

## **MEMOIRE DE FIN D'ETUDES**

Présenté en vue de l'obtention du  
**DIPLOME D'INGENIEUR DE L'HYDRAULIQUE**  
**ET DE L'EQUIPEMENT RURAL**

**Thème :**

**CONCEPTION D'UNE CHAMBRE FROIDE**  
**— BILAN FRIGORIFIQUE**  
**— DETERMINATION DES COMPOSANTES**  
**— OPTIMISATIONS**

Présenté par : **ILLARY APPOLINAIRE**

<b>E. I. E. R.</b>
Enregistré à l'Arrivée
le _____ 66/89

Maître de Mémoire :  
**Gérard LINDER**  
Professeur à l'E.I.E.R.

18<sup>e</sup> PROMOTION

Juin 1989

PROGRAMME FRIGO

(Version 1.0 et 1.1)

Version 1.0 : - calcul du bilan frigorifique d'une chambre froide située en pays chauds en développement.

Vresion 1.1 : - calcul des équipements frigorifiques nécessaires à la production du froid.  
- calcul du cout de fonctionnement actualisé du compresseur sur une période de dix années.

VERSION 1.0 : bilan frigorifique  
DATE : juin 1988  
AUTEUR : BORO TORO  
AMELIORE PAR : ILLARY APPOLINAIRE  
SUR ORDINATEUR: compatible  
SOUS SYSTEME : MS - DOS

VERSION 1.1 : équipements frigorifiques  
DATE : juin 1989  
AUTEUR : ILLARY APPOLINAIRE  
LANGAGE : BASIC

## OBJET

Conception assistée par ordinateur des équipements nécessaires à la production du froid d'une chambre froide :

- détermination des régimes de fonctionnement de l'évaporateur et du condenseur
- choix du type de cycle
- visualisation du diagramme de mollier et du cycle à l'écran
- calcul de la puissance frigorifique de l'évaporateur
- calcul de la puissance calorifique du condenseur
- calcul des surfaces de l'évaporateur et du condenseur
- calcul de la puissance du compresseur à installer
- calcul du cout de fonctionnement du compresseur sur une période de dix ans
- sortie sur imprimante du dimensionnement.

## INTERET

Ce programme permet :

- le dimensionnement d'un entrepot important chambre par chambre
- le tracé manuel des courbes
  - . amortissement de l'isolant en fonction de l'épaisseur
  - . cout annuel de fonctionnement du compresseur en fonction de l'épaisseur d'isolation
- de déduire après tracé manuel de ces courbes l'épaisseur économique d'isolant.

## REMERCIEMENTS

Mes remerciements s'adressent :

- A Monsieur JACQUES DEBOISSEZON, directeur de L'EIER, pour les efforts qu'il a consentis pour nous mettre dans les conditions adéquates de formation.
- A Monsieur GERARD LINDER pour l'encadrement et les conseils qui nous ont éclairés lors de l'élaboration de la version 1.1 du programme FRIGO.
- A Monsieur COULIBALY YEZOUMA, pour l'aide qu'il nous a apportée lors de notre voyage d'étude en FRANCE.
- A Monsieur ALBY SCHMITT pour les conseils qu'il nous a donnés lors de la rédaction de ce mémoire.
- Au corps professoral qui s'est toujours montré disponible à résoudre nos problèmes scolaires.
- Au personnel de l'EIER pour sa sympathie et sa serviabilité.
- Au centre d'application de Levallois Perret pour les utiles informations qui ont permis la mise au point de ce programme.

## S O M M A I R E

Avant propos.....	4
Résumé .....	5
Introduction .....	6
I- DETERMINATION DU REGIME DE FONCTIONNEMENT DES EQUIPE- MENTS DE PRODUCTION DU FROID .....	7
II- DETERMINATION DES CARACTERISTIQUES PRINCIPALES DES EQUIPEMENTS .....	11
III- DETERMINATION DU COUT DE FONCTIONNEMENT DU COMPRES- SEUR .....	12
Conclusion .....	13
Bibliographie .....	14
ANNEXES .....	15
A1- LES QUATRE EQUATIONS DE BASE.	
A2- LISTE DES FORMULES AYANT SERVI AU CALCUL DES CA- RACTERISTIQUES PRINCIPALES DES EQUIPEMENTS.	
A3- TABLEAUX DES COEFFICIENTS DES FLUIDES FRIGORIGENES.	
A4- LISTE DES VARIABLES .	
A5- ORGANIGRAMME.	

## AVANT - PROPOS

L'EIER est une école pluridisciplinaire basée sur des enseignements complémentaires tels que l'hydraulique urbaine, l'hydraulique agricole, l'hydrologie, l'assainissement, le froid industriel, les industries agroalimentaires, le génie civil, l'économie et l'informatique.

La deuxième version de ce programme informatique a été mise au point dans le cadre du mémoire de fin de 3ème année qui correspond à la fin de la formation au sein de l'EIER. Pour la réalisation de la deuxième version, nous avons obtenu les données sur les fluides frigorigènes halogénés, à la faveur de notre voyage d'étude en FRANCE, au CENTRE D'APPLICATION DE LEVALLOIS-PERRET à PARIS.

Il faut souligner que l'obtention de ces données nous a été facilitée par monsieur GERARD LINDER et par l'assistance que nous a apportée monsieur COULIBALY YEZOUMA tant à Montpellier qu'à PARIS-

La limitation du programme aux fluides frigorigènes halogénés tient essentiellement au fait que nous n'avons pu obtenir de données précises sur l'ammoniac. Les recherches du centre d'application de LEVALLOIS-PERRET n'étant basées que sur les fluides frigorigènes halogénés.

En raison de leur utilisation courante en zone chaude et en Afrique en particulier, nous n'avons utilisé pour la mise au point du programme que les quatre fluides suivants : R11, R12, R22, R502.

Une extension du programme à l'ammoniac et aux autres fluides halogénés tout aussi bien utilisés en pays chauds est possible et souhaitable à l'avenir.

## RESUME

Dans la conception de ce logiciel notre objectif essentiel a été d'optimiser autant que possible le cout d'investissement et de fonctionnement de la chambre froide, dans les limites admissibles de fiabilité et de longévité du matériel.

Au plan technologique nous avons défini les caractéristiques les mieux adaptées du matériel de production de froid, pour répondre aux exigences locales des pays chauds en développement.

Au plan économique, une série de simulations permet d'aider le concepteur dans le choix de la variante la plus économique dans les limites de fiabilité.

## INTRODUCTION

De nos jours, l'ingénieur dans l'exercice de sa profession fait de plus en plus appel à l'ordinateur, pour concevoir et dimensionner les ouvrages.

L'ordinateur en tant qu'~~un~~ outil, puissant de calcul, aide ainsi l'ingénieur à prendre des décisions.

L'informatique est plus que jamais présente dans tous les secteurs d'activité et le secteur du froid n'y est pas indifférent. *(certains)*

Il existe des logiciels qui calculent les besoins en froid et les équipements de production de froid, dans les pays industrialisés, en particulier en France.

Force est toutefois de souligner que ces logiciels sont spécifiques .

L'utilisation de ces logiciels pour le dimensionnement des chambres des pays chauds en développement nécessite une adaptation.

Ce programme informatique qui répond dans une certaine mesure aux contraintes des pays chauds en développement, se veut être une contribution à la profession du froid dans ces pays.

Il n'a pas la prétention d'être la solution à tous les problèmes de dimensionnement en matière de froid dans ces pays.

Les principes utilisés pour l'élaboration de ce programme sont les principes de base de la thermodynamique et les notions essentielles sur la production du froid et la transmission de la chaleur. Seules quelques contraintes changent.

