

Toute documentation permise
Calculatrices : modèles autorisés seulement
Durée de l'examen : 3 heures

16-MC-A4
CONCEPTION ET FABRICATION D'ÉLÉMENTS DE MACHINES

Problème 1 : Calcul des pièces en statique (25 points)

La figure 1 montre un support d'axe en aluminium 6061-T6, vu de face (gauche) et de profil (droite). En service, le support subit une force F qui provient de la goupille d'axe (non montrée). Cette force est statique et d'une amplitude de 40 kN. La force appliquée fait un angle de 30° avec l'horizontale. Selon cette configuration, le point critique du support se trouve à la base, à l'endroit où on trouve un arrondi de rayon 6 mm. D'ailleurs, cet arrondi génère des concentrations de contrainte de l'ordre de 2.1 en traction et de 1.8 en flexion. Sachant que cet alliage d'aluminium a une limite d'écoulement de 276 MPa et une limite ultime de 310 MPa, déterminez :

- Le facteur de sécurité à l'endroit critique en utilisant le critère de limitation le plus précis pour les matériaux ductiles. Négligez l'effort tranchant et considérez que les déformations plastiques sont inadmissibles;
- Si le matériau était plutôt une fonte grise (gray cast iron) ASTM 20, quel serait le facteur de sécurité? Justifiez vos décisions de calcul s'il y a lieu.

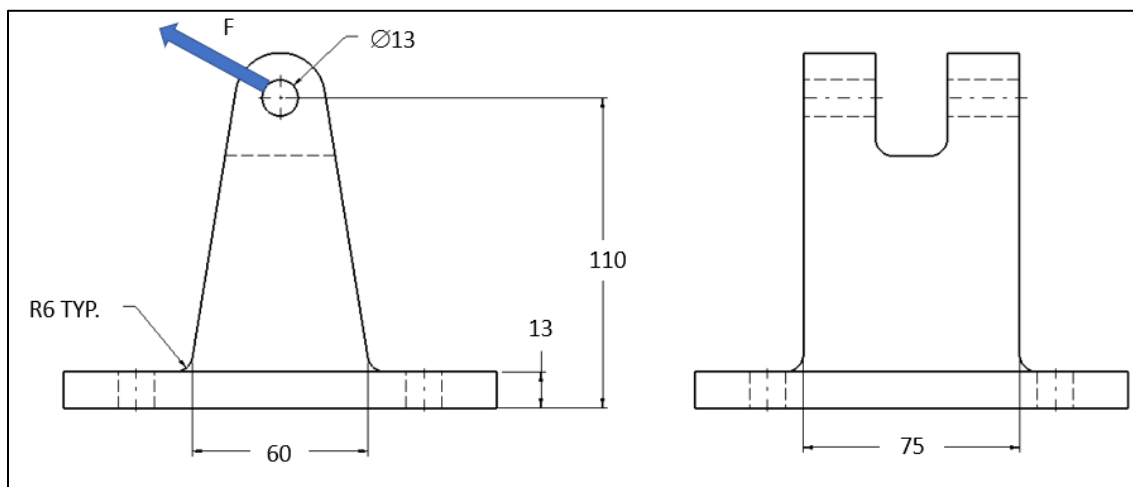


Figure 1: Support d'axe subissant une force F . Vue de face (gauche) et vue de profil (droite).
Dimensions en mm.

Problème 2 : Calcul des pièces en fatigue (20 points)

L'arbre montré à la figure 2 doit être calculé en fatigue pour assurer une durée de vie infinie. Les diamètres de l'arbre sont de 25 mm (d) et 30 mm (D). Le roulement est appuyé sur un congé de positionnement de rayon 1,3 mm (r). L'arbre est fait d'un acier SAE 1050 trempé et revenu ($S_y = 427$ MPa, $S_{ut} = 748$ MPa). La rotation de l'arbre de transmission induit un couple de torsion variant entre 20 Nm et 120 Nm, et un moment de flexion constant de 60 Nm. La surface de l'arbre présente un fini de surface usiné. À l'aide de la théorie de Goodman, calculez le facteur de sécurité de cet arbre en fatigue pour une fiabilité de 95%, et vérifiez la possibilité d'écoulement.

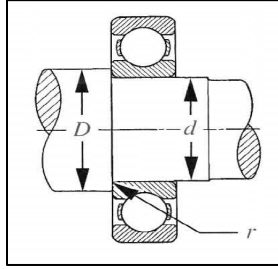


Figure 2: Arbre de transmission monté sur un roulement à billes.

Problème 3 : Embrayage à disques multiples (20 points)

On désire concevoir un embrayage à disques multiples comprenant 8 surfaces de contact. La puissance à transmettre est de 120 hp à une vitesse de 850 rpm. Pour le dimensionnement, considérez que les surfaces de frottement sont rodées. Le coefficient de frottement des garnitures est de 0.3 et la pression admise est d'environ 0.3 MPa. Afin d'optimiser la performance, on désire que le rapport des rayons des garnitures soit de 0.58 (r_i/r_o).

- Calculez les rayons interne (r_i) et externe (r_o) des garnitures;
- Calculez la force axiale nécessaire sur les surfaces pour que l'embrayage fonctionne.

