

Kronenräder: Geometrie und Festigkeit

Für Winkelgetriebe gibt es im wesentlichen drei Möglichkeiten für den eingesetzten Zahnradtyp. Die häufigen Lösungen sind Kegelrad- und Schneckengetriebe. Eine seltener eingesetzte Alternative ist das Kronenrad, kombiniert mit einem Stirnradritzel. Diese Lösung mit ihren spezifischen Vor- und Nachteilen wird hier näher betrachtet.

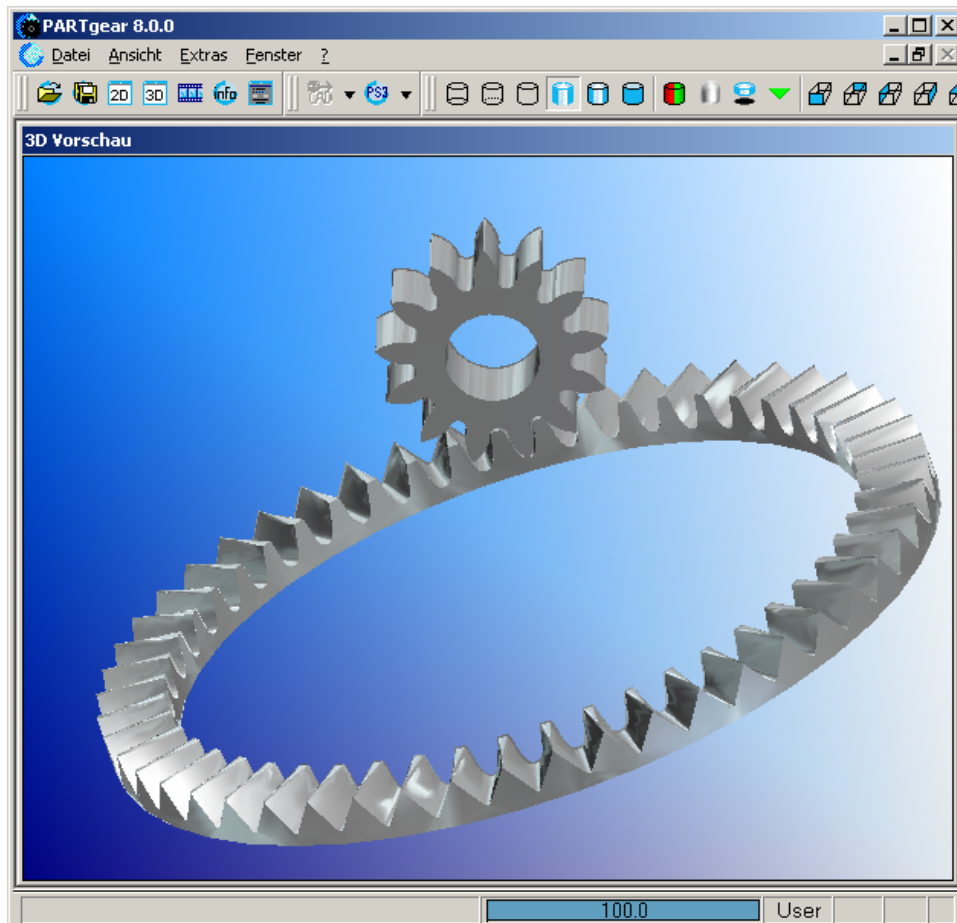


Bild 1: 3D-Ansicht eines Kronenrades in KISSsoft-Hirware, durch Berechnung des Abwälzvorganges eines Stossrades erzeugt.

Einleitung

Kronenräder sind seit Jahrtausenden bekannt, Chinesen setzten Kronenräder für Wagen ein und die Römer verwendeten sie für Wasser- und Windmühlen. Gegen Mitte des letzten Jahrhunderts beschäftigte man sich – vor allem in den USA – mit Theorie und Fertigung von evolventischen Kronenrädern. Sowohl Berechnung wie Herstellung erwiesen sich als äusserst schwierig. Eingesetzt wurden Kronenräder damals meist in schwach belasteten Getrieben zur Bewegungsübertragung. Ab 1990 wurden in den Niederlanden bedeutende Anstrengungen unternommen, um Kronenräder für Leistungsgetriebe einzusetzen. Diese Aktivitäten wurden durch die Firma Crown Gear konzentriert, welche Kronenräder unter dem Produktnamen „Cylkro“ vertrieb [1]. Auch in den USA und Japan wird an der Entwicklung von Kronenrädern gearbeitet [2, 3]. Weiter laufen an deutschen Hochschulen Projekte, die auf die Entwicklung einer experimentell abgestützten Festigkeitsberechnung abzielen. Die

Weiterentwicklung von Fertigungstechnologien, vor allem beim Schleifen, erlaubt es heute, Kronenräder erfolgreich in Getrieben mit hoher Leistungsdichte einzusetzen.

Der Hauptvorteil der Kronenräder gegenüber dem Kegelrad ist die axiale Freiheit des Ritzels. Dadurch entfällt das Einstellen des Tragbildes bei der Montage, was besonders in der Feinwerktechnik ein grosser Vorteil ist. Bei extremen Leichtbaugetrieben mit sich stark deformierenden Gehäusen wird das Tragbild unter unterschiedlicher Last wenig beeinflusst. Dies ist ein Grund, weshalb in der Helikopter-Industrie Kronenräder intensiv erprobt werden.

Die spanende Herstellung von Kronenrädern, vor allem für grosse Serien, erwies sich als sehr anspruchsvoll. Der grosse Aufwand zur Entwicklung und Erprobung von Methoden für die Fertigung führte dazu, dass seitens Crown Gear hohe Beiträge für Engineering und Lizenzen festgelegt wurden, welche die Gesamtkosten solcher Lösungen erhöhten. Damit ergab sich am Markt eine Verschlechterung der Akzeptanz der Kronenräder, obwohl das Interesse an ihnen klar vorhanden ist.

