Technische Ursache des Bruchs einer Mischerwelle

Technical Background of a Stirrer-Shaft Failure

Rolf Kieselbach, Gabor Piskoty

Korrespondenzanschrift/Correspondence address:
EMPA-Dübendorf, Ueberlandstr. 129, 8600 Dübendorf/Schweiz
E-Mail: rolf.kieselbach@empa.ch

Eingegangen: 20. August 2003
Angenommen: 19. September 2003

Received: August 20, 2003
Accepted: September 19, 2003
Translation: by author

Herrn Prof. Dr. Michael Pohl zum 60. Geburtstag gewidmet
Dedicated to Prof. Dr. Michael Pohl for his 60th birthday

Kurzfassung

In einem Mischer für Kunstharzprodukte brach nach relativ kurzer Zeit eine Welle, welche die Rührflügel trug und antrieb. Der Bruch wurde als Schwingbruch identifiziert und eine Nachrechnung der Auslegung durchgeführt. Daraus ging hervor, dass die ungünstige Konstruktion der Welle, insbesondere die zu kleinen Übergangsradien massgeblich zur Rissinitilierung beigetragen haben.

Der Fall ist ein Beispiel mehr dafür, dass einfache Konstruktions- oder Ausführungsfehler immer wieder noch zu Schäden mit eigentlich sattsam bekannter Ursache führen.

Er zeigt zudem, dass auch in Fällen, wo die Schadenursache bereits auf Grund des visuellen Befundes eindeutig erscheint, für den Nachweis konstruktiver Mängel noch umfangreichere Nachrechnungen der Konstruktion erforderlich sind.

Schadenfall

Bei einem Hersteller von Klebstoffen und Dichtmassen werden unter anderem Rührwerke verwendet. Dabei gab es Brüche an unterschiedlichen Stellen der Rührwellen. Um eine ungestörte Produktion sicherzustellen, waren die Ursache eines typischen Wellenbruchs abzuklären, sowie Vorschläge zur Vermeidung von zukünftigen Wellenbrüchen auszuarbeiten.

Abstract

In a blender for synthetic resins the shaft which carried and activated the stirrers broke after relatively short service. The fracture was identified as having been caused by fatigue and a re-assessment of the design was carried out. The result was, that the shaft design had been rather poor, especially the small radii at the shoulders of the shaft had contributed considerably to crack initiation.

This case is a further example for the fact that simple mistakes in design or manufacture still lead to failure with causes which should be well known in fact.

The case also shows that even in cases where from the visual inspection alone the failure cause appears to be quite obvious nevertheless substantial calculations of the design have to be performed to prove a poor design.

Failure Case

A manufacturer of adhesives and putties frequently uses stirrers for the production process. The shafts of the stirrers fractured at different spots several times. To ensure an unimpeded production the causes for one typical fracture had to be analysed and recommendations worked out for the prevention of such failures in the future.

Bild 1. Rührwerk mit demontierter Aussenwand und sichtbaren Mischwerkzeugen, die am Ende der Rührwellen befestigt sind.

Fig. 1. Stirrer with dismantled outer casing and visible blades attached to the shafts

Augenschein vor Ort

Bei einer Besichtigung im Betrieb wurden mehrere Rührwerke angeschaut, die teilweise demontiert (Bild 1), teilweise in Betrieb waren.

Inspection on Site

In the production plant several stirrers could be looked at some of which were partially dismantled, some in service (Fig. 1).

Einlieferungsbefund

Die erhaltenen zwei Bruchstücke einer Rührwelle sind in den Bildern 2, 3 und 4 gezeigt. Das makroskopische Erscheinungsbild der Bruchflächen deutet auf Folgendes hin:

- Ermüdungsbruch mit zahlreichen Rissausgangsstellen am Umfang des scharfkantigen Wellenabsatzes
- Die Welle wurde durch Torsion, überlagert mit Biegung, beansprucht.
- Der Flächenanteil des Ermüdungsbruches und Gewaltbruches ist je ca. 50%. Dies deutet auf ein mittleres Spannungsniveau zum Zeitpunkt des Bruches hin.

