

UNIVERSITÉ D'ALGER

8/77

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT MECANIQUE

2000

PROJET DE FIN D'ETUDES

ETUDE D'UNE TURBO-SOUFFLANTE
DE SURALIMENTATION POUR
MOTEUR DIESEL

Proposée par :

Mr. D. MARQUIS

Étudié par :

MM. A. DERRAR

A. LEBSIR

Promotion : Juin 1977

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي
الجامعة الجزائرية
ECOLE NATIONALE D'INGENIEURIE
BIBLIOTHEQUE

UNIVERSITÉ D'ALGER

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

ETUDE D'UNE TURBO-SOUFFLANTE
DE SURALIMENTATION POUR
MOTEUR DIESEL

Proposée par :

Mr. D. MARQUIS

Etudié par :

MM. A. DERRAR

A. LEBSIR

Promotion : Juin 1977

En guise de reconnaissance :

A ma mère qui la première a déposé et
cultivé en moi le germe de la foi ,

A mon père pour les sacrifices consentis , il a
vécu l'amertume de l'exil , mais demeure au - delà
de toutes les épreuves une preuve de L'ISLAM ,

A l'imam EL - GHAZALI dont " Lettres à un disciple "
et " Erreur et délivrance " m'ont aidé à surpasser
ma crise de conscience d'Octobre 1970 à DELLYS ,

A MALEK BENABI " Conscience du monde musulman
contemporain "

Lui , qui m'a appris les " règles du jeu " ;

A tous ceux qui dans le silence ou

manifestement œuvrent pour libérer les hommes

de l'emprise chaotique ;

je dédie cet humble travail .

L . AHCENE

S U J E T

ETUDE D'UNE TURBO-SOUPPLAIE DE SURALIMENTATION POUR MOTEUR DIESEL

Caractéristiques du moteur :

-Alesage : 230,19 mm

-Course : 254 mm

-Rapport volumétrique : 14,5

-Cycle : 4 temps

-Cylindrée unitaire : 10570 cm³

-Vitesse nominale : 900 tr/mn

-Nombre de cylindres : 16

-Température des gaz d'échappement : 560° C

Taux de suralimentation: 1,5

INTRODUCTION

Le bilan thermique nous apprend que l'énergie fournie par un moteur alternatif à combustion interne constitue environ:

- 22 à 25 % pour les moteurs à allumage commandé

- 30 à 38 % pour les moteurs Diesel

de l'énergie apportée par le mélange: carburant (essence ou gas-oil) + comburant (air).

Lorsqu'on augmente la quantité de mélange introduite par unité de temps, on augmente donc la puissance fournie par le moteur. C'est ce que réalise la suralimentation.

Toutefois la puissance n'est pas le seul facteur à considérer, il ne faut pas négliger:

-Le rendement (ou consommation)

-Le prix de revient (achat et entretien)

-L'encombrement et le poids

L'intérêt donc de la suralimentation est d'augmenter de façon notable la puissance d'un moteur donné en augmentant le moins possible la consommation le prix de revient et l'encombrement.

Pour qu'un dispositif soit intéressant, il faut donc qu'il soit supérieur dans l'un de ces domaines au moins aux autres moyens d'augmentation de la puissance.

La suralimentation se révèle fournir des gains de poids et d'encombrement considérables par rapport à des solutions telle que l'augmentation de la cylindrée unitaire ou du nombre de cylindres. Elle permet d'autre part d'augmenter la puissance d'une installation existante tout en conservant le même moteur Diesel.

Chap: I LA SURALIMENTATION
(DES MOTEURS DIESEL)

But:

Le but de la suralimentation est de fournir au moteur de l'air préalablement comprimé.

Conséquences:

L'air sous pression fourni au moteur sert à 2 fins :
D'une part il est insufflé dans la chambre de combustion et les soupapes, balayant ainsi les gaz résiduels qui autrement resteraient à la fin de la course d'échappement et les remplaçant par des gaz frais.

Ensuite il en résulte une charge d'air de plus grande densité à la fin de la course d'admission d'air.

L'effet combiné de ce balayage et de cette charge sous pression permet la combustion d'une plus grande quantité de combustible donc une plus grande puissance qu'avec un moteur non suralimenté.

Le réglage des soupapes d'un moteur suralimenté diffère de celui d'un même moteur non suralimenté en cela que les soupapes d'admission s'ouvrent plus tôt et que les soupapes d'échappement se ferment plus tard assurant une période de croisement des soupapes pendant laquelle les 2 types de soupapes demeurent ouvertes .

L'air frais comprimé pénètre, balayant l'espace mort, refroidissant les parois du cylindre, le piston, les soupapes et se mélangeant avec les gaz d'échappement chauds dans la tuyauterie .
un balayage satisfaisant est aussi important que le chargement sous pression du cylindre avant la compression .

Divers types de suralimentation

Il existe deux types de suralimentation

1- La suralimentation à basse pression permettant avec un rapport $P/P = 1,5$ d'obtenir une substantielle augmentation de la puissance jusqu'à 40% sans autres modifications que l'adjonction du turbo-compresseur

2- La suralimentation à haute pression procurant une augmentation de puissance de l'ordre de 100% au prix de p.m.e très élevées qui ne peuvent être développées que si le moteur est conçu à cet effet

Méthodes de suralimentation

Compression mécanique de l'air d'alimentation au moyen :

- 1-) De compresseurs rotatifs entraînés par le moteur
- 2-) De compresseurs centrifuges entraînés mécaniquement ou entraînés par une turbine actionnée par les gaz d'échappement.
- 3-) De compresseurs à pistons entraînés séparément ou combinés avec le moteur comme pompe de balayage dans les moteurs à deux temps.

Cycle à deux temps

- a) Emploi d'un compresseur mécanique dans un moteur ayant une soupape d'échappement en ~~tôt~~ ^{et} en changeant le réglage de la soupape de façon à permettre à la soupape d'échappement de se fermer alors que l'air continue à pénétrer dans le cylindre
- b) Emploi d'un compresseur mécanique et d'une soupape auxiliaire de suralimentation admettant l'air après fermeture des orifices.

Cycle à 4 temps

Emploi d'un compresseur pour maintenir une pression dans
le collecteur d'admission

Suralimentation des moteurs Diesel 4 temps par emploi de turbo-soufflante (turbo-compresseur)

Une turbo-soufflante est constituée d'un compresseur centrifuge et d'une turbine montés sur un même arbre .

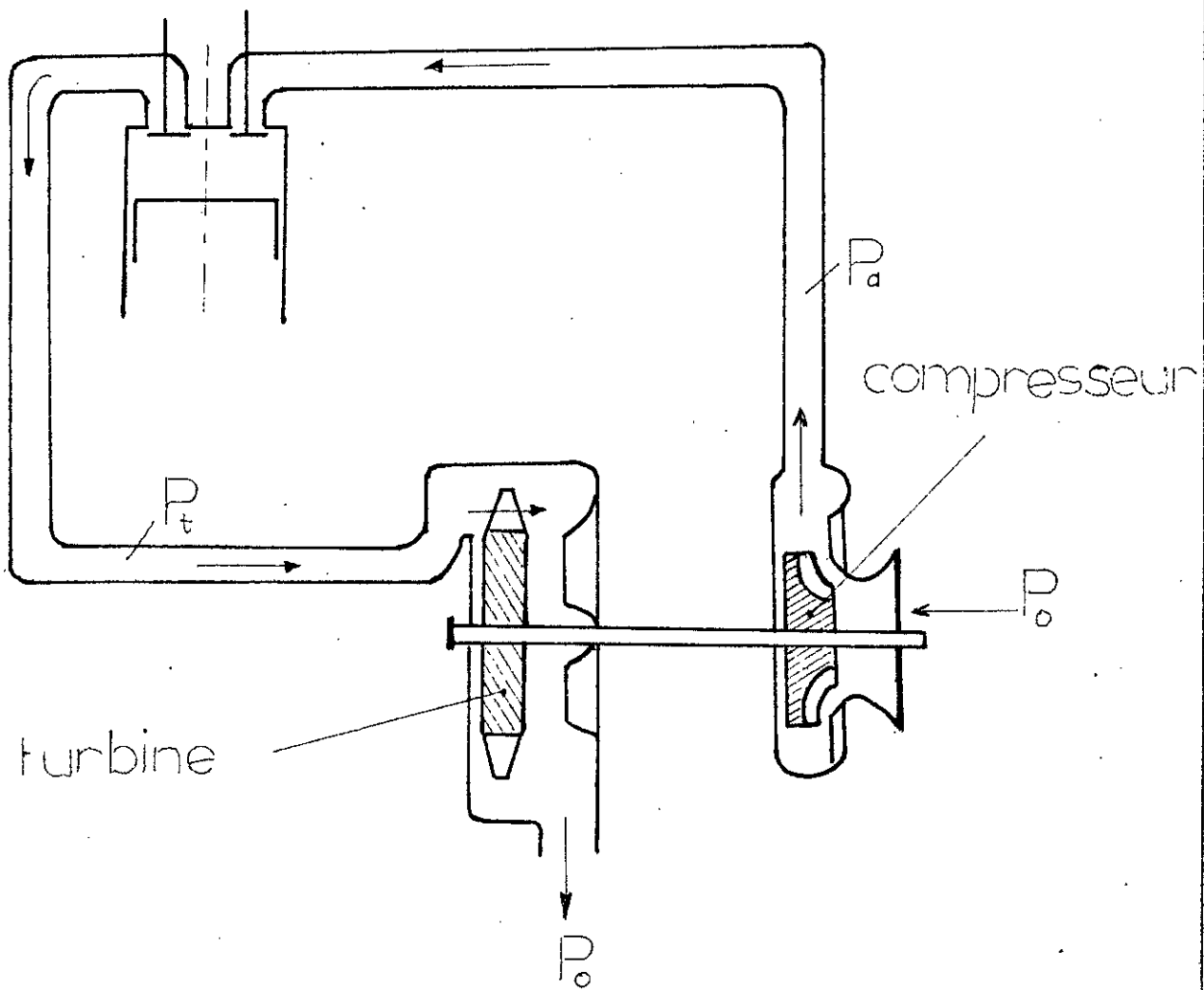
La turbine alimentée par les gaz d'échappement entraîne le compresseur qui suralimente le moteur .

Le turbo-compresseur présente beaucoup d'avantages sur le compresseur à entraînement mécanique :

- Il ne nécessite aucun entraînement mécanique et de ce fait nécessite moins d'espace et de poids
- Il tourne toujours dans le même sens quelque soit le sens de rotation du moteur ce qui ^{est} idéal pour l'application aux locomotives et à la marine
- Le contrôle automatique de la vitesse (changement en fonction de la charge) est toujours adapté aux besoins
- L'économie du combustible d'un moteur Diesel suralimenté par turbo-compresseur est sensiblement supérieure à celle d'un moteur suralimenté utilisant un compresseur à entraînement mécanique.
- Enfin le turbo-compresseur est adaptable à n'importe quel moteur n'ayant pas été prévu pour la suralimentation.

remarque:

La suralimentation des moteurs Diesel n'est rentable qu'à partir d'une puissance de 200 chevaux environ, pour des questions de rendement et de prix de revient du turbo-compresseur surtout .



schema de turbo-compresseur

Chap:II ETUDE GENERALE DE LA TURBO-SOUFFLANTE

(voir planche "schema d'un turbo-compresseur")

Pour donner certaines relations concernant la turbo-soufflante nous allons nous servir des designations suivantes:

P_t = puissance de la turbine

P_c = puissance du compresseur

\dot{m}_a = debit masse de l'air

\dot{m}_g = debit masse des gaz d'echappement

P_a = pression de l'air comprimé

P_o = pression de l'air avant le compresseur

γ = exposant adiabatique de l'air

$\bar{\gamma}$ = exposant adiabatique des gaz d'echappement

η_{gt} = rendement global de la turbine

η_{gc} = rendement global du compresseur

C_p = chaleur massique de l'air

\bar{C}_p = chaleur massique des gaz

T_t = temperature des gaz avant la turbine

T_o = temperature de l'air avant le compresseur

r = constante de l'air

\bar{r} = constante des gaz

Le travail theorique de compression d'un Kg d'air vaut :

$$W_c = r \cdot T_0 \cdot \frac{\gamma}{\gamma-1} \left(\left(\frac{P_a}{P_0} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \quad \text{J/Kg}$$

Puissance effective absorbée par le compresseur :

$$P = \frac{\dot{m}_a \cdot W_c}{\eta_{gc}}$$

Le travail fourni par la detente adiabatique d'un Kg d'air vaut :

$$W_t = r \cdot T_t \cdot \frac{\gamma}{\gamma-1} \left(1 - \left(\frac{P_0}{P_t} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right) \quad \text{J/Kg}$$

Puissance effective de la turbine :

$$P_t = \dot{m}_t \cdot W_t \cdot \eta_{gt}$$

Puisque la turbine et le compresseur sont montés sur le même arbre :

$$P_t = P_c$$

Cette équation représente l'équation fondamentale pour le calcul de la turbo-soufflante.

D'ici on peut calculer la pression à l'amont de la turbine P_t

On trouve $P_t = 1,32 \text{ bar}$ (voir l'étude de la turbine)

CALCUL DE LA CONSOMMATION D'AIR DU MOTEUR

Données du moteur :

-Cylindrée unitaire: 10570 cm^3

-Nombre de cylindre : 16

-Vitesse nominale : 900 tr/mn

Quantité d'air nécessaire pour un processus:

$$G = \frac{\rho V}{\eta_v} \quad \text{avec } \rho = \text{masse volumique de l'air à l'admission}$$

$$\eta_v = \text{rendement volumétrique}$$

$$0,75 < \eta_v < 0,95 \quad \text{pour les moteurs Diesel}$$

$$\eta_v \text{ choisi} = 0,78$$

-Calcul de ρ /

$$\rho \text{ est donné par la relation } \rho = \frac{P_a}{RT_a}$$

P_a = pression à l'admission du moteur

T_a = température de l'air admis

$$\rho = \frac{1,5 \cdot 10^5}{287,334} = 1,56 \text{ Kg/m}^3$$

$$\Rightarrow G = \frac{1,56 \cdot 10570 \cdot 10^{-6}}{0,78} = 0,021 \text{ Kg}$$

-Consommation d'air:

$$\dot{m}_{a_1} = \frac{G \cdot Z \cdot N}{2,60}$$

Z = nombre de cylindres = 16

N = vitesse de rotation = 900 tr/mn

$\frac{1}{2}$: car cycle à 4 temps

$$\text{d'où } \dot{m}_{a_1} = 2,52 \text{ Kg/s}$$

I^{ère} Partie

CALCUL DU COMPRESSEUR

Le calcul du compresseur comporte la détermination de ses dimensions ainsi que la puissance nécessaire à son entraînement.

Données:

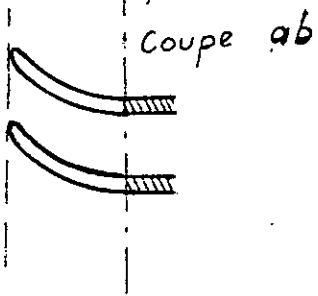
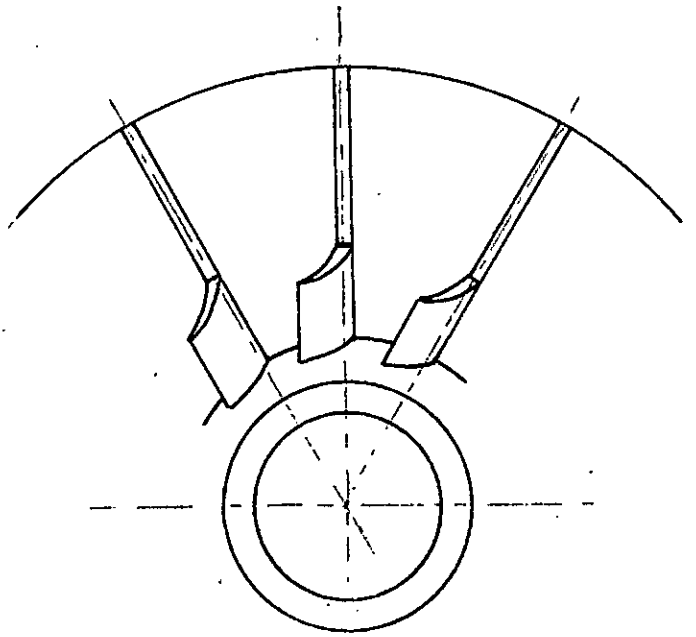
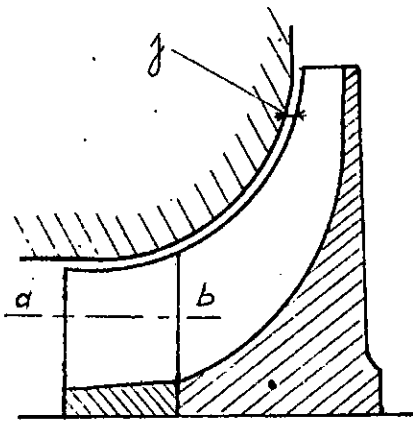
- Débit d'air = 2,52 Kg/s
- Taux de compression = 1,5
- Vitesse de rotation = 20000 tr/mn

Choix des aubes de la roue:

Du fait de la grande vitesse de rotation (20000 tr/mn) la vitesse périphérique U_2 à la sortie de la roue est très élevée.

Le compresseur centrifuge capable de travailler dans de telles conditions est le compresseur centrifuge à aubes radiales.

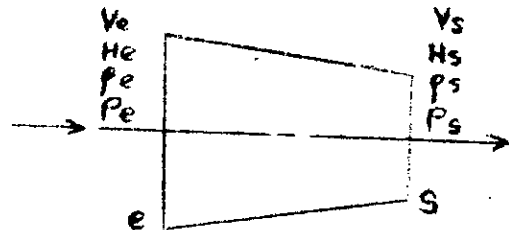
(voir planche "Roue à aubes radiales ")



ROUE A AUBES RADIALES

ETUDE THERMODYNAMIQUE
DU
COMPRESSEUR

GENERALITES:



L'entrée de l'air est affecté de l'indice "e"
et la sortie de l'indice "s"

Les paramètres à l'entrée sont:

- Pe: pression statique
- Ve: vitesse de l'air
- He: enthalpie statique

Les paramètres à la sortie:

- Ps: pression statique
- Vs: vitesse de l'air
- Hs: enthalpie statique

$r = Pts/Pte$ est le taux de compression

Pts: Pression totale à la sortie

Avec:

Pte: Pression totale à l'entrée

Ecrivons l'équation de l'énergie entre l'entrée et la sortie:

$$(Q + W)_{es} = (H)_{es} + \frac{1}{2} (v)_{es}^2 + g(z)_{es}$$

$$(Q + W)_{es} = H_s - H_e + \frac{1}{2} (V_s)^2 - \frac{1}{2} (V_e)^2 + g(Z_s - Z_e)$$

- La différence d'altitude est négligeable:

$$g(Z_s - Z_e) = 0$$

- Le compresseur n'est pas refroidi:

$$Q_{es} = 0$$

- Il reste:

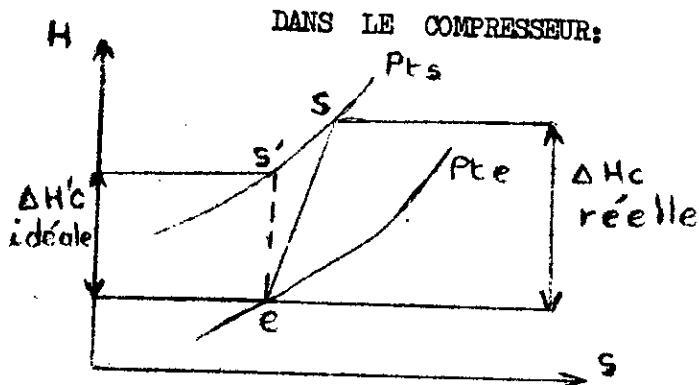
$$W_{es} = W_c = H_{ts} - H_{te} = H_{to}$$

De même que W_{es} s'écrit:

$$W_{es} = Wc' = cp \Delta Tt = cp (Tts - Tte)$$

Wc = Travail de compression isentropique idéale

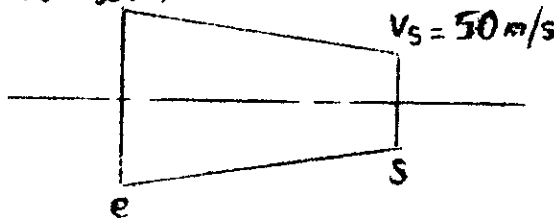
REPRESENTATION EN DIAGRAMME (HS) DE L'EVOLUTION DE L'AIR



Trajet (e-s) : Transformation idéale isentropique
 Trajet (e-s) : Transformation réelle

$T_e = 288^\circ K$
 $V_e = 30 \text{ m/s}$

DONNEES DU PROBLEME/



avec :

$r = 1,5$
 $C_p = 1000 \text{ J/Kg}$
 $\gamma = 1,4$

CALCUL DU TRAVAIL DE COMPRESSION IDEALE:

$$Wc' = \Delta Hc = cp (Tts - Tte)$$

$$Wc' = cp Tte \left(\frac{Tts}{Tte} - 1 \right)$$

En utilisant l'équation de Poisson, on a :

$$\left(\frac{Tts}{Tte} \right) = \left(\frac{Pts}{Pte} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

ON OBTIENT :

$$Wc = cp Tte \left[\left(\frac{Pts}{Pte} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]$$

Avec: $Tte = T_e + \frac{1}{2} \frac{V_e^2}{C_p}$

$$Tte = 288^\circ + \frac{1}{2} \frac{30^2}{1000}$$

$$Tte = 288,45^\circ K$$

Pratiquement, la température d'arrêt se confond avec la température statique

$$D'où: W_c' = 1000 \times 288,45 \left(1,5^{\frac{0,4}{1,4}} - 1 \right) = 35,43 \text{ KJ/Kg}$$

$$W_o' = 35,43 \text{ KJ/Kg}$$

CALCUL DU TRAVAIL REEL DU COMPRESSEUR:

Dans le cas d'une compression réelle, on doit fournir au compresseur:

$$W_o = \frac{W_o'}{\eta_c}$$

- W_o : travail réel

- W_o' : travail idéal

- η_c : efficacité adiabatique ou rendement de compression

* η_c est généralement choisi égal à $\eta_c = 0,75$

$$D'où W_o = \frac{35,43}{0,75} = 47,24 \text{ KJ/Kg}$$

CALCUL DES DIFFERENTS PARAMETRES D'ARRET ET STATIQUES:

