

Gleitlager
**Hydrodynamische Radial-Gleitlager
im stationären Betrieb**
Berechnung von Kreiszylinderlagern

DIN
31 652
Teil 1

Plain bearings; hydrodynamic plain journal bearings under steady-state conditions;
calculation of circular cylindrical bearings

Ersatz für Ausgabe 02.83

Paliers lisses, paliers hydrodynamiques radiaux sous conditions de service stationnaires,
méthode de calcul des paliers cylindriques circulaires

Inhalt

	Seite
1 Anwendungsbereich und Zweck	1
2 Allgemeine Grundlagen, Annahmen und Voraussetzungen	1
3 Berechnungsverfahren	2
3.1 Formelzeichen und Einheiten	3
3.2 Tragfähigkeit	5
3.3 Reibleistung	5
3.4 Schmierstoffdurchsatz	5
3.5 Wärmebilanz	6
3.6 Minimale Schmierfilmdicke und spezifische Lagerbelastung	7
3.7 Betriebszustände	7
3.8 Weitere Einflußgrößen	7
Anhang A Berechnungsbeispiele	10

1 Anwendungsbereich und Zweck

Ziel dieser Norm ist die betriebssichere Auslegung von Gleitlagern durch die Anwendung eines Berechnungsverfahrens für ölgeschmierte hydrodynamische Gleitlager mit vollständiger Trennung der Wellen- und Lager-Gleitfläche durch einen Schmierfilm.

Diese Norm behandelt Kreiszylinderlager mit Umschließungswinkeln $\Omega = 360^\circ$ und $\Omega = 180^\circ$ bei symmetrischer Belastung des Kreissegments, dessen Spaltgeometrie, abgesehen von vernachlässigbaren Verformungen unter Schmierfilmdruck und Temperatur, konstant ist.

Das Berechnungsverfahren dient der Auslegung und Optimierung von Gleitlagern, z. B. in Turbinen, Generatoren, Elektromotoren, Getrieben, Walzwerken und Pumpen. Es beschränkt sich auf den stationären Betrieb, d. h. in anhaltend gefahrenen Betriebszuständen sind die Belastung nach Größe und Richtung und die Winkelgeschwindigkeiten aller rotierenden Teile konstant. Das Berechnungsverfahren ist auch anwendbar, wenn ein vollumschließendes Gleitlager durch eine mit beliebiger Frequenz umlaufende, jedoch konstante Kraft belastet ist. Nicht erfaßt werden instationäre, d. h. nach Größe und Richtung zeitlich veränderliche Belastungen, die z. B. auch aus Schwingungserscheinungen und Instabilitäten schnellaufender Rotoren resultieren können.

2 Allgemeine Grundlagen, Annahmen und Voraussetzungen

Die Berechnung erfolgt grundsätzlich mit den numerischen Lösungen der Reynoldsschen Differential-

gleichung für endliche Lagerbreite unter Berücksichtigung der physikalisch richtigen Randbedingungen für die Druckentwicklung.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6 \cdot \eta \cdot (u_S + u_B) \cdot \frac{\partial h}{\partial x} \quad (1)$$

Zur Herleitung der Reynoldsschen Differentialgleichung wird verwiesen z. B. auf Literatur [1] bis [3], zur numerischen Lösung auf Literatur [4] bis [6].

Bei der Lösung von Gleichung 1 werden folgende idealisierende Annahmen und Voraussetzungen gemacht, deren Zulässigkeit sich experimentell und praktisch hinreichend bestätigt hat:

- a) Der Schmierstoff entspricht einer Newtonschen Flüssigkeit.
- b) Alle Strömungsvorgänge des Schmierstoffs sind laminar.
- c) Der Schmierstoff haftet voll an den Gleitflächen.
- d) Der Schmierstoff ist inkompressibel.
- e) Der Schmierspalt ist vollständig mit Schmierstoff gefüllt.
- f) Trägheitswirkungen, Gravitations- und Magnetkräfte des Schmierstoffes sind vernachlässigbar.
- g) Die Bauteile, die den Schmierspalt bilden, sind starr bzw. ihre Verformung vernachlässigbar; ihre Oberflächen sind ideale Kreiszylinder.
- h) Die Krümmungsradien der relativ zueinander bewegten Oberflächen sind groß im Vergleich zu den Schmierfilmdicken.

