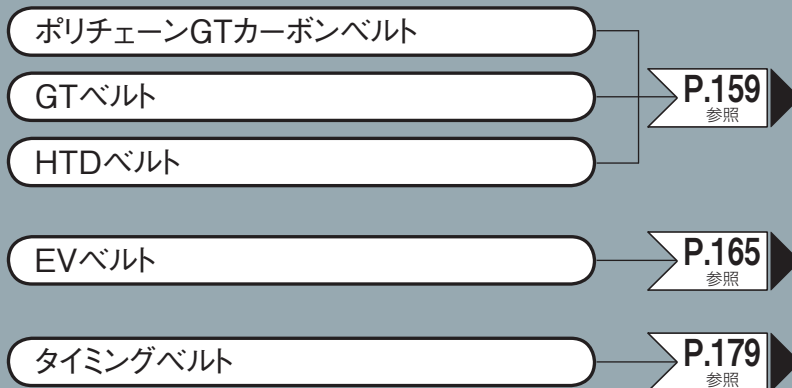
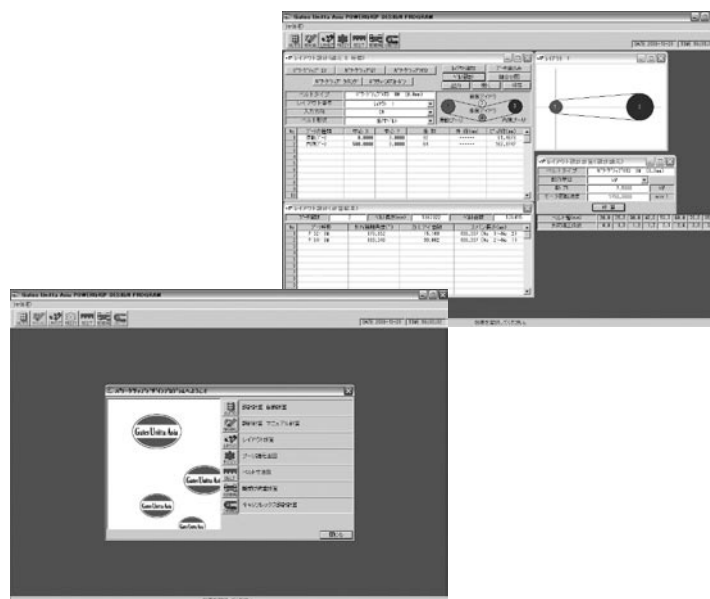
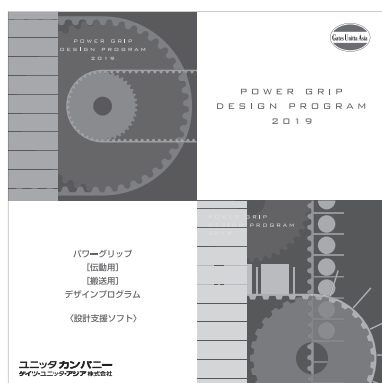


設計方法

ベルトの選定は、このページから始まる設計方法をご参照ください。
ベルトの設計方法はベルトタイプによって異なりますのでご注意ください。



パソコン上でベルト選定やレイアウト計算ができる
設計支援ソフト『デザインプログラム』をご用意しています。
当社ホームページよりダウンロードをしてお使いください。



<http://www.unitta.co.jp>

※『デザインプログラム』をご利用いただく際は会員登録をお願いいたします。
『デザインプログラム』は予告なく更新する場合があります。

通常の原動機の負荷補正係数表

K₀: 負荷補正係数 $K_0 = K_1 + K_2 + K_3 + K_4$

原動機の種別

原動機の分類			I	II	III
被動機の分類			ピーク出力/基本出力	150%をこえ250%以下	250%をこえるもの
原動機	交流電動機	単相	—	—	全品種
		かご型誘動機	2 極	30kW以上	22kW以下
			4 極	75kW以上	—
			6 極	11kW以上	—
			8 極	3kW以上	—
		巻線型	4 極	—	11kW以下
			6 極	—	7.5kW以下
			8 極	—	3.7kW以下
		同期電動機	—	並トルク型	高トルク型
		直流電動機	分巻	複巻	直巻
機	内燃機		8気筒以上	7～5気筒	4気筒以下
	油圧モーター		—	—	全部
	ラインシャフト		—	—	全部

特殊モータ

モータの種類	負荷補正係数 (K ₀)
サーボモータ	定格トルクに対してK ₀ =2.5かつ*最大トルクに対してK ₀ =0.5として設計 (回転数は使用回転数)
スピンドルモータ	定格出力、基底回転数に対して、K ₀ =2.2として設計

※起動停止頻度毎に最大トルクが発生する場合には、起動停止回転数の負荷補正係数K₀の値を使用してください。
尚、実負荷がわかる場合は、設計手順2以降に沿って計算を行ってください。

基本負荷補正係数(K₁)

機械の種類	原動機クラス		
	I	II	III
事務機関係 { コンピュータ、タイプライタ、計算機 ファクシミリ、コピーマシン }	—	1.2	1.4
自動化機器 { 両替機、券売機、改札機 銀行窓口機 }	1.3	1.4	1.5
アジテータ、ミキサ { 液体 粘性 }	1.2 1.3	1.4 1.5	1.6 1.7
製パン機械、パンこね機	1.2	1.4	1.6
れんが機械、掘削機、ミキサ、造粒機	1.4	1.6	1.8
クレー機械、粘土ミル	1.6	1.8	2.0
遠心分離機	1.5	1.7	—
コンプレッサ { レシプロ 回転 }	1.6 1.4	1.8 1.5	2.0 1.6
コンベヤ { ベルトコンベヤ (軽量物用) ベルトコンベヤ (鉱石、石灰、砂) エプロンコンベヤ、バケット、エレベータ フライトコンベヤ、スクリーンコンベヤ }	1.1 1.2 1.4 1.4	1.2 1.4 1.6 1.6	1.3 1.6 1.8 1.8
ファン、ブロア { フェーガル強制通風用 軸流、鉱山用、ルーツ }	1.4 1.6	1.6 1.8	1.8 2.0
発電機、励磁機	1.4	1.6	1.8
ハンマ、ミル	1.5	1.7	1.9
ホイスト、エレベータ	1.4	1.6	1.8
ランドリ機械 { 一般 絞り機、洗濯機 }	1.2 1.4	1.4 1.6	1.6 1.8
ラインシャフト	1.2	1.4	1.6

機械の種類	原動機クラス		
	I	II	III
工作機械 { ボール盤、旋盤、ネジ立て盤 ボーリングマシン、研削盤、フライス盤、セーバ }	1.2 1.3	1.4 1.5	1.6 1.7
製紙機械 { アジテータ、カレンダ、ドライヤ ピータ、ジョーダン、ナッシュポンプ、パルパ }	1.2 1.4	1.4 1.6	1.6 1.8
ミル { ボール、ロッド、ペップル }	—	1.9	2.1
印刷機、製本機械、カッタ	1.2	1.4	1.6
ポンプ { 渦巻、ギヤ、ロータリ、軸流 レシプロ }	1.2 1.7	1.4 1.9	1.6 2.1
ゴム工業用機械 { ゴム練機、カレンダ、押出機 }	1.4	1.6	1.8
製材用機械	1.4	1.6	1.8
篩 { 振動篩 ドラム、円錐篩 }	1.3 1.2	1.5 1.4	— —
繊維機械 { 織機、精紡機、撚糸機 整経機、かせ揚機 }	1.3 1.2	1.5 1.4	1.7 —
木工機械 { 木工旋盤、帯鋸盤 ホソ切り、丸鋸盤、プレーナ }	1.2 1.2	1.3 1.4	— —
ミシン { 家庭用 工業用 }	— —	1.2 1.6	1.4 1.8
家庭電化製品 { ジューサ、食品用ミキサ 掃除機、映写機 }	— 1.0	1.4 1.1	1.6 1.2
梱包機	1.2	1.3	1.5
医療機器	1.0	1.1	1.2
計測機器	1.0	1.1	1.2
展示器具	1.0	1.1	1.2
鉄線関係 { 製線機、伸線機、撚線機 }	1.4	1.6	1.8

増速時の負荷補正係数(K₂)

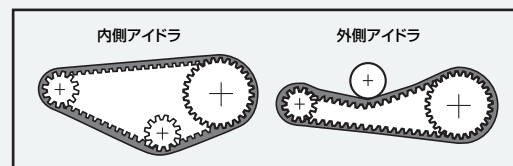
増速比	補正係数
1以上1.25未満	0
1.25以上1.75未満	+0.1
1.75以上2.5未満	+0.2
2.5以上3.5未満	+0.3
3.5以上	+0.4

稼働時間の負荷補正係数(K₃)

運転時間	補正係数
10時間未満 (毎日)	0
10～16時間連続運転 (毎日)	+0.2
16～24時間連続運転 (毎日)	+0.4
年間300時間以下 (季節的運転など)	-0.2

アイドラ使用時の負荷補正係数(K₄)

アイドラ使用位置	内側
ベルトのゆるみ側	0
ベルトの張り側	+0.1



注) ポリチェーンGTカーボンベルトは、外側アイドラを推奨していません。

伝動動力からの設計

ベルトの設計とは、伝達しようとする動力（伝動動力）をもとめ、それに適切な負荷補正係数（安全率）を乗じた設計動力を上回るようにベルトを選定することです。

つまり

設計動力(Pd)=伝動動力×負荷補正係数(Kg,Kf,K0)

設計動力(Pd)<ベルト総伝動容量(Pt)

となるように選定を行うことです。

設計手順 1 設計動力の算出

設計動力は、以下の3種類に区分されます。

- ① 実負荷がわかっている場合
- ② 被動側慣性モーメントから実負荷を求める場合
- ③ 実負荷が不明なので、モーター容量から求める場合

通常の設計は実負荷を求めて行いますが、実負荷の算出が出来ない場合は、モーター容量から設計します。

① 実負荷がわかっている場合

設計動力Pd=Pmd×Kg

Pmd：実負荷(Kw)(発生動力)
Kg：負荷補正係数(起動停止回数の負荷補正係数)

負荷補正係数Kgは1日の起動、停止回数により次の値としてください。

起動停止回数の負荷補正係数 (Kg)

起動停止回数が1日に100回未満	Kg=1.5
起動停止回数が1日に100回以上1000回未満	Kg=2.0
起動停止回数が1日に1000回以上	Kg=2.5

② 被動側慣性モーメントから実負荷を求める場合

急起動、急停止、被動側慣性モーメントが大きい場合、特にトラブル時等に予想外の過大な負荷が発生する可能性がある場合は、この手順で設計動力を算出してください。

設計動力Pd=PmG×Kg

PmG：発生動力(Kw)
Kg：負荷補正係数(起動停止回数の負荷補正係数)

