

# CFD-Simulation von gleichläufigen, dichtkämmenden Doppelschneckenextrudern

Dr.-Ing. **M. Bierdel**, Dr.-Ing. **C. Conzen**,  
Bayer Technology Services GmbH, Leverkusen

## Abstract

The co-rotating, tightly intermeshing twin-screw extruder is the most important apparatus for the processing of plastics. Geometrically the screw profile of such an extruder is composed of arcs. The geometry and grid generation is done with a self-developed computer program. The flow in an extruder is calculated in detail with computational fluid dynamics (CFD). The results can be summarized by a conveying characteristic and a power characteristic. For this, 4 dimensionless numbers are introduced: A1, A2, B1 and B2. Based on these characteristic numbers it is possible to determine the optimum pumping efficiency. CFD can also be used to identify local peaks of thermal product stress.

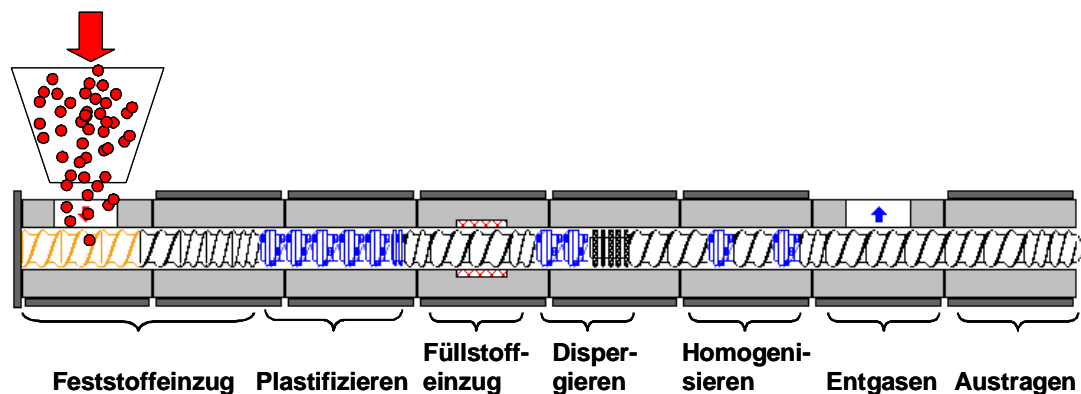
## Kurzfassung

Der gleichläufige, dichtkämmende Doppelschneckenextruder ist der wichtigste Apparat zur Verarbeitung von Kunststoffen. Geometrisch setzt sich das Schneckenprofil eines Gleichdrallextruders aus Kreisbögen zusammen. Die Geometrie- und Gittergenerierung erfolgt mit einem selbstentwickelten Rechenprogramm. Die durch Strömungssimulation (Computational Fluid Dynamics, CFD) berechneten detaillierten Strömungsvorgänge in einem Extruder lassen sich durch eine Förder- und Leistungscharakteristik beschreiben. Hierzu werden dimensionslose Größen eingeführt und 4 charakteristische Kennzahlen A1, A2, B1 und B2 berechnet. Basierend auf diesen Kennzahlen lässt sich der optimale Pumpwirkungsgrad ermitteln. Mittels CFD können ferner lokale Spitzen in der thermischen Produktbeanspruchung identifiziert werden.

## 1. Bedeutung des gleichläufigen Extruders in der Kunststoffindustrie

Der gleichläufige, dichtkämmende Doppelschneckenextruder ist *der Apparat* zur Herstellung, Aufbereitung und Verarbeitung von Kunststoffen. Etwa 95% aller Kunststoffe sehen während ihrer Lebensdauer mindestens einmal einen Doppelschneckenextruder. Aber auch in anderen Industriezweigen wie der Kautschuk- und der Lebensmittelindustrie kommen die Gleichdrallschnecken vielfältig zum Einsatz.

Bei den Gleichdrallschnecken sind sowohl die Wellen als auch die Gehäuse modular aufgebaut (siehe Abb. 1). Sie können daher flexibel an veränderliche Aufgabenstellungen und Produkteigenschaften angepasst werden. Der Extruder besteht aus mehreren aufeinander folgenden Verfahrenszonen, die jeweils spezifische Aufgaben übernehmen. Eine ausführliche Darstellung der Verfahrenszonen findet sich in [1].

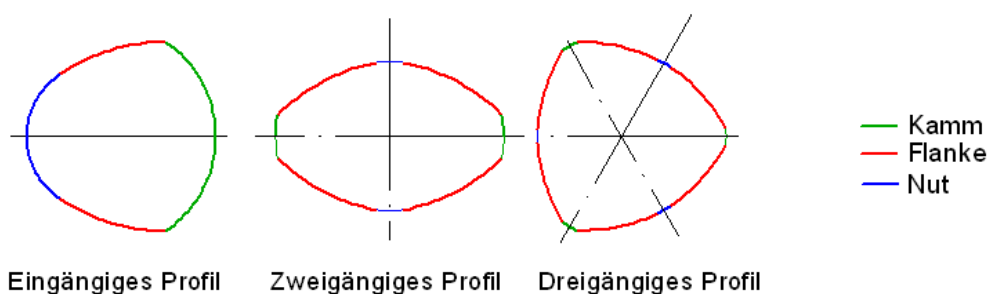


**Bild 1:** Aufbau und Verfahrenszonen eines Doppelschneckenextruders.

## 2. Geometrie mit Selbstreinigungsprinzip

Die Geometrie von in der Praxis ausgeführten, dicht kämmenden gleichläufigen Doppelwellenextrudern zeichnet sich dadurch aus, dass benachbarte Schneckenelemente identische Geometrie haben, symmetrisch sind und dass sie mit der gleichen Drehzahl angetrieben werden [2].