Fortsetzung Seite 2 bis 16

Normenausschuß Gleitlager (NGL) im DIN Deutsches Institut für Normung e. V.

Nachdruck, auch auszugsweise, nur mit Genehmigung des DIN Deutsches Institut für Normung e. V., Berlin, gestattet.

- i) Die Schmierfilmdicke in axialer Richtung (z -Koordinate) ist konstant.
- j) Druckänderungen im Schmierfilm senkrecht zu den Gleitflächen (y -Koordinate) sind vernachlässigbar.
- k) Eine Bewegung normal zu den Gleitflächen (y -Koordinate) findet nicht statt.
- l) Der Schmierstoff ist im ganzen Schmierspalt isoviskos.
- m) Der Schmierstoff wird am Beginn der Lagerschale bzw. im weitesten Schmierspalt zugeführt; die Höhe des Zufuhrdrucks ist vernachlässigbar gegenüber den Schmierfilmdrücken selbst.

Die Randbedingungen für die Schmierfilmdruckentwicklung genügen der Kontinuitätsbedingung:

$$\begin{aligned} \text{am Druckbeginn} \quad & p(\varphi_1, z) = 0 \\ \text{am Lagerrand} \quad & p(\varphi, z = \pm B/2) = 0 \\ \text{am Druckende} \quad & p(\varphi_2(z), z) = 0 \\ & \text{und } \frac{\partial p}{\partial \varphi}(\varphi_2(z), z) = 0 \end{aligned}$$

(siehe hierzu Bild 1)

Die numerische Integration der Reynoldsschen Differentialgleichung erfolgt, eventuell unter Verwendung der in Literatur [3] vorgeschlagenen Transformation des Druckes, durch Umwandlung in eine Differenzengleichung, die für ein Raster von Stützstellen angesetzt wird und zu einem System linearer Gleichungen führt. Für die Genauigkeit der numerischen Integration ist die Anzahl der Stützstellen von Bedeutung; vorteilhaft ist die Verwendung eines nicht-äquidistanten Rasters wie in Literatur [6]. Nach Vorgabe der Randbedingungen am Druckende liefert die Integration den Druckverlauf in Umfangs- und Breitenrichtung.

Die Anwendung des Ähnlichkeitsprinzips in der hydrodynamischen Gleitlagertheorie führt zu dimensionslosen Ähnlichkeitsgrößen für die interessierenden Kennwerte wie Tragfähigkeit, Reibungsverhalten, Schmierstoffdurchsatz, relative Lagerbreite usw. Die Verwendung der Ähnlichkeitsgrößen reduziert die Anzahl der notwendigen numerischen Lösungen der Reynoldsschen Differentialgleichung, die in DIN 31 652 Teil 2 zusammengestellt sind. Grundsätzlich können auch andere Lösungen verwendet werden, sofern sie den in dieser Norm angegebenen Bedingungen und einer entsprechenden numerischen Genauigkeit genügen.

DIN 31 652 Teil 3 enthält Betriebsrichtwerte, an denen das Berechnungsergebnis zu orientieren ist, um die Funktionsfähigkeit der Gleitlager sicherzustellen.

In speziellen Fällen können von DIN 31 652 Teil 3 anwendungsspezifisch abweichende Betriebsrichtwerte vereinbart werden.

3 Berechnungsverfahren

Unter Berechnung ist die rechnerische Ermittlung der Funktionsfähigkeit anhand von Betriebskennwerten (siehe Bild 4) zu verstehen, die mit Betriebsrichtwerten zu vergleichen sind. Hierbei müssen die bei unterschiedlichen Betriebszuständen ermittelten Betriebskennwerte gegenüber den Betriebsrichtwerten zulässig sein. Dazu sind alle anhaltend gefahrenen Betriebszustände zu untersuchen.