発生トルクTrG= $\frac{J \times (n_1 - n_2)}{9.55 \times t}$

発生動力PmG= $\frac{TrG \times n}{9550}$

設計動力PdG= PmG×Kg

TrG：発生トルク(N・m)
J：慣性モーメント(kg・m²)
(n₁－n₂)：回転速度の差(min⁻¹)
t：(n₁－n₂)に必要な時間(S)
PmG：発生動力(kW)(伝動動力)
PdG：設計動力(kW)
Kg：負荷補正係数

負荷補正係数Kgは1日の起動、停止回数により次の値としてください。

起動停止回数の負荷補正係数 (Kg)

起動停止回数が1日に100回未満	Kg=1.5
起動停止回数が1日に100回以上1000回未満	Kg=2.0
起動停止回数が1日に1000回以上	Kg=2.5

③ 実負荷が不明なので、モーター容量から求める場合

実負荷が分からない場合は、原動機種別と、機械の種類等から設計動力を求めます。

$$\text{設計動力} P_d = P_{mm} \times K_0$$

P_{mm} : 伝動動力 (Kw) (モーター定格出力 ※特殊モーターに関しては159ページ参照)

K_0 : 負荷補正係数

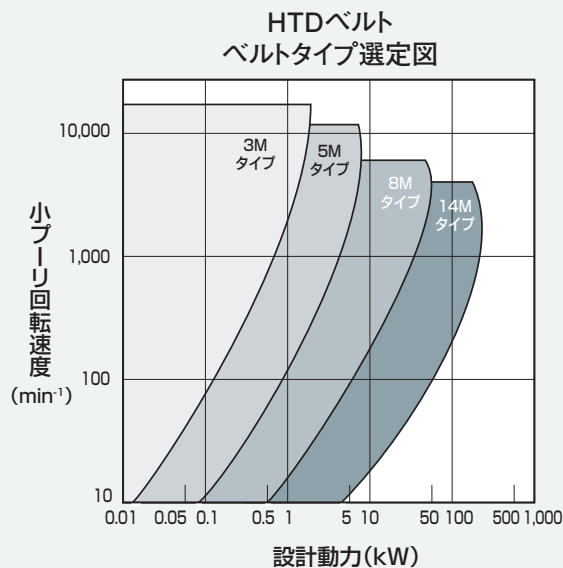
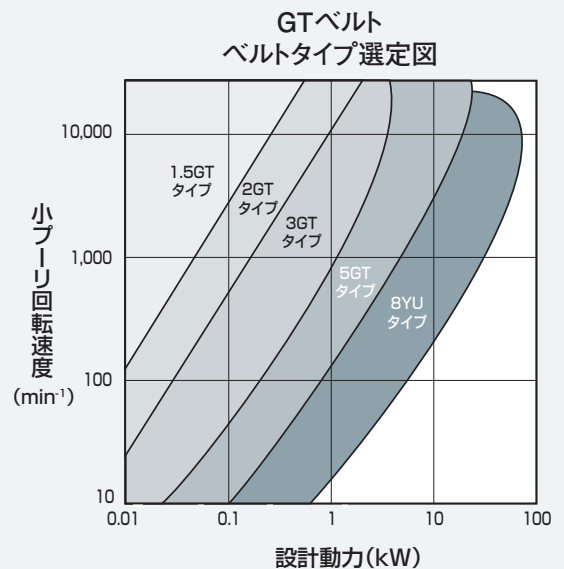
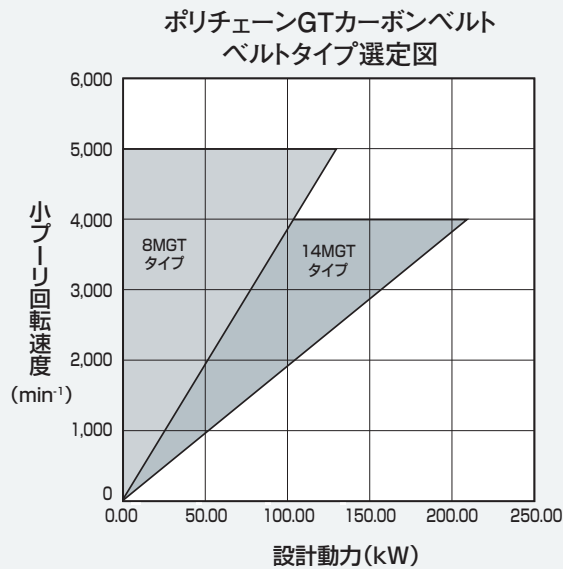
原動機種別		設計動力の求め方
通常の原動機		モーター定格出力×159ページの負荷補正係数
特殊モーター	サーボモーター	定格トルク(出力)に対して $K_0 > 2.5$ かつ最大トルク(出力)に対して $K_0 > 0.5$ として設計
	スピンドルモーター	定格出力、基底回転数に対して $K_0 > 2.2$ として設計

設計手順 2 設計動力の決定

設計手順1にて算出した設計動力 P_d のうち、いずれかに決定して、次の設計で手順3以降に進んでください。

設計手順 3 ベルトタイプの選定

設計手順1で決定した設計動力と小プーリ側の回転速度より、ベルトタイプ選定図からベルトタイプを仮選定します。条件が両方のタイプの中間領域に入る場合はいずれのタイプでもかまいません。様々な条件を考慮してより好ましい方を選んでください。



設計手順 4 ベルトサイズ、プーリ歯数の選定

① 必要な速比からプーリ歯数の組合わせを決定します。

$$\text{速比} = \frac{\text{大プーリ歯数}}{\text{小プーリ歯数}}$$

② 設定しようとする軸間距離とプーリ歯数から必要なベルト長さを計算します。

概略ベルトピッチ周長 (Lp) の求め方

$$Lp \div 2C + \frac{\pi(Dp+dp)}{2} + \frac{(Dp-dp)^2}{4C}$$

Lp: 概略ベルトピッチ周長 (mm)

C : 軸間距離 (mm)

Dp: 大プーリピッチ円直径 (mm)

dp: 小プーリピッチ円直径 (mm)

この概略ベルトピッチ周長 (Lp) に最も近い長さのベルトサイズをベルト寸法表*より選択します。

※ベルト寸法表 ▶



③ 軸間距離を求めます。

選定したベルトとプーリ歯数より軸間距離を計算します。

正確な軸間距離は、当社の設計支援ソフト『デザインプログラム』のレイアウト計算にて求めることをおすすめします。

（『デザインプログラム』は当社ホームページ<http://www.unitta.co.jp>よりダウンロードしてください）

下記の計算式でも計算することは可能ですが、速比が大きくなれば誤差も大きくなりますので、ご注意ください。

軸間距離 (C) の求め方

$$C \div \frac{b + \sqrt{b^2 - 8(Dp-dp)^2}}{8}$$

$$b = 2Lp - \pi(Dp+dp)$$

Dp: 大プーリピッチ円直径 (mm)

dp: 小プーリピッチ円直径 (mm)

Lp: 概略ベルトピッチ周長 (mm)

設計手順 5 小プーリのかみ合い歯数とかみ合い補正係数の決定

小プーリの側におけるベルトとプーリのかみ合い歯数 T.I.M. (Teeth In Mesh) が 6 歯未満の場合は、下記の式でかみ合い歯数を計算し、かみ合い補正係数 (Km) を表より選定してください。

$$\theta \div 180^\circ - \frac{57.3(Dp-dp)}{C}$$

$$T.I.M. \div \frac{\theta}{360^\circ} \times z \quad (T.I.M. \text{は小数点切り捨て})$$

θ : 小プーリでの接触角度 (°)

Dp: 大プーリピッチ円直径 (mm)

dp: 小プーリピッチ円直径 (mm)

C : 軸間距離 (mm)

z : 小プーリ歯数 (歯)

かみ合い補正係数 (Km)

かみ合い歯数	6以上	5	4
Km	1.0	0.8	0.6

設計手順 6 ベルト幅の決定

選出されたベルトタイプの基準幅当たりの基準伝動容量を求めます。

基準伝動容量表に表示されていないプーリサイズや回転速度を使用される場合は、表にあるプーリサイズ又は回転速度のうち最も近い値から比例計算で求めてください。

下記式により伝動に必要な概略ベルト幅係数 (WF) を求め、ベルト幅補正係数表より概略ベルト幅係数 (WF) を上回るようなベルト幅補正係数 (Kw) を選択します。

$$WF = \frac{Pd}{Pc \times KL \times Km}$$

$$Kw > WF$$

Kw : ベルト幅補正係数※
 WF : 概略ベルト幅係数
 Pd : 設計動力
 Pc : 基準伝動容量※
 KL : ベルト長さ補正係数※
 Km : かみ合い補正係数

※基準伝動容量 (Pc) ・ベルト長さ補正係数 (KL) ・ベルト幅補正係数 (Kw) ▶



設計手順 7 選定結果の確認

設計手順5までに選定された各補正係数から、ベルトの総伝動容量と最終負荷補正係数を算出し、選定結果の確認を行います。

$$Pt = Pc \times Kw \times KL \times Km$$

$$K = \frac{Pt}{Pm}$$

$$Ko < K$$

Pt : ベルト総伝動容量
 Pc : ベルト基準伝動容量
 Kw : ベルト幅補正係数
 KL : ベルト長さ補正係数
 Km : かみ合い補正係数
 Ko : 負荷補正係数
 (K1+K2+K3+K4)
 K : 最終負荷補正係数
 Pm : 伝動動力

上式を満足することを確認してください。

この式が成り立たない時は、ひとつ上のベルト幅を選択するか、プーリ歯数を大きくする等の変更を行ってください。

設計計算例

伝動動力からの設計

■ 設計条件

・機械の種類	ギヤポンプ
・原動機の定格出力	7.5kW インダクションモータ
・原動軸の回転速度	1400min ⁻¹
・速比	1 : 2 減速
・軸間距離と移動量	500mm ± 20mm
・軸直径の制限	モータ軸径φ 38mm
・プーリ直径の制限	従動プーリ側でφ 200mm 以下
・急起動急停止	無し
・使用環境	一般の工場内で特に悪条件は無し
・1日の稼働時間	24 時間/日

設計動力の確認

基本負荷補正係数 K ₁	: 1.6
増速時の補正係数 K ₂	: 0
稼働時間の補正係数 K ₃	: 0.4
アイドル使用時の補正係数 K ₄	: 0
K ₀ =K ₁ +K ₂ +K ₃ +K ₄	
K ₀ =2.0	

※慣性モーメント不明のため、モータ容量からの選定を行います。

設計手順 1 設計動力の決定

負荷補正係数と伝動動力より、設計動力を決定します。

伝動動力	P _m : 7.5kW
負荷補正係数	K ₀ : 2.0
設計動力	P _d = P _m × K ₀
	P _d = 7.5 × 2.0 = 15.0kW

