

SESSION 2026

CAPLP
CONCOURS EXTERNE ET CAFEP CORRESPONDANT

Section : GÉNIE MÉCANIQUE

Option : CONSTRUCTION

ÉPREUVE ÉCRITE 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.

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 **13** pages :

- le dossier sujet comportant la présentation du support de l'étude et le questionnement ;
- le dossier technique comportant **les documents techniques** DT1 à DT6.

RECOMMANDATIONS

Le questionnaire est composé de **4 parties indépendantes A, 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 DU SYSTEME	30 minutes
Partie B	DIMENSIONNEMENT DU SYSTEME D'AVANCE	1 heure 15 minutes
Partie C	DIMENSIONNEMENT DU SYSTEME DE LEVAGE	1 heure 45 minutes
Partie D	ÉTUDE DU SYSTEME HYDRAULIQUE	1 heure 30 minutes

CHARIOT DE TRANSPORT SERMAS

A. PRÉSENTATION DU CHARIOT DE TRANSPORT SERMAS

A.1. L'ENTREPRISE SERMAS

Fondée en 1972 à proximité de Grenoble, l'entreprise SERMAS-INDUSTRIE est leader mondial dans les équipements pour usines d'aluminium.

Elle offre des solutions de sciage de brames de grande taille en sortie de coulée ou de profilés extrudés, ainsi que des fraises de surfacage. Ces équipements se retrouvent dans plus de 40 pays sur tous les continents.



A.2. DESCRIPTION DU CHARIOT DE TRANSPORT SERMAS-INDUSTRIE

Afin de pouvoir proposer des solutions complètes clé en main, SERMAS a développé des équipements de transport et manutention afin de relier les différents postes de travail des ateliers de fabrication d'aluminium. L'objet de l'étude est un de ces chariots de transfert qui permet de déplacer les brames d'aluminium qui ont été coulées vers la ligne où seront réalisées les opérations de rectification et de découpe.

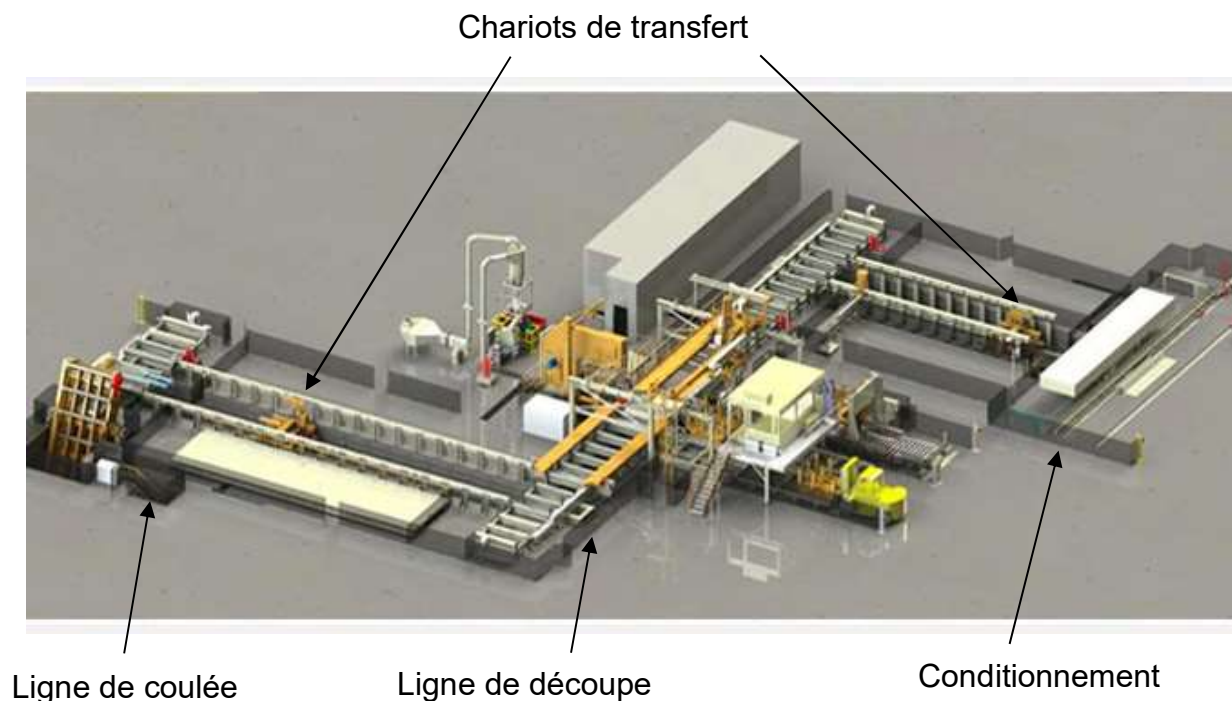


Figure 1 : atelier de fabrication d'aluminium

Dans sa configuration actuelle, le chariot convoyeur est capable de transporter des brames d'aluminium d'une masse de 46 tonnes. Le déplacement se déroule en trois étapes :

- Le chariot (1) est situé sous le convoyeur à rouleaux de la ligne de coulée. Les deux tiges des vérins (4) sortent et font tourner l'arbre menant (2). L'arbre mené (3), relié à l'arbre menant par la barre de liaison (5) est également entraîné en rotation. La rotation des deux arbres permet l'élévation des deux couteaux (6), afin de soulever la brame du convoyeur.
- Le chariot se déplace jusque sous le convoyeur à rouleaux de la ligne de découpe.
- La table du chariot redescend, afin que la brame repose sur le convoyeur à rouleaux.

