

# TU

## TECHNISCHE UNIVERSITÄT WIEN

### DIPLOMARBEIT

### MASTER'S THESIS

# **Numerische Analysen von Flüssigkeitsschwingungstilgern (TLCD)**

Ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines  
Diplom - Ingenieurs unter der Leitung von

Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Josef Fink und  
Dipl.-Ing. Stefan Kuss

E 212 Institut für Tragkonstruktionen - Stahlbau

Eingereicht an der Technischen Universität Wien

Fakultät für Bauingenieurwesen

von

**Simon Wallner**

E610 0125927

Keferg. 24/1/35

1140 Wien

**Andreas Wanek**

E610 0125923

Parkg. 5/1/1

1140 Wien

Wien, im Juni 2008

## **Abstract**

This master's thesis is dealing with the numerical simulation of tuned liquid column dampers (TLCD), which are used to reduce the resonance amplitude of vertically oscillating bridge structures. The functionality of these dampers is based on the movement of a liquid mass in a sealed tube, induced by the structural oscillation. The damping is achieved by the two motions being phase delayed to each other.

The first chapters are focused on the theoretical background of vibration dynamics and the TLCD. Afterwards the performed vibration experiments on a steel structure model of a bridge are described and their results are analysed.

The major part of this thesis is dedicated to numerical simulations. The development of the used finite element model and the realisation of realistic vibration behaviour in the simplified small - scale model are explained. Based on this model, parameter studies are performed to analyse the influence of certain TLCD - characteristics on the amount of damping. Dampers with different resonance frequencies and varying geometries are tested and the different structural displacements of the model are compared. The results of these studies confirm the importance of an exact adaption of the damper to the characteristics of the main structure, but as the numerical simulation shows only an approximation of the real behaviour of the fluid motion in the damper, it cannot completely replace experimental studies on real structures yet. Anyway it is very helpful to analyse certain system variations which would be difficult to accomplish on a real model.

## ***Inhaltsverzeichnis***

<b>EINLEITUNG .....</b>	<b>4</b>
<b>GRUNDLAGEN.....</b>	<b>5</b>
<b>Kapitel 1) Theoretische Grundlagen der Schwingungsdynamik .....</b>	<b>5</b>
1.1 Freie Schwingung eines ungedämpften Systems .....	5
1.2 Freie Schwingung eines viskos gedämpften Systems.....	6
1.3 Harmonische Anregung eines ungedämpften Systems.....	7
1.4 Reaktion eines gedämpften Systems auf harmonische Anregung .....	11
1.5 Schwingungsformen (Modes).....	15
<b>Kapitel 2) Der Zweimassenschwinger.....</b>	<b>17</b>
<b>Kapitel 3) Theorie des Flüssigkeitsschwingungstilgers .....</b>	<b>22</b>
<b>MODELLVERSUCHE.....</b>	<b>25</b>
<b>Kapitel 4) Beschreibung der Versuchsanlage .....</b>	<b>25</b>
4.1 Aufbau der Modellbrücke .....	25
4.2 Messeinrichtungen am Modell.....	26
<b>Kapitel 5) Modellversuche .....</b>	<b>28</b>
5.1 Versuche an der Brücke ohne Schotterbett.....	28
<b>NUMERISCHE ANALYSEN .....</b>	<b>33</b>
<b>Kapitel 6) Einleitung, Problemdarstellung .....</b>	<b>33</b>
<b>Kapitel 7) Modellbildung .....</b>	<b>34</b>
7.1 Entwicklung des strukturmechanischen Modells.....	35
7.2 Entwicklung des fluidmechanischen Modells .....	40
7.3 Fluid – Struktur – Interaktion .....	43
<b>Kapitel 8) Eichung des numerischen Modells.....</b>	<b>46</b>
8.1 Daten des Strukturmodells .....	47
8.2 Prüfung der Eigenfrequenz der Struktur .....	48
8.3 Evaluierung des Schwingungsverhaltens.....	49
8.4 Prüfung der Kraftübertragung am fluid – solid – interface.....	50
<b>Kapitel 9) Beschreibung der Studien und Darstellung der Ergebnisse.....</b>	<b>52</b>
9.1 Variation der Eigenfrequenz des Tilgers .....	52
9.2 Einfluss der Rohrkrümmung.....	61
9.3 Einfluss der Schenkelneigung.....	65
9.4 Einfluss des Rohrdurchmessers .....	68

<b>RÜCKBLICK UND AUSBLICK .....</b>	<b>73</b>
<b>LITERATUR- UND QUELLENVERZEICHNIS.....</b>	<b>75</b>
<b>ANHANG   ABBILDUNGSVERZEICHNIS .....</b>	<b>76</b>

Die inhaltliche Verantwortlichkeit wurde von den Autoren wie folgt aufgeteilt:

Simon Wallner: Kapitel 1, 4, 5, 8, 9.1, 9.2

Andreas Wanek: Kapitel 2, 3, 6, 7, 9.3, 9.4

---

# EINLEITUNG

Die vorliegende Diplomarbeit behandelt die Thematik des Einsatzes von Flüssigkeitsschwingungstilgern (TLCD = tuned liquid column damper) zur Dämpfung vertikaler Schwingungen bei Brückenbauwerken ( $f \approx 1 - 5$  Hz). Es handelt sich dabei um einen zum Teil mit Flüssigkeit gefüllten, U- beziehungsweise V- förmigen Rohrkörper der am Tragwerk der zu dämpfenden Struktur montiert wird und deren Schwingungsamplitude durch eine phasenverschobene Schwingung der Flüssigkeitssäule abdämpft. Solche Tilgersysteme stellen aufgrund ihrer relativ einfachen Nachrüstbarkeit vor allem bei der Sanierung beziehungsweise Nachrüstung von bestehenden Brücken eine hervorragende Alternative zu herkömmlichen Dämpfungssystemen dar.

Das primäre Ziel dieser Arbeit ist es, ein numerisches Modell zu entwickeln, das in der Lage ist, das Verformungsverhalten eines mittels Flüssigkeitsschwingungstilger gedämpften Brückentragwerks qualitativ und quantitativ zu erfassen. An diesem Modell soll der Einfluss gewisser geometrischer und physikalischer Parameter auf die Dämpfungswirkung des Tilgers untersucht werden.

Nach Abhandlung der zum Verständnis der Thematik notwendigen mechanischen Grundlagen der Schwingungsdynamik wird auf die Theorie des Zweimassenschwingers sowie auf grundlegende Eigenschaften des Flüssigkeitsschwingungstilgers zur Dämpfung vertikaler Schwingungen eingegangen.

Im zweiten Teil der Arbeit werden die im Labor des Instituts für Tragkonstruktionen durchgeführten Modellversuche behandelt. Nach der allgemeinen Beschreibung der Versuchsanlage werden die ausgeführten Schwingungsversuche an einem mit zwei Schwingungstilgern ausgerüsteten Brückentragwerk beschrieben und die Ergebnisse der Versuche präsentiert.

Die restliche Arbeit ist der numerische Simulation gewidmet. Es wird zunächst die Erstellung des Fluid - Struktur - Interaktionsmodells für die finite Elemente Analyse beschrieben und auf die Lösung relevanter Problemstellungen bei der Umsetzung des realen Brücke - Tilger Systems im Finite Elemente Modell eingegangen. Abschließend werden die am numerischen Modell durchgeführten Parameterstudien ausgewertet und deren Ergebnisse dargestellt und interpretiert.

# GRUNDLAGEN

## KAPITEL 1) THEORETISCHE GRUNDLAGEN DER SCHWINGUNGSDYNAMIK

### 1.1 Freie Schwingung eines ungedämpften Systems

Freie Vibration tritt auf, wenn eine Struktur aus ihrer Gleichgewichtslage ausgelenkt wird und sie danach ohne externen dynamischen Einfluss frei und ungedämpft schwingen kann. Bei einem ungedämpften System mit der Masse  $m$  und der Steifigkeit  $k$  ergibt sich die Bewegungsgleichung zu

$$m\ddot{u} + ku = 0 \quad (1.1)$$

Die Auslenkung aus der Gleichgewichtslage zum Zeitpunkt  $t = 0$  wird durch die Verschiebung  $u(0)$  und die Geschwindigkeit  $\dot{u}(0)$  beschrieben.

Mit diesen Anfangsbedingungen ergibt sich die Lösung der homogenen Differentialgleichung zu

$$u(t) = u(0) \cos \omega_n t + \frac{\dot{u}(0)}{\omega_n} \sin \omega_n t \quad (1.2)$$

mit der Eigenkreisfrequenz der Struktur

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (1.3)$$

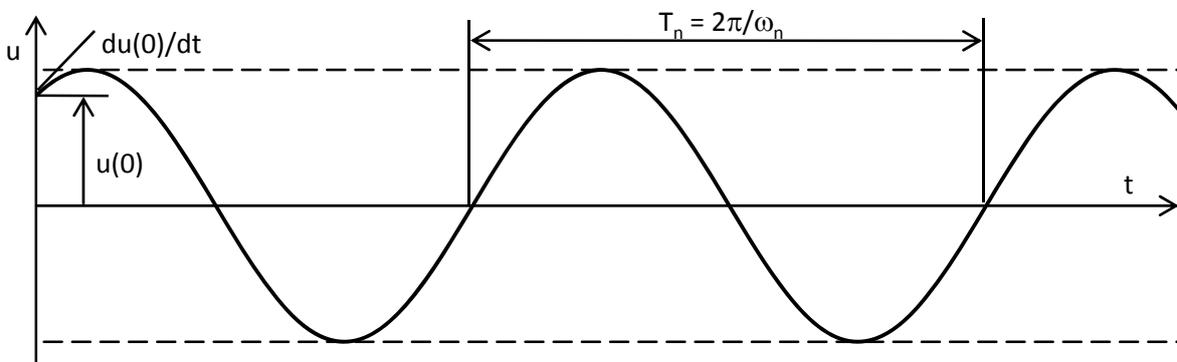


Abb. 1.1 freie Schwingung eines ungedämpften Systems

## 1.2 Freie Schwingung eines viskos gedämpften Systems

Die Bewegungsgleichung der freien Schwingung eines viskos gedämpften Systems entspricht der um einen Dämpfungsterm erweiterten Gleichung (1.1):

$$m\ddot{u} + c\dot{u} + ku = 0 \quad (1.4)$$

Division durch  $m$  liefert

$$\ddot{u} + 2\zeta\omega_n\dot{u} + \omega_n^2u = 0 \quad (1.5)$$

mit

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad \zeta = \frac{c}{2m\omega_n} = \frac{c}{c_{cr}} \quad c_{cr} = 2m\omega_n = 2\sqrt{km} = \frac{2k}{\omega_n} \quad (1.6)$$

$c_{cr}$  wird als kritischer Dämpfungskoeffizient bezeichnet und beschreibt jene Dämpfung, ab der das System nach Auslenkung ohne zu oszillieren in seine Ruhelage zurückkehrt.  $\zeta$  gibt das Verhältnis der tatsächlichen Dämpfung zur kritischen Dämpfung an. Bei überkritisch gedämpften Strukturen ( $\zeta > 1$  und daraus folgend  $c > c_{cr}$ ) kehrt das ausgelenkte System ebenfalls ohne Oszillation in seine Gleichgewichtslage zurück, jedoch langsamer als bei kritischer Dämpfung ( $\zeta = 1$ ).

Fast alle Strukturen aus dem Bauwesen weisen eine Dämpfung von  $\zeta < 1$  auf. Sie sind somit unterkritisch gedämpft (zumeist gilt  $\zeta < 0,1$ ). Sie oszillieren mit abnehmender Amplitude um ihre Gleichgewichtslage.

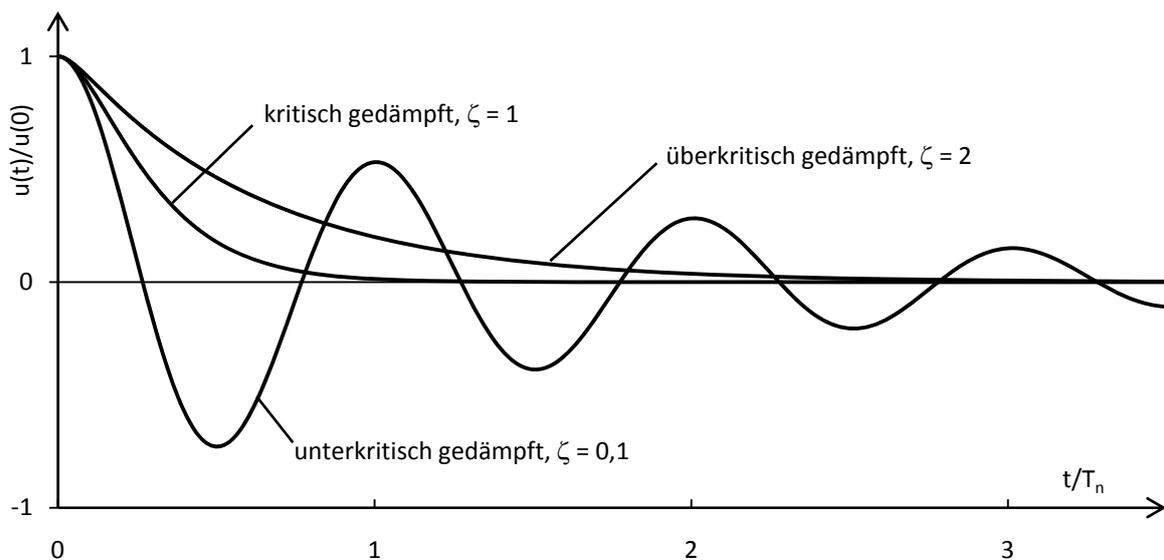


Abb. 1.2 freie Schwingung eines unterkritisch, kritisch und überkritisch gedämpften Systems

### 1.3 Harmonische Anregung eines ungedämpften Systems

Die allgemeine Bewegungsgleichung für ein mit einer zeitlich variablen Kraft  $p(t)$  angeregtes Einfreiheitsgradsystem mit der Masse  $m$ , dem Dämpfungsmaß  $c$  und der Steifigkeit  $k$  lautet

$$m\ddot{u} + c\dot{u} + ku = p(t) \quad (1.7)$$

Bei sinusförmiger harmonischer Anregung ist die Erregerkraft als  $p(t) = p_0 \sin \omega t$  mit der Amplitude  $p_0$  und der Kreisfrequenz  $\omega$  definiert.

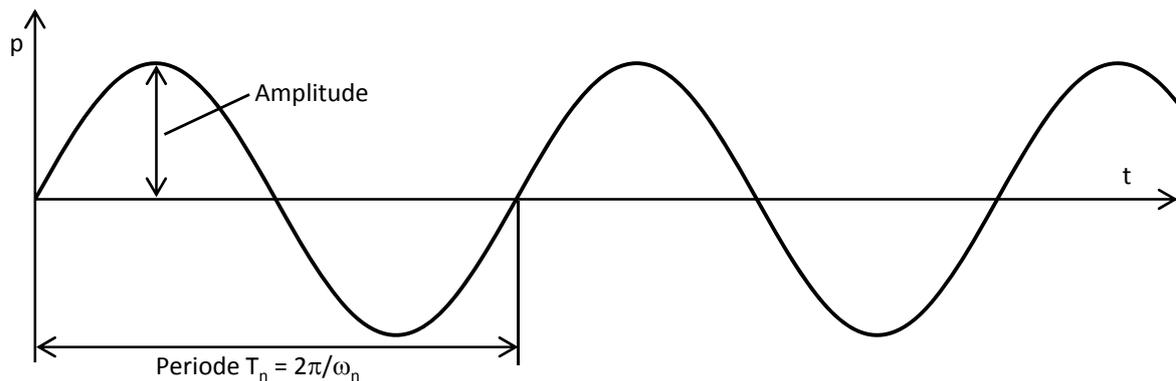


Abb. 1.3 harmonische Kraftanregung

Für ein ungedämpftes System ( $c = 0$ ) ergibt sich damit die Bewegungsgleichung zu

$$m\ddot{u} + ku = p_0 \sin \omega t \quad (1.8)$$

Mit den Anfangsbedingungen

$$u = u(0) \quad \dot{u} = \dot{u}(0) \quad (1.9)$$

lautet die Lösung der Differentialgleichung

$$u(t) = \underbrace{u(0) \cos(\omega_n t) + \left[ \frac{\dot{u}(0)}{\omega_n} - \frac{p_0}{k} \frac{\omega/\omega_n}{1 - (\omega/\omega_n)^2} \right] \sin \omega_n t}_{\text{transient}} + \underbrace{\frac{p_0}{k} \frac{1}{1 - (\omega/\omega_n)^2} \sin \omega t}_{\text{stationär}} \quad (1.10)$$

Abb. 1.4 zeigt die Bewegungsantwort eines harmonisch erregten Systems nach Gleichung (1.10) mit  $u(0) = 0$ ,  $\dot{u}(0) = \omega_n p_0 / k$  und  $\omega / \omega_n = 0,2$ .

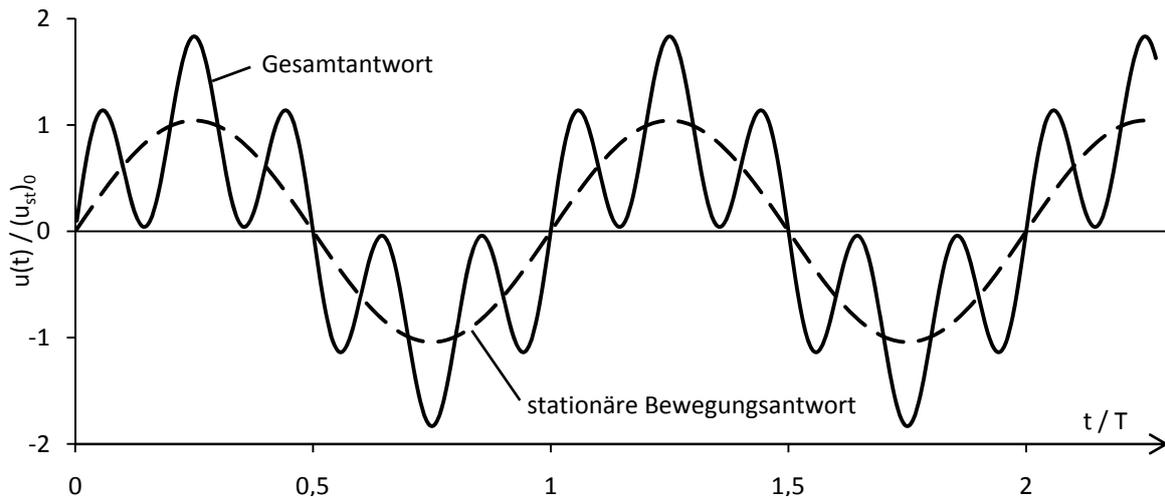


Abb. 1.4 Reaktion eines ungedämpften Systems mit  $\omega/\omega_n = 0,2$ ,  $u(0) = 0$ ,  $\dot{u}(0) = \omega_n p_0/k$

Befindet sich das System zum Startzeitpunkt in Ruhelage (d. h.  $u(0) = \dot{u}(0) = 0$ ), wird Gleichung (1.10) zu

$$u(t) = \frac{p_0}{k} \frac{1}{1 - (\omega/\omega_n)^2} \left( \sin \omega t - \frac{\omega}{\omega_n} \sin \omega_n t \right) \quad (1.11)$$

Bei der Bewegung der durchgehenden Linie um die strichlierte Linie in Abb. 1.4 handelt es sich um den transienten Anteil aus Gleichung (1.10). Vernachlässigung des transienten Anteils (er geht bei realen Systemen aufgrund ihrer Dämpfung gegen Null) liefert die stationäre Verschiebung. Gleichung (1.11) wird damit zu

$$u(t) = \underbrace{\frac{p_0}{k} \sin \omega t}_{u_{st}(t)} \left[ \frac{1}{1 - (\omega/\omega_n)^2} \right] \quad (1.12)$$

Vernachlässigt man die dynamischen Effekte, die durch den Beschleunigungsterm in Gleichung (1.8) entstehen, so erhält man die statische Lösung der Bewegungsgleichung

$$u_{st}(t) = \frac{p_0}{k} \sin \omega t \quad (1.13)$$

mit der maximalen statischen Verformung

$$(u_{st})_0 = \frac{p_0}{k} \quad (1.14)$$

Man erkennt, dass sich die stationäre Lösung der Bewegungsgleichung nur um einen vom Verhältnis der Erregerfrequenz zur Eigenfrequenz der Struktur abhängigen Faktor von der statischen Auslenkung unterscheidet.

Für  $\omega/\omega_n < 1$  ist dieser Faktor positiv. Die Verschiebung  $u(t)$  und die Kraft  $p(t)$  haben somit das gleiche Vorzeichen, sie befinden sich in Phase. Für  $\omega/\omega_n > 1$  ist er negativ. Verschiebung und Kraft sind zueinander phasenverschoben.

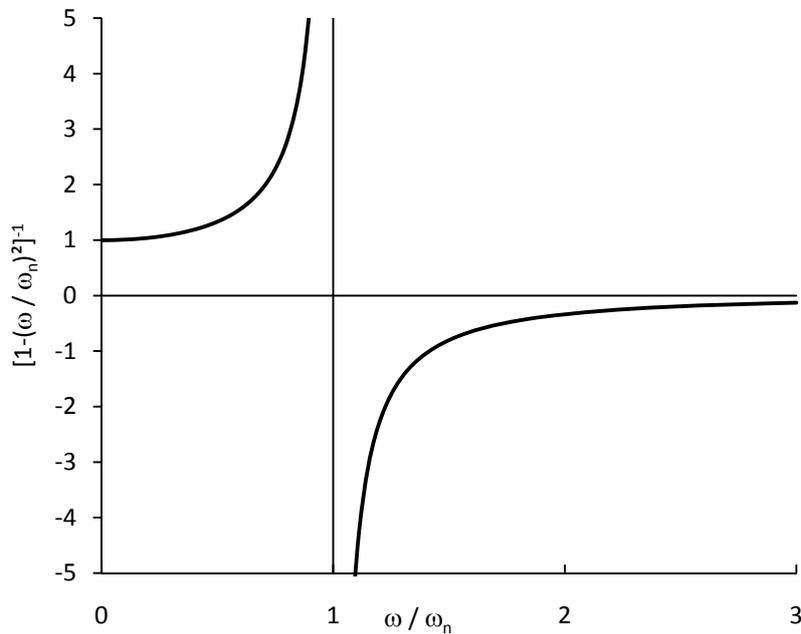


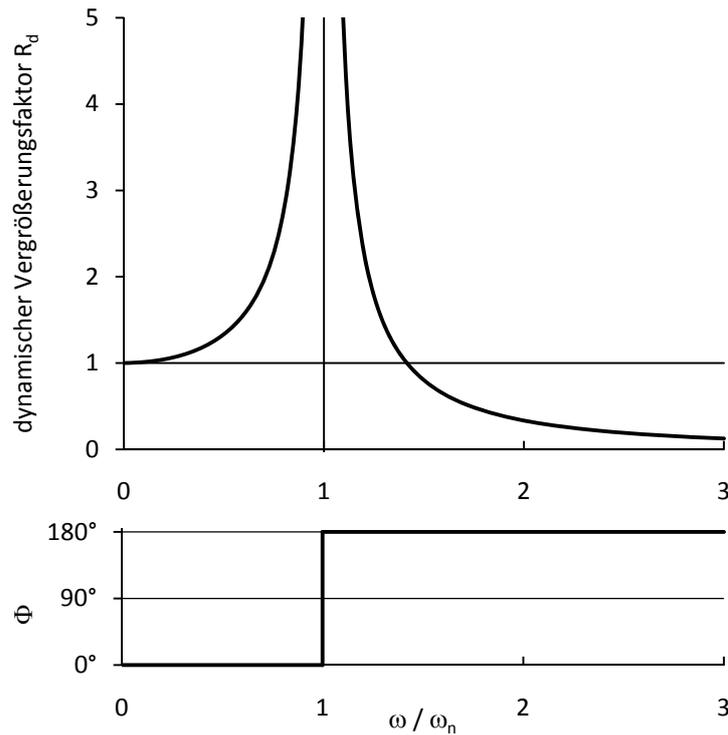
Abb. 1.5 Der Vergrößerungsfaktor in Abhängigkeit von  $\omega/\omega_n$

Um die Phasenverschiebung zwischen Kraft und Verschiebung mathematisch zu beschreiben wird Gleichung (1.12) unter Einbeziehung des *Phasenwinkels*  $\phi$  und des *dynamischen Vergrößerungsfaktors*  $R_d$  formuliert.

$$u(t) = (u_{st})_0 R_d \sin(\omega t - \phi) \quad (1.15)$$

mit

$$R_d = \frac{u_0}{(u_{st})_0} = \frac{1}{|1 - (\omega/\omega_n)^2|} \quad \text{und} \quad \phi = \begin{cases} 0^\circ & \omega < \omega_n \\ 180^\circ & \omega > \omega_n \end{cases} \quad (1.16)$$



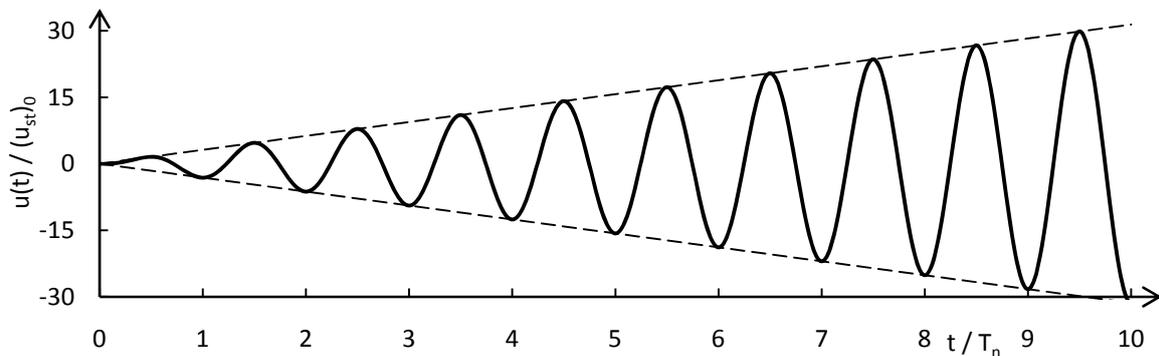
**Abb. 1.6** dynamischer Vergrößerungsfaktor und Phasenwinkel für ein ungedämpftes harmonisch angeregtes System

Als Resonanzfrequenz wird jene Frequenz definiert bei der der dynamische Vergrößerungsfaktor  $R_d$  maximal wird. Bei ungedämpften Systemen ist das bei  $\omega = \omega_n$  gegeben. Gleichung (1.11) ist dann nicht lösbar.

Die für  $\omega = \omega_n$  spezialisierte Lösung der Bewegungsgleichung mit den Anfangsbedingungen  $u(0) = \dot{u}(0) = 0$  ergibt sich zu

$$u(t) = -\frac{1}{2} \frac{p_0}{k} (\omega_n t \cos \omega_n t - \sin \omega_n t) \quad (1.17)$$

Die Auslenkung des ungedämpften Systems steigt dabei mit zunehmender Zeit bis ins Unendliche.



**Abb. 1.7** Bewegungsantwort eines ungedämpften Systems bei Anregung mit Resonanzfrequenz

## 1.4 Reaktion eines gedämpften Systems auf harmonische Anregung

Unter Berücksichtigung der viskosen Dämpfung eines Systems lautet die Bewegungsgleichung bei harmonischer Anregung

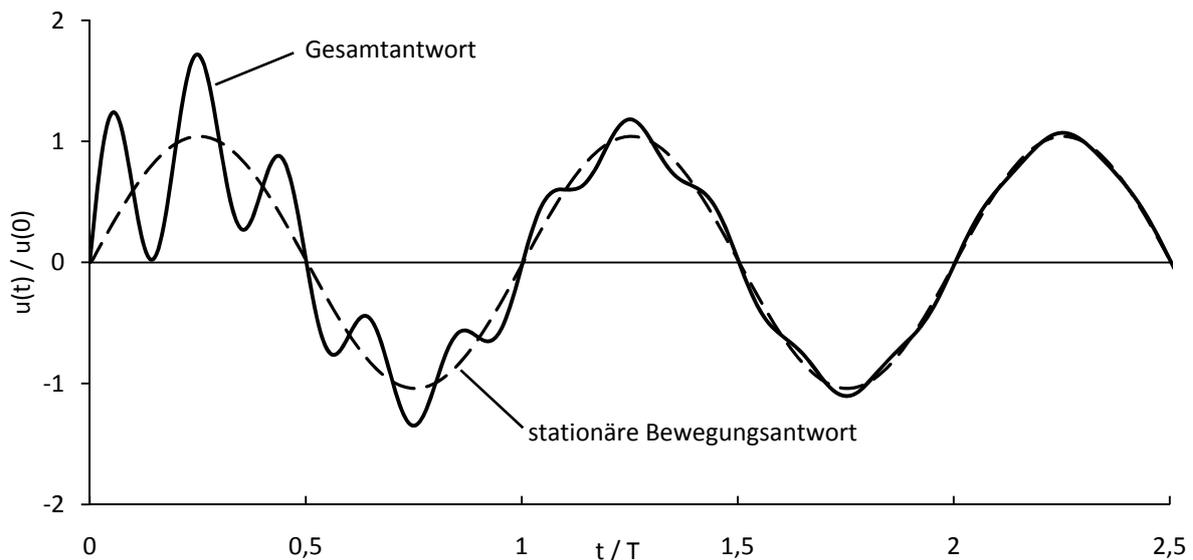
$$m\ddot{u} + c\dot{u} + ku = p_0 \sin \omega t \quad (1.18)$$

Die allgemeine Lösung dieser Differentialgleichung lautet

$$u(t) = \underbrace{e^{-\zeta\omega_n t} (A \cos \omega_D t + B \sin \omega_D t)}_{\text{transient}} + \underbrace{C \sin \omega t + D \cos \omega t}_{\text{stationär}} \quad (1.19)$$

mit der Eigenfrequenz der gedämpften Struktur

$$\omega_D = \omega_n \sqrt{1 - \zeta^2} \quad (1.20)$$



**Abb. 1.8** Reaktion eines gedämpften Systems mit  $\omega/\omega_n = 0,2$ ,  $\zeta = 0,05$ ,  $u(0) = 0$ ,  $\dot{u}(0) = \omega_n p_0/k$

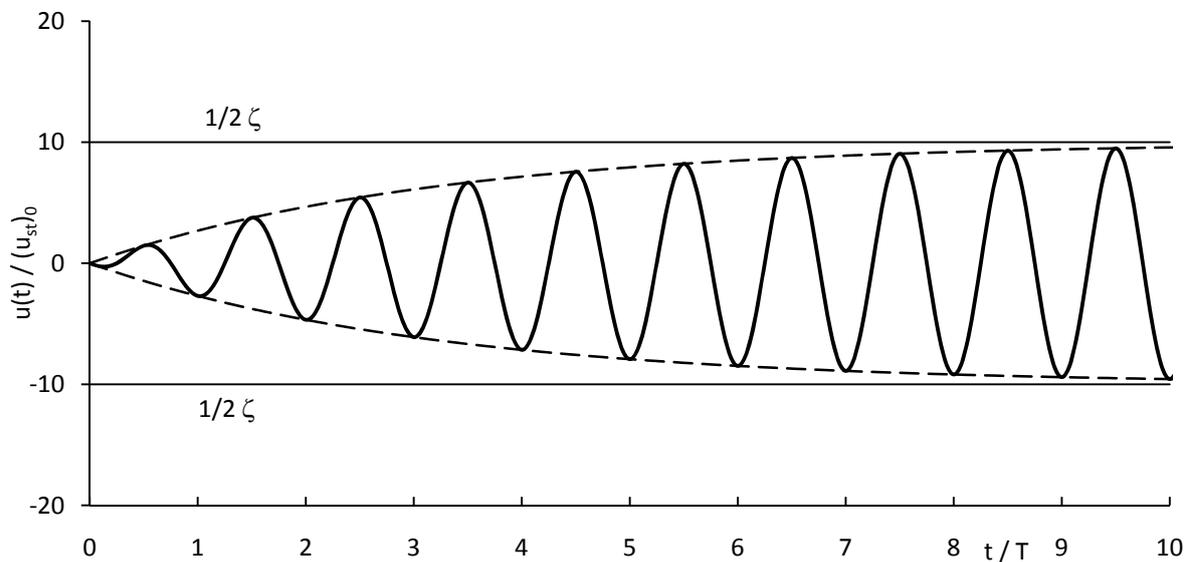
Bei Anregung mit Eigenfrequenz ( $\omega = \omega_n$ ) und Ruhelage zum Startzeitpunkt ( $u(0) = \dot{u}(0) = 0$ ) ergeben sich die Integrationskonstanten zu

$$A = \frac{(u_{st})_0}{2\zeta} \quad B = \frac{(u_{st})_0}{2\sqrt{1-\zeta^2}} \quad C = 0 \quad D = -\frac{(u_{st})_0}{2\zeta} \quad (1.21)$$

und Gleichung (1.18) wird zu

$$u(t) = (u_{st})_0 \frac{1}{2\zeta} \left[ e^{-\zeta\omega_n t} \left( \cos \omega_D t + \frac{\zeta}{\sqrt{1-\zeta^2}} \sin \omega_D t \right) - \cos \omega_n t \right] \quad (1.22)$$

Die für den ungedämpften Fall linear ins Unendliche steigende Auslenkung bei Anregung mit Eigenfrequenz wird durch die Dämpfung auf den Grenzwert  $\frac{(u_{st})_0}{2\zeta}$  vermindert.



