



PROJET HT SCROLL

NOUVEAU SYSTÈME DE COGÉNÉRATION À TURBINE SPIRALE HAUTE TEMPÉRATURE Rapport annuel 2008

Auteur et coauteurs	Dr. Malick Kane, Danilo Cretegy, Prof. Daniel Favrat
Institution mandatée	ENEFTECH Innovation SA, LENI-EPFL
Adresse	PSE-B EPFL 1015 Lausanne
Téléphone, e-mail, site Internet	021 / 693 9171, malick.kane@eneftech.com , www.eneftech.com
N° projet / n° contrat OFEN	101'609 / 152'196
Responsable OFEN du projet	Th. Kopp
Durée prévue du projet (de - à)	Du 1 ^{er} Octobre 2006 au 30 Septembre 2008
Date	Décembre 2008

RÉSUMÉ

La cogénération permet de satisfaire les besoins en énergie avec une utilisation plus efficace des combustibles réduisant ainsi les émissions polluantes et les gaz à effet de serre. Le projet propose une alternative de système de micro-cogénération basée sur l'utilisation de turbines Scroll qui produisent de l'électricité à partir de source de chaleur à relativement basse température (inférieur à 250°C), permettant donc d'exploiter les ressources d'énergies renouvelables telles que la biomasse, le solaire ou la géothermie. Un tel système permet la production économique de courant vert et peut fournir également des prestations de chaleur de l'ordre de 60°C, remplissant ainsi les besoins en chauffage et/ou en eau chaude sanitaire.

Au cours de l'année 2008, la construction, l'assemblage et des tests de fonctionnement sont effectués sur la machine caractérisée et développée lors de l'année 2007. Au niveau des étages de détente, après quelques modifications de pièces, la machine a passé les tests de pression, d'étanchéité et de fonctionnement à l'air comprimé (basse pression) et est prête à subir des tests de performance. Le générateur est testé sur un banc séparé et montre des résultats acceptables.

Au niveau du banc d'essais, les utilités chaudes et froides, l'armoire de commande et le système d'acquisition sont spécifiés et leur intégration est supervisée par ENEFTECH. La mise en service du banc d'essais a montré cependant des difficultés importantes à maîtriser la séparation de l'huile et de la vapeur d'eau, avec des effets instationnaires indésirables dans le cas où de l'eau se retrouve dans le circuit d'huile. La plus part de nos efforts pour les tests de performances se sont concentrés sur la suppression de ces effets.

A la fin de l'année 2008, les tests de performance de la turbine n'ont pas pu être effectués et ENEFTECH propose de les repousser au début de l'année 2009 en moyennant quelques efforts sur l'installation en place, suivis, le cas échéant d'une modification du système de séparation eau/huile, qui simplifierait considérablement le système pour tester la turbine.

Buts du projet

Le but de ce projet est de démontrer la **faisabilité technique** d'un nouveau concept d'unité de **turbine spirale (scroll) à double étage** de détente (haute rapport de volume installé) et à haute température (travaillant avec des températures de l'ordre de 250 °C).

Le travail consiste d'abord à développer une unité prototype de 5 kWe et ensuite à tester ses performances au sein d'un cycle de Rankine (ORC) qui fournit également des prestations de chaleur de l'ordre de 60°C (25kW), remplissant ainsi une fonction de cogénération.

Il convient donc de déterminer la **configuration du système optimal avec un dimensionnement détaillé des composants et un plan d'intégration** (étude détaillée), construire et optimiser le système en tenant compte de tous les aspects de contrôle, commande et de sécurité, développer un protocole d'évaluation expérimental des performances du système et conduire les tests en laboratoire suivi d'une analyse technico-économique des performances du système.

Travaux effectués et résultats acquis

RAPPEL DES TRAVAUX DE 2007

Les travaux effectués en 2007 étaient principalement axés sur le dimensionnement et la construction des pièces et de la machine. Les choix technologiques pour les fonctions de paliers, de positionnement, de revêtement ou de lubrification, ainsi que la modélisation géométrique de la machine et le développement des modèles de performances sont premièrement effectués. Parallèlement, le dimensionnement du générateur électrique et de son électronique de contrôle est effectué.

Le dimensionnement de la machine permet l'emploi de différents types de fluides de travail, dont la préférence oscille entre l'eau et un fluide réfrigérant. De longues investigations ont été effectuées pour trouver une huile de lubrification qui soit compatible avec de l'eau (fluide de travail du cycle) et qui puisse avoir une bonne durée de vie en contact avec de températures relativement élevées. Des tests ont été effectués et un candidat potentiel a été identifié.

Les mises en plan de la machine et le dossier de fabrication sont soumis à plusieurs entreprises pour la construction des pièces.

Finalement un plusieurs tests préliminaires sur un banc d'essai à l'eau ont été effectués pour identifier les moyens à mettre en œuvre pour travailler avec de l'eau comme fluide de travail.

