

LA VAPEUR EN MODELISME NAVAL

Compilation des cahiers

Ecrit par Suykens Léonard

Edité par l'a.s.b.l. Model Nautic Club

- 1 J'AI VOULU EN SAVOIR PLUS SUR LA VAPEUR D'EAU**
- 2 JE CONSTRUIS UN ENSEMBLE CHAUDIERE-BRULEUR**
- 3 J'AI VOULU COMPRENDRE LES MYSTERES
ENTOURANT LES BRULEURS GPL**
- 4 JE CONSTRUIS UN MODELE REDUIT DE A A Z**
- 5 JE CONSTRUIT UN MOTEUR OSCILLANT**
- 6 JE CONSTRUIS UN MOTEUR TYPE PILON**

LA VAPEUR EN MODELISME NAVAL

J'AI VOULU EN SAVOIR PLUS SUR LA
VAPEUR D'EAU

PREAMBULE

Un musicien qui ne joue pas "à l'oreille" doit connaître le solfège.
De la même façon, nous vaporistes, devons connaître les unités utilisées dans notre hobby.

Avant de parler d'eau vaporisée nous retiendrons que :

LA FORCE

Elle était anciennement, l'unité de force qui donnait à la masse de 1 kg poids, une accélération de 9,81 mètres par seconde, et s'écrivait kg ou kgf. Depuis 1974 l'unité de force est celle qui communique à la masse de 1kg une accélération de 1 mètre par seconde.

Cette unité de force est le NEWTON et s'écrit N, elle vaut $\frac{1}{9,81} = +/- 0,1\text{kg}$.

RETENONS Q'UN N VAUT ENVIRON 0,100 KG

Dorénavant vous demanderez donc chez l'épicière 50 NEWTON de pommes de terre plutôt que 5 kg. Vous reviendrez très vite à l'ancienne conception.

LA PRESSION

La pression est par définition l'action d'une force par unité de surface.



Anciennement on l'exprimait entr'autre en kg/cm², mais puisque l'unité de force a changé, il fallut nécessairement changer l'unité de pression.

Elle devient par exemple le NEWTON par m² ou N/m².

C'est la définition du PASCAL. Le PASCAL ou Pa vaut +/- 0,1 Kg/m².

Il faut donc environ 100.000 Pa pour obtenir 1 kg/cm²

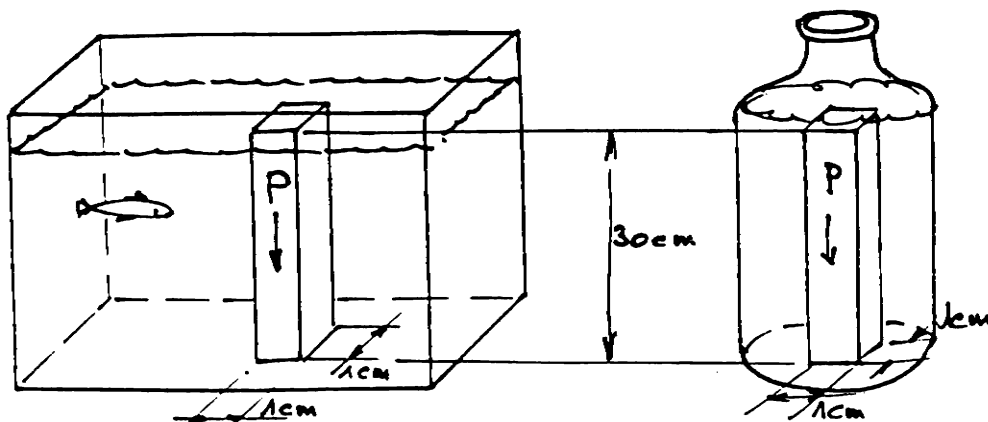
RETENONS QUE 1 KG/CM² VAUT +/- 100.000 Pa

UTILISONS PLUTOT LE Bar QUI VAUT LUI AUSSI 100 KPa

Dans nos lectures techniques de tous les jours nous rencontrons bien d'autres manières d'exprimer la pression.

Prenons l'exemple suivant :

Le poids de l'eau des sources, rivières, canaux etc exerce une pression sur le fond (et latéralement). On peut l'exprimer de différentes façons.



La pression P qu'exerce l'eau sur le fond se détermine ou s'exprime en prenant le poids de la colonne de liquide agissant sur une surface déterminée; par exemple, 1 cm x 1 cm.

Dans notre aquarium ou dans la bouteille la pression sera de 30 gr/cm² parce que le poids de la colonne d'eau qui agit sur la surface de 1 cm² égale 30 gr.

En effet 30 cm x 1 cm² = 30 cm³.

Sachant que 1000 cm³ ou 1 dm³ pèse 1000 gr on en déduit que 30 cm³ pèsent 30 gr.

On peut aussi dire que la pression est de 30 cm d'eau

ou 300 mm d'eau

ou 0,3 m d'eau

On utilise souvent ces façons pour exprimer la valeur de la pression lorsque l'on parle de pompes à faible puissance. Par exemple en chauffage central on parlera de circulateurs ayant un débit de 1000l/h avec une pression de 10 m d'eau ou 10m de colonne d'eau ou 10m CE (ce qui revient à dire que cette pompe donne une pression différentielle de 1kg/cm² ou 1 Bar).

L'unité de pression la plus utilisée de nos jours (et admise) est le Bar.

1 Bar = +/- 1kg/cm² = +/- 100 kPa

= 10m CE = +/- 1 atm.

= 14 psi (pounds square inch)

Dans le cas de nos petits bateaux, nous parlerons de pressions lues au manomètre. Souvent exprimées en kg/cm², sachons cependant que l'atmosphère dans laquelle nous vivons vaut +/- 1 Bar et doit s'ajouter à la pression lue au manomètre si l'on veut parler de pression absolue. Les tables que nous consultons pour nos calculs sont toujours exprimées en pressions absolues.

RETENONS QUE 1 BAR = +/- 1KG/CM² = 100 kPa
LA PRESSION ABSOLUE Pabs = PRESSION MANOMETRE + 1 BAR.

LA TEMPERATURE

La température dans nos régions est exprimée en degrés CELCIUS.

Si cette température, graduée en °C pouvait descendre dans nos thermomètres conventionnels jusqu'au point le plus bas, on pourrait lire -273,16 °C.

Cette température est appelée température absolue et correspond au 0° K du nom de KELVIN.

Notre 0° C correspond donc en fait à 273° K.

RETENONS QUE le °C = le °K pour ce qui concerne
les différences de température
le °C devient °K en additionnant 273°C
lorsque l'on exprime un niveau de température.

QUANTITE DE CHALEUR

Anciennement l'unité de chaleur était la calorie et s'écrivait cal et/ou kcal (= 1000 cal).

Aujourd'hui il convient d'utiliser l'unité légale : le joule = J

RETENONS QUE 1 kcal = 4,18 KJ

Pour rappel, chauffer 1 kg d'eau (ou 1l) de 1°C demande une quantité de chaleur de 1 kcal.

La quantité de chaleur nécessaire pour chauffer de 1°C, 1kg de matière s'appelle chaleur spécifique. Puisqu'il faut 1 kcal pour chauffer 1 kg d'eau de 1°C, sa chaleur spécifique est de 1.

Dans la plupart des publications actuelles on utilise encore la kilocalorie (kcal) comme unité de calcul, celle-ci étant plus représentative de la notion "chaleur".

Rappelons donc que 1 KW = 860 kcal/h

1 chh = 632 kcal/h

La France a longtemps utilisée la Thermie qui vaut 1000 kcal.

PUISSANCE

Déplacer 75 kg de 1 mètre en 1 seconde demande une puissance de 1ch (1 cheval).

Un moteur de 1ch qui travaille pendant 1 heure développe un travail appelé 1 cheval heure et dégage 632 kcal de chaleur. De la même manière 1 Kilowatt (kw) développe 860 kcal/h.

Nous pourrions encore énumérer plusieurs définitions, unités etc, mais le but recherché est de pouvoir "naviguer" dans les termes techniques courants et non pas de rechercher à gagner les jeux olympiques de l'érudition.

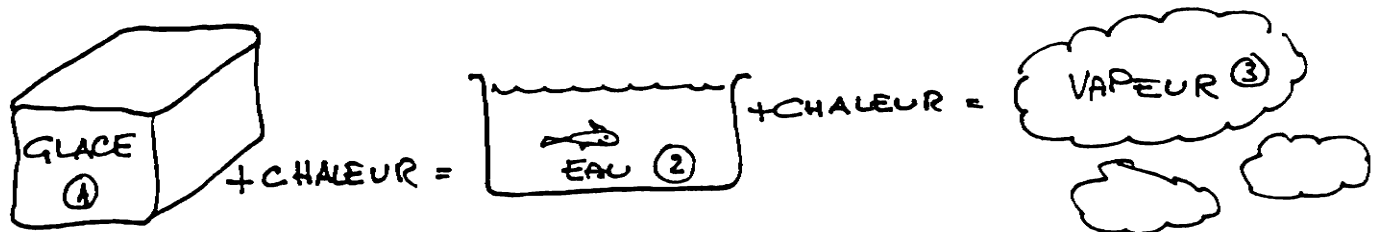
Passons donc au sujet qui nous préoccupe.

Un professeur disait un jour : L'eau c'est de l'eau, mais ce n'est pas de l'eau en étant de l'eau.

Définition on ne sait plus clair (comme de l'eau de roche).

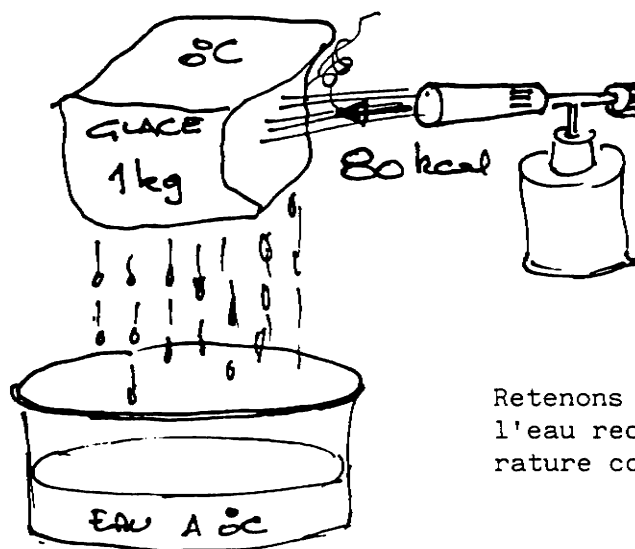
En fait, on veut dire par là que l'eau comme beaucoup de fluides, passe par 3 états dépendant de la température et pression ambiante.

A LA PRESSION AMBIANTE (ou pression atmosphérique)



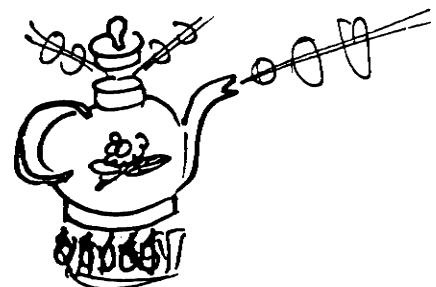
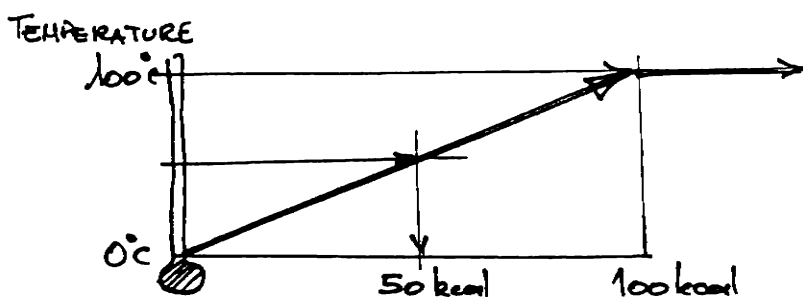
① - PHASE SOLIDE

En passant de l'état solide à l'état liquide, la glace absorbe 80 kcal par kg, cette chaleur s'appelle chaleur de fusion



Retenons que pendant la fusion l'eau recueillie restera à température constante de 0°C.

② - PHASE LIQUIDE



Lorsque l'on chauffe 1kg d'eau à partir de 0°C on constate une augmentation de température de 1°C par kcal fournie (Normal, puisque la chaleur spécifique =1) Après avoir donné 100 kcal au kilo d'eau celui-ci se mettra à bouillir. Cette chaleur est appelée chaleur sensible.

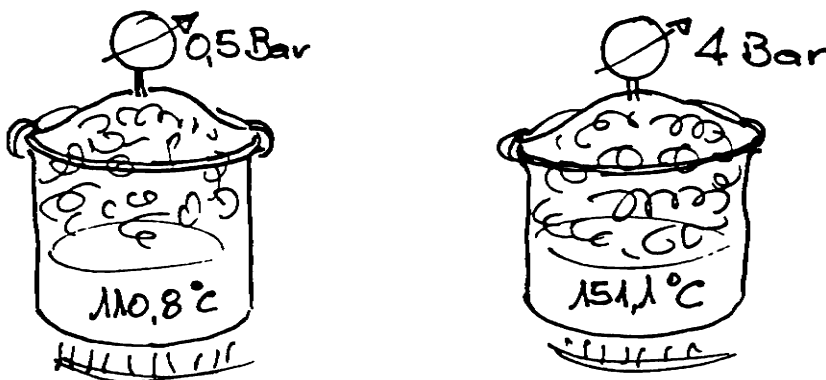
③ PHASE VAPEUR

Il faudra encore fournir 535 kcal pour que toute l'eau se transforme en vapeur. Cette chaleur s'appelle chaleur latente de vaporisation. Pendant ce temps, la température de l'eau et de la vapeur ne varie pas et reste constante à 100°C.

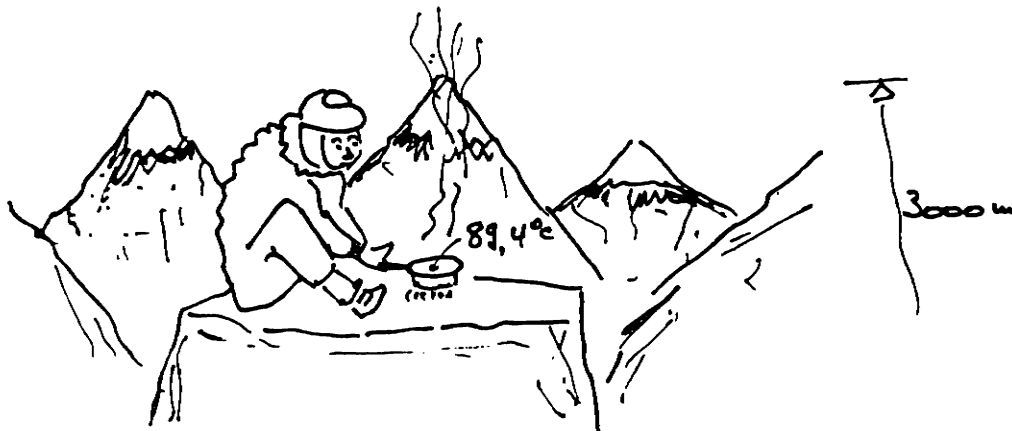
RETENONS QUE POUR : (à la pression atmosphérique)
 Fondre 1kg de glace il faut 80 kcal.
 Chauffer 1kg d'eau de 0 à 100°C il faut 100 kcal
 Transformer 1kg d'eau bouillante en vapeur il faut 535 kcal

Tout ceci est vrai pour autant que nous nous trouvions à la pression atmosphérique (sous-entendu au niveau de la mer).

Si nous augmentons la pression sur l'eau, la température d'ébullition augmente. Ainsi si nous faisons bouillir l'eau dans une cocotte minute avec une pression au dessus de l'eau de 0,5 Bar au manomètre, on constate que l'eau va bouillir à 110,8°C. Si nous forçons sur la pression jusqu'à 4 Bars mano l'eau va bouillir à 151,1°C.



Inversément, si nous diminuons la pression, par exemple si nous grimpons sur une montagne de 3000m, la pression atmosphérique descend à 0,7 Bar et l'eau va bouillir à 89,4°C (Bonjour le café)



On peut ainsi voir bouillir l'eau à 6,7°C si on diminue la pression à 0,01 Bar.

RETENONS QU'À CHAQUE PRESSION CORRESPOND
 UNE TEMPÉRATURE D'ÉBULLITION BIEN DÉTERMINÉE

Si nous revenons un moment à nos chaudières de bateaux, on constate que la pression de marche se situe toujours au delà de la pression atmosphérique. Si, pour l'exemple, on suppose une pression de 3 Bars au manomètre, on peut voir dans la table (voir plus loin) que l'eau qui se trouve sous le plan de vapeur est à 142,9°C. Cette eau est dite surchauffée. En cas de fuite ou de rupture de la chaudière, une partie de cette eau se vaporise instantanément du fait qu'elle est mise en contact avec la pression atmosphérique où elle bout à 100°C. Sachant qu'à cette température la vapeur occupe un volume de plus de 1700 fois celui de l'eau, on comprend aisément l'avantage à ne pas se trouver dans la trajectoire du jet de vapeur. Et dire que certains se demandent pourquoi on fait un test pression avant mise en service d'une chaudière.

Mais revenons à nos moutons et parlons de chaleur spécifique (définie plus haut).

Imaginons que nous voulions vaporiser 1kg d'eau en surchauffant celle-ci à 4 Bars manomètre et 250°C. Pour rendre plus clair la notion de chaleur spécifique nous imaginons que nous ne disposions que de glace à -20°C.

Dans les tables on trouve les valeurs suivantes :

eau	chal.spec.	= 1,00 kcal/kg
glace	"	= 0,50 kcal/kg
vapeur	"	= 0,50 kcal/kg (à pression constante)

Bilan

-Avant de la fondre il faut amener la glace de -20° à 0°C.	
-Chaleur nécessaire 1kg x 0,5(chal.spec.)x 20°C(diff.de temp.) =	10kcal
-Chaleur de fusion à 0°C	80kcal
-Chauffage de l'eau de 0°C à 151,1°C (temp. de l'eau à la pression abs de 5 Bars, soit 4 Bars mano + 1 Bar)	
1kg x 1(chal. spec) x 151,1°C =	152kcal
(152 parce que la chal.spec. varie quelque peu)	
-Vaporisation de l'eau à 151,1°C (voir tables)	504kcal
-Surchauffe de la vapeur de 151,1°C à 250°C	
1kg x 0,5 (chal. spec.) x (250 -151,1) = +/-	50kcal

Total de la chaleur fournie	796kcal

Je ne connais pas pour ma part, des courageux qui iraient jusqu'à casser la glace de l'étang par -20°C pour quand même naviguer, mais on ne sait jamais.

Poursuivons nos investigations et voyons ce qui se passe pendant un cycle de navigation.

Prenons l'exemple suivant :

- Contenance de la chaudière	900 cc eau à 20°C
- Consommation de vapeur	15gr/min
- Poids de la chaudière	2kg
- Chal.spec. cuivre	0,094
- Pression manomètre de marche	3 Bars
- Vapeur	saturée sèche
- Température de l'eau à 4 Bars abs	142,9°C
- Mise en température souhaitée	10 min.

Pour l'exercice on suppose qu'il n'y a pas de pertes thermiques (déperditions).

Bilan thermique

Chauffage de l'eau à 142,9°C

$$0,9\text{kg} \times 1 \text{ (chal.spec.)} \times (142,9^\circ\text{C} - 20^\circ) \text{ (diff. de temp.)} = 110,6 \text{ kcal}$$

Chauffage de la masse de cuivre de la chaudière

$$2 \text{ kg} \times 0,094 \text{ (chal.spec.)} \times (142,9^\circ\text{C} - 20^\circ) = 23,1 \text{ kcal}$$

total	133,7 kcal
-------	------------

Si nous voulons donner cette chaleur de 133,7 kcal en 10 minutes, il faudra prévoir un brûleur pouvant donner par heure $133,7 \times 6 = 802,2 \text{ kcal}$

La chaleur de vaporisation de l'eau à 142,9°C est de (voir tables) 509,0 kcal/kg.

Le temps de navigation pourra être de $\frac{900 \text{ cc}}{15 \text{ gr/min}} = 60 \text{ minutes}$

La chaleur à fournir en 60 min. ou en 1 heure sera donc $0,9 \text{ kg} (900 \text{ cc}) \times 509,0 = 458,0 \text{ kcal.}$

On constate (aux pertes près) que pour chauffer la chaudière il faut quasi le double de chaleur par rapport à celle nécessaire en navigation.

Cela fait réfléchir et ne met plus en doute le grand avantage à installer un régulateur de gaz.

Pour les lecteurs, qui à ce stade, ne sont pas encore effondrés, il nous faut entrer un peu plus dans les détails. Il n'est en effet pas possible de ce dire vaporiste sans avoir une idée du diagramme de Mollier. Avant de le construire (rassurez-vous dans une forme simplifiée) il est bon de regarder les tableaux ci-dessous dans lesquels j'ai puisé les infos nécessaires pour les exercices faits ci-dessus.

CHALEUR SPECIFIQUE DE DIFFERENTS CORPS EN KCAL/kg (°C)

<u>Métaux</u>		<u>Autres corps</u>		<u>Liquides</u>	
Aluminium	0,214	Béton	0,21	Alcool	0,58
Plomb	0,031	Gypse	0,26	Huile machine	0,40
Cuivre	0,094	Verre	0,20	Pétrole	0,50
Laiton	0,092	Chêne	0,57	Térébenthine	0,43
Fer	0,110	Grès	0,17	Goudron/bitume	0,50
Acier	0,115	Briques	0,22	Eau	1
Zinc	0,094			Glace	0,50
				Benzine	0,50
				Air	0,24

En fait lorsque l'on détend la vapeur sans production de travail on ne diminue pas la chaleur contenue dans le fluide qui, par conséquent, se surchauffe. Pour quand même faire un peu scientifique (ça fait bien au bord de l'eau), on appelle cela une détente adiabatique.

Nous devons encore connaître un autre phénomène, celui du primage. Lorsque l'eau est en ébullition dans nos chaudières, une petite partie de celle-ci est entraînée avec la vapeur, surtout en première partie du parcours lorsque le niveau d'eau est au maximum. C'est ce phénomène qui est souvent à l'origine de ce que l'on appelle le coup de bélier dans les conduites. En effet, l'eau entraînée passe par des situations perturbées du fait de la cavitation, se détend parfois brusquement à des endroits où la pression est plus réduite (par exemple après un coude), et provoque par sa vaporisation instantanée des bulles de vapeur qui sont à l'origine du bruit caractéristique. Dans nos petits bateaux, ces phénomènes ne sont pas importants et même inaudibles du fait des petites quantités d'énergie mises en jeu.

Revenant un moment au diagramme de Mollier (page 8) il est intéressant de noter que ; à fur et à mesure que l'on monte sur la ligne de saturation d'eau (I) celle-ci demande de plus en plus de chaleur pour atteindre son point d'ébullition alors que la chaleur d'évaporation diminue. C'est tellement vrai qu'au sommet de la courbe (au point d'inflexion pour les nostalgiques) la chaleur d'échauffement de l'eau (chaleur sensible) est maximale et la chaleur d'évaporation (chaleur latente de vaporisation) devient nulle. Dans cette situation l'évaporation de l'eau est instantanée. C'est ce que l'on appelle le point critique. Au delà de ce point il n'est plus possible de rencontrer du liquide. Vous allez dire, ça n'existe pas dans la nature, mais c'est ce qui vous trompe, beaucoup de fluides présentent les mêmes caractéristiques fondamentales que l'eau, et le plus près de nous est l'air. Nous vivons constamment dans une situation au delà du point critique. Un exemple plus concret est celui du gaz naturel qu'il faut entr'autre refroidir à -160°C pour le rendre liquide.

En fait si tout cela paraît bien complexe, il suffit de se remémorer que dans la nature, tous les fluides répondent à la règle générale des 3 états (solide, liquide, vapeur) mais à des températures/pression différentes.

Retenons les quelques exemples ci-dessous pour ce qui concerne leur température d'ébullition.

- A la pression atmosphérique	l'eau bout à	100°C
	l'alcool pur bout à	78°C
	l'huile de frites bout à +/-	180°C
	le butane bout à +/-	0°C
	le propane bout à	-42°C
	l'air bout à	-193°C
	le gaz naturel bout à	-160°C

LA VAPEUR EN MODELISME NAVAL

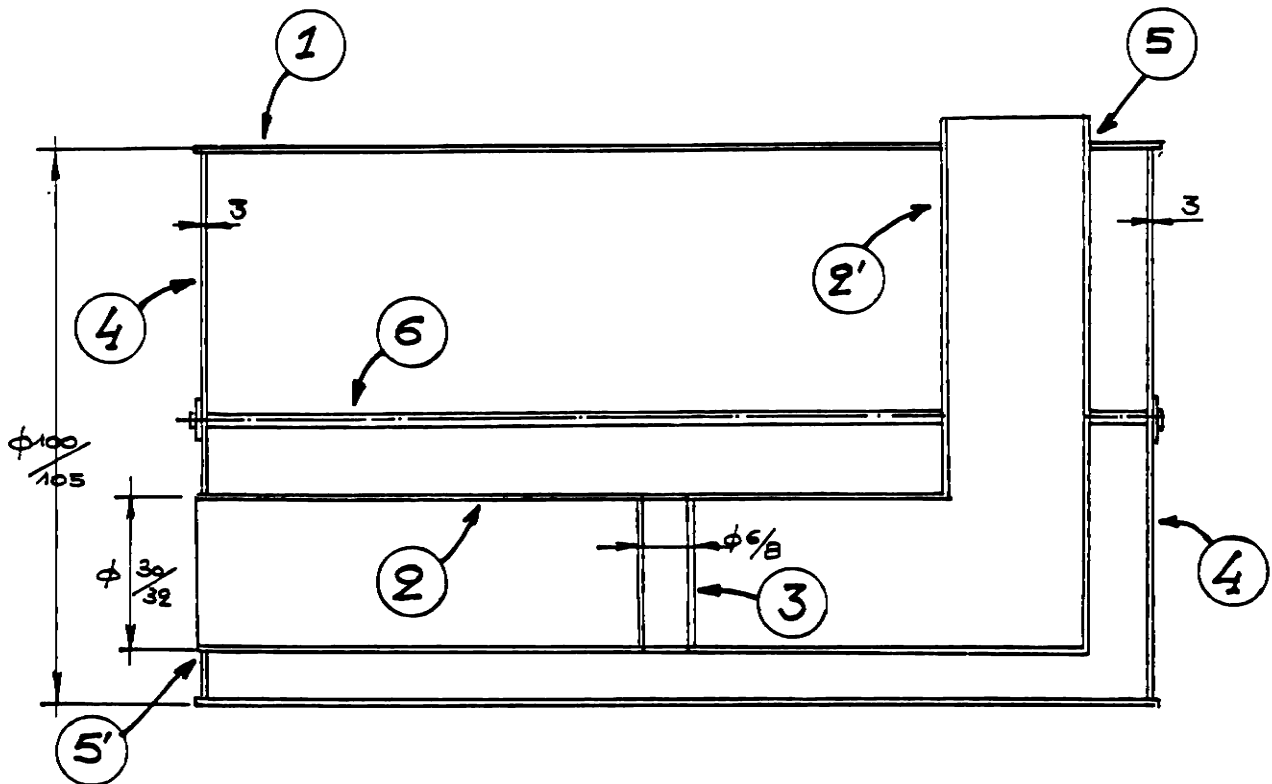
JE CONSTRUIS UN ENSEMBLE CHAUDIERE/BRULEUR

Avant propos Le navimodélisme à vapeur implique une prise en considération sous l'aspect SECURITE.

Il est impératif de procéder à une approche technique de ses composants. C'est la raison pour laquelle cette brochure existe. Elle n'est certe pas complète, mais pourra éviter des déboires au lecteur assidu, amateur de ce genre de délassement.

Le moteur à vapeur étant déjà abondamment décrit dans la littérature spécialisée, il ne sera pas repris dans les pages qui suivent.

CONSTRUCTION D'UNE CHAUDIERE
POUR NAVIMODELISME



Type de chaudière :	A foyer intérieur de type GALLOWAY à fonds plats.
Timbre :	5 Bar
Pression d'épreuve:	7,5 Bar
Métal utilisé :	Cuivre rouge
	Taux de travail 3 kg/mm^2
	Taux de rupture 30 kg/mm^2
Brasure :	Alliage d'argent à 40 %
	Température de fusion supérieure à 600°C .
	Taux de rupture 50 kg/mm^2

REMARQUES :

- L'article 758 du R.G.P.T. stipule :
Aucune chaudière mobile d'une capacité supérieure à vingt-cinq litres et timbrée à une pression dépassant un demi kilogramme par centimètre carré, ne pourra être mise en usage qu'après une autorisation délivrée par le Gouverneur de la Province où elle doit fonctionner en premier lieu.
- Les calculs font appel aux Normes Belges NBN 732 à 743 et 101-022.
- La pression de calcul adoptée est la pression d'épreuve (par mesure de sécurité vis à vis du cuivre).
- La surcharge d'épaisseur c pour effet de corrosion n'entre pas en considération, compte tenu de l'utilisation de cuivre et de combustible gazeux de type butane-propane.

- ① Calcul de l'épaisseur de l'enveloppe cylindrique.

$$e = \frac{P \times R}{fz - 0,5 P} + c$$

$$e = \frac{0,75 \times 50}{30 \times 1 - 0,5 \times 0,75}$$

$$e = 1,26 \text{ mm} < 2,5 \text{ mm}$$

$$e = \text{mm}$$

$$P = 0,75 \text{ N/mm}^2$$

$$R = \text{Rayon int.} = 50 \text{ mm}$$

$$f = \text{Taux de travail} = 30 \text{ N/mm}^2$$

$$z = 1 \text{ (const. sans rivets)}$$

$$c = 0 \text{ (voir remarque)}$$

- ② Calcul du tube foyer.

Compte tenu des tubes GALLOWAY le calcul du tube foyer s'appuie sur la formule utilisée pour foyer ondulé.

$$e = \frac{P \times De}{1,2 f} + c$$

$$e = \frac{7,5 \times 32}{1,2 \times 300}$$

$$e = 0,66 \text{ mm} < 1 \text{ mm}$$

Formule hétérogène

$$e = \text{mm}$$

$$P = 7,5 \text{ Bar} = \pm 7,5 \text{ kg/cm}^2$$

$$De = \text{mm } \emptyset \text{ ext}_2$$

$$f = 300 \text{ kg/cm}^2$$

- ②' Calcul du tube cheminée.

$$e = \frac{P \times De}{1,6 f} + c$$

$$e = \frac{0,75 \times 32}{1,6 \times 30}$$

$$e = 0,5 \text{ mm} < 1 \text{ mm}$$

- ③ Calcul du tube GALLOWAY.

$$e = \frac{P \times De}{2 f + P} + c$$

$$e = \frac{0,75 \times 8}{2 \times 30 + 0,75}$$

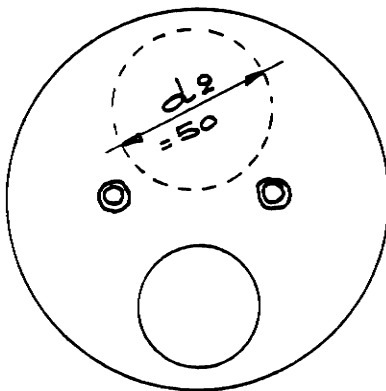
$$e = 0,098 \text{ mm} < 1 \text{ mm}$$

- ④ Calcul des fonds plats avec entretoises.

$$e = 0,35 \times d_2 \sqrt{\frac{P}{f}} + c$$

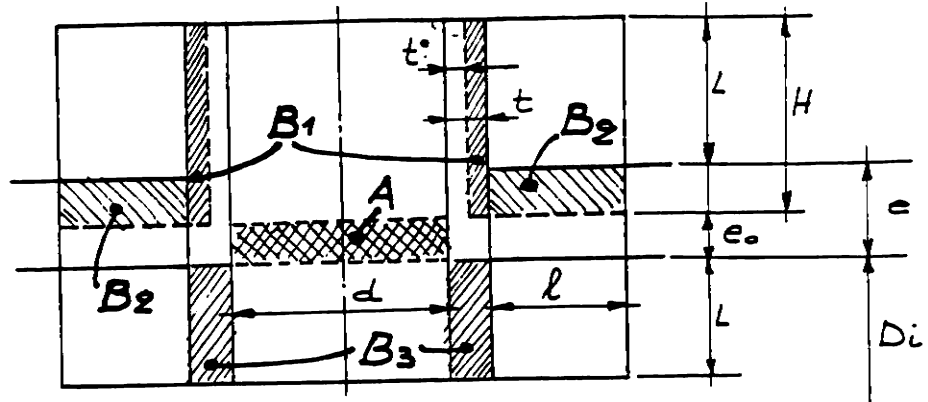
$$e = 0,35 \times 50 \sqrt{\frac{0,75}{30}}$$

$$e = 2,76 \text{ mm} < 3 \text{ mm}$$



5'

Remarque : la vérification du renfort en (5') s'appuie sur le même principe de calcul.



