

7. Workshop Kolbenverdichter

22. / 23. Oktober 2003

Vortrag 13

**Pulsationsstudie – Quo vadis?
Zur Entwicklung des API Standards 618**

Dr.-Ing. Jan Steinhausen

KÖTTER Consulting Engineers

Inhalt

1. Einleitung
2. Ausführungsvarianten - „Design Approaches“
 - 2.1 Design Approach 1
 - 2.2 Design Approach 2
 - 2.2.1 Vorstudie
 - 2.2.2 Zulässige Richtwerte
 - 2.3 Design Approach 3
 - 2.3.1 Step 3a – Mechanische Eigenfrequenzen
 - 2.3.2 Step 3b – Mechanical Response Analysis
3. Zusammenfassung und Anmerkungen
4. Quellennachweis

1. Einleitung

Der Problematik der Gasschwingungen und der strukturmechanischen Schwingungen von Rohrleitungen gilt in Verbindung mit dem Betrieb von Kolbenverdichtern besondere Aufmerksamkeit. Als wichtiges Werkzeug in der Entwicklungsphase von neuen Anlagen bzw. beim Umbau bestehender sind theoretische Berechnungen – in Form von sogenannten Pulsationsstudien - zur Abschätzung der zu erwartenden Schwingungs- und Pulsationssituation und damit zur schwingungstechnischen Absicherung nicht mehr zu entbehren.

Der vom American Petroleum Institute (API) herausgegebene API Standard 618 „*Reciprocating Compressors for Petroleum, Chemical and Gas Industry Services*“ gibt in einem eigenen Abschnitt zu „*Pulsation and Vibration Control*“ zulässige Richtwerte für Gaspulsationen an sowie Hinweise für die grundlegende Auslegung von pulsationsdämpfenden Einbauten als auch zur Durchführung der Pulsationsstudien, die sich international in der Praxis durchgesetzt haben.

Die Entwicklung der angefertigten Pulsationsstudien zeigt in den letzten Jahren, daß über den API Standard hinausgehend von einzelnen Berechnungsbüros zum Teil unterschiedliche Philosophien und Vorgehensweisen verfolgt werden. So wird z. B. vorwiegend in Europa häufig eine „Vorstudie“, der sogenannte *Damper Check*, durchgeführt. Hierbei kann in einem frühen Stadium durch Simulation der Anlage begrenzt auf den verdichternahen Bereich unter anderem die grundlegende Auslegung der Pulsationsdämpfer geprüft werden. Der Bearbeitungsaufwand hierfür ist deutlich geringer und etwaige grundlegende Änderungen an den Pulsationsdämpfern können frühzeitig benannt werden, so daß die häufig zeitintensiven Abnahmeverfahren für die Pulsationsdämpfer parallel zu der weiteren Bearbeitung der Studie stattfinden können.

Die neue, 5. Ausgabe des API Standards 618, die voraussichtlich Ende 2003 / Anfang 2004 erscheinen wird, weist einige Neuerungen und Überarbeitungen auf, in der die verschiedenen Tendenzen zur Kontrolle der Pulsationen und der Schwingungen und damit zur Anfertigung von Pulsationsstudien eingeflossen sind. Dieser Beitrag soll einen Überblick zum Aufgabenumfang für Pulsationsstudien mit den wesentlichen Neuerungen der 5. Ausgabe des API Standards 618 (nach derzeitigem Kenntnisstand) im Vergleich zur bisherigen 4. Ausgabe von 1995 geben.

2. Ausführungsvarianten - „Design Approaches“

Generell werden gemäß API Standard 618 für die Berechnungen zur Kontrolle der Pulsationen und Schwingungen in einer Kolbenverdichteranlage drei Ausführungsvarianten (Design Approaches) unterschieden, die im Bearbeitungsaufwand deutlich voneinander abweichen. Wesentliche Änderungen in der 5. Ausgabe des API 618 sind hauptsächlich bei Design Approach 2 und Design Approach 3 vorgenommen worden.

Die einzelnen Arbeitsschritte jeder Variante waren bisher (API 618, 4. Ausgabe) im Anhang M näher spezifiziert. Eine Übersicht zu den einzelnen Aufgaben der Berechnungsvarianten gibt Tabelle 1. In der 5. Ausgabe wird der Anhang M entfallen und der jeweilige Arbeitsumfang in den Text direkt übernommen. Der generelle Ablauf zur Anfertigung von Pulsationsstudien wird für jeden Design Approach zukünftig durch ein Flußdiagramm erläutert. In Abschnitt 2.3.1 ist in Abbildung 4 beispielhaft das geplante Flußdiagramm für Design Approach 3 dargestellt.

Empfehlungen für die Auswahl eines Design Approaches und damit den Umfang für die Pulsationsstudie wurden bislang in Abhängigkeit der Verdichterleistung und des Förderdrucks angegeben. In der 5. Ausgabe des API 618 wird statt der Verdichterleistung die Leistung je Verdichtierzylinder als Auswahlkriterium verwendet, s. Abbildung 1. Zudem gelten die Hinweise zur Auswahl nur noch für Anlagen bis zu einem Enddruck von 350 bar. Für Anlagen drücke oberhalb von 350 bar haben Lieferant und Kunde sich vorher zum Vorgehen bei der Pulsationsstudie und den entsprechenden Richtwerten und Kriterien abzustimmen.

2.1 Design Approach 1

Bei der Ausführung gemäß „Design Approach 1“ kann die Dimensionierung der Behälter zur Dämpfung der Pulsationen (Pulsationsdämpfer) mit Hilfe von analytischen Gleichungen vorgenommen werden. Die meist einfachen mathematischen Beziehungen basieren auf jeweils anwendereigenen Erfahrungen aus der Praxis. Akustische als auch strukturmechanische Simulationsrechnungen sind nicht erforderlich.