I- DETERMINATION DU REGIME DE FONCTIONNEMENT DES EQUIPEMENTS  
DE PRODUCTION DU FROID.

1- Calcul de la température d'évaporation.  
-----

1.1- Cas de l'évaporateur refroidisseur d'eau.  
-----

L'écart admis entre la température d'évaporation du fluide frigorigène et la température moyenne de l'eau est compris entre 5°C et 8°C avec un minimum de 3°C entre la température de sortie de l'eau de l'évaporateur et la température d'évaporation. Ces contraintes se traduisent par les inégalités suivantes :

$$5^{\circ}\text{C} \leq \text{DTLE} \leq 8^{\circ}\text{C} \quad \text{et} \quad 3^{\circ}\text{C} \leq \text{D2}$$

La température d'évaporation du fluide frigorigène se calcule alors par la formule :

$$\text{TEV} = \text{TSE} - \text{D2} \quad \text{avec} :$$

$\text{D1} = \text{TEE} - \text{TEV}$  : différence entre la température de sortie de l'eau et la température d'évaporation.

$\text{D2} = \text{TSE} - \text{TEV}$  : différence entre la température d'entrée de l'eau et la température d'évaporation.

$\text{DTLE} = (\text{D1} - \text{D2}) / \text{LOG} (\text{D1}/\text{D2})$  : écart logarithmique moyen à l'évaporateur.

$\text{TEE}$  = température d'entrée de l'eau à l'évaporateur.

$\text{TSE}$  = température de sortie de l'eau à l'évaporateur.

$\text{TEV}$  = température d'évaporation

## 1.2- Cas de l'évaporateur refroidisseur d'air.

-----

Les contraintes pour ce cas, sont en rapport avec l'humidité relative de l'air de la chambre à refroidir. En effet l'humidité est une fonction de la différence de température entre, la température de la chambre froide et la température d'évaporation du fluide frigorigène. Cette fonction peut se représenter par la formule :

$$DT = F(HR).$$

Elle est biunivoque et prend les valeurs suivantes :

pour HR = 70 %, DT = 10°C

pour HR = 80 %, DT = 7°C

pour HR = 90 %, DT = 5°C

avec DT : différence entre la température de la chambre froide et la température d'évaporation.

HR : humidité relative de l'air ambiant de la chambre froide.

La connaissance de trois points de la courbe  $DT = F(HR)$  et l'allure décroissante de cette courbe nous a permis de l'interpoller par la parabole de LAGRANGE et de connaître sa valeur en tout point par la formule

$$DT = 10 \cdot (HR-80) \cdot (HR-90) / ((70-80) \cdot (70-90)) + \\ 7 \cdot (HR-70) \cdot (HR-90) / ((80-70) \cdot (80-90)) + \\ 5 \cdot (HR-70) \cdot (HR-80) / ((90-70) \cdot (90-80)).$$

On calcule alors la température d'évaporation par la formule

$$TEV = TCH - DT \text{ avec}$$

TCH : température de la chambre froide.

Suivant les contraintes liées à l'entreposage, DT est choisi en fonction de l'humidité relative de la chambre froide. Les conditions pour réaliser un entreposage optimal se situent dans une plage d'humidité relative variant entre 70 % et 90 % ce qui correspond à un DT variant entre 10°C et 5°C, ce qui se traduit par :

$$70 \% \leq HR \leq 90 \%$$

$$5^\circ\text{C} \leq DT \leq 10^\circ\text{C}$$

Un DT inférieur à 5°C engendre une humidité supérieure à 90% ce qui n'est généralement pas souhaitable.

Un DT supérieur à 10°C engendre une humidité inférieure à 70% ce qui peut provoquer une perte de masse excessive pour les produits stockés dans la chambre froide.

## 2- Calcul de la température de condensation

-----

### 2.1- Cas du condenseur à eau rejetée.

-----

L'échauffement de l'eau de refroidissement du condenseur doit être compris entre 4° et 8°C.  
L'écart entre la température de condensation du fluide frigorigène et la température moyenne de l'eau doit se situer entre 8° et 10°C avec un minimum de 3°C, entre la température de condensation et la température de sortie de l'eau du condenseur.

Cela se traduit par les inégalités suivantes :

$$4^{\circ}\text{C} \leq D3-D4 \leq 8^{\circ}\text{C} \text{ avec } 3^{\circ}\text{C} \leq D4 \text{ et } 8^{\circ}\text{C} \leq \text{DTLC} \leq 10^{\circ}\text{C}$$

On calcule alors la température de condensation par la formule  $\text{TCON} = \text{TSC} + D4$  avec

$D3 = \text{TCON} - \text{TEC}$  : différence entre la température de condensation de l'eau et la température d'entrée de l'eau au condenseur.

$D4 = \text{TCON} - \text{TSC}$  : différence entre la température de condensation et la température de sortie de l'eau du condenseur.

$\text{DTLC} = (D3 - D4) / \text{LOG} (D3/D4)$  : écart logarithmique au condenseur.

**TEC** : température d'entrée de l'eau au condenseur.

**TSC** : température de sortie de l'eau du condenseur.

### 2.2- Cas du condenseur à eau à tour de refroidissement.

-----

L'échauffement de l'eau de refroidissement du condenseur, l'écart entre la température de condensation du fluide frigorigène et la température moyenne de l'eau, obéissent aux mêmes contraintes qu'au paragraphe précédent.

La contrainte supplémentaire à ce niveau est liée à l'écart d'approche.

En effet, l'écart d'approche doit être compris entre 3°C et 6°C ce qui se traduit par l'inégalité

$$3^{\circ}\text{C} \leq \text{DTA} \leq 6^{\circ}\text{C} \text{ avec :}$$

$\text{DTA} = \text{TBH} - \text{TEC}$  : différence entre la température du bulbe humide et la température d'entrée de l'eau au condenseur (identique à la température de sortie de l'eau de la tour).

**TBH** : température du bulbe humide lue sur le diagramme psychométrique de CARRIER.

La température de condensation se calcule alors par la formule :

$$TCON = (TSC + TEC) / 2 + DTLC \text{ où}$$

$$TSC = TEC + (D3 - D4) \text{ et}$$

D3 - D4 : échauffement de l'eau de refroidissement

TEC : température d'entrée de l'eau au condenseur

TSC : température de sortie de l'eau au condenseur

TCON : température de condensation.

### 2.3- Cas du condenseur à air

-----

L'écart entre la température extérieure ambiante et la température de condensation du fluide frigorigène doit être compris entre 12°C et 15°C avec un écart constant de 8°C entre la température de condensation et la température de sortie de l'air du condenseur. Ces contraintes se traduisent par :

$$12^\circ\text{C} \leq D3 \leq 15^\circ\text{C} \quad \text{et} \quad D4 = 8^\circ\text{C} \quad \text{avec}$$

D3 = TCON - TEX : différence de température entre la température de condensation et la température de l'air extérieur ambiant.

D4 = TCON - TSC : différence de température entre la température de condensation et la température de sortie de l'air du condenseur.

On calcule la température de condensation du fluide frigorigène par la formule

$$TCON = D3 + TEX \quad \text{avec}$$

TCON : température de condensation

TSC : température de sortie de l'air du condenseur

TEX : température extérieure ambiante.

## II- DETERMINATION DES CARACTERISTIQUES PRINCIPALES DES EQUIPEMENTS.

A un régime de fonctionnement déterminé, les caractéristiques principales des équipements de production du froid dépendent essentiellement dans le cas d'une chambre froide, du nombre d'heures de fonctionnement et donc de la puissance frigorifique à installer.

