

# BANQUE D'ÉPREUVES DUT-BTS

- SESSION 2007 -

## ÉPREUVE DE GÉNIE CIVIL ET PHYSIQUE DU BÂTIMENT

*CODE ÉPREUVE :* **BE-CIVI**

*L'usage de calculatrices électroniques de poche à alimentation autonome, non imprimantes et sans document d'accompagnement, est autorisé, une seule étant admise sur la table ou le poste de travail.*

**DURÉE : 2h30**

## Rappel préliminaire :

*Vous ne devez pas répondre au hasard. Pour chaque item les points obtenus sont toujours négatifs quand la réponse est mauvaise. En cas d'abstention le nombre de points est toujours nul. Un ensemble de bonnes réponses à une question permet d'obtenir des points supplémentaires sous forme de « bonus ».*

*Attention : certains items peuvent comporter des affirmations multiples, la réponse ne doit être jugée vraie (V) que si toutes les affirmations vous paraissent correctes.*

---

## QUESTION 1

### Quelques caractéristiques de matériaux de construction

Le béton, l'acier et d'autres alliages très utilisés dans les structures ont des caractéristiques physiques et mécaniques bien connues, nous en rappelons ici quelques unes, que vous confirmerez ou non.

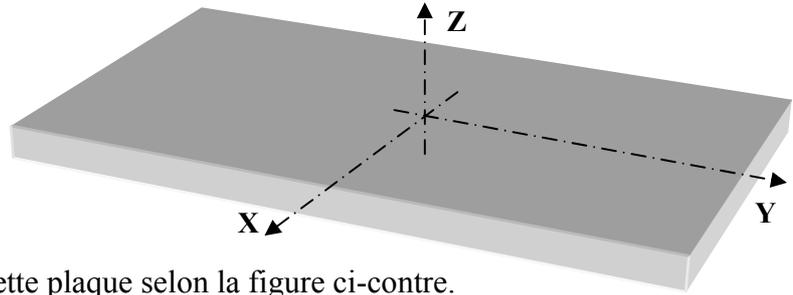
- (A) La densité du béton courant de structure est supérieure à 3.
- (B) La conductivité thermique du béton de structure est inférieure à celle de l'acier.
- (C) Une paroi en béton de 18 cm d'épaisseur, de conductivité thermique  $\lambda = 1,75$  [unité S.I.], possède une résistance thermique vis à vis des échanges par conduction égale à  $0,1 \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$ .
- (D) Un acier courant pour béton armé atteint la rupture en traction pour une déformation longitudinale de l'ordre de 0,01.
- (E) L'aluminium, utilisé par exemple pour les profils de structures légères ou par certains fabricants de menuiseries industrielles, possède un module de déformation longitudinale d'environ le triple de celui de l'acier.



## QUESTION 2

### Élasticité plane

Considérons une plaque mince homogène, d'épaisseur  $e$ , en matériau ayant un comportement élastique linéaire.

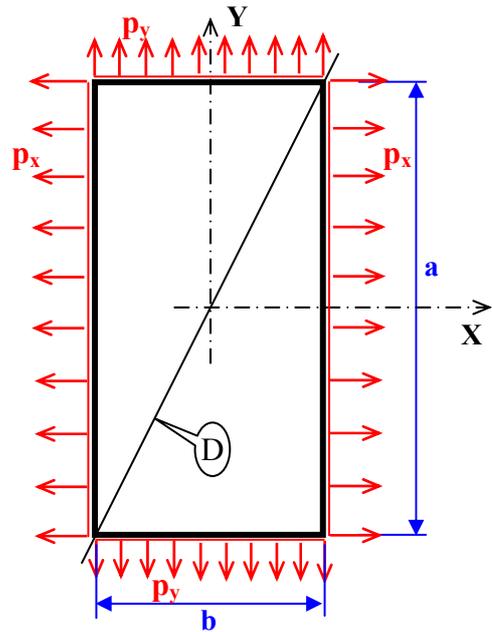


Un repère  $(X, Y, Z)$  est associé à cette plaque selon la figure ci-contre.

Les efforts extérieurs sont appliqués dans le plan  $(X, Y)$  selon la distribution représentée sur le schéma :

- taux de charge uniforme  $p_x$  le long des bords opposés perpendiculaires à la direction X,
- taux de charge uniforme  $p_y$  le long des bords opposés perpendiculaires à la direction Y,
- aucune action sur les faces orthogonales à Z.

On notera  $\sigma_x$  et  $\sigma_y$  les contraintes normales sur les facettes orthogonales respectivement aux axes X et Y.



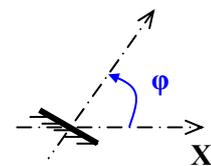
- (A) Les axes X et Y constituent les directions principales relatives à l'état de contrainte en tout point de cette plaque.
- (B) Si  $a = b$  les facettes orientées perpendiculairement aux diagonales de cette plaque subiront le cisaillement maximal quel que soit le rapport  $p_x / p_y$ .
- (C) Dans le cas où  $a = 2b$  et pour  $p_x = 4p_y$  nous avons  $\sigma_x = 2\sigma_y$ .

