Numerische Strömungsberechnungen für Schraubenmaschinen mit Hilfe bewegter Berechnungsgitter mit ANSYS CFX

Numerical Simulation of Fluid Flow in Screw Machines with Moving Mesh Techniques in ANSYS CFX

Dr.-Ing. A. Steinmann, CFX Berlin Software GmbH, Berlin

1. Einführung

Es wurden für zwei unterschiedliche Verdrängermaschinen-Typen numerische Strömungsberechnungen durchgeführt:

- Zahnradpumpe und
- Schraubenkompressor.

Bei beiden Maschinentypen greifen die beiden jeweils gegensinnig drehenden Rotoren ineinander. Dadurch werden bewegte Berechnungsgitter benötigt. Folgende wesentliche Herausforderungen treten dadurch auf:

- relativ komplexe Geometrien der Rotoren,
- komplexe Gitterbewegungen (Gitterdeformationen) der Rotoren und
- transiente Generalised-Grid-Interfaces (GGI, Verbindungsflächen) zwischen den drehenden Rotoren und den stehenden Gehäusen und zwischen den drehenden Rotoren selbst.

Die beiden Maschinen, Berechnungen und Ergebnisse werden im folgenden vorgestellt.

2. Zahnradpumpe

Einführung

Bild 1 verdeutlicht den Aufbau und die Funktionsweise der untersuchten Zahnradpumpe.

B 10



Bild 1: Aufbau und Funktionsweise der untersuchten Zahnradpumpe

Die Volumenstromförderung erfolgt durch die äußeren Zähne entlang des Gehäuse-Radialspalts. Dass Gehäuse zeichnet sich durch eine relativ komplexe Gussgeometrie aus. Die Radwellen sind mit Schräg-Evolventenverzahnungen versehen. Im Betrieb traten Kavitations-Erosionsschäden an den Radwellen und in den Spalten zwischen den Radwellen und dem Gehäuse auf.

Die wesentlichen Herausforderungen physikalischer Art bei der Berechnung waren:

- zweiphasige Strömung mit Phasenübergang in Form von auftretender Kavitation und
- Qualifizierung und Quantifizierung der Kavitations-Erosionsschäden aus dem zeitlichen Gradienten des Kavitationsdampf-Volumenanteils bzw. Öldampf-Volumenanteils.

Ziel der Berechnung war, die Orte der Kavitations-Erosionsschäden zu prognostizieren.

Gittergenerierung und Gitterbewegung

Für die beiden Radwellen wurden jeweils Hexaedergitter mit Hilfe der Software SCORG [1] generiert. Bild 2 zeigt das Hexaedergitter einer Radwelle. Für den Bereich des Zahneingriffs bildet jedes der beiden Gitter jeweils den halben Zahnabstand ab. Die Außenflächen der beiden Radwellengitter wurden über transiente GGI miteinander verbunden. Für verschiedene Relativstellungen der beiden Radwellen (d. h. für verschiedene Drehwinkel) wurden die Gitterpaare der Radwellen automatisiert generiert. Zu jedem Zeitschritt der Berechnung wurde das entsprechende Radwellen-Gitterpaar eingelesen. Die Zeitschrittweite der Berechnung entsprach einem Drehwinkel von 1,6°, d.h. eine Umdrehung der Radwellen bestand aus $360^{\circ}/1,6^{\circ} = 225$ Zeitschritten, wofür 225 Radwellen-Gitterpaare im Vorfeld generiert wurden. Für das Einlesen der Gitterpaare und für die Knotenzuordnungen wurden Fortran-Routinen verwendet.



Bild 2: Hexaedergitter einer Radwelle

Für das Gehäuse der Zahnradpumpe wurde ein Tetraedergitter generiert. Für die Axial- und Radialspalte zwischen Radwellen und Gehäuse wurde ein brillenförmiges Hexaedergitter generiert. Die Verbindung zwischen dem Tetraedergitter des Gehäuses und dem Hexaedergitter der Spalte wurde über stationäre GGI realisiert. Für die Verbindung des brillenförmigen Spaltgitters mit den Radwellengitter diente das o.g. transiente GGI, welches auch die Radwellen untereinander verknüpft. Bild 3 zeigt die Ansicht auf das gesamte Zahnradpumpen-Gitter. Die Bild 4 stellt einen Querschnitt durch das gesamte Zahnradpumpen-Gitter dar.

