
Modélisation des pompes en régime diphasique

Construction of mathematical models for two-phase pumps

Table ronde animée par R. Séméria

Exposé de M. F. de Crécy

Mon exposé traitera de façon très générale des écoulements diphasiques dans les pompes, l'objectif étant, dans le cadre de la sûreté des réacteurs à eau sous pression en cas d'accident de décompression, l'exploration de l'ensemble des cas possibles, et cela même très loin des conditions pour lesquelles la pompe a été prévue.

Cela se fait sur des maquettes de pompes existantes conçues pour fonctionner normalement en monophasique; et l'on désire intégrer le maximum de savoir et de résultats dans des codes de calcul afin de pouvoir rendre ces résultats utilisables pour les études ultérieures.

Dans le domaine pétrolier (voir l'exposé de M. Arnau-deau) le but est un peu différent : on désire concevoir des pompes pour une fonction diphasique qui doit répondre à des critères de fiabilité élevée, de rendement acceptable, de ΔP et de débit imposé, de G.O.R. le plus élevé possible. En outre il y a un aspect de secret industriel qui n'est pas du tout le même que pour les études de sûreté dans les réacteurs à eau sous pression.

Je parlerai uniquement des pompes centrifuges ou hélico-centrifuges, en laissant de côté toutes les autres sortes de pompes. La cavitation est un phénomène qui ne sera pas traité ici; c'est un domaine considéré comme assez indépendant.

Au cours d'un accident de perte de réfrigérant primaire d'un réacteur sous pression, les pompes sont traversées par un mélange diphasique; on désire savoir quel est le débit traversé par la pompe pour un ΔP donné et dans quelle mesure il y a une séparation de phases; est-ce qu'on peut avoir ou non des débits bloqués dans la pompe, notamment pour les grosses brèches est-ce qu'on a intérêt au moment d'une petite brèche à remettre les pompes en route ? quand et comment ?

Quels peuvent être les états de fonctionnement d'une pompe lors d'une perte de réfrigérant au moment d'une grosse brèche suivant que la brèche est considérée comme une brèche en amont (elle se produit en amont de la pompe) ou comme une brèche en aval (elle se produit en aval de la pompe).

Pour une grosse brèche en amont, le débit va diminuer considérablement. Vu l'important moment d'inertie des pompes, la vitesse de rotation va diminuer beaucoup plus lentement, et le point représentatif du fonctionnement de la pompe va se situer sur la courbe symbolisée *figure 1*.

Dans le cas d'une brèche aval, le débit va augmenter rapidement et la vitesse de rotation augmentant plus lentement on aura une courbe également symbolisée *figure 1*.

Pour ce qui est des APRP petite brèche, les phénomènes sont un peu différents. Ils sont beaucoup plus lents, et on a en principe prévu actuellement la coupure du moteur des pompes dès la chute des barres, ce qui fait que la vitesse de rotation et le débit vont diminuer relativement rapidement, (de l'ordre de 5 % de la vitesse nominale et du débit nominal vers 3 à 400 secondes).

Lorsque les pompes sont arrêtées, le comportement en déversoir et la prévision de l'expulsion du bouchon d'eau de la branche en U sont capitaux. Si les pompes sont remises en route, nous aurons une vitesse de rotation proche du nominal et la prévision de la hauteur dégradée en fonction du débit et du taux de vide est très importante.

Pour étudier tout cela on a mis au point un certain nombre de programmes expérimentaux : sur la *figure 2*, on voit un récapitulatif des principales caractéristiques d'un certain nombre d'essais expérimentaux. On constate que ces essais ont été quasiment tous achevés au plus tard à