On s'intéresse à l'état de contrainte régnant sur une facette dont la normale est orientée selon l'angle  $\varphi$  par rapport à la direction X. Rappelons que cet état peut être déduit des contraintes sur les facettes orthogonales aux axes X et Y, à partir des relations suivantes :

- contrainte normale 
$$\sigma_\varphi = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \cos 2\varphi + \tau_{xy} \sin 2\varphi$$

- contrainte tangentielle 
$$\tau_\varphi = -\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \sin 2\varphi + \tau_{xy} \cos 2\varphi$$

Sachant que si X et Y sont des directions principales,  $\tau_{xy} = 0$ .



- (D) Dans le cas où  $a = 2b$  et pour  $p_x = 4p_y$ , sur une facette orientée perpendiculairement à la diagonale D de cette plaque, nous aurons en valeur absolue :  $\tau_\varphi = 0,75 \sigma_\varphi$ .
- (E) Avec la même configuration que dans l'item précédent, dans cette plaque la valeur absolue du cisaillement maximum sera égale à  $2 \sigma_y$ .

### QUESTION 3

#### Élasticité plane – état de déformation

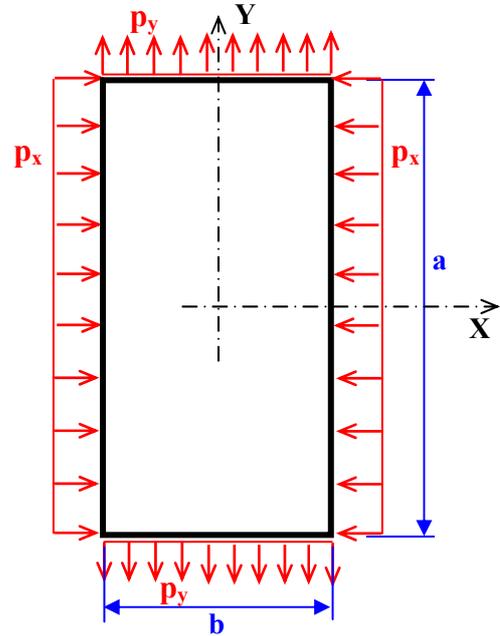
Reprenons la plaque rectangulaire étudiée dans la question précédente, dans le repère associé (X, Y, Z). Le matériau est caractérisé par un module de Young E et un coefficient de Poisson  $\nu$ .

Le chargement suivant est appliqué dans le plan (X, Y) :

- taux de charge  $p_x$  générant une compression uniforme dans la direction X,
- taux de charge  $p_y$  générant une traction uniforme dans la direction Y,
- aucune action sur les faces orthogonales à Z.

D'après la loi de Hooke, les contraintes normales  $\sigma_x$  et  $\sigma_y$  sur les facettes orthogonales respectivement aux axes X et Y sont liées aux déformations correspondantes par les relations suivantes :

$$\sigma_x = \frac{E}{1-\nu^2}(\varepsilon_x + \nu\varepsilon_y) \quad \text{et} \quad \sigma_y = \frac{E}{1-\nu^2}(\varepsilon_y + \nu\varepsilon_x)$$



(A) Sous ce chargement, cette plaque ne subit aucune déformation dans la direction Z.

(B) Les variations dimensionnelles  $\Delta b$  dans la direction X et  $\Delta a$  dans la direction Y, peuvent se déduire des contraintes normales  $\sigma_x$  et  $\sigma_y$  à partir des relations :

$$\Delta a = \frac{a}{E}(\sigma_y + \nu\sigma_x) \quad \text{et} \quad \Delta b = \frac{b}{E}(\sigma_x + \nu\sigma_y)$$

Cette plaque est en acier, nous prendrons :

$$E = 210 \text{ GPa et } \nu = 0,3$$

Ses dimensions sont :

$$e = 6 \text{ mm, } a = 300 \text{ mm et } b = 150 \text{ mm.}$$

Elle est mise en place sur une machine à quatre vérins perpendiculaires, pour subir un essai biaxial.

Dans le cas étudié, la résultante des efforts appliqués sur chaque bord (exercés par les vérins) a pour valeur :

- dans la direction de compression .....  $F_X = 180 \text{ kN}$
- dans la direction de traction .....  $F_Y = 270 \text{ kN}$

Nous supposons que le comportement de la plaque reste élastique linéaire.



- (C) Pour ce chargement, sur une facette orientée perpendiculairement à la diagonale dont la direction est définie par l'angle  $\varphi_1$  (selon le schéma ci-contre), le calcul nous permet d'établir que :

$$\sigma_{\varphi_1} = 320 \text{ MPa et } \tau_{\varphi_1} = 160 \text{ MPa.}$$

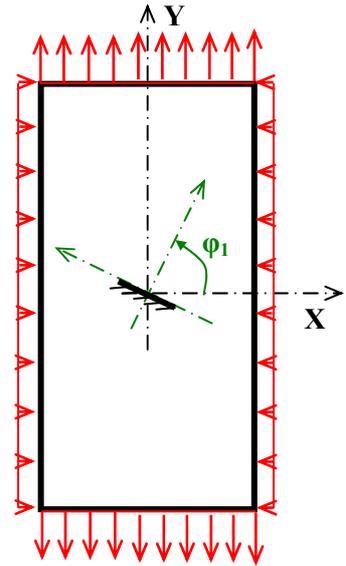
- (D) Sur une autre facette dont la normale fait un angle  $\varphi = 30^\circ$ , le calcul nous permet aussi de montrer que :

$$\sigma_{\varphi} = 0 \text{ et } \tau_{\varphi} = 173,2 \text{ MPa.}$$

- (E) Des jauges d'extensométrie sont collées sur les deux faces de la plaque testée, suivant les directions des axes de vérins. Pour le chargement spécifié dans notre étude, les valeurs moyennes des mesures de déformations obtenues sont les suivantes :