Design Approach 1

- (M.1 a) Auslegung der pulsationsdämpfenden Einbauten über empirische Gleichungen, keine Simulation erforderlich.
- (M.1 b) Einfache Überprüfung des Rohrleitungssystems auf mögliche akustische Resonanzen

Design Approach 2

- (M.2) Akustische Simulation des Rohrleitungssystems und Abschätzung der anregenden Gaskräfte in kritischen Bereichen
- (M.3) Berechnung der Druckverluste der pulsationsdämpfenden Einbauten (Pulsationsdämpfer) und der Wechselwirkung zwischen Verdichter, Pulsationsdämpfer und Rohrleitungssystem
- (M.4) Berechnung der strukturellen Eigenfrequenzen des Rohrleitungssystems (ab Anschluß an die Pulsationsdämpfer)

Design Approach 3

- (M.2 bis M.4) Aufgaben wie Design Approach 2
- (M.5) Strukturmechanische Analyse des an die Zylinder angeschlossenen Rohrleitungssystems (*Compressor Manifold*) unter Berücksichtigung der Verdichterteilbauteile wie Kreuzkopfführung, Distanzstück, Zylinder, Pulsationsdämpferbehälter
- (M.6) Analyse der dynamischen Spannungen und der strukturellen Schwingungen des *Compressor Manifold* aufgrund der Anregung durch Gaskräfte
- (M.7) Analyse der durch Anregung der Gaskräfte erzwungenen dynamischen Spannungen innerhalb der Rohrleitungen (*Mechanical Response Analysis*)
- (M.8) Analyse der statischen und dynamischen Spannungen der Pulsationsdämpferbehälter und deren Einbauten

optional:

- (M.9) Analyse des Ventilverhaltens (Zylinder) und Pulsationen in den Gaspässagen der Zylinder
- (M.10) Analyse der Spannungen an den Pulsationsdämpfern bei langsamen Belastungsänderungen (*Low Cycle Fatigue*): thermische Belastungen, zyklische Änderungen des statischen Drucks
- (M.11) Analyse der Spannungen und Kräfte innerhalb des Rohrleitungssystems aufgrund thermischer Belastung, Rohrleitungsgewicht, statischem Druck

Tabelle 1: Übersicht zum Aufgabenumfang der Berechnungsvarianten (Design Approach 1 bis 3) nach Anhang M (M.1 – M.11) der 4. Ausgabe des API Standards 618.

| API 618 4. Ausgabe | | Verdichterleistung [kW] | | |
|------------------------------------|------|--------------------------------|--------|-----------|
| | | 112 kW | 373 kW | |
| and up | | | | und höher |
| Absolute discharge pressure [psij] | 3000 | 3 | 3 | 200 |
| | 1000 | 2 | 3 | 70 |
| | 500 | 2 | 2 | 35 |
| | | 1 | 2 | 3 |
| | | 150 HP | 500 HP | |
| | | Rated Power of Compressor [HP] | | |

| API 618 5. Ausgabe | | Verdichterleistung pro Zylinder [kW] | | |
|------------------------------------|------|--------------------------------------|--------|-----|
| | | 55 kW | 220 kW | |
| | | | | |
| Absolute discharge pressure [psij] | 4500 | 3 | 3 | 350 |
| | 3000 | 2 | 3 | 200 |
| | 1000 | 2 | 2 | 70 |
| | 500 | 1 | 2 | 35 |
| | | 75 HP | 300 HP | |
| | | Rated Power per Cylinder [HP] | | |

Abbildung 1: Hinweise zur Auswahl der Ausführungsvarianten (Design Approaches) nach API Standard 618.

Für die Mindestvolumina der Dämpfereinheiten werden Richtwerte auf der Saugseite nach Gl. (1) und der Druckseite nach Gl. (2) empfohlen (Keine Veränderungen gegenüber der 4. Ausgabe).

$$V_S = 8,1 V_C \left(\frac{\kappa T_S}{M} \right) \quad \text{Gl. (1)}$$

$$V_D = 1,6 \left(\frac{V_S}{R^{\frac{1}{\kappa}}} \right) \quad \text{Gl. (2)}$$

mit

- V_S : Mindestvolumen des Pulsationsdämpfers auf der Saugseite, [m³]
- V_D : Mindestvolumen des Pulsationsdämpfers auf der Druckseite, [m³]
- V_C : Summe der Hubvolumina aller an den (saugseitigen) Pulsationsdämpfer angeschlossenen Zylinder, [m³]
- κ : Isentropenexponent des Gases (gemittelt), [1]
- R : Stufendruckverhältnis bezogen auf die Absolutdrücke der Verdichterstufe, [1]
- M : Molmasse des Gases, [kg/mol]

Die Druckamplituden innerhalb der an die Pulsationsdämpfer angeschlossenen Rohrleitungen sollen den Wert nach Gl. (3) nicht überschreiten.

$$P_{zul} = \frac{4,1}{100} \cdot P_L^{\frac{2}{3}} \quad \text{Gl. (3)}$$

mit

- P_{zul} : zulässige Spitze-Spitze Druckamplitude innerhalb des an die Pulsationsdämpfer angeschlossenen Rohrleitungssystems, [bar]
- P_L : mittlerer absoluter Leitungsdruck, [bar a]

Neu in der 5. Ausgabe ist die Angabe eines zulässigen Fehlers an Volumenstrommeßeinrichtungen, der durch Pulsationen verursacht wird. Es werden die folgenden Grenzen angegeben:

- für betriebsinterne Messungen : relativer Meßfehler < 1 %
- für Kundenmessungen : relativer Meßfehler < 0,125 %

Diese Angaben gelten auch für Design Approach 2 und 3.

