



Programme de recherche:
Solaire thermique et stockage de chaleur

194 997

CSIP3

Projet détaillé d'une minicentrale pilote électro-thermo-solaire de 10 kWe

Partie C: Turbine scroll

Préparé par
R. Zanelli
EPFL-DGM-LENI
1015 Lausanne

Sur mandat de
l'Office fédéral de l'énergie

Table des matières

1. INTRODUCTION	1
2. BANC D'ESSAI ET INSTRUMENTATION	1
2.1 DESCRIPTION	1
3. DEFINITION DES GRANDEURS CARACTERISTIQUES	3
3.1 GENERALITES	3
3.2 EXPRESSIONS DES PUISSANCES	4
3.3 DEFINITIONS DES RENDEMENTS	4
4. ELEMENTS THEORIQUES D'ANALYSE	5
4.1 GENERALITES	5
4.2 TURBINE VOLUMETRIQUE IDEALE	5
4.2.1 Généralités	5
4.2.2 Modélisation	5
4.2.3 Résultats simulés	6
4.3 FACTEUR DE REMPLISSAGE	7
4.3.1 Généralités	7
4.3.2 Laminage	8
4.3.2.1 Description	8
4.3.2.2 Modélisation	8
4.3.3 Fuites internes	9
4.3.3.1 Description	9
4.3.3.2 Modélisation	10
4.3.4 Résultats simulés	10
4.4 GENERATRICE ASYNCHRONE	11
4.4.1 Généralités	11
4.4.2 Description	11
4.4.2.1 Puissances et pertes	14
4.4.3 Caractéristiques simulées de la génératrice électrique	14
5. ANALYSE ET INTERPRETATION DES RESULTATS	15
5.1 GENERALITES	15
5.2 MESURES R134A	16
5.2.1 Plage de mesures	16
5.2.2 Influence du rapport de pression	16
5.2.3 Adimensionnalisation des résultats	20
5.2.4 Conclusion	22

5.3 MESURES R123.....	22
5.3.1 Plage de mesures	22
5.3.2 Adimensionnalisation des résultats.....	26
5.3.3 Conclusion	27
5.4 RENDEMENT GENERATRICE ELECTRIQUE	28
6. CONCLUSION.....	29
7. ANNEXES.....	30
7.1 NOMENCLATURE.....	30
7.2 BIBLIOGRAPHIE.....	31

1. Introduction

Ce rapport complète et conclut le rapport intermédiaire précédent traitant du composant turbine de la centrale électro-thermo-solaire. Ainsi, ce rapport a pour objet la description résumée de l'évaluation expérimentale et de l'interprétation des performances de l'unité de compresseur de capacité supérieure (Trane CSHS-100) convertie précédemment en turbine (référéncée type T).

Pour mémoire, les caractéristiques nominales en compresseur de cette machine sont les suivantes:

- Puissance absorbée: 9.5 [kWe]
- Cylindrée: 174 [cm³]
- Rapport de volume installé: 2.17 [-]
- Vitesse de rotation: 2825 [t/min]
- poids: 74 [kg]

Le rapport de volume de 2.4 indiqué dans le rapport précédent correspondait à une fiche technique fournie par le distributeur. Après mesure sur la machine démontée et contrôle à l'aide du programme de génération de géométrie scroll, il s'est avéré que le rapport de volume est de 2.17.

2. Banc d'essai et instrumentation

2.1 Description

Le fluide de travail haute pression ainsi que l'huile de lubrification sont admis dans la turbine, ce mélange se détend dans les chambres de travail et une fois détendu aboutit dans l'enveloppe, où une partie de l'huile est séparée et s'écoule par gravité au fond de l'enveloppe.

Cette huile est refoulée par une pompe interne à travers les divers paliers avant de se mélanger au flux sortant de la turbine. Ce mélange est canalisé dans l'entrefer du moteur, puis est collecté par une bêche et sort finalement de l'enveloppe. Le mélange est alors dirigé vers le séparateur, d'où le fluide de travail repart vers le condenseur et l'huile s'écoule dans un réservoir tampon. Par le moyen d'une pompe externe, cette huile est injectée à l'entrée de la turbine.

Une instrumentation élémentaire nous permet une analyse de la machine composant par composant (turbine, génératrice, séparateur). Ainsi les grandeurs



A l'usage, l'injection d'huile au niveau du carter par l'intermédiaire d'une vanne à niveau constant ne s'est pas avéré nécessaire et le circuit de lubrification a pu être ainsi simplifié.

3. Définition des grandeurs caractéristiques

3.1 Généralités

L'évaluation des performances de la turbine implique l'utilisation de grandeurs caractéristiques normalisées, d'une part à des fins de comparaison avec d'autres machines et d'autre part nécessaire à l'analyse de ces performances.

Afin d'intégrer le transfert de chaleur lié à l'injection d'huile, nous avons écarté l'approche isentropique pour considérer une transformation polytrophe, plus proche de la réalité. La figure suivante représente schématiquement les puissances et les rendements intéressants:

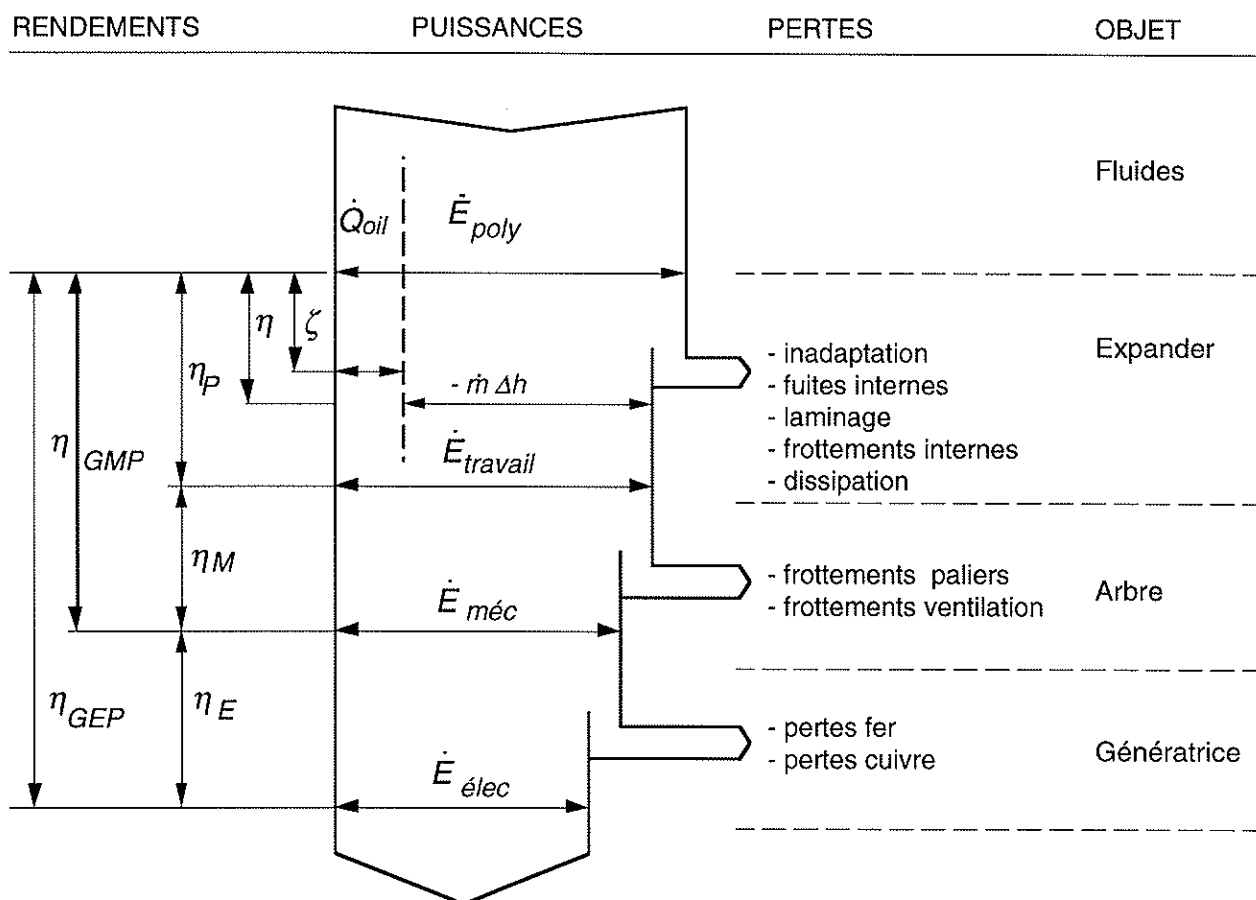


Figure 3-1: Puissances, pertes et rendements

3.2 Expressions des puissances

- la puissance-chaleur fournie par l'huile:

$$\dot{Q}_{oil}^+ = \dot{m}_h \cdot c_h \cdot (T_{sup} - T_{inf}) \quad (3-1)$$

- la puissance-travail polytrophe:

$$\dot{E}_{poly} = -\dot{m}_{ref} \cdot \frac{v_{sup} \cdot P_{sup}}{\Gamma^\sigma} \cdot \left(\left(\frac{P_{inf}}{P_{sup}} \right)^{\Gamma_\sigma} - 1 \right) \quad (3-2)$$

$$\Gamma_\sigma = 1 - \gamma_t \cdot \left(1 - \bar{\Lambda} \cdot (1 + \bar{\beta}_p \cdot (\eta - 1)) \right)$$

- la puissance-travail reçue au niveau de la partie mobile:

$$\dot{E}_{travail}^- = \dot{m}_{ref} \cdot (h_{sup} - h_{inf}) + \dot{Q}_{oil} \quad (3-3)$$

- la puissance mécanique au niveau du rotor est :

$$\dot{E}_{mec}^- = T_{em} \cdot \omega_{arbre} \quad (3-4)$$

- la puissance électrique au niveau du stator:

$$\dot{E}_{elec}^- = 3 \cdot U \cdot I \cdot \cos(\varphi) \quad (3-5)$$

3.3 Définitions des rendements

Les divers rendements obtenus en fonction de ces puissances sont:

- le rendement global polytrophe électrique: $\eta_{GEP} = \frac{\dot{E}_{elec}^-}{\dot{E}_{poly}}$ (3-6)

- le rendement global polytrophe mécanique: $\eta_{GMP} = \frac{\dot{E}_{mec}^-}{\dot{E}_{poly}}$ (3-7)

- le rendement polytrophe interne: $\eta_P = \frac{\dot{E}_{travail}^-}{\dot{E}_{poly}}$ (3-8)

- le rendement mécanique : $\eta_M = \frac{\dot{E}_{mec}^-}{\dot{E}_{travail}^-}$ (3-9)

- le rendement électrique : $\eta_E = \frac{\dot{E}_{elec}^-}{\dot{E}_{mec}^-}$ (3-10)

On a donc: $\eta_{GEP} = \eta_P \cdot \eta_M \cdot \eta_E$ (3-11)

- Le facteur de remplissage: $MR = \frac{\dot{m}_{reel}}{\dot{m}_{ideal}} = \frac{\dot{m}_{reel} \cdot v_{sup}}{v \cdot V_s}$ (3-12)

4. Éléments théoriques d'analyse

4.1 Généralités

Ce chapitre a pour objet la présentation d'éléments théoriques simplifiés, illustrés par des résultats simulés, décrivant les aspects phénoménologiques essentiels associés au fonctionnement de façon générale aux machines volumétriques et en particulier à l'unité de turbine-générateur type T. Le but de cette présentation est de rappeler les bases théoriques permettant l'analyse des mesures expérimentales.

