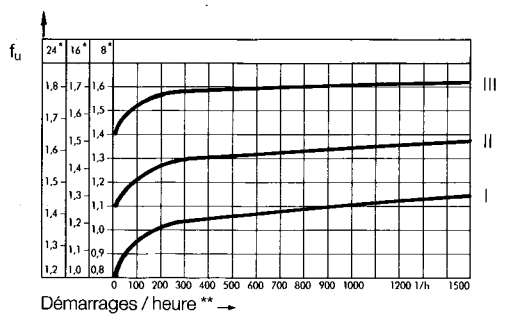
Fig. 41 : Facteur d'utilisation nécessaire f_u en fonction du temps de fonctionnement, des démarrages/heure et du facteur de choc



* Durée d'utilisation h / jour
** Les démarrages comprennent les mises sous tension et les freinages ; pour les moteurs à pôles commutables et les moteurs à courant continu les passages de petite en grande vitesse et inversement.

Facteur de choc

I uniforme, facteur d'accélération des masses ≤ 0,2

II · varié, facteur d'accélération des masses ≤ 3

III très varié, facteur d'accélération des masses ≤ 10

Facteur d'accélération des masses =

$$\frac{\text{Moment d'inertie des masses entraînées}}{\text{Moment d'inertie de la masse du moteur}}$$

Exemple : Facteur de choc I avec 200 dém./h et fonctionnement 24 / jour , la valeur de $f_u = 1{,}35$

Pour un facteur d'accélération des masses supérieur à 10, veuillez nous consulter.

Les facteurs de choc I à III sont choisis à partir de la valeur la moins favorable de l'un ou de l'autre des paramètres ou des deux. Il est également possible de choisir une valeur intermédiaire entre les courbes I à III.

Le catalogue SEW précise pour chaque type de réducteur le facteur d'utilisation. Ce dernier résulte du rapport puissance nominale du réducteur sur puissance nominale du moteur.

Deux facteurs complémentaires sont à prendre en considération pour les réducteurs à roue et vis sans fin : la température ambiante et la durée d'utilisation.

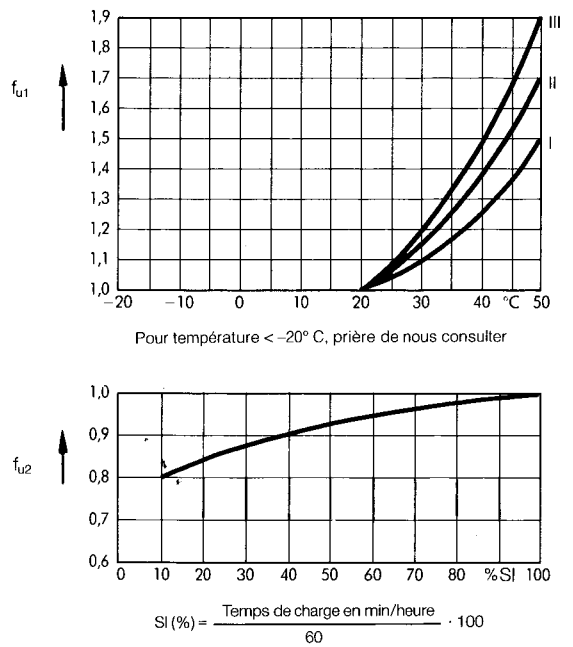
Le diagramme ci-dessous donne les facteurs d'utilisation des réducteurs à roue et vis sans fin.

Le facteur d'utilisation global se calcule comme suit :

$$f_{ug} = f_u \cdot f_{u1} \cdot f_{u2}$$

formule dans laquelle
f_u = Facteur d'utilisation déterminé selon diagramme
f_{u1} = Facteur d'utilisation pour température ambiante
f_{u2} = Facteur d'utilisation pour service intermittent

Fig. 42 : Facteurs d'utilisation supplémentaires pour réducteurs à roue et vis sans fin



7.4 Charges radiales, charges axiales

Pour le choix des réducteurs, il faut également tenir compte des charges radiales et axiales. La contrainte maxima de l'arbre et la charge admissible par les roulements sont déterminantes pour la charge radiale admissible. Les valeurs maxima admissibles indiquées dans le catalogue concernent toujours le point d'application de la charge à mi-bout d'arbre avec l'angle d'attaque le plus défavorable. Lorsque le point d'application de la charge est déporté, les charges radiales admissibles sont plus ou moins importantes. En se rapprochant de l'épaulement de l'arbre, les charges radiales admissibles peuvent être augmentées et inversement diminuées. La charge axiale ne peut être fixée qu'après détermination de la charge radiale.

La charge radiale au bout d'arbre, par transmission du couple de sortie par roue à chaîne ou roue dentée, résulte du couple de sortie et du diamètre de la roue à chaîne et de la roue dentée.

$$F = \frac{M}{r} = \ldots N$$

dans laquelle :
M en Nm
1 en m

Pour déterminer la charge radiale, il faut tenir compte du facteur additionnel f_z (voir tableau 13.7). Ces facteurs dépendent des modes de transmission (roue dentée, à chaîne, à courroie ou à courroie plate). Pour les poulies, il faut tenir compte de la tension de la courroie. Les charges radiales calculées avec le facteur additionnel ne doivent pas être supérieures aux charges radiales admissibles par le réducteur.

8. Formules pour les techniques d'entraînement

Pour une question de facilité, le système SI n'a pas été utilisé. A l'aide des formules suivantes, il est possible de déterminer la majorité des cas d'application. Des données plus précises pour le dimensionnement des réducteurs, moteurs, variateurs, asservissements et accessoires se trouvent dans les textes précédents.

Puissance pour mouvement de translation (rectiligne) :

$$P_X = \frac{F \cdot v}{1000 \cdot \eta} = \ldots kW$$

Puissance pour mouvement de rotation :

$$P_X = \frac{M \cdot n}{9550 \cdot \eta} = \ldots kW$$

Puissance pour mouvement de translation (grue, pont roulant) avec chariot de positionnement) :

$$P = P_X \cdot \frac{m_{pont\,(grue)} + 2\,(m_{chariot} + m_{charge})}{\Sigma\, m} = \ldots kW$$

Résistance au roulement (frottement) :

$$F_r = m \cdot g \cdot [\frac{2}{D} \cdot (\mu_R \cdot \frac{d}{2} + f) + c] = \ldots N$$

(Coefficients μ_R, f et c, voir tableaux en annexe)