2.2 Design Approach 2

2.2.1 Vorstudie

In der 5. Ausgabe des API 618 Standards wird zusätzlich zu den Arbeiten für Design Approach 2 nach Tabelle 1 die Anfertigung einer Vorstudie (auch als *Damper Check* bezeichnet), aufgenommen. Wie bereits einleitend beschrieben dient dieser Arbeitsschritt in erster Linie zur Überprüfung der Dimensionierung der Pulsationsdämpferbehälter in einer frühen Phase der Berechnungen. Zudem stehen oft die Unterlagen für das komplette Rohrleitungssystem zu Beginn der Pulsationsstudie noch nicht endgültig fest. Beim *Damper Check* wird für die akustische Simulation das an die Pulsationsdämpfer anschließende Rohrleitungssystem als reflexionsfrei betrachtet. Hierdurch werden der Modellierungsaufwand als auch die Rechenzeiten deutlich verkürzt.

Die Druckpulsationen an den als reflexionsfrei betrachteten Anschlüssen der Pulsationsdämpfer sollen beim *Damper Check* 80 % (für getrennte Pulsationsdämpfer je Zylinder) bzw. 70 % (für Pulsationsdämpfer mit Anschluß an mehrere Zylinder) der Richtwerte nach Gl. (4) nicht überschreiten, s. Abschnitt 2.2.2.

Zur grundsätzlichen Überprüfung der Dimensionierung der Pulsationsdämpfer sowie der Wechselwirkung zwischen den Zylindern, Gaspassagen und Pulsationsdämpfern auf Saug- und Druckseite ist dieses Modell in vielen Fällen ausreichend. Es sei an dieser Stelle angemerkt, daß aus technischer Sicht eine endgültige Beurteilung der akustischen Wirkung der Pulsationsdämpfer erst bei Berücksichtigung des kompletten Rohrleitungssystems möglich ist.

2.2.2 Zulässige Richtwerte

Bei der akustischen Simulation sollen die Druckpulsationen an den Zylinderflanschen den Richtwert (unverändert bei der 5. Ausgabe) nach Gl. (3) nicht überschreiten. Sie dürfen jedoch maximal nur 7 % des mittleren statischen Leitungsdruck erreichen.

$$P_{CF} = \frac{3 \cdot R}{100} \cdot P_L \quad \text{Gl. (3)}$$

mit

- P_{CF} : zulässige Spitze-Spitze Druckamplitude am Zylinderflansch des Verdichters, [bar]
- P_L : mittlerer absoluter Leitungsdruck, [bar a]
- R : Stufendruckverhältnis, [1]

Der erlaubte relative Druckverlust, der je Pulsationsdämpfer durch den mittleren (stationären) Volumenstrom bei Nennbetriebsbedingungen verursacht wird, wird durch Gl.(4) angegeben. In jedem Fall darf der relative Druckverlust **mindestens 0,25 %** bezogen auf den mittleren statischen Leitungsdruck betragen.

$$\Delta p_{PD} = \frac{1,67}{100} \cdot \frac{R-1}{R} \cdot P_L \quad \text{Gl. (4)}$$

mit

Δp_{PD} : zulässiger Druckverlust bzgl. des stationären Volumenstrom (Nennbetriebsbedingungen), [bar]

P_L : mittlerer absoluter Leitungsdruck, [bar a]

R : Stufendruckverhältnis, [1]

Da der tatsächliche Druckverlust bei stark pulsierenden Strömungen den über den mittleren Volumenstrom berechneten Wert übersteigt, wird in der 5. Ausgabe des API Standards 618 der obige Richtwert ergänzt. Bei Berücksichtigung der pulsierenden Strömung (stationärer und dynamischer Anteil) wird der Richtwert nach Gl. (4) verdoppelt, bzw. darf in jedem Fall mindestens 0,5 % des mittleren Leitungsdrucks betragen. Der Druckverlust auf Basis des stationären Volumenstroms muß jedoch weiterhin die nach Gl. (4) angegebene Grenze (bzw. 0,25 %) erfüllen.

Für die Druckpulsationen innerhalb des Rohrleitungssystems (ab Anschluß der Pulsationsdämpfer) ist der frequenzabhängige Richtwert in der 5. Ausgabe um einen Korrekturfaktor erweitert worden, der die Schallgeschwindigkeit des Gases enthält, siehe Gl. (5).

$$P_1 = 4 \cdot \sqrt{\frac{P_L}{d \cdot f}} \cdot \sqrt{c/350} \quad \text{Gl. (5)}$$

mit

P_1 : zulässige Spitze-Spitze Druckamplitude in der Rohrleitung, [bar]

d : Innendurchmesser der Rohrleitung, [mm]

f : Pulsationsfrequenz, [Hz]

P_L : mittlerer absoluter Leitungsdruck, [bar a]

c : Schallgeschwindigkeit, [m/s]

Hierdurch wird berücksichtigt, daß im allgemeinen Gase mit hoher Schallgeschwindigkeit kleinere Kräfte auf eine Rohrleitung ausüben, als Gase mit niedriger Schallgeschwindigkeit. Die für die anregenden Kräfte einer bestimmten Frequenzkomponente entscheidende Druckdifferenz zwischen z. B. zwei Rohrkrümmern fällt mit Anstieg der Schallgeschwindigkeit ab. Zur Veranschaulichung sind in Abbildung 2 die Druckwellen zweier Gase bei gleicher

Frequenz aber unterschiedlicher Schallgeschwindigkeit dargestellt, die sich in einem Rohrleitungsstück zwischen zwei 90° Bögen mit dem Abstand L ausbilden.

