

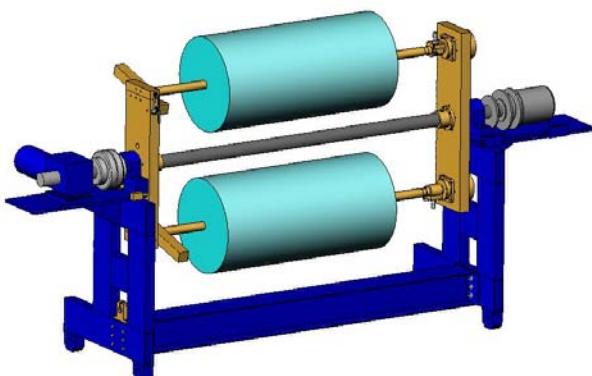
CORRIGE

Système de retournement de bobines

Modèle existant



La modification



Proposition de barème

Vérification de l'encombrement

1.1 Vérification de la position de l'axe de rotation du système de retournement.

Vérification de la motorisation et des paliers

2.1 Recherche des actions mécaniques appliquées au sous ensemble du système de retournement des bobines

2.2 Détermination de la désignation des paliers en fonctions de la charge et du diamètre de la barre du système de retournement des bobines.

2.3 Détermination du couple résistant du motoréducteur d'entraînement du système de retournement des bobines.

2.4 Détermination de la fréquence de rotation du système de retournement des bobines.

2.5 Détermination de la puissance utile du système de retournement des bobines.

2.6 Détermination du motoréducteur animant le système de retournement des bobines.

2.7 Détermination du temps de rotation du système de retournement des bobines.

Vérification de la barre de soutien d'une bobine

3.1 Détermination du matériau

3.2 Vérification des conditions de débattement angulaire des paliers en fonction du matériau choisi précédemment.

3.2.1 Détermination de l'angle maxi admissible par les paliers de type Y « appliqués complets ».

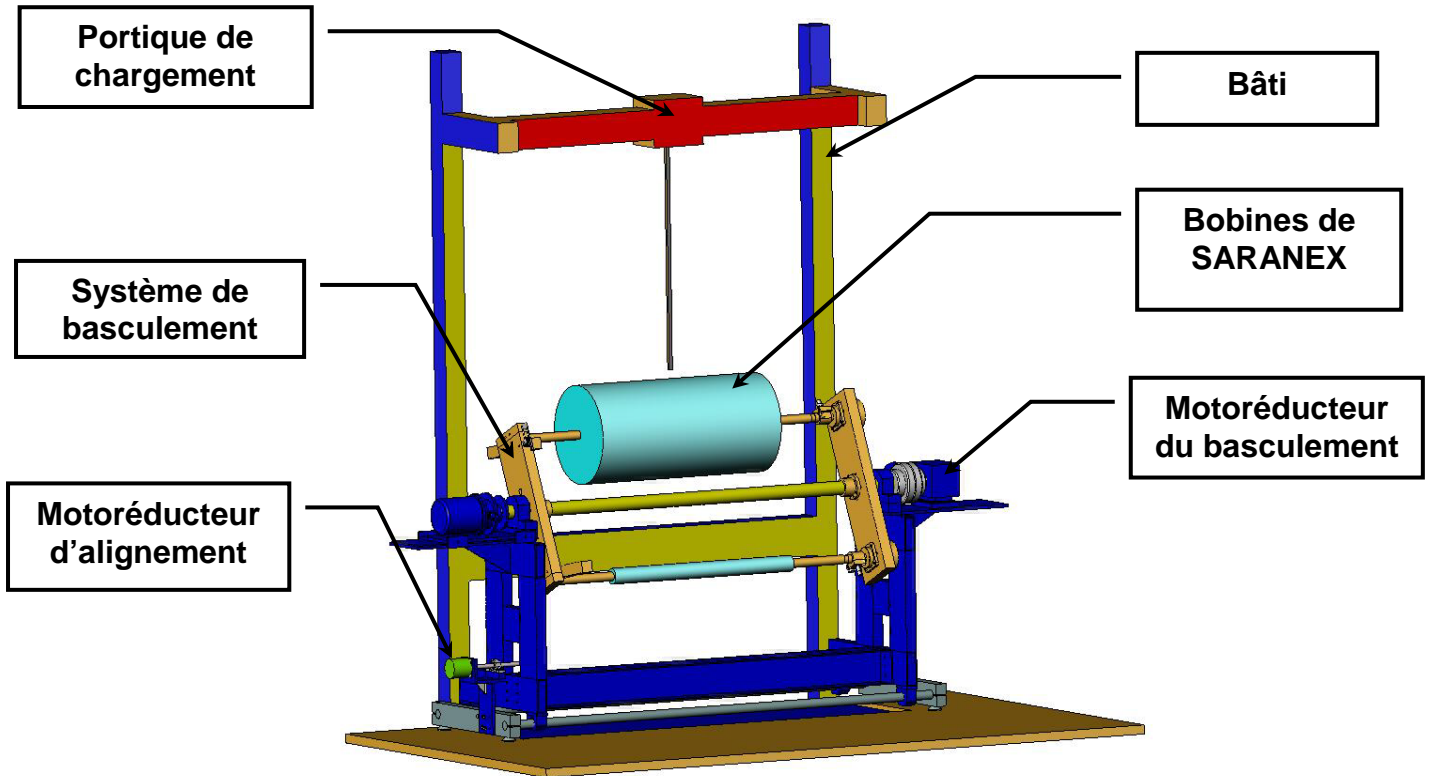
3.2.2 Détermination de l'angle maxi admissible du matériau choisi précédemment.

3.2.3 Conclusion sur la validité du matériau choisi

1 pt	}	Géométrie	1 pts
2 pts	}	Tableau Résolution	Statique 7 pts
4 pts			
1 pt			
1 pt			
Mt 0,5 pt	}		Cinématique 7 pts
ω 1 pt			
N 1pt			
1 pt			
0,5 pt			
2 pts			
1 pt	}		RDM 5 pts
1 pt			
2 pts			
1 pt			

Système de retournement de bobines

Étude du projet



Pour mettre en oeuvre le système de basculement, vous avez à vérifier les points suivants :

Vérification de l'encombrement :

- ✎ En fonction du nouveau système, vérifier que l'encombrement est suffisant pour permettre le basculement des bobines en toute sécurité.

Vérification de la motorisation et des paliers :

- ✎ Vérifier si le motoréducteur de basculement ainsi que les paliers de soutien permettent de répondre aux conditions d'effort exercées par les bobines.
- ✎ Déterminer le temps de rotation qui permet de passer d'une bobine à l'autre vérifiant ainsi les caractéristiques du motoréducteur de basculement compatibles avec celles imposées par le cahier des charges

Vérification de la barre de soutien d'une bobine :

- ✎ Interprétation des résultats du traitement informatique pour le dimensionnement de la barre de soutien d'une bobine.

Pour réaliser votre étude, vous utiliserez les démarches et outils de votre choix.

