

La génération directe de généralités et état de l'art

Ce chapitre présente les concepts fondamentaux sous-jacents à l'utilisation de la DSG, ainsi que l'état de l'art industriel de cette technologie. Bien que certains éléments sur la DSG dans la filière des centrales à tour soient présentés, l'écriture se concentre sur la filière des centrales linéaires.

2.1. Le cycle de Rankine

Ainsi que pour la plupart des centrales électriques conventionnelles, notamment nucléaires, les centrales CSP utilisent un cycle de Rankine eau/vapeur pour produire un travail mécanique et propulser une génératrice électrique. Les figures ci-dessous illustrent un cycle de Rankine avec surchauffe dans un diagramme P-h et sa mise en œuvre dans une centrale DSG schématisée en Fresnel de manière simplifiée. Une description des processus thermodynamiques sous-jacents est également proposée.

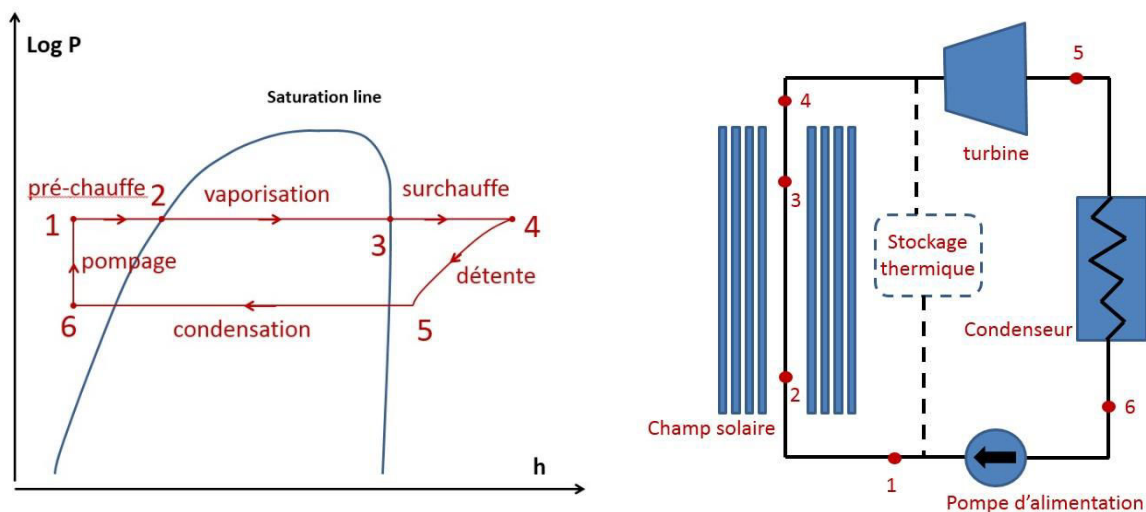


Figure 2-1: Cycle de Rankine avec surchauffe

1-2-3-4 : Gain de chaleur isobare. L'eau alimentaire est préchauffée jusqu'à la saturation liquide dans le champ solaire (et éventuellement par une préchauffe hors-champ). L'eau est ensuite vaporisée de manière isotherme jusqu'à la saturation vapeur, puis la vapeur est ensuite surchauffée. Selon le mode opératoire de la centrale, la vaporisation et la surchauffe se font dans la même section de champ solaire, ou bien dans deux sections distinctes. Le processus est idéalement isobare, mais le fluide subit une perte de charge dans les tubes absorbants et la tuyauterie externe.

4-5 : détente isentropique. La vapeur surchauffée cède de l'énergie spécifique à la turbine sous la forme d'une détente et d'une perte enthalpique. Le processus idéal est isentropique, mais l'entropie réelle du fluide augmente et conduit à un transfert d'énergie moindre sur les aubes de turbine. Selon la configuration de bloc de puissance, la vapeur reste surchauffée après la détente, ou bien repasse dans la zone diphasique sous la saturation.

5-6 : perte de chaleur isobare. La vapeur d'eau est désurchauffée (si besoin), condensée puis sous-refroidie dans le condenseur. Le processus idéal est isobare, mais le fluide subit une perte de charge dans l'échangeur.

6-1 : pompage isentropique. L'eau liquide est pompée et sa pression est amenée à pression de fonctionnement du champ solaire. Le processus est au mieux isentropique, mais en pratique les irréversibilités provoquent un léger transfert de travail en chaleur et le fluide gagne en entropie.

2.2. L'architecture d'un champ solaire linéaire DSG

La principale contrainte d'un champ solaire est de fournir de la vapeur d'eau à la turbine et au stockage thermique à une température aussi stable que possible dans des conditions de fonctionnement nominales, et ce malgré les transitoires de l'irradiation incidente inhérents à la nature même de la ressource solaire. Le champ solaire doit par conséquent être conçu et dimensionné pour répondre à cette contrainte et de façon à ce que la technologie DSG soit compétitive. La question de la régulation des écoulements en ébullition convective a été abordée dès les prémices du concept, ce qui explique qu'une partie importante des études du programme DISS (dont il est question dans la suite de ce chapitre) ait été dédiée aux méthodes de régulation. La génération de vapeur doit être régulée par un système dépendant fortement de la configuration même du champ solaire. La préchauffe, la vaporisation et la surchauffe mettent en jeu des phénomènes physiques différents, chacun associé à des propriétés thermo hydrauliques différentes. On peut alors comprendre la possibilité d'une architecture prenant en compte ces différences. La préchauffe et la surchauffe sont caractérisées par des transferts thermiques convectifs monophasiques, alors que la vaporisation a lieu avec un transfert de chaleur isotherme dans un écoulement diphasique d'ébullition convective, générant des phénomènes dynamiques rapides parfois difficiles à caractériser et dont la gestion est toujours délicate au niveau du contrôle commande. Les écoulements diphasiques eau/vapeur en configuration horizontale sont abordés dans un autre paragraphe de ce chapitre.

Les études traitant de l'architecture d'un champ solaire DSG ont commencé avec le programme DISS, impliquant principalement des chercheurs du CIEMAT et du DLR. Trois configurations possibles furent identifiées [1] : la « recirculation », le « once-through » et « l'injection ».