In der Zwischenzeit hat die Firma Crown Gear ihre Aktivitäten beendet. Das Knowhow wurde durch die Firma ASS in der Schweiz übernommen, zu der seitens der Firma KISSsoft AG seit längerem ein enger Kontakt besteht. Dadurch ergibt sich nun die Möglichkeit, eine Schnittstelle von den KISSsoft-Hirware Berechnungsprogrammen [4] zu den spezialisierten Berechnungsprogrammen von Crown Gear anzubieten. Damit können dann mit KISSsoft-Hirware Kronenräder bezüglich Basisgeometrie, 3D-Modell sowie Festigkeit und Lebensdauernachweis ausgelegt werden. Mit der Software von Crown Gear können anschliessend z.B. Wälzfräser ausgelegt werden, mit welchen Kronenräder auf vielen konventionellen Wälzfräsmaschinen hergestellt werden können.

Bei der nicht spanenden Fertigung von Kronenrädern (Räder aus Kunststoff, gesintertem Metall oder im Formschmiedeverfahren) wird die Zahnform des Kronenrades rechnerisch bestimmt und daraus die Werkzeug-Form für die Herstellung abgeleitet. Dabei werden von verschiedenen Firmen in Deutschland unterschiedliche Techniken angewandt. Die Firmen Hirn-Verzahnungen in Zusammenarbeit mit Laudenschlager Formtechnik beispielsweise haben hierzu verschiedene erfolgreiche Projekte realisiert, welche anschliessend besprochen werden.

Berechnen der Geometrie und der Zahnform

Ein Kronenrad hat Ähnlichkeiten mit einer gebogenen Zahnstange. Im Gegensatz zu diesem einfachsten aller Getriebe kämpft der Ingenieur bei der Auslegung eines Kronenrades aber ständig mit den Einschränkungen, die durch eben diese Biegung entstehen. Da die Zahnflanke bei einem geradverzahnten Kronenrad parallel zu einem Radius des Kronenrades verlaufen muss – das eingreifende Ritzel hat Flanken parallel zur eigenen Achse – ergibt sich aus dem Strahlensatz sofort, dass der Eingriffswinkel von aussen nach innen abnehmen muss. Als zentrale Formel für die Auslegung der Geometrie von Kronenrädern (hier der Übersichtlichkeit halber nur für Geradverzahnung betrachtet) gilt die Gleichung

$$d_2 = \frac{m_n z_2 \cos \alpha_n}{\cos \alpha_2}, \quad z_2 \text{ Zähnezahl des Kronenrades, } \alpha_2 \text{ Eingriffswinkel des Kronenrades am}$$

Durchmesser d_2 , α_n Eingriffswinkel des Stirnrad-Ritzels am Teilkreis, m_n Modul des Ritzels, siehe [1]. Im Beispiel in Bild 2 ändert sich der Eingriffswinkel von ca. 39° am Aussendurchmesser bis zu ca. 10° am Innendurchmesser. Die Folge sind sehr steile Zahnflanken innen, wodurch die Evolvente sehr kurz wird und nur noch ein kleiner Teil der

Zahnhöhe trägt, und ein spitzer Zahn aussen. Nach innen beginnt bald ein Unterschnitt, der den nutzbaren Bereich weiter einschränkt. Insgesamt ergeben sich daraus ein minimaler Innendurchmesser und ein maximaler Aussendurchmesser, welche die Gesamtzahnbreite des Kronenrades limitieren. Hier liegt ein wesentlicher Unterschied zu einem Kegelradsatz: während Kegelräder durch die Vergrößerung der Zahnbreite höhere Drehmomente übertragen können, sind bei einer Paarung von Kronenrad zu Stirnrad-Ritzel hier enge Grenzen gesetzt. Durch geschickte Wahl des Breitenversatzes b_v (Bild 3), d.h. durch Verschieben der Zahnbreiten-Mitte gegenüber dem Teilkreis, kann die maximal zulässige Zahnbreite optimiert werden.

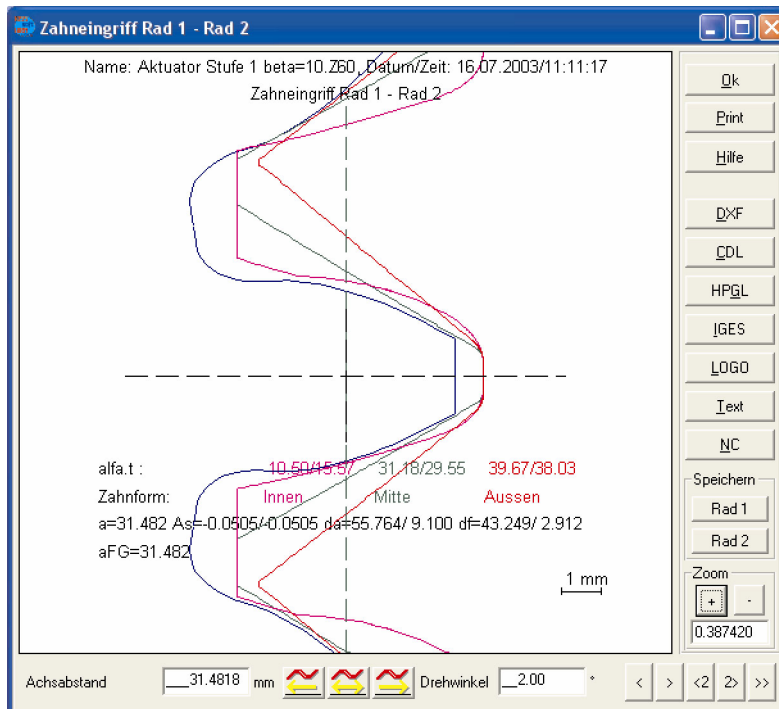


Bild 2: Darstellung der Paarung eines zylindrischen, schrägverzahnten Stirnrad-Ritzels mit einem Kronenrad. Vom Kronenrad sind drei Schnitte dargestellt. Innen: Violett, Mitte: Grün, Aussen: Rot.

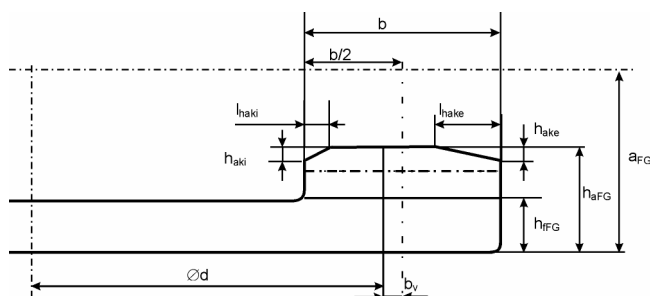


Bild 3: Definition des Breitenversatzes b_v und der Kopfhöhenänderung $h_{ake/i}$ am Innen- und Aussendurchmesser.

