Etat du comportement vibratoire observé sur le parc de turbines hydrauliques d'EDF

Vibratory behaviour observed on the EDF hydraulic turbines

par J.L. Ballester, O. Périllat
EDF-DTG

EDF operates a highly diversified installed base of machines for hydraulic power generation, ranging from a hundred kW to 290 MW. Most of them have protection systems based on measurement of non-rotating part vibration.

In the absence of validated criteria on this type of machine, EDF began a major vibration measurement campaign on a set of representative machines from one of the large units in the hydraulic installed base. EDF thus established a data base covering more than 300 machines.

Since then, the ISO and the IEC** have begun writing the specific standards (ISO 10816/5 and IEC standard in progress) for which EDF's contribution will provide vibration criteria close to the behaviour observed in the national installed base.*

I ■ SPÉCIFICITÉ DES MACHINES HYDRAULIQUES

Les turbines hydrauliques sont adaptées aux diverses chutes d'eau qu'elles équipent, des plaines (machines Kaplan, Bulbe et Hélice) aux montagnes (Pelton) en passant par la gamme très large des Francis. Toutes sont conçues autour de la transformation de l'énergie hydraulique d'une chute d'eau en énergie mécanique de rotation d'un arbre, et réciproquement pour les pompes. Elles ont pour caractéristique essentielle de confiner une **densité d'énergie** importante. Ainsi, le transfert de puissance hydraulique-mécanique de la plus importante turbine hydraulique du parc EDF (290 MW) se réalise sur une longueur de 1,3 m d'arbre ($\varnothing$ 1 m) supportant la roue.

La conception des machines est adaptée à la reprise des **efforts axiaux importants**, dus au poids des parties tournantes, et à la poussée hydraulique pour les machines à réaction. Les lignes d'arbre sont donc souvent **verticales** (figure 1), les paliers n'assurant que le guidage et la pivoterie supportant les efforts déjà cités. Cette situation conduit à des **charges radiales faibles** sur les coussinets. Cela diminue les capacités d'amortissement des paliers, de géométrie circulaire, compte tenu de la **conception ancienne d'une partie** du parc EDF.

Une autre caractéristique de ce type de machines est leur **couplage** avec l'écoulement dans les adductions. Les machines hydrauliques sont très sensibles à l'environnement. Ainsi, le comportement vibratoire peut être induit par les parties amont (oscillations entretenues des conduites forcées)

ou communiqué par les adductions aval (implosions de poches de cavitation dans l'aspirateur).

De par leur construction, les machines hydrauliques peuvent tourner très lentement (90 tr/min pour les plus lentes). Cette particularité met souvent les rotors à l'abri des vibrations résonantes. On constate en effet peu de cas d'excitation de vitesses critiques de flexion d'arbre. En revanche, ces vitesses faibles contribuent à une **sensibilité** exacerbée de ces machines aux **problèmes géométriques**. Les défauts géométriques des lignes d'arbre deviennent prépondérants.

Par ailleurs, les désordres inhérents aux lames fluides (paliers, joints hydrodynamiques sur les Francis) apparaissent fréquemment, même si ceux-ci ne sont pas typiques des machines hydrauliques.

Enfin, contrairement aux centrales thermiques classiques et nucléaires, le parc hydraulique ne bénéficie pas d'effet de palier de construction, car les machines sont très hétérogènes.

(*) : ISO: Organisation Internationale de Normalisation: Organisation non gouvernementale créée en 1947, qui a pour mission de favoriser le développement de la normalisation dans le monde, en vue de faciliter entre les nations les échanges de biens et de services et de développer la coopération dans les domaines intellectuel, scientifique, technique et économique. Les travaux de l'ISO aboutissent à des accords internationaux publiés sous la forme de normes internationales.

(**) : CEI / IEC: Commission Electrotechnique Internationale: Commission fondée en 1906, basée à Genève qui souhaite favoriser la coopération internationale sur les questions normalisation et problèmes connexes dans les domaines de l'électricité, de l'électronique et des technologies associées. La Commission édite des publications, parmi lesquelles des normes internationales.