設計手順 2 ベルトタイプの選定

ベルトタイプ選定図よりベルトタイプを8MGTに決定します。

設計手順 3 ベルトサイズ・プーリ歯数の選定

- 必要な速比からプーリ歯数の組合わせを仮決定します。
原動プーリ : 8MGT-32S 従動プーリ : 8MGT-64S
- 設定しようとする軸間距離とプーリ歯数から必要なベルト長さを計算します。

$$L_p \div 2C + \frac{\pi(D_p + d_p)}{2} + \frac{(D_p - d_p)^2}{4C}$$

$$L_p \div (2 \times 520) + \frac{\pi(162.97 + 81.49)}{2} + \frac{(162.97 - 81.49)^2}{4 \times 520}$$

$$L_p \div 1427\text{mm}$$

選定ベルトサイズ: 8MGT-1440 (ピッチ周長 1440.0mm 180歯)

- 軸間距離を求めます。

$$C \div \frac{b + \sqrt{b^2 - 8(D_p - d_p)^2}}{8}$$

$$b = 2L_p - \pi(D_p + d_p)$$

$$b = (2 \times 1440) - \pi(162.97 + 81.49) = 2112.01$$

$$C \div \frac{2112.01 + \sqrt{(2112.01)^2 - 8(162.97 - 81.49)^2}}{8} \div 526.43\text{mm}$$

※正確な軸間距離は当社の設計支援ツール『デザインプログラム』のレイアウト計算にて求めることをおすすめします。

L _p = ベルトピッチ周長 (mm)
C = 軸間距離 (mm)
D _p = 大プーリピッチ円直径 (mm)
d _p = 小プーリピッチ円直径 (mm)
θ = 小プーリでの接触角度 (°)
z = 小プーリ歯数 (歯)
WF = 概略ベルト幅係数
P _d = 設計動力
P _c = 基準伝動容量
K _L = 長さ補正係数
K _m = かみ合い補正係数

設計手順 4 小プーリのかみ合い歯数とかみ合い補正係数の決定

$$\theta = 180^\circ - \frac{57.3(D_p - d_p)}{C}$$

$$\theta = 180^\circ - \frac{57.3(162.97 - 81.49)}{526.42}$$

$$\theta = 171.13^\circ$$

$$T.I.M. = \frac{\theta}{360^\circ} \times z = \frac{171.13^\circ}{360^\circ} \times 32 = 15.21$$

かみ合い補正係数 K_m : 1.00

設計手順 5 ベルト幅の決定

$$WF = \frac{P_d}{P_c \times K_L \times K_m} = \frac{15.0}{9.05 \times 1.10 \times 1.00}$$

$$WF = 1.51$$

WFより大きくなるベルト幅補正係数 K_w を選定すると
K_w = 1.67 (ベルト幅 20mm)

設計手順 6 選定結果の確認

ベルトの総伝動容量 P_t を求めます。

$$P_t = P_c \times K_w \times K_L \times K_m$$

$$P_t = 9.05 \times 1.67 \times 1.10 \times 1.00 = 16.62\text{kW}$$

最終負荷補正係数 K を求めます。

$$K = P_t \div P_m = 16.62 \div 7.5 = 2.22$$

$$K_0 < K \rightarrow 2.00 < 2.22$$

となりこの設計は仕様を十分に満足したものである。

選定結果

ベルトサイズ	: 8MGT-1440-20 CB
原動プーリ	: 8MGT-32S-20-6F
従動プーリ	: 8MGT-64S-20-6W
理論軸間距離	: 526.42mm
最終負荷補正係数	: 2.22

EVベルトは負荷の種類に合わせて3通りの設計を行えるようにしています。

設計方法 1 ▶ 伝動動力からの設計

P.166
参照

設計方法 2 ▶ 軸トルクからの設計

P.170
参照

設計方法 3 ▶ ベルトに掛かる張力からの設計

P.174
参照

基本負荷補正係数 (K₁)

原動機の種類と種別		インダクション モータ	スピンドル モータ	サーボモータ(ピーク出力/定格出力)		
				200%以下	201~300%未満	300%以上
アジテータ、ミキサー	液体	1.6	1.6	1.2	1.3	1.4
	粘性体	1.7	1.7	1.3	1.4	1.5
れんが機械、掘削機、ミキサ、造粒機		1.8	1.8	1.4	1.5	1.6
クレー機械、粘度ミル		2.0	2.0	1.6	1.7	1.8
遠心分離機		1.9	1.9	1.5	1.6	1.7
コンプレッサー	レシプロ	2.0	2.0	1.6	1.7	1.8
	回転	2.0	2.0	1.6	1.7	1.8
コンベア	ベルトコンベア(軽量物)	1.8	1.8	1.4	1.5	1.6
	ベルトコンベア(鉱石、石炭、砂)	1.8	1.8	1.4	1.5	1.6
	エプロンコンベア、バケット、エレベータ	1.8	1.8	1.4	1.5	1.6
	フライトコンベア、スクレーコンベア	1.8	1.8	1.4	1.5	1.6
ファン、ブローア	フューガル強制通風用	1.8	1.8	1.3	1.4	1.5
	軸流、鉱山用、ルーツ	2.0	1.8	1.3	1.4	1.5
発電機、励磁機		1.8	1.8	1.4	1.5	1.6
ハンマ、ミル		1.9	1.9	1.5	1.6	1.7
ホイスト、エレベータ		1.8	1.8	1.4	1.5	1.6
ラインシャフト		2.0	2.0	1.6	1.7	1.8
射出成型機	型締め	1.8	1.8	1.3	1.4	1.5
	ボールネジ駆動	1.8	1.8	1.3	1.4	1.5
ロボット	スカラタイプ	2.0	2.0	1.6	1.7	1.8
	ボール盤、旋盤、ネジ立て盤	1.6	1.3	1.2	1.3	1.4
工作機械	ボーリングマシン、研削盤、フライス盤、セーバ	1.7	1.3	1.2	1.3	1.4
	アジテータ、カレンダー、ドライヤ	2.0	2.0	1.6	1.7	1.8
製紙機械	ピータ、ジョーダン、ナッシュポンプ、パルパ	2.0	2.0	1.6	1.7	1.8
	ミル	2.2	2.2	1.7	1.8	1.9
印刷機械、製本機械、カッタ		2.0	2.0	1.6	1.7	1.8
ポンプ	渦巻、ギア、ロータリ、軸流	2.0	2.0	1.6	1.7	1.8
	レシプロ	2.0	2.0	1.6	1.7	1.8
ゴム工業用機械		2.0	2.0	1.6	1.7	1.8
製材用機械		2.0	2.0	1.6	1.7	1.8
篩	振動篩	2.0	2.0	1.6	1.7	1.8
	ドラム、円柱篩	2.0	2.0	1.6	1.7	1.8
繊維機械	繊維、精紡機、撚糸機	2.0	2.0	1.6	1.7	1.8
	整経機、かせ揚機	2.0	2.0	1.6	1.7	1.8
木工機械	木工旋盤、帯鋸盤	1.7	1.7	1.2	1.3	1.4
	ホゾ切り、丸鋸盤	1.7	1.7	1.2	1.3	1.4
梱包機		1.6	1.5	1.1	1.2	1.3
医療機器		1.5	1.5	1.1	1.2	1.3
計測機器		1.5	1.5	1.2	1.3	1.4
展示機器		1.5	1.5	1.2	1.3	1.4
鉄線関係		2.1	2.0	1.6	1.7	1.8

起動停止補正係数 (K₂)

起動停止頻度(回/日)	補正係数
≤10	0.1
11<100	0.2
101<500	0.3
501<	0.4

稼働時間補正係数 (K₃)

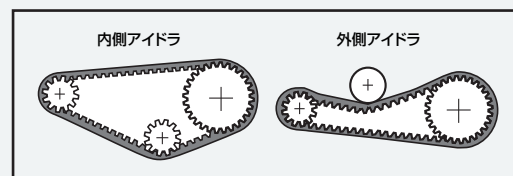
稼働時間(時間/日)	補正係数
≤8	0.1
8<16	0.2
16≤	0.3

アイドラ補正係数 (K₄)

アイドラなし	0
内側アイドラ	0.1×(個数-1)
外側アイドラ	0.1×(個数-1)

増速比補正係数 (K₅)

増速比	補正係数
1.0<1.25	0
1.25<1.75	0.1
1.75<2.5	0.2
2.5<3.5	0.3
3.5≤	0.4



設計方法 1

伝動動力からの設計

ベルトの設計とは、伝達しようとする動力（伝動動力）をもとめ、それに適切な負荷補正係数（安全率）を乗じた設計動力を上回るようにベルトを選定することです。

つまり

$$\begin{aligned} \text{設計動力}(P_d) &= \text{伝動動力} \times \text{負荷補正係数}(K_g, K_f, K_o) \\ \text{設計動力}(P_d) &< \text{ベルト総伝動容量}(P_t) \end{aligned}$$

となるように選定を行うことです。

設計手順 1

設計動力の算出

設計動力は、以下の3種類に区分されます。

- ① 実負荷がわかっている場合
- ② 被動側慣性モーメントから実負荷を求める場合
- ③ 実負荷が不明なので、モーター容量から求める場合

通常の設計は実負荷を求めて行いますが、実負荷の算出が出来ない場合は、モーター容量から設計します。

① 実負荷がわかっている場合

$$\text{設計動力 } P_d = P_{md} \times K_g$$

P_{md} : 実負荷(Kw)(発生動力)

K_g : 負荷補正係数($K_6 + K_2 + K_3 + K_4 + K_5$)

実負荷時負荷補正係数(K_6)

インダクションモータ	スピンドルモータ	サーボモータ ピーク出力 / 定格出力		
		200%以下	201~300%未満	300%以上
2.0	2.0	1.8	1.9	2.0

② 被動側慣性モーメントから実負荷を求める場合

急起動、急停止、被動側慣性モーメントが大きい場合、特にトラブル時等に予想外の過大な負荷が発生する可能性がある場合は、この手順で設計動力を算出してください。

$$\text{設計動力 } P_d = P_{mG} \times K_f$$

P_{mG} : 発生動力(Kw)

K_f : 負荷補正係数($K_7 + K_2 + K_3 + K_4 + K_5$)

$$\text{発生トルク } T_{rg} = \frac{J \times (n_1 - n_2)}{9.55 \times t}$$

$$\text{発生動力 } P_{mG} = \frac{T_{rg} \times n}{9550}$$

$$\text{設計動力 } P_d(G) = P_{mG} \times K_f$$

T_{rg} : 発生トルク(N・m)

J : 慣性モーメント($\text{kg} \cdot \text{m}^2$)