Température d'arrêt ou totale à la sortie: T_{ts}

$$W_o = c_p (T_{ts} - T_{te}) = 47,24 \times 10^3 \text{ J/Kg}$$

$$(T_{ts} - T_{te}) = 47,24^\circ \text{K}$$

$$T_{ts} = 47,24 + 288,45 = 335,7^\circ \text{K}$$

$$T_{ts} = 335,7^\circ \text{K}$$

calcul de la température statique à la sortie: T_s

$$T_{ts} = T_s + \frac{1}{2} \frac{V_s^2}{c_p}$$

$$T_s = 335,7 - \frac{1,50}{2 \times 1000} = 334,45^\circ \text{K}$$

$$T_s = 334,45^\circ \text{K}$$

Pression statique de l'air à la sortie:

$$P_{ts} = P_s + \frac{1}{2} \rho_s V_s^2$$

$$\text{Sachant que } P_{ts} = 1,5 \times (1,03 \times 10^5) = 1,52 \text{ bars}$$

$$\rho_s = \frac{P_s}{r_{ts}}$$

$$P_{ts} = \left(1 + \frac{V_s^2}{2rTs} \right) \cdot P_s$$

on tire :
$$P_s = \left(1 + \frac{P_s}{1 + \frac{V_s^2}{2rTs}} \right)$$

$$P_s = \frac{1,52}{1 + \frac{50^2}{2 \cdot 287 \cdot 334}} = 1,5 \text{ bar}$$

$$P_s = 1,5 \text{ bar}$$

Hauteur ou charge totale theorique de la soufflante:

$$W_c = \rho \cdot H^* \quad \Rightarrow \quad H^* = \frac{W_c}{\rho} = \frac{47,24 \cdot 10^3}{9,81} = 4815 \text{ m}$$

$$H^* = 4815 \text{ m}$$

Debit massique d'air qui traverse le compresseur:

$$\eta_{vc} = \frac{\text{debit refoulé (reel)}}{\text{debit qui traverse le compresseur}} = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_a}$$

avec η_{vc} = rendement volu met rique du compresseur

$$\eta_{vc} = 0,95$$

on tire :
$$\dot{m}_a = \frac{\dot{m}_a}{\eta_{vc}} = \frac{2,52}{0,95} = 2,65 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_a = 2,65 \text{ Kg/s}$$

chapitre IV

CALCULS DIMENSIONNELS

En adoptant un seul compresseur avec un débit massique $\dot{m}_a = 2,65 \text{ Kg/s}$, on obtient après un calcul approximatif de l'arbre, une vitesse absolue "Co" au niveau de l'ouïe de l'ordre de 150 m/s. Cette vitesse dépasse de loin les limites prescrites qui sont pour un compresseur centrifuge:

$$50 \text{ m/s} < C_o \leq 80 \text{ m/s}$$

Nous adoptons donc deux turbo-soufflantes, chacune traversée par un débit massique d'air $\dot{m}_a/2 = 1,33 \text{ Kg/s}$

(voir plus loin le calcul du diamètre de l'ouïe et de Co)

Calcul du diamètre extérieur de la roue: D₂

La relation d'Euler s'écrit pour un compresseur centrifuge:

$$W_c = U_2 C_{2u} - U_1 C_{1u}$$

L'entrée de l'air est radiale au niveau des aubes en "I": $C_{1u} = 0$

La sortie de l'air se fait radialement c'est-à-dire: $\beta_2 = 90^\circ$ ou $C_{2u} = U_2$

on en déduit :

$$W_c = U_2 C_{2u} = U_2^2$$

$$\text{d'où } U_2 = W_c^{1/2} = (47,24 \cdot 10^3)^{1/2} = 217 \text{ m/s}$$

$$U_2 = 217 \text{ m/s}$$

$$U_2 = \frac{\omega D_2}{2} \quad \text{avec } \omega = \frac{2 \times 3,14 \times N}{60} \quad N = 20000 \text{ tr/mn}$$

$$\text{d'où l'on tire } D_2: \quad D_2 = \frac{2 U_2}{\omega} = 0,21 \text{ m}$$

$$D_2 = 21 \text{ cm}$$

Determination du diametre D_1 au commencement des aubes:

D_1 est choisi en general de l'ordre de $0,7 D_2$

$$D_1 = 0,7 D_2$$

$$D_1 = 0,7 \cdot 21 = 14,7 \text{ cm}$$

$$D_1 = 14,7 \text{ cm}$$

On deduit la valeur de U_1 :

$$U_1 = \frac{\omega D_1}{2} = \frac{2.3.14.20000.0.147}{2.60} = 154 \text{ m/s}$$

Calcul de D_0 :

$D_0 = D_1$ - quelques millimetres

$$D_0 = 14,7 - 0,5 = 14,2 \text{ cm}$$

$$D_0 = 14,2 \text{ cm}$$

On deduit la valeur de U_0 :

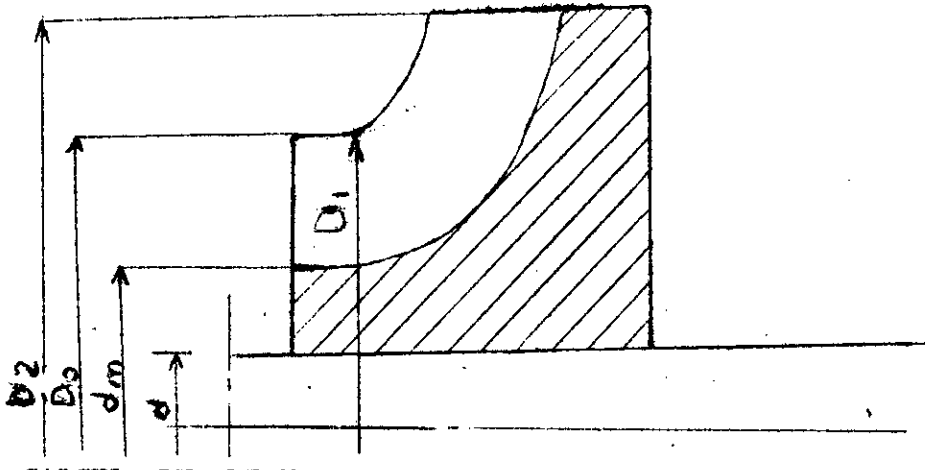
$$U_0 = \frac{\omega D_0}{2} = 149 \text{ m/s}$$

Diametre de l'arbre: d

$$d = 20 \text{ mm}$$

(Voir plus loin calcul de l'arbre)

Shéma de la roue à aubes :



CALCUL DU DIAMETRE DU MOYEU d_m :

Pour des raisons de proportionnalité de la matière donc des dimensions géométriques, on relève d'après l'esquisse du dessin ci-dessus :

$$d_m = 4 \text{ cm}$$

CALCUL DE C_o :

Soit l'équation de continuité :

$$m \dot{a} = \rho C_o S \quad \text{avec } S = \frac{3,14}{4} (d_o^2 - d_m^2) \text{ section de passage de l'air}$$

$$C_o = \frac{\dot{m} \dot{a}}{3,14 (d_o^2 - d_m^2)}$$

$$C_o = \frac{4 \times 1,33}{1,226 \times 3,14 (0,142^2 - 0,04^2)}$$

$$C_o = 74 \text{ m/s}$$

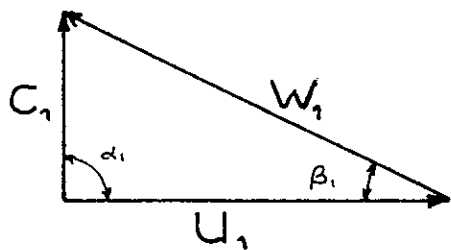
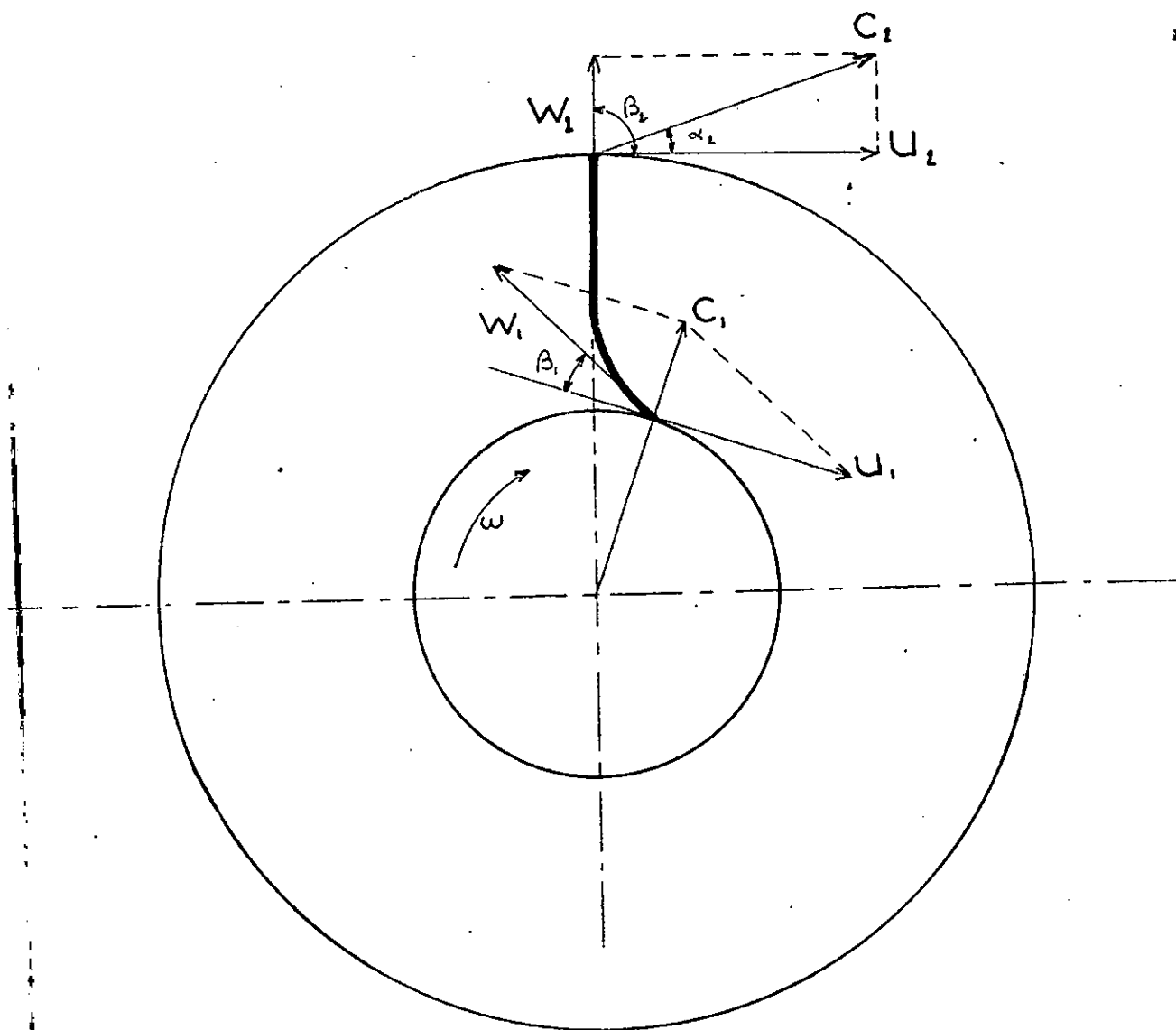
TRACE DU TRIANGLE DES VITESSES A L'ENTREE DES AUBES :

D'après ce qui a été dit précédemment :

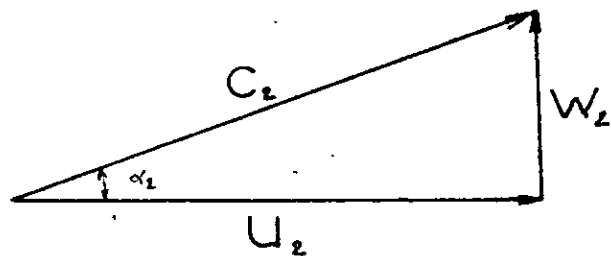
$$C_{Iu} = 0 \rightarrow \alpha_I = 90^\circ$$

De même que nous avons :

$$25^\circ < \beta_I < 60^\circ \quad \text{Soit } \beta_I = 26^\circ$$



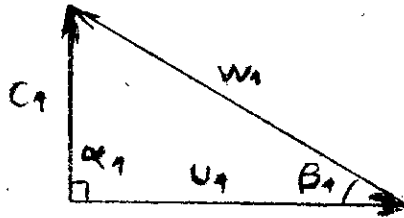
entree de la roue



sortie de la roue

TRIANGLE DES VITESSES

TRACE DU TRIANGLE DES VITESSES /:



CALCUL DE C_I :

$$C_I = U_I \tan \beta_I \quad \text{avec} \quad U_I = \omega r_I$$

$$U_I = \frac{2 \times 3,14 \times N \times d_I}{60 \times 2} = \frac{2 \times 3,14 \times 20000 \times 14,7}{60 \times 2}$$

$$U_I = 154 \text{ m/s}$$

$$C_I = 154 \times \tan 26^\circ = 154 \times 0,487 = 75 \text{ m/s}$$

$$C_I = 75 \text{ m/s}$$

CALCUL DE W_I :

$$W_I = (C_I^2 + U_I^2)^{1/2} = (75^2 + 154^2)^{1/2}$$

$$W_I = 171,3 \text{ m/s}$$

CALCUL DE LA VITESSE DEBITANTE C_{2r} :

On a fait le choix de $\beta_2 = 90^\circ$, la sortie étant radiale

$$C_{2r} = W_2$$

Condition sur C_{2r} :

$$\frac{C_{2r}}{U_2} > \frac{2 \times 3,14}{Z}$$

Donc :

$$C_{2r} > \frac{2 \times 3,14 \times U_2}{Z} = \frac{2 \times 3,14 \times 217}{20}$$

$$C_{2r} > 68,17 \text{ m/s}$$

ON choisit $C_{2r} = W_2 = 75 \text{ m/s}$

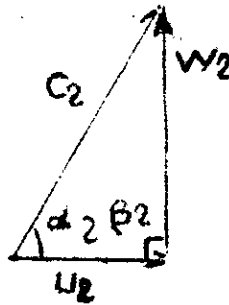
TRACE DU TRIANGLE DES VITESSES A LA SORTIE DE LA ROUE
AU POINT "2"

$$U_2 = 217 \text{ m/s}$$

$$W_2 = 75 \text{ m/s}$$

$$\beta_2 = 90^\circ$$

$$C_{2r} = W_2$$



CALCUL DE C_2 :

$$C_2 = (U_2^2 + W_2^2)^{1/2} = (217^2 + 75^2)^{1/2} = 229 \text{ m/s}$$

$$C_2 = 229 \text{ m/s}$$

CALCUL DES AUBES :

Choix du nombre d'aubes :

Le nombre d'aubes "Z" ne doit pas être très grand, car si on augmente "Z" on augmente en même temps les difficultés d'exécution, notamment au raccordement avec la portion hélicoïdale de la roue, à cause du pas des ailes qui se réduit quand on se rapproche du centre. Néanmoins, les valeurs de "Z" peuvent osciller entre "16" et "30" et même jusqu'à "32". On choisit "Z" = 20 aubes.

$$Z = 20$$

CHOIX DE L'ÉPAISSEUR DE L'AUBE :

Nous choisissons arbitrairement l'épaisseur égale à $e = 2 \text{ mm}$

$$e = 2 \text{ mm}$$

CALCUL DES PAS " t_1 " et " t_2 " :

A l'entrée de la roue :

$$t_1 = \frac{3.14 \times d_1}{Z} = \frac{3.14 \times 14.7}{20} = 2.31 \text{ cm}$$

$$t_1 = 2.31 \text{ cm}$$

A la sortie de la roue :

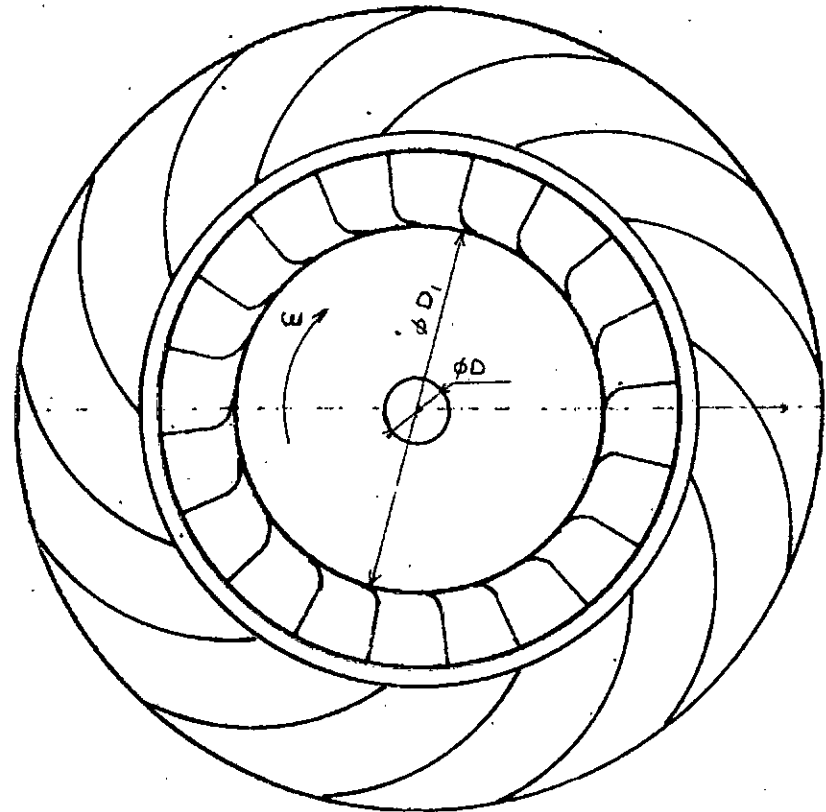
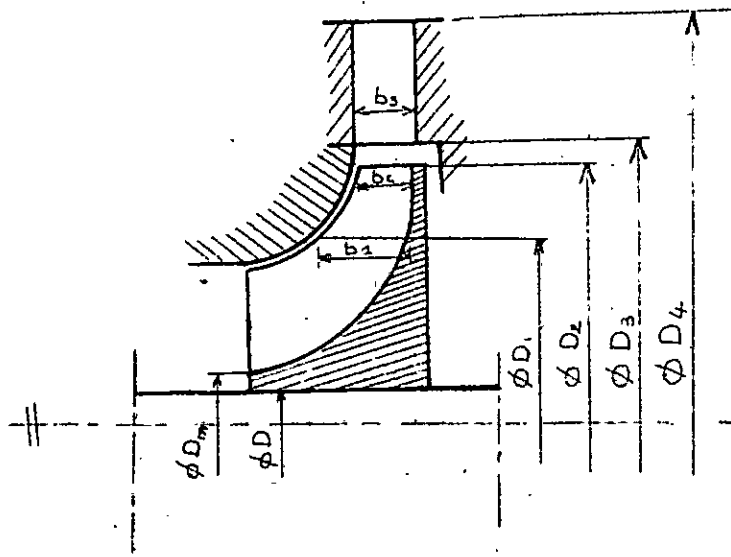
$$t_2 = \frac{3.14 \times d_2}{Z} = \frac{3.14 \times 21}{20} = 3.3 \text{ cm}$$

$$t_2 = 3.3 \text{ cm}$$

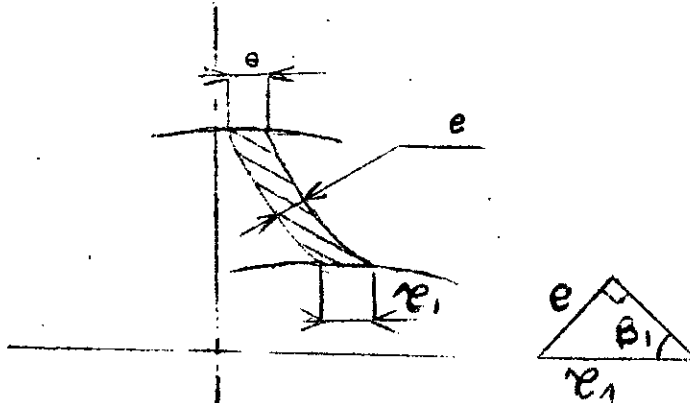
CALCUL DES LARGEURS " b_1 " ET " b_2 " :

$$b_1 = \frac{e}{\sin \beta_1} = \frac{2}{\sin 26^\circ} = 4.56 \text{ mm}$$

$$b_1 = 4.56 \text{ mm}$$



ROUE ET DIFFUSEUR A AILETTES



CALCUL DE b_1 :

Soit l'équation de continuité à l'entrée de la roue en "1" :

$$\dot{m}_a = \rho_I C_{1r} S_1$$

Avec $C_{1r} = C_1 = 75 \text{ m/s}$

$$\rho_I = \rho_e = 1,226 \text{ Kg/m}^3$$

$$S_1 = (3,14 \times d_1^2 - Z_1^2) b_1 \quad \text{Section de passage du fluide}$$

On tire b_1 :

$$b_1 = \frac{\dot{m}_a}{\rho_I \times C_{1r} \times (3,14 \times d_1^2 - Z_1^2)}$$

$$b_1 = 0,039 \text{ m}$$

$$b_1 = 3,9 \text{ cm}$$

CALCUL DE b_2 :

Soit l'équation de continuité à la sortie en "2" :

$$\dot{m}_a = \rho_2 C_{2r} S_2$$

Avec $\rho_2 = \bar{\rho} = \frac{\rho_e + \rho_s}{2} = 1,39 \text{ Kg/m}^3$

$$\rho_e = \frac{P_e}{R T_e} = \frac{1,013 \times 10^5}{287 \times 288} = 1,226 \text{ Kg/m}^3$$

$$\rho_s = \frac{P_s}{R T_s} = \frac{1,5 \times 10^5}{287 \times 334,45} = 1,56 \text{ Kg/m}^3$$

$$C_{2r} = W_2 = 75 \text{ m/s}$$

$$S_2 = (3,14 \times d_2^2 - Z_2^2) b_2 \quad \text{Section de passage de l'air}$$

Donc l'on tire b_2 :

$$b_2 = \frac{\dot{m}_a}{\rho_2 C_{2r} (3,14 \times d_2^2 - Z_2^2)}$$

$$b_2 = 2,06 \text{ cm}$$

chap:V

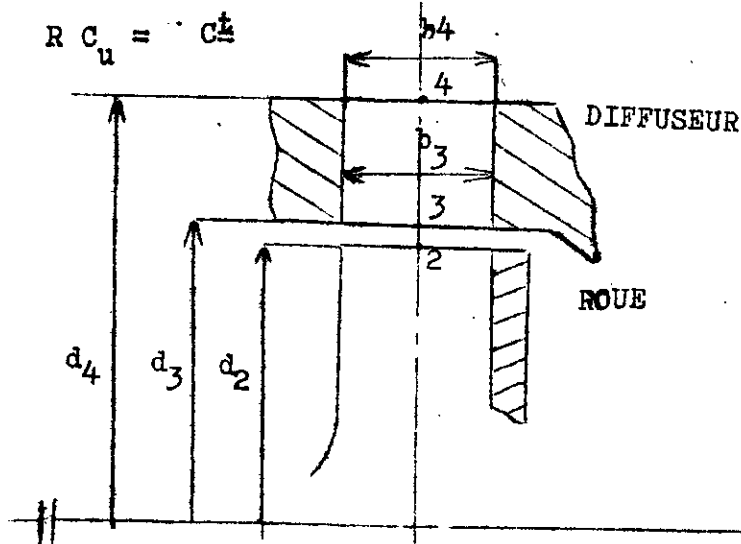
DIFFUSEUR

ROLE:

Le diffuseur a pour rôle de transformer l'énergie cinétique en pression.

