

# THERMODYNAMIQUE DES SYSTEMES EN CASCADE : ETAT DE L'ART

*Michel FEIDT*

LABORATOIRE D'ÉNERGETIQUE ET DE MECANIQUE THEORIQUE ET APPLIQUEE (LEMTA), France

**Résumé :** L'Utilisation Rationnelle de l'ENERGIE a connu plusieurs rebondissements depuis les crises pétrolières des années 1980. Le problème Energétique est devenu, depuis lors, un problème majeur de l'Humanité. Les aspects mis en jeu sont bien sûr Economiques, Environnementaux, mais aussi Scientifiques et Techniques, et alors la Thermodynamique est OUTIL privilégié.

Nous proposons dans cette conférence invitée de faire un état de l'art des systèmes énergétiques en cascade. Si ces systèmes sont connus et modélisés depuis longtemps du point de vue de la Thermodynamique de l'Equilibre, très classique, il n'en pas de même de l'Approche véritablement Thermodynamique, qui a vu le jour en 1957 sous l'impulsion de P. CHAMBADAL et I. NOVIKOV, mais plus fortement seulement depuis 1975 avec l'article de CURZON et AHLBORN.

Un premier paragraphe sera consacré aux cascades de machines à cycles inverses, utilisées tant pour la production de froid que de chaud, voire des effets couplés (chaud et froid : thermofrigopompe).

Des travaux communs avec l'UPB seront référencés à cette occasion (thèse en cours de H. POP).

Dans un second paragraphe seront rapportées les cascades motrices, dont la plus connue, et sans doute la première expérimentée techniquement, est la cascade Turbine à Combustion – Turbine à Vapeur. Mais d'autres cascades existent et ont été étudiées récemment (thèse de M. RADULESCU au LEMTA, UHP Nancy), ou sont en cours d'étude :

- thèse de C. GAY commune UHP Nancy – UT Belfort, sur une cascade Pile a Combustible – moteur de STIRLING
- thèse de B. CULLEN (UT Dublin, Irlande) avec le concours de l'UPB Bucarest et l'UHP Nancy : cascade moteur de OTTO – moteur de STIRLING.

Une tentative de catalogue sera élaborée et proposée à partir de cet examen pour les moteurs ; une comparaison des principales variantes selon les critères thermodynamiques classiques (rendement au sens du premier principe) sera abordée, e les conséquences proposées.

Le dernier paragraphe tentera d'ouvrir le débat et la recherche vers d'autres critères (entropique ; exergétique ; économique ; environnementaux) : d'autres perspectives pourront être évoquées.

**Mots-clés :** cycles combinés, Thermodynamique en Dimension Finies TDF, Optimisation et simulation de systèmes

**Rezumat :** Utilizarea Rațională a Energiei a cunoscut multe întorsături ca urmare a crizelor petroliere din anii 1980. Problema Energetică a devenit, astfel, o problemă majoră a umanității. Aspectele discutate sunt desigur economice, probleme de mediu, dar și științifice și tehnice, astfel termodinamica devenind un instrument privilegiat.

În acest articol este propusă analiza în profunzime a sistemelor energetice în cicluri combinate. Dacă aceste sisteme sunt cunoscute și modelate de mult timp din punct de vedere al termodinamicii de echilibru, foarte clasic, această metodă nu este o abordare întrădeavăr termodinamică, ce a apărut în 1957 la impulsul lui P. CHAMBADAL și I. NOVIKOV, dar mult mai puternic după anul 1975 cu articolul lui CURZON și AHLBORN.

O primă porțiune va fi dedicată cascadelor mașinilor în cicluri inverse, utilizate atât pentru producerea de frig cât și pentru producerea căldurii, chiar și efecte combinate (caldură și frig: termofrigopompe).

Cu această ocazie se face referire la lucrul în comun cu UPB (teza în curs a lui H. POP).

Într-o a doua porțiune sunt prezentate motoare în cicluri combinate, cea mai cunoscută, și fără îndoială cel mai analizat din punct de vedere tehnic, este ciclul Turbină cu Gaze – Turbina cu Aburi. Dar există și alte cicluri combinate care au fost studiate recent ( teza lui M. RADULESCU la LEMTA, UHP Nancy), sau sunt luate în considerare:

- teza lui C. GAY făcută în cotelulă la UHP Nancy – UT Belfort, despre un ciclu combinat Pila de Combustie – motor STIRLING
- teza lui B. CULLEN (UT Dublin, Irlanda) cu asistența UPB București și UHP Nancy: un ciclu combinat mototr OTTO – motor Stirling.

A fost elaborată și propusă o metodă de catalogare cu această ocazie a motoarelor; a fost abordată o comparație a variantelor principale în conformitate cu criteriile termodinamicii clasice (randament în semnificația primului principiu), și au fost propuse consecințele.

În ultima parte se încearcă o deschidere a dezbaterii înspre alte criterii (entropice, exergetice, economice, de mediu): putând fi discutate alte perspective.

**Cuvinte cheie:** cicluri combinate, Termodinamica cu Dimensiuni Finite TDF, Optimizarea și simularea sistemelor.

## 1. INTRODUCTION

La raréfaction des énergies de type stock (énergies primaires de type pétrole, gaz naturel, charbon, nucléaire), de même que la protection de l'environnement amène à reconsidérer la conception des systèmes de production d'énergies en vue d'une meilleure utilisation des diverses formes d'énergies mises en jeu. Ceci passe par une meilleure intégration fonctionnelle des composants de système à la conception, mais aussi par un meilleur contrôle commande de ceux-ci. La communauté européenne entend à brève échéance, - réduire de 20% les émissions de CO<sub>2</sub> équivalent (diminution de l'effet de serre), - améliorer de 20% l'efficacité énergétique des systèmes et procédés énergétiques – augmenter de 20% la part des énergies renouvelables ou de types flux (essentiellement solaire et biomasse).

Pour ce faire une première voie d'action consiste à développer l'usage de la cogénération chaude [1], qui est une technique bien connue, visant pour l'essentiel à la valorisation thermique des rejets de chaleur de moteurs thermiques quels qu'ils soient. La référence [1] rapporte d'une comparaison de divers moteurs utilisés en cogénération chaude et des bornes supérieures d'énergie récupérable.

L'intérêt de l'analyse exergetique et des critères associés ressort de cette communication. Il est aussi noté des prolongements possibles à développer de façon urgente, à savoir la cogénération froide, voire la trigénération, domaine encore insuffisamment exploré et développé [2].

Une seconde voie d'action consiste à développer l'usage de cycles en cascade, ou combinés. Cette voie n'est pas nouvelle puisque dès les années 1990, l'intérêt des centrales électriques à cycles combinés avait retenu l'attention [3,4]. L. Langston montrait alors que compte tenu des savoir-faire de l'époque (rendement thermique du cycle de Brayton-Joule  $\eta_B=0,40$ ; rendement du cycle de Rankine  $\eta_R=0,30$ ), le rendement thermique du cycle combiné  $\eta_{CC}$  valait :

$$\eta_{CC} = \eta_B + \eta_R - \eta_B \cdot \eta_R \quad (1)$$

Numériquement, on trouve  $\eta_{CC}=0,58$ , bien supérieur au rendement de chaque moteur séparé, mais représentant simplement une limite supérieure au rendement du cycle combiné, au sens du premier principe de la Thermodynamique.

Les valeurs pratiques observées à la même époque étaient de 0,52 à 0,54, à cause des irréversibilités de transfert de chaleur intermédiaires et des irréversibilités thermiques et mécaniques en conduites.

Nous proposons ici de reconsidérer la combinaison d'une machine de Brayton avec une machine de Rankine (ou Carnot), mais selon une approche Thermodynamique en Dimensions Finies.

