

# **Untersuchung komplexer Bohrgarnituren mit integriertem, schaltbarem Erweiterungswerkzeug**

Von der Fakultät für Geowissenschaften, Geotechnik und Bergbau  
der Technischen Universität Bergakademie Freiberg  
genehmigte

## **Dissertation**

zur Erlangung des akademischen Grades  
Doktor-Ingenieur  
(Dr.-Ing.)

vorgelegt von

**Dipl.-Ing. Matthias Reich**

geboren am 3. April 1959 in Osterode am Harz

Gutachter  
Prof. Dr.-Ing. habil. H. Gloth, Freiberg  
Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. mult. C. Marx, Clausthal  
Dr.-Ing. G. Schaumberg, Celle

2. September 2003

Reich, Matthias

## **Untersuchung komplexer Bohrgarnituren mit integriertem, schaltbarem Erweiterungswerkzeug**

**Dissertation 2003; 107 Seiten; 43 Abbildungen; 2 Tabellen; 6 Anlagen**

**TU Bergakademie Freiberg, Fakultät für Geowissenschaften, Geotechnik und Bergbau, Institut für Bohrtechnik und Fluidbergbau**

---

Das Bestreben, Bohrungen schneller, kostengünstiger und effizienter abzuteufen, führt zur Entwicklung komplexerer Bohrgarnituren, deren Komponenten vielfältige Aufgaben übernehmen. Eine Entwicklung auf diesem Gebiet ist ein Erweiterungswerkzeug, dessen Flügel während des Bohrprozesses je nach Bedarf ein- oder ausgefahren werden können. Damit kann ein Bohrloch mit größerem Durchmesser gebohrt werden, ohne einen Meißelwechsel mit Roundtrip vorzunehmen.

Allerdings führt die Aufgabe, ein Bohrloch mit variablem Durchmesser zu bohren, zu Herausforderungen. Viele Komponenten des Bohrstranges sind für einen bestimmten Bohrlochdurchmesser ausgelegt. Sie können somit nur unterhalb des schaltbaren Erweiterungswerkzeugs in den Pilotstrang eingebaut werden. Solche komplexen Bohrgarnituren mit integriertem, schaltbarem Erweiterungswerkzeug verlangen eine sorgfältige Fahrweise, um einen zuverlässigen und effizienten Einsatz zu gewährleisten. Insbesondere muss die Lastverteilung auf Pilotmeißel und aktiviertes Erweiterungswerkzeug stets bohrlochspezifisch eingestellt werden.

Die vorliegende Arbeit zeigt, dass die Steuerung der Lastverteilung auf Pilotmeißel und Erweiterungswerkzeug durch den Einsatz eines Thrusters im Pilotstrang optimiert werden kann. Das zur Steuerung bestehende operative Fenster einer solchen Bohrgarnitur ist jedoch im Allgemeinen klein und bedarf für jeden Einsatzfall einer detaillierten Vorausplanung. Der Volumenstrom der Spülung, die Strangdrehzahl und die Aggressivität von Pilotmeißel und Erweiterungswerkzeug müssen sich dazu in bestimmten Grenzen bewegen. Nur dann kann sich unter den weiteren operativen Randbedingungen ein selbst regelnder Gleichgewichtszustand der Garnitur einstellen.

Im Rahmen der Arbeit wird ein hydraulisch-mechanisches Modell der beteiligten Strangkomponenten und deren Wechselwirkungen mit weiteren Elementen der Garnitur entwickelt und mathematisch begründet. Messergebnisse von Testständen und Erfahrungen aus dem Feld bestätigen die getroffenen Annahmen. Sie werden dazu genutzt, das Modell zu verfeinern.

Die aus der Modellierung resultierende Simulations- und Untersuchungs-Software eignet sich als praktisches Werkzeug für die Auslegung und Optimierung der Garnitur im Feld. Mit dem entwickelten Programm werden allgemeine, praktische Richtlinien für den Betrieb der Garnitur aufgestellt.

# Inhaltsverzeichnis

Seite

<b>1</b>	<b>SYMBOLLE, EINHEITEN UND ABKÜRZUNGEN</b>	<b>6</b>
<b>2</b>	<b>EINLEITUNG</b>	<b>10</b>
<b>3</b>	<b>AUFGABENSTELLUNG</b>	<b>13</b>
3.1	Erweiterungswerkzeug mit exzentrischen Flügeln	13
3.2	Schaltbares Erweiterungswerkzeug	14
3.3	Problemstellung	15
3.4	Konkrete Zielsetzung der Arbeit	17
<b>4</b>	<b>MATHEMATISCHE MODELLIERUNG DER BOHRGARNITUR</b>	<b>17</b>
4.1	Definition der Meißelaggressivität	17
4.2	<b>Bohrkoeffizient</b>	<b>20</b>
4.2.1	Die Bingham-Gleichung für die Bohrgeschwindigkeit	20
4.2.2	Verknüpfung der Bingham-Gleichung für die Bohrgeschwindigkeit mit der Meißelaggressivität	21
4.2.3	Definition des Bohrkoeffizienten	24
4.2.4	Anwendung der Definitionsgleichung des Bohrkoeffizienten auf einen Rotary Bohrstrang mit Erweiterungswerkzeug und Pilotmeißel	25
4.2.5	Anwendung der Definitionsgleichung des Bohrkoeffizienten auf eine Garnitur mit Bohrmotor zwischen Pilotmeißel und Erweiterungswerkzeug	27
4.2.6	Anwendung der Definitionsgleichung des Bohrkoeffizienten auf eine Garnitur mit Thruster zwischen Bohrmotor und Erweiterungswerkzeug	27
4.3	<b>Hydraulisches Modell zur Berechnung des Druckverlustes der verschiedenen Bohrstrangkomponenten</b>	<b>29</b>
4.3.1	Pilotmeißel	29
4.3.2	Erweiterungswerkzeug	30
4.3.3	Druckverluste durch (Bypass-) Düsen	31
4.3.4	Meißeldirektantrieb	31
4.3.4.1	Hydrostatischer Bohrmotor	31
4.3.4.2	Turbine	34
4.3.4.3	Richtbohrtechnische Überlegungen	35
4.3.5	Thruster	35
4.3.6	MWD-Modul	42
4.3.7	3-D Rotary Steering System	42
4.3.8	Vertikalbohrsystem	44
4.3.9	Dynamik Sensor	45
4.4	<b>Aufteilung der Spülungsteilströme in der Garnitur</b>	<b>46</b>
4.5	<b>Das ReamTHRUST Berechnungsprogramm</b>	<b>47</b>
<b>5</b>	<b>PARAMETERSTUDIE</b>	<b>48</b>
5.1	<b>Durchmesser für den Pilotmeißel und das Erweiterungswerkzeug</b>	<b>49</b>
5.2	<b>Weitere konstruktive Parameter der Garnitur</b>	<b>49</b>
5.2.1	Bestückung von Pilotmeißel, Erweiterungswerkzeug, Düsenmodul und Bypassmodul mit Düsen	49

5.2.2	Aggressivitäten von Pilotmeißel und Erweiterungswerkzeug	50
5.2.2.1	Erweiterungswerkzeug	50
5.2.2.2	Pilotmeißel	51
5.2.3	Thrustertyp und Konfiguration	53
5.2.4	Motortyp	54
<b>5.3</b>	<b>Operative Parameter der Garnitur</b>	<b>56</b>
5.3.1	Gesamt-Volumenstrom	56
5.3.2	Strangdrehzahl	57
5.3.3	Gesamt-Meißelbelastung	58
5.3.4	Spüldichte	59
<b>5.4</b>	<b>Masse der Strangkomponenten</b>	<b>60</b>
<b>6</b>	<b>HANDHABUNG DER GARNITUR</b>	<b>62</b>
<b>6.1</b>	<b>Maximale Kompensationszeit des Thrusters</b>	<b>62</b>
<b>6.2</b>	<b>Zusammenstellung der Garnitur</b>	<b>65</b>
6.2.1	Auswahl von Pilotmeißel und Untertagemotor	65
6.2.2	Anordnung von Steuerkopf und Untertagemotor in der Garnitur	66
6.2.3	Anordnung von Thruster und MWD/LWD-Komponenten im Bohrstrang	66
6.2.4	Anordnung von Bypass- und Druckverlustmodulen im Pilotstrang	67
6.2.5	Erweiterungswerkzeug	68
<b>6.3</b>	<b>Einstellung des Bohrkoeffizienten bei aktiviertem Erweiterungswerkzeug</b>	<b>68</b>
6.3.1	Auslegung der Bohrgarnitur vor einem Einsatz	68
6.3.2	Initiale Feinjustierung des Bohrkoeffizienten im praktischen Einsatz auf Sohle	69
6.3.3	Fortlaufende Kontrolle und Einstellung des Bohrkoeffizienten im Bohrbetrieb	69
<b>6.4</b>	<b>Steuerung des Thrusters bei deaktiviertem Erweiterungswerkzeug</b>	<b>70</b>
<b>6.5</b>	<b>Untersuchung des Schaltvorganges des Erweiterungswerkzeugs</b>	<b>70</b>
6.5.1	Problembeschreibung	70
6.5.2	Einfache Schaltprozedur	72
6.5.3	Optimierte Schaltprozedur	74
<b>6.6</b>	<b>Bestimmung der aktuellen Hubposition des Thrusters</b>	<b>75</b>
6.6.1	Überwachung des Steigrohrdruckes	76
6.6.2	Das „ $F_v / p_{\text{Pumpe}}$ -Diagramm“	76
6.6.3	Einsatz von Untertage-Sensoren	78
<b>7</b>	<b>AUSBLICK/WEITERFÜHRENDE ARBEITEN</b>	<b>79</b>
<b>7.1</b>	<b>Weiterentwicklung der ReamTHRUST Software</b>	<b>79</b>
7.1.1	Verifizierung der Berechnungsergebnisse durch Feldtests	79
7.1.2	Einbindung des ReamTHRUST Programms in die im Feld genutzte Anwendersoftware	79
7.1.3	Online-Rückführung von Messwerten aus dem Feld	80
7.1.4	Berechnung des „Off-bottom“-Zustandes	80
7.1.5	Berücksichtigung des Druckverlustes im Ringraum	81
<b>7.2</b>	<b>Weiterentwicklungen von Strangkomponenten und Übertagesystemen</b>	<b>81</b>
7.2.1	„Smart Thruster“	81
7.2.2	„Smart Motor“	82
<b>8</b>	<b>ZUSAMMENFASSUNG DER ERGEBNISSE</b>	<b>82</b>
<b>9</b>	<b>LITERATURVERZEICHNIS</b>	<b>84</b>

<b>10</b>	<b>TABELLENVERZEICHNIS</b>	<b>87</b>
<b>11</b>	<b>ABBILDUNGSVERZEICHNIS</b>	<b>88</b>
<b>12</b>	<b>ANHANG</b>	<b>90</b>
<b>13</b>	<b>THESEN</b>	<b>104</b>

# 1 Symbole, Einheiten und Abkürzungen

Symbol	Bedeutung	Einheit
A	Querschnittsfläche des erbohrten Loches	(m <sup>2</sup> )
A <sub>Düse</sub>	Gesamter, freier Querschnitt der Düse(n) des Druckverlust- oder Bypassmoduls	(m <sup>2</sup> )
A <sub>Düse,E</sub>	Querschnitt der Düsen des Erweiterungswerkzeugs	(m <sup>2</sup> )
A <sub>Düse,P</sub>	Querschnitt der Düsen des Pilotmeißels	(m <sup>2</sup> )
A <sub>E</sub>	Querschnittsfläche des erweiterten Loches abzüglich der Querschnittsfläche des Pilotloches	(m <sup>2</sup> )
A <sub>P</sub>	Querschnittsfläche des Pilotloches	(m <sup>2</sup> )
A'	Verhältnis der Querschnittsflächen von Erweiterungswerkzeug und Pilotmeißel (A <sub>E</sub> /A <sub>P</sub> )	(-)
A <sub>Kolben</sub>	Querschnittsfläche des Thrusterkolbens	(m <sup>2</sup> )
A <sub>Ringraum</sub>	Querschnittsfläche des Ringraumes im Bereich	(m <sup>2</sup> )
A <sub>Speer</sub>	Querschnittsfläche der Speerdüse	(m <sup>2</sup> )
A <sub>Thruster</sub>	Querschnittsfläche des Sleeves	(m <sup>2</sup> )
Ag	Aggressivität des Meißels	(-)
Ag <sub>E</sub>	Aggressivität des Erweiterungswerkzeugs	(-)
Ag <sub>P</sub>	Aggressivität des Pilotmeißels	(-)
Ag'	Verhältnis der Aggressivitäten von Erweiterungswerkzeug und Pilotmeißel	(-)
Ag <sub>1</sub>	Aggressivität im Bereich $F_v < F_{v,s}$	(-)
Ag <sub>2</sub>	Aggressivität im Bereich $F_v \geq F_{v,s}$	(-)
d	Durchmesser	(m)
d <sub>i,Sleeve</sub>	Innendurchmesser des Thruster-Sleeves	(m)
d <sub>a,Speer</sub>	Außendurchmesser des Thruster-Speers	(m)
d <sub>E</sub>	Durchmesser des Erweiterungswerkzeugs	(m)
d <sub>P</sub>	Durchmesser des Pilotmeißels	(m)
d'	Verhältnis der Durchmesser von Erweiterungswerkzeug und Pilotmeißel	(-)
d <sub>hydr</sub>	Hydraulischer Durchmesser	(m)
E	Energie	(J)
E <sub>s</sub>	Spezifische Energie	(J/m <sup>3</sup> )
E <sub>s,E</sub>	Spezifische Energie am Erweiterungswerkzeug	(J/m <sup>3</sup> )
E <sub>s,P</sub>	Spezifische Energie am Pilotmeißel	(J/m <sup>3</sup> )
F <sub>k</sub>	Gewichtskraft des Thrusterkolbens plus Summe der Gewichtskräfte aller Strangkomponenten unterhalb des Thrusters	(N)
F <sub>g</sub>	Gewichtskraft der Strangkomponente	(N)
F <sub>Ges</sub>	Gesamt-Meißelbelastung, Stranggewichtskraft	(kN)
F <sub>r</sub>	Reibkraft	(N)
F <sub>Schub</sub>	Vorschubkraft des Thrusters	(N)
F <sub>v</sub>	Vertikale Meißelbelastung / Meißelbelastung	(kN)
F <sub>v,akt</sub>	Aktuelle vertikale Meißelbelastung	(kN)

$F_{v,E}$	Belastung des Erweiterungswerkzeugs	(kN)
$F_{v,P}$	Belastung des Pilotmeißels	(kN)
$F_v'$	Verhältnis der Meißelandrücke von Erweiterungswerkzeug und Pilotmeißel	(-)
$F_{v,s}$	Schwellenwert der Meißelbelastung, bei der die Aggressivität von $Ag_1$ nach $Ag_2$ wechselt	(kN)
$K_1$	Proportionalitätskonstante	( $m^2/N$ )
$K_2$	Meißellast-Exponent	(-)
$l_H$	Hublänge des Thrusters	(m)
$n$	Drehzahl	( $s^{-1}$ )
$n_E$	Drehzahl des Erweiterungswerkzeugs	( $s^{-1}$ )
$n_P$	Drehzahl des Pilotmeißels	( $s^{-1}$ )
$n'$	Verhältnis der Drehzahlen von Erweiterungswerkzeug und Pilotmeißel	(-)
$P$	Mechanische Leistung am Bohrmeißel	(W)
$P_{spez,hyd}$	Spezifische hydraulische Leistung	( $W/mm^2$ )
$p$	Fluiddruck	(MPa)
$p_{Pumpe}$	Pumpendruck am Steigrohr	(MPa)
$Q$	Volumenstrom	( $m^3/s$ )
$Q_{Ringraum}$	Volumenstrom im Ringraum	( $m^3/s$ )
$Q_{max}$	Maximaler Volumenstrom durch den Motor	( $m^3/s$ )
$Q_{min}$	Minimaler Volumenstrom durch den Motor	( $m^3/s$ )
$Q_{Düse}$	Volumenstrom durch die Düse(n) eines Düsen- oder Bypassmoduls	( $m^3/s$ )
$Q_P$	Volumenstrom durch die Düsen des Pilotmeißels	( $m^3/s$ )
$Q_{psub}$	Volumenstrom durch die Düse(n) des Druckverlust- oder Bypassmoduls im Pilotstrang	( $m^3/s$ )
$Q_E$	Volumenstrom durch Düsen des Erweiterungswerkzeugs	( $m^3/s$ )
$Q_{Speer}$	Volumenstrom durch den Drosselspeer	( $m^3/s$ )
$Q_{Thruster}$	Volumenstrom durch den Thruster	( $m^3/s$ )
$Re$	Reynoldszahl	(-)
$s$	Spaltweite zwischen Sleeve und Drosselspeer	(m)
$T$	Drehmoment	(Nm)
$T_{akt}$	Aktuelles Drehmoment	(Nm)
$T_E$	Aktuelles Drehmoment am Erweiterungswerkzeug	(Nm)
$T_P$	Aktuelles Drehmoment am Pilotmeißel	(Nm)
$T'$	Verhältnis der Drehmomente von Erweiterungswerkzeug und Pilotmeißel	(-)
$T_{nenn}$	Nenn-Drehmoment aus Datenblatt	(Nm)
$T_{Stillstand}$	Stillstands-Drehmoment (Abwürgmoment)	(Nm)
$t$	Zeit	(s)
$t_{Komp,max}$	Maximale Kompensationszeit des Thrusters	(s)

U	Benetzter Umfang	(m)
V	Gelöstes Gesteinsvolumen	(m <sup>3</sup> )
v	Strömungsgeschwindigkeit	(m/s)
v <sub>Düse</sub>	Strömungsgeschwindigkeit durch die Düse(n) eines Moduls	(m/s)
v <sub>B</sub>	Bohrgeschwindigkeit	(m/h)
v <sub>B,E</sub>	Bohrgeschwindigkeit des Erweiterungswerkzeugs	(m/h)
v <sub>B,P</sub>	Bohrgeschwindigkeit des Pilotmeißels	(m/h)
v <sub>B'</sub>	Verhältnis der Bohrgeschwindigkeiten von Erweiterungswerkzeug und Pilotmeißel, „Bohrkoeffizient“	(-)
v <sub>Ringraum</sub>	$Q_{\text{Ringraum}} / A_{\text{Ringraum}}$ = Strömungsgeschwindigkeit im Ringraum im Bereich des Sleeves	(m/s)
v <sub>Sleeve</sub>	$Q_{\text{Thruster}} / A_{\text{Thruster}}$ = Strömungsgeschwindigkeit im Bereich des Sleeves	(m/s)
v <sub>Speer</sub>	$Q_{\text{Speer}} / A_{\text{Speer}}$ = Strömungsgeschwindigkeit durch die Düse des Drosselspeers	(m/s)
$\alpha$	Neigungswinkel	(°)
$\omega$	Winkelgeschwindigkeit	(s <sup>-1</sup> )
$\rho$	Dichte der Spülung	(kg/m <sup>3</sup> )
$\rho_{\text{Test}}$	Dichte einer Testflüssigkeit	(kg/m <sup>3</sup> )
$\zeta$	Durchflusskoeffizient = 0.95 (API)	(-)
$\zeta_{\text{Ringraum}}$	Durchflusskoeffizient des Ringraums	(-)
$\zeta_{\text{Speer}}$	Durchflusskoeffizient der Speerdüse = 0.95 (API)	(-)
$\Delta F_v$	Differenz der Bohrgeschwindigkeiten von Erweiterungswerkzeug und Pilotmeißel	(m/h)
$\Delta p$	Druckverlust	(MPa)
$\Delta p_{\text{akt}}$	Aktueller Arbeits-Druckverlust	(MPa)
$\Delta p_{\text{akt,Leerlauf}}$	Aktueller Leerlauf-Druckverlust des Motors	(MPa)
$\Delta p_{\text{berechnet}}$	Berechneter Druckverlust	(MPa)
$\Delta p_E$	Druckverlust über die Düse(n) des Erweiterungswerkzeugs	(MPa)
$\Delta p_{\text{nenn}}$	Nenn-Betriebs-Druckverlust aus Datenblatt	(MPa)
$\Delta p_{\text{Leerlauf}}$	Leerlauf-Druckverlust des Motors, Datenblatt	(MPa)
$\Delta p_{\text{Stillstand}}$	Stillstands-Druckverlust (Abwürgen)	(MPa)
$\Delta p_{\text{Garnitur}}$	Druckverlust der Bohrgarnitur unterhalb des Thrusters + Thruster Druckverlust	(MPa)
$\Delta p_{\text{Korr}}$	Korrigierter Druckverlust	(MPa)
$\Delta p_p$	Druckverlust über die Düse(n) des Pilotmeißels	(MPa)
$\Delta p_{\text{psub}}$	Druckverlust des Druckverlust- oder Bypassmoduls	(MPa)
$\Delta p_{\text{MWD}}$	Druckverlust des MWD-Systems	(MPa)
$\Delta p_{\text{total, Motor}}$	Druckverlust des Bohrmotors	(MPa)
$\Delta p_{\text{Thruster}}$	Druckverlust des Thrusters	(MPa)
$\Delta p_{\text{Stufe0}}$	Druckverlust des Thrusters in Arbeitsstufe „Null“	(MPa)
$\Delta p_{\text{Stufe1}}$	Druckverlust des Thrusters in Arbeitsstufe „Eins“	(MPa)
$\Delta v_B$	Betrag der Differenz der Bohrgeschwindigkeiten von Erweiterungswerkzeug und Pilotmeißel	(m/s)
$\eta$	Dynamische Viskosität der Spülung	(kg/(m*s))
$\mu$	Reibkoeffizient	(-)



3-D		Dreidimensional
BHA	Bottom Hole Assembly	Bohrgarnitur
CPI	Closed Position Indicator	Anzeige des geschlossenen Zustandes
LWD	Logging While Drilling	Formationsmessung während des Bohrens
MWD	Measuring While Drilling	Messen während des Bohrens
PDC	Polycrystalline Diamond Cutter	Polykristallines Diamant- Schneidelement
WOB	Weight On Bit	Meißelbelastung

## 2 Einleitung

Die Tiefbohrtechnik steht seit Beginn der modernen Erdöl- und Erdgasförderung vor der Herausforderung, die Bohrungen so zu steuern, dass die Lagerstätte kostengünstig und effizient ausgebeutet werden kann.

Zu Beginn des vorigen Jahrhunderts löste das Rotarybohren das bis zu diesem Zeitpunkt gängige Schlagbohren ab [30]. Der Rotary-Bohrstrang bestand im Prinzip aus dem Bohrmeißel, der darüber befindlichen Bohrgarnitur mit den notwendigen Schwerstangen und dem Bohrgestänge, das von Übertage aus in Drehung versetzt wird. Eine Bohrspülung wurde durch das Bohrgestänge hindurch nach unten zur Bohrlochsohle gepumpt. Dort kühlte sie den Meißel, stabilisierte die Bohrlochwand und trug das Bohrklein auf ihrem Weg durch den Ringraum zwischen der Bohrlochwand und dem Bohrgestänge zurück zur Oberfläche aus dem Bohrloch aus.

Der Verlauf einer nach dem traditionellen Rotary Prinzip abgeteuften Bohrung war meist senkrecht konzipiert, wurde aber stark von der Lagerung der Gesteinsschichten zueinander, speziell von deren Einfallswinkel und von der Gesteinhärte der Schichten beeinflusst. Durch geschickte Anordnung der Stabilisatoren innerhalb der Bohrgarnitur konnte man die Richtung der Bohrung geringfügig beeinflussen. Man nutzt so genannte Aufbaugarnituren, um die Ablenkung der Bohrung von der Senkrechten zu vergrößern und Abbaugarnituren, um die Neigung zu verringern.

War eine Bohrung fündig geworden, so wurden in der Umgebung weitere Bohrungen abgeteuft, um so die Förderung des Feldes zu maximieren. Fotos aus der Zeit um 1900 (Abb. 1 zeigt ein Ölfeld bei Wietze westlich von Celle) erinnern an den damaligen Stand der Technik.

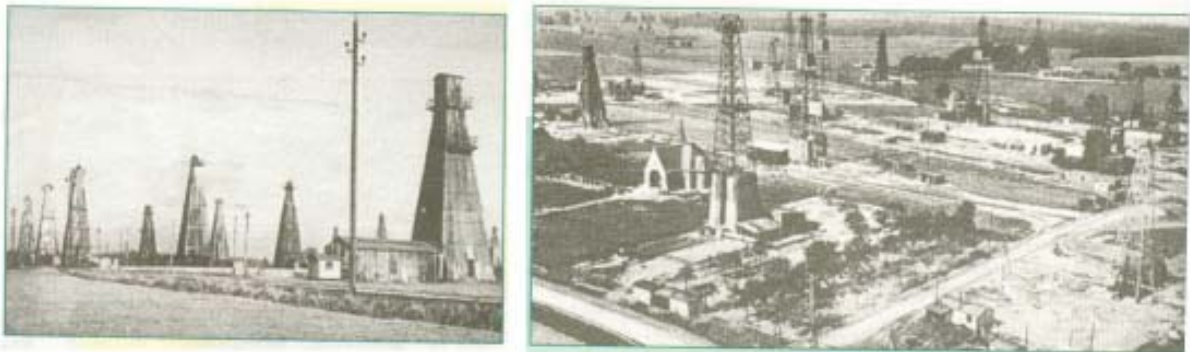


Abbildung 1: Ölfeld bei Wietze um 1900 /18/

Bei zunehmender Teufe einer Bohrung nehmen auch die reibungsbedingten Energieverluste am Bohrstrang zu. Am Bohrmeißel steht daher nur noch ein Bruchteil der übertägig erzeugten Antriebsleistung zur Zerstörung des Gesteins zur Verfügung.

In den 50er Jahren wurden erste Bohrmotore in die Garnitur integriert. Es handelte sich dabei zunächst um hydrodynamische, üblicherweise auch als „Turbinen“ bezeichnete Bohrmotore, die die hydraulische Energie der Bohrspülung nutzen, um zusätzliche Rotationsenergie direkt am Bohrmeißel bereitzustellen.

Die Drehzahlen hydrodynamischer Bohrmotore lagen deutlich oberhalb der Einsatzempfehlungen für die damals üblichen Rollenmeißel. Des Weiteren erwies sich ihre Wartung als sehr aufwändig und kostspielig.

Gegen Ende der 60er Jahre setzte sich der Einsatz hydrostatischer, nach dem Verdrängungsprinzip arbeitender Bohrmotore durch. Diese nutzten eine Rotor-Stator-Konfiguration nach Moineau /7/, die vom Einsatz von Schlammumpen in der Industrie bereits bekannt und bewährt war. Die neuen hydrostatischen Bohrmotore waren robust, einfach zu warten, erzeugten niedrigere, „meißelfreundlichere“ Drehzahlen als Turbinen und wiesen günstigere Wirkungsgrade und Drehmomente als Bohrturbinen auf. Zunächst wurden ein-/zweigängige Rotor/Stator-Konfigurationen verwendet, gegen Ende der 70er Jahre waren schließlich auch mehrgängige, noch langsamer drehende Moineau Motore verfügbar, deren Drehzahlen in Bereichen lagen, die auch mit Drehtischen für Rollenmeißel angewendet wurden.

Die Verwendung untertägiger Bohrmotore eröffnete gänzlich neue Möglichkeiten für die Bohrtechnik, da die Meißeldrehzahl nun nicht mehr durch Rotation des Bohrstranges erzeugt werden musste. So konnte man zum Beispiel ein Knickstück, einen so genannten „Bent Sub“, über dem Bohrmotor platzieren, um (ohne Strangrotation) eine gezielte Kurve zu bohren. Mit dieser Technologie konnte man nicht nur Richtungskorrekturen, sondern auch Ablenkungen des Bohrloches vornehmen, mit denen man zum Beispiel stecken gebliebene „Fische“ im Bohrloch umgehen konnte. Das Zeitalter der modernen Richtbohrtechnik hatte begonnen.

Noch war das Richtbohren eine relativ umständliche Angelegenheit. Hatte man durch zeitaufwändige Messungen festgestellt, dass die Bohrung nicht mehr auf Kurs war, so musste ein Strang mit einem Bent Sub über dem Bohrmotor eingebaut und die Richtung korrigiert werden. Ein Bent Sub vertrug keine Strangrotation und so musste nach Beendigung der Richtungskorrektur der Strang wieder ausgebaut werden, bevor mit der üblichen Rotary-Bohrgarnitur weitergebohrt werden konnte. Jede Richtungskorrektur war also mit mindestens zwei Roundtrips verbunden.

Dies änderte sich in den frühen 80er Jahren mit der Einführung neuartiger Bohrmotore, die einen Knick zwischen Antriebsteil und Lagerstuhl aufwiesen. Dank einer geeigneten Stabilisierung konnten mit diesen Motoren dieselben Ablenkungen der Bohrung erzielt werden, wie zuvor mit einem oberhalb des Bohrmotors befindlichen Bent Sub. Die Verlagerung des Knickes in Richtung Bohrmeißel hatte jedoch zur Folge, dass das Bit-Offset der Anordnung (der seitliche Versatz des Meißels zur Längsachse der Bohrgarnitur oberhalb des Knickstückes) und damit die Biegebelastung auf dem Bohrmotor deutlich verringert wurden. Der Bohrmotor konnte auf diese Weise trotz seines Knickstückes schadlos mit Strangrotation beaufschlagt werden. So lange im Rotarybohrverfahren gebohrt wurde, rotierte auch das Knickstück auf dem Bohrmotor mit und die Garnitur bohrte richtungsstabil geradeaus. Stellte man jedoch die Strangrotation ab, so wurde der Bohrmeißel nur noch durch den Bohrmotor angetrieben und das Bohrloch folgte dem feststehenden Knickstück („Kick-off Sub“) auf einer entsprechenden Kurve.

Im Prinzip ließ sich mit dieser Vorgehensweise jeder beliebige Bohrlochverlauf durch Aneinandersetzen von Tangenten- und Kurvenstücken realisieren. Allerdings musste der Richtbohrer am Turm den Knick auf dem Motor jederzeit in die erforderliche Richtung ausrichten können. Dies war durch die Entwicklung der „MWD-Technologie“

möglich geworden. MWD steht für „measuring while drilling“ (messen während des Bohrens). Das MWD System wurde oberhalb des Bohrmotors in den Strang eingebaut und lieferte fortlaufend Daten über die Bohrlochneigung, das Bohrlochazimuth und die Position des Knickstücks nach Übertage.

Fast 15 Jahre lang beherrschte diese Technologie die Richtbohrtechnik. Zunächst wurden moderate Kurven in die Bohrplanung einbezogen, doch schon in den 90er Jahren setzte sich auch die Horizontalbohrtechnik durch. Anstatt viele senkrechte Bohrungen über einer Lagerstätte abzuteufen, konnte man nun die Bohrung horizontal durch die Lagerstätte führen und so die Förderung optimieren.

Allerdings gibt es auch für den Einsatz von Garnituren mit geknickten Bohrmotoren Grenzen. Richtungskorrekturen erfordern in jedem Falle das Abschalten der Strangrotation zum orientierten Bohren. Je länger eine Horizontalbohrung ist, desto schwieriger wird es aber, die Haftreibung des tonnenschweren Stranges zu überwinden und den Bohrmeißel mit der erforderlichen Belastung zu beaufschlagen. Die Länge einer Horizontalbohrung ist somit durch die Haftreibung des Stranges im Bohrloch begrenzt.

In der zweiten Hälfte der 90er Jahre bewährte sich der Einsatz von Thrustern zur Steigerung der horizontalen Reichweite von Bohrungen. Der Thruster wird in die Garnitur integriert und arbeitet dort als hydraulischer Zylinder. Die Bohrspülung erzeugt einen Druck im Zylinder, der den Kolben (und mit ihm den Bohrmotor und den Bohrmeißel) ausfährt und so auch dann für den Vorschub des Meißels sorgt, wenn sich der Bohrstrang oberhalb des Thrusters nicht mehr bewegt. Die Reichweite von Horizontalbohrungen konnte durch den Einsatz von Thrustern oftmals verdoppelt werden /9/.

Das Bohren mit Thrustern bewährte sich speziell in der Nordsee und im Mittleren Osten. Allerdings erforderte der erfolgreiche Einsatz Geschick und Erfahrung des Richtbohrers. Der Thruster erwarb sich dadurch den Ruf, ein etwas „schwieriges Werkzeug“ zu sein und erzielte aus diesem Grunde trotz speziell entwickelter Anwendersoftware im Feld nie den weltweiten Durchbruch.

Zur Blütezeit der Thruster Technologie reiften zudem neuartige Rotary-Richtbohrsysteme (zum Beispiel das in Kapitel 4.3.7 beschriebene AutoTrak System der Firma Baker Hughes INTEQ) zur Markteinführung heran. Solche Systeme nutzen Computer gesteuerte Steuerrippen, um beliebige Bohrungsverläufe (Kurven mit variablem Radius und Tangenten) zu erzeugen, ohne die Strangrotation unterbrechen zu müssen.

Das Problem der Haftreibung im horizontalen Bohrloch ist mit diesen Systemen reduziert. Wo lange Horizontalbohrstrecken oder komplexe 3-D Bohrungsverläufe gewünscht waren, wurden die konventionellen Bohrsysteme mit geknickten Bohrmotoren und Thrustern durch Rotary-Bohrsysteme abgelöst. Die damit verfügbaren horizontalen Reichweiten lagen wesentlich über denen von Thrustergarnituren und erreichten Längen von 10 bis 12 Kilometern.

Der Einsatz von Rotary-Bohrsystemen nahm rasant zu und genießt bis heute Jahr für Jahr zwei- bis dreistellige Zuwachsraten.

In jüngster Zeit wächst die Bedeutung der in den Strang integrierten FE (formation evaluation) Sensorik stark an. Gab man sich noch vor wenigen Jahren mit der Messung von Gammastrahlung (Erkennung der Grenzschicht zwischen porösen Sandsteinen und Tonschichten) und Leitfähigkeit (Bestimmung des Öl-Wasser Kontakts im Reservoir) beim Bohren zufrieden, so gehören heute bereits Messgeräte zur Porositätsmessung und Permeabilitätsabschätzung der Formation zur Standardausrüstung vieler Bohrgarnituren.

Neueste Entwicklungen zielen darauf ab, während des Bohrens Proben der Fluide der Lagerstätte zu entnehmen und zu analysieren, oder „azimuthale“, also richtungs-sensitive Messungen durchzuführen, um so die Eigenschaften der Lagerstätte noch besser bestimmen zu können. Weitere Messgeräte überwachen die dynamische Beanspruchung der Garnitur und alarmieren die Bohrmannschaft im Fall gefährlicher Vorkommnisse im Bohrloch (bit bouncing, stick-slip, BHA whirl, unzulässig hohe Biegemomente etc).

Ein weiterer Entwicklungsschwerpunkt, der sich allerdings noch in den Anfängen befindet, liegt in der „Seismic While Drilling“-Technologie, der Durchführung seismischer Messungen während des Bohrens. Durch diese wird man künftig in der Lage sein, geophysikalische Modelle der Lagerstätte durch untertägige Messungen zu eichen und zu „sehen“, was sich beim Bohren in einiger Entfernung vor dem Bohrmeißel befindet.

Die Bohrgarnitur wird durch die Integration weiterer Mess- und Analysesysteme immer sensibler und teurer und muss daher vor Ausfällen, Schäden oder gar Verlust im Bohrloch bewahrt werden.

In diesem Zusammenhang wird wieder über den Einsatz von Thrustern nachgedacht. Diese könnten die Garnitur einerseits vor Schlägen und Vibrationen schützen und so die Lebensdauer erhöhen und andererseits den Vorschub des Bohrmeißels aufrecht erhalten, während andere Komponenten der Garnitur zwecks Messungen stationär gehalten werden. Thruster bieten sich aber auch für eine wesentlich speziellere, im folgenden Kapitel näher erläuterte Aufgabe an.

## **3 Aufgabenstellung**

### ***3.1 Erweiterungswerkzeug mit exzentrischen Flügeln***

Erweiterungswerkzeuge haben die Aufgabe, den Durchmesser eines Bohrlochs zu erweitern.

Die zu erweiternde Bohrlochsektion befindet sich im Allgemeinen unterhalb einer Sektion oder Rohrtour kleineren Durchmessers. Erweiterungswerkzeuge müssen daher zunächst durch enge Abschnitte des Bohrloches hindurch eingebaut werden, bevor sie darunter eine Sektion größeren Durchmessers bohren.

In den meisten Fällen werden Erweiterungswerkzeuge verwendet, deren Flügel exzentrisch auf dem Rohrkörper angeordnet sind (Abb. 2). Die exzentrische Anordnung erlaubt es, das Werkzeug durch enge Sektionen einzufahren. Erst mit

Einsetzen der Strangrotation beginnt das Aufweiten des Bohrloches. Der Pilotmeißel zentriert dabei die Anordnung /19/.



Abbildung 2: Pilotmeißel mit Erweiterungswerkzeug

Allen gängigen Erweiterungswerkzeugen ist gemein, dass sie im Bohrbetrieb stets „aktiv“ sind und das Bohrloch in jedem Fall erweitern. Aus diesem Grund muss die Garnitur nach der Fertigstellung der erweiterten Bohrlochsektion wieder ausgebaut und das Erweiterungswerkzeug entfernt werden.

### **3.2 Schaltbares Erweiterungswerkzeug**

Um diesen Roundtrip einzusparen, wurden schaltbare Erweiterungswerkzeuge (in den USA „Switchable Reamer“ genannt) entwickelt, deren Flügel während des Bohrprozesses von Übertage aus nach Bedarf ein- oder ausgefahren werden können.

Ein typisches Einsatzgebiet für diese schaltbaren Erweiterungswerkzeuge ist der Golf von Mexiko, wo Erkundungs- und Produktionsbohrungen durch Salzlagen hindurch abgeteuft werden. Immer, wenn eine Salzsicht erreicht wird, werden die Flügel des schaltbaren Erweiterungswerkzeuges ausgefahren. Der vergrößerte Lochdurchmesser kompensiert das unvermeidbare Nachfließen des Salzes und verhindert so ein Festwerden des Bohrstranges bzw. erlaubt das problemlose Einfahren der Rohrtour.

Nachdem die Salzsicht durchteuft ist, werden die Flügel des schaltbaren Erweiterungswerkzeuges wieder eingefahren. Die Garnitur bohrt dann ein Loch entsprechend dem Durchmesser des Pilotmeißels.

Der Schaltvorgang kann beispielsweise durch Aufbringen einer kurzzeitig erhöhten Meißelbelastung (ähnlich dem Drücken des Schaltknopfes eines Kugelschreibers zwecks Ein- oder Ausfahren der Meißel) oder durch kurzzeitiges Überschreiten einer bestimmten Spülungsrate erfolgen. Zurzeit sind aber auch Varianten in der Entwicklung, die mit so genannten „modularen Verbindungen“ ausgestattet sind. Modulare Gewindeverbindungen verfügen über Stromkontakte, ermöglichen so die Integration der betreffenden Strangkomponente in das untertägige Kommunikations- und Energieversorgungssystem moderner Bohrgarnituren und gestatten eine Aktivierung oder Deaktivierung der Flügel über integrierte Ölhydrauliksysteme.

Ein weiterer potentieller Anwendungsbereich für schaltbare Erweiterungswerkzeuge ist die zurzeit in der Entwicklung stehende Technologie zur Erstellung von Bohrlöchern, die von Übertage bis zur Endteufe mit konstantem Durchmesser gebohrt werden („Monobore“). Eine solche Bohrlochkonstruktion minimiert das Volumen des zu erbohrenden Gesteins und die Materialkosten für Spülung und Rohrtour, erfordert aber auch das Bohren erweiterter Bohrlochsektionen unter Verrohrungen kleineren Durchmessers, sowie das Aufweiten von Verrohrungen, die durch bereits gesetzte Rohrtouren eingefahren wurden. Der Einsatz schaltbarer Erweiterungswerkzeuge bietet gegenüber Erweiterungswerkzeugen mit exzentrisch angeordneten Flügeln einen ruhigeren Lauf und bessere Richtbohreigenschaften.

Wie bereits in der Einleitung beschrieben, schreitet die Integration der Untertage-sensorik in moderne Bohrgarnituren rasant voran. Immer mehr geophysikalische und fluidmechanische Messungen werden bereits während des Bohrprozesses und nicht wie bisher üblich, erst nach Erstellung der Bohrung durch Wireline Logging durchgeführt. Einerseits spart dieses Vorgehen Zeit auf kostspieligen Bohranlagen und ermöglicht unverfälschte Messungen an der frisch erbohrten Formation, andererseits steigt aber auch das Risiko, im Falle bohrtechnischer Schwierigkeiten extrem teure Strangkomponenten der Bohrgarnitur im Bohrloch zu verlieren.

### **3.3 Problemstellung**

Für Garnituren mit schaltbaren Erweiterungswerkzeugen ergibt sich durch den wachsenden Bedarf an Mess- und Regeltechnik im Bohrstrang eine besondere Schwierigkeit. Viele Komponenten einer modernen Bohrgarnitur sind für den Einsatz in einem bestimmten Bohrlochdurchmesser ausgelegt, während das schaltbare Erweiterungswerkzeug ein Bohrloch mit wechselnd größerem und kleinerem Durchmesser erzeugen kann. Die Anordnung einzelner, modularer Komponenten in der Räumergarnitur unterliegt somit der Beschränkung, dass alle Bohr- und Messgeräte, die auf einen konstanten Bohrlochdurchmesser angewiesen sind, unterhalb des schaltbaren Erweiterungswerkzeugs platziert werden müssen. Beispiele hierzu sind:

- Rippensteuersysteme, wie sie zum automatisierten Richtbohren verwendet werden, denn diese haben nur einen begrenzten Hub für die Bewegung der Steuerrippen zur Verfügung und können daher nur in begrenztem Umfang auf unterschiedliche Lochdurchmesser reagieren.
- Stabilisatoren mit festem Durchmesser, denn diese verlieren in größeren Bohrlöchern die Führung.
- LWD-Systeme, wie sie zum Beispiel zur Messung von Porosität und Dichte verwendet werden, denn diese Systeme reagieren trotz Kompensationsmaßnahmen über integrierte Sensoren zur Messung des aktuellen Bohrlochdurchmessers empfindlich auf Schwankungen des Abstandes des Porositäts- bzw. Dichtesensors zur Bohrlochwand.
- Formationsdruckmessgeräte, denn diese nutzen einen „Rüssel“ zum Absaugen der Fluide aus der Formation, der für einen bestimmten Bohrlochdurchmesser konstruiert ist

Ebenfalls im Pilotstrang angeordnet werden müssen MWD-Systeme, da diese so nahe wie möglich am Meißel platziert werden müssen, um den Verlauf der Bohrung in einem oft sehr engen Zielkorridor halten zu können.

