

وزارة التعليم و البحث العلمي
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT :

Génie Mécanique



lex

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

Calcul

d'une tour seche .

Proposé Par :
M AIT ALI

Etudié par :
ARIB MOHAMED

Dirigé par :
AIT ALI

PROMOTION : JUIN 88

-- DEDICACES --

Je dedie ce modeste travail
à mes très chers Parents qui se sont
tant sacrifiés et tant soufferts pour
moi,
à mes frères,
et à mes amis les plus chers.

-- REMERCIEMENTS --

Je tiens à remercier mon
promoteur Mr AIT-ALI pour son aide
et ses conseils judicieux qui m'ont
permis de réaliser mon projet.
Je remercie aussi, tous les ensei-
gnants qui ont contribué à l'abou-
tissement de ma formation, ainsi que
tous ceux qui ont participé à l'ela-
boration de ce polycopié de près ou
de loin.

Mohamed ARIB

Nom & prenom : ARIB Mohamed

Departement de Genie Mecanique

Preneur: ALT ALT

الملخص :

الهدف من هذا العمل هو حساب برج تبريدي جاف بغرض إيجاد أبعاده إضافة إلى مبدل حرارته رغبة في استهلاك 60 كيلواط من كمية الحرارة .

ووصف كل المراحل التي يستوجبها إنجاز وإقامة هذا البرج .
ثم تطبيق طريقة لإيجاد منحى السرعة داخل البرج بإستعمال جهاز الانيمومتر
ذو الطرق العديدة مع وضع جهاز ملائم للتوجيه ثم وضع سلسلة حركية مناسبة .

Resume:

Notre etude a pour objet de dimensionner une tour seche ainsi que son échangeur de chaleur pour dissiper une quantite de chaleur de 60 KW. De decrire toutes les phases pour la realisation et la mise en place de cette tour.

Aussi d'appliquer une methode de determination des profils de vitesse a l'interieur de la tour , ou nous avons mis un Anemometre a plusieurs voies avec un systeme de guidage approprie et une chaine cinematique adequate.

Summary:

The aim of this project is to dimension a dry cooling tower with its exchanger to dissipate 60 KW heat. To describe all the phases to realise this tower.

Also to determine the profiles of the velocity inside the tower where we have to put an Anemometre at several ways with guide system and cinematic chain appropriate.

SOMMAIRE

	Page
Chapitre 1: Introduction	1
1.1: Nécessité de refroidissement	1
1.2: Historique	2
1.3: But et définition	3
1.4: Description	4
1.5: Types de sources de refroidissement	5
1.6: Cycle combiné	17
1.7: Objectif de l'étude	22
 Chapitre 2: Dimensionnement de la tour à tirage naturel	 23
2.1: Dimensionnement de l'échangeur	23
2.1.1: Principe de l'échangeur	23
2.1.2: Hypothèses de calcul	24
2.1.3: Calcul du coefficient d'échange global	 25
2.1.4: Calcul de la surface d'échange	26
2.1.5: Longueur totale du tube	29
2.1.6: Longueur de chaque tube	30
2.2: Détermination de diamètre de sortie de la tour	 34

2.2.1: Hypothèses ————— 34

2.2.2: Chutes de pression ————— 35

Chapitre 3: Dimensionnement de la tour

à tirage forcé ————— 39

3.1: Dimensionnement de l'échangeur ——— 39

3.1.1: Calcul du coefficient d'échange

global ————— 39

3.1.2: Calcul de la surface d'échange ——— 41

3.1.3: Longueur du tube ————— 42

3.2: Diamètre de sortie de la tour ——— 43

3.2.1: Chute de pression entre 0-1 ——— 43

3.2.2: Chute de pression à travers

l'échangeur ————— 43

3.2.3: Vitesse de l'air à la sortie

de la tour ————— 44

Chapitre 4: Choix de la pompe ————— 46

4.1: Hauteur manométrique de pompage ——— 46

4.2: Nombre de tours spécifiques ——— 47

4.3: Puissance utile de pompage ——— 47

4.4: Puissance fournie de pompage	48
4.5: Puissance du moteur électrique entraînant la pompe	48

Chapitre 5 : Méthode de détermination des profils de vitesses à l'intérieur de la tour	49
5.1: Introduction	49
5.2: Principe de l'anémomètre à fil ou film chaud	50
5.3: Description de l'anémomètre à fil chaud EV210	51
5.4: Lois d'échange	52
5.5: Système de guidage	56
Chapitre 6: Phases de fabrication	60
6.1: Description de la tour	60
6.2: Matériaux utilisés	61
6.3: Site de l'emplacement	62
6.4: Phases de fabrication	62
Chapitre 7: Conclusion	76

Appendice A	64
Appendice B	67
Appendice C	72

TABLE DES FIGURES

Fig 1.1	- Refroidissement naturel par les eaux de mer	6
Fig 1.1'	- Schema de principe de refroidissement par tour humide	8
Fig 1.2	- Refroidissement en circuit fermé	8
Fig 1.3	- Système de refroidissement par tour sèche	12
Fig 1.4	- Tour de refroidissement mixte	16
Fig 1.5	- Diagramme T-S du cycle combiné	18
Fig 1.6	- Schema simplifié de la centrale thermique à cycle combiné	21
Fig 2.1	- Disposition des tubes dans l'échangeur	31
Fig 2.2	- Schema de la tour à tirage naturel	33
Fig 2.3	- Schema de la tour à tirage artificiel	33
Fig 5.1	- Emplacement de l'anémomètre dans la tour	55
Fig 5.2	- Chaîne cinématique	57

symbole	Designation	Unité
A	Surface d'échange totale	m^2
C_a	Vitesse d'aspiration	m/s
C_r	Vitesse de refoulement	m/s
d_a	Diametre des ailettes	mm
d_e	Diametre exterieur des tubes	mm
d_i	Diametre interieur des tubes	mm
h_a	Coefficient de convection de l'air	$W/m^2 \cdot ^\circ C$
h_e	Coefficient de convection de l'eau	$W/m^2 \cdot ^\circ C$
H_m	Hauteur manometrique	m
L	Longueur de chaque tube	m
L_T	Longueur totale du tube	m
\dot{M}	Debit massique de l'eau	kg/s
\dot{m}	Debit massique de l'air	kg/s
P_0	Pression atmospherique	bar
P_1	Pression d'entrée échangeur	bar
P_2	Pression de sortie échangeur	bar
Pr	Nombre de Prandtl	-
N_s	Nombre de tours spécifiques	tr/min
\dot{q}	puissance totale	kW
Q	Debit volumetrique de l'eau	m^3/s
R_{sa}	Resistance d'encrassement côté air	$m^2 \cdot ^\circ C/W$
R_{se}	Resistance d'encrassement côté eau	$m^2 \cdot ^\circ C/W$

Re	Nombre de Reynolds	-
S_z	Section de passage à travers l'échangeur	m^2
t_e	température de l'air ambiant	$^{\circ}C$
T_e	température d'entrée de l'échangeur (eau)	$^{\circ}C$
t_s	température de sortie échangeur (air)	$^{\circ}C$
T_s	température de sortie échangeur (eau)	$^{\circ}C$
U	Coefficient d'échange global	$W/m^2^{\circ}C$
v_i	Vitesse de l'air entrée échangeur	m/s
v	Vitesse de l'eau entrée échangeur	m/s
Z	Hauteur de la tour	m

Lettres grecques

ρ	masse volumique	kg/m^3
ν	viscosité cinématique	m^2/s
C_p	chaleur spécifique	$KJ/kg^{\circ}C$

Chapitre 1 INTRODUCTION

1.1 Nécessité de refroidissement

Tout travail, qu'il soit mécanique, chimique ou autre, est la source d'une production d'énergie ou de chaleur parasite la plupart du temps gênante, et parfois même nuisible.

Le refroidissement des installations et des matériels doit donc être assuré en permanence si l'on veut conserver leur intégrité et leur bon fonctionnement.

Les cycles thermiques fonctionnent selon le principe de Carnot; ils sont particulièrement sensibles au phénomène d'échauffement, le rendement étant lié directement à la température de la source froide et à celle de la source chaude.

Dans un grand nombre de cas, le refroidissement se fait naturellement par échange avec le milieu environnant.

Le refroidissement naturel n'est cependant pas toujours suffisant et l'on doit alors avoir recours à un refroidissement forcé.

1.2 Historique

Les tours de refroidissement d'eau, sont aussi appelées aérorefrigérants, économiseurs d'eau, et réfrigérants atmosphériques...

Elles sont importantes chaque fois qu'un important besoin en eau fraîche est nécessaire. Cette eau de plus en plus rare donc de plus en plus chère.

De plus, certains règlements s'opposent à la consommation d'eau potable à des fins industrielles.

Dans le but de trouver une solution à ce problème, de nombreux travaux ont été faits par les physiciens tels :

LEWIS (1922), MOLLIER (1923), MERKEL (1925), NOTTAGE (1941), LICHTENSTEIN (1944), SHERWOOD (1946), MICKLEY (1949) et G. RIGOT ...

1.3 But et définition

Parmi les nombreux procédés industriels nécessitant l'utilisation d'un moyen de refroidissement, les centrales électriques constituent un cas typique compte-tenu des échanges considérables mis en jeu.

L'eau est naturellement retenue comme agent de refroidissement des condenseurs aussi longtemps qu'il a été possible de disposer de grandes quantités d'eau froides naturelles à un coût réduit. Toutefois, le choix de ce principe est devenu très onéreux, voire impossible compte-tenu des ressources dont on ne dispose toujours pas en quantité suffisante.

Pour cela on utilise des réfrigérants humides qui substituent au cycle ouvert à eau perdue, telles les centrales utilisant les eaux de rivières ou de mer, un cycle fermé qui permet d'économiser en moyenne environ 98% de la quantité globale d'eau de circulation.

Néanmoins, dans certains cas, comme dans certains pays à climat aride, tels ceux de

sahel où le manque d'eau se fait sentir, il faut adopter les refroidisseurs atmosphériques secs qui permettent de s'affranchir de toute eau d'appoint. Ces refroidisseurs dits tours sèches sont des échangeurs de chaleur atmosphériques destinés à permettre le refroidissement des eaux provenant des condenseurs des centrales thermiques ou nucléaires et ce, par le biais d'un fluide caloporteur circulant en circuit fermé dans l'échangeur sans contact direct avec l'air.

1.4 Description

Les tours comportent généralement une coque externe à section cylindrique qui peut affecter la forme d'une hyperboloïde de révolution ou d'un cylindre.

1.5 Types de sources de refroidissement

A - Le refroidissement naturel

convient aux centrales thermiques situées à proximité des réserves naturelles

a- Refroidissement par eau de mer

L'eau de mer ou d'océan passe dans un élément de traitement afin d'éliminer les substances solides et les corps susceptibles de se déposer sur les tubes de l'échangeur.

Une pompe refoule l'eau sur les tubes d'échangeur c'est à dire vers le condenseur, puis elle est rejetée vers la mer. Fig 1.1

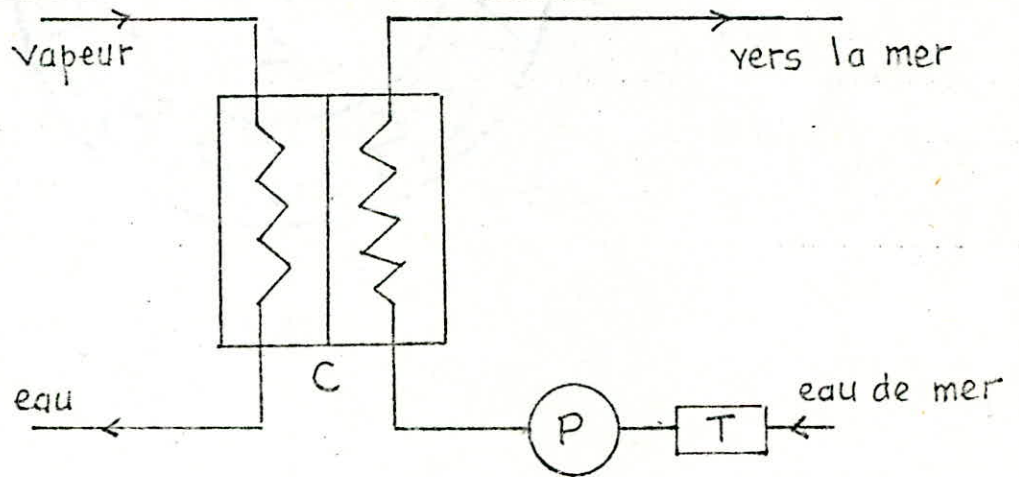
La justification de ce type de refroidissement est l'abondance de l'eau de mer ou d'océan ; par contre le traitement des eaux est très coûteux, de plus les problèmes de corrosion induits sont très sévères, ce qui impose l'utilisation des matériaux spéciaux résistants à la corrosion.

b- Refroidissement par eau de rivière

Le principe de fonctionnement est le même que celui du refroidissement par l'eau de mer, mais il est plus avantageux du point de vue économique.

L'eau douce est moins corrosive que l'eau de mer.

En plus du traitement ; il faut éliminer la boue



C : condenseur

P : pompe

T : poste de traitement.

Fig 1.1 - Refroidissement naturel
par les eaux de mer

qui accompagne le fluide lors de son pompage, pour qu'elle ne se dépose pas sur les tubes de l'échangeur.

Cependant rares sont les rivières dont le débit est suffisant pour accommoder le refroidissement de grandes centrales thermiques.

C- Refroidissement artificiel

Il se fait par un système qui consiste à refroidir la vapeur provenant de la turbine avec un fluide qui sera refroidi à son tour par l'air atmosphérique en boucle fermée, c'est le cas des centrales nucléaires, et des centrales à tour de refroidissement sèche. Fig 1.2

B- Refroidissement par tours

On rencontre deux types de tours de refroidissement suivant que le cycle soit réellement fermé (sans pertes d'eau) ou non, avec un léger appoint d'eau.