II ■ CES CAUSES IMPLIQUENT PLUSIEURS CLASSES DE DÉFAUTS. CES DERNIERS APPARAÎSSENT DE FAÇON DIFFÉRENCIÉE, OU SIMULTANÉMENT

Les problèmes vibratoires touchant les machines hydrauliques trouvent leur origine dans plusieurs causes inhérentes :

- à la technologie et aux conditions de montage,
- à l'écoulement dans les lames fluides,
- au comportement des adductions,
- à la machine électrique.

● 2.1 Problèmes inhérents à la technologie et aux conditions de montage

La pivoterie, soumise à une charge axiale importante, agit comme un verrouillage géométrique pour la ligne d'arbre (cf. figure 1), imposant la position relative entre les surfaces d'appui fixes et mobiles. Des efforts hyperstatiques peuvent apparaître en marche, si ces surfaces d'appui ne sont pas perpendiculaires à l'axe de rotation. Ce défaut peut être dû aux déformations des pièces d'assemblage sous l'effet des pressions spécifiques, à la corrosion de friction des surfaces de l'assemblage, etc.

Ces défauts nécessitent souvent des **démontages coûteux** pour être corrigés.

Le diagnostic repose sur des mesures au niveau de la pivoterie. Les évolutions des vibrations ne dépendent généralement que de la puissance (ou de la poussée axiale).

Il est primordial de réaliser un remontage du groupe dans les règles de l'art, en imposant des interventions-clés telles que le contrôle de la verticalité des lignes d'arbre.

Plus habituels des machines tournantes, les déséquilibres massiques apparaissent après les opérations de maintenance. Leur effet se conjugue à celui des défauts de nature géométrique (parallélisme et concentricité des rotors, équilibrage statique, planéité et perpendicularité des pivoteries). Leur diagnostic peut être compliqué à partir de l'analyse des seules vibrations de structures fixes.

Les équilibrages sur site des machines peuvent être une action corrective efficace si les défauts géométriques ne sont pas prépondérants. Du fait des faibles vitesses de rotation, il n'est pas rare de mettre en place des masses d'équilibrage de l'ordre de 15 à 30 kg.

Les sollicitations mécaniques touchent par ailleurs les matériaux par l'usure (abrasion, cavitation) et les fissurations. Ces dernières sont inconcevables sur certaines parties de machines, ou sur certains types de machines (Pelton).

Peu de problèmes de vitesse critique de flexion d'arbre sont connus, puisque les arbres sont raides relativement aux vitesses de rotation.

● 2.2 Causes impliquant la stabilité et la non-linéarité des lames fluides

Les phénomènes se manifestent principalement au niveau de la partie turbine de la ligne d'arbre. Ils se caractérisent par des fréquences **non synchrones** de la vitesse de rotation. De plus, les fréquences caractéristiques dépendent largement des conditions hydrauliques de fonctionnement, dont principalement la charge. Les vibrations sont radiales ou axiales.

La conception des machines verticales conduit à des charges radiales faibles sur les coussinets. Cela diminue les capacités d'amortissement des paliers, en particulier lors-

1. Schéma d'une machine verticale.

qu'ils sont de géométrie circulaire, comme sur un grand nombre de machines, de conception ancienne, mais encore en service sur le parc EDF.

Les paliers induisent des fréquences d'excitation sub-synchrones, généralement égales à la moitié de la vitesse de rotation.

Sur les turbines Francis, l'étanchéité des parties tournantes se fait par l'intermédiaire de joints à eau dits labyrinthes. De nombreux problèmes font intervenir ces joints labyrinthes.

De la sorte, une turbine Francis a subi des crises vibratoires intenses après remontage. Les spectres faisaient apparaître la présence d'une raie oscillant entre 1,5 et 1,7 f_{rotation} et dont le niveau variait fortement avec la charge de la machine. La comparaison des spectres de vibration et de pression d'une chambre du joint a mis en cause le comportement dynamique des labyrinthes.

L'expérience a montré une grande influence de la géométrie de ces joints (crénelage, hauteur) sur les vibrations.

De même, une turbine Francis verticale de forte puissance souffrait de vibrations axiales intolérables. La fréquence dominante évoluait avec la puissance, mais aussi avec la hauteur de chute. Ces évolutions caractéristiques ont permis d'avancer que les vibrations observées étaient le résultat de la résonance d'un oscillateur non-linéaire constitué par les éléments et les structures supportant le pivot (film d'huile dont la raideur évolue avec l'effort supporté).