TRAVAUX EFFECTUES EN 2008

RECEPTION MATERIEL – CONTROLE ET MONTAGE DE SOUS-ASSEMBLAGES

Les pièces de la machine sont réceptionnées en nos locaux, et un premier contrôle est effectué. Il s'agit d'un contrôle du nombre de pièce, de la finition des pièces, et du montage de ces pièces entre elles.

Une première itération de modification a dû être mise en œuvre à cause de la dureté des joints sélectionnés. Les espaces radiaux pour les joints ont été augmentés.

Un deuxième contrôle est effectué pour des pièces dont les tolérances géométriques sont difficiles à tenir. Ces pièces sont les carters et les volutes. Suite à ce contrôle, les volutes ont été reprises pour corriger les surfaces déformées, de même les carters de scroll ont dû être retouchés pour faciliter l'emboîtement des pièces.

Les sous-assemblages des pièces telles que bagues de roulement sur arbre ou dans les volutes, bouchons sur les perçages du circuit de lubrification, joints d'arbre et palier radial sur carter de transmission ou encore segments et ressorts dans le palier axial, sont effectués dans l'atelier du LENI.

EQUILIBRAGE DES PARTIES MOBILES

Suite à l'équilibrage des rotors, les bielles et volutes sont équilibrées par le moyen de perçages sur la partie de balourd des bielles prévue à cet effet. Le positionnement de la bielle par rapport au vilebrequin est effectué sur marbre à ± 0.02 mm.

Lors des opérations d'équilibrage, il a été observé qu'il est difficile de reproduire précisément les résultats. Cela indique premièrement que l'équilibrage des bielles et vilebrequin est influencé par des effets non linéaires tels que le frottement dans le palier orbitant ou les jeux de montage. Les valeurs

obtenues pour l'équilibrage des volutes avec ces type de paliers sont de l'ordre de 360 gmm pour la HP et 240 gmm pour la BP, mesurés indépendamment l'une de l'autre.

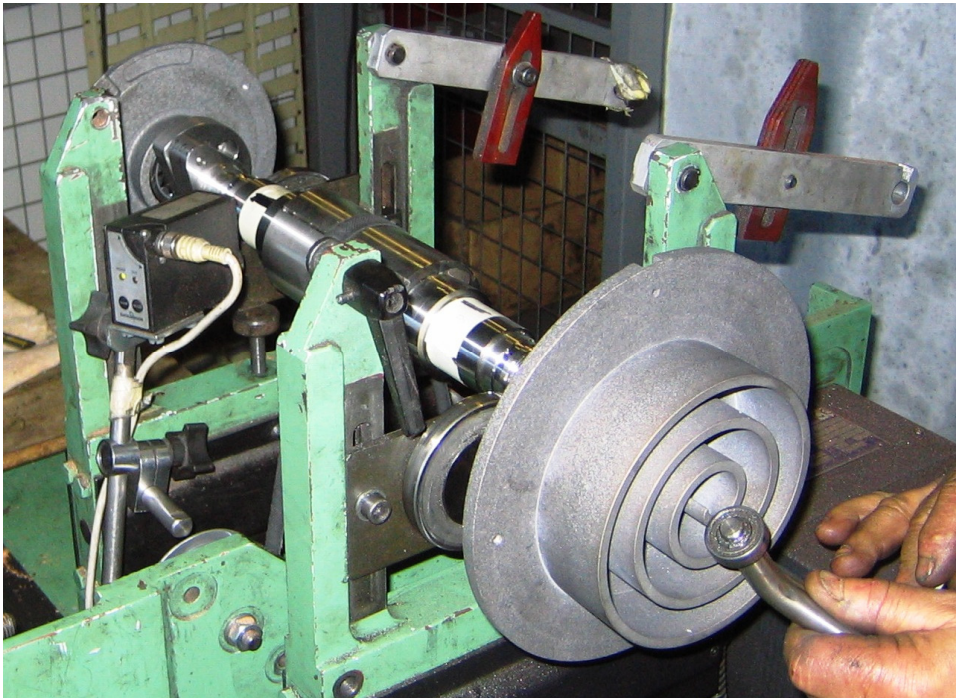


Figure 1 Equilibrage des volutes sur l'arbre.

Selon une tablelle fournie par la maison qui effectue ces opérations, la tolérance d'équilibrage pour des pièces de machine outil et de machines en général est de 90gmm pour une vitesse de rotation de 6000 t/min avec un poids total de 9kg. Voir aussi normes ISO [1].

Une approche complémentaire consiste à déterminer le balourd résiduel tolérable pour avoir une force radiale dans les paliers inférieure à une valeur limite. Cette valeur limite est évaluée à environ 100 N ce qui correspond à environ 3-4% des forces radiales maximales. Le graphe suivant (figure 2) indique l'évolution du balourd résiduel générant une force radiale de 100 N en fonction de la vitesse de rotation. A 6000 t/min, un balourd résiduel d'environ 250 gmm provoque une force de 100N.