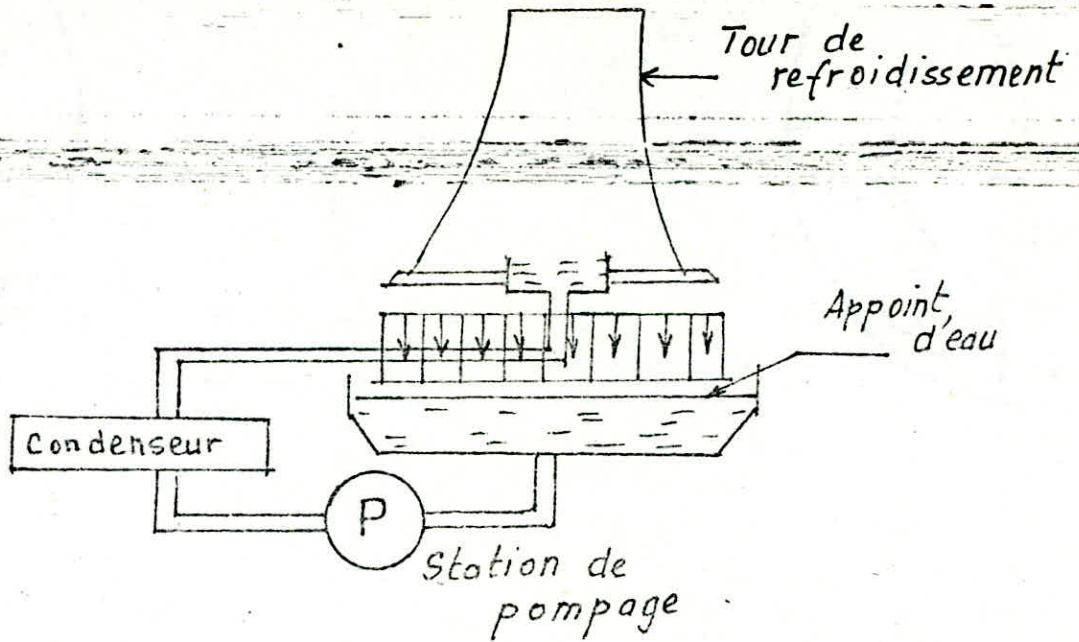


Fig 1.1 - Schema de principe de refroidissement par tour humide.

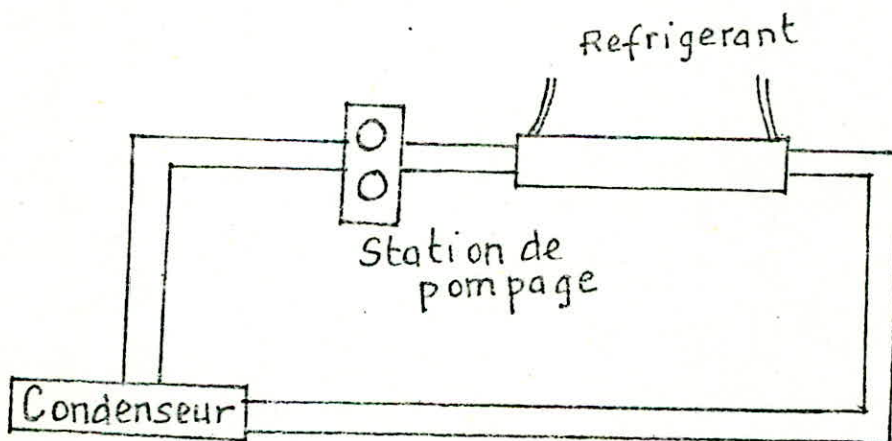


Fig 1.2 - Refroidissement en circuit fermé sur refrigerant atmospherique.

Les premières sont appelées tours sèches, basées sur le principe simple qui est celui de la transmission direct de la chaleur à l'air.

La coque crée une depression montante qui forme et accelere le mouvement de l'air à travers les particules d'eau et d'air chaud par sa forme même, l'air chargé de vapeur d'eau est comprimé jusqu'au retrecissement de la tour par une legere augmentation de pression -statique puis detendu dans la partie superieure.

Les secondes sont appelées donc tours humides, admettant une legere perte par evaporation. L'eau provenant du condenseur chute eparpillée et rencontre un courant d'air ascendant.

a- Tour humide

L'echange de chaleur dans les tours humides se fait entre l'air qui represente la source froide et l'eau qui represente la source chaude, il y a alors evaporation de l'eau en se rencontrant. Fig 1.1'

L'autre mode de transfert de chaleur, qui n'entre que dans un faible rapport est la convection. Approximativement, on peut dire que l'échange de chaleur se fait dans les proportions suivantes:

75% par évaporation
et 25% par convection.

Dans ce cas là, il est nécessaire d'avoir un appoint d'eau pour compenser les pertes d'eau par évaporation.

a/1 Principe de fonctionnement

L'eau à refroidir s'écoule par gravité en contact avec l'air ascendant.

L'eau froide sera alors recueillie dans un bassin pour être prête à servir de nouveau. Au moyen d'une pompe de circulation, elle sera renvoyée au condenseur.

a/2 Répartition des tours humides

Elles se répartissent suivant:

- Le mode de tirage -

On y trouve les tours de refroidissement à tirage naturel, où l'aspiration se fait par cheminée (ou tour) et les tours de refroidissement à tirage artificiel à l'aide d'un ventilateur positionné soit au-dessus de l'échangeur et est dit aspirant soit au-dessous de l'échangeur auquel cas il est dit refoulant.

- Le mode de dispersion

Qui est soit :

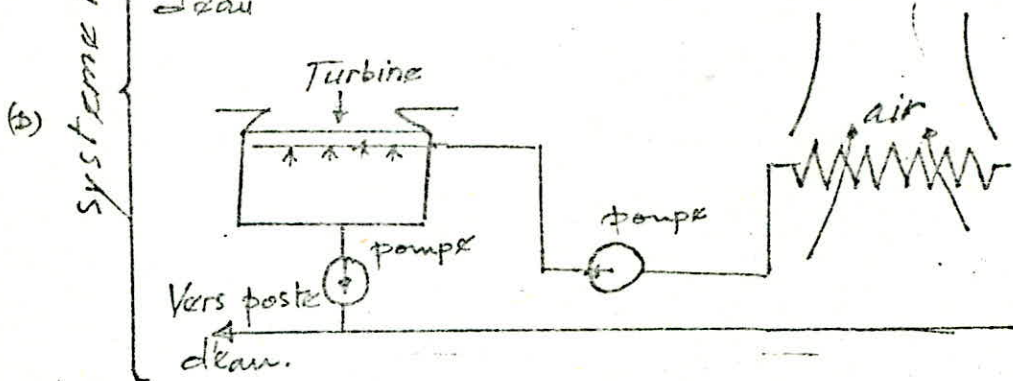
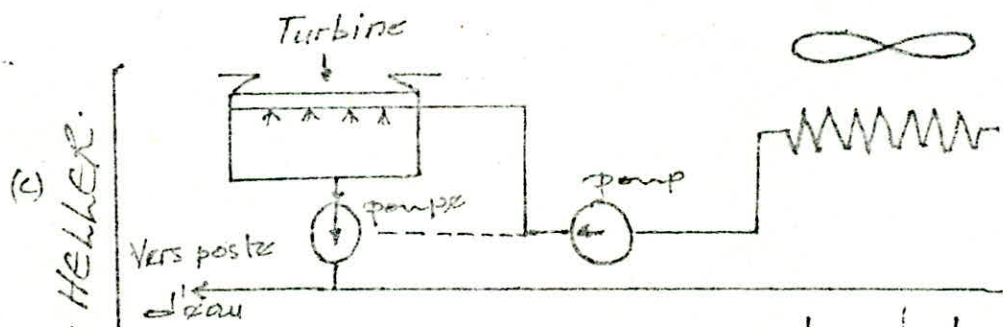
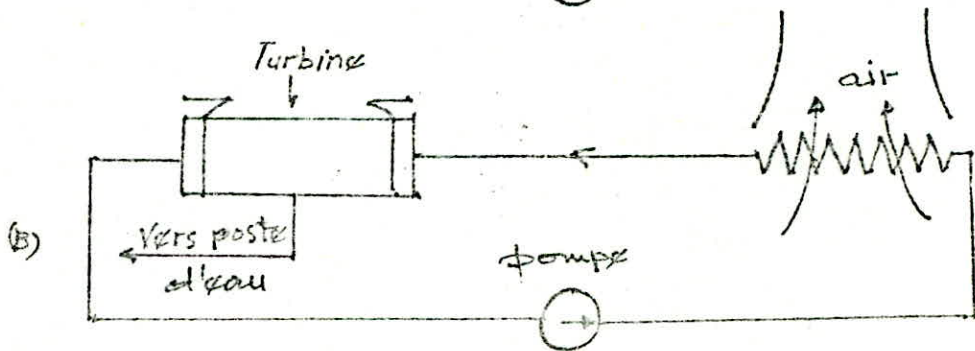
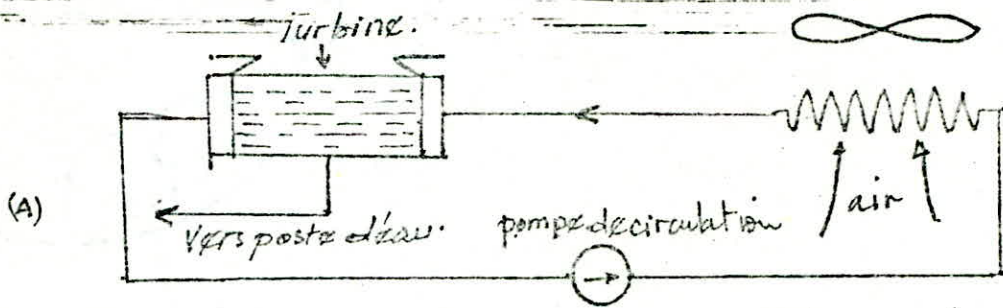
- à courants croisés,
- à contre courant,
- à système mixte.

L'inconvénient majeur du refroidissement par tours humides est la compensation de l'eau dont l'appoint peut dépasser les ressources disponibles.

b Tours sèches

Il existe plusieurs types de tours de refroidissement sèches. (voir Fig 1.3).

Fig 1.3 - Systemes de refroidissement par tour seche.



- A: Condenseur à surface : tirage forcé
- B: _____ : _____ naturel
- C: Condenseur à mélange : _____ forcé
- D: _____ : _____ naturel

Comme nous l'avons déjà dit, la vapeur à l'échappement de la turbine peut être condensée par un fluide intermédiaire, ou bien elle est envoyée directement dans les échangeurs que l'on appelle alors aérocondenseurs.

Si le fluide intermédiaire colporteur est identique au fluide du cycle principal on peut concevoir que la condensation de la vapeur à l'échappement de la turbine se passe dans un condenseur à mélange qui est habituellement désigné par système HELLER du nom de l'ingénieur Hongrois.

De point de vue fonctionnement on peut distinguer les tours de refroidissement sèches selon les moyens utilisés pour mettre l'air en circulation.

- . tours de tirage permettant une convection naturelle,
- . tours avec ventilateurs situés à l'omont ou à l'aval de l'échangeur assurant une convection forcée,

. système mixte à tirage assisté

L'avantage principal réside dans l'échange de chaleur efficace par contact direct, sans surface d'échangeur.

Inconvénient des tours sèches

- coût d'investissement élevé parce que l'échange de chaleur est dix à vingt fois moins efficace que l'échangeur avec l'eau. Cette solution nécessite de grandes dimensions,

- nécessité d'une puissance de soufflage importante dans le cas de la convection forcée, destinée à augmenter le coefficient d'échange,

- nécessité de tour de tirage de grande dimension associée à une nuisance esthétique dans le cas de la convection naturelle,

- perturbations de fonctionnement dues aux variations des conditions météorologiques.

- corrosion des ailettes de l'échangeur de chaleur et leur encrassement à cause de l'agressivité de l'environnement,

Ce type de refroidissement n'est pas employé lorsque le refroidissement humide est acceptable.

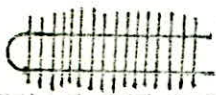
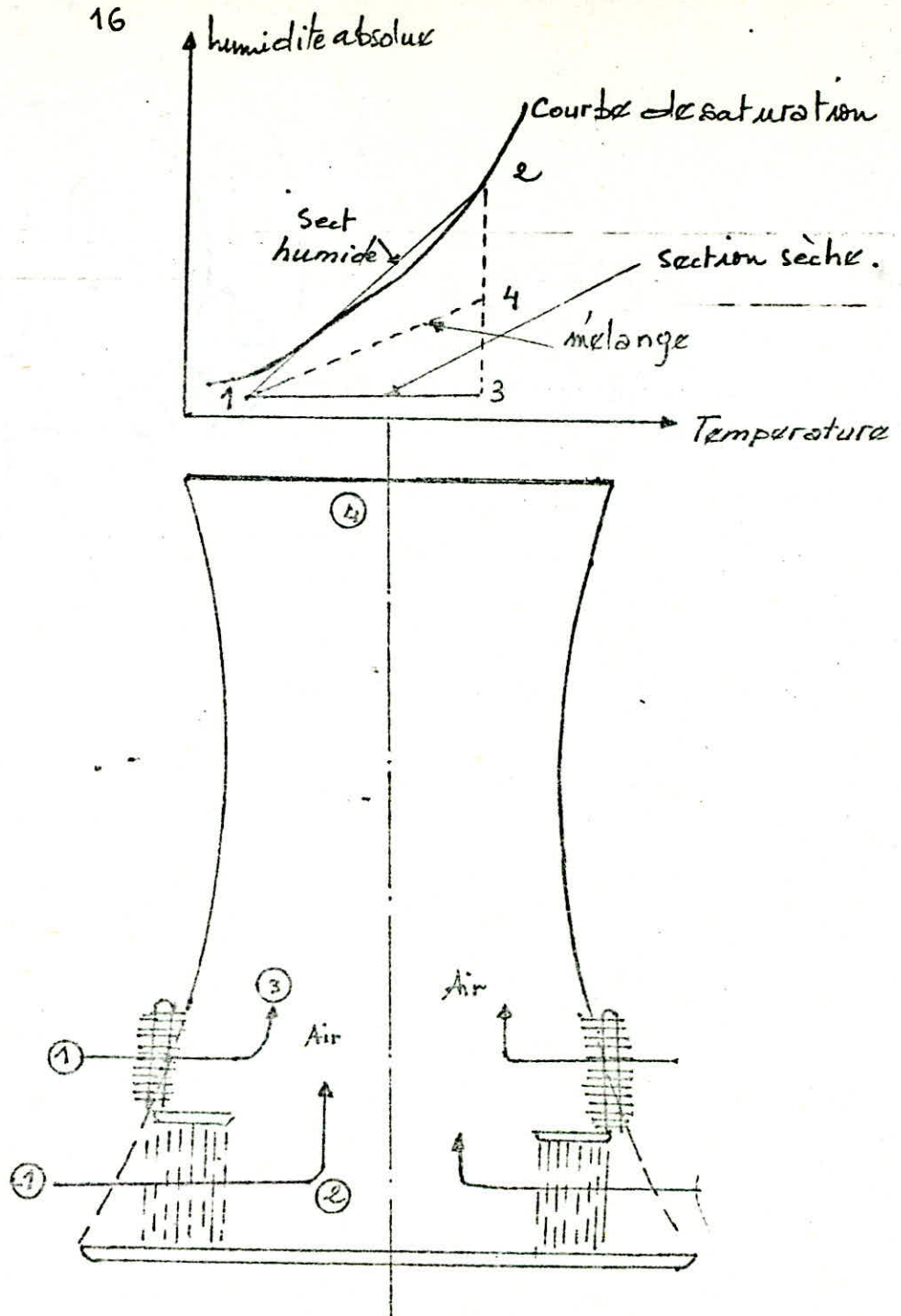
C - Tours mixtes .

