

Kinematik-Nachweis

Musterdokument mit vollständigen Beispielwerten. Es zeigt den Nachweis, den der gekaufte Export für IHRE Eingaben erzeugt - es ist selbst kein Nachweis für ein Bauteil.

Projekt: Musterprojekt

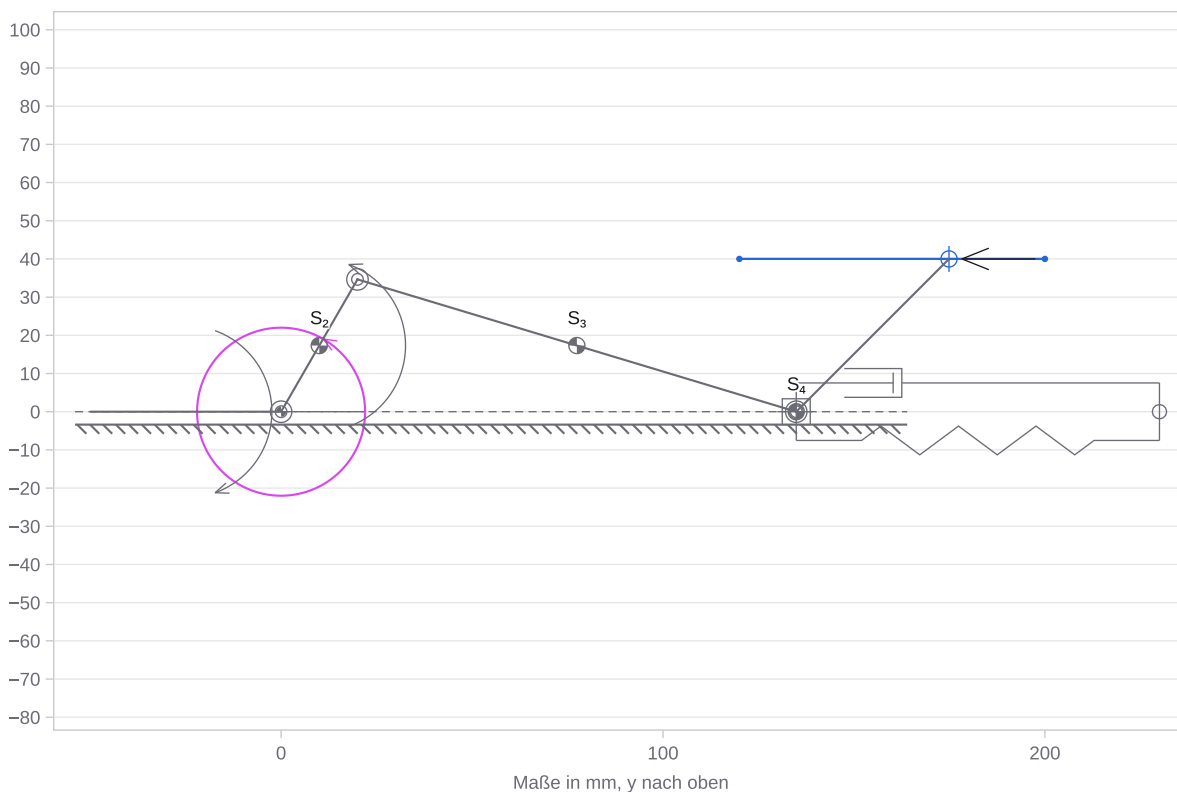
Bauteil/Position: kein reales Bauteil

Bearbeiter: Muster, ohne Freigabe

Gesamtbewertung: in Ordnung — jede geprüfte Bedingung ist erfüllt. Bewertet wurden nur die Zeilen der Nachweistabelle; alles Übrige steht als Kennwert ohne Bewertung.

Dieses Dokument belegt die BEWEGUNG des unten beschriebenen Getriebes: seine Struktur, seinen Umlauf, die daraus gerechneten Winkel, Momente und Gelenkkräfte sowie die Genauigkeit, mit der gerechnet wurde. Es belegt ausdrücklich KEINE Festigkeit, keine Lebensdauer, keine Eigenfrequenz und keine Fertigungstoleranz. Von der Kollisionsfreiheit belegt es genau das, was geprüft wurde: die Lage der Gliedmittellinien gegenüber den gezeichneten Sperrflächen — nicht die Glieder untereinander, nicht ihre wirkliche Breite und nichts, wo keine Sperrfläche vorgegeben ist.

Systemskizze in der Ausgangslage



Gezeichnet ist dieselbe Szene wie auf dem Bildschirm: Gestell, Glieder und Gelenke im neutralen Ton.

Die Bahn des markierten Punktes ist in der Kurvenfarbe gezogen; sein Fadenkreuz und seine Umkehrmarken tragen denselben Ton.

Der Antrieb hebt sich über den Kreis um sein Lager ab. Die Pfeilspitzen darauf zeigen, wohin er dreht — eine bei einem vollen Umlauf, zwei bei einem Antrieb, der zwischen zwei Grenzen schwenkt. Der waagerechte Strich vom Drehpunkt bis zum Kreis ist die Nullrichtung, gegen die der Bogen zu lesen ist: Die Winkel des Antriebs zählen von ihm aus gegen den Uhrzeigersinn und nicht von der Gliedlinie, die dort ansetzt.

Ein Kraftelement ist als das gezeichnet, was es trägt: Steifigkeit und konstante Kraft als Feder, die Dämpfung als Kolben im Zylinder. Trägt ein Element beides, stehen beide Sinnbilder parallel zwischen zwei Anschlussbalken — es ist EIN Bauteil zwischen zwei Anschlüssen und kein zusätzliches Glied. Der Ausschlag der Feder hängt an ihrer entspannten Länge und nicht an der Länge dieser Stellung: Sie längt sich in der Achse und behält dabei ihre Breite. Die Sinnbilder folgen Hagedorn/Thonfeld/Rankers, Konstruktive Getriebelehre, Tafel 5.10 und VDI 2149 Blatt 2, Bild 38.