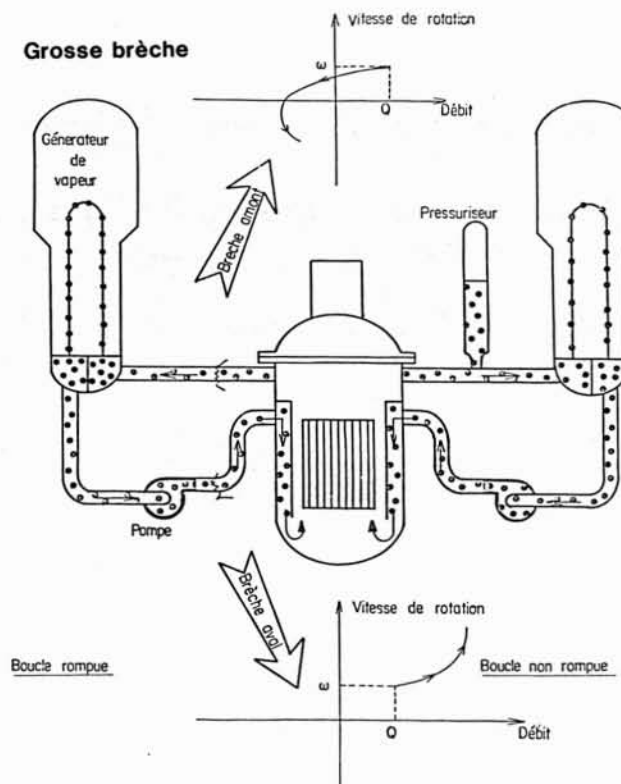


Figure 1 — Comportement de la pompe lors d'un A.P.R.P.

Programme	Commanditaire	Pompe	Vitesse spécifique	Vitesse de rotation (tr/mn)	Mélange diphasique	Echelle	Vitesse maximum (tr/mn)	pression maximum (bar)	Type de test	date d'achèvement
EVA	<u>W</u> , CEA, FRA	<u>W</u> 93A	100	1500	eau/vapeur	0,382	3000	29	permanent	Avril 78
Epopée	EdF	<u>W</u> 93D	132	1500	eau/vapeur	1/10	45000	120	transitoire	1978
C.E.	EPRI	Byron-Jackson	81	4500	eau/vapeur	1/5	9000	80	permanent transitoire	1978
Creare	EPRI	Byron-Jackson	81		eau/air eau/vapeur	1/20	36000	30	permanent transitoire	1978
B W	EPRI	Apollo	83	3580	eau/air	1/3	3580	-	permanent	1979
<u>W</u>	<u>W</u>	93A	100	1800	eau/air	0,382	3600	-	permanent	1974
ANC	AEC	Semiscale	18	1800	eau/vapeur		3600	70	permanent	1974
RS 111	FMRT KIVU	KWU	130	6360 8480	eau/vapeur	et 1/4 1/5		80	permanent transitoire	1982

Figure 2 — Principaux programmes expérimentaux.

la fin de 1979; ils avaient été pour la plus grande partie conçus pour des APRP grosse brèche qui sont un peu passés de mode. Ils ont été faits principalement sur des maquettes de pompes utilisées dans les réacteurs ainsi que sur d'autres types de pompes.

Très souvent les résultats sont exprimés sous forme de dégradation de hauteur (*figure 3*), où l'on trace la hauteur double phase, mesurée expérimentalement, divisée par la hauteur monophasique obtenue, soit en liquide seul, soit en vapeur seule, et ceci pour une vitesse de rotation constante, une pression moyenne constante et un débit constant.

La hauteur de la pompe tend vers zéro pour une certaine plage de taux de vide; et cette dégradation se produit à différents moments — en particulier elle est plus importante et plus précoce (en terme de taux de vide), dès qu'on a une faible vitesse spécifique, ou une faible pression moyenne, ou un fort-rapport Q/ω .

Certaines installations expérimentales, telle Epopée, étaient plus particulièrement conçues pour l'étude des forts débits et des fortes vitesses de rotation, jusqu'aux débits critiques. D'autres, telle EVA, étaient d'avantage prévues pour l'étude de la dégradation aux débits de vitesse de rotation de l'ordre ou inférieur aux données nominales.

On obtient d'assez fortes dispersions des résultats expérimentaux et l'on a parfois des difficultés à interpréter les mesures obtenues.