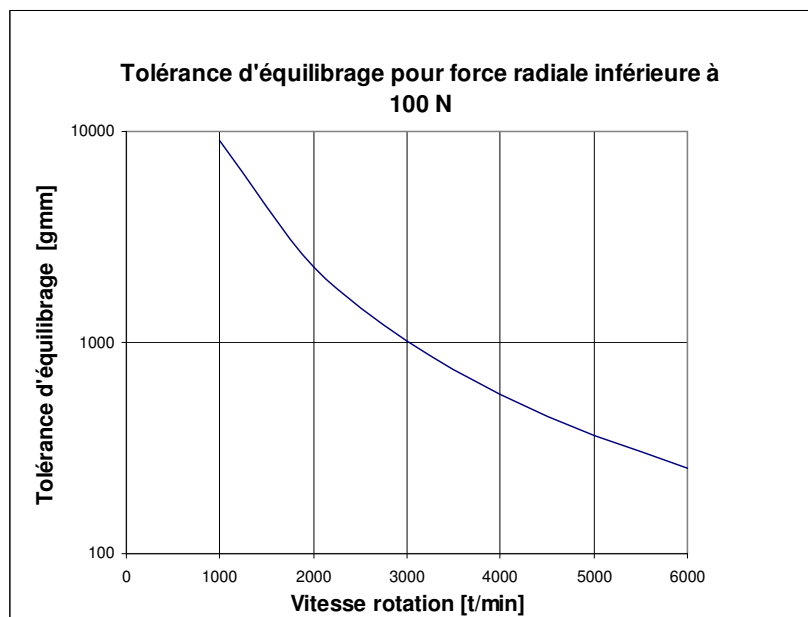


Figure 2 Tolérance d'équilibrage pour force radiale inférieure à 100N

Sur la base de ces considérations, les valeurs obtenues après équilibrage sont légèrement au-dessus des tolérances spécifiées. Comme indiqué plus haut, la précision de l'équilibrage est dépendante du

frottement au palier orbitant ainsi que des jeux de montage. Il est décidé que si les tests in situ avec les volutes et bielles de cette série montrent des vibrations trop élevées, l'équilibrage sera effectué à nouveau avec des paliers présentant moins de frottement mais plus de jeu.

REVETEMENT DES VOLUTES

Plusieurs types de revêtements et de procédés d'application ont fait l'objet de tests sur des échantillons de la même matière que les volutes ainsi que sur des volutes, mais les résultats n'étaient pas concluant en ce qui concerne l'adhésion, la porosité de surface et les déformations apportées à la pièce. Finalement une solution plus satisfaisant avait été trouvée et les deux paires de volutes HP et BP ont été revêtue avec une couche de céramique poreuse imprégnée de Teflon®. Un autre revêtement avec Teflon® ou bisulfite de molybdène est en cours d'identification.

ASSEMBLAGE COMPLET

Le montage complet est effectué dans l'atelier du LENI et coordonnés par ENEFTECH. L'outillage pour le montage (faciliter le centrage ou l'introduction des pièces les unes dans les autres) a été acquis au préalable ou est construit sur place. Des ajustements de gorges de joints, de positionnement axial et de précontraintes sont effectués en atelier.

TEST DE PRESSION ET D'ETANCHEITE

Un ensemble composé d'un étage HP et du générateur, comportant tous les points critiques d'assemblage a été testé d'abord avec une charge de réfrigérant à 8 bars et ensuite complété avec une charge d'azote à 22 bars. Les joints et point d'assemblage externes ont été testés avec un détecteur de fuite. Aucune fuite importante n'a été trouvée et aucun dommage n'a été observé.

TEST DE FONCTIONNEMENT A AIR COMPRIME

Des tests à air comprimé ont été préparés pour vérifier le fonctionnement mécanique de la machine et en particulier le comportement au démarrage. Un système de filtre à air, de vanne de détente et de lubrificateur d'air sont montés sur le circuit de vapeur, en amont de la turbine. Comme le montre la photo du montage à la figure 3, une vanne d'isolation est mise en place sur la liaison externe de pression entre l'admission et la chambre de pression derrière le palier axial. La lubrification des paliers est effectuée sporadiquement par une injection d'huile au moyen d'une pipette ou d'une seringue. La pression maximale du circuit d'air est de 8 barg. Le démarrage de la turbine s'est effectué simplement en augmentant la pression à l'entrée de la turbine.

Test à air comprimé pour le module HP

Pour la turbine monotagée HP comme illustrée sur la photo ci-dessus, une pression d'entrée de 4-5 barg est nécessaire pour la faire démarrer.

