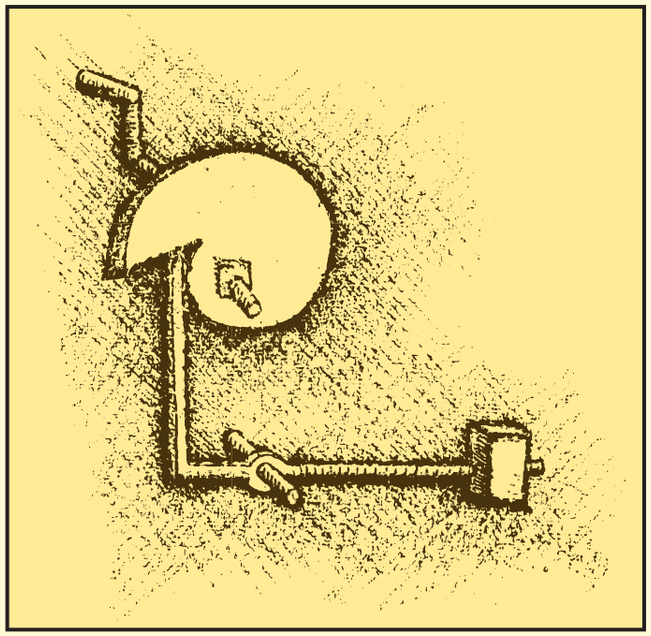
SANDEX



INDEXING DRIVES

OSCILLATING DRIVES

OSCILLATE HANDLER

PARALLEL INDEXING DRIVES

PARTS HANDLER

株式会社
三共製作所

J0012

⚠ 安全に関するご注意

- ご使用の前に「取扱説明書」をよくお読みの上、正しくご使用ください。
- カタログ、取扱説明書等に記載されている仕様や条件以外で使用しないでください。
- 製品の分解および改造は絶対にしないでください。不安全、故障、事故の原因となります。
- 記載の製品は、厳重な品質管理のもとに製造しておりますが、万一製品の故障および異常により、人命、身体にかかわるような重要な設備および損失の発生が予測される設備へのご使用に際しては、重大事故にならないよう安全装置、保護装置等の設置をお願いいたします。
- 製品の選定、設計上の確認事項、お取扱い上のご不明な点につきましては、お問い合わせください。

SI（国際単位系）導入について

本SANDEX総合カタログは、第8版（J0008）よりSI単位を導入いたしました。
従来のカタログにおいて使用しておりました重力単位系の『kgf』等の単位は、一部単位を除き、『N（ニュートン）』等を用いたSI単位へと切り換わっています。
製品仕様の能力値をはじめ、機種選定の計算式もSI単位用に換算されていますので、選定の前に一度ご確認をお願いいたします。
なお、巻末に単位換算表を掲載しましたのでご利用ください。

A 解説
1 概　説
2 解　説
3 機種選定
4 カム曲線百分表

B 製品仕様
1 D·MIシリーズ（D/E/MI）
2 Dシリーズ（D/E/R）
3 DFシリーズ（DF/EF/RF）
4 DTシリーズ（DT/RT/DTR）
5 DUシリーズ（DU/EU）
6 DRシリーズ（DR）
7 Doシリーズ（Do）
8 P·PLシリーズ（P/E/PL/EL）
9 D·Cシリーズ センターコラム型インデキシングドライブ（D_A/C_A/D_B/C_B/BH）
10 Fシリーズ オシレートハンドラ（FS/FM/FN/FU/F）
11 Gシリーズ パーツハンドラ（GY/GV/GW/GX/G）

C 周辺機器
1 レデューサ クラッチ／ブレーキ付減速機（R）
2 トルクリミッタ 過負荷安全装置（TF/TC/TR/TNF/TAF/TRF/To/LM）
3 カムバランサ トルク補償装置（B／PL）
4 メカニカルハンド ハンドリング装置（HA／HB）

D 取扱い
1 取扱い方法　2 使用例

カムテクノロジーにより導かれる より完成した動き

優れた生産システムを構築する上で、『モーションコントロール』は欠くことができません。それぞれのシステムに最も適合した運動を導き出すことにより、高精度、高速度、高生産性といった優れた特性を得られるようになります。

このモーションコントロールには、大きく分けて二つの手法があります。まず一つは、機構学的手法によって理想化した運動曲線を導き、それらの結果に基づき制御しようとするもの、そしてもう一つは、これ以外の制御方法によるものです。私達は、前者の手法を『カムテクノロジー』と呼んでいます。三共製作所は、日本で初めてローラギヤカム機構の開発に着手して以来、このカムテクノロジーを扱うメーカーとして、常に最先端を行く独自の技術を培ってきました。

生産システムに最適な『モーションコントロール』の実現とは、すなわち極限までのカムテクノロジーの追求であると、三共製作所は考えています。

目　次

A章　解　説

1.概説

超小型タイプ……A8
超小型多分割タイプ……A9
Dシリーズ（シャフト仕様）……A10
DFシリーズ（フランジ仕様）……A11
DTシリーズ（テーブル仕様）……A12
DUシリーズ（ユニバーサル仕様）……A13
DRシリーズ（ワンボックス仕様）……A14
Doシリーズ（リング仕様）……A15
Pシリーズ（パラレル仕様）……A16
PLシリーズ（フランジ付パラレル仕様）……A17
センターコラム型インデキシングドライブ……A18
ベースマシン……A19
オシレートハンドラ……A20
パーツハンドラ……A21
レデューサ……A22
トルクリミッタ……A23
カムバランサ……A24
メカニカルハンド……A25

2.解説

2-1.カムとは……A28
2-2.カムの分類……A30
2-3.カムの使用法……A34
2-4.カム曲線……A44
2-5.慣性モーメントJ……A58
2-6.寿命……A64
2-7.軸の疲れ強さ……A78
2-8.割出精度……A84
2-9.トルク補償装置……A92
2-10.周辺機器……A94
2-11.カム用語集……A108

3.機種選定

3-1.選定にあたって……A122
3-2.計算式と記号……A126
3-3.機種選定法……A128
3-3-1.インデキシングドライブ……A130
3-3-2.オシレーティングドライブ……A134
3-3-3.ローラドライブ……A136
3-3-4.大型インデキシングドライブ（トルク補償装置付）…A138
3-3-5.オシレートハンドラ……A140
3-3-6.パーツハンドラ……A144
3-4.タイミング設計……A146

4.カム曲線百分表

4-1.カム曲線コード1.
　MT（変形台形）曲線……A158
4-2.カム曲線コード2.
　MS（変形正弦）曲線……A160
4-3.カム曲線コード3.
　MCV50（変形等速度50）曲線……A162
4-4.カム曲線コード4.
　SHP-5(SANKYO Half-Power)曲線……A164
4-5.カム曲線コード5.
　MCV25（変形等速度25）曲線……A166
4-6.カム曲線コード6.
　SMS-3（SANKYO 変形正弦）曲線……A168

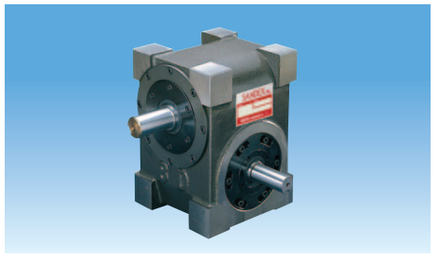
B章

製品仕様

1.D･MIシリーズ（超小型仕様）

1-1.標準品……B5
1-2.製品コード……B6
1-3.寸法図、特性表
2.8D/2.8E……B8
3.8D/3.8E……B12
7MI……B18
1-4.トルク伝達能力表……B23

2.Dシリーズ（シャフト仕様）



2-1.標準品……B39
2-2.製品コード……B40
2-3.寸法図、特性表
4.5D/E/R,6D/E/R,7D/E/R……B44
8D/E/R,11D/E/R,14D/E/R……B54
17D/E/R,18D/R……B60
2-4.トルク伝達能力表……B65

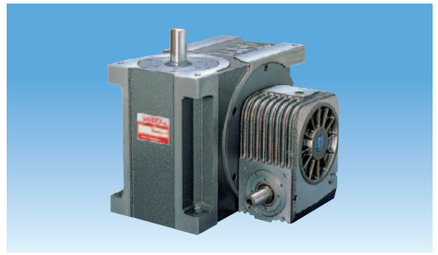
3.DFシリーズ（フランジ仕様）

3-1.標準品……B133
3-2.製品コード……B134
3-3.寸法図、特性表
4.5DF/EF/RF,6DF/EF/RF,7DF/EF/RF‥B138
8DF/EF/RF,11DF/EF/RF,14DF/EF/RF‥B144
18DF/EF/RF,25DF/EF/RF,30DF/EF/RF‥B150
35DF/EF/RF,40DF,45DF,65DF…B156
3-4.トルク伝達能力表……B165

4.DTシリーズ（テーブル仕様）

4-1.標準品……B267
4-2.製品コード……B268
4-3.寸法図、特性表
8DT/RT,11DT/RT,14DT/RT……B272
18DT/RT,25DT/RT,35DT/RT……B278
45DT/RT/DTR,55DTR……B284
65DTR,80DTR……B290
4-4.トルク伝達能力表……B295

5.DUシリーズ（ユニバーサル仕様）



5-1.標準品……B347
5-2.製品コード……B348
5-3.寸法図、特性表
7DU/EU,8DU/EU,11DU/EU……B352
14DU/EU,20DU/EU……B358
5-4.トルク伝達能力表……B363

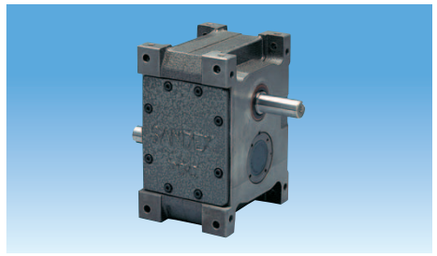
6.DRシリーズ（ワンボックス仕様）

6-1.標準品……B379
6-2.製品コード……B380
6-3.寸法図、特性表
8DR,11DR,14DR,20DR,25DR……B382
6-4.トルク伝達能力表……B393

7.Doシリーズ（リング仕様）

7-1.標準品……B409
7-2.製品コード……B410
7-3.寸法図、特性表
25Do,30Do,45Do……B412
55Do,65Do,80Do……B420
7-4.トルク伝達能力表……B427

8.Pシリーズ（パラレル仕様）



8-1.標準品……B445
8-2.製品コード……B446
8-3.寸法図、特性表
P40/E40,P50/E50,P65/E65……B450
P80/E80,P100/E100,P125/E125‥B456
P150/E150,P175/E175,P200/E200…B462
P250/E250,P320/E320,P400/E400…B468
8-4.トルク伝達能力表……B475

B章 製品仕様

8.PLシリーズ（フランジ付パラレル仕様）

8-5.標準品……B503
8-6.製品コード……B504
8-7.寸法図、特性表
PL80/EL80,PL100/EL100……B506
PL125/EL125,PL150/EL150……B510
PL175/EL175,PL200/EL200……B514
8-8.トルク伝達能力表……B519

9.D・Cシリーズ（センターコラム型インデキシングドライブ/ベースマシン）

9-1.概要・特長と機構……B534
9-2.製品コード……B536
9-3.寸法図、特性表
14D$_A$/D$_B$/C$_A$/C$_B$……B538
20D$_A$/D$_B$,25D$_A$/D$_B$……B542
BH14/20/25……B546
9-4.トルク伝達能力表……B551

10.Fシリーズ（オシレートハンドラ）

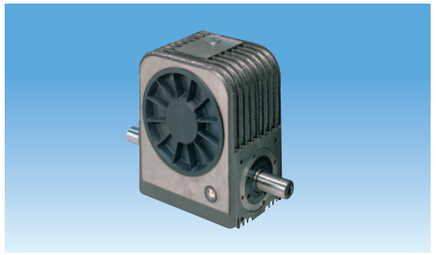
10-1.概要・特長と機構……B564
10-2.製品コード……B566
10-3.寸法図、特性表
01FS/FM,7FN,10FN,12FN……B568
16FN,22FN,7FU,8FU11FU……B578
14FU,20FU,8F,11F,18FN……B588
10-4.トルク伝達能力表……B598

11.Gシリーズ（パーツハンドラ）

11-1.概要・特長と機構……B610
11-2.製品コード……B612
11-3.寸法図、特性表
4GY,5GY,6GY……B614
8GY/GYL,6GV/GW/GX,8GI/GII…B620
15GI/GII,18GIII,25GIII……B632
11-4.積載荷重能力表……B638

C章 周辺機器

1.レデューサ

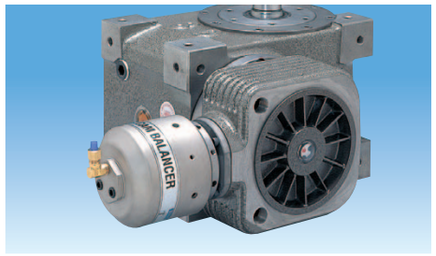


1-1.概要・特長……C4
1-2.製品コード……C5
1-3.機種選定（減速機）……C6
1-4.機種選定（クラッチ/ブレーキ）……C10
1-5.製品仕様
R48,R65,R80……C16
R100,R125,R160……C22
1-6.クラッチ／ブレーキ諸特性……C28
1-7.取扱い方法……C34

2.トルクリミッタ

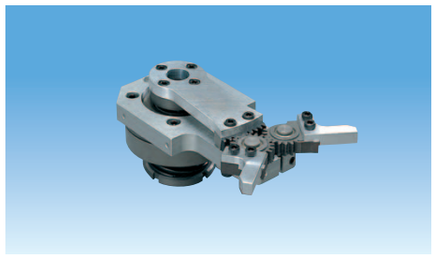
2-1.概要・特長……C40
2-2.製品コード……C42
2-3.機種選定……C44
2-4.TFシリーズ……C50
2-5.TCシリーズ……C68
2-6.TRシリーズ……C86
2-7.TNFシリーズ……C98
2-8.TAFシリーズ……C106
2-9.TRFシリーズ……C114
2-10.Toシリーズ……C120
2-11.LMシリーズ……C128
2-12.取扱い方法……C134
2-13.参考資料……C141

3.カムバランサ



3-1.概要・特長……C142
3-2.トルク補償技術……C144
3-3.機種選定……C148
3-4.製品仕様（スタンダードタイプ）……C150
B08/10/12/16……C152
3-5.製品仕様（ハウジングー体タイプ）……C160
B80/PL80,B100/PL100……C162
B125/PL125,B150/PL150……C164
B175/PL175,B200/PL200……C166
3-6.取扱い方法……C168

4.メカニカルハンド



4-1.概要・特長……C170
4-2.製品コード……C171
4-3.選定にあたって……C172
4-4.寸法図・特性表
5HA,6HA,7HA……C176
5HB,6HB,7HB……C182

D章　取扱い・使用例

1.取扱い方法

1-1.インデックス装置の取扱い……D4
1-2.オシレートハンドラ／パーツハンドラの取扱い…D16

2.使用例

2-1.テーブル駆動例……D28
2-2.コンベア駆動例……D30
2-3.オシレーティングドライブ……D32
2-4.ローラードライブ……D34
2-5.ピック&プレース……D35
2-6.トルクリミッタ……D36
2-7.大型インデキシングドライブ……D37

●製品紹介……D38

●サンデックス
　インデックス装置
　オシレートハンドラ／パーツハンドラ
　ベースマシン
　周辺機器
●RollerDrive
●ハイブリッドサンデックス
●サンデックスフィーダ
●バリアックス

●付　表……D42

国際単位系(SI)
単位の換算率表

商品仕様マーク説明

インデキシングドライブ
オシレーティングドライブ
ロータリードライブ
多分割インデックス
レデューサ装着
トルクリミッタ装着
レデューサおよび
トルクリミッタ装着
オシレートハンドラ
インデックスハンドラ
パーツハンドラ
カムバランサ装着
メカニカルハンド装着
モータ装着

関連製品

αシリーズ
［駆動部一体型 インデックスユニット］

ECOシリーズ
［清浄環境対応 インデックスユニット］

小型FNシリーズ
［超小型オシレートハンドラ］

FHシリーズ
［超高速インデックスハンドラ］

※上記製品カタログを必要な方は、お気軽にご請求下さい。

A 解　説

1 概　説　A2
2 解　説　A27
3 機種選定　A121
4 カム曲線百分表　A157

『カムテクノロジー』は完成度の高いモーションコントロールを実現するのに有効な手段の一つです。このカムテクノロジーには二つの大きな領域があります。それは機構学的手法により得られる情報を機械的に記録させ、それを再生することで運動を得ようとする方法と、機構学的に満たされたプログラムを作成し、それに従いダイレクトに運動を制御しようとする方法です。簡単な言葉で言えば、前者はカム機構を、後者はサーボアクチュエータとコントローラを利用して理想的な運動を得る手法ということになります。どちらの手法も生産システムに適合する運動を作り出すには非常に有効な手段であり、現在の産業界において欠くことのできないものです。

三共製作所は、このカムテクノロジーを扱うようになって20年以上になります。国内で初めて開発に着手したローラギヤカム機構から、最近のサーボアクチュエータとコントローラによる運動制御まで最適な『モーションコントロール』の提供をテーマに、研究・開発を続けています。

1 概説

概説

インデックス装置とは…

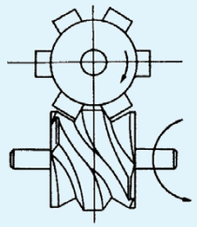
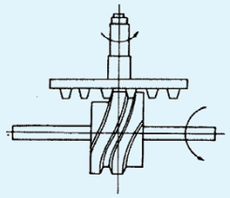
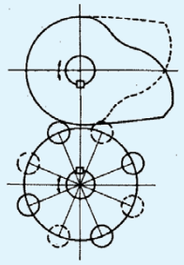
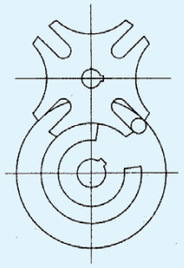
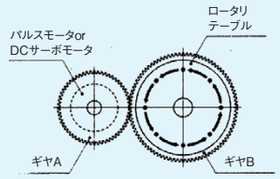
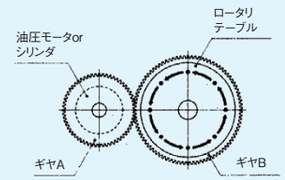
インデックス装置は、その使用目的によって多くの種類が考えられ使われています。近年の自動機械に対する高精度化、高速化の要求により、間欠割出というインデックス装置本来の働きのほか、位置決め装置としての機能を合せ持つ確動カムを用いたインデックス装置の優秀性が証明されてまいりました。なかでも、剛性が高いこと、バックラッシのない確動機構であること、高速性に優れていること、使用条件に応じて運動特性を得られることなど、現在インデックス装置に求められている機能、特性すべてに優秀性を示すローラギヤカム機構のインデックス装置は産業界で幅広い需要を得ています。

間欠割出／揺動装置の特長と種類

機械式
- カム機構
  - ローラギヤカム機構
  - バレルカム機構
  - パラレルカム機構
- 非カム機構
  - ゼネバ機構

電気式
- パルスモータ・DCサーボモータ

油・空圧式
- 油圧モータ・シリンダ

	ローラギヤカム機構	バレルカム機構	パラレルカム機構	ゼネバ機構	パルスモータ・DCサーボモータ	油圧モータ・シリンダ
機構図						
割出数（STOP数）の制約	1/2～96 STOP（一般的に2～24 STOP）	6～60 STOP	1～8 STOP	4･6･8 STOP	任意割出	出力部の構成要素によって異なる
運動特性	◎ 使用条件にあわせて所望するカム曲線を選定できる	◎ 使用条件にあわせて所望するカム曲線を選定できる	◎ カム曲線を選定することができる	○ 加速度が不連続	○ 運動特性の制御が難しい	○ 出力部の構成要素によって異なる
高速性	◎ 1サイクル0.05sec以下も可能	◎ 1サイクル0.1sec以上	◎ 1サイクル0.1sec以下も可能	○ 1サイクル0.2sec以上	○ 1サイクル0.2sec以上	△ 1サイクル0.5～1sec以上
停止時の剛性	◎ 確動カムのため高剛性	◎ 確動カムのため高剛性	◎ 確動カムのため高剛性	○ バックラッシが存在する	○ モータと出力駆動系の特性	— 運動の制御が難しい
割出精度	◎ ±30sec以下も可能	◎ ±30sec以下も可能	◎ ±30～60sec	○ ±3～5min	— 減速機などの機械的なバックラッシに依存	— 位置決め装置が必要
停止時のロストモーション	◎ 予圧がかけられるため10sec以下	◎ 予圧をかけにくい	◎ 予圧がかけられるため、10～15sec以下	△ ±3～5min	— 減速機などの機械的なバックラッシに依存	— ロストモーションが大きい
静寂性	◎ 高速でも音が発生しにくい	◎ 比較的音が発生する	◎ 比較的音が発生しにくい	○ 低速でも音が発生しやすい	— 機械系の音に依存する	△ 周辺機器の騒音が大きい
耐久性	◎ メンテナンスフリー	◎ メンテナンスフリー	◎ メンテナンスフリー	○ ショック荷重により寿命が比較的短い	○ 装置が複雑なため時間と人手がかかる	△ 油、配管、バルブなどのメンテナンスが必要
駆動容量	◎ カム機構以外とくらべるとモータ容量は小さい	◎ カム機構以外とくらべるとモータ容量は小さい	◎ カム機構以外とくらべるとモータ容量は小さい	○ すべり接触部があるため、効率がわるい	○ 加速度を制御できないので、モータ容量が大きくなりやすい	○ 加速度を制御できないので、モータ容量が大きくなりやすい
使用箇所	高速・高精度が求められるロータリ型およびリニア型の自動機械	低・中速仕様で精度が求められるロータリ型の自動機械	高速・高精度が求められるリニア型の自動機械	速度・精度が求められない割出作業	移動量を任意に変えられ精密位置決めを求められる機械（工作機械のテーブル送りなど）	低速・高トルクを必要とし精度を要求されない機械

◎：優秀　○：良好　△：普通

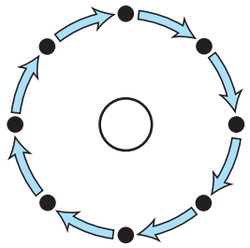
SANDEX
インデキシングドライブ／オシレーティングドライブ／ロータリードライブ

概説

概要

INDEXING DRIVES / OSCILLATING DRIVES / ROTARY DRIVES.

インデキシングドライブ



●インデキシングドライブは停留→割出→停留→割出、という間欠割出回転を行ないます。

●停留（DWELL）とは出力軸が回転しない区間、すなわちローラギヤカムのテーパリブの直線部分にカムフォロアが当接している状態にあるときをいいます。

●割出（INDEX）とは出力軸が回転する区間、すなわちテーパリブの曲線部分にカムフォロアが当接している状態にあるときをいいます。

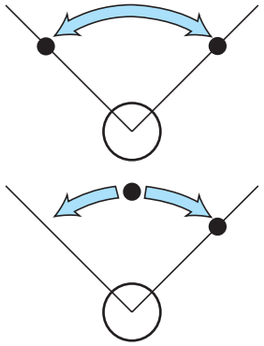
●一般的には入力軸1回転あたり出力軸が1回割出しと停留を行ないます。

●出力軸が1回転する間に停留する回数がストップ数です。この停留地点に位置決めされ、加工・組立・検査などの作業を行ないます。

●出力軸に回転テーブルを取付けたロータリ型自動機械の中枢駆動源として利用できます。

●出力軸にスプロケットやプーリを取付けチェーンやベルトにより、コンベアを間欠移送するインライン型の自動機械の駆動に利用できます。

オシレーティングドライブ



●オシレーティングドライブは連続等速度で回転する入力軸によって、出力軸が往復回転運動する装置です。

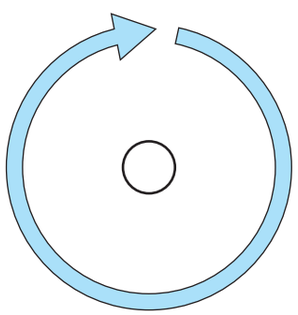
●単なる往復回転運動、のみならず旋回の中間位置での停止や旋回角度についてはある程度自由に設定できます。

●ローラギヤカムの外周に1本の切れ目のないテーパリブに一対のカムフォロアが挟持するため、常にカムとカムフォロア間に予圧が作用した状態でバックラッシのない良好な回転が得られます。

●出力軸に揺動アーム、取付け先端にローラを設けガイドを介して直進運動を行なわせ、ワークの搬送装置として利用できます。

●間欠割出装置の割出時あるいは停留時に同期的に運転できるようにオシレーティングドライブを設計することにより自動機械の信頼性と高速化を図ることができます。

ロータリードライブ



●ロータリードライブは減速機です。回転むら・バックラッシがない良好な回転や高いトルクが求められるような機械の減速機に最適です。

●この機構の特長として、ローラギヤカムとカムフォロアとの噛み合いがころがり接触であるため伝達効率は極めて高くなります。

●減速機としての利用のほかに、テーブルを多分割に割出す場合や、最終従節を任意に割出したり、位置決めさせるためにも使用できます。

機構と種類

ローラギヤカム機構

超小型タイプ（D）

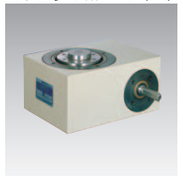
Dシリーズ（D）

DFシリーズ（DF）

DTシリーズ（DT）

センターコラム（DA）

超小型多分割タイプ（MI）



DUシリーズ（DU）

DRシリーズ（DR）

Doシリーズ（Do）

センターコラム（DB）

超小型タイプ（E）

Dシリーズ（E）

DFシリーズ（EF）

DUシリーズ（EU）

Dシリーズ（R）

DFシリーズ（RF）

DTシリーズ（RT）

パラレルカム機構

Pシリーズ（P）

PLシリーズ（PL）

Pシリーズ（E）

PLシリーズ（EL）

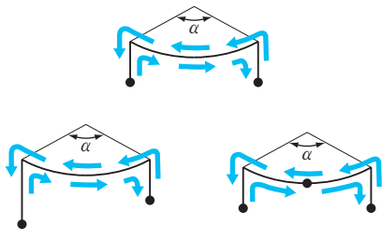
SANDEX
オシレートハンドラ／インデックスハンドラ／パーツハンドラ

概説

概要

OSCILLATE HANDLER / INDEX HANDLER / PARTS HANDLER

オシレートハンドラ

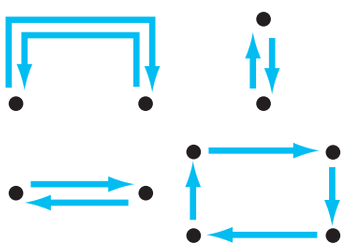


- ●オシレートハンドラは連続等速度で回転する入力軸によって、出力軸が往復回転／リフトの2次元動作を行なう装置です。
- ●往復回転運動についても旋回の中間位置での停止や旋回角度、またリフト量についてはある程度自由に設定できます。
- ●立体カム機構を採用し、正確なタイミングを実現し、旋回／リフトの2つの動作のオーバーラップ、さらにこれらタイミング設計等も可能です。
- ●コンベアから作業テーブル等へのワークの搬送装置として利用できます。

インデックスハンドラ

- ●インデックスハンドラは停留→リフト→割出→リフト→停留、という間欠回転／リフトの2次元動作を行なう装置です。
- ●間欠回転運動についても旋回の中間位置での停止や旋回角度、またリフト量についてはある程度自由に設定できます。
- ●立体カム機構を採用し、正確なタイミングを実現し、旋回／リフトの2つの動作のオーバーラップ、さらにこれらタイミング設計等も可能です。
- ●回転系の順送装置やカシメ、挿入等のモーションを含んだ搬送装置として利用できます。

パーツハンドラ



- ●パーツハンドラはリニア／リニアの2次元動作を行なう装置です。
- ●2組のローラギヤカム機構を採用し、それぞれ任意のタイミングで設計できるため、2次元平面内における任意の運動が可能です。
- ●他の装置との同期を容易にしたため、コンベアの移送速度にあった作業やテーブルへのワークの搬送など、移動中におけるハンドリングを可能にしました。

機構と種類

ローラギヤカム機構

7、10、12、16、22FN

7、8、11、14、20FU

8、11F

7、10、12、16、22FN

7、8、11、14、20FU

4、5、6、8GY

6GV、6GW、6GX

8G Ⅰ、Ⅱ　15G Ⅰ、Ⅱ

18G Ⅲ、25G Ⅲ

特殊カム機構

01FS、01FM

オプション

レデューサ

製品コード／R48、65、80、100、125、160

トルクリミッタ

製品コード／
TF、TC、TR、TNF、TAF、TRF、To、LMシリーズ

カムバランサ

製品コード／
B08、10、12、16
B80、100、125、150、175
200

メカニカルハンド

製品コード／5、6、7HA
5、6、7HB

■地球上でもっとも小さいインデキシングドライブ

超小型タイプ［D/E］

概要

軽薄短小化への要求に応えて、三共では1984年、ローラギヤカム機構のインデックス装置として世界で最小の機種---超小型タイプ---の発売を開始しました。このタイプは、従節部材に独自に開発した特殊小径カムフォロアを採用し、またハウジング構造は軽量・コンパクト化を図っています。さらに、加速度特性・入力特性を良好にしたSMS-3（SANKYO Modified Sine）カム曲線を開発し、単なる小型化にとどまらず、高機能化・高速化が進む自動機械に確実にフィットする運動特性の優れた機種です。軽荷重のテーブルの割出作業、あるいはワークのハンドリング作業などさまざまな周辺機器の駆動源として優れた実力を発揮します。

超小型タイプ2.8D

特長

- ●2.8D（軸間距離28mm）、3.8D（軸間距離38mm）の2機種を標準化。
- ●ストップ数の小さい装置に適している。（2～12STOP）
- ●トルクリミッタ、モータを装着した3つのモデルを標準化。

①OPUS-1　インデキシングドライブの出力軸にトルクリミッタを装着したモデル

②OPUS-2　インデキシングドライブの入力軸にモータを装着したモデル

③OPUS-3　インデキシングドライブの入力軸にモータ、出力軸にトルクリミッタを装着したモデル

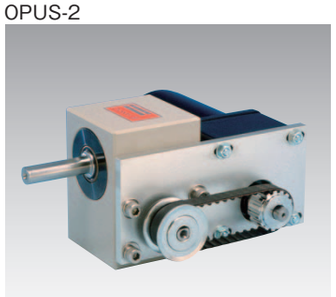
- ●据付姿勢と取付方向が任意に選択できる。
- ●ハンドリング作業に適している。

モデル

OPUS-1

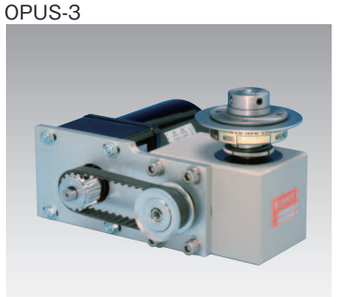
インデキシング／オシレーティングドライブ2.8D/2.8Eの出力軸にトルクリミッタを装着したタイプです。

OPUS-2



インデキシング／オシレーティングドライブ2.8D/2.8Eの入力軸にモータを装着したタイプです。

OPUS-3



インデキシング／オシレーティングドライブ2.8D/2.8Eの出力軸にトルクリミッタを、入力軸にモータを装着したタイプです。

■コンパクトベースマシン向きのインデキシングドライブ

超小型多分割タイプ［MI］

概要

より小さく、より正確に、そしてより経済的なものへと高まりつつあるロータリ型自動機械の最適な駆動ユニットとして、三共では超小型多分割タイプを開発しました。超小型タイプと同様、カム曲線にはSMS-3曲線、特殊小径カムフォロア、軽量・コンパクト化を計ったハウジング構造などを採用したほか、さらにハウジングサイズにくらべ大径のフランジ面を有する出力軸を持ち、停止数の大きい多分割タイプとしました。自動組立機、充填機など多行程の作業が要求される各種自動機の中枢駆動源に利用いただくことにより貴社の製品の能力をアップするものと確信しています。

超小型多分割タイプ7MI

特長

- ●7MI（軸間距離70mm）標準化。
- ●ストップ数の比較的大きい装置に適している。（8～48STOP）
- ●トルクリミッタ、モータを装着した3つのモデルを標準化。

①OPUS-1　インデキシングドライブの出力軸にトルクリミッタを装着したモデル

②OPUS-2　インデキシングドライブの入力軸にモータを装着したモデル

③OPUS-3　インデキシングドライブの入力軸にモータ、出力軸にトルクリミッタを装着したモデル

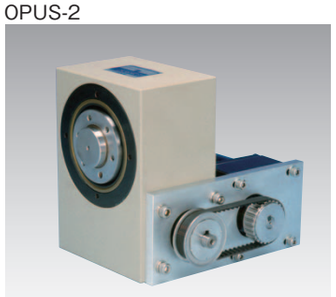
- ●据付姿勢と取付方向が任意に選択できる。
- ●コンパクトベースマシンに最適。

モデル

OPUS-1

インデキシングドライブ7MIの出力軸にトルクリミッタを装着したタイプです。

OPUS-2



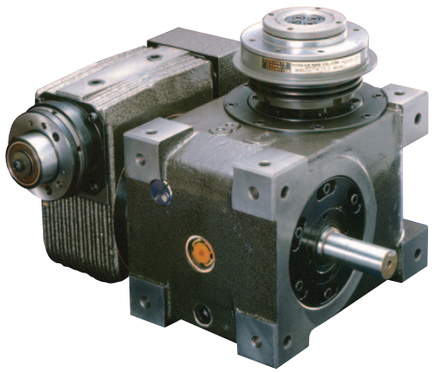
インデキシングドライブ7MIの入力軸にモータを装着したタイプです。

OPUS-3

インデキシングドライブ7MIの出力軸にトルクリミッタを、入力軸にモータを装着したタイプです。

■シャフト仕様

Dシリーズ[D/E/R]



シャフト仕様8Dの入力軸にレデューサR65を、
出力軸にトルクリミッタ7TFを装着

概要

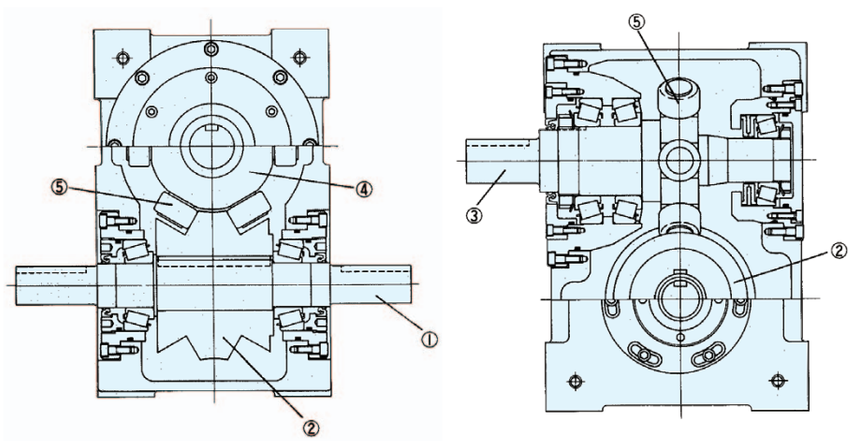
1973年、三共は日本で初めてローラギヤカム機構の間欠割出装置の開発に成功しました。そして、その後高精度のカムフォロアの開発・採用やカム曲線の解析によって運動特性・入力特性を向上させるなど、ハード・ソフトの両面にわたって改善・改良を積み重ねてきております。
Dシリーズは出力軸の形状が円筒で低慣性です。このため、高速作業向きで、コンベア駆動やロータリ型の自動機械の駆動源として利用され、三共の間欠割出装置のシリーズの中でも、最もオーソドックスなインデキシングドライブとして、豊富な販売実績を築いてきました。また、出力刑状はストレートシャフトですので、駆動時に何らかの原因によって発生する過負荷からインデックス装置を保護するトルクリミッタの装着が簡単で安全性、信頼性、高速性に優れた機種です。省力化高生産性が求められる現在、機械全体の信頼性を高め、コストパフォーマンスの向上のお役に立てるものと確信しています。

特長

●小型～中型（軸間距離45～180mm）まで標準化している。
●ストップ数の小さい装置に適している。（2～48STOP）
●出力側の慣性が小さいので、高速駆動に適している。
●出力軸の摩擦トルクが小さく、ヒステリシス損失が少ない。
●据付姿勢と取付方向が任意に選択でき、用途が広い。

構造図

①入力軸
②ローラギヤカム
③出力軸
④タレット
⑤カムフォロア



■フランジ仕様

DFシリーズ[DF/EF/RF]

フランジ仕様8DFの入力軸にレデューサR65を装着

概要

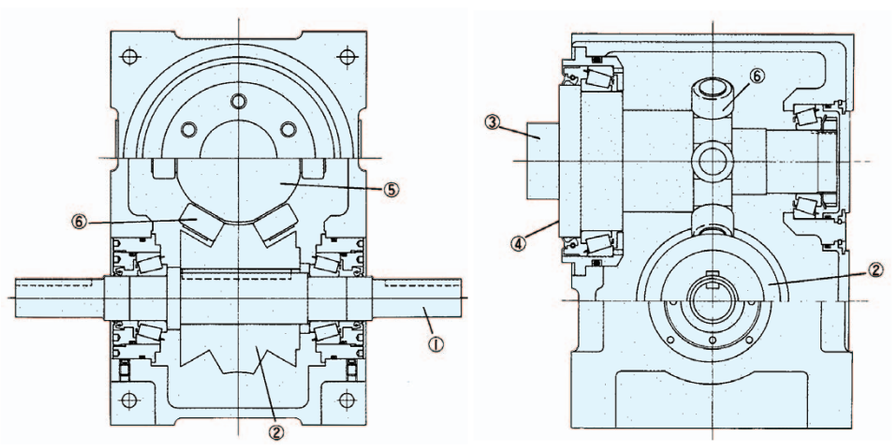
自動機械は間欠／揺動／連続回転などそしてこれらの動作を生む駆動源と出力部の間に伝達要素が少ないほど、高精度・高剛性で、かつ、コスト面でも有利な自動機械を製作できます。
三共では1977年高荷重、中速向きで、かつ、出力軸にテーブル、アーム、スプロケット、ギヤなどを直接締結できるように取付面を持ったDFシリーズ（Utility　Model）を開発。それまで出力側との連結に必要であったフランジ、カップリングなどの装着を不要にしたコンパクトな機種です。
特殊仕様として、出力軸の中央に貫通穴をあけ、周辺機器の配線、配管をまとめて収納し、保守・保全を容易にした中空軸型と、周辺機器載置用テーブルを装着できるように出力軸の中央に固定軸を装着した固定軸型を用意しています。

特長

●小型～大型（軸間距離45～650mm）まで標準化している。
●出力軸がフランジ状である。
●出力軸はあらゆる方向に対して高い剛性を持つ。
●据付姿勢と取付方向に自由度が高く、多様な用途に対応できる。

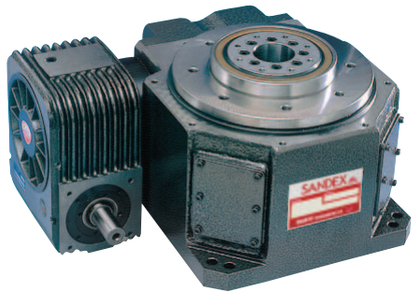
構造図

①入力軸
②ローラギヤカム
③出力軸インロー部
④フランジ面
⑤タレット
⑥カムフォロア



■テーブル仕様

DTシリーズ[DT/RT/DTR]



テーブル仕様14DTの入力軸にレデューサR80を装備

概要

回転テーブル上でドリル、リーマ、圧入、かしめ、検査、移送などさまざまな作業をする自動機械。その中枢を担うテーブルの間欠駆動用の装置として、三共では1978年剛性が高く、かつ、出力テーブルを備えたテーブル仕様インデキシングドライブ(Utility Model)を開発しました。

出力テーブルと同心上に中空固定軸があり、各種作業機を載置する固定テーブルが取付けられるほか、配線・配管も行えます。しかも、このタイプは多分割の割出が可能であるため、多行程の作業が要求されるロータリ型自動組立機械、自動包装機械などのベースマシンに最適な装置です。

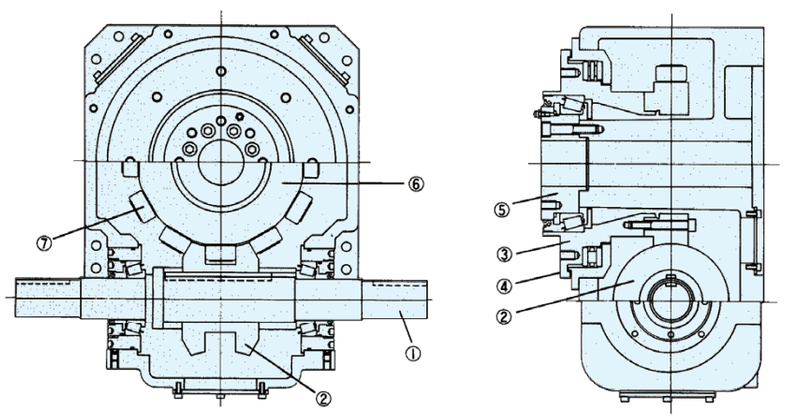
さらにオプションのクラッチ／ブレーキ付減速機—三共レデューサを装着すれば、作業内容に応じた停止時間のフレキシブル、かつ、正確な設定が可能になり、優れた機能性、高速性、高精度で安定性のよい“動き”を実現できます。省エネ、高精度、高効率が求められる現在、最も優れたベースマシンとして注目を浴びています。

特長

●小型～超大型（軸間距離80～800mm）まで標準化している。
●ストップ数の大きい装置に適している。(4～96STOP)
●ねじり剛性とアキシャル剛性の高い出力テーブルを装備。
●ハウジングの剛性が高い。
●出力テーブルの中央に中空固定軸を標準装備している。

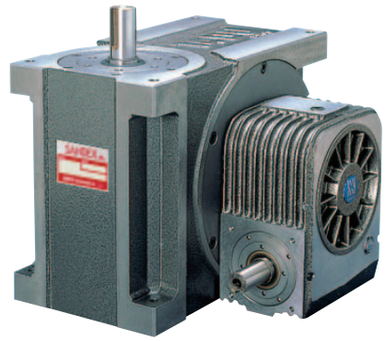
構造図

①入力軸
②ローラギヤカム
③出力軸
④テーブル面
⑤固定テーブル
⑥タレット
⑦カムフォロア



■ユニバーサル仕様

DUシリーズ[DU/EU]



ユニバーサル仕様14DUの入力軸にレデューサR80を装着

概要

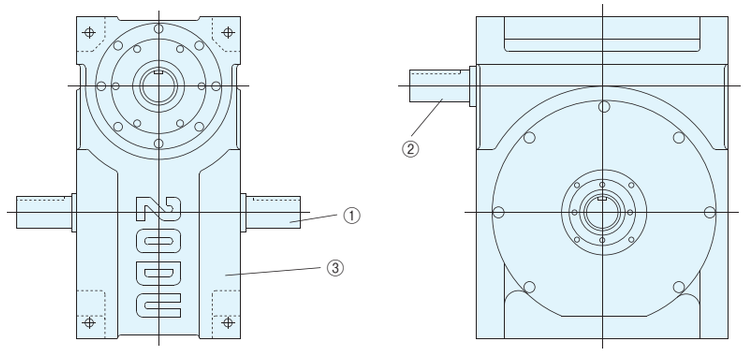
出力軸が2回転して1回停止を行なうような多様かつ広範囲なタイミングチャートの設計を可能にした自由度の高いインデックス装置がDUシリーズです。(1986年開発)。このタイプはカム機構の製作上の制約条件、すなわち切下げ、圧力角といった静的（幾何学的）あるいは動的（動力学的）な問題により従来では不可能であったインデックス装置の製作を可能にするため駆動部に大径カムを採用。これまでは停留時間を調整する場合、クラッチ／ブレーキやサーボモータなどの制御機器を用いなければならず、装置の大型化・複雑化がさけられなかったが、これらの制御機器なしで単にタイミングチャートの設計で製作できるためより複雑な、そして正確な運動が求められている現在の自動機械の駆動装置には最適です。

特長

●小型～中型（軸間距離70, 80, 110, 140, 200mm）5機種を標準化している。
●ストップ数の小さい装置に適している。(1/2～8STOP)
●出力形状がシャフトであるので、部品の装着が簡単。
●ハンドリング作業に適している。
●据付姿勢と取付方向が任意に選択できる。

構造図

①入力軸
②出力軸
③ハウジング



■ワンボックス仕様

DRシリーズ［DR］

ワンボックス仕様14DR

概要

これまで、設計者はモータ（駆動軸）と出力部の間の伝達要素の選定に頭を痛め、簡単でしかも高効率な伝達要素捜しに多くの時間を費やしてきました。三共ではインデックス装置内に高精度ウォーム減速機を内蔵する高効率でコンパクトな機種、DRシリーズを開発しました。（1994年）

この機種は出力軸がテーブル等を直接締結できるフランジ形状と、過負荷安全装置トルクリミッタを標準で装着できるストレートシャフトを併せ持った出力軸形状となっています。高精度・高剛性を実現すると同時に、部品装着の自由度も高い機種です。モータから出力部までを最小限の伝達要素で構成し、コンパクトで高効率、保守／保全が容易な機械装置を製作できます。

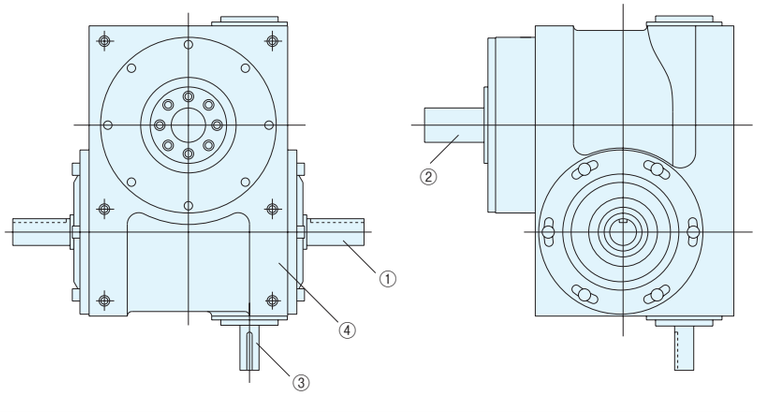
DRシリーズが、設計者の貴重な時間を、より有効に活用いただくのにお役に立てるものと確信しております。

特長

- ●小型～中型（軸間距離80～250mm）まで標準化している。
- ●ウォーム減速機を内蔵してコンパクト・高剛性である。
- ●出力軸形状がシャフトとフランジを併せ持ち、部品装着の自由度が高い。

構造図

①入力軸
②出力軸
③減速機入力軸
④ハウジング



■リング仕様

Doシリーズ［Do］

リング仕様30Doの入力軸にレデューサR65を装着

概要

運動力学的に究極の動きをもたらすローラギヤカム機構。

この最も優れた機構を採用しているサンデックスに、1988年新たにDoシリーズが加わりました。

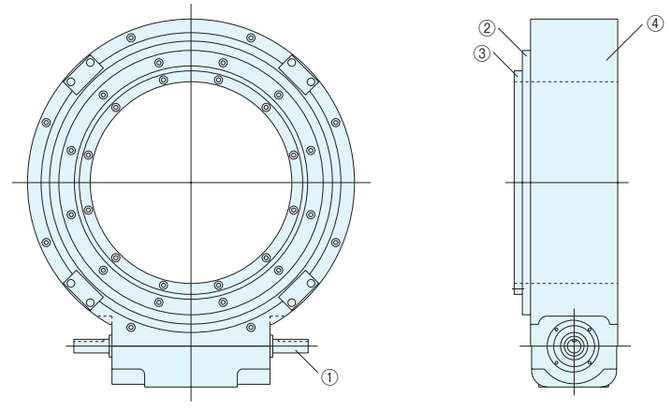
出力部に大径・中空固定部のリングタイプのユニークな形状をもつ、極薄型のハウジングで構成されたインデキシングドライブです。この形状により自動組立・加工などを構成する周辺装置を中空部に設置することを可能にし、ロータリー型自動組立機械などの各種自動機械の駆動部として最適な装置です。またカム径にたいしてターレット径を大きく設計したため、多分割の割出しに適しています。

特長

- ●中型～超大型（軸間距離250～800mm）まで標準化している。
- ●ストップ数の大きい装置に適している。（16～60STOP）
- ●極薄型のハウジング。
- ●出力部がリング形状の大径・中空固定部を持つユニークな構成。
- ●ベースマシンに最適。

構造図

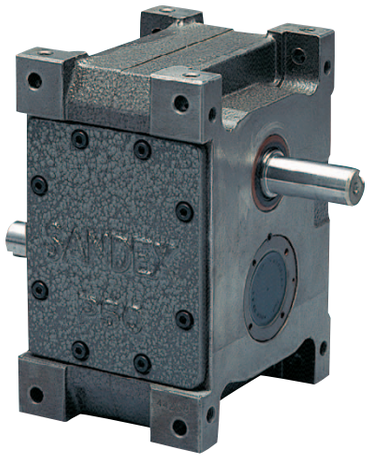
①入力軸
②出力軸
③固定フランジ
④ハウジング



SANDEX

■パラレル仕様

Pシリーズ[P/E]



パラレル仕様P80

概要

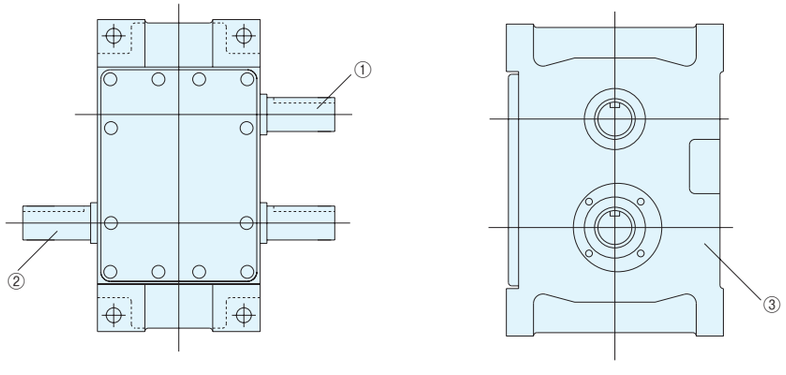
送りピッチの大きなコンベア駆動とか、停止時間の比較的長い間欠割出しに最適なインデックス装置がPシリーズです。入力軸に並列固定された2枚の板カムと、入力軸とは平行関係にある出力軸に取付けられたスパイダーと、このスパイダーに2枚の板カムと当接するカムフォロアを持つ平面カム機構の間欠割出装置です。このシリーズは、入出力軸が平行関係にあり1･2･3割出しといった少数分割の製作が容易に行えます。又、割出しに必要な諸特性はローラギヤカム方式の割出装置と同様に良好です。さらに当社が開発した不等ピッチ系パラレルカムの採用で、設計上の制約条件が緩和され負荷能力･割出精度が増したため、従来製作が不可能であったものまで製作が可能になり、産業機械の中枢となる間欠割出機構として高精度、高速および信頼性の高い機構になっています。

特長

●小型～大型（軸間距離40～400mm）まで標準化している。
●ストップ数の小さい装置に適している。（1～8STOP）
●入出力軸が平行関係にある。
●据付姿勢と取付方向が任意に選択できる。

構造図

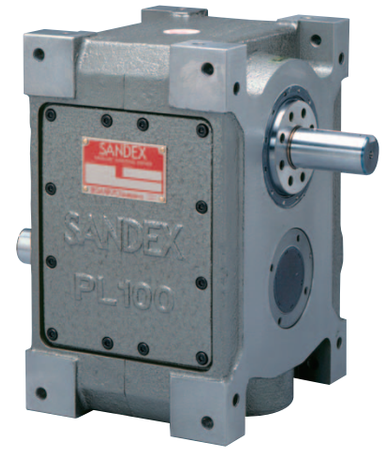
①出力軸
②入力軸
③ハウジング



SANDEX

■フランジ付パラレル仕様

PLシリーズ[PL/EL]



フランジ付パラレル仕様

概要

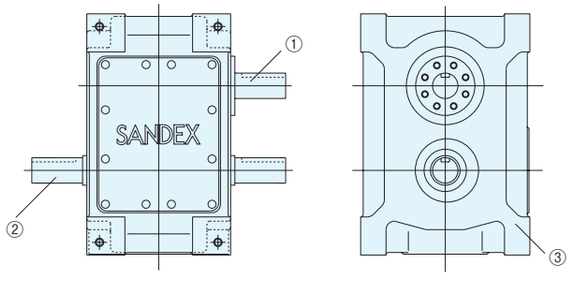
サンデックスPLシリーズは、トルク補償装置「カムバランサ」の装着を念頭において開発されたパラレルインデックス装置で、送りピッチの大きなコンベア駆動や、停止時間の比較的長い間欠送りに最適なインデックス装置としてお馴染みのPシリーズのスペックをそのまま引継いでいます。このPLシリーズの出力軸形状は、部品装着の自由度を高くする目的で、ストレートシャフトとフランジを併せ持った形状になっています。安全装置トルクリミッタの装着はもちろんのこと、フランジ面にプーリ、アーム、ギヤなどを直接締結することも可能ですので、使用目的に合わせ自由に使い分け出来ます。
また、PLシリーズにオプション装着される「カムバランサ」は、三共製作所が独自に開発したユニットで割出し動作時に発生する変動トルクの影響を無くし、入出力の運動特性を飛躍的に向上させることができますので、コンベアによる重負荷の駆動や高速回転仕様の割出しに効果を発揮します。

特長

●中型（軸間距離80～200mm）6機種を標準化している。
●出力軸形状がシャフトとフランジを併せ持ち、部品装着の自由度が高い。
●取付姿勢と取付方向が任意に選択できる。
●トルク補償装置「カムバランサ」の装着が容易。

構造図

①出力軸
②入力軸
③ハウジング

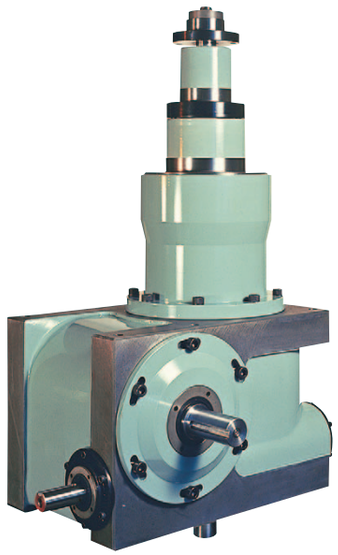


オプション装着例

フランジ付パラレルインデックスPL125にカムバランサB125を装着したモデルです。

■BBSシステムを採用したロータリ型ベースマシン駆動用ユニット

センターコラム型インデキシングドライブ



ロータリ型ベースマシン駆動ユニット／センターコラム型
インデキシングドライブ14D$_A$

概要

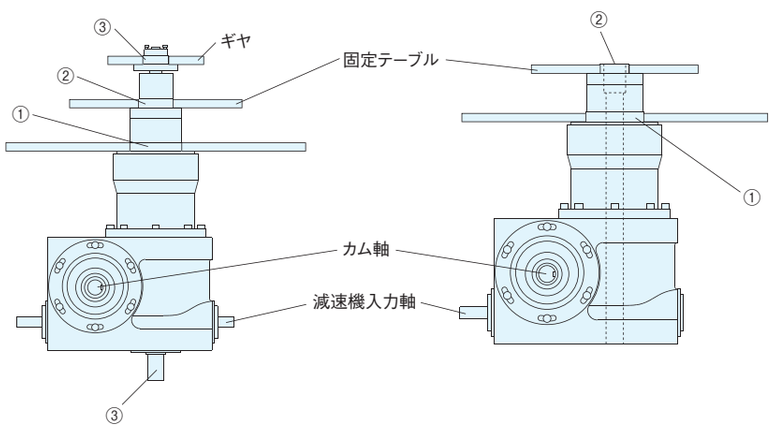
サンデックスセンターコラム型インデキシングドライブは出力軸の同軸上に間欠回転軸・固定軸（中空固定軸）・連続回転軸を備えたロータリ型ベースマシン駆動用のインデックスユニットです。自動機械を構成する場合、その構成において重要な点は駆動源から最終出力に至までの駆動系を単絡化し所望の運動をいかに正確に得るかということにあります。センターコラム型インデキシングドライブは、コンパクトで剛性の高いハウジングにカム軸と連続回転軸を駆動するための減速機を内蔵しており、各軸が伝達要素を用いずにダイレクトに駆動されているため滑らかな理想的な運動が実現できます。さらにBBS方式を採用し同軸上に三重構造の出力部を持っているため、ロータリ型の自動機械を構成するために最適な装置です。

特長

- ●中型（軸間距離140, 200, 250mm）4機種を標準化している。
- ●連続回転軸仕様（Aタイプ）、中空固定軸仕様（Bタイプ）がある。
- ●間欠割出機構にローラギヤカムを採用し割出し精度・高速性に優れている。
- ●コンパクト・高剛性のハウジング。

機構

■14D$_A$タイプ
①間欠回転軸
②固定軸
③連続回転軸



■14D$_B$タイプ
①間欠回転軸
②中空固定軸

■一歩進化した高精度・高速のロータリ型ベースマシン

ベースマシン

最も進化したロータリ型ベースマシン／ベースマシンBH14

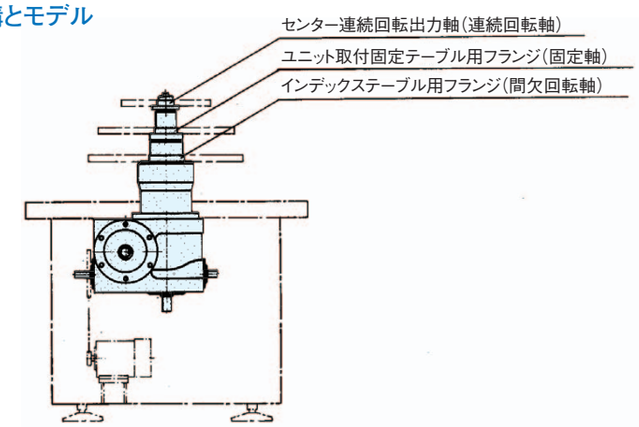
概要

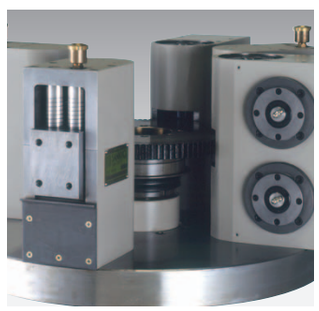
サンデックスベースマシンはサンデックスセンターコラム型インデキシングドライブを中枢駆動部に装着した高精度・高速のロータリ型ベースマシンです。3機種のベースマシンは共に、一体型フレーム・ベーステーブル・インデックステーブルが備えられ、インデックステーブルと同期した連続回転軸が出力の同軸上にあります。BH14はこの連続回転軸を利用して各種の周辺機器の駆動が可能です。さらに本体フレーム内にはモータ・標準シーケンス回路および過負荷安全装置が内蔵されておりベースマシンとしての基本的な動作がすぐ得られます。特に精度が求められる精密部品・電子機器部品・小型パーツなどマイクロエレクトロニクス関連の自動組立機の駆動装置として最適な一台といえます。

特長

- ●ロータリ型ベースマシン・3機種を標準化している。
- ●中枢駆動部にセンターコラム型インデキシングドライブを採用し、割出し精度・高速性に優れている。
- ●全ての出力の運動は同期している。
- ●一体型フレームの採用。

機構とモデル



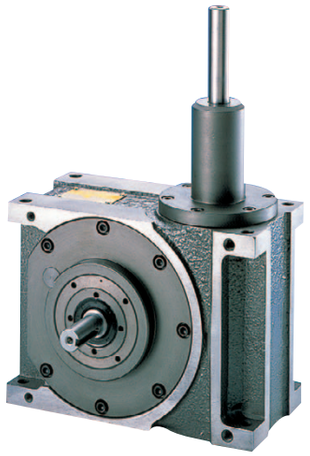


ベースマシンBH14 出力部

SANDEX

■ロータリ／リニアモーション用ピック&プレースユニット

オシレートハンドラ



所望の運動を実現する自由度の高いオシレートハンドラ／
ユニバーサルタイプ7FU

概要

オシレートハンドラは旋回／リフトの2次元動作を行なうカム式のピック&プレースユニットです。三共は1974年に日本で初めてローラギヤカム機構のピック&プレースユニットを発表して以来、従来のハンドリング方法では得られなかった高精度、高速性、耐久性、操作性を実現し、パーツ搬送の自動化において重要な比率を占めるようになりました。

オシレートハンドラはその中枢駆動部に最も信頼性の高い立体カム機構を採用することにより、内部機構を最適化したばかりでなく、正確なタイミング、旋回とリフトの2つの動きのオーバーラップが可能でかつコンパクトなピック&プレースユニットです。

FN、FU、Fタイプは、インデックスハンドラとしての使用も可能です。また回転系の順送装置やカシメ、挿入等のモーションを含んだ間欠割出装置として応用できるなど、コストパフォーマンスに優れたモデルです。

特長

- ●世界最小のモデルから最高級モデルまで4つのモデルを標準化している。
- ●立体カム機構を採用し、ロストモーションが少なく再現性に優れている。
- ●出力軸形状がストレートシャフトであり、アーム、フランジなどの取付が容易である。
- ●据付姿勢と取付方向が任意に選択でき、用途が広い。

モデル

オシレートハンドラ01FS

オシレートハンドラ10FNの入力軸にC/B付レデューサR48を装着したモデルです。

オシレートハンドラ11Fの入力軸にレデューサR80を装着したモデルです。

SANDEX

■リニア／リニアモーション用ピック&プレースユニット

パーツハンドラ

スリムなインライン型ピック&プレースユニット／
パーツハンドラ6GY

概要

パーツハンドラはリニア／リニアの2次元運動を行うカム式のピック&プレースユニットです。その卓越した性能は、自動化が進む工程の中でネックとされていたハンドリング作業を飛躍的に向上させました。

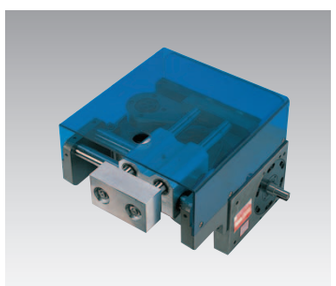
駆動部に2組のローラギヤカム機構を採用し、それぞれが任意のタイミングで設計できるため、2次元平面内における任意の運動が可能です。さらに他の装置との同期が可能であるため、カム機構の特徴を最大限に生かし、コンベアの移動速度に合った作業やテーブルへのワークの搬送など、移動中におけるハンドリングを可能にしました。メカ動作による確動機構であるため加速度、速度、変位を制御し、油圧・空圧の装置では不安であった速度、応答性などをクリアした信頼性の高いしかも汎用性の高い装置です。

特長

- ●インライン用薄型から高剛性モデルまで4つのモデルを標準化している。
- ●2組のローラギヤカムを採用し、位置決め精度・高速性に優れている。
- ●出力形状は治工具の取り付け易いブロックである。
- ●他の駆動装置との同期が容易である。

モデル

パーツハンドラ6GV



パーツハンドラ8GI

パーツハンドラ18GⅢの入力軸にレデューサR125を装着したモデルです。

■ロスのない正確な伝達

レデューサ（ウォームギヤ減速機）

レデューサR80

概要

サンデックスの入力駆動系を構成する場合、最も重要なことは、回転力を伝達する時、バックラッシがなく、剛性が高く、しかも滑らかで均一な回転が得られる機構を構築することです。三共製作所のレデューサは、サンデックスの入力駆動用に開発された高精度ウォームギヤ減速機で、高頻度の起動・停止の使用に優れた応答性と耐久性を示すクラッチ／ブレーキ、“ニーマンウォーム”と云われ世界的に知られるウォーム減速機を採用しています。

この理想的な回転と制御を実現するレデューサは、サンデックスの入力軸に直接取付ける方法ですので、よりコンパクトで、ロスのない正確な伝達ができます。また予圧の調節機構を設けたことにより、バックラッシが少なくむらのない良好な回転を実現できます。レデューサに盛り込まれた三共の先進技術が、サンデックスの性能をフルに引き出し、常に最良の状態での運転をお約束します。

特長

- ●小型から中型（軸間距離48～160mm）6機種を標準化している。
- ●サンデックスの入力軸に直接装着する方式のためコンパクト。
- ●優れた応答性と耐久性を示すクラッチ／ブレーキが装着出来る。
- ●ハウジングの取付姿勢だけでなく、クラッチ／ブレーキの取付方向も任意に選択できる。

装着例

テーブル仕様11DTにレデューサR65を装着したモデルです。

オシレートハンドラ10FNにクラッチ／ブレーキ付レデューサR48を装着したモデルです。

サンデックス本体ハウジング内に、レデューサR80（ウォームギヤ）を内蔵したモデルです（14DR）。

■大切な機械を守るセーフティツール

トルクリミッタ（過負荷安全装置）

フランジタイプ7TF

カップリングタイプ7TC

概要

マイクロエレクトロニクスの進展とFA化により、自動化、無人化の進む産業界では、非常に付加価値の高い優れた産業用機械が数多く設備されるようになっています。トルクリミッタは、機械装置に発生する過負荷に対する安全装置で、過大なトルクが作用した時に、このトルクを遮断し、加工中の製品や機械を保護したり人身災害を防止したりするものです。

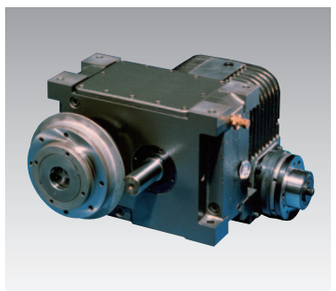
三共製作所のトルクリミッタは、ボール（ローラ）&ボール（ローラ）ポケットの機械式トルク遮断機構を採用していますので、遮断トルクの精度が高くかつトルク調整も容易なため、装置の性能を損なうことなく過負荷から機械を保護することができます。自動機械の中枢駆動源となるサンデックスの安全装置として要求される、過負荷の遮断後に正確に原点にリセットされること、トルクの伝達が正確に行われること、バックラッシがなく剛性が高いこと、過負荷が作用した場合の検出が出来ることなどの条件を満たしており、大切な機械装置を保護する最も信頼すべき安全装置として、好評をいただいております。

特長

- ●フランジ系列、カップリング系列、リニア系列より構成される。
- ●使用目的に合わせ8モデル、37機種を標準化している。
- ●正確に原点位置に復帰するワンポイントセッティングが可能。
- ●トルク設定値の調整は、調整用ナットを回転させるだけで容易。

装着例

シャフト仕様8Dの出力軸にカップリングタイプ7TCを装着したモデルです。



パラレル仕様P100の出力軸にフランジタイプ7TFを装着したモデルです。

超小型インデックス2.8Dの出力軸に小型フランジタイプ4TFを装着したモデルです。

SANDEX

■回転むらのない理想的な入力駆動

カムバランサ（トルク補償装置）

概要

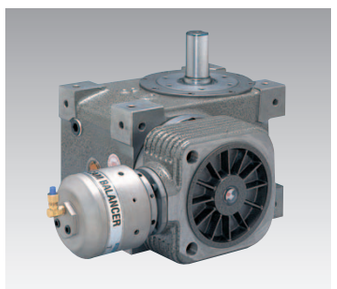
カムを用いた自動機械の位置決め装置の基本的な動作は、スタート･ストップ運動であり、過渡的な振動の制御が高速化への有力な手段となります。三共製作所の開発したカムバランサは、サンデックスの入力軸に装着し、これらの振動の原因となる割出し時のトルク変動をなくす装置です。カムバランサは、入力駆動系のガタや回転むらを引き起こす原因と考えられている変動トルクに対し、作用方向が逆になる補償トルクを作り出し、作用させることにより、従来問題となる変動トルクを完全に相殺することを目的としています。

カムバランサの装着により、モータからの入力回転を常に均一に、最も理想的な状態に維持することが可能になるとともに、慣性力の影響を最小限にする事になりますので、駆動モータも従来のものよりも小型のもので済むなどの省エネ効果もあります。また運動特性が改善されることにより、一層の高速化が図れます。

特長

- ●ハウジング一体タイプとスタンダードタイプの2モデル10機種が標準化されている。
- ●エア供給源を用いることにより、補償トルクの2段階設定が可能。
- ●サンデックスへの取付姿勢は、タイプによりそれぞれ4～8通り設定されている。
- ●高速回転仕様の入力特性の改善に効果が大きい。

装着例



シャフト仕様8Dにスタンダードタイプ B08を装着したモデルです。

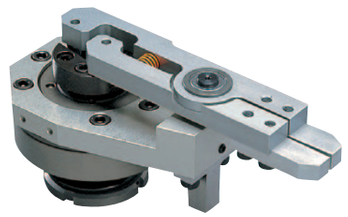
フランジ仕様8DFにスタンダードタイプB08を装着したモデルです。

フランジ付パラレル仕様PL125にハウジング一体タイプB125を装着したモデルです。

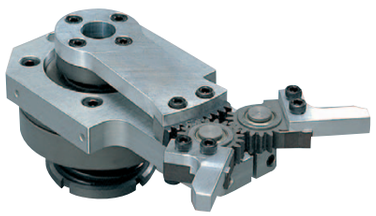
SANDEX

■純メカ式のオリジナルハンドリング製品

メカニカルハンド



HAシリーズ



HBシリーズ

概要

ワークの搬送装置を構成する場合、全ての動作が一つの駆動源により行えることは、操作性、生産性、メンテナンスなど効果ははかり知れません。三共製作所の開発したメカニカルハンドは、オシレートハンドラ、トルクリミッタと組合せることにより、純メカ式動作によるハンドリング作業を可能にしたオリジナルのハンドリングユニットです。P&P動作、ハンドリング動作などすべての動作が1つのカム機構から得られているため、搬送動作にカム曲線で制御されたスムーズで理想的な動きが得られ、完全同期運転も可能です。また、位置決め精度も高く、センサーや制御機器なども不要です。

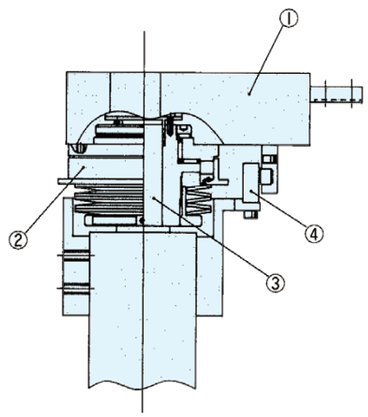
搬送動作の基本となる出力軸のP&P動作はオシレートハンドラから、そしてもう一つのグリップ動作は、トルクリミッタとメカニカルハンドに固定されたストッパ機構から作り出します。メカニカルハンドには、リンクで構成された小角度開閉仕様のHAシリーズと、ギヤで構成された大角度開閉仕様のHBシリーズがあります。

特長

- ●開閉角度により2モデル6機種が標準化されている。
- ●カム曲線による動作で、タイミングは常に一定。
- ●搬送ワークのグリップ力が調整できる。
- ●一つの駆動源で全ての動作が完了。

構造図

①メカチャック部
②トルクリミッタ
③出力軸
（オシレートハンドラ）
④ストッパー



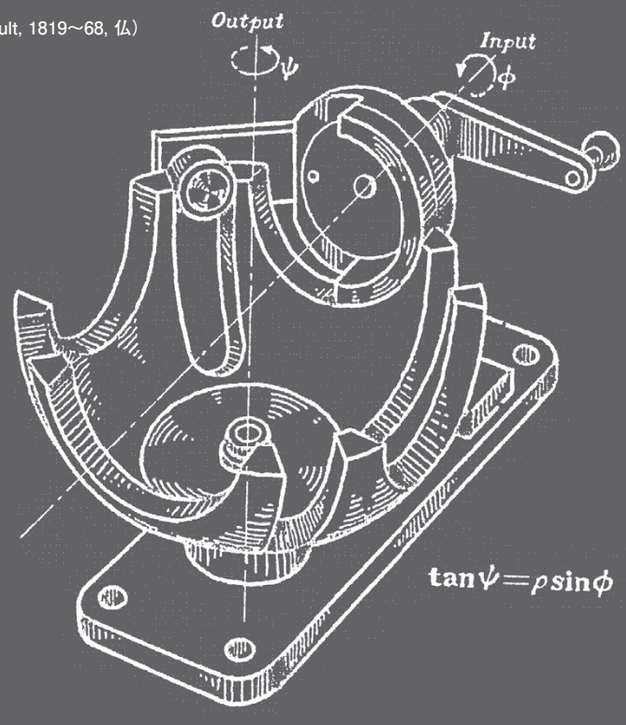
装着例

オシレートハンドラ11FUの出力軸にメカニカルハンド6HA/6HBを装着したモデルです。

2 解説

カムは機械的な記憶素子です。カムは「情報」をもっています。そして、その機能は必要な「動き」を取り出し、再現することです。カムのもつ優れた特長は、どのような「動き」も「情報」も、それ自身の中で作り出すことができることです。ですから、カムは欠かすことのできない機械要素なのです。三共は、このカム技術のトップメーカーです。当社の標準カムユニットや特別な機械装置は、あらゆる自動化システムの中枢で活躍しています。三共製作所は、世界最小から世界最大のカム駆動装置まで、常にすぐれたカム製品を世界中の市場に送り出しています。そして、カム総合メーカーのパイオニアとして、飽くことのないカムテクノロジーの開発精神のもとにめざましい躍進を続けています。

フーコーの振り子
（Jean Bernard Leon Foucault, 1819〜68, 仏）



2-1 解説 カムとは

2-1-1 カムとは

カムとは、ナイフエッジ・ローラ・平面などの単純な形状の接触子を持った節との直接接触によって所期の運動動作を伝達する機械要素です。すなわち、このカム機構は円運動などの単純な動きからより複雑な動きまで自由に作り出すことができることから、今までに、多くの人々に手掛けられ使用され続けてきている機械要素の一つでもあります。