**Abb. 1.9** Reaktion eines sinusförmig angeregten, gedämpften Systems mit  $\zeta = 0,05$  und  $\omega = \omega_n$

Die stationäre Verformung lässt sich auch bei viskos gedämpften Systemen mit Hilfe des dynamischen Vergrößerungsfaktors ausdrücken

$$u(t) = u_0 \sin(\omega t - \phi) = (u_{st})_0 R_d \sin(\omega t - \phi) \quad (1.23)$$

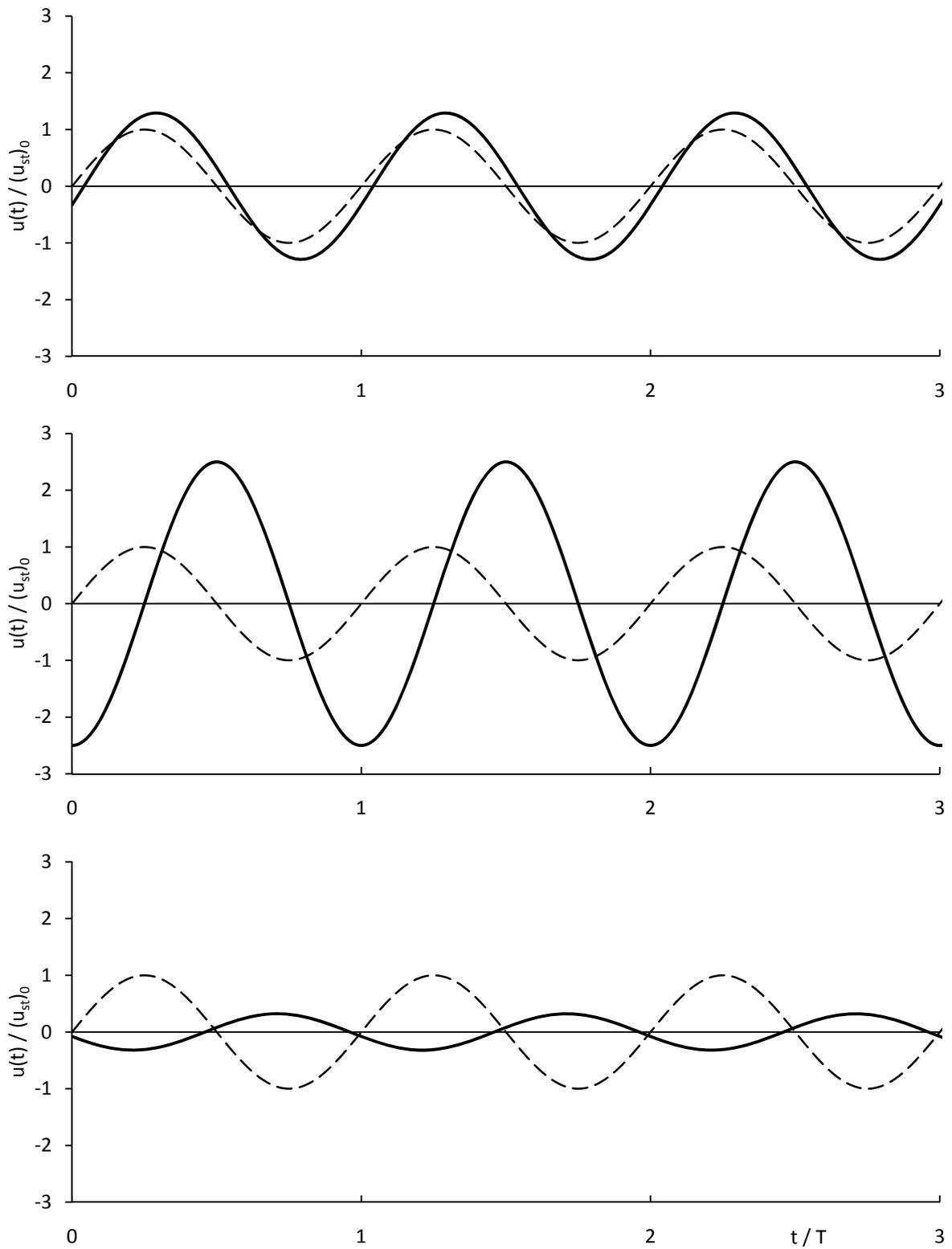
mit

$$R_d = \frac{u_0}{(u_{st})_0} = \frac{1}{\sqrt{[1 - (\omega/\omega_n)^2]^2 + [2\zeta(\omega/\omega_n)]^2}} \quad (1.24)$$

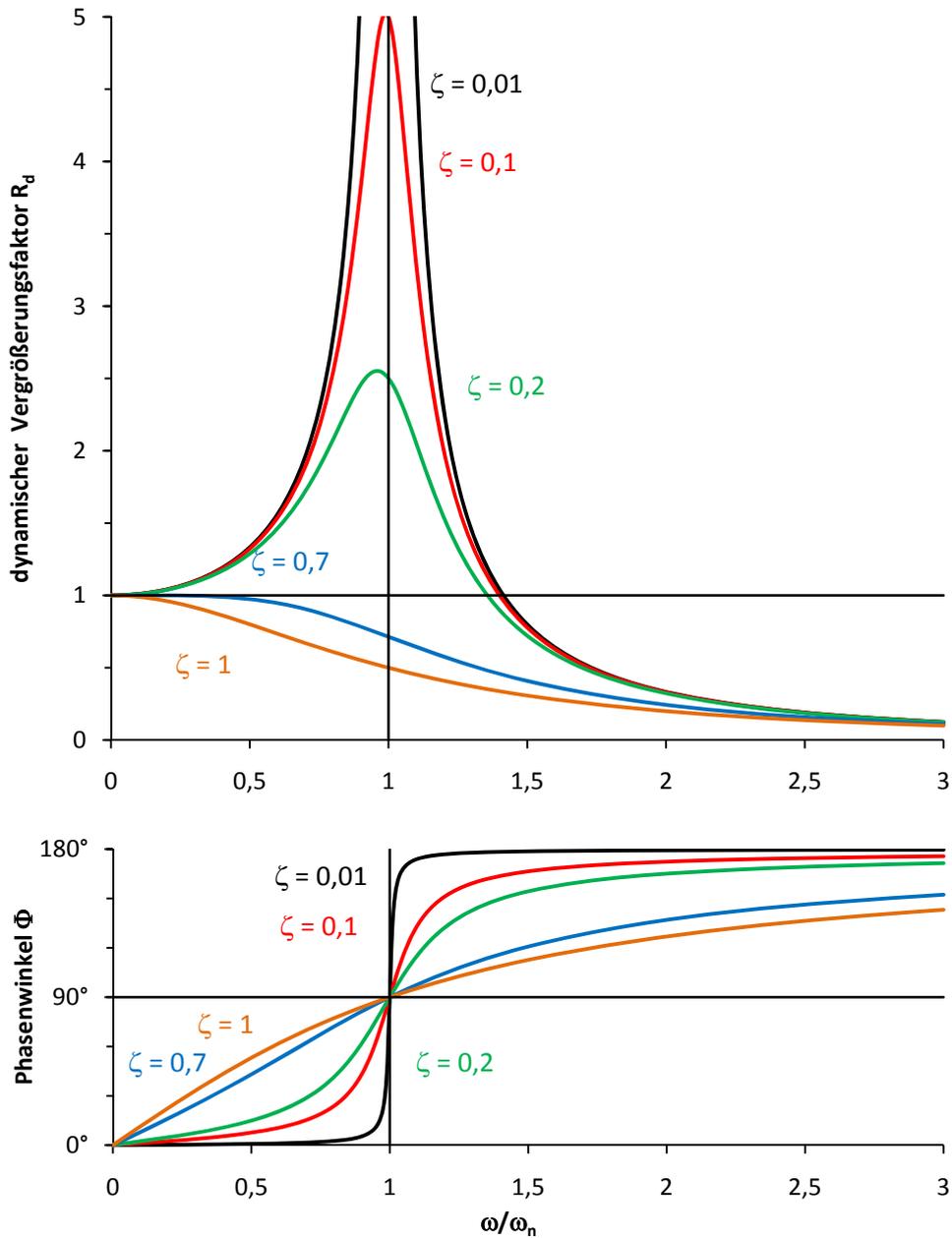
und der Phasenverschiebung

$$\phi = \tan^{-1} \frac{2\zeta(\omega/\omega_n)}{1 - (\omega/\omega_n)^2} \quad (1.25)$$

Abb. 1.10 zeigt die Auswertung von Gleichung (1.23) für einen festgelegten Dämpfungswert  $\zeta = 0,2$  und drei verschiedene Verhältnisse von Erregerfrequenz zu Eigenfrequenz ( $\omega/\omega_n$ ). Man sieht, dass die dynamische Bewegung bei gleicher Periode  $T$  um den Faktor  $\phi/2\pi$  zur statischen Verformung verschoben ist. Die Amplituden der beiden Funktionen unterscheiden sich um den dynamischen Vergrößerungsfaktor  $R_d$ .



**Abb. 1.10** stationäre Bewegungsantwort eines gedämpften Systems ( $\zeta=0,2$ ) auf harmonische Anregung mit den Frequenzverhältnissen (a)  $\omega/\omega_n = 0,5$ , (b)  $\omega/\omega_n = 1$  und (c)  $\omega/\omega_n = 2$



**Abb. 1.11** dynamischer Vergrößerungsfaktor und Phasenwinkel für verschieden gedämpfte Systeme bei harmonischer Anregung

## 1.5 Schwingungsformen (Modes)

Bei Anregung einer Struktur mit einer Eigenfrequenz kann es in Abhängigkeit von der Strukturdämpfung zu Resonanzerscheinungen kommen, d. h. die auftretenden Schwingungsamplituden übersteigen die statische Auslenkung um ein Vielfaches. Grundsätzlich gibt es für jede Struktur mehrere Frequenzen, bei denen Resonanz auftreten kann. Jede dieser Frequenzen ruft ein anderes Schwingungsbild hervor, dessen geometrische Form auch Eigenform oder Mode genannt wird. Jede Eigenform weist Stellen maximaler Auslenkung, sowie Knotenpunkte auf, an denen keine Verschiebung aus der Nulllage auftritt. Die Anzahl der Knotenpunkte ist generell um eins niedriger als die Nummer der Eigenfrequenz. Die Eigenformen werden von der niedrigsten Eigenfrequenz aufsteigend nummeriert.

In der Realität auftretende Schwingungen von Körpern stellen meist eine Überlagerung mehrerer Eigenformen dar.

Die folgenden Abbildungen zeigen qualitativ die ersten drei Eigenformen eines gelenkig gelagerten Einfeldträgers:

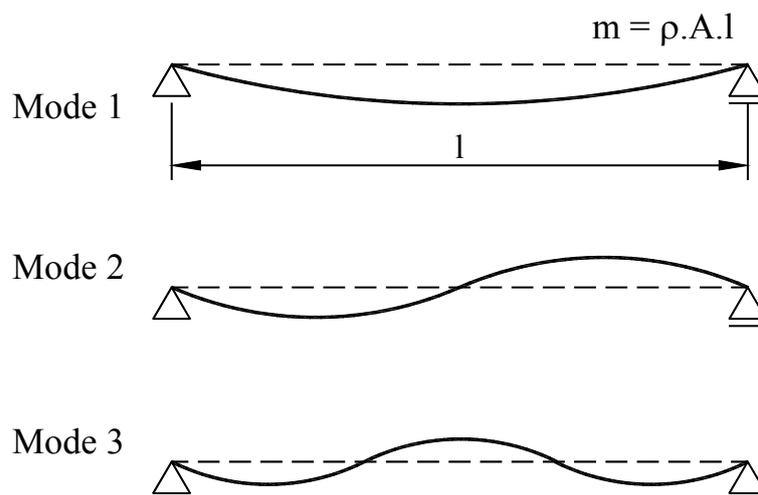


Abb. 1.12 Die drei ersten Biegeeigenformen des Einfeldträgers

### Berechnung der Eigenfrequenzen beim Einfeldträger:

Die analytische Berechnung von  $\omega_n$  kann mit Formel (1.26) erfolgen

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k_{\text{mod},n}}{m_{\text{mod},n}}} \quad (1.26)$$

Die modale Steifigkeit  $k_{\text{mod},n}$  und die modale Masse  $m_{\text{mod},n}$  für den n-ten Mode sind dabei wie folgt definiert [8]:

$$m_{\text{mod},n} = \rho A \int_0^l y_n^2(x) dx \quad (1.27)$$

$$k_{\text{mod},n} = EI \int_0^l y_n''^2(x) dx \quad (1.28)$$

$y_n(x)$  stellt die Eigenschwingungsbiegelinie für den Mode  $n$  dar. Für den gelenkig gelagerten Einfeldträger ergibt sie sich zu [8]:

$$y_n(x) = \sin\left(n\pi \frac{x}{l}\right) \quad (1.29)$$

Damit werden die modale Masse und Steifigkeit für die erste Eigenform zu

$$k_{\text{mod},1} = \frac{\pi^4 EI}{2l^3} \approx \frac{48EI}{l^3} \quad m_{\text{mod},1} = \frac{\rho Al}{2} = \frac{m}{2} \quad (1.30)$$

## KAPITEL 2) DER ZWEIMASSENSCHWINGER

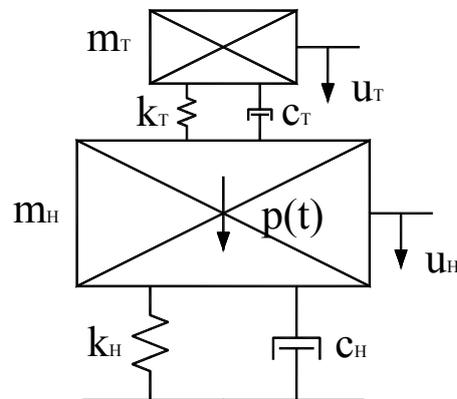


Abb. 2.1 Prinzipskizze Zweimassenschwinger

Die Bewegungsgleichungen des dargestellten Zweimassenschwingers lauten

$$\begin{aligned} m_H \ddot{u}_H + c_H \dot{u}_H + c_T (\dot{u}_H - \dot{u}_T) + k_H u_H + k_T (u_H - u_T) &= p(t) \\ m_T \ddot{u}_T + c_T (\dot{u}_T - \dot{u}_H) + k_T (u_T - u_H) &= 0 \end{aligned} \quad (2.1)$$

Bei harmonischer Anregung des Systems mit der Kraft  $p(t) = p_0 \sin \omega t$  wird für die stationäre Lösung der Bewegungsgleichungen folgender Ansatz gewählt

$$u_H = U_H e^{i\omega t} \quad u_T = U_T e^{i\omega t} \quad p(t) = p_0 e^{i\omega t} \quad (2.2)$$

Damit ergibt sich das Gleichungssystem zu

$$\begin{aligned} [-\omega^2 m_H + i\omega(c_H + c_T) + (k_H + k_T)]U_H + [-i\omega c_T + k_T]U_T &= p_0 \\ [-i\omega c_T - k_T]U_H + [-\omega^2 m_T + i\omega c_T + k_T]U_T &= 0 \end{aligned} \quad (2.3)$$

Nach Einführung der folgenden dimensionslosen Parameter

$\gamma = m_T / m_H$	Verhältnis Tilgermasse / Hauptmasse
$\omega_T = \sqrt{k_T / m_T}$	Eigenkreisfrequenz des Tilgers
$\omega_H = \sqrt{k_H / m_H}$	Eigenkreisfrequenz der Hauptstruktur
$\beta = \omega_T / \omega_H$	Verhältnis der Eigenkreisfrequenzen
$\Omega = \omega / \omega_H$	Verhältnis Erregerfrequenz / Eigenfrequenz
$\zeta_T$	Tilgerdämpfung
$\zeta_H$	Strukturdämpfung
$U_{H0} = p_0 / k_H$	statische Verformung der Hauptstruktur

wird (2.3) zu

$$\begin{aligned} \left[ -\Omega^2 + 2i\Omega(\zeta_H + \beta\gamma\zeta_T) + (1 + \beta^2\gamma) \right] U_H + \left[ -2i\Omega\beta\gamma\zeta_T - \beta^2\gamma \right] U_T &= U_{H0} \\ \left[ -2i\Omega\beta\gamma\zeta_T - \beta^2\gamma \right] U_H + \left[ -\Omega^2\gamma + 2i\Omega\beta\gamma\zeta_T + \beta^2\gamma \right] U_T &= 0 \end{aligned} \quad (2.4)$$

Die Lösung des Gleichungssystems (2.4) nach  $U_H / U_{H0}$  ergibt

$$\frac{U_H}{U_{H0}} = \frac{\beta^2 - \Omega^2 + 2i\Omega\beta\zeta_T}{\left[ -\Omega^4 + \Omega^2(1 + \beta^2 + 4\beta\zeta_H\zeta_T + \beta^2\gamma) - \beta^2 \right] + 2i \left[ \Omega^3(\beta\zeta_T + \zeta_H + \beta\gamma\zeta_T) - \Omega(\beta^2\zeta_H + \beta\zeta_T) \right]} \quad (2.5)$$

Durch die Anwendung konjugiert komplexer Erweiterung wird der Imaginärteil eliminiert.

Gleichung (2.5) hat die Form

$$\frac{U_H}{U_{H0}} = \frac{A + Bi}{C + Di} \quad (2.6)$$

mit

$$|Z| = \sqrt{Z \cdot \bar{Z}} \quad \text{und daher} \quad \left| \frac{U_H}{U_{H0}} \right| = \sqrt{\frac{A^2 + B^2}{C^2 + D^2}} \quad (2.7)$$

wird Gleichung (2.5) zu

$$\left| \frac{U_H}{U_{H0}} \right| = \sqrt{\frac{(\beta^2 - \Omega^2)^2 + (2\Omega\beta\zeta_T)^2}{\left[ -\Omega^4 + \Omega^2(1 + \beta^2 + 4\beta\zeta_H\zeta_T + \beta^2\gamma) - \beta^2 \right]^2 + 4 \left[ \Omega^3(\beta\zeta_T + \zeta_H + \beta\gamma\zeta_T) - \Omega(\beta^2\zeta_H + \beta\zeta_T) \right]^2}} \quad (2.8)$$

Abb. 2.2 zeigt die Auswertung von Gleichung (2.8) für eine ungedämpfte Struktur ( $\zeta_H=0$ ) als Funktion von  $\Omega$  für verschiedene Werte von  $\beta$ ,  $\gamma$  und  $\zeta_T$ .

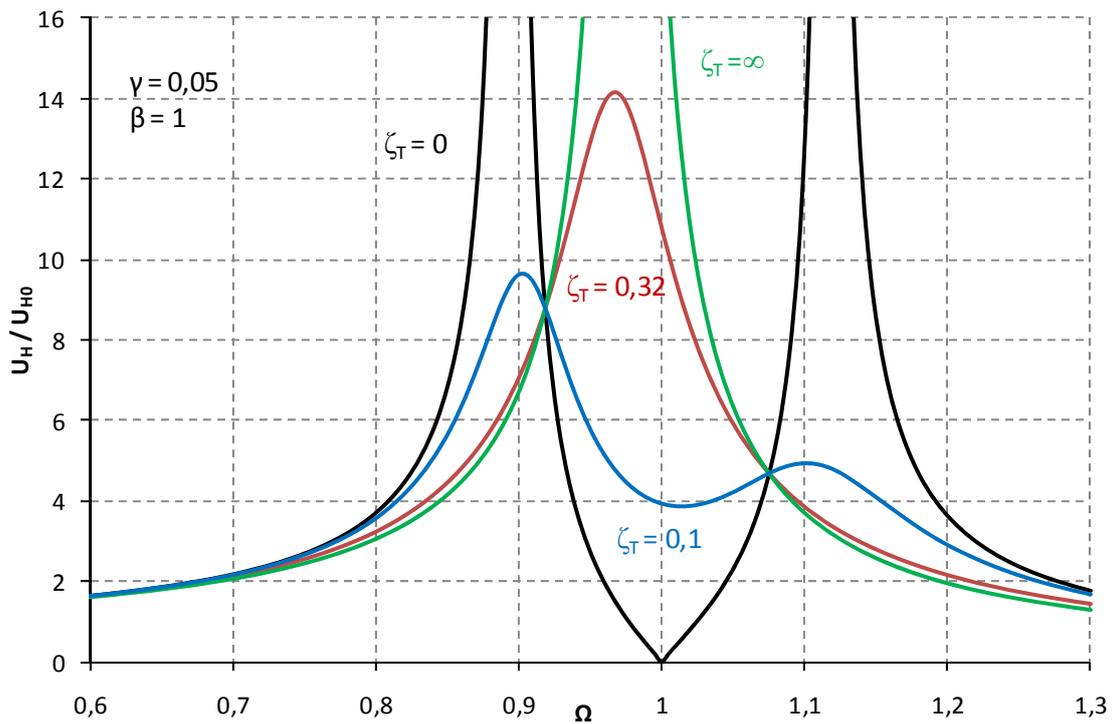


Abb. 2.2 dynamischer Vergrößerungsfaktor bei Variation der Tilgerdämpfung in Abhängigkeit von  $\Omega$

Den Hartog fand anhand solcher Auswertungen und Betrachtung der Ergebnisse optimale Tilgerparameter für ungedämpfte Strukturen [6].

$$f_{t,opt} = \frac{f_H}{1 + m_T/m_H} = \frac{f_H}{1 + \gamma} \quad \text{bzw.} \quad \beta_{opt} = \frac{1}{1 + \gamma} \quad (2.9)^1$$

$$\zeta_{T,opt} = \sqrt{\frac{3 m_T/m_H}{8(1 + m_T/m_H)^3}} = \sqrt{\frac{3\gamma}{8(1 + \gamma)^3}} \quad (2.10)^1$$

Diese optimalen Tilgerparameter stellen auch für schwach gedämpfte Strukturen eine gute Näherung dar.

<sup>1</sup> Den Hartog J.P., Mechanical Vibrations

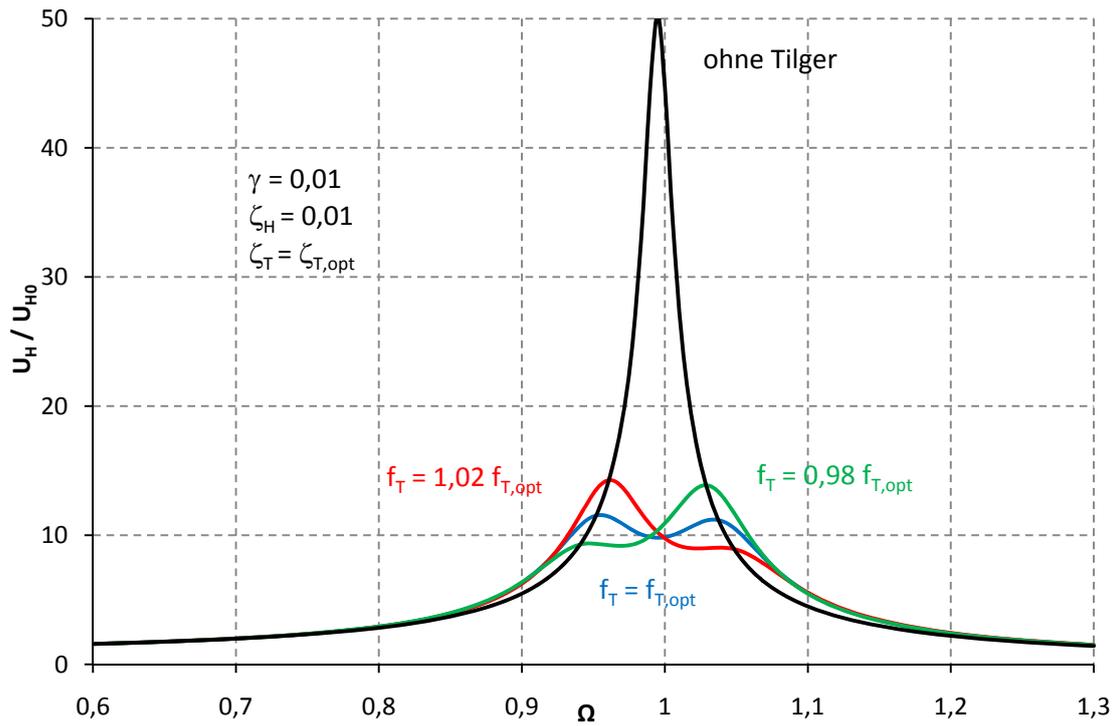


Abb. 2.3 Vergrößerungsfaktor bei Variation der Tilgerfrequenz

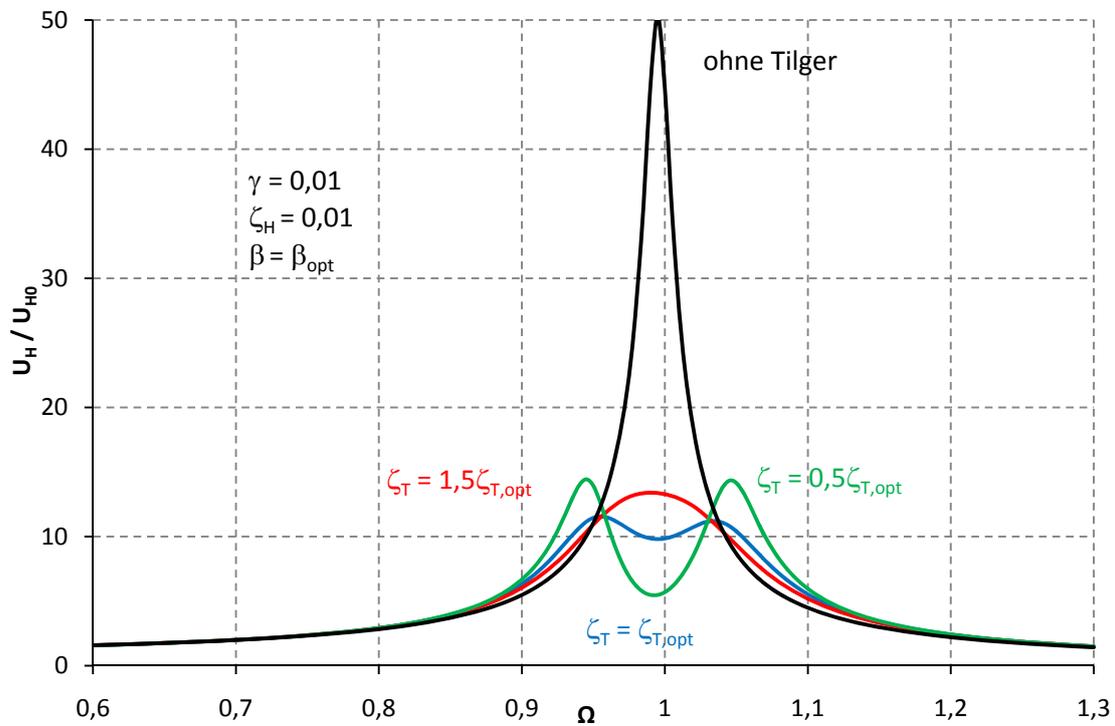


Abb. 2.4 Vergrößerungsfaktor bei Variation der Tilgerdämpfung

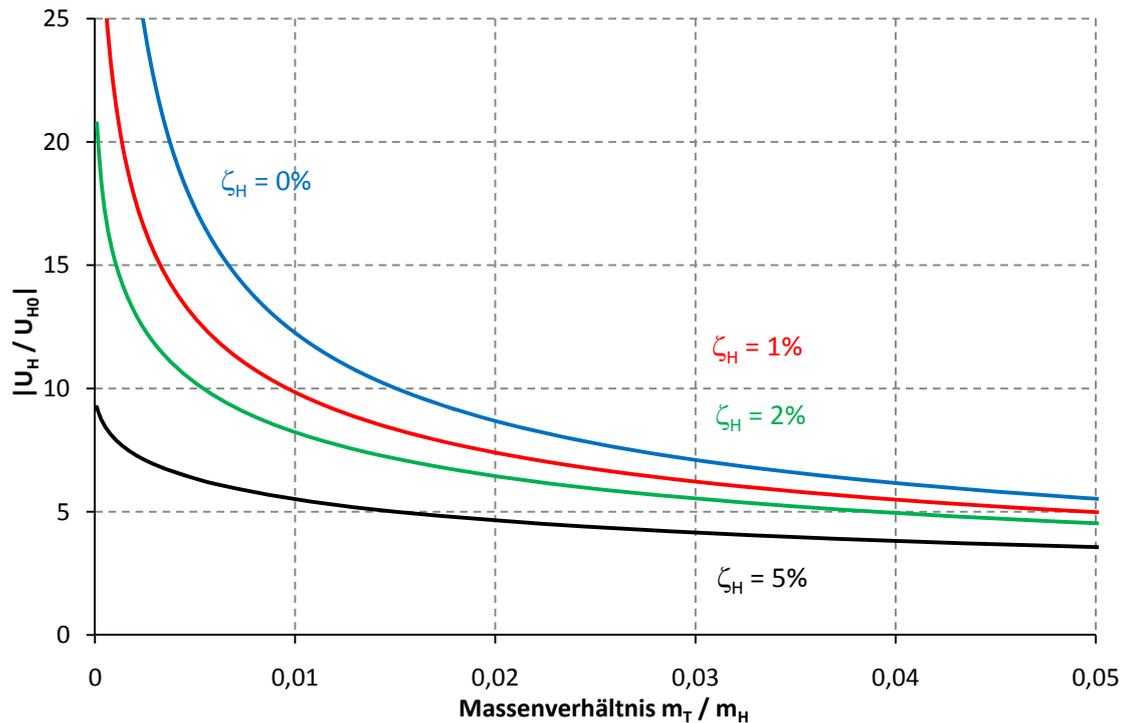
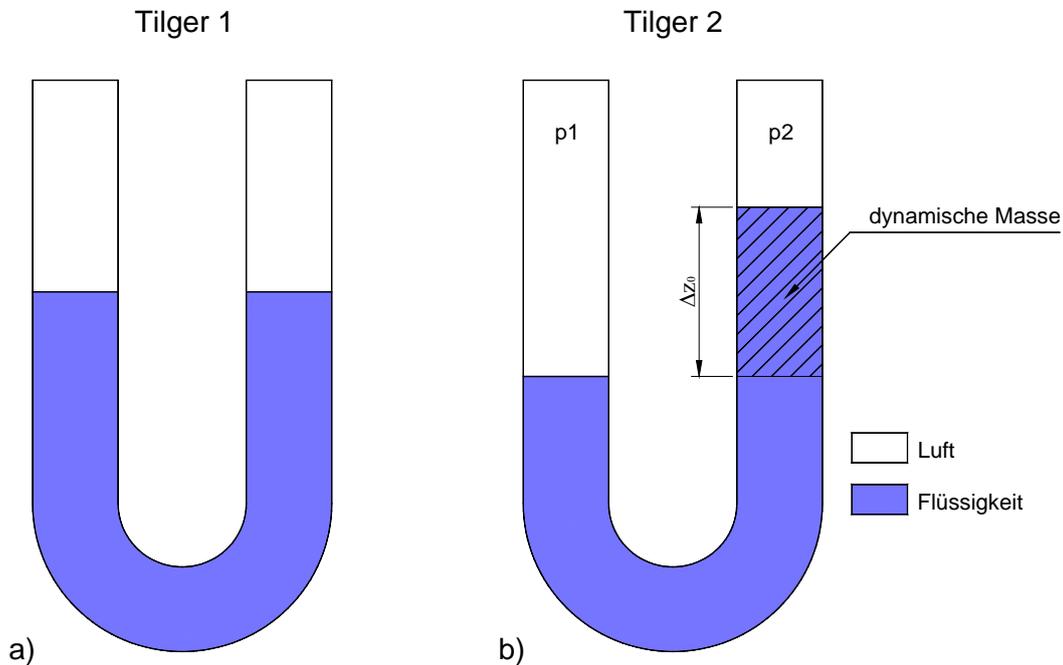


Abb. 2.5 Einfluss des Massenverhältnisses  $\gamma$  bei unterschiedlichen Strukturdämpfungen  $\zeta_H$

Aus den Abbildungen Abb. 2.3 bis Abb. 2.5 lassen sich folgende Schlüsse ziehen

- Abweichungen von der optimalen Tilgerfrequenz haben großen Einfluss auf die Dämpfungswirkung des Tilgers. Eine genaue Frequenzabstimmung ist daher notwendig.
- Die Variation der Tilgerdämpfung  $\zeta_T$  wirkt sich wesentlich geringer aus.
- Je kleiner die Eigendämpfung der Hauptstruktur, desto größer ist die Dämpfungswirkung des Tilgers.
- Es lohnt sich nicht, die Tilgermasse beliebig zu erhöhen. (Die Kurven in Abb. 2.5 werden mit zunehmendem Massenverhältnis immer flacher.)