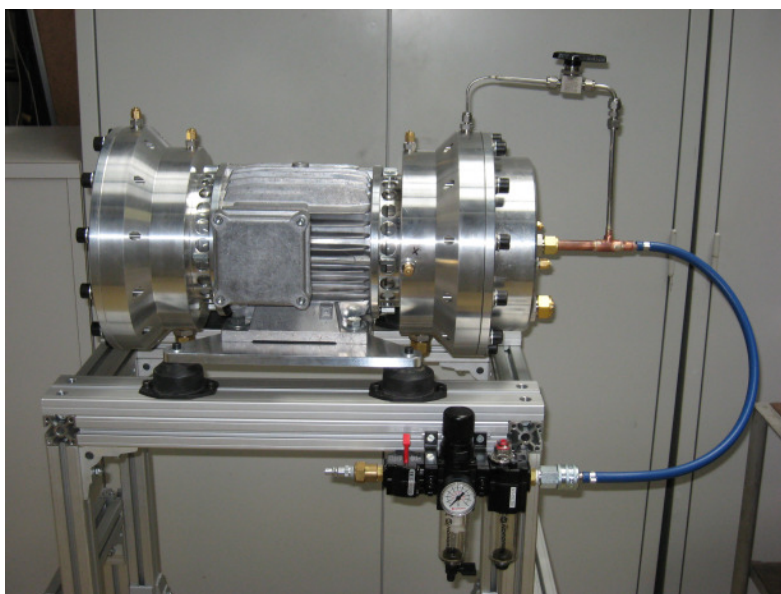


Figure 3 Turbine HT Scroll montée avec un étage HP et connexion pour tests à air comprimé

Une mesure de la vitesse de rotation est effectuée mécaniquement en appliquant un appareil compteur sur l'arbre, de l'autre côté du module de détente par rapport au générateur. Ainsi, la machine a tourné à 2500 t/min pendant 20 minutes avec un étage HP monté sur le générateur.

Au démontage, on a constaté la présence de particules fines dans l'huile. Il s'agit probablement de poussières générées par le rodage des pièces en contact, telles que les segments du palier axial et les surfaces où le revêtement a été appliqué.

Tests à air comprimé pour le module BP

Une interruption des tests a été causée par un serrage de la bague d'Oldham dans la volute mobile, le matériau des têtes de bague a été changé, ainsi que les jeux axiaux entre bague et volute. Suite à ces changements, la turbine du module BP a pu fonctionner normalement. Pour le démarrage de la turbine BP, une pression d'admission de 2 barg est suffisante. Le débit d'air comprimé est limité par la section des tuyaux d'amenée d'air. Ainsi il n'a pas été possible d'élever la pression d'entrée au dessus de 4 barg.

Test à air comprimé pour le module bi-étagé, HP et BP

Une mesure de pression intermédiaire est introduite entre le module de HP et celui de BP. Il est observé que la machine bi-étagée démarre avec une pression de environ 8 barg à l'admission de la HP. Cette pression relativement élevée est nécessaire pour vaincre les frottements secs des modules HP et BP.

LE GENERATEUR ET L'ELECTRONIQUE

Un premier générateur de test est construit pour vérifier les performances de celui-ci et de l'électronique associée au contrôle de la vitesse de rotation et de la charge sur un banc de test séparé. Ce générateur dispose ainsi de roulements ne nécessitant pas une lubrification à circulation d'huile et est muni d'un arbre de sortie différent de celui de la turbine, afin de pouvoir accoupler cet arbre plus facilement à l'entraînement du banc d'essai. Mis à part les paliers et les extrémités des arbres, ce générateur de test est construit avec les mêmes composants (stator, aimants permanents) que le générateur de la turbine.

Dans un premier essai, il a été vérifié que l'électronique rempli sa fonction de base. Mais aucun test à puissance nominale n'a été effectué. Il a été constaté que le rendement du générateur n'est pas aussi bon que mesuré lors de premiers tests chez le fabricant du rotor. Des pertes fer et mécaniques ont été identifiées comme les plus importantes. Aussi, suite à une erreur de montage des aimants sur le rotor, un des aimants s'est détaché alors que le rotor tournait à 6000 et a été détruit. Le rotor a dû être réparé et un stator de meilleure qualité a été commandé pour réduire les pertes fer. Le délai d'attente du stator de meilleure qualité s'est avéré plus long que prévu. Cela nous a permis de mener quelques investigations sur les faibles performances mesurées sur le générateur et de montrer qu'une partie de ces pertes étaient dues à un biais de l'appareil de mesure du couple. Celui-ci a du être changé et a encore suscité du retard dans l'accomplissement de ces tests.

Dans les essais suivants, une mesure de performance a été effectuée à différentes vitesses de rotation et charges. Dans une première configuration, le générateur uniquement est évalué en faisant une mesure de performance du générateur sans électronique, mais couplé à une batterie de résistances. Le rendement maximal de 94.3% est mesuré à 3000 t/min et à pleine charge. Dans une deuxième configuration l'électronique de gestion de la vitesse de rotation de la turbine est couplée entre le générateur et le réseau. Le rendement maximal de 93.2% est mesuré à 3000 t/min et à pleine charge.

Ces résultats sont discutés dans le rapport « Efficiency of generator eneftech » [2]. Les résultats de ces tests seront utilisés pour évaluer la puissance mécanique à l'arbre du générateur et permettront, le cas échéant, de mieux identifier les causes de pertes dans la turbine lorsque celle-ci sera montée dans le circuit vapeur. La figure 4 illustre la caractéristique de performance du générateur obtenue entre la puissance mécanique et la puissance fournie au réseau à 50Hz.

