

SESSION 2024

CAPLP
CONCOURS EXTERNE ET CAFEP CORRESPONDANT

Section : GÉNIE MÉCANIQUE

Option : CONSTRUCTION

EPREUVE ECRITE DISCIPLINAIRE

Durée : 5 heures

Calculatrice autorisée selon les modalités de la circulaire du 17 juin 2021 publiée au BOEN du 29 juillet 2021.

L'usage de tout ouvrage de référence, de tout dictionnaire et de tout autre matériel électronique est rigoureusement interdit.

Il est demandé au candidat d'utiliser des feuilles de copie distinctes pour chacune des parties traitées et d'insérer les documents réponses, complétés ou non, dans les copies relatives à la partie considérée. Le candidat pourra apporter tous les compléments qu'il souhaite sur ces mêmes copies. L'ensemble sera alors placé dans une copie servant de « chemise » pour toute la composition.

Il appartient au candidat de vérifier qu'il a reçu un sujet complet et correspondant à l'épreuve à laquelle il se présente.

Si vous repérez ce qui vous semble être une erreur d'énoncé, vous devez le signaler très lisiblement sur votre copie, en proposer la correction et poursuivre l'épreuve en conséquence. De même, si cela vous conduit à formuler une ou plusieurs hypothèses, vous devez la (ou les) mentionner explicitement.

NB : Conformément au principe d'anonymat, votre copie ne doit comporter aucun signe distinctif, tel que nom, signature, origine, etc. Si le travail qui vous est demandé consiste notamment en la rédaction d'un projet ou d'une note, vous devrez impérativement vous abstenir de la signer ou de l'identifier. Le fait de rendre une copie blanche est éliminatoire.

Tournez la page S.V.P.

A

INFORMATION AUX CANDIDATS

Vous trouverez ci-après les codes nécessaires vous permettant de compléter les rubriques figurant en en-tête de votre copie.

Ces codes doivent être reportés sur chacune des copies que vous remettrez.

► Concours externe du CAPLP de l'enseignement public :

| Concours | Section/option | Epreuve | Matière |
|----------|----------------|---------|---------|
| EFE | 4100J | 101 | 9311 |

► Concours externe du CAFEP/CAPLP de l'enseignement privé :

| Concours | Section/option | Epreuve | Matière |
|----------|----------------|---------|---------|
| EFF | 4100J | 101 | 9311 |

Le sujet comporte **36** pages :

- le dossier sujet comportant la présentation du support de l'étude et le questionnement ;
- le dossier réponse comportant **les documents réponses** DR1 à DR3 ;
- le dossier technique comportant **les documents techniques** DT1 à DT8;

RECOMMANDATIONS

Le questionnaire est composé de **3 parties indépendantes B, C et D**. Il est proposé au candidat de répartir son temps de travail sur les différentes parties de l'étude de la façon suivante :

| | | |
|----------|-----------------------------|----------------|
| Partie A | PRÉSENTATION | lecture 15 min |
| Partie B | ÉTUDE DU GOUVERNAIL | 2 heures |
| Partie C | ÉTUDE DE LA TRANSMISSION | 1 heure 15 min |
| Partie D | DIMENSIONNEMENT DE LA COQUE | 1 heure 30 min |

CATAMARAN GREEN NAVY

A. PRÉSENTATION DU CATAMARAN GREEN NAVY

A.1. L'ENTREPRISE GREEN NAVY

Aujourd'hui, en Europe et dans le monde entier, il existe des flottes de bateaux multi-transport de passagers ou de fret de taille moyenne. Ils assurent les liaisons maritimes inter-îles ou continent-îles mais peuvent aussi être mobilisés sur les lacs et rivières. La grande partie de ces bateaux utilisent bien évidemment un système de propulsion classique diesel.

La taille moyenne de ces bateaux est généralement comprise entre 12 m et 35 m de longueur environ. Les car-ferries sont placés au-dessus de cette gamme.

La société Green Navy, filiale du groupe aéronautique VALLAIR, se place résolument dans le créneau du remplacement partiel de la flotte de bateaux de transport de passagers, avec pour but de proposer un moyen de transport décarboné, grâce à une politique vertueuse de production d'énergie renouvelable.

Les bateaux sont donc des navires de type catamaran, **figure 1**, conçus pour être des outils de travail adaptables aux besoins des armateurs. À partir d'une base commune constituée par la coque du catamaran, la société Green Navy est capable de créer rapidement et à la carte des bâtiments de transport de passagers, de fret ou mixte (transport de fret et de passagers).



Figure 1 : catamaran Green Navy

A.2. STRATÉGIE ENVIRONNEMENTALE DE LA SOCIÉTÉ GREEN NAVY

En concevant des bateaux dotés d'une **propulsion électrique-hydrogène**, Green Navy est un acteur majeur de la transition énergétique et de la décarbonation du transport maritime. L'innovation et l'évolution des technologies sont ancrées dans les projets de cette société. En proposant des solutions novatrices face aux enjeux énergétiques et environnementaux actuels, le Green Navy est un bateau éco-responsable qui a pour but d'utiliser de l'énergie verte pour ces déplacements suivant le principe des **figures 2, 3 et 4**. Le navire est ainsi propulsé par des moteurs électriques alimentés par des batteries électriques. Celles-ci sont rechargées grâce à des piles à combustible à hydrogène (H₂) de 100 KW en pointe de puissance et 70 KW en continu.

Pour alimenter les piles à combustible, des bouteilles de H₂ sont préparées au port par une station locale composée d'électrolyseurs et de compresseurs. Cette centrale exploite le plus possible des ressources naturelles comme l'eau disponible et l'énergie solaire par l'intermédiaire d'une installation photovoltaïque.

Lors d'un trajet, le bateau assurera son autonomie en consommant l'hydrogène stockée dans les bouteilles embarquées. Elles seront remplacées à l'escale du port d'arrivée.