Pour chaque étape de votre étude, vous préciserez sur le document réponse :

↳ **Ce que vous cherchez**

↳ **La procédure et les outils que vous avez utilisés**

↳ **Les étapes de résolution**

↳ **Les résultats obtenus.**

I Vérification de l'encombrement

1.1 Vérification de la position de l'axe de rotation de la tête de test.

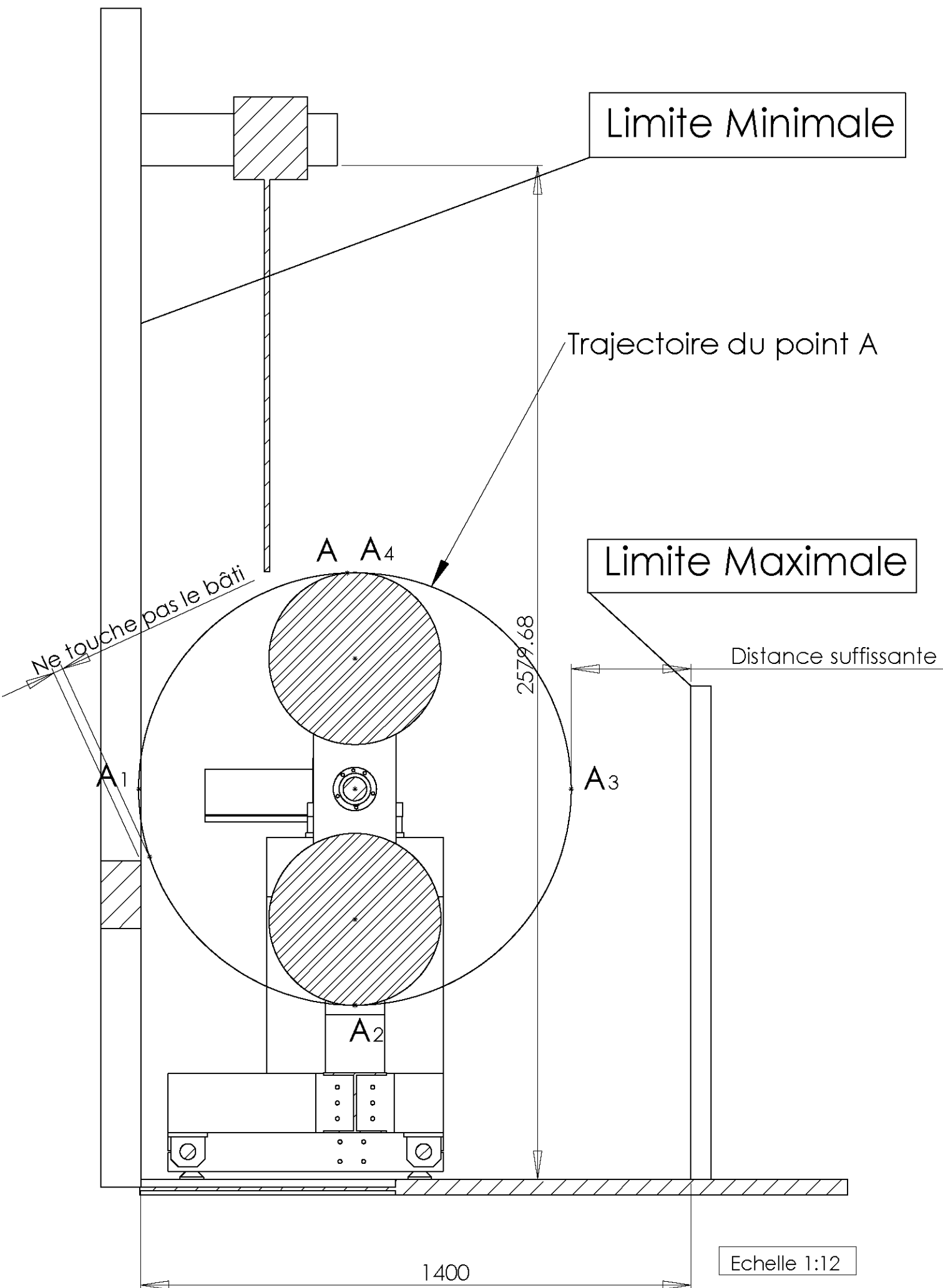
Le nouveau système permet de basculer deux bobines en même temps. Il faut vérifier que la position de l'axe de rotation de ce système est inscrite dans une zone compatible avec un basculement sans collision.

Le **document DR1 8/24** présente la position de travail de ces bobines.

A l'aide du point A repéré sur le système de retournement, Tracez la trajectoire du point A et positionnez les points caractéristiques donnés dans le tableau ci-dessous, en considérant que la rotation des bobines s'effectue dans le sens trigonométrique. Vérifiez que la zone ainsi définie est compatible avec un basculement sans collision en indiquant si les espaces éventuels entre cette zone et les limites indiquées.

Position	Points repérés et positionnés
0°	A
90°	A ₁
180°	A ₂
270°	A ₃
360°	A ₄

Y a-t-il collision ? NON

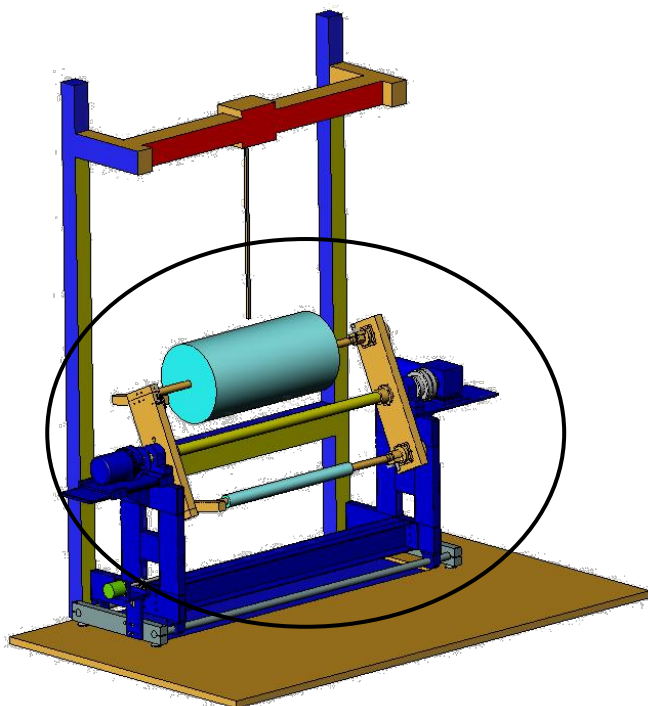


II Vérification de la motorisation et des paliers :

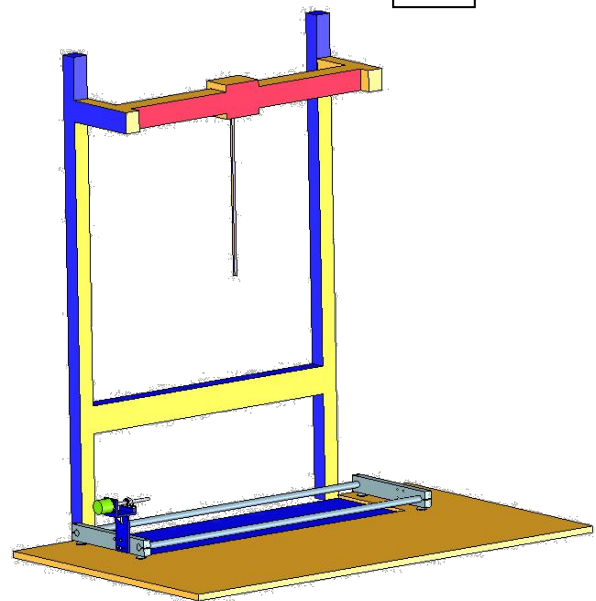
2.1 Recherche des actions mécaniques appliquées au sous ensemble du système de retournement des bobines

Nous allons étudier les efforts exercés et choisir les paliers de roulement pour la barre du système de retournement.

