

Les pompes primaires à sodium de Phénix et Superphénix

Roger Chabassier, Jacques Blateyron

SNECMA-Hispano-Suiza, Bois-Colombes*

Paul Guifon, Richard Canavelis

BERGERON S.A., Paris

Jean Roumailhac, Maurice Gravier

CIRNA**, Saclay

Introduction

Le développement de la filière des réacteurs rapides en France a véritablement atteint une dimension industrielle avec la réalisation de Phenix et le projet de Superphenix. Les concepteurs, les constructeurs et l'exploitant ont dû dès lors assembler leurs efforts pour assurer la conception, la réalisation et la mise en œuvre d'un matériel d'une fiabilité maximale.

Pour leur part, Hispano-Suiza division de la SNECMA, Bergeron S.A. et le Commissariat à l'Énergie Atomique ont bénéficié de l'expérience acquise durant les vingt dernières années dans le domaine des pompes à sodium, comme l'indique le tableau de la figure 1.

La présente communication rappelle les impératifs structurels et fonctionnels auxquels sont soumises les pompes primaires d'un réacteur rapide intégré. On montre ensuite comment ces impératifs ont orienté la conception hydraulique et mécanique des pompes primaires de Phenix et de Superphenix.

Disposition générale et conditions de fonctionnement

Disposition générale

Dans un réacteur intégré, le cœur et les composants sont situés dans la même cuve comme l'indique la figure 2. La cuve est fermée à la partie supérieure par une dalle qui supporte les pompes. Le cœur qu'elles alimentent est situé dans le collecteur chaud. Les pompes elles-mêmes doivent se loger dans le collecteur annulaire froid encore appelé intercuve.

Chaque pompe est entourée des deux échangeurs sodium primaire-sodium secondaire qui l'alimentent.

À la sortie de chaque pompe, le sodium est refoulé vers la base du cœur ou sommier par une ou plusieurs conduites.

En aval du cœur et en amont des échangeurs, le réacteur présente une surface libre de sodium avec couverture d'argon pressurisé.

Conditions de fonctionnement

Conditions hydrauliques

L'architecture proprement dite des pompes est en partie guidée par le besoin d'aspirer le sodium en partie basse de l'intercuve pour des raisons de répartition thermique.

En fonctionnement normal, les pompes primaires marchent en parallèle sur la même perte de charge constituée essentiellement par celle du cœur. Cette dernière présente, d'ailleurs, certains aléas et n'est connue qu'après la réalisation des pompes dont le point nominal de fonctionnement peut en conséquence varier.

En marche permanente, les pompes doivent être exemptes de cavitation excessive à la fois pour éviter tout risque d'érosion sur les aubes de la roue et pour ne pas gêner l'écoute éventuelle du cœur.

Lors de l'arrêt accidentel d'une ou plusieurs pompes, la ou les pompes restantes doivent pouvoir fonctionner en toute sécurité de façon permanente tout en assurant, dans certaines configurations, un débit minimum imposé par le cœur. Un organe d'obturation annule alors le débit inversé qui a tendance à s'établir dans la ou les pompes hors service.

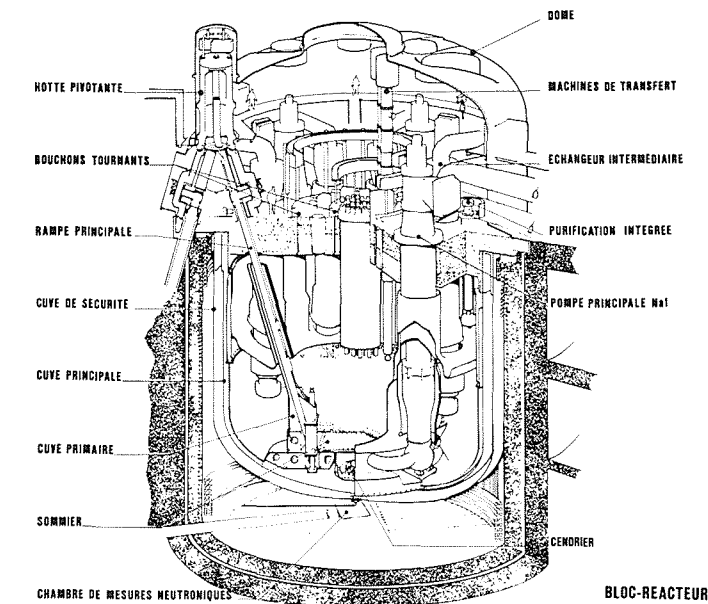
(*) Depuis le 1^{er} Juin 1977, les activités de SNECMA Hispano Suiza sont transférées à la Société Jeumont Schneider à Puteaux.

(**) Les activités de CIRNA sont transférées à la Société Novatome.