L'aire de compensation B ($B_1 + B_2 + B_3$) est au moins égale à l'aire à compenser A.

Aire à compenser $A = d \times e_s = 30 \times 1,26 = 37,8 \text{ mm}^2$

$$l = 0,8 \sqrt{(Di + e) e} = 0,8 \sqrt{(100 + 2,5) 2,5} = 12,8 \text{ mm}$$

$$L = 0,8 \sqrt{(d + t) t} = 0,8 \sqrt{(30 + 1) 1} = 4,38 \text{ mm}$$

Aires de compensation $B_1 = 2 \times H \times 0,5 = 2 (4,38+1,24) \times 0,5 = 5,62 \text{ mm}^2$

$$B_2 = 2 \times L \times 1,24 = 2 \times 12,8 \times 1,24 = 31,74 \text{ mm}^2$$

$$B_3 = 2 \times L \times 1 = 2 \times 4,38 \times 1 = 8,76 \text{ mm}^2$$

$$B_3 = 2 \times L \times 1 = 2 \times 4,38 \times 1 = 8,76 \text{ mm}^2$$

$$46,12 \text{ mm}^2$$

$$46,12 \text{ mm}^2 > 37,8 \text{ mm}^2$$

Remarque : le même calcul mené pour des ouvertures plus petites (remplissage, prise vapeur, etc) donne des résultats en plus prononcés, en écart positif pour B et n'est par conséquent plus détaillé.

6

Calcul des entretoises.

Diamètre provisoire du tirant : 9 mm nombre : 2

$$S = \frac{F}{\eta}$$

S = section nette du tirant en mm²

F = effort exercé par le fluide sur la surface supportée par le tirant

$$f = 30 \text{ N/mm}^2$$

$$F = P \times A$$

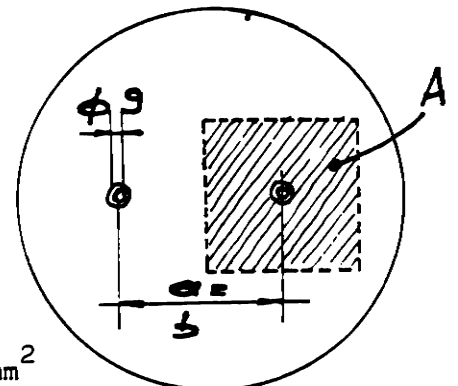
$$A = a \times b - \frac{\pi d^2}{4}$$

$$A = 50 \times 50 - \frac{16 \times 9^2}{4}$$

$$= 2500 - 63,6 = 2436 \text{ mm}^2$$

$$F = 0,75 \times 2436 = 1827 \text{ N}$$

$$S = \frac{1827}{30} = 60 \text{ mm}^2$$



$$60 \text{ mm}^2 < 63,6 \text{ mm}^2$$

Les tirants de diamètre 9 mm sont adoptés.

Résistance du cordon de soudure.

Longueur cordon $100 \times \pi l = 314 \text{ mm}$

Charge non reprise par les tirants

$$p \times \left(\frac{\pi \times D^2}{4} - 2 A \right)$$

$$0,75 \times (7854 - 4872) = 2236 \text{ N.}$$

soit +/- 200 kg réparti sur un pourtour de 314 mm

Charge en cisaillement par mm

$$\frac{200}{314} = \frac{0,6}{0,8} = 0,8 \text{ kg donc négligeable}$$

(0,8 ← coefficient de cisaillement)

0

CALCUL DE LA SURFACE DE CHAUFFE
D'UNE CHAUDIERE POUR NAVIMODELISME

La façon la plus simple pour calculer cette surface est de faire appel aux chiffres empiriques mentionnés dans les revues spécialisées. On parle ainsi de vaporisation de 4 à 6 cm³ par minute et par décimètre carré.

Une approche plus technique est décrite ci-après.

Remarque : - Les calculs sont menés avec les anciennes unités qu'il suffit pour les puristes de convertir en unités "SI" à l'aide de quelques constantes.

- La chaudière étudiée dans l'exemple ci-dessous sera calculée pour alimenter un moteur à vapeur de type AL5 (Mr LECOMTE) 2 cylindres, vertical double effet, alésage 12, course 12, en alimentation totale.

Déterminons le débit de vapeur nécessaire en admettant que le moteur tournera à 600t/min. sous 2 Bar.

Puissance fournie par le moteur dans ces conditions (aux pertes près)

$$ch = \frac{\pi \times R^2 \times P \times L \times A \times n}{60 \times 75}$$

R = rayon piston en cm = 0,6

P = pression mano = 2 Bar

L = course en m = 0,012

A = nombre d'effets = 4

n = nombre de tours minute = 600

$$ch = \frac{\pi \times 0,6^2 \times 2 \times 0,012 \times 4 \times 600}{60 \times 75} = 0,0144 \text{ ch.}$$

= 10 Watt

Pour la petite histoire, la machinerie de la GULNARE, (plan de Mr RETIF pour les initiés) calculée de la même façon donne une puissance de 9,58 Watt.

Volume du moteur en cm³ :

$$V = \frac{\pi D^2}{4} \times l \times 4$$

D = 1,2 cm

$$V = \frac{\pi \times 1,2^2}{4} \times 1,2 \times 4 = 5,42 \text{ cm}^3 \quad l = 1,2 \text{ cm}$$

Soit à 600 t/min. $5,42 \times 600 = 3252 \text{ cm}^3/\text{min.}$

Caractéristiques de la vapeur à 2 Bar manomètre

t° 133°c

poids spécifique 1,61 gr/dm³

chaleur latente de vaporisation 517 kcal/kg

Débit de vapeur en poids à 2 Bar mano et 600t/min.

$$Q = 3252 \times \frac{1,61}{1000} = 5,23 \text{ gr/min.}$$

Nous admettrons une perte de vapeur aux joints, bielles etc de +/- 20%.

Le poids d'eau à évaporer par minute sera donc :

$$5,23 + (5,23 \times 0,2) = 6,27 \text{ gr/min. (1)}$$

Partons du fait que l'eau dans la chaudière ait été réchauffée au préalable à 133°c, il faut lui fournir par minute :

$$\frac{517 \times 6,27}{1000} = 3,24 \text{ kcal/min. (2)}$$

Cette chaleur doit être fournie à l'eau via la paroi d'échange de chaleur de la chaudière, c.à d. par le tube foyer plus les tubes auxilliaires (dans notre cas de type GALLOWAY).

La loi générale d'échange de chaleur en kcal/h est d'application.

$$Q = K \times S \times \Delta t$$

$$K = \frac{1}{R}$$

$$R = \frac{1}{\alpha_i} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_e}$$

K = Coefficient de transmission de chaleur en kcal/m²/h/°c

R = résistance thermique

α = Coefficient de convection

$$\alpha_i = 30 \quad \alpha_e = 50$$

e = épaisseur de paroi en m

λ = Coefficient de conductibilité en kcal/h/m/°c = 300 pour le cuivre

S = surface en m²

Δt = différence de température moyenne

$$K = \frac{1}{\frac{1}{30} + \frac{0,001}{300} + \frac{1}{50}} = \frac{1}{0,033 + \text{X} + 0,020}$$

↑
négligeable

$$K = \frac{1}{0,053} = 18,8 \text{ kcal/m}^2/\text{h}/^\circ\text{c}$$

Température de la flamme à l'entrée du foyer : 1400°c

Température de la flamme à la cheminée : 200°c

Température de l'eau : 133°c

$$\Delta t \text{ (courants croisés)} = \frac{1400 + 200}{2} - 133 = 667^\circ\text{c}$$

$$Q = 18,8 \times 1 \times 667 = 12.539 \text{ kcal/m}^2/\text{h}.$$

La chaleur pouvant être transmise par minute et par dm²

$$q = \frac{12.539}{60 \times 100} = 2,08 \text{ kcal/min/dm}^2$$

La surface de chauffe de notre chaudière devra donc être de min.

$$\frac{3,24^{(2)}}{2,08} = 1,55 \text{ dm}^2 \text{ (3)}$$

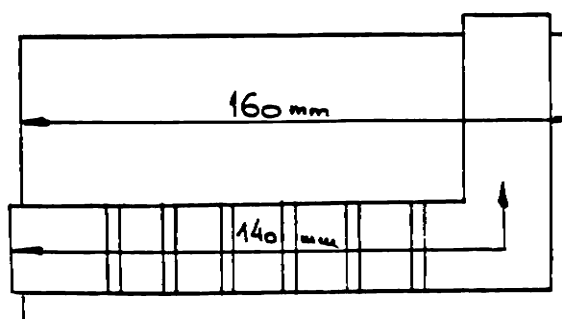
Observation : Le poids d'eau évaporé par dm² et par min.

$$\frac{6,27^{(1)}}{1,55} = 4,04 \text{ gr, ce qui est dans la norme.}$$

On constate que la production de vapeur par unité de surface augmente lorsque l'échange se fait par des tubes d'eau verticaux (augmentation de la convection α_e).

Remarque constructive : En général, la chaudière sera construite en cuivre pour des raisons de commodités ; pas d'entretien, pas de corrosion etc. Pour ce qui concerne l'échange de chaleur proprement dit, on constate que, malgré son coefficient λ élevé, son action sur l'échange global est négligeable.

- Dimensionnement de la chaudière. Tubes cuivre disponibles : 80/84 - 26/28 - 6/8



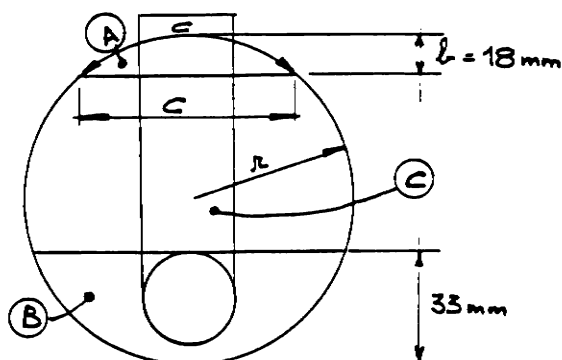
Admettons à priori les dimensions ci-dessus et calculons la surface en cm^2

Tube foyer	$S = 16 \times 2,8 \times 2,14 =$	123 cm^2
à retirer	$12 \times 16 \times 0,4 =$	$- 6 \text{ cm}^2$
Tubes Galloway	$A = 6 \times 16 \times 0,8 \times 2,8 =$	42 cm^2
	total	159 cm^2

$$1,59 \text{ dm}^2 > 1,55 \text{ dm}^2 \text{ (3)}$$

- Temps de marche ou autonomie

Volume de la chaudière $76 \times 4^2 \times 16 = 804 \text{ cm}^3$



$$\text{Volume (A)} = 16 \times \frac{r(a-c) + cb}{2} = 16 \times \frac{4(8,2-6,9) + 6,9 \times 1,8}{2} = 140 \text{ cm}^3$$

$$\textcircled{\text{B}} = 16 \times \frac{4(11-7,7)+7,7 \times 3,3}{2} = 308 \text{ cm}^3$$

$$\textcircled{C} = 16 \times 1,4^2 \times 2,5 = \frac{\pm 15 \text{ cm}_3}{463 \text{ cm}}$$

- Temps de navigation théorique

$$\frac{804 - 463}{6.27} = 54 \text{ minutes soit } \pm 1 \text{ heure}$$

Comme la chaudière sera chauffée à l'aide de gaz GPL, un bref rappel des caractéristiques de ces combustibles est repris ci-dessous (propane et butane commercial).

	Propane	Butane
Formule	C_3H_8	C_4H_{10}
Tension de vapeur à 20°C	9,6	2,9
(bars absolus) à 50°C	19,2	6,6
Masse spécifique à l'état liquide (kg/dm^3) à 20°C	0,502	0,573
Masse spécifique à l'état gazeux (kg/m^3) à 20°C	1,85	2,4
Pouvoir calorifique		
en kcal/kg inférieur	11.000	10.900
supérieur	11.900	11.800
en kcal/ m^3 inférieur	20.400	26.200
à 20°C et 1013 mbar supérieur	22.000	28.300
Température d'ébullition à pression atmosphérique	-42°C	-5°C
Température de la flamme dans l'air	1920°C	1920°C
dans l'oxygène	2820°C	2820°C
Chaleur latente de vaporisation à 20°C		
kcal/kg	85	85
Limites d'inflammabilité		
fourchette dans le mélange en %	entre 2,4 et 9,5	1,9 et 8,5

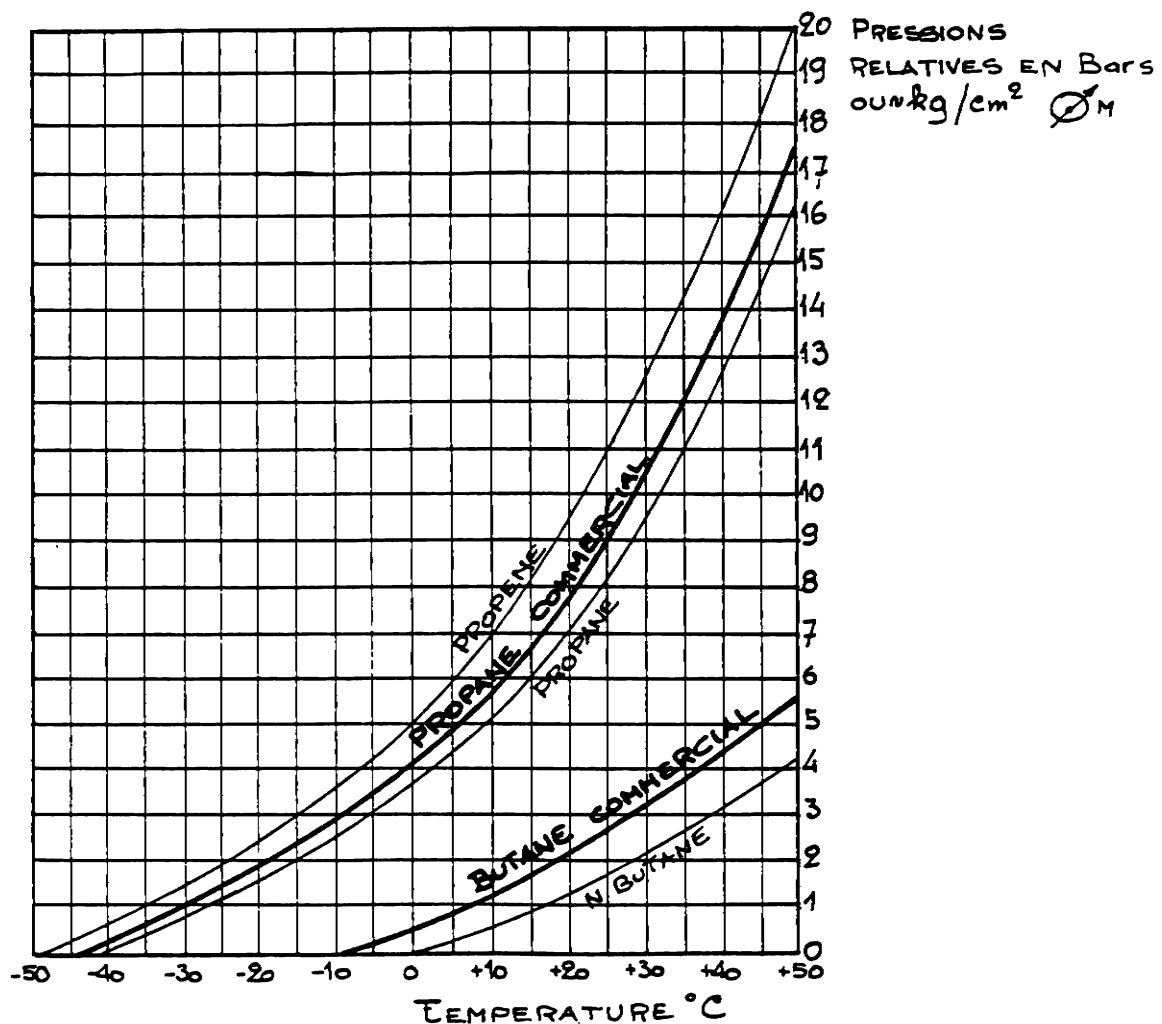
Action physico-chimique

Les GPL n'attaquent pas les métaux usuels.

Leur très faible viscosité leur confère une propension à s'infiltrer par les orifices les plus étroits tels que la porosité de certains métaux. Ils dissolvent facilement un très grand nombre de substances; graisse, huile, vernis, caoutchouc naturel etc.

L'évaporation rapide du propane, à l'état liquide provoque au contact de la peau des lésions analogues à des brûlures.

Les gaz ne sont pas toxiques, l'inhalation prolongée ne peut provoquer que des maux de tête, pour peu qu'il reste une présence d'oxygène suffisante pour les besoins de l'organisme.



CALCUL DU BRULEUR GPL

Déterminer le type de brûleur ainsi que sa puissance calorifique, implique d'abord de fixer différents critères :

- temps de réchauffe
- type de chaudière
- espace disponible pour le réservoir à gaz
- type de gaz (butane, propane ou mélange)

Pour l'exemple ci-après, nous prendrons comme base la chaudière déterminée précédemment.

Temps de réchauffe souhaité : 20 minutes

Nous supposerons qu'il n'y a pas de place disponible pour loger une cartouche de gaz commercial (type camping gaz 190 gr par exemple) et devrons donc déterminer la grandeur du réservoir à gaz ainsi que ses caractéristiques de construction.

Volume métal

- Fonds	$41^2 \times \quad \times 2 \times 2 = 21.124 \text{ mm}^3$	
- Enveloppe	$82 \times \quad \times 2 \times 160 = 82.435 \text{ mm}^3$	
- Foyer	$27 \times \quad \times 1 \times 220 = 18.661 \text{ mm}^3$	
- Tubes	$6 \times 7 \times \quad \times 1 \times 28 = 3.694 \text{ mm}^3$	
	$125.914 \text{ mm}^3 =$	$0,126 \text{ dm}^3$
- Poids chaudière	$0,126 \text{ dm}^3 \times 8,8 \text{ (poids spécifique)} =$	$1,110 \text{ kg}$
- Accessoires (tirants,dôme, soupape,niveau) estimé à		$0,450 \text{ kg}$
		1.560 kg
- Volume d'eau à chauffer, voir ci-avant $804 \text{ cm}^3 - 140 \text{ cm}^3 =$		664 cm^3
- Chaleur d'échauffement de la chaudière de 20° à 133°C $1.560 \times 0,1 \text{ (chal.spec.)} \times (133-20) =$		$17,63 \text{ kcal}$
- Chaleur d'échauffement de l'eau $0,664 \times 1 \text{ (chal. spec.)} \times (133-20) =$		$75,03 \text{ kcal}$
		$92,66 \text{ kcal}$
- Pertes de chaleur par les parois pendant l'échauffement (suivant formule de Spaleck-Kaiser)		$32,00 \text{ kcal}$
	total	$124,66 \text{ kcal}$

Sachant par expérience que le rendement d'une petite chaudière et du brûleur est de l'ordre de 75 et 60 % il faudra donc fournir en 20 min. une quantité de chaleur de :

$$\frac{124,66}{0,75 \times 0,6} = 277 \text{ kcal}$$

La puissance calorifique horaire du brûleur sera donc de $3 \times 277 = 831 \text{ kcal}$.

Consommation du brûleur en GPL

$$\frac{831 \times 1000 \text{ gr}}{11.000 \text{ (p.c.i)}} = 75,55 \text{ gr/h}$$

En pratique nous adopterons par exemple le brûleur CAMPING GAZ de 130 gr/h à 1 Bar.

Pendant la marche du bateau il faudra fournir une quantité de chaleur latente de vaporisation théorique de 3,24 kcal/min (2) et une chaleur due à la déperdition de la chaudière de :

$$Q = K.S. \Delta t \quad K \text{ moyen} = \frac{18 + 8}{2} = 13 \quad S = 0,05 \text{ m}^2 \quad \Delta t = 133 - 50$$

$$Q = 13 \times 0,05 \times (133 - 50) = 54 \text{ kcal/h soit } 0,9 \text{ kcal/min.}$$

$$\text{Total de chaleur à fournir par heure } (3,24 + 0,9) \times 60 = 248,4 \text{ Kcal}$$

$$\text{Poids de gaz horaire à prévoir} = \frac{248,4 \times 1000}{0,75 \times 0,6 \times 11.000} = 50,18 \text{ gr.}$$

Pendant la navigation il faudra donc, en principe, réduire la flamme, ce qui se fait généralement à l'aide d'un organe de régulation agissant sur le débit de gaz.

Pour d'autres types de chaudières équipant de grands bateaux (plus de 1,2 m) il faudra éventuellement construire son propre brûleur, le modèle approprié n'étant pas toujours disponible dans le commerce.

Voyons ci-après quelques exemples de réalisation.

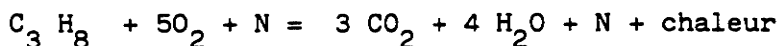
Mais avant cela il nous faudra passer par un peu de technique.

Rappel de la chimie de combustion des GPL.

Le gaz propane/butane se compose de carbone et d'hydrogène sous forme saturé ou non. Les 2 types se comportant pratiquement de la même façon lors de la combustion, nous ne traiterons que de gaz dit saturé (paraffinique).

Lors de la réaction de combustion, le carbone ainsi que l'hydrogène se combinent avec l'oxygène de l'air en produisant de la chaleur (réaction exothermique).

C'est ainsi que l'équation de la combustion du propane peut s'écrire :



Sans entrer dans les détails nous pouvons faire ressortir de cette équation, en remplaçant les molécules par des poids, que : Pour brûler 1 kg de combustible gazeux il faut env. 15 kg d'air, soit 12,5 m³ d'air.

Une autre approche conduit à dire qu'il faut 1 m³ d'air pour brûler 1.000 kcal.

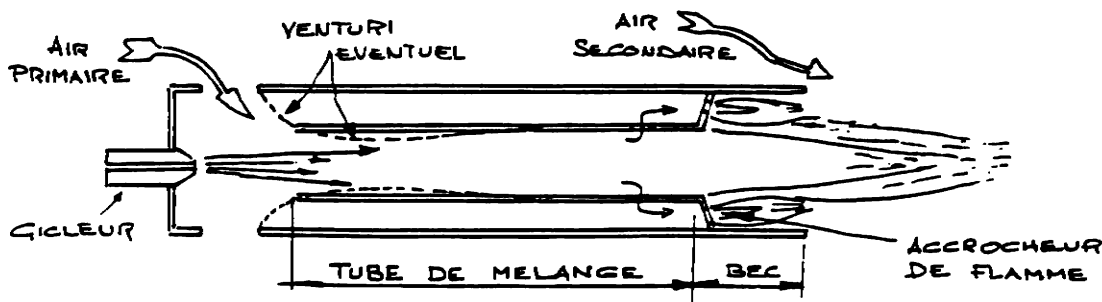
Cela revient à dire que dans l'exemple ci-dessus, pour faire brûler correctement le brûleur CAMPING GAZ à raison de 130 gr de gaz/heure, il faut ajouter environ 1,560 m³ d'air/heure.

Pour que ce brûleur puisse respirer correctement il faudra prévoir dans le bateau une ouverture de :

$$\frac{1,560}{3.600 \text{ sec.}} \times \frac{1}{0,25} = 0,000173 \text{ m}^2 \text{ soit } 6 \times 3 \text{ cm}$$

↙ (0,25 = passage d'air en m/sec.)

Construisons un brûleur de type atmosphérique avec accrocheur de flamme. Ci-après un schéma des différentes parties dont est constitué ce type de brûleur.

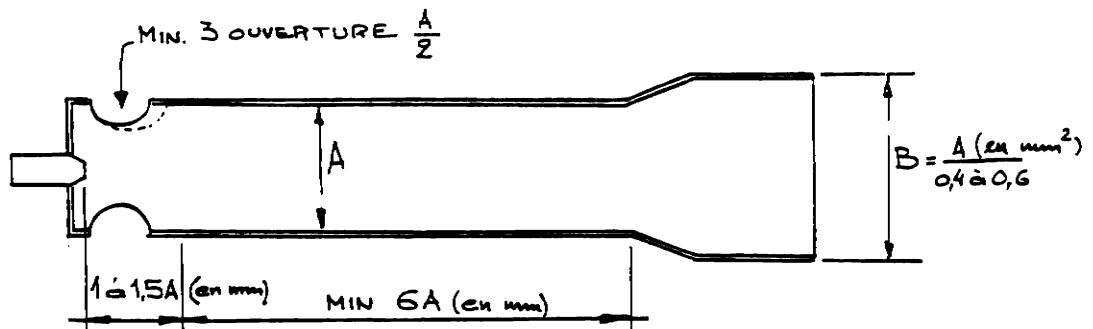


Passons en revue ces différentes parties.

- Gicleur : Injecte le gaz à haute vitesse dans le brûleur et entraîne de ce fait (par effet Venturi) une partie de l'air de combustion dit air primaire. Pour l'utilisation en bateau la bague de réglage d'air primaire n'est pas nécessaire.
- Tube de mélange : Parcourt de gaz et d'air où s'opère le mélange.
- Bec de brûleur : Endroit où se développe sa flamme avec adjonction d'air secondaire.

En général, les brûleurs sont conçus théoriquement mais déterminés in fine par expérimentation pratique.

Néanmoins, on peut construire des brûleurs donnant satisfaction pour autant que l'on observe quelques règles fondamentales.

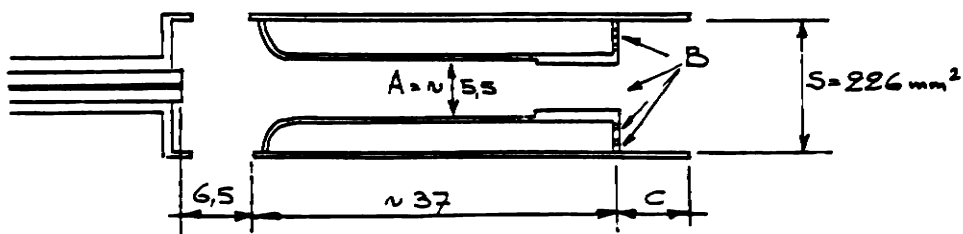


La puissance calorifique du brûleur est principalement fonction de sa section B.

Pour les GPL on accepte des valeurs de 5 à 10 kcal/mm² de section libre du bec. Ces valeurs peuvent aller jusqu'à 13 kcal/mm² dans le cas où une régulation de débit précise n'est pas nécessaire.

Pour certaines applications où l'on désire une concentration calorifique importante, par exemple pour un chalumeau à dard pointu, on utilise des artifices ayant pour but d'accrocher la flamme principale.

Pour illustrer ce qui précède, analysons le chalumeau Camping Gaz bien connu des vaporistes



- gicleur $\varnothing 0,3 mm$

Distance gicleur - tube mélangeur = +/- A

Longueur tube mélangeur = +/- 6 A

La relation $B = \frac{A}{0,4 \text{ à } 0,6}$ est vérifiée.

En effet si l'on calcule la section libre de B par rapport à A on arrive à la relation $39 = \frac{22}{0,56}$ ce qui correspond à la norme.

Charge calorifique par rapport à la section du bec.

Le gicleur de 0,3 mm débite sous une pression de 1 Bar +/- 130 gr/h de butane, ce qui correspond à $0,13 \times 12.000 = 1.560$ kcal, soit par unité de surface du bec B $\frac{1560}{226} = 6,9$ kcal, ce qui est parfaitement admissible.

La virole C a plusieurs avantages :

- elle protège les flammes accrocheuses.
- elle permet l'échauffement du bec, ce qui à cet endroit, et pour ce type de brûleur bien précis est favorable (échauffement de l'air secondaire).
- permet de moduler la puissance du brûleur dans une plus large gamme.

Remarque : Un espace libre suffisant, pour air secondaire, est laissé entre le bec et le tube foyer.

Un autre type de brûleur pouvant être utilisé dans le cas de chaudières de type Scott; il sera muni d'une rampe en lieu et place du bec. Celle-ci sera en tube acier ou en fonte.

Pour la construction par l'amateur il est bon de choisir un tube à paroi épaisse (moins de risques de retour de flamme).

Le principe est le même que pour le brûleur ci-avant.

Le tube sera pourvu d'ouvertures de différentes formes, trous, fentes, avec protubérances etc.

Le brûleur à fentes est le plus performant en puissance calorifique.

Ci-après un calcul de brûleur à ouvertures rondes.

Gaz : butane à 1 Bar, puissance calorifique demandée 1500 kcal/h.

Longueur disponible pour les perforations : 280 mm

Ø injecteur (suivant diagramme) : 0,29 mm

Ø intérieur du tube et Ø des perforations : à calculer

Des tables, dont un extrait ci-dessous, donnent les valeurs expérimentales sur lesquelles on s'appuie pour sélectionner les caractéristiques de construction.

!perforation!	! S mm ²	! kcal / min.	! trou / moyen	! / h max.	! entr'axe des trous !
! 1,4	! 1,53	! 15	! 18	! 20	! max 5 mm
! 1,8	! 2,54(5)	! 20	! 25	! 28(4)	!
! 2,0	! 3,14	! 22	! 27	! 30	! max 6,5 mm
! 2,2	! 3,8	! 25	! 30	! 34	!

Nombre de trous à prévoir si la perforation est de 1,8 mm avec entr'axe de 5 mm : $\frac{280}{5} = 56$

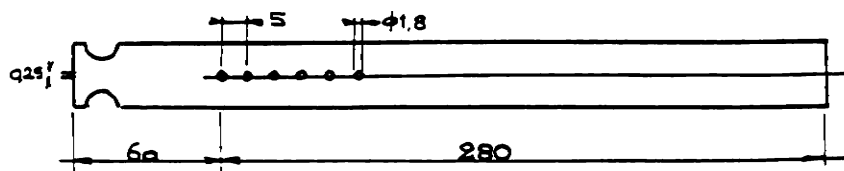
Puissance calorifique correspondante, le brûleur étant chargé au maximum :

$$56 \times 28 (4) = 1568 \text{ kcal/h}$$

Section du tube suivant norme $\frac{A}{B} = 0,4 \text{ à } 0,6$

$$B = 56 \times 2,54 (5) = 142 \text{ mm}^2 \quad A = \text{tube de } 10/12 \text{ mm}$$

Longueur du tube mélangeur : $10 \times 6 = 60 \text{ mm}$



Le brûleur à fentes se caractérise généralement par :

- Charge par mm^2 de surface de fente 6 kcal
- Distance entre fentes entre 8 et 12 mm
- Angle des fentes de 90 à 135°c
- Ouverture des fentes entre 1 et 1,6 mm

La hauteur de flamme de ces brûleurs se situe à pleine charge à environ 60 mm.

Pour terminer ce court passage sur les brûleurs, il faut retenir que :

- le brûleur atmosphérique ne supporte pratiquement pas de surpression dans la chambre de combustion.
- la diminution de la pression de gaz à l'entrée du brûleur produit une réduction proportionnelle en air de combustion primaire, cette dernière restant par conséquent correcte.
- tenter d'augmenter la puissance calorifique d'un brûleur en agrandissant le gicleur conduit systématiquement à un mauvais fonctionnement.
- pour l'utilisation du gaz en liquide il est bon de monter un clapet de retenue entre le réservoir et le brûleur, empêchant une montée dangereuse en pression de ce dernier en cas d'obstruction du gicleur du brûleur.

Revenons au brûleur ci-avant, 130 gr/h sous 1 Bar et procédons au calcul de

LA SURFACE D'ECHANGE ET LE DIMENSIONNEMENT DU RESERVOIR GPL

Trois possibilités de gaz sont offertes : le propane, le butane ou le mélange propane-butane.