Die Sicherheit gegen Verschleiß ist dann gegeben, wenn eine vollständige Trennung der Gleitpartner durch den Schmierstoff erreicht wird. Anhaltender Betrieb im Mischreibungsgebiet führt zur vorzeitigen Funktionsunfähigkeit. Kurzzeitiger Betrieb im Mischreibungsgebiet,

beispielsweise beim Anfahren und Auslaufen gleitgelagerter Maschinen, ist unvermeidbar und führt in der Regel nicht zum Lagerschaden. Unter hoher Last kann beim langsamen Anfahren oder Auslaufen eine hydrostatische Anhebung erforderlich werden. Einlauf- und Anpassungsverschleiß zum Ausgleich der Oberflächen-Formabweichungen von der Idealform sind zulässig, solange diese örtlich und zeitlich begrenzt und ohne Überlasterscheinungen auftreten. In bestimmten Fällen kann ein gezielter Einlauf von Vorteil sein, was auch durch die Werkstoff-Auswahl zu beeinflussen ist.

Die Grenzen der **mechanischen Beanspruchung** sind gegeben durch die Festigkeit des Lagerwerkstoffs. Geringe bleibende Verformungen sind zulässig, solange sie die Funktionsfähigkeit des Gleitlagers nicht beeinträchtigen.

Die Grenzen der **thermischen Beanspruchung** ergeben sich durch die Warmfestigkeit des Lagerwerkstoffs, aber auch durch die Viskositäts-Temperatur-Abhängigkeit und die Alterungsneigung des Schmierstoffs.

Die Berechnung der Funktionsfähigkeit von Gleitlagern setzt voraus, daß die Betriebsbedingungen für alle anhaltend gefahrenen Betriebszustände bekannt sind. In der Praxis treten jedoch häufig zusätzliche Störeinflüsse auf, die bei der Auslegung noch unbekannt sind und einer rechnerischen Erfassung auch nicht immer zugänglich sind. Daher ist zu empfehlen, mit einem entsprechenden Sicherheitsabstand zwischen den Betriebskennwerten und den zulässigen Betriebsrichtwerten zu arbeiten. Störeinflüsse sind z. B.:

- Störkräfte (Unwuchten, Schwingungen usw.)
- Formabweichungen von der Idealgeometrie (Fertigungstoleranzen, Montageabweichungen usw.)
- Schmierstoffverunreinigungen durch feste, flüssige und gasförmige Fremdstoffe
- Korrosion, Elektroerosion usw.

Im Abschnitt 3.8 werden Hinweise zu einigen weiteren Einflußgrößen gegeben.

Die Anwendbarkeit dieser Norm, bei der eine laminare Strömung im Schmierspalt vorausgesetzt wird, ist durch die Reynoldssche Zahl zu überprüfen:

$$Re = \frac{q \cdot u_s \cdot \frac{s}{2}}{\eta} = \frac{\pi \cdot D \cdot n_s \cdot \frac{s}{2}}{v} \leq 41,3 \cdot \sqrt{\frac{D}{s}} \quad (2)$$

Bei Gleitlagern mit $Re > 41,3 \cdot \sqrt{\frac{D}{s}}$ (z. B. infolge hoher

Umfangsgeschwindigkeiten) muß mit höheren Verlustleistungen und Lagertemperaturen gerechnet werden. Die Tragfähigkeit kann ansteigen. Lager mit turbulenter Strömung können nicht nach dieser Norm berechnet werden.

Die Gleitlagerberechnung erfaßt, ausgehend von den bekannten Lagerabmessungen und Betriebsdaten,

- die Beziehung zwischen Tragfähigkeit und Schmierfilmdicke,
- die Reibleistung,
- den Schmierstoffdurchsatz,
- die Wärmebilanz,

die alle miteinander in einer Wechselbeziehung stehen. Die Lösung erfolgt in einem iterativen Verfahren, dessen Ablauf in dem Berechnungsschema nach Bild 4 zusammengefaßt ist.

Zur Optimierung einzelner Parameter kann eine Parameter-Variation durchgeführt werden. Eine Modifikation des Berechnungsablaufes ist möglich.

