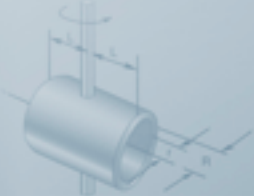
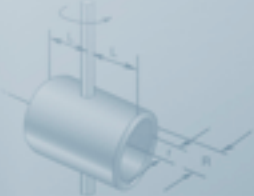

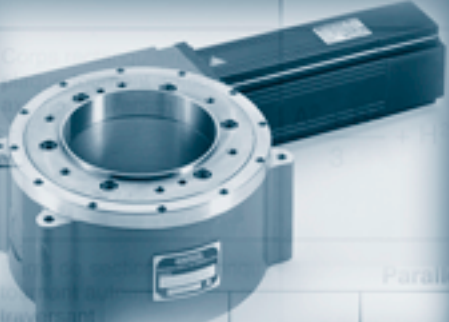
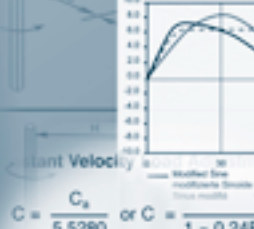
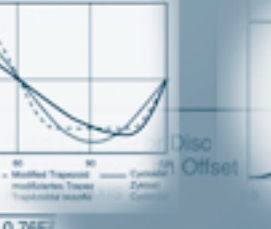
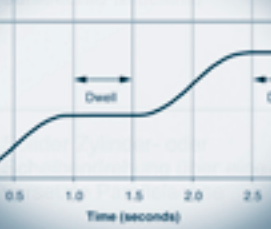
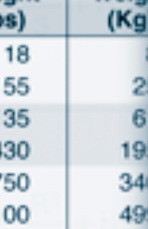

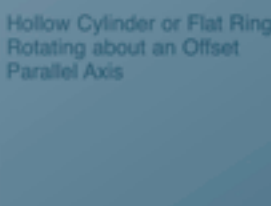
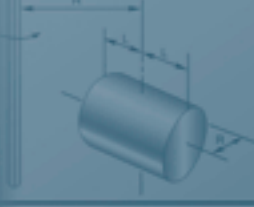


Engineering

Technik

Ingénierie

	<p>Body With Central Axis of Rotation</p>	<p>Körper mit mittlerer Drehachse</p>	<p>Corps tournant autour d'un axe central</p>	k^2																								
	<p>Hollow Cylinder Rotating about its Diameter at Mid-Length</p>	<p>Hohlzylinder-drehung über seinen Durchmesser am Mittelpunkt</p>	<p>Tube cylindrique tournant autour d'un axe perpendiculaire au sien et le traversant au milieu de sa longueur</p>	$\frac{L^2}{3} + \frac{R^2 + r^2}{4}$																								
	<p>Rectangular Prism or Plate Rotating about a Perpendicular Offset Axis</p>	<p>Rechtwinkliges Prisma- oder Plattendrehung über versetzte senkrechte</p>		<p>Parallel</p>																								
<p>Comparison of Accelerations Vergleich der Beschleunigung Comparison des Accélération</p> 	<p>Index Schaltung Indexage DWEILL Index Schaltung Indexage DWEILL</p> 	<p>Fixed Dwell Time</p> 	<table border="1"> <thead> <tr> <th>Model</th> <th>Weight (lbs)</th> <th>Weight (Kg)</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>250P</td> <td>18</td> <td>8</td> </tr> <tr> <td>387P</td> <td>55</td> <td>25</td> </tr> <tr> <td>512P</td> <td>135</td> <td>61</td> </tr> <tr> <td>662P</td> <td>430</td> <td>195</td> </tr> <tr> <td>900P</td> <td>750</td> <td>340</td> </tr> <tr> <td>1200P</td> <td>1,100</td> <td>499</td> </tr> <tr> <td>1800P</td> <td>3,000</td> <td>1,361</td> </tr> </tbody> </table>	Model	Weight (lbs)	Weight (Kg)	250P	18	8	387P	55	25	512P	135	61	662P	430	195	900P	750	340	1200P	1,100	499	1800P	3,000	1,361	<p>Accuracy/Genauigkeit</p> 
Model	Weight (lbs)	Weight (Kg)																										
250P	18	8																										
387P	55	25																										
512P	135	61																										
662P	430	195																										
900P	750	340																										
1200P	1,100	499																										
1800P	3,000	1,361																										
<p>Input Gear Ratio $G_i = N_{\text{motor}} / N_{\text{output}} = N_1 / N_2$</p> <p>Output Gear Ratio $G_o = D_{\text{driver}} / D_{\text{driven}} = D_1 / D_2$</p> 	<p>Hollow Cylinder or Flat Ring Rotating about an Offset Parallel Axis</p> 	<p>Hohlzylinder- oder Flachringdrehung über eine versetzte Parallelachse</p>	<p>Tube cylindrique ou anneau tournant autour d'un axe parallèle au sien</p>	$\frac{L^2}{3} + \frac{R^2}{4} + H^2$																								
	<p>Hollow Cylinder or Flat Ring Rotating about an Offset Parallel Axis</p>	<p>Hohlzylinder- oder Flachringdrehung über eine versetzte Parallelachse</p>	<p>Tube cylindrique ou anneau tournant autour d'un axe parallèle au sien</p>	$\frac{L^2}{3} + \frac{R^2 + r^2}{4} + H^2$																								

E

Foreword

Cam-actuated motion control is a specialized business. In a 4 to 5-year university curriculum for mechanical engineering, most students spend only a few weeks studying cams and their related mechanisms. In addition to continuing academic research, many advances in cam technology have been made by companies and employees involved in the commercial application of these products. This engineering section provides the basic concepts necessary for machine designers to wisely choose the best cam solutions for their application.

There are some good publications available to the general public for those seeking a more in-depth understanding of the subject. Two that we can

recommend are Clyde H. Moon's "Cam Design Manual for Engineers, Designers, and Draftsmen", published by Emerson Electric Co. and Harold A. Rothbart's book, "Cam Design Handbook" published by McGraw-Hill. Mr. Moon's book is available in Adobe Acrobat® PDF format on the Camco-Ferguson web site and can be easily downloaded at www.ferguson.be.

We would like to thank all of the Camco-Ferguson employees and Camco-Ferguson manufacturer representatives that have contributed to our extensive cam knowledge base and helped collect the information presented in this catalog.

D

Vorwort

Kurvengesteuerte Bewegungsabläufe sind sehr speziell. In einem Maschinenbaustudium von 3 - 4 Jahren befassen sich die Studenten meist nur eine sehr kurze Zeit mit der Kurvensteuerung. Aufbauend auf solch ein Studium wurden die größten Fortschritte in der Kurventechnologie durch Unternehmen und deren Mitarbeiter gemacht, die solche Technologien einsetzen. Die Anwendungstechniker erstellen das Grundkonzept anhand dessen dann die Konstrukteure die geeignete Kurvensteuerung auswählen können.

Es gibt einige gute Veröffentlichungen zur Vertiefung dieser Thematik, wovon zwei besonders

empfehlenswert sind: "Cam Design Manual for Engineers, Designers and Draftmen" von Clyde H. Moon, veröffentlicht von Emerson Electric Co. und "Cam Design Handbook" von McGraw-Hill. Die Veröffentlichung von Clyde H. Moon ist im Adobe Acrobat® PDF-Format auf der Camco-Ferguson WebSite verfügbar und kann unter www.ferguson.be einfach herunter geladen werden.

Wir möchten uns bei allen Camco-Ferguson Mitarbeitern, die bei der Verwirklichung dieses Kataloges mit Ihrem Fachwissen mitgewirkt haben, bedanken.

F

Avant-propos

Le contrôle du mouvement par des mécanismes à cames est un domaine spécialisé. Au cours d'une formation universitaire d'ingénieur mécanicien de quatre ou cinq ans, la plupart des étudiants ne consacrent que quelques semaines à étudier les cames et les mécanismes apparentés. En plus de la recherche académique qui se poursuit, de nombreux progrès dans le domaine de la technologie des cames ont été réalisés par des sociétés et des employés travaillant dans l'application commerciale de ces produits.

Ce document technique fournit les éléments de base nécessaires aux concepteurs de machines, afin qu'ils puissent en toute sagesse choisir les cames qui offrent la meilleure solution pour leur application.

Pour ceux qui souhaitent approfondir le sujet, il existe un certain nombre de bons ouvrages disponibles pour le grand public. Il y en a deux que nous pouvons particulièrement recommander. Premièrement "Cam Design Manual for Engineers, Designers, and Draftsmen", par Clyde H. Moon, publié par Emerson Electric Co., ensuite "Cam Design Handbook", par Harold A. Rothbart, publié par McGraw-Hill. Le livre de M. Moon peut être téléchargé au format Adobe Acrobat® PDF sur notre site www.ferguson.be.

Nous voudrions remercier tous les employés de Camco-Ferguson, ainsi que tous les agents qui ont contribué à la collecte des informations figurant dans ce document.

E Introduction

Industrial Motion Control, LLC is a joint-venture company formed in 2001 between Ferguson Machine Co. and Commercial Cam Co., also known as CAMCO.

Ferguson has been in continuous operation since 1930, with European operations established in 1961. CAMCO was established in 1939, first manufacturing the copper coils required for the then-emerging residential and commercial air-conditioning and refrigeration industries. CAMCO needed cam-actuated machinery to produce these products and eventually the business focused on the commercialization of cam-operated machinery, index drives and custom cams.

As divisions of larger, Fortune 500 companies, both Ferguson and CAMCO were able to invest in substantial amounts of equipment and facilities while developing a diverse line of products that include **index drives, custom cams, parts handlers, precision-link conveyors and servo-motor drive systems.**

Today, as IMC, Ferguson and CAMCO are the world's largest producer of cam-actuated index drives, utilizing state-of-the-art production equipment to provide the highest quality cam-actuated and servo motor-actuated motion control products available.

D Einführung

Industriel Motion Control LLC ist aus dem Joint Venture zwischen Ferguson Maschine Co. Und Commercial Cam Co, besser bekannt unter Camco, 2001 entstanden.

Seit 1930 ist Ferguson bereits auf dem Markt, ab 1961 auch mit eigener Fertigung in Europa. Camco wurde 1939 ursprünglich zur Herstellung von Kupferwicklungen für Heizlüfter, industrielle Klimaanlage und Kühlschränke gegründet. Zur Herstellung dieser Produkte benötigte Camco kurvengesteuerte Maschinen und letztendlich hat man sich dann auf die Produktion von kurvengesteuerten Maschinen, Schrittgetrieben und Kurven konzentriert.

Als Geschäftseinheiten aus einer Gruppe von 500 Unternehmen ist sowohl Ferguson als auch Camco in der Lage, in Maschinen und Produktionsstätten zu investieren, um verschiedene Produktgruppen weiter zu entwickeln, wie z. B. Schrittgetriebe, Kurven, Part Handler, Conveyor-Systeme und servogesteuerte Antriebssysteme.

Ferguson und Camco sind heute als Camco-Ferguson weltweit der größte Hersteller von kurvengesteuerten Schrittgetrieben mit modernsten Produktionsanlagen zur Herstellung von qualitativ hochwertiger kurvengesteuerter und servogesteuerter Antriebstechnik.

F Introduction

Camco-Ferguson est la société née de la fusion, en 2001, des sociétés Ferguson et Camco.

Ferguson a existé sans interruption depuis 1930 et sa branche européenne, depuis 1961. Camco a été créée en 1939 pour fabriquer les bobines de cuivre nécessaires dans l'industrie du conditionnement d'air dans les habitations et les commerces et pour celle de la réfrigération, qui faisaient alors leur apparition. Camco avait besoin de machines-outils mues par des mécanismes à cames pour réaliser ces produits et, en fin de compte, l'entreprise s'est spécialisée dans la commercialisation de machines entraînées par des mécanismes à cames, d'indexeurs et de cames sur mesure.

En tant que filiales d'une des 500 plus grandes sociétés, Ferguson et Camco ont été capables d'investir dans une grande quantité d'équipements et d'installations, tout en développant une ligne de produits variée, qui comprend des **indexeurs, des cames sur mesure, des manipulateurs de pièces, des convoyeurs de précision et des systèmes de transmission par servomoteur.**

À l'heure actuelle, Camco-Ferguson est le plus grand producteur au monde d'indexeurs à came. Afin de fournir des produits à base de cames et servomoteurs de contrôle du mouvement de la plus haute qualité, nous utilisons des équipement de production a la pointe du progrès.

E

Solutions in Motion™

Choosing the proper type and size of index drive can be complicated. Over the years, IMC has developed a wealth of experience in selecting and applying the optimum product solutions to a wide variety of applications. IMC application engineers, sales engineers,

catalog information and proprietary software all combine to make the task less daunting. This engineering section will help eliminate much of the mystery behind high-performance indexing and its application in specialty machinery design.

D

Solutions in Motion™

Die Auswahl des geeigneten Schrittgetriebes und dessen Baugröße ist nicht immer einfach. Camco-Ferguson hat langjährige Erfahrung in der Produktauswahl und dessen Anwendung für die verschiedensten Anwendungsfälle. Dies geschieht in

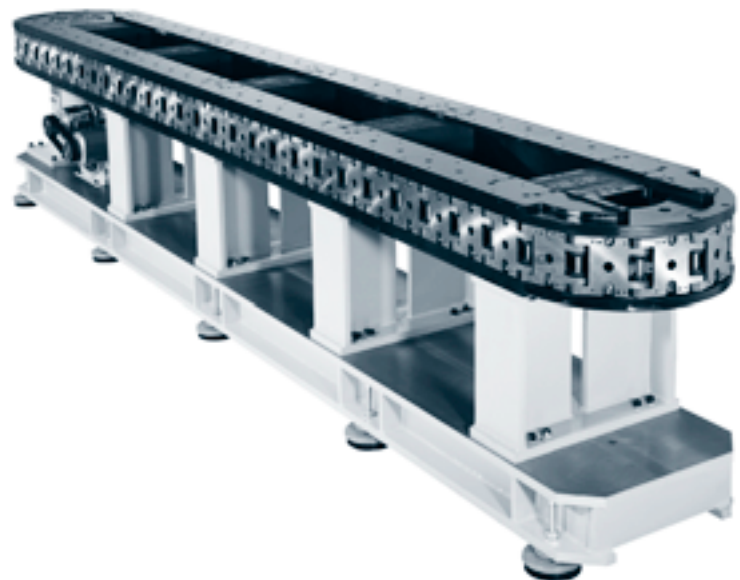
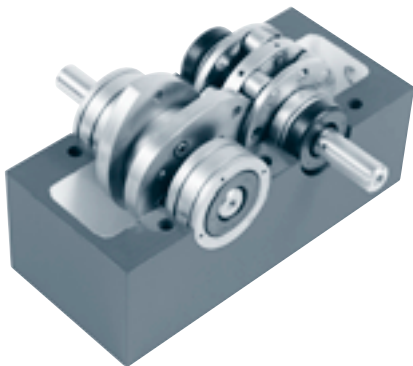
Zusammenarbeit mit den Camco-Ferguson Anwendungsingenieuren, Verkaufingenieuren, dem Katalog und der eigenen Berechnungssoftware, und gibt Aufschluss über die Verhältnisse der komplizierten Schaltvorgänge im Sondermaschinenbau.

F

Solutions in Motion™

Il peut être difficile de choisir correctement le type et la taille d'indexeur. Au cours des années, Camco-Ferguson a acquis une très forte expérience dans le choix et l'application des solutions optimales pour une grande variété d'applications. Les ingénieurs et les commerciaux de Camco-Ferguson, l'utilisation de nos logiciels déposés et les informations contenues dans

nos catalogues, contribuent à rendre cette tâche moins intimidante. Ce document technique aidera à éclaircir une partie des difficultés qui existent pour la détermination de l'indexage de haute performance et ses applications dans la conception de machines spécialisées.



E

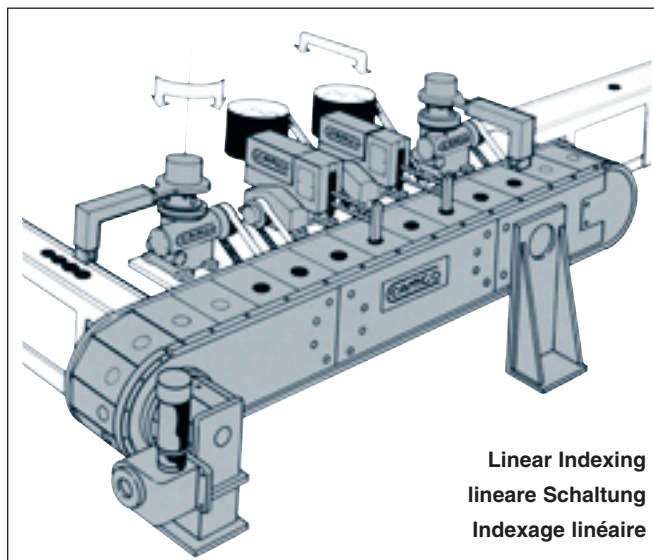
What is Indexing?

Indexing can be linear or rotary. As defined by Camco-Ferguson, indexing is the process of starting and stopping in precise intervals at precise locations.

D

Was sind Schrittschaltungen

Schrittschaltungen können linear und rotativ ausgeführt werden. Gemäß Definition ist eine Schrittschaltung eine präzise wiederholte Bewegung von einer Position zu einer anderen.

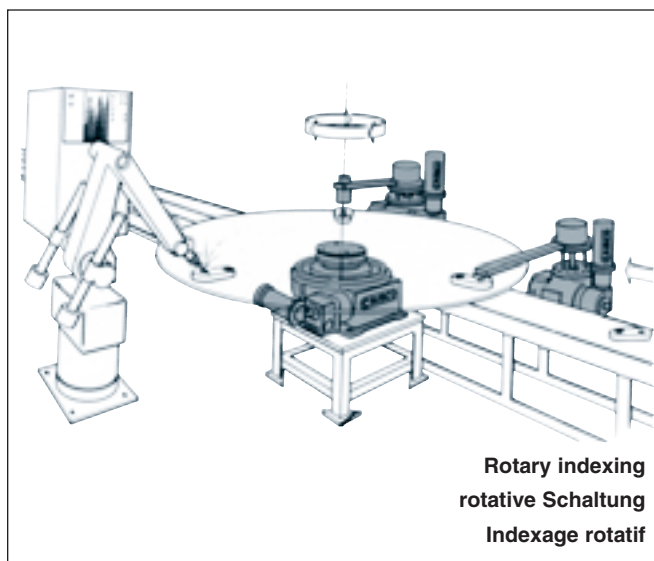


Linear Indexing
lineare Schaltung
Indexage linéaire

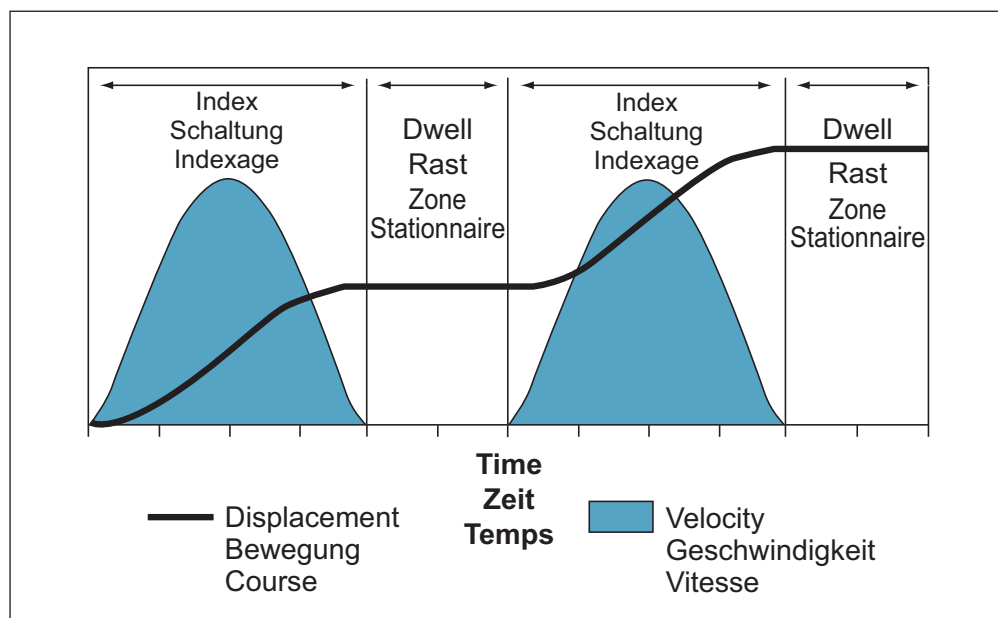
F

Qu'est-ce que l'indexage?

L'indexage peut être linéaire ou rotatif. Tel que défini par Camco-Ferguson, l'indexage est le processus de démarrage et d'arrêt intervalles réguliers avec des positionnements précis.



Rotary indexing
rotative Schaltung
Indexage rotatif



Why Cam-Actuated Index Drives?

The advantages of cam-controlled motion are obvious and effectively demonstrated in everyday life by the camshaft found in automobile engines. No other technology can provide comparable **speed, precision, repeatability, load capability and reliability**.

Cam-driven mechanisms require little or no maintenance and are capable of moving, with precision, a wide variety of products and components. For example – larger E-Series Index Drives rotate *several tons* of automotive body parts in seconds – and smaller P-Series and RG-Series index drives accurately index pharmaceutical components and electronic components in *milliseconds*. The mechanical technology typically requires no maintenance, other than routine checks for proper lubrication. Rolling pre-loaded contact between the cams and cam followers minimize wear and thermal inefficiencies. This preloading technique is also used on the input and output bearings of the index drive, achieving the most rigid, accurate and efficient mechanical actuator possible. With this inherent rigidity, settling time (the time to dampen any

vibrations) in dwell is short or virtually non-existent – very important for many applications requiring a combination of speed and precise positioning.

Through careful design of the cam profile, velocity and acceleration are also controlled throughout the indexing cycle, minimizing vibration and providing a known, repeatable displacement-time relationship.

In summary, cam-operated indexing systems have the following features and benefits:

- ◆ Controlled Acceleration and Decelerations
- ◆ Repeatable, Accurate Positioning
- ◆ High Load Capacity
- ◆ High Speed Capability
- ◆ Smooth Motion
- ◆ Quick Settling Time in the Dwell Position
- ◆ Low Maintenance, Superior Life
- ◆ Known Displacement-Time Relationship
- ◆ Known Power Requirement

Warum kurvengesteuerte Schaltungen?

Die Vorteile von kurvengesteuerten Bewegungen werden uns täglich mit der Nockenwelle in KFZ-Motoren deutlich aufgezeigt. Keine andere Technologie kann vergleichbare **Geschwindigkeit, Präzision, Genauigkeit, Kraftaufnahme und Zuverlässigkeit bieten**.

Kurvengesteuerte Antriebe sind wartungsarm- bzw. frei und können eine Vielzahl von Produkten und Komponenten präzise bewegen. Große E-Serien Rundschaltscheiben bewegen z.B. tonnenschwere Automobilkarosserien innerhalb von Sekunden, kleine P-Serien und RG-Serien Schrittmotoren takten Komponenten aus Pharma- und Elektroindustrie innerhalb von Millisekunden. Abgesehen von der routinemäßigen Ölkontrolle ist diese mechanische Technologie wartungsfrei. Der rollende vorgespannte Kontakt zwischen den Laufrollen und der Kurven minimieren den Verschleiß und thermische Einflüsse. Zur Gewährleistung größt möglicher Steifigkeit, Genauigkeit und Zuverlässigkeit sind die Lager am An- und Abtrieb ebenfalls vorgespannt. Durch diese eigene Steifigkeit ist die Setzzeit (die Zeit in der die Vibrationen gedämpft werden) in der Rastphase sehr

gering, was bei vielen Anwendungen, die hohe Geschwindigkeit und Positioniergenauigkeit erfordern, sehr wichtig sein kann.

Durch die optimale Gestaltung des Kurvenprofils ist die Beschleunigung und Geschwindigkeit während der gesamten Schaltphase unter Kontrolle, Vibrationen werden minimiert und ein nachvollziehbares Weg-Zeit Verhältnis wird generiert.

Kurvengesteuerte Schaltsysteme bieten folgende Vorteile:

- ◆ kontrollierte Beschleunigung und Verzögerung
- ◆ Positioniergenauigkeit
- ◆ hohe Tragfähigkeit
- ◆ hohe Geschwindigkeit
- ◆ sanfte Bewegungen
- ◆ schnelle Stillstandzeit in der Rastphase
- ◆ wartungsarm, hohe Lebensdauer
- ◆ definiertes Weg-Zeit Verhältnis
- ◆ bekannter Energiebedarf



Pourquoi utiliser des indexeurs à cames?

Les avantages du mouvement contrôlé par cames sont évidents et on les aperçoit dans la vie de tous les jours (par exemple l'arbre à cames dans les moteurs des automobiles). Aucune autre technologie ne peut fournir **une vitesse, une précision, une reproductibilité, une capacité de charge et une fiabilité** comparables.

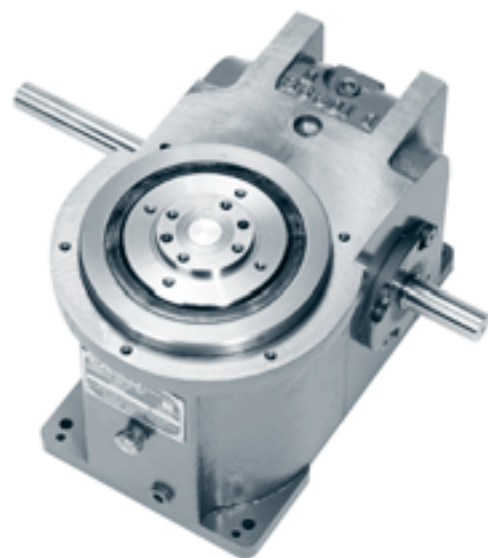
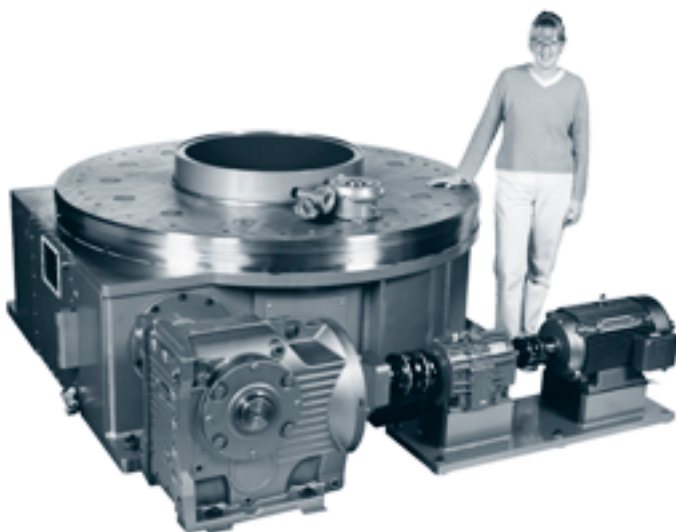
Les mécanismes à cames ne nécessitent que peu ou pas d'entretien et sont capables de déplacer, avec précision, une grande variété de produits et de pièces. Ainsi, par exemple, dans la construction automobile, les grands indexeurs de la série E font pivoter des pièces de plusieurs tonnes en quelques secondes, et ceux, plus petits, des séries P et RG indexent avec grande précision des composants pharmaceutiques et électroniques en l'espace de millièmes de secondes. En général, la technologie mécanique ne nécessite pas d'autre entretien que celui des contrôles de routine en vue d'une lubrification adéquate. Le fait d'établir un contact en précontrainte entre les cames et les galets minimise l'usure et les déperditions calorifiques. Cette technique de précontrainte est également utilisée sur les roulements d'entrée et de sortie des indexeurs, ce qui donne l'actuateur mécanique le plus rigide, le plus précis et le plus efficace. La rigidité inhérente à ce type de

mécanismes, entraîne que le temps de stabilisation (le temps nécessaire pour amortir la moindre vibration) à l'arrêt est bref ou quasi inexistant, ce qui est très important pour des applications qui requièrent une combinaison de vitesse et de positionnement précis.