Der Kolben steht in der entspannten Lage in der Mitte seines Zylinders und wandert mit der Längenänderung des Elements. Sein Weg ist begrenzt: Ab einer Änderung von etwa einem Achtel der entspannten Länge steht er am Anschlag und sagt dann nur noch die Richtung und nicht mehr den Betrag. Der Zylinder selbst ist starr und ändert seine Größe nicht — die Längenänderung nehmen die geraden Stücke auf, und die Enden des Zeichens sind immer die beiden Anschlusspunkte.

Rechnung

Schritte je Umlauf	360
Gerechnete Lagen	365
Bewegungsdauer eines Umlaufs	0,5 s
Mittlere Drehzahl des Antriebs	120 1/min
Schwerkraft (positiv nach unten wirkend)	9,81 m/s ²
Gezeigte Lage	0
Überlagerte Stellungen in der Systemskizze	0
Zulässiges Antriebsmoment M_{zul}	50 N·m
Zulässige Gelenkkraft F_{zul}	1.500 N

Glieder

Glied	x_o [mm]	y_o [mm]	φ_o [°]	Gliedlinie [°]	m [kg]	s_S [mm]	J_S [kg·mm ²]
gestell	0	0	0	—	—	im Bezugspunkt	—
kurbel	0	0	60,2	60,2	0,6	20 0	80
pleuel	20	34,6	-16,6	-16,6	0,9	60 0	1.080
kolben	134,9	0	0	—	2,4	im Bezugspunkt	1.040

Gelenke

Gelenk	Art	Glieder	Anschluss 1 [mm]	Anschluss 2 [mm]	Zusatz
fest	Gestellbindung	gestell	0 0	—	$\varphi = 0^\circ$
A0	Drehgelenk	gestell – kurbel	0 0	0 0	$\mu = 0,1$; $r = 10$ mm; Reibkreisradius $r_R = 0,995037$ mm
A	Drehgelenk	kurbel – pleuel	40 0	0 0	$\mu = 0,1$; $r = 10$ mm; Reibkreisradius $r_R = 0,995037$ mm
B	Drehgelenk	pleuel – kolben	120 0	0 0	$\mu = 0,1$; $r = 10$ mm; Reibkreisradius $r_R = 0,995037$ mm
S	Schubgelenk	gestell – kolben	-50 0	0 0	Achsrichtung 0° ; $\Delta\varphi = 0^\circ$; $\mu = 0,1$; $L = 100$ mm

Antriebe

Antrieb	Glied	von φ [°]	bis φ [°]	Versatz	Gliedlinie [°]	Abschnitte	Übergänge
1	kurbel	60	420	—	—	linear über den ganzen Bereich	stoß- und ruckfrei

Kraftelemente (Feder, Dämpfer, konstante Kraft)

Element	Art	Glieder	Anschluss 1 [mm]	Anschluss 2 [mm]	Ruhewert g_o	Kennwerte
feder1	Längselement	gestell – kolben	230 0	0 0	150 mm	$F_0 = 0$ N; $k = 1,2$ N/mm; $c = 0,05$ N·s/mm
daempfer1	Drehelement	gestell – kurbel	—	—	0°	$M_0 = 0$ N·mm; $k = 0$ N·mm/rad; $c = 15$ N·mm·s/rad

Äußere Lasten

Last	Art	Glied	Angriffspunkt [mm]	Richtung [°]	Betrag
last1	Kraft an einem Punkt	kolben	40 40	180	900 N

Lastverlauf über den Takt

Last	Abschnitt	bis τ	bis φ [°]	Wert am Anfang	Wert am Ende
last1	1	0,7	-48	0	0
last1	2	0,75	-30	1	1
last1	3	0,83	-1,2	1	0,4
last1	4	1	60	0	0

Markierte Gliedpunkte

Punkt	Glied	x [mm]	y [mm]	x mitbewegt [mm]	y mitbewegt [mm]
punkt1	kolben	174,9	40	40	40

Struktur und Freiheitsgrad

Glieder n (einschließlich Gestell)	4
Gestellbindungen	1
Einfache Gelenke g_1 (Dreh- und Schubgelenke)	4
Höhere Gelenke g_2 (Kurvengelenke, Zahnradpaare, Zahnstangen, Malteserkreuze)	0
Antriebe	1
Freiheitsgrad $F = 3 \cdot (n - 1) - 2 \cdot g_1 - g_2$ (Grübler)	1

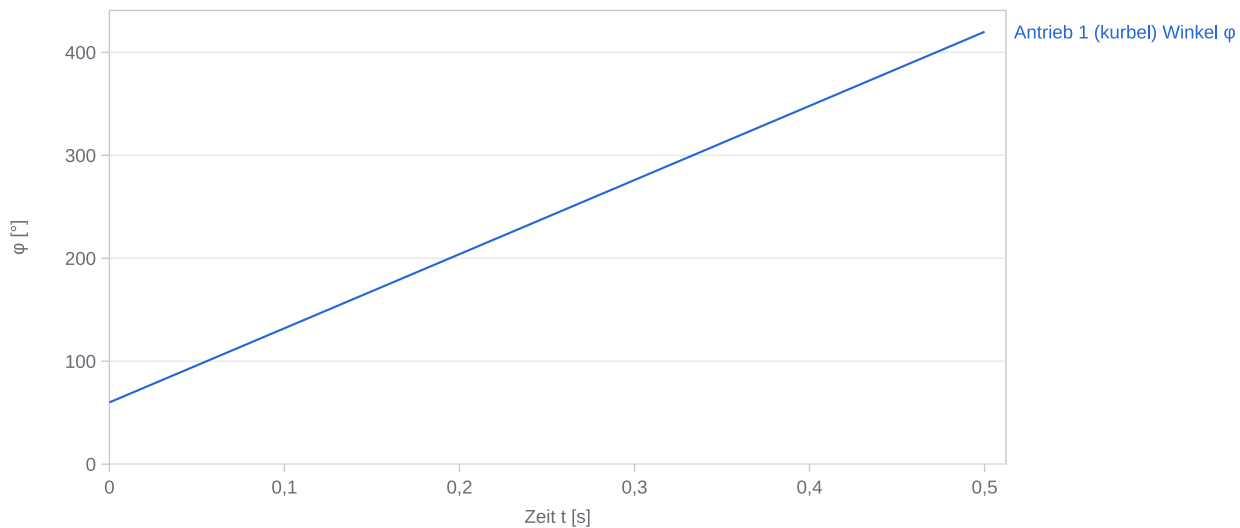
Nachweise

Kriterium	Wert	Grenze	Status
Freiheitsgrad F, gefordert 1 (Zahl der Antriebe)	1	1	● in Ordnung
Antriebsbereich vollständig und lückenlos			● in Ordnung
Übergänge stoß- und ruckfrei			● ruckfrei
Größtes Antriebsmoment $M_{\max} \leq 50 \text{ N}\cdot\text{m}$	41,7 N·m	50 N·m	● in Ordnung
Größte Gelenkkraft $F_{\max} \leq 1.500 \text{ N}$	1.096 N	1.500 N	● in Ordnung

