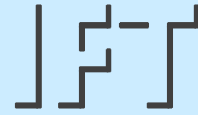


Berichte aus dem

**INSTITUT FÜR FÖRDERTECHNIK  
UND LOGISTIK**

Institutsleiter: Prof. Dr.-Ing. K.-H. Wehking

**UNIVERSITÄT STUTTGART**



Ulrich Weiskopf

**Untersuchung zur Lebensdauer von  
Kranhubseilen in der Mehrlagenwicklung**

Juli 2008

# **Untersuchung zur Lebensdauer von Kranhubseilen in der Mehrlagenwicklung**

Von der Fakultät Maschinenbau  
der Universität Stuttgart  
zur Erlangung der Würde eines  
Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)  
genehmigte Abhandlung

Vorgelegt von  
**Dipl.-Ing. Ulrich Weiskopf**  
geboren in Frankfurt am Main

Hauptberichter: Prof. Dr.-Ing. K.-H. Wehking  
Mitberichter: Prof. Dr.-Ing. B. Bertsche

Tag der Einreichung: 14.12.2006  
Tag der mündlichen Prüfung: 06.11.2007

Institut für Fördertechnik und Logistik  
der Universität Stuttgart

2008

*Meinem Großvater  
Ludwig Michel gewidmet.*

## Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Fördertechnik und Logistik (IFT) der Universität Stuttgart. Konstruktion und Bau des Versuchsstands „Mehrlagenwicklung“ und die Durchführung der im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten zahlreichen Dauerversuche in der Mehrlagenwicklung waren Bestandteil des Forschungsprojektes „Lebensdauer und Abergereife bei Mehrlagenwicklung im Kranbau“. Das Projekt wurde von der Arbeitsgemeinschaft für industrielle Gemeinschaftsforschung „Otto von Guericke“ e.V. (AiF) gefördert.

An erster Stelle möchte ich Herrn Prof. Dr.-Ing. K.-H. Wehking, dem Leiter des Instituts für Fördertechnik und Logistik, für die wissenschaftliche Betreuung der Arbeit, sein Vertrauen und seine Unterstützung bei der Durchführung der Arbeit danken. Herrn Prof. Dr.-Ing. B. Bertsche, dem Leiter des Instituts für Maschinenelemente, danke ich für die Durchsicht der Arbeit und für die freundliche Übernahme des Mitberichtes. Dem ehemaligen Leiter der Abteilung Seiltechnik und Seilanwendungen am IFT, Herrn Dr.-Ing. W. Vogel, möchte ich ebenfalls Dank sagen für seine konstruktive Kritik, seine unterstützenden Anregungen und das entgegengebrachte Interesse.

Meinen ehemaligen Kollegen am Institut, die mich während meiner Zeit am Institut kollegial begleitet und fachlich unterstützt haben, möchte ich meinen Dank aussprechen. Besonderer Dank gilt meinem Zimmerkollegen Herrn Dr.-Ing. A. Klöpfer für die wertvollen fachlichen Anregungen, die hilfreichen Diskussionen und für die freundschaftliche Zusammenarbeit. Herrn Dipl.-Ing. R. Hemminger fühle ich mich besonders für die Vermittlung seiner wertvollen Erfahrungen in Prüfstandsbaue und Versuchsbetrieb verbunden. In den Dank einschließen möchte ich auch die Mitarbeiter der Seilwerkstatt unter der Leitung von Herrn A. Haase, durch deren Einsatz Aufbau und Betrieb des Prüfstands „Mehrlagenwicklung“ erst ermöglicht wurden.

Diejenigen, die als Studentinnen und Studenten im Rahmen von Studienarbeiten oder als wissenschaftliche Hilfskräfte zum Gelingen dieser Arbeit wesentlich beigetragen haben und durch deren Einsatz der reibungslose Betrieb des Prüfstands „Mehrlagenwicklung“ und die Versuchsdurchführung ermöglicht wurde, waren für mich eine besondere Unterstützung.

Mein persönlicher Dank gilt meiner Familie, meinen Freunden und vor allem meiner Partnerin Anja Dieterle, die mir während der Zeit der Ausarbeitung mit Aufmunterung und Motivation und als Ansprechpartner zur Seite standen.