Pour utiliser et extrapoler ces résultats expérimentaux il y a plusieurs sortes de modélisations qui sont envisageables et qui ont été réalisées.

Il existe des modèles ponctuels, c'est-à-dire où la pompe est considérée comme une boîte noire avec 3 équations de bilan (bilan de masse, bilan de quantité de mouvement, bilan d'énergie) plus une corrélation par exemple sur la hauteur.

L'avantage de tels modèles est une grande simplicité et une certaine rapidité de calcul. Ce sont des modèles facilement opérationnels pour les codes de calcul.

Leur inconvénient principal est qu'ils n'expliquent pas les phénomènes; par conséquent le passage à la pleine échelle peut laisser des doutes. Il est nécessaire de faire des essais sur maquette pour chaque géométrie de pompe.

Les modèles axiaux, eux, ont pour principe une description axiale par des équations de bilan dans chaque élément assimilé à un tuyau doté d'une modélisation particulière: l'aspiration, la roue, le diffuseur et la volute, sont chacun considérés comme un tuyau; et l'on fait une description avec 4, 5 et 6 équations aux dérivées partielles (bilan de masse, bilan de quantité de mouvement, bilan d'énergie).

L'avantage est une meilleure compréhension des phénomènes physiques. Ces modèles permettent dans une certaine mesure de prévoir et d'expliquer l'influence des différents paramètres et de la géométrie.

Ils peuvent être utilisés pour le calcul du débit critique. Ils utilisent tous les acquis généraux des écoulements diphasiques.

L'inconvénient est une lourdeur et une complexité des calculs beaucoup plus importantes.

Les modèles multiponctuels avaient été envisagés comme un compromis: il s'agissait d'une boîte noire plus une corrélation non plus pour l'ensemble de la pompe,

mais pour chaque élément, c'est-à-dire pour l'aspiration, pour la roue, pour le diffuseur et pour la volute. Ces modèles sont très peu utilisés à l'heure actuelle.

Dans le cas des modèles ponctuels, un modèle classique est le modèle de Wilson. Wilson corrèle une grandeur adimensionnelle, H^* , qui est le rapport des pertes diphasiques aux pertes monophasiques:

$$H^* = \frac{H_{\text{théorique}}^{\text{diphasique}} - H_{\text{réel}}^{\text{diphasique}}}{H_{\text{théorique}}^{\text{monophasique}} - H_{\text{réel}}^{\text{monophasique}}}$$

On peut dans tous les cas calculer la hauteur théorique de la pompe.

Comme on a pu faire des essais (assez simples) en monophasique, on connaît les pertes monophasiques. Grâce aux essais sur maquette on a obtenu le numérateur de l'équation; et l'on suppose que la grandeur adimensionnelle s'extrapole à la pleine échelle; on a donc une corrélation établie pour un type de pompe, et on l'extrapole à la pleine échelle à l'ensemble des cas de fonctionnement.

Bien évidemment, l'inconvénient est qu'on n'a pas d'explication, de compréhension des phénomènes physiques qui se produisent. Ces modèles sont souvent utilisés dans des codes de calcul sous forme de terme « source »: dans une maille ordinaire qui bénéficie de la même analyse numérique que le reste du circuit, on ajoute des termes « source » de quantité de mouvement et d'énergie qui sont calculés avec des corrélations.

Les modèles multiponctuels, tels EDIPE (voir e. de M. Grandjean) contiennent 3 éléments biponctuels puisqu'ils ont chacun une entrée et une sortie. Ce sont l'aspiration, la roue, et l'ensemble « diffuseur + volute ».

Une hypothèse très importante est l'hypothèse d'équilibre thermodynamique entre phases (c'est cette hypothèse qui pose quelques problèmes). Le glissement entre phases est corrélé, étant donné qu'on a un seul bilan.