Finalement un test de couplage au réseau est effectué à partir du banc d'essai pour tests à air comprimé. La puissance travail de l'air comprimé nécessaire à la production minimale de courant n'était pas suffisante pour obtenir une connexion continue au réseau, mais la fonction de détection automatique de la vitesse de rotation avant enclenchement a été testée.

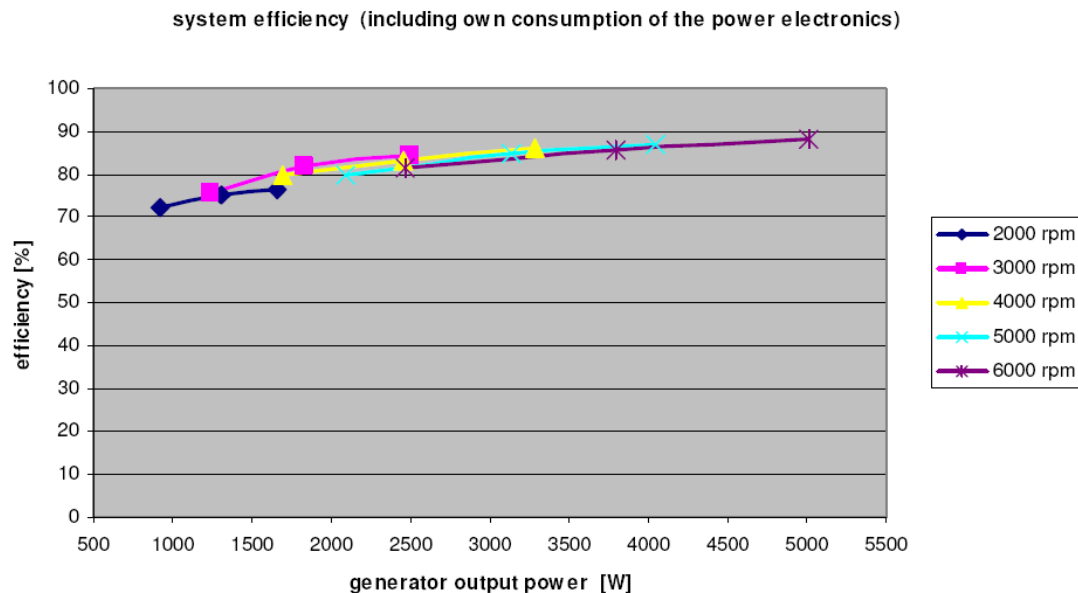


Figure 4 Efficacité du générateur avec l'électronique.

BANC D'ESSAI AVEC CIRCUIT EAU ET HUILE

Le stand d'essai développé pour cette turbine dispose d'un circuit d'eau et de vapeur, ainsi qu'un circuit d'huile de lubrification des volutes permettant ainsi de doser le mélange vapeur / huile selon les besoins. Le stand d'essai est construit avec deux réservoirs transparents résistants à la température, disposés avant les pompes d'alimentation des deux circuits. Ces réservoirs permettent d'évaluer visuellement la séparation entre l'huile et l'eau. L'installation est équipée de points de mesure de pression, température et de débit. Il sera aussi possible de simuler une turbine par un échangeur et une vanne de détente, et de mettre ainsi le banc d'essai dans des conditions spécifiques avant d'ouvrir les vannes pour connecter la turbine.