3.1 Formelzeichen und Einheiten

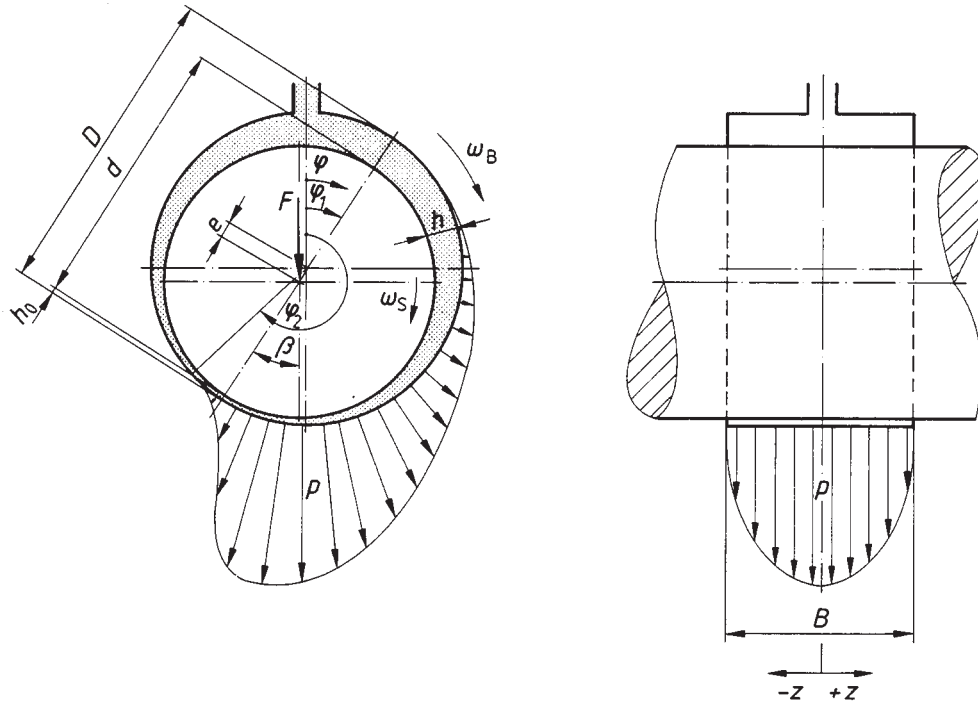


Bild 1.

Minimale Schmierfilmdicke $h_0 = \frac{D-d}{2} - e = 0,5 \cdot D \cdot \psi \cdot (1 - \varepsilon)$ mit relativer Exzentrizität $\varepsilon = \frac{e}{(D-d)/2}$ und einem Umschließungswinkel $\Omega = 360^\circ$

Benennung	Formelzeichen	Einheit
Wärmeabgebende Oberfläche des Lagergehäuses	A	m ²
effektive Welligkeitsamplitude	a_{eff}	m
höchstzulässige effektive Welligkeitsamplitude	$a_{\text{eff lim}}$	m
Lagerbreite, tragend	B	m
Breite der Schmiernut	b_G	m
Breite der Schmiertasche	b_P	m
spezifische Wärmekapazität des Schmierstoffs	c	J/(kg · K)
Lagerinnendurchmesser, Nennmaß	D	m
– Größtmaß	D_{max}	m
– Kleinstmaß	D_{min}	m
Wellendurchmesser, Nennmaß	d	m
– Größtmaß	d_{max}	m
– Kleinstmaß	d_{min}	m
Schmierloch-Durchmesser	d_H	m
Exzentrizität (Verlagerung der Wellenachse gegenüber der Lagerachse)	e	m
Lagerkraft (Last)	F	N
Reibungskraft $F_f = \mu \cdot F$	F_f	N
Maximalwert der Summe von Wellen- und Lagerdurchbiegung	f	m
örtliche Schmierfilmdicke (Spalthöhe)	h	m
minimale Schmierfilmdicke	h_0	m
kleinstzulässige minimale Schmierfilmdicke	$h_{0 \text{ lim}}$	m
Wärmeübergangszahl zwischen wärmeabgebender Oberfläche des Lagergehäuses A und Umgebung	k	W/(m ² · K)