Bei der Auslegung eines Kronenrades ist es sinnvoll, durch die Festlegung eines minimalen und eines maximalen Eingriffswinkels zunächst die erreichbaren Innen- und Aussendurchmesser zu bestimmen. Sind durch äussere Rahmenbedingungen Grenzen bezüglich dieser Durchmesser gesetzt (üblicherweise beim Aussendurchmesser), ergibt Umstellung der Gleichung (1)

$$m_{\min/\max} = \frac{d_{2 \min/\max} \cos \alpha_{2 \min/\max}}{z_2 \cos \alpha_n}$$

den verfügbaren Bereich für den Modul.

Hilfreich bei diesen Betrachtungen ist es, neben den nackten Zahlen auch eine grafische Darstellung der Zähne zu betrachten. Mit etwas Erfahrung erkennt der Ingenieur aus einer Abbildung wie z.B. der in Bild 1 oder 2 gezeigten, in welche Richtung die wesentlichen Parameter zu ändern sind, um zu einer optimalen Lösung zu gelangen.

Die überwiegende Anzahl Anwendungen verwendet geradverzahnte Kronenräder. Schrägverzahnte Kronenräder können bei richtiger Auslegung sowohl bezüglich Geräusentwicklung als auch bei der Festigkeit Vorteile bieten. Dem gegenüber steht das Problem, dass die Zahnflanken unsymmetrisch werden, d.h. die linke Flanke nicht mehr der rechten entspricht. In der Praxis bedeutet dies, dass eine eventuelle Unterschnitt auf einer Flanke früher auftritt als auf der anderen. In Bild 2 kann z.B. bei der oberen Kronenradflanke bereits ein deutlicher Unterschnitt am Innenradius festgestellt werden, während auf die unteren Flanke nur sehr leicht unterschnitten ist. Ebenso ist der Eingriffswinkel verschieden, im Beispiel auf der unteren Flanke in der Mitte 31.2° , auf der oberen 29.5° . Diese Unterschiede der Flanken haben einen starken Einfluss auf die Festigkeit, so dass sich bei der übertragbaren Leistung ein Unterschied zwischen den Drehrichtungen ergibt. Wird nur eine Drehrichtung genutzt, z.B. bei Elektrowerkzeugen, kann die verwendete Flanke natürlich ohne Rücksicht auf die Rückenflanke optimiert werden.

Die Erfahrung hat gelehrt, dass theoretische Geometriebetrachtungen, welche die Zahnform mit Evolventenfunktionen, Linien und Kreisbögen beschreiben, früher oder später an eine Grenze kommen. Besser bewährt und viel sicherer in der Praxis sind Zahnformberechnungen, die auf einer Simulation des Abwälzvorgangs beruhen, noch besser auf der Simulation des Fertigstellungsvorgangs. Hierbei wird die Trajektorie eines Punktes an der aktiven Oberfläche des Werkzeugs verfolgt (Bild 4) bis die Geschwindigkeit normal zur Oberfläche des Werkzeugs $\vec{n}\vec{v}_P$ einen Nulldurchgang hat (Bild 4). Diese Stellen sind potentielle Orte von Punkten der Zahnformoberfläche. Es müssen dann noch die tatsächlichen Punkte der Oberfläche von den sogenannten imaginären Punkten unterschieden werden, an denen zwar die Normalgeschwindigkeit ebenfalls verschwindet, die aber durch dahinterliegende Punkte als ausserhalb des Materials gekennzeichnet werden. Diese Unterscheidung zwischen realen und imaginären Punkten stellt die grösste Schwierigkeit bei der beschriebenen Vorgehensweise dar. Neben den üblichen Standardalgorithmen zur Klassifikation von Punkten in einer Ebene müssen empirische Ansätze hinzugezogen werden, welche die bekannten Eigenschaften der Zahnform nutzen, um mit hinreichender Sicherheit eine wohldefinierte Zahnform zu erhalten.

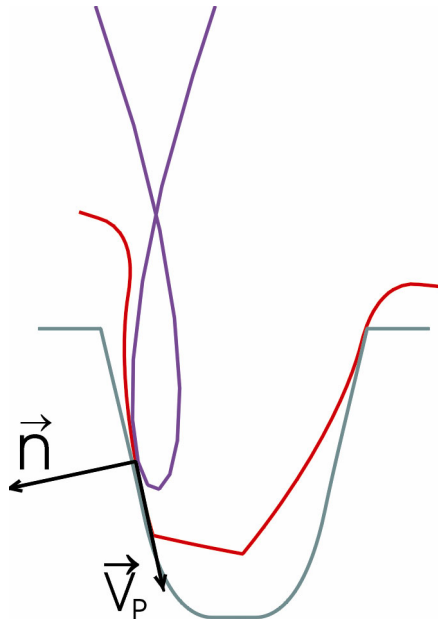


Bild 4: Trajektorie (blau) eines Oberflächenpunktes des Ritzels (rot) bei festgehaltenem Kronenrad (grün). Die Stelle mit verschwindender Normalgeschwindigkeit $\vec{n}\vec{v}_P = 0$ definiert den Ort eines möglichen Punktes der Zahnform.

Die Berechnung der 3D-Zahnform des Kronenrades kann somit auf Grund der ‚klassischen‘ Herstellmethode – dem Abwälzen mit einem Stossrad – bestimmt werden (Bild 1). Durch die Ausgabe des 3D-Körpers im IGES-, STEP- oder SAT-Format kann damit in beliebigen CAD's die Form konstruiert werden, um Kronenräder im Spritzguss-, Sinter- oder Formschmiedeverfahren herzustellen.

Für die Kontrolle des Kronenrades auf Unterschnitt oder spitzer Zahnkopf ist die 2D-Schnittdarstellung sehr viel besser geeignet. In dieser Darstellung (Bild 2) wird gleichzeitig die Zahnform des Kronenrades innen, mittig und aussen gezeigt. Werden die Zahnräder schrittweise gedreht, kann das Abwälzen genauestens in allen Schnitten überprüft werden. Bei zu spitzem Zahnkopf oder ungünstigen Eingriffsverhältnissen muss die Zahnhöhe verkürzt werden (Bild 3), analog der Vorgehensweise bei Hypoidrädern.