図1－1

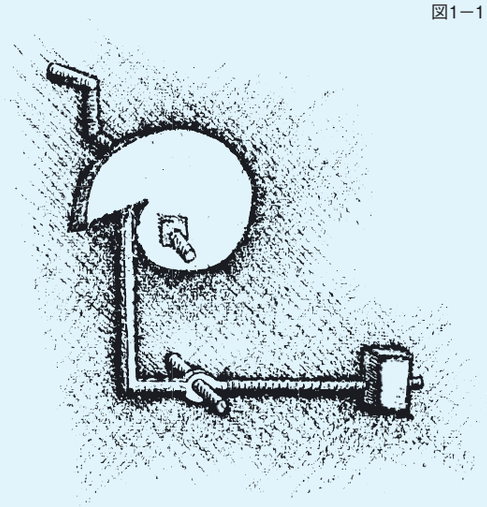
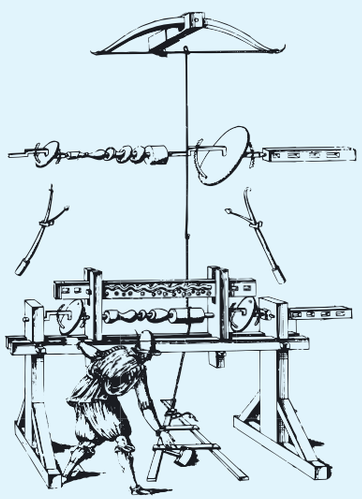


図1－2



古くは中世のレオナルド・ダ・ヴィンチの書いた多くのスケッチのなかに機械・技術に関するものも数多くあり、このスケッチのなかにもカム機構が図示され、カムにより色々な動きを作り出すことができることを示唆しています。図（1－1）また、レオナルド・ダ・ヴィンチの後継者たるジャックベッソンが1569年に設計した装飾用旋盤の図（図1－2参照）から、テンプレート（カムの一種）に切込まれた型薄に手持ち工具をあてがって複雑な形の木製品を加工できることや、旋盤の主軸に取り付けた調整可能な円形・非円形のカムによって、断面が円でない不規則な楕円などの旋削も出来るなど、カムは機械装置になくてはならないものとして使用されています。

このように、これまでの一般的なカムの使われ方は、単純な定常運動を行なうカムを原節（driver）とし、これに接触する従節（follower）から、より複雑な直線運動（直動）、回転運動（回転）または揺動運動（揺動）を取り出すことが目的となることが多かった。しかし、1900年代からカムが内燃機関や織機に使われ始めてから高速性、信頼性などの動特性の向上が求められてきました。これまでに、
カムの輪郭を円弧と接線などで作成したり職人による手作業により製作されたカムから、機構学的な手法により得られたカム曲線をカムに与える新たな手法が、1930年アメリカのネクルーチン、シュミット等の手によって開発され、新しい時代を担うカム機構の幕開けとなりました。
最近のカム設計では従節の動作に最適な運動曲線（カム曲線）を与え、シンセシス（総合）によりカムの輪郭形状を決定する手法が普及してしてきたために、機械装置全体を考慮したカム設計が可能となり、カムの形からは想像も出来ないような優れた性能を発揮できるようになっています。例えば、たばこのパッケージマシンではリンク機構では実現できなかった500個/分の包装を可能にし、CNC旋盤の刃物台割出装置にカム機構を採用することで1割出し0.1秒を実現し、電子部品の面実装機にカム式インデックス装置を使用することで1チップ0.1秒を可能にしております。
このようにカム機構は他に変えることのできない多くの特性・性能があることから、多方向にわたる最先端の産業機械分野に使用され、さらにその広がりを示してきております。ここではこの章を読まれ正しくカムについて理解されより優れた自動機械の設計資料として利用されれば幸いです。

2-1-2 カムを使うメリット

自動機の設計において高速化を計る場合に、優れた設計者ほどカムを上手に使っています。それはカムが任意の運動を作り出すことが出来る優れた機械要素だからです。「任意の運動」とはカムにより駆動される出力端に速度・加速度・躍動まで考慮された最適な運動曲線を与えることができるということであり、それぞれの仕様に応じた曲線を自由に設計でき、それが忠実に再現できるということです。
この良好な運動制御性によりカムを利用した高速で安定した動作を実現する自動機が数多く作られています。
前項の、たばこのパッケージマシンでは約60個強のカムが使われており、500個/分の製造能力を持っています。このシステムでの最も過酷な条件となるカムでは最大加速度が30Gにもなります。そこでは残留振動を抑制し、高精度で高速に位置決めするために、リンク機構の簡素化・軽量化とともに剛性を確保したうえで、リンク相互のオーバーラップをできるだけ大きく取りカムの割付角を大きくすることによって割出しに使える時間を長くしています。さらにそれぞれのリンクの動作に最も適した運動特性をもつカム曲線を選定することにより問題の解決をはかっています。
ところで設計者は安易に電気・油圧・空圧アクチュエータを使っていないでしょうか?全体のサイクルタイムを短くするためにはカムを使い機械をコンパクトにまとめることです。カムとアクチュエータを比較した場合、カムには次のような利点があげられます。

表1－1

	カ　　ム（カム機構）	アクチュエータ（電気、油圧、空圧）
高　速　性	力の伝搬速度が、鋼の伝搬速度に依存するため、応答性に優れ、高速性に向く。	サーボモータの力の伝搬は磁束密度と時定数に依存し、その応答性は機械系の数倍遅い。電気系は距離（長さ）のパラメータがないので大型では有利になることもある。
位置決め精度	構成部材の加工精度によるため、速度によらず常に高精度が維持できる。	精度は分解能に従う。位置整定に時間を要す。
運　動　制　御	カム曲線により、停止時に衝撃を伴わない滑らかな動作が実現できる。（高速化が可能）複数のカムが存在しても、同じ入力軸上であればその回転は完全に同期するため、タイミング調整は容易にできる。	中間の経路の運動制御が難しく、停止時には衝撃を伴うために高速化に限界がある。見掛けの動作時間が長くなる。サーボ機構では近年、カム曲線を扱えるようになり、運動制御が可能なものも出ている。
サイクルタイム（オーバーラップ）	各作動端の運動が確定しているため、他の動作が終わらないうちに別の動作を始めること（オーバーラップ動作）ができる。オーバーラップ動作分、全体のサイクルタイムを短縮できる。	作動時間が不確実なため、一つの動作の終了信号を待ってから次の動作を開始するシーケンス制御を行う必要がある。オーバーラップをほとんどとれないため、サイクルタイムの短縮は容易ではない。
安　定　性	系の剛性が高く、負荷に対する変動が少ないため繰り返しの安定性がよい。	動力源の変動や、機器の状態によって動きが変わり、不安定になることがある。
保　守　性	部品点数が少なく信頼性が高い。ただし、動作の変更は、カムを再製作するなど容易ではない。	部品点数が多く制御系を有することから、高頻度に保守が必要となる。動作変更には、可能な範囲で対応。

2-2 ●解説 カムの分類

2-2-1 カムの分類

一般にカム機構は、①カム・②従節・③両者の対偶部の形状によって分類されます。

表2−1

①カムの種類	平面カム	直進カム	(translating cam)
		直進溝カム	(translating grooved cam)
		直進リブカム	(translating rib cam)
		板カム	(radial cam, plate cam)
		溝カム	(face grooved cam)
		板リブカム	(face rib cam)
	立体カム	端面カム	(end cam, bell cam)
		円筒溝カム	(cylindrical grooved cam, barrel cam)
		円筒リブカム	(cylindrical rib cam)
		円錐端面カム	(conical cam)
		円錐溝カム	(conical cam)
		円錐リブカム	(conical cam)
		たる形端面カム	(convex globoidal cam)
		たる形溝カム	(convex globoidal cam)
		たる形リブカム	(convex globoidal cam)
		鼓形端面カム	(concave globoidal cam, roller gear cam)
		鼓形溝カム	(concave globoidal cam, roller gear cam)
		鼓形リブカム（ローラギヤカム）	(concave globoidal cam, roller gear cam)

表2−2

②従節の種類	直動
	揺動
	間欠回転

表2−3

③対偶部の形状	尖端（ナイフエッジ）
	平端（平面）
	円端（ローラ）

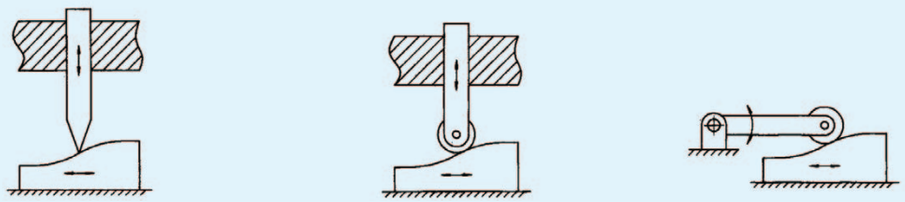
この三者の組合せによって多種多様のカム機構ができますが、すべての組合せが可能というわけではありません。また、ローラギヤカム・円筒溝カムなどの端面に溝カムを切るといった複数のカムを組み合せた複合カム、溝または複数のローラで従節の運動を拘束する拘束カム、間欠割り出しを行なうインデックスカムなどの分類もあります。

次に一般的に多用される、板カム・溝カム・円筒溝カム・ローラギヤカムそれぞれについての特長を次項に示します。

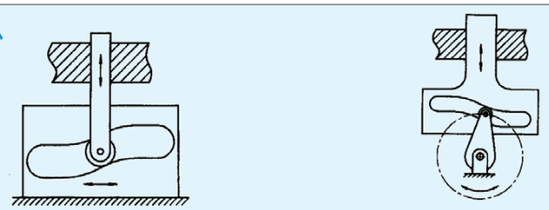
表2−4

板　カ　ム	平面カムの代表格で最も一般的に使用されています。低速域での使用にはあまり問題はありませんが、高速駆動をするとローラフォロアがカム面から離れるJump現象を発生しますので、これを防止するためのばねが必要となります。
溝　カ　ム	カム溝の両壁でローラフォロアを拘束するためJumpは防止されますが、カム溝との間に幾分かの隙間がないとローラフォロアがみぞを円滑に転動できない。このためバックラッシは避けられません。 また、板カムに比べてカムが大きくなります。
円筒溝カム（円筒リブカム）	溝カムが平面カムに対し、円筒溝カムは円筒の側面にカム溝を切った立体カムです。溝カムと同様、拘束型のカムですのでJumpは発生しませんが、バックラッシは避けられません。ローラフォロアを二つにし、リブの両面で拘束する円筒リブカムはこの欠点を改善したもので、予圧調整機構によりバックラッシを取り、軽量化と共に高速域での使用を可能にしたものです。
ローラギヤカム	最高級カム。テーパリブとローラフォロアの構造は拘束型でしかも予圧構造になっていますので、バックラッシがなく、剛性が高く、高速駆動に適しています。インデックス蔵置の駆動用カムにはこのローラギヤカムが多用されています。

直進カム

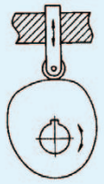


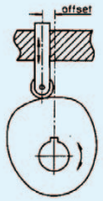
直進溝カム



板カム

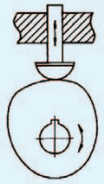
直動・尖端

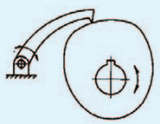

直動・円端

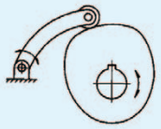


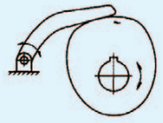
直動・円端

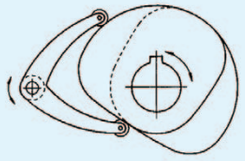
直動・平端

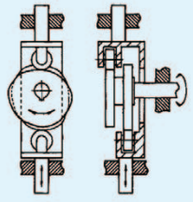

直動・球端

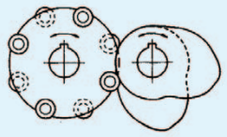

揺動・尖端

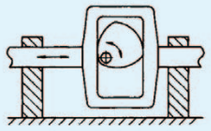

揺動・円端


揺動・平端


揺動・円端

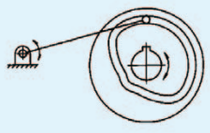

直動・円端


間欠回転・円端

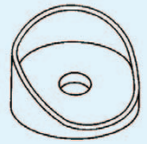

直動・平端

溝カム

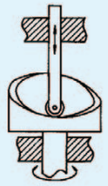
直動・円端

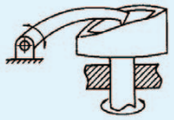

揺動・円端

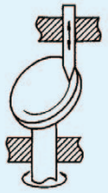
端面カム



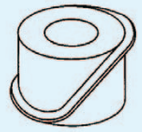
直動・尖端

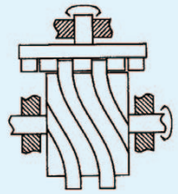

直動・円端


揺動・尖端

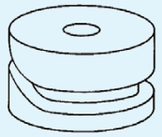

直動・尖端

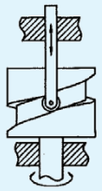
円筒リブカム

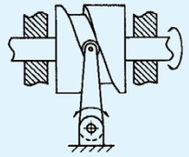



間欠回転・円端

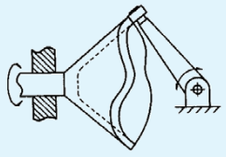
円筒溝カム



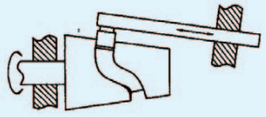

直動・円端


揺動・円端

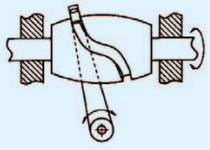
円錐端面カム


揺動・円端

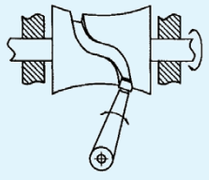
円錐溝カム


直動・円端

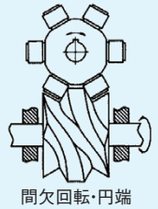
たる形溝カム


揺動・円端

鼓形溝カム


揺動・円端

鼓形リブカム（ローラギヤカム）


間欠回転・円端

揺動・円端

2-3 ●解説 カムの使用法

2-3-1 揺動カムのレバー長および支点の決め方

揺動カムのレバー長は次のようにして決めるとよいでしょう。ただしこの方法はあくまで一つの目安にすぎません。いまカム中心Ocとレバー支点Oiを図(3−1)のように設定します(このようにしても一般性は失われません)。この時、カム中心とレバー支点の距離cおよびレバー長さ l を求めるのです。

圧力角の絶対値の最大値が最小になるように略近的に求める場合、割り出しの開始時と完了時におけるカムフォロアの中心がカム中心からみて一直線上にあればよいのでレバー長 l は下式で与えられます。

$$l=\sqrt{c^2-r_\theta \cdot r_h} \qquad (3-1)$$

ここで、r_θおよびr_hはローラ中心軌跡の最小半径と最大半径です。カムの輪郭はこの値よりローラ半径分小さい値となっています。また、レバーの振り角をτ_hとすれば

$$l=-r_\theta \cdot \sin(\tau_h/2)+\sqrt{c^2-r_\theta^2 \cdot \cos^2(\tau_h/2)} \qquad (3-2)$$

となり、ここから下式を得ます。

$$l=(r_h-r_\theta)/\{2 \cdot \sin(\tau_h/2)\} \qquad (3-3)$$

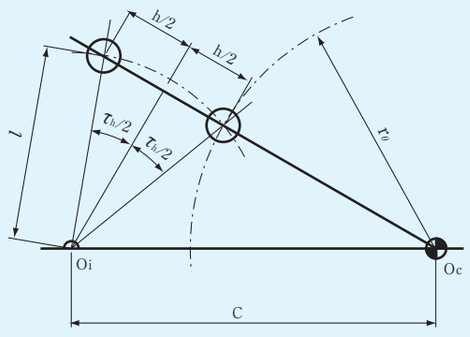
$$c=\sqrt{l^2+r_\theta \cdot r_h} \qquad (3-4)$$

l, cの値は上式による計算値を適当に丸めて設定します。

尚、カムの回転方向とレバーの位置関係は、レバーの支点に対し逃げる方向にカムが回転するのを逃げ側回転、レバーの支点に向かって回転するのを向い側回転といいます。

一般に、逃げ側回転では上り工程の前半で圧力角が小さく、後半で大きくなりますので、加速領域での圧力角が軽減される逃げ側回転を選択することが望まれます。

レバー長 l の決定　図3−1



2-3-2 カムサイズの求め方

カムの最大寸法は、ハウジングや他の機械部品との干渉で決められてしまうことも多いのですが、ここでは始めにカムを設計する基本的手順にしたがった場合を想定します。

カムの最大圧力角はおおむね直動従節で30°、揺動従節で45°を目安にします。そこで、この値以下で最大圧力角ϕ_mを設定しカム外形を計算します。

φ_mの近似値は下式で表されます。

$$\tan\varphi_m=(h \cdot V_m)/(r_p \cdot \theta_h \cdot \pi/180) \qquad (3-5)$$

h　:従節ストローク

V_m　:カム曲線無次元最大速度

r_p　:カム代表半径(ローラ中心)

θ_h　:割付角〔deg〕

したがって

$$r_p=(h \cdot V_m)/((\theta_h \cdot \pi/180) \cdot \tan\varphi_m) \qquad (3-6)$$

$$r_\theta=r_p-(h/2) \qquad (3-7)$$

$$r_h=r_p+(h/2) \qquad (3-8)$$

r_θ　:カム基礎円半径(ローラ中心)

r_h　:カム最大半径(ローラ中心)

2-3-3 圧力角

圧力角(押し進め角)とはカムと従節の共通法線方向と従節の運動方向とのなす角をいいます。図(3−2)のように従節の運動方向にかかる荷重をF、カムと従節の共通法線方向に働く力をN、この二つの力のなす角をφ(圧力角)、従節案内部の長さを b 、ローラ中心から案内部(軸受)までの長さを a 、案内部の摩擦係数をμとすれば下式が得られます。

$$\frac{N}{F}=\frac{1}{\cos\varphi-\mu((2a+b)/b)\sin\varphi} \qquad (3-9)$$

N／Fの値が大きいほど大きな面圧荷重がカム面に働くことになります。そこで圧力角φの最大値はa、b、μにより異なりますが、一般には30°程度といわれています。また、揺動型の場合にはμ=0の場合と同様になりますので、直動従節の場合より大きく、45°程度までを目安にします。もちろん、条件によってはこの値まで大きくできない場合もありますし、インデックスカムのように最大圧力角が60°から70°になるものもあります。最大圧力角を小さくするには次の方法があげられます。

a)割付角を大きくする。

b)カム外径を大きくする。

c)最大速度の小さいカム曲線に変更する。

d)従節の変位を小さくする。

また、最大圧力角φ_mの略近式は下式で表されます。

$$\tan\varphi_m=(H/L) \cdot V_m \qquad (3-10)$$

L　:カム側代表ストローク

H　:従節側代表ストローク

V_m　:カム曲線無次元最大速度

$$L=r_p \cdot \theta_h \cdot \pi/180 \qquad (3-11)$$

rp　:カムピッチ円半径

θ　:割付角[deg]

直動従節の場合

$$H=h \qquad (3-12)$$

h　:従節ストローク

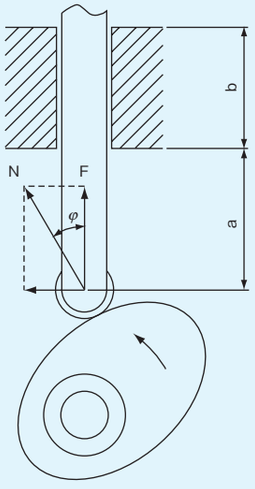
揺動従節の場合

$$H=l \cdot \tau_h \cdot \pi/180 \qquad (3-13)$$

l　:従節ピッチ円半径(レバー長)

τ_h　:従節振り角[deg]

圧力角φ　図3−2



2-3-4 カムフォロア径と曲率半径

面圧強度の面からいえばカムフォロア径は大きい方がよいのですが、大きすぎると、カムフォロアの軌跡の包絡線(面)として形成されるカム輪郭に切下げが発生します。切下げとは図(3−3)に示すように、ローラ中心軌跡が先に与えられていてカムの形状を定める場合、ローラ中心軌跡の凸部の曲率半径がローラ半径よりも小さいとき生じるカム面の尖り(エッジ)のことをいいます。

切下げが発生するとローラフォロアは所期の運動曲線を描かずエッジの部分で高い接触応力を発生するため著しい損傷を受けることになります。凸部切下げが生じない限界は次式で表されます。

$$凸\rho min \geqq D/2 \qquad (3-14)$$

凸ρmin:凸部最小曲率半径(ローラ中心)

D　:カムフォロア径

切下げが発生した場合の処置としては次の方法があげられます。

a)割付角を大きくする。

b)カム外径を大きくする。

c)最大加速度の小さいカム曲線に変更する。

d)カムフォロア径を小さくする。

また、凸部最小曲率半径の凸ρminの略近式は次式で表されます。

$$凸\rho min=L^2/(H \cdot A_m) \qquad (3-15)$$

L　:カム側代表ストローク

H　:従節側代表ストローク

Am :カム曲線無次元最大加速度

$$L=r_p \cdot \theta_h \cdot \pi/180 \qquad (3-16)$$

r_p　:カムピッチ円半径

θ_h　:割付角[deg]

直動従節の場合

$$H=h \qquad (3-17)$$

h　:従節ストローク

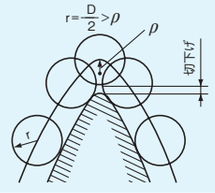
揺動従節の場合

$$H=l \cdot \tau_h \cdot \pi/180 \qquad (3-18)$$

l　:従節ピッチ半径(レバー長)

τ_h　:従節振り角[deg]

凸部切下げ　図3−3



解説

2-3-5 カムの強度計算

カムの設計を行なう場合、カム機構全体の寿命を考えることは大変重要なことです。一般に、機構の寿命はその構成要素のなかで最も短い寿命の要素により決定されます。

ここでは、カム機構の寿命を支配すると考えられるカムとカムフォロアの強度及びカム機構全体の寿命について考えていきます。

カムの強度計算は一般的に次の三つの要素について行なわれます。

(1)　カムの面圧強度

(2)　カムフォロアの強度

(3)　カム機構の寿命

(1)カムの面圧強度

カムの面圧強度を求めるにはカム面とカムフォロアとの接触を円筒対円筒の接触と考えて次に示すヘルツの式を用います。

$$fa=\pi b\rho_e\left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1}+\frac{1-\nu_2^2}{E_2}\right)\sigma_c^2 \qquad (3-19)$$

ここで

fa　:許容圧縮荷重(N)

b　:両円筒の接触長さ(mm)

ρ_e　:等価曲率半径(mm)

ν_1　:円筒1のポアソン比(鋼の場合0.3)

ν_2　:円筒2のポアソン比

E_1　:円筒1のヤング率(鋼の場合208×10^3N/mm^2)

E_2　:円筒2のヤング率

σ_c　:許容面圧応力(解説/2−6寿命、表(6−5)参照)

また、等価曲率半径ρ_eは次式で表されます。

$$1/\rho_e=1/\rho_1+1/\rho_2=2/D+1/\rho_p \qquad (3-20)$$

ρ_1　:円筒1の曲率半径(mm)

ρ_2　:円筒2の曲率半径(mm)

ρ_p　:カム輪郭の曲率半径(mm)

D　:カムフォロアの直径(mm)

カムの曲率半径は連続的に変化していますが、カム輪郭の曲率半径ρ_pが凸で最小値(凸$\rho_p$min)のときρ_eが最小値となりますので、ρ_eは次式で表されます。

$$1/\rho_e=2/D+1/凸\rho_p\min \qquad (3-21)$$

例題として、凸$\rho_p$min=D/2とした時の許容圧縮荷重faを求めてみましょう。

b=10(mm)、D=30(mm)、凸$\rho_p$min=15(mm)、σ_c=980(N/mm^2)とすれば、ρ_e=D/4なので

$fa=\pi b\rho_e(1-0.09)/208000)\cdot2\cdot\sigma_c^2$

$=\pi\cdot10\cdot(30/4)\cdot(1.82/208000)\cdot980^2$

$=1.98\times10^3$〔N〕

(2)　カムフォロアの強度

(a) 基本動定格荷重

基本動定格荷重は転がり軸受の負荷能力を表わすもので、軸受にある荷重をかけて100万回回転させたとき累積破損確率が10%となるような負荷能力をその転がり軸受けの基本動定格荷重といい、その値は軸受のカタログのなかに記載されています。カムの接触子として使用されるカムフォロアも転がり軸受であるので、それぞれに基本動定格荷重が明示されています。

カムフォロアの軸受寿命はこの基本動定格荷重から求められます。

$$Lh=\frac{10^6}{60N}\left(\frac{C}{P}\right)^p\cdot a_1\cdot a_2\cdot a_3\cdots\cdots \qquad (3-22)$$

L_h　:基本動定格寿命(hr)

N　:回転数(r.p.m)

p　:ころの場合10/3

玉の場合3

C　:基本動定格荷重(N)

P　:動等価荷重(N)

a_1　:信頼度寿命補正係数

表3−1

信頼度(%)	90	95	96	97	98	99
a_1	1.0	0.62	0.53	0.44	0.33	0.21

a_2　:材料・製造方法による寿命補正係数

表3−2

材料・製造方法	大気溶解鋼	真空脱ガス鋼	真空溶解鋼
a_2	1	3	5以上

a_3　:使用条件による寿命補正係数

この式は軸受の寿命計算法としてJIS　B1518(1989)に規定され、インデキシングドライブの寿命計算もすべてこの式から導かれています。(2.解説／2−6寿命参照)

(b) トラック許容荷重

トラック(外輪が転がる相手)の許容荷重は、その圧縮強さ、あるいは硬さによって決まります。表(3−4)に示したトラック許容荷重はH_RC40の硬さをもった鋼をトラックしたときの値です。

また、表(3−4)に示すトラック許容荷重に、各硬さに対応した許容荷重係数をかけることによって、それぞれの場合におけるトラック許容荷重が得られます。

各硬さにおけるトラック許容荷重係数を表(3−3)に示します。

市販カムフォロア性能表　　表3−4

ローラ外径 D(mm)	スタッド径 d(mm)	ローラ幅 l(mm)	基本動定格荷重 Cr(N)	最大許容荷重 Pmax(N)	トラック許容荷重 (N)
16	6	11	5782	2352	3332
19	8	11	6566	4165	4165
22	10	12	8575	6517	5292
26	10	12	8575	6517	5978
30	12	14	12544	9261	7791
32	12	14	12544	9261	8036
35	16	18	18620	17052	11760
40	18	20	20482	21756	14308
47	20	24	28224	26362	20776
52	20	24	28224	26362	22932
62	24	29	40180	38710	33810
72	24	29	40180	38710	37828
80	30	35	60760	60760	51940
85	30	35	60760	60760	55370
90	30	35	60760	60760	58800

〔1N≒0.102kgf〕

三共カムフォロア性能表　　表3−5

ローラ外径 D(mm)	スタッド径 d(mm)	ローラ幅 l(mm)	基本動定格荷重 Cr(N)	最大許容荷重 Pmax(N)	トラック許容荷重 (N)
16	8.5	12.4	6693.4	4067	3773
19	9.5	13.2	7085.4	5292	4998
22	11.5	14.2	7781.2	8771	6272
26	13.5	15.2	11426.8	13230	7595
30	15.4	17.2	13857.2	17346	9555
32	16.4	17.2	14376.6	20972	9849
35	18.4	20.2	17346	25186	13181
40	23	21	21579.6	47334	14308
47	23	20	29400	49735	17297
52	26	22	34515.6	65317	21021
60	30	26	45991.4	84868	29351
70	35	28.8	58496.2	121667	36505
80	40	36	75989.2	145285	53410
90	45	40	97255.2	186200	63259
100	50	40	104154.4	255388	75754

〔1N≒0.102kgf〕

(c) 最大許容荷重

最大許容荷重とは、カムフォロアが支持できる最大のラジアル荷重のことで、ニードルベアリングとしての定格荷重よりもむしろスタッドの曲げ強度および剪断強度によって定まる最大許容値になります。

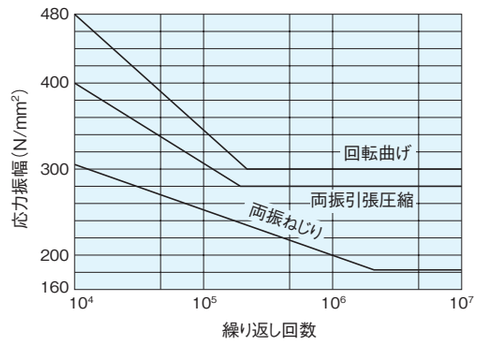
表(3−4)、(3−5)に市販のカムフォロアおよび三共カムフォロアにおける基本動定格荷重、トラック許容荷重および最大許容荷重の数値を示します。

また、スタッドの材質をSCM415(引張り強さ833N/mm^2)とした場合のS−N曲線を図(3−4)に示します。

トラック許容荷重係数　　表3−3

硬　さ (H_RC)	係　数
20	0.4
25	0.5
30	0.6
35	0.8
40	1.0
45	1.4
50	1.9
55	2.6
58	3.2

SCM415材のS-N曲線　　図3−4



(3)カム機構の寿命

設計者がカム機構を採用する場合、このカム機構の寿命時間はどのくらいかということを先ず考えます。一般にカム機構の寿命に関する原因は、軸の疲れ、接触子およびカム面の焼き付き、転がり疲れによるフレーキング、腐食などが考えられますが、適正なカム機構で適切な潤滑を行ない、正しい取扱いで運転されれば転がり疲れによる疲労破損(フレーキング現象)以外の原因から破損は免れられます。言換えれば、このフレーキングの発生までの時間が寿命ということができます。この考え方は一般の転がり軸受の寿命と同じであることから、カム機構の寿命はJIS　B1518(1989)に示される計算方法に準拠することになります。

ところで、接触子をカムフォロア(ローラフォロアでも良い)に限定して考えますと、フレーキングの発生する可能性のあるところは、カム面、カムフォロアの外輪面、カムフォロアの外輪内面、ニードル、スタッド外面ということになります。前項(カムフォロア強度)で述べているようにカムフォロアの動定格荷重を一つの寿命の目安と考えれば、破壊箇所はカムフォロア面とカム面(転動面)の2か所に限定されます。ここで、カムフォロアに動定格荷重を作用させたときのカムの面圧強度は(カムの曲率半径がカムフォロア径の200%のときを想定して)カムの焼き入れ硬度がH_RC40以上あれば、カムフォロアよりも強いことになります。

すなわち、カム機構の寿命は正しい取扱いのもとでカム焼き入れ硬度(表面からd／10の深さまでの硬化層)がH_RC40以上であればカムフォロアの寿命に従うこととなりカムフォロアの寿命計算を行なうことで決めることができます。

なお、カムの強度がH_RC40に満たない場合はカムの硬さにおける荷重係数H_Lをカムフォロアの動定格荷重にかけ計算してください。(表(3−6)参照)

表3−6

H_RC	20	25	30	35	40
H_L	0.4	0.5	0.6	0.8	1.0

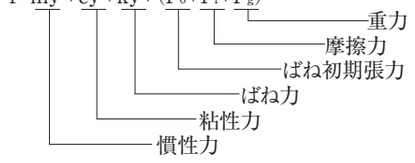
2-3-6　カム軸に作用するトルク

カム系には様々な種類の力が作用しています。散逸エネルギまで含めれば、モータから作動節に至るまでのすべての経路において力学的エネルギは保存されています。このことは、作動節の動作を与えれば出力軸のモーメントも、入力軸のモーメントも、さらにモータの定格容量も、中間の機構を数学的に解くことなく求められるということに他なりません。いま、二つの例を考えてみます。ただし、入力軸は等速で回転するものとします。

(1)直進作動節の場合

作動節の質量をm、ストローク量をy_h、粘性係数をc、ばね定数をk、ばね初期張力をF_0、摩擦力をF_f、重力による力をF_g、割付角をθ_h、割り出し時間をt_h、とすると、直進系における力は次のようにあらわすことができます。

$$f=m\ddot{y}+c\dot{y}+ky+(F_0+F_f+F_g) \qquad (3-23)$$



また複数の力が作用する場合はそれぞれの和をとり、次のようになります。

$$f=\Sigma m\ddot{y}+\Sigma c\dot{y}+\Sigma ky+\Sigma(F0+Ff+Fg) \qquad (3-24)$$

ここでカム曲線の定義に従えば、次のようになります。ただし、S、V、Aはそれぞれカム曲線無次元変位、無次元速度、無次元加速度を示します。Tは、無次元時間。

$$T=t/t_h=\theta/\theta_h \qquad (3-25)$$

$$y=y_hS \qquad (3-26)$$

$$\dot{y}=(y_h/t_h)V \qquad (3-27)$$

$$\ddot{y}=(y_h/t_h^2)A \qquad (3-28)$$

したがって、直進系作動節に作用する力は次のようになります。

$$f=m(y_h/t_h^2)A+c(y_h/t_h)V+ky_hS+(F_0+F_f+F_g) \qquad (3-29)$$

ここで、作動節に作用する力とカム入力軸に作用するトルクの関係は、効率を100%と仮定すれば、仮想仕事の原理より次のように求めることができます。

微小時間dtにおけるそれぞれのなす仕事量は、

作動節(出力)で力f_{out}に関して$f_{out}\cdot dy$

カム入力軸でトルクT_{inp}に関して$T_{inp}\cdot d\theta$なので、次式が成り立ちます。

$$f_{out}\cdot dy=T_{inp}\cdot d\theta \qquad (3-30)$$

また

$$dy/d\theta=(dy/dt)/(d\theta/dt)=(y_h/\theta_h)V \qquad (3-31)$$

したがって、カム入力軸トルクT_{inp}は次のようになります。

$$T_{inp}=m(y_h^2/t_h^2/\theta_h)A\cdot V+c(y_h^2/t_h/\theta_h)V\cdot V+k(y_h^2/\theta_h)S\cdot V+(F_0+F_f+F_g)(y_h/\theta_h)V \qquad (3-32)$$

(2)回転(揺動)作動節の場合

作動節の回転モーメントをI、振り角をτ_h、作用力fと軸心から作用点までの距離をrとすれば、出力軸に作用するトルクT_{out}は、次のようにあらわすことができます。なお、

$y=r\tau$、$I=mr^2$です。

$$T_{out}=r\cdot f$$
$$=r\cdot\{m\ddot{y}+c\dot{y}+ky+(F_0+F_f+F_g)\}$$
$$=I\ddot{\tau}+cr^2\dot{\tau}+kr^2\tau+(F_0+F_f+F_g)r \qquad (3-33)$$

ここで、作動節に作用するトルクとカム入力軸に作用するトルクの関係は、直進作動節の場合と同様に、効率を100%と仮定すれば、仮想仕事の原理より次のように求めることができます。

微小時間dtにおけるそれぞれのなす仕事量は、

作動(出力)軸でトルクT_{out}に関して$T_{out}\cdot d\tau$

カム(入力)軸でトルクT_{inp}に関して$T_{inp}\cdot d\theta$

なので、次式が成り立ちます。

$$T_{out}\cdot d\tau=T_{inp}\cdot d\theta \qquad (3-34)$$

また

$$d\tau/d\theta=(d\tau/dt)/(d\theta/dt)=(\tau_h/\theta_h)V \qquad (3-35)$$

したがって、カム軸トルクT_{inp}は次のようになります。

$$T_{inp}=I(\tau_h^2/t_h^2/\theta_h)A\cdot V+cr^2(\tau_h^2/t_h/\theta_h)V\cdot V+kr^2(\tau_h^2/\theta_h)S\cdot V+(F_0+F_f+F_g)r(\tau_h/\theta_h)V \qquad (3-36)$$

このように、カム軸には周期的に変動するトルクが働くため、入力軸のモータが十分大きな力を出すことができないときや、モータの慣性があまり大きくないときには入力軸の回転が変動し、出力端の動作が期待された機能を発揮できないこともありますので十分余裕を持ったモータを選定して下さい。

2-3-7　タイミングチャート

タイミングチャートとは1サイクルのなかのそれぞれの動作のシーケンスを表したもので横軸に時間、縦軸に出力軸の変位をとります。カムを用いた機構では一般に駆動軸が回転しますので、時間の代わりに角度(全周360°)で表すのが普通です。いま図(3−5)にピックアンドプレース(P&P)ユニットの動作パターンの一例を示します。P&Pユニットでは(x、z)あるいは(θ、z)の二次元運動を行いますので二つのタイミングチャートの合成として、動作が表されます。この動作のタイミングチャートでは、いわゆる遂次制御(シーケンシャル制御)を行っており、一方の軸の動作が完了してから他の軸の動作が開始するようになっています。

この例での動作順序は次のようになります。

停止(J、A、B)→上昇(B、C)→右方向移送(C、D)
→下降(D,E)→停止(E,F)→上昇(F、G)
→左方向移送(G、H)→下降(H、J)

このようにタイミングチャートと動作のパターンは一対一に対応しており、所望の動作パターンを設定し、停止場所、停止時間を設定した後これを二軸の動作に分解することによってタイミングチャートが作成されます。実際には移動時間が短すぎると、カムの圧力角条件や切下げ条件によりカムの生成が不可能になってしまいますのでこれらの条件を加味しながらタイミングを決定します。

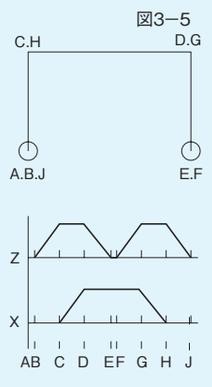
さて、カム機構はエアシリンダ等のアクチュエータと異なり、変位や速度・加速度の制御が可能で、しかも位置決め精度がすこぶる高いという特長から、シーケンシャル制御ではなく同期制御(オーバーラップ制御)が可能です。

従って、干渉域を避けつつ一方の動作が完了する前に、他方の動作を開始するように設計することができます。このことを積極的に利用することにより、割付角の制限を緩和し、高速化に対応できるようになります。

図(3−6)にオーバーラップを取り入れたタイミングチャートの例を示します。

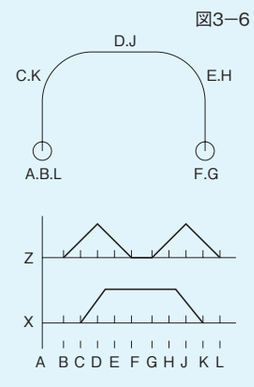
オーバーラップにより割付角が大きくなっています。入力軸回転数が同じ(サイクルタイムが同じ)であるなら加速度は割付角の2乗に反比例して小さくなります。逆に、割付角を大きくすると前と同一の加速度値になるまで回転数を上げられるということであり、高速化が実現されます。

図3−5



シーケンシャル制御の例

図3−6



オーバーラップ制御の例

2-3-8 リンクモジュール

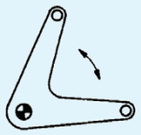
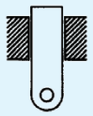
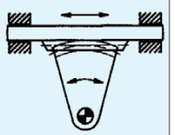
カム･リンク機構を用いた自動機では、できるだけシンプルな設計が望まれます。組合せの部品点数が増えれば、加工誤差の累積、組み付け精度などによるガタの発生や出力端の運動特性の悪化など、悪影響が現れます。

いくつかのリンクモジュールを組み合わせて機構を構成する場合には、各中間節での圧力角が妥当であるか、下死点、上死点は存在しないか、誤差に対する調整機構がついているかなどを考慮しなければなりません。

ここで、リンク機構を定義する方法として、基本モジュールの順列･組合せで機構を表現できれば、どのような冗長性を持つ機構でも簡単に解くことができます。そのような目的のために、次のような手法で機械要素を基本モジュールに統合･整理しました。

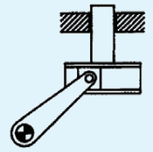
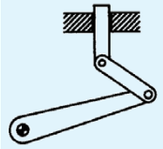
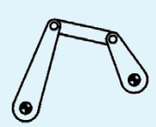
モジュールは大きく3つのタイプに分類できます。機械要素モデルを数学モデルに置き換えたとき、入力変数と出力変数の関係が線形結合で表されるものを線形モジュール（Liner Module）、3つのベクトル和で表されるものを三角モジュール（Triangle Module）、4つのベクトル和で表されるものを四角モジュール（Square Module）と呼び、これらの組合わせで機構を定義します。これらのモジュールの例を図（3−7）（3−8）（3−9）に示します。また、モジュールの組合わせにより定義したリンク機構の例を図（3−10）に示します。

Linear Module 図3−7

Module name	FRK	SLD	RDN
Mechanical Element model			
Mathematical model / Defined mode	$ae^{j\alpha}$ $\beta=\alpha-\varepsilon$ ε $be^{j\beta}$	$y_2=y_1-h$ y_1 h y_2	$ae^{j\alpha}$ $re^{j\tau}$ $\tau=\frac{a}{r}-\tau_0$
	I:α O:β	I:y_1 O:y_2	I:a O:τ
Mathematical model / Reversed mode	$ae^{j\alpha}$ $\alpha=\beta+\varepsilon$ ε $be^{j\beta}$	$y_1=y_2+h$ y_1 h y_2	$ae^{j\alpha}$ $re^{j\tau}$ $a=r(\tau+\tau_0)$
	I:β O:α	I:y_2 O:y_1	I:τ O:a

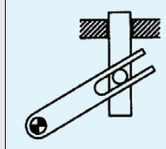
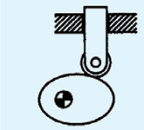
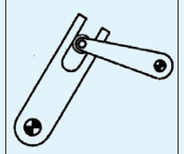
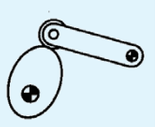
I:Input O:Output

Square Module 図3−8

SNE	CRP	FBL
		
$ce^{j\gamma}$ $de^{j\delta}$ $be^{j\beta}$ $ae^{j\alpha}$	$ce^{j\gamma}$ $de^{j\delta}$ $be^{j\beta}$ $ae^{j\alpha}$	$ce^{j\gamma}$ $de^{j\delta}$ $be^{j\beta}$ $ae^{j\alpha}$
I:b O:d, γ	I:b O:γ, δ	I:β O:γ, δ
$ce^{j\gamma}$ $de^{j\delta}$ $be^{j\beta}$ $ae^{j\alpha}$	$ce^{j\gamma}$ $de^{j\delta}$ $be^{j\beta}$ $ae^{j\alpha}$	$ce^{j\gamma}$ $de^{j\delta}$ $be^{j\beta}$ $ae^{j\alpha}$
I:γ O:b, d	I:γ O:b, δ	I:γ O:β, δ

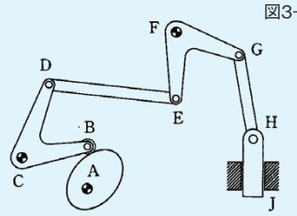
$ae^{j\alpha}+be^{j\beta}+de^{j\delta}=ce^{j\gamma}$ I:Input O:Output

Triangle Module 図3−9

Module name	TNG	TRN	DPT	OSC
Mechanical Element model				
Mathematical model / Defined mode	$ce^{j\gamma}$ $be^{j\beta}$ $ae^{j\alpha}$	$ce^{j\gamma}$ $be^{j\beta}$ $ae^{j\alpha}$	$ce^{j\gamma}$ $be^{j\beta}$ $ae^{j\alpha}$	$ce^{j\gamma}$ $be^{j\beta}$ $ae^{j\alpha}$
	I:b O:c, γ	I:b O:c, γ	I:β O:c, γ	I:β O:c, γ
Mathematical model / Reversed mode	$ce^{j\gamma}$ $be^{j\beta}$ $ae^{j\alpha}$	$ce^{j\gamma}$ $be^{j\beta}$ $ae^{j\alpha}$	$ce^{j\gamma}$ $be^{j\beta}$ $ae^{j\alpha}$	$ce^{j\gamma}$ $be^{j\beta}$ $ae^{j\alpha}$
	I:γ O:b, c	I:c O:b, γ	I:γ O:c, β	I:c O:β, γ

$ae^{j\alpha}+be^{j\beta}=ce^{j\gamma}$ I:Input O:Output

図3−10

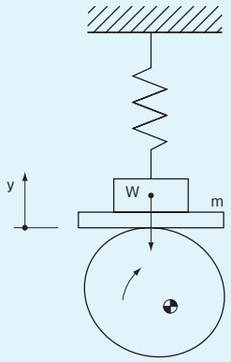


An example of cam and linkage mechanism

2-3-9 ジャンピング防止用ばねの設計

板カムなど非拘束型カムにおいては、カムフォロアがカムから離れないように従節を拘束するために重力、ばね、エアシリンダ等が用いられますが、回転数が上がり慣性力がこれらの拘束力より大きくなるとジャンピングが発生します。

図3−11



いま、図(3−11)に示す1自由度モデルに働く力fは質量をm、ばね定数をkとすれば次のようになります。

$$f=m\ddot{y}+ky+F_0+F_g \qquad (3-37)$$

ただし

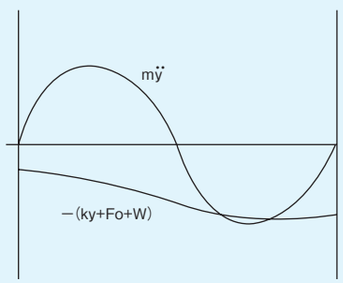
t_h :割り出し時間(s)
y_h :ストローク(m)
S :カム曲線無次元変位
A :カム曲線無次元加速度
F_0 :ばね初期張力(N)
F_g :重力により受ける力(=W:荷重(N))

$y=y_h\cdot S$、 $\ddot{y}=(y_h/t_h^2)\cdot A$

ですので式(3−37)は次のようになります。

$$f=(m\cdot y_h/t_h^2)\cdot A+k\cdot y_h\cdot S+F_0+W \qquad (3-38)$$

図3−12



ジャンピングが発生しないためにはf>0でなければなりません。

第1項は質量mによる慣性力で、加速度の値が加速域で正(下向き)、減速域で負(上向き)となります。また第2項以下は常に正(下向き)ですので、fの値が負(上向き)になるとすれば減速域であり、このとき従節はジャンピングを起こします。したがって、ばね定数kは次式を満足するように設定します。

$$k>-\{(m\cdot y_h/t_h^2)\cdot A+F_0+W\}/(y_h\cdot S) \qquad (3-39)$$

上式はS、Aを含み時間と共に変化するため計算機を用いて全周期を計算して決めなければならず、容易でない。

いま、減速域においてはA<0であるからA=A_{min}(減速域の無次元最大加速度)とおけば安全側であり、また対称カム曲線ではジャンピングはS>0.5でおきるのでS=0.5としておいても安全側となります。そこで、近似計算法として次式が導かれます。

$$k>2\cdot\{(m\cdot y_h/t_h^2)\cdot|A_{min}|-(F_0+W)\}/y_h \qquad (3-40)$$

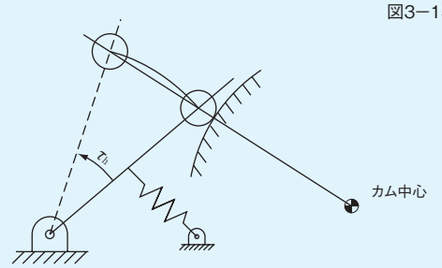
揺動従節の場合にはy_hの代わりに$r\cdot\tau_h$と置き換えます。

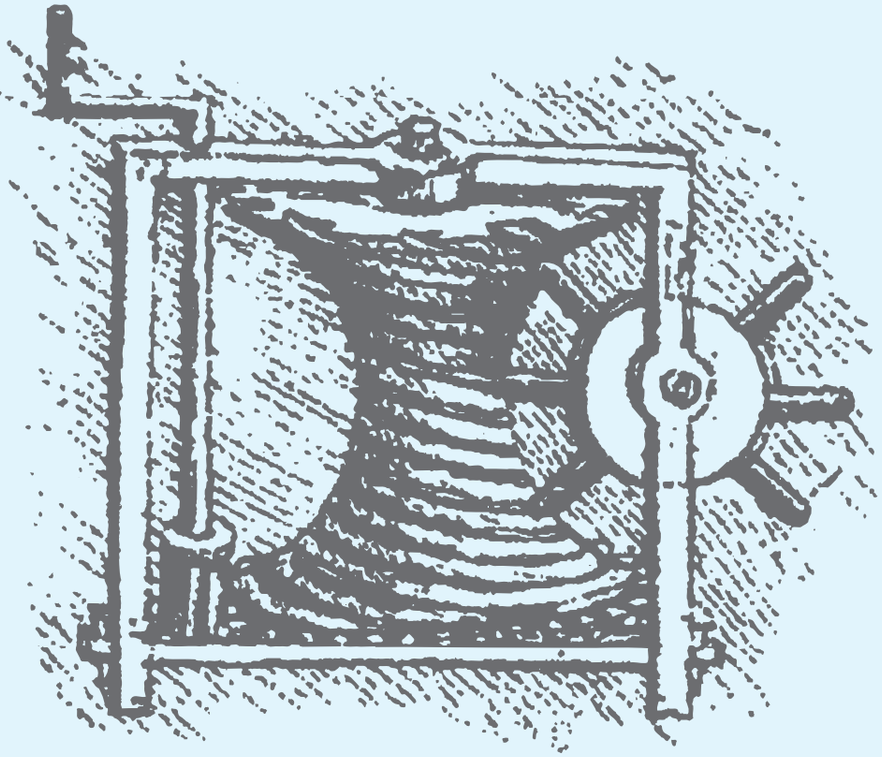
$$k>2\cdot\{(m\cdot r\cdot\tau_h/t_h^2)\cdot|A_{min}|-(F_0+W)\}/r/\tau_h \qquad (3-41)$$

τ_h :従節振り角(rad)
r :従節レバー長さ(m)

この場合、ばねの変位方向は揺動レバーの運動方向と常に一致しているわけではなく、角度は多少変化しますが、できるだけ一致するように図(3−13)のようにします。すなわちカムフォロアの割り出し開始点および完了点を結ぶ直線とばねが平行になるようにします。なお、図(3−13)ではレバー支点とカムフォロアの内分点にばねをかけていますので、実際に使うばねのばね定数はレバー比だけ大きなものを使います。

図3−13





Endless screw : This screw is an early version of today's roller gear. Leonardo Da Vinci (1452〜1519)

2-4 ●解説 カム曲線

2-4-1 カム曲線

インデックス装置の運動を考えるとき、カム曲線は速度特性、加速度特性、入力特性の優れた曲線であることが要求されます。なかでも加速度特性と入力特性はインデックス装置の精度、寿命などに大きな影響を与えるばかりでなく、これらの特性の向上はインデックス装置の高速化、高精度化への必要条件となります。

三共では、カム曲線として一般的な変形台形曲線(Modified Trapezoid)、変形正弦曲線(Modified Sine)、変形等速度曲線(Modified Constant Velocity)ほか、独自の技術で加速度特性と入力特性をアップしたSHP-5(Sankyo Half-Power Polynomial)、SMT-3、SMS-3、SMCV-3など多数のカム曲線を準備しています。

2-4-2 無次元カム曲線

通常、運動の大部分は、直進運動と回転運動に大別されます。したがって、入力と出力の関係は、

(a)二つの直進運動

(b)一つの直進運動と一つの回転運動

(c)二つの回転運動

のいずれかになります。

カムに例をとれば、直進従節直進カムは(a)の場合であり、パラレルインデックスカム、インデックスバレルカム、ローラギヤインデックスカムなどは(c)の場合に当てはまります。

いま、図(4−1)のように出力変位τが入力変位tの一意的な関数であるとします。すなわち、

$$\tau=\tau(t)$$

ここで、$\tau=\tau(t)$はつぎの境界条件を満たすものとします。

$t=t_0$のとき　$\tau=\tau_0$

$t=t_1$のとき　$\tau=\tau_1$

また、$t_1>t_0$、$\tau_1>\tau_0$としておいても一般性を失いません。入力無次元時間Tおよび出力無次元変位Sをつぎのように定義します。

$$T=\frac{t-t_0}{t_1-t_0}=\frac{t-t_0}{t_h},\quad S=\frac{\tau-\tau_0}{\tau_1-\tau_0}=\frac{\tau-\tau_0}{\tau_h} \qquad (4-1)$$

すなわち、$S=S(T)$かつ$t_0\leqq t\leqq t_1$とすれば、

$$S(0)=0,\ S(1)=1 \qquad (4-2)$$

となります。

SをTで順次微分すると、

$$V=\frac{dS}{dT},\quad A=\frac{d^2S}{dT^2},\quad J=\frac{d^3S}{dT^3} \qquad (4-3)$$

を得ます。これらはそれぞれ無次元速度、無次元加速度、および無次元躍動と呼ばれます。

(c)の場合の回転系において、入力軸の回転数をN(rpm)、ストップ数をSおよび割付角をθ_h(deg)とすれば、

$$T=\frac{t}{\frac{\theta_h}{360}\cdot\frac{60}{N}},\quad S=\frac{\tau}{\frac{2\pi}{S}} \qquad (4-4)$$

より式(4−1)および(4−2)を用いて、

$$\frac{d\tau}{dt}=\frac{d\tau}{dS}\cdot\frac{dT}{dt}\cdot\frac{dS}{dT}=\frac{2\pi}{S}\cdot\frac{N}{60}\cdot\frac{360}{\theta_h}\cdot\frac{dS}{dT}$$

$$\frac{12\pi N}{S\theta_h}\cdot V\ (\mathrm{rad\cdot s^{-1}}) \qquad (4-5)$$

同時に

$$\frac{d^2\tau}{dt^2}=\frac{72\pi N^2}{S\theta_h^2}\cdot A\ (\mathrm{rad\cdot s^{-1}}) \qquad (4-6)$$

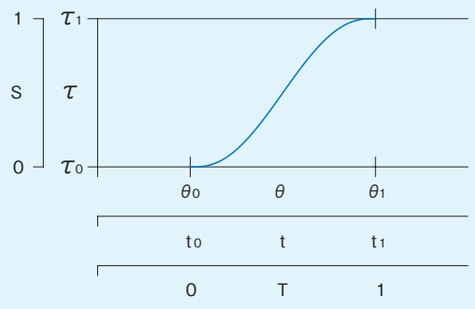
$$\frac{d^3\tau}{dt^3}=\frac{432\pi N^3}{S\theta_h^3}\cdot J\ (\mathrm{rad\cdot s^{-1}}) \qquad (4-7)$$

を得ます。これらは速度 v 、加速度 a 、躍動 j であり、無次元値と有次元値との関係は次のように書き直せます。

$$\left.\begin{aligned}\tau&=\tau_h\cdot S+\tau_0\\ v&=\frac{\tau_h}{t_h}\cdot V\\ a&=\frac{\tau_h}{t_h^2}\cdot A\\ j&=\frac{\tau_h}{t_h^3}\cdot J\end{aligned}\right| \qquad (4-8)$$

ただし、τ_hはストローク(最大変位)、t_hはストロークに要する時間で、次式で示されます。

カム曲線の変位曲線　図4−1



$$\tau_h=\frac{2\pi}{S},\quad t_h=\frac{\theta_h}{360}\cdot\frac{60}{N} \qquad (4-9)$$

このようにカム曲線を無次元化しておくことにより、つぎのような利便さが得られます。

(a)V_m、A_m、$(A\cdot V)_m$などの特性値により、カム曲線の優劣や適正を客観的かつ相対的に評価できる。

(b)ストロークや割出時間が与えられると任意時刻の変位・速度・加速度などが容易に表現できる。
(無次元カム曲線の百分表などを利用することにより手計算も容易)。

(c)割付角、回転数、ストロークなどの変更による運動特性の変化(最大速度、最大加速度など)が容易に計算できる。

(1)カム曲線の構成式

カム曲線の名称は加速度形状からつけられたもの、例えばサイクロイド曲線は、$0\leqq T\leqq 1$の加速度形状が1周期の正弦曲線で構成されており、速度、変位はそれぞれ積分することによって次式のように得られます。

$$\left.\begin{aligned}A&=A_m\sin 2\pi T\\ V&=\frac{1}{2\pi}A_m(1-\cos 2\pi T)\\ S&=\frac{1}{2\pi}A_m\left(T-\frac{1}{2\pi}\sin 2\pi T\right)\end{aligned}\right| \qquad (4-10)$$

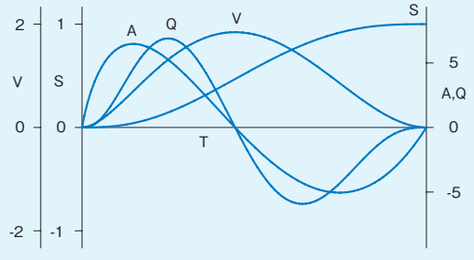
式(4−2)より $S(0)=0$、$S(1)=1$ を満足するようにA_mを定めると$A_m=2\pi$となります。

2-4-3 カム曲線の種類と特性

式(4−2)で述べたように、無次元カム曲線の条件は、唯一

$$S(0)=0,\quad S(1)=1 \qquad (4-11)$$

サイクロイド曲線　図4−2



であるため、途中の経路を自由に設定できます。しかし、通常使用されるカム曲線にはつぎのような性質が望まれます。

(a) 速度の連続性(開始時・完了時を含めて)があること。

(b) 加速度の連続性(同上)があること。

(c) それらの最大値Vm、Amが小さいこと。

(d)入力軸駆動トルクを代表する$(A\cdot V)_m$値が小さいこと。

これらの性質を実現するために、古くから研究がなされてきています。ここで一般に知られているカム曲線を構成式で分類すると、三角関数系、代数関数系、指数関数系のいずれかになります。

三角関数系の曲線には、一般的によく用いられる変形正弦曲線(MS:Modified Sine)、変形台形曲線(MT:Modified Trapezoid)、変形等速度曲線(MCV:Modified Constant Velocity)など[1]があります。これらのカム曲線は、定義域内をいくつかの小領域に分け、三角関数または代数関数で表現された各区間の構成式を少なくとも加速度まで連続に接続したものですが、これらの小領域の分割をパラメータで処理することによって汎用性を付与したユニバーサル曲線[2]があります。

伝統的な代数関数系の曲線には、等躍動曲線、5次曲線などありますが、あまり使われていません。これは、三角関数系の曲線が定義区間を適当に分割し、各区間で境界条件を満足するように合成することにより、A_mやV_mの値を下げることができたのに対し、伝統的な代数関数系の曲線では、全定義域を一つの多項式で表現したものが多く、特性値があまり改善されなかったからです。

しかし、三角関数系の合成曲線の作り方と同様の考え方で、代数関数式を用いて合成曲線を作ることもできます。この例としてはSMT-3、SMS-3、SMCV-3など[3]や、汎用のグローバルカム曲線[3]があります(後述)。

指数関数系の曲線には神保指数曲線[4]があります。この曲線は無限回微分可能かつ連続なカム曲線ですが、運動の立上りが極めて遅いため、V_m、A_mが共に大きく、使用例があまりありません。

カム曲線の変位曲線

表4−1

区分		カム曲線名	式	V_m	A_m	$(A\cdot V)_m$	$(V\cdot V)_m$	$(S\cdot V)_m$	備考
両停留曲線	対称曲線	等躍動	P	2.00	± 8.00	± 8.71	4.00	1.29	
		5次	P	1.88	± 5.77	± 6.69	3.52	1.19	
		サイクロイド	H	2.00	± 6.28	± 8.16	4.00	1.26	
		合成正弦（F−3）	H	2.00	± 5.13	± 8.12	4.00	1.20	
		合成正弦（F−5）	H	2.00	± 6.74	± 10.43	4.00	1.33	
		変形台形（MT）	H	2.00	± 4.89	± 8.09	4.00	1.20	T_a=1/8
		変形正弦（MS）	H	1.76	± 5.53	± 5.46	3.10	1.13	T_a=1/8
		変形等速度（MCV50）	H	1.28	± 8.01	± 5.73	1.63	1.07	T_a=1/16 T_b=1/4
		MCV25	H	1.48	± 6.19	± 5.14	2.19	1.10	
		SMT−3	P	2.00	± 4.57	± 7.75	4.00	1.16	
		SMS−3	P	1.82	± 4.85	± 5.71	3.31	1.13	
		SMCV−3	P	1.29	± 6.88	± 5.75	1.66	1.08	
		放物正弦	H	2.07	± 5.29	± 8.99	4.30	1.24	T_a=1/8
		神保指数	E	2.61	± 11.04	± 18.19	6.79	1.65	
	非対称曲線	非対称4次	P	2.00	+ 7.50 − 5.00	+ 9.90 − 6.60	4.00	1.15	T_a=0.4
		非対称6次	P	2.07	+ 8.13 − 5.97	+ 10.10 − 8.34	4.30	1.24	T_a=0.4
		非対称7次	P	2.03	+ 6.96 − 6.17	+ 8.84 − 8.24	4.11	1.25	T_1=0.2 T_2=0.7
		非対称サイクロイド	H	2.00	+ 7.85 − 5.24	+ 10.20 − 6.80	4.00	1.17	T_a=0.4
		非対称変形台形	H	2.00	+ 6.11 − 4.07	+ 10.11 − 6.74	4.00	1.09	m=2/3
		トラペクロイド	H	2.18	± 6.17	± 10.84	4.76	1.28	m=1
		SHP−5	P	1.84	+ 6.47 − 5.05	+ 6.89 − 5.92	3.40	1.14	
片停留曲線		片停留4次	P	1.74	+ 6.52 − 4.35	+ 7.49 − 3.92	3.02	1.01	T_a=0.4
		片停留5次	P	1.73	+ 4.58 − 6.67	+ 4.96 − 5.61	3.00	1.15	J_h=0
		複弦	H	2.04	+ 5.55 − 9.87	+ 7.75 − 9.89	4.16	1.39	
		片停留サイクロイド	H	1.76	± 5.53	± 6.32 − 4.86	3.10	1.10	m=1
			H	1.72	+ 6.75 − 4.50	+ 7.53 − 3.86	2.95	1.01	m=2/3
		片停留変形台形	H	1.92	± 4.44	± 7.11	3.67	1.14	m=1
			H	1.92	+ 4.68 − 4.22	+ 7.43 − 6.81	3.67	1.12	Ferguson
			H	1.94	+ 5.53 − 3.68	+ 8.63 − 6.48	3.77	1.04	m=2/3
		片停留変形正弦	H	1.66	± 5.21	± 4.86 − 4.33	2.76	1.06	T_a=1/8
		片停留トラペクロイド	H	1.74	± 4.91	± 6.86 − 4.26	3.02	1.05	T_a=1/8
無停留曲線		単弦	H	1.57	± 4.93	± 3.88	2.47	1.02	
		無停留変形台形	H	1.72	± 4.20	± 5.07	2.95	1.08	T_a=1/4
		無停留変形等速度	H	1.22	± 7.68	± 4.69	1.49	1.01	T_a=1/4

カム曲線の特性比較表　H:三角関数系　P:代数関数　E:指数関数

(1)カム曲線コード1　変形台形曲線（MT）

サイクロイド曲線は滑らかな加速度特性をもつ曲線ですが、最大加速度A_mが大きい。そこでこのA_mを下げるために、加速度の山のピークを平らにし、台形状にしたものが変形台形曲線です。A_mの値はサイクロイド曲線に対し、22%軽減されています。

式）

$$T_1=\frac{1}{8}$$

$$T_2=\frac{3}{8}$$

$$T_3=T_4=0.5$$

$$T_5=1-T_2$$

$$T_6=1-T_1$$

$$A_m=\frac{1}{T_2^2-T_1^2+\frac{4}{\pi}T_1(T_1+T_2)}=\frac{1}{\frac{1}{4}-T_1+\frac{2}{\pi}T_1}$$

$$V_1=V_6=\frac{2T_1}{\pi}A_m$$

$$V_2=V_5=A_m(T_2-T_1)+V_1$$

$$V_3=V_4=\frac{2}{\pi}(T_3-T_2)A_m+V_2$$

$$S_1=\frac{2T_1}{\pi}A_m\left(T_1-\frac{2T_1}{\pi}\right)$$

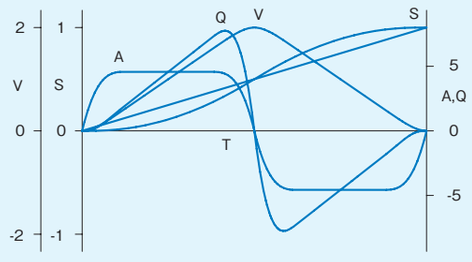
$$S_2=\frac{A_m}{2}(T_2-T_1)^2+V_1(T_2-T_1)+S_1$$

$$S_3=S_4=\left\{\frac{2}{\pi}(T_3-T_2)\right\}^2A_m+V_2(T_3-T_2)+S_2$$

$$S_5=1-S_2$$

$$S_6=1-S_1$$

変形台形曲線　図4−3



区間Ⅰ（$0 \leqq T \leqq T_1$）

$$A=A_m\sin\frac{\pi T}{2T_1}$$

$$V=\frac{2T_1}{\pi}A_m\left(1-\cos\frac{\pi T}{2T_1}\right)$$

$$S=\frac{2T_1}{\pi}A_m\left(T-\frac{2T_1}{\pi}\sin\frac{\pi T}{2T_1}\right)$$

区間Ⅱ（$T_1 \leqq T \leqq T_2$）

$$A=A_m$$

$$V=A_m(T-T_1)+V_1$$

$$S=\frac{A_m}{2}(T-T_1)^2+V_1(T-T_1)+S_1$$

区間Ⅲ（$T_2 \leqq T \leqq T_3$）

$$A=A_m\cos\frac{\pi(T-T_2)}{2(T_3-T_2)}$$

$$V=\frac{2}{\pi}(T_3-T_2)A_m\sin\frac{\pi(T-T_2)}{2(T_3-T_2)}+V_2$$

$$S=\left\{\frac{2}{\pi}(T_3-T_2)\right\}^2A_m\left\{1-\cos\frac{\pi(T-T_2)}{2(T_3-T_2)}\right\}+V_2(T-T_2)+S_2$$

区間Ⅴ（$T_4 \leqq T \leqq T_5$）

$$A=-A_m\sin\frac{\pi(T-T_4)}{2(T_5-T_4)}$$

$$V=\frac{2}{\pi}(T_5-T_4)A_m\left\{\cos\frac{\pi(T-T_4)}{2(T_5-T_4)}-1\right\}+V_4$$

$$S=\frac{2}{\pi}(T_5-T_4)A_m\left\{\frac{2}{\pi}(T_5-T_4)\sin\frac{\pi(T-T_4)}{2(T_5-T_4)}-(T-T_4)\right\}+V_4(T-T_4)+S_4$$

区間Ⅵ（$T_5 \leqq T \leqq T_6$）

$$A=-A_m$$

$$V=-A_m(T-T_5)+V_5$$

$$S=-\frac{A_m}{2}(T-T_5)^2+V_5(T-T_5)+S_5$$

区間Ⅶ（$T_6 \leqq T \leqq 1$）

$$A=-A_m\cos\frac{\pi(T-T_6)}{2(1-T_6)}$$

$$V=-\frac{2}{\pi}(1-T_6)A_m\sin\frac{\pi(T-T_6)}{2(1-T_6)}+V_6$$

$$S=\left\{\frac{2}{\pi}(1-T_6)\right\}^2A_m\left\{\cos\frac{\pi(T-T_6)}{2(1-T_6)}-1\right\}+V_6(T-T_6)+S_6$$

MT曲線では、A_mは改善されていますが、V_mはサイクロイド曲線と同一です。そこで、A_mは大きくせずに、V_mを下げたものにMS曲線があります。

(2)カム曲線コード2　変形正弦曲線(MS)

MSは非常に滑らかな曲線であり、最大速度V_mやカム軸トルク係数$(A\cdot V)_m$が小さく、A_mも小さいので標準曲線として広く用いられています。MTと比較してV_mは小さく、A_mがやや大きい。

式)　$T_1=T_2=\dfrac{1}{8}$

$T_3=T_4=0.5$

$T_5=T_6=1-T_1$

$A_m=\dfrac{1}{\dfrac{2T_1}{\pi}+\dfrac{2-8T_1}{\pi^2}}$

$V_1=V_2=V_5=V_6=\dfrac{2}{\pi}T_1A_m$

$V_3=V_4=\dfrac{2}{\pi}(T_3-T_2)A_m+V_2$

$S_1=S_2=\dfrac{2T_1^2}{\pi}A_m-\left\{\dfrac{2T_1}{\pi}\right\}^2A_m$

$S_3=S_4=\left\{\dfrac{2}{\pi}(T_3-T_2)\right\}^2A_m+V_2(T_3-T_2)+S_2$

$S_5=S_6=1-S_1$

区間Ⅰ$(0\leqq T\leqq T_1)$

$A=A_m\sin\dfrac{\pi T}{2T_1}$

$V=\dfrac{2T_1}{\pi}A_m\left\{1-\cos\dfrac{\pi T}{2T_1}\right\}$

$S=\dfrac{2T_1}{\pi}A_m\left\{T-\dfrac{2T_1}{\pi}\sin\dfrac{\pi T}{2T_1}\right\}$

区間Ⅲ$(T_2\leqq T\leqq T_3)$

$A=A_m\cos\dfrac{\pi(T-T_2)}{2(T_3-T_2)}$

$V=\dfrac{2}{\pi}(T_3-T_2)A_m\sin\dfrac{\pi(T-T_2)}{2(T_3-T_2)}+V_2$

$S=\left\{\dfrac{2}{\pi}(T_3-T_2)\right\}^2A_m\left\{1-\cos\dfrac{\pi(T-T_2)}{2(T_3-T_2)}\right\}$
$+V_2(T-T_2)+S_2$

区間Ⅴ$(T_4\leqq T\leqq T_5)$

$A=-A_m\sin\dfrac{\pi(T-T_4)}{2(T_5-T_4)}$

$V=\dfrac{2}{\pi}(T_5-T_4)A_m\left\{\cos\dfrac{\pi(T-T_4)}{2(T_5-T_4)}-1\right\}+V_4$

$S=\dfrac{2}{\pi}(T_5-T_4)A_m\left\{\dfrac{2}{\pi}(T_5-T_4)\sin\dfrac{\pi(T-T_4)}{2(T_5-T_4)}\right.$
$\left.-(T-T_4)\right\}+V_4(T-T_4)+S_4$

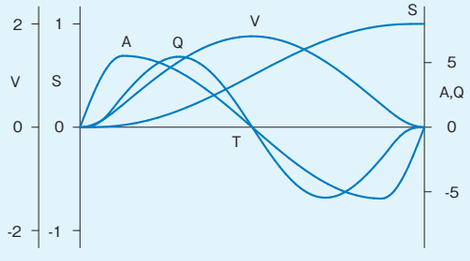
区間Ⅶ$(T_6\leqq T\leqq 1)$

$A=-A_m\cos\dfrac{\pi(T-T_6)}{2(1-T_6)}$

$V=-\dfrac{2}{\pi}(1-T_6)A_m\sin\dfrac{\pi(T-T_6)}{2(1-T_6)}+V_6$

$S=\left\{\dfrac{2}{\pi}(1-T_6)\right\}^2A_m\left\{\cos\dfrac{\pi(T-T_6)}{2(1-T_6)}-1\right\}$
$+V_6(T-T_6)+S_6$

変形正弦曲線　図4−4



(3)カム曲線コード3　変形等速度曲線(MCV50)

速度の山をさらに低くするためには、速度曲線のピークを平らにすれば良い。すなわち、加速度0の等速区間を設けることですが、この場合にはA_mが大きくなってしまうため、等速区間を必要とする機構にのみ用いられることが多い。
また、パラレルインデックスカムでは機構的な制約条件からV_mの低い曲線が望ましいのでよく使用されます。

式)　$T_1=T_2=\dfrac{1}{16}$

$T_3=\dfrac{1}{4}$

$T_4=1-T_3$

$T_5=T_6=1-T_1$

$A_m=\dfrac{1}{\dfrac{2}{\pi}\left\{\left(2-\dfrac{8}{\pi}\right)T_1T_3+\left(\dfrac{4}{\pi}-2\right)T_3^2+T_3\right\}}$

$V_1=V_2=V_5=V_6=\dfrac{2T_1}{\pi}A_m$

$V_3=V_4=\dfrac{2}{\pi}(T_3-T_2)A_m+V_2=\dfrac{2}{\pi}T_3A_m$

$S_1=S_2=\dfrac{2T_1^2}{\pi}A_m-\left\{\dfrac{2T_1}{\pi}\right\}^2A_m$

$S_3=\left\{\dfrac{2}{\pi}(T_3-T_2)\right\}^2A_m+V_2(T_3-T_2)+S_2$

$S_4=1-S_3$

$S_5=S_6=1-S_1$

区間Ⅰ$(0\leqq T\leqq T_1)$

$A=A_m\sin\dfrac{\pi T}{2T_1}$

$V=\dfrac{2T_1}{\pi}A_m\left\{1-\cos\dfrac{\pi T}{2T_1}\right\}$

$S=\dfrac{2T_1}{\pi}A_m\left\{T-\dfrac{2T_1}{\pi}\sin\dfrac{\pi T}{2T_1}\right\}$

区間Ⅲ$(T_2\leqq T\leqq T_3)$

$A=A_m\cos\dfrac{\pi(T-T_2)}{2(T_3-T_2)}$

$V=\dfrac{2}{\pi}(T_3-T_2)A_m\sin\dfrac{\pi(T-T_2)}{2(T_3-T_2)}+V_2$

$S=\left\{\dfrac{2}{\pi}(T_3-T_2)\right\}^2A_m\left\{1-\cos\dfrac{\pi(T-T_2)}{2(T_3-T_2)}\right\}$
$+V_2(T-T_2)+S_2$

区間Ⅳ$(T_3\leqq T\leqq T_4)$

$A=0$

$V=V_3=V_m$

$S=V_3(T-T_3)+S_3$

区間Ⅴ$(T_4\leqq T\leqq T_5)$

$A=-A_m\sin\dfrac{\pi(T-T_4)}{2(T_5-T_4)}$

$V=\dfrac{2}{\pi}(T_5-T_4)A_m\left\{\cos\dfrac{\pi(T-T_4)}{2(T_5-T_4)}-1\right\}+V_4$

