



HAL
open science

Cycle conceptuel à puissance maximale combiné au dessalement

Hocine Bennour, Mohand Ameziane Ait-Ali

► **To cite this version:**

Hocine Bennour, Mohand Ameziane Ait-Ali. Cycle conceptuel à puissance maximale combiné au dessalement. JITH 2007, Aug 2007, Albi, France. 5p. hal-00163979

HAL Id: hal-00163979

<https://hal.science/hal-00163979>

Submitted on 29 Aug 2007

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

CYCLE CONCEPTUEL A PUISSANCE MAXIMALE COMBINE AU DESSALEMENT

Hocine BENNOUR, Mohand A. AIT-ALI
Ecole Nationale Polytechnique, B.P.182, Alger 16200
hben582002@yahoo.fr , maitalib@yahoo.fr

Résumé: Le concept de thermodynamique en temps fini a donné lieu à des cycles conceptuels endoréversibles à puissance maximale dont le niveau des températures de condensation conviendrait à priori à la cogénération et en particulier au dessalement. Un exemple de cycle endoréversible branché entre une source chaude à 900 K et une source froide à 300 K donne un rendement à puissance maximale de 42,3% basé sur des écarts de température moyens arithmétiques dans la chaudière et le condenseur ; l'isotherme de condensation de 409,8 K, largement suffisante pour fournir l'énergie nécessaire à un procédé de dessalement, sans perte de puissance, si l'on multiplie la conductance thermique du condenseur par un facteur de 3,47. La considération d'irrégularités internes réduit le potentiel de cogénération ainsi que les autres performances du cycle.

Mots clés : cycles à puissance maximale, cogénération, dessalement multi-flash.

1. INTRODUCTION

Le concept de thermodynamique en temps fini introduit par Curzon-Ahlborn en 1975[1] consiste à maximiser la puissance d'un cycle endoréversible pour un cycle de période T, dont il s'agira de déterminer la répartition optimale entre les temps de transfert thermique avec la source chaude et la source froide. Cette approche conceptuelle à l'optimisation des cycles thermomécaniques clarifie les alternatives et les implications auxquelles ont à faire étudiants et ingénieurs pour les calculs économiques des centrales thermiques ou de réfrigération.

On se propose ici de revisiter brièvement les règles d'optimalité du cycle endoréversible à puissance maximale, d'évaluer son potentiel de cogénération pour le dessalement, d'obtenir la solution du cycle irréversible à puissance maximale et son potentiel de cogénération pour le dessalement. Les effets des irrégularités internes du cycle à puissance maximale sont ensuite discutés en termes de pertes (de puissance et de rendement) et de cogénération.

2. LE CYCLE ENDOREVERSIBLE A PUISSANCE MAXIMALE

Le modèle de cycle réversible, introduit par Carnot, implique à la fois un temps infini et des transferts thermiques nuls, puisque les écarts de températures censés les produire sont nuls. En pratique, un tel cycle donnerait une puissance nulle, même si son rendement hypothétique établit une limite de référence supérieure donnée par l'expression :

$$\eta_c = (Q_h - Q_c) / Q_h = 1 - (T_c / T_h) \quad (1)$$

où T_h et T_c sont les températures de la source chaude et de la source froide respectivement et Q_h et Q_c la quantité de chaleur fournie au fluide de cycle par la source chaude et celle cédée à la source froide par ce même fluide respectivement.

Dans le modèle de cycle endoréversible, le fluide de cycle reçoit et rejette la chaleur à des températures constantes, mais de façon irréversible à travers des différences de températures et des conductances thermiques finies. Les deux autres transformations du cycle endoréversible sont supposées adiabatiques et réversibles. Clairement, le cycle endoréversible

n'est encore qu'un modèle approximatif, mais qui est certainement plus réaliste que celui du cycle de Carnot.

La détermination de la puissance maximale produite par un cycle endoréversible est un problème d'optimisation contraint par une conductance thermique globale constante à répartir entre la chaudière et le condenseur et l'égalité de Clausius qui traduit la réversibilité interne du cycle. Les flux thermiques étant inconnus avec les températures du fluide de cycle T_{hc} et T_{ce} , ce problème est donc à deux degrés de liberté. Il a notamment été traité avec des températures des sources froide et chaude constantes [3] et des différences de températures moyennes arithmétiques [2] qui permettent d'obtenir des règles d'optimalité explicites, des échanges thermiques de type non newtonien [4] ne permettent pas cette simplification.. A l'optimum, ces deux degrés de liberté définissent deux règles d'optimalité, que l'on peut exprimer comme suit :

Règle une: à puissance maximale, la différence de températures des sources, $(T_h - T_c)$, doit être consacrée pour moitié à la production de puissance et pour moitié aux transferts thermiques.

Règle deux: à puissance maximale, la conductance thermique globale (C_t) doit être également répartie entre la chaudière et le condenseur.