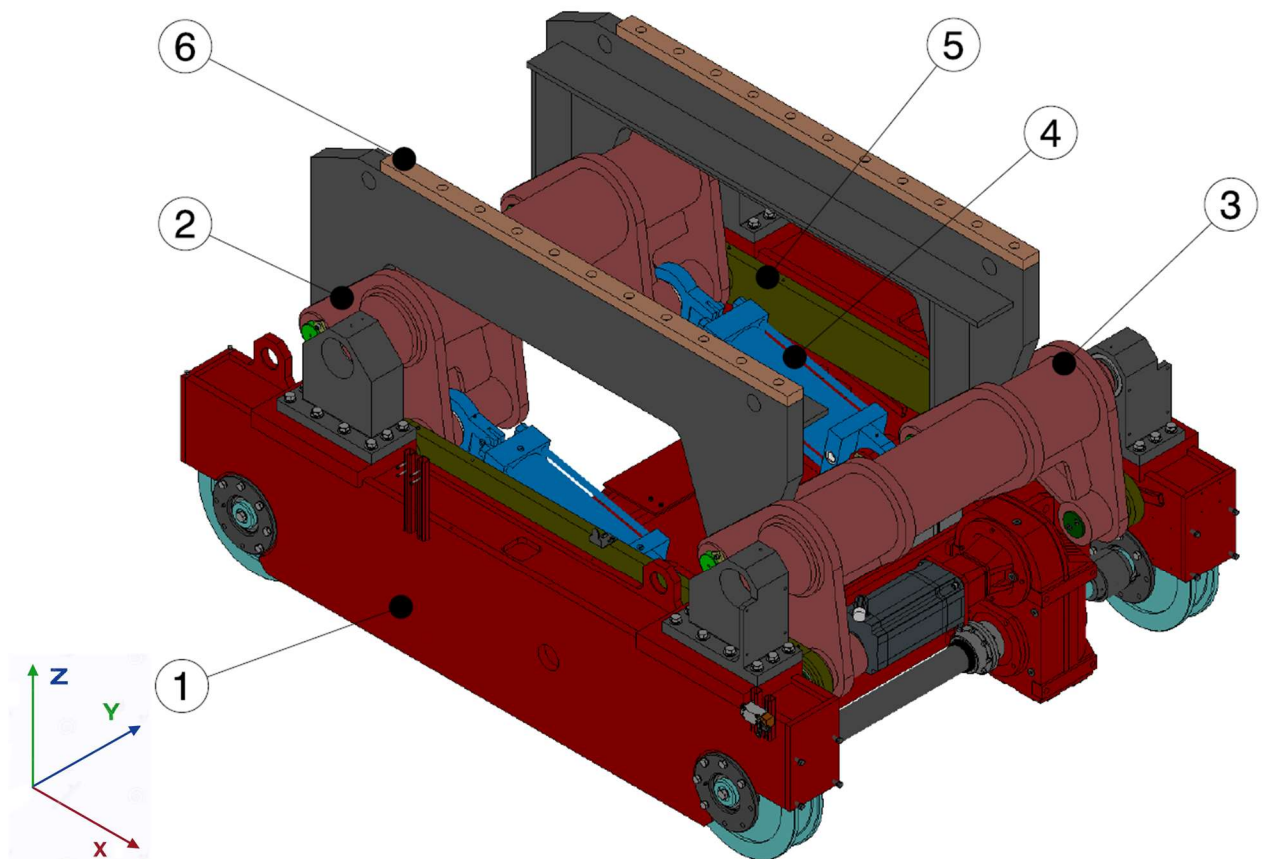


Figure 2 : vue générale du chariot

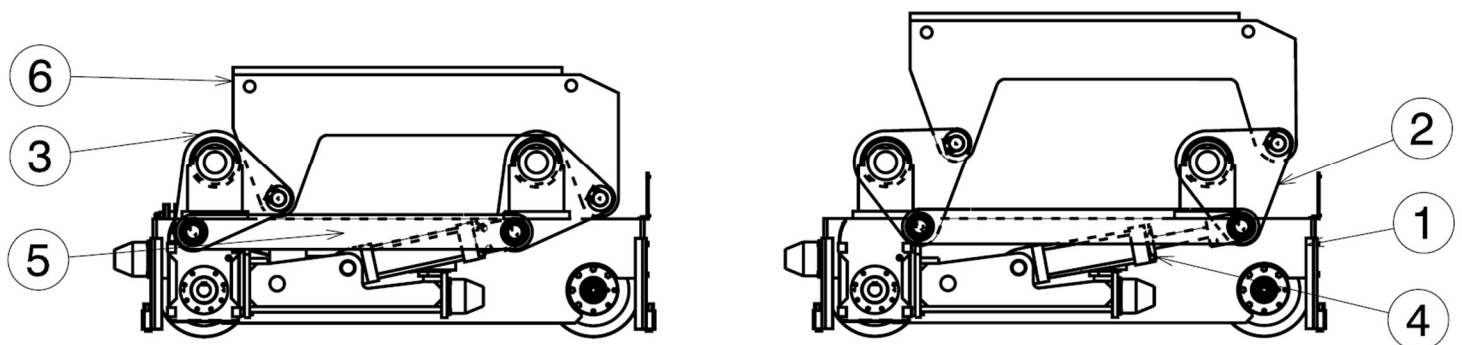


Figure 3 : vue en coupe du chariot en position basse et en cours de levage

A.3. PROBLÉMATIQUE ET OBJECTIF DE L'ETUDE

Afin de répondre à une demande spécifique d'un client, l'entreprise SERMAS doit vérifier que le chariot peut être utilisé pour des brames de dimensions et de masses plus importantes. Dans le cas contraire, des adaptations seront à envisager afin de s'assurer du bon fonctionnement du chariot dans le respect du cahier des charges. Les spécifications utiles dans le cadre de cette étude sont indiquées dans le diagramme d'exigence SysML ci-dessous.