Année	Destination	Q m ³ /h	Hm	Ntr/mn	P kW	Temp. nominale °C	Masse T	Hauteur m	Ø m	Lieu d'utilisation	Qté
1959	Essai générateurs de vapeur sodium eau	120	40	1 400	30	600	0,25	1,6	0,34	Grand Quevilly	1
1961	Expérimentations diverses	350	20	900	50	550	6,5	5,60	0,85	CEA CADARACHE	1
1961	Expérimentations diverses	480	20	950	55	550	2,2	3,10	0,85	CEA CADARACHE	1
1965	P.P réacteur RAPSODIE	380	32	1 100	54	540	6	5,5	0,8	CEA CADARACHE	3
1965	P.S réacteur RAPSODIE	380	18	875	54	540	1,8	4	0,8	CEA CADARACHE	3
1967	EDF boucle d'essais de matériaux	36	13	2 600	5	780	0,17	1,1	0,25	EDF Centre des Renardières	1
1967	EDF boucle d'essais d'équipements	12	40	3 200	6	780	0,17	1,1	0,25	EDF Centre des Renardières	1
1966	Boucle d'essais d'échanges thermiques	45	63	3 000	20	650	0,36	1,8	0,35	Chatou	1
1967	Boucle d'essais d'échanges thermiques (SAEB)	30	30	3 000	6	600	0,25	1,10	0,25	Péлиндоба (Afrique du Sud)	1
1968	Boucle d'essais réaction sodium eau INTERATOM	120	75	3 000	40	550	0,35	1,80	0,35	Bensberg (West Germany)	1
1969	P.P pour réacteur RAPSODIE version FORTISSIMO	640	54	1 380	120	540	6,5	5,5	0,8	CADARACHE	3
1969	P.S pour réacteur RAPSODIE version FORTISSIMO	650	34	1 200	54	540	1,8	4	0,8	CADARACHE	3
1971	CNEN Boucle d'essais ESPRESSO (*)	120	120	3 000	65	650	0,25	1,8	0,35	Brasimone (Italie)	1
1971	P.P pour réacteur PHENIX	4 250	76	1 000	1 200	540	20	10	1,2	Marcoule	4
1971	P.S pour réacteur PHENIX	3 200	65	1 000	700	420	8	5,5	1,2	Marcoule	3
1974	P. pour circuit expérimental d'endurance CEDI (*)	320	175	3 000	170	600	0,35	2,5	0,5	Brasimone (Italie)	1
1975	CPCI pompe d'essai pour réacteur PEC (*)	35	150	2 100	60	600	0,8	3,40	0,6	Brasimone (Italie)	2
En étude	P.P réacteur SUPER-PHENIX	18 000	75	500	4 000	400	120	14	2,5	Creys Malville	5
En étude	P.S réacteur SUPER-PHENIX	14 000	32	600	1 200	350	35	6	2	Creys Malville	4
En étude	P.P réacteur PEC (*)	1 300	65							Brasimone (Italie)	2
En étude	P.S réacteur PEC (*)	1 300	18							Brasimone (Italie)	2
En étude	Pompes de canaux réacteur PEC (*)	35	150							Brasimone (Italie)	2
1977	Pompe de circulation Pivoterie en sodium (*)	500	70	1 600	170	450	1,8	4	0,8	Brasimone (Italie)	1
1977	FBTR P.P	650	57	1 400	150	400	6,5	5,5	0,8	(Inde) Kalpakkam	3
1977	FBTR P.S	375	32	1 000	50	300	1,8	4	0,8	(Inde) Kalpakkam	3

(*) En coopération avec FIAT - ITALIE -

Figure 1 - Caractéristiques approximatives des pompes à sodium.



SUPER PHENIX

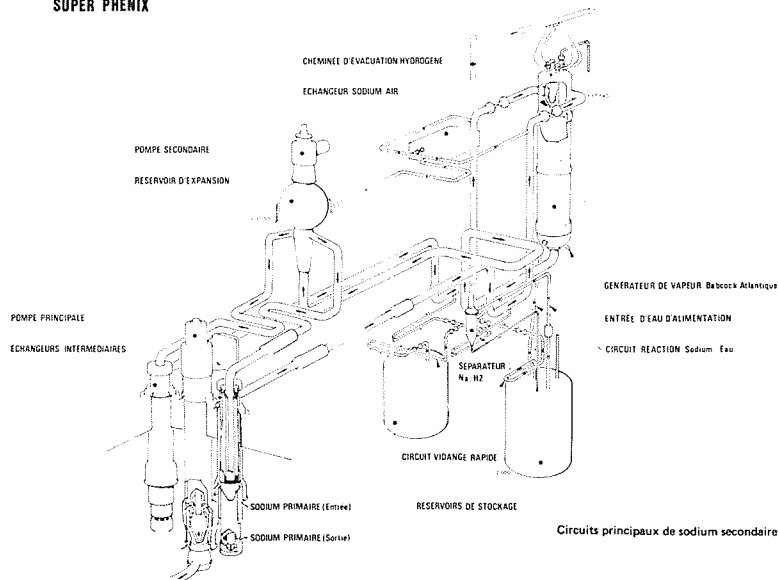


Figure 2

Toutefois, si, par suite de la non fermeture de son organe d'obturation, une pompe est amenée à fonctionner en débit inverse, son comportement ne doit pas mettre en cause la bonne tenue mécanique du groupe.