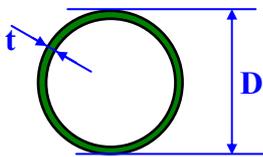
- dans la direction X .....  $\varepsilon_x = -925.10^{-6}$
- dans la direction Y .....  $\varepsilon_y = 1830.10^{-6}$

On peut donc constater que ces valeurs mesurées ne s'écartent pas de plus de 10% de celles que l'on obtient par le calcul, à partir de la loi de Hooke applicable à un état biaxial de contraintes.



## QUESTION 4

### Etude expérimentale

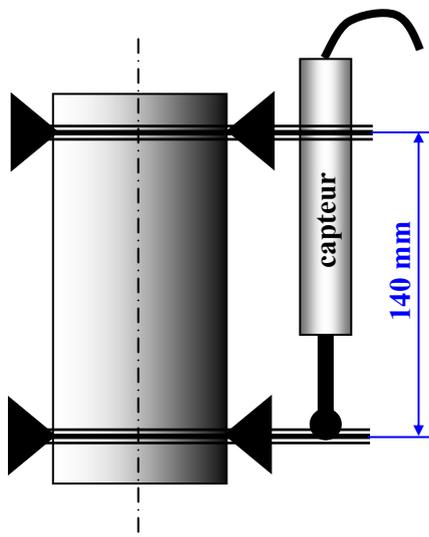


Nous souhaitons étudier le comportement jusqu'à la rupture en traction uniaxiale d'une éprouvette métallique de forme tubulaire, dont la section est circulaire de diamètre extérieur  $D$ , d'épaisseur  $t$ .

La presse hydraulique utilisée est équipée d'un vérin de capacité 500 kN, ayant une course limitée à 150 mm.

Le matériau a déjà été testé, son comportement en traction est de type élastique linéaire, suivi d'un *palier plastique* précédant une phase d'écroutissage. Dans les conditions d'essai aucun fluage ne se produit.

La contrainte normale de rupture du matériau testé est estimée dans une fourchette de 420 à 500 MPa, le taux d'allongement à la rupture pouvant atteindre 25%.



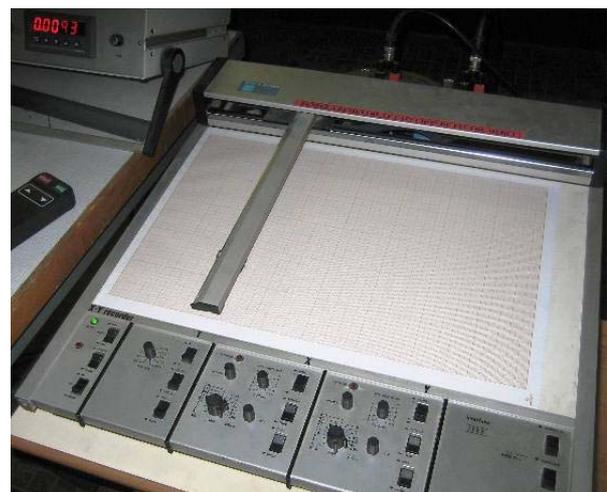
Avant la mise en traction, la partie centrale de l'éprouvette est équipée d'un capteur de déplacement (capteur inductif LVDT) permettant de suivre les variations de distance entre deux points d'une génératrice, initialement espacés de 140 mm (schéma de montage ci-contre). La course de ce capteur est de 20 mm.

Le vérin est aussi équipé d'un capteur d'effort qui permet de connaître l'effort de traction dans l'éprouvette. Le signal électrique envoyé par chaque capteur est adressé aux bornes d'un traceur par l'intermédiaire de *conditionneurs* dont le calibrage des variations de tension est le suivant :

4 V/mm pour le conditionneur lié au capteur de déplacement ; 10 mV/kN pour le conditionneur lié au capteur d'effort.

Enfin, la « courbe d'essai » sera obtenue sur le traceur ci-contre dont les dimensions de tracé sont de 35 cm en X (signal *déplacement*) et 25 cm en Y (signal *effort*).

Sur cet appareil, les échelles peuvent être choisies de 0,05 mV/cm à 5 V/cm, en X comme en Y.



- (A) Avec une éprouvette de dimensions  $D = 76$  mm et  $t = 4$  mm, dont la longueur est telle que la distance entre mors sera de 400 mm, la presse disponible permettra de réaliser complètement l'essai de traction.