Par une conception soignée du profil de la came, la vitesse et l'accélération sont également contrôlées tout au long du cycle de l'indexage, minimisant les vibrations et fournissant un rapport déplacement temps connu et reproductible.

En résumé, les systèmes d'indexage à cames possèdent les caractéristiques et les avantages suivants:

- ◆ accélérations et décélérations contrôlées
- ◆ positionnement reproductible et précis
- ◆ capacité de fortes charges
- ◆ capacité de grande vitesse
- ◆ mouvement régulier
- ◆ amortissement rapide des vibrations résiduelles
- ◆ faible entretien, durée de vie accrue
- ◆ rapport déplacement temps connue
- ◆ besoins en puissance connus.



E Types of Motions

Controlled Indexing is comprised of three sections or phases: **acceleration**, **peak velocity** and **deceleration**. To optimize the transition from one phase to the next, several standard motion profiles have been developed. They include **Cycloidal**, **Modified Sine** and **Modified Trapezoidal**. In special circumstances, the motion required calls out for certain positions and/or velocities at certain times in the index cycle. Special **Polynomial** curves can be constructed for these applications. In other applications, the peak velocity needs to match the velocity of another component of the machine – and variations of Polynomial and Modified Sine curves can be customized to suit the requirements.

Camco-Ferguson usually employs Modified Sine curves due to their smooth transition from peak acceleration to deceleration and smooth power demand curves. Frequently, a period of peak, constant velocity is needed due to cam design or machine design requirements and a variation of this motion curve,

Modified Sine Constant Velocity (abbreviated “msc”), is used.

In addition to those motions already described, IMC also has several other special application motions. They include **Modified Sine Quick Return (MSQR)** and **Synthesized Modified Sine Harmonic (SMSH)**. **MSQR** is an oscillating motion with no dwells. It has a forward stroke with a matched peak velocity and a quick return stroke. It is used in applications where a constant speed conveyor or rotating dial is tracked (velocity is synchronized) in order to perform work during the synchronized movement. Examples are printing or moving a saw or cutting blade to cut parts to size. **SMSH** is a motion used in oscillating applications that require a dwell at one end of the stroke and no dwell at the other. This motion reduces the number of acceleration reversals. Please contact your local Camco-Ferguson sales representative or Camco-Ferguson application engineer for further details.

D Bewegungsarten

Eine kontrollierte Schaltbewegung besteht aus drei Fasen: **Beschleunigung**, **Spitzengeschwindigkeit** und **Verzögerung**. Um den Übergang von einer Fase zur nächsten zu optimieren, wurden verschiedene Standard-Bewegungsprofile entwickelt, die **Zykloïdbewegung**, die **modifizierte Sinusbewegung** und die **modifizierte Trapezbewegung**. Unter bestimmten Umständen kann es erforderlich sein, dass an einer bestimmten Position oder bei einer bestimmten Geschwindigkeit Ausgangsimpulse erforderlich sind. Hierfür können spezielle Polynomkurven gefertigt werden. Bei anderen Anwendungen kann es erforderlich sein, dass die Spitzengeschwindigkeit mit der einer anderen Maschinenkomponente übereinstimmen muss, sodass verschiedene polynome und sinoide Kurven auf diese Bedürfnisse abgestimmt werden.

Camco-Ferguson verwendet wegen ihrem laufruhigen Wechsel von der max. Beschleunigung zur Verzögerung und ihrem gleichmäßigen Kraftverlauf üblicherweise Kurven mit einer modifizierten Sinusbewegung. Manchmal ist es auch aufgrund der Kurven – oder Maschinenkonstruktion erforderlich, in einem bestimmten Bereich mit konstanter

Geschwindigkeit zu fahren. In diesen Fällen werden Kurven mit modifizierter Sinusbewegung und konstantem Geschwindigkeitsanteil (abgekürzt “msc”) eingesetzt.

Zusätzlich zu den bereits beschriebenen Bewegungsabläufen können auch auf die Anwendung abgestimmte Bewegungen realisiert werden wie z.B. die **modifizierte Sinusbewegung mit schnellem Rücklauf (MSQR)** oder aber die **harmonisch aufbauende modifizierte Sinusbewegung (SMSH)**. Die **MSQR** ist eine Pendelbewegung ohne Rastphase mit einem Vorhub bis zur max. Geschwindigkeit und einem schnellen Rückhub. Sie wird bei Conveyor oder Schalttelleranwendungen (mit synchronisierter Geschwindigkeit) eingesetzt, wo bei laufendem Vorschub ein Arbeitsvorgang durchgeführt wird. Beispiele hierfür sind Druckmaschinen oder der Antrieb von Sägen/Schneiden zur Konfektionierung von Werkstücken. **SMSH** ist eine Pendelbewegung mit einer Rast an nur einem Ende des Hubs und reduziert somit die Beschleunigungsvorgänge. Bitte wenden Sie sich für weitere Information an einen unserer Anwendungsingenieure oder Vertriebsingenieure.

F **Types de mouvement**

Le contrôle de l'indexage se compose de trois sections ou phases: l'**accélération**, la **vitesse constante** et la **décélération**. Afin d'optimiser la transition d'une phase à l'autre, plusieurs lois de mouvement standard ont été mises au point. Parmi celles-ci, on trouve la **cycloïdal**, la **sinus modifié** et la **trapézoïdal modifié**. Dans des circonstances spéciales, le mouvement demandé nécessite certaines positions et/ou vitesses à certains moments dans le cycle d'indexage; des lois spéciales **polynomiales** peuvent être établies pour ces applications. Dans d'autres applications, la vitesse maximum doit correspondre à celle d'une autre pièce de la machine; sur demande, des lois polynomiales et sinus modifié spéciales peuvent être réalisées pour répondre à des besoins spécifiques.

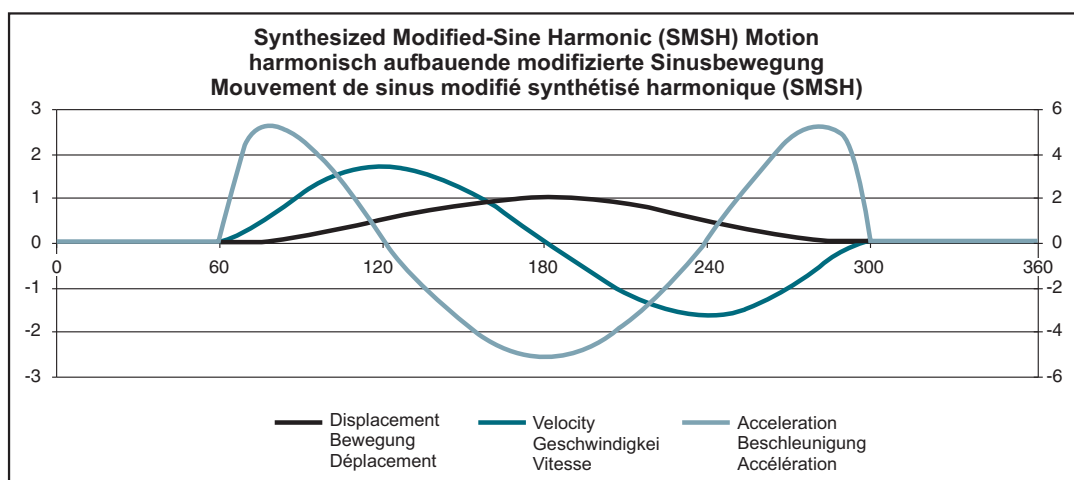
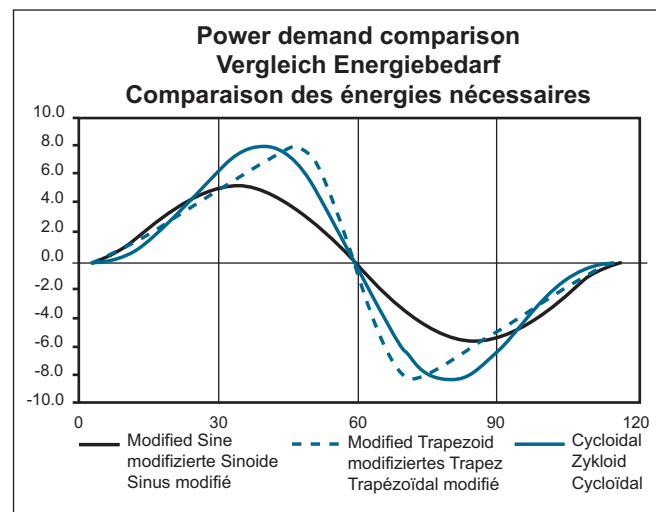
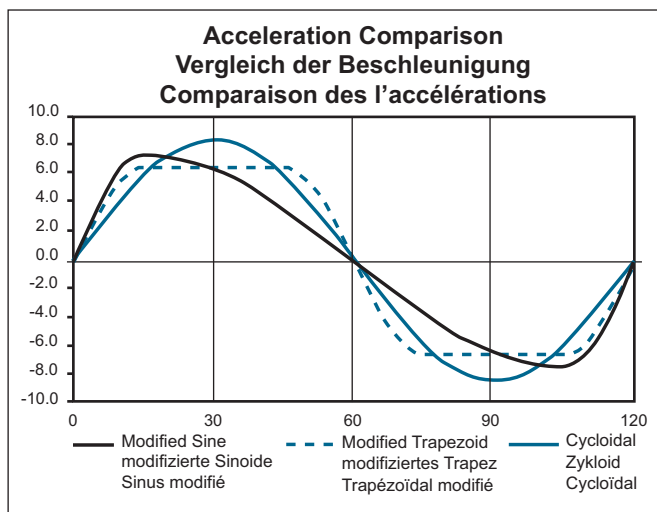
Camco-Ferguson utilise habituellement des lois du type sinus modifié, à cause de leur transition régulière aux valeurs extrêmes de l'accélération et de la décélération et de leur faible demande d'énergie. De temps à autre, une vitesse constante est nécessaire à cause de la conception de la came ou des exigences conceptuelles de la machine. Dans ce cas, une variante de cette loi de mouvement, le **sinus**

modifié à vitesse constante (en abrégé "MSC") est utilisé.

En plus des lois déjà décrites, Camco-Ferguson utilise autres lois pour des applications spéciales. Parmi celles-ci, on trouve la **Sinus modifié avec retour rapide (MSQR)** et la **Sinus modifié synthétisé harmonique (SM SH)**.

La **MSQR** est une loi générant un mouvement oscillatoire sans arrêt. Il a un mouvement en avant avec une vitesse constante et un retour rapide. Elle est utilisée dans des applications où un mouvement à vitesse constante, convoyeur ou plateau rotatif, est utilisé à fin d'effectuer une tâche synchronisée avec le mouvement. L'impression ou le mouvement d'une lame de découpe en sont des exemples courants.

La **SMSH** est une loi utilisé dans des applications oscillantes qui nécessitent un arrêt à une extrémité du mouvement, mais pas à l'autre. Ce mouvement réduit le nombre d'inversions de l'accélération. Pour plus de détails, nous vous prions de contacter votre délégué commercial local de Camco-Ferguson ou un de nos ingénieurs.





Types of Index Drives

Camco-Ferguson manufactures all three types of index drive geometries: **Roller Gear, Right Angle, and Parallel.**

Roller Gear

This family of indexers uses a globoidal cam in conjunction with followers mounted radially outward from the circumference of the follower wheel, much like the teeth of a gear. The input shaft is perpendicular to the output shaft. With this right angle configuration, it is possible to provide an optional large through-hole along the axis of the output shaft, or design a large output flange to accept dials (dial mounting). Large cam diameters relative to the output follower wheel allow for a wide range of special motions, short motion periods and a large output displacement for relatively smaller input displacement.

In summary, **Roller Gear** Indexers provide:

- ◆ Compact Low Profile Design
- ◆ Flanged Output Capability for Dial Mounting Applications
- ◆ Through-Hole Capability (for electric and pneumatic lines or stationary center post)
- ◆ Motion Flexibility (special and complex motions) due to relatively large cam
- ◆ 2 to 24 Stop Range

Right Angle

This family of indexers uses a cylindrical or barrel cam in conjunction with followers mounted parallel to the axis of the output. Similar to the Roller Gear, the input shaft is perpendicular to the output shaft. The cam is tucked partially underneath the output wheel, offering a more compact arrangement. For a given torque requirement, Right Angle indexers usually occupy the least amount of floor space and volume. Camco-Ferguson production equipment allows us to produce very large index drives in this geometry. Control of the cam rib thickness allows for preloading. Center distances between input shaft and output shaft can be fixed accurately. The minimum cam rib requirements limit the range of motions (output motions as a function of input motion) when compared to Roller

Gear indexers. In summary, **Right Angle** Indexers provide:

- ◆ Most Compact Design for Given Output Capacity
- ◆ Fixed Center Distance Between Output and Input Shafts (tighter tolerance on the distance between input and output shafts)
- ◆ Flanged Output Capability for Dial Mounting Applications (E-Series & RAD Series)
- ◆ Through-Hole Capability (E-Series & RAD series)
- ◆ 3 to 24 Stop Range
- ◆ Very Large Index Drives for Automotive Assembly and Large (up to 12 m) Dial Diameters

Parallel

This family of indexers use a pair of conjugate plate cams with yoke-mounted followers mounted parallel to the axis of the output. The input shaft is parallel to the output shaft. With this parallel configuration, there are no ribs on the cam as found on Roller Gear and Right Angle indexers. Also unique to the Parallel family is no reversal of the cam followers. Since they rotate in the same direction throughout the index cycle, index rates of over 1000 indexes per minute are possible. Without minimum rib requirements (no rib), larger followers can be used, providing high torque capability. Parallel indexers produce high output displacements for relatively smaller input displacements. The yoke-mounted geometry also makes the Parallel family more resistant to shock loading (more robust). Double output shafts are also available. In summary, **Parallel** Indexers provide:

- ◆ High Speed Capability (with Non-Reversing Followers)
- ◆ High Load Capability (with Oversized Followers)
- ◆ Shock Resistance (More Robust)
- ◆ Motion Flexibility (special and complex motions) due to conjugate cam geometry
- ◆ 1 to 8 Stop Range

D Bauarten von Schrittgetrieben

Camco-Ferguson bietet alle drei geometrische Antriebsarten an: **Schrittgetriebe, rechtwinklige Schrittgetriebe und Parallel-Schrittgetriebe.**

Schrittgetriebe

Diese Bauart von Schrittgetrieben verwendet eine Globoidkurve im Zusammenspiel mit Laufrollen, die auf dem Umfang eines Rollensterns montiert sind, ähnlich wie die Verzahnung in einem Getriebe. Die Antriebswelle ist im rechten Winkel auf gleichem Niveau zur Abtriebswelle. Diese rechtwinklige Anordnung ermöglicht eine große Durchgangsbohrung entlang der Abtriebswelle oder aber einen großen Abtriebsflansch zur Aufnahme großer Schaltteller.

Große Kurvendurchmesser im Verhältnis zum Rollenstern ermöglichen eine große Anzahl von Bewegungen, kurze Schaltzyklen und große

Abtriebsbewegungen bei relativ geringen Antriebsbewegungen. Zusammengefasst bieten Schrittgetriebe:

- ◆ kompaktes und niedriges Profil
- ◆ Abtriebsseite mit Flansch zur Aufnahme von Schalttellern
- ◆ Durchgangsbohrung (für elektrische oder pneumatische Leitungen oder Mittelwelle)
- ◆ vielfältige Bewegungsmöglichkeiten durch die große Kurve
- ◆ 2 – 24 Stopps

Rechtwinklige Schrittgetriebe

Bei dieser Bauart von Schrittgetrieben wird eine Zylinder- oder Trommelkurve im Zusammenspiel mit Laufrollen, die parallel zur Abtriebsachse montiert sind, verwendet. Ähnlich wie beim Schrittgetriebe ist auch hier die Antriebswelle im rechten Winkel zur Abtriebswelle. Die Kurve ist versetzt unter dem Rollenstern angebracht und ermöglicht somit eine kompakte Bauweise. Bei gegebenem Abtriebsmoment erfordert ein rechtwinkliges Schrittgetriebe die geringste Anbaufläche und Bauraum. Die Fertigung von Camco-Ferguson kann aufgrund ihres Maschinenparks sehr große Schrittgetriebe in dieser Geometrie herstellen. Die definierte Breite der Kurvenrippe sorgt für die Vorspannung und der Achsabstand zwischen Antriebswelle und Abtriebswelle kann exakt eingestellt werden. Die mindest erforderliche Kurvenrippenbreite schränkt im

Vergleich mit Schrittgetrieben die Bewegungen ein (die Abtriebsbewegung ist eine Funktion der Antriebsbewegung).

Zusammengefasst bieten rechtwinklige Schrittgetriebe:

- ◆ kompakteste Bauweise bei gegebenem Abtriebsmoment
- ◆ fester Achsabstand mit nur geringer Toleranz zwischen An- und Abtriebswelle
- ◆ Abtriebsseite mit Flansch zur Aufnahme von Schalttellern (E-Serie & RAD Serie)
- ◆ Durchgangsbohrung (E-Serie & RAD Serie)
- ◆ 3 – 24 Stopps
- ◆ große Schrittgetriebe für große Schalttellerdurchmesser (bis zu 12 m)

Parallel

In Parallel-Schrittgetrieben werden zwei verbundene Kurvenscheiben gemeinsam mit beidseitig geführten Laufrollen die parallel zur Abtriebswelle angebracht sind eingesetzt. Da die Antriebswelle parallel zur Abtriebswelle liegt, gibt es im Gegensatz zu den Schrittgetrieben mit Globoid- oder Walzenkurve keine Kurvenrippen. Ebenso einzigartig für Parallel-Schrittgetriebe ist, dass die Laufrollen nicht in entgegengesetzter Richtungen drehen. Während eines kompletten Schaltvorganges drehen die Laufrollen in ein und der selben Richtung wobei bis zu 1.000 Schaltzyklen pro Minute möglich sind. Da keine minimal Anforderung an Kurvenrippen besteht, können große Laufrollen mit hohen Tragzahlen

eingesetzt werden. Parallel-Schrittgetriebe generieren eine relativ große Abtriebsbewegung bei einer kleinen Antriebsbewegung. Durch die beidseitig gelagerten Laufrollen ist diese Baureihe sehr robust und resistenter gegen Stossbelastungen.

Zusammengefasst bieten Parallel-Schrittgetriebe:

- ◆ hohe Geschwindigkeiten (durch nicht reversierende Laufrollen)
- ◆ hohe Tragzahlen (durch große Laufrollen)
- ◆ verschiedenste Bewegungen durch verbundene Kurvenscheiben
- ◆ 1 – 8 Stopps



Types d'indexeurs

Camco-Ferguson fabrique des indexeurs avec les trois types de géométrie selon les cames utilisées:
Globiques, Cylindriques et Parallèles.

Indexeurs à cames Globiques

Cette famille d'indexeurs utilise une came de forme en globoïde conjointement avec des galets montés sur le pourtour de la circonférence de la tourelle porte galets, comme les dents d'un pignon. L'arbre d'entrée et l'arbre de sortie sont perpendiculaires. Dans cette configuration, il est possible de fournir, si nécessaire, un trou traversant l'axe de l'arbre de sortie ou de concevoir un plateau interface de grande dimension pour accepter des plateaux. De grands diamètres de came par rapport à la tourelle porte galets permettent la réalisation d'une large gamme de mouvements spéciaux, de grands déplacements de sortie pour un déplacement d'entrée relativement faible.

En résumé, on peut dire que des indexeurs à came globique offrent:

- ◆ une conception compacte sur une faible hauteur
- ◆ un grande face de fixation pour les applications à plateau
- ◆ la possibilité d'un trou traversant (passage de câbles électriques et pneumatiques ou une console centrale fixe)
- ◆ une diversité de mouvements (spéciaux et complexes) grâce aux cames relativement grandes.
- ◆ une plage de 2 à 24 stops

Indexeurs à cames cylindriques

Cette famille d'indexeurs utilise une came cylindrique ou tambour, conjointement avec des galets montés parallèles à l'axe de sortie. Comme pour les indexeurs à cames globiques, l'arbre d'entrée est perpendiculaire à l'arbre de sortie. La disposition de la came, partiellement recouverte par le plateau de sortie, permet d'obtenir une présentation plus compacte. Pour un couple demandé, les indexeurs à cames cylindriques occupent habituellement la surface au sol et le volume les plus réduits. L'équipement de production de Camco-Ferguson permet la fabrication d'indexeurs de grands dimensions dans cette géométrie. Le contrôle précis de l'épaisseur de la nervure du profil de la came permet de fournir une précontrainte. Les entraxes entre l'arbre d'entrée et celui de sortie sont déterminées avec précision. Les contraintes sur les épaisseurs des nervures des

cames limitent les variétés des lois possibles (mouvements de sortie en fonction du mouvement d'entrée) par rapport aux indexeurs à cames globiques. En résumé, les indexeurs perpendiculaires offrent:

- ◆ un volume plus compact pour une capacité de couple de sortie donné
- ◆ un entraxe fixe entre les arbres d'entrée et de sortie (une tolérance plus serrée)
- ◆ un grande face de fixation pour les applications à plateau
- ◆ possibilité de trou traversant
- ◆ une plage de 3 à 24 stops
- ◆ de très grands indexeurs pour l'assemblage automobile et de grands diamètres de plateau (jusqu'à 12 mètres).