Benennung	Formelzeichen	Einheit
Drehzahl der Welle	n_S	s^{-1}
Drehzahl des Lagers	n_B	s^{-1}
Drehzahl der Lagerkraft	n_F	s^{-1}
Wärmestrom aufgrund der Reibleistung im Lager	P_0	W
Wärmestrom über Lagergehäuse und Welle an die Umgebung	P_A	W
Reibleistung im Lager	P_f	W
Wärmestrom über den Schmierstoff	P_Q	W
örtlicher Schmierfilmdruck	p	Pa
spezifische Lagerbelastung $\bar{p} = F/(B \cdot D)$	$\bar{p}$	Pa
höchstzulässige spezifische Lagerbelastung	$\bar{p}_{lim}$	Pa
Schmierstoffzufuhrdruck	p_E	Pa
Schmierstoffdurchsatz	Q	m^3/s
– infolge Eigendruckentwicklung	Q_1	m^3/s
– infolge Zufuhrdruck	Q_2	m^3/s
bezogener Schmierstoffdurchsatz	q	–
gemittelte Rauhtiefe des Lagers	R_{zB}	m
gemittelte Rauhtiefe der Welle	R_{zS}	m
Reynoldssche Zahl	Re	–
Lagerspiel $s = (D - d)$	s	m
Sommerfeld-Zahl	So	–
Schmierstoffeintrittstemperatur	t_1	$^{\circ}C$
Schmierstoffaustrittstemperatur	t_2	$^{\circ}C$
Umgebungstemperatur	t_a	$^{\circ}C$
Lagertemperatur	t_B	$^{\circ}C$
höchstzulässige Lagertemperatur	$t_{B\ lim}$	$^{\circ}C$
effektive Schmierfilmtemperatur	t_{eff}	$^{\circ}C$
mittlere Schmierstofftemperatur $t_m = \frac{t_1 + t_2}{2}$	t_m	$^{\circ}C$
Wellentemperatur	t_S	$^{\circ}C$
Gleitgeschwindigkeit des Lagers	u_B	m/s
Gleitgeschwindigkeit der Welle	u_S	m/s
mittlere Strömungsgeschwindigkeit der das Lagergehäuse anströmenden Luft	w_a	m/s
Koordinate in Bewegungsrichtung (Umfangsrichtung)	x	m
Koordinate in Richtung Schmierspalt (radial)	y	m
Koordinate quer zur Bewegungsrichtung (axial)	z	m
Längenausdehnungskoeffizient des Lagers	α_{1B}	K^{-1}
Längenausdehnungskoeffizient der Welle	α_{1S}	K^{-1}
Winkellage der minimalen Schmierfilmdicke h_0 in bezug auf die Lastrichtung (Verlagerungswinkel)	β	$^{\circ}$
Verkantungswinkel	γ	rad
relative Exzentrizität $\varepsilon = \frac{e}{s/2}$	ε	–
dynamische Viskosität des Schmierstoffs	η	$Pa \cdot s$
effektive dynamische Viskosität des Schmierstoffs	η_{eff}	$Pa \cdot s$
Reibungszahl	μ	–
kinematische Viskosität des Schmierstoffs	ν	m^2/s

Benennung	Formelzeichen	Einheit
Dichte des Schmierstoffs	ϱ	kg/m ³
Polarwinkel des Gleitlagers (Bild 1)	φ	°
Polarwinkel bei Beginn der Druckentwicklung	φ_1	°
Polarwinkel am Ende der Druckentwicklung	φ_2	°
relatives Lagerspiel $\psi = \frac{s}{D}$	ψ	—
effektives relatives Lagerspiel	ψ_{eff}	—
mittleres relatives Lagerspiel	ψ_m	—
maximales relatives Lagerspiel	ψ_{max}	—
minimales relatives Lagerspiel	ψ_{min}	—
Lagerschalen-Segmentwinkel (Umschließungswinkel)	Ω	°
Winkelgeschwindigkeit des Lagers	ω_B	s ⁻¹
hydrodynamisch effektive Winkelgeschwindigkeit	ω_{eff}	s ⁻¹
Winkelgeschwindigkeit der Last	ω_F	s ⁻¹
Winkelgeschwindigkeit der Welle	ω_S	s ⁻¹

3.2 Tragfähigkeit

Kennzeichnend für die Tragfähigkeit ist die dimensionslose Sommerfeld-Zahl So

$$So = \frac{F \cdot \psi_{\text{eff}}^2}{D \cdot B \cdot \eta_{\text{eff}} \cdot \omega_{\text{eff}}} = f \left(\varepsilon, \frac{B}{D}, \Omega \right) \quad (3)$$

deren Abhängigkeit von der relativen Exzentrizität ε , von der relativen Lagerbreite B/D und vom Lagerschalen-Segmentwinkel Ω in DIN 31 652 Teil 2 angegeben ist. Die Zustandsgrößen ω_{eff} , η_{eff} und ψ_{eff} berücksichtigen thermische Einflüsse bzw. die Winkelgeschwindigkeiten von Welle, Lager und Lagerkraft (siehe Abschnitt 3.5 und Abschnitt 3.8).