## **KAPITEL 3) THEORIE DES FLÜSSIGKEITSSCHWINGUNGSTILGERS**



**Abb. 3.1** systematische Darstellung eines Flüssigkeitsschwingungstilgers für vertikale Schwingungen

Die im Zuge dieser Arbeit untersuchten Flüssigkeitsschwingungstilger für vertikale Schwingungen bestehen im Wesentlichen aus einem U- bzw. V-förmigem Rohr, das zum Teil mit Flüssigkeit gefüllt ist. Der Tilger ist starr mit der Hauptstruktur (Brücke) verbunden und soll deren Schwingungsamplitude bei harmonischer Anregung mit Resonanzfrequenz über eine phasenverschobene Schwingung der Flüssigkeitssäule zwischen den Rohrenden vermindern. Eine einfache Befüllung des Tilgerrohrs mit den Wasserspiegeln in Gleichgewichtslage erzeugt jedoch keine dynamisch aktive Masse zur Dämpfung vertikaler Schwingungen [7]. Die Flüssigkeitssäule des linken Tilgers aus Abb. 3.1 würde bei rein vertikaler Anregung annähernd in der abgebildeten Gleichgewichtslage bleiben. Es tritt daher keine dämpfende Wirkung auf. Um eine dynamisch wirksame Masse (siehe Schraffur) zu erhalten wird die Flüssigkeitssäule durch Erzeugung eines einseitigen Gasüberdrucks ausgelenkt.

$$p_1 = p_2 + \rho g \Delta z_0 \quad (3.1)$$

Wird ein Flüssigkeitsschwingungstilger laut Abb. 3.1 b vertikal in Schwingung versetzt, so beginnt die Flüssigkeitssäule entlang der Rohrachse zu schwingen. Durch die Relativbewegung der Flüssigkeit werden Luftfedern auf beiden Seiten aktiviert.

Um eine optimale Dämpfungswirkung eines Schwingungstilgers nach dem Prinzip des Zweimassenschwingers zu erzielen, muss eine exakte Abstimmung bestimmter Parameter zwischen Tilger und Hauptstruktur erfolgen. Wie bereits in Kapitel 2 beschrieben betrifft das vor

allem das Verhältnis zwischen der Masse der Hauptstruktur und des Tilgers sowie die optimale Eigenfrequenz und Dämpfung des Tilgers nach Den Hartog (s. Formel (2.9) u. (2.10)).

Die wirksame Masse eines Flüssigkeitsschwingungstilgers ergibt sich aus dem Rohrquerschnitt, der Dichte der Flüssigkeit und der Differenz der beiden Wasserspiegelhöhen  $\Delta z_0$ .

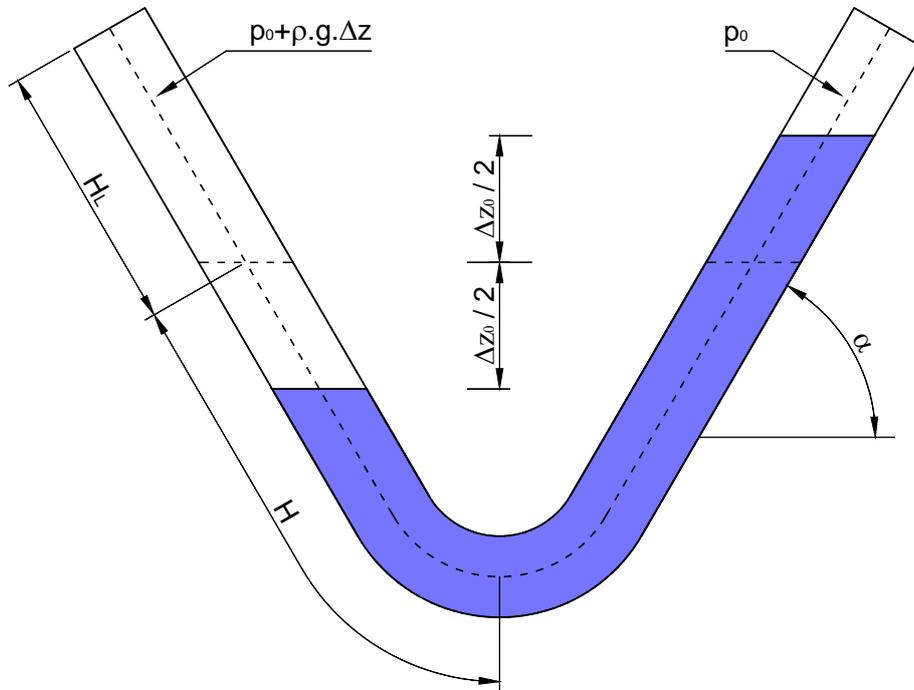


Abb. 3.2 V – Tilger mit 60° Rohrneigung [7]

Daraus wird ersichtlich, dass mit zunehmendem Winkel  $\alpha$  ein günstigeres Verhältnis von Gesamtflüssigkeitsmasse zu aktiver Masse erreicht werden kann.

Die Eigenfrequenz des Tilgers ist hauptsächlich abhängig von der Rohrlänge, der Länge der Wassersäule, der Auslenkung  $\Delta z_0$ , der Rohrneigung und den Drücken  $p_1$  und  $p_2$ .

Unter Annahme einer linearisierten Luftfeder und unter Vernachlässigung der Rohrreibung kann man die Tilgerfrequenz wie folgt berechnen. [7]

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{2g \sin(\alpha)}{2H} \cdot \left\{ 1 + \frac{\gamma}{2\rho g} \left[ \frac{p + \rho g \Delta z_0}{H_L \sin(\alpha) + \frac{\Delta z_0}{2}} + \frac{p}{H_L \sin(\alpha) - \frac{\Delta z_0}{2}} \right] \right\}} \quad (3.2)$$

Der Adiabatenkoeffizient  $\gamma$  ist der Exponent in der Adiabatengleichung.

$$\rho V^\gamma = const. \quad (3.3)$$

Er kann für Luft unter Normalbedingungen mit  $\gamma = 1,402$  angenommen werden.

Im Kapitel über den Zweimassenschwinger wurde auch auf die Eigendämpfung  $\zeta$  des Tilgers und dessen Auswirkung auf die Dämpfungswirkung eingegangen. Die Ermittlung dieses

Parameters ist beim Flüssigkeitsschwingungstilger nur iterativ möglich, da neben der Viskosität und den Verlustbeiwerten des Rohres auch der Bewegungszustand der Flüssigkeit im Tilger für die Bestimmung des äquivalenten Dämpfungsparameters bekannt sein muss [7]. In dieser Arbeit wird die Ermittlung der Tilgerdämpfung nicht behandelt.

# MODELLVERSUCHE

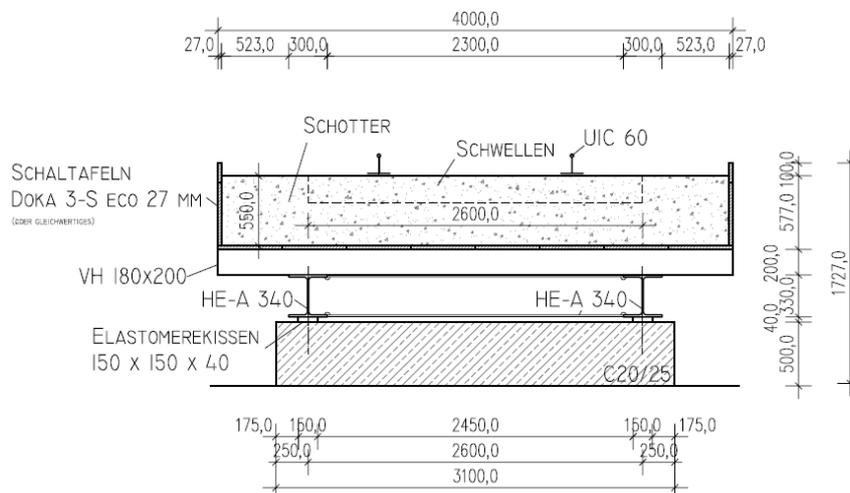
## KAPITEL 4) BESCHREIBUNG DER VERSUCHSANLAGE

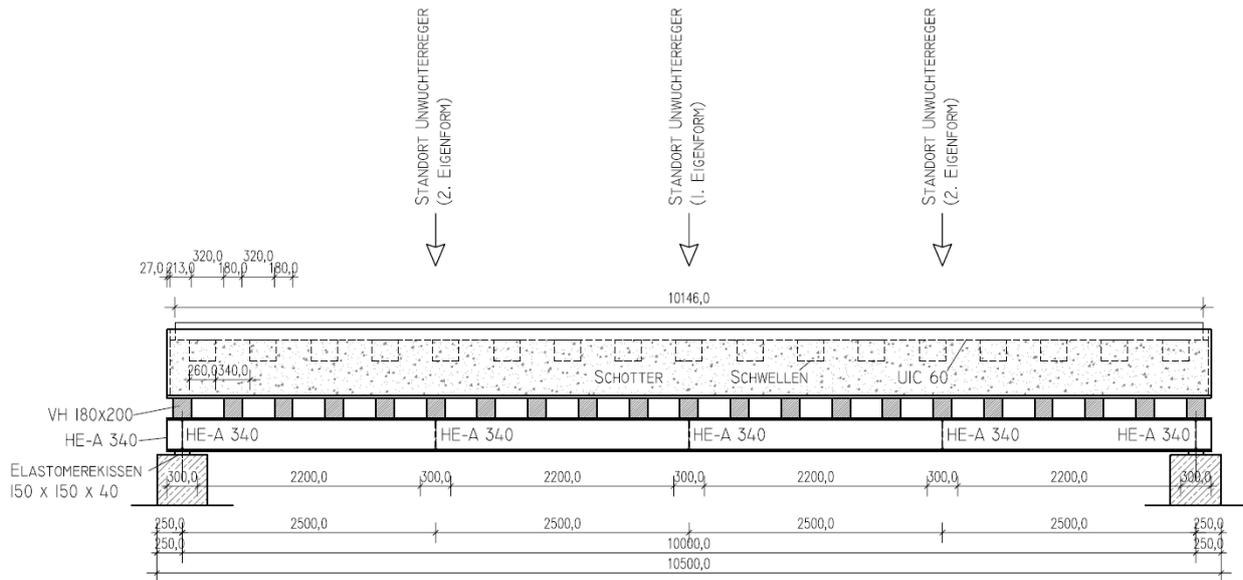
### 4.1 Aufbau der Modellbrücke

Im Labor des Instituts für Tragkonstruktionen der TU – Wien wurde eine Versuchsbrücke zur Untersuchung schwingungsdynamischer Phänomene errichtet, an der unter Anderem das Dämpfungsverhalten neuartiger Schwingungstilger getestet werden kann. Es handelt sich dabei um eine einfeldrige Stahlkonstruktion mit 10 m Spannweite. Als Hauptträger kommen zwei HE-A 340 Stahlprofile in Brückenlängsrichtung zum Einsatz. In den Auflagerpunkten, den Viertelpunkten sowie in Brückenmitte sorgen biegesteif mit den Hauptträgern verbundene HE-A 340 Querträger für eine ausreichende Horizontalsteifigkeit. Die Quertragwirkung wird über Kanthölzer mit einem Abstand von 50 cm erreicht. Auf diesen Kanthölzern wurden Schaltafeln verlegt welche die untere Begrenzung für einen Schotteroberbau nach ÖBB Regelplanung (550 mm Schotterbett, Stahlbetonschwellen und Eisenbahnschienen mit Profil UIC60) bilden.

Die Brücke ist auf ca. 500 mm hohen Stahlbetonsockeln auf Elastomerkissen gelagert, um eine möglichst zwängungsfreie Lagerung zu erreichen.

Um die Versuchsbrücke mittels harmonischer Anregung in Schwingung zu versetzen, werden zwei Unwuchterreger verwendet. Die Erregerkraft kann dabei über Unbalancen variiert werden. Je nach Bestückung und abhängig von der Erregerfrequenz kann dabei eine Kraftamplitude von minimal 0,016 kN bis maximal 178 kN erreicht werden. Über ein Steuermodul können die Richterregger mit exakt vorgegebener Anregungsfrequenz und Phasenverschiebung betrieben werden. Für die kraftschlüssige Befestigung der Unwuchterreger am Tragwerk sind im Halbierungspunkt und den Viertelpunkten der Brücke biegesteife Rahmenkonstruktionen an die Hauptträger aufgeschweißt.

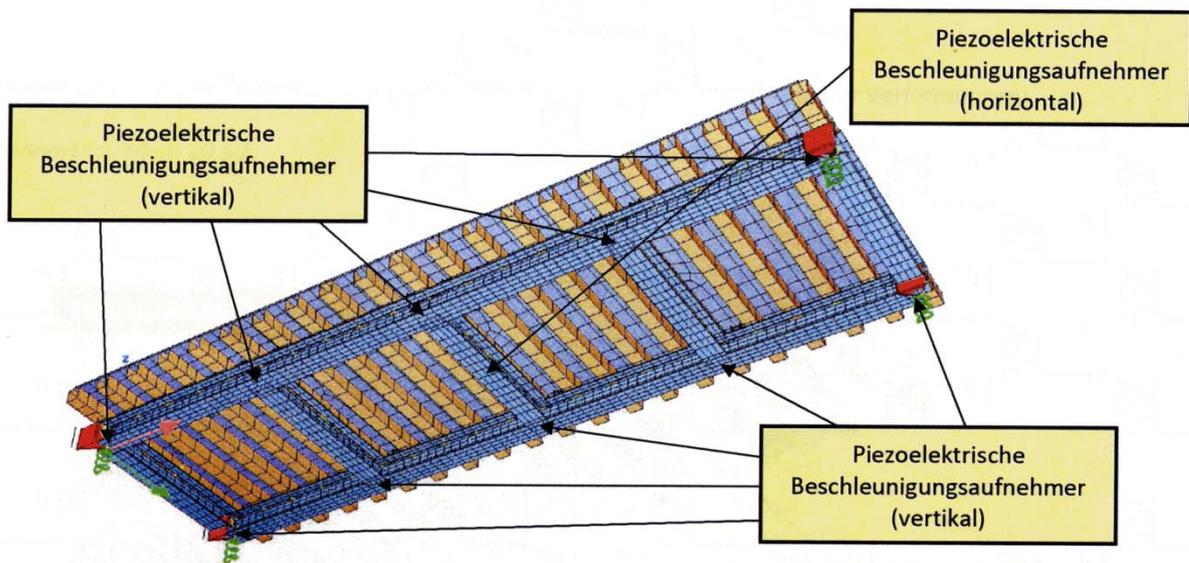




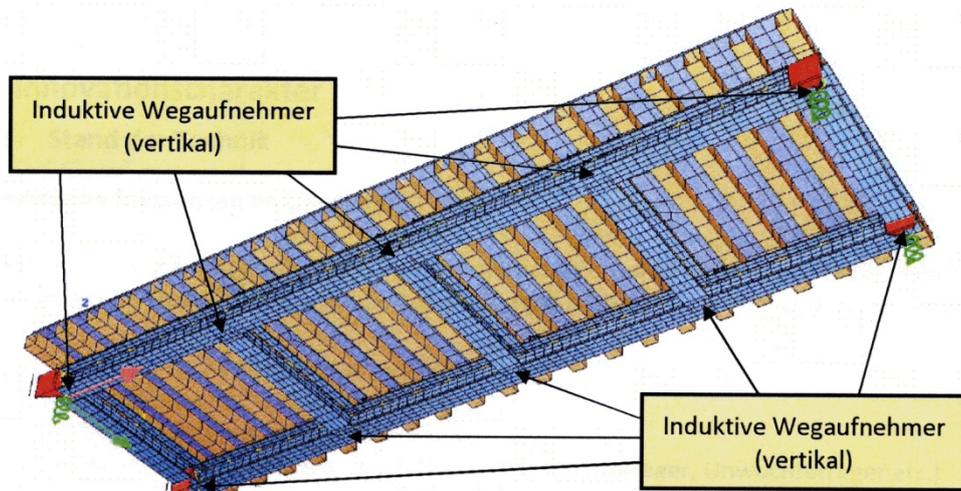
**Abb. 4.1** Brückenmodell Längs- und Querschnitt; (Inst. f. Tragkonstruktionen - Stahlbau, 2007)

## 4.2 Messeinrichtungen am Modell

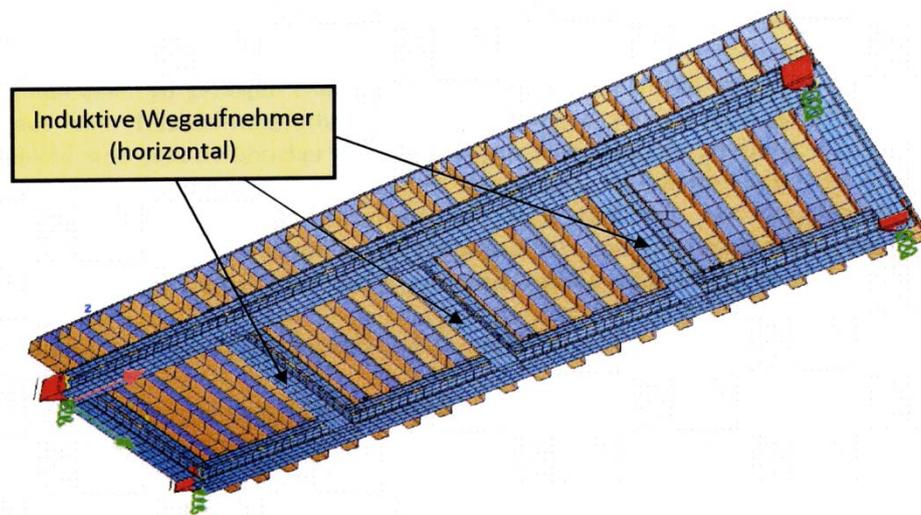
Die zur Erfassung der Brückenverformung verwendete Messelektronik ist in den Abbildungen Abb. 4.2 bis Abb. 4.4 ersichtlich. Dabei handelt es sich um Weg- und Beschleunigungsaufnehmer zur Erfassung der Tragwerksbewegung, sowie um Dehnungsmessstreifen zur Überwachung der durch die Verformung hervorgerufenen Dehnungen in den Hauptträgern.



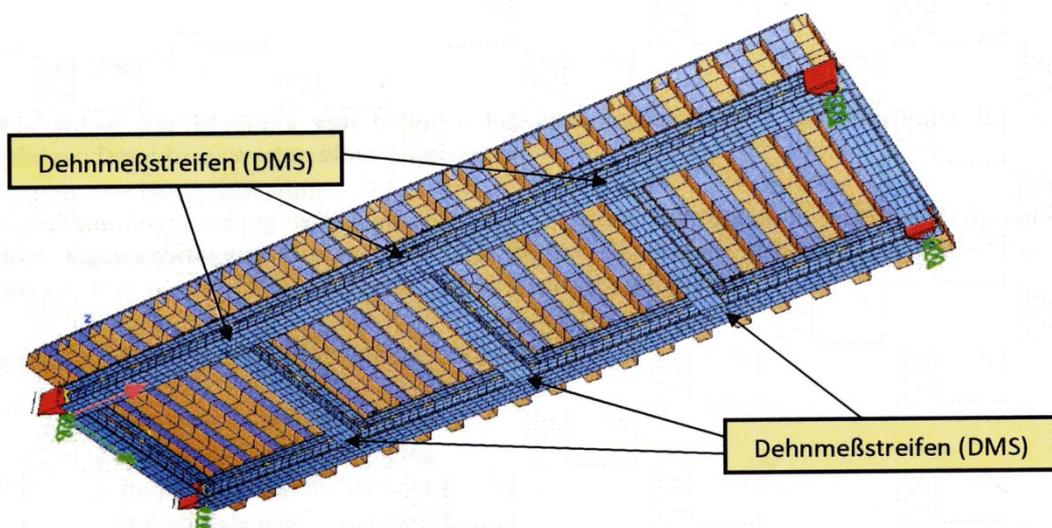
**Abb. 4.2** Positionierung der Beschleunigungsaufnehmer am Brückentragwerk; (Inst. f. Tragkonstruktionen - Stahlbau, 2007)



**Abb. 4.3** Positionierung der Wegaufnehmer (vertikal) am Brückentragwerk; (Inst. f. Tragkonstruktionen - Stahlbau, 2007)



**Abb. 4.4** Positionierung der Wegaufnehmer (horizontal) am Brückentragwerk; (Inst. f. Tragkonstruktionen - Stahlbau, 2007)



**Abb. 4.5** Positionierung der Dehnungsmessstreifen am Brückentragwerk; (Inst. f. Tragkonstruktionen - Stahlbau, 2007)

## KAPITEL 5) MODELLVERSUCHE

### 5.1 Versuche an der Brücke ohne Schotterbett

Die in diesem Kapitel behandelten Versuchsreihen wurden am Brückenmodell ohne Schotterbett durchgeführt. Im Vergleich zum finalen Modell mit integriertem ÖBB Regeloferbau ist die Masse dieses Systems gering (ca. 20 – 25 %), da der Gleisschotter den Hauptanteil der Gesamtmasse ausmacht.

Die durchgeführten Versuche betreffen ausschließlich Schwingungen der Brücke in der ersten Eigenform. Zu diesem Zweck sind zwei Unwuchterreger auf der Rahmenkonstruktion in Brückenmitte angebracht. Die Schwingungstilger sind zur Dämpfung der ersten Eigenform ebenfalls in Brückenmitte angeordnet.

Die vorliegende Brücke wiegt ungefähr 10,2 t und hat in dieser Konfiguration eine Eigenfrequenz von 4,65 Hz. Da es sich um eine reine Stahlkonstruktion handelt, ist die Eigendämpfung des Systems sehr gering. Sie wurde aus dem Amplitudenfrequenzgang abgeleitet und beläuft sich auf etwa  $\zeta = 0,009$ . Bei harmonischer Anregung mit Eigenfrequenz ( $\omega = \omega_n$ ) ergibt sich der dynamische Vergrößerungsfaktor aus Formel (1.24) zu  $R_d = 1/2\zeta$ , in diesem Fall also zu  $R_d = 55$ . Es entstehen daher große Schwingungsamplituden wenn die Erregerfrequenz  $\omega$  nahe an der Eigenfrequenz des Brückenmodells liegt. Abb. 5.1 zeigt die Bewegungsantwort des Tragwerks auf harmonische Anregung mit kontinuierlich gesteigerter Erregerfrequenz von 2,5 bis 6,5 Hz.

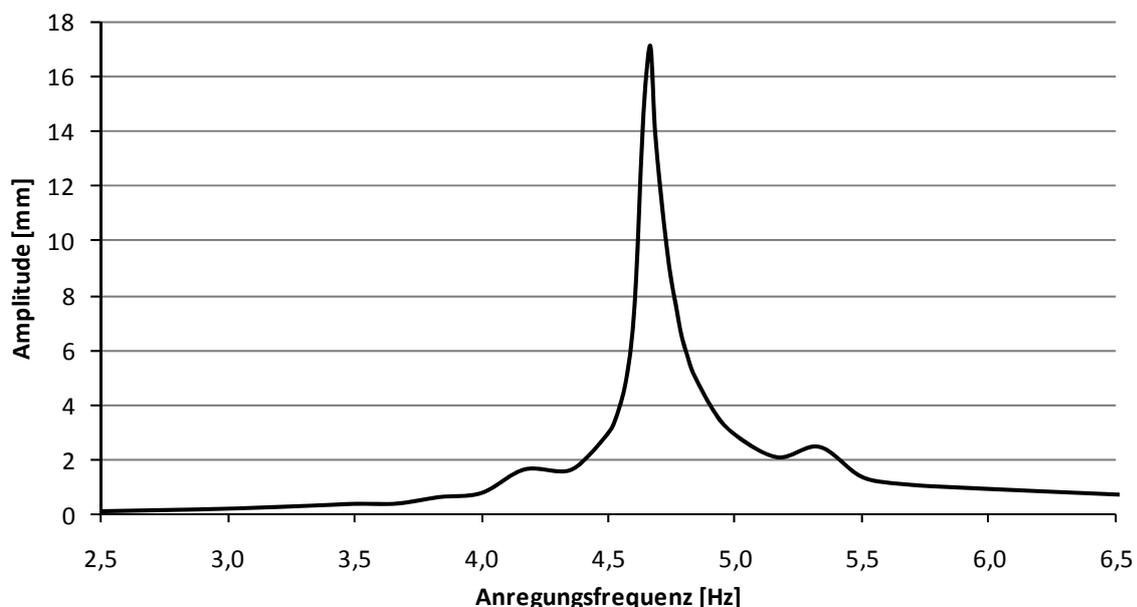


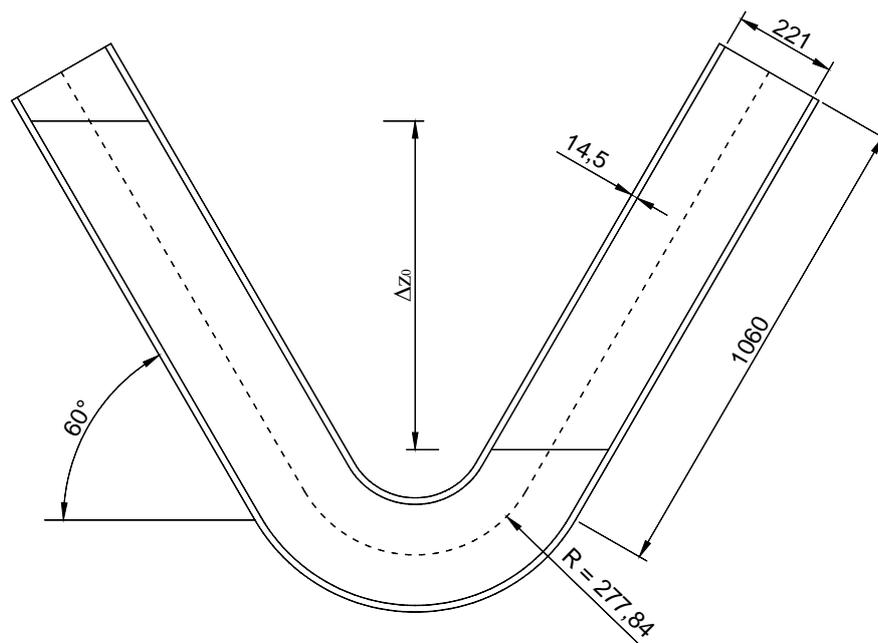
Abb. 5.1 Amplitudenfrequenzgang der Brücke ohne Schwingungstilger

Die größeren Amplituden im höheren Frequenzbereich (ca. 5,5 bis 6,5 Hz) resultieren aus der mit der Frequenz ansteigenden Erregerkraft des Exzentrerschwingers bei gleichbleibender

Bestückung. Im Bereich der Eigenfrequenz tritt ein extremes Schwingungsmaximum auf. Die wesentliche Aufgabe des Schwingungstilgers ist es nun, diesen Spitzenwert zu minimieren.

Für die Versuchsreihe an diesem Modell kamen zwei V-förmige Tilger mit einem Rohrdurchmesser von ca. 22 cm laut Abb. 5.2 zum Einsatz. Bei einer dynamischen Wassermasse von ca. 25 kg pro Tilger ergibt sich somit ein Massenverhältnis  $m_T/m_H$  von ungefähr 1 %. Dabei muss beachtet werden, dass es sich bei der Masse  $m_H$  der Hauptstruktur um die modale Masse handelt, welche bei einem Einfeldträger für die erste Eigenform der halben Gesamtmasse entspricht ( $m_{H,mod} \sim 5000$  kg).

Um die gewünschten Wasserspiegellagen zu erreichen, wird zunächst der an beiden Rohrenden offene Tilger mit der zuvor berechneten Wassermenge befüllt. Danach wird ein Ende geschlossen und über ein Ventil im Deckel solange Luft eingeblasen, bis sich der am freien Ende benötigte Wasserspiegel einstellt. Zuletzt wird auch das zweite Tilgerende luftdicht verschlossen. Die Druckverhältnisse im Tilger ergeben sich somit zu Atmosphärendruck an einem Ende und dem aus der Wasserspiegeldifferenz resultierenden Überdruck auf der anderen Seite.



**Abb. 5.2** Geometrie des eingesetzten Flüssigkeitsschwingungstilgers [7]

Um die optimale Eigenfrequenz (nach Den Hartog) einzustellen, wurde der Tilger gemäß Formel (3.2) konfiguriert. Da es sich dabei aufgrund diverser Vereinfachungen um eine Näherung handelt, wurde eine Testreihe mit verschiedenen Tilgerfrequenzen durchgeführt, um die tatsächlich optimale Tilgerabstimmung für die Brücke zu finden. Um die Versuchsdurchführung zu beschleunigen, wurde dabei jeweils nur einer der zwei vorhandenen Tilger befüllt, das Massenverhältnis  $m_T/m_H$  beträgt daher hier nur 0,5 %.

Für jede getestete Tilgerkonfiguration wurde die Schwingungsantwort des Modells bei harmonischer Anregung mit Resonanzfrequenz ermittelt und danach deren stationäre

Amplituden verglichen. Abb. 5.3 bis Abb. 5.5 zeigen auszugsweise die Ergebnisse dieser Versuchsreihe.