$S=\dfrac{2}{\pi}(T_5-T_4)A_m\left\{\dfrac{2}{\pi}(T_5-T_4)\sin\dfrac{\pi(T-T_4)}{2(T_5-T_4)}\right.$
$\left.-(T-T_4)\right\}+V_4(T-T_4)+S_4$

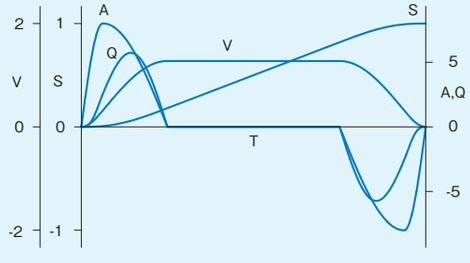
区間Ⅶ$(T_6\leqq T\leqq 1)$

$A=-A_m\cos\dfrac{\pi(T-T_6)}{2(1-T_6)}$

$V=-\dfrac{2}{\pi}(1-T_6)A_m\sin\dfrac{\pi(T-T_6)}{2(1-T_6)}+V_6$

$S=\left\{\dfrac{2}{\pi}(1-T_6)\right\}^2A_m\left\{\cos\dfrac{\pi(T-T_6)}{2(1-T_6)}-1\right\}$
$+V_6(T-T_6)+S_6$

変形等速度50曲線　図4−5



(4)カム曲線コード4　SHP-5曲線

カム曲線S=S(T)において

$$S(1-T)=1-S(T) \qquad (4-12)$$

を満足するものが、対称曲線であり、T=0.5が対称軸となります。対称曲線は公称最大加速度A_mが相対的に小さく、カムを逆転させても特性は変わりません。一方、非対称曲線は減速域で発生する負の加速度を低く抑え、振動を制御する効果をもっています。実際の機械の運用においては、減速域では加速域より大きな加速度が発生します。特に、高速間欠割出装置では、残留振動を抑制する意味において減速域の特性が重要であり、加速域のA_mを悪くしても減速域の特性が向上すれば機構全体として、良い運動特性を示します。このような目的で開発された非対称曲線の一つがSHP-5曲線[5)]です。

式)　$A=168T-420T\sqrt{T}+252T^2$

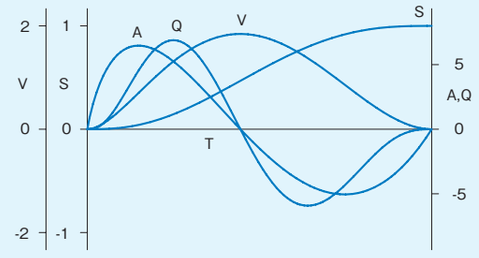
$V=84T^2-168T^2\sqrt{T}+84T^3$

$S=28T^3-48T^3\sqrt{T}+21T^4$

SHP-5曲線は

$S=aT^3+bT^{3+z}+cT^4$においてZ=0.5の時の値です。

SHP-5曲線　図4−6



(5)カム曲線コード5　変形等速度曲線(MCV25)

MCV50では等速区間が時間で50%あるのに対し、25%にしたものがMCV25です。

この曲線は、A_m、V_mの特性値がMCV50、MSの中間に位置し、MSではV_mが大きすぎ、MCVではA_mが大きすぎというような場合に用いられています。(特にパラレルインデックスカムにおいて多用されています)。

式)　$T_1=T_2=\dfrac{3}{32}$

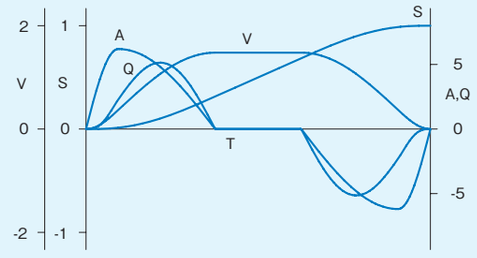
$T_3=\dfrac{3}{8}$

$T_4=1-T_3$

$T_5=T_6=1-T_1$

上記パラメータ以外の構成式はMCV50と同一です。

MCV25曲線　図4−7



(6)カム曲線コード6　SMT-3曲線

MTにおける各区間の接続曲線を正弦曲線から代数関数式(モデル3では3次式)に置き換えたものがSMTです。加速度の時間配分はMTと同一で、このときVmは変わらずA_mが約7%低減します。

式)　$T_1=\dfrac{1}{8}$

$T_2=\dfrac{3}{8}$

$T_3=T_4=0.5$

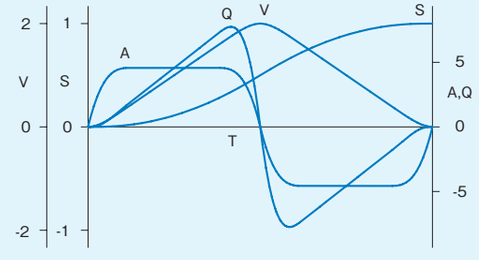
$T_5=1-T_2$

$T_6=1-T_1$

$S_3=0.5$

$A_m=\dfrac{20S_3}{9T_3^2-T_2^2+T_1^2+2T_2T_3-5T_1\cdot T_3}$

SMT-3曲線　図4−8



区間 I (0≦T≦T_1)

$A=\dfrac{A_m}{T_1^3}(T-T_1)^3+A_m$

$V=\dfrac{A_m}{4T_1^3}\{(T-T_1)^4-T_1^4\}+A_mT$

$S=\dfrac{A_m}{20T_1^3}\{(T-T_1)^5+T_1^5-5T_1^4\cdot T\}+\dfrac{A_m}{2}T^2$

区間 II (T_1≦T≦T_2)

$A=A_m$

$V=A_m(T-T_1)+V_1$

$S=\dfrac{A_m}{2}(T-T_1)^2+V_1(T-T_1)+S_1$

区間 III (T_2≦T≦T_3)

$A=-\dfrac{A_m}{(T_3-T_2)^3}(T-T_2)^3+A_m$

$V=-\dfrac{A_m}{4(T_3-T_2)^3}(T-T_2)^4+A_m(T-T_2)+V_2$

$S=-\dfrac{A_m}{20(T_3-T_2)^3}(T-T_2)^5+\dfrac{A_m}{2}(T-T_2)^2$

$+V_2(T-T_2)+S_2$

区間 V (T_4≦T≦T_5)

$A=-A_m\dfrac{(T-T_4)^3}{(T_5-T_4)^3}+3A_m\dfrac{(T-T_4)^2}{(T_5-T_4)^2}$

$-3A_m\dfrac{(T-T_4)}{(T_5-T_4)}$

$V=\dfrac{A_m(T-T_4)^4}{4(T_5-T_4)^3}+\dfrac{A_m(T-T_4)^3}{(T_5-T_4)^2}$

$-\dfrac{3A_m(T-T_4)^2}{2(T_5-T_4)}+V_4$

$S=-\dfrac{A_m(T-T_4)^5}{20(T_5-T_4)^3}+\dfrac{A_m(T-T_4)^4}{4(T_5-T_4)^2}$

$-\dfrac{A_m(T-T_4)^3}{2(T_5-T_4)}+V_4(T-T_4)+S_4$

区間 VI (T_5≦T≦T_6)

$A=-A_m$

$V=-A_m(T-T_5)+V_5$

$S=-\dfrac{A_m}{2}(T-T_5)^2+V_5(T-T_5)+S_5$

区間 VII (T_6≦T≦1)

$A=\dfrac{A_m}{(1-T_6)^3}(T-T_6)^3-A_m$

$V=\dfrac{A_m}{4(1-T_6)^3}(T-T_6)^4-A_m(T-T_6)+V_6$

$S=\dfrac{A_m}{20(1-T_6)^3}(T-T_6)^5-\dfrac{A_m}{2}(T-T_6)^2$

$+V_6(T-T_6)+S_6$

(7)カム曲線コード7　SMS-3曲線

同様に、MSにおける各区間の接続曲線を正弦曲線から代数関数式（モデル3では3次式）に置き換えたものがSMSです。加速度の時間配分はMSと同一で、このときVmはやや大きく、Amは12%低減しています。なおMTと比べ、Vm、Am共に小さな特性値を示しています。

式）　$T_1=T_2=\frac{1}{8}$

$T_3=T_4=0.5$

$T_5=T_6=1-T_1$

$S_3=0.5$

$A_m=\frac{S_3}{\left(\frac{9}{20}T_3^2-\frac{3}{20}T_1\cdot T_3\right)}$

区間 I（$0\leqq T\leqq T_1$）

$A=\frac{A_m}{T_1^3}(T-T_1)^3+A_m$

$V=\frac{A_m}{4T_1^3}\{(T-T_1)^4-T_1^4\}+A_mT$

$S=\frac{A_m}{20T_1^3}\{(T-T_1)^5+T_1^5-5T_1^4\cdot T\}+\frac{A_m}{2}T^2$

区間 III（$T_2\leqq T\leqq T_3$）

$A=-\frac{A_m}{(T_3-T_2)^3}(T-T_2)^3+A_m$

$V=-\frac{A_m}{4(T_3-T_2)^3}(T-T_2)^4+A_m(T-T_2)+V_2$

$S=-\frac{A_m}{20(T_3-T_2)^3}(T-T_2)^5+\frac{A_m}{2}(T-T_2)^2$
$+V_2(T-T_2)+S_2$

区間 V（$T_4\leqq T\leqq T_5$）

$A=-A_m\frac{(T-T_4)^3}{(T_5-T_4)^3}+3A_m\frac{(T-T_4)^2}{(T_5-T_4)^2}$
$-3A_m\frac{(T-T_4)}{(T_5-T_4)}$

$V=-\frac{A_m(T-T_4)^4}{4(T_5-T_4)^3}+\frac{A_m(T-T_4)^3}{(T_5-T_4)^2}$
$-\frac{3A_m(T-T_4)^2}{2(T_5-T_4)}+V_4$

$S=-\frac{A_m(T-T_4)^5}{20(T_5-T_4)^3}+\frac{A_m(T-T_4)^4}{4(T_5-T_4)^2}$
$-\frac{A_m(T-T_4)^3}{2(T_5-T_4)}+V_4(T-T_4)+S_4$

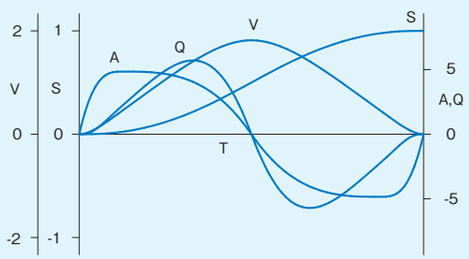
区間 VII（$T_6\leqq T\leqq 1$）

$A=\frac{A_m}{(1-T_6)^3}(T-T_6)^3-A_m$

$V=\frac{A_m}{4(1-T_6)^3}(T-T_6)^4-A_m(T-T_6)+V_6$

$S=\frac{A_m}{20(1-T_6)^3}(T-T_6)^5-\frac{A_m}{2}(T-T_6)^2$
$+V_6(T-T_6)+S_6$

SMS-3曲線　図4−9



(8)カム曲線コード8　SMCV-3曲線

同様にMCVにおける各区間の接続曲線を代数関数式（モデル3では3次式）に置き換えたものが、SMCVです。加速度の時間配分はMCVと同一で、このときVmはほとんど変化はなく、Amが14%低減しています。

式）　$T_1=T_2=\frac{1}{16}$

$T_3=\frac{1}{4}$

$T_4=1-T_3$

$T_5=T_6=1-T_1$

$A_m=\frac{1}{\left(-\frac{3}{5}T_3^2-\frac{3}{10}T_1\cdot T_3+\frac{3}{4}T_3\right)}$

区間 I（$0\leqq T\leqq T_1$）

$A=\frac{A_m}{T_1^3}(T-T_1)^3+A_m$

$V=\frac{A_m}{4T_1^3}\{(T-T_1)^4-T_1^4\}+A_mT$

$S=\frac{A_m}{20T_1^3}\{(T-T_1)^5+T_1^5-5T_1^4\cdot T\}+\frac{A_m}{2}T^2$

区間 III（$T_2\leqq T\leqq T_3$）

$A=-\frac{A_m}{(T_3-T_2)^3}(T-T_2)^3+A_m$

$V=-\frac{A_m}{4(T_3-T_2)^3}(T-T_2)^4+A_m(T-T_2)+V_2$

$S=-\frac{A_m}{20(T_3-T_2)^3}(T-T_2)^5+\frac{A_m}{2}(T-T_2)^2$
$+V_2(T-T_2)+S_2$

区間 IV（$T_4\leqq T\leqq T_5$）

$A=0$

$V=V_3$

$S=V_3(T-T_3)+S_3$

区間 V（$T_4\leqq T\leqq T_5$）

$A=-A_m\frac{(T-T_4)^3}{(T_5-T_4)^3}+3A_m\frac{(T-T_4)^2}{(T_5-T_4)^2}$
$-3A_m\frac{(T-T_4)}{(T_5-T_4)}$

$V=-\frac{A_m(T-T_4)^4}{4(T_5-T_4)^3}+\frac{A_m(T-T_4)^3}{(T_5-T_4)^2}$
$-\frac{3A_m(T-T_4)^2}{2(T_5-T_4)}+V_4$

$S=-\frac{A_m(T-T_4)^5}{20(T_5-T_4)^3}+\frac{A_m(T-T_4)^4}{4(T_5-T_4)^2}$
$-\frac{A_m(T-T_4)^3}{2(T_5-T_4)}+V_4(T-T_4)+S_4$

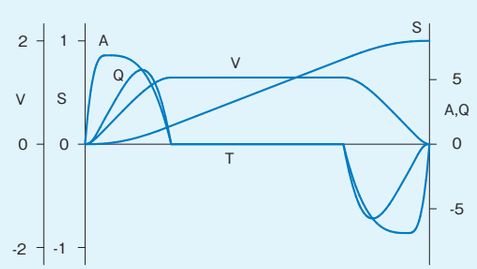
区間 VII（$T_6\leqq T\leqq 1$）

$A=\frac{A_m}{(1-T_6)^3}(T-T_6)^3-A_m$

$V=\frac{A_m}{4(1-T_6)^3}(T-T_6)^4-A_m(T-T_6)+V_6$

$S=\frac{A_m}{20(1-T_6)^3}(T-T_6)^5-\frac{A_m}{2}(T-T_6)^2$
$+V_6(T-T_6)+S_6$

SMCV-3曲線　図4−10



2-4-4 汎用カム曲線

これまでに述べてきました常用のカム曲線は、使用時の条件に応じて適するものが選択されるわけですが、別の動作との同期を必要とする場合や、最大速度を下げたい場合、経路を指定し、干渉を回避したい場合等にはそれぞれの目的に応じた新しい曲線を作ることも必要となります。

このような時、曲線のパラメータを変えることにより目的とする曲線が作れるような自由度のある汎用カム曲線を使うことができます。

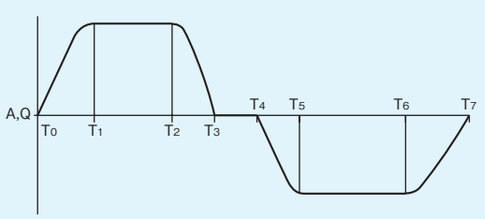
汎用カム曲線には、ユニバーサル、グローバル、GMCV、OPPCCカム曲線等があります。

(1) ユニバーサルカム曲線[2)]

Neklutinらの提唱したMT、MS、MCVなどの正弦曲線による合成関数は図(4−11)のようにカム曲線の定義域を7つの領域に分割したとき、T_0〜T_7の各パラメータを指定することにより自動的に創り出すことができます。これが牧野氏の考案したユニバーサルカム曲線です。

前節で示した各カム曲線の構成式は、ユニバーサルカム曲線の区間分割番号と対応しており、例えば、$T_0=0$、$T_1=0.125$、$T_2=0.375$、$T_3=T_4=0.5$、$T_5=0.625$、$T_6=0.875$、$T_7=1$のときはMTです。このように、T_0からT_7を自由に設定することにより、三角関数系のカム曲線は全て作ることができます。

ユニバーサルカム曲線　図4−11



(2) グローバルカム曲線[3)]

前述のような汎用性のあるカム曲線創成の考え方を代数関数で表現することも可能です。すなわち、各区間の接続曲線を2次式、3次式などで置き換えたものがグローバルカム曲線です。この曲線の3次式での構成式はすでにSMT−3、SMS−3、SMCV−3で示しました。

T_0からT_7のパラメータを同じにして、代数関数で構成したときの特性値の比較を表(4−2)に示す。ここで−2は2次式、−3は3次式です。

もし、特性値においてユニバーサルカム曲線のそれと5%以上の差異を有意差であるとすれば、3次曲線での特性値はV_mと$(A\cdot V)_m$に有意差がなく、A_mに優れており、有意差が認められます。なお、躍動に関してはグローバルカム曲線の方が悪くなっています。

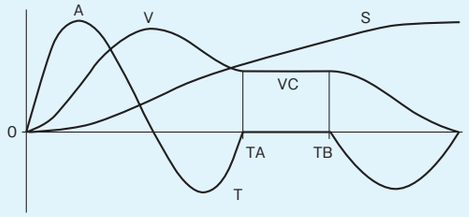
三角関数系カム曲線と代数関数系カム曲線　図4−2

区　分	カム曲線名	V_m	A_m	$(A\cdot V)_m$
MTグループ	MT	2.00	±4.89	±8.09
	SMT−2	2.00	±4.80	±7.93
	SMT−3	2.00	±4.57	±7.75
MSグループ	MS	1.76	±5.53	±5.46
	SMS−2	1.78	±5.33	±5.47
	SMS−3	1.82	±4.85	±5.71
MCVグループ	MCV	1.28	±8.01	±5.73
	SMCV−2	1.28	±7.68	±5.67
	SMCV−3	1.29	±6.88	±5.75

(3) 等速系のカム曲線ーGMCVカム曲線

ロータリ型の場合やコンベア駆動のようなリニア型のインデックス機構では他の機構の動作との同期を得るために所定の時間、所定の同期速度が必要なときがあります。このような場合に準備されているのがGMCV(General Modified Constant Velocity)カム曲線であり、図(4−12)にその例を示します。この例では同期開始時刻T_A、同期完了時刻T_Bおよび無次元同期速度V_Cが指定できるようになっています。なお、このカム曲線はユニバーサルカム曲線やグローバルカム曲線では作ることができません。これらの曲線ではMCV50のように速度の山が一つのものに限られるからです。また、GMCVを二つのカム曲線の持続と考える場合には、複数のユニバーサルカム曲線の持続として作ることができますが、このとき、同期速度を満たすようにT_0〜T_7の値を決めるには繰返し計算が必要となり、容易ではありません。

GMCVカム曲線　図4−12



(4) 厳正値を通るカム曲線ーOPPCCカム曲線

干渉回避のためや他の機構との同期を目的とするような場合、所定時刻における変位、速度および加速度などの厳正値を求めなければならない場合があります。このような条件の数がn個あるとします。カム曲線を両停留曲線とすれば境界条件は、$S(0)=V(0)=V(1)=A(0)=A(1)=0$、$S(1)=1$となり、このとき(n+6)個のパラメータをもつカム曲線が必要になります。したがって、

$$S(T)=\sum_{i=0}^{n+6-1}a_iT^i=\sum_{i=0}^{n+5}a_iT^i$$

なる式を定義し、この式からaiを定めてやればよいことになります。

2-4-5 カム曲線の選定

このようにカム曲線にはパラメータが標準的に設定されているいわばレディメイドのものと、パラメータを指定してそれぞれの特殊な仕様を満足させるオーダメイドのものがあります。インデックス用に用いられるのは両停留カム曲線で、停止—割出—停止のサイクルを行います。このうち、非対称カム曲線は減速域の制振を目的に用いられるものであり、減速域の最大加速度を抑制し、過渡振動を抑えようとするものです。このタイプのカム曲線を用いたカムでは、回転方向を間違えると特性が悪化するので注意を要します。通常の目的のためには対称カム曲線で充分です。

現在、最も一般的に使用されているカム曲線は、MT、MS、MCVです。すでに述べたようにMTは最大加速度A_mが小さく、高速軽荷重向きであるといわれています。MSはA_mが手頃でしかも$(A\cdot V)_m$値が小さいため入力軸回転むらが小さく、最も無難なカム曲線として評価されており、およそインデックス機構用カムの70%がこの曲線を使っています。MCVはV_mが小さいので低速・重荷重用に適しているといわれていますが、用途としては、等速部を必要とする機構に使われることが多い。

一般に、V_mが大きいとカムの圧力角が大きくなり、必要とするトルクを得るためにはカムを大きくしなければなりませんし、A_mが大きいとカムの曲率半径が小さくなり、切下げが発生しやすくなるのでこれらの値は小さいほどよいといえます。また、$(A\cdot V)_m$値はカム軸トルクを代表するものであり、この値が小さければ駆動モータの定格容量が小さくてすむので、これも小さい方がよい。これらを考慮に入れ、それぞれの使用方法に合うカム曲線を選定すればよいことになります。

なお、これらの特性値はあくまでも無次元パラメータにすぎないので、この値のみで全てを判断してはなりません。

例えば、実際の慣性トルクは入力軸の回転数Nの2乗に比例し、割付角θnの2乗に反比例し、ストップ数Sに反比例し、無次元加速度Aに比例します。したがって、無次元加速度が20%大きなカム曲線を使っても割付角を10%大きくすれば、むしろ慣性トルクは軽減されます。

2-4-6 カム曲線の接続

(2−4−3)節で述べたようにカム曲線は基本的に両停留、片停留および無停留曲線に分類されます。停留とは速度、加速度が0であることを意味しますから、停止—割出—停止型の動作では両停留カム曲線が使われます。それ以外では不連続になってしまいます。

一方、両端が同時に加速度が零でなくともよい場合には、片停留または無停留カム曲線が使われます。端点の加速度が零でなく有限値でかまわなければ、V_m、A_mがさらに小さな片停留または無停留カム曲線が使えるからです。両停留では前後が停止領域なので他の曲線との接続問題は発生せず、割付角は自由に設定できます。

しかしながら片停留、無停留ではそうはいきません。上り工程完了時と下り工程の開始時で変位、速度および加速度が連続でなければなりません(図4−13)。

式(4−8)から変位の連続性は自明です。また、無次元速度は割出の開始時および完了時において共に零です。(有限値のカム曲線のときは実際の速度も連続になるように条件式を与えることになる)。いま、上り工程、下り工程をそれぞれ添字1、2であらわすものとすれば、次式が成立しなければなりません。

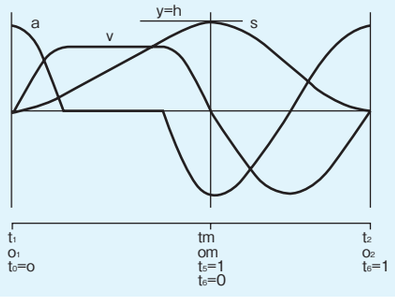
$$a_1=a_2=\frac{\tau_{n1}}{t_{n1}^2}A_1=\frac{\tau_{n2}}{t_{n2}^2}A_2 \qquad (4-14)$$

揺動運動では振り角は上り工程と下り工程で等しいから

$$\tau_{n1}=\tau_{n2} \quad \therefore \frac{A_1}{t_{n1}^2}=\frac{A_2}{t_{n2}^2} \qquad (4-15)$$

すなわち、カム曲線の無次元加速度は割付角の比に依存するため、これらを満足するようなカム曲線を新たに作る必要があります。逆に、既存の片停留または無停留カム曲線を用いる場合には上式を満足するように割付角を決めればよいことになります。

カム曲線の接続 図4−13



2-4-7 カム曲線の基準形と反転形—変換則

S(1−T)=1−S(T)なる性質をもつ対称形のカム曲線において、変位曲線は(T、S)=(0.5、0.5)で点対称、速度曲線はT=0.5に対して線対称、加速度曲線は(T、S)=(0.5、0.5)に対して点対称です。したがって、このような性質をもつ曲線では方向性を意識する必要はありません。さて、このような性質をもたないカム曲線、すなわち非対称カム曲線を考えてみましょう。

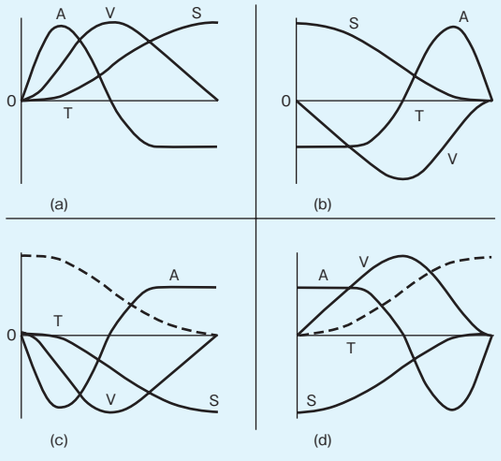
図(4−14)は一つの非対称カム曲線図(4−14−a)をT=1の軸で反転して得られた図(4−14−b)、S=0の軸で反転して得られた図(4−14−c)、およびこれをT=1の軸で反転して得られた図(4−14−d)からなっています。なお破線は上方に単位だけ変位曲線を平行移動したものであります。

図(4−14−a)が上り工程をあらわすとすると、図(4−14−b)および図(4−14−c)は変位曲線Sが減少関数であることから下り工程をあらわしていると考えてよい。しかしこれらは、カム曲線の基本条件式(4−2)を満たしていません。したがって、これをカム曲線として考えることはできません。カム曲線とみなしうるのは図(4−14−a)および図(4−14−d)(破線)だけです。ところが、図(4−14−d)は図(4−14−a)から作られたものですから、これを別々のカム曲線として意識する必要はありません。そこで、これらは基本形のカム曲線および反転形のカム曲線と呼ばれます。図(4−14−a)から図(4−14−d)に変換するには、つぎのようにします。

$$\left.\begin{aligned} &T\rightarrow 1-T\\ &S\rightarrow -S,\ (S\rightarrow 1-S)\end{aligned}\right\} \qquad (4-16)$$

割出用のカムは別として、上り工程と下り工程があり、これらに同じカム曲線、同じ割付角・同じ出力変位(符号は異なるが)を与えるものとすれば、上り工程が基準形、下り工程が反転形という識別で処理でき、同じカム曲線が使えます。

カム曲線の変換パターン 図4−14



2-4-8 カム曲線百分表の利用方法

A158〜A167に示されている表(1−1)〜表(5−1)のカム曲線百分表は代表的な標準曲線を0≦T≦1の範囲で100等分割した各Tにおける無次元の変位S、速度V、加速度Aおよび$Q(=A\cdot V)$の値を示します。これらの数値を使い、実際の時間 t 、変位 y、速度 v、加速度 a などを求めることができます。無次元値と実際の値との関係は式(4—8)で示したように

$$\left.\begin{aligned} t&=t_0+t_h\cdot T\\ y&=y_0+y_h\cdot S\\ v&=\frac{y_h}{t_h}V\\ a&=\frac{y_h}{t_n^2}A\end{aligned}\right\} \qquad (4-17)$$

です。1例として図(4−15)に間欠移送コンベアのタイミングチャートを示します。この例では、移送距離y_h=200mm、サイクルタイム2秒、移送時間t_h=1.5秒、停止時間0.5秒、カム曲線MSが指定されています。このとき、

任意の時刻における変位を求めると、つぎのようになります。

(a) 任意の時刻における変位

割出開始後0.6秒後のy、v、aを求めてみる。

t=0.6秒の無次元時間Tは、

$$T=\frac{0.6}{1.5}=0.4$$

このときのS、V、Aの値はA160に示されている表(2—1)から得られる。したがって、

$$y=200\times 0.328=65.6\ (\mathrm{mm})$$

$$v=\frac{200}{1.5}\times 1.65=220\ (\mathrm{mm/s})$$

$$a=\frac{200}{1.5^2}\times 2.25=200\ (\mathrm{mm/s^2})$$

を得ます。つぎに、任意の変位に達する時刻を求めると、つぎのようになります。

(b) 任意の変位に達する時刻。

コンベアが90mmまで移送される時の時刻を求めてみる。

90mm変位したときの無次元変位Sは、

$$S=\frac{90}{200}=0.45$$

このときのTの値はA160表(2−1)には示されていません。そこで、前後の値を見ると、

T=0.47でS=0.447

T=0.48でS=0.465

です。これらの値から補間すれば、Tはつぎのようになります。

$$\frac{0.45-0.447}{T-0.47}=\frac{0.465-0.447}{0.48-0.47}$$

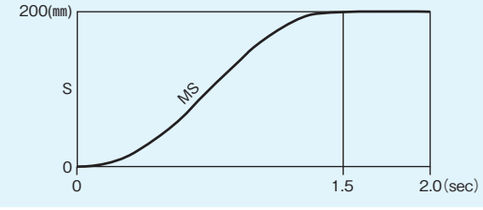
$$T=0.472$$

したがって、

$$t=1.5\times 0.472$$
$$=0.708\text{秒}$$

が得られます。

間欠移送コンベアのタイミングチャート 図4−15



参考文献

1) C. N. Neklutin : Mechanism and Cams for Automatic Machines, 1969

2) 牧野洋:ユニバーサルカム曲線とその応用、山梨大学工学部研究報告第28号、昭52

3) 内野、永井、西岡:カム曲線の標準化、昭和60年度精機学会春季大会前刷

4) 牧野洋:自動機械機構学、日刊工業新聞社、昭51

5) 西岡雅夫:間欠割出機構と揺動機構の活用法、精機学会自動組立専門委員会研究例会前刷集、No、77−4 (1977−8)

2-5 ●解説 慣性モーメントJ

2-5-1 慣性モーメントとGD²

(1)慣性モーメント

自動機械の高精度化、高速化を図るためには、特に出力系の剛性をできるだけ高め、その一方で慣性モーメントをできるだけ小さくするというお互いに相反する問題を解決しなければなりません。そこで、設計者は慣用的な技術の応用と新機構の考案を図り、機械各部にかかる慣性モーメントの最適解を求め設定した目標を実現してきました。このとき、もし慣性モーメントを大きく考えすぎてしまうと、装置の大型化とコストアップを招き、もし、小さく考えすぎたならば、機械が駆動しないとか、装置自体の寿命の低下の原因となります。そのため、慣性モーメントは最適な機械設計をするための第一歩です。

(2)GD²との関連

慣性モーメントは、ある物体の回転半径の二乗とその物体質量との積であり、$I=mK^2$で表される慣性モーメントは、回転半径Kの位置に置かれた質量mの物体のものを表します。この慣性モーメントについては、重力単位系と国際単位系(SI単位)で同じ名称を使用しているにもかかわらず、数値が違うという問題もあります。本カタログ中では、特に断りのない限り、慣性モーメントの数値は国際単位系(SI単位)で表わします。記号については、重力単位系のものと区別する目的もあり、当面の間「I」にかわり「J」の表示を用います。

一方、従来使用されてきた「GD²」は、重力単位系における慣性モーメントの表現方法であり、Gは物体の重量W(=mg)、D(=2K)は回転直径を表わします。重力単位系の慣性モーメント I_GとGD²の関係は、gを重力加速度とすると、

$$I_G=mK^2=(W/g)K^2=GD^2/4g\ (kgf\cdot m\cdot s^2) \qquad (5-1)$$

のようになります。SI単位では重量といった概念がないため、このGD²という用語は使用されませんので、上記のようなGD²と慣性モーメントの関係式は存在しません。またSIにおける慣性モーメントJ(kg·m·s²)と重力単位系の慣性モーメント I_G(kgf·m·s²)の関係は、数値上では

J(kg·m²)→9.8 I_G(kgf·m·s²)

となり、同様に、慣性モーメントJと重力単位系のGD²(kgf·m²)の関係はJ(kg·m²)→GD²/4(kgf·m²)となります。

2-5-2 回転系従節のインデックス装置

インデックス装置の出力軸には慣性的負荷、摩擦的負荷あるいはその他の外力による負荷が作用しますが、慣性力による負荷は慣性トルクT_iで表現され、次式で表わされます。慣性モーメントをJ(kg·m²)とすると、

$$T_i=J\dot{\omega}=J\frac{d^2\varphi}{dt^2}=\frac{(2\pi)^3}{(60)^2}\cdot J\cdot\frac{N^2}{S\theta^2}A\ (N\cdot m) \qquad (5-2)$$

式(5−2)でθの単位は(rad)ですが、これを(deg)の単位で使うことが多いので、この場合、式(5−2)は、次のようになります。

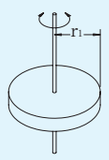
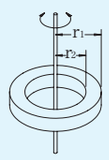
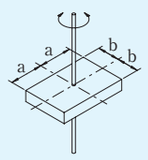
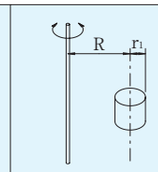
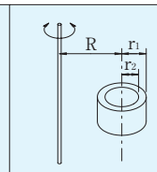
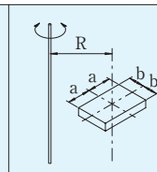
$$T_i=J\dot{\omega}=72\pi J\cdot\frac{N^2}{S\theta^2}A\ (N\cdot m) \qquad (5-3)$$

(1)回転系従節のインデックスの例

いま、図(5−2)に示されるような鋳鉄製のロータリテーブルがあります。テーブルの厚さは20mm、直径560mmです。また、中心から半径240mmの位置に質量5kgの治具が8個付いています。割出数を8、入力回転数を80rpmとします。また、割出時間と停止時間の比を1 ： 2とします。この時のインデックス装置の出力軸まわりの慣性モーメントと慣性トルクを求めてみましょう。なお、A_m=5.53(変形正弦曲線の場合)とします。

以上の条件から割付角は、$\theta=360\times1/(1+2)=120$deg、

簡単な形状物の回転半径K　　図5−1

						
K^2	$\frac{r_1^2}{2}$	$\frac{r_1^2+r_2^2}{2}$	$\frac{a^2+b^2}{3}$	$\frac{r_1^2}{2}+R^2$	$\frac{r_1^2+r_2^2}{2}+R^2$	$\frac{a^2+b^2}{3}+R^2$

N=80rpm、S=8、A_m=5.53、慣性モーメントに関してはロータリテーブルおよび治具の質量M_1、M_2は、つぎのように求められます。

$M_1=7.8\times10^{-6}\times\pi\times280^2\times20$

$=38.42$kg

$M_2=5\times8=40.0$kg

回転半径については図(5−1)から求められそれぞれ、

$$K_1^2=\frac{1}{2}\times\left[\frac{0.56}{2}\right]^2=0.0392\text{m}^2$$

$$K_2^2=\left[\frac{0.48}{2}\right]^2=0.0576\text{m}^2$$

したがって、ロータリテーブルと治具の慣性モーメント(J)はそれぞれ、

$J_1=M_1K_1^2=1.51$kg·m²

$J_2=M_2K_2^2=2.30$kg·m²

したがって、ロータリテーブルと治具の慣性モーメントの和は、

$J=J_1+J_2=3.81$kg·m²

となります。

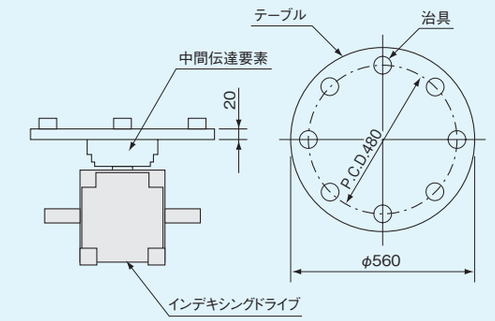
これを式(5−3)に代入すれば、

$$T_{imax}=226.2\times3.81\times\frac{1}{8}\times\left[\frac{80}{120}\right]^2\times5.53$$

$=264.8$N·m

となります。

回転系従節の例　　図5−2



2-5-3 直進系従節のインデックス装置

一方、直進系従節の場合には送りピッチP(m)と等価回転半径K(m)との間にはP=2πK/Sなる関係が成立しますので、式(5−3)は、つぎのようになります。

$$T_i=72\pi J\frac{N^2}{S\theta^2}A=72\pi MK^2\frac{N^2}{S\theta^2}A$$

$$=\frac{18}{\pi}\cdot\frac{MSP^2N^2}{\theta^2}A=5.73MS\left[\frac{PN}{\theta}\right]^2A \qquad (5-4)$$

直進系従節のJは、

$$J=MK^2=M\left[\frac{SP}{2\pi}\right]^2 \qquad (5-5)$$

となります。

式(5−3)および式(5−5)は無次元時間Tに依存する関数でA=A_mの時ピークトルクになり、$T_i=T_{imax}$となります。

一方、入力軸に作用するトルクT_cは出力軸に作用する出力軸トルクT_iと次の関係で結ばれます。

$$T_c/T_i=\frac{\frac{360}{S}}{\theta}V \qquad (5-6)$$

この式の右辺は入出力軸の回転角の比に他なりません。式(5−6)は式(5−3)および(5−4)を用いて回転系と直進系についてそれぞれ次式のように与えられます。

$$T_c=81430J\frac{N^2}{S^2\theta^3}AV \qquad (5-7)$$

$$T_c=2063M\frac{P^2N^2}{\theta^2}AV \qquad (5-8)$$

(1)直進系従節のインデックス装置の例

いま、図(5−3)に示されるインデックス装置を駆動源とするコンベア移送装置を考えます。このコンベアには46個のバケットが取付けられていて、図(5−3)のように上部のバケットには製品が1つずつ供給され、20個の製品が送られているものとします。送りピッチは254mmで停止時間と送り時間の比は1:1とし、毎分70個送るものとします。バケットを含めたコンベアの移動部総重量は85kg、製品1個当たりの質量は5kgとします。このときインデックス装置の出力軸まわりのJと慣性トルクを求めてみましょう。なお、カム曲線は変形正弦曲線を使うものとします。またインデックス装置の割出数はS=3とします。以上の条件より割付角$\theta=360\times1/(1+1)=180$deg、N=70rpm、$A_m$=5.53、ピッチはP=0.254mとなります。

したがって、

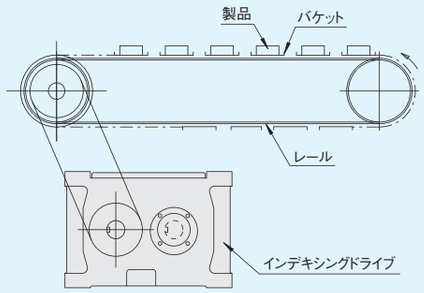
$$回転半径K=\frac{SP}{2\pi}=\frac{3\times0.254}{2\pi}=0.121m$$

$$\therefore J=MK^2=(85+5\times20)\times0.121^2$$
$$=2.71kg\cdot m^2$$

これらの値を式(5−4)に代入すれば慣性トルクT_{imax}は、つぎのようになります。

$$T_{imax}=5.73\times(85+5\times20)\times3\times\left\{\frac{0.254\times70}{180}\right\}^2\times5.53$$
$$=171.6N\cdot m$$

直進系従節の例 図5−3



2-5-4 間接駆動のインデックス装置

前節で回転系および直進系従節の場合の慣性モーメントがそれぞれ$J=MK^2$、$J=MK^2=M(SP/2\pi)^2$で与えられることを示したが、これらはいずれもインデックス装置の出力軸の回転をそのまま最終従節として与える場合です。

一方、インデックス装置の出力軸の回転をギヤやプーリなどを用いて増減速することによってS=1あるいは2の小数割出しやS=24、32、……などの多数割出しに用いることがしばしばあります。このような場合に、出力軸に作用する慣性トルクT_iを求めるため、インデックス装置出力軸換算の慣性モーメントを求める必要がでてきます。

この慣性モーメントを求めるにはエネルギの保存則が役立ちます。すなわち散逸エネルギを無視すれば動力伝達経路の形状、組合せのいかんにかかわらず、所与の機械要素の運動エネルギは、インデックス装置出力軸の運動エネルギのうちのその寄与分に等しくなるからです。

すなわち、$E=J\omega^2/2$が一定になります。角速度ωはストップ数Sに反比例するから任意の機械要素　i（等価割出数S_i）のJ_iに対するインデックス装置出力軸（割出数S_e）の等価J_eは次式で求めることができます。

$$J_e\frac{1}{S_e^2}=J_i\frac{1}{S_i^2}\quad\therefore J_e=J_i\left\{\frac{S_e}{S_i}\right\}^2 \qquad (5-9)$$

つぎに、機械要素　i　のインデックス装置出力軸に対する慣性トルクの寄与分を求めてみます。式(5−3)および式(5−9)より、

$$T_{ie}=226.2J_e\frac{1}{S_e}\frac{N^2}{\theta^2}A$$
$$=226.2J_i\frac{1}{S_i}\frac{N^2}{\theta^2}\left\{\frac{S_e}{S_i}\right\}^2A \qquad (5-10)$$

を得ます。

以上から中間節のすべてのJ_iに等価な出力軸換算のJは、

$$J_e=\sum_{i=1}J_i\left\{\frac{S_e}{S_i}\right\}^2 \qquad (5-11)$$

で求められます。さらに、インデックス出力軸に作用する慣性トルクT_iの総和T_{ie}は式(5−11)より、

$$T_{ie}=226.2J_e\frac{1}{S_e}\frac{N^2}{\theta^2}A$$
$$=226.2\frac{1}{S_e}\frac{N^2}{\theta^2}A\sum_{i=1}J_i\left\{\frac{S_e}{S_i}\right\}^2 \qquad (5-12)$$

となります。

(1)間欠駆動のインデックス装置の例

いま、図(5−4)のように、ロータリテーブルをインデックス装置の出力軸に取付けたギヤによって減速駆動する場合を考えてみます。この図(5−4)でインデックス装置の割出数$S_e=6$、ロータリテーブルのステーション数$S_i=24$とします。ロータリテーブルの外径はφ500とし、PCD400のピッチの部分に24個の治具が等配されているものとします。ロータリテーブル質量M_{i1}、治具総質量M_{i2}および駆動ギヤ質量M_gはそれぞれ20kg、120kgおよび3kgとします。また、入力軸回転数N=80rpm、割付角$\theta=120deg$、カム曲線は変形正弦曲線とします。このとき、インデックス出力軸換算慣性モーメントJ_eと出力軸に作用する慣性トルクを求めることにします。また、ロータリテーブルの下部にはモジュール5、歯数100の従動ギヤが装着されており質量M_{i3}は10kgとします。

ロータリテーブルのその回転軸に対するJ_{i1}は、

$$J_{i1}=M_{i1}\cdot K_{i1}^2=20\times\frac{1}{2}\times\left\{\frac{500}{1{,}000\times2}\right\}^2$$
$$=0.63kg\cdot m^2$$

治具のその回転軸に対するJ_{i2}は、

$$J_{i2}=M_{i2}\cdot K_{i2}^2=120\times\left\{\frac{0.4}{2}\right\}^2$$
$$=4.8kg\cdot m^2$$

従動ギヤのその回転軸に対するJ_{i3}は、

$$J_{i3}=M_{i3}\cdot K_{i3}^2=10\times\frac{1}{2}\times\left\{\frac{5\times100}{1{,}000\times2}\right\}^2$$
$$=0.31kg\cdot m^2$$

したがって、ロータリテーブルと治具全体のその回転軸に関するJ_iは、

$$J_i=J_{i1}+J_{i2}+J_{i3}=5.74kg\cdot m^2$$

一方、このJ_iのインデックス装置出力軸で換算したJ_eは式(5−9)から、

$$J_e=J_i\left\{\frac{S_e}{S_i}\right\}^2=5.74\times\left\{\frac{6}{24}\right\}^2=0.36kg\cdot m^2$$

となります。一方、インデックス装置出力軸に取付けられたギヤについては、モジュール5で減速比1/4であるから歯数が100×1/4=25であるので、その慣性モーメントJ_gは、

$$J_g=3\times\left\{\frac{5\times25}{1{,}000\times2}\right\}^2\times\frac{1}{2}$$
$$=5.8\times10^{-3}kg\cdot m^2$$

以上からインデックス装置出力軸換算Jは、

$$J_t=J_g+J_e=0.365kg\cdot m^2$$

となります。

つぎに、式(5−12)を用いてロータリテーブル、治具およびギヤの3つの慣性体による出力軸に作用する慣性トルクを求めてみます。式(5−12)の第2項の式によれば、

$$T_{ie}=226.2J\frac{1}{S_e}\frac{N^2}{\theta^2}A_m$$

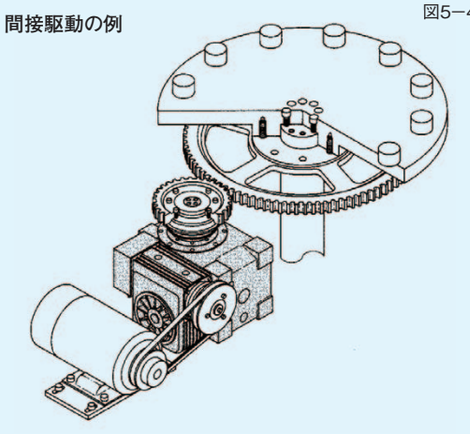
で、この式のJは上のJ_tに他なりませんので、

$$T_{ie}=226.2\times0.365\times\frac{1}{6}\left\{\frac{80}{120}\right\}^2\times5.53=33.8N\cdot m$$

となります。

以上で明らかなように、間接駆動の場合には、インデックス装置の出力軸で換算したときの慣性モーメントJは、ストップ数の比すなわち減速比の2乗に比例するので、インデックス装置のストップ数が小さいほど有利となります。一方、もう一つの重要なパラメータである角加速度はストップ数の逆数に比例するので割出数の大きい方が負荷条件から有利となりますが、Jと角加速度の積を考えるとストップ数の比すなわち減速比に比例するので、慣性トルクの面から見てもストップ数の小さい方が結局有利であることがいえます。

間接駆動の例 図5−4



2-5-5 割出時における入力軸の慣性モーメント

慣性体の保有する運動エネルギは次式であらわされます。

$$E=\frac{1}{2}J\omega^2$$

インデックス装置の入出力軸がもっている運動エネルギは、摩擦などの散逸エネルギやカムとカム軸自身がもっている運動エネルギ（通常小さいので無視できる）を無視すれば、入力軸系のもつエネルギE_{in}と出力軸系のもつ運動エネルギE_{out}等しくなります。

したがって、

$$J_{in}\omega^2_{in}=J_{out}\omega^2_{out} \qquad (5-13)$$

が成立します。入力軸の回転数がNrpmなら、

$$\omega_{in}=\frac{2\pi}{\frac{60}{N}}=\frac{\pi N}{30}(\mathrm{rad/sec})$$

となり、出力軸の角速度ω_{out}は、割付角をθ（deg）、割出数をS、カム曲線無次元速度をVとすれば、つぎのようにあらわすことができます。

$$\omega_{out}=\frac{2\pi}{\frac{60}{N}\times\frac{\theta}{360}}V=\frac{12\pi N}{S\theta}V \qquad (5-14)$$

$$\therefore J_{in}=J_{out}\times\left(\frac{360}{S\theta}V\right)^2 \qquad (5-15)$$

すなわち、割出時において出力軸側では慣性モーメントJが一定であり、角速度ωが時間の関数であるのに対し、入力軸側では入力軸角速度が一定である一方、式（5−15）に示すように入力軸換算の慣性モーメントが時間の関数になっています。

割出以外の時間、すなわち停止領域（この間入力軸は等速で回転している）ではV=0となり、入力軸の慣性モーメントは0になっています。もちろん、カムやカム軸の慣性モーメントはここでは無視しています。

いまインデックス装置の入力軸の角速度ω_{in}が一定であるといったが、厳密にいえば正確ではありません。式（5−7）に示すように入力軸に作用するトルクT_cは被駆動体の慣性モーメント、入力軸回転数N、割出数S、割付角θおよびカム曲線によって定まるA･Vの関数ですが、一般的に割出時の前半はA･V≧0であり、後半ではA･V≦0になっています。このことは、従節、例えばロータリインデックステーブルを加速し、それが最大速度に達するまでは入力軸の回転に抵抗が加わり、入力軸の回転はいく分おくれることになります。

減速域では、ロータリインデックステーブルが減速し、その反作用によって入力軸の回転が早められる傾向を示します。

このため、ねじり剛性の低い入力軸を用いると入力軸回転の等速性が期待できず、結果としてロータリテーブルの静的あるいは動的な特性が期待どおりに得られないこともあります。インデックス装置の入力軸の完全な等速性を期待する場合には、入力軸径を十分太くする他、必要ならばフライホイールを入力軸に取付けておくことも必要です。

式（5−7）のような交番的な入力軸トルクが入力軸の等速回転をさまたげるのであれば、この変動トルクを補償し、大きさが同一で符号の逆になったトルクを入力軸に作用させることによって、入力軸は慣性体の運動による変動トルクの影響を受けないようにすることができます。

2-5-6 カムの慣性モーメントの正確な計算法

ここでカム自体の慣性モーメントについて考えてみることにします。一般に、立体カムの場合でもカム自体の慣性モーメントを理論的に計算することが可能ですが、かなり複雑な計算過程が必要です。特にローラギヤカムや円筒リブカムでは面倒な計算が必要になります。一方、同じ立体カムであっても円筒溝カムやインデックスバレルカムの場合は比較的容易に慣性モーメントを求めることができます。ここでは、ミニコンやパソコンのレベルの計算機で処理できる簡単な平面カムの慣性モーメントの数値計算法に触れてみましょう。

いま図（5−5）のようなカムの形状データとして、カム輪郭が有効個の離散的点列（r_i、β_i）および単位面積当りの質量M_s（kg/m^2）で与えられているものとします。このとき図（5−5）の扇形の部分（ハッチ部）の慣性モーメントΔJは、$1/16M_s\cdot|\beta_i-\beta_{i-1}|\cdot r_1^4$であらわされます。

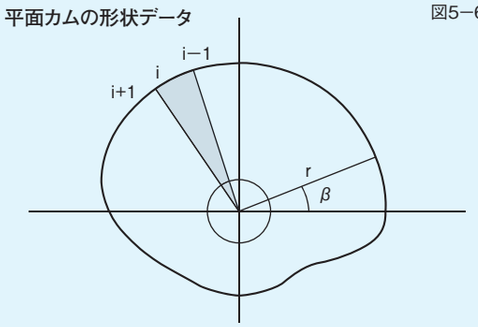
したがって、カム全体のJは、

$$J=\sum_{i=1}^{n}\{1/16\cdot M_s\cdot|\beta_i-\beta_{i-1}|\cdot r_1^4\}$$

となります。

図（5−6）はこの計算手順を示すFORTRANプログラムで、サブルーチンSORT-BETはβの初期値β_1とデータが時計回りか反時計回りであるかを示すコードIREVとをパラメータにして、β_1を昇順に整理するものです。図中の記号DENSITYはW_sを意味しています。データが100点以上あれば非常に正確なカム自体の慣性モーメントが得られます。

平面カムの形状データ 図5−6



計算手順を示すFORTRAN 図5−6

```
0001            PROGRAM          GD2
0002            IMPLICIT         REAL*B(A−H, O−Z)
0003            DIMENSION        R(0:2000), BET (0:2000)
0004
0005            TYPE      *,     '? Direction of rotation (I : ccw/−I : cw) = '
0006            ACCEPT    *,     IREV
0007            TYPE      *,     '?  Area density  [kgf/m**2] '
0008            ACCEPT    *,     DENSITY
0009
0010            I = 0
0011      10    READ  (I5,  END=20)  R(I), BET(I)
0012                    IF  (  I  .  EQ.   O  )  BET_I  =  BET(I)
0013                    I  =  I + I
0014            GOTO  I 0
0015
0016      20    ITOTAL  =  I − I
0017
0018            DO    I  =  0,  ITOTAL
0019                    CALL  SORT_BET  (  IREV, BET_I, BET(I)  )
0020            END   DO
0021
0022              AJ = 0.  DO
0023            DO  I = I,  ITOTAL
0024                    DELTA = DABS (BET(I)  −   BET (I − I))
0025                    AAJ     = DELTA  *  (R(I)／I000. DO)  **4. DO  *  DENSITY  ／4. DO
0026                    AJ      = AJ+AAJ
0027            END  DO
0028
0029            TYPE  *,  'GD ** 2=  ', AJ,    '    [kgf*m**2]  '
0030
0031            end
```

2-6 ●解説 寿命

2-6-1 インデックス装置の寿命

インデックス装置を長い間使っていると、機械がそれまで保っていた機械を果たせなくなるようなことがあります。それは装置の振動の増加、精度の低下、温度の上昇、軸の破損などで現われます。これらの現象は、軸の疲れ、軸受の焼付け、カムおよびカムフォロアの転がり疲れによる破損、潤滑油の劣化、材料の腐食などが原因となっています。この原因の中でも、転がり面に繰返し圧縮応力を受けると、正常な条件で使用されていても、材料の疲れによって転がり面にフレーキングと呼ばれる現象が現われることがあります。フレーキングとは、小さなクラックが転がり面の表面あるいは表面よりやや内部に発生して進行し、最後には表面の一部が薄片となってはがれる現象で、図(6−1)にその概要を示します。この現象はどうしても防ぐことのできないもので、不正な取扱い、潤滑不良、腐食など、防ぐことのできる原因とは区別して考えなければなりません。一方、インデックス装置は、テーパリブを有するローラギヤカムとカムフォロアが放射状に植込まれたターレットから成り、カムフォロアはテーパリブに接触し、カム軸(入力軸)およびターレット軸(出力軸)はテーパベアリングで支えられる構造になっていますので、インデックス装置の回転伝達はすべて転がり接触により伝搬されていることになります。このようなことからインデックス装置の寿命は、材料の疲れによって生ずるフレーキング現象により統計的に評価することができます。

また、フレーキングによる寿命は転がり軸受で詳しく研究されており、インデックス装置の寿命は、この転がり軸受の寿命計算方法(JIS B 1518−1989 転がり軸受の動定格荷重と定格寿命の計算方法)に準拠しています。

定格寿命の計算式は、次式で表わされます。

$$Lo=\left(\frac{C}{P}\right)^{p} \qquad (6-1)$$

ここで、Lo : 90%を保障する定格寿命(10^6rev.)

C : 基本動定格荷重 (N)

P : 動等価荷重 (N)

p: 軸受の種類によって異なる定数。ころ軸受では 10/3

この定格寿命は運転時間で表わした方が便利な場合が多く、総回転数で表わした定格寿命との間には、次の関係が成立します。

$$Lh=\frac{10^6}{60n}L \qquad (6-2)$$

ここに、Lhは定格寿命時間(h)、nは回転数(rpm)です。

また、定格寿命の基準として500hをとると、転がり軸受の寿命を求める計算式になります。

$$Lh=500(fh)^p=500\left(fn\frac{C}{P}\right)^p \qquad (6-3)$$

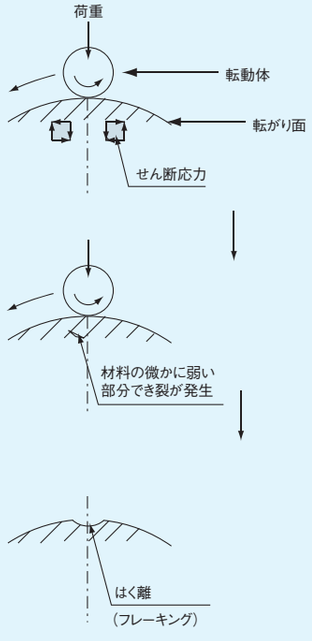
ここに、fhは寿命係数、fnは速度係数で、

$$fh=fn\times\frac{C}{P} \qquad (6-4)$$

$$fn=\left(\frac{33.3}{n}\right)^{\frac{1}{p}} \qquad (6-5)$$

基本動定格荷重Cの値は、L=1×10^6revのときのPの値に等しく、この場合、Lh=500h、n=100/3rpmであることが知られています。

フレーキング 図6−1



2-6-2 接触面圧

インデックス装置に使用されている部品のうち、フレーキング現象が発生する箇所は、カム、カムフォロア、入力軸軸受、出力軸軸受のそれぞれの軌道面、転動体であり、インデックス装置の寿命を知るには、装置にかかる荷重から個々の接触面圧を求め、それぞれの材料の疲れ寿命(L_1、L_2、…)を計算し、次式により装置全体の寿命(L)として計算する必要があります。

$$\frac{1}{L^e}=\frac{1}{L_1{}^e}+\frac{1}{L_2{}^e}+\cdots\cdots \qquad (6-6)$$

ただし e=1.1

式(6−6)から明らかなように装置全体としての寿命(L)は、装置に使用されている部品のうち、最も短い寿命によって決まるのではなく、これより更に短くなります。

ところが、個々のインデックス装置についての部品の疲れ寿命を計算していくことは、計算に必要なパラメータの不備もあり合理的ではありません。そこで、インデックス装置の出力軸にトルクを作用した時の個々の部品の接触面圧(Pmax)を求め、最も高い値を示す所がインデックス装置の寿命を支配しているものとし、寿命計算の簡略化が図れます。

接触面圧を求める式は、次式に示されるHertzの式を用います。

$$Pmax=\sqrt{\frac{E\cdot\Sigma\rho}{\pi\left(1-\frac{1}{m^2}\right)\cdot 2}\cdot\frac{Q}{la}}\ (N/mm^2) \qquad (6-7)$$

ここで、

E : ヤング率(鋼の場合 E=207900N/mm^2)

m : ポアソン数(鋼の場合 m=10/3)

$\Sigma\rho$: 両円筒の曲率の和 $\Sigma\rho=\rho_1+\rho_2$(mm^{-1})

ρ_1 : 円筒1の曲率 $\rho_1=1/r_1$(mm^{-1})

ρ_2 : 円筒2の曲率 $\rho_2=1/r_2$(mm^{-1})

Q : 両円筒にかかる法線方向の荷重(N)

la : 両円筒の接触長サ(mm)

また、ラジアルころ軸受にラジアル荷重Fr(N)がかかるとき、最大転動体荷重Qmaxは次式のように表わされます。

$$Qmax=\frac{4.6Fr}{iz\cos\alpha}\ (N) \qquad (6-8)$$

ここで、

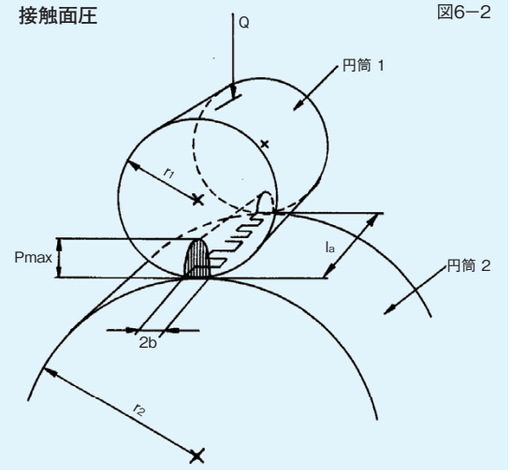
i : 転動体の列数

z : 1列当りの転動体数

α : 接触角

表(6−1)に式(6−7)、(6−8)から求めたインデックス装置の出力軸に静定格出力トルクを掛けた場合の個々の部品の接触面圧を示します。

接触面圧 図6−2



接触面圧Pmax(N/mm^2) 表6−1

インデックスコード	ニードルと軸	ニードルと外輪	外輪とカムのリブ面	入力テーパベアリング	出力テーパベアリング
8 D 0612 2R	2891	2401	1646.4	2410.8	1764
8 D 0812 2R	2940	2499	1587.6	2009	1470
11D 0612 2R	2989	2401	1577.8	2332.4	1656.2
11D 0812 2R	2940	2499	1646.4	2058	1519
14D 0612 2R	3136	2352	1568	2489.2	1577.8
14D 0812 2R	3038	2548	1577.8	1979.6	1293.6

※カムの硬度はH_RC50以上で抗張力1754.2N/mm^2以上とする

〔1N/mm^2≒0.102kgf/mm^2〕

以上の結果から、カムフォロアのニードルと軸の接触面圧が最も高く、インデックス装置の寿命はカムフォロアの疲れ寿命にほぼ従うものといえます。

2-6-3 カムフォロアの基本動定格荷重

この基本動定格荷重の計算式については、JIS1518−1989転がり軸受の動定格荷重の計算方法が規定されています。

$$C=fc\,(i\cdot la\cdot\cos\alpha)^{7/9}\cdot Z^{3/4}\cdot Da^{29/27}\ (N) \qquad (6-9)$$

ここで、

C：基本動定格荷重（N）
α：呼び接触角（deg）
i：1個の軸受内の転動体の列数
z：1列に含まれる転動体の数
Da：転動体の直径（円すいころの場合は中央径）（mm）
la：ころの有効長さ（ころの全長からころの面取り、または、研削ニゲの内、大きい方を引いたころの長さ）（mm）
fc：軌道輪と転動体との接触部の形状、軸受各部の加工精度および材料によって定まる係数で、軸受の種類のみならずその方法によっても多少異なり、その値はふつう表（6−2）によって与えられています。

ラジアルころ軸受の係数（fc） 表6−2

Da·cosα / dp	接触及び案内条件					
	1	2	3	4	5	6
0.01	33.6	38.0	42.4	45.7	49.0	52.3
0.02	39.7	54.4	49.6	53.4	57.2	61.2
0.03	42.9	48.4	54.5	55.1	62.2	66.1
0.04	45.7	51.7	57.8	62.2	66.1	70.5
0.05	47.9	54.5	60.6	65.0	69.4	73.8
0.06	50.1	56.2	62.8	67.7	72.1	76.5
0.07	51.2	57.8	65.0	69.4	74.4	79.3
0.08	52.9	59.5	66.6	71.6	76.0	80.9
0.09	54.0	60.6	67.7	72.7	77.6	82.6
0.10	54.5	61.6	68.9	73.8	78.8	83.7
0.12	56.2	63.3	70.5	76.0	80.9	85.9
0.14	56.7	64.5	71.6	77.1	82.0	87.6
0.16	57.2	65.0	72.1	77.6	83.2	88.7
0.18	57.8	65.0	72.7	78.2	83.2	88.7
0.20	57.8	65.0	72.7	78.2	83.2	88.7
0.22	57.2	64.5	72.1	77.6	82.6	88.1
0.24	56.7	63.9	71.6	77.1	82.0	87.6
0.26	56.2	63.3	70.5	76.0	80.9	85.9
0.28	55.1	62.2	69.4	74.9	79.9	84.8
0.30	54.5	61.6	68.3	73.8	78.8	83.7

dp：軸受に組んだころのピッチ円径（mm）

ラジアルころ軸受の係数の選び方 表6−3

軸受の形式	項目	ころと軌道との接触条件およびころの案内条件	条件
円筒状のころを用いた軸受	a.	ころは二つの軌道輪と線接触(1)をしており、かつ、ころは正しく案内されていない。	1
	b.	ころは二つの軌道輪と線接触(1)をしており、かつ、ころはもみぬき保持器により、あるいは、内輪または外輪のいずれかに設けられた二つの案内つば（つば輪でもよい）により、ころの両端面が正しく案内される。	2
	c.	ころは一つの軌道輪と線接触(1)をし、他の軌道輪と点接触(2)をしており、かつ、ころはもみぬき保持器により、あるいは内輪または外輪のいずれかに設けられた二つの案内つば（つば輪でもよい）により、ころの両端面が正しく案内されている。	3
	d.	ころは二つの軌道輪と修正線接触(3)をしており、かつ、ころは保持器あるいは二つのころ止め輪あるいは一つのころ止め輪としてて一つの案内つばで案内される。	4
	e.	ころは二つの軌道輪と修正線接触(3)をしており、かつ、軌道輪のいずれか一方に設けられた二つの案内つば（つば輪でもよい）でころの両端面が正しく案内される。（ころの長さが直径2、3倍以上のときには条件3を用いる）	6

注意事項

1. 線接触とは、荷重を加えない状態で、かつ取付誤差の少ないとき、ころと軌道面とがころの基本形状の全長にわたって接触する状態をいう。
2. 点接触とは、荷重を加えない状態で、かつ取付誤差の少ないとき、ころと軌道面とがころのほぼ中央部の一点で接触し、また基本動定格荷重Cの約25%の軸受荷重を受けたとき、最も大きな荷重を受けるころのだ円の直径が、ころの基本形状の長さに等しくなるような状態をいう。
3. 修正線接触とは、基本動定格荷重Cの約50%の軸受荷重を受けたとき、最も大きな荷重を受けるころの接触部の両端における材料の応力が他の部分とほぼ等しくなるように、ころ、または両軌道面、またはそのいずれもが、両端部に向かって基本形状から逃がしたような状態をいう。

JIS B1518−1989に示される値は、表（6−3）の条件6に当り、接触応力がころの長さ方向に均等である場合に適用できます。また総ころ形カムフォロアの場合は、条件3、4を適用します。

(1) 温度係数（ft）

軸受の動定格荷重は100℃までの運転では影響を受けません。しかし、常時100℃以上で使用される場合とか、あるいは短時間でも非常な高温で使用される場合には、軸受の材料の組織が変化し、基本動定格荷重が減少します。したがって、こうした場合には運転温度の影響を考慮する必要があります。

$$Ct=ft\cdot C\ (N) \qquad (6-10)$$

ここで、

Ct：温度上昇を考慮に入れた動定格荷重（N）
ft：温度係数
C：基本動定格荷重（N）

温度係数（ft） 表6−4

軸受温度℃	温度係数（ft）
100	1.00
125	0.98
150	0.94
175	0.89
200	0.83
225	0.78
250	0.72
300	0.61
350	0.50

(2) かたさ係数（fh）

式（6−9）により、動定格荷重を求める場合の条件として、軌道面の硬度はH_RC60以上でなければなりません。もし、これよりも低い場合には、H_RC60を基準とした基本動定格荷重の減少率で示されます。

$$Ch=fh\cdot C\ (N) \qquad (6-10)$$

ここで、

Ch: 硬さを考慮に入れた、基本動定格荷重（N）
fh: 硬さ係数
C：基本動定格荷重（N）

かたさ係数（fh） 表6−5

ロックウェルCスケール H_RC	ビッカース H_V	引張強サ·近似値 N/mm²	かたさ係数（fh）
60	697		1.00
58	653	(2352)	0.845
56	613	(2205)	0.741
54	577	2009	0.653
52	544	1881.6	0.554
50	513	1754.2	0.500
48	484	1636.6	0.435
46	458	1528.8	0.378
44	434	1430.8	0.328
42	412	1332.8	0.296
40	392	1244.6	0.268
38	372	1176	0.235
36	354	1117.2	0.214
34	336	1058.4	0.196
32	318	999.6	0.174
30	302	950.6	0.160
28	286	911.4	0.147
26	272	862.4	0.133
24	260	823.2	0.123
22	248	784	0.111
20	238	754.6	0.104
18	230	735	0.097
16	222	705.6	0.089
14	213	676.2	0.083
12	204	646.8	0.078
10	196	617.4	0.073
8	188	597.8	0.068
6	180	578.2	
4	173	548.8	
2	166	529.2	
0	160	519.4	

〔1N≒0.102kgf〕

2-6-4 寿命計算

インデックス装置の寿命は、材料の疲れ強さから計算されますが、計算を簡略化するための一つの手法として前項の応用計算に従うものとします。したがってインデックス装置の寿命は、カムフォロアの動定格荷重からインデックスの動定格出力トルクを求め、それを式(6−1)のCと置き換え、Pに使用トルクを代入し、それに使用条件により異なる安全率、諸係数などを考慮すれば簡単に計算されることになります。

(1)変動荷重

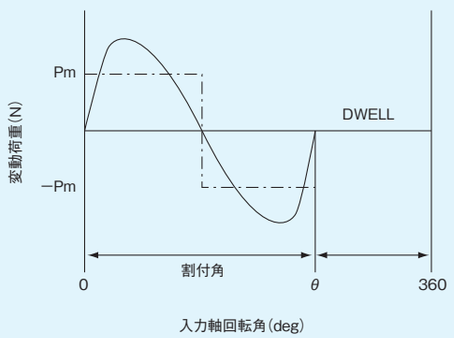
ところで、カムフォロアの荷重評価として動等価荷重があります。これは、計算された荷重に対して予想される各種因子の影響を経験もしくは実験による係数として乗ずる手法です。一般に軸受には、変動荷重がかかります。この場合の動等価荷重は、つぎのように表わされます。

$$Pm=\sqrt[P]{\frac{1}{N}\int P^{p}dN} \qquad (6-12)$$

ここで、

Pm：平均等価荷重(N)
N：総回転数　(rev)
P：変動荷重　(N)
p：指数、ころの場合10/3

変動荷重　図6−3



ところでインデックス装置には、図(6−3)に示すパターンの変動荷重がかかり、この場合の動等価係数Pfmは式(6−12)から、

$$Pm=\sqrt[P]{\frac{1}{360}\left[P\theta+\frac{P_1^{p}}{20}(360-\theta)\right]} \qquad (6-13)$$

$$Pm\fallingdotseq P_1\sqrt[P]{\frac{\theta}{360}} \qquad (6-14)$$

$$\frac{Pm}{P_1}=\sqrt[P]{\frac{\theta}{360}}=Pfm \qquad (6-15)$$

となります。

ここで、

θ：割付角(deg)
Pfm：インデックス装置の動等価係数

(2)動定格出力トルク　Top(N·m)

インデックス装置の寿命は、動定格出力トルクを設定することにより、転がり軸受の計算と同様に取扱うことができ、便利です。動定格出力トルクを算出するための式は、式(6−1)〜(6−5)の寿命および、式(6−9)〜(6−15)の動定格荷重とインデックス装置のトルク計算式、さらに使用係数から誘導されます。

$$Lh=Ls\left(\frac{Top}{a_4(Ti+Toi)+Tf+Tw}\right)^{p}(h) \qquad (6-16)$$

$$Top=Pn\cdot R\cdot\sqrt{\cos\phi}(N\cdot m) \qquad (6-17)$$

$$Pn=C\left(\frac{a_1\cdot a_2\cdot a_3\cdot fid}{\frac{Ls}{500}\cdot\frac{N}{33.3}\cdot\frac{\theta h}{360}}\right)^{\frac{1}{P}}(N) \qquad (6-18)$$

$$Toi=226.2Am\frac{J_o\cdot N^2}{S\cdot\theta h^2}(N\cdot m) \qquad (6-19)$$

ここで、

Ls：インデックス装置の定格寿命時間(h)
Lh：期待寿命時間(h)
Top：動定格出力トルク(N·m)
Ti：慣性負荷トルク(N·m)
Tf：摩擦負荷トルク(N·m)
Tw：作業負荷トルク(N·m)
Toi：内部慣性負荷トルク(N·m)
Pn：動定格荷重(N)
R：ターレット P.C.R(m)
ϕ：圧力角(deg)
C：カムフォロアの動定格荷重(N)

N：使用回転数(rpm)
θh：割付角(deg)
Am：無次元最大加速度
S：ストップ数
fid：機種、ストップ数、カムフォロア数等により定まる係数
J_o：出力軸の慣性モーメント(kg·m²)
a_1：信頼度係数
a_2：材料係数
a_3：潤滑係数
a_4：バックラッシ係数
p：ころ軸受では10/3の定数

このうちa_1、a_2、a_3、a_4は係数で、それらの因子について以下に述べます。

(3)信頼度係数　a_1

転がり軸受の定格寿命は信頼度90%と定められているので、例えば信頼度95%あるいは99%寿命を期待したい場合には、表(6−6)に示す信頼度係数a_1を用い寿命計算を行います。

信頼度と信頼度係数　表6−6

信頼度%	90	95	96	97	98	99
信頼度係数a_1	1	0.62	0.53	0.44	0.33	0.21

信頼度の考え方は、つぎのような観点が基準になります。

(a)　部品の疲れ破壊が人命に影響を与えたり、社会的または経済的に大きな影響をもつようなときには信頼度を高くとり、その極限としては100%の信頼度をとる。この寿命値は、信頼度90%の寿命よりも当然短くなる。

(b)　機械が長期間にわたって使用され、もしその間に部品が破壊しても交換できない場合には、信頼度を大きくとる。

(c)　ロット中の部品の中である程度の個数の破壊があっても、それが二次的な災害や損失を起こさない場合には、破壊したものを消耗品と考えて交換補充をするような設計や体制を整えておく。これが可能であれば信頼度を低くすることができ、定格荷重の低いもの、すなわち小型化することができ、これにより部品の破壊による損失よりも利益を上回らせることができる。

このような基準を考慮し、インデックス装置の定格寿命時間は信頼度95%の値で計算されています。

(4)材料係数　a_2

転がり接触面に繰返し応力が加わると、材料に疲れ破損が起こります、これはフレーキング現象と呼ばれ、小さなクラックが転がり面の表面または表面よりやや内部に発生して進行し、最後には表面の一部が薄片となってはがれます。これはどうしても防ぐことのできない破損現象です。軸受の寿命は、フレーキングが発生するまでの時間数で表され、その寿命値は確率的な値として計算されることはすでに述べたとおりです。

フレーキングの成長過程はばだ解明されていない点も多いのですが、理解を深めるため、文献、専門書を参考にすれば、つぎのとおりです。

転がり疲れによるフレーキングの発生は、転がり接触面の表面から少し内部にはいった部分の材料のクラックが最初の起点です。クラックの成長は表面とほぼ平行に発達し、材料は比較的大きな薄片として脱落します。また、材料表面にキズあるいはクラックが発生している場合とか、内部に小さな亀裂あるいは微小空洞(ディンプル)がある場合は、早い時期にフレーキングに発展します。(図6−1参照)クラックの原因は、焼入れ硬化された軌道の晶粒(マルテンサイトなどの結晶粒)に高い応力が繰返し加えられると、材料のマトリックス硬さが高いため応力集中によって発生する粒界破壊(粒界の分離による破壊)です。したがって、材料の転がり接触による疲れ強さは、粒界の疲れ強さに最も影響されます。粒界の疲れ強さは、材料に含まれる非金属介在物により影響され、その大きさは他の強度よりも著しい。これは脱炭現象と水素ぜい性によるためです。