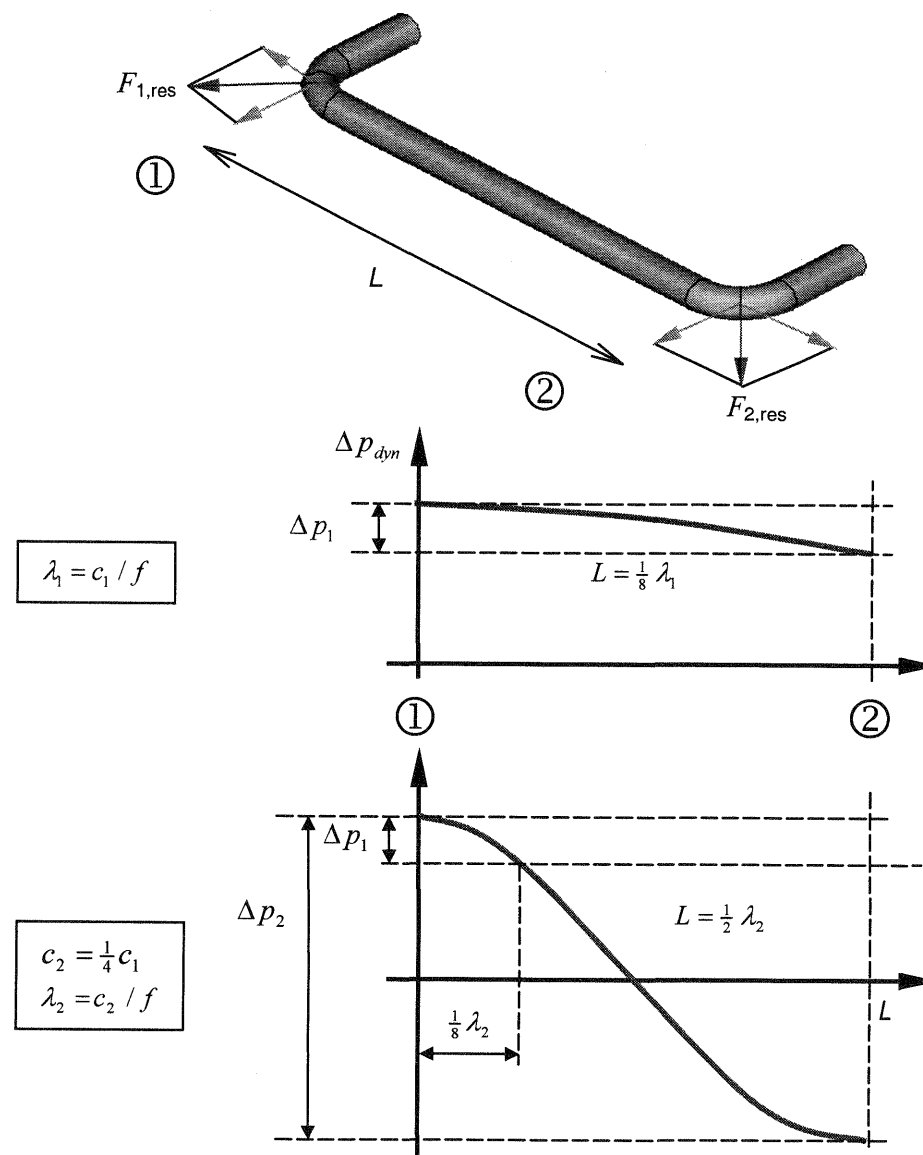


Abbildung 2: Zur Erläuterung des schallgeschwindigkeitsabhängigen Korrekturfaktors des Richtwertes für zulässige Druckpulsationen in Rohrleitungen nach Gl. (5).

Das Verhältnis der Schallgeschwindigkeiten der Gase beträgt in dem in Abbildung 2 dargestellten Beispiel eins zu vier. Die Frequenz ist so gewählt, daß für das Gas 1 mit der hohen Schallgeschwindigkeit (c_1) der Abstand L der beiden Rohrkrümmern gerade einem Achtel der Wellenlänge entspricht. Für das Gas 2 mit einem Viertel der Schallgeschwindigkeit (c_2) des ersten Gases bildet sich eine Halbwelle aus. Die Druckdifferenz zwischen den Rohrkrümmern - entsprechend der anregenden Gaskraft - beträgt dann bei Gas 1 nur etwa 15 % der Druckdifferenz des Gases 2 mit der niedrigeren Schallgeschwindigkeit.

Während in der 4. Ausgabe bei der strukturellen Analyse (s. M.4 in Tabelle 1) darauf hingewiesen wurde, daß die Eigenfrequenzen von den wesentlichen akustischen Anregungsfrequenzen zu verstimmen sind, um somit Resonanzen zu vermeiden, wird jetzt in der 5. Ausgabe der einzuhaltende Abstand zwischen den strukturellen Eigenfrequenzen und den akustischen Anregungsfrequenzen quantifiziert. Zum ersten muß die unterste Eigenfrequenz oberhalb des 2,4-fachen der einfachen Drehfrequenz (1. Ordnung) des Verdichters liegen. Zum zweiten sollen alle weiteren mechanischen Eigenfrequenzen außerhalb eines Bereiches von $\pm 20\%$ um die anregenden Frequenzkomponenten höherer Ordnung liegen (**Separation Margin Criterion**), s. Abbildung 3. Hierdurch sollen Unsicherheiten bei der Berechnung der strukturellen Eigenfrequenzen berücksichtigt werden (Das *Separation Margin* Kriterium gilt auch für die strukturelle Analyse des *Compressor Manifold*, s. Abschnitt 2.3.1).