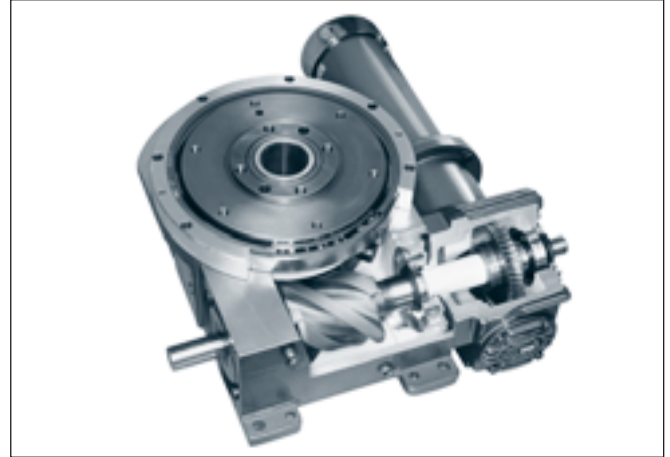
À arbres parallèles

Cette famille d'indexeurs utilise deux cames plates conjuguées et des galets montés parallèlement à l'axe de sortie. L'arbre d'entrée et l'arbre de sortie sont parallèles. Dans cette configuration, la came ne présente pas de nervures de profil comme sur les indexeurs à cames globiques ou cylindriques. Une caractéristique unique aux indexeurs à arbres parallèles est l'absence d'inversion du sens de la rotation des galets. Puisqu'ils tournent dans la même direction tout le long du cycle d'index, des cadences supérieur à 1000 cycles/minute sont possibles. Du fait de l'absence des contraintes liées à l'épaisseur des nervures du profil (il n'y en a pas), des diamètres de galets plus importants peuvent être utilisés, ce qui offre une capacité de torsion élevée. Les indexeurs à arbres parallèles produisent des mouvements de

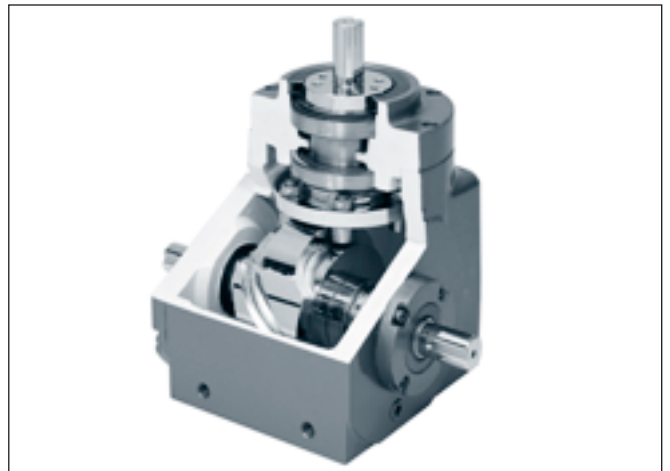
sortie élevés pour des faibles déplacements d'entrée. La géométrie de montage rend les indexeurs en parallèle également plus résistants à la surcharge (donc plus robustes). Des doubles arbres de sortie sont également possibles. En résumé, les indexeurs à arbres parallèles offrent:

- ◆ une capacité de vitesse élevée (avec des galets qui ne changent pas leur sens de rotation)
- ◆ une capacité de charge importante (avec de galets de taille importante)
- ◆ une résistance aux chocs (ils sont plus robustes)
- ◆ une flexibilité de mouvement (spéciaux et complexes) grâce à la géométrie des cames conjuguées
- ◆ une plage de 1 à 8 stops

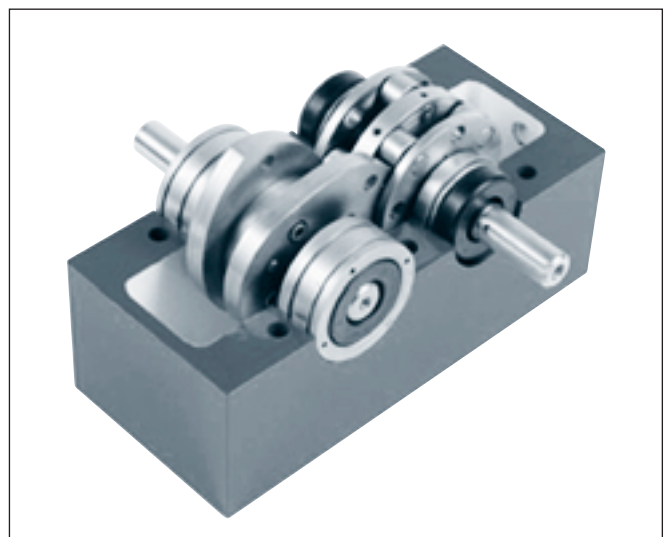
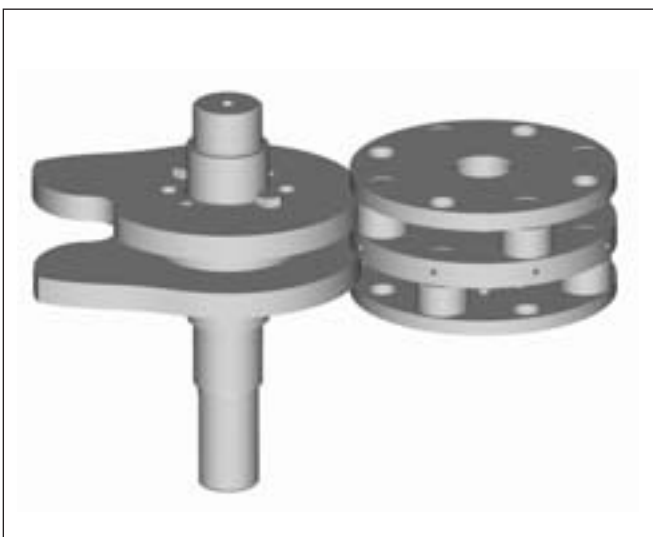
**Roller Gear
Schrittgetriebe
Indexeurs à Cames Globiques**



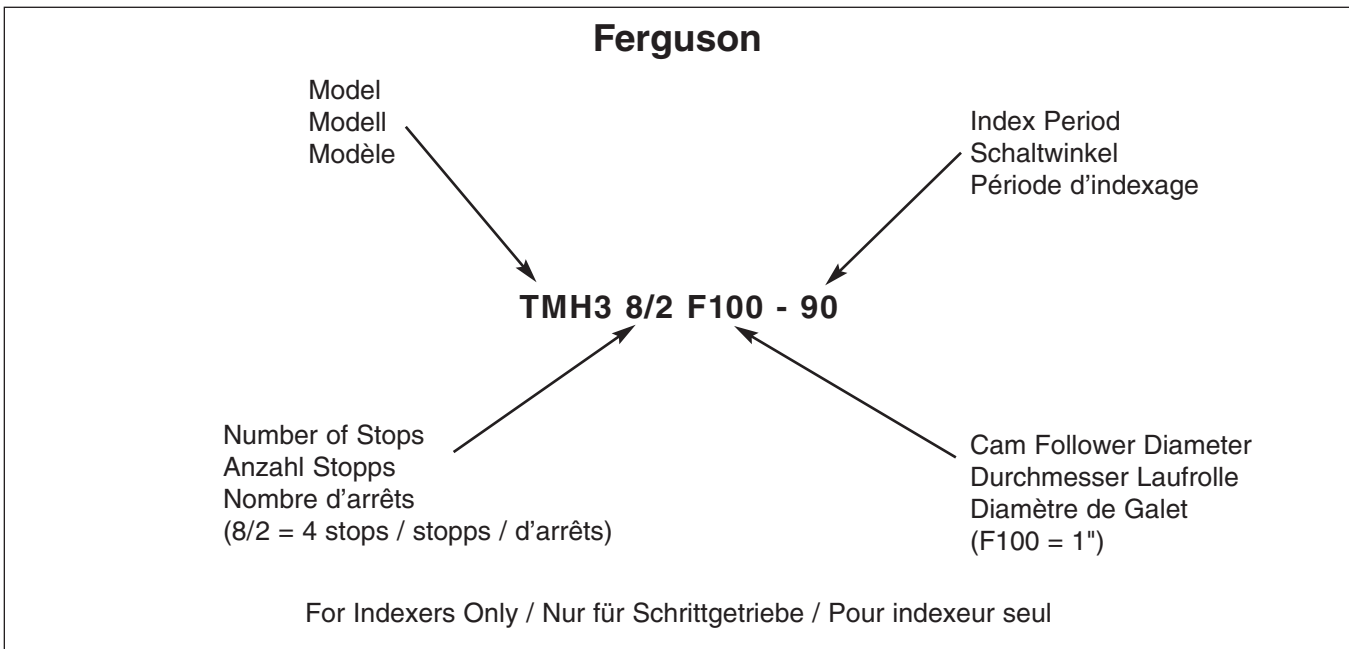
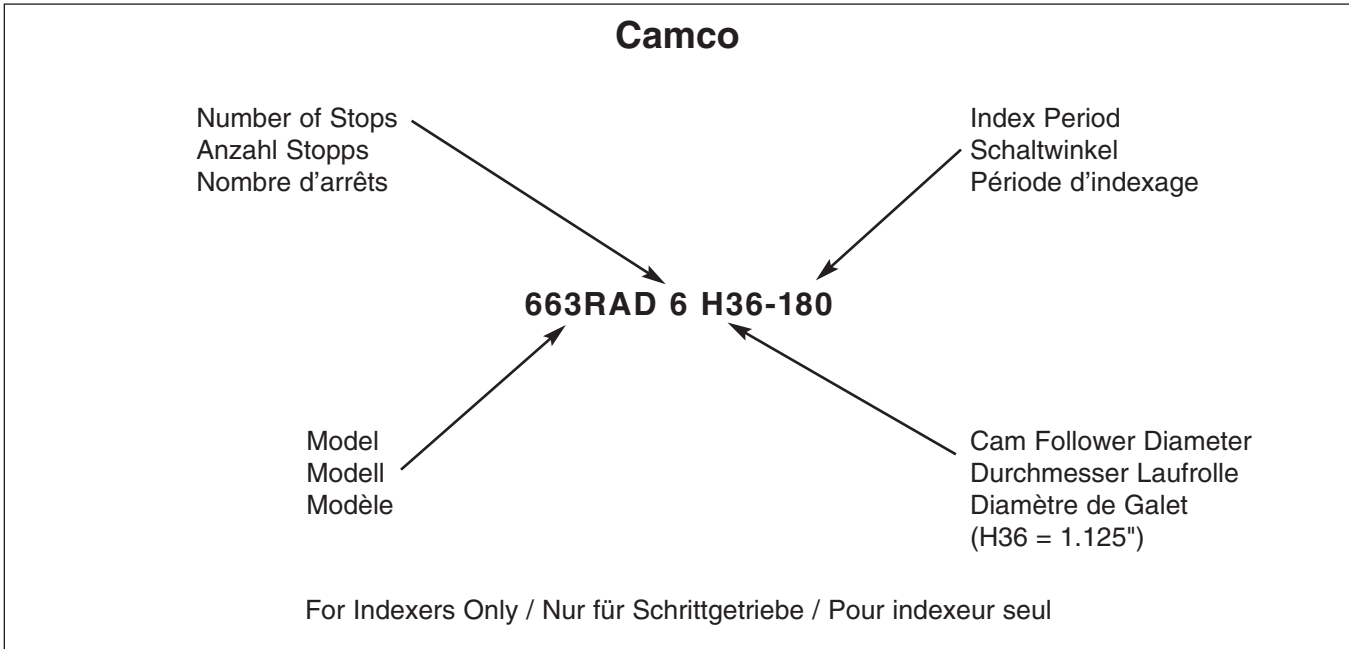
**Right Angle
Rechtwinklige Schrittgetriebe
Indexeurs à Cames cylindriques**



**Parallel
Parallel
À Arbres Parallèles**



Model Code Designation / Modell Bezeichnungen / Désignation du code de modèle





Approach to Sizing Index Drives

Within each family type (**Roller Gear, Right Angle, Parallel**), Camco-Ferguson offers more than a dozen different sizes of index drives. The first consideration when choosing an **index drive type** is mounting requirements and the geometry of the driven member. The mounting requirements usually determine the type of indexer and then size is selected. Often the geometry (size of dial, for example) helps determine the initial choice. The **index drive size** is verified through data sheet calculations.

All Camco-Ferguson indexers are designed and rated to have a **B₁₀** life of 8.000 hours on the followers and over 100.000 hours on the other major components. The **B₁₀** life is an estimate of time between cam follower replacement. For example, a **B₁₀** life estimate of 15.000 hours means that we can expect 10% of the followers to begin to show wear after 15.000 hours of operation. For this case, Camco-Ferguson would recommend replacing all of the followers after 15.000 hours of continuous operation.

Many helpful software programs have been developed by Camco-Ferguson to assist with the selection process. The following examples will show both a manual method of calculating and a faster method using special software.

All sizing for rotating equipment (motors, gear reducers and indexers) rely on the basic Newtonian Mechanics equation:

$$\text{Moment} = M_i = I\alpha''$$

Where **I** is the Rotational Mass Moment of Inertia and α'' is the peak angular acceleration (radians/sec²).

Additional work or friction torque is also added, giving the full equation:

$$M_{\text{Total}} = I\alpha'' + M_W$$

Where $M_W = \text{Work Torque} = \mu \times R \times F$

μ = coefficient of friction, **R** = radius to Work Force and **F** = Force

For smaller diameter dial applications, Work Torque is negligible. For larger diameter dial applications, Work Torque can be significant. The inefficiencies of speed reducers also add to the total Work Torque.

After Torque is calculated we then determine the power requirements through:

$$\text{Power} = M \times \omega = I \times \alpha'' \times \omega$$

Where ω is the rotational velocity (radians/sec). Note that with an indexing application, α'' and ω are a function of time or $\alpha'' = f(t)$ and $\omega = f(t)$.

Since **I** is usually constant, power peaks when the product of α'' and ω peak. Software automatically chooses this peak product, and the manual data sheet methods rely on **K_i** and **K_f** factors to determine peak power. **K_i** and **K_f** are explained later in this Engineering catalog section.

Input (camshaft) torque requirements are calculated through the conservation of energy equation, Power in = Power out, or:

$$M_{in} \times \omega_{in} = M_{out} \times \omega_{out}$$

$$\text{Restated: } M_{in} = M_{\text{camshaft}} = M_c = M_{out} \times \omega_{out} / \omega_{in}$$

Note that:

$$K_i \equiv \omega_{out} / \omega_{in} \text{ at peak value of the product of } \alpha_{out} \times \omega_{out}$$

so we have:

$$M_{c(\text{inertia})} = M_{\text{inertia out}} \times K_i \text{ (for inertia)}$$

Similarly,

$$M_{c(\text{work})} = (M_{\text{work out}} + M_{\text{friction out}}) \times K_f$$

(for friction and work torque)

Where $K_f \equiv \omega_{out} / \omega_{in}$ at ω_{out} (maximum).

Total Camshaft Torque

$$M_c = M_{c(\text{inertia})} + M_{c(\text{work})}$$

Power demand is calculated based on Camshaft Torque and Speed

$$\text{Power} = \frac{M_c \times N}{9550 \times E} \text{ (kw)}$$

Where **N** = Camshaft speed in RPM

E = Efficiency of the gear reducer

M_c is in units of Nm.



Methoden zur Auslegung von Schrittgetrieben

Innerhalb jeder Bauart (Schrittgetriebe, rechtwinklige Schrittgetriebe, Parallel-Schrittgetriebe) bietet Camco-Ferguson eine Vielzahl von Baugrößen an. Vor der Festlegung der erforderlichen Baugröße eines Schrittgetriebes werden zuerst die Montagebedingungen und die Geometrie der Antriebselemente überprüft, um die geeignete Bauart festzulegen. Oftmals hilft die Geometrie (z.B. der Durchmesser des Schaltellers) bei der anfänglichen Auslegung. Die eigentliche Auslegung der Baugröße erfolgt nach verschiedenen Berechnungsformeln.

Alle Camco-Ferguson Schrittgetriebe sind auf eine **B₁₀** Lebensdauer von 8.000 Stunden bezogen auf die Laufrollen und auf 100.000 Stunden bezogen auf die anderen relevanten Bauteile ausgelegt. Die **B₁₀** Lebensdauer ist die voraussichtliche Zeit, ab der eine bleibende Verformung an den Laufrollen auftritt. Bei einer voraussichtlichen **B₁₀** Lebensdauer von 15.000 Stunden kann davon ausgegangen werden, dass 10% der Laufrollen einen beginnenden Verschleiß aufzeigen. In diesem Fall wird von Camco-Ferguson empfohlen, die Laufrollen nach 15.000 Betriebsstunden auszuwechseln.

Camco-Ferguson hat eigene Berechnungsprogramme zur Auslegung von Schrittgetrieben entwickelt. Im Folgenden werden sowohl manuelle als auch rechnergestützte Berechnungsmethoden aufgezeigt.

Alle Berechnungen von rotierenden Bauteilen (Motor, Getriebe, Schrittgetriebe) basieren auf dem Newtonschen Gesetz mit der Gleichung:

$$\text{Moment} = M_i = I \alpha''$$

wobei **I** das Massenträgheitsmoment ist und α'' die maximale Winkelbeschleunigung (arc/sec^2).

Zusätzliche Arbeit oder Reibmomente ergeben die komplette Gleichung:

$$M_{\text{TOTAL}} = I \alpha'' + M_W$$

wobei $M_W = \text{Arbeitsmoment} = \mu \times R \times F$ ist.

μ = Reibungskoeffizient, **R** = Arbeitsradius und **F** = Kraft

Bei Schaltellern mit kleinem Durchmesser kann das Arbeitsmoment vernachlässigt werden, bei Anwendungen mit großen Schaltellern kann es jedoch erheblichen Einfluss haben. Der Wirkungsgrad von Reduziergetrieben muss ebenfalls beim Arbeitsmoment berücksichtigt werden.

Nachdem das Moment berechnet ist, wird nun die erforderliche Leistung berechnet:

$$\text{Leistung} = M \times \omega = I \times \alpha'' \times \omega$$

wobei ω die Umfangsgeschwindigkeit (rad/sec) ist. Bitte beachten Sie, dass bei einer Schrittschaltanwendung α'' und ω eine Funktion der Zeit sind, $\alpha'' = f(t)$ und $\omega = f(t)$.

Bei konstantem **I** ist die maximale Leistung bei dem maximalen Produkt aus α'' und ω . Das Berechnungsprogramm wählt automatisch das maximale Produkt, bei der manuellen Auslegung wird dies durch die Faktoren **K_i** und **K_f**, die in einem späteren Kapitel beschrieben werden, berücksichtigt.

Das Eingangsmoment wird nach den herkömmlichen Gleichungen berechnet, Eingangsleistung = Ausgangsleistung oder:

$$M_{\text{in}} \times \omega_{\text{in}} = M_{\text{out}} \times \omega_{\text{out}}$$

$$\text{Mit } M_{\text{in}} = M_{\text{Antriebswelle}} = M_c = M_{\text{out}} \times \omega_{\text{out}} / \omega_{\text{in}}$$

Bitte beachten Sie:

$$K_f \equiv \omega_{\text{out}} / \omega_{\text{in}} \text{ beim Maximum aus } \alpha_{\text{out}} \times \omega_{\text{out}},$$

sodass sich folgendes ergibt:

$$M_{\text{c(Trägheit)}} = M_{\text{Abtriebsträgheit}} \times K_i \text{ (für die Massenträgheit)}$$

Ähnlich

$$M_{\text{c(Arbeit)}} = (M_{\text{Antriebsarbeit}} + M_{\text{Abtriebsarbeit}}) \times K_f$$

(für das Reib- und Arbeitsmoment)

$$\text{mit } K_f \equiv \omega_{\text{out}} / \omega_{\text{in}} \text{ at } \omega_{\text{out}} \text{ (maximum).}$$

Gesamtes Antriebsmoment:

$$M_c = M_{\text{c(Trägheit)}} + M_{\text{c(Arbeit)}}$$

Die Leistung in kW wird basierend auf dem Antriebsmoment und Antriebsdrehzahl berechnet:

$$\text{Leistung} = \frac{M_c \times N}{9550 \times E} \text{ (kW)}$$

Mit **N** = Antriebsdrehzahl

E = Wirkungsgrad vom Reduziergetriebe

M_c = Antriebsmoment in Nm



Détermination de la taille des indexeur

Pour chaque famille (**came globique, came cylindrique et arbres parallèles**), Camco-Ferguson propose plus d'une douzaine de tailles d'indexeurs différents. La première chose à prendre en compte quand on choisit un type d'indexeur, ce sont les exigences du montage et la géométrie de l'élément entraîné. Les exigences du montage déterminent habituellement le type d'indexeur, ensuite, il faut choisir la taille. Souvent, la géométrie (la taille du plateau, par exemple) aide à déterminer le choix initial. La **taille de l'indexeur** est vérifiée sur base des programmes de calcul.

Tous les indexeurs Camco-Ferguson sont conçus et calculés pour avoir une durée de vie **B₁₀** de 8.000 heures sur les galets et de plus de 100.000 heures sur les autres composants principaux. La durée de vie **B₁₀** est une estimation du temps avant le remplacement des galets. Ainsi, par exemple, une estimation de la durée de vie **B₁₀** de 15.000 heures signifie que nous pouvons nous attendre à ce que 10% des galets commencent à montrer des signes d'usure après 15.000 heures de fonctionnement. Dans ce cas, Camco-Ferguson conseille le remplacement de tous les galets de came après 15.000 heures de fonctionnement continu.

De nombreux logiciels très utiles ont été conçus par Camco-Ferguson pour aider dans le processus de sélection. Les exemples suivants montrent à la fois une méthode de calcul manuelle et une méthode plus rapide utilisant un logiciel approprié.

Le calcul de couples pour les équipements rotatifs (moteurs, réducteurs et indexeurs) repose sur l'équation de base de la mécanique de Newton:

$$\text{Moment} = M_i = I\alpha''$$

Où **I** est le moment d'inertie de la masse en rotation et α'' l'accélération angulaire maximal (radians/sec²).

Le travail additionnel dû au couple de friction est également ajouté, donnant l'équation complète:

$$M_{\text{TOTAL}} = I\alpha'' + M_w$$

Où $M_w = \text{Couple de friction} = \mu \times R \times F$

μ = coefficient de friction, **F** = Force et **R** = rayon d'application de F

Pour des applications avec un diamètre de plateau plus réduit, le Couple de Friction est négligeable. Pour des applications avec un diamètre de plateau important, ce couple peut être important. Les rendements des réducteurs de vitesse peuvent également faire augmenter le couple de friction total.

Après avoir calculé le couple de friction, nous déterminons les besoins en puissance par la formule suivante

$$\text{Puissance} = M \times \omega = I \times \alpha'' \times \omega$$

Où ω est la vitesse de rotation (radians/sec). Notez qu'avec une application d'indexation, α'' et ω sont fonction du temps, autrement dit $\alpha'' = f_1(t)$ et $\omega = f_2(t)$.

Comme **I** est constant, la puissance est maximale quand le produit de α'' et ω est à son maximum. Le logiciel choisit automatiquement ce produit maximum, et les méthodes utilisant des calculs manuels se basent sur des facteurs **K_i** et **K_f** pour déterminer la puissance maximum. **K_i** et **K_f** sont expliqués plus loin dans ce document.

Les besoins du couple d'entrée sont calculés au moyen de l'équation de conservation de l'énergie, Puissance à l'entrée = Puissance à la sortie, ou:

$$M_e \omega_e = M_s \omega_s$$

C'est à dire

$$M_e = M_{\text{sur arbre D'entrée}} = M_c = T_s \omega_s / \omega_e$$

Avec

$K_i \equiv \omega_s / \omega_e$ Pour la valeur maximale du produit $\alpha_s \omega_s$

Nous avons:

$$M_{c(\text{inertie})} = M_{\text{inertie sortie}} \times K_i \text{ (pour l'inertie)}$$

Et de même

$$M_{c(\text{travail})} = (M_{\text{travail s}} + M_{\text{friction s}}) \times K_f$$

(pour les couples de travail et friction)

avec $K_f \equiv \omega_s / \omega_e$ Pour la valeur maximale de ω_s

Le couple total sur l'arbre d'entrée est

$$M_c = M_{c(\text{inertie})} + M_{c(\text{travail})}$$

La puissance en Kilowatts est calculée à partir du couple et la vitesse d'arbre à cames

$$\text{Puissance} = \frac{M_c \times N}{9550 \times E} \text{ (kW)}$$

Avec **N** = Vitesse de l'arbre d'entrée en tr/min

E = rendement du réducteur

M_c et en Nm



Derivation of Torque Demand Equation for Indexing Dials

Inertia Torque, M_i , is defined by:

$$M_i = I \alpha''$$

Where I = Rotational Mass Moment of Inertia (kgm²)

α'' = Peak angular acceleration (radians/sec²)

From the "Cam Design" manual by Mr. Clyde H. Moon:

$$\alpha'' = C_a \frac{\theta_o}{t_2^2}$$

Where C_a = Acceleration Coefficient (5,528 for modified sine motion)

θ_o = Output Angle or Angle of Index (radians)

t_2 = Index time (seconds)

The Output Angle, θ , is calculated based on the number of stops

$$\theta_o = \frac{2\pi}{S}$$

Where S = Number of stops

If the modified sine motion has constant velocity the acceleration factor, C_a , must be modified by a ratio of the C_a for the constant velocity relative to the C_a for a modified sine motion without constant velocity.

$$C = \frac{C_{a(cv)}}{C_a}$$

A service factor, SF, of 1,3 is added into the equation

Substituting, acceleration becomes

$$\alpha'' = \frac{C_a \times C \times SF \times 2\pi}{S \times t_2^2}$$

The final torque equation is then

$$M_i = \frac{I \times C_a \times C \times SF \times 2\pi}{S \times t_2^2}$$

Substituting the constants, with a 1,3 service factor

$$M_i = \frac{I \times 5,528 \times C \times 1,3 \times 2\pi}{S \times t_2^2}$$

$$M_i = \frac{45,15 \times I \times C}{S \times t_2^2} \text{ (Nm)}$$

We will use a dial and conveyor application to illustrate:



Type I and Type II Indexers Explained

Some index drives produce two indexes for every one rotation of input shaft. This is due to the geometric constraints of certain motion period and output displacement combinations. If there is a double index, we call this a **Type II indexer** (and $M = 2$). If there is only one index per revolution of input camshaft, we

call this a **Type I indexer** (and $M = 1$). **Type I indexers are more common.** If Camco-Ferguson has a Type II indexer with a "270 degree motion period", the first index is achieved with 135 degrees of real input camshaft rotation ($270 / 2 = 135^\circ$).



Ableitung der Drehmomentgleichung für Schrittgetriebe

Das Trägheitsdrehmoment, M_i , ist definiert durch

$$M_i = I \alpha''$$

mit I = Massenträgheitsmoment (kg m / sec.²)

α'' = maximale Beschleunigung [rad/sec.²]

Gemäß "Cam Design" von Clyde H. Moon:

$$\alpha'' = C_a \frac{\theta_0}{t_2^2}$$

mit C_a = Beschleunigungskoeffizient (5,528 bei modifizierter Sinoide)

θ_0 = Abtriebswinkel in rad

t_2 = Schaltzeit in Sekunden

Der Abtriebswinkel θ_0 wird anhand der Anzahl Stopps berechnet:

$$\theta_0 = \frac{2\pi}{S}$$

mit S = Anzahl Stopps

Wenn die modifizierte Sinusbewegung einen Bereich konstanter Geschwindigkeit hat, muß der Beschleunigungsfaktor C_a wie folgt modifiziert werden:

$$C = \frac{C_{a(cv)}}{C_a}$$

Zusätzlich wird noch ein Servicefaktor von 1,3 mit in die Gleichung einbezogen.

Daraus ergibt sich folgende Gleichung:

$$\alpha'' = \frac{C_a \times C \times SF \times 2\pi}{S \times t_2^2}$$

Die Momentengleichung lautet somit:

$$M_i = \frac{I \times C_a \times C \times SF \times 2\pi}{S \times t_2^2}$$

Mit einem Servicefaktor von 1,3 ergibt sich dann:

$$M_i = \frac{I \times 5,528 \times C \times 1,3 \times 2\pi}{S \times t_2^2}$$

$$M_i = \frac{45,15 \times I \times C}{S \times t_2^2} \text{ (Nm)}$$

Als Berechnungsbeispiel nehmen wir eine Anwendung mit einem Schaltteller und einem Conveyor:



Typ I und Typ II Schrittgetriebe

Einige Schrittgetriebe generieren bedingt durch geometrische Beschränkungen bei bestimmten Kombinationen aus Bewegungsabläufen und Abtriebsbewegungen bei einer Antriebsumdrehung zwei Abtriebsumdrehungen. Ist dies eine Doppelschaltung, handelt es sich um ein Schrittgetriebe Typ II (mit $M = 2$). Bei nur einer

Schaltung pro Antriebsumdrehung handelt es sich um ein Schrittgetriebe Typ I (und $M = 1$), die auch am meisten verbreitet sind. Bei einem Camco-Ferguson Schrittgetriebe Typ II mit "270° Schaltwinkel" ist die erste Schaltung nach einer Drehung von 135° an der Antriebswelle erreicht (270/2=135°).



Equation Du Couple Nécessaire Pour un Plateau

Le couple dû aux inerties, M_i , est défini par

$$M_i = I \alpha''$$

Avec I = Moment d'inertie des masses en rotation
(en Kgm^2)

α'' = L'accélération maxi (radians/sec²)

L'accélération maxi, calculée avec le coefficient de Moon nous donne

$$\alpha'' = C_a \frac{\theta_0}{t_2^2}$$

Avec C_a = Coefficient d'accélération d'une loi MS
(5,528)

θ_0 = Angle de sortie (radians)

t_2 = Temps de transfert (seconds)

L'angle de sortie, θ_0 , se calcule en fonction du nombre de stops de l'indexeur

$$\theta_0 = \frac{2\pi}{S}$$

Avec S = Nombre de stops

Si la loi a une partie à vitesse constante, le coefficient d'accélération C_a doit être modifié par le rapport du C_a à vitesse constante au C_a de la loi MS

$$C = \frac{C_{a(cv)}}{C_a}$$

Un facteur SF ayant une valeur de 1,3 est aussi introduit dans l'équation

Remplaçant ces valeurs on obtient

$$\alpha'' = \frac{C_a \times C \times F \times 2\pi}{S \times t_2^2}$$

L'équation final est donc

$$M_i = \frac{I \times C_a \times C \times SF \times 2\pi}{S \times t_2^2}$$

C'est-à-dire, en remplaçant les constantes par leur valeurs (SF=1,3)

$$M_i = \frac{I \times 5,528 \times C \times 1,3 \times 2\pi}{S \times t_2^2}$$

$$M_i = \frac{45,15 \times I \times C}{S \times t_2^2} \text{ (Nm)}$$

Nous allons illustrer ceci avec une application plateau et une convoyeur.