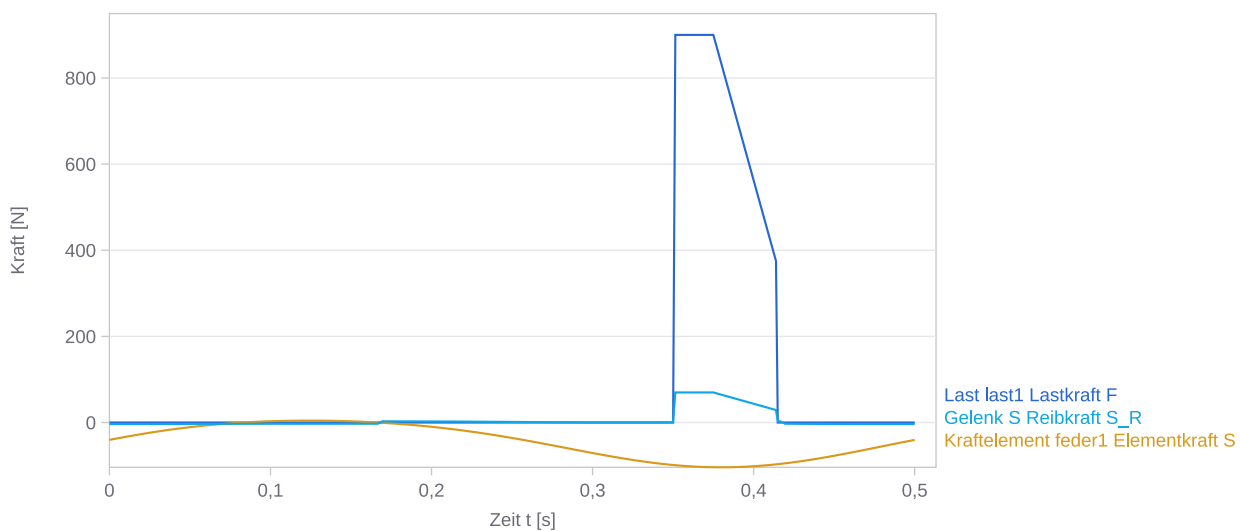
Kennwerte

Kleinsten Übertragungswinkel $\mu_{\min}$	70,5°
Größte Abweichung von der Sollbahn	keine Sollbahn gezeichnet
Größte Eindringtiefe in eine Sperrfläche	keine Sperrfläche gezeichnet
Kleinsten Hemmfaktor $r_{\min}$ (Selbsthemmung)	kein μ_0 eingetragen
Größte Antriebsleistung $P_{\max}$	524 W
Größte Kraft im Längselement $ S _{\max}$	104 N
Größtes Moment im Drehelement $ S _{\max}$	188,5 N·mm
Größte Normalkraft in der Schubführung $F_{N,\max}$	698,6 N
Größte Kantenkraft der Schubführung $ R _{\max}$	479,2 N
Größte Reibleistung $P_{R,\max}$	65,8 W
Effektivmoment M_{eff} am Antrieb	9,569 N·m
Größte reduzierte Trägheit $J_{\text{red},\max}$ am Antrieb	6.090 kg·mm²
Kleinste reduzierte Trägheit $J_{\text{red},\min}$ am Antrieb	800 kg·mm²
Größte Rüttelkraft $F_{R,\max}$	28,74 N
Bauart nach Grashof	kein Viereck
Kürzestes Glied	kein Viereck
Grashof-Überschuss $(s + l) - (p + q)$	kein Viereck
Stellung von $\mu_{\min}$ (Antriebswinkel)	90,0°
Umkehrlagen des Abtriebsglieds	2
Hub des Abtriebsglieds s_0	80,00 mm
Zeitverhältnis Hin- zu Rückgang	1,000
Kleinste Gütekennzahl	0,709

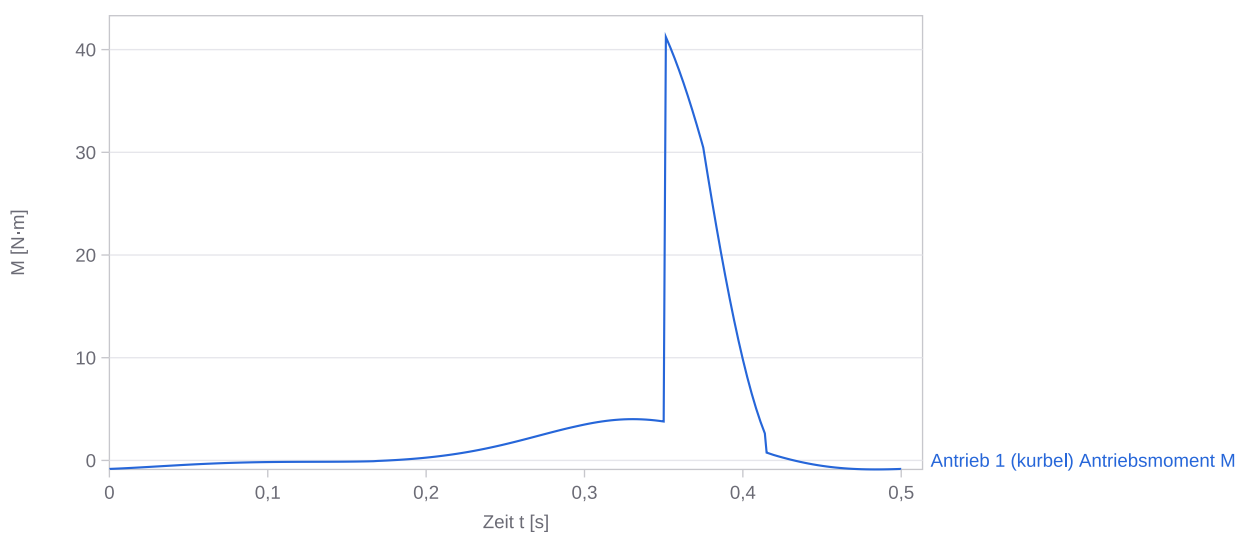
Antriebswinkel über der Zeit [°]