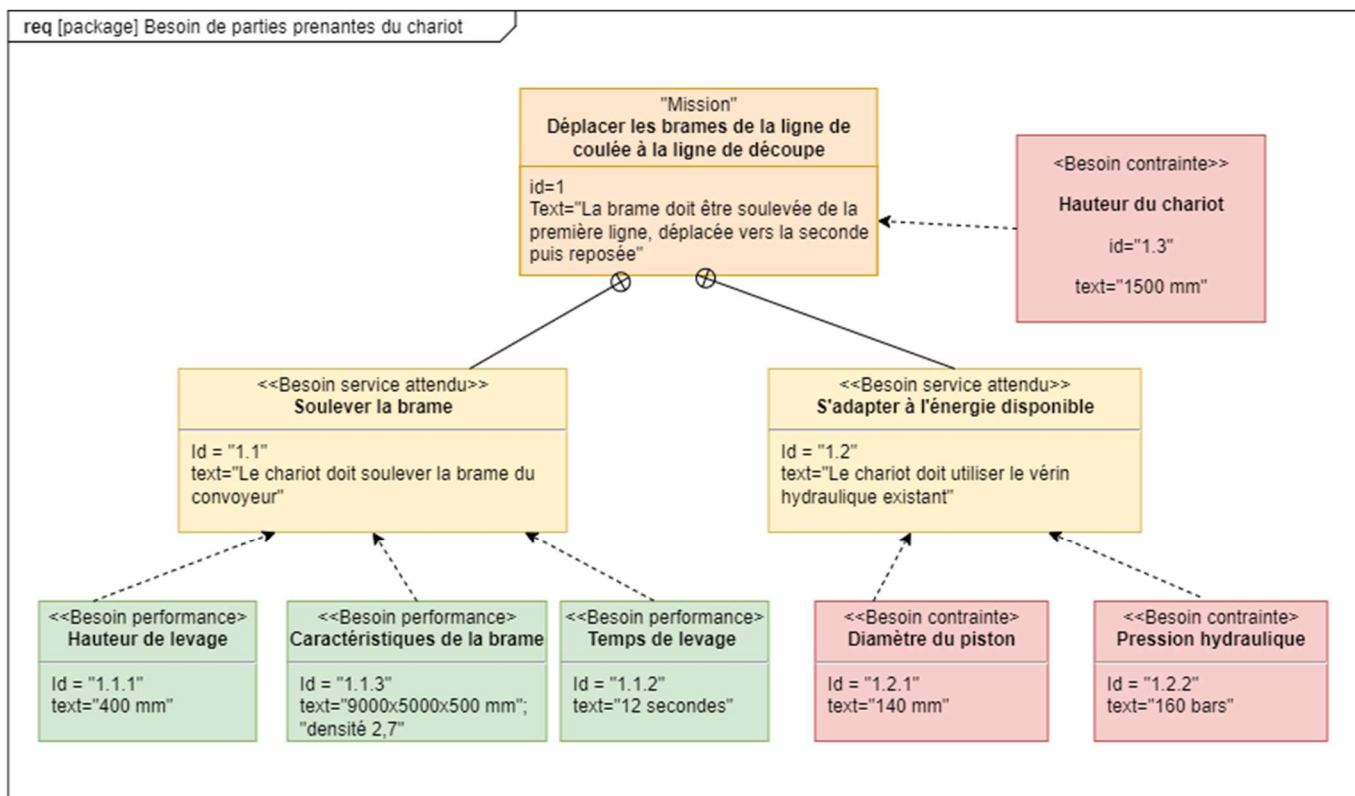


Figure 4 : diagramme des exigences du nouveau chariot

A.3. ANALYSE DES CARACTERISTIQUES DU SYSTEME

Objectifs : Comprendre le fonctionnement du système et ses spécifications.

Question n° 1 : À l'aide du diagramme des exigences et de vos connaissances, déterminer le volume en m³ et la masse de la brame à transporter.

Question n° 2 : Parmi les besoins présentés dans le diagramme des exigences, indiquer lesquels ne peuvent pas être modifiés sous peine de risquer une interférence avec les convoyeurs à rouleaux.

Question n° 3 : Dessiner le schéma cinématique du système dans le plan XZ. Pour des raisons de lisibilité, l'utilisation de différentes couleurs est conseillée.

Question n° 4 : À l'aide du document technique (DT1), déterminez sur le plan la condition fonctionnelle qui permet de garantir l'horizontalité d'un couteau. Expliquer la signification de cette condition.

B. DIMENSIONNEMENT DU SYSTEME D'AVANCE

B.1. CHOIX D'UN SERVO-MOTEUR

Objectif : choisir un servo-moteur adapté aux nouvelles exigences du cahier des charges

Les données relatives au déplacement du chariot sont les suivantes :

- Vitesse de déplacement : 28 m/min
- Temps d'accélération : 4,6 s
- Masse du chariot chargé : 58 t
- Coefficient de frottement solide C_f : 0,025
- Diamètre galets : 450 mm

Afin de garantir un positionnement (freinage moteur) satisfaisant du chariot, il faut que le rapport des inerties J_{eq}/J_{mot} ne dépasse pas 8.

Question n°5 : Déterminer la force nécessaire à l'accélération du chariot (en ne prenant pas en compte ici les forces dissipatives)

Question n°6 : Déterminer la force résultante due aux résistances aux mouvements, modélisée par une force de frottement solide ($f_r=C_f.P$)

Question n°7 : Déterminer le couple au démarrage

Question n°8 : Choisir un servo-moteur dans la liste ci-dessous :

Modèle 1 :	Modèle 2 :	Modèle 3 :	Modèle 4 :
$N_{mot} = 3100$ tr/min $C_{mot} = 29$ N.m $J_{mot} = 0.0162$ kg.m ² $r = 156,3$	$N_{mot} = 2200$ tr/min $C_{mot} = 35$ N.m $J_{mot} = 0.0195$ kg.m ² $r = 156,3$	$N_{mot} = 3100$ tr/min $C_{mot} = 15$ N.m $J_{mot} = 0.0112$ kg.m ² $r = 156,3$	$N_{mot} = 3100$ tr/min $C_{mot} = 30$ N.m $J_{mot} = 0.0144$ kg.m ² $r = 125,7$

Question n°9 : Justifier votre choix

Question n°10 : Déterminer J_{eq} , le moment d'inertie équivalent du mouvement du chariot chargé, ramené sur l'arbre moteur. (En passant par l'égalité des énergies cinétiques, $1/2mv^2$ pour un solide en translation et $1/2J\omega^2$ pour un solide en rotation).

Question n°11 : Le rapport des inerties est-il conforme aux attendus ? Conclure sur le positionnement du chariot.

B.2. DIMENSIONNEMENT DES RAILS

Objectif : Le diamètre des galets étant posé, il nous faut déterminer la largeur des rails et regarder la pression de contact entre les galets et les rails.

Les données relatives au dimensionnement des rails sont les suivantes :

- Masse du chariot chargé : 58t
- Diamètre galets : 450mm
- Largeur du contact sur le rail : 59mm ou 80mm
- Coefficient de poisson des galets et des rails : 0,3
- Module d'Young des galets et des rails : 210000 MPa
- Pression admissible pour les galets et les rails : 600 MPa

Question n°12 : Déterminer la charge sur l'essieu le plus chargé, puis sur un galet de cet essieu.

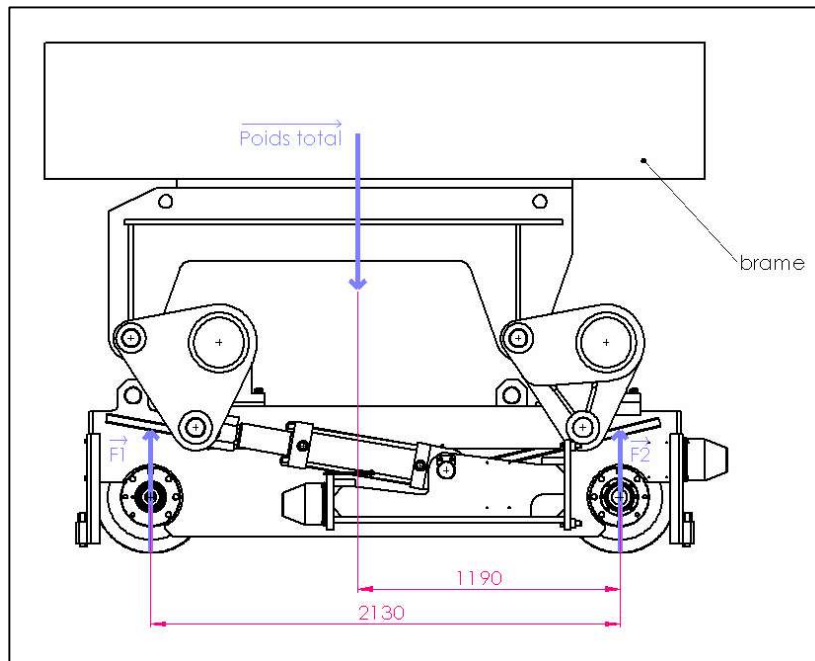


Figure 5 : modélisation des efforts de chargement des essieux

Question n°13 : Déterminer la largeur b du contact.