Pour tenter de diminuer la surface d'échange sèche nécessaire en utilisant les bonnes propriétés d'échange de chaleur par évaporation, une solution intermédiaire entre le refroidissement par voie sèche et le refroidissement par voie humide, est actuellement proposée par quelques constructeurs.

Ce refroidissement se fait par contact avec l'air et à la fois sans contact avec l'air.

Ce système de refroidissement est moins sensible à la variation des conditions météorologiques, et la consommation d'eau peut aussi être réduite à 20 % environ de celle d'un refroidissant humide. La figure 1.4 indique dans une même tour la disposition relative des échangeurs secs et humides ainsi que l'évolution de l'air sur un diagramme de Mollier simplifié.

L'expérience montre que si la droite qui relie sur le diagramme de Mollier de l'air humide, les deux points représentant les états de l'air à l'entrée et à la sortie du refroidissant ne coupe pas la



① section sèche



② section humide.

Fig. 4 - 1 - 2 - 3 - 4 - 5 - 6 - 7 - 8 - 9 - 10 - 11 - 12 - 13 - 14 - 15 - 16 - 17 - 18 - 19 - 20 - 21 - 22 - 23 - 24 - 25 - 26 - 27 - 28 - 29 - 30 - 31 - 32 - 33 - 34 - 35 - 36 - 37 - 38 - 39 - 40 - 41 - 42 - 43 - 44 - 45 - 46 - 47 - 48 - 49 - 50 - 51 - 52 - 53 - 54 - 55 - 56 - 57 - 58 - 59 - 60 - 61 - 62 - 63 - 64 - 65 - 66 - 67 - 68 - 69 - 70 - 71 - 72 - 73 - 74 - 75 - 76 - 77 - 78 - 79 - 80 - 81 - 82 - 83 - 84 - 85 - 86 - 87 - 88 - 89 - 90 - 91 - 92 - 93 - 94 - 95 - 96 - 97 - 98 - 99 - 100 - 101 - 102 - 103 - 104 - 105 - 106 - 107 - 108 - 109 - 110 - 111 - 112 - 113 - 114 - 115 - 116 - 117 - 118 - 119 - 120 - 121 - 122 - 123 - 124 - 125 - 126 - 127 - 128 - 129 - 130 - 131 - 132 - 133 - 134 - 135 - 136 - 137 - 138 - 139 - 140 - 141 - 142 - 143 - 144 - 145 - 146 - 147 - 148 - 149 - 150 - 151 - 152 - 153 - 154 - 155 - 156 - 157 - 158 - 159 - 160 - 161 - 162 - 163 - 164 - 165 - 166 - 167 - 168 - 169 - 170 - 171 - 172 - 173 - 174 - 175 - 176 - 177 - 178 - 179 - 180 - 181 - 182 - 183 - 184 - 185 - 186 - 187 - 188 - 189 - 190 - 191 - 192 - 193 - 194 - 195 - 196 - 197 - 198 - 199 - 200 - 201 - 202 - 203 - 204 - 205 - 206 - 207 - 208 - 209 - 210 - 211 - 212 - 213 - 214 - 215 - 216 - 217 - 218 - 219 - 220 - 221 - 222 - 223 - 224 - 225 - 226 - 227 - 228 - 229 - 230 - 231 - 232 - 233 - 234 - 235 - 236 - 237 - 238 - 239 - 240 - 241 - 242 - 243 - 244 - 245 - 246 - 247 - 248 - 249 - 250 - 251 - 252 - 253 - 254 - 255 - 256 - 257 - 258 - 259 - 260 - 261 - 262 - 263 - 264 - 265 - 266 - 267 - 268 - 269 - 270 - 271 - 272 - 273 - 274 - 275 - 276 - 277 - 278 - 279 - 280 - 281 - 282 - 283 - 284 - 285 - 286 - 287 - 288 - 289 - 290 - 291 - 292 - 293 - 294 - 295 - 296 - 297 - 298 - 299 - 300 - 301 - 302 - 303 - 304 - 305 - 306 - 307 - 308 - 309 - 310 - 311 - 312 - 313 - 314 - 315 - 316 - 317 - 318 - 319 - 320 - 321 - 322 - 323 - 324 - 325 - 326 - 327 - 328 - 329 - 330 - 331 - 332 - 333 - 334 - 335 - 336 - 337 - 338 - 339 - 340 - 341 - 342 - 343 - 344 - 345 - 346 - 347 - 348 - 349 - 350 - 351 - 352 - 353 - 354 - 355 - 356 - 357 - 358 - 359 - 360 - 361 - 362 - 363 - 364 - 365 - 366 - 367 - 368 - 369 - 370 - 371 - 372 - 373 - 374 - 375 - 376 - 377 - 378 - 379 - 380 - 381 - 382 - 383 - 384 - 385 - 386 - 387 - 388 - 389 - 390 - 391 - 392 - 393 - 394 - 395 - 396 - 397 - 398 - 399 - 400 - 401 - 402 - 403 - 404 - 405 - 406 - 407 - 408 - 409 - 410 - 411 - 412 - 413 - 414 - 415 - 416 - 417 - 418 - 419 - 420 - 421 - 422 - 423 - 424 - 425 - 426 - 427 - 428 - 429 - 430 - 431 - 432 - 433 - 434 - 435 - 436 - 437 - 438 - 439 - 440 - 441 - 442 - 443 - 444 - 445 - 446 - 447 - 448 - 449 - 450 - 451 - 452 - 453 - 454 - 455 - 456 - 457 - 458 - 459 - 460 - 461 - 462 - 463 - 464 - 465 - 466 - 467 - 468 - 469 - 470 - 471 - 472 - 473 - 474 - 475 - 476 - 477 - 478 - 479 - 480 - 481 - 482 - 483 - 484 - 485 - 486 - 487 - 488 - 489 - 490 - 491 - 492 - 493 - 494 - 495 - 496 - 497 - 498 - 499 - 500 - 501 - 502 - 503 - 504 - 505 - 506 - 507 - 508 - 509 - 510 - 511 - 512 - 513 - 514 - 515 - 516 - 517 - 518 - 519 - 520 - 521 - 522 - 523 - 524 - 525 - 526 - 527 - 528 - 529 - 530 - 531 - 532 - 533 - 534 - 535 - 536 - 537 - 538 - 539 - 540 - 541 - 542 - 543 - 544 - 545 - 546 - 547 - 548 - 549 - 550 - 551 - 552 - 553 - 554 - 555 - 556 - 557 - 558 - 559 - 560 - 561 - 562 - 563 - 564 - 565 - 566 - 567 - 568 - 569 - 570 - 571 - 572 - 573 - 574 - 575 - 576 - 577 - 578 - 579 - 580 - 581 - 582 - 583 - 584 - 585 - 586 - 587 - 588 - 589 - 590 - 591 - 592 - 593 - 594 - 595 - 596 - 597 - 598 - 599 - 600 - 601 - 602 - 603 - 604 - 605 - 606 - 607 - 608 - 609 - 610 - 611 - 612 - 613 - 614 - 615 - 616 - 617 - 618 - 619 - 620 - 621 - 622 - 623 - 624 - 625 - 626 - 627 - 628 - 629 - 630 - 631 - 632 - 633 - 634 - 635 - 636 - 637 - 638 - 639 - 640 - 641 - 642 - 643 - 644 - 645 - 646 - 647 - 648 - 649 - 650 - 651 - 652 - 653 - 654 - 655 - 656 - 657 - 658 - 659 - 660 - 661 - 662 - 663 - 664 - 665 - 666 - 667 - 668 - 669 - 670 - 671 - 672 - 673 - 674 - 675 - 676 - 677 - 678 - 679 - 680 - 681 - 682 - 683 - 684 - 685 - 686 - 687 - 688 - 689 - 690 - 691 - 692 - 693 - 694 - 695 - 696 - 697 - 698 - 699 - 700 - 701 - 702 - 703 - 704 - 705 - 706 - 707 - 708 - 709 - 710 - 711 - 712 - 713 - 714 - 715 - 716 - 717 - 718 - 719 - 720 - 721 - 722 - 723 - 724 - 725 - 726 - 727 - 728 - 729 - 730 - 731 - 732 - 733 - 734 - 735 - 736 - 737 - 738 - 739 - 740 - 741 - 742 - 743 - 744 - 745 - 746 - 747 - 748 - 749 - 750 - 751 - 752 - 753 - 754 - 755 - 756 - 757 - 758 - 759 - 760 - 761 - 762 - 763 - 764 - 765 - 766 - 767 - 768 - 769 - 770 - 771 - 772 - 773 - 774 - 775 - 776 - 777 - 778 - 779 - 780 - 781 - 782 - 783 - 784 - 785 - 786 - 787 - 788 - 789 - 790 - 791 - 792 - 793 - 794 - 795 - 796 - 797 - 798 - 799 - 800 - 801 - 802 - 803 - 804 - 805 - 806 - 807 - 808 - 809 - 810 - 811 - 812 - 813 - 814 - 815 - 816 - 817 - 818 - 819 - 820 - 821 - 822 - 823 - 824 - 825 - 826 - 827 - 828 - 829 - 830 - 831 - 832 - 833 - 834 - 835 - 836 - 837 - 838 - 839 - 840 - 841 - 842 - 843 - 844 - 845 - 846 - 847 - 848 - 849 - 850 - 851 - 852 - 853 - 854 - 855 - 856 - 857 - 858 - 859 - 860 - 861 - 862 - 863 - 864 - 865 - 866 - 867 - 868 - 869 - 870 - 871 - 872 - 873 - 874 - 875 - 876 - 877 - 878 - 879 - 880 - 881 - 882 - 883 - 884 - 885 - 886 - 887 - 888 - 889 - 890 - 891 - 892 - 893 - 894 - 895 - 896 - 897 - 898 - 899 - 900 - 901 - 902 - 903 - 904 - 905 - 906 - 907 - 908 - 909 - 910 - 911 - 912 - 913 - 914 - 915 - 916 - 917 - 918 - 919 - 920 - 921 - 922 - 923 - 924 - 925 - 926 - 927 - 928 - 929 - 930 - 931 - 932 - 933 - 934 - 935 - 936 - 937 - 938 - 939 - 940 - 941 - 942 - 943 - 944 - 945 - 946 - 947 - 948 - 949 - 950 - 951 - 952 - 953 - 954 - 955 - 956 - 957 - 958 - 959 - 960 - 961 - 962 - 963 - 964 - 965 - 966 - 967 - 968 - 969 - 970 - 971 - 972 - 973 - 974 - 975 - 976 - 977 - 978 - 979 - 980 - 981 - 982 - 983 - 984 - 985 - 986 - 987 - 988 - 989 - 990 - 991 - 992 - 993 - 994 - 995 - 996 - 997 - 998 - 999 - 1000

courbe de l'air saturé, la probabilité de voir un panache est quasi nulle.

1.6 Cycle combiné

Dans le domaine de la production d'énergie électrique, les progrès réalisés ont abouti à la réalisation de centrales combinées à turbine à gaz et à vapeur. Fig 1.6

Une centrale combinée est un ensemble constitué d'une turbine à gaz et d'une turbine à vapeur, la chaleur contenue dans les gaz d'échappement de la première servant à la production dans une chaudière de récupération de la vapeur alimentant la seconde. La combinaison des cycles à gaz et à vapeur est la solution qui s'impose de plus en plus dans la pratique pour la conversion de l'énergie thermique en énergie électrique pour les impératifs de rendement. Cette association permet d'augmenter de façon appréciable aussi bien la puissance développée que le rendement de la transformation énergétique globale. Les centrales combinées sur celles à vapeur pure résident essentiellement dans les faibles

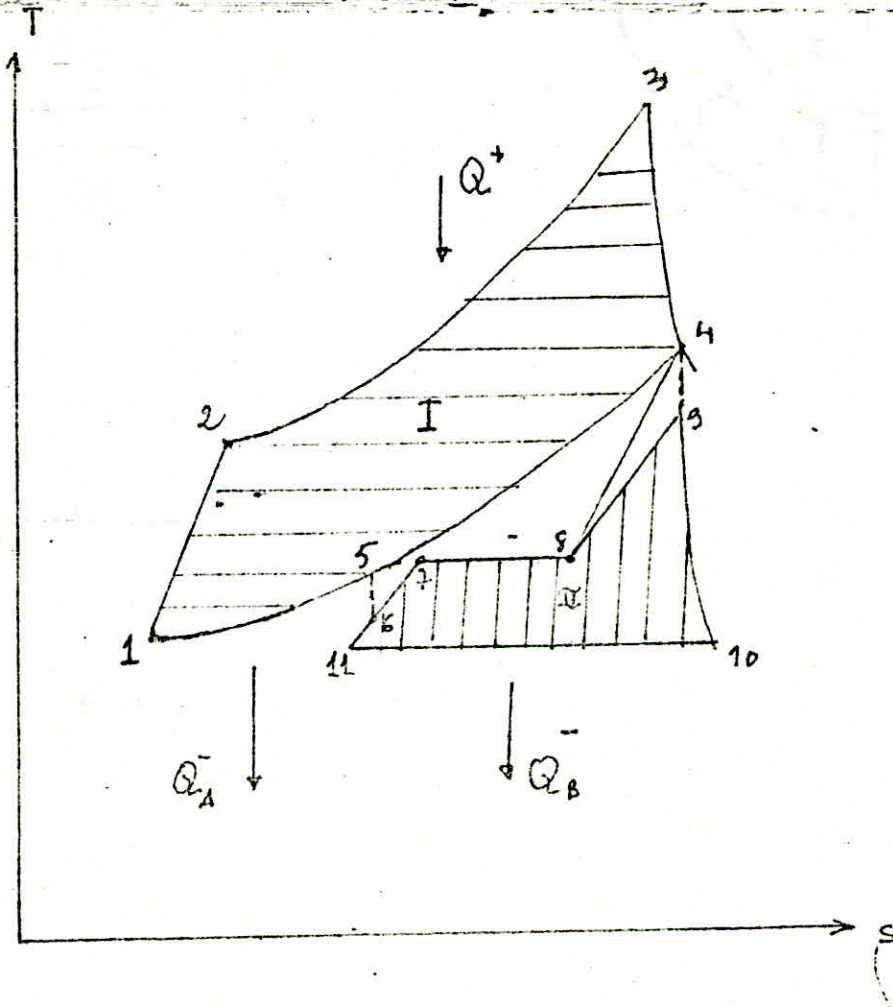


Diagramme T-s du cycle combiné Gaz/vapeur

Fig 1.5

I Cycle à gaz

1-2 Compresseur

2-3 Chambre de combustion (apport de chaleur Q^+)

3-4 Turbine à gaz

4-5 Chaudière de récupération

5-1 Chaleur Q_A^- évacuée par cheminée

II Cycle à vapeur

6-7 économiseur

7-8 Vaporisateur

8-9 Surchauffeur

9-10 Turbine à vapeur

10-11 Condenseur (évacuation de chaleur Q_B^-)

11-6 Réchauffeur de l'eau d'alimentation.