L'écoulement du fluide à travers le diffuseur suit la loi :

$$R C_u = c \frac{d}{r}$$



LARGEUR DU DIFFUSEUR :

La largeur du diffuseur est constante tant à l'entrée qu'à la sortie :

$$b_3 = b_4$$

DIRECTION DE LA VITESSE DU FLUIDE À L'ENTRÉE DU DIFFUSEUR

En raison de l'écoulement sans échange d'énergie dans l'espace intermédiaire entre le diffuseur et la sortie de la roue, la direction de la vitesse du fluide est demeurée constante :

Soit donc:

$$c_3 = c_2$$

CALCUL DU DIAMETRE d_3 :

$$d_3 = (1,05 \text{ à } 1,1) d_2$$

$$\text{Soit } d_3 = 1,08 d_2 = 1,08 \times 21 = 22,68 \text{ mm}$$

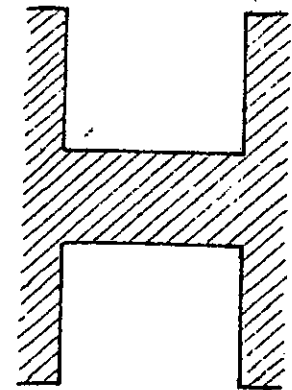
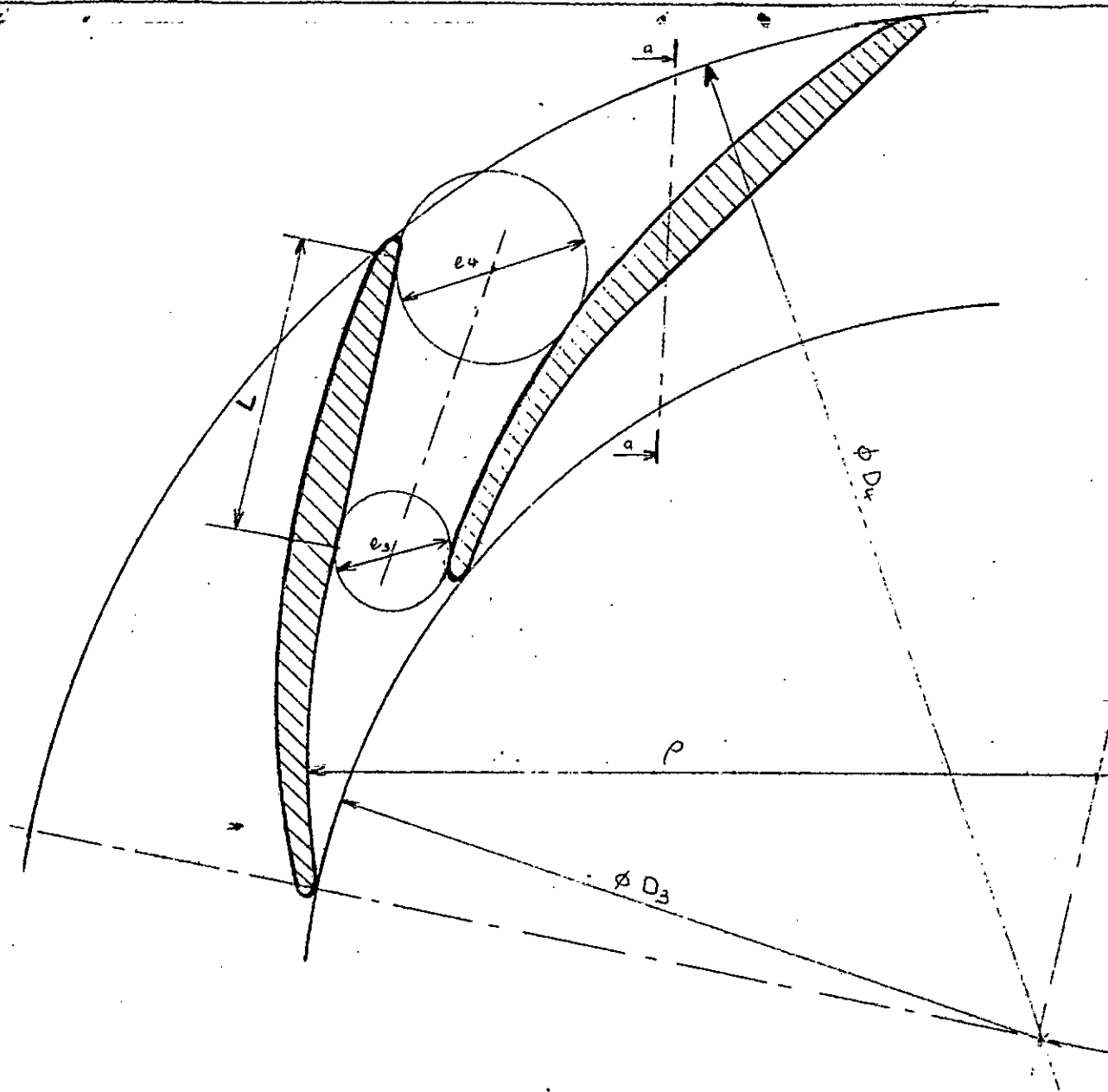
$$d_3 = 22,68 \text{ mm}$$

CALCUL DU DIAMETRE d_4 :

Le diamètre " d_4 " étant généralement choisi comme suit :

$$d_4 = 1,5 d_2 = 1,5 \times 21 = 31,5 \text{ cm}$$

$$d_4 = 31,5 \text{ cm}$$



Coupe a.a

DIFFUSEUR A AILETTES

Echelle : 1

LARGEUR DU DIFFUSEUR A L'ENTREE b_3 :

La largeur " b_3 " est de l'ordre de :

$$b_3 = b_2 \times I_0 I = 2,06 \times 1,1 = 2,27 \text{ cm}$$

$$b_3 = 2,27 \text{ cm}$$

DETERMINATION DE LA CONSTANTE "RC"

$$R C_u = \frac{C_u^2}{2} \text{ Soit alors en "2" :}$$

$$R_2 C_{2u} = \frac{21 \times 10 \times 217}{2} = 22,79 \text{ m/s}$$

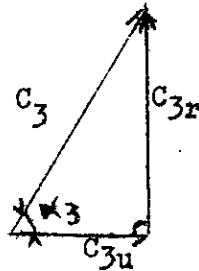
$$R_2 C_{2u} = 22,79 \text{ m}^2 / \text{s}$$

CALCUL DE LA VITESSE " C_3 " A L'ENTREE DU DIFFUSEUR :

La loi $R C_u = C^2$ nous permet d'écrire :

$$C_{3u} = \frac{C_{2u} d_2}{d_3} = \frac{217 \times 21}{22,68}$$

$$C_{3u} = 200,9 \text{ m / s}$$



Comme il a été déjà signalé :

$$\alpha_3 = \alpha_2 = 19^{\circ} 4'$$

$$\text{tg } \alpha_3 = \frac{C_{3r}}{C_{3u}}$$

$$C_{3r} = 200,9 \times \text{tg } 19^{\circ} 4'$$

$$C_{3r} = 69,45 \text{ m / s}$$

D'OU l'on tire C_3 :

$$C_3 = (C_{3u}^2 + C_{3r}^2)^{1/2}$$

$$C_3 = 212,6 \text{ m/s}$$

CALCUL DE ϵ_3 DU DIFFUSEUR A L'ENTREE :

Soit l'équation de continuité :

$$m_a = \rho C_{3r} b_3 (3,14 x d_3 - Z_d \epsilon_3)$$

Avec Z_d = Nbre d'aubes du diffuseur

$$\text{Soit } K = 3,14 x d_3 - Z_d \epsilon_3$$

$$\text{D'OU } K = \frac{m_a}{\rho C_{3r} b_3} = \frac{1,33 x 0,95}{1,393 x 69,45 x 0,0227}$$
$$K = 0,573$$

$$\text{On tire : } Z_d \epsilon_3 = -K + 3,14 x d_3$$

$$Z_d \epsilon_3 = -0,573 + 3,14 x 0,2268 = 0,137$$

$$Z_d \epsilon_3 = 0,137$$

Le nombre d'ailes du diffuseur est en général compris entre " II " et " 15 " .

Il doit être choisi tel qu'il n'ait pas de facteur commun avec le nombre d'ailes de la roue Z_r

$$Z_r = 20 \text{ SOIT ALORS } Z_d = 13$$

$$Z_d = 13$$

$$\text{On obtient donc : } \epsilon_3 = \frac{0,137}{Z_d} = \frac{0,137}{13}$$

$$\epsilon_3 = 1,05 \text{ cm}$$

CALCUL DE α'_3 : ANGLE DE L'AILETTE A L'ENTREE DU DIFFUSEUR /:

En général :

$$\alpha'_3 = \alpha_2 + 2^\circ$$

$$\alpha'_3 = 19^\circ 4' + 2^\circ$$

$$\alpha'_3 = 21^\circ$$

CALCUL DE L'EPAISSEUR DE L'AILETTE DU DIFFUSEUR :

$$e = \epsilon_3 \sin \alpha'_3$$

$$e = 1,05 \sin 21^\circ$$

$$e = 3,8 \text{ cm}$$

PAS DES AUBES DU DIFFUSEUR :

On définit le pas comme étant :

A l'entrée au point "3" on a :

$$t_3 = \frac{3,14 \times d_3}{I_3} = \frac{3,14 \times 22,68}{I_3} = 5,48$$

$$t_3 = 5,48 \text{ cm}$$

A la sortie au point "4" on a :

$$t_4 = \frac{3,14 \times d_4}{I_3} = \frac{3,14 \times 31,5}{I_3} = 7,61$$

$$t_4 = 7,61 \text{ cm}$$

CALCUL DE LA VITESSE MOYENNE AU COL DU DIFFUSEUR :

On admet une vitesse moyenne au col comprise entre (0,75 et 0,85) C_3 :

$$C_3 = 0,8 C_3 = 0,8 \times 212,6 = 170,1 \text{ m/s}$$

$$C_3 = 170,1 \text{ m/s}$$

CALCUL DE e_3 : VOIR DESSIN :

Soit l'équation de continuité :

$$m_a = C_3 \cdot Z_3 \cdot \rho \cdot e_3 \cdot b_3$$

$$e_3 = \frac{m_a}{C_3 \cdot \rho \cdot Z_3 \cdot b_3} = \frac{1,33}{170,1 \times 1,39 \times 13 \times 0,0227}$$

$$e_3 = 1,81 \text{ cm}$$

CALCUL DE e_4 : VOIR DESSIN :

$$\text{Soit } \alpha = 5^\circ$$

$$L = 5 \text{ cm}$$

$$\text{tg } \alpha = \frac{a}{L}$$

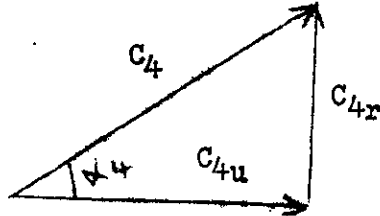
$$e_4 = e_3 + 2a = e_3 + 2L \text{tg } \alpha$$

$$e_4 = 1,81 + 2 \times 5 \times \text{tg } 5^\circ = 2,68 \text{ cm}$$

$$e_4 = 2,68 \text{ cm}$$

TRIANGLE DES VITESSES A LA SORTIE DU DIFFUSEUR :

Calcul de C_{4u} :



On a :

$$r_4 C_{4u} = 22,79 \cdot m^2 / s$$

$$C_{4u} = \frac{22,79 \times 2}{0,315} = 144,7 \text{ m/s}$$

$$C_{4u} = 144,7 \text{ m/s}$$

CALCUL DE C_{4r} :

Soit l'équation de continuité :

$$\dot{m} = C_{4r} \rho b_3 (3,14 r_4 d_4 - Z d_4)$$

avec $e_4 = 12 \text{ mm}$: épaisseur de l'aube

projetée suivant la tangente
au cercle de diamètre d_4

$$C_{4r} = \frac{\dot{m}}{b_3 (3,14 r_4 d_4 - Z d_4)}$$

$$C_{4r} = \frac{1,33 \times 0,95}{1,393 \times 0,0227 (3,14 \times 0,315 \times 0,012)}$$

$$C_{4r} = 47,9 \text{ m/s}$$

CALCUL DE α_4 :

$$\text{tg } \alpha_4 = \frac{C_{4r}}{C_{4u}} = \frac{47,9}{144,7} = 0,33$$

$$\alpha_4 = 18^\circ 19'$$

CALCUL DE C_4 :

$$C_4 = \frac{C_{4r}}{\sin \alpha_4} = 152 \text{ m/s}$$

$$C_4 = 152 \text{ m/s}$$

A) CALCUL RELATIF A LA VOLUTE

L'écoulement du fluide à la sortie du diffuseur suit l'équation de la spirale logarithmique .

$$r C_u = C^t$$

La section de la volute étant choisie circulaire :

TRACE DE LA VOLUTE : (voir schéma.)

Pour faire le tracé de la volute , nous procédons de la manière suivante :

Nous divisons la spirale logarithmique en huit :

La section de passage "1" est traversée par 1/8 du débit

La section " 2 " " " 2/8

du débit

" " " " 3 " " 3/8

" " " " 4 " " 1/2

⋮

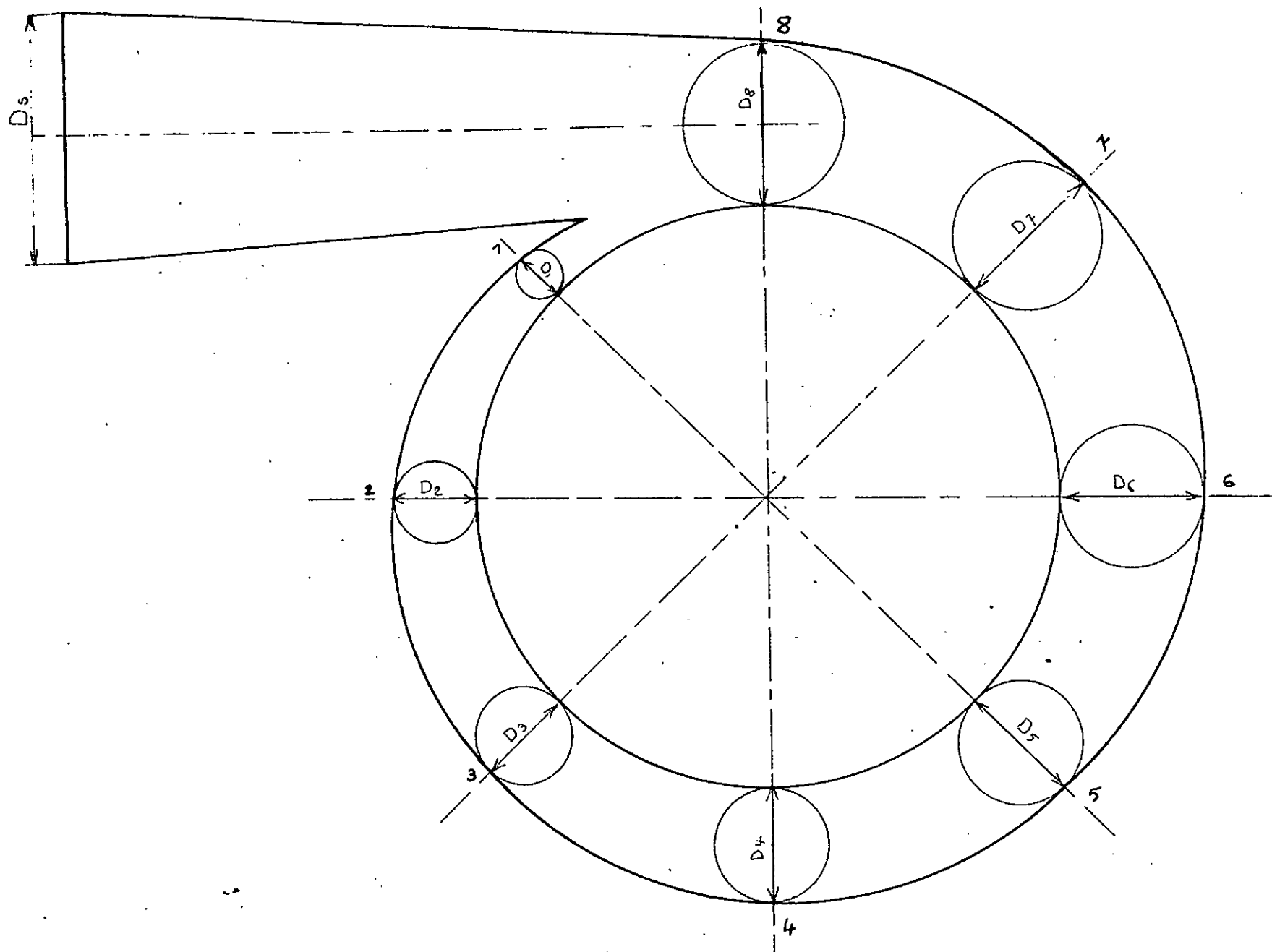
La section " 8 " " " par la totalité du débit :

CALCUL DES DIFFERENTES SECTIONS ET DES DIAMETRES CORRESPONDANTS :

L'équation de continuité s'écrit :

$$S_n = \frac{m \cdot a \cdot n}{\bar{p} C_{4u} \times 8} = \frac{1,33 \times 0,95 \times n}{1,398 \times 144,7 \times 8}$$

$$S_n = \frac{n \times 7,84 \times 10^{-4}}{n = 1 \dots 8} \text{ m}^2$$



Echelle : 1/3.

VOLUTE

$$S_1 = 7.84 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$D_1 = \left(\frac{4S_1}{3.14} \right)^{1/2} = 3.15 \times 10^{-2} \text{ m}$$

$$S_2 = 1.567 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$D_2 = 4.46 \times 10^{-2} \text{ m}$$

$$S_3 = 2.35 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$D_3 = 5.47 \times 10^{-2} \text{ m}$$

$$S_4 = 3.13 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$D_4 = 6.317 \times 10^{-2} \text{ m}$$

$$S_5 = 3.91 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$D_5 = 7.06 \times 10^{-2} \text{ m}$$

$$S_6 = 4.7 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$D_6 = 7.73 \times 10^{-2} \text{ m}$$

$$S_7 = 5.48 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

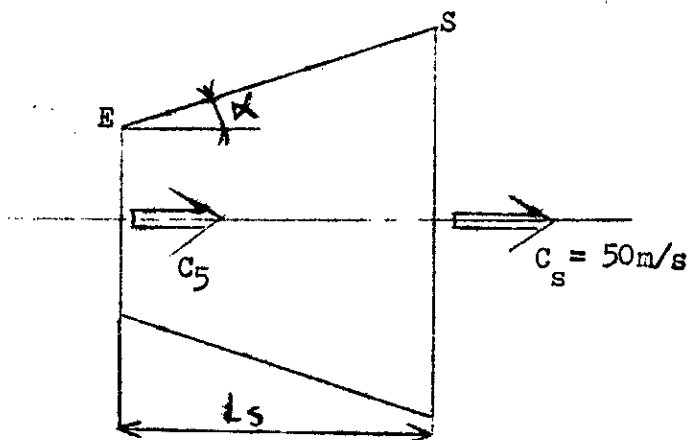
$$D_7 = 8.35 \times 10^{-2} \text{ m}$$

$$S_8 = 6.26 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$D_8 = 8.93 \times 10^{-2} \text{ m}$$

$$S_8 = 6.26 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

E) CALCUL DU CONE DIFFUSEUR



$$C_5 = C_{4u} = 144,7 \text{ m/s}$$

CALCUL DU DIAMETRE DE SORTIE DU DIVERGENT :

Soit l'équation de continuité :

$$\dot{m}_a = \rho_s C_s S_s$$

$$\dot{m}_a = \rho_s C_s \times 3,14 \times \frac{D_s^2}{4}$$

D'OU :

$$D_s = \frac{(4 \times \dot{m}_a)^{1/2}}{\rho_s C_s \times 3,14} = \frac{(4 \times 1,33 \times 0,95)^{1/2}}{1,56 \times 50 \times 3,14}$$

$$D_s = 14,3 \text{ cm}$$

CALCUL DE LA LONGUEUR "L_s" DU DIVERGENT :

$$\text{On a } \text{tg} \alpha = \frac{D_s - D_8}{2L_s}$$

avec : $\alpha = 4^\circ$ pour éviter le décollement

On tire L_s :

$$L_s = \frac{D_s - D_8}{2 \text{tg} \alpha} = \frac{14,3 - 8,93}{2 \text{tg} 4^\circ}$$

$$L_s = 38,4 \text{ cm}$$

c) CALCUL DU CONVERGENT D'ENTREE

Soit l'équation de continuité :

A l'entrée du convergent " e " :

$$\dot{m}_a = \rho_e C_e S_e$$

avec $\rho_e = 1,226 \text{ Kg/m}^3$

$$C_e = 30 \text{ m/s}$$

$$\begin{aligned} \text{D'OU } S_e &= \frac{\dot{m}_a}{\rho_e C_e} = \frac{1,33}{1,226 \times 30} \\ S_e &= 0,0362 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Chap:VII CALCUL DES PRESSIONS

(sans tenir compte des pertes de charge)

Variation de pression entre l'entrée et l'ouïe de la roue

Relation de Bernoulli entre "e" et "o"

$$\frac{P_e}{\rho_e} + \frac{c_e^2}{2} = \frac{P_o}{\rho_o} + \frac{c_o^2}{2}$$

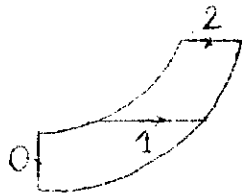
$$\Delta P = P_e - P_o = \left(\frac{c_o^2 + c_e^2}{2} \right)$$

$$\Delta P = \left(\frac{83^2 - 30^2}{2} \right) \cdot 1,226 = 3671 \text{ N/m}^2$$

$$P_o = P_e - P = (1,013 - 0,03671) \cdot 10^5$$

$$P_o = 0,976 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2 \quad (\text{Depression})$$

Variation de pression entre l'ouïe (o) et l'entrée des aubes (1)



$$\frac{P_o}{\rho_o} + \frac{c_o^2}{2} = \frac{P_1}{\rho_1} + \frac{c_1^2}{2}$$

$$\Delta P = P_o - P_1 = \left(\frac{c_1^2 - c_o^2}{2} \right)$$

$$= \left(\frac{75^2 - 83^2}{2} \right) 1,226 = -774,8 \text{ N/m}^2$$

$$P_1 = P_o + 774,8$$

$$P_1 = 0,976 \cdot 10^5 + 0,00774 \cdot 10^5 = 0,983 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$$

$$P_1 = 0,983 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2 \quad (\text{depression})$$

Augmentation de pression dans la roue :

Equation d'Euler appliquée aux radiales :

on suppose le fluide incompressible . Masse volumique $\rho = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2}$

$$\frac{P_2 - P_1}{\bar{\rho}} = \frac{1}{2} (W_1^2 - W_2^2) + \frac{1}{2} (U_2^2 - U_1^2)$$

$$\Delta P = P_2 - P_1 = \frac{1,393}{2} (171,3^2 - 75^2 + 217^2 - 154^2)$$

$$\Delta P = 0,328 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$$

$$P_2 = P_1 + \Delta P = (0,983 + 0,328) \cdot 10^5 = 1,31 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$$

$$P_2 = 1,31 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$$

Augmentation de pression dans le diffuseur

$$\Delta P = P_4 - P_2 = \frac{\bar{\rho}}{2} (c_2^2 - c_4^2)$$

$$\Delta P = \frac{1,393}{2} (212,9^2 - 152,4^2) = 0,154 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$$

$$P_4 = P_2 + \Delta P$$

$$P_4 = (1,31 + 0,154) \cdot 10^5 = 1,46 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$$

$$P_4 = 1,46 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$$

Augmentation de pression dans la volute :

$$\Delta P = P_5 - P_4 = \frac{1}{2} \bar{\rho} (c_4^2 - c_5^2)$$

$$\text{avec } \bar{\rho} = \frac{1,393 + 1,56}{2} = 1,48 \text{ Kg/m}^3$$

$$P_5 - P_4 = \frac{1,48}{2} (152,4^2 - 144,7^2) = 0,0169 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$$

d'où pression à la sortie de la volute $P_5 = P_4 + \Delta P$

$$P_5 = (1,46 + 0,0169) \cdot 10^5 = 1,476 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$$

$$P_5 = 1,476 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$$

Augmentation de pression dans le divergent de sortie:

Soient: P_s = pression à la sortie du divergent

c_s = vitesse à la sortie du divergent (prise égale à 50 m/s)

$$\Delta P = P_s - P_5 = \frac{\bar{\rho}}{2} (c_5^2 - c_s^2)$$

$$\bar{\rho} = \frac{1,56 + 1,48}{2} = 1,52 \text{ Kg/m}^3$$

$$P_s - P_5 = \frac{1,52}{2} (144,7^2 - 50^2) = 0,14 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$$

$$\text{d'où } P_s = (1,47 + 0,14) \cdot 10^5 = 1,61 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$$

Donc la pression de l'air à la sortie du compresseur (en ne tenant pas compte des pertes de charge) est :

$$P_s = 1,61 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$$

CALCUL DES PERTES

A) Pertes hydrauliques:

elles comprennent:

- Les pertes par frottement du fluide dans les canaux pendant son passage dans la machine .
- Les pertes par chocs, tourbillons et décollement qui n'existent qu'en dehors du régime d'adaptation

Ces pertes diminuent la hauteur d'élevation et sont exprimées par le rendement hydraulique η_h

1) Pertes de charge dans la roue:

elles s'écrivent sous la forme:
$$h_r = \frac{1 \cdot \lambda \cdot 2 \left(\frac{e_r + b_r}{e_r \cdot b_r} \right) \cdot l_r \cdot w^2}{4 \cdot 2 \cdot g}$$

avec
$$e_r = \frac{e_1 + e_2}{2}$$

$$b_r = \frac{b_1 + b_2}{2}$$

$$w = \frac{w_1 + w_2}{2}$$



Application:
$$b_r = \frac{3,9 + 2,02}{2} = 2,98 \text{ cm}$$

$$e_r = \frac{1,01 + 3,3}{2} = 2,16 \text{ cm}$$

$$w = \frac{171,3 + 75}{2} = 123,15 \text{ m/s}$$

$$l_r = 3,5 \text{ cm (longueur d'une aile)}$$

calcul de λ :

$$\text{Nombre de Reynolds : } R_e = \frac{V \cdot b}{\nu} = \frac{123,15 \cdot 0,0298}{1,6 \cdot 10^{-5}} = 2,3 \cdot 10^5$$

$$\lambda = 0,3164 \cdot \text{Re}^{-0,25} = 0,015$$

$$\text{d'où: } h_r = \frac{1}{4} \cdot 0,015 \cdot 2 \cdot \frac{(2,98+2,16) \cdot 3,5}{2,98 \cdot 2,16} \cdot \frac{123,15^2}{2 \cdot 9,81} = 16,2 \text{ m}$$

$$h_r = 16,2 \text{ m}$$

2) Pertes de charges dans le diffuseur :

$$\text{elles sont données par la relation : } h_d = \frac{1}{4} \cdot \lambda \cdot 2 \cdot \left(\frac{e_d + e_4}{e_d \cdot b_d} \right) \cdot l_d \cdot \frac{c^2}{2g}$$

$$\text{avec : } e_d = \frac{e_3 + e_4}{2} = \frac{1,81 + 2,74}{2} = 2,28 \text{ cm}$$

$$b_d = \frac{b_3 + b_4}{2} = 2,27 \text{ cm}$$

$$c = \frac{c_3 + c_4}{2} = \frac{212,6 + 152,4}{2} = 182,5 \text{ m/s}$$

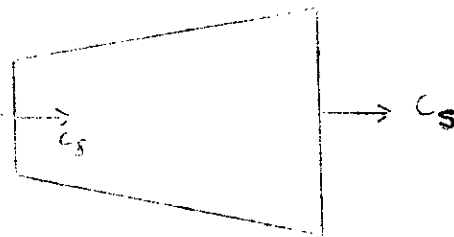
$$l_d = 11,5 \text{ cm}$$

$$\lambda = 0,3164 \text{ Re}^{-0,25} = 0,014$$

$$h_d = \frac{1}{4} \cdot 0,014 \cdot \frac{(2,28 + 2,27)}{2,28 \cdot 2,25} \cdot \frac{11,5 \cdot 182,5^2}{9,81} = 120 \text{ m}$$

$$h_d = 120 \text{ m}$$

3) Pertes de charge dans le divergent



$$E = \frac{\lambda \cdot L_s}{D_m} \cdot \frac{V^2}{2g}$$

$$\lambda_v = 0,85 \cdot \lambda$$

L_s = longueur du cone diffuseur

D_m = diametre du cone

V_m = vitesse dans la section moyenne du diffuseur

λ = coefficient de frottement

$$L_s = 0,384 \text{ m}$$

$$D_m = \frac{D_e + D_s}{2} = 0,116 \text{ m}$$

$$V_m = \frac{\dot{m}_a}{\rho \cdot S_m} = 81 \text{ m/s}$$

$$\lambda = 0,02 \quad \lambda_v = 0,85 \cdot 0,02 = 0,017$$

$$\text{d'où } \therefore E = \frac{0,017 \cdot 0,384 \cdot (81)^2}{0,116 \cdot 2 \cdot 9,81} = 18,7 \text{ m}$$

pertes dans le divergent = 18,7 m

4) Pertes de charge dans la volute :

elles s'ecrivent sous la forme : $h_v = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{c^2}{2 \cdot g}$

$$\text{où : } d = \text{diametre moyen} = \frac{D_e + D_s}{2} = 4,46 \text{ cm}$$

$$c = \frac{c_e + c_s}{2} = 148,5 \text{ m/s}$$

$$l = (31,5 + 4,46) = 112,9 \text{ cm}$$

$$Re = \frac{cd}{\nu} = 3,58 \cdot 10^5 \Rightarrow \lambda = 0,018$$

$$h_v = 0,018 \cdot \frac{112,9 \cdot (148,5)^2}{4,46 \cdot 2 \cdot 9,81} = 513 \text{ m}$$

pertes dans la volute = 513 m

5) Pertes entre la sortie de la roue et l'entrée du diffuseur (pertes

singulieres)

$$h = \xi \cdot \frac{c_2^2}{2g}$$

$$\xi = \left(1 - \frac{S_{\text{eff}2}}{S_{\text{eff}3}} \right)^2$$

$$S_{\text{eff}2} = D_2 \cdot b_2 - Zr \cdot 2b_2 = 0,0127 \text{ m}^2$$

$$S_{\text{eff}3} = D_3 \cdot b_3 - Zr \cdot 2b_2 = 0,0137 \text{ m}^2$$

$$\frac{S_{\text{eff}2}}{S_{\text{eff}3}} = 0,971 \quad \xi = 8,4 \cdot 10^{-4}$$

$$h = \frac{8,4 \cdot 10^{-4} \cdot 229^2}{2 \cdot 9,81} = 2,2 \text{ m}$$

$$\text{pertes singulieres} = 2,2 \text{ m}$$

Calcul des chutes de pression correspondantes:

a) Diminution de pression dans la roue:

la perte de charge étant: $h_r = 16,2 \text{ m}$

$$\text{d'où la chute de pression } \Delta P_r = \rho g \cdot h_r = 1,393 \cdot 9,81 \cdot 16,2 = 221,4 \text{ N/m}^2$$

$$\Delta P_r = 221,4 \text{ N/m}^2$$

b) Chute de pression dans le diffuseur:

perte de charge : $h_d = 120 \text{ m}$

$$\text{chute de pression : } \Delta P_d = 120 \cdot 1,393 \cdot 9,81 = 1640 \text{ N/m}^2$$

c) Chute de pression dans la volute:

pertes de charge = 513 m

$$\text{chute de pression : } \Delta P_v = 1,393 \cdot 9,81 \cdot 513 = 7010 \text{ N/m}^2$$

d) Chute de pression ^{dans} le divergent :

pertes de charge = 18,7 m

$$\text{chute de pression : } \Delta P_{\text{div}} = 272 \text{ N/m}^2$$

e) Chute de pression dans le convergent d'entrée:

pertes de charge estimées à 18m

$$\text{chute de pression : } \Delta P_c = 246 \text{ N/m}^2$$

Chute de pression totale:

$$\Delta P_{\text{totale}} = \sum P_i = 9389 \text{ N/m}^2$$

Calcul de la pression réelle de sortie:

$$\begin{aligned} P_{rs} &= P_B - \Delta P \\ &= 1,61 \cdot 10^5 - 9389 = 1,51 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2 \end{aligned}$$

Rendement hydraulique:

$$\eta_h = \frac{H}{H_t} = \frac{H}{H_t + \text{pertes}}$$

où:

H = hauteur effective

H_t = hauteur totale

$$H_t = 4815 \text{ m}$$

$$\text{pertes} = 688 \text{ m}$$

$$H = 4815 - 688 = 4126 \text{ m}$$

$$\text{d'où le rendement hydraulique : } \eta_h = \frac{4126}{4815} = 0,86$$

B) PERTES MECANIKES

Les pertes mécaniques représentent le travail absorbé par le frottement des paliers et par le frottement des disques .

Les pertes par frottement des disques , bien que d'origine hydraulique sont classées dans les pertes mécaniques, du fait qu'elles ne dépendent pas du travail interne de la roue et ne provoquent pas de pertes de charge.

On exprime les pertes mécaniques au moyen du rendement mécanique η_m

a)-Puissance perdue par frottement des disques

$$P' = 562 \text{ W}$$

b)-Puissance perdue dans les paliers: estimée à 1% de la puissance totale

c)-Puissance totale perdue:

$$P_m = 562 + \frac{1}{100} \cdot 47235 = 1034 \text{ W}$$

Rendement mécanique:

$$\eta_m = \frac{47235}{47235 + 1034} = 0,98$$

c) PERTES PAR FROTTEMENT DES FLASQUES

Les ^{perdes} d'energie causées par le frottement du disque de la roue sur le fluide ne constituent pas une perte de transformation d'energie et sont independantes du travail utile de la roue .

L'ensemble des pertes hydrauliques et des pertes par frottement de flasques constitue les pertes internes .

On les exprime au moyen du rendement interne η_i

Calcul de la puissance absorbée par les frottements :

Pour une roue à un seul flasque elle vaut :

$$P_f^i = \frac{1}{2} C \cdot \rho_0^3 \cdot D_2^2 \cdot (1 + \frac{5 \cdot h^2}{D_2}) \quad (\text{Ch})$$

pour l'air $C = 2 \cdot 10^{-6}$

En tenant compte de la densité de l'air car le coefficient de frottement varie dans le même sens que la densité, la puissance absorbée devient:

$$P_f = P_f^i \cdot \frac{\bar{\rho}}{\rho_0}$$

$$\bar{\rho} = 1,393 \text{ Kg/m}^3, \quad \rho_0 = 1,226 \text{ Kg/m}^3$$

$$P_f = \frac{1,393 \cdot 1,2 \cdot 10^{-6} \cdot (217^2) \cdot (0,21^2) (1 + \frac{5 \cdot 2,06}{21})}{1,226 \cdot 2}$$

$$P_f = 562 \text{ W}$$

Rendement interne:

$$\eta_i = \frac{\dot{m}_a \cdot H}{\dot{m}_a \cdot (H + h) + P_f}$$

h = pertes hydrauliques

$$\eta_i = \frac{1,33 \cdot 1,393 \cdot 9,81 \cdot 4126}{1,33 \cdot 1,393 \cdot 9,81 \cdot (4126 + 688) + 562} = 0,85$$

$$\eta_i = 0,85$$

D) PERTES PAR FUITES

La perte par fuite est la perte de débit au travers les jeux de fonctionnement entre le rotor et les parties fixes de la machine.

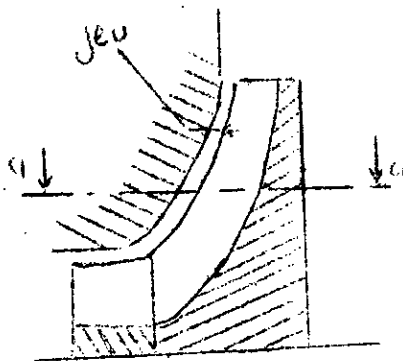
Dans une roue ouverte (notre cas) les fuites internes se produisent dans le jeu entre l'extrémité des ailes et le corps de la machine.

La section de fuite est : $S = z.l.b$

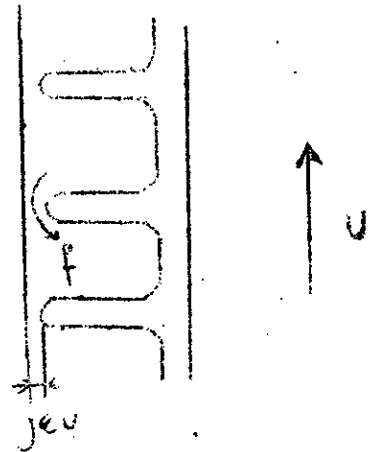
où z = nombre d'ailes

l = longueur de l'aile

b = le jeu



Coupe a. a



Le débit de fuite est calculé par la relation:

$$\dot{m}_f = \alpha \cdot S \cdot \sqrt{2g \frac{\Delta P_j}{\omega}}$$

avec : α = Coefficient de débit qui tient compte de la contraction et du frottement

S = section de fuite

ΔP_j = la différence des pressions entre les 2 faces de l'aile

ΔP_j est donné par la relation de JOUKOWSKY:

$$P_j = w_{\infty} \frac{\rho \cdot \bar{w}}{g} \frac{D_2 \cdot C_{2u}}{z \cdot l}$$

la vitesse w_{∞} résulte de la composition de w_1 et w_2

$$\vec{w}_{\infty} = \frac{\vec{w}_1 + \vec{w}_2}{2}$$

lorsque $C_{1r} = C_{2r}$

$$w_{\infty} = \sqrt{\left[\frac{w_1 + w_2 - (w_1 + w_2)}{2} \right]^2 + C_{2r}^2}$$

$$C_{1u} = 0$$

$$C_{2u} = U_2 \Rightarrow w_{\infty} = \sqrt{\left(\frac{U_1}{2} \right)^2 + C_{2r}^2}$$

$$w_{\infty} = \sqrt{\left(\frac{149}{2} \right)^2 + 75^2} = 106 \text{ m/s}$$

$$\Delta P_j = \frac{106 \cdot 1,393 \cdot 0,21 \cdot 217}{20,4 \cdot 45 \cdot 10} = 23684 \text{ N/m}^2$$

$$\frac{\Delta P_j}{\omega} = 1733 \text{ m}$$

- Section de fuite :

$$S = z \cdot l \cdot b = 20,4 \cdot 45 \cdot 0,06 = 5,34 \text{ cm}^2$$

- Calcul de α :

$$\alpha = \frac{1}{\sqrt{\frac{\Delta \cdot l}{2b} + 1,5 + 1,3z}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{0,02 \cdot 2}{2 \cdot 0,6} + 1,5 + 1,3 \cdot 1}}$$

$$\alpha = 0,59$$

$$\text{d'où : } \dot{m}_p = 0,59 \cdot 5,34 \cdot 10^{-4} \cdot 2 \cdot 9,81 \cdot 1733 = 0,058 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\dot{m}_p = 0,08 \text{ Kg/s}$$

E) FUITES EXTERNES

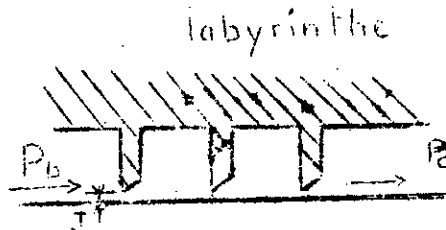
(aux garnitures)

Pour diminuer ces fuites on utilise des labyrinthes.

D'après Stodola, le poids de gaz passant par une garniture à labyrinthes est égal à :

$$\dot{m}_F = S_1 \cdot \frac{\rho \sqrt{P_b^2 - P_a^2}}{Z \cdot \sqrt{\rho \cdot v_b}} \quad \text{en Kg/s}$$

avec $\frac{1}{\sqrt{\rho \cdot v_b}} = \sqrt{\rho}$



S_1 = section de passage

P_a et P_b = pressions des 2 côtés du labyrinthe (en Kg/m^2)

Z = nombre de chambres de détente

-calcul de P_b :

Par suite de la rotation du fluide la pression pres de la garniture est

$$P_b = P_a - \Delta P_w$$

$$\Delta P_w = \rho \cdot g \cdot \Delta h_w$$

$$\text{avec } \Delta h_w = \frac{1}{2g} \left(\frac{3 \cdot U_2^2}{4} + \frac{1 \cdot U_0^2}{4} - (U_2 - C_{2u})^2 \right)$$

$$U_2 = C_{2u} \Rightarrow \Delta h_w = \frac{1}{2g} \left(\frac{3 \cdot U_2^2}{4} + \frac{1 \cdot U_0^2}{4} \right)$$

A.N: $\Delta h_w = 2083 \text{ m}$

$$\Delta P_w = 1,393 \cdot 9,81 \cdot 2083 = 28454 \text{ N/m}^2 = 0,284 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$$

$$P_b = P_2 - \Delta P_w = (1,31 - 0,284) \cdot 10^5 = 1,03 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$$

$$P_b = 1,05 \cdot 10^4 \text{ Kg/m}^2$$

-calcul de la section de passage:

$$\text{jeu} = 0,3 \text{ à } 0,5 \text{ mm} \quad \text{soit } j = 0,4 \text{ mm}$$

$$S_j = (6,04^2 - 6^2) \cdot 10^{-4} = 1,51 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

- P_a = pression atmospherique exprimée en Kg/m^2

$$= \frac{1,013}{9,81} \cdot 10^5 = 1,03 \cdot 10^4 \text{ Kg/m}^2$$

on en deduit le debit de fuite: $\dot{m}_f = 0,005 \text{ Kg/s}$

Debit total de fuite:

$$\dot{m}_f = \dot{m}_f'' + \dot{m}_f' = 0,08 + 0,005 = 0,085 \text{ Kg/s}$$

Rendement volumetrique:

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_a + \dot{m}_f} = \frac{1,26}{1,26 + 0,005} = 0,94$$

$$\boxed{\eta_v = 0,94}$$

F) RENDEMENT GLOBAL

$$\eta_g = \eta_m \cdot \eta_v \cdot \eta_h$$

$$\eta_g = 0,98 \cdot 0,94 \cdot 0,86 = 0,79$$

$$\eta_g = 0,79$$

CALCUL DES PUISSANCES

* Puissance utile:

$$P_u = \frac{\dot{m} \cdot g \cdot H}{1000} = \frac{1,26 \cdot 9,81 \cdot 4126}{1000} = 51 \text{ KW}$$

$$P_u = 51 \text{ KW}$$

* Puissance totale (absorbée par le compresseur)

$$P_t = \frac{P_u}{\eta_g} = \frac{51}{0,79} = 64,56 \text{ KW}$$

$$P_t = 64,56 \text{ KW}$$

COEFFICIENTS DE RALENTISSEMENT

* Coefficient de ralentissement du diffuseur :

$$c_d = \frac{c_3}{c_4} = \frac{212,6}{152,4} = 1,40$$

* Coefficient de ralentissement de la volute :

$$c_v = \frac{c_4}{c_8} = \frac{152,4}{144,7} = 1,05$$

* Coefficient de ralentissement du divergent de sortie :

$$c_{div} = \frac{c_8}{c_s} = \frac{144,7}{50} = 2,89$$

* Coefficient total de ralentissement :

$$c_t = \frac{c_3}{c_s} = c_d \cdot c_v \cdot c_{div}$$

$$c_t = 1,4 \cdot 1,05 \cdot 2,89 = 4,25$$

$$c_t = 4,25$$

DEGRE DE REACTION DU COMPRESSEUR ϵ

C'est le rapport de la charge statique H_{st} à la charge totale

charge totale = charge statique + charge dynamique

$$H_t = H_{st} + H_{dyn}$$

$$\text{---charge statique} = \frac{W_1^2 - W_2^2}{2g} \quad \text{en m de fluide}$$

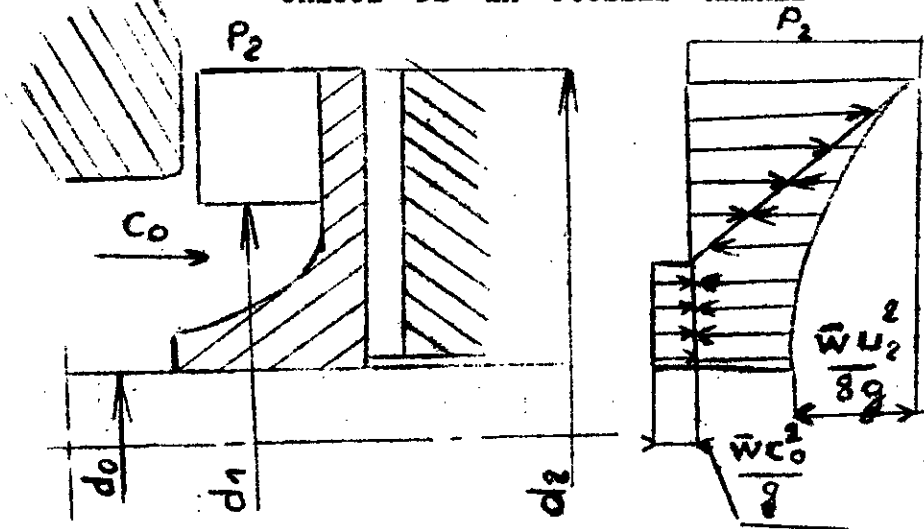
$$\text{---charge dynamique} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}$$

$$\epsilon = \frac{W_1^2 - W_2^2}{c_2^2 - c_1^2 + W_1^2 - W_2^2}$$

$$\epsilon = \frac{171^2 - 75^2}{229^2 - 75^2 + 171^2 - 75^2} = 0,34$$

$$\epsilon = 34 \%$$

CALCUL DE LA POUSSEE AXIALE



La poussée axiale résultante est dirigée vers l'ouïe de la roue . Elle est donnée par la relation :

$$P_a = \frac{3,14}{4} \times \frac{P_2}{3} (d_2^2 + d_1^2 + d_2 d_1) - \frac{d_2^2}{16} \frac{U_2^2}{3,14/4} - 3,14/4 \times (d_1^2 - d_0^2) \frac{C_0^2}{8g}$$

APPLICATION :

$$P_a = \frac{3,14}{4} \left[\frac{1,3 \cdot 10^5}{3} (0,21^2 + 0,147^2 + 0,21 \times 0,147) - (0,21^2 - 0,04^2) \cdot 1,393 \times 83^2 - \frac{0,21^2 \times 1,393 \times 217^2}{16} \right]$$

$$P_a = 2825 \text{ N}$$

Il y'a donc lieu de prévoir une butée qui encaissera la poussée axiale .

20 Partie

ETUDE DE LA TURBINE

La fixation des caractéristiques d'une turbine et son dimensionnement repose toujours sur les résultats d'essais et d'analyse de fonctionnement de turbines déjà existantes .

Position du probleme :

Il s'agit de faire l'étude d'une turbine d'une puissance effective donnée , tournant à une vitesse de rotation donnée .