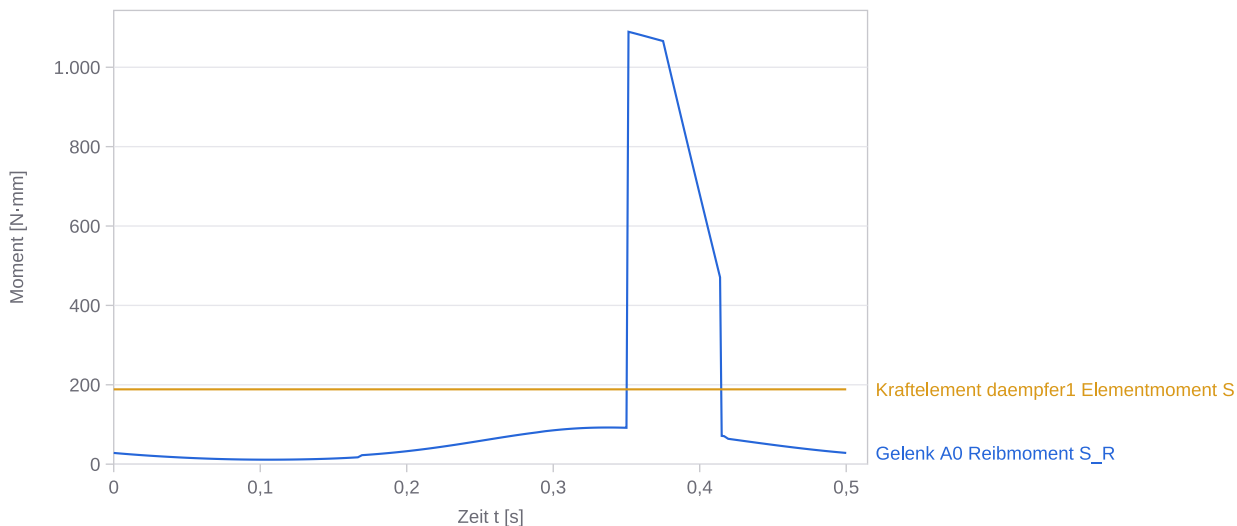
Kraft über der Zeit [N]



Antriebsmoment über der Zeit [N·m]



Moment über der Zeit [N·mm]



Berechnungsgrundlage und Modellvorbehalte

Gerechnet wird die geschlossene Bindungsgleichung des ebenen Koppelgetriebes: Zu jedem Fortschritt t auf der gemeinsamen Zeitleiste wird die Lage aller Glieder mit dem Newton-Verfahren gelöst, danach werden Geschwindigkeit und Beschleunigung aus derselben Jacobi-Matrix gewonnen. Antriebsmoment und Gelenkkräfte folgen aus dem Prinzip von d'Alembert (Kinetostatik) mit den angegebenen Massen und Trägheiten. Die Bewegungsgesetze der Abschnitte sind die normierten Zeitgesetze nach VDI 2143.

WO DIE MASSE ANGREIFT: Die Masse eines Glieds wirkt in seinem Schwerpunkt s_S , den die Gliedertabelle unten je Glied ausweist. Wird am Bildschirm eine Masse eingetragen und sind die Schwerpunktfelder leer, belegt der Rechner sie sichtbar vor — mit der Mitte zwischen den beiden Drehgelenken des Glieds, bei mehr als zweien mit deren Mittel; ein Schubgelenk zählt nicht mit, weil sein Anschlussort längs der Führung beliebig ist. Der Vorschlag lässt sich überschreiben, ein bereits gesetzter Schwerpunkt bleibt unberührt, und ein geladener Stand wird nicht angetastet. Steht in der Tabelle „im Bezugspunkt“, ist keiner angegeben, und er fällt mit dem Bauort des Glieds zusammen — bei allem, was dieser Rechner erzeugt, mit einem Gelenk. Die eingetragene Masse ist dann keine über das Glied verteilte Masse, sondern eine Punktmasse in diesem Gelenk. Die Folge ist nachgemessen: Am Viergelenk wirken sich 10 kg an der Kurbel so auf das Antriebsmoment gar nicht aus, an der Koppel allein über ihr Gewicht. Das Trägheitsmoment J_S gilt um den Schwerpunkt; den Steiner-Anteil $m \cdot s_S^2$ legt die Rechnung selbst dazu.

WENN MASSEN AM ANTRIEB NICHTS BEWIRKEN: Ein Glied, das mit gleichbleibender Drehzahl um eine feste Achse umläuft, braucht kein Antriebsmoment — gleich wo sein Schwerpunkt sitzt und wie groß seine Trägheit ist: Seine Fliehkraft zeigt durch die Achse und hat dort keinen Hebel, und beschleunigt wird es nicht. Der vorbelegte Schwerpunkt ändert daran nichts, er verschiebt nur den Ort der Fliehkraft. Wirksam wird die Masse durch die Schwerkraft, durch ein Bewegungsgesetz am Antrieb oder an einem Glied, das ungleichförmig läuft. Wo nichts davon zutrifft, bleiben vom Antriebsmoment und von der Antriebsleistung nur die letzten Bits der Rechnung übrig. Beide werden deshalb gegen die Last verglichen, die dieses Modell überhaupt tragen kann, und weggelassen, sobald sie neun Zehnerpotenzen darunter liegen; in der Zeile steht dann der Grund und KEIN Grenzwert — eine Zahl dieser Größenordnung unterschritte jede Grenze und bestünde damit eine Prüfung, die nie stattgefunden hat. Die Gelenkkraft ist davon nicht betroffen und wird weiter ausgewiesen: Die Fliehkraft der Kurbel ist eine echte Lagerkraft, ihr fehlt allein der Hebel um die Antriebsachse.