Glissement sur surface rectiligne :

$$F = m \cdot g \cdot \mu = \ldots N$$

Moment :

$$M_X = \frac{P_X \cdot 9550}{n} = \ldots N$$

$$M_X = F \cdot r = \ldots N$$

Moment d'inertie :

a) Calcul du moment d'inertie de la charge ramenée à l'arbre moteur

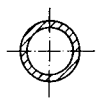
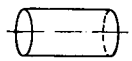
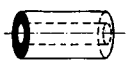
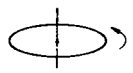
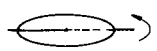
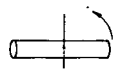
Pour mouvement rectiligne :

$$J_X = 91{,}2 \cdot m \cdot (\frac{v}{n_M})^2 = \ldots kgm^2$$

Pour mouvement de rotation :

$$J_X = J \cdot (\frac{n}{n_M})^2 = \ldots kgm^2$$

b) Formules pour le calcul du moment d'inertie de différents solides en rotation

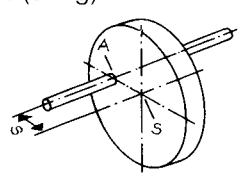
Solide	Position de l'axe de rotation	Représentation	Moment d'inertie en kgm^2
Couronne fine, Cylindre creux à parois fines	Perpendiculaire à l'axe de la couronne du cylindre		mr^2
Cylindre plein	Dans l'axe de la longueur		$\frac{m}{2} r^2$
Cylindre creux à parois épaisses	Dans l'axe de la longueur		$\frac{m}{2} (r_1^2 + r_2^2)$
Plateau ou disque	Perpendiculaire à la surface		$\frac{m}{2} r^2$
Plateau ou disque	Axe dans le plan cercle		$\frac{m}{4} r^2$
Sphère pleine	Par le centre de sphère		$\frac{2\,m}{5} r^2$
Sphère creuse à parois fines	Par le centre de sphère		$\frac{2\,m}{3} r^2$
Barre fine et longue	Perpendiculaire à l'axe de la longueur		$\frac{m}{12} l^2$

Cylindre en pierre :

Lorsque
- J_S Moment d'inertie d'un solide dont le centre de gravité est situé sur l'axe passant par le point S (en kgm^2)
- J_A Moment d'inertie de ce même solide ramené à l'axe de rotation passant par le point A (en kgm^2)
- s Distance entre les deux axes (en m)
- m Masse du solide (en kg)

d'où la formule

$$J_A = J_S + m \cdot s^2 = \ldots kgm^2$$



Vitesse de rotation :

$$v = \frac{\pi \cdot n}{60 \cdot 1000} \cdot D = \ldots \; m/s$$

Vitesse :

$$n = \frac{v \cdot 1000 \cdot 60}{\pi \cdot D} = \ldots \; min^{-1}$$

Temps de démarrage (mouvement horizontal + rotation, mouvement vertical en montée) :

$$t_d = \frac{(J_M + \frac{J_X}{\eta}) \cdot n_M}{9{,}55 \; (M_{dm} - M_X)} = \ldots \; s$$

Temps de démarrage (mouvement vertical en descente) :

$$t_d = \frac{(J_M + \frac{J_X}{\eta}) \cdot n_M}{9{,}55 \; (M_{dm} + M_X \cdot \eta^2)} = \ldots \; s$$

Distance de démarrage (mouvement horizontal + rotation, mouvement vertical en montée) :

$$E_d = 0{,}5 \cdot t_d \cdot v \cdot 1000 = \ldots \; mm$$

Distance de démarrage (mouvement vertical en descente) :

$$E_d = 0{,}5 \cdot t_d \cdot \frac{n_{syn}}{n_M} \cdot v \cdot 1000 = \ldots \; mm$$

Temps de commutation (mouvement horizontal + rotation, mouvement vertical en montée) :

$$t_C = \frac{(J_M + J_X \cdot \eta) \cdot (n_2 - n_1)}{9{,}55 \cdot (M_C + M_X \cdot \eta^2)} = \ldots \; s$$

Temps de commutation (mouvement vertical en descente) :

$$t_C = \frac{(J_M + J_X \cdot \eta) \cdot (n_2 - n_1)}{9{,}55 \cdot (M_C - M_X \cdot \eta^2)} = \ldots \; s$$

Distance de commutation (mouvement horizontal + rotation, mouvement vertical en montée) :

$$E_C = 0{,}5 \cdot t_C \cdot v_2 \cdot 1000 \cdot (1 + \frac{n_1}{n_2}) = \ldots \; mm$$

Distance de commutation (mouvement vertical en descente) :

$$E_C = 0{,}5 \cdot t_C \cdot v_2 \cdot \frac{n_{syn2}}{n_2} \cdot 1000 \; (1 + \frac{n_{syn1}}{n_{syn2}}) = \ldots \; mm$$

Estimation du couple de freinage pour mouvement horizontal et rotation :

$$M_F = M_{dm} - 2 \; M_X \cdot \eta^2 = \ldots \; Nm$$

Temps de freinage (mouvement horizontal + rotation, mouvement vertical en montée) :

$$t_F{}^{*)} = \frac{(J_M + J_X \cdot \eta) \cdot n}{9{,}55 \cdot (M_F + M_X \cdot \eta^2)} = \ldots \; s$$

$$t_F{}^{**)} = \frac{(J_M + J_X \cdot \eta) \; (n - \Delta n)}{9{,}55 \cdot (M_F + M_X \cdot \eta^2)} = \ldots \; s$$

Temps de freinage (mouvement vertical en descente) :

$$t_F{}^{**)} = \frac{(J_M + J_X \cdot \eta) \; (n_s + \Delta n)}{9{,}55 \cdot (M_F - M_X \cdot \eta^2)} = \ldots \; s$$

Distance de freinage (mouvement horizontal + rotation, mouvement vertical en montée) :

$$E_F{}^{**)} = v \cdot 1000 \; (t_2 + 0{,}5 \; t_F) = \ldots \; mm$$

$$E_F{}^{**)} = v \; [t_2 \cdot (\frac{n - \frac{\Delta n}{2}}{n}) + 0{,}5 \cdot t_F (\frac{n - \Delta n}{n})] \cdot 1000 = \ldots \; mm$$

Distance de freinage (mouvement vertical en descente) :

$$E_F{}^{**)} = v \; [t_2 \cdot (\frac{n + \frac{\Delta n}{2}}{n}) + 0{,}5 \cdot t_F (\frac{n + \Delta n}{n})] \cdot 1000 = \ldots \; mm$$

Décélération (mouvement horizontal + rotation, mouvement vertical en montée) :

$$a_F{}^{*)} = \frac{v}{t_F} = \ldots \; m/s^2$$

$$a_F{}^{**)} = \frac{v \cdot (1 - \frac{\Delta n}{n_{syn}})}{t_F} = \ldots \; m/s^2$$

Décélération (mouvement vertical en descente) :

$$a_F{}^{**)} = \frac{v \cdot \frac{n_{syn}}{n_M} \; (1 + \frac{\Delta n}{n_{syn}})}{t_F} = \ldots \; m/s^2$$

*) La formule simplifiée est utilisée pour du matériel ayant des inerties importantes et des coefficients de frottement faibles (par exemple pont roulant), essentiellement lors du freinage en générateur.

**) Par contre, cette formule qui tient compte de la variation de la vitesse pendant le temps de réponse du frein $\Delta n = \frac{9{,}55 \cdot M_X \cdot \eta^2 \cdot t_2}{J_M + J_X \cdot \eta} = \ldots \; min^{-1}$ est utilisée principalement pour des mouvements verticaux.