Findings at Committal

The two received parts of one stirrer shaft are shown in Fig. 2, 3 and 4. The macroscopical appearance of the fracture surfaces indicates:

- fatigue fracture with numerous points of initiation at the circumference of the sharp edge of the shoulder
- The shaft has been loaded in torsion with bending superimposed.
- The portions of the fatigue and of the final fractures are appr. 50% each. This is an indication for a medium level of stresses at the time of failure.

Bild 2. Beide Bruchhälften der Welle

Fig. 2. Both halves of the shaft

Bild 3. Untere Bruchhälfte der Welle

Fig. 3. Lower part of the shaft fracture in more detail

Bild 4. Obere Bruchhälfte der Welle

Fig. 4. Upper part of the shaft fracture in more detail

Angaben zum Rührwerk

Der Werkstoff der gebrochenen Welle ist ein vergüteter Stahl C50. Die Betriebszeit der Welle bis zum Bruch betrug ca. 5000 Stunden. Der Abstand der Mischwerkzeuge von der Hauptachse beträgt $a = 0,32$ m.

Die zwei Mischwerkzeuge, die in einem Karussell untergebracht sind, werden über einen Hydromotor und ein Zahnradgetriebe um ihre eigene Achse gedreht. Das Karussell wird ebenfalls hy-

Specifications of the Stirrer

The material of the broken shaft is a quenched and tempered steel C50. The service time until fracture was appr. 5000 hours. The distance of the axes of the blades from the main axis is $a = 0.32$ m.

The two stirring tools are installed on a revolving plate and can be rotated about their own axis by a hydro-motor and by gears. The revolving plate is hydraulically driven as well. The viscous mass

Bild 5. Prinzipskizze des Rührwerkes

Fig. 5. Principal sketch of the stirrer

draulisch angetrieben. Die zähe Masse wird mit den sog. Butterflies gerührt. Am längeren Mischwerkzeug sind 2 Butterflies, am kürzeren Mischwerkzeug ist ein Butterfly befestigt. Gebrochen ist die Welle des längeren Mischwerkzeuges unterhalb der oberen Lagerstelle der Welle. (s. Bild 4)

Die Dimensionen der gebrochenen Welle sind aus Bild 6 ersichtlich. Die Höhe eines Butterflies beträgt $h = 0,3$ m und der innere Abstand zwischen den Butterflies des langen Mischwerkzeuges ist $i = 0,5$ m.

Die maximale Drehzahl des längeren Mischwerkzeuges beträgt $n_{l,max} = 200/\text{min}$, die maximale Drehzahl des kürzeren Mischwerkzeuges $n_{k,max} = 150/\text{min}$. Der maximale Öldruck im Ölkreis der Wellen in Betrieb ist $p_{W,max} = 400 \text{ bar} = 40 \text{ MPa}$ und der maximale Öldruck im Ölkreis des Karussells in Betrieb ist $p_{K,max} = 300 \text{ bar} = 30 \text{ MPa}$.

Für die Festigkeitsberechnungen werden auch die mechanischen Werkstoffeigenschaften des Wellenwerkstoffes (C50) benötigt. Hierfür werden die Normwerte eingesetzt:

Bild 6. Dimensionen der gebrochenen Welle im Bruchbereich

Fig. 6. Dimensions of the broken shaft at position of fracture

is being stirred by so-called butterflies. The longer tool has 2 butterflies, the shorter one carries one butterfly. In this case the shaft of the longer mixing tool has broken below the upper bearing of the shaft. (see Fig. 4)

The dimensions of the broken shaft are shown in Fig. 6. The height of one butterfly blade is $h = 0.3$ m, the inner distance between butterflies of the longer tool is $i = 0.5$ m.

The max. number of revolutions of the longer tool is $n_{l,max} = 200/\text{min}$, the max. number of revolutions of the shorter tool is $n_{k,max} = 150/\text{min}$. The max. oil pressure in the circuit of the shafts during service is $p_{W,max} = 400 \text{ bar} = 40 \text{ MPa}$, the max. oil pressure in the circuit of the revolving plate during service is $p_{K,max} = 300 \text{ bar} = 30 \text{ MPa}$.