Lorsque certains échangeurs et/ou certaines pompes sont hors service, les pompes restantes sont alimentées de façon dissymétrique. La qualité de l'écoulement à l'aspiration des pompes en fonctionnement doit alors être telle que leurs caractéristiques hydrauliques ne soient pas affectées et que leur comportement mécanique reste pleinement satisfaisant.

De manière générale, les différents régimes de fonctionnement des pompes, permanents ou transitoires, ne doivent créer aucune instabilité susceptible de nuire à la rotation du mobile. On est donc amené à prévoir, de façon aussi précise que possible, les différentes sollicitations d'origine hydraulique telles que poussées axiales, poussées radiales et fluctuations de pression.

De même, l'écoulement à la sortie des pompes ne doit présenter aucune turbulence organisée susceptible d'entrer en résonance avec les structures des organes de liaison au sommier ou avec les éléments du sommier lui-même.

Enfin, les mouvements de la masse de sodium de l'intercuve qui transite de l'aval des échangeurs à l'aspiration des pompes, ne doivent ni perturber l'alimentation de ces dernières, ni transmettre des excitations nuisibles aux structures de l'intercuve.

Conditions mécaniques

Les pompes sont supportées à la partie supérieure par la dalle froide du réacteur alors que le bas du corps de pompe est lié aux structures chaudes du sommier. Les pompes doivent donc être conçues pour admettre des dilatations différentielles et des déplacements relatifs entre leurs deux extrémités chaude et froide.

La hauteur importante de la cuve nécessite par ailleurs de supporter l'arbre à l'aide d'un palier supérieur classique et d'un second palier situé en partie basse, donc inaccessible en fonctionnement. Ce palier inférieur doit en outre permettre des inclinaisons de la pompe dûes aux déplacements relatifs dont nous avons parlé.

Il s'avère par ailleurs nécessaire de disposer en partie haute, autour de l'arbre, un dispositif d'étanchéité qui isole l'atmosphère d'argon du réacteur de l'air extérieur.

Il convient enfin de rappeler le rôle important du dispositif d'obturation propre à chaque pompe qui doit permettre d'isoler cette dernière de façon certaine et sans perturbation dangereuse.

Conception hydraulique

Conception générale

L'architecture hydraulique de la pompe a été déterminée après une étude comparative minutieuse des différents schémas envisageables. Le souhait d'aspirer le sodium en partie basse de l'intercuve et de le refouler dans le sommier en évitant un croisement complexe des flux de sodium basse et haute pression, a finalement conduit à une solution comportant (fig. 3) :

- une jupe d'aspiration ramenant le sodium vers le haut,
- une lanterne d'aspiration radiale alimentant l'œillard de la roue par le dessus,
- une pièce de refoulement concentrique du type bulbe refoulant le sodium vers le bas,
- un dispositif coudé refoulant le sodium horizontalement dans le sommier.

Le choix des dimensions de la pompe est lié à celui de la vitesse de rotation. Or cette dernière dépend principalement des conditions d'aspiration, et plus précisément de la marge à prendre entre le NPSH disponible fourni par l'installation et le NPSH requis par la pompe pour assurer un fonctionnement satisfaisant.

Une fois l'architecture d'ensemble de la pompe établie, le NPSH disponible a été fixé par la hauteur de la surface libre de sodium et surtout par la pressurisation d'argon.

Le NPSH requis devait alors présenter des valeurs suffisamment basses pour répondre aux deux conditions suivantes :

- assurer une marche permanente de longue durée sans érosion sur les aubes de la roue et, dans la mesure du possible, sans bruit de cavitation parasite risquant de gêner l'écoute du cœur ;
- permettre une variation éventuelle du point de fonctionnement selon la perte de charge du cœur ou le nombre de pompes en service, compte tenu du fait que dans le cas de la perte d'une pompe, un débit minimum est imposé dans le cœur.