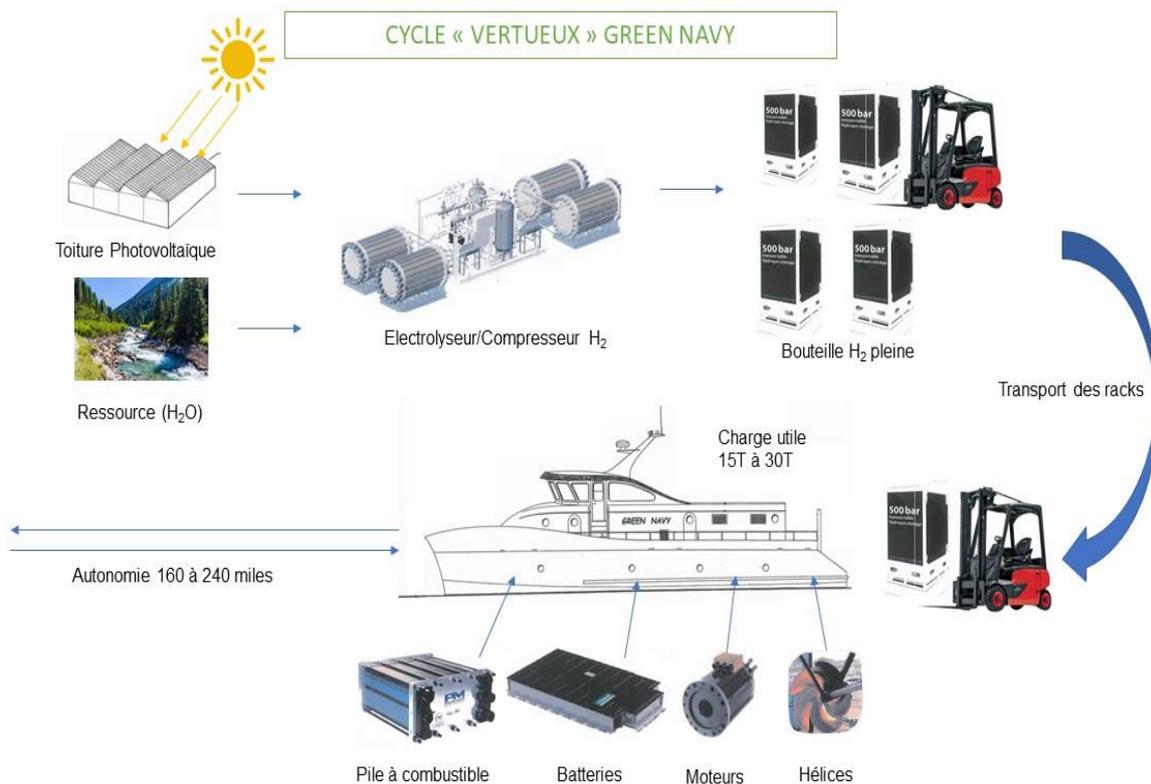


Figure 2 : cycle vertueux

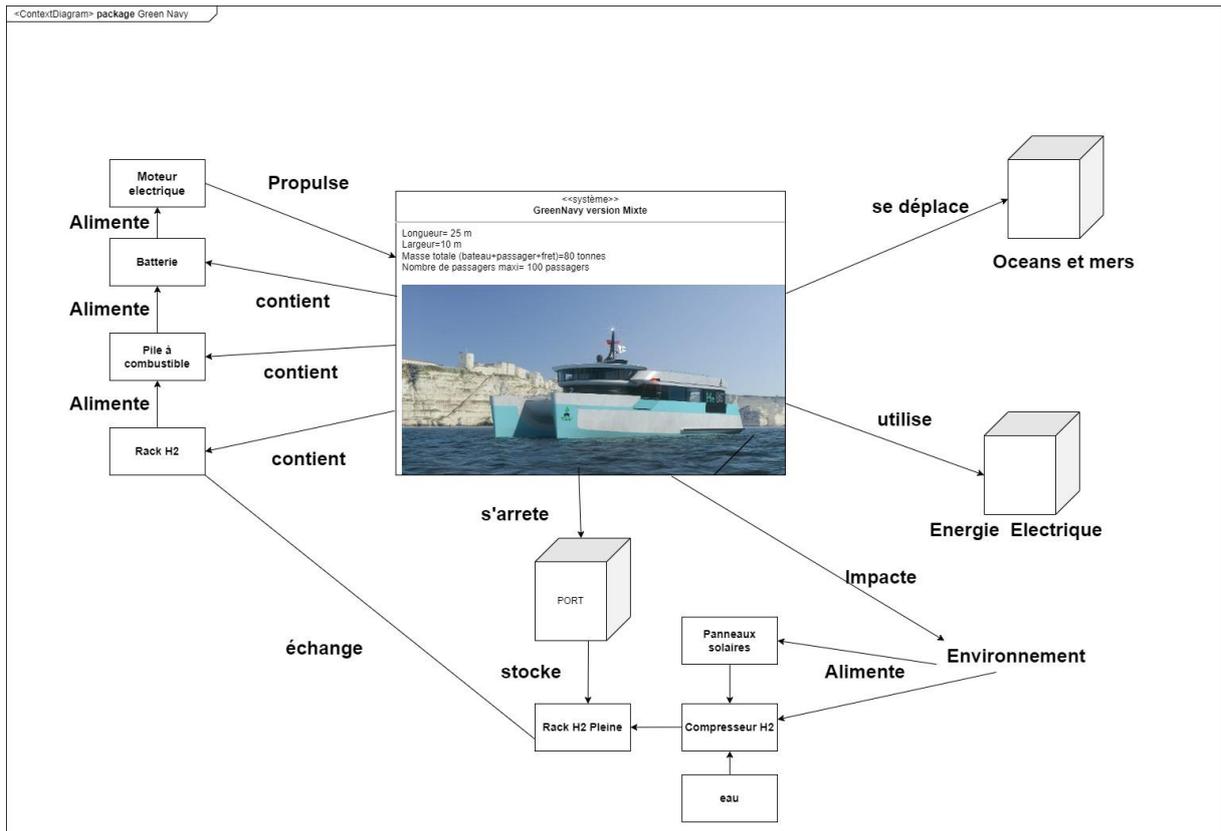


Figure 3 : diagramme de contexte du catamaran Green Navy

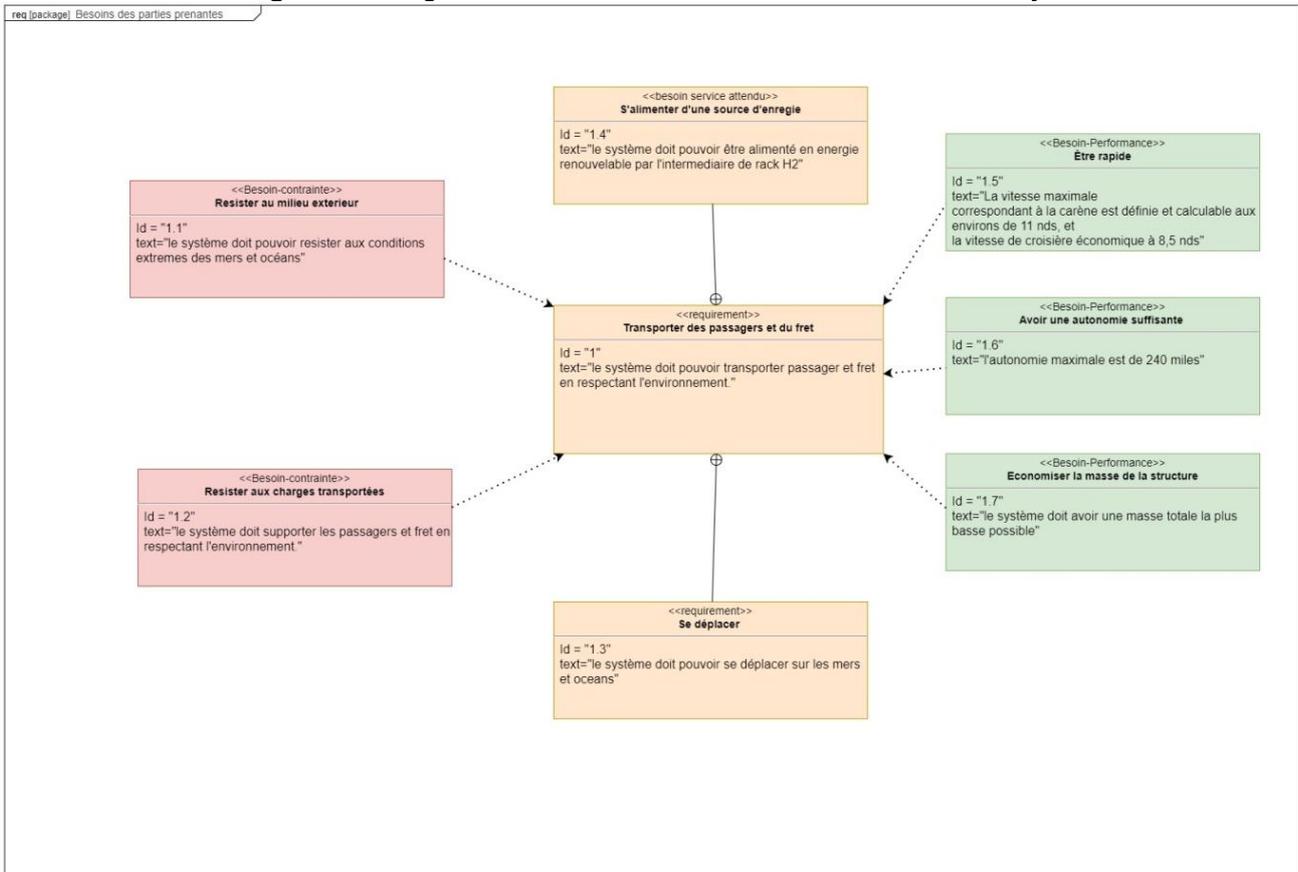


Figure 4 : diagramme des besoins des parties prenantes

A.3. COMPOSITION DU CATAMARAN

Le catamaran est constitué de deux coques parallèles constituant l'architecture principale du navire. La partie centrale peut recevoir des « super structures » regroupant le poste de commandement et la zone de voyage pour les passagers ou la zone de stockage pour le fret selon les configurations.

Chaque coque est composée, **figure 5**, d'une propulsion à hélice, d'un gouvernail ainsi que d'un ensemble de 8 batteries et d'un local de stockage de l'hydrogène. Les deux gouvernails sont reliés par un système qui ne sera pas étudié dans ce sujet.

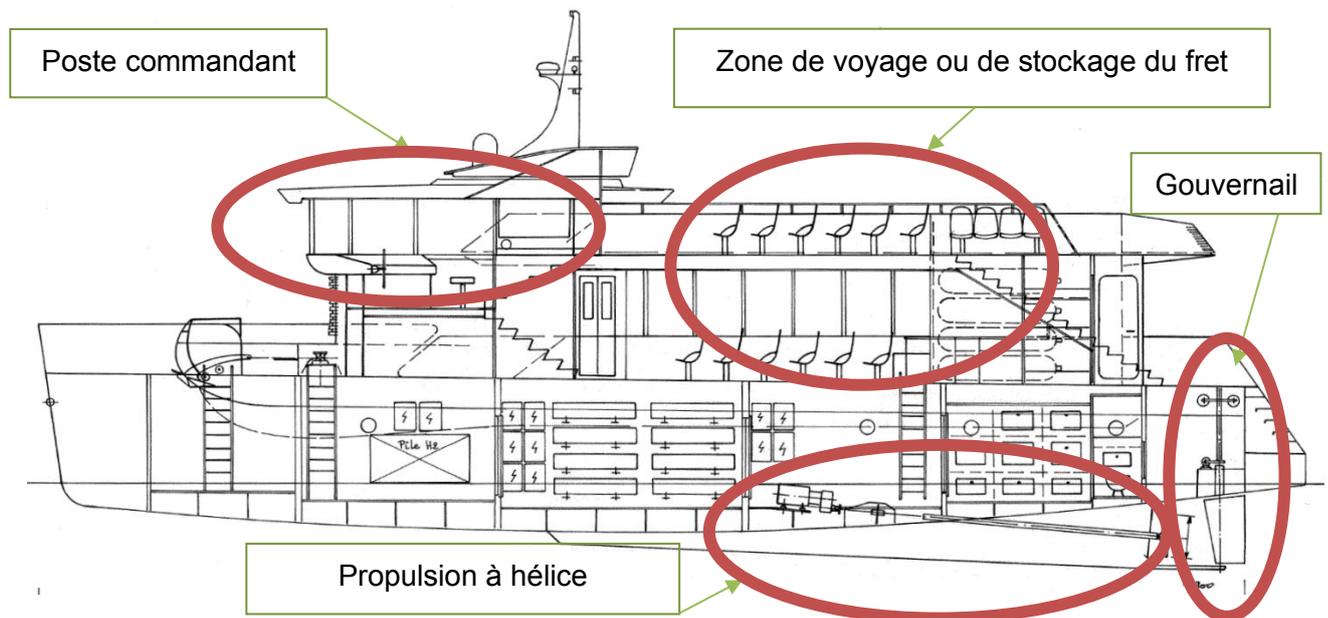


Figure 5 : composition du catamaran

A.4. PROBLÉMATIQUES ET OBJECTIFS DE L'ÉTUDE

Pour atteindre ses objectifs en matière d'autonomie et de longévité, le catamaran se doit d'être optimisé pour sa consommation d'énergie et être robuste face aux éléments du monde marin. Les critères de masse, de résistance, de durabilité et de consommation d'énergie sont donc prépondérants dans les choix technologiques effectués.

L'étude propose de réfléchir sur trois problématiques différentes :

- **La partie B** traite du dimensionnement du système de gouverne du bateau ;
- **La partie C** aborde l'optimisation de la chaîne d'énergie assurant la transmission de la poussée du bateau ;
- **La partie D** propose l'étude d'un modèle simplifié d'éléments structurels de la coque dans le but d'une optimisation de la masse du navire.

B. ÉTUDE DU GOUVERNAIL DU NAVIRE

Objectif : valider les solutions techniques retenues.

B.1. CONSTITUTION ET FONCTIONNEMENT DU GOUVERNAIL

Le gouvernail, composé de l'axe de gouvernail et du safran, **figure 6**, est un ensemble qui permet au bateau de se diriger. Son extrémité, le safran est une surface plongée dans l'eau et orientable selon l'axe (O, \vec{z}_0) . Son guidage en rotation par rapport au châssis du bateau est assuré par des paliers lisse en A, B et C.

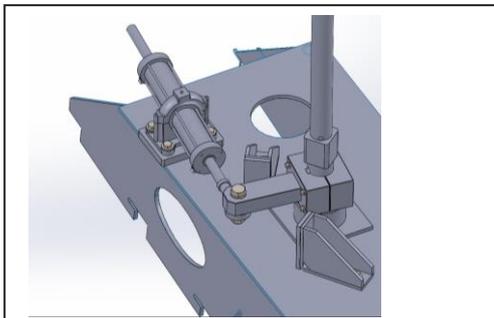
Le catamaran est équipé de deux gouvernails (un sur chaque coque). Ces gouvernails sont protégés en partie basse par un talon en aluminium massif (en prolongation de la quille), destiné à protéger également l'hélice contre l'intrusion de filins ou de filets, et équipé d'une bague en ertalyte. Les deux gouvernails sont reliés au niveau de la partie supérieure (zone 1) par deux câbles et deux palonniers, afin de garantir leur synchronicité angulaire, quel que soit leur mode de fonctionnement (hydraulique ou manuel de secours).

Le gouvernail est positionné à l'extrémité d'un axe en acier de 55 mm de diamètre. La liaison entre le gouvernail et le tube est assurée par un joint homocinétique.

La partie efficace du gouvernail (le safran) est réalisée en alliage d'aluminium selon un profil hydrodynamique NACA (National Advisory Committee for Aeronautics) pour obtenir une efficacité maximum.

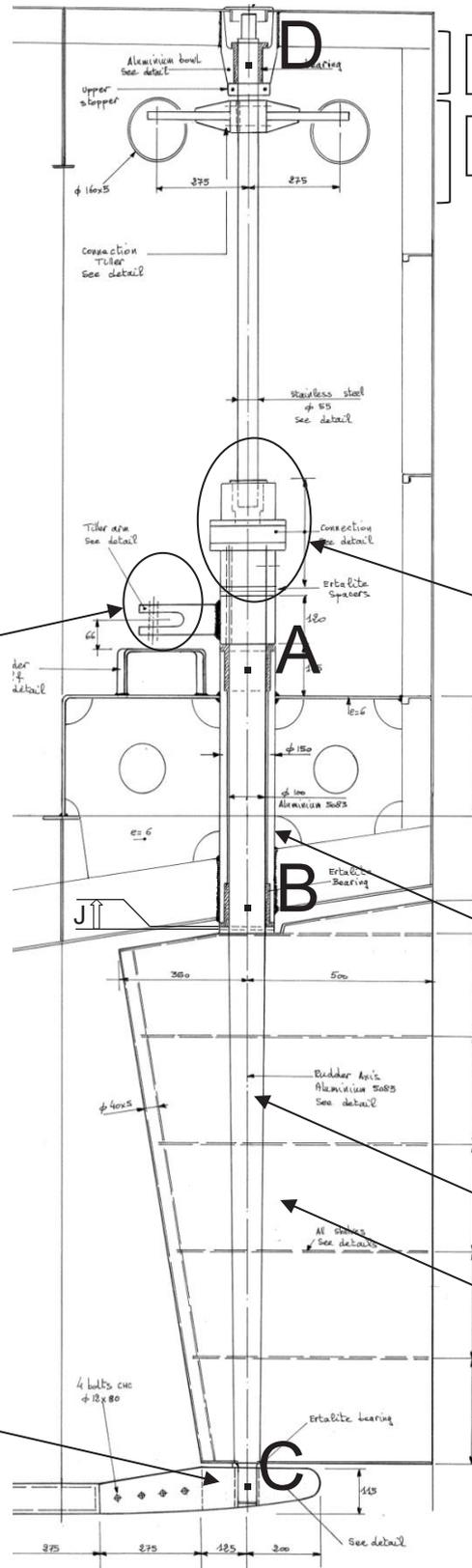
Processus de pose du gouvernail sur le bateau :

Au moment de la pose du gouvernail sur le navire, l'ensemble gouvernail est mis en place dans la jaumière, tube en acier dans lequel sont incluses les deux bagues assurant le guidage de l'axe du gouvernail (bagues inférieure (centre B) et supérieure (centre A) en ertalyte). L'ensemble est ensuite positionné sur le châssis et le talon en aluminium. Le talon est boulonné sur la structure du bateau. La jaumière est alors soudée sur le châssis du navire.

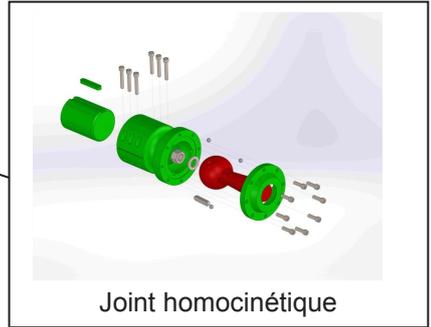


Dans cette étude, nous ne prenons pas en compte les vérins hydrauliques disposés sur chaque safran.

Talon en aluminium massif (en prolongation de la quille), destiné à protéger également l'hélice contre l'intrusion de fils ou de filets, et équipé d'une bague en Ertalyte simple.



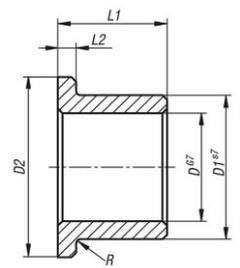
Zone 2
Zone 1



Jaumière

Axe de gouvernail

Safran



Dimensions des paliers lisses

| En mm | øD | L1 |
|-------|-----|-----|
| En A | 100 | 120 |
| En B | 100 | 120 |
| En C | 50 | 100 |

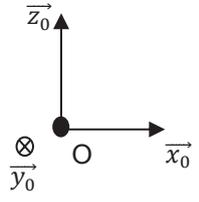


Figure 6 : constitution du gouvernail

B1-1 MODÉLISATION DU GOUVERNAIL

Objectif : justifier la technologie choisie pour le guidage en rotation du gouvernail par rapport au châssis du bateau.

Question n°1 : réaliser un schéma cinématique du guidage en rotation du gouvernail par rapport au châssis du bateau en détaillant les liaisons de centre A, B et C. Justifier le modèle choisi pour chaque liaison en argumentant sur la nature et la géométrie des surfaces fonctionnelles mobilisées.

Question n°2 : déterminer le degré hyperstatique du guidage. Donner les avantages et inconvénients de la valeur trouvée quant au comportement mécanique du guidage. Que permet le processus de pose du gouvernail décrit ?

Question n°3 : justifier la solution de guidage en rotation par paliers lisses retenue par les critères de choix qui vous semblent prépondérants.

B1-2 DIMENSIONNEMENT DU PALIER

Objectif : vérifier que les pressions sur le palier lisse de centre D sont admissibles dans le cadre du chargement maximum.