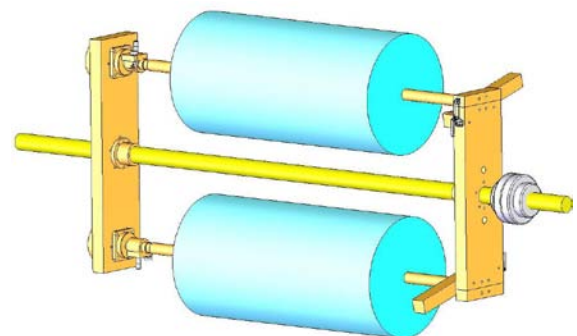
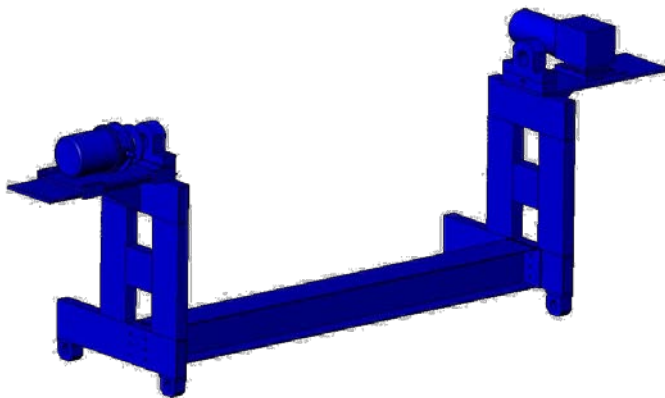
On rappelle que le poids du sous ensemble du système de retournement est de **5000 N**.



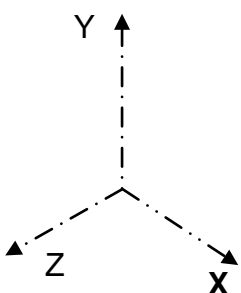
S1



S2

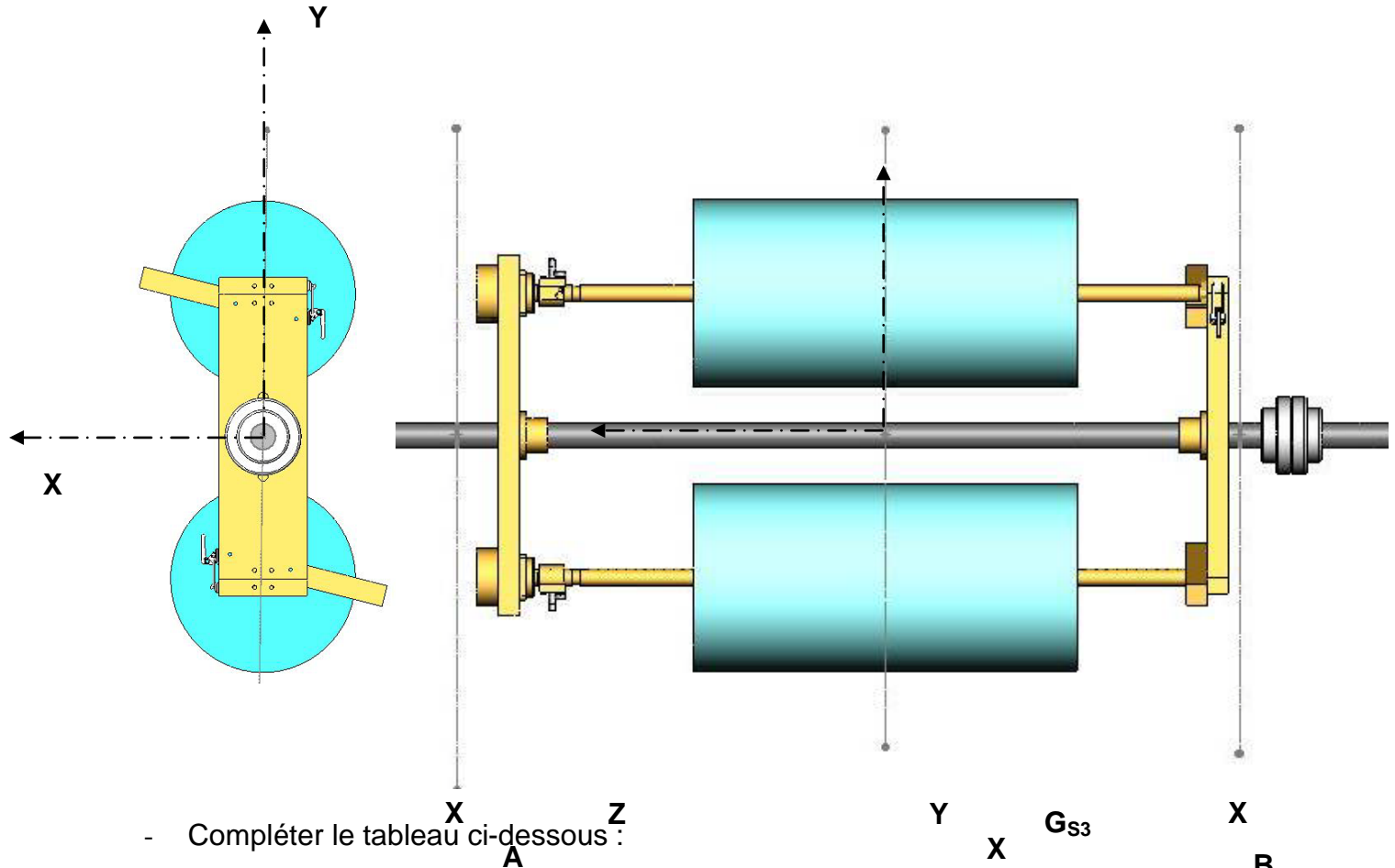


S3



Isolement du sous système de retournement (S3) et bilan des actions extérieures appliquées au sous-ensemble Système de retournement:

- Placer approximativement sur les différentes vues ci-dessous, les actions mécaniques à distance et les actions de contacts.



