

AVERTISSEMENT

Les notes ci-après, relatives à la modélisation des différents organes sont données à titre exemplatif, et ne constituent nullement un mode de calcul obligé.

<i>CHAPITRE 1. CONCEPTION ET VÉRIFICATION DES CONTRAINTES DU PISTON</i>	<i>- P2.1 -</i>
<i>FICHE PISTON 2 : JUPE du PISTON</i>	<i>- P2.1 -</i>
<i>1.2. Jupe du piston</i>	<i>- P2.1 -</i>
<i>1.2.1. Recherche des contraintes mécaniques</i>	<i>- P2.1 -</i>
<i>1.2.2. Calcul de la pression latérale exercée sur la jupe.</i>	<i>- P2.2 -</i>
<i>1.2.3. Recherche des contraintes thermiques.</i>	<i>- P2.3 -</i>
<i>1.2.3.1. Contraintes thermiques dans les coques cylindriques</i>	<i>- P2.3 -</i>
<i>1.2.3.2. Flux de chaleur</i>	<i>- P2.4 -</i>

CHAPITRE 1. CONCEPTION ET VÉRIFICATION DES CONTRAINTES DU PISTON

FICHE PISTON 2 : JUPE du PISTON

1.2. Jupe du piston

La jupe du piston assure :

- ▶ *l'appui latéral du piston sur la chemise*; la répartition de l'effort global, croissant, d'une part, avec l'obliquité de la bielle, doit conduire à des pressions ne dépassant pas 0.5 MPa en aucun point;
- ▶ *le guidage du déplacement du piston*, et essentiellement de la couronne porte-segments, dans la chemise, ce qui motive un allongement lorsque la masse de la tête croît;
- ▶ *l'évacuation d'une partie de la quantité de chaleur* entrée par la tête.

1.2.1. Recherche des contraintes mécaniques

Le calcul des parois cylindriques échappe à une formulation rationnelle en dehors de l'expérience; à toutes fins utiles, en avant projet, nous pouvons les considérer comme soumises à la même pression que la pression d'explosion et l'on cherche alors simplement à limiter les "tensions de compression" par les formules des enveloppes cylindriques minces. C'est-à-dire :

Hypothèses :

- [H1] Epaisseur d'enveloppe constante;
- [H2] Symétrie géométrique (pas de point d'inflexion, ni anguleux);
- [H3] Contraintes réparties uniformément suivant l'épaisseur (σ_m et σ_c constant sur l'épaisseur et $\sigma_r = 0$);
- [H4] Epaisseur petite par rapport au rayon de courbure moyen ($e/\rho_{moyen} \leq 10$).

Moyennant cela nous obtenons :

$$\boxed{\sigma_m = \frac{p D}{4 e} \quad \text{et} \quad \sigma_c = \frac{p D}{2 e}} \quad (\text{éq. P2.3.})$$

<u>Notations</u> :	e	épaisseur de la jupe	mm
	p	pression d'explosion	N/mm ²
	D	diamètre du piston	mm
	σ_m	contrainte méridienne	N/mm ²
	σ_c	contrainte circonférentielle	N/mm ²

Nous vérifierons, en prenant la plus grande des contraintes, soit σ_c , qu'elle est inférieure à la contrainte admissible dans la jupe.

$$\left. \sigma_c = \frac{p D}{2 e} \leq \sigma_{adm} \Rightarrow e \geq \frac{p D}{2 \sigma_{adm}} \right\} (\text{éq. P2.4.})$$

Cette manière de procéder a le mérite de donner une épaisseur de jupe correspondant à la réalité et fort proche des valeurs de prédimensionnement.

Il ne faut pas oublier cependant que le facteur thermique joue ici un rôle très important; pour éviter les surtensions thermoélastiques, il faudra en général prévoir aux endroits convenables des épaisseurs plus fortes que celles données par les formules précédentes, de façon à assurer un meilleur

“écoulement” de la chaleur, en même temps qu’un renforcement de la paroi.