酸素(O)や二酸化炭素(CO_2)による脱炭現象は鋼の表面で進行します。粒界に含まれる炭素(C)は鋼に含まれるOやCO_2と反応し、生成物COは鋼表面から分離し脱炭します。表面層の脱炭により表面層の硬さ、耐摩耗性、焼入れ性は減少し、疲れ強さは低下することになります。

一方、水素ぜい性によるものであるが、鋼中の水素(H、プロトン)は原子半径が小さいので非常に動きやすく、炭素(C)の拡散速度よりもはるかに速い。したがって、マトリックスの炭素と置換して水素脱炭が進行するほか、炭素と直接反応してメタン(CH_4)を析出したり、水素原子(H)と反応して水素分子(H_2)を析出するなど、粒界の内部圧力を高め粒界を広げ、粒界破壊を発生させます。この水素ぜい性は、鋼の強さのみならず、塑性変形値、疲れ強さを

決定的に低下させることになります。
したがって、高い疲れ強さを必要とする軸受材料は、非金属介在物の少ない真空脱ガス法、真空溶解法などの製法で生産されたものを使用するのが望ましいといえます。

このように非金属介在物の減少は転がり疲れ寿命を著しく向上させるため、材料係数は鋼の製法に従っています。

大気溶解鋼　a_2=1
真空脱ガス鋼　a_2=3
真空溶解鋼　a_2=5

このほか、晶粒による応力集中を緩和させ粒界破壊を抑えるには、晶粒を微細にし、炭化物が均一に分布した細かいマルテンサイト組織にする方法があります。これには高度な熱処理技術が必要となるが、三共では真空焼入れ炉を用い、焼入れのバラツキが最小になるようワークを重量別に分け、焼入れ作業を行っています。
浸炭焼入れ、あるいは高周波焼入れなどの表面焼入れによって軌道面を硬化させる場合は、接触部での内部応力は深部まで達するので、次に示す硬化層深さが必要となります。

$$t \geqq Da \times (0.1 \sim 0.12) \quad (mm) \qquad (6-20)$$

ここで、
t：有効硬化層深さ　(mm)
有効硬化層深さは、表面硬度$H_RC60 \sim 64$の場合、表面から内部硬度H_RC50までの距離。
Da：ころの直径　(mm)
もし硬度と深さがこの基準に満たない場合は、軌道面の疲れ寿命は急激に低下します。(表6−5参照)
また軌道面の疲れ寿命は表面あらさや形状精度にも影響されるので、研削仕上後の精度は下記の許容値を越えてはなりません。

表面あらさ　1.5S以下
真円度　3μm以下
円筒度　5μm以下

軸受及びカムの材料　表6−7

処　理	材　質	JIS分類	硬　度
スブ焼入れ	SUJ2	JIS G 4805	H_RC60
	SUJ3	JIS G 4805	H_RC60
	SKS31	JIS G 4404	H_RC61
	SKD12	JIS G 4404	H_RC61
	SKD61	JIS G 4404	H_RC53
浸炭焼入れ	S15CK	JIS G 4051	
	SCM415H	JIS G 4052	
	SCr415H	JIS G 4052	
	SNC415H	JIS G 4052	
高周波焼入れ	S45C	JIS G 4051	H_RC58
	S48C	JIS G 4051	H_RC59
	SCM435H	JIS G 4052	H_RC54
	SCM440H	JIS G 4052	H_RC57
窒化焼入れ	SACM645	JIS G 4202	H_V1000
	SCr440	JIS G 4104	H_V 700
	SCM435	JIS G 4105	H_V 600

(5)潤滑係数　a_3

多くの実験と経験によれば、転がり疲れは潤滑と密接に関係します。転がり接触面に依存する油膜は、2面の直接接触を防ぎ、ピークの接触圧力と接線力を減じ、局部的な接触圧の増加を緩和すると共に発生熱を奪い去るという基本的な機能を果たすことや、油膜形成の良否が接触部弾性応力の値や方向、位置に関係しております。この油膜形成がインデックス装置寿命にどのように影響を与えるかについて次のように考えてみました。
転がり軸受の場合、この油膜形成に必要な最低必要動粘度が経験的に与えられています。

玉軸受、円筒ころ軸受　13mm^2/s以上
球面ころ軸受、円すいころ軸受　20mm^2/s以上
スラスト自動調心ころ軸受　30mm^2/s以上

つまり、運転中の潤滑油の粘度が、この最低必要動粘度より低い場合は、2面の直接接触を許し、機械寿命を短くするため、潤滑係数は$a_3 \leqq 1$となり、またその逆では油膜が形成され、さらに粘度が増すと油膜厚さが増し、2面の直接接触は許されません。したがって、機械寿命が増し、潤滑係数は$a_3 > 1$となります。
インデックス装置の最低必要動粘度η_Vは図(6−4)に示すとおりで、横軸はインデックス装置の軸間距離(mm)をとり、潤滑油の選定をしやすくしました。図(6−5)は、運転温度における潤滑剤の動粘度η_Tであり、潤滑剤の測定温度における動粘度を求めることができます。
すなわち、油膜形成による効果から、潤滑係数a_3は、最低必要粘度η_Vと、運転温度における潤滑剤の動粘度η_Tの比からおよその値を求めることができます。

$$a_3 = \sqrt{\frac{\eta_T}{\eta_V}} \qquad (6-21)$$

一方、動粘度η_Tが濃すぎるとa_3は大きくなりますが、軌道面に油が達しないことや、粘性抵抗により油温上昇が起こり、潤滑油の劣化が促進され、運動効果も低下します。したがって、潤滑係数を$1 \leqq a_3 \leqq 3$の範囲で使用するのが望ましいといえます。

(6)バックラッシ係数　a_4

インデックス装置には、カム特性と使用状態から求められる定常運転負荷や、負荷状態での起動、停止時に作用する非常運転負荷がかかりますが、実際の使用では、このほかに入力系の回転むらに起因する変動負荷が出力系にかかります。この変動負荷は運転時に定常的に作用するので、インデックス装置の寿命に直接影響を与えることになり、装置の寿命をより正確に見積るためには、この変動負荷をで

最低必要動粘度と潤滑剤の動粘度

図6−4

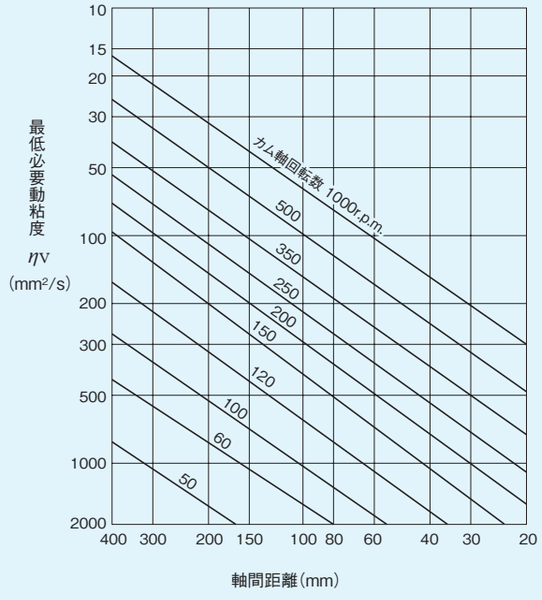
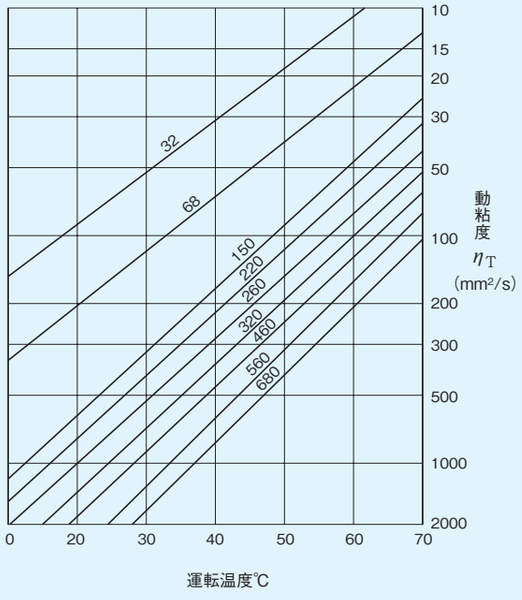


図6−5



〔1mm^2/s=1cSt〕

きる限り定量化しておく必要があります。
そこで三共では、入力系の回転むらに起因する変動負荷から、寿命係数を導いてみることを試みました。
回転むらを引き起こす要因は、駆動源から中間伝達要素を経てインデックス装置の入力軸に至るまでのすべての要素に存在し、例えば、不等速カップリングの回転むら、スプロケットの多角形運動による回転むら、ミスアライメントの偏心運動による回転むら、伝達要素のねじれ剛性に従った入力軸のねじり変位、さらに、伝達要素および伝達要素間に存在するバックラッシがあります。
回転むらに起因する出力の変動負荷は、前項ですでに説明したとおりです。つまりインデックス装置の変動負荷は、x_0を入力、x_1をその出力、すなわち、インデックス装置の入力系を示し、2番目の要素はインデックス装置を示し、x_2をその出力と考えると、それぞれの伝達関数 $f(x)$にはつぎのような関係があります。

$x_2=f_2(x_0)$、$x_1=f_1(x_0)$

すなわち、

$x_2=f_2(f_1(x_0))$

したがって、インデックス装置出力の速度特性は、

$$\frac{dx_2}{dx_0}=f_2'\cdot f_1' \qquad (6-22)$$

また加速度は、

$$\frac{d^2x_2}{dx_0^2}=f_2''\cdot f_1'+f_2'\cdot f_1'' \qquad (6-23)$$

で示され、ここにf_2'', f_2'はインデックス装置のカム特性から求められる加速度および速度であり、それぞれAおよびVで置き換えられます。したがって、

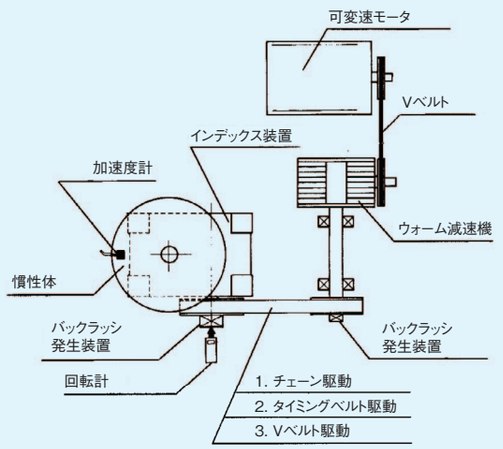
$$\frac{d^2x_2}{dx_0^2}=A\cdot f_1'+V\cdot f_1'' \qquad (6-24)$$

で示されます。ここで出力系の慣性力は、出力系の質量と式(6−23)で示される加速度の積で求められ、出力軸に作用する変動負荷は、この加速度を求めることで評価できます。
いま、入力系に回転むらが存在しない場合を考えてみると、$dx_1/dx_0=f_1'=1$、$d^2x_2/dx_0^2=f_1''=0$となり、式(6−23)から$d^2x_2/dx_0^2=A$となり、出力に作用する慣性負荷は、カム曲線から求められる加速度(A)に従うこととなります。次に回転むらが存在する場合は、それぞれのf_1'、f_1''は1よりも大きな値をとるため$d^2x_2/dx_0^2>A$となり、カム曲線から求められる加速度と比較して、常に大きな値をとることになります。
d^2x_2/dx_0^2の値は回転むらの大きさに関係し、回転むらの発生原因は一般的にバックラッシによるところが大きいことから、この変動負荷における寿命係数をバックラッシ係数(a_4)と呼ぶことにしています。

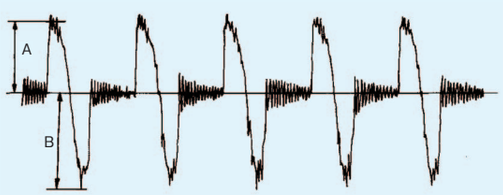
(a) バックラッシ係数a_4と寿命

dx_2/dx_0^2を計算で求めるためには、各伝達要素の動的特性を調べ、負荷状態での運動方程式を解かなければならず、一般的にはこの運動方程式は非線形微分方程式で表され、解析するのは難を要します。

バックラッシ実験 図6−6

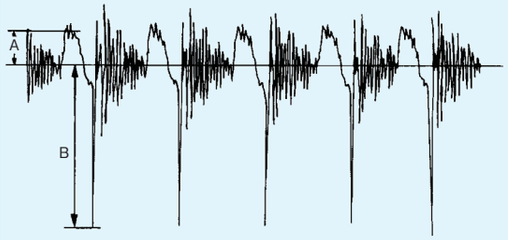


過渡振動の加速度波形(1) 図6−7



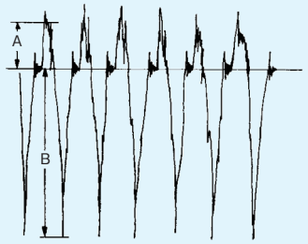
機　　種	8D 04182R	A理論加速度	13.5m/s²
カ ム 曲 線	MS	B最大実加速度	16m/s²
回 転 数	70rpm	$\frac{1}{3}+\frac{2}{3}\cdot\frac{B}{A}$	1.12
バックラッシ量	0.1°	ε	7%

過渡振動の加速度波形(2) 図6−8



機　　種	8D 04182R	A理論加速度	8.0m/s²
カ ム 曲 線	MS	B最大実加速度	37.0m/s²
回 転 数	100rpm	$\frac{1}{3}+\frac{2}{3}\cdot\frac{B}{A}$	3.42
バックラッシ量	4.85°	ε	15%

過渡振動の加速度波形(3) 図6−9



機　　種	14DF 08272R	A理論加速度	11.5m/s²
カ ム 曲 線	MS	B最大実加速度	48.0m/s²
回 転 数	325rpm	$\frac{1}{3}+\frac{2}{3}\cdot\frac{B}{A}$	3.12
バックラッシ量	5.73°	ε	17%

そこで三共では、図(6−6)に示す実験により、dx_2/dx_0^2の値を直接求めました。
ところで、バックラッシ係数a_4は、変動する荷重を負荷する場合と等しい疲れ寿命を与えるような一定の変動ないし仮想の荷重から求めなければならず、したがってバックラッシ係数a_4は、軸受の平均荷重を求める式と実験値Bから、

$$a_4=\frac{1}{3}+\frac{2}{3}\times\frac{B}{A} \qquad (6-25)$$

ここに、B:最大加速度の実測値(d^2x_2/dx_0^2)
A:カム曲線から求められる最大加速度(A)
を得ます。
すなわち、入力系の回転むらにより影響されているインデックス装置の寿命は、ここで求められたバックラッシ係数a_4を式(6−16)に代入して得られることになります。
注)加速度計の取付位置は3例とも異なります。

バックラッシ係数 a_4 表6−8

ε \ Ba	0.05	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.8	1.0	1.2	1.5	2.0	2.5	3.0	4.0	5.0	6.0	8.0	10.0
−5	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
−3	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.01	1.01	1.01	1.03	1.05
−2	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.01	1.02	1.06	1.07	1.08	1.10	1.12	1.15	1.17	1.19
−1	1.00	1.00	1.00	1.04	1.05	1.06	1.08	1.09	1.10	1.11	1.13	1.17	1.19	1.20	1.26	1.28	1.30	1.36	1.42
0	1.00	1.02	1.06	1.08	1.10	1.12	1.16	1.18	1.19	1.22	1.23	1.29	1.33	1.34	1.42	1.46	1.49	1.59	1.70
1	1.02	1.04	1.09	1.12	1.15	1.18	1.24	1.27	1.30	1.33	1.36	1.42	1.48	1.51	1.60	1.66	1.72	1.84	1.96
2	1.03	1.06	1.12	1.16	1.20	1.24	1.32	1.36	1.40	1.44	1.48	1.56	1.64	1.68	1.80	1.88	1.96	2.12	2.28
3	1.04	1.08	1.15	1.20	1.25	1.30	1.40	1.45	1.50	1.55	1.60	1.70	1.80	1.85	2.00	2.10	2.20	2.40	2.60
4	1.05	1.09	1.18	1.24	1.30	1.36	1.48	1.54	1.60	1.66	1.72	1.84	1.96	2.02	2.20	2.32	2.44	2.68	2.92
5	1.05	1.11	1.21	1.28	1.35	1.42	1.56	1.63	1.70	1.77	1.84	1.98	2.12	2.19	2.40	2.54	2.68	2.96	3.24
6	1.06	1.12	1.24	1.32	1.40	1.48	1.64	1.72	1.80	1.88	1.96	2.12	2.28	2.36	2.60	2.76	2.92	3.24	3.56
8	1.07	1.14	1.27	1.36	1.45	1.54	1.72	1.81	1.90	1.99	2.08	2.26	2.44	2.53	2.80	2.98	3.16	3.52	3.88
10	1.07	1.15	1.30	1.40	1.50	1.60	1.80	1.90	2.00	2.10	2.20	2.40	2.60	2.70	3.00	3.20	3.40	3.80	4.20
12	1.08	1.17	1.33	1.44	1.55	1.66	1.88	1.99	2.10	2.21	2.32	2.54	2.76	2.87	3.20	3.42	3.64	4.08	4.52
15	1.09	1.18	1.36	1.48	1.60	1.72	1.96	2.08	2.20	2.32	2.44	2.68	2.92	3.04	3.40	3.64	3.88	4.36	4.84
20	1.10	1.21	1.42	1.56	1.70	1.84	2.12	2.26	2.40	2.54	2.68	2.96	3.24	3.38	3.80	4.08	4.36	4.92	5.48
25	1.12	1.24	1.48	1.64	1.80	1.96	2.28	2.44	2.60	2.76	2.92	3.24	3.56	3.72	4.20	4.52	4.84	5.48	6.12
30	1.12	1.26	1.51	1.68	1.85	2.02	2.36	2.53	2.70	2.87	3.04	3.38	3.72	3.89	4.40	4.74	5.08	5.76	6.44
35	1.13	1.27	1.54	1.72	1.90	2.08	2.44	2.62	2.80	2.98	3.16	3.52	3.88	4.06	4.60	4.96	5.32	6.04	6.76
40	1.14	1.29	1.57	1.76	1.95	2.14	2.52	2.71	2.90	3.09	3.28	3.66	4.04	4.23	4.80	5.18	5.56	6.32	7.08

ε:慣性負荷率　　Ba:出力軸換算バックラッシ

(b) バックラッシ係数a_4の求め方

多くの実験結果から、バックラッシ係数a_4は、出力軸換算バックラッシBaと慣性負荷率εに影響されていることがわかりました。

ここで、慣性負荷率εは、

$$\varepsilon=\frac{Ti+Toi-Tf}{Ts}\times100(\%) \qquad (6-26)$$

ここに、

Ti：インデックス装置にかかる慣性トルク　(N·m)
Toi：インデックス装置の内部慣性負荷トルク　(N·m)
Tf：インデックス装置にかかる摩擦トルク　(N·m)
Ts：インデックス装置の静定格出力トルク　(N·m)

出力軸換算バックラッシBaは

$$Ba=\frac{Bi\times Vm\times360}{S\cdot(\theta/m)}(deg) \qquad (6-27)$$

ここに、Bi：入力系のバックラッシとねじり、たわみの総量(deg)
Vm：最大無次元速度
S：ストップ数
θ：割付角(deg)

で示され、式(6−26)、(6−27)で求められた値と表(6−8)から、バックラッシ係数a_4は簡単に得られます。

(c) 入力系バックラッシとねじりたわみの総量(Bi)の求め方

入力系バックラッシとねじりたわみの総量は、完成された装置を注意深く実測することで得られますが、自動機械を新たに設計する場合は、その値を事前に知る必要があります。ところが、各要素のバックラッシやたわみを1点1点丹念に調べようとしても、加工精度、組立精度、特性値の不備など不確定項目も多く、事実上計測不可能であることが多い。このような理由で、これらの係数を用いずに単に安全率で補おうとすれば、実数が捕えきれず不安が残り、またそのために安全率を高めれば、装置が大型化し不経済です。

三共では、このような実情と、設計時点で実際上のより正確な寿命の見積ができることを目的として各伝達要素のバックラッシとたわみをできる限り数量化することを試みました。

数量化にあたっては、経験値や実験値を多用したが、各要素のバックラッシに関して多少乱暴に取扱っていることを、お許し願いたい。

ここに各回転伝達要素のバックラッシとねじり、たわみBiを表(6−9)に示した。

表の横の欄は入力軸から数えた伝達段階で、段数が増えると数値が減少しているのは、質量効果(フライホイール効果)などによりバックラッシやたわみによる影響力が弱められているためです。縦の欄には伝達要素が示され、バックラッシの大きさは各要素の外径に関係していることから、使用されるインデックス装置の入力軸の軸径を基準に比較を行なった。バックラッシの大きさは機種の大きさに関係することを考慮して、表(6−9)から、入力系の総バックラッシBiは次式で示されます。

$$Bi=\sqrt[3]{\frac{100}{D}}\times k_1(\Sigma B_1+k_2(\Sigma B_2+k_3(\Sigma B_3+\cdots\cdots+kn(\Sigma Bn)))) \qquad (6-28)$$

ここに

Bi：入力系の総バックラッシとねじり、たわみ(deg)
B_1〜n：伝達段数における各伝達要素のバックラッシ(deg)
D：インデックス装置の軸間距離(mm)
100：軸間距離を示し、この値を基準とした(mm)
k_1〜n：伝達段数における速度比率

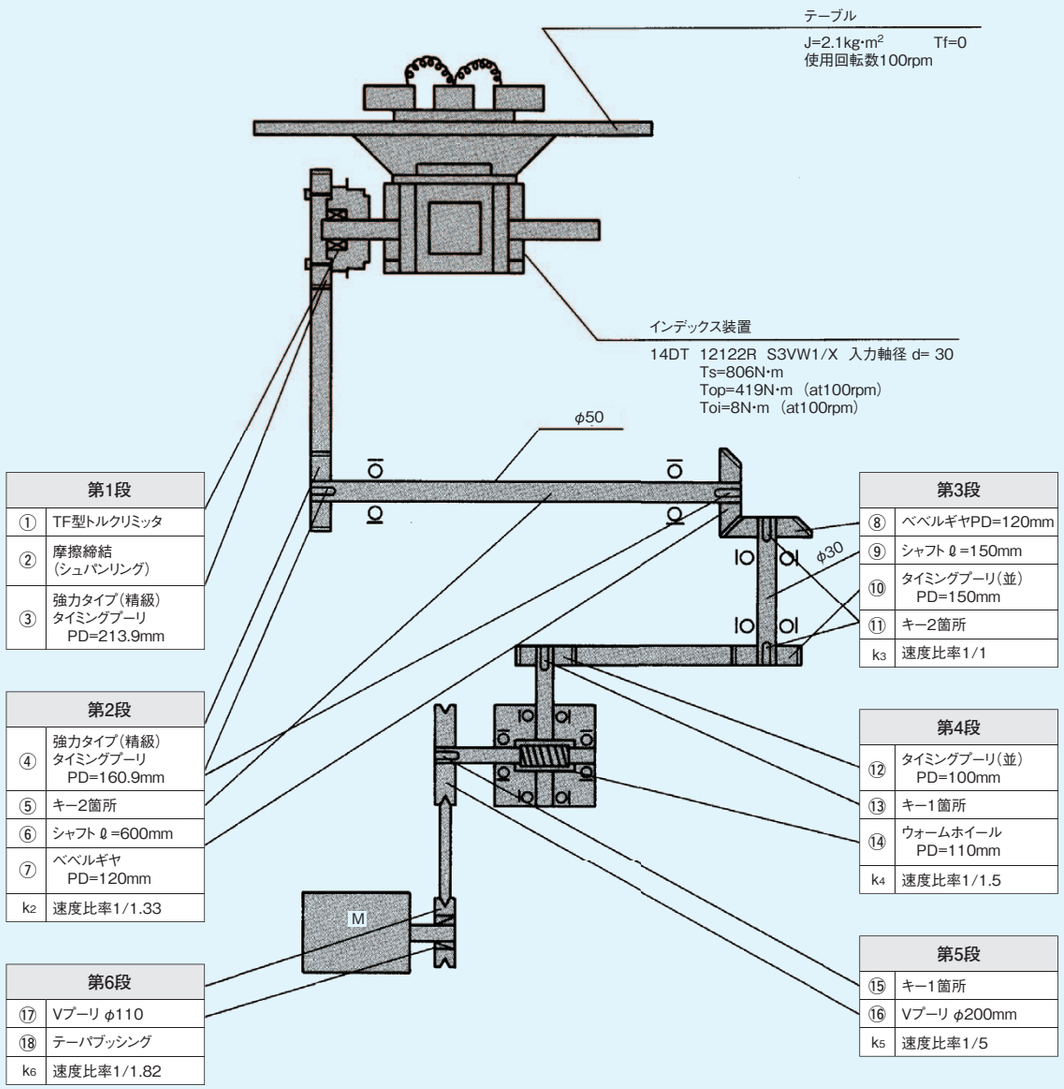
したがって、バックラッシ係数(a_4)は、式(6−28)で求められたバックラッシBiを式(6−27)に代入して、慣性負荷率εと表(6−8)から得られます。

伝達要素のバックラッシとたわみBi(単位deg)　表6−9

入力駆動方法			入力軸から原動機までの伝達段数					
伝達要素	精度区分及び入力軸径比較		1	2	3	4	5	6
タイミングベルト伝動	精級 プーリピッチ径/入力軸径 =	3以下	0.28	0.20	0.14	0.10	0.06	0.04
		3〜4	0.20	0.14	0.10	0.06	0.04	0.04
		4〜5	0.16	0.12	0.08	0.06	0.04	0.02
		5〜6	0.12	0.08	0.06	0.04	0.02	0.02
		6越え	0.08	0.06	0.04	0.02	0.02	0.02
	並級 プーリピッチ径/入力軸径 =	3以下	0.39	0.27	0.20	0.14	0.09	0.05
		3〜4	0.30	0.21	0.15	0.11	0.08	0.05
		4〜5	0.23	0.17	0.11	0.08	0.06	0.05
		5〜6	0.17	0.12	0.08	0.06	0.05	0.03
		6越え	0.12	0.09	0.06	0.05	0.03	0.02
ギヤ伝動 (注、ウォームギヤは精級の欄、ベベルギヤは並級の欄を見る)	精級 ギヤピッチ径/入力軸径 = (JIS3級以上)	3以下	0.20	0.14	0.10	0.07	0.05	0.03
		3〜4	0.16	0.11	0.08	0.05	0.04	0.03
		4〜5	0.12	0.08	0.06	0.04	0.03	0.02
		5〜6	0.08	0.06	0.04	0.03	0.02	0.01
		6越え	0.06	0.04	0.03	0.02	0.01	0.01
	並級 ギヤピッチ径/入力軸径 = (JIS4級以下)	3以下	0.46	0.32	0.23	0.16	0.11	0.08
		3〜4	0.33	0.23	0.16	0.11	0.08	0.06
		4〜5	0.25	0.18	0.12	0.09	0.06	0.04
		5〜6	0.18	0.13	0.09	0.06	0.04	0.03
		6越え	0.13	0.09	0.06	0.04	0.03	0.02
チェーン伝動 (テンションがかけられている状態)	スプロケットピッチ径/入力軸径 =	3以下	0.48	0.34	0.24	0.16	0.11	0.08
		3〜4	0.37	0.26	0.19	0.13	0.09	0.06
		4〜5	0.28	0.21	0.14	0.10	0.06	0.05
		5〜6	0.20	0.14	0.10	0.07	0.05	0.03
		6越え	0.14	0.10	0.07	0.05	0.03	0.02
シャフト伝動 (係数にシャフト長さ$l$mmを乗ずる)	中間軸径/入力軸径 = (値はねじり角度)	0.8以下	0.00117l	0.00082l	0.00057l	0.00039l	0.00028l	0.00020l
		0.8〜1.0	0.00081l	0.00057l	0.00040l	0.00028l	0.00019l	0.00014l
		1.0〜1.2	0.00045l	0.00032l	0.00020l	0.00015l	0.00011l	0.00008l
		1.2〜1.4	0.00022l	0.00015l	0.00011l	0.00008l	0.00005l	0.00004l
		1.4越え	0.00017l	0.00012l	0.00008l	0.00006l	0.00004l	0.00003l
締結方法	キー		0.40	0.23	0.20	0.14	0.10	0.06
	スプライン・セレーション		0.20	0.14	0.1	0.06	0.04	0.04
	摩擦締結方法		0	0	0	0	0	0
軸継手及びトルクリミッタ	TF、TC型トルクリミッタ		0.03	0.02	0.01	0.01	0.01	0.01
	ダイアフラム型カップリング		0	0	0	0	0	0
	チェーンカップリング		0.60	0.42	0.30	0.20	0.14	0.10
	フレキシブルカップリング		0.50	0.35	0.25	0.17	0.12	0.06
Vベルト、平ベルト伝動	プーリピッチ径/入力軸径 =	3以下	1.84	1.29	0.90	0.63	0.44	0.31
		3〜4	1.32	0.92	0.65	0.45	0.32	0.22
		4〜5	1.00	0.70	0.49	0.34	0.24	0.17
		5〜6	0.72	0.50	0.35	0.24	0.17	0.12
		6越え	0.52	0.36	0.25	0.18	0.12	0.09
三共レデューサによる直接伝動		R48	0.2					
		R65	0.12					
		R80	0.1					
		R100	0.09					
		R125	0.08					
		R160	0.07					

入力駆動系のモデル

図6−10



第1段	
①	TF型トルクリミッタ
②	摩擦締結（シュバンリング）
③	強力タイプ（精級）タイミングプーリ PD=213.9mm

第2段	
④	強力タイプ（精級）タイミングプーリ PD=160.9mm
⑤	キー2箇所
⑥	シャフト ℓ=600mm
⑦	ベベルギヤ PD=120mm
k_2	速度比率1/1.33

第3段	
⑧	ベベルギヤPD=120mm
⑨	シャフト ℓ=150mm
⑩	タイミングプーリ（並）PD=150mm
⑪	キー2箇所
k_3	速度比率1/1

第4段	
⑫	タイミングプーリ（並）PD=100mm
⑬	キー1箇所
⑭	ウォームホイール PD=110mm
k_4	速度比率1/1.5

第5段	
⑮	キー1箇所
⑯	Vプーリ φ200mm
k_5	速度比率1/5

第6段	
⑰	Vプーリ φ110
⑱	テーパブッシング
k_6	速度比率1/1.82

例題）
図（6−10）における入力系のバックラッシとねじり、たわみの総量Biは、式（6−28）より、

$$Bi=\sqrt[3]{\frac{100}{D}}\times k_1(\Sigma B_1+k_2(\Sigma B_2+k_3(\Sigma B_3+k_4(\Sigma B_4+k_5(\Sigma B_5+k_6\Sigma B_6)))))$$

1. D=140mm
2. $k_1=1/1$
3. $\Sigma B_1=①+②+③=0.03+0+0.08=0.11°$
4. $k_2=1/1.33$
5. $\Sigma B_2=④+⑤+⑥+⑦=0.08+0.23\times2+0.072+0.23=0.842°$
6. $k_3=1/1$
7. $\Sigma B_3=⑧+⑨+⑩+⑪=0.16+0.06+0.11+0.2\times2=0.73°$
8. $k_4=1/1.5$
9. $\Sigma B_4=⑫+⑬+⑭=0.11+0.14+0.05=0.3°$
10. $k_5=1/5$
11. $\Sigma B_5=⑮+⑯=0.1+0.12=0.22°$
12. $k_6=1/1.82$
13. $\Sigma B_6=⑰+⑱=0.22+0=0.22°$

$$\therefore Bi=\sqrt[3]{100/140}\times1/1\times(0.11+1/1.33\times(0.842+1/1\times(0.73+1/1.5\times(0.3+1/5\times(0.22+1/1.82\times(0.22))))))\fallingdotseq1.32deg$$

よって出力軸換算バックラッシBaは、式（6−27）より

$$Ba=\frac{Bi\times Vm\times360}{S\cdot\theta}=\frac{1.32\times1.76\times360}{12\times120°}\fallingdotseq0.581deg$$

また、理論負荷率εは、式（6−26）から

$$\varepsilon=\frac{Ti+Toi-Tf}{Ts}\times100\%$$

$$Ti=226.2\times Am\times J\times N^2/(S\times\theta^2)=226.2\times5.53\times2.1\times100^2/(12\times120^2)=152N\cdot m$$

$Toi=8N\cdot m$（at100rpm）
$Tf=0$
$Ts=806N\cdot m$

したがって、$\therefore\varepsilon=\frac{152+8-0}{806}\times100\fallingdotseq20\%$

よって、バックラッシ係数a_4は表（6−8）より、
Ba=0.5→a_4=1.84
Ba=0.6→a_4=2.12
算術平均をとれば、Ba=0.581のときのa_4は、

$$\therefore\quad a_4=\left|\left(\frac{2.12-1.84}{0.6-0.5}\right)\times0.081\right|+1.84\fallingdotseq2.07$$

となる。

（d）三共レデューサが装着された場合のバックラッシ係数a_4

三共レデューサには、世界的に有名なニーマンウォームと呼ばれるウォームギヤセットを使用していますので、機械的強度、運転効率、等速性、耐久性に優れているほか、ハウジングにはバックラッシ調整機構を装備しているので、常に最良の状態で運転されます。この減速機をインデックス装置の入力軸に装着し使用した場合の入力軸のバックラッシは、表（6−9）に示すとおり0.07〜0.12°以内であるため、この理想的な入力駆動におけるバックラッシ係数はa_4=1.2とし、入力系のバックラッシをさらに求めることなく、寿命計算をすることができます。

ただし、三共以外の減速機を入力軸に装着した場合には、その減速機のバックラッシをあらかじめ測定しておくことが必要となるほか、経年変化なども考えておかなければならず、この限りではありません。

（7）寿命値によるインデックス装置の選定

インデックス装置の期待寿命は、式（6−17）から求められます。選定の際にはこの寿命値を大きくとるほど安全ですが、あまり大きいと装置も大きくなり不経済です。

そこで機械の使用条件による経験的な目安としての期待寿命時間を表（6−10）に示します。

運転状況と期待寿命時間　表6−10

機械の運転状況	期待寿命時間
常時は回転しない機械	500
短時間または断続的に運転される機械で故障しても大きな支障のない機械	4,000〜8,000
断続運転されるが、故障すると大きな影響のある機械	8,000〜12,000
1日8時間運転されるが、常時フル回転されない機械	12,000〜20,000
1日8時間フル回転される機械	20,000〜30,000
1日24時間連続運転される機械	40,000〜60,000
1日24時間連続運転され、故障による停止を許されない機械	100,000〜200,000

2-7 ●解説 軸の疲れ強さ

2-7-1 軸の疲れ強さ

インデックス装置にかかる負荷は、運動状態により変化します。起動過程を経て定常運転の状態になり、さらに定常運転から停止過程を経て停止に至ります。定常運転での負荷（この過程ではカム特性に従った負荷）が、繰返しそれぞれの軸に作用し、異常時、調整時の非定常運動では、負荷状態での起動、急停止に伴う異常負荷が軸に作用します。

一つの自動機械を設計する場合は、この非定常運転も正常な仕様として捕え、装置の破損を未然に防がなければなりません。その他、機械が置かれる周辺の温度、湿度、ほこり、振動など、周囲環境から受ける影響の問題、保守、点検、安全などにも十分気を配った上で、軸を取扱うべきです。

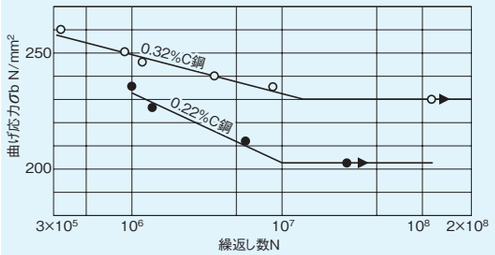
インデックス装置には、入力軸、出力軸、そしてカムフォロア軸が使用されています。この軸は、動力を伝達したり強度部材として用いられ、当然繰返し曲げモーメントやトルクあるいは圧縮荷重を受けることになりますが、ここでは、機械を安全に運転するためのひとつの条件としての軸の疲れ強さや軸の振動について考察してみます。

2-7-2 S-N線図と疲れ限度

材料にある大きさの応力を繰返し作用させるとついには破壊することがあります。このような現象を材料の疲労といいます。繰返し作用する応力σと、破断に至るまでの繰返し数Nの関係を示す曲線をS-N曲線（ウェーラ曲線とも呼ばれている）といいます。これを図（7−1）に示します。

図中水平部は、無限回の繰返しを与えても破壊しない応力の上限値です。この応力を疲労限度といいます、また、S-N曲線の傾斜部の応力には、有限回の繰返し数に耐える応力の上限値を示し、これをその繰返し数に対する時間強度といいます。鋼の大気中での疲労実験では、10^7回の繰返し数に耐えた場合には、さらに応力の繰返しを継続しても破壊することがほとんどないので、N=10^7回以後のS-N曲線は水平に表されます。

S-N曲線（ウェーラ曲線） 図7−1



一般的に疲れ限度（S-N曲線、図中水平部）は引張強さの高いものほど高い。これを図（7−2）に示します。1000N/mm²以下の範囲ではほぼ直線的な関係にあります。1000N/mm²以上になると、引張強さの増加に伴って引張強さに対する疲れ限度の割合はだんだん低下し、比例的な関係ではなくなります。ここに、1000N/mm²以下の範囲では、次のような関係があります。

$\sigma a = K\sigma s$ N/mm² （7−1）

$\sigma b = 0.8K\sigma s$ N/mm² （7−2）

$\sigma c = 2/3K\sigma s$ N/mm² （7−3）

$\sigma s = 3/10Hv \cdot g$ N/mm² （7−4）

ここで、

σa:回転曲げ疲れ限度 N/mm²

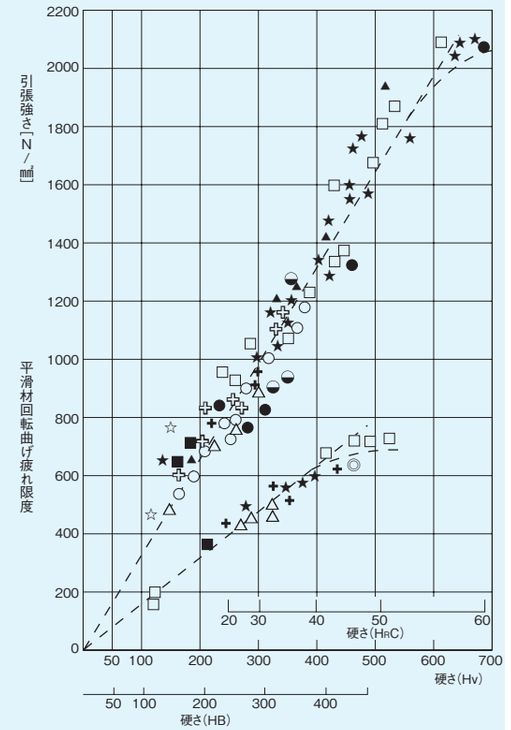
σb:引張圧縮疲れ限度 N/mm²

σc:両振ねじり疲れ限度 N/mm²

Hv:ビッカース硬度

K:材質により定まる係数で、鉄鋼材の場合はその組織により表（7−1）によって与えられています。

炭素鋼および合金鋼の硬さと引張強さおよび平滑材回転曲げ疲れ限度との関係 図7−2



鋼　種	焼なまし 焼ならし	焼入れ 焼もどし
S35C		◒
S45C	○	○
S55C	○	●
SMnC420	★	◎
SCr420	◎	▲
SCr440	△	△
SCM415	★	★
SCM430	★	☆
SCM440	✙	✚
SUP6		□
SUH3		■

疲れ限度／引張強さ 表7−1

組　織	K:疲れ限度／引張強さ
フェライト	0.55
フェライト+パーライト	0.4
パーライト	0.38
焼入れマルテンサイト	0.25
焼もどしマルテンサイト	0.6
焼もどしベイナイト	0.5
オーステナイト	0.35
調質ソルバイト	0.36〜0.48

不二越熱処理研究グループ知りたい熱処理138〜139

Kの値からわかるように、フェライト、ベイナイト、焼もどしマルテンサイトの耐久性が高くなっています。これは、疲れ破壊がきわめて局部的な、弱い結晶のすべり変形が基礎となって生ずるものであることを考えれば、均一で微細な組織の材料ほど耐久性が高いことが理解されます。

2-7-3 軸の最大繰返し曲げ力

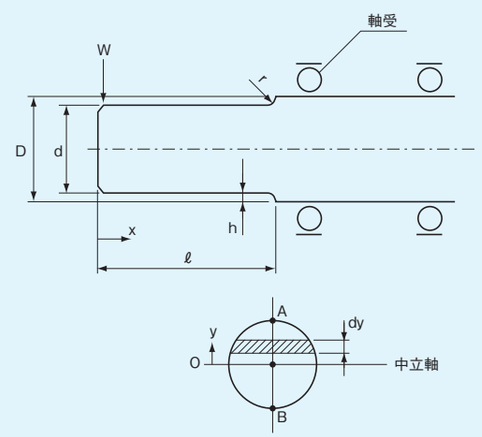
図（7−3）のような系において、軸に曲げ力Wを与えた場合、

せん断力 F=−W（N） （7−5）

曲げモーメント M=−Wx（N·mm） （7−6）

すなわち軸端では−Wℓとなるモーメントを受けます。

繰返し曲げ力 図7−3



いま、断面の中立軸からの距離yにおける垂直応力σyとすると、

$$\sigma y=\frac{M}{I}y\ (N/mm^2) \qquad (7-7)$$

ここで、Iは断面2次モーメントであるから、A点においての最大引張応力、B点において最大圧縮応力が生じ、これらは、

$$\sigma_A=\frac{Md}{2I},\ \sigma_B=-\frac{Md}{2I} \qquad (7-8)$$

$$I=\frac{\pi}{64}d^4\ (円断面の場合)\ (mm^4) \qquad (7-9)$$

すなわち、軸端での最大応力は、

$$\sigma_A=\frac{32}{\pi d^3}wl,\ \sigma_B=-\frac{32}{\pi d^3}wl\ (N/mm^2) \qquad (7-10)$$

したがって、軸端に作用させる最大繰返し曲げ力は、材料の回転曲げ疲れ限度σaによって決まります。

$$W=\frac{\pi d^3\sigma a}{l\times 32}\times\frac{1}{Ka}\times\frac{1}{Kb}\ (N) \qquad (7-11)$$

ここにKaは、段付き軸の応力集中率で、次のような比率で表され、次式により計算されます。

$$Ka=\frac{平滑材の疲れ限度}{段付き軸の疲れ限度} \qquad (7-12)$$

引張　Kaの値

表7−2

機種	軸径 d (mm)	取付部分のr(mm)									
		0.5	1.0	2.0	3.0	4.0	5.0	6.0	7.0	8.0	9.0
4.5D	14	2.141	1.869	1.575	1.451	1.379	1.329	1.293	1.265	1.242	1.224
4.5D	16	2.282	1.872	1.647	1.507	1.425	1.370	1.329	1.298	1.273	1.252
7D	20	2.444	1.989	1.738	1.580	1.488	1.425	1.380	1.344	1.316	1.293
7D	25	2.853	2.268	1.842	1.742	1.619	1.537	1.477	1.432	1.396	1.366
8D	25	2.517	2.052	1.790	1.625	1.528	1.463	1.415	1.377	1.347	1.322
8D	30	2.571	2.098	1.829	1.660	1.559	1.491	1.441	1.402	1.371	1.345
11D	30	2.571	2.098	1.829	1.660	1.559	1.491	1.441	1.402	1.371	1.345
11D	35	3.248	2.556	2.049	1.819	1.778	1.675	1.601	1.544	1.499	1.462
14D	40	2.646	2.163	1.884	1.708	1.603	1.532	1.479	1.438	1.405	1.377
14D	45	3.386	2.668	2.140	1.901	1.854	1.745	1.666	1.606	1.557	1.518
18D	50	2.695	2.205	1.921	1.741	1.633	1.559	1.504	1.462	1.427	1.399
18DF	60	2.730	2.236	1.947	1.764	1.654	1.578	1.523	1.479	1.444	1.415
25DF	80	2.776	2.276	1.982	1.795	1.682	1.605	1.547	1.502	1.466	1.435
35DF	90	2.792	2.290	1.994	1.806	1.692	1.614	1.555	1.510	1.473	1.443
25DT	70	2.756	2.258	1.967	1.781	1.670	1.593	1.536	1.492	1.456	1.426
45DT	100	3.368	2.695	2.205	2.072	1.921	1.817	1.741	1.681	1.633	1.593

曲げ　Kaの値

表7−3

機種	軸径 d (mm)	取付部分のr(mm)									
		0.5	1.0	2.0	3.0	4.0	5.0	6.0	7.0	8.0	9.0
4.5D	14	2.170	1.799	1.537	1.424	1.358	1.314	1.281	1.256	1.236	1.219
4.5D	16	2.312	1.875	1.594	1.468	1.395	1.346	1.311	1.283	1.261	1.243
7D	20	2.482	2.002	1.677	1.534	1.451	1.395	1.355	1.324	1.299	1.278
7D	25	2.856	2.267	1.823	1.649	1.539	1.467	1.417	1.378	1.348	1.324
8D	25	2.569	2.078	1.738	1.586	1.497	1.437	1.393	1.359	1.332	1.309
8D	30	2.632	2.134	1.783	1.625	1.532	1.468	1.422	1.386	1.357	1.333
11D	30	2.632	2.134	1.783	1.625	1.532	1.468	1.422	1.386	1.357	1.333
11D	35	3.230	2.554	2.035	1.795	1.676	1.584	1.518	1.469	1.430	1.399
14D	40	2.718	2.212	1.848	1.681	1.581	1.513	1.463	1.424	1.393	1.367
14D	45	3.394	2.691	2.148	1.895	1.763	1.664	1.593	1.540	1.497	1.463
18D	50	2.774	2.264	1.891	1.718	1.614	1.543	1.491	1.450	1.417	1.390
18DF	60	2.813	2.300	1.921	1.745	1.638	1.565	1.511	1.469	1.435	1.407
25DF	80	2.864	2.349	1.962	1.780	1.670	1.594	1.538	1.494	1.458	1.429
35DF	90	2.881	2.366	1.976	1.793	1.681	1.604	1.547	1.503	1.467	1.437
25DT	70	2.842	2.328	1.944	1.765	1.656	1.582	1.526	1.483	1.448	1.419
45DT	100	3.456	2.774	2.264	2.035	1.891	1.791	1.718	1.661	1.614	1.576

ねじり　Kaの値

表7−4

機種	軸径 d (mm)	取付部分のr(mm)									
		0.5	1.0	2.0	3.0	4.0	5.0	6.0	7.0	8.0	9.0
4.5D	14	1.650	1.419	1.263	1.196	1.157	1.130	1.110	1.095	1.083	1.073
4.5D	16	1.738	1.471	1.295	1.220	1.176	1.147	1.125	1.108	1.095	1.084
7D	20	1.851	1.545	1.344	1.259	1.209	1.176	1.152	1.133	1.118	1.106
7D	25	2.207	1.720	1.431	1.317	1.253	1.212	1.182	1.160	1.142	1.127
8D	25	1.906	1.595	1.385	1.294	1.241	1.205	1.179	1.158	1.142	1.128
8D	30	1.946	1.633	1.416	1.322	1.266	1.228	1.200	1.179	1.161	1.147
11D	30	1.946	1.633	1.416	1.322	1.266	1.228	1.200	1.179	1.161	1.147
11D	35	2.625	1.952	1.563	1.413	1.331	1.278	1.249	1.212	1.189	1.171
14D	40	2.001	1.685	1.461	1.362	1.302	1.262	1.232	1.208	1.190	1.174
14D	45	2.682	2.027	1.633	1.476	1.388	1.330	1.288	1.257	1.232	1.212
18D	50	2.037	1.721	1.492	1.389	1.327	1.285	1.254	1.229	1.209	1.193
18DF	60	2.062	1.746	1.514	1.409	1.345	1.302	1.269	1.244	1.224	1.207
25DF	80	2.096	1.779	1.543	1.435	1.370	1.325	1.291	1.265	1.244	1.226
35DF	90	2.107	1.791	1.553	1.444	1.378	1.333	1.299	1.272	1.251	1.233
25DT	70	2.081	1.765	1.530	1.423	1.359	1.315	1.282	1.256	1.235	1.218
45DT	100	2.469	2.037	1.721	1.578	1.492	1.433	1.389	1.355	1.327	1.304

これまでは、軸に作用するモーメント、ねじりトルクが一定として取扱ってきましたが、多くの場合これは一定ではなく変動したり衝撃的に作用します。そこでこのような動的影響を考慮して、応力集中率で表される係数Kbを乗ずることにしました。

$$Kb=\frac{\text{一定荷重の疲れ限度}}{\text{動荷重の疲れ限度}} \qquad (7-13)$$

Kbの値　表7−5

動荷重の性質		曲げ		ねじり	
		キー溝なし	キー溝あり	キー溝なし	キー溝あり
変動なし	1	−	−	1.0	1.2
	2	1.0	1.2	1.0	1.2
	3	1.1	1.3	1.1	1.3
	4	1.2	1.4	1.2	1.4
変動荷重	1	−	−	1.2	1.4
	2	1.5	1.8	1.3	1.6
	3	1.7	2.0	1.5	1.8
	4	1.8	2.2	1.6	1.9
衝撃荷重	1	−	−	1.6	1.9
	2	2.0	2.4	1.7	2.0
	3	2.2	2.6	1.9	2.3
	4	2.4	2.9	2.1	2.5

ここで、1〜4は回転の伝達要素で、

1:ダイアフラム形カップリング

2:タイミングベルト

3:ギヤ

4:チェーン

各伝達要素の応力集中係数Kbを表に示します。

2-7-4　軸に曲げ力とトルクが同時に作用した場合

通常、インデックス装置の入出力軸には、曲げモーメントMとトルクTが同時に作用します。この場合の最大繰返し曲げ力Wあるいは最大繰返しトルクTの計算法は、等しい効果を与えるような相当曲げモーメントMe、あるいは相当ねじりトルクTeを求め、式(7−6)、(7−7)および式(7−10)に代入します。ここで、

$$Me=\frac{1}{2}(M+\sqrt{M^2+T^2}) \quad (N\cdot mm) \qquad (7-13)$$

$$Te=\sqrt{M^2+T^2} \quad (N\cdot mm) \qquad (7-14)$$

$$M=Wl,\quad T=RW \quad (N\cdot mm) \qquad (7-15)$$

軸に作用する最大応力は、(7−8)、(7−10)式から、

$$\sigma_{Ae}=\frac{32}{\pi d^3}\times\frac{1}{2}(M+\sqrt{M^2+T^2}) \ (N/mm^2) \qquad (7-16)$$

$$\sigma_{be}=\frac{16}{\pi d^3}\sqrt{M^2+T^2} \ (N/mm^2) \qquad (7-17)$$

となります。

2-7-5　回転軸のねじり振動

回転軸の振動は、強制振動と自励振動に大別できます。強制振動とは、インデックス装置の入出力軸に周期的に作用するトルクのような振動的外力によって強制的に起こされる振動であり、自励振動とは、クランク軸、カム軸などの質量分布がバランスされていない軸の振動のように振動的外力によらず、ひとりでに起こる振動であるが、ねじり振動については、ほとんどの場合強制振動だけを考えれば十分です。この強制振動を評価するには、系の固有振動数を基準とする便利です。図(7−4)で、最も単純な系の固有振動を考えてみます。

$$Kt=\frac{\pi d^4 G}{32l} \ (N\cdot mm/rad) \qquad (7-18)$$

$$T=Kt\cdot\theta \qquad (7-19)$$

$$f=\frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{1000\cdot Kt}{J}} \ (Hz) \qquad (7-20)$$

ここで

Kt:ねじり剛性(N·mm/rad)

G:せん断弾性係数　硬鋼で82320N/mm²

θ:ねじり角(rad)

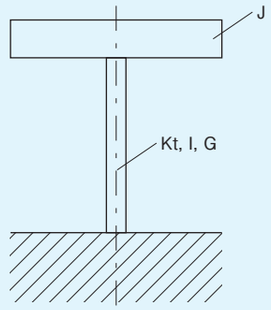
T:作用トルク(N·mm)

f:系の固有振動数(Hz)

J:円板の慣性モーメント(kg·mm²)

強制振動の周波数と系の固有振動数が接近すると、いわゆる共振によって振動が急激に大きくなり、軸のねじり疲れを速めます。このようなトラブルを避けるためには強制振動の特性を知るとともに、系の固有振動数を解析的に求めるか直接求めて知り、共振回避を計らなければなりません。方法としては、固有振動数と強制振動の周波数の比率を高めることです。それは、出力系の慣性モーメントを低下させ、軸剛性を高めることで、固有振動数は高められ、周波数の比率を高められます。インデックス装置は、高精度の位置決めを必要とすることから、この周波数の比率は、経験的に5倍以上の値になることが望ましいといえます。

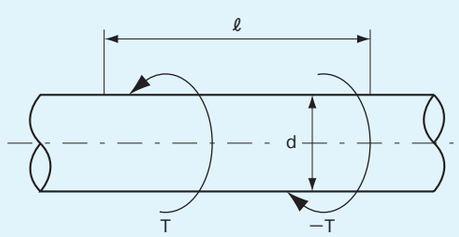
ねじり振動　図7−4



2-7-6　最大繰返し許容トルクT

軸にトルクを作用させると、断面上にせん断応力が生じ、この最大値は円筒の外周に存在します。この大きさは、

図7−5



$$\sigma c=\frac{16}{\pi d^3}T \ (N/mm^2) \qquad (7-21)$$

ここで、

σc:両振ねじり疲れ限度(N/mm²)

T:作用トルク　(N·mm)

段付き軸に作用する最大繰返しトルクは、

$$T=\sigma c\times\frac{\pi d^3}{16}\times\frac{1}{Ka} \quad (N\cdot mm) \qquad (7-22)$$

Kaは値は表(7−2〜4)から算出します。

インデックス装置の動力伝達に使用される軸は、出力系の軸と入力系の軸に分けられ、それぞれ異なった特性を必要としています。

入力系の軸は、回転むらを極力小さくするために、高いねじり剛性を必要としています。また、入力系の軸は、他の軸と連結するために用いたり、カムやリンクを直接軸に取付け、同期をとったりすることも多く、軸に強い曲げモーメントが作用します。こうしたことからも、軸はできる限り太くしておくほうが良いのです。もし可能であるならば、中間伝達軸のねじり剛性は入力軸の回転角に換算して、最大トルクが作用した時のねじり角が0.5°以内であることが望ましい。

一方、出力系の軸は、高い位置決め精度と高速運転を可能にするため、慣性モーメントを小さくとる必要があります。したがって出力系は、最終従節との伝達経路をできる限り短かくするのが良く、もし中間伝達軸を使用する場合は中空軸を採用するなどして、望まれる特性を満たすよう工夫することです。

2-8 ●解説 割出精度

2-8-1 解説

インデックステーブルの位置決め精度は、直交座標系（x、y、z）で表す場合と、円筒座標系（r、φ、z）で表す場合の2通りがあり、加工方法も同様です。前者はベッドとスピンドルヘッドを直進移動して位置決めを行う方法でジグボーラなどに対応し、後者は割出盤上にワーク（テーブル）を取付け、加工半径 r と割出角φで加工するものに対応しています。

どちらの方法が良いかは目的によって異なるが直交座標系は絶対精度を、円筒座標系は相対的な精度を出すものに適応しています。自動機械に用いられるインデックス装置の位置決め精度の要求は、もちろん絶対精度の必要性はあるものの、テーブル外周に設置された加工機械の作業中心と、毎回割出されるインデックステーブルの作業中心が一致すればよく、相対精度が保証されれば満たされることが多く、その方が経済的でもあります。またこの方法によれば自動機械のインデックステーブルの位置決め精度は、インデックス装置の割出精度に最も影響されるので、装置設計の際、目的精度に応じたインデックス装置を選定しなければなりません。

インデックス装置の割出精度には、運転中または負荷の作業中における動的割出精度と、静止状態または負荷が作用していない状態での静的割出精度の2通りがあり、次項に示します。

2-8-2 静的割出精度

静的割出精度には、いわゆる割出精度と停留区間内のDWELL精度、位置決めの再現性を表す繰返し割出精度があります。

ここでは、インデックス装置の割出精度と精度に影響を与える要因、機種、サイズなどについて説明する。

(1) 割出角度（φ）

割出角度（φ）とはインデックス装置が1割出（INDEX）したときの出力軸の回転角（deg）で、

$$\varphi=\frac{360}{s}\quad(\mathrm{deg}) \qquad (8-1)$$

ここに、s：ストップ数

で表されます。ローラギヤカムとターレットからなるインデックス装置は確動機構であるため

$$s=\frac{n}{m} \qquad (8-2)$$

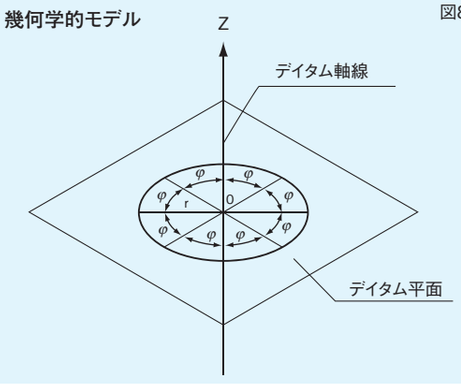
ここに、n：ターレットのカムフォロア本数

m：ローラギヤカムの条数

でなければならず、条数mはカム1回転でカムフォロアを1本送り、1割出する場合1となります。同様に2本の場合は2、以下3、4…、となります。またカム1回転でカムフォロアを一本送り、その間に2割出（2DWELL）する場合は、m=1／2となり、同様に3割出（3DWELL）の場合1／3、以下1／4、1／5…となります。このようにローラギヤカムとターレットからなるインデックス装置は広範囲な割出角度を得ることができます。

ここで式（8−1）、（8−2）から求められる割出角度（φ）は、正確な幾何学的モデル（デイタム）に基づいた理論値です。

幾何学的モデル 図8−1



(2) 割出精度

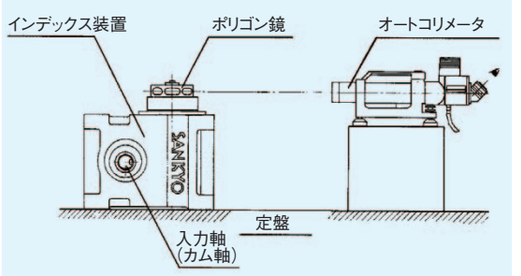
インデックス装置の割出精度は、式(8−1)、(8−2)から求められた理論値と実測値との差から求められ、精度は角度の秒で表されます。

割出精度は、オートコリメータとポリゴン鏡を用いて測定されます。インデックス装置の出力軸にストップ数に相当するポリゴン鏡を取付け、ポリゴン鏡に近い位置にオートコリメータを置き、オートコリメータの光源がポリゴン鏡の鏡に反射されたときの反射角度を秒で読み取ります。

オートコリメータによる割出精度の測定の特徴は、出力軸の振れ、ポリゴン鏡の取付け誤差などのミスアライメントの影響を受けることなく、純割出角度を正確に測定できることにあります。

三共ではインデックス装置の出荷基準に割出精度の項があり、製品はオートコリメータで測定され、精度が許容値以内であることを確認した上で出荷される。標準品における精度の許容値は、機種、サイズにより異なり、機種選定の際、十分調べておく必要があります。（各機種の特性表参照）

割出精度測定 図8−2



(3) 繰返し割出精度

繰返し割出精度の測定は、割出精度の測定方法と同様にオートコリメータを用いて行われます。数値は、出力軸1回転当りの割出精度を数回測定し、同じ割出位置（ステーション）での精度のバラツキの最大差を秒で表します。

この精度は、各ステーションにおける位置決めの再現性を評価するためのもので、この値が小さければ作業のバラツキも小さくなり、機械の信頼性は高まります。サンデックスは、この繰返し割出精度を高めるためにカムフォロアを内製化し、高精度化に努めています。

(4) 停止精度（DWELL　精度）

停止精度は、カムが停留区間（DWELL）にあるときの出力軸の微小回転角を秒で表したものです。この区間において出力軸は回転しないが、カムの傾き、カム軸の振れ、カムフォロア外輪のラジアル振れなどにより微小回転角が生じます。

(5) テーブル上の位置決め精度

インデックス装置出力軸にテーブルを取付け、テーブル上の位置決め精度を求める方法を考えてみます。割出精度は円筒座標（r、φ、z）系で表されています。いま、テーブル上の位置決め精度もこの円筒座標で表されるものとすれば当然、それぞれの軸に対しての誤差、Δr、Δφ、Δzが存在します。Δrは回転中心とテーブル中心の誤差で偏心誤差に相当し、Δφは割出誤差、そしてΔzは軸方向（アキシャル）の振れに相当します。

(a)テーブル上で回転方向の位置決め精度を評価する際、テーブルのピッチ円半径上における誤差を、角度ではなく直線距離で表すのが一般的です。これは以下の式を用いて簡単に求められます。

$$\Delta s=2\,r\sin\frac{\varphi}{2}=2\,r\sin\frac{\Delta\varphi}{2\times60\times60}(\mathrm{mm}) \qquad (8-3)$$

ここで、

r：テーブルのピッチ円半径（mm）

φ：角度（deg）　　Δφ：割出精度（sec）

Δs：テーブルのピッチ円上における誤差（mm）

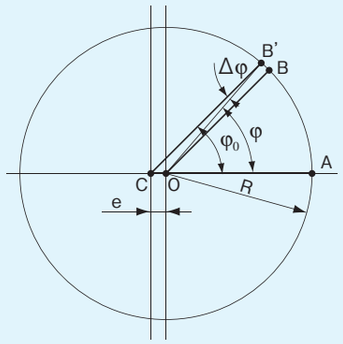
例）インデックス装置の割出精度±30秒、テーブルのピッチ円半径200mmでの位置決め誤差は、

$$\Delta s=2\times200\times\sin\frac{\pm30}{2\times60\times60}=\pm0.029(\mathrm{mm}) \qquad (8-4)$$

となります。割出精度とピッチ円上での誤差の関係をもっと簡単に把握する方法として、1秒は、ピッチ円φ400で、約1μmに相当する、という関係を覚えておくと、テーブルの位置決め精度を見積る際に便利です。

(b)偏心誤差eとテーブルの偏角誤差との関係を考えてみる。

偏心誤差eとテーブルの偏角誤差の関係 図8−3



A：原位置
B：希望する位置決め地点
B'：実際の位置決め地点
C：インデックス装置の割出中心
O：インデックス装置に取付けられたインデックステーブルのピッチ角中心
R：テーブルのピッチ円半径長さ
φ_0：インデックス装置の割出角度
φ：インデックステーブルのピッチ角中心から見た割出角度
$\Delta\varphi$：$\varphi-\varphi_0$（割出誤差角）
e：偏心量

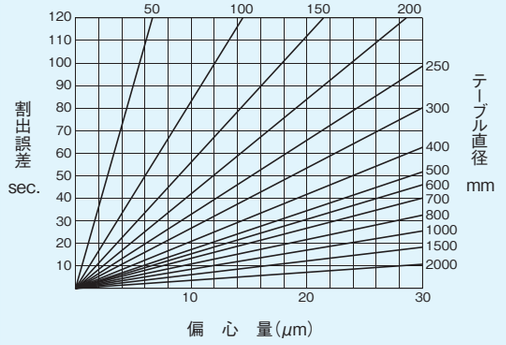
図(8−3)において、インデックス装置で割出された角度φ_0によって、A点からB点に本来位置決めさせるべきものが、実際はB'の地点に位置決めされることになり、割出誤差角$\Delta\varphi$が生じます。この割出誤差角$\Delta\varphi$はつぎの式で表されます。

$$\Delta\varphi=\varphi-\varphi_0=\frac{e}{R}\sin\varphi_0 \quad (\text{rad}) \qquad (8-5)$$

割出誤差角を偏角誤差といい、最大の偏角誤差は2e/R(rad)となります。図(8−4)に各ピッチ径での偏心量に対する割出誤差(sec)を示します。

このように取付誤差、加工誤差などから生ずる偏心誤差が、割出精度(偏角誤差)およびテーブルの位置決め精度に与える影響は、すこぶる大きい。インデックス装置の出力軸にテーブルを取付けた場合は、心出しを十分に行い、偏心誤差が最小になるように調整することが必要です。

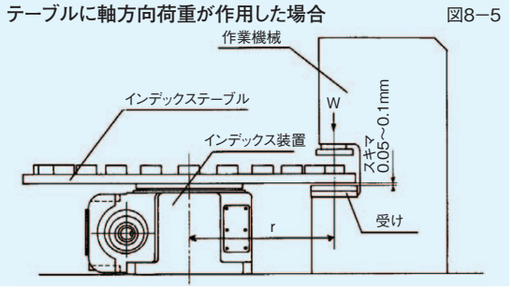
偏心量に対する割出誤差 図8−4



(c)テーブルに軸方向(アキシャル)荷重(W)が作用した場合出力軸にはwrなるモーメントが加わり、軸が曲がりテーブルが傾きます。その結果、テーブルの位置決め精度に影響を与えることになります。

アキシャル荷重による位置決め精度誤差の関係を定量的に求めることは、出力系構成部材の力学的な検討を必要とするので難しい。そこで、インデックステーブルに作業機械などによるアキシャル荷重が掛かる場合の精度維持対策として図(8−5)に示すように、テーブル下面に受けを設け、固定ベースにしっかりと固定すると効果があります。

テーブルに軸方向荷重が作用した場合 図8−5



なお、サンデックスの特性表に、出力軸にかけられる許容モーメントを記載しているが、この値は精度保証値ではなく荷重保証値です。

(6)割出誤差の発生原因

(a)ターレットの割出誤差

インデックス装置は、ローラギヤカムとターレットの組合せで構成されています。このため、ターレットの割出誤差が最も大きな発生原因となっています。ターレットの割出誤差は、カムフォロアを放射状に植込んだ状態での角度誤差と、植込み角の中心とターレット軸の回転中心の偏心誤差からなり、偏心誤差による影響は大きくこの偏心を限りなく零に近づける努力が必要となります。

サンデックスのターレットは、組合せによる誤差をなくすために出力軸と一体化し(テーブルタイプは2体物)、カムフォロアの外径は1μm単位で分類したものを使用する、などの工夫をこらしています。

また、使用中にターレットに過負荷がかかり、カムフォロアの植込み角が変化した場合も割出誤差の発生原因となりますので、あらかじめ出力軸にトルクリミッタを装着するなどして、対策をたてておくことも有効です。

(b)カムフォロアのラジアル振れ

カムフォロアのラジアル振れは、割出精度と繰返し割出精度を悪化させます。高い精度が必要とされるインデックス装置に市販のカムフォロアを使用できないのは主にこの点にあります(表8−1参照)。当社の規格では、外輪のラジアル振れの許容量は、2μm〜3μmと非常に小さな値になっています。

(c)カムの停留区間(DWELL)の振れ

インデックス装置はカムの停留区間において、入力軸が回転していても出力軸は停止状態にありますが、カムの停留区間に振れがあれば、出力軸は微小回転します。この振れがDWELL精度を悪化させる原因となっています。DWELL中の振れが許されない場合は、カム軸にクラッチ／ブレーキを装着し、この区間でカム軸の回転を止めることで回避する方法もあります。

(d)停留時における出力軸のバックラッシ

ローラギヤカムのテーパリブとターレットの組合せは、入力軸と出力軸の軸間距離を調整することにより簡単に出力軸のバックラッシをなくすことができる最良の機構です。出力軸にバックラッシを与えないことがすべての静的精度と動的特性を良くし、高速・高精度化を可能にする要因です。したがって、高い生産性を維持するためには、装置を常にバックラッシのない状態で運転しなければなりません、しかしながら、何らかの原因によりバックラッシが発生した場合は、割出精度、繰返し割出精度の、停止精度のすべてが悪化するほか、動的特性をすこぶる低下させてしまいます。このような状況下にあるインデックス装置は、バックラッシを発生させる要因、例えばオーバーロード、潤滑不足、調整の不良などを突き止め、対策をたてた上でバックラッシの調整をする必要があります。

(e)出力軸系の摩擦力による位置決め誤差

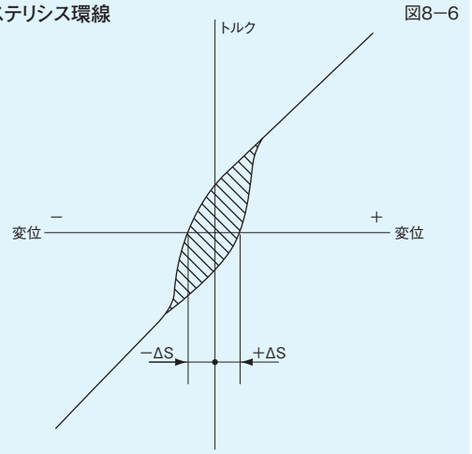
摩擦力は作用負荷に対して常に反作用負荷として働き、運動エネルギは摩擦エネルギに変換され消費されます。これは、ばね力など運動エネルギが系に保存され、復元力として作用する力と基本的に異なります。すなわち、軸に摩擦力が存在する場合、軸に正負のトルクを作用させると、図(8−6)に示すように、ヒステリシス環線が表れます。このヒステリシス環線図で環線部の面積はエネルギを表わし、これは摩擦エネルギに対応してエネルギ損失として消費されます。一般的に位置決め時は、軸にトルクが作用していないので、トルク零のときの位置決め精度は、図(8−6)から±ΔSとなります。すなわちこのΔSは、摩擦力による位置決め誤差を示すものです。

JIS B 1514 外輪の精度 表8−1

軸受外径の呼び寸法		外輪径の許容差(μm)										外輪のラジアル振れの許容値(μm)最大				
		0級(一般市販品)		6級		5級		4級		三共規格(インデックス専用)		0級(一般市販品)	6級	5級	4級	三共規格(インデックス専用)
を超え	以下	上	下	上	下	上	下	上	下	上	下					
6	18	0	−8	0	−7	0	−5	0	−4	+3	0	15	8	5	3	2
18	30	0	−9	0	−8	0	−6	0	−5	+3	0	15	9	6	4	2
30	50	0	−11	0	−9	0	−7	0	−6	+3	0	20	10	7	5	3
50	80	0	−13	0	−11	0	−9	0	−7	+3	0	25	13	8	5	3
80	120	0	−15	0	−13	0	−10	0	−8	+3	0	35	18	10	6	3

このように、出力軸系の摩擦力は位置決め精度を悪化させる原因となりますので、精度を要求する場合は、極力摩擦力を低下させる一方、トルクに対して変位が小さくなるよう、軸のねじり剛性を高めることが必要です。

ヒステリシス環線　図8−6



(f)その他の原因

インデックス装置の割出精度を低下させる原因には、そのほか、カムフォロアのスキューイングによるもの、熱的要因、材料の経年変化、さらに接触部における潤滑油膜の厚さの変化が考えられ、同様に、出力軸系の外部要因も考えられます。また、さらに高精度を要求する場合には上記要因も無視できなくなり、各要因について検討し、対策をたてることが必要になってきます。しかし、要求精度を高めれば高めるほど装置のコストが限りなくアップします。このような実情から、使用者は、精度の許容値をいかに拡げることができるかということを設計テーマの一つに取入れることも、生産コストを引き下げるための一つの手法である、といえます。

2-8-3 動的割出精度

動的割出精度とは、インデックス装置が運転されているか、あるいは出力軸に負荷が作用している状態での割出精度です。精度の経年変化や精度寿命も動的割出精度の範中です。自動機械による加工・組立・検査などの精度は、この動的割出精度の良し悪しで決まり、最終的には機械装置はこの動的特性で評価されます。こうした意味からも動的割出精度は重要です。

ここでは、時間とともに刻々と変化する変位、速度、加速度、応力などの動的特性が割出精度に与える影響とその対策について簡単に考えてみます。

(1)出力軸の剛性

インデックス装置の出力軸系には、さまざまなトルク、荷重が作用します。例えば、割出時の過渡振動(強制振動)、停留時の残留振動(固有振動)、作業負荷トルク、摩擦トルク、プレス作業時のアキシャル荷重などがあげられます。これらの力が作用した場合、出力軸はそれぞれの力の向きに変位します。まず、トルクT(N･m)が作用した場合は、出力軸のねじり剛性kt(N･m/rad)に従って、次式のように角度変位θ(rad)が生じ、

$$\theta = T / kt \quad (rad) \qquad (8-6)$$

となります。

つぎに、アキシャル荷重Wが軸心から距離rの所に作用した場合は、軸に曲げモーメントM=Wrが作用します。そのときのたわみVはつぎのように表されます。

$$V = \int_o^x \left\{ -\int_o^x \frac{M}{EI}\, dx \right\} dx + c_1 x + c_2 \qquad (8-7)$$

ここに、E：縦弾性係数

I：断面二次モーメント

C_1、C_2は積分定数

ここでEIをたわみ剛性とすれば、出力軸にトルク、曲げモーメントが作用した場合のそれぞれの変位は、軸の剛性が高いほど少なく、位置決め精度を高めることになります。サンデックスには、Dシリーズ(シャフト仕様)、DFシリーズ(フランジ仕様)、DTシリーズ(テーブル仕様)、DUシリーズ(ユニバーサル仕様)そしてDoシリーズ(リング仕様)の5機種があり、それぞれの機種のねじり剛性、許容曲げモーメント、慣性モーメントの特性を表にまとめると、つぎのようになります。(超小型インデックスシリーズに関しては特性表参照。)