For the design calculations the mechanical properties of the shaft material (C50) are necessary to be known. In this case the standard values are used:

Bild 7. Abgeschätztes Smith-Diagramm für sinusförmige Torsionsbelastung anhand der statischen Festigkeitswerte des Wellenwerkstoffes

Fig. 7. Approximated Smith-diagram of the shaft material at sinusoidal torsional load

- Streckgrenze $R_e = 400$ MPa (gilt für den Durchmesserbereich 40 mm – 100 mm)
- Zugfestigkeit $R_m = 725$ MPa (Mittelwert des für den Durchmesserbereich 40 mm – 100 mm angegebenen Wertbereiches von 650 MPa – 800 MPa; eher überschätzt).
- yield stress $R_e = 400$ MPa (valid for diameters ranging from 40 mm – 100 mm)
- ultimate stress $R_m = 725$ MPa (mean value of 650 MPa – 800 MPa for diameters ranging from 40 mm – 100 mm, possibly slightly overestimated)

Versagenshypothesen

Die Hypothesen für die Ursache des Wellenbruchs sind:

Überlastung

Anhand des makroskopischen Bruchbildes (s. Bilder 3 und 4) sowie wegen der eingebauten Druckbegrenzung des Hydrauliksystems ist ein Gewaltbruch durch eine einmalige Überlastung auszuschließen. Es gibt allerdings Informationen, dass im Betrieb das Druckbegrenzungsventil öfters anspricht; folglich wird die maximal mögliche Belastung im Betrieb erreicht. Der Bruch ist jedoch erst nach ca. 5000 Betriebsstunden aufgetreten.

Failure Hypotheses

For the failure cause the following hypotheses were established:

Overloading

Considering the macroscopical fracture appearance (Figs. 3 and 4) and the fact that the hydraulic pressure is limited by a pressure valve a breakage by a single overload can be excluded. Nevertheless there are informations that the pressure valve has been actively operating during normal service. Thus the max. possible pressure is actually reached in service. But fracture occurred only after as much as appr. 5000 hours of service.

Materialfehler

Die Wahrscheinlichkeit eines Materialfehlers ist erfahrungsgemäss gering, zudem sind keine entsprechenden makroskopischen Indizien dafür im Bruchbild vorhanden.

Ermüdung

Die Formgebung der Welle ist betreffend Ermüdungsfestigkeit ungünstig wegen des kleinen Abrundungsradius der Wellenschulter, Bilder 3 und 6. Zudem weist das makroskopische Erscheinungsbild der Bruchflächen charakteristische Merkmale eines Ermüdungsbruches auf. Vom Verwender der Anlage wurde mitgeteilt, dass die Zähigkeit des verarbeiteten Materials und somit das mittlere Belastungsniveau in den letzten Betriebsjahren tendenziell zugenommen habe. Dies könnte eine Erklärung dafür sein, warum die Brüche in den letzten Jahren immer häufiger aufgetreten sind.

Untersuchungsplan

Die wahrscheinlichste primäre Ursache des Wellenbruches ist Ermüdung. Aus diesem Grund wurde als erstes die Plausibilität dieser Hypothese mit einer rechnerischen Spannungsanalyse und einer Lebensdauerabschätzung abgeklärt. Weitere Untersuchungen wären nur dann notwendig, wenn diese Hypothese durch die Berechnungsergebnisse nicht ausreichend deutlich erhärtet würde.

Berechnungen

Obwohl die visuellen und die metallkundlichen Befunde bereits die Schadenshypothese „Ermüdung“ stark unterstützen, ist damit noch nicht geklärt, ob dieser Ermüdungsbruch durch eine Unterdimensionierung bezüglich den Betriebslasten oder infolge einer generell ungenügenden Konstruktion oder Herstellung eingeleitet wurde. Daher ist eine rechnerische Kontrolle jedenfalls angebracht.