$(n_1 - n_2)$: 回転速度の差(min^{-1})

t : $(n_1 - n_2)$ に必要な時間(sec)

$P_{m(G)}$: 発生動力(kW)(伝動動力)

K_f : 負荷補正係数($K_7 + K_2 + K_3 + K_4 + K_5$)

慣性モーメント補正係数(K_7)

インダクションモータ	スピンドルモータ	サーボモータ ピーク出力 / 定格出力		
		200%以下	201~300%未満	300%以上
2.0	2.0	1.8	1.9	2.0

③ 実負荷が不明なので、モータ容量から求める場合

実負荷が分からない場合は、原動機種別と、機械の種類等から設計動力を求めます

$$\text{設計動力} P_d = P_{mm} \times K_o$$

P_{mm} : 伝動動力 (Kw) (サーボモーターは最大出力、スピンドル、インダクションモーターは定格出力)

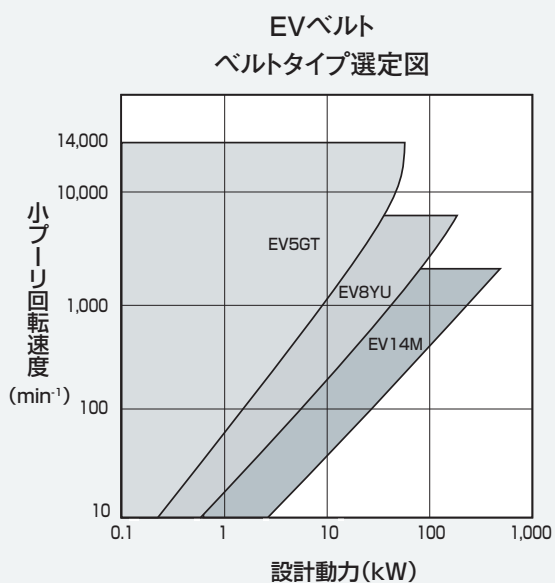
K_o : 負荷補正係数 ($K_1 + K_2 + K_3 + K_4 + K_5$)

設計手順 ② 設計動力の決定

設計手順1にて算出した、設計動力 P_d のうち、いずれかに決定して、次の設計で手順3以降に進んでください。

設計手順 ③ ベルトタイプの選定

設計手順1、2で決定した設計動力と小プーリ側の回転速度より、ベルトタイプ選定図からベルトタイプを選定します。条件が両方のタイプの間領域に入る場合はいずれのタイプでもかまいません。色々な条件を考慮してより好ましい方を選んでください。



設計手順 4 ベルトサイズ、プーリ歯数の選定

① 必要な速比からプーリ歯数の組合わせを決定します。

$$\text{速比} = \frac{\text{大プーリ歯数}}{\text{小プーリ歯数}}$$

② 設定しようとする軸間距離とプーリ歯数から必要なベルト長さを計算します。

概略ベルトピッチ周長 (Lp) の求め方

$$Lp \div 2C + \frac{\pi(Dp+dp)}{2} + \frac{(Dp-dp)^2}{4C}$$

Lp : 概略ベルトピッチ周長 (mm)

C : 軸間距離 (mm)

Dp : 大プーリピッチ円直径 (mm)

dp : 小プーリピッチ円直径 (mm)

この概略ベルトピッチ周長 (Lp) に最も近い長さのベルトサイズをベルト寸法表*より選択します。

※ベルト寸法表 ▶ EV5GT ▶  ▶ EV8YU ▶  ▶ EV14M ▶ 

③ 軸間距離を求めます。

選定したベルトとプーリにより軸間距離を計算します。

正確な軸間距離は、当社の設計支援ソフト『デザインプログラム』のレイアウト計算にて求めることをおすすめします。

(『デザインプログラム』は当社ホームページ<http://www.unitta.co.jp>よりダウンロードしてください)

下記の計算式でも計算することは可能ですが、速比が大きくなれば誤差も大きくなりますのでご注意ください。

軸間距離 (C) の求め方

$$C \div \frac{b + \sqrt{b^2 - 8(Dp-dp)^2}}{8}$$

$$b = 2Lp - \pi(Dp+dp)$$

Dp : 大プーリピッチ円直径 (mm)

dp : 小プーリピッチ円直径 (mm)

Lp : ベルトピッチ周長 (mm)

設計手順 5 小プーリのかみ合い歯数とかみ合い補正係数の決定(多軸駆動の場合を含みます。)

小プーリの側におけるベルトとプーリのかみ合い歯数 T.I.M. (Teeth In Mesh) が 6 歯未満の場合は、下記の式でかみ合い歯数を計算し、かみ合い補正係数 (Km) を表より選定してください。

$$\theta = 180^\circ - \frac{57.3(Dp-dp)}{C}$$

$$T.I.M. \div \frac{\theta}{360^\circ} \times z \quad (T.I.M. \text{は小数点切り捨て})$$

θ : 小プーリでの接触角度 (°)

Dp : 大プーリピッチ円直径 (mm)

dp : 小プーリピッチ円直径 (mm)

C : 軸間距離 (mm)

z : 小プーリ歯数 (歯)

かみ合い補正係数 (Km)

かみ合い歯数	6以上	5	4
Km	1.0	0.8	0.6

設計手順 6 ベルト幅の決定

ベルト及びプーリサイズが決まれば、次にそれぞれのベルトタイプに設定されている基準伝動容量表より、ベルト単位幅当たりの基準伝動容量 (Pc) を小プーリの歯数と回転速度より求めます。

基準伝動容量表に示されていないプーリや回転速度を使用される場合は、表にある歯数又は回転速度のうち必要な数値に最も近い値から比例計算で求めてください。

下記式により伝動に必要な概略幅係数を求め、ベルト幅補正係数表より概略幅係数を上回るようなベルト幅を選択します。

$$WF = \frac{Pd}{Pc \times KL \times Km}$$

$$Kw > WF$$

Kw : ベルト幅補正係数*

WF : 概略幅係数

Pd : 設計動力 (kW)

Pc : ベルト基準伝動容量*

KL : ベルト長さ補正係数*

Km : かみ合い補正係数

※ ベルト基準伝動容量 (Pc)、ベルト長さ補正係数 (KL)、ベルト幅補正係数 (Kw) ▶



設計手順 7 選定結果の確認

設計手順6までに選定されてきた各補正係数から、ベルトの総伝動容量と最終負荷補正係数を算出し、選定結果の確認を行います。

$$Pt = Pc \times Kw \times KL \times Km$$

$$K = \frac{Pt}{Pm}$$

$$Ko < K$$

$$(\text{もしくは } Kg < K, Kf < K)$$

Pt : ベルト総伝動容量

Kw : ベルト幅補正係数

Km : かみ合い補正係数

K : 最終負荷補正係数

Ko : 負荷補正係数 (K1+K2+K3+K4+K5)

(Kg : K6+K2+K3+K4+K5

Kf : K7+K2+K3+K4+K5)

Pc : ベルト基準伝動容量

KL : ベルト長さ補正係数 (*)

Pm : 伝動動力

上式を満足することを確認してください。

もし、この式が成り立たない時はひとつ上のベルト幅を選択するか、プーリの歯数を大きくする等の変更を行ってください。

(※) ベルト長さ補正係数KLは通常、ベルト全周長に対して適用します。

正逆(往復)運動などに使用の場合、運動ストローク量がベルトの周長より短くなる事があります。

その場合はストローク量に対して長さ補正係数KLを適用します。

設計方法 2

軸トルクからの設計

ベルトの設計とは、伝達トルク(軸に発生するトルク)をもとめ、それに適切な負荷補正係数(安全率)を乗じた設計トルクを上回るようにベルトを選定することです。

つまり

設計トルク(Trd)=伝動動力×負荷補正係数(Kg,Kf,Ko)
設計トルク(Trd)<ベルト総伝達トルク(Trt)

となるように選定を行うことです。

設計手順 1

設計トルクの算出

設計トルクは、以下の3種類に区分されます。

- ① 実負荷がわかっている場合
- ② 被動側慣性モーメントから実負荷を求める場合
- ③ 実負荷が不明なので、モーター容量から求める場合

通常の設計は実負荷を求めて行いますが、実負荷の算出が出来ない場合は、モーター容量から設計します。

① 実負荷がわかっている場合

設計トルクTrd=Trm×Kg

Trm：実負荷(Nm)(発生トルク)
Kg：負荷補正係数(K6+K2+K3+K4+K5)

実負荷時負荷補正係数(K6)

インダクションモータ	スピンドルモータ	サーボモータ ピーク出力 / 定格出力		
		200%以下	201~300%未満	300%以上
2.0	2.0	1.8	1.9	2.0

② 被動側慣性モーメントから実負荷を求める場合

急起動、急停止、被動側慣性モーメントが大きい場合、特にトラブル時等に予想外の過大な負荷が発生する可能性がある場合は、この手順で設計動力を算出してください。

設計トルクTrd=TrG×Kf

TrG：発生トルク(Nm)
Kf：負荷補正係数(K7+K2+K3+K4+K5)

発生トルクTrG= $\frac{J \times (n_1 - n_2)}{9.55 \times t}$

設計トルクTrd(S)=TrG×Kf

TrG：発生トルク(N・m)
J：慣性モーメント(kg・m²)
(n₁-n₂):回転速度の差(min⁻¹)
t：(n₁-n₂)に必要な時間(sec)
Kf：負荷補正係数
(K7+K2+K3+K4+K5)

慣性モーメント補正係数(K7)

インダクションモータ	スピンドルモータ	サーボモータ ピーク出力 / 定格出力		
		200%以下	201~300%未満	300%以上
2.0	2.0	1.8	1.9	2.0

③ 実負荷が不明なので、モータ容量から求める場合

実負荷が分からない場合は、原動機種別と、機械の種類等から設計動力を求めます

$$\text{設計トルク } T_{rd} = T_{rm} \times K_o$$

T_{rm} : 伝達トルク (Kw) (サーボモーターは最大出力、スピンドル、インダクションモーターは定格出力)

K_o : 負荷補正係数 ($K_1 + K_2 + K_3 + K_4 + K_5$)