On rappelle que pour un contact cylindre sur cylindre on a :

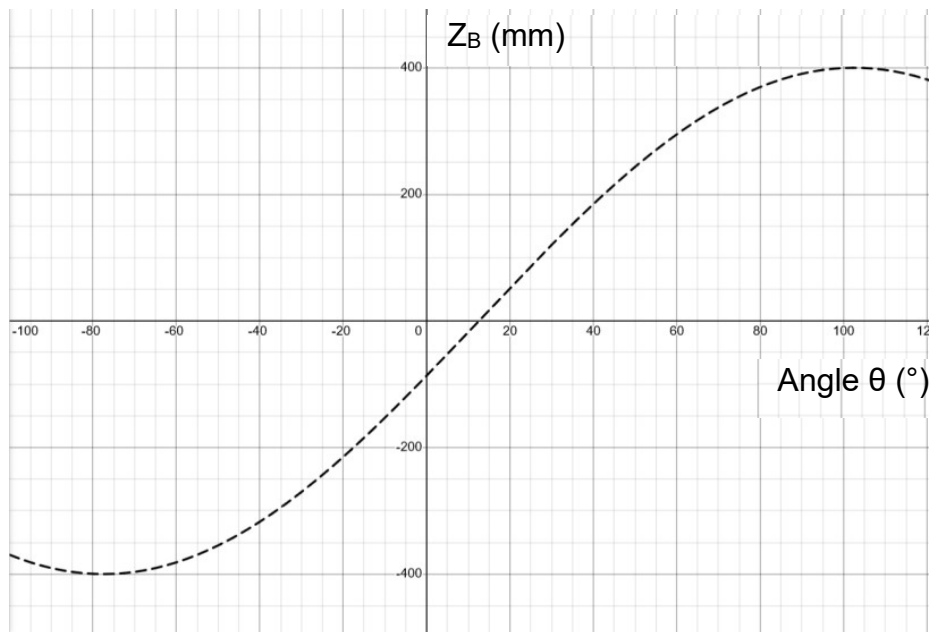
$$b = \sqrt{\frac{2.F}{\pi.L} \frac{(1-\mu_1^2)/E_1 + (1-\mu_2^2)/E_2}{1/d_1 + 1/d_2}}$$

avec :

μ : le coefficient de Poisson, sans unité
 E : module d'élasticité, en MPa
 d : le diamètre du cylindre, en mètres
 F : la force de contact, en Newton
 L : la longueur du cylindre, en mètre

La courbe ci-dessous décrit la course verticale de la brame Z_B en fonction de l'angle θ .

Pour des raisons développées plus loin, on limitera la valeur l'angle θ variant de -15° à 45° .



Question n°18 : Vérifier que la course verticale de la brame respecte le cahier des charges.

Question n°19 : Déterminer l'expression de $L_v = f(\theta)$, la longueur du vérin IG en fonction de l'angle pour θ variant de -15° à 45° .

Question n°20 : Calculer la valeur de la course du vérin, pour θ variant de -15° à 45° .

C.2. VÉRIFICATION DU DIAMETRE DE PISTON DES VERINS

Objectif : L'architecture du système de levage avec les arbres menant et mené suggère que la loi d'entrée sortie des forces n'est pas linéaire. L'effort requis fourni par les vérins ne peut pas être déduit simplement. Il faudra valider l'expression de l'effort des vérins, en tout point de la course. Pour y parvenir, il faudra étudier successivement l'équilibre des couteaux 6, puis l'équilibre de l'arbre mené 3, et enfin l'équilibre de l'arbre menant 2.

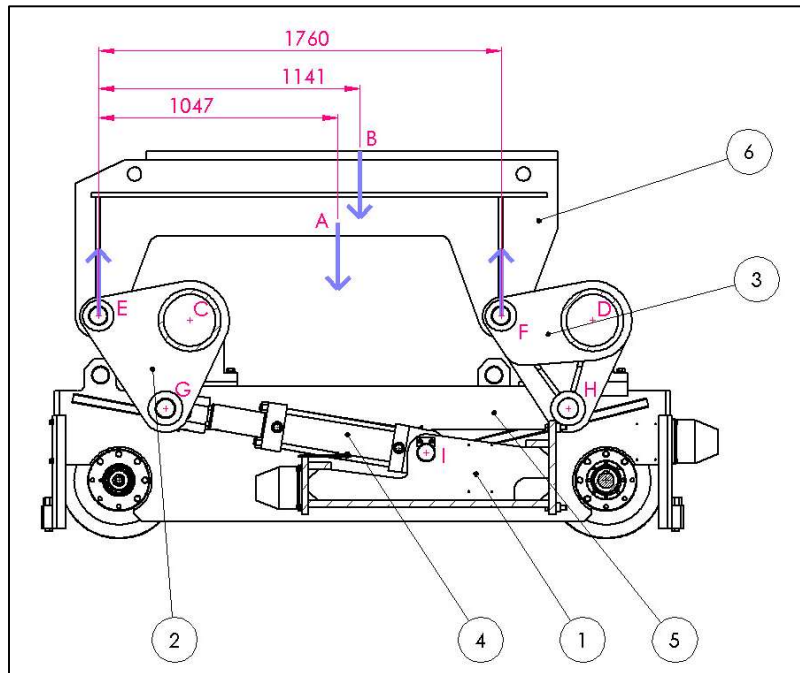


Figure 7 : modélisation des efforts de l'équilibre des couteaux 6

En A s'exerce le poids des couteaux 6 (13714N), et en B le poids de la brame (490500N). En E et en F s'exercent les forces des arbres 2 et 3 sur les couteaux.

Question n°21 : Déterminer les intensités des forces $\vec{E}(2 \rightarrow 6)$ et $\vec{F}(3 \rightarrow 6)$ nécessaires pour l'équilibre des couteaux. Il est conseillé de réaliser l'équilibre des moments de forces autour de E.