- Compléter le tableau ci-dessous :

Actions mécaniques	Point d'application	Direction	Sens	Intensité
$\vec{A}_{S2/S3}$	A		?	?
$\vec{B}_{S2/S3}$	B		?	?
\vec{P}	G_{S3}			5000 N

Hypothèses :

- Le problème traité sera plan.
- Les actions mécaniques seront ramenées dans le plan de symétrie du sous ensemble.
- Les liaisons sont considérées comme parfaites.
- L'étude se fera lorsque les 2 bobines sont pleines.
- L'étude sera effectuée en statique afin de rechercher la charge maximale appliquée sur les paliers.

Vous avez le choix entre une résolution **graphique** (utiliser le **document 12/24**) ou **analytique**, (prendre les indications de mesure sur le **document 12/24**)

Les calculs seront effectués dans le cadre ci-dessous.

Ecriture des torseurs aux différents points

Réduction en A de $\{\mathfrak{T}_{(S2 \rightarrow S3)}\}$

$$\vec{M}_{A(S2 \rightarrow S3)} = \vec{M}_{B(S2 \rightarrow S3)} + A\vec{B} \wedge \vec{B}_{(S2 \rightarrow S3)}$$

$$\begin{vmatrix} 0 & 1835 & 0 \\ 0 & 0 & Y_{B(S2 \rightarrow S3)} \\ 0 & 0 & 0 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{vmatrix}$$

Réduction en B de $\{\mathfrak{T}_{(S2 \rightarrow S3)}\}$

$$\vec{M}_{B(S2 \rightarrow S3)} = \vec{M}_{G(S2 \rightarrow S3)} + B\vec{G} \wedge \vec{G}_{(S2 \rightarrow S3)}$$

$$\begin{vmatrix} 0 & 830 & 0 \\ 0 & 0 & -5000 \\ 0 & 0 & 0 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{vmatrix}$$

Equilibre de S3

$$\{\mathfrak{T}_{(S2 \rightarrow S3)}\} + \{\mathfrak{T}_{(S2 \rightarrow S3)}\} + \{\mathfrak{T}_{(S2 \rightarrow S3)}\} = \{\vec{0}\}$$

Le théorème de la résultante s'écrit : $\vec{A}_{(S2 \rightarrow S3)} + \vec{B}_{(S2 \rightarrow S3)} + \vec{P} = \vec{0}$

En projection sur \vec{y} , on obtient : (1) $Y_{A(S2 \rightarrow S3)} + Y_{B(S2 \rightarrow S3)} - 5000 = 0$

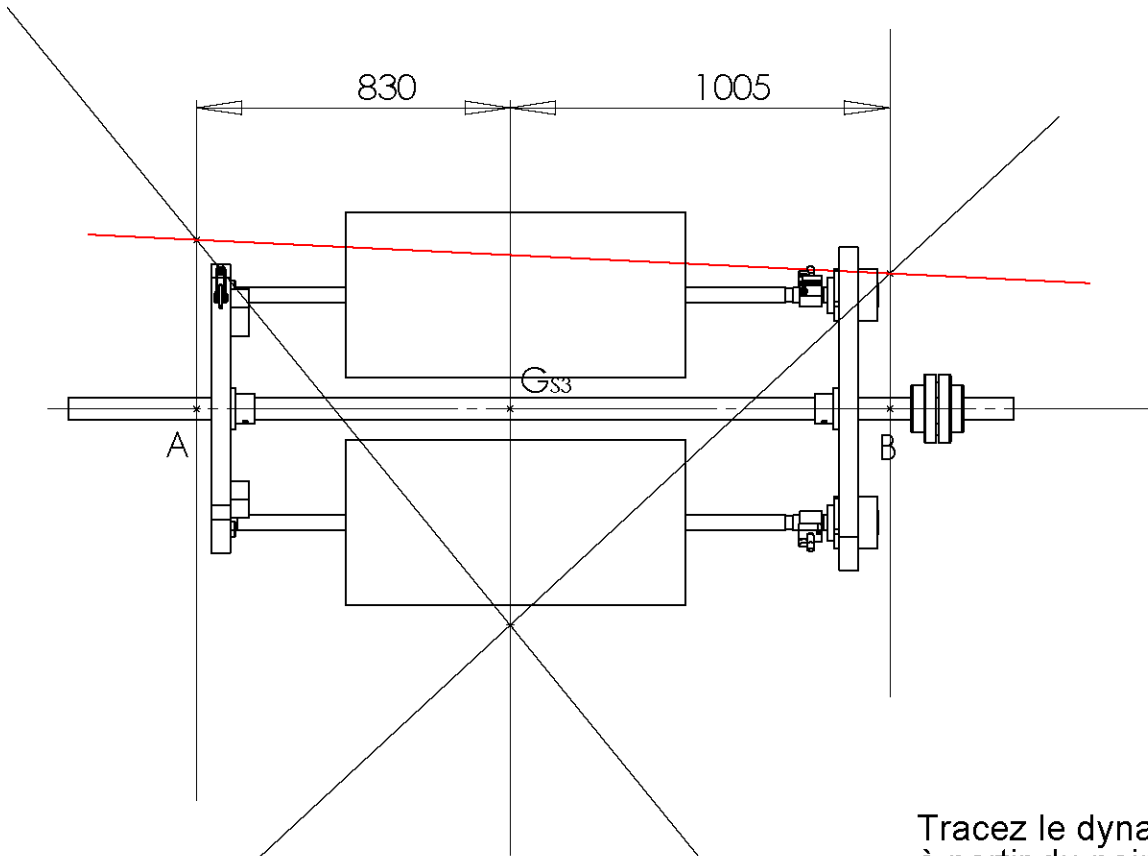
Le théorème du moment résultant s'écrit : $\vec{M}_{A(S2 \rightarrow S3)} + \vec{M}_{B(S2 \rightarrow S3)} + \vec{M}_{P(S2 \rightarrow S3)} = \vec{0}$

En projection sur \vec{y} , on obtient : (2) $1835.Y_{B(S2 \rightarrow S3)} - 4150000 = 0$ $Y_{B(S2 \rightarrow S3)} = \frac{4150000}{1835} = 2261,5N$

(1) $Y_{A(S2 \rightarrow S3)} + 2261,5 - 5000 = 0$ $Y_{A(S2 \rightarrow S3)} = 5000 - 2261,5 = 2738,5N$