### 1- Choix du nombre d'heures de fonctionnement.

-----

Le nombre d'heures de fonctionnement des équipements a été fixé entre 16 heures et 20 heures par jour ce qui se traduit par l'inégalité

$16h \leq NHF \leq 20h$  avec

NHF : nombre d'heures de fonctionnement

### 2- Calcul de la puissance frigorifique à installer.

-----

La puissance frigorifique à installer est directement liée au bilan frigorifique par le nombre d'heures de fonctionnement journalier. De sa connaissance découlent tous les autres paramètres nécessaires à la détermination des caractéristiques des équipements.  
Elle se calcule par la formule

$QF = BILAN / NHF$  avec

BILAN : bilan frigorifique de la chambre froide calculé sur 24 heures.

### 3- Formules nécessaires au calcul des autres paramètres.

-----

Les autres formules ayant servi au calcul des caractéristiques des équipements de production de froid sont données en annexes A1 et A2.

### III- DETERMINATION DU COUT DE FONCTIONNEMENT DU COMPRESSEUR

#### 1- Calcul du cout de fonctionnement annuel du compresseur.

-----

Les hypothèses tiennent essentiellement au nombre de jours de fonctionnement dans l'année.  
Nous avons supposé une marche de la chambre froide à plein temps c'est à dire 365 jours dans l'année.  
La consommation énergétique du compresseur est obtenu par la formule :

FACTAN = PUISSANCE x NHF x PRIX x 365 avec

PUISSANCE : puissance du compresseur en kilowatt

PRIX : prix du kilowatt-heure

FACTAN : facture annuelle.

#### 2- Calcul du cout de fonctionnement actualisé du compresseur

-----  
sur une période de 10 ans.  
-----

Pour le calcul de la valeur actuelle du cout de fonctionnement sur une période de dix ans nous avons supposé le cas d'un marché financier parfait où le franc reste constant sur la période.

Le calcul de la valeur actuelle s'obtient alors par la formule :

$$\text{FACTDEC} = \text{FACTAN} \times \left( \frac{1 - (1 + \text{TACT})^{-n}}{\text{TACT}} \right) \text{ avec } n = 10 \text{ et}$$

TACT : taux d'actualisation

FACTDEC : valeur actuelle de la facture sur 10 ans.

## CONCLUSION

Ce programme ne peut en aucun cas se substituer à un ingénieur concepteur ou à un technicien du froid. C'est un outil d'aide à la conception et à la décision dans la mesure où il est utilisé et apprécié à sa juste valeur. Il intervient dans la conception d'une chambre froide au moment où l'utilisateur a bien défini les paramètres de base qu'il veut utiliser pour le calcul des équipements de production de froid. Dès lors le programme fait les calculs en respectant les contraintes de dimensionnement des caractéristiques essentielles. Par conséquent, tous les calculs ne sont pas automatiquement faits par l'ordinateur.

En outre le programme ne traite pas le cas des cycles à deux étages de compression et le cas des évaporateurs noyés. Son efficacité ne se limitant qu'à la détermination des caractéristiques principales des équipements, il laisse libre cours à l'utilisateur de choisir le matériel dans les catalogues.

Pour ce faire, l'extension future du programme à la constitution d'une base de données permettant de choisir le matériel adapté à chaque type de chambre froide et aux cas précités, le rendrait plus opérationnel et plus performant sur le plan professionnel.

BIBLIOGRAPHIE

- Thermodynamic equations of FORANE  
CENTRE D'APPLICATION DE LEVALLOIS.
- Notes techniques relatives au projet Froid  
GERARD LINDER.
- Les techniques du Froid dans les pays chauds en  
développement.

**A N N E X E S**

## LES QUATRE EQUATIONS DE BASE

### 1- Pression de vapeur saturante.

-----

L'expression la plus courante de la pression de vapeur saturante se présente sous la forme analytique suivante :

$$\ln p = \frac{a_1}{T} + a_2 + a_3 T + a_4 T^2 + a_5 T^3 + a_6 T^6 + a_7 \ln T + \left( \frac{a_8}{T} + a_9 \right) \ln (a_{10} - T) \text{ où}$$

$\ln$  représente le logarithme népérien et où les coefficients ( $a_i$ ) sont donnés en annexe.

- P est exprimé en bars
- T est exprimé en Kelvin.

### 2- Densité du liquide saturant.

-----

La densité du liquide saturant s'exprime par la formule :

$$d = b_0 + \sum_{i=1}^4 b_i (1 - Tr)^{i/3} + b_6 (1 - Tr)^{1/2} \text{ où}$$

$Tr$  représente la température réduite définie par :

$$Tr = \frac{T}{TC} .$$

$TC$  représente la température critique .

Les coefficients ( $b_i$ ) sont donnés en annexe et permettent d'exprimer la densité du liquide en  $\text{Kg/m}^3$  .

### 3- Equation d'état du gaz.

-----

L'expression analytique de l'équation d'état valable seulement en phase vapeur est :

$$P = \frac{RT}{V-b} + \sum_{i=2}^5 \frac{A_i + B_i T + D_i \exp(-kT)}{(V-b)^i}$$

Les coefficients sont donnés en annexe - la pression est exprimée en bars, le volume en m<sup>3</sup>/Kg et la température en Kelvin.

### 4- Chaleur spécifique à volume constant du gaz idéal.

-----

La chaleur spécifique C<sub>v</sub> du gaz idéal à volume constant se calcule avec l'équation

$$C_v = \sum_{i=0}^{10} C_i \cdot T^{i-5} \text{ et s'exprime en Kj/Kg.K.}$$

## EQUATIONS RESULTANTES POUR LA PHASE VAPEUR

### 1- Enthalpie de la phase vapeur

-----

Le calcul de l'enthalpie de la phase vapeur s'obtient par l'intégration de l'équation différentielle.

$$dh'' = C''_v dT + \left( T \left( \frac{\partial P}{\partial T} \right)_v - P \right) dV + d(PV).$$

.../...

La chaleur massique du gaz à volume constant  $C^*V$  s'obtient par développement de la formule

$$C^*V = C^*V + T \int_{\infty}^V \left( \frac{\partial^2 P}{\partial T^2} \right) \frac{dV}{V} \quad \text{où}$$

$\left( \frac{\partial P}{\partial T} \right)_V$  et  $\left( \frac{\partial^2 P}{\partial T^2} \right)_V$  se calculent à partir de l'équation

d'état.

Par substitution de ces expressions, on arrive à l'équation générale de l'enthalpie.

$$h'' = \sum_{\substack{i=0 \\ i \neq 4}}^{10} C_i \frac{T^{i-4}}{i-4} + C_4 \ln T +$$

$$100 \left( PV + \sum_{i=2}^5 \frac{A_i + D_i(1+kT) \exp(-kT)}{(i-1)(V-b)} \right) + K_1$$

$K_1$  étant défini de sorte que l'enthalpie du liquide saturant soit égale à 200 Kj/Kg at 0°C.  
Les valeurs des constantes sont données en annexes.