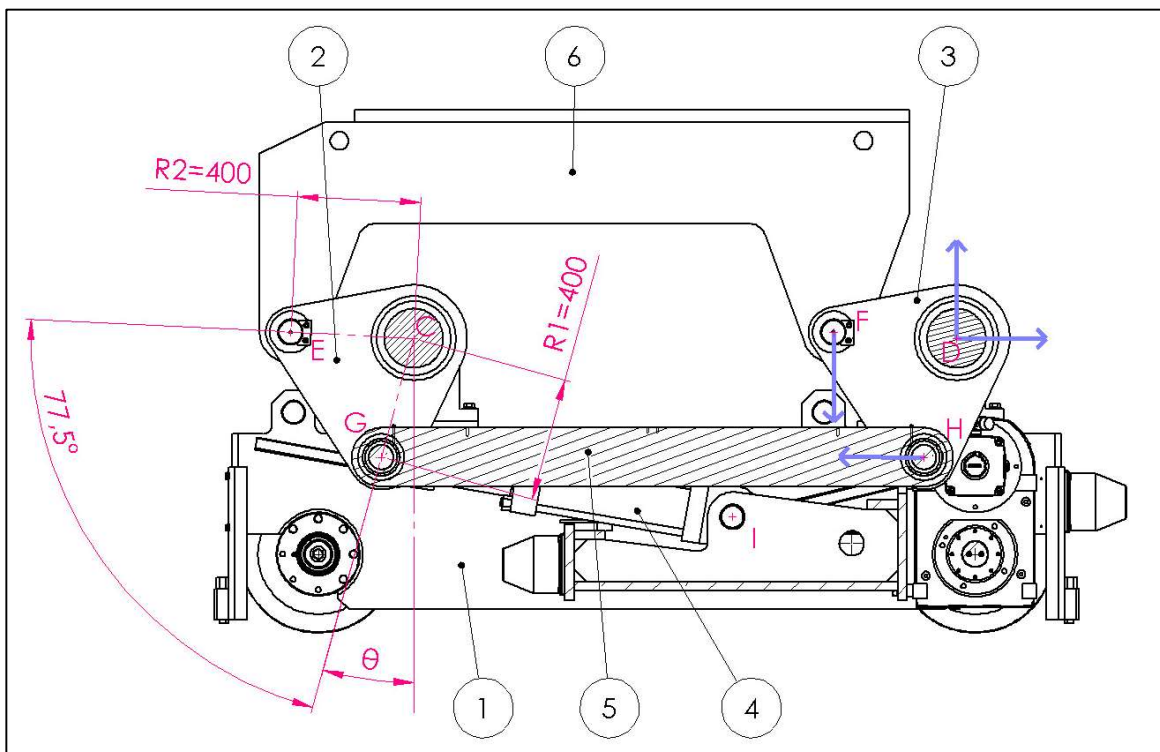


Figure 8 : modélisation des efforts de l'équilibre de l'arbre mené 3

L'effort $\vec{D}(1 \rightarrow 3)$ a été décomposé en sa partie horizontale et verticale
La géométrie des arbres 2 et 3 est identique et leur orientation θ est la même.

Question n°22 : Déterminer l'intensité de la force $\vec{H}(5 \rightarrow 3)$ nécessaire à l'équilibre de l'arbre mené 3. Il est conseillé de réaliser l'équilibre des moments de forces autour de D. Mesurer les bras de levier sur le DT2, fig1.

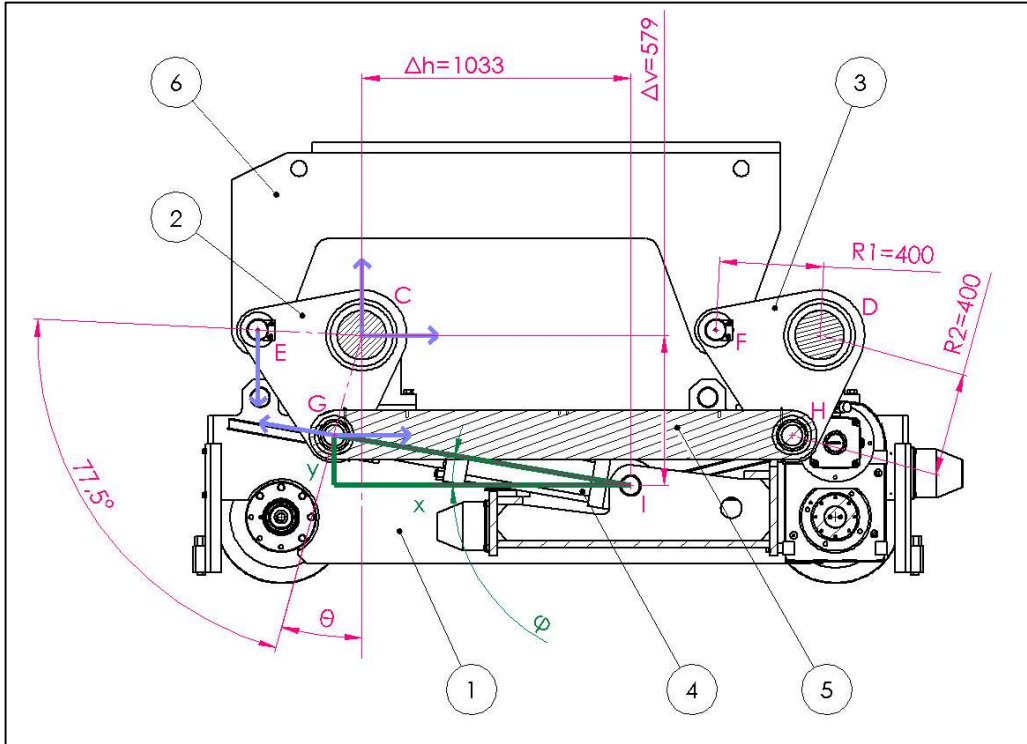
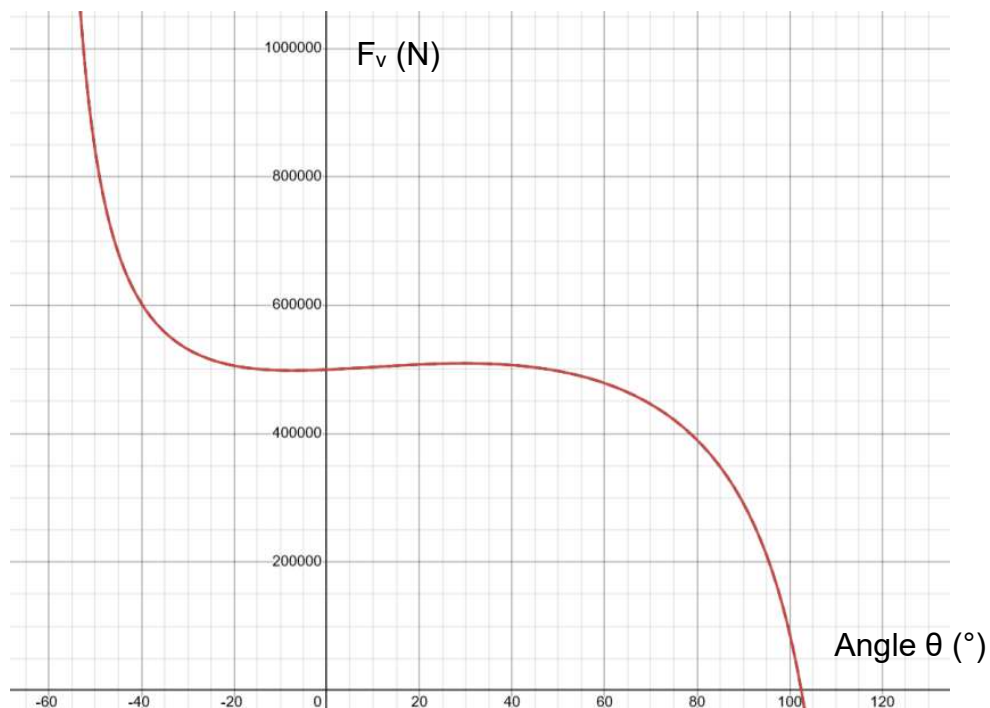


Figure 9 : modélisation des efforts de l'équilibre de l'arbre menant 2

L'effort $\vec{C}(1 \rightarrow 2)$ a été décomposé en sa partie horizontale et verticale.