La **figure 7** détaille l'architecture de la liaison par palier lisse de centre D entre l'axe de gouvernail et le châssis du bateau.

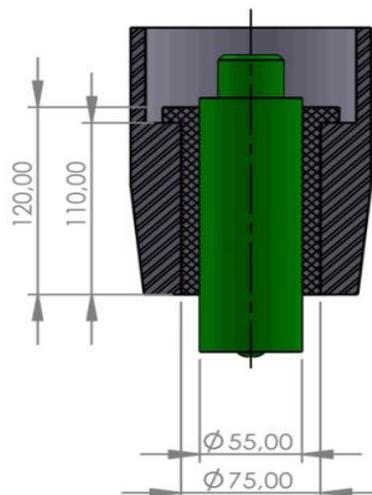


Figure 7 : coupe de la liaison entre l'axe de gouvernail et le châssis

Étant donné le faible jeu dans la liaison en D, on part dans un premier temps d'une répartition de pression de contact uniforme suivant le modèle de la **figure 8**.

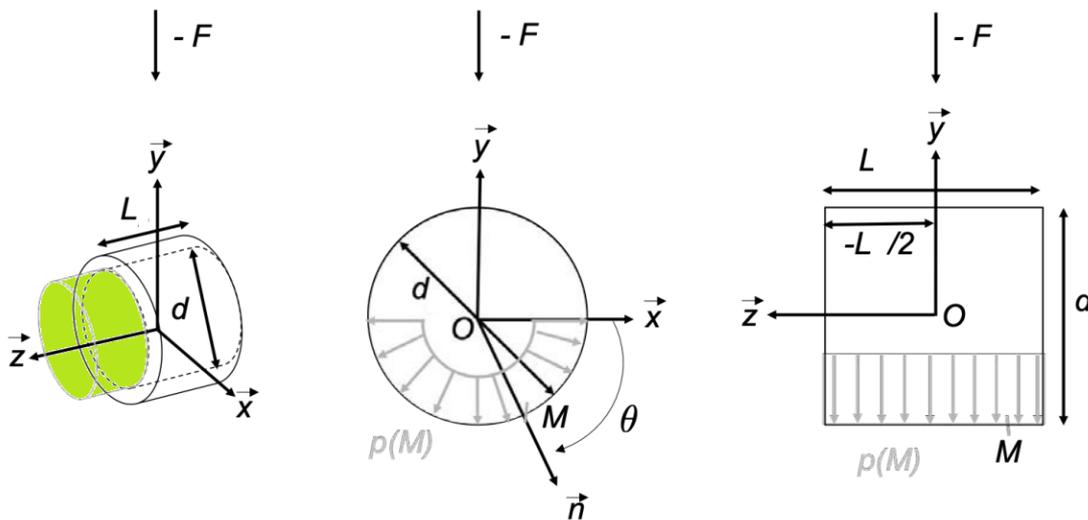


Figure 8 : modélisation du modèle de répartition de pression entre l'axe S1 et la base S0

Après équilibre des efforts, on obtient la relation suivante :

$$F = - \left(\int_{z=-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} \int_{\theta=-\pi}^{\theta=0} p(M) d_b \cdot \vec{n} \cdot d\theta \cdot dz \right) \cdot \vec{y}$$

Question n°4 : en vous aidant de la **figure 8**, déterminer l'expression de p_0 en fonction de F , L et d .

La réglementation maritime contraint à l'application d'une norme de calcul correspondant au catamaran propulsé en marche arrière à sa vitesse maximum (ici 11,5 nds), angle de 35° du gouvernail avec un couple de 3440 Nm en conditions maximales (mobile, choc, contact sec). Cela se traduit par un effort de 13 200 N sur le palier de la liaison étudiée.

Étant donné que les pièces sont déformables, la répartition de pression entre l'axe et le palier est en fait non uniforme, on pourra écrire l'expression de P_{max} en fonction de p_0 de la façon suivante :

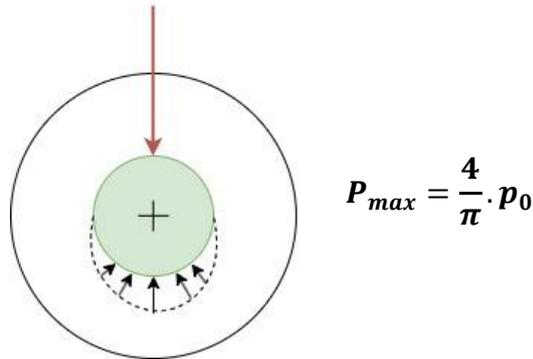


Figure 9 : modélisation du modèle de répartition de pression entre l'axe et le châssis avec l'hypothèse des pièces déformables

Question n°5 : calculer la pression maximum, exprimée par la **figure 9**, selon les conditions maximales évoquées précédemment.

Afin de vérifier le dimensionnement du palier selon le critère de la pression de matage, on appliquera la relation suivante sur le palier en ertalyte :

$$p_{adm} = \frac{R_e}{\left[\begin{array}{c} \left[\frac{\text{Fonctionnement}}{\text{mobile} = 3} \right] \\ \left[\text{Statique} = 1.5 \right] \end{array} \right] \cdot \left[\begin{array}{c} \frac{\text{Charge}}{\text{vibrations} = 2} \\ \text{chocs} = 4 \\ \text{continu} = 1 \end{array} \right] \cdot \left[\begin{array}{c} \frac{\text{Contact}}{\text{lubrifié} = 1.5} \\ \text{sec} = 2 \end{array} \right] \cdot \left[\begin{array}{c} \frac{\text{Repartition}}{\text{uniforme} = 2} \\ \text{sinusoidale} = 3 \end{array} \right]}$$

Question n°6 : en fonction du matériau employé pour le palier voir **DT 8**, calculer P_{adm} et vérifier que le matériau résiste bien à P_{max} .

Veillez à choisir les valeurs de fonctionnement, charge, contact et répartition de chargement en fonction des conditions maximales évoquées précédemment.

B.2. COMPOSITION DU JOINT HOMOCINÉTIQUE

Le joint homocinétique, en **figure 10**, est constitué : d'un chapeau (acier inoxydable), d'un corps (acier inoxydable), de trois billes (acier inoxydable), de deux clavettes, d'un arbre inférieur, d'un arbre supérieur, d'une rotule (acier inoxydable), de 6 vis iso 4762 CHC M10-60, d'un écrou plus rondelle en M24 et 8 vis iso 4762 CHC M10-20.

D'un côté l'arbre inférieur est serré par les 6 vis CHC, de l'autre la rotule est serrée par emmanchement conique vissé par l'écrou et rondelle M24. Les billes sont logées dans des gorges usinées dans le corps et le chapeau.

Le constructeur estime à 3 degrés le débattement angulaire nécessaire au bon fonctionnement de la cinématique du gouvernail.

Le chapeau est assemblé sur le corps par 8 vis CHC venant finaliser l'articulation.

Pour le fonctionnement, les parties sphériques seront graissées.

Le joint homocinétique est assemblé par pincement dans sa partie basse et comporte une clavette. Ces deux solutions répondant respectivement aux volontés de serrage sans jeu du joint homocinétique avec la partie basse.

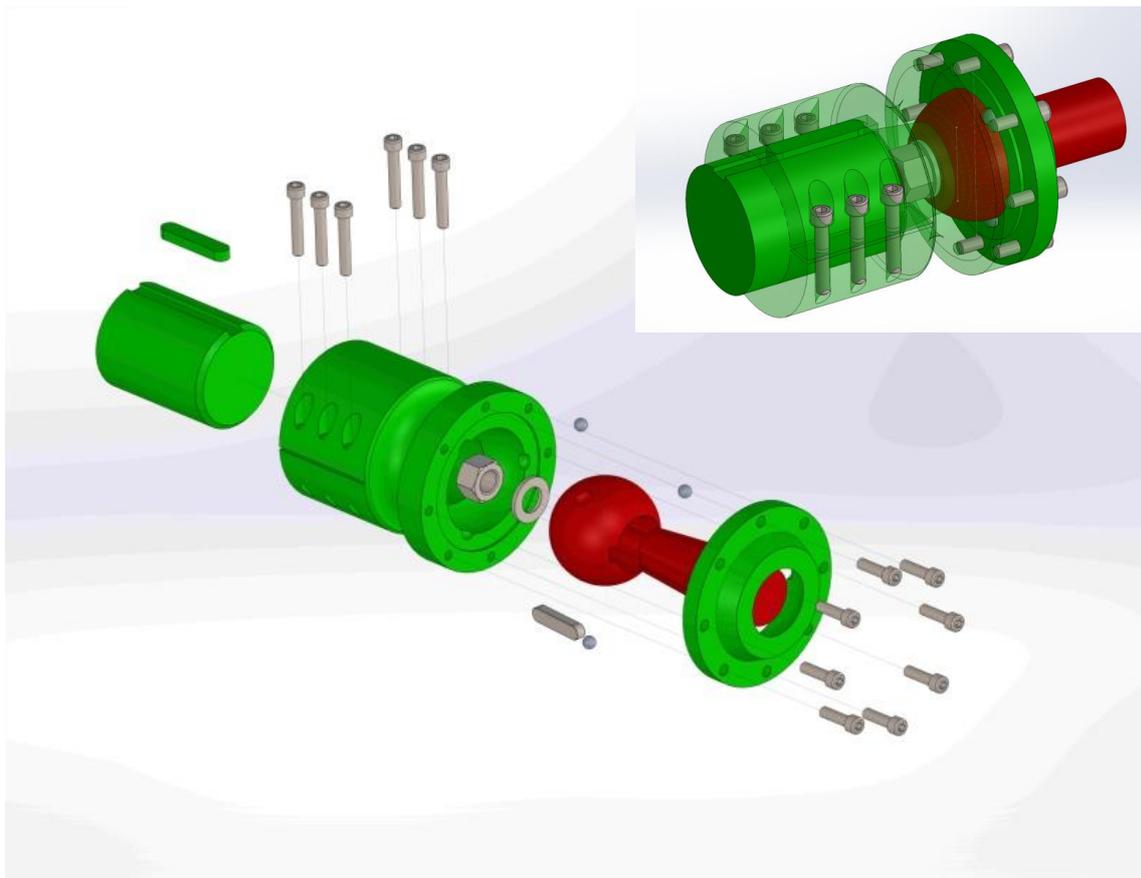


Figure 10 : joint homocinétique vue en éclaté et vue du système assemblé

B2-1 VALIDATION DU CHOIX CONSTRUCTEUR

Objectif : valider et justifier le choix du joint homocinétique au regard du critère de débattement angulaire maximal nécessaire.

Question n°7 : dessiner et mesurer graphiquement la valeur angulaire du défaut possible qu'admet le joint homocinétique sur le **DR 1**.

Question n°8 : cette valeur est-elle admissible au regard des contraintes demandées ?

Question n°9 : expliquer le fonctionnement et l'intérêt de l'emploi d'un joint homocinétique.

B2-2 DIMENSIONNEMENT DE L'ASSEMBLAGE ENTRE LE JOINT HOMOCINÉTIQUE ET LE BRAS INFÉRIEUR.

Objectif : vérifier l'assemblage du joint homocinétique dans sa partie basse.

Cet assemblage se décompose, **figure 11**, en une clavette de sécurité et un serrage de l'arbre en aluminium pour éviter le jeu et la création de matage par ce jeu.

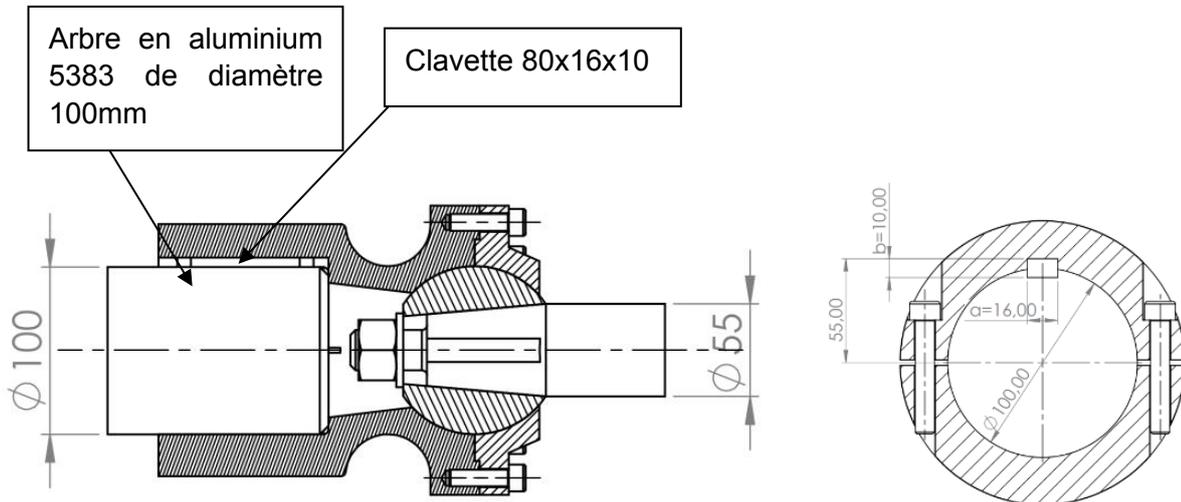


Figure 11 : coupes du joint homocinétique

P_{adm} acier : 17 Mpa

P_{adm} aluminium : 33 Mpa

Question n°10 : exprimer et calculer les conditions de matage du montage, dans les conditions maximales évoquées à la question 4.