On remarquera que depuis les années 1990, la combinaison des cycles de Brayton-Joule et Rankine a été reconsidérée sous la forme de cycles mixtes (ou autocombinés) par A. Lazzaretto et G. Manente [5]. Les travaux récents de ces deux auteurs montrent comment faire évoluer le cycle simple de Brayton, vers un système plus complexe et efficace d'un point de vue thermodynamique, sur la base de cycles élémentaires.

Les auteurs suggèrent deux étapes successives :

- L'identification des puits de chaleur du cycle de base, en vue de leur utilisation comme sources de chaleur de la structure évoluée.
- L'ajout d'autres puits ou sources visant à l'amélioration des performances et/ou efficacité du système amélioré.

L'application de la méthode a été faite sur le cycle de Brayton avec le gaz naturel comme combustible ; l'évolution vers les cycles mixtes (ou autocombinés) est illustrée pour montrer les combinaisons diverses des cycles à gaz et vapeur, de façon très immédiate, mais aussi le développement de cycle de Brayton à oxycombustion avec captage de CO<sub>2</sub>, vers les cycles de Graz, S-Graz et H<sub>2</sub>/O<sub>2</sub> autocombinés.

La présente communication vise au contraire à une comparaison des diverses combinaisons de cycles possibles particulièrement les cycles à source de chaleur externe (ou combustion externe) dit Moteurs à Combustion Externe (MCE) à savoir les machines de Carnot, Ericsson, Stirling et les Moteurs

à Combustion Interne (MCI) à savoir les machines de Brayton-Joule, Diesel, Otto-Beau de Rochas.

Le paragraphe 2 détaillera le modèle de cascade de référence selon la Thermodynamique en Dimensions Finies, la cascade de Carnot-Carnot.

Le paragraphe 3 présentera le modèle générique de la cascade MCI-MCE, selon l'approche Thermodynamique en Dimension Finies (TDF) ; la particularisation aux trois MCI courants cités sera faite.

Le paragraphe 4 discutera des principaux résultats des modèles et leurs comparaisons, selon diverses contraintes possibles dont l'énergie thermique disponible à la source chaude du système, ou la température maximale de cycles autorisée.

Le paragraphe 5 rapportera des conclusions du présent travail et de ses perspectives.

## 2. LA CASCADE CARNOT-CARNOT

### 2.1 Cascade réceptrice

Cette cascade est utilisée de longue date dans le domaine de la réfrigération [6]. De nombreux travaux existent actuellement dans ce domaine, vu l'intérêt pour les fluides frigorigènes dit naturels (NH<sub>3</sub>, CO<sub>2</sub>, N<sub>2</sub>O), et ce pour des applications variées telles que bien sûr le refroidissement à basse température [7] et la congélation [8].

Divers composants sont susceptibles d'être intégrés dans ces cascades [9], dont les compresseurs à 2 vis. Ces mêmes cascades réceptrices peuvent simultanément avoir 2 effets utiles à savoir un effet utile de refroidissement et un effet utile de chauffage [10,11].

Ce point mérite quelques commentaires : nous avons un effet confirmé récemment [12] l'existence d'une température optimale (et conséquemment une pression) selon un modèle TDF pour la machine à froid en cascade.

Il y correspond aussi une répartition optimale des conductances de transfert conformément à ce qui a été montré antérieurement pour une thermofrigopompe à compression mécanique de vapeur simple ; l'optimisation au sens du premier principe a conduit aux conductances thermiques froide  $K_F^*$  et chaude  $K_C^*$  optimales suivantes :

$$K_F^* = \frac{1}{2} \cdot \left( K_T - \frac{\dot{S}_i}{\alpha^*} \right) = \frac{\sqrt{K_T}}{2} \cdot \left( \sqrt{K_T} - \sqrt{\dot{S}_i} \right) \quad (2)$$

$$K_C^* = \frac{1}{2} \cdot \left( K_T + \frac{\dot{S}_i}{\alpha^*} \right) = \frac{\sqrt{K_T}}{2} \cdot \left( \sqrt{K_T} + \sqrt{\dot{S}_i} \right) \quad (3)$$

avec

$K_T$ , conductance totale de transfert thermique à distribuer,  $\dot{S}_i$ , flux d'entropie irréversible créé dans la machine en régime dynamique stationnaire

$$\alpha^* = \sqrt{\frac{\dot{S}_i}{K_T}}$$

Les pincements aux échangeurs à l'optimum d'efficacité sont :

$$X_F^* = T_{SF} - T_F^* = \frac{\alpha^* \cdot T_{SF}}{1 + \alpha^*} \quad (4)$$

$$X_C^* = T_{SC} - T_C^* = \frac{\alpha^* \cdot T_{SC}}{1 - \alpha^*} \quad (5)$$

$T_{SF}$ ,  $T_{SC}$ , températures respectives du thermostat froid et chaud.

Il y correspond le COP, Coefficient de performance de la Thermofrigopompe (TFP) au sens du premier principe  $COP_{ITFP}^*$ .

$$COP_{ITFP}^* = \frac{\left( 1 + \sqrt{\frac{\dot{S}_i}{K_T}} \right)^2 \cdot T_{SC} + \left( 1 - \sqrt{\frac{\dot{S}_i}{K_T}} \right)^2 \cdot T_{SF}}{\left( 1 + \sqrt{\frac{\dot{S}_i}{K_T}} \right)^2 \cdot T_{SC} - \left( 1 - \sqrt{\frac{\dot{S}_i}{K_T}} \right)^2 \cdot T_{SF}} \quad (6)$$

Ce travail a été repris et complété récemment [13] ; la présentation qui en a été faite au colloque SRT de Brasov a montré comment évoluent les conductances optimales en fonction de la charge frigorifique (Figure 1), les pincements optimaux aux échangeurs (Figure 2), puis le COP maximum associé (Figure 3).

Il en résulte un COP optimum-optimorum.