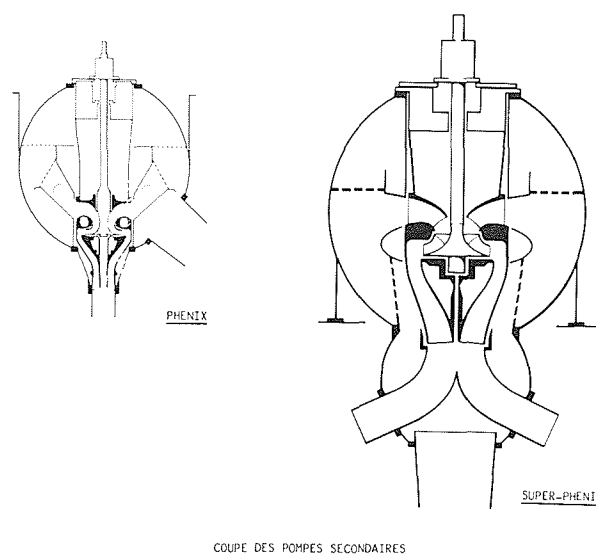
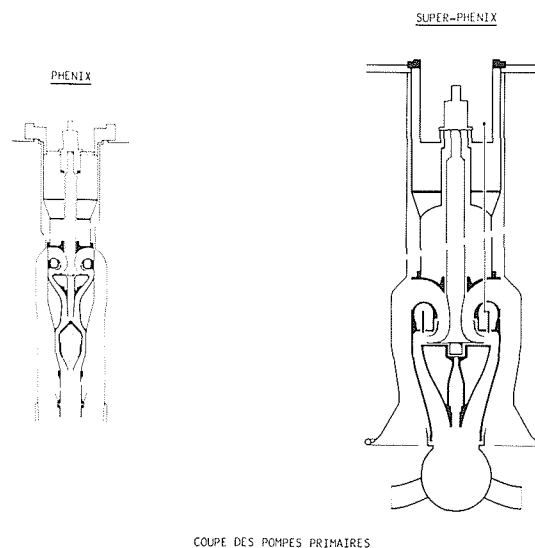


Figure 3 — Coupes des pompes.

La figure 4 montre que, dans ces conditions, la courbe de NPSH requis ramenée à la vitesse maximale de la pompe, doit entourer la ligne brisée ABC' représentant le NPSH disponible dans le différents cas de marche suivants :

- le point A représente un point de fonctionnement correspondant à la perte de charge maximale probable du cœur,
- le point B représente un point de fonctionnement correspondant à la perte de charge minimale probable du cœur,
- le point C' correspond à un fonctionnement avec une pompe hors service, la vitesse de rotation des pompes restantes étant alors abaissée.

Dans le cas où la vitesse des autres pompes ne serait pas baissée, il faudrait que la courbe de NPSH requis entoure le segment ABC.

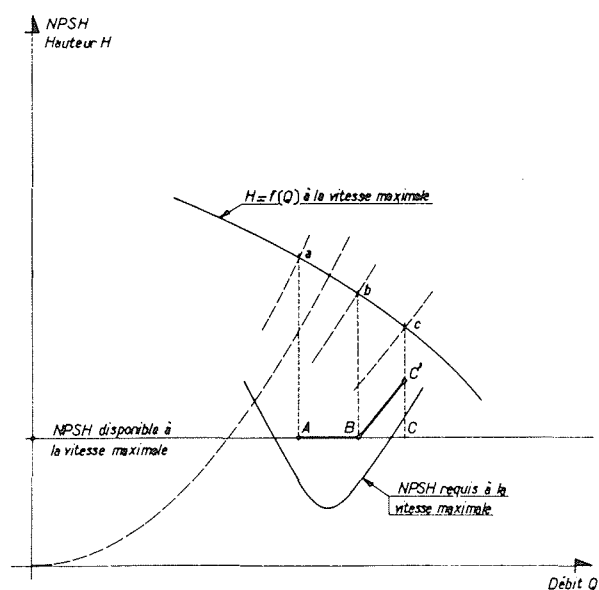


Figure 4

Il convient de définir le critère physique susceptible de caractériser le NPSH requis. Etant donné d'une part la fiabilité requise pour ces pompes et, d'autre part, les incertitudes qui subsistent en ce qui concerne le mécanisme de la cavitation en sodium et ses conséquences destructrices possibles, on a été conduit à s'assurer que la cavitation sur les aubes de la roue présentait un développement suffisamment faible pour éliminer tout risque d'érosion au bout d'un temps de fonctionnement de très longue durée. Le NPSH requis se trouve donc caractérisé non pas par un degré d'altération de la caractéristique hauteur-débit comme c'est souvent le cas pour les problèmes industriels classiques, mais par l'aspect physique et l'extension des figures de cavitation ; ce qui nécessite obligatoirement d'effectuer des essais de visualisation de l'écoulement à l'entrée de la roue.

Le choix d'une roue centrifuge de vitesse spécifique moyenne a été en partie guidé par la nécessité d'obtenir des fonctionnements stables à tous les régimes permanents et transitoires.

L'architecture hydraulique des organes de refoulement a été étudiée de manière à limiter à des valeurs acceptables la turbulence de l'écoulement à la sortie de la pompe. Le tracé du bulbe a été particulièrement orienté dans ce sens et les organes de liaison au sommier ont fait l'objet d'aménagements particuliers permettant d'y assurer un écoulement stable.