- (B) On souhaite enregistrer le signal électrique délivré par le capteur de déplacement durant l'essai, jusqu'à ce que la déformation longitudinale dans le matériau ait atteint au moins la valeur  $\varepsilon = 0,12$ . Le capteur choisi est bien adapté pour cela.
- (C) Nous adoptons le réglage suivant pour le traceur : 2 V/cm en X et 0,2 V/cm en Y ; la courbe d'essai ainsi obtenue correspondra bien aux conditions fixées dans les deux items précédents.
- (D) Les dimensions données pour cette éprouvette étaient celles fournies sur le catalogue des produits utilisés. L'opérateur effectue des mesures avant essai et relève les cotes suivantes :  $D_{\text{mesuré}} = 76,5 \text{ mm}$  et  $t_{\text{mesuré}} = 3,8 \text{ mm}$ , la précision de son appareil de mesure étant de  $\pm 0,02 \text{ mm}$ .  
D'après ces indications l'incertitude relative sur la valeur de la section A du tube, calculée à partir des mesures effectuées, est de 2%.
- (E) Au cours de l'essai de traction, le conditionneur lié au capteur d'effort affiche 200 kN. Étant donné la classe de cet appareil, après étalonnage l'incertitude relative sur l'affichage d'effort est de 0,5%.  
Compte tenu des données fournies à l'item précédent, on en déduit que l'incertitude relative sur la contrainte de traction sera comprise entre 1,5 et 1,6%.

---

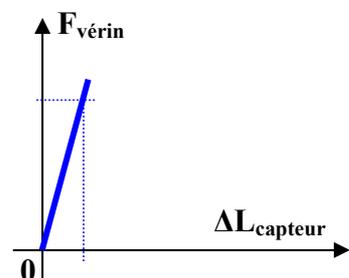
## QUESTION 5

### Modélisation du comportement de l'acier

Il s'agit ici d'exploiter une étude expérimentale comme celle décrite dans la question précédente, soit un essai en traction uniaxiale avec pilotage du vérin à vitesse de déformation constante :

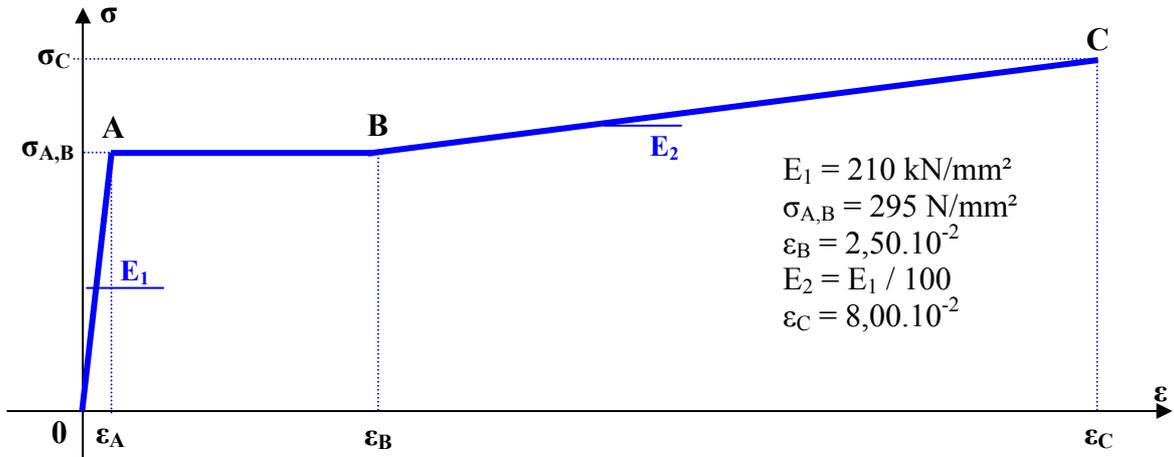
$$d\varepsilon/dt = 0,4 \cdot 10^{-4} \text{ s}^{-1}.$$

- (A) Lors de l'essai, la montée en charge peut être observée sur la courbe qui s'inscrit sur le traceur ; celle-ci suit tout d'abord une droite partant de l'origine du diagramme (représentation ci-contre). Prenons l'enregistrement des coordonnées d'un point sur cette droite : 200 kN ; 0,15 mm. Il est à noter que le capteur de déplacement utilisé à une « base » de 140 mm (voir le schéma dans la question précédente).



Sachant que l'éprouvette testée a une section de  $867,9 \text{ mm}^2$ , on peut en déduire que le module d'Young de l'échantillon est égal à 215 GPa.

La modélisation du comportement en traction de l'acier, retenue à la suite des essais réalisés, est définie par le diagramme  $\sigma$ - $\epsilon$  (contrainte normale – déformation axiale) représenté ci-dessous :



Ce modèle nous conduit à considérer les comportements suivants :

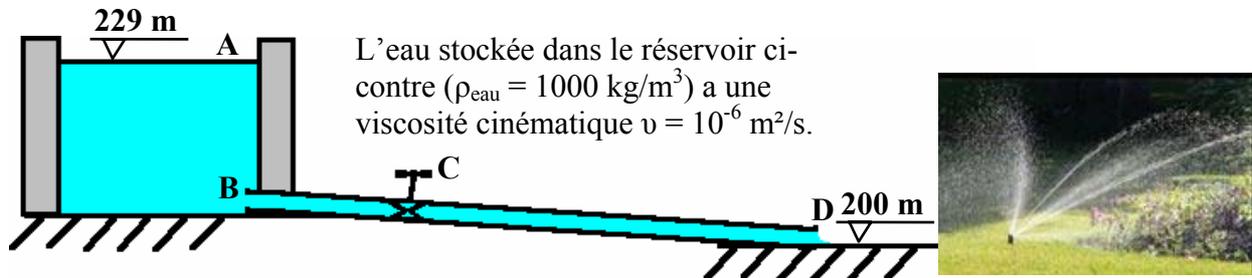
- Pour  $\epsilon$  entre les valeurs 0 et  $\epsilon_A$  ..... droite OA, phase élastique
- Pour  $\epsilon$  entre les valeurs  $\epsilon_A$  et  $\epsilon_B$  ..... droite AB, palier de plasticité
- Pour  $\epsilon$  entre les valeurs  $\epsilon_B$  et  $\epsilon_C$  ..... droite BC, phase d'écrouissage linéaire
- Pour  $\epsilon$  supérieur à  $\epsilon_C$  ..... écrouissage non-linéaire qui n'a pas été modélisé