表(8−2)からわかるように、各インデックス装置を同サイズで比較した場合のねじり剛性を見ると、

DTシリーズ＞DFシリーズ＞Doシリーズ＞
Dシリーズ＞DUシリーズ

となり、負荷トルクを受ける場合の動的割出精度は、DTシリーズが最も優れていると言えます。

サンデックスの特性比較表　表8−2

機種／特性／サイズ	Dシリーズ			DFシリーズ			DTシリーズ			DUシリーズ			Doシリーズ		
	K_1	P_3	J_0	K_1	P_3	J_0	K_1	P_3	J_0	K_1	P_3	J_0	K_1	P_3	J_0
4.5	6.076×10^{3}	24.5	1.5×10^{-4}	3.724×10^{4}	44.1	3.5×10^{-4}									
6	1.372×10^{4}	34.3	3.4×10^{-4}	4.9×10^{4}	44.1	6.0×10^{-4}									
7	2.842×10^{4}	63.7	1.05×10^{-3}	6.664×10^{4}	78.4	1.7×10^{-3}									
8	5.292×10^{4}	63.7	1.79×10^{-3}	1.372×10^{5}	107.8	4.0×10^{-3}				4.802×10^{3}	24.5	1.95×10^{-4}			
11	8.82×10^{4}	166.6	9.05×10^{-3}	3.528×10^{5}	294	2.18×10^{-2}	3.92×10^{5}	117.6	3.75×10^{-2}	1.666×10^{4}	40.18	7.25×10^{-4}			
14	1.862×10^{5}	313.6	2.63×10^{-2}	7.056×10^{5}	490	4.25×10^{-2}	7.644×10^{5}	235.2	0.125	3.724×10^{4}	63.7	1.33×10^{-3}			
17	4.018×10^{5}	392	6.25×10^{-2}												
18	4.9×10^{5}	931	0.195	1.47×10^{6}	980	0.183	1.96×10^{6}	529.2	0.38						
20										1.47×10^{5}	313.6	1.38×10^{-2}			
25				4.018×10^{6}	2450	1.26	4.9×10^{6}	980	1.95				2.352×10^{6}	343	1.15
35				9.114×10^{6}	4018	4.97	1.176×10^{7}	1960	9.83				5.782×10^{6}	686	5.55
45				3.234×10^{7}	7056	9.75	3.136×10^{7}	3430	30.65				1.176×10^{7}	1078	17.15
65				1.372×10^{8}	10780	51.5	9.016×10^{7}	6076	224				3.332×10^{7}	1960	81.5
80							4.116×10^{8}	8330	380				6.272×10^{7}	2940	266.25

K_1:出力軸のねじり剛性(N･m/rad)　P_3:出力軸の許容曲げモーメント(N･m)　J_0:出力軸の慣性モーメント(kg･m^2)　[1N≒0.102kgf]

同様に、出力軸に曲げモーメントが作用する場合には、

DF＞DTシリーズ＞Dシリーズ＞
DUシリーズ＞Doシリーズ

となっており、DFシリーズが優位であることを示しています。

(2)出力系の慣性モーメント

インデックス装置はスタート･ストップ機構であるため、出力系に対して、スタート時の加速(a)と、ストップの際の減速(−a)が、カムにより与えられています。

出力軸の慣性トルクTiは、出力系の慣性モーメント(J)と、加速時には正の加速度･減速時には負の加速度との積で表されます。動的割出精度を高めるには、式(8−7)から明らかなように負荷トルクを小さくし、ねじり変位を抑える必要があります。高速で運転される場合や、テーブル重量が大きい場合、テーブルなどの割出精度はこの慣性トルクに影響されます。とくに高速で運転される場合では、インデックス装置内部の慣性モーメント(出力軸Jo)が無視できなくなることがあります。表(8−2)の出力軸慣性モーメントJoの値から、

Dシリーズ＜Doシリーズ＜DFシリーズ＜DTシリーズ
(DUシリーズは特別な仕様になっている)

の順になっており、したがって、Dシリーズが最も高速運転に優れていることがわかります。

このように、高い動的割出精度を得るためには、出力系の剛性を高め、慣性モーメントを減少させるという、いわゆる互いに矛盾する課題をバランスよく解決していくことが必要となります。

(3)カム曲線

カム曲線の運動特性による割出精度への影響は大きい。この運動特性は、すでにカム曲線の項で述べていますが、インデックス装置の入出力系はばね性を有しているため、負荷の変動を伝搬する際、それぞれの伝達要素に回転の遅れ(あるいは進み)を与え、その状態でロック(停留区間)すると、ばねの復元力は出力系に残留振動を与えるからです。出力系の残留振動を小さくするにはカム曲線の減速域にできるだけ時間をかけ、加速度は最大値から停留域の零まで直線的に減少させることです。一方、入力系からみた場合、割出時における入力軸の負荷変動は急激であってはならず、しかもカム軸トルク係数の最大値が小さくなることを必要としています。しかしながらカム曲線は、それぞれに最良の特性を同時に満足させることは数学的に矛盾が生じてできません。したがって、インデックス装置に使用されるカム曲線は、速度(V)、加速度(A)、躍動(J)、カム軸トルク係数(Q)などの特性がバランスよく調和されたものを選定する必要があります。インデックステーブルなどの位置決めに優れているカム曲線は、対称曲線(入力回転方向が正転、逆転の両方の特性が同じ)では、MS曲線、SMS曲線が使いやすい。これは出力特性(A、V、J)と入力特性(Q)のバランスが良

いためで、これまでのインデックス装置の80%以上はこのMS、SMS曲線を採用し生産されています。次いでMT、SMT、MCV、SMCVなどとなっていますが、これは速度、加速度などの出力特性を重視した場合に選定されています。非対称曲線（入力回転方向が限定されている）の場合はSHP-5曲線が優れており、これは叙述したように、減速域での入出力特性が良く、振動を抑制する効果が他のカム曲線と比べて大きいと言えます。ただし、対称曲線のように回転方向による特性が同じでないので、回転方向を誤ると逆の効果が出てくるので注意が必要です。

カム曲線特性表 表8−3

区分	カム曲線	V_m	A_m	J_m	$(A\cdot V)_m$	備考
対称曲線	等躍動	2.00	± 8.00	± 32.0	± 8.71	
	5次	1.88	± 5.77	+ 60.0 − 30.0	± 6.69	
	サイクロイド	2.00	± 6.28	± 39.5	± 8.16	
	変形台形（MT）	2.00	± 4.89	± 61.4	± 8.09	
	変形正弦（MS）	1.76	± 5.53	+ 69.5 − 23.2	± 5.46	
	変形等速度 MCV50	1.28	± 8.01	+201.4 − 67.1	± 5.73	
	MCV25	1.48	± 6.19	+103.8 − 34.6	± 5.14	
	SMT3	2.00	± 4.57	±109.7	± 7.75	
	SMS3	1.82	± 4.85	+116.4 − 38.8	± 5.71	
	SMCV3	1.29	± 6.88	+330.3 − 110.1	± 5.75	
	神保指数	2.61	±11.04	+ 84.0 − 83.4	+ 8.40 − 8.34	
非対称曲線	非対称4次	2.00	+ 7.50 − 5.00	± 75.0	+ 9.90 − 6.60	Ta=0.4
	非対称6次	2.07	+ 8.13 − 5.97	+120.0 − 44.9	+10.10 − 8.34	Ta=0.4
	非対称7次	2.03	+ 6.96 − 6.17	+ 69.4 − 40.7	+ 8.84 − 8.24	T_1=0.2 T_2=0.7
	非対称サイクロイド	2.00	+ 7.85 − 5.24	± 61.7	+10.20 − 6.80	Ta=0.4
	非対称変形台形	2.00	+ 6.11 − 4.07	± 96.0	+10.11 − 6.74	m=2/3
	トラペクロイド	2.18	± 6.17	± 77.5	±10.84	
	SHP−5	1.84	+ 6.47 − 5.05	+168.0 − 28.9	+ 6.89 − 5.92	

(4) 入出力の駆動系

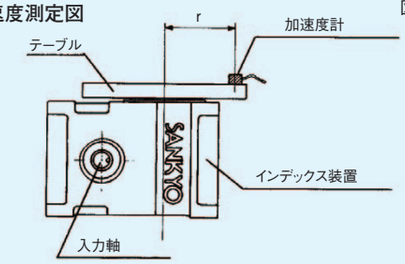
すでに述べたように、入力駆動系に発生する回転むらはきわめて好ましくない影響を与えます。これは出力の動作の影響が入力軸に作用し回転むらが発生すれば、出力軸の動特性が入力軸の回転の関数になっているため、かなり大きな影響がでてくるからです。このように、駆動方法が動的割出精度に与える影響が大きいため、自動機械を設計する上で、原動機からインデックス装置入力軸までの入力駆動及び、インデックス装置出力軸から最終従節までの出力駆動系を十分吟味して設計することは精度を計る上で大変重要なことです。ここで、入出力駆動方法の設計のポイントは、次のとおりです。

(a) 入力系のバックラッシを極力小さく抑える。
(b) 入力系のねじり剛性を高め、ねじり、たわみを抑える。
((a)、(b)両方合せて0.5°以内)
(c) 入力系の慣性モーメントを大きくとり、フライホイール効果を高める。
(d) 原動機から入力軸までの距離をできる限り小さくとる。
(e) 回転むらの少ない等速系の伝達要素を用いる。
(f) 入力系の自励振動が、出力系に影響を与えないように工夫する。
(g) 入力系の発熱が出力系に伝導しないよう工夫する。
(h) 出力系のねじり剛性を高めねじり角を減少させる。
(i) 出力系の慣性モーメントは極力小さくし、系の固有振動数を高める。
(j) 間接駆動は極力避け直接的に最終従節を駆動する。
(k) 出力系の摩擦はできる限り小さく抑える。
(l) 安全装置は出力系に装着する。
(m) 各伝達要素の経年変化が発生しないように工夫する。
以上の項目を検討することで動的割出精度は高められます。

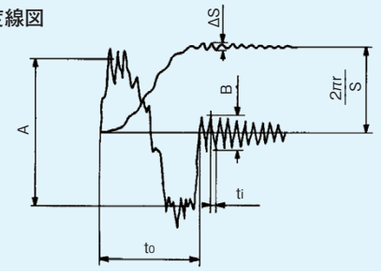
(5) 残留振動

動的割出精度は停留時の残留振動により最も大きな影響を受けます。そのため、精度を必要とする自動機械の設計は、この残留振動をいかに抑えるかに力点が置かれています。残留振動を抑えるにはこれまで述べてきた通り、インデックス装置の選定から始まり、出力系の剛性、慣性の検討、カム曲線の選択、そして入力駆動系のあり方などを注意深く吟味することで達成はできます。しかし、そうしてできた機械の動的割出精度を実測する段になると、測定器の応答速度の問題などから大変難しい。だからと言って、測定せずに生産工場に納めるには不安が大きいし、号機の特性管理ができない。このような不都合に遭うことは、そう少なくない。最近、高速度ビデオ（毎秒6000コマ）などが市販され測定が可能になってきているが、装置はまだまだ高価なため簡単に入手することができない。そこで当社では加速度計を用

加速度測定図 図8−7



加速度線図 図8−8



い、加速度データから残留振動の振幅を逆算することがよくあります。それは、図(8−7)に示すように、測定位置（半径r）に加速度計を固定し運転中の速度を測定します。この加速度データと使用条件から、比例計算で振幅を求めようとするものです。

$$\Delta S=\frac{A_m}{\frac{\pi^2}{2}}\times\frac{B}{A}\times\frac{t_i^2}{t_0^2}\times\frac{2\pi r}{S}\quad(\mathrm{mm})$$

ここで、

ΔS：残留振動の振幅(mm)
A_m：カム曲線の無次元最大加速度
A：割出時の最大理論加速度(mm/s^2)
B：残留振動のi番目の加速度(mm/s^2)
t_0：割出時間(s)
t_i：残留振動の半減周期(s)

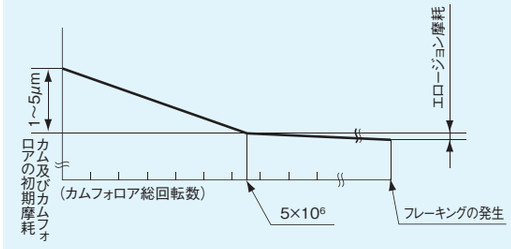
ΔSが大きい場合の原因は2つあります。ひとつは入力駆動系にバックラッシやねじり、たわみが多く存在する場合で、入力回転の乱れは割出時に出力回転を乱し、大きな残留振動Bを発生させます。動的精度不良の実に90%以上は、この入力駆動系が原因です。もうひとつとして、残留振動は出力系の固有振動（単弦運動）と同化するために、固有振動数が低いほど振動の周期は長くなり、その結果t_iは大きく、ΔSは増大してしまいます。したがって、割出精度を改善するためには、この2つの原因つまり、バックラッシとたわみをなくし、出力系の固有振動数を高めれば良いことになります。一般的に入力系のバックラッシとたわみは0.5°以内を望み、出力系では作業の周波数の5倍以上の固有振動数になるよう設計するのが望ましいとされています。

(6) 割出精度の経年変化と寿命

後で述べますが、インデックス装置の寿命は転動体軌道面のフレーキング現象（軌道面が転がり疲れにより剥離する現象）が発生するまでの時間です。これは何年か使用した舗装道路にある日突然穴があく、という現象によく似ています。この状態では、割出精度が悪化していくためこのままでは使用できません。すなわちインデックス装置の寿命といえます。

では、インデックス装置の寿命が来る前の割出精度の経年変化はどのようになっているのでしょうか。これは、機械を使えば摩耗するという先入観により、割出精度は使用時間に対し直線的に悪化するものと考えがちですが、当社の寿命試験と納入実績から、グラフに示す結果が得られています。

インデックス装置の摩耗線図 図8−9



これは、カムフォロア軸、外輪、カム面などの軌道面が荒いと、極部的に金属接触をする箇所が生じ、初期的には摩耗しますが、ある時間を過ぎると、金属接触をする箇所はなくなり、カムフォロア及びカムの接触はオイルを介した境界接触で力の伝搬が行われるため、潤滑油が十分に清浄であれば、摩耗は進まないものと考えられます。

したがって、ある一定時間を経過したインデックス装置の割出精度は、寿命が来るまで変わらないのです。だが、潤滑油中に硬い異物が混入している場合は、微かづつの摩耗（エロージョン摩耗）が生ずるため、潤滑油は定期的に交換する必要があります。

2-9 解説 トルク補償装置

2-9-1 トルク補償装置

カムを用いた自動機械の基本動作は、スタート・ストップ運動であり、過渡的な振動の抑制が高速化の有力な手段となっています。振動発生の原因は複雑ですが、中でも入力駆動系の“ガタ”や入力軸の回転むらによる振動は、従節の運動特性に大きな影響を及ぼすことが知られています。間欠割出装置では、割出しの前半の加速域では入力軸の回転は従節側の負荷の反力によって遅くなり、後半の減速域では早くなります。そこで、これら入力軸に作用するトルクと作用方向が逆のトルクを外部から与えれば入力軸に作用する変動トルクを相殺する（トルク補償）ことができます。

また、この補償トルクがフライホイールカム（後述）、バネ、エアシリンダなどエネルギが保存される系で構成され、加速時にトルク補償装置からエネルギを放出し、減速時には従節側の反力によるエネルギをトルク補償装置に蓄える動作を繰り返すことで、運動に必要な入力軸駆動モータは小さなもので済み、高速化と共に省エネが実現されます。

(1)フライホイールカムによるトルク補償

有限の慣性モーメントを持つ負荷テーブル（フライホイールテーブル）を駆動するカム（フライホイールカム）により、従節の慣性負荷トルクを補償することが本方式です。従節の慣性力により、入力軸に作用するトルクT_{inp}は先に述べたように

<2−3−6 カム軸に作用するトルク参照>

$$T_{inp}=I(2\pi/t_h)^2(\tau_h^2/\theta_h^3)A\cdot V \qquad (9-1)$$

ただしt_hは入力軸1回転に要する時間（サイクルタイム）で、次式を満たします。

$$t=t_h\cdot\theta/2\pi \qquad (9-2)$$

$$\tau=\tau_h S \qquad (9-3)$$

$$T=(\theta-\theta_1)/(\theta_2-\theta_1)=(\theta-\theta_1)/\theta_h \qquad (9-4)$$

で示され、A・Vに比例し、加速域で正、減速域で負のトルクが作用します。

いま、同一入力軸上にあるn個のカムによってn個の慣性負荷を駆動させる場合、共通入力軸に作用するトルクの総和は$\Sigma T_{inp,j}$によって与えられます。もしこの共通入力軸に一つのトルク補償用のカムを取り付け、このカムによって駆動される適切な慣性モーメントを持つ慣性負荷体にって、入力軸に作用するトルクが完全に相殺されるならば次の関係式が成立します。（添字 f はフライホイールカムをさします。）

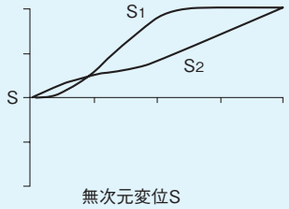
$$\sum_{j=1}^{n} T_{inp,j}+T_f=0 \qquad (9-5)$$

すなわち

$$I_f\frac{\tau_f^2}{\theta_f^3}A_f\cdot V_f+\sum_{j=1}^{n}I_{,j}\frac{\tau_{h,j}^2}{\theta_{h,j}^3}A_{,j}\cdot V_{,j}=0 \qquad (9-6)$$

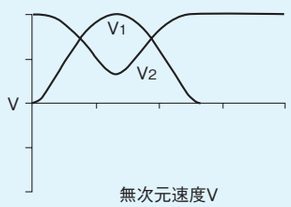
図(9−1)(9−2)(9−3)(9−4)は例として1つの慣性負荷体を駆動するカムのカム曲線（添字1）と、それを補償するフライホイールカムのカム曲線（添字2）を示したものです。

図9−1



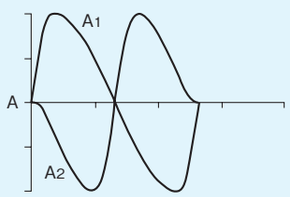
無次元変位S

図9−2



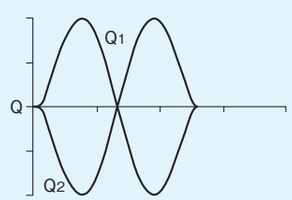
無次元速度V

図9−3



無次元加速度A

図9−4



無次元トルクQ

(2)エアばねを用いたトルク補償カム

フライホイールカムを用いたトルク補償方法は、慣性負荷を別の慣性負荷で相殺するものですが、一方、他の補償方法としてばね力による補償方法もあります。

入力軸に作用する慣性トルクT_{inp}はt_hをストロークに要する時間として、

$$T_{inp}=I(\tau_h^2/t_h^2/\theta_h)A\cdot V \qquad (9-7)$$

となります。T_{inp}はA・Vに比例し、入力軸には前半で正、後半で負のトルクが発生します。そこで、このトルクを相殺するために前半で負、後半で正のトルクをエアシリンダで発生させます。すなわち、前もって圧縮状態にあるエアシリンダからのエネルギを前半で装置へ与え、後半でエアシリンダを圧縮することで慣性トルクとエアシリンダ間でエネルギ交換を行います。

また、エアシリンダの途中の経路を制御するためにはカムを用います。つまり、カムのストロークによりエアシリンダの圧縮力を任意にコントロールし、トルクを補償することが可能になるわけです。

ここで、カムの変位をyとすれば、閉じ込められた円筒内の空気を断熱膨張（圧縮）させる際に発生する力Fにより入力軸に作用するトルクT_fは

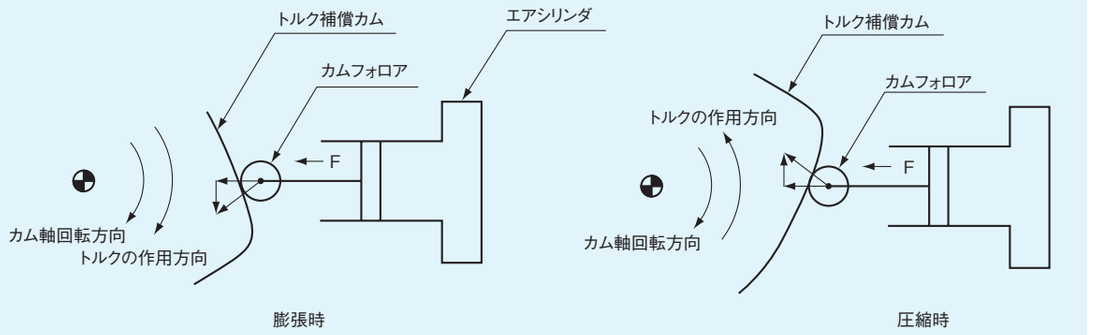
$$T_f=F\,dy/d\theta=F\dot{y}t_h/\theta_h \qquad (9-8)$$

となります。このトルクT_fとT_{inp}の和が0になるようにします。

$$T_{inp}+T_f=0 \qquad (9-9)$$

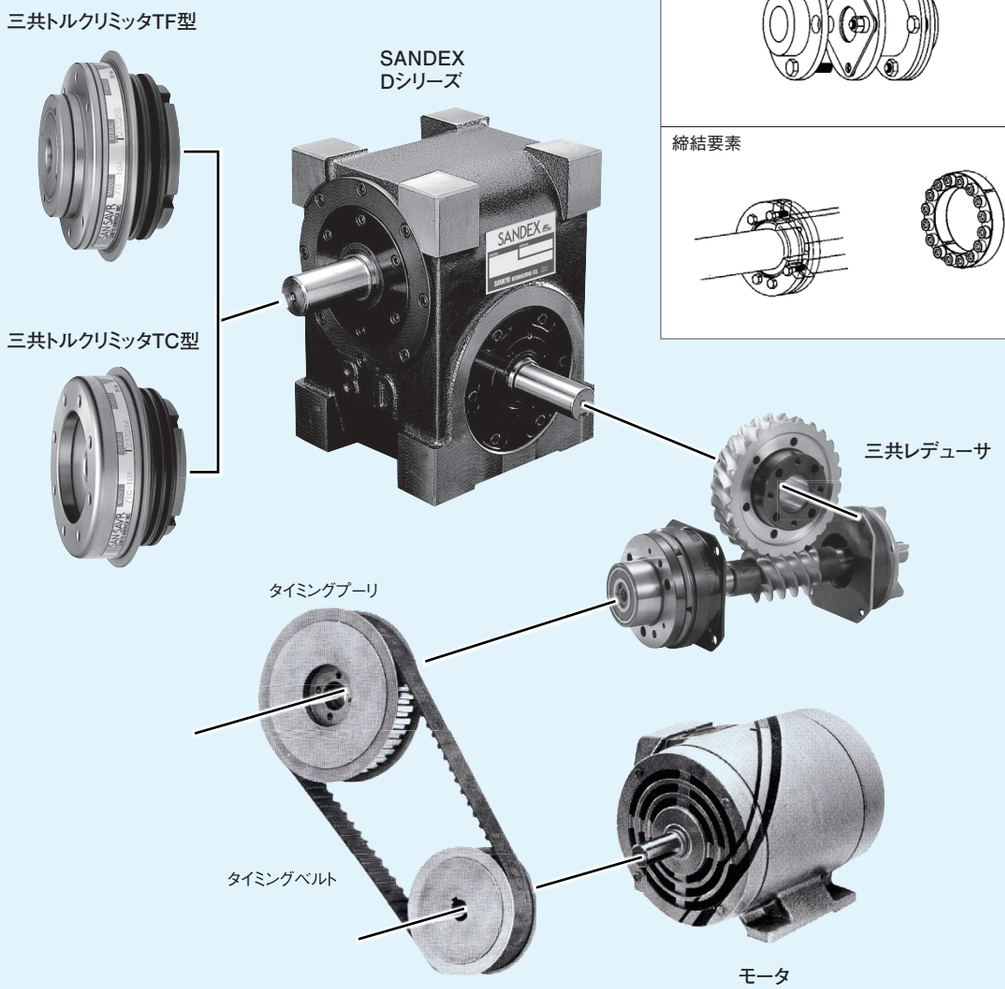
シリンダ膨張時にはカム軸の回転を助ける方向に作用し、圧縮時には回転を止める方向の力が作用します。なお、エアーの供給は運転開始時に必要なだけで、運転中はエアーの漏れがないとすれば不要です。

図9−5



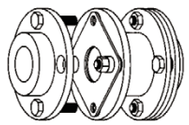
解説

インデキシングドライブの周辺機器のいろいろ



その他の要素

カップリング

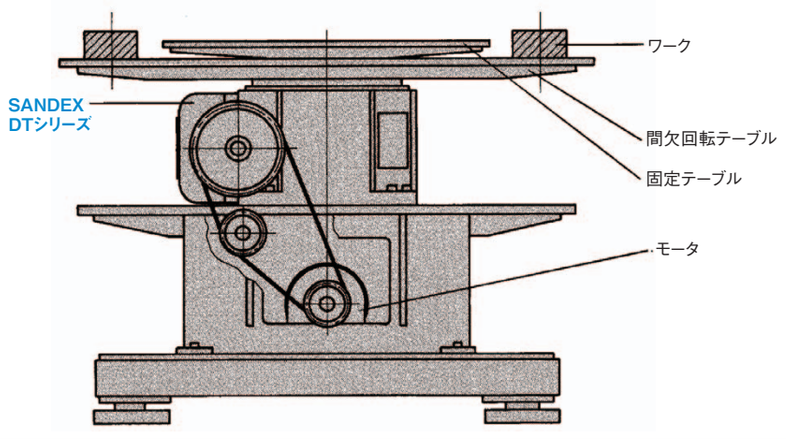


締結要素

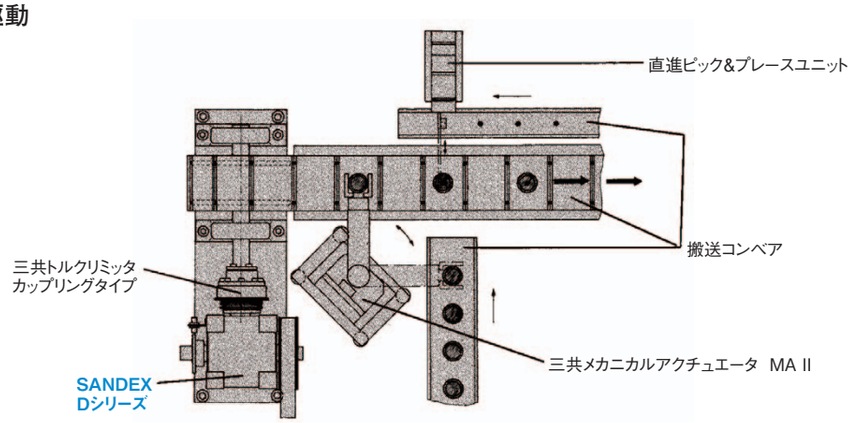
インデキシングドライブのおもな使用例

使用例

テーブル駆動



コンベア駆動



2-10-1 周辺機器とは

自動機械を構成するにあたって、設計者の主題はよいインデックス装置をいかに設計するかではなく、よい自動機械をいかに作り、それによってよい製品をいかに製造するかにあるはずです。

たとえ、高性能のインデックス装置を用いても、その他の構成要素あるいは設計思想が貧弱なものであれば自動機械のトータル的な特性は低くなります。

駆動源から入力軸までの入力駆動系、出力軸から最終従節までの出力駆動系をよりよく設計することは、インデックス装置の能力を最大限に発揮するだけでなく、自動機械の精度、信頼性はおろか、能力もアップするものです。

2-10-2 総論

インデックス装置を使用するにあたっては、入出力系の駆動構成を考えなければ、最適な使用はのぞめません。

入力系においてはバックラッシのない機械要素を選ぶとか、あるいは、機構的にバックラッシが発生しないように設計し、モータからインデックス装置の入力軸までの力の伝達経路をなるべく短くする必要があります。力の伝達経路を短くすることによって、バックラッシが小さくなり、剛性が高まり、確実な動力をインデックス装置の入力軸に供給することが可能となります。この意味で、中間の機構要素をユニット化するのは良い方法といえます。また、可能な部分にはテンションをかけたり、予圧を作用させることによって、常に応力状態にあるように設計することが望ましいといえます。

出力系においては、減速機や変速機など常に一定の速度で運転されている装置の出力特性と多くの点で異なるので、以下を参照の上、最適な設計をすべきです。

いま、インデックス装置を使用した機械が3要素からなる系であると考えます。すなわち、各要素の伝達関数$f(x)$にはつぎのような関係があります。

$x_3=f_3(x_2)$、$x_2=f_2(x_1)$、および $x_1=f_1(x_0)$

すなわち、$x_3=f_3(x_2)=f_3(f_2(x_1))=f_3(f_2(f_1(x_0)))$

したがって、系全体の速度特性は、

$$\frac{dx_0}{}=f_3'\cdot f_2'\cdot f_1' \qquad (10-1)$$

また、加速度は、

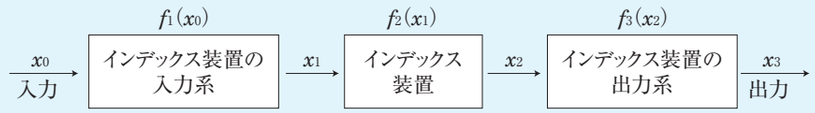
$$\frac{dx_0^2}{}=f_3''\cdot f_2'\cdot f_1'+f_3'\cdot f_2''\cdot f_1'+f_3'\cdot f_2'\cdot f_1'' \qquad (10-2)$$

で示されます。式(10−1)、(10−2)で明らかなように、系の最終出力x_3に対して伝達関数 f_1、f_2および f_3は等価な影響をもっています。さらに、力の伝達経路を考えれば明らかなように、駆動源に近い部分に発生する乱れは最終従節まで影響を与えます。

したがってインデックス装置の伝達関数　f_2の改善におとらず、入力側および出力側の駆動系の設計についても十分吟味する必要があります。

また、バックラッシやたわみが回転駆動系の特性を大きく乱す原因であることはすでに述べていますが、各系および装置にバックラッシやたわみが存在する場合、最終出力に与

入出力モデル(a)　図10−1



える影響を前記3要素系で考えてみると、つぎのようになります。

いま、はじめの要素(装置)の入力にバックラッシおよびたわみBaが存在し、この要素(装置)の速度比がk_1であれば、出力のバックラッシおよびたわみはk_1Ba=B$_1$で表わされます。

第二番目の要素(装置)は、その装置の入力系にあるバックラッシおよびたわみBbと第一番目の出力系のバックラッシおよびたわみが加わり、その出力は　k_2(Bb+B$_1$)として表わされ、以下同様に順次求めると、次表に示すようになります。したがって最終出力のバックラッシは、

B$_1$=k_1Ba

B$_2$=k_2(Bb+B$_1$)

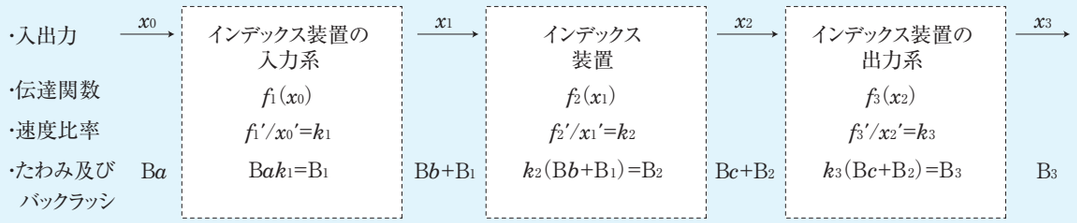
B$_3$=k_3(Bc+B$_2$)

$$\therefore B_3=k_3\cdot k_2\cdot k_1\cdot Ba+k_3\cdot k_2\cdot Bb+k_3\cdot Bc \qquad (10-3)$$

で表わされます。式(10−3)で明らかなように、系の最終段の要素(装置)の速度比が最も大きな影響を与え、機械性能を大きく左右します。

ここで、速度比率kが1よりも大きい場合はすべて増大するので、駆動系としては好ましくないことが式(10−3)から明らかです。速度比率kが1の場合、各要素の質量的効果を考えなければ、B$_1$、B$_2$およびB$_3$はすべて等価な影響力をもっていることになります。速度比率kが1よりも小さい場合、B$_1$、B$_2$

入出力モデル(b)　図10−2



およびB$_3$は減少するので、回転駆動系の構成としては最も好ましいといえます。

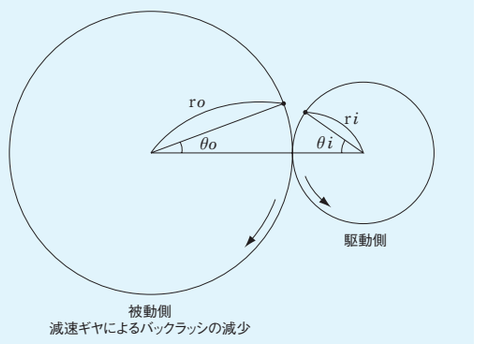
図(10−3)は、ギヤ減速によるバックラッシの減少を示すものです。駆動側の小径ギヤiのピッチ円半径ri、被動側の大径ギヤoのピッチ円半径をroとし、このかみあいにθiなる角のバックラッシがある場合、つぎの関係が成立します。

$$\theta o=\frac{ri}{ro}\,\theta i \qquad (10-4)$$

したがって、roをriに比較して大きくとれば、被動側のバックラッシじゃ小さくなります。

一般の自動機械の構成要素は、前述したような単純な三要素ではなく、数多くの要素から構成されているので、単純化していくことの重要性はより認識されるべきです。

減速ギヤによるバックラッシの減少　図10−3



減速ギヤによるバックラッシの減少

2-10-3 入力系の駆動構成

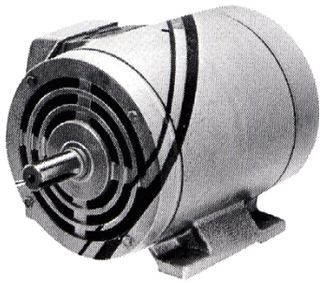
自動機械の多くは同期動作が必要です。この同期を機械的に得ようとするならば、インデックス装置の入力軸から取るのが最も確実でかつ安全です。駆動源からインデックス装置までの乱れが、同期に関しては影響がないからです。

また、インデックス装置の入力軸に供給される回転が一様ではなく乱れが大きい場合には、入力系統とりわけインデックス装置入力軸に慣性体を設け、フライホイール効果をもたせるような設計は有効です。

以上、述べた一般的な設計と機械要素選択の指針に照らして、個々の機械的要素について以下に検討してみます。

(1)モータ

図10−4



モータの選定は、制御、電気的仕様、機械特性、価格、納期などを見て決定するが、インデックス装置の駆動源として選定する場合は以下のような目安を付け加えなければなりません。すなわち、入力負荷が、(a)摩擦力が支配的な場合と、(b)慣性力が支配的な場合、そして(c)その両方の力が作用している場合、その3通りです。この入力負荷を出力負荷の大きさでおよその分類ができるものとすれば、それはインデックス装置の大きさで分類することも可能です。

負荷と軸間距離　表10−1

入力負荷のありかた	インデックス装置の軸間距離(mm)
(a)摩擦力が支配的な場合	28〜70
(b)慣性力が支配的な場合	180〜800
(c)両方の力が作用している場合	60〜250

インデックス装置の軸間距離によるおおよその分類は当社の多くの使用実績に基づいて行ったが、使用条件により目安が変ることがあります。

ここで、入力負荷のありかたによるモータの選定法について検討してみます。

(a)摩擦力が支配的な場合のモータの選定

1)入力軸の回転エネルギは摩擦により熱エネルギに変わり散逸し、消費してしまう。そのために、モータ動力はトルク計算から求められる動力よりも大きいものが必要となります。

2)摩擦力は温度により大きく変化します。そのため寒冷地などでの使用に際しては装置が冷されて潤滑油の粘度が高くなり、摩擦力が増大して装置の回転数があがらないことがあります。このような寒冷地使用の際は、常温時に必要とするモータ動力の1.5〜2倍が必要です。

3)入力軸に作用するトルクは常に一方向となります。そのため、入力系にバックラッシが存在しても、出力系に回転の乱れを発生させることもなく運転されます。この特性は、減速機付小型モータなどの使用に向いているといえます。

4)出力系は小慣性体であるため、起動、停止トルクは微小であり非定常運転時の考慮がなくても安全です。

(b)慣性力が支配的な場合のモータの選定

1)出力系の慣性体の定常的な間欠運動、揺動運動の運動エネルギは入力系慣性体に保存されます。(力学的エネルギ保存の法則)。すなわち、初速が与えられた理想状態での入力動力は零となり、実際にモータのロータを含む入力系の慣性体が充分の大きさであれば、消費する入力動力はインデックス装置および入出力系の摩擦力のみとなり、トルク計算で求められるモータ動力の1/2〜1/3で済みます。

2)出力系の慣性体(J)が大きいと非定常時の起動停止トルクは増大する傾向を示し、制御が悪ければ装置の破損も起こりえます。このような条件下でのモータの選定は、定常時、カム曲線の運動特性から求められるトルクに従うより、非定常的な運転における起動特性、および停止特性から求められるトルクに従う方が良い。装置の安全を考え、これらの項目について注意深く計画する必要があります。

3)慣性体(J)に間欠運動や揺動運動を与える装置の入出力軸には正負の慣性トルクが作用する。もし入出力系にバックラッシが存在している場合、正負のトルク伝搬は、バックラッシのある区間で制動不可能となり、軸の回転に乱れが発生する。その結果、装置は振動を伴わない、機械寿命の低下をまねく。そのため、慣性負荷が大きい条件下での入出力系の駆動構成は、まずバックラッシをなくすことを第一に考えなければならない。また、減速機付モータを選択する場合には、出力軸のバックラッシを前もって調査しておく必要があります。

(c)両方の力が作用している場合のモータの選定

1)入力軸には、摩擦力(a)によるトルクと慣性力(b)によるトルク、さらに非定常時の起動、停止トルクが作用する。このような条件では、入力軸に作用するすべてのトルクを計算し、それぞれのトルク値を比較する。トルク値のピークの高い場合は、タイミングをずらすなど仕様の一部を変更してトルクのバランスを第一に考え、必要最小限のモータ動力の選定に努める。

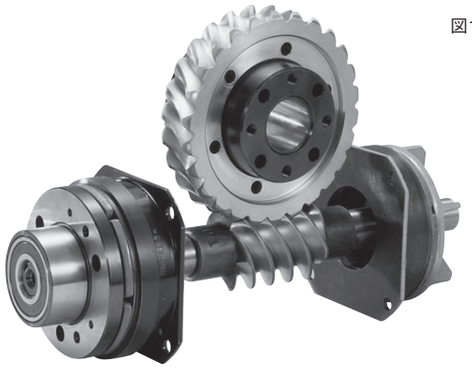
2)ばね力や重力など、抵抗力に逆らって駆動する場合の作業トルクもこの条件下に入るものと考えます。ここでの運動エネルギは、ばね力など同じ系内にエネルギが保存される場合と、動力に逆らって仕事をしエネルギが他の系に移される場合がある。前者の条件では慣性負荷トルクと同様に扱い動力を決定すればよく、原理的には動力は消費しない。後者の条件ではエネルギは100%消費することになり、作業トルクに見合う充分な動力を与えなければなりません。

このようにモータの選定に際し、運転状況、定常的な運転のトルク特性および、非定常運転時のトルク特性を調査検討し、さらにトルクの性質を十分考慮する必要があります。

よく、安全率を掛け大きな動力のモータを選定することがありますが、省エネルギを目的とする最近の機械設計は、所望する特性を満足させる必要最小限のモータを選定するための技術を切望しているといえます。

(2)減速機

図10−5



各要素の伝達関数$f(x)$の関係式(10−1)、(10−2)で明らかなように、系の最終出力x_3に対し等価な影響をもっていることから、たとえ中間伝達要素といえども、運動特性の良くないものの使用はできるだけ避けなければなりません。また、バックラッシおよびたわみと減速比の関係は式(10−3)に示されるように、系の最終出力に近い所での減速が、バックラッシおよびたわみを少なくする上で最も効果的です。そうした意味から最終出力装置にインデックス装置を置くことは、運動特性の上からあるいは精度向上の上から見て最良です。インデックス装置自身、カム曲線を用いて理想的な加減速を行う減速機と見なせば理解されると思います。

とくに高い動特性を要求されるインデックス装置を駆動する場合、回転むら、バックラッシ、たわみなどを最小にするため、減速機をインデックス装置に内蔵するか、もしくは直接入力軸に取付けることのできる形式を選定すべきです。

ここで、インデックス装置の駆動に使用される減速機の特性をあげると、以下のようになります。

(a)バックラッシが少なく、経時増大しないもの

(b)回転むらの小さいもの

(c)ねじり剛性の高いもの

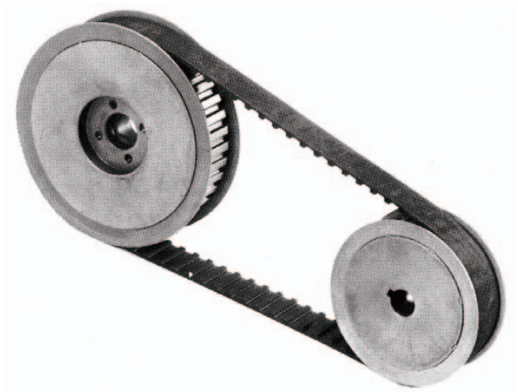
(d)慣性が大きく、フライホイル効果が期待できるもの

このような要求から、インデックス装置の入力駆動用としてウォーム減速機は望ましい選定といえます。

解説

(3)チェーン・スプロケットとタイミングベルト・プーリ

図10−6

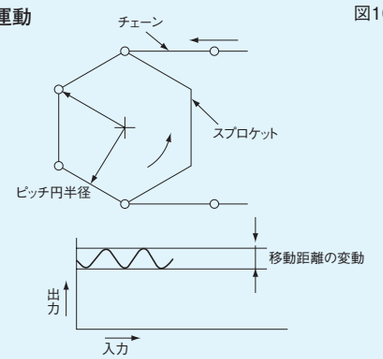


伝達要素として、チェーン・スプロケットおよび、タイミングベルト・プーリは非常に多くの部分に用いられています。チェーンは高い伝達能力と剛性があり、取扱いが比較的簡単でどこでも入手でき、またタイミングベルトは騒音が少なく、無給油でメンテナンスが楽である。などの理由から、インデックス装置の入出力系の伝達に多く使用されています。しかし、選定、取扱いを間違えると期待した特性が得られないことがあります。

チェーンは伝達剛性が高いことから、スプロケット間にバックラッシがある状態での急激な起動、停止あるいは逆転制動が行なわれると、力が緩和されずチェーンに衝撃的な荷重が作用します。もし、バックラッシがさらに大きい場合には、インデックス装置の定常運転時でもこの衝撃的荷重が加わり、カム特性から求められるトルクの数倍に達します。このようなことから、スプロケット間にバックラッシが発生しないような考慮、例えば剛性のあるテンションを設けるとか軸間距離を拡げるなどの対策をたて、その状況が簡単に監視でき、調整されることが望ましい。

また、チェーンとスプロケットのかみあいは多角形であるため、多角形運動による回転むらが発生します。とくに、歯数が少ないと回転むらはさらに大きくなります。多角形作用による回転むらを緩和させるには、スプロケット径をできる限り大きくとり、チェーンのサイズを下げ歯数を多くとると効果があります。

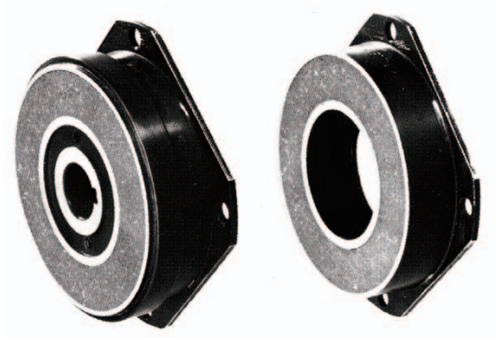
多角形運動　図10−7



タイミングベルトはチェーンと比較して伝達能力と剛性が低いので、もし同じトルクで使用する場合にはベルト幅が必要となり、大きなスペースを確保しなければなりません。しかしながら、多くの点で優れた特性を有しているため、最近ではタイミングベルトの適用が増えてきています。

(4)クラッチとブレーキ

図10−8



クラッチ　　ブレーキ

クラッチは駆動部と負荷との間に装着し、駆動側の回転を必要に応じて連結.切離しを行うものです。一方、ブレーキは慣性体の回転を減速・停止させたり、回転系の停止・保持を行うものです。クラッチとブレーキは回転の制御をすることを目的とし、組合せて使用することが多い。

このクラッチ／ブレーキは摩擦力でトルクを伝達するため、摩耗します。したがって、クラッチ／ブレーキの取扱いは、いかにこの摩耗を少なくし、長時間の使用に対して性能を安定させるかにかかっています。クラッチ／ブレーキの動作回数は、

$$L=\frac{Et}{Ee}(回) \qquad (10-5)$$

ここに、

L：動作回数(回)

Ee：一回の動作で消費する摩擦仕事量(J)

Et：空隙再調整までの総摩擦仕事量(J)

で、慣性回転体の加速体の加速・減速に消費する摩擦仕事量Eeは、

$$Ee=\frac{J\cdot N^2}{182}(J) \qquad (10-6)$$

ここに、

J：慣性体の慣性モーメント($kg\cdot m^2$)

N：相対回転数(rpm)

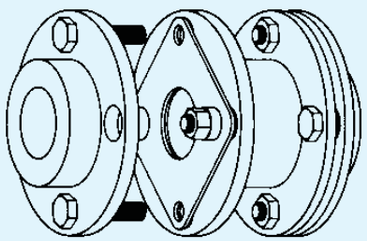
このEeを小さくするには、慣性モーメントJと相対回転数を小さくすれば良い。すなわち、インデックス装置の入力系にこのクラッチ／ブレーキを組込む最良の場所は、式(10−5)、(10−6)から明らかなように、JN^2との積が最小であるインデックス装置の入力軸に直接取付け、インデックス装置の出力系のJが作用しない停留区間(DWELL区間)で連結を行うのが理想的です。しかしながら、インデックス装置のサイズが大きくなると、入力軸に作用するトルクも大きくかつ、クラッチ／ブレーキのサイズが大型化し、不経済になります。この場合の組込み場所は、インデックス装置の入力軸に直接取付けられた、ウォーム減速機のウォーム軸が最良でしょう。

ウォーム軸のJN^2との積はカム軸の積より大きくなりますが、減速比分だけ作用トルクが小さくなるので、クラッチ／ブレーキサイズも小型ですみ、経済的です。またこの場合でも、ウォーム軸回転数はできる限り低いほうがJN^2との積は小さくなりますので、減速機の減速比を決定する際に十分考慮すべきです。

その他の場所にクラッチ／ブレーキを組込む場合の注意としては、インデックス装置の入出力軸には正逆のトルクが掛かることがありますので、回転の伝達をクラッチを介し連結した場合、クラッチにバックラッシがあれば回転が乱れ、振動や音が発生することです。クラッチのバックラッシの発生箇所はその装置内部のスプライン締結やキー締結にるもので、クラッチの選定に当っては内部機構も調査しておく必要があります。なお、ブレーキに関しては回転を減速させるか停止させるかであり、基本的には一方向のトルクしか作用しませんので、バックラッシの存在は装置に影響を与えることはありません。

(5)軸とカップリング

図10−9



インデックス装置を含む動力伝達系には、中間要素として減速機、変速機、ギヤボックス、その他のカム装置などがあり、それぞれの装置の入出力として軸端を多く採用するため、装置から突出した姿になっています。この軸を原動機から簡単に結合していく場合、軸端同士をつなぐ軸継手(カップリング)が便利です。このカップリングには、単に軸をつなぐためでなく、動力を正確に効率よく安全に伝達するために、目的に応じた機能と特性が必要です。

動力伝達要素として見た場合、このカップリングは極めて重要な役割をもっています。

カップリングの種類は多く、固定形、たわみ形、機構形、流体継手、クラッチ、安全クラッチなど、その選定に当たっては、使用条件から必要とする機能を取上げこの特性に見合ったものを調査することから始まります。よく見かける悪い使用例としては、インデックス装置の入力軸に固定形のカップリングを装着しているケースです。

この場合mこのカップリングの機能にミスアライメントの吸収がないため、軸心間に寸法のズレが存在した場合にはそれぞれの軸に曲げ応力を発生させることになるからです。

$$\sigma_A=\frac{Md}{2I}、\quad \sigma_B=\frac{Md}{2I} \qquad (10-7)$$

ここに、

σ_A：最大引張応力　(N/mm²)

σ_B：最大圧縮応力　(N/mm²)

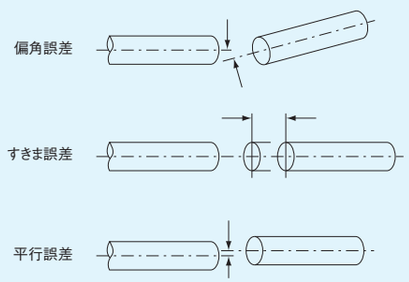
I：断面2次モーメント　(mm⁴)

M：モーメント　(N·m)

d：軸径　(mm)

とくに、インデックス装置のような剛性の高いハウジングと軸および軸受による構成は、寸法のズレを吸収する能力が少なく、その結果軸に大きな曲げ応力を発生させ、その応力が材料の疲れ限度を越えると軸に亀裂が入り破断します。実際、このような事故は少なくありません。

ミスアライメント　図10−10



しかしながら、固定形のカップリングはバックラッシがない、あるいは少ない、等速性がある、伝達剛性が高いなど、優れた動力伝達特性を有しているため、駆動構成、使用条件を十分吟味すれば適用箇所は少なくありません。

ここで、インデックス装置用カップリングとして必要とする特性は、

(a)バックラッシがない

(b)等速伝達ができる

(c)伝達剛性が高い

(d)ミスアライメントの吸収ができる

などであり、この条件を満たすものとして、例えばフレキシブルプレート継手などがあります。反面、インデックス装置の入出力系の駆動には大きな振動や衝撃がありませんので、振動を吸収する機能や、急激なトルク変動を緩和する機能を有する弾性形カップリングを用いる必要性はありません。

(6)締結要素

図10−11

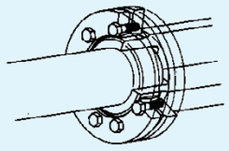
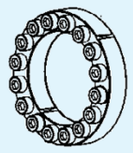


図10−12



動力伝達系の設計を進める段階で各伝達要素の結合方法あるいは締結方法に関して、多くの時間を費やすことが多い。これは各伝達要素に作用する力、トルクがそれぞれ異なることと、組立、分解、メンテナンスなど、締結方法ならびに締結要素に要求する項目が多いためといえます。また、インデックス装置を含む動力伝達系を何度か設計すると、必ずこの締結箇所でトラブルを経験し、痛い目に逢うことがあり、ついつい力を入れて設計するようになるからです。前項でも何度か述べている通り、インデックス装置を含む動力伝達系で使用する締結要素に必要とする特性は

(a)バックラッシがないこと

(b)バックラッシが経時増大しないこと

(c)伝達剛性が高いこと

(d)取付け·取外しが簡単であること

などです。軸にカム、歯車、カップリング、プーリ、スプロケット、フライホイールなどを接続する場合の締結方法は、次の3つの方法に分類できます。

1)断面形状によるもの:断面形状が円でないすべての形状を指し、キー、スプライン、セレーション、多角シャフト、ノックピンなどであり、バックラッシが発生しやすいという欠点がある。

2)摩擦力によるもの:断面形状が円で、2つのエレメントは応力状態で接触し、そこに発生する摩擦力によりトルクを伝達しようとする方法

$$T=\frac{W\mu d}{2\times1000}(N\cdot m) \qquad (10-8)$$

ここに、

W：軸との接触力　(N)

μ：摩擦係数

d：軸径(mm)

T：回転トルク　(N·m)

テーパシャフト、セットボルト方式、割の入った締結ハブ、その他テーパリングを利用した締結システムもこれに入る。最近では、形状記憶合金を用いた締結システムもあるようだ。この摩擦力によるシステムはバックラッシは存在しない。

3)接着力によるもの:2つの要素を接着剤により固定し、接着力によりトルクの伝達を図る方法。これは、エポキシ系接着剤、シアノ系接着剤、はめあい用ロックタイト嫌気性接着剤などがある。伝達トルクの計算は、

$$T=\frac{\sigma c\times A\times d/2}{1000}(N\cdot m) \qquad (10-9)$$

ここに、

T：回転トルク　(N·m)

σc：接着剤のせん断強度　(N/mm²)

A：接着面積　(mm²)

d：軸径　(mm)

で表される。最近、市販されている接着剤の種類も多く、接着剤のせん断強度も3〜30N/mm²と強度的にも十分使用に耐えられる。この方法によれば、原理的にバックラッシは存在しない。

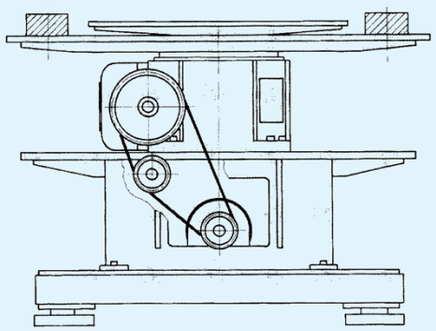
締結要素の選定は、バックラッシの有無、トルク、基準合せ、位置出し調整、取付け·取外しなどを考慮した上で決定されますが、一方では伝達経路を見直し、伝達方向、トルクの大きさなどを検討し、締結方法を研究するのも重要です。例えば、バックラッシが許されず、トルクが比較的小さい場合は、式(10−8)から、必要とするトルクに見合う接触力をセットボルトなどの簡単な方法で得るのも良い方法です。締結方法の設計で大事なことは、一つ一つの締結箇所をトルク計算により確かめ、充分安全であることを確認することであるといえます。

2-10-4 インデックス装置の出力系の駆動構成

インデックス装置の出力特性は、減速機や変速機など常にある速度で運転されている装置の出力特性とは多くの点で異なっています。割出時には出力軸に起動、停止に伴なう加速、減速があり、慣性体に正負の加振力を与えます。この加振力の反力は入力軸に作用し、中間伝達要素を通り、原動機まで伝搬され、その過程でエネルギは保存あるいは吸収されます。停留時において、出力時に作用するトルクは入力軸にまったく作用せず、動力の伝達は断たれます。したがって、もしこの区間で加振力成分が残っていてれば、入力系に吸収されず、出力系の回転エネルギは残留振動として残ってしまうことになります。このことが他の中間伝達装置と大きく異なる点で、インデックス装置を上手に取扱うには、この性質を十分理解しておくことです。ここで、インデックス装置の出力系の駆動を検討してみます。

(1)テーブル

図10−13



インデックス装置を用いて高速化と同時に高精度化を図るとき、テーブル上に発生する振動が一つの障壁になります。ここで回転体の固有振動数fnは、

$$fn=\frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{K_1}{J}}\ (Hz) \qquad (10-10)$$

ここに、

K_1：出力軸のねじり剛性を示すばね定数(N·m/rad)

J：負荷テーブルの慣性モーメント(kg·m²)

で示されます。テーブルの動的な割出精度を良くする方法としては、出力系の固有振動数を高めるやりかたがあります。この方法は、運動エネルギが同一であれば、振動数の高い方が振幅が小さくなり、直接的に位置決め精度を良くします。もう一つの利点として、振動数が高い方が減衰効果も良く、停止区間中の完全停止時間域が拡がり、作業の安定性がはかられます。

この固有振動数を高めるには式(10−10)から出力系のばね定数kを高め、出力系のJを小さくすれば可能です。

$$J=\frac{\rho\pi D^4 h}{32}\ (kg\cdot m^2) \qquad (10-11)$$

ここに、

ρ：テーブル材料の密度　(kg/m³)

D：テーブル外径　(m)

h：テーブル厚サ　(m)

このため、まず、Jを小さくするのに、式(10−11)からテーブルJはテーブルの外径Dの4乗に比例していることから、テーブル外径をできる限り小さく設計することが最も効果的です。次いで、テーブルの材料を鉄系からアルミ系に変更するなど材料の密度の小さいものを選ぶことや、テーブルの板厚を減らし機械強度を保つためにテーブルをリブの多い構造に変更するなどがあげられます、

一方、出力系のばね定数K_1を高めるためには、軸の場合、単に径を太くすれば良いが、軸のJを考慮して中空軸にするほうが効果があります。

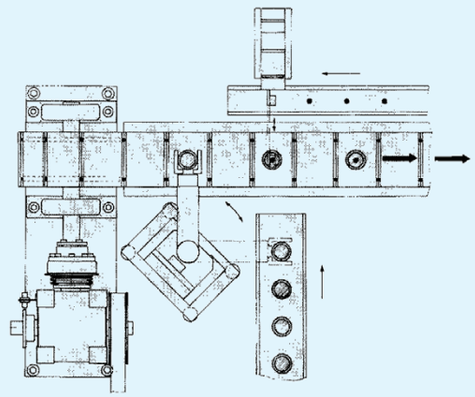
以上のことからテーブル仕様のインデックス装置の機種選定はつぎの2つの条件を満たすことが望ましい。

(a)トルク計算法から求められる機種の選定

(b)テーブル径がインデックス装置軸間距離のDシリーズで5倍、DFシリーズで6倍、DTシリーズで7倍、Doシリーズで8倍以内とする。

(2)コンベア

図10−14



インデックス装置の使用で多いのは、テーブル駆動に次いで直進移送の駆動です。これは、パレットを等ピッチに間欠移送させる目的で用いられます。

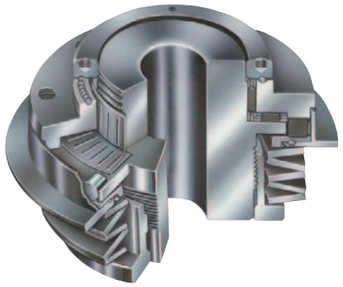
直進移送機構としては、チェーンを用いたチェーンコンベア、平ベルトあるいはタイミングベルトを用いたベルトコンベア、さらに送りバーを用いたバートランスファ機構などがあります。

インデックス装置出力軸に作用する負荷は、移動所要時間、移送距離、ワークの重量、移送機構により、トルク計算法から求められますが、テーブル仕様と大きく異なる負荷として、テンション力、予圧力による負荷トルク、摩擦力によるトルクがあり、これらの値は、移送機構、ワークの種類により大きく異なります。

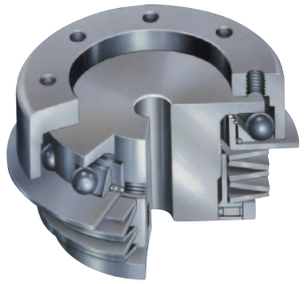
直進移送機構を設計する際問題となるのは、このテンション力、予圧力による負荷と摩擦力の設定です。これらの値は経時·経年変化しますので値を見積るのは難しく、そのため安全率を高くとればインデックス装置が大型化し、過小に見積れば機械は動きません。したがって、これらの値を決定するには、実験か、いままでの経験から導くことが必要になります。つぎに、コンベア駆動で問題が多いのは、インデックス装置の入出力系のバックラッシとたわみにより、停止時に大きな振動を発生するケースです。これは、入出力系の伝達要素にバックラッシやたわみが増大したために割出時に変位の遅れが生じ、カムが停止区間に入ると入力系と出力系との力の伝搬が断たれ、ちょうどコンクリートでできた厚い扉が閉じられた状態になり、遅れた出力系の変位がはげしくこの厚い扉に激突し、出力系に大きなダメージを与える格好になるからです。これらの現象は、動力伝達方法によるところが多く、特に高速機械においては重視すべきところです。

(3)トルクリミッタ

図10−15



TFタイプ



TCタイプ

トルクリミッタは過負荷に対する安全装置で、過大なトルクが作用したとき、このトルクを遮断することによって機械を保護したり、人身災害を防止するものです。一方、装置の自動化に伴って複雑化し、各種の動作が連動的になり、あるいは順序動作が求められるようになるにつれ、機械の破損を未然に防止し、または破損を最小限にとどめて機械の休止時間を最小限にしたい、という要求があります。原動機から中間伝達要素を経て最終出力にトルクが伝播される場合のトルクリミッタの取付箇所は、それぞれ保護したい伝達要素の出力側がよい。

インデックス装置の出力軸に取付ける過負荷安全装置(トルクリミッタ)の特性の必須条件は、下記のとおりです。

(a)トルク伝達が正確に行なわれること

トルクリミッタの入力側と出力側のトルクが完全に同一であって、トルクリミッタがあることによって出力トルクが乱されてはならない。

(b)設定トルクで正確に作動しばらつきが少ないこと

設定トルクの経時変化がなく、繰返し作動に対して安定性のあるものでなければならない。また、設定トルクは安全工程、不良検出、運転速度などの使用条件により作業トルクが異なるので、任意に調整できるものでなければならない。

(c)バックラッシがなく剛性が高いこと

この部分におけるバックラッシは致命的です。同様に、出力軸の動きを最終従節に正確かつ完全に伝達するのに十分な剛性が要求される。また、トルクリミッタ内部のヒステリシスは、割出精度を悪化させるので微小であることが望ましい。三共トルクリミッタは、あらゆる方向の荷重を転がり軸受で受けているのでヒステリシスは少なく、正、負のトルクが作用しても再現精度は損なわない。

(d)タイミングを乱さないこと

自動機械では装置全体が同期して作動しているが、このタイミングが乱れないような機構が必要である。すなわち、トルクリミッタが作動し駆動側と被動側の回転が切離され、再度回転の結合が行なわれる際に、同一位置へ復帰する機能(ワンポイントセッティング)が必須です。

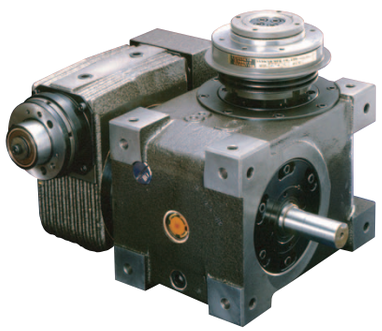
(e)過負荷の検出

過負荷時にトルクリミッタによる過負荷の検出ができなければならない。この過負荷信号は、モータを停止させるとか、クラッチを切り、動力の伝達を断つなど、機械を自己制御するために利用するとか、パトライト、ブザーなど警報制御するために必要であるとか、機械を停止させ過負荷の原因を取除き、安全の確認をした後再稼動するなど、機械の二重、三重の安全を図る上で必須です。

このような機能のほかに、取扱いの簡便性、コンパクト、雰囲気に対する安定性、リセッティング作業の簡便性、長寿命など、トルクリミッタに要求される機能、特性は多い。三共ではインデックス装置の出力軸専用のトルクリミッタとして、フランジタイプ(TF)、カップリング(TC)の2機種を標準化し、これまでに数多くのインデックス装置に取付け出荷しています。

2-10-5 ユニット化

図10−16



8D+R65+7TF

このようにして選定されたインデックス装置は、駆動源から各種各様の周辺機器を経て最終従節に所望の運動を与え、1個の自動機械に構成されるわけですが、インデックス装置には機構学的に最も理想的なカム曲線を採用していることで、ユーザーは、最良の運動特性が発揮されるという錯覚をもつことが多い。実際の運転状態においては、さまざまな未知の要因により、必ずしも設計時に期待した性能は得られていません。ここで記述した内容は、いかに未知の要因を周知の要因にするかであり。そうした意味からも力の伝達経路を短かくし、ユニット化を図り、未知の要因を構成上少なくすることも有効であるといえます。

サンデックスのユニット化

機　種	オプション		
超小型タイプ(D/E)		トルクリミッタ(4･5TF･TC)	インダクションモータ
超小型多分割タイプ(MI)		トルクリミッタ(6TF･TC)	インダクションモータ
Dシリーズ(D/E/R)	レデューサ(R48〜R125)	トルクリミッタ(6〜18TF･TC)	インダクションモータ
DFシリーズ(DF/EF/RF)	レデューサ(R48〜R160)		インダクションモータ
DTシリーズ(DT/RT)	レデューサ(R65〜R160)	トルクリミッタ(8〜25To)	
DUシリーズ(DU/EU)	レデューサ(R48〜R100)	トルクリミッタ(6〜14TF･TC)	
DRシリーズ(DR)		トルクリミッタ(7〜18TF･TC)	
Doシリーズ(Do)	レデューサ(R65〜R160)		
Pシリーズ(P/E)	レデューサ(R48〜R160)	トルクリミッタ(4〜18TF･TC)	
オシレートハンドラ	レデューサ(R48〜R100)		インダクションモータ
パーツハンドラ	レデューサ(R48〜R160)		インダクションモータ

D、DF、DT、DU、DR、Do、P、MI…インデキシングドライブ、E、EF、EU…オシレーティングドライブ
R、RF、RT…ローラドライブ

2-11 ●解説 カム用語集

ア	アーム (arm)	腕、レバーなど、物体を支える腕状のもの
	当り (margin)	カムとカムフォロアの接触率を言い、通常60%以上を目標とします。
	圧力角 (pressure angle)	カムと従節との共通法線方向と、従節の運動方向とのなす角
	イナーシャ (inertia)	慣性。物体に外力が作用しない限り、現在の状態を持続しようとおする性質
	ウェーラ曲線 (Wella curve)	☞S−N曲線を参照
	運動曲線 (motion curve)	物体の動きsが時間tの関数s=s(t)として表されるとき、これを運動曲線と呼びます。 運動曲線の性質として一価関数である、微分可能であるなどがあります。
	H_RC (エイチ　アール　シー) (Rockwell hardness)	ロックウェル硬さの単位で、金属材料の硬さを示すスケールの一つ(ロックウェル硬さCスケール)です。ロックウェル硬さとは、荷重および圧子を多種用意し、基準荷重を加えてセットし、ついで試験荷重とし、再び基準荷重としたときのくぼみの深さの差をダイヤルゲージで直読し、硬さを求める方法です。
	S−N曲線 (S−N curve)	材料にある大きさの応力を繰り返し作用させたときに破壊する現象を材料の疲労といいます。 S−N曲線(ウェーラ曲線)は、繰り返し作用する応力σと、破断に至るまでの繰り返し数Nの関係を示します。
	エネルギ (energy)	仕事をする・されるという行為の概念を、ある実体を与える・与えられるという受渡しの概念に置き換えるとき、この実体をエネルギと呼びます。したがってエネルギは仕事をなしうる能力を意味するスカラー量で仕事と同じ次元を持ちます。
	円端従節 (roller follower)	従節の先端の形状がローラのように丸くなっている機構
	円筒カム (cylindrical cam, barrel cam)	外形が円筒上の立体カムでバレルカムとも呼ばれます。
	円筒座標 (cylindrical coordinates)	空間上の任意の点Pからxy平面に下ろした垂線の足Hの平面極座標(r、φ)と高さzで表した円柱極座標。原点をOとして、r=OH、∠xOH=φ、PH=zであり、直角座標(x、y、z)との関係は、x=rcos(φ)、y=rsin(φ)、z=zです。

ア	円筒溝カム (cylindrical grooved cam, barrel cam)	円筒上のブランクの外周にローラの通る溝を加工したカム
	オーバーラップ (overlap)	二つ以上の動作を行なわせるとき、一つの動作の完了を待たずに次の動作を行なわせると全体のサイクルタイムを短縮できます。 この重なった部分のことをいいます。
	オフセット (offset)	片寄り。 直動従節の板カムにおいては、従節の運動方向線とカム中心とのずれ量をさします。
カ	確動カム (positive cam)	従節の両方向の動きがいずれもカムにより拘束されているカム、拘束カムともいいます。
	下死点 (bottom dead point)	☞ 上死点を参照
	仮想仕事の原理 (principle of virtual work)	質点に多くの力F_1、F_2、...が作用して平衡状態にあるとき　$F_1+F_2+...=\Sigma F=0$ したがって、任意の仮想変位δsに対するこれらの仕事の和δWは0となります。 すなわち、$\delta W=\Sigma F\cdot\delta s=\Sigma X\delta x+\Sigma Y\delta y+\Sigma Z\delta z=0$この仮想変位δsに対する仕事δWを仮想仕事といい、これらを仮想仕事の原理といいます。
	加速度 (acceleration)	速度を時間で微分したもので、速度の変化率を表します。 また、加速度は力と比例します。
	片停留運動 (one-dwell motion, dwell-rise-return -dwell motion)	行程の始端または終端のどちらか一方だけに停留のある運動 上り行程と下り行程に同一曲線を折り返して使用する時、加速度を小さくでき、動きもなめらかとなる。
	カッター径補正 (cutter compensation)	加工工具径がカムフォロア径と異なるとき、輪郭に対し法線方向に、その差分を補正すること
	過渡振動 (transient vibration)	定常状態でない振動
	カム (cam)	ナイフエッジ・ローラ・平面などの単純な形状の接触子を持った節との直接接触によって所期の運動動作を伝達する機械要素
	カム基礎の円半径 (cam base radius)	カム形状を決めるための基準となる円の半径

カム曲線 (cam curve)	カムによって動かされる従節の運動曲線
カム曲線特性値 (characteristics of cam curves)	カム曲線における速度、加速度、躍動などの最大値または最小値
カム径 (cam diameter)	カムの外径
カム軸トルク (input shaft torque, cam shaft torque)	カム軸に作用するトルク。カム軸トルクと回転数の積がモータの必要動力となります。
カム代表半径 (representative radius of cam)	立体カムではカムの深さ方向で圧力角、曲率半径などの値が変化するため、カムの特性値を評価する上で代表と成りえるカム面のカム中心からの半径値を代表半径として使用します。 尚、一般的にはカム面幅の1/2程度における半径値を代表値とします。
カムフォロア (cam follower)	スタッド付きのローラフォロアであり、外輪とスタッド間にニードルローラなどの転動体を組み込んだもの。
カムブランク (cam blank)	カムを加工する前の素材
カム有効半径 (valid radius of cam)	平面カムの圧力角、曲率半径を近似計算する際、カム半径を最大半径と最小半径の中間値で代表されたもの。カム代表半径ともいいます。
間欠割出装置 (indexing drive)	停留⇨割り出し⇨停留⇨割り出しという間欠割り出し回転を行う装置。カム式間欠割出装置にはローラギヤカム、パラレルインデックスカム、バレルカムによる三方式があります。
慣性モーメント (moment of inertia)	物体を構成する各微小部分の質量dmとその部分の、ある一定直線からの距離rの二乗との積の総和。 $I=\int r^2 dm$ 工業単位系で用いる場合、GD^2との関係は重力加速度を g とし$GD^2/4g$で与えられます。 本カタログにおいて、SI単位による慣性モーメントは、記号をJ($kg \cdot m^2$)として表記しています。
機械振動 (machine vibration)	機械系に起因する振動
軌道面 (track surface)	カムフォロア外輪が転動するカム面など、転動体が転送する面

切下げ (undercut)	ローラ中心軌跡が与えられたことによりカムの形状を定める場合、ローラ中心軌跡の凸部の曲率半径がローラ半径よりも小さいときカム面に生ずるエッジ
球面カム (spherical cam)	立体カムの一種で、外形の形状が中ふくらみになっているカム
共役カム (conjugate cam)	二枚のカムを二個のローラがはさむようにしたカムで、一方のカムが従節を押しているとき他方のカムは従節によって背後から押されているような関係にあるカム
強制振動 (forced vibration)	振動体が外部から働く周期的外力によって行う定常振動
共通法線 (common normal line)	2つの曲線が接している点において、共通接点を通り共通接線に垂直な直線
極座標 (polar coordinates)	物体の位置を長さ r と、角度 φ で表した座標(r、φ)。 直角座標(x、y)との関係は、x=rcos(φ)、 y=rsin(φ)です。
曲率半径、曲率中心、曲率 (radius of curvature, center of curvature, cuvature)	曲線の任意の点における曲がり具合を、相当する円の半径値で表したものを曲率半径、その円の中心を曲率中心、曲率半径の逆数を曲率と呼びます。ちなみに、直線の曲率は零で曲率半径は∞です。また、一般にカムの曲率半径ρは円端従節の場合、カムフォロア中心の値をさします。
研削仕上げ (grinding)	一般に、焼入れ.焼戻しを行った後、カム面を研削して高精度化を計ります。
原節 (drive member, driver)	従節に運動を与える入力要素
鋼 (steel)	はがね、鋼鉄。C0.035～1.7%を含む鉄の総称。ふつうの鋼を炭素鋼といい、他の元素(Ni, Mn, Crなど)を成分とするものを特殊鋼といいます。
硬度 (hardness)	材料の硬さの度合を表す数値。使用試験機により、ブリネル硬さ、ロックウェル硬さ、ビッカース硬さ、ショア硬さなどがある。
拘束カム (positive cam)	従節の両方向の動きがいずれもカムによって拘束されているようなカムで、確動カムともいいます。溝カム、共役カムなど。

カ	行程 (stroke)	停止状態から動きだして次に停止するまでの距離
	勾配角 (slope angle)	坂道における勾配、すなわち基準面に対する傾きの角度。たとえば、“尖端直動従節の直進カムにおいて、カム面の勾配角はその圧力角に等しい”の様に用います。
サ	サイクルタイム (cycle time)	運動の一周期に要する時間。
	材料係数 (coefficient of material)	軸受材料の製法による、寿命への影響係数。 真空脱ガス法、真空溶解法などの製法での鋼は、大気溶解鋼と比べ非金属介在物が少ないため、フレーキングに対する耐性が強く、転がり疲れ寿命が著しく向上する。
	三次元カム (3-dimensional cam)	☞ 立体カム
	残留振動 (residual vibration)	従節が運動状態から停止状態に移った時(位置決め完了後)に従節に残っている振動。高精度の位置決めをするときには、これを極力小さくしなければならない。
	CAD／CAM (computer aided designing / computer aided manufacturing)	企業の生産部門において、コンピュータを利用した設計と製図のためのシステムの一般名称をCADと呼び、製造過程を支援するコンピュータシステムをCAMと呼びます。
	シーケンス制御 (sequence control)	運動において一つの動作の完了をスイッチで検出し、その信号により次の動作を開始させるなど、動作を順序だてて行わせる制御。
	GD^2 (ジーディースケア)	力学でいう慣性モーメントと同じ概念であり、重力単位系(工学単位系)における慣性モーメントの表現形式。「GD^2」は一つの記号であるが、Gは重量、Dは回転直径を表しています。 GD^2=[重量]×[回転直径]^2　(kgf･m^2) ☞ 慣性モーメントを参照
	仕事 (work)	物体に力が作用すると物体は力の方向に動かされる。いま、力Fが作用している間に物体がsだけ変位したとすれば、この際に力Fのした仕事WはW=Fsで与えられるスカラー量です。
	ジャーク (jerk)	加速度をさらに時間で微分したもので、加速度の変化率をあらわします。 $j=j(t)=\frac{da}{dt}=\frac{d^2v}{dt^2}=\frac{d^3s}{dt^3}$ [mm/s^3]
	自由振動 (free vibration)	外力が無くなっても振動を続けるとき、これを自由振動または固有振動と呼びます。