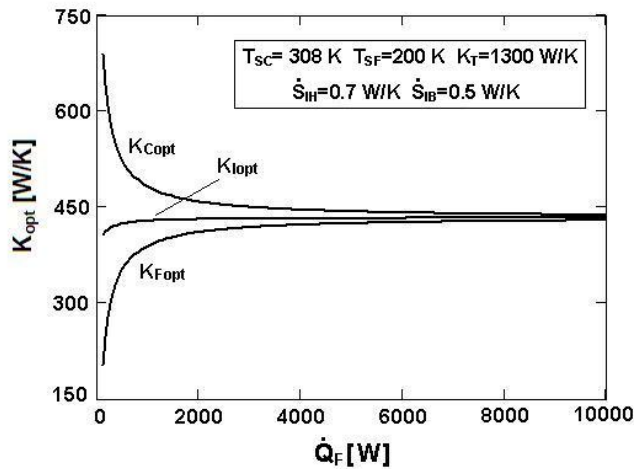


Fig. 1. Conductance optimale en fonction de la charge frigorifique

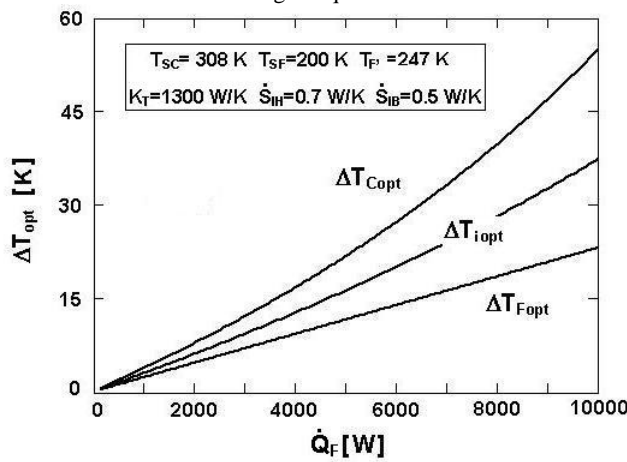


Fig. 2. Les pincements optimaux aux échangeurs

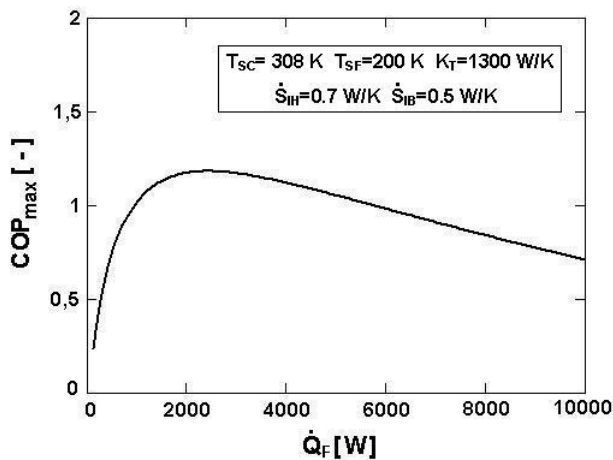


Fig. 3. Le COP maximum associé

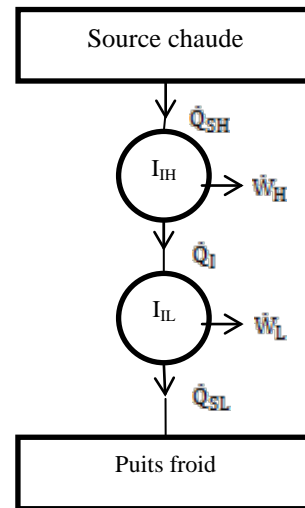


Fig. 4. Représentation schématique de deux moteurs thermomécaniques en cascade

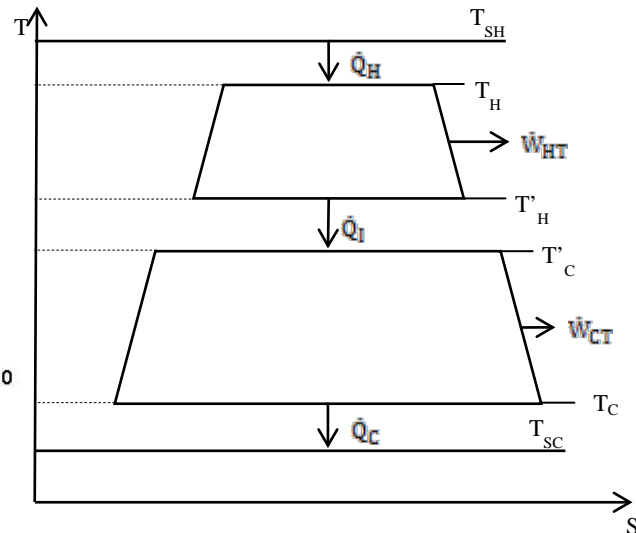


Fig. 5. Diagramme T, S d'une cascade de machines de Carnot adiabatiques, irréversible selon la TDF

## 2.2 Cascade motrice

Ces travaux se poursuivent dans le cadre d'un travail commun avec G. POPESCU et H. POP (thèse en cours [14]).

A cette approche courante en cascade de cycles récepteurs, correspond l'approche en cycles moteurs dont la publication [15] donne un exemple dans le cas de la récupération d'énergie froide du gaz naturel liquéfié (GNL). Ce travail considère l'efficacité énergétique et exergetique d'un cycle en cascade. Le puits froid est ici associé à la vaporisation du GNL, bien en dessous de la température de l'ambiance.

La cascade analysée comporte trois cycles : le cycle GNL ouvert, le cycle de Brayton-Joule à

combustion de gaz et le cycle de Rankine à mélange NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O.

Il est proposé ci-après de considérer la cascade de cycle de Carnot selon la Thermodynamique en dimensions finies. Cette approche reste complémentaire de celle proposée dans le travail de V. CENUSA [16].

Quelque soit la cascade le système des 2 moteurs thermomécaniques se présente comme un système en série du point de vue de la chaleur transmise, et en parallèle pour la production d'énergie mécanique (ou électrique) : Figure 4.

Le diagramme (T, S) de la cascade sans perte thermique (adiabaticité) mais avec des irréversibilités internes et au contact avec les sources et puis de chaleur est représenté sur la Figure 5.

La Figure 5 montre les deux cycles irréversibles de Carnot, l'un en haute température HT, le second en basse température CT. On remarque sur le diagramme que la source chaude à T<sub>SH</sub>, comme le puits froid à T<sub>SC</sub> sont supposés des thermostats.

En régime dynamique stationnaire, les équations du modèle sont fournies par les bilans énergétiques de puissance motrice :

$$\text{machine HT} \quad \dot{W}_{HT} = -\dot{Q}_H - \dot{Q}_I \quad (7)$$

$$\text{machine BT} \quad \dot{W}_{BT} = -\dot{Q}_I - \dot{Q}_C \quad (8)$$

$$\text{système} \quad \dot{W}_T = -\dot{Q}_H - \dot{Q}_C \quad (9)$$

Les bilans entropiques correspondants s'écrivant :

$$\text{machine HT} \quad \frac{\dot{Q}_H}{T_H} + \frac{\dot{Q}_I}{T'_H} + \dot{S}_{IH} = 0 \quad (10)$$

$$\text{machine BT} \quad \frac{\dot{Q}_C}{T_C} + \frac{\dot{Q}_I}{T'_C} + \dot{S}_{IC} = 0 \quad (11)$$

$$\text{avec } \dot{S}_{IH} + \dot{S}_{IC} = \dot{S}_I \quad (12)$$

Les paramètres du problème sont T<sub>SH</sub>, T<sub>SC</sub>, K<sub>H</sub>, K<sub>C</sub>, K<sub>I</sub>,  $\dot{S}_{IH}$ ,  $\dot{S}_{IC}$ , tandis que les variables sont T<sub>H</sub>, T<sub>C</sub>, T'<sub>H</sub>, T'<sub>C</sub>. Les conductances de transfert thermique correspondent dans le cas présent à une loi de transfert linéaire conformément à :

$$\dot{Q}_H = K_H \cdot (T_{SH} - T_H) \quad (13)$$

$$\dot{Q}_I = K_I \cdot (T'_C - T'_H) \quad (14)$$

$$\dot{Q}_C = K_C \cdot (T_{SC} - T_C) \quad (15)$$

On suppose par ailleurs une dimension finie de la machine à travers la contrainte supplémentaire :

$$K_H + K_I + K_C = K_T \quad (16)$$

Si de plus on impose  $\dot{Q}_H = \dot{Q}_0$  (flux d'énergie disponible imposé), on peut après quelques calculs trouver l'expression du rendement de la cascade sous la forme [17] :

$$\eta_{IM} = 1 - \frac{T_{SC}}{\dot{Q}_0} \cdot \left[ \frac{\dot{S}_{IB} \cdot \left(\frac{1}{B} \frac{1}{K_I}\right) + 1}{\frac{1}{B} \frac{1}{K_I} \frac{1}{K_C} \frac{\dot{S}_{IB} \left(\frac{1}{B} \frac{1}{K_I}\right)}{K_C}} \right] \quad (17)$$

$$\text{avec} \quad B = \frac{\dot{Q}_0}{T_{SH} \frac{\dot{Q}_0}{K_H}} + \dot{S}_{IH}$$