Grundlage eines jeden dichtkämmenden Schneckenprofils ist die exakt abschabende Schnecke. Ein Schneckenprofil mit Gangzahl  $Z$  kann in  $2Z$  symmetrische Teile aufgeteilt werden, wie in Abbildung 2 dargestellt ist. Ein Schneckenprofil ist innerhalb dieses Symmetriebereichs aus drei Kreisbögen aufgebaut: Kamm, Flanke und Nut.



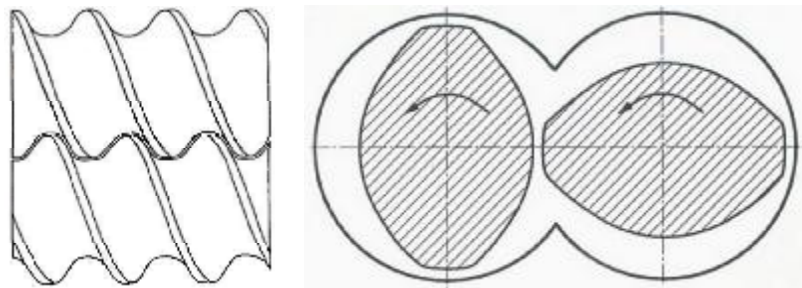
**Bild 2:** Schneckenprofile mit Symmetrielinien.

Der Kamm besteht aus einem Kreisbogen mit Durchmesser gleich Außendurchmesser und dem Drehpunkt des Profils als Kreismittelpunkt. Jeder Kamm geht mit je einer Kante in die benachbarten Flankenbereiche über. Die Flankenbereiche bestehen für exakt abschabende Schnecken aus je einem Kreisbogen mit Radius gleich Achsabstand. Die Flanken gehen dann tangential in die Nutbereiche über, deren Durchmesser dem Kerndurchmesser der Schnecke entspricht und der wiederum als Kreismittelpunkt den Drehpunkt des Profils besitzt. Der Kamm reinigt die Nut der gegenüberliegenden Schnecke ab und umgekehrt. Der Knick des Profils zwischen Kamm und Flanke reinigt die Flanke der gegenüberliegenden Schnecke ab und umgekehrt.

Alle technisch ausgeführten Gewindeelemente haben Spiele zwischen den Schnecken und zwischen Schneckenkamm und Gehäusewand, um den folgenden Punkten zu genügen:

- Vermeiden von metallischem „Fressen“
- Ausgleich von Fertigungstoleranzen und Rauigkeiten
- Ausgleich von Winkelabweichungen
- Ausgleich von ungleichmäßigen Wärmeausdehnungen
- Vermeidung von übermäßigem Produktstress durch zu enge Spalte

Die Geometrie eines zweigängigen Gewindeelements einschließlich der verwendeten Spiele wird in Abbildung 3 gezeigt.



**Bild 3:** Geometrie eines zweigängigen Gewindeelements (links) mit Querschnitt (rechts).

### 3. Modellierung

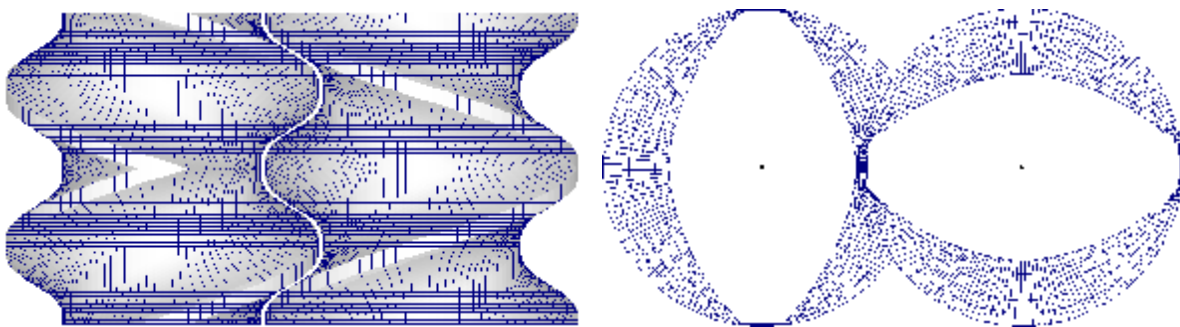
#### 3.1. Geometrie- und Gittergenerierung

Für die Geometrie- und Gittergenerierung steht für eine große Bandbreite von technischen Apparaten eine Vielzahl von kommerziellen CAD-Tools zur Verfügung. Die eigene Erfahrung zeigt jedoch, dass im Fall der gleichläufigen Zweiwellenextruder keine geeigneten kommerziellen Codes vorhanden sind. Die Definition der Geometrie gelingt im Allgemeinen noch sehr leicht. An das Rechengitter eines Zweiwellenextruders werden aber erhöhte Anforderungen gestellt. So muss das Spiel sowohl zwischen den Schnecken als auch

zwischen den Schnecken und dem Gehäuse mit einem Gitter so aufgelöst werden, dass die steilen Strömungsgradienten richtig wiedergegeben werden. Eine automatische Vernetzung gelingt nur mit einem Gitter aus Tetraedern. Hier werden für die Abbildung der Spiele schnell einige Millionen Knoten benötigt, was zu inakzeptablen Rechenzeiten führt.

Optimal geeignet ist ein Gitter aus Hexaedern. Aufgrund des komplexen Ineinandergreifens der beiden Schnecken scheitern die kommerziellen Gittercodes jedoch durchweg im Zwickelbereich.