La surface d'adhérence de l'assemblage peut être modélisée de la façon suivante :

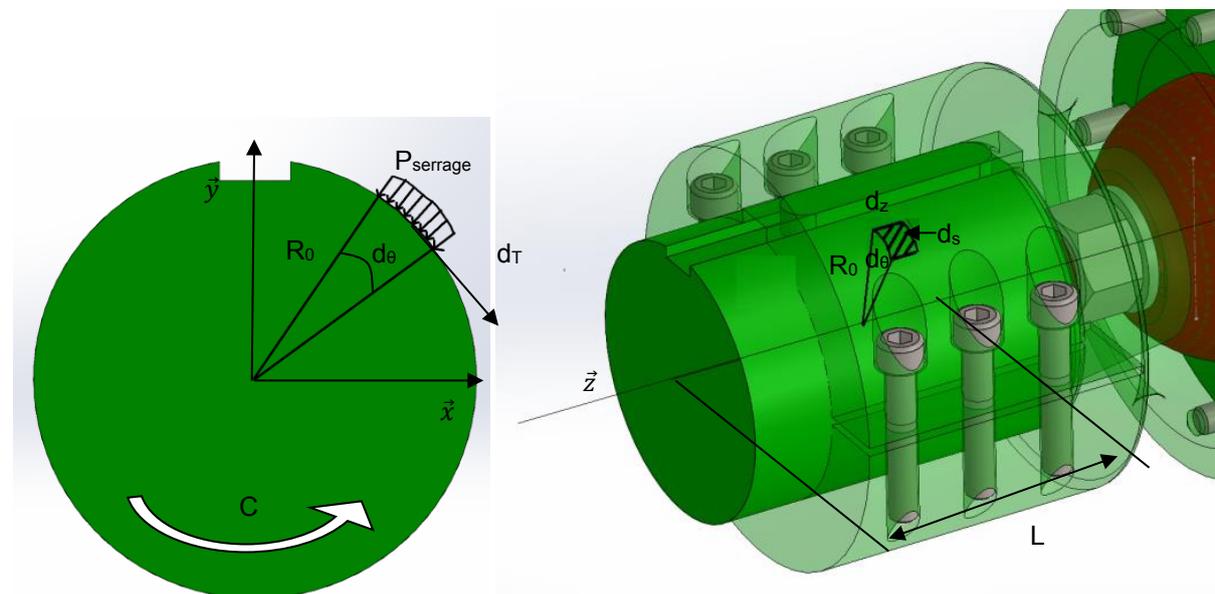


Figure 12 : modèle d'adhérence appliqué sur le cylindre emmanché

μ : coefficient d'adhérence égale à 0,1

L : longueur de la surface en contact entre l'axe et le moyeu de valeur 100 mm

C : couple attendu de 300 N.m pour assurer le serrage sur l'axe

R_0 : rayon de l'axe 50 mm

P_{serrage} : pression de serrage en N/mm²

Condition d'adhérence : $C \leq \int_0^{2\pi} \int_0^L d_T \cdot R_0$

En vous aidant de la **figure 12** :

Question n°11 : exprimer d_s en fonction de R_0 , d_θ , d_z .

Question n°12 : exprimer d_T en fonction de μ , p_{serrage} , d_s .

Question n°13 : exprimer C en fonction de R_0 , $F_{en R_0}$.

Question n°14 : exprimer et calculer la pression de serrage, p_{serrage} , des dimensions de l'emmanchement cylindrique en fonction de C, R_0 , L et μ . On négligera les zones de non-contact entre l'axe et le corps.

Les 6 vis de serrage sont en Inox 316 avec une résistance élastique de 75 MPa et nécessitent un couple de serrage de 45 N·m, celles-ci doivent assurer la pression de serrage de la partie basse du joint homocinétique sur l'arbre de diamètre 100.

Afin que le serrage par pincement soit respecté, il faut que l'ensemble des efforts des vis sur l'arbre respecte la relation suivante :

$$n \cdot F \geq L \cdot R_0 \cdot \frac{\pi}{4} \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} p_{\text{serrage}} \cdot d\theta$$

n : nombre de vis

$$\text{Avec : } F = \frac{C_{\text{serrage}}}{\left(0,161 \cdot p + \frac{\mu_t \cdot D_t}{1,715} + \frac{\mu_h \cdot D_h}{2}\right)} \quad (\text{Norme DIN 946})$$

D_t : diamètre sur flancs = diamètre nominal – (0,6495.p)

D_h : (diamètre tête de vis + diamètre nominal) x 0,5

μ_t : coefficient de frottement du filetage 0,15

μ_h : coefficient de frottement sous tête 0,15

p : pas

Question n°15 : vérifier et justifier, à l'aide des équations précédentes et du **DT 6**, l'efficacité du serrage par pincement.

Question n°16 : compléter le tableau **DR 2** permettant d'interpréter les significations des deux spécifications géométriques de la **figure 13**.

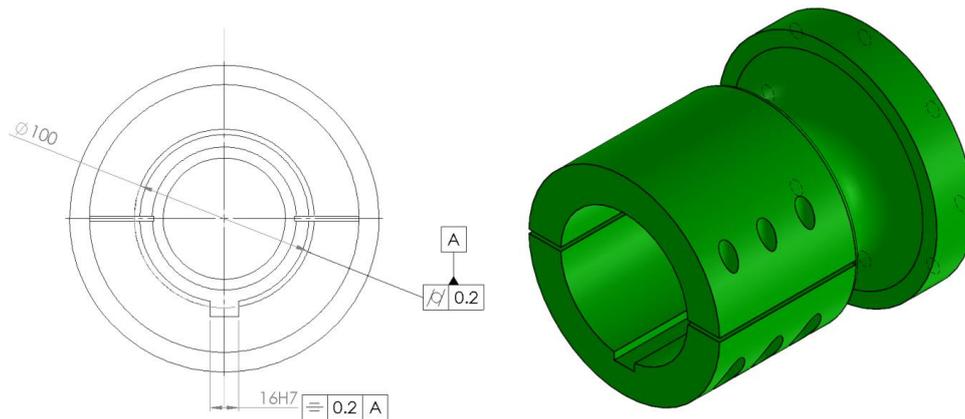


Figure 13 : cotation GPS de la rainure de clavette

C. ÉTUDE DE LA TRANSMISSION

Objectifs : vérifier l'optimisation de la chaîne d'énergie dans la transmission de poussée du bateau.

C.1. CHAÎNE DE PUISSANCE DU CATAMARAN

Le respect des exigences environnementales impose une recherche des meilleurs rendements afin d'en optimiser la consommation d'énergie du bateau.

Pour avancer, le catamaran, **figure 14**, doit avoir une force de poussée, appelée $\overrightarrow{F_{eau \rightarrow axe}}$, supérieure aux efforts résistants hydrodynamiques exercés sur la carène frontale du bateau cumulés à ceux engendrés par le vent de face pouvant s'exercer sur la partie émergée du bateau.

Pour une charge du catamaran Green Navy de 75 t, le constructeur estime qu'une poussée horizontale de 13 000 N doit s'exercer sur chaque coque du bateau.

L'immersion des hélices est totale par rapport au niveau de l'eau et inclinée de 5° par rapport au bateau. Cet angle est appelé α .

Soit $R_0(O_0, \vec{x}_0, \vec{y}_0, \vec{z}_0)$ un repère orthonormé direct lié à la terre.

On appelle :

- $\overrightarrow{F_{eau \rightarrow axe}}$: force de poussée de l'eau sur l'axe de transmission du catamaran ;
- $\overrightarrow{V_{catamaran/R_0}}$: vitesse du catamaran à haut régime ;
- α : angle d'inclinaison de l'axe de l'hélice par rapport au niveau horizontal du catamaran.

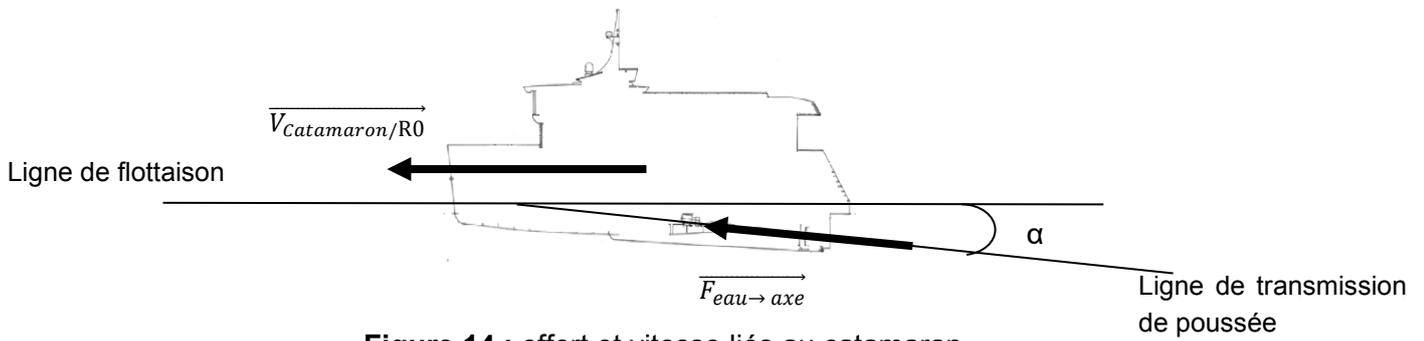


Figure 14 : effort et vitesse liés au catamaran

Question n°17 : exprimer et calculer la puissance nécessaire $P_{nécessaire}$ sur la ligne de transmission de poussée pour assurer l'avancée du bateau.

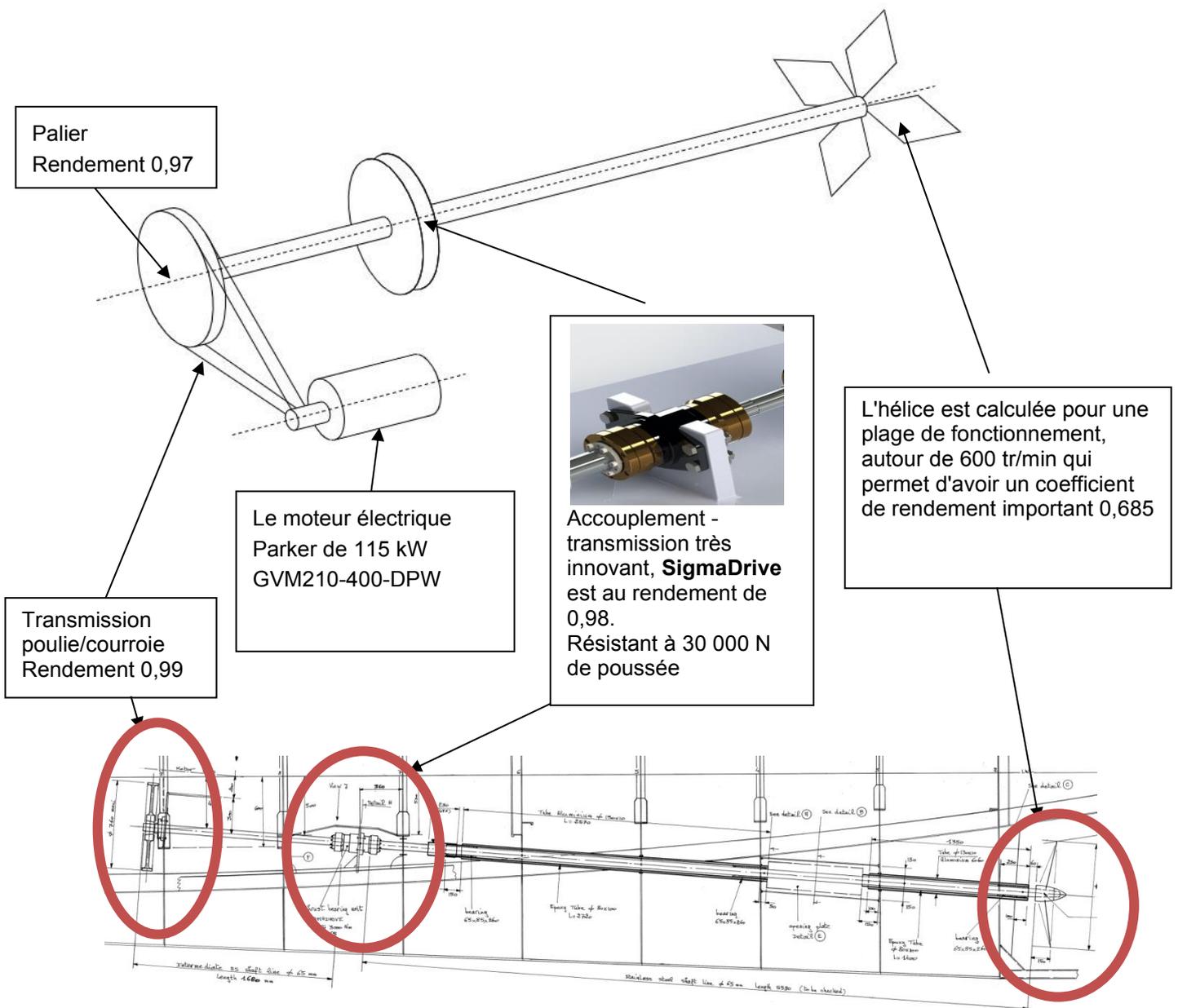


Figure 15 : constitution de l'axe de poussée

Question n°18 : à partir de la puissance de poussée nécessaire $P_{nécessaire}$ et des éléments constituant l'axe de poussée, **figure 15**, exprimer et calculer la puissance P_{moteur} que doit avoir le moteur électrique.