Le propane est un gaz que l'on peut utiliser en toutes saisons, compte tenu de sa tension de vapeur élevée.

Rappelons cependant que :

la température d'ébullition à pression atmosphérique est de -42°c, ce qui peut occasionner des brûlures conséquentes lors de transfert du produit.

le réservoir doit être calculé pour des pressions élevées de l'ordre de 25 Bar et plus.

- Le butane est un gaz à tension de vapeur peu élevée, ce qui rend difficile son utilisation en hiver. En été par contre, il est facile à mettre en oeuvre pour autant que la surface de son récipient soit suffisamment grande.

- Le mélange de propane et de butane semble à priori la bonne formule. En effet lors de la mise en route du brûleur, la fraction légère du mélange c.à d. le propane vaporise et alimente la combustion (et ce même par temps très froid). Par après, le mélange propane-butane s'appauvrit en propane mais la température intérieure du bateau monte, ce qui favorisera l'évaporation du butane.

Le procédé est donc valable, seul reste à mélanger les 2 produits, sinon qu'ils soient disponibles en mélange dans le commerce.

L'évolution des 2 composants du mélange se déroule suivant une loi logarithmique pendant la vaporisation.

Exemple : Admettons un mélange de 100 gr de propane/N butane consistant en 75 gr de propane (C_3) et 25 gr de N butane (C_4).

Si l'évaporation se fait dans une ambiance de 26°c, quelle part de propane restera-t-il dans le mélange lorsqu'il restera 10 gr de C_4 ?

Rapport des pressions absolues des 2 composants à 26°C $\frac{P_p}{P_n} = \frac{10,2}{2,7} = 3,8$

A_p , B_p , A_n et B_n sont les poids de C_3 et C_4 de "départ" et "d'arrivée"

$$\log \frac{A_p}{B_p} = \frac{P_p}{P_n} \log \frac{A_n}{B_n}$$

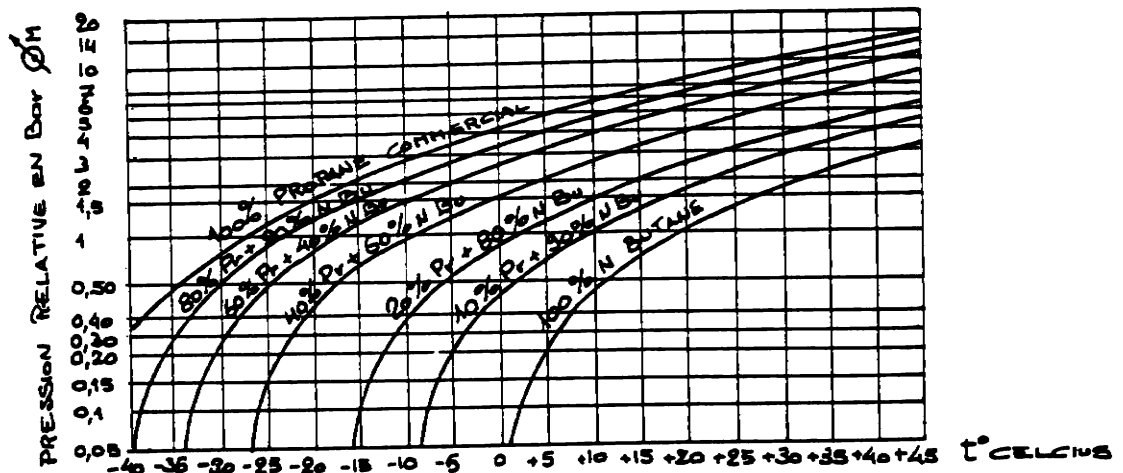
$$\log \frac{75}{B_p} = 3,8 \log \frac{25}{10}$$

$$\log 75 - \log B_p = 3,8 \log 2,5$$

$$\log B_p = \log 75 - 3,8 \log 2,5 = 0,359$$

$$B_p = 2,3 \text{ gr}$$

On peut se faire une idée du pourcentage des composants C_3 / C_4 en mesurant la pression et la température du réservoir au repos, et en se référant au graphique ci-dessous.



nota : Si le BUPRO contient une certaine fraction d'insaturés, la pression de vapeur sera légèrement supérieure aux valeurs mentionnées.

Pour déterminer le réservoir gaz, nous considérerons l'utilisation du butane.

Le gaz étant brûlé sous forme gazeuse et stocké sous forme liquide, il faudra le vaporiser avant utilisation.

Deux moyens sont possibles : la vaporisation naturelle utilisant les parois du réservoir comme échangeur avec la chaleur de l'air ambiant ou la vaporisation forcée en utilisant une partie de la chaleur produite par la combustion.

La deuxième méthode sera décrite plus loin mais le calcul sera mené pour la vaporisation naturelle (moins dangereuse).

Nous supposons être en été avec une température à l'intérieur du bateau de 25°C qui grimpe dans les premières minutes à 50°C vu la proximité de la chaudière, l'ensemble étant disposé dans une enceinte confinée. Cette dernière température servira de base de calcul.

Nous devons disposer de 1 Bar de pression au brûleur plus la perte de charge de la conduite d'amenée de gaz avec ses composantes. Le gaz doit donc quitter le réservoir à env. 1,2 Bar. Température correspondante : +8°C La formule générale de transfert de chaleur est d'application.

$$Q = K \times S \times \Delta t \quad K = 10 \text{ (par expérience)} \quad \Delta t = (50-8) = 42^\circ\text{C}$$

$$Q = K \times \Delta t = 10 \times 42 = 420 \text{ kcal/h (6)}$$

Liquide à évaporer (au réchauffage) 75,55 gr/h
 Chaleur d'évaporation du butane à 8°C 92 kcal/kg
 Liquide pouvant être évaporé par m² et par heure $\frac{420 (6)}{92} = 4,56 \text{ kg}$

Surface nécessaire au réservoir gaz $\frac{75,55}{4560 \text{ gr}} = 0,0165 \text{ m}^2 = 165 \text{ cm}^2$

Admettons un diamètre de récipient de 5 cm

Longueur nécessaire $\frac{165 - 2\pi R^2}{\pi \times 5 \times 0,8 (\bar{r})} = 10 \text{ cm}$

Dans la pratique ce calcul est à nuancer. En effet :

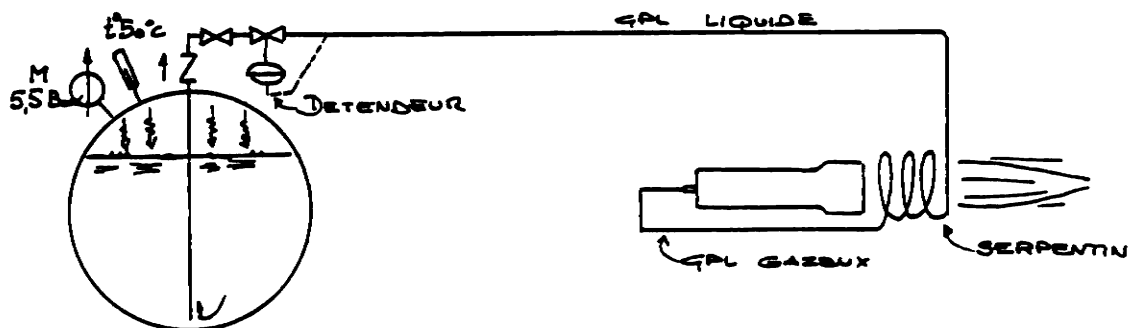
- 1° Le réservoir n'est jamais rempli à 100% mais seulement à 80% (7) pour permettre l'expansion du liquide. (20 fois celui de l'eau) Le coefficient $K = 10$ n'est valable que pour la surface dite mouillée.
- 2° Le réservoir se vide en cours de marche, donc la surface d'échange diminue.

Le calcul s'avère donc faux dans le temps. Néanmoins le système marche et ceci pour les raisons suivantes :

- 1° Au départ le réservoir construit en métal se trouve à 20°C et possède donc une "certaine chaleur propre" qu'il va céder au liquide pour s'évaporer.
- 2° Le liquide lui-même cédera de sa chaleur propre (de 20 à 8°C) au processus d'évaporation.
- 3° Pendant la marche nous avons vu que le débit de gaz doit diminuer, et par conséquent son évaporation.
- 4° Les pertes de vapeur dans le bateau vont se condenser sur les parois du réservoir et augmenterons considérablement son coefficient K .

Tout ceci fait que le système marche.

L'autre méthode pour vaporiser le butane dont question ci-dessus, ne fait plus intervenir le réservoir de stockage en tant qu'évaporateur, mais plutôt comme propulseur. En effet, c'est la tension de vapeur du butane dans le réservoir qui va pousser le gaz liquide vers un serpentin de vaporisation. Ce dernier est intégré dans le brûleur et emprunte à la flamme la chaleur d'évaporation nécessaire pour se retrouver sous forme gazeuse au gicleur.



Cette façon de brûler le gaz n'est pas à conseiller, sauf si l'on maîtrise parfaitement les GPL.

Dans certaines applications le gaz butane est brûlé en liquide dans des brûleurs similaires à ceux utilisés pour le fuel.

Cette façon de faire n'est pas décrite, étant à proscrire en modélisme à vapeur.

CONSTRUCTION DU RESERVOIR GPL

A 50°C la pression du butane est de 5,5 Bar au manomètre. Le calcul sera fait pour une pression d'épreuve de 1,5 fois la pression de service maximum.

- 1 Epaisseur de l'enveloppe

$$e = \frac{P \times R}{fz - 0,5P} + c \text{ (négligé)}$$

$$e = 0,69$$

$$P = 0,825 \text{ N/mm}^2$$

$$R = 25 \text{ mm}$$

$$f = 30 \text{ N/mm}^2$$

$$z = 1$$

En pratique, pour la commodité, le brazage etc nous prendrons une épaisseur de 2 mm.

- 2 Epaisseur du fond plat

$$e = 0,35 d_2 \sqrt{\frac{P}{f}} + c$$

$$d_2 = \pm 20 \text{ mm}$$

$$e = 0,35 \times 20 \sqrt{\frac{0,825}{30}} = 1,16 \text{ mm soit } 2 \text{ mm en pratique}$$

- 3 Calcul du tirant
- \emptyset
- provisoire 6 mm section 28 mm
- ²

$$S = \frac{F}{f}$$

$$F = P \times A$$

$$A = 20 \times 20 = 400$$

$$F = 0,825 \times (400 - 28) = 307 \text{ N}$$

$$S = \frac{307}{30} = 10 \text{ mm}^2$$

$$\text{Le diamètre adopté} = \sqrt{\frac{10 \times 4}{\pi}} = \pm 4 \text{ mm}$$

Le renforcement des ouvertures dans l'enveloppe pour prise de gaz etc n'est pas envisagé compte tenu du petit diamètre de ces accessoires.

Il reste à passer en revue les organes qui participent à la sécurité.

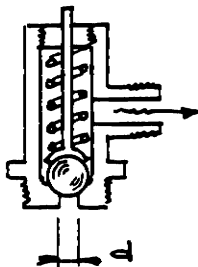
SOUPAPE DE SECURITE POUR LA CHAUDIERE A VAPEUR

Organe que l'on monte impérativement sur la chaudière en un ou plusieurs exemplaires. Elle évite en principe une hausse de pression (accidentelle) dans la chaudière, empêchant celle-ci, par définition, de dépasser 10% du timbre.

Ces soupapes se trouvent dans le commerce et sont généralement dotées d'une bille en acier inoxydable appuyée sur un siège à l'aide d'un ressort également en inoxydable. Il est bon que la bille soit surmontée d'une tige pouvant être utilisée pour vérifier le bon fonctionnement.

La préférence sera donnée à une soupape à décharge latérale permettant d'évacuer la vapeur par la cheminée du bateau.

Formule empirique pour déterminer le diamètre du siège.



$$d = 2,6 \sqrt{\frac{S}{p - 0,412}}$$

$$d = \text{cm}$$

S = surface de chauffe de la chaudière en m²
0,0155 m² dans notre exemple

p = tension de vapeur en atm = ± 5

$$d = 2,6 \sqrt{\frac{0,0155}{5 - 0,412}} = 0,15 \text{ cm soit } 1,5 \text{ mm}$$

NIVEAU D'EAU

Celui-ci se compose d'un tube creux en verre supportant la pression, branché entre 2 accessoires en métal communiquant avec le haut et le bas de la chaudière. Le tube aura un diamètre tel qu'il puisse indiquer le niveau d'eau sans subir les effets de capillarité. Les 2 accessoires sont de préférence, dotés de clapets fermant le niveau d'eau en cas de bris de glace.

SOUPAPE DE SECURITE POUR LE GAZ

Compte tenu des fuites possibles au niveau du clapet des soupapes, il est préférable de ne pas installer ce dispositif. Il s'agit toutefois d'être certain de ne jamais surremplir le réservoir de liquide. En fonctionnement normal, c.à d. lorsque la chaudière est chauffée, le robinet de gaz est ouvert et l'écoulement du gaz est toujours possible. Dans ce même ordre d'idée, le commerce met à la disposition du client une multitude de récipients remplis de gaz non munis de soupapes de sécurité. Si une soupape est utilisée elle devra être calculée pour éviter une surpression de 20% dans le réservoir.

Le débit minimum que la soupape doit pouvoir évacuer, sans que la pression intérieure ne dépasse 20% la pression d'ouverture, doit satisfaire à la relation suivante donnant le débit en air ramené à 15°C à la pression atmosphérique.

$$D = 10,6552 \times S^{0,82} \quad \text{m}^3/\text{min}$$

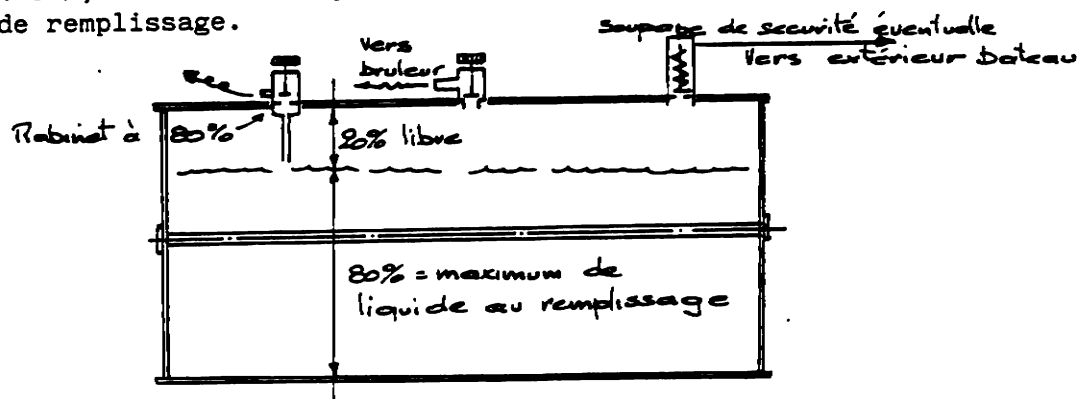
$$D = \text{débit m}^3/\text{min}$$

$$S = \text{surface totale du réservoir en m}^2$$

Il est clair que l'évacuation de la soupape de sécurité devra se faire à l'extérieur du bateau (gaz sous forme de vapeur plus lourd que l'air).

ROBINET DE NIVEAU 80%

Organe très important constitué d'un robinet avec tube plongeur pénétrant dans le réservoir. Lors du remplissage de ce dernier, le robinet est ouvert et évacue de la vapeur. Dès que le niveau de remplissage en liquide atteint 80%, il sort du liquide, ce qui est l'indication de l'arrêt impératif de remplissage.



REGULATEUR DE GAZ

Cet appareil est appelé à limiter la production de vapeur en fonction des besoins du moteur. Pour ce faire, il est intercalé dans la conduite de gaz menant au brûleur, et est commandé par la pression de la vapeur. Cet appareil peut être utilement doublé d'une sécurité de coupure de gaz en cas d'extinction de flamme ainsi que par manque d'eau dans la chaudière. Un magnifique exemple de régulateur de gaz doublé d'une sécurité ainsi que d'un by-pass de démarrage a été construit par Mr Pierre Benoit et est décrit dans le M R B n° 329 d'avril 1991.

LA VAPEUR EN MODELISME NAVAL
J'AI VOULU COMPRENDRE LES MYSTERES
ENTOURANT LES BRULEURS GPL

AFIN DE COMPRENDRE CE QUI SE PASSE EN PRATIQUE, DIGÉRON D'ABORD UN PEU DE THÉORIE.

Et pour encourager ceux qui n'aiment pas s'instruire, rappelons le proverbe Japonais :
On commence à vieillir quand on fini d'apprendre.

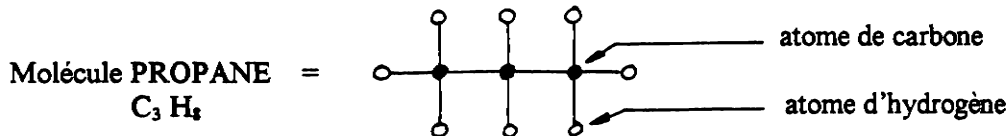
Définition de la combustion

La combustion est l'oxydation rapide d'un combustible; une flamme visible et un dégagement de chaleur en sont le résultat.

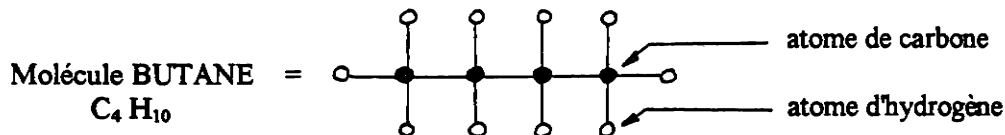
Chimie de la Combustion

Rappel de quelques notions.

Molécule = Groupement d'atomes constituant la plus petite quantité de matière pouvant exister à l'état libre.



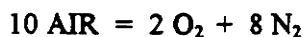
LA MOLÉCULE DE PROPANE CONTIENT :
 3 ATOMES DE CARBONE ET 8 ATOMES D'HYDROGÈNE



LA MOLÉCULE DE BUTANE CONTIENT :
 4 ATOMES DE CARBONE ET 10 ATOMES D'HYDROGÈNE

Dans l'air atmosphérique la molécule d'oxygène comporte 2 atomes. On l'écrit : O_2 .

D'autre part, l'air est composé de 20 % d'oxygène et 80 % d'azote. Il en résulte que chaque fois que nous devons utiliser une quantité d'oxygène, on entraînera automatiquement quatre parts d'azote dans cette application.



Les molécules d'azote sont inertes dans une réaction chimique, elles ne font que d'absorber une partie de la chaleur produite.

Examinons la réaction de combustion du propane :



$C_3 H_8$ = Propane

$5 O_2 + 20 N_2$ = Air nécessaire à la combustion.

CO_2 = Gaz Carbonique (Dioxyde de carbone)

H_2O = Eau sous forme de vapeur

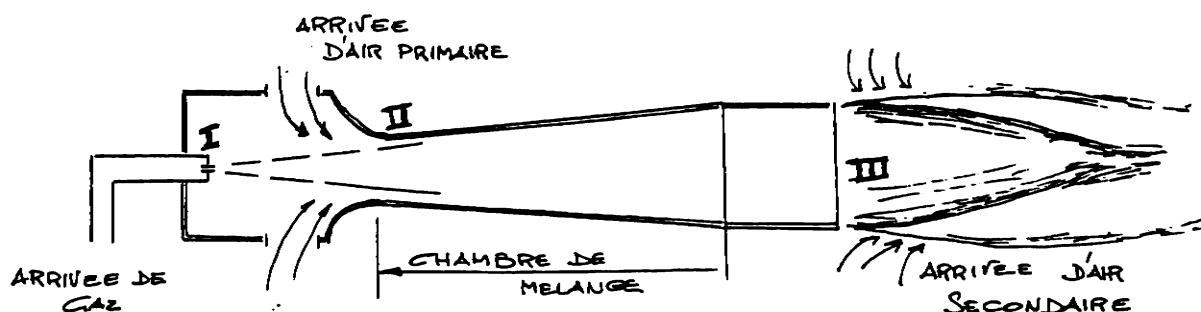
En introduisant dans cette formule le poids atomique de chaque composant on peut en déduire que :

IL FAUT 1 M³ D'AIR POUR BRÛLER 1000 KCAL.

Sachant que 1 m³ de propane " titre " +/- 23.500 kcal , on en déduit qu'il faudra +/- 23,5 m³ d'air pour en assurer une combustion complète.

VOYONS MAINTENANT COMMENT CELA SE PASSE DANS LA PRATIQUE.

Dans le brûleur dit "atmosphérique" on ne dispose que de la force d'éjection du gaz pour assurer l'appel d'air nécessaire à la combustion. On fait appel à la technique du VENTURI pour améliorer l'efficacité d'entraînement d'air. Néanmoins, on arrive que très difficilement à aspirer tout l'air nécessaire à la combustion par les seuls orifices du brûleur au niveau de l'injecteur. On parle dès lors d'air primaire et d'air secondaire. Voyons ci-après, le principe de construction du brûleur atmosphérique.



En I le gaz pénètre dans le corps du brûleur par un orifice appelé gicleur ou injecteur. En II on trouve le col de tuyère (c'est à dire la partie la plus mince entre le convergent et le divergent du venturi). A cet endroit on peut mesurer une dépression qui va assurer l'aspiration d'une partie de l'air de combustion dit "air primaire". En III le mélange air-gaz brûle et c'est à cet endroit que l'air secondaire pénètre la flamme afin d'assurer une combustion complète.

Par le calcul on démontre que la variation de débit gazeux admis par le gicleur conditionne l'entraînement d'air primaire dans la même proportion.

Il suffit donc, pour moduler la puissance du brûleur, d'agir uniquement sur le gaz.

Compte tenu des caractéristiques ci-dessus un brûleur atmosphérique ne peut s'utiliser que dans des enceintes en équilibre atmosphérique ou mieux, en légère dépression.

VITESSE DES FLAMMES

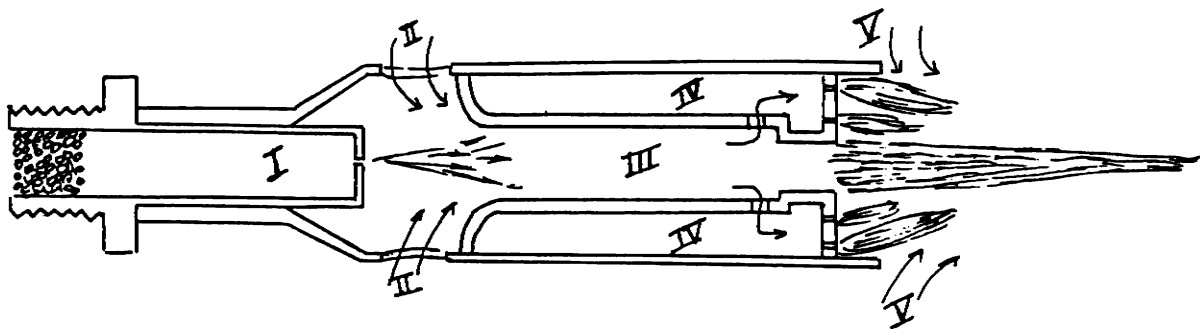
Dans un mélange aéré à 100%, tout l'air nécessaire à la combustion se trouve intimement mélangé avec le gaz combustible, la combustion s'effectuera à vitesse maximale et par conséquent fournira une flamme courte. Au contraire, des mélanges trop riches (trop peu d'air) fourniront une flamme molle et longue, en outre la vitesse de flamme sera plus lente.

La température de flamme obtenue dans l'air à mélange correct est de environ 1.900°C.

Comme la vitesse d'une flamme gaz de propane ou butane est relativement lente (de l'ordre de 30 cm/sec) et que l'on veut dégager un maximum de chaleur au niveau du bec du brûleur on va utiliser un artifice pour atteindre ce but.

On évite donc le soufflage de la flamme en disposant autour de l'orifice du brûleur une couronne de petites flammes auxiliaires destinées à constamment rallumer la flamme principale à la base.

Voyons à titre d'exemple comment est réalisé un brûleur de chalumeau camping gaz.

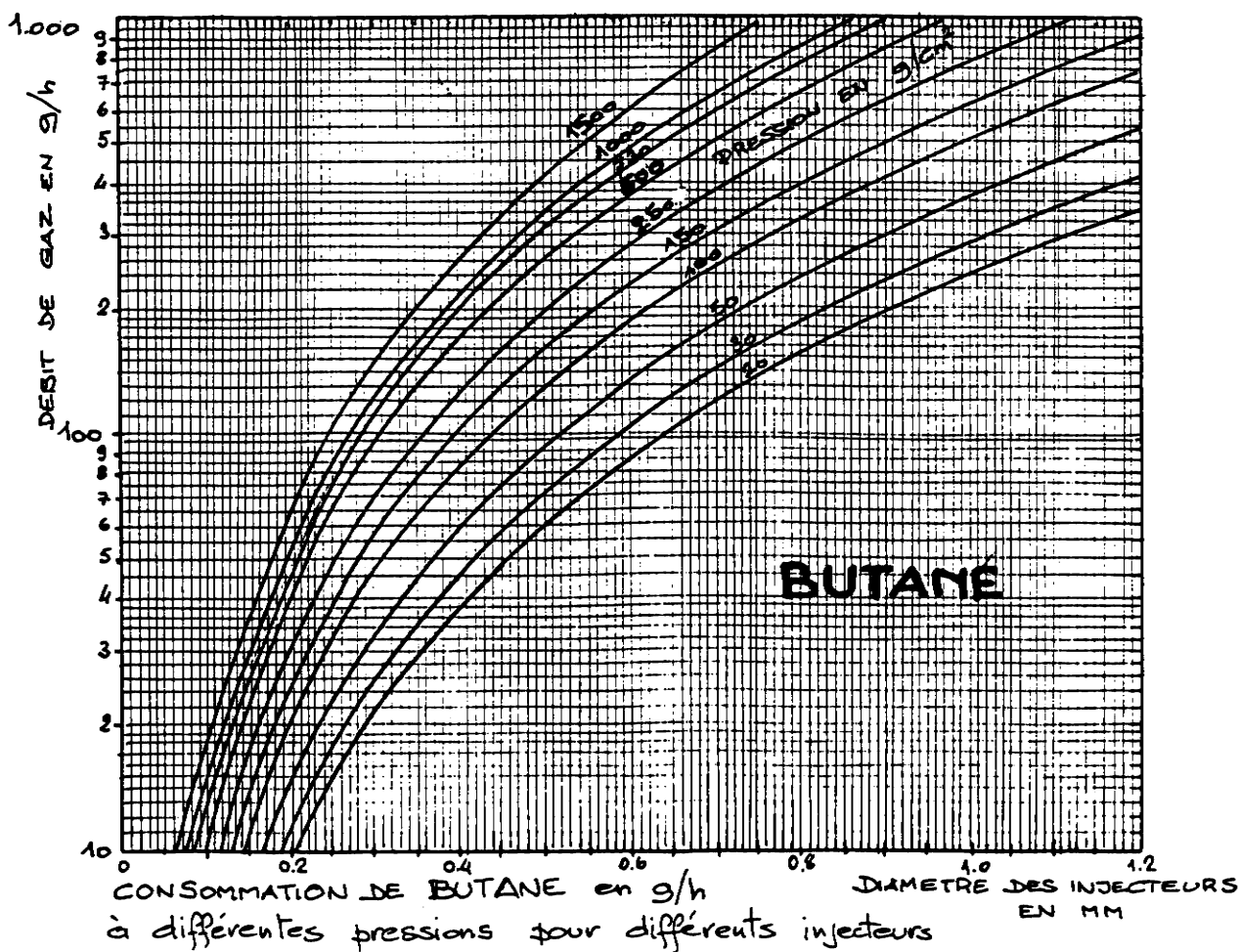
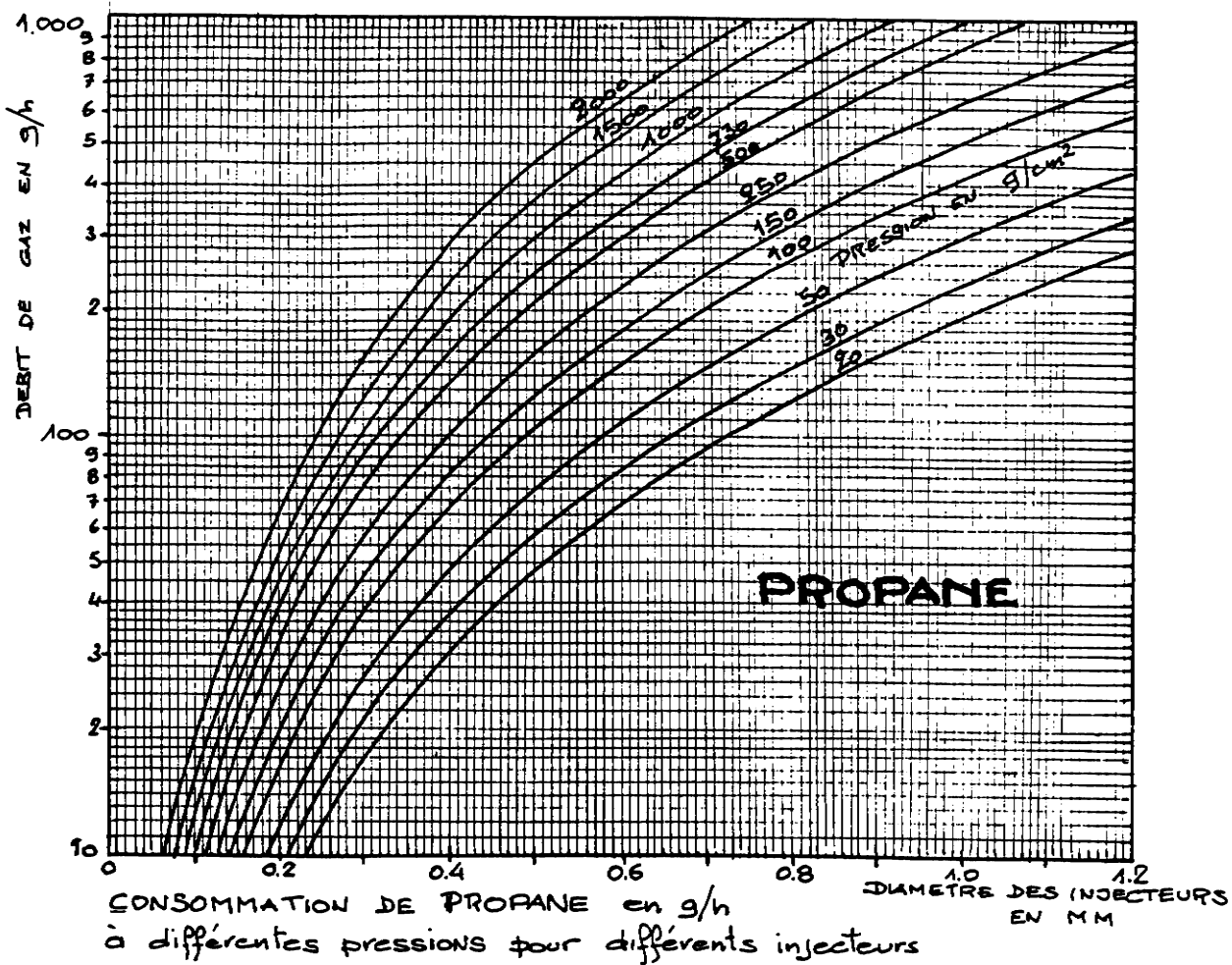


- I. Injecteur allongé avec filtre - coefficient de dépense élevé : 0,85 - bon guidage de l'éjection
- assure une certaine détente régulée de par l'action du filtre.
- II. Entrée d'air primaire - environ 80% donc très bonne stabilité et vitesse de flamme.
- III. Chambre de mélange
- IV. Chambre de détente pour mélange air-gaz vers flammes pilotes.
- V. Air secondaire autour du bec (chauffé par flammes pilotes) donc chauffé, température de flamme augmentée - bon accrochage.

Dans un autre cahier intitulé :

LA VAPEUR EN NAVIMODELISME JE CONSTRUIS UN ENSEMBLE CHAUDIÈRE - BRÛLEUR

J'ai indiqué des valeurs pratiques permettant la construction personnalisée de brûleurs atmosphériques. Ci-après des diagrammes permettent de déterminer le diamètre de l'injecteur adéquat en fonction des critères de construction adoptées (pression, type de gaz, débit).