Le crochet est une fonction F, des trois conductances K<sub>H</sub>, K<sub>C</sub>, K<sub>I</sub>. Il existe une répartition optimale de ces conductances, facile à trouver, conduisant à un rendement maximum:

$$\text{MAX}_{(\eta_{IM})} = 1 - \frac{T_{SC}}{T_{SH}} \cdot \left[ \frac{K_T + 2\dot{S}_I + \frac{1}{C} [\dot{S}_I \cdot (K_T + \dot{S}_{IB} - 3C) + \dot{S}_{IB} \cdot (\dot{S}_{IB} - 3C - 2\dot{S}_I)]}{K_T + 3\dot{S}_{IB} - 3C - 4\dot{S}_I} \right] \quad (18)$$

avec

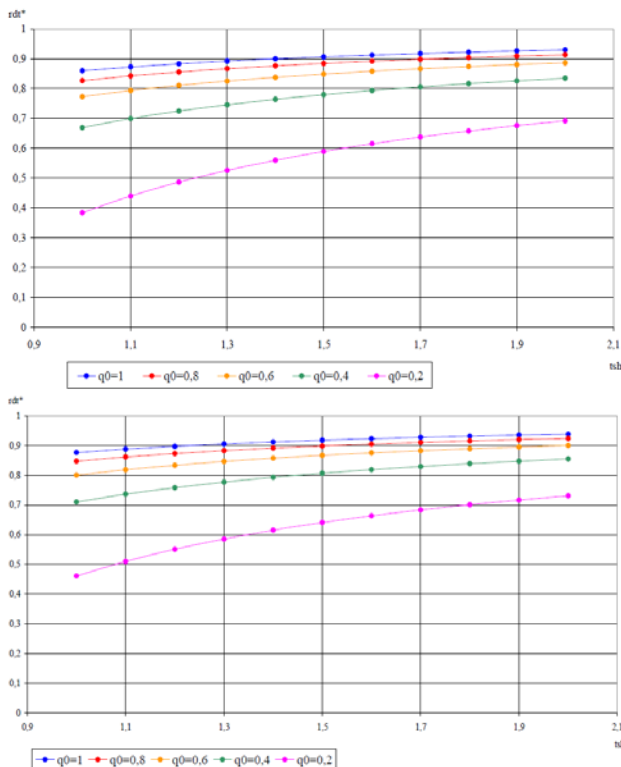
$$K_{H\text{opt}} = \frac{K_T + 2\dot{S}_I}{3 + \frac{2\dot{S}_I - \dot{S}_{IB}}{C}} ; C = \frac{\dot{Q}_0}{T_{SH}}$$

$$K_{I\text{opt}} = K_{H\text{opt}} \cdot \frac{B}{A} ; A = \frac{\dot{Q}_0}{T_{SH} \frac{\dot{Q}_0}{K_{H\text{opt}}}}$$

$$K_{C\text{opt}} = K_T - K_{H\text{opt}} \cdot \left(1 + \frac{B}{A}\right) ; B = A + \dot{S}_{IH}$$

Il est à remarquer, que le cas limite endoreversible ( $\dot{S}_{IB} = \dot{S}_{IH} = 0$ ), restitue l'équipartition des conductances de transfert.

La Figure 6 présente l'évolution du rendement en fonction de  $t_{sh} = \frac{T_{SH}}{T_{SC}}$ , pour  $\dot{Q}_0 = \frac{\dot{Q}_0}{K_T - T_{SC}}$  donné et diverses valeurs des paramètres entropiques  $\dot{S}_{IB} = \frac{\dot{S}_{IB}}{K_T}$ ,  $\dot{S}_I = \frac{\dot{S}_I}{K_T}$ .



**Fig. 6.** Evolution du rendement en fonction de la température

On observe une croissance monotone du rendement optimal avec la température de source chaude et une forte influence des irréversibilités sur le rendement.

Une extension du modèle et optimisation pour N cycles ORC en cascade a été proposée récemment [18] dans le cas endoréversible précédent ; on trouve dans ce cas que :

$$K_{i,opt} = \frac{K_T}{N+1} \forall i \quad (19)$$

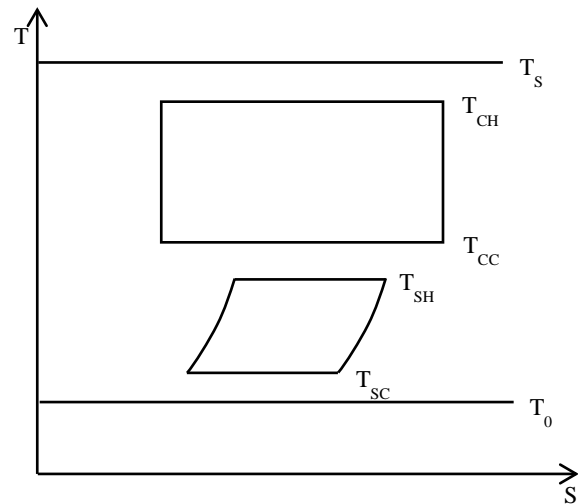
$$\text{et } MAX(\eta_{opt}) = 1 - \frac{T_{SC}}{T_{SH} - \frac{Q_0}{K_T} (N+1)^2} \quad (20)$$

Dans tous les cas rapportés, le  $MAX(\eta_{opt})$  correspond au maximum de puissance délivrée par la cascade.

### 2.3 Extension aux cascades Carnot-Stirling er Carnot-Ericsson

Cette extension est immédiate, en conservant les mêmes conditions que celles utilisées dans le paragraphe 2.2, à savoir pas de pertes thermiques, endoréversibilité et lois de transfert linéaires.

La Figure 7 présente les cycles associés à la cascade de Carnot-Stirling ; il faut simplement préciser que le résultat est identique à celui de la cascade Carnot-Carnot en régénération totale. Il en est de même pour la cascade Carnot-Ericsson en récupération totale cette fois. Les bornes obtenues sont donc les bornes supérieures des maximum de rendement ou de puissance a  $Q_0$ , fourniture de chaleur disponible connue.



**Fig. 7.** Cycles de la cascade Carnot–Stirling

## 3. CASCADE MOTEUR A COMBUSTION INTERNE – MOTEUR A COMBUSTION EXTERNE

### 3.1 Cycles combinés

La cascade la plus courante est utilisée pour les fortes puissances sous forme de ce qui est appelé les cycles combinés (IGCC en anglais). Un cycle combiné associe une turbine à combustion TAC à une turbine à vapeur (d'eau) TV, valorisant la chaleur disponible sur les fumées. Le couplage porte donc sur un moteur à combustion interne à flux (cycle de Joule-Brayton) avec un moteur à combustion externe de Carnot dans le principe, de Rankine puis Hirn dans la pratique à travers une chaudière récupérative.

On rapporte ici de l'optimisation d'un cycle combiné, par la méthode des courbes composites CC, visant à minimiser le pincement P et les irréversibilités thermiques du système proportionnelle à l'aire entre les 2 courbes (Fig. 8).