Enfin, la présence d'écoulements plus ou moins désordonnés dans l'intercuve a conduit à étudier tout particulièrement la géométrie de la jupe et de la lanterne d'aspiration dans le but d'obtenir un écoulement suffisamment uniforme à l'entrée de la roue, y compris dans le cas d'alimentation dissymétrique par les échangeurs. La forme et la position relative de l'entonnement de la jupe par rapport aux autres composants ont été fixés après plusieurs ajustements afin d'éliminer au maximum la présence de tourbillons organisés dans l'intercuve, notamment au voisinage immédiat de la section d'entrée de la jupe.

Particularités des pompes de Phenix

Les pompes primaires de Phenix répondent aux caractéristiques suivantes :

– Débit	$Q = 1,16 \text{ m}^3/\text{s}$
– Hauteur totale d'élévation	$H = 76 \text{ m}$
– Vitesse de rotation	$n = 1000 \text{ tr/mn}$
– Température	$400 \text{ }^\circ\text{C}$
– NPSH disponible	$14,50 \text{ m}$
– Nombre de pompes en parallèle	3

La coupe de la pompe est schématisée sur la figure 3.

L'étude des caractéristiques hydrauliques de la pompe a été effectuée en partie sur un modèle réduit installé dans la plateforme d'essai de Bergeron S.A. à Chartres. Ce modèle comportait la partie haute de la jupe, la lanterne d'aspiration, la roue et le bulbe de refoulement.

La visualisation des figures de cavitation a été effectuée par ailleurs sur une roue homothétique montée dans un corps de pompe comportant un hublot transparent mais ne reproduisant pas l'ensemble de l'environnement de la pompe.

Des essais hydrauliques complets ont été ensuite réalisés en eau et à vitesse réelle sur chacune des pompes industrielles ; une boucle d'essai spéciale a été montée à cet effet au Centre d'Etudes Nucléaires de Saclay. Les résultats de ces essais ont confirmé la validité des prévisions établies à partir du modèle réduit.

Les écoulements dans l'intercuve ont été visualisés sur une maquette complète réalisée dans les Laboratoires de SOGREAH à Grenoble. Cette maquette avait en outre pour but d'étudier les problèmes thermiques dans le collecteur froid.

Le refoulement du sodium dans le sommier s'effectue à la sortie de chaque pompe par une conduite unique présentant un coude suffisamment tolérant pour y éviter des décollements.

Au refoulement du bulbe, le sodium traverse un clapet à flotteur et une manchette mobile destinée à encaisser les déplacements relatifs de la pompe par rapport au sommier. Des essais particuliers ont été effectués au laboratoire d'Electricité de France de Chatou pour vérifier la stabilité de l'écoulement dans l'ensemble clapet-manchette-coude, tant en débit positif que négatif, et pour s'assurer de l'absence d'excitations susceptibles d'entrer en résonance avec ces éléments du circuit.

Enfin, le compartiment hydrodynamique du clapet a été soigneusement étudié de façon à prévoir son comportement en régime de fermeture et les risques de surpressions transitoires qui pouvaient éventuellement s'en suivre.

Le nombre d'heures cumulées de fonctionnement des pompes primaires de Phenix est actuellement de plus de 100 000 heures dont :

- 6 000 heures de fonctionnement en eau sur la boucle d'essais du Centre d'Etudes Nucléaires de Saclay,
- 12 000 heures pendant les essais du réacteur entre $180 \text{ }^\circ\text{C}$ et $450 \text{ }^\circ\text{C}$ jusqu'à la première divergence du 31 août 1973,

- 15 000 heures jusqu'à l'obtention de la puissance nominale le 13 mars 1974,
- le reste à divers régimes ultérieurs en exploitation normale.

Pendant tout ce temps et en particulier pendant la période d'essais, les pompes ont été utilisées à des régimes de fonctionnement très divers :

- 3 pompes en parallèle,
- 2 pompes en parallèle, la troisième étant à l'arrêt,
- 1 pompe, les deux autres étant à l'arrêt,
- 2 pompes en parallèle, la troisième étant enlevée du réacteur.

Les nombreuses observations ont permis de constater :

- une grande souplesse d'exploitation liée à un fonctionnement hydrauliquement stable à tous les régimes,
- la constance des caractéristiques hydrauliques dans le temps,
- un bruit hydraulique très faible lors des mesures acoustiques à l'intérieur du réacteur.

Particularités des pompes de Superphenix

Les pompes primaires de Superphenix répondent aux caractéristiques suivantes :

- | | |
|---------------------------------|---------------------------------|
| — Débit | $Q = 4,8 \text{ m}^3/\text{s}$ |
| — Hauteur totale d'élévation | $H = 75 \text{ m}$ |
| — Vitesse de rotation | $n = 500 \text{ tr}/\text{min}$ |
| — Température | $= 400 \text{ }^\circ\text{C}$ |
| — NPSH disponible | $m = 16 \text{ m}$ |
| — Nombre de pompes en parallèle | 4 |

La coupe de la pompe est schématisé sur la figure 3.