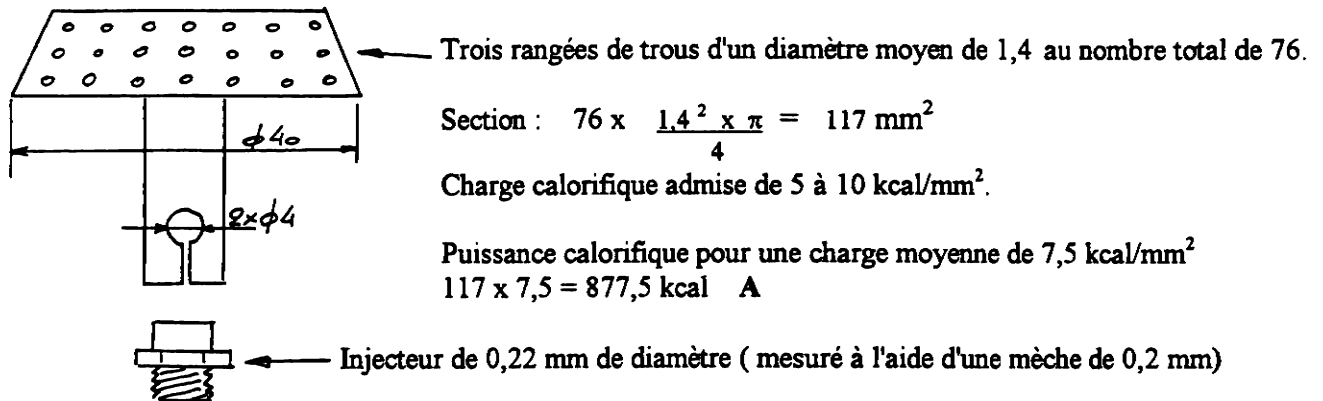
Rappelons aussi que les brûleurs de type torche (Bec BUNSEN) acceptent des débits calorifiques de l'ordre de 5 à 10 kcal/mm² de section libre. Il n'en est pas de même pour les brûleurs céramique.

En effet le débit calorifique acceptable est de l'ordre du dixième des brûleurs torche, on comptera sur un débit de 0,5 à 1 kcal/mm².

Un exemple pratique illustre la différence.

Il s'agit de remplacer un brûleur marguerite d'un brûleur Camping-gaz Bleuét 206 par un brûleur céramique.

Examinons le brûleur Camping-gaz.



Voyons sur le diagramme le débit correspondant en butane à une pression de 1 Bar ; celui-ci est de 60 gr/h.

(60 gr/h correspond à $0,06 \times 12.000 = 720 \text{ kcal/h B}$ en P.C.S.) .

Les chiffres A et B sont donc en harmonie.

La bonbonne 206 " fait " 190 gr, soit une autonomie de $\frac{190}{60} = 3 \text{ h.}$ (l'autonomie indiquée sur l'appareil par

le constructeur est de min. 2,5 h et max. 4 h)

Le même injecteur va servir à alimenter un petit brûleur céramique. La plaquette céramique choisie (de récupération) aura une dimension de 60 x 45 mm et comportera 37 rangées de 22 trous chacune.

Le diamètre d'un trou est de 1,1 mm.

La section libre est donc de $37 \times 22 \times \frac{1,1^2 \times \pi}{4} = 773 \text{ mm}^2$

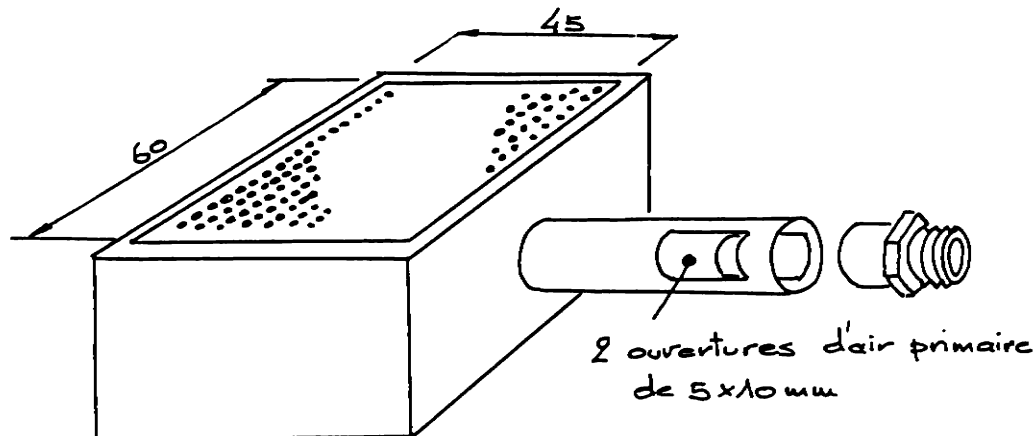
Charge calorifique par mm² $\frac{720}{773} = 0,93 \text{ kcal / mm}^2$. Le débit de 0,5 à 1 kcal /mm² est donc respecté.

Remarque, le principe d'un brûleur céramique est de développer sa flamme à la surface du radiant de façon à ce que ce dernier soit le plus chaud possible. Pour éviter que la flamme ne rentre dans le corps du brûleur et retourne vers l'injecteur, il faut une certaine épaisseur en ce qui concerne la plaquette céramique (de l'ordre de 10 mm) de façon à ce que le dessous reste à une température la plus basse possible.

Ce genre de construction donne à son tour une perte de charge que la faible inertie du jet de gaz à la sortie de l'injecteur doit combler.

Il faut par conséquent agrandir les ouvertures d'aspiration d'air primaire pour assurer une bonne ventilation de la flamme, faute de quoi le système ne fonctionne pas.

Dans le cas présent, le brûleur céramique à les mesures ci-après.



UN PETIT MOT SUR L'EXTINCTION DES BRÛLEURS.

On sait que le GPL brûle dans des limites de mélange étroites (± 2 à $\pm 9,5$ % de gaz dans le mélange).

- Si donc un coup de vent plongeant empêche la sortie des gaz de la cheminée pendant une fraction de seconde, on constatera que le mélange de gaz-air sort des limites d'inflammabilité et le brûleur s'éteint. Ce phénomène peut se présenter aussi bien avec un brûleur torche qu'avec un brûleur céramique. L'avantage de ce dernier est qu'il a une température de fonctionnement au niveau de la céramique supérieur à 600°C . Cette température étant supérieure à la température d'auto allumage, le brûleur fonctionne à nouveau correctement dès que l'élément perturbateur a disparu.
- On remarque souvent à l'odorat qu'un brûleur fonctionne avec manque d'air (formation d'aldéhydes C O H non brûlés) . Rappelons que pour brûler correctement le brûleur doit pouvoir respirer. Un manque d'ouverture d'air vers le brûleur fera brûler celui-ci avec une flamme molle qui sera soufflée à la moindre perturbation.
- Un brûleur surdimensionné n'arrivera pas à faire passer la totalité des gaz à travers la chaudière, ce qui réduira le rendement de combustion et rendra le système également très sensible à la moindre perturbation. La notion " Qui peut le plus, peut le moins " n'est pas valable dans le cas présent

UN PEU PLUS DE TECHNOLOGIE POUR LES PURISTES.

Mécanisme de la combustion.

A la température ambiante, la vitesse des molécules gaz + oxygène n'est pas assez élevée pour rentrer en réaction. Il faut une température de l'ordre de 600°C pour assurer leur rupture par collision et par conséquent leur entrée en réaction.

L'azote dans l'air ne participe pas à la réaction et n'entraîne par conséquent qu'une dilution de la chaleur. C'est ainsi qu'une combustion en oxygène peut atteindre des températures de l'ordre de 2900°C .

En préchauffant l'air de combustion (par exemple à 275°C) on peut augmenter la température de la flamme (d'environ 110°C).

Caractéristiques de combustion.

Pouvoir calorifique = Quantité de chaleur fournie par la combustion de l'unité de volume (ou de masse) . Si l'on tient compte de la chaleur de condensation de la vapeur d' eau, on parle de P.C.S. (supérieur) sinon il s'agit du P.C.I. (inférieur).

Propane	11.080 kcal au kilo en P.C.I.	22.400 kcal / N m ³
	12.060 kcal au kilo en P.C.S.	24.000 kcal / N m ³
Butane	10.930 kcal au kilo en P.C.I.	26.200 kcal / N m ³
	11.800 kcal au kilo en P.C.S.	28.300 kcal / N m ³

LIMITE D'INFLAMMABILITÉ (dans l'air)

Propane	: entre 2,2% — 10 %
Butane	1,8% — 8,8 %
Acétylène	2,5% — 80 %

TEMPÉRATURE D'AUTO-INFLAMMATION.

Pour mélange STOECHIMÉTRIQUE 553° C (aération correcte à 100 %)

TEMPÉRATURE MAXIMALE DE FLAMME.

Dans l'air	1920° C
Dans l'oxygène	2820° C

PRODUITS DE COMBUSTION.

Exemple : **Propane**

1 kg de C_3H_8 libère dans la combustion 1,5 kg d'eau et 3 kg de CO_2 , ce qui représente 14 % en volume.

TYPES DE FLAMME.

Une flamme brûlant avec excès d'air est dite : **flamme oxydante**
 avec trop peu d'air est dite : **flamme réductrice**
 avec 100 % d'air nécessaire est dite : **flamme Stoechiométrique**

VITESSE DE FLAMME (du type déflagration dans l'air - dans tube test)

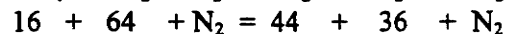
Propane 32 cm/sec.
 Butane 33 cm/sec.
 Hydrogène 280 cm/sec.
 Acétylène 260 cm/sec.

ET POUR LA FINE BOUCHE CALCULONS LA RÉACTION DE COMBUSTION DU MÉTHANE (même procédé pour d'autres gaz) .

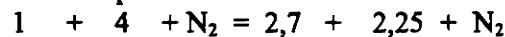
Combustion du gaz naturel (admettons 100 % Méthane)

Rappel : poids atomique H = 1 C = 12 O = 16 N = 14

l'air contient 23 % O_2 et 77 % N_2 en poids. Rapport $\frac{77}{23} = 3,35 *$



divisons par 16



Puisqu'il faut 4 O_2 pour brûler 1 kg de CH_4 nous pouvons donc dire qu'il entre dans la composition $4 \times 3,35 * = 13,4 N_2$. D'autre part si l' H_2O se condense nous retrouvons en finale que la combustion de 1 kg de Méthane demande 4 kg d'oxygène et donne 2,75 kg de gaz carbonique, 13,4 kg d'azote et 2,25 kg d'eau. Calculons le % de CO_2 mesurable dans les gaz brûlés.

La mole de CO_2 occupe 22,4 L et pèse 44 gr, 1 m^3 pèse donc $\frac{44}{22,4} \times 1000 = 1,96$ kg.

2,75 kg représente donc $\frac{2,75}{1,96} \times 1 = 1,4 m^3$ C

La mole de N_2 occupe 22,4 L et pèse 28 gr., 1 m^3 pèse donc $\frac{28}{22,4} \times 1000 = 1,25$ kg

1,25 kg représente donc $\frac{13,4}{1,25} * = 10,73 m^3$ D

TOTAL C + D = 1,4 + 10,73 = 12,13 m^3

Dans 12,13 m^3 de gaz il y a 1,4 m^3 de CO_2 soit $\frac{1,4}{12,13} = 11,54 \%$

La mesure de ce % ainsi que la température de fin de combustion (à la cheminée) permet de calculer le rendement de combustion.

UN PETIT MOT AU SUJET DES RÉSERVOIRS DE GPL.

Il reste à démystifier quelques rumeurs non fondées.

- Lorsque le gaz est soutiré en phase gazeuse, il est clair que le gaz liquide dans la bonbonne refroidit, par conséquent les parois prennent souvent des températures inférieures au point de rosée de l'air ambiant. (pour rappel le point de rosée est la température à laquelle la vapeur d'eau contenue dans l'air ambiant se condense).

Ce fait est bénéfique, compte tenu que la condensation de vapeur d'eau amène de la chaleur au récipient et participe ainsi à l'évaporation du gaz de pétrole enlevé par soutirage, si même du givre apparaît, ce fait est bénéfique compte tenu qu'il amène 80 kcal/kg de givre formé.

- Par temps froid ; lorsque l'on utilise un mélange de gaz butane et propane il faut savoir qu'en début de soutirage de gaz en phase gazeuse plus de 90 % du gaz soutiré sera du propane. Ce pourcentage descend en court de soutirage jusqu'à tendre vers 10 % en fin de course. Au contraire, le pourcentage de butane va augmenter en sens inverse en partant de +/- 10 % au début pour finir à 90 % en fin de parcours. Si la bonbonne se trouve dans un remorqueur (donc protégée) le système fonctionne, étant donné la hausse de température à l'intérieur du bateau en cours de navigation. Dans le cas d'une chaloupe avec une bonbonne non protégée le système est moins évident.

- Lorsque l'on soutire du GPL en phase liquide, il faut se rappeler que 1 goutte de liquide se transforme à pression atmosphérique en +/- 250 gouttes de gaz . Attention aux fuites !!!
Les bouteilles de gaz réutilisables sont souvent rouillées à l'intérieur. Le transfert se fera donc via un filtre doté en plus d'une capsule aimantée

- Sous l'effet de hausse de température, les GPL en phase liquide se dilatent environ 20 fois plus que l'eau. Pour éviter que des réservoirs soient mis en danger par dilatation, il ne sont jamais remplis au delà de 80 % du volume. Le robinet avec orifice de fuite, erronément nommé robinet de décompression, sert en réalité à indiquer le niveau de remplissage et non pas pour une autre raison quelle qu'elle soit (dégazage, décompression, désaération etc.).

février 1995
SUYKENS Léonard.

LA VAPEUR EN MODELISME NAVAL

JE CONSTRUIS UN MODELE REDUIT
DE Δ a Z.

P r é a m b u l e

Ce cahier n'a pas de prétentions particulières si ce n'est de consigner mes cogitations techniques afin d'éviter dans l'avenir de devoir recourir à différents ouvrages plus ou moins fiables pour réaliser mes nouveaux projets.

A aucun moment il n'est fait usage d'appuis scientifiques très poussés, étant donné que dans le cadre de notre hobby il faut rester essentiellement pratique.

En cours de lecture on pourra s'apercevoir que les concepts développés s'adressent à l'amateur modéliste qui rejette la solution trop simpliste consistant à monter un bateau au départ d'une boîte de construction du commerce. Tout au plus, s'inspirera-t-on de bateaux existants ou ayant existé, pour ce qui concerne la forme générale.

Le mot "maquette" voulant dire reproduction exacte à petite échelle, ne sera par conséquent repris à aucun moment.

G e n r e d e m o d è l e

Il est possible de réaliser plusieurs genres de bateaux, tels que voiliers, vedettes rapides, racers, hydroplanes etc. La nostalgie des belles coques du début du siècle et la passion de la vapeur me font choisir un bateau du genre remorqueur, chaloupe, riverboat.

La construction décrite ci-après est un remorqueur d'environ 1 mètre de long. Cette dimension à l'avantage de n'être pas trop encombrante, tout en ayant bonne figure sur l'eau. L'aménagement intérieur ne demande pas une dextérité de chirurgien.

Mon modèle s'inspire d'un remorqueur de rivière du début du siècle aux caractéristiques suivantes :

Longueur : 24 m.	Machine : 325 ch.
Largeur : 5,5 m.	Déplacement : 148 T
Creux : 2,6 m.	Vitesse hélice : 195 t/min.
Vitesse : 10 noeuds	Diamètre : 1,8 m.

Mon bateau faisant 1 mètre de long, l'échelle de réduction est de 24.

V I T E S S E D U M O D È L E

Pour que le modèle réduit ait une vitesse réaliste, celle-ci doit correspondre à la règle

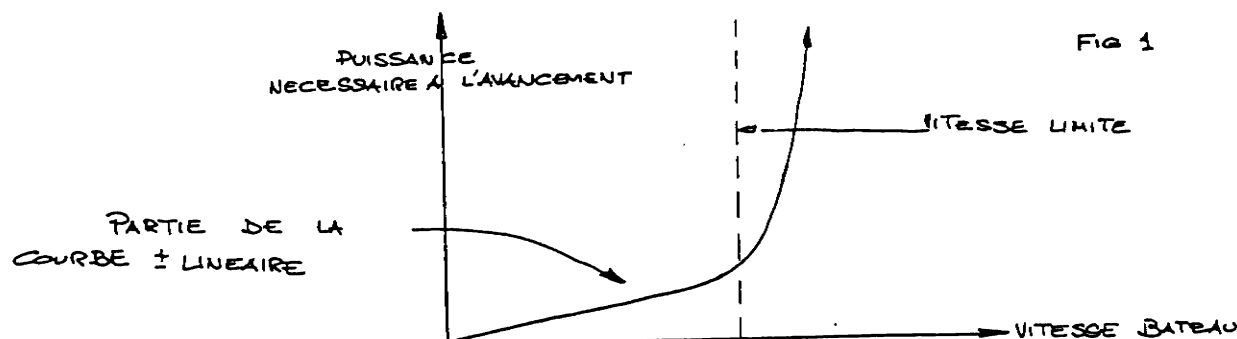
$$\text{Vit. modèle} = \frac{\text{Vit. réelle}}{\sqrt{\text{ech.}}} = \frac{10 \text{ noeuds} \times 1852 \text{ m.}}{\sqrt{24}} = 3780 \text{ m/h.} = \pm 1 \text{ m/sec.}$$

Autre approche : 1 noeud égale 0,5 m/sec.

$$\text{Vit. modèle} = \frac{10 \times 0,5}{\sqrt{24}} = \frac{5}{4,9} = \pm 1 \text{ m/sec.}$$

Une règle de bonne pratique dit qu'il faut rester en deçà de la vitesse limite qui vaut :

$$\text{Vit. lim. en m/sec.} = 1,25 \sqrt{L \text{ bat. en m.}} = 1,25 \sqrt{1} = 1,25 \text{ m/sec.}$$



Si l'on représente la puissance nécessaire à l'avancement d'un bateau sur l'ordonnée d'un diagramme et la vitesse en abscisse, on peut voir qu'à partir de la vitesse limite, une importante inflexion projette la courbe de la puissance vers les cimes de manière exponentielle.

Il n'est pas raisonnable de vouloir faire naviguer un bateau à coque traditionnelle au-delà de la vitesse limite. Il n'est en effet pas possible de pouvoir installer une machinerie adéquate c.à.d. avec une puissance phénoménale dans l'espace disponible dans nos coques dites "à déplacement". Si l'on veut "la vitesse" il faut construire des coques dites "planantes". Ce genre de construction est parfois utilisé par des vaporistes mais il faut faire fonctionner ces embarcations avec des machines alimentées en "flash steam". Ceci n'entre pas dans le cadre du présent cahier.

Poids du modèle

Un développement mathématique permet de démontrer que le poids d'un modèle réduit par rapport au poids du bateau réel vaut :

$$P. \text{ mod.} = \frac{P. \text{ réel}}{Ech^3} \quad \text{Dans notre cas le poids du modèle vaudrait : } P. \text{ mod.} = \frac{148.000 \text{ kg}}{24^3} = 10,7 \text{ kg.}$$

Comme on ne s'inspire pas toujours d'un modèle réel connu, j'utilise une autre règle pour évaluer le poids du modèle. Cette règle s'appuie sur le coefficient de finesse ou Block-coefficient. Il s'agit en fait de déterminer la part de volume déplacé par la coque par rapport au volume parallélépipédique immergé ayant comme mesures la longueur, largeur et creux du modèle réduit.

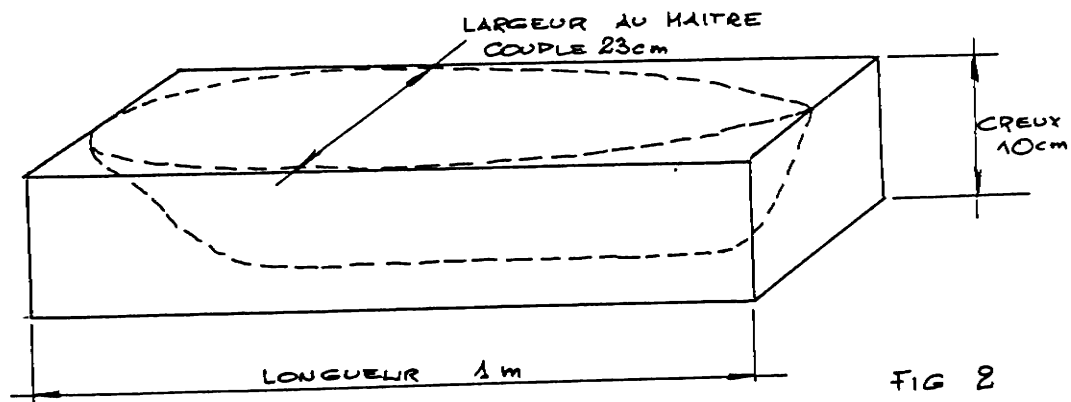


FIG 2

Volume du parallélépipède : $10 \text{ dm} \times 2,3 \times 1 = 23 \text{ dm}^3$

Le poids du bateau, s'il occupait tout le volume serait donc de 23 kg.

Le poids réel du modèle dépendra de la forme de sa carène, la différence entre les 2 volumes (donc poids) dépend du coefficient de finesse.

Quelques coefficients :

- coque élancée 0,38 à 0,40
- genre remorqueur 0,45 à 0,50
- genre pétrolier 0,70 à 0,75

Dans notre cas on prendra un coefficient de 0,45.

Le poids du modèle sera donc évalué à $23 \times 0,45 = 10,35 \text{ kg.}$

Puissance à installer

Sachant le poids du modèle ainsi que sa vitesse de croisière, il faut déterminer la puissance de la machine à installer.

Voyons d'abord comment déterminer les caractéristiques de l'hélice. Étant donné la mission d'un remorqueur, on lui demande surtout de disposer d'une force de traction élevée à faible vitesse, il faut donc une grande hélice ayant du couple.

Pour respecter l'échelle et l'esthétique, le modèle sera équipé d'une hélice tripale ou quadrupale de $\frac{180}{24} = 7,5 \text{ cm}$. Le nombre de pales détermine en fait la répartition de la force de poussée sur les molécules d'eau. En pratique on reste en deçà d'une certaine valeur exprimée en kg/cm^2 de pale, mais pour nos petits bateaux cela n'a aucune importance. Sachant que le rendement de nos petites hélices reste plus ou moins constant en deçà d'un angle d'incidence de pale de 30° , voyons quelle sera sa vitesse de rotation pour pousser le bateau à une vitesse de 1 m/sec . avec un angle d'incidence de 20° .

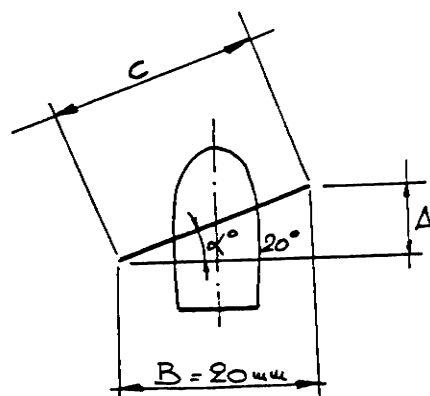
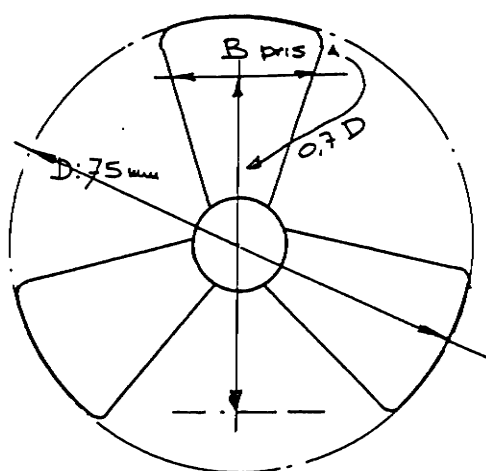


FIG 3

Remarque : En fait la vitesse d'avancement du bateau dépendra du pas de l'hélice avec comme critère de calcul, un diamètre valant $0,7 D$. Dans notre cas le pas = $\frac{2,2 D \times A}{B}$.

Connaissant B^* et nous souvenant que $\tan \alpha = \frac{A}{B}$ $\tan 20^\circ = 0,36 = \frac{A}{20}$ $A = 20 \times 0,36 = 7,2 \text{ m/m}$.

$$\text{Pas} = \frac{2,2 \times 75 \times 7,2}{20} = 59,4 \text{ mm}$$

Si nous voulons que le chemin parcouru par le bateau soit de 1 m/sec . ou 1000 mm/sec . il faudra faire tourner l'hélice à $\frac{1000}{59,4} = 16,8 \text{ t/sec}$. Soit $16,8 \times 60 = 1008 \text{ t/min}$.

Comme le bateau a tendance à être freiné par l'eau et que celle-ci n'est pas indéformable, l'hélice "patine" ou autrement dit, il y aura glissement. Ceci se traduit par un avancement réel qui est plus petit que l'avancement théorique.

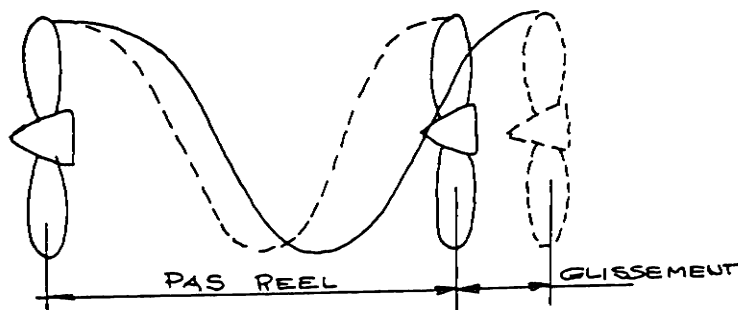


FIG 4

Pour une coque dite "à déplacement", ce qui est le cas de nos constructions, remorqueurs, chalutiers etc. le glissement sera de 40 à 50%.

Pour une coque de vitesse le glissement est de 15 à 20%.

Pour notre modèle, nous tablerons sur un glissement 50%.

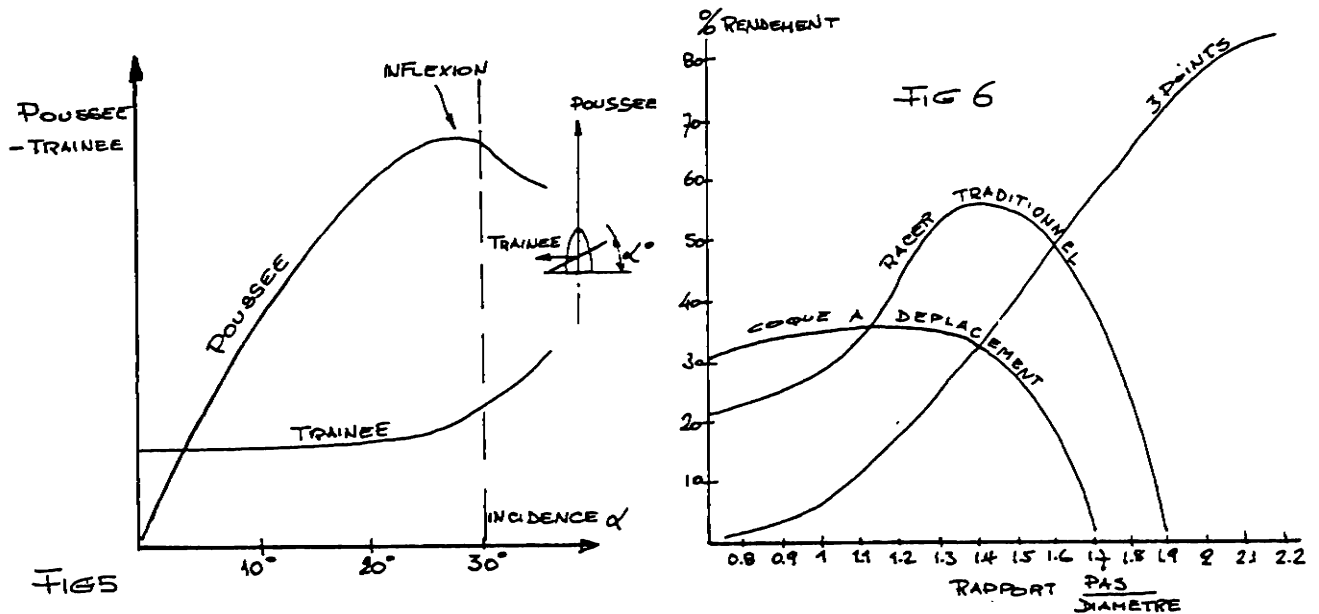
Il faudra donc faire tourner l'hélice à $1000 + (0,5 \times 1000) = 1500$ t/min.

Une autre approche pour déterminer les caractéristiques d'une hélice consiste à s'appuyer sur le "facteur de charge" qui vaut :

$$F_{ch} = \frac{\text{Pas}}{\text{Diamètre}} \quad \text{dans notre cas } F_{ch} = \frac{59,4}{75} = 0,79$$

Un modèle léger avec une résistance à l'avancement dans l'eau peu élevée permet d'augmenter le facteur de charge.

Certains modèles rapides de type vedette rapide ont des facteurs de charge pouvant atteindre 3 voir 3,5.

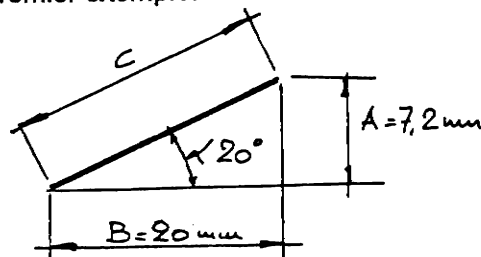


Nous savons, via le facteur de charge que le rendement de notre hélice sera de ± 30% - voir fig. 6. Nous aurions aussi pu augmenter l'angle d'incidence de l'hélice plutôt que d'augmenter le nombre de tours par minute.

Dans ce cas le pas augmentera et passera de 59,4 à $59,4 \times 1,5 = 89,1$ mm.

Voyons ce que devient l'angle d'incidence.

Reprenons la fig. 3 du premier exemple.



Déterminons C en nous souvenant que $\sin \alpha = \frac{A}{C}$ $0,342 = \frac{7,2}{C}$

$$C = \frac{7,2}{0,342} = 21 \text{ mm.}$$

Voyons ce que devient A et B avec un pas de 89,1 mm.

Sachant que le pas = $\frac{2,2 D \times A}{B}$ nous pouvons écrire $89,1 = 2,2 \times 75 \times \frac{A}{B} = \frac{89,1}{165} = 0,54$

Souvenons-nous que $\tan \alpha' = \frac{A}{B} = 0,54$

Les tables trigonométriques indiquent un angle correspondant de $28^{\circ},4$

Sachant que la valeur C n'a pas changée

$$\cos \alpha' = \frac{B}{21} \quad 0,8796 = \frac{B}{21} \quad B = 18,4 \text{ mm.}$$

$$\tan \alpha' = \frac{A}{B} = 0,54 \quad A = 18,4 \times 0,54 = 9,97 \text{ mm}$$

Nous voyons que modifier l'angle de pale de $8^\circ 4'$ absorbe l'effet de glissement.
Voyons ce que devient le rendement via la théorie du facteur de charge.

$$F_{ch} = \frac{\text{pas}}{\text{diamètre}} = \frac{89,1}{75} = 1,18$$

La figure 6 indique un rendement d'hélice pratiquement inchangé.

Ceci est très important car il nous sera permis de jouer sur cette possibilité lors de la mise au point du bateau.

Il nous reste à déterminer les angles de construction de l'hélice, compte tenu du moyeu.

Afin de maintenir un pas identique à différentes distances de l'axe de rotation, l'angle de pale varie constamment à fur et à mesure de son éloignement de l'axe susdit.