Accélération
(mouvement horizontal + rotation, mouvement vertical en montée) :

$$a_d = \frac{v}{t_d} = \ldots \; m/s^2$$

Accélération
(mouvement vertical en descente) :

$$a_d = \frac{v \cdot \frac{n_{syn}}{n_M}}{t_d} = \ldots \; m/s^2$$

Décélération
(mouvement horizontal + rotation, mouvement vertical en montée) :

$$a_C = \frac{v \cdot (1 - \frac{n_{M1}}{n_{M2}})}{t_C} = \ldots \; m/s^2$$

Décélération
(mouvement vertical en descente) :

$$a_C = \frac{\frac{n_{syn2}}{n_{M1}} \cdot v \, (1 - \frac{n_{syn1}}{n_{syn2}})}{t_C} = \ldots \; m/s^2$$

Précision d'arrêt répétitive :

$$P_A \approx \pm 0{,}12 \cdot E_F = \ldots \pm mm$$

Cadence de démarrage pour moteurs asynchrones triphasés à rotor en court-circuit (mouvement horizontal + rotation, mouvement vertical en montée) :

$$Z_{adm} = Z_0 \cdot \frac{1 - \frac{M_X}{M_{dm}}}{\frac{J_M + J_Z + \frac{J_X}{\eta}}{J_M}} \cdot K_P = \ldots \; dém/h$$

Cadence de démarrage pour moteurs asynchrones triphasés à rotor en court-circuit (mouvement vertical en descente) :

$$Z_{adm} = Z_0 \cdot \frac{1 - \frac{M_X}{M_{dm}}}{\frac{J_M + J_Z + J_X \cdot \eta}{J_M}} \cdot K_P = \ldots \; dém/h$$

Travail du frein :

$$W_F = \frac{M_F}{M_F \pm M_X \cdot \eta^2} \cdot \frac{(J_M + J_Z + J_X \cdot \eta) \, n_M^2}{182{,}5} = \ldots J$$

Temps avant réglage du frein :

$$L_F = \frac{W_N}{W_F \cdot Z_{demandé}} = \ldots \; h$$

Rendement des réducteurs à roue et vis sans fin $\eta_{réd}$ selon catalogue SEW motoréducteurs

Rendement inverse (effort de la roue vers la vis) :

$$\eta_{inverse} = 2 - \frac{1}{\eta_{réd}}$$

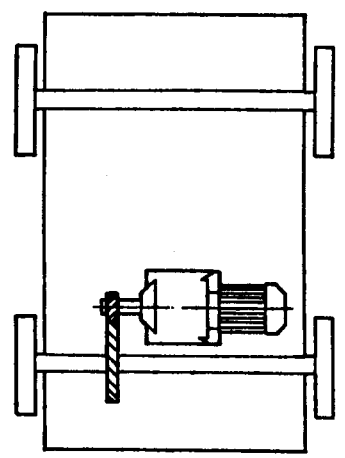
9. Mouvements de translation, exemple de calcul

9.1 Pont en translation

Données d'un chariot devant être équipé d'un motoréducteur (à engrenages cylindriques)

Masse propre du pont	m = 800 kg
(Masse de la charge négligeable)	
Accélération max. admissible	a = 0,6 m/s^2
Vitesse de translation	v = 0,5 m/s
2 roues motorisées	
Diamètre des roues de translation	D = 250 mm
Diamètre de l'axe des roues de translation	d = 60 mm
Palier à roulement	
Matières en présence (roue/rail)	acier/acier
Frottement latéral	
Rapport de réduction intermédiaire	z_1 = 16
	z_2 = 29
	1" - Chaîne
Conditions de service	150 dém/h - 8 h/jour
Prévoir un moteur asynchrone triphasé 4 pôles - 60 % SI	
Rendement	η = 0,85

Fig. 43 : Entraînement d'un pont en translation



A) Détermination du moteur

Résistance au roulement :

$$F = m \cdot g \cdot [\frac{2}{D} \cdot (\mu_R \cdot \frac{d}{2} + f) + c] = \ldots \; N$$

$$F = 800 \; kg \cdot 9{,}81 \; m/s^2 \cdot [\frac{2}{250 \; mm} \cdot (0{,}005 \cdot \frac{60 \; mm}{2} + 0{,}5 \; mm) + 0{,}003] = 64 \; N$$

Puissance :

$$P_X = \frac{F \cdot v}{1000 \cdot \eta} = \ldots \; kW$$

$$P = \frac{64 \; N \cdot 0{,}5 \; m/s}{1000 \cdot 0{,}85} = 0{,}04 \; kW$$

Couple résistant :

$$M_X = \frac{P_X \cdot 9550}{n_M} = \ldots\ Nm$$

$$M_X = \frac{0{,}04\ kW \cdot 9550}{1400\ \text{min}^{-1}} = 0{,}3\ Nm$$

Moment d'inertie de la charge :

$$J_X = 91{,}2 \cdot m \cdot \left(\frac{v}{n_M}\right)^2 = \ldots\ kgm^2$$

$$J_X = 91{,}2 \cdot 800\ kg \cdot \left(\frac{0{,}5\ m/s}{1400\ \text{min}^{-1}}\right)^2 = 0{,}0093\ kgm^2$$

Moteur choisi :
DT 63 K4 B/TF
P_N = 0,12 kW
n_M = 1370 min^{-1}
M_{dm} = 1,84 Nm
J_M = 0,00048 kgm^2
Z_0 = 10000 dém/h (avec redresseur BG)

Temps de démarrage :

$$t_d = \frac{\left(\frac{J_X}{\eta} + J_M\right) \cdot n_M}{9{,}55 \cdot (M_{dm} - M_X)}$$

$$t_d = \frac{\left(\frac{0{,}0093\ kgm^2}{0{,}85} + 0{,}00048\ kgm^2\right) 1370\ \text{min}^{-1}}{9{,}55\ (1{,}84\ Nm - 0{,}3\ Nm)} = 1{,}06\ s$$

Accélération au démarrage :

$$a_d = \frac{v}{t_d} = \ldots\ m/s^2$$

$$a_d = \frac{0{,}5\ m/s^2}{1{,}06\ s} = 0{,}47\ m/s^2$$

Distance de démarrage :

$$E_d = 0{,}5 \cdot t_d \cdot v \cdot 1000 = \ldots\ mm$$

$$E_d = 0{,}5 \cdot 1{,}06\ s \cdot 0{,}5\ m/s \cdot 1000 = 265\ mm$$

Cadence de démarrage :

$$Avec\ \frac{P}{P_N} = \frac{0{,}04\ kW}{0{,}12\ kW} = 0{,}33\ et\ 60\ \%\ SI$$

On obtient KP = 0,8 (voir diagramme chap. 2.9)

$$Z_{adm} = 10000\ \text{dém/h} \cdot \frac{1 - \frac{0{,}3\ Nm}{1{,}84\ Nm}}{0{,}00048\ kgm^2 + \frac{0{,}0093\ kgm^2}{0{,}85}} \cdot 0{,}08$$