## Inhaltsverzeichnis

Vorwort .....	3
Inhaltsverzeichnis.....	4
Formelzeichen.....	5
Kurzfassung.....	7
Abstract.....	8
1 Einleitung.....	15
1.1 Problemstellung .....	15
1.2 Zielsetzung .....	16
1.3 Stand der Erkenntnisse in Wissenschaft und Technik.....	17
1.3.1 Windentrommeln für die Mehrlagenwicklung .....	17
1.3.2 Lauf von Seilen über Scheiben.....	19
1.3.3 Seile in der Mehrlagenwicklung.....	25
1.3.4 Kräfte und Spannungen in mehrlagig gewickelten Drahtseilen .....	32
1.4 Mehrlagenwicklung – eine Spezialanwendung für laufende Seile .....	35
1.4.1 Vorgänge beim Spulen auf Trommeln .....	36
1.4.2 Auswirkungen der Seilschädigung auf Seillebensdauer und Ablegereife.....	50
1.5 Fazit.....	51
2 Mechanismen in der Mehrlagenwicklung .....	52
2.1 Mechanischer Verschleiß.....	54
2.2 Pressung .....	59
2.3 Querverformung und Ovalisierung.....	62
2.4 Einfluss der Seilkonstruktion auf das Schädigungsverhalten .....	64
3 Experimentelle Untersuchungen .....	65
3.1 Seillebensdauer und Ablegereife in der Mehrlagenwicklung.....	65
3.1.1 Versuchsprüfstand „Mehrlagenwicklung“ .....	66
3.1.2 Versuchsparameter .....	72
3.1.3 Versuchsmatrix.....	74
3.1.4 Ablauf eines Versuchs .....	76
3.1.5 Auswertung der Prüfstandsversuche .....	77
3.2 Untersuchung der Querelastizität .....	90
3.2.1 Querelastizität der unbelasteten Seile .....	90
3.2.2 Querelastizität unter Zugbeanspruchung .....	96
3.3 Erweiterung der Lebensdauergleichung für Seile in der Mehrlagenwicklung .....	105
3.4 Ablegereifeerkennung .....	111
3.5 Zusätzliche Untersuchungen .....	113
3.5.1 Ergebnisse aus den Untersuchungen abgelegter Kranseile.....	113
3.5.2 Seilvorspannung im Betrieb .....	114
3.5.3 Betriebsmessungen an Krananlagen in der Praxis .....	117
4 Zusammenfassung .....	123
5 Literatur.....	130
6 Anhang.....	134

## Formelzeichen

Zeichen	Einheit	Bedeutung
$a_i$	[-]	Gleichungskoeffizient, $i \in \mathbb{N}$
$A$	[mm <sup>2</sup> ]	Nennquerschnittsfläche des Seils
$A_{\text{met}}$	[mm <sup>2</sup> ]	metallische Querschnittsfläche des Seils
$b$	[-]	Bestimmtheitsmaß
$b_i$	[-]	Gleichungskoeffizient, $i \in \mathbb{N}$
$d$	[mm]	Seilnenn Durchmesser
$d_0$	[mm]	Einheitsseildurchmesser, $d_0 = 1 \text{ mm}$
$d_{\text{met}}$	[mm]	metallischer Seildurchmesser
$D$	[mm]	Scheiben- oder Trommeldurchmesser
$D/d$	[-]	Durchmesser Verhältnis von Trommel-/Wickeldurchmesser zu Seildurchmesser
$E$	[N/mm <sup>2</sup> ]	Elastizitätsmodul
$E_{\text{SQ}}$	[N/mm <sup>2</sup> ]	Seilquerelastizitätsmodul
$f$	[-]	Füllfaktor des Seiles
$F_D$	[N]	Drahtkuppenkraft
$F_V$	[N]	Vorspannkraft
$F_V/d^2$	[N/mm <sup>2</sup> ]	durchmesserbezogene Vorspannkraft
$G$	[N/mm <sup>2</sup> ]	Schubmodul
$l$	[mm]	Biegelänge, Schlaglänge der Drähte in der Litze
$k$	[N/mm <sup>2</sup> ]	Pressung
$k_Q$	[-]	Spannungsverhältnis
$K_i$	[-]	Krümmungen des Drahtelements vor und nach einer Änderung seiner Raumkurve
$L$	[mm]	Schlaglänge der Litzen im Seil
$m_i$	[-]	Gleichungskoeffizient, $i \in \mathbb{N}$
$n$	[-]	Anzahl eines betrachteten Element, $n \in \mathbb{N}$
$N$	[-]	Hubspielzahl, Biegewechselzahl
$N_{\text{korr}}$	[-]	korrigierte Biegewechselzahl
$O_q$	[%]	Ovalisierungsquotient
$P_i$	[-]	Gleichungsparameter
$Q$	[N]	Querlast
$q$	[N/m]	längenbezogene Anpresskraft
$r$	[mm]	Rillenradius
$R_0$	[N/mm <sup>2</sup> ]	Nennfestigkeit
$s_{Oq}$	[-]	Standardabweichung des Ovalisierungsquotienten