WIE EINE EINGEPRÄGTE KRAFT GERECHNET WIRD: Feder, Dämpfer, konstante Kraft und äußere Last gehen auf demselben Weg in die Rechnung. Jedes Kraftelement hat ein skalares Maß g — beim Längselement der Abstand seiner beiden Anschlusspunkte in mm, beim Drehelement der Relativwinkel der beiden Glieder in rad —, und daraus folgt sein Kraftmaß $S = F_0 + k \cdot (g - g_0) + c \cdot \dot{g}$ mit dem Ruhewert g_0 , der Steifigkeit k und der Dämpfung c . Positives S zieht die beiden Anschlusspunkte zusammen beziehungsweise verkleinert den Relativwinkel. Das Längselement misst F_0 in N, k in N/mm und c in N·s/mm und liefert eine Kraft; das Drehelement misst F_0 in N·mm, k in N·mm/rad und c in N·mm·s/rad und liefert unmittelbar ein Moment. Der Ruhewert g_0 ist der Wert, bei dem die Federkraft null ist; er wird beim Anlegen des Elements aus dem gerade gezeichneten Abstand übernommen und steht danach fest — er wandert beim Verschieben eines Gelenks ausdrücklich NICHT mit, denn genau aus dieser Differenz entsteht die Kraft. Eine äußere Last hat kein Maß und keine Kennlinie: Ihr Betrag steht so, wie er eingetragen ist. Die Anschluss- und Angriffspunkte der beiden Tafeln stehen wie die der Gelenke im mitbewegten System ihres Glieds, die Wirkrichtung einer Kraftlast dagegen im Gestellsystem. Der Unterschied zwischen beiden Bauarten ist nachrechenbar.

und keine Verabredung: Ein Kraftelement wirkt zwischen zwei Gliedern und ist in sich im Gleichgewicht, eine Last stützt sich an der Umgebung ab — ihre Gegenkraft geht in die Gestellbindung.

Eingeprägte Kräfte, keine Dynamikrechnung: Der Antrieb gibt die Bewegung vor, die Kräfte folgen daraus. Feder, Dämpfer, konstante Kraft und äußere Last ändern deshalb das Antriebsmoment und die Gelenkkkräfte — die Bahn, die Geschwindigkeiten und die Beschleunigungen ändern sie nicht. Das Getriebe wird hier von keiner Feder beschleunigt und von keiner Last abgebremst; wer die Gasfeder einer Klappe löst und wissen will, wie die Klappe dann fällt, bekommt diese Antwort aus dieser Rechnung nicht. An der wirklichen Maschine gilt die Trennung genau so lange, wie der Antrieb steif genug ist, seine Bewegung gegen diese Kräfte durchzusetzen.

WAS AN DEN EINGEPRÄGTEN KRÄFTEN NICHT GERECHNET WIRD: Die Kennlinie ist linear. Eine Gasfeder mit ihrer Reibungshysterese, eine progressive Feder und ein Anschlag mit Endlagendämpfung sind damit nur näherungsweise erfasst — als Näherung taugt F_0 für die nahezu waagerechte Kennlinie einer Gasfeder, die Reibkraft beim Ein- und Ausfahren steht in keiner Zahl. Die Wirkrichtung einer Kraftlast ist weltfest und dreht sich nicht mit dem Glied; eine Zerspankraft, die mit dem Werkzeug mitdreht, rechnet dieser Kern nicht. Der Betrag einer Last liegt über den ganzen Umlauf an, solange kein Verlauf eingetragen ist; die Tafel „Lastverlauf über den Takt“ steht in diesem Dokument genau dann, wenn einer eingetragen ist. Das Maß eines Drehelements ist der Relativwinkel und wird nicht auf einen Umlauf gefaltet: An einer voll umlaufenden Kurbel wächst es ohne Grenze, und mit einer eingetragenen Steifigkeit wächst die Federkraft mit; darüber führt das Dokument einen Hinweis. Ohne Steifigkeit — ein reiner Dämpfer, eine konstante Kraft — hängt das Kraftmaß gar nicht am Maß, und dann gibt es nichts zu melden. Reibung in den Gelenken wird gerechnet, sobald an einem Gelenk eine Reibungszahl steht; die Gelenketabelle weist sie je Gelenk aus, und wo keine steht, ist das Gelenk reibungsfrei gerechnet.

WIE EIN LASTVERLAUF GERECHNET WIRD: Die Tafel „Lastverlauf über den Takt“ teilt die gemeinsame Zeitleiste in Abschnitte; jeder trägt seine rechte Grenze τ , einen Wert am Anfang und einen am Ende, dazwischen wird linear eingeschoben. Die Werte sind dimensionslos: Gerechnet wird der Betrag der Last mal diesem Wert — der Verlauf trägt die FORM, der Betrag die GRÖSSE, und die Einheit steht damit an genau einer Stelle. Ein Wert von 1 heißt „liegt voll an“, 0 heißt „liegt hier nicht an“, negativ heißt Gegenrichtung. Vorgegeben wird über den Fortschritt τ und nicht über den Antriebswinkel: Mit mehr als einem Antrieb gibt es den Antriebswinkel gar nicht, und bei einem schwingenden Antrieb wird derselbe Winkel zweimal je Umlauf erreicht — eine Vorgabe über ihn wäre dort keine Funktion. Bei genau einem Antrieb nennt die Tafel den zugehörigen Winkel daneben; bei mehreren steht dort ein Strich.

WARUM DAS ANTRIEBSMOMENT SPRINGT: Eine eingeprägte Kraft darf an einer Abschnittsgrenze schlagartig einsetzen — anders als eine Lage, deren zweite Ableitung über die Trägheit in die Rechnung eingeht und die deshalb stetig sein muss. Das Antriebsmoment ist die Summe eines Trägheits-, eines Gewichts- und eines Lastanteils; springt der Lastanteil, springt die Summe mit, und der Sprung ist so groß wie die Änderung der Last mal ihrer Übersetzung in dieser Stellung. An der wirklichen Maschine bleibt davon der Stoß beim Aufsetzen des Werkzeugs; wie hoch die Spitze wirklich ausfällt, hängt an der Steifigkeit von Antriebsstrang und Werkzeug, und die kennt ein Starrkörpermodell nicht. Der gerechnete Sprung ist damit die untere Schranke. Damit die Spitze nicht zwischen zwei gerechnete Stellungen fällt, legt jede Abschnittsgrenze zwei zusätzliche Stützstellen in das Raster des Umlaufs — ein Fenster, das schmalere ist als ein Rasterschritt, würde sonst überhaupt nicht getroffen, und das Moment bliebe glatt, ohne dass etwas gemeldet würde.