= 281 dém/h

Couple de freinage :

$$M_F \approx M_{dm} - 2\,M_X \cdot \eta^2$$

$$M_F \approx 1{,}84\ Nm - 2 \cdot 0{,}3\ Nm \cdot 0{,}85^2 = 1{,}4\ Nm$$

selon tableau chap. 13.1 : M_F = 0,8 Nm

Temps de freinage :

$$t_F = \frac{(J_M + J_X \cdot \eta) \cdot n}{9{,}55\ (M_F + M_X \cdot \eta^2)} = \ldots\ s$$

$$t_F = \frac{(0{,}00048\ kgm^2 + 0{,}0093\ kgm^2 \cdot 0{,}85) \cdot 1370\ \text{min}^{-1}}{9{,}55\ (0{,}8\ Nm + 0{,}3\ Nm \cdot 0{,}85^2)}$$

= 1,18 s

Décélération :

$$a_F = \frac{v}{t_F} = \ldots\ m/s^2$$

$$a_F = \frac{0{,}5\ m/s}{1{,}18\ s} = 0{,}42\ m/s^2$$

Distance de freinage :

$$E_F = v \cdot 1000\ (t_2 + 0{,}5 \cdot t_F) = \ldots\ mm$$

(t_2 selon tableau des caractéristiques de freins en cas de coupure côté courant alternatif, avec alimentation alternative séparée du frein).

$$E_F = 0{,}5\ m/s \cdot 1000\ (0{,}03\ s + 0{,}5 \cdot 1{,}18\ s) = 312\ mm$$

Précision d'arrêt :

$$P_A = E_F \cdot 0{,}12 = \pm \ldots\ mm$$

(La valeur ± 12 % correspond à la constante dans la précision)

$$P_A = 312\ mm \cdot 0{,}12 = \pm 37{,}4\ mm$$

Travail du frein :

$$W_F = \frac{M_F}{M_F + M_{ch} \cdot \eta^2} \cdot \frac{(J_M + J_X \cdot \eta) \cdot n_M^2}{182{,}5} = \ldots\ J$$

$$W_F = \frac{0{,}8\ Nm}{0{,}8\ Nm + 0{,}3\ Nm \cdot 0{,}85^2} \cdot \frac{(0{,}00048\ kgm^2 + 0{,}0093\ kgm^2 \cdot 0{,}85)\ (1370\ \text{min}^{-1})^2}{182{,}5}$$

= 68 J

Temps avant réglage du frein :

$$L_F = \frac{W_N}{W_F \cdot Z_{demandé}} = \ldots\ h$$

$$L_F = \frac{80 \cdot 10^6\ J}{68\ J \cdot 150\ \text{dém/h}} = 7860\ h$$

B) Choix du réducteur
Vitesse de sortie :

$$n_s = \frac{v \cdot 60000}{\pi \cdot D} \cdot i_V = \ldots\ \text{min}^{-1}$$

$$n_s = \frac{0{,}5\ m/s \cdot 60000}{\pi \cdot 250\ mm} \cdot \frac{29}{16} = 69{,}2\ \text{min}^{-1}$$

Rapport de réduction du réducteur :

$$i = \frac{n_M}{n_s}$$

$$i = \frac{1370\ \text{min}^{-1}}{69{,}2\ \text{min}^{-1}} = 19{,}8$$

Rapport de réduction :

$$i = \frac{n_{M2}}{n_{a2}} = \ldots$$

$$i = \frac{2750\ \text{min}^{-1}}{91{,}4\ \text{min}^{-1}} = 30{,}1$$

Facteur de service :

f_u = env.1,6
Diagramme chap. 7.3 : avec un facteur de choc égal à III, un fonctionnement de 8 h/jour, 240 dém/h = 80 démarrages + 80 inversions + 80 freinages et un

Facteur d'accélération des masses $\frac{J_X}{J_M + J_Z} = 2{,}8$

Couple de sortie :

$$M_S = \frac{P_N \cdot 9550}{n_S} \cdot f_u = \ldots\ Nm$$

$$M_S = \frac{0{,}9\ kW \cdot 9550}{91{,}4\ \text{min}^{-1}} \cdot 1{,}6 = 150\ Nm$$

$\Rightarrow$ R 63 avec M_S = 350 Nm

Charge radiale :

$$F_Q = \frac{M_S \cdot 2000}{d_0} \cdot f_Z = \ldots\ N$$

fZ = 1,15 (voir 13.7)

$$F_Q = \frac{150\ Nm \cdot 2000}{130\ mm} \cdot 1{,}15 = 2654\ N$$

Ensemble motoréducteur SEW-USOCOME catalogué (2 groupes) :

R 63 SDT 90 S 8/2 BM/Z/TF
P_N = 0,22 / 0,9 kW
40 / 60 % SI
n_S = 22 / 91 min^{-1}
M_F = 5 Nm
Moteur avec frein, ventilateur lourd, classe d'isolation H pour compenser les pertes de commutation, et protection par sondes thermométriques TF

9.4 Transbordeur de parpaings en béton

Il faut déterminer un motoréducteur pour un transbordeur permettant le transfert de parpaings en béton sortis de presse d'un transporteur à rouleaux à l'autre.

Poids du chariot	m = 2500 kg
Charge	m = 1000 kg
Vitesse de translation	v = 10 / 40 m/min = 0,165 / 0,66 m/s

2 roues sont motorisées

Diamètre de la roue	D = 160 mm
Diamètre de l'axe des roues de translation	d = 60 mm
Frottement	Palier à roulement
Matières en présence (roue/rail)	acier/acier

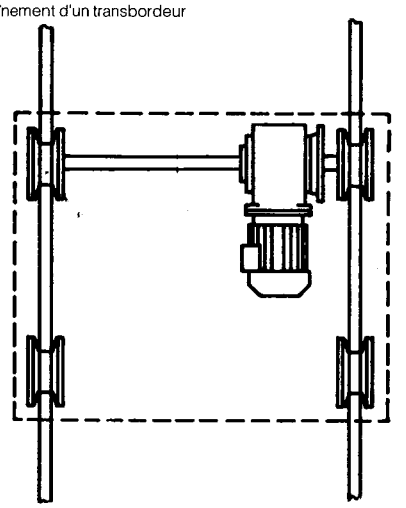
Entraînement direct par réducteurs en équerre, respectivement arbres de sortie par roue.

Les roues et les arbres étant pris entre palier, les arbres de sortie des réducteurs ne sont pas soumis à des charges radiales.

60 transferts sont demandés par heure, soit
- 60 démarrages en charge
- 60 démarrages à vide

Conditions de service	40 % SI, 8 h/jour
Rendement	η = 0,8

Fig. 47 : Entraînement d'un transbordeur



A) Détermination du moteur

Résistance au roulement :

$$F = \Sigma m \cdot g \left[\frac{2}{D} \cdot \left(\mu_R \cdot \frac{d}{2} + f\right) + c\right] = \ldots\ N$$

$$F_{ch} = (2500\ kg + 1000\ kg) \cdot 9{,}81\ {}^{m}/_{s^2} \left[\frac{2}{160\ mm} \cdot \left(0{,}005 \cdot \frac{60\ mm}{2} + 0{,}5\ mm\right) + 0{,}002\right] = 348\ N$$

$$F_0 = (2500\ kg \cdot 9{,}81\ {}^{m}/_{s^2} \left[\frac{2}{160\ mm} \cdot \left(0{,}005 \cdot \frac{60\ mm}{2} + 0{,}5\ mm\right) + 0{,}002\right] = 248\ N$$