- Donnees:

- Puissance effective (puissance absorbée par le compresseur)

$$P_{\text{eff}} = 6456 \text{ KW}$$

→ Vitesse de rotation : $N = 20.000 \text{ tr/mn}$

→ Temperature des gaz d'échappement à l'amont de la turbine :

$$T_e = 833^\circ \text{ K}$$

→ Débit massique des gaz d'échappement : \dot{m}_g

la combustion dans le moteur se fait avec un excès d'air

$$\alpha = 2$$

$$\text{Débit du combustible} = \frac{\dot{m}_g}{36}$$

$$\dot{m}_g = \dot{m}_a + \frac{\dot{m}_a}{30} = 1,03 \dot{m}_a$$

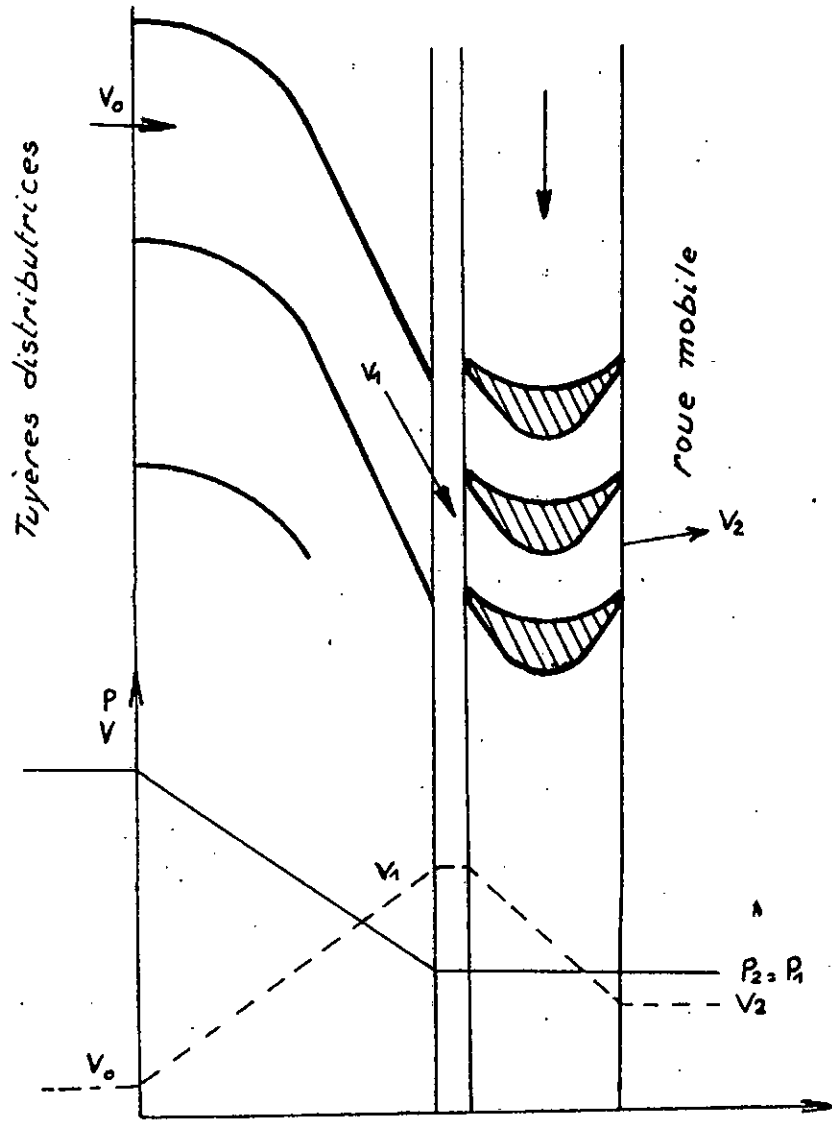
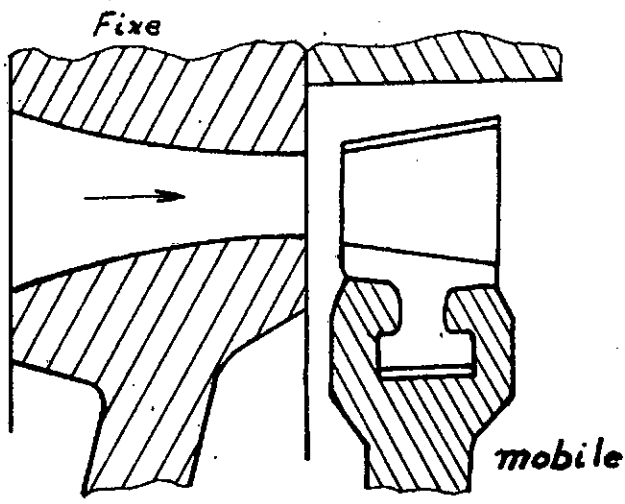
$$\dot{m}_g = 1,3 \text{ Kg/s}$$

La turbine sera constituée d'une seule roue à action simple (turbine de LAVAL)

Elle se compose (voir planche "fonctionnement d'une turbine à action)

- D'un distributeur fixe composé de tuyères . (qui transforme l'énergie thermique des gaz en énergie cinétique)

→ D'une roue mobile fixéé sur l'arbre et dont les ailettes sont situées sur la peripherie . (qui transforme l'énergie cinétique des gaz en énergie mécanique de rotation de l'arbre).



fonctionnement de la turbine à action

Chap:IX CALCULS THERMODYNAMIQUES

Calcul de la chute d'enthalpie

les limites du rendement global pour les turbines à action

sont : $\eta_g = 0,76$ à $0,82$

$$\eta_g = P_{\text{eff}} / \dot{J}_m \Delta H_{\text{th}}$$

$$\Delta H_{\text{th}} = \frac{P_{\text{eff}}}{\dot{J}_m \eta_g}$$

on se fixe : $\eta_g = 0,77$

$$\Delta H_{\text{th}} = \frac{64,56}{4,18.1,3.0,77} = 15,43 \text{ Kcal/Kg}$$

$$\Delta H_{\text{th}} = 15,4 \text{ Kcal/Kg}$$

Vitesse d'écoulement à la sortie des tuyères :

- Vitesse théorique

$$v_{1\text{th}} = 91,5 \sqrt{\Delta H_{\text{th}}} = 359 \text{ m/s}$$

- Vitesse réelle

$$v_1 = \varphi \cdot v_{1\text{th}}$$

le coefficient φ varie en général de $0,94$ à $0,97$.

Pour $\varphi = 0,95$:

$$v_1 = 0,95 \cdot 359 \text{ m/s} = 341 \text{ m/s}$$

Détermination de l'angle α_1 à l'entrée des aubes mobiles :

$$\xi = \frac{U}{v}$$

$$\xi_{\text{max}} = 0,5 \text{ (voir courbe } \eta_u = f(\frac{u}{v})$$

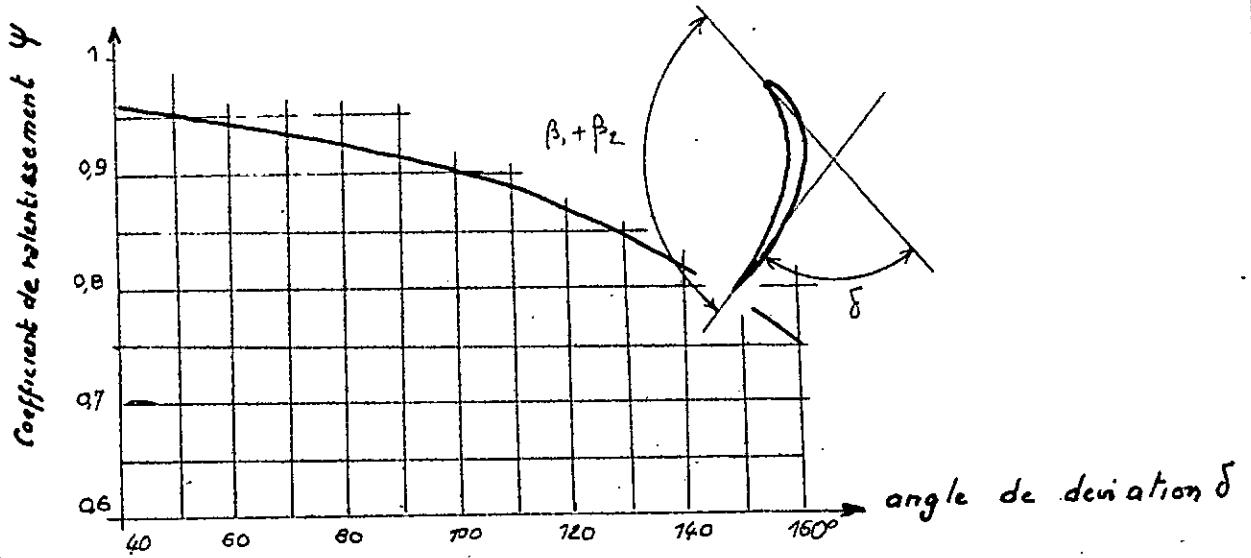
Pour un faible débit ξ est voisin de $0,5$

On prend habituellement $\xi = \xi_{\text{max}} \cdot K_1$ avec $K_1 = 0,95$

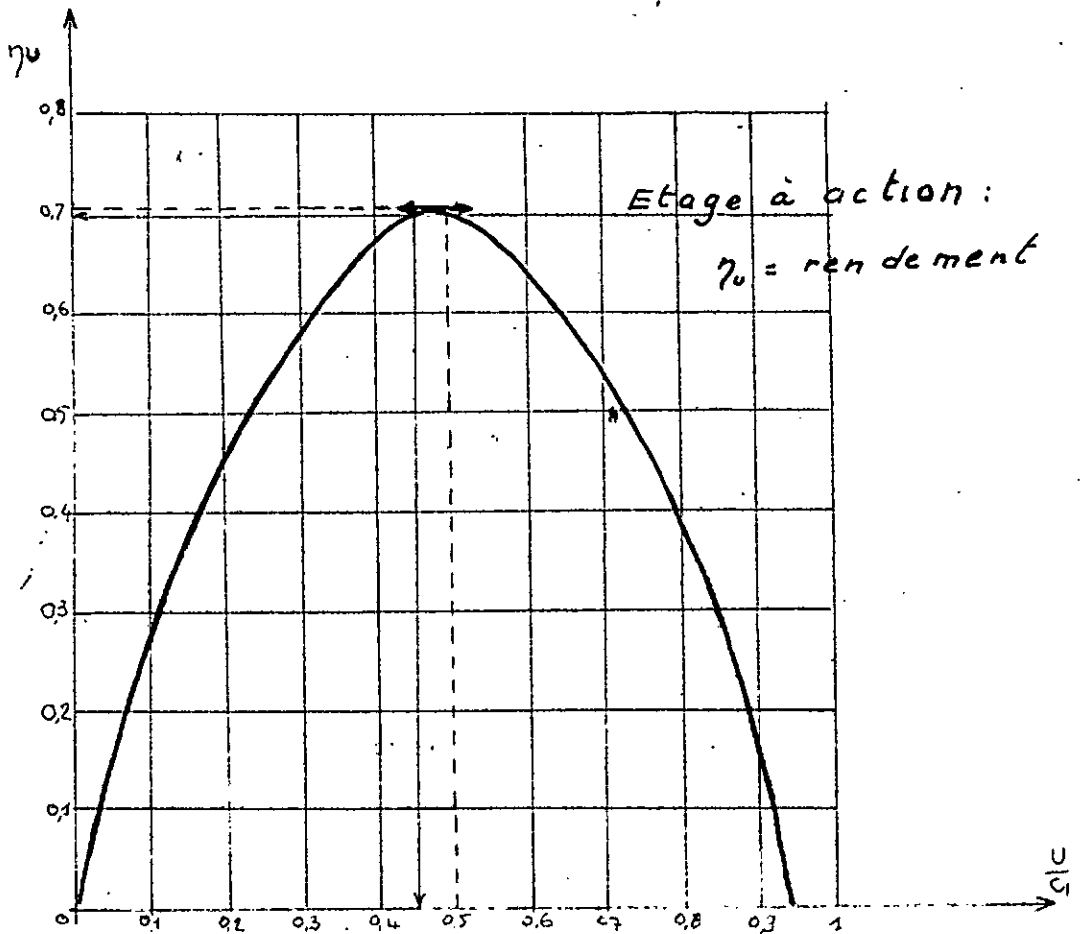
$$\xi = 0,5 \cdot 0,95 = 0,475$$

$$\xi = \frac{\cos \alpha_1}{2} \quad \cos \alpha_1 = 0,95$$

$$\alpha_1 = 18^\circ 12'$$



Courbe valable pour les aubages d'au moins 25mm de hauteur et de rayon de courbure suffisant



Etage à action :
 $\eta_v =$ rendement

Courbe $\eta_v = f(u/c_1)$

Vitesse périphérique

$$\xi = \frac{U}{V_1} = 0,475$$

$$U = 0,475 \cdot 341 = 162 \text{ m/s}$$

les limites de U pour les turbines à action sont de :

140 à 200 m/s

Diametre moyen de la roue

$$U = \frac{\omega D}{2} \quad D = \frac{2 \cdot U \cdot \omega}{2}$$

$$D = \frac{2 \cdot 162 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 20000} = 0,155 \text{ m}$$

$$D = 15,5 \text{ cm}$$

Travail utile reçu par la roue

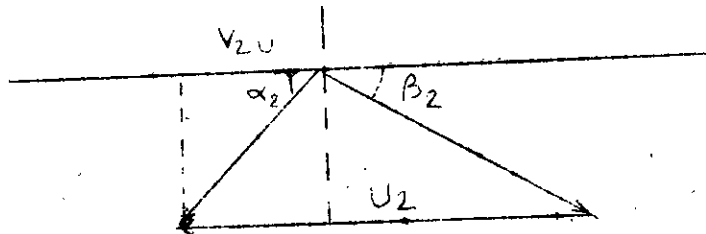
$$W_u = \frac{P_{\text{eff}}}{\eta} = \frac{64,56 \cdot 10^3}{1,3} = 49661 \text{ J/Kg}$$

Relation d'Euler :

$$W_u = U(V_{1u} - V_{2u})$$

$$V_{2u} = V_{1u} - \frac{W_u}{U}$$

$$V_{\text{eu}} = 341 \cos \alpha - \frac{49661}{162} = 17,4 \text{ m/s}$$



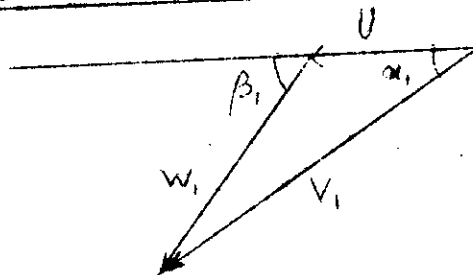
Vitesse relative à la sortie de la roue

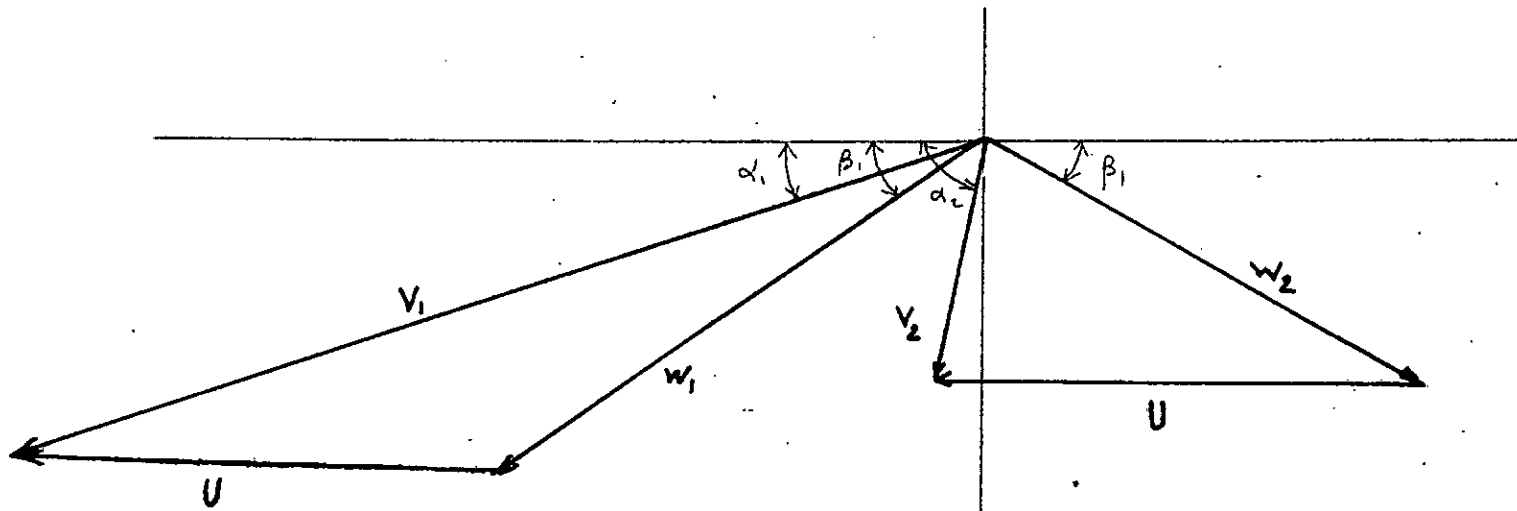
$$\beta_2 = 29^\circ \quad (\beta_2 = 14 \text{ à } 30^\circ)$$

$$W_2 \cos \beta_2 = U - V_{2u}$$

$$W_2 = \frac{U - V_{2u}}{\cos \beta_2} = 166 \text{ m/s}$$

Vitesse relative à l'entrée





Entrée de la roue
Indice 1

Sortie de la roue
Indice 2

$$\beta_1 = 33^\circ 24'$$

$$\beta_2 = 29^\circ$$

$$\alpha_1 = 18^\circ 12'$$

$$\alpha_2 = 77^\circ 47'$$

TRIANGLE DE VITESSES

Echelle: $\frac{4}{10000}$

$$W_1^2 = V_1^2 + U^2 - 2UV_1 \cos \alpha_1$$

$$W_1^2 = 341^2 + 162^2 - 2 \cdot 341 \cdot 162 \cos \alpha_1 = 37565$$

$$W_1 = 194 \text{ m/s}$$

-Angle β_1 :

$$W_1 \cos \beta_1 = V_1 \cos \alpha_1 - U$$

$$\cos \beta_1 = \frac{V_1 \cos \alpha_1 - U}{W_1}$$

$$\cos \beta_1 = 0,83$$

$$\beta_1 = 33^\circ 24'$$

Vitesse restante : V_2

$$V_2^2 = W_2^2 + U^2 - 2UW_2 \cos 29^\circ$$

$$V_2 = 82 \text{ m/s}$$

-Angle α_2 :

$$\cos \alpha_2 = \frac{V_2 u}{V_2} = 0,21$$

$$\alpha_2 = 77^\circ 47'$$

Coefficient de ralentissement : ψ

$$\psi = \frac{W_2}{W_1} = \frac{166}{194} = 0,86$$

Pour $\beta_1 + \beta_2 = 33^\circ 24' + 29^\circ = 62^\circ$ le diagramme nous donne

la même valeur de ψ .

Taux de détente dans le distributeur :

$$r = \frac{P_c}{P_s} = \left(1 - \frac{\Delta H_{th}}{C_p \cdot T_c} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

Indice "c" : entrée

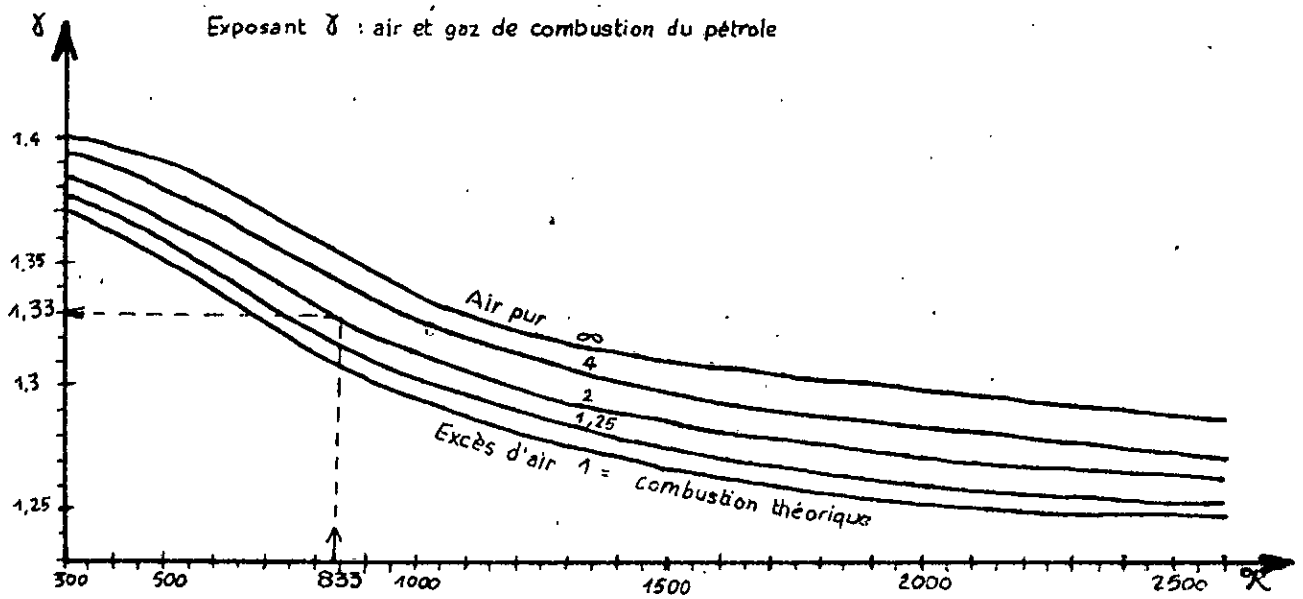
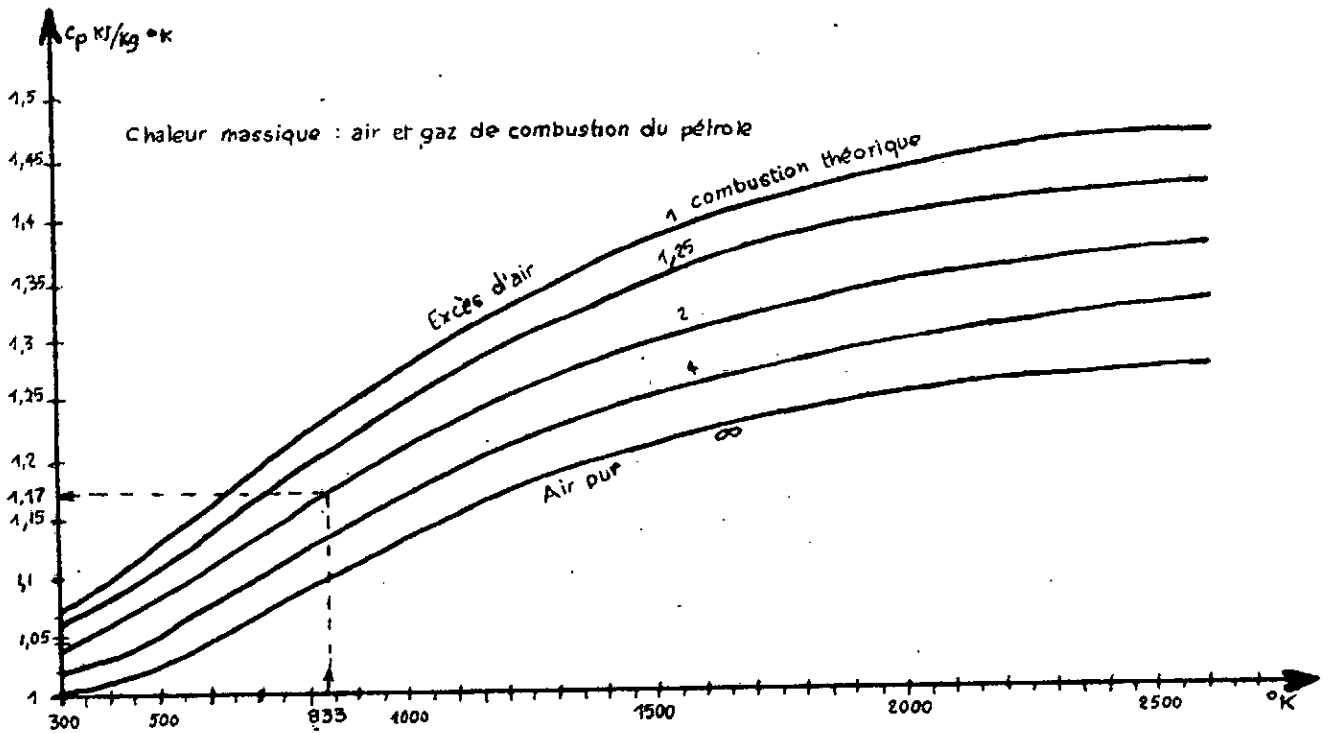
Indice "s" : sortie

Pour les gaz d'échappement : (voir planche)

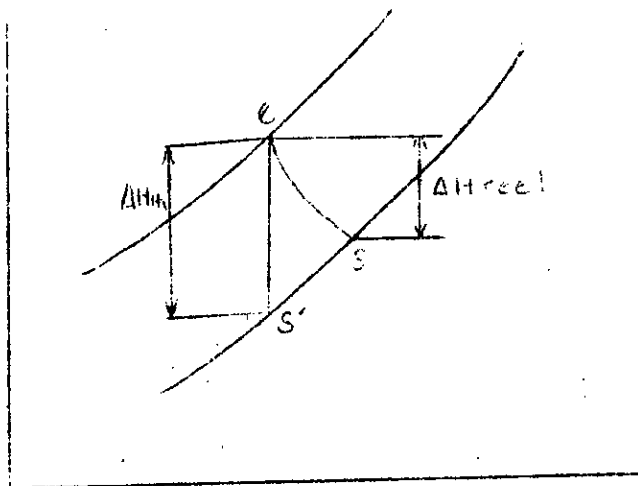
$$C_p = 1,17 \text{ KJ/Kg}$$

$$\gamma = 1,33$$

$$r = \left(1 - \frac{15,4 \cdot 4,18}{1,17 \cdot 833} \right)^{\frac{1,33}{0,33}} = 1,32$$



Rendement adiabatique de la turbine



$$\eta_t = \frac{\Delta H_{reel}}{\Delta H_{th}}$$

$$V_1 = 91,5 \sqrt{\Delta H_{reel}}$$

$$V_{1th} = 91,5 \sqrt{\Delta H_{th}}$$

$$\frac{V_1}{V_{1th}} = \sqrt{\frac{\Delta H_{reel}}{\Delta H_{th}}} = \psi \Rightarrow \psi = \sqrt{\eta_t}$$

$$\eta_t = \psi^2 = 0,95^2 = 0,90$$

Calcul de la température T'_s

$$\frac{T'_s}{T_c} = \left(\frac{P_s}{P_c} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

$$T'_s = T_c \cdot \left(\frac{1}{1,32} \right)^{\frac{0,33}{1,33}}$$

$$T'_s = 833 \cdot \left(\frac{1}{1,32} \right)^{\frac{0,33}{1,33}} = 778^\circ \text{ K}$$

Calcul de la température T_s

$$\eta_t = \frac{T_c - T_s}{T_c - T'_s} = 0,9$$

$$T_s = T_c - \eta_t (T_c - T'_s)$$

$$T_s = 833 - 0,9(833 - 778) = 783^\circ \text{ K}$$

Pression à l'amont de la turbine

$$\frac{P_c}{P_s} = 1,32 \quad P_s = \text{pression atmosphérique}$$

$$P_c = 1,32 \text{ bar}$$

ETUDE DES PERTES

Le calcul des pertes va nous permettre de nous assurer si on obtient bien la puissance prévue.