Question n°23 : Déterminer l'intensité de la force $F_v(\theta)$ ($\|\vec{G}(4 \rightarrow 2)\|$) nécessaire à l'équilibre de l'arbre menant 2. Il est conseillé de réaliser l'équilibre des moments de forces autour de C. Mesurer les bras de levier sur le DT2, fig2.

Question n°24 : Calculer la valeur de la force $F_v(\theta)$ d'après l'expression $F_v(\theta) = \vec{G}(4 \rightarrow 2)(\theta) = (F+E) \cdot \frac{R1}{R2} \cdot \frac{\cos(\theta-12,5)}{\sin(\tan^{-1}(\frac{\Delta v - R2 \cdot \cos \theta}{\Delta h + R2 \cdot \sin \theta}) + 90 - \theta)}$ en prenant $\theta = 15^\circ$



Question n°25 : D'après la courbe représentant la fonction $F_v(\theta)$ ci-dessus, expliquer pourquoi le levage est intéressant pour θ variant de -15° à 45° .

Question n°26 : D'après la courbe représentant la fonction $F_v(\theta)$ ci-dessus, déterminer l'effort maximal des deux vérins pour θ variant de -15° à 45° ?

Question n°27 : Les vérins actuels avec des pistons de diamètre 14 cm permettent-ils d'obtenir cet effort ? Justifier

Question n°28 : Des vérins avec des pistons de diamètre 16 cm permettraient-ils d'obtenir cet effort ?

Question n°29 : En remarquant le facteur $R1/R2$ dans l'expression de $F_v(\theta)$, proposer une solution technologique jouant sur $R1$ et $R2$ permettant de conserver les vérins d'origine.

Question n°30 : On remarque que $F_v(\theta) \approx F_{\text{brame}} + F_c$ pour tout θ compris entre -15° et 45° . Pourquoi utiliser la structure de levage avec arbres de renvoi et pas simplement des vérins verticaux ?

C.3. VERIFICATION DE LA RESISTANCE DES COUTEAUX

Objectif : vérifier si les couteaux du modèle actuel peuvent supporter la nouvelle charge exigée. On souhaite avoir un coefficient de sécurité de 2.

Les figures du DT3 présentent les résultats d'une simulation par éléments finis d'un couteau en charge. Les paliers sont modélisés par des liaisons pivots fixes et les efforts appliqués correspondent au poids de la brame.

Question n°31 : Indiquer la valeur de contrainte maximale observée sur cette simulation.

Question n°32 : Les couteaux étant en acier, cette contrainte peut-elle poser problème ?

Question n°33 : Relever et commenter la déformation maximale des couteaux.

D. PARTIE D : ETUDE DU SYSTEME HYDRAULIQUE

D.1. ÉTUDE DES COMPOSANTS

Objectif : identifier les composants du circuit hydraulique et leurs rôles

Indépendamment des résultats trouvés dans les parties précédentes, on considérera que les deux vérins ont un diamètre de piston de 140 mm et qu'ils doivent développer chacun en effort de 25000 daN, sur une course de 400mm.

Question n°34 : Indiquer le nom et la fonction des composants repérés « LT19 » et « LT19.1 » sur le schéma hydraulique DT4.

Question n°35 : Déterminer le réglage à faire sur le composant LT19 afin de respecter le cahier des charges

Pour des raisons de sécurité, il ne faut pas que la table puisse redescendre en cas de baisse de pression involontaire dans le circuit (fuite, ou casse d'un conduit ou d'un composant).

Question n°36 : Quel composant assure cette fonction ? Quel est son nom et comment fonctionne-t-il ?

Les vérins utilisés pour le levage du chariot sont des vérins hydrauliques à double effet.

Question n°37 : Expliquez la différence entre des vérins à double effet et à simple effet. Des vérins à simple effet pourraient-ils être utilisés sur ce système ?

Question n°38 : Expliquer le phénomène de flambement, pouvant survenir sur un vérin, à l'aide d'un schéma.

D.2. CHOIX DE LA POMPE HYDRAULIQUE

Objectif : choisir une pompe hydraulique adaptée aux nouvelles contraintes

L'étude de la partie B.2 a démontré que des vérins de diamètre 140mm soumis à une pression de 160 bars n'étaient pas en mesure de fournir les efforts requis de 25000 daN.

Question n°39 : Quelle serait la pression nécessaire dans le vérin pour fournir cet effort ?

Indépendamment du résultat trouvé à la question n°35, on considérera que le débit d'huile nécessaire dans *chaque* vérin est de 40 l/min.

Question n°40 : Dans ces conditions, déterminer la puissance hydraulique absorbée par les *deux* vérins en sortie de tige.

Le DT5 présente un extrait de catalogue de tuyaux flexibles pouvant être utilisés entre les *deux* vérins du chariot et la centrale hydraulique qui l'alimente.

Question n°41 : À l'aide du DT4, indiquer en justifiant si les trois tuyaux proposés pourraient convenir pour l'alimentation du chariot.

Le frottement du fluide hydraulique lors de son passage dans les canalisations peut amener des diminutions de pression, appelées pertes de charge.

Question n°42 : Parmi les tuyaux retenus à la question précédente, lequel pensez-vous être le plus adapté et pourquoi ?

Déterminer à l'aide du plan du circuit hydraulique DT4 et du formulaire ci-dessous, les pertes de charge linéaires dans le circuit. On étudiera la portion entre la pompe hydraulique et le chariot contenant les deux vérins, pour ce modèle de tuyau. On négligera les pertes de charge singulières dans cette étude.

Le calcul des pertes de charge linéaires se détermine grâce à l'équation de Darcy-Weisbach :

$$\Delta P = \lambda \cdot \frac{L}{D} \cdot \rho \cdot \frac{V^2}{2}$$

Avec ΔP : perte de charge, en Pascal

L : longueur de la canalisation, en mètres

D : diamètre de la canalisation, en mètres

ρ : masse volumique du fluide, ici 900 kilogrammes par mètre cube

ν : viscosité cinématique du fluide, en centistokes (ici 30 centistokes)

V : vitesse moyenne du fluide, en mètres par seconde

Re : nombre de Reynolds, déterminé par cette formule : $Re = \frac{V \cdot D \cdot 10^6}{\nu}$

λ est déterminé d'une des manières suivantes, selon la valeur du nombre de Reynolds :

<p>Re ≤ 1200 : écoulement laminaire</p> $\lambda = \frac{64}{Re}$	<p>1200 < Re < 100000 : écoulement turbulent lisse</p> $\lambda = 0,316 \cdot Re^{-0,25}$ <p>(expression de BLASIUS)</p>	<p>Re ≥ 100000 : écoulement turbulent rugueux</p> $\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \log\left(\frac{\varepsilon}{3,71 \cdot D} + \frac{2,51}{Re \cdot \sqrt{\lambda}}\right)$ <p>(expression de COLEBROOK)</p> <p>ε = hauteur moyenne des rugosités</p>
---	--	--

Question n°43 : En prenant en compte les pertes de charge, indiquer la pression devant être fournie par la pompe.