Cames d'indexeurs du Type I et du Type II

Certains indexeurs produisent deux cycles de mouvement en sortie pour une rotation complète de l'arbre d'entrée. Ceci est dû aux contraintes géométriques de certaines combinaisons de déplacements de sortie. Si pour un tour de l'arbre d'entrée, il y a deux cycles de sortie, nous appelons cela un **indexeur du type II** (et $M = 2$) ; s'il n'y a qu'un cycle de sortie, nous

appelons cela un indexeur du type I (et $M = 1$). **Les indexeurs du type I sont les plus fréquents.** Pour un indexeur Camco-Ferguson du type II avec un "angle de mouvement de 270 degrés", le premier indexage est réalisé sur 135 degrés de rotation de l'arbre à cames ($270 / 2 = 135^\circ$)

E *Dial Application Example*

Number of Stations	(S)	6
Weight of Single Station	(W _s)	2,25 kg
Radius to Station Center	(R _s)	250 mm
Dial Plate Diameter	(D _d)	600 mm
Dial Plate Mass	(W _d)	15 kg
Dwell Time	(t ₁)	2,0 sec.
Index Time	(t ₂)	0,5 sec.

Since dwell time is more than 3 times greater than the index time, the application will be cycle-on-demand.

D *Beispiel Schaltteller*

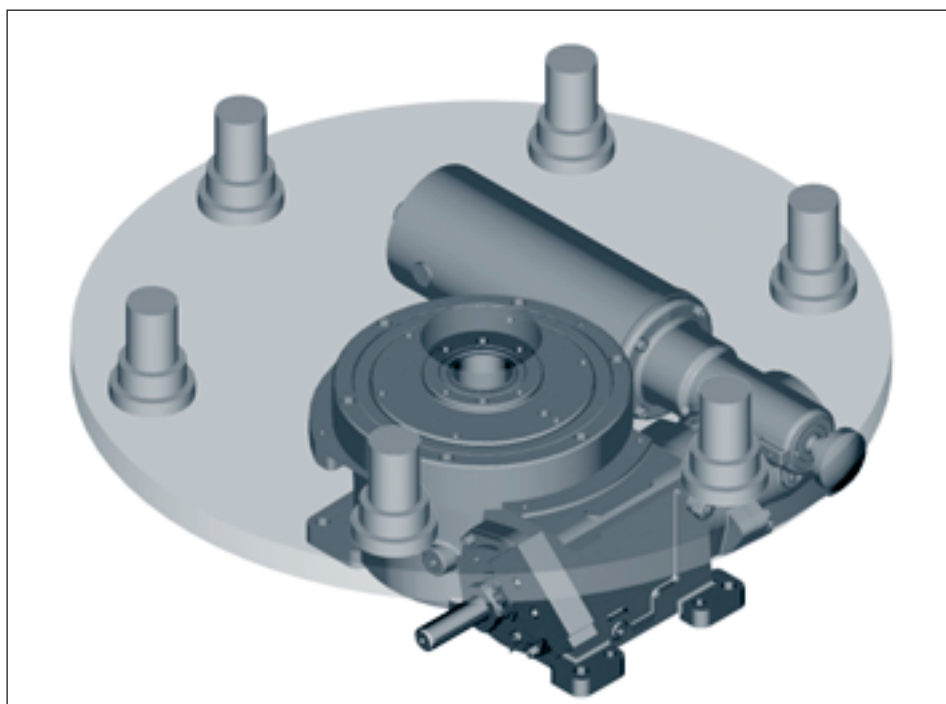
Anzahl Stationen	(S)	6
Masse der Einzelstation	(W _s)	2,25 kg
Radius zur Stationsmitte	(R _s)	250 mm
Durchmesser Schaltteller	(D _d)	600 mm
Gewicht Schaltteller	(W _d)	15 kg
Rastzeit	(t ₁)	2,0 sec.
Schaltzeit	(t ₂)	0,5 sec.

Da die Rastzeit mehr als 3-mal so groß ist wie die Schaltzeit, muss bei dieser Anwendung der Motor in der Rastphase stillgesetzt werden.

F *Exemple Application du plateau*

Nombre de stations	(S)	6
Masse d'une station	(W _s)	2,25 kg
Rayon au centre de la station	(R _s)	250 mm
Diamètre du plateau	(D _d)	600 mm
Masse du plateau	(W _d)	15 kg
Temps d'arrêt	(t ₁)	2,0 sec.
Temps d'indexage	(t ₂)	0,5 sec.

Puisque le temps d'arrêt est supérieur de plus de 3 fois le temps d'indexage, cette application correspond a une application "cycle sur demande".



E Dial Example

Index Period

$$\beta = 270^\circ$$

Since this is cycle-on-demand, choose a long, standard motion period.

Index Rate

$$N = \frac{\beta}{6 \times t_2} = \frac{270}{6 \times 0,5} = 90 \text{ index/min.}$$

Inertia Loading

Dial Plate Inertia

$$W_d \times \frac{D_d^2}{8} = \frac{15 \times 0,600^2}{8} = 0,675 \text{ kgm}^2$$

Station Inertia

$$W_s \times S \times R_s^2 = 2,25 \times 6 \times 0,250^2 = 0,844 \text{ kgm}^2$$

Total External Inertia

$$(I_{(ext)}) = 0,675 + 0,844 = 1,519 \text{ kgm}^2$$

Preliminary Output Torque

$$M_i = \frac{34,7 \times SF \times I_{(ext)}}{S \times t_2^2} = \frac{34,7 \times 1,3 \times 1,519}{6 \times 0,5^2} = 45,7 \text{ Nm}$$

The model 601RDM6H24-270 with an M4.0D overload clutch is the preliminary selection. B₁₀ capacity is 455 Nm @ 50 index/min. Indexer internal inertia is 0,033 kgm² and the overload clutch inertia is 0,02 kgm².

Modify B₁₀ at 50 to B₁₀ at 90 to obtain the capacity at the required operating speed of 90 index/min.

$$\begin{aligned} B_{10} @ 90 &= B_{10} \text{ at } 50 \times (50/90)^{0,3} \\ &= 455 \times (50/90)^{0,3} \\ &= 381 \text{ Nm} \end{aligned}$$

Inertia Torque Calculation

The following formula includes a safety factor of 1,3.

$$\begin{aligned} M_i &= \frac{45,1 \times (I_{(ext)} + I_{(int)})}{S \times t_2^2} \\ &= \frac{45,1 \times (1,519 + 0,033 + 0,02)}{6 \times 0,5^2} \\ &= 47,3 \text{ Nm} \end{aligned}$$

Camshaft Torque

$$K_f = \frac{C_v \times 360 \times M}{\beta \times S} = \frac{1,7596 \times 360 \times 1}{270 \times 6} = 0,391$$

$$K_i = 0,56 \times K_f = 0,56 \times 0,391 = 0,22$$

$$M_c = M_i \times K_i = 47,3 \times 0,22 = 10,4 \text{ Nm}$$

Note: C_v ≡ Velocity coefficient for modified sine motion.

Camshaft RPM

$$N_c = \frac{\beta}{6 \times t_2 \times M} = \frac{270}{6 \times 0,5 \times 1} = 90 \text{ RPM}$$

Where M=1 for Type 1 indexers (see p. A-18)

Reducer Selection

Assuming a 1400 RPM motor speed, the model R180 reducer with a 15:1 reduction ratio is selected.

Power Demand

$$\text{Power} = \frac{M_c \times N_c}{9550 \times E} = \frac{10,4 \times 90}{9550 \times 0,75} = 0,13 \text{ kW}$$

Due to component compatibility and power requirements, a 0,25 kW motor is selected for this application.

D Schaltteller Anwendung

Schaltwinkel

$$\beta = 270^\circ$$

da der Motor in der Rast stillgesetzt wird, sollte ein größt möglicher standardmäßiger Schaltwinkel gewählt werden

Schalhäufigkeit

$$N = \frac{\beta}{6 \times t_2} = \frac{270}{6 \times 0,5} = 90 \text{ Schaltungen/min.}$$

Trägheitsbelastung

Trägheit Schaltteller

$$W_d \times \frac{D_d^2}{8} = \frac{15 \times 0,600^2}{8} = 0,675 \text{ kgm}^2$$

Trägheit Stationen

$$W_s \times S \times R_s^2 = 2,25 \times 6 \times 0,250^2 = 0,844 \text{ kgm}^2$$

Gesamte externe Trägheit

$$(I_{(ext)}) = 0,675 + 0,844 = 1,519 \text{ kgm}^2$$

Vorläufiges Abtriebsdrehmoment

$$M_i = \frac{34,7 \times SF \times I_{(ext)}}{S \times t_2^2} = \frac{34,7 \times 1,3 \times 1,519}{6 \times 0,5^2} = 45,7 \text{ Nm}$$

Als vorläufige Auswahl wurde das Modell M601RDM6H24-270 mit einer M4.0D Überlastkupplung gewählt. Die B₁₀-Kapazität beträgt 455 Nm@50 Schaltungen/min. Die innere Trägheit des Schrittgetriebes beträgt 0,033 kgm² die Trägheit der Kupplung 0,02 kgm².

Zur Korrektur von B10 @ 50 auf B10 @ 90, um die Kapazität zur notwendigen Geschwindigkeit von 90 Schaltungen / min. zu bringen:

$$\begin{aligned} B_{10} @ 90 &= B_{10} \text{ at } 50 \times (50/90)^{0,3} \\ &= 455 \times (50/90)^{0,3} \\ &= 381 \text{ Nm} \end{aligned}$$

Berechnung des Trägheits-Drehmoments

Die folgende Gleichung beinhaltet einen Sicherheitsfaktor von 1,3.

$$\begin{aligned} M_i &= \frac{45,1 \times (I_{(ext)} + I_{(int)})}{S \times t_2^2} \\ &= \frac{45,1 \times (1,519 + 0,033 + 0,02)}{6 \times 0,5^2} \\ &= 47,3 \text{ Nm} \end{aligned}$$

Drehmoment der Antriebswelle

$$K_f = \frac{C_v \times 360 \times M}{\beta \times S} = \frac{1,7596 \times 360 \times 1}{270 \times 6} = 0,391$$

$$K_i = 0,56 \times K_f = 0,56 \times 0,391 = 0,22$$

$$M_c = M_i \times K_i = 47,3 \times 0,22 = 10,4 \text{ Nm}$$

Bitte beachten: C_v ≡ Geschwindigkeitskoeffizient für modifizierte Sinusbewegung

Drehzahl an der Antriebswelle

$$N_c = \frac{\beta}{6 \times t_2 \times M} = \frac{270}{6 \times 0,5 \times 1} = 90 \text{ RPM}$$

Mit M = 1 für Schrittgetriebe Typ 1, siehe Seite A-19.

Auswahl Reduziergetriebe

Bei einer angenommenen Motordrehzahl von 1400 1/min. wird ein Getriebe mit einer Untersetzung von 15:1 gewählt.

Motorleistung

$$\text{Leistung} = \frac{M_c \times N_c}{9550 \times E} = \frac{10,4 \times 90}{9550 \times 0,75} = 0,13 \text{ kW}$$

Aufgrund der Kompatibilität der Komponenten und der erforderlichen Leistung wurde für diese Anwendung ein Motor mit 0,25 kW Leistung gewählt.

F Exemple du plateau

Période d'indexage

$$\beta = 270^\circ$$

Comme nous avons une application "cycle sur demande", nous conseillons l'utilisation d'un angle d'indexage long.

Taux d'indexage

$$N = \frac{\beta}{6 \times t_2} = \frac{270}{6 \times 0,5} = 90 \text{ index/min.}$$

Recherche des inerties

Inertie du plateau

$$W_d \times \frac{D_d^2}{8} = \frac{15 \times 0,600^2}{8} = 0,675 \text{ kgm}^2$$

Inertie de la station

$$W_s \times S \times R_s^2 = 2,25 \times 6 \times 0,250^2 = 0,844 \text{ kgm}^2$$

Inertie externe total

$$(I_{(ext)}) = 0,675 + 0,844 = 1,519 \text{ kgm}^2$$

Couple de sortie préliminaire

$$M_i = \frac{34,7 \times SF \times I_{(ext)}}{S \times t_2^2} = \frac{34,7 \times 1,3 \times 1,519}{6 \times 0,5^2} = 45,7 \text{ Nm}$$

Le modèle M601RDM6H24-270 équipé d'un limiteur de couple M4.0D fait l'objet de la sélection provisoire. Le couple B10 est de 455 Nm à 50 indexages par minute. L'inertie interne de l'indexeur est de 0,033 kgm² et l'inertie du limiteur de couple est de 0,02 kgm².

Le couple B₁₀ est modifiée de 50 à 90 pour obtenir la vitesse de fonctionnement souhaitée de 90 indexages par minute.

$$\begin{aligned} B_{10} @ 90 &= B_{10} @ 50 \times (50/90)^{0,3} \\ &= 455 \times (50/90)^{0,3} \\ &= 381 \text{ Nm} \end{aligned}$$

Recherche du couple d'inertie

La formule ci-dessous comporte un facteur de sécurité de 1,3

$$\begin{aligned} M_i &= \frac{45,1 \times (I_{(ext)} + I_{(int)})}{S \times t_2^2} \\ &= \frac{45,1 \times (1,519 + 0,033 + 0,02)}{6 \times 0,5^2} \\ &= 47,3 \text{ Nm} \end{aligned}$$

Le couple à l'arbre primaire

$$K_f = \frac{C_v \times 360 \times M}{\beta \times S} = \frac{1,7596 \times 360 \times 1}{270 \times 6} = 0,391$$

$$K_i = 0,56 \times K_f = 0,56 \times 0,391 = 0,22$$

$$M_c = M_i \times K_i = 47,3 \times 0,22 = 10,4 \text{ Nm}$$

Note: C_v ≡ Coefficient de vitesse pour une courbe sinus modifiée

Vitesse de l'arbre primaire

$$N_c = \frac{\beta}{6 \times t_2 \times M} = \frac{270}{6 \times 0,5 \times 1} = 90 \text{ tr/min}$$

Ou M=1 pour une came type 1 (voir p. A-20)

Sélection du réducteur

Dans l'hypothèse d'une vitesse de moteur de 1400 tr/min, on sélectionne le modèle de réducteur R180 avec un rapport de réduction de 15:1

La puissance du moteur

$$\text{Puissance} = \frac{M_c \times N_c}{9550 \times E} = \frac{10,4 \times 90}{9550 \times 0,75} = 0,13 \text{ kW}$$

En tenant compte des interfaces physiques et de la demande en puissance, un moteur de 0,25 kW est sélectionné pour cette application

E *Dial Example Using Camco-Ferguson Software*

With the advent of user-friendly, Windows-based software, we can input the data and quickly get the results. The program takes into account additional factors such as internal friction and cam stresses for

more precise calculations. Shown below are the input screens for the same dial application:

D *Anwendungsbeispiel Schaltteller mit Camco-Ferguson Berechnungsprogramm*

Bei dem Camco-Ferguson Berechnungsprogramm, das auf Windows-Software basiert und sehr benutzerfreundlich ist, können wir die selben Betriebsdaten eingeben und erhalten das gleiche

Ergebnis. Nachfolgend ist der Eingabebildschirm und der Ausgabebildschirm für diese Anwendung dargestellt:

F *L'exemple du plateau vue par l'informatique Camco-Ferguson*

Windows, nous pouvons saisir les mêmes données dans l'un de nos programmes informatiques et obtenir

le même résultat. Ci-dessous, des exemples d'écrans de saisie pour le plateau.



Dial Application Input Screen
Schalttelleranwendung Eingabebildschirm
Application plateau, écran des données



Dial Application Results Screen
Schalttelleranwendung Ausgabebildschirm
Application plateau, écran des résultats

E Conveyor Application Example

Index Distance	(S _x)	76,2 mm
Index Time	(t ₂)	0,375 sec
Dwell Time	(t ₁)	3,0 sec
Sprocket Pitch Diameter	(D _s)	0,199 m
Sprocket Weight	(W _{ds})	8,2 kg
Number of Teeth on Sprocket	(n)	8

Indexed Parts Weight	(W _p)	29 kg
Chain & Fixture Weight	(W _c)	58 kg
Coefficient of Friction	(μ)	0,3
Chain Pitch	(p)	76,2 mm

Since dwell time is more than 3 times greater than the index time, the application will be cycle-on-demand.

Index Period

For this cycle-on-demand application, the index period should be 270° or larger.

Number of Stops

$$S = \frac{n \times p}{S_x} = \frac{8 \times 76,2}{76,2} = 8$$

Index Rate

For cycle-on-demand applications, the index rate for a continuous run should be used for indexer selection.

$$N = \frac{\beta}{6 \times t_2} = \frac{270}{6 \times 0,375} = 120 \text{ index/min.}$$

Inertia Calculations

Drive Sprocket

$$\frac{W_{ds} \times D_s^2}{8} = \frac{8,2 \times 0,199^2}{8} = 0,041 \text{ kgm}^2$$

Note: Most Camco-Ferguson Precision Link Conveyors use a chordal compensation cam at the take-up end. No take-up sprocket is necessary.

Chains and Fixtures

$$\frac{W_c \times D_s^2}{4} = \frac{58 \times 0,199^2}{4} = 0,574 \text{ kgm}^2$$

Parts

$$\frac{W_p \times D_s^2}{4} = \frac{29 \times 0,199^2}{4} = 0,287 \text{ kgm}^2$$

Total External Inertia

$$I_{(ext)} = 0,041 + 0,574 + 0,287 = 0,902 \text{ kgm}^2$$

Preliminary Inertia Torque

$$M_i = \frac{34,7 \times SF \times Wk^2_{(ext)}}{S \times t_2^2} = \frac{34,7 \times 1,3 \times 0,902}{8 \times 0,375^2} = 36,2 \text{ Nm}$$

The equation use to calculate M_i includes a service factor of 1,3.

Friction Torque

$$M_f = \frac{(W_c + W_p) \times D_s \times 9,81 \times \mu}{2} = \frac{(58 + 29) \times 0,199 \times 9,81 \times 0,3}{2} = 25,5 \text{ Nm}$$

Work Torque

The parts are being translated horizontally; therefore there is no work torque.

Preliminary Output Torque Calculation

$$M_o = M_i + M_f + M_w = 36,2 + 25,5 + 0 = 61,7 \text{ Nm}$$

Using the appropriate catalog section, select an index drive corresponding to the preliminary torque requirements.

$$B_{10} = \frac{T_o}{\left(\frac{50}{N}\right)^{0,3}} = \frac{61,7}{\left(\frac{50}{120}\right)^{0,3}} = 80,2 \text{ Nm}$$

Select M401RA8H24-270, modified sine motion (ms), Wk²_(int) = 0,0044 kgm², B₁₀ capacity = 193 Nm

Overload Protection

Output overload protection should be used with this application. A large instantaneous gear ratio at the start of index makes output overload protection the preferred method for protecting the index drive. With an output overload clutch, jams or overloads at the start of index can easily be detected prior to damaging the indexer.

From your Camco-Ferguson catalog, select the appropriate clutch model for the index drive being used. Clutch model M2.3FC-SD with I_(cl.) = 0,0091 kgm² is chosen.

Inertia Torque

The actual inertia torque including indexer internal inertia and clutch inertia can now be calculated.

$$M_i = \frac{45,1 \times (I_{(ext)} + I_{(int)} + I_{(cl)}) \times C}{S \times t_2^2} = \frac{45,1 \times (0,902 + 0,0044 + 0,0091) \times 1}{8 \times 0,375^2} = 36,7 \text{ Nm}$$

Output Torque

$$M_o = M_i + M_f + M_w = 36,7 + 25,5 + 0 = 62,2 \text{ Nm}$$

C, K_i and K_f

Values for C, K_i and K_f can be calculated or found in the table on page A-44 (Moon factor tables).

$$C = 1,0, K_i = 0,16, K_f = 0,29$$



Conveyor Application Example (continued)

Camshaft Torque

$$M_c = (M_i \times K_i) + (M_f \times K_f) + (M_w \times K_w)$$

$$= (36,7 \times 0,16) + (25,5 \times 0,29) + 0$$

$$= 13,3 \text{ Nm}$$

Camshaft RPM

$$N_c = \frac{\beta}{6 \times t_2 \times M} = \frac{270}{6 \times 0,375 \times 1} = 120 \text{ RPM}$$

This is a type 1 unit, therefore M=1.
For type 2 or 3, M=2, M=3.

Reducer Selection

Assuming an 1800RPM motor speed, the model R225 reducer with a 15:1 reduction ratio is selected.

Motor Power Demand

$$\text{Power} = \frac{M_c \times N_c}{9550 \times E} = \frac{13,3 \times 120}{9550 \times 0,75} = 0,22 \text{ kW}$$

Due to component compatibility and power requirements, a 0,75 kW motor is selected for this application.



Anwendung Conveyor

Schaltweg	(S _x)	76,2 mm	Masse Kette und Vorrichtungen	(W _c)	58 kg
Schaltzeit	(t ₂)	0,375 sec	Reibungskoeffizient	(μ)	0,3
Rastzeit	(t ₁)	3,0 sec	Kettenteilung	(p)	76,2 mm
Kettenrad-Laschenteilungsdurchmesser	(D _s)	0,199 m	Da die Rastzeit mehr als 3-mal so groß ist wie die Schaltzeit, muss bei dieser Anwendung der Motor in der Rastphase stillgesetzt werden.		
Kettenradmasse	(W _{ds})	8,2 kg			
Anzahl Kettenradzähne	(n)	8			
Masse bewegter Teile	(W _p)	29 kg			

Anzahl Schaltungen

Auch für diese Anwendung sollte wie zuvor ein Schaltwinkel von 270° gewählt werden.

Berechnung der Anzahl Stopps

$$S = \frac{n \times p}{S_x} = \frac{8 \times 76,2}{76,2} = 8$$

Indexrate

Für Anwendungen mit Motorstopp sollte die Schalthäufigkeit wie bei einer kontinuierlich durchlaufenden Anwendung berechnet werden.

$$N = \frac{\beta}{6 \times t_2} = \frac{270}{6 \times 0,375} = 120 \text{ Schaltungen/min.}$$

Trägheitsberechnung

Antriebs-Kettenrad

$$\frac{W_{ds} \times D_s^2}{8} = \frac{8,2 \times 0,199^2}{8} = 0,041 \text{ kgm}^2$$

Hinweis: Die meisten Camco-Ferguson Präzisions Conveyor haben an der Umlenkung keine Verzahnung. Eine spezielle Kontur des Radius verhindert ein Abheben der Kette.

Kette und Vorrichtungen

$$\frac{W_c \times D_s^2}{4} = \frac{58 \times 0,199^2}{4} = 0,574 \text{ kgm}^2$$

Trägheitsberechnung (kontinuierlich)

Teile

$$\frac{W_p \times D_s^2}{4} = \frac{29 \times 0,199^2}{4} = 0,287 \text{ kgm}^2$$

Externe Trägheit

$$I_{(ext)} = 0,041 + 0,574 + 0,287 = 0,902 \text{ kgm}^2$$

Vorläufiges Trägheits-Drehmoment

$$M_i = \frac{34,7 \times SF \times I_{(ext)}}{S \times t_2^2} = \frac{34,7 \times 1,3 \times 0,902}{8 \times 0,375^2}$$

$$= 36,2 \text{ Nm}$$

In dieser Gleichung ist der Sicherheitsfaktor 1.3 eingerechnet

Reibmoment

$$M_f = \frac{(W_c + W_p) \times D_s \times 9,81 \times \mu}{2}$$

$$= \frac{(58 + 29) \times 0,199 \times 9,81 \times \mu}{2}$$

$$= 25,5 \text{ Nm}$$

Arbeitsmoment

Da die Werkstücke horizontal transportiert werden, entsteht kein Arbeitsmoment

D Anwendung Conveyor (continuierlich)

Vorläufiges Abtriebs-Drehmoment

$$M_o = M_i + M_f + M_w = 36,2 + 25,5 + 0 = 61,7 \text{ Nm}$$

Unter Verwendung des entsprechenden Katalogabschnittes sollten Sie nun ein Schrittgetriebe wählen, welches den vorläufigen Drehmomentansprüchen gerecht wird.

$$B_{10} = \frac{T_o}{\left(\frac{50}{N}\right)^{0,3}} = \frac{61,7}{\left(\frac{50}{120}\right)^{0,3}} = 80,2 \text{ Nm}$$

Ausgewählt: M401RA8H24-270 mit modifizierter Sinusbewegung (MS), $I_{(int)} = 0,0044 \text{ kgm}^2$, B_{10} Kapazität = 193 Nm.

Überlastschutz

Bei dieser Anwendung sollte am Abtrieb ein Überlastschutz verwendet werden. Gegen die anfänglich bei einer Schrittschaltung auftretenden großen Untersetzungsverhältnisse ist ein Abtriebs-Überlastschutz die effektivste Methode zum Schutz des Schrittgetriebes. Eine Überlastkupplung am Abtrieb erkennt Überlast oder ein Verklemmen direkt am Anfang einer Schaltung noch bevor es zu einer Beschädigung am Schrittgetriebe kommt.

Eine geeignete Kupplung für das eingesetzte Schrittgetriebe finden Sie in dem entsprechenden Schrittgetriebe Katalog. Hier wurde die Type M2.3FC-SD mit $I_{(cl)} = 0,009 \text{ kgm}^2$ gewählt.

Massenträgheitsmoment

Das tatsächliche Massenträgheitsmoment einschließlich des internen Trägheitsmoments und dem Kupplungsträgheitsmoment kann nun berechnet werden.

$$\begin{aligned} M_i &= \frac{45,1 \times (I_{(ext)} + I_{(int)} + I_{(cl)}) \times C}{S \times t_2^2} \\ &= \frac{45,1 \times (0,902 + 0,0044 + 0,0091) \times 1}{8 \times 0,375^2} \\ &= 36,7 \text{ Nm} \end{aligned}$$

F Exemple du Convoyeur

L'avance	(S_x)	76,2 mm
Temps d'indexage	(t_2)	0,375 sec
Temps d'arrêt	(t_1)	3,0 sec
Diamètre primitif de roue	(D_s)	0,199 m
Masse de roue	(W_{ds})	8,2 kg
Nombres de dents de la roue	(n)	8
Masse des parties indexées	(W_p)	29 kg

Période d'indexage

La période d'indexage de cette application à cycle sur demande doit être de 270° ou supérieure

Abtriebsmoment

$$M_o = M_i + M_f + M_w = 36,7 + 25,5 + 0 = 62,2 \text{ Nm}$$

C, K_i und K_f

Die Werte für C, K_i und K_f können berechnet werden oder den Tabellen auf Seite A-44 entnommen werden.

$$C = 1,0, K_i = 0,16, K_f = 0,29$$

Antriebsmoment

$$\begin{aligned} M_c &= (M_i \times K_i) + (M_f \times K_f) + (M_w \times K_w) \\ &= (36,7 \times 0,16) + (25,5 \times 0,29) + 0 \\ &= 13,3 \text{ Nm} \end{aligned}$$

Antriebsdrehzahl

$$N_c = \frac{\beta}{6 \times t_2 \times M} = \frac{270}{6 \times 0,375 \times 1} = 120 \text{ RPM}$$

Es handelt sich um ein Type 1, deshalb $M = 1$. Für Typ 2 oder 3 ist $M = 2$ bzw. $M = 3$.