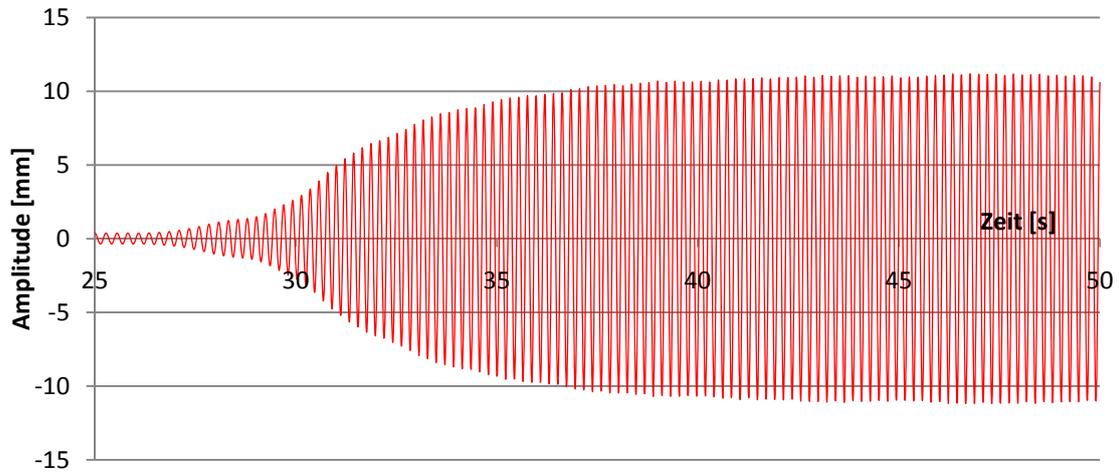


Abb. 5.3 Schwingungsantwort bei Resonanzanregung,  $f_T = 4,25$  Hz (1 Tilger)

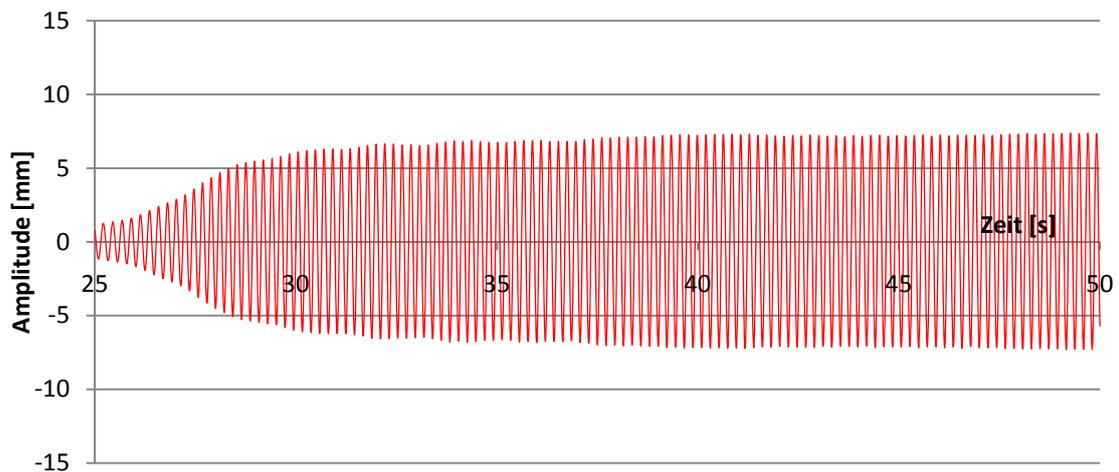


Abb. 5.4 Schwingungsantwort bei Resonanzanregung,  $f_T = 4,60$  Hz (1 Tilger)

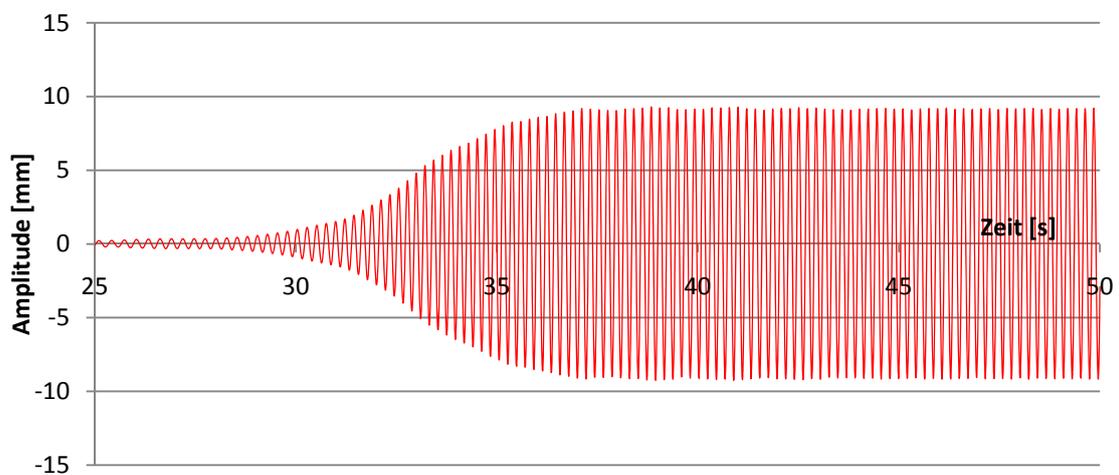
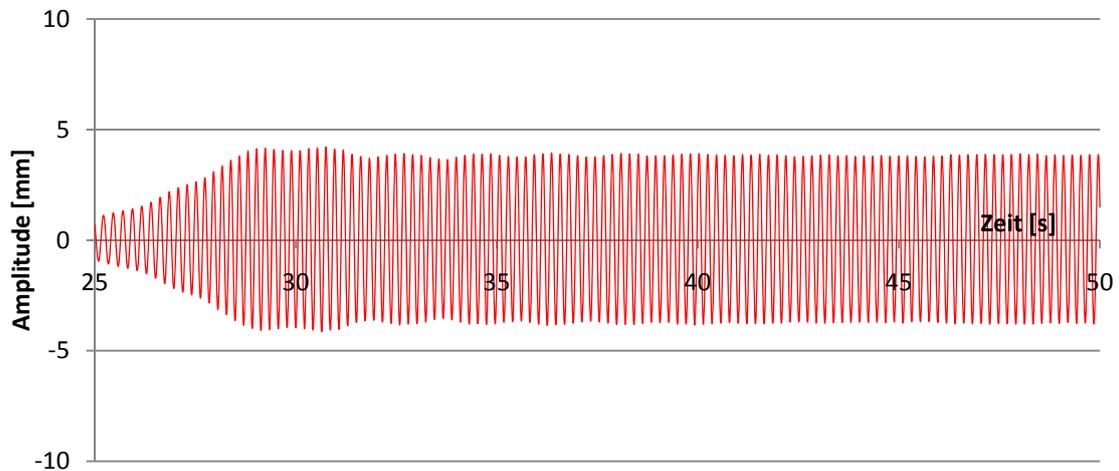


Abb. 5.5 Schwingungsantwort bei Resonanzanregung,  $f_T = 5,25$  Hz (1 Tilger)

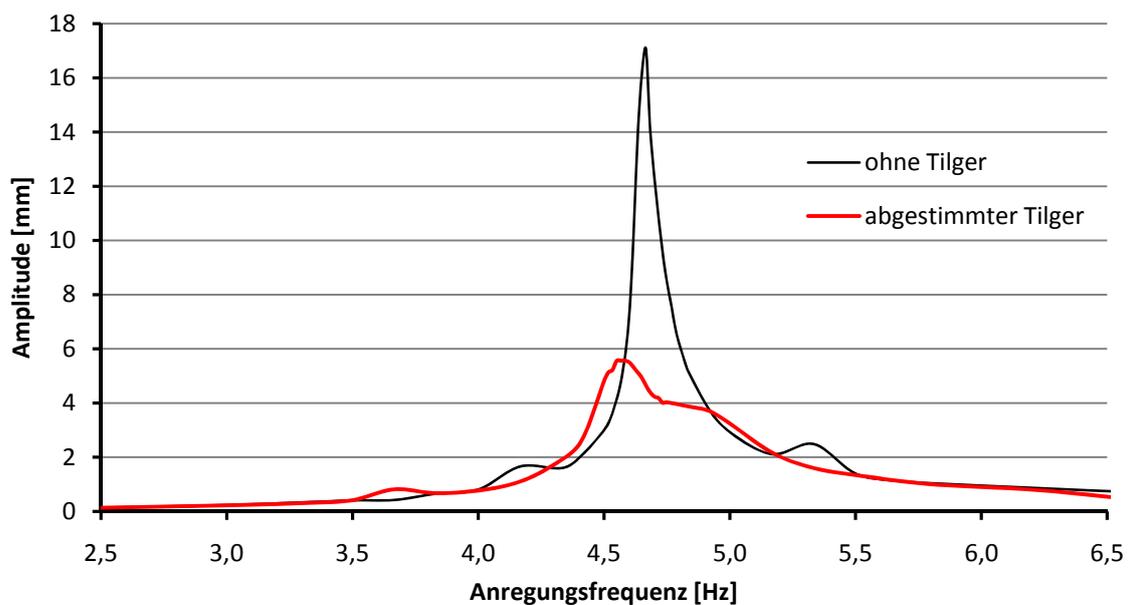
Man erkennt in Abb. 5.4, dass bei der Konfiguration mit der Tilgerfrequenz  $f_T = 4,60$  Hz die beste Dämpfung erzielt wurde. Für die weiteren Versuche wurde daher diese Abstimmung der Tilger verwendet. In Abb. 5.6 ist die Schwingung der Brücke mit zwei ideal konfigurierten Tilgern dargestellt.



**Abb. 5.6** Schwingungsantwort bei Resonanzanregung,  $f_T = 4,60$  Hz (2 Tilger,  $m_T/m_H = 0,01$ )

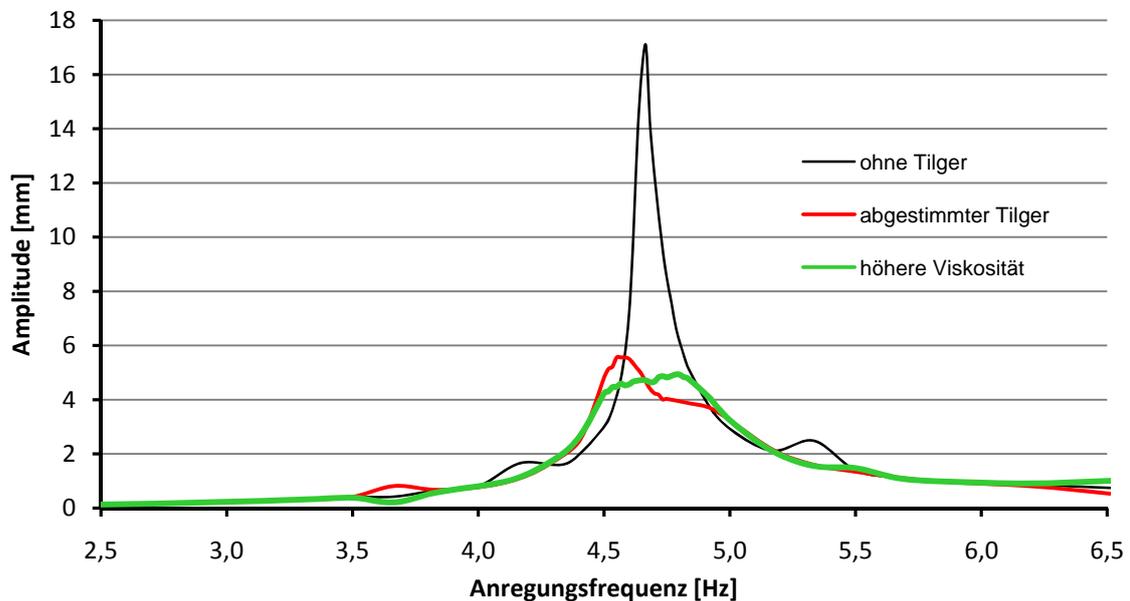
Mit dieser optimalen Tilgereinstellung wurde nun eine Frequenzganganalyse durchgeführt und mit dem ungedämpften System (ohne Tilger) verglichen.

Der Vergleich der Ergebnisse der Frequenzganganalysen zeigt, dass mit einem Massenverhältnis von 1 % eine Verminderung der maximalen Auslenkung von 17 mm auf unter 6 mm erreicht wurde. Das entspricht einer Reduktion der Schwingung im Resonanzbereich von über 65 %!



**Abb. 5.7** Amplitudenfrequenzgang mit dem am besten abgestimmten Tilger

Abschließend wurde ein Versuch mit erhöhter Viskosität der Flüssigkeit im Tilger durchgeführt, was eine Vergrößerung der Tilgereigendämpfung  $\zeta_T$  zur Folge hat. Die Erhöhung der Viskosität wurde durch Zugabe eines Lebensmittelverdickungsmittels erreicht. Die Ergebnisse dieser Studie sind in Abb. 5.8 dargestellt.



**Abb. 5.8** Amplitudenfrequenzganganalyse mit erhöhter Viskosität der Tilgerflüssigkeit

Vergleicht man dieses Ergebnis mit der analytischen Lösung des Zweimassenschwingers (siehe Abb. 2.2), ist der Zusammenhang zwischen der Viskosität der Flüssigkeit und der Tilgerdämpfung  $\zeta_T$  erkennbar. Es muss jedoch erwähnt werden, dass der Zusammenhang keineswegs linear ist. Eine Verdopplung der Viskosität hat keine Verdopplung der Tilgerdämpfung zur Folge. Vielmehr ist die genaue Ermittlung von  $\zeta_T$ , wie bereits im Kapitel 3) erwähnt, äußerst komplex und neben der Viskosität auch von anderen Parametern abhängig.



**Abb. 5.9** Blick auf die Versuchsbrücke mit den Unwuchterregern und den TLCD

# NUMERISCHE ANALYSEN

## *KAPITEL 6) EINLEITUNG, PROBLEMDARSTELLUNG*

Die finite Elemente Methode (FEM) zur Berechnung hochkomplexer physikalischer Probleme gewinnt nicht zuletzt aufgrund der immer leistungsfähigeren EDV – Systeme zunehmend an Bedeutung. Bei dieser Lösungsmethode wird das zu berechnende Modell in eine endliche Anzahl von einfach aufgebauten Einzelementen zerlegt, die an ihren Knotenpunkten miteinander verknüpft sind. Aus den Zustandsvariablen (Freiheitsgraden) der einzelnen Elemente, welche durch Anfangs-, Rand- und Übergangsbedingungen verknüpft sind, wird ein Gleichungssystem definiert, das numerisch gelöst werden kann. Die Anzahl an Unbekannten und damit die Modellkomplexität steigt mit der Anzahl der Einzelemente, was in einer deutlich höheren Rechenzeit resultiert.

Eines der wichtigsten Ziele der vorliegenden Arbeit ist es nun, ein numerisches Modell eines Flüssigkeitsschwingungstilgers zu entwickeln, an dem der Einfluss diverser Parameter auf die Wirksamkeit des Tilgers untersucht werden soll. Veränderungen an der Geometrie, bzw. an den physikalischen Eigenschaften der verwendeten Materialien sind dort wesentlich einfacher umzusetzen als am realen Modell.

Die Schwierigkeit besteht hauptsächlich darin, ein funktionierendes numerisches Modell zu erstellen, das bei akzeptabler Simulationsdauer plausible Ergebnisse liefert. Die vorliegende Problemstellung lässt sich in zwei wesentliche Bereiche unterteilen:

- Die Simulation der Schwingung des rein mechanischen Modells der Brückenkonstruktion unter harmonischer Kraftanregung.
- Die Erfassung des Verhaltens der Flüssigkeit im bewegten Tilger und den daraus resultierenden Kräften.

Aus numerischer Sicht stellt der zweite Punkt die weitaus größere Herausforderung dar. Die Simulation von dreidimensionalen Flüssigkeitsströmungen bei freien Wasserspiegeloberflächen ist sehr zeitaufwendig, erfordert hohe Rechenleistung und reagiert extrem sensibel auf geringfügige Änderungen gewisser Modellparameter. Eine Eichung des numerischen Modells durch Vergleich der Ergebnisse mit denen von Modellversuchen bzw. analytisch berechneten Ergebnissen ist daher meist erforderlich um eine brauchbare Genauigkeit zu erzielen.

## KAPITEL 7) MODELLBILDUNG

Zur Lösung des vorliegenden Problems kamen die Softwarepakete ANSYS Workbench bzw. Classic und ANSYS CFX der Firma ANSYS zum Einsatz. ANSYS Classic übernimmt die Lösung des strukturdynamischen Teils der Simulation, ANSYS CFX wurde zur Lösung des fluiddynamischen Teils herangezogen. Aufgrund dieser Aufteilung ist es notwendig, zwei separate Modelle zu bilden. Das Strukturmodell und das Fluidmodell werden erst bei der Lösung des Gesamtmodells im „multifield – Solver“ zusammengeführt.

Um die Dämpfungswirkung eines Flüssigkeitsschwingungstilgers nachbilden zu können, muss die Fluid – Struktur – Interaktion zwischen Tilger und Flüssigkeit im Rohr realitätsgetreu numerisch nachgebildet werden. Das wird über einen vom CFX – Solver gesteuerten, permanenten Austausch aller relevanten Daten zwischen ANSYS Classic und ANSYS CFX gewährleistet.

Die Berechnung in ANSYS erfolgt mit einer transienten dynamischen Analyse. Dabei wird das dynamische Verhalten eines Systems über eine bestimmte Zeitspanne simuliert, indem sie in kleine Zeitschritte aufgeteilt wird und die Ergebnisse für jeden einzelnen Zeitschritt berechnet werden. Damit kann die dynamische Reaktion des Systems auf zeitvariable Einwirkungen (Kräfte, Spannungen, Verschiebungen) erfasst werden. Die Wahl des Zeitschritts hat wesentlichen Einfluss auf das Ergebnis. Um akkurate Lösungen zu erhalten, kann es erforderlich sein sehr kleine Zeitschritte zu wählen, was eine sehr lange Berechnungsdauer zur Folge hat.

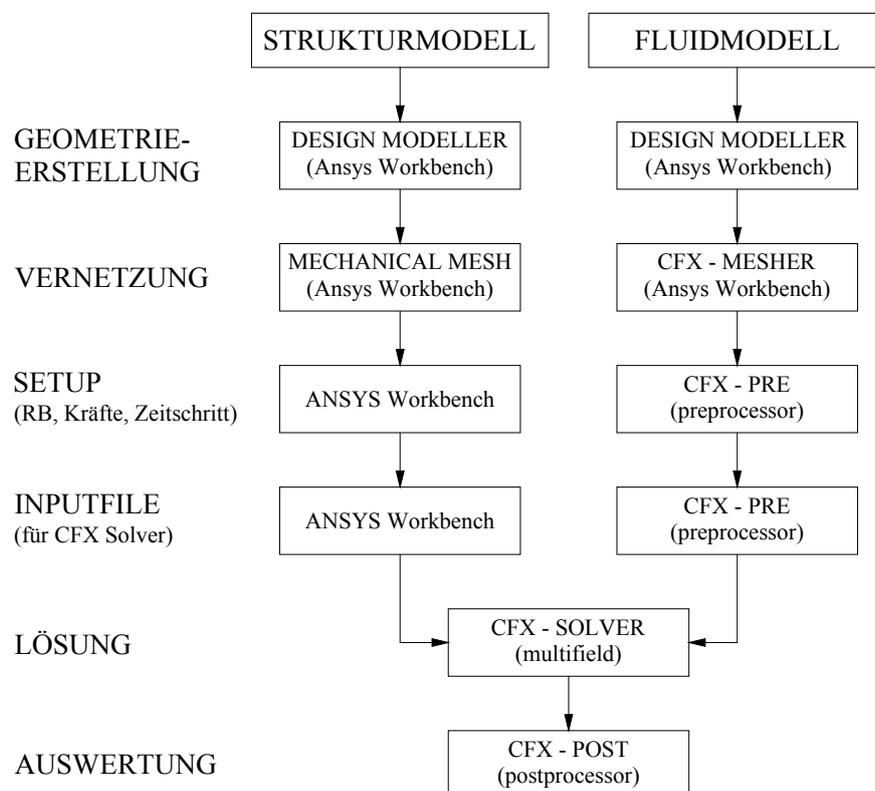


Abb. 7.1 schematische Darstellung zur Erstellung einer multifield Simulation

## 7.1 Entwicklung des strukturmechanischen Modells

Das strukturmechanische Modell muss in der Lage sein, die wesentlichen physikalischen Eigenschaften des realen Brückenmodells korrekt nachzubilden. Es kann und soll dabei so einfach wie möglich aufgebaut sein. Um ein adäquates Modell entwickeln zu können, müssen zunächst die Anforderungen an das Modell in Abstimmung mit der Zielvorstellung (was soll untersucht werden, welche Ergebnisse werden benötigt?) definiert werden.

Im vorliegenden Fall soll eine in ihrer ersten Eigenform schwingende Brückenkonstruktion unter harmonischer Krafterregung und der Einfluss eines Flüssigkeitsschwingungstilgers auf die maximale Schwingungsamplitude der Brücke untersucht werden. Folgende Punkte sind für die Modellierung relevant:

- Die untersuchte Konstruktion wird durch die Schwingungsanregung nicht bis zu ihrer Grenztragfähigkeit belastet, sondern nur im Bereich linear elastischen Materialverhaltens. Nichtlineare Effekte, wie z. B. Plastifizieren, treten daher nicht auf.
- Es werden nur Biegeschwingungen der Brücke in ihrer ersten Eigenform untersucht. Andere Verformungen (z. B.: Torsion) sind nicht von Interesse.
- Örtliche Spannungen und Spannungsverteilungen über den Querschnitt müssen nicht berechnet werden. Die Querschnittsform des Modells kann daher beliebig gewählt werden.
- Das Strukturmodell beinhaltet auch das Rohr des Schwingungstilgers. Dieses dient der Kraftübertragung zwischen der Tilgerflüssigkeit und dem Brückenmodell, soll aber selbst unverformt bleiben.

Das Brückentragwerk lässt sich in einfachster Weise als Einfeldträger mit Rechteckquerschnitt modellieren. Der Träger ist zwängungsfrei auf einem festen und einem verschieblichen Auflager gelagert. Wie bereits erwähnt soll nur das Schwingungsverhalten unter Resonanzanregung untersucht werden. Die Schwingung ist laut Gleichung (1.22) von der Masse  $m$ , der Steifigkeit  $k$  sowie der Eigendämpfung  $\zeta$  der Struktur abhängig, da sich die Eigenkreisfrequenz  $\omega_n$  nach Gleichung (1.6) aus  $m$  und  $k$  berechnet.

Masse und Steifigkeit des Systems ergeben sich aus der Geometrie in Zusammenhang mit den Werkstoffparametern Dichte  $\rho$  und Elastizitätsmodul  $E$ . Da die Werkstoffeigenschaften im FE – Programm im Allgemeinen frei wählbar sind, lässt sich somit durch deren Variation ein vorgegebenes Schwingungsverhalten mit einer beliebigen Geometrie realisieren.

Um die Anzahl der finiten Elemente im Modell möglichst gering zu halten, kann daher der Modellmaßstab unter Beibehaltung aller für die Schwingung relevanten Eigenschaften verkleinert werden.

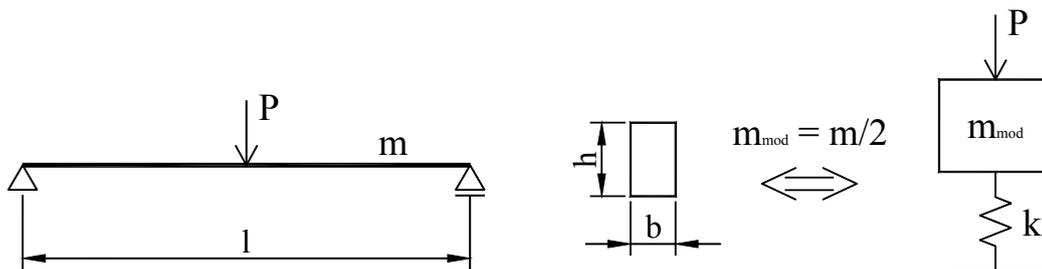
Für die Versuche mit dem Schwingungstilger sind drei grundlegende Parameter relevant:

- Die Eigenkreisfrequenz  $\omega_n$  der Hauptstruktur, auf die der Tilger abgestimmt wird
- Die modale Masse der Brücke, da das Massenverhältnis zwischen Hauptstruktur und Tilger Einfluss auf die Dämpfungswirkung hat (siehe auch Abb. 2.5)
- Die Eigendämpfung  $\zeta$  der Struktur

### Modellierung eines Balkens mit vorgegebenem $\omega_n$ und $m$ :

Von den geometrischen Abmessungen des Balkens (Länge, Breite, Höhe) können zwei frei gewählt werden, die dritte wird mit dem (bekannten) E - Modul und der vorgegebenen Masse des Balkens berechnet, um die gewünschte Eigenkreisfrequenz zu erhalten.

Beispielsweise gegeben: Eigenkreisfrequenz  $\omega_n$   
Masse  $m$   
Länge  $l$   
Breite  $b$   
E - Modul  $E$



**Abb. 7.2** Idealisierung eines Einfeldträgers als Masse – Feder – System

Die Federsteifigkeit  $k$  ergibt sich unter Vernachlässigung von Schubverformungen zu

$$k = 48 \frac{EI}{l^3} \quad (7.1)$$

Formel (1.6) wird mit (7.1) zu

$$\omega_n = \sqrt{\frac{48EI}{l^3 m}} \quad \text{bzw.} \quad I = \frac{\omega_n^2 m l^3}{48E} \quad (7.2)$$

Aus dem nun bekannten Trägheitsmoment  $I$  kann bei gegebener Breite die Höhe  $h$  des Balkens ermittelt werden.

$$h = \sqrt[3]{\frac{12I}{b}} \quad (7.3)$$

Da nun alle Querschnittsabmessungen bekannt sind, kann über Anpassung der Dichte  $\rho$  die Balkenmasse auf den zuvor festgesetzten Wert eingestellt werden.

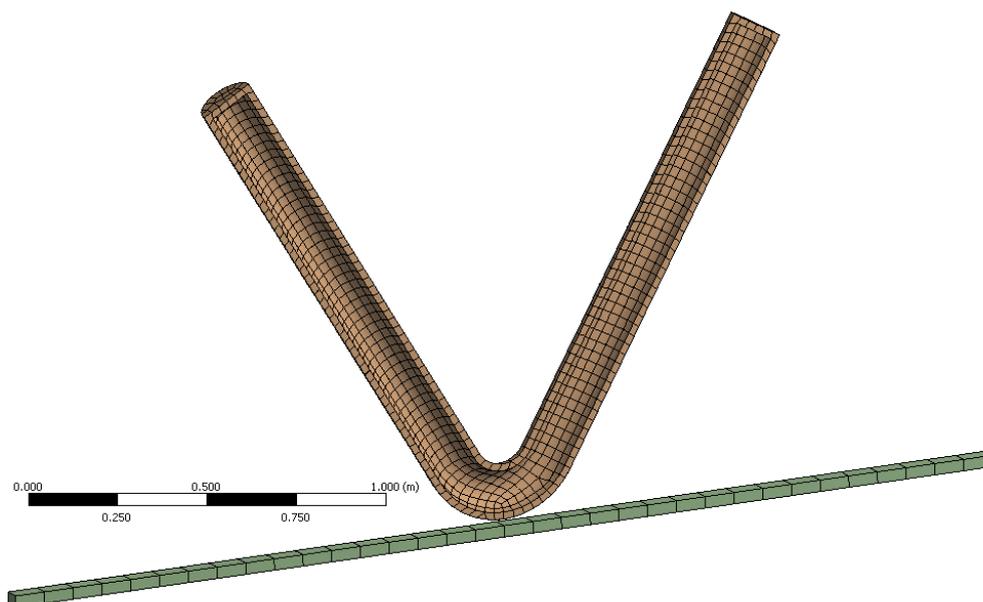
### **Das Tilgerrohr als Teil des strukturellen Modells:**

Das strukturelle Modell beinhaltet neben dem Balken als vereinfachtes Brückentragwerk auch das Tilgerrohr. Es dient allein der Übertragung von Kraft- und Verschiebungskomponenten zwischen dem Flüssigkeitsmodell und dem Strukturmodell. Die Innenwand des Rohres wird zu diesem Zweck in ANSYS als „fluid – solid – interface“ definiert.

In der Realität ist das Massenverhältnis zwischen Brücke und Tilgerrohr vernachlässigbar klein. Im FE – Modell wird daher die Dichte des Rohrmaterials so gering gewählt, dass der Tilger annähernd masselos ist. Da sich das Rohr selbst unter Einwirkung der Flüssigkeitslast nicht verformen soll, wird der E – Modul so groß gewählt, dass keine Deformationen des Tilgerrohrs auftreten.

Geht man davon aus, dass der Tilger in der Realität zur Dämpfung von Schwingungen der ersten Eigenform in Brückenmitte montiert wird, so muss das Tilgerrohr im Modell die gleiche Verschiebung erfahren, wie der Mittelpunkt des Balkens. Übertragung von Spannungen, Momenten oder eventuellen Verdrehungen sind jedoch unerwünscht. Diese Art der Verbindung wird durch eine Freiheitsgradkopplung zwischen Knotenpunkten des Tilgerrohrs und des Balkens erreicht. Die vertikale Verschiebungskomponente eines Knotens in Balkenmitte wird auf so viele Knoten des Tilgers übertragen, dass dieser statisch bestimmt gelagert ist und keine Zwängungen auftreten.

Da das System einfach symmetrisch ist, kann zur Verringerung der Elementzahl und damit der Rechenzeit das halbe System für die Simulation herangezogen werden. Dabei ist die Schnittebene vollständig gegen Verschiebungen aus der Symmetrieebene festgehalten.



**Abb. 7.3** Darstellung des strukturellen FE – Netzes

### Eigenfrequenz des Gesamtsystems:

Mit Formel (7.2) wird nur die Eigenfrequenz des Balkens berechnet. Der Einfluss der Wassermasse im Schwingungstilger auf die Eigenfrequenz des Gesamtsystems wird dabei nicht berücksichtigt. Es ist jedoch unerlässlich, das komplette Modell inklusive Tilger und Flüssigkeit auf die gewünschte Eigenfrequenz einzustellen. Formel (7.2) wird daher nur als erste Näherung für die Ermittlung der Balkenhöhe verwendet. Die weitere Anpassung erfolgt iterativ über eine Variation der Balkenhöhe mittels modaler Analyse in ANSYS. Dabei wird die im Strukturmodell noch nicht vorhandene Flüssigkeitsmasse berücksichtigt, indem die Dichte des Tilgerrohrs kurzfristig (nur für die modale Analyse) so modifiziert wird, dass das Gewicht des leeren Rohrs bei der Modalanalyse dem des gefüllten Tilgers bei der „multifield - Simulation“ entspricht. Die Variation der Balkenhöhe und nachfolgende Modalanalyse erfolgt solange, bis die erste Eigenfrequenz des Gesamtsystems dem gewünschten Wert entspricht. Dabei muss beachtet werden, dass die Balkenmasse (durch Anpassung der Dichte) konstant gehalten wird.

### Berücksichtigung der Strukturdämpfung:

In ANSYS wird die Eigendämpfungsrate des Systems in Form eines  $\beta$  – Dämpfungswertes (Rayleigh Dämpfung) definiert. Er stellt den Multiplikator der Steifigkeitsmatrix für die Dämpfung dar und wird aus der modalen Dämpfungsrate  $\zeta_n$  bei einer bestimmten Eigenkreisfrequenz  $\omega_n$  (Mode n) berechnet. Es gilt (vgl. auch Formel (1.6)):

$$\beta = \frac{2\zeta}{\omega_n} \quad \text{mit} \quad \zeta = \frac{c}{c_{cr}} = \frac{c\omega_n}{2k} \quad \text{folgt} \quad \beta = \frac{c}{k} \quad \text{bzw.} \quad c = \beta k \quad (7.4)$$

Beispielsweise wird  $\beta$  bei 1 % Strukturdämpfung und einer Eigenfrequenz von 2,5 Hz zu  $\beta = 0,00127$ .

### Harmonische Anregung des Systems:

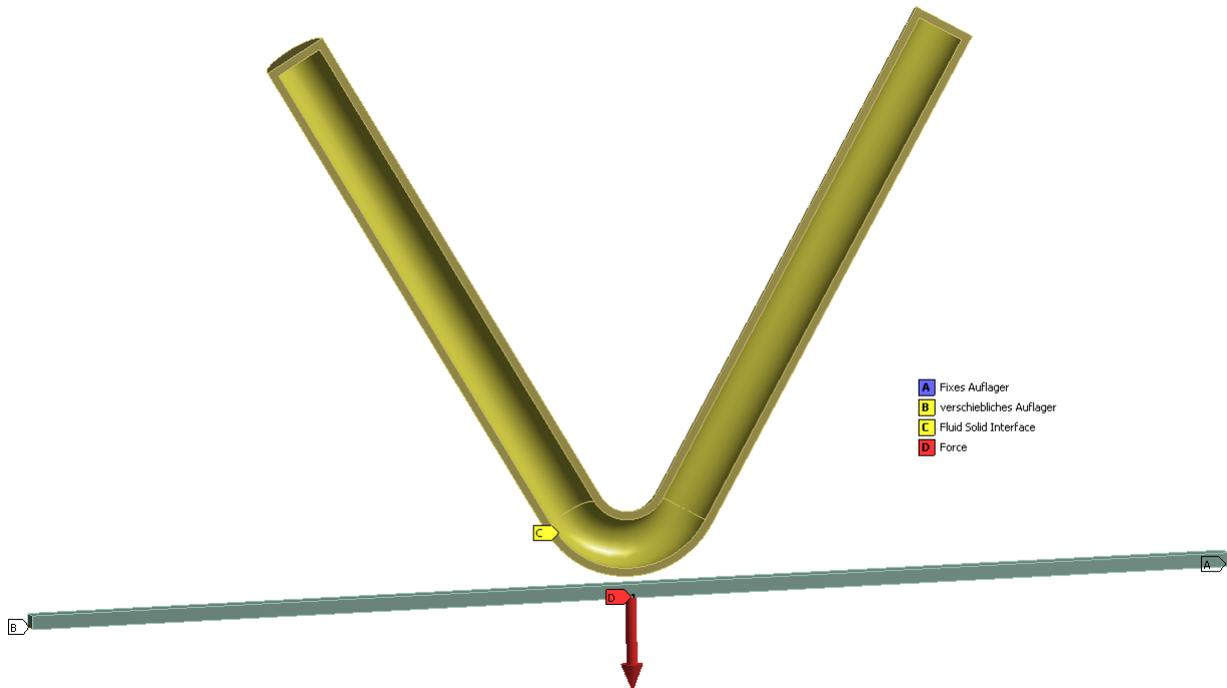
Der Angriffspunkt für die Kraftanregung liegt mittig auf der Balkenunterseite in der Symmetrieebene. Durch die Lage in der Symmetrieebene tritt keine Torsionsbelastung auf. Sie hat die Form

$$F = \frac{P}{2} \sin(\omega t) \quad (7.5)$$

Die Kraft  $P/2$  ergibt sich aufgrund der Betrachtung des halben Systems.

### Vernachlässigung der Schwerkraft:

Als Ergebnis der Simulation ist nur die Schwingung unter Kraftanregung von Interesse. Da allein der Einschwingvorgang von der unverformten Ausgangslage in die Gleichgewichtslage unter Erdbeschleunigung mehrere Sekunden dauert und das Ergebnis verfälscht, wird im strukturmechanischen Teil der Simulation kein Erdschwerefeld angesetzt. Auf das Schwingungsverhalten unter Resonanzanregung hat das keinen Einfluss.



**Abb. 7.4** strukturmechanisches Halbmodell mit Darstellung der Kraftanregung, Blick auf das fluid - solid - interface

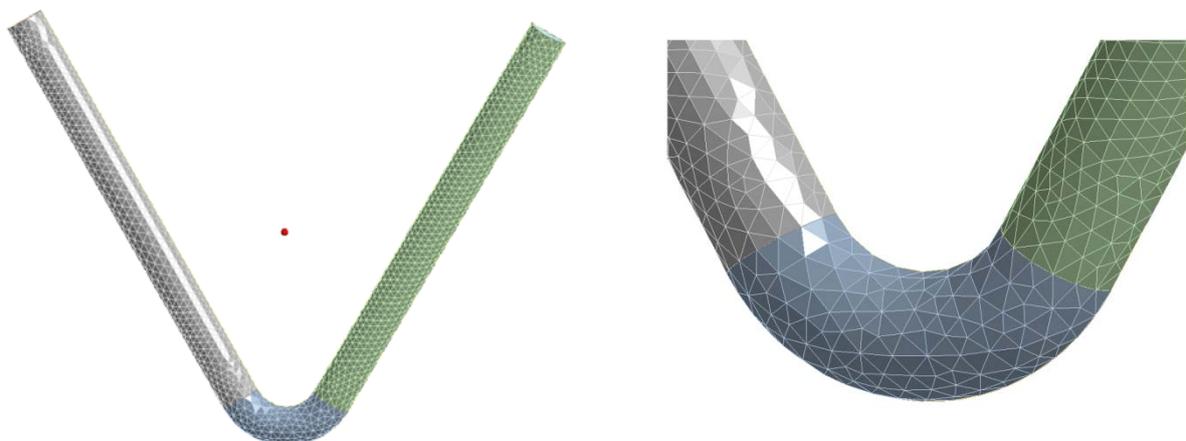
## 7.2 Entwicklung des fluidmechanischen Modells

Die Berechnung des fluidmechanischen Modells erfolgt im CFD (computational fluid dynamics) Programm ANSYS CFX. Basierend auf den Navier – Stokes – Gleichungen und den Prinzipien der Massen- und Energieerhaltung bedient es sich der finiten Volumen Methode zur Lösung fluiddynamischer Probleme. Die Navier – Stokes – Gleichungen sind Grundgleichungen der Strömungsmechanik und beschreiben die Strömung von Newton' schen Flüssigkeiten und Gasen in Form nichtlinearer partieller Differentialgleichungen die numerisch gelöst werden können. Bei der finiten Volumen Methode wird die untersuchte Region mit einer endliche Anzahl kleinerer Kontrollvolumina diskretisiert und jedes diesen Kontrollvolumina zugeordnete Gleichungssystem iterativ gelöst. Mit diesem Ansatz können Näherungswerte für die gesuchten Variablen in den spezifizierten Punkten der Fluidregion berechnet werden.