2.2.1. L'architecture en recirculation

En recirculation, l'eau est préchauffée et vaporisée dans une première partie du champ solaire, que l'on nomme alors vaporiseur, puis la vapeur est surchauffée dans une autre partie, le surchauffeur. L'eau sous-refroidie est injectée en entrée du vaporiseur, chauffée jusqu'à saturation liquide, puis vaporisée jusqu'à un titre vapeur inférieur au niveau de saturation. L'écoulement diphasique est recueilli par un ballon qui fait également office de séparateur de phases. L'eau liquide est « recirculée » par une pompe en entrée du vaporiseur où elle est mélangée avec l'eau d'alimentation provenant du bloc de puissance. La vapeur saturée, est quant à elle envoyée à l'admission du surchauffeur. La figure ci-dessous schématise l'architecture. Le titre vapeur en sortie de vaporiseur se situe généralement entre 60% et 80% [2]. Il doit être assez élevé pour assurer un niveau de production de vapeur important et éviter une consommation auxiliaire trop importante de la pompe de recirculation, et assez bas pour avoir une marge par rapport à la saturation vapeur. Le titre vapeur peut se définir par un état thermodynamique, comme décrit dans l'équation ci-dessous. $x_{th,o}$ est le titre vapeur de sortie, P la pression nominale du vaporiseur, h_i et h_o les enthalpies massiques d'entrée et de sortie, $h_{sat,l}$ l'enthalpie massique de saturation liquide, $h_{sat,v}$ celle à saturation vapeur. Ces deux derniers termes dépendent de la pression nominale P , que l'on suppose constante dans le vaporiseur pour les besoins du dimensionnement et des bilans énergétiques.

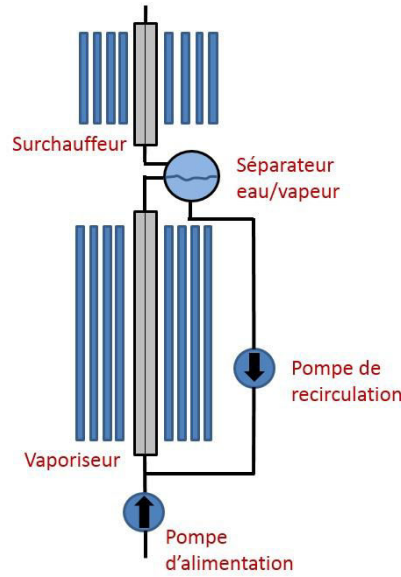


Figure 2-2: Schéma de principe d'un champ solaire en recirculation

$$x_{th,o} = \frac{h_0 - h_i}{h_{sat,v}(P) - h_{sat,l}(P)} \quad (\text{II-1})$$

L'enthalpie massique de sortie peut être calculée à partir d'un bilan d'énergie, connaissant la puissance solaire absorbée par le vaporiseur. L'enthalpie massique d'entrée peut être calculée à partir d'un bilan énergétique sur le mélange en entrée du champ solaire :

$$h_i = \frac{Q_{feed} h_{feed} + Q_{recir} h_{recir}}{Q_{feed} + Q_{recir}} \quad (\text{II-2})$$

Où Q_{feed} est le débit massique d'eau alimentaire, h_{feed} son enthalpie massique, Q_{recir} le débit massique de recirculation, et h_{recir} l'enthalpie massique de l'eau recirculée. Si r est le rapport des deux débits :

$$r = \frac{Q_{recir}}{Q_{feed}} \quad (\text{II-3})$$

On peut alors réécrire l'enthalpie massique d'entrée :

$$h_i = \frac{1}{1+r} h_{feed} + \frac{r}{1+r} h_{recir} \quad (\text{II-4})$$

Avec, en négligeant les pertes thermiques et de pression dans le circuit de recirculation :

$$h_{recir} = h_{sat,l}(P) \quad (\text{II-5})$$

En pratique, l'eau liquide recirculée n'est pas à saturation puisque sa pression est augmentée pour éviter la cavitation en entrée de pompe (celle-ci est donc généralement installée en contrebas du ballon séparateur).

2.2.2. L'architecture Once-through

Avec l'architecture « once-through », il n'y a pas de ballon pour assurer la séparation des phases entre le vaporisateur et le surchauffeur. La vaporisation et la surchauffe se font dans la même partie du champ solaire.

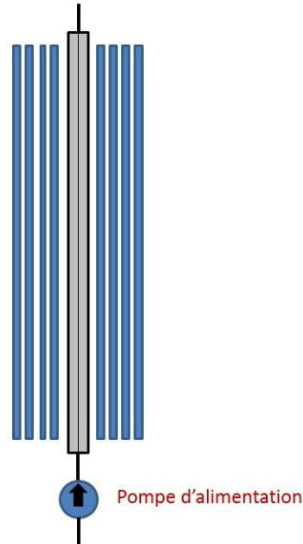


Figure 2-3: Schéma de principe d'un champ solaire en once-through

De la vapeur sèche est attendue en sortie de ligne, et l'eau d'alimentation en entrée provient uniquement du bloc de puissance. Du fait du fort comportement dynamique du système de génération de vapeur, la localisation des points de transition entre la préchauffe et la vaporisation d'une part, et la vaporisation et la surchauffe d'autre part, ne sont ni fixe, ni connus précisément. Ces positions peuvent néanmoins être estimées par des bilans d'énergie stationnaires, en calculant la position le long de la ligne où l'enthalpie massique atteint $h_{sat,l}(P)$ et $h_{sat,v}(P)$. La figure ci-dessous schématise de manière simplifiée l'allure de l'écoulement dans la ligne :

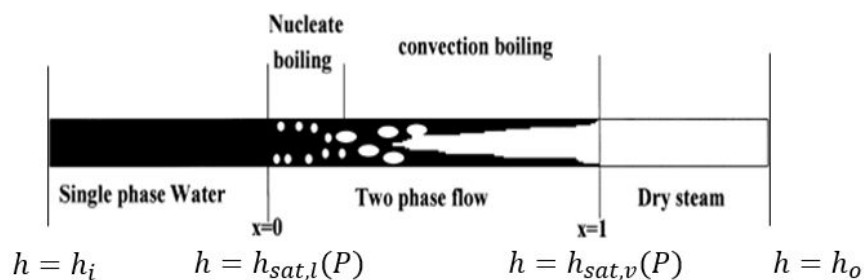


Figure 2-4: Schématisation de l'écoulement diphasique en once-through [3]

2.2.3. L'architecture en injection

Dans cette architecture, plusieurs injecteurs d'eau alimentaire sont répartis le long de la ligne et un faible débit y est à chaque fois injecté. Comme pour le mode once-through, la vaporisation et la surchauffe se font dans la même ligne, et la connaissance précise des enthalpies de l'eau/vapeur est donc également difficile. Cette connaissance est pourtant nécessaire au bon réglage du système de contrôle, c'est la raison pour laquelle ce mode de fonctionnement n'est pas utilisé actuellement à notre connaissance. Au

début des études sur la DSG, ce mode de fonctionnement était pourtant considéré comme prometteur pour sa bonne stabilité potentielle.