Deshalb wurde und wird von der Bayer-Hochviskostechnik das bayerinterne Programm GiPEx 3d (Gitter-Programm-Extruder 3d) entwickelt, das nach Eingabe der Geometrie-parameter eine vollautomatische Gittergenerierung ermöglicht. Die Abbildung 4 zeigt das Rechengitter auf der Oberfläche und im Querschnitt eines rechts- und eines linksgängigen Gewindeelements mit der Gangzahl 2. Die Generierung eines Rechengitters mit einer Millionen Knoten dauert wenige Sekunden. Sie benötigt damit nur einen Bruchteil der Zeit, wie er zur Strömungsberechnung im Zweiwellenextruder notwendig ist.



**Bild 4:** Rechengitter auf der Oberfläche (links) und im Querschnitt (rechts) eines rechts- und eines linksdrehenden Gewindeelements mit der Gangzahl 2.

### 3.2 Förder- und Leistungscharakteristik eines Gewindeelements

Im Folgenden werden die charakteristischen Strömungsvorgänge in einem Gewindeelement näher betrachtet. Die Geometrie des Gewindeelements ist durch die folgenden 6 Angaben eindeutig definiert:

- Gangzahl 2
- Gehäusedurchmesser 61 mm
- Achsabstand 50 mm
- Spiel Schnecke - Gehäuse 0,5 mm
- Spiel Schnecke - Schnecke 1,0 mm
- Steigung 120 mm

Da sich die Geometrie eines zweigängigen Gewindeelements bereits nach einer halben Steigung wiederholt, genügt es, eine Länge von 60 mm zu betrachten. In der Simulation werden die untere und die obere Querschnittsfläche durch periodische Randbedingungen miteinander verbunden.

Die betrachtete Polymerschmelze besitzt eine Dichte von  $1000 \text{ kg/m}^3$ . Im Folgenden wird zur zunächst ein newtonsches Fließverhalten mit einer Viskosität von  $1000 \text{ Pas}$  angenommen. In weiteren Rechnungen wird ein praxisgerechteres strukturviskoses Fließverhalten verwendet, das durch den Power-Law-Ansatz beschrieben werden kann. Der Fließexponent  $n$  wird zwischen  $0,4$  und  $0,9$  variiert und der Konsistenzfaktor beträgt  $1000 \text{ Pas}^n$ . Die Wärmekapazität beträgt  $2000 \text{ J/(kg K)}$  und die Wärmeleitfähigkeit  $0,2 \text{ W/(m K)}$ . Zu Beginn der Simulationsrechnung wurde das Strömungsfeld mit einer einheitlichen Temperatur von  $300^\circ\text{C}$  initialisiert. Alle Wände werden als adiabat betrachtet, sowohl die der Schnecken als auch die des Gehäuses. Der Temperatureinfluss auf die Stoffwerte wird nicht berücksichtigt. Die Drehzahl der beiden Wellen beträgt  $95 \text{ U/min}$ .

Als ausgezeichnete Betriebspunkte werden für ein newtonsches Fließverhalten zwei Fälle näher betrachtet:

a) Die axiale Druckdifferenz beträgt  $0 \text{ bar}$ : Dieser Betriebspunkt entspricht einem Extruderbetrieb, bei der eine Verfahrenszone zwischen zwei Entgasungszonen liegt.

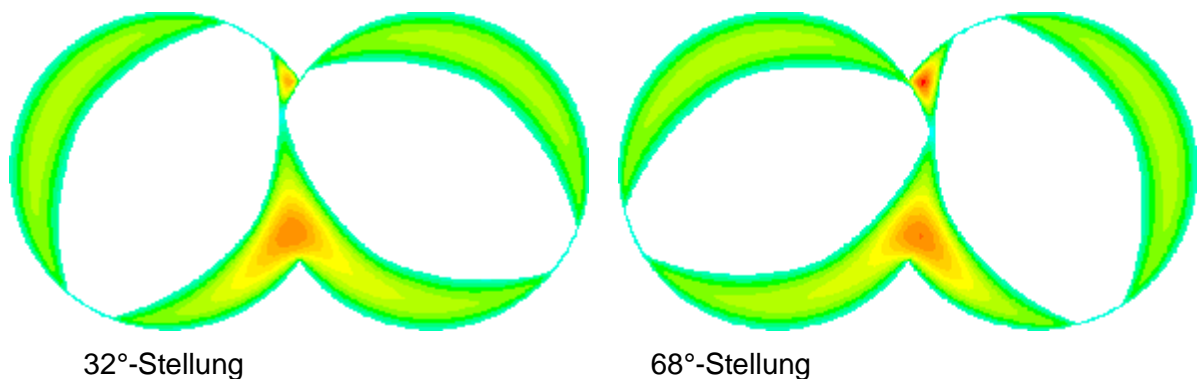
Die Abbildung 5 zeigt die resultierenden Druckfelder für eine Winkelstellung von  $32^\circ$  und  $68^\circ$ . Die Farbskalierung in den Darstellungen reicht von  $-35 \text{ bar}$  (blaue Farbe) bis  $+35 \text{ bar}$  (rote Farbe). Es zeigt sich, dass sich außerhalb des Zwickelbereichs vor jedem Schneckenkamm ein Druckmaximum von etwa  $10 \text{ bar}$  und nach jedem Schneckenkamm ein Druckminimum von etwa  $-10 \text{ bar}$  bildet. Im Zwickelbereich trifft jeweils ein Schneckenkamm der beiden Wellen so aufeinander, dass sie zusammen mit dem Gehäuse ein Volumen einschließen. Wird das eingeschlossene Volumen durch die Drehung der Schnecken verkleinert ( $32^\circ$ -Stellung), so ergeben sich lokale Druckspitzen bis  $25 \text{ bar}$ . Wird das eingeschlossene Volumen dagegen vergrößert ( $68^\circ$ -Stellung), so ergeben sich lokale Druckspitzen bis  $-25 \text{ bar}$ . Die übrigen Bereiche des Strömungsquerschnitts weisen nur sehr geringe Druckdifferenzen auf.