Les résultats simulés présentés reposent sur les données numériques correspondant à l'unité de turbine étudiée (caractéristiques géométriques et de fonctionnement).

4.2 Turbine volumétrique idéale

4.2.1 Généralités

La modélisation simplifiée de la turbine volumétrique permet de mettre en évidence ses caractéristiques intrinsèques, notamment son comportement en fonction du rapport de pression.

4.2.2 Modélisation

Ce modèle est basé sur les hypothèses suivantes:

- fluide de type gaz parfait
- phase de détente isentrope
- phase d'admission et de refoulement isobare
- transformation adiabate
- turbine volumétrique non-adaptée

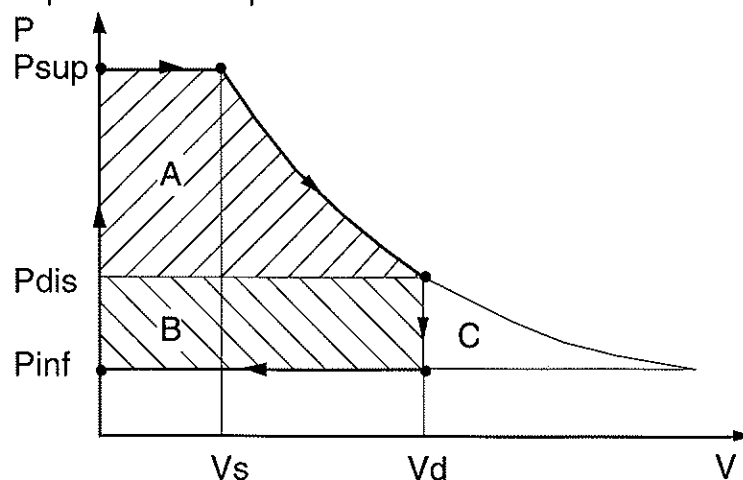


Figure 4-1: Diagramme PV

Définissons les grandeurs principales:

- La cylindrée V_s est le volume aspiré par la turbine sur un cycle (un tour d'arbre).
- Le rapport de volume installé VR_i est le rapport entre le volume en fin d'expansion V_d et la cylindrée V_s .
- Le rapport de pressions PR est le rapport entre la pression d'entrée et la pression de sortie.
- Le rapport de pressions adapté PR_i correspond au rapport de volumes VR_i selon une transformation isentrope.

Le travail idéal est égal à l'aire A+B+C:

$$e_s = -v_{sup} \cdot P_{sup} \frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot \left(PR^{\frac{1-\kappa}{\kappa}} - 1 \right) \quad (4-1)$$

Le travail réel est égal à l'aire A+B:

$$e = -v_{sup} \cdot P_{sup} \left(\frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot \left(\frac{VR_i^{1-\kappa}}{\kappa} - 1 \right) + \frac{VR_i}{PR} \right) \quad (4-2)$$

Ayant exprimé ces travaux, on définit le rendement dû à l'inadaptation de la turbine aux conditions de fonctionnement:

$$\eta_s = \frac{e}{e_s} = \frac{VR_i/\kappa \cdot (VR_i^{-\kappa} + PR^{-1} \cdot (\kappa-1)) - 1}{PR^{(1-\kappa)/\kappa} - 1} \quad (4-3)$$

Il est intéressant de noter que ce rendement lié uniquement aux pertes par inadaptation est indépendant des conditions d'entrée de la turbine. Dans le cas d'un gaz réel, l'exposant kappa est néanmoins légèrement dépendant des conditions d'entrée.

On peut également définir un travail spécifique par le chiffre adimensionnel suivant:

$$ER \equiv \frac{e}{v_{sup} \cdot P_{sup}} = \frac{\dot{E}}{\dot{m} \cdot v_{sup} \cdot P_{sup}} \quad (4-4)$$

4.2.3 Résultats simulés

Les résultats suivant sont calculés avec $\kappa = 1.05$ et $VR_i = 2.4$.

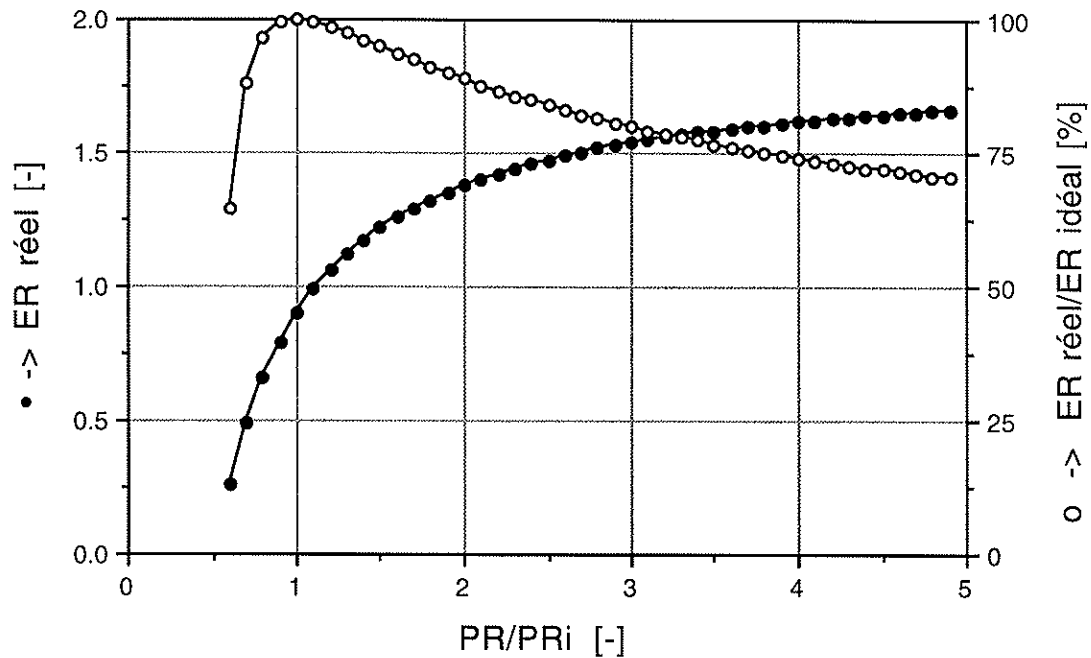


Figure 4-2: Puissance spécifique et rendement isentrope

Ces résultats indiquent clairement que l'on a avantage à travailler avec un rapport de pression supérieur au rapport de pression adapté. En effet, l'influence des pertes par inadadaptation est beaucoup plus importante lorsque le rapport de pressions spécifique ($= PR/PR_i$) est inférieur à un.

4.3 Facteur de remplissage

4.3.1 Généralités

Le facteur de remplissage est défini par le rapport entre le débit réel et le débit théorique (cf. éq. 3-12). La différence entre le débit théorique et le débit réel résulte principalement de deux phénomènes distincts qui sont le laminage du fluide lors de l'admission et les fuites internes en cascade durant tout le processus de détente.

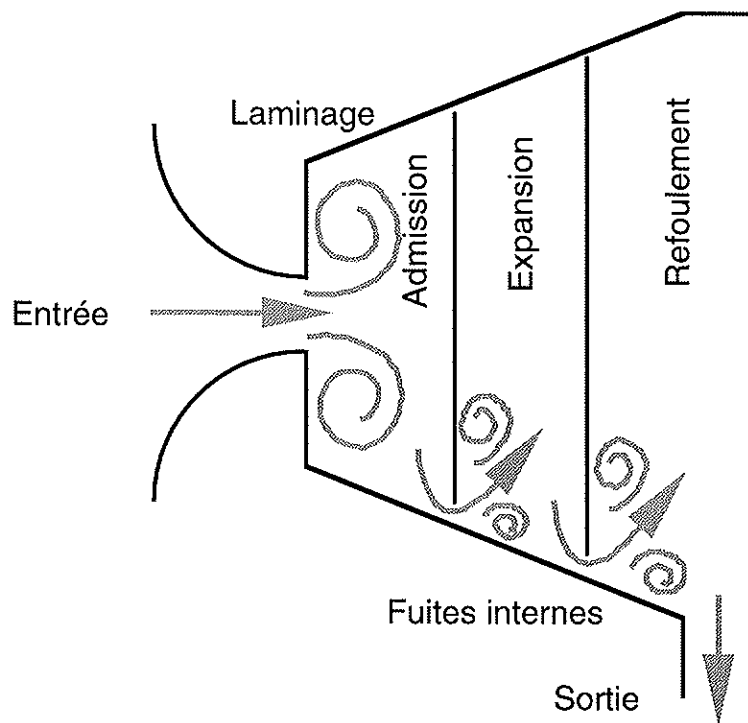


Figure 4-3: Représentation du laminage et des fuites internes

4.3.2 Laminage

4.3.2.1 Description

Lors de la phase d'admission, le fluide est progressivement accéléré en entrant dans le canal d'admission (transformation isentrope), puis est brusquement décéléré à l'arrivée dans la chambre d'admission. Les pertes associées à cet écoulement sont des pertes par frottements visqueux, au sein du fluide essentiellement (turbulence) et au contact des parois.

L'effet de ces pertes, nommé pertes par laminage, est une diminution de la densité et de la pression du fluide dans la chambre d'admission, ayant pour conséquences une diminution du débit masse et de la puissance-travail. Un effet direct de cette perte de charge est une diminution du rapport de pression pris sur la phase d'expansion avec pour conséquence au point optimal un rapport de pression supérieur au rapport de pression adapté.

4.3.2.2 Modélisation

Afin de mettre en évidence l'influence des divers paramètres sur le laminage, le phénomène est assimilé à une perte de charge singulière. On suppose que le débit

volume au niveau de la chambre d'aspiration est constant. On considère une transformation en régime permanent avec phase d'accélération isentrope, phase de décélération isobare (toute l'énergie cinétique au col est dissipée dans la chambre d'admission) et enthalpie totale constante pour toute la transformation. De plus on considère un gaz parfait et une vitesse d'écoulement faible.

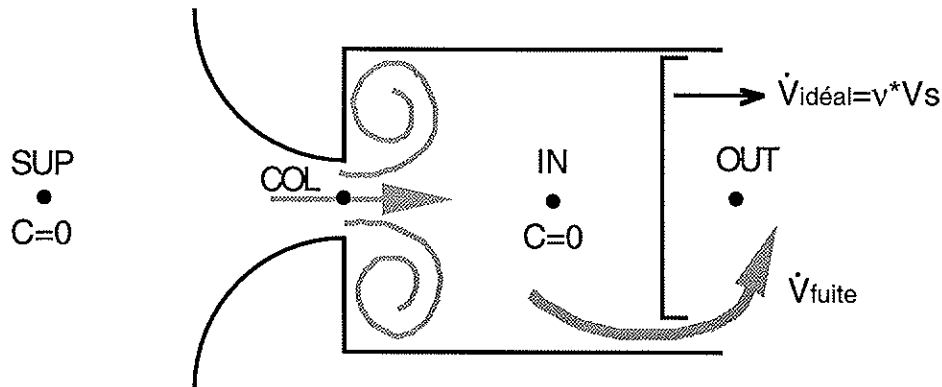


Figure 4-4

Ainsi, on peut simplement exprimer l'état IN et le débit-masse par les relations suivantes (équation de Bernoulli) [Caillat88]:

$$\begin{aligned}
 C_{col} &= \frac{v \cdot V_s + \dot{V}_{fuite}}{A_{col}} \\
 T_{in} &= T_{sup} \\
 P_{in} &= P_{sup} - \rho_{sup} \cdot \frac{C_{col}^2}{2} \\
 \rho_{in} &= \rho_{sup} \cdot \left(1 - \frac{\rho_{sup}}{P_{sup}} \cdot \frac{C_{col}^2}{2} \right) \\
 \dot{m}_{reel} &= v \cdot V_s \cdot \rho_{in}
 \end{aligned} \tag{4-5}$$

4.3.3 Fuites internes

4.3.3.1 Description

L'étanchéité entre les différentes chambres de travail n'est pas parfaite et un écoulement de fuites existe (Figure 4-3). On distingue les fuites radiales des fuites axiales, caractérisées respectivement par un canal de section variable et fixe. Néanmoins, ces canaux de fuite sont caractérisés par une section rectangulaire extrêmement allongée (typiquement $30 \mu\text{m} \times 30..200 \text{ mm}$) et d'une longueur de plusieurs millimètres. Compte tenu de cette géométrie, les pertes prépondérantes dans l'écoulement sont les frottements visqueux à la paroi.