Die Berechnungen, die auf den mitgeteilten Randbedingungen basieren, wurden in folgenden Schritten durchgeführt:

Material Flaw

The probability of a material flaw is quite small according to experience and there are no macroscopical indications for this detectable on the fracture surface.

Fatigue

The shape of the shaft is awkward because of the small radius at the shoulder of the shaft (Figs. 3 and 6). In addition the macroscopical appearance of the fracture clearly shows the characteristics of a fatigue fracture. From the user of the plant information was available that the viscosity of the ingredients for the products has increased and thus the mean loading level has also increased in the past years. This could explain why fractures have become more frequent in the past few years.

Plan of Investigation

The most probable cause of the fracture of the shaft is fatigue. Therefore the validity of this hypothesis was investigated first, performing a numerical stress analysis and an assessment of the service life. Additional investigations would be necessary if the hypothesis was not proven sufficiently by the calculation results.

Calculations

Although already the visual and metallographical investigations have supported the failure hypothesis "fatigue" this alone does not suffice to clear whether this fatigue fracture has been brought about by too small dimensions with respect to service loads or by design and/or manufacture being generally insufficient. Therefore an assessment of the numerical design seems appropriate.

The calculations, which are based on the communicated boundary conditions were carried out in the following steps:

- Bestimmung der auf die Welle einwirkenden Belastungen
- statische Spannungsanalyse des gebrochenen Wellenquerschnittes anhand der ermittelten Belastungen
- Abschätzung der Lebensdauer der Welle
- identification of the loads acting on the shaft
- static stress analysis of the broken section of the shaft using the previously determined loads
- assessment of the lifetime of the shaft

Belastungen des gebrochenen Wellenquerschnittes

Für die Berechnung wurden die äusseren Belastungen durch Torsion mit dem max. Torsionsmoment von 12,8 kNm bei einem hydraulischen Druck von 400 bar und infolge Biegung bei einem Druck von 300 bar bestimmt.

Da die Art der Lagerung in der Nähe der Bruchstelle einen grossen Einfluss auf die Biegebeanspruchung hat, werden 2 Extremfälle unterschieden: oberes Lager völlig starr bzw. völlig nachgiebig bezüglich Biegung.

Da der Kerbradius ρ in der Konstruktionszeichnung nicht angegeben ist, erfolgt die Berechnung für verschiedene Radien, also unterschiedliche Kerbwirkung. Dies ergibt die Resultate in Tab. 2.

Loads on Broken Shaft Section

For the calculations the external loads due to torsion with a max. torsional moment of 12.8 kNm at a hydraulic pressure of 400 bar and due to bending at a pressure of 300 bar were determined.

Since the kind of bearing near the fractured section has a large influence on the bending stresses, 2 extreme cases were distinguished: upper bearing completely rigid and completely soft to bending moments respectively.

Because the notch radius ρ was not indicated in the design drawings, the calculation was carried out for different radii, i.e. different stress concentrations. This gives the results shown in Tab. 2.

	Belastung / Load [Nm]	Öldruck / oil pressure p [bar]
max. Torsionsbelastung max. torsional load	$1.28 \cdot 10^4$	400
max. Biegebelastung a) max. bending load a)	$2.45 \cdot 10^7$	300
max. Biegebelastung b) max. bending load b)	0	0 + 300

a) oberes Lager biegesteif; b) oberes Lager biegeweich
a) upper bearing rigid; b) upper bearing flexible

Tab. 1. Zusammenfassung der maximalen Belastungen der Welle im gebrochenen Querschnitt

Tab. 1. Summary of the max. loads of the shaft in the broken section

Spannungen bei statischer Belastung

Die ersten beiden Zeilen gelten für den vorliegenden Schadenfall, die Werte für σ zwischen 0,5 und 3 mm dienen einem Verbesserungsvorschlag.

Stresses at Static Loading

The first two lines represent this failure case, the values of σ between 0.5 and 3 mm serve for a proposal for improvement.

Der im Maschinenbau übliche Mindestwert von 1,5 für den Sicherheitsfaktor wäre sogar mit einer Formzahl von $K_{T\sigma} = 1$ unterschritten.

