

AVERTISSEMENT

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

<i>CHAPITRE 2. CONCEPTION ET VÉRIFICATION DES CONTRAINTES DE LA BIELLE</i>	<i>.. - B3.1 -</i>
<i>FICHE BIELLE 3 : TÊTE de BIELLE</i>	<i>..... - B3.1 -</i>
<i>2.3. Tête de la bielle</i>	<i>..... - B3.1 -</i>
<i>2.3.1. Dimensionnement des boulons</i>	<i>..... - B3.1 -</i>
<i>2.3.2. Chapeau de bielle</i>	<i>..... - B3.4 -</i>

CHAPITRE 2. CONCEPTION ET VÉRIFICATION DES CONTRAINTES DE LA BIELLE

FICHE BIELLE 3 : TÊTE de BIELLE

2.3. Tête de la bielle

2.3.1. Dimensionnement des boulons

(Voir aussi Annexe n°2)

A) Dimensionnement statique

Le problème que nous étudions ici se rencontre très souvent; il intéresse les assemblages par boulons des organes de machines. Un assemblage serré par boulon est soumis à un effort externe F ayant pour effet de tendre à dissocier les éléments précontraints, cet effort F se répartit entre le boulon sous tension et l'assemblage sous compression proportionnellement à leur facteur de raideur pour autant que l'effort de précontrainte F_p a été suffisant pour maintenir l'assemblage en compression.

Nous devons donc vérifier en premier lieu **la condition de non décollement des surfaces**, soit :

$$F_p > F_{p \min} = \frac{F_{\max}}{n_b} \frac{K_a}{K_a + K_b} \quad (\text{éq. B3.1.}) \quad N$$

<u>Notations</u> :	F_p	force de précontrainte dans le boulon	N
	F_{\max}	effort maximum de traction subit par l'assemblage	N
	n_b	nombre de boulons	-
	K_a	raideur de l'assemblage	N/mm
	K_b	raideur du boulon	N/mm

Rappel :

Définition : La raideur K , en N/mm , est définie par : $K = (E A) / l_b$ (éq. B3.2.)

<u>Notations</u> :	E	module d'élasticité	N/mm^2
	l_b	longueur active (du boulon)	mm
	A	surface sous contrainte	mm^2
	EA	module de rigidité à la traction	N

La raideur est donc :

L'effort produisant une déformation d'amplitude égale à l'unité.

$$\text{En effet :} \quad \Delta l = \frac{N l_b}{E A} \Rightarrow N = K \Delta l \text{ avec } \Delta l_b = 1$$

Ayant défini la force de précontrainte minimum afin que les surface ne se décolle pas, il faut choisir **une force de précontrainte réelle égale à 1.2 ... 1.8 fois la force de précontrainte minimum.**

Il faut vérifier ensuite que cette valeur est inférieure à la force maximum admissible en fonction de la classe de boulons choisies (voir tableau en annexe)

La **contrainte dans le boulon** σ_b sera, quant à elle, égale à la somme de la contrainte due à l'effort de précontrainte F_p et de celle due à l'effort extérieur maximum F_{max} au prorata des raideurs.

D'où :

$$\sigma_b = \sigma_p + \sigma_{F_{max}} \frac{K_b}{K_a + K_b} \leq \sigma_{adm b} \quad (\text{éq. B3.5.})$$

<u>Notations</u> :	σ_p	contrainte dans le boulon, due à F_p	N/mm^2
		$\sigma_p = \frac{F_p}{A_{t b}}$	
		avec $A_{t b}$ la section de tension du boulon	
	$\sigma_{F_{max}}$	contrainte dans le boulon, due à F_{max}	N/mm^2
		$\sigma_{F_{max}} = \frac{F_{max}}{A_{t b}}$	
		avec $F_{max b}$ la force maximale dans le boulon	
		$F_{max b} = F_{max} / n_b$	
	$\sigma_{adm b}$	contrainte admissible dans le boulon	N/mm^2

Cette contrainte σ_b devra obligatoirement être inférieur (ou égal) à la contrainte admissible dans le boulon. Soit, en statique :

$$\sigma_b \leq \sigma_{adm b} \approx 0.8 \dots 0.9 R_e \quad (\text{éq. B3.9.})$$

Rappel : Pour calculer la contrainte dans un boulon, on se sert de la *section de tension* A_t . Celle-ci est la moyenne entre la section du noyau et la section à flanc de filet.