Les résultats sont bons, mais sont très sensibles à la corrélation de glissement qu'on a choisie; de plus du fait de l'hypothèse d'équilibre thermodynamique entre phases, il est impossible d'écrire correctement les forts ΔP et les débits proches de l'état critique où tous les phénomènes de déséquilibre deviennent très importants.

Pour essayer de pallier ces inconvénients, il a été fait un certain nombre de modèles axiaux dont le principe est une succession d'éléments: aspiration, roue, diffuseur, volute, chacun de ces éléments étant traité comme un tuyau avec de plus une modélisation appropriée (ce qui est évident pour le cas de la modélisation de la roue). On dispose des acquis généraux des écoulements diphasiques, et particulier des mêmes lois de fermeture... et dans toute la mesure du possible des mêmes corrélations des frottements interfaciaux, des frottements par défaut, de transfert de chaleur que celles utilisées pour les tuyaux. Enfin on utilise la même analyse numérique.

Le but est de rester compatible et cohérent avec le reste du circuit réacteur pour pouvoir être intégré dans un code de calcul; et l'on essaie avec ceci de décrire l'ensemble des cas de fonctionnement pour des débits et des vitesses de rotation de même signe, et y compris pour les débits bloqués.

Un certain nombre de modèles de ce type ont été réalisés (voir l'exposé de M. Grison). Une des idées qui

nous est venue à être d'utiliser la conclusion expérimentale d'un certain nombre d'auteurs qui déduisent de leurs expériences que la stratification dans la roue est l'une des causes principales des dégradations observées.

Ceci peut s'expliquer de la manière suivante (figure 4), en comparant la roue à un simple tuyau incliné : si nous n'avons pas de stratification, on n'a pas d'accélération de la phase liquide; le taux de vide reste à peu près constant et toute l'énergie potentielle du fluide au départ est convertie en énergie piézométrique à l'arrivée; il n'y a pas dégradation. Par contre s'il y a stratification, le liquide est considérablement accéléré et par conséquent l'énergie potentielle est convertie en énergie cinétique en bas; et du fait de la très mauvaise récupération-transformation de l'énergie cinétique en énergie piézométrique dans le diffuseur, la dégradation est très importante.

Conséquence pratique : on a essayé de faire une étude assez détaillée de la stratification en prenant comme hypothèse de base qu'en écoulement stratifié la répartition de pression perpendiculairement à l'écoulement est pseudo-hydrostatique, avec une gravité apparente transverse, causée par les forces de pesanteur, par les forces de Coriolis, par l'effet de la courbure ou par la pré ou postrotation.

C'est cet ensemble de forces qui, lorsqu'il y a stratification, dégrade considérablement les performances de l'ensemble. C'est pourquoi il a été développé à Grenoble un modèle « pompe » pour CATHARE 2 : c'est un modèle axial qui possède 6 équations de bilan (2 pour la masse, 2 pour le mouvement, 2 pour l'énergie). C'est la même modélisation qui existe dans le code HEXPO pour tout ce qui est de la géométrie variable et des pertes, et dans CATHARE pour ce qui est de l'analyse numérique, des lois de fermeture, des expressions de transfert de masse, de quantité de mouvement et d'énergie, entre phases et éventuellement à la paroi. Le modèle est prévu pour fonctionner en régime permanent comme un régime transitoire.

L'hypothèse de base se traduit par une pression moyenne dans la phase k et également par une pression d'interface plus un écart de pression Δk qui est causé par la gravité apparente transverse et qui peut être fonction de tous les autres paramètres intervenant dans la gravité apparente transverse.

Lorsqu'on développe ceci, on obtient en stratifié dans les équations de quantité de mouvement et les équations d'énergie des termes supplémentaires par rapport aux modélisations habituelles... Ils apparaissent en plus et en moins dans les équations de quantité de mouvement « vapeur » et « liquide », ce qui fait qu'ils correspondent à des interactions.