L'étude des caractéristiques de la pompe s'est appuyée sur des essais effectués sur la plateforme de Bergeron S.A. à Chartres à l'aide d'un modèle réduit complet représentant l'ensemble des éléments depuis la jupe d'aspiration jusqu'aux deux coudes de refoulement dans le sommier. Ces essais ont permis d'ajuster les différents composants de la pompe et de contrôler leur bon fonctionnement en étudiant plus particulièrement :

- le comportement de la roue en cavitation. A cet effet, un hublot transparent a été monté au centre de la lanterne d'aspiration, face à l'œilard de la roue, l'entraînement de cette dernière se faisant alors du côté du refoulement ;
- l'incidence d'alimentation dissymétrique en créant artificiellement des distorsions du profil des vitesses dans la jupe de la pompe à l'aide de tôles perforées ;
- le fonctionnement de la pompe en débit positif ou négatif pour différentes ouvertures de l'obturateur ;
- la turbulence de l'écoulement au refoulement de la pompe. La visualisation de l'écoulement dans la sphère de refoulement a conduit à des ajustements successifs et à une optimisation de l'architecture hydraulique interne de cette pièce.

La réduction relative des dimensions de l'intercuve face à l'accroissement des débits, y font apparaître des vitesses d'écoulement supérieures à celles de Phenix, notamment à la sortie des échangeurs. Le problème de l'alimentation des pompes s'est donc avéré plus aigu,

particulièrement dans le cas d'écoulements dissymétriques. Des essais sur une maquette représentant l'ensemble de l'intercuve ont été réalisés au laboratoire d'Electricité de France de Chatou. Ces essais ont permis de perfectionner le tracé final des structures du bloc réacteur en cherchant à mettre en évidence la nature des écoulements et des excitations susceptibles de se retrouver sur le réacteur en vraie grandeur.

Des essais en eau et à vitesse réelle sur les pompes industrielles seront entrepris sur une boucle d'essais construite par Electricité de France. Ces essais permettront de contrôler les caractéristiques hydrauliques et le comportement d'ensemble des pompes et d'ajuster éventuellement certains paramètres géométriques.

Conception mécanique

Conception générale

La nécessité pour la pompe d'encaisser des déplacements relatifs entre les parties haute et basse a conduit à implanter un élément supérieur mobile ou rotulant associé à un système inférieur de liaison au sommier qui autorise également les déplacements de ce dernier. Ces éléments revêtent une grande importance dans le comportement vibratoire de l'ensemble de la pompe.

En ce qui concerne le supportage de l'arbre, la partie haute comporte un palier butée à roulements et la partie basse un palier hydrostatique en sodium. Ce dernier est alimenté par la pression de refoulement de la pompe, ce qui procure une entière autonomie en même temps qu'une grande sécurité de fonctionnement.

L'étanchéité d'arbre est assurée en partie supérieure par une double garniture mécanique refroidie à l'huile.

Particularités des pompes de Phenix

Dans le cas de Phenix, la hauteur du collecteur froid s'est avérée suffisante pour implanter au refoulement de la pompe, en aval du clapet anti retour, une manchette verticale à double rotulage permettant une libre inclinaison de la pompe en fonction de ses déplacements relatifs par rapport au sommier.

L'organe d'obturation est constitué d'un clapet à flotteur dont le poids et la flotabilité sont étudiés pour permettre une coupure automatique du débit dès l'arrêt d'une pompe.

Les observations effectuées durant le fonctionnement des pompes ont permis de constater :

- Un comportement vibratoire de l'ensemble moto-pompe très satisfaisant (amplitude inférieure en moyenne à $\pm 5 \mu\text{m}$ crête à crête au régime nominal).
- Une excellente mobilité de la pompe sur le réacteur en fonction des déplacements des structures entre le haut et le bas.

- Un comportement du palier hydrostatique très satisfaisant même dans des conditions transitoires telles que arrêts, démarrages, inclinaisons de pompes.
- Un comportement satisfaisant de l'obturateur automatique de la veine hydraulique (clapet à flotteur), après une période de mise au point.

Malgré ce bon comportement d'ensemble, quelques difficultés ont nécessité des interventions, à savoir :

- Un mauvais fonctionnement du circuit d'huile de refroidissement des garnitures d'étanchéité avant la divergence du réacteur.
- Des difficultés de fermeture de l'organe d'obturation lorsque les pompes tournaient à faible régime.
- Une augmentation du régime vibratoire de l'une des pompes dans des limites acceptables, mais qui a conduit, par mesure de sécurité, à l'échange de cette pompe dont l'examen est en cours. On a pu vérifier en outre à cette occasion les possibilités d'extraction d'un composant ayant fonctionné environ 35 000 heures en réacteur.