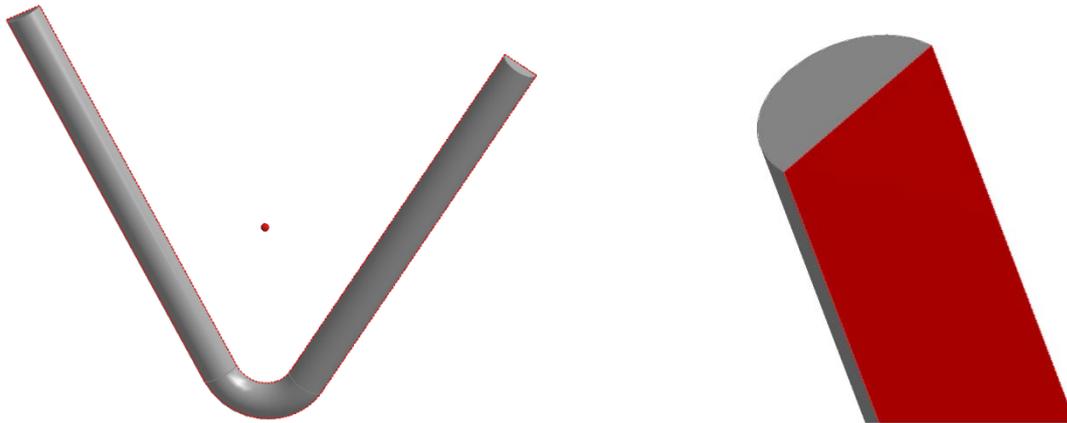
Somit kann die Reaktion der Flüssigkeit auf die Bewegung des Tilgerrohrs berechnet und daraus resultierende Kräfte zurück an den strukturmechanischen Solver geschickt werden.

### Netzerstellung:

Das Innere des Tilgers wird mit Hilfe eines Mehrphasenmodells nachgebildet. Zunächst muss ein volumetrisches Modell des gesamten Innenraums des Tilgers erstellt werden, das bezüglich seiner räumlichen Positionierung und Größe exakt mit dem Tilgerrohr aus dem Strukturmodell übereinstimmt. Die Vernetzung dieses Volumenkörpers erfolgt im CFX - Mesher der ANSYS Workbench. Das Volumennetz wird aus dem Oberflächennetz generiert und setzt sich aus Tetraederelementen zusammen. Es ist dabei in Oberflächennähe feiner aufgelöst um Einflüsse der Rohrwand auf die Strömung besser erfassen zu können. In Abb. 7.6 ist exemplarisch ein CFX - mesh abgebildet.



**Abb. 7.5** exemplarische Darstellung eines CFX Netzes



**Abb. 7.6** exemplarische Darstellung der Randbedingungen eines CFX Netzes: „wall“ (grau) und „symmetry“ (rot)

### Anfangs- und Randbedingungen:

Auch im CFX Modell wird die Symmetrie ausgenutzt und nur das halbe System betrachtet. Jeder Oberfläche des Fluidkörpers muss eine spezifische Randbedingung zugewiesen werden. Die, den Rohrwänden entsprechenden Flächen werden als „wall“ definiert. Dabei kann die Wandrauigkeit in Form einer äquivalenten Sandrauigkeit angegeben werden (für Stahl gilt:  $k_s \approx 3 \text{ e-5 m}$ ). Die Wandflächen entsprechen in Form und Größe exakt dem fluid - solid - interface des Strukturmodells. Über das interface wird die Bewegung des Tilgers auf das CFX – Modell übertragen.

Die Symmetrieebene kann mit der „symmetry“ Randbedingung als solche definiert werden. Dabei sind keine weiteren Einstellungen erforderlich.

Wie bereits erwähnt handelt es sich beim vorliegenden Modell um ein Mehrphasenmodell. Die Phasen sind in diesem Fall das Gas und die Flüssigkeit im Tilger. Sämtliche Materialeigenschaften der beiden Phasen (z. B.: Dichte, Viskosität, usw.) können dabei frei konfiguriert werden.

Bei der Simulation werden die Zustandsvariablen für das CFX – Mesh, ausgehend vom initialen Zustand der beiden Phasen im Tilger, für jeden Zeitschritt berechnet. Das Einstellen des Ausgangszustands erfolgt dabei über mathematische Funktionen. Für jeden Punkt im Raum muss im Fluidmodell definiert werden, welche Phase dort vorhanden ist, bzw. welcher Druck dort herrscht. Das wird mittels der „Volume fraction“ Methode erreicht. Es wird für jede Phase eine Zustandsvariable definiert, die in jedem Punkt des Modells über eine step - Funktion den Wert 0, 1 oder 0,5 zugewiesen bekommt. Diese Werte bedeuten:

$V = 0$  Phase nicht vorhanden

$V = 1$  Phase vorhanden

$V = 0,5$  Grenzschicht (z. B.: Wasseroberfläche)

Der initiale Druckzustand wird ebenfalls mit einer Variable definiert, deren Wert dem Druck im jeweiligen Koordinatenpunkt entspricht. Da es sich um ein Modell mit freien Flüssigkeitsoberflächen handelt, kann weiters ein Oberflächenspannungskoeffizient definiert werden.

Im Gegensatz zum strukturmechanischen Modell muss im CFX Modell ein Schwerefeld definiert werden. Erst dadurch ist eine klare Trennung der beiden Phasen und eine Übertragung der resultierenden Fluidkräfte auf das Interface möglich. Es entspricht der Erdbeschleunigung für Mitteleuropa  $g = 9,80665 \text{ m/s}^2$ .

### **Strömungs- und Turbulenzmodell:**

ANSYS CFX erlaubt die Verwendung von zwei verschiedenen Strömungsmodellen, dem homogenen und dem inhomogenen Modell. Die hier vorliegende Situation erlaubt die Verwendung des homogenen Modells, da die beiden Phasen eindeutig voneinander getrennt sind und eine klar ausgebildete Flüssigkeitsoberfläche existiert. Die Verwendung des inhomogenen Modells wäre beispielsweise bei in der Flüssigkeit vorhandenen Gasblasen erforderlich.

Da nicht davon auszugehen ist, dass im Tilger laminare Strömungsverhältnisse vorliegen, wird des weiteren das  $k - \epsilon$  Turbulenzmodell verwendet. Es handelt sich dabei um ein numerisches Modell zur Berechnung turbulenter Strömungen, mit dem ein guter Kompromiss zwischen Rechengenauigkeit und Robustheit des FE – Modells erreicht wird.

### 7.3 Fluid – Struktur – Interaktion

Die Dämpfung der Schwingung der Hauptstruktur erfolgt durch die aus der Wasserbewegung im Tilgerrohr resultierenden dynamischen Kräfte. Diese müssen also fortlaufend in CFX berechnet und an den strukturmechanischen Solver (ANSYS) übertragen werden. Da diese Kräfte wiederum nur durch die Bewegung des Tilgers entstehen, muss andererseits die von ANSYS berechnete Bewegung der Hauptstruktur und somit des Tilgerrohrs auf das CFX - Modell übertragen werden. Das erfordert einen permanenten Datenaustausch zwischen den beiden Solvern. Diese zwei - Weg Fluid - Struktur - Interaktion kann mit einem „multifield run“ des CFX - Solvers realisiert werden.

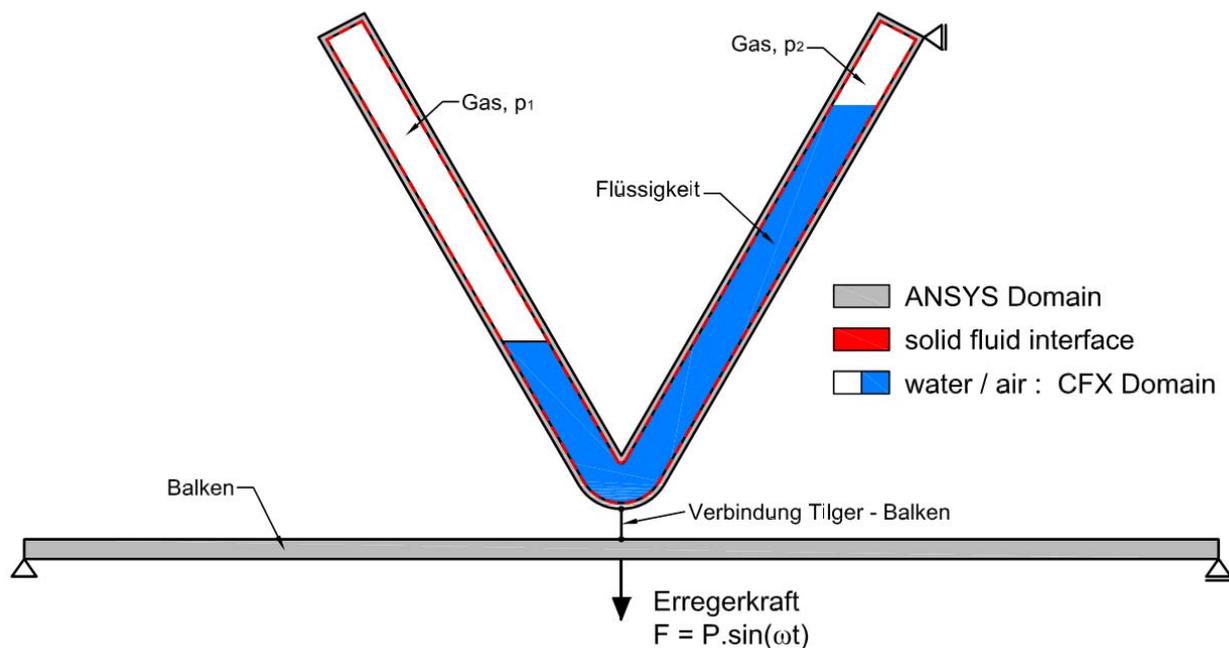


Abb. 7.7 Prinzipskizze des numerischen Modells

#### Kopplung über das fluid – solid – interface:

Um die Kopplung zwischen ANSYS und CFX zu realisieren, muss im Strukturmodell der Simulation ein sogenanntes fluid – solid – interface definiert werden. Im vorliegenden Fall handelt es sich dabei um die Innenwand des Tilgerrohrs. Diesem Interface muss ein entsprechendes Gegenstück im CFX – Modell eindeutig zugeordnet werden. Die „Wall – boundary“ im Fluidmodell entspricht in Form und Größe exakt dem definierten fluid – solid – interface und ist mit diesem gekoppelt. Dadurch werden die Bewegungen vom interface auf das CFX – mesh übertragen und die durch die Wasserbewegung hervorgerufenen Kräfte auf die Rohrwand zurück ans Strukturmodell gesendet.

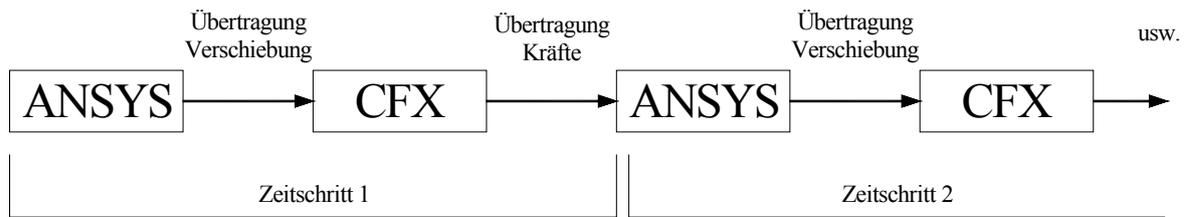


Abb. 7.8 Übertragung am fluid – solid – interface

**Einfluss der statischen Flüssigkeitslast:**

Das Strukturmodell befindet sich zu Anfang der Simulation in unausgelenkter Lage. Betrachtet man nur dieses Modell alleine, so stellt diese Lage aufgrund der nicht vorhandenen Schwerkraft die Gleichgewichtslage dar. Bei der multifield Simulation wird neben den dynamischen Kräften aus der Bewegung auch das statische Flüssigkeitsgewicht auf die Hauptstruktur übertragen. Im ersten Zeitschritt der Simulation wird diese Last plötzlich auf die Hauptstruktur aufgebracht, was einem Stoß entspricht. Das hat eine Veränderung der Gleichgewichtslage zur Folge, in die sich der Balken des Strukturmodells aufgrund seiner geringen Eigendämpfung mit einer langsam abklingenden Schwingung bewegt (siehe Abb. 7.9). Diese Schwingung würde sich mit der aus der harmonischen Erregerkraft resultierenden Schwingung überlagern und die Interpretation der Ergebnisse erschweren. Um das zu verhindern, wird der Balken zu Beginn der Simulation langsam in seine neue Gleichgewichtslage „geführt“. Erst danach wird der Balken freigegeben und die harmonische Erregerkraft aufgebracht. Die eigentliche Simulation beginnt. Der Zeitraum für die geführte Auslenkung wird so groß gewählt, dass nach der Freigabe des Balkens keine transienten Schwingungen aufgrund einer zu schnell erfolgten Verformung auftreten.

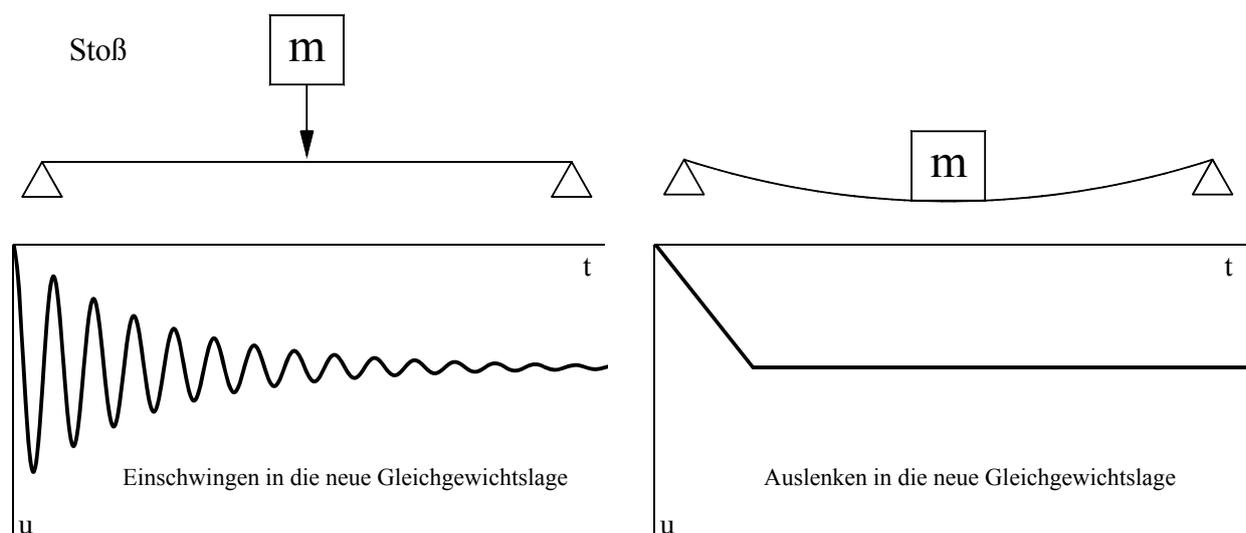
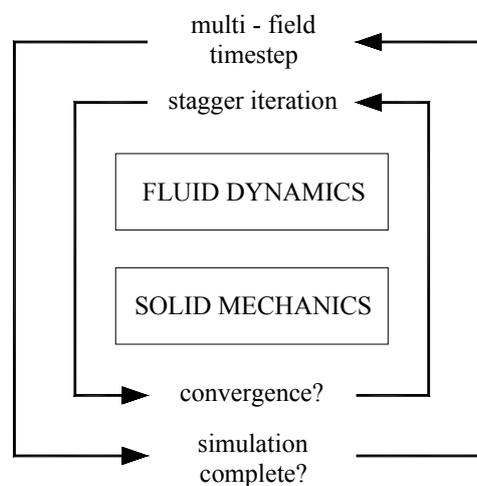


Abb. 7.9 Anfangsauslenkung in die neue Gleichgewichtslage

**Der multifield – Solverprozess:**

Um eine multifield Simulation starten zu können, müssen zunächst solver - inputfiles aus dem fluiddynamischen und dem strukturemechanischen Modell generiert werden. Diese inputfiles beinhalten sämtliche Eingabedaten der beiden Modelle (Geometrie, Randbedingungen, Materialien, Kräfte, ...). Vgl. auch Abb. 7.1. Sie werden im CFX – Solver geladen. Von dort aus wird der strukturemechanische Solver gestartet, und die Interaktion gesteuert.

Innerhalb eines multifield Zeitschritts müssen sowohl die Konvergenzkriterien des strukturemechanischen und des fluiddynamischen Solvers, als auch die gewünschte Genauigkeit der Kopplung der beiden Solver am Interface erreicht werden. Die Konvergenzkriterien werden zuvor im preprocessor je nach gewünschter Genauigkeit der Simulation festgelegt.



**Abb. 7.10** schematische Darstellung eines multifield Zeitschritts

## **KAPITEL 8) EICHUNG DES NUMERISCHEN MODELLS**

Das primäre Ziel der im Zuge dieser Arbeit durchgeführten numerischen Simulationen von Flüssigkeitsschwingungstilgern war es, die Einflüsse diverser Parameter auf deren Dämpfungswirkung qualitativ zu bestimmen bzw. die aus den Modellversuchen erlangten Ergebnisse zu bestätigen.

Die größte Herausforderung ist es dabei, ein funktionsfähiges numerisches Modell zu erstellen. Viele programmspezifische Parameter müssen sowohl bezüglich ihrer Abhängigkeit voneinander, als auch in Abstimmung auf das vorliegende Modell und die gewünschten Ergebnisse korrekt gewählt werden, damit die Simulation konvergiert und ohne Fehlermeldungen beendet werden kann. Das geht von grundlegenden Einstellungen wie zum Beispiel der Wahl des Turbulenz- bzw. Strömungsmodells oder der richtigen Materialeigenschaften bis hin zur Festlegung adäquater Konvergenzkriterien für den FE – Solver (minimale bzw. maximale Anzahl der Iterationen, „residual targets“ etc.). Letztere beeinflussen die Geschwindigkeit sowie die Genauigkeit der Simulation in hohem Maß und müssen mit Bedacht gewählt werden, um eine fehlerfrei ablaufende Simulation zu gewährleisten.

FE – Simulationen mit gekoppelter Fluid – Struktur – Interaktion erfordern besonders bei Simulation freier Flüssigkeitsoberflächen sehr hohe Rechenleistung. Daher wurden sämtliche multifield – Simulationen im Zuge dieser Arbeit am ICP 5 Server der TU – Wien, einem Großrechner für Strömungsdynamik und Finite Elemente, durchgeführt. Die sich daraus ergebende Möglichkeit, mehrere Simulationen gleichzeitig durchzuführen war vor allem in Hinblick auf die lange Simulationsdauer besonders vorteilhaft. Selbst am Großrechner waren für die transiente Simulation eines durch einen Flüssigkeitsschwingungstilger gedämpften Schwingungsvorgangs über einen Zeitraum von 20 Sekunden ungefähr zehn Tage Rechenzeit erforderlich. Es musste daher ein Kompromiss zwischen gewünschter Genauigkeit und annehmbarer Rechenzeit gefunden werden.

Im vorliegenden Fall wurde das Modell des Brückentragwerks stark vereinfacht und maßstäblich verkleinert um die Zahl der finiten Elemente möglichst gering zu halten. Auch die Masse der Hauptstruktur wurde relativ klein gewählt, um bei einem Massenverhältnis  $m_T / m_H$  von über 1 % die Tilgerabmessungen in vertretbarem Rahmen zu halten. Da beim Fluid – Modell das komplette Tilgervolumen vernetzt wurde und die Größe der Elemente für die Simulation von Flüssigkeitsbewegungen relativ klein sein musste, ergab sich eine hohe Elementanzahl im CFX – Mesh.

Die Geometrie des Tilgers wurde so gewählt, dass bei einer Hauptstrukturmasse von 1 t eine dynamische Flüssigkeitsmasse von 10 kg ( $m_T / m_H = 1 \%$ ) bei Befüllung mit Wasser realisiert werden konnte. Da jedoch die Wirkung des Tilgers und vor allem deren Veränderung bei der Variation gewisser Parameter bei einem größeren Massenverhältnis besser erfasst werden kann, wurde bei den Simulationen eine Flüssigkeit mit einer Dichte von  $\rho = 2000 \text{ kg/m}^3$  verwendet und damit das Verhältnis  $m_T / m_H$  auf 2 % verdoppelt.

Unter Einhaltung der beschriebenen Kriterien wurde ein numerisches Modell entwickelt, an dem Parameterstudien bzgl. Tilgergeometrie und Tilgersetup durchgeführt wurden.

Bevor aussagekräftige Untersuchungen am Modell durchgeführt werden konnten, die sich nur durch geringe Änderungen an den Tilgereinstellungen unterscheiden, musste sichergestellt werden, dass grundlegende Modelleigenschaften richtig erfasst werden. Dafür wurden mehrere Testsimulationen durchgeführt, deren Ergebnisse anhand analytischer Berechnungen leicht kontrolliert werden konnten.

## 8.1 Daten des Strukturmodells

Idealisierung des Brückentragwerks als statisch bestimmt gelagerten Einfeldträger mit Rechteckquerschnitt:

- Masse der Hauptstruktur (Balkenmasse)  $m_H = 1 \text{ t}$   
Das entspricht einer modalen Masse für die erste Eigenfrequenz von 500 kg
- Eigenkreisfrequenz der ersten Eigenform des Balkens  $\omega_1 = 15,39$   
Daraus folgt  $f = \omega/2\pi = 2,45 \text{ Hz}$ . Dieser Wert wurde gewählt, da Brückenbauten durch Fußgänger- bzw. Verkehrsbelastung in einem Bereich von ca. 1,7 – 4 Hz angeregt werden. Liegt ihre Eigenfrequenz in diesem Bereich treten demnach leicht Resonanzerscheinungen auf. Sie weisen daher ein hohes Potential für den Einsatz von Flüssigkeitsschwingungstilgern auf.
- Bei der Wahl der Materialeigenschaften für den Balken wurde vom Werkstoff Stahl ausgegangen. E – Modul und Querdehnzahl blieben unverändert, sämtliche nichtlineare Eigenschaften wurden jedoch deaktiviert. Im Spannungs-Dehnungsdiagramm erstreckt sich die Hooke'sche Gerade ins Unendliche.  
 $E = 210 \text{ N/mm}^2$   
 $\nu = 0,3$   
 $\rho = \text{variabel (an die jeweilige Balkengeometrie angepasst)}$
- Gewählte Balkenabmessungen: Länge  $l = 3 \text{ m}$   
Breite  $b = 0,1 \text{ m}$   
Die Balkenhöhe  $h$  wurde aus der geforderten Steifigkeit  $k$  rückgerechnet, um bei einer Masse von einer Tonne  $\omega_1 = 15,39$  zu erhalten. Siehe Gleichung (1.6). Mit dem nun festgelegten Volumen wurde die benötigte Dichte  $\rho$  des Materials berechnet.
- Viskose Dämpfung der Hauptstruktur  $\zeta = 0,015$   
Dieser Wert stellt eine realistische Annahme für Brückentragwerke aus Stahl dar.

- Harmonische Erregerkraft  $p(t) = p_0 \sin \omega t$  mit  $p_0 = 80$  N und  $\omega = 15,39$   
Bei Resonanzanregung mit dieser Kraft ergibt sich eine stationäre Schwingungsamplitude von ca. 22 mm bei der rein statischen Auslenkung von  $(u_{st})_0 = 0,675$  mm. Das entspricht einem dynamischen Vergrößerungsfaktor von  $R_d \approx 33$ .

Eigenschaften des Tilgerrohrs:

- Geometrie wird im Zuge der Parameterstudien variiert
- Material:  $E = 2100$  N/mm<sup>2</sup>  
 $\nu = 0,3$   
 $\rho = 10$  kg/m<sup>3</sup>

Die hohe Steifigkeit garantiert die Unverformbarkeit des Tilgerrohrs. Wählt man einen zu hohen Wert für den E – Modul, treten numerische Probleme auf.

Durch die geringe Dichte wird die Masse des Tilgerrohrs im Verhältnis zur Balkenmasse vernachlässigbar klein.

## 8.2 Prüfung der Eigenfrequenz der Struktur

Die harmonische Anregung des Gesamtsystems erfolgt mit 2,45 Hz. Die Eigenfrequenz des Systems soll der Erregerfrequenz so exakt wie möglich entsprechen, um Schwebungseffekte (periodische Schwankungen der maximalen Schwingungsamplitude) zu vermeiden. Diese treten bei Anregung in der Nähe der Resonanzfrequenz auf.

Setzt man bei der Berechnung der Balkenhöhe nach den Formeln (7.1) bis (7.3) nur die modale Balkenmasse an, wird der Einfluss der Masse des gefüllten Tilgers auf die Eigenfrequenz des Gesamtsystems nicht berücksichtigt. Der Tilger erfährt dieselbe Verschiebung wie der Balkenmittelpunkt (Ort der maximalen Verschiebung bei der 1. Eigenform). Bei der Berechnung der Balkenhöhe muss daher die gesamte Tilgermasse zur modalen Masse des Balkens addiert werden um die gewünschte Resonanzfrequenz für die Gesamtstruktur zu erhalten.

Bei bekannter Eigenfrequenz des Gesamtsystems kann also die Geometrie des Strukturmodells analytisch berechnet werden. Wenn bei einer modalen Analyse dieser Geometrie in ANSYS die gewünschte Eigenfrequenz von 2,45 Hz berechnet wird, kann davon ausgegangen werden, dass die Qualität des FE – Netzes ausreichend hoch ist.

Analytische Rechnung:  $f = 2,45$  Hz ( $\omega = 15,39$ )       $E = 210$  N/mm<sup>2</sup> ( $210 \cdot 10^9$  N/m<sup>2</sup>)

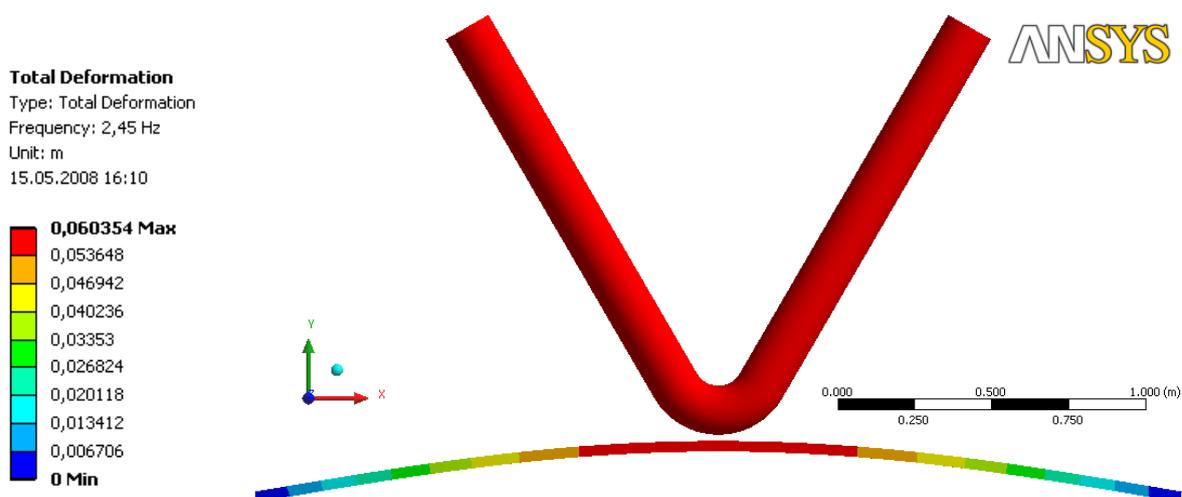
$m_{mod,Balken} = 500$  kg       $m_{Tilger} = 51$  kg

$l = 3$  m       $b = 0,1$  m

$$I = \frac{\omega^2 m_{\text{mod}} l^3}{48E} = \frac{15,39^2 \cdot (500 + 51) \cdot 3^3}{48 \cdot (210 \cdot 10^9)} = 0,3497 \cdot 10^{-6} \text{ m}^4$$

$$h = \sqrt[3]{\frac{12I}{b}} = \sqrt[3]{\frac{12 \cdot 0,3497 \cdot 10^{-6}}{0,1}} = 0,0348 \text{ m}$$

Bei einer Vernetzung des Balkens im FE – Modell mit 37 Einzelementen liefert die modale Analyse der berechneten Geometrie in ANSYS ein bis auf 1/100 Hz genaues Ergebnis (siehe Abb. 8.1).



**Abb. 8.1** Ergebnis der Modalanalyse:  $f_1 = 2,45 \text{ Hz}$  ;  $m_{\text{Balken}} = 500 \text{ kg}$  ;  $m_{\text{Tilger}} = 51 \text{ kg}$

### 8.3 Evaluierung des Schwingungsverhaltens

Nachdem das Strukturmodell auf die gewünschte Eigenfrequenz angepasst wurde, konnte das dynamische Verhalten des Modells mittels einer transienten Analyse in ANSYS auf seine Plausibilität geprüft werden. Im Verlauf der durchgeführten FE – Berechnungen hat sich gezeigt, dass die Wahl eines zu großen Zeitschritts das Ergebnis der Simulation von Resonanzschwingungen stark verfälschen kann. Es ist naheliegend, dass eine Schwingung von beispielsweise 20 Hz mit Zeitschritten von 0,1 s nicht korrekt abgebildet werden kann. Dennoch soll der Zeitschritt so groß wie möglich gewählt werden um die Simulationsdauer nicht unnötig zu verlängern. In ANSYS besteht die Möglichkeit, mit der „auto – timestep“ Funktion den Zeitschritt in einem vom Benutzer vordefinierten Bereich automatisch vom Programm anpassen zu lassen.

Im vorliegenden Fall wurden mit einem minimalen Zeitschritt von 0,001 s und einem maximalen Zeitschritt von 0,01 s bei einer Frequenz der Schwingung von 2,45 Hz korrekte Ergebnisse erzielt. Abb. 8.2 zeigt eine Gegenüberstellung der analytischen Lösung der Bewegungsantwort des Strukturmodells laut Gleichung (1.22) und dem Ergebnis der FE – Simulation.