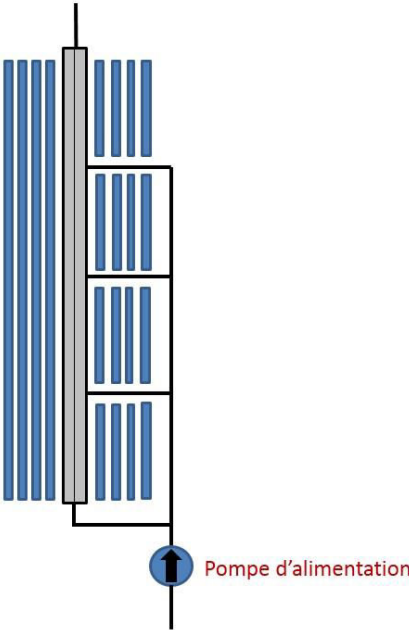


Figure 2-5: Schéma de principe d'un champ solaire en injection

2.3. Les écoulements diphasiques en conduites horizontales

On désigne par écoulement diphasique un écoulement de fluide présentant deux de ses phases sur une certaine section considérée de l'écoulement. Les écoulements diphasiques représentent un vaste domaine d'étude du champ de la mécanique des fluides, et s'étudient aussi bien en physique fondamentale qu'ils trouvent des applications concrètes dans de nombreux procédés industriels. L'objet de cette section n'est pas de faire un état de l'art exhaustif sur les connaissances du domaine, mais d'introduire les notions importantes qui concernent le sujet d'étude de la thèse. Dans le cadre de la DSG, il s'agit d'un écoulement eau/vapeur se produisant dans un ou plusieurs tubes horizontaux parallèles disposés sur de longues distances, dans la section du champ solaire correspondant au vaporiseur.

2.3.1. Le régime d'écoulement

La coexistence d'eau liquide et de vapeur dans les tubes horizontaux peut se faire selon différentes configurations, aussi appelées régimes, qui dépendent de différents paramètres, dont principalement la vitesse des phases et la puissance reçue à la paroi des tubes. Le régime évolue au fur et à mesure de l'écoulement du mélange diphasique dans la ligne [4], [5].

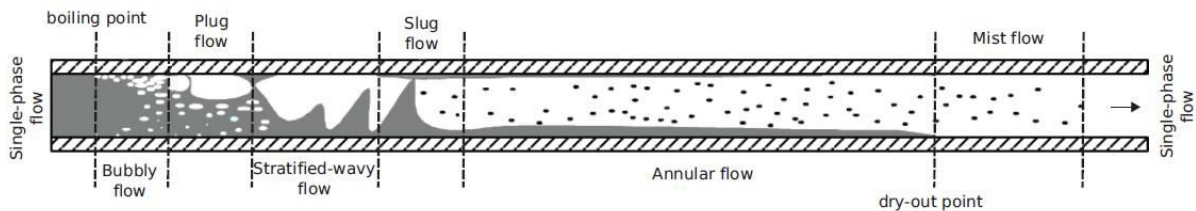


Figure 2-6: Evolution possible du régime d'écoulement diphasique dans un évaporateur horizontal [6]

Durant le préchauffage et lorsque l'eau liquide atteint la saturation, de petites bulles commencent à se former à la paroi du tube, puis se détachent, c'est l'**écoulement à bulles** (*bubbly flow*). Si les forces de viscosité prédominent dans l'écoulement, les bulles se répartissent de manière homogène, alors qu'elles vont se situer plutôt dans le haut de la conduite si les forces de gravité ou de flottabilité l'emportent.

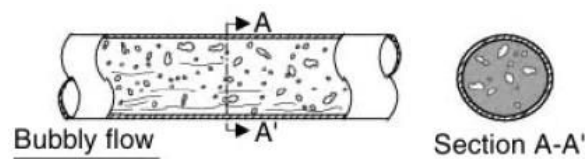


Figure 2-7: Représentation d'un écoulement à bulles [6]

Si l'évaporation continue, la quantité de vapeur produite augmente et les bulles se rassemblent en structures plus large, ou *coalescent*, formant ainsi des poches de gaz dans la partie supérieure de l'écoulement. C'est l'**écoulement à poches de gaz** (*plug flow*), parfois classifié comme écoulement *intermittent*.

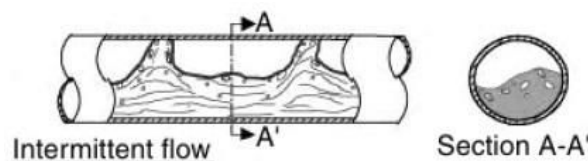


Figure 2-8: Représentation d'un écoulement à poches de gaz [6]

En cas de débit de gaz et liquide faibles, les forces gravitationnelles tendent à séparer les deux phases. La vapeur reste au-dessus du liquide, avec une interface relativement lisse. On est dans ce cas en présence d'un **écoulement stratifié lisse** (*stratified smooth*). Si la vitesse du gaz augmente, des vagues se forment à la surface du liquide, c'est l'**écoulement stratifié à vagues**. On cherche généralement à éviter ce type d'écoulement dans un évaporateur horizontal DSG, car les coefficients d'échange thermique à la paroi diffèrent selon la phase en contact et peuvent provoquer de fortes hétérogénéités de température dans la circonférence du tube.

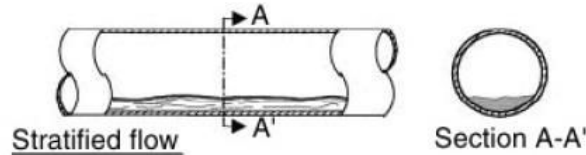


Figure 2-9: Représentation d'un écoulement stratifié [6]

Si le débit de gaz augmente encore, les vagues vont jusqu'à toucher le haut du tube et forment alors des bouchons de liquide. C'est l'**écoulement à bouchons de liquide**. Lorsque la vitesse liquide augmente encore, il vient se former un film liquide contenu sur la paroi supérieure du tube, alors que la vapeur s'écoule au centre de la conduite. C'est l'**écoulement annulaire** (*annular flow*). C'est généralement le type d'écoulement que l'on cherche à atteindre, car c'est celui qui offre les meilleurs coefficients d'échange thermique, du fait du mouillage de toute la surface intérieure du tube. On parle aussi d'**écoulement annulaire dispersé**, car des gouttelettes de liquide peuvent être présentes dans la phase vapeur centrale.