Problème 4 : Roulements à billes (10 points)

Vous devez vérifier un roulement à billes pour une application donnée. Le roulement subit une force radiale de 1.5 kN et aucune force axiale, et l'arbre tourne à 430 rpm. Le roulement choisi pour cette application est un roulement à billes à gorge profonde de série 02, avec un alésage de 17 mm. La figure 3 présente quelques paramètres pour cette série de roulements. Si la fiabilité désirée est de 95%, **vérifiez la durée de vie réelle** que l'on peut envisager avec ce roulement dans ces conditions, en suivant la norme ABMA.

BORE, mm	OD, mm	WIDTH, mm	FILLET RADIUS, mm	SHOULDER		LOAD RATINGS, kN			
				DIAMETER, mm		DEEP GROOVE		ANGULAR CONTACT	
				d_s	d_H	C	C_0	C	C_0
10	30	9	0.6	12.5	27	5.07	2.24	4.94	2.12
12	32	10	0.6	14.5	28	6.89	3.10	7.02	3.05
15	35	11	0.6	17.5	31	7.80	3.55	8.06	3.65
17	40	12	0.6	19.5	34	9.56	4.50	9.95	4.75
20	47	14	1.0	25	41	12.7	6.20	13.3	6.55
25	52	15	1.0	30	47	14.0	6.95	14.8	7.65
30	62	16	1.0	35	55	19.5	10.0	20.3	11.0
35	72	17	1.0	41	65	25.5	13.7	27.0	15.0
40	80	18	1.0	46	72	30.7	16.6	31.9	18.6
45	85	19	1.0	52	77	33.2	18.6	35.8	21.2
50	90	20	1.0	56	82	35.1	19.6	37.7	22.8
55	100	21	1.5	63	90	43.6	25.0	46.2	28.5
60	110	22	1.5	70	99	47.5	28.0	55.9	35.5
65	120	23	1.5	74	109	55.9	34.0	63.7	41.5
70	125	24	1.5	79	114	61.8	37.5	68.9	45.5
75	130	25	1.5	86	119	66.3	40.5	71.5	49.0
80	140	26	2.0	93	127	70.2	45.0	80.6	55.0
85	150	28	2.0	99	136	83.2	53.0	90.4	63.0
90	160	30	2.0	104	146	95.6	62.0	106	73.5
95	170	32	2.0	110	156	108	69.5	121	85.0

Figure 3: Propriétés des roulements à billes à gorge profonde de série 02

Problème 5 : Calcul des engrenages (25 points)

Un réducteur de vitesse utilise une transmission par courroies ainsi qu'une paire d'engrenages cylindriques droits pour entraîner une machine-outil à partir d'un moteur électrique. La figure 4 présente un schéma de cette transmission. Le moteur développe une puissance nominale de 12 kW à 1725 rpm. La transmission par courroie et celle par engrenages procurent toutes deux un rapport de vitesse de 2 : 1.

Les engrenages sont faits d'acier qui a été durci au coeur, avec une dureté de surface de 250 HB. Le pignon a 24 dents. Ces engrenages ont un module de 5 mm, une largeur de dent de 19 mm et un angle de pression de 20° . Les dents sont taillées avec une qualité de fabrication de catégorie 9. Vous pouvez considérer un facteur de service de 1.25. Le rapport de conduite de cette paire d'engrenages a été vérifié et il est supérieur à 1. La transmission doit durer environ 10^8 cycles sans entretien majeur, avec une fiabilité de 90%. De plus, on s'attend à ce que la boîte d'engrenages atteigne une température assez élevée, dont l'impact sur la résistance du matériau sera d'environ 1.2. Négligez les pertes de puissance dans le système. Les calculs pour cette question doivent être faits en système métrique.

- Calculez la force tangentielle W_t sur le pignon de 24 dents, permettant de transmettre la puissance demandée;
- Peu importe votre réponse à la question a), supposons qu'une force tangentielle $W_t = 2.4$ kN est appliquée à la même paire d'engrenages. Calculez le facteur de sécurité en flexion de ce pignon en respectant la norme AGMA. Prenez les valeurs moyennes des graphiques au besoin.

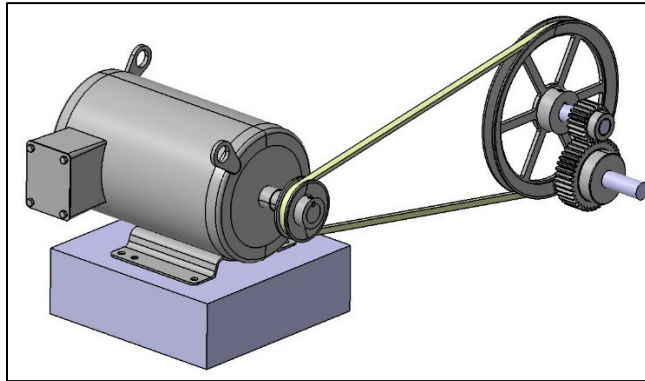


Figure 4: Réducteur de vitesse pour une transmission de puissance