Der Pilotstrang, bestehend aus allen Strangkomponenten unterhalb des schaltbaren Erweiterungswerkzeugs, kann in einer solchen komplexen Bohrgarnitur schnell sehr lang und extrem teuer werden und muss dringend vor Beschädigung und vor allem Verlust im Bohrloch bewahrt werden.

Besonders kritische Situationen können auftreten, wenn die Lastverteilung zwischen Pilotmeißel und aktiviertem Erweiterungswerkzeug nicht ausgewogen ist. Eine Extremsituation liegt zum Beispiel vor, wenn das Erweiterungswerkzeug eine sehr harte Formation mit hoher Meißelbelastung durchbohrt, während der Pilotstrang nahezu lastfrei in einer darunter liegenden, leicht zu bohrenden Formation rotiert. Im Falle eines plötzlichen Steckenbleibens des Erweiterungswerkzeugs führt nämlich die Massenträgheit des Pilotstrangs zu einem linksgerichteten Drehmoment im Pilotstrang, welches ein Lösen oder gar Entschrauben einer Gewindeverbindung hervorrufen kann.

Steht der Pilotmeißel dagegen unter Last, so wird das linksgerichtete Drehmoment im Fall des Festwerdens des Erweiterungswerkzeugs deutlich vermindert bzw. sogar gänzlich unterdrückt.

Offensichtlich empfiehlt sich also eine möglichst ausgewogene Lastverteilung zwischen dem Pilotmeißel und dem Erweiterungswerkzeug während des gesamten Bohrprozesses, um das Risiko des Entschraubens zu vermindern. Auch im Interesse einer langen Lebensdauer der Garnitur und einer optimalen Bohrgeschwindigkeit ist eine auf den Pilotmeißel und das Erweiterungswerkzeug gleichmäßig verteilte Last anzustreben.

Eine solche gleichmäßige Lastverteilung könnte durch einen in den Pilotstrang integrierten, von Spülung durchströmten hydraulischen Zylinder („Thruster“) erreicht werden, der die gesamte Werkzeugbelastung der Garnitur so auf den Pilotmeißel und das Erweiterungswerkzeug aufteilt, dass beide stets in definiertem Kontakt mit der Formation stehen. Allerdings erfordert die Planung eines solchen Thrustereinsatzes die Kenntnis der genauen Druckverteilung in den Strangkomponenten.

Das Erweiterungswerkzeug über dem Thruster wird in den meisten Fällen mit Spüldüsen ausgestattet sein, die die Schneidelemente kühlen und reinigen sollen. Die Aufteilung des gesamten Spülungsstromes durch das Bohrgestänge in je einen Teilstrom durch den Pilotstrang und das Erweiterungswerkzeug hängt daher vom Druckverlust in den Düsen des Erweiterungswerkzeugs und vom Druckverlust im Pilotstrang ab. Letzterer ist jedoch nicht konstant, sondern abhängig vom Drehmoment des Untertagemotors im Pilotstrang, welches sich aus dem Drehmoment am Meißel und somit von der hydraulisch erzeugten Vorschubkraft des Thrusters ergibt, die letztlich wieder von der Aufteilung des Gesamtspülungsstromes abhängig ist.

Bisher steht keine geeignete Berechnungssoftware zur Verfügung, mit der die mechanisch-hydraulischen Wechselwirkungen einer solchen Bohrgarnitur simuliert und untersucht werden können. Auch Kriterien oder Empfehlungen für die praktische Handhabung der komplexen Garnitur im Feld sind bisher nicht vorhanden.



### 3.4 Konkrete Zielsetzung der Arbeit

Die vorliegende Arbeit soll die spezielle Problematik des Einsatzes komplexer Bohrgarnituren mit schaltbaren Erweiterungswerkzeugen analysieren, Kriterien für eine optimale Lastverteilung auf Erweiterungswerkzeug und Pilotmeißel aufzeigen und Maßnahmen zur sicheren Anwendung solcher Systeme entwickeln. Zu diesem Zweck soll ein allgemeiner Berechnungsansatz für den wirksamen Einsatz von Thrustern in solchen Garnituren entwickelt werden, aus dem im weiteren Verlauf ein Steuerungskonzept sowie Einsatzempfehlungen abgeleitet werden.

## 4 Mathematische Modellierung der Bohrgarnitur

### 4.1 Definition der Meißelaggressivität

Man unterscheidet zwischen Rollenmeißeln, imprägnierten (oder oberflächenbesetzten) Diamantmeißeln und PDC Meißeln.

Die Zähne auf den Rollen von **Rollenmeißeln** brechen das Gestein dadurch, dass der Anpressdruck größer als die Eindringfestigkeit ist. Rollenmeißel sind prinzipiell in allen Formationen einsetzbar. Da die Lebensdauer der Kugel- oder Wälzlager in den Rollen des Meißels auf eine bestimmte Anzahl von Umdrehungen ausgelegt ist, werden Rollenmeißel zugunsten einer langen Lebensdauer bevorzugt bei geringen Drehzahlen eingesetzt.

**Imprägnierte Meißel** tragen die Formation „schmirgelnd“ durch kleine, in eine Trägermatrix eingebettete Diamanten ab. Aufgrund der geringen Schnitttiefe dieser Diamanten sind sehr hohe Drehzahlen erforderlich, um hohe Bohrgeschwindigkeiten zu erzielen. Imprägnierte Meißel werden in sehr harten und abrasiven Formationen eingesetzt.

**PDC Meißel** schneiden die Formation, ähnlich dem Span abhebenden Vorgang auf einer Drehbank. Sie eignen sich daher nicht für sehr harte und abrasive Formationen. Da PDC-Meißel keine beweglichen Teile besitzen, kann ihre Lebensdauer in geeigneter Formation diejenige von Rollenmeißeln um ein Vielfaches übersteigen.

Zur Quantifizierung der Aggressivität bestimmter Bohrmeißel haben sich verschiedene Ansätze durchgesetzt. Im Rahmen dieser Arbeit wird die Definition gemäß /1/ verwendet:

$$T = F_v \cdot Ag \cdot d \tag{1}$$

Je größer die Aggressivität ist, desto höher ist das Drehmoment bei einer bestimmten Meißelbelastung.

Das Drehmoment ist nicht nur von der Geometrie, der Anzahl und den Eigenschaften der Schneidelemente des Meißels abhängig /26/, sondern auch von der zu bohrenden Formation. Meißelaggressivitäten sind daher nicht in Form allgemein gültiger Tabellen

verfügbar, können aber auf der Bohranlage empirisch ermittelt werden /1/. Üblicherweise liegen sie in folgenden Größenordnungen:

- Rollenmeißel:  $A_g = 0,05$
- Imprägnierter Meißel :  $A_g = 0,1$
- PDC Meißel :  $A_g = 0,2 - 0,4$

Zur genaueren Bestimmung der Meißelaggressivität über einen Bohrversuch geht man wie folgt vor (siehe auch Kapitel 4.3.4.1):

- Einstellen eines konstanten Volumenstroms durch den Bohrmotor und Bohrmeißel
- Notieren des off-bottom Druckes am Steigrohr
- Mit einer definierten Meißelbelastung  $F_{v,akt}$  auf Sohle fahren
- Notieren des on-bottom Druckes am Steigrohr
- Berechnen des aktuellen Arbeits-Druckverlustes  $\Delta p_{akt}$  des Motors als Differenz von on-bottom und off-bottom-Druck am Steigrohr
- Berechnen des aktuellen Drehmoments am Bohrmeißel  $T_{akt}$  aus Gleichung (38)
- Berechnen der Meißelaggressivität  $A_g$  aus Gleichung (39).

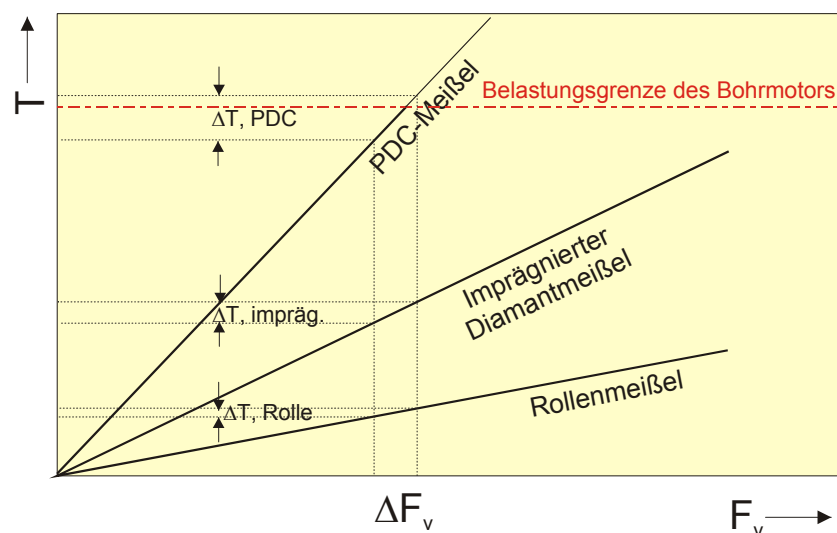


Abbildung 3: Schematische Darstellung der Aggressivität verschiedener Meißeltypen

Trägt man, wie in Abb. 3 gezeigt, das Drehmoment zum Antrieb eines Bohrmeißels als Funktion von der Meißelbelastung auf, so ergibt sich im Allgemeinen in hinreichender Übereinstimmung mit Messwerten eine Gerade, deren Steigung der Meißelaggressivität entspricht (vgl. Abb. 5). Die Aggressivität muss für jede Gesteins- / Meißelkombination neu bestimmt werden. Ein aggressiverer Meißel bietet einerseits den potentiellen Vorteil einer erhöhten Bohrgeschwindigkeit, da bei vergleichbarer Meißelbelastung eine höhere Leistung umgesetzt wird. Andererseits reagiert ein aggressiver Meißel auf Schwankungen der Meißelbelastung mit heftigen Drehmomentschwankungen. Die Drehmomentschwankung im Bohrstrang erschwert beim gerichteten Bohren die Ausrichtung des Kick-off Subs am Bohrmotor und begünstigt beim Rotarybohren das Entstehen dynamischer Störungen (wie zum Beispiel Stick-Slip Effekte). Ein Überschreiten der Belastungsgrenze des Bohrmotors führt zu dessen Stillstand.

In letzter Zeit wurden Bohrmeißel mit Drehmoment begrenzender Funktion entwickelt. Die Firma Hughes Christensen bietet im Rahmen ihrer Genesis-Produktlinie bereits „HCM-“ (für Motoreinsätze) und „HCR“-Bohrmeißel (für Rotary-Richtbohrsysteme) mit dieser Eigenschaft an. Im Bereich kleinerer Andrucke liegt die Aggressivität eines solchen PDC-Meißels in der üblichen Größenordnung von 0,2 bis 0,4. Oberhalb eines gewissen Schwellenwertes für die Meißelbelastung ( $F_{v,s}$ ) knickt die Kurve im Diagramm Drehmoment =f(Meißelbelastung) jedoch ab und verläuft mit reduzierter Steigung weiter, wie es schematisch in Abb. 4 und anhand realer Messdaten in Abb. 5 zu sehen ist. Im Verlauf dieser Arbeit soll die Aggressivität im Bereich kleiner Meißelbelastungen „Ag<sub>1</sub>“ und im Bereich hoher Meißelbelastungen „Ag<sub>2</sub>“ genannt werden.

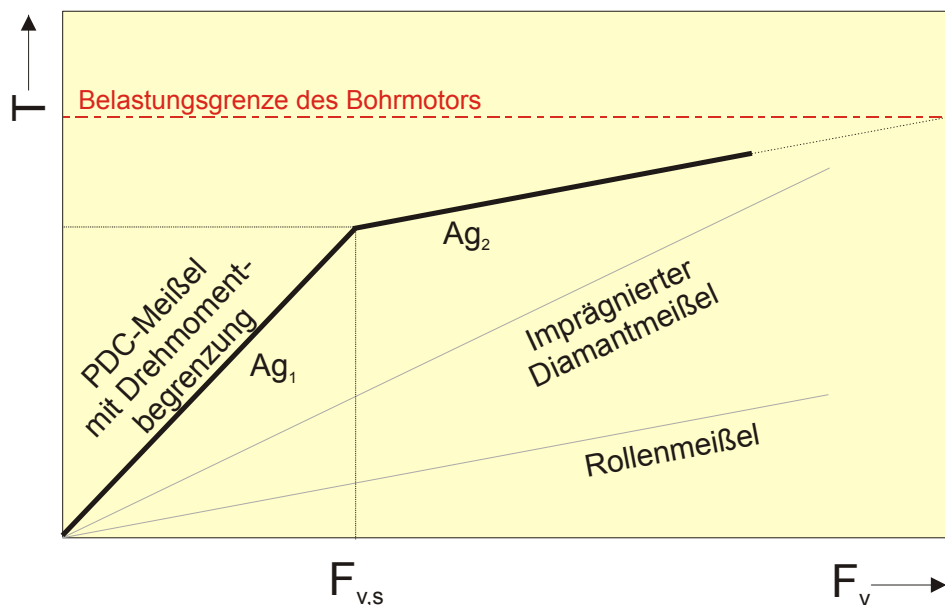


Abbildung 4: Modell eines PDC-Meißels mit Drehmomentbegrenzung

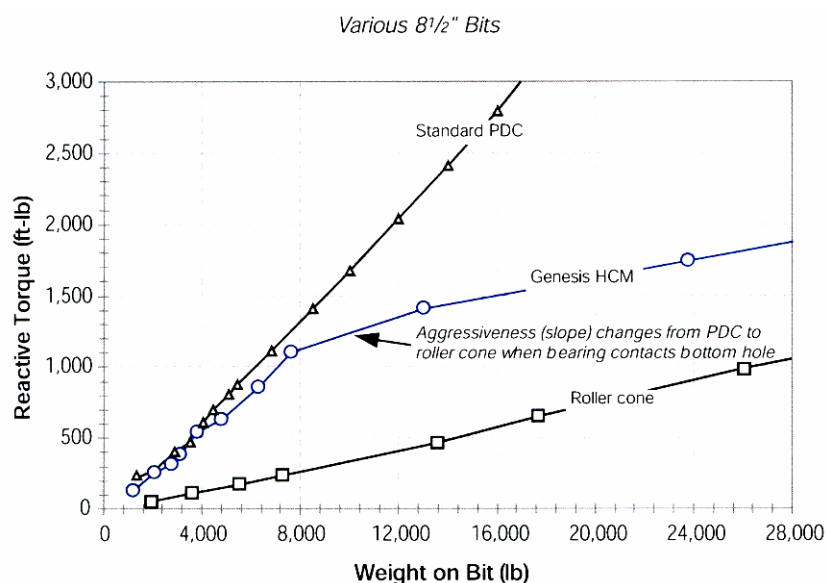


Abbildung 5: Reales Verhalten eines PDC Meißels mit Drehmomentbegrenzung /17/

Die HCM-Charakteristik vereint die hohe Bohrgeschwindigkeit moderner PDC-Meißel mit dem „gutmütigen“ Steuerverhalten von Rollenmeißeln, denn gegenüber konventionellen PDC Meißeln wird das Entstehen extremer Drehmomentspitzen unterdrückt und ein Abwürgen des Motors durch die im oberen Bereich abgeflachte Kurve vermieden.

Für Bohrmeißel mit Drehmomentbegrenzung gilt für die Beziehung von Drehmoment und Meißelbelastung:

$$F_v < F_{v,s} : \quad T = F_v \cdot Ag_1 \cdot d \quad (2)$$

$$F_v \geq F_{v,s} : \quad T = (F_{v,s} \cdot Ag_1 + (F_v - F_{v,s}) \cdot Ag_2) \cdot d \quad (3)$$

## 4.2 Bohrkoeffizient

Für den sicheren Betrieb einer komplexen Bohrgarnitur mit Erweiterungswerkzeug ist es wichtig, dass sowohl der Pilotmeißel als auch das Erweiterungswerkzeug in stetem Kontakt mit der Formation stehen und gleich stark belastet werden.

Als Maß für die Aufteilung der Gesamtbelastung auf Pilotmeißel und Erweiterungswerkzeug wird im Verlauf dieses Kapitels ein „Bohrkoeffizient“ definiert. Im Vorfeld dieser Definition wird zunächst die bekannte Bingham-Gleichung zur Berechnung der Bohrgeschwindigkeit betrachtet. Da diese aufgrund schwer zugänglicher Proportionalitätskonstanten für praktische Anwendungen oft nicht geeignet ist, wird im weiteren Verlauf des Kapitels ein neuer Berechnungsansatz hergeleitet. Dieser gestattet schließlich die Definition des eingangs erwähnten Bohrkoeffizienten.

### 4.2.1 Die Bingham-Gleichung für die Bohrgeschwindigkeit

Es ist oft versucht worden, die Bohrgeschwindigkeit eines Bohrmeißels als Funktion signifikanter, operativer Parameter darzustellen. Die bekannteste Darstellung dieses Zusammenhangs dürfte die **Bingham-Gleichung** sein /26, 29/:

$$v_B = K1 \cdot \left( \frac{F_v}{d} \right)^{K2} \cdot n \quad (4)$$

Der Faktor K1 ist eine hauptsächlich von der Gesteinsfestigkeit abhängige Proportionalitätskonstante /26/.

Der Exponent K2 in Gleichung (4) wird als Meißellast-Exponent bezeichnet. Er befindet sich im Bereich „moderater“ Meißelbelastung üblicherweise in der Größenordnung von „Eins“ und weicht erst bei sehr hohen Meißelbelastungen, bei denen die Reinigung des Bohrloches aufgrund der hohen Bohrgeschwindigkeit beeinträchtigt wird, deutlich von diesem Wert ab.

Für den optimierten Betrieb einer Bohrgarnitur ist die Annahme des Wertes „Eins“ für den Meißellast-Exponenten zulässig.

Unter der Annahme eines konstanten Lochdurchmessers  $d$  besagt Gleichung (4), dass ein Bohrmeißel umso schneller bohrt, je höher die Drehzahl  $n$  und die Meißelbelastung  $F_v$  sind. Darüber hinaus hängt die Bohrgeschwindigkeit aber auch von den Eigenschaften des Gesteins ab. Diese sind jedoch nicht ohne weiters zu quantifizieren. Der Faktor  $K_1$  in der Gleichung lässt sich für bestimmte Kombinationen aus Gestein und Bohrmeißel experimentell bestimmen, jedoch ist er nur unter Vorbehalt auf andere Einsatzbedingungen übertragbar. Aus diesem Grund hat Bingham's Berechnungsansatz sich bis heute nicht für praktische Anwendungen durchsetzen können.

Im Folgenden wird nach einer Möglichkeit gesucht, die Hürde der schwer zugänglichen Proportionalitätskonstante zu umgehen.

#### **4.2.2 Verknüpfung der Bingham-Gleichung für die Bohrgeschwindigkeit mit der Meißelaggressivität**

Die Zerstörung des Gesteins erfordert die Übertragung von Energie vom Bohrmeißel auf das Gebirge. Die Wirksamkeit dieser Energieübertragung hängt von den Eigenschaften des Gesteins ab. Bingham benutzt in seiner Gleichung (4) daher den von der Gesteinsfestigkeit abhängigen Proportionalitätsfaktor  $K_1$ . Je fester das Gestein, desto geringer die Bohrgeschwindigkeit. Leider ist der Proportionalitätsfaktor schwer zugänglich und Gleichung (4) somit meist nicht für praktische Anwendungen geeignet.

Es sollte möglich sein, die Wirksamkeit des Energieübertragungsprozesses vom Meißel auf das Gestein über die einzubringende Antriebsenergie des Bohrmeißels zu charakterisieren anstatt sie -wie in der Bingham-Gleichung- durch die Eigenschaften des Gesteins zu beschreiben. Die eingebrachte, mechanische Energie ist nämlich einfacher zu bestimmen, ein entsprechender Ansatz zur Berechnung der Bohrgeschwindigkeit würde das eingangs geschilderte Problem umgehen.

Ausgangspunkt der Betrachtung ist die spezifische Energie  $E_s$ , die Energie, die benötigt wird, um ein bestimmtes Gesteinsvolumen aus dem Gebirge zu lösen /11/:

$$E_s = \frac{E}{V} \tag{5}$$

Eine Ableitung nach der Zeit überführt Gleichung (5) in eine einfach zu handhabende Form:

$$E_s = \frac{\frac{dE}{dt}}{\frac{dV}{dt}} \tag{6}$$

In dieser Gleichung stellt der Term  $dE/dt$  die mechanische Leistung am Bohrmeißel dar:

$$\frac{dE}{dt} = P = T \cdot \omega = T \cdot 2 \cdot \pi \cdot n \quad (7)$$

Der Term  $dV/dt$  beschreibt das erbohrte Gesteinsvolumen pro Zeiteinheit und kann wie folgt dargestellt werden:

$$\frac{dV}{dt} = A \cdot v_B \quad (8)$$

Das Erweiterungswerkzeug wird im Allgemeinen nur in bestimmten Formationen aktiviert, zum Beispiel beim Durchbohren von Salz. Unter der Annahme, dass das Erweiterungswerkzeug und der Pilotmeißel mit ähnlichen, für diese Formation optimalen Schneidelementen ausgestattet sind, wird im Sinne einer gleichmäßigen Lastbeaufschlagung von Erweiterungswerkzeug und Pilotmeißel in einer solchen, im Verlauf dieser Arbeit als homogen betrachteten Formation dieselbe spezifische Energie an beiden Werkzeugen angestrebt:

$$E_{s,E} = E_{s,P} \quad (9)$$

oder unter Berücksichtigung der Gleichungen (6) bis (9):

$$\frac{T_E \cdot n_E}{A_E \cdot v_{B,E}} = \frac{T_P \cdot n_P}{A_P \cdot v_{B,P}} \quad (10)$$

Das Drehmoment  $T$  am Erweiterungswerkzeug bzw. Pilotmeißel hängt von der Meißelbelastung, der Meißelaggressivität und dem Durchmesser des Meißels ab [1]:

$$T_E = F_{v,E} \cdot Ag_E \cdot d_E \quad \text{bzw.} \quad T_P = F_{v,P} \cdot Ag_P \cdot d_P \quad (11)$$

Gleichung (10) kann somit umformuliert werden zu:

$$\frac{F_{v,E} \cdot Ag_E \cdot d_E \cdot n_E}{A_E \cdot v_{B,E}} = \frac{F_{v,P} \cdot Ag_P \cdot d_P \cdot n_P}{A_P \cdot v_{B,P}} \quad (12)$$

Die zu betrachtende Bohrgarnitur befindet sich dann im „Gleichgewicht“, wenn der Pilotmeißel und das Erweiterungswerkzeug insofern gleich stark belastet sind, als dass beide für sich allein betrachtet unter den vorhandenen Randbedingungen gleich schnell bohren würden. Die absolute Bohrgeschwindigkeit ist dabei von untergeordneter Bedeutung, wichtig ist lediglich, dass die individuell erreichbaren Bohrgeschwindigkeiten von Pilotmeißel und Erweiterungswerkzeug gleich groß sind. Es bietet sich in diesem Zusammenhang an, im weiteren Verlauf mit bezogenen Größen anstatt mit Absolutwerten zu rechnen.

Für das Verhältnis der Bohrgeschwindigkeiten von Erweiterungswerkzeug und Pilotmeißel gilt (vergleiche auch Kapitel 4.2.3):

$$v_B' = \frac{v_{B,E}}{v_{B,P}} \quad (13)$$

Wenn  $v_B'$  größer als 1 ist, wird die Bohrgeschwindigkeit des Systems durch das Bohrvermögen des Pilotmeißels begrenzt, während das Bohrvermögen des Erweiterungswerkzeugs nicht voll ausgeschöpft ist. Ist dagegen  $v_B'$  kleiner als 1, so wird die Bohrgeschwindigkeit des Gesamtsystems durch das Bohrvermögen des Erweiterungswerkzeugs begrenzt.

Für das Verhältnis der Drehzahlen von Erweiterungswerkzeug und Pilotmeißel gilt:

$$n' = \frac{n_E}{n_P} \quad (14)$$

Ist  $n'$  kleiner als 1, dann rotiert der Pilotmeißel schneller als das Erweiterungswerkzeug (das ist immer dann der Fall, wenn ein Bohrmotor zwischen Erweiterungswerkzeug und Pilotmeißel eingesetzt wird).

Das Verhältnis der erbohrten Querschnittsflächen von Erweiterungswerkzeug und Pilotmeißel ist:

$$A' = \frac{A_E}{A_P} \quad (15)$$

Es gilt für das Verhältnis der Drehmomente an Erweiterungswerkzeug und Pilotmeißel:

$$T' = \frac{T_E}{T_P} \quad (16)$$

Unter Verwendung der folgenden weiteren bezogenen Größen

$$F_v' = \frac{F_{v,E}}{F_{v,P}} \quad (17)$$

$$Ag' = \frac{Ag_E}{Ag_P} \quad (18)$$

$$d' = \frac{d_E}{d_P} \quad (19)$$

wird Gleichung (12) in die folgende Form überführt:

$$v_B' = \frac{v_{B,E}}{v_{B,P}} = \frac{F_v'}{A'} \cdot d' \cdot Ag' \cdot n' \quad (20)$$

Ersetzt man in Gleichung (15) die Fläche „A“ durch den Term „ $\pi/4 \cdot d^2$ “, so erhält man schließlich:

$$v_B' = Ag' \cdot \frac{F_v'}{d'} \cdot n' \quad (21)$$

Gleichung (21) stellt eine modifizierte Form der Bingham-Gleichung (4) dar. Sie drückt die Bohrgeschwindigkeit wiederum in Abhängigkeit von den operativen Parametern Meißelbelastung und Drehzahl aus, verwendet aber anstelle des schwer zugänglichen, gesteinsabhängigen Faktors  $K_1$  die in Kapitel 4.1 definierte Meißelaggressivität. Diese bewegt sich in bekannten Größenordnungen und kann überdies während des Bohrprozesses mit geringem Aufwand durch Versuche am Bohrturm präzise bestimmt werden (vgl. Kapitel 4.3.4.1, Gleichungen (38,39)).

### 4.2.3 Definition des Bohrkoeffizienten

Das Verhältnis der Bohrgeschwindigkeiten von Erweiterungswerkzeug und Pilotmeißel gemäß Gleichung (21) stellt eine anschauliche Kennzahl für die Lastverteilung innerhalb der Garnitur dar. Ist das Verhältnis „1“, so liegt eine ausgewogene Lastverteilung vor, denn beide Werkzeuge für sich allein betrachtet würden unter den gegebenen operativen und konstruktiven Randbedingungen gleich schnell bohren.

Ist das Verhältnis ungleich „1“, so ist die Lastverteilung unausgewogen, die Bohrgeschwindigkeit des Gesamtsystems wird in diesem Fall entweder durch das Erweiterungswerkzeug oder den Pilotmeißel limitiert.

Im Verlauf der nachfolgenden Parameterstudien wird in den meisten Fällen die Auswirkung der Variation einzelner Eingabeparameter auf die Lastverteilung und das resultierende Verhältnis der Bohrgeschwindigkeiten von Erweiterungswerkzeug und Pilotmeißel untersucht werden. Es bietet sich aus praktischen Gründen an, das Verhältnis der Bohrgeschwindigkeiten von Erweiterungswerkzeug und Pilotmeißel  **$v_B'$  als „Bohrkoeffizient“** zu bezeichnen.

Bei den meisten konventionellen Bohrgarnituren mit Erweiterungswerkzeug ist der Bohrkoeffizient „1“, da der Pilotmeißel und das Erweiterungswerkzeug starr miteinander verbunden sind und somit stets gleich schnell bohren müssen.

Befindet sich ein Thruster (Kapitel 4.3.5) zwischen dem Erweiterungswerkzeug und dem Pilotmeißel, so ergibt sich eine andere Situation. Der Kolben eines Thrusters ist mit dem Zylinder durch eine Längsverzahnung verbunden. Diese Anordnung gewährleistet die Übertragung von Drehmoment, während sich der Kolben innerhalb seiner Hubstrecke frei in axialer Richtung hin- und herbewegen kann. Das Erweiterungswerkzeug oberhalb des Thrusters und der Pilotmeißel unterhalb können sich bei dieser Anordnung folglich mit unterschiedlicher Bohrgeschwindigkeit durch die Formation bewegen. Der Thruster öffnet bzw. schließt sich dabei und der Bohrkoeffizient, das Verhältnis der Bohrgeschwindigkeiten von Erweiterungswerkzeug und Pilotmeißel, weicht vom Wert „1“ ab.



Je nach Aufbau der verwendeten Garnitur sind verschiedene Randbedingungen für die Verwendung von Gleichung (21) zu berücksichtigen. Diese werden in den folgenden Kapiteln vorgestellt.

#### 4.2.4 Anwendung der Definitionsgleichung des Bohrkoeffizienten auf einen Rotary Bohrstrang mit Erweiterungswerkzeug und Pilotmeißel

Im einfachsten Fall besteht die Garnitur aus einem Pilotmeißel und dem direkt darüber angebrachten Erweiterungswerkzeug. Eine solche Anordnung ist schematisch in Abb. 6 zu sehen.

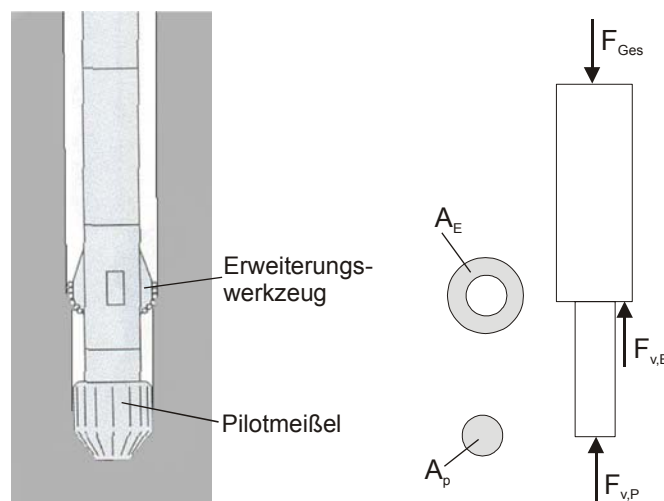


Abbildung 6: schematische Darstellung einer "einfachen" Bohrgarnitur mit Erweiterungswerkzeug

Die gesamte Meißelbelastung der Garnitur teilt sich in die Last auf dem Pilotmeißel und die Last auf dem Erweiterungswerkzeug auf:

$$F_{\text{Ges}} = F_{v,P} + F_{v,E} \quad (22)$$

Es wird im Rahmen der Abschätzung der Lastverteilung üblicherweise davon ausgegangen, dass die Kraftverteilung dem Flächenverhältnis entspricht:

$$\frac{F_{v,E}}{F_{v,P}} = \frac{A_E}{A_P} \quad (23)$$

Nach diesem Ansatz müsste die Aufteilung der Meißelbelastung für eine bestimmte Kombination der Durchmesser von Erweiterungswerkzeug und Pilotmeißel konstant und unabhängig von weiteren Einflussgrößen sein. Dies erscheint jedoch zweifelhaft.

Tatsächlich bietet die Definitionsgleichung für den Bohrkoeffizienten (21) einen plausibleren Ansatz.

Durch den starren Aufbau der Garnitur bedingt rotieren das Erweiterungswerkzeug und der Pilotmeißel stets mit derselben Drehzahl, es ist also  $n' = 1$ .

Weiterhin sind aus demselben Grund auch die Bohrgeschwindigkeiten von Erweiterungswerkzeug und Pilotmeißel stets gleich, es ist  $v_B' = 1$ .

Gleichung (21) reduziert sich in diesem Fall also zu:

$$1 = Ag' \cdot \frac{F_v'}{d'} \quad (24)$$

bzw. umgestellt:

$$F_v' \cdot Ag' = \frac{d_E}{d_P} \quad (25)$$

Das Durchmesser Verhältnis auf der rechten Seite der Gleichung ist für eine gegebene Bohrgarnitur konstant. Das bedeutet, dass der Pilotmeißel (oder das Erweiterungswerkzeug) anteilig umso mehr Meißelbelastung aufnehmen muss, je geringer seine Aggressivität ist.

Diese Annahme ist plausibel. Nimmt man den Extremfall an, dass die Aggressivität des Pilotmeißels Null ist (keine Schneideigenschaft), dann bohrt sich das Erweiterungswerkzeug frei, bis der Strang schließlich mit seiner ganzen Gewichtskraft auf dem Pilotmeißel steht. Hat dagegen das Erweiterungswerkzeug die Aggressivität Null, so bohrt sich der Pilotmeißel frei, bis die gesamte Meißelbelastung auf das Erweiterungswerkzeug wirkt (Abb. 7).

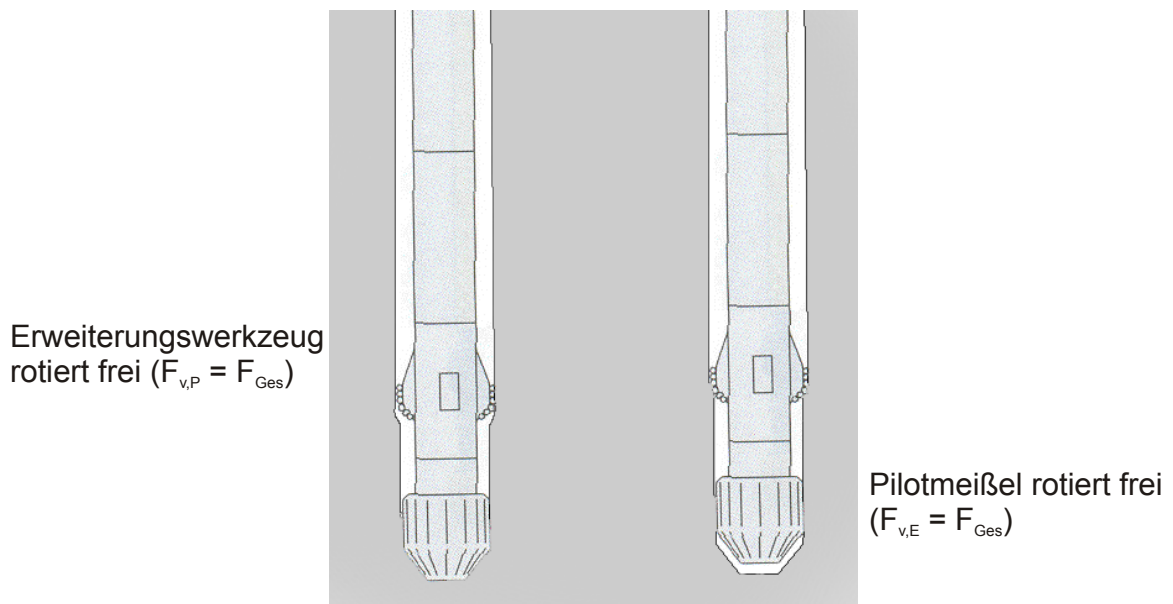


Abbildung 7: Grenzfälle der Aufteilung der Gesamlast auf Pilotmeißel und Erweiterungswerkzeug

Unter der Annahme konstanter Aggressivitäten am Pilotmeißel und dem Erweiterungswerkzeug ergibt sich aus Gleichung (25), die für homogene Formationen (bzw. dieselbe Formation an Erweiterungswerkzeug und Pilotmeißel) hergeleitet wurde, eine konstante anteilige Aufteilung der gesamten Meißelbelastung auf den Pilotmeißel und das Erweiterungswerkzeug.

#### **4.2.5 Anwendung der Definitionsgleichung des Bohrkoeffizienten auf eine Garnitur mit Bohrmotor zwischen Pilotmeißel und Erweiterungswerkzeug**

Es ist generell möglich, einen Bohrmotor (Turbine oder Verdrängermotor) zwischen dem Pilotmeißel und dem Erweiterungswerkzeug zu platzieren. In diesem Fall rotiert der Pilotmeißel schneller als das Erweiterungswerkzeug ( $n' < 1$ ), sobald der Bohrmotor von Spülung durchströmt wird.

Die Bohrgeschwindigkeiten von Pilotmeißel und Erweiterungswerkzeug sind jedoch aufgrund der starren Verbindung zwischen beiden Schneidwerkzeugen weiterhin identisch, der Bohrkoeffizient hat den Wert „1“. Die Definitionsgleichung für den Bohrkoeffizienten (21) reduziert sich für diese Anwendung folglich zu:

$$1 = Ag' \cdot \frac{F_v'}{d'} \cdot n' \quad (26)$$

bzw. umgestellt:

$$F_v' \cdot Ag' \cdot n' = \frac{d_E}{d_p} \quad (27)$$

Das Durchmesser Verhältnis von Erweiterungswerkzeug und Pilotmeißel auf der rechten Seite der Gleichung ist für eine gegebene Garnitur konstant. Das bedeutet, dass der Pilotmeißel (oder das Erweiterungswerkzeug) auch im Falle eines zwischen Pilotmeißel und Erweiterungswerkzeug platzierten Bohrmotors anteilig umso mehr Meißelbelastung aufnimmt, je geringer seine Aggressivität ist. Darüber hinaus geht auch das Verhältnis der Drehzahlen von Erweiterungswerkzeug und Pilotmeißel in die Berechnung ein. Je kleiner der Wert für  $n'$  (je höher die Drehzahl des Pilotmeißels im Verhältnis zur Drehzahl des Erweiterungswerkzeugs) ist, desto geringer ist die anteilige Aufnahme an Meißelbelastung am Pilotmeißel.

Die Drehzahl eines Bohrmotors ist in erster Linie abhängig vom Volumenstrom, der ihn durchströmt. Es ist für die beschriebene Garnitur also möglich, die Aufteilung der Gesamt-Meißelbelastung auf den Pilotmeißel und das Erweiterungswerkzeug während des Bohrbetriebes durch Veränderung des Volumenstroms zu beeinflussen.

#### **4.2.6 Anwendung der Definitionsgleichung des Bohrkoeffizienten auf eine Garnitur mit Thruster zwischen Bohrmotor und Erweiterungswerkzeug**

In den vorangehenden Kapiteln wurde gezeigt, dass die Aufteilung der Gesamt-Meißelbelastung auf den Pilotmeißel und das Erweiterungswerkzeug von konstruktiven und operativen Parametern abhängig ist.

Ein zwischen dem Bohrmotor und dem Erweiterungswerkzeug platzierter Thruster kann in die Verteilung der Gesamt-Meißelbelastung auf den Pilotmeißel und das

Erweiterungswerkzeug eingreifen und helfen, optimale Betriebsbedingungen bereitzustellen und zu erhalten. Abb. 8 zeigt Beispiele für den Aufbau einer solchen Garnitur.

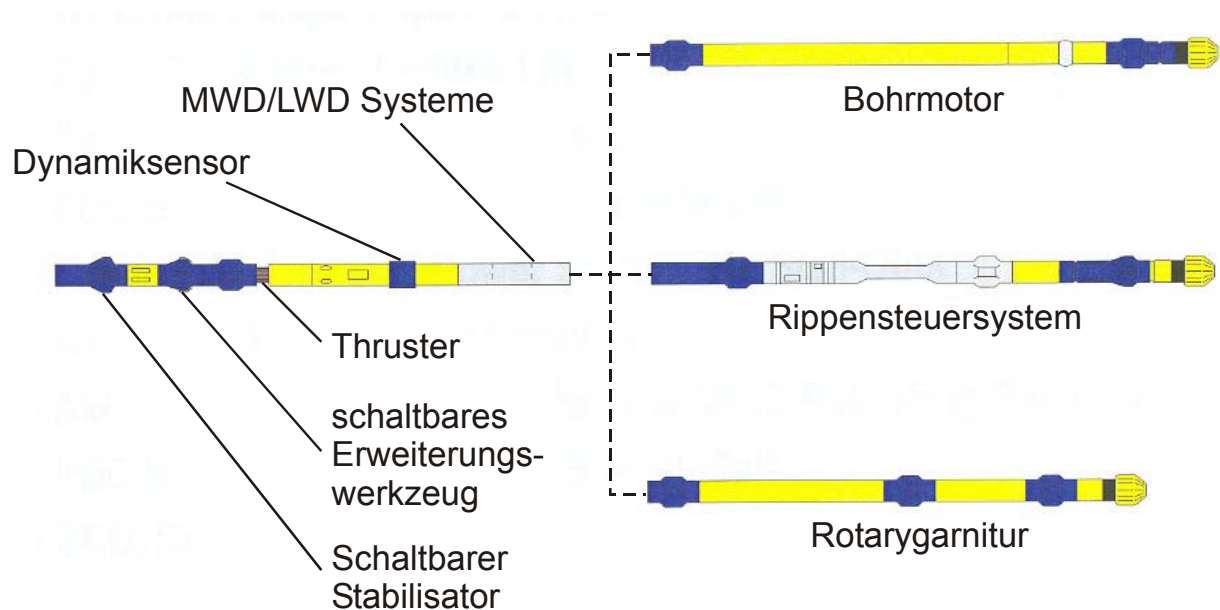


Abbildung 8: Beispiele für den Aufbau "komplexer" Bohrgarnituren mit Erweiterungswerkzeug

Ein Thruster ist ein Zylinder, der einen axial verschiebbaren Kolben enthält. Dadurch, dass der Pilotmeißel unterhalb und das Erweiterungswerkzeug oberhalb des Thrusters im Bohrstrang angeordnet ist, können der Pilotmeißel und das Erweiterungswerkzeug innerhalb der Hublänge des Thrusters mit unterschiedlichen Geschwindigkeiten bohren. Der Bohrkoeffizient  $v_B'$  kann also ungleich Eins sein und Gleichung (21) muss für diesen Fall in ihrer ursprünglichen Form angewandt werden:

$$v_B' = Ag' \cdot \frac{F_v'}{d'} \cdot n' \quad (21)$$

Ein kurzzeitig von „1“ abweichender Bohrkoeffizient  $v_B'$  (unterschiedliche Bohrgeschwindigkeiten an Erweiterungswerkzeug und Pilotmeißel) kann durch den Thrusterhub kompensiert werden. Grundsätzlich und über längere Zeiträume gemittelt muss der Bohrkoeffizient jedoch auf den mittleren Wert von „1“ eingestellt werden. Nur so verbleibt der Thruster in einer "schwimmenden" Position innerhalb seiner Hublänge und ermöglicht eine definierte Aufteilung der Gesamt-Meißelbelastung auf das Erweiterungswerkzeug und den Pilotmeißel.

Zur Einstellung des Bohrkoeffizienten während des Betriebs der Garnitur bieten sich gemäß Gleichung (21) die Parameter  $F_v'$  und  $n'$  an, also die Aufteilung der Gesamt-Meißelbelastung auf Erweiterungswerkzeug und Pilotmeißel sowie das Verhältnis der Drehzahlen beider Meißel.

### 4.3 Hydraulisches Modell zur Berechnung des Druckverlustes der verschiedenen Bohrstrangkomponenten

Die in Gleichung (21) auftretenden Parameter  $F_v'$  und  $n'$  sind bei komplexen Bohrgarnituren von anderen Betriebsparametern abhängig.