Die Verteilung der Axialgeschwindigkeit geht aus Abbildung 6 hervor. Die Farbskalierung in den Darstellungen reicht von  $-0,17 \text{ m/s}$  (blaue Farbe) bis  $+0,32 \text{ m/s}$  (rote Farbe). An allen Wänden liegt eine Axialgeschwindigkeit von  $0 \text{ m/s}$  (türkise Farbe) vor, auch an den rotierenden Schnecken, da Wandhaftung gilt. In den Gängen ist unabhängig von der Schneckenstellung eine Förderung in positiver z-Richtung mit etwa  $0,1 \text{ m/s}$  Sekunde zu

beobachten. Im Zwickelbereich ist ebenfalls unabhängig von der Schneckenstellung eine deutliche Geschwindigkeitsüberhöhung von 0,2 m/s im Vergleich zu den Gängen festzustellen. Über die Schneckenkämme wird eine Rückströmung beobachtet. Dies ist auf die Druckdifferenz über den Schneckenkamm zurückzuführen, die nicht nur in Umfangsrichtung wirkt, sondern auch in axiale Richtung.



**Bild 5:** Druck bei einer Druckdifferenz von 0 Pa. Die Farbskalierung reicht von -35 bar (blaue Farbe) bis +35 bar (rote Farbe).

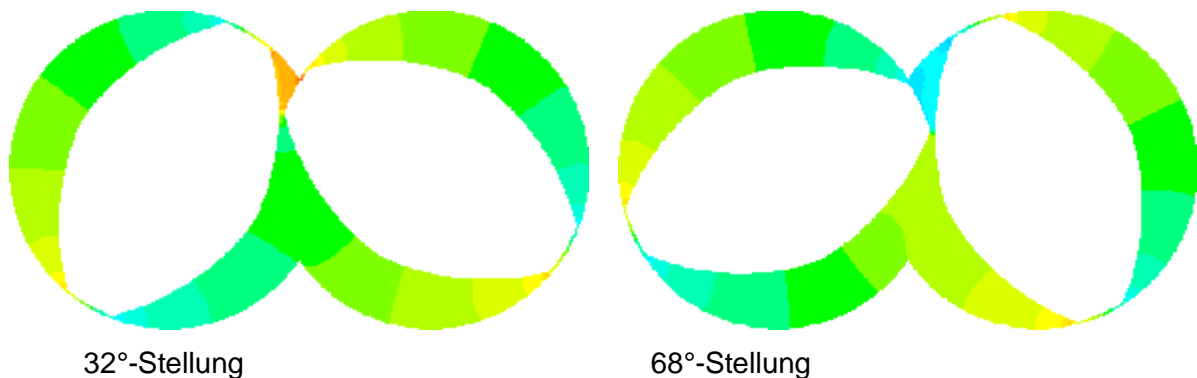


**Bild 6:** Axialgeschwindigkeit bei einer Druckdifferenz von 0 Pa. Die Farbskalierung reicht von -0,17 m/s (blaue Farbe) bis +0,32 m/s (rote Farbe).

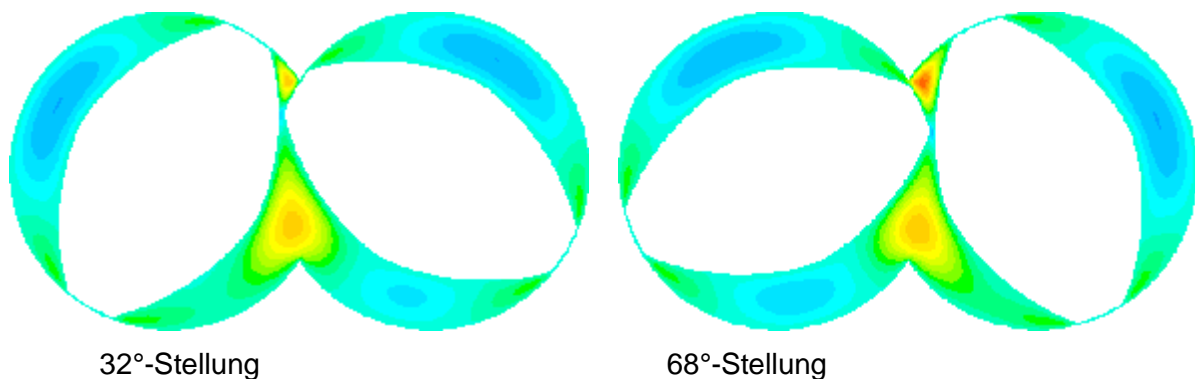
b) Der axiale Massenstrom beträgt 0 kg/s. Dieser Betriebspunkt entspricht einem Extruderbetrieb bei geschlossener Austragsdüse, ein aus theoretischer Sicht interessanter Fall, der in der Praxis sicherlich so nicht angestrebt wird.

Die Abbildung 7 zeigt die Druckfelder für zwei unterschiedliche Schneckenstellungen. Zum Einstellen eines Massenstroms von 0 kg/s wird ein Gegendruck von 47,8 bar benötigt. Die Farbskalierung wurde aus Vergleichsgründen wie in Abbildung 5 gewählt. Der Druck vor und nach den Schneckenkämmen ist hier auf +15 bar gestiegen bzw. auf -15 bar gesunken. In den Gängen der beiden Schnecken ist ein deutlicher Druckgradient zu erkennen.