Question n°19 : à partir du **DT 2**, que pouvez-vous conclure sur le choix moteur ?

Question n°20 : en exploitant les documents techniques liés au moteur **DT 2**, exprimer et calculer le gain énergétique de cette solution par rapport à l'exploitation d'un moteur diesel standard au rendement de 0,28 de puissance équivalente au moteur électrique.

C.2. BOUCLAGE DU CHOIX MOTEUR ÉLECTRIQUE ET VALIDATION DU CAHIER DES CHARGES

Afin d'assurer le rendement de 0,68 l'hélice doit avoir une vitesse de rotation autour de 600 tr·min⁻¹.

Question n°21 : en vous aidant du **DT 2**, déterminer le rapport de réduction arrondi du système poulie/courroie qui relie le moteur électrique et l'axe de poussée.

Question n°22 : avec les caractéristiques du moteur du **DT 2** et le rapport de réduction arrondi, exprimer les valeurs exactes du couple et de la vitesse de rotation de l'axe de la ligne de transmission de poussée.

C.3. DIMENSIONNEMENT DU PALIER 10 ASSURANT LE GUIDAGE EN ROTATION DE L'ARBRE DE TRANSMISSION PAR RAPPORT AU CHÂSSIS DU BATEAU

Le palier fixé à la coque du bateau, repéré 10 sur la **figure 16**, permet un rendement de 0,97 de l'axe de transmission poulie/courroie repérable sur la **figure 15**, le système poulie/courroie ayant lui-même un rendement de 0,99 .

La roue crantée 4 est fixée à un moyeu 1 par 6 boulons M10.

L'axe de la transmission hélice est serré par emmanchement conique dans le moyeu 1 serré par l'écrou 5 et dispose d'une clavette 3 pour l'entraînement en rotation.

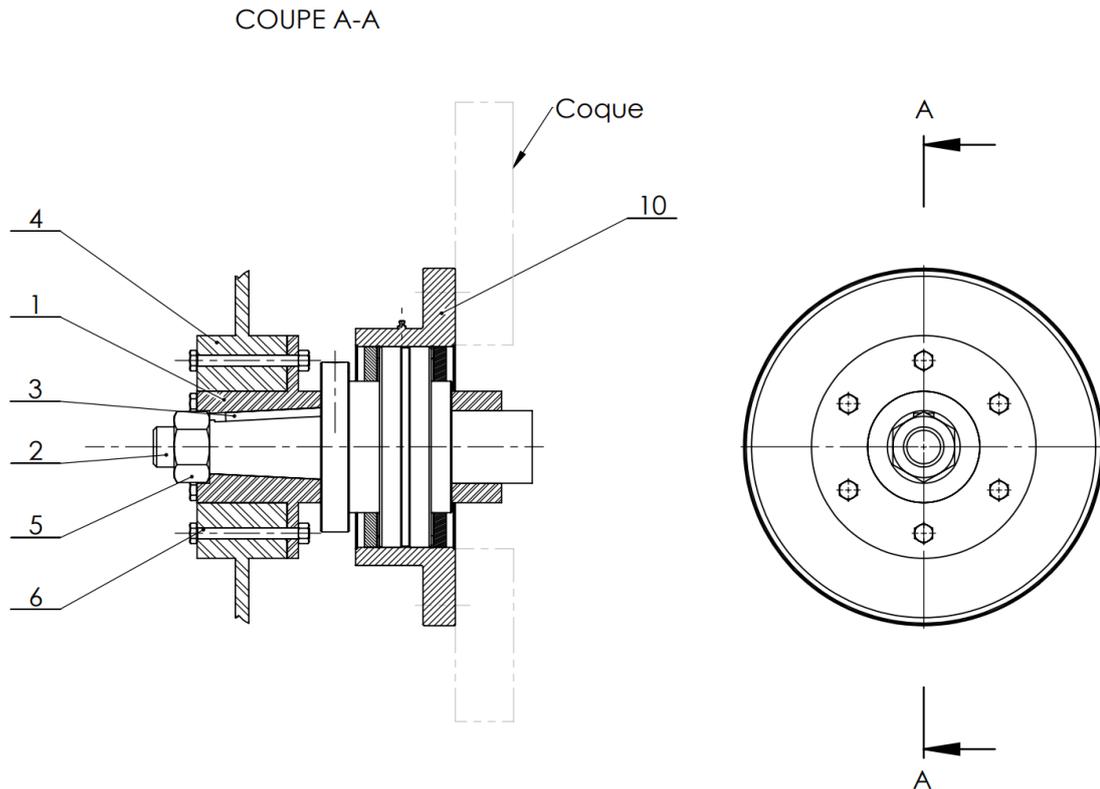


Figure 16 : constitution de la liaison entre la poulie et l'axe de transmission

Sachant que le système sigmadrive installé sur l'axe de transmission, **figure 15**, absorbe l'ensemble des efforts axiaux.

Sur la partie poulie/courroie on aura alors :

$$L_{10} = \left(\frac{C}{F_r} \right)^k$$

C : charge dynamique de base

F_r : charge équivalente exercée sur le roulement, ici la force radiale

k = 3 pour les roulements à billes k=10/3 pour les roulements à rouleaux

Question n°23 : à partir des données constructeur des documents **DT 4** et **DT 5**, exprimer et calculer, la valeur F_r .

Question n°24 : à l'aide des caractéristiques du palier, document **DT 3**, déterminer la durée de vie L_{10} , en million de tours.

Question n°25 : conclure sur le résultat obtenu à la question 24.

D. DIMENSIONNEMENT DE LA COQUE

Afin d'optimiser la consommation énergétique du bateau, il est important de réduire au maximum sa masse. Il faut toutefois en assurer une rigidité suffisante face aux sollicitations extérieures : le pont du bateau est amené à transporter des charges importantes, notamment des véhicules. De plus, la mer pouvant être agitée, le bateau peut être amené à être porté par les vagues, ce qui entraîne des sollicitations importantes sur sa structure. Pour ces raisons, une étude rigoureuse du dimensionnement de la coque est nécessaire.

Le bateau est composé de deux coques symétriques. Dans le cadre de cette étude, on n'étudiera qu'une seule coque. Les coques sont composées de 24 varangues espacées de 1 mètre, reliées par des lisses soudées qui rigidifient la structure. Le tout est recouvert d'une tôle réalisant l'étanchéité de la coque.

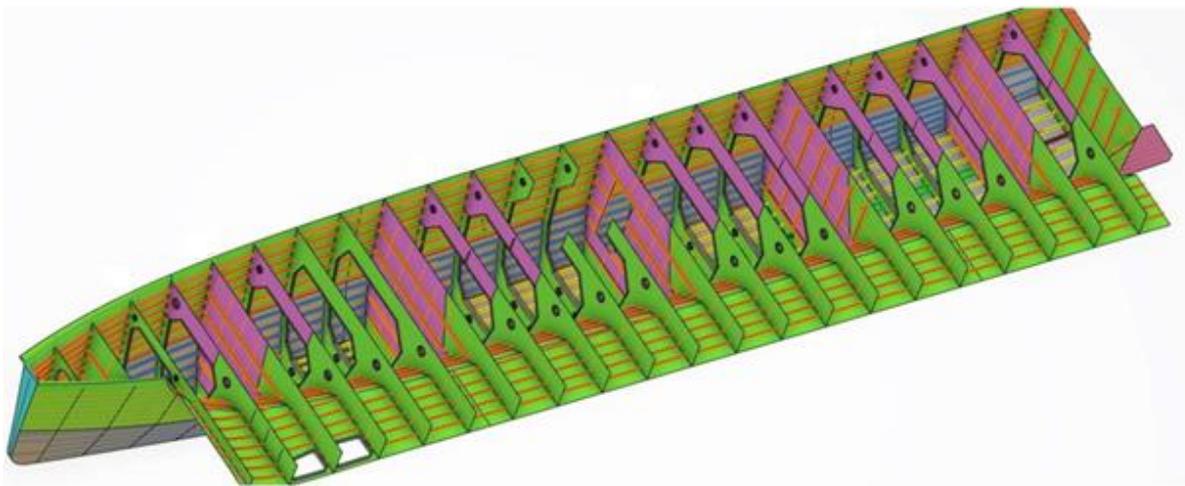


Figure 17 : structure de la coque

D.1. CHOIX DU MATÉRIAU POUR LA RÉALISATION DE LA STRUCTURE DE LA COQUE

Objectif : choisir le matériau le plus adapté pour la réalisation de la structure de la coque

Différents matériaux sont utilisés dans la construction navale, chacun ayant ses spécificités. Dans le cadre de la construction du navire Green Navy, les critères suivants nécessitent une attention particulière :

- *Résistance mécanique* : afin de résister aux différentes sollicitations subies par le bateau, le matériau composant sa structure doit avoir une limite élastique minimale de **100 MPa**.
- *Masse* : le bateau doit être le plus léger possible afin de limiter sa consommation d'énergie.
- *Recyclabilité* : le bateau Green Navy ayant été pensé dans une démarche de réduction des impacts sur l'environnement, la **recyclabilité** du matériau le composant est un critère indispensable.
- *Coût* : afin d'être compétitif, le coût de fabrication du navire doit être limité.

Le document **DR 3** présente une sélection de matériaux pouvant être utilisés en construction navale. Ces matériaux ont été triés selon leur masse volumique et leur limite élastique.

Question n°26 : déterminer le critère de performance correspondant à l'optimisation de la masse d'une poutre en flexion et tracer la droite correspondante sur le document **DR 3**.

Question n°27 : à partir du document **DR 3** et de vos connaissances, déterminer en justifiant le matériau le plus adapté pour répondre aux critères présentés précédemment.

D.2. DIMENSIONNEMENT DES LISSES DU PONT

Objectif : dimensionner les lisses composant le pont afin d'optimiser la masse du bateau.

Le matériau qui a été retenu pour la structure de la coque est en alliage d'aluminium de qualité marine 5383. Sa composition chimique ainsi que ses principales propriétés mécaniques sont présentées ci-dessous.

Composition de l'alliage

| Alliage | Cu | Mg | Mn | Fe | Si | Zn | Ti | Cr | Zr | Al |
|---------|------|------|------|------|-----------|------|------|------|------|-------|
| 5383 | 0.12 | 4.55 | 0.81 | 0.18 | 0.16-0.18 | 0.25 | 0.12 | 0.10 | 0.15 | Reste |

Propriétés mécaniques

| Alliage | Limite d'élasticité R_e (MPa) | Limite à la rupture R_m (MPa) | Allongement (A%) |
|---------|---------------------------------|---------------------------------|------------------|
| 5383 | ≥ 120 | ≥ 270 | ≥ 12 |

Nous allons étudier une lisse du pont, dans un cas de chargement extrême correspondant au transport d'un véhicule utilitaire léger sur le pont. On considérera le cas le plus défavorable qui est l'appui d'une roue arrière au milieu d'une lisse, **figure 19**.

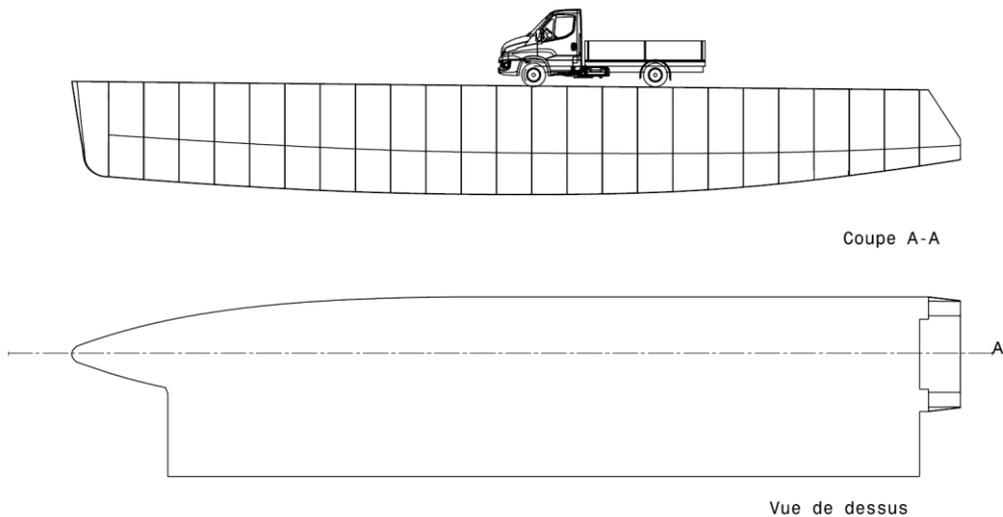


Figure 18 : positionnement du chargement

La charge maximale sur l'essieu arrière du véhicule est de 2 060 kg, et la lisse est soudée à chaque extrémité sur les varangues. Pour des raisons de simplification, la charge du pneu sera considérée comme étant ponctuelle.