L'effet de ces fuites internes est l'augmentation du débit masse, avec pour conséquence une diminution de la puissance-travail massique par dissipation dans l'écoulement de fuite d'une partie de la puissance de transvasement. A noter que la puissance-travail peut augmenter dans le cas où l'augmentation du débit est plus importante que l'augmentation des pertes, néanmoins le rendement isentrope interne diminue dans tous les cas. Au point optimal de fonctionnement, ces fuites internes entraînent un rapport de pression supérieur au rapport de pression adapté.

4.3.3.2 Modélisation

Les fuites internes sont modélisées par un écoulement de type visqueux incompressible [Ishii96] entre la chambre d'admission IN et la sortie de la turbine OUT (Cf. Figure 4-4).

$$C_{\text{fuite}} = \sqrt{\frac{2 \cdot (P_{\text{in}} - P_{\text{out}}) \cdot D_h}{\rho_{\text{in}} \cdot \zeta \cdot L}} \quad (4-6)$$

$$\dot{m}_{\text{fuite}} = A_{\text{fuite}} \cdot C_{\text{fuite}} \cdot \rho_{\text{in}}$$

4.3.4 Résultats simulés

La résolution du système d'équations formé par (4-5) et (4-6) permet de calculer le facteur de remplissage.

Les résultats suivants sont calculés avec:

- constante du gaz parfait: 81.5 J/(kg K)
- section admission: ø 11 mm
- canal de fuite ($h \cdot w \cdot L$): 30 µm * 0.2 m * 10 mm
- facteur de Moody: 0.2
- fréquence de rotation: 50 Hz
- cylindrée: 80 cm³
- P_{sup}-P_{out}: 15 bar

Le facteur de remplissage (courbes de niveau) est représenté en fonction de la pression et de la masse volumique en entrée:

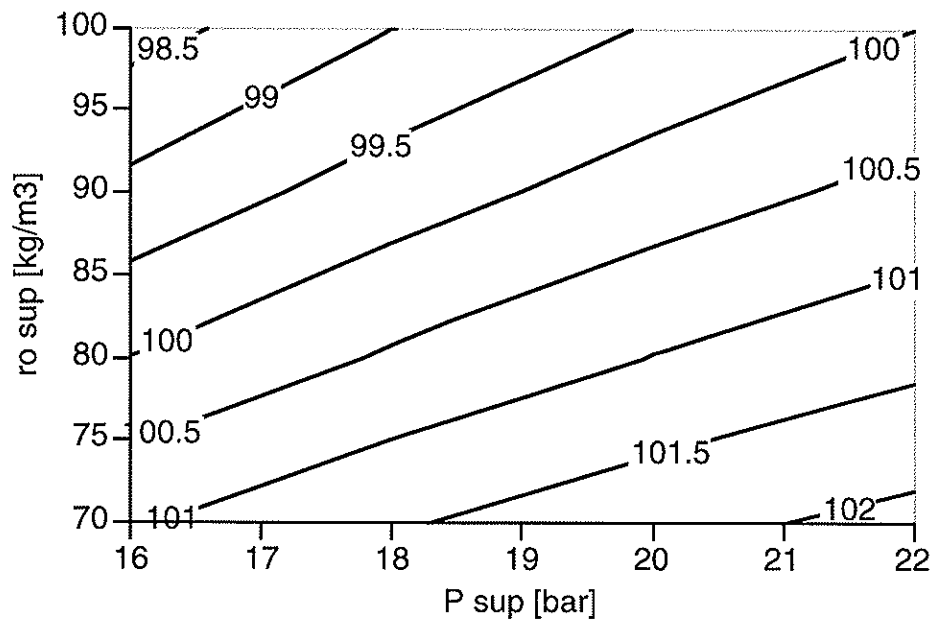


Figure 4-5: Facteur de remplissage [%]

Ce graphe illustre le comportement du facteur de remplissage en fonction des conditions d'entrée. L'accroissement de la pression d'entrée conduit à l'augmentation du facteur d remplissage alors que l'accroissement de la masse volumique à l'entrée entraîne une diminution du facteur de remplissage. De plus on constate que ce facteur peut prendre des valeurs supérieures à 100 %.

A conditions d'entrée fixées, l'augmentation du rapport de pression conduit évidemment à l'augmentation du facteur de remplissage par augmentation des fuites internes.

4.4 Génératrice asynchrone

4.4.1 Généralités

La modélisation de la machine asynchrone [Chatelain89] permet de déterminer qualitativement et quantitativement ses caractéristiques de fonctionnement, notamment ses performances à charge partielle.

Dans notre cas, la machine asynchrone est entraînée par la turbine et fonctionne donc en tant que génératrice. De plus, on considère que la machine électrique est connectée à un réseau électrique à tension et fréquence fixe.

4.4.2 Description

On peut représenter les grandeurs internes principales d'une machine asynchrone à cage selon le schéma symbolique suivante:

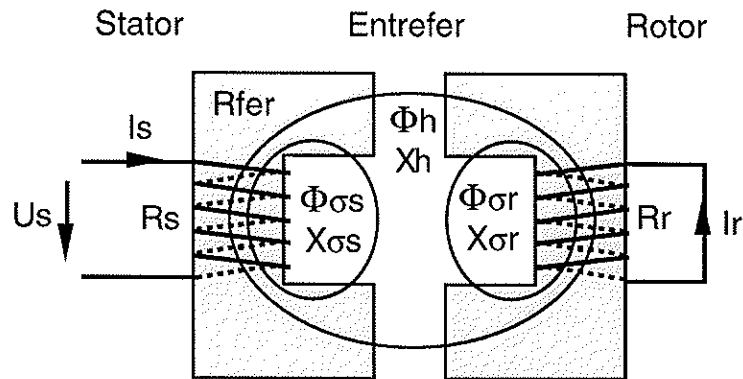


Figure 4-6: Schéma de principe machine asynchrone

Avec :	R_s, R_r	: résistances ohmiques statorique et rotorique
	$X_{\sigma s}, X_{\sigma r}$	: réactances de fuites statorique et rotorique
	$\Phi_{\sigma s}, \Phi_{\sigma r}$	: flux de fuites statorique et rotorique
	X_h	: réactance du champ principal
	Φ_h	: flux principal
	R_{fer}	: résistance fer
	$\underline{U}_s$	: tension de phase statorique
	$\underline{I}_s$	: courant de phase statorique
	$\underline{I}_r$	: courant de phase rotorique
	n_m	: fréquence de rotation du rotor
	n_s	: fréquence du champ tournant statorique

Le principe de fonctionnement de cette machine est le suivant: l'application d'une tension alternative U_s au bobinage statorique engendre dans celui-ci un courant I_s , générant un champs magnétique Φ_h tournant à la fréquence n_s du réseau. Le rotor, tournant à la fréquence n_m , est balayé par le champs tournant statorique à une fréquence apparente $n_r = n_s - n_m$, induisant dans son bobinage un courant I_r générant lui-même un champs magnétique opposé. L'interaction des champs magnétiques inducteur et induit conduit à l'apparition d'un couple électromagnétique. Ainsi, la différence de vitesse entre le rotor et le champ tournant statorique (phénomène nommé glissement) est à l'origine du couple électromagnétique.

Glissement:
$$s \equiv \frac{n_s - n_r}{n_s} \quad (4-7)$$

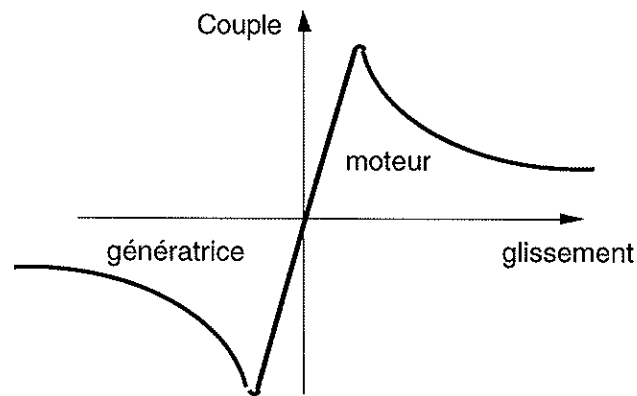


Figure 4-7: Couple en fonction du glissement

La génératrice fonctionne ainsi avec un glissement négatif ($s < 0$).

Cette machine peut être modélisée simplement par le schéma équivalent en T suivant:

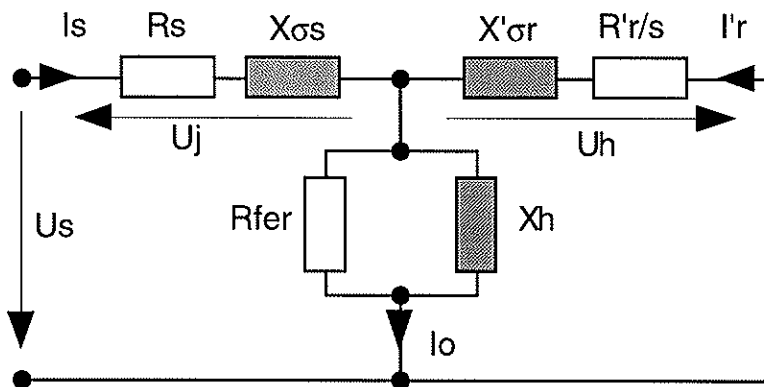


Figure 4-8: Modèle d'une machine asynchrone

avec les grandeurs rapportées au stator marquées par l'indice prime.