Auswahl Reduziergetriebe

Aus dem Katalog Schrittgetriebe RA-Serie wird ein Reduziergetriebe R225 mit einer Untersetzung 15:1 gewählt.

Motorleistung in kW

$$\text{Leistung} = \frac{M_c \times N_c}{9550 \times E} = \frac{13,3 \times 120}{9550 \times 0,75} = 0,22 \text{ kW}$$

Aufgrund der Kompatibilität der Komponenten und der Leistungsanforderung wird ein Motor mit 0,75 kW gewählt.

Masse de la chaîne et des accessoires	(W_c)	58 kg
Coefficient de frottement	(μ)	0,3
Entraxe des maillons	(p)	76,2 mm

Puisque le temps d'arrêt est supérieur de plus de 3 fois le temps d'indexage, cette application correspond à une application "cycle sur demande".

Nombres d'arrêts

$$S = \frac{n \times p}{S_x} = \frac{8 \times 76,2}{76,2} = 8$$



Exemple du Convoyeur (suivant)

La Cadence d'indexage

Pour des applications à cycle sur demande, se baser sur la cadence d'indexage d'un cycle continu pour sélectionner l'indexeur.

$$N = \frac{\beta}{6 \times t_2} = \frac{270}{6 \times 0,375} = 120 \text{ index/min.}$$

Calcul de l'inertie

Rou menante

$$\frac{W_{ds} \times D_s^2}{8} = \frac{8,2 \times 0,199^2}{8} = 0,041 \text{ kgm}^2$$

Remarque: Les convoyeurs de précision Camco-Ferguson sont équipés d'une came de compensation du côté mené. Des pignons tendeurs ne sont pas nécessaires.

Le chaîne et les accessoires

$$\frac{W_c \times D_s^2}{4} = \frac{58 \times 0,199^2}{4} = 0,574 \text{ kgm}^2$$

Les pièces

$$\frac{W_p \times D_s^2}{4} = \frac{29 \times 0,199^2}{4} = 0,287 \text{ kgm}^2$$

L'inertie externe

$$I_{(ext)} = 0,041 + 0,574 + 0,287 = 0,902 \text{ kgm}^2$$

Le couple d'inertie préliminaire

$$M_i = \frac{34,7 \times SF \times I_{(ext)}}{S \times t_2^2} = \frac{34,7 \times 1,3 \times 0,902}{8 \times 0,375^2} = 36,2 \text{ Nm}$$

La formule pour calculer T_i comporte un facteur de service de 1,3

Le couple de frottement

$$M_f = \frac{(W_c + W_p) \times D_s \times 9,81 \times \mu}{2} = \frac{(58 + 29) \times 0,199 \times 9,81 \times 0,3}{2} = 25,5 \text{ Nm}$$

Le couple de travail

La translation des composants est horizontale, il n'en résulte donc aucun couple de gravité.

Couple préliminaire en sortie

$$M_o = M_i + M_f + M_w = 36,2 + 25,5 + 0 = 61,7 \text{ Nm}$$

Consulter le catalogue pour sélectionner l'indexeur qui correspond aux caractéristiques préliminaires de couple.

$$B_{10} = \frac{T_o}{\left(\frac{50}{N}\right)^{0,3}} = \frac{61,7}{\left(\frac{50}{120}\right)^{0,3}} = 80,2 \text{ Nm}$$

Sélectionner M401RA8H24-270, mouvement sinusoïdal modifié (ms), $I_{(int)} = 0,0044 \text{ kgm}^2$, capacité $B_{10} = 193 \text{ Nm}$.

Subject to technical modifications without notice

Protection contre les surcharges

Cette application nécessite une protection contre les surcharges. Des rapports de réduction instantanés au début de l'indexage font de la limitation du couple en sortie la méthode privilégiée de protection de l'indexeur. Un limiteur de couple à la sortie permet de détecter les blocages et les surcharges avant que les indexeurs ne se trouvent endommagés.

Dans le catalogue Camco-Ferguson, sélectionner le modèle de limiteur de couple adapté à l'indexeur particulier. Le modèle M2.3FC-SD avec $I_{(int)} = 0,0091 \text{ kgm}^2$ est le bon modèle pour ce cas de figure.

Le couple d'inertie

On peut maintenant calculer le couple d'inertie réel en y incluant l'inertie interne de l'indexeur et l'inertie du limiteur de couple

$$M_i = \frac{45,1 \times (I_{(ext)} + I_{(int)} + I_{(cl)}) \times C}{S \times t_2^2} = \frac{45,1 \times (0,902 + 0,0044 + 0,0091) \times 1}{8 \times 0,375^2} = 36,7 \text{ Nm}$$

Le couple de sortie

$$M_o = M_i + M_f + M_w = 36,7 + 25,5 + 0 = 62,2 \text{ Nm}$$

C_i, K_i and K_f

Les valeurs de C, K_i et K_f figurent dans les catalogues à page A-44, ou peuvent être calculées

$$C = 1,0, K_i = 0,16, K_f = 0,29$$

Le couple à l'arbre primaire

$$M_c = (M_i \times K_i) + (M_f \times K_f) + (M_w \times K_w) = (36,7 \times 0,16) + (25,5 \times 0,29) + 0 = 13,3 \text{ Nm}$$

Vitesse de l'arbre primaire

$$N_c = \frac{\beta}{6 \times t_2 \times M} = \frac{270}{6 \times 0,375 \times 1} = 120 \text{ RPM}$$

Il s'agit en l'occurrence d'un modèle type 1, donc M = 1. Pour les modèles de type 2 ou 3, M = 2 ou M = 3.

Sélection du réducteur

On sélectionne un réducteur R225 avec un rapport de réduction de 15 :1 dans le catalogue des indexeurs à arbres perpendiculaires.

La puissance du moteur

$$\text{Puissance} = \frac{M_c \times N_c}{9550 \times E} = \frac{13,3 \times 120}{9550 \times 0,75} = 0,22 \text{ kW}$$

Pour des raisons de compatibilité avec les composants et pour obtenir la puissance souhaitée, un moteur à 0,75 kW est choisi pour cette application.

E Conveyor Example using Camco-Ferguson software

As demonstrated for the dial application, we can input the conveyor data into the software program and

quickly get results. Shown below are the input screens and output screens for the conveyor application:

D Anwendungsbeispiel Conveyor mit Camco-Ferguson Berechnungsprogramm

Wie bereits bei dem Anwendungsbeispiel mit einem Schaltteller kann man auch hier die selben Daten in das Programm eingeben und erhält die selben

Resultate. Die unten dargestellten Abbildungen zeigen den Ein- und Ausgabebildschirm für die Conveyor Anwendung.

F L'exemple du convoyeur vue par l'informatique Camco-Ferguson

Comme démontré dans l'exemple du plateau, nous pouvons saisir les mêmes données dans l'un de nos programmes informatique et obtenir le même résultat.

Ci-dessous, des exemples d'écrans de saisie pour le convoyeur.



Conveyor Example Input Screen
Eingabebildschirm Conveyor Anwendung
Application convoyeur, écran des données



Conveyor Example Results Screen
Ausgabebildschirm Conveyor Anwendung
Application convoyeur, écran des résultats

E *Oscillator Example*

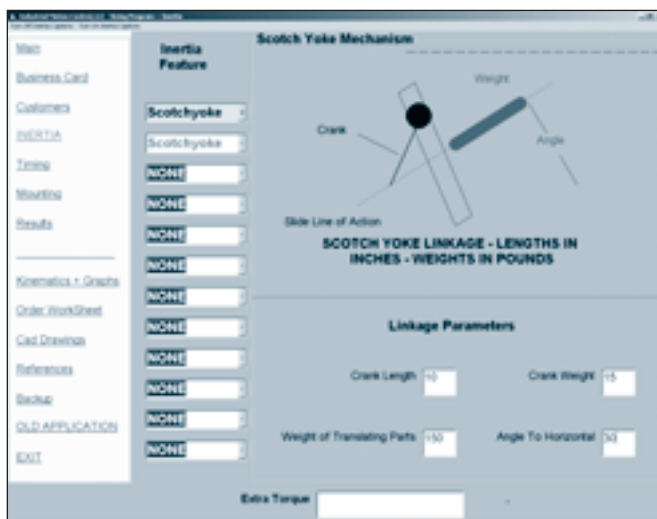
Camco-Ferguson software can handle a variety of slider-crank, scotch yoke and 4-bar mechanisms.

D *Beispiel Pendelbewegung Das Camco-Ferguson*

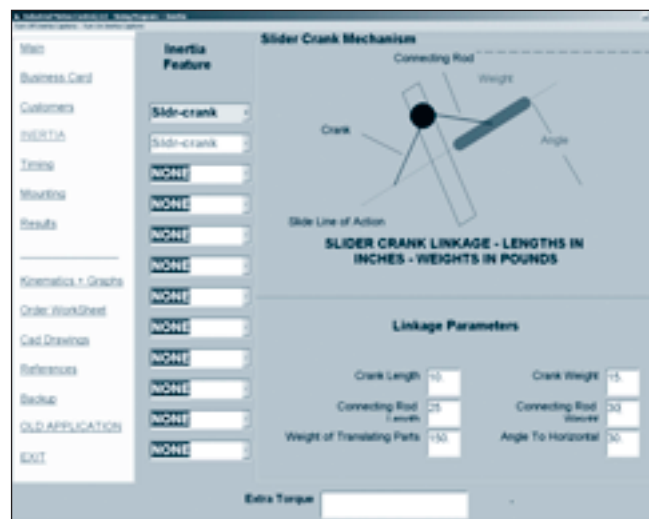
Berechnungsprogramm berechnet ebenfalls Anwendungen mit Kurbelbewegungen, einem Joch und Ähnlichem.

F *Exemple d'une application oscillateur*

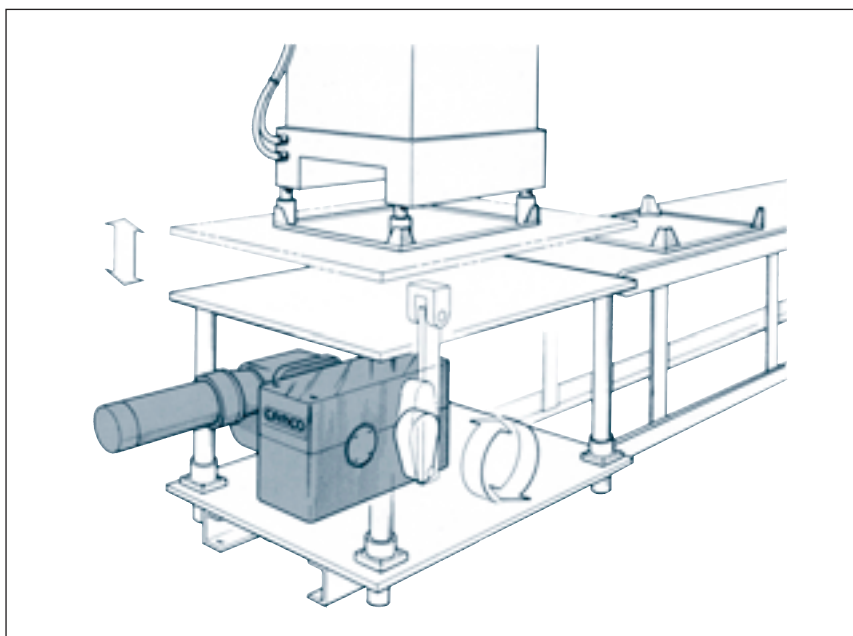
Les Programmes Camco-Ferguson peuvent répondre à de maintes applications comme les bielles manivelles.



Scotch Yoke Linkage Example
Anwendungsbeispiel Joch
Exemple d'un mécanisme Coulisseau



Slider Crank Linkage Example
Anwendungsbeispiel Kurbelbewegung
Exemple d'un mécanisme Bielle Manivelle



E Servo-Mechanical Example

Camco-Ferguson software can also be used to size servo-driven indexers such as the Flex-i-Dex and Indexers with constant-lead cams. The following

illustrations show input and output data for a typical servo-driven application.

D Beispiele für Servo-Mechanismen

Die Camco-Ferguson Software kann ebenfalls für die Berechnung von servoangetriebenen Schrittgetrieben wie dem Flex-I-Dex mit einer Kurve mit konstanter

Steigung genutzt werden. Die folgenden Darstellungen zeigen die Ein- und Ausgabedaten für eine typische Anwendung mit Servomotor und Schrittgetriebe.

F Exemple de Servomécanisme

Les logiciels Camco-Ferguson sont aussi utilisés pour dimensionner les indexeurs pourvus de servomoteur tel que les Flex-i-Dex et les indexeurs à pas constant

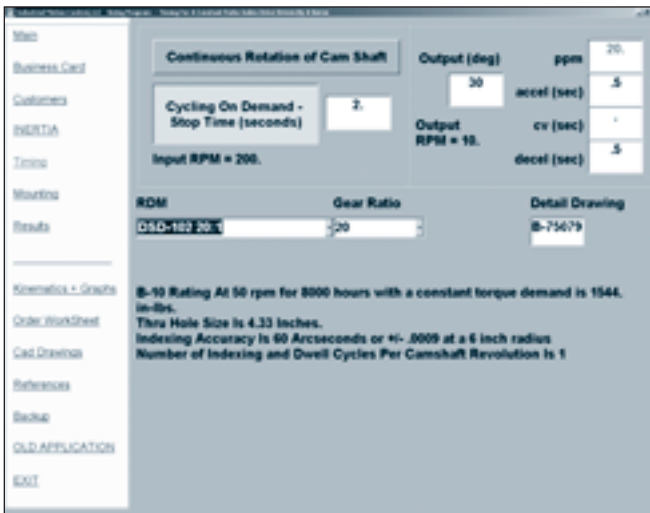
Les écrans ci-dessous montrent les données saisies et les résultats d'une application typique.



**Flex-i-Dex
Constant Lead Indexer**

**Schrittgetriebe mit konstanter
Steigung**

Indexeur à pas constant



**Servo Application Input Screen
Eingabebildschirm Servoanwendung
Ecran d'entrée d'applications Servo**



**Servo Application Output Screen
Ausgabebildschirm Servoanwendung
Ecran de sortie d'applications Servo**



Cycle-On-Demand vs. Continuous Running Applications

If the input shaft (camshaft) of an index drive runs continuously, the ratio of the index time and stop (dwell) time are fixed and a function of the number of degrees on the cam that impart motion to the output shaft (motion period).

If t_1 is the dwell time and t_2 is the index time, total time $t_t = t_1 + t_2$

Typically, the motion period of the cam is rarely less than 90 degrees, due to the geometry constraints of cam design. To illustrate, let's choose a 90 degree index period (β_2), leaving 270 degrees (β_1) for dwell time ($90^\circ + 270^\circ = 360^\circ$ total).

Assume 60 RPM camshaft or $N = 60$.

Then

$$\beta_{total} = 360^\circ = 6 \times N \times t_{total} \text{ or}$$

$$t_{total} = \frac{360}{6N} = \frac{360}{6 \times 60} = 1 \text{ sec.}$$

The index time

$$t_2 = \frac{\beta_2}{6N} = \frac{90}{6 \times 60} = 0,25 \text{ sec.}$$

And dwell time

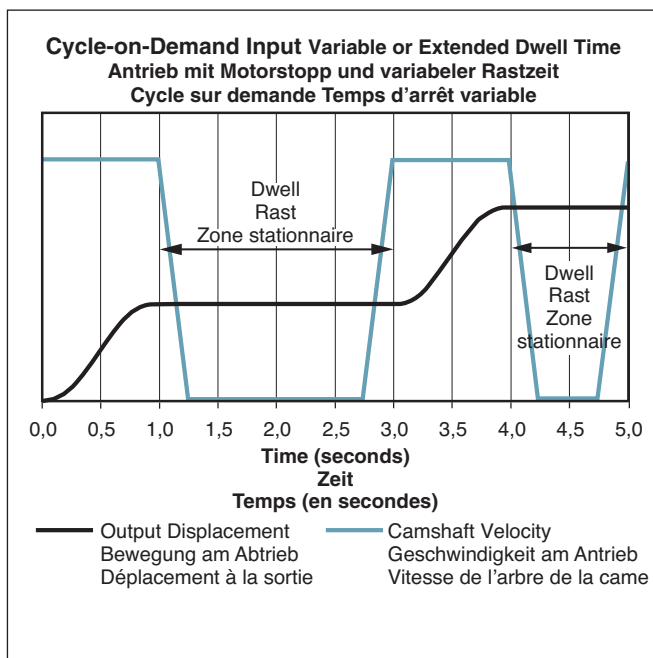
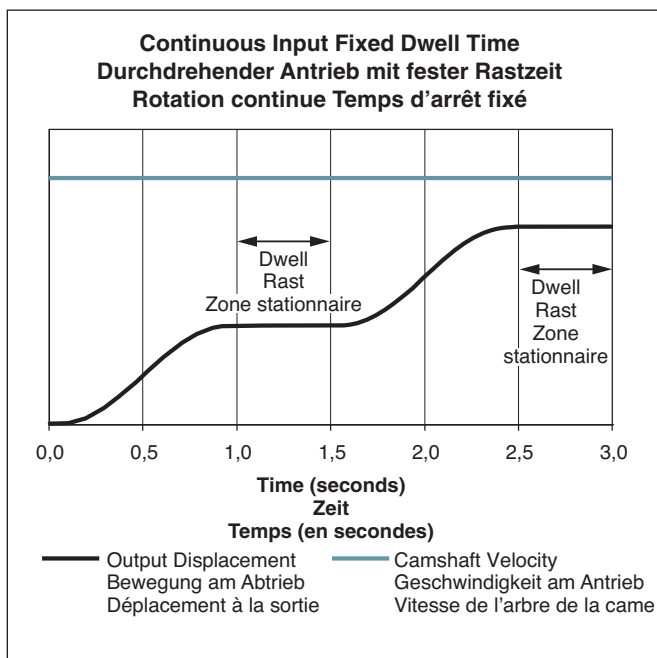
$$t_1 = \frac{\beta_1}{6N} = \frac{270}{6 \times 60} = 0,75 \text{ sec.}$$

Note $t_t = t_1 + t_2 = 0,75 + 0,25 = 1,0 \text{ sec.}$

In this example the ratio of dwell time to index time is $0,75 \text{ sec} / 0,25 \text{ sec}$ or 3:1.

Suppose you need more time for dwell, due to the manufacturing process required of the machine. You can then stop the camshaft in dwell for a specified amount of time, and then re-start the camshaft. This is known as cycle-on-demand.

Example: You want to index in 0,25 seconds, but stay in the dwell position for 3 seconds. By using a brake motor (or motor with clutch-brake module), you stop the camshaft and then restart after the required 3 seconds. By rotating the camshaft at 60 RPM when the motor is engaged, you achieve the desired 0,25 index time. These two charts illustrate and summarize the two concepts:





Anwendungen mit durchlaufendem Motor und Motorstopp

Wenn die Antriebswelle eines Schrittmotors kontinuierlich dreht, ist das Verhältnis von Schaltzeit und Stoppzeit (Rast) vorgegeben und eine Funktion des Winkels der Kurve die die Abtriebsbewegung (Schaltperiode) generiert.

Wenn t_1 die Rastzeit und t_2 die Schaltzeit ist, so ist die gesamt Zeit $t_1 + t_2$.

Normalerweise ist der Schaltwinkel einer Kurve aufgrund geometrischer Beschränkungen nicht kleiner als 90 Grad. Zur Darstellung wählen wir hier einen Schaltwinkel (β_2) von 90° und einen Rastwinkel (β_1) mit den verbleibenden 270° ($90^\circ + 270^\circ = 360^\circ$).

Bei einer angenommenen Antriebsdrehzahl von 60 1/min. oder $N = 60$

ergibt sich

$$\beta_{\text{total}} = 360^\circ = 6 \times N \times t_{\text{total}} \text{ oder}$$

$$t_{\text{total}} = \frac{360}{6N} = \frac{360}{6 \times 60} = 1 \text{ sec.}$$

Die Schaltzeit beträgt

$$t_2 = \frac{\beta_2}{6N} = \frac{90}{6 \times 60} = 0,25 \text{ sec.}$$

Und die Rastzeit

$$t_1 = \frac{\beta_1}{6N} = \frac{270}{6 \times 60} = 0,75 \text{ sec.}$$

Hinweis: $t_t = t_1 + t_2 = 0,75 + 0,25 = 1,0 \text{ sec.}$

In diesem Beispiel ist das Verhältnis Rastzeit zu Schaltzeit 0,75 sec. / 0,25 sec. oder 3:1.

Angenommen, man benötigt aufgrund des Bearbeitungsprozesses der Maschine eine längere Rastzeit, kann die Antriebswelle für eine bestimmte Zeit angehalten werden und dann wieder gestartet werden. Hierbei handelt es sich um eine Anwendung mit Motorstopp.

Beispiel: Sie möchten in 0,25 sec. schalten aber in der Rast 3 sec. verweilen. Mit einem Bremsmotor (oder einem Motor mit Kupplungs-Bremskombination) wird der Motor angehalten und nach 3 sec. wieder in Betrieb gesetzt. Bei einer Antriebsdrehzahl von 60 1/min erreicht man dann die gewünschte Schaltzeit von 0,25 sec. Die hier dargestellten Diagramme zeigen zusammengefasst die beiden Konzepte:



Comparaison entre le cycle sur demande et les applications de fonctionnement en continu

Si l'arbre d'entrée (l'arbre à came) d'un indexeur tourne en continu, le rapport entre le temps d'indexage et le temps d'arrêt (de pause) est fixé et fonction du nombre de degrés de l'angle d'indexage.

Si t_1 est le temps d'arrêt et t_2 est le temps d'indexage, le temps total $t_t = t_1 + t_2$

En règle générale, la période de mouvement de la came est rarement inférieure à 90 degrés, à cause des contraintes géométriques de sa conception. Pour illustrer cela, choisissons un angle d'indexage de 90 degrés (β_2), laissant 270 degrés (β_1) pour le temps d'arrêt ($90^\circ + 270^\circ = 360^\circ$ au total).

Supposons un arbre à cames tournant à 60 tours/minute ou $N = 60$.

Dans ce cas,

$$\beta_{\text{total}} = 360^\circ = 6 \times N \times t_{\text{total}} \text{ ou}$$

$$t_{\text{total}} = \frac{360}{6N} = \frac{360}{6 \times 60} = 1 \text{ sec.}$$

Le temps d'indexage est

$$t_2 = \frac{\beta_2}{6N} = \frac{90}{6 \times 60} = 0,25 \text{ sec.}$$

Et le temps d'arrêt

$$t_1 = \frac{\beta_1}{6N} = \frac{270}{6 \times 60} = 0,75 \text{ sec.}$$

Notez que $t_t = t_1 + t_2 = 0,75 + 0,25 = 1 \text{ sec.}$

Dans cet exemple, le rapport entre le temps de pause et le temps d'indexage est de 0,75 sec / 0,25 sec ou 3:1.

Supposons qu'on ait besoin d'un temps d'arrêt plus long, à cause du processus de fabrication exigé par la machine. Dans ce cas, il est possible de mettre l'arbre de la came à l'arrêt pour une durée de temps déterminée, et ensuite de le relancer. C'est ce qu'on appelle le cycle sur demande.

Exemple: vous voulez indexer en 0,25 seconde, mais rester dans la position d'arrêt pendant 3 secondes. En utilisant un frein moteur (ou un moteur avec un module embrayage frein), vous arrêtez l'arbre de la came et vous redémarrez après les 3 secondes requises. En faisant tourner l'arbre de la came à 60 tours/minute, vous obtenez le temps d'indexage de 0,25. Les deux schémas ci-dessous illustrent et résument les deux concepts:

E **Important Formulas**

Refer to page A-38 for Nomenclature

Torque Due to Inertia

$$M_i = \frac{34,7 \times SF \times (I_{(ext)} + I_{(int)} + I_{(cl)}) \times C}{S \times t_2^2}$$

Torque Due to Friction (dial application)

$$M_f = (1/2W_d + W_s) \times R_\mu \times \mu \times 9,81$$

Where **W_d** = Dial Weight

W_s = Total weight of the stations

R_μ = the radius where rollers or support bearing contact the dial plate

μ = coefficient of friction

Torque Due to Work

$$M_w = W_w \times R_w$$

Where **W_w** = work force or work load

R_w = radius at which the force is acting, perpendicular to the axis of rotation

Total Output Torque

$$M_t = M_i + M_f + M_w$$

Camshaft Torque

$$M_c = (M_i \times K_i) + (M_f + M_w) \times K_f$$

Relationship between cam angle, time and RPM:

$$\beta = 6 \times N \times t \times M$$

$$\text{or } N = \beta / (6 \times M \times t)$$

where **β** (degrees), **N** (RPM), **t** (sec.), **M** (unitless)

Factor for calculating camshaft torque due to inertia at indexer output, for modified sine motions:

$$K_i = 0,56 K_f$$

Factor for calculating camshaft torque due to friction and work load at indexer output:

$$K_f = \frac{C_v \times 360 \times M}{\beta \times S}$$

A chart of **K_i** and **K_f** factors are listed on page A-44.