Anhand der Berechnungsergebnisse kann festgehalten werden, dass die Welle bereits für statische Belastungen unterdimensioniert war.

The minimum value of 1.5 for the safety factor commonly used in mechanical engineering would have been undershot even with a shape factor of $K_{T\sigma} = 1$.

The results of the calculations show that the shafts dimensions were too small even for static loads.

ρ [mm]	$K_{T\tau}$ [-]	$\tau_{\text{lok, max}}$ [MPa]	s_{τ} [-]	$K_{T\sigma}$ [-]	$\sigma_{\text{lok, max}}$ [MPa]	s_{σ} [-]
0.1	4.19	322	0.72	4.315	$1523 > R_m$	0.26
0.2	3.53	291	0.79	3.823	$1349 > R_m$	0.30
0.5	2.79	242	0.95	3.205	$1131 > R_m$	0.35
2	2.32	205	1.13	2.743	$968 > R_m$	0.41
3	1.75	157	1.47	2.049	$723 \approx R_m$	0.55

ρ	Radius	radius
$K_{T\tau}$	Formzahl Torsion	shape factor for torsion
$\tau_{\text{lok, max}}$	Torsionsspannung	torsional stress
s_{τ}	stat. Sicherheitsfaktor für Torsion	static safety factor torsion
$K_{T\sigma}$	Formzahl	shape factor for bending
$\sigma_{\text{lok, max}}$	Maximalspannung Biegung	max. bending stress
s_{σ}	stat. Sicherheitsfaktor für Biegung	static safety factor bending

Tab. 2. Formzahl, Maximalspannung sowie Sicherheitsfaktor des Wellenabsatzes bei unterschiedlichen Übergangsradien bei einer reinen Torsionsbeanspruchung bei 90 MPa Nennspannung und bei einer reinen Biegebeanspruchung mit $\sigma_{N, \max} = 353$ MPa

Tab. 2. Shape factor, max. stress and safety factor of the shaft shoulder for different radii at pure torsion and 90 MPa nominal stress and pure bending stress of $\sigma_{N, \max} = 353$ MPa

Spannungen bei Schwingbelastung

Für die Nachrechnung der Schwingbeanspruchung wurde mit einer max. Nennspannung von $\sigma_{N, \max} = 90$ MPa bei einer Amplitude von ± 45 MPa gerechnet

Diese Nennspannung erhöht sich durch Kerbwirkungsfaktoren abhängig vom Uebergangsradius. (siehe Tab. 3). $\tau_{\text{lok, max}} = K_{T\tau} \cdot \tau_{\text{lok, max}}$ Die Welle wurde durch Torsion und durch Biegung auf Ermüdung beansprucht.

Obwohl beide Beanspruchungsarten zum Bruch beigetragen haben, wird die Lebensdauerab-

Stresses for Cyclic Loading

The numerical analysis of the cyclic stresses was carried out for a max. nominal stress of $\sigma_{N, \max} = 90$ MPa and an stress amplitude of ± 45 MPa.

This nominal stress is raised by the notch factors depending on the transition radius (see Tab. 3). $\tau_{\text{lok, max}} = K_{T\tau} \cdot \tau_{\text{lok, max}}$. The shaft was fatigue stressed by torsion and bending.

Although both stress modes have contributed to failure the assessment of fatigue life was perfor-

ρ [mm]	$K_{t\tau}$ [-]	$K_{f\tau}$ [-]	$\tau_{lok,m}$ [MPa]	$\tau_{lok,a}$ [MPa]	$\tau_{lok,max}$ [MPa]
0.1	4.19	2.97	189	134	322
0.2	3.53	2.93	159	132	291
0.5	2.79	2.59	126	117	242
1	2.32	2.24	104	101	205
3	1.75	1.73	79	78	157

ρ	Abrundungsradius	transition radius
$K_{t\tau}$ [-]	Formzahl (aus Tab. 3)	shape factor (from Tab. 2)
$K_{f\tau}$	Kerbwirkungszahl (s.)	notch intensity factor (s.)
$\tau_{lok,m}$	mittlere Spannung	mean stress
$\tau_{lok,a}$	Spannungsamplitude	stress amplitude
$\tau_{lok,max}$	Maximalspannung	max. stress

Tab. 3. lokale Torsionsspannungen am Wellenabsatz

Tab. 3. local torsional stresses at the shoulder of the shaft

schätzung nur für die Torsionsbeanspruchung durchgeführt, da bereits anhand der Torsionsbeanspruchungen der Eintritt eines Ermüdungsbruches infolge ungenügender Konstruktion recht wahrscheinlich schien.