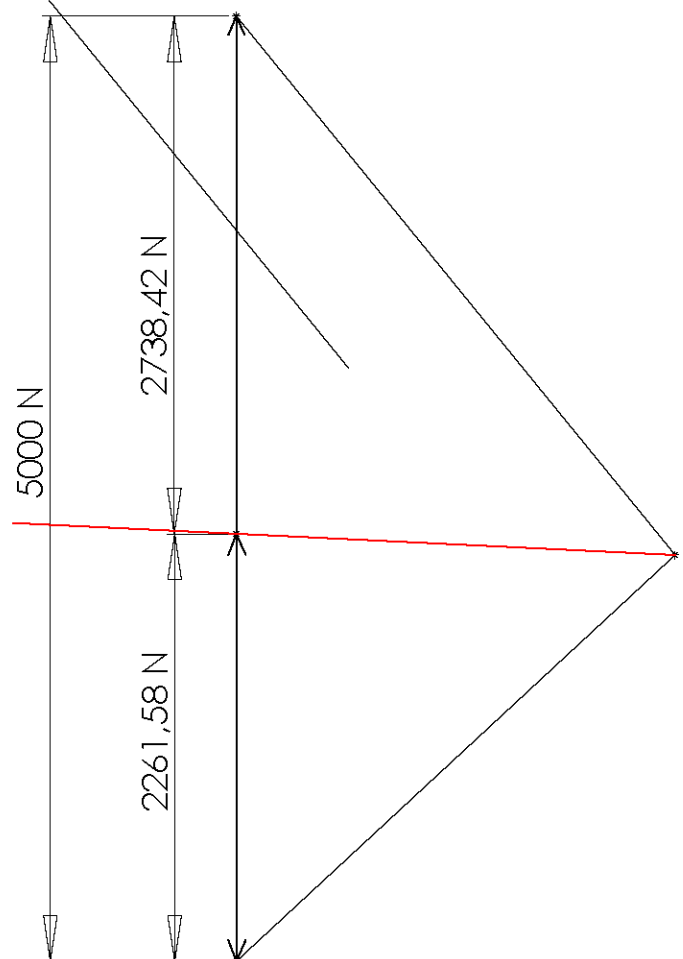
Tableau des résultats

\rightarrow $\ P_{G3}\ $	5000 N
\rightarrow $\ A_{S2 / S3}\ $	2738,5 N
\rightarrow $\ B_{S2 / S3}\ $	2261,5 N



Tracez le dynamique
à partir du point P

P



\rightarrow IIPII	5000 N
\rightarrow IIA s_2 / s_3 II	2738,42 N
\rightarrow IIB s_2/s_3 II	2261,58 N

Echelle : 1:200

2.2 Détermination de la désignation des paliers en fonctions de la charge et du diamètre de la barre du système de retournement des bobines.

Données concernant la barre de soutien :

Diamètre de la barre de soutien : 60 mm

Longueur de la barre de soutien : 2000 mm

Quelque soit l'effort maximal statique trouvé sur les paliers précédemment, nous prendrons la valeur de 3000 N

A l'aide du **document page 21/24 du dossier ressource**, déterminez la désignation du palier en tenant compte des caractéristiques données ci-dessus :

Désignation du palier :

SY 60 PF

2.3 Détermination du Motoréducteur d'entrainement du système de retournement des bobines.

La masse de la bobine de SARANEX pleine avec sa barre de soutien représente 160 Kg et la masse de la bobine de SARANEX presque vide avec sa barre de soutien représente 8 Kg la distance par rapport à l'axe de rotation du système de retournement est 527mm, comme le montre la figure ci-contre.

Pour déterminer une caractéristique du motoréducteur, nous devons calculer le couple résistant.

Calcul du couple résistant en mN :

On prendra $g=10 \text{ m/s}^2$

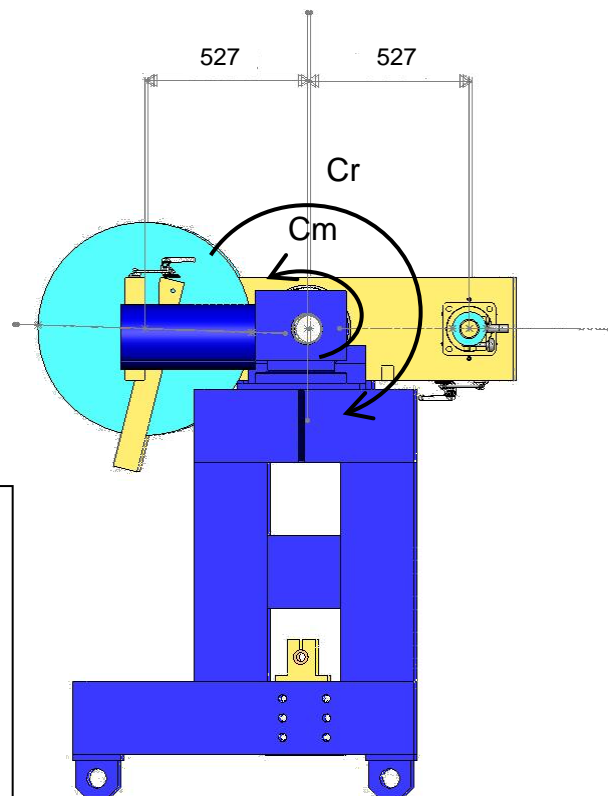
$$C = F \times R$$

$$F_1=160 \times 10=1600 \text{ N et } F_2=8 \times 10=80 \text{ N}$$

$$C = (F_1-F_2) \times R$$

$$C = (1600-80) \times 527 = 801040 \text{ mN}$$

$$C = 801,04 \text{ mN}$$



2.4 Détermination de la fréquence de rotation du système de basculement.

Le cahier des charges stipule que la vitesse maximale en périphérie, notée $\vec{V}_{A \text{ S3/S2}}$, est de **0,45 m/s**, ceci afin de ne pas détériorer le système de basculement.

Déterminez la nature du Mouvement de S3/S2 ?

Mouvement de Rotation de centre O

Tracez sur la figure ci-contre, le vecteur vitesse $\vec{V}_{A \text{ S3/S2}}$.
Échelle : 0,1 cm pour 1 cm

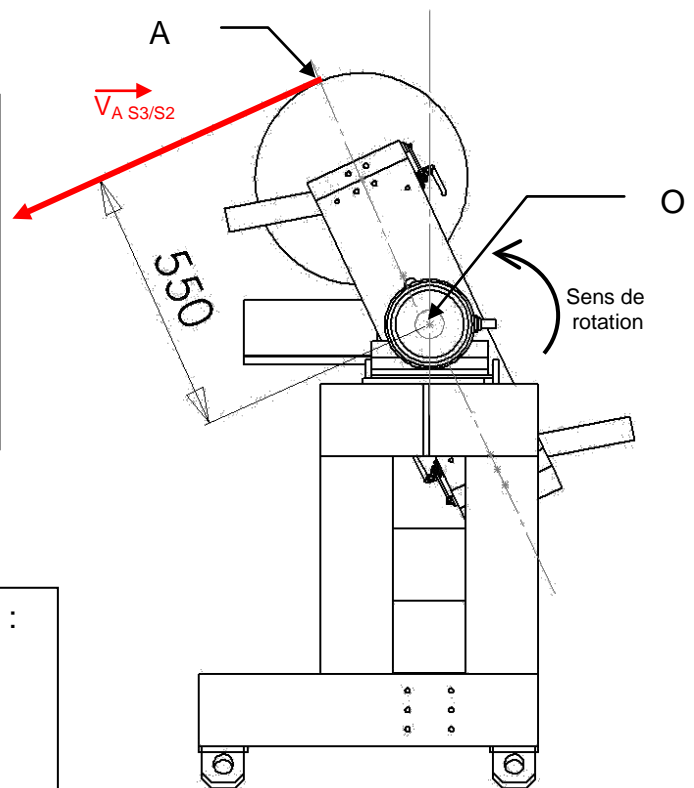
Calculez la vitesse angulaire du système.

$$V = \omega \times R \Rightarrow \omega = \frac{V}{R} = \frac{0,45}{0,55} = 0,818 \text{ rd/s}$$

Calculez la fréquence de rotation

Fréquence de rotation maximale du système :

$$\omega = \frac{\pi \cdot N}{30} \Rightarrow N = \frac{30 \cdot \omega}{\pi} = 7,81 \text{ tr/mn}$$



2.5 Détermination de la puissance utile du système de basculement.

A l'aide de la vitesse angulaire calculée précédemment, calculez la puissance mécanique utile.