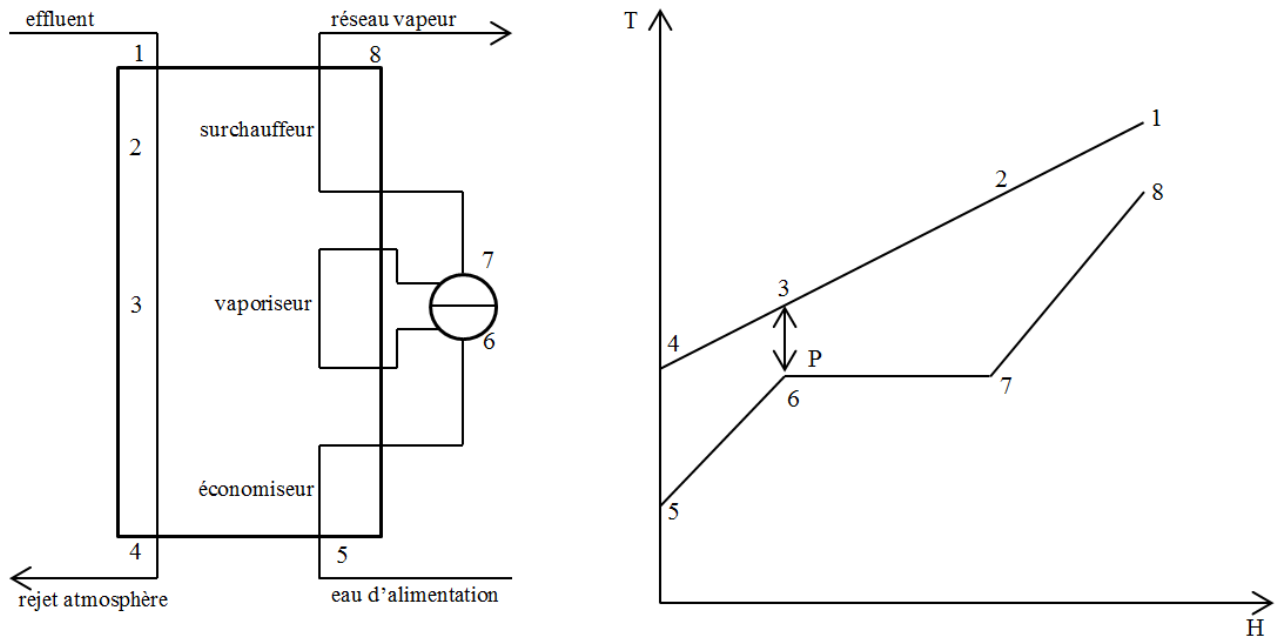


Fig. 8. Courbes composites d'un générateur de vapeur

L'optimisation a été effectuée numériquement en utilisant le logiciel Thermoptim. L'objectif est une production minimale de 430 MW électrique, à partir de 4 configurations : le cycle combiné simple (1P), le cycle combiné à resurchauffe (2P, 2 pressions), le cycle combiné à resurchauffe (3P), le cycle combiné avec 1 soutirage à mélangeage (à la pression intermédiaire choisie en 2P). Les valeurs des paramètres sont données dans le tableau 1. Les résultats de l'optimisation avec contraintes sont rapportés dans le tableau 2.

	$T_{\text{eau}} = 18^{\circ}\text{C}$ $T_{\text{condensation}} = 24^{\circ}\text{C}$ pincement au condenseur = $6^{\circ}\text{C}$ $P_{\text{condensation}} = 30 \text{ mbar}$ $P_{\text{maximale}} = 135 \text{ bar}$ rendement isentropique de pompe = 0,80 rendement isentropique de turbine = 0,85 titre en vapeur en sortie turbine > 0,85
Alternateur	rendement électrique – $\eta_{\text{elec}} = 0,90$

Tableau 1  
Valeurs des paramètres du système

combustible	gaz de Montoir – $\text{CH}_4$ 87% ; $\text{C}_2\text{H}_6$ 9% ; $\text{C}_3\text{H}_8$ 2,5% ; $\text{C}_4\text{H}_{10}$ 1% rendement de combustion – $\eta_{\text{comb}} = 0,95$
TAC	rendement isentropique compresseur – $\eta_{\text{isC}} = 0,80$ rendement isentropique de turbine – $\eta_{\text{isT}} = 0,85$ $T_{\text{air}} = 27^{\circ}\text{C}$ $T_0$ entrée turbine, TIT = $1220^{\circ}\text{C}$ $T_1$ sortie turbine, TOT = $570^{\circ}\text{C}$
chaudière récupérative	$T$ sortie chaudière récupération = $120^{\circ}\text{C}$ $T$ entrée chaudière récupération = $550^{\circ}\text{C}$ $P$ , pincement = $20^{\circ}\text{C}$
TV	$T$ surchauffe, resurchauffe = $550^{\circ}\text{C}$

Tableau 2  
Résultats de l'optimisation

Cycle Combiné	simple 1P	à resurchauffe 2P	à 2 resurchauffes 3P – 2R	à 1 soutirage (P = 39bar)
Puissance électrique	430 MW	460 MW	471 MW	<430 MW
Pressions		$P_{\text{RS1}} = 39 \text{ bar}$	$P_{\text{RS2}} = 4,7 \text{ bar}$	
Rendement	0,527	0,528	0,546	0,498
Pincement	$120^{\circ}\text{C}$	$90^{\circ}\text{C}$	$50^{\circ}\text{C}$	

Ce tableau amène les commentaires du choix de la pression de 39 bars, en présence de resurchauffe : ce choix résulte de compromis entre maximum de rendement (à 51 bars) et puissance. Cette pression est aussi celle retenue pour le soutirage. La fraction optimale du soutirage (0,327) ne permet pas d'atteindre les 430 MW électrique requis, avec les débits d'air (730 kg/s), d'eau (54 kg/s) et de gaz

(14,3 kg/s). La technique de soutirage n'est pas intéressante en cycle combiné.

Enfin quelques calculs complémentaires permettent de trouver que la production de CO<sub>2</sub> par kWh produit passe de 648,9 g/kWh pour la turbine à combustion seule, à 298 g/kWh (soit un rapport de 2,18 très conséquent du point de vue environnemental).

### 3.2 Cascade TAC-Stirling

La Figure 9 présente les cycles imbriqués de cette cascade, pour laquelle on suppose l'endoreversibilité des cycles (cas limite), aussi qu'un cycle de Joule-Brayton sans récupération et un cycle de Stirling en régénération totale.

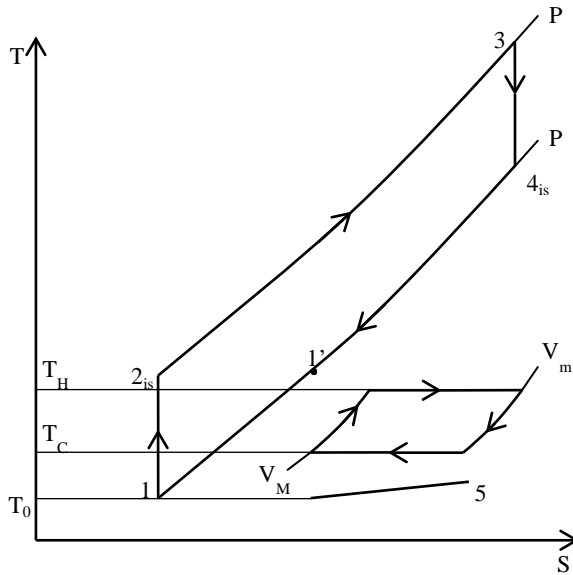


Fig. 9. Représentation des cycles de Brayton-Joule et Stirling en cascade

Il est alors facile de montrer que la puissance mécanique maximale de la TAC vaut :

$$|\dot{W}_{TAC}| = \dot{C}_T \cdot [(T_3 - T_4) - (T_2 - T_0)] \quad (21)$$

avec  $\dot{C}_T = \dot{M}_T \cdot C_{PT}$  et  $\frac{T_0 \cdot T_3}{T_2 \cdot T_4} = 1$  (endoreversibilité)

De même pour le moteur de STRILING, dont la puissance maximale vaut :

$$|\dot{W}_S| = \dot{q}_H + \dot{q}_C \quad (22)$$

avec  $\dot{q}_H = \varepsilon_H \cdot \dot{C}_T \cdot (T_4 - T_H)$

$$\dot{q}_C = \varepsilon_C \cdot \dot{C}' \cdot (T_0 - T_C)$$

$$\frac{\dot{q}_H}{T_H} + \frac{\dot{q}_C}{T_C} = 0$$

$\varepsilon_H, \varepsilon_C$ , efficacité des échangeurs chaud et froid de la cascade ;  $\dot{C}' = \dot{M}' \cdot C_P'$ .