4.4.2.1 Puissances et pertes

La figure suivante illustre les flux de puissances en mode génératrice:

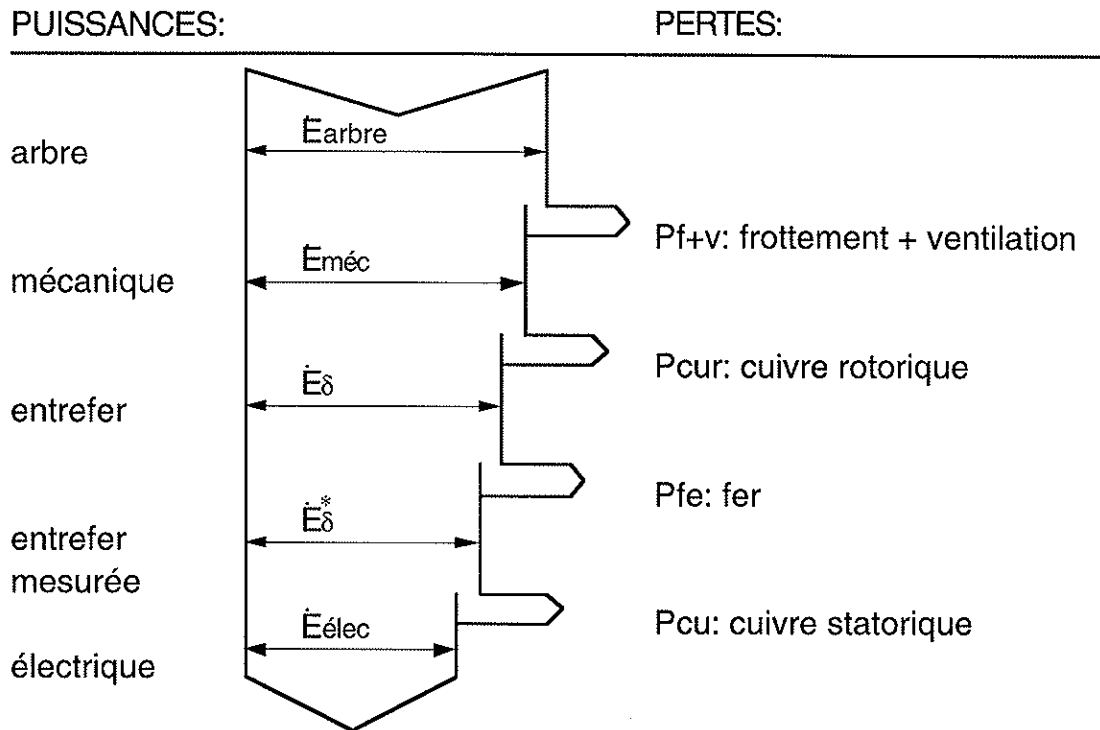


Figure 4-9: Puissances et pertes.

Pour une machine triphasée, les pertes par effet Joule dans les trois résistances du schéma équivalent s'expriment ainsi:

Pertes cuivre rotorique: $P_{\text{cur}} = 3 \cdot R_r \cdot I_r^2$ (4-8)

Pertes fer: $P_{\text{fer}} = 3 \cdot U_h^2 / R_{\text{fer}}$ (4-9)

Pertes cuivre statorique: $P_{\text{cus}} = 3 \cdot R_s \cdot I_s^2$ (4-10)

Les puissances utiles s'expriment ainsi:

Puissance mécanique: $\dot{E}_{\text{mec}} = P_{\text{cur}} \cdot (1-s)/s$ (4-11)

Puissance d'entrefer: $\dot{E}_{\delta} = P_{\text{cur}}/s$ (4-12)

Puissance électrique: $\dot{E}_{\text{elec}} = 3 \cdot U_s \cdot I_s \cdot \cos(\varphi)$ (4-13)

4.4.3 Caractéristiques simulées de la génératrice électrique

Les mesures à rotor bloqué et à vide nous permettent d'identifier les grandeurs du schéma équivalent:

$$\begin{aligned}
 R_s &= 0.622 \quad [\Omega] & X_{os} &= 1.2700 \quad [\Omega] \\
 R'_r &= 1.0114 \quad [\Omega] & X'_{or} &= 1.2995 \quad [\Omega] \\
 R_{fer} &= 774.36 \quad [\Omega] & X_h &= 25.5789 \quad [\Omega]
 \end{aligned}$$

La génératrice est connectée au réseau de distribution: la tension entre phase est de 400 V et la fréquence est de 50 Hz.

Les résultats ci-dessous sont simulés pour une température de stator et rotor de 20 °C.

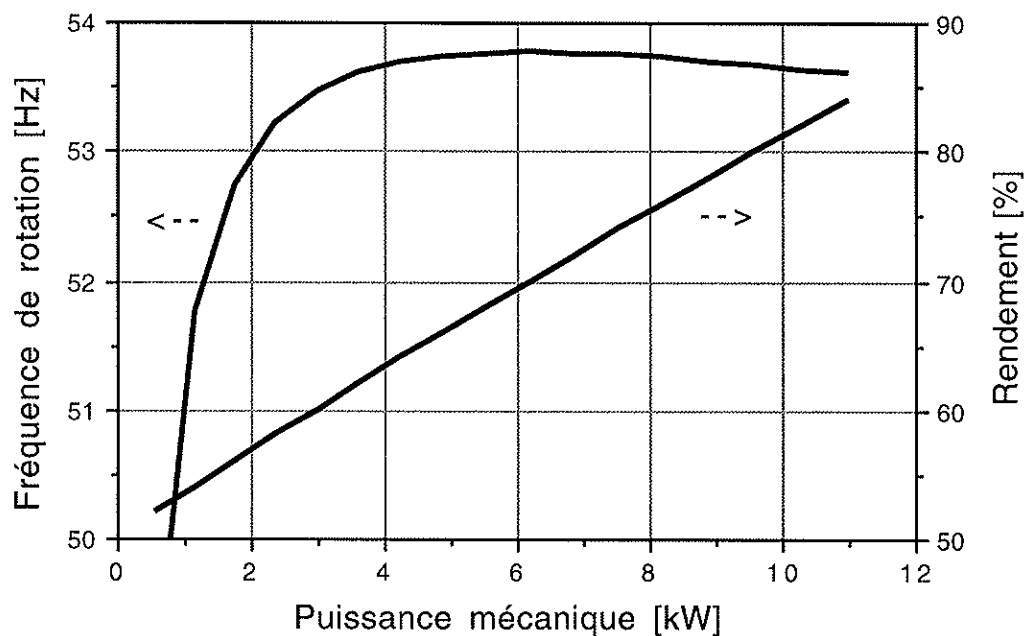


Figure 4-10: Fréquence de rotation et rendement

On constate que la fréquence de rotation varie quasiment linéairement avec la puissance mécanique. La variation de cette fréquence sur la plage de fonctionnement pratique (2..10 kW) est de environ 5 %. La courbe de rendement présente un optimum de 88 % à 6 kW. Le rendement chute brutalement en deçà du point optimal et décroît légèrement au delà.

5. Analyse et interprétation des résultats

5.1 Généralités

Le but des mesures est l'évaluation expérimentale des caractéristiques de la turbine type T. On considère d'une part un aspect quantitatif chiffré par les performances globales de la machine et d'autre part un aspect qualitatif correspondant au comportement de la machine. L'étude de ce dernier point

constitue la base de la conception, de l'amélioration et de la gestion de la turbine.

La turbine a été testées avec deux fluides différents correspondants aux fluides retenus pour la centrale bi-étagée:

- le HFC-134a (fluide de substitution du HCFC-22) utilisé dans les applications à moyenne température (climatisation, pompe à chaleur). Ce fluide à l'avantage de posséder un relativement faible potentiel d'effet de serre (GWP=1300) et un potentiel de destruction de la couche d'ozone stratosphérique nul (ODP=0). Il n'est pas toxique ni inflammable.
- le HCFC-123 (fluide de transition, substitut du CFC-11) utilisé dans les applications à haute température (climatisation, pompe à chaleur). Ce fluide à l'avantage de posséder un très faible potentiel d'effet de serre (GWP=93) et un faible potentiel de destruction de la couche d'ozone stratosphérique (ODP=0.02). Il n'est pas inflammable, mais par contre est toxique.

5.2 Mesures R134a

5.2.1 Plage de mesures

Les grandeurs et les plages explorées sont les suivantes:

- pression d'entrée: 16-18-20-22 [bar]
- température d'entrée: 70-80-90-100 [°C]
- rapport de pression: 2.0..4.0 par pas de 0.2 [-]
- concentration d'huile: 4 [%]

Afin de limiter le nombre de graphes à présenter, nous avons retenu d'une part la discussion d'une série particulière (conditions d'entrée constante) en fonction du rapport de pression afin d'illustrer en détail le comportement typique d'une machine volumétrique et d'autre part la représentation des caractéristiques essentielles de l'ensemble des points mesurés.

5.2.2 Influence du rapport de pression

Pour illustrer l'influence du rapport de pression, nous considérons une série de mesures à conditions d'entrée constantes et rapport de pression variable:

- pression d'entrée: 20 [bar]
- température d'entrée: 90 [°C]
- rapport de pression adapté: 2.12 [-]
- huile de lubrification: concentration 4 [%], température d'entrée 90 [°C]

La graphique suivant représente les principaux rendements intéressants:

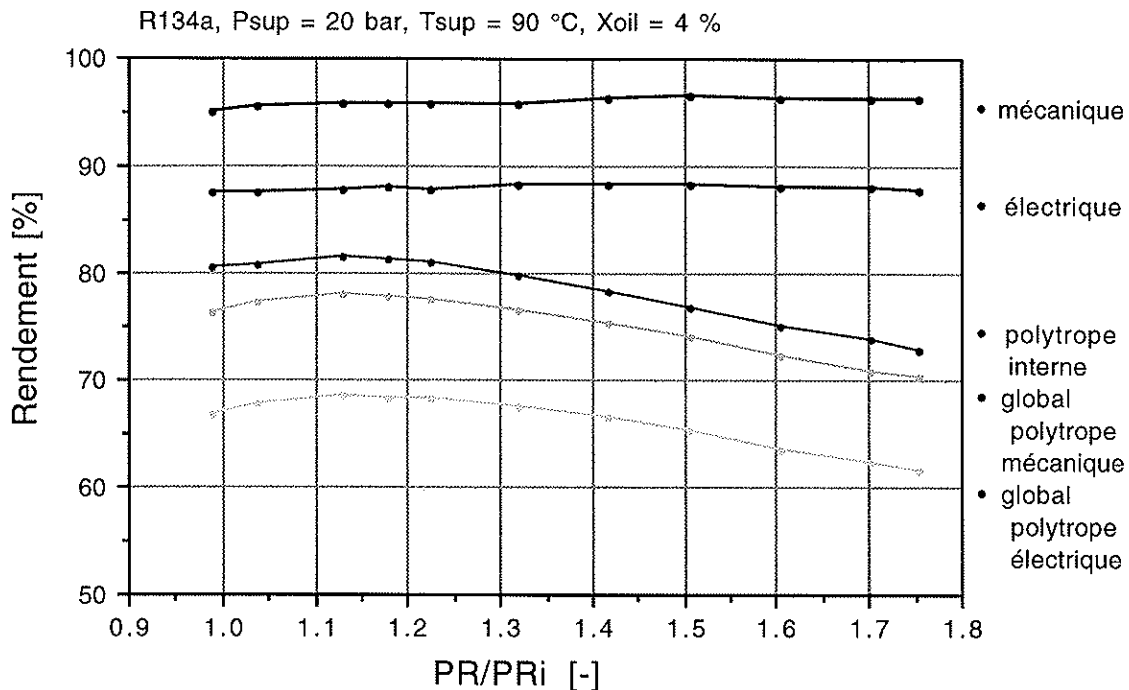


Figure 5-1: Rendement en fonction du rapport de pression spécifique

Rendement mécanique

On constate que ce rendement, de l'ordre de 96 %, est élevé. Hormis l'incertitude lié à la mesure de la puissance mécanique, cette caractéristique est inhérente au principe scroll, dans lequel la vitesse relative entre pièces mobile et fixe est faible (dans notre cas $< 2.7 \text{ [m/s]}$). De plus, le principe étant rotatif, les forces d'inerties (accélération, décélération) sont limitées. On constate également que le rendement augmente avec le rapport de pression. En effet, les pertes mécaniques semblent peu influencées par la charge, donc lorsque la puissance augmente avec le rapport de pression les pertes représentent relativement une fraction plus faible.