Sofern ein Bohrmotor im Pilotstrang verwendet wird, hängt das Verhältnis der Drehzahlen von Erweiterungswerkzeug und Pilotmeißel  $n'$  (unter anderem) von dem Volumenstrom durch den Pilotstrang ab, denn dieser bestimmt die Drehzahl des Untertagemotors. Der Volumenstrom durch den Pilotstrang ist jedoch selbst nicht bekannt, da sich der von Übertage kommende Gesamt-Spülungsstrom in einen Teilstrom durch die Düsen des Erweiterungswerkzeugs und einen Teilstrom durch den Pilotstrang aufteilt. Jede Veränderung des Drehmoments am Pilotmeißel führt zu Änderungen des Druckabfalls über den Bohrmotor und somit zu einer Veränderung der beiden Teilvolumenströme durch den Pilotstrang und die Düsen des Erweiterungswerkzeugs. Die Drehzahl des Bohrmotors verändert sich entsprechend, und mit ihm auch der Parameter  $n'$ .

Sofern ein Thruster im Pilotstrang verwendet wird, ist der Parameter  $F_v'$  ebenfalls abhängig vom Volumenstrom durch den Pilotstrang, denn ein Thruster erzeugt seine Vorschubkraft aus dem Differenzdruck im Pilotstrang /1/.

Die Kenntnis der Teilströme durch das Erweiterungswerkzeug und den Pilotstrang ist somit für weiterführende Untersuchungen unbedingt erforderlich. Zunächst erfolgt die Berechnung der Druckverluste in den einzelnen Komponenten der Bohrgarnitur.

#### 4.3.1 Pilotmeißel

Den Druckverlust über den Pilotmeißel berechnet man nach der bekannten Bernoulli'schen Druckverlustformel /4/:

$$\Delta p_p = \frac{\rho}{2} \cdot v_{\text{Düse}}^2 \cdot \zeta^2 \quad (28)$$

In der Praxis hat sich zum selben Zweck die Verwendung einer Zahlenwertgleichung eingebürgert /13, 28/:

$$\Delta p_p = \rho \cdot \frac{Q_p^2}{2959,41 \cdot \zeta^2 \cdot A_{\text{Düse,P}}^2} \quad (29)$$

In dieser Zahlenwertgleichung werden für die Eingabeparameter die im Feld üblichen Einheiten verwendet:

$\Delta p_p$	(bar)
$\rho$	(kg/l)
$Q_p$	(l/min)
$A_{\text{Düse,P}}$	(inch <sup>2</sup> )
$\zeta$	(-)

Multipliziert man den Druckverlust über die Meißeldüsen mit dem sie durchströmenden Volumenstrom, so ergibt sich die hydraulische Leistung, die am Meißel abgebaut wird. Oft wird diese hydraulische Leistung auf den erbohrten Querschnitt des Loches bezogen, um so eine Kenngröße für die Effektivität der Reinigung der Schneidelemente des Bohrmeißels und der Bohrlochsohle zu erhalten.

$$P_{\text{spez,hyd}} = \Delta p_p \cdot \frac{Q_p}{A_p} \quad (30)$$

Im Feld ist die Darstellung dieser spezifischen hydraulischen Leistung in der Einheit (hp/inch<sup>2</sup>) üblich. Bei spezifischen hydraulischen Leistungen, die größer als 2 hp/inch<sup>2</sup> (das entspricht 2,3 W/mm<sup>2</sup>) sind, geht man im Allgemeinen davon aus, dass der (PDC-) Meißel eine hinreichende Reinigung durch den Spülungsstrahl erfährt.

### 4.3.2 Erweiterungswerkzeug

Der Druckverlust über die Düsen des Erweiterungswerkzeugs wird analog zu der Vorgehensweise für den Pilotmeißel entweder nach der Bernoulli-Gleichung

$$\Delta p_E = \frac{\rho}{2} \cdot v_{\text{Düse}}^2 \cdot \zeta^2 \quad (31)$$

oder nach der Zahlenwertgleichung berechnet:

$$\Delta p_E = \rho \cdot \frac{Q_E^2}{2959,41 \cdot \zeta^2 \cdot A_{\text{Düse,E}}^2} \quad (32)$$

In dieser Zahlenwertgleichung werden für die Eingabeparameter wieder die im Feld üblichen Einheiten verwendet:

$\Delta p_E$	(bar)
$\rho$	(kg/l)
$Q_E$	(l/min)
$A_{\text{Düse,E}}$	(inch <sup>2</sup> )
$\zeta$	(-)

In Anlehnung an Gleichung (30) gilt für die spezifische hydraulische Leistung am Erweiterungswerkzeug:

$$P_{\text{spez,hyd}} = \frac{\Delta p_E \cdot Q_E}{A_E} \quad (33)$$

### 4.3.3 Druckverluste durch (Bypass-) Düsen

Generell kann es von Vorteil sein, zusätzliche Druckverluste in den Strang zu integrieren oder eine Bypass Düse vom Strang in den Ringraum zu installieren, zum Beispiel um die Qualität der Datenübertragung des Pulsers des MWD Systems zu verbessern oder die Aufteilung der Volumenströme durch die Garnitur zu beeinflussen. Es handelt sich hierbei um Düsenstücke („Nozzle Subs“), in die eine oder mehrere Meißeldüsen eingesetzt werden können.

Die Berechnung des Druckverlustes erfolgt nach der Bernoulli-Gleichung

$$\Delta p_{\text{Düse}} = \frac{\rho}{2} \cdot v_{\text{Düse}}^2 \cdot \zeta^2 \quad (34)$$

oder nach der Zahlenwertgleichung:

$$\Delta p_{\text{Düse}} = \rho \cdot \frac{Q_{\text{Düse}}^2}{2959,41 \cdot \zeta^2 \cdot A_{\text{Düse}}^2} \quad (35)$$

In dieser Zahlenwertgleichung werden für die Eingabeparameter wieder die im Feld üblichen Einheiten verwendet:

$\Delta p_{\text{Düse}}$	(bar)
$\rho$	(kg/l)
$Q_{\text{Düse}}$	(l/min)
$A_{\text{Düse}}$	(inch <sup>2</sup> )
$\zeta$	(-)

### 4.3.4 Meißeldirektantrieb

#### 4.3.4.1 Hydrostatischer Bohrmotor

Der Moineau Motor /7/, im folgenden Bohrmotor genannt, arbeitet nach dem Verdrängungsprinzip und erlaubt die Einstellung der Drehzahl über den Volumenstrom. Der Druckverlust ändert sich mit dem Drehmoment am Bohrmeißel und ist nicht direkt einstellbar.

Ein Bohrmotor ist mit mechanischen und volumetrischen Wirkungsgraden behaftet und arbeitet gemäß einem Leistungsdiagramm, wie es in Abb. 9 gezeigt ist. Die Kurven, die das Diagramm vom oberen zum unteren Bildrand durchlaufen, zeichnen sich durch einen jeweils konstanten Volumenstrom aus.

Die Drehzahl des Motors nimmt mit steigendem Drehmoment trotz gleich bleibendem Volumenstrom etwas ab. Dieser Effekt ist in Leckageströmen zwischen den einzelnen Kammern der Antriebssektion begründet, die mit steigenden Druckunterschieden zwischen den Kammern zunehmen.

## Navi-Drill Performance

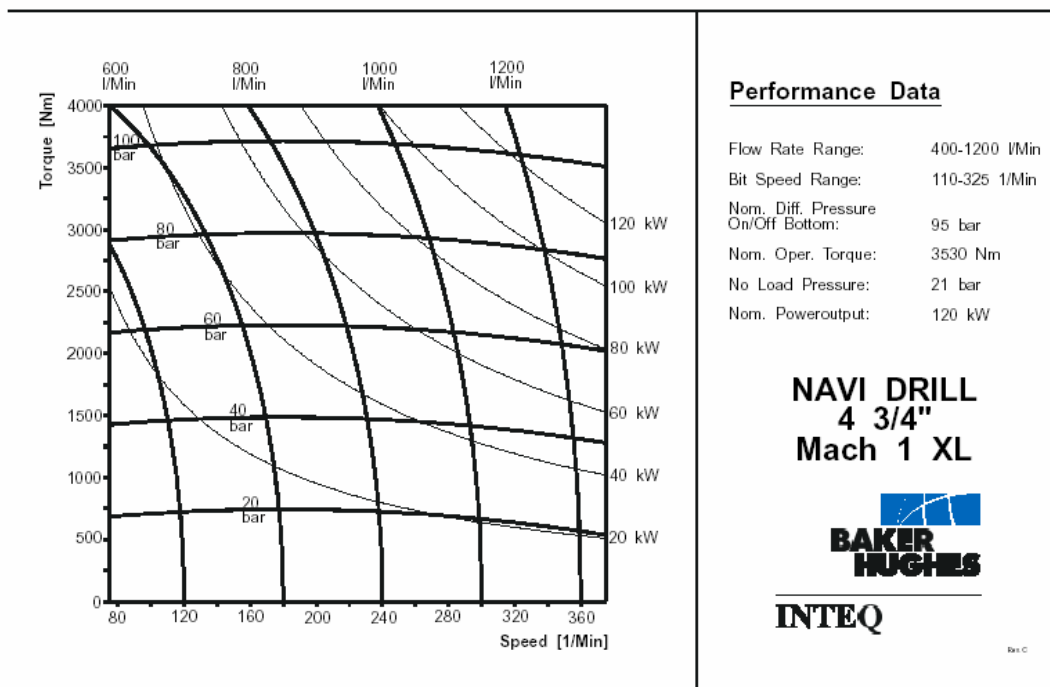


Abbildung 9: Leistungsdiagramm eines Bohrmotors /6/

Neue Generationen von Untertagemotoren nähern sich durch konstruktive Verbesserungen /14, 22/ immer weiter an das ideale Verhalten an und weisen immer steilere Kennlinien im Leistungsdiagramm auf, halten also auch bei hohen Lasten ihre Drehzahl konstant.

Die Kurven, die das Leistungsdiagramm von links nach rechts durchlaufen, sind Isobaren, der Druckabfall über den Motor ist hier konstant. Die Isobaren verlaufen annähernd waagrecht. Der Druckabfall über den Bohrmotor kann somit als dem Drehmoment direkt proportional angesehen werden, welches auf der linken, senkrechten Achse des Diagramms aufgetragen ist.

Die an der Abtriebswelle des Bohrmotors abgegebene mechanische Leistung ergibt sich aus dem Produkt von Drehmoment und Winkelgeschwindigkeit und ist im Leistungsdiagramm durch Hyperbeln dargestellt.

Der Volumenstrom der Spülung kann auf der Bohranlage präzise eingestellt werden. Setzt man die Garnitur mit konstantem Volumenstrom auf Sohle, so fordert der belastete Bohrmeißel ein erhöhtes Antriebsmoment. Dieses resultiert in einem erhöhten Druckverlust über den Bohrmotor, dem so genannten Arbeits-Druckverlust, den man übertägig in Form eines Druckanstiegs am Steigrohr erkennt. Der Betriebspunkt des Motors ist im Leistungsdiagramm am Schnittpunkt der Isobaren des Arbeits-Druckverlustes mit der entsprechenden Volumenstrom-Kennlinie zu finden. Von diesem Schnittpunkt ausgehend kann man im Diagramm waagrecht nach links gehend das aktuelle Drehmoment des Motors und senkrecht nach unten gehend die aktuelle Drehzahl des Motors ablesen. Bewegt man sich vom Betriebspunkt ausgehend entlang der entsprechenden Hyperbel zur rechten Achse des Diagramms, so kann man dort die aktuelle Abtriebsleistung des Bohrmotors ablesen.



Das Leistungsdiagramm enthält alle Informationen, die zur Bestimmung des Wirkungsgrades des Bohrmotors in einem bestimmten Betriebspunkt erforderlich sind. Der Wirkungsgrad ergibt sich als Quotient von hydraulischer Eingangsleistung (Produkt aus Volumenstrom und Differenzdruck) und mechanischer Ausgangsleistung (Produkt aus Abtriebsmoment und Winkelgeschwindigkeit).

Der gesamte Druckabfall über den Motor beinhaltet den aktuellen Leerlauf-Druckverlust, sowie den aktuellen Arbeits-Druckverlust:

$$\Delta p_{\text{total, Motor}} = \Delta p_{\text{akt}} + \Delta p_{\text{akt, Leerlauf}} \quad (36)$$

Der Leerlauf-Druckverlust muss aufgebracht werden, um die interne Reibung im Motor zu überwinden. In früheren Berechnungsmodellen /1/ wurde dieser auch als „no load pressure“ bezeichnete Druckverlust zunächst als konstant für eine konkrete Motorkonfiguration angesehen. Untersuchungen an einem Versuchsstand /2/ belegten jedoch eine lineare Abhängigkeit des Leerlauf-Druckverlustes vom Volumenstrom durch den Motor:

$$\Delta p_{\text{akt, Leerlauf}} = \frac{2 \cdot Q_p}{(Q_{\text{max}} + Q_{\text{min}})} \cdot \Delta p_{\text{Leerlauf}} \quad (37)$$

Die Werte  $\Delta p_{\text{Leerlauf}}$ ,  $Q_{\text{max}}$  und  $Q_{\text{min}}$  können dem technischen Datenblatt entnommen werden (vgl. „No Load Pressure“ in Abb. 9).

Sobald der Leerlauf-Druckverlust  $\Delta p_{\text{akt, Leerlauf}}$  überwunden und die Haftreibung gebrochen ist, beginnt der Motor zu rotieren und baut mit steigendem Drehmoment an der Abtriebswelle weiteren Arbeits-Druckverlust auf.

Geht man von einem linearen Verhalten des Motors aus (im Arbeitsbereich ist das mit hinreichender Genauigkeit zulässig), so ergibt sich die in Abb. 10 gezeigte Abhängigkeit des Gesamt-Druckverlustes über den Motor  $\Delta p_{\text{total, Motor}}$  vom aktuellen Drehmoment am Meißel  $T_{\text{akt}}$ .

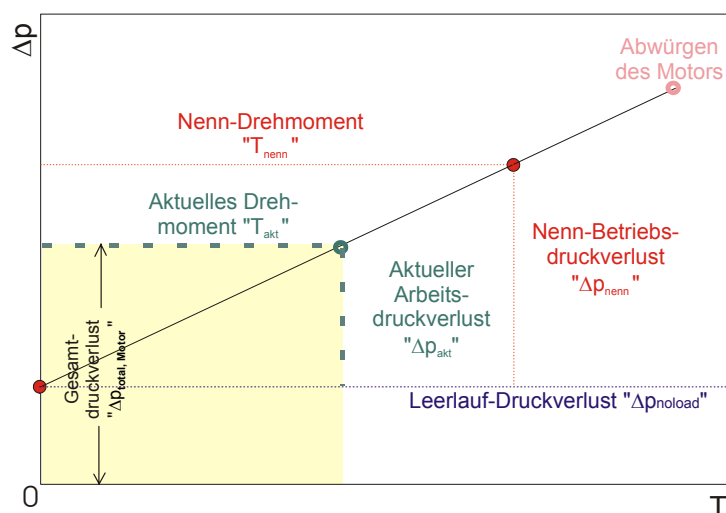


Abbildung 10: linearisiertes Motorkennfeld  $\Delta p = f$  ( Drehmoment)

Aus Abb. 10 folgt:

$$\frac{T_{\text{nenn}}}{T_{\text{akt}}} = \frac{\Delta p_{\text{nenn}}}{\Delta p_{\text{akt}}} \quad (38)$$

Als Nennwerte für den Druckverlust  $\Delta p_{\text{nenn}}$  und das Moment  $T_{\text{nenn}}$  sind Angaben aus dem technischen Datenblatt des Motors zu verwenden. Solche Nennwerte werden im Allgemeinen über Messungen auf einem Teststand ermittelt, wobei der Nenn-Betriebspunkt diejenige Kombination aus Drehzahl und Drehmoment ist, bei dem der Motor seinen maximalen Wirkungsgrad entfaltet /6/.

Das aktuelle Drehmoment des Motors kann aus den relevanten Daten des Bohrmeißels (Durchmesser und Aggressivität) sowie der aktuell aufgetragenen Meißelbelastung berechnet werden:

$$T_{\text{akt}} = F_{\text{v,akt}} \cdot A_{\text{gP}} \cdot d_{\text{P}} \quad (39)$$

Unter Zuhilfenahme von Gleichung (39) kann mit Gleichung (38) der aktuelle Betriebs-Druckverlust  $\Delta p_{\text{akt}}$  des Motors berechnet werden.

Dieser wird gemäß Gleichung (36) zum Leerlauf-Druckverlust addiert, um den Gesamt-Druckverlust des Bohrmotors zu berechnen.

Wird ein Bohrmotor jenseits seines maximalen Wirkungsgrades (Nenn-Betriebspunkt, gegeben durch das Nenn-Drehmoment und den Nenn-Arbeitsdruck) mit weiter steigender Last betrieben, so führt dies schließlich zum Stillstand (Abwürgen) des Motors. Die Erfahrung zeigt, dass dieser Stillstand bei Drehmomenten eintritt, die ca. 60% oberhalb des Nenn-Drehmomentes liegen. Es gilt:

$$T_{\text{Stillstand}} = 1,6 \cdot T_{\text{nenn}} \quad (40)$$

und aufgrund des linearen Zusammenhangs von Drehmoment und Differenzdruck des Bohrmotors:

$$\Delta p_{\text{Stillstand}} = 1,6 \cdot \Delta p_{\text{nenn}} \quad (41)$$

#### 4.3.4.2 Turbine

Neben hydrostatischen Meißelantrieben nach dem Moineau Prinzip (allgemein Moineau Motor bzw. hydrostatischer Bohrmotor genannt) gehören auch Turbinen zu den (weniger gebräuchlichen) Meißeldirektantrieben. Turbinen arbeiten nach dem hydrodynamischen Wirkprinzip und beziehen ihre Antriebsenergie aus der Umlenkung der Spülung an den Turbinenschaukeln. Aufgrund ihrer sehr hohen Drehzahlen eignen sie sich bevorzugt für den Einsatz von imprägnierten Bohrmeißeln in harten und abrasiven Formationen /10/.

Turbinen haben schlechtere Wirkungsgrade als Untertagemotore, speziell im Bereich niedriger Volumenströme, können aufgrund der Kopplung von Drehzahl und Drehmoment nicht so einfach wie hydrostatische Bohrmotore im optimalen Arbeitsbereich betrieben werden, sind aufgrund der empfindlichen Turbinenschaufeln anfällig gegen (abrasive) Feststoffe in der Spülung und sind teurer in ihrer Herstellung und Wartung. Der Vorteil höherer Drehzahlen bei Turbinen bei Verwendung imprägnierter Bohrmeißel ist durch die Entwicklung neuartiger Bohrmotore mit ebenso hoher Drehzahl praktisch entfallen /22/.

Die Antriebssektion einer Turbine beinhaltet im Gegensatz zu derjenigen von Bohrmotoren keine Elastomere. Turbinen können deshalb noch bei Temperaturen eingesetzt werden, bei denen konventionelle Untertagemotore bereits ausscheiden. Inzwischen ist jedoch auch dieser Vorteil durch neue Motortechnologien praktisch entfallen /10, 14/.

Insgesamt ist festzustellen, dass der Einsatz von Turbinen aufgrund der vielen Nachteile gegenüber Bohrmotoren nur für sehr spezielle Einsätze sinnvoll erscheint. Aus diesem Grund sollen Turbinen im Rahmen dieser Arbeit nicht näher berücksichtigt werden.

#### 4.3.4.3 Richtbohrtechnische Überlegungen

Konventionelle Bohrmotore für Richtbohrarbeiten sind mit einem Knickstück unterhalb des Antriebsteils ausgerüstet, mit dessen Hilfe Kurven gebohrt werden können. Die Technik des Kurvenbohrens funktioniert nur beim gerichteten Bohren ohne Strangrotation.

Ohne Strangrotation kann das oberhalb des Antriebsteils befindliche Erweiterungswerkzeug aber keinen Bohrfortschritt erzielen.

Beim Einsatz eines Bohrmotors in einer Garnitur, wie sie in Abb. 8 oben dargestellt ist, ist also zu bedenken, dass alle erforderlichen Richtungskorrekturen zunächst mit deaktiviertem Erweiterungswerkzeug durch gerichtetes Bohren durchgeführt und nachträglich mit aktiviertem Erweiterungswerkzeug im Rotarybetrieb aufgeräumt werden müssen.

#### 4.3.5 Thruster

Ein Thruster ist ein hydraulischer, von der Spülung durchströmter Zylinder (Abb. 11). Der Druck in diesem Zylinder wirkt auf den Kolben und erzeugt so die Vorschubkraft auf den unterhalb des Thrusters befindlichen Teil der Bohrgarnitur /1, 23, 24/.

Der Druck im Zylinder ist keine spezifische Größe des Thrusters, sondern hängt neben dem Druckverlust im Thruster selbst auch von den Druckverlusten aller Komponenten der Bohrgarnitur ab, die sich in Strömungsrichtung unterhalb des Thrusters befinden. Für die Vorschubkraft des Thrusters gilt:

$$F_{\text{Schub}} = A_{\text{Kolben}} \cdot \Delta p_{\text{Garnitur}} \quad (42)$$

Dabei ist  $\Delta p_{\text{Garnitur}}$  der Druckabfall über den Thruster und alle Komponenten der Garnitur, die sich unterhalb des Thrusters befinden, zum Beispiel:

$$\begin{aligned} \Delta p_{\text{Garnitur}} &= \Delta p_{\text{P}} + \Delta p_{\text{total, Motor}} + \Delta p_{\text{Thruster}} + \Delta p_{\dots} + \dots \\ \Delta p_{\text{P}} &= \text{Druckverlust über den Pilotmeißel} \\ \Delta p_{\text{total, Motor}} &= \text{Druckverlust über den Bohrmotor} \\ \Delta p_{\text{Thruster}} &= \text{Druckverlust über den Thruster} \\ \Delta p_{\dots} &= \text{Druckverlust beliebiger weiterer, unterhalb des Thrusters} \\ &\quad \text{angeordneter Bohrstrangkomponenten (zum Beispiel MWD)} \end{aligned}$$

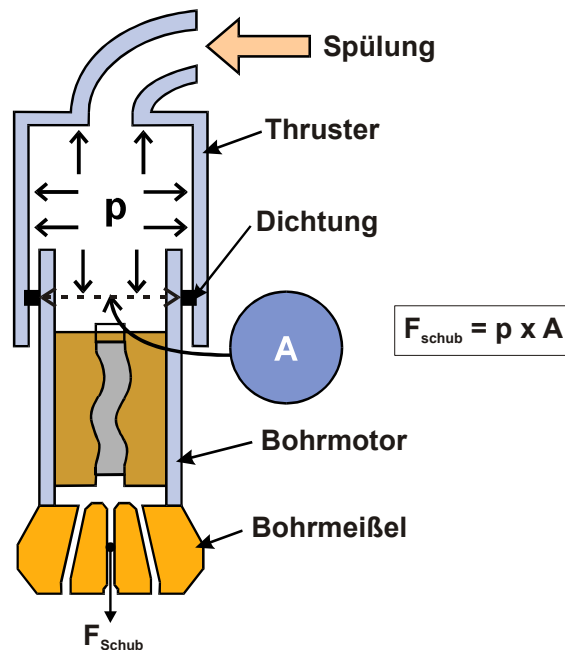


Abbildung 11: Funktionsprinzip eines Thrusters /1/

Da die Druckverluste der einzelnen Komponenten nicht nur von den Spülungseigenschaften (Viskosität und Dichte), sondern in erster Linie vom Volumenstrom durch die Bohrgarnitur abhängen, stellt dieser die wichtigste Stellgröße für die Meißelbelastung eines Thrustersystems dar.

Gemäß Gleichung (42) wird der Vorschub des Thrusters auch durch die Querschnittsfläche des Dichtungssystems des Thrusters „ $A_{\text{Kolben}}$ “ bestimmt. In der Praxis werden daher Thruster mit verschiedenen Dichtungsdurchmessern eingesetzt. Je kleiner der Dichtungsdurchmesser, desto geringer der Vorschub bei einem bestimmten Druckabfall über die Garnitur. „Light Thruster“ mit kleinem Dichtungsdurchmesser werden bevorzugt für Einsätze mit PDC-Meißeln, „Single Thruster“ mit größerem Dichtungsdurchmesser bevorzugt für Einsätze mit Rollenmeißeln eingesetzt.

Eine weitere Variationsmöglichkeit des erzeugten Vorschubs ergibt sich aus der Platzierung des Thrusters innerhalb der Garnitur. Je weiter vom Meißel entfernt der Thruster in der Garnitur platziert wird, desto mehr darunter befindliche Komponenten tragen zum Gesamt-Druckverlust gemäß Gleichung (42) und somit zur Erzeugung von Vorschub bei.

Da gemäß Gleichung (42) auch der Druckverlust im Thruster selbst einen Einfluss auf den Vorschub hat, wird dieser meist variabel und untertätig einstellbar konzipiert. Das System kann so im Bohrbetrieb an veränderliche Erfordernisse beim Durchteufen verschiedener Formationen angepasst werden. Man bedient sich dazu eines Drosselspeers, wie er in Abb. 12 dargestellt ist.

Im Bereich des weit ausgefahrenen Thrusterkolbens (linker Teil Abb. 12) befindet sich der Drosselspeer weit entfernt von der engsten Stelle des Strömungsquerschnitts („Sleeve“) und behindert den Spülungsstrom nicht. Der Druckverlust durch den Thruster (und nach Gleichung (42) auch der Vorschub) ist daher gering. Man nennt diesen Arbeitsbereich des Thrusters „Stufe Null“.

Wird der Thruster durch Nachlassen des Bohrstrangs zusammen geschoben, so tritt das untere Ende des Drosselspeers in die düsenartige, als „Sleeve“ bezeichnete Querschnittsverengung des Kolbens ein. Der so erzeugte Engpass für die Strömung erhöht den Druckverlust durch den Thruster und damit auch den Vorschub, bzw. die Meißelbelastung. Dieser Arbeitsbereich des Thrusters wird „Stufe Eins“ genannt.

Grundsätzlich kann ein Drosselspeer mit sukzessive größer werdenden Außendurchmessern ausgeführt werden, so dass mit weiterem Zusammenfahren des Thrusters weitere Arbeitsstufen mit jeweils erhöhtem Druckverlust bzw. Meißelndruck verfügbar sind (siehe als Beispiel „Stufe Zwei“ in Abb. 12).

Ebenso ist es möglich, das Schließen des Thrusters über einen Bereich reduzierten Außendurchmessers auf dem Drosselspeer anzuzeigen, da hier am Manometer des Steigrohrs ein sichtbarer Druckabfall angezeigt wird (closed position indicator „CPI“). Die jeweilige Detailausführung des Drosselspeers hängt vom speziellen Einsatz ab.

Oft weist der Drosselspeer eine innen liegende Längsbohrung mit eingesetzter Düse auf, die eine weitere Feinjustierung des Druckniveaus der Garnitur erlaubt. Je kleiner die eingesetzte Düse, desto größer die Unterschiede zwischen den Druckniveaus der diskreten Arbeitsstufen des Systems.

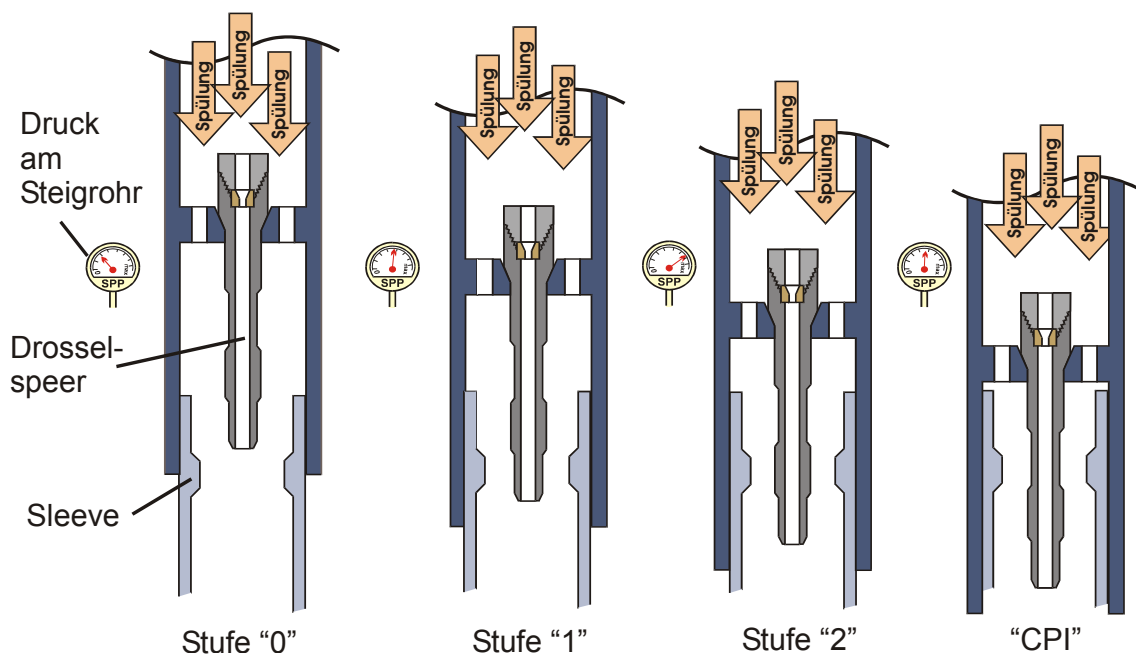


Abbildung 12: Arbeitsstufen eines Thrusters

Durch die mechanische Entkopplung von Kolben und Zylinder eignet sich ein Thruster in der Bohrgarnitur nicht nur zur Erzeugung einer sehr konstanten Vorschubkraft, sondern kann auch sehr wirksam axiale Schläge und Vibrationen absorbieren.

Abb. 13 verdeutlicht die Funktionsweise eines Thrusters anhand eines Beispiels aus der Praxis. Es handelt sich um einen Fensterfräseinsatz, der auf einer schwimmenden Bohrinselführung durchgeführt wurde. Der Thruster sollte trotz Einwirkung des Seeganges eine konstante Last für das Fräswerkzeug bereitstellen. Die Messkurven von Drehmoment („torque“) und Meißelbelastung („WOB“, weight on bit) wurden mittels untertägig in die Garnitur integrierter Sensoren ermittelt /25/.

Zu Beginn des Fräseinsatzes wurde der Volumenstrom auf einen Wert von 900 l/min eingestellt. Es zeigte sich, dass diese geringe Spülungsrate keinen hinreichenden Vorschub am Thruster erzeugte, um eine zufrieden stellende Fräsgeschwindigkeit zu erzielen. Die Schwankungen von Meißelbelastung und Drehmoment indizierten darüber hinaus, dass sich der Thruster nicht in einer schwimmenden Position befand, sondern geschlossen und somit unfähig zum Absorbieren axialer Störungen war.

Der Volumenstrom wurde auf 1100 l/min gesteigert. Die entsprechende Zunahme an Last und Drehmoment am Fräswerkzeug ist im Diagramm zu erkennen. Beide Messkurven bewegen sich im weiteren Verlauf des Fräsvorgangs auf konstantem Niveau, der Thruster hatte sich aufgrund der gesteigerten hydraulischen Kraft im Zylinder in die angestrebte, schwimmende Position geöffnet.

Nach Beendigung der Fräsarbeiten wurde der Thruster nicht mehr benötigt. Der Volumenstrom wurde auf 900 l/min reduziert und der Thruster durch Nachlassen des Stranges zusammengedrückt und geschlossen. Die Messkurven belegen den Verlust der kompensierenden Wirkung des Thrusters durch einen deutlich sichtbaren Anstieg der Schwankungen von Meißelbelastung und Drehmoment.

Das Berechnungsmodell für den Druckverlust im Thruster beruht auf einem theoretischen Ansatz /1/, der später auf der Basis von Felderfahrung /8,9/ und Messungen auf dem Teststand /2/ verfeinert wurde und nun sehr gut mit der Praxis korreliert.

In „Stufe Null“ wirkt das Sleeve als Düse im Spülungsstrom. Der Druckabfall durch den Thruster kann daher nach der Bernoulli'schen Düsenformel berechnet werden:

$$\Delta p_{\text{Stufe0}} = \zeta^2 \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v_{\text{Sleeve}}^2 \quad (43)$$



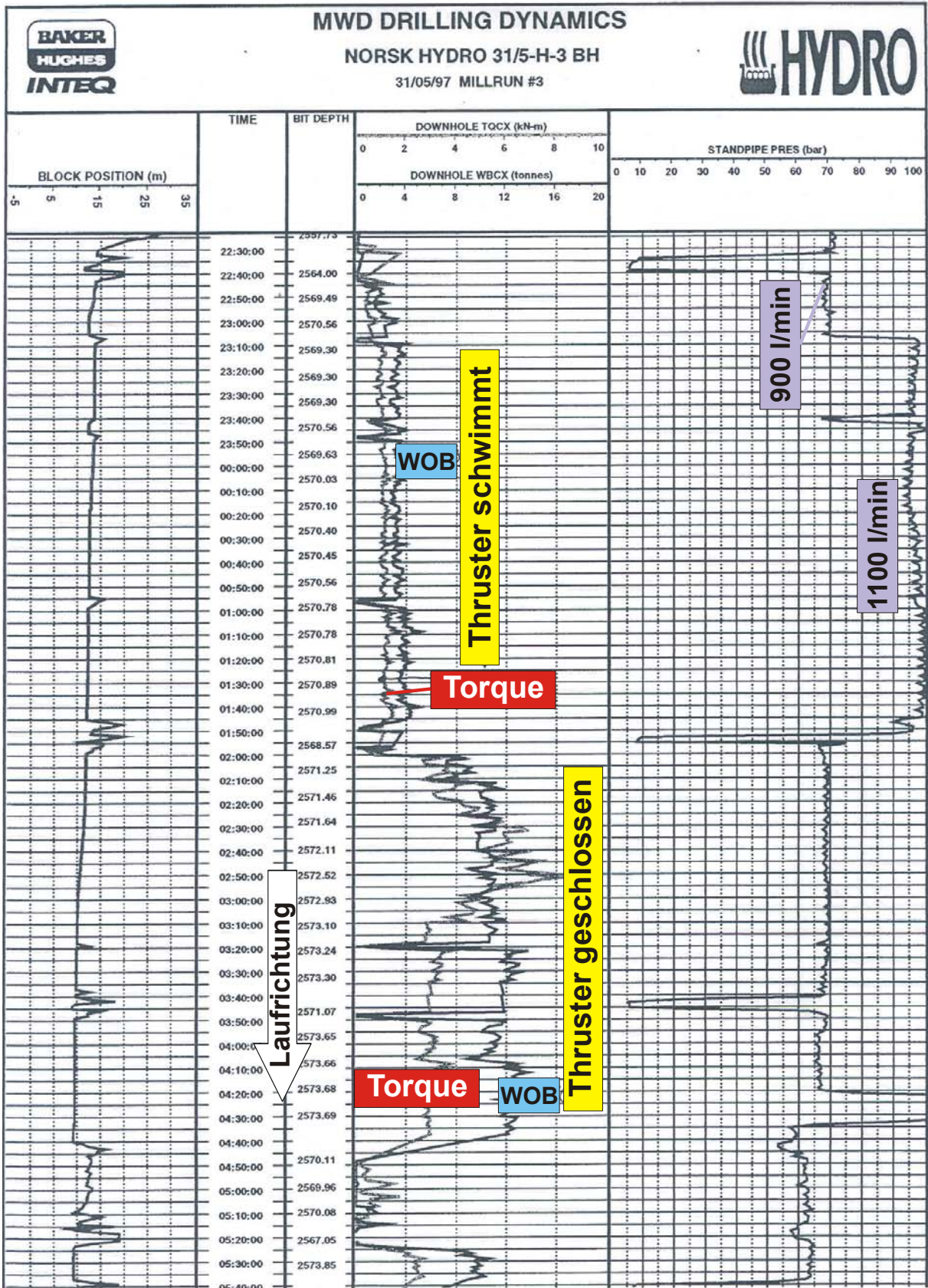


Abbildung 13: Wirkung eines Thrusters, dargestellt anhand von Meßwerten aus dem Feld /25/

In allen weiteren Arbeitsstufen des Thrusters befindet sich der Drosselspeer im Bereich des Sleeves. Die Spülung kann nun entweder den Weg durch den Drosselspeer mit eingesetzter Düse, oder aber den Weg durch den Ringraum zwischen Sleeve-Innendurchmesser und Speer-Außendurchmesser nehmen. Der Druckverlust ist in beiden Fällen gleich groß. Wählt man für beide Wege einen Ansatz gemäß der Bernoulli'schen Düsenformel, so erhält man:

$$\Delta p_{\text{Stufe1}} = \zeta_{\text{Speer}}^2 \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v_{\text{Speer}}^2 = \zeta_{\text{Ringraum}}^2 \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v_{\text{Ringraum}}^2 \quad (44)$$

Die Strömungsgeschwindigkeit  $v_{\text{Speer}}$  und der Druckverlustbeiwert  $\zeta_{\text{Speer}}$  in Gleichung (44) beziehen sich auf die Düse im Drosselspeer, der Druckverlust in der Längsbohrung im Drosselspeer wird ansonsten als vernachlässigbar gering erachtet.

Druckverlustmessungen mit Thrustern verschiedener Größen und Konfigurationen auf einem Teststand /2/ zeigten, dass der gewählte Ansatz gemäß Gleichung (44) für die Berechnung des Druckverlustes im Ringraum hydraulisch nicht korrekt gewählt war, denn es ließ sich kein konstanter Druckverlustbeiwert finden, der alle Messwerte wiedergeben konnte. Andere Berechnungsansätze für die Berechnung von Druckverlusten in Ringräumen /4/ führten ebenfalls nicht zur erwünschten Übereinstimmung mit Ergebnissen der Praxis. Offensichtlich war die Konstruktion des Thrusters zu komplex für einen solchen einfachen Ansatz.

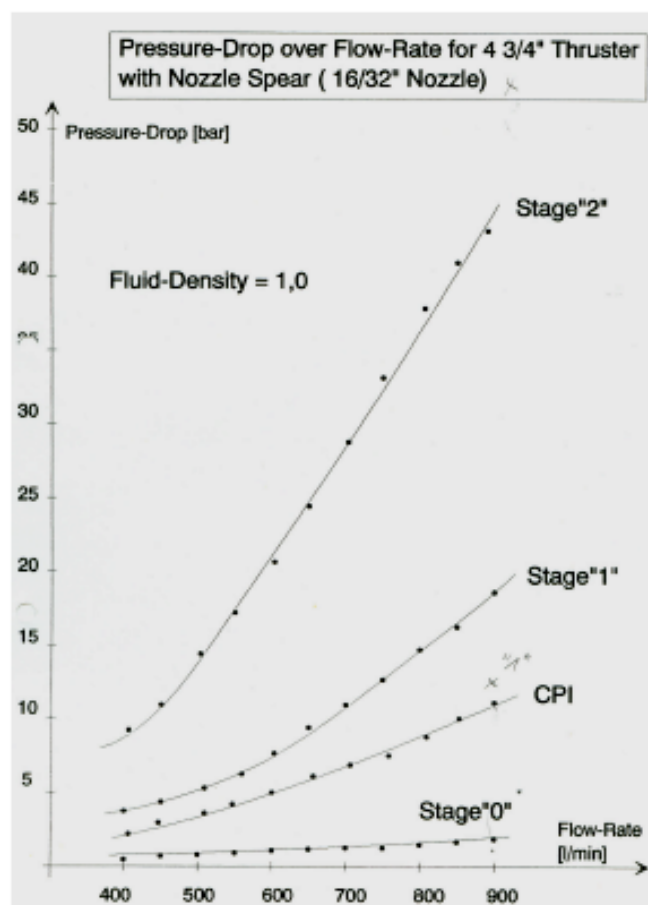


Abbildung 14: Beispiel von Druckverlustmessungen an einem Thruster bei verschiedenen Volumenströmen



Basierend auf den umfangreichen Messergebnissen vom Teststand und Gleichung (44) wurde ein empirischer Ansatz entwickelt. Der Druckverlustbeiwert für den Ringraum  $\zeta_{\text{Ringraum}}$  wurde dabei über den nachfolgend beschriebenen Polynomansatz so festgelegt, dass die Verwendung von Gleichung (44) eine optimale Übereinstimmung mit den Messwerten (Beispiel: Abb. 14) erbrachte. Man erhielt:

$$\zeta_{\text{Ringraum}} = a + x \cdot (b + x \cdot [c + x \cdot \{d + x \cdot \langle e + x \cdot f \rangle\}]) + y \cdot (g + y \cdot [h + y \cdot \{i + y \cdot \langle j + y \cdot k \rangle\}])$$

mit

$$x = \ln(\text{Re})$$

$$y = \ln(C)$$

und den Konstanten

$$a = 23683.5; b = -10304.9; c = 1792.3; d = -155.6; e = 6.7; f = -0.1; g = 24.3; h = 18.5; i = 5.3; j = 0.3; k = -0.04.$$

Dabei ist:

$$\text{Re} = v_{\text{Ringraum}} \cdot d_{\text{hydr}} \cdot \frac{\rho}{\eta} \quad (45)$$

mit dem hydraulischen Durchmesser  $d_{\text{hydr}} = 2s$  (siehe Anhang 6) und

$$C = \frac{d_{i,\text{Sleeve}} - d_{a,\text{Speer}}}{d_{i,\text{Sleeve}}} \quad (46)$$

Je kleiner die Reynoldszahl und/oder die Spaltweite des Ringraums, desto größer ist der Druckverlustbeiwert  $\zeta_{\text{Ringraum}}$  bei diesem Modell. Er variiert überdies je nach Reynoldszahl, Außendurchmesser des Speers und Innendurchmesser des Sleeves zwischen den Werten 0,94 und 37,7.

Die Übereinstimmung der gefundenen Ausgleichskurve mit den Versuchsergebnissen ließ sich im Rahmen der empirischen Studie noch weiter steigern, wenn man den Wert für den Druckverlustbeiwert  $\zeta_{\text{Ringraum}}$  auf ein Minimum von 0,96 begrenzte.

Für die Aufteilung des Gesamt-Volumenstroms durch den Thruster in je einen Teilstrom durch den Speer und den Ringraum muss gelten:

$$Q_{\text{Thruster}} = Q_{\text{Speer}} + Q_{\text{Ringraum}} \quad (47)$$

Der für Arbeitsstufe „Eins“ vorgestellte Satz an Gleichungen (Gleichungen (44) bis (47)) lässt sich iterativ lösen, indem die Aufteilung des Gesamt-Volumenstroms durch den Thruster auf Ringraum und Speerdüse so lange variiert wird, bis sich für beide Strömungswege derselbe Druckverlust ergibt.

Dieser Druckverlust wird dann als der gesuchte Druckverlust des Thrusters betrachtet.