L'origine de cet effort excitateur se trouve probablement dans les pulsations provoquées par le défilement de l'écoulement devant les directrices ou les pré-directrices.

La solution a consisté à diminuer la poussée axiale pour exploiter la non-linéarité du système, et déplacer ainsi la fréquence propre en cause.

● 2.3 Causes impliquant le comportement des adductions

Les machines hydrauliques sont très sollicitées par les écoulements en entrée et sortie de machine. Les problèmes proviennent à la fois des parties amont (oscillations de conduite forcée) et de la partie aval (implosion dans l'aspirateur de bulles de cavitation). Les vibrations sollicitent fortement le Génie Civil (fondations).

Dans ce cas aussi, les vibrations et leur spectre évoluent en fonction de la marche de la machine.

Le cas le plus classique d'interaction entre l'écoulement et la machine touche les turbines Francis. Ces machines sont adaptées à un écoulement définissant l'optimum de fonctionnement. Hors de cette zone, le fonctionnement induit des rotations résiduelles de l'écoulement dans l'aspirateur. Ces rotations conduisent à des oscillations de pression et de puissance. Ce phénomène appelé charges critiques est généralement résolu par la mise en place d'un système d'aération (introduction d'air visant à casser le vide et l'écoulement radial résiduel) ou d'obstacles dans l'écoulement.

On a déjà mis en évidence un cas d'accrochage de cette fréquence de charge critique avec une fréquence propre électromagnétique de la machine électrique.

● 2.4 Défauts d'origine électromagnétique

Ces problèmes se manifestent autour des paliers alternatif. Leur signature la plus caractéristique apparaît comme un déplacement statique de l'axe de rotation de l'arbre avec modification de la forme de l'orbite (voir figure 2), corrélée avec des paramètres électriques.

Néanmoins, plusieurs difficultés peuvent compliquer le diagnostic sur les machines lentes. Les niveaux vibratoires des parties fixes restent faibles. De plus, on observe peu d'écarts entre différentes configurations (groupe chaud et froid) ainsi qu'en comparant les niveaux avec des groupes voisins réputés sains.

Les défauts électromagnétiques sont dus, soit à une variation d'entrefer (défaut de centrage, déformation du corps du stator), soit à une variation de courant provoquée par des défauts d'enroulement, des spires en court-circuit ou desserrées.

2. Evolution de l'orbite d'un arbre avec l'excitation et lorsque la charge varie.

Indépendamment de leur origine, les défauts électromagnétiques apparaissent typiquement lors de la mise en service de l'excitation. L'un des seuls moyens de mettre en évidence une anomalie électromagnétique est donc de faire varier le courant rotorique.

III ■ LES MESURES RÉALISÉES SUR LES MACHINES HYDRAULIQUES

Les vibrations affectant les machines hydrauliques sont causées par des phénomènes variés, évoqués aux chapitres précédents. Du fait des phénomènes en jeu et des vitesses de rotation, l'analyse est concentrée sur la partie basse du spectre (fréquences typiquement inférieures à 100 Hz).

L'analyse effectuée tendra essentiellement à cataloguer le problème parmi les classes de défauts définies précédemment.

Divers types de mesure sont envisageables sur les machines hydrauliques selon l'intervention (essais sur site, surveillance vibratoire). Le choix de ces grandeurs se fait selon les défauts recherchés, de ce qu'on veut détecter, mais aussi du budget alloué.

Par exemple, l'utilisation de l'extensométrie se justifie pour interpréter les interactions entre les phénomènes et leurs conséquences.

De même, les jauges d'extensométrie permettent d'obtenir une image des phénomènes tels que la poussée axiale (pont de jauges sur le cône support de pivoterie) ou le couple, paramètres importants pour le diagnostic.

Dans le cas de l'hydraulique, du fait des spécificités évoquées aux chapitres précédents, la **vitesse vibratoire** est un compromis adapté à la mesure sur les machines hydrauliques (voir encadré).