WIE DIE GELENKREIBUNG GERECHNET WIRD: Am Drehgelenk steht die Gelenkkraft nicht durch die Mitte des Zapfens, sondern tangential an einem Kreis um sie. Sein Halbmesser ist $r_R = r \cdot \mu / (1 + \mu^2)$ mit dem ZAPFENradius r , und das Reibmoment ist $M_R = r_R \cdot |G|$ mit der Gelenkkraft G (Kerle/Pittschellis/Corves, Einführung in die Getriebelehre, 3. Aufl. 2007, Gl. 5.6 und 5.7, S. 128). Es wirkt der Relativdrehung der beiden Glieder entgegen. Der Reibkreis liegt immer innerhalb des Zapfens, denn $\mu / \sqrt{1 + \mu^2}$ ist kleiner als eins; ein frei eingegebener Reibradius wird deshalb nicht angeboten — er hätte nichts, wogegen er zu prüfen wäre. AUSDRÜCKLICH: Die verbreitete Form $\mu \cdot r \cdot |G|$ ist um den Faktor $\sqrt{1 + \mu^2}$ zu groß, bei $\mu = 0,1$ um 0,5 %, bei $\mu = 0,3$ um 4,4 % und bei $\mu = 0,5$ um 11,8 %. Wer damit nachrechnet und eine Abweichung dieser Größe findet, hat keinen Fehler gefunden, sondern die andere Formel.

WIE DIE REIBKRAFT IM SCHUBGELENK GERECHNET WIRD: Nimmt die Führung ein Moment auf, kippt der Schlitten und drückt an zwei Stellen, deren Kräfte gegensinnig sind. Mit der Querkraft N , dem Moment M und der Führungslänge L sind die Kantenkräfte $R_a = N/2 + M/L$ und $R_b = N/2 - M/L$, und die Reibkraft ist $F_R = \mu \cdot (|R_a| + |R_b|)$ — die Summe der BETRÄGE und nicht der Betrag ihrer Summe. Wer die resultierende Querkraft mit μ multipliziert, rechnet zu klein, also auf der unsicheren Seite. Gezeichnet sind die beiden Kantenkräfte bei Hagedorn/Thonfeld/Rankers, Konstruktive Getriebelehre, 6. Aufl. 2009, Tafel 6.1 e und f; die Umrechnung auf N und M , die dieser Kern liefert, ist daraus HERGELEITET und steht in keinem der geprüften Werke — sie trifft den gedruckten Tafelfall Zeile für Zeile und geht für einen Überhang gegen null in den einfachen Fall $\mu \cdot |N|$ über. Eine kurze Führung mit langem Überhang vervielfacht die Kantenkräfte um $1 + 2 \cdot l/L$ mit dem Überhang l .

WAS DIE REIBUNGSRECHNUNG NICHT ABBILDET: Gerechnet wird ausschließlich Coulombsche Gleitreibung mit einer über den Umlauf festen Reibungszahl, und nur an den Gelenken, an denen die Gelenketabelle eine ausweist. HAFTEN IST NICHT ABBEGILDET: Am Umkehrpunkt, wo die Relativgeschwindigkeit null wird, ist die Reibkraft statisch unbestimmt und nur nach oben begrenzt; dort setzt die Rechnung das Reibmoment auf null, weil keine Reibleistung fließt. Ein Anlaufmoment aus der Haftreibung steht damit in keiner Zahl — die Haftreibungszahl liegt etwa ein Zehntel über der Gleitreibungszahl. Ruckgleiten (stick-slip) kann dieses Modell grundsätzlich nicht erzeugen: Sein Auslöser ist eine mit der Relativgeschwindigkeit fallende Reibungszahl, und hier ist sie fest; das ist eine Modellgrenze und keine Ungenauigkeit. Das Reibmoment SPRINGT am Umkehrpunkt um das Doppelte seines Betrags — der Sprung ist wirklich und kein Rechenfehler; die Reibleistung springt dagegen nicht, sie trägt den Betrag der Relativbewegung und geht stetig gegen null. Die Haftreibung kommt allein im Nachweis der SELBSTHEMMUNG vor, am ruhenden Getriebe und mit einer eigenen Zahl μ_0 ; wo ein Gelenk eine trägt, steht dazu ein eigener Absatz. Am Kurvengelenk wird keine Reibung gerechnet, weil das Modell nicht sagt, ob dort gerollt oder geglitten wird; eine erfundene Aufteilung in Roll- und Gleitanteil wäre schlimmer als die eingestandene Lücke. Gelenkspiel bleibt außen vor, und gerade an den Nulldurchgängen der Gelenkkraft ist die Rechnung deshalb am unzuverlässigsten. Reibungszahlen sind keine Werkstoffkonstanten, sondern Kenngrößen des ganzen Systems aus Werkstoffpaarung, Schmierung und Pressung und müssen versuchsmäßig bestimmt werden; VDI 2149 Blatt 1 empfiehlt für das auf die Antriebswelle bezogene Reibmoment ausdrücklich den Auslaufversuch am wirklichen Mechanismus. Es bleibt auch mit Reibung eine KINETOSTATIK und keine Dynamikrechnung: Die Bewegung ist durch den Antrieb vorgegeben, die Reibung ändert das Antriebsmoment und die Gelenkkräfte, nicht die Bahn und nicht die Beschleunigungen.