Nomenclature de la Fig 1.5

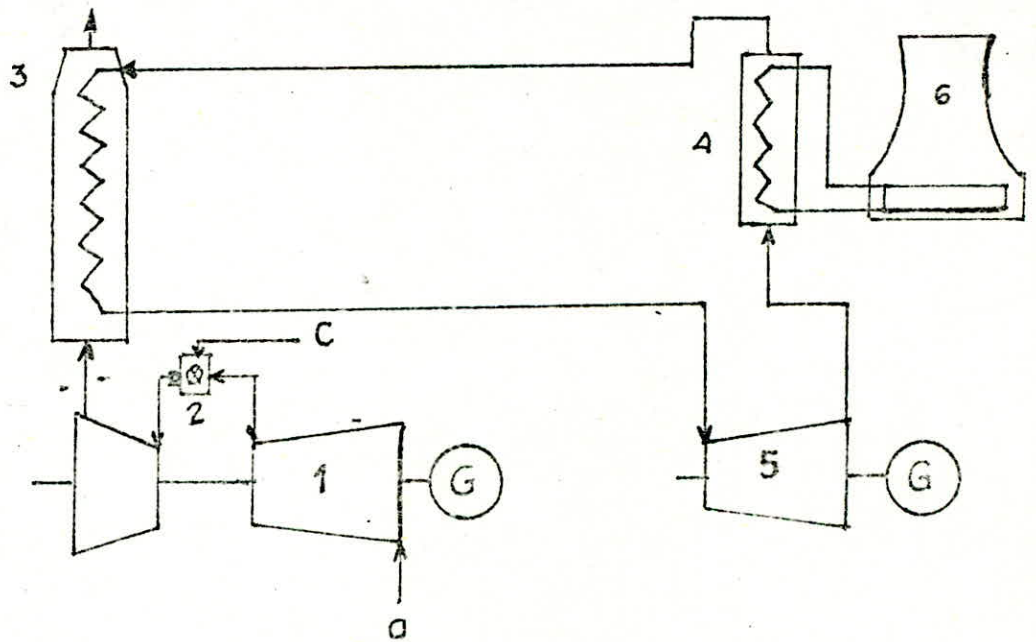
investissements spécifiques et dans le rendement thermique élevé.

La bonne utilisation du combustible est due au fait que la centrale combinée allie les avantages de la turbine à gaz (la chaleur est fournie au cycle à haute température) à ceux de la turbine à vapeur (rejet de la chaleur à basse température) ; comme le montre la figure 1.5.

Les centrales combinées deviennent de plus en plus populaire dans le monde en raison de leur rentabilité. Leur rendement net se situe aujourd'hui entre 46% et 50%, avec possibilité d'améliorations futures.

Dans quelques pays à climat aride de nombreuses centrales à turbines à gaz, produisent de l'électricité, on peut produire de l'électricité très bon marché pour couvrir les besoins en associant à ces centrales une turbine à vapeur, car cette production supplémentaire n'exige pas de combustible bien qu'elle exige un investissement supplémentaire.

Une extension croissante des centrales combinées est certaine dans l'avenir et ce, en raison des nombreux avantages et du rendement extrêmement élevé qu'aucun autre système thermique ne permet encore d'obtenir.



a. air d'admission
 C. combustible
 G. generateur

- 1 turbine à gaz
- 2 chambre de combustion
- 3 récupérateur
- 4 condenseur
- 5 turbine à vapeur
- 6 tour sèche

Fig 1.6 - Schema simplifié de la centrale thermique à cycle combiné vapeur/gaz.

1.7 Objectif de l'étude

Le but de cette étude est de faire une étude dimensionnelle d'une tour de refroidissement sèche à tirage naturel pour une centrale thermique à cycle combiné gaz/vapeur qui sera installée au laboratoire d'énergetique de genie-mecanique, ainsi que l'étude de son échangeur.

Le travail consiste aussi à faire le choix de la pompe qui fait circuler le fluide, ainsi que de faire une méthode de détermination des profils de vitesses de l'écoulement de l'air à l'intérieur de la tour en utilisant un anémomètre à fil chaud à quatre voies. Les résultats de cette étude seront utilisés comme données de base pour faire un calcul de structure, et d'établir les plans d'ensemble des détails de l'ossature et revêtement de la dite tour.

Chapitre 2 Dimensionnement de la tour à tirage naturel

Pour pouvoir dimensionner une tour, il faut avant tout dimensionner son échangeur de chaleur.

2.1 Dimensionnement de l'échangeur

2.1.1 Principe de l'échangeur

Un échangeur de chaleur est un appareil parcouru par deux médiums ou davantage, dont l'un cède aux autres de la chaleur.

On peut dire qu'un échangeur de chaleur est un appareil mettant deux fluides en contact thermique tout en évitant la contamination de l'un par l'autre. Les principes de transmission de chaleur en conduction et en convection sont appliqués pour concevoir et dimensionner un échangeur de chaleur. La surface d'échange nécessaire à l'accouplissement d'un service sera évaluée par la relation de NEWTON: $A = Q / F U \Delta T_m$.

où A : surface d'échange effective,

Q : taux de chaleur transmise par unité de temps,

F : coefficient de comparaison avec un échangeur à contre courant,

U : coefficient global de transmission,
 ΔT_m : écart moyen logarithmique entre fluides
 chauds et froids.

Le coefficient global de transmission dépend des grandeurs géométriques caractérisant l'enceinte dans laquelle se produit l'écoulement du medium, de la nature de l'écoulement des constantes physiques du medium et de la plage des températures.

2.1.2 Hypothèses de calcul

On utilise les résultats d'une étude précédente ; on adopte alors un échangeur de chaleur constitué de tubes avec des ailettes en Aluminium, disposés en quinconcé avec les caractéristiques suivantes :

conductivité thermique $K_A = 203 \text{ W/m}^\circ\text{C}$

vitesse de l'air à l'entrée de l'échangeur $v_i = 2 \text{ m/s}$

vitesse de l'eau à l'entrée de l'échangeur $V = 0,75 \text{ m/s}$

température de l'air ambiant $t_e = 25^\circ\text{C}$

température de l'eau à l'entrée de l'échangeur $T_e = 75^\circ\text{C}$

température de l'eau à la sortie de l'échangeur $T_s = 50^\circ\text{C}$

diamètre des ailettes $d_a = 21,9 \text{ mm}$

diamètre extérieur des tubes $d_e = 10,1 \text{ mm}$

diamètre intérieur des tubes $d_i = 7 \text{ mm}$

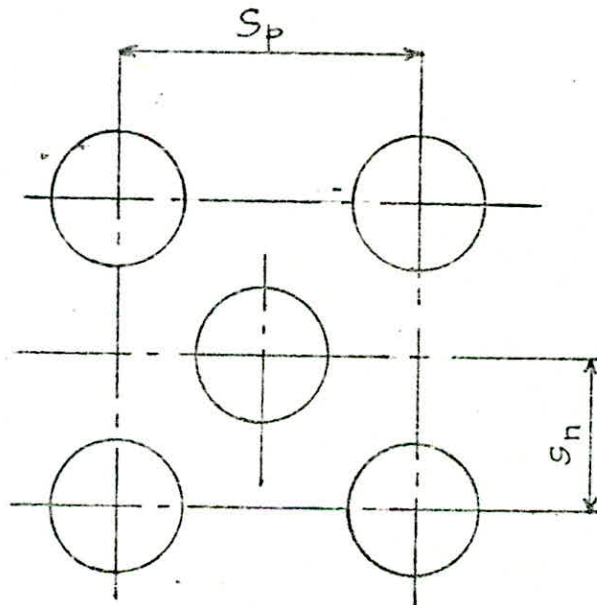
nombre d'ailettes par mètre de tube $n_a = 511 \text{ ailettes/m}$

épaisseur des ailettes $e = 0,48 \text{ mm}$

diamètre hydraulique $d_h = 4r_h = 4,4 \text{ mm}$

$S_p = 24,7 \text{ mm}$

$S_n = 20,32 \text{ mm}$



2.1.3 Calcul du coefficient d'échange global

Pour des tubes cylindriques, le coefficient d'échange global s'écrit :

$$U = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_e} + \frac{d_i}{2K_A} \ln\left(\frac{d_e}{d_i}\right) + \frac{d_i}{d_e} \frac{1}{h_a} + R_{sa} + R_{se} \right)}$$

où R_{se} , R_{sa} respectivement, les résistances d'encrassement côté eau et côté air,

d'après [1] on a les valeurs moyennes suivantes :

$$R_{se} = 0,0002 \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} / \text{W}$$

$$R_{sa} = 0,0004 \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} / \text{W}.$$

h_e , h_a , respectivement coefficient de convection de l'eau et de l'air.

$$h_e = 5306,3 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$h_a = 54,5 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ (voir appendice A)}$$

d'où le coefficient d'échange global :

$$U = \frac{1}{\left(\frac{1}{5306,3} + \frac{0,007}{2.203} \ln \frac{10,7}{7} + \frac{7}{10,7} \frac{1}{54,5} + 0,0004 + 0,0002 \right)}$$

finalement $U = 78,12 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}.$

2.1.4 Calcul de la surface d'échange

on a :

$$\dot{q} = F U A \Delta T_m$$

où : \dot{q} puissance totale,

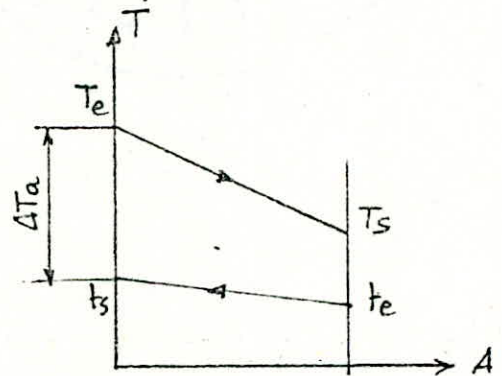
F coefficient de comparaison avec un échangeur à contre-courant,

U coefficient d'échange global,

ΔT_m difference de temperature logarithmique moyenne donnée par :

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_a - (T_s - T_e)}{\ln \frac{\Delta T_a}{T_s - T_e}}$$

avec $\Delta T_a = T_e - t_s$



Pour un échangeur à contre-courant on remarque que d'après [2], le débit d'air massique \dot{m} varie avec la temperature.

Il augmente lorsque la difference $\Delta T_a = T_e - t_s$ augmente. Or nous ne connaissons ni la valeur de la temperature de sortie de l'air t_s ni le débit massique de l'air \dot{m} qui est égale à :

$$\dot{m} = \frac{\dot{M} c_{pe} (T_e - T_s)}{c_{pa} (t_s - t_e)}$$

avec \dot{M} : débit massique de l'eau.

Nous fixons alors $\Delta T_a = T_e - t_s = 20^\circ\text{C}$,
donc $t_s = T_e - \Delta T_a = 75 - 20 = 55^\circ\text{C}$.

d'où :

$$\Delta T_m = \frac{20 - (50 - 25)}{\ln \frac{20}{50 - 25}} = 22,40^\circ\text{C}$$

Pour le coefficient de comparaison F , il est donné par des abaques en fonction de P et Z d'après [1] définis par :

$$P = \frac{t_s - t_e}{T_e - t_e} = \frac{55 - 25}{75 - 25} = \frac{30}{50} = 0,6$$

$$Z = \frac{T_e - T_s}{t_s - t_e} = \frac{75 - 50}{55 - 25} = \frac{25}{30} = 0,833$$

On tire alors avec les valeurs de P et Z , la valeur du coefficient de comparaison $F = 0,92$.

Alors la surface d'échange :

$$A = \frac{\dot{q}}{F U \Delta T_m}$$

$$A = \frac{60 \cdot 10^3}{0,92 \cdot 78,12 \cdot 22,40}$$

$$\text{Finalement } A = 37,26 \text{ m}^2$$

2.1.5 Longueur totale du tube

La surface qu'on a trouvé se compose de la surface des tubes et celles des ailettes, on a alors :

Soit la surface d'échange A_e par mètre de tube :

$$A_e = A_p + n_a A_{\text{ailettes}}$$

où : A_p surface d'échange de tube

$$A_p = \pi d_e (1 - n_a \cdot e)$$

$$= \pi 0,0107 (1 - 344 \cdot 0,48 \cdot 10^{-3})$$

$$= 2,81 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$$

$$A_{\text{ailettes}} = \frac{\pi}{4} (d_a^2 - d_e^2)$$

$$= \frac{\pi}{4} (21,9^2 - 10,7^2)$$

$$= 2,87 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

d'où : $A_e = 0,127 \text{ m}^2/\text{m}$ de tube .

donc la longueur totale du tube est alors :

$$L_T = \frac{A}{A_e}$$

$$L_T = \frac{37,26}{0,127} = 293,39 \text{ m}$$

2.1.6 Longueur de chaque tube

Soit n_t le nombre de tubes qui est calculé par l'intermédiaire du débit passant dans les tubes :

$$Q = S_e V$$

où : S_e section de passage d'eau

$$S_e = n_t \pi \frac{d_i^2}{4}$$

$$\text{d'où } n_t = \frac{4 S_e}{\pi d_i^2} = \frac{4 Q}{V \pi d_i^2}$$

Q est le débit volumétrique déterminé par :

$$\dot{q} = \dot{M} C_{p_e} \Delta T \Rightarrow \dot{M} = \frac{\dot{q}}{C_{p_e} \Delta T} = \frac{60 \cdot 10^3}{4187 (75 - 50)} = 0,573 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\text{d'où } Q = \frac{\dot{M}}{\rho_e} = \frac{0,573}{1000} = 0,573 \cdot 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