## 2- Chaleur spécifique de la vapeur à pression constante.

---

La chaleur spécifique d'une vapeur à pression constante est liée à sa chaleur spécifique à volume constant par la formule thermodynamique

$$C^{\text{P}} = C^{\text{V}} - T \left\{ \frac{\left( \frac{\partial P}{\partial T} \right)^2_{\text{V}}}{\left( \frac{\partial P}{\partial V} \right)_{\text{T}}} \right\} \quad \text{où}$$

les dérivées sont évaluées à partir de l'équation d'état du gaz comme suit :

$$\left( \frac{\partial P}{\partial T} \right)_{\text{V}} = \frac{R}{V - b} + \sum_{i=2}^5 \frac{B_i - kD_i \exp(-kT)}{(V - b)^i} \quad \text{et}$$

$$\left( \frac{\partial P}{\partial V} \right)_{\text{T}} = \frac{-RT}{(V - b)^2} - \sum_{i=2}^5 i \frac{A_i + B_i T + D_i \exp(-kT)}{(V - b)^{i+1}}$$

## 3- Le rapport des chaleurs spécifiques

---

Ce rapport se calcule à partir des valeurs connues de  $C^{\text{P}}$  et de  $C^{\text{V}}$  par

$$\gamma = \frac{C^{\text{P}}}{C^{\text{V}}} .$$

#### 4- Le volume de la vapeur.

-----

Le volume de la vapeur a été calculé pour chaque état de la vapeur correspondant à une température T et une pression P à partir de l'équation d'état. Une itération directe nous a permis par la formule

$$V - b = \frac{RT}{P - \sum_{i=2}^5 \frac{A_i + B_i T + D_i \exp(-kT)}{(V - b)^3}}$$

d'obtenir ce volume en m<sup>3</sup> / Kg où b représente le covolume.

#### EQUATIONS RESULTANTES POUR LA PHASE LIQUIDE.

##### 1- Chaleur de vaporisation du liquide.

-----

L'application de l'équation de Clapeyron à la vaporisation des liquides donne la chaleur latente de vaporisation par la formule

$$L = 100T \frac{(dp)}{dT} (v'' - v')$$

v'' représente le volume spécifique de la vapeur saturée en m<sup>3</sup> / Kg).

v' représente le volume spécifique du liquide saturant en m<sup>3</sup> / Kg).

L représente la chaleur de vaporisation en Kj/Kg.

.../...

$\frac{dp}{dT}$  est calculée à partir de la tension de vapeur saturante.

$$\frac{dp}{dT} = P \left( \frac{a1}{T^2} + a3 + 2a4T + 3a5T^2 + 6a6T^5 + \frac{a7}{T} - \frac{\frac{a8}{T} + a9}{a10 - T} - \frac{a8}{T^2} \ln(a10 - T) \right)$$

## 2- Enthalpie du liquide saturant

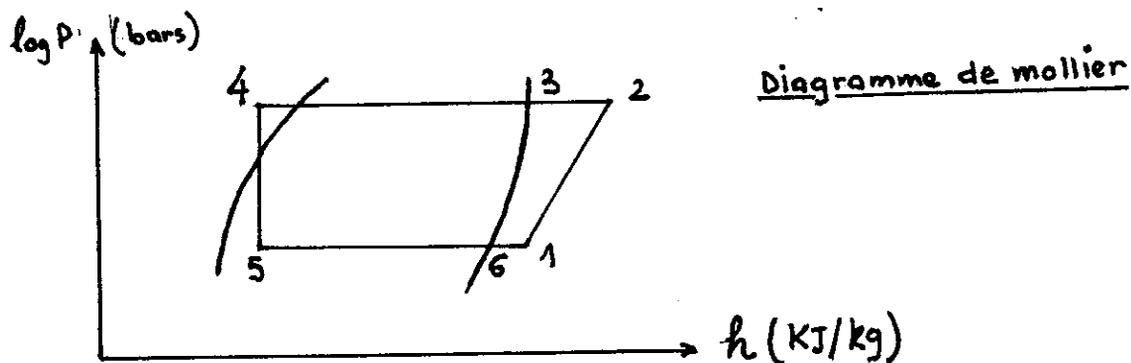
-----

A partir de la chaleur de vaporisation, on obtient l'enthalpie du liquide saturant par la formule  $h' = h'' - L$  où

$h''$  représente l'enthalpie de la vapeur saturante.

$L$  représente la chaleur de vaporisation.

LISTE DES FORMULES AYANT SERVI AU CALCUL DES CARACTERISTI-  
QUES PRINCIPALES DES EQUIPEMENTS DE PRODUCTION DU FROID.



1- Production frigorifique de l'évaporateur.

Elle est définie par l'équation

$$q_F = h_6 - h_5 \text{ avec :}$$

$h_6$  = enthalpie de la vapeur au point 6.

$h_5$  = enthalpie de la vapeur au point 5.

2- Débit massique que doit déplacer le compresseur pour  
 produire une puissance frigorifique  $Q_F$  donnée en fg/h.

Il est défini par l'équation

$$M = \frac{Q_F}{q_F} = \frac{Q_F \times 4,18}{h_6 - h_5} \text{ en kg/h.}$$

3- Débit volumique réel aspiré par le compresseur pour  
 -----  
 produire une puissance frigorifique QF donnée.  
 -----

$V_r = MV_1$  avec

$V_1$  : volume massique de la vapeur surchauffée au point 1 du  
 cycle frigorifique en  $\frac{m^3}{kg}$ .

$V_r$  en  $\frac{m^3}{s}$ .

4- Energie mécanique absorbée par le compresseur par une  
 -----  
 unité de masse de fluide comprimé.  
 -----

$$W = \frac{h_2 - h_1}{\eta_i \times \eta_m} \text{ Kj/Kg où}$$

$$\eta_i = \eta_m = 1 - 0,05\tau \quad \text{et} \quad \tau = \frac{P_{CON}}{P_{EV}} \quad \text{avec :}$$

$P_{CON}$  : Pression de Condensation

$P_{EV}$  : Pression d'évaporation.

5- Puissance effective nécessaire à la compression du débit  
 -----  
 masse M.  
 -----

$$P_{eff} = MW = M \frac{h_2 - h_1}{\eta_m \times \eta_i} \text{ en KW}$$

6- Puissance calorifique cédée au condenseur  
 -----

$$Q_C = Q_F + 860 P_{eff} \text{ en Kcal}$$

### 7- Coefficient de performance de l'installation.

-----

Le coefficient de performance d'une installation frigorifique permet de mesurer le rapport du froid produit à l'énergie dépensée pour la produire. Il se définit comme suit :

$$KF = \frac{QF \times 4,18}{P_{eff}} .$$

TABLEAUX DES COEFFICIENTS  
DES FLUIDES FRIGORIGENES

## A3.1

## PRESSION DE VAPEUR SATURANTE

	R11	R12	R22	R502
a1	-5.548529E+03	-4.396188E+03	-4.818968E+03	-4.521900E+03
a2	+8.680379E+01	+8.183088E+01	+6.004136E+01	+2.113942E+01
a3	+1.661335E-02	+1.960604E-02	+9.080702E-03	-7.238020E-03
a4	+0.000000E+00	+0.000000E+00	+0.000000E+00	+0.000000E+00
a5	+0.000000E+00	+0.000000E+00	+0.000000E+00	+0.000000E+00
a6	+0.000000E+00	+0.000000E+00	+0.000000E+00	+0.000000E+00
a7	-1.284597E+01	-1.247152E+01	-7.861031E+00	-3.698350E-01
a8	+1.501943E+01	+0.000000E+00	+1.699038E+02	+2.965214E+02
a9	-3.136054E-02	+0.000000E+00	-4.457466E-01	-8.161139E-01
a10	+4.789278E+02	+0.000000E+00	+3.811667E+02	+3.633333E+02