1.2.2. Calcul de la pression latérale exercée sur la jupe

Si F_{pp} est l’effort latéral (voir **fig. P2.1.**), perpendiculaire à l’axe du cylindre (voir complément de cinématique et de dynamique), la surface projetée sur le plan perpendiculaire à F_{pp} étant $SL \times D$, en admettant une répartition linéaire des pressions et sachant que F_{pp} est décentré par rapport au milieu de la jupe, nous obtenons :

$$\begin{cases} p_{1 \max} = \frac{F_{pp}}{SL \times D} + \frac{6 F_{pp} h}{SL^2 \times D} \\ p_{0 \max} = \frac{F_{pp}}{SL \times D} - \frac{6 F_{pp} h}{SL^2 \times D} \end{cases} \quad (\text{éq. P2.6.})$$

avec : $h = GL - (KH + SL/2)$

<u>Notations :</u>	GL	hauteur totale du piston	mm
	KH	hauteur de compression	mm
	SL	longueur de jupe	mm

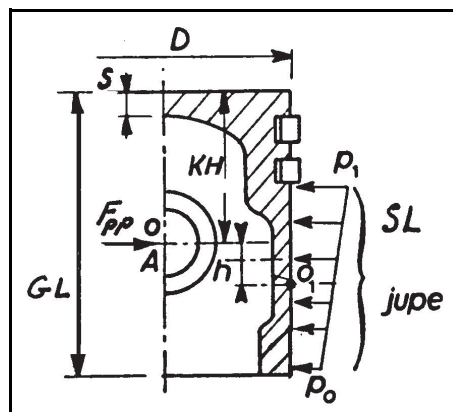


fig. P2.1. - Pression latérale sur la jupe du piston. {Réf. 22}

Sachant que pour $p_{o \min}$ soit positive, il faut impérativement que $SL/h \geq 6$ (avec une préférence pour l’infini ...)

Une pression minimum négative est impossible car cela voudrait dire que la chemise “pousse” sur le piston. Autrement dit, physiquement, là où nous obtenons des pressions négatives, le piston ne sera plus en contact avec la chemise et donc cette partie de la jupe ne remplira plus son rôle de guide.

La répartition de l’effort global croissant, d’une part avec la pression de combustion et d’autre part, avec l’obliquité de la bielle, doit conduire à des pressions ne dépassant pas (voir tableau ci-dessous) en aucun point. {Réf. 41}

0.2 ... 0.4	MPa	Moteurs stationnaires, locomotives, navires
0.3 ... 0.5	MPa	Camions, tracteurs
0.4 ... 0.8	MPa	Voitures
0.8 ... 1.5	MPa	Moteurs rapides, de courses

1.2.3. Recherche des contraintes thermiques

1.2.3.1. Contraintes thermiques dans les coques cylindriques

{Réf. 16 et 17}

Sans entrer dans la théorie générale des coques cylindriques (voir : “Théorie des plaques et coques” ainsi que “Théorie de l'élasticité” de Timoshenko), nous pouvons en déduire, moyennant les hypothèses suivantes :

Hypothèses :

- [H1] Coques (très) minces : $e \lll R$.
(Ce qui implique que la contrainte $\sigma_r = 0$. Autrement dit pas de flexion dans l'épaisseur de la coque);
- [H2] Gradient de température suivant le rayon.
(Variation linéaire de la température suivant le rayon).
- [H3] Température constante suivant l'axe du cylindre.

les diverses formules ci-dessous :

A) Extrémité libre

Les différentes contraintes seront maximales à la surface externe.

$$\left. \begin{aligned} \sigma_c &= E \alpha \frac{(T_i - T_e)}{2(1-\nu)} \left(1 - \nu + \frac{\sqrt{1-\nu^2}}{\sqrt{3}} \right) \\ \sigma_l &= 0 \text{ [car extrémités libres]} \\ \sigma_r &= 0 \text{ [par hypothèse]} \end{aligned} \right\} \text{(éq. P2.10.)}$$

B) Extrémité encastrée

Les différentes contraintes seront maximales à la surface externe.

$$\left. \begin{aligned} \sigma_c &= E \alpha \frac{(T_i - T_e)}{2(1-\nu)} [1 + \nu] \\ \sigma_l &= E \alpha \frac{(T_i - T_e)}{(1-\nu)} \\ \sigma_r &= 0 \text{ [par hypothèse]} \end{aligned} \right\} \text{(éq. P2.11.)}$$

Notations :

T_i	température sur la paroi interne	$^{\circ}\text{C}$ ou K
T_e	température sur la paroi externe	$^{\circ}\text{C}$ ou K
α	coefficient de dilatation linéaire	$^{\circ}\text{C}^{-1}$ (K^{-1})

Conclusions :

Les différentes contraintes trouvées ont un caractère nettement localisé, et diminuent rapidement lorsque la distance à partir de l'extrémité s'accroît. Ceci n'est nullement gênant, puisque c'est justement aux extrémités que l'on trouvera les différentes contraintes maximales.