Motion Velocity Factor for Modified Sine Motion
(Moon Velocity Factor)

$$C_v = \frac{1,7596}{1 + (F \times 0,7596)} \quad F = 0, C_v = 1,7596$$

Where **F** = % of constant velocity, e.g. **F** = 0,25 for 25% constant velocity, **F** = 0 for Modified Sine without constant velocity

Motion Acceleration Factor
(Moon Acceleration Factor)

$$C_a = \frac{C_v \times \pi}{1 - F} \quad F = 0, C_a = 5,5280$$

Constant Velocity Load Adjustment Factor

$$C = \frac{C_a}{5,5280} \quad \text{or } C = \frac{1}{1 - 0,24F - 0,76F^2}$$

Input Gear Ratio

$$G_i \equiv N_{motor} / N_{camshaft} = N_m / N_c$$

Output Gear Ratio

$$G_o \equiv D_{driver} / D_{driven} = D_r / D_n$$

Effective Radius of Gyration

k is the theoretical radius at which all of the mass would be concentrated to produce an equivalent mass moment of inertia

$$k = \sqrt{\frac{\sum I}{\sum W}}$$

Speed Correction Factor

$$F_s = \left(\frac{50}{N}\right)^{0,3}$$

Power

$$kW = \frac{M_c \times N_c}{9550 \times E}$$

Gleichungen für die Auswahl von Schrittgetrieben

Für technische Begriffe siehe Seite A-38

Trägheits-Drehmoment am Abtrieb

$$M_i = \frac{34,7 \times SF \times (I_{(ext)} + I_{(int)} + I_{(cl)}) \times C}{S \times t_2^2}$$

Reibungsdrehmoment am Abtrieb (Schaltteller-Anwendung)

$$M_f = (1/2 W_d + W_s) \times R_\mu \times \mu \times 9,81$$

Mit W_D = als Gesamtgewicht des Tellers

W_s = dem Gesamtgewicht der Stationen

R_μ = dem Kontaktradius von eventuellen
Stützlagern des Schalttellers

μ = dem Reibungskoeffizient

Arbeits-Drehmoment am Abtrieb

$$M_w = W_w \times R_w$$

Mit W_w = der Arbeitskraft oder Last

R_w = dem Radius bezogen auf die Rota-
tionsachse, an dem die Kraft angreift.

Gesamtes Drehmoment am Abtrieb

$$M_t = M_i + M_f + M_w$$

Drehmoment am Antrieb

$$M_c = (M_i \times K_i) + (M_f + M_w) \times K_f$$

Relation von Schaltwinkel, Zeit und Drehzahl

$$\beta = 6 \times N \times t \times M$$

$$\text{oder } N = \beta / (6 \times M \times t)$$

mit β (Grad), N (1/min), t (sec.),
und M (ohne Einheit)

**Faktor zur Berechnung des Kurvenwellen-
Drehmoments** aufgrund der Trägheit am Abtrieb,
Gilt für die modifizierte Sinusbewegung

$$K_i = 0,56 K_f$$

**Faktor zur Berechnung des Kurvenwellen-
Drehmoments** aufgrund von Reibung und Arbeit am
Abtrieb

$$K_f = \frac{C_v \times 360 \times M}{\beta \times S}$$

Eine Tabelle der K-Faktoren finden Sie auf Seite A-44

Bewegungs-Geschwindigkeitsfaktor für modifizierte Sinusbewegungen (Moon-Geschwindigkeitsfaktor)

$$C_v = \frac{1,7596}{1 + (F \times 0,7596)} \quad F = 0, C_v = 1,7596$$

Mit F = % konstanter Geschwindigkeit, z.B.
 $F = 0,25$ für 25% konstante Geschwindigkeit,
 $F = 0$ bei reiner modifizierter Sinusbewegung
(keine konstante Geschwindigkeit)

Bewegungs-Beschleunigungsfaktor (Moon-Beschleunigungsfaktor)

$$C_a = \frac{C_v \times \pi}{1 - F} \quad F = 0, C_a = 5,5280$$

Konstante Geschwindigkeits-Lastkorrekturfaktor

$$C = \frac{C_a}{5,5280} \quad \text{oder } C = \frac{1}{1 - 0,24F - 0,76F^2}$$

Antriebs-Untersetzungverhältnis

$$G_i \equiv N_{\text{motor}} / N_{\text{camshaft}} = N_m / N_c$$

Abtriebs-Untersetzungverhältnis

$$G_o \equiv D_{\text{driver}} / D_{\text{driven}} = D_r / D_n$$

Effektiver Kurvenradius

k ist der theoretische Radius des
Massenschwerpunktes um das entsprechende
Trägheitsmoment zu erzeugen

$$k = \sqrt{\frac{\sum I}{\sum W}}$$

Geschwindigkeits-Korrekturfaktor

$$F_s = \left(\frac{50}{N}\right)^{0,3}$$

Leistung (kW)

$$\text{kW} = \frac{M_c \times N_c}{9550 \times E}$$

F **Formules importantes**

voir page A-38 pour la nomenclature

Couple d'inertie

$$M_i = \frac{34,7 \times SF \times (I_{(ext)} + I_{(int)} + I_{(cl)}) \times C}{S \times t_2^2}$$

Couple de friction (applications type plateau)

$$M_f = (1/2 W_d + W_s) \times R_\mu \times \mu \times 9,81$$

Avec **W_d** = poids du plateau

W_s = poids total des postes

R_μ = rayon de contact des galets des roulements qui supportent le plateau

μ = coefficient de frottement

Couple de travail

$$M_w = W_w \times R_w$$

Avec **W_w** = Force de travail ou force dûe à une masse

R_w = Rayon d'application de cette force, perpendiculaire à l'axe de rotation

Couple de sortie totale

$$M_t = M_i + M_f + M_w$$

Couple d'entrée (axe de la came)

$$M_c = (M_i \times K_i) + (M_f + M_w) \times K_f$$

Relations entre l'angle d'indexage, le temps et la vitesse de rotation

$$\beta = 6 \times N \times t \times M$$

$$\text{ou } N = \beta / (6 \times M \times t)$$

Avec **β** (Angle d'indexage en degrés), **N** (Vitesse de rotation en tr/min), **t** (Tems d'indexage en secondes), **M** (type de came, sans dimension)

Coefficient pour calculer le couple d'entrée en fonction du couple d'inertie en sortie

$$K_i = 0,56 K_f$$

Coefficient pour calculer le couple d'entrée en fonction des couples de travail et friction en sortie

$$K_f = \frac{C_v \times 360 \times M}{\beta \times S}$$

Voir tableau de *K_i* et *K_f* en page A-44

Coefficient de vitesse pour une loi du type MS

$$C_v = \frac{1,7596}{1 + (F \times 0,7596)} \quad F = 0, C_v = 1,7596$$

Avec **F** = % de vitesse constante, par exemple **F** = 0,25 pour 25% de vitesse constante

Coefficient d'accélération pour une loi du type MS

$$C_a = \frac{C_v \times \pi}{1 - F} \quad F = 0, C_a = 5,5280$$

Modification du coefficient *C_a* en fonction du % de vitesse constante

$$C = \frac{C_a}{5,5280} \quad \text{ou } C = \frac{1}{1 - 0,24F - 0,76F^2}$$

Rapport de réduction d'entrée

$$G_i \equiv N_{\text{motor}} / N_{\text{camshaft}} = N_m / N_c$$

Rapport de réduction de sortie

$$G_o \equiv D_{\text{driver}} / D_{\text{driven}} = D_r / D_n$$

Rayon de giration

k c'est le rayon théorique dans lequel la masse est concentrée pour produire un moment d'inertie équivalent

$$k = \sqrt{\frac{\sum I}{\sum W}}$$

Coefficient de correction de cadence

$$F_s = \left(\frac{50}{N}\right)^{0,3}$$

Puissance (kW)

$$kW = \frac{M_c \times N_c}{9550 \times E}$$

E *Nomenclature*

D *Bezeichnung*

F *Nomenclature*

Symbol Symbol Symbole	Unit Einheiten Unite	TERMS USED FOR ENGINEERING CALCULATIONS	BEGRIFFE ZUR VERWENDUNG IN TECHNISCHEN BERECHNUNGEN	SYMBOLES ET APREVIATIONS UTILISES DANS LES NOTES DE CALCUL
β	deg	Index Period	Indexperiode	Angle d'indexage
μ	–	Coefficient of Friction	Reibungskoeffizient	Coefficient de frottement
B_{10}	Nm	Basic Dynamic Capacity of the Indexer at a Defined Index Rate	Grundsätzliche, dynamische Leistung des Schrittschaltgetriebes bei vorbestimmter Indexrate	Capacité dynamique nominale de l'indexeur pour un taux d'indexage défini
C	–	Constant Velocity Load Adjustment Factor	Justierfaktor für konstante Geschwindigkeitsbelastung	Coefficient d'ajustement de charge à vitesse constante
C_a	–	Motion Acceleration Factor	Bewegungs-Beschleunigungsfaktor	Coefficient d'accélération
C_d	–	Factor for Calculating Output Torque	Faktor zur Berechnung des Abtriebs-Drehmoments	Coefficient pour le calcul du couple à l'arbre secondaire
C_v	–	Motion Velocity Factor	Bewegungs-Geschwindigkeitsfaktor	Coefficient de vitesse
D_d	mm	Dial Plate Diameter	Durchmesser der Antriebsscheibe	Diamètre du plateau
D_n	mm	Diameter of Drive Pulley or Gear	Durchmesser der betriebenen Riemenscheibe oder Getriebe	Diamètre de la poulie ou du pignon mené
D_r	mm	Diameter of Drive Pulley or Gear	Durchmesser der Antriebs-Riemenscheibe oder Getriebe	Diamètre de la poulie ou du pignon menant
D_s	mm	Pitch Diameter of Drive Sprocket(s)	Teilkreisdurchmesser des (der) Antriebskettenrads (-räder)	Diamètre du pignon à chaîne
D_t	mm	Pitch Diameter of Take-up Sprocket(s)	Teilkreisdurchmesser des (der) Aufnahmekettenrads (-räder)	Diamètre de la roue à chaîne
E	–	Reducer Efficiency	Wirkungsgrad Getriebe	Rendement du réducteur
F	–	Percent of Constant Velocity	Prozentzahl der konstanten Geschwindigkeit	Taux de vitesse constante
F_s	–	Index Rate Factor	Indexratenfaktor	Coefficient de taux d'indexage
G_i	–	Input Gear Ratio	Antriebs-Untersetzungverhältnis	Rapport de vitesse (> 1 si réduction) à l'entrée
G_o	–	Output Gear Ratio	Abtriebs-Untersetzungverhältnis	Rapport de vitesse à la sortie
k	mm	Radius of Gyration	Trägheitshalbmesser	Rayon de giration
K_f	–	Factor for Calculating Cam Shaft Torque Due to Friction and Work Load on Output	Faktor zur Berechnung des Kurvenwellen-Drehmoment durch Reibung und Arbeitslast am Abtrieb	Coefficient pour le calcul du couple à l'arbre de la came, résultant des efforts de frottement ainsi que des efforts extérieurs de travail
K_i	–	Factor for Calculating Cam Shaft Torque due to Inertia at Output	Faktor zur Berechnung des Kurvenwellen-Drehmoment durch Trägheit am Abtrieb	Coefficient pour le calcul du couple à l'arbre de la came, des masses entraînées par l'arbre secondaire
M	–	Type of Cam (Symbol) Integer Number 1, 2 or 3	Kurventyp (Symbol) Integernummer 1, 2 oder 3	Type de came. Nombre entier 1,2 ou 3
M_c	Nm	Camshaft Torque	Kurvenwellen-Drehmoment	Couple à l'arbre de la came
M_f	Nm	Friction Torque at the Output	Reibungs-Drehmoment am Abtrieb	Couple à l'arbre secondaire résultant des différents frottements
M_i	Nm	Inertia Torque at the Output	Trägheits-Drehmoment am Abtrieb	Couple résultant de l'inertie des masse entraînées par l'arbre secondaire
M_o	Nm	Total Output Torque	Gesamtes Abtriebs-Drehmoment	Couple total à l'arbre secondaire
M_s	Nm	Static Torque	Statisches Drehmoment	Couple statique

E
Nomenclature

D
Bezeichnung

F
Nomenclature

Symbol Symbol Symbole	Unit Einheiten Unite	TERMS USED FOR ENGINEERING CALCULATIONS	BEGRIFFE ZUR VERWENDUNG IN TECHNISCHEN BERECHNUNGEN	SYMBOLES ET APREVIATIONS UTILISES DANS LES NOTES DE CALCUL
M_w	Nm	Work Torque at the Output	Arbeitsdrehmoment am Abtrieb	Couple de travail en sortie
N	ind./min.	Index Rate	Indexrate	Nombre d'indexage/minute
n	–	Number of Teeth in Conveyor Drive Sprocket	Anzahl der Zähne des Taktbandantriebs-Kettenrads	Nombre de dents de la roue d'entraînement du convoyeur
N_c	RPM	Camshaft Rotation per Minute	Kurvenwellendrehung pro Minute	Nombre de tours/minute à l'arbre de came
N_m	RPM	Power Source Rotation per Minute (Motors, Line Shaft, etc.)	Antriebsdrehungen pro Minute (Motoren, Transmissionswelle)	Nombre de tours/minute d'entraînement (moteur, ligne d'arbre, etc.)
p	mm	Chain Pitch of Conveyor Sprocket	Kettenteilung des Taktband-Kettenrads	Pas de la chaîne du convoyeur
R_f	mm	Friction Force Radius	Reibungskraftradius	Rayon sur lequel sont appliqués les efforts de frottement
R_s	mm	Radius to Station Center	Radius zur Stationsmitte	Rayon sur lequel se trouvent le pièces
R_w	mm	Radius to Point of Work Load Application	Radius zum Punkt der Arbeitslastanwendung	Rayon sur lequel un effort de travail extérieur est appliqué
S	–	Number of Stops or Stations Per One Revolution of the Output	Anzahl der Schritte oder Stationen pro Umdrehung	Nombre d'arrêts pour un tour à l'arbre secondaire de l'indexeur
SF	–	Service Factor 1,3	Servicefaktor 1,3	Factor de service 1,3
S_x	mm	Linear Index Distance	Linearer Indexabstand	Avance du convoyeur
t	sec.	Total Cycle Time ($t_1 + t_2$)	Gesamtzykluszeit ($t_1 + t_2$)	Temps total du cycle ($t_1 + t_2$)
t_1	sec.	Dwell Time	Stillstandszeit	Temps d'arrêt
t_2	sec.	Index Time	Indexzeit	Temps d'indexage
W_c	kg	Mass of Chain and Fixtures	Masse von Kette und Vorrichtungen	Masse de la chaîne et des fixations
W_d	kg	Mass of Dial Plate	Mass der Antriebsscheibe	Masse du plateau
W_{ds}	kg	Mass of Drive Sprocket(s)	Mass des (der) Antriebs-Kettenrads (-räder)	Masse des pignons d'entraînement
$I_{(ext)}$	kgm ²	External Mass Moment of Inertia at Output	Externes Massenträgheitsmoment am Abtrieb	Moment d'inertie des masses en mouvement entraînées par l'arbre secondaire
$I_{(int)}$	kgm ²	Internal Mass Moment of Inertia at Output	Inneres Massenträgheitsmoment am Abtrieb	Moment d'inertie interne
$I_{(cl)}$	kgm ²	Clutch Mass Moment of Inertia	Massenträgheitsmoment der Kupplung	Moment d'inertie du limiteur de couple
W_n	kg	Mass of Driven Pulley or Gear	Masse der angetriebenen Riemenscheibe oder Getriebes	Masse de la poulie ou du pignon mené
W_p	kg	Mass of Total Parts to be Indexed	Masse aller Teile, die schrittgeschaltet werden	Masse totale de toutes les pièces à indexeur
W_r	kg	Mass of Drive Pulley or Gear	Mass der Antriebs-Riemenscheibe oder Getriebes	Masse de la poulie ou du pignon menant
W_s	kg	Mass of Each Station (Fixture & Part)	Masse jeder Station (Vorrichtungen & Teile)	Masse à chaque station (fixation et pièce)
W_t	kg	Mass of Take-up Sprocket(s)	Masse des Aufnahme-Kettenrads	Masse des roues de renvoi
W_w	kg	Work Load	Arbeitslast	Effort de travail (effort de coupe, etc.)
Y	mm	Dial Plate Thickness	Dicke des Schalttellers	Epaisseur du plateau

E Inertia Tables

Multiply radius of gyration squared (k^2) by mass to get mass moment of inertia for torque demand calculation.

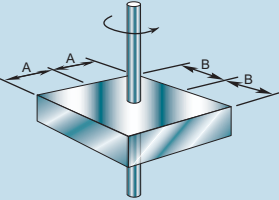
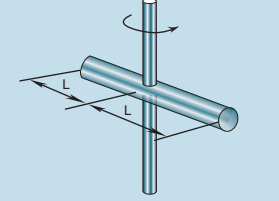
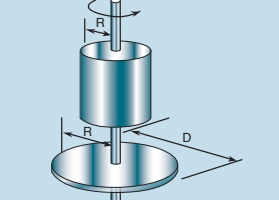
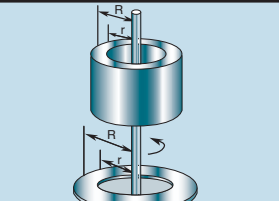
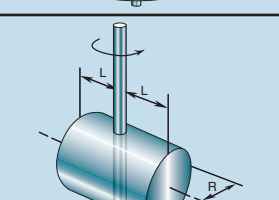
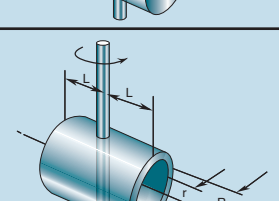
F Tables d'inertie

Pour obtenir le moment d'inertie, multiplier le coefficient (k^2) par la masse.

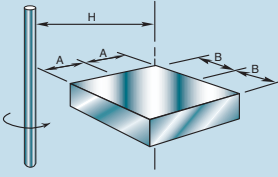
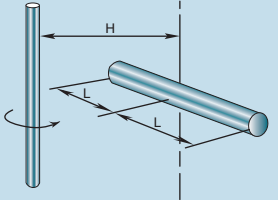
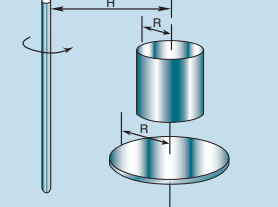
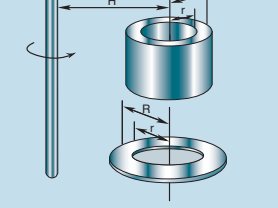
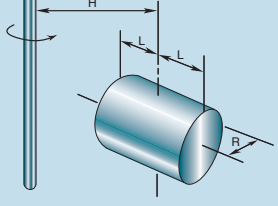
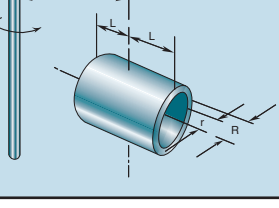
D Tabellen für Massenträgheiten

Um das Massenträgheitsmoment für die Berechnung der erforderlichen Momente zu berechnen, muß der Trägheitsradius (k^2) mit der Masse multipliziert werden.

Radius of Gyration / Trägheitshalbmesser / Rayon de Giration

	k^2	Body With Central Axis of Rotation	Körper mit mittlerer Drehachse	Corps tournant autour d'un axe central
	$\frac{A^2 + B^2}{3}$	Rectangular Prism or Plate Rotating about its Central Perpendicular Axis	Rechtwinkliges Prisma- oder Plattendrehung über senkrechte Mittellinie	Corps rectangulaire ou plaque tournant autour d'un axe traversant perpendiculaire
	$\frac{L^2}{3}$	Long Thin Rod of any Cross Section Rotating about its Central Perpendicular Axis	Lange dünne Stange mit beliebigen Querschnitt mit Drehung über senkrechte Mittellinie	Barre de section quelconque tournant autour d'un axe perpendiculaire au sien et la traversant au milieu de sa longueur
	$\frac{R^2}{2}$ or $\frac{D^2}{8}$	Solid Cylinder or Disc Rotating about its Own Axis	Vollzylinder oder Scheibendrehung über eigene Achse	Cylindre ou disque tournant autour de son axe
	$\frac{R^2 + r^2}{2}$	Hollow Cylinder or Flat Ring Rotating about its Own Axis	Hohlzylinder- oder Flachringdrehung über eigene Achse	Tube cylindrique ou anneau tournant autour de son axe
	$\frac{L^2}{3} + \frac{R^2}{4}$	Solid Cylinder Rotating about its Diameter at Mid-Length	Vollzylinderdrehung über seinen Durchmesser am Mittelpunkt	Cylindre tournant autour d'un axe perpendiculaire au sien et le traversant au milieu de sa longueur
	$\frac{L^2}{3} + \frac{R^2 + r^2}{4}$	Hollow Cylinder Rotating about its Diameter at Mid-Length	Hohlzylinderdrehung über seinen Durchmesser am Mittelpunkt	Tube cylindrique tournant autour d'un axe perpendiculaire au sien et le traversant au milieu de sa longueur

Radius of Gyration *(continued)* / **Trägheitshalbmesser** *(kontinuierlich)* / **Rayon de Giration** *(suivant)*

	k^2	Body With Offset Axis of Rotation	Körper mit verschobener Mitteldrehachse	Corps tournant autour d'un axe décentré
	$\frac{A^2 + B^2}{3} + H^2$	Rectangular Prism or Plate Rotating about a Perpendicular Offset Axis	Rechtwinkliges Prisma- oder Plattendrehung über versetzte senkrechte Mittellinie	Corps rectangulaire ou plaque tournant autour d'un axe non traversant
	$\frac{L^2}{3} + H^2$	Long Thin Rod of any Cross Section Rotating about a Perpendicular Offset Axis	Lange dünne Stange mit beliebigen Querschnitt mit Drehung über eine versetzte, senkrechte Mittellinie	Barre de section quelconque tournant autour d'un axe non traversant
	$\frac{R^2}{2} + H^2$	Solid Cylinder or Disc Rotating about an Offset Parallel Axis	Vollzylinder oder Scheibendrehung über eine versetzte Parallelachse	Cylindre ou disque tournant autour d'un axe parallèle au sien
	$\frac{R^2 + r^2}{2} + H^2$	Hollow Cylinder or Flat Ring Rotating about an Offset Parallel Axis	Hohlzylinder- oder Flachringdrehung über eine versetzte Parallelachse	Tube cylindrique ou anneau tournant autour d'un axe parallèle au sien
	$\frac{L^2}{3} + \frac{R^2}{4} + H^2$	Solid Cylinder Rotating about an Offset Axis Parallel to its Diameter	Vollzylinderdrehung über eine versetzte Achse parallel zum Durchmesser	Cylindre tournant autour de son axe
	$\frac{L^2}{3} + \frac{R^2 + r^2}{4} + H^2$	Hollow Cylinder Rotating about an Offset Axis Parallel to its Diameter	Hohlzylinderdrehung über eine versetzte Achse parallel zum Durchmesser	Tube cylindrique tournant autour d'un axe

Kinematic Calculations

In the "Cam Design Manual for Engineers, Designers, and Draftsmen," Clyde H. Moon developed factors for quickly calculating maximum velocity and maximum acceleration for an application. These are known as "Moon factors." For a Modified Sine Motion, the Moon factors are $C_v = 1,7596$ and $C_a = 5,5280$. These factors are unitless and a chart of various Moon factors are listed on page A-44.

If we move an object 250 mm (0,250m) in 0,3 seconds using a Modified Sine Motion, the maximum velocity (at mid-point of index) is:

$$V_{\max} = \frac{C_v \times \text{Displacement}}{t_2}$$

$$= \frac{1,7596 \times 0,25}{0,3} = 1,466 \text{ m/s}$$

The maximum acceleration is:

$$A_{\max} = \frac{C_a \times \text{Displacement}}{t_2^2}$$

$$= \frac{5,528 \times 0,25}{0,3^2} = 15,36 \text{ m/s}^2$$

$$= 1,56 \text{ g}$$

It can also be used for calculating rotational g-force (also known as centrifugal force):

Index a 8 kg object 90° at a 1 m radius in 0,5 seconds:

$$\text{Force}_{\text{centrifugal}} = \text{Mass} \times a_{\text{radial max}}$$

$$= \text{Mass} \times \omega_{\text{max}}^2 \times R$$

$$= 8 \text{ kg} \times \left(\frac{1,7596 \times 90^\circ \times \pi}{180^\circ \times 0,5 \text{ sec}} \right)^2 \times 1 \text{ m}$$

$$= 244,5 \text{ N} = \frac{244,5}{(8 \times 9,81)} = 3,12 \text{ g's}$$

The tangential force component is:

$$\text{Force}_{\text{tangential}} = \text{Mass} \times a_{\text{max}}$$

$$= \frac{8 \text{ kg} \times 5,528 \times 1 \text{ m} \times 90^\circ \times \pi}{180^\circ \times 0,5^2}$$

$$= 277,9 \text{ N} = \frac{277,9}{8 \text{ kg}} / 9,81 = 3,54 \text{ g's}$$

Berechnung der Kinematik

Im "Cam Design Manual for Engineers, Designers and Draftsmen" hat Clyde H. Moon Faktoren zur schnellen Berechnung der maximalen Beschleunigung und Geschwindigkeit für Anwendungen entwickelt. Sie sind bekannt als "Moon Faktoren". Für die modifizierte Sinusbewegung sind die Moon Faktoren $C_v = 1,7596$ und $C_a = 5,5280$. Diese Faktoren sind ohne Einheit. Weitere Moon Faktoren finden Sie auf Seite A-44 aufgelistet.

Wenn ein Objekt bei einer modifizierten Sinusbewegung um 250 mm (0,250 m) in 0,3 sec. bewegt wird, so beträgt die maximale Geschwindigkeit in der Mitte der Schaltphase:

$$V_{\max} = \frac{C_v \times \text{Weg}}{t_2}$$

$$= \frac{1,7596 \times 0,25}{0,3} = 1,466 \text{ m/sec}$$

Die maximale Beschleunigung beträgt:

$$A_{\max} = \frac{C_a \times \text{Weg}}{t_2^2}$$

$$= \frac{5,528 \times 0,25}{0,3^2} = 15,36 \text{ m/s}^2 = 1,56 \text{ g}$$

Die Faktoren können ebenfalls zur Berechnung der Rotationskraft g (auch als Zentrifugalkraft bekannt) verwendet werden:

Schaltung einer Masse von 8 kg auf einem Radius von 1 m in 0,5 sec. um 90° :

$$F_{\text{zentrifugal}} = \text{Masse} \times a_{\text{radial max.}}$$

$$= \text{Masse} \times \omega_{\text{max}}^2 \times R$$

$$= 8 \text{ kg} \times \left(\frac{1,7596 \times 90^\circ \times \pi}{180^\circ \times 0,5 \text{ sec}} \right)^2 \times 1 \text{ m}$$

$$= 244,5 \text{ N} = \frac{244,5}{(8 \times 9,81)} = 3,12 \text{ g's}$$

Die tangentielle Kraftkomponente beträgt:

$$F_{\text{tangential}} = \text{Masse} \times a_{\text{max}}$$

$$= \frac{8 \text{ kg} \times 5,528 \times 1 \text{ m} \times 90^\circ \times \pi}{180^\circ \times 0,5^2}$$

$$= 277,9 \text{ N} = \frac{277,9}{8 \text{ kg}} / 9,81 = 3,54 \text{ g's}$$

F *Calculs cinématiques*

Dans le manuel "Cam Design for Engineers, Designers, and Draftsmen", Clyde H. Moon développe les coefficients des lois unitaires pour obtenir les valeurs extrêmes de la vitesse et l'accélération. Pour un mouvement du type sinus modifié, les coefficients de Moon sont **C_v = 1,7596** et **C_a = 5,5280**. Ces coefficients n'ont pas d'unité. Voir un tableau de différents coefficients de Moon en page A-44.