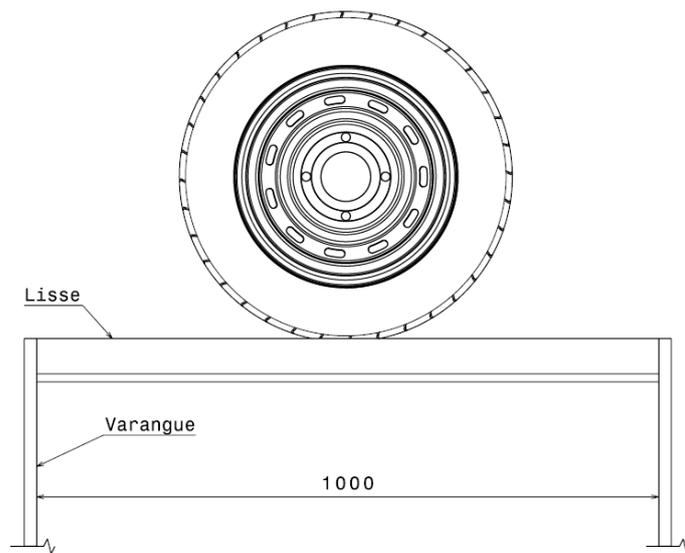


Figure 19 : positionnement de la charge sur la lisse

Question n°28 : schématiser sur feuille de copie la lisse et les liaisons aux extrémités, ainsi que le cas de charge s'appliquant dessus (type de charge, point d'application, direction, norme).

Question n°29 : définir les inconnues aux liaisons et les équations de la statique concernant cette poutre, afin d'en déduire le degré d'hyperstaticité de la poutre.

Question n°30 : quelles hypothèses permettent de simplifier le système ?

Le schéma ci-contre nous indique la répartition des moments fléchissants dans la poutre.

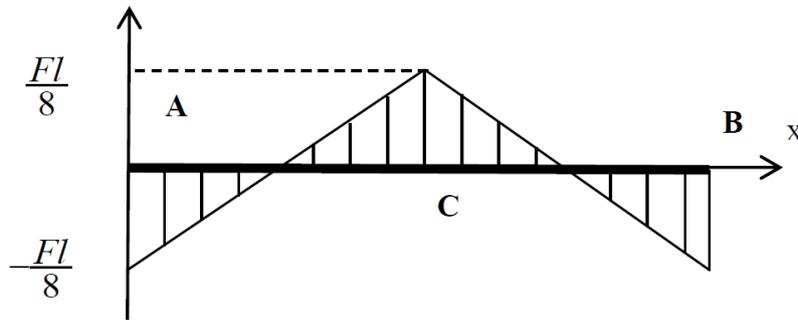


Figure 20 : répartition des moments fléchissants

Question n°31 : calculer le moment fléchissant maximal s'exerçant dans la lisse.

Dans un premier temps, on considère les lisses de section rectangulaire verticale de 10 x 70 mm, **figure 21**.

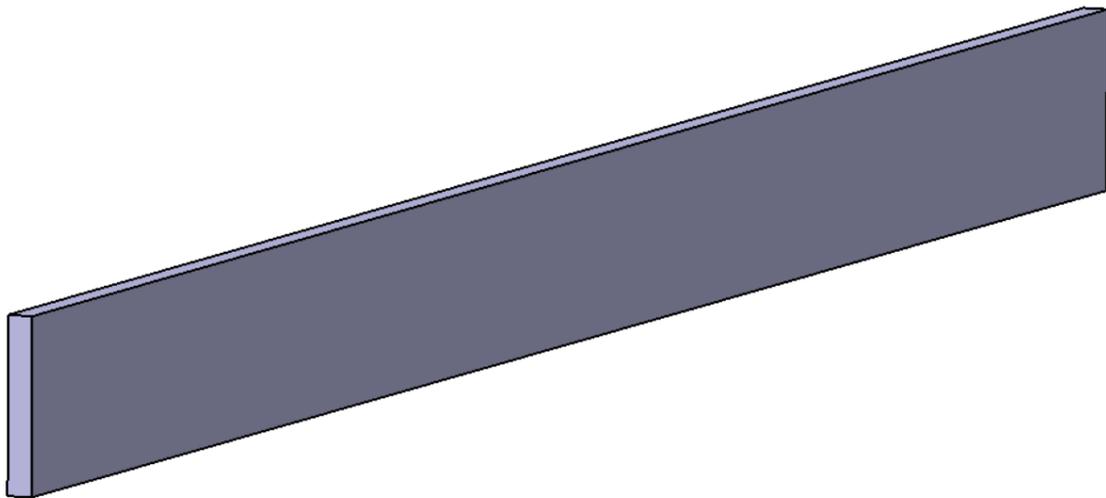


Figure 21 : lisse rectangulaire de section 10 x 70 mm

Question n°32 : déterminer le moment quadratique de ce profil.

Les profilés d'aluminium utilisés couramment dans la construction navale sont des méplats « à bulbe » obtenus par extrusion. Un extrait de catalogue du fournisseur Alu-stock est présenté dans le document technique **DT 7**.

Nous allons essayer de déterminer l'intérêt de l'utilisation de ce type de profilés par rapport à des profilés à section rectangulaire.

Le profilé ci-contre issu de ce catalogue a le même module de flexion W que le rectangle étudié précédemment.

Pour rappel, le module de flexion s'exprime en mm^3 et s'exprime ainsi :

$$W_{Gz} = \frac{I_{Gz}}{y}$$

Avec I_{Gz} , le moment quadratique de la section et y , la distance maximale entre la fibre inférieure ou supérieure de la section et son centre de gravité.

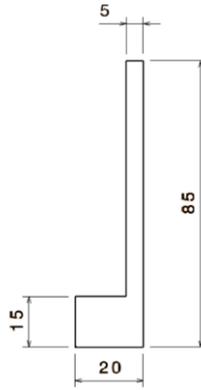


Figure 22 : profilé à bulbe 85 mm

Question n°33 : déterminer la masse d'une poutre avec le profilé rectangulaire, et celle d'une poutre avec le profilé bulbe de 85 mm, **figure 22**, et exprimer en pourcentage, le gain de masse.

Le gain de masse n'est pas le seul objectif de l'utilisation d'un profilé à bulbe. Celui-ci permet surtout d'éviter un phénomène indésirable qui pourrait arriver avec un simple rectangle.

Question n°34 : quel phénomène indésirable peut survenir avec une lisse de section rectangulaire ?

Question n°35 : calculer la contrainte maximale dans la poutre. Que peut-on en conclure quant à la validité de ce profil ?

La section étudiée étant trop faible, on décide d'utiliser le profilé à bulbe de hauteur 100 mm, proposé dans le **DT 7**.

Question n°36 : déterminer la position verticale du centre de gravité de la section.

Question n°37 : calculer le moment quadratique de la section.

Question n°38 : déterminer la contrainte maximale dans la lisse. Le profilé choisi est-il suffisamment résistant ?

L'assemblage des éléments formant la superstructure de la coque, notamment les lisses étudiées, est entièrement réalisé par soudage. Cette technique a remplacé le rivetage ou le boulonnage car elle ne nécessite pas de pièces supplémentaires ce qui limite la masse.

Question n°39 : quelles technologies de soudage sont utilisables pour l'aluminium ? Qu'appelle-t-on la « Zone Affectée Thermiquement » et quelle est son influence ?

Afin d'assurer la tenue de la structure malgré le phénomène évoqué à la question précédente, un coefficient de sécurité $S=3$ est appliqué sur la lisse.

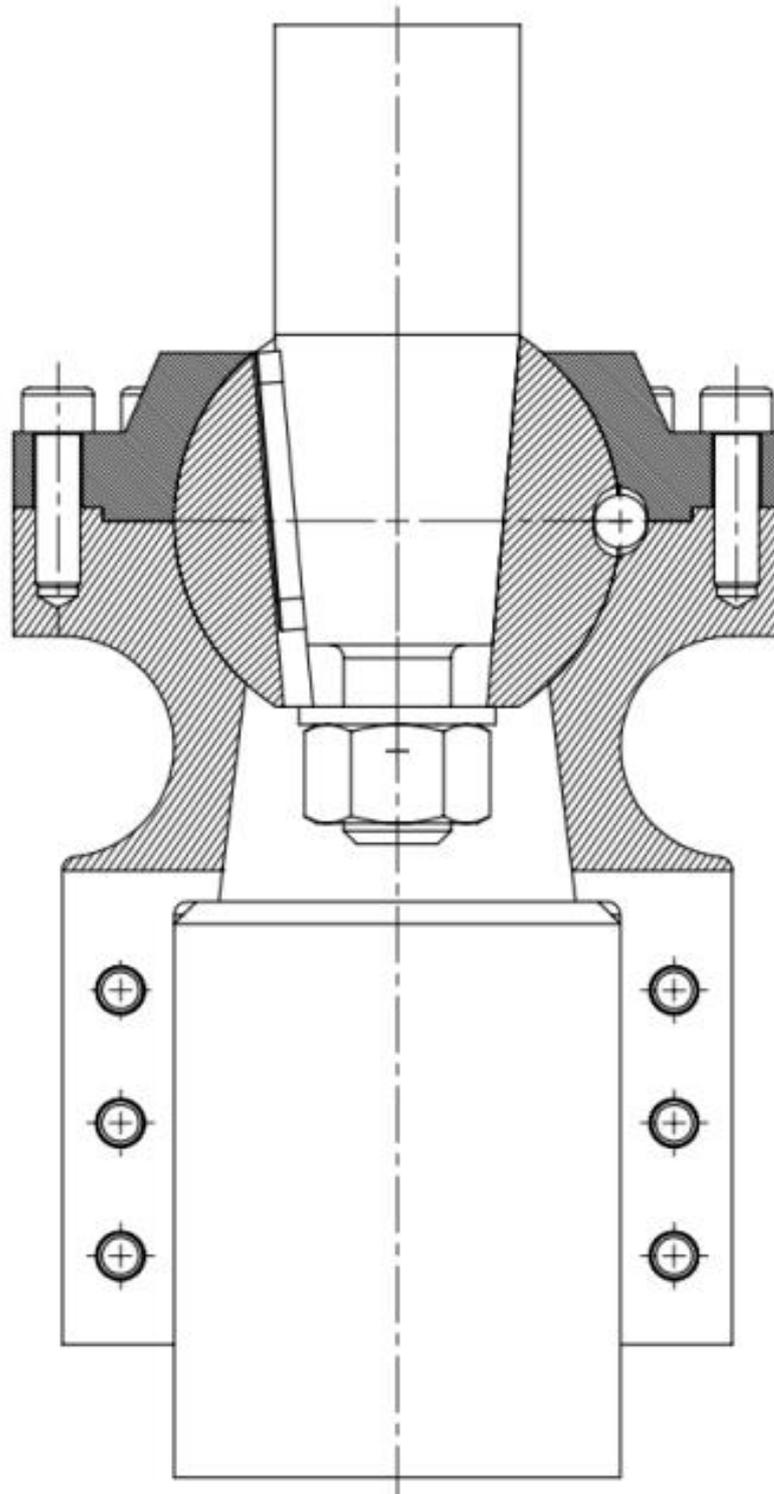
Question n°40 : déterminer les dimensions d'un profilé à bulbe de section homothétique à celle étudiée précédemment qui permettrait de satisfaire ce coefficient de sécurité.

Question n°41 : quel sera le pourcentage de masse supplémentaire avec ce nouveau profilé ?