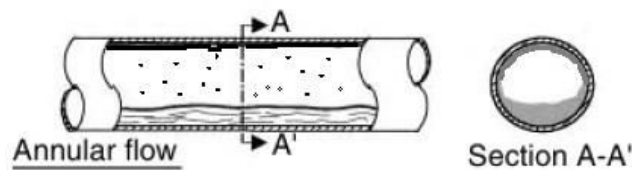


Figure 2-10: Représentation d'un écoulement annulaire [6]

La classification des écoulements varie selon les auteurs des recherches de ce domaine. Dans leur article de 1976 [7], Taitel et Dukler classent les écoulements à poches de gaz et à bouchons de liquide dans la même catégorie des écoulements intermittents.

2.3.2. Le titre vapeur

Pour caractériser et quantifier la présence de chaque phase par rapport à l'autre dans l'écoulement, différents paramètres sont utilisés. Le plus commun est le titre massique (généralement appelé simplement titre), rapport du débit de vapeur \dot{m}_v sur le débit total \dot{m}_{tot} :

$$x = \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_{tot}} \quad (\text{II-6})$$

On définit aussi le titre thermodynamique, qui se définit d'un point de vue énergétique par l'enthalpie du mélange par rapport à l'enthalpie de vaporisation :

$$x_{th} = \frac{h - h_{sat,l}}{h_{lv}} \quad (\text{II-7})$$

Le titre massique et le titre thermodynamique sont égaux lorsque l'écoulement est à l'équilibre thermodynamique (ce qui est le cas lorsqu'est utilisé un modèle de fluide homogène, explicité pour loin dans ce document). Le titre massique est celui qui est le plus facile à déterminer expérimentalement, car il implique « seulement » la mesure des débits de vapeur et d'eau liquide. On peut aussi calculer le titre thermodynamique pour un bilan enthalpique. Plus difficile à mesurer, le taux de vide α , ou fraction de vapeur, se définit lui comme un rapport de volume occupé par la vapeur sur un volume total, dans un volume de contrôle donné :

$$\alpha = \frac{V_v}{V_{tot}} \quad (\text{II-8})$$

2.3.3. Cartes d'écoulement

Les cartes d'écoulement décrivent le régime d'écoulement en fonction de certains de ses paramètres, qui changent selon la carte. L'enjeu est de « prévoir », dans la mesure du possible, le type d'écoulement selon le fonctionnement envisagé du vaporiseur. Il n'existe pas de carte d'écoulement parfaitement adaptée au fonctionnement des vaporiseurs utilisés en DSG (apport de chaleur, haute pression, configuration horizontale, eau/vapeur), l'utilisation des cartes disponibles requiert donc de bien garder en tête ces différences avec la configuration réelle.

La plupart des cartes ont été établies pour une configuration adiabatique, c'est-à-dire sans apport de chaleur sur les parois des tubes, ou bien pour de faibles pressions avec des fluides réfrigérants lorsqu'il y a échange de chaleur. Décrire toutes les cartes d'écoulement n'est pas l'objet de ce paragraphe, et on peut trouver un résumé intéressant des cartes disponibles dans le manuscrit de thèse de Rémi Dinsenmeyer [4]. On peut néanmoins citer la carte d'écoulement proposée par Taitel et Dukler [7] pour une configuration adiabatique, certainement la plus connue dans ce domaine. La carte est présentée ci-dessous, telle que décrite par Hirsch et al. [2]. Deux chemins de vaporisation typique sont représentés. Celui marqué (x) est la vaporisation d'un titre de 0.1 à 0.95 pour une pression de 50 bars, et celui marqué (+) pour les mêmes conditions, mais à 110 bars. Il s'agit du chemin de vaporisation « idéal », recherché pour le fonctionnement du vaporiseur, puisque l'écoulement reste quasiment toujours annulaire

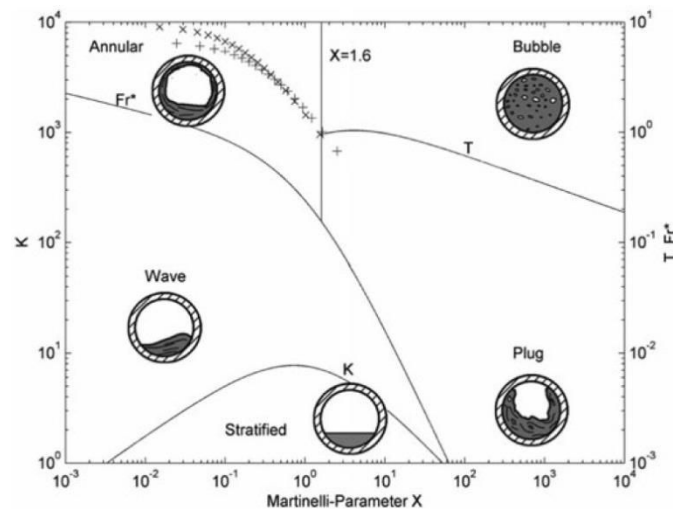


Figure 2-11: Carte d'écoulement proposée par Taitel et Dukler, et décrite par Hirsch et al. [2]

La carte situe l'écoulement en fonction de plusieurs paramètres, dont le paramètre de Martinelli, qui est défini comme le rapport des pertes de pression par frottement du liquide seul dans la conduite sur les pertes de la vapeur seule [8], aussi corrélé au titre, aux masses volumiques et viscosités des phases :

$$X = \left(\frac{(dP_f/dz)_l}{(dP_f/dz)_v} \right)^{\frac{1}{2}} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0.1} \quad (\text{II-9})$$

Les autres paramètres de la carte, ainsi que des autres cartes, utilisent également une grandeur classique du domaine, la vitesse superficielle de phase. Il s'agit du débit volumique de la phase, rapporté à la section totale de la conduite. On l'écrit généralement en fonction du titre x , du flux massique total G_{tot} et de la masse volumique de la phase :

$$J_v = \frac{xG_{tot}}{\rho_v} \quad (\text{II-10})$$

Odeh et al. [9] se sont également intéressés aux régimes d'écoulement en configuration horizontale, et cette fois dans un souci d'application directe à la DSG pour le CSP. Basés sur un modèle présenté dans [3], ils proposent les cartes d'écoulement ci-dessous pour deux diamètres possibles de tubes. En abscisse figure la vitesse superficielle vapeur et en ordonnée la vitesse superficielle liquide.