## DENSITE DU LIQUIDE SATURANT

	R11	R12	R22	R502
b0	+5.537583E+02	+5.580883E+02	+5.247700E+02	+5.606500E+02
b1	+9.232740E+02	+8.544438E+02	+8.751600E+02	+8.567400E+02
b2	+6.989208E+02	+0.000000E+00	+5.886600E+02	+1.023000E+03
b3	-6.859676E+02	+2.994070E+02	-3.570900E+02	-1.122600E+03
b4	+5.879838E+02	+0.000000E+00	+3.279500E+02	+7.765600E+02
b5	+0.000000E+00	-5.047408E+01	+0.000000E+00	+0.000000E+00
b6	+0.000000E+00	+3.521493E+02	+0.000000E+00	+0.000000E+00
Tc	+4.711500E+02	+3.851500E+02	+3.691600E+02	+3.553100E+02

## A3.3

## EQUATION D'ETAT

	R11	R12	R22	R502
R	+6.052241E-04	+6.874809E-04	+9.614692E-03	+7.447439E-04
A2	-8.401787E-04	-9.162139E-04	-1.169824E-03	-8.763399E-04
B2	+6.377309E-07	+7.711396E-07	+1.164317E-06	+9.952147E-07
D2	-9.611609E-03	-1.525249E-02	-1.184102E-02	-6.515794E-03
A3	-4.250893E-07	+1.010502E-06	-2.929544E-07	+5.848814E-07
B3	+1.472022E-09	-5.675428E-10	+2.303209E-09	-2.620626E-10
D3	+2.047137E-05	+2.199841E-05	+2.488977E-05	+5.581765E-06
A4	+1.766941E-09	-5.746452E-10	+2.419213E-09	-8.981504E-10
B4	-3.402516E-12	+0.000000E+00	-6.796736E-12	+1.324024E-12
D4	+0.000000E+00	+0.000000E+00	+0.000000E+00	+2.347055E-08
A5	-1.542161E-12	+0.000000E+00	-2.434610E-12	+5.777161E-13
B5	+2.881061E-15	+4.081978E-16	+6.302087E-15	-9.316170E-16
D5	-9.664970E-12	-1.663090E-12	-1.206210E-11	-2.429824E-11
b	+1.186131E-04	+4.063678E-04	+1.248559E-04	+1.042546E-04
k	+9.551098E-03	+1.421524E-02	+1.137718E-02	+1.182062E-02

## A3.4

## ENTHALPIE

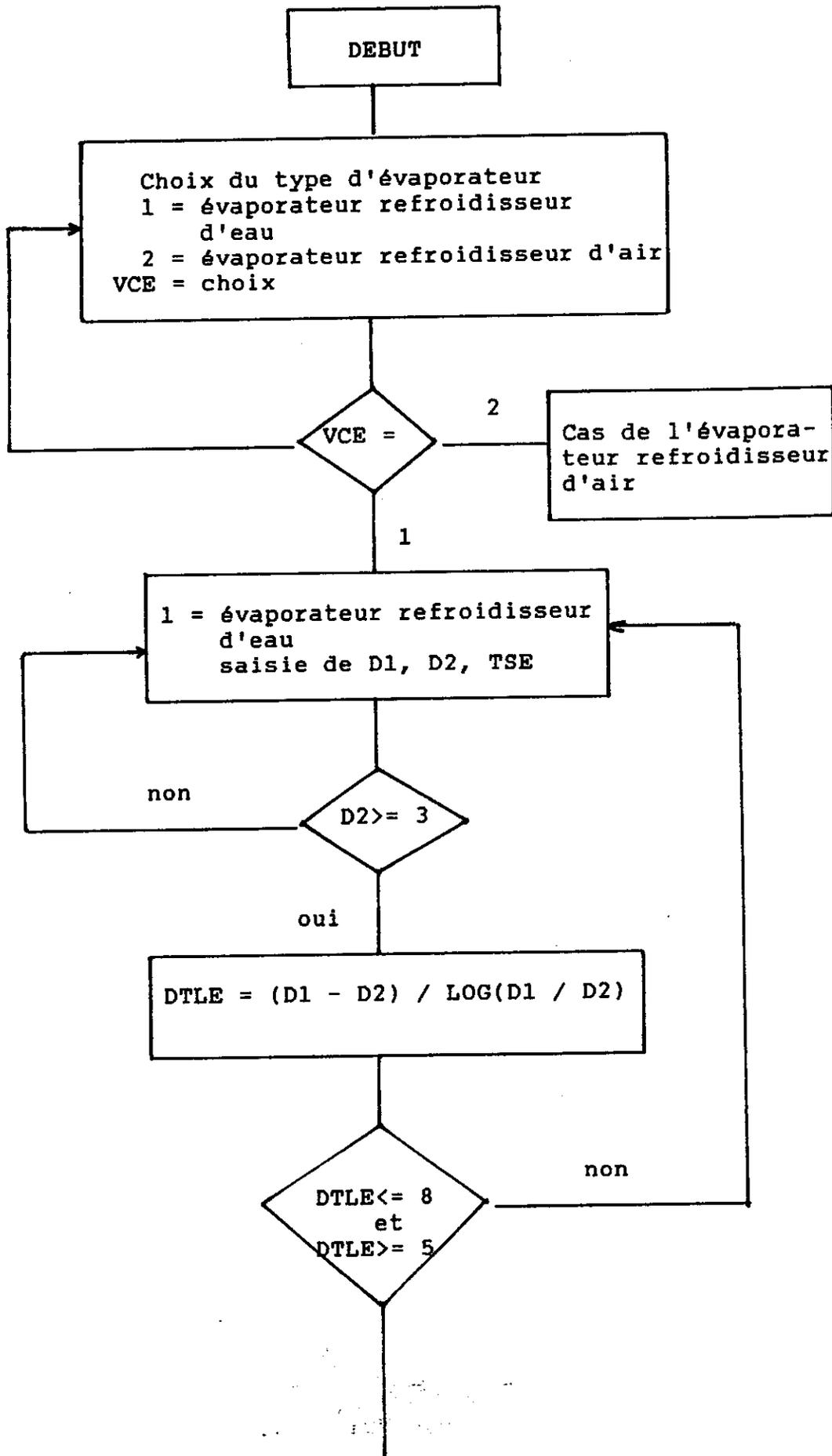
	R11	R12	R22	R502
C0	+4.980207E+09	+1.165198E+11	+1.990639E+11	+4.225315E+11
C1	-6.253121E+08	-2.602811E+09	-3.677542E+09	-7.419029E+09
C2	+8.263887E+06	+2.126071E+07	+2.240164E+07	+4.701788E+07
C3	-3.465065E+04	-6.965262E+04	-2.532625E+04	-1.088157E+05
C4	-2.843343E+01	-1.851929E+01	-2.625215E+02	-1.150645E+02
C5	+7.621375E-01	+8.576710E-01	+1.254192E+00	1.213052E+00
C6	+0.000000E+00	+0.000000E+00	+0.000000E+00	+0.000000E+00
C7	+0.000000E+00	+0.000000E+00	+0.000000E+00	+0.000000E+00
C8	+0.000000E+00	+0.000000E+00	+0.000000E+00	+0.000000E+00
C9	+0.000000E+00	+0.000000E+00	+0.000000E+00	+0.000000E+00
C10	+0.000000E+00	+0.000000E+00	+0.000000E+00	+0.000000E+00
A2	-8.401787E-04	-9.162139E-04	-1.169824E-03	-8.763399E-04
A3	-4.250893E-07	+1.010502E-06	-2.929541E-07	+5.848814E-07
A4	+1.766941E-09	-5.746452E-10	+2.419213E-09	-8.981504E-10
A5	-1.542161E-12	+0.000000E+00	-2.434610E-12	+5.777161E-13
D2	-9.611609E-03	-1.525249E-02	-1.184102E-02	-6.515794E-03
D3	+2.047137E-05	+2.199841E-05	+2.468977E-05	+5.581765E-06
D4	+0.000000E+00	+0.000000E+00	+0.000000E+00	+2.347055E-08
D5	-9.664970E-12	-1.663090E-12	-1.206210E-11	-2.429824E-11
b	+1.186131E-04	+4.063678E-04	+1.248559E-04	+1.042546E-04
k	+9.551098E-03	+1.421524E-02	+1.137718E-02	+1.182062E-02
k1	+2.433800E+02	+5.855000E+01	+1.525281E+03	+4.637900E+00