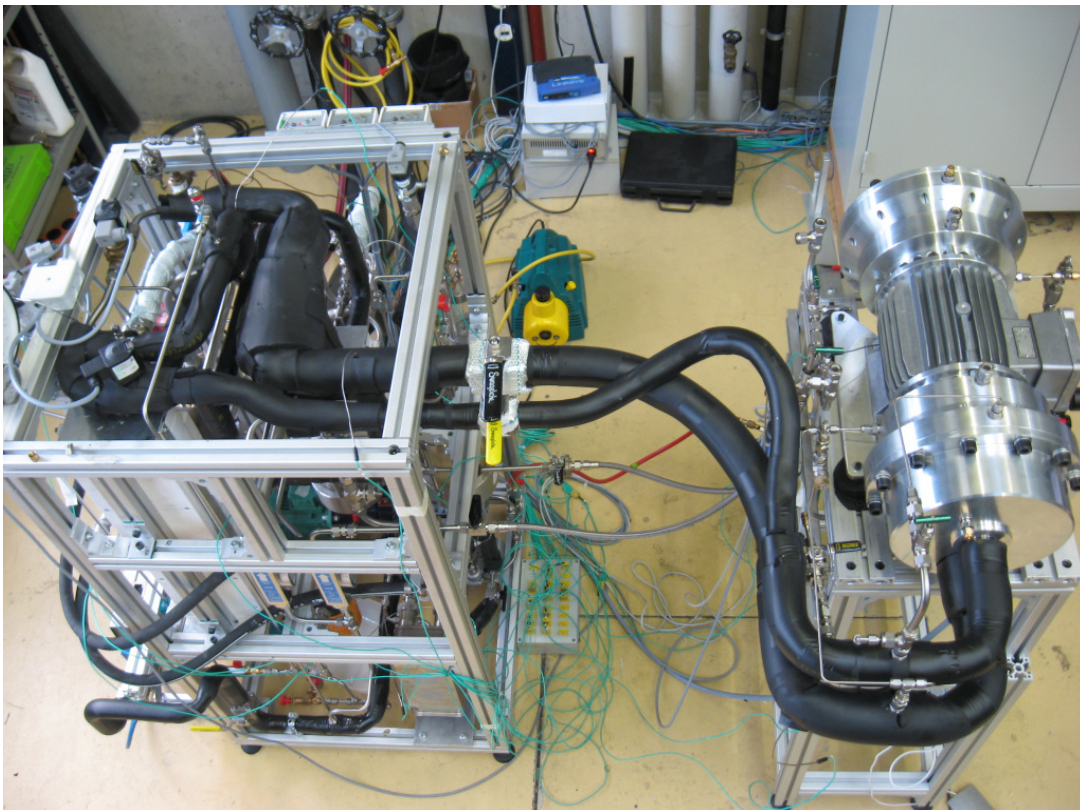


Figure 5 Stand d'essai de la turbine HT Scroll

Le stand d'essai a été construit par une entreprise extérieure. Les connexions hydrauliques entre le stand d'essai et d'une part la turbine, d'autre part la chaudière à huile thermique, ainsi que l'eau industrielle pour le refroidissement sont réalisés. Les équipements sont instrumentés avec principalement

des thermocouples et des transmetteurs de pression, mais aussi avec un débitmètre massique pour l'eau, de débitmètre volumétrique pour l'huile et de lecture des vitesses de pompes. Des organes de sécurités sont apportés au banc d'essai (pressostats, thermostats, contacteur de niveau), et une armoire électrique de commande de l'installation est réalisée sur la base des fonctions de sécurité et de commande de base de l'installation.

SYSTEME D'ACQUISITION

Un système d'acquisition basé sur le système Labview est mis en place pour afficher et suivre les valeurs mesurées. Le système a été programmé pour lire les valeurs mesurées directement sur le banc d'essai, via des cartes d'interface I/O, ainsi que sur le PLC de contrôle et de sécurité, à travers une interface IP. Les valeurs lues et affichées peuvent aussi être enregistrées dans un fichier à intervalles de temps pré définissable, pour le traitement des résultats après les tests.

MISE EN SERVICE DU BANC D'ESSAI

Les mises en service ont commencé en septembre 2008, avec la circulation de l'huile thermique pour le chauffage de l'installation ainsi que celle de l'eau de refroidissement. Après les tests d'étanchéité effectués sur les circuits d'huile et d'eau, les fluides correspondants (eau/huile) sont introduits dans l'installation. Les pompes de circulation d'eau et d'huile sont testées (sens de rotation et amorçage). Il est observé que l'amorçage des pompes n'est pas possible au dessous d'une pression de 0.3-0.4 bara. Cela est dû au clapet d'admission qui génère une perte de charge de quelques dixièmes de bara, suffisante pour provoquer de la cavitation dans la pompe. Il sera ainsi nécessaire de mettre le circuit d'eau légèrement sous pression (par chauffage à l'évaporateur) ou par ajout d'azote dans le circuit. La première solution étant favorisée.

La mise en température du circuit d'eau (avec évaporation) est testée. Une surchauffe de 15-25 °C est atteinte pour une pression de 3-4 barg. La régulation du circuit de refroidissement est aussi testée ; les résultats sont bons, c'est-à-dire que l'on arrive à réguler une température constante à +/- 0.5 °C à l'entrée du condenseur. Le chauffage du circuit d'huile est aussi testé. Les variations de volume de liquide dans le réservoir d'huile sont bien visibles (40-70 mm d'amplitude). On remarque aussi la présence d'eau dans le réservoir d'huile (Dans notre application, l'huile est plus lourde que l'eau) et cette présence d'eau liquide suscite des problèmes que nous traitons dans le chapitre suivant.

Les débitmètres d'huile et de d'eau sont testés en vérifiant que les valeurs affichées par les instruments soient semblables à +/- 15 % des caractéristiques à charge et vitesse de rotation similaires, fournies par le constructeur.

TESTS DE MELANGE ET SEPARATION D'HUILE

La construction des circuits d'eau et d'huile (figure 6) est telle qu'un mélange est effectué lorsque l'électrovanne YS1A est ouverte, la vapeur est mélangée à l'huile et passe par un circuit comprenant un échangeur (HX) et une vanne de détente, qui simulent la turbine, puis arrive au séparateur d'huile et de vapeur (S2). A partir de ce séparateur, la vapeur rejoint le condenseur (Cd), puis le réservoir d'eau (B2A) ; l'huile rejoint le réservoir d'huile (B6A) en passant ou pas par une vanne à flotteur (YL6) qui empêche le passage de la vapeur.