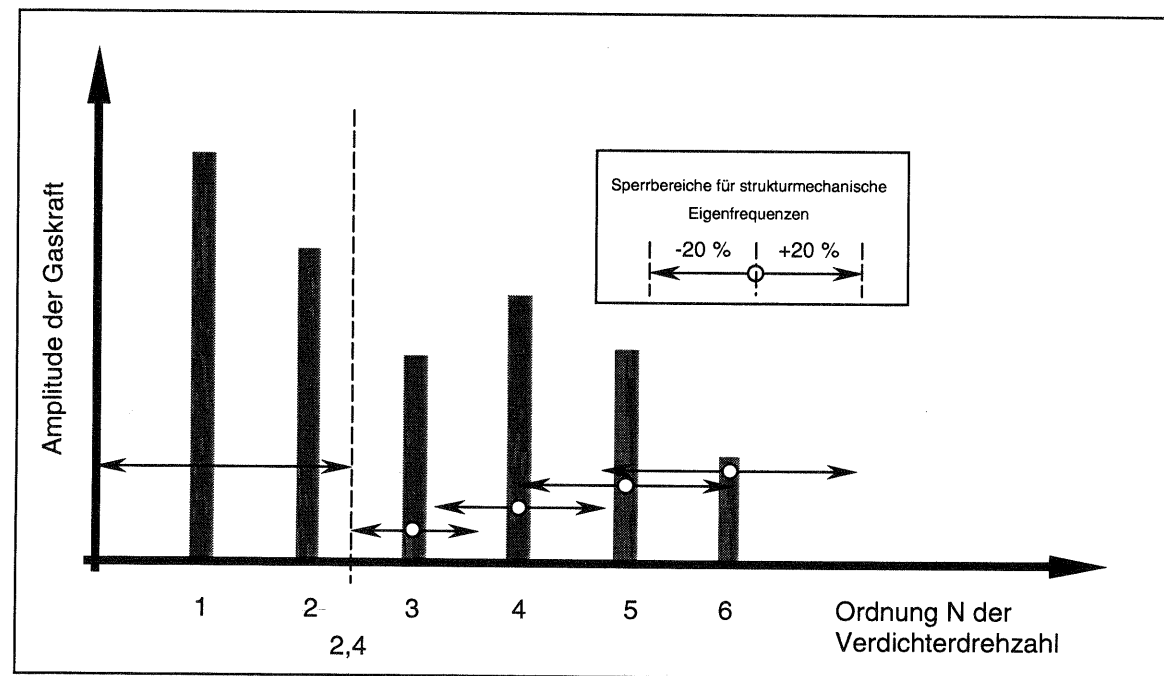


Abbildung 3: Zur Erläuterung der Sperrbereiche für strukturelle Eigenfrequenzen in Abhängigkeit der Anregungsfrequenz (Darstellung für konstante Verdichterdrehzahl) nach dem *Separation Margin* Kriterium API 618, 5. Ausgabe.

Es sei an dieser Stelle angemerkt, daß bei einem Frequenzspektrum der akustischen Anregung nach Abbildung 3 eine Verstimmung der Eigenfrequenzen des Rohrleitungssystems zur Einhaltung der angegebenen Grenzen nur schwer zu erreichen ist, da die niedrigste Eigenfrequenz oberhalb der Frequenz der 6. Ordnung liegen muß. In der Praxis ist daher das Kriterium nur zu erfüllen, wenn sich die dominierenden Anregungskomponenten auf wenige Ordnungen beschränken und die Drehzahl des Verdichters nur in einem engen Bereich variiert.

2.3 Design Approach 3

Für Design Approach 3 wird zunächst eine akustische Studie wie für Design Approach 2 durchgeführt (inklusive Vorstudie nach Abschnitt 2.2.1). Dabei werden auch die dort angegebenen Richtwerte für die zulässigen Pulsationen und die Druckverluste zugrunde gelegt.

Neu in der 5. Ausgabe ist, daß nach den akustischen Berechnungen bei Überschreitung der geforderten Richtwerte für Druckpulsationen, statt das Rohrleitungssystem oder die Pulsationsdämpfer zu modifizieren, **alternativ** auch weitergehende Berechnungen (Step 3a und/oder Step 3b) durchgeführt werden können. Das Flußdiagramm für Design Approach 3 der 5. Ausgabe in Abbildung 4 gibt einen Überblick zu den möglichen Arbeitsabläufen.

2.3.1 Step 3a – Mechanische Eigenfrequenzen

Werden bei der akustischen Simulation die Richtwerte für die zulässigen Druckpulsationen überschritten, folgt – falls keine Modifikation des Entwurfs der Anlage vorgenommen wird – in Step 3a die Berechnung der mechanischen Eigenfrequenzen des *Compressor Manifold* (verdichternaher Bereich, s. Tabelle 1) **und** des angeschlossenen Rohrleitungssystems. Zum einen müssen dann die berechneten Eigenfrequenzen außerhalb der durch die dominanten Anregungsfrequenzen gesperrten Frequenzbereiche liegen (*Separation Margin* Kriterium, s. Abbildung 3). Zum anderen dürfen die akustischen Anregungskräfte in den Rohrleitungen bzw. in den Pulsationsdämpfern die Richtwerte nach Gl. (6.1) bis Gl. (6.3) nicht überschreiten (**Shaking Force Criterion**). Die angegebenen Werte gelten nur für den Fall, daß keine strukturelle Resonanz angeregt wird.

$$F_k = k_{eff} \cdot s_{zul} \quad \text{Gl. (6.1)}$$

oder

$$F_{pmax} = 10 \cdot d_{NPS} \quad \text{Gl. (6.2)}$$

mit

F_k : Zulässige Amplitude der Gaskraft (gilt nicht bei Resonanz), [N]

F_{pmax} : Maximale zulässige Amplitude der Gaskraft für Rohrleitungen (gilt nicht bei Resonanz), [N]

k_{eff} : Ersatzfedersteifigkeit in Richtung der Rohrleitungsachse (bzw. Achse des Pulsationsdämpfers) in die die Gaskraft wirkt, [N/mm].

s_{zul} : Zulässige Amplitude des Schwingweges der Rohrleitung (bzw. des Pulsationsdämpfers), [mm]

d_{NPS} : Nenndurchmesser der Rohrleitung, [mm]