### 4.3.6 MWD-Modul

Einige Komponenten der Garnitur, wie zum Beispiel MWD Systeme, enthalten Turbinen zur Erzeugung elektrischen Stroms oder weisen aufgrund ihrer anspruchsvollen Konstruktion komplexe Strömungswege für die Bohrspülung auf. Anstelle einer strömungsmechanischen Berechnung des Druckverlustes führt ein Durchströmungsversuch schneller zu Ergebnissen.

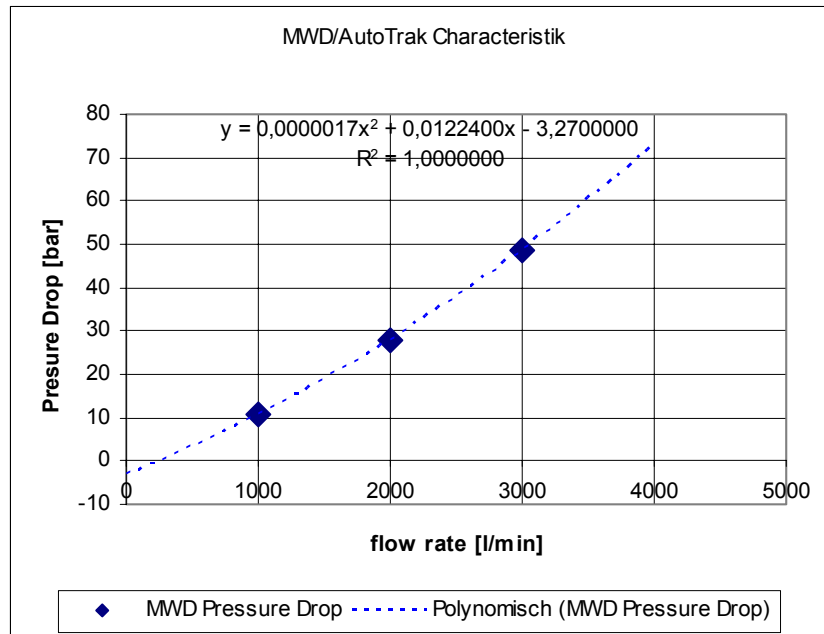


Abbildung 15: Druckverlust eines MWD Moduls

Durch die Messwerte (üblich sind drei verschiedene Wertepaare aus eingestelltem Volumenstrom und gemessenem Druckverlust) wird eine Ausgleichskurve, die Referenzkurve (siehe Beispiel in Abb. 15), gelegt, deren Näherungsgleichung die Beziehung  $\Delta p = f(Q)$  beschreibt.

Üblicherweise wird die Referenzkurve mittels Flüssigkeiten gemessen, die eine andere Dichte als die im Feld verwendete Spülung aufweisen (im Allgemeinen wird Wasser verwendet). Sind beide Dichten bekannt, kann die Referenzkurve linear auf die jeweils benötigte Dichte transponiert werden:

$$\Delta p_{\text{Korr}} = \Delta p_{\text{berechnet}} \cdot \frac{\rho}{\rho_{\text{Test}}} \quad (48)$$

### 4.3.7 3-D Rotary Steering System

3-D Rotary Steering Systeme, wie beispielsweise das von der Firma Baker Hughes INTEQ entwickelte AutoTrak System /20/, wurden speziell zum Bohren langer Horizontalstrecken oder komplexer 3-D Bohrungen entwickelt. Im Gegensatz zur Verwendung von Richtbohrmotoren finden hier alle erforderlichen Richtungskorrekturen ohne Unterbrechung der Strangrotation statt.

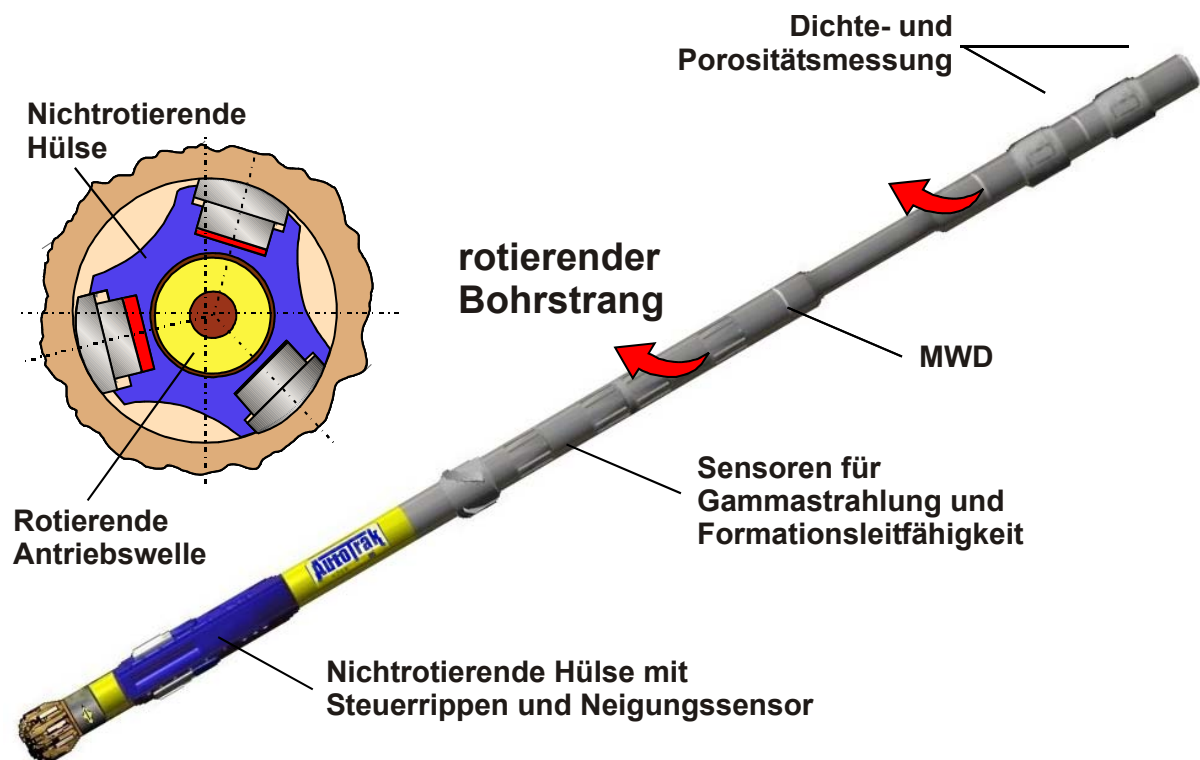


Abbildung 16: Rotary Closed Loop Steering System "AutoTrak" /20/

Die Strangrotation verhindert das Auftreten von Haftreibung zwischen dem Bohrstrang und dem Bohrloch, wodurch sich die horizontale Reichweite der Bohrung ganz erheblich steigern lässt. Der Antrieb des Meißels über Strangrotation erlaubt darüber hinaus den Einsatz aggressiver Bohrmeißel, was zu erhöhten Bohrgeschwindigkeiten führt.

Ein weiterer Vorteil von Rippensteuersystemen im Vergleich zu konventionellen Richtbohrmotoren besteht darin, dass keine Knickstücke in der Garnitur vorhanden sind und ein maßhaltiges Bohrloch ohne Absätze gebohrt wird, unabhängig davon, ob es sich um eine Kurve oder eine Tangente handelt.

Das einzige nicht rotierende Teil des gesamten Bohrstrangs ist die Steuerhülse in Meißelnähe mit ihren drei integrierten Steuerrippen (in Abb. 16 dunkel dargestellt). Die darunter befindlichen Zylinder werden -von einem Computer gesteuert- individuell mit Öldruck beaufschlagt. Dadurch ergibt sich eine resultierende Seitenkraft, die die Bohrung in die gewünschte Richtung ablenkt.

Die Vorgabe über Richtung und Betrag der einzustellenden Seitenkraft bekommt das System während des Bohrprozesses über so genannte „Downlinks“ von Übertage übermittelt. Dazu wird ein Bypassventil in die Druckleitung der Spülpumpe in einer bestimmten Sequenz betätigt. Die resultierenden Durchflussschwankungen im Bohrstrang bewirken Drehzahlschwankungen der untertägigen Turbine zur Stromerzeugung der Garnitur. Diese wiederum werden durch die Elektronik als Befehle erkannt, dekodiert und umgesetzt.

Hat das 3-D Rotary Steering System einen Befehl erhalten, so stellt es den geforderten Seitenkraftvektor selbständig ein und behält ihn bis zur Übermittlung eines neuen Steuerbefehls bei.

3-D Rotary Steering Systeme sind für den Einsatz in einer komplexen Bohrgarnitur mit Thruster und schaltbarem Erweiterungswerkzeug sehr geeignet, da das darüber befindliche Erweiterungswerkzeug im Bohrbetrieb stets mit Rotationsenergie versorgt wird.

Der Rippensteuerkopf bildet mit dem darüber angeordneten Sensorkpaket (MWD, LWD, Strangdynamik) eine hydraulische Einheit. Es bietet sich an, ein solches System für die Berechnung wie das zuvor beschriebene „MWD-Modul“ zu behandeln und seinen Gesamt-Druckverlust als Funktion des Volumenstroms über einen Durchströmungsversuch zu bestimmen.

Die neue Generation 3-D Rotary Steering Systeme verfügt optional über einen Bohrmotor, der oberhalb des Steuerkopfes in das System integriert ist („modular motor“). Eine solche Anordnung bietet den Vorteil, dass die Drehzahl des gesamten Bohrstrangs deutlich reduziert werden kann, ohne die Drehzahl des Meißels zu beeinträchtigen. In Folge tritt reduzierter Verschleiß am Bohrstrang, an der Verrohrung und an der Wand des offenen Bohrlochs auf. In hydraulischer Hinsicht kann ein solches 3-D Rotary Steering System als Reihenschaltung eines MWD Moduls und eines Bohrmotors betrachtet und in der Druckverlustberechnung berücksichtigt werden.

#### 4.3.8 Vertikalbohrsystem

Das Vertikalbohrsystem VertiTrak der Firma Baker Hughes INTEQ (Abb. 17) wurde speziell für den vertikalen Top Hole Bereich konzipiert. Im vertikalen Loch gibt es keine Haftreibungsprobleme und es kann sich auch kein Bohrklein auf der Unterseite der Bohrung absetzen. Aus diesen Gründen wird das Vertikalbohrsystem ohne Strangrotation betrieben. Das Bohrloch wird durch den nicht rotierenden Bohrstrang weitgehend vor mechanischer Beschädigung und die Rohrtour vor Verschleiß geschützt /27/.

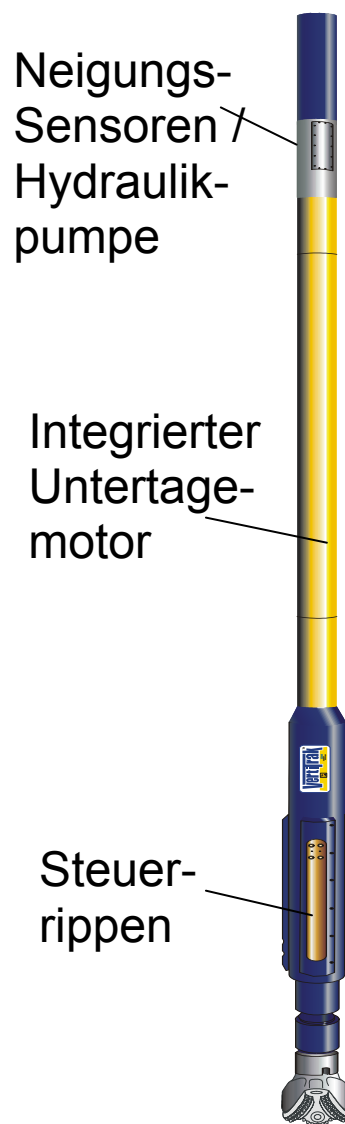


Abbildung 17: VertiTrak

Ähnlich dem AutoTrak System verfügt das VertiTrak System über drei Steuerrippen, jedoch befinden sich diese nicht auf einer relativ zum Bohrstrang drehbar gelagerten Hülse, sondern sind integraler Bestandteil des Gehäuses des Lagerstuhles. Neigungssensoren im Control Sub am oberen Ende des Werkzeugs messen kontinuierlich dessen Neigung zur Vertikalen, eine Elektronik wertet die Messwerte aus und stellt die Drücke der Zylinder unter den Steuerrippen über hydraulische Pumpen und Ventile stets so ein, dass eventuelle Abweichungen von der Vertikalen wieder korrigiert werden.

Der Antrieb des Bohrmeißels erfolgt durch einen integrierten Bohrmotor.

Das Vertikalbohrsystem ist für den Einsatz in einer komplexen Bohrgarnitur mit integriertem, schaltbarem Erweiterungswerkzeug und Thruster nur bedingt geeignet, da es für den Betrieb ohne Strangrotation ausgelegt ist. Ohne Strangrotation rotiert jedoch auch das über dem Vertikalbohrsystem angeordnete Erweiterungswerkzeug nicht und kann keinen Bohrfortschritt erzielen.

Grundsätzlich denkbar ist lediglich ein Betrieb, bei dem das schaltbare Erweiterungswerkzeug unterhalb des VertiTrak Systems in den Strang integriert ist und eine Anordnung gemäß Kapitel 4.2.4 ohne Thruster vorliegt. Die hydraulische Modellierung des Druckverlustes des VertiTrak Systems erfolgt in diesem Fall als Reihenschaltung eines MWD-Moduls und eines Bohrmotors.

### 4.3.9 Dynamik Sensor

Bei einem Länge/Durchmesser Verhältnis von  $1:10^4 - 10^5$  ist ein Bohrstrang ein äußerst flexibles Gebilde, das im Bohrbetrieb relativ schnell zu axialen, torsionalen und lateralen Vibrationen neigt. Je komplexer und empfindlicher die Garnitur, desto wichtiger ist es, extreme Dynamiksituationen im Bohrloch in Echtzeit zu erkennen und zu bekämpfen, bevor der Strang und seine Bestandteile Schaden genommen haben.

Die Übertragung untertägig gemessener dynamischer Messwerte in Echtzeit nach Übertage ist nicht ohne weiteres möglich, da die Übertragungsraten feldüblicher Datenpulser-Systeme äußerst begrenzt ist (Pulser: 1-3 bit/s, Mud Sirene ca. 10 bit/s). Aus diesem Grund hat die Firma Baker Hughes INTEQ das Mess- und Analysesystem „CoPilot“ entwickelt, das Untertage mit hoher Messfrequenz Daten aufnimmt, diese untertägig analysiert und aufbereitet und anschließend nur so genannte „Flags“ (Statusmeldungen) zur Oberfläche überträgt [21]. Ein übertägliches Display (Abb. 18) zeigt dynamische Störungen wie zum Beispiel bit bouncing, BHA whirl und Vibrationen sowie deren zeitliche Veränderung (Trend) in Echtzeit an und ermöglicht dem Driller auf diese Weise, die Wirkung seiner korrigierenden Eingriffe auf den Bohrprozess zu kontrollieren.

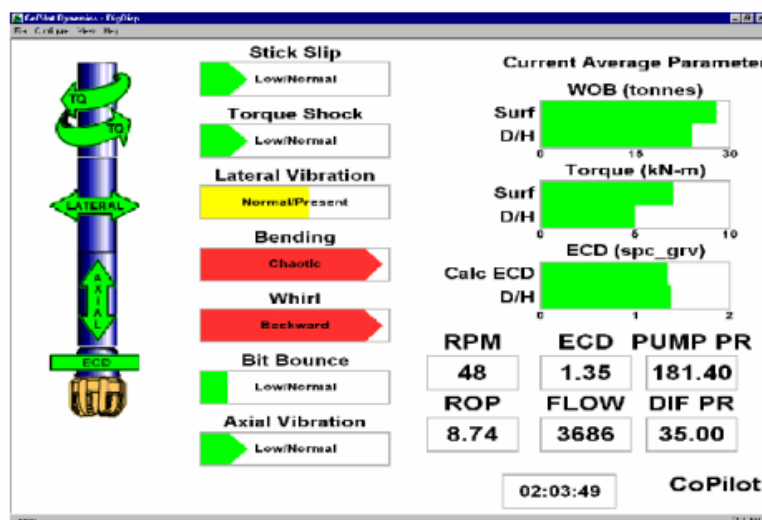


Abbildung 18: Display des Untertagesensors "CoPilot"

Neben dynamischen Messungen führt der CoPilot auch untertägige Messungen der Drücke im Ringraum und im Bohrstrang sowie der Meißelbelastung und des Drehmoments aus und überträgt entsprechende Flags zur Oberfläche. Der Einsatz des CoPilots bietet so eine umfassende Kontrolle der dynamischen Vorgänge in und an der Bohrgarnitur.

Der CoPilot ist ein relativ kurzes Element der Bohrgarnitur ohne komplexe Einbauten im Strömungsweg. Sein Druckverlust kann daher in der Eingabemaske der Berechnungssoftware entweder als „Düsenmodul“ gemäß Kapitel 4.3.3 oder -so fern Messwerte vorhanden sind- als „MWD-Modul“ mit einer entsprechenden Kennlinie  $\Delta p = f(\text{Volumenstrom})$  gemäß Kapitel 4.3.6 berücksichtigt werden.

#### 4.4 Aufteilung der Spülungsteilströme in der Garnitur

Mit Hilfe der im vorangehenden Kapitel beschriebenen Modelle zur Berechnung der Druckverluste der einzelnen Komponenten der Garnitur kann nun die Berechnung der Aufteilung des Gesamtvolumenstroms in seine Teilströme durchgeführt werden.

Die Garnitur wird dazu, wie in Abb. 19 dargestellt, durch ein Ersatzschaubild aus Ventilen und dazwischen liegenden, druckverlustfreien Leitungen symbolisiert. Aus dem bei „1“ eintretenden Gesamtvolumenstrom zweigt zunächst ein Teilstrom „2“ durch die Düsen des Erweiterungswerkzeugs in den Ringraum des Bohrloches ab. Ein weiterer Teilstrom erreicht den Ringraum durch eine eventuell vorhandene Bypassdüse unterhalb des MWD-Moduls, die verbleibende Spülung gelangt zum Beispiel durch einen Thruster, ein Düsenmodul, einen Bohrmotor und den Pilotmeißel zum Ringraum.

Unter der vereinfachenden Annahme, dass der Druck im Ringraum über die Länge der Garnitur überall gleich ist, muss als Randbedingung für die Berechnung der Teilströme gelten, dass der Druckverlust von „1“ nach „2“ genau so groß ist, wie von „1“ nach „3“ oder von „1“ nach „4“.

Ein Blick auf das Schaltbild verdeutlicht schnell, dass jede Veränderung des Druckverlustes eines beliebigen Moduls alle Teilströme des Systems verändert. Das folgende Gedankenexperiment erläutert weitere Wechselwirkungen zwischen den Komponenten der Garnitur:

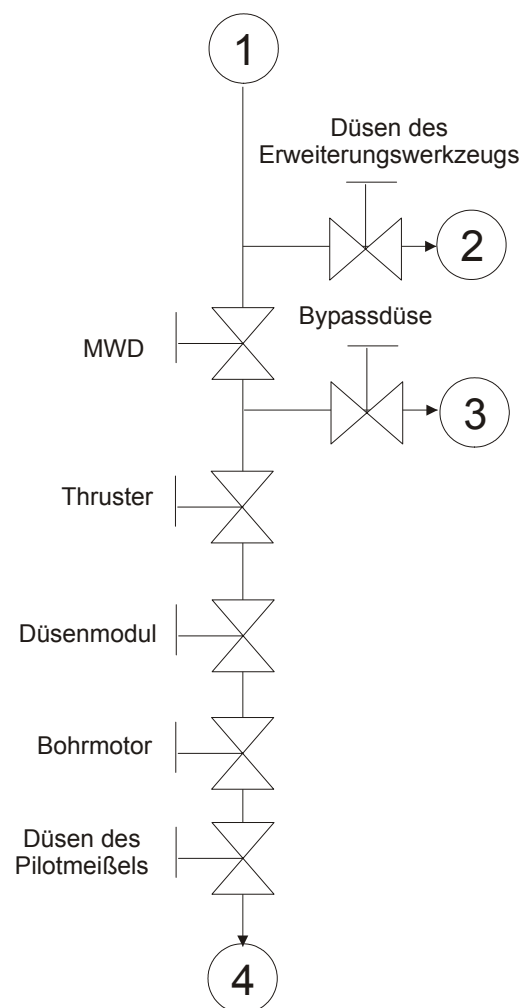


Abbildung 19: Ventilschaltbild

- Eine Veränderung der Formationseigenschaften bewirkt eine Erhöhung der Aggressivität des Pilotmeißels und damit des Motormomentes.
- Das erhöhte Motormoment geht mit einer Steigerung des Differenzdrucks über den Bohrmotor einher.
- Der erhöhte Differenzdruck über den Motor bewirkt einen Anstieg der Vorschubkraft des Thrusters (Belastung des Pilotmeißels) und führt zu einer Reduktion des Teilvolumenstroms durch den Pilotmeißel.
- Die anderen beiden Teilströme 2 und 3 steigen entsprechend an.
- Die nach oben gerichtete hydraulische Reaktionskraft des Thrusters führt zu einer Reduktion der Belastung des Erweiterungswerkzeugs (die übertägig eingestellte Gesamt-Meißelbelastung bleibt konstant).
- Die durch den erhöhten Druckverlust im Pilotstrang bedingte Reduktion des Teilstroms durch den Pilotmeißel führt wiederum zu einer Reduktion des Druckverlustes über dessen Düsen, verbunden mit einer Verringerung der Vorschubkraft des Thrusters.
- Es stellt sich ein neues Gleichgewicht im System ein.

Es besteht also die Aufgabe, die Teilströme durch ein geeignetes Gleichungssystem bestimmbar zu machen.

#### **4.5 Das ReamTHRUST Berechnungsprogramm**

Ein vorhandenes „THRUST-Programm“ der Firma Baker Hughes INTEQ erlaubt die Berechnung des Betriebspunktes von Thruster-Bohrgarnituren, doch für die vorliegende Aufgabe der Berechnung der Teilströme der Garnitur ist es nicht geeignet. Es kann keine oberhalb des Bohrmeißels befindlichen Bypass-Ströme in den Ringraum berücksichtigen und gestattet nicht die Verwendung neuartiger Bohrmeißel mit Drehmomentbegrenzung. Des Weiteren ist es nicht für die Berücksichtigung des Einsatzes eines Erweiterungswerkzeugs vorgesehen und gestattet daher nicht die Berechnung von Bohrkoeffizienten und anderen Kennzahlen, die zur Charakterisierung einer komplexen Bohrgarnitur mit integriertem Erweiterungswerkzeug benötigt werden.

Der in Kapitel 4.3 hergeleitete Satz hydraulischer Modelle für die Komponenten einer komplexen Bohrgarnitur wurde verwendet, um daraus eine neue Berechnungs-Software zu entwickeln. Diese neue, so genannte „ReamTHRUST-Software“ nutzt die praxisbewährten Module des vorhandenen THRUST-Programms, bietet aber darüber hinaus die Möglichkeit, alle zur Untersuchung komplexer Bohrgarnituren mit integriertem, schaltbarem Erweiterungswerkzeug (englisch: „expandable Reamer“) erforderlichen Kennzahlen und Teilergebnisse zu berechnen.

Bypassmodule (incl. Düsen für das schaltbare Erweiterungswerkzeug) können für die Berechnung praktisch überall im Strang platziert werden. Solche Bypassmodule im Strang können den Betriebspunkt der gesamten Bohrgarnitur ganz erheblich verschieben.

Die neue Software erlaubt weiterhin, Berechnungen mit PDC-Meißeln durchzuführen, die durch Drehmoment begrenzende Konstruktionsmerkmale die hohe Bohrgeschwindigkeit aggressiver Diamantmeißel mit der guten Steuerbarkeit von Rollenmeißeln kombinieren.

Die Software berechnet weiterhin für die beiden Arbeitsstufen des Thrusters „Null“ und „Eins“ die Volumenströme und Druckabfälle aller Strangkomponenten, die Aufteilung der gesamten Meißelbelastung in einen Anteil auf dem Pilotmeißel und den verbleibenden Anteil auf dem Erweiterungswerkzeug, sowie den Bohrkoeffizienten der Garnitur als Funktion der konstruktiven und operativen Eingabeparameter der Garnitur.

Die Entwicklung der Software, der Aufbau der Benutzeroberfläche und die praktische Benutzung des Programms werden im Anhang (Kapitel 12) detailliert beschrieben.

Die Ergebnisse der Berechnung umfassen gegebenenfalls Warnungen, denn nicht jeder theoretisch berechnete Betriebspunkt einer Bohrgarnitur ist tatsächlich für den Einsatz in der Praxis geeignet. Sind beispielsweise die Spülungsteilströme durch die Düsen des Erweiterungswerkzeugs und vorhandene Bypassmodule in den Ringraum des Bohrlochs groß, so wird der verbleibende Teilstrom durch den Bohrmotor möglicherweise zu gering sein, um diesen anzutreiben und das Pilotloch zu reinigen. Erhöht man zur Abhilfe den Gesamt-Volumenstrom durch die Garnitur, so wird zwar der Teilstrom durch den Bohrmotor gesteigert, jedoch steigt auch der ohnehin schon hohe Differenzdruck über die Düsen des Erweiterungswerkzeugs und überschreitet möglicherweise die zulässigen Grenzwerte.

Jedes Ergebnis der Berechnung muss daher kritisch begutachtet werden. Die berechneten Betriebsparameter werden in diesem Sinne stets auf Kompatibilität mit den Spezifikationen der Komponenten der Bohrgarnitur hin überprüft.

Die wichtigste praktische Bedingung für das Berechnungsergebnis ist in jedem Fall, dass der Bohrkoeffizient durch Variation der operativen Eingabeparameter gezielt um den Wert „1“ herum verändert werden kann, denn nur dann können länger andauernde, unterschiedliche Bohrgeschwindigkeiten von Erweiterungswerkzeug und Pilotmeißel vermieden und der Thruster während des Bohrbetriebs in einer „schwimmenden“ Position innerhalb seiner Hublänge gehalten werden (Kapitel 4.2.3).

Die Kombinationen von Eingabedaten, die ein Ergebnis liefern, das keine der genannten Einschränkungen verletzt, bilden das „operative Fenster“ der Garnitur. Wenn die Eingabedaten relativ weit variiert werden können, ohne dass das Berechnungsprogramm Warnungen ausgibt, liegt ein weites operatives Fenster für die Garnitur vor. Gibt es dagegen sehr enge Grenzen für die Variation der Eingabeparameter, so liegt ein enges operatives Fenster für die Garnitur vor.

Die Frage, ob es angesichts der Vielzahl an Einschränkungen überhaupt praxistaugliche Betriebspunkte für die Garnitur gibt, wird anhand der nachfolgenden Parameterstudie beantwortet.

## **5 Parameterstudie**

Die mit der ReamTHRUST Software durchgeführte Parameterstudie basiert im Wesentlichen auf einer Bohrgarnitur, deren Pilotstrang stets den Pilotmeißel, einen Bohrmotor, einen Thruster und ein MWD-Modul enthält. Optional werden weitere Düsen- und Bypassmodule integriert. Es wird davon ausgegangen, dass sich das



Erweiterungswerkzeug im Zustand ausgefahrener Flügel und sich der Thruster im „schwebenden“ Zustand (weder geschlossen, noch völlig geöffnet) befindet.

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit werden im Wesentlichen die qualitativen Gesichtspunkte der Parameterstudie sowie einige Fallbeispiele diskutiert. Hinsichtlich der detaillierten quantitativen Ergebnisse wird auf die Literatur verwiesen /12, 16/.

Im Einzelnen wurden für die Parameterstudien folgende Annahmen getroffen:

### **5.1 Durchmesser für den Pilotmeißel und das Erweiterungswerkzeug**

Grundsätzlich werden im Feld verschiedene „typische“ Durchmesser-Kombinationen von Pilotmeißel und Erweiterungswerkzeug gefahren, so sind zum Beispiel im Golf von Mexiko die Kombinationen  $12 \frac{1}{4}'' \times 13 \frac{1}{4}''$  oder  $14 \frac{3}{4}'' \times 16''$  weit verbreitet. Der Pilotstrang hat in diesem Fall einen Werkzeugdurchmesser von  $9 \frac{1}{2}''$ .

Im Rahmen der Parameterstudie wurde davon ausgegangen, dass das schaltbare Erweiterungswerkzeug Bohrlöcher von  $8 \frac{1}{2}''$  auf  $9 \frac{7}{8}''$  Durchmesser erweitert. Diese Durchmesserkombination reflektiert zwar nicht die gängigste Anforderung aus dem Feld, für  $8 \frac{1}{2}''$  Bohrlöcher steht aber die größte Vielfalt an Bohrstrangkomponenten zur Verfügung, was besonders viele realistische Variationsmöglichkeiten für die Parameterstudie verspricht.

### **5.2 Weitere konstruktive Parameter der Garnitur**

Es gestaltete sich als schwierig, aber möglich, weitere Detailparameter der Garnitur (Düsengrößen und -anzahl, Motor- und Thrustertyp, Meißelaggressivitäten, Thrusterkonfiguration etc.) so festzulegen und aufeinander abzustimmen, dass anschließend eine sinnvolle Variation der Hauptbetriebsparameter (Gesamt-Volumenstrom, Gesamt-Meißelbelastung, Strangdrehzahl) vorgenommen werden konnte, ohne dass die Berechnungsergebnisse zu Warnhinweisen führten und sich trotzdem Bohrkoeffizienten nahe dem Wert „Eins“ ergaben. Im Folgenden werden die wichtigsten Erkenntnisse der Parameterstudie näher erläutert.

#### **5.2.1 Bestückung von Pilotmeißel, Erweiterungswerkzeug, Düsenmodul und Bypassmodul mit Düsen**

Den größten Einfluss auf den Betriebspunkt der Bohrgarnitur hat erwartungsgemäß die Bestückung von Pilotmeißel, Erweiterungswerkzeug, Düsenmodul und Bypassmodul mit Düsen geeigneter Größen. Die Schwierigkeit, eine optimale Konfiguration zu finden, ist darin begründet, dass die Düsenanzahl und -größe nach dem Einfahren in das Bohrloch nicht mehr verändert werden kann, während die Druckverluste vieler Komponenten der Garnitur im Bohrbetrieb ganz erheblichen Schwankungen ausgesetzt sind. Ein Bohrmotor kann beispielsweise unter hoher Last durchaus 80 bar oder mehr an Differenzdruck fordern als im Leerlauf (siehe Technische Datenblätter /6/). Ein über dem Motor angeordneter Thruster kann diese

Druckschwankungen über die Wirkung seiner Arbeitsstufen noch weiter verstärken. Druckschwankungen in der genannten Größenordnung verändern wiederum ganz erheblich die Aufteilung des Gesamt-Volumenstroms in einen Teilstrom durch den Pilotmeißel, den Untertagemotor und den Thruster sowie Teilströme durch Bypässe zum Ringraum des Bohrlochs (Bypassmodul und/oder Düsen des Erweiterungswerkzeugs). Eine Erhöhung des Drehmomentes am Motor hat stets eine Erhöhung des Differenzdruckes über den Motor zur Folge. In Folge strömt ein höherer Anteil des gesamten Volumenstroms durch den über dem Motor befindlichen Bypass in den Ringraum, der Volumenstrom durch den Motor wird entsprechend reduziert. Auf diese Weise kann einerseits der spezifizierte Mindest-Volumenstrom des Motors unterschritten (er arbeitet dann nicht mehr effektiv) und andererseits die maximal zulässige Durchflussgeschwindigkeit in den Düsen des Bypassmoduls überschritten werden (Gefahr von Auswaschungen im Material). Gemäß Gleichung (21) hat jede Verschiebung der Volumenströme einen Einfluss auf den Bohrkoeffizienten, da er die Drehzahl des Untertagemotors (und somit den Faktor  $n'$ ) sowie über den Thruster auch die Meißellast (und somit den Faktor  $F_v'$ ) beeinflusst.

Die Auswahl der Düsen ist die Basis aller weiterführenden Untersuchungen. Der günstigste Startpunkt einer weitergehenden Parameterstudie wird daher durch Vergleich verschiedener Varianten und anschließende sukzessive Optimierung der Eingabeparameter für die beteiligten Düsen (Anzahl und Durchmesser) erzielt. Aufbauend auf eine solche „Standard-Bohrgarnitur“, die sich dadurch auszeichnet, dass sie alle Randbedingungen der Berechnung erfüllt, werden dann weitere, einzelne Parameter modifiziert und deren Auswirkung auf den Bohrkoeffizienten untersucht.

## **5.2.2 Aggressivitäten von Pilotmeißel und Erweiterungswerkzeug**

Die Aggressivität eines Bohrmeißels gibt an, welches Drehmoment erforderlich ist, um ihn bei einer bestimmten Meißelbelastung auf Sohle zu rotieren (siehe Kapitel 4.1). Sie hängt von der Größe, Anzahl, Ausführung und Anordnung der Schneidelemente sowie von der zu bohrenden Formation ab. Gemäß Gleichung (21) geht das Verhältnis der Aggressivitäten von Pilotmeißel und Erweiterungswerkzeug direkt in die Berechnung des Bohrkoeffizienten ein.

### **5.2.2.1 Erweiterungswerkzeug**

Die schaltbaren Flügel des Erweiterungswerkzeugs müssen kompakt sein, um im deaktivierten Zustand im Werkzeug untergebracht werden zu können, was in Verbindung mit dem ebenfalls erforderlichen, flexiblen Schaltmechanismus eine konstruktive Herausforderung darstellt. Mit Rollen bestückte Flügel bieten sich aus diesem Grunde nicht als Ideallösung für das Design an.

Flügel mit imprägnierten Diamanten kommen für ein Erweiterungswerkzeug am oberen Ende eines langen und komplexen Bohrstrangs ebenfalls nicht in Betracht, da diese nur in sehr harten Formationen eingesetzt werden können und dann mit sehr hoher Drehzahl betrieben werden müssen, um akzeptable Bohrgeschwindigkeiten zu erzielen. Eine hohe Drehzahl des Erweiterungswerkzeugs hätte aber eine ebenso hohe Drehzahl des gesamten Pilotstrangs zur Folge, die vorzeitige Zerstörung oder Beschädigung der sensiblen Bohr- und Messgeräte wäre unvermeidbar.

Standfeste, harte Formationen, in denen sich der Einsatz imprägnierter Schneidelemente anbietet, fließen ohnehin nicht nach. Der Einsatz von Erweiterungswerkzeugen bietet hier keine Vorteile.

Für die Bestückung der Flügel des schaltbaren Erweiterungswerkzeugs kommen daher nur PDC-Elemente in Betracht. Die Aggressivitäten solcher Bohrwerkzeuge liegen -wie bereits erwähnt- meist im Bereich von 0,2 bis 0,4.

### **5.2.2.2 Pilotmeißel**

Der Thruster kann nur dann über längere Zeiträume in einer „schwimmenden“ Position gehalten werden, wenn das Erweiterungswerkzeug und der Pilotmeißel annähernd gleiche Bohrgeschwindigkeiten aufweisen. Da das Erweiterungswerkzeug mit PDC-Schneidelementen bestückt ist (siehe oben), muss die Formation für den Einsatz von PDC-Meißeln geeignet sein. Es ist daher nahe liegend, als Pilotmeißel ebenfalls einen PDC-Meißel auszuwählen.

Der Einsatz eines Rollenmeißels als Pilotmeißel ist grundsätzlich ebenfalls möglich, Rollenmeißel vertragen jedoch im Allgemeinen keine hohen Drehzahlen. Es ist in jedem Fall abzuwägen, ob ein Rollenmeißel der hohen Drehzahl in einer komplexen Räumergarnitur (Strangdrehzahl plus Motordrehzahl) über eine hinreichend lange Einsatzdauer gewachsen ist.

Imprägnierte Meißel scheiden als Pilotmeißel aus, da sie grundsätzlich in Kombination mit Hochgeschwindigkeits-Bohrmotoren gefahren werden müssen, um hinreichende Bohrgeschwindigkeiten zu erzielen. Im Rahmen der Parameterstudie stellte sich heraus, dass Hochgeschwindigkeits-Bohrmotoren aufgrund ihrer Charakteristik jedoch nicht für den Einsatz in komplexen Räumergarnituren geeignet sind (siehe Kapitel 5.2.4).

In den meisten Fällen wird also ein PDC-Meißel die bevorzugte Wahl sein. Da die Aggressivität eines solchen Pilotmeißels in erster Linie eine Frage des Designs und während des Bohrprozesses nicht mehr gezielt beeinflussbar ist, kommt der Auswahl des richtigen Meißels vor dem Einsatz besondere Bedeutung zu. Die Charakteristik des Meißels und seine Bestückung mit Düsen beeinflussen in wesentlichem Maße den Druckverlust des Bohrmotors und des gesamten Pilotstrangs und bestimmen auf diese Weise die Aufteilung des Gesamt-Volumenstroms in seine Teilströme. Ein zu aggressiver Pilotmeißel kann dazu führen, dass der Bohrmotor bereits bei niedriger Belastung mangels Versorgung mit Spülungsstrom abgewürgt wird. Man wird daher bestrebt sein, einen möglichst wenig aggressiven Pilotmeißel einzusetzen, allerdings ist die Auswahl bei einer Gesamt-Bandbreite der Aggressivität von PDC-Meißeln von ca. 0,2 bis 0,4 begrenzt. Der in Kapitel 4.1 beschriebene Effekt der Drehmomentbegrenzung kann genutzt werden, um den Pilotmeißel im Bereich höherer Last „gutmütiger“ zu gestalten.

Das Verhältnis der Aggressivitäten von Erweiterungswerkzeug und Pilotmeißel  $Ag'$  hat gemäß Gleichung (21) einen signifikanten Einfluss auf den Bohrkoeffizienten. Es ist daher in der Planungsphase ein wirksamer Parameter zur Optimierung der Garnitur (siehe Abb. 20). Je größer das Verhältnis der Aggressivitäten von Erweiterungs-

werkzeug und Pilotmeißel ist, desto größer ist auch der Bohrkoeffizient der Garnitur. Die Aggressivitäten von Erweiterungswerkzeug und Pilotmeißel bewegen sich bei Verwendung von PDC-Meißeln jeweils in Bereichen von 0,2 bis 0,4. Je geringer die Aggressivität des Pilotmeißels ist, umso größer ist daher das Veränderungspotential des Bohrkoeffizienten durch Variation von  $Ag'$ .

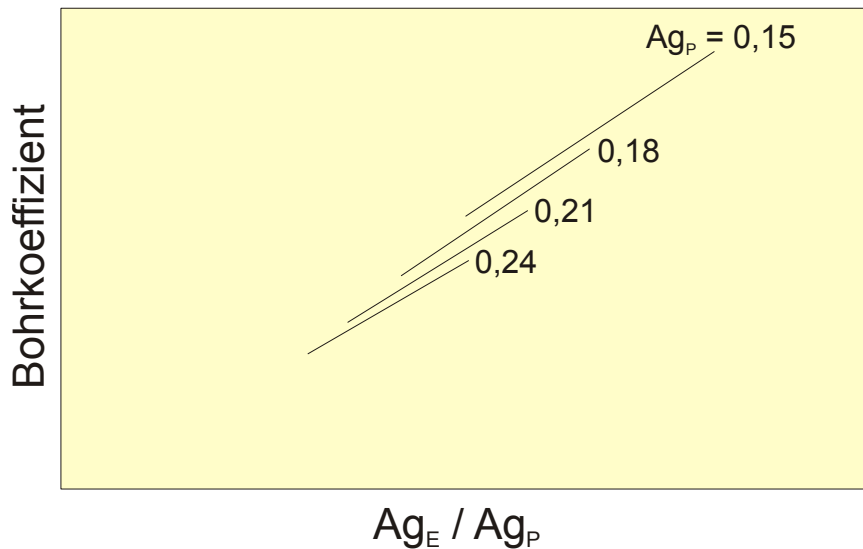


Abbildung 20: Bohrkoeffizient als Funktion des Verhältnisses der Aggressivitäten von Erweiterungswerkzeug und Pilotmeißel

Der Einsatz eines Pilotmeißels mit Drehmomentbegrenzung bietet gegenüber dem Einsatz eines konventionellen Meißels weitere Vorteile. Die Auswahl der Parameter  $Ag_1$ ,  $Ag_2$  und  $F_{v,s}$  gestattet es, den Bohrkoeffizienten noch flexibler an die Erfordernisse der spezifischen Anwendung anzupassen (Abb. 21).

Je höher der Schwellenwert  $F_{v,s}$  des Pilotmeißels eingestellt wird, desto niedriger wird der Bohrkoeffizient für die Garnitur. Ein kleiner Schwellenwert  $F_{v,s}$  bedeutet nämlich, dass der weniger aggressive Bereich des Meißels dominiert, so dass das Erweiterungswerkzeug in Relation zum Pilotmeißel schneller bohren kann.

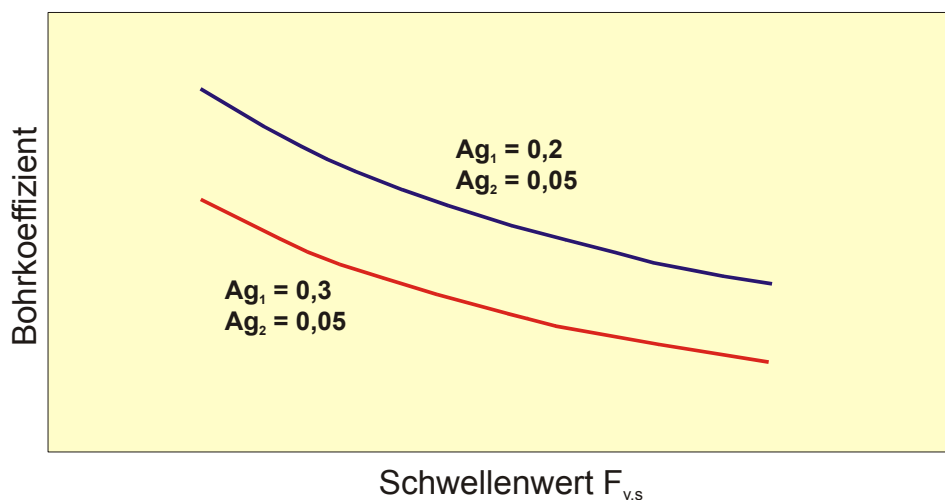


Abbildung 21: Abhängigkeit des Bohrkoeffizienten vom Schwellenwert  $F_{v,s}$  und der Meißelaggressivität

Ein hoher Schwellenwert  $F_{v,s}$  bedeutet dagegen, dass der aggressive Bereich des Pilotmeißels dominiert und das Erweiterungswerkzeug relativ dazu eine kleinere Bohrgeschwindigkeit aufweist.