※スピンドルモーターは基底回転数に対して確認します

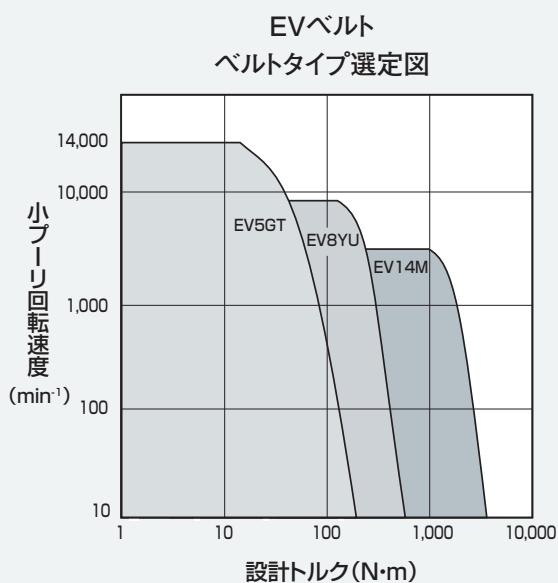
設計手順 ② 設計動力の決定

設計手順1にて算出した設計トルク T_{rd} のうち、いずれかに決定して、次の設計で手順3以降に進んでください。

設計手順 ③ ベルトタイプの選定

設計手順1、2で決定した設計トルクと小プーリ側の回転速度より、ベルトタイプ選定図からベルトタイプを選定します。

条件が両方のタイプの間領域に入る場合はいずれのタイプでもかまいません。色々な条件を考慮してより好ましい方を選んでください。



設計手順 4 ベルトサイズ、プーリ歯数の選定

① 必要な速比からプーリ歯数の組合わせを決定します。

$$\text{速比} = \frac{\text{大プーリ歯数}}{\text{小プーリ歯数}}$$

② 設定しようとする軸間距離とプーリ歯数から必要なベルト長さを計算します。

$$L_p \div 2C + \frac{\pi(D_p + d_p)}{2} + \frac{(D_p - d_p)^2}{4C}$$

L_p : 概略ベルトピッチ周長 (mm)

C : 軸間距離 (mm)

D_p : 大プーリピッチ円直径 (mm)

d_p : 小プーリピッチ円直径 (mm)

この概略ベルトピッチ周長 (L_p) に最も近い長さのベルトサイズをベルト寸法表*より選択します。

※ベルト寸法表 ▶ EV5GT ▶ ▶ EV8YU ▶ ▶ EV14M ▶

③ 軸間距離を求めます。

選定したベルトとプーリにより軸間距離を計算します。

正確な軸間距離は、当社の設計支援ソフト『デザインプログラム』のレイアウト計算にて求めることをおすすめします。

(『デザインプログラム』は当社ホームページ<http://www.unitta.co.jp>よりダウンロードしてください)

下記の計算式でも計算することは可能ですが、速比が大きくなれば誤差も大きくなりますのでご注意ください。

軸間距離 (C) の求め方

$$C \div \frac{b + \sqrt{b^2 - 8(D_p - d_p)^2}}{8}$$

$$b = 2L_p - \pi(D_p + d_p)$$

D_p : 大プーリピッチ円直径 (mm)

d_p : 小プーリピッチ円直径 (mm)

L_p : ベルトピッチ周長 (mm)

設計手順 5 小プーリのかみ合い歯数とかみ合い補正係数の決定 (多軸駆動の場合を含みます。)

小プーリの側におけるベルトとプーリのかみ合い歯数 T.I.M. (Teeth In Mesh) が 6 歯未満の場合は、下記の式でかみ合い歯数を計算し、かみ合い補正係数 (K_m) を表より選定してください。

$$\theta = 180^\circ - \frac{57.3(D_p - d_p)}{C}$$

$$T.I.M. \div \frac{\theta}{360^\circ} \times z \quad (T.I.M. \text{は小数点切り捨て})$$

θ : 小プーリでの接触角度 (°)

D_p : 大プーリピッチ円直径 (mm)

d_p : 小プーリピッチ円直径 (mm)

C : 軸間距離 (mm)

z : 小プーリ歯数 (歯)

かみ合い補正係数 (K_m)

かみ合い歯数	6以上	5	4
K_m	1.0	0.8	0.6

設計手順 6 ベルト幅の決定

ベルト及びプーリサイズが決まれば、次にそれぞれのベルトタイプに設定されている基準許容伝達トルク表より、ベルト(単位幅当たりの)基準許容伝達トルク(T_{Tr})を小プーリの歯数と回転速度より求めます。

基準許容伝達トルク表に示されていないプーリや回転速度を使用される場合は、表にある歯数又は回転速度のうち必要な数値に最も近い値から比例計算で求めてください。

下記式により伝動に必要な概略幅係数を求め、ベルト幅補正係数表より概略幅係数を上回るようなベルト幅を選択します。

$$WF = \frac{Trd}{T_{Tr} \times K_L \times K_m}$$

$$K_w > WF$$

K_w : ベルト幅補正係数*

WF : 概略幅係数

Trd : 設計トルク

T_{Tr} : ベルト基準許容伝達トルク (N・m) *

K_L : ベルト長さ補正係数*

K_m : かみ合い補正係数

※ベルト基準許容伝達トルク(T_{Tr})、ベルト長さ補正係数(K_L)、ベルト幅補正係数(K_w) ▶



設計手順 7 選定結果の確認

設計手順6までに選定されてきた各補正係数から、ベルトの総伝達トルクと最終負荷補正係数を算出し、選定結果の確認を行います。

$$Trt = T_{Tr} \times K_w \times K_L \times K_m$$

$$K = \frac{Trt}{T_{rm}}$$

$$K_o < K$$

$$(\text{もしくは } K_g < K, K_f < K)$$

Trt : ベルト総伝達トルク

K_w : ベルト幅補正係数

K_m : かみ合い補正係数

K : 最終負荷補正係数

K_o : 負荷補正係数 ($K_1 + K_2 + K_3 + K_4$)

(K_g : $K_6 + K_2 + K_3 + K_4 + K_5$)

T_{Tr} : ベルト基準許容伝達トルク

K_L : ベルト長さ補正係数 (*)

T_{rm} : 伝達トルク

K_f : $K_7 + K_2 + K_3 + K_4 + K_5$)

上式を満足することを確認してください。

もし、この式が成り立たない時はひとつ上のベルト幅を選択するか、プーリの歯数を大きくする等の変更を行ってください。

(※) ベルト長さ補正係数 K_L は通常、ベルト全周長に対して適用します。

正逆(往復)運動などに使用の場合、運動ストローク量がベルトの周長より短くなる事があります。

その場合はストローク量に対して長さ補正係数 K_L を適用します。

設計方法 3

ベルトに掛かる張力からの設計

ベルトの設計とは、ベルトに掛かる有効張力（負荷によってベルトに掛かる張力＝負荷張力）をもとめ、それに適切な負荷補正係数（安全率）を乗じた設計張力を上回るようにベルトを選定することです。

つまり

設計張力(Ted) = 有効張力(Te) × 負荷補正係数(Kg,Kf,Ko)

設計張力(Ted) < ベルト総許容張力(Tat)

となるように選定を行うことです。

設計手順 1

設計張力の算出

設計張力は、以下の2種類に区分されます。

- ① 実負荷がわかっている場合
- ② 被動側慣性モーメントから実負荷を求める場合

① 実負荷がわかっている場合

設計張力Ted = Te × Kg

Te：有効張力(N)
Kg：負荷補正係数(K6+K2+K3+K4+K5)

実負荷時負荷補正係数 (K6)

インダクションモータ	スピンドルモータ	サーボモータ ピーク出力 / 定格出力		
		200%以下	201~300%未満	300%以上
2.0	2.0	1.8	1.9	2.0

② 被動側慣性モーメントから実負荷を求める場合

急起動、急停止、被動側慣性モーメントが大きい場合、特にトラブル時等に予想外の過大な負荷が発生する可能性がある場合は、この手順で設計張力を算出してください。

設計張力Ted = TeG × Kf

TeG：発生有効張力(N)
Kf：負荷補正係数(K7+K2+K3+K4+K5)

発生トルクTrg = $\frac{J \times (n_1 - n_2)}{9.55 \times t}$

発生有効張力TeG = $\frac{Trg \times 2000}{PD}$

設計張力Ted(S) = Ted × Kf

Trg：発生トルク(N・m)
J：慣性モーメント(kg・m²)
(n1-n2)：回転速度の差(min⁻¹)
t：(n1-n2)に必要な時間(sec)
TeG：有効張力(N)
PD：プーリピッチ円直径(mm)
Kf：負荷補正係数(K7+K2+K3+K4+K5)

慣性モーメント補正係数 (K7)

インダクションモータ	スピンドルモータ	サーボモータ ピーク出力 / 定格出力		
		200%以下	201~300%未満	300%以上
2.0	2.0	1.8	1.9	2.0

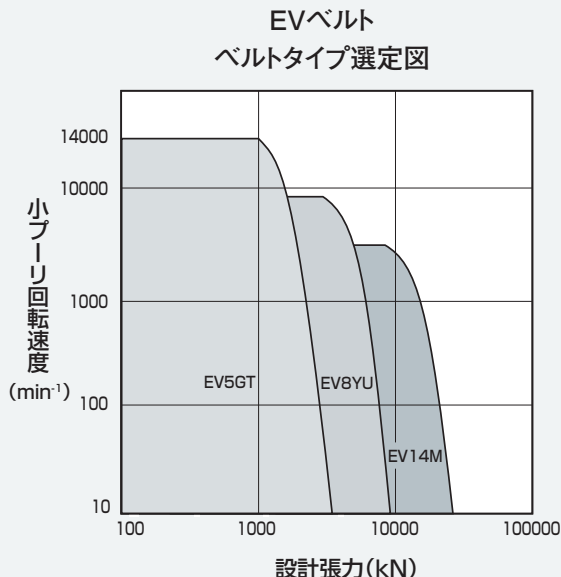
設計手順 2

設計張力の決定

設計手順1にて算出した設計張力Tedのうち、いずれかに決定して、次の設計で手順3以降に進んでください。

設計手順 ③ ベルトタイプの選定

設計手順1、2で決定した設計張力と小プーリ側の回転速度より、ベルトタイプ選定図からベルトタイプを選定します。条件が両方のタイプの中間領域に入る場合はいずれのタイプでもかまいません。色々な条件を考慮してより好ましい方を選んでください。



設計手順 ④ ベルトサイズ、プーリ歯数の選定

① 必要な速比からプーリ歯数の組合わせを決定します。

$$\text{速比} = \frac{\text{大プーリ歯数}}{\text{小プーリ歯数}}$$

② 設定しようとする軸間距離とプーリ歯数から必要なベルト長さを計算します。

概略ベルトピッチ周長 (Lp) の求め方

$$L_p \doteq 2C + \frac{\pi (D_p + d_p)}{2} + \frac{(D_p - d_p)^2}{4C}$$

Lp : 概略ベルトピッチ周長 (mm)

C : 軸間距離 (mm)

Dp : 大プーリピッチ円直径 (mm)

dp : 小プーリピッチ円直径 (mm)

この概略ベルトピッチ周長 (Lp) に最も近い長さのベルトサイズをベルト寸法表*より選択します。

※ベルト寸法表 ▶ EV5GT ▶ P.28
参照 ▶ EV8YU ▶ P.32
参照 ▶ EV14M ▶ P.36
参照 ▶

③ 軸間距離を求めます。

選定したベルトとプーリにより軸間距離を計算します。

正確な軸間距離は、当社の設計支援ソフト『デザインプログラム』のレイアウト計算にて求めることをおすすめします。

(『デザインプログラム』は当社ホームページ<http://www.unitta.co.jp>よりダウンロードしてください)