Rendement électrique

On constate que ce rendement, de l'ordre de 88 %, n'est pas excellent. Ceci s'explique de deux façons. Premièrement la machine électrique est un produit de grande série essentiellement optimisée économiquement. Deuxièmement, la machine est conçue et dimensionnée à la base comme moteur, avec comme contraintes au démarrage un courant limité et un couple important alors qu'en mode génératrice ces contraintes ne se pose pas. Par contre, pour une puissance mécanique nominale (indépendante du mode de fonctionnement), liée essentiellement à des considérations d'efforts internes, durée de vie), la puissance électrique nominale retirée en mode turbine correspondants à 77 % ($= 0.88^2$) de celle fournie en mode compresseur. Ainsi, la plage de puissance

exploitée en mode génératrice est inférieure et se rapproche du point de fonctionnement optimal de la machine électrique.

Rendement polytrophe interne

On constate que ce rendement, de l'ordre de 82 % au maximum, est bon. On peut comparer ce rendement au 75 [%] (rendement isentrope interne) obtenus avec une turbine à double-vis **[Paintner87]** d'une puissance environ quinze fois supérieure. L'allure générale de cette courbe est celle prévue par la modélisation simplifiée exposée en annexe. Elle présente un point optimal pour un rapport de pression spécifique de 1.15, légèrement supérieur à l'unité comme prévu par la théorie. Sur l'ensemble de la plage de travail, le rendement reste supérieur à 72 %

Rendement global polytrophe mécanique

On constate que ce rendement, de l'ordre de 78 % au maximum, est élevé. On peut comparer ce rendement au 65 [%] (rendement global isentrope mécanique) obtenus avec une turbine à palettes **[Atkinson84]** de puissance similaire. L'allure de cette courbe correspond à celle du rendement polytrophe interne, le rendement mécanique étant relativement constant.

Rendement global polytrophe électrique

On constate que ce rendement, de l'ordre de 68.5 % au maximum, est bon, compte tenu du rendement limité de la machine électrique. Sur l'ensemble de la plage de travail le rendement reste supérieur à 61 %.

La graphique suivant représente les principales puissances:

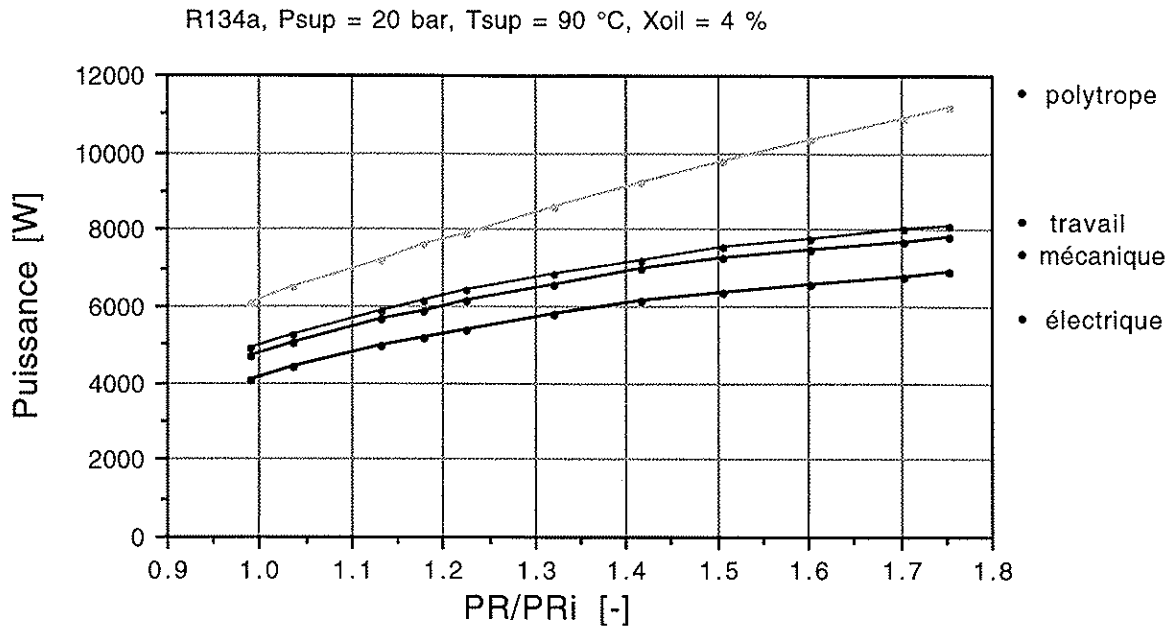


Figure 5-2: Puissance en fonction du rapport de pression spécifique

Ce graphique met clairement en évidence l'importance relative des diverses pertes. On constate que les pertes polytrophe-travail augmentent sensiblement lorsque le rapport de pression spécifique dépasse le rapport de pression optimal (1.15). Cette perte correspond aux pertes par inadaptation de la pression de sortie propre aux machines volumétriques (Cf paragraphe 4.2). La puissance électrique varie sur la plage de fonctionnement de 4 kWe à 7 kWe avec une puissance de 5 kWe pour le rendement optimal.

La graphique suivant représente le facteur de remplissage:

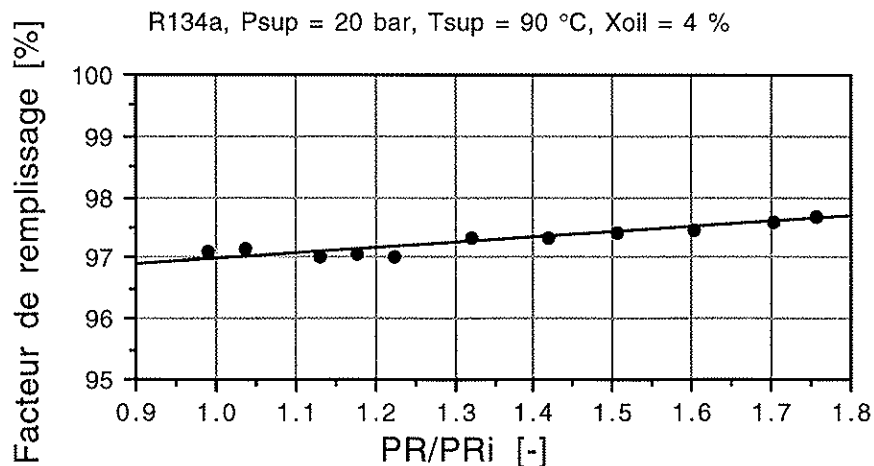


Figure 5-3: Facteur de remplissage en fonction du rapport de pression spécifique

On constate que ce facteur est de l'ordre de 97.5 %, alors que idéalement, ce facteur est de 100 %. Cet défaut de 2.5 point s'explique par la prépondérance du phénomène de laminage sur celui des fuites internes. On constate une

augmentation faible du facteur de remplissage avec l'augmentation du rapport de pression.

5.2.3 Adimensionnalisation des résultats

L'adimensionnalisation judicieuse de chacune des principales caractéristiques permet de représenter l'ensemble des essais (plus de 130 points de fonctionnement) sur un même graphe.

Le graphe suivant représente les rendement globaux polytrophe-mécanique et polytrophe-électrique en fonction du rapport de pression spécifique.

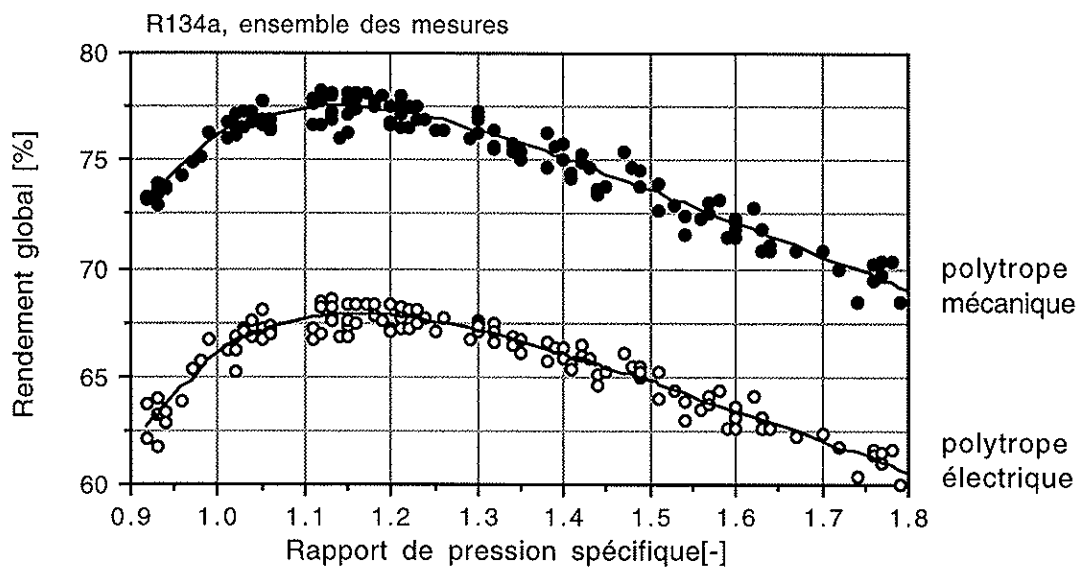


Figure 5-4: Rendement global polytrophe-mécanique et polytrophe-électrique (R134a)

On constate que ces rendement dépendent essentiellement du rapport de pression spécifique. En effet, par rapport à la courbe moyenne, les écarts en plus ou en moins sont de l'ordre de un point. La différence entre les deux courbe correspond à la perte électromécanique et se situe approximativement à 10 points.

Le graphe suivant représente la puissance électrique spécifique en fonction du rapport de pression spécifique:

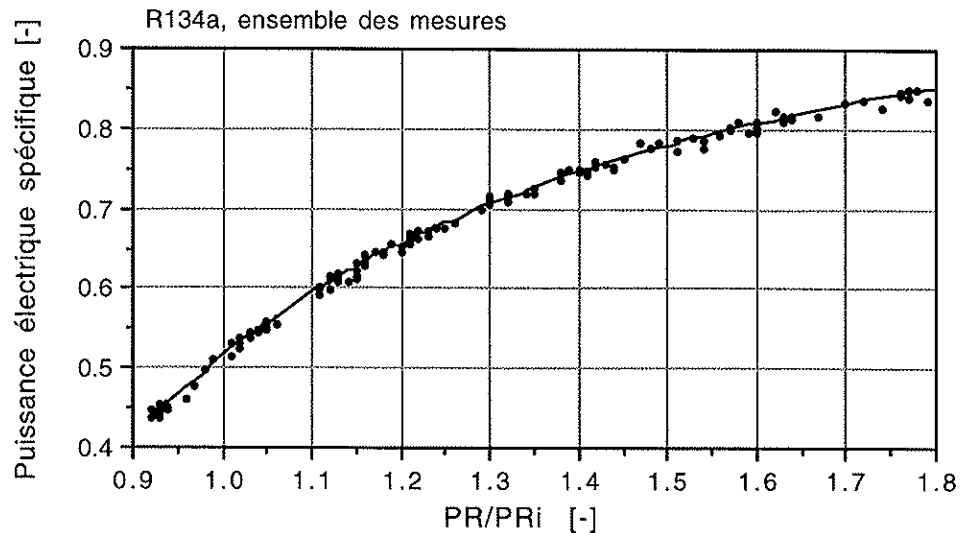


Figure 5-5: Puissance spécifique électrique (R134a)

On constate également que cette puissance spécifique dépend essentiellement du rapport de pression spécifique. En effet, par rapport à la courbe moyenne, les écarts sont de l'ordre de en plus ou moins deux pour-cent.