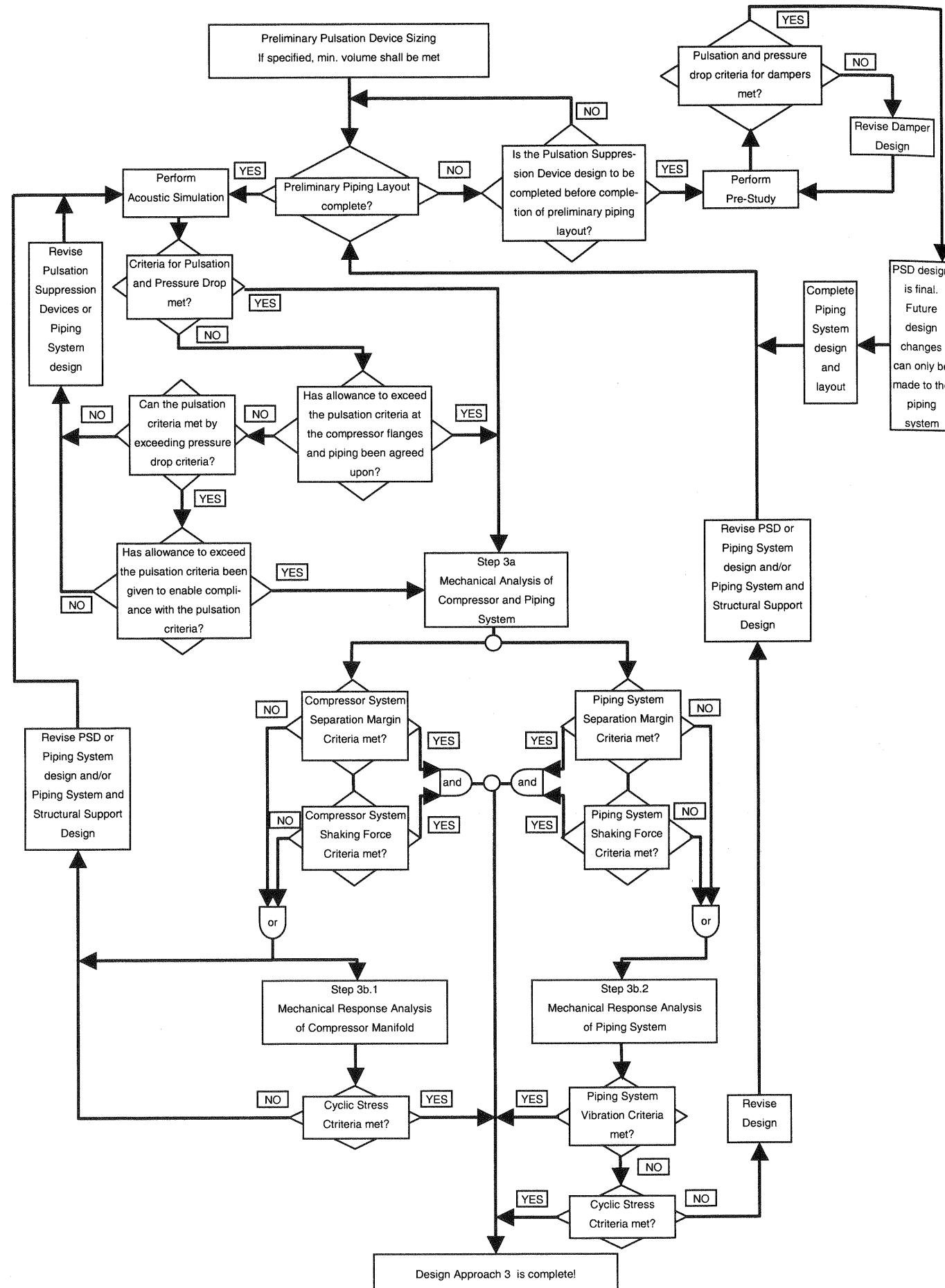


Abbildung 4: Flußdiagramm der Arbeitsschritte für Design Approach 3 nach API 618, 5. Ausgabe.

Für Rohrleitungen gilt jeweils der kleinere Wert aus Gl. (6.1) und Gl. (6.2). Für Pulsationsdämpfer wird als maximal zulässige Anregungskraft der Wert ebenfalls nach Gl. (6.1) bzw. nach Gl. (6.3) angegeben. Auch hier gilt der jeweils kleinere Richtwert.

$$F_{PDmax} = 45000 \text{ N} \quad \text{Gl. (6.3)}$$

mit

F_{PDmax} : Maximale zulässige Amplitude der Gaskraft für Pulsationsdämpferbehälter, die direkt an den Zylindern des Verdichters befestigt sind (gilt nicht bei Resonanz).

Die Ersatzfedersteifigkeiten werden bei der Bestimmung der zulässigen Anregungskräfte überschlägig bestimmt. Die zulässigen Schwingungsamplituden für Rohrleitungen können gemäß den in der 5. Ausgabe neu aufgenommenen Richtwerten (Step 3b) nach Abbildung 5 in Abschnitt 2.3.2 entnommen werden. Richtwerte für das zulässige Schwingungsniveau der Pulsationsdämpfer, die an den Zylindern befestigt sind, sind nach Herstellerempfehlungen anzusetzen.

2.3.2 Step 3b – Mechanical Response Analysis

Ist eines der in Step 3a geforderten Kriterien nicht erfüllt, so kann (wie bei der Entscheidung für Step 3a) entweder das Anlagendesign modifiziert (Pulsationsdämpfer und/oder Rohrleitungssystem und/oder Rohrleitungshaltekonstruktion) oder alternativ gemäß Step 3b die *Mechanical Response* Analyse durchgeführt werden (vgl. Flußdiagramm in Abbildung 4). Hierbei werden die erzwungenen strukturellen Schwingungen und die dynamischen Spannungen des Rohrleitungssystems (Step 3b.1) und des *Compressor Manifold* (Step 3b.2) aufgrund der akustischen Anregung durch den Verdichterbetrieb berechnet.

Ebenfalls neu ist in der 5. Ausgabe die Angabe von Richtwerten für zulässige strukturelle Rohrleitungsschwingungen (*Piping Vibration Criterion*), die in Abbildung 5 dargestellt sind. Diese Richtwerte können auch in Gl. (6.1) angewandt werden. Für Frequenzen bis 10 Hz gilt ein konstanter Richtwert für den Schwingweg von 0,5 mm pp (Spitze-Spitze). Im Frequenzbereich zwischen 10 Hz und 200 Hz nimmt der Richtwert von 0,5 mm pp auf 0,025 mm pp ab. Diese Richtwerte gelten lediglich für die Bewertung der Ergebnisse der theoretischen Berechnungen (Pulsationsstudien). Für Messungen in der Anlage vor Ort sind höhere Richtwerte zulässig. Diese werden jedoch in der API 618 nicht näher spezifiziert.