Particularités des pompes de Superphenix

Les difficultés d'extrapolation à partir des pompes de Phenix sont surtout apparues au niveau de la réalisation. En effet, les dimensions générales de la pompe primaire (hauteur 15 m., diamètre maximum 2,5 m., masse totale sans moteur et avec protection biologique 120 T.) ne permettaient pas de reconduire toutes les solutions mises au point pour Phenix.

Il n'était plus possible notamment, pour des raisons d'encombrement, de disposer au refoulement de la pompe une manchette à double rotulage et un coude de refoulement à grand rayon de courbure. Ce qui a conduit à repenser entre autres la conception de la mobilité de la pompe.

La pompe est supportée à sa partie supérieure par un anneau flexible permettant la libre inclinaison de la pompe sous l'action des déplacements différentiels. L'extrémité inférieure du diffuseur est terminée par une pièce de forme sphérique coulissant dans un cylindre solidaire de la sphère de refoulement. Comme pour Phenix, ces pièces sont revêtues d'alliage en facilitant le glissement. Les dimensions de l'anneau flexible ont été déterminées par le calcul. La vérification des raideurs verticales et angulaires a été faite sur une maquette à échelle réduite de l'anneau des brides de suspension correspondantes.

Le palier hydrostatique, de grand diamètre et de faible hauteur, a été particulièrement étudié pour tenir compte des inclinaisons de la pompe afin de réduire les effets de frottement lors des arrêts et des démarrages. Sa position sous la roue est favorable à la stabilité de l'arbre du point de vue des vitesses critiques. Il évite en outre la perturbation de l'écoulement à l'entrée de la roue provoquée par le débit de fuite du palier. Les dimensions optimales du palier hydrostatique ont été déterminées au cours d'essais en eau à l'échelle 1, sur divers types de paliers. La portance à basse vitesse et le bon fonctionnement avec un arbre incliné ont été particulièrement étudiés afin de réduire le temps de contact lors des démarrages et arrêts.

Le dispositif antiretour est constitué d'une vanne obturateur cylindrique incorporée à la lanterne d'aspiration et venant obstruer la veine hydraulique au refoulement de la roue. Sa fermeture est commandée volontairement au moyen d'un système mécanique traversant le bouchon de la pompe. La solution de Phenix, du type flotteur automatique, n'a pu être reconduite du fait des dimensions des pièces.

Les essais sur les pompes industrielles, en eau et à vitesse réelle, permettront de vérifier avec précision le comportement mécanique des différents composants dans les divers régimes permanents et transitoires.

Références

- [1] BAUMIER J., GOLLION H.J. - *Pompes mécaniques pour métaux liquides*. Colloque d'Aix-en-Provence 1963.
- [2] RACZYNSKI W. - *Equipements pour le programme de la filière rapide*. Colloque industriel - Nuclex 69.
- [3] Sodium pumps for Phenix by Hispano-Suiza. *Nuclear Engineering*, December 1971.
- [4] RACZYNSKI W., CAZES M., REFOUBELET P. - *Quelques aspects des pompes à sodium destinées aux futures centrales à neutrons rapides* - Journées d'information - Nuclex 72.
- [5] RACZYNSKI W., DELISLE J.P., BEFRE J.L. - *L'évolution des pompes à sodium de Rapsodie à Phenix et la Filière*. Symposium "Sodium Cooled Fast Reactor Engineering" Monaco 1970.
- [6] GUER M., RACZYNSKI W., KAYSER G., ROUMAILHAC J. - *Snecma-Bergeron sodium pumps, development stage seen in the light of the Phenix experiment* - Convention on pumps - Bath 1974.
- [7] RACZYNSKI W., BLATEYRON J., GUITON P., ROUMAILHAC J., LECOUVREUR P., VIAL B., GUIDEZ J. - *De Phenix à Superphenix - Pompes à sodium de troisième génération destinées à des centrales de grande puissance*. Journées d'information Nuclex 1975.

Discussion

Président : M. P. BERGERON

M. le Président félicite les auteurs de cette communication de grand intérêt, car elle montre, à la fois, les aspects hydrauliques et mécaniques de cette originale réalisation.

Elle met bien en évidence, poursuit-il, l'importance des travaux et des essais qui ont été nécessaires pour apporter une réponse aux mille questions nouvelles qui se posaient à ce sujet.

Il faut avoir vécu toute cette période pour comprendre quels ont été les inquiétudes et les soucis des responsables. Tout a été étudié très méticuleusement, aussi bien les écoulements dans la cuve, l'intercuve et la pompe, que les cavitations en sodium, la tenue mécanique des divers organes et leurs dilatations, le palier hydrostatique, etc. Si Phenix a bien fonctionné, c'est justement parce que des précautions ont été prises qui, bien souvent alors, paraissaient abusives ou superfétatoires.