Puissance :

$$P_X = \frac{F \cdot v}{1000 \cdot \eta} = \ldots\ kW$$

$$P_{ch} = \frac{348\ N \cdot 0{,}66\ {}^{m}/_{s}}{1000 \cdot 0{,}8} = 0{,}29\ kW$$

$$P_0 = \frac{248\ N \cdot 0{,}66\ {}^{m}/_{s}}{1000 \cdot 0{,}8} = 0{,}2\ kW$$

Accélération :

$$a_d = \frac{v}{t_d} = \ldots \; m/s^2$$

$$a_d = \frac{0{,}167 \; m/s}{0{,}45 \; s} = 0{,}36 \; m/s^2$$

Distance de démarrage :

$$E_d = 0{,}5 \cdot 1000 \cdot v \cdot t_d = \ldots \; mm$$

$$E_d = 0{,}5 \cdot 1000 \cdot 0{,}167 \; m/s \cdot 0{,}46 \; s = 38{,}4 \; mm$$

Cadence de démarrage (sous charge maxi.) :

$$Z_{adm} = Z_0 \cdot \frac{1 - \frac{M_X}{M_{dm}}}{\frac{J_M + \frac{J_X}{\eta}}{J_M}} \cdot K_P = \ldots \; dém/h$$

K_P = 0,53 (diagramme, chap. 2.9 : $\frac{P}{P_N}$ = 1,05, 15 % SI)

La cadence de démarrage à vide d'un moteur sans frein est supérieure de 10 % à celle d'un moteur-frein avec redresseur BGE

$$Z_{adm} = 7600 \; dém/h \cdot 1{,}1 \cdot \frac{1 - \frac{10{,}8 \; Nm}{26{,}2 \; Nm}}{\frac{(0{,}0034 + \frac{0{,}035}{0{,}8}) \; kgm^2}{0{,}0034 \; kgm^2}} \cdot 0{,}53$$

= 187 dém/h

B) Détermination du réducteur

Vitesse de sortie :

$$n_s = \frac{v \cdot 60 \cdot 1000}{\pi \cdot D} = \ldots \; min^{-1}$$

$$n_s = \frac{0{,}167 \; m/s \cdot 60 \cdot 1000}{\pi \cdot 120 \; mm} = 26{,}6 \; min^{-1}$$

f_u = 1,75
Diagramme, chap. 7.3 : Facteur de choc III, 140 dém/h, 24 h/jour

Couple de sortie :

$$M_s = \frac{P_N \cdot 9550}{n_s} \cdot f_u = \ldots \; Nm$$

$$M_s = \frac{1{,}5 \; kW \cdot 9550}{26{,}6 \; min^{-1}} \cdot 1{,}75 = 942 \; Nm$$

Charge radiale :

$$F_Q = \frac{M_s \cdot 2000}{d_0} \cdot f_Z = \ldots \; N$$ (fz, voir chap. 13.7)

$$F_Q = \frac{942 \; Nm \cdot 2000}{120 \; mm} \cdot 1{,}15 = 18055 \; N$$

Nous obtenons le motoréducteur SEW-USOCOME suivant :

R 83 DT 90 L4 TF
P_N = 1,5 kW sous 100 % SI
i = 52,44
n = 1400 / 26,7 min^{-1}
Charge radiale admissible à mi-bout d'arbre : F_Q = 18100 N

10.2 Transporteur à rouleaux

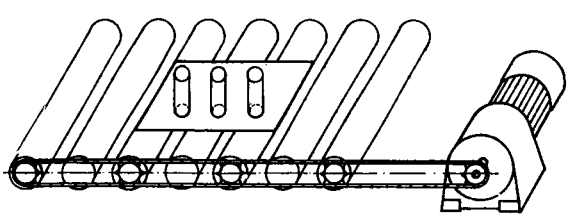
Il s'agit de transporter 1 palette minimum et 3 palettes maximum de 1000 kg sur un convoyeur à rouleaux d'une longueur de 5 mètres environ.

Chaque palette est chargée de 10 tubes de 100 kg. Le diamètre des tubes est de l'ordre de d_{tube} = 0,1 m ; la longueur des tubes est égale à 1 m. Lors du démarrage et du freinage, les tubes ne doivent pas se renverser.

Diamètre des galets D = 89 mm
Diamètre de l'axe des roues de translation d = 30 mm
Frottement Roulement à rouleaux, bois/acier (f = 1,2 mm)
Distance entre les galets 220 mm
Chaque deuxième rouleau est entraîné par une roue à chaîne.

Rapport de réduction intermédiaire z_1 = 15, z_2 = 21, 3/4" chaîne
Vitesse de translation v = 20 m/min = 0,33 m/s
Entraînement sans frein
Conditions de service 100 dém/h, 40 % SI
8 h/jour, facteur de choc II
Rendement rapport de réduction intermédiaire η = ~ 0,9
et réducteur à engrenages cylindriques.

Fig. 52 : Entraînement d'un transporteur à rouleaux



B) Choix du réducteur

Vitesse de sortie :

$$n_S = \frac{v \cdot 60 \cdot 1000}{\pi \cdot D} \cdot i_V = \ldots \text{ min}^{-1}$$

$$n_S = \frac{0{,}33\ m/s \cdot 60 \cdot 1000}{\pi \cdot 89\ mm} \cdot \frac{21}{15} = 99\ \text{min}^{-1}$$

Facteur de service :

$$\frac{J_{ch}}{J_M + J_Z} = \frac{0{,}0041\ kgm^2}{0{,}000655\ kgm^2 + 0{,}003\ kgm^2} = 1{,}12$$

f_u = 1,25 (diagramme, chap. 7.3 : facteur de choc II, 100 dém/h, 8 h/jour)

Couple de sortie :

$$M_S = \frac{P_N \cdot 9550}{n_S} \cdot f_u = \ldots\ Nm$$

$$M_S = \frac{0{,}75\ kW \cdot 9550}{99\ \text{min}^{-1}} \cdot 1{,}25 = 90\ Nm$$

Diamètre de la roue à chaîne :

Avec une chaîne de 3/4", nous obtenons avec une roue à chaîne de 15 dents, un diamètre de cette dernière de

$$d_0 = \frac{0{,}75 \cdot 25{,}4\ mm}{\sin \frac{180^\circ}{15}} = 91{,}6\ mm$$

Charge radiale :

$$F_Q = \frac{M_S \cdot 2000}{d_0} \cdot f_Z = \ldots\ Nm$$

f_Z = 1,25 (voir chap. 13.7)

$$F_Q = \frac{90\ Nm \cdot 2000}{91{,}6\ mm} \cdot 1{,}25 = 2456\ N$$

Motoréducteur choisi :

R 43 DT 80 K2 Z/TF
P_N = 0,75 kW
n = 2700 / 97 min^{-1}
i = 27,95
Charge radiale maximum admissible à mi-bout d'arbre :
F_Q = 3630 N
Moteur avec ventilateur lourd et protection par sondes thermométriques TF

10.3 Transporteur à chaîne

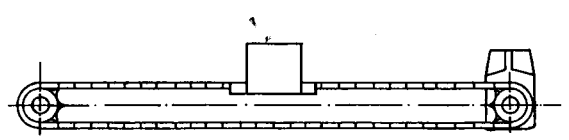
Il faut choisir un motoréducteur pour l'entraînement d'un transporteur à chaîne.