Lors des premiers tests, il a été observé que pendant la phase de montée en température des circuits, de l'eau s'accumule dans le réservoir B6A et que cette eau, d'une part, prend la place de l'huile qui va alors « déborder » dans le circuit d'eau par S2 et, d'autre part, cette eau manque dans le circuit d'eau.

Les causes de la présence d'eau sont diverses. Certaines pourraient être évitées (fuites à une vanne de séparation, passage de fuites à travers un clapet anti-retour), mais d'autres ne peuvent pas être évitées, telle que la condensation de la vapeur sur les parois froides au démarrage. Même en pré-chauffant les parois du banc d'essai par de l'huile chaude, il ne sera pas possible d'effectuer la même opération sur la turbine. La présence de condensats étant inévitable, il s'agit de trouver une méthode pour l'évacuer ou pour faire fonctionner l'installation de manière stable avec des condensats d'eau dans le réservoir d'huile.

L'impact le plus néfaste de cette eau condensée dans le réservoir d'huile, c'est qu'en fonctionnement, de l'huile chaude arrive continuellement dans le réservoir et la température du réservoir va atteindre la température de vaporisation de l'eau dans ce réservoir et que l'eau va se mettre en ébullition. L'ébullition est accompagnée d'une élévation de la pression dans B6A car la vapeur n'a pas d'autres moyens de sortir que par la vanne YL6, ce qui signifie une inversion de pression et finalement un transfert d'huile dans le réservoir d'eau. Il s'agit alors soit de l'évacuer, soit d'empêcher l'eau de s'évaporer.

Un essai a été fait en remplissant le circuit d'huile de telle manière à avoir de l'huile jusque dans le séparateur, afin que les condensats d'eau restent dans un réservoir ouvert sur B2A et qu'il n'y ait pas d'inversion de pression entre B6A et S2. Le volume de S2 n'est cependant pas assez gros pour permettre au séparateur de remplir sa fonction tout en faisant tampon pour accueillir les condensats d'eau.

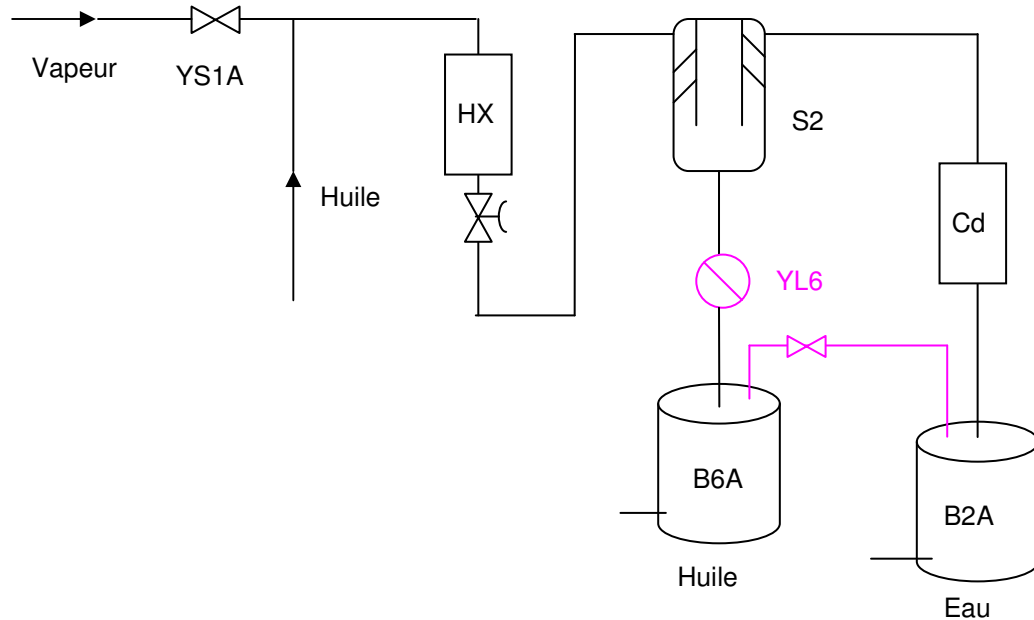


Figure 6 : Schéma des circuits huile et vapeur du banc d'essai

De plus, bien que les propriétés de séparation de l'huile dans l'eau soient bonnes, l'ébullition provoque une émulsion d'huile et de vapeur, qui met du temps à se résorber. Ainsi, même en ajoutant une conduite de transvasement de la vapeur dans B2A, l'émulsion prend ce passage et c'est un mélange vapeur/huile qui arrive dans B2A. Pour garantir une pression dans B2A inférieure à celle dans B6A, le diamètre des conduites entre S2 et B6A a été augmenté de 3/8" à 1/2" et la vanne YL6 a été enlevée. Un essai supplémentaire avec un réservoir intermédiaire entre B6A et B2A montre que la quantité d'eau dans l'émulsion est de l'ordre de 5-10% masse. Il est donc inadéquat de transvaser la vapeur sous cette forme (émulsion).