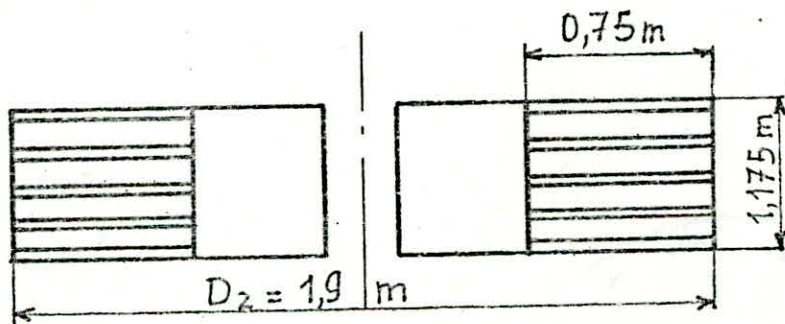
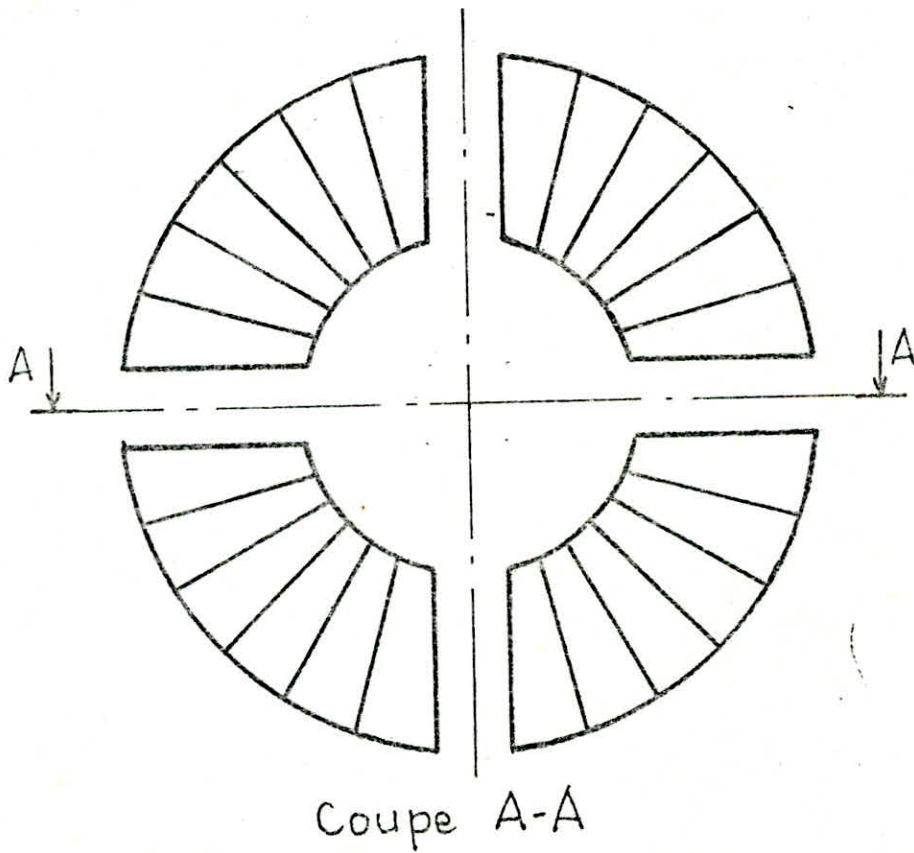
finalement :

$$n_t = \frac{4 \cdot 0,573 \cdot 10^{-3}}{0,75 \cdot \pi \cdot 0,007^2} = 19,84 \approx 20 \text{ tubes}$$

et la longueur de chaque tube :

$$L = L_T = \frac{293,39}{n_t} = \frac{293,39}{20} = 14,66 \approx 15 \text{ m}$$

Fig 2.1 Disposition des tubes dans l'échangeur
dans l'échangeur



On a alors 20 tubes de 15 m de longueur chacun constituant l'échangeur de chaleur qui est divisé en 4 morceaux où chaque morceau contient 5 tubes : un tube par rangée et chaque rangée est constituée de 20 petits tubes de 0,75 de longueur disposés radialement comme le montre la figure 2.1 .
Donc le diamètre et la section de passage à travers l'échangeur sont égales à :

$$\begin{aligned}
 S_2 &= \frac{\pi}{4} \left[(D_b^2 - (D_b - 2 \cdot 0,75)^2) \right] \\
 &= \frac{\pi}{4} \left[2^2 - (2 - 2 \cdot 0,75)^2 \right] \\
 &= 2,95 \text{ m}^2
 \end{aligned}$$

Et le diamètre :

$$\begin{aligned}
 D_2 &= \frac{4 S_2}{\pi} \\
 &= \left(\frac{4 \cdot 2,95}{\pi} \right)^{1/2} \\
 &= 1,9 \text{ m}
 \end{aligned}$$

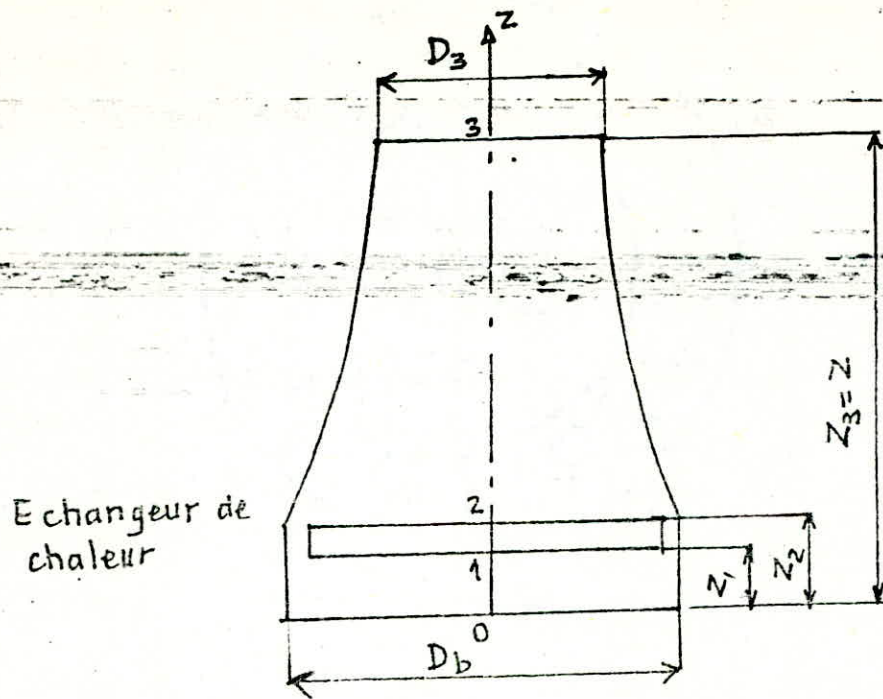


Fig 2.2 Schema de la tour à tirage naturel

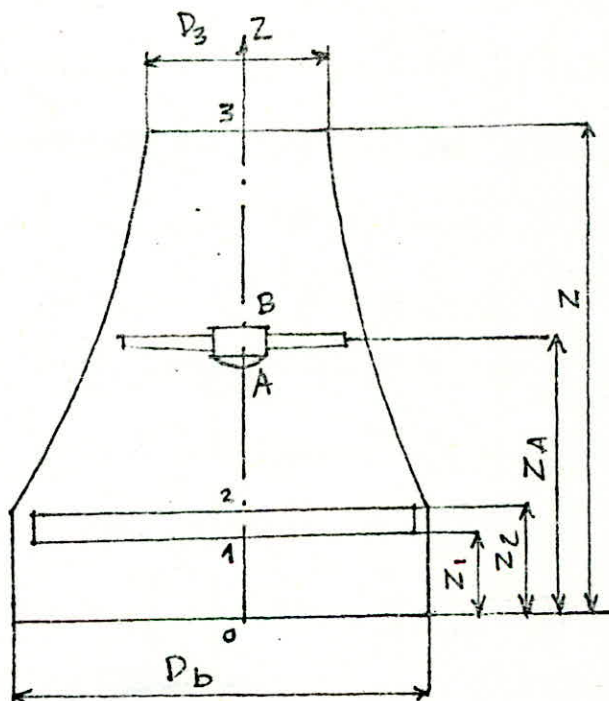


Fig 2.3 Schema de la tour à tirage forcé

2.2 Détermination du diamètre de sortie de la tour

2.2.1 Hypothèses

On considère les hypothèses suivantes:
pour l'air

à l'entrée de la tour :

la densité de l'air ne varie pas

$$\rho_0 = \rho_1 = 1,185 \text{ kg/m}^3$$

$$P_0 = 101325 \text{ N/m}^2, t_0 = 298 \text{ K}$$

$$v_0 = 0 \text{ m/s.}$$

à l'entrée de l'échangeur

température d'entrée d'eau $T_e = 75^\circ\text{C}$

température de sortie d'eau $T_s = 50^\circ\text{C}$

température d'entrée de l'air $t_e = 25^\circ\text{C}$

température de sortie de l'air $t_s = 55^\circ\text{C.}$

d'où les propriétés à la température moyenne de l'air : $t_m = \frac{1}{2}(t_s + t_e) = \frac{1}{2}(55 + 25) = 40^\circ\text{C.}$

$$\rho_a = 1,1296 \text{ kg/m}^3$$

$$\nu_a = 0,1699 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$C_{p_a} = 1,0044 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$$

$$K_a = 0,0268 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

$$Pr_a = 0,72.$$

Celles de l'eau à la température moyenne

$$T_m = \frac{1}{2} (T_s + T_e) = \frac{1}{2} (75 + 50) = 62,5^\circ\text{C}$$

$$\rho_e = 980,625 \text{ kg/m}^3$$

$$\nu_e = 0,4734 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$C_{p_e} = 4183 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$$

$$K_e = 0,6583 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

$$Pr_e = 2,9625$$

2.2.2 Chutes de pression

- chute de pression à l'entrée de la tour :

d'après l'équation de Bernoulli entre les points 0 et 1 on a :

$$\begin{aligned} P_0 - P_1 = \Delta P_1 &= \frac{1}{2} \rho_1 V_1^2 + \rho_1 g Z_1 \\ &= \frac{1}{2} 1,185 \cdot 2^2 + 1,185 \cdot 9,81 \cdot 1 = 13,99 \text{ N/m}^2 \end{aligned}$$

- pression à l'entrée de l'échangeur :

$$\begin{aligned} P_1 &= P_0 - \Delta P_1 \\ &= 101325 - 13,99 = 101311 \text{ N/m}^2. \end{aligned}$$

- chute de pression à travers l'échangeur :

d'après [3] on a :

$$\Delta P_E = f_m \frac{V_m^2}{2} \cdot 3,2 \cdot Re^{-0,27} (N+1)$$

$$\text{avec } \rho_m = \frac{\rho_1}{1 + \frac{t_m}{273}} = \frac{1,185}{1 + \frac{40+273}{273}} = 0,552 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\bar{v}_m = v_1 \frac{273 + t_m}{273 + t_e} = 2 \cdot \frac{273 + 40}{273 + 25} = 2,101 \text{ m/s}$$

donc le nombre de Reynolds :

$$\begin{aligned} Re_m &= \frac{\bar{v}_m \cdot d_e}{\nu_a} \\ &= \frac{2,101 \cdot 10,7 \cdot 10^{-3}}{0,1699 \cdot 10^{-4}} = 1323,17 \end{aligned}$$

d'où :

$$\Delta P_E = 0,552 \frac{(2,101)^2}{2} 3,2 (1323,17)^{-0,27} (N+1)$$

$$= 0,5591 (N+1) \text{ N/m}^2.$$

pour $N = 5$ rangées on a alors :

$$\Delta P_E = 0,5591 \cdot 6 = 3,35 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

- pression à la sortie de l'échangeur :

$$P_2 = P_1 - \Delta P_E$$

$$P_2 = 101311 - 3,35$$

$$P_2 = 101307,65 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

- masse volumique de l'air à la sortie de l'échangeur:

$$\rho_2 = \frac{P_2}{R T_2} = \frac{101307,65}{287 (273+55)}$$

$$\rho_2 = 1,076 \text{ kg/m}^3$$

- vitesse de l'air à la sortie de l'échangeur:
de l'équation de continuité on a:

$$\rho_2 v_2 = \rho_1 v_1 \implies v_2 = v_1 \frac{\rho_1}{\rho_2}$$

$$v_2 = 2 \cdot \frac{1,185}{1,076} = 2,20 \text{ m/s}$$

- vitesse de l'air à la sortie de la tour:

Elle est donnée par la relation

suivante d'après [4]:

$$\rho_1 g z = \Delta P_1 + \Delta P_E + \Delta P_3$$

avec la chute de pression entre la sortie de l'échangeur et celle de la tour:

$$\Delta P_3 = \frac{1}{2} \rho_2 (v_3^2 - v_2^2) + \rho_2 g (z - z_2)$$

d'où:

$$v_3 = \left(\frac{g z (\rho_1 - \rho_2) - \Delta P_1 - \Delta P_E + \rho_2 g z_2 + v_2^2}{\frac{1}{2} \rho_2} \right)^{1/2}$$

$$v_3 = \left(\frac{9,81 \cdot 6 (1,185 - 1,076) - 13,99 - 3,35 + 1,076 \cdot 9,81 \cdot 1,175 + 2,2^2}{\frac{1}{2} \cdot 1,076} \right)^{1/2}$$

$$v_3 = 2,75 \text{ m/s}$$

D'où le diamètre de sortie de la tour d'après l'équation de continuité pour une masse volumique constante du point 2 au point 3:

$$S_3 v_3 = S_2 v_2 \implies S_3 = S_2 \frac{v_2}{v_3}$$

d'où:

$$D_3 = D_2 \left(\frac{2,20}{2,75} \right)^{1/2} = 1,699 \text{ m.}$$

Finalement le diamètre de sortie de la tour est égale à:

$$D_3 = 1,70 \text{ m.}$$

Chapitre 3 Dimensionnement de la tour à tirage forcé

3.1 Dimensionnement de l'échangeur

Nous utiliserons la même surface que celle à tirage naturel.

Lors du tirage forcé, la vitesse de l'air à l'entrée de l'échangeur de chaleur est supérieure à celle du cas de tirage naturel. Nous prendrons $v = 10 \text{ m/s}$.

Pour ce qui est des autres caractéristiques :

la vitesse de l'eau dans l'échangeur, les températures des deux fluides, ainsi que les dimensions des diamètres des tubes et des ailettes, sont les mêmes que dans le cas du tirage naturel.