B 10



Bild 3: Ansicht auf das gesamte Zahnradpumpen-Gitter



Bild 4: Querschnitt durch das gesamte Zahnradpumpen-Gitter

In Summe bestand das Zahnradpumpen-Gitter aus 1,9 Mio. Tetraedern für das Gehäuse, 130.000 Hexaedern für die Spalte und 2 x 69.000 Hexaedern für die Radwellen.

Berechnung

Die transiente Strömung wurde mit der Software ANSYS CFX berechnet. Die auftretende Kavitation wurde mit dem in ANSYS CFX enthaltenen Kavitationsmodell durchgeführt. Das Kavitationsmodell beruht auf der Volume-of-Fluid-Methode, bei der eine zusätzliche Transportgleichung für den Volumen-Phasenanteil des Dampfs gelöst wird. Als Quellterm (Dampfentstehung) und Senkenterm (Rückkondensation) für den Dampf steht innerhalb der Software eine modifizierte Formulierung der Rayleigh-Plesset-Gleichungen zur Verfügung, die verwendet wurde.

Ergebnisse

Bild 5 zeigt den Druckaufbau durch die im Eingriff befindlichen Zähne und die Druckabsenkung durch die Radialspalte. Des Weiteren ist die Druckverteilung auf der Gehäusewand gezeigt. Deutlich wird die wirkungsgradsenkende Drucküberhöhung in dem Bereich des Zahneingriffs.



Bild 5: Druckverteilung im Querschnitt durch die Zahnradpumpe und auf der Gehäusewand

Die Verteilung der Absolutgeschwindigkeit und deren Vektoren sind in Bild 6 gezeigt. Die aus dem Zahneingriff stammende Strömung bildet sich freistrahlähnlich im Gehäuse aus.



Zahnradpumpe

Die Absolut-Geschwindigkeitsvektoren im Meridianschnitt zwischen den beiden Radwellen stellt Bild 7 dar. Aufgrund der Schrägverzahnung stellt sich eine relativ hohe Axialkomponente der Strömung ein. Es handelt sich dabei um eine druckinduzierte axiale Ausgleichsströmung. In den beiden Axialspalten wird die Spalt-Leckströmung sichtbar.



Bild 7: Absolut-Geschwindigkeitsvektoren im Meridianschnitt zwischen den beiden Radwellen

Die Relativ-Geschwindigkeitsvektoren in einer Radwelle im Querschnitt zeigt Bild 8. Es werden deutlich:

- Relativwirbel in den Zwischenräumen der Zähne,
- Austrittströmung in Druckstutzenrichtung in den Bereichen des Zahneingriffs und



Spalt-Leckströmung in Saugstutzenrichtung in den Bereichen des Zahneingriffs.

Bild 8: Relativ-Geschwindigkeitsvektoren in einer Radwelle im Querschnitt

Die Verteilung des Kavitationsdampf-Volumenanteils ist in Bild 9 gezeigt. Es werden relativ voluminöse Kavitationsgebiete auf der Saugseite der Radwellen sichtbar. Die relativ häufig bei Zahnradpumpen auftretende Radialspalt-Kavitation tritt bei der hier untersuchten Maschine nicht auf.



Bild 9: Verteilung des Kavitationsdampf-Volumenanteils

Die Oberfläche des konstanten Kavitationsdampf-Volumenanteils in Bild 10 gibt die Form der Kavitationsblasen bzw. Kavitationsvolumina wieder. Trotz der voluminösen Kavitationsgebiete zeigen sich keine Orte, an denen der gesamte Strömungsquerschnitt durch Kavitation verblockt ist. Daher besteht für diese Maschine bei diesem Betriebspunkt noch keine Gefahr von Kennlinienabriss durch Strömungsverblockung bzw. durch Kavitations-Machzahl-Effekte.