Figure 7 : Réservoir d'huile avec couches d'huile d'eau et d'émulsion d'eau en surface

La présence d'huile dans le réservoir B2A est tolérable en petites quantités. En effet il est observé que cette huile (plus lourde que l'eau) est acheminée par la pompe jusqu'à l'évaporateur et qu'elle est emportée par la vapeur à travers ce dernier. Par contre, en quantité importante (difficile d'évaluer à partir de combien) l'évaporateur perd ses performances et il y a un mélange de vapeur, d'eau liquide (à saturation) et d'huile qui sort de l'évaporateur. Ces conditions favorisent encore l'accumulation d'eau dans le réservoir d'huile. Or, lorsqu'il y a inversion de pression entre S2 et B6A, ou lorsqu'il y trop d'huile dans S2 ou lorsqu'une émulsion huile/eau passe par une conduite entre B6A et B2A, les quantités d'huile transportées dans B2A sont telles que les performances de l'évaporateur sont dramatiquement réduites.

Un autre essai effectué consiste à réduire l'émulsion en introduisant un tube plongeur dans le réservoir B6A. Ce tube est sensé empêcher l'huile chaude d'être projeté à travers la couche d'eau saturée et de provoquer un brassage important. En cours de test, il a été observé cependant qu'une quantité importante de vapeur sortait du tube plongeur et que cette vapeur remontait à la surface provoquant à nouveau une émulsion. De plus, comme la perturbation provient de plus bas dans le réservoir, l'ensemble du réservoir était en émulsion l'émulsion s'est propagée jusqu'à l'entrée de la pompe qui s'est alors désamorcée.

Il ressort de ce chapitre que la difficulté majeure qui nous a retenus est l'obtention des conditions stables de production de vapeur avec la présence de l'huile. Les prochains essais visent cet objectif avec une proposition des modifications suivantes :

- Intégrer un échangeur refroidissement d'écoulement entre le séparateur S2 et le réservoir d'huile B6A. Une telle opération permettra de maintenir la température du réservoir en dessous des 100 °C évitant l'évaporation de son contenu d'eau
- intégrer à nouveau la vanne à flotteur entre S2 et B6A pour éviter l'arrivée de vapeur dans le réservoir d'huile
- Maintenir une liaison de transfert liquide entre les deux réservoirs B6A et B2A par l'intermédiaire de la vanne de transvasement

Collaboration nationale

Eneftech Innovations SA collabore activement avec l'EPFL par le biais du Laboratoire d'Energétique Industrielle (LENI) et également avec d'autres sociétés telles que Frigorie SA, Merminod Engineering, Drivetek AG et Altefco AG. Un financement de Axpo AG permet également de couvrir 40% des coûts du projet.

Collaboration internationale

Il n'y a pas eu de collaboration internationale pour ce projet. Plusieurs fournisseurs d'équipement et de pièce standard sont situés en Europe ou en Asie. Le développement de solution appropriée pour des revêtements de surface ou pour le choix d'un alliage d'aluminium pour les volutes s'est effectué avec des entreprises Allemandes et Hollandaises.

Évaluation de l'année 2008 et perspectives pour 2009

La réalisation du premier prototype de turbine bi-étagée a fait l'objet d'une activité intense au sein d'ENEFTech. Après une seule itération de fabrication et de montage et quelques ajustements de pièces, la machine a passé les tests de pression, étanchéité et de fonctionnement.

Le générateur a pu être testé sur banc séparé et a montré des performances acceptables (93%) même si l'objectif d'un rendement de 95 % n'a pas été obtenu. L'électronique de connexion au réseau a été développée et testée sur banc d'essai séparé. Le test avec entraînement par la turbine scroll n'a pas pu être effectué par défaut de puissance mécanique à disposition.

Au niveau du banc d'essai pour les tests de performance de la turbine, le travail de préparation a été conséquent au niveau de la tuyauterie, de l'instrumentation et des systèmes de commande et acquisition.

Les travaux sur le banc d'essai travaillant avec l'eau comme fluide de cycle ont montré à quel point il est difficile d'obtenir des conditions de fonctionnement stables et robustes lorsque de l'eau est utilisée en combinaison avec de l'huile. Le choix de l'huile est très restreint, les conditions de séparation de

l'huile et de l'eau ne sont pas constantes et ne permettent pas une bonne séparation ; d'autre part la migration de l'eau dans l'huile ou de l'huile dans l'eau nécessitent la mise en place de mécanismes de ré-équilibrage des quantités d'eau et d'huile.

Ainsi, bien que le projet dût être terminé à ce jour, ENEFTECH propose de repousser le rapport final au 30 mars 2009. Les perspectives de travaux pour 2009 sont de mettre au point le banc d'essai opérationnel et d'obtenir des résultats de performance de la turbine avec un débit de gaz/vapeur à haute température et avec des rapports de pression adaptés aux conditions initialement prévues.

Références

- [1] ISO 2953, **Mechanical vibration Balancing machines Description and evaluation**
- [2] T. Schaffroth, **Efficiency of generator eneftech** , Rapport interne, 1269-2-08-00-81-1.0.1, 2008

Annexes