De façon pratique, les mesures sont réalisées à l'aide de capteurs accélérométriques. Compte tenu des problèmes vibratoires décrits précédemment, on sait que cette façon de procéder limite les possibilités de diagnostic. Elle a en revanche l'avantage de la simplicité de mise en œuvre ainsi qu'une moindre sensibilité à des défauts géométriques tels que les faux-ronds d'un arbre.

Cette option est largement déployée, on le verra, sur l'ensemble du parc EDF pour mettre en œuvre des systèmes de protection.

MESURES VIBRATOIRES EN VITESSE

La vitesse vibratoire rend possible l'intégration de plusieurs termes importants reflétant l'état de la mécanique de la machine. Si on définit :

a : un signal sinusoïdal de pulsation ω et d'amplitude a_0

v : la vitesse vibratoire de ce phénomène ;

φ : la phase du phénomène

La vitesse dérivée du signal de déplacement s'écrit :

$$a = a_0 \cdot e^{j\omega t + \varphi}$$

donc :

$$v = \dot{a}$$

$$= a_0 \cdot j\omega \cdot e^{j\omega t + \varphi}$$

$$= a \cdot j\omega$$

La mesure de la vitesse vibratoire intègre intrinsèquement l'état de contrainte du matériau (proportionnel au déplacement "a" dans le domaine d'élasticité du matériau) et la manifestation de la fatigue vibratoire contenue dans la pulsation ω .

IV ■ PROTECTION VIBRATOIRE - SURVEILLANCE VIBRATOIRE

La protection vibratoire permet d'arrêter la machine en cas d'anomalie.

La surveillance vibratoire permet d'extraire des informations d'une machine hydraulique par l'observation de grandeurs physiques adaptées. Comme partout ailleurs, la maintenance conditionnelle des machines tournantes à EDF a pour objectifs essentiels la diminution des coûts de maintenance et la réduction des pertes d'exploitation. Le suivi de l'évolution de grandeurs physiques renseigne sur l'état de la machine, vise au diagnostic de l'état de fonctionnement de la machine et permet d'intervenir avant l'apparition d'avaries graves.

● 4.1 Application aux machines hydrauliques

Le diagnostic vibratoire cherche à évaluer le contenu spectral du signal et à établir une relation avec les classes de problèmes possibles. Il aide aussi à quantifier les effets du défaut sur la machine (contraintes, fatigue).

Le dépistage des anomalies à un stade précoce, le suivi de leur évolution et le diagnostic de l'état d'une machine ne sont possibles que si, préalablement, les symptômes vibratoires associés à chaque défaut susceptible d'affecter la machine considérée, c'est-à-dire les images vibratoires induites par ces défauts, sont connus. Ces images appelées quelquefois **descripteurs** ou indicateurs servent à établir un lien entre la surveillance des parties fixes et la connaissance de défauts affectant les machines hydrauliques.

● 4.2 Etat de la protection vibratoire à EDF

Actuellement à EDF, **plus de 1000 groupes** hydroélectriques sont équipés de systèmes de protection vibratoire.

Si on veut prétendre surveiller les machines, il est primordial d'optimiser la position des capteurs. L'idéal serait d'instrumenter beaucoup (en déplacement, vibrations, pression, paramètres de fonctionnement). C'est bien sûr économiquement difficile à réaliser.

EDF s'est appuyé sur une politique de protection moins prétentieuse mais à large diffusion. Nous avons basé ces mesures sur une protection globale, à l'aide d'accéléromètres sur les parties fixes, mesures les plus commodes à mettre en œuvre. Le choix s'est fait en tenant compte des aspects rustique, économique, sensible et fiable de l'appareillage.

De plus, il était important de mettre en place un plan de surveillance pouvant atténuer l'absence de personnel dans les centrales.

Ce compromis a permis d'éviter de nombreux accidents, limitant de fortes indisponibilités des matériels et des coûts de réparation. Ainsi, EDF a diagnostiqué des problèmes graves tels que la rupture d'un arbre et des problèmes inhérents à la pivoterie. En revanche, des problèmes spécifiques (fissuration d'augets de roue Pelton) échappent encore au diagnostic avant incident.