- (B) D'après ce modèle, le comportement élastique s'achève quand la déformation axiale atteint la valeur  $1,4 \cdot 10^{-3}$ .
- (C) Quand la déformation axiale dans cet acier atteint la valeur  $8,00 \cdot 10^{-2}$ , la contrainte normale est de 415 MPa.
- (D) L'essai sur éprouvette a démarré à  $t = 0$ , étant donné les conditions de pilotage du vérin indiquées plus haut, au bout de vingt minutes, toujours d'après le modèle, la contrainte normale dans l'acier atteint 343,3 MPa.
- (E) Au cours d'un deuxième essai réalisé avec le même acier, on procède à un déchargement dès que  $\sigma = 350 \text{ MPa}$  ; cette opération s'effectue avec le même mode de pilotage. On constate que durant cette phase  $d\sigma/d\epsilon = E_1$ .  
Le scénario étant reporté sur le modèle, on doit trouver que si l'effort de traction redevient nul, la déformation résiduelle sera égale à  $4,5 \cdot 10^{-2}$ .

## QUESTION 6

### Étude d'une installation gravitaire d'arrosage.

L'installation étudiée est schématisée ci-dessous...



Cette eau circule dans la canalisation **BD** dont la section est constante (diamètre  $d = 150 \text{ mm}$ ). Sa longueur est de  $1825 \text{ m}$ , elle est équipée d'une vanne de réglage **C** qui introduit une perte de charge singulière dont le coefficient fourni par le constructeur est  $\zeta = 0,5$ .

La perte de charge à l'entrée de la canalisation (en **B**) est négligeable ; les pertes de charge linéaires seront ici calculées à partir du coefficient  $\lambda = 0,025$ .

L'accélération de la pesanteur sera prise égale à  $9,81 \text{ m/s}^2$ .

Rappel :

- La perte d'énergie d'un fluide en mouvement dans une conduite circulaire rectiligne de diamètre  $d$  constant, entre les sections 1 et 2 distantes de  $l$ , peut être déterminée par la relation :  $J_{12} = -\lambda V^2 l / 2d$ .
- La perte de charge singulière introduite par une variation brusque de section ou de direction dans une conduite peut s'exprimer par :  $J_s = -\zeta V^2 / 2$ .

Dans ces expressions,  $V$  est la vitesse moyenne d'écoulement dans la conduite.

- (A) Dans la canalisation, la vitesse moyenne de l'écoulement est la même en **B** et **D**.
- (B) En utilisant les unités du système international, les expressions fournies pour le calcul des pertes de charge nous donneront des valeurs en  $\text{J/kg}$ .
- (C) La vitesse de l'eau en **D** est inférieure à  $1,5 \text{ m/s}$ .
- (D) Le débit d'arrosage ne dépasse pas  $20 \text{ l/s}$ .
- (E) Étant donné la valeur obtenue pour le nombre de Reynolds, le régime d'écoulement établi dans cette canalisation est laminaire.

## QUESTION 7

### Etude du haubanage d'un pont

De nombreux ponts dans le monde franchissent de grands espaces grâce à un tablier partiellement porté par des nappes de haubans fixées aux pylônes qui se dressent dans le prolongement des piles.

En France, le *viaduc de Millau*, comme le *pont de Normandie* illustrent bien ce type d'ouvrage d'art.



Chaque hauban est constitué d'un ensemble de torons enfermés dans une gaine de polyéthylène haute densité (PEHD). Nous allons nous intéresser au comportement d'un hauban formé de 55 torons T15 de diamètre nominal 15,3 mm (0,6") ; chaque toron étant lui-même constitué de 7 fils de diamètre 5 mm en acier galvanisé.

Ces torons sont de *classe* 1860, ils ont pour caractéristiques nominales :

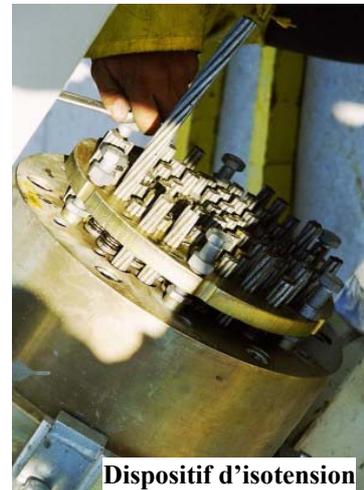
- section 140 mm<sup>2</sup>
- effort de rupture en traction  $F_{rg} = 260$  kN
- module d'Young  $E = 200$  GPa



Ancrage d'un hauban en tête de pylône

La réglementation française limite l'effort maximum à l'ancrage des torons à  $0,8 F_{rg}$ .