REDUZIERTER TRÄGHEIT UND EFFEKTIVMOMENT, bei genau einem Drehantrieb: Die Einflusszahlen $dq/d\varphi$ folgen aus derselben Jacobi-Matrix wie die Geschwindigkeiten, mit der Einheitsrate am Antrieb. Damit ist J_{red} die Summe über die Glieder von $m \cdot |dr_S/d\varphi|^2 + J_S \cdot (d\varphi_i/d\varphi)^2$, auch in einer Rast, in der das Getriebe steht. Nach dem Prinzip der virtuellen Arbeit teilt sich das Antriebsmoment in den Trägheitsanteil M_T , die Summe von $m \cdot a_S \cdot dr_S/d\varphi + J_S \cdot \alpha_i \cdot d\varphi_i/d\varphi$, gleich $J_{red} \cdot \alpha + \frac{1}{2} \cdot (dJ_{red}/d\varphi) \cdot \omega^2$, und den Lastanteil M_L aus Gewicht, Kraftelementen und Lasten. Das Effektivmoment $M_{eff} = \sqrt{(1/T) \cdot \int M^2 dt}$ über die Bewegungsdauer T steht nur bei lückenlosem Umlauf; integriert wird nach der Trapezregel über die gerechneten Stellungen. Sitzt der Motor an einem anderen Glied als dem angetriebenen, gelten Moment und Trägheit an diesem Glied: $M_{GlieD} = M/(d\varphi_{GlieD}/d\varphi)$.

DIE RÜTTELKRAFT ist die Kraft, die das Getriebe aus seinen Massenkraften auf das Gestell gibt, $F_R = -\text{Summe von } m \cdot a_S$ über die bewegten Glieder (VDI 2149 Blatt 1, Abschnitt 3). Gewicht und äußere Lasten gehören nicht dazu: Das eine ist statisch, die anderen kommen von außen.

WIE DIE KENNWERTE GEWONNEN WERDEN: Der Übertragungswinkel μ ist an zwei Bauformen erklärt — an der Viergelenkkette als Winkel zwischen Koppel und Schwinge im Gelenk B, an der Schubkurbel zwischen Koppel und der Senkrechten auf die Führungsgerade (Kerle/Pittschellis/Corves, Einführung in die Getriebelehre, 3. Aufl. 2007, S. 161, Gl. 6.5 und 6.6). Gemeldet wird der spitze Wert und als μ_{min} der kleinste über alle gerechneten Lagen; die geschlossene Form der Quelle gilt für den vollen Umlauf und wird deshalb nicht eingesetzt, sondern nur zur Gegenrechnung benutzt. Bei jeder anderen Kette steht in der Zeile, dass die Größe dort nicht erklärt ist. Am Kurvengelenk steht sie als Druckwinkel $\alpha = 90^\circ - \mu$ in einer eigenen Zeile. Sitzt ein Zylinder an der Kette, gilt sie ohne ihn, und eine eigene Zeile weist den Übertragungswinkel am Zylinder aus: $\mu = 90^\circ - \alpha$ zwischen der Zylinderachse und der Bewegung seines Kopfpunkts relativ zum Boden. Als Richtwert nennt dieselbe Quelle $40^\circ \leq \mu \leq 50^\circ$ für langsam laufende Getriebe (S. 160, Gl. 6.4); das ist ein Erfahrungswert und keine Norm — VDI 2130 behandelt den Übertragungswinkel in einem eigenen Abschnitt und nennt keine Zahl. Deshalb trägt die Zeile die Wortreihe eines Richtwerts und nicht die eines bestandenen Nachweises: Bei 39° bricht nichts, aber Lagerkräfte, Reibung und Empfindlichkeit gegen Spiel wachsen rasch. Als Abtriebsglied gilt das nicht angetriebene Glied, das über ein Drehgelenk am Gestell hängt; seine Umkehrlagen sind die Nulldurchgänge seiner Winkelgeschwindigkeit, zwischen zwei Rasterpunkten linear eingeschoben. Steht es in einer Rast still und läuft danach zurück, ist die Rast eine Umkehr; über einen geschlossenen Umlauf zählt auch eine Rast über den Umlaufanfang. Liegt eine Umkehr in einer Rast, fehlt das Zeitverhältnis, denn wohin die Rastzeit gehört, wäre eine Verabredung. Kehrt es genau zweimal um, folgen daraus der Schwingwinkel ψ_0 als sein voller Ausschlag und das Zeitverhältnis als der längere der beiden Abschnitte geteilt durch den kürzeren, also stets ≥ 1 . Bezugsgröße des Zeitverhältnisses ist die ZEIT und nicht der Kurbelwinkel: Läuft der Antrieb gleichförmig, ist beides dasselbe; trägt ein Abschnitt ein Bewegungsgesetz, fallen sie auseinander, und maßgebend ist die Zeit. Ausgewiesen wird es nur bei einem Antrieb, der wenigstens einmal ganz herumkommt — sonst gibt es keinen Rückgang, gegen den sich messen ließe. Gleitet das Abtriebsglied stattdessen in einer Führung am Gestell — der Kolben der Schubkurbel, der Stößel des Kurvengetriebes —, zählt seine Geschwindigkeit längs der Führung, und an die Stelle des Schwingwinkels tritt der Hub $s_0 = s_{max} - s_{min}$ in Millimetern, ebenso fein wie das Raster. Das gilt auch, wenn das Glied am Gestell über einen geschlossenen Umlauf ohne Umkehrlage umläuft und dahinter ein Stößel gleitet, wie beim Whitworth-Schnellrücklauf. Findet sich gar kein eindeutiges Abtriebsglied, fehlen die Zeilen: Das trifft jedes Getriebe mit mehr als einem Antrieb, etwa das Fünfgelenk — welches seiner Glieder der Abtrieb wäre,

sagt die Struktur nicht. Der Schwingwinkel wird über die gerechneten Lagen gemessen und ist damit so fein wie das Raster; bei 360 Schritten liegt er rund $0,002^\circ$ unter dem geschlossen gerechneten Wert. Die Antriebsleistung ist in jeder Stellung die Summe über die Antriebe aus Moment und Winkelgeschwindigkeit, $P_{\max}$ ihr größter Betrag über den Umlauf — nicht $M_{\max}$ mal $\omega_{\max}$, denn beide Höchstwerte fallen bei einem Bewegungsgesetz nicht zusammen.