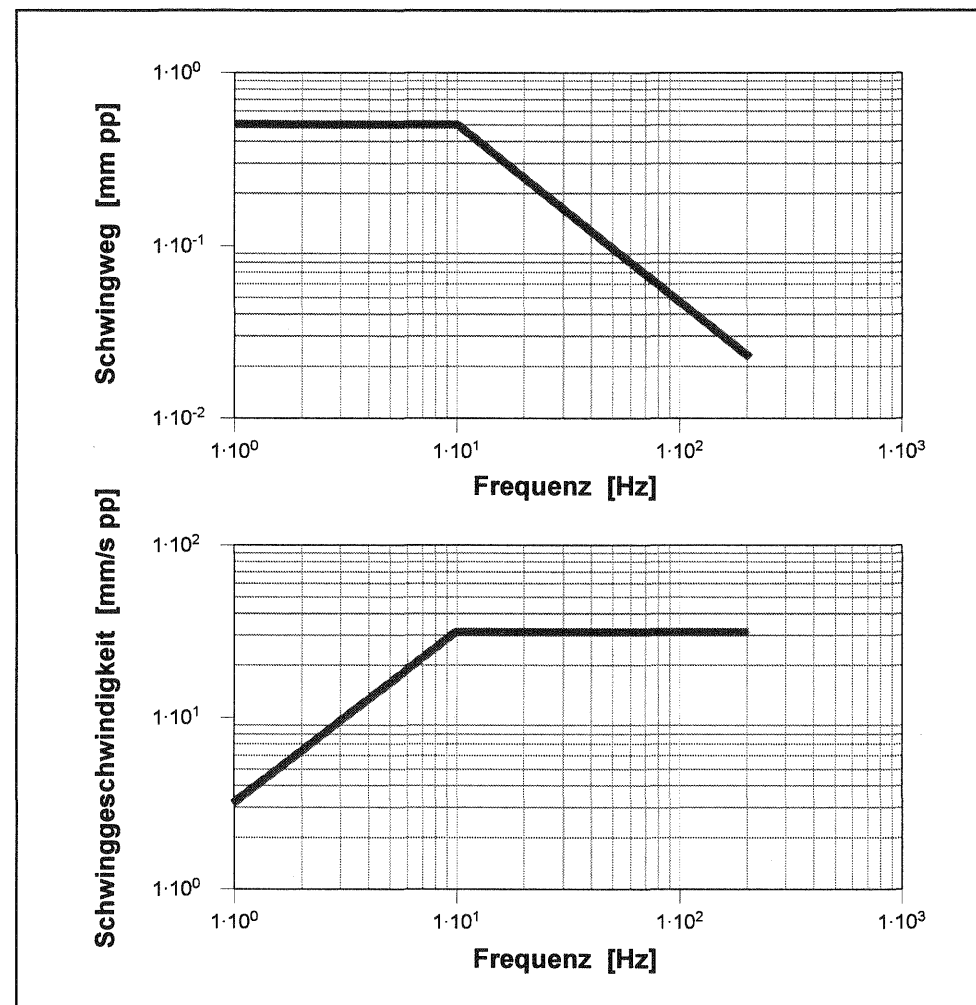


Abbildung 5: Frequenzabhängige Richtwerte für Rohrleitungsschwingungen (in der Planungsphase berechnet), Oben: Zulässige Spitze-Spitze Amplitude des Schwingweges gemäß API 618, 5. Ausgabe, Unten: Zulässige Amplituden der Schwinggeschwindigkeit (nach Umrechnung).

Überschreiten die Ergebnisse der Berechnungen auch die Richtwerte für Rohrleitungsschwingungen nach Abbildung 5, sind in einem letzten Schritt die dynamischen Spannungsamplituden zu überprüfen (*Cyclic Stress Analysis*). Der einzuhaltende Richtwert für die Spitze-Spitze Spannungsamplituden nach Gl. (7) entspricht dem der 4. Ausgabe.

$$\sigma_{cyc} = 180 \text{ N/mm}^2 \text{ pp} \quad \text{Gl. (7)}$$

Es wird empfohlen, die Richtwerte für die mechanischen Schwingungen des *Compressor Manifold* in Abstimmung mit dem Verdichterhersteller festzulegen. Für die dynamischen Zusatzspannungen an den Pulsationsdämpfern und der verdichternahen Verrohrung gilt ebenfalls Gl. (7).

Halten die dynamischen Spannungen die Richtwerte nach Gl. (7) ein, so ist die Untersuchung der Anlage nach Design Approach 3 abgeschlossen. Im anderen Fall ist das Anlagen-design zu überarbeiten (vgl. Flußdiagramm in Abbildung 4).

3. Zusammenfassung und Anmerkungen

Wesentliche Änderungen im Entwurf der 5. Ausgabe des API 618 Standards gegenüber der 4. Ausgabe ergeben sich bei den Ausführungsvarianten für Pulsationsstudien nach Design Approach 2 und vor allem nach Design Approach 3.

