a) *Kurbeltriebe von Kolbenmotoren:*

$$k_a = \mu \cdot A \cdot r^2 \quad [\mathrm{Nms/rad}] \tag{4.2/34}$$

mit A: Kolbenfläche [m²]
r: Kurbelradius [m]
μ: Dämpfungsbeiwert [Ns/m³]
$\mu = 1,5 \cdot 10^4 \ldots 2 \cdot 10^4$ Ns/m³ (Ottomotoren)
$\mu = 4 \cdot 10^4 \ldots 5 \cdot 10^4$ Ns/m³ (Dieselmotoren)

b) *Kreiselverdichter, Ventilatoren, Gebläse:*

$$k_a = 19{,}1 \cdot \frac{M_m}{n} \quad [\mathrm{Nms/rad}] \tag{4.2/35}$$

mit M_m: mittleres aufgenommenes Drehmoment [Nm]
n: Drehzahl [1/min]

c) *Schiffsschrauben:*

$$k_a = 38{,}2 \cdot \frac{M_m}{n} \quad [\mathrm{Nms/rad}] \tag{4.2/36}$$

mit M_m: mittleres aufgenommenes Drehmoment [Nm]
n: Drehzahl [1/min]

Die näherungsweise Berechnung der relativen Dämpfungskoeffizienten k_i läßt sich über den dimensionslosen Dämpfungsgrad D_i (LEHRsches Dämpfungsmaß) realisieren. Hierzu müssen die Eigenfrequenzen eines ungedämpften Schwingungssystems den relevanten Steifigkeiten (d.h. Wellenabschnitten) zugeordnet werden (vgl. Bild 4.2–8). Für die Zuordnung gilt das Kriterium, daß der größte lokale Anteil der potentiellen Energie einer Schwingungsform die zugeordnete Eigenfrequenz primär beeinflußt. Diese Betrachtungsweise spielt auch bei der Frage der möglichen Anregung eines Schwingungssystems im Rahmen einer Anregbarkeitsanalyse eine zentrale Rolle (vgl. Abschnitt 4.2.2).

Da für den Dämpfungsgrad D_i Erfahrungswerte vorliegen, läßt sich aus der in der Maschinendynamik bekannten Beziehung

$$k_i = \frac{2 \cdot D_i \cdot c_i}{\omega_m} \tag{4.2/37}$$

der dimensionsbehaftete Dämpfungskoeffizient k_i für die Relativdämpfung ermitteln. Hierbei besteht eine Zuordnung zwischen dem Wellenabschnitt (Steifigkeitsort) i, an dem die relative Schwingungsform maximal ist, und der zugehörigen Eigenkreisfrequenz ω_m. Es sei an dieser Stelle angemerkt, daß eine