C'est ainsi que l'angle de pale près du centre aura une valeur supérieure à celui du bout de pale.
Déterminer les angles à différents endroits se fera suivant la fig. 7 ci-après :

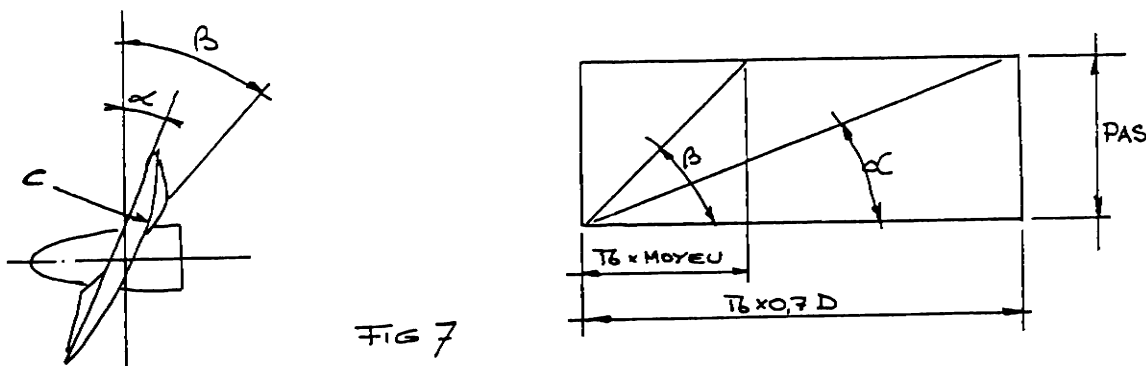


FIG 7

L'angle de notre hélice aura 20° comme décrit ci-avant.

Il est intéressant de former les pales comme une aile d'avion (voir détail C) ce qui augmente l'efficacité. Sachant le rendement de l'hélice, $\pm 30\%$ il faudra donc majorer la puissance installée pour en tenir compte.

Il y a cependant d'autres pertes qui entrent en ligne de compte. La ligne d'arbre avec ses paliers provoque une perte de l'ordre de 10% , le cardan également 10% et enfin la machine à vapeur enregistre des pertes de l'ordre de 10% dues au frottements, pertes thermiques etc.

Toutes ces pertes cumulées représentent : $0,3 \times 0,9 \times 0,9 \times 0,9 = 0,219$.

La puissance théorique nécessaire à l'avancement du bateau sera donc multipliée par 5. L'avancement du bateau est tributaire de plusieurs forces antagonistes. Plusieurs auteurs ont développé des formules permettant de les calculer.

- La résistance à l'avancement est proportionnelle à la puissance de $3,5$ de l'échelle.

Connaissant la puissance du bateau vraie grandeur il est possible, en théorie, de déterminer la puissance du modèle réduit. Dans le cas de notre remorqueur cela donne :

$$P. \text{ mod.} = \frac{P. \text{ vrai}}{\epsilon_{ch}^{3,5}} = \frac{325 \text{ ch (voir page 1)}}{24^{3,5}} = 0,0048 \text{ ch} = 3,5 \text{ watt}$$

Cette méthode de calcul n'est pas applicable, car purement théorique. On s'en rendra compte plus loin.

- L'expression retenue par Mr. RANDIER tient compte de la traînée (force de retenue) de frottement et de vague,

$$R \text{ en kg/m/sec.} = (K \times B^2 \times V^m) + (K' \times S \times V^{m'})$$

B^2 = Surface du maître couple immergé en m^2

S = Surface mouillée en m^2

V = Vitesse en m/sec.

K = Coefficient, env. 5

K' = Coefficient 0,12 à 0,19

m = Coefficient 2

m' = Coefficient 1,8 à 2

Pour le modèle dont question cela donne :

$$R = [5 \times (0,23 \times 0,1 \times 0,8) \times 1^2] + [0,15 \times 0,35 \times 1^2] = 0,1445 \text{ kg/m/sec.} = 1,445 \text{ watt.}$$

- Si l'on réduit tous les coefficients à une seule valeur on peut finalement utiliser une formule très simplifiée qui est erronée, surtout pour les grandes vitesses, mais qui donne quand même satisfaction. Dérivée de la formule pour les bateaux vraie grandeur $R = K' B^2 V^2$ elle devient pour nos modèles réduits : $P \text{ en watt} = (S \times C_x V^3) \times 500 *$

S = Maître couple immergé = $0,8 \times \text{creux} \times \text{largeur}$ en m^2

V = Vitesse en m/sec.

C_x = Coefficient de pénétration, entre 0,25 et 0,3

Dans notre cas cela donne : $P = (0,8 \times 0,23 \times 0,1 \times 0,25 \times 1^3) \times 500 = 2,3 \text{ watt}$

Remarque : Comme on peut constater nous avons trouvé 3 valeurs différentes : 3,5 - 1,445 et 2,3 watt.

Ces résultats variant du simple au double doivent encore être nuancés. En effet, dans le premier cas, la puissance de 3,5 watt est la puissance installée qui tient compte des différents rendements. Dans les 2 autres cas, il faut encore en tenir compte. Ceci implique qu'il faut en fait comparer les chiffres suivants :

$$3,5 \text{ watt} - 7,225 \text{ watt} - 11,5 \text{ watt} *$$

Au vu de ces chiffres il est clair que la première approche n'est pas valable. Reste à choisir entre les 2 dernières.

Au risque de jeter un pavé dans la mare, j'ai imaginé une autre approche.

Supposons que l'hélice travaille comme une pompe et calculons la puissance absorbée pour imprimer à l'eau une vitesse égale à celle du bateau.

Voyons ce que cela donne pour le bateau vraie grandeur.

Diamètre hélice $D = 1,8m$ moyen $d = 0,3m$.

Vitesse du bateau 10 noeuds $V = 5 \text{ m/sec.}$

$$\begin{aligned} \text{Débit d'eau en l/sec.} &= \left[\frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4} \right] \times V \times 1000 \\ &= \left[\frac{\pi \times 1,8^2}{4} - \frac{\pi \times 0,3^2}{4} \right] \times 5000 \\ &= [2,5447 - 0,0707] \times 5000 = 12.370 \text{ l/sec.} \end{aligned}$$

Pression dynamique à développer à la vitesse de 5m/sec.

$$P.D \text{ en mCE} = \frac{V^2}{2g} = \frac{5^2}{19,6} = 1,27 \text{ mCE}$$

$$\text{Puissance absorbée en ch} = \frac{Q \text{ l/sec} \times H \text{ mCE}}{75} = \frac{12.370 \times 1,27}{75} = 209 \text{ ch.}$$

Je n'ai pas tenu compte du glissement de l'hélice, celui-ci étant traduit en ch par le truchement du rendement global mécanique.

Si l'on tient compte qu'en vrai grandeur une hélice a un rendement de l'ordre de 80% et que l'arbre ainsi que le moteur "font" 80%, le rendement global tourne autour de $0,8 \times 0,8 = 0,64$ la puissance installée devrait être de : $\frac{209}{0,64} = 326$ ch. C'est ce qui est le cas (voir page 1).

Voyons ce que cela donne sur le modèle réduit :

Diamètre hélice $D = 0,75$ dm moyeu $d = 0,12$ dm

Vitesse du bateau $V = 1$ m/sec. Ou 10 dm/sec.

$$\text{Débit d'eau en l/sec} = \left[\frac{\pi \times D^2}{4} - \frac{\pi \times d^2}{4} \right] \times V = \left[\frac{\pi \times 0,75^2}{4} - \frac{\pi \times 0,12^2}{4} \right] \times 10 = [0,4418 - 0,0113] \times 10 = 4,3 \text{ l/sec.}$$

Pression dynamique à développer à la vitesse de 1m/sec.

$$P.D \text{ en m CE} = \frac{V^2}{2g} = \frac{1}{19,6} = 0,0510$$

Puissance absorbée en watt = Q l/sec. \times HmCE $\times 10 = 4,3 \times 0,051 \times 10 = 2,19$ watt.

Compte tenu du rendement de l'ensemble 0,219, la machine à installer aura $2,19 \times 5 = 10,9$ watt.

Cette dernière approche donne un résultat similaire au résultat obtenu avec la 3^{ème} équation ci-dessus (* voir page 6). C'est ce résultat, soit 11,5 watt qui sera pris en compte.

Déterminons les caractéristiques de la machine installée. Celle-ci sera une machine Lecomte AL5 pour les raisons ci-après.

Pression de vapeur souhaitable au manomètre $P = 2$ Bar max.

Caractéristiques machines :

Diamètre piston : $D = 12$ mm nombre : 2

Course : $C = 12$ mm effets : $N = \text{double cylindre} = 4$

Vitesse à soutenir : $V = 1500$ t/min.

Puissance développée dans les conditions ci-dessus :

$$P. \text{ Watt} = \frac{\pi \times R^2 \times P \times C \times N \times V \times 10}{60}$$

$R = \text{rayon en cm} = 0,6$ cm

$P = 2$ Bar

$C = \text{course en m} = 0,012$

$N = \text{nombre d'effets} = 4$

$V = 1500$ t/min.

$$P = \frac{\pi \times 0,6^2 \times 2 \times 0,012 \times 4 \times 1500 \times 10}{60} = 26 \text{ watt.}$$

Cette puissance est donc amplement suffisante. Ceci va se traduire par une réduction de pression à appliquer à la machine, soit " à laisser faire " auquel cas la vitesse du bateau augmentera quelque peu.

En fait on dispose de $\frac{26}{5} = 5,2$ watt pour faire avancer le bateau, et si nous revenons à la formule * page 6

on peut calculer quelle serait la vitesse atteinte.

$$5,2 = (0,8 \times 0,23 \times 0,1 \times 0,25 \times V^3) \times 500. \quad V^3 = \frac{5,2}{2,3} = 2,26 \quad V = \pm 1,3 \text{ m/sec.}$$

Cette vitesse correspond pratiquement à la vitesse limite, mais démontre qu'en installant le double de la puissance nécessaire on n'augmente la vitesse que de 30%.

Il reste à déterminer la surface de chauffe de la chaudière.

Volume du moteur $V \text{ cm}^3 = \pi R^2 \times C \times N = \pi \times 0,6^2 \times 1,2 \times 4 = 5,4 \text{ cm}^3$

Consommation de vapeur à 1500 t/min = $5,4 \times 1500 = 8.100 \text{ cm}^3/\text{min.}$

Température de la vapeur à 2 Bar = 133°C

Poids spécifique à cette température = $1,61 \text{ gr/dm}^3$

Débit de vapeur consommée par minute à 2 Bar et 1500 t/min.

$$\frac{8.100 \times 1,61}{1.000} = 13 \text{ gr/min.}$$

Si on se base sur un dégagement de vapeur au niveau chaudière de $4 \text{ gr/dm}^2/\text{min}$, il faudra prévoir une surface de chauffe de $\frac{13}{4} = 3,25 \text{ dm}^2$.

Dans le cas de mon modèle de remorqueur je disposait d'une chaudière ayant $2,1 \text{ dm}^2$ de surface d'échange, ce qui c'est traduit dans la pratique par une vitesse inférieure à 1 m/sec .

Mais avant d'avoir pu vérifier cela, il m'a fallu le construire et donc commencer par le dessiner.

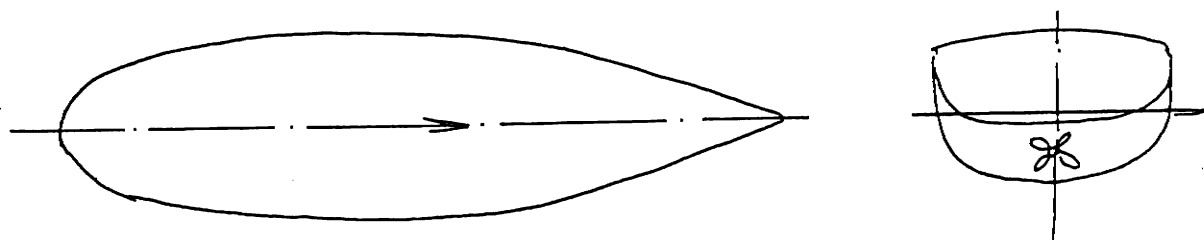
Les critères pris en considération pour déterminer la forme sont :

Les lignes d'eau au niveau - de la ligne d'arbre d'hélice.
- de la flottaison.
- du pont.

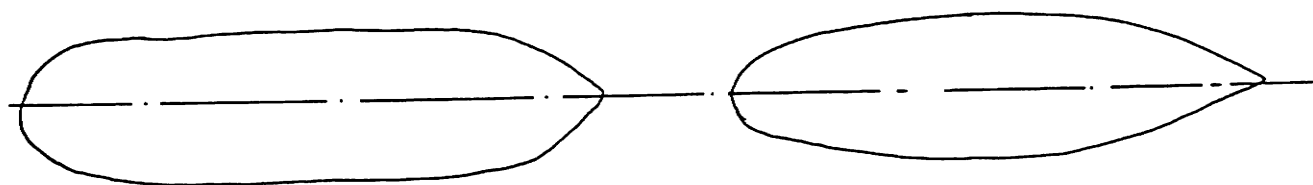
La forme la plus adaptée à fendre l'eau à la proue en permettant aux filets d'eau de se refermer " harmonieusement " en bout de poupe est celle de la figure ci-après, que j'adopte pour la ligne d'eau passant par la ligne d'arbre d'hélice.



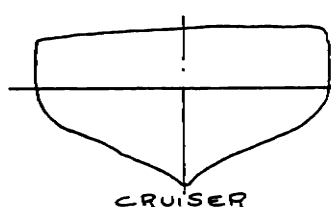
Dans le cas d'un remorqueur, la ligne de flottaison sera terminée par une forme semi-élliptique formant en quelque sorte un plan d'appui pour les filets d'eau quittant l'hélice.



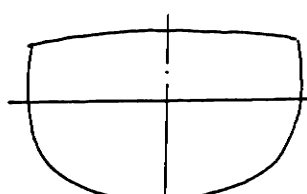
Le plan d'eau du pont est déterminé par l'esthétique recherchée. Plusieurs possibilités existent.



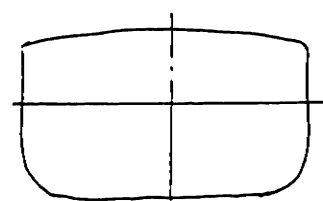
Après avoir opté pour une de ces formes générales, je détermine l'allure du maître couple qui est caractéristique pour chaque type de bateau.



CRUISER

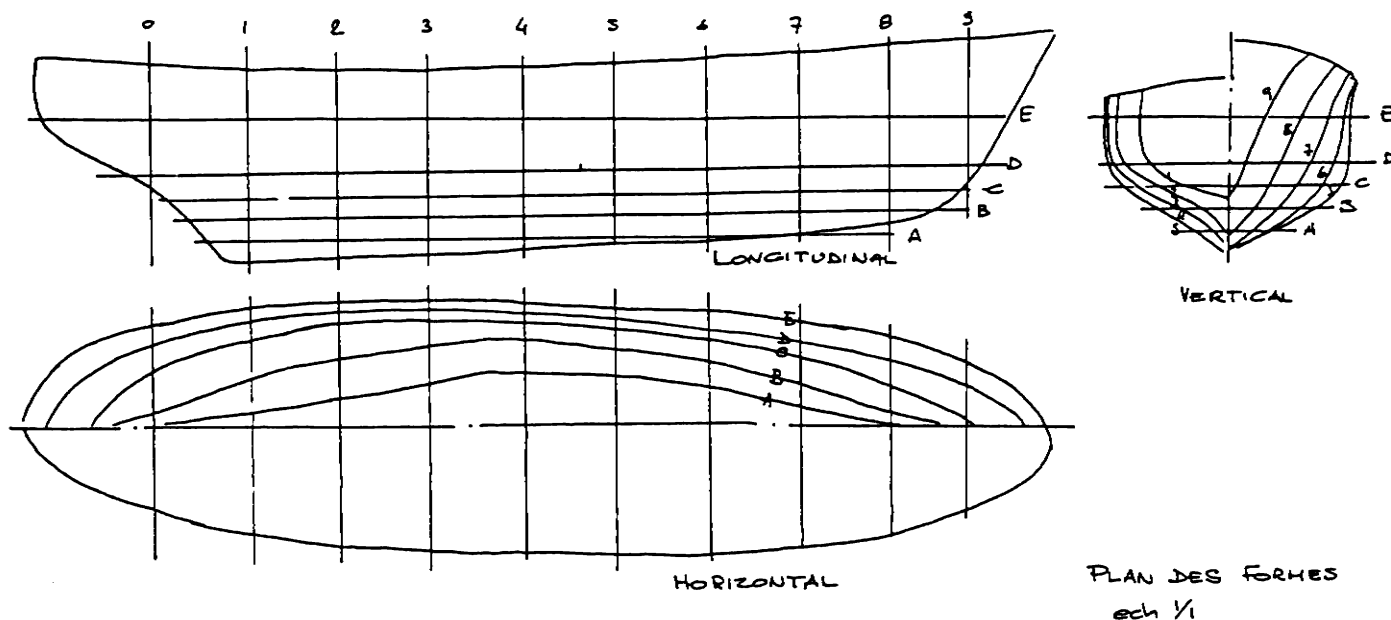


REMORQUEUR



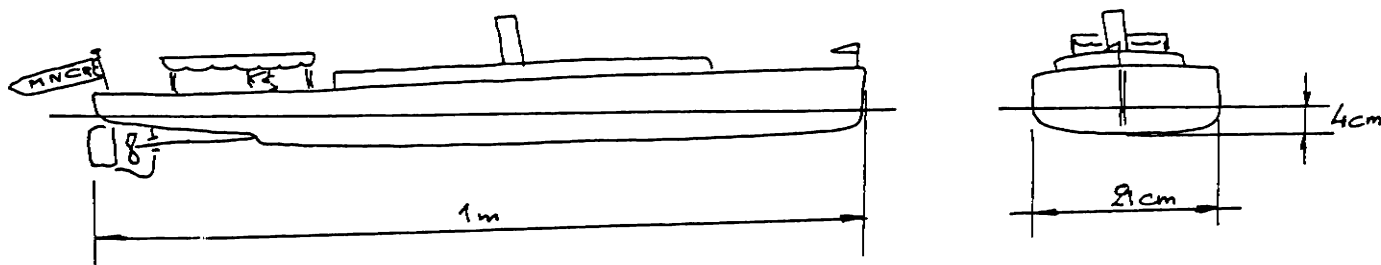
PETROLIER

Les formes générales étant définies, je passe au détail en coupant la coque suivant un certain nombre de plans verticaux, horizontaux et parfois obliques.



Il est nécessaire d'obtenir des lignes harmonieuses, faute de quoi le bateau sera raté. Il faut donc veiller à ce que tous les points coupant les plans verticaux et horizontaux se retrouvent sur le plan des couples. Avec un petit peu d'exercice cela va très vite et la coque construite suivant le dessin ne présente pas de défauts. Bien sûr, l'architecte naval ne se borne pas à ce procédé simple, il va vérifier si d'autres critères sont respectés, par exemple si la courbe de l'aire des couples est en harmonie avec le projet, il calcule la stabilité, le rayon métacentrique, le devis des poids, la surface mouillée et que sais-je encore. Je me borne pour ma part au principe de dessin ci-dessus et si les formes me paraissent harmonieuses, je passe à l'exécution de la coque.

Voulant vérifier les données techniques développées ci-avant, j'ai construit un second bateau ayant cette fois une forme élancée, propulsé par un moteur oscillant. La forme générale de la coque est inspirée d'un torpilleur du siècle dernier et a les dimensions ci-après. Le bateau fut transformé par la suite en une élégante chaloupe.



Le but recherché de cette construction est de naviguer à la vitesse limite avec un minimum de puissance.

- Vit. Lim. = $1,25\sqrt{1} = 1,25$ m/sec.
- Poids du bateau = $10 \text{ dm} \times 2,1 \times 0,4 \times \text{coeff. } 0,5 = 4,2 \text{ kg}$
- Hélice choisie au diamètre de 80 mm.

Recherchons le Pas de l'hélice pour obtenir la vitesse de 1,25 m/sec. avec un glissement estimé à 40% (coque avec très faible tirant d'eau) et une rotation de l'ordre de 1000t/min.

Vitesse de rotation sans glissement $\frac{1000}{1,4} = 714 \text{ t/min.} = 11,9 \text{ t/sec.}$

$$\text{Pas} = \frac{1,250 \text{ mm/sec.}}{11,9 \text{ t/sec.}} = 105 \text{ mm.}$$

L'angle d'incidence α : $\text{pas} = \frac{2,2D \times A}{B}$ et $\text{tg } \alpha = \frac{A}{B}$

D = diamètre de l'hélice A et B déterminent la pente de la pale.

$$\text{tg } \frac{A}{B} = \frac{\text{pas}}{2,2D} = \frac{105}{2,2 \times 80} = 0,596 \rightarrow \alpha = 30,8^\circ$$

Si la largeur de pale est de 20 mm A vaut $\sin \alpha \times 20 = 10,24 \text{ mm.}$

Le facteur de charge vaut $\frac{105}{80} = 1,31$ donc convenable (voir diagramme fig. 6)

Puissance de la machine à installer = $S \times C_x \times V^3 \times 500$ Rendement 20%

$$P.\text{watt} = S \times C_x \times V^3 \times 500 = 0,8 \times 0,21 \times 0,04 \times 0,25 \times 1,25^3 \times 500 = 1,64 \text{ watt.} \times 5 = 8,2 \text{ watt.}$$

La machine installée est un moteur oscillant de ma construction, détaillée ci-après :

Rayon piston R : 5 mm Course C : 16 mm = 0,016 m.
 Nombre de cylindres n : 2 double effet N : 4
 Pression d'alimentation vapeur P : 2 Bar
 Vitesse de rotation (voir ci-dessus) 1000 t/min (V)

$$\text{Puissance en watt} = \frac{\pi R^2 \times P \times C \times N \times V \times 10}{60} = \frac{\pi \times 0,5^2 \times 2 \times 0,016 \times 4 \times 1000 \times 10}{60} = 16,7 \text{ watt}$$

Cette puissance équivaut au double de la nécessité.

$$\text{Cylindrée du moteur} = \pi \times R^2 \times 4 \times 1,6 = \pi \times 0,5^2 \times 4 \times 1,6 = 5 \text{ cm}^3$$

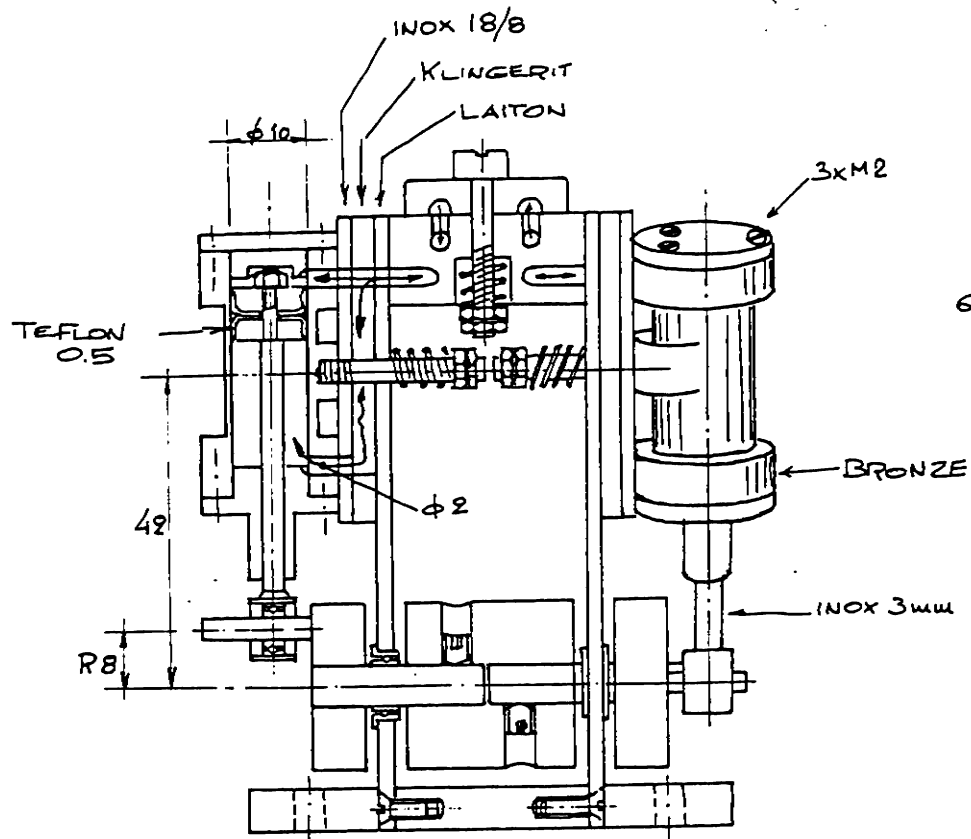
Consommation de vapeur à 2 Bar

$$Q \text{ en gr/min.} = \text{Cyl} \times \frac{Vt/\text{min}}{1000} \times \gamma_{\text{vap}} = 5 \times \frac{1000}{1000} \times 1,61 = 8 \text{ gr/min.}$$

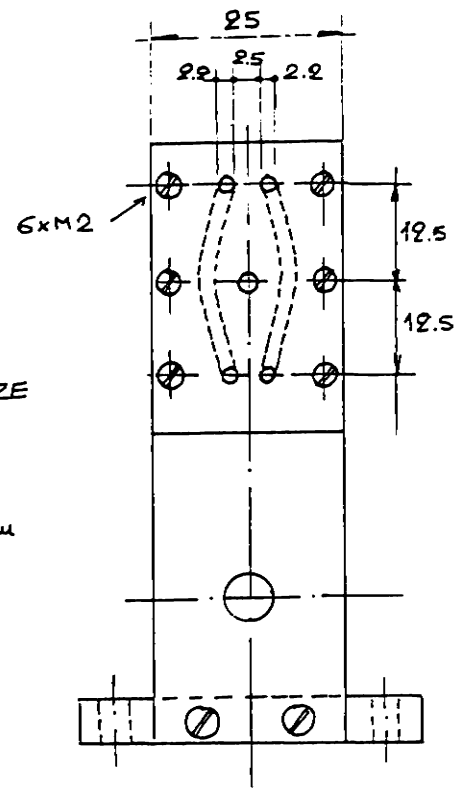
En tablant sur une valeur empirique de production de vapeur de 4 gr/min./dm² de surface d'échange, j'ai utilisé une chaudière cylindrique de diamètre 80 mm x 200 mm de long munie d'un foyer intérieur de 2 dm². Le résultat sur l'eau fut exactement celui escompté : c.à.d. vitesse de l'ordre de 1,3 m/sec.

Revenons à la machine dont je donne le croquis ci-après.

En fait, innover en la matière n'est plus possible et tout le monde copie plus ou moins sur le voisin. Je fis de même en y ajoutant mon petit grain de sel. C'est ainsi que chaque palier reçu un roulement à bille et que la glace a été réalisée en acier inoxydable 18/8. Le coefficient de frottement entre le cylindre en bronze et la glace en acier inox est très peu élevé, ce qui rend la machine très performante. Les canaux d'amenée de vapeur vers les quatre ouvertures dans la glace ont été aménagés dans le joint en "Klingerit" disposé entre cette dernière et le bâti.



COUPE AU NIVEAU
DE LA GLACE INOX



ech 1/1

LA VAPEUR EN MODELISME NAVAL

JE CONSTRUIS UN MOTEUR OSCILLANT

Il existe quantité d'études sur la machine à vapeur décrivant son développement depuis son apparition. En résumé, plus d'un siècle de perfectionnements font que la machine prend une forme et un mode de fonctionnement qu'il est difficile d'améliorer encore. En effet, l'étude du cycle de CARNOT démontre à l'évidence qu'il faut aller vers d'autres principes de fonctionnement pour générer de la puissance avec des rendements meilleurs. C'est la raison pourquoi la machine à vapeur a été détrônée par les machines à combustion internes (Diesel, turbine à gaz etc...)

Pour revenir à la vapeur, la machine traditionnelle offrant pratiquement le meilleur rendement et utilisée jadis de façon classique en marine est la machine compound à double, triple, voire quadruple expansion. La vapeur surchauffée et à haute pression, venant du générateur (chaudière) va subir 2,3 ou 4 détente successives en passant de la partie haute pression de la machine à vapeur (piston de faible diamètre) vers la partie moyenne pression (piston/s de diamètre moyen) et finissant sa détente dans la partie basse pression (piston de diamètre important). Cette dernière partie de la machine communique à la sortie de vapeur avec une pompe (dite à air) qui a pour mission d'abaisser la pression de détente finale de façon à récupérer le maximum de travail mécanique possible.

Venons-en maintenant à nos petites machines utilisées en navimodélisme. La logique nous suggère l'utilisation de machines compound à multiples expansions de dimensions réduites à l'échelle de nos modèles.

Pour les modélistes qui ont tenté de la faire il est apparu très vite que les aléas inhérents au système de fonctionnement mécanique, supportable ou acceptable sur des machines de vraie grandeur, ne le sont plus sur des modèles réduits. Pensons par exemple au démarrage de la machine compound lorsque le piston H.P. (haute pression) se trouve au P.M.H. ou P.M.B. (point mort haut/bas). Bien sûr, il y a les astuces, mais dans ce cas on peut se demander ce que devient le réalisme. On pourrait encore penser à ajouter la pompe à air, le condensateur, la pompe alimentaire et une bêche alimentée en eau traitée, voire déminéralisée ou ayant passée par une chaudière martyre. (Ce type de chaudière était quelques fois utilisé pour "faire" de l'eau douce au départ d'eau de mer.).

Tous ces auxiliaires entraînent une dépense d'énergie qu'il faut soustraire de la puissance générée par la machine principale. Dans le cas de nos petits bateaux, il ne resterait plus grand-chose pour entraîner l'hélice. Il nous faut donc revenir "sur terre" et c'est pourquoi nos petits bateaux seront propulsés par des machines à un, mais bien souvent à deux cylindres, à double effet et dont les manivelles sont décalées de 90° permettant un démarrage facile en marche avant et arrière. Chaque cylindre sera alimenté en vapeur vive.

Reste à décider si la machine sera de type pilon à tiroirs plan ou cylindrique, ou oscillante.

La machine de type pilon offre la possibilité d'assurer une bonne utilisation de l'énergie délivrée par la vapeur du fait qu'il est possible de faire travailler la machine avec une "certaine détente" de vapeur. Il est cependant très peu vraisemblable qu'il soit possible d'effectuer le réglage des tiroirs/ coulisse/ excentrique/ jeu mécanique, pour y arriver pratiquement (ce est-à-dire mesurable au frein de PRONY par exemple).

On pourra faire varier la pression de la vapeur dans des proportions intéressantes, par exemple de 2 à 6/7 bar. Il s'avère cependant dans la pratique que la poussée exercée sur le tiroir plan engendre un frottement excessif lorsque la pression est trop forte. Il faut donc, soit travailler à pression "normale" (± 3 bar) en utilisant une cylindrée plus grande s'il faut plus de puissance, soit utiliser des tiroirs cylindriques qui, eux, ne souffrent pas du phénomène. Il faut encore mentionner à l'encontre des hautes pressions que la chaudière doit être conçue "pour", mais plus gênant encore, c'est le brûleur qui devra "cracher" une énergie thermique beaucoup plus importante. Sans entrer dans des calculs théoriques (qui engendrent dans la plupart part des cas un urticaire intellectuel) il faut penser à doubler la puissance de ce ou ces derniers pour vaincre les pertes thermiques et compenser le rendement médiocre de la combustion.

Faut-il rappeler aussi un principe mécanique qui dit que chaque frottement engendre une perte d'énergie ? Sans entrer dans les détails, on peut dire que; plus il y a de points de frottement, et moindre sera la puissance rendue par la machine.

Dans le cas de nos petites machines à 2 cylindres et coulisses de Stephenson, on ne compte pas moins de 25 points de frottement. Dans le cas de machines réelles, de plusieurs centaines de C.V. (Chevaux vapeur) les frottements sont "tolérables". Dans le cas de nos petites machines, il est fort probable sinon certain qu'ils amputent la puissance rendue d'un gros pourcentage.

Le cheminement des raisonnements ci-dessus conduit à une approche favorable de la machine oscillante, qui, n'ayant pas le même réalisme que les machines à pilon ci-dessus, a néanmoins beaucoup d'atouts de son côté. En effet une machine à 2 pistons à double effet compte ± 12 points de friction, soit la moitié des autres machines. Elle est plus simple à construire et s'usera moins vite.