1.2.3.2. Flux de chaleur

{Réf. 30}

Nous pourrions vérifier la concordance entre le flux de chaleur transmis par le fond du piston et celui transmis à la jupe.

Soit la formule du transfert de chaleur dans un tube dont une extrémité est soumise à un flux de chaleur constant \dot{Q} (en W).

$$\dot{Q} = k_z \sqrt{h P \lambda A_t} (T_s - T_\infty) \quad \text{(éq. P2.13.)}$$

<u>Notations</u> :	h	coefficient d'échange convectif	W/m^2K
	P	périmètre de la surface d'échange	m
	λ	coefficient de conductivité thermique	W/mK
	A_t	section transversale du tube (jupe)	m^2
	T_s	température moyenne entrée de jupe	$^\circ C$ ou K
	T_∞	température ambiante	$^\circ C$ ou K
	k_z	coefficient	-

Remarques :

- 1) le périmètre : $P = \pi D$
- 2) la section transversale A_t peut être calculé comme suit : $A_t = \pi D J$ (J étant l'épaisseur de la jupe)
- 3) h est le coefficient convectif entre l'intérieur de la jupe et le fluide qui règne dans le carter dans notre cas :

$$h_{jupe/fluide} = 300 \dots 400 W/m^2 K \Rightarrow \text{piston non refroidi}$$

$$= 1500 \dots 3000 W/m^2 K \Rightarrow \text{piston refroidi}$$
- 4) dans notre cas $T_\infty = 80 \dots 90 \dots ^\circ C$
- 5) $k_z = 1$ dans le cas d'un tube de longueur "infinie"
 $k_z = \tanh(ml)$ dans le cas d'un tube de longueur l (en m)

avec :
$$m = \sqrt{\frac{h P}{\lambda A_t}} \quad (\text{en } m^{-1})$$

Remarque :

En ce qui concerne les dilatations thermiques de la jupe du piston en régime, leur compensation demande que celui-ci reçoive une forme légèrement tronconique (si l'on admet une répartition linéaire de la température le long de la jupe du piston).