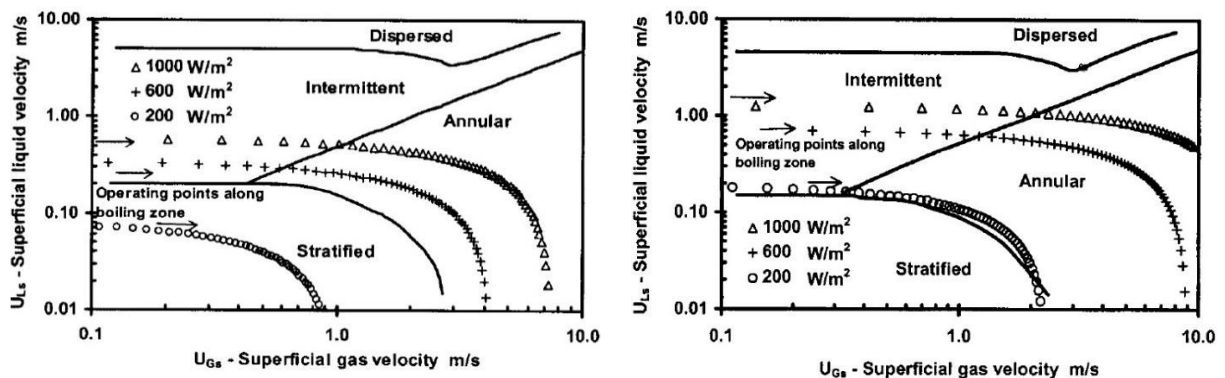


Figure 2-12: Carte d'écoulement et chemin de vaporisation dans un vaporiseur DSG horizontal pour différents DNI (Pin=100bar, Tin=210°C, Tout=450°C, D=54mm à gauche et 38mm à droite). Extraits de [9]

Il est intéressant de noter sur ces figures que c'est pour de bas flux incidents que les écoulements stratifiés se produisent, et qu'ils se produisent moins dans des tubes de plus petits diamètres.

2.3.4. L'instabilité d'excursion de débit, dite de « Ledinegg »

Les instabilités inhérentes aux écoulements diphasiques sont étudiées depuis de nombreuses années, avec comme toile de fond différentes motivations et applications industrielles. On distingue généralement les instabilités « microscopiques » des instabilités « macroscopiques ». Les premières concernent les phénomènes se produisant de manière très localisée dans l'écoulement, au niveau de l'interface liquide-vapeur (bulles). Les secondes sont celles se produisant à l'échelle du système global, c'est-à-dire de l'évaporateur dans le cas d'une installation DSG. On peut trouver des états de l'art récents et exhaustifs du domaine, notamment des instabilités dites macroscopiques [10], [11], on s'y réfèrera donc pour plus de précisions. Il paraît cependant intéressant d'aborder ici certaines de ces instabilités macroscopiques (appelées simplement « instabilités » dans la suite du manuscrit), car elles sont au cœur des problématiques touchant la conception des systèmes DSG. Les instabilités d'écoulement

diphases ont été effectivement traitées comme une problématique à part entière lors des études préliminaires de conception des systèmes à génération directe de vapeur [12].

La plus connue des instabilités en configuration horizontale est certainement l'instabilité de redistribution de débit, dite de Ledinegg, qui est la variation brutale du débit massique de l'écoulement diphasique dans l'évaporateur. Cette instabilité peut s'expliquer en observant la courbe caractéristique de la différence de pression en fonction du débit de l'évaporateur.

2.3.4.1. Point de fonctionnement et stabilité d'un circuit thermohydraulique

Un système thermohydraulique peut être défini par une caractéristique interne et une caractéristique externe, qui sont des courbes (ou fonctions) décrivant l'évolution de la perte de charge du système en fonction du débit qui le traverse :

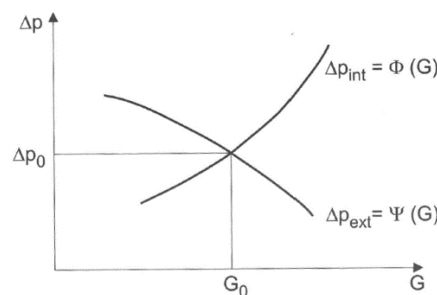


Figure 2-13: Principe du point de fonctionnement (stable) d'un circuit thermohydraulique [5]

La courbe croissante ΔP_{int} est la caractéristique interne du circuit. On peut la voir comme la perte de pression à vaincre pour générer un certain débit. Ce comportement pression-débit dépend purement de « l'intérieur » du circuit, alors que la caractéristique externe dépend du système extérieur au circuit, et a typiquement l'allure de ΔP_{ext} montrée sur la figure précédente. On peut voir la caractéristique externe comme le différentiel de pression disponible pour générer l'écoulement, et il s'agit bien souvent d'une pompe qui la détermine. En régime permanent, le circuit va s'équilibrer sur le point de croisement des courbes, c'est le point de fonctionnement ($G_0, \Delta P_0$), ainsi que montré sur la figure précédente. Supposons maintenant une légère augmentation de G , la perte de charge intérieure au circuit augmente donc aussi légèrement et devient supérieure à la différence de pression extérieure ΔP_{ext} qui assure l'écoulement, ce qui fait que le débit va aussitôt diminuer pour revenir à sa valeur de base. Il s'agit là d'un **point de fonctionnement stable**. La figure suivante illustre le même point de fonctionnement du circuit, mais instable.

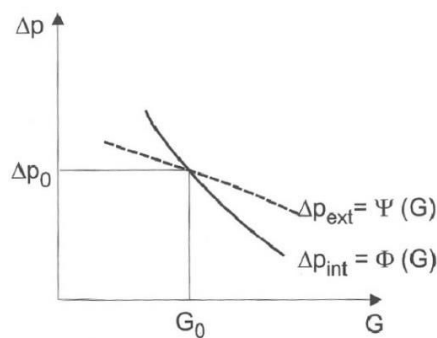


Figure 2-14: Figure du point de fonctionnement (instable) d'un circuit thermohydraulique

La caractéristique interne du circuit est cette fois supposée décroissante. En cas d'augmentation légère du débit, la perte de pression interne va donc diminuer et être inférieure à la différence de pression externe, ce qui va faire augmenter encore le débit. Le débit va donc augmenter de plus en plus, c'est un **point de fonctionnement instable**. On comprend donc que pour qu'un point de fonctionnement soit stable, la pente locale de la caractéristique interne doit être supérieure à celle de la caractéristique externe :

$$\frac{\partial \Delta P_{int}}{\partial \dot{m}} > \frac{\partial \Delta P_{ext}}{\partial \dot{m}} \quad (\text{II-11})$$

Cette équation est le critère de stabilité du régime permanent, aussi appelé le critère de Ledinegg.