La puissance totale  $|\dot{W}_{TOT}|$  s'en déduit aisément ; elle dépend des variables  $T_2, T_4, T_H, T_C$ , des paramètres  $\dot{C}_T, \dot{C}', \varepsilon_H, \varepsilon_C$ . A des fins de comparaison nous imposons la dépense énergétique de la cascade  $\dot{q}_0 = \dot{C}_T \cdot (T_3 - T_2)$  et la température maximale associée  $T_3 = T_{MAX}$ . Compte tenu des 2 contraintes d'endoreversibilité, il subsiste un degré de liberté. L'optimisation en température conduit alors, après calcul analytique à :

$$T_C^* = \sqrt{T_0} \cdot \frac{\varepsilon_H \dot{C}_T \sqrt{T_4} + \varepsilon_C \dot{C}' \sqrt{T_0}}{\varepsilon_H \dot{C}_T + \varepsilon_C \dot{C}'} \quad (23)$$

$$T_H^* = \sqrt{T_4} \cdot \frac{\varepsilon_H \dot{C}_T \sqrt{T_4} + \varepsilon_C \dot{C}' \sqrt{T_0}}{\varepsilon_H \dot{C}_T + \varepsilon_C \dot{C}'} \quad (24)$$

$$T_4 = T_0 \cdot \left[ \frac{A}{A - T_{MAX}} \right]^2 \quad (25)$$

avec  $T_2 = T_{MAX} - \frac{\dot{q}_0}{\dot{C}_T}$  ;  $A = \frac{\varepsilon_H \dot{C}_T - \varepsilon_C \dot{C}'}{\varepsilon_H \dot{C}_T + \varepsilon_C \dot{C}'}$

Il y correspond, la puissance optimale de la cascade  $|\dot{W}_{TOT}|^*$  :

$$|\dot{W}_{TOT}|^* = \dot{q}_0 \cdot \left( 1 - \frac{T_0}{T_{MAX}} \cdot \frac{1}{1 - \frac{\dot{q}_0}{A \cdot T_{MAX}}} \right) \quad (26)$$

On voit alors qu'à  $\dot{C}_T, \dot{C}'$  paramètres, mais efficacités d'échangeurs variables mais finies (à travers les dimensions géométriques : surfaces) selon :  $\varepsilon_H + \varepsilon_C = \varepsilon_T \leq 2$ , il existe un maximum pour  $|\dot{W}_{TOT}|^*$  si A est lui-même maximum ; ceci se produit pour :

$$\varepsilon_H^* = \varepsilon_T \cdot \frac{\sqrt{\dot{C}'}}{\sqrt{\dot{C}_T} + \sqrt{\dot{C}'}} \quad (27)$$

$$\varepsilon_C^* = \varepsilon_T \cdot \frac{\sqrt{\dot{C}_T}}{\sqrt{\dot{C}_T} + \sqrt{\dot{C}'}} \quad (28)$$

d'où :

$$MAX |\dot{W}_{TOT}|^* = \dot{q}_0 \cdot \left( 1 - \frac{T_0}{T_{MAX}} \cdot \frac{1}{1 - \frac{\dot{q}_0}{A \cdot T_{MAX}}} \right) \quad (29)$$



avec  $A^* = \varepsilon_T \cdot \frac{\dot{C}_T - \dot{C}'}{(\sqrt{\dot{C}_T} + \sqrt{\dot{C}'})^2}$

Les relations (20, 29) permettent une comparaison entre les cascades MCE-MCE puis MCI-MCE à  $\dot{q}_0$  et  $T_{MAX}$  identiques, dans les conditions optimisées ; ceci est de nature à guider dans les choix de la configuration de système.

On remarquera par ailleurs qu'à  $T_{MAX}$  imposé, ainsi que les débits calorifiques à la source  $\dot{C}_T$  et puits  $\dot{C}'$ , il existe une dépense énergétique de cycle optimale  $\dot{q}_0^*$ , conduisant à un maximum maximorum de  $|\dot{W}_{TOT}|^*$  :

$$\dot{q}_0^* = A^* \cdot (\sqrt{T_{MAX}} - \sqrt{T_0}) \tag{30}$$

$$MAX[| \dot{W}_{TOT} |^*] = \varepsilon_T \cdot \frac{\dot{C}_T - \dot{C}'}{\dot{C}_T + \dot{C}'} (\sqrt{T_{MAX}} - \sqrt{T_0})^2 \tag{31}$$

Ceci conduit à un résultat original et nouveau : les débits calorifiques sont en effet finis tels que  $\dot{C}_T + \dot{C}' = \dot{C}$ .

Il apparait donc une distribution optimale de ces débits calorifiques conduisant à une quatrième optimisation de la puissance mécanique de la cascade :

$$OPT \{ MAX [ MAX | \dot{W}_{TOT} |^* ] \} = \varepsilon_T \cdot \frac{\dot{C}}{4} \cdot (\sqrt{T_{MAX}} - \sqrt{T_0})^2 \tag{32}$$

Cet optimum, en endoreversible est associé à l'équipartition des débits calorifiques :

$$\dot{C}' = \dot{C}_T = \frac{\dot{C}}{2} \tag{33}$$

Le même type de raisonnement s'applique aux cascades moteur de OTTO-Stirling, moteur de Diesel-Stirling, ou de façon général moteur à cycle mixte-Stirling.

La transposition est immédiate pour les cascades MACI-Carnot ou MACI-Ericsson (résultats disponibles auprès de l'auteur).

### 3.3 Cascade moteur de OTTO-Stirling

La démarche de modélisation est strictement identique à celle développée dans le paragraphe

précédent et conduit au même genre de résultat. Nous ne reprenons donc pas.

Le présent paragraphe rend plutôt compte de résultats obtenus dans une recherche commune entre notre université (UHP Nancy), l'UPB et l'université de Dublin, à l'occasion de la récente thèse de B. Cullen [20].

Le choix du couplage entre un moteur à combustion interne de OTTO et un moteur à combustion externe de Stirling résulte du fait que ces 2 moteurs sont bien connus ; les applications visées sont tant dans la petite industrie, que le transport ou l'habitat (système distribué de production d'énergie). Des modèles selon la FTT ont été proposés dans [20] pour le moteur de OTTO (chapitre 3) et le moteur de Stirling (chapitre 5) ; la validation en a été faite respectivement aux chapitres 4 et 6. On rapporte ici des principaux résultats obtenus sur la cascade (chapitre 7).

On notera que la prise en compte des irréversibilités se fait par la méthode du ratio ; il en résulte une corrélation  $I_R$  pour le moteur de OTTO (Figure 10) en fonction de la vitesse de rotation.

On remarque que pour le moteur de Stirling, la pression de charge du moteur est aussi un paramètre déterminant.

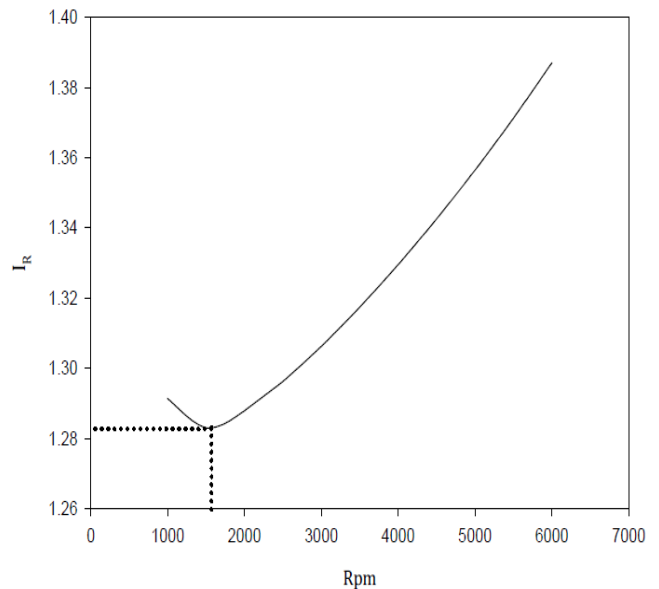


Fig. 10. Parametre d'ireversibilite  $I_R$ , pour le moteur OTTO

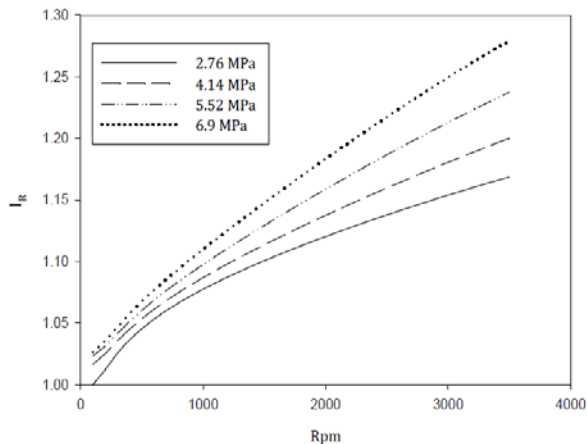


Fig. 11. Parametre d'ireversibilite  $I_R$ , pour le moteur Stirling

L'optimisation de la cascade proposée a été réalisée dans un mode synchrone (les 2 moteurs sont à la même vitesse) ou en mode asynchrone (les 2 moteurs sont découplés). La température de sortie des fumées du cycle de OTTO est particulièrement importante pour le modèle, et a été calculée comme une température enthalpique moyenne [20] en régime dynamique stationnaire.