下記の計算式でも計算することは可能ですが、速比が大きくなれば誤差も大きくなりますのでご注意ください。

$$C \doteq \frac{b + \sqrt{b^2 - 8(D_p - d_p)^2}}{8}$$

$$b = 2L_p - \pi(D_p + d_p)$$

Dp : 大プーリピッチ円直径 (mm)

dp : 小プーリピッチ円直径 (mm)

Lp : ベルトピッチ周長 (mm)

設計手順 5 小プーリのかみ合い歯数とかみ合い補正係数の決定 (多軸駆動の場合を含みます。)

小プーリの側におけるベルトとプーリのかみ合い歯数T.I.M. (Teeth In Mesh)が6歯未満の場合は、下記の式でかみ合い歯数を計算し、かみ合い補正係数(Km)を表より選定してください。

$$\theta = 180^\circ - \frac{57.3 (D_p - d_p)}{C}$$

$$T.I.M. \div \frac{\theta}{360^\circ} \times z \quad (T.I.M.は小数点切り捨て)$$

θ : 小プーリでの接触角度 (°)
 D_p : 大プーリピッチ円直径 (mm)
 d_p : 小プーリピッチ円直径 (mm)
 C : 軸間距離 (mm)
 z : 小プーリ歯数 (歯)

かみ合い補正係数 (Km)

かみ合い歯数	6以上	5	4
Km	1.0	0.8	0.6

設計手順 6 ベルト幅の決定

ベルト及びプーリサイズが決まれば、次にそれぞれのベルトタイプに設定されている基準許容張力表より、ベルト (単位幅当たり)の基準許容張力Taを小プーリの歯数と回転速度より求めます。

基準許容張力表に示されていないプーリや回転速度を使用される場合は、表にある歯数又は回転速度のうち必要な数値に最も近い値から比例計算で求めてください。

下記式により伝動に必要な概略幅係数を求め、ベルト幅補正係数表より概略幅係数を上回るようなベルト幅を選択します。

$$WF = \frac{T_{ed}}{T_a \times K_L \times K_m}$$

$$K_w > WF$$

K_w : ベルト幅補正係数*
 WF : 概略幅係数
 T_{ed} : 設計張力
 T_a : ベルト基準許容張力*
 K_L : ベルト長さ補正係数*
 K_m : かみ合い補正係数

※ベルト基準許容張力(T_a)、ベルト長さ補正係数(K_L)、ベルト幅補正係数(K_w) ▶

EV5GT ▶ **P.31** 参照 ▶ EV8YU ▶ **P.35** 参照 ▶ EV14M ▶ **P.39** 参照 ▶

設計手順 7 選定結果の確認

設計手順6までに選定されてきた各補正係数から、ベルトの総許容張力と最終負荷補正係数を算出し、選定結果の確認を行います。

$$T_{at} = T_a \times K_w \times K_L \times K_m$$

$$K = \frac{T_{at}}{T_e}$$

$$K_o < K$$

(もしくは $K_g < K$ 、 $K_f < K$)

T_{at} : ベルト総許容張力

K_w : ベルト幅補正係数

K_m : かみ合い補正係数

K : 最終負荷補正係数

K_o : 負荷補正係数 ($K_1 + K_2 + K_3 + K_4 + K_5$)

(K_g : $K_6 + K_2 + K_3 + K_4 + K_5$ K_f : $K_7 + K_2 + K_3 + K_4 + K_5$)

T_a : ベルト基準許容張力

K_L : ベルト長さ補正係数 (※)

T_e : 有効張力

上式を満足することを確認してください。

もし、この式が成り立たない時はひとつ上のベルト幅を選択するか、プーリの歯数を大きくする等の変更を行ってください。

(※) ベルト長さ補正係数 K_L は通常、ベルト全周長に対して適用します。

正逆(往復)運動などに使用の場合、運動ストローク量がベルトの周長より短くなる事があります。

その場合はストローク量に対して長さ補正係数 K_L を適用します。

設計計算例

伝動動力からの設計

■ 設計条件

実負荷が不明なので、モーター容量から求める場合

・機械の種類	ギヤポンプ
・原動機の種類と出力	インダクションモータ (7.5kW)
・原動軸の回転速度	1750min ⁻¹
・速比	1 : 2 減速
・軸間距離と移動量	500mm ± 20mm
・1日の稼働時間	24 時間/日
・軸直径の制限	モータ軸径φ 38mm
・プーリ直径の制限	従動プーリ側でφ 200mm 以下
・急起動急停止	無し
・使用環境	一般の工場内で特に悪条件は無し
・実負荷	不明

L_p = ベルトピッチ周長(mm)
 C = 軸間距離 (mm)
 D_p = 大プーリピッチ円直径 (mm)
 d_p = 小プーリピッチ円直径 (mm)
 θ = 小プーリでの接触角度 (°)
 z = 小プーリ歯数 (歯)
 WF = 概略幅係数
 P_d = 設計動力
 P_c = 基準伝動容量
 K_L = 長さ補正係数
 K_m = かみ合い補正係数

設計手順 ① 設計動力の算出

基本負荷補正係数 K_1	: 2.0
起動停止補正係数 K_2	: 0.1
稼働時間補正係数 K_3	: 0.3
アイドラ補正係数 K_4	: 0
増速比補正係数 K_5	: 0

$$K_0 = K_1 + K_2 + K_3 + K_4 + K_5$$

$$K_0 = 2.0 + 0.1 + 0.3 + 0 + 0 = 2.4$$

設計手順 ② 設計動力の決定

負荷補正係数と伝動動力より、設計動力を決定します。

伝動動力	P_m : 7.5kW
負荷補正係数	K_0 : 2.4
設計動力	P_d : $P_m \times K_0 = 7.5 \times 2.4 = 18.0\text{kW}$

設計手順 ③ ベルトタイプの選定

ベルトタイプ選定図よりベルトタイプEV8YUに決定します。

設計手順 ④ ベルトサイズ・プーリ歯数の選定

① 速比、プーリ制限径、軸径などから、適当なプーリ歯数を仮に選定します。

原動プーリ : P32-8YU 従動プーリ : P64-8YU

② 続いて軸間距離とプーリ歯数より必要なベルト長さを計算します。

$$L_p = 2C + \frac{\pi(D_p + d_p)}{2} + \frac{(D_p - d_p)^2}{4C}$$

$$L_p = (2 \times 500) + \frac{\pi(162.97 + 81.49)}{2} + \frac{(162.97 - 81.49)^2}{4 \times 500}$$

$$L_p = 1387.32\text{mm}$$

ここで、ベルト寸法表より最も近い長さのベルトを選定します。

選定ベルトサイズ : 1384-EV8YU
 (ピッチ周長 1384.0mm 173 歯)

③ 選定したベルトとプーリにより軸間距離を計算します。

$$C \div \frac{b + \sqrt{b^2 - 8(D_p - d_p)^2}}{8}$$

$$b = 2L_p - \pi(D_p + d_p) = (2 \times 1384) - \pi(162.97 + 81.49) = 2000$$

$$C \div \frac{2000 + \sqrt{(2000)^2 - 8(162.97 - 81.49)^2}}{8} \div 498.33(\text{mm})$$

設計手順 ⑤ 小プーリのかみ合い歯数とかみ合い補正係数の決定

$$\theta = 180^\circ - \frac{57.3(D_p - d_p)}{C}$$

$$\theta = 180^\circ - \frac{57.3(162.97 - 81.49)}{498.33} = 170.63^\circ$$

$$T.I.M. = \frac{\theta}{360^\circ} \times z = \frac{170.63^\circ}{360^\circ} \times 32 = 15.17$$

かみ合い補正係数 K_m : 1.00

設計手順 ⑥ ベルト幅の決定

$$WF = \frac{P_d}{P_c \times K_L \times K_m} = \frac{18.0}{8.39 \times 1.10 \times 1.00} = 1.95$$

WFより大きくなるベルト幅補正係数 K_w を選定すると $K_w = 2.15$ (ベルト幅40mm)

設計手順 ⑦ 選定結果の確認

ベルトの総伝動容量 P_t を求めます。

$$P_t = P_c \times K_w \times K_L \times K_m$$

$$= 8.39 \times 2.15 \times 1.10 \times 1.00 = 19.84\text{kW}$$

最終負荷補正係数 K を求めます。

$$K = P_t \div P_m = 19.84 \div 7.5 = 2.65$$

$$K_0 < K \rightarrow 2.40 < 2.65$$

となりこの設計は仕様を十分に満足したものである。

選定結果	ベルトサイズ	: 1384-EV8YU-40
	原動プーリ	: P32-8YU-40-6F
	従動プーリ	: P64-8YU-40-6W
	理論軸間距離	: 498.33mm
	最終負荷補正係数	: 2.65

設計計算例

伝動動力からの設計

■ 設計条件

急起動、急停止の多い場合、被動側慣性モーメントの大きな場合

・機械の種類	テーブル駆動
・原動機の種類と出力	サーボモータ（定格 11kW 最大 22kW）
・原動軸の回転速度	2000min ⁻¹
・速比	1 : 1
・軸間距離と移動量	500mm ± 20mm
・1日の稼働時間	12 時間 / 日
・軸直径の制限	モータ軸径 φ 80mm
・プーリ直径の制限	φ 165mm 以下
・急起動急停止	1000 回 / 日
・使用環境	一般の工場内で特に悪条件は無し
・慣性モーメント (J)	0.050kg・m ² （起動時間 0.2sec）

慣性モーメント以上の負荷は加わらない。

Lp = ベルトピッチ周長 (mm)
 C = 軸間距離 (mm)
 Dp = 大プーリピッチ円直径 (mm)
 dp = 小プーリピッチ円直径 (mm)
 θ = 小プーリでの接触角度 (°)
 z = 小プーリ歯数 (歯)
 WF = 概略幅係数
 Pd = 設計動力
 Pc = 基準伝動容量
 KL = 長さ補正係数
 Km = かみ合い補正係数