Die relative Exzentrizität ε beschreibt zusammen mit dem Verlagerungswinkel β (siehe DIN 31 652 Teil 2) die Größe und Lage der minimalen Schmierfilmdicke. Bei vollumschließendem Lager ($\Omega = 360^\circ$) sollte die Ölzufuhr im weitesten Schmierspalt bzw. in Drehrichtung gesehen kurz davor angeordnet werden. Dazu ist es nützlich, den Verlagerungswinkel β zu kennen.

3.3 Reibleistung

Die Verluste durch Reibleistung in einem hydrodynamischen Gleitlager werden durch die Reibungszahl $\mu = F_f/F$ bzw. die bezogene Reibungszahl

$$\frac{\mu}{\psi_{\text{eff}}} = f \left(So, \frac{B}{D}, \Omega \right) \quad (4)$$

erfaßt. Dabei wird grundsätzlich davon ausgegangen, daß der gesamte Spaltraum des Gleitlagers mit Schmierstoff gefüllt ist.

Die Reibleistung im Lager bzw. der durch sie hervorgerufene Wärmestrom ist

$$P_f = P_0 = \mu \cdot F \cdot u_S \quad (5)$$

3.4 Schmierstoffdurchsatz

Der dem Lager zugeführte Schmierstoff bildet einen tragfähigen Schmierfilm zur Trennung der Gleitflächen. Durch die Druckentwicklung im Schmierfilm wird Schmierstoff seitlich aus dem Lager herausgefördert.

Dies ist der Anteil Q_1 des Schmierstoffdurchsatzes infolge Eigendruckentwicklung:

$$Q_1 = D^3 \cdot \psi_{\text{eff}} \cdot \omega_{\text{eff}} \cdot q_1 \quad (6)$$

mit: $q_1 = f \left(\varepsilon, \frac{B}{D}, \Omega \right)$ nach DIN 31 652 Teil 2

Daneben besteht noch ein Schmierstoffdurchsatz in Umfangsrichtung durch den engsten Schmierspalt hindurch in den divergierenden, druckfreien Spalt. Bei höherer Belastung und kleinem Schmierspalt ist dieser Anteil des Schmierstoffdurchsatzes jedoch vernachlässigbar.

Durch den Schmierstoffzuführdruck p_E wird zusätzlich Schmierstoff seitlich aus dem Gleitlager herausgefördert. Dies ist der Anteil Q_2 des Schmierstoffdurchsatzes infolge Zuführdrucks:

$$Q_2 = \frac{D^3 \cdot \psi_{\text{eff}}^3 \cdot p_E}{\eta_{\text{eff}}} \cdot q_2 \quad (7)$$

mit: $q_2 = f \left(\varepsilon, \frac{B}{D}, \Omega \right)$ nach DIN 31 652 Teil 2

Schmierstoff-Zuführungselemente sind Schmierlöcher, Schmiernuten und Schmiertaschen. Der Schmierstoffzuführdruck p_E sollte deutlich geringer sein als die spezifische Lagerbelastung $\bar{p}$, um hydrostatische Zusatzbelastungen zu vermeiden. Üblicherweise liegt p_E zwischen 0,05 und 0,2 MPa.

Die Tiefe der Schmiernuten und Schmiertaschen ist wesentlich größer als das Lagerspiel.

Schmiernuten im Sinne dieser Norm sind konstruktive Elemente zur Verteilung des Schmierstoffs in Umfangsrichtung. Die in die Gleitfläche des Lagers eingearbeiteten Vertiefungen erstrecken sich in Umfangsrichtung und sind in Achsrichtung schmal gehalten. Wenn Schmiernuten im Bereich des Druckaufbaus angeordnet werden, wird das Druckfeld in zwei unabhängige Druckberge aufgeteilt und die Tragfähigkeit deutlich gemindert (siehe Bild 2). In diesem Fall ist die Berechnung je Lagerhälfte mit der halben Belastung durchzuführen. Allerdings ist der Schmierstoffdurchsatz infolge Eigendruckentwicklung Q_1 bei der Wärmebilanz (siehe Abschnitt 3.5)