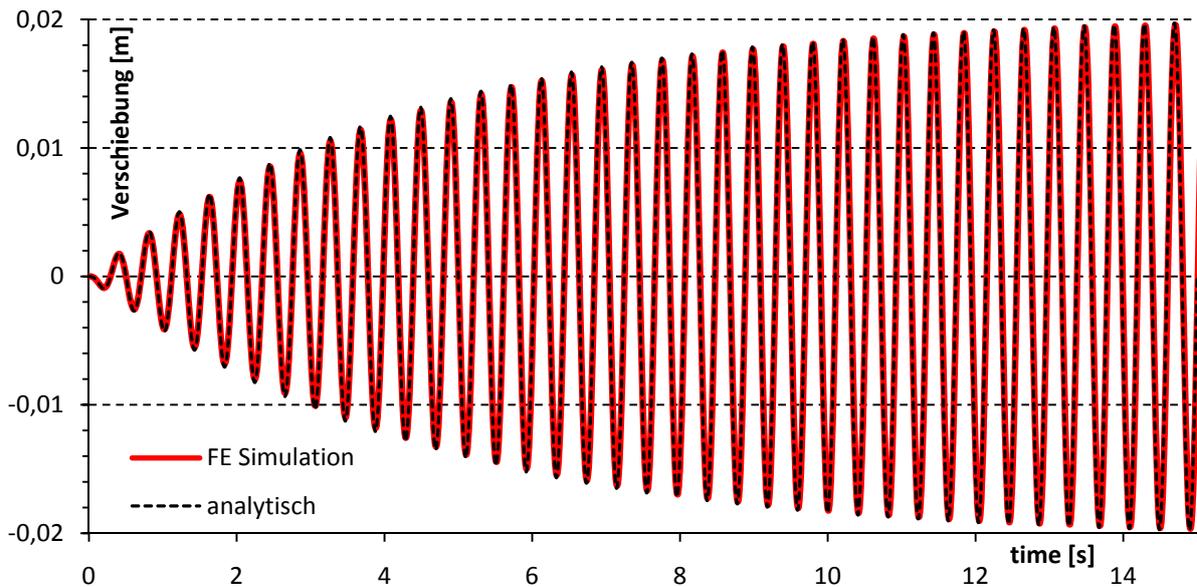


Abb. 8.2 Schwingungsverlauf der Hauptstruktur bei Resonanzanregung,  $m_H = 1 \text{ t}$ ,  $\omega_n = 15,4$ ,  $\zeta_H = 0,015$ ,  $p = 80 \text{ N}$

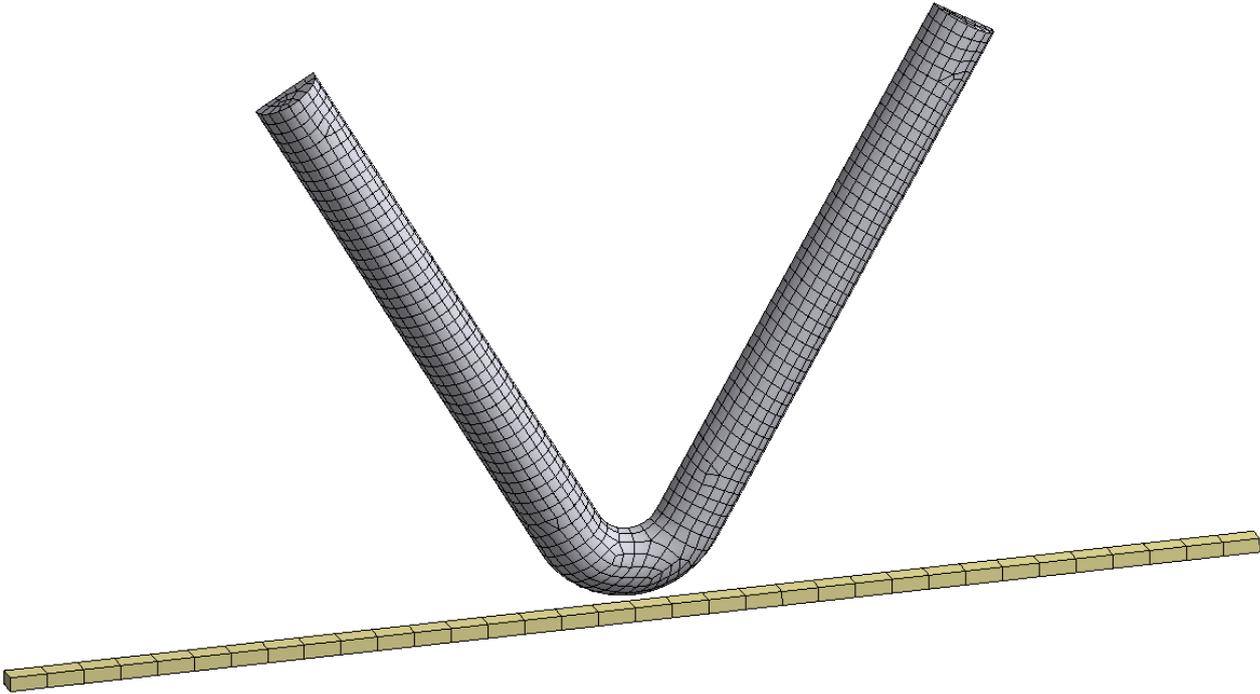
#### 8.4 Prüfung der Kraftübertragung am fluid – solid – interface

Mit dem auf Funktionsfähigkeit geprüften strukturellen Modell konnte nun das multifield – setup und die Übertragung der Kraft- und Bewegungskomponenten am fluid – solid – interface getestet werden. Da im mechanischen Solver (ANSYS) keine Schwerkraft angesetzt wurde und daher das Eigengewicht der Struktur keine Durchbiegung des Balkens hervorruft, muss sich das Gesamtsystem aufgrund der plötzlich aufgebrachten statischen Wasserlast im Tilger über einen Einschwingvorgang (s. Abb. 7.9) in die ausgelenkte Gleichgewichtslage bewegen.

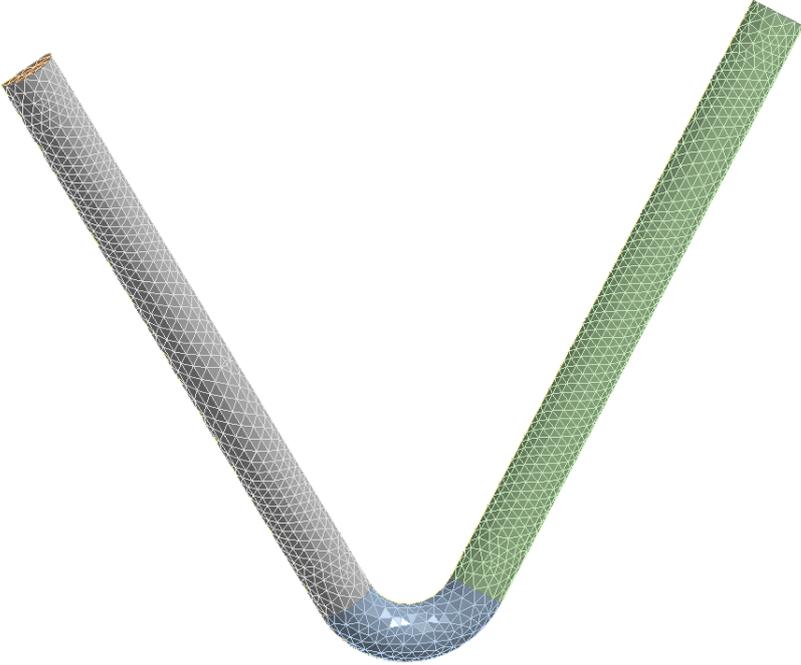
Bei der Kraftübertragung am fluid – solid – interface werden die resultierenden Knotenkräfte vom Fluidkörper (CFX – mesh) auf das Tilgerrohr im Strukturmodell (ANSYS – mesh) übertragen. Um Interpolationsfehler bei der Übertragung zwischen den beiden Netzen möglichst gering zu halten, wurde darauf geachtet, dass sich die Größe der Einzelemente von Struktur- und Fluidmesh nicht zu stark unterscheiden.

Auch im CFX - Solver ist die Wahl des Zeitschritts ausschlaggebend für die Genauigkeit der Ergebnisse. Wie im Strukturmodell wurde hier ein vom Programm gesteuerter variabler Zeitschritt zwischen 0,001 s und 0,01 s gewählt. Es hat sich gezeigt, dass beim Interaktionsmodell der Zeitschritt des strukturellen Solvers eventuell weiter reduziert werden muss um akkurate Ergebnisse zu erzielen, selbst wenn er für die Lösung des Strukturmodells allein bereits ausreichend klein gewählt wurde.

Mit der Wahl eines adaptiven Zeitschritts zwischen 0,001 s und 0,01 s für beide Solver konnten bei sämtlichen Testsimulationen zufriedenstellende Ergebnisse erzielt werden. Die so gefundenen Einstellungen wurden für die Parameterstudien übernommen.



**Abb. 8.3** ANSYS structural mesh; 1621 elements



**Abb. 8.4** CFX – mesh; 12736 elements

## KAPITEL 9) BESCHREIBUNG DER STUDIEN UND DARSTELLUNG DER ERGEBNISSE

### 9.1 Variation der Eigenfrequenz des Tilgers

In dieser Studie wurde untersucht, welchen Einfluss die Eigenfrequenz des Flüssigkeitsschwingungstilgers auf dessen Dämpfungswirkung hat. Im Zuge dessen sollte dabei auch die optimale Frequenzabstimmung des Tilgers gefunden werden.

Bei sämtlichen in den Studien untersuchten Tilgern entspricht der Druck am Rohrende mit dem höheren Wasserspiegel dem Atmosphärendruck. Dieser Zustand kann erreicht werden, indem man das an beiden Enden offene Tilgerrohr befüllt, anschließend auf einer Seite einen Überdruck erzeugt um die ausgelenkte Wasserspiegellage herzustellen und zuletzt beide Rohrenden luftdicht verschließt. Der benötigte Überdruck ergibt sich zu  $\Delta p = \rho \cdot g \cdot \Delta z_0$ .

Die Eigenfrequenz eines solchen Tilgers berechnet sich wie folgt [7]:

$$f_T = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{2g \sin(\alpha)}{2H} \cdot \left\{ 1 + \frac{\gamma}{2\rho g} \left[ \frac{p_0 + \rho g \Delta z_0}{H_L \sin(\alpha) + \frac{\Delta z_0}{2}} + \frac{p_0}{H_L \sin(\alpha) - \frac{\Delta z_0}{2}} \right] \right\}} \quad (9.1)$$

mit Atmosphärendruck  $p_0 = 101325$  Pa

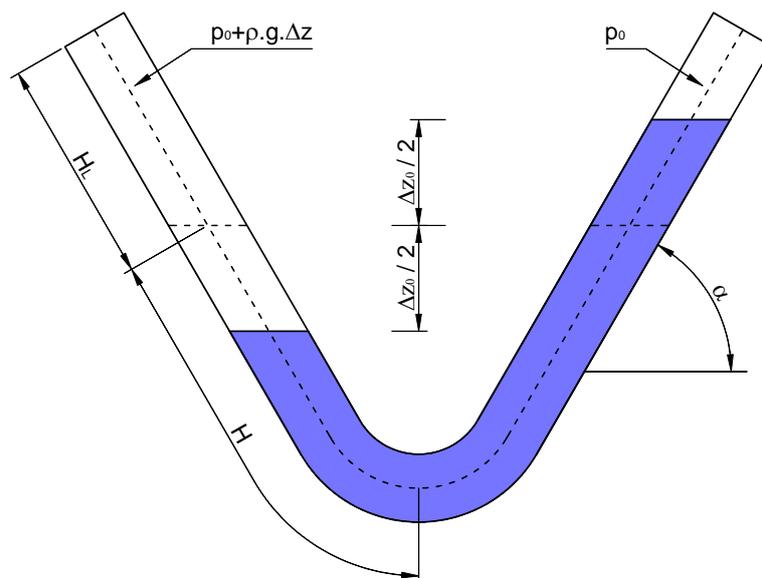


Abb. 9.1 geometrische Parameter des Flüssigkeitsschwingungstilgers [7]

In Formel (9.1) werden bestimmte Faktoren, die vermutlich die Frequenz des Tilgers in gewissem Maße beeinflussen, nicht berücksichtigt. Das sind beispielsweise die Krümmung und der Durchmesser des Tilgerrohrs oder die Wandrauigkeit. Um die Ergebnisse der Studie nicht

zu beeinflussen, wurde der Einfluss dieser Faktoren konstant gehalten, indem alle Versuchen mit der gleichen Rohrgeometrie durchgeführt wurden und auch die Flüssigkeitseigenschaften nicht verändert wurden. Die Änderung der Tilgerfrequenz konnte daher (bei konstantem Atmosphärendruck  $p_0$ ) nur über die Variation des Verhältnisses  $H/H_L$  gesteuert werden.

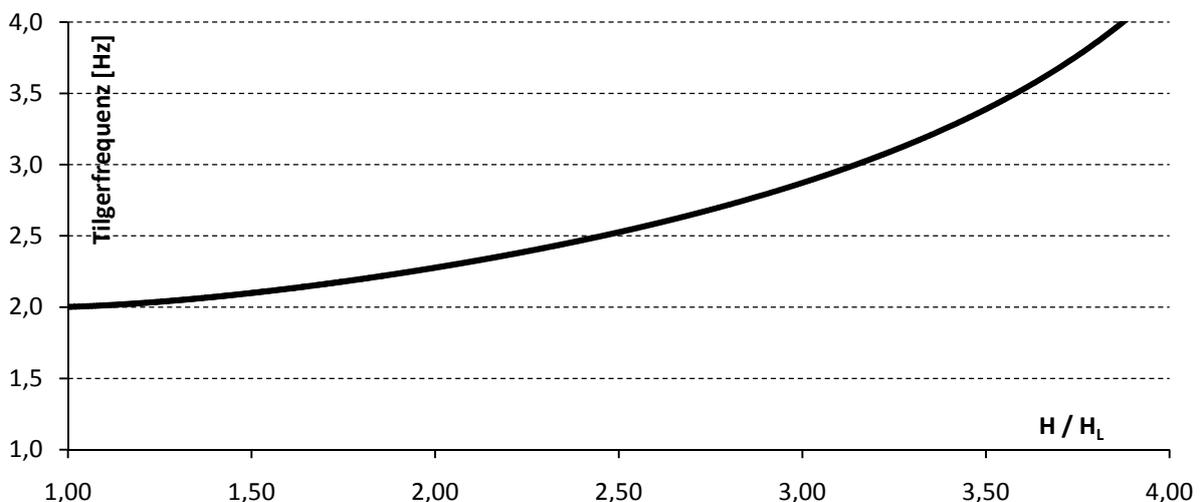
Da zu erwarten war, dass bei einer Eigenfrequenz der Hauptstruktur von 2,45 Hz ein Schwingungstilger mit  $f_T \approx 2,40$  Hz die beste Dämpfungswirkung erzielen würde (vgl. Gl. (2.9)), wurde die Geometrie des Tilgerrohrs so gewählt, dass durch die Variation von  $H/H_L$  ein Frequenzspektrum von ca. 2 bis 3 Hz abgedeckt werden konnte.

**konstante Tilgerparameter für die Frequenzstudie (Varianten 1 bis 6):**

Dynamische Tilgermasse	$m_T$	10 kg	( $m_T/m_H = 2\%$ )
Rohrdurchmesser	$d_{Rohr}$	0,12 m	
Wasserspiegeldifferenz	$\Delta z$	0,442 m	
Schenkelneigung	$\alpha$	60 °	
Gasdruck links	$p_1$	109996 Pa	
Gasdruck rechts	$p_2$	101325 Pa	
halbe Rohrlänge	$(H + H_L)$	1,5 m	
Flüssigkeitsdichte	$\rho$	2000 kg/m <sup>3</sup>	
Dynamische Viskosität	$\eta$	0,0008899 kg/m.s	
Oberflächenspannungskoeff.	$\sigma$	0,073 N/m	
Adiabatenkoeffizient	$\gamma$	1,402 [-]	
Erdbeschleunigung	$g$	9,80665 m/s <sup>2</sup>	
Referenzdruck	$p_0$	101325 Pa	

Die dynamische Viskosität und der Oberflächenspannungskoeffizient entsprechen den physikalischen Eigenschaften von Wasser.

Abb. 9.2 zeigt die realisierbaren Tilgerfrequenzen bei den gewählten Parametern und einem Verhältnis  $H/H_L$  zwischen 1 und 4.



**Abb. 9.2** Tilgerfrequenz in Abhängigkeit von  $H/H_L$

Bei einem Massenverhältnis zwischen Tilger und Hauptstruktur von 2 % und der Eigenfrequenz des Balkens von 2,45 Hz liegt die optimale Tilgerfrequenz nach Den Hartog bei 2,40 Hz.

Da davon auszugehen war, dass die mit Gleichung (9.1) berechnete Frequenz nur eine Näherung an die tatsächliche Eigenfrequenz des Tilger darstellt, wurde in der ersten Simulationsreihe eine relativ grob abgestufte Variantenstudie mit den errechneten Tilgerfrequenzen 2,0 Hz, 2,4 Hz und 2,8 Hz durchgeführt.

In der nachfolgenden Tabelle sind die wesentlichen Kenngrößen der Tilgervarianten 1 – 3 gegenübergestellt.

**variable Tilgerparameter für die Varianten 1, 2 und 3:**

Var.	Frequenz $f_T$ [Hz]	Luftfeder $H_L$ [m]	Halbe Stromfadenlänge $H$ [m]	Flüssigkeitsgewicht $m_F$ [kg]
1	2,00	0,756	0,744	33,671
2	2,40	0,459	1,041	47,094
3	2,80	0,384	1,116	50,507

Die dynamische Flüssigkeitsmasse beträgt bei allen drei Varianten 10 kg. Man kann erkennen, dass das Verhältnis von dynamischer Masse zu Gesamtmasse mit zunehmender Tilgerfrequenz kleiner wird. Durch Einfüllen einer größeren Flüssigkeitsmenge in das Tilgerrohr wird also bei gleicher Auslenkung  $\Delta z$  die Eigenfrequenz des Tilgers erhöht.

Da das variable Flüssigkeitsgewicht der Frequenzvarianten zu unterschiedlichen Gesamtmassen führt, unterscheiden sich die Balkenhöhen bei jeder einzelnen Simulation in geringem Rahmen um eine Eigenfrequenz der Gesamtstruktur von 2,45 Hz und damit eine exakte Resonanzanregung zu gewährleisten (siehe Kapitel 7.1 Abschnitt „Eigenfrequenz des Gesamtsystems“).

Für die Frequenzstudie der Varianten 1 - 3 ergeben sich die Balkenhöhen zu:

$$h_1 = 0,03423 \text{ m}$$

$$h_2 = 0,03452 \text{ m}$$

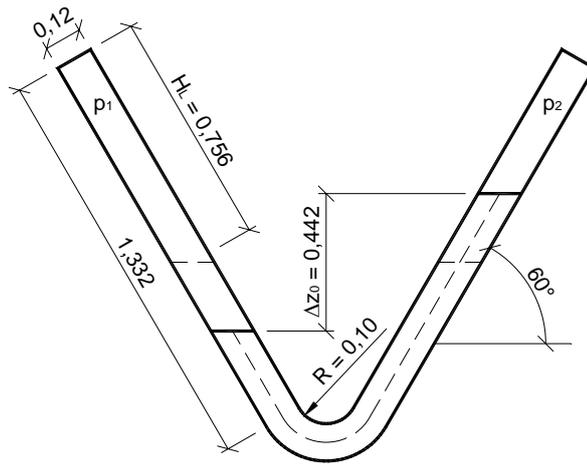
$$h_3 = 0,03459 \text{ m}$$

In Abb. 9.3 sind die Tilger mit den Befüllungszuständen der Varianten 1 bis 3 ersichtlich.

**Variante 1**

**$f_T = 2,00 \text{ Hz}$**

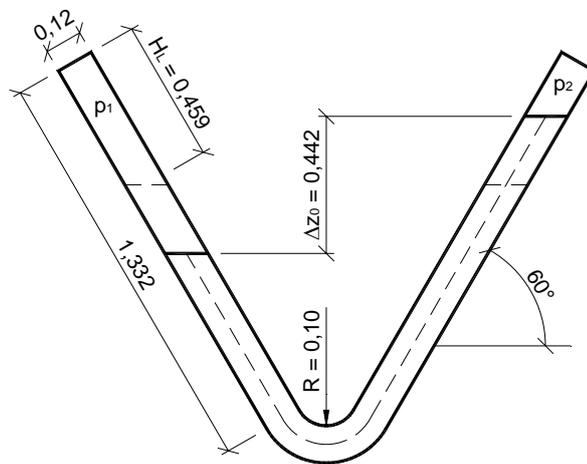
$H = 0,744 \text{ m}$   
 $H_L = 0,756 \text{ m}$   
 $p_1 = 109996 \text{ Pa}$   
 $p_2 = 101325 \text{ Pa}$



**Variante 2**

**$f_T = 2,40 \text{ Hz}$**

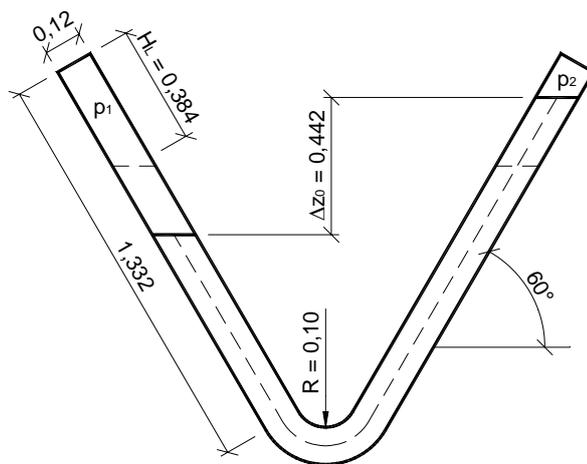
$H = 1,041 \text{ m}$   
 $H_L = 0,459 \text{ m}$   
 $p_1 = 109996 \text{ Pa}$   
 $p_2 = 101325 \text{ Pa}$



**Variante 3**

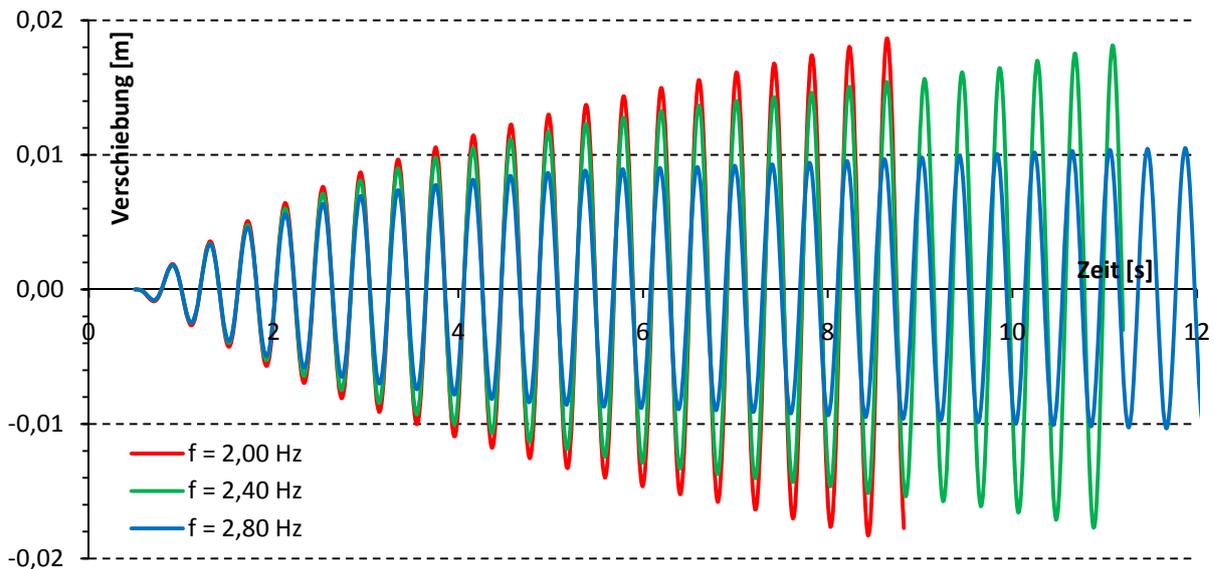
**$f_T = 2,80 \text{ Hz}$**

$H = 1,116 \text{ m}$   
 $H_L = 0,384 \text{ m}$   
 $p_1 = 109996 \text{ Pa}$   
 $p_2 = 101325 \text{ Pa}$



**Abb. 9.3** Tilgergeometrien und Füllstände der Varianten 1 bis 3; Rohrlänge 3m, Durchmesser 0,12m

Das Ergebnis der Simulationen ist in Abb. 9.4 in Form der Bewegungsantwort der durch den Schwingungstilger gedämpften Gesamtstruktur dargestellt. Dabei wurde die vertikale Verschiebungskomponente des Balkenmittelpunkts in Metern als Funktion über die Zeit aufgezeichnet.



**Abb. 9.4** Vertikalverschiebung in Balkenmitte; Gegenüberstellung der Tilgerwirkung; Schwingungsverlauf der Varianten 1 – 3

Die stark unterschiedliche Dämpfungswirkung der drei untersuchten Tilgervarianten ist eindeutig erkennbar. Weiters fällt auf, dass wider Erwarten das System mit der Eigenfrequenz des Tilgers von  $f_T = 2,80$  Hz die bei weitem geringste Schwingungsamplitude aufweist. Daraus lässt sich schließen, dass der Tilger Nummer 3 mit der berechneten Eigenfrequenz  $f_T = 2,80$  Hz von den drei untersuchten Tilgern tatsächlich am nächsten an der (nach Den Hartog) optimalen Tilgereigenfrequenz von ca. 2,40 Hz liegt. Bei der Simulation tritt in diesem Fall demnach eine Abweichung von der berechneten Tilgerfrequenz (nach Formel (9.1)) von ca. 0,5 Hz auf.

Ausgehend von den Ergebnissen dieser ersten Näherung wurde nun eine weitere Frequenzstudie mit feinerer Abstufung durchgeführt um die optimale Tilgerfrequenz besser einzugrenzen. Es wurden drei weitere Varianten mit den rechnerischen Tilgerfrequenzen  $f_T = 2,70$  Hz,  $f_T = 2,90$  Hz und  $f_T = 3,00$  Hz simuliert.

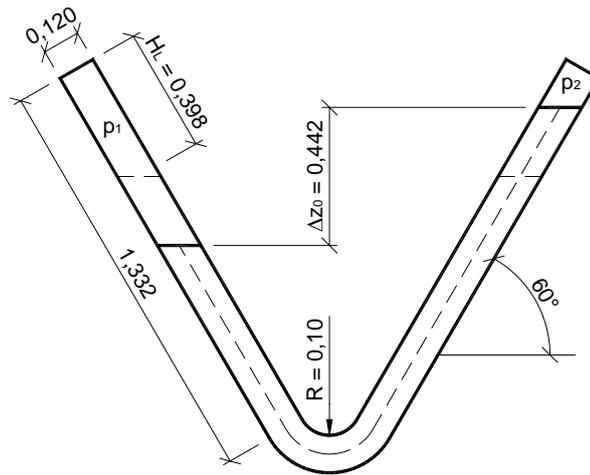
**variable Tilgerparameter für die Varianten 4, 5 und 6:**

Var.	Frequenz $f_T$ [Hz]	Luftfeder $H_L$ [m]	Halbe Stromfadenlänge $H$ [m]	Flüssigkeitsgewicht $m_F$ [kg]
4	2,70	0,398	1,102	49,876
5	2,90	0,372	1,128	51,036
6	3,00	0,362	1,138	51,491

**Variante 4**

**$f_T = 2,70 \text{ Hz}$**

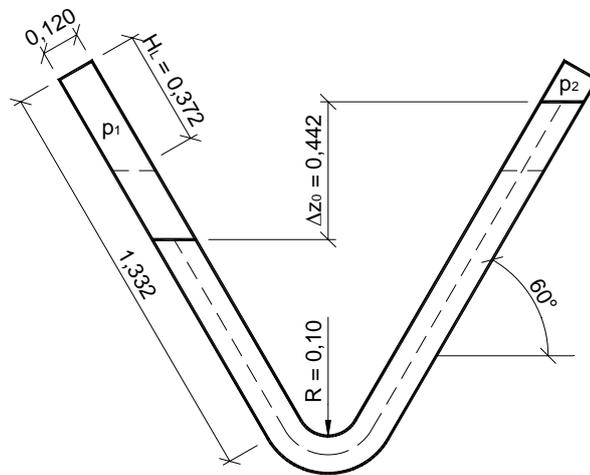
$H = 1,102 \text{ m}$   
 $H_L = 0,398 \text{ m}$   
 $p_1 = 109996 \text{ Pa}$   
 $p_2 = 101325 \text{ Pa}$



**Variante 5**

**$f_T = 2,90 \text{ Hz}$**

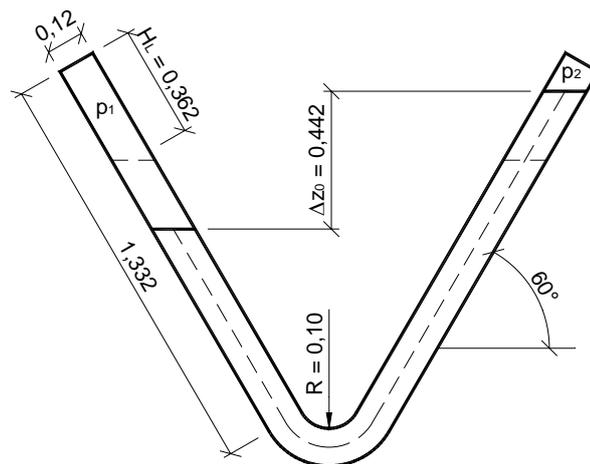
$H = 1,128 \text{ m}$   
 $H_L = 0,372 \text{ m}$   
 $p_1 = 109996 \text{ Pa}$   
 $p_2 = 101325 \text{ Pa}$



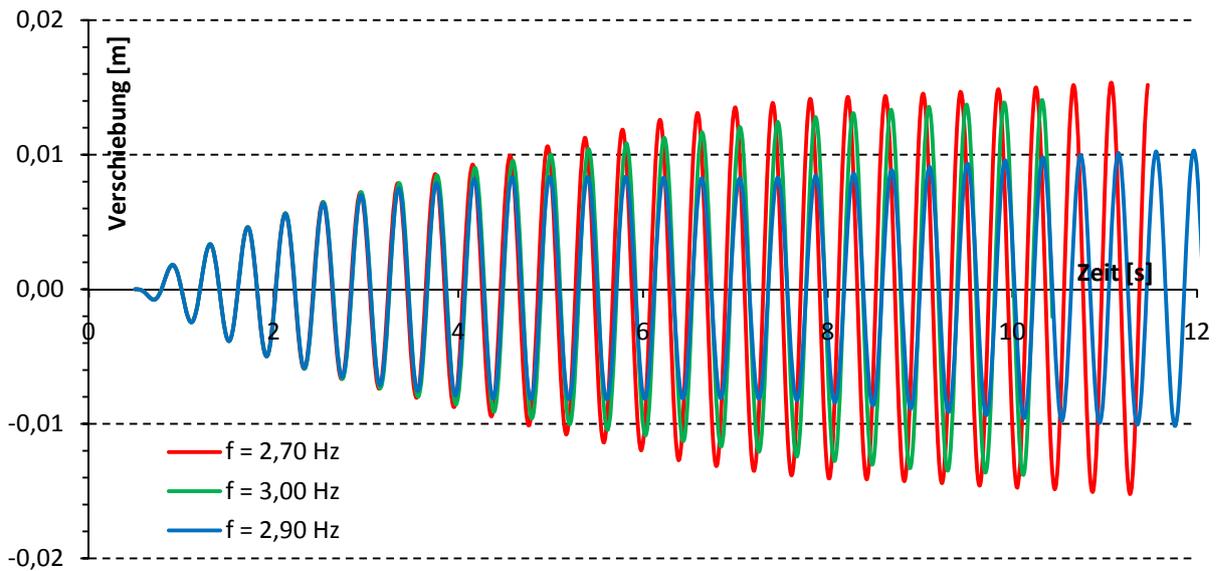
**Variante 6**

**$f_T = 3,00 \text{ Hz}$**

$H = 1,138 \text{ m}$   
 $H_L = 0,362 \text{ m}$   
 $p_1 = 109996 \text{ Pa}$   
 $p_2 = 101325 \text{ Pa}$



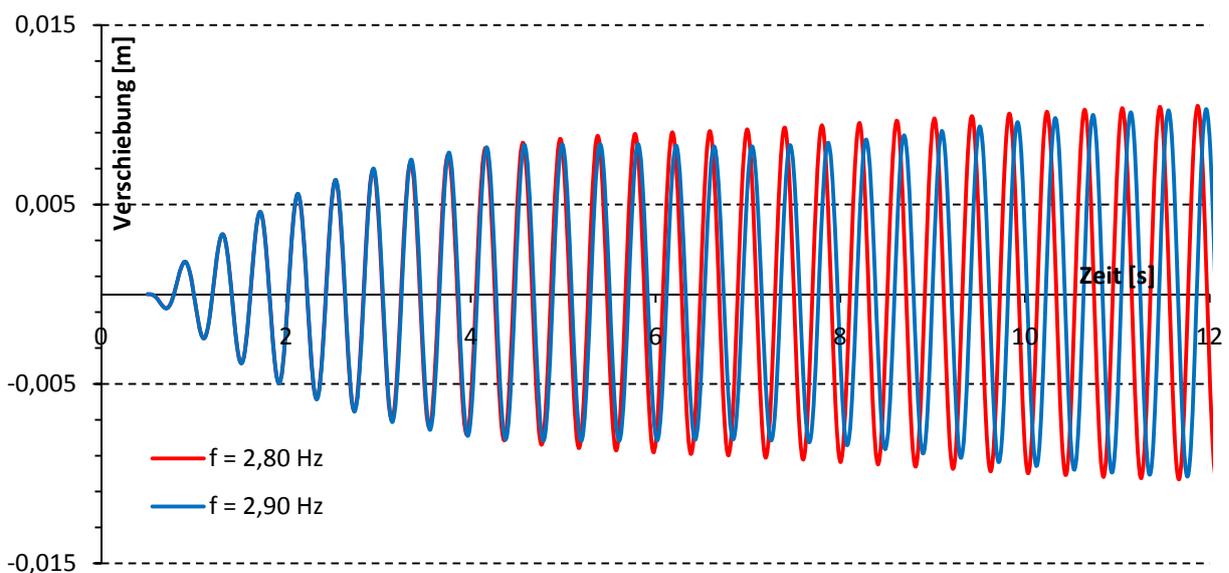
**Abb. 9.5** Tilgergeometrien und Füllstände der Varianten 4 bis 6; Rohrlänge 3m, Durchmesser 0,12m



**Abb. 9.6** Vertikalverschiebung in Balkenmitte; Gegenüberstellung der Tilgerwirkung; Schwingungsverlauf der Varianten 4 – 6

Durch die zweite Simulationsreihe konnte die optimale Tilgereigenfrequenz bis auf 0,1 Hz eingegrenzt werden. Die Varianten mit  $f_T = 2,70$  Hz und  $f_T = 3,00$  Hz liefern deutlich schlechtere Ergebnisse als die Varianten 3 und 4 mit  $f_T = 2,80$  Hz und  $f_T = 2,90$  Hz.