Au niveau de la *tête d'ancrage* du hauban, où les premiers réglages seront effectués, un système d'isotension permet une répartition uniforme des efforts ; le comportement du câble restera élastique si la tension dans les torons ne dépasse pas la valeur limite indiquée.



Dispositif d'isotension

- (A) La galvanisation à chaud des fils d'acier assure une protection contre la corrosion par revêtement d'une couche de zinc d'épaisseur 30  $\mu\text{m}$ . La fabrication d'un toron T15 de 100 m de longueur consomme ainsi 2 à 2,5 kg de zinc (métal de densité 7,13).
- (B) La *classe* du toron correspond sensiblement à la valeur de sa contrainte nominale de rupture en traction.

(C) Une instrumentation est mise en place sur un hauban avant montage (sous tension nulle). L'ouvrage étant en cours d'exploitation, si dans le câble instrumenté la déformation détectée atteint  $\varepsilon = 8.10^{-3}$ , il y a lieu de « déclencher une alerte », en vue de procéder à un contrôle du chargement, de la géométrie, des appuis, etc.

(D) Dans le cas d'un pont dont la structure est doublement symétrique (cf. le schéma 2D ci-contre) et dont les piles et culées constituent des appuis simples pour le tablier, sous l'effet d'un chargement vertical symétrique la présence des haubans n'a pas d'influence sur la répartition des actions d'appuis.



(E) Sur un ouvrage haubané comme celui qui est décrit à l'item précédent, sous l'effet du seul poids propre (en l'absence de circulation, de vent, de variations de température), le tablier est sollicité en flexion simple.

## QUESTION 8

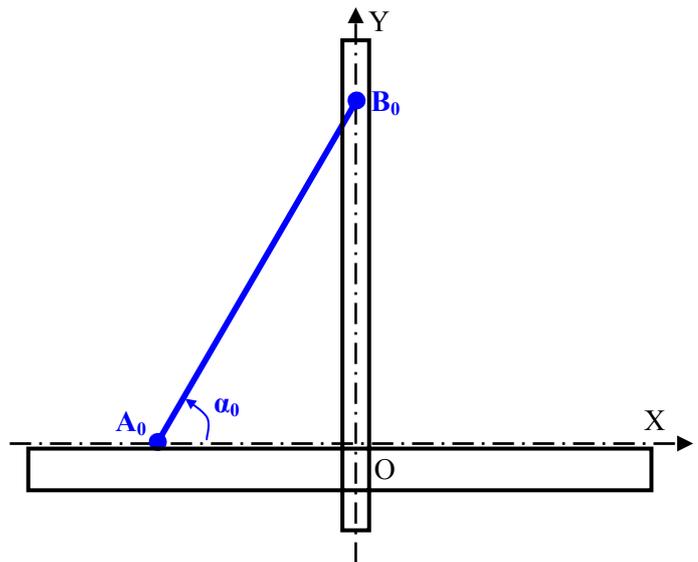
### Comportement d'un pont haubané

Un tel ouvrage (relire la présentation qui précède) doit « s'adapter » aux intempéries, aux gradients de température, mais aussi aux écarts entre les chargements réels et ceux qui ont été modélisés en vue du dimensionnement.

Ceci nécessite parfois des réglages postérieurs à l'exécution, notamment l'ajustement de la tension dans les haubans qui est en interaction avec la géométrie de la structure. Cependant les premiers réglages de tension doivent être effectués en cours de réalisation de l'ouvrage.

Nous allons étudier ici le comportement d'un hauban AB (ancrage au tablier en A, ancrage au pylône en B) dont la ligne d'action théorique est représentée dans le plan vertical auquel le repère XY est associé. Paramètres complémentaires pour cette étude :

- $L_{ini}$  = la longueur initiale d'un hauban « au sol » (non tendu), entre les sections qui correspondent aux ancrages prévus ;
- $L_0$  = la longueur du hauban dans la position théorique finale ( $A_0B_0$ ), sous les charges permanentes qui affecteront l'ouvrage en service ;
- $L_n$  = la longueur du hauban dans la position ( $A_nB_n$ ), sous le chargement effectif durant la phase n de contrôle de tension.



Pour chaque « état de chargement » de l'ouvrage, on distingue trois valeurs de tension dans le hauban :

- $F_{0,mesure}$  : à partir des mesures de géométrie effectuées sur le site, il s'agit de la valeur théorique calculée pour que la structure soit dans sa position finale quand l'ouvrage sera achevé ;
- $F_{0,objectif}$  : valeur théorique calculée à partir des *rigidités* des composants de la structure, pour que celle-ci soit dans sa position finale quand l'ouvrage sera achevé ;
- $F_n$  : tension effective relevée lors du contrôle sous le chargement n, dans la position « déformée » ( $A_n B_n$ ).

Le hauban étudié aura un ancrage sur pylône à la cote  $OB_0 = 20000$  mm et une inclinaison  $\alpha_0 = 60^\circ$ .