M. SIMON (E.D.F., S.E.P.T.E.N.) intervient, ensuite, en ces termes :

La recherche des meilleures conditions de fonctionnement sous sollicitations thermiques a conduit à un certain nombre de liaisons mobiles ou élastiques entre la pompe et les autres parties du réacteur. Ces liaisons déterminent un certain nombre de modes propres vibratoires qui peuvent être excités, ces modes pouvant avoir des fréquences assez basses.

Qu'en est-il du comportement au séisme ?

Les calculs permettent-ils de déterminer, non seulement les contraintes dans la structure de la pompe, mais aussi la variation des jeux entre pièces tournantes et non tournantes ? En particulier, a-t-on étudié le comportement du palier hydrostatique à cet égard ?

Pour Phenix, répond M. BLATEYRON, on a vérifié l'action des séismes par des calculs basés sur les valeurs des accélérations,

estimées par les spécialistes, au niveau de la dalle et au niveau du sommier. Ces accélérations étaient données sous la forme d'un vecteur.

Pour Super-Phenix, le calcul a été un peu plus poussé. On nous a donné, à la fois, les accélérations au niveau de la dalle et du sommier et les spectres des fréquences de la dalle et du sommier. On a procédé à un calcul dynamique d'ensemble. A chaque liaison de la pompe, on calcule les contraintes et on vérifie qu'elles sont inférieures à celles admissibles d'après le code A.S.M.E. Ce calcul n'est pas encore terminé.

D'autre part, on a vérifié la stabilité dynamique de l'arbre et de la partie tournante, et la réduction éventuelle des jeux au niveau du palier hydrostatique.

M. CANAVELIS souligne l'importance des essais exécutés ou en cours de préparation pour les pompes de Super-Phenix. Electricité de France a construit une "boucle" de dimension impressionnante pour essayer en grandeur et vitesses réelles – mais à température plus basse – ces machines d'une hauteur de 15 mètres et d'un poids de 120 tonnes.

Sur ces "boucles", précise M. GUITON, on a reconstitué une partie de l'intercuve du réacteur avec la pompe, sa jupe, son environnement, et les parties des échangeurs qui restituent le sodium vers la pompe. On a également reproduit au moyen de grilles perforées, judicieusement disposées, les profils de vitesse des écoulements provenant des autres sorties de l'intercuve, tels qu'ils ont été mesurés d'une part, à Sogreah pour Phenix, d'autre part à Chatou pour Super-Phenix. Pour les essais en grandeur de la pompe, on a donc reconstitué, aussi fidèlement que possible, son environnement.

Abstract

Primary sodium pumps for « Phénix » and « Super-Phénix » reactors

This report shows how design experience at Hispano-Suiza (SNECMA Division), Bergeron SA and the French Atomic Energy Commission (see table in Fig. 1) has determined the hydraulic and mechanical features of the primary sodium pumps for the Phénix and Superphenix reactors.

General layout and operating conditions

General layout

The general layout of the pumps, heat-exchangers and core of an integrated reactor is shown in Figure 1.

Operating conditions

Hydraulic conditions

The primary pumps operate in parallel with the pressure drop across the reactor core, to which a certain degree of uncertainty is attached. Hydraulic and mechanical stability without dangerous cavitation is a basic requirement for the pumps at all steady-condition and transient operating points. Particularly critical conditions include stoppage of one or more pumps, loss of pump control, or unsymmetrical inflow if specific heat-exchangers cease to operate.

Mechanical conditions

The layout must be designed to allow a certain amount of differential horizontal pump displacement between the top and bottom of the reactor. Suitable supporting arrangements and reliability of the (inaccessible) lower bearing, therefore, require most careful consideration. Efficient shaft seals and individual isolation arrangements for non-available pumps are further important requirements.

Hydraulic design

General design

Figure 3 shows a diagrammatic view of basic pump "architecture". The "erosion-safe" NPSH was given particularly close

attention (Fig. 4), also pump inlet and delivery flow conditions resulting in minimal structural loads.

Phénix reactor pumps

These pumps were thoroughly tested in water before commissioning, and have proved entirely satisfactory in service.

Superphenix reactor pumps

Comprehensive model tests were carried out on these pumps. "Industrial" pump sets are to be tested at prototype water flow velocities, using fullest possible instrumentation for determining hydraulic and mechanical behaviour of the pump and surrounding structures (pump dimensions and velocities considerably exceed those of the Phénix equipment).

Mechanical design

General design

The required freedom of differential movement is provided by upper and lower universal joint elements. The lower hydrostatic bearing is fed from the pump delivery. The shaft seals are mechanical oil-cooled designs.

Special features of Phénix reactor pumps

These pumps have a float shut-off valve, mechanical performance of which on site has been satisfactory since a few minor initial alterations were made.

Special features of Superphenix reactor pumps

All pump dimensions are appreciably larger than those of the Phénix pumps. The lower and upper universal joint elements had to be redesigned, the latter with a flexible ring. The hydrostatic bearing was tested experimentally. The pump has a cylindrical shut-off valve at the impeller exit.