BAUART NACH GRASHOF: Ob ein Glied der viergliedrigen Drehgelenkkette voll umläuft, entscheiden allein die vier Gliedlängen. Mit s als kürzestem, l als längstem und p, q als den beiden übrigen lautet die Bedingung $s + l < p + q$; der ausgewiesene Grashof-Überschuss ist die Differenz $(s + l) - (p + q)$ und damit negativ, wo die Bedingung erfüllt ist. Ist sie erfüllt, folgt die Bauart aus der Lage des kürzesten Glieds: am Gestell die Kurbelschwinge, als Gestell selbst die Doppelkurbel, als Koppel die Doppelschwinge. Bei Gleichheit ist das Getriebe durchschlagend und damit laufunsicher — es kommt durch die Strecklage, aber welchen Zweig es danach nimmt, ist nicht bestimmt. Ist die Bedingung verletzt, schwingen alle vier Gelenke (Totalschwinge). Ein Schubgelenk oder ein fünftes Glied macht daraus eine andere Kette, für die es keine Grashof-Bauart gibt; die Zeile sagt dann genau das. Die Bauart ist eine Aussage über das Laufverhalten und keine Note — bewertet wird sie nicht.

WORAUF SICH DER ANTRIEBSWINKEL BEZIEHT: Die Spalten „von φ “ und „bis φ “ der Antriebstabelle nennen den Absolutwinkel φ des angetriebenen Glieds gegen die Waagerechte, gemessen um seinen Bezugspunkt und im Gegenuhrzeigersinn. Es ist dieselbe GRÖSSE, die die Gliedertabelle als φ_0 führt, aber nicht notwendig dieselbe ZAHL: Die Gliedertabelle nennt den ABGELEGTEN Entwurf, also die Stellung, in der das Getriebe gebaut wurde, und für den Löser ist sie nur der Startwert. Bei $\tau = 0$ prägt er dem angetriebenen Glied „von φ “ auf und löst die Kette von dort aus; wo φ_0 und „von φ “ auseinanderfallen, steht die gezeichnete Ausgangslage also um diesen Unterschied neben den Zahlen der Gliedertabelle, und maßgebend für alles Gerechnete ist „von φ “. Bei einem aus vorgegebenen Lagen gerechneten Getriebe ist dieser Unterschied der Regelfall und keine Ungenauigkeit: Der Entwurf ist in der vorgegebenen Lage abgelegt, an der der Antriebsbereich anfängt — dem Regelfall nach der ersten —, und der Bereich beginnt ein Prozent der Lagenspanne VOR ihr, höchstens aber ein Prozent des Abstands zur Grenzlage, jenseits derer die Kette nicht mehr schließt. Damit liegt die vorgegebene Lage sicher im Antriebsbereich und nicht auf seiner Kante, wo allein die Rundung darüber entschiede, ob sie noch dazugehört; die Probetabelle weist sie als Fortschritt τ knapp über null aus. Der Antriebswinkel ist ausdrücklich NICHT die Richtung der gezeichneten Gliedlinie zwischen zwei Gelenken: Dazwischen liegt fest der Winkel, den der Kopfpunkt im mitbewegten System des Glieds selbst hat. Die Spalte „Versatz Gliedlinie“ nennt ihn je Gliedlinie, sobald er nicht null ist, und ein Strich steht dort, wo es nichts zu nennen gibt. Ein Versatz von 180° etwa heißt: Die Gliedlinie zeigt der Zeichnung nach genau entgegengesetzt zum Antriebswinkel, obwohl beide dasselbe Glied beschreiben.

Die Gütekennzahl sagt, wie weit das Getriebe von einer Totlage entfernt bleibt, und nicht, wie tragfähig es ist. Sie ist über den Umlauf der kleinste Wert des geometrischen Mittels der Singulärwerte der entdimensionierten Jacobi-Matrix — in der Robotik als Manipulierbarkeit nach Yoshikawa gebräuchlich. Sie ist 0 in der Totlage und wächst gegen 1, je senkrechter die Spalten aufeinander stehen. Läuft sie gegen null, durchfährt das Getriebe eine Totlage — dort sind Gelenkkräfte und Winkelbeschleunigungen unzuverlässig. Jede Lage wird davor bis zum Schließen der Kette iteriert: bis die größte verbliebene Klaffung der Bindungsgleichungen unter 10^{-10} liegt, höchstens 40 Newton-Schritte weit. Eine Lage, die das nicht erreicht, geht nicht in dieses Dokument ein, sondern wird als Lücke im Antriebsbereich ausgewiesen — die Zeile „Antriebsbereich vollständig und lückenlos“ sagt es.

Modellvorbehalte: Alle Glieder sind starr, alle Gelenke spielfrei. Gerechnet wird ohne Spiel und ohne Elastizität; die Lagen folgen der Theorie 1. Ordnung. Reibung wird nur an den Gelenken gerechnet, an denen die Gelenketabelle eine Reibungszahl ausweist. Geprüft wird ausschließlich gegen gezeichnete Sperrflächen, und auch das nur, wenn welche vorgegeben sind; die Glieder untereinander werden NICHT geprüft. Zwei Glieder können sich also rechnerisch durchdringen, ohne dass hier etwas gemeldet wird.

Das ausgewiesene Antriebsmoment und die größte Gelenkkraft sind EINGANGSGRÖSSEN für einen Festigkeitsnachweis, kein Ersatz dafür. Für eine Welle unter diesem Moment ist der Nachweis nach DIN 743 zu führen, für ein Gelenklager der Nachweis der Tragzahl, für einen Bolzen der Flächenpressungs- und Scherungsnachweis.

Zu diesem Muster

Alle Werte auf diesen Seiten stammen aus einer frei gewählten Beispielrechnung und gehören zu keinem realen Bauteil. Der gekaufte Export enthält dieselben Abschnitte mit Ihren Eingaben, Ihren Kopfdaten (Projekt, Bauteil, Bearbeiter) und als durchsuchbaren Text. Preise und Umfang: maschinenbaurechner.de/preise

Hinweis: Die Ergebnisse sind Auslegungs- und Orientierungshilfen. Sie ersetzen nicht die eigenverantwortliche Prüfung, Berechnung und Freigabe durch eine fachlich qualifizierte Person. Es gelten die Nutzungsbedingungen auf maschinenbaurechner.de.