NE RIEN ECRIRE DANS CE CADRE

DOCUMENT RÉPONSE DR1

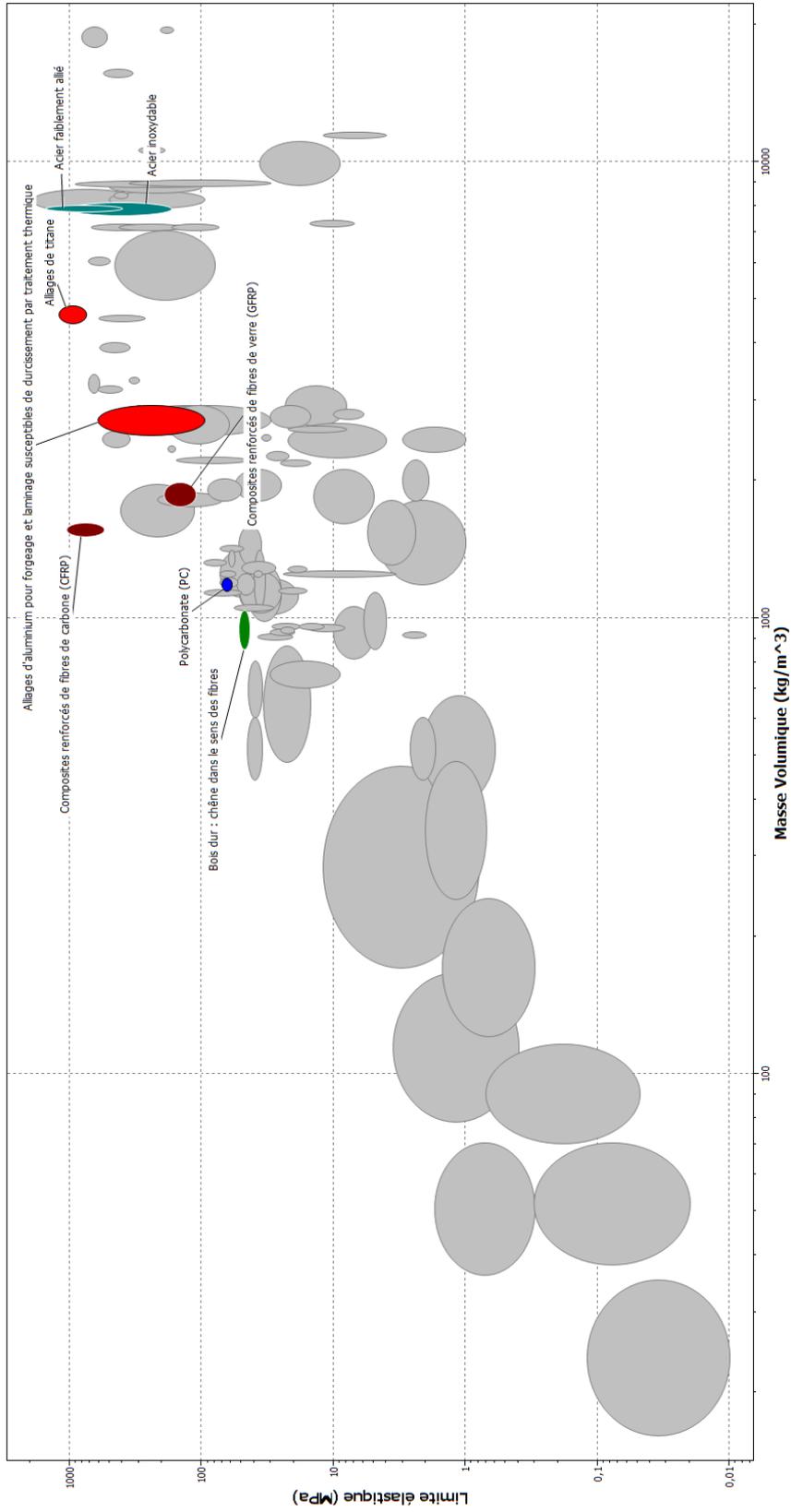
COUPE C-C
ECHELLE 1 : 2



| Tolérancement Normalisé | | Analyse d'une spécification par zone de tolérance | | | |
|---|-------|---|---------------------------------|------------------------------------|---|
| Symbole de la Spécification | | Eléments Réels | | Eléments Parfaits (Idéaux) | |
| Type de Spécification | Forme | Elément(s) Tolérancé(s) (BLEU) | Elément(s) de Référence (ROUGE) | Référence(s) Spécifiées(s) (ROUGE) | Zone de Tolérance (VERT) |
| Orientation Battement | | Unique Groupe | Unique Multiples | Simple, Commune ou Système | Simple Composée |
| Condition de Conformité | | | | | Contraintes Orientation et/ou Position par rapport à la référence spécifiée |
| Schéma Extrait du dessin de définition | | | | | |

Pour les mots en italique, il faut rayer la ou les mentions inutiles

DOCUMENT RÉPONSE DR3



DOCUMENT TECHNIQUE DT1 : Éléments du cahier des charges

| | Critère | Niveau |
|-------------------|---|--|
| Dimensions | Longueur hors tout | 25.336 m |
| | Longueur à la flottaison | 24.88 |
| | Largeur Coque | 3.3 m |
| | Largeur à la flottaison | 2x2.2 m |
| | Entraxe coque | 7m |
| | Poids à vide | 60 t |
| | Poids maxi en charge | 80 t |
| Propriété | Matériau | Aluminium 5383 |
| | norme de calcul correspondant au bateau propulsé en marche arrière à sa vitesse maximum | angle de 35° couple 3440Nm en condition maximale |
| Propulsion | Moteur de propulsion | 2x115kW à 3000 tr/min |
| | Hélices | Rendement 0.68 pour 600tr/min |
| Vitesse | Vitesse maximum | 11 nds 2x115kW |
| | Vitesse standard | 10 nds 2x85 kW |
| | Vitesse croisière | 9.3 nds 2x70kW |
| | Vitesse économique | 8.3 nds 2x50kW |
| Autonomie | à 8.3 nds | 300 milles |
| | A 9.3 nds | 244 milles |
| | A 10 nds | 200 milles |
| | Batteries 400V/42kW | 16 |
| | Piles à combustible | 2x70kW continu |
| | Énergie maximum utilisable | 3 680 kWh |
| | Équivalent énergétique du stockage de H ₂ | 3,7 MWH avec des bouteilles de 350 bars |

Remarque : 1 nœud = 1,852 km/h, 1 mille = 1853,18 m

DOCUMENT TECHNIQUE DT2 : Caractéristiques moteur électrique Parker

EXTRAIT DU CATALOGUE CONSTRUCTEUR



3.2.1. High Voltage Associations with Liquid Cooling

GVM with input coolant at 65°C – Characteristics given for an optimal inverter/motor association

| Motor | Battery DC Voltage Supply | Rated Torque Mn (N.m) | Rated Power Pn (kW) | Rated Current In (Arms) | Rated Speed Nn (rpm) | Peak Torque Mmax (Nm) | Peak power Pp (kW) | Peak Current Ip (Arms) | Max. Speed Nmax (rpm) | Pure Water Flow (l/min) | Efficiency at Rated Power (%) |
|----------------|---------------------------|-----------------------|---------------------|-------------------------|----------------------|-----------------------|--------------------|------------------------|-----------------------|-------------------------|-------------------------------|
| GVM142 | | | | | | | | | | | |
| GVM142-050-XQW | 320 | 17.6 | 12.3 | 39 | 6700 | 40 | 17.3 | 110.4 | 9500 | 1.21 | 93.1 |
| GVM142-050-DRW | 400 | 17.6 | 12.2 | 30.7 | 6600 | 40 | 17.1 | 87.0 | 9500 | 1.2 | 93.1 |
| GVM142-050-HRW | 480 | 17.6 | 11.9 | 25.1 | 6470 | 40 | 16.8 | 71.0 | 9500 | 1.2 | 93 |
| GVM142-050-RRW | 640 | 17.7 | 11.5 | 18.1 | 6220 | 40 | 16.1 | 51.1 | 8890 | 1.16 | 92.9 |
| GVM142-075-NQW | 320 | 27.6 | 18.5 | 58.8 | 6400 | 62 | 25.9 | 167.8 | 9500 | 1.74 | 93.4 |
| GVM142-075-SQW | 400 | 27.5 | 19.3 | 48.9 | 6700 | 62 | 27.2 | 140.1 | 9500 | 1.79 | 93.6 |
| GVM142-075-XQW | 480 | 27.5 | 19 | 39.9 | 6600 | 62 | 26.6 | 114.2 | 9500 | 1.78 | 93.5 |
| GVM142-075-ERW | 640 | 27.6 | 18.7 | 29.5 | 6500 | 62 | 26.3 | 84.4 | 9500 | 1.76 | 93.4 |
| GVM142-100-EQW | 320 | 37 | 26.3 | 83.1 | 6800 | 85 | 37.2 | 247.7 | 9500 | 2.36 | 93.9 |
| GVM142-100-NQW | 400 | 37.6 | 23.6 | 59.4 | 6000 | 85 | 32.8 | 174.3 | 9000 | 2.18 | 93.6 |
| GVM142-100-SQW | 480 | 37.6 | 23.6 | 49.6 | 6000 | 85 | 32.9 | 145.6 | 9000 | 2.18 | 93.8 |
| GVM142-100-ZQW | 640 | 37.5 | 23.8 | 37.2 | 6050 | 85 | 33.1 | 109.5 | 8570 | 2.19 | 94 |
| GVM210 | | | | | | | | | | | |
| GVM210-050-QQW | 320 | 36.9 | 21.2 | 66.4 | 5490 | 82 | 32.9 | 165.3 | 8000 | 1.51 | 95.3 |
| GVM210-050-VQW | 400 | 36.8 | 22.1 | 55 | 5740 | 82 | 34.4 | 137.6 | 8000 | 1.56 | 95.2 |
| GVM210-050-VQW | 480 | 36 | 26.2 | 54.1 | 6940 | 82 | 41.4 | 137.5 | 8000 | 1.85 | 95.1 |
| GVM210-050-FRW | 640 | 36 | 26 | 40 | 6890 | 82 | 40.9 | 101.7 | 8000 | 1.83 | 95.1 |
| GVM210-100-SPW | 320 | 78.6 | 53.5 | 166 | 6500 | 173 | 82.3 | 418.1 | 8000 | 3.45 | 95.7 |
| GVM210-100-XPW | 400 | 78.6 | 53.5 | 133 | 6500 | 173 | 83.2 | 336.1 | 8000 | 3.45 | 95.9 |
| GVM210-100-DQW | 480 | 79.1 | 52.2 | 108 | 6300 | 173 | 81.0 | 272.1 | 8000 | 3.35 | 95.9 |
| GVM210-100-MQW | 640 | 78.3 | 54.1 | 83.6 | 6600 | 173 | 84.3 | 211.6 | 8000 | 3.5 | 95.6 |
| GVM210-150-DPW | 320 | 115 | 84.1 | 262 | 7000 | 262 | 136.5 | 687.9 | 8000 | 5.34 | 95.9 |
| GVM210-150-JPW | 400 | 114 | 84.9 | 210 | 7100 | 262 | 138.1 | 554.7 | 8000 | 5.41 | 95.8 |
| GVM210-150-SPW | 480 | 118 | 80 | 163 | 6500 | 262 | 125.6 | 419.5 | 8000 | 4.99 | 95.9 |
| GVM210-150-ZPW | 640 | 118 | 80 | 122 | 6500 | 262 | 125.1 | 312.7 | 8000 | 4.99 | 96 |
| GVM210-200-DPW | 320 | 164 | 89.4 | 278 | 5200 | 352 | 137.1 | 692.1 | 7800 | 5.35 | 96.2 |
| GVM210-200-DPW | 400 | 152 | 105 | 259 | 6610 | 352 | 172.2 | 692.0 | 8000 | 6.49 | 96 |
| GVM210-200-JPW | 480 | 154 | 103 | 211 | 6410 | 352 | 167.0 | 558.1 | 8000 | 6.32 | 96 |
| GVM210-200-SPW | 640 | 153 | 104 | 159 | 6510 | 352 | 168.8 | 421.9 | 8000 | 6.41 | 96 |
| GVM210-300-DPW | 320 | 262 | 93.2 | 293 | 3400 | 530 | 136.9 | 692.2 | 5100 | 5.85 | 96.2 |
| GVM210-300-DPW | 400 | 251 | 113 | 281 | 4300 | 530 | 172.1 | 692.1 | 6450 | 6.66 | 96.3 |
| GVM210-300-DPW | 480 | 238 | 132 | 267 | 5300 | 530 | 207.6 | 692.0 | 7950 | 7.68 | 96.3 |
| GVM210-300-DPW | 640 | 205 | 155 | 232 | 7220 | 530 | 277.8 | 691.9 | 8000 | 9.83 | 95.8 |
| GVM210-400-DPW | 320 | 358 | 93.6 | 299 | 2500 | 710 | 136.0 | 695.3 | 3750 | 6.59 | 95.8 |
| GVM210-400-DPW | 400 | 348 | 116 | 290 | 3190 | 710 | 172.0 | 695.2 | 4800 | 7.27 | 96.2 |
| GVM210-400-DPW | 480 | 336 | 137 | 281 | 3900 | 710 | 207.6 | 695.1 | 5850 | 8.03 | 96.4 |
| GVM210-400-DPW | 640 | 306 | 170 | 257 | 5310 | 710 | 278.6 | 695.0 | 7950 | 9.76 | 96.3 |

SKF



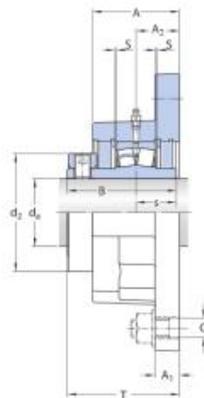
F4BR 315-SRB-SGE

Paliers roulements-inserts à applique
ronde

Spécifications techniques

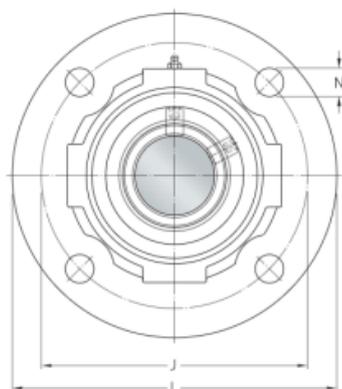
| | |
|---------------------------------------|---------------------------------|
| Arbre en cotes métriques/cotes pouces | Cotes pouces |
| Type de roulement | Roulement à rotule sur rouleaux |
| Position du roulement | Libre |
| Méthode de blocage | Vis de réglage |
| Solution d'étanchéité | Joint haute résistance |

DIMENSIONS



| | | |
|-------|------------|--|
| d_a | 100.013 mm | Diamètre d'arbre |
| d_2 | 152.4 mm | Diamètre extérieur de la bague |
| A | 88.9 mm | Hauteur du palier |
| A_1 | 28.575 mm | Hauteur du pied de palier |
| A_2 | 46.831 mm | Axe du roulement libre |
| B | 116.681 mm | Largeur de la bague intérieure |
| J | 273.05 mm | Diamètre primitif du boulon |
| L | 320.278 mm | Diamètre extérieur du palier |
| N | 23.813 mm | Diamètre du trou de boulon |
| s | 41.275 mm | Axe unité à face latérale de la bague intérieure |

SKF



| | | |
|---|------------|----------------------------|
| S | 0.794 mm | Axe du roulement « fixe » |
| T | 122.238 mm | Largeur globale de l'unité |

DONNÉES DE CALCUL

| | | |
|--|-------|------------|
| Charge dynamique de base | C | 311 kN |
| Charge statique de base | C_0 | 415 kN |
| Limite de fatigue | P_u | 52.9 kN |
| Vitesse limite | | 700 r/min |
| Valeur limite | e | 0.24 |
| Coefficient de charge axiale | Y_1 | 2.8 |
| Coefficient de charge axiale | Y_2 | 4.2 |
| Coefficient de charge axiale | Y_0 | 2.8 |
| Diamètre moyen du roulement | d_m | 139.954 mm |
| Force de serrage axial du mécanisme de blocage | P_a | 5.34 kN |