2.3.4.2. Instabilité de Ledinegg dans un évaporateur

La caractéristique interne peut s'obtenir de façon analytique, en intégrant la dérivée axiale de perte de charge le long du circuit, ou bien en modélisant le circuit et en simulant l'écoulement stationnaire pour différents débits. Pour faire l'exercice sur un évaporateur eau/vapeur, on peut se référer au *Delhaye* [5] et l'exemple du canal chauffant (Chap 8, §2.1). La figure 2-15 représente deux caractéristiques internes possibles décrivant un évaporateur, ainsi que deux caractéristiques « extrêmes » monophasiques :

- Pour de faibles débits, la vaporisation est très rapide et l'écoulement est essentiellement en vapeur sèche, la caractéristique a dans ce cas l'allure parabolique de la courbe rouge pointillée à gauche ;
- Pour des débits élevés, il n'y a pas de vaporisation et l'écoulement est monophasique liquide, la caractéristique est parabolique : c'est la courbe pointillée rouge de droite ;
- Pour tous les débits intermédiaires, l'écoulement est diphasique. La courbe caractéristique est alors soit strictement croissante comme le cas 2 représenté en vert, soit possède une allure en N avec une section décroissante comme pour le cas 1 représenté en bleu. C'est dans ce cas précis qu'une instabilité de Ledinegg se produit. Le mécanisme de l'instabilité est illustré par la figure 16.

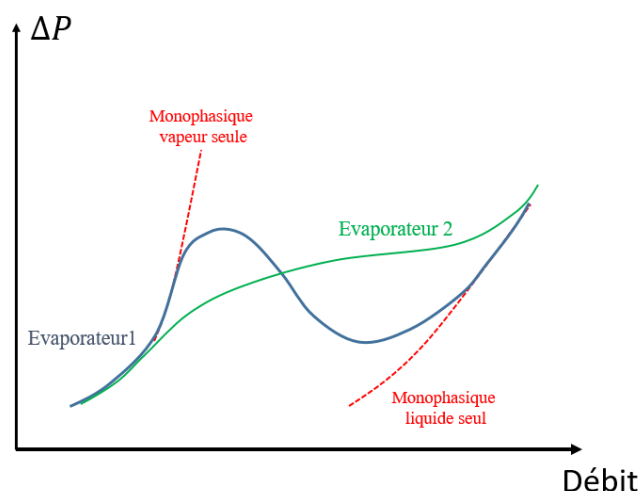


Figure 2-15: Caractéristiques possibles d'un évaporateur, et caractéristiques monophasiques d'un canal chauffant

Quelle que ce soit le type de caractéristique de l'évaporateur, il est important de noter qu'elle n'est définie que pour un flux surfacique donné, une pression donnée en un certain point du circuit, et une température donnée à l'entrée de l'évaporateur.

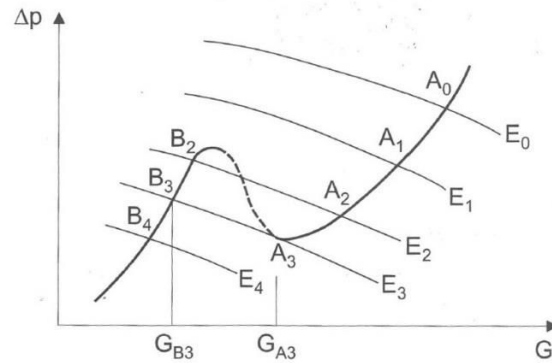


Figure 2-16: Mécanisme de la redistribution de débit [5]

Supposons que le fonctionnement est stabilisé sur le point A_0 . La caractéristique externe du circuit est la courbe E_0 , qui représente par exemple la pompe d'alimentation de l'évaporateur. En diminuant progressivement la vitesse de rotation de la pompe, la caractéristique externe change, mais pas la caractéristique interne. Le fonctionnement du circuit se déplace vers les points A_1 et A_2 . La caractéristique externe E_2 croise maintenant la caractéristique interne en plusieurs points, mais le point A_2 est toujours stable, car il respecte le critère de Ledinegg, le circuit continue donc à fonctionner sur ce point. Si la vitesse de rotation continue à diminuer, on arrive au point de fonctionnement A_3 qui est instable sur sa gauche d'après le critère. Le fonctionnement du circuit va alors se positionner sur un point stable au croisement des caractéristiques, c'est-à-dire ici le point B_3 . On a donc un changement brutal de débit entre les deux points. Cette instabilité est qualifiée de *statique*, car le nouveau point de fonctionnement trouvé est stable.

En pratique, il est peu probable pour la caractéristique interne d'un évaporateur DSG de présenter l'allure générant des instabilités de Ledinegg, car :

- D'une part, le circuit fonctionne rarement sur un point de fonctionnement stabilisé, car la température d'entrée de l'évaporateur et le flux surfacique sur les tubes sont des variables très dynamiques, dépendant de grandeurs naturellement variables comme l'ensoleillement et la température ambiante.
- Ensuite, car il est possible de dimensionner le circuit et ses équipements (pompes) tels que la caractéristique externe possède une pente négative faible, pour que le critère de Ledinegg soit plus facile à valider ;
- Enfin, car on peut concevoir l'évaporateur DSG avec des dispositifs permettant d'éviter une caractéristique interne en N, comme expliqué ci-dessous.

Une méthode classique pour éviter une caractéristique interne en N est de disposer des orifices à l'entrée de l'évaporateur afin d'augmenter la perte de charge. La courbe ci-dessous est issue d'une étude de *Pye et al.* [13] sur la DSG dans un CLFR. La caractéristique est tracée pour plusieurs rapports de diamètre D_{orif}/D_{tube} . On peut voir que plus le diamètre de l'orifice est faible, plus la caractéristique a l'allure croissante désirée.

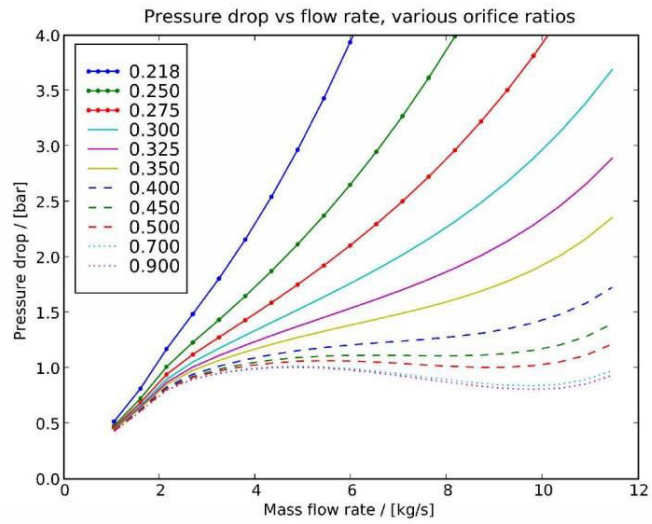


Figure 2-17: Influence du diamètre d'un orifice d'entrée sur la caractéristique interne d'un évaporateur. Entrée à 44 bar et 175°C, [13]

2.3.5. La problématique de distribution de débit

Les champs solaires linéaires des centrales commerciales sont constitués de plusieurs lignes parallèles, quel que ce soit le mode opératoire. Cette caractéristique donne d'ailleurs une bonne « scalabilité » aux centrales CSP, puisqu'il suffit (théoriquement en tout cas, et dans une certaine mesure) de rajouter une ligne au champ solaire pour augmenter la puissance thermique, et donc la production électrique.