Le graphe suivant représente le débit-masse du fluide de travail (courbes de niveau) en fonction de la différence de pression et de la masse volumique à l'entrée:

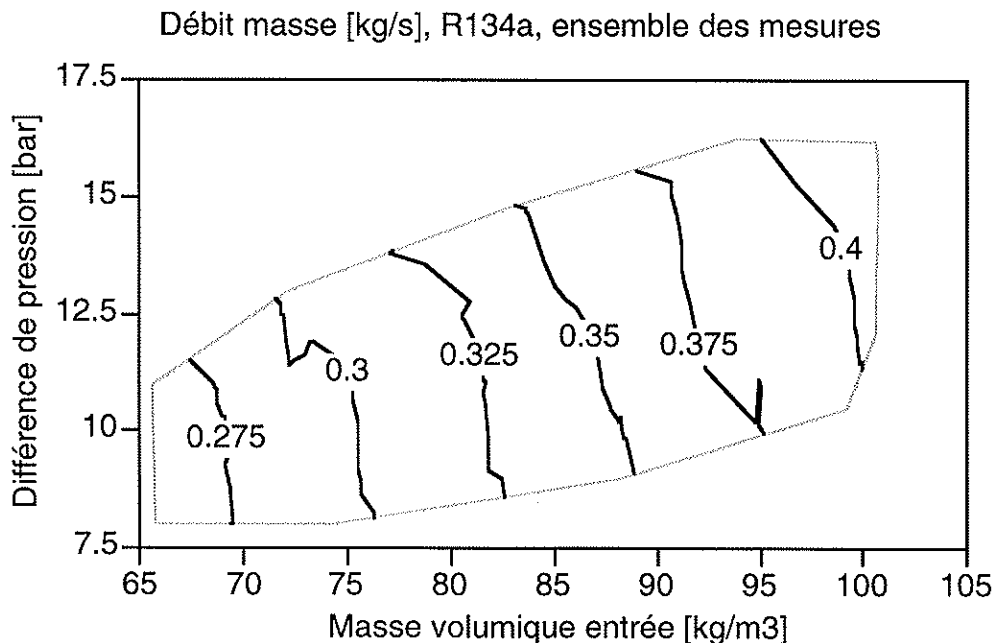


Figure 5-6: Débit-masse du fluide de travail [kg/s]

On constate que le débit-masse est linéairement proportionnel à la masse volumique (propriété des machines volumétriques) et également proportionnel à la différence de pression (la vitesse de rotation ainsi que les fuites internes sont des fonctions croissante de la différence de pression).

5.2.4 Conclusion

Pratiquement et compte tenu de l'incertitude lié aux mesures, on constate que le rendement global polytrophe électrique n'est pas influencé de façon déterminante par le niveau de pression ou température d'entrée. Par contre, la puissance électrique est directement liée au débit-masse, donc à la masse volumique à l'entrée de la turbine ainsi qu'à la différence de pression.

5.3 Mesures R123

5.3.1 Plage de mesures

Les grandeurs et les plages explorées sont les suivantes:

- pression d'entrée: 5.2 .. 13.8 [bar]
- température d'entrée: 100 .. 150 [°C]
- rapport de pression: 1.8 .. 5.7 [-]
- concentration d'huile: 4 [%]

Après ces essais haute température, le démontage de la turbine pour inspection visuelle a révélé que la pompe centrifuge en plastique avait fondu, soumise à une température trop élevée.

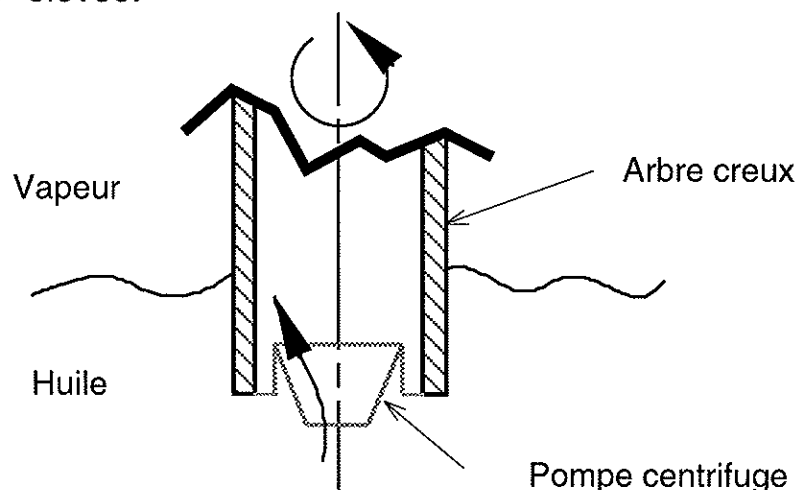


Figure 5-7: Schéma pompe interne d'huile

Cette défection n'a pas porté conséquence en raison du mode de lubrification particulier en turbine (injection d'huile à l'entrée de la turbine par la pompe externe), des paliers à corps roulants s'accommodant d'une lubrification pauvre (brouillard d'huile ambiant) et de la durée limitée de fonctionnement.

Néanmoins, afin d'assurer une lubrification abondante pour les applications à température élevée ($> 100\text{ }^{\circ}\text{C}$), la pièce en plastique constituant la pompe centrifuge devrait être remplacée par une pièce métallique.

Neuf séries de mesures ont été réalisées en augmentant progressivement la température d'entrée par pas de dix degré. La surchauffe à l'entrée a été maintenue aussi faible que le permettait l'installation (14 .. 24 degré), afin de maximiser le débit-masse et donc la puissance.

Le graphe suivant présente le rendement global électrique polytrope en fonction du rapport de pression spécifique:

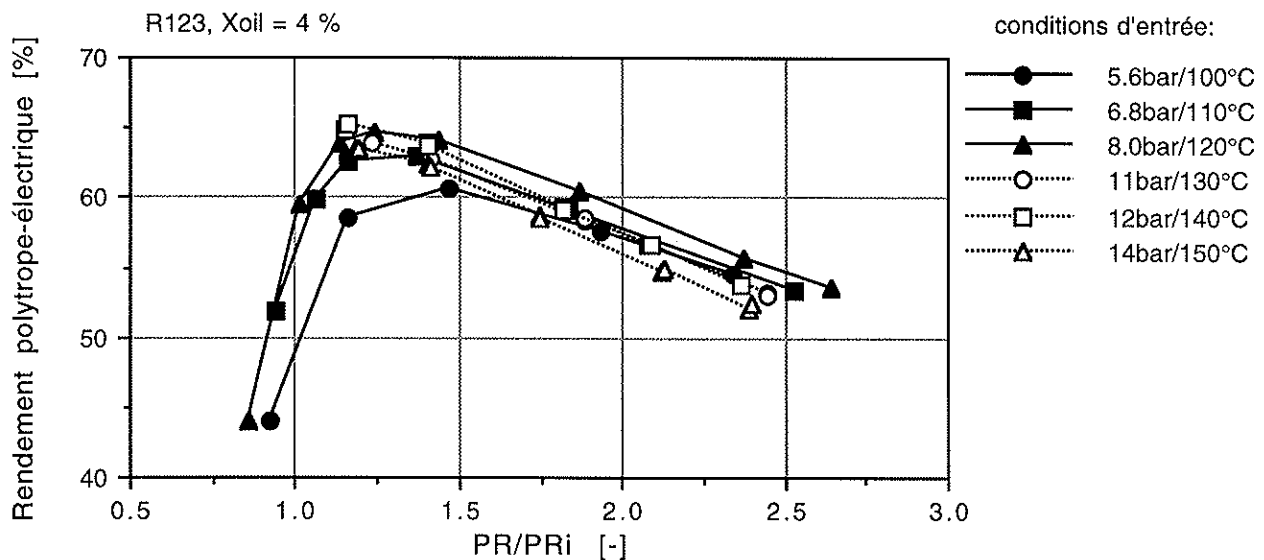


Figure 5-8: Rendement global polytrope-électrique

On constate de façon générale que le rendement maximum (pour un rapport de pression spécifique légèrement supérieur à l'unité) est d'environ 65 %, comparable aux performances avec le R134a. On constate également une tendance similaire de ce rendement en fonction du rapport de pression spécifique. Néanmoins, les différences entre les séries sont importantes (7 points au maximum) alors qu'avec le R134a, les différences entre série se situent environ à 2 points.

Présentons ce rendement en fonction de la puissance électrique produite:

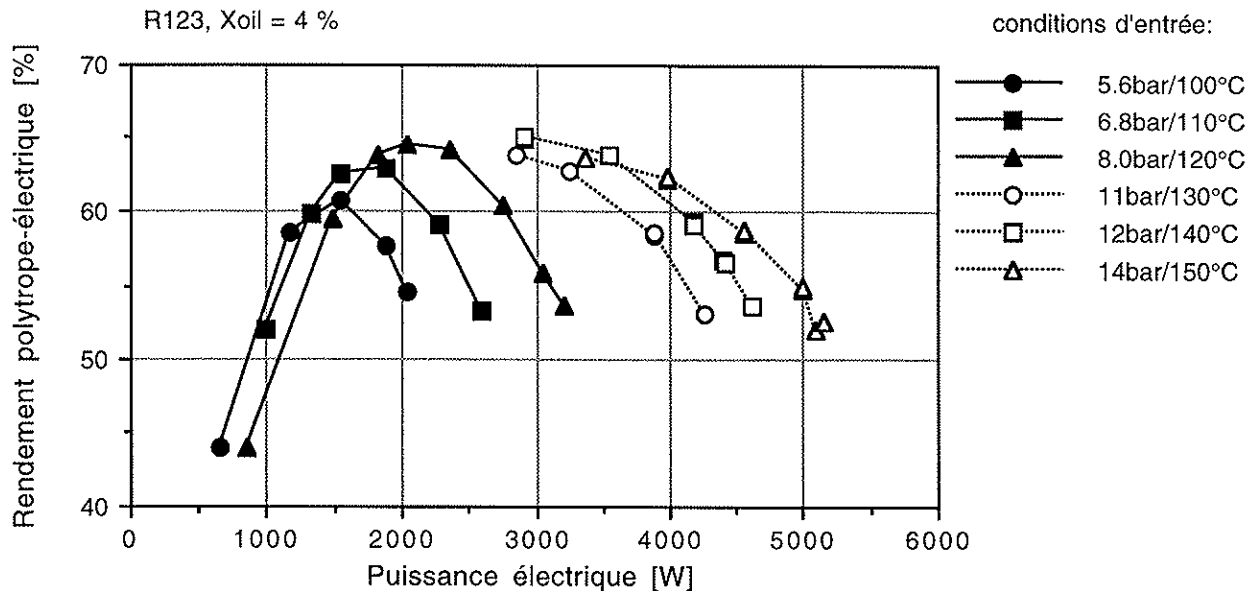


Figure 5-9: Rendement global polytrophe-électrique

On constate une forte dépendance entre le rendement maximum de chaque série et la puissance électrique. Les points maximum de chaque série forment une courbe concave présentant un optimum en fonction de la puissance électrique. Ceci s'explique par deux phénomènes: premièrement, le rendement électrique à basse puissance est faible et s'accroît rapidement avec la puissance. Cette caractéristique est représentée sur le graphe suivant:

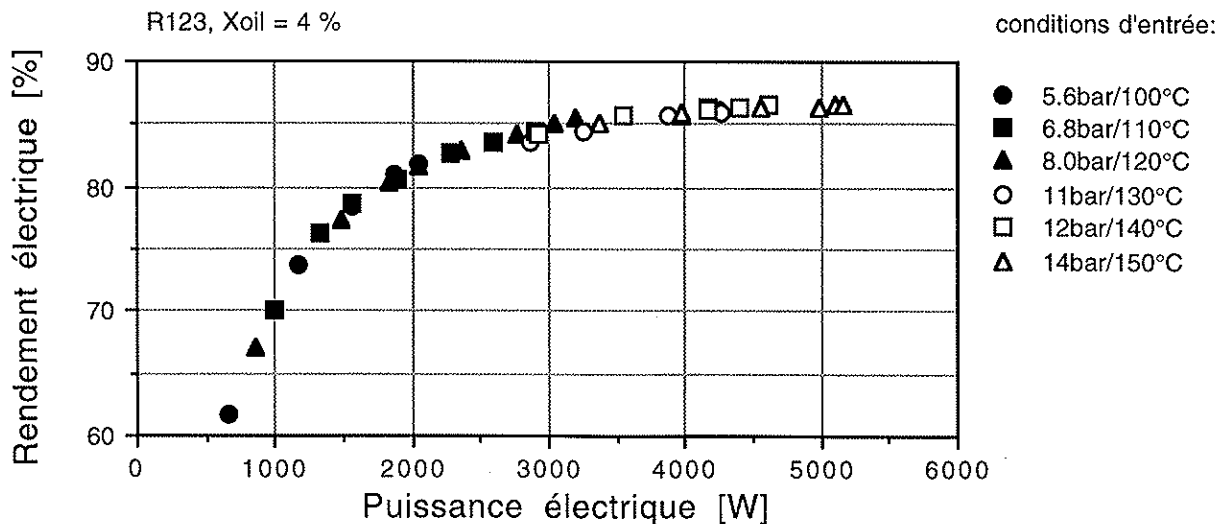


Figure 5-10: Rendement électrique

Deuxièmement, on constate que les fuites internes augmentent avec l'accroissement de la différence de pression. Ceci est mis évidence clairement par le graphe suivant:

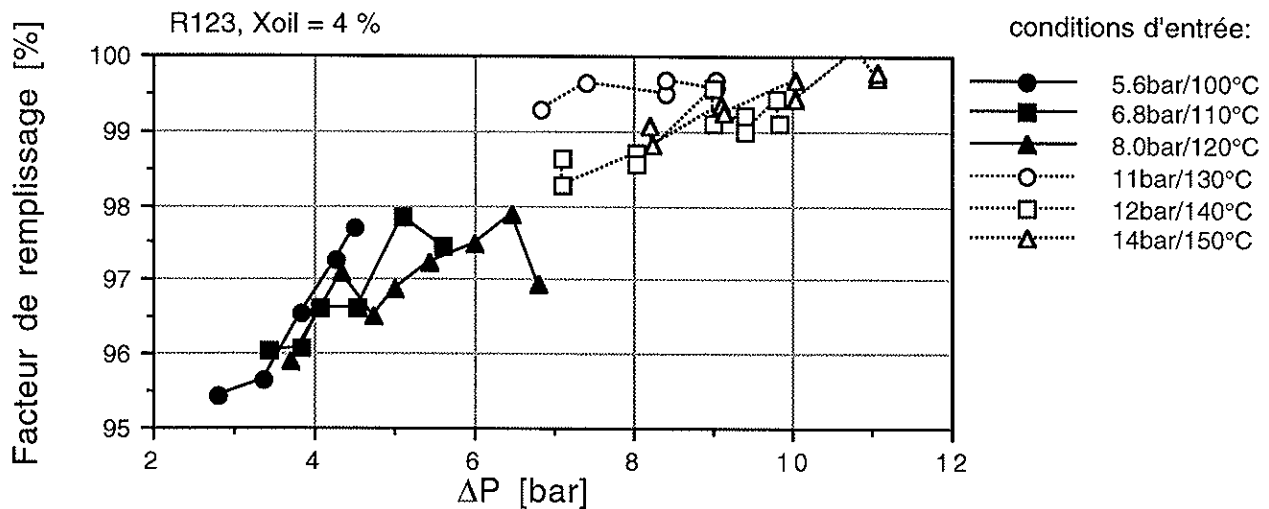


Figure 5-11: Facteur de remplissage

Cette accroissement des fuites internes, qui se traduit par des pertes par dissipation, se répercute directement sur le rendement polytrophe, impact mis en évidence par le graphe suivant:

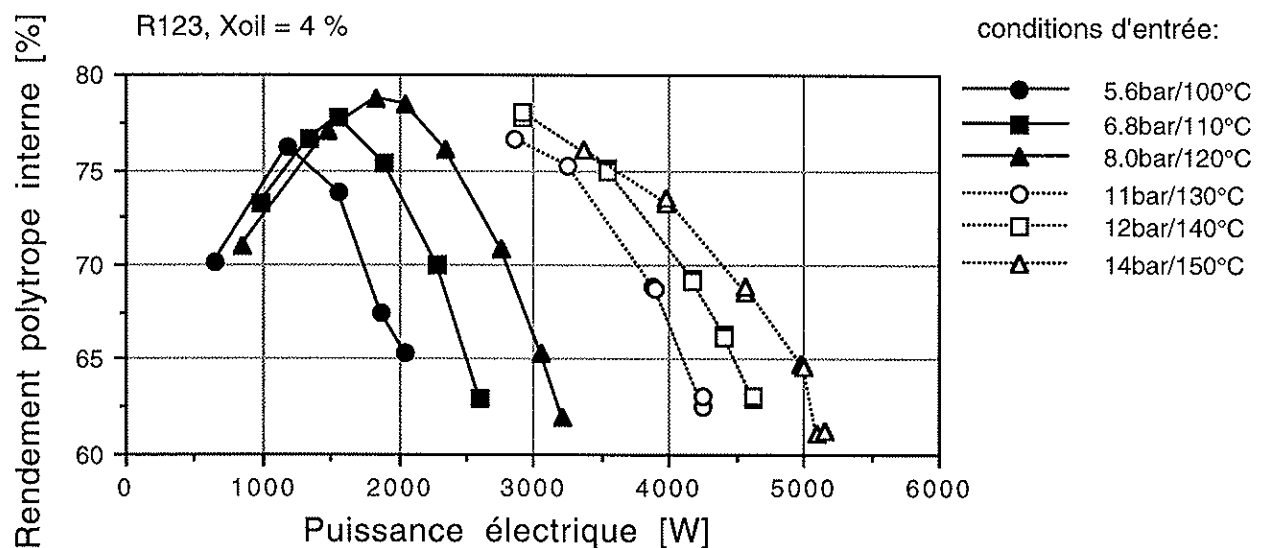


Figure 5-12: Rendement polytrophe interne

On constate que la courbe passant par le maximum de chaque série présente un optimum en fonction de la puissance électrique. Cette caractéristique résulte de deux phénomènes opposés: d'une part les frottements internes à faible puissance sont relativement important et diminue avec l'accroissement de puissance et d'autre part les fuites internes augmentent avec l'élévation de la différence de pression correspondant à l'augmentation de la puissance.

5.3.2 Adimensionnalisation des résultats

Le graphe suivant représente les rendement globaux polytrophe-mécanique et polytrophe-électrique en fonction du rapport de pression spécifique.

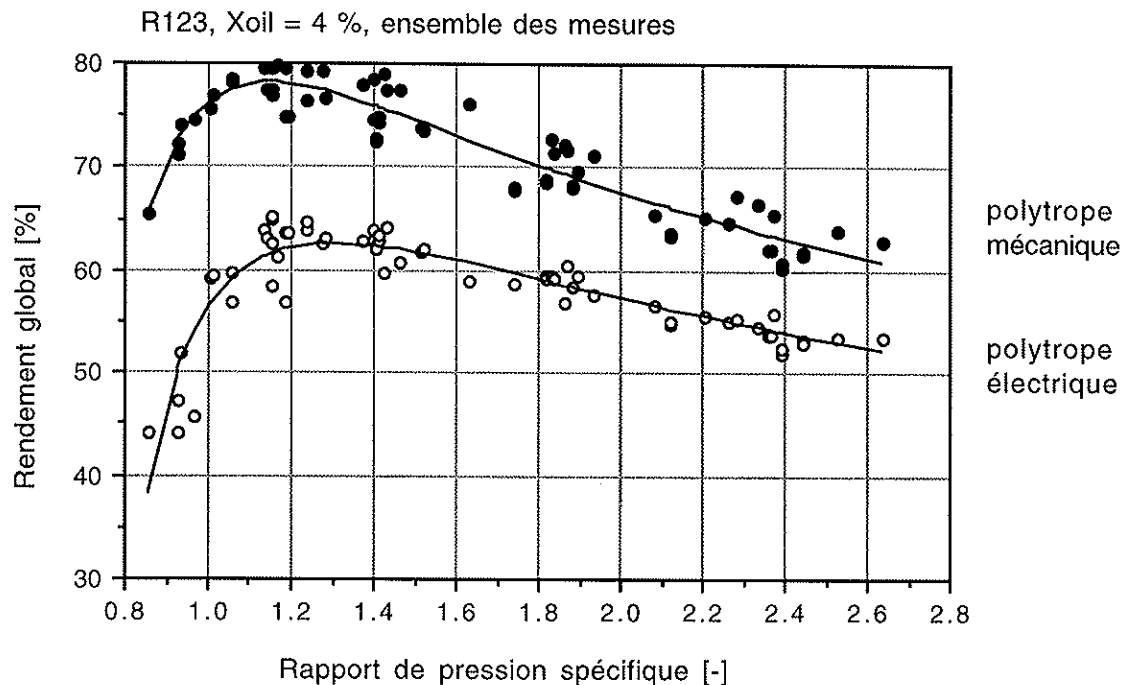


Figure 5-13: Rendement global polytrophe-mécanique et polytrophe-électrique

Le rendement global polytrophe mécanique culmine à 80 % (R134a: 77 %) et évolue de la même manière que pour le R134a.

Comme déjà évoqué, le rendement global polytrophe électrique est essentiellement pénalisé par le rendement de la machine électrique fonctionnant à charge très partielle. La dispersion des points (± 2 points) est également liée au fonctionnement à base puissance, plage dans laquelle les pertes évoluent relativement rapidement.