Tableau 3

Performance du cycle combiné, opération synchrone

Performance du cycle Otto		Valeur			
P <sub>combustible</sub> (à 1500 rpm) (kW)		21,43			
P <sub>break</sub> (à 1500 rpm) (kW)		6,07			
η <sub>break</sub> (à 1500 rpm) (%)		28,3			
Pression moyenne du cycle (MPa)		2,76	4,14	5,52	6,9
Performance du cycle Stirling					
P <sub>break</sub> (à 1500 rpm) (kW)		0,99	1,82	2,97	-
η <sub>break</sub> (à P <sub>max</sub> ) (%)		18,6	22,9	27,6	-
Performance du cycle combiné					
P <sub>break</sub> (kW)		7,06	7,89	9,04	-
η <sub>CC, break</sub> (%)		32,9	36,8	42,2	-
Gain de performance					
P <sub>break</sub> (à 1500 rpm) (%)		16,3	29,9	48,9	-
η <sub>break</sub> (%) (absolute)		4,6	8,5	13,9	-
η <sub>break</sub> (%) (relative)		16,2	30	49,1	-

Les résultats de la simulation en mode synchrone sont donnés dans le Tableau 3 ou apparaissent les divers gains en comptés : selon l'objectif on voit que

ces gains sont dans la plage 5% - 50% donc significatif même si la cascade n'est pas à l'optimum ni en puissance, ni en rendement.

La même étude faite en mode asynchrone vise à la maximisation du rendement total, η<sub>CC</sub>. Ceci apparait sur les courbes de la Figure 12.

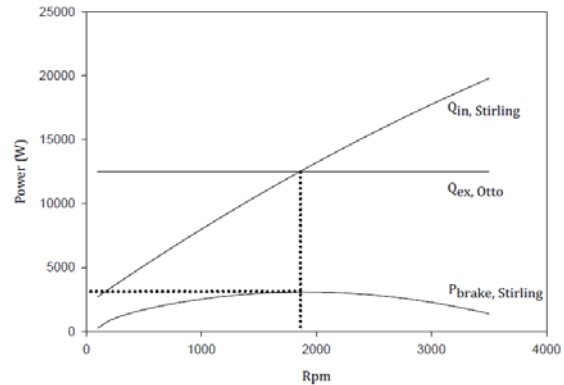


Fig. 12. Opération du GPU-3 en réservoir thermal d'évacuation OTTO

L'ensemble des résultats est rapporté dans le Tableau 4 :

Tableau 4

Performance du cycle combiné, opération asynchrone

Performance du cycle Otto	Valeur			
P <sub>combustible</sub> (à 1500 rpm) (kW)	21,43			
P <sub>break</sub> (à 1500 rpm) (kW)	6,07			
η <sub>break</sub> (à 1500 rpm) (%)	28,3			
Pression moyenne du cycle (MPa)	2,76	4,14	5,52	6,90
Performance du cycle Stirling				
P <sub>break</sub> (à 1500 rpm) (kW)	1,04	1,92	3,08	3,78
η <sub>break</sub> (à P <sub>max</sub> ) (%)	16,7	20,0	24,3	25,7
Performance du cycle combiné				
P <sub>break</sub> (kW)	7,11	7,99	9,15	9,85
η <sub>CC, break</sub> (%)	33,2	37,3	42,7	46,0
Vitesse à P <sub>max</sub> (rpm)	1770	1924	1860	1380
Gain de performance				
P <sub>break</sub> (à 1500 rpm) (%)	17,1	31,6	50,7	65,6
η <sub>break</sub> (%) (absolute)	4,9	9,0	14,4	18,6
η <sub>break</sub> (%) (relative)	17,3	31,8	50,9	65,7

L'étude peut être étendue à l'efficacité au sens du second principe de la Thermodynamique voir le chapitre 7 de la référence [20].

#### 4. CONCLUSIONS – PERSPECTIVES

a) La présente conférence propose une revue de l'état de l'art dans le domaine des cascades ou des cycles combinés. L'intensité des problèmes énergétiques actuels et à venir, vont dans le sens d'une reconsidération des cascades motrices sur la base des moteurs à Combustion Interne et Externe.

Les cascades correspondantes ont été rapportées et examinées selon la Thermodynamique en Dimension Finies ; les optimisations correspondantes montrent l'existence d'optimum-optimorum qui peuvent servir de références pour la qualification des systèmes réels.

b) Une comparaison entre diverses alternatives est aussi possible. On retiendra que pour une cascade MCE-MCE, le maximum maximum de rendement au sens du premier principe vaut :

$$MAX \eta_{ICC} = 1 - \frac{T_{SC}}{T_{SH} - \frac{\dot{Q}_0}{K_T}} \quad (34)$$

alors que pour une cascade MCI-MCE (les plus courantes) le maximum maximum correspond vaut :

$$MAX \eta_{ICC} = 1 - \frac{T_0}{T_{MAX} - \frac{\dot{Q}_0}{C}} \quad (35)$$

A même  $\dot{Q}_0$  disponible et valeurs de  $K_T$ ,  $C$  comparable, on en déduit que lorsque  $T_{SH} = T_{MAX}$  et  $T_{SC} = T_0$ , les rendements maximum maximum sont équivalents et décroissants de  $\dot{Q}_0$ .

c) D'assez nombreux travaux ont été fait dans le groupe de recherche rendant compte de ces cascades :

- à cycles inverses (travaux avec H. POP)
- turbine à combustion – turbine à vapeur (travaux avec V. CENUSA)
- moteur de OTTO – moteur de Stirling (travaux avec B. CULLEN)

Ils se poursuivent actuellement suite à la thèse de M. RADULESCU (cascade pile à combustible – turbine à combustion), vers des systèmes en cascade moins courants cascade pile à combustible moteur de Stirling (C. GAY).

d) D'autres critères économiques et environnementaux d'évaluation sont en cours d'étude.