Charge	m = 300 kg
Poids de la chaîne	m = 80 kg
Entraînement direct, service continu, 16 h/jour	
Accélération	$a \leq 1\ m/s^2$ sous pleine charge
Diamètre roue à chaîne	D = 250 mm
Vitesse de translation	v = 1,0 m/s
Matières en présence	chaîne acier sur rail en matière synthétique (graissé)
Rendement du réducteur	$\eta_{réd}$ = 0,95

(pour une question d'encombrement, il faut choisir un réducteur à arbres parallèles à arbre creux)

Rendement du transporteur à chaîne	η = 0,86
Tension réseau (avec sous-tension)	U = 340 V - 380 V

Fig. 53 : Entraînement d'un transporteur à chaîne



A) Détermination du moteur

Résistance au roulement :

$F = m \cdot g \cdot \mu = \ldots$ Nm μ = 0,25 (voir chap. 13.5)

F = 380 kg · 9,81 m/s^2 · 0,25 = 932 N

Puissance :

$$P_X = \frac{F \cdot v}{1000 \cdot \eta \cdot \eta_{réd}} = \ldots\ kW$$

$$P_X = \frac{932\ N \cdot 1\ m/s}{1000 \cdot 0{,}86 \cdot 0{,}95} = 1{,}14\ kW$$

Couple résistant :

$$M_X = \frac{P_X \cdot 9550}{n_M} = \ldots\ Nm$$

$$M_X = \frac{1{,}14\ kW \cdot 9550}{1400\ \text{min}^{-1}} = 7{,}8\ Nm$$

Moment d'inertie de la charge :

$$J_X = 91{,}2 \cdot m \cdot \left(\frac{v}{n_M}\right)^2 = \ldots\ kgm^2$$

$$J_X = 91{,}2 \cdot 380\ kg \cdot \left(\frac{1\ m/s}{1400\ \text{min}^{-1}}\right)^2 = 0{,}0177\ kgm^2$$

Charge radiale :

$$F_Q = \frac{M_a \cdot 2000}{d_b} \cdot f_Z = \ldots N$$

f_Z = 1,0 (voir chap. 13.7)

$$F_Q = \frac{559\ Nm \cdot 2000}{108\ mm} \cdot 1{,}0 = 10352\ N$$

Nous obtenons le motoréducteur-frein à engrenages cylindriques :

R 82 SDV 132 S 8/2 BM/TF
P_N = 1,0 / 4,0 kW, 40 / 60 % SI
i = 25,49
n_s = 27 / 107 min^{-1}
M_F = 37 Nm
F_Q = 11200 N (mi-bout d'arbre)

- Moteur avec ventilation forcée et classe d'isolation H
- Raccordement du frein côté courant continu et alternatif

13. Tableaux annexes

13.1 Caractéristiques du frein BM et couple d'inertie additionnelle Z

(ventilateur lourd)

Type		$M_{F\,max}$	Réduction du couple de freinage	W_N	t_1	t_2		P_B	J_Z
Moteur	Frein	Nm	Nm	kJ · 10^3	ms	t_2II[2] ms	t_2I[1] ms	W	(10^{-4} kgm^2)
D 63..	B 03	3,2	2,4 1,6 0,8	80	25 -	3	30	32	7,2
DT 71/80..	BM05	5	4 2,5 1,6 1,2	120	30 [3] 20	5	35	32	20/30
DT 80..	BM 1	10	7,5 6	120	50 [3] 20	8	40	36	30
DT 90/100..	BM 2	20	16 10 6,6 5	260	70 [3] 30	12	80	40	100/134
DT 100..	BM 4	40	30 24	260	130 [3] 35	15	80	50	134
DV 112 M	BM 8	55	45 37 30 19 12,6 9,5	500	30	12	60	57	180
DV 132 S	BM 8	75	55 45 37 30 19 12,6 9,5	500	35	10	50	57	216
DV 132 M	BM15	100	75 50 35 25	800	40	14	70	95	500
DV 132 ML/160 M	BM15	150	125 100 75 50 35 25	800	50	12	50	95	
DV 160 L	BM30	200	150 125 100 75 50	1200	55	18	90	95	5)
DV 180..	BM30	300	250 200 150 125 100 75 50	1200	60	16	80	95	
DV 200/225..	BM31	300	250 200 150 125 100 75 50	1200	60	16	80	95	
DV 180..	BM32[4]	300	250 200 150 100	1500	55	18	90	95	
DV 200/225..	BM62[4]	600	500 400 300 250 200 150 100	1500	60	16	80	95	

Les temps d'appel ou temps de réaction du frein BM sont des valeurs indicatives correspondant à un freinage au couple maximum.
Les caractéristiques de freinage des moteurs-frein à courant continu sont contenues dans le catalogue "Motoréducteurs à courant continu".
1) t_2I est le temps de réaction du frein en cas de coupure de l'alimentation côté courant alternatif.
2) t_2II est le temps de réaction du frein en cas de coupure de l'alimentation côté courant alternatif et côté courant redressé.
3) Temps d'appel t_1 : le chiffre indiqué à la ligne supérieure correspond au fonctionnement avec redresseur BG. Tous les autres chiffres correspondent au fonctionnement avec redresseur BGE/BSG.
4) Frein à double disque
5) Les moteurs 160 L à 225 M ne sont pas disponibles avec le ventilateur lourd.

13.2 Rendements des éléments de transmission

Câble acier	:	glissement ou roulement sur paliers	$0,91 \leq \eta \leq 0,95$
Courroie trapézoïdale	:	tension normale de la courroie	$0,88 \leq \eta \leq 0,93$
Bande synthétique	:	tension normale de la bande	$0,81 \leq \eta \leq 0,85$
Bande caoutchouc	:	sur rouleaux avec paliers à roulements (avec tension normale de la bande)	$0,81 \leq \eta \leq 0,85$
Transmission à chaîne	:	roues avec paliers à roulements (en fonction de la taille de la chaîne)	$0,90 \leq \eta \leq 0,96$
Réducteurs	:	3 trains (engrenages cylindriques) en fonction de la qualité du réducteur pour réducteurs à roue et vis sans fin, à couple conique, voir avec le constructeur	$0,94 \leq \eta \leq 0,97$

13.3 Frottement des paliers

Palier à roulement :	$\mu_R = 0,005$
Palier avec bague :	$\mu_R = 0,08 - 0,1$

13.4 Coefficient de frottement latéral

Roue avec palier à roulement	L = 0,003
Roue avec palier avec bague	L = 0,005
Guidage par palier latéral	L = 0,002