Um die Empfindlichkeit gegenüber Fehlern der Achslage oder des Achsabstands zu verringern, kann eine Breitenballigkeit der Zahnflanke (Flankenlinie) vorgesehen werden. Diese kann bei Kronenrädern relativ leicht erzeugt werden, indem für die Fertigung ein Stossrad verwendet wird, welches eine um ein oder zwei Zähne grössere Zähnezahl als das Ritzel hat [5]. Ein Vergleich der Zahnformen zeigt den Einfluss der erhöhten Zähnezahl des Stossrades (‚Speicher-Funktion‘ in der 2D-Darstellung von KISSsoft-Hirware) auf die erzeugte Zahnform sehr gut. Bei einem grossen Breitenversatz b_v des Kronenrades kann sich die Balligkeit aber einseitig verschieben!

In jedem Achsschnitt durch das Stirnrad entspricht das Kronenradgetriebe grundsätzlich einem Ritzel-Zahnstangentrieb. Aufbauend auf der Theorie der Zahnstange lassen sich somit der Eingriffswinkel, die Berührlinien und die Überdeckung in jedem Schnitt bestimmen (Bild 5).

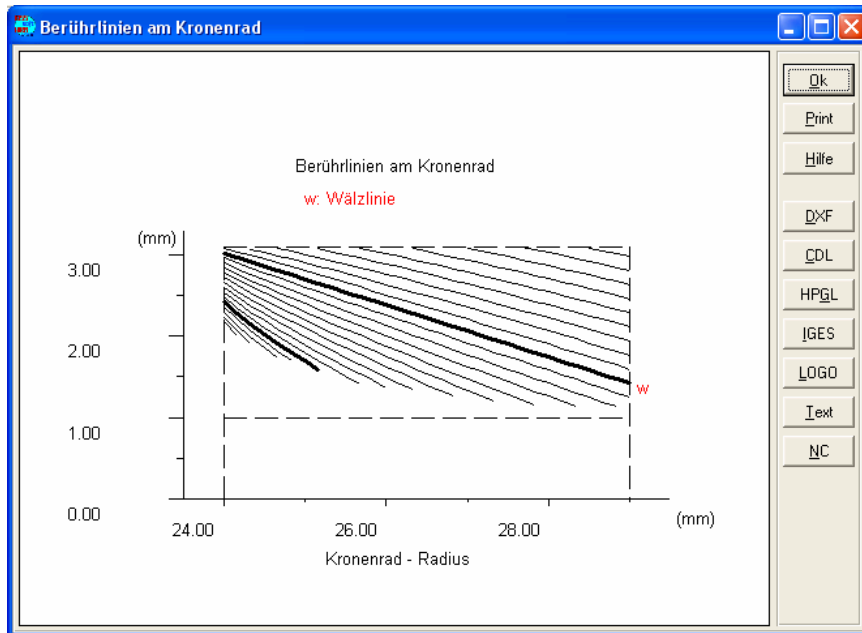


Bild 5: Lage der Berührlinien auf der Kronenradflanke.

Festigkeitsberechnung

Für die Festigkeits-Berechnung der Kronenräder sind verschiedene Vorgehensweisen vorstellbar:

- 1) Entwicklung einer eigenen, proprietären Rechenmethode, z.B. FEM Berechnung kombiniert mit einer örtlichen Spannungsbewertung.
- 2) Anpassung einer Methode zur Behandlung von Stirnräder (z.B. DIN 3990).
- 3) Anpassung einer Methode zur Behandlung von Kegelrädern (z.B. DIN 3991).

Die erste Möglichkeit ist nicht empfehlenswert, wenn man nicht über mehrere Jahre Zeit hat und gewillt ist, umfangreiche Messreihen durchzuführen (die Entwicklung der DIN 3990 für Stirnräder beispielsweise hat mehrere Jahrzehnte benötigt, wobei zahlreiche theoretische und praktische (Prüfstände) Arbeiten zugrundegelegt wurden).

Die dritte Methode ist relativ einfach, führt aber letztlich wieder auf die DIN 3990: die DIN 3991 beinhaltet im wesentlichen die Ermittlung einer Ersatzstirnradverzahnung, der restliche Berechnungsalgorithmus entspricht dann weitgehend der DIN 3990.

Bleibt von den oben erwähnten Möglichkeiten noch die zweite Vorgehensweise, die Anpassung z.B. der DIN 3990. Hier kann man sich von der Philosophie der DIN 3991 inspirieren lassen und ein ähnliches Konzept entwerfen. Kritische Punkte sind dabei, dass die Eingriffsverhältnisse von innen nach aussen sich gewaltig ändern, eine Berechnung also entweder nur auf die Verhältnisse in der Mitte der Verzahnung (analog Kegelradmethode) zurückgreift, oder aber eine Mittelung zwischen innen, Mitte und aussen stattfinden muss. Zudem werden bei Stirnrädern alle in diesem Zusammenhang wichtigen Grössen in der Ebene des Teilkreises betrachtet, während beim Kronenrad der Teilkreis in einer Ebene senkrecht zur Ebene des Ritzel-Teilkreises liegt. Damit müssen gewisse Formeln an einen unendlichen Radius angepasst werden. Dieses Problem ist aus der Behandlung von Zahnstangen bekannt.

Berechnung nach ISO 6336 oder DIN 3990

Die Methode zur Festigkeitsberechnung von Kronenrädern wie sie von Crown Gear [1] angewandt wird, beruht auf der Stirnradberechnung nach DIN 3990. Durch die schräg