Les pertes dans les turbines sont classées en 2 catégories

Les pertes internes et les pertes externes

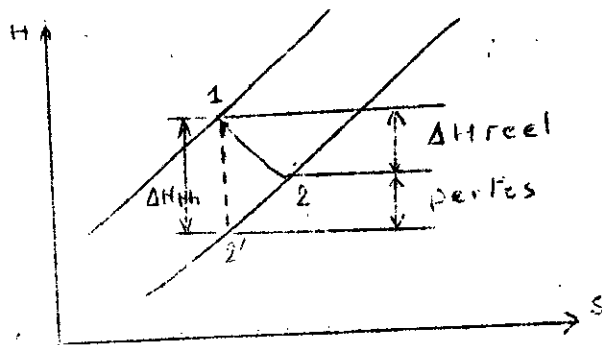
Les pertes internes :

les pertes internes comprennent

a) les pertes par frottement dans les aubages fixes et mobiles

On tient compte de ces pertes par l'introduction des coefficients φ et ψ .

1)-Pertes dans les aubages fixes (tuyeres)



trajet 1-2 détente théorique

trajet 1-2 : détente réelle

$$\text{Pertes} = \Delta H_{th} - \Delta H_{reel}$$

$$\Delta H_{th} = \frac{(V_{1th})^2}{91,5} \quad , \quad \Delta H_{reel} = \left(\frac{V_1}{91,5} \right)^2$$

$$\text{Pertes} = \frac{1}{91,5} (V_{1th}^2 - V_1^2)$$

comme $V_1 = \varphi V_{1th}$

$$\text{Pertes} = \frac{1}{91,5} \cdot V_{1th}^2 (1 - \varphi^2) \quad \text{Kcal/Kg}$$

$$\text{Pertes} = \frac{359^2}{91,5} (1 - 0,95^2) = 1,5 \quad \text{Kcal/Kg}$$

$$\text{pertes} = \pi_1 = 1,5 \quad \text{Kcal/Kg}$$

2)-Pertes dans les aubages mobiles :

La chaleur correspondant à la perte d'énergie cinétique dans les aubages mobiles, vaut :

$$\pi_2 = \frac{1}{J} \cdot \frac{W_1 - W_2}{2}$$

comme :

$$W_2 = \psi W_1 \quad \pi_2 = \frac{1}{J} (1 - \psi^2) \cdot W_{21}$$

$$\pi_2 = \frac{1}{4180} (1 - 0,86^2) \cdot \frac{194^2}{2} = 1,17 \text{ Kcal/Kg}$$

$$\pi_2 = 1,17 \text{ Kcal/Kg}$$

b)-Pertes par frottement des disques dans les gaz .

par suite de la rotation à grande vitesse des disques des turbines à action dans le gaz qui remplit la cellule il se produit des frottements et donc un couple de freinage d'autant plus grand que la surface des disques et la vitesse seront importantes.

La puissance perdue du fait de ces frottements peut être évaluée par la formule de STODOLA

$$\pi_d = 3 \cdot 10^{-7} \cdot D^{1,4} \cdot U^{2,8} \cdot \rho \quad \text{Kcal/s}$$

D=diamètre moyen de la roue

U=vitesse périphérique

ρ = masse volumique

$$\pi_d = 3 \cdot 10^{-7} \cdot (0,155)^{1,4} (162)^{2,68} \cdot 0,68 = 0,02 \text{ Kcal/s}$$

soit en l'exprimant en Kcal/Kg

$$\pi_d = 0,018 \text{ Kcal/Kg}$$

c)-Pertes par effet de ventilation

ces pertes ne se rencontrent que dans les ~~xxxxxxx~~ étages à injection partielle .

d)-Pertes par fuites internes:

Dans le cas des turbines à action multicellulaire, il

~~xxxxxxxx~~ y a perte de travail due aux fuites qui se

produisent d'une cellule à une autre à travers les diaphragmes .

Dans notre cas cette perte n'existe pas puisque'on a une seule roue.

Pertes extérieures :

1) Pertes par vitesse restante :

La chaleur correspondante à la d'énergie cinétique par vitesse restante vaut :

$$\pi_3 = \frac{1}{2} \cdot \frac{v^2}{g} = \frac{1}{4180} \cdot \frac{82^2}{2} = 0,8 \text{ Kcal/Kg}$$

2) Pertes mécaniques :

Les frottements dans les paliers créent un couple résistant qui absorbe une partie de la puissance de la machine .

Elles sont estimées à 0,08 Kcal/Kg .

$$\pi_m = 0,08 \text{ Kcal/Kg}$$

Total des pertes :

$$\pi_T = \pi_1 + \pi_2 + \pi_3 + \pi_d + \pi_m$$

$$\pi_T = 3,56 \text{ Kcal/Kg}$$

Rendement global ou effectif :

$$\gamma_g = \frac{\Delta H_{th} - \pi_T}{\Delta H_{th}} = \frac{15,43 - 3,56}{15,43} = 0,77$$

On trouve un rendement global égal à celui pris au début de

Donc on obtient bien une puissance effective égale à celle prévue .

Matériau constitutif

Le matériau utilisé doit présenter une bonne résistance à la chaleur et à l'usure.

Nous utiliserons un acier à 14% de Chrome :

Z20Cr14 (0,2% de carbone, 14% de chrome)

Température de recuit : 860°C

Résistance à la rupture : $R_r = 70 \text{ daN/mm}^2$

Limite élastique : $R_e = 40 \text{ daN/mm}^2$

Dureté Brinell : HB = 170

Allongement : $A = 10$

Détermination des caractéristiques géométriques

1) Forme de la tuyere :

Pour déterminer la forme de la tuyere, on compare la pression critique P_c (pression au col) à la pression de sortie P_2 .

$$P_c = P_1 \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}$$

P_2 = pression atmosphérique

P_1 = pression à l'amont = 1,32 bar

$$P_c = 1,32 \left(\frac{2}{1,33 + 1} \right)^{\frac{1,33}{1,33 - 1}} = 0,71 \text{ bar}$$

$$P_c < P_2$$

Donc la tuyere sera convergente sans col

2) Caractéristiques géométriques: (voir planche)

Limites des valeurs usuelles :

$$b \geq 8 \text{ mm} \quad l \geq 1,5 \text{ mm} \quad \frac{p}{l} = 0,6 \text{ à } 0,8$$

Coefficient d'obstruction : $k = 0,85 \text{ à } 0,92$

Épaisseur des branches des tuyeres : $\Delta = 0,5 \text{ à } 1,5 \text{ mm}$

Angle de sortie des tuyeres : $\alpha = 14^\circ \text{ à } 25^\circ$

-Angle de sortie des tuyeres :

$$\alpha = \alpha_1 - (2^{\circ} \text{ à } 3^{\circ})$$

$$\alpha = 18^{\circ} 12' - 2^{\circ} 12' = 16^{\circ}$$

-Hauteur radiale : h

Section de passage d'une tuyere = h.b

Pour l'ensemble des tuyeres : $S = h.b.\frac{L}{p}$

où L=arc d'injection

p = pas des tuyeres

$$\text{avec } \xi = \frac{b}{p} \quad S = h.L.\xi$$

Dans notre cas , on a une injection totale : $L = \pi D$

D; diametre moyen du distributeur

d'où $S = h.\pi.D.\xi$

Equation du debit : $\dot{m}_g = \frac{S.v_1}{v_1}$

$$\dot{m}_g = \frac{h.\xi.D\pi.v_1}{v_1} \quad h = \frac{\dot{m}_g.v_1}{\xi.\pi.D.v_1}$$

Le volume massique v_1 est calcule a partir de la relation:

$$P_1 v_1 = \pi T_1$$

$$v_1 = 1,35 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

$$\xi \text{ choisi} = 0,25$$

$$h = \frac{1,3.1,35}{0,25.\pi.0,155} = 0,0424 \text{ m}$$

$$h = 4,24 \text{ cm}$$

-Nombre maximum de tuyeres: Zmax

Z_{max} correspond au pas minimum

$$\text{pas} = \frac{b + \Delta}{\sin \alpha} \quad b \geq 8 \text{ mm} \quad \Delta < 1,5 \text{ mm}$$

$$p_{\text{min}} = \frac{8 + 1,5}{\sin 16^{\circ}} = 33,9 \text{ mm}$$

$$Z_{\text{max}} = \frac{\pi.D}{p_{\text{min}}} = \frac{155}{33,9} = 4,57$$

-Nombre de tuyere :

on choisit ; $Z = 12$

-Pas des tuyeres :

$$p = \frac{\pi.D}{Z} = \frac{\pi.155}{12} = 40,6 \text{ mm} \quad p = 40,6 \text{ mm}$$

-Epaisseur des branches : Δ

$$\xi = 0,25 = \sin \alpha \rightarrow \frac{\Delta}{p} \Rightarrow \frac{\Delta}{p} = 0,03$$
$$\Delta = 0,03 \cdot 40,6 = 1,2 \text{ mm}$$

-Coefficient d'obstruction : K

$$K = \frac{p-e}{p}$$
$$e = \frac{\Delta}{\sin \alpha} = \frac{1,2}{\sin 16^\circ} = 4,36 \text{ mm}$$
$$K = \frac{40,6 - 4,36}{40,6} = 0,89$$

on trouve bien $0,85 < K < 0,89$

-Longueur de sortie des tuyeres :

$$b_s = p - e = 40,6 - 4,36 = 36,2 \text{ mm}$$

-Calcul de b

$$b = b_s \cdot \sin \alpha = 36,2 \cdot 0,28 = 10,14 \text{ mm}$$

$$b = 10,14 \text{ mm} \quad (b_{\text{min}} = 3 \text{ mm})$$

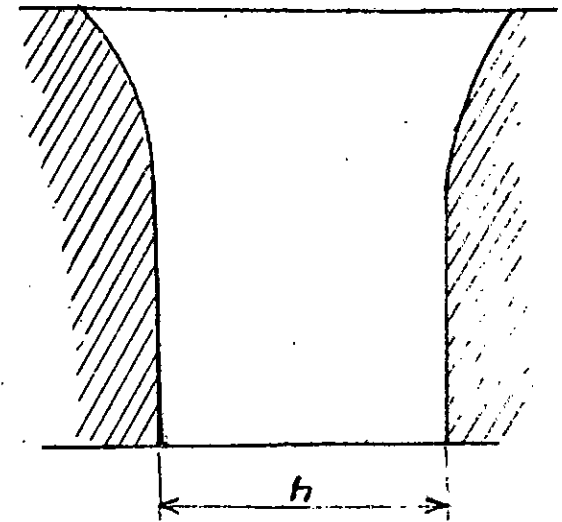
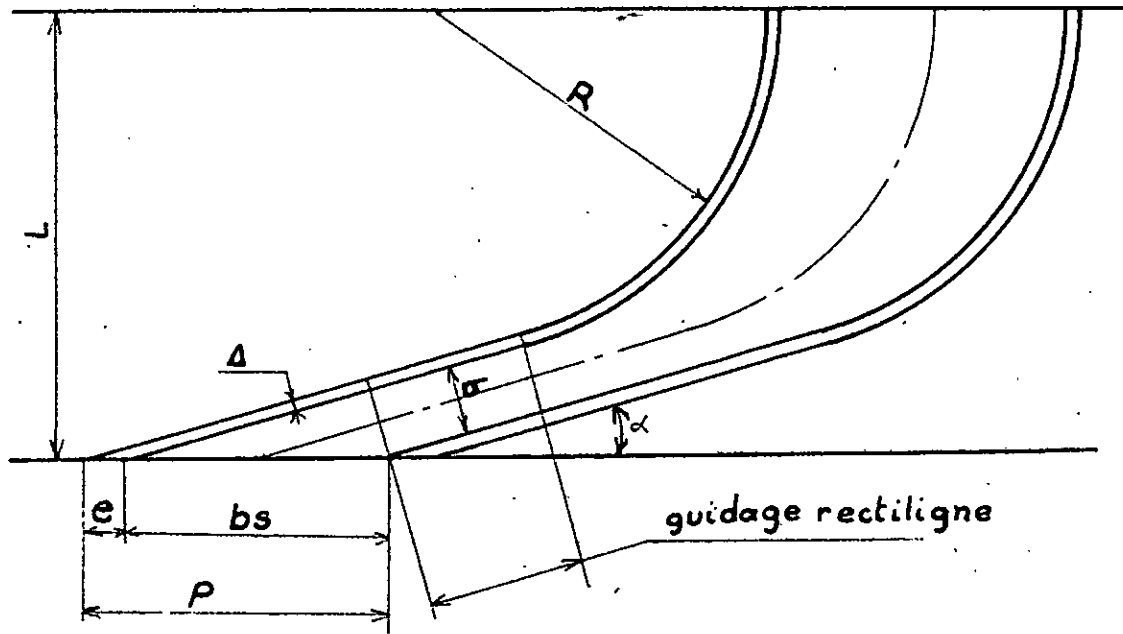
-Profondeur des tuyeres suivant l'axe :

$$\frac{p}{L} = 0,6 \text{ à } 0,8$$
$$\frac{p}{L} = 0,7 \quad L = \frac{p}{0,7} = 58 \text{ mm}$$
$$L = 58 \text{ mm}$$

Profil des tuyeres : (voir tracé de la tuyere)

L'angle d'entrée des tuyeres est égal à 90° , le rayon de courbure R doit être le plus grand et le plus régulier possible .

A la sortie de la tuyere nous avons prévu un guidage rectiligne sur 20 mm .



TRACE DE LA TUYERE

ECH: 1

Matériau utilisé :

Le métal qui constitue les ailettes doit garder de bonnes caractéristiques mécaniques aux hautes températures, être inoxydable, résister à l'usure et garder un poli parfait.

On utilise généralement des aciers ayant une teneur en Chrome d'au moins 13%

Nous utiliserons un acier au Chrome-Molybdène :

Z15CD13 (0,15% de carbone, 13% de Chrome, 0,3% de Molybdène .)

Recuit à 800°C

Résistance à la rupture : $R_r = 65 \text{ daN/mm}^2$

Résistance élastique $R_e = 35 \text{ daN/mm}^2$

Caractéristiques géométriques : (voir planche)

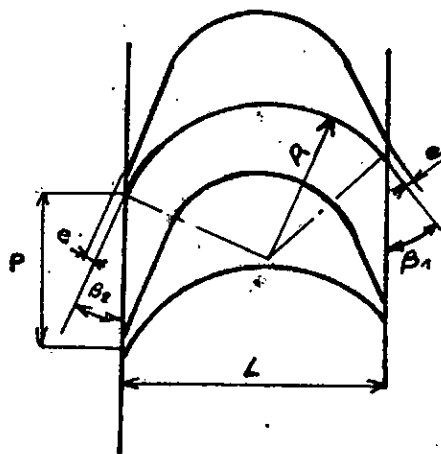
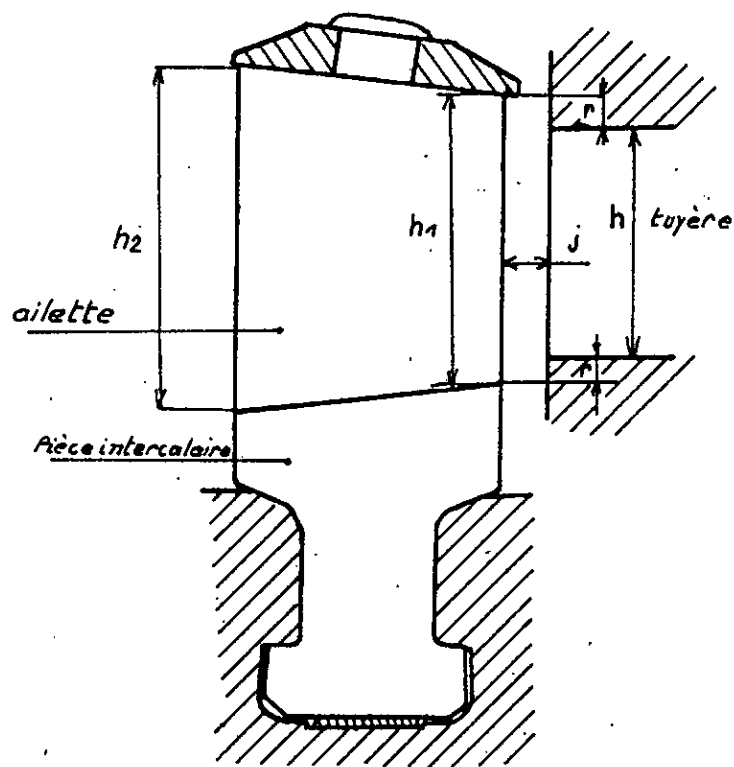
Dans une ailette mobile on peut distinguer trois parties:

- Le pied qui assure la liaison avec le disque
- Le corps qui reçoit l'action du fluide
- La tête généralement reliée aux ailettes voisines

Dimensionnement des aubages :

Limites des valeurs usuelles:

- hauteur radiale: 15 à 700 mm
- largeur axiale : 15 à 150 mm
- pas = 0,6 à 0,91
- l'épaisseur de l'ailette à l'entrée ou à la sortie:
0,5 à 1 mm
- coefficient d'obstruction : $k = 0,8$ à $0,95$



h, h_1, h_2 hauteurs radiales L Largeur axiale
 r recouvrement p pas
 j jeu axial e épaisseur

caractéristiques géométriques de l'aube

Determination des hauteurs radiales

Les sections de passage dans l'aubage mobile doivent satisfaire à l'équation de continuité. De plus afin d'assurer une parfaite entrée de la veine, la hauteur de l'ailette à l'entrée est choisie légèrement supérieure à la hauteur du distributeur.

Soient h_1 et h_2 les hauteurs radiales, respectivement à l'entrée et à la sortie de l'aubage mobile.

Pour fixer h_1 on prend : $h_1 = h_d + 2r$

avec $r = 2,24$ mm pour les petites tuyères

$$h_1 = 4,24 + 2 \times 0,2 = 4,64 \text{ cm}$$

Le débit doit être assuré dans les trois sections ce qui exige que :

$$\frac{h_d \cdot L_d \cdot \xi_d \cdot V_1}{v_1} < \frac{h_1 \cdot L_1 \cdot \xi_1 \cdot W_1}{v_1}$$

$$\xi_1 \geq \frac{\xi_d \cdot V_1}{W_1}$$

$$\xi_1 = \sin \beta_1 - \frac{e_1}{p_a}$$

e_1 = épaisseur de l'ailette à l'entrée

p_a = pas des aubes mobiles

d'où la limite inférieure du pas des aubes mobiles :

$$p_a \geq \frac{e_1}{\sin \beta_1 - \frac{\xi_d \cdot V_1}{W_1}}$$

$$p_{\text{mini}} = \frac{0,5}{\sin \beta_1 - \frac{0,25 \cdot 341}{194}} = 4,55 \text{ mm}$$

Nombre d'aubages mobiles

on adopte $Z = 27$

Pas des aubes L_a

en pratique $\frac{P_a}{L_a} = 0,6 \text{ à } 0,9$

prenons $\frac{P_a}{L_a} = 0,7$ $L_a = \frac{P_a}{0,7} = \frac{18}{0,7} = 25,7 \text{ mm}$

$L_a = 25,7 \text{ mm}$

Epaisseur des aubages à l'entrée et à la sortie de la roue:

Coefficient d'obstruction $k = \frac{P_a - e_a}{P_a}$

$e_a = (1-k) \cdot P_a$, $e_a = (1-0,94) \cdot 18 = 1,08 \text{ mm}$

-Epaisseur de l'aube à l'entrée

$\Delta_1 = e_a \cdot \sin\beta_1 = 0,59 \text{ mm}$

-Epaisseur de l'aube à la sortie

$\Delta_2 = e_a \cdot \sin\beta_2 = 0,51 \text{ mm}$

Verification de la condition :

$\xi_1 \gg \xi_a \cdot \frac{v_1}{w_1}$

$\xi_1 = \sin\beta_1 - \frac{\Delta_1}{P_a} = 0,55 - \frac{0,59}{18} = 0,52$

$\xi_a \cdot \frac{v_1}{w_1} = 0,25^a \cdot \frac{341}{194} = 0,44$

$\xi_1 > 0,44$ donc le débit est assuré

Calcul de la hauteur de sortie h_2

$\dot{m}_g = \frac{h_2 \cdot L \cdot \xi_2 \cdot w_2}{v_1}$

$h_2 = \frac{\dot{m}_g \cdot v_1}{L \cdot \xi_2 \cdot w_2}$

$L = \pi \cdot D$

$$V_2 = 166 \text{ m/s}$$

$$\xi_2 = \sin \beta_2 = \frac{A_2}{P_a} = 0,47 = \frac{0,51}{18} = 0,44$$

$$h_2 = \frac{1,3 \cdot 1,35}{0,44 \cdot 0,155 \cdot 166} = 5,10^{-2} \text{ m}$$

$$h_2 = 5 \text{ cm}$$

-La condition $h_2 \gg h_1$ est vérifiée

-La pente du conduit doit être inférieure à 5°

$$\frac{h_2 - h_1}{2L_a} = \frac{5 - 4,64}{2 \cdot 25,7} = 0,007 < \text{tg } 5^\circ$$

la 2^o condition est aussi vérifiée

Tracé du profil des aubages mobiles (voir figure)

Aubes de roues à action, méthode STODOLA.

le profil Stodola se compose d'arcs de cercles et de droites.