Nous percevons, en conséquence, l'intérêt d'adopter :

- ▶ pour *un assemblage devant supporter des efforts purement statiques* (ex. : tuyau sous pression) :
 - un boulon très peu élastique (raideur K_b forte), donc une petite longueur et une "grosse" section;
 - un assemblage compressible (raideur K_a faible) (ajout d'un joint d'étanchéité déformable);

C'est la condition de non décollement qui est prépondérante. En effet il ne peut y avoir de fuite. C'est pourquoi, afin de diminuer la raideur de l'assemblage (ex. : flasque) on rajoute un joint d'étanchéité déformable. C'est une façon de diminuer la raideur de cet assemblage.

- ▶ pour *un assemblage devant supporter des efforts pulsés* (ex. : boulons de culasse) :
 - un boulon très élastique (raideur K_b faible), donc une grande longueur et une faible section;
 - un assemblage peu compressible (raideur K_a élevée);

Dans ce cas, c'est la condition de contrainte qui est prépondérante. Il faut que les

contraintes d'origines externes ne s'ajoutent (pratiquement) pas aux contraintes statiques de précontrainte; le supplément d'allongement créé dans les boulons par les surtensions dynamiques soulage, en effet, les structures comprimées de l'assemblage, donc diminue leurs réactions sur le boulon tendu avec un gradient de relaxation croissant avec la raideur des parties précomprimées K_a .

De plus, le taux de serrage (en réalité nous devrions dire le taux d'allongement) doit être aussi élevé que le permet la limite des contraintes totales admissibles.

B) Dimensionnement dynamique

{Réf. 39}

Le type de charge que l'on rencontre dans l'assemblage tête - chapeau de bielle est celui où la charge fluctue entre un minimum nul et un maximum F_{max} . (C'est par ailleurs ce type de charge que la plupart des assemblages boulonnés doivent supporter).

Dans le cadre d'un calcul à la fatigue, nous avons besoin des deux grandeurs suivantes :

- ▶ l'amplitude de la contrainte σ_a définit comme étant :

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$$

- ▶ la contrainte moyenne σ_m définit comme étant :

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \sigma_a + \sigma_{min}$$

Dans le cas d'un assemblage boulonné, la contrainte maximum est celle qui existe lors de l'application de la charge extérieure. Dès lors

$$: \sigma_{max} = \sigma_b$$

Quant à la contrainte minimum, c'est la contrainte qui existe lorsque le boulon ne supporte que sa propre précontrainte. D'où

$$: \sigma_{min} = \sigma_p$$

Nous pouvons en déduire que la contrainte alternée $\sigma_{a,b}$ dans la vis s'écrira :

$$\sigma_{a,b} = \frac{\sigma_{F_{max}}}{2} \frac{K_b}{K_a + K_b} \leq \sigma_{a,adm,b} \quad (\text{éq. B3.14.})$$

<u>Notations</u> :	$\sigma_{a,b}$	contrainte alternée subie par la vis	N/mm^2
	$\sigma_{a,adm,b}$	contrainte alternée admissible dans la vis	N/mm^2
	$\sigma_{F_{max}}$	contrainte dans la vis, due à F_{max}	N/mm^2

et que la composante moyenne σ_m s'écrira :

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{F_{max}}}{2} \frac{K_b}{K_a + K_b} + \sigma_p \quad (\text{éq. B3.15.})$$

Ces deux composantes, ainsi que la valeur du coefficient de concentration de contraintes, nous permettra d'utiliser le diagramme de Haigh modifié.

Le tableau ci-dessous nous donne directement, non pas la valeur du coefficient de concentration

de contraintes K_p , mais bien directement le coefficient effectif de concentration de contraintes en fatigue K_f en fonction du matériau utilisé.