Question n°44 : Quelles technologies de pompe pourraient être utilisées pour cette application ?

Question n°45 : La technologie retenue est la pompe à engrenages. Expliquer à l'aide d'un schéma le fonctionnement d'une telle pompe.

Question n°46 : Grâce aux résultats des questions précédentes, choisir un modèle de pompe adapté dans le catalogue proposé (DT6).

DT2 – Vue de détail des arbres menant et mené

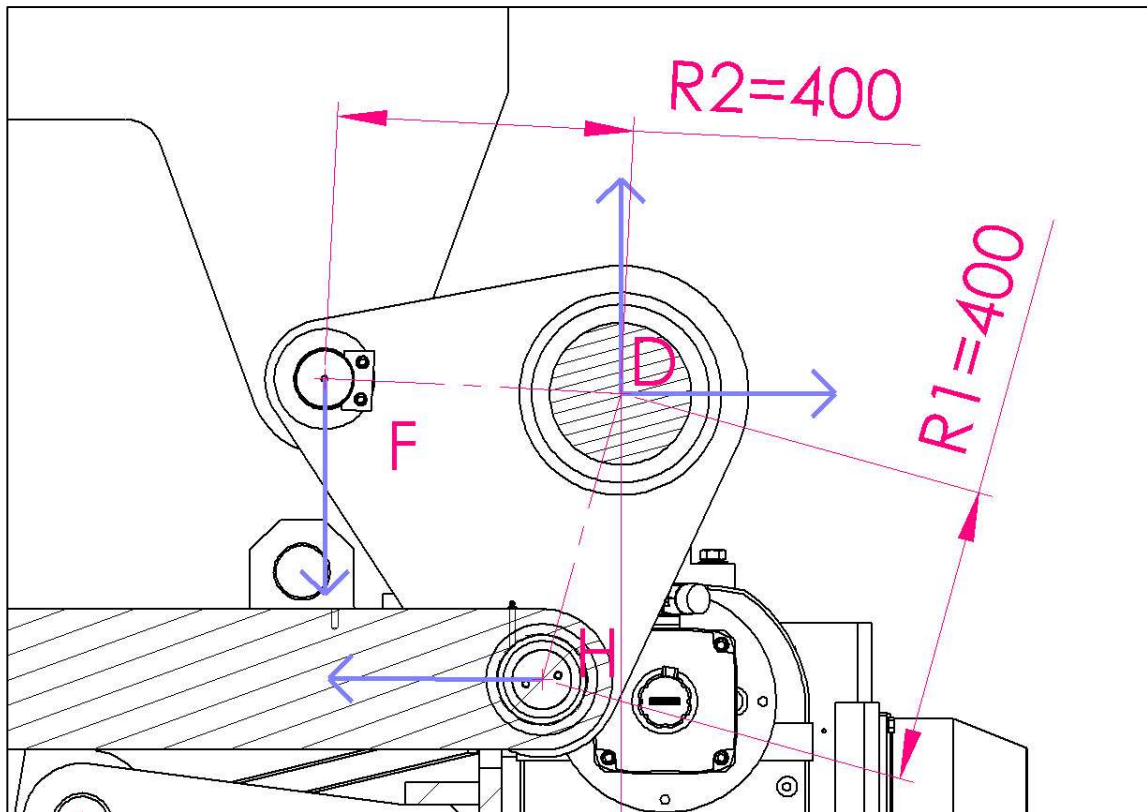


Figure 1 : vue de détail de l'arbre mené 3

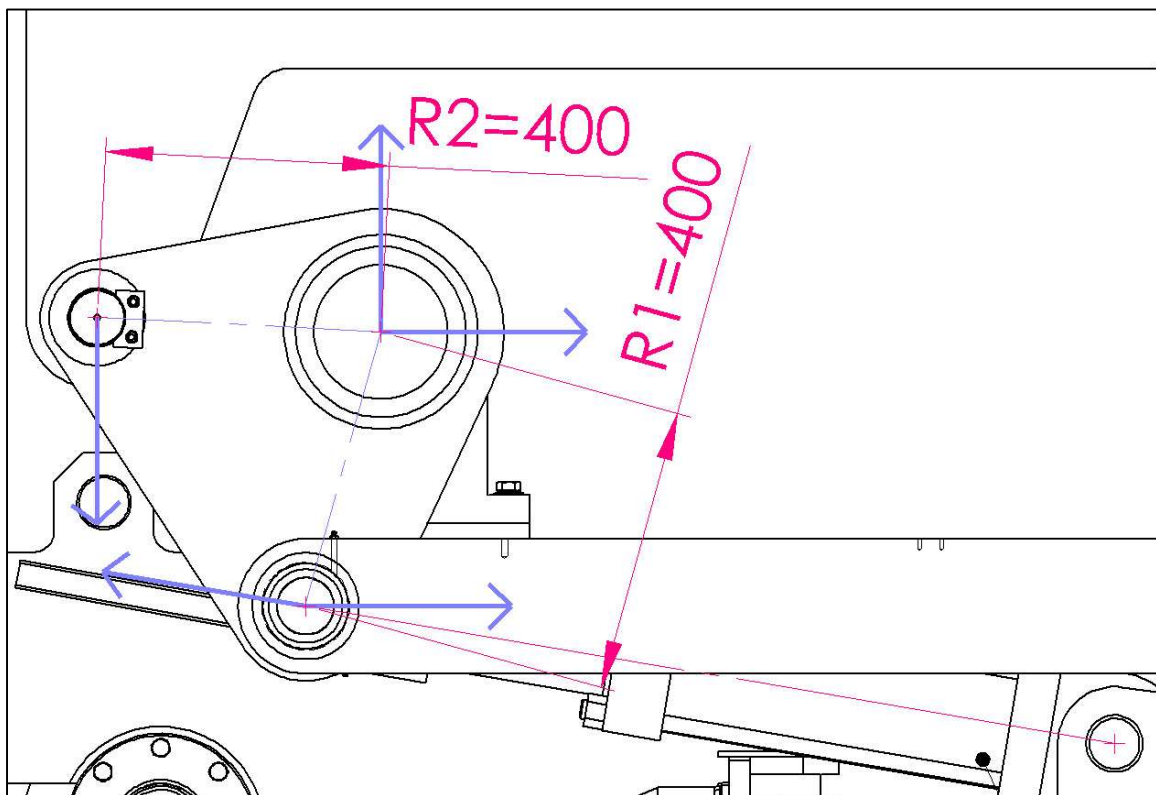


Figure 2 : vue de détail de l'arbre menant 2

DT3 – Résultats de la simulation par éléments finis

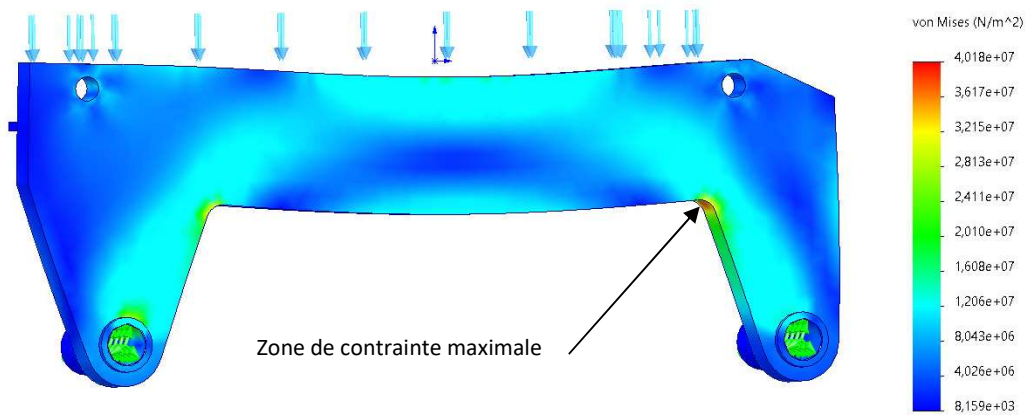


Figure 1: Répartition des contraintes dans la pièce chargée

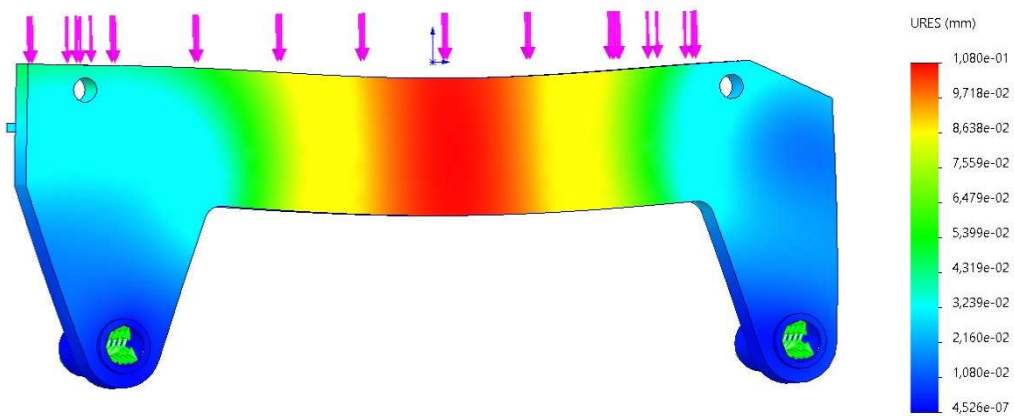
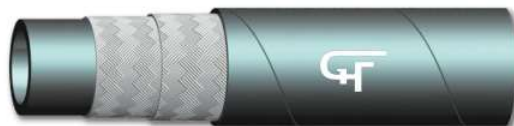


Figure 2: Répartition des déformations dans la pièce chargée

DT5 – Extrait du catalogue de flexibles hydrauliques

DIN 20022 2SN
EN 853 2SN



Structure

Couche intérieure :
Caoutchouc synthétique extrudé sans discontinuités résistant aux huiles.

Renfort :
Deux tresses en fil d'acier traité haute résistance.

Couche extérieure mince :
Caoutchouc synthétique noir anti-abrasion, résistant aux huiles, à l'ozone et aux agents atmosphériques.

Applications

Pour fluides hydrauliques, glycol, hydrocarbures, huiles minérales, carburant, essence, etc.

Températures d'emploi

De -40°C à +100°C.

Normes

DIN 20022 2SN
EN 853 2SN

Code	Référence	Diamètre			Pression		Rayon mini de courbure mm.	Poids KG/m