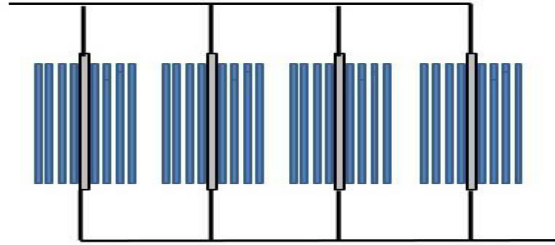


Figure 2-18: Schématisation simplifiée d'un champ solaire Fresnel multilignes (vue de haut)

Avec la génération directe de vapeur, la problématique de la bonne répartition du débit entre les lignes (ou entre les tubes absorbants) se pose, et constitue une des raisons pour lesquelles les concepteurs des premières centrales CSP linéaires n'ont pas choisi cette technologie, bien que rapidement identifiée comme intéressante. Un récepteur de Fresnel peut également comporter plusieurs tubes absorbants reliés aux mêmes connecteurs d'entrée et de sortie (voir figures ci-dessous), ce qui génère la même problématique. On a donc dans le cas de figure le plus complexe plusieurs lignes de récepteurs comportant chacun plusieurs tubes.



Figure 2-19: Schématisation simplifiée d'une ligne de récepteur Fresnel : vue en coupe (gauche) et vue partielle de haut (droite)

Si cette problématique de répartition de débits est souvent associée à l'instabilité de Ledinegg, c'est parce qu'elle en partage la cause, à savoir la caractéristique en N du vaporisateur. La caractéristique interne est propre à chaque tube, ou si on raisonne à l'échelle du champ solaire, propre à chaque ligne.

Pour illustrer la problématique, on peut prendre l'exemple de deux tubes d'évaporateur parallèles connectés sur les mêmes collecteurs, qui est le cas d'étude des travaux de référence sur ce sujet.

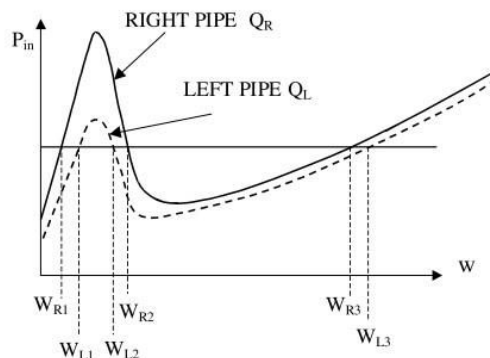


Figure 2-20: Caractéristique pression-débit simple de deux tubes simples, extrait de [14]

La figure ci-dessus montre les caractéristiques internes et indépendantes de deux tubes. Elles ont une forme en N, ce qui fait que pour chaque tube, pour une certaine pression d'entrée (en supposant une pression de sortie constante), 3 points de fonctionnements stationnaires sont possibles. Pour le système global, où les tubes sont connectés aux mêmes collecteurs (pertes de charge externes identiques), on a donc 9 points de fonctionnement possible. En éliminant les doublons, cela donne 5 points de fonctionnement théoriques possibles.

Les travaux de Natan et al. [14] sont les premiers à s'intéresser à cette problématique dans une optique d'application à la DSG. Les auteurs étudient les points de fonctionnement stationnaires du système par une méthode utilisant l'analyse des régimes d'écoulement et un modèle à flux de dérive (c'est-à-dire un modèle qui décrit le glissement entre les phases).

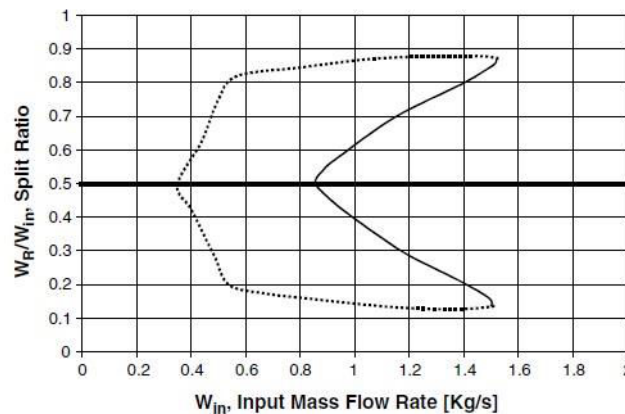


Figure 2-21: Répartition de débit entre les 2 tubes parallèles (W_R est le débit de droite, W_{In} le débit total), pour un flux de 1200 W/m sur chaque tube (diamètre 2.5cm, inclinaison 10°), pression de sortie 3 MPa, extrait de [14]

Le ratio des débits dans les tubes présente 3 ou 5 solutions stationnaires dans la gamme des débits intermédiaires, dont certaines très asymétriques où l'essentiel du débit passe dans un des 2 tubes. Ce résultat est obtenu alors que le flux sur chaque tube est identique. Cette multiplicité des solutions s'observe également sur la caractéristique interne calculée pour le système :

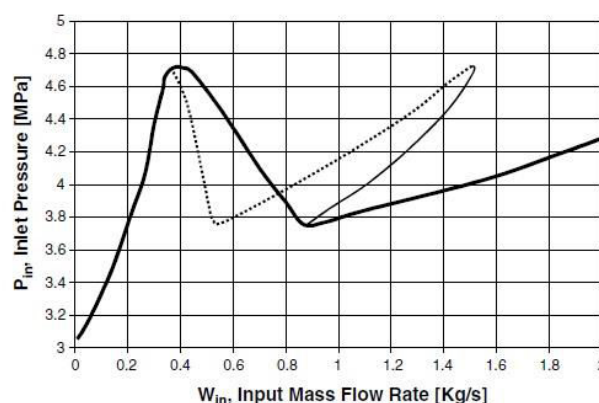


Figure 2-22: Pression d'entrée du système, pour un flux de 1200 W/m sur chaque tube (diamètre 2.5cm, inclinaison 10°), pression de sortie 3 MPa, extrait de [14]