Bild 10: Oberfläche konstanten Kavitationsdampf-Volumenanteils (Form der Kavitationsblasen bzw. Kavitationsvolumina)

Die zeitliche Verringerung des Kavitationsdampf-Volumenanteils auf der Wand bzw. in Wandnähe ist verantwortlich für die Kavitations-Erosionsschäden. Bild 11 stellt den zeitlichen Gradienten des Kavitationsdampf-Volumenanteils auf der Oberfläche der beiden Radwellen dar. Dabei ist die Blickrichtung auf die Saugseite gerichtet.

Oel vapour.dVolume Fraction dt on Imported rog Default (Imported rog Default)



Bild 11: Zeitlicher Gradient des Kavitationsdampf-Volumenanteils auf der Oberfläche der beiden Radwellen (Blickrichtung auf Saugseite)

Folgendes lässt sich aus den Ergebnissen schlussfolgern:

- Kavitation tritt mit der Periode des Zahneingriffs und näherungsweise mit der Periode der doppelten Drehzahl auf.
- Kavitations-Machzahl-Effekte (Kennlinienabriss durch Strömungsverblockung) treten nicht auf.
- Kavitationsschäden treten in den beiden Axialspalten gleichermaßen als Spalterosion auf.
- Kavitationsschäden treten auf den Radwellen in erster Linie auf der Laufradachse und dort vor allem auf den nacheilenden Zahnflanken und in den Ecken Zahnfuß/voreilende Zahnflanke auf.

3. Schraubenkompressor

Einführung

Bild 12 zeigt das Berechnungsmodell des Schraubenkompressors.



Bild 12: Berechnungsmodell des untersuchten Schraubenkompressors

Gittergenerierung und Gitterbewegung

Die Gittergenerierung wurde analog wie zur Zahnradpumpe durchgeführt. Bild 13 zeigt das Hexaedergitter des Rotors 1.



Bild 13: Hexaedergitter des Rotors 1

Bild 14 zeigt die Ansicht auf das gesamte Berechnungsgitter und Bild 15 einen Querschnitt durch das Berechnungsgitter des Gehäuses und der beiden Rotoren.



Bild 14: Ansicht auf das gesamte Berechnungsgitter



Bild 15: Querschnitt durch das Berechnungsgitter des Gehäuses und der beiden Rotoren

Berechnung

Die Berechnung der transienten Strömung wurde mit der Software ANSYS CFX durchgeführt. Für eine Umdrehung der Rotoren wird eine Berechnungszeit von ca. 40 h benötigt (eine CPU, 3,0 GHz).

Ergebnisse

Bild 16 zeigt den statischen Druck (rot hohe Werte) im Mittelschnitt zwischen den Rotoren, Bild 17 den statischen Druck in einem Querschnitt und Bild 18 den statischen Druck auf den Rotoren.



Bild 16: Statischer Druck (rot hohe Werte) im Mittelschnitt zwischen den Rotoren



Bild 17: Statischer Druck im Querschnitt



Bild 18: Statischen Druck auf den Rotoren

Die relative Strömungsgeschwindigkeit ist im Bilder 19 dargestellt.



Bild 19: Relative Strömungsgeschwindigkeit im Mittelschnitt zwischen den Rotoren

Die Bilder 20 und 21 zeigen die Relativvektoren der Strömungsgeschwindigkeit.

B 10



Bild 20: Relativvektoren der Strömungsgeschwindigkeit im Mittelschnitt zwischen den Rotoren



Bild 21: Relativvektoren der Strömungsgeschwindigkeit im Querschnitt

4. Literaturangaben

[1] Kovacevic A, Stosic N. and Smith I. K, 2000: Grid Aspects of Screw Compressor Flow Calculations, 2000 ASME International M.E. Congres, Orlando, FL, November 2000.