Calcul de la puissance mécanique utile :

$$P = C \times \omega = 801,04 \times 0,818 = 655,25 \text{ W} = 0,655 \text{ kW}$$

2.6 Détermination du motoréducteur animant le système de basculement

En fonction du couple résistant et de la fréquence de rotation calculés précédemment. Déterminez à l'aide du **document page 24/24 du dossier ressource**, la désignation du motoréducteur **sous la forme « OTXXXX »** répondant aux exigences du calcul.

Dans ce tableau, prendre les valeurs immédiatement supérieures.

Collecte des données :

Couple résistant maximal du système : 801,04 mN

Fréquence de rotation maximale du système : 7,81 tr/mn

Puissance utile du système : 0,655 kW

Désignation du Motoréducteur : **Ot 2403**

2.7 Détermination du temps de rotation du système

Pour remplacer les butées mécaniques de déclenchement du système de basculement, on propose une solution de butée temporisée. En effet, la solution de butées mécaniques présentait un à-coup lors de son arrêt qui provoquait une légère détérioration au niveau des paliers inférieurs du guidage du support (S2).

On constate que la variation de position est de 180°.

Déterminez par les équations du mouvement circulaire uniforme, le temps mis par la variation de position avec une vitesse maximale en périphérie de **0,45 m/s**.

$$a = 0$$

~~Réunion~~

$$\omega = \text{cte}$$

$$\theta = \omega t$$

$$\theta = \omega t + \theta_0$$

$$t = \frac{\theta}{\omega} = \frac{\pi}{0,88} = 3,81 \text{ s}$$

Données

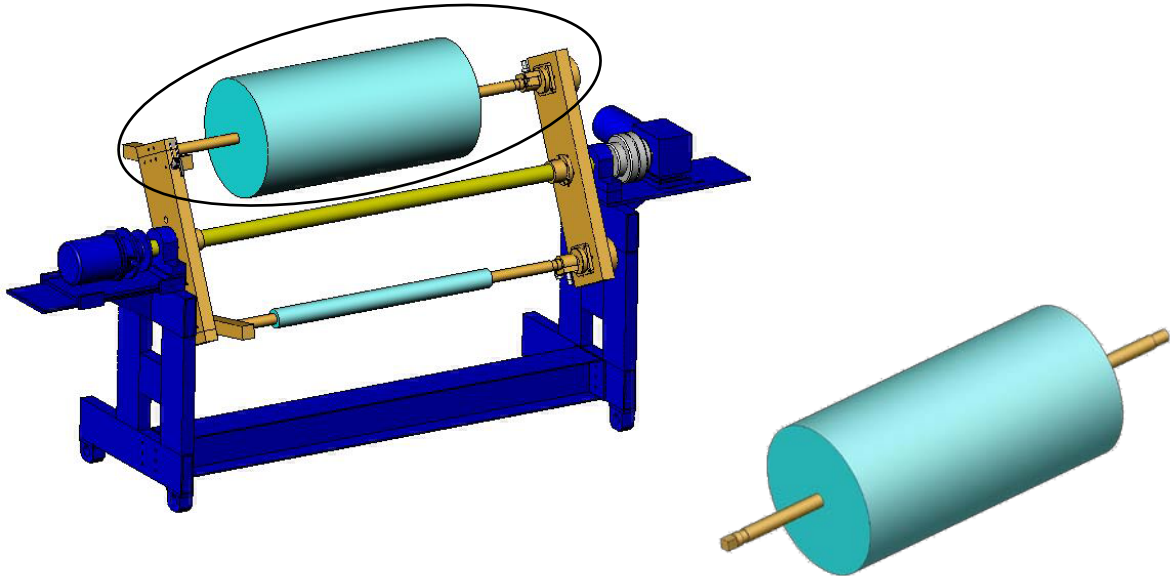
$$\omega = 0,818 \text{ rd/s}$$

$$\theta = 180^\circ = \pi \text{ rd}$$

$$\theta_0 = 0 \text{ rd}$$

III Vérification de la barre de soutien d'une bobine

L'étude portera sur la barre de soutien d'une bobine du système de retournement.



3.1 Détermination du matériau

Les actions déterminées en statique vont nous permettre de déterminer le matériau qui conviendrait le mieux pour ce système.

Les capteurs qui gèrent l'environnement du système imposent **une flèche au niveau de la barre de soutien de la bobine de 1,7 mm maxi**

Des simulations avec le logiciel de simulation RDM le mans nous permettent d'approcher une solution pour le choix du matériau avec les données suivantes :

Diamètre de la barre : 50 mm

Longueur de la barre de soutien de la bobine : 1570 mm

Effort sur la barre : 1600 N

Les paliers utilisés, pour mettre en position la barre de la bobine, sont de type Y « appliqués complets », paliers carrés en fonte de chez SKF, ils nécessitent fréquemment une relubrification, voir le **document page 22/24 du dossier ressource**.

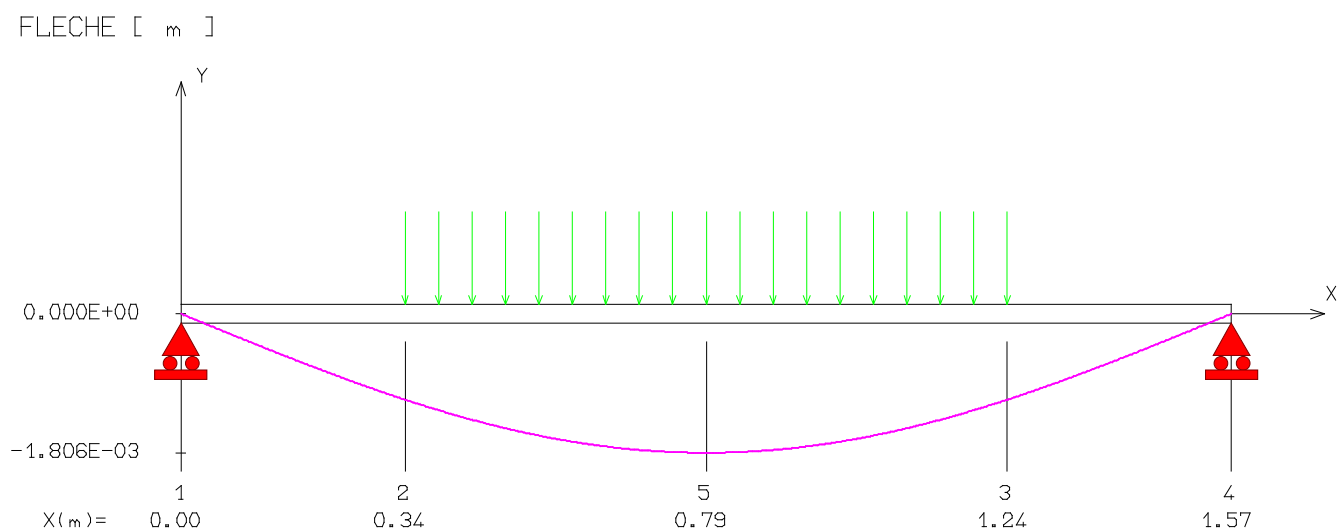
Des simulations ont été faites pour trois matériaux :