Die Schwingungsantworten der Systeme mit den beiden am besten dämpfenden Tilgervarianten sind in Abb. 9.7 noch einmal gegenübergestellt.

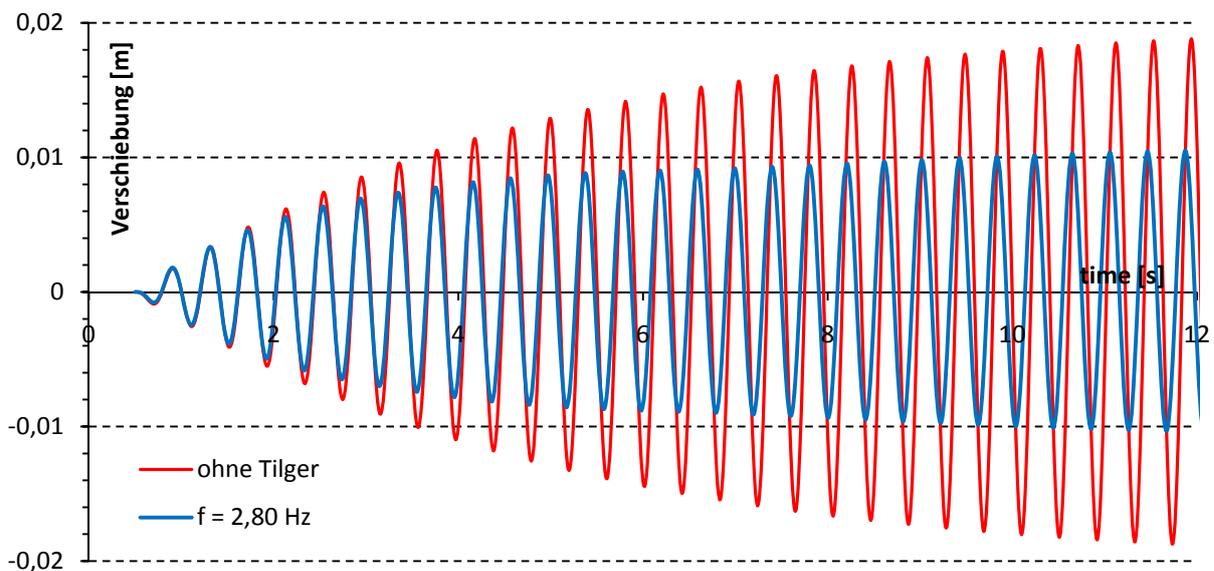


**Abb. 9.7** Vertikalverschiebung in Balkenmitte; Gegenüberstellung der Tilgerwirkung;  $f_T = 2,8$  Hz /  $f_T = 2,9$  Hz

Bei der gewählten Rohrgeometrie ( $L_{Rohr} = 3,0$  m,  $d = 0,12$  m) lieferte der rechnerisch auf 2,80 Hz abgestimmte Schwingungstilger das beste Ergebnis. Mit ihm konnte die maximale Schwingungsamplitude des Gesamtsystems auf ungefähr 50 % reduziert werden.

System ohne Tilger:  $u_{max} = 0,022$  m  
 $R_d = 33$  (dynamischer Vergrößerungsfaktor)

System mit  $f_T = 2,80$  Hz:  $u_{max} \approx 0,010$  m  
 $R_d = 16$  (dynamischer Vergrößerungsfaktor)



**Abb. 9.8** Vertikalverschiebung in Balkenmitte; Gegenüberstellung optimaler Tilger / ohne Tilger;  $m_H = 1$  t,  $\omega_n = 15,4$ ,  $\zeta_H = 0,015$ ,  $p = 80$  N

Laut der analytischen Lösung des Zweimassenschwingers müsste sich bei perfekter Abstimmung der Frequenz und viskosen Dämpfung des Tilgers bei einem Massenverhältnis von 2 % ein dynamischer Vergrößerungsfaktor von  $R_d = 8$  erreichen lassen. Für den Unterschied zwischen simulierter und analytischer Lösung könnten mehrere Gründe ausschlaggebend sein:

- Die Dämpfung  $\zeta_T$  des Tilgers wurde im Zuge dieser Arbeit nicht ermittelt und daher auch nicht optimiert
- Ein Vergleich zwischen dem idealisierten Zweimassenschwinger und dem untersuchten System eines Flüssigkeitsschwingungstilgers kann nicht 1 : 1 erfolgen [7].
- Bei der Genauigkeit der numerischen Simulationen mit der hier gewählten Netzauflösung und zeitlichen Auflösung kann nicht davon ausgegangen werden, dass die Ergebnisse der Simulationen mit in der Realität erzielbaren Werten genau übereinstimmen. Es werden nur qualitative Erkenntnisse bezüglich des Einflusses bestimmter Parameter gewonnen.

Die Frequenzstudie hat gezeigt, dass die Abstimmung zwischen Struktur- und Tilgerfrequenz genau erfolgen muss, um eine gute Dämpfungswirkung zu erzielen. Bei Abweichungen von mehr als 0,1 Hz von der optimalen Tilgerfrequenz ist die Dämpfungswirkung des Tilgers bereits wesentlich schlechter. Für die weiteren Studien wurde von der Frequenzabstimmung  $f_T = 2,80$  Hz ausgegangen.

## 9.2 Einfluss der Rohrkrümmung

Bei der Berechnung der Eigenfrequenz des Flüssigkeitsschwingungstilgers nach Formel (9.1) wird ein eventueller Einfluss der Krümmung im Tilgerrohr nicht berücksichtigt. Im Zuge dieser Studie wurde untersucht, ob durch eine Veränderung der Ausrundung (Krümmungsradius) zwischen den beiden Schenkeln des Tilgers bei ansonsten unverändertem Tilgersetup Unterschiede bei der Dämpfungswirkung auftreten.

Bei dieser Simulationsreihe wurde das im Zuge der Frequenzstudie ermittelte optimale Tilgersetup für alle untersuchten Varianten herangezogen.

### konstante Tilgerparameter für die Varianten 7, 8 und 9:

Dynamische Tilgermasse	$m_T$	10 kg	( $m_T / m_H = 2 \%$ )
Tilgerfrequenz	$f_T$	2,80 Hz	
Rohrdurchmesser	$d_{Rohr}$	0,12 m	
Schenkelneigung	$\alpha$	60 °	
Wasserspiegeldifferenz	$\Delta z$	0,442 m	
Flüssigkeitsgewicht	$m_F$	50,507 kg	
Luftfeder (unausgelenkt)	$H_L$	0,384 m	
Halbe Stromfadenlänge	$H$	1,116 m	
Gasdruck links	$p_1$	109996 Pa	
Gasdruck rechts	$p_2$	101325 Pa	
halbe Rohrlänge	$(H + H_L)$	1,5 m	
Flüssigkeitsdichte	$\rho$	2000 kg/m <sup>3</sup>	
Dynamische Viskosität	$\eta$	0,0008899 kg/m.s	
Oberflächenspannungskoeff.	$\sigma$	0,073 N/m	
Adiabatenkoeffizient	$\gamma$	1,402 [-]	
Erdbeschleunigung	$g$	9,80665 m/s <sup>2</sup>	
Referenzdruck	$p_0$	101325 Pa	

### variable Tilgerparameter für die Varianten 7, 8 und 9:

Var.	Ausrundung $R_i$ [m]
7	0,02
8	0,10
9	0,20

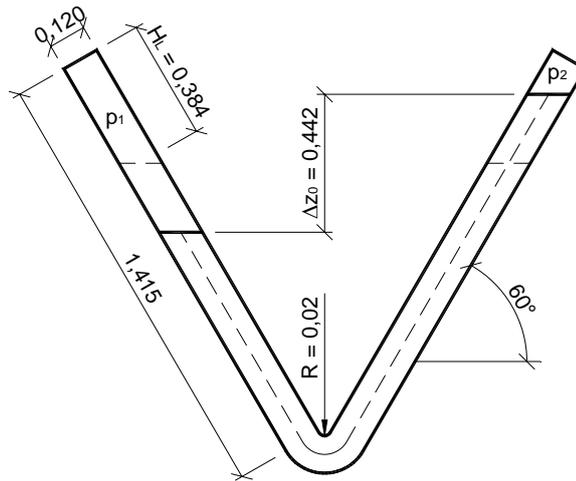
Der bei Variante 7 gewählte Innenradius von 2 cm stellt den kleinstmöglichen Radius dar, der bei einer Wandstärke des Rohres von 2 cm und Modellierung des Tilgers im Strukturmodell mittels „sweep – Befehl“ realisiert werden konnte.

Das Flüssigkeitsgewicht im Tilger ist bei allen drei Varianten gleich groß. Daher ist in diesem Fall keine Anpassung der Strukturfrequenz  $\omega_n$  über eine Variation der Balkenhöhe notwendig.

**Variante 7**

**$f_T = 2,80 \text{ Hz}$**   
 **$R_i = 0,02 \text{ m}$**

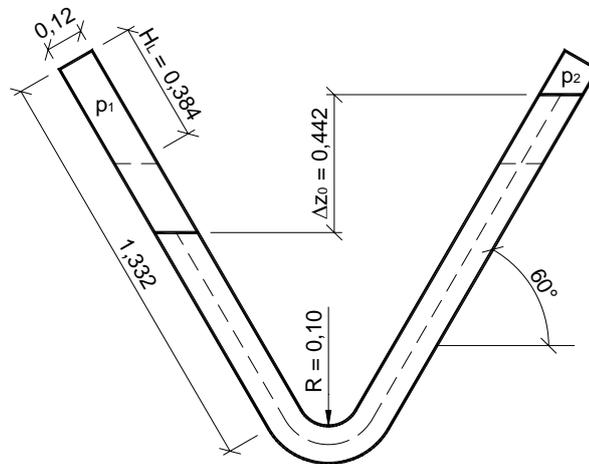
$H = 1,116 \text{ m}$   
 $H_L = 0,384 \text{ m}$   
 $p_1 = 109996 \text{ Pa}$   
 $p_2 = 101325 \text{ Pa}$



**Variante 8**

**$f_T = 2,80 \text{ Hz}$**   
 **$R_i = 0,10 \text{ m}$**

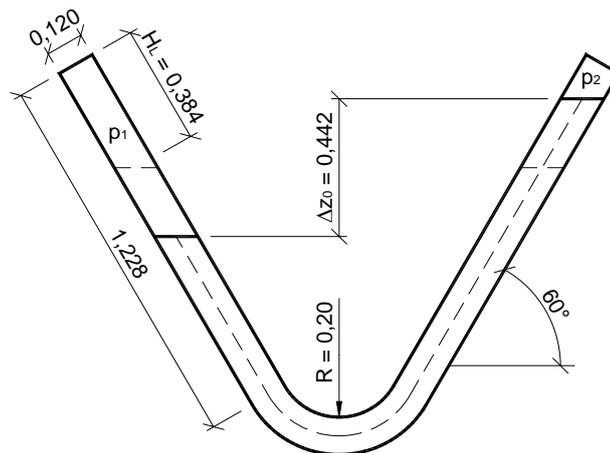
$H = 1,116 \text{ m}$   
 $H_L = 0,384 \text{ m}$   
 $p_1 = 109996 \text{ Pa}$   
 $p_2 = 101325 \text{ Pa}$



**Variante 9**

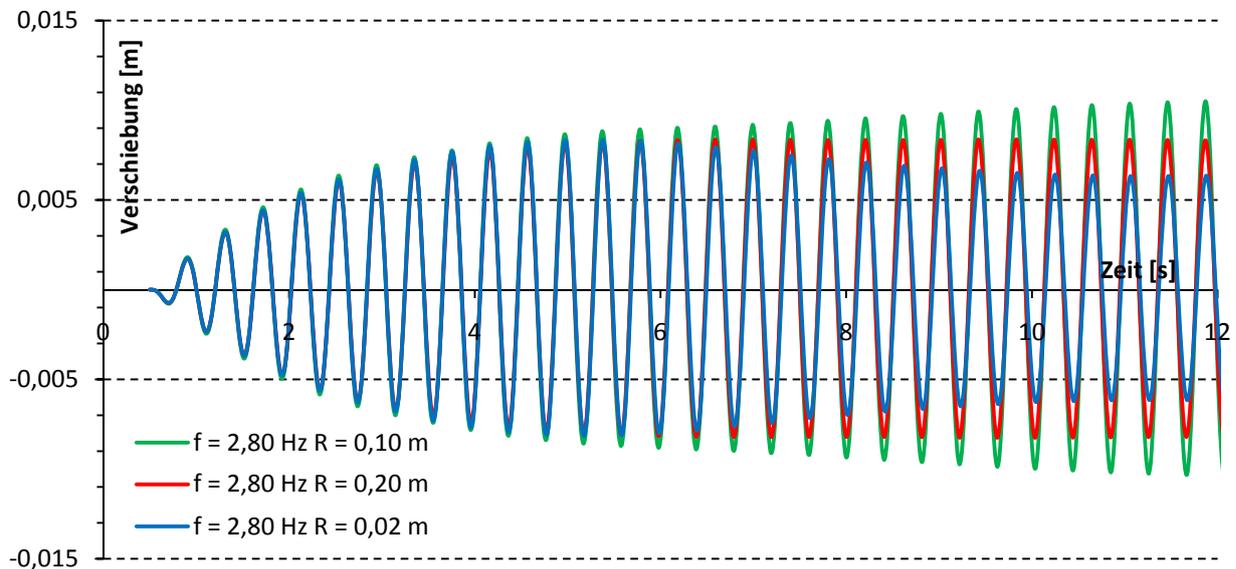
**$f_T = 2,80 \text{ Hz}$**   
 **$R_i = 0,30 \text{ m}$**

$H = 1,116 \text{ m}$   
 $H_L = 0,384 \text{ m}$   
 $p_1 = 109996 \text{ Pa}$   
 $p_2 = 101325 \text{ Pa}$



**Abb. 9.9** Variation der Ausrundungsradien zwischen den Tilgerschenkeln

Die Ergebnisse der Ausrundungsstudie sind in Abb. 9.10 dargestellt.



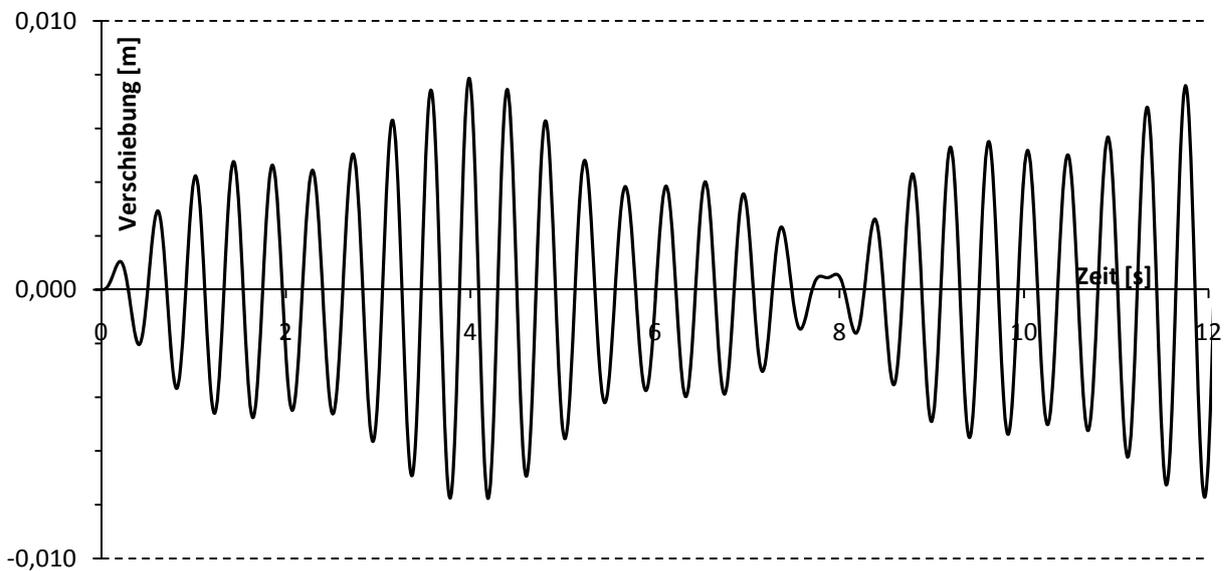
**Abb. 9.10** Vertikalverschiebung in Balkenmitte; Gegenüberstellung der Tilgerwirkung; Einfluss der Rohrkrümmung

Es zeigt sich, dass die Varianten 7 bis 9 innerhalb der ersten 5 Sekunden der Simulation eine annähernd gleiche Dämpfungswirkung erzielen. Danach treten unterschiedliche transiente Erscheinungen im Schwingungsbild auf, die bei der geringen Dämpfung der Hauptstruktur vermutlich erst zu einem späteren Zeitpunkt abklingen (eine numerische Bestätigung dieser Annahme war im Zuge dieser Arbeit aufgrund der sehr langen Rechendauer einer Simulation nicht möglich). Die dabei auftretenden Unterschiede zwischen den Varianten dürften im Zusammenhang mit den verschiedenen Krümmungsradien und eventuell daraus resultierenden geringen Unterschieden der Tilgerfrequenzen stehen. Diese Theorie basiert auf der Auswertung der analytischen Lösung des ungedämpften Zweimassenschwingers ( $\zeta_T = \zeta_H = 0$ ). Abb. 9.11 und Abb. 9.12 zeigen die Ergebnisse der Berechnung des als ungedämpften Zweimassenschwinger idealisierten Systems bei einer leicht von der Strukturfrequenz abweichenden Tilgerfrequenz. Dabei sind ähnliche Aufweitung- und Einschnürungserscheinungen wie bei der Auswertung der numerischen Simulation zu erkennen.

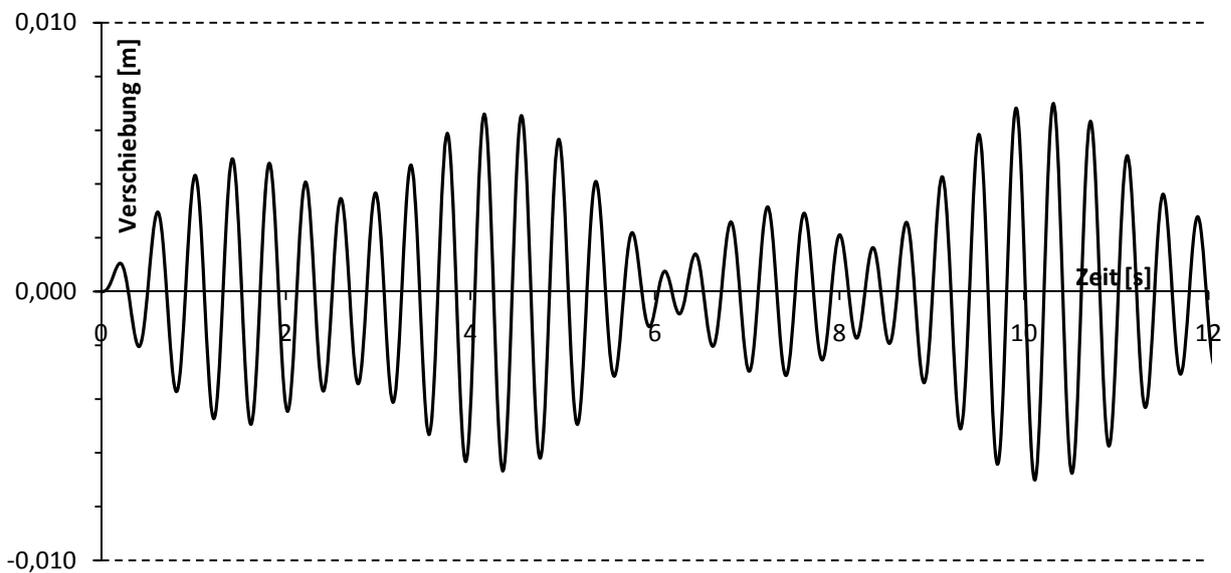
Im eingeschwungenen Zustand (nach Abklingen der transienten Effekte) sollten daher die maximalen Schwingungsamplituden der drei Varianten annähernd gleich groß sein.

Das Ergebnis dieser Studie lässt keine eindeutigen Schlussfolgerungen bezüglich des Einflusses der Ausrundungen zu. Es ist wahrscheinlich, dass die unterschiedlichen Rohrkrümmungen die Eigenfrequenzen der Tilger leicht beeinflussen. In diesem Fall müssten die Amplituden im eingeschwungenen Zustand nach einer separaten Frequenzabstimmung für jede einzelne Variante gleich sein. Zur Überprüfung dieser These wären mehrere Simulationen mit wesentlich

längeren Simulationszeiträumen notwendig. Diese werden im Rahmen dieser Arbeit nicht durchgeführt.



**Abb. 9.11** analytische Lösung der Bewegungsantwort des Balkens bei  $\omega_H = 2,45$  Hz und  $\omega_T = 2,55$  Hz,  $\zeta_T = \zeta_H = 0$



**Abb. 9.12** analytische Lösung der Bewegungsantwort des Balkens bei  $\omega_H = 2,45$  Hz und  $\omega_T = 2,38$  Hz,  $\zeta_T = \zeta_H = 0$

### 9.3 Einfluss der Schenkelneigung

Im Rahmen dieser Studie sollte nachgewiesen werden, dass die dämpfungswirksame dynamische Masse  $m_T$  vom Rohrquerschnitt, der Flüssigkeitsdichte und der vertikalen Spiegeldifferenz  $\Delta z_0$  abhängig ist. Das bedeutet, dass bei gleich großen ausgelenkten Fluidvolumina die dynamische Masse von der Schenkelneigung  $\alpha$  abhängig ist. Die schraffierten Flächen in Abb. 9.13 stellen diese Volumina dar. Man erkennt, dass sie in allen drei Fällen gleich groß sind.

Da bei gleicher Rohrlänge und gleichem  $H/H_L$  bei allen Varianten der Faktor  $\Delta z_0 \cdot \sin(\alpha) = 0,51 \text{ m}$  konstant ist, bleibt auch die errechnete Tilgerfrequenz mit 2,80 Hz konstant. Die Varianten 10 bis 12 sind also auf die in der Frequenzstudie in Kapitel 9.1 ermittelte optimale Frequenz abgestimmt.

#### konstante Tilgerparameter für die Varianten 10, 11 und 12:

Tilgerfrequenz	$f_T$	2,80 Hz
Rohrdurchmesser	$d_{Rohr}$	0,12 m
Flüssigkeitsgewicht	$m_F$	50,507 kg
Luftfeder (unausgelenkt)	$H_L$	0,384 m
Halbe Stromfadenlänge	$H$	1,116 m
halbe Rohrlänge	$(H + H_L)$	1,5 m
Flüssigkeitsdichte	$\rho$	2000 kg/m <sup>3</sup>
Dynamische Viskosität	$\eta$	0,0008899 kg/m.s
Oberflächenspannungskoeff.	$\sigma$	0,073 N/m
Adiabatenkoeffizient	$\gamma$	1,402 [-]
Erdbeschleunigung	$g$	9,80665 m/s <sup>2</sup>
Referenzdruck	$p_0$	101325 Pa

#### variable Tilgerparameter für die Varianten 10, 11 und 12:

Var.	Neigung [ ° ]	$\Delta z$ [m]	dyn. Masse $m_T$ [kg]	Gasdruck links $p_1$ [Pa]	Gasdruck rechts $p_2$ [Pa]
10	40°	0,328	7,42	107761	101325
11	60°	0,442	10,00	109996	101325
12	90°	0,510	11,55	111337	101325

Abgesehen von der Frequenzabstimmung ist die Dämpfungswirkung eines Schwingungstilgers hauptsächlich vom Massenverhältnis  $m_T/m_H$  abhängig. Da sich die dynamische Tilgermasse  $m_T$  mit zunehmendem Neigungswinkel  $\alpha$  vergrößert, ist mit einer Verbesserung der Tilgerwirkung von Variante 10 zu Variante 12 zu rechnen.

Die Massenverhältnisse ergeben sich zu:

Variante 10: 1,48 %

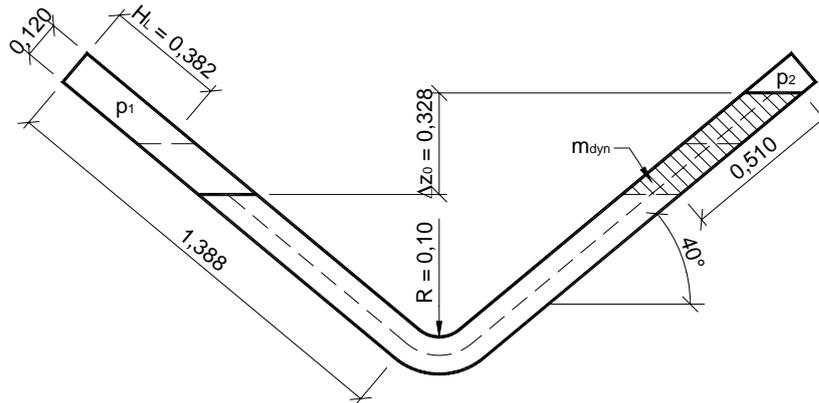
Variante 11: 2,00 %

Variante 12: 2,31 %

**Variante 10**

**$f_T = 2,80$  Hz  
40° Neigung**

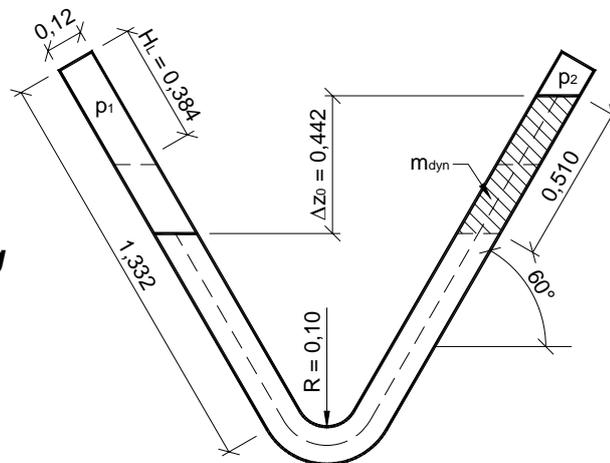
$H = 1,118$  m  
 $H_L = 0,382$  m  
 $p_1 = 107761$  Pa  
 $p_2 = 101325$  Pa



**Variante 11**

**$f_T = 2,80$  Hz  
60° Schenkelneigung**

$H = 1,116$  m  
 $H_L = 0,384$  m  
 $p_1 = 109996$  Pa  
 $p_2 = 101325$  Pa



**Variante 12**

**$f_T = 2,80$  Hz  
90° Schenkelneigung**

$H = 1,115$  m  
 $H_L = 0,385$  m  
 $p_1 = 111337$  Pa  
 $p_2 = 101325$  Pa

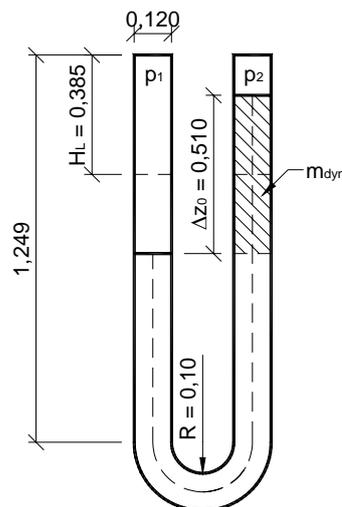
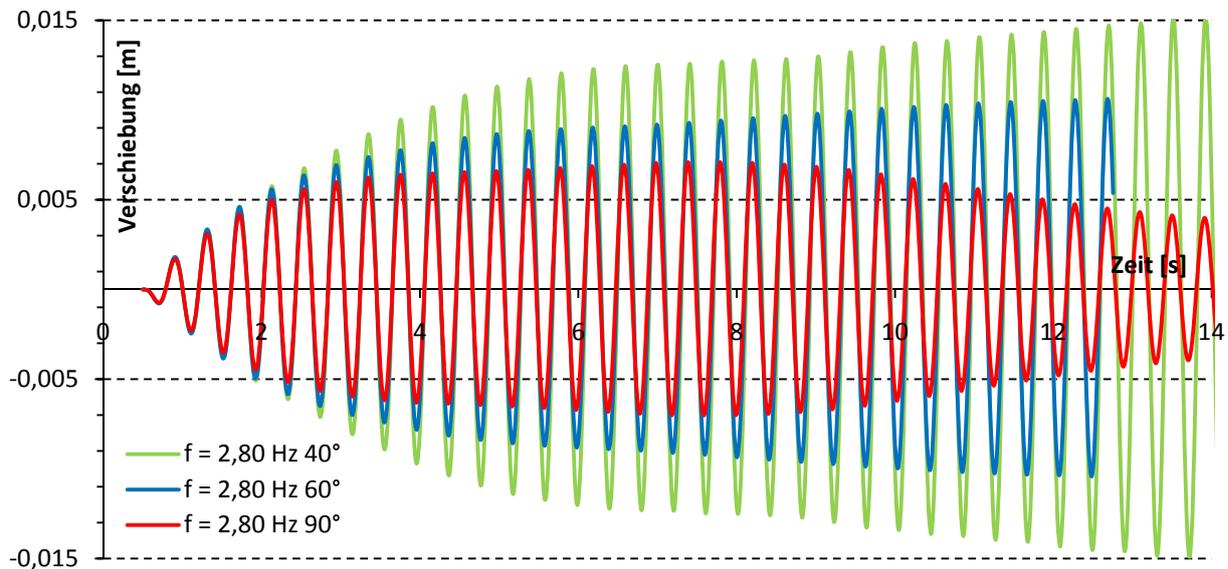


Abb. 9.13 Variation der Schenkelneigung, Rohrlänge 3m, Durchmesser 0,12m

Die Ergebnisse der Simulationen bestätigen, dass die dynamisch wirksame Masse  $m_T$  bei gleichem Flüssigkeitsvolumen mit steigendem Winkel  $\alpha$  zunimmt. Die Schwingungsantwort des Systems mit dem U – förmigen Tilger ( $\alpha = 90^\circ$ ) weist eindeutig die geringste Maximalamplitude auf.



**Abb. 9.14** Gegenüberstellung der Tilgerwirkung; Studie Schenkelneigung

Vergleicht man die Ergebnisse aus Abb. 9.14 mit Abb. 2.5 wird ersichtlich, dass die Unterschiede bei der Dämpfungswirkung zwischen den Varianten 10, 11 und 12 deutlich größer sind, als es allein aufgrund des unterschiedlichen Massenverhältnisses zu erwarten wäre.

Variante 10:  $R_d > 22$

Variante 11:  $R_d \approx 16$

Variante 12:  $R_d \approx 9,5$

Flüssigkeitsschwingungstilger mit steil geneigten Röhren dürften also im Allgemeinen bessere Dämpfungseigenschaften aufweisen als solche mit flach geneigten Röhren.

Dieses Phänomen ließe sich eventuell dadurch erklären, dass bei vertikalen Röhren die Flüssigkeitsoberfläche im Allgemeinen ruhiger bleibt, oder dass die Hauptströmungsrichtung der Flüssigkeit der Richtung der Gravitationskraft entspricht.

## 9.4 Einfluss des Rohrdurchmessers

Bei größeren Rohrdurchmessern ist mit höher turbulenten Strömungsbildern zu rechnen als bei kleinen Durchmessern. Daraus resultiert eine wesentlich unruhigere Flüssigkeitsoberfläche bei großen Rohrdurchmessern. Im Zuge dieser Studie sollte untersucht werden, ob sich dadurch ein Unterschied in der Dämpfungswirkung ergibt.

Um eventuelle Unterschiede bei der Tilgungswirkung rein auf die Variation des Durchmessers zurückführen zu können, wurde versucht, den Einfluss anderer Tilgerparameter (z. B.: Krümmungsradius, Länge der Luftfeder, Schenkelneigung,  $\Delta z_0$ , Tilgerfrequenz, usw.) soweit wie möglich zu eliminieren, indem sie bei allen drei Varianten unverändert gehalten wurden. In Abb. 9.15 sind die Varianten 13, 14 und 15 dargestellt, die sich nur in ihrem Rohrdurchmesser unterscheiden.

Durch die Vergrößerung des Durchmessers nimmt sowohl das statische Flüssigkeitsgewicht als auch die dynamische Masse  $m_T$  des Tilgers von Variante 13 bis 15 stark zu. Um den direkten Vergleich der Schwingungsverläufe der drei Systeme zu ermöglichen, wurden die Eigenschaften des Hauptträgers an den jeweiligen Schwingungstilger angepasst. Das Massenverhältnis  $m_T/m_H$  wurde durch Vergrößerung der Balkenmasse konstant gehalten. Da sich dadurch jedoch die Eigenfrequenz des Systems verändert, wurde dessen Steifigkeit über eine Vergrößerung der Querschnittsfläche den neuen Verhältnissen angepasst um die erste Eigenform mit  $\omega_n = 2,45$  Hz beizubehalten. Durch die Vergrößerung der Steifigkeit musste letztendlich noch die harmonische Erregerkraft dahingehend angepasst werden, dass die maximalen Amplituden der ungedämpften Schwingungsverläufe (ohne Tilger) bei allen drei Systemen dem gleichen Wert entsprachen.