On a quelque fois décrié le système de distribution de vapeur en arguant que celle-ci, côté échappement, opposait une résistance à la vapeur entrante ce qui entraînerait une perte de puissance.

Cela n'a pas été démontré mathématiquement parlant.

En contre partie on constate que l'espace mort, c.à.d. celui qui doit être rempli de vapeur à chaque tour et qui ne participe pas à générer de la puissance, est moindre dans le moteur oscillant.

En effet, il suffit de calculer le volume au-dessus du P.M.H. et B. et le volume du conduit entre ceux-ci et la glace de la distribution. On voit de suite que ce volume est supérieure dans le cas de la machine à pilon.

Un autre argument avancé en défaveur de la machine oscillante est celui qui limite la pression de vapeur provoquant à un certain moment l'écartement du cylindre de sa glace.

En pratique, on constate que cela ne se produit qu'au delà d'une pression de 3 bar au niveau de la glace. Il reste donc, que, compte tenu de la perte de charge (chute de pression due au frottement de la vapeur lors de son passage dans les robinets, tuyauteries, accessoires etc.), la pression de vapeur à la chaudière peut monter à min. 4 bar. De plus le phénomène décrit est plutôt rassurant, car il fait office de soupape de sécurité en cas de surpression accidentelle.

A la lecture ci-dessus il semble donc raisonnable d'opter pour une machine à propulser de type oscillante.

On peut supposer que beaucoup de vaporistes ont consciemment ou inconsciemment réagi de la même façon et cela se constate au bord de l'eau où seul les "purs et durs" perdurent dans l'utilisation de la machine à pilon.

Après l'avalanche de mots amalgamés dans de trop longues phrases, il faut passer à l'action pratique; soit d'achat d'un engin "*tout fait*", soit la construction d'un engin "*fait main*".

L'achat d'un engin "*tout fait*" n'a qu'un avantage, c'est d'assouvir un désir dans un délai immédiat, encore faut-il disposer des ressources financières, ce qui n'est pas toujours le cas.

L'élaboration du moteur "*fait main*" propose par contre la satisfaction de pouvoir dominer la matière mais demande un investissement en temps, matière grise et outillages divers.

Le choix est donc lié à plusieurs facteurs que chacun devra aborder à sa façon.

Après avoir opté dans un premier temps pour la machine à pilon et avoir conçu, construit et testé en pratique plusieurs engins, votre serviteur l'a cloué au pilori pour se vouer au moteur oscillant.

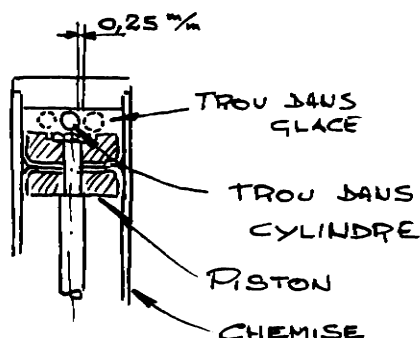
Il existe quantité de concepts assujettis à ces petites machines et il a donc fallu en tirer la quintessence.

Un virus mécano-thermique m'ayant été inoculé vraisemblablement par voie atavique d'une part et l'aboutissement d'essais pratiques d'une décennie d'autre part ont conduit ci-après à une description de construction vue à travers la lorgnette d'un vaporiste oscillant (ne pas rire s.v.p.)

Les règles observées sont :

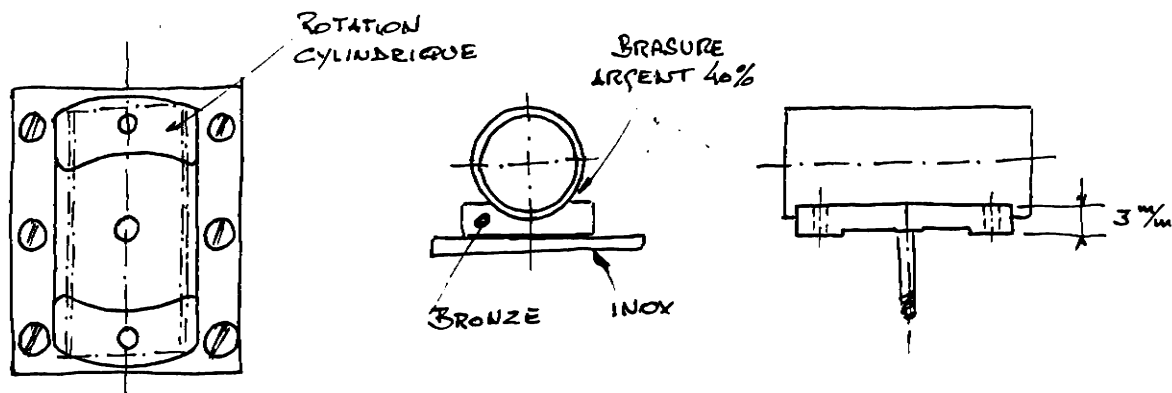
1. - laisser un espace minimal compatible entre les orifices d'entrée et de sortie de la vapeur.
2. - utiliser des métaux inoxydables ayant un coefficient de frottement réduit.
3. - assurer une étanchéité des pistons s'ajustant automatiquement en fonction de l'usure.
4. - réduire au maximum les masses en mouvement.
5. - faire correspondre les orifices d'entrée et sortie de vapeur le plus exactement possible.
6. - assurer un maximum d'étanchéité de la tige de piston sans passer par le bourrage mécanique

Le point 1, établi pratiquement, est de 0,25 mm.

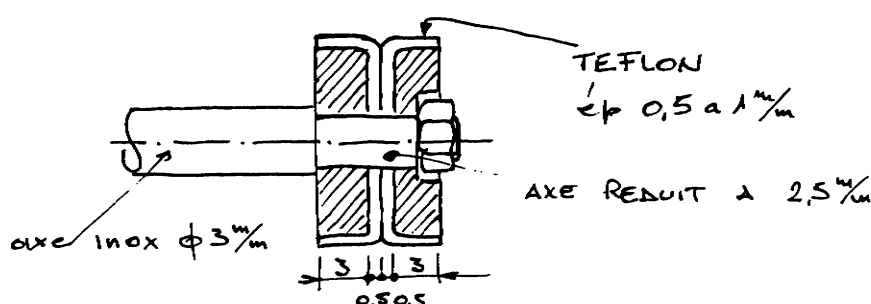


Les puristes pourront vérifier que cette espace correspond à un angle de manivelle de l'ordre de 7 à 10° (soit 2 à 3 % de la course)

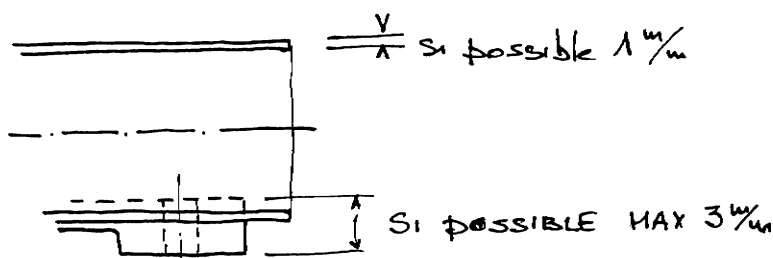
Le point 2. préconise l'utilisation de bronze pour le patin de cylindre et l'acier inoxydable pour la glace, le minimum de frottement est atteint lorsque le patin adopte une forme de rotation cylindrique.



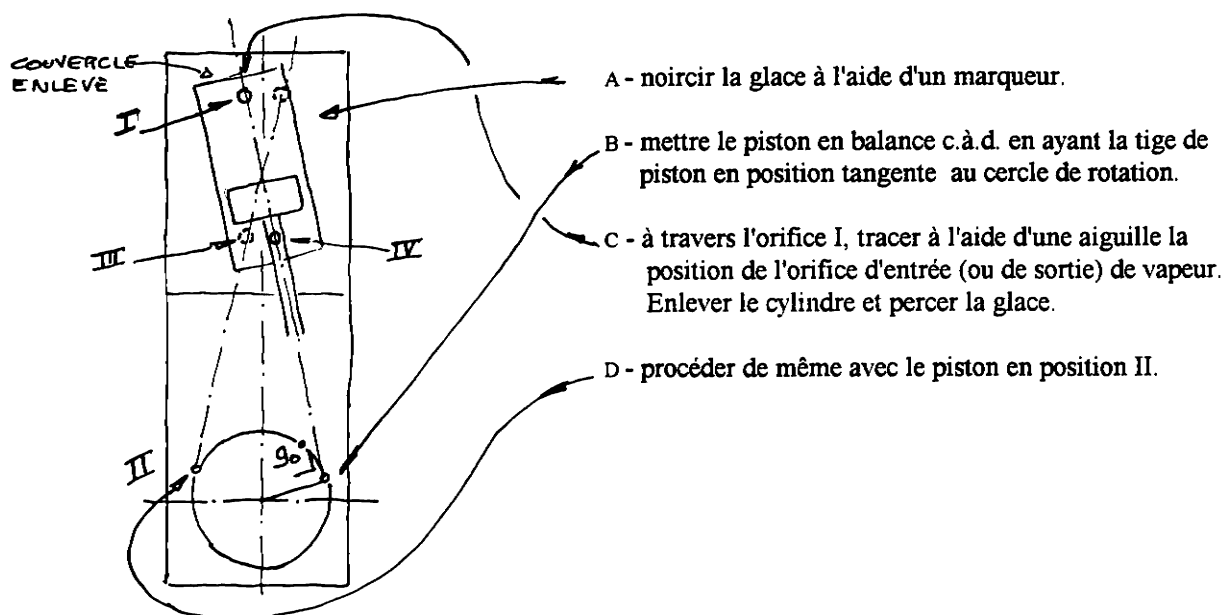
Le point 3. est résolu au moyen de Téflon (résistant à haute température) façonné en forme de coupelles.



Le point 4. sera atteint en diminuant au maximum les parois du cylindre et du patin.



Le point 5. peut-être respecté si l'on opère de la façon suivante :



Après avoir percé les 2 orifices du haut, enlever la bielle et le piston, et remettre le cylindre en place. Caler l'orifice I (et II) avec une tige de diamètre égale aux trous et tracer les orifices à percer dans le bas (en III et IV). Enlever le cylindre et percer.

Le point 6. sera résolu de façon satisfaisante si on a soins de prévoir une guidance de la tige du piston de 13 à 15 mm. Il reste à mettre tous cela en musique et c'est ce que nous allons faire ci-après.

On peut arriver à la conception finale du moteur en cheminant à travers les dédales des précédents cahiers (I à IV) mais, ayant observé une réserve très nette de la part des lecteurs à ce sujet, je propose de suivre un chemin qui ira de A vers B en ligne on ne peut plus droite.

- Déterminons la puissance (coques à déplacement).

Il existe deux formules semblables qui dépendent de la longueur de flottaison, une Anglaise et une Hollandaise avec une différence de l'ordre de 40 % entre les 2 pays.

Nous opterons donc pour les valeurs les plus faibles, soit les Hollandaises en y ajoutant 20 %.

Cylindrée en $\text{cm}^3 = \frac{L \times l \times T}{f}$	L = longueur de flottaison	L = 75 cm	f = 4350
	l = largeur maximum	90	4000
	T = tirant d'eau	100	3900
	f = facteur dépendant de L	120	3600
		140	3300
		150	3000

Exemple : Bateau à construire - longueur de flottaison 100 cm f = 3900

largeur au maître bau 26 cm
tirant d'eau 9 cm

$$\text{Cyl. en cm}^3 = \frac{100 \times 26 \times 9}{3900} = 6 \text{ cm}^3 + 20\% = 7,2 \text{ cm}^3$$

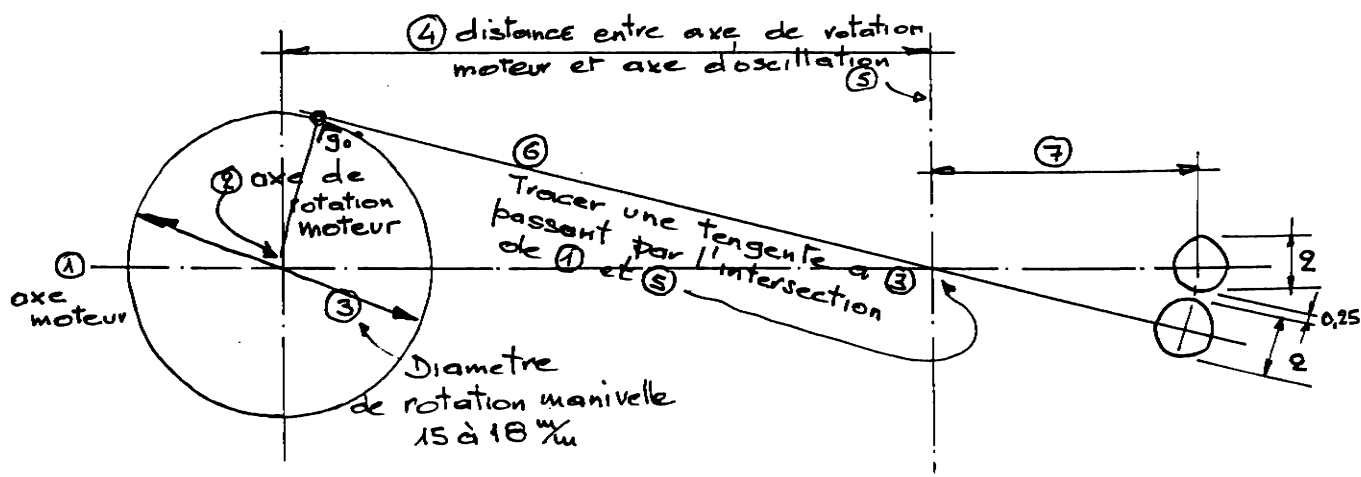
Connaissant la cylindrée, nous en déduisons les dimensions de la machine, en gardant en mémoire les critères énoncés de 1 à 6.

Sans en expliquer le pourquoi théorique il faut faire travailler la vapeur à des vitesses "convenables". Ceci implique des diamètres de trous d'alimentation et retour de vapeur au niveau des glaces tournant autour de 2 mm pour des cylindrées normales de 5 à 10 cm^3 .

On dessinera un moteur à l'échelle de $\frac{5}{1}$ (donc 5 fois plus grand) ou plus et on détermine les dimensions

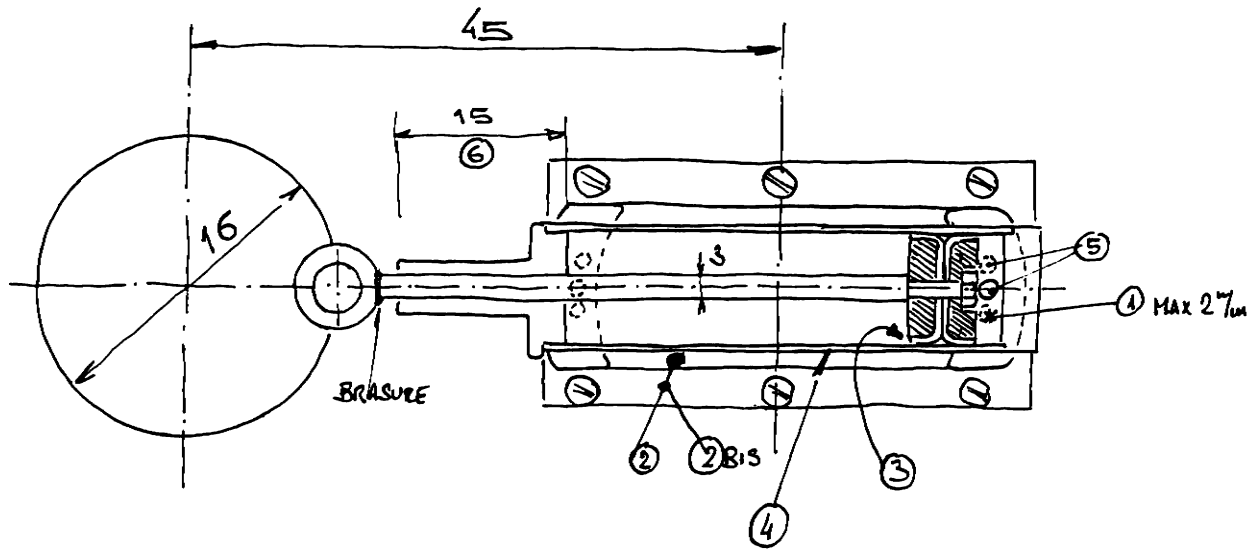
principales, c'est-à-dire, a la distance entre l'axe d'entraînement et l'axe d'oscillation, b les dimensions du cylindre.

Pour construire un moteur compact il faudra un diamètre de rotation de la manivelle qui se situe entre 15 à 18 mm. Tenant compte de cela, commençons notre dessin.



⑦ Tracer une distance telle que les deux trous de 2 mm de diamètre laissent un espace libre entr'eux de 0,25 mm, la distance ⑦ moins 1mm correspond à l'espace libre pour faire circuler le piston sur une demi course.

Si on ramène l'axe ⑥ sur l'axe ① c'est comme si la tige de piston se trouverait dans l'axe moteur.
Poursuivre l'investigation en traçant les côtes d'encombrement du piston, de sa tige, du bourrage etc.



LES COTES SONT DONNEES
A TITRE D'EXEMPLE (PAS A L'ECHELLE)
DESSIN A EXECUTER
A L'ECHELLE 5/1 OU PLUS

Les règles énoncées ci avant sont observées, c'est à dire :

1. espace mort réduit
2. inox 18/8 2bis bronze
3. Téflon.
4. Paroi inox ou laiton/bronze de 1 mm d'épaisseur
couvercles soudés au plomb.
5. Voir comment faire ci avant.
6. Guide de 15 mm.

Quelques dessins plus tard, le constructeur aura vite appris qu'il pourra broder autour des mesures de l'exemple (c.à.d. les 16, 7, 4, 15 et 7 mm.)

Reste à déterminer le diamètre du piston pour se conformer au résultat de la cylindrée calculée ci avant de 7,2 cm³.

$$\text{Volume cylindrée} = \frac{\pi \times D^2}{4} \times C \times n$$

$$7,2 \text{ cm}^3 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \times 1,6 \times 4$$

D = diamètre du piston

C = course

n = nombres d'effets

$$\frac{7,2 \times 4}{1,6 \times 4 \times \pi} = D^2 = 1,43$$

$$D = \sqrt{1,43} = 1,2 \text{ cm}$$

Le reste du plan n'est plus que de l'application mécanique élémentaire que tout constructeur pourra extirper de sa manche avec plus ou moins de bonheur.

Ci-après figure un croquis exploité avec bonheur lors de mes constructions multiples et qui pourra, si le lecteur le juge utile participer à la construction pratique d'un moteur oscillant.

LA VAPEUR EN MODELISME NAVAL

JE CONSTRUIS UN MOTEUR TYPE PILON

VI

Un proverbe japonais dit que l'on commence de vieillir lorsqu'on finit d'apprendre.

Ce sage proverbe suggère de construire une machine à vapeur de type pilon, non pas en copiant un plan existant mais en secouant ses propres neurones de façon à en produire un sois-même.
Pour aider en cela et sans se perdre dans des calculs savants, il est bon de se farcir un peu de technologie en gardant à l'esprit que nous évoluons dans le domaine du modélisme amateur.
On évitera donc de vouloir faire étalage de technicité dopée de formules mathématiques.

Les premières machines fonctionnaient souvent avec un accouplement à balancier.

De ce fait, le cylindre moteur étant disposé au sol, la tige de piston sortait vers le haut et était accouplée à une bielle qui à cet endroit porte le nom de pied de bielle. L'autre extrémité porte le nom de tête de bielle.
De nos jours, les machines étant généralement inversées, portent le nom de machines pilon, mais gardent néanmoins les mêmes noms pour les extrémités des bielles.

Il en va de même pour les 2 points morts, le point mort haut (PH ou PMH) qui correspond au point mort bas (PB ou PMB) de nos machines et vice et versa. Si on consulte d'anciens ouvrages sur la vapeur, il est bon d'en tenir compte.

Le but de ce cahier étant de construire une machine à pilon simple, on ne s'attardera pas sur toutes les recherches faites pendant plus d'un siècle visant à gagner de la place, de l'efficacité, régularité etc....

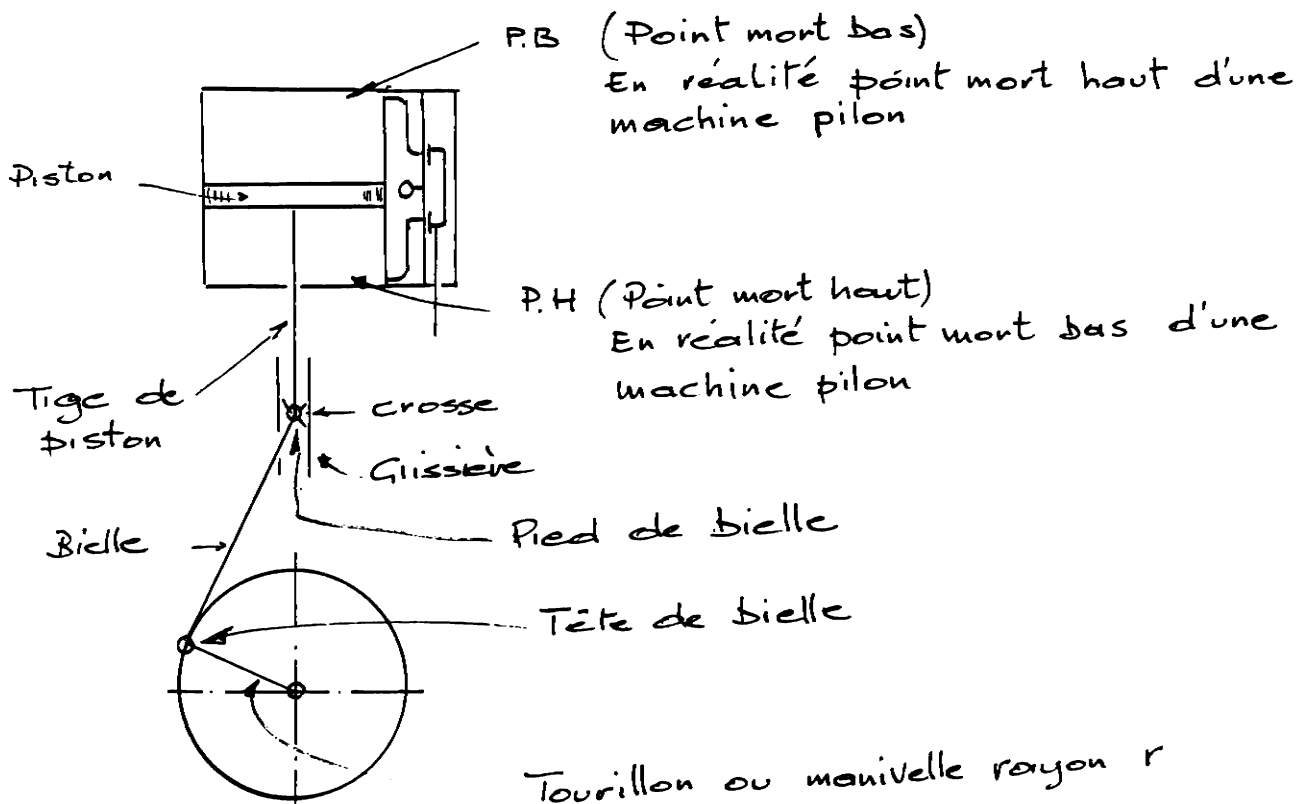
Il faut donc à ce stade décider du type de machine que l'on veut construire, compte tenu de la notion modélisme que l'on veut garder en mémoire.

Plusieurs possibilités :

- Machine avec 1 cylindre avec ou sans inversion de machine à lancer à la main.
- Machine à 2 cylindres identiques autorisant une inversion de machine à démarrage sans assistance, à tiroirs plats ou cylindriques.
- Le même genre de machine mais de type compound, éventuellement à 3 cylindres.

Il semble que la meilleure formule soit celle citée en 2 ou 3, le choix se fera en fonction des considérations ci-après.

D'abord, il faut revenir pendant quelques instants aux caractéristiques principales de fonctionnement et de construction des machines grandeurs réelles.



Pour la petite histoire, les machines grandes réelles, observaient quelques règles pratiques de construction.

Hauteur piston en mètres

$$H = 0,08 D \sqrt{P + C}$$

D = Ø piston en m

P = pression vapeur en kg/cm²

C = coefficient 0,03 à 0,05

Tige de piston

$$d = \text{Ø tige en m} = 0,07 D \sqrt{P}$$

Bielle motrice

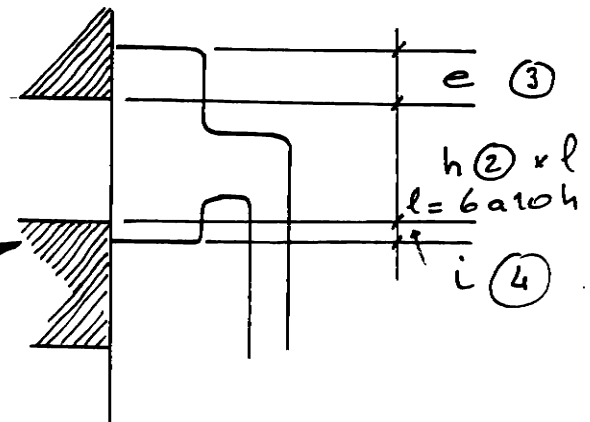
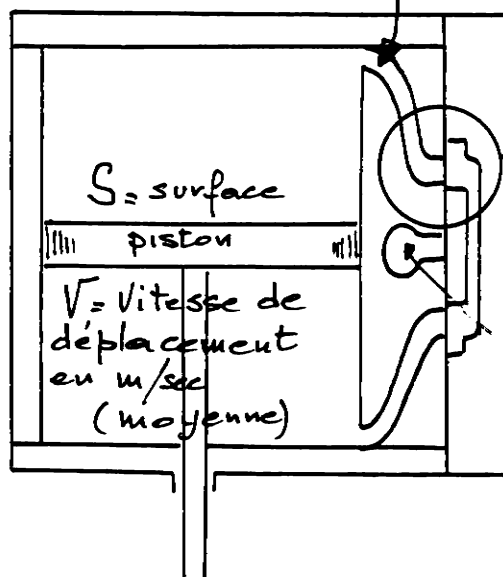
Longueur ℓ en m = en marine 4 x rayon du tourillon r
 en statique 5 x r
 en mine 3,5 x r

$$\text{Diamètre de bielle circulaire en mm} = 5,5 \sqrt{P \times L^2}$$

P = poussée en kg L = longueur en m

Dimensions des tiroirs

s = Section d'entrée ①
 v = vitesse vapeur à l'entrée



orifice de sortie:
 en général $\frac{4}{3} s$

Si l'on prend comme vitesse d'entrée s une valeur de 10 m/sec (vitesse très classique en pratique modéliste, peut monter à 30 m/sec " en vrai "). On peut affirmer que le produit de la vitesse de la vapeur, soit 10 m/sec x s est égale à la vitesse de déplacement du piston V x sa section S (à relire 2 x pour bien comprendre)

$$\text{donc } s \times 10 = S \times V \text{ ou } s = \frac{S \times V}{10} \quad \text{①}$$

mais $s = h \times \ell$ (pris égale à 6 dans l'exemple)

$$\text{donc } s = h \times 6 h = 6 h^2$$

$$h = \text{donc } \sqrt{\frac{s}{6}} \quad \text{②}$$

Application : supposons un moteur de modélisme

Ø piston 12 mm course 15 m/m Vitesse de rotation 1500 t/min. soit $\frac{1500}{60} = 25$ t/sec. Vitesse de la vapeur à l'entrée 10 m/sec. soit 10.000 mm/sec.

Le piston effectue une course aller et une course retour par tour, donc sa vitesse $V = 2 \times 15 \text{ mm} \times 25 \text{ t/sec.} = 750 \text{ mm/sec.}$

$$\text{Sa section ou surface } S = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{3.14 \times 12^2}{4} = 113 \text{ mm}^2$$

$$s = \frac{S \times V}{10.000} = \frac{113 \times 750}{10.000} = 8,5 \text{ mm}^2 \quad (1)$$

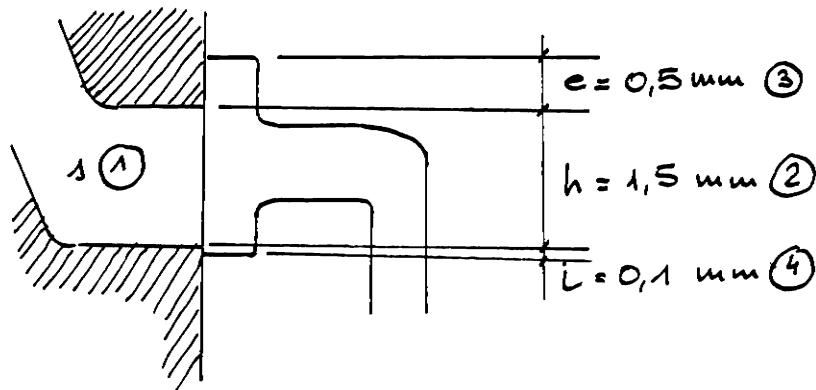
$$h = \sqrt{\frac{8,5}{6}} = 1,2 \text{ mm} \quad \ell = 1,2 \times 6 = 7,2 \text{ m m} \quad (2)$$

On remarquera par la suite que ces mesures sont difficilement applicable surtout en ce qui concerne la cote h (2) que l'on augmentera à 1,5 à 2 mm pour la facilité.

on admet généralement que le rayon de l'excentrique R vaut $\frac{4}{3} h$, et que e (3) = $\frac{1}{4} R$, que i (4) = $\frac{1}{20} R$

Si l'on prend pour exemple $h = 1,5 \text{ mm}$ (2)

$$R = \frac{4}{3} h = 2 \text{ m m} \quad e = \frac{1}{4} R = 0,5 \text{ m.m} \quad (3) \quad i = \frac{R}{20} = 0,1 \text{ m.m} \quad (4)$$

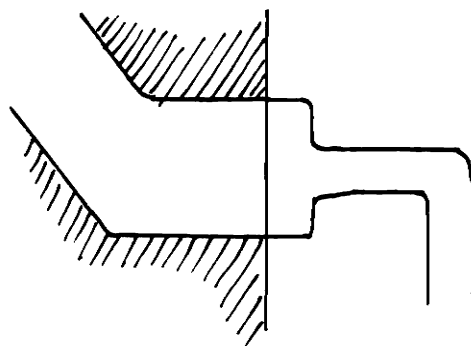


Dans la mesure du possible ces dimensions sont respectées en applications modélistes.

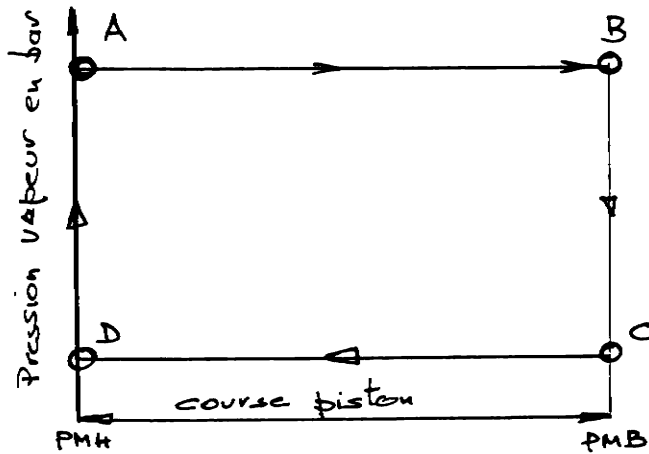
Il n'est donc pas étonnant que l'on retrouve ces cotes (approximativement) sur les plans modélistes existants sur le marché

Pourquoi le tiroir doit-il couvrir l'orifice " s " plus une lèvre " e " ? Ceci se détermine à l'aide d'un petit diagramme. (Prière de ne pas commencer à sauter les pages à ce moment, ce qui suit n'est pas compliqué, bien au contraire).