MASSE

| | |
|-------------------------|-------|
| Masse du palier complet | 24 kg |
|-------------------------|-------|

INFORMATIONS DE MONTAGE

| | | |
|---|---|-------------------------|
| Diamètre du boulon de fixation | G | 22.225 mm |
| Vis de réglage | | 2 x 5/8"-18 UNF-2A x 1" |
| Couple de serrage des vis de réglage | | 149.705 Nm |
| Quantité de graisse pour la relubrification | | 13 g |

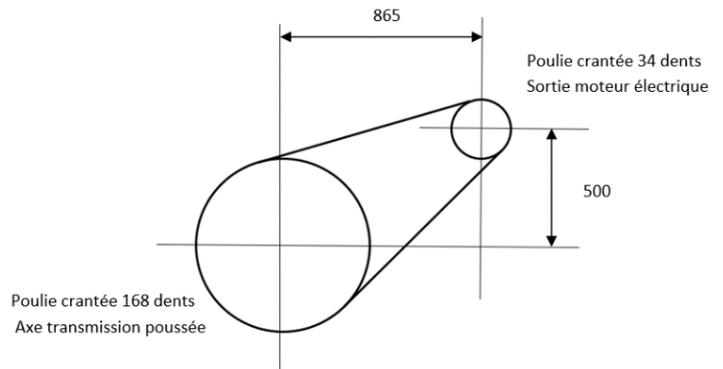
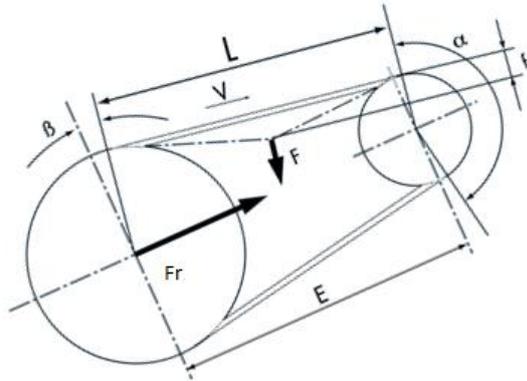
DOCUMENT TECHNIQUE DT4 : Extrait des caractéristiques Poulie Courroie



Courroies Industrielles - Rapport détaillé de la transmission
Design Flex® Pro de Gates Corporation

| | | | |
|--------------------------------|---------------------------------------|---------------------------------|-------------------------|
| Dest. projet : | | | |
| Application: Projet n°1 | | | |
| ENTREE | | | |
| Courr. connue: | Poly Chain Carbon Volt | Taille connue : | Motrice |
| Rapport de vitesse: | 4,94 Réd. | tr/min : | 34 Dents |
| Puiss. moteur : | 136 kW, Rendement: 92,00 % | Vitesse tangentielle maxi: | 3000 |
| Facteur de service : | 2,5 | D arbre : | Non précisé |
| Puiss. prévue: | 340 kW | | |
| Entraxe : | 1000 mm +/-10% | Moyeux vérifiés : | TL, Pré-alésage minimal |
| Normes moteur : | Moteur électrique | Courroies vérifiées : | Poly Chain Carbon Volt |
| TRANSM. SELECT. | | | |
| Type courroie : | Poly Chain Carbon Volt - 14GTV | Courroie | Motrice |
| Rapport de vitesse: | 4,94 Réd. | Réf. pièce : | 14M-34S-68 |
| tr/min réceptrice: | 607,1 | Code produit : | 9239-06250 |
| Puiss. nominale : | 458,09 kW | Diamètre primitif : | -- |
| Charge sur palier : | 7217 N | tr/min : | 151,5 mm |
| Entraxe : | 998,0 mm | Vitesse tangentielle/courroie : | 408,0 |
| Plage installation/rattrapage | 961,9 mm à 999,3 mm | Largeur : | 23,8 m / s |
| | | Designation moyeu : | -- |
| | | Alésage : | -- |
| | | Couple de serrage : | -- |
| | | Poids : | 1,9 kg |
| | | | 12 kg |
| | | | 71 kg |
| | | | 14M-168S-68 |
| | | | 7727-23034 |
| | | | 7727-33168 |
| | | | 748,7 mm |
| | | | 607,1 |
| | | | 23,7 m / s |
| | | | 86,34 mm |
| | | | 3525*65mm |
| | | | 65,0 mm |
| | | | 113 Nm |

DOCUMENT TECHNIQUE DT5 : Méthode calcul Fr du système poulie-courroie



Méthode de calcul Fr :

- 1) Rechercher dans **DT4** les valeurs suivantes :

D : plus grand diamètre poulie

d : plus petit diamètre poulie

E : Entraxe

pas

z_k = nombre de dents de la petite poulie

- 2) Rechercher la valeur de α dans le tableau ci-contre

- 3) Calculer $t = \frac{14}{pas}$

- 4) Calculer **Fr**

$$Fr = 1,51 \cdot \left(\frac{60 \cdot 10^6 \cdot \sin \alpha}{t \cdot z_k} \right)$$

| $\frac{D-d}{E}$ | α |
|-----------------|----------|
| 0,00 | 180 |
| 0,04 | 178 |
| 0,11 | 173 |
| 0,19 | 169 |
| 0,26 | 165 |
| 0,32 | 161 |
| 0,39 | 158 |
| 0,45 | 154 |
| 0,51 | 151 |
| 0,56 | 147 |
| 0,62 | 144 |
| 0,67 | 141 |
| 0,72 | 138 |
| 0,77 | 135 |
| 0,82 | 132 |
| 0,86 | 129 |
| 0,91 | 126 |
| 0,95 | 123 |
| 0,99 | 121 |
| 1,03 | 118 |
| 1,07 | 116 |
| 1,10 | 113 |
| 1,14 | 111 |
| 1,17 | 108 |
| 1,21 | 106 |
| 1,24 | 104 |
| 1,27 | 101 |
| 1,30 | 99 |
| 1,32 | 97 |
| 1,35 | 95 |
| 1,38 | 93 |
| 1,40 | 91 |
| 1,43 | 89 |
| 1,45 | 87 |
| 1,48 | 85 |
| 1,50 | 83 |
| 1,52 | 81 |

DOCUMENT TECHNIQUE DT6 : norme vis CHC / vis FHC

| Six pans creux | | | | | | | | | |
|--|-----|------|----------------|----------------|-------|----|------|----------------|----------------|
| La capacité de transmission du couple de serrage est un peu plus faible que celle des modes d'entraînement H ou Q. | | | | | | | | | |
| Elle présente notamment l'avantage : | | | | | | | | | |
| <ul style="list-style-type: none"> ■ d'une absence d'arêtes vives extérieures (sécurité, esthétique,...), ■ d'un mode d'entraînement de faible encombrement. | | | | | | | | | |
| d | a | b | s ₁ | s ₂ | d | a | b | s ₁ | s ₂ |
| M 1,6 | 3 | 3,52 | 1,5 | 0,9 | M12 | 18 | 22,5 | 10 | 8 |
| M 2 | 3,8 | 4,4 | 1,5 | 1,3 | (M14) | 21 | 26 | 12 | 10 |
| M 2,5 | 4,5 | 5,5 | 2 | 1,5 | M16 | 24 | 30 | 14 | 10 |
| M 3 | 5,5 | 5,5 | 2,5 | 2 | M20 | 30 | 38 | 17 | 12 |
| M 4 | 7 | 8,4 | 3 | 2,5 | M24 | 36 | — | 19 | — |
| M 5 | 8,5 | 9,3 | 4 | 3 | M30 | 45 | — | 22 | — |
| M 6 | 10 | 11,3 | 5 | 4 | M36 | 54 | — | 27 | — |
| M 8 | 13 | 15,8 | 6 | 5 | M42 | 63 | — | 32 | — |
| M10 | 16 | 18,3 | 8 | 6 | M48 | 72 | — | 36 | — |

EXEMPLE DE DÉSIGNATION :
Vis C HC, M d-l, classe de qualité***,

TÊTE CYLINDRIQUE à six pans creux

Symbole C HC
NF E 25-125

TÊTE FRAISÉE à six pans creux

Symbole F HC
NF E 27-160

DOCUMENT TECHNIQUE DT 7 : Profil à bulbe

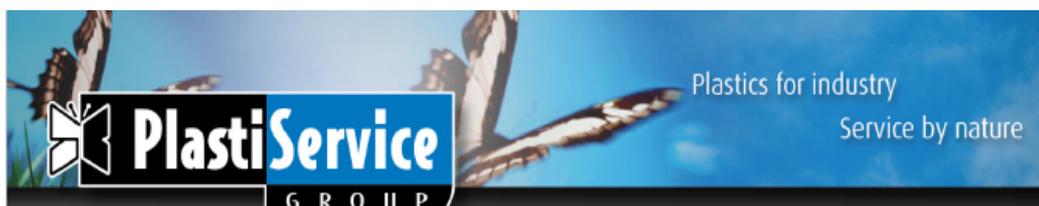
MÉPLAT FILÉ À BULBE - PROFILÉS SPÉCIAUX

Dimensions disponibles

| L | e | a | b | R |
|-----|---|----|----|---|
| 70 | 5 | 17 | 13 | 2 |
| 85 | 5 | 20 | 15 | 2 |
| 100 | 6 | 24 | 18 | 2 |
| 120 | 6 | 28 | 22 | 3 |
| 120 | 8 | 28 | 22 | 3 |



DOCUMENT TECHNIQUE DT 8 Propriétés de l'ertalyte



| PROPRIÉTÉS | Méthodes d'essai | Unités | valeurs |
|--|------------------|-------------------|---------------------|
| Propriétés physiques | ISO/IEC | | |
| Couleur | | | naturel/noir |
| Masse volumique | 1183 | g/cm ³ | 1,39 |
| Absorption d'eau | | | |
| - après 24/96 h dans l'eau à 23°C | 62 | mg | 6/13 |
| - à saturation dans l'air à 23°C / 50 % RH | 62 | % | 0,07/0,16 |
| - à saturation dans l'eau à 23°C | - | % | 0,25 |
| | - | % | 0,5 |
| Propriétés thermiques | | | |
| Température de fusion | - | °C | 255 |
| Température de transition vitreuse | - | °C | - |
| Conductivité thermique à 23°C | - | W/(K.m) | 0,29 |
| Coefficient de dilatation linéaire thermique | - | | |
| - valeur moyenne entre 23 et 60°C | - | m/(m.K) | 60.10 ⁻⁶ |
| - valeur moyenne entre 23 et 100°C | - | m/(m.K) | 80.10 ⁻⁶ |
| Température de fléchissement sous charge : | | | |
| - méthode A : 1,8 MPa | 75 | °C | 75 |
| Température d'utilisation max. admissible dans l'air | | | |
| - par pointes | - | °C | 160 |
| - en continu : pendant 5 000 / 20 000 h | - | °C | 115/100 |
| Température d'utilisation mini | | °C | -20 |
| Tenue à la flamme : | | | |
| - "Indice d'oxygène" | 4589 | % | 25 |
| - suivant UL 94 (épaisseur 3 / 6 mm) | - | - | HB/HB |
| Propriétés mécaniques à 23°C | | | |
| Essai de traction : | | | |
| - contrainte au seuil d'écoulement/contrainte à la rupture | 527 | MPa | 90/- |
| - allongement à la rupture | 527 | % | 15 |
| - module d'élasticité en traction | 527 | MPa | 3700 |
| Essai de compression : | | | |
| - contrainte pour une déformation nominale de 1/2/5% | 604 | MPa | 26/51/103 |
| Essai de fluage en traction : | | | |
| - contrainte qui produit un allongement de 1 % | 899 | MPa | 26 |
| en 1 000 h | 899 | MPa | 26 |
| Résistance aux chocs Charpy - non entaillé | 179/1eU | kJ/m ² | > 50 |
| Résistance aux chocs Charpy - entaillé | 179/1eA | kJ/m ² | 2 |
| Résistance aux chocs Izod - entaillé | 180/2A | kJ/m ² | 2 |
| Dureté à la bille | 2039-1 | N/mm ² | 170 |
| Dureté Rockwell | 2039-2 | - | M 96 |
| Propriétés électriques à 23°C | | | |
| Rigidité diélectrique | 60243 | KV/mm | 22 |
| Résistivité transversale | 60093 | Ω .cm | > 10 ¹⁵ |
| Résistivité superficielle | 60093 | Ω | > 10 ¹⁴ |
| Permittivité relative εr : | | | |
| - à 100 Hz | 60250 | - | 3,4 |
| - à 1 MHz | 60250 | - | 3,2 |
| Facteur de dissipation tg δ : | | | |
| - à 100 Hz | 60250 | - | 0,001 |
| - à 1 MHz | 60250 | - | 0,014 |
| Résistance au cheminement (CTI) | 60112 | - | 600 |

Toutes les informations fournies par Plastiservice ou en son nom, sous forme de données, de recommandations ou de toute autre façon sont fournies à titre indicatives. Plastiservice décline toute responsabilité quant à l'application, au traitement ou à l'utilisation de ces informations, et à toutes conséquences pouvant en résulter. L'acheteur assume la responsabilité pour l'application, le traitement et l'utilisation de ces informations ou les conséquences pouvant en résulter. Aucune responsabilité n'incombera à Plastiservice dans le cas où l'application, le traitement ou l'utilisation des informations ou produits, de la part de l'acheteur, porterait atteinte à des droits de propriété intellectuelle, industrielle ou autres droits appartenant à un tiers ou contrôlés par lui.

www.plastiservice.com