サ	従節 (follower member, follower, driven member)	カムと接触する相手側要素(たとえばローラ)、ローラを支えるレバー、またはそれ以後の負荷系の総称。
	寿命時間 (hours of life)	装置、機器またはその部品を所定の条件で使用するとき、それらがある程度の能力を発揮することのできる期間。当社のインデックス装置の場合には、すべて転がり接触のため、転がり軸受けの寿命計算法に準拠しており、統計的にその95%を保障する寿命をもって計算しております。
	重力加速度 (acceleration of gravity)	地上の同じ場所では停止状態から落下した物体の加速度は同一になる。これは、地球の重力によって物体が落下しているためである。この時の加速度(g)は、場所によって異なるが、ほぼg=9.8m/sec^2です。
	潤滑係数 (coefficient of lubricating)	油膜形成が寿命に与える影響を示す係数。運転回転数における最低必要動粘度と、運転温度における動粘度の比から求められます。
	上死点 (top dead point)	クランク･ピストン機構のピストンのような往復運動において、そのストロークの両端点をそれぞれ上死点、下死点と呼ぶ。どちらを上死点にするかは運動方向の定義によって決まる。一般には、機構の設置路の上側を上死点とします。
	自励振動 (self-excited vibration)	振動を起こす外力が振動自身によって誘起するもので、次第に振幅が大きくなるか、振動が持続する。また、振動を止めれば加振力がなくなるので、自励振動はなくなる。ちなみに振動を止めても加振力がなくならないものは強制振動といい、自励振動と区別します。
	シンセシス (synthesis,総合)	カム･リンク機構において、所要の入出力関係、または所要の軌跡を得るべきリンクの長さや位置関係を決定する方法
	信頼度係数 (coefficient of reliability)	転がり軸受の定格寿命計算では、統計的に90%を保障する寿命(信頼度90%)で計算式が作られている。用途によってはそれ以上の信頼度で装置寿命を延ばす必要があり、この目的で設定された寿命に関する補正係数のこと。なお、当社のインデックス装置では信頼度95%(信頼度係数0.62)を使用します。
	スカラー (scalar)	☞ ベクトル
	スキュー角 (skew angle)	傾斜。回転体の回転方向と転動体の転動方向のなす角
	ストップ数 (number of stops)	出力軸が間欠回転(インデックス)する場合の一回転中の停止回数。ストップ数がsの場合、一回の割り出しに対して出力軸は360°/s回転します。
	ストローク (stroke)	行程のことであり、運動の変位量をいいます。

サ	スミアリング (smearing)	かじり。周速が異なる二接触面間の急激な接触や異物の噛み込みなどにより生ずる。このように、転動体が正常に回転せず軌道面とすべりを起こすと、これらの接触面で油膜が切れ、ごく小部分で焼き付きが群がって発生します。
	スライダ (slider)	直動型のすべり対偶である機構要素。回転運動を往復運動に変換する機構として代表的なものにクランク・ピストン機構があるが、その出力部である滑動部
	静定格荷重 (static rated load)	機械・装置が停止時や比較的低速回転の時に、ある応力を超える大きな荷重を負荷したり、大きな衝撃荷重を負荷すると軸受の軌道輪や転動体に局部的な永久変形が生じ、騒音や振動の原因となる。この永久変形をある限度内にとどめるために決める、静止時に負荷できる最大荷重
	接触幅 (contacted length)	カムとカムフォロア、ニードルとスタッド(軸)、ニードルと外輪などの2つの転動体の接触する線の長さ。接触面圧を求める際に必要となります。
	接触面圧 (pressure of contacted surface)	曲面をなす二物体の接触面にかかる集中応力。ヘルツの式を用いて求めることができます。
	ゼネバ機構 (Geneva drive, Maltese wheel)	原動車に固定されたピンまたはローラが従動車の案内溝の中を移動することにより、従動車に間欠運動を与える機構。カム機構と異なり、設計の自由度が少なく、また、加速度は始端、終端で不連続となります。
	尖端従節 (knife edged follower)	カム面とナイフエッジ状の尖端で接触する従節。接触子の軌跡はカム輪郭と一致する。摩耗しやすいので通常は1～2mmの小さなRをつけて用いられます。
タ	太鼓型カム (convex globoidal cam)	立体カムの一種で外形の形状が中ふくらみになっているカム。
	タイミングチャート (timing diagram)	タイミング線図(チャート)は出力軸変位の時間分布を表すものです。出力軸の変位は入力軸に取り付けられたカムの形状に依存します。つまり横軸にカムの回転角を、縦軸に出力軸の変位をとり、それらの変位を直線で結ぶことにより、出力軸の全工程の変位を表すことができます。
	タレット (turret)	出力軸のカムフォロアが取り付けられる従節で、入力軸のカム情報を出力軸に伝えるもの
	単弦運動 (harmonic motion)	等速円運動の一直角成分のように変位xが次式の形で表せる運動。 $x=a\cdot\cos(\omega t+\phi 0)$　aを振幅、ωを振動数、$(\omega t+\phi 0)$を位相角、$\phi 0$を初期位相角と呼びます。したがって、速度、加速度は次のようになります。 速度　$\dot{x}=-a\omega\cdot\sin(\omega t\cdot\phi 0)$ $=a\omega\cdot\cos(\omega t+\phi 0+\pi/2)$ 加速度　$\ddot{x}=-a\omega^2\cdot\cos(\omega t+\phi 0)$ $=a\omega^2\cdot\cos(\omega t\cdot\phi 0+\pi)$
	端面カム (bell cam, end cam)	円筒の端面を利用するカム

	直角座標 (Cartesian coordinates)	平面上の直交する二軸の各要素(x, y)で、任意の点の座標を表したもの。三次元の場合は、これらの直線と直行するz軸が加わります。
	直動従節 (translating follower)	カムにより駆動され、直進的変位を得るために使用される従節
	直進カム (translating cam)	一般にカムの入力は回転運動であるが、油空圧シリンダなどの直進運動を入力とするカム
	鼓型カム (concave globoidal cam)	外形が円筒状で中へこみになっているカム
	停留 (dwell, ドウェル)	ある時間の経過に対して従節の変位がなく、一時的に停止している状態
タ	停留角 (dwell period)	出力軸が停留状態にあるときの入力軸の回転角で、割付角との和は360°となります。
	停留時圧力角 (pressure angle in dwell period)	停留時の圧力角で、停留時のトルクなどを求めるときに使います。
	テーパリブ (tapered rib)	断面形状がテーパ状のリブで、カムフォロアの周面と線接触します。ローラギヤカムのカム面はこのテーパリブです。
	同期制御 (synchronized control, overlap control)	カムでは、動作時間は機械的な回転角で決められてしまいつねに一定です。また、動作時間が決まっているのみでなくストロークの任意の時点における従節端の位置も確定しています。したがって一つの動作と次の動作との間にオーバーラップをとることができ、全体のサイクルタイムを短縮することができます。このような制御を同期制御と呼びます。
	動定格荷重 (dynamic rated load)	動定格荷重とは機械の負荷能力を表すもので、一定回転の基本定格寿命を与えるような一定荷重をいいます。
	トラック許容荷重 (track allowable load)	カムフォロアの外輪がカム軌道面(トラック面)と接触する場合に、カム面が変形または圧痕なしで連続して耐えられる荷重
	トルク (torque)	軸に働く力の大きさにその力の作用線までの腕の長さを乗じたもの。単位はN・m(工学単位系ではkgf・m)

タ	トルク伝達係数 (coefficient of torque transmission)	入力駆動部から最終従節までの間に複数のリンクを含むような機構の場合、その系のトルクがどのように伝達されるかはそのリンクの持つ速度比の積によって求められる。その機構のもつ係数をトルク伝達係数といいます。
	トルク補償カム (torque compensation cam)	カム機構の入出力軸には慣性負荷等により割り出しの前半で正の、後半で負のトルクが作用します。そこで、これと作用方向が逆のトルクを慣性力またはバネ力で与え、元のトルクを相殺(補償)することをトルク補償といい、補償トルクの制御のためのカムをトルク補償カム(特許出願済)といいます。
	トルクリミッタ (torque limiter)	何等かの原因によって発生した過負荷に対する安全装置で、二つの機械要素間に過大なトルクが作用したとき、このトルクを遮断し機械を保護する働きをするもの。
ナ	ナイフエッジ (knife edge)	ナイフの刃のように鋭くとがっている形状
	逃げ側回転 (rotation toward roller)	揺動従節においてカムの回転する方向が支点からローラに向かう場合
ハ	バックラッシ (backlash)	機械要素間の接触面の遊びのことであり、振動の原因となる。ローラギヤカム、パラレルカムの場合は予圧をかけることによって、このバックラッシを除去することができます。
	跳ね上がり (jump)	従節を板カムに押し付ける際、コイルバネが多用されますが、カムの回転数を次第に上げて行くと、負荷の慣性力がバネの拘束力を超えてしまい、従節はカムから離れてしまいます。この現象を跳ね上がりと呼びます。
	パラレルインデックスカム、 パラレルカム、パラカム (parallel index cam)	共役カムの一種であり、間欠送りの目的に用いられる。名称は入力軸と出力軸が平行であることからこのように呼ばれます。ローラギヤカム、バレルカムに比べ、加工が易しいのが利点ですが設計条件を上手に選定しないと負荷能力が落ちてしまいます。
	バレルカム (barrel cam)	外形が円筒状の立体カムで、間欠割り出しや揺動運動を得るのに用いられます。
	非対称カム曲線 (unsymmetrical cam curve)	前半の加速域と後半の減速域の比率が異なる曲線で、主に高速仕様においての減速域の特性を改善するために用いられる。
	ピック&プレースユニット (pick and place unit)	特定の位置にあるワークをつまみ上げ、挿入位置まで移送し、そこにワークを下ろすという一連の作業を行うつまみ挿入装置
	フライホイールカム (fly wheel cam)	間欠割出装置の入力軸に作用する変動トルクは、他の負荷体(フライホイールテーブル)の不等速運動により相殺することができます。この不等速運動を制御するカムをフライホイールカム(特許出願済)と呼びます。 ☞ トルク補償カム

	振り角 (oscillate angle)	出力軸が揺動回転する場合の旋回角度
	フレーキング (flaking)	軸と軸受などの、転がり接触面に繰り返し応力が加わったとき、材料に生じる疲れ破損、剥離現象。剥がれた後に著しい凹凸ができます。
	フレッティング (fretting corrosion)	微動摩耗。接触する二物体が微小振幅のすべり振動を行う場合、摩耗が集中的に行われる現象。摩耗粉が除かれ難いことや、潤滑剤が入り難いことなどのために普通のすべり摩耗に比べ、極めて激しい摩耗を生じます。また空気中では酸化を伴います。
	不連続曲線 (discontinuous curve)	カム曲線において、始端・終端を含めた区間で速度や加速度が連続でない曲線。等速度曲線、等加速度曲線等。
	平端従節 (flat-face follower)	従節の先端形状が平端(平面)になっている機構
	ベクトル (vector)	速度、力などのように大きさと方向を持つ量をベクトルと呼ぶ。これに対して質量、時間、仕事、エネルギなどのように量だけで定まる量をスカラーと呼びます。
ハ	偏角 (angle of misalignment)	カップリングなどで二軸を結合する際、中心線が一直線上になく、ある角度だけ傾き誤差を持つことがある。この傾きのこと。
	変形正弦曲線 (modified sine, MS曲線)	広く一般に用いられている標準曲線の一つ。最大速度やカム軸トルク係数が小さく、加速度も比較的小さいので負荷の性質が未知の場合などでも広く用いられる。
	変形台形曲線 (modified trapezoid, MT曲線)	加速度の最大値を小さくするために開発された標準曲線の一つ。高速軽荷重に適しています。
	変形等速度曲線 (modified constant velocity, MCV曲線)	曲線の中間に等速区間を持つ曲線。圧力角を小さくするために最大速度を落とす必要がある時や、あるいは等速部分が必要な場合に用いられます。
	ヘルツ応力 (contact stress)	曲面をなす二物体の表面が互いに押し付けられたとき、接触点に働く大きな集中応力。接触応力ともいいます。
	法線方向 (normal direction)	平面および曲線において、ある点での垂線、直角方向

マ	摩耗 (abrasion)	材料が他の物体との摩擦により、表面が削られてくる現象。
	ミスアライメント (misalignment)	二個以上の機械要素を組み合わせる時の心ずれ。偏角誤差、すきま誤差、平行誤差などがあります。
	溝カム (face grooved cam)	平板と従節のローラが通る溝を加工したカム。動きは拘束されていますがバックラッシは避けられません。また、円筒面にカム溝を加工したものは混同を避けるために、円筒溝カムと呼びます。
	向い側回転 (rotation toward pivot)	揺動従節において、カムの回転する方向がローラ側からレバーの支点に向う回転方向をさします。 ☞　逃げ側回転
	無次元加速度 (non-dimensional acceleration)	無次元速度を無次元時間で微分したもの。最大値はAmで表される。高速で駆動する場合は、このAmができるだけ小さい値の曲線を選定します。
	無次元時間 (non-dimensional time)	運動の時間については始動から停止までを0～1で表現したもの。 T=t/th ただし、Tは無次元時間、tは実時間[s]、thは最大変位に達するまでの時間[s]です。
	無次元速度 (non-dimensional velocity)	無次元変位を無次元時間で微分したもの。最大値はVmで表され重負荷での駆動ではVm値の低い曲線が適しています。
	無次元変位 (non-dimensional displacement)	運動の変位を始動から停止まで0～1で表現したもの。 S=s/yh ただし、Sは無次元変位、sは実変位[mmまたはrad]、yhは最大変位[mmまたはrad]
	無次元躍動 (non-dimensional jerk)	無次元加速度を無次元時間で微分したもので、加速度の変化率を示す。また最大値はJmで表されます。
	無停留運動 (no-dwell motion, rise-return-rise motion)	運転の始端、終端において停留がなく加速度が任意の値のまま連続して往復運動を繰り返す運動。 Amの値が小さくなります。
	面粗さ (surface roughness)	カム面などの仕上がり精度を表し、表面の凹凸をμ単位で表す。
	モーメント (moment)	回転させようとする力、半径と力の積により表したもの

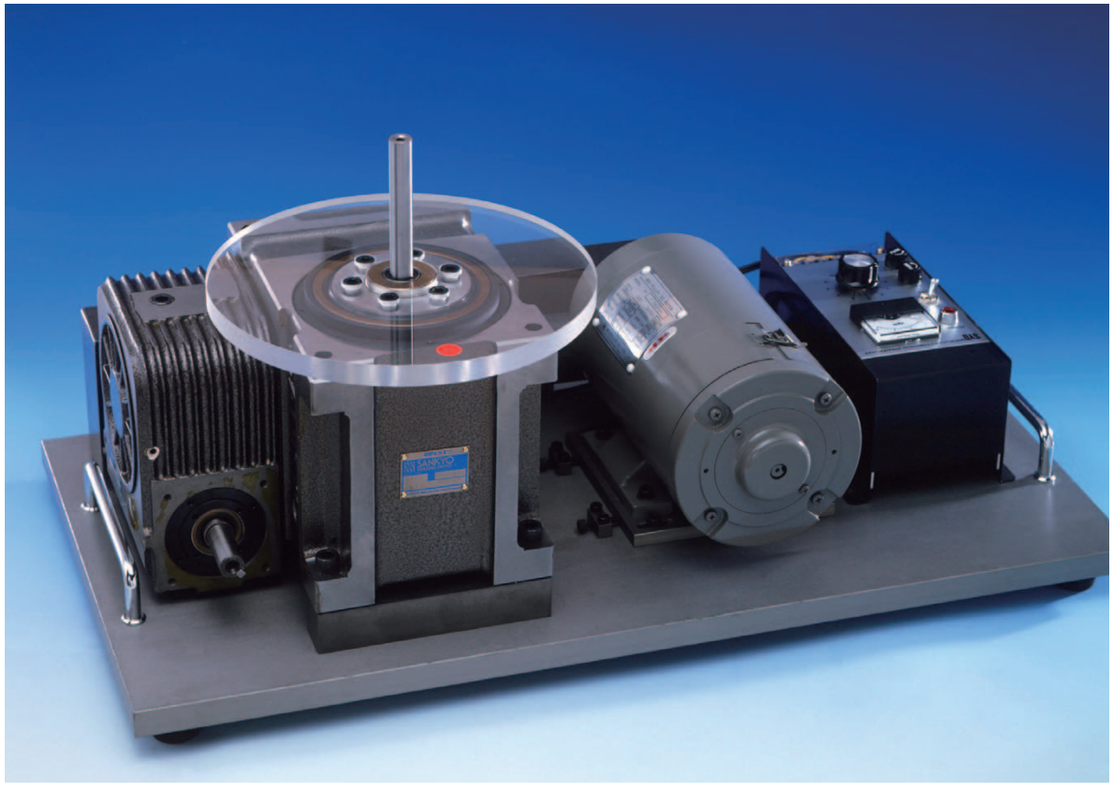
ヤ	焼入れ (hardening, quenching)	金属材料をオーステナイト化温度に加熱して急冷し、硬化させる熱処理。高周波焼入れ、炎焼入れ、浸炭焼入れ、ズブ焼きなどがあります。
	焼付き (seizure)	軸と軸受などのすべり面において、摩擦のため熱せられて、金属の一部が溶融し、相手の表面に粘着すること。転送面全体に及ぶ全面的な溶着現象。
	焼戻し (tempering)	焼入れした鋼を200℃以上または400～600℃に再加熱して硬度を下げ、粘り強さを出す処理。
	躍動 (jerk)	☞　ジャークを参照
	ユニバーサルカム曲線 (universal curve)	カム曲線を七つの区間に分け加速度まで連続に接続した三角関数系のカム曲線で各区間の時間配分をパラメータで処理することにより汎用性を付与したもの
	揺動従節 (oscillating follower)	カムにより駆動され、角度変位を得るために使用される従節
	予圧 (preload)	カムと従節の間にあらかじめかけておく圧力。圧力が大きいほど精度や剛性が高くなるが、逆に抵抗も大きくなる。
ラ	立体カム (3−dimensional cam, solid cam)	三次元（立体）としての動きを利用したカム。平面カムに比べて一般に空間に占める容積を小さくでき、確動の拘束カムとすることができます。
	リブカム (rib cam, ribbed cam)	つば状のカム面を従節のローラがはさむような構造になったもの。拘束型でバックラッシをなくすことができます。
	両停留運動 (two−dwell motion, dwell −rise dwell motion)	行程の両端に停留のある運動
	リンク (link)	回転、直進の運動を伝達する機械要素
	レバー長 (lever length)	従節回転中心から従節ローラ中心までの距離

ラ	ローラ中心軌跡 (roller center path)	カムを固定し従節側を、カム軸を中心として回転させたときの、ローラの中心の軌跡
	ローラギヤカム (roller gear cam)	鼓型カム(concave globoidal cam)の一種で間欠割り出しや揺動運動を得るのに用いられます。テーパリブとローラフォロアの接触は拘束型で予圧構造であるため、バックラッシがなく剛性が高いため高速駆動に適しています。
	ローラフォロア (roller follower)	厚肉の外輪にニードルローラを組み込んだ外輪回転用の軸受。外輪が直接、相手(カム)軌道面と接触して転動します。
	ロストモーション (lost motion)	遊びや、機械系の剛性と摩擦力などの関係によって出力されない運動
ワ	割出精度 (index accuracy)	インデックス装置を駆動した場合の移動角度の理論値と実測値の差を示した値
	割付角 (index period)	従節を一回割り出しするのに要する入力軸の回転角。停留角との和は360°となります。

参考文献
西岡:フライホイルカム機構の研究、日本機械学会論文集、第46号C編
西岡、内野、三浦:モジュール構造カム・リンク機構のデータ処理システム、昭60精機学会春期大会論文集
学術用語集:機械工学編、日本機械学会
SANKYO INDEXING DRIVES J0701、昭61、(株)三共製作所
牧野:自動機械機構学、昭51、日刊工業新聞社
機械工学便覧:日本機械学会編、日本機械学会
機械設計便覧:機械設計便覧編集委員会編、丸善
機械工学ポケットブック:機械工学ポケットブック編集委員会編、オーム社
活用機械英和辞典、工業調査会

3 機種選定

ローラギヤカム機構の用途は、加工、充填、印刷、挿入、移送、組立、計測、包装、巻線、溶接、射出成型と広く、使用目的も高速化、高精度化、高寿命化、高信頼性、安全性、効率化、コストダウンと多種多様です。機種選定の際、最も重要な点は、この用途と目的をより明確にしておき、機械に必要な特性、取扱いを十分認識しておくことです。そして、最も重要である課題を基準として機種選定を行なえば、目的に合ったものが必然的に決定されることになります。
三共では、ローラギヤカム機構の特長が多種多様の目的に生かされるよう、多くの種類(インデキシングドライブ、オシレーティングドライブ、ロータリードライブ)と形式(シャフト仕様、フランジ仕様、テーブル仕様、ユニバーサル仕様、ボックス仕様、リング仕様)を用意し、さらにあらゆる荷重条件にこたえるため超小型(2.8D)～超大型(80DT)まで各種取り揃えておりますので、機種選定法を参考に、自由にお選びください。
なお、オシレーティングドライブおよびロータリードライブの機種選定法は、インデキシングドライブの機種選定法に大部分準拠しており、説明の重複を避けるため、ここには必要な項目だけを記載することとしました。オシレーティングドライブおよびロータリードライブの機種選定においては、インデキシングドライブの機種選定を参照してください。



3-1 ●機種選定 選定にあたって

3-1-1 型式の選定

表(1−1, 2)に示すインデックス装置の型式の特長を確認し、目的に合った型式を選定してください。オシレーティングドライブ／ロータリードライブの選定もインデキシングドライブに準じます。

3-1-2 制約条件

目的に合った型式の選定がなされたならば、つぎにインデキシングドライブの制約条件を検討してください。

(1)許容積載荷重

この値は各機種の特性表に記載されており、インデックス装置の出力軸の許容スラスト荷重と許容ラジアル荷重を示しています。十分に安全を見込んだ出力の軸受許容荷重から求めていますが、積載荷重がこの値を越しますと、精度維持が難しくなります。

(2)出力軸の曲げ

オーバーハング荷重を受けた場合の軸の許容曲げモーメントを示し、十分に安全を見込んだ軸の疲れ強度からもとめています。この値を越しますと、軸の疲れ現象により、軸は段付部から折れることがあります。

(3)軸のねじり剛性

入力軸は回転むらをなくす意味で、出力軸はねじり振動を抑える意味で、軸のねじり剛性が特に必要となります。この値は、主に軸のねじりやたわみとカムフォロアの曲げ、および接触部の弾性変形から求めています。

(4)ストップ数と割付角

この値は各機種のトルク伝達能力表に記載してあります。使用条件に適したストップ数および割付角を選んで下さい。

(5)割出精度

この値は各機種の特性表に記載してあります。高い割出精度を必要とする場合は、1DWELLのカムを選定してください。2DWELL・3DWELLとカムのDWELL数が増すごとに、精度は低下いたします。また、テーブルの取付時の偏心は、割出誤差を大きくしますので注意してください。

(6)使用回転数

各機種のトルク伝達能力表の中で、トルク値が記入されている箇所の回転数まで使用できます。もっと高い回転数でご使用になる場合はお問い合せください。

(7)使用雰囲気温度

標準のインデキシングドライブの使用温度は0℃〜40℃となっております。この温度範囲以外で御使用の場合は、潤滑油の粘度を変更したり、密封装置を交換するなどの対策が必要となります。

(8)取扱い

インデキシングドライブ型式により、取付け・取外し、保守・保全が異なります。特に潤滑油の給排油方法については十分ご検討ください。

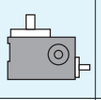
(9)静定格出力トルク Ts

この値は出力軸にかけられるトルクの許容限度を示し、各機種の静定格出力トルク(Ts)はトルク伝達能力表に記載されております。

(10)動定格出力トルク Top

この値は運転寿命12,000時間としたときの許容限界値です。各機種の動定格出力トルク(Top)は、トルク伝達能力表に記載されております。機種選定のトルク計算は主にこの動定格出力トルクを基準として期待寿命の評価を行い、計算手順は機種選定例で記述します。

インデックス装置の型式と性質(a) 表1−1

性質		型式 超小型タイプ	超小型多分割タイプ	Dシリーズ	DFシリーズ	DTシリーズ	DUシリーズ	DRシリーズ	Doシリーズ	Pシリーズ
シンボルマーク										
機能	ストップ数	2〜12	8〜48	2〜48	2〜48	4〜96	1/2〜8	6〜24	16〜72	1〜8
	割付角の設定範囲	B	B	B	B	C	A	B	C	B
	カム曲線の設定範囲	B	B	B	B	B	A	B	B	B
	軸間距離の種類	2種類 28, 38mm	1種類 70mm	8種類 45〜180mm	13種類 45〜650mm	11種類 80〜800mm	5種類 70〜200mm	5種類 80〜250mm	7種類 250〜800mm	12種類 40〜400mm
	高速性	A	B	A	B	C	C	B	C	C
	オシレーティングドライブへの対応	◎	○	◎	◎	○	◎	○	○	◎
	ロータリードライブへの対応	○	○	◎	◎	◎	○	○	○	○
耐荷重能力	出力軸のねじり、曲げ剛性	C	B	B	A	A	C	A	A	C
	出力軸のラジアル、スラスト許容荷重									
	出力軸の動定格出力トルク	C	C	B	B	A	C	B	A	B

A：優 B：良 C：可 ◎：標準仕様 ○：特殊仕様

インデックス装置の型式と性質(b) 表1−2

性質		型式 超小型タイプ	超小型多分割タイプ	Dシリーズ	DFシリーズ	DTシリーズ	DUシリーズ	DRシリーズ	Doシリーズ	Pシリーズ
精度	割出精度	±72秒	±72秒	±30秒 (4.5D±60秒 6D±45秒)	7〜30DF±30秒 35〜65DF±20秒	8〜25DT±30秒 35〜80DT±20秒	±30秒 (7DU±72秒 8DU±60秒)	±30秒 (25DR±20秒)	25〜35Do±30秒 45〜80Do±20秒	P40・50 ±90秒 P65〜P400±60秒
	繰返し精度	72秒	72秒	15秒 (4.5D 30秒 6D 20秒)	7〜30DF 15秒 35〜65DF 10秒	8〜25DT 30秒 35〜80DT 20秒	15秒 (7DU 35秒 8DU 30秒)	15秒 (25DR 10秒)	25〜35Do 30秒 45〜80Do 20秒	60秒
	停留精度	B	B	A	A	A	B	A	A	B
取付	取付け姿勢 製品コード参照	1〜6	1〜6	1〜6	1〜6	1 (W面GL)	1〜6	1 (W面GL)	1 (W面GL)	1〜6
	出力軸へのトルクリミッタの取付	◎	◎	◎	○	◎	◎	◎	×	◎
	入力軸へのトルクリミッタの取付	○	○	○	○	○	○	○	○	○
	入力軸へレデューサの取付	×	×	◎	◎	◎	◎	◎	◎	◎
	出力軸への回転伝達要素の取付	◎	○	◎	○	×	◎	◎	×	◎
	テーブルの取付	○	◎	○	◎	◎	○	◎	◎	○
	据付ベースへの取付	取付ベース必要	取付ベース必要	取付ベース必要	ハウジングのVW面貫通穴を利用	ハウジングのVW面貫通穴を利用	ハウジングのVW面貫通穴を利用	取付ベース必要	取付ベース必要	ハウジングのVW面貫通穴を利用
その他の特長			●出力部にフランジ面がある		●出力軸の中央に固定軸の取付が可能 ●出力部にフランジ面がある ●出力軸の中空が可能	●出力部に大径のフランジ面がある ●フランジ中央に高剛性の中空固定軸がある ●フランジ面の高さが低い		●減速機を内蔵 ●出力部にフランジ面がある		

A：優 B：良 C：可 ◎：標準仕様 ○：特殊仕様

3-1-3 インデックス装置の用語の説明

表1−3

用　語	意　味
ローラギヤカム	鼓状で立体の外周にリブを加工したもので、入力軸に取付けられています。
テーパリブ	ローラギヤカムの円周上にあり、断面形状がテーパ状のリブで、カムフォロアの周面と線接触します。
カムフォロア	カムフォロアは、テーパリブに当接する接触子です。外輪とスタッド間の転動体にニードルローラを使用し、当社で開発した高精度で高負荷に耐えられるカムフォロアです。
ターレット	出力軸に取付けられた円盤で、外周にはカムフォロアが等間隔に放射状に埋め込まれています。
ストップ数	出力軸一回転あたりに停止する回数。
割付角	一回割出をするのに要する入力軸の回転角。この角度が大きいと動きはより滑らかになります。
停留角	出力軸が停留状態にあるときの入力軸の回転角で割付角との和は360°となります（1DWELL）。
静定格出力トルク（Ts）	停留時に出力軸に作用しうる最大トルクで、この値を越えるトルクを作用させると、装置を破損することがあります。
動定格出力トルク（Top）	割出時に出力軸に作用させうる最大トルクで運転寿命時間と直接的な関係があります。

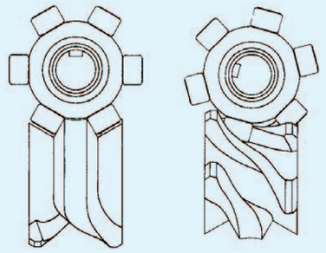
3-1-4 計算式に用いられる用語の意味

表1−4

	記号	単位	意　味
慣性トルク	Ti	N·m	慣性トルクは割出時に出力軸に取付けられている慣性体を加速·減速するのに要するトルクです。 慣性モーメントと角加速度の積で求められます。
摩擦トルク	Tf	N·m	摩擦トルクは軸受、すべり面その他の摩擦によって出力軸に作用するトルクです。 荷重、摩擦係数および回転半径の積で求められます。
作業負荷トルク	Tw	N·m	作業負荷トルクは慣性トルク、摩擦トルク以外に作用する負荷トルクです。 停留時に出力軸に作用するものは無視してもよいが、割出時に折曲げ·成形作業をする場合や重力に逆らって移動する偏荷重を受ける場合、またばね力が作用する場合などは十分に考慮する必要があります。
必要トルク	Tt	N·m	必要トルクTtは割出時に作用するTi, TfおよびTwの総和で求められます。
カム軸トルク	Tc	N·m	カム軸に作用するトルクで、必要トルクとストップ数、割付角の関数で表されます。カム軸トルクと回転数との積は必要動力となります。
寿命時間	Lh	h	カムフォロアにフレーキングが発生するまでの総使用時間数で、カムフォロアの基本動定格荷重より求められます。

3-1-5 インデキシングドライブ

図1−1



割出（INDEX）と停留（DWELL）について

出力軸が回転しない区間、すなわちローラギヤカムのリブの直線部にカムフォロアが当接している状態にあるときを停留（DWELL）といいます。

それに対して、出力軸が回転する区間、すなわちリブの曲線部と転がり接触しているときを割出(INDEX)といいます。

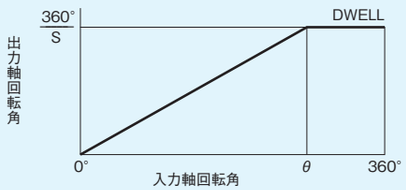
インデキシングドライブは停留→割出→停留→割出……の間欠割出運動を行います。

タイミング線図

図1−2

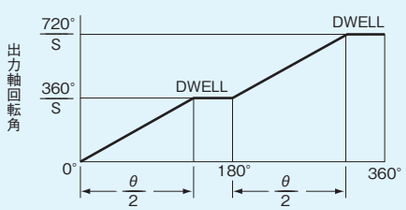
●1DWELL

入力軸が一回転あたり出力軸1割出



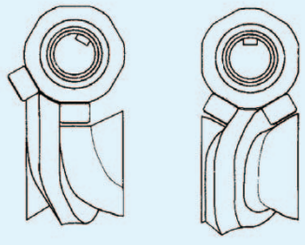
●2DWELL

入力軸が一回転あたり出力軸2割出



3-1-6 オシレーティングドライブ

図1−3



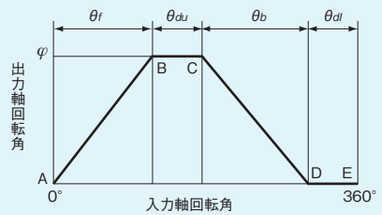
揺動（OSCILLATE）について

入力軸が360°回転する間に出力軸が任意角度旋回し、再び、原点位置に戻ります。この間、旋回の始点·終点および任意通過点に停留区間を設定できます。すなわち、オシレーティングドライブは代表的な動作パターンとして　回転→停留→戻回転→停留……といった揺動回転運動を行います。

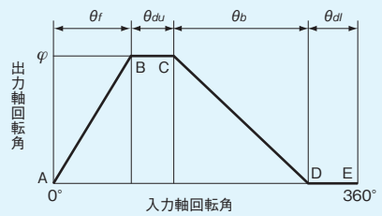
タイミング線図

●パターンⅠ（$\theta_f=\theta_b$の場合）

図1−4

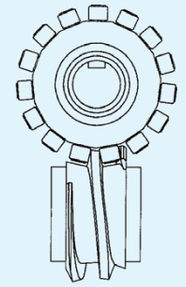


●パターンⅡ（$\theta_f\neq\theta_b$の場合）



3-1-7 ロータリードライブ

図1−5



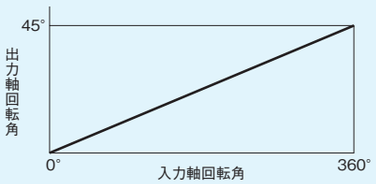
減速回転について

減速回転用カム曲線によって、ローラギヤカムのテーパリブは、全区間にわたり停留区間がありません。リブと転がり接触するカムフォロアにより入力軸の連続回転を出力軸に減速させて回転出力するのがロータリードライブです。

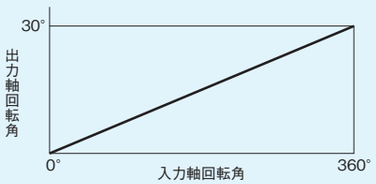
タイミング線図

●減速比8の場合

図1−6



●減速比12の場合



3-2 ●機種選定 計算式と記号

3-2-1 計算式に使用する記号

a_4	:バックラッシ係数	No	:初期回転数(rpm)	Tt	:出力軸必要トルク(N·m)
Am	:無次元最大加速度	m	:Dwell数	Tw	:作業負荷トルク(N·m)
Amax	:最大加速度(m/s²)	OI	:内部慣性負荷トルク係数	Two	:ウォーム軸トルク(N·m)
C	:加速度係数(C≧1)	OP	:動定格出力トルク係数	Tx	:カム軸摩擦トルク(N·m)
D	:回転直径(m)	P	:送りピッチ(m)	Txw	:ウォーム軸摩擦トルク(N·m)
E	:回転体のエネルギ(J)	Pa	:平均負荷モータ動力(kW)	Ve	:直進速度(m/s)
Ee	:直進体のエネルギ(J)	Ps	:モータ動力(kW)	Vm	:無次元最大速度
F	:作業負荷(N)	Qm	:無次元最大カム軸トルク係数	Vmax	:最大速度(m/s)
G	:荷重(N)	R	:回転ピッチ円半径(m)	W	:荷重(N)
J	:慣性モーメント(kg·m²)	S	:ストップ数	Wa	:出力部内部荷重(N)
J_0	:カム装置出力部の内部J(kg·m²)	Se	:相当ストップ数	Wf	:摩擦荷重(N)
g	:重力加速度(m/s²)	Tc	:カム軸トルク(N·m)	Wt	:必要荷重(N)
K	:回転半径(m)	Td	:起動、停止トルク(N·m)	Ww	:作業負荷荷重(N)
Lf	:寿命係数	Tf	:摩擦トルク(N·m)	β	:作用角(deg)
Lh	:期待寿命時間(h)	Ti	:慣性トルク(N·m)	γ	:回転速度比　$\gamma>1$
M	:質量(kg)	Toi	:内部慣性負荷トルク(N·m)	θ	:インデックスの総割付角(deg)
N	:回転数(rpm)	Top	:動定格出力トルク(N·m)	μ	:摩擦係数
Na	:能力表回転数(rpm)	Ts	:静定格出力トルク(N·m)	φ	:揺動振り角(deg)

3-2-2 寿命係数Lfと寿命時間Lh(h)

表2−2

Lh(h)	Lf	Lh(h)	Lf	Lh(h)	Lf
2000	0.584	16000	1.09	50000	1.53
3000	0.660	18000	1.13	55000	1.58
4000	0.719	20000	1.17	60000	1.62
5000	0.769	22000	1.20	65000	1.66
6000	0.812	24000	1.23	70000	1.70
7000	0.851	26000	1.26	75000	1.73
8000	0.885	28000	1.29	80000	1.77
9000	0.917	30000	1.32	90000	1.83
10000	0.947	35000	1.38	100000	1.89
12000	1.00	40000	1.44	110000	1.98
14000	1.05	45000	1.49	120000	2.00

3-2-3 カム曲線特性値(Am、Vm、Qm)

表2−3

カム曲線	コード	最大速度 Vm	最大速度 Am	最大カム軸トルク係数 Qm
MT	1	2.00	±4.89	±1.655
MS	2	1.76	±5.53	±0.987
MCV50	3	1.28	±8.01	±0.715
SHP-5	4	1.843	+6.47 −5.05	+1.065 −0.915
MCV25	5	1.48	±6.20	±0.830
SMT-3	6	2.000	±4.574	±1.694
SMS-3	7	1.818	±4.848	±1.178
SMCV-3	8	1.290	±6.882	±0.836

3-2-4 カム曲線トルク係数

表2−4

カム曲線名とコード		OI	OP
MT	1	0.88	0.95
SHP-5	4	1.17	0.98

カム曲線コード1(MT)、4(SHP-5)の場合、カム曲線コード2(MS)の該当機種の内部慣性負荷トルク$_{MS}$Toiと動定格出力トルク$_{MS}$Topおよび静定格出力トルクTs、カム軸摩擦トルクTxを求めてください。

カム曲線コード1(MT)ならば

$_{MT}Toi=_{MS}Toi\times OI$　　$_{MT}Top=_{MS}Top\times OP$

$_{MT}Ts=_{MS}Ts\times OP$

$_{MT}Tx=_{MS}Tx/OP$

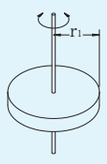
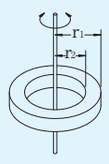
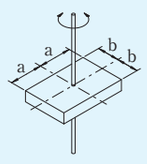
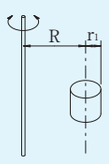
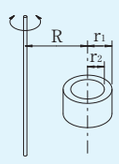
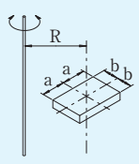
となり、カム曲線コード4(SHP-5)も同様にカム曲線コード2(MS)の該当機種を求め、上記カム曲線トルク係数を乗じてください。

3-2-5 バックラッシ係数 a_4

バックラッシ係数a_4は解説2−6. 寿命A73を参照してください。

3-2-6 回転半径 K

表2−5

						
K^2	$\frac{r_1^2}{2}$	$\frac{r_1^2+r_2^2}{2}$	$\frac{a^2+b^2}{3}$	$\frac{r_1^2}{2}+R^2$	$\frac{r_1^2+r_2^2}{2}+R^2$	$\frac{a^2+b^2}{3}+R^2$

3-2-7 計算式

表2−6

	回転運動の場合	直進運動の場合
1. 慣性モーメント J	$J=MK^2$ (kg·m²)	$J=M\left\{\frac{S\cdot P}{2\pi}\right\}^2$ (kg·m²) $J=M\left\{\frac{60\cdot Ve}{2\pi\cdot N}\right\}^2$ (kg·m²)
2. 運動エネルギ E	$E=5.5\times10^{-3}\cdot J\cdot N^2$ (J)	$E=\frac{1}{2}M\cdot Ve^2$ (J)
3. 慣性トルクTi	$Ti=226.2Am\frac{J\cdot N^2}{S\cdot(\theta/m)^2}$ (N·m) $=226.2Am\frac{M\cdot K^2\cdot N^2}{S\cdot(\theta/m)^2}$ (N·m)	$Ti=5.73Am\frac{M\cdot S\cdot P^2\cdot N^2}{(\theta/m)^2}$ (N·m)
4. 摩擦トルクTf	$Tf=W\cdot\mu\cdot R$ (N·m)	$Tf=\frac{W\cdot\mu\cdot S\cdot P}{2\pi}$ (N·m)
5. 作業負荷トルク Tw	$Tw=R\cdot F\cdot\cos\beta$ (N·m)	$Tw=\frac{F\cdot S\cdot P}{2\pi}\cdot\cos\beta$ (N·m)
6. 必要トルクTt	$Tt=Ti+Tf+Tw$ (N·m)	
7. カム軸トルク Tc、Tce	インデキシングドライブの実カム軸トルク $Tc=500Qm\frac{1}{S\cdot(\theta/m)}(Tt+Toi)+Tx$ (N·m) オシレーティングドライブの実カム軸トルク $Tc=1.389Qm\frac{\varphi}{\theta_{f/b}}(Tt+Toi)+Tx$ (N·m) 出力負荷として、摩擦トルクTfおよび作業負荷トルクTwが作用する場合 $Tce=360Vm\frac{1}{S\cdot(\theta/m)}(Tf+Tw)+Tx$ (N·m) 出力負荷として慣性トルクTiが作用する場合 $Tce=360Qm\frac{1}{S\cdot(\theta/m)}(Ti+Toi)+Tx$ (N·m)	直進運動で摩擦力および作業負荷が作用する場合 $Tce=57.32Vm\frac{P(W\cdot\mu+Ww)}{(\theta/m)}$ (N·m) 直進運動で慣性力だけが作用する場合 $Tce=2063Am\cdot Qm\frac{P^2\cdot N^2\cdot M}{(\theta/m)^3}$ (N·m) 直進出力装置の実カム軸トルク $Tc_{1/2}=300\cdot Am\cdot Qm\frac{P^2\cdot N^2(W+W_{a1/2})}{(\theta/m)^3}$ $+80\cdot Vm\frac{P(W+Wf+Ww)}{(\theta/m)}+Tx$ (N·m) (W_{a1}:出力部ST1の内部荷重 W_{a2}:出力部ST2の内部荷重)
8. 最大速度Vmax	$Vmax=\frac{12\cdot\pi\cdot R\cdot N}{S\cdot(\theta/m)}Vm$ (m/s)	$Vmax=\frac{6P\cdot N}{(\theta/m)}Vm$ (m/s)
9. 最大加速度 Amax	$Amax=72\pi\cdot Am\cdot\frac{R\cdot N^2}{S\cdot(\theta/m)^2}$ (m/s²)	$Amax=36Am\frac{P\cdot N^2}{(\theta/m)^2}$ (m/s²)
10. モータ動力 Ps	$Ps=\frac{Tc\cdot N}{9550}$ (kW) 平均負荷モータ動力〔Ti>(Tf+Tw)の場合〕 $Pa=\frac{1}{2}Ps$ (kW)	
11. 起動·停止トルク Td	$Td=\frac{J}{9.55}\left\{\frac{N'-No}{t}\right\}\cdot C$ (N·m) (C:加速、減速特性によって決まる係数) (C≧1) N':出力軸回転数	
12. 寿命時間 Lh	$Lh=12000Lf^{10/3}$ (h) $Lf=\frac{Top}{a_4(Ti+Toi)+Tf+Tw}$ (バックラッシ係数a_4の値はA73表(6−8)から求める)	

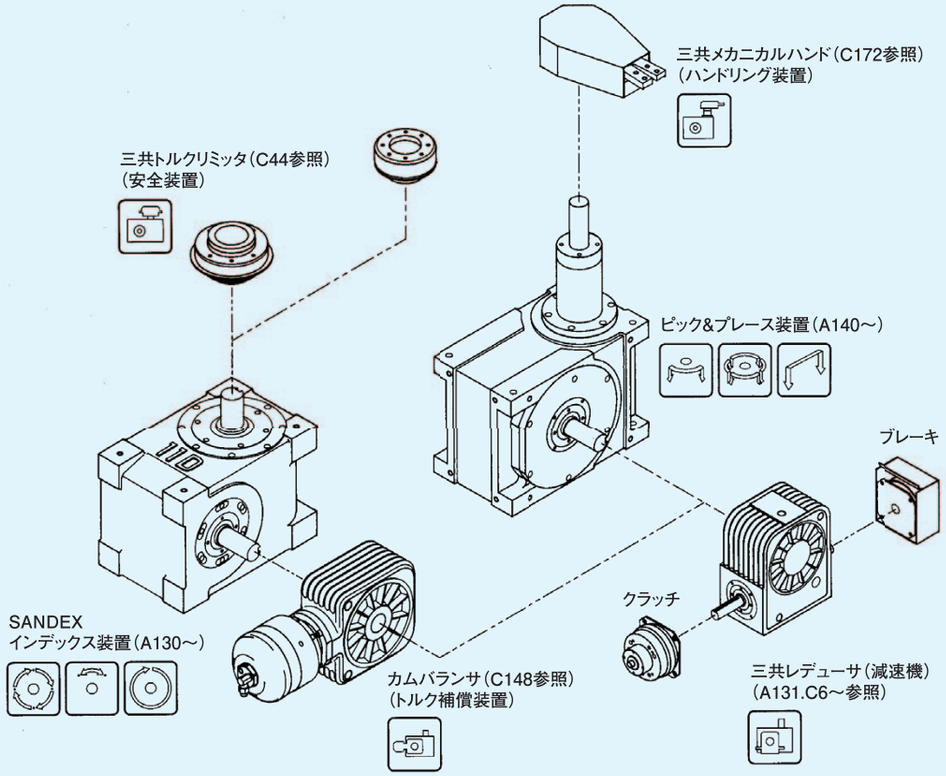
間接駆動の場合

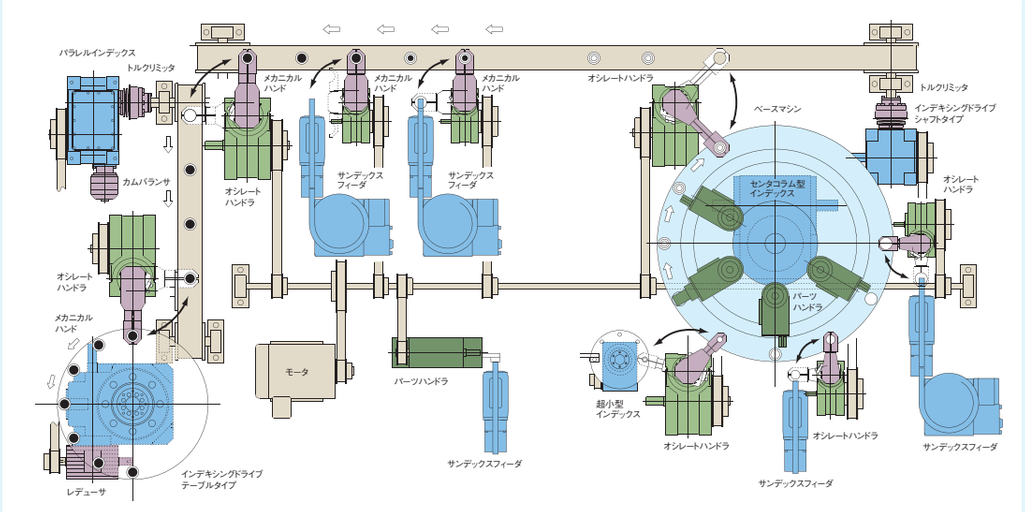
出力軸から間接的に回転、あるいは直進運動を取り出す場合には次式によって求めてください。

相当慣性モーメント	$Je=J/\gamma^2$
相当摩擦トルク	$Tfe=Tf/\gamma$
相当作業負荷トルク	$Twe=Tw/\gamma$
相当慣性トルク	$Tie=Ti/\gamma$

3-3 機種選定法

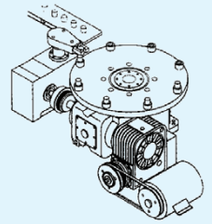
(1) 機種選定の分類





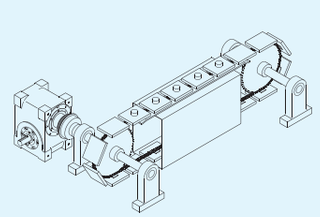
(2) サンデックスの選定

テーブル駆動



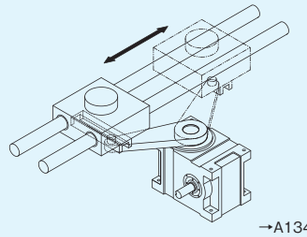
→A130

コンベア駆動



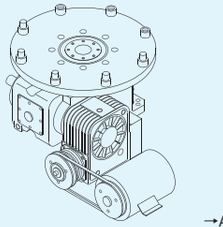
→A132

アーム揺動



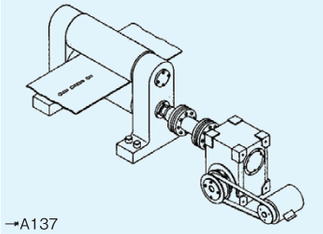
→A134

多分割インデックス



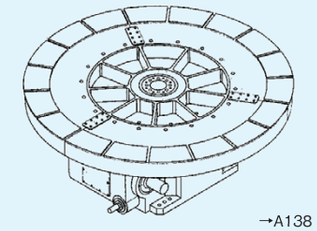
→A136

任意割出装置



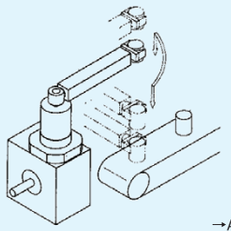
→A137

超大型テーブル駆動



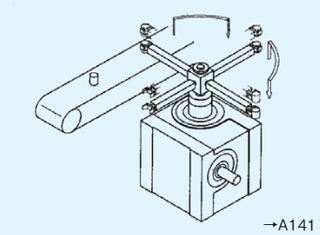
→A138

リフト／旋回



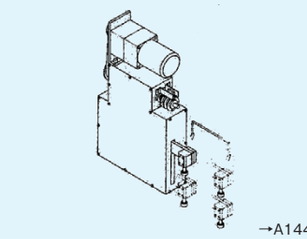
→A140

リフト／割出回転



→A141

リフト／直進



→A144

(3) SI単位での機種選定に関して

サンデックスの機種選定において、SI単位に切り換わったことにより、特に注意を要する点を以下に記載します。また比較表を右にまとめましたので御参照下さい。

①「重量」から「質量」「荷重」への名称変更

これまで「質量」と「力」の概念で使用してきた「重量」（単位:kgf）は、はっきりと区別されます。質量の概念の場合は、「質量」（単位:kg）とし、力の概念の場合は、「荷重」（単位:N）等に変更します。

②フライホイール効果「GD²」と慣性モーメント「J」

「GD²」は、GD²=WD²（単位:kgf·m²）という重力単位系中での概念によるものであることもあり、SI単位の中では、M·R²で表わされる「慣性モーメント」（単位:kg.m²）を採用しています。この「慣性モーメント」については、記号を「I」とするのが一般的とされていますが、本カタログ中では、SI単位による慣性モーメントであることを明確に識別する目的で、しばらくの間「J」の記号を用います。名称変更と共に数値も1/4になっていますのでご注意下さい。以下、SI単位については、巻末にJISからの抜粋を掲載しておりますので、参考にして下さい。

注意を要する単位の換算表 表3−1

	従来単位（重力単位系）	SIへの換算率	SI単位
重量〔W〕	kgf	1	−
質量〔M〕	〔単位質量=W/g〕 kgf·s²/m	9.80665	kg
力·荷重〔F〕	kgf	9.80665	N
フライホイール効果〔GD²〕	〔=WD²〕 kgf·m²	1/4	−
慣性モーメント〔I及びJ〕	〔=W/g R²〕 kgf·m·s²	9.80665	〔=MR²〕 kg·m²
力のモーメント〔トルク〕	kgf·m	9.80665	N·m
仕　事	kgf·m	9.80665	J（ジュール）
圧　力	kgf/m²	9.80665	Pa（パスカル）
応　力	kgf/m²	9.80665	Pa（パスカル）またはN/m²
効　率	kgf·m/s	9.80665	W（ワット）

換算例）1kgf=9.80665N

3-3-1 ●機種選定 インデキシングドライブ

(1)テーブル駆動の場合

1)ストップ数(ステーション数)Sの決定

使用条件に適したストップ数をトルク能力表より選んでください。

2)割付角θの決定

所望する停止時間t_1と割出時間t_2の比によって決定し、トルク能力表より一番近い割付角を選びます。割付角をθとすると、停留角度は360°−θとなり、その時間比はθ:(360°−θ)となります。トルク能力表に記載された最小割付角より小さい角、すなわち停留時間比を大きくとりたい場合には、クラッチ／ブレーキ付減速機を選定し、入力回転を制御してください。クラッチ／ブレーキを使用する場合の割付角の選定は、制動に必要な時間を考慮してできるだけ大きい値をとってください。一般的には割付角270°、300°を選定します。

3)インデックス装置入力軸回転数Nの算出

$$N=\frac{60}{t_2}\cdot\frac{\theta}{360\cdot m}$$

N:入力軸回転数(rpm)
θ:割付角(deg)
t_2:割出時間(sec)
m:DWELL数

4)テーブル重量およびテーブル外径

5)治具の重量、大きさ、およびテーブル上の取付ピッチ径

6)ワークの重量、大きさ、およびテーブル上の取付ピッチ径

7)カム曲線

(通常、入出力特性に優れたMS曲線を使用しています)

8)三共レデューサの有無(C4〜C39参照)

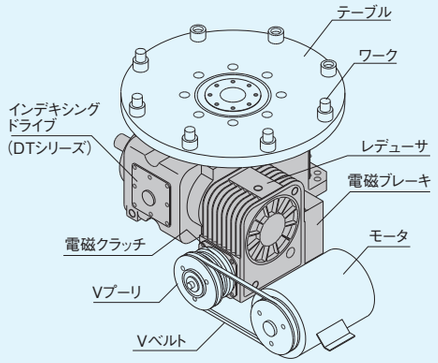
(有の場合、取付姿勢と減速比)

9)クラッチ・ブレーキの有無(C4〜C39参照)

(有の場合、取付方向)

10)トルクリミッタの有無(C40〜C141参照)

テーブル駆動の場合 図3−1



(a)テーブル駆動の選定例

条件

テーブル径	800mm
テーブル質量	80kg
ワークのP.C.D	600mm
ワークの数量	8(ストップ数)m=1
1個当りのワーク質量	15kg
総ワーク質量	120kg
停止時間(t_1)	5〜10sec
割出時間(t_2)	0.5sec
カム曲線	MS(変形正弦曲線)
運転状態	24時間連続運転
使用する機種	DTシリーズ
オプション	レデューサ(クラッチ／ブレーキ付)
期待寿命時間	50,000時間

計算

1.停止時間(t_1)
クラッチ／ブレーキを用いて、必要な停止時間を得るものとする。
2.割付角(θ)
クラッチ／ブレーキを使用するので、できるだけ長くとる。
本例題では、θ=270degで考える。
3.インデックス装置入力軸回転数(N)

$$N=\frac{60}{t_2}\cdot\frac{\theta}{360}=\frac{60}{0.5}\times\frac{270}{360}=90\text{rpm}$$

4.慣性モーメント(J)
ワーク・テーブルの慣性モーメントをJ_1・J_2とすると、
ワークの$J_1=120\times0.3^2=10.8\text{kg}\cdot\text{m}^2$
テーブルの$J_2=80\times0.4^2/2=6.4\text{kg}\cdot\text{m}^2$
$J=J_1+J_2=17.2\text{kg}\cdot\text{m}^2$
5.必要トルク(Tt)
(1)慣性トルク(Ti)

$$Ti=226.2Am\frac{J\cdot N^2}{S\cdot(\theta/m)^2}\quad m=1\text{であるから}$$

$$=226.2\times5.53\times\frac{17.2\times90^2}{8\times270^2}\fallingdotseq299\text{N}\cdot\text{m}$$

Am=5.53(A158〜A169カム曲線特性表参照)。
(Am:無次元最大加速度)
S=8 (ストップ数)
(2)摩擦トルク(Tf)
Tf=W・μ・R=0 N・m
(3)作業負荷トルク(Tw)
Tw=R・F・cosβ=0 N・m
(4)必要トルク(Tt)
Tt=Ti+Tf+Tw=299N・m
6.機種選定

ストップ数	8
割付角	270deg
カム曲線コード	2
必要トルク	299N・m/at90rpm

より、11DT08272(動定格出力トルクTop=316.3N・m/at100 rpm)又は14DT08272(動定格出力トルクTop=669.1N・m/at100 rpm)が仮選定されますが、期待寿命時間を考慮し、14DTを選定いたします。
7.カム軸トルク(Tc)

$$Tc=500\times Qm\times\frac{1}{S\cdot(\theta/m)}\times\left\{Tt+Toi(at.Na)\times\left(\frac{N}{Na}\right)^2\right\}+Tx$$

$$=500\times0.987\times\frac{1}{8\times270}\times\left\{299+2.7\times\left(\frac{90}{100}\right)^2\right\}+16.2$$

=85N・m/at90 rpm
Qm=0.987(A158〜A169カム曲線特性表参照)。
(Qm:無次元最大カム軸トルク係数)
Tx=16.2N・m(トルク伝達能力表参照)
Toi=2.7N・m(注)
8.期待寿命時間(Lh)
(1)バックラッシ係数(a_4)
インデキシングドライブ14DTには、レデューサR65またはR80が装着できます。C16〜C27の表より、レデューサのバックラッシ量(Bi)は0.1degです。したがって、出力軸換算バックラッシBaは、

$$Ba=\frac{Bi\times Vm\times360}{S\cdot(\theta/m)}=\frac{0.1\times1.76\times360}{8\times270}$$

≒0.03deg

また、慣性負荷率εは、

$$\varepsilon=\frac{Ti+Toi-Tf}{Ts}\times100=\frac{299+2.7-0}{1744.1}\times100$$

=17.3%

よってA73表(6−8)よりバックラッシ係数はa_4≒1.05
(2)期待寿命期間(h)

$$Lf=\frac{Top}{a_4\cdot(Ti+Toi)+Tf+Tw}$$

$$=\frac{669.1}{1.05(299+2.7)+0+0}\fallingdotseq2.1$$

∴ $Lh=12000\times2.1^{10/3}$≒142000(h)
9.レデューサの選定
使用係数fを求めます。(使用係数は、C6〜C7を参照してください)。
$f_M=f_1\times f_2=1.5\times1.2=1.8$
$f_t=f_3\times f_4\times f_5=0.6\times1\times1=0.6$
(f_1=1.5、f_2=1.2、f_3=0.6、f_4=1、f_5=1)
したがって、f=1.8
減速機に必要な出力トルクは、
Tce=Tc×f=85×1.8=153N・m/at90rpm
ここで
モータの回転数 N_M=1730 rpm
レデューサ実減速比 i=10.33
ウォーム軸回転数 N_W=90rpm×10.33=930rpm
Vベルト減速比 iv=1.86
として、三共レデューサの出力トルク表における許容連続トルクと比較し、サイズの選定を行います。
R65実減速比 i =10.33のとき
許容連続出力トルク 127N・m/at1000rpm
R80実減速比 i =10.33のとき
許容連続出力トルク 211N・m/at1000rpm
であるから、R80-10RCB□/1が選定されます。□には、C5の図(2−2)のレデューサの取付姿勢の番号が入ります。
10.ウォーム軸トルク(Two)
C9の図(3−1)より運転効率ηを求めると92%です。
したがって

$$Two=\frac{Tc}{i\times\frac{\eta}{100}}+Txw=\frac{85}{10.33\times\frac{92}{100}}+0.98$$

=9.9N・m
Txw=0.98N・m(C21参照)
(Txw:ウォーム軸摩擦トルク)
11.モータの選定
モータ動力(Ps)

$$Ps=\frac{Two\cdot Nw}{9550}=\frac{9.9\times930}{9550}=0.96\text{kW}$$

〔Ti>(Tf+Tw)〕
上記モータ動力はピーク時ですので、平均負荷モータ動力を求めると、

$$Pa=\frac{1}{2}\times Ps=\frac{1}{2}\times0.96=0.48\text{kW}$$

したがって、0.75kW定格のモータを選定します。
選定結果、

インデキシングドライブ	14DT 08272
レデューサ	R80 10RCB
モータ	0.75kW 4極3相モータ

(2)コンベア駆動の場合

1)ワークおよびアタッチメントの重量

2)送りピッチ(P')のおおまかな値を決定

3)停止時間(t_1)と移動時間(t_2)の決定

停止時間(t_1)が移動時間(t_2)の2倍以上必要な場合には、クラッチ／ブレーキによって入力軸を停留区間で停止させる必要があります。

4)割付角(θ)の決定

a. 停留時間(t_1)が稼動時間(t_2)に対して2倍以内の場合。

$$\theta=360\times\frac{t_2}{t_1+t_2}(\mathrm{deg})$$

トルク能力表を参照し、一番近い標準の割付角を選び、移動時間t_2と停留時間t_1を調整してください。

b. クラッチ／ブレーキを使用し停止時間を設定する場合。入力回転の制動に必要な時間に見合う停留角を設定し、割付角(θ)をできる限り長くとった方が有利ですので、割付角(θ)=270°、300°を選定してください。

5)ストップ数(S)の決定

決定された割付角(θ)で製作可能な最小ストップ数を調べてください。ストップ数を小さくすることにより、同じ送りピッチ(P')に対して駆動スプロケットのピッチ径が小さくてすむため、必要トルクを小さくできます。

6)割出速度の算出(インデックス装置入力軸回転数N)

$$N=\frac{60}{t_2}\cdot\frac{\theta}{360}(\mathrm{rpm})$$

7)駆動スプロケットのピッチ径(Dp)の算出

$$Dp=\frac{S\cdot P'}{\pi}$$

標準スプロケットの中で一番近いものを選定してください。

8)実際の送りピッチ(P)の決定

$$P=\frac{\pi\cdot Dp}{S}$$

9)摩擦係数(μ)の決定

チェーンコンベアでワークを送る場合、ガイドレールとチェーンコンベアの間に摩擦力が発生します。この摩擦力は、必要トルクに影響を与えますので、使用状態による摩擦係数(μ)を考慮する必要があります。三共では、一般のコンベア仕様の場合、接触状態により、下記の値を推奨いたします。

接触状態と摩擦係数 表3−1

接　触　状　態	摩擦係数
チェーンのローラがガイドレールを転がる場合	μ=0.2〜0.3
チェーンがガイドレール上を滑る場合	μ=0.4〜0.5

10)搬送方法の種類

a. 水平搬送コンベア

必要トルク　Tt=Ti+Tf

b. 傾斜搬送コンベア

必要トルク　Tt=Ti+Tf+Tw

(作業負荷トルクTwは、重力より受けるアンバランス荷重による負荷トルク)

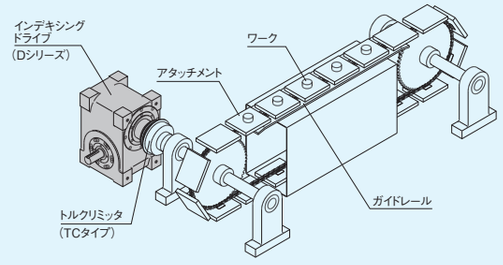
c. 垂直搬送コンベア

必要トルク　Tt=Ti+Tf+Tw

(摩擦トルクTfは、テンション力やワークによるチェーンのたわみにともなう摩擦力。

作業負荷トルクTwは、重力より受けるアンバランス荷重による負荷トルク)

コンベア駆動の場合 図3−2



(a)コンベア駆動の選定例

条件

・送りピッチ	P'	200mm前後
・停留時間	t_1	1.5sec
・稼動時間	t_2	1sec
・ワークおよびアタッチメント質量	M_1	30kg
・アタッチメント付チェーン質量	M_2	9kg
・摩擦係数	μ	0.5
・カム曲線		MS(変形正弦曲線)
・水平搬送コンベア		

計算

1.割付角(θ)

$$\theta=360\times\frac{t_2}{t_1+t_2}=360\times\frac{1}{1.5+1}=144\mathrm{deg}$$

よって、標準品の中で一番近い、割付角θ=150degに決定します。

2.ストップ数(S)

コンベア駆動ですので、Dシリーズに決定。

割付角θ=150degの最小ストップ数Sを求めると、

S=4

3.インデックス装置入力軸回転数(N)

$$N=\frac{60}{t_2}\cdot\frac{\theta}{360}=\frac{60\times150}{1\times360}=25\mathrm{rpm}$$

4.実際の停留時間(t_1)

$$t_1=\frac{60}{N}\cdot\frac{(360-\theta)}{360}=\frac{60}{25}\times\frac{360-150}{360}=1.4\mathrm{sec}$$

5.駆動スプロケットのピッチ径(Dp)

$$Dp=\frac{S\cdot P'}{\pi}=\frac{4\times200}{\pi}=254.65\mathrm{mm}$$

チェーンのピッチ　15.875mm、単列形のスプロケットを用いたとすると、

歯数　50歯

ピッチ径Dp　252.83mm(最外径262mm)

質量　M_3　約4.5kg

となります。(チェーンの市販品のカタログ参照)。

6.実際の送りピッチ(P)

$$P=\frac{\pi\cdot Dp}{S}=\frac{\pi\times252.83}{4}=198.57\mathrm{mm}$$

7.駆動側および従動側スプロケットの慣性モーメント(J_1)

$$J_1=2M_3\cdot\frac{DP^2}{8}=2\times4.5\times\frac{0.262^2}{8}\fallingdotseq0.077\mathrm{kg\cdot m^2}$$

8.慣性トルクTi

(1)回転移動体の慣性トルク(Ti_1)

$$Ti_1=226.2\cdot Am\cdot\frac{J_1\cdot N^2}{S\cdot\theta^2}$$

$$=226.2\times5.53\times\frac{0.077\times25^2}{4\times150^2}$$

$$=0.67\mathrm{N\cdot m}$$

(2)直進移動体の慣性トルク(Ti_2)

$$Ti_2=5.73\cdot Am\cdot\frac{M\cdot S\cdot P^2\cdot N^2}{\theta^2}$$

$$=5.73\times5.53\times\frac{(30+9)\times4\times0.19857^2\times25^2}{150^2}$$

$$\fallingdotseq5.41\mathrm{N\cdot m}$$

$Ti=Ti_1+Ti_2=0.67+5.41=6.08\mathrm{N\cdot m}$

Am=5.53(A158〜A169カム曲線特性表参照)

Am:無次元最大加速度

9.摩擦トルク(Tf)

$$Tf=\frac{(M_1+M_2)\cdot g\cdot\mu\cdot S\cdot P}{2\pi}$$

$$=\frac{(30+9)\times9.8\times0.5\times4\times0.19857}{2\pi}$$

$$=24.16\mathrm{N\cdot m}$$

10.必要トルク(Tt)

$Tt=Ti+Tf=6.08+24.16=30.24\mathrm{N\cdot m}$

Tt<Topの機種をトルク伝達能力表より選定します。

8D 04152R　となります。

Top=74.4N·m　Toi=0N·m

Ts=181.9N·m　Tx=6.9N·m

11.カム軸トルク(Tc)

$$Tc=500Qm\frac{1}{S\cdot\theta}(Tt+Toi)+Tx$$

$$=500\times0.987\times\frac{1}{4\times150}(30.24+0)+6.9$$

$$\fallingdotseq31.8\mathrm{N\cdot m/at25rpm}$$

Qm=0.987(A158〜A169カム曲線特性表参照)

Qm:無次元最大カム軸トルク係数

12.モータ動力(Ps)

$$Ps=\frac{Tc\cdot N}{9550}=\frac{31.8\times25}{9550}=0.083\mathrm{kW}$$

Ti<Tfであるから定格0.1kWのモータが必要です。

機種選定

3-3-2 ●機種選定 オシレーティングドライブ

(1)オシレーティングドライブの場合

1)出力端の機構の決定

オシレーティングドライブによる揺動回転をそのまま出力とするか、ギヤ、スプロケット、タイミングベルトなどを介して往復直線運動に変換するのかを決めてください。

2)揺動振り角φの決定(deg)

3)相当ストップ数(Se)の算出　Se=360/φ

(φ:揺動振り角)

4)往路に要する時間(t_2)、復路に要する時間(t_3)、両端部における停止の有無、および停止時間(t_1)のおおまかな決定

5)オシレート割付角(θf)、(θb)の決定

往路のオシレート割付角

$\theta f=6\cdot t_2\cdot N\geqq\theta\min\ (\theta\min<180°)$ (deg)

復路のオシレート割付角

$\theta b=6\cdot t_3\cdot N\geqq\theta\min$、$\theta\min<(360-\theta f)$

N：オシレート装置入力軸回転数(rpm)

$\theta\min$：最小オシレート割付角(deg)

上記関係式を満たすように(t_2)、(t_3)と(N)を調整してください。オシレート割付角θf、θbは、トルク能力表を参照し、できる限り大きくとってください。

6)停留(DWELL)角θdl、θduの決定

$\theta dl+\theta du=360-(\theta f+\theta b)$

7)タイミング線図の作成

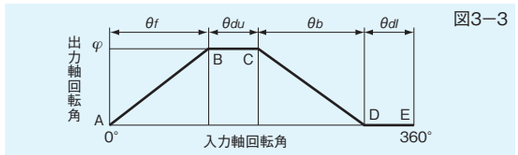


図3−3

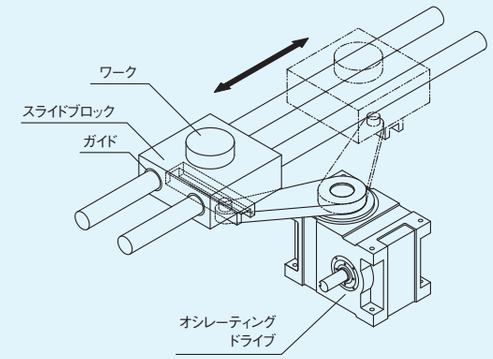
8)ワークおよびリンク機構を含めた荷重および寸法関係

9)摩擦トルクTf、作業負荷トルクTwの算出

10)仮選定のための目安

出力軸やアームなどの曲げ、ねじり剛性がオシレーティングドライブの最終的な精度となって表れるため、高精度の回転を必要とする場合には、剛性に対して十分な検討が必要です。

オシレーティングドライブの場合　図3−4



(a)選定例

条件

オシレーティングドライブの出力軸に300mmの長さのアームを取付け、揺動回転させて、最終出力を300mm直線往復運動させる。最終出力である往復テーブルはリニアボールベアリングで支持するものとする。(リニアボールベアリングの摩擦係数μ=0.05)

揺動振り角φ	60deg
往路に要する希望時間t_2	0.25sec
復路に要する希望時間t_3	0.25sec
希望停止時間t_1	0.2sec(両端停止)
ワークおよび往復テーブルの質量M_1	15kg
アームの形状および質量　断面□	20mm×40mm
長さ	300mm
質量M_2	約2kg
カム曲線	MS曲線
オシレーティングドライブ型式	DFシリーズ (EFタイプ)

計算

1.オシレート割付角(θ)

揺動振り角φ=60degの場合の最小オシレート割付角θminは、

7EF、8EF　θmin=100deg

11EF、14EF　θmin=90deg

ですので便宜的に、

オシレート割付角　θf=90deg

とします。

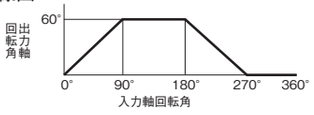
2. 停留(DWELL)角(θdl、θdu)は、

$\theta dl+\theta du=360-2\theta f$

$\theta dl=\theta du$

よって、$\theta dl=\theta du=90deg$

3. タイミング線図



4. オシレート装置入力軸回転数(N)

$$N=\frac{60}{t_2}\cdot\frac{\theta f}{360}=\frac{60\times90}{0.25\times360}=60\text{rpm}$$

5. 停止時間(t_1)

$$t_1=\frac{60}{N}\cdot\frac{\theta dl}{360}=\frac{60\times90}{60\times360}=0.25\text{sec}$$

6. 相当ストップ数(Se)

$$Se=\frac{360}{\varphi}=\frac{360}{60}=6$$

7. 慣性モーメント(J)

(1)ワークおよび往復テーブル(直進移動体)の出力軸等価慣性モーメントJ_1

$$J_1=M_1\cdot\left(\frac{Se\cdot P}{2\pi}\right)^2=15\times\left(\frac{6\times0.3}{2\times\pi}\right)^2=1.23\text{kg}\cdot\text{m}^2$$

(2)アームの慣性モーメントJ_2

$$J_2=M_2\cdot R_2^2=2\times\left\{\frac{(0.3/2)^2+(0.04/2)^2}{3}+\left(\frac{0.3}{2}\right)^2\right\}$$

$=0.06\text{kg}\cdot\text{m}^2$

8. 慣性トルク(Ti)

(1)ワークおよび往復テーブル(直進移動体)の慣性トルクTi_1

$$Ti_1=5.73\cdot Am\cdot\frac{M_1\cdot Se\cdot P^2\cdot N^2}{\theta f^2}$$

$$=5.73\times5.53\times\frac{15\times6\times0.3^2\times60^2}{90^2}$$

$=114.1\text{N}\cdot\text{m}$

(2)アームの慣性トルクTi_2

$$Ti_2=226.2\cdot Am\cdot\frac{J_2\cdot N^2}{Se\cdot\theta f^2}$$

$$=226.2\times5.53\times\frac{0.06\times60^2}{6\times90^2}$$

$\fallingdotseq5.6\text{N}\cdot\text{m}$

$\therefore\ Ti=Ti_1+Ti_2=114.1+5.6$

$=119.7\text{N}\cdot\text{m/at60rpm}$

(Am=5.53(無次元最大加速度))