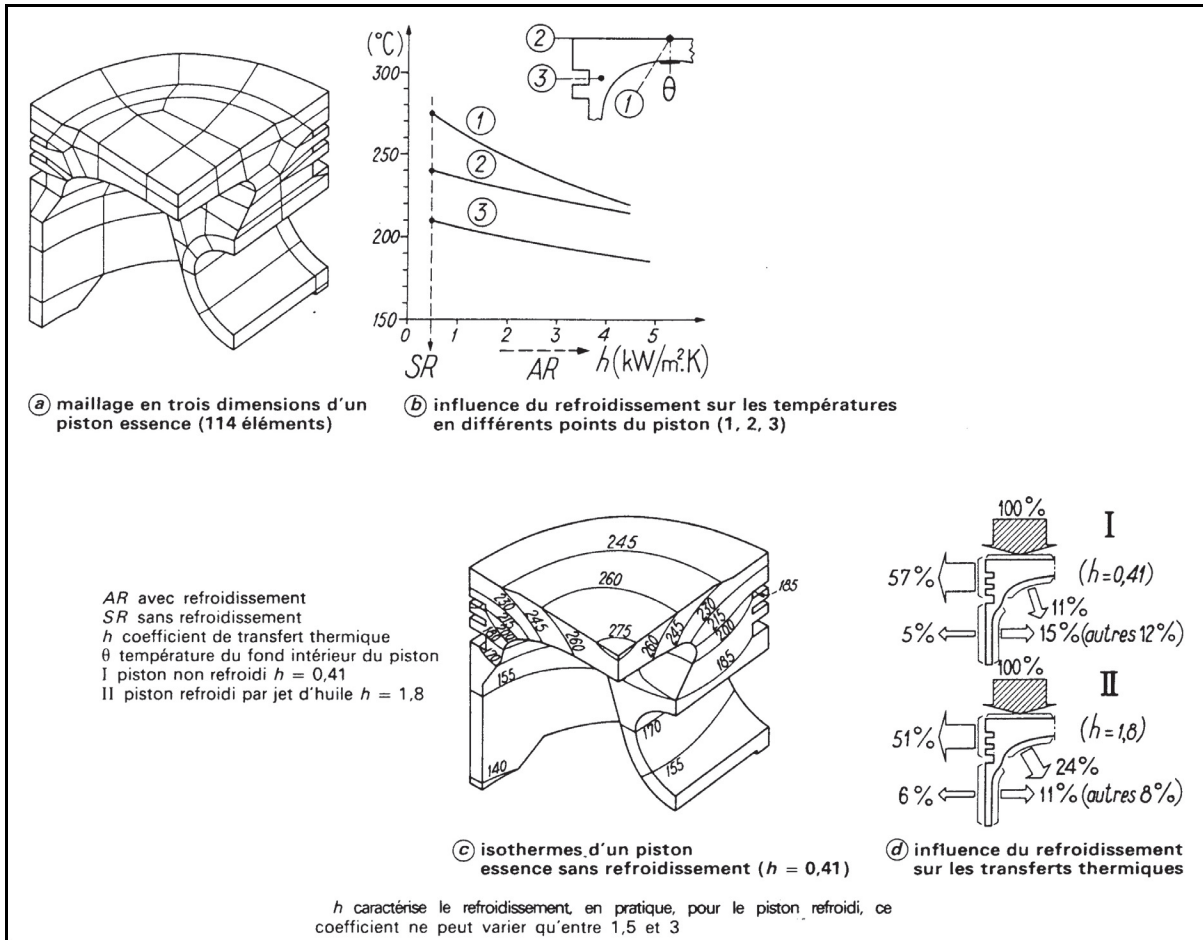


fig. P2.2. - Etude thermique conduite sur un piston Otto (1980) {Réf. 26}.

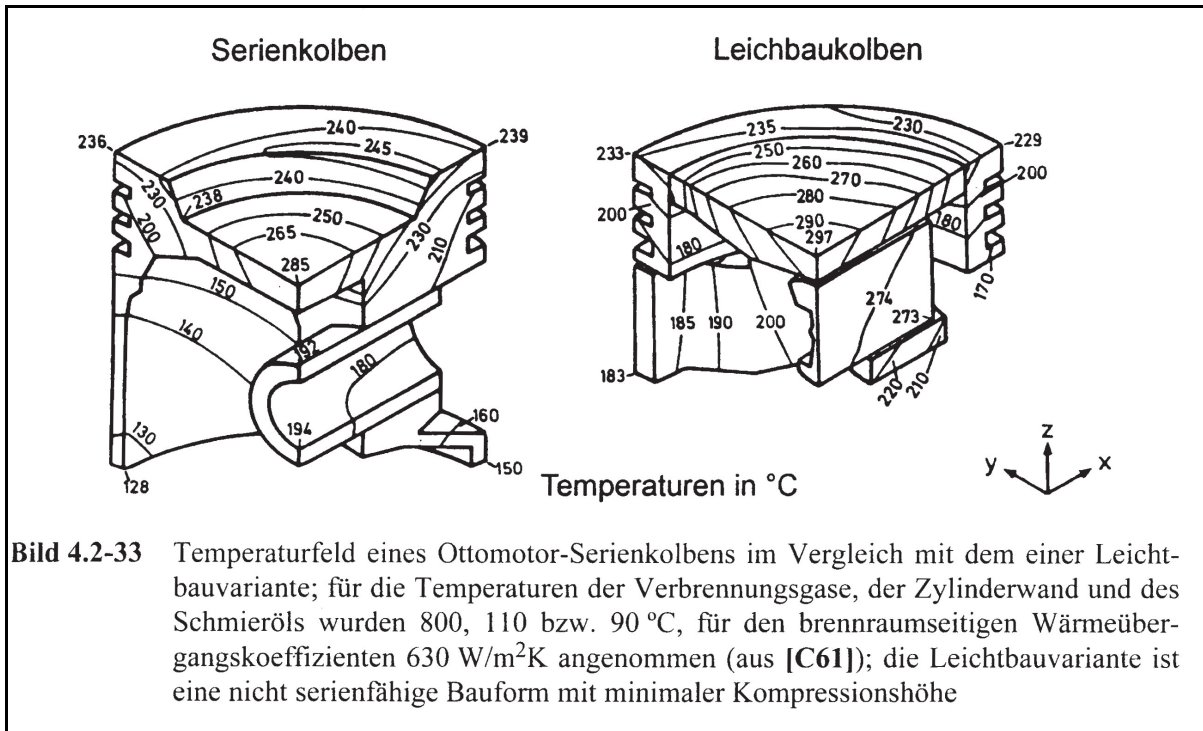


fig. P2.3. - {Réf. 31}