Si on déplace un objet de 250 mm (0,250 m) en 0,3 secondes en utilisant un mouvement sinus modifié, la vitesse maximum (à mi-chemin de l'indexage) est:

$$V_{\max} = \frac{C_v \times \text{déplacement}}{t_2}$$

$$= \frac{1,7596 \times 0,25}{0,3} = 1,466 \text{ m/sec}$$

Et l'accélération maximale est

$$A_{\max} = \frac{C_a \times \text{déplacement}}{t_2^2}$$

$$= \frac{5,528 \times 0,25}{0,3^2} = 15,36 \text{ m/s}^2$$

$$= 1,56 \text{ g}$$

Il est possible aussi de calculer la force centrifuge

Une masse de 8 Kg se déplace sur un rayon de 1 m et parcourt 90 degrés en 0,5 sec; la force centrifuge est

$$\text{Force}_{\text{Centrifuge}} = \text{Masse} \times a_{\text{radial max}}$$

$$= \text{Mass} \times \omega_{\max}^2 \times R$$

$$= 8 \text{ kg} \times \left(\frac{1,7596 \times 90^\circ \times \pi}{180^\circ \times 0,5 \text{ sec}} \right)^2 \times 1 \text{ m}$$

$$= 244,5 \text{ N} = \frac{244,5}{(8 \times 9,81)} = 3,12 \text{ g's}$$

La force tangentielle est

$$\text{Force}_{\text{Tangentielle}} = \text{Masse} \times a_{\max}$$

$$= \frac{8 \text{ kg} \times 5,528 \times 1 \text{ m} \times 90^\circ \times \pi}{180^\circ \times 0,5^2}$$

$$= 277,9 \text{ N} = \frac{277,9}{8 \text{ kg}} / 9,81 = 3,54 \text{ g's}$$

E

K_i, K_f Tables & Moon Factor Tables (C_v and C_a)

Values listed are for type 1 units, multiply values by 2 for type 2 units. For motions with constant velocity,

multiply K factor by the adjustment factor listed below.

D

K_i, K_f Tabellen und Moon Faktor Tabellen (C_v und C_a)

Die hier aufgelisteten Faktoren gelten für den Kurventyp 1, für Typ 2 multiplizieren Sie diesen Wert mit 2. Für Bewegungen mit konstanter

Geschwindigkeit wird der K Faktor mit dem unten aufgeführten Ausgleichs-Faktor multipliziert.

F

Tableaux des coefficients K_i, K_f et des Coefficients de Moon (C_v et C_a)

Les valeurs du tableau ci-dessous donnent les coefficients K_i et K_f pour une came du type 1; multiplier ces valeurs par 2 pour une came du type 2.

Pour des lois avec des vitesses constantes, multiplier le facteur K par la valeur de la liste ci-dessous.

Number of Stops Anzahl Stopps Nombre de stops	Index Period (Modified-Sine Motion) Schaltwinkel (modifizierte Sinusbewegung) Angle d'indexage (Loi MS)													
	90°		120°		150°		180°		210°		270°		330°	
	K _i	K _f	K _i	K _f	K _i	K _f	K _i	K _f	K _i	K _f	K _i	K _f	K _i	K _f
1	3,94	7,04	2,96	5,28	2,36	4,22	1,97	3,52	1,69	3,02	1,31	2,35	1,07	1,92
2	1,97	3,52	1,48	2,64	1,18	2,11	0,99	1,76	0,84	1,51	0,66	1,17	0,54	0,96
3	1,31	2,35	0,99	1,76	0,79	1,41	0,66	1,17	0,56	1,01	0,44	0,78	0,36	0,64
4	0,99	1,76	0,74	1,32	0,59	1,06	0,49	0,88	0,42	0,75	0,33	0,59	0,27	0,48
6	0,66	1,17	0,49	0,88	0,39	0,70	0,33	0,59	0,28	0,50	0,22	0,39	0,18	0,32
8	0,49	0,88	0,37	0,66	0,30	0,53	0,25	0,44	0,21	0,38	0,16	0,29	0,13	0,24
10	0,39	0,70	0,30	0,53	0,24	0,42	0,20	0,35	0,17	0,30	0,13	0,23	0,11	0,19
12	0,33	0,59	0,25	0,44	0,20	0,35	0,16	0,29	0,14	0,25	0,11	0,20	0,09	0,16
16	0,25	0,44	0,18	0,33	0,15	0,26	0,12	0,22	0,11	0,19	0,08	0,15	0,07	0,12
24	0,16	0,29	0,12	0,22	0,10	0,18	0,08	0,15	0,07	0,13	0,05	0,10	0,04	0,08
36	0,11	0,20	0,08	0,15	0,07	0,12	0,05	0,10	0,05	0,08	0,04	0,07	0,03	0,05

K_i and K_f Adjustment Factors/K_i und K_f Ausgleichs-Faktoren/coefficients de correction K_i et K_f

For % Constant Velocity Faktor für % konstante Geschwindigkeit Pour % De vitesse constante	Multiply K Faktor by K Faktor zu multiplizieren mit Multiplier le coefficient K par
0%	1,00
20%	0,87
25%	0,84
33%	0,80
50%	0,72
66%	0,67
75%	0,64

Constant Velocity Adjustment Factor "C"; Velocity and Acceleration Factors

Ausgleichsfaktor C für konstante Geschwindigkeit und Geschwindigkeits- und Beschleunigungsfaktoren

Correction du coefficient de vitesse constante "C"; Coefficients de vitesse et accélération

	% Constant Velocity / % konstante Geschwindigkeit / % Constant Velocity								
	0%	5%	10%	20%	25%	33%	50%	66%	75%
C	1,000	1,014	1,033	1,085	1,120	1,193	1,449	1,959	2,548
C_v	1,7596	1,6952	1,6354	1,5275	1,4788	1,4069	1,2753	1,1720	1,1210
C_a	5,5280	5,6060	5,7085	5,9986	6,1943	6,5970	8,0127	10,8295	14,0866

E **Accuracy**

Camco-Ferguson intentionally chooses to state the Maximum Error as the indexer's worst possible accuracy. While some index drive manufacturers use the average as their stated accuracy and decline to state the repeatability, Camco-Ferguson takes a more conservative approach.

Measurement Method

The output angular error of an index drive is measured using a laser collimator mounted to a precision rotary

table. The laser collimator is accurate to 2 arc seconds and repeatable to 1 arc second. The indexer will make 3 to 6 complete turns of its output and accuracy measurements are recorded. The accuracy is the mean between the maximum and minimum error. The repeatability is one-half the difference between the maximum and minimum error.

Upon request, Camco-Ferguson can provide special accuracy reports for a particular indexer.

D **Genauigkeit**

Camco-Ferguson bezieht sich bewusst bei der Angabe des maximalen Fehlers auf die schlechteste mögliche Genauigkeit des Schrittgetriebes. Während sich einige Hersteller von Schrittgetrieben bei der Angabe der Wiederholgenauigkeit auf die durchschnittliche Genauigkeit der Schrittgetriebe beziehen, wählt Camco-Ferguson die herkömmliche Methode.

Messmethode

Der Winkelfehler am Abtrieb eines Schrittgetriebes wird mit einem Laser, der auf einem Präzisions-Drehtisch montiert ist und auf eine

Positioniergenauigkeit von 2 arcsec. und einer Wiederholgenauigkeit von 1 arcsec. geeicht ist, gemessen. Die Positioniergenauigkeit des Schrittgetriebes wird während 3 bis 6 Umdrehungen am Abtrieb gemessen und aufgezeichnet. Die Positioniergenauigkeit ist der Wert zwischen dem minimalen und maximalen Fehler, die Wiederholgenauigkeit ist die Hälfte der Differenz zwischen dem minimalen und maximalen Fehler.

Auf Anfrage kann Camco-Ferguson spezielle Prüfprotokolle für bestimmte Schrittgetriebe zur Verfügung stellen.

F **La précision**

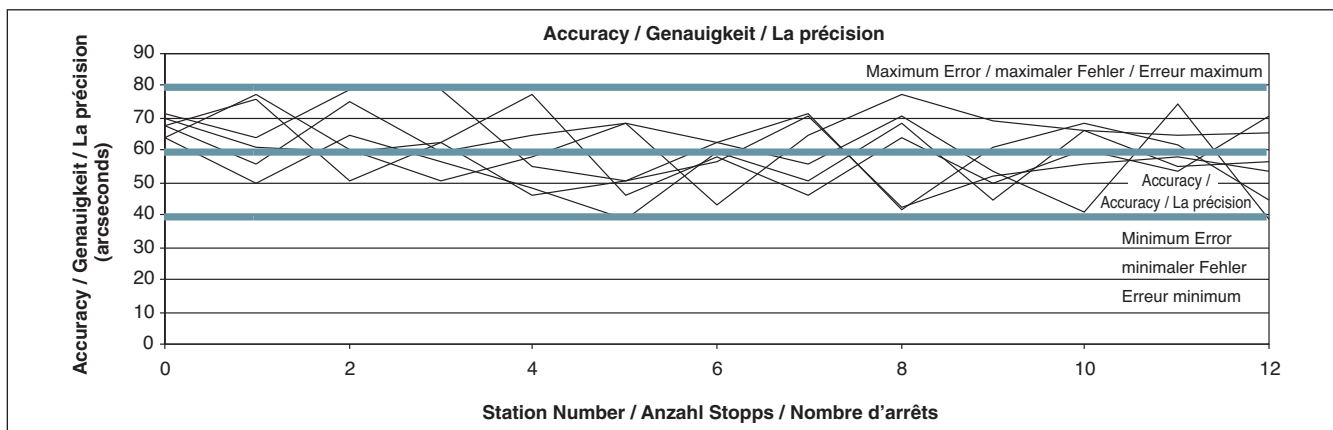
C'est intentionnellement que Camco-Ferguson a choisi d'indiquer l'erreur maximum comme la plus mauvaise précision possible de la part de l'indexeur. Alors que certains fabricants d'indexeurs utilisent la moyenne comme précision indiquée et refusent d'indiquer la répétitivité, Camco-Ferguson adopte une attitude plus prudente.

Méthode de mesure

L'erreur angulaire à la sortie d'un indexeur est mesurée avec l'aide d'un collimateur laser monté sur

une table rotative de précision. Le collimateur laser a une précision de 2 secondes d'arc et une répétitivité d'une seconde d'arc. L'indexeur réalise de 3 à 6 tours complets et les mesures de précision sont enregistrées. La précision est la moyenne entre l'erreur maximum et minimum. La répétitivité est égale à la moitié de la différence entre l'erreur maximum et minimum.

À la demande, Camco-Ferguson peut fournir des rapports de précision spéciaux pour un indexeur particulier.



E *Vibration*

Cam-actuated index drives are frequently chosen because of their stability in dwell, especially when operating at high speeds. It is important to ascertain that the entire system is well designed to prevent any unwanted vibrations. Vibration is a function of the index time, index rate, friction (dampens the system), input and output connections, torsional spring rate and the natural frequency of the indexer and driven members.

One simple method to avoid problems is to calculate the ratio of the effective radius of gyration (k) to the cam follower pitch radius. This method does not always produce consistent results. For example, a system with a large effective radius of gyration can be run at slow speed and there are no observable

vibrations in dwell. Friction also helps prevent vibration, as in the case of precision link conveyor systems.

Camco-Ferguson has developed stability criteria that effectively predict vibration effects. The criteria require that the amplitude of the vibration must be less than 25 arc seconds in 25% of the dwell time. Camco-Ferguson's loading programs automatically check for this prerequisite.

Vibration can be avoided by following the recommended input and output connection methods and confirming the vibration effect of the specific application using IMC's loading software program.

D *Vibrationen*

Kurvengesteuerte Schrittgetriebe werden vorzugsweise wegen ihrer Stabilität in der Rastphase eingesetzt, insbesondere bei hohen Geschwindigkeiten. Es ist hierbei sehr wichtig, dass das komplette System so konstruiert ist, dass unerwünschte Vibrationen vermieden werden. Vibration ist abhängig von der Schaltzeit – und Frequenz, Reibung (dämpft das System), An- und Abtriebsverbindungen, Drehschwingungsraten und der Eigenfrequenz des Schrittgetriebes nebst Antriebskomponenten. Eine einfache Methode zur Vermeidung von Problemen ist die Berechnung des effektiven Kurvenradius (k) gegenüber dem Rollensternradius, jedoch ergibt diese Methode nicht immer übereinstimmende Ergebnisse; ein System mit einem großen Kurvenradius kann bei

geringer Geschwindigkeit ohne spürbare Vibrationen in der Rastphase betrieben werden. Reibung, wie zum Beispiel in einem Präzisions-Conveyor-System, kann ebenfalls helfen, Vibrationen zu vermeiden.

Camco-Ferguson hat Stabilitätskriterien zur Vorhersage von Vibrationseffekten entwickelt. Ein Kriterium ist, dass die Amplitude der Vibration geringer als 25 arcsec innerhalb 25 % der Rastzeit ist. Das Camco-Ferguson Berechnungsprogramm überprüft diese Grundvoraussetzung automatisch.

Vibrationen können bei Einhaltung der empfohlenen An- und Abtriebsverbindungen und Berücksichtigung der ermittelten Vibrationseffekte durch das Camco-Ferguson Berechnungsprogramm vermieden werden.

F *Les vibrations*

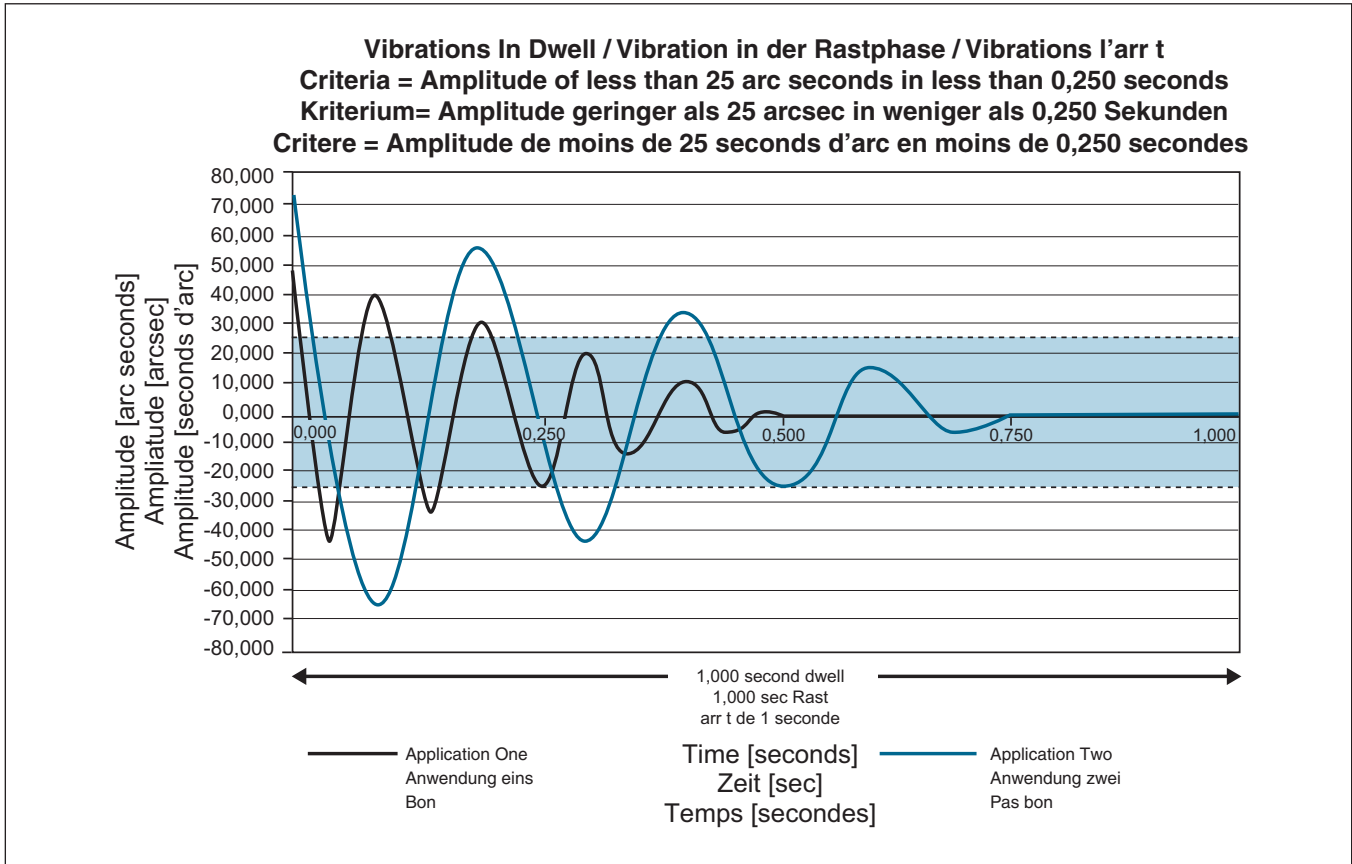
On choisit souvent des indexeurs à cames pour leur stabilité à l'arrêt, spécialement lorsqu'ils fonctionnent à haute vitesse. Il est important de vérifier que l'ensemble du système (machine et indexeur) est bien conçu, afin de prévenir toute vibration indésirable. Les vibrations sont fonction du temps d'indexage, de la cadence d'indexage, du frottement (absorption par le système), des connexions d'entrée et de sortie, de la rigidité en torsion ainsi que de la fréquence naturelle de l'indexeur et des éléments entraînés.

Une méthode simple pour éviter des ennuis est de calculer le rapport du rayon de giration réel (k) par rapport au rayon primitif du galet de came. Cette méthode ne donne pas toujours des résultats rigoureux. Par exemple, un système avec un rayon de giration réel important peut être entraîné à faible

vitesse et peut ne pas y avoir de vibrations observables à l'arrêt. Le frottement contribue également à amortir les vibrations, comme dans le cas de systèmes de convoyeurs de précision à palettes.

Camco-Ferguson a développé des critères de stabilité pour tenir compte des effets des vibrations. Ces critères imposent que l'amplitude des vibrations soit inférieure à 25 secondes d'arc en 25 % du temps d'arrêt. Les programmes de calcul de Camco-Ferguson vérifient automatiquement ce critère.

Les vibrations peuvent être évitées en respectant les méthodes de liaison à l'entrée et à la sortie et en calculant les effets des vibrations de l'application en question avec les logiciels de calcul de Camco-Ferguson.



E

Emergency Stop

Emergency stops can occur during any part of the index motion. OSHA and other regulatory agencies would like this stop to occur instantaneously. The laws of physics require that the stop occurs within a finite time – and this time cannot be too extended (for it would defeat the purpose of an emergency stop).

Intuition suggests that the worst possible time for an emergency stop is at mid-motion of the index, at peak output velocity. At that moment we have the greatest amount of kinetic energy. The mathematics of motion curves prove otherwise. For a particular type of motion, computer software analysis is the best method for determining the worst case scenario. Upon request, IMC engineering staff can evaluate and calculate the maximum expected stop times for specific applications and also evaluate the resulting stresses on the cam, cam followers, follower wheel and input components (reducer, motor, clutch and brake). Normal forces on the cam follower must not exceed the vendor's recommended maximum and the cam and camshaft stress must not exceed the

ultimate yield stress of the material (the cam and camshaft are normally designed for fatigue and not strength).

For an application with an Emergency stop requirement, Camco-Ferguson recommends that the drive package for an indexer should be a low ratio worm gear drive (10:1 or 15:1) along with a helical primary (5:1 or 10:1). This should be coupled to an air or hydraulic clutch-brake. Wet type or Hydro-viscous type clutch-brakes are recommended due to their low inertia of the cyclic parts and high heat dissipation capability. In contrast, dry type clutch-brakes wear quickly. In an Emergency stop mode, the clutch-brake disengages the motor since the low-ratio gear combination (low ratio worm and helical primary combination) will be intentionally back driven. The brake then dissipates the kinetic energy of the Emergency stop. For further details, please contact your Camco-Ferguson sales representative or Camco-Ferguson application engineer.

D

Not-Stopp

Not-Stops können an jeder Stelle einer Schrittbewegung auftreten. Die physikalischen Gesetze erfordern eine bestimmte Zeit für einen Not-Stopp, die nicht weiter ausgedehnt werden sollten (was den Sinn eines Not-Stops entgegen sprechen würde).

Rein gefühlsmäßig ist der ungünstigste Fall für einen Not-Stopp in der Mitte der Schaltphase bei maximaler Beschleunigung, dem Zeitpunkt mit der größten kinetischen Energie. Die Mathematik der Kurvenbewegung beweist allerdings etwas anderes. Für einen definierten Bewegungsablauf zeigen rechnergestützte Analysen die beste Methode zur Erkennung des ungünstigsten Szenarios. Auf Anfrage kann Camco-Ferguson die Not-Stoppzeit für bestimmte Anwendungsfälle berechnen und darüber hinaus auch die zusätzliche Belastung der Kurve, Laufrollen, Rollenstern und Antriebskomponenten (Schneckengetriebe, Motor, Kupplung und Bremse) bestimmen. Die Normalkraft an den Laufrollen darf den zulässigen Wert des Herstellers nicht überschreiten und die Belastung der Kurve und Kurvenwelle dürfen nicht die maximalen

Festigkeitswerte des Materials überschreiten (normalerweise sind Kurve und Kurvenwelle auf Lebensdauer ausgelegt, nicht auf Festigkeit).

Bei Anwendungen mit erforderlichem Not-Stopp empfiehlt Camco-Ferguson ein Reduziergetriebe mit einer niedrigen Übersetzung (10:1 oder 15:1) in Verbindung mit einem vorgeschaltetem Schneckengetriebe (5:1 oder 10:1) und einer hydraulischen oder pneumatischen Kupplungs-Bremskombination. Nass- oder hydroviskose Kupplungs-Bremskombinationen sollten aufgrund ihres geringen Trägheitsmomentes und ihrer Temperaturunempfindlichkeit bevorzugt werden, ausserdem ist der Verschleiß bei Trocken-Kupplungs-Bremskombinationen höher. Im Falle eines Not-Stops wird der Motor von dem Reduziergetriebe abgekuppelt und kann dann wieder gezielt in Position gefahren werden. Die beim Not-Stopp entstehende kinetische Energie wird von der Bremse aufgenommen und abgebaut. Für weitere Informationen setzen Sie sich bitte mit Ihrem Camco-Ferguson Vertriebsingenieur oder einem unserer Anwendungsingenieure in Verbindung.

F Arrêts d'urgence

Les arrêts d'urgence peuvent se produire à n'importe quel moment du mouvement d'indexage. L'OSHA et d'autres agences de sécurité souhaiteraient que cet arrêt se fasse instantanément. Les lois de la physique exigent que l'arrêt se fasse endéans un temps limité, et ce temps ne peut être trop long (car cela irait à l'encontre du but même de l'arrêt d'urgence).

L'intuition nous dit que le pire moment pour un arrêt d'urgence est au milieu du mouvement de l'indexage, à la vitesse de sortie maximum. C'est à ce moment que nous avons la plus grande quantité d'énergie cinétique. Les mathématiques des lois du mouvement nous démontrent cependant le contraire. Pour un certain type de mouvement, l'analyse par un logiciel informatique est la meilleure méthode d'éviter le pire scénario. Sur demande, l'équipe d'ingénieurs de Camco-Ferguson peut évaluer et calculer les temps d'arrêt maximum attendus pour des applications spécifiques et, également, évaluer les contraintes qui en résultent pour la came, pour les galets, pour la tourelle porte galets et pour les organes à l'entrée (réducteur, moteur, embrayage frein). Les forces normales exercées sur les galets ne doivent pas dépasser le maximum recommandé par le vendeur et les contraintes sur les cames et l'arbre à cames ne

doivent pas dépasser les capacités maximales du matériel (la came et l'arbre à cames sont normalement conçus pour résister à la fatigue et non à la force).

Pour une application avec d'arrêt d'urgence, Camco-Ferguson recommande que l'ensemble de commande de l'indexeur soit un réducteur roue et vis sans fin à faible rapport (1/10 ou 1/15) avec un premier étage formé par un couple de pignons de rapport (1/5 ou 1/10) ; celui-ci devrait être entraîné par un embrayage/frein à air ou hydraulique. Il est recommandé d'utiliser des embrayages/freins de type hydro visqueux à cause de la faible inertie des parties cycliques et de leur grande capacité à dissiper la chaleur. Par contre, des embrayages/freins de type sec s'usent rapidement. Dans le mode d'arrêt d'urgence, l'embrayage/frein désengage le moteur, étant donné que la combinaison d'engrenages à faible rapport (combinaison d'un réducteur roue et vis à faible rapport et d'un réducteur de premier niveau hélicoïdal) sera intentionnellement réversible. Le frein dissipe alors l'énergie cinétique de l'arrêt d'urgence. Pour plus de détails, nous vous prions de contacter votre représentant Camco-Ferguson ou un ingénieur de la société.

Overload Protection

Camco-Ferguson offers a wide variety of output overload clutches and input overload clutches designed to protect the indexer drive. Overload clutches are recommended due to the nature of indexing. At the very beginning of an index, the input displacement is large while the output displacement is miniscule. At that precise moment, the instantaneous gear ratio of the drive is extremely high – almost infinite. Small amounts of input torque produce tremendous output torque. If there are any machine components or product parts jamming the mechanism (dial, conveyor belt or other linkage), the tooling or the index drive itself could be damaged. Camco-Ferguson clutches are offered in a wide assortment of geometries to accommodate shaft-to-shaft, flange-to-shaft and dial applications. Camco-Ferguson also offers internal overload clutches on certain models to protect the clutch from foreign contamination. Camco-Ferguson overload clutches for indexing applications have a

single position reset point to ensure accuracy and repeatability. Typically, proximity switches are mounted adjacent to the clutch to sense an overload condition (sense the detector plate movement) and shut down the machinery.