Die Begrenzung des Drehmoments wird dadurch erreicht, dass zwischen den Schneidelementen des Meißels zylinderförmige Elemente angebracht werden, deren Stirnflächen bei Erreichen einer gewissen Schnitttiefe als Anschlagflächen dienen und eine weitere Steigerung der Schnitttiefe bei weiter erhöhter Meißelbelastung verhindern. Eine solche Anschlagfläche ist durch konstruktive Mittel kaum weiter zu beeinflussen, die Zunahme des Drehmoments bei steigender Meißelbelastung entspricht in diesem Bereich gemäß Abb. 4 nur noch derjenigen von Rollenmeißeln.

Im Bereich niedriger Last unterhalb des Schwellenwertes  $F_{v,s}$  kann die Aggressivität durch entsprechende Ausführung der Schneidelemente dagegen konstruktiv auf Werte von etwa 0,2 bis 0,4 eingestellt werden. Dieser Parameter kann zur Einstellung des Bohrkoeffizienten auf den Wert „Eins“ sehr wirksam genutzt werden. Je aggressiver der Pilotmeißel im Bereich kleiner Last ist, desto weiter verschiebt sich der Bohrkoeffizient der Garnitur hin zu kleineren Werten.

### 5.2.3 Thrustertyp und Konfiguration

Die zurzeit im Feld befindlichen Thrustertypen „Light“ und „Single“ unterscheiden sich im Wesentlichen durch die Kolbenfläche, auf die der Druck wirkt. Je kleiner die Kolbenfläche, desto geringer die erzeugte Vorschubkraft bei einem bestimmten Differenzdruck über die Garnitur.

Bei allen Thrustertypen ermöglicht ein Drosselspeer mit mehreren Arbeitsstufen eine Feinjustierung des Arbeitsbereichs für den speziellen Einsatz (siehe Abb. 12).

Die Parameterstudie zeigt, dass sich bereits mit den heute gängigen Thrustertypen gute Praxisergebnisse erzielen lassen und es möglich ist, die Garnitur so zu trimmen, dass der Pilotmeißel in „Stufe Null“ (bei niedriger Belastung des Pilotmeißels) langsamer als das Erweiterungswerkzeug und in „Stufe Eins“ (bei höherer Belastung des Pilotmeißels) schneller als das Erweiterungswerkzeug bohrt. Allerdings ist das operative Fenster dabei oft nur sehr klein, da bereits geringe Veränderungen der Einsatzbedingungen große Verschiebungen des Gleichgewichtes der gesamten Garnitur bewirken können, speziell bei Verwendung „stärkerer“ Thrustertypen mit großen Kolbenflächen. In Kapitel 4.4 wurde ein Gedankenexperiment vorgestellt, das diese Problematik verdeutlicht.

Man kann darüber nachdenken, anstelle der fest installierten Düse im Drosselspeer und des Sleeves variable Stellglieder zur Steuerung des Bohrkoeffizienten in den Thruster einzubauen.

Abb. 22 zeigt anhand eines Fallbeispiels den Einfluss einer Düse variablen Durchmessers im Drosselspeer auf den Bohrkoeffizienten. Je kleiner die Düse im Drosselspeer, desto höher der Druckverlust im Thruster und desto höher die Belastung des Pilotmeißels. Eine erhöhte Belastung des Pilotmeißels führt zu einer Steigerung seiner Bohrgeschwindigkeit und somit zu einer Verringerung des Bohrkoeffizienten.

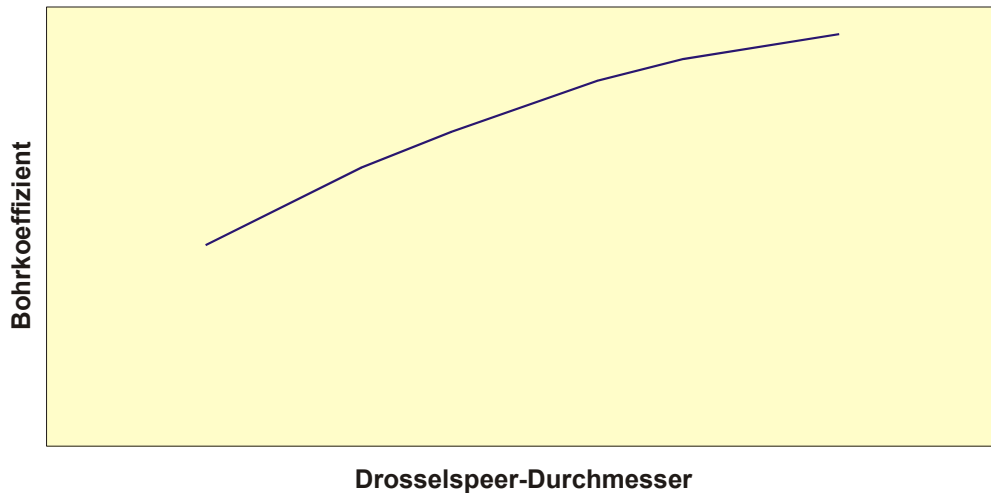


Abbildung 22: Einfluss des Durchmessers der Düse im Drosselspeer des Thrusters auf den Bohrkoeffizienten

Eine Veränderung des Durchmessers des Thruster-Sleeves zeigt dieselbe Wirkung und somit auch einen ähnlichen Einfluss auf den Bohrkoeffizienten (Abb. 23).



Abbildung 23: Einfluss des Innendurchmessers des Thruster Sleeves auf den Bohrkoeffizienten

#### 5.2.4 Motortyp

Ein Bohrmotor im Pilotstrang bewirkt, dass der Pilotmeißel mit höherer Drehzahl als das Erweiterungswerkzeug rotiert. Der Faktor  $n'$  in der Definitionsgleichung für den Bohrkoeffizienten (21) nimmt somit Werte kleiner als 1 an. Je höher der Volumenstrom durch den Motor, desto höher die Drehzahl des Pilotmeißels im Verhältnis zum Erweiterungswerkzeug und desto geringer der Bohrkoeffizient. Insofern bietet sich die Motordrehzahl dazu an, den Bohrkoeffizienten während des Bohrprozesses an die aktuellen Erfordernisse anzupassen.

Allerdings ist zu berücksichtigen, dass sich der Volumenstrom durch den Bohrmotor nicht direkt über die übertragende Pumpe einstellen lässt, sondern von anderen Größen abhängt. So führt eine Erhöhung des Gesamtvolumenstroms durch den Strang zunächst über den Thruster zu einer Erhöhung der Belastung des Pilotmeißels. Diese resultiert in einer Erhöhung des Druckverlusts über den Motor, mit der Folge, dass der Volumenstrom durch den Motor wieder sinkt und der Strom durch die darüber liegenden Bypässe (Bypassmodul, Erweiterungswerkzeug) gesteigert wird. Das konkrete Ergebnis hängt von der Gesamtheit der in Anhang 1.2 geschilderten Einflussgrößen ab. Im Extremfall kann eine Erhöhung der Pumprate Überlage statt zu der erhofften Steigerung sogar zu einer Verminderung des Volumenstroms durch den Pilotstrang führen.

Die Parameterstudie zeigt, dass sich Motore, deren Charakteristik einen relativ geringen Arbeitsdruck mit hohem Arbeitsmoment vereint, am besten für den Einsatz in der Garnitur eignen, da sie das weiteste operative Fenster für einen Einsatz der Garnitur öffnen. Typische Vertreter dieser Gruppe („High Torque Motore“) sind z.B. unter der Typenbezeichnung „Mach 1“ (Firma Baker Hughes INTEQ) zu finden (Abb. 24). Die schneller drehenden Motore „Mach 2“ und „Mach 4“ reagieren auf Drehmomentschwankungen mit wesentlich höheren Druckschwankungen und führen dadurch schneller zu einem „Kippen“ des Gleichgewichts der Garnitur mit der Folge des Abwürgens des Motors oder des Verletzens einer der aufgezeigten Randbedingungen für den Betrieb.

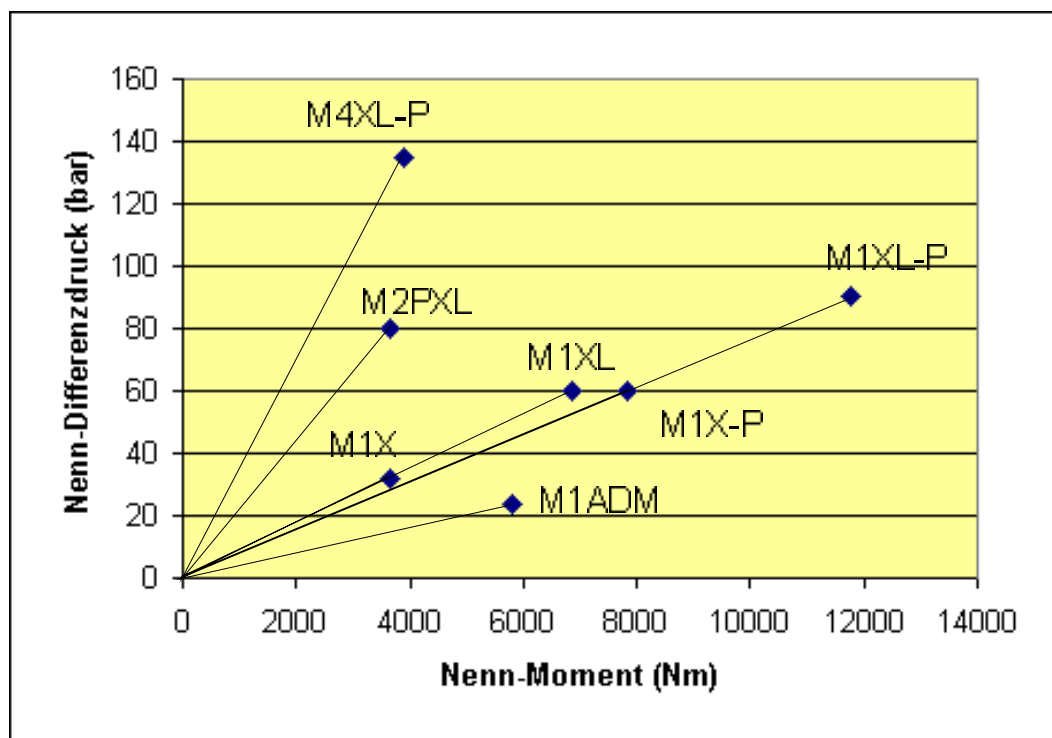


Abbildung 24: Arbeitsmomente und Arbeitsdrücke verschiedener 6 3/4" Untertagemotore im Vergleich

## **5.3 Operative Parameter der Garnitur**

### **5.3.1 Gesamt-Volumenstrom**

Die Bohrspülung hat eine Vielzahl von Aufgaben zu erfüllen. So trägt sie beispielsweise das Bohrklein aus dem Bohrloch aus, stabilisiert durch ihren hydrostatischen und dynamischen Druck die Bohrlochwand, kühlt und reinigt den Bohrmeißel, liefert Antriebsenergie für den Bohrmotor und die Strom erzeugenden Turbinen im Bohrstrang und dient als Trägermedium für die Druckpulse der Datenübertragung. Ist der Spülungsstrom zu klein, funktioniert der Austrag des Bohrkleins oder die Reinigung des Bohrmeißels nicht. Ist der Spülungsstrom dagegen zu groß, kann die Wand des Bohrlochs oder das Material der Bohrgarnitur ausgewaschen werden. Viele Komponenten der Bohrgarnitur (zum Beispiel Bohrmotoren oder Generatoren zur Stromerzeugung) verlangen die Einhaltung bestimmter Bereiche für den Volumenstrom, um einwandfrei funktionieren zu können.

Während der Volumenstrom durch einen konventionellen Bohrstrang durch Anpassung der Drehzahl und Kolbengröße der übertägigen Pumpen eingestellt werden kann, ist die Einhaltung aller geforderten Spezifikationen bei einem komplexen System wie einer Räumergarnitur mit integrierten Bypässen und variablen Druckverlusten nicht ohne weiteres möglich. Das im Rahmen dieser Arbeit entwickelte ReamTHRUST Programm ermöglicht es jedoch, die signifikanten Parameter der Garnitur so lange zu variieren und aufeinander abzustimmen, bis sich der Gesamt-Volumenstrom so in Teilströme aufteilt, dass diese alle Spezifikationen der Strangkomponenten und Randbedingungen der Berechnung einhalten.

Die Aufteilung der gesamten Last auf Erweiterungswerkzeug und Pilotmeißel hängt ganz wesentlich vom Gesamt-Volumenstrom durch das System ab. Abb. 25 zeigt diesen Sachverhalt anhand eines Fallbeispiels. Bei geringem Gesamt-Volumenstrom fließt auch nur ein geringer Teilstrom durch den Pilotstrang. Der Druckverlust über den Thruster und alle darunter befindlichen Komponenten ist in diesem Fall ebenfalls gering, so dass der Pilotmeißel nur gering belastet wird und der größte Teil der Gesamt-Meißelbelastung auf dem Erweiterungswerkzeug verbleibt.

Mit steigendem Gesamt-Volumenstrom steigt auch der Teilstrom durch den Pilotmeißel an. Der Thruster erhöht dadurch die Belastung des Pilotmeißels und von der konstant gehaltenen Gesamt-Meißelbelastung verbleibt ein immer geringerer Anteil auf dem Erweiterungswerkzeug. Im Extremfall geht die Meißelbelastung des Erweiterungswerkzeugs bis auf den Wert Null zurück.

Übersteigt bei weiter erhöhtem Gesamt-Volumenstrom schließlich die hydraulische Kraft des Thrusters die durch Nachlassen des Stranges zur Verfügung gestellte Gesamt-Meißelbelastung, so hebt die Reaktivkraft des Thrusters das Erweiterungswerkzeug von seiner Bohrlochsohle ab.



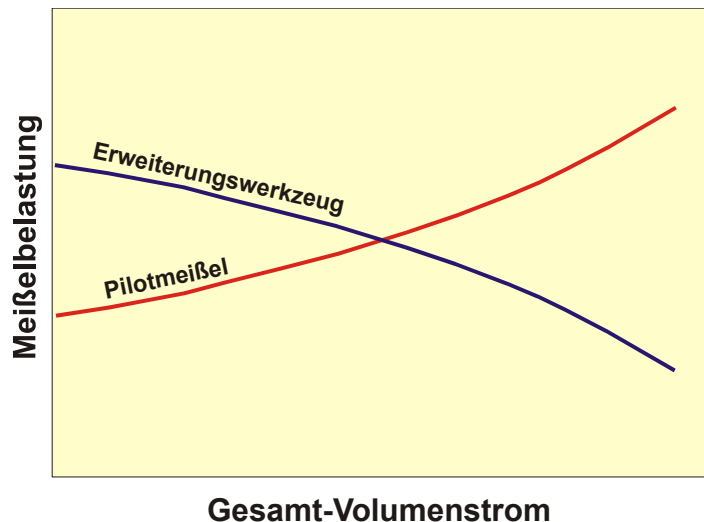


Abbildung 25: Einfluss des Gesamt-Volumenstroms auf die Aufteilung der Gesamt-Meißelbelastung auf Pilotmeißel und Erweiterungswerkzeug

Die Aufteilung des Gesamt-Volumenstroms in Teilströme gemäß Abb. 19 bestimmt die Drehzahl des Motors und -über den Thruster- auch die Last des Pilotmeißels. Über die Faktoren  $F_v'$  und  $n'$  in Gleichung (21) geht sie in die Berechnung des Bohrkoeffizienten ein. Die Parameterstudie zeigt, dass der Gesamt-Volumenstrom prinzipiell dazu genutzt werden kann, den Bohrkoeffizienten auf den Wert „1“ einzustellen und somit die Bohrleistung von Pilotmeißel und Erweiterungswerkzeug auszubalancieren (Abb. 26). Die Aufteilung des Gesamt-Volumenstroms in Teilströme hängt aber gleichzeitig von mehreren operativen und konstruktiven Parametern ab, so dass eine gezielte Nutzung dieses Effektes zur praktischen Steuerung der Garnitur nicht ohne weiteres praktikabel ist.

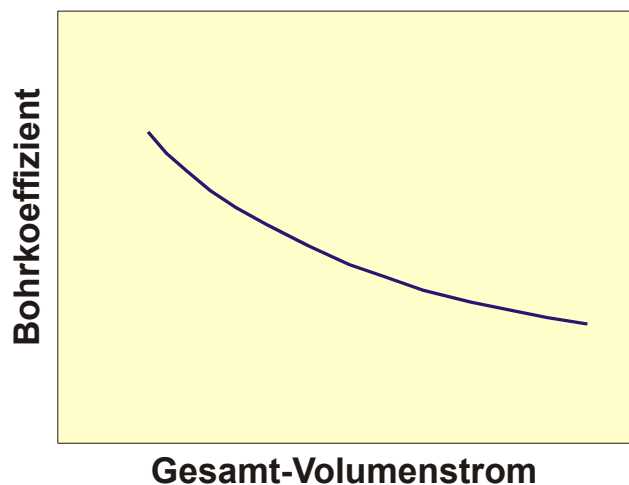


Abbildung 26: Abhängigkeit des Bohrkoeffizienten vom Gesamt-Volumenstrom durch den Bohrstrang

### 5.3.2 Strangdrehzahl

Da das Erweiterungswerkzeug keinen eigenen Antrieb besitzt, ist es auf die Rotation des Bohrstranges angewiesen. Der Pilotmeißel rotiert mit einer höheren Drehzahl, die der Strangdrehzahl plus der Drehzahl des Bohrmotors entspricht. Der Faktor  $n'$  in Gleichung (21) ist aus diesem Grunde stets kleiner als „1“.

Eine Erhöhung der Strangdrehzahl bei sonst konstanten Parametern verringert den relativen Unterschied der Drehzahlen von Erweiterungswerkzeug und Pilotmeißel und der Faktor  $n'$  (und mit ihm der Bohrkoeffizient) wird größer (Abb. 27).

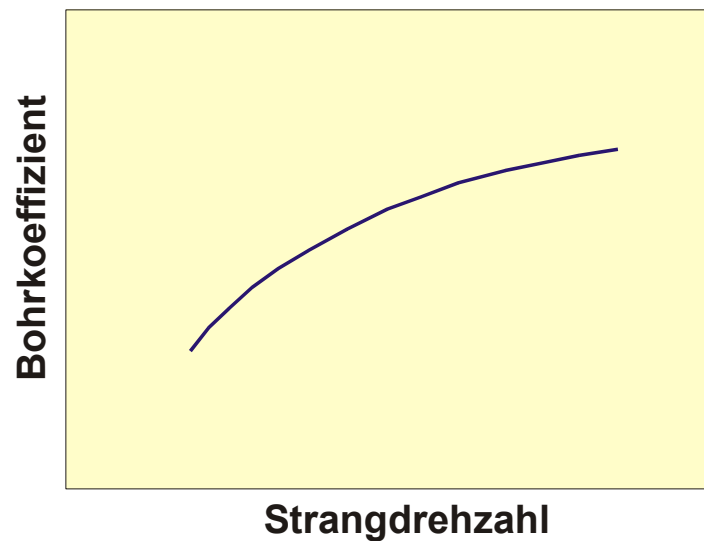


Abbildung 27: Abhängigkeit des Bohrkoeffizienten von der Strangdrehzahl

Die Strangdrehzahl hat nur Einfluss auf den Faktor  $n'$  in Gleichung (21) und geht ansonsten nicht in die Berechnung des Bohrkoeffizienten ein. Die Strangdrehzahl ist somit ein idealer Parameter zur Steuerung der Garnitur.

### 5.3.3 Gesamt-Meißelbelastung

Die „Gesamt-Meißelbelastung“ resultiert aus dem Gewicht eines Teiles der Bohrgarnitur und kann von Übertage eingestellt werden. Sie teilt sich untertägig in die Meißelbelastung des Pilotmeißels und die verbleibende Belastung des Erweiterungswerkzeugs auf.

Geht man davon aus, dass der Pilotmeißel und das Erweiterungswerkzeug in Kontakt mit der Formation sind und hält man den Gesamt-Volumenstrom, den Teilstrom durch den Pilotmeißel und alle anderen Parameter konstant, so sorgt der Thruster für eine konstante Belastung des Pilotmeißels. Eine Variation der Gesamt-Meißelbelastung verändert dann lediglich die Belastung des Erweiterungswerkzeugs und somit den Faktor  $F_v'$  in Gleichung (21). Eine erhöhte Gesamt-Meißelbelastung (bei sonst konstanten Parametern) erhöht die Bohrgeschwindigkeit des Erweiterungswerkzeugs, während der Pilotmeißel unbeeinflusst bleibt; der Bohrkoeffizient wird größer. Umgekehrt führt eine Reduzierung der Gesamt-Meißelbelastung zu einer Verkleinerung des Bohrkoeffizienten. Die Abhängigkeit des Bohrkoeffizienten von der Gesamt-Meißelbelastung ist, wie in Abb. 28 dargestellt, linear, die Einstellung des Bohrkoeffizienten auf den angestrebten Wert von „1“ ist so in der Praxis besonders einfach zu realisieren.

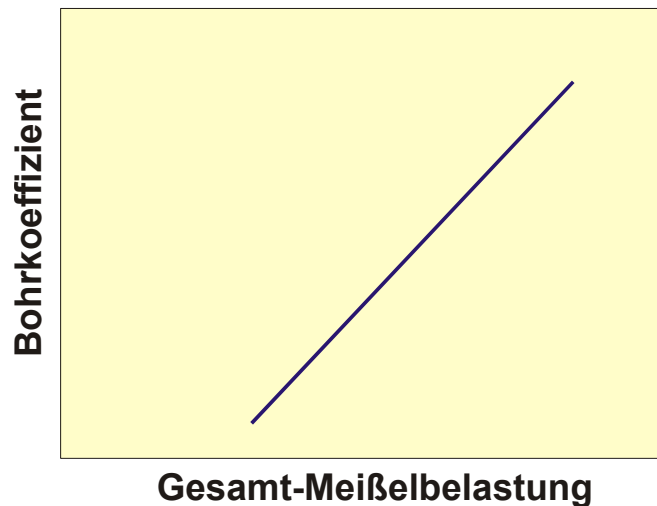


Abbildung 28: Abhängigkeit des Bohrkoeffizienten von der Gesamt-Meißelbelastung durch Nachlassen des Bohrstrangs

Die Gesamt-Meißelbelastung ist somit eine geeignete Steuergröße für den Betrieb der Garnitur.

### 5.3.4 Spüldichte

Veränderungen der Spüldichte verändern die Druckverluste nahezu aller Bohrstrangkomponenten und beeinflussen so den Betriebspunkt der Garnitur und den Bohrkoeffizienten. Der Einfluss ist jedoch zu gering, um hinreichende Veränderungen zur Steuerung der Garnitur zu bewirken (Abb. 29).

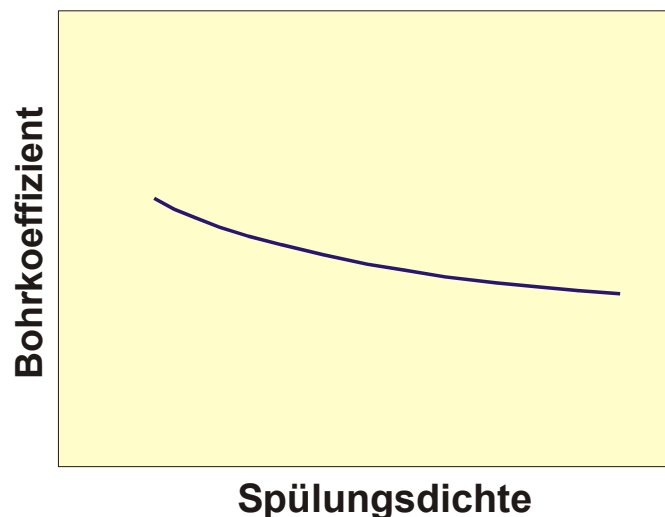


Abbildung 29: Abhängigkeit des Bohrkoeffizienten von der Spüldichte

In der Praxis kommt eine Steuerung der Garnitur über die Spüldichte nicht in Betracht, da die Dichte im Sinne eines sicheren Bohrbetriebs grundsätzlich entsprechend den Formationsbedingungen (Porendruck, Gesteinsfestigkeit) eingestellt werden muss.

Des Weiteren ist zu bedenken, dass die Spüldichte über den hydrostatischen Druck auf der Bohrlochsohle auch die Bohrbarkeit der Formation beeinflusst.

#### 5.4 Masse der Strangkomponenten

Im Verlauf der bisherigen Betrachtungen wurde davon ausgegangen, dass die Belastung des Pilotmeißels ausschließlich durch die hydraulische Wirkung des Thrusters hervorgerufen wird. Die Gewichtskraft (bzw. Masse) der Komponenten des Bohrstrangs wurde nicht berücksichtigt.

Zur hydraulischen Schubkraft des Thrusters addiert sich in vertikalen Bohrlöchern noch die Masse aller Strangkomponenten, die sich unterhalb des Thrusters befinden, sowie die Masse des Thrusterkolbens. In beiden Fällen handelt es sich dabei um das um den Auftrieb in der Spülung verminderte Gewichtskraft.

In horizontalen Sektionen wird dagegen ein Teil der hydraulisch erzeugten Vorschubkraft des Thrusters durch Reibungskräfte an den unterhalb des Thrusters befindlichen Komponenten der Garnitur aufgezehrt.

Abb. 30 beschreibt die Gewichtskraft und die resultierende Reibkraft eines Elementes der Garnitur in Abhängigkeit vom Neigungswinkel des Bohrloches. Es gilt:

$$F_r = \mu \cdot F_g \cdot \sin\alpha \quad (49)$$

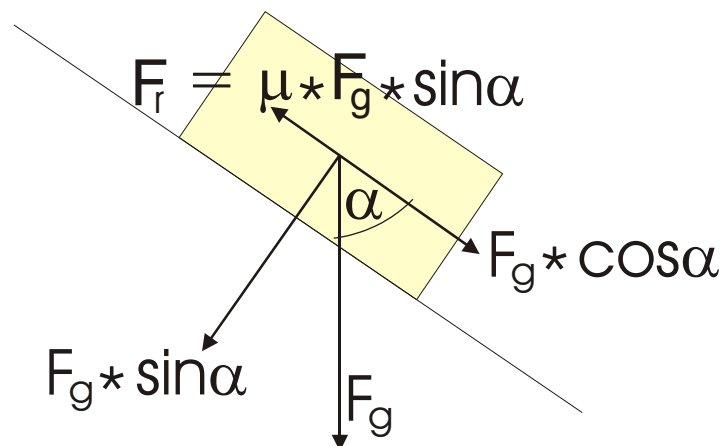


Abbildung 30: Reibungseinfluss an Strangkomponenten im geneigten Bohrloch

So weit der Thruster in einer schwimmenden Position (weder völlig geöffnet, noch völlig geschlossen) gehalten wird, hat die Berücksichtigung der Masse der Strangkomponenten im Pilotstrang keine Auswirkung auf die Belastung des Erweiterungswerkzeug. Es gilt:

$$F_{v,P} = F_{Schub} + F_g \cdot (\cos\alpha - \mu \cdot \sin\alpha) \quad (50)$$

$$F_{v,E} = F_{Ges} - F_{Schub} \quad (51)$$

Die Berücksichtigung der Stranggewichtskraft in der Berechnung führt in vertikalen und schwach geneigten Bohrungen zu einer Erhöhung der Belastung des Pilotmeißels und somit zu einer Verringerung des Bohrkoeffizienten, denn die Bohrgeschwindigkeit wird in diesem Fall zu Ungunsten des durch Gewichtskräfte unbeeinflussten Erweiterungswerkzeugs verändert.

In horizontalen oder stark geneigten Abschnitten der Bohrung führt die Berücksichtigung der Stranggewichtskraft dagegen zu einer Erhöhung des Bohrkoeffizienten, da hier ein Teil der Vorschubkraft des Thrusters durch Reibung aufgezehrt und somit das Verhältnis der Bohrgeschwindigkeiten zugunsten des Erweiterungswerkzeugs beeinflusst wird.

Je höher die Masse der Strangkomponenten unterhalb des Thrusters ist, desto deutlicher beeinflusst sie auch den Bohrkoeffizienten. In Abb. 31 wird dieser Zusammenhang als Funktion vom Neigungswinkel des Bohrloches dargestellt.

Man erkennt, dass sich alle Kurven in einem Punkt schneiden. In diesem Punkt heben sich die abwärts gerichtete Komponente der Gewichtskraft und die Reibungskraft auf. Es gilt:

$$\mu \cdot F_g \cdot \sin\alpha = F_g \cdot \cos\alpha \quad (52)$$

Eine Umformung dieser Gleichung führt für den Schnittpunkt der Kurven zur Beziehung:

$$\alpha = \arctg\left(\frac{1}{\mu}\right) \quad (53)$$

Der Reibkoeffizient  $\mu$  im offenen Bohrloch liegt üblicherweise in der Größenordnung von 0,3. Der Schnittpunkt der Geraden liegt in diesem Fall wie in Abb. 31 zu sehen bei  $\alpha = 73,3^\circ$ .

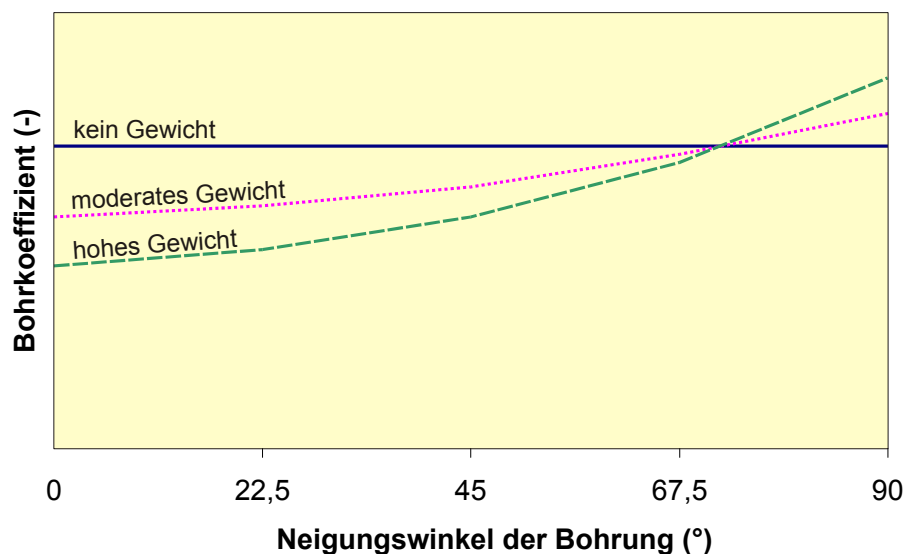


Abbildung 31: Einfluss von Bohrgarniturgewichtskraft und Neigungswinkel der Bohrung auf den Bohrkoeffizienten

## 6 Handhabung der Garnitur

Aus der Parameterstudie ergeben sich eine Reihe Richtlinien und Empfehlungen für den Betrieb der Garnitur, die im Folgenden zusammengefasst werden.

### 6.1 Maximale Kompensationszeit des Thrusters

In den vorangehenden Kapiteln wurde darauf eingegangen, wie der Bohrkoeffizient der Garnitur durch konstruktive und operative Maßnahmen um einen Wert von „1“ eingestellt werden kann. Das Erweiterungswerkzeug und der Pilotmeißel bohren in diesem Fall gleich schnell und der Thruster kann über längere Zeiträume in einer „schwimmenden“ Position gehalten werden.

Dabei geht man neben diversen weiteren Vereinfachungen von einer homogenen Formation und konstanten Meißelaggressivitäten aus.

In der Praxis werden dagegen immer Störgrößen vorhanden sein, die den Bohrkoeffizienten von seinem Idealwert „Eins“ ablenken. In diesem Fall wirkt die Hublänge des Thrusters als kompensierendes Ausgleichselement. Diese Eigenschaft ist aber zeitlich begrenzt.

Ein Thruster hat eine Hublänge  $I_H$  von ca. 1,5 Metern. Innerhalb dieser Hublänge kann er Unterschiede in der Bohrgeschwindigkeit von Pilotmeißel und Erweiterungswerkzeug kompensieren. Die Ausgleichszeit beträgt:

$$t_{\text{Komp,max}} = \frac{I_H}{\Delta F_v} \quad (54)$$

Je stärker der Bohrkoeffizient von seinem Idealwert „1“ abweicht, desto größer ist der Unterschied der Bohrgeschwindigkeiten von Erweiterungswerkzeug und Pilotmeißel und desto weniger Zeit verstreicht, bis der Thruster entweder völlig zusammen oder völlig auseinander gefahren ist und keine kompensierende Wirkung mehr hat. Abb. 32 verdeutlicht diesen Zusammenhang.

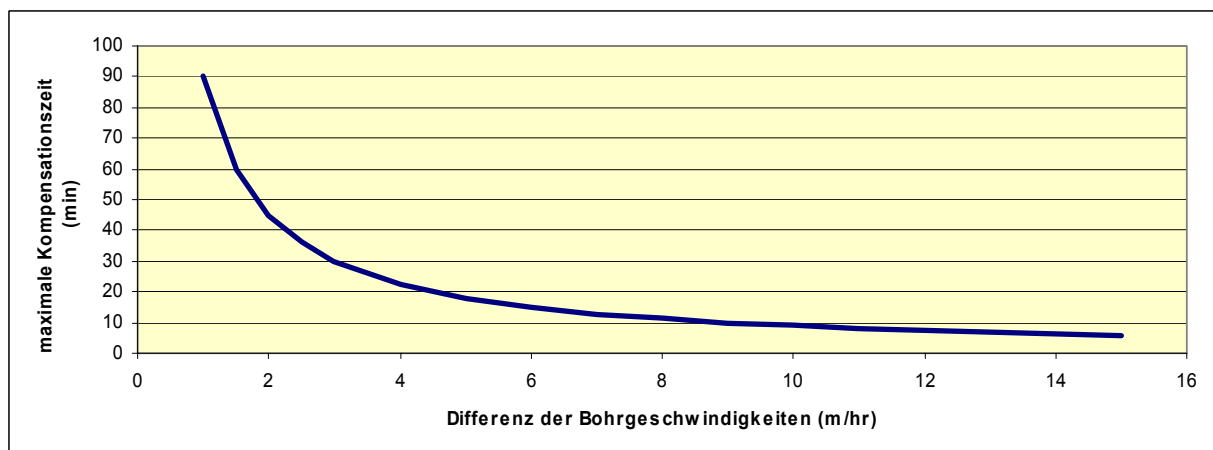


Abbildung 32: Maximale Kompensationszeit eines Thrusters in Abhängigkeit vom Betrag des Unterschieds der Bohrgeschwindigkeiten von Erweiterungswerkzeug und Pilotmeißel

Weist das Erweiterungswerkzeug zum Beispiel eine um 2 m/hr größere Bohrgeschwindigkeit als der Pilotmeißel auf, so kann der Thruster diesen Zustand maximal 45 Minuten lang auffangen, bevor die gesamte Hublänge verbraucht und der Thruster völlig geschlossen ist. Bei einer Differenz der Bohrgeschwindigkeiten von 8 m/hr stehen nur noch bis zu 12 Minuten zur Verfügung, bis die gesamte Hublänge des Thrusters aufgebraucht ist. Selbst, wenn man davon ausgeht, dass sich der Thruster zu Beginn der Störung in mittlerer Position befindet und somit nur die halbe Hublänge zur Kompensation zur Verfügung steht, bleiben im Normalfall mehrere Minuten, um die Störung zu erkennen und entsprechende Korrekturmaßnahmen einzuleiten.

Diese relativ langen Korrekturzeiträume rechtfertigen im Übrigen den gewählten quasistatischen Berechnungsansatz für die Software. Dynamische Modellierungen, wie sie von Miszler /5/ vorgenommen wurden, betrachten deutlich höherfrequente, überlagerte Effekte, die die Kraft aufteilenden Wirkung des Thrusters auf den Pilotmeißel und das Erweiterungswerkzeug zunächst nicht berühren.

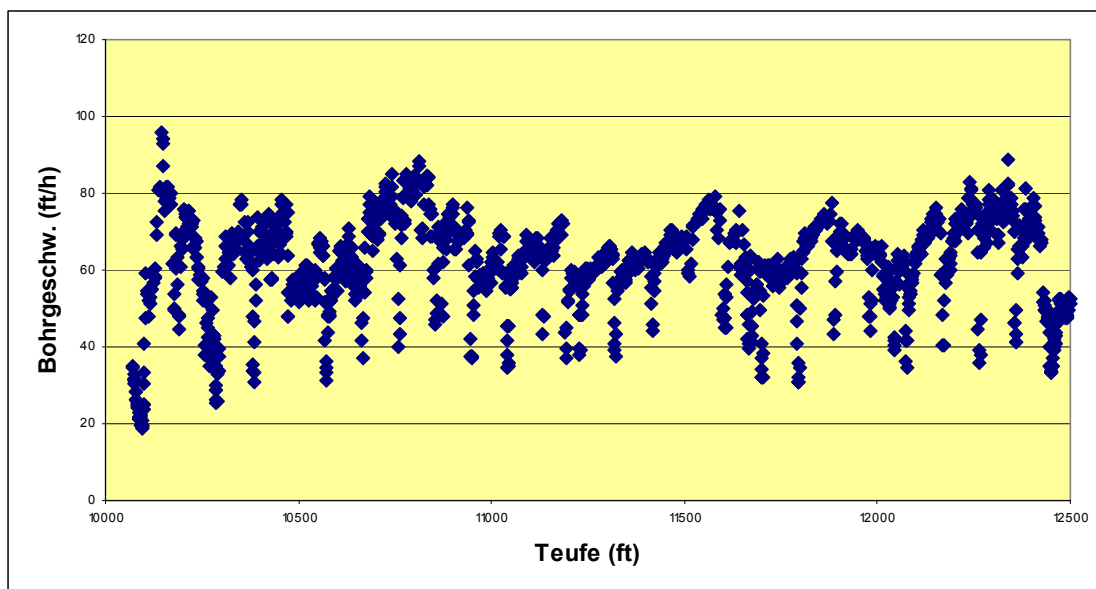


Abbildung 33: Bohrgeschwindigkeit im Salz (Beispiel aus dem Golf von Mexiko, 8 1/2" Loch)

Abb. 33 zeigt ein Diagramm, in dem die Bohrgeschwindigkeit über der Teufe einer Bohrung aufgetragen ist. Es handelt sich bei dem Beispiel um Messwerte aus dem Golf von Mexiko, die beim Durchbohren einer Salzschrift aufgenommen wurden. Man erkennt, dass die Bohrgeschwindigkeit nicht konstant ist, sondern sich überwiegend im Bereich von 40 bis 80 ft/h, also ca. 12 bis 24 m/h bewegt.

Es ist möglich, das in Abb. 33 gezeigte Diagramm in ein Diagramm umzurechnen, in dem die Differenz der Bohrgeschwindigkeiten von Erweiterungswerkzeug und Pilotmeißel über der Zeit dargestellt werden. Nimmt man zum Beispiel an, dass dem Pilotmeißel in 50 ft (ca. 15 m) Entfernung ein Erweiterungswerkzeug folgt, welches sich mit derselben, teufenabhängigen Geschwindigkeit durch die Salzformation bewegt, so erhält man den in Abb. 34 dargestellten Verlauf der Relativgeschwindigkeit zwischen Erweiterungswerkzeug und Pilotmeißel. Die Kurve verläuft überwiegend in einem Bereich

zwischen +10 m/h und -10 m/h. Vorausgesetzt, dass genügend Thrusterhub zur Verfügung steht, öffnet bzw. schließt der Thruster sich mit der entsprechenden Geschwindigkeit.

Gemäß Abb. 32 kann der Thruster Differenzgeschwindigkeiten von +/- 10 m/h über Zeiträume von bis zu 10 Minuten über den Thrusterhub kompensieren. Die meisten der Spitzen des in Abb. 33 gezeigten Graphen sind von kürzerer Dauer und können somit selbständig durch das System kompensiert werden. In einigen Fällen, zum Beispiel im Bereich zwischen 40 und 50 Stunden Bohrzeit (Abb. 33), bestehen zwischen dem Erweiterungswerkzeug und dem Pilotmeißel höhere Differenzgeschwindigkeiten über längere Zeiträume. Hier muss der Service-Ingenieur vor Ort über eine Justierung der operativen Parameter korrigierend eingreifen, um ein vollständiges Öffnen bzw. Schließen des Thrusters zu verhindern (vgl. Kap. 6.3.3).

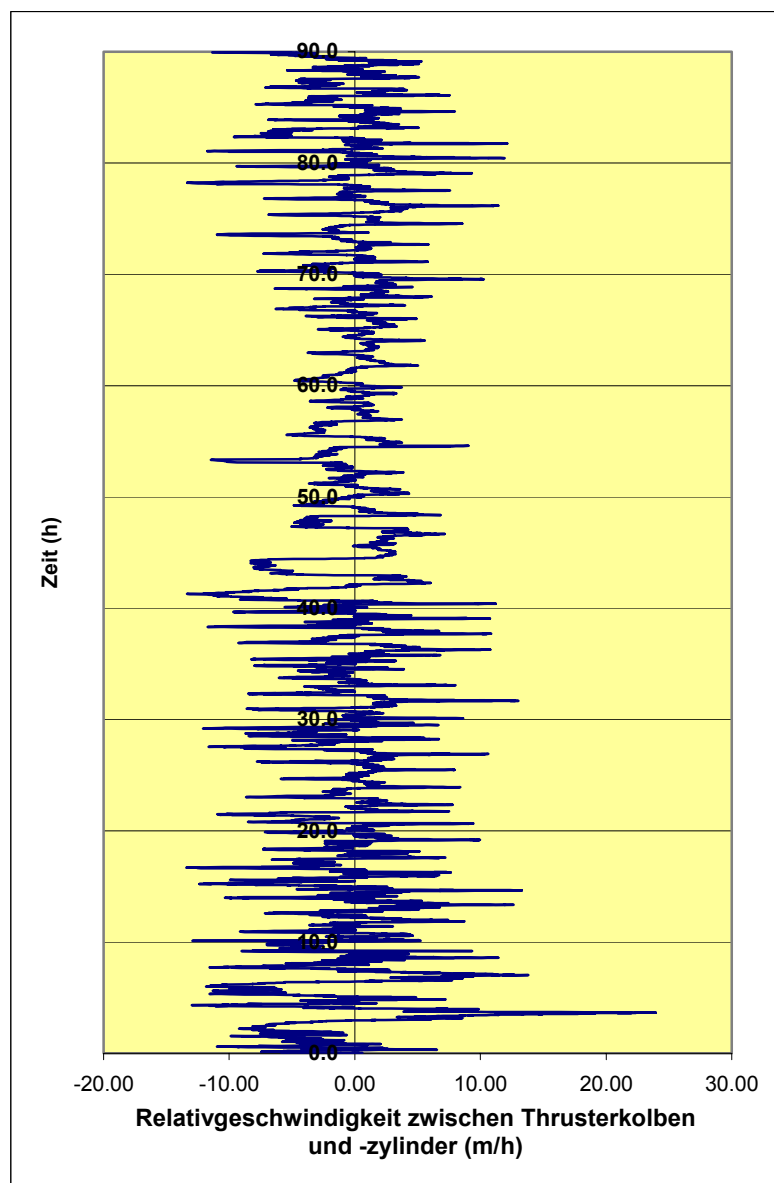


Abbildung 34: Differenzgeschwindigkeit zwischen Erweiterungswerkzeug und Pilotmeißel, berechnet aus den Messwerten in Abb. 33



## 6.2 Zusammenstellung der Garnitur

### 6.2.1 Auswahl von Pilotmeißel und Untertagemotor

Imprägnierte Meißel müssen, um effektiv zu bohren, mit Hochgeschwindigkeits-Bohrmotoren kombiniert werden. Diese führen jedoch aufgrund ihrer steilen Kennlinie im  $\Delta p / T$ -Diagramm (Abb. 24) zu einem engen und schwer beherrschbaren operativen Fenster der Garnitur. Imprägnierte Meißel kommen als Pilotmeißel nicht in Betracht.