3.1.1 Calcul du coefficient d'échange global

Comme dans le cas du tirage naturel, il sera calculé de la même manière :

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_e} + \frac{d_i}{2 \cdot K_A} \ln \frac{d_e}{d_i} + \frac{d_i}{d_e} \frac{1}{h_a} + R_{Sa} + R_{Se}}$$

Pour le calcul du coefficient de convection côté air, on a :

Pour les gaz s'écoulant perpendiculairement à des rangées de tubes en quinconcé, Grimson a proposé la corrélation suivante :

$$Nu = \frac{h_a \cdot d_e}{K_f} = C (Re_f)^n Pr_f^{1/3}$$

avec

$$C = 0,467$$

$$\text{et } n = 0,574.$$

Le nombre de Reynolds est égale à :

$$Re_f = \frac{v \cdot d_e}{\nu_f} = \frac{10 \cdot 10,7 \cdot 10^{-3}}{\nu_f}$$

$$\text{où } \nu_f = \frac{\mu_f}{\rho_f} = \frac{2,014 \cdot 10^{-5}}{1,117} = 18,03 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$Re_f = \frac{10 \cdot 10,7 \cdot 10^{-3}}{18,03 \cdot 10^{-6}} = 5934,55$$

$$\text{d'où } h_a = \frac{C (Re_f)^{0,574} Pr_f^{1/3} K_f}{d_e}$$

$$h_a = \frac{0,467 (5934,55)^{0,574} (0,704)^{1/3} 0,02751}{10,7 \cdot 10^{-3}}$$

$$h_a = 158,5 \text{ W/m}^2 \cdot \text{C}$$

Pour le calcul du coefficient de convection côté eau on a :

La relation proposée par Dittus - Boelter.

$$Nu = 0,023 (Re)^{0,8} Pr^n$$

où $n = 0,3$

d'où : $Re = \frac{V d_i}{\nu} = 11772,8$

$$Pr = 2,78$$

finalement :

$$h_e = K \frac{Nu}{d_i}$$

$$h_e = 9306,3 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

d'où le coefficient d'échange global :

$$U = 203,12 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

3.1.2 Calcul de la surface d'échange

Comme au chapitre précédent :

$$A = \frac{\dot{q}}{FU \Delta T_m}$$

étant donné que les températures sont les mêmes que les précédentes alors :

$$\Delta T_m = 22,40 \text{ °C} \text{ et } F = 0,92$$

d'où :

$$A = \frac{60 \cdot 10^3}{0,92 \cdot 203,12 \cdot 22,40}$$

$$A = 14,33 \text{ m}^2$$

3.1.3 Longueur du tube

On a toujours $A_e = 0,127 \text{ m}^2/\text{m}$ de tube ,
donc la longueur totale du tube :

$$L_T = \frac{A}{A_e} = \frac{14,33}{0,127} = 112,83 \text{ m}$$

Le débit d'eau est le même donc le nombre de tubes est $n_t = 20$ tubes ,
alors la longueur de chaque tube :

$$L = \frac{L_T}{n_t} = \frac{112,83}{20} = 5,64 \text{ m}$$

$$L \cong 6 \text{ m}$$

On dispose alors de 20 tubes de 6 m chacun .
Donc chaque morceau de l'échangeur a 5 rangées
de 5 tubes où chaque rangée contient 24 petits
tubes de 0,25 m de longueur chacun .

La section de passage à travers l'échangeur :

$$S_2 = \frac{\pi}{4} (2^2 - (2 - 2 \cdot 0,5)^2) = 1,37 \text{ m}^2 \Rightarrow D_2 = 1,32 \text{ m}$$

3.2 Diametre de sortie de la tour

3.2.1 chute de pression entre 0-1

de l'équation de Bernoulli entre 0 et 1:

$$P_0 - P_1 = \Delta P_1 = \frac{1}{2} \rho v_1^2 + \rho g Z_1$$

$$= \frac{1}{2} 1,185 \cdot 10^2 + 1,185 \cdot 9,81 \cdot 1 = 70,87 \text{ N/m}^2$$

d'où :

$$P_1 = P_0 - \Delta P_1$$

$$= 101325 - 70,87 = 101254,13 \text{ N/m}^2$$

3.2.2 Chute de pression à travers l'échangeur

On a :

$$\Delta P_E = f_m \frac{v_m^2}{2} 3,2 \text{ Re}^{-0,27} (N+1)$$

avec

$$\rho_m = \frac{\rho_i}{1 + \frac{t_m}{273}} = \frac{1,185}{1 + \frac{40+273}{273}} = 0,552 \text{ kg/m}^3$$

$$v_m = v_i \frac{273+t_m}{273+t_e} = 10 \frac{273+40}{273+25} = 10,5 \text{ m/s}$$

$$\text{donc } \text{Re}_m = \frac{v_m d_e}{\nu_a} = \frac{10,5 \cdot 10,7 \cdot 10^{-3}}{0,1699 \cdot 10^{-4}} = 6612,7$$

d'où :

$$\Delta P_E = 0,522 \frac{(10,5)^2}{2} 3,2 (6612,7)^{-0,27} \cdot 6 = 51,4 \text{ N/m}^2$$

3.2.3 Caractéristiques à la sortie de l'échangeur

$$P_2 = P_1 - \Delta P_E = 101254,13 - 51,4$$

$$P_2 = 101202,73 \text{ N/m}^2$$

La masse volumique :

$$\rho_2 = \frac{P_2}{r + z} = \frac{101202,73}{287(273 + 55)} = 1,075 \text{ kg/m}^3$$

La vitesse de l'air :

$$v_2 = v_1 \frac{\rho_1}{\rho_2} = 10 \cdot \frac{1,185}{1,075}$$

$$v_2 = 11,02 \text{ m/s}$$

3.2.4 Vitesse de l'air à la sortie de la tour

On a :

$$\rho_0 g z = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_E - \Delta P_V + \Delta P_3$$

en supposant que $\rho_B = \rho_3$ et $\rho_0 = \rho_1$, on aura :

$$\Delta P_3 = \frac{1}{2} \rho_B (v_3^2 - v_B^2) + \rho_B g (z - z_B)$$

alors :

$$(\rho_1 - \rho_B) g z = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_E - \Delta P_V + \frac{1}{2} \rho_B (v_3^2 - v_B^2) - \rho_B g z_B$$

d'où :

$$v_3 = \left(\frac{(\rho_1 - \rho_B) g z - \Delta P_1 - \Delta P_2 - \Delta P_E + \Delta P_V + \rho_B g z_B}{\rho_B} + v_B^2 \right)^{1/2}$$

avec $\Delta P_2 = 1004,70 \text{ N/m}^2$

$\Delta P_V = 604,29 \text{ N/m}^2$ (voir appendice B)

on trouve

$$v_3 = 33,57 \text{ m/s.}$$

d'où le diamètre de l'équation de continuité:

$$\rho_B S_B v_B = \rho_3 S_3 v_3 \quad , \quad \rho_B = \rho_3$$

$$S_3 = \frac{\pi d_s^2}{4} = \frac{v_B}{v_3} S_B$$

$$d_s = \left(4 \cdot S_B \frac{v_B}{v_3} \right)^{1/2}$$

$$d_s = \left(4 \cdot 0,34 \frac{49,15}{33,57} \right)^{1/2}$$

$$d_s = 1,87 \text{ m}$$

Chapitre 4 Choix de la pompe

Le choix de la pompe à installer dépend du débit d'eau et de la hauteur manométrique (ou hauteur énergétique totale H).

A.1 Hauteur manométrique de pompage

Elle est donnée par la relation algébrique suivante:

$$H_m = \pm H_{g_a} \pm H_{g_r} + \frac{C_r^2 - C_a^2}{2g} + \Delta h_f$$

La somme algébrique $\pm H_{g_a} \pm H_{g_r}$ (hauteurs géométriques d'aspiration et de refoulement) est nulle dans le cas de circuit fermé.

Δh_f : perte de charge totale d'aspiration et de refoulement

$$\Delta h_f = 11,4 \text{ mCE. voir appendice C}$$

donc:

$$H_m = \frac{C_r^2 - C_a^2}{2 \cdot g} + 11,4.$$

$$H_m = \frac{1,82^2 - 1,167^2}{2 \cdot 9,81} + 11,4$$

$$H_m = 11,2 \text{ m}$$

Nous prendrons $H = 45 \text{ m}$

4.2 Nombre de tours spécifiques

Connaissant Q et H , on peut calculer le nombre de tours spécifique N_s pour $N = 3000$ tr/min défini par:

$$N_s = N \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}}$$

$$N_s = 3000 \cdot \frac{(0,573 \cdot 10^{-3})^{1/2}}{(15)^{3/4}}$$

$$N_s = 9,42 \text{ tr/min.}$$

N_s étant inférieur à 80 tr/min on utilise alors une pompe centrifuge.

4.3 Puissance utile de pompage

Elle est donnée par la relation:

$$P_u = \rho_e \cdot g \cdot Q \cdot H$$

avec $\rho_e = 1000 \text{ kg/m}^3$

$$Q = 0,573 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$H = 15 \text{ m.}$$

on obtient alors:

$$P_u = 1000 \cdot 9,81 \cdot 0,573 \cdot 10^{-3} \cdot 15$$

$$P_u = 84,3 \text{ W}$$

4.4 Puissance fournie de pompage

La puissance fournie sera, en tenant compte du rendement optimal du groupe moto-pompe de 0,7:

$$P_f = \frac{P_u}{\eta}$$

$$P_f = \frac{84,3}{0,7}$$

$$P_f = 120,4 \text{ W.}$$

4.5 Puissance du moteur électrique entraînant la pompe

Elle est calculée avec un excès de

20% d'où :

$$P_m = 1,2 P_f$$

$$P_m = 1,2 \cdot 120,4$$

$$P_m = 144,4 \text{ W.}$$

Chapitre 5 Methode de determination de profils de vitesses à l'interieur de la tour

5.1 Introduction

Les fluides sont des milieux materiels liquides ou gazeux existant pour des conditions de temperatures, de pressions et de volumes fixées par des lois de comportement (diagrammes thermodynamiques), sous l'action des forces exterieures, dues à la difference de pression par exemple, les fluides peuvent se deplacer.

L'etude de ces deplacements avec une observation macroscopique, propre aux milieux considerés comme continus, constitue l'objet de la mecanique des fluides.

La vitesse de ces deplacements est generalement mesurée de façon indirecte par l'influence qu'elle exerce :

- sur une caracteristique physique d'un corps d'epreuve,
- sur un phenomène physique dont elle est l'un des parametres et dont le corps d'epreuve est le siége.

Le corps d'épreuve est le fluide lui-même, sa vitesse déterminée :

- . sa pression dynamique
- . la durée du parcours d'un isotope radioactif entre deux sections données.

On utilise dans ce cas un capteur approprié à la grandeur physique mesurée : pression, lumière, ultrason, rayonnement nucléaire.

Lorsque le corps d'épreuve est un élément de capteur placé dans le fluide, la vitesse de ce dernier en détermine une caractéristique physique :

- . température et donc résistance d'un fil chaud alimenté à courant constant,
- . sa vitesse de rotation d'une hélice.

5.2 Principe de l'anémomètre à fil ou film chaud

Lorsque l'on place, dans un écoulement, un fil ou un film porté par effet Joule à une température supérieure à la température de cet écoulement, il se produit un échange de chaleur

par convection ; cet échange est fonction des propriétés physiques du fluide, de sa vitesse, et de l'écart de température entre l'élément chauffé et le fluide.

La température d'équilibre du fil qui constitue le capteur est déterminée par mesure de sa résistance : elle est fonction de la puissance en Joule dissipée et de la vitesse du fluide qu'il s'agit de déterminer.

Malgré le développement rapide des méthodes optiques basées en particulier sur l'utilisation du laser, l'anémomètre à fil chaud reste un moyen souple et puissant d'analyse des écoulements des fluides.

5.3 Description de l'anémomètre à fil chaud EV210

L'anémomètre est du type à température constante, présentant une grande facilité de réglage et une bonne commodité d'emploi.

Il permet de déterminer avec précision les profils de vitesse moyenne locale et les intensités de turbulence.

Cet appareil permet l'obtention des fluctuations transversales de vitesse, les corrélations \overline{uv} entre fluctuations de vitesses longitudinales et transversales, ainsi que les tensions de Reynolds.

Les sondes utilisées ont comme élément sensible un fil Wollaston, dont l'âme en platine a un diamètre de 5μ et une longueur de 100 mm, le diamètre extérieure de la sonde est de 2,5 mm.

L'élément sensible de la sonde doit avoir un coefficient de température de la résistance élevé.

5.4 Lois d'échange

La puissance Joule P_j dissipée dans une résistance à la température T , de valeur $R(T)$, et traversée par un courant continu I , a pour expression : $P_j = R(T)I^2$.

En admettant que les échanges thermiques se font uniquement par convection du fluide à la température T_a , la puissance P_c peut s'écrire :

$$P_c = h S_e (T - T_a)$$

où : h est le coefficient de transfert

S_ℓ est la surface latérale du capteur.

pour un fil : $S_\ell = \pi D L$, D étant son diamètre et L sa longueur.

A l'équilibre thermique on a :

$$P_j = P_c$$

$$\text{soit : } R(T) I^2 = h S_\ell (T - T_a).$$

La vitesse U du fluide intervient dans l'expression de h dont diverses formulations empiriques ont été proposées.

$$\text{Formule de King : } h = a + b\sqrt{U}$$

a et b étant des constantes pour un fluide et un capteur donnés, on en déduit :

$$R(T) I^2 = (A + B\sqrt{U}) (T - T_a).$$

$$\text{où : } A = a S_\ell, \quad B = b S_\ell.$$

Afin de pouvoir tenir compte des divers paramètres entrant en jeu, on pose de façon très

$$\text{générale : } h = \frac{\lambda Nu}{D}$$

avec : λ conductance thermique du fluide,

D diamètre du fil ou largeur du film,

Nu : nombre de Nusselt.

Avec cette notation, l'équation d'équilibre peut être écrite:

$$R(T) I^2 = \lambda \frac{Nu}{D} S_L (T - T_a).$$

Soit, dans le cas d'un fil:

$$\frac{R(T) I^2}{\pi \lambda L (T - T_a)} = Nu$$

Diverses expressions empiriques de Nu ont été proposées; les caractéristiques physiques sont généralement prises à la température T_f du film à l'interface capteur-fluide: $T_f = \frac{T + T_a}{2}$ et elles sont affectées de l'indice f.