Die Axialgeschwindigkeitsfelder werden in Abbildung 8 gezeigt. Die Farbskalierung wurde aus Vergleichsgründen wie in Abbildung 6 gewählt. Im Bereich des Zwickels ist nach wie vor ein Stofftransport in positive z-Richtung zu beobachten. Da aber der Transport über die Querschnittsfläche insgesamt gleich Null sein muss, finden sich in den Gängen die Bereiche mit der axialen Rückströmung.



**Bild 7:** Druck bei einem Massenstrom von 0 kg/s. Die Farbskalierung reicht von -35 bar (blaue Farbe) bis +35 bar (rote Farbe).



**Bild 8:** Axialgeschwindigkeit bei einem Massenstrom von 0 kg/s. Die Farbskalierung reicht von -0,17 m/s (blaue Farbe) bis +0,32 m/s (rote Farbe).

Für eine allgemeingültige Darstellung der Rechenergebnisse werden diese dimensionslos gemacht. Der dimensionslose Volumenstrom lautet

$$\dot{V}^* = \frac{\dot{V}}{nD^3}, \quad (1)$$

der dimensionslose Druck berechnet sich zu

$$\Delta p^* = \frac{\Delta p D}{n \eta L} \quad (2)$$

und für die dimensionslose Leistung gilt

$$P^* = \frac{P}{n^2 \eta L D^2} \quad (3)$$

mit dem Gehäusedurchmesser  $D$ , der Gewindeelementlänge  $L$ , der Drehzahl  $n$ , der Druckdifferenz  $\Delta p$ , der Leistung  $P$ , dem Volumenstrom  $\dot{V}$  und der Viskosität  $\eta$ .

Da die Reynoldszahl sehr viel kleiner 1 ist und zunächst ein newtonsches Fließverhalten betrachtet wird, gehen die Navier-Stokes-Gleichungen in die Stokes-Gleichungen über und man erhält ein System linearer Gleichungen zur Berechnung der Strömung. Daraus folgt, dass sowohl zwischen dem Volumenstrom und dem Druck als auch zwischen dem Volumenstrom und der Leistung ein linearer Zusammenhang bestehen muss. Die Geradengleichungen in Achsabschnittsform lauten

$$\frac{1}{A1} \frac{\dot{V}}{nD^3} + \frac{1}{A2} \frac{\Delta p D}{n\eta L} = 1, \quad (4)$$

$$\frac{1}{B1} \frac{\dot{V}}{nD^3} + \frac{1}{B2} \frac{P}{n^2 \eta L D^2} = 1 \quad (5)$$

mit den Achsabschnitten  $A1$ ,  $A2$ ,  $B1$  und  $B2$ . Dies wird in den Abbildungen 9 und 10 deutlich, in denen die Fördercharakteristik bzw. die Leistungscharakteristik jeweils dimensionslos dargestellt ist. Die rote Linie gibt jeweils den Newtonschen Fall wieder. Wie erwartet, zeigt sich ein linearer Zusammenhang.

Zur Beurteilung des Wirkungsgrads beim Druckaufbau wird der Quotient aus der hydraulischen Pumpleistung  $\Delta p \dot{V}$  und der Antriebsleistung  $P$  gebildet. Man erhält als Endergebnis

$$\frac{\Delta p \dot{V}}{P} = \frac{A2 B1 (A1 - \dot{V}^*) \dot{V}^*}{A1 B2 (B1 - \dot{V}^*)} \quad (6)$$

Der optimale Wirkungsgrad liegt im Betriebspunkt

$$\dot{V}_{opt}^* = B1 - \sqrt{B1 (B1 - A1)}. \quad (7)$$

Für typische, zweigängige Gewindeelemente liegt der maximale Pumpwirkungsgrad bei Newtonschen Flüssigkeiten zwischen 7% und 10%. Der tatsächliche Wirkungsgrad hängt von dem Achsabstand, der Steigung und den Schneckenspielen ab.

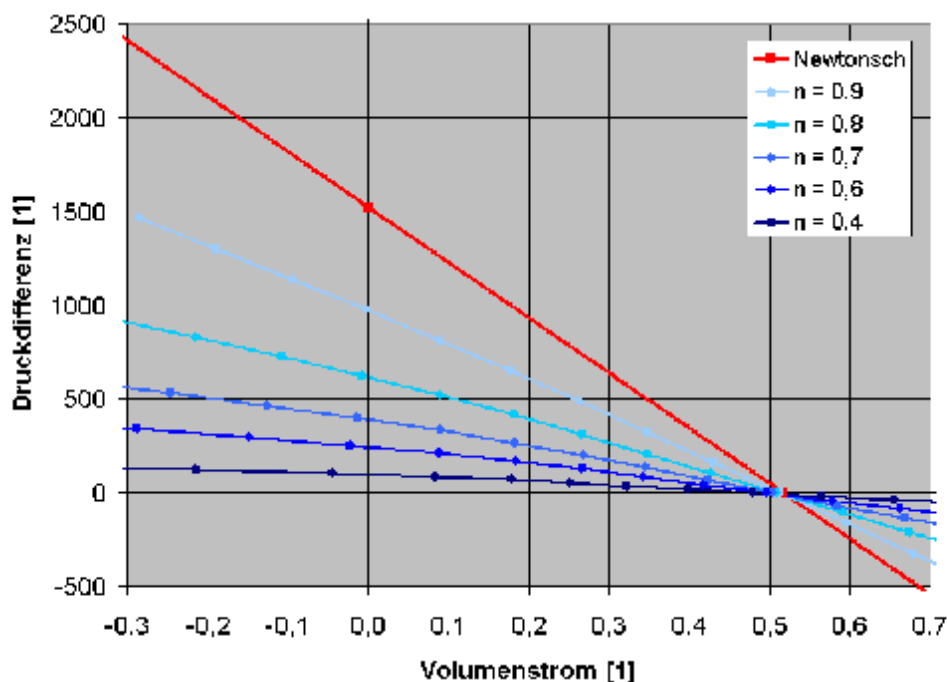
Bei den weiteren Kurven der beiden Diagramme 9 und 10 wurde als Viskositätsansatz der Power-Law-Ansatz verwendet. Der Fließexponent  $n$  wurde zwischen 0,4 und 0,9 variiert.