Rollenmeißel sind generell für den Einsatz als Pilotmeißel geeignet. Sie benötigen wenig Drehmoment, bevorzugen kleine Drehzahlen und können mit den Bohrmotoren kombiniert werden, die in Abb. 24 die flachsten Kennlinien aufweisen (Typ „M1“). Je flacher die Kennlinie, desto weiter das operative Fenster der Garnitur.

Andererseits ist die Aggressivität eines Rollenmeißels aber kaum durch die Meißelauswahl beeinflussbar, sondern zeigt stets Werte um 0,05. Das ist hinsichtlich der Möglichkeit des gezielten Einstellens des Bohrkoeffizienten ein erheblicher Nachteil gegenüber PDC-Meißeln.

Die Aggressivität eines PDC-Meißels kann durch konstruktive Maßnahmen zwischen ca. 0,2 und 0,4 variiert werden. Der Bohrkoeffizient der Garnitur kann so ganz erheblich beeinflusst werden. Die Auswahl eines PDC-Meißels erlaubt somit im Gegensatz zu einem Rollenmeißel die gezielte Anpassung des Bohrkoeffizienten an die spezifischen Erfordernisse des Einsatzes.

PDC-Meißel verfügen im Allgemeinen über wesentlich längere Standzeiten als Rollenmeißel, was als weiteres Argument für ihren Einsatz zu werten ist.

Besonders Erfolg versprechend ist die Möglichkeit, PDC-Meißel mit Drehzahl begrenzenden Eigenschaften als Pilotmeißel einzusetzen (siehe Kapitel 4.1). Die geeignete Festlegung des Schwellenwertes für die Drehmomentbegrenzung weitet das operative Fenster der Garnitur auf und erleichtert die Optimierung des Bohrkoeffizienten auf den Wert „1“.

Die Auswahl des Pilotmeißels ist eng mit der Auswahl des Untertagemotors verknüpft. Dieser muss in der Lage sein, im gesamten gewünschten Bereich der Meißelbelastung hinreichendes Drehmoment und angemessene Drehzahl zum Antrieb des Pilotmeißels zur Verfügung zu stellen und sollte gleichzeitig im Interesse eines weiten operativen Fensters der Garnitur eine möglichst „flache“ Kennlinie im  $\Delta p / \Delta T$  – Diagramm (Abb. 24) aufweisen.

Die Bestückung des Pilotmeißels mit Düsen ist von entscheidender Bedeutung für das hydraulische Gleichgewicht der gesamten Garnitur und den Bohrkoeffizienten. Sie muss grundsätzlich durch Verwendung der vorgestellten Simulationssoftware auf den spezifischen Einsatz abgestimmt werden.

## **6.2.2 Anordnung von Steuerkopf und Untertagemotor in der Garnitur**

Der Bohrstrang soll langsam rotieren, damit seine empfindlichen Komponenten vor mechanischer Beschädigung geschützt sind und der Verschleiß von Strang, Bohrloch und Rohrtour minimiert ist. Der Pilotmeißel soll hingegen schnell rotieren, damit eine hohe Bohrgeschwindigkeit erzielt wird. Es bietet sich der Einsatz eines Bohrmotors an, der unterhalb der MWD/FE-Messeinrichtungen platziert wird und den Pilotmeißel mit zusätzlicher Rotationsenergie versorgt.

Zwischen Bohrmotor und Pilotmeißel befindet sich der für die Richtbohrkontrolle erforderliche Steuerkopf der Garnitur.

Ein konventioneller Richtbohrmotor mit seinem Knickstück auf dem Lagerstuhl ist für den Einsatz in einer komplexen Garnitur mit schaltbarem Erweiterungswerkzeug nur begrenzt verwendbar, da Richtungskorrekturen im orientierten Modus durchgeführt werden. Ohne Strangrotation bohrt das oberhalb des Bohrmotors angeordnete Erweiterungswerkzeug nicht. Der Einsatz konventioneller Richtbohrmotoren ist daher mit der Beschränkung verbunden, dass Richtungskorrekturen zunächst mit deaktiviertem Erweiterungswerkzeug vorgebohrt und anschließend mit aktiviertem Erweiterungswerkzeug mit Strangrotation nachgebohrt werden müssen.

Rippensteuerköpfe, wie sie für Rotary-Richtbohrsysteme verwendet werden /20,15/, unterliegen dieser Einschränkung nicht, sondern führen alle erforderlichen Richtungskorrekturen unter Beibehaltung der Strangrotation aus. Ein solcher Rippensteuerkopf ist meist direkt an das MWD/LWD Paket der Garnitur angekoppelt.

Die Ausnahme bilden Rotary-Richtbohrsysteme mit „modularem Motor“, einem Bohrmotor, der zwischen dem Steuerkopf und dem Sensorkpaket integriert ist. Solche Systeme werden zurzeit in den Markt eingeführt. Sie erlauben eine Reduktion der Strangdrehzahl und schonen so die empfindlichen Messgeräte in der Garnitur, während der integrale Bohrmotor die hohe Drehzahl des Bohrmeißels und somit eine hohe Bohrgeschwindigkeit aufrechterhält.

Im Fall komplexer Bohrgarnituren mit Erweiterungswerkzeug bietet der integrale Bohrmotor des Weiteren die Möglichkeit, über Veränderungen des Volumenstroms im Pilotstrang die Drehzahl des Pilotmeißels und somit den Bohrkoeffizienten zu beeinflussen. Die Anordnung mit 3-D Rotary Steuerkopf und integralem Bohrmotor stellt somit die flexibelste Variante zur Steuerung der Bohrgarnitur dar.

## **6.2.3 Anordnung von Thruster und MWD/LWD-Komponenten im Bohrstrang**

Die Sensoren der MWD/LWD-Systeme sollen so nahe wie möglich am Pilotmeißel platziert werden, denn je schneller die Information über die Richtung und Neigung des Bohrlochs, sowie die Beschaffenheit der erbohrten Formation über Tage zur Verfügung stehen, desto effektiver kann die Bohrung platziert werden. Eine Anordnung der MWD/LWD-Systeme unterhalb des Bohrmotors hätte zur Folge, dass sie angesichts der hohen Rotationsgeschwindigkeit einem erhöhten Schadensrisiko und Verschleiß ausgesetzt wären. Deshalb werden MWD/LWD-Systeme oberhalb des Bohrmotors platziert.

Die Parameterstudie zeigt, dass eine Anordnung der MWD/LWD-Systeme unterhalb des Thrusters zu einem kleineren operativen Fenster der Garnitur führt, als es bei einer Anordnung oberhalb des Thrusters der Fall ist. Bei der Anordnung unterhalb des Thrusters trägt der Druckverlust der Spülung durch die MWD/LWD-Systeme gemäß Gleichung (42) zur Erzeugung hydraulischer Vorschubkraft bei und die Garnitur reagiert heftiger auf Störungen des Gleichgewichts, als es der Fall ist, wenn die MWD/LWD-Systeme oberhalb des Thrusters in den Strang integriert sind.

Ein weiteres Argument für die Anordnung der MWD/LWD-Systeme oberhalb des Thrusters ist der geringere Einfluss des Stranggewichts auf den Bohrkoeffizienten. Der Betriebspunkt der Garnitur wird so in geringerem Maße durch richtbohrtechnische Gegebenheiten beeinflusst (Abb. 31).

Trotz aller Argumente für eine Platzierung des Thrusters zwischen dem Steuerkopf und dem MWD/LWD Paket ist zu bedenken, dass die elektronischen und hydraulischen Komponenten des Steuerkopfs über Kabel mit dem Kommunikations- und Energieversorgungssystem des restlichen Stranges verbunden sein muss. Thruster nach heutiger Bauart sind nicht zur Aufnahme durchgängiger elektrischer Kabel geeignet. Es ist in jedem Fall eine Neukonstruktion erforderlich, in deren Verlauf auch die Integration eines Weggebers zur Anzeige der aktuellen Hubposition des Thrusterkolbens in Erwägung gezogen werden sollte (vgl. Kapitel 6.6).

#### **6.2.4 Anordnung von Bypass- und Druckverlustmodulen im Pilotstrang**

Der Thruster erzeugt den Andruck des Pilotmeißels aus dem Druckverlust der Bohrgarnitur. Dieser ist prinzipiell durch die Integration von Bypass- oder Düsenmodulen in den Strang beeinflussbar. Die Parameterstudie zeigt allerdings, dass der Einsatz von Bypass- oder Düsenmodulen im Pilotstrang stets zu einer weiteren Einschränkung des ohnehin engen operativen Fensters der Garnitur führt.

Ein Düsenmodul im Pilotstrang erhöht den Druckverlust im Pilotstrang und vermindert den Volumenstrom. Der Teilstrom durch die Düsen des Erweiterungswerkzeugs nimmt im selben Maße zu. In Folge erhöhen sich die Gefahr von Auswaschungen an den Düsen des Erweiterungswerkzeugs und das Risiko des Abwürgens des Untertage-motors mangels Bohrspülung. Gleichzeitig wird die Reinigung des Pilotlochs beeinträchtigt.

Ein Bypassmodul im Pilotstrang zweigt dem meist ohnehin geringen Volumenstrom durch den Bohrmotor und den Pilotmeißel einen weiteren Teilstrom in den Ringraum ab und führt zu ähnlichen Folgeerscheinungen, wie für den Einsatz eines Düsenmoduls.

Der Einsatz von Bypass- oder Düsenmodulen führt also stets zu einer Verschlechterung des Betriebsverhaltens der Garnitur und wird nicht weiter in Betracht gezogen, weder in Form „fester“ Düsen, noch in Form „variabler“ Düsen, wie sie zur Steuerung so genannter „Smart Thruster“ diskutiert worden sind.

## 6.2.5 Erweiterungswerkzeug

Das Erweiterungswerkzeug befindet sich bei allen Parameterstudien am oberen Ende der Bohrgarnitur. Es befindet sich dabei entweder im aktivierten (Flügel ausgefahren, Spüldüsen geöffnet) oder im deaktivierten Zustand (Flügel eingefahren, Spüldüsen geschlossen). Kurzfristige, instationäre Strömungseffekte, die durch das Öffnen oder Schließen der Düsen des Erweiterungswerkzeugs auftreten können, werden nicht betrachtet.

## 6.3 Einstellung des Bohrkoeffizienten bei aktiviertem Erweiterungswerkzeug

### 6.3.1 Auslegung der Bohrgarnitur vor einem Einsatz

Der Bohrkoeffizient soll in Arbeitsstufe „Null“ des Thrusters einen Wert größer als Eins und in Arbeitsstufe „Eins“ einen Wert kleiner als Eins haben. Nur so steht ein selbst regelndes System zur Verfügung, das den Thrusterhub in einer schwimmenden Position hält. Die Suche nach diesem Idealzustand erfolgt unter Zuhilfenahme der ReamTHRUST-Software.

Zunächst werden die operativen Parameter (Strangdrehzahl, Gesamt-Meißelbelastung, etc.) auf die für den Einsatz angestrebten Optimalwerte gesetzt und nachfolgend die konstruktiven Parameter der Garnitur (Düsengrößen, Motortyp, Durchmesser von Drosselspeer und Sleeve im Thruster, Anordnung der Komponenten innerhalb der Garnitur etc.) im Rahmen der praktisch verfügbaren Möglichkeiten variiert, bis der gewünschte Bohrkoeffizient erreicht ist. Die nachfolgende Tabelle gibt Beispiele dafür, wie der Bohrkoeffizient durch Variation der **konstruktiven** Parameter in Richtung höherer oder niedrigerer Werte verändert werden kann. Im Allgemeinen wird man mehrere Parameter gleichzeitig verändern müssen, bis der Bohrkoeffizient die gewünschten Werte aufweist und gleichzeitig alle weiteren Randbedingungen der Berechnung eingehalten werden.

Parameter	Aktion	Bohrkoeffizient
<b>Pilotmeißel</b>		
Anzahl bzw. Größe der Düsen	erhöhen	steigt
Aggressivität	erhöhen	sinkt stark
<b>Untertagemotor</b>		
Leerlauf-Druckverlust	erhöhen	steigt moderat
Verhältnis Arbeitsmoment / Arbeitsdruckverlust	erhöhen	steigt moderat
<b>Thruster</b>		
Position innerhalb der Garnitur	vom Pilotmeißel weg bewegen	sinkt stark
Spezifische Schubkraft	erhöhen	sinkt stark
Außendurchmesser Drosselspeer	erhöhen	sinkt
<b>Erweiterungswerkzeug</b>		
Anzahl bzw. Größe der Düsen	erhöhen	steigt stark
Aggressivität	erhöhen	steigt stark

Tabelle 1: Auswirkung konstruktiver Parameter auf den Bohrkoeffizienten

### 6.3.2 Initiale Feinjustierung des Bohrkoeffizienten im praktischen Einsatz auf Sohle

Trotz gründlicher Planung wird der Bohrkoeffizient im praktischen Einsatz vom berechneten Idealwert (größer als Eins in „Stufe Null“ und kleiner als Eins in „Stufe Eins“) abweichen.

Weist er in beiden Arbeitsstufen Werte größer als „1“ auf, so wird der Thruster allmählich zusammen geschoben und verliert am Anschlagpunkt seine balancierende Wirkung auf die Belastung von Erweiterungswerkzeug und Pilotmeißel.

Weist der Bohrkoeffizient in beiden Arbeitsstufen des Thrusters kleinere Werte als „1“ auf, so wird der Thruster bis zu seinem Anschlag auseinander gefahren und verliert ebenfalls seine balancierende Wirkung.

Die erforderliche Feinjustierung des Bohrkoeffizienten auf Sohle erfolgt über die **operativen Parameter** des Einsatzes. Die nachfolgende Tabelle zeigt, wie der Bohrkoeffizient auf Veränderungen der wichtigsten operativen Parameter reagiert.

<b>Stellgröße</b>	<b>Aktion</b>	<b>Bohrkoeffizient</b>
Strangdrehzahl	erhöhen	steigt
Gesamt-Meißelbelastung	erhöhen	steigt
Gesamt-Volumenstrom	erhöhen	sinkt
Spüldichte	erhöhen	sinkt
Arbeitsstufe des Thrusters	erhöhen	sinkt

Tabelle 2: Auswirkung operativer Parameter auf den Bohrkoeffizienten

Die beiden Parameter Strangdrehzahl und Gesamt-Meißelbelastung sind zur Einflussnahme auf den Bohrkoeffizienten besonders gut geeignet, da sie ihm direkt proportional sind.

### 6.3.3 Fortlaufende Kontrolle und Einstellung des Bohrkoeffizienten im Bohrbetrieb

Nachdem der Bohrkoeffizient auf Sohle optimiert und der Thruster in eine schwebende Position gebracht wurde, muss dieser Zustand für die Fortdauer des Betriebes mit aktiviertem Erweiterungswerkzeug trotz Einwirkung von Störgrößen aufrechterhalten werden. Hierzu gehören einseitige Abnutzungserscheinungen von Erweiterungswerkzeug oder Pilotmeißel, sowie Inhomogenitäten der Formation oder Schwankungen der operativen Parameter, die die selbst regelnde Funktion des Systems überfordern.

Im Idealfall verfügt die Bohrgarnitur über einen Sensor, der die Position des Kolbens im Zylinder des Thrusters kontinuierlich misst und nach Übertage überträgt. In Kapitel 6.6.3 wird näher auf diese Option eingegangen. Wenn der Thrusterhub sich einem seiner beiden Anschlagpunkte nähert, wird der Bohrkoeffizient durch gezielte Anpassung der operativen Parameter so beeinflusst, dass das Gleichgewicht wieder hergestellt wird.

Die fortlaufende Indikation der Hubposition erlaubt eine sehr feinfühligere Nachstellung der Betriebsparameter und somit eine Maximierung der in Kapitel 6.1 beschriebenen maximalen Kompensationszeit des Thrusters.

Falls keine fortlaufende Indikation des Thrusterhubes vorhanden ist, kann die Kontrolle und Steuerung des Bohrkoeffizienten über eine Interpretation der Messwerte eines Echtzeit Vibrationsmoduls im Bohrstrang erfolgen. Da ein Thruster im schwimmenden Zustand axiale Vibrationen absorbiert, im geöffneten und geschlossenen Zustand dagegen aber nicht, kann das relative Niveau der axialen Vibrationen als Anzeige der Position des Thrusterkolbens verwendet werden. Steigt das Niveau der axialen Vibrationen plötzlich an, ohne dass sich weitere Randbedingungen des Betriebs geändert haben, so hat der Kolben einen seiner beiden Anschlagpunkte erreicht. Die anschließende Reduktion der axialen Vibrationen auf das ursprüngliche Niveau zeigt den Erfolg der eingeleiteten Korrekturmaßnahme an.

Die Kontrolle des Thrusterhubes über überträgige Druckindikationen, wie sie bei konventionellen Thruster-Bohrgarnituren üblich und in Kapitel 6.6 beschrieben ist, erscheint für die Mehrheit der Anwendungen nicht praktikabel, da sie eine fortlaufende, intensive Überwachung und Interpretation des Steigrohrdruckes durch einen erfahrenen Service-Ingenieur erfordert und zudem mit steigender Bohrgeschwindigkeit immer schwieriger vorzunehmen ist.

#### **6.4 Steuerung des Thrusters bei deaktiviertem Erweiterungswerkzeug**

Der Thruster hat die Aufgabe, die gesamte, durch Nachlassen des Gewichts der Schwerstangen erzeugte Meißelbelastung gezielt und kontrolliert auf das Erweiterungswerkzeug und den Pilotmeißel aufzuteilen. In den vorangehenden Kapiteln wurde ausführlich dargelegt, wie diese Forderung zu realisieren ist.

Bei deaktiviertem Erweiterungswerkzeug (Flügel eingefahren) entfällt diese Aufgabe. Der Bohrstrang kann in diesem Fall entweder als konventionelle Thruster-Bohrgarnitur behandelt und zur Stoßdämpfung verwendet werden (Standard Operation im Feld) oder der Thruster wird durch Aufbringen einer Meißelbelastung, die größer als die hydraulische Kraft des Thrusters ist, zusammen geschoben und als „Schwerstange“ verwendet bis das Erweiterungswerkzeug wieder aktiviert wird.

#### **6.5 Untersuchung des Schaltvorganges des Erweiterungswerkzeugs**

##### **6.5.1 Problembeschreibung**

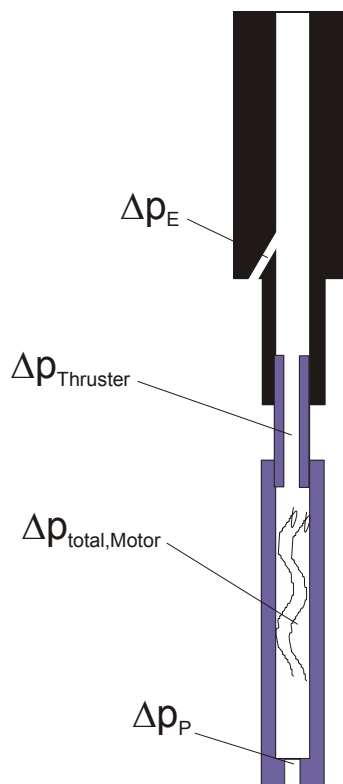
Das schaltbare Erweiterungswerkzeug soll in bestimmten Formationen aktiviert und in anderen Formationen deaktiviert werden.

Im deaktivierten Zustand sind die Flügel des Erweiterungswerkzeugs eingezogen und die Spüldüsen geschlossen. Der gesamte Spülungsstrom fließt durch das Erweiterungswerkzeug hindurch in den Pilotstrang und steht dort zum Antrieb des Bohrmotors und der Reinigung und Stabilisierung des Ringraums um den Pilotstrang zur Verfügung.

Wird das Erweiterungswerkzeug aktiviert, so fahren die Flügel aus und die Spüldüsen werden geöffnet. Je nach hydraulischer Beschaffenheit des Gesamtsystems wird nun ein Teilstrom der Spülung direkt über die Düsen des Erweiterungswerkzeugs in den Ringraum abgegeben. Der Pilotstrang erhält den verbleibenden Rest-Spülungsstrom.

Die Planung des Schaltvorganges ist von erheblicher Bedeutung für den Bohrprozess. Der maximal zulässige Volumenstrom einer Komponente im Pilotstrang darf im Zustand geschlossener Düsen des Erweiterungswerkzeugs nicht überschritten werden, da sonst die Wahrscheinlichkeit eines Schadens oder Ausfalls steigt. Ebenso darf das Öffnen der Düsen des Erweiterungswerkzeugs den Volumenstrom durch den Pilotstrang nicht so weit reduzieren, dass der Bohrmotor stehen bleibt oder das Pilotloch nicht mehr ausreichend gereinigt wird.

Zur theoretischen Untersuchung der hydraulischen Bedingungen am Schaltpunkt der Garnitur muss das Erweiterungswerkzeug sowohl im aktivierten, als auch im deaktivierten Zustand betrachtet werden können. Dies ist mit der ReamTHRUST Software nicht möglich.



Das ReamTHRUST-Programm basiert auf dem theoretischen Modell des Bohrkoeffizienten, einer Kennzahl, die das Verhältnis der Bohrgeschwindigkeiten von Erweiterungswerkzeug und Pilotmeißel wiedergibt. Mit der Deaktivierung des Erweiterungswerkzeugs geht dessen Bohrgeschwindigkeit verloren und der Bohrkoeffizient ist nicht mehr definiert.

Es wurde daher eine zweite, vereinfachte Version des ReamTHRUST-Programms entwickelt. Diese Version verzichtet auf alle Berechnungen, die mit dem Bohrkoeffizienten zusammenhängen und konzentriert sich lediglich auf die hydraulischen Aspekte der Bohrgarnitur. Im Prinzip handelt es sich bei dieser Version des Programms um eine Neuauflage des in Anhang 1.1 vorgestellten THRUST Programms, das um die Möglichkeit der Einbeziehung von Bypass Modulen und Meißeln mit Drehmomentbegrenzung erweitert wurde und für den Ein- und Ausgabedialog weitgehend die Benutzeroberfläche des ReamTHRUST-Programms verwendet.

**Abbildung 35: Hydraulisches Modell der komplexen Bohrgarnitur**

In einem solchen, rein hydraulischen Modell kann das aktivierte Erweiterungswerkzeug als ein Bypass Modul betrachtet werden, das sich am oberen Ende der Garnitur befindet (vgl. Abb. 35). Zur Betrachtung des deaktivierten Erweiterungswerkzeugs in der Berechnung wird das Bypass Modul am oberen Ende der Garnitur wieder entfernt.

Berechnungen mit dem ReamTHRUST-Programm ergeben bei Verwendung derselben Eingabedaten erwartungsgemäß dieselben hydraulischen Ergebnisse (Druckverluste, Thrusterschub, Aufteilung der Volumenströme etc.) wie Berechnungen mit dem THRUST Programm, da in beiden Programmen dieselben hydraulischen Modelle verwendet werden.

## 6.5.2 Einfache Schaltprozedur

Die Problematik des Schaltvorgang wird anhand eines konkreten Berechnungsbeispiels verdeutlicht. Die Bohrgarnitur ist dazu wie folgt aufgebaut:

- 8 ½“ PDC-Pilotmeißel mit geringer Aggressivität ( $Ag_P = 0,2$ ) und einer Düsenquerschnittsfläche von 0,6 inch<sup>2</sup> (387 mm<sup>2</sup>)
- 6 ¾“ M1XL Ultra Series Bohrmotor
- 6 ½“ Light Thruster
- MWD (wahlweise oberhalb oder unterhalb des Thrusters)
- 9 7/8“ Erweiterungswerkzeug (schaltbar) mit einer Düsenquerschnittsfläche von 0,3 inch<sup>2</sup> (194 mm<sup>2</sup>) und PDC Schneidelementen ( $Ag_E = 0,2$ )

Bei aktiviertem Erweiterungswerkzeug geht ein Teil des Gesamtpülungsstroms durch die Düsen des Erweiterungswerkzeugs für den Pilotstrang verloren. Bei einem Gesamt-Volumenstrom von 2500 l/min beträgt der Teilstrom durch den Pilotstrang für den obigen Satz an Eingabedaten 1400 l/min. Er erfüllt damit alle Bedingungen an die Reinigung der Bohrlochsohle und zum Antrieb des für Volumenströme von 1000 bis 2500 l/min spezifizierten Bohrmotors (siehe Navi-Drill Motor Handbuch, /6/). Die restlichen 1100 l/min fließen durch die Düsen des Erweiterungswerkzeugs in den Ringraum des Bohrlochs.

Wird das Erweiterungswerkzeug deaktiviert, indem die Flügel eingezogen und die Düsen geschlossen werden, so fließt der gesamte Volumenstrom von 2500 l/min durch den Pilotstrang. Auch bei diesem Betriebspunkt wird keine hydraulische Spezifikation einer Bohrstrangkomponente überschritten.

Analysiert man die Berechnungsergebnisse im Detail, so findet man, dass der Schaltvorgang in der Praxis trotzdem nicht mit diesen Parametern durchgeführt werden kann.

Bei einem Volumenstrom von 2500 l/min durch den Pilotstrang (deaktiviertes Erweiterungswerkzeug), entwickelt die Bohrgarnitur bereits ohne Berücksichtigung von Gewichtskräften einen Vorschub von 87 kN in Arbeitsstufe „Null“ und 123 kN in Arbeitsstufe „Eins“ des Thrusters. Solche Andrücke sind für einen 8 ½“ PDC-Meißel ungewöhnlich hoch. Der für 60 bar Arbeitsdruck spezifizierte Untertagemotor müsste in diesem Fall je nach Arbeitsstufe des Thrusters Arbeitsdrücke von 70 bis 80 bar schadlos bewältigen und befände sich damit an seiner oberen Belastungsgrenze.



Bei aktiviertem Erweiterungswerkzeug erzeugt der reduzierte Volumenstrom im Pilotstrang dagegen eine hydraulische Meißelbelastung von 34 kN in Arbeitsstufe „Null“ und 40 kN in Arbeitsstufe „Eins“.

In Abb. 36 sind die Bedingungen grafisch dargestellt.

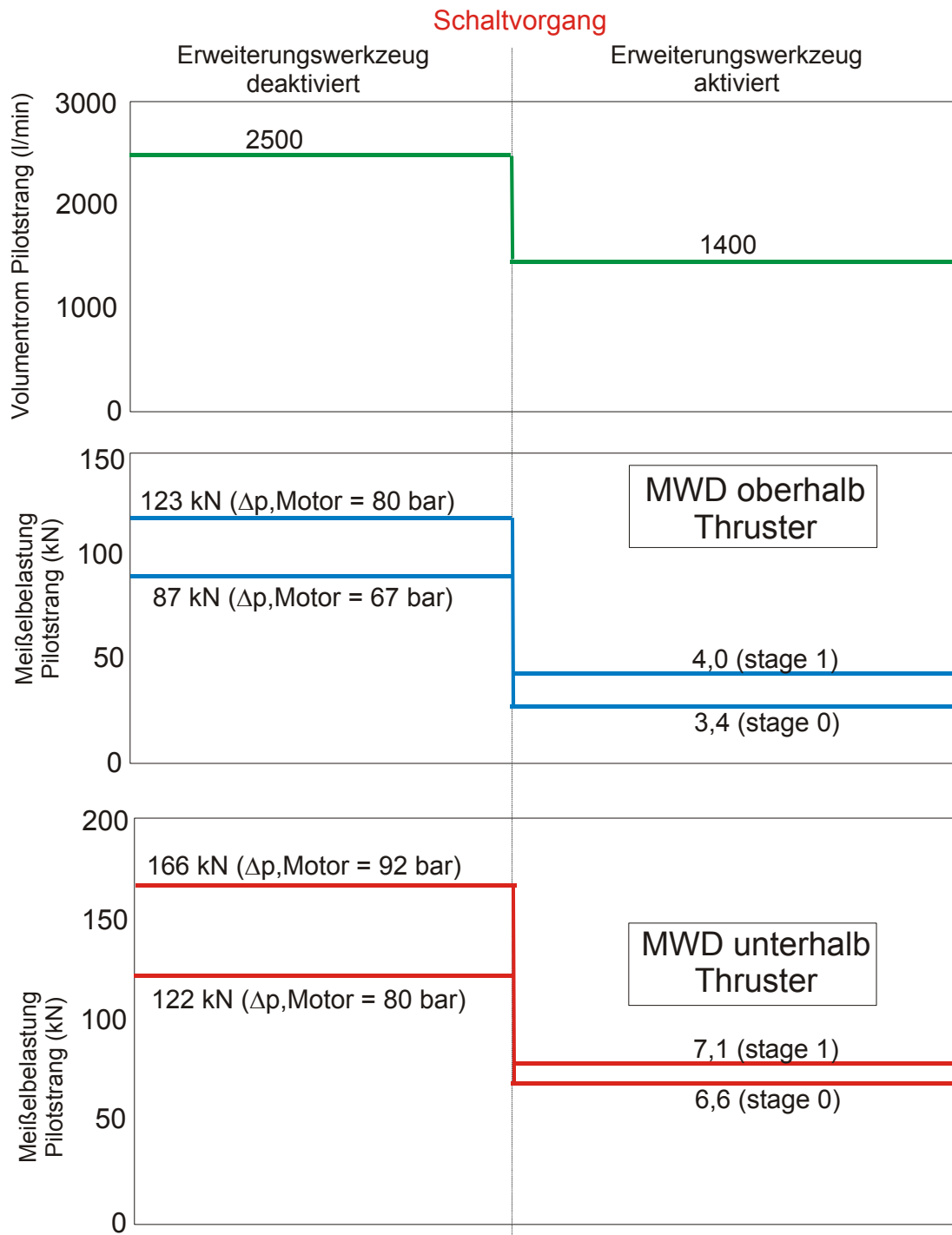


Abbildung 36: Fallbeispiel eines einfachen Schaltvorganges des Erweiterungswerkzeugs

Angesichts der gravierenden Unterschiede zwischen der Belastung des Pilotmeißels im aktivierten und im deaktivierten Zustand des Erweiterungswerkzeugs ist ein optimaler Betrieb der Bohrgarnitur nicht zu erwarten.

Die vorangehenden Betrachtungen gehen davon aus, dass das MWD System oberhalb des Thrusters platziert ist und sein Druckverlust nicht zur Erzeugung hydraulischer Vorschubkraft beiträgt.

Verlagert man das MWD-System in eine Position unterhalb des Thrusters, so verschlechtert sich die Situation insofern weiter, als dass bereits in Arbeitsstufe „Null“ eine für PDC-Meißel ungewöhnlich hohe Meißelbelastung erzeugt wird und der Untertagemotor in Arbeitsstufe „Eins“ überlastet ist.

Ein Schaltvorgang bei konstantem Gesamt-Volumenstrom ist somit nicht praktikabel.

### **6.5.3 Optimierte Schaltprozedur**

Der Schaltvorgang des Erweiterungswerkzeugs kann wesentlich verbessert werden. Abb. 37 zeigt ein entsprechendes Fallbeispiel, dass für dieselbe Bohrgarnitur wie im vorangehenden Kapitel berechnet wurde.

Bei deaktiviertem Erweiterungswerkzeug wird der Gesamt-Volumenstrom auf 2000 l/min verringert. Dadurch sinkt die Last des Pilotmeißels auf Werte von 60 bis 80 kN. Der Bohrmotor läuft im optimalen Betriebsbereich und kann das erforderliche Drehmoment ohne die Gefahr vorzeitigen Verschleißes aufbringen (a).

Zum Schalten wird die Bohrgarnitur zunächst von Sohle abgehoben (b). Anschließend wird der Strang langsam wieder auf Sohle gefahren, während gleichzeitig das Erweiterungswerkzeug aktiviert und der Gesamt-Volumenstrom auf 3000 l/min angehoben wird. Eine vorübergehende Unterversorgung des Pilotstrangs mit Bohrspülung ist einerseits nicht zu erwarten, da der Druckverlust über den im Leerlauf drehenden Bohrmotor gering ist und somit weniger Spülung durch die Düsen des Erweiterungswerkzeugs abgezweigt wird, wäre aber andererseits auch nicht kritisch, da sich der Pilotmeißel während des Schaltvorganges nicht auf Sohle befindet. Am Ende dieses Prozessschrittes ist das Erweiterungswerkzeug auf den maximalen Durchmesser ausgefahren und der Pilotmeißel setzt wieder auf Sohle auf. Der Volumenstrom durch den Pilotstrang beträgt nun ca. 1800 l/min und die Last des Pilotmeißels liegt mit ca. 47 kN in Stufe „Null“ und ca. 55 kN in Stufe „Eins“ noch immer im optimalen Bereich.

Mit dieser Konfiguration wird weiter gebohrt, bis die fließende Formation durchteuft ist (d).

Zum Deaktivieren des Erweiterungswerkzeugs wird die Garnitur wieder von Sohle gehoben. Der Gesamt-Volumenstrom wird auf 2000 l/min reduziert, anschließend werden die Flügel des Erweiterungswerkzeugs eingefahren und die Düsen geschlossen (e). Der gesamte Volumenstrom fließt nun durch den Pilotstrang und der Pilotmeißel wird auf Sohle gefahren.

Für einen selbst steuernden Bohrbetrieb der Garnitur muß der Bohrkoeffizient nun noch durch Variation der Eingabeparameter so optimiert werden, dass er in Stufe Null einen Wert kleiner als „1“ und in Stufe Eins einen Wert größer als „1“ aufweist /16/. Das kann zum Beispiel durch Anpassung der Gesamt-Meißelbelastung erfolgen (vgl. Kapitel 5.3.3).

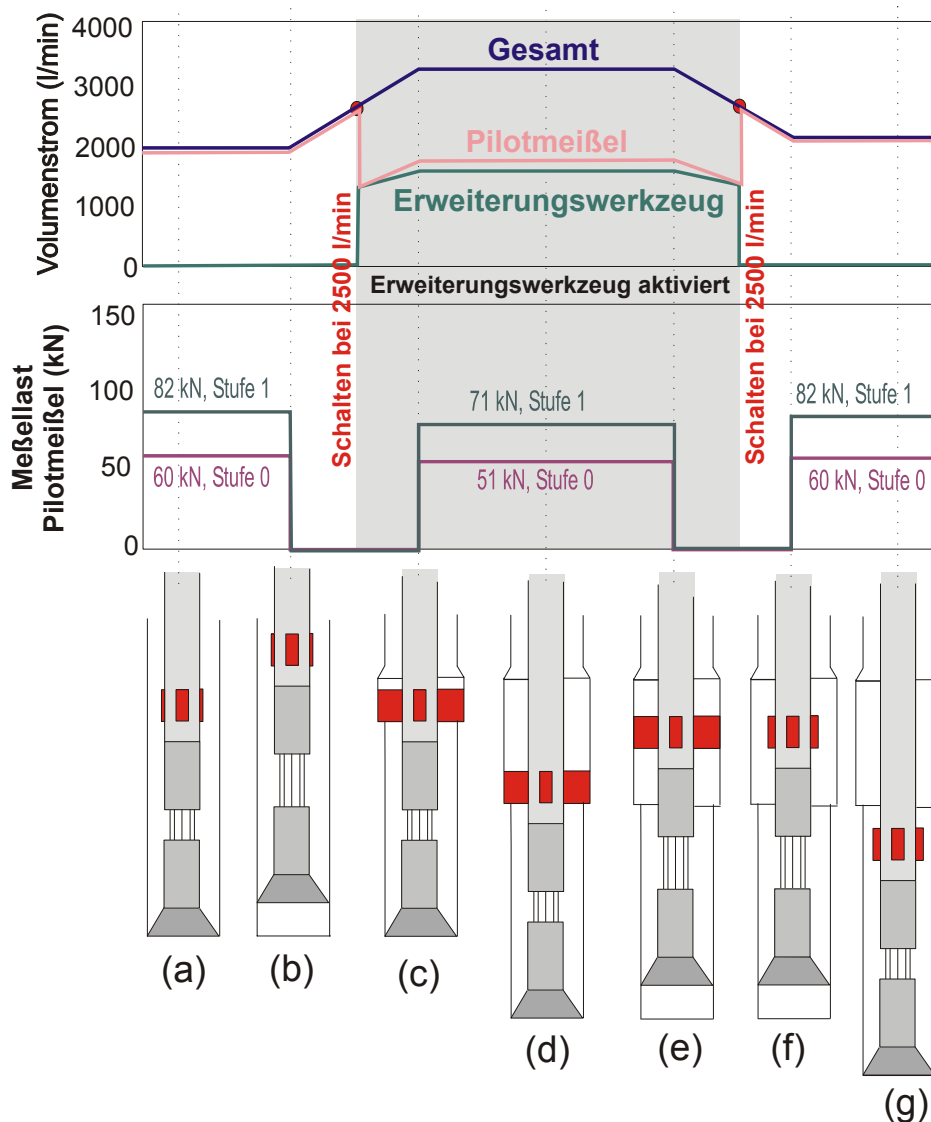


Abbildung 37: Fallbeispiel eines optimierten Schaltvorganges des Erweiterungswerkzeugs

Insgesamt ist festzustellen, dass der Schaltvorgang unter Zuhilfenahme der THRUST und ReamTHRUST Software plan- und beherrschbar ist.

## 6.6 Bestimmung der aktuellen Hubposition des Thrusters

Der Thruster in einer Bohrgarnitur mit aktiviertem Erweiterungswerkzeug muss stets in einer „schwimmenden“ Position zwischen der geöffneten und der geschlossenen Hubstellung des Kolbens gehalten werden, denn nur dann kann er seine Kraft aufteilende Wirkung auf Erweiterungswerkzeug und Pilotmeißel entfalten.

Die Geologen und Mudlogger auf der Bohranlage verlangen die Angabe des aktuellen Thrusterhubes, um die Tiefe des Bohrloches präzise angeben zu können. Bei unbekannter Position des Thrusterkolbens im Zylinder stellt der 1,5 Meter lange Hubweg des Thrusters eine Unsicherheit bei der Teufenangabe dar.

In den folgenden Kapiteln werden Methoden zur Bestimmung der aktuellen Hubposition des Thrusters vorgestellt und bewertet.

## 6.6.1 Überwachung des Steigrohrdruckes

Es ist möglich, die aktuelle Position des Thrusterkolbens durch Überwachung des Steigrohrdruckes zu bestimmen, da die gesamte Hublänge des Thrusters in Arbeitsstufen unterschiedlicher Druckniveaus aufgeteilt ist. Theoretisch kann jeder Arbeitsstufe eine charakteristische Druckanzeige zugeordnet werden (Kapitel 4.3.5). Diese Vorgehensweise funktioniert besonders dann gut, wenn harte Formationen mit geringer Bohrgeschwindigkeit durchteuft werden und der Kolben des Thrusters entsprechend lange in jeder Arbeitsstufe verharrt.

Mit zunehmender Bohrgeschwindigkeit wird die Positionsbestimmung über den Steigrohrdruck aber schwieriger, da die Verweilzeit des abbohrenden Kolbens in einer bestimmten Arbeitsstufe immer kürzer wird. Bei noch höherer Bohrgeschwindigkeit kann die Verweilzeit des Kolbens in einer bestimmten Arbeitsstufe so kurz werden, dass die Stufe bereits vor einer eindeutigen überträgigen Druckindikation wieder verlassen wird.

Das Druckniveau der Arbeitsstufen wird von Störungen verschiedenster Ursachen überlagert (schwankende Aufteilung des Gesamt-Volumenstromes auf Bypässe und Pilotstrang, veränderliche Lastzustände des Bohrmotors etc.). Die Methode der Bestimmung der Position des Thrusterkolbens durch die Überwachung des Steigrohrdruckes ist somit unsicher, zeitaufwändig und nicht zeitgemäß.

## 6.6.2 Das „ $F_v / p_{\text{Pumpe}}$ -Diagramm“

Die Entwicklung des „ $F_v / p_{\text{Pumpe}}$ -Diagramms“ (im englischen Sprachraum als „WOB-SPP-chart bezeichnet) [9] verbesserte die Bestimmbarkeit der aktuellen Hubposition des Thrusters. Die aktuellen Messwerte für die Meißelbelastung ( $F_v$ ) und den Druck im Steigrohr ( $p_{\text{Pumpe}}$ ) sind auf jeder Bohranlage verfügbar. Sie werden teufen- oder zeitbezogen gespeichert und auf Messschrieben („logs“) dargestellt.

Durch Modifikation der Software ist es möglich, zeitgleich gemessene Wertepaare für den Steigrohrdruck und die Meißelbelastung im „ $F_v / p_{\text{Pumpe}}$ -Diagramm“ gegeneinander aufzutragen. Bei dieser Darstellungsweise stellen die verschiedenen Arbeitsstufen des Thrusters Punkte auf einer Geraden mit flacher Steigung dar (Abb. 38). Der Zustand des geschlossenen Thrusters wird dagegen durch eine Gerade mit steilerer Steigung gekennzeichnet. Sie schließt sich links an die flachere Gerade an. Der Zustand des geöffneten Thrusters ist nicht dargestellt worden, entspricht aber einer Geraden, die parallel zu der steileren Geraden des geschlossenen Zustandes verläuft. Die Lagen der Geraden im Diagramm ergeben sich für den konkreten Einsatzfall aus dem THRUST-Programm (vgl. Anhang 1.1).

Die Frage, ob sich der Thruster im schwimmenden Zustand befindet, lässt sich über einen Vergleich der Steigung einer Ausgleichsgeraden durch die fortlaufend gemessenen  $F_v / p_{\text{Pumpe}}$  - Wertepaare mit den Steigungen der Geraden für den schwimmenden und den geschlossenen Zustand des Thrusters beantworten.

Abb. 39 zeigt als Beispiel Messwerte, die zu dem in Abb. 38 entwickelten, theoretischen Verlauf aufgenommen wurden. Die Punkte entlang der theoretischen Geraden im unteren Teil des Bildes belegen, dass der Thruster während der Dauer

der Messwertaufnahme im Übergangsbereich zwischen „Stufe Null“ und „Stufe Eins“ betrieben wurde. Die Garnitur befand sich im Rotary Modus (Strangrotation). Haftreibungseffekte treten hier nicht auf und die übertätig angezeigte Meißelbelastung stimmt hinreichend genau mit der tatsächlichen untertätig vorhandenen Meißelbelastung überein.