En utilisant la formulation de la programmation géométrique, la méthode d'optimisation du Lagrangien donne la première règle d'optimalité sous la forme :

$$A_{me} / A_{mc} = \sqrt{T_c / T_h} = 1 / R \quad (2)$$

où A_{mc} et A_{me} sont les différences de températures moyennes arithmétiques côté source chaude et côté source froide respectivement et R , un facteur défini par $\sqrt{T_h / T_c}$. Le rendement de Curzon-Ahlborn, représentatif de la situation, est donné par :

$$\eta_{C-A} = 1 - R^{-1} = 1 - A_{me} / A_{mc} \quad (3)$$

Les puissances thermiques par unité de conductance globale, les températures et leurs écarts moyens arithmétiques sont donnés dans le tableau 1, inséré plus loin à la page 4 pour comprendre également les résultats de l'analyse du cycle irréversible. Maintenant, les résultats d'analyse du cycle endoréversible seront appliqués pour déterminer son potentiel de cogénération pour le dessalement d'eau de mer.

3. CYCLE ENDOREVERSIBLE ET COGENERATION

On considère un cycle de turbine à vapeur et on suppose une combustion de gaz naturel avec excès d'air pour obtenir une température des gaz de cheminée à 400 K et une température moyenne arithmétique des gaz dans la chaudière de 900K. On choisit d'abord de condenser au contact d'une source froide à 300 K. La différence des températures optimales T_{hc} et T_{ce} sera dans ce cas de 300 K, soit exactement la moitié de la différence des températures des sources T_h et T_c . Les résultats de toutes les applications sont présentés au tableau 2. Ensuite, plutôt que de condenser avec une source froide à 300 K, on choisit maintenant de condenser à 105 °C (378,2 K) pour produire de la vapeur à 0,121 MPa. L'écart moyen de température au condenseur étant ainsi réduit à 31,6 K, il y aura lieu de multiplier la conductance de ce dernier par un facteur de 3,47 pour conserver les mêmes flux thermiques, la même puissance et le même rendement énergétique du cycle modifié pour le dessalement.

Dans les deux cas considérés la condensation aura lieu à une température de 409,8 K, ce qui implique l'utilisation d'une turbine à contre pression. Il est vrai que le dessalement induit non seulement le surcoût dû à la conductance supplémentaire du condenseur, mais également celui de l'installation de dessalement elle-même. Toutefois, dans le cas du dessalement de l'eau de mer par un procédé de distillation qui requiert un apport d'énergie thermique, par opposition à un procédé d'osmose inverse qui nécessite un apport d'énergie mécanique et un

	Cycle endoréversible	Cycle irréversible	Rapport
Répartition de la conductance thermique globale	$x = 1/2$	$x = \frac{1}{1 + \sqrt{K}}$	$\frac{2}{1 + \sqrt{K}}$
Températures de cycle			
Côté source chaude	$T_{hc} = \frac{T_c}{2} R(R + 1)$	$T_{hci} = \frac{\sqrt{K} \cdot RT_c}{1 + \sqrt{K}} [R + 1]$	$\frac{T_{hci}}{T_{hc}} = \frac{2\sqrt{K}}{1 + \sqrt{K}}$
Côté source froide	$T_{ce} = \frac{T_c}{2} (R + 1)$	$T_{cei} = \frac{T_c}{1 + \sqrt{K}} [R + 1]$	$\frac{T_{cei}}{T_{ce}} = \frac{2}{1 + \sqrt{K}}$
Différence	$(T_{hc} - T_{ce}) = \frac{T_c}{2} (R^2 - 1)$	$(T_{hci} - T_{cei}) = \frac{T_c}{1 + \sqrt{K}} (R + 1)(R\sqrt{K} - 1)$	-
Ecart de température moyens			
Côté source chaude	$(T_h - T_{hc}) = \frac{T_c}{2} R(R - 1)$	$(T_h - T_{hci}) = \frac{RT_c}{1 + \sqrt{K}} [R - \sqrt{K}]$	-
Côté source froide	$(T_{ce} - T_c) = \frac{T_c}{2} (R - 1)$	$(T_{cei} - T_c) = \frac{T_c}{1 + \sqrt{K}} [R - \sqrt{K}]$	-
Rapport	R	R	1
Flux thermique fourni par la source chaude	$\frac{Q_h}{C_t} = \frac{T_c}{4} R(R - 1)$	$\frac{Q_{hi}}{C_t} = \frac{T_c}{(1 + \sqrt{K})^2} R(R - \sqrt{K})$	-
Flux thermique cédé à la source froide	$\frac{Q_c}{C_t} = \frac{T_c}{4} (R - 1)$	$\frac{Q_{ci}}{C_t} = \frac{T_c \sqrt{K}}{(1 + \sqrt{K})^2} (R - \sqrt{K})$	-
Puissance mécanique produite	$\frac{P}{C_t} = \frac{T_c}{4} (R - 1)^2$	$\frac{P_i}{C_t} = \frac{T_c}{(1 + \sqrt{K})^2} (R - \sqrt{K})^2$	-
Rendement	$\eta = 1 - (1/R)$	$\eta_i = 1 - (\sqrt{K}/R)$	-

Tableau 1 : Tableau comparatif des cycles endoréversible et irréversible

Une question pratique se pose ici quant à lier le coefficient d'irréversibilité K inusité au rendement isentropique η_s d'un cycle de Rankine, couramment utilisé dans les cycles thermo-mécaniques. Une telle relation nous permettra de choisir des valeurs de K en fonction de η_s .