verlaufenden Berührlinien ergibt sich beim Kronenrad eine Erhöhung der Gesamtüberdeckung durch die sogenannte Steigungsüberdeckung, in etwa vergleichbar der Sprungüberdeckung bei schrägverzahnten Stirnrädern (bei schrägverzahnten Kronenrädern gibt es auch eine Sprungüberdeckung, die sich aus dem Schrägungswinkel β ergibt). Aus der Schräge der Berührlinien kann ein virtueller Schrägungswinkel β_v abgeleitet werden, mit welchem in der Festigkeitsberechnung über den Schrägungsfaktor Y_β und Z_β dieser Effekt berücksichtigt wird. Als Profilüberdeckung ε_α wird der Wert bei Mitte Zahnbreite verwendet. Die Herleitung des Breitenlastfaktors $K_{H\beta}$ und Stirnfaktors $K_{H\alpha}$ nach der Methode der DIN 3990 ist eindeutig nicht für Kronenräder einsetzbar. In Crown Gear – Berechnungen wird hier üblicherweise fix $K_{H\beta} = 1.5$ und $K_{H\alpha} = 1.1$ gesetzt, somit ein gleiches Vorgehen wie bei der Berechnung von Kegelrädern (DIN 3991, ISO 10300) gewählt. Die Festigkeitsberechnung nach ISO 6336 ist zur Verwendung im internationalen Rahmen als Alternative zur DIN 3990 sicher sinnvoll. Da die ISO 6336 weitestgehend mit der DIN 3990 übereinstimmt, gelten hier die gleichen Restriktionen. Um dem Entwickler die Rechenmethode seiner Wahl zur Verfügung zu stellen, kann mit KISSsoft [4] die Festigkeitsberechnung wahlweise nach DIN3990, ISO6336, DIN3991 oder ISO 10300 durchgeführt werden.

Berechnung nach ISO 10300 oder DIN 3991

Wie bereits zuvor erwähnt, kann als Alternative die Verwendung der Festigkeitsberechnung nach ISO 10300 für Kegelräder sinnvoll sein. Kronenräder gehören zur Klasse der Kegelräder und können als Grenz-Kegelräder mit Kegelwinkel 0° (Ritzel) und 90° (Kronenrad) angesehen werden. Die Festigkeitsberechnung von Kegelrädern wird auf der Basis des Ersatzstirnrades (Stirnrad mit gleicher Zahnform wie das Kegelrad) durchgeführt. Im Falle des Kronenrades ergibt sich für das Ritzel die Ersatzzähnezahl $Z_{1v} = Z_1$ und für das Rad Z_{2v} unendlich. Bei Nachrechnungen von Beispielen mit dem Programm von Crown Gear (Methode analog DIN 3990) einerseits und mit der Methode ISO10300 in KISSsoft andererseits ergibt sich eine erstaunlich gute Übereinstimmung (Abweichung bei Fuss- und Flankensicherheiten in allen Fällen unter 10%, meist unter 5%). Dies zeigt, dass sowohl die Rechenmethodik analog DIN 3990 wie auch analog ISO 10300 (DIN 3991) gut anwendbar sind.

Spannungsverteilung über der Zahnbreite

Die Spannungsverteilung im Zahnfuss und an der Flanke könnten sehr genau mit einer FEM-Analyse berechnet werden. Dies erfordert aber einen vergleichsweise grossen Aufwand. Eine sehr schnelle Methode zur Abschätzung des Verlaufs der Hertzschen Pressung und der Zahnfussspannungen ergibt die Berechnung in einzelnen Schnitten als Zahnstange. Damit folgt – bei Annahme einer konstanten Linienlast – der Verlauf der Pressung im Wälzpunkt und der Fussspannung (Rechengang nach ISO 6336 oder DIN 3990 für Zahnstangen) längs der Zahnflanke (Bild 6).

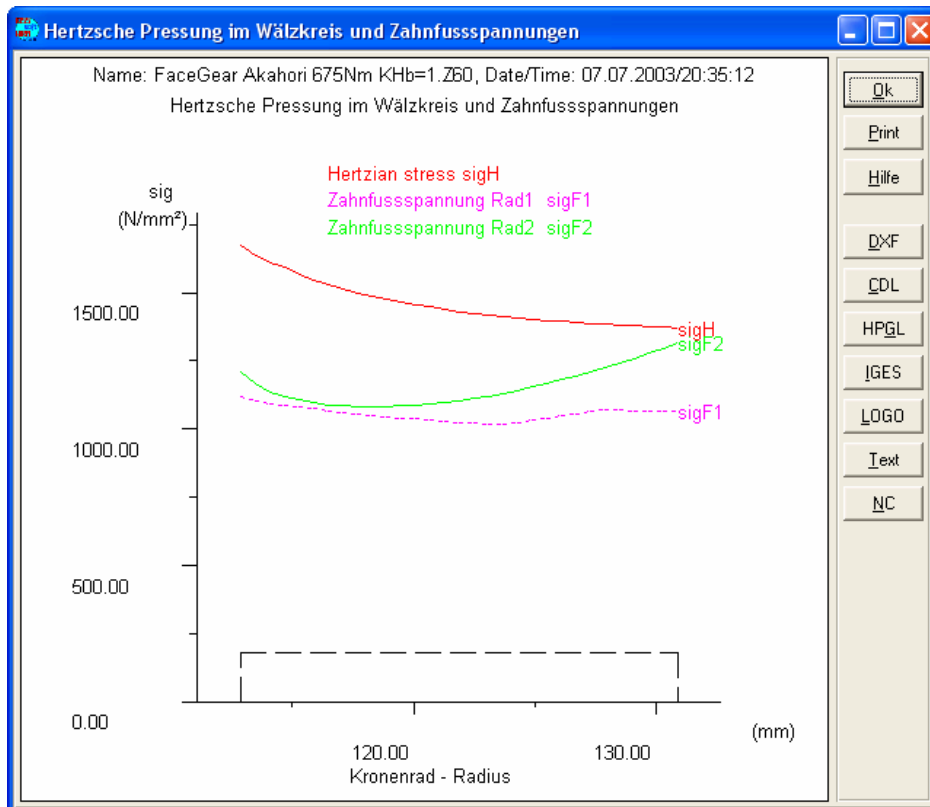


Bild 6: Spannungsverlauf im Kronenrad – Geometrie des Kronenrades entsprechend dem Versuchsrad von Akahori [2].

Akahori [2] führte Untersuchungen an einem einsatzgehärteten, geschliffenen Kronenrad durch ($m_n=2.75$ mm; $b=18$ mm; $b_v=5$ mm; $Z=28:85$). Die Zahnfussspannung, welche von Akahori mit DMS gemessen wurde, ergibt einen gut übereinstimmenden Verlauf mit der hier berechneten Zahnfussspannung am Kronenrad (Bild 6). Auch das Foto [2] der Zahnflanke nach 10^7 Lastwechseln zeigt einen Pittingbefall, der ebenfalls gut mit den Bereichen höherer Hertzscher Pressung an den Zahnflanken in Bild 6 übereinstimmt.