## LISTE DES VARIABLES

VCE	= Choix de L'EVAPORATEUR
D1	= Différence entre la température d'entrée de l'eau et la température d'évaporation.
D2	= Différence entre la température de sortie de l'eau et la température d'évaporation.
DTLE	= Ecart logarithmique moyen à l'évaporateur.
TEV	= Température d'évaporation .
TEE	= Température d'entrée de l'eau à l'évaporateur.
TSE	= Température de sortie de l'eau de l'évaporateur.
TCH	= Température de la chambre froide.
HRI	= Humidité relative de la chambre froide.
VCC	= Choix du type de condenseur.
VCCE	= Choix du type de condenseur à eau.
D3	= Différence entre la température de condensation et la température d'entrée de l'eau au condenseur.
D4	= Différence entre la température de condensation et la température de sortie de l'eau du condenseur.
DTLC	= Ecart logarithmique moyen au condenseur.
TSC	= Température de sortie de l'eau du condenseur.
TCON	= Température de condensation.
TEC	= Température d'entrée de l'eau au condenseur.
KEV	= Coefficient d'échange thermique de l'évaporateur
KCON	= Coefficient d'échange thermique du condenseur.
TSET	= Température de sortie de l'eau de la Tour.
TBH	= Température de la bulbe humide.
DTA	= Ecart d'approche.
TEX	= Température extérieure
TCOMP	= Taux de compression

NV = Rendement volumétrique  
NM = Rendement mécanique  
VOLTH = Volume théorique  
COP = Coefficient de performance  
QC = Puissance calorifique  
SEV = Surface de l'évaporateur  
SCON = Surface du condenseur  
TACT = Taux d'actualisation  
NHF = Nombre d'heures de fonctionnement  
SUTI = Surchauffe utile  
STUY = Surchauffe tuyauterie  
SREF = Sous refroidissement  
HASP = Enthalpie à l'aspiration  
HSREF = Enthalpie de sous refroidissement  
HREF = Enthalpie au refoulement  
HUASP = Enthalpie de la surchauffe utile  
TUASP = Température de la surchauffe utile  
TREF = Température de refoulement  
TASP = Température d'aspiration  
TSREF = Température de sous refroidissement

ORGANIGRAMME



oui

$$\begin{aligned} \text{TEV} &= \text{TSE} - \text{D2} \\ \text{TEE} &= \text{TEV} + \text{D1} \end{aligned}$$

Impression de TEV,  
TEE, TSE, DTLE

Choix du type de condenseur

2 = évaporateur refroidisseur d'air:  
saisie de TCH, HRI

Interpolation de Lagrange

$$DT1 = (HRI - 80) (HRI - 90) / ((70-80) (70-90))$$
$$DT2 = (HRI - 70) (HRI - 90) / ((80-70) (80-90))$$
$$DT3 = (HRI - 70) (HRI - 80) / ((90-70) (90-80))$$
$$DTLE = 10 \times DT1 + 7 \times DT2 + 5 \times DT3$$

DTLE > 10

oui

Impression de  
RISQUE DE FRI  
GORIFICATION

non

Impression de  
RISQUE DE  
MOISSURE

oui

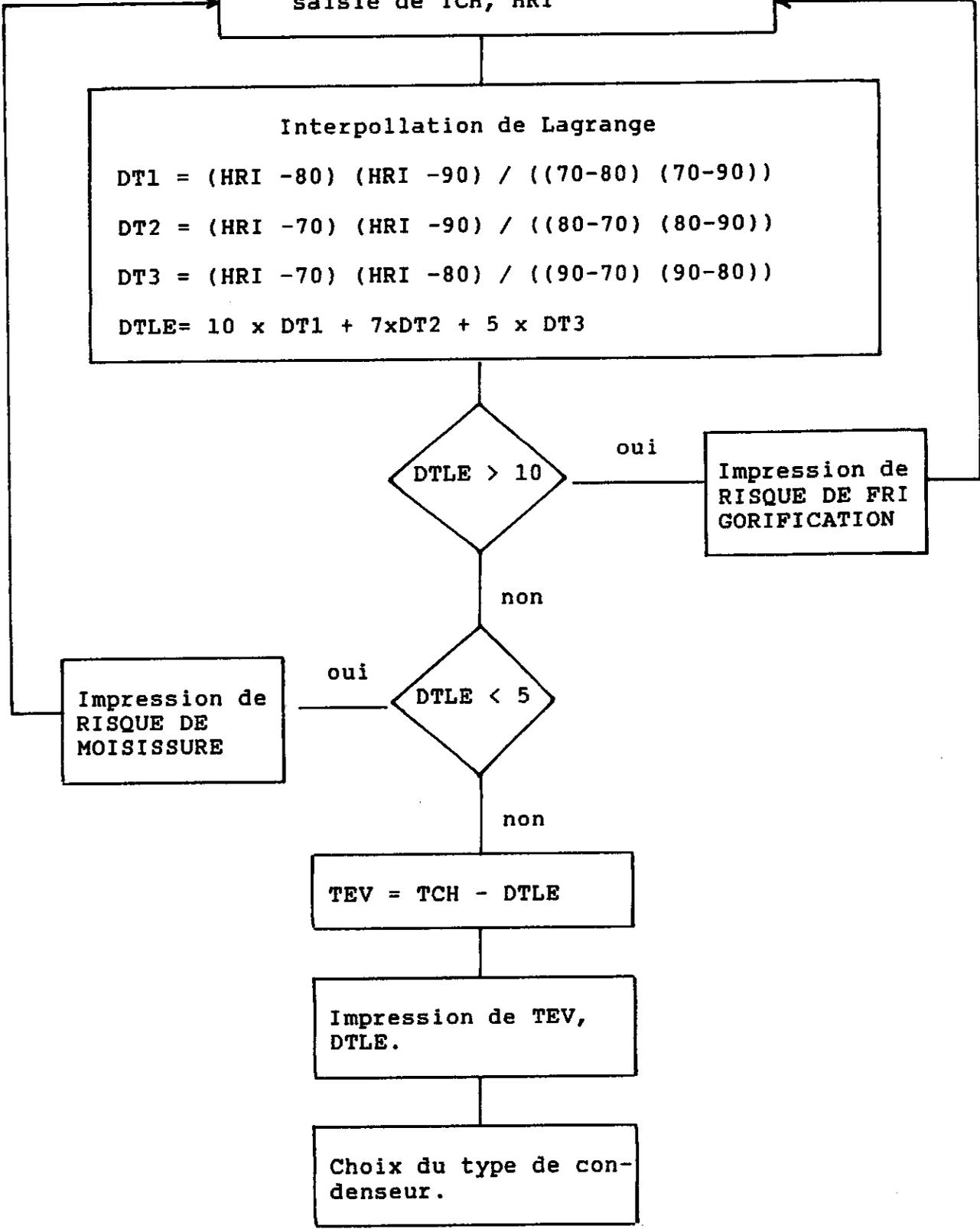
DTLE < 5

non

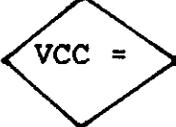
TEV = TCH - DTLE

Impression de TEV,  
DTLE.