• Formule de Kramer:

$$Nu_f = 0,42 Pr_f^{0,2} + 0,57 Pr_f^{0,33} \cdot Re_f^{0,5}$$

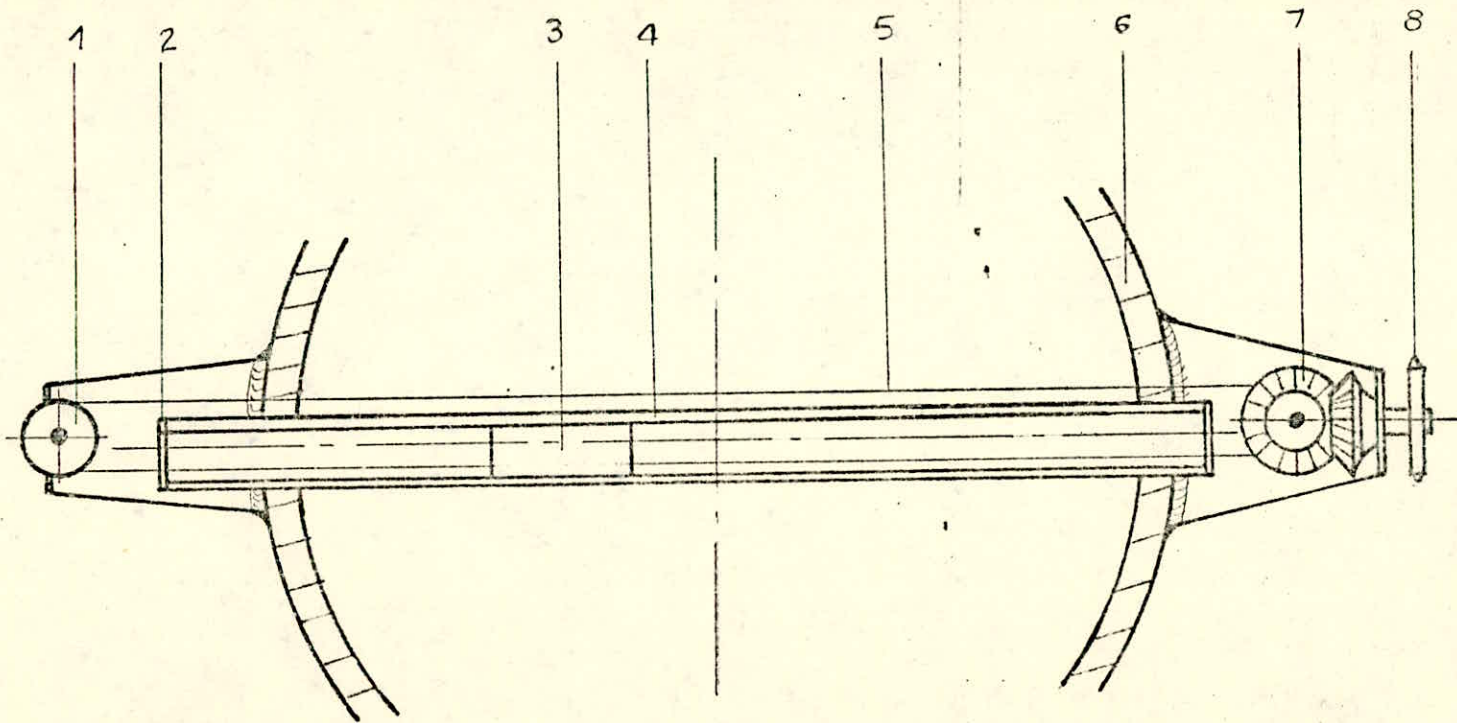
où $Re_f = \frac{u \cdot D}{\nu}$ et $Pr_f = \frac{\gamma}{\alpha}$

• Formule de Collis et Williams (valable pour l'air)

$$Nu_f = (A + B Re_f^n) \left(\frac{T + T_a}{2 T_a} \right)^{0,17}$$

avec $n = 0,45$, $A = 0,24$, $B = 0,56$ si $0,02 < Re < 44$

$n = 0,51$, $A = 0$, $B = 0,48$ si $44 < Re < 150$



- 1 poulie
- 2 butée
- 3 anemometre à fil chaud
- 4 barre de guidage
- 5 fil de translation
- 6 ossature de la tour
- 7 engrenage concourant (conique)
- 8 roue dentée pour chaine

Fig^s.1 Emplacement de l'anemometre dans la tour.

Chapitre 5.5 SYSTEME DE GUIDAGE DE LA SONDE

Pour des séances de travaux pratiques ; lors de l'écoulement de l'air à l'intérieur de la tour, il est utile de connaître les caractéristiques de l'air à savoir : sa température, sa pression, sa vitesse, etc... Ainsi pour la mise en application d'un anémomètre à fil chaud qui est un appareil électronique de mesure de vitesse, on utilise plusieurs anémomètres placés à différents niveaux et raccordés à un appareil enregistreur à plusieurs voies.

Pour permettre un fonctionnement de ces derniers. Chacun est placé dans un système de guidage par glissement qui consiste à faire glisser la sonde sur deux barres parallèles, suivant le diamètre du tronçon par l'intermédiaire d'un fil accroché au boîtier de la sonde se déplaçant grâce à deux poulies. Ces deux dernières sont placées, l'une en amont, l'autre en aval des deux barres parallèles. Comme le montre

la figure 5.5.1

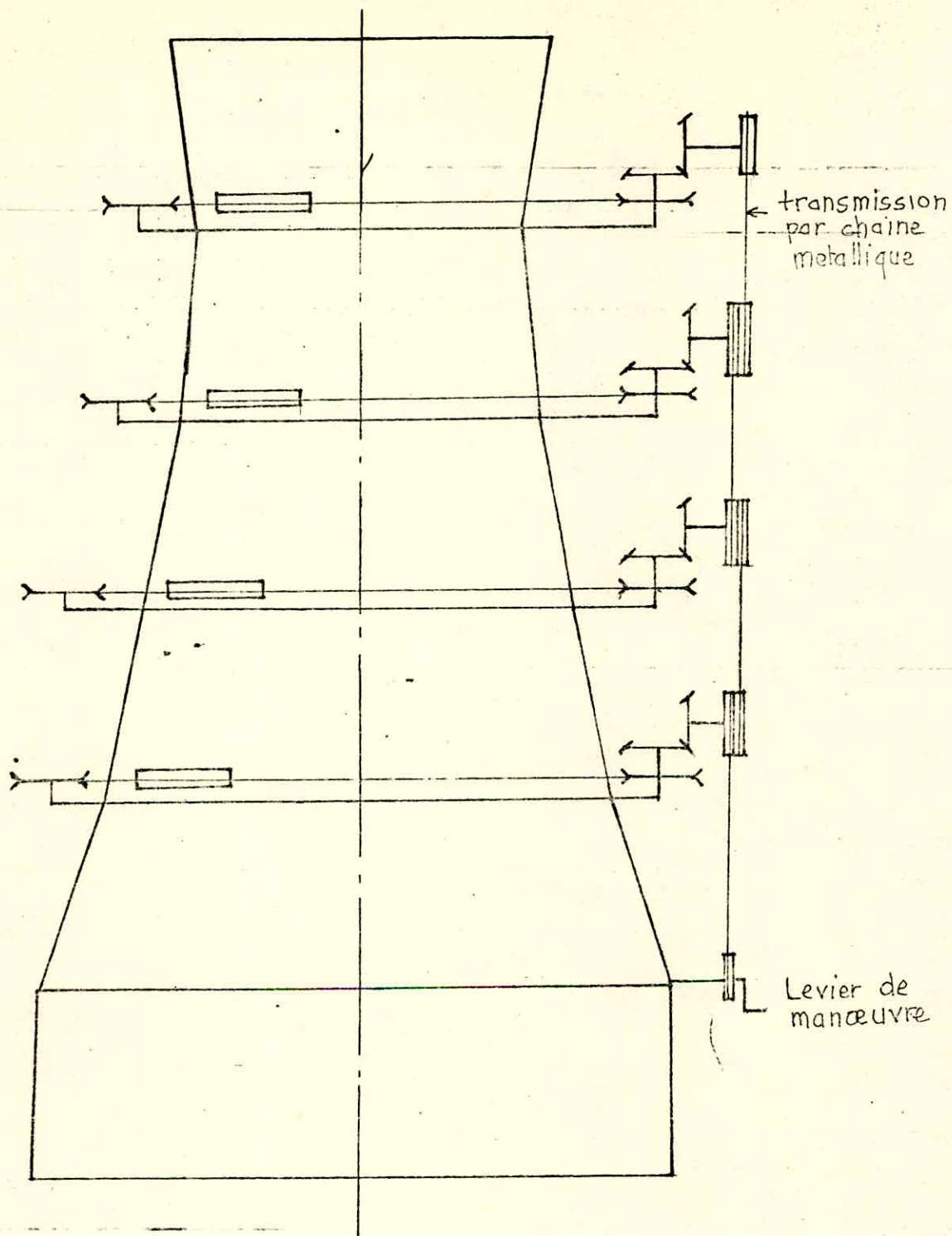


Fig 5.2

Chaîne cinématique de transmission
de liaison des anémomètres.

En utilisant les engrenages coniques (concou-rants), on peut transformer ainsi le mouvement de rotation celle du levier de commande ou de manoeuvre donc celles des roues dentées à celui de déplacement correspondant au déplacement de la sonde.

Pour pouvoir déplacer les autres sondes en même temps, on lie les différents systèmes de guidage à l'aide d'une chaîne de transmission métallique.

Ce qui permet de manoeuvrer un seul levier et le mouvement se transmet directement instantanément aux sondes et de prendre simultanément les mesures. Comme c'est montré par la chaîne cinématique de la figure 5.2. Soit d le diamètre d'une des roues dentées et L , la longueur du diamètre du tronçon; et si on suppose que l'appareil de mesure fait dix déplacements (un déplacement correspond à un tour complet de la roue dentée):

On détermine alors chaque fois le diamètre de la roue dentée pour chaque tronçon par:

$$10 \cdot \pi \cdot d_i = L_i \quad d_i = L_i / 10 \pi.$$

Dans notre cas nous avons prévu la mise en place de quatre anémomètres, donc on aura à placer quatre roues dentées, quatre engrenages coniques et quatre systèmes de guidage.

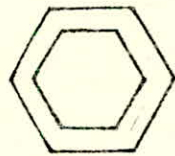
Chapitre 6 Phases de fabrication

6.1 Description de la tour

La tour à étudier est une tour indépendante c'est à dire qu'elle n'a d'autres liaisons mécaniques avec l'extérieur qu'un encastrement à la base.

Elle est divisée en cinq tronçons de 1 m de hauteur chacun.

La section en plan de la tour peut avoir la forme suivante celle d'un polygone :



A partir des côtes de départ : diamètre, hauteur, nous pouvons calculer les différentes caractéristiques géométriques nécessaires pour les calculs qui sont : les diamètres intérieurs, épaisseur...

Après avoir calculé ces caractéristiques géométriques nous calculons alors les poids propres de tous les tronçons avec toutes les données qui sont imposées par cette tour qui sont les suivantes :

- sa forme géométrique, celle d'une hyperboloïde de révolution,
- sa hauteur égale à 6 m,
- son diamètre du cercle inférieur (diamètre de base) $D_b = 2$ m
- diamètre du cercle supérieur $D_s = 1,70$ m,
- hauteur des piliers égale à 1 m,
- caractéristiques du sol de fondation:
 - poids spécifique = 1600 kg/m^3
 - taux de travail du sol = 2 bars.

6.2 Matériaux utilisés

Nous utilisons les matériaux suivants :

- des poutres profilées UAP dites montants formant l'ossature de la tour,
- des poutres profilées UPN représentant la ceinture circulaire de base de la tour,
- des plaques en plexiglas et en amiante-ciment pour le calorifugeage et le revêtement de la tour,
- des poutres profilées HEB supportant la tour représentant les poteaux ou les piliers,
- du ciment dosé à 350 kg/cm^3 et de la ferraille constituant les éléments de fondation.

6.3 Site de l'emplacement

La tour sera implantée devant le laboratoire d'énergetique du genie-mecanique ayant pour coefficient de site $K_s = 1,3$ pour la region III.

Elle sera mise dans une terre de site normal avec une contrainte admissible du sol $\bar{\sigma}_s = 2$ bars, et ayant pour coefficient de masque $K_m = 1$.

6.4 Phases de fabrication

La tour d'une hauteur de 5 m repose sur 4 poteaux de 1 m de longueur, est divisée en 5 tronçons de 1 m de hauteur chacun.

L'ouvrage est construit suivant les phases decrites ci-dessous:

Phase 1 : elements d'assemblage

Elle est faite entierement à l'atelier.

Après avoir coupé les profilés de differentes formes suivant les dimensions exigées par les plans, ils sont alors soudés en formant un tronçon de forme polygonale.

Des plaques d'amiant-ciment et de plexiglas sont placés sur les tronçons comme bardage constituant le revêtement de la tour.

Phase 2 : fondations

Elle est faite au site où sera placée

la tour. On creuse des cavités des fondations où on fera couler le béton armé.

Nous dresserons par la suite, après séchage du béton, les quatre poteaux qui supporteront la coque de la tour.

Phase 3 : montage

Elle est faite sur le terrain.

A cette phase nous commencerons à exécuter le montage des tronçons sur les 4 poteaux. Un grillage de sécurité sera mis au sommet de la tour et une échelle sera dressée pour la visualisation.

APPENDICE A

Calcul des coefficients de convection de l'eau et l'air

1. Coefficient de convection côté eau

Le coefficient de convection côté eau est déterminé à partir du nombre de Nusselt Nu qui s'écrit sous la forme :

$$Nu \equiv \frac{h_e d_i}{K} = c (Re)^m Pr^n$$

où : Re et Pr respectivement nombre de Reynolds et de Prandtl.