En complément à cette politique de large diffusion de systèmes de protection globale, la surveillance reste plus limitée. Une expérience pilote a porté sur une vingtaine de groupes couvrant un ensemble de 33 configurations (pompage, turbinage, marche en compensateur synchrone). Ce système comprend des analyseurs de spectre interrogeables à distance par réseau téléphonique. Il évite les rondes usuelles de collecte des données, regroupe et dirige les spectres vibratoires et les indications complémentaires (paramètres hydrauliques) vers des équipes spécialisées.

Il a permis de résoudre divers types de problèmes, et de piloter à distance des essais sur site. Ainsi, un équilibrage sur un site des Alpes a pu être suivi à partir du centre de télésurveillance.

Enfin, l'objectif de cette démarche n'est pas de statuer sur les niveaux absolus mesurés, ils sont ce qu'ils sont. Mais l'idée est de suivre leur évolution dans le temps ou en comparaison à des groupes analogues réputés sains.

● 4.3 Campagnes de mesures "Grands Groupes" et "point zéro"

En collaboration avec des constructeurs, EDF s'est investi dans la réalisation d'essais à grande échelle sur plusieurs grands groupes hydrauliques. Cette campagne a concerné 24 groupes hydrauliques, représentatifs du parc EDF, et de puissance importante.

Le but de ces mesures était de fournir des valeurs de niveaux vibratoires de "référence" permettant d'apprécier la tranquillité de marche des machines hydrauliques à partir des niveaux vibratoires relevés sur leurs **parties fixes** (paliers). De plus, cette enquête a permis de préciser l'instrumentation à mettre en place suivant les types de machines et/ou la catégorie de problèmes rencontrés (accéléromètres, capteurs de déplacement, analyse en basse fréquence, prise en compte de la présence de bruit à large bande lié à l'excitation hydraulique).

Ces travaux ont aussi permis de définir une valeur de 2 mm/s efficace (sur 0,5-100 Hz) comme borne supérieure de vibrations des parties fixes de turbines hydrauliques. Cette valeur, indépendante de la vitesse, est fort proche des valeurs données aujourd'hui par l'ISO (2,1 mm/s).

Par ailleurs, EDF a systématisé par une doctrine nationale la réalisation de mesures de suivi vibratoire des machines hydrauliques sur site. Ces mesures sont réalisées périodiquement ou lors de travaux (après remontage).

EDF a de même souhaité répertorier l'ensemble des descripteurs caractérisant les défauts affectant les machines hydrauliques. Cette action mise sur la capitalisation des expériences diverses de Services intervenant sur les machines hydrauliques, soit spécifiquement, soit régulièrement (réception de machines, point zéro après rénovation).

● 4.4 Base de données EDF

L'ensemble des résultats acquis fait l'objet d'une base de données.

La collecte d'information issue de ces campagnes permet de disposer aujourd'hui d'une base de données de 330 machines. Outre les valeurs brutes (niveau global), ce fichier comprend aussi un capital d'informations sur les caractéristiques des machines -paramètres hydrauliques, type de machine, technologie, chute, puissance- et sur le spectre -pics importants, pics caractéristiques, nombre d'augets/d'aubes/de directrices, nombres de pôles rotor. Mais son principal intérêt réside dans les informations complémentaires liées aux observations (niveau vibratoire correct, classification des problèmes, balourd dynamique/magnétique, pivoterie, défaut de lignage).

Cette base de données est **riche des expériences** et des origines des problèmes vibratoires rencontrés.

V ■ PERSPECTIVES

Fort de la richesse de cette base de données, EDF s'est engagé auprès des instances de normalisation de l'ISO et de la CEI pour collaborer à la rédaction de normes internatio-

nales visant à définir des limites admissibles de vibrations de machines hydrauliques. Le travail de l'ISO intègre différentes catégories de matériels de diverses puissances (pas de limitation haute ni basse). La CEI se concentre sur les machines hydrauliques de production d'électricité. A ce jour, la norme ISO 10816/5 ne définit qu'un niveau global, indépendant de la vitesse de rotation des groupes.

Mais cette action n'a pas la prétention de résoudre l'ensemble des problèmes. Il convient de rester modeste dans ce domaine. Les comparaisons avec des groupes réputés sains apportent souvent plus d'informations sur une machine qu'une seule confrontation à des seuils.