9. 摩擦トルクTf(ワークおよび往復テーブルの摩擦トルク)

$$Tf=\frac{M_1\cdot g\cdot\mu\cdot Se\cdot P}{2\pi}$$

$$=\frac{15\times9.8\times0.05\times6\times0.3}{2\pi}$$

$=2.11\text{N}\cdot\text{m}$

10. 必要トルクTt

$Tt=Ti+Tf=119.7+2.11\fallingdotseq121.8\text{N}\cdot\text{m/at60rpm}$

11. 機種の決定

揺動振り角(φ)　60deg

オシレート割付角(θf)　90deg

入力軸回転数(N)　60rpm

必要トルク(Tt)　121.8N・m

以上の結果をトルク伝達能力表と対比(60rpm)すると、

7EF　Top=44.6N・m/at60rpm

注)最小オシレート割付角100deg

8EF　Top=69.9N・m/at60rpm

注)最小オシレート割付角100deg

11EF　Top=169.0N・m/at60rpm

14EF　Top=254.2N・m/at60rpm

Tt<Topとなる機種は、11EFより大型の機種となります。

ここでは、オシレーティングドライブ11EFを選定します。

12. カム軸トルク(Tc)

$$Tc=1.389\cdot Qm\cdot\frac{\varphi}{\theta f}(Tt+Toi)+Tx$$

$$=1.389\times0.987\times\frac{60}{90}\times(121.8+0.7)+15.7$$

$\fallingdotseq127.7\text{N}\cdot\text{m/at60rpm}$

Toi=0.7N・m

Tx=15.7N・m(B261トルク伝達能力参照)

Qm=0.987(A158〜A169カム曲線特性表参照)

(Qm：無次元最大カム軸トルク係数)

13. モータ動力(Ps)

$$Ps=\frac{Tc\cdot N}{9550}=\frac{127.7\times60}{9550}\fallingdotseq0.80\text{kW}$$

Ti>Tfであるから平均負荷モータ動力は、

$$Pa=\frac{1}{2}Ps\fallingdotseq0.40\text{kW}$$

よって定格0.4kW以上のモータを使用します。

3-3-3 ●機種選定 ロータリードライブ（減速機）

(1) ロータリードライブ

ロータリードライブの機種選定にあたっては、インデックス装置と異なり、カムによる運動特性を考慮する必要はありません。したがって、一般の減速機の機種選定に準拠します。これから設計を行う場合、所望の位置決め精度、割出精度、必要とするトルク、使用回転数、寿命時間、取付け、取扱いなどについてはあらかじめ調査して、つぎに示す選定手順例を参考に最適なものをお選びください。

(2) 型式の選定

最終従節が何であるかにより、ロータリードライブの型式を決める必要があります。ロータリードライブには、シャフト仕様、フランジ仕様、テーブル仕様の3つの型式があり、使用目的に応じ選定してください。それぞれのタイプにはつぎのような特長があります。

(a) シャフト仕様（R）

1) 出力形状がシャフトで、内部慣性モーメントが小さい。
2) 高速回転低減速比率に向く
3) 内部摩擦トルクが小さい
4) 入力軸にウォーム減速機、出力軸にトルクリミッタなどの装着が簡便
5) ハウジングサイズが小さい（軸間距離45～180mmを標準）。
6) 取付の自由度が大きい。

(b) フランジ仕様（RF）

1) 出力軸がフランジ形状で、内部慣性はやや大きい。
2) 入力回転数はシャフト仕様と比べ低い。
3) 出力軸の機械的強度が大きい。
4) 入力軸にウォーム減速機を簡単に取付けられる。
5) 出力軸にテーブル、アーム、スプロケットを簡単に装着できる。
6) ハウジングサイズは、小型から大型までシリーズ化されている（軸間距離、45mm～350mmまでを標準）。
7) 取付の自由度が大きい。
8) 出力軸は中空とすることができる。
9) 出力軸中心に固定軸を設けることができる。

(c) テーブル仕様（RT）

1) 出力形状がテーブルで内部慣性モーメントは大きい。
2) 入力回転数はフランジ仕様と比べて低い。
3) 出力テーブルはアキシャル荷重に強く、ねじり剛性も高い。
4) 出力テーブル上に回転テーブルを簡単に取付けられる。
5) ハウジングサイズは大型である（軸間距離80～450mmまで標準）。
6) 出力テーブル中心に中空の固定フランジがある。
7) 高減速に向き、任意割出精度は高い。

(3) 精度

ロータリードライブはインデックス装置と同様に、入出力軸の軸間距離を調整することでバックラッシをなくすことができ、さらに寸法を縮めることでタレットのカムフォロアに予圧がかかり、出力の回転伝達剛性を高めることができます。こうした機構の特長が高精度の割出を可能とし、再現性に優れ、安定した特性で長時間の使用に耐えることになります。
各機種の任意の割出精度は、軸間距離、減速比、機種により異なりますが、つぎに示す値を設計時の目安として参考にしてください。

1) 任意割出精度：ターレットピッチ径で、±0.025mm
2) 繰返し精度　：ターレットピッチ径で、±0.006mm
3) バックラッシ　：ターレットピッチ径で、±0.01mm
（特殊仕様で±0.005、11D以下±0.02）

ここでターレットピッチ径は、シャフト仕様、フランジ仕様の場合、軸間距離と同じで、テーブル仕様の場合、軸間距離のおよそ1.3倍になります。

(4) 静定格出力トルク（Ts）と動定格出力トルク（Top）

静定格出力トルクとは、出力にかかるトルクの許容限度を示します。もし出力軸に許容限度以上のトルクをかけると、カムやカムフォロアに永久変形が生じ、そのために精度が悪化し、振動や騒音の原因となります。運転時には静的状態はもちろんのこと、動的状態でもこの許容限度以上のトルクが出力軸にかからないように工夫してご使用ください。動定格出力トルクとは、定格寿命12,000時間としたときの連続出力トルクの限界値です。この値は使用回転数に依存し、回転数が高いとトルクは小さくなります。選定に際しては、この動定格出力トルク値が必要とするトルク値に一般的な荷重係数（1～3）を掛けた値よりも大きいことを確認してから決定してください。
なお、静定格出力トルクと動定格出力トルクおよびカム軸摩擦トルクをトルク能力伝達表に記載しています。

(5) 多分割インデックス装置

図（3−5）はテーブルを多分割に割出す場合の使用例です。この機構は最終段減速機にテーブル仕様のロータリードライブを使用し、入力軸には特別仕様のローラギヤカム機構のインデックス装置を直接取付けております。この装置による出力の回転角（β）とインデックス装置のカム軸回転角（θ）との関係は、

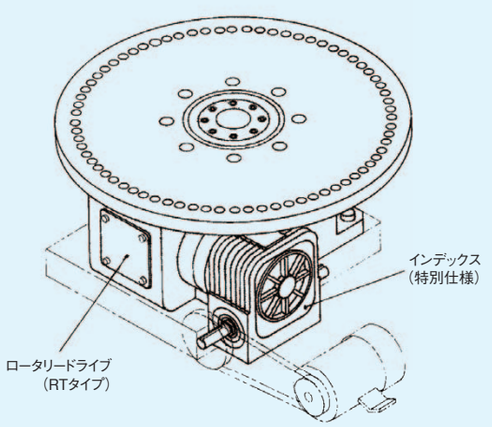
$$\beta=\frac{\theta}{R\cdot S_0} \qquad (3-1)$$

ここに、S_0：インデックス装置のストップ数
R：ローラドライブの減速比（1<R）
で示され、したがって、最終出力のストップ数Sは、

$$S=\frac{360}{\beta}=R\cdot S_0 \qquad (3-2)$$

となります。このように、ローラドライブを利用したインデックス装置は簡単に多分割ができるほか、機能のもつ優れた特性により、高速で高精度の割出が可能になります。

図3−5



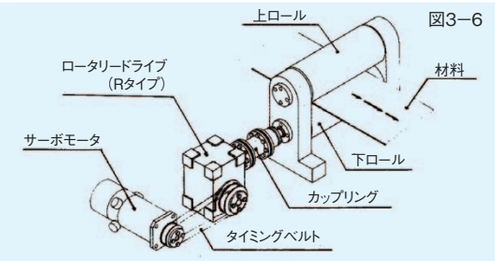
(6) 任意割出装置

図（3−6）は、最終従節を任意に割出したり、位置決めを行なう任意割出し装置を示します。
この機構は最終段減速機にシャフト仕様のロータリードライブを使用し、最終従節には送り用ロールを取付け、入力系はサーボモータからタイミングプーリ、タイミングベルトを介して減速駆動を行なっています。材料は上下ローラに挟まれていますので、ロールを回転駆動することで材料は送られます。材料の送りピッチ（P）と、ロールの回転角（φ）の関係は、

$$P=\frac{\varphi}{360}\pi D \qquad (3-3)$$

ここで、D：ロール径（mm）
で示されます。
ローラドライブを用いた任意割出装置には、つぎに示す利点があります。
1) ローラギヤカムのテーパリブとターレットのカムフォロア間に予圧を作用させることができるため、バックラッシが零か微小となります。
2) 回転の伝達は、カムフォロアの転がり接触により行われるため、摩擦は小さく効率が高い。また、位置決めは、摩擦が小さいことでヒステリシスによる影響が小さく精度が高くなります。
3) ローラドライブの寿命は転がり軸受の寿命計算方法に準拠しており、寿命までの装置の摩耗現象はほとんどなく、長時間安定して使用できます。

図3−6



3-3-4 ●機種選定 大型インデキシングドライブ

(1) 大型インデキシングドライブの場合

1) ストップ数(ステーション数)Sの決定

使用条件に適したストップ数をトルク能力表より選んでください。

2) 割付角θの決定

所望する停止時間t_1と割出時間t_2の比によって決定し、トルク能力表より一番近い割付角を選びます。割付角をθとすると、停留角度は360°−θとなり、その時間比はθ:(360°−θ)となります。

3) インデックス装置入力軸回転数Nの算出

$$N=\frac{60}{t_2}\cdot\frac{\theta}{360\cdot m}$$

N:入力軸回転数(rpm)
θ:割付角(deg)
t_2:割出時間(sec)
m:DWELL数

4) テーブル重量およびテーブル外径

5) 治具の重量、大きさ、およびテーブル上の取付ピッチ径

6) ワークの重量、大きさ、およびテーブル上の取付ピッチ径

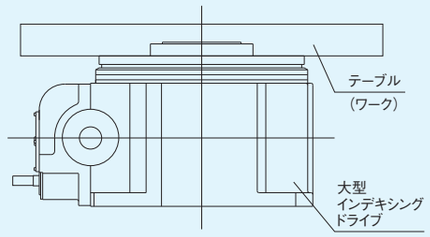
7) カム曲線

(通常、入出力特性に優れたMS曲線を使用しています)

8) トルク補償装置の有無

トルク補償装置を使用する場合の仕様については、当社までお問い合せ下さい。

大型インデキシングドライブの場合 図3−7



(a) 選定例

条件

ストップ数(S)	12ストップ
割付角(θ)	180deg
カム曲線	MS(変形正弦曲線)
インデックス入力回転数(N)	60rpm
テーブル外径	2000mm
テーブル及びワーク質量	4000kg

上記条件のもと、大型インデキシングドライブの機種選定を行う。

計算

1.停止時間(t_1)

$$t_1=\frac{60}{N}\cdot\frac{\theta}{360}=\frac{60}{60}\cdot\frac{180}{360}=0.5\text{sec}$$

2.慣性モーメント(J)

$$J=\frac{1^2+0.3^2}{2}\times4000=2180\text{kg}\cdot\text{m}^2$$

3.必要トルク(Tt)

(1)慣性トルク(Ti)

$$Ti=226.2Am\frac{J\cdot N^2}{S\cdot(\theta/m)^2}\quad m=1\text{であるから}$$

$$=226.2\times5.53\times\frac{2180\cdot60^2}{12\times180^2}=25250\text{N}\cdot\text{m}$$

Am=5.53(A158〜A169カム曲線特性表参照)
(Am:無次元最大加速度)

(2)摩擦トルク(Tf)

Tf=W·μ·R
=(4000×9.8)×0.02×0.5=392N·m
μ =0.02(スラストベアリングの摩擦係数)
R =0.5 (スラストベアリングの回転ピッチ円半径)

(3)作業負荷トルク(Tw)

Tw=R·F·cosβ=0N·m

(4)必要トルク(Tt)

Tt=Ti+Tf+Tt
=25250+392+0=25642N·m

4.機種の選定

ストップ数	12
割付角	180deg
カム曲線コード	2
必要トルク	25642N·m/at 60rpm

より

65DTR-12182(動定格出力トルクTop 41281N·m/at 60rpm)が選定されます。(注)

5.カム軸トルク(Tc)

$$Tc=500Qm\frac{1}{S\cdot\theta}(Tt+Toi)+Tx$$

$$=500\times0.987\times\frac{1}{12\times180}(25642+2596)+213$$

=6665N·m/at 60rpm

Qm=0.987(A158〜A169カム曲線特性表参照)
(Qm:無次元最大カム軸トルク)

Tx = 213N·m

Toi=2596N·m

6.ウォーム軸トルク(Two)

運転効率ηを90%とすると、

$$Two=\frac{Tc}{i\times\frac{\eta}{100}}+Txw$$

$$=\frac{6665}{10.33\times\frac{90}{100}}+20=737\text{N}\cdot\text{m}$$

ここでは

i=10.33(i : 実減速機)

Txw=20N·m(Txw:ウォーム軸摩擦トルク)

としています。

7.モータの選定

モータ動力(Ps)

$$Ps=\frac{Two\cdot Nw}{9550}=\frac{737\times619.8}{9550}=47.8\text{kW}$$

〔Ti>(Tf+Tw)〕

Nw=N×i=60×10.33=619.8(Nw:ウォーム軸回転数)

上記モータ動力はピーク時ですので、平均負荷モータ動力を求めると、

$$Pa=\frac{1}{2}\times Ps=\frac{1}{2}\times47.8=23.9\text{kW/at 619.8rpm}$$

したがって30kWのモータを選定します。

8.期待寿命時間(h)

$$Lf=\frac{Top}{a_4(Ti+Toi)+Tf+Tw}$$

$$=\frac{41281}{1.3\times(25250+2596)+392+0}=1.13$$

ここでは、バックラッシ係数a_4=1.3としています。

$$Lh=12000\cdot Lf^{10/3}$$

$$=12000\times1.13^{10/3}\fallingdotseq18000\text{(h)}$$

(注)55DTRでもTop>Ttとなり、条件を満たしますが、充分な期待寿命時間が得られません。

大型インデキシングドライブ(トルク補償装置付)の選定例

(解説/トルク補償装置参照)

前記選定例に対し、トルク補償装置を付属した場合の検討を行います。

1 〜 4 前記選定例と同じ。

5.カム軸トルク(Tc')

トルク補償装置を使用した場合、慣性によるトルクが必要なくなるため、摩擦トルク、作業負荷トルク及びカム補償装置の摩擦トルクを考えればよい。

$$Tc'=500\cdot Vm\cdot\frac{1}{S\cdot\theta}\cdot(Tf+Tw)+Tx+Txc$$

$$=500\times1.76\times\frac{1}{12\times180}\times(392+0)+213+147$$

=519N·m

Txc=147N·m(Txc:カム補償装置の摩擦トルク)

Vm=1.76(Vm:無次元最大速度)

6.ウォーム軸トルク(Two')

$$Two'=\frac{Tc'}{i\times\frac{\eta}{100}}+Txw$$

$$=\frac{519}{10.33\times\frac{90}{100}}+20=76\text{N}\cdot\text{m}$$

7.モータの選定

モータ動力(Ps)

$$Ps=\frac{\left(\frac{Two'}{is\cdot\eta s/100}\right)\times N\mu}{9550}\times\alpha$$

$$=\frac{\left(\frac{76}{2\times95/100}\right)\times1239.6}{9550}\times1.25=6.5\text{kW/at 1239.6rpm}$$

is=2(is:平歯車減速比)

ηs=95%(ηs:平歯車効率)

$N\mu$=N×i×is=60×10.33×2=1239.6rpm
($N\mu$:モータ軸回転数)

α=1.25(α:オイルの攪拌抵抗値)

したがって7.5〜11kWのモータを選定します。

8.期待寿命時間(Lh)

$$Lf=\frac{Top}{a_4(Ti+Toi)+Tf+Tw}$$

$$=\frac{41281}{1.1\times(25250+2596)+392+0}=1.33$$

(バックラッシ係数a_4=1.1になります。)

$$Lh=12000\cdot Lf^{10/3}$$

$$=12000\times1.33^{10/3}\fallingdotseq31000\text{(h)}$$

3-3-5 ●機種選定 オシレートハンドラ

(1)機種選定に関しての制約条件

1)積載・許容荷重の制約

外部負荷(ワーク・アームの荷重など)により装置が所期の能力を発揮できない場合がありますので、各機種の特性表に記載されたラジアルおよびスラスト方向の許容荷重を確認してください。

2)曲げ・ねじれ剛性の制約

装置の精度を維持するためには、剛性に対して考慮する必要があります。(各機種の特性表を参照)

そのため、オシレートハンドラの出力軸に装着されるアームの最大長さの目安を示した表(3−2)を参照し、おおよその機種を仮選定してください。

表3−2

機　種	アーム長さの目安(mm)	機　種	アーム長さの目安(mm)
01FS	150	01FM	150
7FN	210	10FN	300
12FN	360	16FN	650
22FN	850	7FU	200
8FU	240	11FU	330
14FU	450	20FU	700
8F	400	11F	550
18FN	700		

3)動的トルク・動的許容荷重の制約

期待寿命時間12,000時間を保証するために、各機種ごとの動的トルクTo、動的許容荷重Woを記載していますので、求められた必要トルクTtと比較してください。

以上3つの基本的な制約条件を満足した機種を選定してください。

(2)オシレートハンドラ機種選定の手順

揺動振り角、リフト量および他の仕様から機種を仮に選定し、その機種の"トルク伝達能力表、積載能力表"より、揺動振り角、リフトそれぞれの割付角θ_0・θ_Lを求めてください。

1)タイミング線図の作成

揺動振り角、リフト量、サイクルタイム、停止時間および停止のタイミングを考慮してタイミング線図を作成してください。

2)負荷条件のチェック

アーム、チャック、ボスその他出力軸に取付けられた慣性体の重量と回転半径を求め、機種の特性表より、仮選定した機種が当てはまるか確認してください。

3)慣性モーメント(J)

アーム、チャック、ボス…の慣性モーメントJ_1、J_2、J_3と、その総和ΣJを求めてください。

4)相当ストップ数(Se)

Se=360/φを求めてください。φ:揺動振り角

5)必要トルク(Tt)

必要トルクTtとは慣性トルクTi、摩擦トルクTf、作業負荷トルクTwの和です。慣性トルクTiは、回転時に出力軸に取付けられた慣性体を加速、減速するのに要するトルクです。摩擦トルクTfはすべり面その他の摩擦によって出力軸に作用する負荷です。作業負荷トルクTwは重力にさからって動かされる質量などの不平衡荷重、補助スプリングや仕事に要する負荷です。

Tt=Ti+Tf+Tw〔A127式(6)〕

6)機種の決定

仮選定された機種の動的トルクToと求められたTtをくらべ、To＞Ttならば、仮選定した機種が利用できます。もしTo≦Ttならば、 1サイズうえの機種を仮選定し再度選定するか、仕様条件を再チェックしてください。

7)期待寿命時間(Lh)

A127式(12)により寿命係数を算出し、寿命時間を求めてください。

8)カム軸トルク(Tc)

モータ、レデューサの取付けをされる場合には、A127式(7)カム軸トルクTcを求めてください。

9)モータ動力(Ps)

A127式(10)を用いて求めてください。

なお、01FS、01FM、7FN、10FN、6GVはモータ装着タイプも標準化していますので、詳細はそれぞれの仕様をご参照ください。

10)レデューサの有無

オシレートハンドラには、レデューサの装着が可能です。レデューサを装着する場合は、負荷条件に対する出力トルク、減速比、取付方法を検討してください。

(C4〜C39を参照してください。)

11)クラッチ・ブレーキの有無

レデューサにクラッチ・ブレーキの標準取付が可能です。

(C4〜C39を参照してください。)

12)トルクリミッタの有無

オシレートハンドラには、トルクリミッタの装着が可能です。但し、装着は特別仕様となります。

(C40〜C141を参照してください。)

オシレートハンドラ(01タイプ・FNタイプ・FUタイプ・Fタイプ)は、2方向の出力変位(揺動回転とリフト)のオーバーラップが可能です。

(3)インデックスハンドラ機種選定の手順

オシレートハンドラと基本的には同じですので、以下に述べた事項以外の項目については、オシレートハンドラの"機種選定手順"にしたがってください。

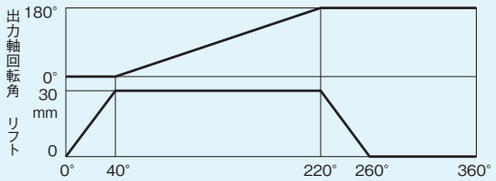
1)必要なデータ

ストップ数S、リフト量LT以外はオシレートハンドラの場合と同様です。

2)タイミング線図の作成

インデックスハンドラは上昇→旋回→降下→停止→…をカム軸が360°旋回する間に行います。

タイミング線図　図3−8



例)カム軸が0〜40°回転する間に出力軸が上昇し、その位置でカム軸が220°まで旋回すると出力軸が180°旋回する。そして旋回の停止と同時に降下をはじめ、カム軸が260°旋回位置で降下しおわる。
カム軸回転角260°〜360°は、出力軸の降下位置での停止状態を表す。

3)相当ストップ数(Se)

ストップ数Sをそのままご利用ください。

4)その他

必要トルクTt、カム軸トルクTc、モータ動力Ps、期待寿命Lhなどの求め方は、オシレートハンドラと同様です。

インデックスハンドラへの適用は以下の機種が可能です。

FNタイプ(7FN、10FN、12FN、16FN、22FN)
FUタイプ(7FU、8FU、11FU、14FU、20FU)
F　タイプ(8F、11F)

インデックスハンドラは、2方向の出力変位(間欠割出回転とリフト)のオーバーラップが可能です。

(a)オシレートハンドラの機種選定例

ロータリ&リニアモーションのピック&プレースでワークの搬送を行います。

①ワークの搬送距離(mm)……520mm
②リフト量(ワークの上下移動量)(mm)……両端30mm
③ワーク質量(kg)……1kg
④アームの長さ(mm)、ワークチャック部のP.C.R.(mm)
……R=480mm(想定値)
⑤アームおよびチャックの質量(kg)
……(アーム)4kg、(チャック部)0.5kg
アームの巾を100mmとする
⑥サイクルタイム(sec)……2sec
⑦カム曲線……MS(変形正弦曲線)
⑧タイミング線図(入力軸の回転角に対する出力軸の揺動およびリフトのタイミング)……
1サイクル(揺動 1.往路、リフト 2.復路、リフト 中間停止)
⑨ワークの着脱に要する時間(sec)……0.15sec
⑩オシレートハンドラ本体の取付姿勢……1
⑪中間停止を設け、作業時間に合せて停止時間を調整したい。

上記条件のもとオシレートハンドラの機種を決定します。

A140表(3−2)より、アームの長さ480mmから16FN、22FNが選定対象機種となり、16FNを仮に選定します。

揺動振り角(φ)とワークチャック部のP.C.R(R)の決定

L=2Rsinφ/2　　L:ワーク搬送距離

条件〔L=520、R=480(想定値)〕を代入すると、

φ=65.6°となりますので、

近似の揺動振り角　∴φ=60°とすると、

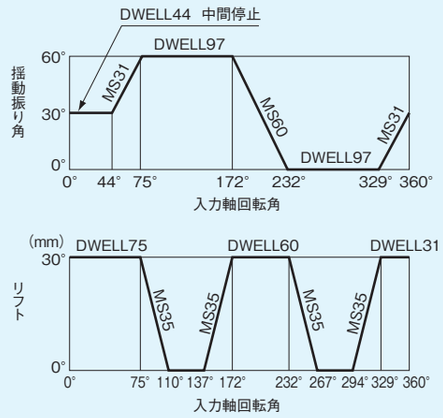
R=520mmが求まります。

タイミング線図の作成

揺動振り角(φ)が60°に決定し、旋回の中間で停止させるため、(行き側)の旋回は30°の2度振り、(戻り側)の旋回は60°です。条件よりリフト量30mmです。仮選定した16FNのトルク能力表B603よりそれぞれの割付角θを求めてください。

揺動振り角30°……割付角31°
揺動振り角60°……割付角60°
リフト量30mm……割付角35°
ワークの着脱に要する時間0.15sec
……割付角360°×0.15sec/2sec=27°

図3−9
揺動振り角のタイミング線図



注意事項

中間停止区間として44°ありますのでクラッチ/ブレーキを利用して作業時間に合せて停止時間を設定してください。

負荷条件のチェック

(1)ワーク、アーム、チャックの慣性モーメントJ

ワークのJ　$J_1=M_1\cdot K_1^2$
$=1\times0.52^2=0.27\text{kg}\cdot\text{m}^2$

チャック部のJ　$J_2=M_2\cdot K_2^2$
$=0.5\times0.52^2=0.14\text{kg}\cdot\text{m}^2$

アームのJ　$J_3=M_3\cdot K_3^2$
$=4\times\left(0.26^2+\frac{0.05^2+0.26^2}{3}\right)$
$=0.36\text{kg}\cdot\text{m}^2$

$\Sigma J=J_1+J_2+J_3$
$=0.27+0.14+0.36=0.77\text{kg}\cdot\text{m}^2$

(2)相当ストップ数(Se)

揺動振り角30°……$Se_1=360°/30°=12$
揺動振り角60°……$Se_2=360°/60°=6$

(3)慣性トルク(Ti:慣性体を加減速するのに要するトルク)

$Ti=226.2Am\frac{J\cdot N^2}{Se\cdot\theta^2}$　〔A127式(3)〕

カム曲線特性表A160表(2−2)よりAm=5.53

サイクルタイム2secより

カム軸回転数　N=60/2=30(rpm)

揺動振り角30°……Ti_1

$Ti_1=226.2\times5.53\times\frac{0.77\times30^2}{12\times31^2}=75.2\text{N}\cdot\text{m}$

揺動振り角60°……Ti_2

$Ti_2=226.2\times5.53\times\frac{0.77\times30^2}{6\times60^2}=40.1\text{N}\cdot\text{m}$

(4)摩擦トルク(Tf:駆動中の摩擦力により発生するトルク)

Tf=0(N·m)

(5)作業負荷トルク(Tw)

オシレートハンドラ本体の姿勢が1であるため、アーム·ワークなどが重力にさからうことなく水平的に移送されるので不均衡負荷は作用しない。

Tw=0(N·m)

(6)必要トルク(Tt)

Tt=Ti+Tf+Tw=75.2N·m

機種の決定

試算によって求められた必要トルクTtと仮選定した16FNのトルク能力表B603よりリフト30mmのときの動的トルクToと比較すると、Tt<Toとなり、またアームおよびワークの全荷重とリフト量30mmのときの動的許容荷重Woと比較すると、

Wt<Woしたがって16FNが選出されます。

寿命時間の計算

(1)バックラッシ係数(a_4)

$\varepsilon=\frac{Ti-Tf}{Ts}\times100(\%)=30.3(\%)$

バックラッシ量

表3−3

レデューサ	バックラッシ量(deg)
R48	0.2
R65〜R100	0.1

バックラッシ係数a_4より、入力駆動系のバックラッシ量0.1°と仮定して、A73表(6−8)より

バックラッシ係数a_4=1.26が得られます。

(2)寿命係数(Lf)

$Lf=\frac{To}{a_4\cdot Ti+Tf+Tw}=\frac{137.2}{1.26\times75.2+0+0}=1.45$

(3)期待寿命時間(Lh)

$Lh=12000Lf^{10/3}=12000\times1.45^{10/3}=41400(\text{h})$

カム軸トルク(Tc)

揺動部、リフト部、両方のカム軸トルクTcを求め、大きい方が本装置のカム軸トルクとなります。

(1)揺動部のカム軸トルク(揺動出力装置の実カム軸トルク)

$Tc_1=500Qm\frac{1}{Se\cdot\theta}\left(Tt+226.2Am\frac{Jo\cdot N^2}{Se\cdot\theta^2}\right)+Tx$

Qm=0.987(A160カム曲線特性表)
Jo=0.0063kg·m²(出力部の内部慣性モーメント)
Tx=20N·m(B603トルク能力表)

$Tc_1=500\times0.987\times\frac{1}{12\times31}\left(75.2+226.2\times5.53\times\frac{0.0063\times30^2}{12\times31^2}\right)+20=120\text{N}\cdot\text{m}$

(2)リフト部のカム軸トルク(直進出力装置の実カム軸トルク)

$Tc_2=300\cdot Am\cdot Qm\cdot\frac{P^2\cdot N^2\cdot(W+Wa_1)}{\theta^3}+80\cdot Vm\cdot\frac{P(W+Wf+Ww)}{\theta}+Tx=29.5\text{N}\cdot\text{m}$

P=0.03m……リフト量
W=53.9N……外部荷重
Wa_1=56.9N……内部荷重

$Tc_1>Tc_2$となり、カム軸に装着するウォーム減速機·モータを選定するためのカム軸トルクは、揺動部側のものとなります。

モータの選定

モータ動力(Ps)

$Ps=\frac{Tc_1\cdot N}{9550}=\frac{120\times30}{9550}=0.38\text{kW}$

よって

0.4kWのモータが選定されます。

機種選定

(1)パーツハンドラ機種選定の手順

オシレートハンドラと基本的には同じですが、計算式が一部異なりますので以下の手順にしたがってください。

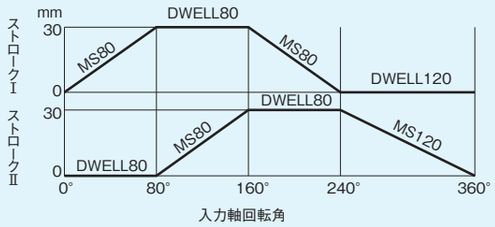
1)必要なデータ

出力パターン、ストロークI、IIの移動距離、内部荷重Wa_1、Wa_2(特性表参照)、ワーク質量、使用回転数のデータを用意してください。

2)タイミング線図の作成について

パーツハンドラ(GYタイプ、6GV・6GW・Gタイプは2次元の平面運動を行います。

タイミング線図 図3−10



3)必要荷重(Wt)

1.ワーク荷重(Wi)

2.摩擦荷重(Wf)

$Wf=w\cdot\mu$〔w:摩擦部荷重(N)、μ:摩擦係数〕

3.作業負荷荷重(Ww)

$Ww=F\cdot\cos\beta$(N)

4.必要荷重(Wt)

$Wt=Wi+Wf+Ww$(N)

4)機種の決定

Wo>Wtならば仮選定した機種が使用可能です。Wo≦Wtならば1ランク上の機種で再度計算するか、使用条件を再検討してください。

5)その他

モータ動力Ps、寿命時間Lhなどの求め方はすべてオシレートハンドラと同じです。

(6)パーツハンドラ6GX

6GXは、X方向のみの直進運動を行いますので、タイミング線図はストロークII側だけです。他の選定手順は上記どおりです。

7)パーツハンドラ18GIII・25GIII

18GIII・25GIIIは出力ブロックの変位・タイミングによりカム曲線の設計が異なります。このため、仕様については当社までご相談ください。

機種選定

(a)パーツハンドラの機種選定例

リニア&リニアモーションのピック&プレースでワークの搬送を行います。

①ワークの搬送距離……130mm

②上下方向のストローク量……50mm

③ワークおよびチャックの質量……1.5kg

④作業負荷荷重……0N

⑤摩擦荷重……0N

⑥サイクルタイム……2sec

⑦カム曲線……MS(変形正弦曲線)

⑧ワークの着脱時には、クラッチ/ブレーキを利用して停止させる。

⑨他の装置とのタイミングを計るため、中間停止を設ける。

上記の条件のもと、パーツハンドラの機種選定と駆動モータを選定します。

(1)使用条件より、6GYを仮選定します。

(2)タイミング線図の作成

ストロークI側　50mmに要する最小割付角……60°

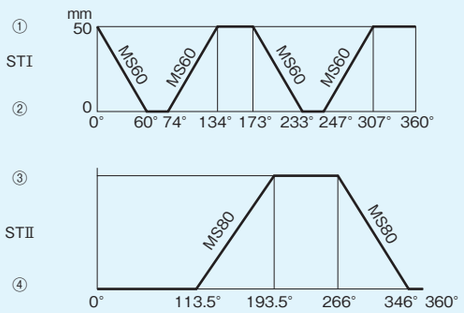
ストロークII側　130mmに要する最小割付角……80°

クラッチ/ブレーキ作動に要する時間0.08secと仮定して必要な割付角を求めます。

$$\theta=360^\circ\times\frac{0.08\text{sec}}{2\text{sec}}\fallingdotseq14\text{deg}$$

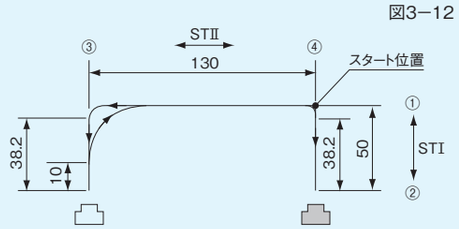
上記条件をもとに、タイミング線図を作成します。

タイミング線図 図3−11



上記タイミング線図よりオーバーラップ線図を作成します。

図3−12



(注)直線移動部に余裕がある場合には、割付角を大きくして、オーバーラップ部を長く取る様に再度タイミングを検討します。

(3)必要荷重(Wt)

ワークおよびチャック荷重……$Wi=M\cdot g=14.7N$

摩擦荷重……$Wf=0N$

作業負荷荷重……$Ww=0N$

よって、必要荷重　$Wt=Wi+Wf+Ww=14.7N$

(4)機種の決定

B641の積載能力表より6GYの動的許容荷重Woと算出した必要荷重Wtを比較すると

ストロークI側　$Wo=36.2N/at30rpm>14.7N$

ストロークII側　$Wo=24.5N/at30rpm>14.7N$

したがって、6GYを選定します。

(5)カム軸トルク(Tc)

ストロークI、ストロークIIの両方のカム軸トルクを求めます。計算式は、A127の直進出力装置の実カム軸トルクの式を使用します。

①ストロークI側

$$Tc_1=300\cdot Am\cdot Qm\cdot\frac{P^2\cdot N^2\cdot(W+Wa_1)}{\theta^3}+80\cdot Vm\cdot\frac{P(W+Wf+Ww)}{\theta}$$

$$=300\times5.53\times0.987\times\frac{0.05^2\times30^2\times(14.7+29.4)}{60^3}+80\times1.76\times\frac{0.05\times(14.7+0+0)}{60}=2.5\text{N}\cdot\text{m}$$

②ストロークII側

$$Tc_2=300\cdot Am\cdot Qm\cdot\frac{P^2\cdot N^2\cdot(W+Wa_2)}{\theta^3}$$

$$=300\times5.53\times0.987\times\frac{0.13^2\times30^2\times(14.7+16.7)}{80^3}$$

$$=1.5\text{N}\cdot\text{m}$$

タイミング線図より、オーバーラップしていることを考慮し、ストロークI側にII側のトルクを加えたトルクにカム軸摩擦トルク(B641 6GY積載能力表を参照)を加えて、全体のカム軸トルクTcとします。

$$Tc=Tc_1+Tc_2+Tx=2.5+1.5+4.9=8.9\text{N}\cdot\text{m}$$

(6)モータ動力(Ps)

A127のモータ動力の式を使用します。

$$Ps=\frac{Tc\cdot N}{9550}=\frac{8.9\times30}{9550}=0.028\text{kW}$$

したがって、40Wのインダクションモータを使用します。

3-4 ●機種選定 タイミング設計

3-4-1 タイミング線図とは

タイミング線図は、出力軸の変位の時間分布を表すものです。出力軸の変位は入力軸に取り付けられたカムの形状に依存します。つまり、横軸にカムの回転角を、縦軸に出力軸の変位をとり、それらの変位を直線で結ぶことにより、出力軸の全行程の変位を表わすことができます。出力軸の変位は、回転運動の場合は角度(degree)で表わされ、直線運動の場合はストローク量(mm)で示されます。

タイミング線図は、時間(カムの回転角)に対する出力軸の変位のタイミング線図を表わしたものですから、ここに表わされた線は実際の出力軸の軌跡とは異なります。実際の軌跡はカム曲線百分表を用いて求めます。

3-4-2 割付角と出力変位の関係

割付角・揺動振り角・ストップ数・リフト・ストロークはそれぞれ次の様に表わされます。

●割付角(θ)……出力軸に特定の変位を与えるために要するカム軸(入力軸)の回転角度。

●揺動振り角(φ)……出力軸が揺動回転(オシレート)する場合の旋回角度。オシレートハンドラに用いられ、インデックスハンドラではストップ数(S)に相当します。

●ストップ数(S)……出力軸が間欠割出回転(インデックス)する場合の一回転中に停止する回数。ストップ数がSの場合、一回の割出しに対して出力軸は360°/S回転します。

●リフト(LT)……出力軸が軸方向に運動する場合の変位量。オシレートハンドラ・インデックスハンドラで用います。

●ストローク(ST)……出力が直進運動をする場合の変位量。パーツハンドラに用いられ、入力軸と直角方向の運動をストロークI(ST_I)、平行方向の運動をストロークII(ST_{II})と表わします。

各出力変位(揺動振り角、ストップ数、リフト、ストローク)に対して割付角が設定され、割付角の量により出力軸の変位時間が変わり、周辺装置との搬送タイミングの調整を行います。また割付角の量によって、出力トルク、積載能力が異なります。

(1)制約条件

揺動振り角・リフト量・ストローク量の限界値は、それぞれ各モデルにより異なります。また、各出力変位(揺動振り角・リフト・ストローク)に対して、その出力変位を与えるために要するカムの割付角にも制約条件があり、この割付角の最小限界値を最小割付角といいます。タイミング線図を作成する場合は各出力変位に対する割付角をこの最小割付角以上とすることが必要となります。また、全ての出力変位はカムにより与えられるため、所望する出力変位に対する割付角と停留区間に対する割付角の総和が360°にならなければなりません。

さらに、オシレートハンドラ・パーツハンドラの場合は出力変位が2方向の動きの合成運動となるため、タイミング線図を作成する場合、それぞれの方向の動きに対して制約が働きます。

したがって、割付角の総和が360°を超える場合には、次の様な対処方法があります。

1.機種のランクを上げ、最小割付角を抑える。
2.2方向の動きをオーバーラップさせる。
3.停留時間を抑える。
4.クラッチ/ブレーキやサーボモータなどを利用して停留時間をコントロールし、停留時間に対する割付角を抑える。
5.揺動振り角・リフト量・ストローク量を再度検討する。

(2)その他の検討項目

タイミング線図を作成するためには、以下の項目を検討する必要があります。

1.出力変位(軌跡)の種類
2.出力変位量に対する割付角‥‥最小割付角の確認
3.出力負荷に対する割付角…割付角に対する動的トルク、動的許容荷重の確認
4.オーバーラップの有無
5.周辺装置との同期の有無
6.カム曲線

機種選定

タイミング線図の作成例

10FNで旋回/リフトのピック&プレースモーションを行なわせる。

(条件)揺動振り角……φ=60°
リフト……LT=25mm
旋回/リフトのオーバーラップは行なわずリフトの下端で停留を設けるものとする。

(a)最小割付角の確認

B603、10FNのトルク伝達能力表.積載能力表より、揺動振り角、リフトに対する最小割付角を確認します。

揺動振り角φ=60°に対する最小割付角　$\theta_{O}min=60°$
リフトLT=25mmに対する最小割付角　$\theta_{L}min=40°$

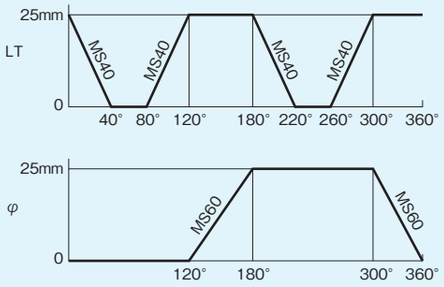
(b)タイミング線図の作成

揺動運動の行きと戻りを同じタイミングで動作させると考えれば180°区間の割付角の中でリフトのアップ&ダウンと揺動振り運動を行うことになり、それぞれの動作がオーバーラップしないため、リフトの下端での停留区間は、

$\theta=180°-(40°+40°+60°)=40°$

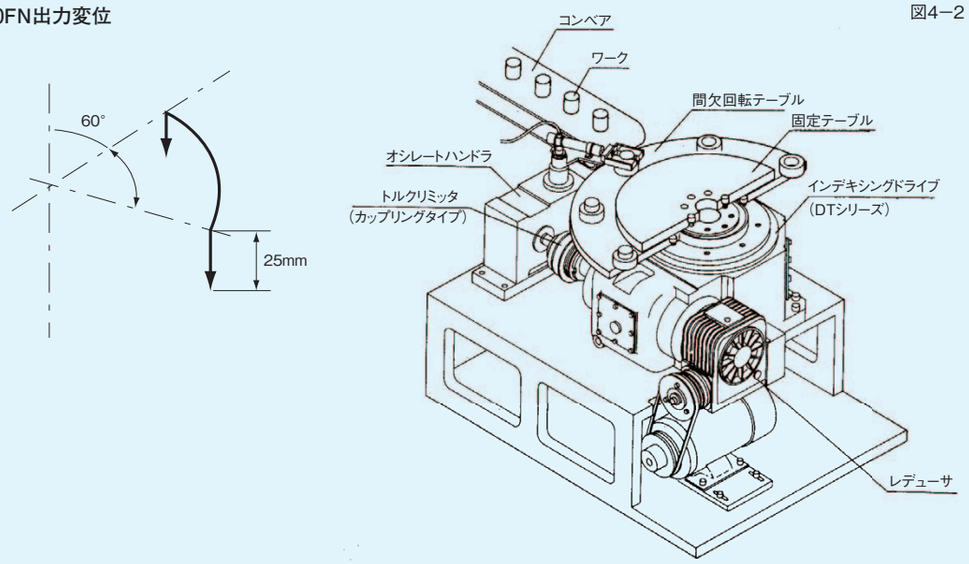
となり、リフトが上端から開始すれば上図のようなタイミングチャートが作成されます。

図4−1



10FN出力変位

図4−2



3-4-3 百分表の使い方

カム曲線百分表には、無次元時間:Tを0から1まで百等分した時のそれぞれのTに対する無次元の変位:S、速度:V、加速度:Aなどを表示しています。これらの各値はそれぞれ曲線により異なるため、取り扱いには留意してください。

(1)無次元値と実次元値の関係

各値はそれぞれ次のように書き直せます。

$\theta_{(T)}=\theta h\times T$

$S_{(T)}=ST\times S+So$

$V_{(T)}=\dfrac{ST}{t}\times V$

$A_{(T)}=\dfrac{ST}{t^2}\times V$

$S_{(T)}$……無次元時間Tのときのストローク量

ST……ストローク(最大変位)

So……ストローク所期値

$t=\dfrac{\theta h}{360^\circ}\times\dfrac{60}{N}$

タイミングチャート作成の場合は変位の関係式を用います。

(2)揺動振り角φ=60°、割付角が120°の場合(MS曲線を使用)

(a)入力回転角が6°の場合の揺動振り角は、

$T=\dfrac{\theta_{(T)}}{\theta h}=\dfrac{6^\circ}{120^\circ}=0.05$

表(4−1)のMS曲線百分表より、T=0.05の場合の各無次元値は、S=0.00142

V=0.08401

A=3.24925

$S_{(0.05)}=ST\times S+So=60^\circ\times0.00142+0=0.0852^\circ$

(b)揺動振り角が10°になるときの入力軸回転角は、

$S=\dfrac{S_{(T)}}{ST-So}=\dfrac{\varphi_{(T)}}{\varphi-\varphi_0}=\dfrac{10^\circ}{60^\circ-0}=0.1666$

表(4−1)のMS曲線百分表より、 S=0.1666に近い無次元変位の値をみつけます。直線補間法により簡易的に求めると、

$T=0.29+\dfrac{0.1667-0.16487}{(0.17789-0.16487)\times100}=0.2914$

$\theta_{(T)}=\theta h\times T=120^\circ\times0.2914=34.968^\circ$

MS曲線百分表

表4−1

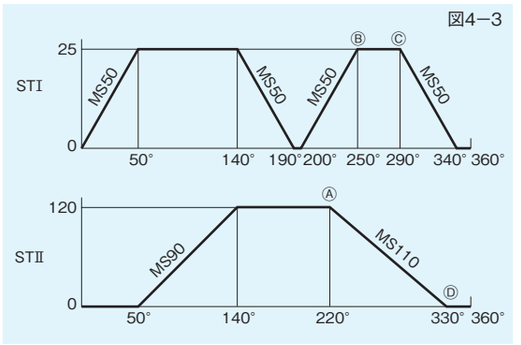
無次元時間 T	無次元変位 S	無次元速度 V	無次元加速度 A	無次元躍動 J	A・V	V・V
0.00000	0.00000	0.00000	0.00000	69.46636	0.00000	0.00000
0.01000	0.00001	0.00347	0.69284	68.91859	0.00240	0.00001
0.02000	0.00009	0.01382	1.37475	67.28394	0.01900	0.00019
0.03000	0.00031	0.03089	2.03498	64.58819	0.06286	0.00095
0.04000	0.00073	0.05441	2.66311	60.87383	0.14491	0.00296
0.05000	0.00142	0.08401	3.24925	56.19946	0.27298	0.00706
0.06000	0.00243	0.11923	3.78415	50.63880	0.45117	0.01422
0.07000	0.00382	0.15950	4.25936	44.27952	0.67936	0.02544
0.08000			4.66741	37.22194	0.95304	0.04169
				29.57734	1.26347	0.06283
	0.08639	0.95131				
0.23000	0.09616	1.00180	5.00185			
0.24000	0.10642	1.05131	4.89890	−10.72783	5.15028	1.10526
0.25000	0.11718	1.09975	4.78735	−11.57773	5.26490	1.20945
0.26000	0.12841	1.14703	4.66741	−12.40731	5.35367	1.31568
0.27000	0.14012	1.19307	4.53928	−13.21513	5.41569	1.42342
0.28000	0.15227	1.23779	4.40318	−13.99977	5.45022	1.53213
0.29000	0.16487	1.28111	4.25936	−14.75984	5.45672	1.64125
0.30000	0.17789	1.32295	4.10807	−15.49402	5.43479	1.75021
0.31000	0.19132	1.36325	3.94957	−16.20102	5.38425	1.85845
0.32000	0.20515	1.40192	3.78415	−16.87960	5.30508	1.96539
0.33000			3.61208	−17.52856	5.19746	2.07046
				−18.14678	5.06173	2.17310

3-4-4 オーバーラップ

オーバーラップとは重複・部分的一致のことで、ピック&プレースユニットでは出力軸の各変位のタイミングが重なることを意味します。オーバーラップをとる目的は、割付角の調整を計ること、他の動きとのタイミングを計ること、積極的に変位を変えることなどがあります。

(1)タイミングが決定され、変位を確認する場合

図4−3



上記の様なタイミング線図でオーバーラップしているのはA〜Dの4ケ所で、それぞれのポイントの変位量を確認します。

(a)Aポイント

$T=\dfrac{\theta_{(A)}}{\theta h}=\dfrac{220^\circ-200^\circ}{50^\circ}=0.4$

MS曲線百分表より S=0.32787

$ST_{(0.4)}=ST_I\times S=25\times0.32787=8.19675mm$

(b)Bポイント

$T=\dfrac{\theta_{(B)}}{\theta h}=\dfrac{250^\circ-220^\circ}{110^\circ}=0.2727$

MS曲線百分表より S=0.14343

$ST_{(0.2727)}=ST_{II}\times S=120\times0.14343=17.212mm$

(c)Cポイント

$T=\dfrac{\theta_{(C)}}{\theta h}=\dfrac{290^\circ-220^\circ}{110^\circ}=0.6363$

MS曲線百分表より S=0.730285

$ST_{(0.6363)}=ST_{II}\times S=120\times0.730285=87.63mm$

(d)Dポイント

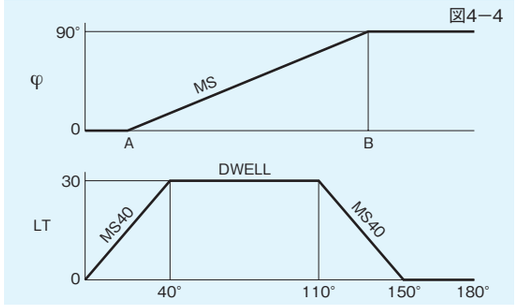
$T=\dfrac{\theta_{(D)}}{\theta h}=\dfrac{330^\circ-290^\circ}{50^\circ}=0.8$

MS曲線百分表より S=0.93161

$ST_{(0.8)}=ST_I\times S=25\times0.93161=23.29mm$

(2)オーバーラップするポイントの変位量が決定され、割付角を求める場合

図4−4



揺動振り角:φ=90°、リフト:LT=30mmで上記のようにリフトのタイミングが決まっていますが揺動振り角のタイミングと割付角が未定です。また、揺動振り角はリフトが24mm以上のポイントから開始することが条件として加えられます。使用カム曲線はMSとします。

オーバーラップ角度の確認

$S=\dfrac{LT_A}{LT}=\dfrac{24}{30}=0.8$

MS曲線百分表より T=0.683724

$\theta_A=\theta h\times T=40^\circ\times0.683724=27.349^\circ$

揺動振り角のための最大割付角は、

$\theta h_{max}=(150^\circ-27.349^\circ)-27.349^\circ=95.3^\circ$

割付角は大きいほどトルクや寿命の面で有利となるため、割付角を95°とし、A点を27.5°、B点を122.5°と定めます。ただし、一般的にカム曲線による変位の立上り、立下りは非常に滑らかであるため、割付角を100°にしてもあまり影響はありません。

例)$\theta h=100^\circ$の場合、A=25°

$T=\dfrac{\theta_A}{\theta h}=\dfrac{25^\circ}{40^\circ}=0.625$

MS曲線百分表より S=0.71248

$LT_{(0.625)}=LT\times S=30\times0.71248=21.3744mm$

LT=24mmとなったときの揺動角は

$T=\dfrac{\theta'_A-\theta_A}{\theta h}=\dfrac{27.5^\circ-25^\circ}{100^\circ}=0.025$

MS曲線百分表より S=0.0002

$\varphi_{(0.025)}=\varphi\times S=90^\circ\times0.0002=0.018^\circ$

3-4-5 タイミング線図の作成方法

(1)型式選定

仕様条件(出力変位形態(軌跡の種類)・出力変位量・オーバーラップの有無・積載荷重・回転数)、使用目的などから、適した型式を選定してください。

(2)最小割付角の確認

出力軸の各変位量に対応した最小割付角を確認してください。最小割付角は、同機種であっても出力軸の変位量により、その量が異なります。出力軸の変位量を変更する場合は、必ず確認してください。

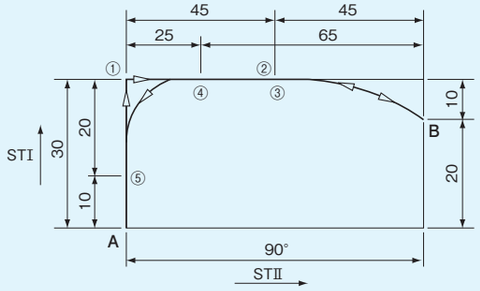
(3)オーバーラップ

出力変位にオーバーラップを設ける場合は、出力変位のオーバーラップ量からカムの割付角のオーバーラップ角度を算出します。また、オーバーラップ角度をあらかじめ設定する場合は、確認のためにカム曲線百分表を用いてオーバーラップ量を算出し、出力変位の軌跡を求めます。

機種選定

タイミング線図の作成方法

図4−5



(条件)

上記のようなピック&プレース動作を行わせたい。

A点からB点に至るまでに障害物があるためにコーナーではこの障害物を避ける必要があり、B点からA点に戻る場合は①点を通過しないで戻したい。

ST_I=30mm(MAX.)

ST_{II}=90mm(MAX.)

ワーク質量　1.0kg

サイクルタイム　1sec

A点・B点における停止時間はなるべく長くとるものとする。

(タイミング設計手順)

上記条件よりストロークを満足する機種を積載能力表より選びます。各機種の最大ストロークは、表(4−3)の通りです。これより、仮に5GYを選定します。

図4−3

	ST_I(mm)	ST_{II}(mm)
4GY	30	70
5GY	40	100
6GY	50	150
6GV	60	60
8GI	150	150

B640の5GYの積載能力表より、ST_I・ST_{II}の最小割付角を求めます。

ST_{IA}=30mm……$\theta_{I\,MIN.}$=50°

ST_{IB}=10mm……$\theta_{I\,MIN.}$=36°

ST_{II}=90mm……$\theta_{II\,MIN.}$=77°

1.A点からB点までのタイミングチャート

A点からB点に至るまでの軌跡の中で変曲点が①と②に存在します。①点ではST_IとST_{II}のオーバーラップはありません。したがって、ST_Iが①点まで変位した直後にST_{II}がスタートします。ST_{IA}=30mmの場合の最小割付角はθ_{IA}=50°です。

②点からB点までがオーバーラップとなり、この場合の割付角のオーバーラップ量を計算します。

②点のストローク位置は、ST_{II}の開始位置A点より45mmですから、変位の百分率は、

$$S_②=\frac{ST_②}{ST_{II}}=\frac{90-45}{90}=0.5$$

MS曲線百分表より$T_②$=0.5

したがって、ST_{II}の②点からB点までのオーバーラップ角度は以下の様に求まります。

$\theta_②=\theta_{II}\times T_②=77°\times 0.5=38.5°$

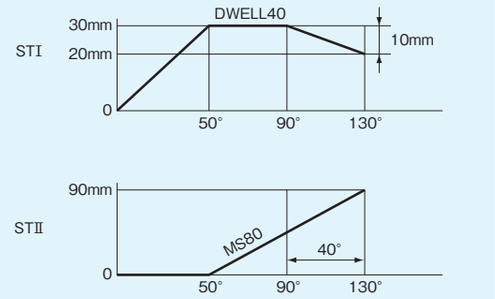
また、ST_{II}もB点でST_Iと同時に変位終了し、この場合、SI_{IB}=10mmの最小割付角はθ_{IB}=36°であり$\theta_②$=38.5°はθ_{IB}=36°を満足します。したがって、θ_{IB}=38.5°となります。

今、ST_{II}方向に余裕をみて$\theta_②$=40°とすれば、ST_{II}がA点からB点まで変位するための割付角度は、

$$\theta_{II}=\frac{\theta_②}{T_②}=\frac{40°}{0.5}=80°$$

となり、同様にθ_{IB}=40°となります。

図4−6



2.B点からA点までのタイミングチャート

B点からA点に至るまでの軌跡の中で変曲点が③④⑤に存在します。B点から③点までは前項の②点よりB点までの変位と同じであるため、割付角はそれぞれθ_{II}=80°($\theta_③$=40°)、θ_{IB}=40°となります。④点から⑤点に至るまでST_IがST_{II}に対してオーバーラップします。まず、④点における割付角のオーバーラップ量を求めます。④点のストローク位置は、ST_{II}の戻りの開始位置B点より65mmですから、変位の百分率は、

$$S_④=\frac{ST_④}{ST_{II}}=\frac{65}{90}=0.722$$

MS曲線百分表より$T_④$=0.63118

したがって、ST_{II}のB点から④点までのオーバーラップ角度は以下の様に求まります。

$\theta_④=\theta_{II}\times T_④=80°\times 0.63118=50.49°$

余裕をみて、$\theta_④$=51°とします。

次に⑤点におけるST_I側のオーバーラップの角度を計算します。

ST_I=30mmの最小割付角は50°ですから、この場合のオーバーラップ量を確認すると、

$$T_⑤=\frac{\theta_⑤}{\theta_{IIA}}=\frac{80°-51°}{50°}=0.58$$

MS曲線百分表より$S_⑤$=0.6388

このときのST_I方向の変位量は、

$ST_⑤=ST_I\times S_⑤=30\times 0.6388=19.164$mm

この値は設計値の20mmと比較して少し誤差があるため、20mmを満足する割付角度を求めます。

$$S'_⑤=\frac{ST_⑤}{ST_{II}}=\frac{20}{30}=0.664$$

MS曲線百分表より$T'_⑤$=0.64768

④点から⑤点まですでに29°(80°−51°=29°)のオーバーラップ角度があるため、割付角は、

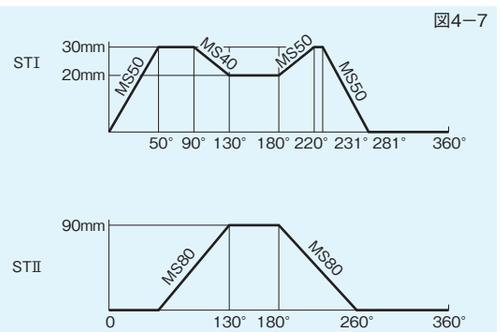
$$\theta'_{II}=\frac{\theta_⑤}{T'_⑤}=\frac{29°}{0.64768}=44.775°$$

したがって、⑤点までのストローク20mmを満足するためには割付角を44.775°にする必要がありますが、5GYのST_I=30mmの場合の最小割付角は50°であるため不可能です。これを満足させる機種は6GY(ST_I=30mm　$\theta_{IMIN.}$=42°)となります。

したがって、6GYを使用するか、または5GYを使用し最小割付角$\theta_{IMIN.}$=50°としたときの⑤点のST_Iのオーバーラップ量19.164mmが可能かどうか確認する必要があります。

以上より求めたオーバーラップタイミングをタイミング線図として表わすと次のようになります。

図4−7



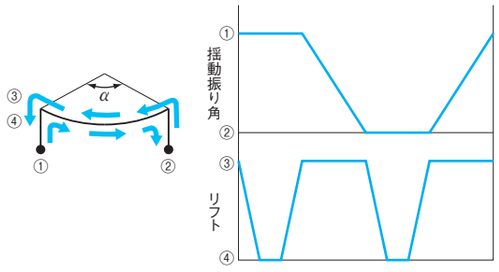
3-4-6 動作パターン

カムドライブ装置のピック&プレースユニットは、大別して2種類の動作パターン体系を持っています。
オシレートハンドラは、ロータリ/リニアモーションのピック&プレースユニットで旋回とリフトの複合運動を行います。パーツハンドラは、リニア/リニアモーションのピック&プレースユニットで2方向のストロークの複合運動を行います。

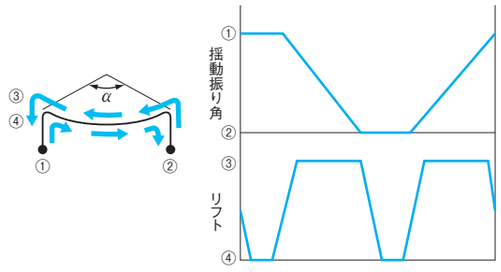
それぞれのピック&プレースユニットはそれぞれの出力変位のタイミング線図の構成（揺動振り角、ストップ数、リスト量、ストローク量、割付角、オーバーラップ量）により様々な動作パターンを出力することができます。また、各動作パターンは、停留時にクラッチ/ブレーキを使用してサイクルタイムやタイミングを変更したり、カム曲線の設定・回転数の設定によりピック&プレースの出力動作を他の機械装置と同期させたりすることができます。

(1) オシレートハンドラの動作パターン

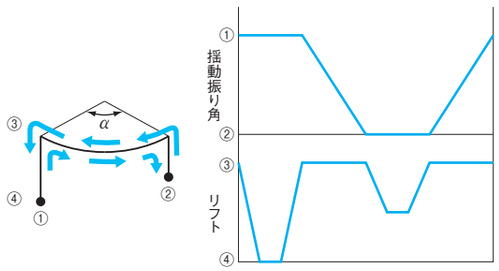
一般的なピック&プレース動作



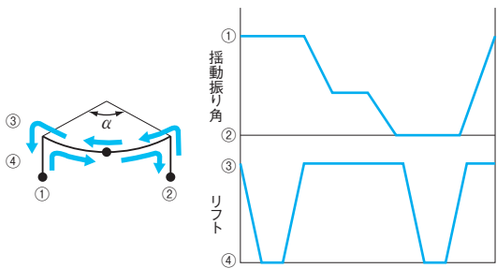
オーバーラップさせたピック&プレース動作



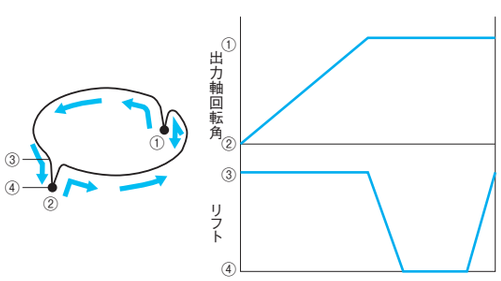
リフト量が異なるピック&プレース動作



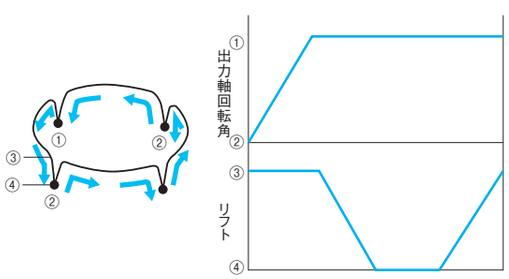
中間停止するピック&プレース動作



2ストップのピック&プレース動作



4ストップのピック&プレース動作

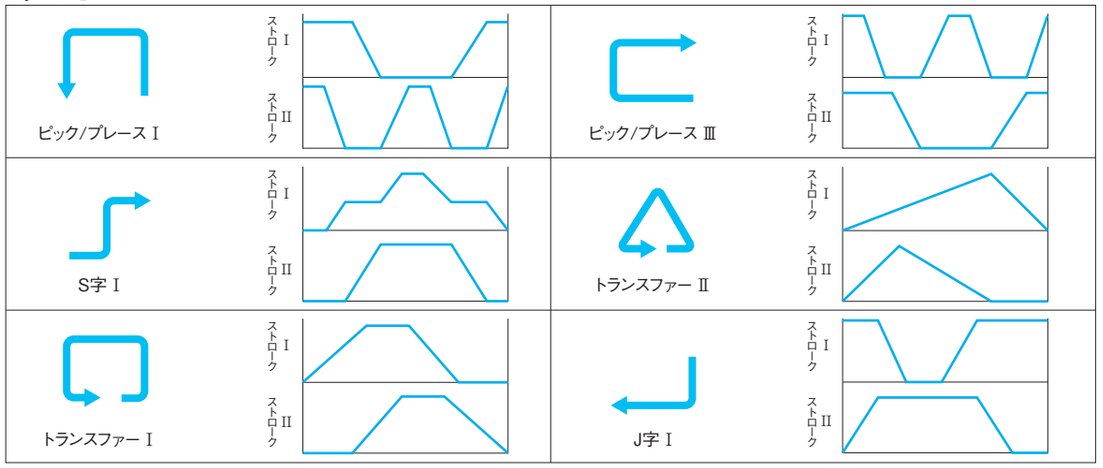


(1)、(2)は共に代表的な動作パターンを示したものです。実際の動作パターン（出力変位）の作成は、3-4.タイミング設計をご参照ください。なお、タイミング設計上不明な点がございましたら、当社までご連絡下さい。

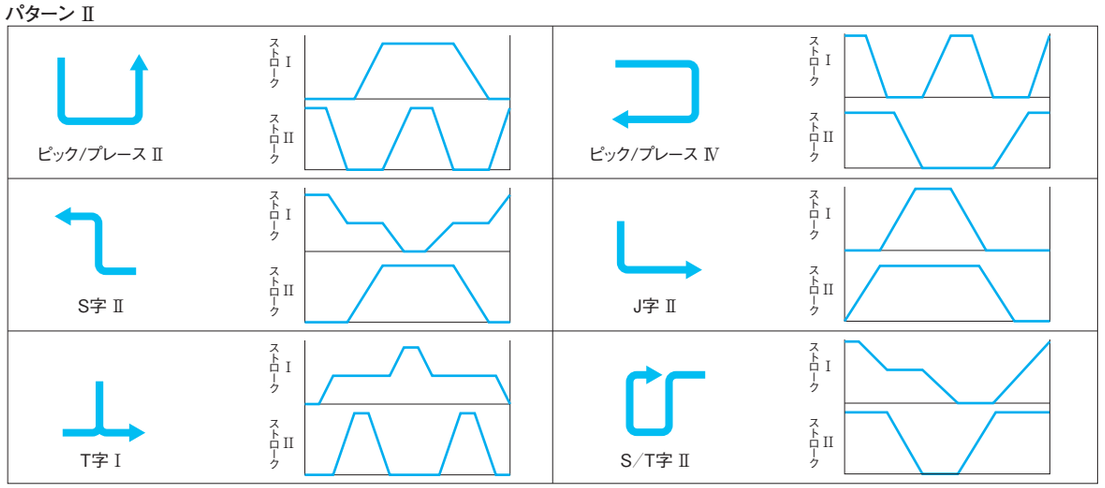
機種選定

(2) パーツハンドラの動作パターン

パターン Ⅰ



パターン Ⅱ



3-4-7 オーバーラップチャート

出力変位をオーバーラップさせることは、タイミングチャートを作成する上で非常に有効となります。オーバーラップにより割付角の制約が軽減され、割付角を大きくとることにより許容負荷や期待寿命の増大が計れます。また、積極的に変位(出力軌跡)を変えることが可能です。

下記オーバーラップ線図(図4−8)・(図4−9)は、割付角のオーバーラップの割合いにより変化する2方向の出力変位の軌跡を示したものです。

出力変位は無次元化して表わされており、いろいろな単位・次元の数量を扱う場合に便利です。例えば、リニア／リニアモーションのピック&プレースを行う場合にストローク1方向とストローク2方向のそれぞれのストローク量が異なる場合や、ロータリ／リニアモーションのピック&プレースを行う場合に揺動振り角とリフト量が異なる場合などにおいて各変位の最大値を1として表わすことにより、いろいろな単位・量を無次元化して表わすことができます。

したがって、無次元オーバーラップ線図により求めた任意の位置や軌跡は簡単に有次元単位に変換することができます。無次元オーバーラップ線図を有次元オーバーラップ線図に変換して活用することは、実際の軌跡を確認する場合や、ワークと障害物との干渉を確認する場合に有効となります。有次元オーバーラップ線図を作成する場合は、それぞれ変位をフルスケールで作成します。

変位の量はオーバーラップの割合(パーセンテージ)に応じて無次元オーバーラップ線図より読み取り、次式により計算し、プロットします。

$S_X = S_{MAX} \times s_X$ ……(1)

$s_X = f(tx)$ ……(2)

また、Sの値はカム曲線百分表に掲載されています。カム曲線百分表の使い方はA148.3−4−3を参照してください。

図(4−10)は、以下の条件の場合のオーバーラップ線図です。

割付角　$\theta_1 = \theta_2$

ストローク　$ST_1 : ST_2 = 1 : 2$

割付角とオーバーラップ量が同じでもストローク量が異なれば変位の軌跡も変化します。

図(4−11)は以下の条件の場合のオーバーラップ線図です。

割付角　$\theta_1 : \theta_2 = 2 : 3$

ストローク　$ST_1 : ST_2 = 1 : 2$

割付角が異なる場合、オーバーラップさせるタイミング(位置)によっても変位の軌跡が変化します。

図4−10

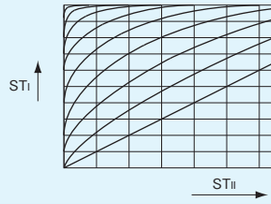


図4−11

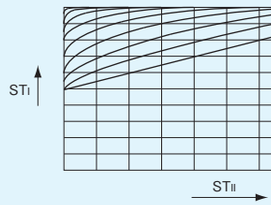


図4−8

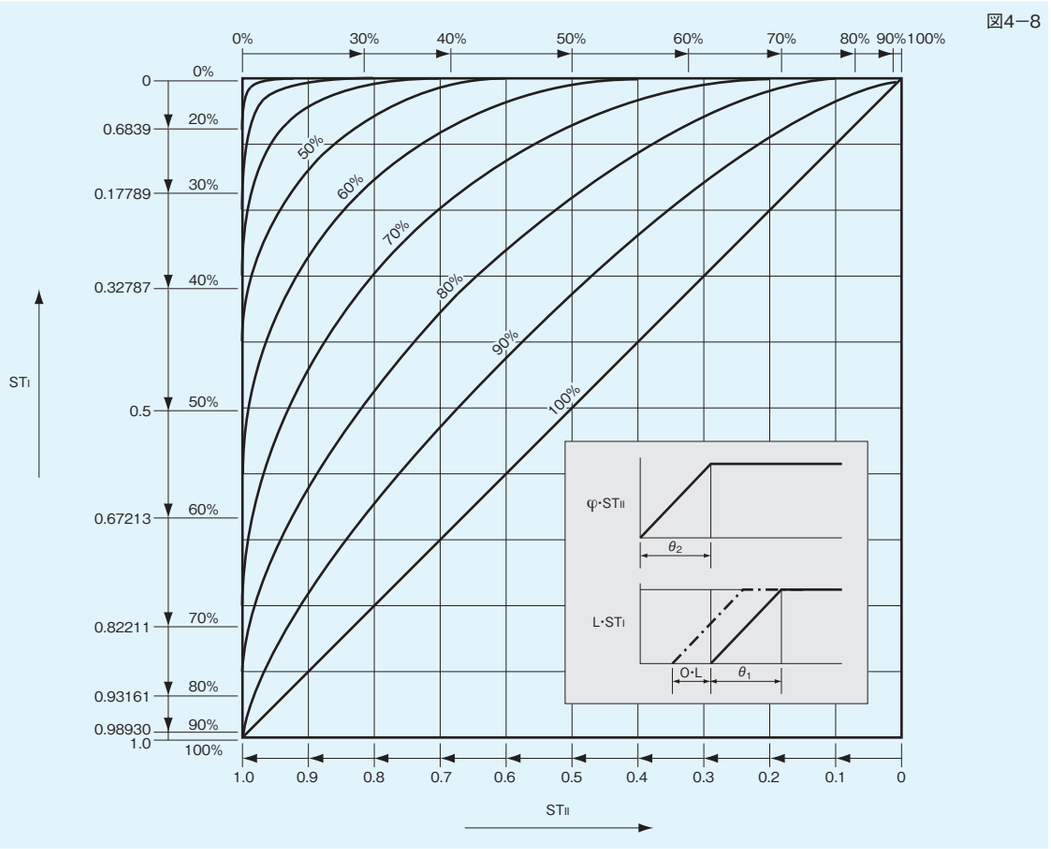
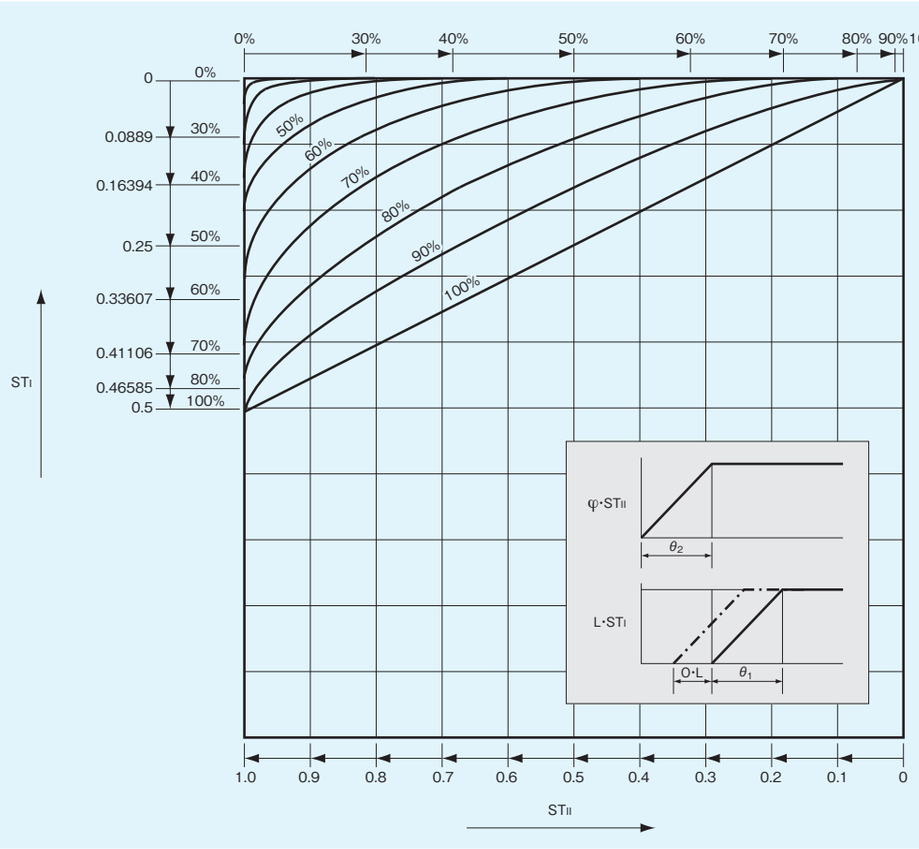