L'équation de bilan de quantité de mouvement s'écrit, en stratifié :

$$\frac{\partial}{\partial t} A \alpha_k \rho_k W_k + \frac{\partial}{\partial z} A \alpha_k \rho_k W_k^2 + A \alpha_k \frac{\partial P}{\partial z} + A \rho_l \frac{\partial \alpha_k}{\partial z}$$

$$+ A \varepsilon_k E_v \frac{\partial W_k}{\partial z} + A \varepsilon_k E_l \frac{\partial W_l}{\partial z} = - A \varepsilon_k G_z + A \alpha_k \rho_k F_{k,z} + A \varepsilon_k \Gamma W_l - A \varepsilon_k \tau_f - c_k \chi_f T_k - D_k - \alpha_k \Delta_k \frac{\partial A}{\partial z} \quad \text{avec} \quad \begin{array}{l} \varepsilon_v = 1 \\ \varepsilon_l = -1 \end{array}$$

La variation de la gravité apparente transverse provoque des effets axiaux qui sont à l'origine de ces termes-là.

D'autres termes : $- D_k - \alpha_k \Delta_k \partial A / \partial z$, un peu différents, proviennent de la variation de la géométrie ou de l'aire de la section droite mais ils ne s'annulent pas lorsqu'on fait la somme des équations de quantité de mouvement « vapeur » et « liquide ».

On a observé que les termes supplémentaires étaient numériquement prépondérants dans l'équation de quantité de mouvement « vapeur », et que par conséquent ces termes supplémentaires avaient une grosse influence sur le comportement des fluides.

On utilise un critère de stratification issu d'une étude d'hyperbolicité et de la comparaison avec les critères de stratification classique, c'est-à-dire un tuyau fixe, immobile, horizontal, stratifiant uniquement à la gravité terrestre.

On a constaté, par rapport à quelques comparaisons avec les expériences, une assez bonne description de la dégradation, tant qu'on n'a pas de récupération d'énergie cinétique dans le diffuseur ou la volute. Il y a possibilité, théoriquement au moins, d'avoir des écoulements critiques stratifiés.

On a une grande sensibilité du lieu où se produit la déstratification aux termes de masses induites : si l'on fait varier un peu les coefficients de masse induite, on stratifie ou l'on déstratifie plus tard.

Enfin on notera l'importance de la nature de l'écoulement : s'il est torrentiel, il est assez stable et provoque une forte dégradation avec un taux de vide important; s'il est fluvial, il reste peu stable, avec peu de dégradation.

En conclusion, on peut dire que pour ce qui concerne la sûreté des réacteurs à eau sous pression, des efforts expérimentaux importants réalisés dans le monde entier durant les années 1970 ont conduit à un grand nombre de résultats dont une partie reste sous exploitée, faute d'un modèle opérationnel expliquant la physique des phénomènes.

Il est important de bien décrire la pompe dans tous les calculs d'accident de perte de réfrigérant primaire, tant petite brèche que grosse brèche. Il faut toutefois rester conscient de l'impossibilité de décrire finement les écoulements qui restent tridimensionnels dès qu'on s'éloigne du point de fonctionnement, en particulier dans le deuxième quadrant.

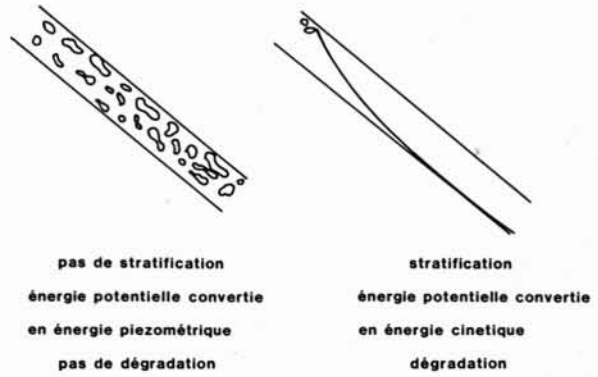
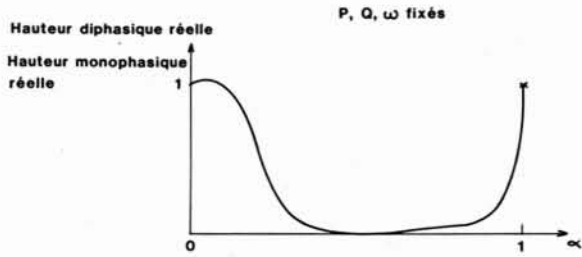


Figure 3 — Exemple de courbe de dégradation expérimentale.