6. RELATION ENTRE LE COEFFICIENT K ET LE RENDEMENT ISENTROPIQUE η_s

On peut écrire que le rapport de la puissance du cycle irréversible et de la puissance du cycle endoréversible est équivalent au rendement isentropique η_s :

$$\eta_s = (P_i/C_t)/(P/C_t) = \left(4K(R/\sqrt{K} - 1)^2\right) / \left((1 + \sqrt{K})^2(R - 1)^2\right) \quad (7)$$

D'où:

$$\sqrt{K} = (2R - \sqrt{\eta_s}(R - 1)) / (2 + \sqrt{\eta_s}(R - 1)) \quad (8)$$

Un exemple est traité ci-dessous pour évaluer les pertes de puissance et de potentiel de cogénération dues aux irréversibilités internes en fonction du rendement isentropique choisi.

7. POTENTIEL DE COGENERATION DU CYCLE IRREVERSIBLE

Nous allons considérer les deux cas précédents d'une condensation au contact d'une source à 300 K puis au contact d'une source à 378,2 K, la température de la source chaude restant à 900 K. On supposera à titre d'exemple un coefficient d'irréversibilité $K=1,0873$ qui correspond à un rendement isentropique de 0,85 ; cette valeur tient compte des pertes de puissance dans la turbine, très largement majoritaires, des pertes de pompage et de pertes de charge, relativement moins importantes. Les résultats de l'application sont présentés, à titre de comparaison, à côté de ceux du cycle endoréversible dans le tableau 2 ci-après.

	T_c K	T_h-T_c K	T_{hc} K	T_{ce} K	$T_{hc}-T_{ce}$ K	η %	Q_c/C_t K	Q_h/C_t K	P/C_t K	Conductance Unités
Endo-réversible	300	600	709,8	409,8	300	42,3	54,90	95,10	40,19	1/0,5 / 0,5
	378,2	521,8	709,8	409,8	300	42,3	54,90	95,10	40,19	2,24/0,5 / 1,74
Irréversible	300	600	724,7	401,2	323,5	39,8	51,68	85,84	34,16	1/0,49 / 0,51
	278,2	521,8	724,7	401,2	323,5	39,8	51,68	85,84	34,16	2,734/0,49 / 2,244

Tableau 2 : Tableau comparatif des résultats des applications des cycles endoréversible et irréversible pour une température de la source chaude de 900 K – Considération du cas sans cogénération ($T_c = 300$ K) et du cas avec cogénération ($T_c = 378,2$ K)

CONCLUSION

Dans ce travail, on a d'abord revisité le cycle endoréversible à puissance maximale pour en déterminer le potentiel de cogénération pour le dessalement d'eau de mer. Un potentiel de dessalement existe et n'affecte ni le rendement ni la puissance mécanique du cycle ; il ne nécessite qu'une augmentation de la conductance thermique du condenseur, donc un investissement supplémentaire.

La solution d'un cycle irréversible a ensuite été obtenue avec les irréversibilités internes caractérisés par un facteur $K>1$ qui transforme l'inégalité de Clausius en égalité ; ce coefficient a été ensuite corrélé avec le coefficient isentropique habituellement utilisé en turbomachine. Les irréversibilités internes réduisent le flux thermique de la chaudière et de façon moindre celui du condenseur qui doit aussi évacuer la production interne d'entropie. La comparaison du potentiel de cogénération d'un cycle endoréversible et de celui d'un cycle irréversible basé sur un coefficient isentropique de 0,85 et des températures moyennes des sources de 900 et 300K fait ressortir une augmentation de la conductance thermique additionnelle de 39,8 % et d'une baisse du potentiel de cogénération de 27%. Par ailleurs, ces irréversibilités internes ont réduit la puissance mécanique de 14,7% et le rendement de 2,5%.

Références:

- [1] F.L. Curzon and B. Ahlborn, Efficiency of a Carnot engine at maximum power output, *J. Appl. Phys.*, **43**, pp 22-24, (1975).
- [2] M.A. Ait-Ali, Optimum endoreversible power cycle with a specified operating temperature range, *J. Appl. Phys.*, **76**, pp 3231-3236, (1994).
- [3] A. Bejan, Theory of heat transfer-irreversible power plants, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol **31**, N° **6**, pp 1211-1219, (1988).
- [4] F. Angulo-Brown, Endoreversible thermal cycle with a non-linear transfer law, *J. Appl. Phys.* **74**(4), pp 2216-2219, (1993).
- [5] URS, Australia National Dryland Salinity Program, (2002).
- [6] B. Boucekima, Brackish water desalination with heat recovery, *IDA World Congress paper*, Bahrain (2002).