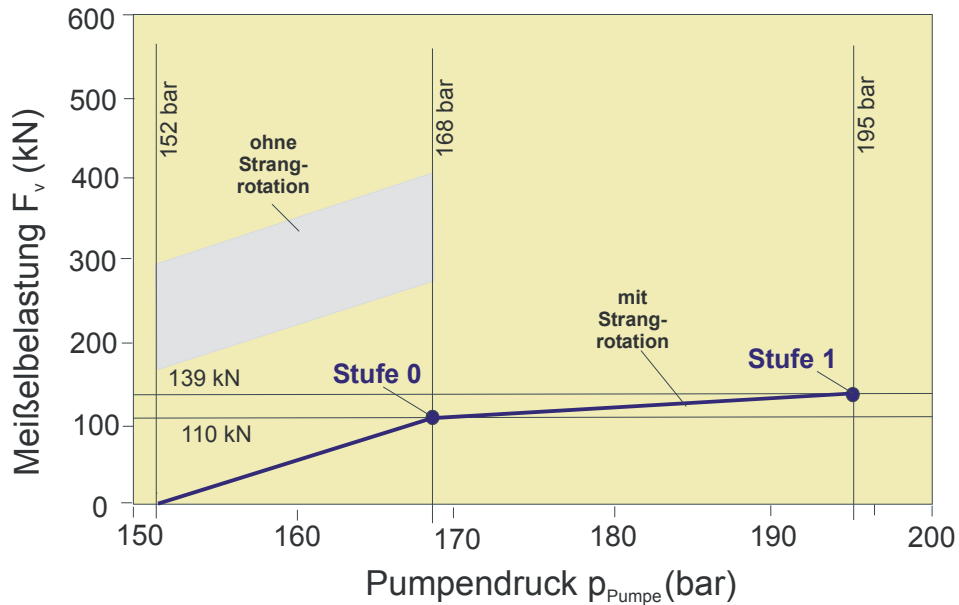


Abbildung 38: theoretisches  $F_v / p_{\text{Pumpe}}$  Diagramm nach /9/

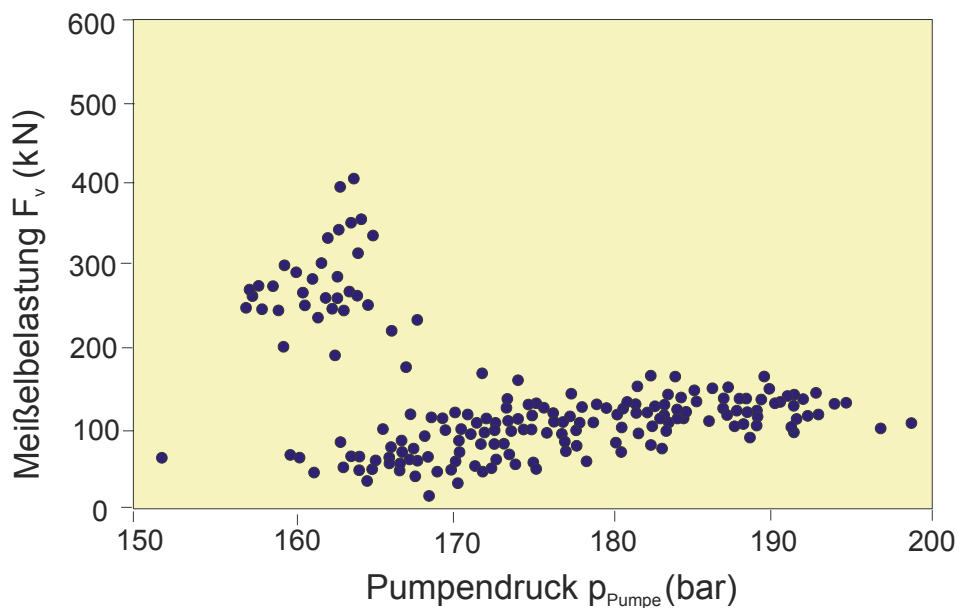


Abbildung 39: Messwerte zum  $F_v / p_{\text{Pumpe}}$  Diagramm in Abb. 38 nach /9/

Die „Messwertwolke“ am linken Bildrand, die deutlich oberhalb der anderen Messwerte liegt, wurde im Bohrbetrieb ohne Strangrotation aufgenommen. Die Haftreibung am Strang bewirkt hier eine um die Schleplast erhöhte übertätige Anzeige der Meißelbelastung. Der Thruster befand sich während der Messwertaufnahme in „Stufe Null“ (vertikale Projektion der Messwolke auf die Rotary-Kurve). Die tatsächliche Meißelbelastung betrug ca. 80 kN, Übertage wurde eine durch Schleplasten verfälschte Meißelbelastung von ca. 300 kN angezeigt.

Die Zuordnung der  $F_v / p_{\text{Pumpe}}$  - Messwerte zum schwimmenden oder nicht schwimmenden Zustand des Thrusters lässt sich durch statistische Methoden und Auswertungsprogramme automatisieren. Je mehr Arbeitsstufen der verwendete Thruster besitzt, desto einfacher ist die Indikation der Position des Thrusterhubes über das  $F_v / p_{\text{Pumpe}}$  Diagramm.

In der Praxis ist man allerdings bestrebt, die Zahl der Arbeitsstufen des Thrusters zu minimieren und so die Hublänge der verbleibenden, als optimal erachteten Stufen zu maximieren. Eine solche Maßnahme kann durch Veränderung der Formgebung des in Abbildung 12 gezeigten Drosselspeeres realisiert werden. Oft geht die Systemoptimierung so weit, dass letztlich nur noch eine einzige Arbeitsstufe verbleibt und der gesamte Thrusterhub für diese Stufe zur Verfügung steht. Für das  $F_v / p_{\text{Pumpe}}$  - Diagramm bedeutet das aber, dass die ursprüngliche Gerade des schwimmenden Zustandes zu einem Punkt zusammenschrumpft, für den keine Steigung definiert ist.

Die  $F_v / p_{\text{Pumpe}}$  -Methode zur Bestimmung der aktuellen Arbeitstufe eines Thrusters eignet sich daher nur beim Einsatz mehrerer Arbeitsstufen.

### 6.6.3 Einsatz von Untertage-Sensoren

In den meisten Fällen kann nur der Einsatz untertägiger Sensoren eine hinreichend genaue Indikation darüber ergeben, ob sich der Thruster in der erwünschten schwimmenden Position befindet oder nicht.

Da der Thruster eine Stoß dämpfende und vibrationshemmende Wirkung entfaltet [23], eignen sich grundsätzlich alle Vibrationssensoren zu einer Grobanzeige des Thrusterhubes. Ist das Vibrationsniveau relativ hoch, so ist der Thruster entweder geschlossen oder geöffnet. Ist das Vibrationsniveau dagegen relativ gering, so befindet sich der Thruster in der schwimmenden Position (Abb. 13).

Ein Sensor, der in der Lage ist, die untertägige Meißelbelastung anzuzeigen, ermöglicht für den Fall, dass eine Anordnung mit mehreren Arbeitsstufen vorliegt, eine noch präzisere Indikation der Position des Thrusterkolbens, denn die Unsicherheit beträgt hier nur noch die Länge der individuellen Arbeitstufe.

Die Integration eines CoPilot Werkzeugs in den Bohrstrang bietet eine weitere Verbesserung, da dieses sowohl das Vibrationsniveau, als auch die tatsächliche Meißelbelastung kontinuierlich misst und in Echtzeit überträgt (Kapitel 4.3.9). Auf diese Weise ist eine eindeutige Indikation der momentanen Arbeitstufe des Thrusters selbst für den Fall, dass kein Drosselspeer im Thruster verwendet wird, möglich.

Eine optimale Anzeige der Position des Thrusterkolbens ist jedoch nur durch die Integration eines Weggebers im Thruster zu verwirklichen. Noch sind derartige Thruster nicht verfügbar. Es ist aber erforderlich, Thruster über „modulare Verbindungen“ an das Energieversorgungssystem und Datennetz des restlichen Stranges anzubinden (Kapitel 6.2.3). Die gleichzeitige Einführung eines Weggebers stellt kein erhebliches technisches Problem dar.

## **7 Ausblick/weiterführende Arbeiten**

### **7.1 Weiterentwicklung der ReamTHRUST Software**

#### **7.1.1 Verifizierung der Berechnungsergebnisse durch Feldtests**

Im Anhang 1.1 ist die Entwicklung der ReamTHRUST Software beschrieben. Jede vorangehende Entwicklungsstufe des Programms wurde ausgiebig im Feld getestet und bewertet, berücksichtigte die bis dahin gewonnenen Erkenntnisse und führte Verbesserungen des Berechnungsablaufs ein, die die Übereinstimmung von Berechnungs- und Praxisergebnissen verbesserte.

Die Berechnungsergebnisse des ReamTHRUST Programms in seiner jetzigen Endversion konnten noch nicht durch Praxisbeobachtungen bestätigt werden, da sich das schaltbare Erweiterungswerkzeug noch in der Entwicklungs- und Komponentenerprobungsphase befindet. Weitere Komponenten der behandelten komplexen Garnitur, wie zum Beispiel ein Thruster mit modularen Verbindungen zur Übertragung elektrischer Energie und Signale, stehen ebenfalls noch nicht für Feldtests zur Verfügung.

Die Verifikation der Berechnungsergebnisse für komplexe Bohrgarnituren mit integriertem, schaltbarem Erweiterungswerkzeug, und damit die Eichung und Bewertung der ReamTHRUST Software durch praktische Einsatzdaten, steht mangels Verfügbarkeit eines praxistauglichen, schaltbaren Erweiterungswerkzeugs derzeit noch aus.

#### **7.1.2 Einbindung des ReamTHRUST Programms in die im Feld genutzte Anwendersoftware**

Die ReamTHRUST Berechnungssoftware wurde in Form eines EXCEL-Worksheets mit verschiedenen Macros programmiert. Im Rahmen der Parameterstudien wurden zwei leicht verschiedene Versionen der Software benutzt. Die Vollversion, die alle hydraulischen und mechanischen Aspekte der Modellierung und speziell den Bohrkoeffizienten betrachtet, wird zur Berechnung der Garnitur mit aktiviertem Erweiterungswerkzeug verwendet. Eine vereinfachte Version der Software beschränkt sich auf die hydraulischen Belange der Modellierung. Sie wird zur Untersuchung des Schaltvorganges des Erweiterungswerkzeugs benötigt, denn bei deaktiviertem Erweiterungswerkzeug (Flügel eingezogen) ist der Bohrkoeffizient nicht definiert.

Die Auftrennung in zwei getrennte Berechnungsprogramme war zweckmäßig für die Erarbeitung der vorliegenden Grundlagen für den Betrieb komplexer Bohrgarnituren mit Erweiterungswerkzeug und Thruster. Im Hinblick auf die anstehende Weiterentwicklung komplexer Bohrgarnituren wird empfohlen, eine „Universalversion“ zu erstellen, die per Mausclick Berechnungen mit aktiviertem und deaktiviertem

Erweiterungswerkzeug erlaubt und in die gängige Anwendersoftware für die Feldingenieure integriert ist.

### **7.1.3 Online-Rückführung von Messwerten aus dem Feld**

Im Idealfall verfügt die Bohrgarnitur über einen Untertagesensor, der kontinuierlich Auskunft über die momentane Hubposition des Thrusterkolbens gibt und nach Übertage übermittelt. Der Service-Ingenieur auf der Anlage nutzt diese Messwerte, um den Bohrkoeffizienten über die operativen Bohrparameter nach Bedarf einzustellen.

Es ist davon auszugehen, dass erste Systemeinsätze komplexer Bohrgarnituren mit schaltbarem Erweiterungswerkzeug und Thruster zunächst mit konventionellen Thrustern ohne modulare Verbindungen gefahren werden. In diesem Fall bietet es sich an, eine online Version der ReamTHRUST-Software zu erstellen, in die die verfügbaren Bohrparameter (wie zum Beispiel Gesamt-Meißelbelastung, Strangdrehzahl, Gesamt-Volumenstrom und Dichte der Spülung) fortlaufend eingespeist werden. Auf diese Weise wird eine kontinuierliche Anzeige des theoretischen Bohrkoeffizienten erreicht. Korrekturfaktoren können genutzt werden, um Abweichungen zwischen berechneten und beobachteten Bohrkoeffizienten zu kompensieren und das theoretische Modell besser an die Realität anzupassen.

### **7.1.4 Berechnung des „Off-bottom“-Zustandes**

Das ReamTHRUST-Programm gestattet die Berechnung des mechanisch-hydraulischen Betriebsverhaltens der Bohrgarnitur auf Sohle. Der Thruster befindet sich per Definition in einer schwimmenden Position zwischen dem geöffneten und dem geschlossenen Zustand. Dies ist die Bedingung für die Verwendung des Berechnungsansatzes, bei dem die hydraulische Vorschubkraft des Thrusters über die Meißelaggressivität mit dem Drehmoment und somit dem Differenzdruck des Bohrmotors verknüpft ist (Kapitel 4.3.4).

Wird die Bohrgarnitur unter Aufrechterhaltung des Spülungsstromes von Sohle („off-bottom“) gehoben, wie es beispielsweise für den Schaltvorgang zu Aktivieren oder Deaktivieren des Erweiterungswerkzeugs erforderlich ist, so fährt der Kolben des Thrusters aufgrund seines Eigengewichtes und/oder der hydraulischen Schubkraft bis zu seinem Anschlag aus. Der Meißel rotiert ohne Last, der Druckverlust über den Motor ist auf den Leerlauf-Druckverlust reduziert und die Kopplung von hydraulischer Vorschubkraft und Motorbelastung ist aufgehoben.

Das derzeitige ReamTHRUST-Programm ist nicht für die Berechnung des „Off-bottom“ Zustandes vorbereitet.

Solange der Gesamt-Volumenstrom nicht verändert wird, sind im off-bottom Zustand die Druckverluste aller Komponenten der Garnitur und somit auch die Teilströme durch Pilotstrang und Erweiterungswerkzeug konstant. Die Teilströme sind den Druckverlusten umgekehrt proportional:



$$\frac{Q_P}{Q_E} = \frac{\Delta p_E}{\Delta p_P} \quad (55)$$

Es wird empfohlen, die Berechnung des off-bottom Zustandes in eine Folgeversion des Programms zu berücksichtigen, damit der Schaltvorgang noch eingehender und komfortabler untersucht werden kann.

### **7.1.5 Berücksichtigung des Druckverlustes im Ringraum**

Die derzeitige Version des ReamTHRUST-Programms geht von der vereinfachenden Annahme aus, dass der Druckverlust im Ringraum des Bohrloches entlang der Garnitur vernachlässigbar gering ist. Diese Annahme ist aber speziell bei langen Pilotsträngen und engen Ringräumen in Frage zu stellen.

Generell hat die Berücksichtigung eines Druckverlustes im Ringraum denselben Einfluss auf das Berechnungsergebnis, wie die Einbringung eines zusätzlichen Düsenmoduls in den Pilotstrang: sie führt zu einer Verkleinerung des operativen Fensters der Bohrgarnitur.

Es wird empfohlen, die Software um die Berücksichtigung des Druckverlusts im Ringraum zu erweitern.

## **7.2 Weiterentwicklungen von Strangkomponenten und Übertage-systemen**

### **7.2.1 „Smart Thruster“**

Im Vergleich zu einem konventionellen Thruster kann ein „Smart Thruster“ durch aktive oder passive Maßnahmen an veränderliche Erfordernisse während des Bohrbetriebs angepasst werden. Meist diskutiert man in diesem Zusammenhang die Einbringung von steuerbaren oder geregelten Bypässen und Zusatzdruckverlusten, mit deren Hilfe die hydraulische Vorschubkraft verändert werden kann.

Die Wirkung solcher Maßnahmen auf den Bohrkoeffizienten wurde in den Kapiteln 5.2.3 und 6.2.4 dargestellt.

Die wirkungsvolle Nutzung einer untertägigen Einstellmöglichkeit des Druckverlustes über dem Thruster verlangt zunächst die Messung und übertägige Anzeige der aktuellen Position des Thrusterkolbens im Zylinder. Die übertägige Anzeige der Messwerte erlaubt dem Service-Ingenieur die Überwachung des Bohrprozesses und gegebenenfalls die Einleitung korrekativer Maßnahmen über die operativen Parameter des Einsatzes. Die untertägige Messung kann darüber hinaus zur Realisierung einer automatischen „closed-loop“ Regelung im Thruster verwendet werden, die den Druckverlust selbständig so verändert, dass der Kolben in einer schwimmenden Position gehalten wird.

Die generelle Notwendigkeit der Einführung modularer Verbindungen zur Übertragung von Strom und elektrischen Signalen durch den Thruster wurde bereits in Kapitel 6.2.3 erwähnt.

### **7.2.2 „Smart Motor“**

Im Vergleich zu einem konventionellen Bohrmotor kann ein „Smart Motor“, durch aktive oder passive Maßnahmen untertage an veränderliche Erfordernisse während des Bohrbetriebs angepasst werden. Es ist denkbar, das Kopfende des Rotors mit einem steuerbaren Bypassventil zu versehen. Ein entsprechender Teilstrom der Spülung fließt direkt durch das Innere des Rotors zum Lagerstuhl und entzieht so dem Antriebsteil des Motors Antriebsleistung. Der Motor kann auf diese Weise gedrosselt und das Niveau des Arbeitsdruckes gezielt reduziert werden.

Da die Parameterstudien zeigen, dass der Pilotstrang im Allgemeinen nahe dem unteren Ende des spezifizierten Volumenstrombereichs betrieben wird, ist dieses Konzept für den Einsatz in komplexen Garnituren mit Erweiterungswerkzeug wenig Erfolg versprechend.

## **8 Zusammenfassung der Ergebnisse**

Die vorliegende Arbeit zeigt, dass die angestrebte Steuerung der Lastverteilung auf Pilotmeißel und Erweiterungswerkzeug durch den Einsatz eines Thrusters im Pilotstrang erreicht werden kann. Das zur Steuerung bestehende operative Fenster einer solchen Bohrgarnitur ist jedoch im Allgemeinen klein und bedarf für jeden Einsatzfall einer detaillierten Vorausplanung. Der Volumenstrom der Spülung, die Strangdrehzahl und die Aggressivität von Pilotmeißel und Erweiterungswerkzeug müssen sich dazu in bestimmten, einsatzspezifischen Grenzen bewegen. Nur dann kann sich unter den weiteren operativen Randbedingungen (z.B. Anzahl und Größe der eingesetzten Düsen, Charakteristika der Bohrstrangkomponenten, Anordnung der Komponenten zueinander) ein selbst regelnder Gleichgewichtszustand der Garnitur einstellen.

Ein Berechnungsansatz zur Simulation der Vorgänge in einer komplexen Bohrgarnitur mit schaltbarem Erweiterungswerkzeug stand nicht zur Verfügung und musste im Rahmen der vorliegenden Arbeit entwickelt und getestet werden. Der neue Berechnungsansatz stützt sich auf die bekannte Bingham-Gleichung für die Bohrgeschwindigkeit [26], die auf die speziellen Belange der vorliegenden Untersuchung modifiziert wurde. Insbesondere gelang es, die schwer zugängliche, von der Gesteinsfestigkeit abhängige Proportionalitätskonstante in dieser Gleichung durch eine leichter zugängliche Meißelaggressivität zu ersetzen. Diese bewegt sich je nach Meißeltyp in bekannten, engen Größenordnungen und kann überdies nach Bedarf durch Versuche am Bohrturm bestimmt werden.

Die verwendeten mechanisch-hydraulischen Modelle für die Komponenten der Bohrgarnitur, die zur Berechnung der Wechselwirkungen zwischen den Strangkomponenten und der Aufteilung des Spülungsstroms in Teilströme durch das System

benötigt werden, konnten zum überwiegenden Teil durch Praxisversuche bestätigt und verfeinert werden.

Im Rahmen ausführlicher Parameterstudien mit der entwickelten Simulations-Software wurden die Einflüsse individueller operativer und konstruktiver Parameter auf das Steuerverhalten der Bohrgarnitur im Betrieb untersucht. Die Auswertung und Interpretation der Ergebnisse führte zu allgemeinen Planungs- und Einsatzempfehlungen. Diese beziehen sich in erster Linie darauf, durch eine sorgfältige Einsatzplanung und Abstimmung der konstruktiven Parameter der Bohrgarnitur einen selbst regelnden Betriebszustand bereitzustellen, diesen im Betrieb zu überwachen und gegebenenfalls durch Anpassung der operativen Parameter aufrecht zu erhalten.

Die aus der Modellierung resultierende Simulations- und Untersuchungs-Software eignet sich als praktisches Werkzeug für die einsatzspezifische Auslegung und Optimierung der Garnitur im Feld.

## 9 Literaturverzeichnis

- 1 Reich, M.; Hoving, P.; Makohl, F.: "Drilling Performance Improvements Using Downhole Thrusters", SPE/IADC 29420, Konferenz 1995 in Amsterdam
- 2 Reiber, F.: „New Thruster Model for Pressure Drop calculations“, interner Engineering Untersuchungsbericht Nr. 39/96, Drilling Systems Baker Hughes INTEQ
- 3 Baumgart, A.: Zwischenbericht „Stationärer Betriebszustand eines 6 ½ Zoll Thrusters“, Technische Universität Braunschweig, Mechanikzentrum, Institut für Technische Mechanik, 23. Dezember 1993
- 4 Gieck, K. und R.: „Technische Formelsammlung, 29. erweiterte Ausgabe“, 1989, Gieck Verlag D-8034 Germering
- 5 Miszler, Ch.: „Kopplung der Längs- und Drehbewegung eines Tiefbohrstrangs bei hydraulischer Bohrkraftsteuerung“, Diplomarbeit, 23. Juli 1996, Technische Universität Braunschweig, Mechanikzentrum, Institut für Technische Mechanik,
- 6 N.N.: „Navi-Drill Handbook“ der Firma Baker Hughes INTEQ von Dezember 2002, Baker Hughes Incorporated, Houston Texas
- 7 Ruch, A.: „Bewertung steuerbarer Motore für den Einsatz in der Tiefbohrtechnik“, Diplomarbeit an der Technischen Universität Berlin, Institut für Bergbauwissenschaft, Juli 1993
- 8 Reich, M.: „Thruster Run for BP on Transocean-8 (Andrew/Cyrus field, well 16/28 OP7 A04)“, Final Run Report, Abteilung Technical Services, Baker Hughes INTEQ, Februar 1996
- 9 Reich, M.: „Thruster Run on well 31/2-F-6AH, Polar Pioneer“, interner Einsatzbericht der Firma Baker Hughes INTEQ, Abteilung Technical Services, Mai 1995
- 10 Reich, M.: „Competitive Performance Drilling with High Speed Downhole Motors in Hard and Abrasive Formations“, Vortrag anlässlich der GSSPE Vortragsveranstaltung in Freiberg/Sachsen am 23.11.2000, sowie Veröffentlichung im SPE Newsletter German Section, Dezember 2000 und Vortrag anlässlich der SPE-Konferenz in New Orleans 1999
- 11 Koppe, M.: „Entwicklung und Untersuchung von Systemkomponenten für die Gewinnung von Kernproben aus Tiefbohrungen unter Druckerhaltung“, Mitteilung aus dem Institut für Erdöl- und Erdgastechnik der Technischen Universität Clausthal, August 2001
- 12 Preißler, M.: „Parameterstudie zur Steuerung einer komplexen Bohrgarnitur mit integriertem schaltbarem Erweiterungswerkzeug („Expandable Reamer“)“, Studienarbeit, TU Bergakademie Freiberg, Fakultät für Geowissenschaften, Geotechnik und Bergbau, Institut für Bohrtechnik und Fluidbergbau, August 2002

- 13 Devereux, S.: „Drilling Technology in nontechnical language“, Library of Congress Catalogin-in-Publication Data, 1999 Penn Well Corporation, Tulsa, Oklahoma
- 14 Kent, D.; Reich, M.; Oesterberg, M.; Regener, T.; Nawfal, N.; Al Khames, S.: „New Performance Motors set new Bench Marks in Drilling Performance“ SPE/IADC 85338, Vortrag anlässlich der 2003 SPE/IADC Middle East Drilling Technology Conference and Exhibition, Abu Dhabi, UAE
- 15 Reich, M.: „Rund um die Bohrtechnik (oder: Wie funktioniert das eigentlich?)“, Booklet für Mitarbeiter und Berufsanfänger der Firma Baker Hughes INTEQ Celle, herausgegeben im Dezember 2001
- 16 Ataey, M.: „Parameterstudie und Entwicklung von Einsatzempfehlungen zur Steuerung einer komplexen Bohrgarnitur mit integriertem schaltbarem Erweiterungswerkzeug“, Studienarbeit, TU Clausthal, Institut für Erdöl- und Erdgastechnik der Technischen Universität Clausthal, August 2003
- 17 N.N.: „A New Direction in PDC Bit Technology for Steerable Motor Applications: Genesis HCM Bits“, Prospekt der Firma Hughes Christensen, Houston Texas anlässlich der kommerziellen Freigabe der Genesis Produktlinie für PDC Bohrmeißel, 2003
- 18 N.N.: „775 Jahre Nienhagen“, Verlagsbeilage der Celleschen Zeitung vom 25. Januar 2003
- 19 N.N.: „Ream While Drilling Technology“, Operations Manual, Hughes Christensen, 2000, Booklet der Firma Hughes Christensen, Houston Texas
- 20 Reich, M.; Grünhagen, H.; Krüger, S.; Grosspietsch, R.: „Rippensteuersysteme revolutionieren den Bohrprozess“, Vortrag anlässlich des 52. Berg- und Hüttenmännischen Tages der Technischen Universität Freiberg, 2001, sowie Veröffentlichung in der Zeitschrift Erdöl, Erdgas, Kohle im Februar 2002
- 21 Heisig, G.; Sancho, J.; Macpherson, J. D.: „Downhole Diagnosis of Drilling Dynamics Data provides new level drilling process control to Driller“, SPE 49206, Vortrag, gehalten in New Orleans im September 1998
- 22 Ligrone, A.; Bussaglia, A.; Gherardi, G.; Pattonico, P.; Gauld, S.; Reich, M.: „The use of High Speed Motors in the Villafortuna / Tecate Field discloses new perspectives in HT/HP drilling“, Vortrag anlässlich der Offshore Mediterranean Conference Ravenna im März 2003
- 23 Hansen, B.: „The effects of downhole vibrations on the drilling performance“, Diplomarbeit, Norwegian University of Science and Technology NTNU, Faculty of Applied Earth Science and Petroleum Technology, Department of Petroleum Engineering and Applied Geophysics, 1999

- 24 Reich, M.: „Drilling Efficiency Improvements in Extended Wells“, Vortrag zum Third Quarter Meeting 1999 der Drilling Engineering Association Europe in London
- 25 Reich, M.: „Thruster Milling on first Multilateral Well drilled on Polar Pioneer“, interner Einsatzbericht der Firma Baker Hughes INTEQ, Abteilung Technical Services, Juni 1997
- 26 Bourgoyne, A.; Chenevert, M.; Milheim, K.; Young, F. S.: „Applied Drilling Engineering“, SPE Textbook Series, Vol. 2, Society of Petroleum Engineers, Richardson, TX, 1986
- 27 Reich, M.; Oesterberg, M.; Montes, H.; Treviranus; J.: „Straight down to success: Performance Review of a Vertical Drilling System“; SPE 84451, Vortrag anlässlich der SPE Konferenz in Denver, Oktober 2003
- 28 N.N.: „Drilling Data Handbook“, Institut Francais du Pétrole, First English Edition, 1978, Editions Technip, Paris
- 29 Engmann, M.; Belohlavek, Gloth, H.; Marx, C.; Luy, R.; Marx, J.: „Optimierung des Bohrfortschritts in schlecht bohrbaren Formationen“, DGMK Forschungsbericht 428, August 1998
- 30 Marx, C.: „Entwicklungsschwerpunkte auf dem Gebiet der Bohrtechnik“, Vortrag anlässlich des 52. Berg- und Hüttenmännischen Tages der Technischen Universität Freiberg, 2001

## 10 Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Auswirkung konstruktiver Parameter auf den Bohrkoeffizienten.....	68
Tabelle 2: Auswirkung operativer Parameter auf den Bohrkoeffizienten.....	69

## 11 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Ölfeld bei Wietze um 1900 /18/ .....	10
Abbildung 2: Pilotmeißel mit Erweiterungswerkzeug .....	14
Abbildung 3: Schematische Darstellung der Aggressivität verschiedener Meißeltypen .....	18
Abbildung 4: Modell eines PDC-Meißels mit Drehmomentbegrenzung .....	19
Abbildung 5: Reales Verhalten eines PDC Meißels mit Drehmomentbegrenzung /17/ .....	19
Abbildung 6: schematische Darstellung einer "einfachen" Bohrgarnitur mit Erweiterungswerkzeug .....	25
Abbildung 7: Grenzfälle der Aufteilung der Gesamtlast auf Pilotmeißel und Erweiterungswerkzeug .....	26
Abbildung 8: Beispiele für den Aufbau "komplexer" Bohrgarnituren mit Erweiterungswerkzeug .....	28
Abbildung 9: Leistungsdiagramm eines Bohrmotors /6/ .....	32
Abbildung 10: linearisiertes Motorkennfeld $\Delta p = f(\text{Drehmoment})$ .....	33
Abbildung 11: Funktionsprinzip eines Thrusters /1/ .....	36
Abbildung 12: Arbeitsstufen eines Thrusters .....	37
Abbildung 13: Wirkung eines Thrusters, dargestellt anhand von Meßwerten aus dem Feld /25/ .....	39
Abbildung 14: Beispiel von Druckverlustmessungen an einem Thruster bei verschiedenen Volumenströmen .....	40
Abbildung 15: Druckverlust eines MWD Moduls .....	42
Abbildung 16: Rotary Closed Loop Steering System "AutoTrak" /20/ .....	43
Abbildung 17: VertiTrak .....	44
Abbildung 18: Display des Untertagesensors "CoPilot" .....	45
Abbildung 19: Ventilschaltbild .....	46
Abbildung 20: Bohrkoeffizient als Funktion des Verhältnisses der Aggressivitäten von Erweiterungswerkzeug und Pilotmeißel .....	52
Abbildung 21: Abhängigkeit des Bohrkoeffizienten vom Schwellenwert $F_{V,s}$ und der Meißelaggressivität .....	52
Abbildung 22: Einfluss des Durchmessers der Düse im Drosselspeer des Thrusters auf den Bohrkoeffizienten .....	54
Abbildung 23: Einfluss des Innendurchmessers des Thruster Sleeves auf den Bohrkoeffizienten .....	54
Abbildung 24: Arbeitsmomente und Arbeitsdrücke verschiedener 6 3/4" Untertagemotore im Vergleich .....	55
Abbildung 25: Einfluss des Gesamt-Volumenstroms auf die Aufteilung der Gesamt- Meißelbelastung auf Pilotmeißel und Erweiterungswerkzeug .....	57
Abbildung 26: Abhängigkeit des Bohrkoeffizienten vom Gesamt-Volumenstrom durch den Bohrstrang .....	57
Abbildung 27: Abhängigkeit des Bohrkoeffizienten von der Strangdrehzahl .....	58
Abbildung 28: Abhängigkeit des Bohrkoeffizienten von der Gesamt-Meißelbelastung durch Nachlassen des Bohrstrangs .....	59
Abbildung 29: Abhängigkeit des Bohrkoeffizienten von der Spüldichte .....	59
Abbildung 30: Reibungseinfluss an Strangkomponenten im geneigten Bohrloch .....	60
Abbildung 31: Einfluss von Bohrgarniturgewichtskraft und Neigungswinkel der Bohrung auf den Bohrkoeffizienten .....	61
Abbildung 32: Maximale Kompensationszeit eines Thrusters in Abhängigkeit vom Betrag des Unterschieds der Bohrgeschwindigkeiten von Erweiterungs- werkzeug und Pilotmeißel .....	62



Abbildung 33: Bohrgeschwindigkeit im Salz (Beispiel aus dem Golf von Mexiko, 8 1/2" Loch).....	63
Abbildung 34: Differenzgeschwindigkeit zwischen Erweiterungswerkzeug und Pilotmeißel, berechnet aus den Messwerten in Abb. 33.....	64
Abbildung 35: Hydraulisches Modell der komplexen Bohrgarnitur.....	71
Abbildung 36: Fallbeispiel eines einfachen Schaltvorganges des Erweiterungswerkzeugs.....	73
Abbildung 37: Fallbeispiel eines optimierten Schaltvorganges des Erweiterungswerkzeugs.....	75
Abbildung 38: theoretisches $F_v / p_{\text{Pumpe}}$ Diagramm nach /9/.....	77
Abbildung 39: Messwerte zum $F_v / p_{\text{Pumpe}}$ Diagramm in Abb. 38 nach /9/.....	77
Abbildung 40: Ergebnisbildschirm des THRUST Programms, Version 1994.....	92
Abbildung 41: Benutzeroberfläche der ReamTHRUST-Software (vgl. Anhang 1.2).....	100
Abbildung 42: Flussdiagramm der ReamTHRUST-Software.....	101
Abbildung 43: Beispiel eines Berechnungsformulars zur Bestimmung der Vorschubkraft einer Thruster-Bohrgarnitur (um 1990).....	102

## 12 Anhang

### Anhangsverzeichnis

- Anhang 1: Die ReamTHRUST Software**
- Anhang 1.1: Entwicklungsgeschichte
- Anhang 1.2: Beschreibung der aktuellen ReamTHRUST-Software
- Anhang 1.3: Kopie der ReamTHRUST-Software auf CD
  
- Anhang 2: Vereinbarung über Vertraulichkeit**
  
- Anhang 3: Benutzeroberfläche der ReamTHRUST-Software**
  
- Anhang 4: Flussdiagramm der ReamTHRUST-Software**
  
- Anhang 5: Berechnungsformular für Thruster Bohrgarnituren (um 1990)**
  
- Anhang 6: Berechnung des hydraulischen Durchmessers  $d_{hydr}$  in Gleichung (45)**

## Anhang 1: Die ReamTHRUST Software

### Anhang 1.1: Entwicklungsgeschichte

Ausgangspunkt für die Entwicklung der heutigen ReamTHRUST-Software war die Markteinführung von Thrustern im Jahre 1986. Ein Thruster ist ein von der Bohrspülung durchströmtes Kolben/Zylindersystem, das eine hydraulische Vorschubkraft erzeugt, die als Meißellast verwendet wird (vgl. Kapitel 4.3.5).

Die Meißellast einer Thruster-Bohrgarnitur ist von einer Vielzahl von Parametern abhängig, unter anderem von:

- Druckverlusten aller Komponenten im Thruster und in der Bohrgarnitur unterhalb des Thrusters
- Volumenstrom und Eigenschaften der Bohrspülung
- Gewichte der Komponenten der Bohrgarnitur
- Neigungswinkel des Bohrlochs (Reibungseinflüsse)

Aufgrund der Vielzahl an Einflussgrößen wurde ein theoretisches Modell gebraucht, mit dem sich der Einfluss der relevanten konstruktiven und operativen Parameter der Bohrgarnitur auf die Meißellast untersuchen ließ.

Der Druckverlust über die Düsen eines Bohrmeißels lässt sich leicht anhand üblicher Formeln aus dem Feld berechnen Gleichung (29). Der Druckverlust über einen Bohrmotor bewegt sich im Allgemeinen ebenfalls in typischen Bereichen, die dem Service-Ingenieur im Feld aus der Erfahrung bekannt sind. Ein Modell zur Berechnung des Druckverlustes über den Thruster lag dagegen zunächst nicht vor. Vielmehr wurden vor jedem Einsatz im Feld umfangreiche Messungen am Bohrturm ausgeführt, in deren Verlauf die verschiedenen Arbeitsstufen des Thrusters bei den signifikanten Volumenströmen angefahren und die zugehörigen Druckverluste gemessen und protokolliert wurden (siehe Beispiel in Abb. 43, Anhang 5). Die zu erwartende Meißellast in den verschiedenen Arbeitsstufen wurde per Hand berechnet, wobei man sich der Gleichung (42) aus Kapitel 4.3.5 bediente.

Diese Methode war für den Operator sehr zeitaufwändig und teuer. Man suchte zur Bestimmung des Druckverlustes von Thrustern nach effektiveren Methoden.

1993 fertigte Baumgart [3] einen Bericht über den stationären Betriebszustand eines Thrusters mit 6 1/2“ Werkzeugdurchmesser an. Das durchströmte Volumen des Thrusters wurde in eine Vielzahl kleiner Kontrollvolumina unterteilt, für die jeweils Impuls- und Energiebilanzen aufgestellt wurden. Das daraus entwickelte Berechnungsmodell ermöglichte es, die Aufteilung des gesamten Volumenstroms in die Teilströme durch den Drosselspeer und den verbleibenden Teilstrom durch den Ringraum um den Speer herum und schließlich den Druckverlust der Bohrspülung entlang des Thrusters abzuschätzen.

Baumgart empfahl die Entwicklung eines instationären Ansatzes zur Verbesserung seines Modells.

1994 entwickelte Reich ein Berechnungsmodell zur Optimierung von Thruster-Bohrgarnituren, das speziell auf die Belange im Feld ausgerichtet war /1/. Es nutzte die damals gängigen Computersysteme Windows 2.1 und DOS, beanspruchte wenig Speicherplatz und forderte nur wenige, dem Richtbohrer vor Ort leicht zugängliche Eingabedaten. Das Programm war in der Lage, das Betriebsverhalten von Thruster-Bohrgarnituren zu simulieren und die in der Bohrpraxis gelegentlich beobachteten Störungen (Selbsthemmung der Bohrgarnitur mit Abwürgen des Bohrmotors) vorher zu sagen.

Die wesentliche Neuerung dieses Modells bestand darin, dass gemäß Kapitel 4.3.4 für den Druckabfall über den Bohrmotor ein Druckverlustmodell eingesetzt wurde, welches mit der Meißellast verknüpft war. Je größer die Meißellast ist, desto größer sind auch das Abtriebsmoment und der Druckverlust des Bohrmotors. Dieser erhöhte Druckverlust führt wiederum zu einer erhöhten Vorschubkraft am Thruster und einer entsprechenden Erhöhung der Meißellast. Dieser Kreislauf setzt sich fort, bis schließlich ein Gleichgewicht erreicht wird.

Liegt dieser Gleichgewichtszustand bei einer Meißellast, die der Untertagemotor in der praktischen Anwendung nicht bewältigen kann ( $T_{\text{Stillstand}} > 1,6 * T_{\text{nenn}}$ , Gleichung (40)), so tritt der in der Praxis gefundene Selbsthemmungseffekt der Bohrgarnitur auf. Liegt der Gleichgewichtszustand dagegen bei einer Meißellast, die im optimalen Betriebsbereich des Bohrmotors liegt, so stellt sich ein äußerst stabiler Arbeitspunkt ein, bei dem ein Abwürgen des Motors praktisch nicht auftritt. Die beschriebenen Mechanismen ließen sich mit Reichs Berechnungsmodell erstmals gut reproduzieren.

```

*****
*   Calculation of Bit - Motor - Thruster Systems   *
*****
INPUT DATA :      Flow Rate      = 900 l/min
                   Mud Weight     = 1.4 kg/l
                   Bit Diameter   = 6 inch
                   Bit TFA        = 1 inch^2
                   Bit Aggressiveness = .1
                   Motor          : 4 3/4 M1C
                   Thruster       : 4 3/4 Single
                   Choke Spear Nozz. = 16 /32 inch diameter

OUTPUT DATA :      ZERO      ONE      TWO      CPI
-----
dp bit (bar)       4.2       4.2       4.2       4.2
dp motor (bar)     14        32        55        22
dp thruster (bar)  1.5       36        80        16.1
WOB (t)           1.4       5.1       9.8        3
TOB (Nm)          223       788      1507      461
v nozz. bit (m/s)  23        23        23        23
v max thrust(m/s)  11        57        85        38

exit --- 0 more calculations / hardcopy --- 1 units --- 2

```

Abbildung 40: Ergebnisbildschirm des THRUST Programms, Version 1994

Erste Berechnungen mit dem „THRUST“-Programm zeigten bereits eine als hinreichend erscheinende Übereinstimmung mit Praxisdaten, um es als offizielle Berechnungs- und Auslegungssoftware für Thruster-Bohrgarnituren zu standardisieren und in das Trainingsprogramm der Service Ingenieure aufzunehmen.

Abb 40 zeigt den Ergebnisbildschirm der ersten Version des THRUST-Programms von 1994. Aus den Eingabedaten für den Volumenstrom, die Spüldichte, die Meißelgröße und -aggressivität, der Auswahl eines Bohrmotors und eines Thrusters über ein vorgegebenes Menu, das die zur Berechnung erforderlichen Parameter automatisch einlas, sowie der Angabe eines Durchmesser der Düse für den Drosselspeer berechnete das Programm für die verschiedenen Arbeitsstufen des Thrusters (Stage zero, one, two und CPI, vgl. Kapitel 4.3.5) die Druckverluste über den Meißel, den Motor und den Thruster, sowie die resultierende Meißellast, das Drehmoment des Bohrmotors und die als interessant bewerteten Strömungsgeschwindigkeiten in den Meißeldüsen und im Ringraum um den Drosselspeer.

Das in Abb. 40 gezeigte Beispiel zeigt deutlich, wie die Meißellast und die Druckverluste über den Motor und den Thruster von Stufe „Null“ zu Stufe „Zwei“ zunehmen. Der Druckverlust über den Bohrmeißel bleibt dagegen konstant, da sich weder der Volumenstrom, noch die Düsengrößen ändern. Ein Selbsthemmungseffekt der Garnitur gemäß Gleichung (40,41) wurde auf dem Bildschirm gegebenenfalls durch eine auffällige Serie Neunen anstelle der Meißellast angezeigt.

Inzwischen hatte Miszler 1996 im Rahmen einer Diplomarbeit Baumgarts Anregung wieder aufgenommen, ein detailliertes Funktionsmodell für die Bewegung von Spülflüssigkeit und Strang zu erarbeiten, das die Dreh- und Axialbewegung des zylindrischen elastischen Bohrgestänges und der Komponenten Thruster, Motor, Meißel, die radiale Aufweitung des Gestänges sowie Druck und Volumenstrom der kompressiblen Spülflüssigkeit berücksichtigte /5/. Basierend auf Gleichgewichtsbeziehungen, Impuls-, Energie- und Massenbilanzen, sowie unter Zuhilfenahme von Ansätzen nach Art der Finiten Elemente wurde ein System von Differentialgleichungen entwickelt, das die zeitlichen Verläufe von Flüssigkeitsdruck, Volumenstrom, Axialbewegung und Drehbewegung beschrieb. Miszler betrachtete seine Arbeit lediglich als Grundlage für umfangreiche Untersuchungen und empfahl weitergehende, ausführliche Parameterstudien. Aufgrund der Vielzahl an schwer zugänglichen Eingabeparametern (wie zum Beispiel Trägheitsmomente der beteiligten Bohrstrangkomponenten, Leckageströme im Bohrmotor, Reibmomente zwischen Rotor und Stator des Bohrmotors, Reibkräfte zwischen Zylinder und Kolben des Thrusters etc.) fand sein Berechnungsansatz bis heute keinen Einzug in die Praxis.