Choix du type de con-  
denseur.



Choix du type de condenseur  
1 = condenseur à eau  
2 = condenseur à air  
VCC = choix

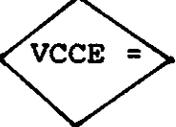


2

Cas du condenseur à air

1

Choix du type de condenseur à eau  
1 = condenseur à eau rejetée  
2 = condenseur à eau + Tour  
VCCE = choix

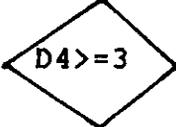


2

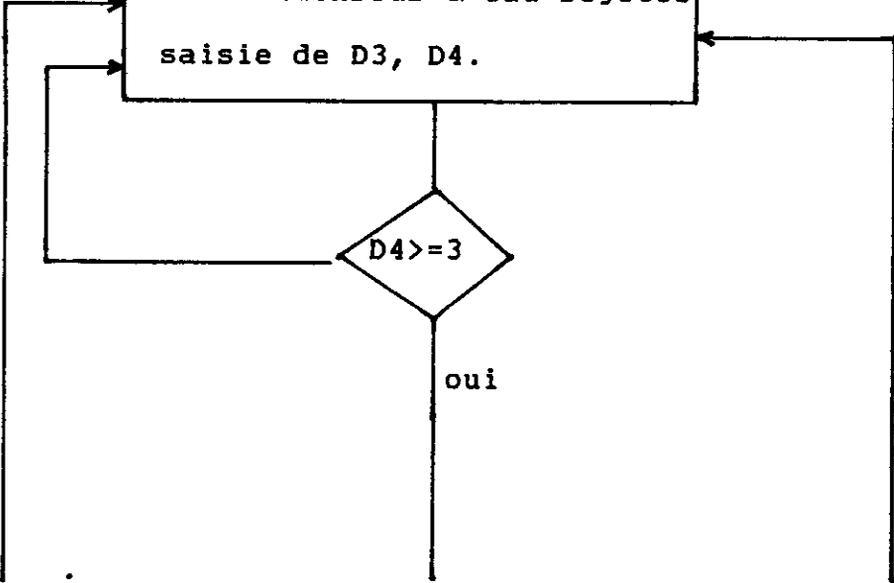
Cas du condenseur à eau + Tour de refroidissement

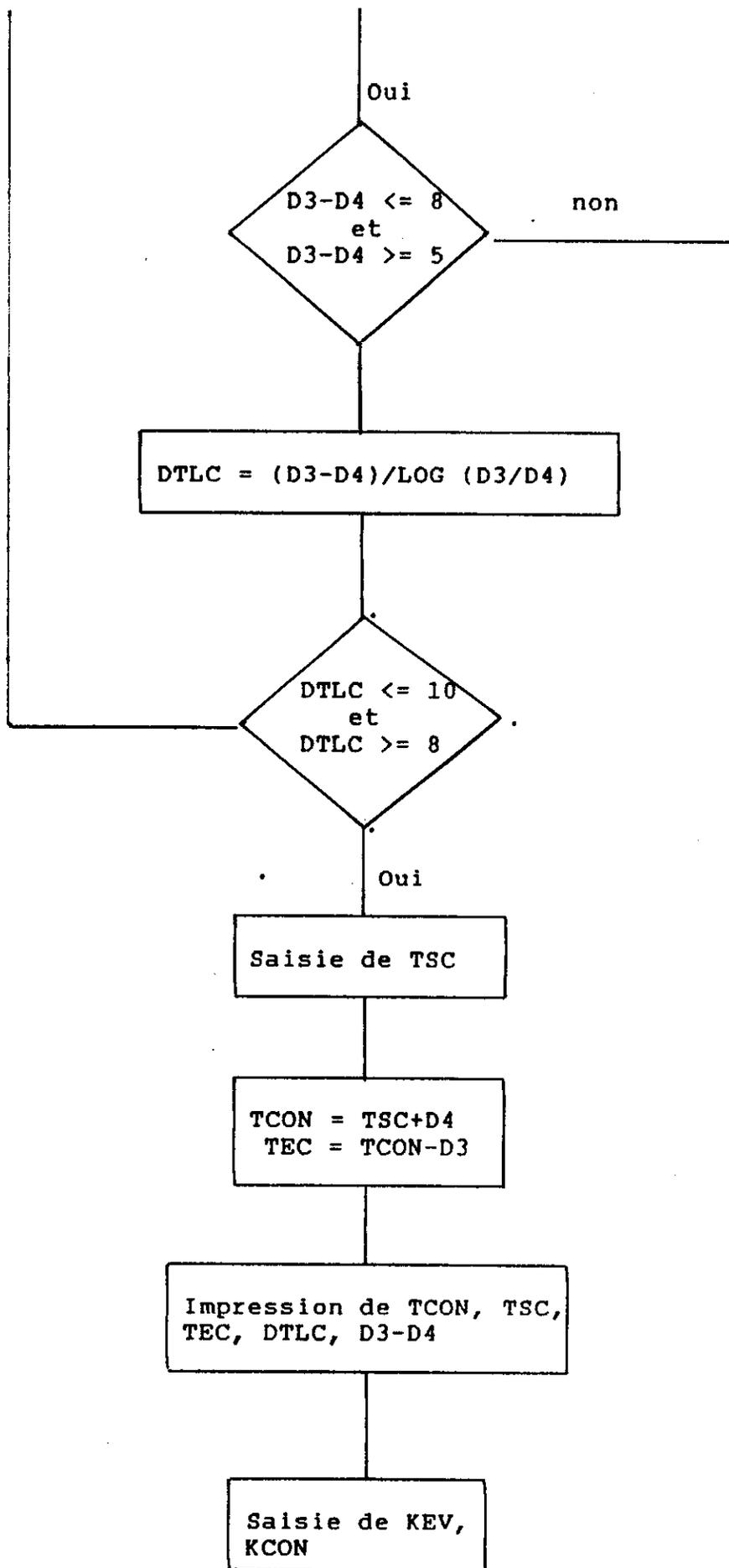
1

1 = condenseur à eau rejetée  
saisie de D3, D4.