図4−9

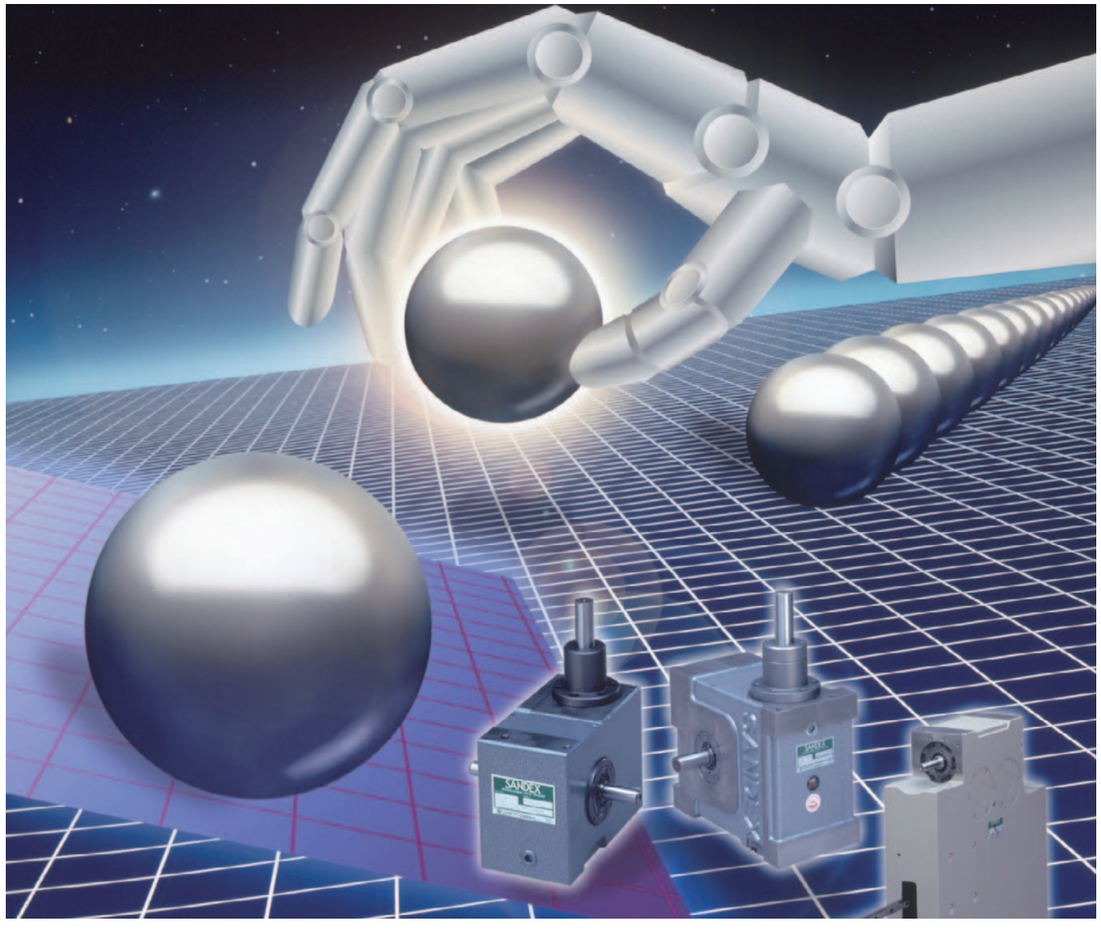


4 カム曲線百分表

カム曲線の百分表には無次元時間Tを0から1まで百等分した時のそれぞれのTに対するS、V、A、J、A･V、V･V、S･Vの値が示されております。
表に記載されていないT値のときのS、V、A、J、A･V、V･V、S･Vの値は補間法に従って求めてください。逆にT値を求める時は、同時に補間法に従って求めてください。

カム曲線の説明

記号	名　称	特　長
MT	変形台形	高速･軽荷重向き
MS	変形正弦	最も一般的
MCV50	変形等速度50（等速度域の時間が50%）	等速系･特殊用途向き
MCV25	変形等速度25（等速度域の時間が25%）	同　上
SHP-5	Sankyo Half-Power Polynomial	制振特性良好
SMT-3	三共変形台形	Amax最小
SMS-3	三共変形正弦	A、V、V･Aの最大値ともMTより良好
SMCV-3	三共変形等速度	等速系･特殊用途向き



4-1 ●カム曲線百分表
カム曲線コード1·MT（変形台形）曲線

表1−1（a）

無次元時間 T	無次元変位 S	無次元速度 V	無次元加速度 A	無次元躍動 J	A·V	V·V	S·V
0.00000	0.00000	0.00000	0.00000	61.42597	0.00000	0.00000	0.00000
0.01000	0.00001	0.00307	0.61264	60.94161	0.00188	0.00001	0.00000
0.02000	0.00008	0.01222	1.21563	59.49616	0.01486	0.00015	0.00000
0.03000	0.00027	0.02732	1.79944	57.11243	0.04915	0.00075	0.00001
0.04000	0.00065	0.04811	2.35487	53.82799	0.11330	0.00232	0.00003
0.05000	0.00125	0.07429	2.87317	49.69466	0.21345	0.00552	0.00009
0.06000	0.00215	0.10543	3.34615	44.77761	0.35277	0.01111	0.00023
0.07000	0.00338	0.14104	3.76636	39.15439	0.53119	0.01989	0.00048
0.08000	0.00498	0.18056	4.12718	32.91368	0.74519	0.03260	0.00090
0.09000	0.00700	0.22336	4.42291	26.15391	0.98791	0.04989	0.00156
0.10000	0.00946	0.26878	4.64888	18.98167	1.24953	0.07224	0.00254
0.11000	0.01238	0.31610	4.80154	11.51008	1.51775	0.09992	0.00391
0.12000	0.01578	0.36456	4.87848	3.85697	1.77850	0.13290	0.00575
0.13000	0.01967	0.41343	4.88812	0.00000	2.02087	0.17092	0.00813
0.14000	0.02405	0.46231	4.88812	0.00000	2.25981	0.21373	0.01112
0.15000	0.02892	0.51119	4.88812	0.00000	2.49875	0.26131	0.01478
0.16000	0.03428	0.56007	4.88812	0.00000	2.73769	0.31368	0.01920
0.17000	0.04012	0.60895	4.88812	0.00000	2.97662	0.37082	0.02443
0.18000	0.04646	0.65783	4.88812	0.00000	3.21556	0.43274	0.03056
0.19000	0.05328	0.70671	4.88812	0.00000	3.45450	0.49944	0.03765
0.20000	0.06059	0.75559	4.88812	0.00000	3.69344	0.57092	0.04578
0.21000	0.06839	0.80448	4.88812	0.00000	3.93237	0.64718	0.05502
0.22000	0.07668	0.85336	4.88812	0.00000	4.17131	0.72822	0.06544
0.23000	0.08546	0.90224	4.88812	0.00000	4.41025	0.81403	0.07710
0.24000	0.09472	0.95112	4.88812	0.00000	4.64919	0.90463	0.09009
0.25000	0.10448	1.00000	4.88812	0.00000	4.88812	1.00000	0.10448
0.26000	0.11472	1.04888	4.88812	0.00000	5.12706	1.10015	0.12033
0.27000	0.12546	1.09776	4.88812	0.00000	5.36600	1.20508	0.13772
0.28000	0.13668	1.14664	4.88812	0.00000	5.60494	1.31479	0.15672
0.29000	0.14839	1.19552	4.88812	0.00000	5.84387	1.42928	0.17740
0.30000	0.16059	1.24441	4.88812	0.00000	6.08281	1.54855	0.19984
0.31000	0.17328	1.29329	4.88812	0.00000	6.32175	1.67259	0.22410
0.32000	0.18646	1.34217	4.88812	0.00000	6.56069	1.80142	0.25026
0.33000	0.20012	1.39105	4.88812	0.00000	6.79962	1.93502	0.27838
0.34000	0.21428	1.43993	4.88812	0.00000	7.03856	2.07340	0.30854
0.35000	0.22892	1.48881	4.88812	0.00000	7.27750	2.21656	0.34082
0.36000	0.24405	1.53769	4.88812	0.00000	7.51644	2.36450	0.37528
0.37000	0.25967	1.58657	4.88812	0.00000	7.75537	2.51722	0.41199
0.38000	0.27578	1.63544	4.87848	−3.85697	7.97846	2.67466	0.45103
0.39000	0.29238	1.68390	4.80154	−11.51008	8.08533	2.83553	0.49234
0.40000	0.30946	1.73122	4.64888	−18.98167	8.04823	2.99712	0.53574
0.41000	0.32700	1.77664	4.42291	−26.15391	7.85790	3.15644	0.58096
0.42000	0.34498	1.81944	4.12718	−32.91368	7.50917	3.31038	0.62768
0.43000	0.36338	1.85896	3.76636	−39.15439	7.00153	3.45575	0.67551
0.44000	0.38215	1.89457	3.34615	−44.77761	6.33953	3.58941	0.72401
0.45000	0.40125	1.92571	2.87317	−49.69466	5.53289	3.70836	0.77270
0.46000	0.42065	1.95189	2.35487	−53.82799	4.59644	3.80986	0.82105
0.47000	0.44027	1.97268	1.79944	−57.11243	3.54972	3.89148	0.86852
0.48000	0.46008	1.98778	1.21563	−59.49616	2.41640	3.95127	0.91454
0.49000	0.48001	1.99693	0.61264	−60.94161	1.22341	3.98774	0.95855
0.50000	0.50000	2.00000	0.00000	−61.42597	0.00000	4.00000	1.00000

表1−1（b）

無次元時間 T	無次元変位 S	無次元速度 V	無次元加速度 A	無次元躍動 J	A·V	V·V	S·V
0.51000	0.51999	1.99693	−0.61264	−60.94161	−1.22341	3.98774	1.03838
0.52000	0.53992	1.98778	−1.21563	−59.49616	−2.41640	3.95127	1.07324
0.53000	0.55973	1.97268	−1.79944	−57.11243	−3.54972	3.89148	1.10416
0.54000	0.57935	1.95189	−2.35487	−53.82799	−4.59644	3.80986	1.13083
0.55000	0.59875	1.92571	−2.87317	−49.69466	−5.53289	3.70836	1.15301
0.56000	0.61785	1.89457	−3.34615	−44.77761	−6.33953	3.58941	1.17056
0.57000	0.63662	1.85896	−3.76636	−39.15439	−7.00153	3.45575	1.18346
0.58000	0.65502	1.81944	−4.12718	−32.91368	−7.50917	3.31038	1.19177
0.59000	0.67300	1.77664	−4.42291	−26.15393	−7.85790	3.15644	1.19568
0.60000	0.69054	1.73122	−4.64888	−18.98165	−8.04823	2.99712	1.19548
0.61000	0.70762	1.68390	−4.80154	−11.51008	−8.08533	2.83553	1.19156
0.62000	0.72422	1.63544	−4.87848	−3.85697	−7.97846	2.67466	1.18441
0.63000	0.74033	1.58657	−4.88812	0.00000	−7.75537	2.51722	1.17458
0.64000	0.75595	1.53769	−4.88812	0.00000	−7.51644	2.36450	1.16241
0.65000	0.77108	1.48881	−4.88812	0.00000	−7.27750	2.21656	1.14799
0.66000	0.78572	1.43993	−4.88812	0.00000	−7.03856	2.07340	1.13139
0.67000	0.79988	1.39105	−4.88812	0.00000	−6.79962	1.93502	1.11267
0.68000	0.81354	1.34217	−4.88812	0.00000	−6.56069	1.80142	1.09191
0.69000	0.82672	1.29329	−4.88812	0.00000	−6.32175	1.67259	1.06919
0.70000	0.83941	1.24441	−4.88812	0.00000	−6.08281	1.54855	1.04457
0.71000	0.85161	1.19552	−4.88812	0.00000	−5.84387	1.42928	1.01812
0.72000	0.86332	1.14664	−4.88812	0.00000	−5.60494	1.31479	0.98992
0.73000	0.87454	1.09776	−4.88812	0.00000	−5.36600	1.20508	0.96004
0.74000	0.88528	1.04888	−4.88812	0.00000	−5.12706	1.10015	0.92855
0.75000	0.89552	1.00000	−4.88812	0.00000	−4.88812	1.00000	0.89552
0.76000	0.90528	0.95112	−4.88812	0.00000	−4.64919	0.90463	0.86102
0.77000	0.91454	0.90224	−4.88812	0.00000	−4.41025	0.81403	0.82513
0.78000	0.92332	0.85336	−4.88812	0.00000	−4.17131	0.72822	0.78792
0.79000	0.93161	0.80448	−4.88812	0.00000	−3.93237	0.64718	0.74946
0.80000	0.93941	0.75559	−4.88812	0.00000	−3.69344	0.57092	0.70981
0.81000	0.94672	0.70671	−4.88812	0.00000	−3.45450	0.49944	0.66906
0.82000	0.95354	0.65783	−4.88812	0.00000	−3.21556	0.43274	0.62727
0.83000	0.95988	0.60895	−4.88812	0.00000	−2.97662	0.37082	0.58452
0.84000	0.96572	0.56007	−4.88812	0.00000	−2.73769	0.31368	0.54087
0.85000	0.97108	0.51119	−4.88812	0.00000	−2.49875	0.26131	0.49640
0.86000	0.97595	0.46231	−4.88812	0.00000	−2.25981	0.21373	0.45119
0.87000	0.98033	0.41343	−4.88812	0.00000	−2.02087	0.17092	0.40529
0.88000	0.98422	0.36456	−4.87848	3.85697	−1.77850	0.13290	0.35881
0.89000	0.98762	0.31610	−4.80154	11.51008	−1.51775	0.09992	0.31218
0.90000	0.99054	0.26878	−4.64888	18.98165	−1.24953	0.07224	0.26624
0.91000	0.99300	0.22336	−4.42291	26.15393	−0.98791	0.04989	0.22180
0.92000	0.99502	0.18056	−4.12718	32.91368	−0.74519	0.03260	0.17966
0.93000	0.99662	0.14104	−3.76636	39.15439	−0.53119	0.01989	0.14056
0.94000	0.99785	0.10543	−3.34615	44.77761	−0.35277	0.01111	0.10520
0.95000	0.99875	0.07429	−2.87317	49.69466	−0.21345	0.00552	0.07420
0.96000	0.99935	0.04811	−2.35487	53.82799	−0.11330	0.00232	0.04808
0.97000	0.99973	0.02732	−1.79944	57.11243	−0.04915	0.00075	0.02731
0.98000	0.99992	0.01222	−1.21563	59.49616	−0.01486	0.00015	0.01222
0.99000	0.99999	0.00307	−0.61264	60.94161	−0.00188	0.00001	0.00307
1.00000	1.00000	0.00000	0.00000	61.42597	0.00000	0.00000	0.00000

カム曲線
百分表

MT（変形台形）曲線

カム曲線特性表　表1−2

カム曲線	コード	無次元最大速度 Vm	無次元最大加速度 Am	無次元最大カム軸トルク係数 Qm
MT	1	2.00	±4.89	±1.655

図1−1

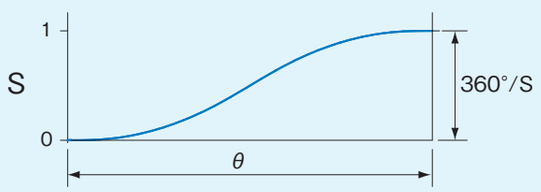


図1−2

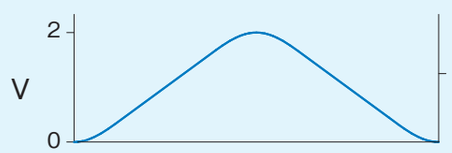
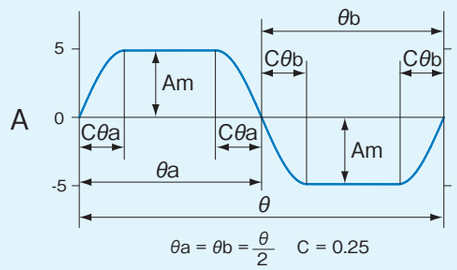


図1−3



4-2 ●カム曲線百分表
カム曲線コード2・MS（変形正弦）曲線

表2−1（a）

無次元時間 T	無次元変位 S	無次元速度 V	無次元加速度 A	無次元躍動 J	A・V	V・V	S・V
0.00000	0.00000	0.00000	0.00000	69.46636	0.00000	0.00000	0.00000
0.01000	0.00001	0.00347	0.69284	68.91859	0.00240	0.00001	0.00000
0.02000	0.00009	0.01382	1.37475	67.28394	0.01900	0.00019	0.00000
0.03000	0.00031	0.03089	2.03498	64.58819	0.06286	0.00095	0.00001
0.04000	0.00073	0.05441	2.66311	60.87383	0.14491	0.00296	0.00004
0.05000	0.00142	0.08401	3.24925	56.19946	0.27298	0.00706	0.00012
0.06000	0.00243	0.11923	3.78415	50.63880	0.45117	0.01422	0.00029
0.07000	0.00382	0.15950	4.25936	44.27952	0.67936	0.02544	0.00061
0.08000	0.00564	0.20419	4.66741	37.22194	0.95304	0.04169	0.00115
0.09000	0.00792	0.25260	5.00185	29.57734	1.26347	0.06381	0.00200
0.10000	0.01070	0.30396	5.25740	21.46628	1.59806	0.09239	0.00325
0.11000	0.01400	0.35747	5.43004	13.01670	1.94109	0.12779	0.00501
0.12000	0.01785	0.41228	5.51705	4.36183	2.27456	0.16997	0.00736
0.13000	0.02225	0.46754	5.52674	−0.48493	2.58397	0.21859	0.01040
0.14000	0.02720	0.52277	5.51705	−1.45394	2.88412	0.27328	0.01422
0.15000	0.03270	0.57785	5.49767	−2.42040	3.17682	0.33391	0.01890
0.16000	0.03876	0.63269	5.46865	−3.38262	3.45995	0.40029	0.02452
0.17000	0.04536	0.68719	5.43004	−4.33890	3.73146	0.47223	0.03117
0.18000	0.05250	0.74126	5.38190	−5.28757	3.98937	0.54946	0.03892
0.19000	0.06018	0.79480	5.32432	−6.22696	4.23174	0.63170	0.04783
0.20000	0.06839	0.84771	5.25740	−7.15543	4.45676	0.71861	0.05798
0.21000	0.07713	0.89991	5.18125	−8.07134	4.66267	0.80984	0.06941
0.22000	0.08639	0.95131	5.09602	−8.97310	4.84788	0.90498	0.08218
0.23000	0.09616	1.00180	5.00185	−9.85911	5.01086	1.00361	0.09633
0.24000	0.10642	1.05131	4.89890	−10.72783	5.15028	1.10526	0.11188
0.25000	0.11718	1.09975	4.78735	−11.57773	5.26490	1.20945	0.12887
0.26000	0.12841	1.14703	4.66741	−12.40731	5.35367	1.31568	0.14729
0.27000	0.14012	1.19307	4.53928	−13.21513	5.41569	1.42342	0.16717
0.28000	0.15227	1.23779	4.40318	−13.99977	5.45022	1.53213	0.18848
0.29000	0.16487	1.28111	4.25936	−14.75984	5.45672	1.64125	0.21121
0.30000	0.17789	1.32295	4.10807	−15.49402	5.43479	1.75021	0.23534
0.31000	0.19132	1.36325	3.94957	−16.20102	5.38425	1.85845	0.26082
0.32000	0.20515	1.40192	3.78415	−16.87960	5.30508	1.96539	0.28760
0.33000	0.21935	1.43891	3.61208	−17.52856	5.19746	2.07046	0.31563
0.34000	0.23392	1.47414	3.43368	−18.14678	5.06173	2.17310	0.34483
0.35000	0.24883	1.50756	3.24925	−18.73315	4.89845	2.27275	0.37513
0.36000	0.26406	1.53911	3.05912	−19.28667	4.70833	2.36886	0.40642
0.37000	0.27961	1.56873	2.86363	−19.80635	4.49226	2.46091	0.43862
0.38000	0.29543	1.59636	2.66311	−20.29128	4.25130	2.54838	0.47162
0.39000	0.31153	1.62197	2.45792	−20.74061	3.98669	2.63080	0.50529
0.40000	0.32787	1.64551	2.24842	−21.15356	3.69980	2.70770	0.53951
0.41000	0.34443	1.66693	2.03498	−21.52940	3.39216	2.77865	0.57414
0.42000	0.36120	1.68620	1.81796	−21.86746	3.06544	2.84326	0.60905
0.43000	0.37815	1.70328	1.59776	−22.16717	2.72142	2.90116	0.64409
0.44000	0.39525	1.71814	1.37475	−22.42798	2.36201	2.95201	0.67910
0.45000	0.41250	1.73076	1.14933	−22.64945	1.98921	2.99555	0.71394
0.46000	0.42986	1.74112	0.92189	−22.83118	1.60512	3.03151	0.74844
0.47000	0.44732	1.74920	0.69284	−22.97286	1.21191	3.05969	0.78244
0.48000	0.46484	1.75498	0.46257	−23.07424	0.81179	3.07994	0.81578
0.49000	0.48241	1.75845	0.23149	−23.13514	0.40706	3.09213	0.84829
0.50000	0.50000	1.75960	0.00000	−23.15545	0.00000	3.09620	0.87980

表2−1（b）

無次元時間 T	無次元変位 S	無次元速度 V	無次元加速度 A	無次元躍動 J	A・V	V・V	S・V
0.51000	0.51759	1.75845	−0.23149	−23.13514	−0.40706	3.09213	0.91016
0.52000	0.53516	1.75498	−0.46257	−23.07424	−081179	3.07994	0.93919
0.53000	0.55268	1.74920	−0.69284	−22.97286	−1.21191	3.05969	0.96675
0.54000	0.57014	1.74112	−0.92189	−22.83118	−1.60512	3.03151	0.99268
0.55000	0.58750	1.73076	−1.14933	−22.64945	−1.98921	2.99555	1.01682
0.56000	0.60475	1.71814	−1.37475	−22.42798	−2.36201	2.95201	1.03904
0.57000	0.62185	1.70328	−1.59776	−22.16717	−2.72142	2.90116	1.05919
0.58000	0.63880	1.68620	−1.81796	−21.86746	−3.06544	2.84326	1.07715
0.59000	0.65557	1.66693	−2.03498	−21.52940	−3.39216	2.77865	1.09279
0.60000	0.67213	1.64551	−2.24842	−21.15356	−3.69980	2.70770	1.10600
0.61000	0.68847	1.62197	−2.45792	−20.74061	−3.98669	2.63080	1.11669
0.62000	0.70457	1.59636	−2.66311	−20.29128	−4.25130	2.54838	1.12475
0.63000	0.72039	1.56873	−2.86363	−19.80635	−4.49226	2.46091	1.13010
0.64000	0.73594	1.53911	−3.05912	−19.28667	−4.70833	2.36886	1.13268
0.65000	0.75117	1.50756	−3.24925	−18.73315	−4.89845	2.27275	1.13244
0.66000	0.76608	1.47414	−3.43368	−18.14678	−5.06173	2.17310	1.12931
0.67000	0.78065	1.43891	−3.61208	−17.52856	−5.19746	2.07046	1.12328
0.68000	0.79485	1.40192	−3.78415	−16.87960	−5.30508	1.96539	1.11432
0.69000	0.80868	1.36325	−3.94957	−16.20102	−5.38425	1.85845	1.10243
0.70000	0.82211	1.32295	−4.10807	−15.49402	−5.43479	1.75021	1.08762
0.71000	0.83513	1.28111	−4.25936	−14.75984	−5.45672	1.64125	1.06990
0.72000	0.84773	1.23779	−4.40318	−13.99977	−5.45022	1.53213	1.04931
0.73000	0.85988	1.19307	−4.53928	−13.21513	−5.41569	1.42342	1.02591
0.74000	0.87159	1.14703	−4.66741	−12.40731	−5.35367	1.31568	0.99974
0.75000	0.88282	1.09975	−4.78735	−11.57773	−5.26490	1.20945	0.97088
0.76000	0.89358	1.05131	−4.89890	−10.72783	−5.15028	1.10526	0.93943
0.77000	0.90384	1.00180	−5.00185	−9.85911	−5.01086	1.00361	0.90547
0.78000	0.91361	0.95131	−5.09602	−8.97310	−4.84788	0.90498	0.86912
0.79000	0.92287	0.89991	−5.18125	−8.07134	−4.66267	0.80984	0.83050
0.80000	0.93161	0.84771	−5.25740	−7.15543	−4.45676	0.71861	0.78973
0.81000	0.93982	0.79480	−5.32432	−6.22696	−4.23174	0.63170	0.74696
0.82000	0.94750	0.74126	−5.38190	−5.28757	−3.98937	0.54946	0.70234
0.83000	0.95464	0.68719	−5.43004	−4.33890	−3.73146	0.47223	0.65602
0.84000	0.96124	0.63269	−5.46865	−3.38262	−3.45995	0.40029	0.60817
0.85000	0.96730	0.57785	−5.49767	−2.42040	−3.17682	0.33391	0.55895
0.86000	0.97280	0.52277	−5.51705	−1.45394	−2.88412	0.27328	0.50855
0.87000	0.97775	0.46754	−5.52674	−0.48493	−2.58397	0.21859	0.45714
0.88000	0.98215	0.41228	−5.51705	4.36183	−2.27456	0.16997	0.40492
0.89000	0.98600	0.35747	−5.43004	13.01670	−1.94109	0.12779	0.35247
0.90000	0.98930	0.30396	−5.25740	21.46628	−1.59806	0.09239	0.30071
0.91000	0.99208	0.25260	−5.00185	29.57736	−1.26347	0.06381	0.25060
0.92000	0.99436	0.20419	−4.66741	37.22194	−0.95304	0.04169	0.20304
0.93000	0.99618	0.15950	−4.25936	44.27952	−0.67936	0.02544	0.15889
0.94000	0.99757	0.11923	−3.78415	50.63880	−0.45117	0.01422	0.11894
0.95000	0.99858	0.08401	−3.24925	56.19946	−0.27298	0.00706	0.08389
0.96000	0.99927	0.05441	−2.66311	60.87383	−0.14491	0.00296	0.05437
0.97000	0.99969	0.03089	−2.03498	64.58819	−0.06286	0.00095	0.03088
0.98000	0.99991	0.01382	−1.37475	67.28394	−0.01900	0.00019	0.01382
0.99000	0.99999	0.00347	−0.69284	68.91859	−0.00240	0.00001	0.00347
1.00000	1.00000	0.00000	0.00000	69.46636	0.00000	0.00000	0.00000

MS（変形正弦）曲線

カム曲線特性表　表2−2

カム曲線	コード	無次元最大速度 Vm	無次元最大加速度 Am	無次元最大カム軸トルク係数 Qm
MS	2	1.76	±5.53	±0.987

図2−1

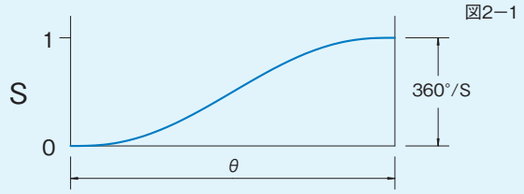


図2−2

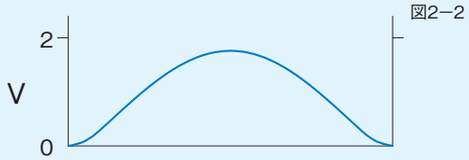
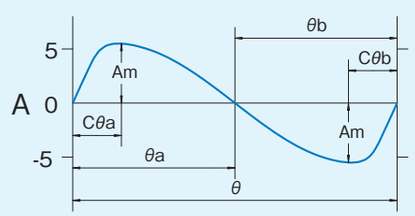


図2−3



$\theta a = \theta b = \frac{\theta}{2}$　C = 0.25

4-3 ●カム曲線百分表
カム曲線コード3・MCV50(変形等速度)曲線

表3−1(a)

無次元時間 T	無次元変位 S	無次元速度 V	無次元加速度 A	無次元躍動 J	A・V	V・V	S・V
0.00000	0.00000	0.00000	0.00000	201.38070	0.00000	0.00000	0.00000
0.01000	0.00003	0.01002	1.99267	195.05395	0.01996	0.00010	0.00000
0.02000	0.00027	0.03944	3.86014	176.47125	0.15223	0.00156	0.00001
0.03000	0.00088	0.08641	5.48506	146.80021	0.47396	0.00747	0.00008
0.04000	0.00204	0.14799	6.76533	107.90517	1.00117	0.02190	0.00030
0.05000	0.00388	0.22030	7.62051	62.23006	1.67876	0.04853	0.00085
0.06000	0.00647	0.29880	7.99687	12.64480	2.38943	0.08928	0.00193
0.07000	0.00986	0.37887	7.99687	4.21493	3.02978	0.14354	0.00373
0.08000	0.01404	0.45853	7.92673	9.80610	3.63468	0.21025	0.00644
0.09000	0.01902	0.53722	7.80098	15.32849	4.19084	0.28860	0.01022
0.10000	0.02478	0.61437	7.62051	20.74335	4.68183	0.37745	0.01523
0.11000	0.03131	0.68945	7.38660	26.01272	5.09270	0.47534	0.02158
0.12000	0.03856	0.76193	7.10087	31.09963	5.41037	0.58054	0.02938
0.13000	0.04653	0.83130	6.76533	35.96839	5.62404	0.69106	0.03868
0.14000	0.05518	0.89708	6.38234	40.58486	5.72547	0.80475	0.04950
0.15000	0.06446	0.95880	5.95458	44.91666	5.70926	0.91930	0.06181
0.16000	0.07434	1.01603	5.48506	48.93340	5.57300	1.03232	0.07553
0.17000	0.08477	1.06837	4.97706	52.60691	5.31736	1.14142	0.09056
0.18000	0.09569	1.11546	4.43415	55.91142	4.94610	1.24424	0.10674
0.19000	0.10706	1.15695	3.86014	58.82375	4.46600	1.33854	0.12386
0.20000	0.11881	1.19257	3.25905	61.32347	3.88665	1.42222	0.14169
0.21000	0.13089	1.22206	2.63510	63.39306	3.22025	1.49342	0.15995
0.22000	0.14323	1.24521	1.99267	65.01798	2.48130	1.55055	0.17835
0.23000	0.15577	1.26186	1.33627	66.18686	1.68619	1.59230	0.19656
0.24000	0.16844	1.27190	0.67048	66.89148	0.85279	1.61774	0.21424
0.25000	0.18119	1.27526	0.00000	0.00000	0.00000	1.62628	0.23106
0.26000	0.19394	1.27526	0.00000	0.00000	0.00000	1.62628	0.24732
0.27000	0.20669	1.27526	0.00000	0.00000	0.00000	1.62628	0.26358
0.28000	0.21944	1.27526	0.00000	0.00000	0.00000	1.62628	0.27985
0.29000	0.23220	1.27526	0.00000	0.00000	0.00000	1.62628	0.29611
0.30000	0.24495	1.27526	0.00000	0.00000	0.00000	1.62628	0.31237
0.31000	0.25770	1.27526	0.00000	0.00000	0.00000	1.62628	0.32864
0.32000	0.27045	1.27526	0.00000	0.00000	0.00000	1.62628	0.34490
0.33000	0.28321	1.27526	0.00000	0.00000	0.00000	1.62628	0.36116
0.34000	0.29596	1.27526	0.00000	0.00000	0.00000	1.62628	0.37742
0.35000	0.30871	1.27526	0.00000	0.00000	0.00000	1.62628	0.39369
0.36000	0.32146	1.27526	0.00000	0.00000	0.00000	1.62628	0.40995
0.37000	0.33422	1.27526	0.00000	0.00000	0.00000	1.62628	0.42621
0.38000	0.34697	1.27526	0.00000	0.00000	0.00000	1.62628	0.44248
0.39000	0.35972	1.27526	0.00000	0.00000	0.00000	1.62628	0.45874
0.40000	0.37247	1.27526	0.00000	0.00000	0.00000	1.62628	0.47500
0.41000	0.38523	1.27526	0.00000	0.00000	0.00000	1.62628	0.49126
0.42000	0.39798	1.27526	0.00000	0.00000	0.00000	1.62628	0.50753
0.43000	0.41073	1.27526	0.00000	0.00000	0.00000	1.62628	0.52379
0.44000	0.42348	1.27526	0.00000	0.00000	0.00000	1.62628	0.54005
0.45000	0.43624	1.27526	0.00000	0.00000	0.00000	1.62628	0.55631
0.46000	0.44899	1.27526	0.00000	0.00000	0.00000	1.62628	0.57258
0.47000	0.46174	1.27526	0.00000	0.00000	0.00000	1.62628	0.58884
0.48000	0.47449	1.27526	0.00000	0.00000	0.00000	1.62628	0.60510
0.49000	0.48725	1.27526	0.00000	0.00000	0.00000	1.62628	0.62137
0.50000	0.50000	1.27526	0.00000	0.00000	0.00000	1.62628	0.63763

表3−1(b)

無次元時間 T	無次元変位 S	無次元速度 V	無次元加速度 A	無次元躍動 J	A・V	V・V	S・V
0.51000	0.51275	1.27526	0.00000	0.00000	0.00000	1.62628	0.65389
0.52000	0.52551	1.27526	0.00000	0.00000	0.00000	1.62628	0.67015
0.53000	0.53826	1.27526	0.00000	0.00000	0.00000	1.62628	0.68642
0.54000	0.55101	1.27526	0.00000	0.00000	0.00000	1.62628	0.70268
0.55000	0.56376	1.27526	0.00000	0.00000	0.00000	1.62628	0.71894
0.56000	0.57652	1.27526	0.00000	0.00000	0.00000	1.62628	0.73521
0.57000	0.58927	1.27526	0.00000	0.00000	0.00000	1.62628	0.75147
0.58000	0.60202	1.27526	0.00000	0.00000	0.00000	1.62628	0.76773
0.59000	0.61477	1.27526	0.00000	0.00000	0.00000	1.62628	0.78399
0.60000	0.62753	1.27526	0.00000	0.00000	0.00000	1.62628	0.80026
0.61000	0.64028	1.27526	0.00000	0.00000	0.00000	1.62628	0.81652
0.62000	0.65303	1.27526	0.00000	0.00000	0.00000	1.62628	0.83278
0.63000	0.66578	1.27526	0.00000	0.00000	0.00000	1.62628	0.84905
0.64000	0.67854	1.27526	0.00000	0.00000	0.00000	1.62628	0.86531
0.65000	0.69129	1.27526	0.00000	0.00000	0.00000	1.62628	0.88157
0.66000	0.70404	1.27526	0.00000	0.00000	0.00000	1.62628	0.89783
0.67000	0.71679	1.27526	0.00000	0.00000	0.00000	1.62628	0.91410
0.68000	0.72955	1.27526	0.00000	0.00000	0.00000	1.62628	0.93036
0.69000	0.74230	1.27526	0.00000	0.00000	0.00000	1.62628	0.94662
0.70000	0.75505	1.27526	0.00000	0.00000	0.00000	1.62628	0.96289
0.71000	0.76780	1.27526	0.00000	0.00000	0.00000	1.62628	0.97915
0.72000	0.78056	1.27526	0.00000	0.00000	0.00000	1.62628	0.99541
0.73000	0.79331	1.27526	0.00000	0.00000	0.00000	1.62628	1.01167
0.74000	0.80606	1.27526	0.00000	0.00000	0.00000	1.62628	1.02794
0.75000	0.81881	1.27526	0.00000	−67.12690	0.00000	1.62628	1.04420
0.76000	0.83156	1.27190	−0.67048	−66.89148	−0.85279	1.61774	1.05766
0.77000	0.84423	1.26186	−1.33627	−66.18686	−1.68619	1.59230	1.06530
0.78000	0.85677	1.24521	−1.99267	−65.01798	−2.48130	1.55055	1.06686
0.79000	0.86911	1.22206	−2.63510	−63.39306	−3.22025	1.49342	1.06211
0.80000	0.88119	1.19257	−3.25905	−61.32347	−3.88665	1.42222	1.05088
0.81000	0.89294	1.15695	−3.86014	−58.82375	−4.46600	1.33854	1.03309
0.82000	0.90431	1.11546	−4.43415	−55.91142	−4.94610	1.24424	1.00872
0.83000	0.91523	1.06837	−4.97706	−52.60691	−5.31736	1.14142	0.97781
0.84000	0.92566	1.01603	−5.48506	−48.93340	−5.57300	1.03232	0.94050
0.85000	0.93554	0.95880	−5.95458	−44.91666	−5.70926	0.91930	0.89699
0.86000	0.94482	0.89708	−6.38234	−40.58486	−5.72547	0.80475	0.84758
0.87000	0.95347	0.83130	−6.76533	−35.96839	−5.62404	0.69106	0.79262
0.88000	0.96144	0.76193	−7.10087	−31.09963	−5.41037	0.58054	0.73255
0.89000	0.96869	0.68945	−7.38660	−26.01272	−5.09270	0.47534	0.66787
0.90000	0.97522	0.61437	−7.62051	−20.74337	−4.68183	0.37745	0.59915
0.91000	0.98098	0.53722	−7.80098	−15.32847	−4.19084	0.28860	0.52700
0.92000	0.98596	0.45853	−7.92673	−9.80610	−3.63468	0.21025	0.45209
0.93000	0.99014	0.37887	−7.99687	−4.21493	−3.02978	0.14354	0.37514
0.94000	0.99353	0.29880	−7.99687	12.64480	−2.38943	0.08928	0.29686
0.95000	0.99612	0.22030	−7.62051	62.23000	−1.67876	0.04853	0.21944
0.96000	0.99796	0.14799	−6.76533	107.90508	−1.00117	0.02190	0.14768
0.97000	0.99912	0.08641	−5.48506	146.80031	−0.47396	0.00747	0.08633
0.98000	0.99973	0.03944	−3.86014	176.47130	−0.15223	0.00156	0.03942
0.99000	0.99997	0.01002	−1.99267	195.05397	−0.01996	0.00010	0.01002
1.00000	1.00000	0.00000	0.00000	201.38070	0.00000	0.00000	0.00000

カム曲線
百分表

MCV50(変形等速度)曲線

カム曲線特性表　表3−2

カム曲線	コード	無次元最大速度 Vm	無次元最大加速度 Am	無次元最大カム軸トルク係数 Qm
MCV 50	3	1.28	±8.01	±0.715

図3−1

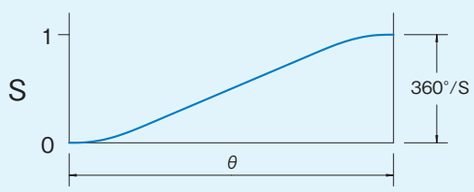


図3−2

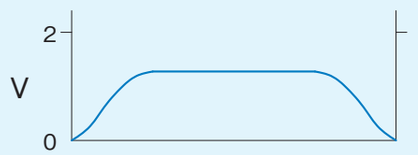
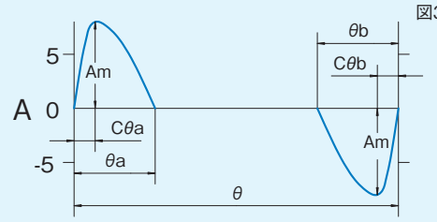


図3−3



$\theta a = \theta b = \frac{\theta}{4}$　C = 0.25

4-4 ●カム曲線百分表 カム曲線コード4・SHP-5曲線

表4−1(a)

無次元時間 T	無次元変位 S	無次元速度 V	無次元加速度 A	無次元躍動 J	A・V	V・V	S・V
0.00000	0.00000	0.00000	0.00000	168.00000	0.00000	0.00000	0.00000
0.01000	0.00002	0.00680	1.28520	110.04000	0.00874	0.00005	0.00000
0.02000	0.00017	0.02477	2.27286	88.98455	0.05630	0.00061	0.00000
0.03000	0.00055	0.05168	3.08442	74.00080	0.15940	0.00267	0.00003
0.04000	0.00123	0.08602	3.76320	62.16000	0.32370	0.00740	0.00011
0.05000	0.00229	0.12659	4.33426	52.32772	0.54865	0.01602	0.00029
0.06000	0.00378	0.17240	4.81449	43.92215	0.83001	0.02972	0.00065
0.07000	0.00575	0.22261	5.21629	36.59767	1.16122	0.04956	0.00128
0.08000	0.00825	0.27650	5.54928	30.12909	1.53435	0.07645	0.00228
0.09000	0.01129	0.33340	5.82120	24.36000	1.94076	0.11115	0.00376
0.10000	0.01492	0.39274	6.03843	19.17651	2.37152	0.15424	0.00586
0.11000	0.01915	0.45400	6.20639	14.49264	2.81771	0.20612	0.00870
0.12000	0.02401	0.51672	6.32973	10.24160	3.27068	0.26700	0.01240
0.13000	0.02949	0.58046	6.41249	6.37027	3.72219	0.33693	0.01712
0.14000	0.03562	0.64484	6.45825	2.83558	4.16456	0.41582	0.02297
0.15000	0.04239	0.70951	6.47020	−0.39795	4.59069	0.50341	0.03008
0.16000	0.04981	0.77414	6.45120	−3.36000	4.99416	0.59930	0.03856
0.17000	0.05787	0.83844	6.40383	−6.07565	5.36923	0.70298	0.04852
0.18000	0.06657	0.90213	6.33044	−8.56636	5.71090	0.81385	0.06006
0.19000	0.07591	0.96497	6.23319	−10.85063	6.01484	0.93117	0.07325
0.20000	0.08587	1.02672	6.11406	−12.94457	6.27745	1.05416	0.08816
0.21000	0.09644	1.08719	5.97488	−14.86227	6.49580	1.18197	0.10485
0.22000	0.10761	1.14616	5.81736	−16.61619	6.66763	1.31369	0.12334
0.23000	0.11936	1.20348	5.64307	−18.21739	6.79130	1.44836	0.14365
0.24000	0.13167	1.25897	5.45349	−19.67571	6.86578	1.58501	0.16577
0.25000	0.14453	1.31250	5.25000	−21.00000	6.89063	1.72266	0.18970
0.26000	0.15792	1.36393	5.03391	−22.19823	6.86589	1.86030	0.21539
0.27000	0.17180	1.41314	4.80643	−23.27760	6.79216	1.99697	0.24278
0.28000	0.18617	1.46002	4.56873	−24.24467	6.67045	2.13167	0.27181
0.29000	0.20099	1.50448	4.32189	−25.10538	6.50222	2.26347	0.30239
0.30000	0.21625	1.54643	4.06696	−25.86521	6.28929	2.39146	0.33442
0.31000	0.23191	1.58580	3.80491	−26.52915	6.03382	2.51476	0.36777
0.32000	0.24796	1.62251	3.53668	−27.10182	5.73831	2.63255	0.40232
0.33000	0.26436	1.65652	3.26316	−27.58745	5.40548	2.74404	0.43791
0.34000	0.28108	1.68776	2.98521	−27.98997	5.03832	2.84854	0.47440
0.35000	0.29810	1.71621	2.70363	−28.31303	4.63999	2.94537	0.51161
0.36000	0.31539	1.74182	2.41920	−28.56000	4.21382	3.03395	0.54936
0.37000	0.33293	1.76458	2.13267	−28.73404	3.76328	3.11376	0.58748
0.38000	0.35068	1.78447	1.84475	−28.83808	3.29191	3.18434	0.62577
0.39000	0.36861	1.80148	1.55613	−28.87487	2.80334	3.24532	0.66404
0.40000	0.38670	1.81560	1.26747	−28.84699	2.30121	3.29639	0.70208
0.41000	0.40491	1.82683	0.97940	−28.75683	1.78920	3.33730	0.73970
0.42000	0.42322	1.83519	0.69253	−28.60666	1.27093	3.36791	0.77669
0.43000	0.44161	1.84069	0.40746	−28.39863	0.75001	3.38812	0.81286
0.44000	0.46003	1.84334	0.12475	−28.13472	0.22995	3.39792	0.84799
0.45000	0.47846	1.84319	−0.15505	−27.81685	−0.28579	3.39735	0.88190
0.46000	0.49688	1.84025	−0.43142	−27.44679	−0.79391	3.38654	0.91439
0.47000	0.51526	1.83458	−0.70382	−27.02624	−1.29121	3.36567	0.94528
0.48000	0.53356	1.82619	−0.97178	−26.55680	−1.77465	3.33498	0.97439
0.49000	0.55177	1.81516	−1.23480	−26.04000	−2.24135	3.29479	1.00156
0.50000	0.56986	1.80152	−1.49242	−25.47727	−2.68862	3.24546	1.02661

表4−1(b)

無次元時間 T	無次元変位 S	無次元速度 V	無次元加速度 A	無次元躍動 J	A・V	V・V	S・V
0.51000	0.58780	1.78533	−1.74420	−24.86999	−3.11396	3.18739	1.04941
0.52000	0.60556	1.76665	−1.98968	−24.21946	−3.51507	3.12106	1.06981
0.53000	0.62312	1.74556	−2.22845	−23.52692	−3.88988	3.04697	1.08769
0.54000	0.64046	1.72211	−2.46008	−22.79356	−4.23652	2.96565	1.10294
0.55000	0.65756	1.69638	−2.68419	−22.02050	−4.55340	2.87770	1.11546
0.56000	0.67438	1.66845	−2.90036	−21.20883	−4.83911	2.78372	1.12517
0.57000	0.69092	1.63840	−3.10824	−20.35957	−5.09253	2.68435	1.13200
0.58000	0.70714	1.60631	−3.30743	−19.47371	−5.31278	2.58024	1.13589
0.59000	0.72304	1.57228	−3.49759	−18.55218	−5.49920	2.47207	1.13682
0.60000	0.73858	1.53639	−3.67836	−17.59590	−5.65141	2.36050	1.13475
0.61000	0.75376	1.49875	−3.84940	−16.60573	−5.76927	2.24624	1.12969
0.62000	0.76855	1.45944	−4.01037	−15.58250	−5.85288	2.12996	1.12165
0.63000	0.78294	1.41857	−4.16094	−14.52700	−5.90260	2.01235	1.11066
0.64000	0.79692	1.37626	−4.30080	−13.44000	−5.91900	1.89408	1.09676
0.65000	0.81046	1.33259	−4.42964	−12.32224	−5.90291	1.77581	1.08002
0.66000	0.82357	1.28770	−4.54714	−11.17442	−5.85536	1.65817	1.06051
0.67000	0.83621	1.24169	−4.65303	−9.99722	−5.77762	1.54179	1.03832
0.68000	0.84840	1.19468	−4.74699	−8.79131	−5.67114	1.42726	1.01356
0.69000	0.86010	1.14679	−4.82876	−7.55730	−5.53758	1.31513	0.98636
0.70000	0.87133	1.09815	−4.89805	−6.29582	−5.37877	1.20593	0.95685
0.71000	0.88206	1.04887	−4.95459	−5.00744	−5.19673	1.10013	0.92517
0.72000	0.89231	0.99910	−4.99811	−3.69273	−4.99360	0.99820	0.89150
0.73000	0.90205	0.94895	−5.02835	−2.35224	−4.77168	0.90052	0.85600
0.74000	0.91128	0.89858	−5.04507	−0.98649	−4.53338	0.80744	0.81886
0.75000	0.92002	0.84810	−5.04800	0.40400	−4.28121	0.71927	0.78027
0.76000	0.92825	0.79766	−5.03691	1.81873	−4.01776	0.63627	0.74043
0.77000	0.93597	0.74741	−5.01155	3.25724	−3.74567	0.55862	0.69955
0.78000	0.94319	0.69748	−4.97169	4.71907	−3.46765	0.48648	0.65786
0.79000	0.94992	0.64802	−4.91709	6.20375	−3.18639	0.41994	0.61557
0.80000	0.95616	0.59919	−4.84754	7.71087	−2.90459	0.35903	0.57292
0.81000	0.96191	0.55112	−4.76280	9.24000	−2.62489	0.30374	0.53013
0.82000	0.96718	0.50398	−4.66266	10.79074	−2.34991	0.25400	0.48744
0.83000	0.97199	0.45792	−4.54691	12.36268	−2.08214	0.20969	0.44510
0.84000	0.97635	0.41310	−4.41534	13.95546	−1.82397	0.17065	0.40333
0.85000	0.98026	0.36967	−4.26774	15.56870	−1.57765	0.13666	0.36237
0.86000	0.98374	0.32780	−4.10390	17.20203	−1.34525	0.10745	0.32247
0.87000	0.98682	0.28765	−3.92363	18.85512	−1.12862	0.08274	0.28385
0.88000	0.98950	0.24938	−3.72673	20.52761	−0.92937	0.06219	0.24676
0.89000	0.99181	0.21317	−3.51301	22.21919	−0.74886	0.04544	0.21142
0.90000	0.99377	0.17918	−3.28229	23.92952	−0.58811	0.03210	0.17806
0.91000	0.99541	0.14758	−3.03436	25.65830	−0.44781	0.02178	0.14690
0.92000	0.99673	0.11855	−2.76906	27.40523	−0.32827	0.01405	0.11816
0.93000	0.99779	0.09226	−2.48620	29.17000	−0.22937	0.00851	0.09205
0.94000	0.99859	0.06888	−2.18560	30.95234	−0.15055	0.00474	0.06879
0.95000	0.99917	0.04860	−1.86709	32.75196	−0.09075	0.00236	0.04856
0.96000	0.99957	0.03160	−1.53051	34.5658	−0.04837	0.00100	0.03159
0.97000	0.99982	0.01805	−1.17567	36.40196	−0.02123	0.00033	0.01805
0.98000	0.99995	0.00815	−0.80241	38.25182	−0.00654	0.00007	0.00815
0.99000	0.99999	0.00207	−0.41058	40.11791	−0.00085	0.00000	0.00207
1.00000	1.00000	0.00000	0.00000	42.00000	0.00000	0.00000	0.00000

SHP-5(SANKYO Half-Power Polynomial)曲線

カム曲線特性表 表4−2

カム曲線	コード	無次元最大速度 Vm	無次元最大加速度 Am	無次元最大カム軸トルク係数 Qm
SHP-5	4	1.84	+6.47 −5.05	+1.065 −0.915

図4−1

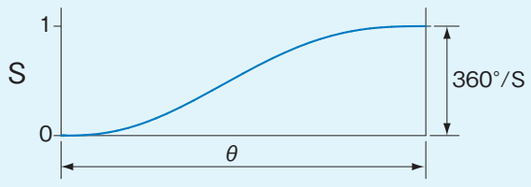


図4−2

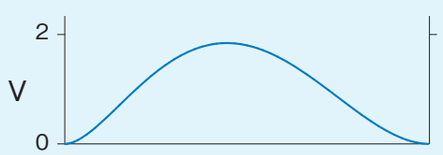
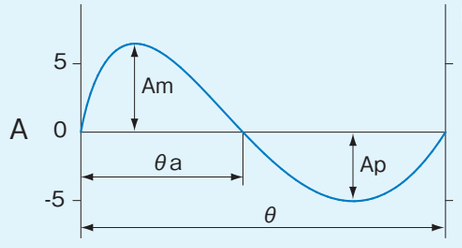


図4−3



4-5 ●カム曲線百分表
カム曲線コード5・MCV25(変形等速度)曲線

表5−1(a)

無次元時間 T	無次元変位 S	無次元速度 V	無次元加速度 A	無次元躍動 J	A・V	V・V	S・V
0.00000	0.00000	0.00000	0.00000	103.78659	0.00000	0.00000	0.00000
0.01000	0.00002	0.00518	1.03302	102.33316	0.00535	0.00003	0.00000
0.02000	0.00014	0.02056	2.03710	98.01360	0.04189	0.00042	0.00000
0.03000	0.00046	0.04573	2.98413	90.94888	0.13646	0.00209	0.00002
0.04000	0.00108	0.07997	3.84758	81.33687	0.30768	0.00639	0.00009
0.05000	0.00209	0.12232	4.60327	69.44678	0.56308	0.01496	0.00026
0.06000	0.00355	0.17160	5.23003	55.61163	0.89749	0.02945	0.00061
0.07000	0.00554	0.22643	5.71030	40.21892	1.29300	0.05127	0.00125
0.08000	0.00809	0.28528	6.03065	23.69976	1.72039	0.08138	0.00231
0.09000	0.01125	0.34648	6.18208	6.51681	2.14198	0.12005	0.00390
0.10000	0.01503	0.40840	6.19053	−1.20737	2.52823	0.16679	0.00614
0.11000	0.01942	0.47021	6.16881	−3.13548	2.90067	0.22110	0.00913
0.12000	0.02443	0.53171	6.12786	−5.05382	3.25827	0.28272	0.01299
0.13000	0.03005	0.59271	6.06779	−6.95640	3.59643	0.35130	0.01781
0.14000	0.03628	0.65301	5.98880	−8.83728	3.91073	0.42642	0.02369
0.15000	0.04311	0.71242	5.89113	−10.69061	4.19697	0.50754	0.03071
0.16000	0.05053	0.77077	5.77510	−12.51059	4.45126	0.59408	0.03894
0.17000	0.05852	0.82786	5.64105	−14.29157	4.67002	0.68536	0.04845
0.18000	0.06708	0.88353	5.48942	−16.02797	4.85007	0.78063	0.05927
0.19000	0.07619	0.93760	5.32066	−17.71439	4.98862	0.87908	0.07143
0.20000	0.08582	0.98989	5.13531	−19.34557	5.08339	0.97988	0.08496
0.21000	0.09598	1.04025	4.93395	−20.91643	5.13253	1.08212	0.09984
0.22000	0.10662	1.08852	4.71720	−22.42205	5.13475	1.18487	0.11606
0.23000	0.11774	1.13454	4.48574	−23.85775	5.08927	1.28719	0.13358
0.24000	0.12931	1.17818	4.24029	−25.21905	4.99585	1.38812	0.15235
0.25000	0.14129	1.21930	3.98162	−26.50171	4.85481	1.48670	0.17228
0.26000	0.15368	1.25778	3.71054	−27.70173	4.66702	1.58200	0.19330
0.27000	0.16644	1.29348	3.42788	−28.81535	4.43388	1.67308	0.21529
0.28000	0.17954	1.32630	3.13453	−29.83912	4.15732	1.75906	0.23813
0.29000	0.19296	1.35613	2.83140	−30.76983	3.83977	1.83910	0.26168
0.30000	0.20665	1.38290	2.51945	−31.60459	3.48414	1.91240	0.28578
0.31000	0.22060	1.40650	2.19964	−32.34079	3.09379	1.97824	0.31028
0.32000	0.23477	1.42687	1.87297	−32.97614	2.67248	2.03595	0.33499
0.33000	0.24913	1.44394	1.54046	−33.50865	2.22433	2.08496	0.35973
0.34000	0.26364	1.45766	1.20315	−33.93666	1.75378	2.12477	0.38430
0.35000	0.27827	1.46799	0.86208	−34.25885	1.26552	2.15499	0.40850
0.36000	0.29299	1.47489	0.51833	−34.47420	0.76447	2.17531	0.43213
0.37000	0.30776	1.47835	0.17296	−34.58204	0.25569	2.18552	0.45498
0.38000	0.32255	1.47878	0.00000	0.00000	0.00000	2.18679	0.47698
0.39000	0.33733	1.47878	0.00000	0.00000	0.00000	2.18679	0.49884
0.40000	0.35212	1.47878	0.00000	0.00000	0.00000	2.18679	0.52071
0.41000	0.36691	1.47878	0.00000	0.00000	0.00000	2.18679	0.54258
0.42000	0.38170	1.47878	0.00000	0.00000	0.00000	2.18679	0.56445
0.43000	0.39649	1.47878	0.00000	0.00000	0.00000	2.18679	0.58632
0.44000	0.41127	1.47878	0.00000	0.00000	0.00000	2.18679	0.60818
0.45000	0.42606	1.47878	0.00000	0.00000	0.00000	2.18679	0.63005
0.46000	0.44085	1.47878	0.00000	0.00000	0.00000	2.18679	0.65192
0.47000	0.45564	1.47878	0.00000	0.00000	0.00000	2.18679	0.67379
0.48000	0.47042	1.47878	0.00000	0.00000	0.00000	2.18679	0.69565
0.49000	0.48521	1.47878	0.00000	0.00000	0.00000	2.18679	0.71752
0.50000	0.50000	1.47878	0.00000	0.00000	0.00000	2.18679	0.73939

表5−1(b)

無次元時間 T	無次元変位 S	無次元速度 V	無次元加速度 A	無次元躍動 J	A・V	V・V	S・V
0.51000	0.51479	1.47878	0.00000	0.00000	0.00000	2.18679	0.76126
0.52000	0.52958	1.47878	0.00000	0.00000	0.00000	2.18679	0.78313
0.53000	0.54436	1.47878	0.00000	0.00000	0.00000	2.18679	0.80499
0.54000	0.55915	1.47878	0.00000	0.00000	0.00000	2.18679	0.82686
0.55000	0.57394	1.47878	0.00000	0.00000	0.00000	2.18679	0.84873
0.56000	0.58873	1.47878	0.00000	0.00000	0.00000	2.18679	0.87060
0.57000	0.60351	1.47878	0.00000	0.00000	0.00000	2.18679	0.89247
0.58000	0.61830	1.47878	0.00000	0.00000	0.00000	2.18679	0.91433
0.59000	0.63309	1.47878	0.00000	0.00000	0.00000	2.18679	0.93620
0.60000	0.64788	1.47878	0.00000	0.00000	0.00000	2.18679	0.95807
0.61000	0.66267	1.47878	0.00000	0.00000	0.00000	2.18679	0.97994
0.62000	0.67745	1.47878	0.00000	0.00000	0.00000	2.18679	1.00181
0.63000	0.69224	1.47835	−0.17296	−34.58204	−0.25569	2.18552	1.02337
0.64000	0.70701	1.47489	−0.51833	−34.47420	−0.76447	2.17531	1.04276
0.65000	0.72173	1.46799	−0.86208	−34.25885	−1.26552	2.15499	1.05949
0.66000	0.73636	1.45766	−1.20315	−33.93666	−1.75378	2.12477	1.07336
0.67000	0.75087	1.44394	−1.54046	−33.50865	−2.22433	2.08496	1.08421
0.68000	0.76523	1.42687	−1.87297	−32.97614	−2.67248	2.03595	1.09187
0.69000	0.77940	1.40650	−2.19964	−32.34079	−3.09379	1.97824	1.09622
0.70000	0.79335	1.38290	−2.51945	−31.60459	−3.48414	1.91240	1.09711
0.71000	0.80704	1.35613	−2.83140	−30.76983	−3.83977	1.83910	1.09446
0.72000	0.82046	1.32630	−3.13453	−29.83912	−4.15732	1.75906	1.08817
0.73000	0.83356	1.29348	−3.42788	−28.81535	−4.43388	1.67308	1.07819
0.74000	0.84632	1.25778	−3.71054	−27.70173	−4.66702	1.58200	1.06448
0.75000	0.85871	1.21930	−3.98162	−26.50171	−4.85481	1.48670	1.04702
0.76000	0.87069	1.17818	−4.24029	−25.21905	−4.99585	1.38812	1.02584
0.77000	0.88226	1.13454	−4.48574	−23.85775	−5.08927	1.28719	1.00096
0.78000	0.89338	1.08852	−4.71720	−22.42205	−5.13475	1.18487	0.97246
0.79000	0.90402	1.04025	−4.93395	−20.91643	−5.13253	1.08212	0.94041
0.80000	0.91418	0.98989	−5.13531	−19.34557	−5.08339	0.97988	0.90493
0.81000	0.92381	0.93760	−5.32066	−17.71439	−4.98862	0.87908	0.86616
0.82000	0.93292	0.88353	−5.48942	−16.02797	−4.85007	0.78063	0.82426
0.83000	0.94148	0.82786	−5.64105	−14.29157	−4.67002	0.68536	0.77942
0.84000	0.94947	0.77077	−5.77510	−12.51059	−4.45126	0.59408	0.73182
0.85000	0.95689	0.71242	−5.89113	−10.69061	−4.19697	0.50754	0.68171
0.86000	0.96372	0.65301	−5.98880	−8.83728	−3.91073	0.42642	0.62931
0.87000	0.96995	0.59271	−6.06779	−6.95640	−3.59643	0.35130	0.57490
0.88000	0.97557	0.53171	−6.12786	−5.05382	−3.25827	0.28242	0.51872
0.89000	0.98058	0.47021	−6.16881	−3.13548	−2.90067	0.22110	0.46108
0.90000	0.98497	0.40540	−6.19053	−1.20737	−2.52823	0.16679	0.40227
0.91000	0.98875	0.34648	−6.18208	6.51681	−2.14198	0.12005	0.34258
0.92000	0.99191	0.28528	−6.03065	23.69976	−1.72039	0.08138	0.28297
0.93000	0.99446	0.22643	−5.71030	40.21892	−1.29300	0.05127	0.22518
0.94000	0.99645	0.17160	−5.23003	55.61163	−0.89749	0.02945	0.17099
0.95000	0.99791	0.12232	−4.60327	69.44678	−0.56308	0.01496	0.12207
0.96000	0.99892	0.07997	−3.84758	81.33687	−0.30768	0.00639	0.07988
0.97000	0.99954	0.04573	−2.98413	90.94888	−0.13646	0.00209	0.04571
0.98000	0.99986	0.02056	−2.03710	98.01360	−0.04189	0.00042	0.02056
0.99000	0.99998	0.00518	−1.03302	102.33316	−0.00535	0.00003	0.00518
1.00000	1.00000	0.00000	−0.00000	103.78659	0.00000	0.00000	0.00000

カム曲線
百分表

MCV25(変形等速度)曲線

カム曲線特性表 表5−2

カム曲線	コード	無次元最大速度 Vm	無次元最大加速度 Am	無次元最大カム軸トルク係数 Qm
MCV 25	5	1.48	±6.19	±0.830

図5−1

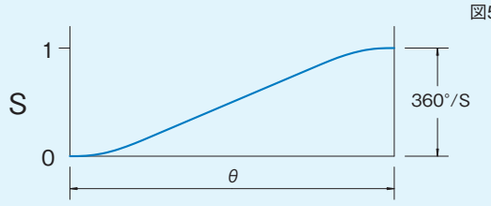


図5−2

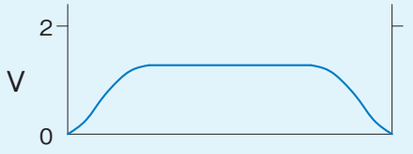
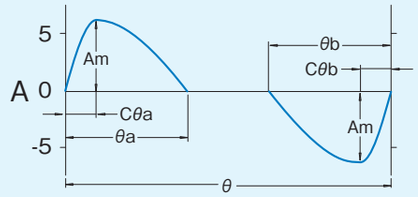


図5−3



$\theta a = \theta b = \frac{3}{8}\theta$ C = 0.25

4-6 ●カム曲線百分表 カム曲線コード7・SMS-3曲線

表6−1(a)

無次元時間 T	無次元変位 S	無次元速度 V	無次元加速度 A	無次元躍動 J	A・V	V・V	S・V
0.00000	0.00000	0.00000	0.00000	116.36364	0.00000	0.00000	0.00000
0.01000	0.00002	0.00551	1.07303	98.49018	0.00592	0.00003	0.00000
0.02000	0.00014	0.02089	1.97477	82.10618	0.04125	0.00044	0.00000
0.03000	0.00046	0.04449	2.72012	67.21164	0.12101	0.00198	0.00002
0.04000	0.00106	0.07482	3.32397	53.80655	0.24870	0.00560	0.00008
0.05000	0.00198	0.11055	3.80121	41.89091	0.42021	0.01222	0.00022
0.06000	0.00328	0.15047	4.16675	31.46473	0.62698	0.02264	0.00049
0.07000	0.00500	0.19356	4.43547	22.52800	0.85852	0.03746	0.00097
0.08000	0.00716	0.23891	4.62227	15.08073	1.10430	0.05708	0.00171
0.09000	0.00978	0.28578	4.74205	9.12291	1.35518	0.08167	0.00280
0.10000	0.01288	0.33358	4.80970	4.65455	1.60440	0.11127	0.00430
0.11000	0.01645	0.38185	4.84011	1.67564	1.84819	0.14581	0.00628
0.12000	0.02052	0.43030	4.84817	0.18618	2.08619	0.18516	0.00883
0.13000	0.02506	0.47879	4.84847	−0.00690	2.32139	0.22924	0.01200
0.14000	0.03009	0.52727	4.84817	−0.06206	2.55630	0.27802	0.01587
0.15000	0.03561	0.57575	4.84705	−0.17239	2.79068	0.33149	0.02050
0.16000	0.04161	0.62421	4.84454	−0.33789	3.02400	0.38964	0.02597
0.17000	0.04809	0.67263	4.84011	−0.55855	3.25562	0.45244	0.03235
0.18000	0.05506	0.72100	4.83319	−0.83437	3.48474	0.51984	0.03970
0.19000	0.06251	0.76929	4.82324	−1.16536	3.71045	0.59180	0.04809
0.20000	0.07044	0.81745	4.80970	−1.55152	3.93171	0.66823	0.05758
0.21000	0.07886	0.86547	4.79202	−1.99284	4.14734	0.74903	0.06825
0.22000	0.08775	0.91328	4.76966	−2.48932	4.35603	0.83408	0.08014
0.23000	0.09712	0.96084	4.74205	−3.04097	4.55636	0.92322	0.09332
0.24000	0.10697	1.00810	4.70865	−3.64778	4.74680	1.01627	0.10783
0.25000	0.11728	1.05499	4.66891	−4.30976	4.92568	1.11301	0.12373
0.26000	0.12807	1.10146	4.62227	−5.02691	5.09123	1.21321	0.14106
0.27000	0.13931	1.14742	4.56819	−5.79922	5.24161	1.31656	0.15985
0.28000	0.15101	1.19279	4.50611	−6.62669	5.37485	1.42276	0.18013
0.29000	0.16317	1.23751	4.43547	−7.50933	5.48893	1.53143	0.20192
0.30000	0.17576	1.28147	4.35574	−8.44714	5.58175	1.64217	0.22523
0.31000	0.18879	1.32459	4.26634	−9.44011	5.65116	1.75454	0.25007
0.32000	0.20225	1.36677	4.16675	−10.48824	5.69497	1.86805	0.27643
0.33000	0.21612	1.40789	4.05640	−11.59154	5.71096	1.98216	0.30428
0.34000	0.23040	1.44786	3.93473	−12.75001	5.69693	2.09629	0.33359
0.35000	0.24508	1.48655	3.80121	−13.96364	5.65067	2.20982	0.36432
0.36000	0.26013	1.52384	3.65528	−15.23243	5.57005	2.32208	0.39640
0.37000	0.27555	1.55961	3.49638	−16.55639	5.45298	2.43238	0.42975
0.38000	0.29132	1.59372	3.32397	−17.93552	5.29747	2.53995	0.46428
0.39000	0.30742	1.62604	3.13749	−19.36980	5.10168	2.64401	0.49987
0.40000	0.32383	1.65642	2.93639	−20.85926	4.86389	2.74373	0.53640
0.41000	0.34054	1.68472	2.72012	−22.40388	4.58263	2.83827	0.57371
0.42000	0.35752	1.71077	2.48812	−24.00366	4.25661	2.92674	0.61163
0.43000	0.37475	1.73443	2.23986	−25.65861	3.88487	3.00823	0.64997
0.44000	0.39220	1.75551	1.97477	−27.36873	3.46673	3.08183	0.68851
0.45000	0.40985	1.77386	1.69230	−29.13401	3.00191	3.14659	0.72701
0.46000	0.42766	1.78930	1.39190	−30.95445	2.49053	3.20159	0.76522
0.47000	0.44562	1.80164	1.07303	−32.83006	1.93321	3.24591	0.80285
0.48000	0.46369	1.81070	0.73515	−34.76084	1.33108	3.27862	0.83960
0.49000	0.48182	1.81628	0.37763	−36.74677	0.68588	3.29886	0.87513
0.50000	0.50000	1.81818	0.00000	−38.78788	0.00000	3.30579	0.90909

表6−1(b)

無次元時間 T	無次元変位 S	無次元速度 V	無次元加速度 A	無次元躍動 J	A・V	V・V	S・V
0.51000	0.51818	1.81628	−0.37763	−36.74677	−0.68588	3.29886	0.94115
0.52000	0.53631	1.81070	−0.73512	−34.76084	−1.33108	3.27862	0.97110
0.53000	0.55438	1.80164	−1.07303	−32.83006	−1.93321	3.24591	0.99879
0.54000	0.57234	1.78930	−1.39190	−30.95445	−2.49053	3.20159	1.02408
0.55000	0.59015	1.77386	−1.69230	−29.13401	−3.00191	3.14659	1.04685
0.56000	0.60780	1.75551	−1.97477	−27.36873	−3.46673	3.08183	1.06701
0.57000	0.62525	1.73443	−2.23986	−25.65861	−3.88487	3.00823	1.08446
0.58000	0.64248	1.71077	−2.48812	−24.00366	−4.25661	2.92674	1.09914
0.59000	0.65946	1.68472	−2.72012	−22.40388	−4.58263	2.83827	1.11101
0.60000	0.67617	1.65642	−2.93639	−20.85926	−4.86389	2.74373	1.12002
0.61000	0.69258	1.62604	−3.13749	−19.36980	−5.10168	2.64401	1.12617
0.62000	0.70868	1.59372	−3.32397	−17.93552	−5.29747	2.53995	1.12944
0.63000	0.72445	1.55961	−3.49638	−16.55639	−5.45298	2.43238	1.12986
0.64000	0.73987	1.52384	−3.65528	−15.23243	−5.57005	2.32208	1.12744
0.65000	0.75492	1.48655	−3.80121	−13.96364	−5.65067	2.20982	1.12223
0.66000	0.76960	1.44786	−3.93473	−12.75001	−5.69693	2.09629	1.11426
0.67000	0.78388	1.40789	−4.05640	−11.59154	−5.71096	1.98216	1.10361
0.68000	0.79775	1.36677	−4.16675	−10.48824	−5.69497	1.86805	1.09034
0.69000	0.81121	1.32459	−4.26634	−9.44011	−5.65116	1.75454	1.07452
0.70000	0.82424	1.28147	−4.35574	−8.44714	−5.58175	1.64217	1.05624
0.71000	0.83683	1.23751	−4.43547	−7.50933	−5.48893	1.53143	1.03559
0.72000	0.84899	1.19279	−4.50611	−6.62669	−5.37485	1.42276	1.01267
0.73000	0.86069	1.14742	−4.56819	−5.79922	−5.24161	1.31656	0.98757
0.74000	0.87193	1.10146	−4.62227	−5.02691	−5.09123	1.21321	0.96040
0.75000	0.88272	1.05499	−4.66891	−4.30976	−4.92568	1.11301	0.93126
0.76000	0.89303	1.00810	−4.70865	−3.64778	−4.74680	1.01627	0.90027
0.77000	0.90288	0.96084	−4.74205	−3.04097	−4.55636	0.92322	0.86752
0.78000	0.91225	0.91328	−4.76966	−2.48932	−4.35603	0.83408	0.83314
0.79000	0.92114	0.86547	−4.79202	−1.99284	−4.14734	0.74903	0.79722
0.80000	0.92956	0.81745	−4.80970	−1.55152	−3.93171	0.66823	0.75987
0.81000	0.93749	0.76929	−4.82324	−1.16536	−3.71045	0.59180	0.72120
0.82000	0.94494	0.72100	−4.83319	−0.83437	−3.48474	0.51984	0.68130
0.83000	0.95191	0.67263	−4.84011	−0.55855	−3.25562	0.45244	0.64029
0.84000	0.95839	0.62421	−4.84454	−0.33789	−3.02400	0.38964	0.59824
0.85000	0.96439	0.57575	−4.84705	−0.17239	−2.79068	0.33149	0.55525
0.86000	0.96991	0.52727	−4.84817	−0.06206	−2.55630	0.27802	0.51141
0.87000	0.97494	0.47879	−4.84847	−0.00690	−2.32139	0.22924	0.46679
0.88000	0.97948	0.43030	−4.84817	0.18618	−2.08619	0.18516	0.42148
0.89000	0.98355	0.38185	−4.84011	1.67564	−1.84819	0.14581	0.37557
0.90000	0.98712	0.33358	−4.80970	4.65455	−1.60440	0.11127	0.32928
0.91000	0.99022	0.28578	−4.74205	9.12291	−1.35518	0.08167	0.28298
0.92000	0.99284	0.23891	−4.62227	15.08073	−1.10430	0.05708	0.23720
0.93000	0.99500	0.19356	−4.43547	22.52800	−0.85852	0.03746	0.19259
0.94000	0.99672	0.15047	−4.16675	31.46473	−0.62698	0.02264	0.14998
0.95000	0.99802	0.11055	−3.80121	41.89091	−0.42021	0.01222	0.11033
0.96000	0.99894	0.07482	−3.32397	53.80655	−0.24870	0.00560	0.07474
0.97000	0.99954	0.04449	−2.72012	67.21164	−0.12101	0.00198	0.04447
0.98000	0.99986	0.02089	−1.97477	82.10618	−0.04125	0.00044	0.02089
0.99000	0.99998	0.00551	−1.07303	98.49018	−0.00592	0.00003	0.00551
1.00000	1.00000	0.00000	0.00000	116.36364	0.00000	0.00000	0.00000

カム曲線百分表

SMS-3(SANKYO変形正弦)曲線

カム曲線特性表 表6−2

カム曲線	コード	無次元最大速度 Vm	無次元最大加速度 Am	無次元最大カム軸トルク係数 Qm
SMS−3	7	1.82	±4.85	±1.177

図6−1

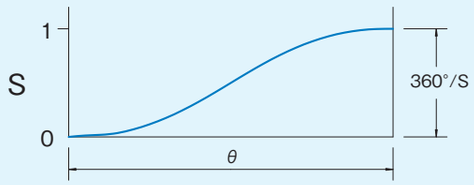


図6−2

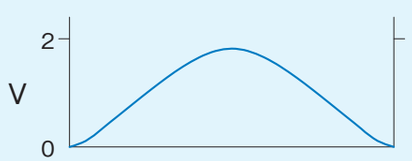
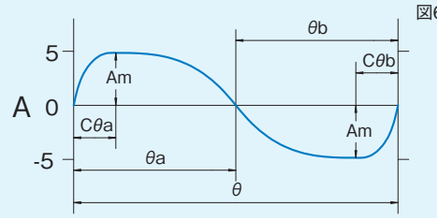


図6−3



$\theta a = \theta b = \frac{\theta}{2}$ C = 0.25