Soll-Sicherheiten

Wie bei jedem Zahnrad ergibt die Nachrechnung der Festigkeit als Resultat Sicherheitsfaktoren für Pitting und Zahnfussbruch. Zur Beurteilung dieser Sicherheiten ist es wichtig, die notwendigen Mindest-Sicherheiten zu kennen. Hier handelt es sich um ein generelles Problem bei Maschinenbau-Berechnungen. Mindest-Sicherheiten können je nach Einsatzbedingungen und Anforderungen sehr unterschiedlich sein und sollten auf Grund von Erfahrung und Prüfstand-Ergebnissen festgelegt werden. Sofern nichts Näheres bekannt ist, kann für Zahnradberechnungen von folgenden Faktoren ausgegangen werden:

$$\begin{aligned} \text{Mindest-Sicherheit Fuss } (S_{F\min}): & \quad 1.4 \\ \text{Mindest-Sicherheit Flanke } (S_{H\min}): & \quad 1.0 \end{aligned}$$

Im Fall von Kronenrädern liegen sehr wenig publizierte Ergebnisse vor. Bei seinen Messungen stellte Akahori [2] mit einem Antriebsdrehmoment von 675 Nm nach 10^7 Lastwechseln am Kronenrad ein deutliches Pitting fest. Risse oder Brüche am Zahnfuss traten keine auf. Eine Nachrechnung nach ISO 10300 unter Verwendung der oben besprochenen Faktoren ($K_{H\beta} = 1.5$ und $K_{H\alpha} = 1.1$) ergibt eine rechnerische Sicherheit gemäss Tabelle 1. Diese Sicherheiten sind erstaunlich tief. Bei der Untersuchung von Akahori wurden aber Kronenräder verwendet, die extrem genau hergestellt und kontrolliert wurden. Der

Breitenlastfaktor dürfte in diesem Fall viel zu hoch angesetzt sein. Eine Nachrechnung gemäss ISO 10300 mit Faktor $K_{H\beta}=1.0$ ergibt Flanken-Sicherheiten um 1.0 und Fuss-Sicherheiten um 0.80. Die Flanken-Sicherheit entspricht etwa den Erwartungen, die Fuss-Sicherheit ist so tief, dass eigentlich Zahnfussbrüche zu erwarten wären. Offenbar ist in diesem Fall die Rechenmethode sehr konservativ. Auf Grund obiger Analyse, die selbstverständlich erhärtet werden muss, kann vorsichtig interpretiert werden, dass für industrielle Applikationen mit Kronenrädern aus Stahl der Fussbruch unkritischer ist als bei Stirnrädern und vermutlich die Mindest-Sicherheiten wie folgt angesetzt werden können:

Mindest-Sicherheit Fuss (S_{Fmin}): 1.0
 Mindest-Sicherheit Flanke (S_{Hmin}): 1.0

<u>Rechnerische Sicherheit:</u>	<u>Fuss Ritzel</u>	<u>Fuss Rad</u>	<u>Flanke Ritzel</u>	<u>Flanke Rad</u>
Mit $K_{H\beta} = 1.5$, $K_{H\alpha} = 1.1$:	0.43	0.34	0.77	0.88
Mit $K_{H\beta} = 1.0$, $K_{H\alpha} = 1.0$:	0.70	0.56	0.98	1.13

Tabelle 1: Rechnerische Sicherheiten des Kronenradpaars von [2]

Berechnung der Fress-Sicherheit

Wegen der sehr unterschiedlichen Gleitgeschwindigkeiten und der sich ändernden Flankenpressung längs der Zahnflanke ist die Berechnung der Fress-Sicherheit schwierig. In Crown Gear-Berechnungen [1] wird kein Nachweis auf Fressen geführt. Andererseits berichtet Akahori [2] von massiven Problemen mit Fressen in Bereichen hoher Gleitgeschwindigkeit. Es ist daher naheliegend Überlegungen zur Berechnung der Fress-Gefahr anzustellen. Eine vernünftige Möglichkeit kann, wie zuvor bei der Spannungs-Verteilung beschrieben, die Berechnung der Fress-Sicherheit in einzelnen Schnitten sein. Bild 7 zeigt den Verlauf der Fress-Sicherheit nach Blitz- und nach Integraltemperatur-Kriterium längs der Zahnflanke. Um eine realistische Berechnung zu ermöglichen, müssen alle Schnitte mit der gleichen Massen-Temperatur berechnet werden. Bei der Ausarbeitung der Berechnung zeigte sich, dass die Sicherheit nach Integraltemperatur-Kriterium sprunghafte Veränderungen ergibt. Dies geschieht dann, wenn der Punkt E der Eingriffslinie nahe an den Wälzpunkt rückt. Die Umrechnung der Flanken-Temperatur im Punkt E auf die mittlere Flanken-Temperatur wird dann mit den Formeln der DIN 3990 ungenau. Aus diesem Grund wird bei Kronenrädern die Verwendung des Blitztemperatur-Kriteriums empfohlen.

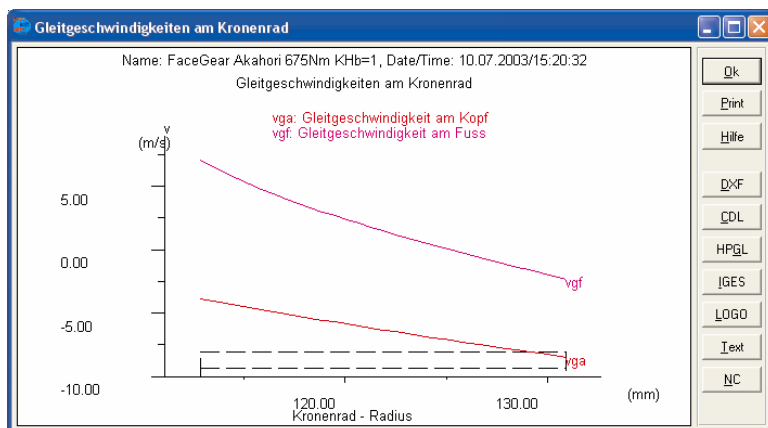
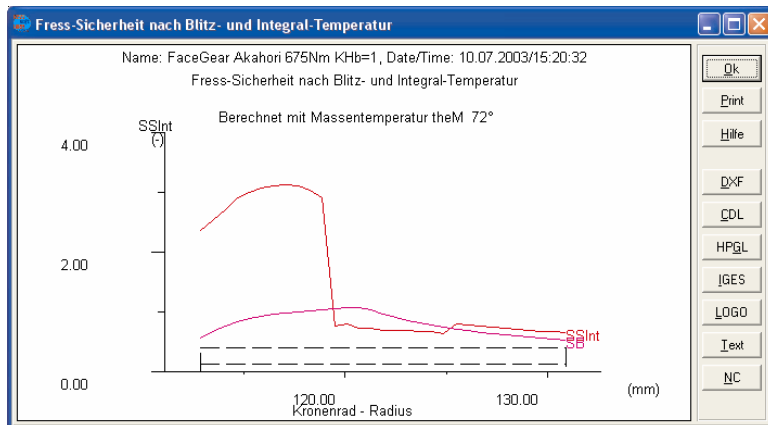