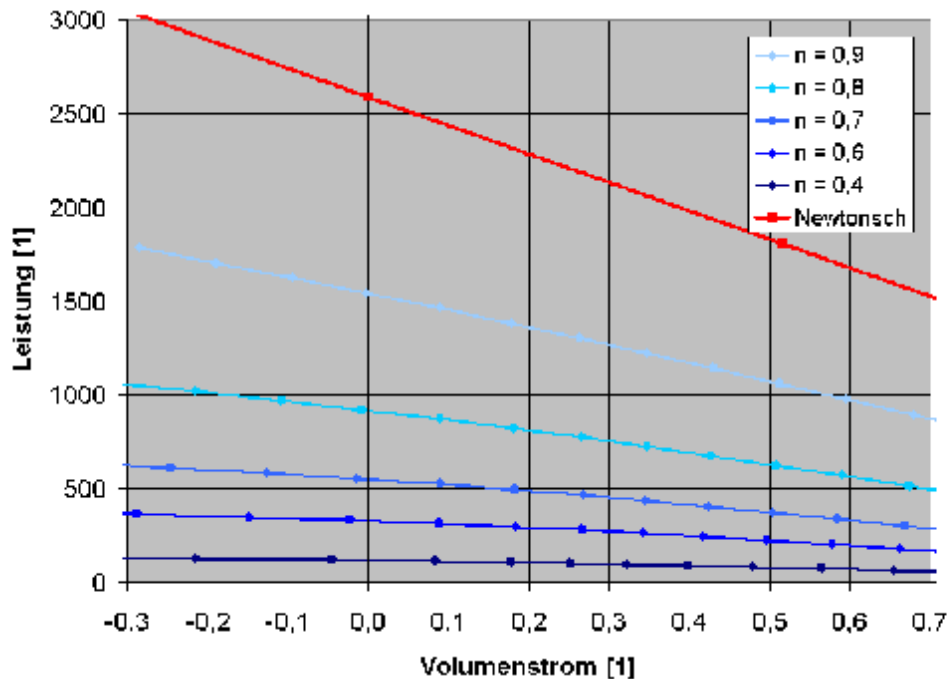
Durch die Wahl des Power-Law-Ansatzes ergibt sich ein nicht linearer Zusammenhang zwischen dem Volumenstrom und dem Druck bzw. dem Volumenstrom und der Leistung. Man erkennt, dass der Fließexponent einen sehr großen Einfluss sowohl auf die Fördercharakteristik als auch auf die Leistungscharakteristik hat.

Bei kleiner werdendem Fließexponenten wird die Polymerschmelze zunehmend strukturviskoser und der Druck, der zu Erzielung eines gewissen Volumenstroms benötigt wird, wird immer kleiner (Abb. 9). Ferner fällt auf, dass der Schnittpunkt der Kurven mit der x-Achse in guter Näherung unabhängig vom Fließexponenten ist. Im Schnittpunkt liegt kein axialer Druckgradient vor. Ein einfaches zweidimensionales Analogiemodell ist der ebene Spalt. Werden hier nur die Wände bewegt und kein Druckgradient überlagert, so ist der Volumenstrom gemäß analytischer Lösung unabhängig vom Fließexponenten.

Auch bei der Leistungscharakteristik zeigt sich eine sehr große Abhängigkeit vom Fließexponenten (Abb. 10). Je strukturviskoser das Polymer desto weniger Leistung wird für den Transport der Polymerschmelze benötigt. Die Schnittpunkte der einzelnen Kurven mit der x-Achse liegen im Gegensatz zur Fördercharakteristik weit auseinander und befinden sich alle außerhalb der Abbildung.



**Bild 9:** Fördercharakteristik eines Gewindeelements bei Newtonschem und strukturviskosem Stoffverhalten.



**Bild 10:** Leistungscharakteristik eines Gewindeelements bei Newtonschem und strukturviskosem Stoffverhalten.

### 3.3 Thermische Beanspruchung

Die nachfolgenden Betrachtungen gehen wieder von einem newtonschen Fließverhalten aus. Die treibende Druckdifferenz in axialer Richtung beträgt 0 bar.