Figure 4 — Comparaison avec un tuyau fixe incliné.

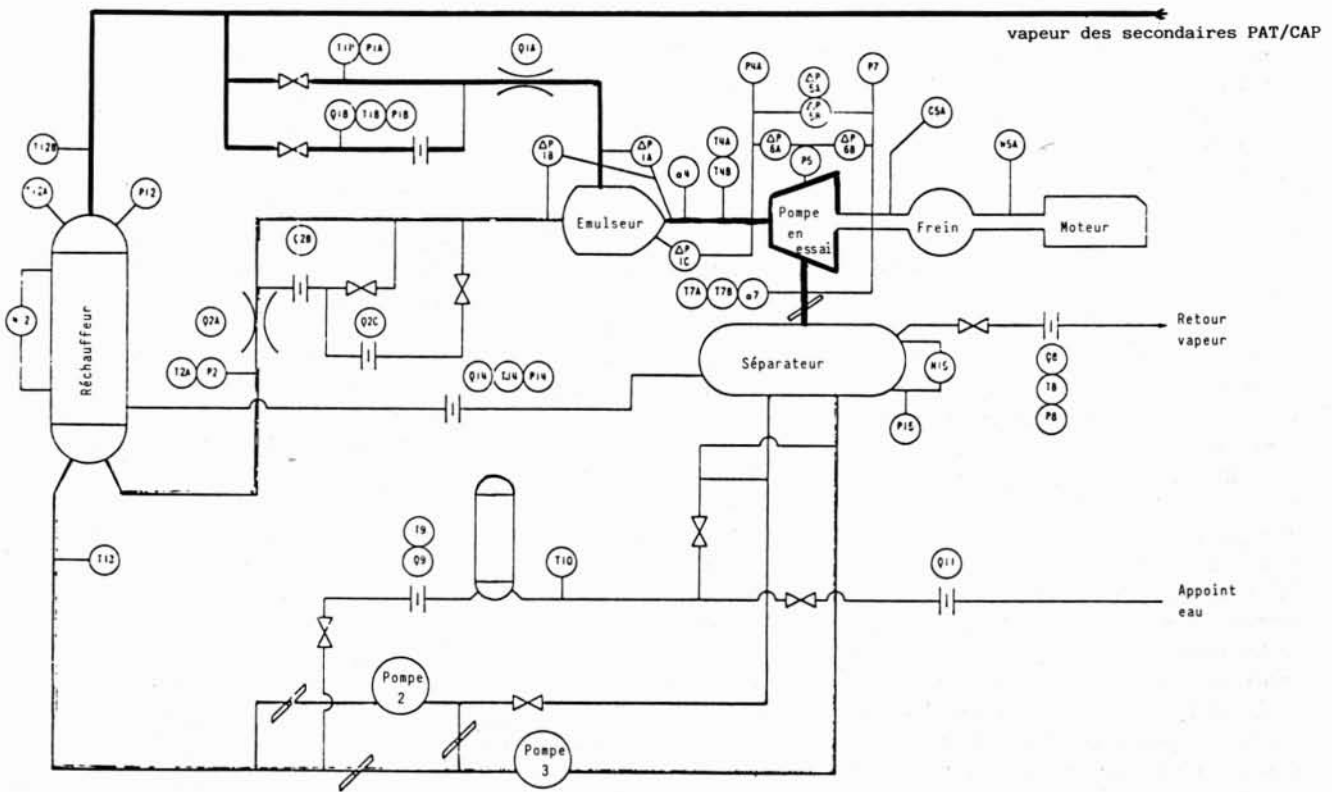


Figure 5 — Boucle EVA.