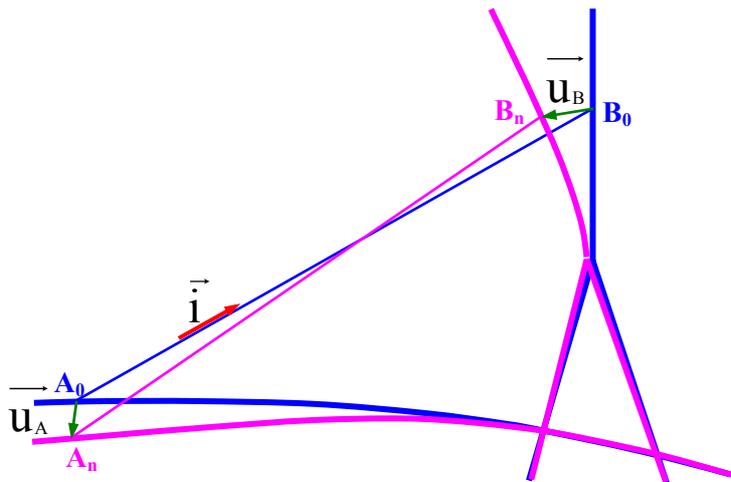
(A) Sur le site la température ambiante peut s'écarter de  $\pm 30^\circ\text{C}$  par rapport à la température lors du montage des haubans. Pour l'élément étudié, de longueur  $L_{ini} = 23000$  mm, sachant que le coefficient de dilatation thermique de l'acier est égal à  $12.10^{-6} \text{ K}^{-1}$ , les variations dimensionnelles dues aux écarts de température pourront atteindre  $\pm 8$  à 10 mm après fixation aux ancrages.

(B) La gaine extérieure du hauban doit garantir l'étanchéité et assurer une protection au rayonnement ultra-violet. Une couleur sombre limitera davantage les écarts thermiques à l'intérieur du hauban et sera donc préférable en terme de durabilité.

(C) Du fait de la souplesse relative du tablier et des pylônes, les points d'ancrage des haubans se déplacent tout au long de la réalisation de l'ouvrage.

À la fin de l'étape 1, le contrôle de géométrie nous montre que  $A_1$  est sensiblement confondu avec  $A_0$  et que  $B_1$  a pour coordonnées :  $(-50 ; +19990)_{\text{mm}}$

Le contrôle de tension nous donne pour ce hauban  $F_1 = 4570$  kN



On peut en déduire que  $F_{0,mesure} = 6,8$  MN (valeur arrondie).

(D) Pour cette étape 1, le bureau d'étude a fixé  $F_{0,objectif} = 8,4$  MN ; il est donc nécessaire d'imposer à ce hauban un raccourcissement supplémentaire d'au moins 25 mm.

(E) Dans le plan XY, la droite  $(A_0 B_0)$  ayant pour vecteur directeur unitaire  $\dot{i}$ , pour l'état de chargement n le contrôle effectué sur le hauban nous donne la tension  $F_n$  ainsi que les « vecteurs de position relative » des ancrages  $\vec{u}_A$  et  $\vec{u}_B$ , nous pouvons en déduire :

$$F_{0,mesure} = F_n - EA (\vec{u}_B - \vec{u}_A) \cdot \dot{i}$$

A étant la section du hauban,  $(\vec{u}_B - \vec{u}_A) \cdot \dot{i}$  le produit scalaire des vecteurs associés.

## QUESTION 9

### Traitement acoustique des locaux de travail

Nous étudions la situation d'un ouvrier travaillant dans un atelier de réparation de machines de travaux publics.

Cet atelier est de forme parallélépipédique :

- longueur  $L = 30$  m,
- largeur  $l = 8$  m,
- hauteur  $h = 3$  m.

L'ouvrier est soumis en permanence au bruit d'une machine-outil, dont la répartition spectrale est donnée dans le tableau ci-dessous.



f (Hz)	125	250	500	1000	2000	4000
$L_p$ (dB)	55.4	68.6	68.0	60.7	40.2	30.0

La source sonore est considérée comme une source ponctuelle, située contre le mur du local de dimensions  $8\text{ m} \times 3\text{ m}$ , posée sur le sol (facteur de directivité égal à 4). L'ouvrier est posté à 6 m de cette source.

Pour simplifier le problème, nous considérons que toutes les parois possèdent le même coefficient d'absorption  $\alpha$ , donné ici pour chaque bande d'octave :

f (Hz)	125	250	500	1000	2000	4000
$\alpha$	0.04	0.03	0.04	0.05	0.04	0.03

- (A) D'après les données spectrales, le niveau de pression global émis par la machine-outil est  $L_p = 72$  dB (valeur arrondie à l'unité).
- (B) Le temps de réverbération du local est le temps que mettrait un niveau de pression acoustique pour décroître de 70 dB après arrêt de la source sonore.

-----

On considère maintenant une nouvelle machine-outil, au même emplacement, qui fonctionne en émettant un niveau de pression global de 72 dB.

Rappelons que, selon l'expression d'Eyring, l'intensité acoustique du *champ réverbéré* dans un local est égale à  $4/R$ .

Dans cette expression R représente l'absorption équivalente des parois du local, qui s'écrit :

$$R = S \cdot \alpha_{\text{moyen}} / (1 - \alpha_{\text{moyen}})$$

Nous prendrons ici comme coefficient d'absorption moyen la valeur qui correspond à la bande d'octave 1000 Hz.