Acier d'usage général

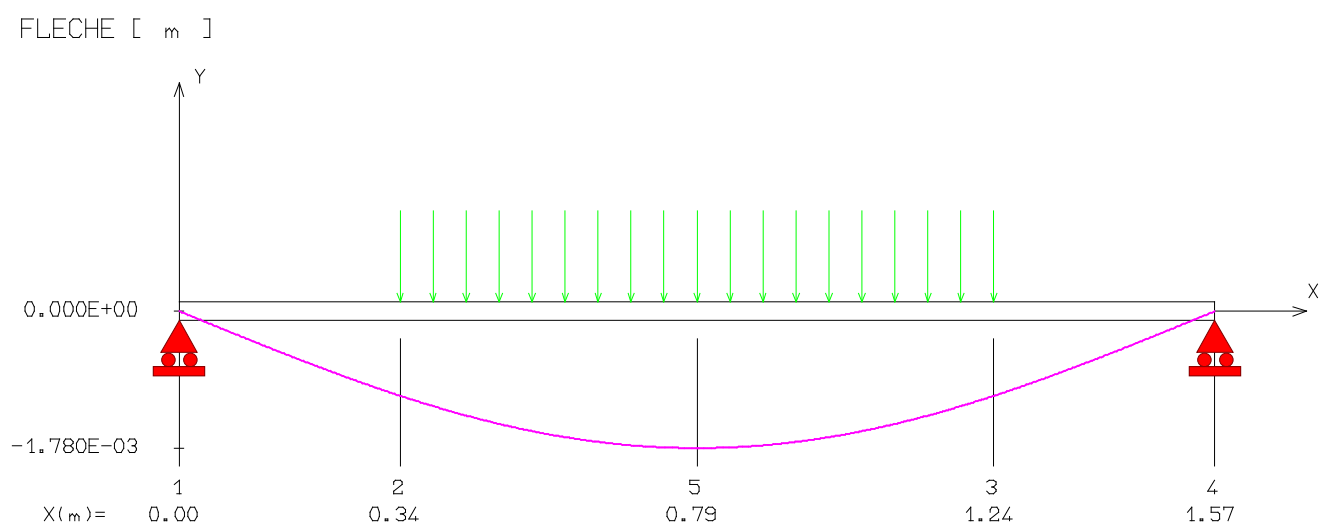
Acier Allié

Acier inoxydable

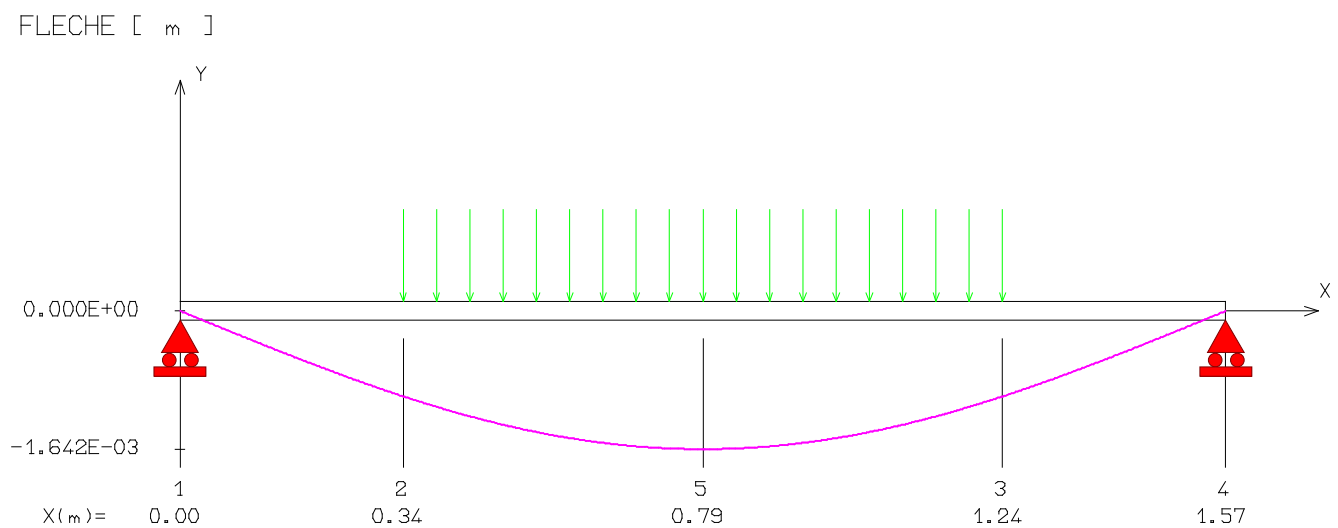
Simulation : Acier d'usage général



Simulation : Acier Allié



Simulation : Acier inoxydable



Parmi ces trois simulations, quelle est celle qui répond au cahier des charges et pourquoi ?

La flèche imposée est égale à 1,7 mm. Le matériau qui correspond à cette flèche imposée est **l'acier inoxydable** avec une flèche de 1,642 mm.