Cette comparaison globale est un pis aller qui permet tout de même de renseigner sur l'état du matériel, de fournir quelques références sur un problème inconnu, ou de donner un avis sur certaines situations (réception, remontage).

Cependant, il ne suffit pas de tracer un nuage de points sur une courbe, en fonction d'un paramètre comme la vitesse de rotation. Il est nécessaire d'intégrer des paramètres hydrauliques plus différenciants, tels que le diamètre d'arbre ou de la roue. Cela fait partie du travail que la CEI va s'efforcer de réaliser. Il est important aussi de prendre en compte la technologie des machines (machines verticales/horizontales, Pelton/Francis/pompe).

Il reste capital d'intégrer le Retour d'EXpérience (REX) pour définir le type de mesures à réaliser ainsi que les paramètres spécifiques de fonctionnement des machines.

Enfin, vouloir faire de la surveillance est avant tout un choix économique. Il convient donc de réserver ces analyses vibratoires aux machines pour lesquelles la panne (ou la marche dégradée) est une réelle hantise sur le plan de la sécurité ou de la production.

Une réflexion est en cours à EDF pour définir ces machines dites stratégiques ou "à enjeu". Les conséquences

seront importantes sur les choix de maintenance, donc l'instrumentation à mettre en place et le choix du type de suivi (mode global à large bande, ou suivi de la forme spectrale de descripteurs par comparaison à des gabarits).

Pour chaque machine à surveiller, il sera nécessaire d'y intégrer la connaissance du contexte d'utilisation (fil de l'eau, pointe), de ses particularités (prototype, problèmes particuliers, charges critiques, etc). L'historique des pannes et des incidents sera de même particulièrement étudié.

Bibliographie

- [1] - diverses publications internes EDF - Journées de retour d'expérience Machines Hydrauliques - CUTMH
- [2] - Rapport DTG - E. NONIER - diagnostic vibratoire d'un groupe Francis de 7 MW - 19/3/97
- [3] - Rapport DTG - J.L. BALLESTER - Vibrations des parties fixes d'un groupe Francis de 100 MW - 28/2/94
- [4] - Article SHF - Ph. RICHET - charges critiques des turbines Francis - XXèmes Journées de l'Hydraulique /Lyon /1989
- [5] - Rapport DTG - E. NONIER - diagnostic vibratoire d'un groupe Francis de 90 MW - 16/6/97
- [6] - Documents Campagna & Varenne - divers numéros de "Vibrations Actualité"
- [7] - Livre - R. BIGRET/J.L. FERON - Diagnostic, maintenance, disponibilité des machines tournantes Edition Masson
- [8] - Livre - A. BOULENGER / C. PACHAUD - Surveillance des machines par analyse des vibrations - Du dépistage au diagnostic - Editions AFNOR
- [9] - Article SHF - P.M. BAETZ - Surveillance vibratoire des groupes hydroélectriques à EDF - XXèmes journées de l'Hydraulique / Lyon / 4-6 Avril 1989
- [10] - Rapport DTG - J.L. BALLESTER - Vibrations des parties fixes des grands groupes hydroélectriques - 19/12/94
- [11] - document de travail interne EDF - O. PERILLAT - Groupe de Travail "Défauts hydrauliques" - 22/4/97

1.- ECOULEMENTS INTERNES

A propos des travaux réalisés concernant les écoulements, beaucoup de mesures sont encore à interpréter. Le phénomène de l'interaction sillage et aubages reste difficilement explicable.

Discussion de la communication de P. HERONT

Concernant uniquement le code CALECHE, 25 000 itérations ont été effectuées. Et il a fallu entre 7 et 8 heures de calcul pour les réaliser. Ce code ne prend pas en compte l'interaction de l'extrémité des pales et du carter.

La nouvelle méthode présentée permet de réduire le temps de calcul.

Discussion de la communication de T. CHIAPPA

L'amélioration de l'alimentation de la turbine pompe était nécessaire car les instabilités observées étaient gênantes. Le critère de modification était basé sur la cavitation en entrée de pompe. Afin d'éviter le plus possible la cavitation, la géométrie du coude de l'aspirateur a été optimisée. L'instationnarité à l'entrée impliquait une instationnarité en sortie. Il était difficile de stabiliser la cavitation. La modification a donc homogénéisé l'alimentation et ainsi diminué la fluctuation du champ de vitesse. Le fait que la suppression de l'axisymétrie ait plus influencé la cavitation sur l'extrados alors qu'elle influençait moins la cavitation sur l'intrados reste inconnu.