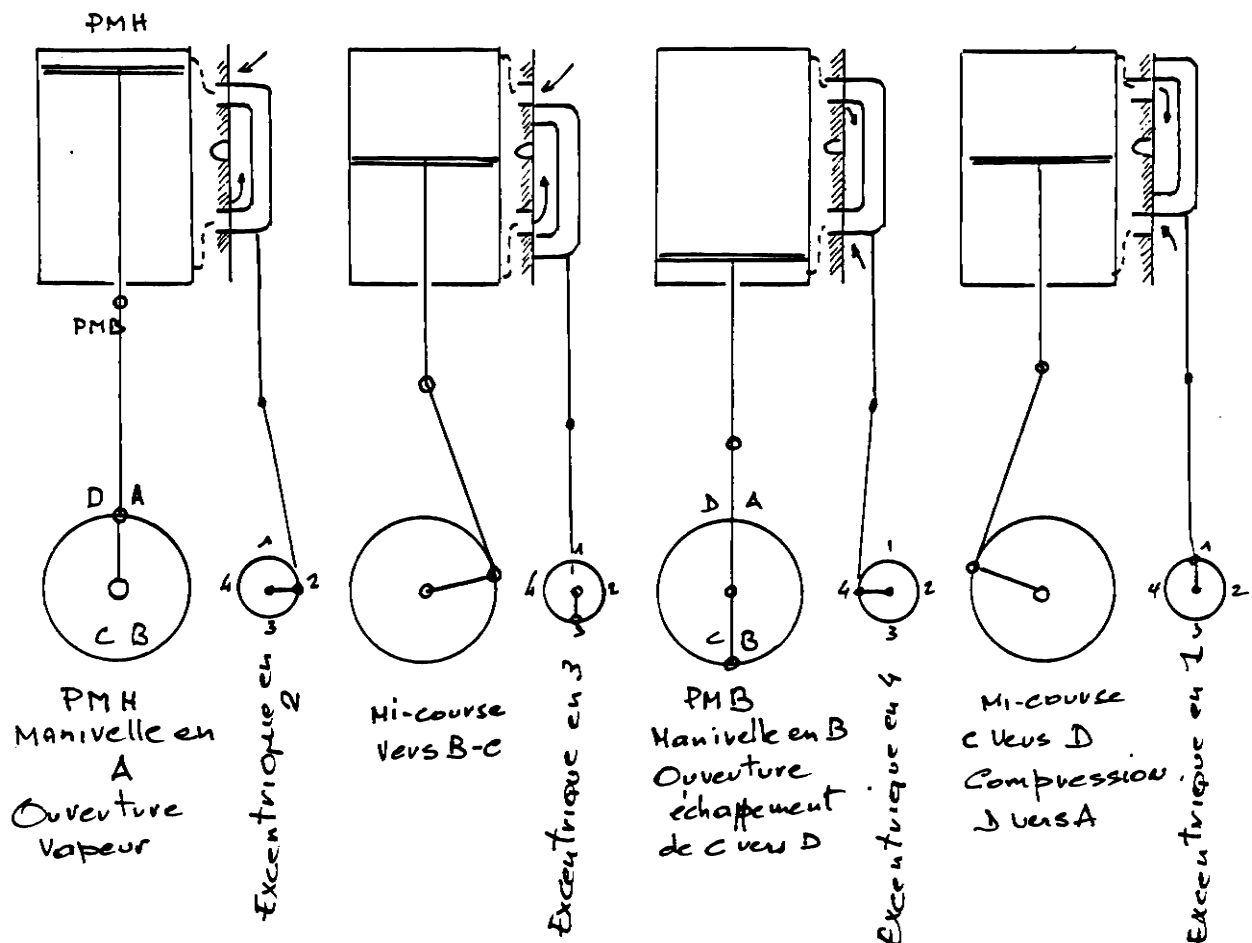
Voyons d'abord comment fonctionne une machine à tiroirs sans recouvrement.



Si le piston se déplace dans le cylindre, c'est grâce à la vapeur qui y pénètre sous pression (exprimée en bar, anciennement kg/cm^2) $1 \text{ bar} \approx 1 \text{ kg/cm}^2$.
On peut suivre l'évolution du piston lors d'une course "aller", l'effet produit sera identique et de sens contraire lors de la course "retour".



Position du tiroir pendant 1 tour de manivelle.



N.B. Oublions les anciennes annotations PB et PH qui deviennent à partir d'ici PMH et PMB .

Pour une machine à alimentation totale, c.à d. avec introduction de la vapeur pendant toute sa course, le diagramme ci-dessus peut-être commenté de la façon suivante.

Au début de la course du piston, soit depuis le PMH (point mort haut) on introduit la vapeur sous pression en A, le piston se déplacera depuis le PMH pour se diriger vers le PMB.

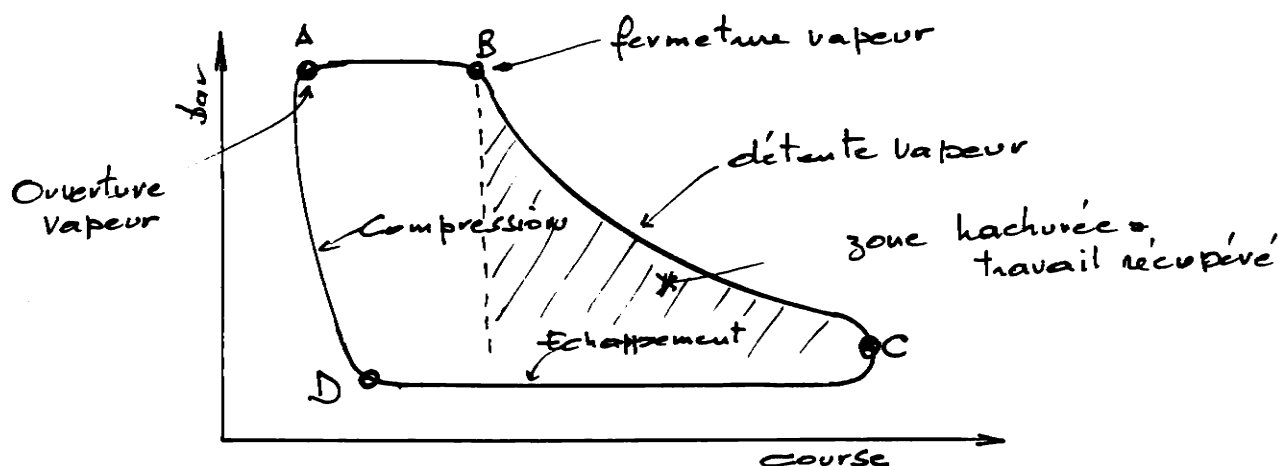
Pendant cette course de A vers B la pression dans le cylindre ne varie pas de par l'alimentation continue en vapeur. En B on ouvre la sortie pour évacuer la vapeur, et le piston est refoulé en C vers D par la poussée de la vapeur agissant maintenant sur l'autre face. Arrivé en D on retourne vers A c.à.d. vers une fermeture de la sortie et une nouvelle alimentation en vapeur.

Ça, c'est la théorie et pour respecter ce schéma il faudrait installer des tiroirs sans recouvrement " e ".

Ce système à alimentation totale est d'application lorsque le moteur est alimenté non pas avec de la vapeur mais avec un fluide incompressible. Exemple : le moteur est utilisé avec de l'eau sous pression.

En fait, pour ne pas évacuer la vapeur en phase échappement à la pleine pression (ce qui signifie un énorme gaspillage d'énergie) on coupe l'alimentation vapeur bien avant que le piston n'ait atteint le point B du diagramme. Cela ne peut se faire que par adjonction d'une lèvre en " e " au tiroir, dont la longueur dépendra du degré de détente de la vapeur que l'on veut obtenir.

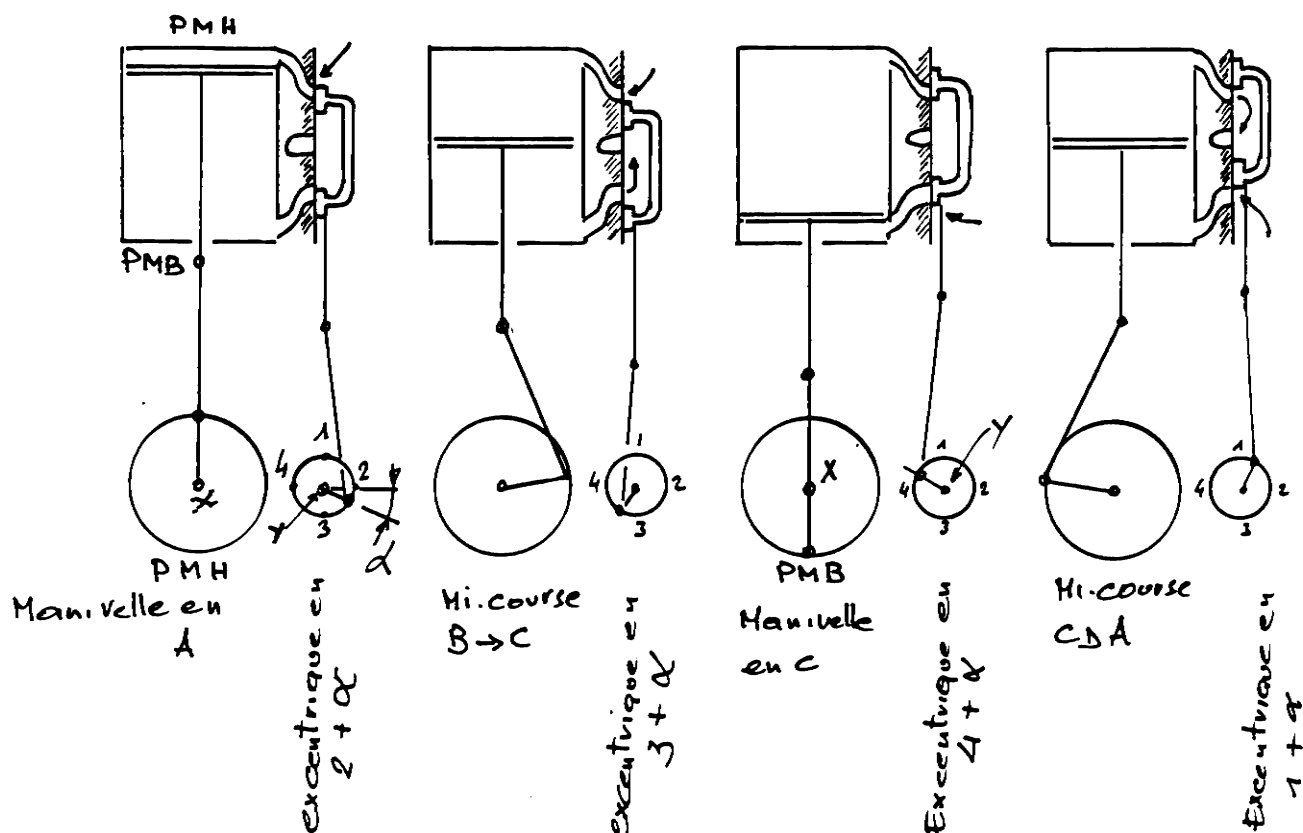
Comme déjà dit au début de ce cahier, on ne cherche pas à développer de grandes théories et on réduira donc le diagramme suivant à sa plus simple expression pratique.



On remarque sur le diagramme, compte tenu du recouvrement " e " que la vapeur entre en A et est coupée en B. Il y a ensuite une phase détente jusqu'en C, puis le piston revient vers son point de départ.

Au point D la sortie vapeur est fermée et il reste une phase compression entre D et A.

Pour y voir clair il est bon de tracer les lignes théoriques d'une machine pour voir l'évolution du tiroir pendant un cycle (x et y sont sur le même axe).



Pour tenir compte de la phase compression D-A et de l'ouverture progressive du tiroir depuis le point A qui se limite à une petite fente au début du cycle, on accélère l'ouverture de ce dernier en augmentant l'angle α qui en pratique devient $\alpha + \alpha'$. Cette avance dite linéaire est de l'ordre de $\frac{1}{18} R$ (Rappel : R = rayon d'ex-

centricité), l'angle d'avance est de l'ordre de 10 à 30° et dépend, on l'aura compris de la dimension de la lèvre " e ". (3)

On reparlera de cette lèvre " e " plus loin, parce qu'elle rendra encore service dans le système d'inversion de marche par le système à coulisses de Stephenson.

En revenant à notre machine à détente on peut citer quelques inconvénients des machines " vraies ".

- La haute pression vapeur jusqu'à 12 bar est envoyée sur 1 seul piston.

Ca n'a rien d'anormal, mais impose que toute la structure de la machine en tienne compte.

- parois épaisses – tige de piston conséquente
- grandes surfaces de déperditions de chaleur.
- encombrement en hauteur – condensations importantes etc...

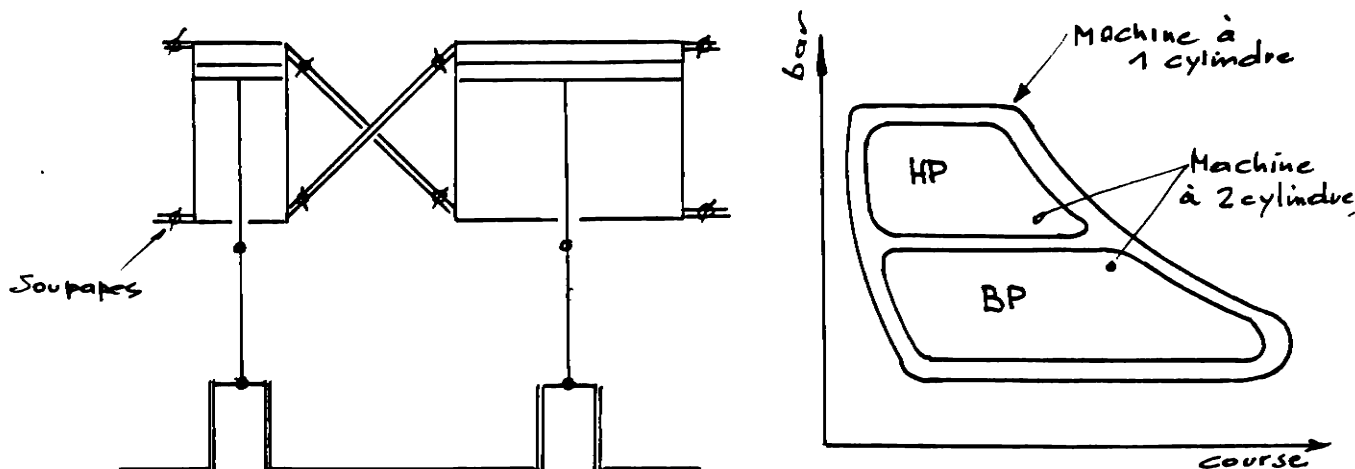
Pour obvier à ces inconvénients on scinde la machine en plusieurs parties.

La machine de WOOLF fut parmi les premières solutions adoptées.

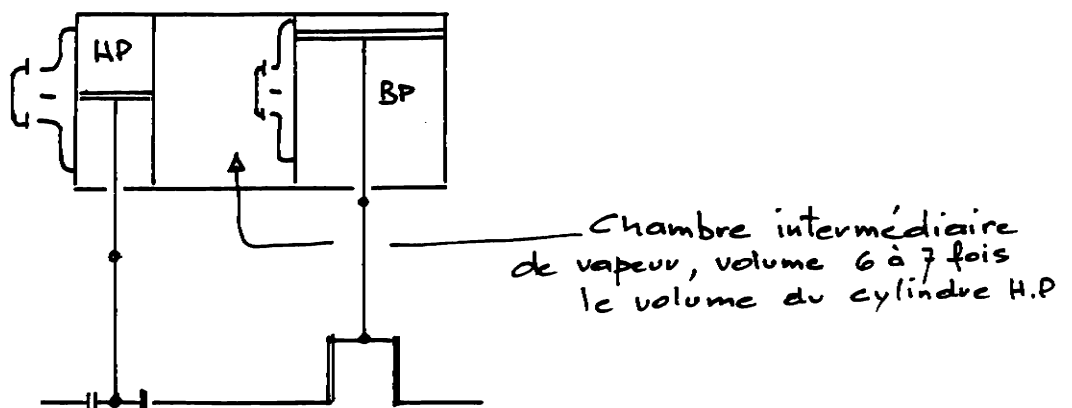
On fait travailler la haute pression sur un petit piston, son échappement alimente un grand piston à pression de vapeur réduite.

Il y a donc moins d'efforts mécaniques sur le petit piston, il y a moins de condensation de par des surfaces de déperditions moindres. Il y a moins d'effort sur le tiroir de par sa dimension réduite.

Du côté grand cylindre on peut plus facilement réaliser la détente jusqu'à une pression très faible. La machine prend moins de hauteur pour une même puissance etc. etc...



Sans entrer dans les détails, dans la machine WOOLF les 2 manivelles sont calées dans un même plan, ce qui rend la mise en marche et l'inversion difficile. Aussi a-t-on pensé de décaler les manivelles de 90° afin de garantir la mise en marche et l'inversion aisée. C'est la naissance de la machine " COMPOUND ".



Dans ce genre de machine il faut nécessairement utiliser des tiroirs à recouvrement. En effet, si la partie HP travaillerait en admission totale, il n'y aurait pas de détente et on pourrait tout aussi bien alimenter la chambre intermédiaire en vapeur haute pression, rendant ainsi inutile le piston HP.

Pour démarrer cette machine, il faut nécessairement que la partie HP ait été en mouvement. Avec le piston au PMH ou PMB, la chambre intermédiaire n'est pas alimentée et la partie BP ne reçoit donc pas de vapeur. En pratique on utilise un by-pass sur la vapeur HP pour introduire de la vapeur dans la chambre intermédiaire pendant le démarrage.

Sans entrer dans plus de détails, on peut tirer nos conclusions en ce qui concerne nos machines modélistes.

- On travaille à des pressions très basses, de 2 à 4 bar, donc pas de problèmes de résistance de matériaux ni de condensations exagérées.
- On développe des puissances très basses, donc pas de machines de très grande hauteur.
- La détente de vapeur dans nos petites machines est très limitée et difficilement contrôlable, donc pas de nécessité de viser un rendement optimum (on en reparlera plus loin).
- On désire une mise en marche et une inversion très "docile" donc une machine à 2 pistons identiques dont les manivelles sont décalées de 90° satisfait pleinement.

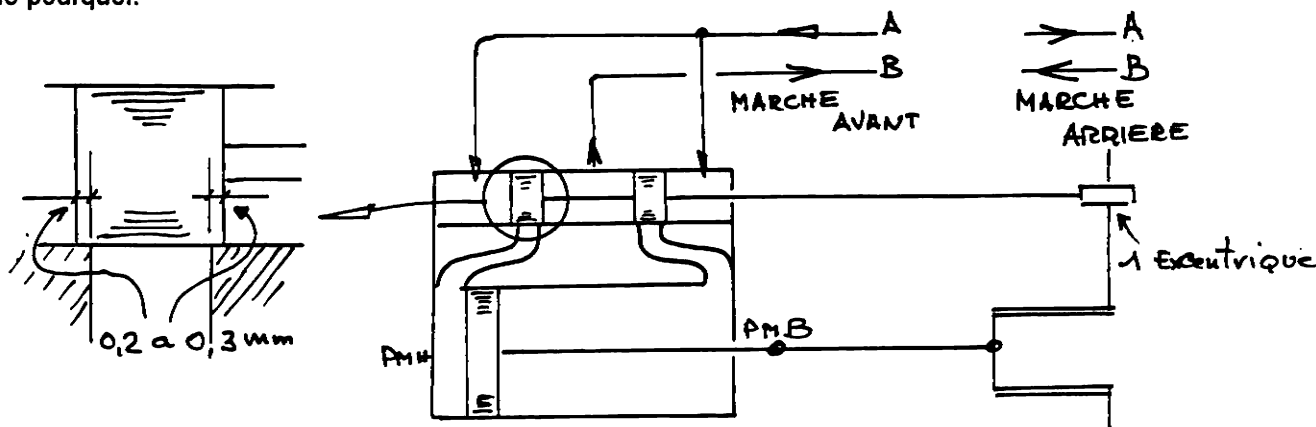
En conclusion, opter pour une machine Compound ou à triple expansion est peut-être justifiée du point de vue esthétique, mais c'est aussi sont unique raison d'être à mes yeux.

Le choix de la machine étant déterminé, c.à.d. à 2 cylindres identiques décalés de 90° , il reste à déterminer le choix de la distribution.

Tiroirs plans ou cylindriques, attaque par 1 ou 2 excentriques.

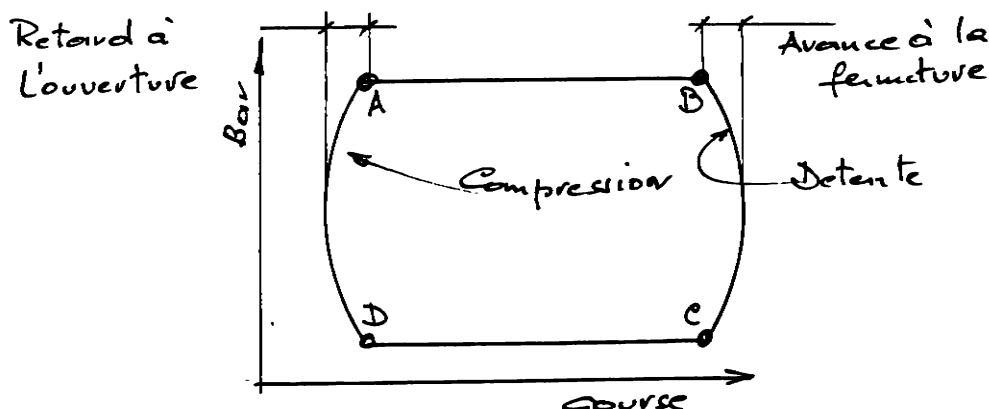
Pour ce qui concerne les tiroirs, on opte pratiquement toujours pour le tiroir plan, tout simplement parce qu'il se rôte de lui-même, étant "plaqué" contre la glace de distribution par la pression de la vapeur.

Le tiroir cylindrique sera utilisé sur les machines à commande par 1 excentrique, un exemple ci-après montre le pourquoi.

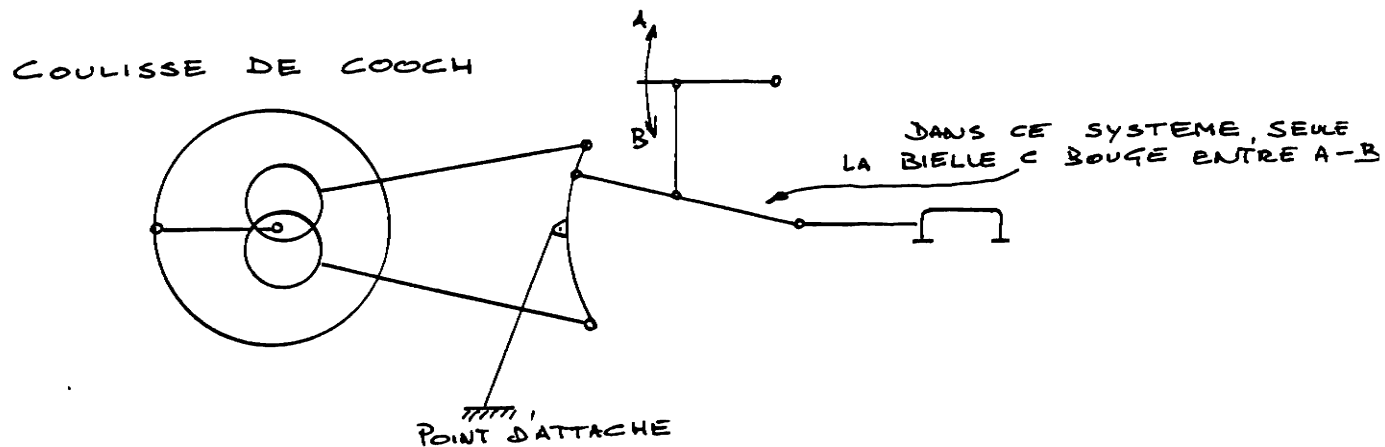
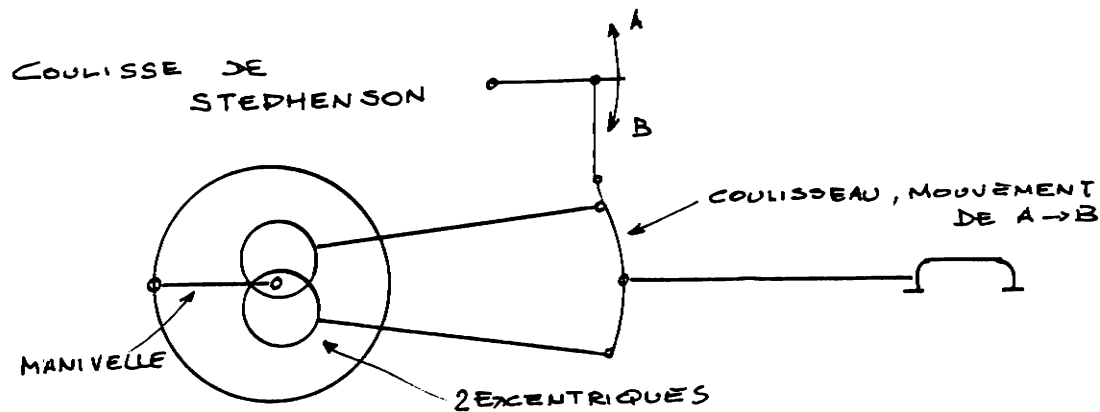


Le schéma montre clairement que si l'on inverse le sens de l'entrée et de sortie de la vapeur, la machine tournera dans un sens ou dans l'autre.

On remarquera cependant que le cycle de fonctionnement est identique à celui d'une machine oscillante modéliste. Il permet l'utilisation de vapeur à plus haute pression ($\pm 2,5$ bar en oscillant de $2,5$ à ± 5 ou plus si désiré).

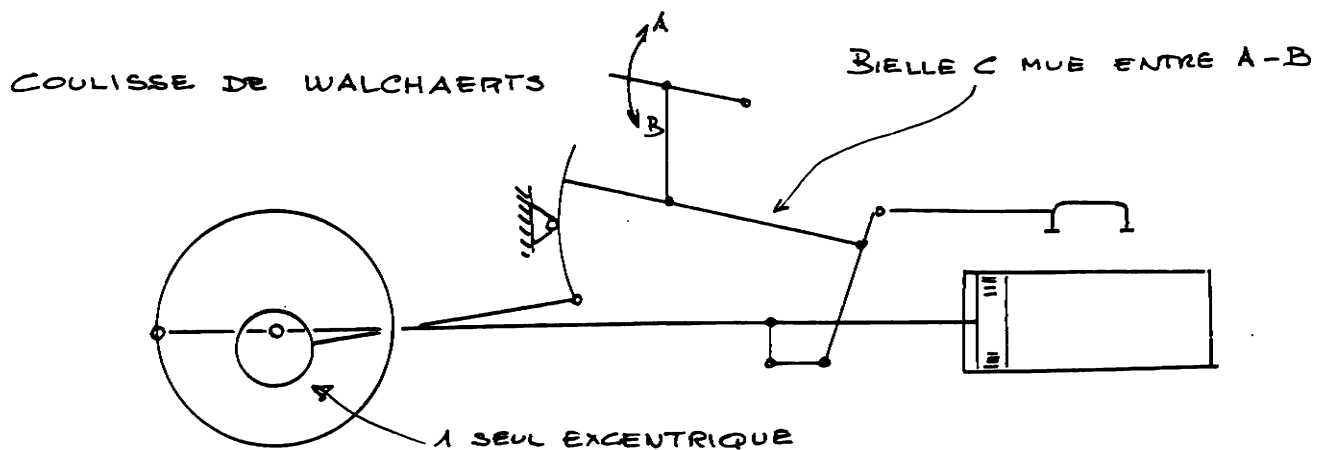


Revenant au tiroir plan, il y a moyen de le commander de plusieurs façons.
 Ci-après quelques dispositifs inventés par différents savants aux cours des siècles passés.
 Après ce petit tour de piste, nous reviendrons cependant à la coulisse de Stephenson, qui est la plus employée en modélisme de par sa simplicité (relative).



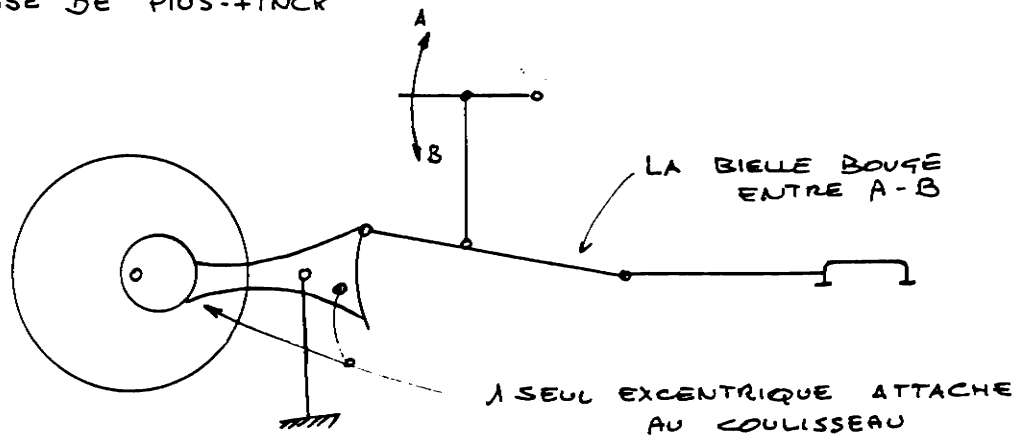
COULISSE D'ALLAN OU DE TRICK

Ce système combine les 2 précédents et est employé dans des industries où l'inversion de machine doit être la plus rapide possible.

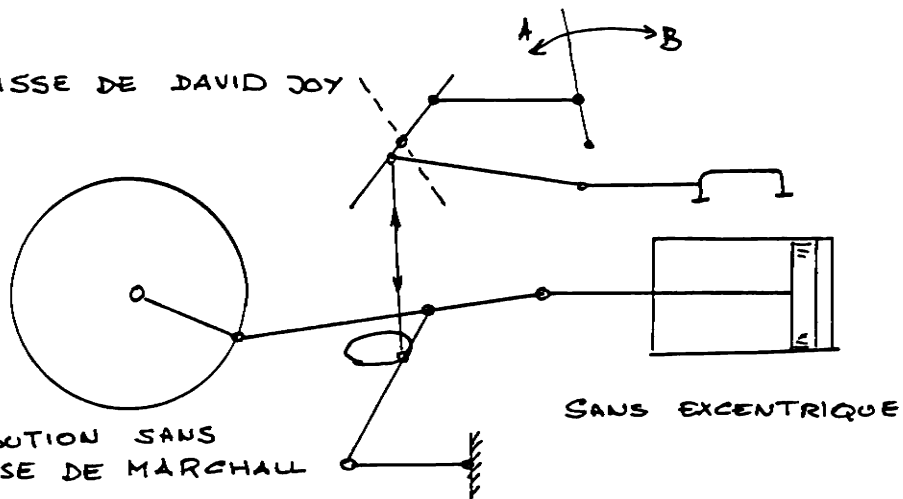


Ce système est employé principalement dans le chemin de fer.