設計手順 ① 設計動力の確認

慣性モーメント補正係数 K ₇	: 1.8
起動停止補正係数 K ₂	: 0.4
稼働時間補正係数 K ₃	: 0.2
アイドル補正係数 K ₄	: 0
増速比補正係数 K ₅	: 0

$$K_o = K_7 + K_2 + K_3 + K_4 + K_5$$

$$K_o = 1.8 + 0.4 + 0.2 + 0 + 0 = 2.4$$

※慣性モーメント以上の負荷は加わらないため、この値より設計動力を確認します。

設計手順 ② 設計動力の決定

負荷補正係数と発生動力より、設計動力を決定します。

$$\text{発生トルク } T_{rg} = \frac{J \times (n_1 - n_2)}{9.55 \times t} = \frac{0.050 \times 2000}{1.91} = 52.36$$

$$\text{発生動力 } P_{mg} = \frac{T_{rg} \times n}{9550} = \frac{52.36 \times 2000}{9550} = 10.97$$

$$\text{設計動力 } P_d = P_{mg} \times K_f = 10.97 \times 2.4 = 26.33 \text{ kW}$$

※速比がついている場合は小プーリ側にて発生トルクを算出してください。
等価Jの計算については183ページ等価Jの計算を御参照願います。

設計手順 ③ ベルトタイプの選定

ベルトタイプ選定図よりベルトタイプEV8YUに決定します。

設計手順 ④ ベルトサイズ・プーリ歯数の選定

① 速比、プーリ制限径、軸径などから、適当なプーリ歯数を仮に選定します。

原動プーリ : P64-8YU 従動プーリ : P64-8YU

② 続いて軸間距離とプーリ歯数より必要なベルト長さを計算します。

$$L_p = 2C + \frac{\pi(D_p + d_p)}{2} + \frac{(D_p - d_p)^2}{4C}$$

$$L_p = (2 \times 500) + \frac{\pi(162.97 + 162.97)}{2} + \frac{(162.97 - 162.97)^2}{4 \times 500}$$

$$L_p = 1511.99 \text{ mm}$$

ここで、ベルト寸法表より最も近い長さのベルトを選定します。

選定ベルトサイズ : 1520-EV8YU (ピッチ周長 1520.0mm 190 歯)

③ 選定したベルトとプーリにより軸間距離を計算します。

$$C \div \frac{b + \sqrt{b^2 - 8(D_p - d_p)^2}}{8}$$

$$b = 2L_p - \pi(D_p + d_p) = (2 \times 1520 - \pi(162.97 + 162.97)) = 2016$$

$$C \div \frac{2016 + \sqrt{(2016)^2 - 8(162.97 - 162.97)^2}}{8} = 504 \text{ (mm)}$$

設計手順 ⑤ 小プーリのかみ合い歯数とかみ合い補正係数の決定

$$\theta = 180^\circ - \frac{57.3(D_p - d_p)}{C}$$

$$\theta = 180^\circ - \frac{57.3(162.97 - 162.97)}{528} = 180^\circ$$

$$T.I.M. = \frac{\theta}{360^\circ} \times z = \frac{180^\circ}{360^\circ} \times 64 = 32$$

かみ合い補正係数 Km : 1.00

設計手順 ⑥ ベルト幅の決定

$$WF = \frac{P_d}{P_c \times K_L \times K_m} = \frac{26.33}{26.94 \times 1.10 \times 1.00} = 0.89$$

WFより大きくなるベルト幅補正係数 Kw を選定すると

Kw = 1.00 (ベルト幅 20mm)

設計手順 ⑦ 選定結果の確認

ベルトの総伝動容量 Pt を求めます。

$$P_t = P_c \times K_w \times K_L \times K_m$$

$$= 26.94 \times 1.00 \times 1.10 \times 1.00 = 29.63 \text{ kW}$$

最終負荷補正係数 K を求めます。

$$K = P_t \div P_{mg} = 29.63 \div 10.97 = 2.70$$

$$K_o < K \rightarrow 2.4 < 2.70$$

となりこの設計は仕様を十分に満足したものである。

選定結果	ベルトサイズ	: 1520-EV8YU-20
	原動プーリ	: P64-8YU-20-6F
	従動プーリ	: P64-8YU-20-6W
	理論軸間距離	: 504mm
	最終負荷補正係数	: 2.70

設計手順 ① 設計動力の算出

① 負荷補正係数の決定

ベルトを選定する際に使用する負荷補正係数 K_0 を決定します。

$$K_0 = K_1 + K_2 + K_3 + K_4$$

基本負荷補正係数(K_1)

使用機械	原 動 機					
	最大出力が定格の300%以下のもの			最大出力が定格の300%を超えるもの		
	交流電動機（標準電動機、同期電動機） 直流電動機（分巻） 2気筒以上のエンジン			特殊電動機（高トルク） 直流電動機（直巻） 単気筒エンジン ラインシャフト又はクラッチによる運転		
	運 転 時 間			運 転 時 間		
	断続使用1日 3～5時間	普通使用1日 8～10時間	連続使用1日 16～24時間	断続使用1日 3～5時間	普通使用1日 8～10時間	連続使用1日 16～24時間
展示器具、映写機、計測機器、医療機器	1.0	1.2	1.4	1.2	1.4	1.6
掃除機、ミシン、事務機、木工旋盤、帯鋸盤	1.2	1.4	1.6	1.4	1.6	1.8
軽荷重用ベルトコンベア、こん包機、篩	1.3	1.5	1.7	1.5	1.7	1.9
液体かくはん（攪拌）機、 ボール盤、旋盤、ねじ切盤、 丸のこ盤、平削盤、洗濯機、 製紙機械（パルパを除く）、印刷機械	1.4	1.6	1.8	1.6	1.8	2.0
かくはん（攪拌）機（セメント、粘性体）、 ベルトコンベア（鉱石、石炭、砂）、 研削盤、形削盤、中ぐり盤、フライス盤、 コンプレッサ（遠心式）、 振動篩、繊維機械（整経機、ワインダ）、 回転圧縮機、コンプレッサ（レシプロ式）	1.5	1.7	1.9	1.7	1.9	2.1
コンベア（エプロン、パン、バケット、 エレベータ） 抽出ポンプ、洗濯機、ファン、プロア （遠心、吸引、排気）、発電機、励磁機、 ホイス、エレベータ、ゴム加工機（カ レンダ、ロール、押出機）、繊維機械 （織機、精紡機、撚糸機、管巻機）	1.6	1.8	2.0	1.8	2.0	2.2
遠心分離器、コンベア（フライト、スク リュー）、ハンマミル、製紙機械（パル パペータ）	1.7	1.9	2.1	1.9	2.1	2.3
窯業機械（れんが、粘土練り機）、鉱山 用プロペラ、強制送風機	1.8	2.0	2.2	2.0	2.2	2.4

増速時の負荷補正係数(K_2)

増 速 比	補 正 係 数
1以上1.25未満	0
1.25以上1.75未満	+0.1
1.75以上2.5未満	+0.2
2.5以上3.5未満	+0.3
3.5以上	+0.4

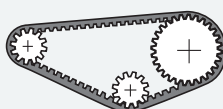
アイドラ使用時の負荷補正係数(K_4)

アイドラ使用位置	内 側	外 側
ベルトのゆるみ側	0	+0.1
ベルトの張り側	+0.1	+0.2

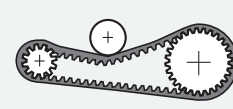
稼働時間の負荷補正係数(K_3)

運 転 時 間	補 正 係 数
10時間未満（毎日）	0
10～16時間連続運転（毎日）	+0.2
16～24時間連続運転（毎日）	+0.4
年間300時間以下（季節的運転など）	-0.2

内側アイドラ



外側アイドラ



② 通常条件での設計動力の決定

$$\text{設計動力 } P_d = P_m \times K_0$$

P_d : 設計動力(kW or W)

P_m : 伝動動力(kW or W)

K_0 : 負荷補正係数($K_1 + K_2 + K_3 + K_4$)

被動側の慣性モーメントが大きな場合や、起動停止が多い機械においては、③ のチェックを行ってから手順2 へ進んでください。
該当しない場合は手順2 へ進んでください。

③ 急起動、急停止、従動側慣性モーメントの大きな場合

従動側の慣性モーメントと起動もしくは停止に掛かる時間から発生する負荷を求めます。

(慣性モーメント(J)の計算式は183ページをご参照ください)

$$\text{発生トルク } Tr_G = \frac{J \times (n_1 - n_2)}{9.55 \times t}$$

$$\text{発生動力 } Pm_G = \frac{Tr_G \times n}{9550}$$

$$\text{設計動力 } Pd_G = Pm_G \times K_g$$

Tr_G : 発生トルク(N・m)

J : 慣性モーメント(kg・m²)

$(n_1 - n_2)$: 回転速度の差(min⁻¹)

t : $(n_1 - n_2)$ に必要な時間(S)

Pm_G : 発生動力(kW) (伝動動力)

Pd_G : 設計動力(kW)

K_g : 負荷補正係数

n : 回転速度(min⁻¹)

負荷補正係数 K_g は1日の起動、停止回数により次の値としてください。

急起動停止回数の負荷補正係数(K_g)

急起動停止回数が1日に10回未満	$K_g = 1.0$
急起動停止回数が1日に10回以上100回未満	$K_g = 1.5$
急起動停止回数が1日に100回以上1000回未満	$K_g = 2.0$
急起動停止回数が1日に1000回以上	$K_g = 2.5$

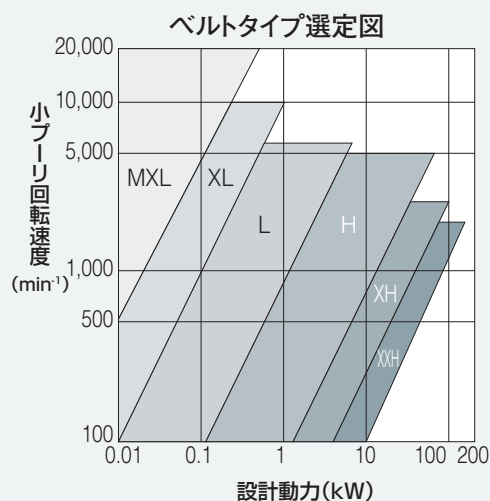
設計手順 2 設計動力の決定

設計手順1の②で設定した設計動力 Pd と、設計手順1の③で設定した設計動力 Pd_G を比較して、大きい方を設計手順3以降の計算に使用してください。

設計手順 3 ベルトタイプの選定

設計手順1で決定した設計動力と小プーリ側の回転速度より、ベルトタイプ選定図からベルトタイプを仮選定します。

条件が両方のタイプの間領域に入る場合はいずれのタイプでもかまいません。様々な条件を考慮してより好ましい方を選んでください。



設計手順 4 ベルトサイズ、プーリ歯数の選定

① 必要な速比からプーリ歯数の組合わせを決定します。

$$\text{速比} = \frac{\text{大プーリ歯数}}{\text{小プーリ歯数}}$$

② 設定しようとする軸間距離とプーリ歯数から必要なベルト長さを計算します。

概略ベルトピッチ周長(L_p)の求め方

$$L_p \div 2C + \frac{\pi(Dp + dp)}{2} + \frac{(Dp - dp)^2}{4C}$$

L_p : 概略ベルトピッチ周長(mm)