Classe métrique	Filets roulés	Filets taillés	Congé arrondi
3.6 - 5.8	2.2	2.8	2.1
6.6 - 10.9	3.0	3.8	2.3

Tableau B3.1. - Coefficient effectif de concentration de contraintes K_f
Cette valeur inclut l'effet du fini de surface.

Remarque :

On utilise la colonne des filets roulés lorsque aucune autre information n'est disponible.

On peut, dans une première approche, vérifier que la contrainte alternée $\sigma_{a,b}$ dans le boulon ne dépasse pas les contraintes admissibles $\sigma_{adm,b}$ données par le tableau ci-dessous :

Classe	M 4 à M 8	M 10 à M 16	M 18 à M 30
8.8 - 12.9	60 N/mm ²	50 N/mm ²	40 N/mm ²

Tableau B3.2. - Contraintes dynamiques admissibles pour une contrainte statique moyenne
 $\sigma_m = 0.7 R_e$

Si le design initial ne s'avère pas satisfaisant, il y a, de manière générale, trois possibilités :

- ▶ diminuer la force de précontrainte, et risquer que le boulon ne se desserre;
- ▶ augmenter le rapport raideur assemblage / raideur boulon (K_a/K_b);

utiliser un plus grand nombre de boulons.

C) Dimensionnement pratique

Si les matériaux du boulon et de l'assemblage sont les mêmes, il s'ensuit que les modules d'élasticité longitudinale sont les mêmes aussi. De plus, sauf cas relativement rare, les longueurs actives du boulon et de l'assemblage sont aussi identiques. C'est pourquoi, on peut simplifier les formules précédentes en utilisant, non pas les raideurs K , mais directement les surfaces sous contraintes A .

2.3.2. Chapeau de bielle

Le chapeau de bielle peut être considéré comme une poutre à forte courbure sur appuis. Afin de tenir compte de la répartition de la charge, nous considérerons que la force de traction maximale s'exerçant sur le chapeau, se décompose suivant deux forces ponctuelles situées, de part et d'autre de l'axe de symétrie du chapeau, à une distance égale au quart du diamètre intérieur de la tête de bielle, comme indiquée à la figure **fig. B3.1.**

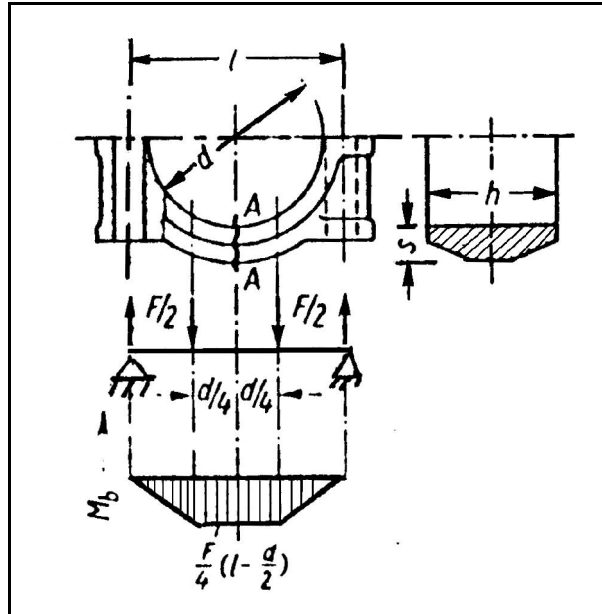


fig. B3.1. - Modélisation du chapeau de bielle.

Dans ce cas le moment fléchissant maximum se situe entre les deux forces ponctuelles et vaut :

$$M_{f \max} = \frac{F_{\text{traction}}}{4} \left(l_{\text{appuis}} - \frac{d_i}{2} \right) \quad (\text{éq. B3.17.})$$

Notations :

l_{appuis}	longueur inter axe boulons	mm
d_i	diamètre intérieur de la tête de bielle	mm

Connaissant maintenant le moment fléchissant, nous pouvons en déduire les différentes contraintes par la *théorie des barres à fortes courbures*.