Pour les écoulements dans les tubes et d'après Dittus et Boelter, on a la corrélation suivante :

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^n$$

avec $n = \begin{cases} 0.4 & \text{pour un échauffement} \\ 0.3 & \text{pour un refroidissement} \end{cases}$

d'où :
$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.3}$$

On détermine alors les propriétés de l'eau à la température moyenne d'après [1] :

$$T_m = \frac{T_e + T_s}{2} = \frac{75 + 50}{2} = 62.5^\circ\text{C}$$

$$\rho = 980,84 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu = 4,374 \cdot 10^{-4} \text{ kg/m}\cdot\text{s}$$

$$k = 0,658 \text{ W/m}\cdot\text{°C}$$

$$C_p = 4,182 \text{ kJ/kg}\cdot\text{°C}$$

$$Pr = 2,78$$

Le nombre de Reynolds vaut alors :

$$Re = \rho V \frac{d_i}{\mu} = \frac{980,84 \cdot 0,75 \cdot 7 \cdot 10^3}{4,374 \cdot 10^4} = 11772,8$$

donc le nombre de Nusselt :

$$Nu = 0,023 (11772,8)^{0,8} \cdot (2,78)^{0,3} = 56,45$$

et finalement :

$$h_e = k \frac{Nu}{d_i} = \frac{0,658 \cdot 56,45}{7 \cdot 10^{-3}}$$

$$h_e = 5306,3 \text{ W/m}^2\cdot\text{°C}$$

2. Coefficient de convection côté air

Le coefficient de convection de l'air est donné à partir du produit $S_f Pr^{2/3}$ en fonction du nombre de Reynolds qui s'écrit :

$$Re = \frac{d_h S_f v}{\mu_f}$$

L'indice f indique les propriétés de l'air évaluées

à la température du film t_f où :

$$t_f = \frac{1}{2} (t_p + t_\infty)$$

avec $t_\infty = t_e = 25^\circ\text{C}$

et t_p : température à la paroi :

$$t_p = \frac{1}{2} (T_e + T_s) = \frac{1}{2} (75 + 50) = 62,5^\circ\text{C}$$

d'où :

$$t_f = \frac{1}{2} (62,5 + 25) = 43,75^\circ\text{C}$$

Les propriétés sont alors données d'après [1] :

$$\rho_f = 1,117 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu_f = 2,014 \cdot 10^{-5} \text{ kg/m}\cdot\text{s}$$

$$k_f = 0,02751 \text{ W/m}\cdot^\circ\text{C}$$

$$Pr_f = 0,704 \quad , \quad C_{p_f} = 1,007 \text{ kJ/kg}\cdot^\circ\text{C}$$

et le nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{1,117 \cdot 2 \cdot 4,4 \cdot 10^3}{2,014 \cdot 10^{-5}} = 488,1$$

de cette valeur on détermine le produit de Kay & London

$$St \cdot Pr^{2/3} = 0,0192$$

où : St nombre de Stanton

$$St = \frac{h_a}{s \cdot C_p}$$

$$\text{et } h_a = \rho \cdot v \cdot C_p \cdot St = s \cdot v \cdot C_p \frac{0,0192}{Pr^{2/3}}$$

$$h_a = \frac{1,117 \cdot 2 \cdot 4,4 \cdot 10^3 \cdot 1,007 \cdot 0,0192}{(0,704)^{2/3}} = 54,5 \text{ W/m}^2\cdot^\circ\text{C}$$

APPENDICE B

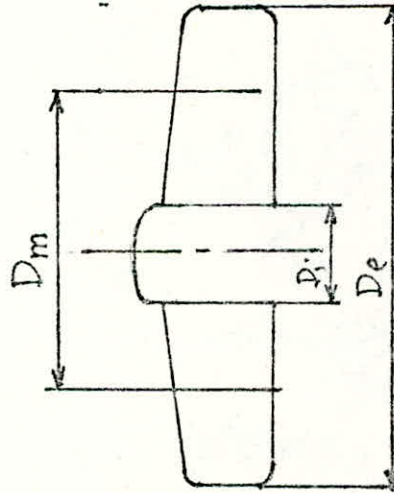
Calcul du ventilateur

1. travail du ventilateur

Pour calculer la puissance du ventilateur on adopte:

une vitesse de rotation $N = 1500$ tr/min

$D_i = 0,75 D_e$ où D_i , D_e respectivement diamètre du moyeu et diamètre extérieur des pales.



On prend $D_e = 1$ m alors on aura: $D_i = 0,75$ m, et le diamètre moyen:

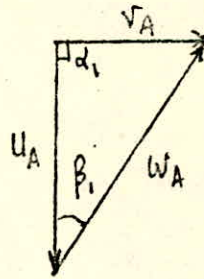
$$D_m = \frac{D_e + D_i}{2} = \frac{1 + 0,75}{2} = 0,875 \text{ m}$$

La vitesse d'entraînement sera:

$$u = \frac{D_m \cdot \pi \cdot N}{60} = \frac{0,875 \cdot \pi \cdot 1500}{60} = 68,72 \text{ m/s}$$

Triangle des vitesses :

à l'entrée du ventilateur
sans prérotation $\alpha_1 = -90^\circ$.



L'équation de continuité nous donne la vitesse v_A
à l'entrée :

$$\int_A s_A v_A = \int_2 v_2 s_2 \quad \text{avec } \rho_2 = \rho_A$$

d'où :

$$v_A = \frac{s_2}{s_A} v_2$$

où :

s_A section de passage à travers le ventila-
teur :

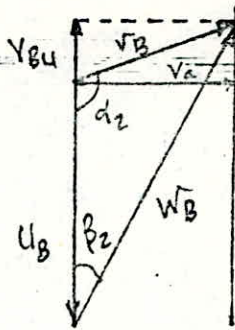
$$\begin{aligned} s_A &= \frac{\pi}{4} (D_e^2 - D_i^2) \\ &= \frac{\pi}{4} (1^2 - 0,75^2) = 0,34 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

$$s_2 = 1,37 \text{ m}^2$$

d'où :

$$v_A = \frac{1,37}{0,34} 11,02 = 44,4 \text{ m/s.}$$

- à la sortie du ventilateur :



On supposera que :

$$V_{Ba} = V_A = 44,4 \text{ m/s} \quad \text{et} \quad \beta_2 = 30^\circ.$$

$$\text{d'où : } W_B = \frac{V_{Ba}}{\sin 30^\circ} = \frac{44,4}{\sin 30^\circ} = 88,8 \text{ m/s}$$

$$\text{et : } V_{Bu} = W_B \cos 30^\circ - U_B.$$

$$= 88,8 \cos 30^\circ - 68,72 = 8,18 \text{ m/s}.$$

finalement :

$$\begin{aligned} V_B &= (V_{Ba}^2 + V_{Bu}^2)^{1/2} \\ &= (44,4^2 + 8,18^2)^{1/2} \\ &= 45,15 \text{ m/s}. \end{aligned}$$

Donc le travail fourni par le ventilateur est donné par la formule d'Euler :

$$W = U_B V_{Bu} - U_A V_{Au}$$

$$V_{Au} = 0 \quad \text{car} \quad \alpha_1 = 90^\circ$$

$$\begin{aligned} \text{D'où : } W &= u_B \sqrt{V_{Bu}} \\ &= 68,72 \cdot 8,18 = 562,13 \text{ J/kg.} \end{aligned}$$

2. Puissance du ventilateur

La puissance du ventilateur sera alors donnée par :

$$P_V = \frac{W \dot{m}}{\eta}$$

où : \dot{m} le débit d'air traversant le ventilateur :

$$\dot{m} = \rho_A V_A S_A, \quad \rho_A = \rho_2 = 1,075 \text{ kg/m}^3$$

$$\dot{m} = 1,075 \cdot 44,4 \cdot 0,34 = 16,23 \text{ kg/s}$$

η le rendement du ventilateur pris égale à 0,8

On aura alors une puissance :

$$P_V = \frac{562,13 \cdot 16,23}{0,8}$$

$$P_V = 11404,2 \text{ W.}$$

3. Elevation de pression dans le ventilateur

On a :

$$\Delta P_V = \rho_A W = 1,075 \cdot 562,13$$

$$\Delta P_V = 604,29 \text{ N/m}^2.$$

4. Chute de pression sortie échangeur - entrée ventilateur

On a :

$$\Delta P_2 = P_2 - P_A = \frac{1}{2} \rho_2 (v_A^2 - v_2^2) + \rho_2 g (z_A - z_2)$$

On suppose de $z_A = z_B = 2 \text{ m}$.

alors :

$$\begin{aligned} \Delta P_2 &= \frac{1}{2} 1,075 (44,4^2 - 11,02^2) + 1,075 \cdot 9,81 (2 - 1,3) \\ &= 1001,7 \text{ N/m}^2. \end{aligned}$$

d'où la pression à l'entrée du ventilateur :

$$\begin{aligned} P_A &= P_2 - \Delta P_2 \\ &= 101202,73 - 1001,7 = 100201,03 \text{ N/m}^2 \end{aligned}$$

et la température de l'air correspondant sera :

$$t_A = \frac{P_A}{\rho_A r} = \frac{100201,03}{287 \cdot 1,075} = 324,77 \text{ K}$$

et la pression à la sortie du ventilateur sera :

$$\begin{aligned} P_B &= P_A + \Delta P_V \\ P_B &= 100201,03 + 604,29 = 100805,32 \text{ N/m}^2 \end{aligned}$$

En supposant que la compression entre A et B est isentropique, alors :

$$\frac{P_A}{\rho_A^\gamma} = \frac{P_B}{\rho_B^\gamma} \quad \text{avec } \gamma = 1,4 \text{ pour l'air}$$

$$\rho_B = \rho_A \left(\frac{P_B}{P_A} \right)^{1/\gamma} = 1,075 \left(\frac{100805,32}{100201,03} \right)^{1/1,4} = 1,0796 \text{ kg/m}^3.$$

APPENDICE C

CALCUL DE LA POMPE

Les vitesses du fluide à l'aspiration et au refoulement sont généralement de l'ordre :

à l'aspiration : $C_a = 1 \text{ à } 1,5 \text{ m/s}$

au refoulement : $C_r = 2 \text{ à } 4 \text{ m/s}$

On adopte alors les vitesses moyennes d'où :

$$C_a = 1,25 \text{ m/s}$$

$$C_r = 3,0 \text{ m/s}$$

1. Calcul de la tuyauterie

De l'équation de continuité on a :

$$Q = S \cdot C = \pi \frac{d^2}{4} \cdot C$$

où le diamètre de la conduite :

$$d = \left(\frac{4Q}{\pi C} \right)^{1/2}$$

on a alors les diamètres intérieurs des conduites d'aspiration et de refoulement :

$$d_{a_i} = \left(\frac{4Q}{\pi C_a} \right)^{1/2}$$

$$d_{a_i} = \left(\frac{4 \cdot 0,573 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 1,25} \right)^{1/2} = 0,024 \text{ m}$$

Nous prendrons $d_{a_i} = 25 \text{ mm}$.

$$d_{r_i} = \left(\frac{4 \varphi}{\pi C_r} \right)^{1/2}$$

$$= \left(\frac{4 \cdot 0,573 \cdot 10^3}{\pi \cdot 3} \right)^{1/2} = 0,04559 \text{ m}$$

Nous prendrons $d_{r_i} = 20 \text{ mm}$

Les vitesses corrigées sont alors :

$$C_a = \frac{4 \varphi}{\pi d_{a_i}^2} = \frac{4 \cdot 0,573 \cdot 10^3}{\pi (25 \cdot 10^{-3})^2}$$

$$C_a = 1,167 \text{ m/s}$$

$$C_r = \frac{4 \varphi}{\pi d_{r_i}^2} = \frac{4 \cdot 0,573 \cdot 10^3}{\pi (20 \cdot 10^{-3})^2}$$

$$C_r = 1,82 \text{ m/s}$$

2. Calcul des pertes de charge

Les pertes de charges totales sont composées de pertes de charge à l'aspiration Δh_a et celles au refoulement Δh_r .

Celles-ci sont composées des pertes de charge linéaires et des pertes de charge singulières:

$$\Delta h_a = \Delta h_{a_l} + \Delta h_{a_s}$$

$$\Delta h_r = \Delta h_{r_l} + \Delta h_{r_s}$$

Les pertes de charge lineaires sont données par la formule de DARCY :

$$\Delta h_L = \lambda \frac{L}{d} \frac{C^2}{2g} \quad \text{mCE.}$$

où : L étant la longueur de la conduite
 λ un coefficient caracterisant le regime d'écoulement qui n'est fonction que du nombre de Reynolds : $Re = \frac{C \cdot d}{\nu}$

où ν : viscosité cinématique

$$\nu = 1,008 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

Pour $Re < 3 \cdot 10^5$ la formule de Blasius donne : $\lambda = (100 Re)^{-1/4}$

Les pertes de charge singulières sont données par la formule suivante :

$$\Delta h_s = \sum_i \xi_i \frac{C^2}{2g}$$

où : ξ_i sont les coefficients dependant des accessoires (coudes, téés, vannes, ...).

on trouve pour :

la vanne : $\xi = 3$

le coude à 90° : $\xi = 0,3$

la crépine : $\xi = 4$

le Té : $\xi = 1,285$.

Dans notre cas, nous prévoyons pour la conduite d'aspiration : 1 vanne, 20 coudes à 90° et 35 m de tuyauterie.

Pour la conduite de refoulement on a :

4 vannes, 20 coudes à 90° et 30 m de tuyauterie.

Les résultats sont donnés dans le tableau suivant :

	c m/s	d mm	Re	λ	L m
aspiration	1,167	25	$2,84 \cdot 10^4$	0,0242	35
refoulement	1,82	20	$4,82 \cdot 10^4$	0,0213	30

	$\sum \xi_i$	Δh_L mCE	Δh_s mCE	Δh mCE
aspiration	9	2,35	0,62	2,97
refoulement	18	5,39	3,04	8,43

D'où les pertes de charge totales :

$$\Delta h_L = 2,97 + 8,43$$

$$\Delta h_L = 11,4 \text{ m.}$$

Chapitre 6 CONCLUSION

Ce travail consistait à dimensionner une tour de refroidissement par voie sèche à tirage naturel et artificiel; où les données principales étaient: son diamètre de base évalué à 2 m, sa hauteur à 6 m et le flux de chaleur de 60 kW à évacuer.

Pour cela, il fallait dimensionner son échangeur.

La tour en question repose sur quatre piliers, donc nous devons concevoir un échangeur de telle manière à ce qu'il puisse se placer à l'intérieur de la tour. La solution était de diviser l'échangeur en quatre morceaux égaux et de disposer les tubes ailetés dans une position radiale.

Ceci permet une bonne démontabilité et un transport facile.

Pour ce qui est du guidage de l'anémomètre, le système est un peu global.

Aussi, l'usinage des deux barres parallèles doit être fait d'une manière à ce que le

glissement soit parfait.

Ce système qu'on a adopté est relativement simple, une étude approfondie permettrait d'avoir une description assez poussée.

Bibliographie

- (1) Transmission de chaleur. KREITH
cote : 536.24 KRE
- (2) Tour de refroidissement.
Etude preliminaire.
INDALANA Janvier 1983
- (3) Etude de realisation d'une tour
seche.
ZAARAOUI Juin 1984
- (4) Systeme de refroidissement par
tour seche.
CHIKH Janvier 1984
- (5) Capteur et instrumentations
industrielles. ASCH
cote : 621.336 ASC
- (6) Tour de refroidissement humide.
DEBOUB Juin 1983
- (7) Tour de refrigeration hyperboloide.
Ait Belkacem Juin 1975
- (8) Revue Brown Boveri
- (9) Etude conceptuelle d'une tour
de refroidissement seche.
YOUNSI Magister Janvier 1987
- (10) Catalogue DELTALAB
Anemometre a fil chaud.