a) - Caractéristiques des aubes :

$$\beta_1 = 33^\circ 24' \quad \text{Largeur } L_a = 25,7 \text{ mm}$$

$$\beta_2 = 29^\circ \quad \text{Pas } P_a = 18 \text{ mm}$$

b) - La face concave AB ou A_1B_1 est circulaire. Le rayon de cette face est donné par :

$$\rho = \frac{L_a}{\cos \beta_1 + \cos \beta_2} = \frac{25,7}{0,83 + 0,87} = 15 \text{ mm}$$

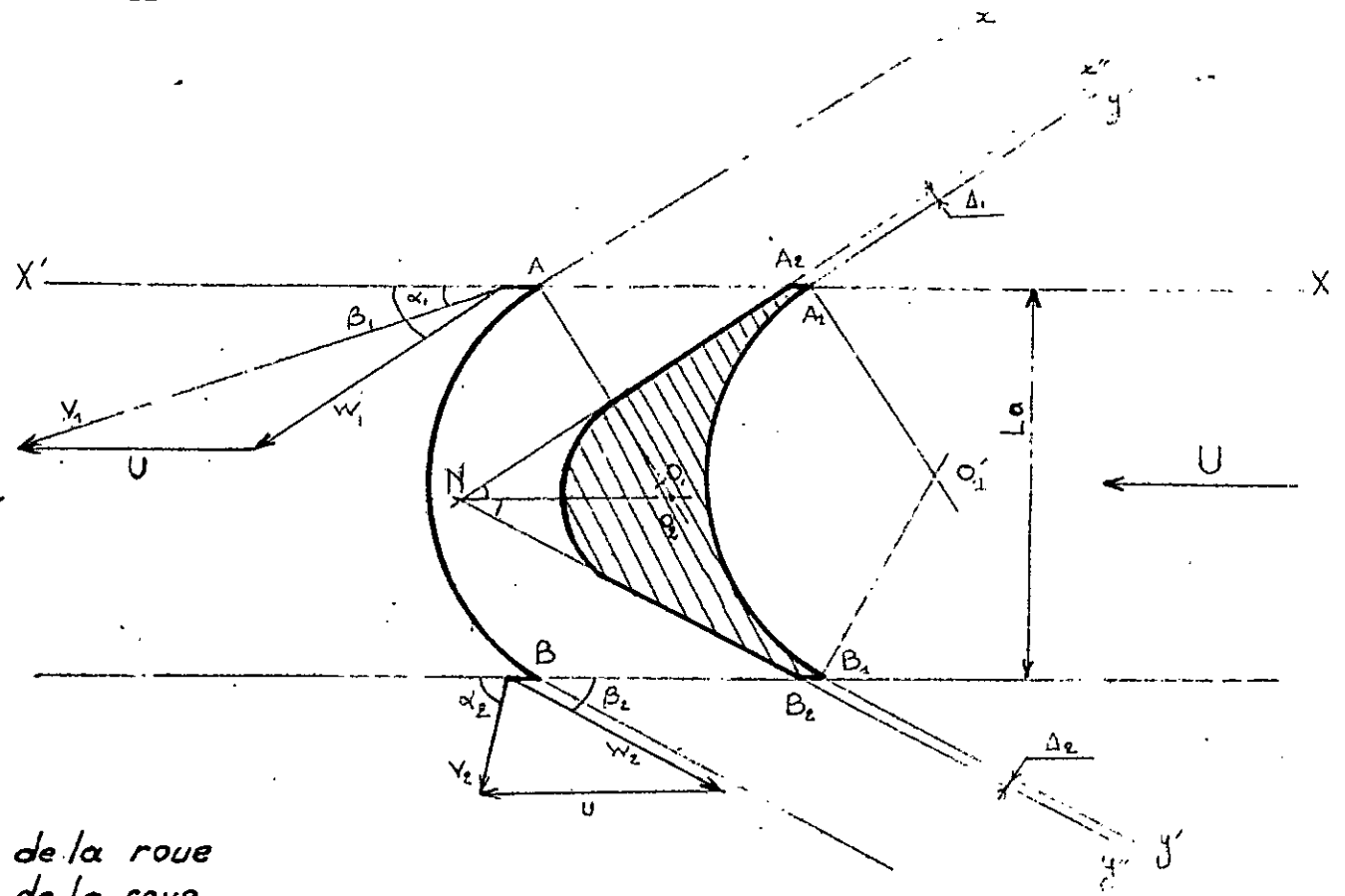
c) - A étant choisi, on construit Ax faisant un angle β_1 avec la face XX' . On place le centre O_1 sur la perpendiculaire en A à Ax ; $O_1A = \rho$

d) - De O_1 comme centre on trace l'arc de cercle de rayon on détermine ainsi le point B.

e) - On porte $AA_1 = BB_1$ égal au pas de l'aubage. L'arc A_1B_1 similaire de AB sera la face concave de l'aube suivante.

$$\beta_1 = 33^\circ 24' \quad \alpha_1 = 18^\circ 12'$$

$$\beta_2 = 29^\circ \quad \alpha_2 = 77^\circ 47'$$



INDICE 1: Entrée de la roue
 INDICE 2: Sortie de la roue
 $l_a : 25.7 \text{ mm}$
 $A_1 A_2 = B_1 B_2 = p_{as} = 18 \text{ mm}$
 $\rho = AO_1 = BO_1 = A_2 O_1' = B_2 O_1' = 15 \text{ mm}$

TRACE DES AUBAGES METHODE STODOLA

Aubage ech: 2

Vitesses ech: 2/10000

f) - On construit en A_1 et B_1 les angles β_1 et β_2 et les parallèles aux cotés A_1x' et B_1y' distantes de celles-ci des épaisseurs Δ_1 et Δ_2 des extrémités de l'aube. On obtient A_2 et B_2 arêtes externes de la partie convexe.

g) - Les droites A_2x'' et B_2y'' se coupent en N. La bissectrice de l'angle A_2NB_2 coupe le rayon AO_1 en O_2 que l'on prend centre du cercle tangent aux cotés A_2x'' et B_2y'' qui détermine l'arc convexe A_3B_3 du dos de l'aube.

Sollicitations:

Chaque ailette est soumise à l'action du jet du fluide et de la force centrifuge.

On considère l'ailette comme un solide encastré à sa base

1) - Vérification des aubes à la traction:

Du fait de la force centrifuge les aubes sont soumises à la traction

- Section droite d'une aube

$$S_a = 144 \text{ mm}^2$$

- Volume d'une aube

$$V_a = S_a \cdot h = 144 \cdot 48,2 = 6941 \text{ mm}^3$$

- Masse d'une aube

$$m_a = \rho \cdot V_a = 7800 \cdot 6941 \cdot 10^{-9} = 54,1 \cdot 10^{-3} \text{ Kg}$$

- Effet de traction (force centrifuge)

$$F = m_a \cdot \omega^2 \cdot r = 54,1 \cdot 10^{-3} (2094)^2 \cdot 7,75 \cdot 10^{-2} = 1840,5 \text{ N}$$

$$F = 1840,5 \text{ daN}$$

- Contrainte de traction

L'aube est supposée à section constante vu sa faible

hauteur :

$$\sigma_{tr} = \frac{F}{S_a} = \frac{1840,5}{144} = 12,8 \text{ daN/mm}^2$$

-Contrainte admissible:

$$R_e = 35 \text{ daN/mm}^2$$

$$(\sigma_{tr}) \text{ admissible} = \frac{R_e}{K}$$

K = coefficient de sécurité égal à 2

$$(\sigma_{tr}) \text{ admissible} = \frac{35}{2} = 17,5 \text{ daN/mm}^2$$

$$\sigma_{tr} < (\sigma_{tr}) \text{ admissible}$$

l'aube résiste bien à la traction

2) -Verification des aubes à la flexion:

Le fluide exerce sur les aubes un effort F uniformément réparti sur toute la hauteur de l'aubage. Cet effort s'exerce transversalement aux aubages.

-Puissance totale des aubages:

$$P = \frac{64,56}{m} = \frac{64,56}{0,98} = 65,8 \text{ KW}$$

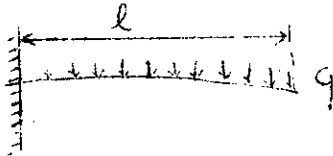
-Puissance d'un aubage:

$$P_a = \frac{65,8}{27} = 2,44 \text{ KW}$$

-Effort tangentiel: F

$$F = \frac{P_a}{\omega \cdot r} = \frac{P_a}{U} = \frac{2,44 \cdot 10^3}{162} = 15 \text{ N}$$

-Densité de charge: q



$$q = \frac{F}{l} = \frac{15}{5 \cdot 10^{-2}} = 300 \text{ N/m}$$

-Moment flechissant maximum:

$$M_f \text{ max} = \frac{1}{2} \cdot q \cdot l^2 = \frac{(5 \cdot 10^{-2})^2 \cdot 360}{2} = 0,38 \text{ N/m}$$

-Condition de resistance:

$$\frac{M_f \text{ max}}{(I)} < \sigma \text{ admissible}$$

v = ordonnée de la fibre la plus éloignée de l'axe neutre = 12,85 mm

I = Moment d'inertie par rapport à l'axe central

$$\sigma_{\text{admissible}} = 17,5 \text{ daN/mm}^2$$

-Module de flexion minimum:

$$\frac{I}{v} > \frac{M_{f, \text{max}}}{\sigma_{\text{ad}}}$$

$$\left(\frac{I}{v}\right)_{\text{min}} = \frac{M_{f, \text{max}}}{\sigma_{\text{ad}}} = \frac{0,38 \cdot 10^3}{175} = 2,2 \text{ mm}^3$$

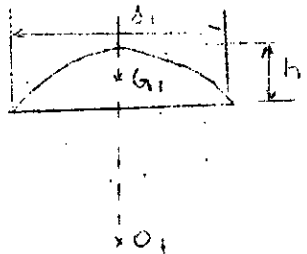
3) -Calcul du moment d'inertie de la section flechissante par rapport à l'axe central.

Le calcul du moment d'inertie nous permettra de verifier la condition de resistance.

-Determination du centre de gravité

Pour determiner le centre de gravité de la section flechissante de l'aube, on l'a décomposée en trois figures simples : 1 trapeze et 2 segments circulaires (voir figure)

-Determination du centre de gravité de la figure I:



$$O_1 G_1 = \frac{s_1}{12A_1} \quad A_1 = \text{aire du segment circulaire}$$

$$A_1 = \frac{h_1}{6 \cdot s} (3h^2 + 4s^2) = 23,7 \text{ mm}^2$$

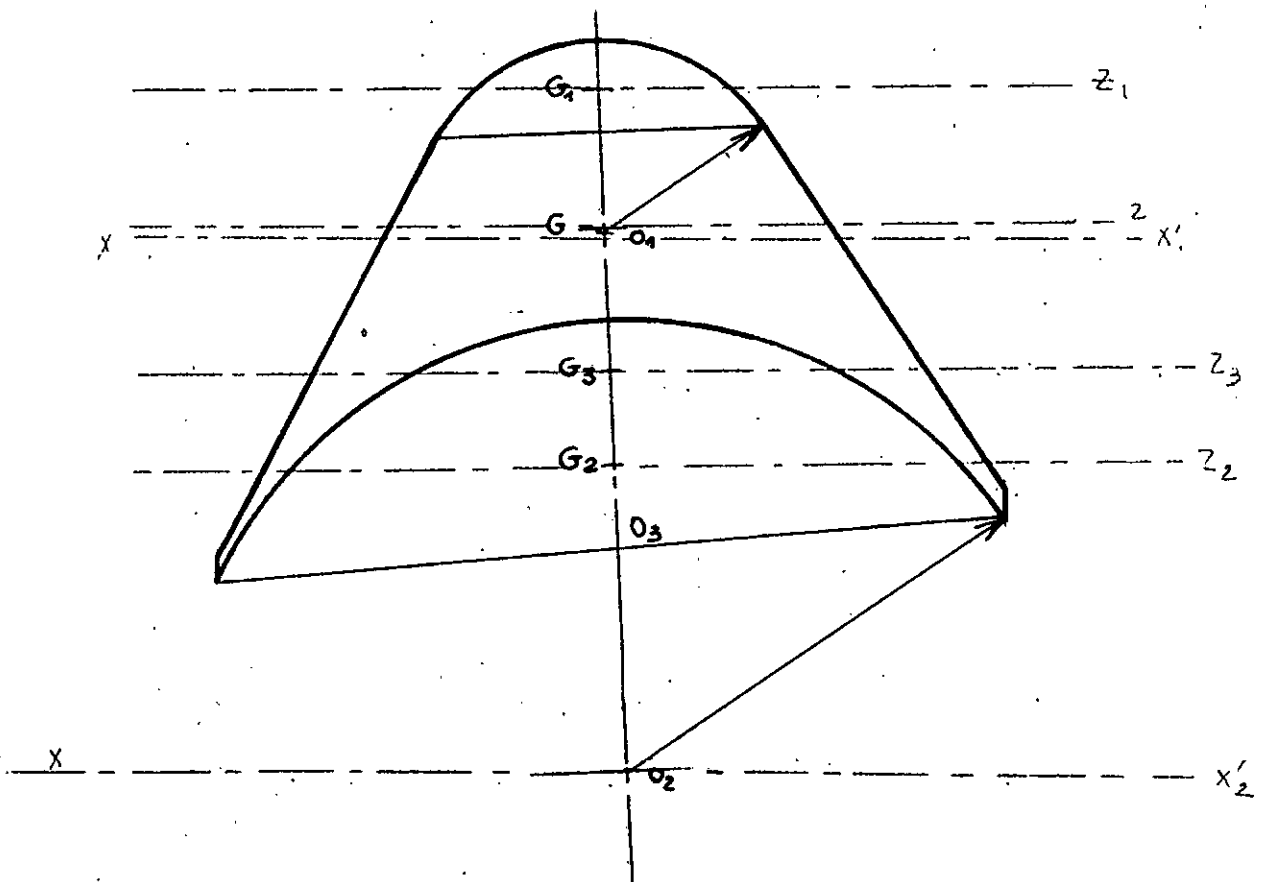
$$O_1 G_1 = \frac{3^2}{12 \cdot 23,7} = 5 \text{ mm}$$

-Determination du centre de gravité de la figure (II)

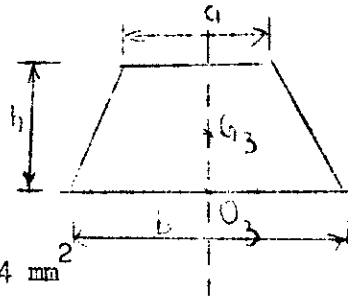
$$A_2 = 136,7 \text{ mm}^2$$

$$O_2 G_2 = 10,4 \text{ mm}$$

calcul du moment d'inertie
de l'aube



-Determination du centre de gravité de la figure (III)



$$A = \frac{(a+b) \cdot h}{2} = 249,4 \text{ mm}^2$$

$$O_3 G_3 = \frac{h(a+2b)}{3(a+b)} = 5,9 \text{ mm}$$

-Determination du centre de gravité G par rapport à O2

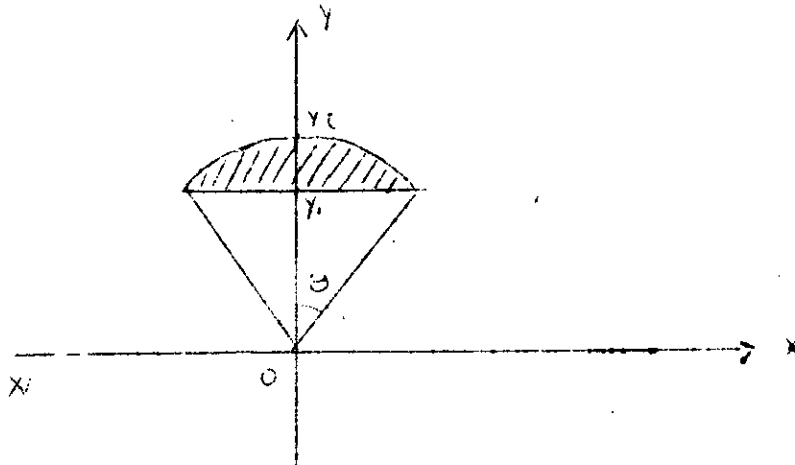
$$O_2 G = \frac{A_i \cdot y_i}{A_i}$$

$$A_i y_d = 23,7(5+17,5) + 249,4(5,87+7,5) - 136 \cdot 10,4 = 2453,2 \text{ mm}^3$$

$$A_i = 23,7 + 249,4 - 136,7 = 136,4 \text{ mm}^2$$

$$O_2 G = \frac{2453,2}{136,4} = 18 \text{ mm}$$

-Moment d'inertie des sections I et II



$$I_{x',x} = \iint y^2 dx dy$$

$$I_{x',x} = \int_{y_1}^{y_2} dy \int_{x_1}^{\sqrt{R^2 - y^2}} y^2 dx$$

$$I_{x',x} = \int_{y_1}^{y_2} y^2 (R^2 - y^2) dy$$

changement de variable $y = R \cos \theta$

$$I_{x',x} = -\frac{R^4}{4} (\sin^2 2\theta d\theta = -\frac{R^4}{4} (\theta - \frac{1}{4} \sin 4\theta) \theta$$

Moment d'inertie de la section I par rapport à l'axe passant par le centre du cercle .

$$I_1 = -\frac{R^4}{4} \left(\theta - \frac{1}{4} \sin 4\theta \right) \theta_1^{\theta_2}$$

$$y_1 = 3,5 \text{ mm} \quad , \quad \cos \theta_1 = \frac{3,5}{6,4} = 0,5 \quad \theta_1 = 1 \text{ rd} \quad , \quad \theta_2 = 0$$

$$I_1 = 496 \text{ mm}^4$$

Moment d'inertie de la section II

$$\cos \theta_1 = \frac{7,63}{15} = 0,51 \quad \theta_1 = 1,04 \text{ rd}$$

$$\theta_2 = 0$$

$$I_2 = 15837 \text{ mm}^4$$

Moment d'inertie des sections I et II par rapport à l'axe passant par G :

Section I:

$$I_{x'x} = I_1 / Gz_1 + 0,1 G_1^2 \cdot A_1$$

$$I_1 / Gz = I_1 / G_1 z_1 + G G_1^2 \cdot A_1$$

$$I_1 / Gz = I_{x'x} + (G G_1^2 - 0,1 G_1^2) A_1$$

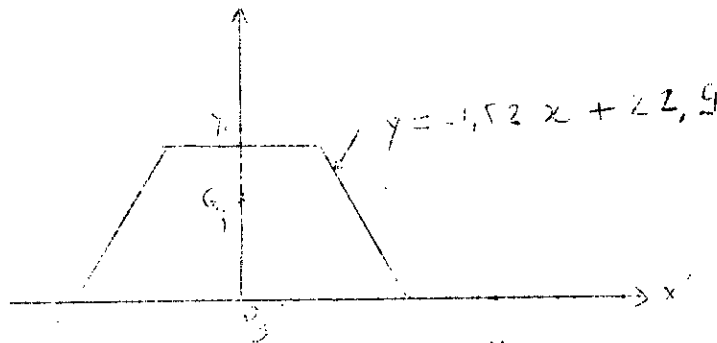
$$= 496 + (4,5^2 - 5^2) \cdot 23,7 = 383 \text{ mm}^4$$

Section :

$$I_2 / Gz = I_{x'x} + (G G_2^2 - 0,2 G_2^2) \cdot A_2$$

$$I_2 / Gz = 15837 + (7,7^2 - 10,4^2) \cdot 136,7 = 9262 \text{ mm}^4$$

Moment d'inertie de la section III



$$I_{x'x} = 2 \int_0^{y_2} \int_0^{y_2-y} y^2 dx dy = 2 \int_0^{y_2} y^2 dy \int_0^{22,9-y} dx$$

$$I_{x'x} = 2 \int_0^{y_2} y^2 \frac{(22,9-y)}{1,52} dy = 2 \int_0^{y_2} \frac{22,9}{1,52} y^2 - \frac{y^3}{1,52} dy$$

$$y_1 = 13,7 \text{ mm}$$

$$I_{x'x} = 14352 \text{ mm}^4$$

$$I_{3/Gz} = I_{x'x} + (GG_3^2 - 0,3G_3^2) \cdot A_3$$

$$I_{3/Gz} = 14352 + (4,6^2 - 5,9^2) \cdot 249,4 = 11017 \text{ mm}^4$$

Moment d'inertie de l'aube :

$$I_{Gz} = 383 + 11017 - 9262 = 2138 \text{ mm}^4$$

Module de flexion de l'aube :

$$\frac{(I)}{v} = \frac{2138}{12,85} = 166 \text{ mm}^3$$

Le module de flexion de l'aubage est de loin supérieur au module de flexion minimum, donc les aubages résistent bien à la flexion.

Etude theorique des vibrations des aubages .

L'aube libre en tête peut vibrer sous l'action des forces excitatrices .
Les forces excitatrices sont dues à l'heterogeneité de la veine de fluide à la sortie du distributeur .

1)-Determination de la frequence propre de l'aubage .

l'expression de la pulsation propre est: $\omega_p = \alpha \cdot \frac{r}{L^2} \cdot \sqrt{\frac{E}{\rho}}$

$$r^2 = \frac{I}{S} = 14,89 \text{ mm}^2$$

I=moment d'inertie de la section fléchissante de l'aube

S=section de l'aube

L=longueur de l'aube

E=module d'young

$$\alpha = (1,87)^2 ; (4,69)^2 , \left(\frac{5}{2}\right)^2 \dots$$

α est la solution de l'équation des frequences pour les differents modes de vibrations de l'aube isolée.

Soit f_p la frequence propre de l'aube : $f_p = \frac{\omega_p}{2\pi} \text{ (Hz)}$

$$f_p = \frac{.1 \cdot .3,85 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot (5 \cdot 10^{-2})^2} \sqrt{\frac{2 \cdot 10^{11}}{7800}}$$

$$f_p = \alpha \cdot 1,24 \cdot 10^3$$

$$\alpha = 1,87^2 \quad f_p = 4340 \text{ Hz}$$

$$\alpha = 4,69^2 \quad f_p = 27297 \text{ Hz}$$

$$\alpha = \left(\frac{5}{2}\right)^2 \quad f_p = 72551 \text{ Hz}$$

Il y a resonance lorsqu'une des frequences propres de l'aube coincide avec la frequence des forces d'excitations .

Les differentes forces à considerer sont :

- Celles causées par le sillage des distributeurs
- Celles resultant de la dissymetrie dans la repartition des pressions sur la roue
- Celles provoquées par les oscillations du rotor

2)- Vibration due au sillage des distributeurs :

La frequence d'excitation correspond à la frequence de passage de l'aubage devant les tuyeres.

$$f_e = n.N \text{ (Hz)} \quad \text{où} \quad n=12 \text{ tuyeres}$$
$$N=20000 \text{ tr/mn}$$

$$f_e = \frac{12 \cdot 20000}{60} = 4000 \text{ Hz}$$

Il peut y avoir resonance si $f_p = K \cdot f_e$

Dans notre cas les frequences du fondamentale et des 2 premiers partiels ne sont pas multiples de la frequence d'excitation.

En general ces resonances sont nombreuses , mais il suffit d'éviter les principales .

3)- Essai des aubages:

En pratique , le calcul des vibrations n'est pas utilisé car :

- Les ailettes ne sont pas à section constante
- Les liaisons different des liaisons idéales
- Le groupement des aubes en paquet modifie sensiblement les types de vibration.

-L'influence de la force centrifuge qui tend à raidir l'ailette , modifie sa fréquence propre

-Les variations thermiques agissent sur E et entraînent des variations de fréquence.