Überlastschutz

Camco-Ferguson bietet eine Vielzahl von speziellen Überlastkupplungen für den An- und Abtrieb zum Schutz der Schrittgetriebe an, deren Einbau aufgrund des Bewegungsablaufes dringend empfohlen wird. Direkt am Anfang einer Schaltung entsteht eine große Eingangsbewegung bei einer minimalsten Bewegung am Abtrieb. Exakt in diesem Moment ist das momentane Übersetzungsverhältnis extrem hoch, gegen unendlich; niedrige Antriebsmomente erzeugen gewaltige Abtriebsmomente. Sind dann Maschinenteile oder Werkstücke in der Maschine verklemmt (Werkstückträger, Antriebsriemen oder andere angebaute Teile) kann die Anlage oder das

Schrittgetriebe selbst beschädigt werden. Camco-Ferguson Kupplungen werden in einer großen Auswahl an Baugrößen angeboten, zum Anschluss an Welle/Welle, Flansch/Welle und Anwendungen mit Schaltteller. Für bestimmte Modelle sind auch interne Kupplungen zum Schutz vor äusseren Einwirkungen verfügbar. Camco-Ferguson Überlastkupplungen für Schrittgetriebe haben eine definierte Rückstellposition um die Positionier- und Wiederholgenauigkeit zu gewährleisten. Normalerweise sind in der Nähe der Überlastkupplung Näherungsschalter angebaut, die den Überlastfall anzeigen (erkennen die Bewegung der Detektorplatte) und die die Maschine ausschalten.

Protection contre les surcharges

En vue de protéger l'indexeur contre les surcharges, Camco-Ferguson propose une large gamme de limiteurs de couple à la sortie et à l'entrée. Les limiteurs de couple sont recommandés à cause de la nature de l'indexage. Tout au début d'un indexage, le déplacement à l'entrée est important, alors que le déplacement à la sortie est minuscule. À ce moment précis, le rapport d'engrènement instantané de l'axe est extrêmement élevé, presque infini. De très petits couples à l'entrée produisent d'énormes couples à la sortie. Si des pièces de la machine ou du produit bloquent alors le mécanisme (un plateau, une courroie du convoyeur ou une autre pièce de liaison), l'outil ou l'indexeur même pourraient être endommagés. Les

limiteurs de couple de Camco-Ferguson sont proposés dans une large gamme de formes différentes pour s'adapter à des applications d'arbre à arbre, ou plateau. Sur certains modèles, Camco-Ferguson propose des limiteurs de couple internes en vue de les protéger des agents contaminants externes. Les limiteurs de couple de Camco-Ferguson pour les applications d'indexage ont une seule position de repositionnement pour garantir le synchronisme. En général, des détecteurs de proximité sont montés auprès du limiteur de couple pour signaler les surcharges (détection du déplacement de la plaque) et couper la machine.

E Lubrication

Indexers

Camco-Ferguson Index drives are normally shipped without oil to avoid possible leakage during transit. Each particular index drive mounting position requires a different oil level. A “bulls eye” type oil level sight gauge is supplied with each index drive. The unit should be filled with oil until the level reaches the middle of this sight gauge.

Lubricating oils for use in an index drive should be high quality, well-refined petroleum oils or synthetic lubricants with extreme pressure additives. They may be subject to high operating temperatures, so they must have good resistance to oxidation. The lubricant must meet these specifications: MIL-PRE-2105E or

SAE 80W-140, ISO 220 or AGMA 5 with EP (extreme pressure) additives.

Some units use grease rather than oil. In this case, the unit will be shipped with the grease. Generally, IMC uses a lithium grease such as Mobilith AW-2.

Gear Reducers

Lubricating oils for gear reducers should also be of high quality, well-refined petroleum oils. These oils should meet AGMA 8 or 8A specifications or ISO 680 or 1000 specifications. Oils with EP additives should not be used if the reducer contains bronze parts.

If you have any questions regarding lubricants, please contact Camco-Ferguson’s engineering department.

D Schmierung

Schrittgetriebe

Camco-Ferguson Schrittgetriebe werden normalerweise ohne Ölbefüllung ausgeliefert, um eventuelle Leckagen während des Transportes zu vermeiden. Jede einzelne Montageposition des Schrittgetriebes erfordert einen unterschiedlichen Ölstand. Jedes Schrittgetriebe erhält ein Ölschauglas, bis zu dessen Mittelpunkt der Ölstand aufgefüllt werden muss.

Schmieröle für Schrittgetriebe sollten von hoher Qualität sein. Es können hochwertige mineralische Öl oder aber synthetische Öle mit Druckadditiven verwendet werden. Bei hohen Temperaturen müssen die Öle ebenfalls Oxidationsfest sein. Die Schmiermittel müssen der Spezifikation MIL-PRE-2105E oder SAE 80W-140, ISO 220 oder AGMA mit EP-Zusätzen entsprechen.

Einige Schrittgetriebe werden auch mit Fett geschmiert; in diesem Fall erfolgt der Versand mit Schmiermittel. Camco-Ferguson verwendet hier Lithium-Fette wie z.B. Mobilith AW-2.

Reduziergetriebe

Die Schmiermittel für die Reduziergetriebe sollten ebenfalls von hoher Qualität sein und der

AGMA 8 bzw. 8A Spezifikation oder der ISO 680 bzw. 1000 entsprechen. Bei Verwendung von Getrieben mit Bronzebauteilen sollte auf EP-Zusätze verzichtet werden.

Für weiter Fragen zur Schmierung von Schrittgetrieben wenden Sie sich bitte an einen unserer Anwendungsingenieure.

F Lubrification

Indexeurs

Les indexeurs de Camco-Ferguson sont parfois livrés sans huile, pour se conformer aux règlements dans certains modes de transport. Chaque position particulière d’un indexeur nécessite un niveau d’huile spécifique. Un voyant de niveau d’huile rond est fournie avec chaque indexeur. Il faut faire le remplissage d’huile jusqu’à ce que le niveau atteigne le milieu de ce niveau.

Les lubrifiants à utiliser dans les indexeurs doivent être des huiles de haute qualité et très raffinées ou des lubrifiants synthétiques avec des additifs haute pression. Ces huiles sont soumises à des températures de fonctionnement élevées et doivent présenter une bonne résistance à l’oxydation.

Certaines unités utilisent de la graisse au lieu d’huile. Dans ce cas, l’unité sera livrée avec la graisse. En général, Camco-Ferguson utilise des graisses au lithium comme la Mobilith AW-2.

Les réducteurs

Les huiles de lubrification pour les réducteurs doivent également être des huiles de haute qualité et très raffinées. Les huiles avec des additifs EP ne doivent pas être utilisées si le réducteur contient des pièces en bronze.

Si vous avez la moindre question concernant les lubrifiants, n’hésitez pas à contacter le département d’ingénierie de Camco-Ferguson.

E

Axial, Radial & Moment Capacity

In addition to the B_{10} capacity, which is based on the cam follower capacity, an index drive also has a load capacity based on the bearings supporting the output. Several load conditions can be present in an application:

- ◆ **Axial or Thrust Capacity** is the maximum balanced load the indexer's output bearing can support. Due to the use of large bearings, this load capacity generally does not need to be addressed in normal applications.
- ◆ **Radial Capacity** is the maximum side load of the output bearing, applied through and perpendicular to the axis of rotation.

- ◆ **Moment Capacity** is the maximum overturning or unbalanced load capacity of the output bearing.

The Axial, Radial and Moment capacities for most indexers are listed in the appropriate product section.

Exceeding the capacity of the output bearing with any of these types of forces can cause permanent deformation of the cam, fractured cam followers, or output bearing failure. Contact Camco-Ferguson engineering for analysis of application with special requirements regarding any of these conditions.

D

Axiale-, Radiale- und Momentenbelastbarkeit

Neben der B_{10} Kapazität, die auf den Tragzahlen der Laufrollen basieren, hat ein Schrittgetriebe noch die Belastungskapazität bezogen auf die Wälzlagerungen am Abtrieb. Verschiedene Lastbedingungen können bei Anwendungen auftreten:

- ◆ **Druck- oder Zug Belastbarkeit** ist die maximale Belastung die die Lagerung aufnehmen kann. Aufgrund der großen Lager muß diese Belastung normalerweise nicht in die Betrachtung der Anwendung einbezogen werden
- ◆ **Radiale Belastbarkeit** ist die maximale seitliche Last die von den Lagern aufgenommen werden kann

- ◆ **Momentenbelastbarkeit** ist das maximale Moment das von den Lagern aufgenommen werden kann.

Für die meisten Schrittgetriebe sind die Axiale-, Radiale- und Momentenbelastbarkeit in dem entsprechenden Produktkatalog aufgeführt.

Ein Überschreiten der angegebenen Belastungswert für die Lager können permanente Verformungen der Kurve, zerbrochene Laufrollen oder Beschädigungen der Lager am Abtrieb verursachen. Zur Berechnung von speziellen Anwendungen bezüglich der Lagerbelastung kontaktieren Sie bitte einen der Camco-Ferguson Berechnungsingenieure.

F

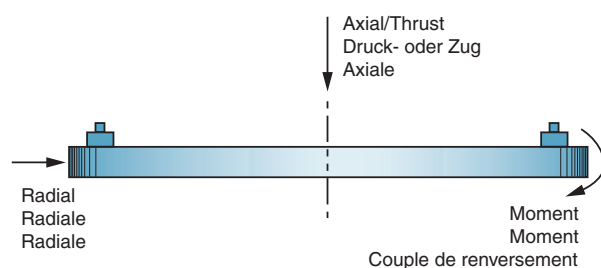
Capacité axiale, et couple de renversement

Autant la capacité B_{10} des indexeurs est basée sur la capacité des galets de came, l'indexeur présente aussi des capacités basées sur les roulements de l'arbre de sortie. Les conditions de force dans une application se présentent sous des formes différentes:

- ◆ **La capacité axiale** est la charge maximum supportée par le roulements de sortie. Grâce au surdimensionnement de ses roulements, cette charge n'est pas sujette à vérification pour les applications courantes.
- ◆ **La capacité radiale** est la capacité radiale du roulement de sortie.
- ◆ **Le couple de renversement** est la capacité des roulements de l'arbre de sortie à retenir une charge désaxée.

Les capacités des différents indexeurs sont listé dans les tableaux respectifs.

Dépasser la capacité des roulements de l'arbre de sortie avec des forces telles que décrites ci-dessus peu entraîner des déformations permanentes de la came, des fractures des galets ou la rupture de ces même roulements. Les ingénieurs Camco-Ferguson sont a votre disposition pour analyser les spécificités de votre application en fonction des conditions décrites ci-dessus.



E *Input Considerations*

All load calculations are based on a constant velocity input (camshaft speed) during the index. If there are any speed variations on the input shaft, these variations are amplified on the output shaft – velocities are accelerated and accelerations become jerk. It is very important to have a controlled motor speed and a reducer ratio sufficient to dampen any input speed variations. If input belts are used, they must be tightened to prevent any slip or belt jumping when positive

torque changes to negative torque (input shafts typically see both positive and negative torque in an indexing application). Pulleys should be maximized to the largest diameter that can fit on the camshaft. Adjustable tensioning idler pulleys are highly recommended. If you have any questions regarding input speed control, please contact your local Camco-Ferguson sales representative or Camco-Ferguson application engineer.

Output Considerations

Indexing always imparts positive and negative torques on the driven members. All connections should be tight and doweled whenever possible. Shaft coupling connections should have an interference fit and not

depend on the keyway for tightness, as any clearance in the key stock or keyways will eventually cause the connection to loosen.

D *Betriebsbedingungen am Antrieb*

Alle Betrachtungen basieren auf einer konstanten Geschwindigkeit am Antrieb (Kurvenwelle) während des Schaltzyklus. Geschwindigkeitsänderungen an der Antriebswelle wirken sich verstärkt an der Abtriebsseite aus (die Geschwindigkeit ist nicht konstant und es kommt zu einer ruckartigen Beschleunigung). Es ist sehr wichtig, eine kontrollierte Motorgeschwindigkeit und eine ausreichende Getriebeübersetzung zu haben um Geschwindigkeitsschwankungen am Antrieb zu dämpfen. Bei Verwendung eines Riementriebes muss dieser ausreichend vorgespannt sein um aufgrund der

Umkehrung der Momentenrichtung Schlupf oder das Überspringen des Riemens zu vermeiden (bei einem Schaltvorgang treten an der Antriebsseite sowohl negative als auch positive Momente auf), Riemenscheiben sollten eben so groß wie Möglich gewählt werden wie sie Eingangswelle aufnehmen kann. Die Verwendung von Riemenspannrollen ist dringend empfohlen. Für weitere Fragen zu den Betriebsbedingungen an Antrieben setzen Sie sich bitte mit einem unserer Anwendungsingenieure in Verbindung.

Betriebsbedingungen am Abtrieb

Schaltzyklen generieren immer positive und negative Momente auf die angetriebenen Komponenten. Alle Verbindungen sollen fest und wenn möglich verstiftet sein. Wellen-Kupplungsverbindungen sollten eine

Presspassung haben und nicht von der Genauigkeit einer Passfedernut abhängen, da jegliche Toleranz in der Passfeder oder der Passfedernut das Lösen der Verbindung verursachen kann.



Considérations à l'entrée

Tous les calculs de charge sont basés sur une vitesse d'entrée constante (vitesse de l'arbre à cames) durant l'indexage. S'il y a des variations de vitesse sur l'arbre d'entrée, ces variations sont amplifiées sur l'arbre de sortie (les vitesses augmentent et les accélérations entraînent des secousses). La vitesse du moteur doit être constant et le rapport du réducteur suffisant pour amortir les variations éventuelles de cette vitesse d'entrée.

Si on utilise des courroies d'entrée, elles doivent être bien tendues pour prévenir tout glissement ou saut,

quand le couple positif devient couple négatif (en général, les arbres d'entrées subissent dans une application d'indexage à la fois un couple positif et un couple négatif). Les poulies doivent être adaptées au diamètre le plus grand qui puisse être supporté par l'arbre à cames. Il est fortement recommandé d'utiliser des tendeurs positifs. Si vous avez des questions concernant le contrôle de la vitesse à l'entrée, nous vous prions de contacter votre délégué commercial de Camco-Ferguson ou un de nos ingénieurs.

Considérations à la sortie

L'indexage transmet toujours des couples positifs et négatifs aux éléments entraînés. Toutes les liaisons doivent être serrées et fixées avec une goupille chaque fois que cela est possible. Les liaisons entre

les arbres doivent être à serrage et ne pas seulement dépendre d'une clavette pour le serrage, car tout jeu dans la clavette ou dans les rainures de clavette causera tôt ou tard un relâchement de la liaison.

E **Camco-Ferguson Online**

The Camco-Ferguson websites, www.ferguson.be and www.camcoindex.com, feature useful tools for those responsible for specifying, applying and servicing Camco-Ferguson products. These include:

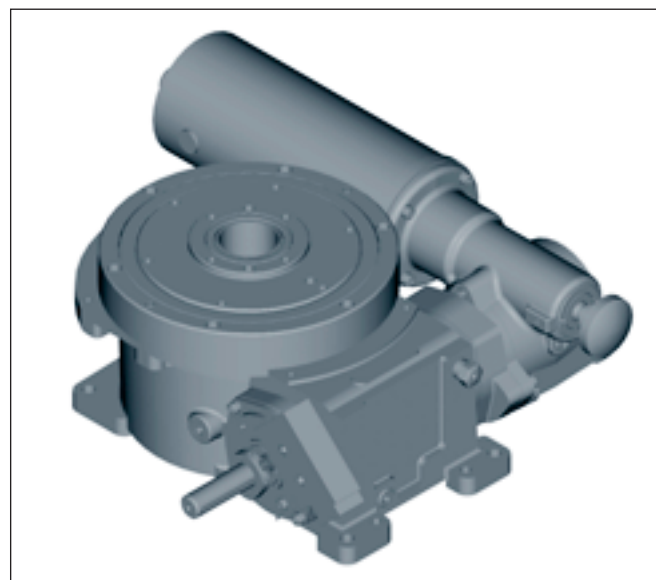
- ◆ 2-D and 3-D CAD drawings in a variety of formats
- ◆ General and Product-specific Service Manuals
- ◆ Product Catalogs
- ◆ Contact information for local sales representatives



D **Camco-Ferguson online**

Die Camco-Ferguson Websites www.ferguson.be und www.camcoindex.com bieten hilfreiche Werkzeuge zur Auswahl und Wartung von Camco-Ferguson Produkten wie zum Beispiel:

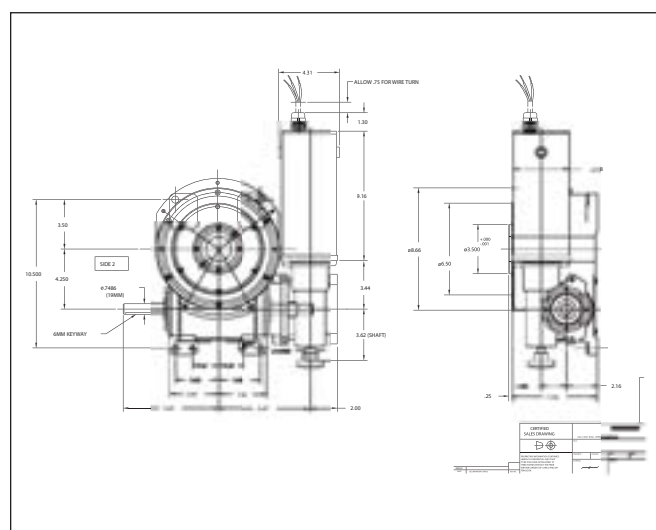
- ◆ 2-D und 3-D CAD Zeichnungen in verschiedenen Formaten
- ◆ Allgemeine und Produktspezifische Wartungsanleitungen
- ◆ Produktkataloge
- ◆ Kontaktinformation für regionale Unterstützung



F **Camco-Ferguson sur le Web**

Le site Camco-Ferguson, www.ferguson.be and www.camcoindex.com intègre des informations utiles pour ceux qui intègrent ou entretiennent les produits Camco-Ferguson. Des informations comme:

- ◆ Plans 3D et 2D
- ◆ Manuels d'installation et d'entretiens
- ◆ Catalogues produits
- ◆ Les informations nécessaires pour vous permettre de nous contacter



Weights & Oil Content / Gewichte & Ölfüllmengen / Poids et volume d'huile

Right Angle / Rechtwinklige Schrittgetriebe / Came Cylindrique				
Model	Weight (lbs)	Weight (Kg)	Oil Capacity (quarts)	Oil Capacity (Litres)
Modell	Gewicht (lbs)	Gewicht (Kg)	Ölmenge (quarts)	Ölmenge (Litres)
Modèle	Poids (lbs)	Poids (Kg)	Quantité d'huile (quarts)	Quantité d'huile (Litres)
301RA	15	7	C/F	C/F
M400RA	33	15	1	1
M401RA	55	25	1	1
M512RA	80	36	2	2
662RA	160	73	6	6
663RAD	130	59	4	4
900RAD	220	100	6	6
1200RAD	850	386	C/F	C/F
Parallel / Parallel / Arbres Paralleles				
P40	2	1	3 oz.	0,1
P63	18	8	12 oz.	0,4
P80	31	14	24 oz.	0,8
P100	51	23	1,6	1,5
P125	88	40	3,4	3,3
P160	243	110	9,5	9
P200	529	240	10,6	10
M900P	750	340	20	19
M1200P	1,100	499	48	45
Roller Gear / Schrittgetriebe / Came Globique				
40RGD/S	6	3	6 oz.	0,2
50RGD/S	18	8	0,5	0,5
70RGD/S	25	11	1,25-1,5	1,2-1,4
80RGD/S	65	29	2,0-2,4	1,8-2,25
110RGD/S	C/F	C/F	C/F	C/F
140RGD/S	C/F	C/F	C/F	C/F
T/MH2	55	25	3	3
T/MH3	88	40	4	4
T/1H2	110	50	11	10
T/2H2	209	95	16	15
T/G63	18	8	18 oz.	0,6

Overload Clutches / Überlastkupplungen / Limiteurs de Couple		
Model	Weight (lbs)	Weight (Kg)
Modell	Gewicht (lbs)	Gewicht (Kg)
Modèle	Poids (lbs)	Poids (Kg)
.39	5	2
2.3	10	5
4	17	8
6	25	11
7.8	20	9
11	40	18
18	75	34
35	57	26
31	123	56
Torq/Gard Clutches / Drehmomentkupplungen / Torq/Gard Limiteurs de couple		
TG3	2	1
TG6	2	1
TG20	3	1
TG60	6	3
TG200	12	5
TG400	43	20
TG800	43	20

Cambots / Handhabungsgeräte / Manipulateurs				
Model	Weight (lbs)	Weight (Kg)	Oil Capacity (quarts)	Oil Capacity (Litres)
Modell	Gewicht (lbs)	Gewicht (Kg)	Ölmenge (quarts)	Ölmenge (Litres)
Modèle	Poids (lbs)	Poids (Kg)	Quantité d'huile (quarts)	Quantité d'huile (Litres)
150RPP	45	20	2,5	2,4
300RPP	110	50	4	4
500RPP	300	136	10	9
900RPP	575	261	48	45
WBD-101	C/F	C/F	These units are grease-filled. Consult the model-specific service manual for lubrication information. Diese Einheiten sind mit Fett befüllt. Bitte beachten Sie die Schmierhinweise in der jeweiligen Bedienungsanleitung. Ces unités sont remplies de graisse. Voir le manuel du modèle pour plus d'information concernant leur lubrifiant.	
WBD-201	C/F	C/F		
WBD-301	C/F	C/F		
WBD-401	C/F	C/F		
140LPP	55	25		
240LPP	80	36		
380LPP	200	91		
4120LPP	340	154		
LPP-101	C/F	C/F		
LPP-201	C/F	C/F		
LPP-301	C/F	C/F		
LPP-401	C/F	C/F		

Weights & Oil Content / Gewichte & Ölfüllmengen / Poids et volume d'huile

Roller Dial / Schrittgetriebe / Came Globique				
Model	Weight (lbs)	Weight (Kg)	Oil Capacity (quarts)	Oil Capacity (Litres)
Modell	Gewicht (lbs)	Gewicht (Kg)	Ölmenge (quarts)	Ölmenge (Litres)
Modèle	Poids (lbs)	Poids (Kg)	Quantité d'huile (quarts)	Quantité d'huile (Litres)
80RDM	20	9	*	*
M601RDM	70	32	2	2
M902RDM	130	59	3	3
1100RDM	C/F	C/F	8	8
M1305RDM	305	138	9	9
M1800RDM	1,400	635	36	34
FT108	55	25	2	2
FT160	187	85	4	4
PT122	309	140	5	5
PT182	507	230	12	11
PT242	551	250	16	15
PT362	1,102	500	27	25
PT482	2,646	1,200	69	65
E Series / E-Serie / E Series				
750E	C/F	C/F	C/F	C/F
950E	5,000	2,268	40	38
1150E	5,500	2,495	101	95
1550E	6,000	2,722	161	152
2050E	18,000	8,165	181	170
2750E	54,000	24,494	301	284

Gear Reducers / Reduziergetriebe / Reducteurs				
Model	Weight (lbs)	Weight (Kg)	Oil Capacity (quarts)	Oil Capacity (Litres)
Modell	Gewicht (lbs)	Gewicht (Kg)	Ölmenge (quarts)	Ölmenge (Litres)
Modèle	Poids (lbs)	Poids (Kg)	Quantité d'huile (quarts)	Quantité d'huile (Litres)
180SM	10	5	1	1
R225	25	11		-
R260	25	11		-
7300C	89	40	1,5	1,4
7350C	123	56	3,5	3,3
7400C	180	82	4	3,8
7500C	307	139	7	6,6
7600C	433	196	11	10
7700C	625	283	20	19
7800C	755	342	26	25
71000C	1,625	737	56	53
20CDSF	35	16	13 oz	0,4
26CDSF	55	25	2	2
6SF	85	39	2	2

* Unit is grease packed.

Einheit mit Fett befüllt.

l'indexeur est emballé dans la graisse

E

Unit Conversions

	If you know	Multiply by	To Get	If you know	Multiply by	To Get
Length	inches	25,4	mm	mm	0,0394	inches
	inches	0,0254	meters	meters	39,4	inches
Mass (Weight)	pounds	0,45	kilograms	kilograms	2,2	pounds
Inertia	in-lb-sec ²	0,113	kgm ²	kgm ²	8,85	in-lb-sec ²
	lb-in ²	2,9 x 10 ⁻⁴	kgm ²	kgm ²	3417	lb-in ²
Torque	in-lb	0,113	Nm	Nm	8,85	in-lb
Power	hp	0,746	kW	kW	1,341	hp
Density	lb/in ³	27680	kg/m ³	kg/m ³	3,61 x 10 ⁻⁴	lb/in ³
Volume	fluid ounces	30	milliliters	milliliters	0,03	fluid ounces
	quarts	0,95	liters	liters	1,06	quarts
	gallons	3,8	liters	liters	0,26	gallons

D

Umrechnung von Einheiten

	bekannt	multipliziere mit	Ergebnis	bekannt	multipliziere mit	Ergebnis
Länge	inches	25,4	mm	mm	0,0394	inches
	inches	0,0254	Meter	Meter	39,4	inches
Masse (Gewicht)	pounds	0,45	Kilogram	Kilogram	2,2	pounds
Trägheit	in-lb-sec ²	0,113	kgm ²	kgm ²	8,85	in-lb-sec ²
	lb-in ²	2,9 x 10 ⁻⁴	kgm ²	kgm ²	3417	lb-in ²
Moment	in-lb	0,113	Nm	Nm	8,85	in-lb
Leistung	hp	0,746	kW	kW	1,341	hp
Dichte	lb/in ³	27680	kg/m ³	kg/m ³	3,61 x 10 ⁻⁴	lb/in ³
Volumen	fluid ounces	30	Milliliter	Milliliter	0,03	fluid ounces
	quarts	0,95	Liter	Liter	1,06	quarts
	gallons	3,8	Liter	Liter	0,26	gallons

F

Conversions

	Vous avez	Multiplier par	pour obtenir	Vous avez	Multiplier par	pour obtenir
Longueur	pouces	25,4	mm	mm	0,0394	pouces
	pouces	0,0254	mètres	mètres	39,4	pouces
Masse	livres	0,45	kilogrammes	kilogrammes	2,2	livres
Inertie	in-lb-sec ²	0,113	kgm ²	kgm ²	8,85	in-lb-sec ²
	lb-in ²	2,9 x 10 ⁻⁴	kgm ²	kgm ²	3417	lb-in ²
Couple	in-lb	0,113	Nm	Nm	8,85	in-lb
Puissance	hp	0,746	kW	kW	1,341	hp
Densité	lb/in ³	27680	kg/m ³	kg/m ³	3,61 x 10 ⁻⁴	lb/in ³
Volume	onces de liquides	30	millilitres	millilitres	0,03	onces de liquides
	quarts	0,95	litres	litres	1,06	quarts
	gallons	3,8	litres	litres	0,26	gallons