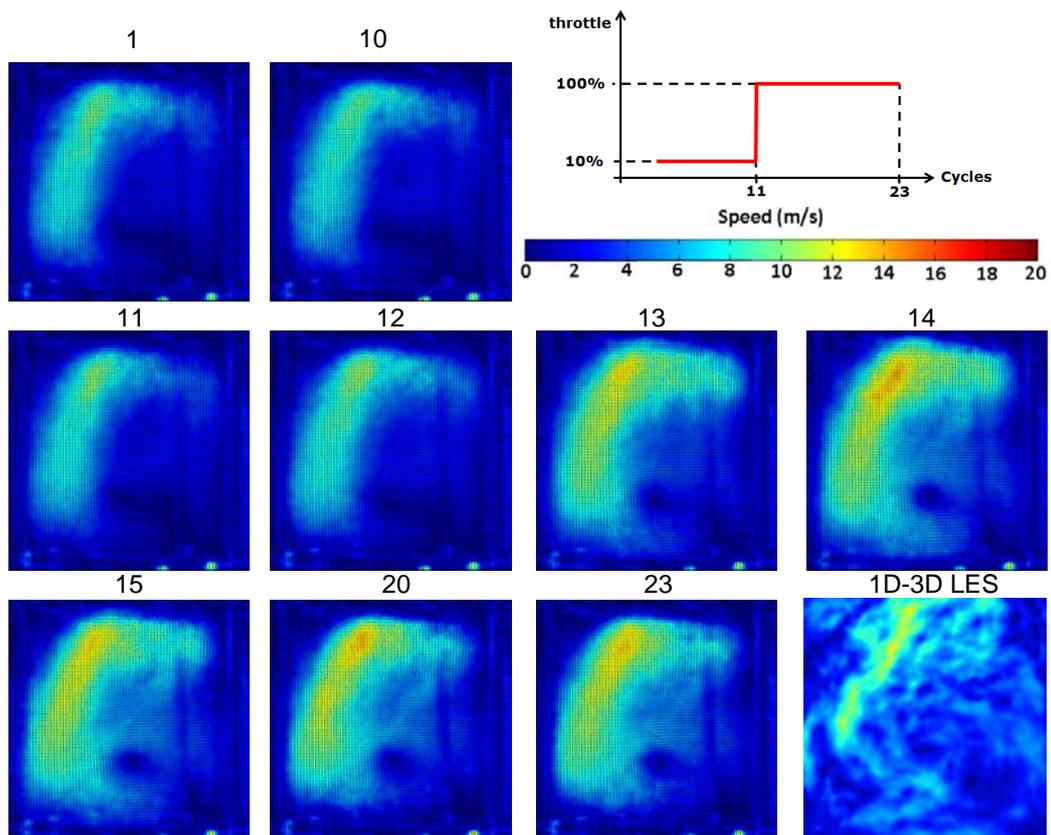


FIGURE 5.26 – Évolution du champ de vitesse pendant l'admission au cours du transitoire (expérience : vitesses moyennes sur 100 réalisations ; simulation : vitesses moyennes sur 6 réalisations)