Minzer et al. (2004) [15] reprennent ces travaux en proposant une analyse de la stabilité des solutions identifiées, avec l'appui des données expérimentales pour valider les analyses précédentes. Ils montrent notamment que pour la situation où les deux tubes reçoivent le même flux, les solutions théoriquement stables sont celles où la répartition de débit est fortement asymétrique :

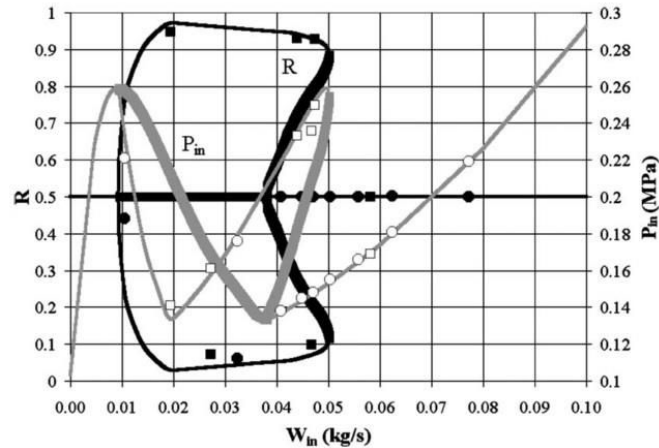


Figure 2-23: Ratio de débit (noir) et pression d'entrée (gris) pour un flux de 1200 W/m sur chaque tube (diamètre 2.5cm, inclinaison 10°), pression de sortie 3 MPa, extrait de [15]

Les courbes en traits fins sont les solutions stables et les traits gras sont les solutions instables. Les auteurs étudient également le cas de figure où seul le tube de droite reçoit le flux solaire. Cette configuration présente 3 solutions pour la gamme de débits intermédiaire, dont deux stables :

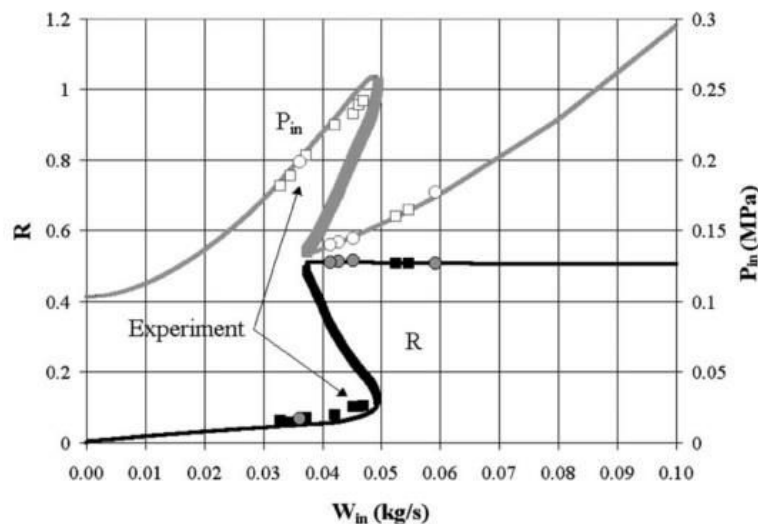


Figure 2-24: Ratio de débit (noir) et pression d'entrée (gris), flux sur le tube de droite 1200 W/m, tube de gauche 0 W/m (diamètre 2.5cm, inclinaison 10°), pression de sortie 3 MPa, extrait de [15]

On voit que la solution théorique est que la majorité du débit passe dans le tube de gauche, qui ne reçoit pas de flux, ce qui est évidemment l'opposé du fonctionnement recherché. Les travaux de Minzer et al. (2006) [16], toujours avec le même cas d'étude, proposent une évolution du modèle, capable de décrire le comportement transitoire du système, notamment l'évolution depuis un point de fonctionnement stationnaire instable. Les résultats confirment que le système fonctionne sur un point instable, une petite perturbation va rediriger le système sur un point de fonctionnement stable, c'est-à-dire ici une répartition asymétrique du débit. Des travaux plus récents [17], [18] proposent des modèles plus précis pour décrire ces transitoires, utilisant l'analyse des régimes d'écoulement et/ou une modélisation à flux de dérive. Devant le constat que les solutions stables de répartition de débit dans les tubes ne sont pas celles recherchées pour le bon fonctionnement du système, y compris lorsque le flux est homogène sur les tubes, il faut donc rechercher une régulation permettant de répartir le débit. Taitel et al. [19] proposent de réguler le débit en entrée de chaque tube grâce à des vannes, de façon à ce que le titre vapeur soit

homogène et constant en sortie des tubes. La figure ci-dessous montre l'effet d'une telle régulation. Le même dispositif que décrit précédemment est utilisé.

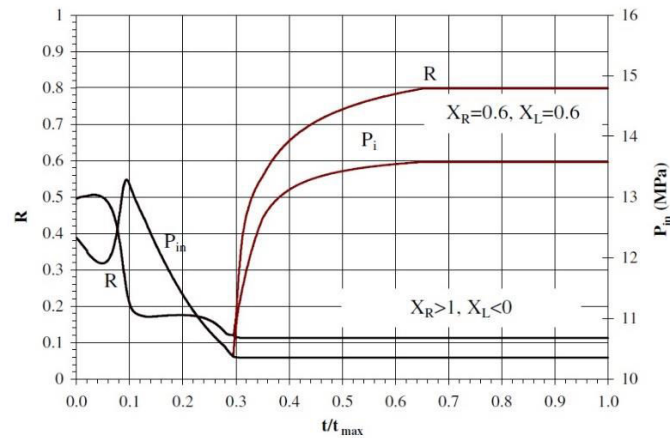


Figure 2-25 : Simulation transitoire de la répartition de débit et de la pression d'entrée sur le système à 2 tubes parallèles pour un flux hétérogène (titre vapeur de sortie indiqué), extrait de [19]

Le tube droit reçoit un flux $Q_R = 4.4 \text{ kW/m}$ et le tube gauche $Q_L = 1.1 \text{ kW/m}$, le débit initial simulé étant réparti de façon homogène entre les 2 tubes. On peut voir sur la figure que sans contrôle (courbes noires) le débit s'écoule principalement dans le tube gauche, ce qui donne de la vapeur surchauffée en sortie, alors que réguler le titre de sortie sur une valeur $X = 0.6$ répartit les débits selon le flux reçu sur le tube (courbes rouges).