- (C) Après avoir calculé « l'effet de distance » sur l'intensité acoustique du *champ direct*, à l'emplacement du poste de l'ouvrier, on en déduit que celui-ci se trouve dans une zone où le *champ réverbéré* est prépondérant.

- (D) Dans cette situation, le niveau de pression acoustique sur le poste de travail de l'ouvrier ne dépasse pas 62 dB.
- (E) Si la machine-outil était placée sur le sol au milieu de la pièce, et qu'elle n'était pas entourée d'obstacles, le facteur de directivité serait égal à 2 et le niveau de pression acoustique dans les zones les plus éloignées de l'émission sonore ne varierait pas de plus d'un dB, en comparaison avec la précédente disposition.

---

## QUESTION 10

### Réglementation thermique 2005

A l'horizon 2050, la consommation énergétique de la France devrait être divisée par quatre par rapport à l'année 2000. Cet objectif fort traduit l'engagement des pouvoirs publics français en faveur de l'environnement et de la maîtrise de l'énergie, dans le droit fil des accords de Kyoto et de la politique énergétique européenne qui en découle. Dans ce but, différentes mesures sont mises en œuvre, notamment dans le secteur du bâtiment.

En avant-garde de la directive européenne de performance énergétique des bâtiments, la France a instauré la RT 2000, reprise ensuite dans le *plan climat* 2004. Tous les cinq ans, la révision de cette réglementation thermique va dans le sens d'une progressive diminution de la consommation énergétique des bâtiments.

La RT 2005 se fixe comme principaux objectifs une amélioration de la performance énergétique des bâtiments neufs d'au moins 15 % et la limitation du recours à la climatisation. Depuis l'Arrêté du 24 mai 2006, la réglementation thermique 2005 est en vigueur pour tous les bâtiments neufs dont le permis de construire va être déposé.



- (A) La consommation conventionnelle d'énergie d'un bâtiment s'exprime maintenant sous la forme d'un coefficient d'énergie primaire exprimé en kWh/m<sup>2</sup>, noté Cep.
- (B) La RT 2005 ne prend pas en compte les consommations d'électricité dues au refroidissement des locaux.
- (C) Les règles Th-Bât (Th-U, Th-I...) de la version RT 2000 (ou les révisions ayant été publiées depuis) ne sont plus en vigueur.
- (D) Comme pour la RT 2000, le confort d'été est pris en compte au moyen du calcul d'une température Tic (température intérieure conventionnelle atteinte en été, valeur maximale horaire de la température opérative en période d'occupation).
- (E) La RT 2005 ne favorise pas les architectures bioclimatiques et l'utilisation des énergies renouvelables.

## QUESTION 11

### Fonctionnement d'un ballon d'eau chaude sanitaire

La production d'ECS peut être assurée par un « chauffe-eau » électrique à accumulation composé d'une cuve équipée d'une résistance électrique immergée. Le fonctionnement de cette résistance est commandé par un thermostat associé à un dispositif de sécurité qui coupe l'alimentation électrique en cas d'élévation anormale de la température de l'eau.

Nous étudions ici un ballon d'ECS de 50 litres, et plus particulièrement l'échange de chaleur entre la résistance chauffante électrique et l'eau. Cette résistance est en alliage de cuivre, de forme cylindrique ; sa longueur  $L = 250$  mm, son diamètre extérieur  $D = 30$  mm.

Dans les conditions normales de fonctionnement, le dispositif dissipe 4 kW, dans une eau à 20°C. Le coefficient de transfert convectif entre la surface du cylindre et l'eau est  $h = 5200$  W/(m<sup>2</sup>.K). La chaleur massique de l'eau est égale à 4185 J/(kg.K) et sa masse volumique 1000 kg/m<sup>3</sup>.



- (A) Si l'on ne tient pas compte des échanges thermiques aux extrémités du cylindre, la température sur la surface latérale de la résistance ne dépasse pas 50°C, quand l'eau est encore à 20°C.
- (B) Le principe de fonctionnement du chauffage par résistance électrique est l'effet Joule, la puissance émise étant fonction de l'intensité du courant électrique dans le circuit.
- (C) En fonctionnement normal (ballon rempli d'eau), si l'appareil dissipe 4 kW pendant une heure, la température de l'eau passera de 20°C à 89°C (valeur arrondie à l'unité). Le calcul est effectué en supposant que le coefficient de transfert  $h$  reste constant, et en négligeant les échanges thermiques aux extrémités du cylindre ; on néglige aussi les déperditions de chaleur vers l'extérieur du ballon.
- (D) Le ballon comporte d'une double enveloppe métallique intégrant un calorifugeage d'épaisseur 30 mm en mousse plastique alvéolaire. Compte tenu de la conductivité thermique de ce matériau, la résistance thermique de l'enveloppe du ballon ainsi constituée sera de l'ordre de 2 m<sup>2</sup>.K/W vis-à-vis des échanges par conduction.

-----

Une fuite d'eau se produit dans le ballon. La surface de la résistance électrique se retrouve exposée à l'air (à 18°C), et le coefficient de transfert convectif entre cette surface et l'air entré dans le ballon est égal au centième du coefficient d'échange avec l'eau.

- (E) Si le dispositif de sécurité ne se déclenche pas, le calcul de la température sur la surface latérale de la résistance (en négligeant encore les échanges thermiques aux extrémités du cylindre) nous donnerait plus de 3000°C !

---

- FIN -