Reichs THRUST-Programm hatte sich in der Zwischenzeit im Feld bewährt. Verschiedene Feldtestberichte /8, 9/ belegen, dass es präzise qualitative Voraussagen über die hydraulisch-mechanische Stabilität einer Thruster-Bohrgarnitur ermöglichte (Selbsthemmung oder stabiler Lauf). Die konkreten Berechnungsergebnisse für den Druckverlust im Thruster und die Meißellast wichen aber oft noch deutlich von realen Messwerten ab. Das verwendete Modell zur Berechnung des Druckverlustes des Thrusters war noch nicht optimal.

Darüber hinaus führte die bis zu diesem Zeitpunkt noch gänzliche Vernachlässigung von Gewicht- und Reibungskräften zu signifikanten Differenzen zwischen Berechnungsergebnissen und Praxisdaten.

1996 wurde das bis dahin auf DOS-Ebene arbeitende THRUST-Programm in die Windows basierende Anwendersoftware Plattform der Firma INTEQ übernommen. Im Verlauf der Neuprogrammierung führte Reiber das in Kapitel 4.3.5 vorgestellte empirische Druckverlustmodell für den Thruster ein /2/. Die berechneten Druckverluste über den Thruster entsprachen nun sehr präzise praktisch ermittelten Messwerten.

Darüber hinaus fügte Reiber die Berücksichtigung von Stranggewichtseinflüssen und resultierenden neigungsabhängigen Reibungskräften zwischen Strang und Bohrloch in die Berechnung ein.

Im Jahr 2002 wurde im Rahmen der vorliegenden Arbeit die ReamTHRUST Software entwickelt. Es stützt sich auf die praxiserprobten Module der THRUST-Software, beinhaltet darüber hinaus aber alle im folgenden Kapitel beschriebenen Neuerungen, die sich auf die spezielle Problematik der Berechnung komplexer Bohrgarnituren mit Erweiterungswerkzeugen und Thrustern beziehen.

## **Anhang 1.2: Beschreibung der „ReamTHRUST“ Software**

Das bestehende THRUST-Programm zur Berechnung von Thruster-Bohrgarnituren geht davon aus, dass der gesamte Spülungsstrom durch alle Komponenten der Bohrgarnitur geleitet wird und diese durch die Düsen im Bohrmeißel verlässt. Bypässe, die Teilströme der Spülung oberhalb des Bohrmeißels in den Ringraum des Bohrlochs abzweigen oder Bypass-Module, wie sie in Kapitel 4.3.3 vorgestellt wurden, können nicht berücksichtigt werden.

Schaltbare Erweiterungswerkzeuge besitzen dagegen oft Düsen, die im Fall aktivierter (ausgefahrener) Flügel geöffnet werden, um die Schneidelemente zu säubern.

Das herkömmliche THRUST-Programm erlaubt zudem nicht die Verwendung neuartiger Bohrmeißel mit Drehmoment begrenzenden Eigenschaften, wie sie in Kapitel 4.1 vorgestellt wurden.

Die im Rahmen dieser Arbeit entwickelte **ReamTHRUST-Software** nutzt einerseits die praxisbewährten Module des **THRUST**-Programms, geht andererseits aber vor allem auf die spezifischen Belange des Einsatzes schaltbarer Erweiterungswerkzeuge (im englischen Sprachgebrauch „expandable reamer“ genannt) ein.

Die ReamTHRUST-Software bietet die Möglichkeit, neben den Düsen für das schaltbare Erweiterungswerkzeug praktisch überall im Strang weitere Bypässe zu platzieren. Solche Bypassmodule im Strang können den Betriebspunkt der gesamten Bohrgarnitur ganz erheblich verschieben.

Das ReamTHRUST-Programm erlaubt weiterhin, Berechnungen mit PDC-Meißeln durchzuführen, die durch Drehmoment begrenzte Konstruktionsmerkmale die hohe Bohrgeschwindigkeit aggressiver Diamantmeißel mit der guten Steuerbarkeit von Rollenmeißeln kombinieren.

Darüber hinaus berechnet das neue ReamTHRUST-Programm den Bohrkoeffizienten der Garnitur gemäß Gleichung (21) als Kenngröße für die Aufteilung der Gesamt-Meißellast auf das Erweiterungswerkzeug und den Pilotmeißel.

Es bot sich für die anstehenden intensiven Parameterstudien an, das THRUST-Programm wieder aus dem komplexen Anwender-Software Paket herauszulösen und es in Form eines speziellen EXCEL Worksheets mit unterstützenden Makros als „ReamTHRUST“-Programm zur Berechnung komplexer Bohrgarnituren mit Erweiterungswerkzeug und Thruster neu zu programmieren.

Das ReamTHRUST Programm berechnet die Volumenströme und Druckabfälle aller Strangkomponenten für die beiden Arbeitsstufen „Null“ und „Eins“ des Thrusters als Funktion der konstruktiven und operativen Eingabeparameter der Bohrgarnitur.

Auf die Berechnung weiterer Arbeitsstufen des Thrusters (Stufe „Zwei“ oder „CPI“, siehe Kapitel 4.3.5) wurde verzichtet, da sich hierdurch keine grundsätzlich neuen Erkenntnisse ergeben. Der Einfluss veränderter Außendurchmesser des Drosselspeeres lässt sich jedoch bei Bedarf durch Variation des Eingabeparameters „Außendurchmesser des Drosselspeers“ untersuchen.

Abb. 41 in Anhang 3 zeigt die Benutzeroberfläche des Programms. Auf dem linken Teil befinden sich die Eingabeparameter. Der erste Block (1) enthält die allgemeinen Eingabedaten Gesamt-Volumenstrom, Spüldichte, Strangdrehzahl, Gesamt-Meißellast und Neigungswinkel der Bohrung.

In den Blöcken darunter (2) befinden sich die spezifischen Eingabedaten für die Komponenten der Bohrgarnitur.

Im ersten Feld jeden Blocks wird durch die Eingabe einer „1“ oder „0“ festgelegt, ob die entsprechende Strangkomponente in die Garnitur aufgenommen werden soll, oder nicht.

Die spezifischen Eingabedaten der Strangkomponenten umfassen das Gewicht der jeweiligen Komponente und die eventuelle Bestückung mit Düsen. Im Fall von Pilotmeißel und Erweiterungswerkzeug werden die Durchmesser und die Meißelaggressivitäten berücksichtigt. Des Weiteren werden charakteristische Kenngrößen und Dimensionen für den Bohrmotor und den Thruster für die Berechnung benötigt.

Der Block in der Mitte (3) gestattet es, bestimmte Komponenten der Garnitur durch Eingabe einer „1“ oder „0“ für die Berechnung entweder unterhalb oder oberhalb des Thrusters zu platzieren.

Die Grafik unten rechts (4) stellt den Messwert für den Druckverlust des MWD-Moduls bei verschiedenen Volumenströmen dar. Die Berechnung einer geeigneten Ausgleichskurve sowie die Umrechnung der Ausgleichskurve von der Referenz-Spüldichte in die tatsächliche Spüldichte erfolgt durch Anklicken der Taste „Bestimme MWD-Koeffizienten“.

Durch Anklicken der Iterations-Taste (5) beginnt die eigentliche Berechnung des Betriebspunktes der Garnitur durch eine Iteration. Im Detail läuft das wie folgt ab (Abb. 42, Anhang 4):

- Eine innere Iterationsschleife variiert den Anteil des Volumenstroms durch das gegebenenfalls vorhandene Bypass-Modul so lange, bis der Druckabfall durch die Düse(n) des Moduls gleich dem Druckabfall durch den Pilotstrang unterhalb des Bypass-Moduls ist.
- Eine übergeordnete Iterationsschleife verändert die Last des Pilotmeißels und damit den Druckabfall durch den Bohrmotor, bis dieser im Einklang mit dem gerade gültigen Volumenstrom durch den Pilotstrang (incl. Thruster) steht.
- Eine dritte, nochmals übergeordnete Iterationsschleife variiert schließlich die Aufteilung des Gesamt-Volumenstroms in einen Teilstrom durch die Düsen des Erweiterungswerkzeugs und einen Teilstrom durch den Pilotstrang, bis die Druckverluste auf beiden Wegen gleich sind.
- Die Berechnung und Darstellung aller Zwischenergebnisse erfolgt für den Anwender unsichtbar auf separaten Worksheets der Software.

Die Ergebnisse der Iteration erscheinen im orange hinterlegten Block (6) und umfassen für die Arbeitsstufen „Null“ und „Eins“ die Aufteilung des Gesamt-Volumenstroms in seine Teilströme, die Aufteilung der Gesamt-Meißellast auf das Erweiterungswerkzeug und den Pilotmeißel, sowie die Druckverluste der einzelnen Komponenten.

Das darunter liegende Feld „Vergleich“ (7) listet für beide Arbeitsstufen die wichtigsten, in Kapitel 4.2.2 beschriebenen Kennzahlen für das Betriebsverhalten der Bohrgarnitur auf, nämlich den Bohrkoeffizienten und die Verhältnisse der Drehzahlen und Meißelandrücke von Erweiterungswerkzeug und Pilotmeißel.

Oben rechts in der Benutzeroberfläche werden die Meißellasten von Erweiterungswerkzeug und Pilotmeißel für beide Arbeitsstufen grafisch dargestellt (8).

Das rot-weiß gehaltene Feld rechts auf der Benutzeroberfläche (9) ist eventuellen Warnungen vorbehalten, denn nicht jeder berechnete Betriebspunkt der Bohrgarnitur ist auch für den Einsatz in der Praxis geeignet. Jedes Ergebnis der Berechnung muss daher kritisch begutachtet werden. Die berechneten Betriebsparameter werden in diesem Sinne stets auf Kompatibilität mit den Spezifikationen der Komponenten der Bohrgarnitur hin überprüft. Sobald sie nicht im Einklang mit den operativen Erfordernissen oder Werkzeugspezifikationen sind, werden Warnungen ausgegeben. Insbesondere wird auf folgende Situationen aufmerksam gemacht:

- Der Volumenstrom unter- oder überschreitet die Spezifikationen mindestens einer Strangkomponente,
- Das berechnete Drehmoment am Motor überschreitet das Nennmoment des Motors um mindestens 60%, sodass er abgewürgt wird (Erfahrungswert),
- Der Druckverlust im Thruster übersteigt 50 bar und die hohe Strömungsgeschwindigkeit führt zu Auswaschungen im Bereich des Drosselspeeres (Erfahrungswert),
- Die hydraulische Leistung am Pilotmeißel ist zu gering ( $<2 \text{ hp/inch}^2$  bzw.  $<2,3 \text{ W/mm}^2$ ), sodass die Bohrlochreinigung gefährdet ist,



- Die Strömungsgeschwindigkeit in den Düsen überschreitet eine Geschwindigkeit von 135 m/s, Gefahr von Auswaschungen (Erfahrungswert). Dies betrifft das Erweiterungswerkzeug, das Bypassmodul, das Düsenmodul und den Pilotmeißel.

Eine weitere Bedingung, die eingehalten werden muss, hängt mit der untertägigen Aufteilung der Gesamt-Meißellast zusammen. Die „Gesamt-Meißellast“, die durch das übertägige Nachlassen der Hakenlast entsteht, wird untertägig aufgeteilt in die Belastung des Pilotmeißels und die verbleibende Belastung des Erweiterungswerkzeugs (vgl. Abb. 6 und Gleichung 22). Die Last auf dem Pilotmeißel wird unabhängig von der Gesamt-Meißellast vom Thruster erzeugt. Eine der Meißellast äquivalente Reaktionskraft wirkt nach oben in den Strang. Solange die durch den Thruster erzeugte Last auf dem Pilotmeißel kleiner als die übertägig eingestellte Gesamt-Meißellast ist, verbleibt das Erweiterungswerkzeug im Kontakt mit der Formation. Übersteigt die hydraulische Schubkraft des Thrusters jedoch die übertägig eingestellte Gesamt-Meißellast, so hebt sie das Erweiterungswerkzeug von der Bohrlochsohle ab (vgl. Kapitel 5.3.1). Dieser Betriebszustand muss vermieden werden.

### **Anhang 1.3: Kopie der ReamTHRUST Software auf CD**

Im Rahmen der Erstellung der vorliegenden Arbeit wurde eine Vertraulichkeitsvereinbarung zwischen dem Autor und der Firma Baker Hughes INTEQ in Celle unterzeichnet und seitens der Technischen Universität Bergakademie Freiberg akzeptiert (siehe Anhang 2), die unter anderem vorsieht, dass das entwickelte Berechnungsprogramm als unveröffentlicher Anhang zur Arbeit eingereicht wird.

Eine CD mit der Software (EXCEL-Worsheet) wurde der Fakultät für Geowissenschaften, Geotechnik und Bergbau der Technischen Universität Bergakademie Freiberg (z. Hd. Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. H. Gloth) zum Termin der Einreichung der Arbeit übergeben.

## Anhang 2 : Vereinbarung über Vertraulichkeit

### Vereinbarung über Vertraulichkeit

zwischen

**Herrn Dipl.-Ing. Matthias Reich, Celle (Vertragspartner)**

und

**Baker Hughes INTEQ GmbH (INTEQ), Christensenstr. 1, 39221 Celle**

Herr Matthias Reich ist Mitarbeiter der Baker Hughes INTEQ GmbH. Herr Reich beabsichtigt, seine Promotion am Institut für Bohrtechnik und Fluidbergbau der Technische Universität Bergakademie Freiberg, Prof. Dr. -Ing. habil. Heinz Gloth, abzuschließen.

Im Rahmen seiner Promotionsarbeit mit dem Thema „Entwicklung und Untersuchung eines Steuerungskonzeptes für den optimierten Einsatz komplexer Bohrgarnituren mit integriertem, schaltbarem Erweiterungswerkzeug“ verwendet Herr Reich neben den außerhalb von INTEQ gefundenen Erkenntnissen mit Einverständnis von INTEQ auch Know-How von INTEQ, das teilweise vertraulicher Art ist.

1. Hiermit verpflichtet sich Herr Reich, die ihm überlassenen technischen Unterlagen vertraulich zu behandeln und keinerlei Informationen über die im Rahmen der Promotionsarbeit von INTEQ mitgeteilten und zugänglich gemachten wirtschaftlichen und technischen Einzelheiten an Dritte, insbesondere in- und ausländische, im Wettbewerb mit INTEQ und deren Konzerngesellschaften stehende, Unternehmen mitzuteilen.
2. Hiervon ausgenommen sind die üblichen, im Rahmen eines Promotionsverfahrens erforderlichen Bekanntmachungen, wie Aushang zum Vortrag, Promotionsvortrag, und zu veröffentlichende Pflichtexemplare der Arbeit. In der schriftlichen Arbeit sowie im Vortrag sollen die technischen Details nur in dem unbedingt erforderlichen Ausmaß erfaßt werden. Eventuelle Anhänge mit weiteren Details, wie beispielsweise Rechenprogrammen, wären dann Bestandteile eines unveröffentlichten Anhangs zur Arbeit.
3. Die im Rahmen der Zusammenarbeit mit INTEQ angefertigte und zu veröffentlichende schriftliche Ausarbeitung (Promotionsarbeit) wird vor der endgültigen Fertigstellung dem zuständigen Mitarbeiter bei INTEQ zur Genehmigung vorgelegt. Zusätzliche Veröffentlichungen jeglicher Art bedürfen der ausdrücklichen Zustimmung von INTEQ.
4. Nach Beendigung der Promotionsarbeit gibt der Vertragspartner alle ihm leihweise überlassenen Unterlagen, einschließlich eventuell angefertigter Kopien, an INTEQ zurück. Ausnahmen hiervon bedürfen grundsätzlich einer ausdrücklichen Genehmigung.

5. Die Parteien besitzen jeweils das alleinige Recht zur Nutzung der Untersuchungsergebnisse sowie zur Anmeldung von schutzfähigen Erfindungen in ihrem Arbeitsbereich, die eventuell im Zusammenhang mit dieser Zusammenarbeit entstehen.
6. Bei Nichtbeachtung dieser Vereinbarung werden INTEQ, oder die zum Konzern gehörenden Gesellschaften, gegebenenfalls alle rechtlichen Schritte unternehmen, um ihre Ansprüche gegenüber dem Vertragspartner geltend zu machen.
7. Das Hochschul-Institut bestätigt sein Einverständnis mit dieser Vorgehensweise ebenfalls durch Unterschrift unter diese Vereinbarung.
8. Seitens INTEQ erstreckt sich diese Vereinbarung auch auf deren Konzerngesellschaften. Änderungen oder Zusätze bedürfen der schriftlichen Zustimmung beider Seiten.



\_\_\_\_\_  
Dipl.-Ing. Matthias Reich

Celle, den 25. August 2003



\_\_\_\_\_  
Baker Hughes INTEQ GmbH

Celle, den 19. Juni 2003

Einverstanden:



\_\_\_\_\_  
Prof. Dr.-Ing. H. Gloth, Technische Universität Bergakademie Freiberg

Freiberg, den 25. August 2003

# Anhang 3: Benutzeroberfläche der ReamTHRUST-Software

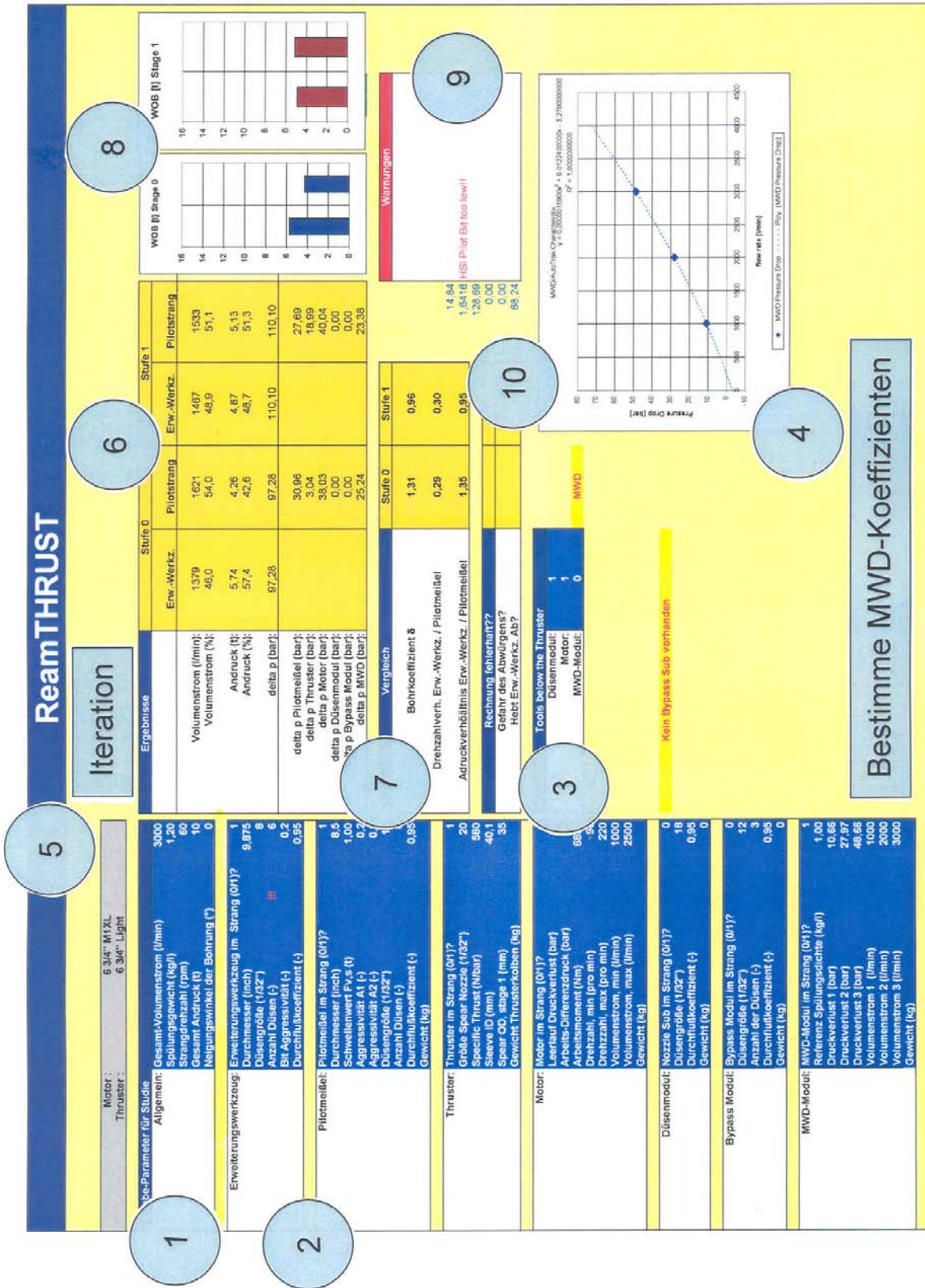


Abbildung 41: Benutzeroberfläche der ReamTHRUST-Software (vgl. Anhang 1.2)

## Anhang 4: Flussdiagramm der ReamTHRUST-Software

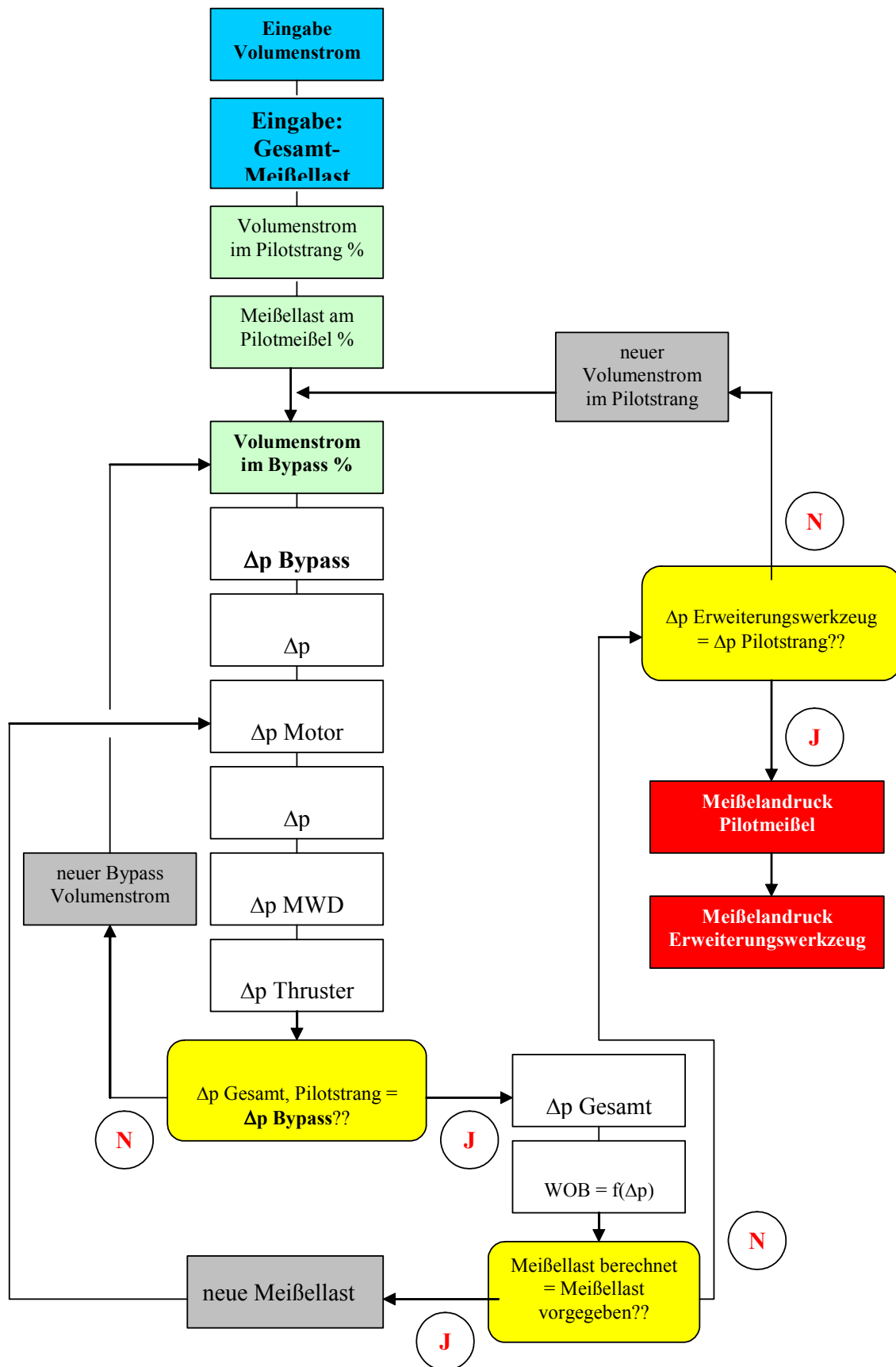



Abbildung 42: Flussdiagramm der ReamTHRUST-Software

## Anhang 5: Berechnungsformular für Thruster Bohrgarnituren (um 1990)



SLIM-HOLE DRILLING SERVICES, CELLE

**NAVI-DRILL / THRUSTER ASSEMBLY FIELD SHEET**

**WELL DATA**

Client/Location	Well #	Rig	BHA #	Date
-----------------	--------	-----	-------	------

**THRUSTER DATA**

Size	Type	Serial No.	Specific Thrust (A <sub>1</sub> )	Specific Thrust (A <sub>c1</sub> )	Specific Thrust (A <sub>c2</sub> )
------	------	------------	-----------------------------------	------------------------------------	------------------------------------

**NAVI-DRILL DATA**

Size	Type	Serial No.	Theoretical Operating Pressure (Δp <sub>M0</sub> + Δp <sub>Mi</sub> )
------	------	------------	---

**BIT STYLE AND OPTIMUM PARAMETERS**

Size	Style	Serial No.	Mud Wt.	Nozzles	TFA	WOB <sub>max</sub>
------	-------	------------	---------	---------	-----	--------------------

**CALCULATED BIT PRESSURE DROP**

$\Delta p_{bit} = \frac{rQ^2}{KA^3}$	Metric Units r = kg/litre Q = litres/min K = 267087	US Units r = PPG Q = gpm K = 10857	Bit Pressure drop (Δp <sub>B</sub> )	FLOW RATE
--------------------------------------	--	---	--------------------------------------	-----------

**CHOKE SPEAR NOZZLE SELECTION AND THEORETICAL WOB CALCULATION**

Total pressure drop needed for maximum WOB	Pressure drop excluding Thruster (Δp <sub>B</sub> + Δp <sub>M0</sub> + Δp <sub>Mi</sub> )	choke spear nozzle (4.3" & larger tools only)
--	---	---

**PRESSURE DROP IN THRUSTER (Δp<sub>Si</sub> from chart - where i = Stage 0, 1 or 2)**

stage S0 or (T0) T1	stage S1 or T2	stage S2 or T3	stage S0 or (T0) T1	stage S1 or T2	stage S2 or T3
---------------------	----------------	----------------	---------------------	----------------	----------------

**THEORETICAL WOB =**  
 (Δp<sub>B</sub> + Δp<sub>M0</sub> + Δp<sub>Mi</sub>)A<sub>i</sub><sup>2</sup> + Δp<sub>Si</sub>(A<sub>i</sub> - A<sub>c</sub>)<sup>2</sup>  
 where i = Thruster Stage 0, 1 or 2

**OBSERVED STANDPIPE PRESSURE FOR THRUSTER OPERATING STAGES**

Flowrate	No load motor test Δp <sub>M0</sub>	THRUSTER SURFACE TEST				THRUSTER DRILLING				
		stage S0 (T0) T1	stage S1/T2	stage S2/T3	CPI	off bottom Δp <sub>off</sub>	stage S0/T1 Δp <sub>SP0(1)</sub>	stage S1/T2 Δp <sub>SP1(2)</sub>	stage S2/T3 Δp <sub>SP2(3)</sub>	CPI Δp <sub>CPI</sub>

**WOB PRODUCED IN THRUSTER OPERATING STAGES**

stage	FLOWRATE			
S0 or (T0) T1	WOB = (Δp <sub>B</sub> + Δp <sub>M0</sub> + Δp <sub>Mi</sub> )A <sub>1</sub> <sup>2</sup>			
S1/T2	WOB = (Δp <sub>B</sub> + Δp <sub>M0</sub> + Δp <sub>Mi</sub> )A <sub>1</sub> <sup>2</sup> + Δp <sub>Si</sub> (A <sub>1</sub> - A <sub>c1</sub> ) <sup>2</sup>			
S2/T3	WOB = (Δp <sub>B</sub> + Δp <sub>M0</sub> + Δp <sub>Mi</sub> )A <sub>1</sub> <sup>2</sup> + Δp <sub>Si</sub> (A <sub>1</sub> - A <sub>c2</sub> ) <sup>2</sup>			

**Notes :-**

- WOB calculated by the above method does not allow for the Weight on Bit to Torque on Bit to Bit Aggressiveness relationship, consequently the WOB value obtained will be higher than the actual WOB. It is estimated that this error will be around 10% - this is considered to be acceptable for field usage.
- If a Tandem Thruster is used then the tool should not be run in Stage "0". This Stage only has a 6" (15 cm) stroke.
- Definitions :
 

A <sub>1</sub> , A <sub>c1</sub> , A <sub>c2</sub>	= Specific Thrust of the Thruster in Stages "0", "1" and "2".
Δp <sub>M0</sub>	= No Load Navi-Drill pressure drop
Δp <sub>Mi</sub>	= Motor Differential Pressure when in Thruster Stage "i", where i = Stage 0, 1 or 2.
Δp <sub>B</sub>	= Bit Pressure Loss
Δp <sub>Si</sub>	= Thruster Pressure Loss in Stage "i", where i = Stage 0, 1 or 2.

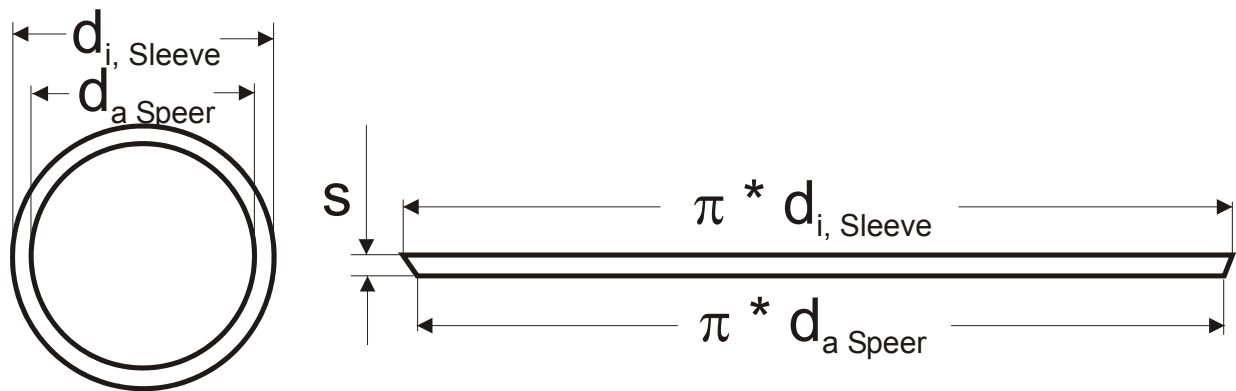
Abbildung 43: Beispiel eines Berechnungsformulars zur Bestimmung der Vorschubkraft einer Thruster-Bohrgarnitur (um 1990)

## Anhang 6: Berechnung des hydraulischen Durchmessers $d_{\text{hydr}}$ in Gleichung (45)

Für den hydraulischen Durchmesser  $d_{\text{hydr}}$  gilt:

$$d_{\text{hydr}} = 4 \cdot \frac{A}{U}$$

Stellt man sich den engen Ringspalt zwischen dem Drosselspeer und dem Sleeve vereinfacht als abgewinkeltes Rechteck mit der Höhe  $s$  (Spaltbreite) vor, so ergeben sich für den Strömungsquerschnitt  $A$  und dem benetzten Umfang  $U$ :



$$A = \frac{\pi \cdot (d_{i, \text{Sleeve}} + d_{a, \text{Speer}})}{2} \cdot s$$

$$U = \pi \cdot (d_{i, \text{Sleeve}} + d_{a, \text{Speer}}) + 2 \cdot s$$

Für den hydraulischen Durchmesser erhält man somit:

$$d_{\text{hydr}} = \frac{4 \cdot \pi \cdot (d_{i, \text{Sleeve}} + d_{a, \text{Speer}}) \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot (d_{i, \text{Sleeve}} + d_{a, \text{Speer}}) + 2 \cdot s}$$

Unter der Annahme

$$2 \cdot s \ll 2 \cdot \pi \cdot (d_{i, \text{Sleeve}} + d_{a, \text{Speer}})$$

kann man kürzen und erhält schließlich:

$$d_{\text{hydr}} = 2 \cdot s$$

## 13 Thesen

Die vorliegende Arbeit analysiert die Problematik des Einsatzes komplexer Bohrgarnituren mit schaltbarem Erweiterungswerkzeug, zeigt Kriterien für eine optimale Lastverteilung von Erweiterungswerkzeug und Pilotmeißel auf und entwickelt anhand eines allgemeinen Berechnungsansatzes Maßnahmen zur sicheren Anwendung solcher Systeme.

Im Einzelnen umfassen die Aufgabenstellung, die Lösungsfindung und die Ergebnisse folgende Schwerpunkte:

1. In fließenden Formationen (zum Beispiel Salzen) ist der Einsatz von Erweiterungswerkzeugen sinnvoll. Das damit vergrößerte Bohrloch kompensiert das Nachfließen der Formation, verhindert so ein Festwerden des Stranges und ermöglicht das problemlose Einfahren einer Rohrtour.
2. Um Roundtrips zu vermeiden, soll das Erweiterungswerkzeug schaltbar ausgeführt werden, so dass es in fließenden Formationen aktiviert und in nicht fließenden Formationen wieder deaktiviert werden kann.
3. Viele für die Richtungssteuerung und Formationsvermessung erforderliche Komponenten der Bohrgarnitur verlangen einen konstanten Bohrlochdurchmesser. Sie müssen daher unterhalb des schaltbaren Erweiterungswerkzeugs in den Pilotstrang integriert werden. Der Pilotstrang wird dadurch sehr lang und teuer und muss vor Schäden und vor allem vor Verlust im Bohrloch bewahrt werden.
4. Situationen, bei denen die Lastverteilung auf Erweiterungswerkzeug und Pilotmeißel extrem unausgewogen ist, bieten die größte Gefahr von Schäden an der Garnitur.
5. Es wird untersucht, ob ein hydraulischer Thruster im Pilotstrang dazu verwendet werden kann, die Lastverteilung zwischen dem aktivierten Erweiterungswerkzeug und dem Pilotmeißel so aufzuteilen, dass beide fortwährend in definiertem Kontakt mit der Formation stehen und stets ein sicherer Betrieb der komplexen Bohrgarnitur gewährleistet ist.
6. Ein Thruster verfügt über einen Zylinder und einen darin axial verschiebbaren Kolben. Diese teleskopartig verschiebbare Anordnung hat zur Folge, dass der unterhalb des Thrusters befindliche Pilotmeißel eine andere Bohrgeschwindigkeit aufweisen kann, als das über dem Thruster befindliche Erweiterungswerkzeug. Hält dieser Zustand über längere Zeiträume an, so wird der Thruster schließlich bis zum Anschlag zusammen oder auseinander gefahren und verliert dadurch seine Last aufteilende Wirkung. Es stellt sich also die Frage, wie die Bohrgeschwindigkeiten von Erweiterungswerkzeug und Pilotmeißel so eingestellt werden können, dass beide stets gleich schnell bohren und der Thruster in einer „schwimmenden Position“ gehalten wird.
7. Die Vorschubkraft des Thrusters hängt vom Druckverlust aller unterhalb des Thrusters befindlicher Komponenten ab, und somit vom Volumenstrom durch den Pilotstrang. Dieser ist jedoch nicht konstant. Druckschwankungen, wie sie zum Beispiel am Bohrmotor durch veränderliche Belastungen des Pilotmeißels erzeugt werden, verändern stets die Aufteilung aller Teilströme im System.
8. Bisher gab es keinen Berechnungsansatz, mit dem die mechanischen und hydraulischen Vorgänge in solchen komplexen Bohrgarnituren simuliert und untersucht werden konnten. Der im Rahmen dieser Arbeit entwickelte



- Berechnungsansatz basiert einerseits auf einer Modifikation der Bingham-Gleichung zur Berechnung der Bohrgeschwindigkeit und andererseits auf einem mechanisch-hydraulischen Modell zur Berechnung der Teilströme der Spülung des Bohrstrangs in Wechselwirkung mit dem Lastzustand der Bohrgarnitur.
9. Die schwer zugängliche, gesteinsabhängige Proportionalitätskonstante der Bingham-Gleichung wird durch eine Definition der Meißelaggressivität ersetzt. Diese bewegt sich üblicherweise in engen, bekannten Größenordnungen und kann überdies durch Versuche am Bohrturm ohne großen Aufwand experimentell ermittelt werden. Die neue Form der Bingham-Gleichung war bisher nicht bekannt und ist besonders gut für praktische Anwendungen geeignet.
  10. Der neue Berechnungsansatz erlaubt die Berechnung des Verhältnisses der Bohrgeschwindigkeiten von Erweiterungswerkzeug und Pilotmeißel in Abhängigkeit von den signifikanten konstruktiven und operativen Parametern der Bohrgarnitur. Dieses Verhältnis eignet sich als dimensionslose Kenngröße gut zur Darstellung und Interpretation der Berechnungsergebnisse und wird im Rahmen der Arbeit als „Bohrkoeffizient“ bezeichnet.
  11. Für „starre“ Bohrgarnituren (kein Thruster im Pilotstrang) eignet sich die gefundene Definitionsgleichung für den Bohrkoeffizienten zur genaueren Abschätzung der Lastverteilung auf Erweiterungswerkzeug und Pilotmeißel, als es mit herkömmlichen Ansätzen möglich gewesen ist.
  12. Die Parameterstudie zeigt, dass das untersuchte Konzept der Steuerung der Lastverteilung auf Erweiterungswerkzeug und Pilotmeißel über einen Thruster beherrschbar ist. Zur Einstellung des Bohrkoeffizienten im Bohrbetrieb auf den angestrebten Wert „Eins“ bieten sich im Bohrbetrieb in erster Linie die operativen Parameter Strangdrehzahl und Gesamt-Meißellast an.
  13. Zugunsten eines möglichst weiten operativen Fensters einer komplexen Bohrgarnituren mit Erweiterungswerkzeug, Pilotmeißel und Thruster empfiehlt sich der Einsatz neuartiger PDC-Meißel mit Drehmoment begrenzenden Eigenschaften, sowie die Verwendung von Bohrmotoren mit möglichst flachen Kennlinien im Diagramm  $\Delta p = f(\Delta T)$ .
  14. Zur optimalen richtbohrtechnischen Kontrolle der Bohrgarnitur wird die Verwendung des Rippensteuerkopfes eines 3-D Rotary Richtbohrsystems, kombiniert mit einem Bohrmotor empfohlen.
  15. Derzeitig verfügbare Thruster sind für die Aufgabe der optimalen Lastaufteilung auf Erweiterungswerkzeug und Pilotmeißel noch nicht geeignet, da eine übertägig ablesbare Echtzeit-Positionsanzeige des Kolbens im Zylinder noch nicht verfügbar ist. Eine entsprechende Nachrüstung stellt jedoch keine große technische Herausforderung dar.
  16. Die entwickelte Anwender-Software ist geeignet, den Einsatz komplexer Bohrgarnituren mit schaltbarem Erweiterungswerkzeug im Detail zu planen, zu überwachen und zu optimieren. Sie erlaubt die Simulation des Bohrbetriebs ebenso wie die hydraulische Untersuchung der Schaltvorgänge der Bohrgarnitur (Aktivierung bzw. Deaktivierung des Erweiterungswerkzeugs).

## Versicherung

Hiermit versichere ich, dass ich die vorliegende Arbeit ohne unzulässige Hilfe Dritter und ohne Benutzung anderer als der angegebenen Hilfsmittel angefertigt habe; die aus fremden Quellen direkt oder indirekt übernommenen Gedanken sind als solche kenntlich gemacht.

Bei der Auswahl und Auswertung des Materials sowie bei der Herstellung des Manuskripts habe ich Unterstützungsleistungen von folgenden Personen erhalten:

- Prof. Dr.-Ing. habil. H. Gloth, TU Bergakademie Freiberg, Erstgutachter
- Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. mult. C. Marx, TU Clausthal, Zweitgutachter
- Dr.-Ing. G. Schaumberg, Bohrmeisterschule Celle, Drittgutachter
- Marcel Preißler, TU Bergakademie Freiberg, Parameterstudien im Rahmen einer von mir betreuten Studienarbeit
- Mohsen Ataey, TU Clausthal, Parameterstudien im Rahmen einer von mir betreuten Studienarbeit
- Iris Krause, Firma Baker Hughes INTEQ, End-Layout der Arbeit

Weitere Personen waren an der Abfassung der vorliegenden Arbeit nicht beteiligt. Die Hilfe eines Promotionsberaters habe ich nicht in Anspruch genommen. Weitere Personen haben von mir keine geldwerten Leistungen für Arbeiten erhalten, die nicht als solche kenntlich gemacht worden sind.

Die Arbeit wurde bisher weder im Inland, noch im Ausland in gleicher oder ähnlicher Form einer anderen Prüfungsbehörde vorgelegt.



Hermannsburg, den 25.8.2003  
Matthias Reich

## Danksagung

Ich möchte mich ganz herzlich bei Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. H. Gloth, Erstgutachter und Inhaber des Lehrstuhls für Tiefbohrtechnik am Institut für Bohrtechnik und Fluidbergbau der TU Bergakademie Freiberg für die Betreuung, freundliche Unterstützung und gute Zusammenarbeit bedanken.

Weiterhin danke ich Herrn Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. mult. C. Marx vom Institut für Erdöl- und Erdgastechnik der TU Clausthal und Herrn Dr.-Ing. G. Schaumberg von der Bohrmeisterschule Celle für die anregenden Diskussionen und die Begutachtung meiner Arbeit.

Bei meinem Arbeitgeber, der Firma Baker Hughes INTEQ in Celle, möchte ich mich für die gewährte Unterstützung und Zustimmung für die Promotion bedanken.

Iris Krause danke ich für die geduldige Hilfe bei der Erstellung des End-Layouts der Arbeit.

Nicht zuletzt bedanke ich mich bei meiner Frau Wibke und den Kindern Nina und Johannes für die Geduld und das Verständnis während der Anfertigung der Arbeit und ganz besonders bei meinen Eltern, die mir die Ausbildung und das Studium als Voraussetzung für die Promotion ermöglicht haben.