Le graphe suivant représente la puissance électrique spécifique en fonction du rapport de pression spécifique:

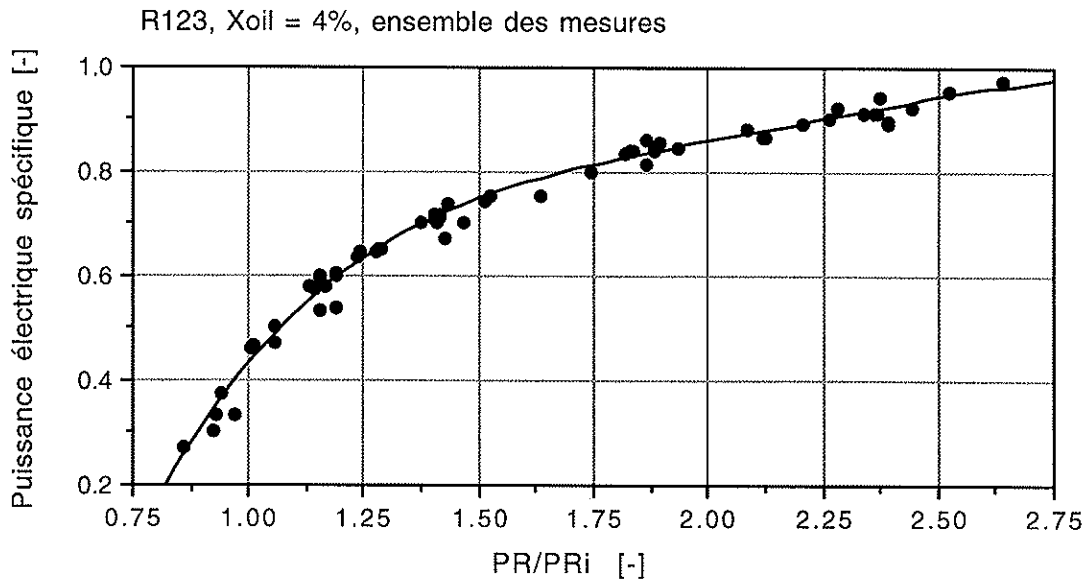


Figure 5-14: Puissance spécifique électrique

Les mêmes remarques concernant le rendement global polytrophe électrique s'appliquent à cette courbe.

Le graphe suivant représente le débit-masse du fluide de travail (courbes de niveau) en fonction de la différence de pression et de la masse volumique à l'entrée:

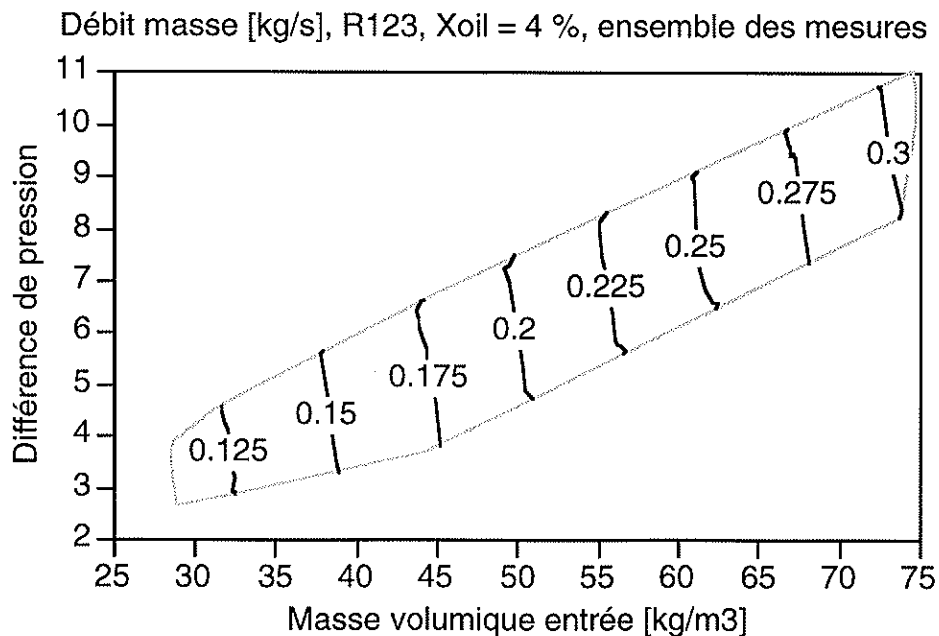


Figure 5-15: Débit-masse de fluide de travail

Les remarques faites pour le R134a s'applique également dans ce cas.

5.3.3 Conclusion

La faible puissance obtenue lors des essais avec le R123 comme fluide de travail n'est pas inhérente directement à l'utilisation de ce fluide mais à la surchauffe

relativement importante (14 .. 24 degré) lors des essais. En effet, dans le cas de la série de mesures à 150 °C et 14 bar à l'entrée (surchauffe de 22 °C) une diminution de la surchauffe en augmentant la pression jusqu'à 18 bar (surchauffe de 8°C) entraîne une augmentation de 40 % de la masse volumique et donc du débit, de plus, pour un même rapport de pression ($PR=2.8$) la différence isentropique d'enthalpie augmente d'environ 15 %.

5.4 Rendement génératrice électrique

Le graphe suivant représente le rendement électrique de la génératrice électrique en fonction de la puissance mécanique pour l'ensemble des essais (R134 et R123) ainsi que la courbe de rendement simulée (trait continu) d'après notre modèle.

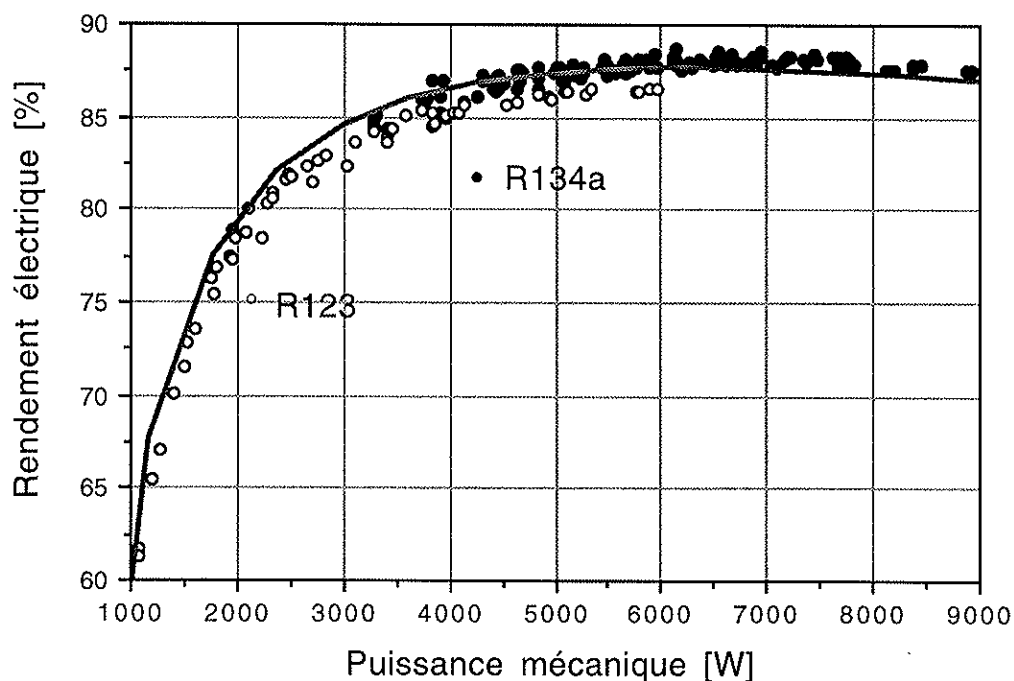


Figure 5-16: Rendement électrique

Ce graphe met en évidence la caractéristique de rendement intrinsèque à la génératrice indépendante du fluide utilisé. Ainsi, comme prévu par la simulation, on constate la présence d'un point optimum de fonctionnement et une zone de fonctionnement (au-delà de 4 kW) relativement plate.

6. Conclusion

En résumé, le rendement global polytrophe mécanique approche les 80 % aussi bien avec le R123 à 100 ou 150 °C qu'avec le R134a à 70 ou 100°C. Indépendamment des conditions d'entrée, le rendement optimal dépend essentiellement du rapport de pression spécifique. Pour cette gamme de puissance (inférieure à 8 kWe), les performances mesurées sont particulièrement élevées en comparaison à d'autres principes de fonctionnement.

Le rendement électrique est essentiellement fonction de la puissance mécanique. En dessus de 3 kW, il se maintient en dessus de 85 %, performance moyenne mais néanmoins satisfaisante.

Le rendement global polytrophe électrique pour les essais R134a culmine à 68 % et se maintient au-dessus de 60 % sur toute la plage testée. Dans le cas du R123, le rendement global polytrophe électrique varie entre 40 et 65 %, pénalisé essentiellement par un mauvais rendement électrique correspondant à une plage testée de puissance faible. Dans des conditions de fonctionnement comparables (différence de pression et masse volumique à l'entrée) aux essais menés avec le R134a on obtiendrait des performances similaires.

Ainsi, les mesures effectuées sur l'unité de compression Trane convertie en turbine ont permis d'établir ses performances et vérifier son bon fonctionnement dans une large plage de fonctionnement. La machine testée moyennant un minimum de transformations (retrait du clapet anti-retour et pour les températures élevées, remplacement de la pompe interne en plastique par une pièce métallique) semble adaptée comme turbine au sein d'un cycle de Rankine à moyenne et basse température.

7. Annexes

7.1 Nomenclature

Lettres latines:

A	section de passage	[m ²]
c	vitesse	[m/s]
D _h	diamètre hydraulique	[m]
E	énergie-travail	[J]
h	enthalpie massique	[J/kg]
L	longueur	[m]
M	masse	[kg]
m	débit masse	[kg/s]
P	pression	[Pa]
PR	rapport de pression (= P _{sup} /P _{inf})	[-]
PRi	rapport de pression adapté	[-]
Q	énergie-chaleur	[J]
s	entropie massique	[J/kg K]
T	température	[K]
v	volume massique	[m ³ /kg]
V	volume	[m ³]
V _s	cylindrée	[m ³]
$\dot{V}$	débit volume	[m ³ /s]
VRi	rapport de volume interne (= V _{dis} /V _s)	[-]

Lettres grecques:

γ_t	facteur thermique isotherme	[-]
β_p	facteur thermique isobare	[-]
λ	rapport calorifique ($\lambda = C_v/C_p$)	[-]
Λ	facteur calorifique ($\Lambda = 1 - \lambda$)	[-]
η	facteur polytrophe	[-]
ζ	facteur de Moody	[-]
ν	fréquence de rotation	[Hz]

Indices:

col	canal d'admission
dis	fin de la phase d'expansion
elec	électrique
fuite	canal de fuite
in	chambre d'admission
inf	sortie turbine
mec	mécanique
ref	fluide de travail
sup	entrée turbine

7.2 Bibliographie

-
- [Atkinson84] G.S. Atkinson et al., *Developments of a multi-valve expander as the prime mover in an organic Rankine cycle*, Proceedings of the international VDI-Seminar on ORC_HP_Technology Working Fluid Problems, Zürich, Sept. 1984, pp. 707-717
- [Borel84] L. Borel, *Thermodynamique et énergétique*, Presses Polytechniques Romandes, Lausanne, 1984
- [Caillat88] J-L Caillat et al., *A computer model for scroll compressors*, 1988 Int. Compressor Eng. Conf. at Purdue, 1988, pp. 47-55
- [Chatelain89] J. Chatelain, *Machines électriques*, Presses Polytechniques Romandes, Lausanne, 1989
- [Ishii96] Ishii Noriaki et al., *Refrigerant leakage flow evaluation for scroll compressors*, 1996 Int. Compressor Eng. Conf. at Purdue, 1996, pp. 633-638
- [Paintner87] L. Paintner, *Schraubenmotor im ORC-Kreislauf*, VDI Berichte Nr 640. 1987, pp. 283-305
- [Simond95] Prof. J-J Simond et al., *DTTM, digital transient torque measurement for AC electrical machines*, Polycopié, EPFL-DE-LEME, sept. 95