Neben der Förder- und Leistungscharakteristik interessiert vor allem die thermische Beanspruchung des Polymers. Die thermische Beanspruchung ist charakterisiert durch die Verteilung der Dissipation in der Polymerschmelze. Für ein newtonsches Fluid berechnet sich die Dissipation zu

$$\dot{Q}_{\text{diss}} = \eta \times \dot{\gamma}^2 \quad (8)$$

mit der Dissipation  $\dot{Q}_{\text{diss}}$ , der Viskosität  $\eta$  und der Schergeschwindigkeit  $\dot{\gamma}$ . Die Dissipation ist proportional dem Quadrat der Schergeschwindigkeit. Die Verteilung der Dissipation in einem ausgezeichneten Querschnitt des Gewindeelements zeigt das obere Bild in Abbildung 11. Das untere Bild zeigt wieder eine Vergrößerung des Strömungsgebiets um einen der Schneckenkämme. Durch das Quadrieren der Schergeschwindigkeit konzentrieren sich die Bereiche hoher Dissipation im Vergleich zur Schubspannung ausschließlich auf die Strömungsgebiete um die Schneckenkämme. Aus dem unteren Bild mit dem vergrößert dargestellten Schneckenkamm wird ersichtlich, dass die Dissipation im Spalt zwischen

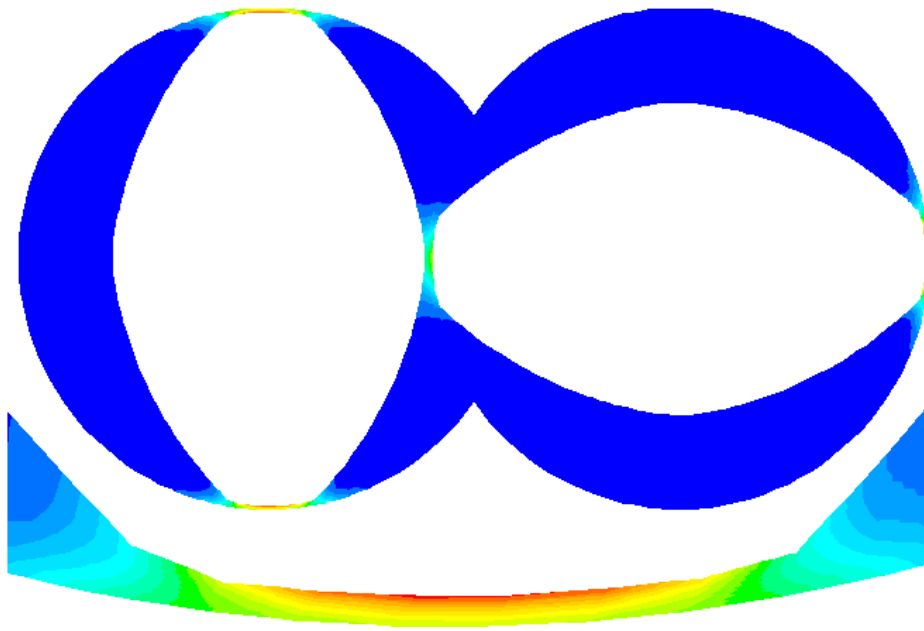
Kamm und Gehäuse nicht konstant ist, wie es einer reinen Scherströmung entsprechen würde. Der Scherströmung wird vielmehr eine Druckströmung überlagert. Zur Erinnerung: die Druckdifferenz über den Schneckenkamm beträgt ungefähr 20 bar. Die Überlagerung von Druck- und Schleppströmung führt zu einer radialen Änderung der Schergeschwindigkeit und damit der Dissipation. An der Gehäusewand beträgt die Dissipation nur noch 50% der Dissipation am Schneckenkamm.

Die Verteilung der Dissipation macht deutlich, wo im Strömungsgebiet Wärme erzeugt wird. Es stellt sich nun die Frage, wie die Wärme weiter transportiert wird und welche lokalen Temperaturen daraus resultieren. Die Abbildung 12 zeigt die zeitliche Entwicklung des Temperaturfeldes auf der Schneckenoberfläche innerhalb der ersten zwei Umdrehungen der Schnecken. Die Farbskalierung in den beiden Abbildungen reicht von 300°C (blaue Farbe) bis 325°C (rote Farbe).