13.5 Coefficient de glissement pour différentes matières

Acier sur bois	- au démarrage	(sec)	$0,12 \leq \mu_O \leq 0,60$
	- en fonctionnement	(sec)	$0,08 \leq \mu \leq 0,50$
	- au démarrage	(lubrifié)	$0,12 \leq \mu_O \leq 0,35$
	- en fonctionnement	(lubrifié)	$0,04 \leq \mu \leq 0,25$
Bois sur acier	- au démarrage	(sec)	$0,45 \leq \mu_O \leq 0,75$
	- en fonctionnement	(sec)	$0,30 \leq \mu \leq 0,60$
Bois sur bois	- au démarrage	(sec)	$0,40 \leq \mu_O \leq 0,75$
	- en fonctionnement	(sec)	$0,30 \leq \mu \leq 0,50$
Bande synthétique sur acier	- au démarrage	(sec)	$0,25 \leq \mu_O \leq 0,45$
	- en fonctionnement	(sec)	$\mu \leq 0,25$
Acier sur plaque synthétique	- au démarrage	(sec)	$0,20 \leq \mu_O \leq 0,45$
	- en fonctionnement	(lubrifié)	$0,18 \leq \mu \leq 0,35$

13.6 Coefficient de roulement (bras de levier de la résistance au roulement)

Acier sur acier	$f \approx 0,5$	mm
Bois sur acier	$f \approx 1,2$	mm
(transporteur à rouleaux)		mm
Synthétique sur acier	$f \approx 2$	mm
Caoutchouc dur sur acier	$f \approx 7$	mm
Synthétique sur béton	$f \approx 5$	mm
Caoutchouc dur sur béton	$f \approx 10 - 20$	mm
Caoutchouc moyen sur béton	$f \approx 15 - 35$	mm

13.7 Facteurs correcteurs pour calcul de la charge radiale

Eléments de transmission	Remarques	Facteur correcteur
Roues dentées	≥ 17 dents	$f_z = 1,0$
	< 17 dents	$f_z = 1,15$
Roues à chaîne	≥ 20 dents	$f_z = 1,0$
	< 20 dents	$f_z = 1,25$
	< 13 dents	$f_z = 1,4$
Poulies à gorges	Influence de la tension de la courroie	$f_z = 1,75$
Poulies plates	Influence de la tension de la courroie	$f_z = 2,5$

La charge radiale effective des bouts d'arbre se calcule par la formule :

$$F_Q = \frac{M \cdot 2000}{d_0} \cdot f_z$$

Dans laquelle :

F_Q = charge radiale corrigée en N
M = moment de rotation en Nm
d_0 = diamètre primitif de l'élément de transmission en mm
f_z = coefficient correcteur

13.8 Indices de protection selon DIN IEC 34/5 et DIN 40 050

IP 4 4

Lettres caractéristiques
(International **P**rotection **C**lass)
1. Protection contre les corps solides
2. Protection contre les liquides

Le premier chiffre définit la protection contre les contacts et l'introduction de corps étrangers ; le deuxième chiffre, la protection contre l'introduction d'eau.

Désignation	Protection contre les contacts	Protection contre les corps solides	Protection contre les liquides
IP 00	Pas de protection	Pas de protection	Pas de protection
IP 11	Grande surface ; toucher avec la main	Corps solides de plus de 50 mm de diamètre	Gouttes d'eau (tombant verticalement)
IP 23	Toucher avec les doigts	Corps solides de plus de 12 mm de diamètre	Projections d'eau dans une direction faisant avec la verticale un angle égal ou inférieur à 60°
IP 44	Outils ou fils de diamètre ou d'épaisseur supérieur à 1 mm*)	Corps solides de plus de 1 mm de diamètre	Projections d'eau de toutes les directions
IP 55	Toucher d'objets de toute nature*)	Pénétration de poussière	Jets d'eau de toutes les directions
IP 65	Toucher d'objets de toute nature*)	Toute pénétration de poussière	Jets d'eau de toutes les directions

*) Non valable pour les poussières ventilateurs extérieurs de machines électriques.

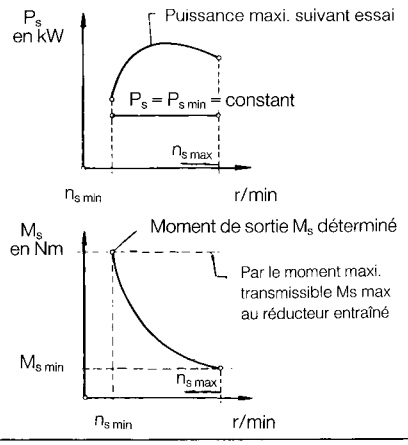
13.9 Selfs de lissage d'induit pour moteurs à courant continu

Type	Inductivité mH	Courant de charge A-
AD 031	170	3
AD 050	50	5
AD 051	100	5
AD 081	60	8
AD 082	95	8
AD 141	45	14
AD 142	65	14

Type	Inductivité mH	Courant de charge A-
AD 143	110	14
AD 161	12	16
AD 241	25	24
AD 242	37	24
AD 243	50	24
AD 281	6	28
AD 351	22	35

Le variateur ne travaille à pleine charge qu'à vitesse minimale. Le réducteur de vitesse monté à la sortie du variateur doit être capable de transmettre les couples résultants. Les couples peuvent dépasser de 200 à 600 % ceux d'un ensemble déterminé pour transmission sous couple constant (voir abaques).

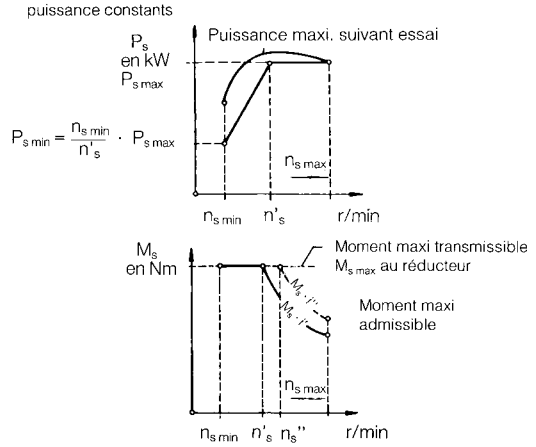
Fig. 14 : Courbes caractéristiques des variateurs de vitesse sous puissance constante



3.4.3 Détermination pour solution combinée - P_S = constant et M_S = constant

Dans ces conditions de charge, le variateur est utilisé de façon optimale. Le réducteur de vitesse est déterminé de façon à ce qu'il puisse transmettre les moments correspondants à la puissance transmise entre $n_{S\ min}$ et n_S. Dans la plage n_S à $n_{S\ max}$, la puissance reste constante. Dans la plage $n_{S\ min}$ à n_S, le couple reste constant.

Fig. 15 : Courbes caractéristiques des variateurs de vitesse sous couple et puissance constants



Remarque : Si l'on ne veut pas utiliser toute la plage de réglage disponible, il est conseillé, compte tenu du rendement, de se placer aux vitesses supérieures de la plage.

Dans cette partie, le glissement est le plus faible et la puissance à transmettre la plus importante.