Nach dem Nennspannungskonzept [FKM 98] erhält man die Resultate in Tab. 3.

Beurteilung der Dauerfestigkeit der Welle

Nachfolgend wird rechnerisch abgeschätzt, ob die Welle dauerfest, d.h. die Anzahl der möglichen Lastspiele > 1 Million ist.

Das Smith-Diagramm stellt die maximale Spannungsamplitude in Funktion der Mittelspannung dar, bei der das Bauteil noch dauerfest ist.

Da in unserem Fall keine Versuchsergebnisse mit dem Bauteil (Welle) vorliegen, wird dieses Diagramm anhand der Festigkeitskennwerte des Wellenwerkstoffes R_m und R_e angenähert [FKM 98], Bild 7.

Aus dem Diagramm wird ersichtlich, dass ab einer Mittelspannung von rund 85 MPa die maximale Spannung höchstens rund 230 MPa betragen darf, damit die Welle noch dauerfest ist.

med for torsion only because torsional stressing alone already showed that an insufficient design was a quite probable cause for a fatigue fracture.

The concept of nominal stresses [FKM 98] yields the results shown in Tab. 3.

Assessment of the Shafts Fatigue Strength

Here was calculated wheter the shaft is fatigue-proof, i.e. the number of sustainable load-cycles is > 1 million.

The Smith-diagram represents the max. stress amplitudes in function of the mean stresses where the component is still fatigue-proof.

Because there were no test results available in the present case, this diagram was established approximately using the static strength values R_m and R_e of the material [FKM 98], Fig. 7.

From this diagram can be seen that starting form a mean stress of appr. 85 MPa the max. stress may only reach 230 MPa at most for the shaft to be fatigue-proof.

Bild 8. Wöhler-Schaubild mit Bezeichnung der Bereiche [Haib 89]

Fig. 8. Wöhler-diagram with nomenclature acc. to [Haib 89]

Demnach gilt für die zulässige Spannungsamplitude im Falle $\tau_{lok,m} > 85$ MPa die Beziehung $\tau_{a,D} = 230 - \tau_{lok,m}$ [MPa], wo $\tau_{a,D}$ dauerfeste Spannungsamplitude ist.

In Tab. 4 wird die maximale Spannungsamplitude für Dauerfestigkeit mit den für verschiedene Übergangsradien ermittelten, effektiven Spannungswerten verglichen.

Thus the permissible stress-amplitude for the case $\tau_{lok,m} > 85$ MPa is given by $\tau_{a,D} = 230 - \tau_{lok,m}$ [MPa] where $\tau_{a,D}$ is the max. fatigue-proof stress amplitude.

In Tab. 4 the max. amplitudes of the fatigue limit are compared to the actual stress values calculated for different transition radii.

Ermüdungsspannungen im Kerbgrund

ρ [mm]	$\tau_{lok,m}$ [MPa]	$\tau_{a,D}$ [MPa]	$\tau_{lok,a}$ [MPa]	dauerfest / fatigue-proof ja/nein / yes/no
0.1	189	41	134	nein / no
0.2	159	71	132	nein / no
0.5	126	104	117	nein / no
1	104	126	101	ja / yes
3	79	151	78	ja / yes

$\tau_{a,D}$	max.dauerfeste Spannungsamplitude	max. fatigue strength amplitude
ρ	Abrundungsradius	root radius
$\tau_{lok,m}$	mittlere Spannung	mean stress
$\tau_{lok,a}$	Spannungsamplitude	stress amplitude