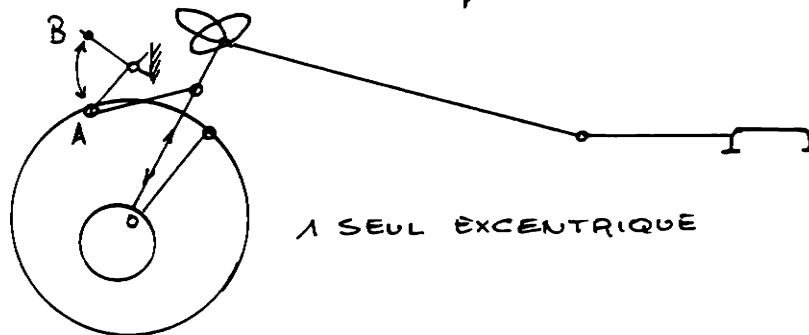
COULISSE DE PIUS-FINCK



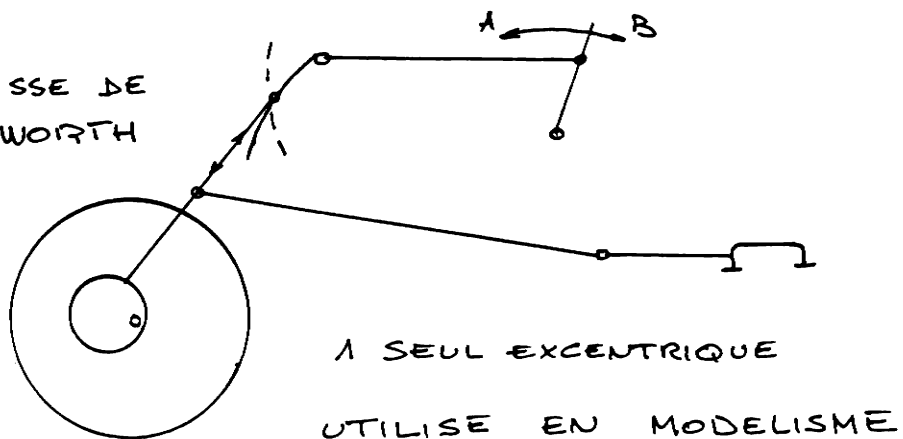
COULISSE DE DAVID JOY



DISTRIBUTION SANS COULISSE DE MARCHALL

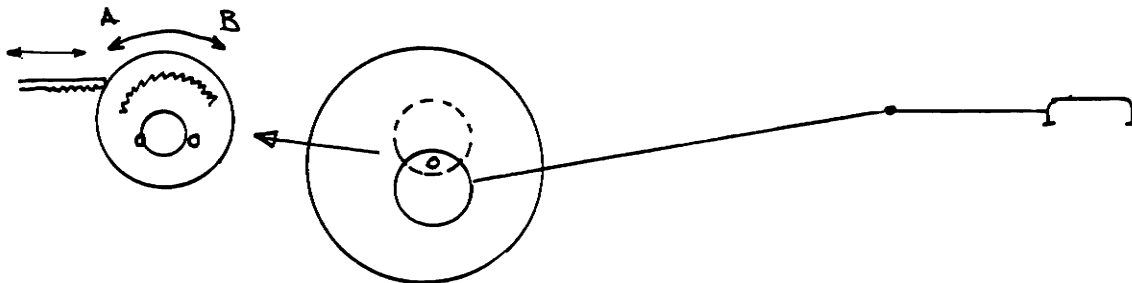


COULISSE DE HACKWORTH



Distribution par rotation de l'arbre porte excentriques système MAZELINE et JOSSÉL

Un système par engrenage permet de positionner l'excentrique en A ou B l'angle α étant équivalent à celui obtenu avec 2 cannes.



Le même système a été amélioré par MAUDSLEY, qui en profite pour raccourcir la longueur de la machine en plaçant l'arbre à excentrique parallèlement au vilebrequin principal. Ce système est utilisé en modélisme, étant donné le gain de place en longueur.

Ci-après un exemple rencontré en pratique.

Par opposition à la machine à vapeur classique qui transforme le mouvement rectiligne alternatif en mouvement rotatif via un seul arbre comportant les bielles/manivelles et excentriques, le système MAUDSLEY fait appel à 2 arbres parallèles.

Le premier arbre porte le système bielles-manivelles relié aux tiges de pistons, le second est doté des excentriques actionnant les tiroirs de distribution de vapeur.

Les 2 arbres sont reliés solidairement par deux trains d'engrenages ayant la particularité de pouvoir être manœuvrés en ce qui concerne le train supérieur. Le renversement de marche de la machine est basé sur ce principe, un croquis ci-après explicite le procédé.

L'avantage principal du système réside dans les faits qu'il y a gain de place en longueur de machine et d'autre part qu'il ne faut utiliser qu'un seul excentrique par cylindre.

En observant la fig. II on imagine la tête de la bielle moteur en position P. Compte tenu de l'avance à l'ouverture du tiroir, par exemple 23° , la manivelle d'excentricité se trouve en T. Avec la machine à l'arrêt, en opérant un mouvement du train d'engrenages E_3-E_4 , du point A vers le point A₁, soit un angle de 32° , on s'aperçoit que l'axe des excentriques fait une rotation de 134° . Le point T se déplace T₁. Ce mouvement entraîne ipso facto le déplacement du tiroir qui se trouve dans une position telle que nécessaire pour faire tourner la machine en sens inverse.

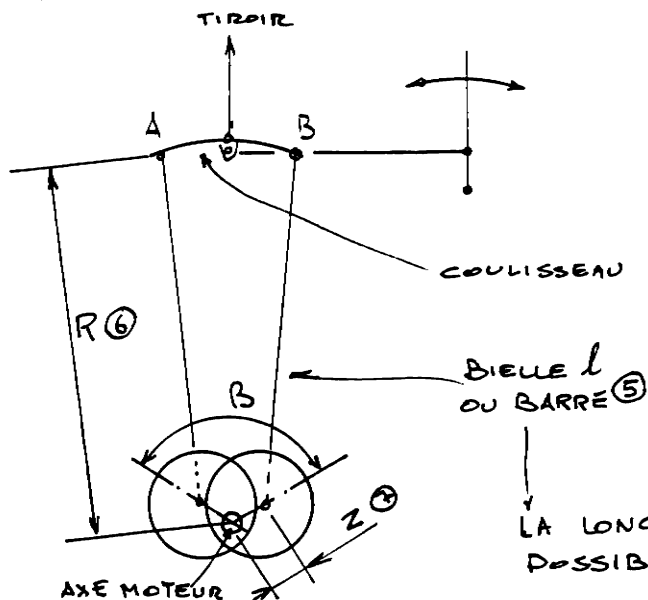
Une petite machine classique pouvant pousser des coques à déplacement jusqu'à 1,5 m, et construite à plusieurs exemplaires pour des modélistes réputés a les caractéristiques suivantes :

Ø Pistons	9 mm.	engrenages E_1-E_2	40 dents
Nombre	2	engrenages E_3-E_4	30 dents
Course	15 mm.	module	0,5
Excentrique	5 mm.	entr'axes	24 mm.
Remplissage	85 %		

Ouverture vapeur dans glace

Alimentation	1,75 mm.
Echappement	2 mm.
Pression vapeur	1 à 4 bar

Revenons à la coulisse de Stephenson, qui malgré son apparence complexe est relativement facile à réaliser.

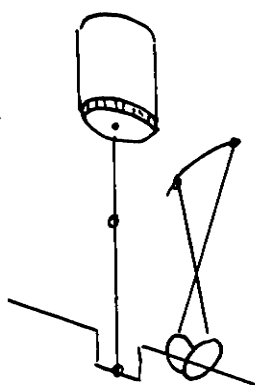


R = RAYON DE COURBURE DU COULISSEAU
 Z = RAYON D'EXCENTRICITE
 DISTANCE $A-B = \pm 6 \times Z$ (+ SOUVENT $12 \times$)
 EN MODELSME

LE RAYON DE COURBURE R EST EGAL A LA DISTANCE ENTRE LE CENTRE DE L'AXE MOTEUR ET LE POINT A, LE PETIT ANGLE β ETANT DIRIGE VERS LE COULISSEAU
 LA LONGUEUR DES BIELLES = LE PLUS LONG POSSIBLE, SUIVANT HAUTEUR MACHINE

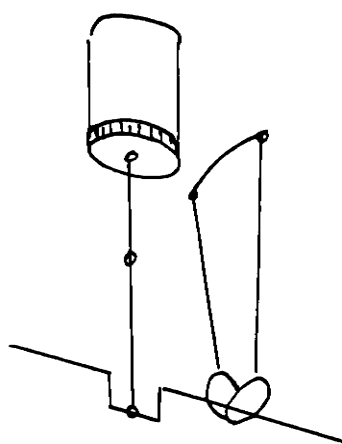
Les excentriques sont en somme des remplaçantes de petites manivelles ayant un rayon d'excentricité Z . Compte tenu de l'avance α ainsi que de l'obliquité des bielles (plus elles sont petites et plus elles forment un grand angle entre elles) il y a moyen de caler les excentriques de 2 façons :

PISTON AU P.M.B.

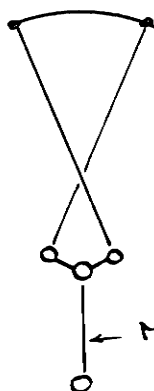


BIELLES CROISEES

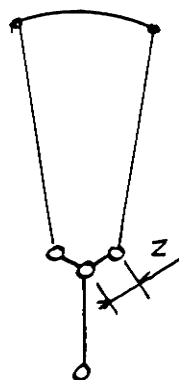
PISTON AU P.M.B.



BIELLE OUVERTE



MANIVELLE



V.B. POUR LE REGLAGE LA MANIVELLE SE TROUVE AU P.M.B. APRES UN $\frac{1}{2}$ TOUR
 LE BIELLES CROISEES SERONT OUVERTES; LES BIELLE OUVERTES SERONT CROISEES

Avec le calage à bielles ouvertes le déplacement du point T (axe tiroir) est plus important que dans le cas de bielles croisées.

Dans le cas des bielles ouvertes, on constate que lorsque l'on bouge le coulisseau de l'extrémité vers le centre :

- une augmentation de l'avance sans changer notablement les temps d'admission.

Dans le cas de bielles croisées :

- une diminution du temps d'admission sans changer notablement l'avance à l'admission.

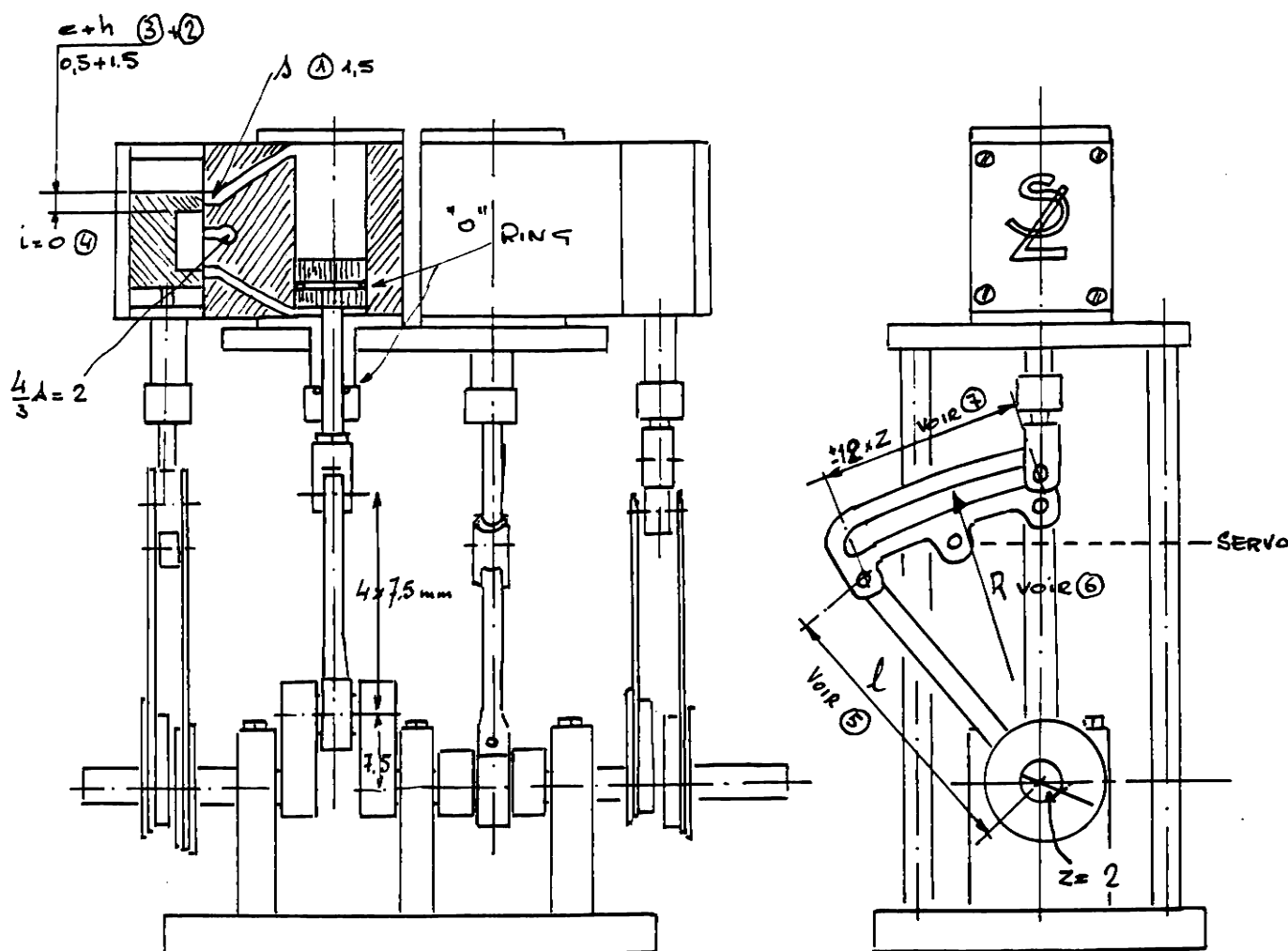
Ce dernier montage est pratiquement toujours utilisé en marine. On peut moduler la puissance de la machine en mettant la coulisse dans une position intermédiaire, le ralenti de la machine n'est pas affecté du fait que l'angle d'avance α ne change pratiquement pas.

En modélisme, une commande à 2 voies est donc suffisante car il n'est pas nécessaire de moduler l'ouverture de la vanne de sortie vapeur à la chaudière. Celle-ci reste toujours grande ouverte, la modulation se faisant sur la coulisse.

Du fait du faible mouvement en position milieu de la coulisse, la lèvre " e " ③ du tiroir ne découvre pratiquement pas l'ouverture d'admission de vapeur " s " ①, la machine sera donc à l'arrêt.

Il ne reste plus maintenant qu'à dessiner une machine. La puissance à admettre, le diamètre des pistons ainsi que la course ont été détaillés dans un de mes cahiers précédents.

Le croquis ci-dessous montre une machine capable de mouvoir une maquette de ± 1 m à une vitesse convenable (comme on dit).



$$ech \pm \frac{1}{1}$$

LA VAPEUR EN NAVIMODELISME

LE GRAISSAGE DES MACHINES

Pourquoi certaines machines, parfois même identiques, sont-elles plus performantes que d'autres ?

Cela tient au graissage qui doit se faire avec une huile normale (SAE 30 par exemple) pour les paliers et avec une huile compound pour les cylindres.

Si la première huile citée ne pose pas de problèmes, l'huile de graissage des cylindres mérite un peu plus de notre attention. En effet, il s'agit ici de graisser des parois gorgées d'eau de condensation. On sait que l'huile et l'eau ne font pas bon ménage. En d'autres termes, l'huile n'accroche que très difficilement sur une surface humide. Partant de cette constatation, si on veut rendre le mouvement du piston plus souple (et donc gagner en puissance) il faut utiliser une astuce pour faire accrocher l'huile. 2 cas se présentent ; celui de la machine à tiroirs qui nécessite un graisseur du type condensation ; l'autre cas concerne la machine oscillante qui permet éventuellement un apport d'huile de graissage directement sur les glaces de distribution et partant dans les cylindres.

Lorsque le graissage se fait via un graisseur à condensation, on évite une trop forte consommation d'huile en la choisissant assez épaisse, par exemple une huile pour boîtes de vitesses, d'une viscosité allant de SAE 80 à 140.

Il s'agit maintenant de la doper d'un additif du type tensioactif. Celui-ci va faire en sorte qu'une petite quantité d'huile va s'émulsionner au contact de l'eau de condensation, ce qui fera qu'elle pourra accrocher aux parois humides. Grâce à ce phénomène le bon graissage sera assuré et donc le but atteint.

Comment se procurer une huile de ce type aussi appelée, huile compound ?

- On a un copain qui est besogneux au chemin de fer, où l'on peut encore disposer d'huile pour cylindre à vapeur. (cette huile est du type compoundée comme ci-dessus)
- On se procure une huile de viscosité SAE 80/140 et on la dope à +/- 10% avec une huile de coupe émulsifiable (huile utilisée par les mécaniciens sur machines outils qui la mélangent avec de l'eau pour en faire du "lait")
- Il est possible que les modélistes vapeur de chemin de fer miniatures puissent fournir ce type d'huile.

Pour les utilisateurs de machines oscillantes, il est conseillé d'utiliser une huile comme ci-dessus, sinon une huile ayant un pouvoir adhérentiel élevé, comme par exemple de l'huile de pied de bœuf (vendue dans les commerces pour l'agriculture).

SUYKENS Léonard

C.N.W.
Venelle des Poiriers 9
1300 WAVRE

Navimodelisme à vapeur :

Ci-après, extrait d'un petit cahier Anglais édité la première fois en 1920, réédité en ' 87 et enfin en ' 92, une formule pour déterminer la cylindrée du moteur pour la propulsion à vapeur qui a le mérite d'être simple, ne nécessitant pas d'agitation moléculaire au niveau du ciboulot.. Cette formule s'applique pour bateaux normaux à vitesse normale (donc pas de vitesse ou en flash steam).

$$\text{Cylindrée en cm}^3 = \frac{L \times B \times P}{\alpha}$$

L = longueur de la flottaison en cm.

B = largeur au maître bau en cm.

P = profondeur à partir de la flottaison en cm.

α = Coefficient dépendant de la longueur du bateau (voir remarque ci-dessous).

α Anglais = 3000 pour L = 75 cm
2800 = 90
2700 = 100
2500 = 120
2300 = 140
2100 = 150

α Hollande = 4350 pour L = 75 cm
4000 = 90
3900 = 100
3600 = 120
3300 = 140
3000 = 150

REMARQUE

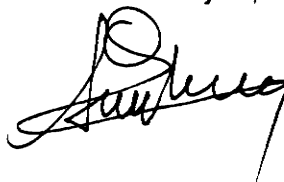
Ces Messieurs les Anglais construisent généralement des coques effilées, ce qui n'est pas le cas sur le Continent. Cependant un cahier Hollandais préconise des valeurs α supérieures. Ces valeurs sont exprimées à droite. Sur le Continent nous sommes $\pm 40\%$ plus optimistes. A mon avis il faut utiliser les valeurs Hollandaises + 20%.

Exemple (chiffres Hollandais)

L = 100 cm B = 26 cm P = 9 cm α = 3900

$$\text{Cyl. en cm}^3 = \frac{100 \times 26 \times 9}{3900} = 6 \text{ cm}^3 \times 1,2 = 7,2 \text{ cc}$$

Bien le bonjour,



Supplément

LA VAPEUR EN MODELISME NAVAL

LE BRULEUR

Pour comprendre son fonctionnement, le mieux c'est d'en construire un.

Pour ce faire, il faut retenir que l'on utilise la notion de kilocalorie, en abrégé kcal *chaque fois que l'on parle de transfert de chaleur, ainsi que la notion de chaleur spécifique :

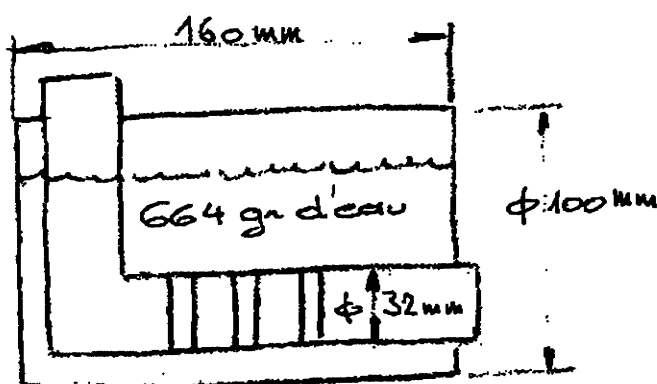
C'est la quantité de chaleur à fournir à 1 kilo de matière pour élever sa température de 1° celsius

Exemple :- La chaleur spécifique de l'eau égale 1 (voir les tables). Pour élever 1 kg ou 1 litre d'eau de 1°C il faut lui fournir 1 kcal. Chauffer 1 kg (ou 1 litre d'eau de 0° à 100°C demande 100 kcal.

- La chaleur spécifique du cuivre égale 0,1. Pour élever 1 kg de cuivre de 1°C il faut lui fournir 0,1 kcal.

Les 2 notions, chaleur spécifique et kcal étant définies, nous pouvons déterminer le brûleur à utiliser dans nos chaudières.

Pour notre exemple de construction nous partons de la chaudière et moteur ci-après :



Dans le cahier n° I (JE CONSTRUIS UN ENSEMBLE CHAUDIERE/BRÛLEUR) on trouve, concernant cette chaudière et ce moteur :

Surface d'échange du foyer central

1,59 dm²

Consommation de vapeur du moteur à 600t/min de 2 bar

6,27gr/min

Volume d'eau au départ

664 gr

Temps de chauffe souhaité

10 minutes

Déterminons la puissance calorifique du brûleur.

1 - Il faut chauffer la chaudière de la température ambiante, par exemple 20°C jusqu'à 132°C (température d'ébullition de l'eau à 2 bar manomètre)

On peut mettre la chaudière sur une balance ou calculer son poids, il sera de l'ordre de 1,5 kg

Chaleur nécessaire à l'échauffement du cuivre de la chaudière = 1,5 kg x (132°-20°) x 0,1

↓ ↓ ↓
poids hausse de la chaleur
 température spécifique

= 16,8 kcal

2 - Il faut chauffer l'eau de 20 à 132°C

$$\begin{aligned} \text{Chaleur nécessaire à chauffer l'eau} &= 0,664 \text{ kg} \times (132-20) \times 1 \\ &\quad \downarrow \quad \quad \downarrow \quad \quad \downarrow \\ &\quad \text{poids} \quad \text{hausse de} \quad \text{chaleur spécifique} \\ &\quad \quad \quad \text{température} \\ &= 74,7 \text{ kcal} \end{aligned}$$

Total de la chaleur nécessaire pour chauffer la chaudière et l'eau : $16,8 + 74,7 = 91,5$ kcal.

Cette chaleur est à transmettre à la chaudière en 10 minutes

Les tableaux ou abaques des brûleurs gaz donnent des puissances par heure.

Nous devons donc tenir compte de cet élément en multipliant 91,5 kcal par $\frac{60}{10}$ min c-à-d par 6

Puissance théorique nécessaire par heure

$$91,5 \times 6 = 549 \text{ kcal/heure}$$

Puisque 1 kg (soit 1000 grammes) de GPL donne 11.000 kcal, il faut prévoir un brûleur pouvant débiter

$$\frac{1.000 \times 549}{11.000} = 49,9 \text{ grammes/heure}$$

Nous savons par expérience qu'il faut encore tenir compte du rendement global de l'échange de chaleur. Quel est-il, compte tenu du :

- rendement de combustion
- pertes par la cheminée
- pertes par les parois de la chaudière

Ces 3 éléments font que l'on table sur un rendement global de l'ordre de 50%

En clair on devra doubler la valeur théorique de la puissance de chauffe et on prendra le brûleur dont le débit se trouve le plus proche possible de la demande.

Nous cherchons donc un brûleur pouvant débiter :

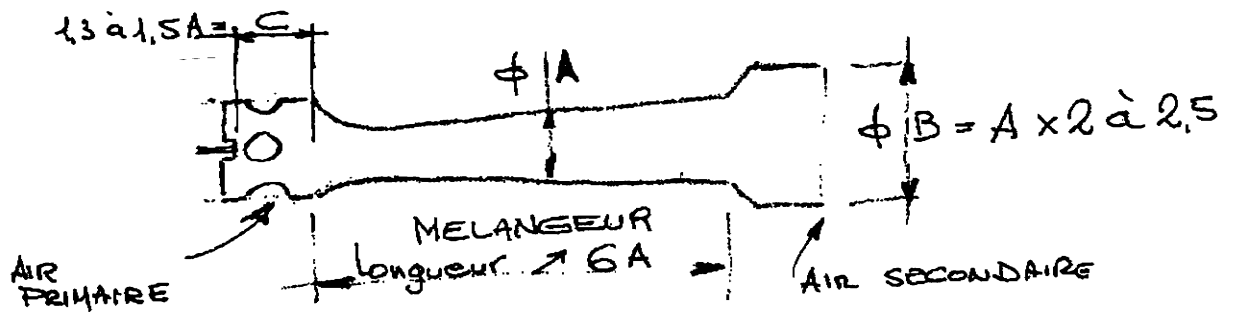
$$\frac{49,9 \text{ gr/h}}{\text{rendement}} = \frac{49,9}{0,5} = 100 \text{ gr/heure de GPL.}$$

Dans le commerce on trouve des brûleurs dont le débit oscille entre 100 et 150 gr/h.

Lorsque l'on consulte le diagramme se trouvant à la page 4 du cahier IV (J'AI VOULU COMPRENDRE LES MYSTÈRES ENTOURANT LES BRÛLEURS GPL) on voit qu'il faut pour cela que le brûleur soit équipé d'un injecteur de 0,3 mm de diamètre.

Un exemple type d'un brûleur du commerce de marque CAMPING GAZ T 1700 est précisément équipé d'un injecteur de 0,3 mm et débite sous une pression de 1 bar butane 130 gr/h (120 gr/h suivant le diagramme page 4)

Voulant construire le brûleur par nos propres moyens il faudra observer certaines normes qui sont souvent le résultat d'essais pratiques.



Le bec du brûleur en B admet un débit calorifique variant entre 5 à 10 kcal/mm².

Adoptons pour notre exemple 6 kcal/mm².

Débit calorifique 120 gr/h x 11.000 kcal/kg (ou 11 kcal/gr)

$$120 \times 11 = 1320 \text{ kcal/h}$$

Il faudra donc un bec d'une section de $\frac{1320}{6} = 220 \text{ mm}^2$

On sait que $\pi \times r^2 = 220 \text{ mm}^2$ donc $r = 8,3 \text{ mm}$

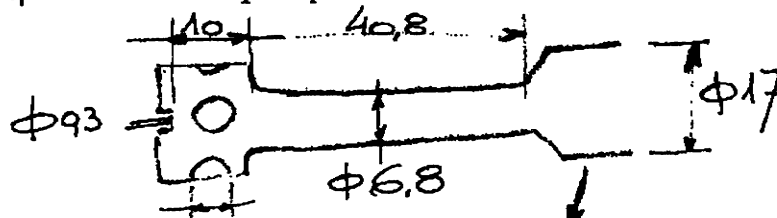
Le diamètre B du brûleur sera donc de $8,3 \times 2 = \pm 17 \text{ mm}$

Partant de B = 17 mm on en déduit A qui vaut $\frac{17}{2,5} = 6,8 \text{ mm}$

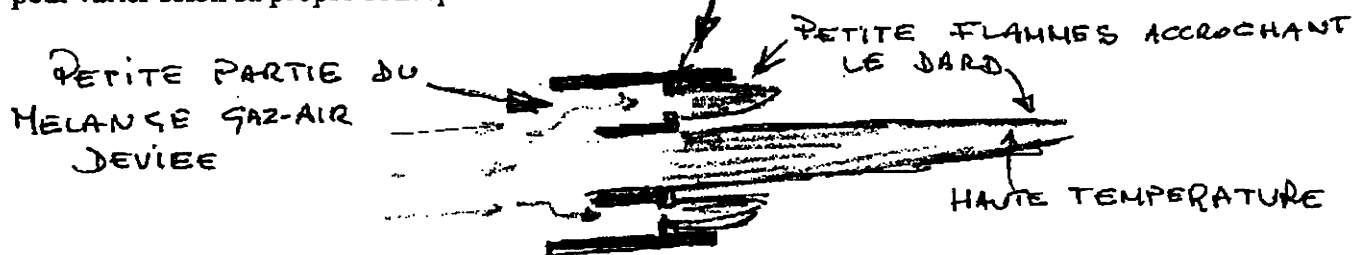
Le tube mélangeur aura une longueur de $6 \times 6,8 = 40,8 \text{ mm}$.

La distance à prévoir entre le gicleur et le début du tube mélangeur sera de $6,8 \times 1,5 = 10 \text{ mm}$.

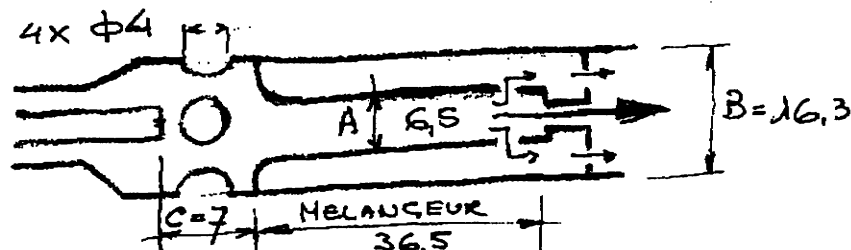
Les ouies d'aspiration C seront pratiquées à raison de 3 à 4 trous de diamètre min $\frac{A}{2}$ soit 3,5 à 4 mm.



Selon la forme de la flamme que l'on veut obtenir, le bec sera garni d'un accrocheur dont la forme peut varier selon sa propre conception.



Revenons un moment au brûleur CAMPING GAZ type T 1700 et voyons s'il suit la norme ci-avant

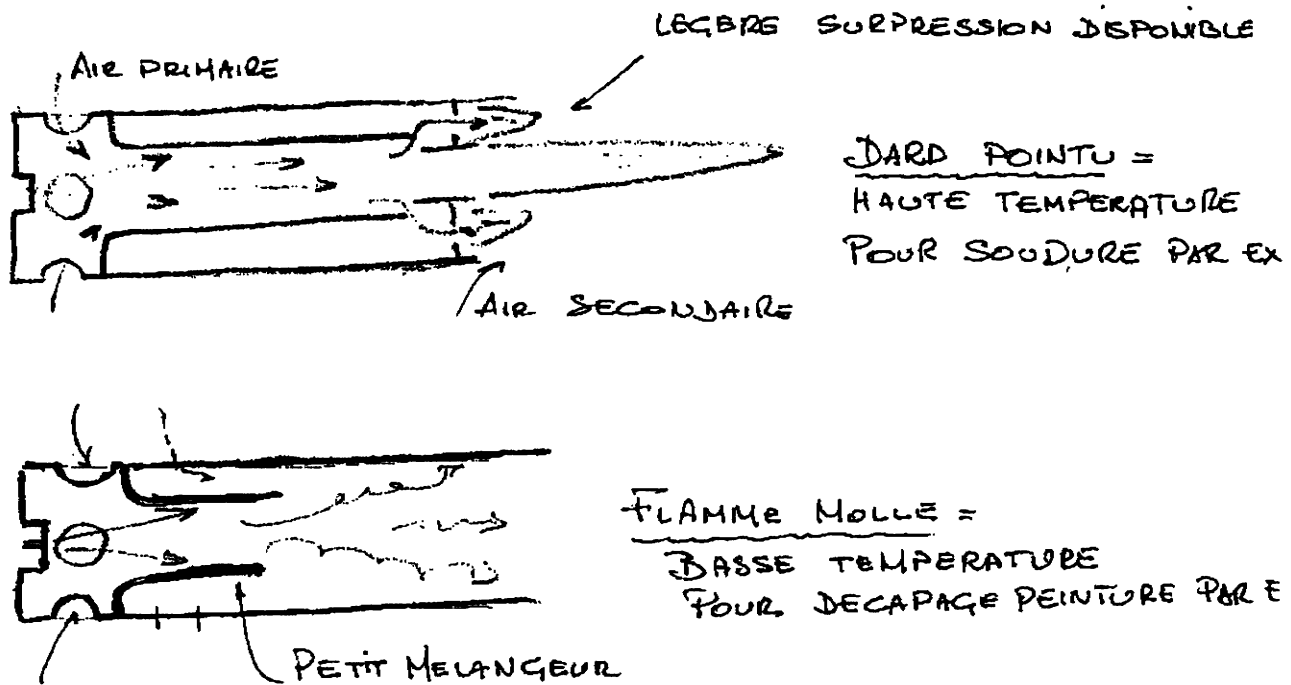


Norme	Brûleur Camping T 1800
C 10	7 OK
A 40,8	36,5 OK
B 17	16,3 OK
Trous Ø 4	Ø 4 OK

Compte tenu des tolérances sur les normes on voit donc que le brûleur Camping est conforme.

Suivant la forme et la température que l'on veut obtenir il faudra adapter le bec du brûleur.

Exemples



Les autres brûleurs, soit le brûleur marguerite
ceramique
rampe
anneau
seront abordés lors d'un prochain atelier vapeur.

Léonard Suykens

* Aujourd'hui on utilise plutôt (même obligatoirement) le kjoule ou le kwatt
1 kcal = 4,18 kjoule
1 kwh = 860 kcal