3.5 Facteurs d'utilisation

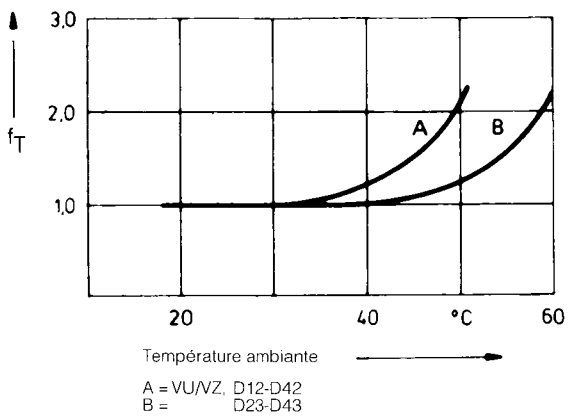
Outre la détermination des critères d'utilisation d'un variateur et le choix d'un groupe dans les tableaux de sélection, il faut tenir compte des facteurs d'utilisation suivants pour un choix correct :

1. f_u = facteur d'utilisation pour nature de charge (voir tableau ci-dessous)
2. f_t = tableau d'utilisation pour tenir compte de l'influence de la température ambiante (voir fig. 16).

La charge nominale du variateur est ainsi à multiplier par le facteur $f_u \cdot f_t$

Nature des charges	f_u	Explications	Exemples
I	1,0	uniforme, marche sans à-coups	Ventilateurs, bandes transporteuses légères, machines de remplissage
II	1,25	fonctionnement varié avec à-coups	Monte-charges, machines à équilibrer, translation de grues
III	1,5	charge très variée avec à-coups importants	Malaxeurs lourds, cylindres de laminoirs, presses, broyeurs

Fig. 16 : Facteurs d'utilisation f_t pour les variateurs de vitesse mécaniques



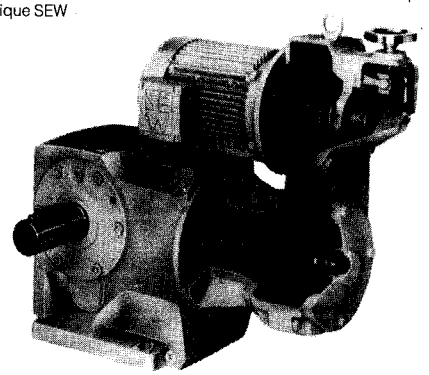
3.6 Protection contre les surcharges

La protection du moteur, quelle qu'en soit la nature, ne protège pas le réducteur.

Un contrôle électronique protège les réducteurs accouplés aux variateurs mécaniques contre les surcharges. La protection électronique consiste à contrôler la puissance du moteur et la vitesse de sortie du variateur. Sous couple constant, la puissance varie proportionnellement à la vitesse, c'est-à-dire si la vitesse décroît, la puissance du moteur doit également être réduite. Le cas échéant, il y a surcharge et l'ensemble est arrêté. Cette protection contre les surcharges n'est pas adaptée pour une protection contre les blocages.

Les accouplements limiteurs de couple sont efficaces comme protection contre les blocages.

Fig. 11 : Motovariateur à courroie avec VARIBLOC® et réducteur à couple conique SEW



3.2 Possibilité de réglage et temps de réglage

Le temps de parcours de la plage de réglage étant relativement long, de 20 à 40 secondes, il ne permet pas l'utilisation de ces variateurs en régulation. De ce fait, ces entraînements ne sont utilisés qu'en variation de vitesse. Le réglage de la vitesse de sortie se fait soit manuellement par volant à main ou roue d'entrée, soit à distance par servomoteur. L'affichage du réglage ou de la vitesse se fait soit directement sur le variateur, soit par un instrument de mesure dans l'armoire de commande.

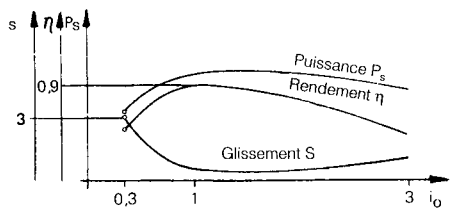
3.3 Choix du motovariateur

En fonction de la puissance nécessaire et de la vitesse de sortie, le motovariateur est sélectionné dans le catalogue SEW. Il faut tenir compte des points suivants :

Pour les motovariateurs de la série VARIBLOC®, la constitution et le dimensionnement de la courroie trapézoïdale large sont déterminants pour le calcul de la puissance nécessaire. Pour les motovariateurs de la série VARIMOT®, la force de pression des ressorts et la nature de la matière dont est constituée la bague de friction sont déterminantes.

Un dimensionnement correct des variateurs ne peut se faire sans indication de la puissance nécessaire, de la plage de réglage de vitesse, de la température ambiante, du lieu d'implantation et des conditions de service. Les courbes ci-dessous présentent la puissance de sortie P_S, le rendement et le glissement en fonction de la plage de réglage.

Fig. 12 : Courbes caractéristiques des variateurs de vitesse



$$\text{pour } i_0 = \frac{n_{s0}}{n_{e0}} = \frac{\text{Vitesse de sortie sans charge}}{\text{Vitesse d'entrée sans charge}}$$

Comme les variateurs de vitesse permettent de varier la vitesse et le couple, ils peuvent être définis suivant différents critères :

- à couple constant
- à puissance constante
- à couple et puissance constants (respectivement plage de réglage partielle)

3.4.1 Détermination pour entraînement à couple constant

La plupart des cas d'application nécessitent sur toute l'étendue de la plage de réglage un moment sensiblement constant. Des motovariateurs déterminés d'après ces critères peuvent transmettre le moment maximum calculé d'après la formule suivante :

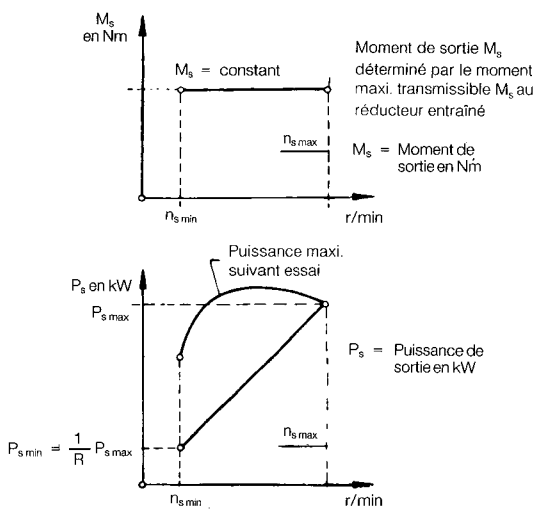
$$M_S = \frac{P_{S\,max} \cdot 9550}{n_{S\,max}} = constant\,[Nm]$$

Avec ce mode de détermination ou ces conditions d'utilisation, le réducteur de vitesse est uniformément chargé sur toute la plage de réglage. Le variateur ne travaille à pleine charge qu'à sa vitesse maximale. La puissance admissible est inférieure à petite vitesse. La puissance transmissible à la plus petite vitesse se calcule selon l'équation :

$$P_{S\,min} = \frac{1}{R} \cdot P_{S\,max}\,[kW]$$ (R = plage de réglage)

Le diagramme ci-après donne le couple et la puissance en fonction de la vitesse :

Fig. 13 : Courbes caractéristiques des variateurs de vitesse sous couple constant



3.4.2 Détermination pour entraînement à puissance constante

La puissance de sortie P_S est disponible sur toute la plage de réglage et se calcule d'après la formule suivante :

$$P_S = \frac{M_{S\,max} \cdot n_{S\,min}}{9550} = constant\,[kW]$$