Tab. 4. Ermüdungsspannungen im Kerbgrund

Tab. 4. Fatigue stresses in the notch root

Aus Tab. 4 ist ersichtlich, dass die gebrochene Welle ($\rho_{\max} \cong 0,2 \text{ mm}$) den Referenz-Belastungszyklus nicht dauerhaft erträgt. Damit wurde gezeigt, dass nach einer bestimmten Anzahl von Lastwechseln mit einem Bruch gerechnet werden muss. Dies ist zwar eine notwendige, jedoch noch nicht ausreichende Bedingung für den rechnerischen Nachweis der Ermüdung im vorliegenden Fall. Für eine Beurteilung der Plausibilität der Hypothese „Ermüdung“ muss noch abgeklärt werden, ob der Bruch tatsächlich im Bereich von 5000 Betriebsstunden zu erwarten ist.

Beurteilung der Lebensdauer der Welle

Nach [Haib 89] kann die kritische Lastspielzahl im Zeitfestigkeitsbereich wie folgt abgeschätzt werden:

$$N_B = N_D \cdot \left(\frac{\tau_a}{\tau_{a,D}} \right)^{-k}$$

- $\tau_{a,D}$: max. ertragbare Spannungsamplitude für Dauerfestigkeit
- k : Steigung der Wöhlerlinie im Zeitfestigkeitsbereich (Bild 8)
- N_D : Eckschwingspielzahl (Bild 8)
- N_B : Anzahl der Belastungszyklen bis zum Bruch

Für unseren Fall gelten die folgenden Parameterwerte:

- – $\tau_{a,D} \rightarrow$ Tab. 4
- $k = 5$ (für gekerbte Bauteile aus Stahl gemäss [Haib 89])
- $N_D = 10^6$ (üblicher Wert für Stahlbauteile [Haib 89])

Tab. 5 fasst die mit diesen Parametern ermittelten, kritischen Lastspielzahlen zusammen.

Interpretation der Resultate

Für den gebrochenen Wellenquerschnitt wurde für $N_B = 2700 \div 45000$ für $\rho = 0,1 \div 0,2 \text{ mm}$ als kritischer Lastspielzahlbereich bei der Referenzbelastung ermittelt.

From Tab. 4 can be seen that the broken shaft ($\rho_{\max} \cong 0.2 \text{ mm}$) is not capable to withstand the reference-load cycle without fatigue. Thus it was demonstrated that a fracture is to be expected after a certain number of load cycles. This is a necessary but not sufficient condition for numerical proof of fatigue in the present case. For a judgement of the plausibility of the failure hypothesis "fatigue" it also has to be determined, whether the fracture was actually to be expected in the region of 5000 service hours.

Assessment of the Shafts Life-Time

According to [Haib 89] the critical number of cycles in the region of limited fatigue strength can be calculated using:

- $\tau_{a,D}$: max. stress amplitude of the fatigue limit
- k : slope of the Wöhler-line in the region of limited fatigue strength (Fig. 8)
- N_D : number of cycles at corner (Fig. 8)
- N_B : number of cycles to failure

In the present case the parameters were:

- – $\tau_{a,D} \rightarrow$ Tab. 4
- $k = 5$ (for notched components made from steel acc. to [Haib 89])
- $N_D = 10^6$ (common value for steel components [Haib 89],)

Tab. 5 summarizes the critical number of load cycles calculated using these parameters.

Interpretation of the Results

For the broken section of the shaft a critical range of load cycles of $N_B = 2700 \div 45000$ for $\rho = 0.1 \div 0.2$ was found using the defined reference load.