		D.Int. mm	Inch	D. Ext mm	Service bar	Eclat. bar		
58113000	FLEX TA2T 13 -1/2"	12	1/2	22.2	275	1100	180	0.67
58116000	FLEX TA2T 16 -5/8"	16	5/8	25.4	250	1000	200	0.77
58119000	FLEX TA2T 19 -3/4"	20	3/4	29.3	215	860	240	1.00

DT6 – Extrait du catalogue de pompes hydrauliques



➤ POMPES AVEC MULTIPLICATEURS G2 ET G3



- Une référence pour un ensemble complet.
- Pompe Produit Hydrokit.

Application

Groupe pompe multiplicateur

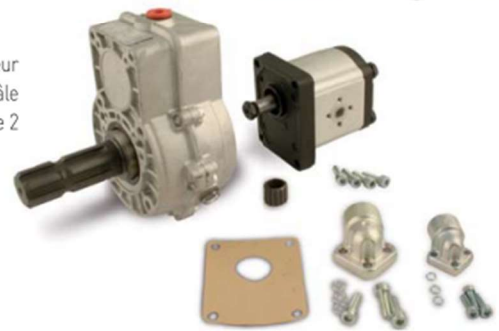
Composition

- Multiplicateur rapport 1:3,3.
- Pompe.
- Brides d'aspiration et refoulement.
- Joint papier.
- Manchon d'accouplement.
- Vis de fixation de la pompe.

Multiplicateur
arbre femelle
groupe 2



Multiplicateur
arbre mâle
groupe 2



Option 1000 tr/min : Nous consulter

Modèle	Débit à 1890 tr/min (l/min)	Cylindrée (cm ³ /tr)	Pression maxi (bar)	Puissance absorbée à 100 b (ch.)	Référence multiplicateur arbre mâle	Référence multiplicateur arbre femelle	Raccordement aspiration taraudée coudée	Raccordement refoulement taraudée coudée
PMG-01	21	11	250	5,3	MMS35F211D	MFS35F211D	1/2" BSP	3/8" BSP
PMG-02	26	14	250	6,7	MMS35F214D	MFS35F214D	3/4" BSP	1/2" BSP
PMG-03	36	19	200	9,1	MMS35F219D	MFS35F219D	3/4" BSP	1/2" BSP
PMG-04	41	22	200	10,5	MMS35F222D	MFS35F222D	3/4" BSP	1/2" BSP
PMG-05	47	25	250	11,9	MMS35F325D	MFS35F325D	3/4" BSP	3/4" BSP
PMG-06	60	32	250	15,3	MMS35F332D	MFS35F332D	1" BSP	3/4" BSP
PMG-07	79	42	230	20	MMS35F342D	MFS35F342D	1" BSP	3/4" BSP
PMG-08	87	46	230	21,9	MMS35F346D	MFS35F346D	1" BSP	3/4" BSP
PMG-09	104	55	200	26,2	MMS35F355D	MFS35F355D	1" BSP	3/4" BSP