- Bei Approach 2 und Approach 3 wird zusätzlich eine Vorstudie (**Damper Check**) eingeführt, in der primär die grundsätzliche Dimensionierung der Pulsationsdämpfereinheiten überprüft wird.
- Für die Lage der berechneten strukturmechanischen Eigenfrequenzen werden die Frequenzbereiche von +/- 20 % um die dominierenden Frequenzkomponenten der anregenden Gaskräfte ausgeschlossen (**Separation Margin Criterion**).
- Bei Design Approach 3 dürfen die Richtwerte für die zulässigen Druckpulsationen überschritten werden. In diesem Fall muß in einem nächsten Schritt (Step 3a) geprüft werden, ob die strukturmechanischen Eigenfrequenzen (Rohrleitungssystem und *Compressor Manifold*) außerhalb der gesperrten Frequenzbereiche (**Separation Margin Kriterium**) liegen. Gleichzeitig müssen die anregenden Gaskräfte die Richtwerte für die zulässigen Kraftamplituden einhalten (**Shaking Force Criterion**).
- Können die geforderten Richtwerte in Step 3a ebenfalls nicht erreicht werden, so wird in Step 3b (**Mechanical Response Analysis**) überprüft, ob die durch die Gaskräfte angeregten Rohrleitungsschwingungen das zulässige Niveau einhalten (**Piping Vibration Criterion**). Wird auch dieses Niveau überschritten, werden in einem letzten Schritt die dynamischen Spannungen berechnet. Diese müssen unterhalb des zulässigen Richtwertes liegen (**Cyclic Stress Criterion**), um die Arbeiten für Design Approach 3 abschließen zu können.

Anmerkungen

Erfahrungen aus der Praxis haben gezeigt, daß in Anlagen, bei denen in den Ergebnissen der Pulsationsstudie

1. die Richtwerte für die zulässigen Druckpulsationen eingehalten werden, und
2. die unterste strukturmechanische Eigenfrequenz des Rohrleitungssystems mindestens 40 % oberhalb der 2. Ordnung der Verdichterdrehzahl liegt,

während der Inbetriebnahme aus schwingungstechnischer Sicht keine grundlegenden Probleme zu erwarten sind. Daher sollte das primäre Ziel in der Planungsphase bleiben, zunächst die Akustik des Verdichtersystems entsprechend Punkt 1 sauber abzustimmen.

Anlagen, die nach Design Approach 3 gemäß API 618, 5. Ausgabe bis zu Step 3b berechnet werden, erfüllen lediglich das Kriterium, daß die dynamischen Spannungen unterhalb des Richtwertes liegen (*Cyclic Stress* Kriterium). Diese Anlagen dürfen (gleichzeitig)

- a) die Ergebnisse die Richtwerte für zulässige Druckpulsationen überschreiten,
- b) die Eigenfrequenzen im gesperrten Frequenzbereich liegen (*Separation Margin* Kriterium nicht erfüllt),
- c) die Richtwerte für die zulässigen Anregungskräfte überschritten (*Shaking Force* Kriterium nicht erfüllt) und
- d) die Richtwerte für zulässige Schwingungsamplituden der Rohrleitungen überschritten werden (*Piping Vibration* Kriterium nicht erfüllt).

Für die Zukunft bleibt bei der Realisierung solcher Anlagen abzuwarten, ob dieses Konzept sich in der Praxis bewährt.

Hinzu kommt, daß die Ergebnisse aller strukturmechanischen Berechnungen äußerst empfindlich auf die gewählten Einspannbedingungen (wie z. B. Steifigkeiten der Halterungen von Rohrleitungen, Rohrbrücken, Gleitlager, etc.) reagieren. Zuverlässige Aussagen sind durch strukturmechanische Berechnungen nur für die unteren Eigenfrequenzen machbar. Eine zuverlässige Bestimmung aller strukturmechanischen Eigenfrequenzen ist aufgrund der oben genannten Unsicherheiten in der Planungsphase praktisch nicht durchführbar. Somit bleibt auch der tatsächliche Erfolg einer Abstimmung der höheren Eigenfrequenzen durch theoretische Modelle zu diesem Zeitpunkt fraglich.

Unsere Erfahrungen in letzter Zeit haben gezeigt, daß sich eine Kombination aus einer theoretischen Pulsationsstudie gemäß Design Approach 2 und eine meßtechnischen Kontrolle der Schwingungs- und Pulsationssituation während der Inbetriebnahme der Anlage bewährt hat. Das Anlagendesign wird in der Planungsphase so modifiziert, daß die unter Punkt 1 und

Punkt 2 (s. oben, 1. Absatz) genannten Kriterien eingehalten werden. Ist eine Verschiebung der unteren Eigenfrequenz (s. Pkt. 2) nicht möglich, so kann zur Abschätzung des zu erwartenden Schwingungsniveaus auf eine *Mechanical Response Analyse* (wie in Design Approach 3, Step 3b) im Bereich der unteren Eigenfrequenzen zurückgegriffen werden. Treten während der Inbetriebnahme höherfrequente strukturmechanische Resonanzen auf, kann zur gezielten Auslegung von Maßnahmen für den kritischen Bereich ein strukturmechanisches Modell mit Abgleich an die gewonnenen Meßdaten aufgestellt werden. Oben genannte Unsicherheiten können somit eliminiert werden, da durch die Messungen der „as built“ Zustand der Anlage erfaßt wird.

In der Regel ist in der Planungsphase also eine Analyse der strukturmechanischen Eigenfrequenzen des Verdichtersystems ausreichend und es kann auf eine aufwendige und kostspielige *Mechanical Response Analyse* verzichtet werden.

4. Quellennachweis

- [1] API 618 Standard: *Reciprocating Compressor for Petroleum, Chemical and Gas Industry Services*, 4th edition, American Petroleum Institute, Washington D.C., 1995
- [2] Pyle, A., Eijk, A., Elferink, H.: *Coming 5th edition of the API Standard 618, Major changes compared to the API 618, 4th edition*, 3rd EFRC Conference, Wien, März 2003.
- [3] Atkins, K., Tison, J.: *The New Fifth Edition of API 618 for Reciprocating Compressors: Which Pulsation and Vibration Control Philosophy Should You Use?*, 37th Texas A&M Turbo Machinery Symposium, Houston Texas, USA, September 2001.
- [4] *Workshop Pulsation and Vibration Control*, Workshop Unterlagen, TNO TPD, Delft, Niederlande, November 2002.
- [5] Brümmer, A.: *Praxisnahe Vorgehensweise zur Vermeidung von Pulsationen und Rohrleitungsschwingungen in Neuanlagen*, Aufsatz in der Zeitschrift GWF Gas Erdgas, Nr. 9, Oldenbourg Verlag, München, September 2000