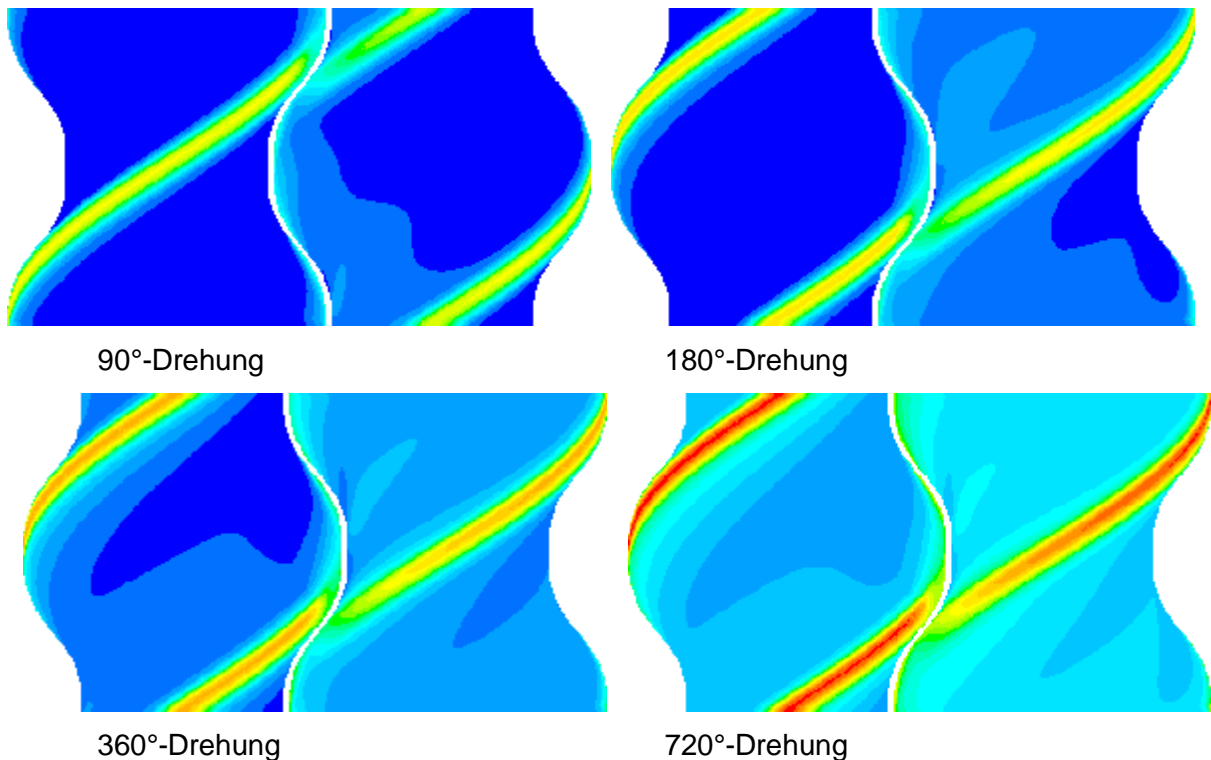
Da die meiste Wärme direkt in der Umgebung der Schneckenkämme erzeugt wird, steigt dort die Temperatur zunächst innerhalb einer halben Umdrehung auf knapp 320°C. Danach ist auf der Oberfläche des Schneckenkamms ein deutlich langsamerer Temperaturanstieg zu beobachten. Dies ist darauf zurückzuführen, dass das erwärmte Fluid kontinuierlich den Kammbereich verlässt und zu einer Erwärmung des übrigen Strömungsfelds beiträgt. Auffällig ist, dass die erwärmte Polymerschmelze nicht längs der Schneckenoberfläche strömt, sondern vielmehr vom Schneckenkamm ablöst und an das Gehäuse geführt wird. Im Zwickelbereich liegt eine niedrigere Dissipation vor und die Schneckenkämme kühlen durch konvektiven Wärmetransport und diffusive Wärmeleitung wieder etwas ab. In Abbildung 12 fällt ferner auf, dass sich die Schneckenoberflächen im Gangbereich der linken und der rechten Schnecke nicht gleichmäßig (symmetrisch) erwärmen. Dies ist darauf zurückzuführen, dass die linke Schnecke zunächst kalte Polymerschmelze in den Zwickelbereich transportiert. Dort wird die Schmelze durch Reibung erwärmt und von der rechten Schnecke aus dem Zwickelbereich hinaus transportiert.

Die maximale Temperatur auf der Kammoberfläche im Scherspalt zwischen Schneckenkamm und Extrudergehäuse lässt sich analytisch abschätzen [3]. Hierzu muss zunächst geprüft werden, ob die Temperaturgrenzschicht kleiner als das Spiel zwischen Schneckenkamm und Gehäuse ist. Die Dicke der Temperaturgrenzschicht in einem ebenen Scherspalt berechnet sich mit

$$\delta = \sqrt[3]{\frac{\lambda x}{\rho c_p}} \quad (9)$$



**Bild 11:** Verteilung der Dissipation in einem Gewindeelement, unten: vergrößerte Darstellung um einen Schneckenkamm. Die Farbskalierung reicht von  $4,9e5 \text{ W/m}^3$  (blaue Farbe) bis  $4,7e8 \text{ W/m}^3$  (rote Farbe).



**Bild 12:** Temperaturentwicklung der Polymerschmelze auf der Schneckenoberfläche eines Gewindeelements innerhalb von zwei Umdrehungen. Die Farbskalierung reicht von  $300^\circ\text{C}$  (blaue Farbe) bis  $325^\circ\text{C}$  (rote Farbe).

Die Länge  $x$  ergibt sich aus dem Kammwinkel des Gewindeelements zu etwa 0,01 m. Die Scherrate  $\dot{\gamma}$  beträgt 600 1/s. Mit den bereits genannten Stoffdaten wird eine Grenzschichtdicke von etwa 0,1 mm ermittelt. Die Temperaturgrenzschicht liegt damit vollständig innerhalb des Scherspalts am Schneckenkamm.

Im Fall der adiabaten Wand beträgt die Temperaturerhöhung an der Schneckenoberfläche

$$\Delta T = 1,43 \frac{\eta \dot{\gamma}^2 \delta^2}{\lambda} = 1,43 \frac{\eta^3 x^2 \dot{\gamma}^4}{\lambda \rho^2 c_p^2} \cdot \frac{1}{\delta^3} \quad (10)$$

Rechnerisch ergibt sich eine Temperaturerhöhung von 36,2°C. Dieser Wert liegt etwa 16°C über den in der Strömungssimulation nach einer halben Umdrehung berechneten 20°C. Hier macht sich bemerkbar, dass die radiale Diskretisierung mit lediglich 8 Elementen zu gering ist. Lübke [4] konnte zeigen, dass die Temperaturgrenzschicht mindestens mit 2 Elementen aufgelöst muss, um den Temperaturverlauf richtig zu erfassen.

## Literatur

- [1] Kohlgrüber, K.: Der gleichläufige Doppelschneckenextruder, Hanser Verlag, 2007.
- [2] Schuler, W.: Kinematische und geometrische Grundlagen sowie ausgeführte Schnecken geometrien und Fördercharakteristik. Aus: Der Doppelwellenextruder, Grundlagen und Anwendungen, VDI-Verlag, 1998.
- [3] König, T.; Brod, H.; Bierdel, M.: Temperaturspitzen in Schneckenmaschinen, VDI-Verlag, 2002.
- [4] Lübke, M.: Numerische Berechnung von Strömungs- und Temperaturfeldern in Doppelschneckenextrudern, Diplomarbeit, Fachgebiet Strömungstechnik, Fakultät Maschinenbau, Technische Universität Dortmund, 2010.