### konstante Tilgerparameter für die Varianten 13, 14 und 15:

Tilgerfrequenz	$f_T$	2,80 Hz
Flüssigkeitsspiegeldifferenz	$\Delta z$	0,442 m
Luftfeder (unausgelenkt)	$H_L$	0,384 m
Halbe Stromfadenlänge	$H$	1,116 m
Gasdruck links	$p_1$	109996 Pa
Gasdruck rechts	$p_2$	101325 Pa
halbe Rohrlänge	$(H + H_L)$	1,5 m
Flüssigkeitsdichte	$\rho$	2000 kg/m <sup>3</sup>
Dynamische Viskosität	$\eta$	0,0008899 kg/m.s
Oberflächenspannungskoeff.	$\sigma$	0,073 N/m
Adiabatenkoeffizient	$\gamma$	1,402 [-]
Erdbeschleunigung	$g$	9,80665 m/s <sup>2</sup>
Referenzdruck	$p_0$	101325 Pa

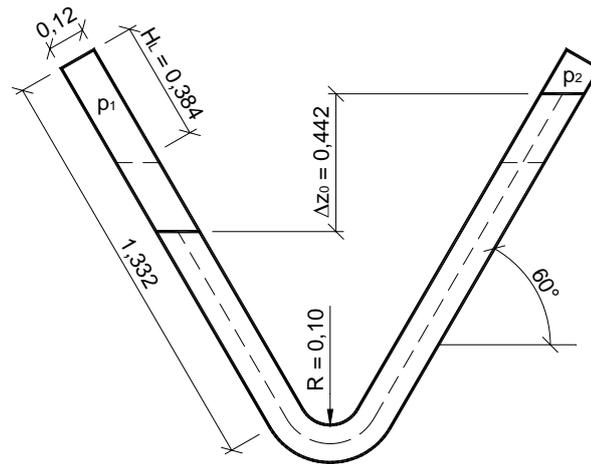
### variable Tilgerparameter für die Varianten 13, 14 und 15:

Var.	Ø Rohr [m]	Flüssigkeitsmasse [kg]	dyn. Masse $m_T$ [kg]	Strukturmasse $m_H$ [kg]	$I_{Balken}$ [m <sup>4</sup> ]	Erregerkraft $p_0$ [N]
13	0,12	50,51	10,00	500	3,02 e-7	80
14	0,20	140,30	27,77	1389	8,40 e-7	222
15	0,30	311,77	62,49	3125	1,89 e-6	500

**Variante 13**

**$f_T = 2,80 \text{ Hz}$**   
 **$D = 0,12 \text{ m}$**

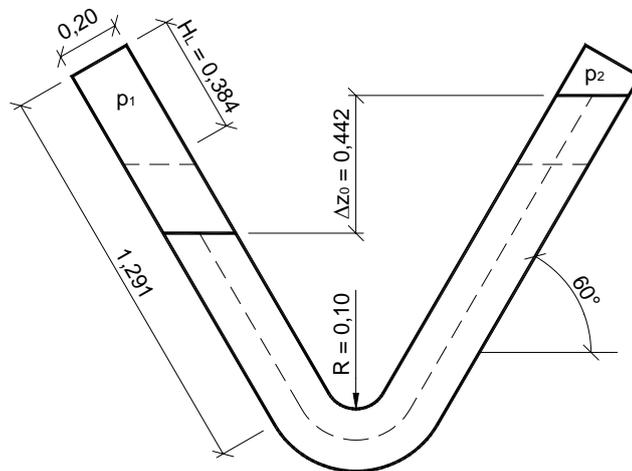
$H = 1,116 \text{ m}$   
 $H_L = 0,384 \text{ m}$   
 $p_1 = 109996 \text{ Pa}$   
 $p_2 = 101325 \text{ Pa}$



**Variante 14**

**$f_T = 2,80 \text{ Hz}$**   
 **$D = 0,20 \text{ m}$**

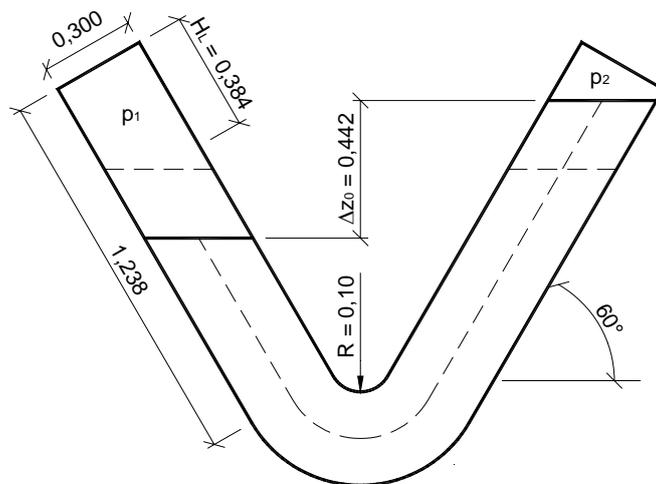
$H = 1,116 \text{ m}$   
 $H_L = 0,384 \text{ m}$   
 $p_1 = 109996 \text{ Pa}$   
 $p_2 = 101325 \text{ Pa}$



**Variante 15**

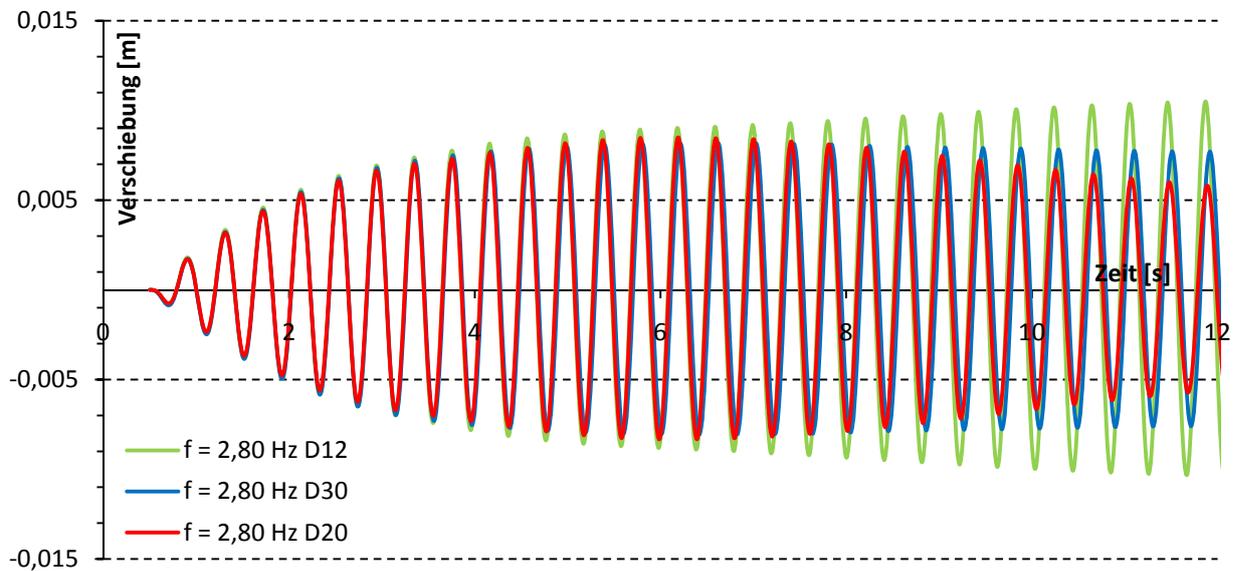
**$f_T = 2,80 \text{ Hz}$**   
 **$D = 0,30 \text{ m}$**

$H = 1,116 \text{ m}$   
 $H_L = 0,384 \text{ m}$   
 $p_1 = 109996 \text{ Pa}$   
 $p_2 = 101325 \text{ Pa}$



**Abb. 9.15** Geometrie der Durchmesserstudie; Varianten 13 bis 15; Rohrlänge 3 m

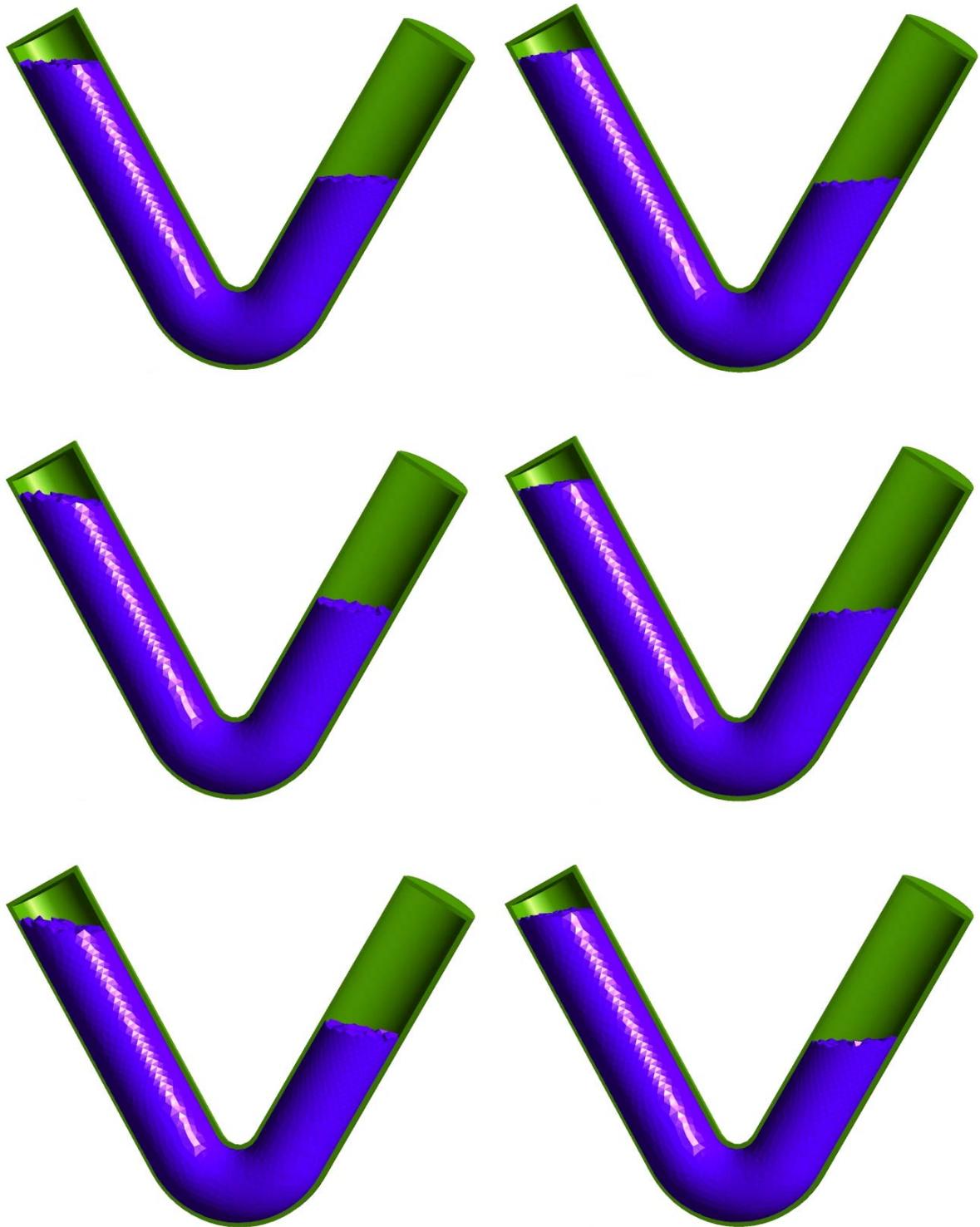
Abb. 9.16 zeigt die Ergebnisse der Simulationen der Durchmesserstudie.



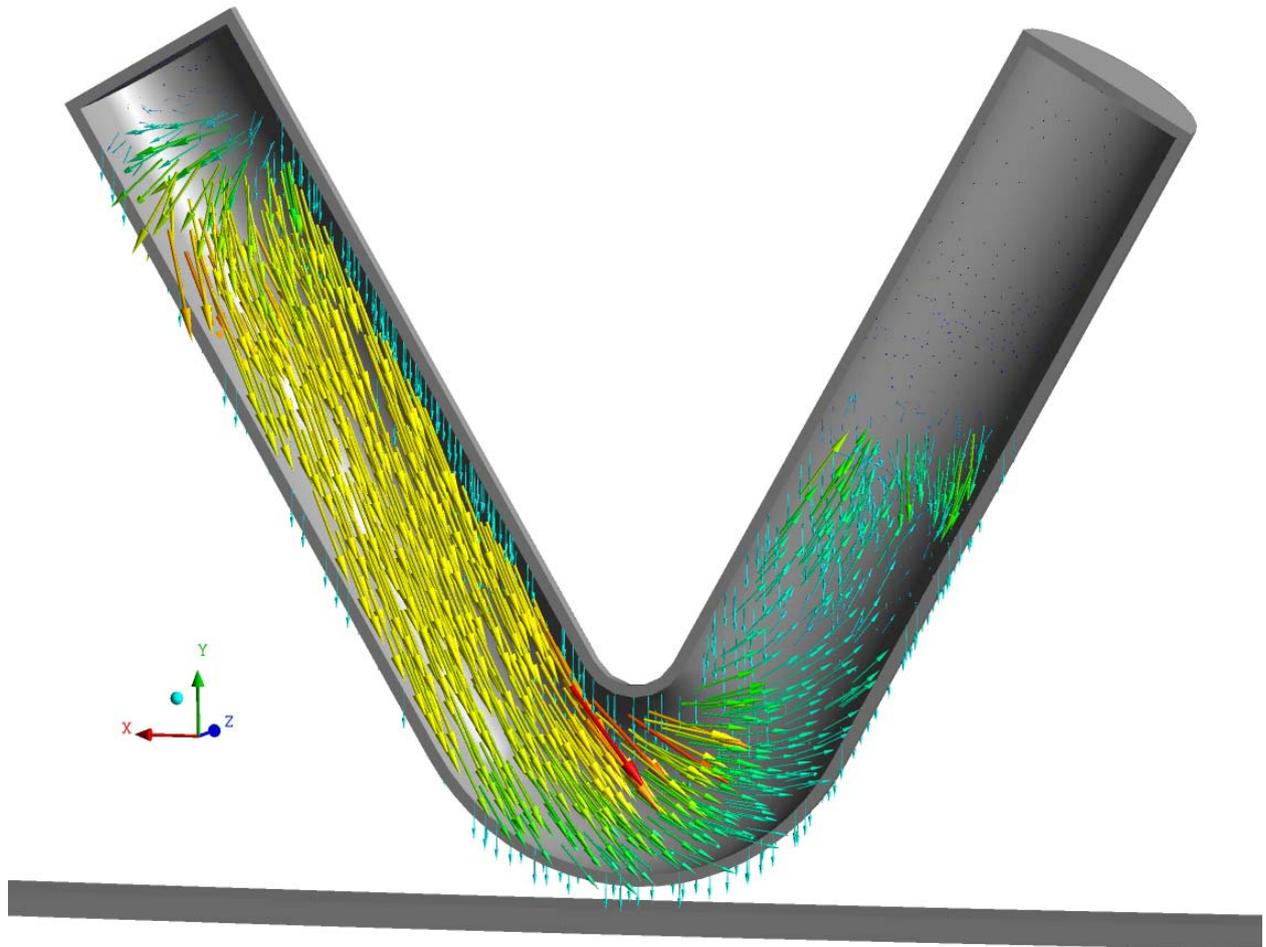
**Abb. 9.16** Vertikalverschiebung in Balkenmitte; Gegenüberstellung der Tilgerwirkung; Durchmesserstudie

Man erkennt, dass das Ergebnis dieser Studie der Auswertung der Ausrundungsstudie stark ähnelt. (Vgl. Abb. 9.10) Auch hier ist das Schwingungsbild innerhalb der ersten fünf Sekunden annähernd gleich. Danach treten unterschiedliche transiente Schwingungserscheinungen auf, die vermutlich aus geringen Abweichungen bei der Tilgerfrequenz resultieren. Ein gewisser Einfluss des Rohrdurchmessers auf die Frequenz scheint also gegeben, er dürfte jedoch relativ klein sein. Die Tilgungswirkung der drei Varianten müsste nach Erreichen eines stationären Schwingungszustandes bei allen drei Durchmessern annähernd gleich sein.

In Bezug auf das Ergebnis dieser Studie soll jedoch erwähnt sein, dass beim verwendeten numerischen Modell (v. A. aufgrund der relativ groben Auflösung bei der Vernetzung des Fluid – Körpers) das Verhalten der freien Flüssigkeitsoberfläche nur annähernd realitätsgetreu erfasst werden konnte. Im Vergleich mit den Modellversuchen an der Versuchsbrücke verhält sich die Flüssigkeitsoberfläche bei der numerischen Simulation wesentlich ruhiger. Zur Veranschaulichung der Wasserbewegung sind nachfolgend einige Screenshots aus dem CFX – postprocessor dargestellt, die das Verhalten der Flüssigkeit bei Variante 15 zu unterschiedlichen Zeitpunkten darstellen.



**Abb. 9.17** Darstellung des Flüssigkeitsstandes (water volume fraction) bei Variante 15 zu verschiedenen Zeitpunkten



**Abb. 9.18** exemplarische Darstellung des Strömungsbilds durch einen water velocity vector plot, Variante D30

Abb. 9.18 zeigt eine vektorielle Darstellung des Geschwindigkeitsfelds der Tilgerflüssigkeit bei Variante 15. Es handelt sich dabei um eine Überlagerung der Relativgeschwindigkeit der Flüssigkeit und der Geschwindigkeit aus der vertikalen Bewegung des Balkens.

## RÜCKBLICK UND AUSBLICK

Schwingungstilger gewinnen im Bauwesen bei den schlanken und filigranen Konstruktionen der heutigen Zeit zunehmend an Bedeutung. Flüssigkeitsschwingungstilger (TLCD) stellen dabei eine interessante Alternative zu herkömmlichen Dämpfungsvarianten (Masse – Feder Systeme, Reibungsdämpfer) dar.

Ziel der vorliegenden Arbeit war es, ein numerisches Modell zu entwickeln, an dem die Wirkung von Flüssigkeitsschwingungstilgern und deren Abhängigkeit von diversen Parametern untersucht werden konnte. Der große Vorteil des FE – Modells liegt in der einfachen Variabilität der geometrischen und physikalischen Eigenschaften. Dadurch ist es für Parameterstudien, die in der Realität mit größerem Aufwand verbunden wären, gut geeignet.

Zuerst werden die mechanischen Grundlagen der Schwingungsdynamik abgehandelt. Danach wird auf die Theorie des Zweimassenschwingers und grundlegende Eigenschaften des Flüssigkeitsschwingungstilgers zur Dämpfung vertikaler Schwingungen eingegangen.

Im nächsten Teil der Arbeit werden die im Labor des Instituts für Tragkonstruktionen durchgeführten Modellversuche behandelt. Nach einer allgemeinen Beschreibung der Versuchsanlage werden die ausgeführten Schwingungsversuche an einem mit zwei Flüssigkeitsschwingungstilgern ausgerüsteten Brückentragwerk beschrieben und die Ergebnisse der Versuche präsentiert. Im Zuge dieser Versuche konnte die maximale Schwingungsamplitude des untersuchten Tragwerks mit Hilfe zweier abgestimmter TLCD um 65 % reduziert werden.

Die restliche Arbeit ist der numerische Simulation gewidmet. Es wird zunächst die Erstellung des Fluid - Struktur - Interaktionsmodells für die finite Elemente Analyse beschrieben und auf die Lösung relevanter Problemstellungen bei der Umsetzung des realen Brücke - Tilger Systems im Finite Elemente Modell eingegangen. Dabei wird die Erstellung des strukturellen und des fluiddynamischen Modells mit den angewandten Vereinfachungen beschrieben und die Kopplung der beiden Modelle im multifield - Solver erklärt.

Abschließend wird auf die am numerischen Modell durchgeführten Parameterstudien eingegangen. Dabei wurde zunächst die bestmögliche Frequenzabstimmung des Tilgers gesucht und, davon ausgehend, der Einfluss von Rohrdurchmesser, Schenkelneigung und Rohrkrümmung auf die Dämpfungswirkung untersucht. Es konnte gezeigt werden, dass die Frequenzabstimmung erheblichen Einfluss auf die Wirksamkeit von Flüssigkeitsschwingungstilgern hat. Die Parameter Rohrdurchmesser und Rohrkrümmung beeinflussen die Dämpfungswirkung hingegen nur in geringem Maß. Bezüglich der Schenkelneigung konnte festgestellt werden, dass bei gleicher Rohrlänge und Flüssigkeitsmenge mit steiler geneigten Rohren bessere Dämpfungswerte erzielt werden.

In Bezug auf die verfügbare Zeit und die hohen Anforderungen an die vorhandenen EDV Ressourcen waren dieser Diplomarbeit gewisse Grenzen gesetzt. Ein Großteil der Arbeitszeit musste für die schrittweise Erarbeitung eines funktionsfähigen FE – Interaktionsmodells aufgewendet werden. Ausgehend von der Wahl der passenden FE – Software über das Erlernen

ihrer Anwendung („learning by doing“) bis hin zur Umsetzung von, sich aus der Aufgabenstellung ergebenden, relevanten Eigenschaften in einem lauffähigen numerischen Modell, waren mehrere Monate Arbeit erforderlich. Erst danach konnte mit der Durchführung der beschriebenen Parameterstudien begonnen werden. Mit den durchgeführten Simulationen konnten die Einflüsse bestimmter Parameter auf die Dämpfungswirkung von Flüssigkeitsschwingungstilgern qualitativ erfasst werden. Für eine realitätsgetreue Abbildung der Tilgungswirkung bzw. der tatsächlichen Strömungsverhältnisse der Flüssigkeit wäre allerdings eine wesentliche feiner Auflösung der FE – Netze erforderlich.

Aufbauend auf den Ergebnissen dieser Arbeit könnten weitergehende Untersuchungen mit höheren Netzauflösungen, längeren Simulationszeiträumen und größerer Anzahl an untersuchten Varianten durchgeführt werden, um weitere Erkenntnisse zu erlangen beziehungsweise um die bei der Interpretation der Parameterstudien aufgestellten Schlussfolgerungen zu bestätigen oder zu widerlegen.

In Hinblick auf die schnell voranschreitende Entwicklung der EDV Technologie mit immer leistungsfähigeren Rechenanlagen wird in Zukunft die Lösung hochkomplexer Problemstellungen im Bereich der Fluidodynamik mit Hilfe der Finite Elemente Methode zunehmend an Bedeutung gewinnen. Es wird jedoch stets notwendig sein, die numerischen Systeme an Modellversuchen zu eichen und die gewonnenen Ergebnisse kritisch zu hinterfragen. Nur so können eventuelle Fehler in der Modellbildung rechtzeitig erkannt und die Brauchbarkeit der Lösung gewährleistet werden.

## LITERATUR- UND QUELLENVERZEICHNIS

- [1] **Chopra, Anil K.**  
*Dynamics of Structures, Theory and Applications to Earthquake Engineering, Second Edition*  
Prentice Hall, Upper Saddle River, New Jersey 07458
  
- [2] **ANSYS CFX**  
*User Guide, ANSYS CFX Release 11.0*
  
- [3] **ANSYS**  
*Documentation for ANSYS Workbench, ANSYS Release 11.0*
  
- [4] **ANSYS**  
*Coupled field Analysis Guide, ANSYS Release 10.0*
  
- [5] **Dazio, Alessandro**  
*Tragwerksdynamik und Schwingungsprobleme*  
ETH – Zürich
  
- [6] **Den Hartog, J. P.**  
*Mechanical Vibrations*  
Dover Publications, 1985
  
- [7] **Kuss, Stefan**  
*Beitrag zum Einsatz von Flüssigkeitsschwingungstilgern im Brückenbau*  
TU Wien, Institut für Tragkonstruktionen – Stahlbau, noch nicht veröffentlicht
  
- [8] **Petersen, Christian**  
*Dynamik der Baukonstruktionen*  
Friedr. Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft mbH, Braunschweig / Wiesbaden, 1996

## ANHANG ABBILDUNGSVERZEICHNIS

Abb. 1.1 freie Schwingung eines ungedämpften Systems .....	5
Abb. 1.2 freie Schwingung eines unterkritisch, kritisch und überkritisch gedämpften Systems ....	6
Abb. 1.3 harmonische Kraftanregung .....	7
Abb. 1.4 Reaktion eines ungedämpften Systems mit $\omega/\omega_n = 0,2$ , $u(0) = 0$ , $\dot{u}(0) = \omega_n p_0/k$ .....	8
Abb. 1.5 Der Vergrößerungsfaktor in Abhängigkeit von $\omega/\omega_n$ .....	9
Abb. 1.6 dynamischer Vergrößerungsfaktor und Phasenwinkel für ein ungedämpftes harmonisch angeregtes System .....	10
Abb. 1.7 Bewegungsantwort eines ungedämpften Systems bei Anregung mit Resonanzfrequenz .....	10
Abb. 1.8 Reaktion eines gedämpften Systems mit $\omega/\omega_n = 0,2$ , $\zeta = 0,05$ , $u(0) = 0$ , $\dot{u}(0) = \omega_n p_0/k$ .....	11
Abb. 1.9 Reaktion eines sinusförmig angeregten, gedämpften Systems mit $\zeta = 0,05$ und $\omega = \omega_n$	12
Abb. 1.10 stationäre Bewegungsantwort eines gedämpften Systems ( $\zeta=0,2$ ) auf harmonische Anregung mit den Frequenzverhältnissen (a) $\omega/\omega_n = 0,5$ , (b) $\omega/\omega_n = 1$ und (c) $\omega/\omega_n = 2$ .....	13
Abb. 1.11 dynamischer Vergrößerungsfaktor und Phasenwinkel für verschieden gedämpfte Systeme bei harmonischer Anregung .....	14
Abb. 1.12 Die drei ersten Biegeeigenformen des Einfeldträgers .....	15
Abb. 2.1 Prinzipskizze Zweimassenschwinger .....	17
Abb. 2.2 dynamischer Vergrößerungsfaktor bei Variation der Tilgerdämpfung in Abhängigkeit von $\Omega$ .....	19
Abb. 2.3 Vergrößerungsfaktor bei Variation der Tilgerfrequenz .....	20
Abb. 2.4 Vergrößerungsfaktor bei Variation der Tilgerdämpfung .....	20
Abb. 2.5 Einfluss des Massenverhältnisses $\gamma$ bei unterschiedlichen Strukturdämpfungen $\zeta_H$ .....	21
Abb. 3.1 systematische Darstellung eines Flüssigkeitsschwingungstilgers für vertikale Schwingungen .....	22
Abb. 3.2 V – Tilger mit 60° Rohrneigung [7] .....	23
Abb. 4.1 Brückenmodell Längs- und Querschnitt; (Inst. f. Tragkonstruktionen - Stahlbau, 2007) .....	26

Abb. 4.2 Positionierung der Beschleunigungsaufnehmer am Brückentragwerk; (Inst. f. Tragkonstruktionen - Stahlbau, 2007).....	26
Abb. 4.3 Positionierung der Wegaufnehmer (vertikal) am Brückentragwerk; (Inst. f. Tragkonstruktionen - Stahlbau, 2007).....	27
Abb. 4.4 Positionierung der Wegaufnehmer (horizontal) am Brückentragwerk; (Inst. f. Tragkonstruktionen - Stahlbau, 2007).....	27
Abb. 4.5 Positionierung der Dehnungsmessstreifen am Brückentragwerk; (Inst. f. Tragkonstruktionen - Stahlbau, 2007).....	27
Abb. 5.1 Amplitudenfrequenzgang der Brücke ohne Schwingungstilger.....	28
Abb. 5.2 Geometrie des eingesetzten Flüssigkeitsschwingungstilgers [7] .....	29
Abb. 5.3 Schwingungsantwort bei Resonanzanregung, $f_T = 4,25$ Hz (1 Tilger).....	30
Abb. 5.4 Schwingungsantwort bei Resonanzanregung, $f_T = 4,60$ Hz (1 Tilger).....	30
Abb. 5.5 Schwingungsantwort bei Resonanzanregung, $f_T = 5,25$ Hz (1 Tilger).....	30
Abb. 5.6 Schwingungsantwort bei Resonanzanregung, $f_T = 4,60$ Hz (2 Tilger, $m_T/m_H = 0,01$ ) ..	31
Abb. 5.7 Amplitudenfrequenzgang mit dem am besten abgestimmten Tilger.....	31
Abb. 5.8 Amplitudenfrequenzganganalyse mit erhöhter Viskosität der Tilgerflüssigkeit.....	32
Abb. 5.9 Blick auf die Versuchsbrücke mit den Unwuchterregern und den TLCD .....	32
Abb. 7.1 schematische Darstellung zur Erstellung einer multifield Simulation .....	34
Abb. 7.2 Idealisierung eines Einfeldträgers als Masse – Feder – System.....	36
Abb. 7.3 Darstellung des strukturmechanischen FE – Netzes .....	37
Abb. 7.4 strukturmechanisches Halbmodell mit Darstellung der Kraftanregung, Blick auf das fluid - solid - interface .....	39
Abb. 7.5 exemplarische Darstellung eines CFX Netzes .....	40
Abb. 7.6 exemplarische Darstellung der Randbedingungen eines CFX Netzes: „wall“ (grau) und „symmetry“ (rot) .....	41
Abb. 7.7 Prinzipskizze des numerischen Modells.....	43
Abb. 7.8 Übertragung am fluid – solid – interface.....	44
Abb. 7.9 Anfangsauslenkung in die neue Gleichgewichtslage .....	44
Abb. 7.10 schematische Darstellung eines multifield Zeitschritts .....	45
Abb. 8.1 Ergebnis der Modalanalyse: $f_1 = 2,45$ Hz ; $m_{\text{Balken}} = 500$ kg ; $m_{\text{Tilger}} = 51$ kg.....	49

Abb. 8.2 Schwingungsverlauf der Hauptstruktur bei Resonanzanregung, $m_H = 1 \text{ t}$ , $\omega_n = 15,4$ , $\zeta_H = 0,015$ , $p = 80 \text{ N}$ .....	50
Abb. 8.3 ANSYS structural mesh; 1621 elements .....	51
Abb. 8.4 CFX – mesh; 12736 elements .....	51
Abb. 9.1 geometrische Parameter des Flüssigkeitsschwingungstilgers [7] .....	52
Abb. 9.2 Tilgerfrequenz in Abhängigkeit von $H / H_L$ .....	53
Abb. 9.3 Tilgergeometrien und Füllstände der Varianten 1 bis 3; Rohrlänge 3m, Durchmesser 0,12m .....	55
Abb. 9.4 Vertikalverschiebung in Balkenmitte; Gegenüberstellung der Tilgerwirkung; Schwingungsverlauf der Varianten 1 – 3 .....	56
Abb. 9.5 Tilgergeometrien und Füllstände der Varianten 4 bis 6; Rohrlänge 3m, Durchmesser 0,12m .....	57
Abb. 9.6 Vertikalverschiebung in Balkenmitte; Gegenüberstellung der Tilgerwirkung; Schwingungsverlauf der Varianten 4 – 6 .....	58
Abb. 9.7 Vertikalverschiebung in Balkenmitte; Gegenüberstellung der Tilgerwirkung; $f_T = 2,8 \text{ Hz}$ / $f_T = 2,9 \text{ Hz}$ .....	58
Abb. 9.8 Vertikalverschiebung in Balkenmitte; Gegenüberstellung optimaler Tilger / ohne Tilger; $m_H = 1 \text{ t}$ , $\omega_n = 15,4$ , $\zeta_H = 0,015$ , $p = 80 \text{ N}$ .....	59
Abb. 9.9 Variation der Ausrundungsradien zwischen den Tilgerschenkeln .....	62
Abb. 9.10 Vertikalverschiebung in Balkenmitte; Gegenüberstellung der Tilgerwirkung; Einfluss der Rohrkrümmung .....	63
Abb. 9.11 analytische Lösung der Bewegungsantwort des Balkens bei $\omega_H = 2,45 \text{ Hz}$ und $\omega_T = 2,55 \text{ Hz}$ , $\zeta_T = \zeta_H = 0$ .....	64
Abb. 9.12 analytische Lösung der Bewegungsantwort des Balkens bei $\omega_H = 2,45 \text{ Hz}$ und $\omega_T = 2,38 \text{ Hz}$ , $\zeta_T = \zeta_H = 0$ .....	64
Abb. 9.13 Variation der Schenkelneigung, Rohrlänge 3m, Durchmesser 0,12m .....	66
Abb. 9.14 Gegenüberstellung der Tilgerwirkung; Studie Schenkelneigung .....	67
Abb. 9.15 Geometrie der Durchmesserstudie; Varianten 13 bis 15; Rohrlänge 3 m .....	69
Abb. 9.16 Vertikalverschiebung in Balkenmitte; Gegenüberstellung der Tilgerwirkung; Durchmesserstudie .....	70
Abb. 9.17 Darstellung des Flüssigkeitsstandes (water volume fraction) bei Variante 15 zu verschiedenen Zeitpunkten .....	71

---

Abb. 9.18 exemplarische Darstellung des Strömungsbilds durch einen water velocity vector plot,  
Variante D30 ..... 72