Dieser Zeitbereich beinhaltet die vom Benutzer genannte geschätzte Betriebsdauer bis zum Bruch:

$$(t_{\text{Betr,min}} = 2700\text{h}) < (t_{\text{eff}} \approx 5000\text{h}) < (t_{\text{Betr,max}} = 4500\text{h})$$

This estimated range comprises the number of service hours until fracture given by the owner of the machine:

$$(t_{\text{Betr,min}} = 2700\text{h}) < (t_{\text{eff}} \approx 5000\text{h}) < (t_{\text{Betr,max}} = 4500\text{h})$$

ρ [mm]	$\tau_{\text{el,D}}$ [MPa]	$\tau_{\text{brk,el}}$ [MPa]	N_B [-]	Bereich region
0.1	41	134	2700	Zeitfestigkeit / limited fatigue strength
0.2	71	132	45300	Zeitfestigkeit / limited fatigue strength
0.5	104	117	565700	Zeitfestigkeit / limited fatigue strength
1	126	101	∞	Dauerfestigkeit / fatigue strength
3	151	78	∞	Dauerfestigkeit / fatigue strength

ρ	Kerbradius	notch root radius
$\tau_{\text{el,D}}$	ertragbare Spannungsamplitude	sustainable stress amplitude
$\tau_{\text{brk,el}}$	Spannungsamplitude	stress amplitude
N_B	kritische Lastspielzahl	critical number of load cycles

Tab. 5. Values for number of cycles to failure depending on the notch root radius

Tab. 5. Lebensdauerwerte für Referenzspannungszyklus in Abhängigkeit des Kerbradius

Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass Ermüdung infolge ungenügender Kerbradius als Ursache des Wellenbruchs auch anhand der Berechnungsergebnisse plausibel ist.

Summarizing one can state that fatigue caused by an insufficient notch root radius could also be confirmed by the results of the numerical analysis.

Schlussfolgerungen

Bereits das Bruchbild der Welle deutet auf Ermüdung als die weitaus wahrscheinlichste Ursache des Wellenbruchs hin. Zur weiteren Erhärtung dieser Schadenshypothese wurde eine rechnerische Spannungsanalyse und Lebens-

Conclusions

The fracture appearance of the shaft indicates fatigue as the most probable cause of the fracture. To support this failure hypothesis a numerical analysis and assessment of the life until fracture was performed for the broken section of the

dauerabschätzung den gebrochenen Wellenquerschnitt betreffend durchgeführt. Bereits die statische Auslegung der Welle zeigte sich als unzureichend.

Zudem haben die Resultate der Lebensdauerabschätzung die Plausibilität der Hypothese „Ermüdung wegen mangelhafter Detailkonstruktion“ untermauert.

Verbesserungsvorschläge

Zur Vermeidung künftiger Ermüdung von Rührwellen werden folgende Massnahmen vorgeschlagen:

- Vergrösserung des Kerbradius
- Polieren der Welle im Bereich des Wellenabsatzes
- gleichmässiger Auslastung der beiden Rührwellen durch Wechsel der beiden Werkzeuge
- tieferer Systemdruck in den beiden Hydraulikkreisläufen
- Modifikation der technologischen Parameter, z.B. Temperatur der gerührten Masse
- Reduktion der Drehzahlen der Welle und des Karussells
- Modifikation der Lagerung der Wellen
- Wahl eines festeren Werkstoffes

shaft. Already the static design of the shaft turned out to be insufficient.

In addition the results of the life-time assessment have supported the plausibility of the hypothesis "fatigue failure due to poor design detail".

Proposals for Improvements

To avoid future fatigue failures of stirrer shafts the following measures are proposed:

- increased radius at shaft shoulder
- polishing the shaft in the range of the shoulder
- more uniform loading of both stirrer shafts by exchanging both tools
- lower hydraulic pressure in both systems
- modification of the technological parameters, e.g. temperature of the stirred mass
- reduction of the revolutions of shaft and base plate
- modification of the bearings of the shafts
- choice of a stronger material

Literatur/References

- [Beit 81] *Beitz, W.; Küttner, K.-H.* Dubbel, Taschenbuch für den Maschinenbau. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg 1981
- [Issl 97] *Issler L.; Rouss H.; Häfele P.* Festigkeitslehre – Grundlagen, 2. Auflage Springer-Verlag, 1997

- [Haib 89] *Haibach, E.* Betriebsfestigkeit; Verfahren und Daten zur Bauteilberechnung. VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf 1989
- [FKM 98] *Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile*, 3. Ausgabe 1998 VDMA-Verlags GmbH, Frankfurt a.M.