oui





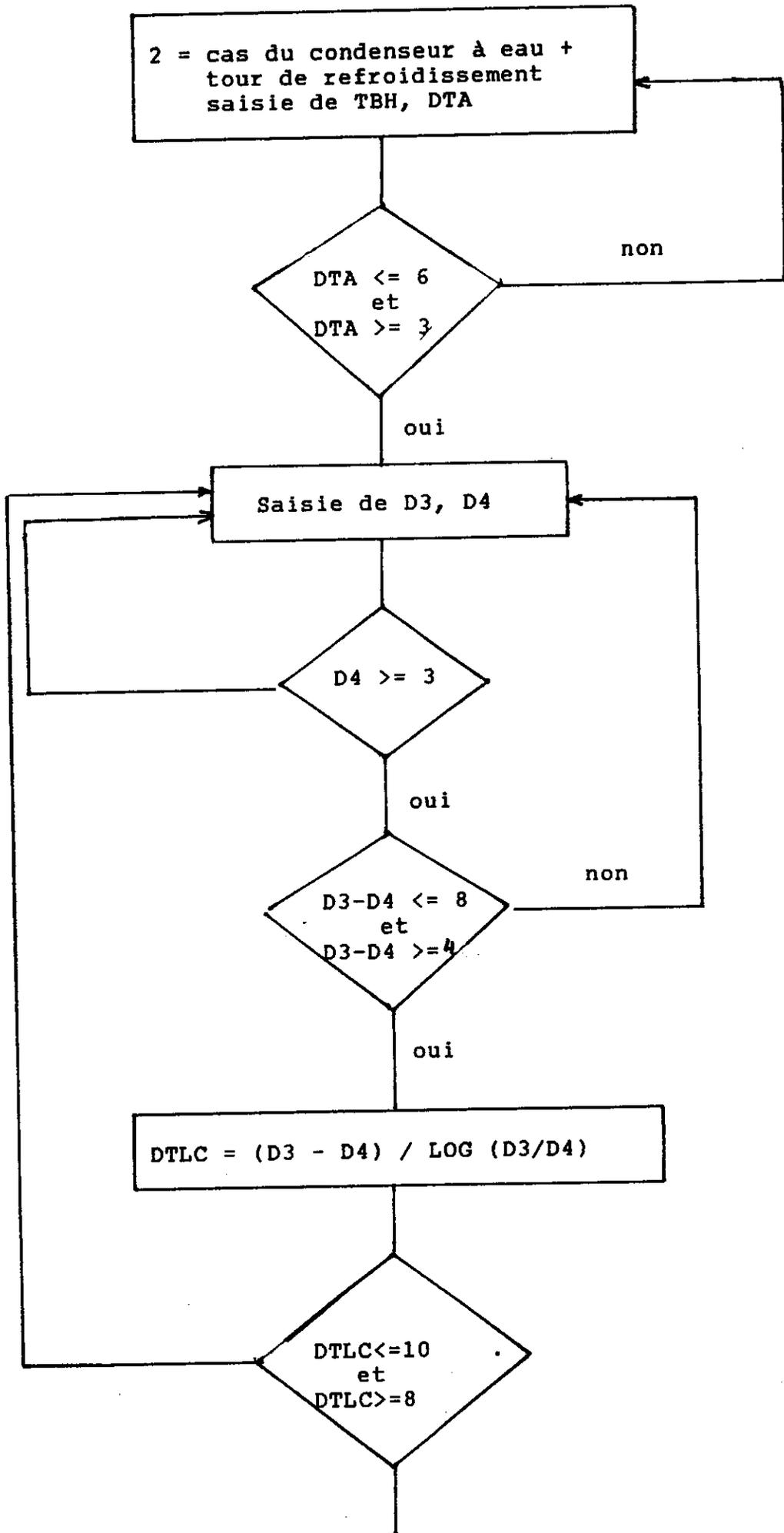
Choix du fluide frigorigène

Lecture du fichier du fluide frigorigène.

Sous programme choix du type de cycle

Sous Programme  
Tracé du diagramme de mollier,  
tracé du cycle, visualisation  
des éléments du cycle.

Sous programme  
calcul des caractéristiques  
principales.



oui

$TSET = TBH + DTA$   
 $TEC = TSET$   
 $TSC = TSET + (D3 - D4)$   
 $TCON = (TSC + TEC) / 2 + DTLC$

Impression de THB, TSET, TEC, TSC,  
D3 - D4, DTLC, TCON.

Saisie de  
KEV, KON

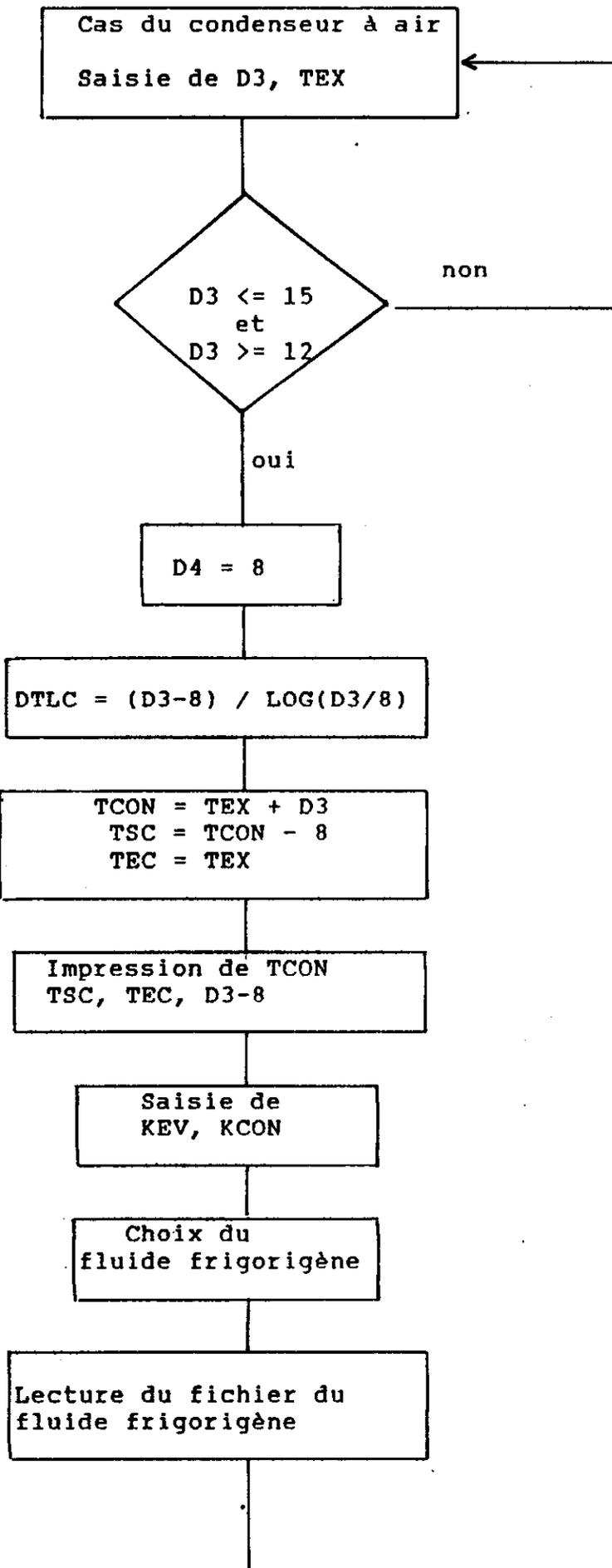
Choix du fluide  
frigorigène

Lecture du fichier du fluide  
frigorigène.

Sous programme  
choix du type  
de cycle.

Sous programme  
Tracé du diagramme de mollier,  
tracé du cycle, visualisation  
des éléments du cycle.

Sous programme  
calcul des éléments du cycle  
et des caractéristiques.



Sous programme  
choix du type  
de cycle

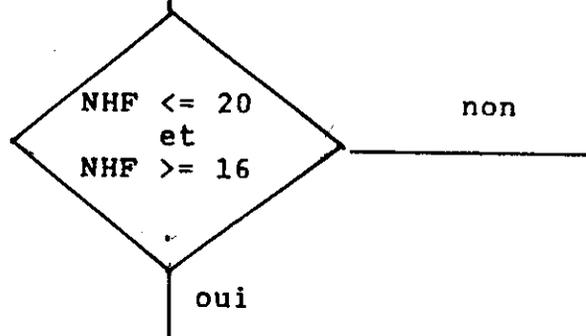
Sous Programme  
Tracé du diagramme de mollier,  
tracé du cycle, visualisation  
des éléments du cycle.

Sous programme  
calcul des caractéristiques  
principales.

Sous programme  
choix du type de cyclé

Choix entre :  
1 = (SUTI, STUY, SREF )  
2 = (SUTI, STUY, 0 )  
3 = (SUTI, 0, SREF )  
4 = (SUTI, 0, 0 )

Saisie de SUTI,  
STUY, SREF, BILAN,  
NHF.



Calcul de : QF, TASP, TSREF, TUASP, TREF, PEV, PCON,  
HASP, HUASP, HSREF, HREF, V1.