Bild 7: Fress-Sicherheit nach Blitz- und Integral-Temperatur und Gleitgeschwindigkeit am Kopf und Fuss – Geometrie des Kronenrades entsprechend dem Versuchsrad von Akahori [2]

Herstellung

Spanende Verfahren

Kronenräder können mit einem Stossrad im Abwälzverfahren hergestellt werden. Dies ist kein sehr produktives Verfahren. Die Firma Crown Gear hat ein beträchtliches Know How zur rationelleren Fertigung von Kronenrädern aufgebaut, welches nun kürzlich von der Firma ASS übernommen wurde. Zwischen den Firmen KISSsoft AG und ASS AG wurde vereinbart, dass Daten von Kronenrädern über eine Schnittstelle im Programm KISSsoft-Hirware so ausgegeben werden, dass sie von den entsprechenden Crown Gear-Programmen zur Werkzeugauslegung direkt eingelesen werden können.

Damit kann dann ein entsprechender Wälzfräser berechnet werden, oder andere für die Herstellung und Kontrolle wesentliche Berechnungen durchgeführt werden. Zusätzlich verfügt ASS AG über eine Anzahl spezialisierter Berechnungsprogramme von Crown Gear, mit welchen im Bedarfsfall unter anderem Geschwindigkeiten und Beschleunigungen oder Krümmungs- und Schmiegungsanalysen (zur Beurteilung des EHD-Schmierfilmaufbaus) durchgeführt werden können.

Nicht-spanende Verfahren

Für alle Anwendungen im Formenbau können spezifische Modifikationen (wie Kopfverrundungen oder Schwindungskompensation) in KISSsoft-Hirware berechnet und im 3D-Modell integriert werden. Damit ergibt sich die Soll-Kontur für die Form für die Herstellung von Kronenrädern im Spritzguss-, Sinter- oder Formschmiede-Verfahren. Die

Herstellung der Form kann mit verschiedenen Verfahren realisiert werden, beispielsweise durch Formfräsen. Die Optimierung der Zahnform von nicht spanend gefertigten Kronenrädern hängt natürlich vom jeweiligen Fertigungsverfahren ab. Bei Kunststoffspritzen, Sintern, Kaltumformung etc. kann man mit dem entsprechendem Know How nahezu alle Einsatzgebiete abdecken. Die folgenden Einsatzfälle aus der Praxis machen aber deutlich, dass die gewünschte Qualität der Serienteile nur mit Erfahrung realisiert werden kann. Bei Kronenrädern ist die Auslegung und die Herstellung sehr eng miteinander verknüpft.

Beispiele

1) Kaltumformtechnik (Kaltfließpressen):

Bei der Optimierung einer Kronenradstufe für den Einsatz in Elektrowerkzeugen (Bohrhämmer, Winkelschleifer etc.) war das Ziel, die Verzahnung so auszulegen, dass eine Kaltumformung möglich wird. Nach anfänglichen Schwierigkeiten konnte dies durch gezielte Optimierung der Zahnform erreicht werden.

Durch Vermessung der Zahngeometrie und anschließenden Soll-Ist-Vergleich wurde die Bemusterung schrittweise positiv abgeschlossen. Das Messprotokoll in Bild 8 zeigt die Abweichung der Zahngeometrie von der Sollkontur. Das Werkzeug wurde nun entsprechend dem Messbericht korrigiert, bis der Soll-Ist-Vergleich die gewünschte Qualität erreicht hatte (Bild 1). Mit der entsprechenden Erfahrung kann ein solches sogenanntes Re-Design im 2. oder 3. Schritt abgeschlossen werden.

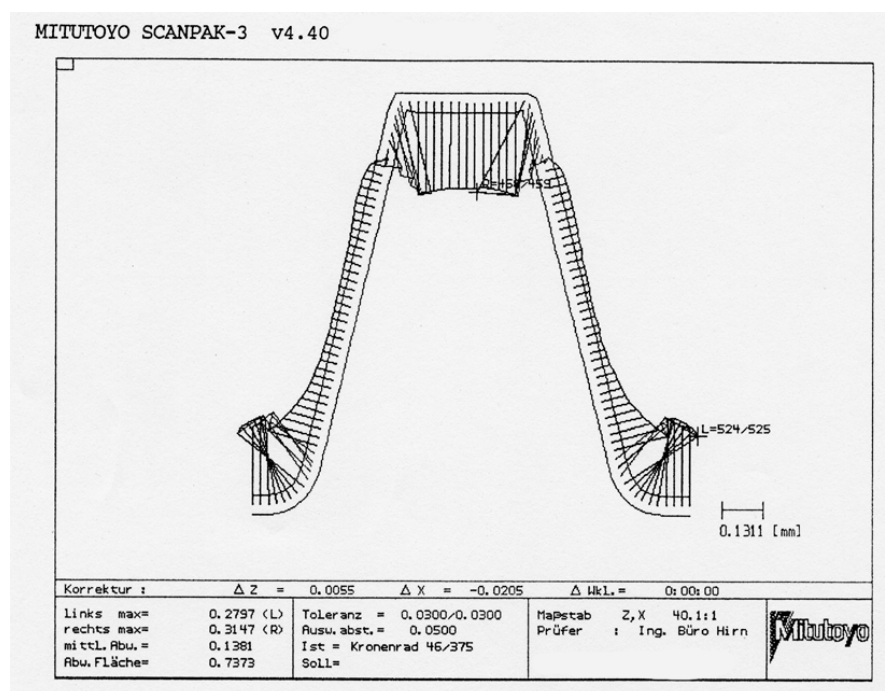


Bild 8: Soll-Ist-Vergleich bei einer Kronenradverzahnung.