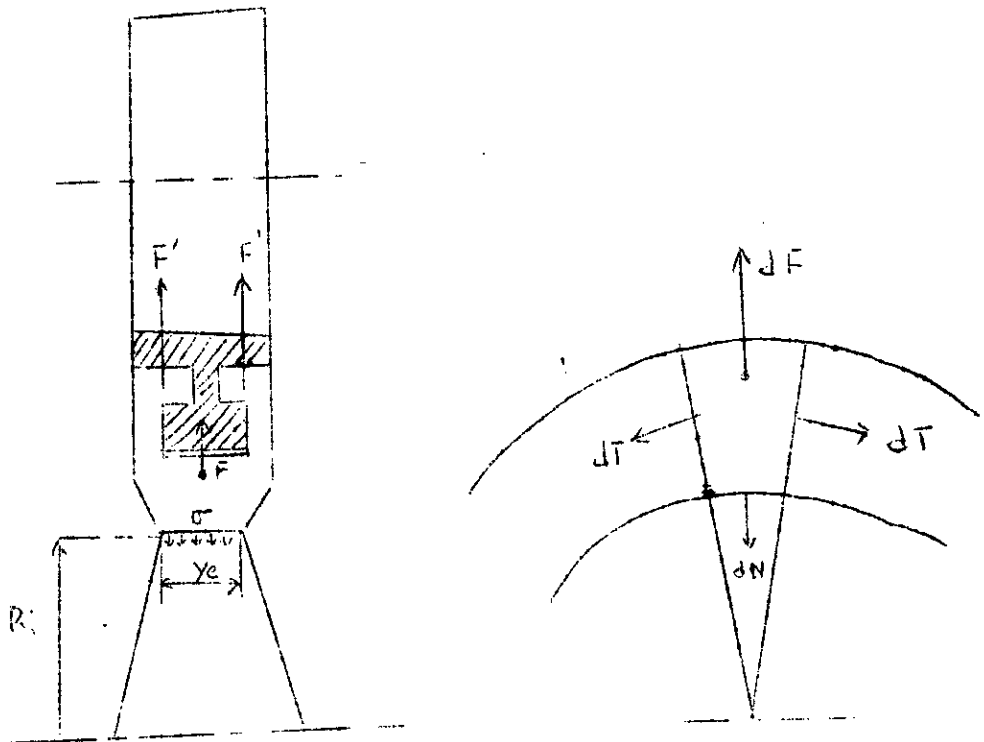
De ce fait les valeurs des fréquences propres obtenues par le calcul ne se trouvent pas vérifiées expérimentalement et les constructeurs préfèrent une étude expérimentale pour la détermination des fréquences propres .

L'essai des aubages consiste à les faire vibrer avec un électro-aimant et à détecter par différentes méthodes les fréquences de vibration.

Chap: XIII CALCUL DU DISQUE

La grande vitesse circonférentielle des disques entraîne des contraintes dans le métal de l'ordre de 20 Kg/mm^2 ce qui justifie un calcul serré des dimensions du disque. Nous nous proposons de déterminer un disque d'égalé contrainte par le calcul.

Calcul de la jante du disque :



La jante est soumise à sa force centrifuge propre F due aux aubes calées sur elle.

considérons un élément de la jante : Il est soumis à

1)-La force centrifuge.

$$dF_1 = (mrd\alpha) \cdot \omega^2 r$$

$$dF_1 = m \omega^2 R^2 \cdot d\alpha$$

où m est la masse par unité de longueur, comptée suivant la circonférence décrite par le centre de gravité de l'ensemble jante et ailettes

2)-A l'action radiale du disque

$$dN = \sigma_r \cdot R_i \cdot Y_e \cdot d\alpha$$

3)-Aux tensions tangentielles

$$dT = \sigma_t \cdot S_j, \quad S_j = \text{section de la jante}$$

Equation d'équilibre de la jante

$$m \omega^2 R_G^2 d\alpha = \sigma_r \cdot R_i \cdot Y_e \cdot d\alpha + \sigma_t \cdot S_j \cdot d\alpha$$

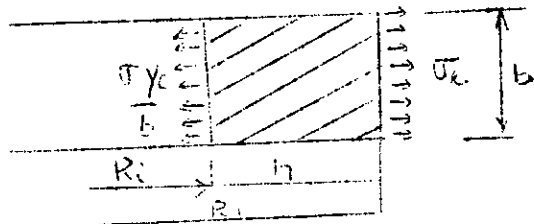
$$d'où \quad \sigma_t = \frac{1}{S_j} (m \omega^2 \cdot R_G^2 - \sigma_r \cdot R_i \cdot Y_e)$$

La jante se dilate et prend un allongement unitaire au rayon R_i égal à

$$\epsilon_t = \frac{1}{E} \left(\sigma_t - \mu \frac{\sigma_r \cdot Y_e}{b} \right)$$

où μ = coefficient de Poisson ($\mu = 0,3$ pour les aciers)

b = largeur de la section équivalente à la section réelle de la jante



La traction σ ne s'exerce que sur la largeur Y_e donc la traction qui s'exer-

ce sur la largeur b est $\frac{\sigma \cdot Y_e}{b}$

ϵ_t doit être égal à l'allongement unitaire du disque au rayon extérieur

$$\epsilon_r = \frac{1}{E} (1 - \mu) \cdot \sigma$$

on doit avoir l'égalité : $(1 - \mu) \cdot \sigma = \epsilon_t - \mu \frac{\sigma \cdot Y_e}{b}$

en remplaçant ϵ_t par sa valeur on en déduit

$$Y_e = \frac{\frac{m \cdot \omega^2 \cdot R_G^2}{S_j \cdot \bar{v}} - (1 - \mu)}{\frac{R_1}{S_j} + \frac{\mu}{b}}$$

Pour faire les calculs on est obligé de faire d'abord un dessin de la jante pour estimer sa section .

Par planimétrie on obtient $S_j = 480 \text{ mm}^2$

Pour déterminer R_G on suppose que les aubes et la jante forment une couronne d'épaisseur égale à 25,7 mm (largeur des aubes) et que la masse des aubes est uniformément répartie autour de la jante.

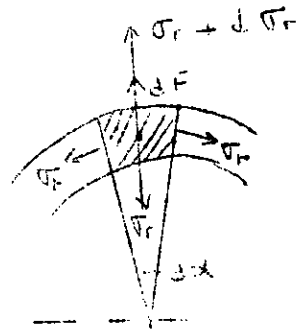
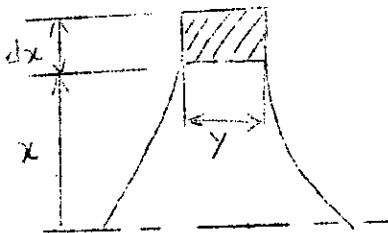
Masse de l'ensemble jante et ailettes: $M_{a+j} = 2,63 \text{ Kg}$

Masse par unité de longueur

$$m_{a+j} = \frac{M_{a+j}}{2R_G} = 8,54 \text{ Kg/m}$$

Avec $\bar{v} = 2 \cdot 10^8 \text{ M/m}^2$ on trouve $Y_e = 3,48 \text{ mm}$

Calcul de la voile du disque .

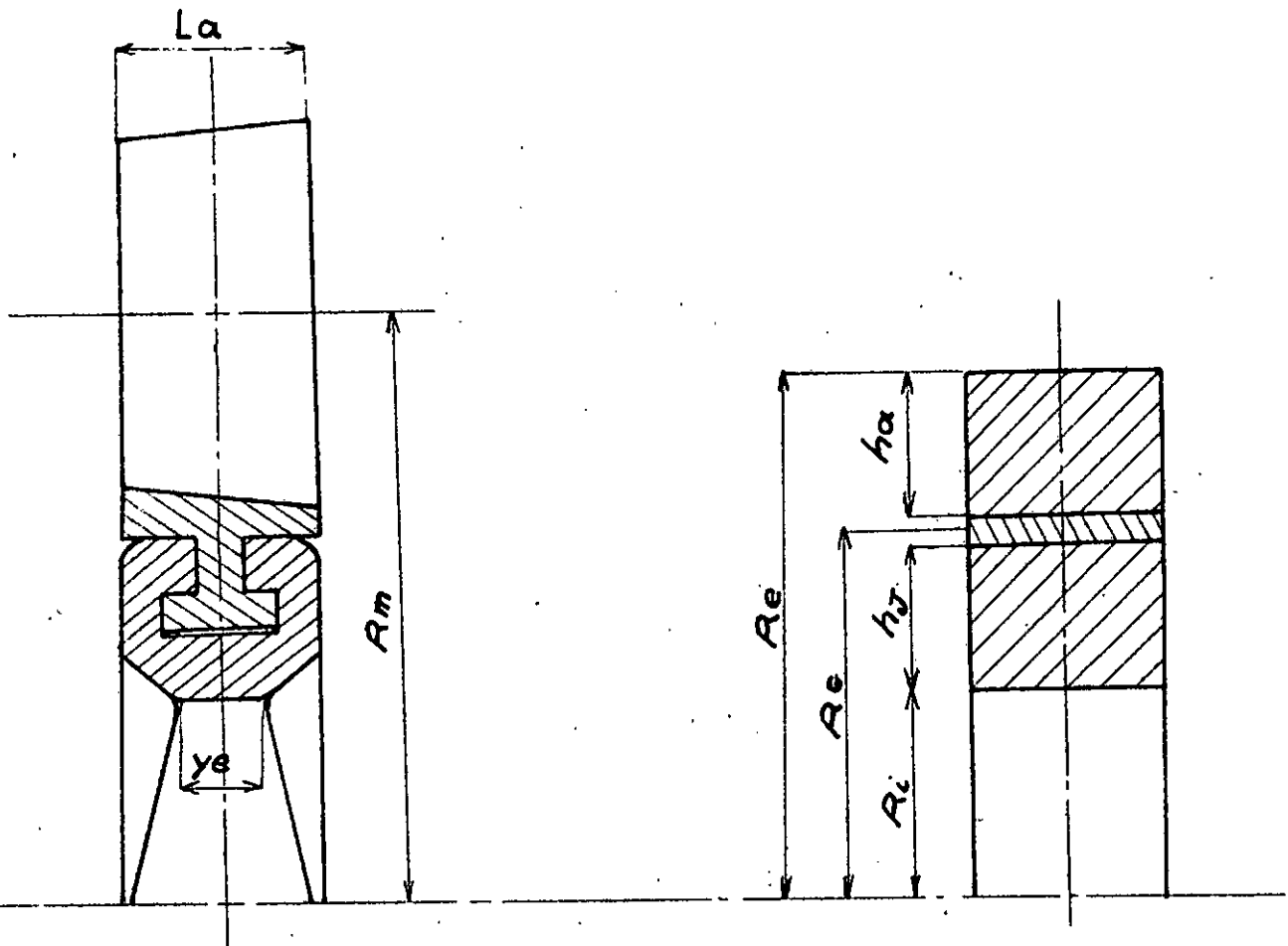


Considerons un élément du disque (fig)

Cet élément est soumis à la force centrifuge et aux forces dues aux contraintes radiales σ_r et tangentielles σ_t

1) - Force centrifuge/

$$dF = dm \cdot \omega^2 \cdot x$$



Pour faciliter les calculs, on admet que la masse des aubes est uniformément répartie en couronne autour de la jante

$$R_i = 27 \text{ mm}$$

$$h_j = 18,6 \text{ mm}$$

$$S_j = 480 \text{ mm}^2$$

$$h_a = 19 \text{ mm}$$

$$\text{masse des aubes} = 1,52 \text{ kg}$$

$$R_G = 49 \text{ mm}$$

$$R_e = 70 \text{ mm}$$

$$A_m = 7,75 \text{ mm}$$

Estimation de la jante

Volume de l'element = $y dx \cdot x d\alpha$

Masse = $\rho y x dx d\alpha$

$$dF = \rho \cdot \omega^2 \cdot x^2 \cdot y \cdot d\alpha \cdot dx$$

2) Forces radiales:

Force radiale due à σ_r : $dR = \sigma_r \cdot y \cdot x \cdot d\alpha$

Force radiale due à $\sigma_r + d\sigma_r$: $dR' = \sigma_r \cdot y \cdot x \cdot d\alpha + \frac{d}{dx} (\sigma_r \cdot y \cdot x) \cdot d\alpha$

3) Forces tangentielles :

Sur chaque face meridienne de l'element s'exerce une contrainte tangentielle

σ_t donc une force: $dT = \sigma_t \cdot y \cdot dx$

Projection sur l'axe vertical:

$$dF + dR' - dR - 2dT \cdot \sin \frac{\alpha}{2} = 0$$

$$dF + dR' - dR - dT \cdot d\alpha = 0$$

on obtient apres simplification:

$$\frac{d}{dx} (\sigma_r \cdot y \cdot x) - \sigma_t \cdot y + \rho \omega^2 \cdot x^2 \cdot y = 0$$

le disque etant d'égale contrainte : $\sigma_r = \sigma_t = \sigma$

d'où :

$$(y + x \cdot \frac{dy}{dx}) - \sigma \cdot y + \rho \omega^2 \cdot x^2 \cdot y = 0$$

$$\frac{dy}{y} = \frac{\rho \cdot \omega^2 \cdot x^2}{\sigma} \cdot dx$$

Solution generale de cette équation: $Y = A \cdot e^{-\frac{\rho \omega^2 \cdot x^2}{2\sigma}}$

la constante d'integration est telle que pour $x = R_1$, $Y = Y_e$

$$Y = Y_e \cdot e^{-\frac{\rho \omega^2 \cdot x^2 (R_1^2 - x^2)}{2\sigma}}$$

-Détermination de l'épaisseur du disque au niveau de l'arbre :

$$Y_e = 3,48 \text{ mm} \quad Y_{\min} = 3,7$$

— Du fait que la vitesse de rotation est élevée (20000 tr/mn) et que le diamètre du disque est faible (le diamètre extérieur de la jante est de 9cm), on prévoit donc le disque et l'arbre en une seule pièce.

CALCUL DE L'ARBRE

Matériau utilisé:

Acier allié au Chrome-Molybdène

18CD4 (0,18% de carbone, 1% de Chrome, 0,3% de Molybdène)

Température de recuit : 860°C

Résistance à la rupture: $R_r = 55 \text{ daN/mm}^2$

Limite élastique : $R_e = 37 \text{ daN/mm}^2$

Allongement : $A = 22$

Dureté Brinell : $HB = 150$

Calcul de l'arbre :

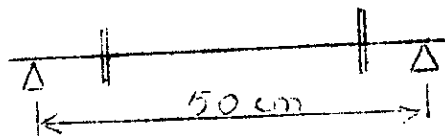
L'arbre est soumis à la torsion (due au couple résultant de la puissance) et à la flexion (due à son poids propre, à celui du compresseur et de la turbine).

-Couple sur l'arbre :

$$\text{puissance } P = C \omega \quad C = \frac{P}{\omega}$$

$$C = \frac{64,56 \cdot 10^3}{2094 \cdot 0,98} = 31,4 \text{ N.m}$$

-Moment de flexion:



$$\text{Poids total} = 7,23 \cdot 9,81 = 71 \text{ N}$$

$$M_f = 71 \cdot 25 \cdot 10^{-2} = 18 \text{ N}$$

-Moment idéal :

$$M_i = \sqrt{M_c^2 + M_f^2} = \sqrt{31,4^2 + 18^2} = 36 \text{ N.m}$$

Soit d le diametre : on doit avoir $d \geq \sqrt[3]{\frac{10 \cdot T}{R_{pe}}}$

$$\text{Resistance pratique } R_{pe} = \frac{R_e}{k} = \frac{37}{4} = 9 \text{ daN/mm}^2$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 36 \cdot 10^3}{90}} = 15,8 \text{ mm}$$

majoration du diametre de 10% (clavetage) : $d \geq 17,4 \text{ mm}$

on a pris un diametre $d = 20 \text{ mm}$

Calcul de la vitesse critique de l'arbre.

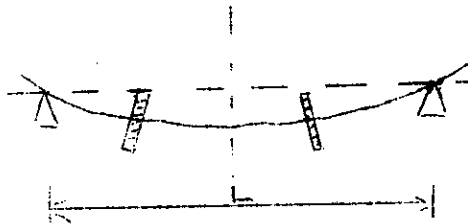
La vitesse critique de l'arbre est la vitesse pour laquelle la fleche deviendrait théoriquement infinie.

$$\text{Elle est donnée par la relation : } N_{cr} = 9,55 \sqrt{\frac{E}{f}} \quad (\text{tr/mm})$$

où f = fleche de l'arbre

Dans notre cas , 2 vitesses critiques peuvent se présenter .

-Disposition I:



dans cette disposition la valeur de la fleche est donnée par la rela -

$$\text{tion : } f_1 = \frac{P_1 L^3}{48 E \cdot I}$$

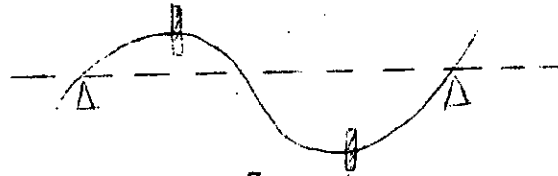
P_1 = poids de la roue

E = module d'élasticité

I = moment d'inertie de l'arbre

$$\text{d'où la premiere vitesse critique : } N_{cr_1} = 9,55 \sqrt{\frac{E}{f_1}}$$

Disposition II:



Dans ce cas la fleche vaut : $f_2 = \frac{P_1 \cdot L^3}{348 \cdot E \cdot I}$

d'où la 2^o vitesse critique : $Ncr_2 = 9,55 \sqrt{\frac{E}{f_2}}$

du fait que $f_1 = 8 f_2$ les vitesses critiques sont dans le rapport de $\sqrt{8}$

$$Ncr_2 = \sqrt{8} \cdot Ncr_1$$

- Calcul de la fleche maximum

$$f_1 = \frac{P_1 \cdot L^3}{48 \cdot E \cdot I}$$

$$I = \frac{D^4}{64} = \frac{\pi \cdot (2 \cdot 10^{-2})^4}{64} = 0,79 \cdot 10^{-8} \text{ m}^4$$

$$f = \frac{3 \cdot (50 \cdot 10^{-2})^4}{48 \cdot 22 \cdot 10^{10} \cdot 0,79 \cdot 10^{-8}} = 1,5 \cdot 10^{-6} \text{ m}$$

- Calcul de la 1^o vitesse critique:

$$Ncr_1 = 9,55 \sqrt{\frac{9,81}{1,5 \cdot 10^{-6}}} = 14107 \text{ tr/mn}$$

- Calcul de la 2^o vitesse critique :

$$Ncr_2 = Ncr_1 \cdot \sqrt{8} = 39900 \text{ tr/mn}$$

Pour avoir un bon fonctionnement il faudrait que la vitesse ne soit pas trop voisine de la 1^o vitesse critique, ni de la seconde .

D'apres Stepanoff on a un tres bon fonctionnement pour ●

$$N < 0,8 Ncr_1$$

$$N > 1,3 Ncr_1$$

$$N < 0,7 Ncr_2$$

N etant la vitesse de fonctionnement.

Dans notre cas $N = 20000$ tr/mn

$$1,3 Ncr_1 = 18339 \text{ tr/mn}$$

$$0,7 Ncr_2 = 27930 \text{ tr/mn}$$

donc N verifie la condition :

$$1,3 Ncr_1 < N < 0,7 Ncr_2$$

TABLE DES MATIERES

-Introduction

Chapitre: I SURALIMENTATION

-Principe de la suralimentation

-Méthodes de suralimentation

-Suralimentation des moteurs "Diesel" par emploi de turbo-soufflante

Chap: II ETUDE GENERALE DE LA TURBO-SOUFFLANTE

I^{ère} Partie: CALCUL DU COMPRESSEUR

Chap: III ETUDE THERMODYNAMIQUE DU COMPRESSEUR

-Calcul du travail de compression

-Calcul des différents paramètres

-Charge totale de la soufflante

Chap: IV CALCULS DIMENSIONNELS

-Calcul du diamètre extérieur de la roue

-Détermination du diamètre au commencement des aubes

-Diamètre de l'ouïe

-Diamètre du moyeu

-Triangle des vitesses. Détermination des différentes vitesses

-Calcul des aubes:

*Nombre d'aubes

*Largeur des aubes à l'entrée et à la sortie

Chap: V DIFFUSEUR

-Diamètre intérieur et extérieur du diffuseur

-Largeur du diffuseur

-Vitesse de l'air à l'entrée du diffuseur

-Nombre d'ailettes du diffuseur

-Calcul de la vitesse de l'air à la sortie

Chap:VI

- A) Calcul relatif à la volute
- B) Calcul du cône diffuseur de sortie
- C) Calcul du convergent d'entrée

Chap:VII CALCUL DES PRESSIONS (sans tenir compte des pertes de charge)

- Variation de pression entre l'entrée et l'ouïe de la roue
- Variation de pression entre l'ouïe et l'entrée des aubes
- Augmentation de pression dans la roue
- " " " " le diffuseur
- " " " " la volute
- " " " " le divergent de sortie
- Pression de l'air à la sortie

Chap:VIII CALCUL DES PERTES

A) Pertes hydrauliques:

- calcul des pertes de charge
- calcul des chutes de pression
- calcul de la pression réelle de l'air à la sortie
- Rendement hydraulique

B) Pertes mécaniques

Rendement mécanique

C) Pertes par frottement des flasques

Rendement interne

D) Pertes par fuites (fuites internes)

E) Fuites externes

Rendement volumétrique

F) Rendement global . Calcul des puissances

2° Partie ETUDE DE LA TURBINE

Chap:IX CALCULS THERMODYNAMIQUES

- Coefficient d'enthalpie
- Vitesse d'écoulement à la sortie des tuyères
- Détermination de l'angle α_1 à l'entrée des aubes mobiles
- Vitesse périphérique
- Diamètre de la roue
- Travail utile reçu par la roue
- Vitesse relative à la sortie de la roue : angle β_2
- " " " l'entrée de la roue : angle β_1
- Vitesse restante : Angle α_2
- Taux de détente
- Rendement adiabatique de la turbine
- Température des gaz à la sortie de la turbine
- Pression à l'amont de la turbine

Chap:X ETUDE DES PERTES

- Pertes internes
- Pertes externes
- Rendement global de la turbine

Chap:XI ETUDE DES TUYERES

- Matériau constitutif
- Détermination des caractéristiques géométriques
 - * Forme de la tuyère
 - * Angle de sortie des tuyères
 - * Hauteur radiale
 - * Nombre de tuyères
 - * Pas des tuyères
 - * Epaisseur des branches

*Profondeur des tuyeres suivant l'axe

*Profil des tuyeres

Chap:XIII ETUDE DES AUBAGES MOBILES

-Materiau utilise

-Caracteristiques geometriques

*Determination des hauteurs radiales

*Nombre d'aubages

*Pas des aubages

*Largeur des aubes

*Epaisseur des aubes

*Hauteur radiale à la sortie

-Tracé du profil des aubages mobiles

-Sollicitations:

1) Verification des aubes à la traction

2) " " " flexion

-Etu de theorique des vibrations des aubages

Chap:XIII Calcul du disque

Chap:XIV Calcul de l'arbre

-Diametre de l'arbre

-Calcul de la vitesse critique

BIBLIOGRAPHIE

- Science et Technique du moteur Diesel industriel et de transport (Tome I)

par R. BRUN

- Pompes, Ventilateurs centrifuges, Compresseurs

par A. de KOVATS et DESMUR

- Pompes centrifuges et pompes hélices

par A. J. STEPANOFF

- Les machines transformatrices d'énergie (Tome II)

Par G. JEMASSON

- Elements de construction à l'usage de l'ingénieur (Tome VI)

- Ventilateurs et Compresseurs centrifuges et axiaux

par M. SEDILLE

- Turbine à vapeur et à gaz . par L. VIVIER

- Elements de construction (Tome IX)

- Cours polycopié sur les turbines

- Cours de machines thermiques de M^r MATTON

REMERCIEMENTS

Nos remerciements vont à notre promoteur M^r D.MARQUIS ainsi qu'à
tous les professeurs qui ont contribué à notre formation