Discussion de la communication de K. EISELE

Des mesures ont été réalisées à l'entrée du diffuseur mais pas dans le diffuseur. Il n'existe pas de loi d'écoulement, cela dépend du canal méridien.

Discussion de la communication de M. UBALDI

Il y a eu plusieurs campagnes de mesures dans la roue. L'influence du diffuseur dans la roue a été observée. Il y a un effet d'obstacle des aubes du diffuseur sur le sillage des aubes de la roue. Cet effet engendre une diminution de la vitesse axiale. Il serait intéressant de composer et de mettre en évidence les écarts de pression statique (ou de C_p) instationnaire et stationnaire dans le diffuseur pour mieux apprécier les effets de l'instationnarité dans le diffuseur.

Discussion de la communication de M. TOUSSAINT

D'après les observations faites, il n'y a pas unanimité de l'effet du diffuseur sur la roue et de l'effort du sillage de la roue sur le diffuseur. Des effets potentiels du diffuseur sur la roue se remarquent alors que dans d'autres cas les effets ne sont pas flagrants. Il est difficile de généraliser à cause de la différence entre les pompes.

Il serait effectivement très dangereux de tirer des conclusions hâtives en généralisant les résultats obtenus et présentés tout au long de cette séance. Il est nécessaire de préciser dans quelle "classe" de machine ou de configuration on se trouve. Par exemple, l'écoulement en sortie d'une roue centrifuge fortement

chargée ($y \geq 0,6$) est très différent de celui d'une pompe plus "classique". Autre paramètre important, la distance entre le bord de fuite de la roue et le bord d'attaque du diffuseur, des classes de diffuseur de $r3/r2$ doivent être considérées.

Lors de ces essais, le diffuseur a été créé plus large que la roue afin de prendre en compte le jeu de montage.

Discussion de la communication de C. OFFTINGER BRISAUD

Lors de l'expérimentation, les fréquences observées (de 1 Hz à 20 Hz) étaient très basses par rapport à la vitesse de rotation ($N=2950$ tr/min).

La cavitation tournante dans l'inducteur n'a pas pu être observée car il était flasqué.

Lors de la variation du débit, il n'y a pas eu de disparition de la torche et du bruit. La frette n'atténue pas les instabilités, les fluctuations de pression sont plus élevées. La cavitation change l'élasticité du système, mais la vorticit reste la mme. L'tude des phnomnes vibro-acoustiques est en cours.

Discussion de la communication de J.F. COMBES

La frquence de rsonance de la sonde pizo-rsistive est de 500 Hz. La frquence de passage des aubes est de 200 Hz. Les particules utilises pour le PIV sont des particules argentes de diamtre 40 μm .

2 - INTERACTIONS MACHINES-CIRCUITS

Les modles considrs manquent encore de prcision. Les sources sont expliquer. Les relations avec la structure peuvent tre intressantes.

Discussion de la communication de S.F. TIMOUCHEV

La plage de fonctionnement en dbit relatif du logiciel est de 0,8 1,1 fois la valeur du dbit nominal.

Quelques calculs de bruit ont t mens avec la mthode des singularits.

L'coulement de la pompe est considr comme tant bidimensionnel jusqu' ce que le N_s soit gale 40.

Discussion de la communication de F. LONGATTE

Le passage 3D->2D d'une volute industrielle tant relativement complexe, on a prfr employer une volute logarithmique.

Durant cette exprience, la vitesse de rotation de la machine est maintenue constante.

On a utilis un code NS pour calculer l'coulement dans les canalisations ; de plus, le calcul en 2D impose le dbit.

Dans tout calcul instationnaire, les fluctuations de pression calcules sont directement dpendantes des conditions limites instationnaires imposes en entre et en sortie, notamment en imposant un dbit constant en entre et une sortie libre. Les rsultats pour les fluctuations de pression calcules sont en gnral 10 20 fois plus importantes que celles mesures !