2) Kunststoffspritzguss:

Eine Kronenradpaarung für den Antrieb in einem Gerät für Mundhygiene sollte geräuschoptimiert werden. Eine Analyse des Ist-Zustandes zeigte, dass die bestehende Verzahnung Eingriffsstörungen hatte (Bild 9).

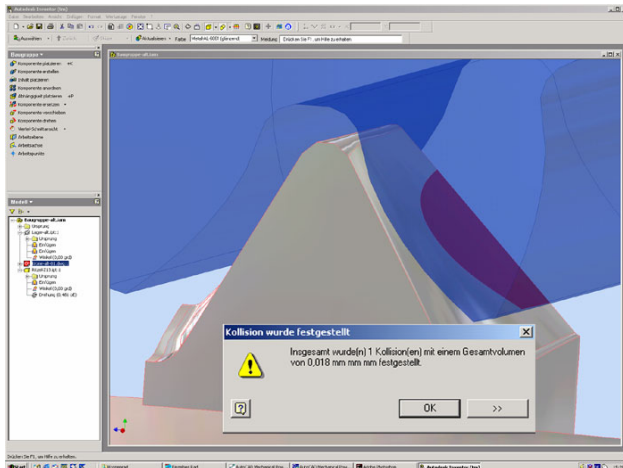


Bild 9: Kollisionswarnung im CAD

Der Eingriffswinkel der gespritzten Teile war innen zu gross und aussen zu klein. Solche Fehler entstehen unter anderem dadurch, dass durch Schwinden des Materials beim Spritzen die Teile nicht exakt der Form entsprechen. Da der Wert der durch Schwinden verursachten Verformung von der Materialdicke abhängt, können hierdurch neben Dickenänderungen auch Schrägstellungen entstehen, die sich z.B. in einem Schrägungswinkelfehler äussern. Im vorliegenden Fall wurde die Spritzgussform korrigiert und die gefertigten Teile entsprechend bemustert. Nachdem der Soll-Ist-Vergleich mit guten Ergebnissen abgeschlossen werden konnte, gingen die Teile in Serie. Als Folge der getroffenen Änderungsmaßnahmen konnte eine signifikante Geräuschreduktion verzeichnet werden.

3) Sintern:

Ein gutes Beispiel für die Ausnutzung des Vorteiles des Kronenrades, gegenüber axialen Verschiebungen des Ritzels unempfindlich zu sein, ist ein Rollenantrieb, wie er in der Fördertechnik verwendet wird. Über eine Königswelle mit axial fixierten Ritzeln (Zylindrische Stirnräder) und Kronenräder werden die einzelnen Transportrollen angetrieben. Der Vorteil gegenüber Kegelrädern ist bei dieser Applikation, dass Längsdehnungen, z.B. auf Grund von Temperaturschwankungen, das gleichmäßige Antriebsverhalten des Rollganges nicht beeinflussen (Bild 10).

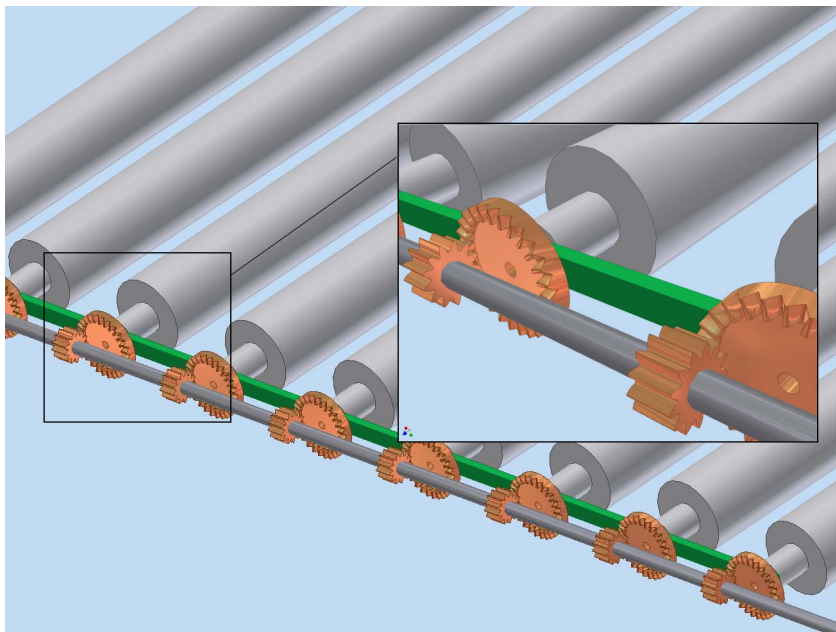


Bild 10: Transporteinheit mit Königswelle

Zusammenfassung

Das Kronenrad ist sicher ein anspruchsvolles Bauteil, dessen Einsatz in manchen Fällen aber deutliche Vorteile gegenüber Kegelradsätzen bietet. Durch die Verfügbarkeit von Software zur Auslegung von Kronenrädern und deren Werkzeugen kann mit einem verstärkten Einsatz dieses Zahnradtyps gerechnet werden, da die speziellen Probleme bei der Berechnung und Herstellung dieses Zahnradtyps damit effizient gelöst werden können.

- [1] Basstein G., Sijtstra A.: Neue Entwicklung bei Auslegung und Fertigung von Kronenrädern. *Antriebstechnik*, 32(1993), Nr.11.
- [2] Akahori H., Sato Y., Nishida T., Kubo A.: Prove di durata di Face Gear. *Organi di trasmissione*, 2002, Nr.12 oder MTP2001-Fukuoka, The JSME Int. Conference, 2001, Japan.
- [3] Lewicki D.G., Handschuh R.F., Heath G.F., Sheth V.: Evaluation of Carbonized Face Gears. *The American Helicopter Society 55th Annual Forum*, Montreal, Canada, 1999.
- [4] KISSsoft-Hirnware – Berechnungsprogramme für den Maschinenbau, www.kisssoft.ch, www.hirn-verzahnungen.de.
- [5] Karlheinz Roth, *Evolventen-Sonderverzahnungen zur Getriebeverbesserung*, Springer, 1998.