#### REFERENCES

- [1] Feidt, M., "Thermodynamics and optimization of combined heat and power systems: comparison of various systems", 23<sup>rd</sup> International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems, Lausanne, Switzerland, 2010
- [2] Feidt, M., "note d'information cogeneration/trigeneration", IIF-IIR, soumise pour publication (7 pages)
- [3] Horlock, J.H., "Combined Power Plant", Pergamon Press, 1992
- [4] Langston, L., "Combined Cycle Power Plant", Global Gas Turbine News (IGTI), Feb. 1994, p. 24-25
- [5] Lazzaretto, A., Manente, G., "Analysis of Superimposed Elementary Thermodynamic Cycles: from the Brayton-Joule to Advanced Mixed (Autocombined) Cycles", International Journal of Thermodynamics, vol. 12 (n° 3), Sept. 2009, p. 123-130
- [6] Feidt, M., "Thermodynamics and energetic optimization of systems and processes" (in Romanian), Bren ed., 2001
- [7] Dopazo, A., Fernandez-Seara, J., Sieres, J., Uhiá, F.J., "Theoretical analysis of a CO<sub>2</sub>-NH<sub>3</sub> cascade refrigeration system for cooling applications at low temperatures", Applied Thermal Engineering, 29 (2009), p. 1577-1583
- [8] Dopazo, A., Fernandez-Seara, J., "Experimental evaluation of a cascade refrigeration system prototype with CO<sub>2</sub> and NH<sub>3</sub> for freezing process applications", International Journal of Refrigeration, n° 34 (2011), p. 257-267
- [9] Wang, B., Wu, H., Li, J., Xing, Z., "Experimental investigation on the performance of NH<sub>3</sub>/CO<sub>2</sub> cascade system with twin screw compressor", International Journal of Refrigeration, n° 31 (2009), p. 1358-1365
- [10] Battacharya, S., Garcia, A., Sarkar, J., "Thermodynamic analysis and optimization of a novel N<sub>2</sub>O-CO<sub>2</sub> cascade system for refrigeration and heating", International Journal of Refrigeration, n° 32 (2009), p. 1077-1084
- [11] Byrne, P., Miriel, J., Lenat, Y., "Design and simulation of a heat pump for simultaneous heating and cooling using HFC or CO<sub>2</sub> as a working fluid", International Journal of Refrigeration n° 31 (2009), p. 1711-1723
- [12] Boussehain, R., Dimitrov, D., Feidt, M., "Utilisation simultanée de chaleur et de froid en industrie agroalimentaire, à l'aide de machines à compression de vapeur: quell critère d'efficacité?", Colloque Francophone sur l'Énergie, Environnement, Économie et Thermodynamique, Iasi, 2010
- [13] Pop, H., Feidt, M., Popescu, G., Apostol, V., Alionte, C.G., "Optimization of conventional irreversible cascade refrigeration systems", (communication colloque SRT Brasov), en cours de publication dans UPB Scientific Bulletin (ISSN 1454-2331)
- [14] Pop, H., Thèse de doctorat, en cours de préparation, UPB
- [15] Lu, T., Wang, K.S., "Analysis and optimization of a cascading power cycle with liquefied natural gas (LNG) cold energy recovery", Applied Thermal Engineering, vol 29 (2009), p. 1478-1484

- [16] Cenusă, V., Thèse de doctorat en cotutelle UHP-UPB, 25.10.2004
- [17] Carvalho, V., “*Optimisation Energétique: Cascade CARNOT-CARNOT*”, Thèse de Master R. multiscale geometries, D. Quociros-Conde, M. Feidt
- [18] Laheurte, G., Feidt, M., Boussehain, R., Quociros-Conde, D., “*Constructual cascade of Carnot engine cycles*”, chapter IX, p. 107-113, in *Constructual theory and* editeurs, Presses de l’ENSTA, 2010, ISBN 9 782722 509214
- [19] Pierotti, L., Haddad, M., “*Optimisation de cycles combinés gaz*”, rapport de projet de fin d’études, ENSEM-INPL, Nancy, Mars 2011
- [20] Cullen, B., “*The Combined Otto and Stirling Cycle Prime-Mover based Power Plant*”, PhD Dublin Institute of Technology, 2010

### EDITURA AGIR - ISTORIC

Activitatea publicistică a AGIR a început în anul 1919, la puțin timp după înființarea Asociației Generale a Inginerilor din România.

În ianuarie- februarie 1919 apare **primul număr al Buletinului AGIR**, cu un editorial introductiv în care se scria: „*În cadrul scopurilor urmărite de către Asociația Generală a Inginerilor din România, începem publicarea prezentei reviste, care va fi organul oficial al intereselor societății profesionale ingineresti. Coloanele Buletinului AGIR sunt la dispoziția inginerilor pentru dezbaterile chestiunilor profesionale care să ne îndrumeze pe calea propasirii, la care cu toții trebuie azi să lucrăm, pentru binele țării și poporului din România Mare*”.

Alte publicații ale AGIR din perioada interbelică au apărut sub formă unor broșuri, de format 15,5x23 cm, cu un număr de 16-64 pagini, tipărite la diverse tipografii din București: „Gutenberg”, „Jean Ionescu”, „Imprimeria Națională” s.a. Ele tratau aspecte de mare interes pentru începuturile organizării instituționale și dezvoltării economice și industriale ale României Mari și urmăreau să ofere soluții pentru diferite probleme cu care se confruntau, în perioada respectivă, guvernele și societatea românească (organizarea învățământului tehnic superior, producerea și distribuția energiei, extinderea folosirii betonului armat, construirea de clădiri ieftine, încălzitul urban, construirea de poduri și de cai ferate, folosirea lemnului din păduri în scopuri industriale și mai puțin pentru încălzit s.a.).

Multe dintre materialele publicate erau din Buletinele AGIR sau constituiau rapoarte înaintate oficialităților vremii ori expuneri publice prezentate cu diferite prilejuri de către ingineri de frunte: Constantin Busila, Constantin Budeanu, Nicolae Cioc, Ion Arapu, Cristea Niculescu, Mihail Manoilescu, Aurel Persu, Cincinat I. Sfințescu, Dimitrie Leonida, P. Nicolau, A. Periețeanu, Aurel Zănescu, A.T. Radulescu, P.M. Florescu, M. Tudora, E. Erdes, N.N. Ganea, Octav Paduraru, Stefan Mihaiescu, Sever Cristescu s.a.

După anul 1940 până în 1950, când a fost obligată să-și întreruie activitatea iar portofoliul ei de lucrări a fost preluat de Editura Tehnică, Editura AGIR a publicat și o serie de lucrări ingineresti de mare valoare, ca de exemplu: **Hütte** (traducere din limba germană după ediția 27), **Manualul inginerului mecanic** (vol.I-III), **Manualul inginerului constructor**, **Manualul chimistului** (vol.I și II), **Lexiconul Tehnic Român** (vol.I și II din cele 7 volume ale primei ediții) s.a.

AGIR și-a reluat activitatea în 1990 publicând ziarul biliar **Univers Ingineresc** și revista trimestrială **Buletinul AGIR**. În cadrul AGIR s-a constituit și Departamentul publicații care în afara de publicarea de lucrări are ca obiect de activitate și efectuarea de studii și cercetări documentare în domeniul terminologiei științifice și tehnologice, al promovării inovării, creativității, noilor tehnologii și al valorificării patrimoniului național ingineresc (**ACTIVITĂȚI DESFĂȘURATE**). Din iunie 1998 cărțile publicate de AGIR au fost înregistrate cu număr de ISBN, reluându-se și vechea denumire de **Editura AGIR**. Strategia de editare adoptată urmărește să asigure atât apariția unor tratate și monografii ingineresti, cât și a unor lucrări practice de larg interes. Până în prezent Editura AGIR a publicat peste **500 titluri** și a redevenit principala editură din România care promovează spre tipar lucrări din domeniul ingineriei și științelor tehnice. Editura AGIR publică de asemenea, și lucrările ce apar sub egida Academiei de Științe Tehnice din România ( **ASTR** ).

În prezent Editura AGIR asigură îngrijirea editorială a încă 6 publicații periodice ale unor institute naționale de cercetare sau asociații profesionale: Revista **TELECOMUNICATII**; Revista **TERMOTEHNICA**; Revista **FRIGO - CLIMA**; Revista **METROLOGIE**; Revista **CONSTRUCTII** ; Revista **MODELE ALE EXCELENTEI**. La parterul sediului AGIR din B-dul Dacia nr.26 s-a deschis **Libraria AGIR** unde se găsesc atât cărțile aparute la Editura AGIR cât și cele ale altor edituri.