C : 軸間距離(mm)

Dp : 大プーリピッチ円直径(mm)

dp : 小プーリピッチ円直径(mm)

この概略ベルトピッチ周長(L_p)に最も近い長さのベルトサイズをベルト寸法表*より選択します。

※ベルト寸法表 ▶



③ 軸間距離を求めます。

選定したベルトとプーリ歯数より軸間距離を計算します。

正確な軸間距離は、当社の設計支援ソフト『パワーグリップデザインプログラム』のレイアウト計算にて求めることをおすすめします。

(『パワーグリップデザインプログラム』は当社ホームページ<http://www.unitta.co.jp>よりダウンロードしてください)

下記の計算式でも計算することは可能ですが、速比が大きくなれば誤差が大きくなりますので、ご注意ください。

軸間距離 (C) の求め方

$$C \div \frac{b + \sqrt{b^2 - 8(Dp - dp)^2}}{8}$$

$$b = 2Lp - \pi(Dp + dp)$$

Dp: 大プーリピッチ円直径(mm)

dp: 小プーリピッチ円直径(mm)

Lp: 概略ベルトピッチ周長(mm)

設計手順 5 小プーリのかみ合い歯数とかみ合い補正係数の決定

小プーリの側におけるベルトとプーリのかみ合い歯数T.I.M. (Teeth In Mesh)が6歯未満の場合は、下記の式でかみ合い歯数を計算し、かみ合い補正係数(Km)を表より選定してください。

$$\theta \div 180^\circ - \frac{57.3(Dp - dp)}{C}$$

$$T.I.M. \div \frac{\theta}{360^\circ} \times z \text{ (T.I.M.は小数点切り捨て)}$$

θ : 小プーリでの接触角度 (°)

Dp: 大プーリピッチ円直径 (mm)

dp: 小プーリピッチ円直径 (mm)

C : 軸間距離 (mm)

z : 小プーリ歯数 (歯)

かみ合い補正係数(Km)

かみ合い歯数	6以上	5	4	3	2
Km	1.0	0.8	0.6	0.4	0.2

設計手順 6 ベルト幅の決定

選出されたベルトタイプの基準幅当たりの基準伝動容量を求めます。
基準伝動容量表に表示されていないプーリサイズや回転速度を使用される場合は、表にあるプーリサイズ又は回転速度のうち最も近い値から比例計算で求めてください。

右記式により伝動に必要な概略ベルト幅係数(WF)を求め、ベルト幅補正係数表より概略ベルト幅係数(WF)を上回るようなベルト幅補正係数(Kw)を選択します。

※ベルト基準伝動容量(Pr)、ベルト幅補正係数(Kw) ▶

$$WF = \frac{Pd}{Pr \times Km}$$

$$Kw > WF$$

Kw : ベルト幅補正係数

WF : 概略幅係数

Pd : 設計動力

Pr : ベルト基準伝動容量

Km : かみ合い補正係数



設計手順 7 選定結果の確認

設計手順6までに選定された各補正係数から、ベルトの総伝動容量と最終負荷補正係数を算出し、選定結果の確認を行います。

$$Pt = Pr \times Kw \times Km$$

$$K = \frac{Pt}{Pm}$$

$$K_o < K$$

Pt : ベルト総伝動容量

Pr : ベルト基準伝動容量

Kw : ベルト幅補正係数

Km : かみ合い補正係数

Ko : 負荷補正係数 (K1+K2+K3+K4)

K : 最終負荷補正係数

Pm : 伝動動力

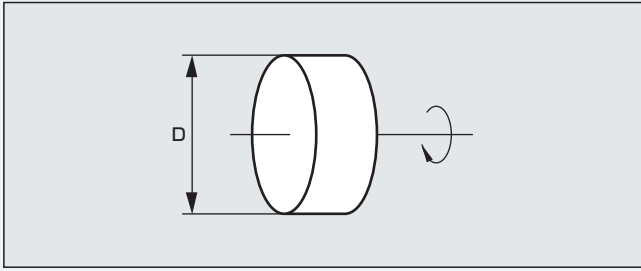
上式を満足することを確認してください。

もし、この式が成り立たない時はひとつ上のベルト幅を選択するか、プーリの歯数を大きくする等の変更を行ってください。

諸公式・換算表

項 目	単 位	公 式	備 考
ベルト速度 V	m/s	$V = \frac{\pi \times PD \times n}{60000}$	PD : ピッチ円直径(mm) n : 回転速度(min ⁻¹)
回 転 速 度 n	min ⁻¹	$n = \frac{60000 \times V}{\pi \times PD}$	
設 計 動 力 Pd	WまたはkW	$Pd = Pm \times Ko$	Pm : 伝動動力(WまたはkW) Ko : 負荷補正係数
伝 動 動 力 Pm	WまたはkW	$Pm(W) = Te \times V, Pm(kW) = \frac{Te \times V}{1000}$ $Pm(W) = \frac{Tr \times n}{9.55}, Pm(kW) = \frac{Tr \times n}{9550}$	Te : 有効張力(N) Tr : トルク(N・m)
有 効 張 力 Te	N	$Te = \frac{Pm(W)}{V}, Te = \frac{1000 \times Pm(kW)}{V}$ $Te = \frac{2000 \times Tr}{PD}$	
ト ル ク Tr	N・m	$Tr = \frac{9.55 \times Pm(W)}{n}, Tr = \frac{9550 \times Pm(kW)}{n}$ $Tr = \frac{J \times (n_1 - n_2)}{9.55t}$	J : 慣性モーメント(kg・m ²) (n ₁ - n ₂) : 回転速度の差(min ⁻¹) t : (n ₁ - n ₂)に必要な時間(S)
概略ベルト ピッチ周長 Lp	mm	$Lp \div 2C + \frac{\pi(Dp + dp)}{2} + \frac{(Dp - dp)^2}{4C}$	C : 概略軸間距離(mm) Dp : 大プーリピッチ円直径(mm) dp : 小プーリピッチ円直径(mm)
軸間距離 C	mm	$C \div \frac{b + \sqrt{b^2 - 8(Dp - dp)^2}}{8}$	b : $2Lp - \pi(Dp + dp)$
設計張力 Ted	N	$Ted = \frac{Pd(W)}{V}, Ted = \frac{1000 \times Pd(kW)}{V}$ $Ted = Te \times Ko$	
小プーリの 接 触 角 θ	°	$\theta = 180 - \frac{57.3(Dp - dp)}{C}$	θ : 小プーリの接触角(°) z : 小プーリの歯数
小プーリの かみ合い歯数 T.I.M.	T.I.M.	$T.I.M. = \frac{\theta}{360} \times z$	Ti : 取付張力(N) VN : 電源周波数(Hz) Po : モータ極数
静止軸荷重 Fa	Fa	$Fa = 2 \times Ti \times \sin \frac{\theta}{2}$	
かみ合い周波数 MH	Hz	$MH = \frac{\text{プーリ歯数} \times n}{60}$	
モータ回転速度 n	min ⁻¹	$n = \frac{120 \times VN}{Po}$	

① 実円柱の回転体



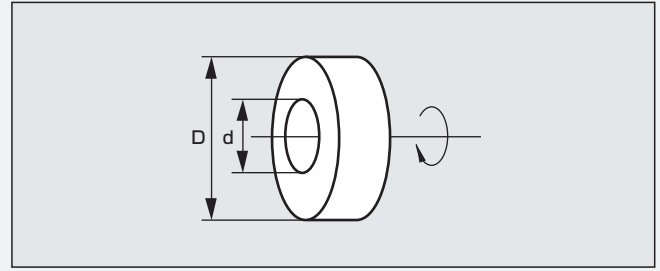
$$J = \frac{1}{8} MD^2$$

M: 回転体の質量(kg)

D: 回転体の直径(m)

J: 慣性モーメント(kg・m²)

② 中空円柱の回転体



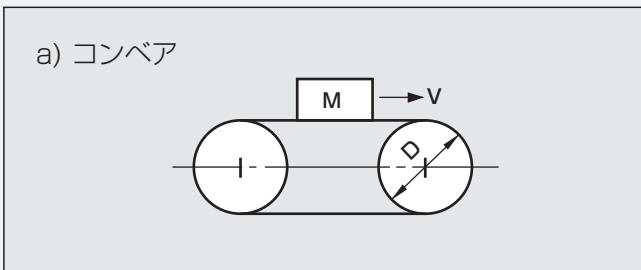
$$J = \frac{1}{8} M(D^2 + d^2)$$

M: 回転体の質量(kg)

D: 回転体の外径(m)

d: 回転体の内径(m)

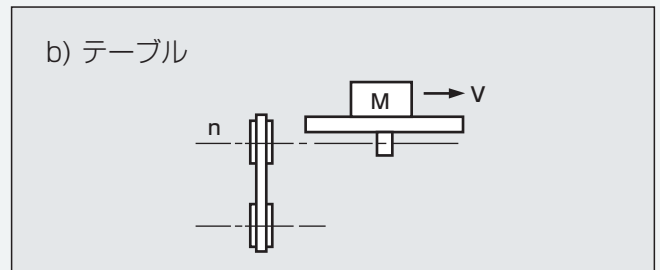
③ 直線運動する物体の換算



$$J = M \left(\frac{D}{2} \right)^2$$

M: 搬送物の質量(kg)

D: プーリ径(m)



$$J = \frac{M}{4} \left(\frac{V}{\pi n} \right)^2$$

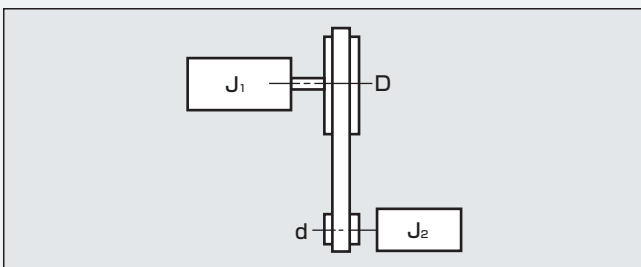
M: 搬送物および

テーブルの質量(kg)

n: 換算軸の回転速度(min⁻¹)

V: 搬送物の速度(m/min)

④ 等価Jの計算



$$J = J_1 \times \left(\frac{d}{D} \right)^2$$

D: 従動側プーリ歯数

d: 原動側プーリ歯数

Jの計算および負荷への換算

$$\text{発生トルク } Tr_G = \frac{J \times (n_1 - n_2)}{9.55 \times t} \quad (\text{N} \cdot \text{m})$$

ここで、(n₁ - n₂): 原動軸回転速度の変化量(min⁻¹)

t: n₁ → n₂までの所要時間(S)

$$\text{負荷動力 } P_m = \frac{Tr_G \times n}{9550} \quad (\text{kW})$$

n: 原動軸の回転速度(min⁻¹)