3.2 Vérification des conditions de débattement angulaire des paliers en fonction du matériau choisi précédemment.

3.2.1 Détermination de l'angle maxi admissible par les paliers de type Y « appliqués complets ».

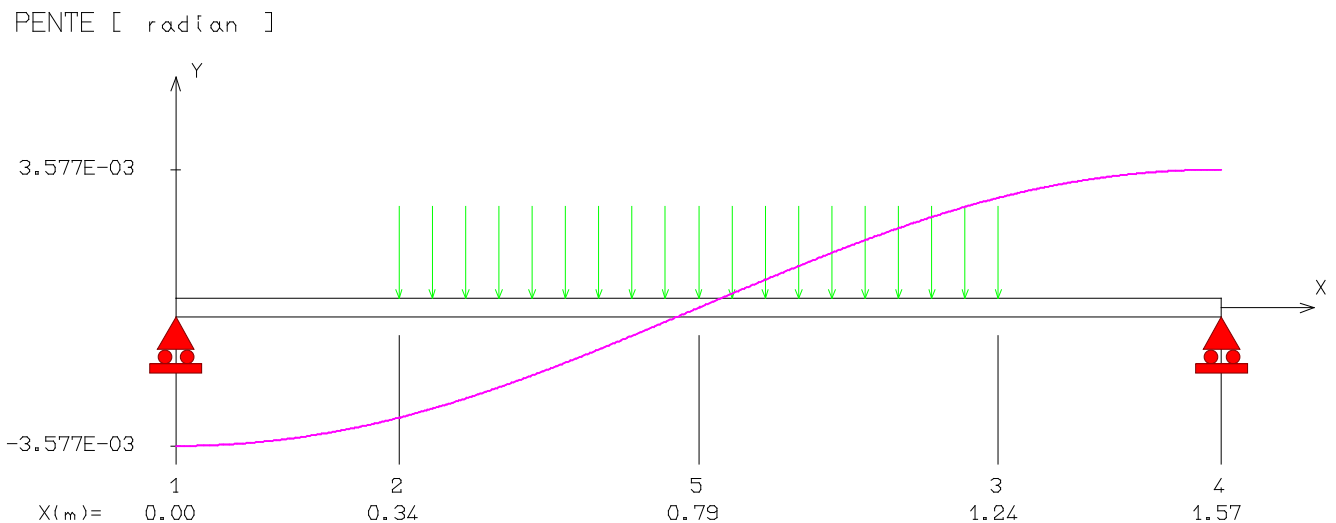
Il faut déterminer l'angle que peuvent admettre les paliers de roulement de type Y « appliqués complets » à l'aide du **document page 22/24 du dossier ressource**.

Angle maxi admissible : 2° d'après le document ressource p 22/24

3.2.2 Détermination de l'angle maxi admissible du matériau choisi précédemment.

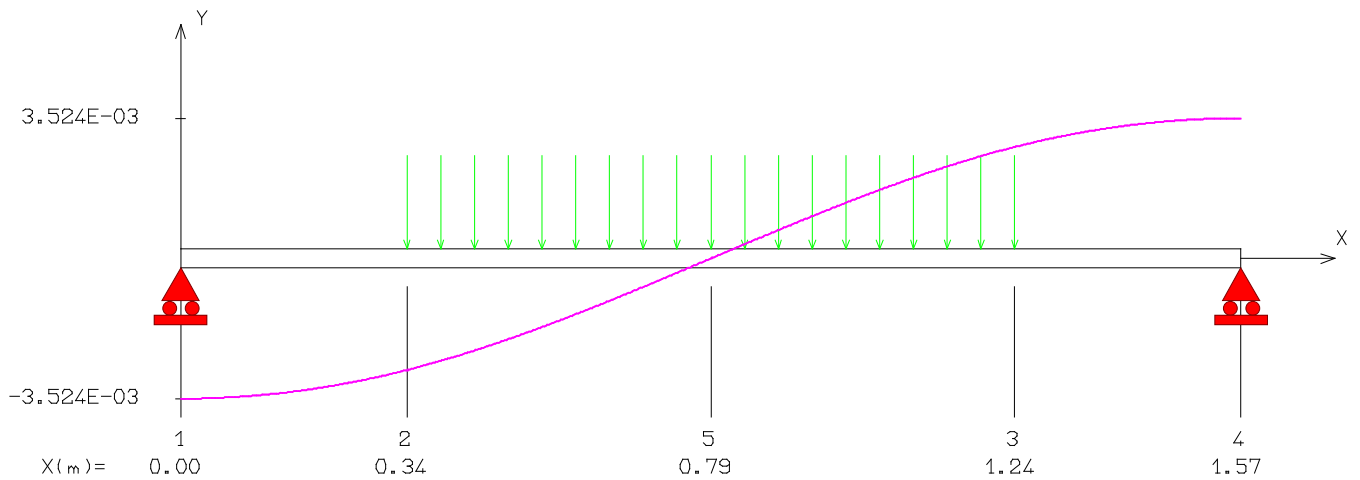
En fonction du matériau précédemment choisi, calculez l'angle de pente en degré pour vérifier la condition de fonctionnement correcte des paliers.

Simulation : Acier d'usage général



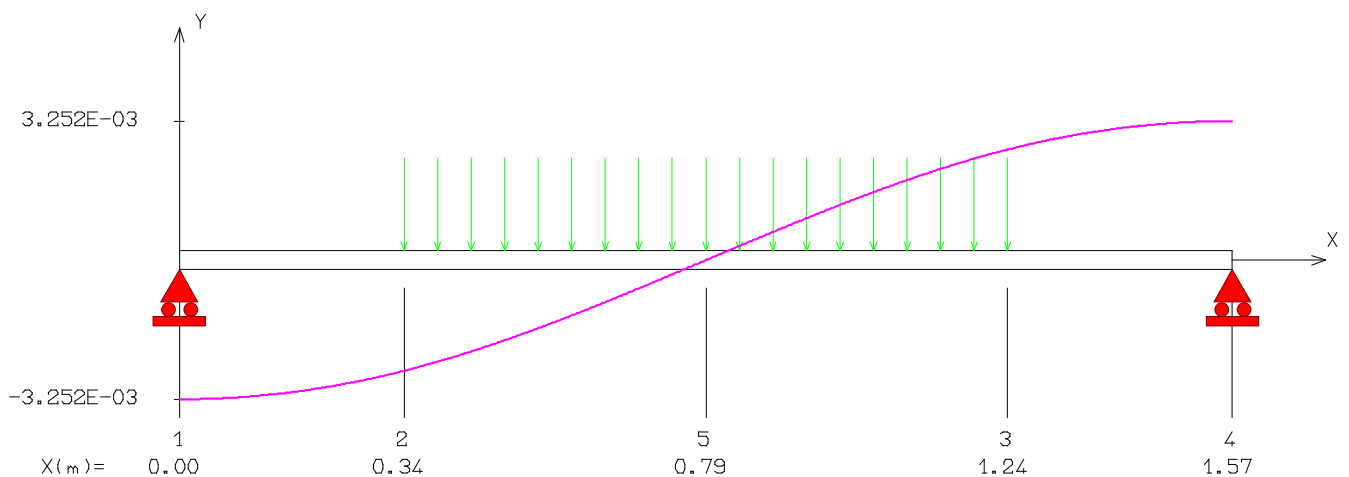
Simulation : Acier allié

PENTE [radian]



Simulation : Acier inoxydable

PENTE [radian]



Matériau choisi précédemment : **Acier inoxydable**

Calcul de l'angle maxi du matériau choisi :

Pente maxi relevée sur la courbe est $3.252 \cdot 10^{-3} \text{ rd} = 0,003252 \text{ rd}$

Conversion de rd en degré

$$\text{Pente en degré} = \frac{0,003252 \times 360}{2\pi} = 0,186^\circ$$

3.2.3 Conclusion sur la validité du matériau choisi

Le matériau respecte les conditions du cahier des charges au niveau de la flèche imposée et de l'angle admissible de désalignement.