$S$	[N]	Seilzugkraft
$S_0$	[N]	Einheitskraft, $S_0 = 1 \text{ N}$
$S/d^2$	[N/mm <sup>2</sup> ]	durchmesserbezogene Seilzugkraft
$S_0/d_0^2$	[N/mm <sup>2</sup> ]	Normierungsfaktor, $S_0/d_0^2 = 1 \text{ N/mm}^2$
$t$	[mm]	Rillensteigung
$T_i$	[-]	Windungen des Drahtelements vor und nach einer Änderung seiner Raumkurve
$u$	[-]	Parameter der Standardnormalverteilung
$w_i$	[-]	Anzahl der Beanspruchungselemente
$W_Q$	[J]	Arbeitsaufnahme des Seiles unter Querlast
$x_V$	[-]	Faktor zur Berücksichtigung der Seilverdichtung
$Z$	[-]	Spielzahl des Seiltriebes
$Z_L$	[-]	Lagenzahl
$\alpha$	[°]	Schrägzugwinkel
$\beta$	[°]	Schlagwinkel der Litzen im Seil
$\gamma$	[°]	Steigungswinkel
$\delta$	[mm]	Drahtdurchmesser
$\varepsilon_q$	[%]	Querdehnung
$\nu$	[-]	Seilzugsicherheit
$\sigma$	[°]	Schaltwinkel
$\sigma_b$	[N/mm <sup>2</sup> ]	Biegespannung
$\sigma_Q$	[N/mm <sup>2</sup> ]	Querspannung
$\sigma_L$	[N/mm <sup>2</sup> ]	Längsspannung
$\sigma_z$	[N/mm <sup>2</sup> ]	Zugspannung
$\tau$	[N/mm <sup>2</sup> ]	Torsionsspannung
$\varphi_{res}$	[°]	Kreuzungswinkel

## Kurzfassung

In vielen fördertechnischen Anwendungen wie bei Mobil- und Turmdrehkränen werden mehrlagig bewickelte Seiltrommeln eingesetzt. Bei der mehrlagigen Bewicklung sind die Seile im Vergleich zum einlagigen Seiltrieb einer erheblich höheren mechanischen Beanspruchung ausgesetzt. Die Seillebensdauer ist deshalb in der Mehrlagenwicklung erheblich reduziert. Diese Minderung der Seillebensdauer durch die Mehrlagenwicklung ist bisher nur ansatzweise untersucht. Wegen der für die praktischen Anwendungen fehlenden Berechnungsmöglichkeiten sind Seil-, Kran- und Windenhersteller gezwungen, mit hohen Sicherheitsfaktoren und strengen Ablegekriterien für Hubseile in der Mehrlagenwicklung zu arbeiten. Hieraus ergeben sich deutliche wirtschaftliche und sicherheitstechnische Nachteile.

In der vorliegenden Arbeit wird zunächst der heutige Kenntnisstand in den relevanten Bereichen der Seil- und Hubwerkstechnik dargestellt. Davon ausgehend erfolgt eine ausführliche Betrachtung der für die Mehrlagenwicklung entscheidenden Schädigungsmechanismen und deren Einflusses auf die Seillebensdauer in theoretischer, experimenteller und analytischer Hinsicht. Zur Verifizierung der Betrachtungen werden breit angelegte Versuchsreihen beschrieben, die der Quantifizierung des Einflusses der wichtigsten Schädigungsparameter in der Mehrlagenwicklung sowie der Untersuchung seilspezifischer Einflussparameter dienen. Als Ergebnis der Versuchsauswertungen wird unter Berücksichtigung der geschaffenen Datenbasis eine allgemeingültige, in dieser Form bisher nicht vorliegende Lebensdauergleichung für Seile in der Mehrlagenwicklung vorgestellt, mit der erstmals die Lebensdauer von Hubseilen in der Mehrlagenwicklung mit hoher Sicherheit berechnet werden kann.

Zu Beginn der Forschungstätigkeiten war der Rückgang der Seillebensdauer durch die Effekte der Mehrlagenwicklung vorsichtig auf ca. ein Drittel im Vergleich zum einlagigen Lauf über Scheiben eingeschätzt worden. Tatsächlich kann durch die jetzt vorliegenden Ergebnisse eine deutlich höhere Lebensdauerabnahme auf ca. 3 bis 10 % im Vergleich zur Rundrille nachgewiesen werden.

Damit sind durch die Ergebnisse der im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen erstmals wesentliche Grundlagen für das Verständnis der zur Seilschädigung führenden Abläufe in der Mehrlagenwicklung geschaffen worden. Zudem liegt jetzt durch die beschriebene Lebensdauergleichung ein wichtiges Werkzeug für die Auslegung von Seilen und Seiltrieben mit Mehrlagenwicklung vor.



## Abstract

### Analysis of the lifetime of hoisting ropes in multilayer spooling

In many applications of lifting technology, as e.g. in mobile and tower cranes and in the offshore field, multilayer spooled hoisting drums are used. This is due to the large rope lengths and the limited space. Compared to ropes running over sheaves in multilayer spooling the ropes are exposed to a much higher mechanical wear which causes a remarkable reduction of the rope lifetime.

Until now the reduction of the rope lifetime by multilayer spooling is examined only rudimentarily. For practical applications there are no calculation rules as there are for single-layer rope drives given by the formula for rope lifetime of **Feyrer 2000**. For this reason the manufacturers of ropes, cranes and winches are forced to apply high safety factors and severe discard criteria for multilayer spooling. This situation results in higher rope and drum diameters, which again means larger gears and drives, shorter usage periods of the ropes and thus economical disadvantages. So in order to increase the safety and the efficiency of the crane unit it is highly necessary to increase the knowledge about the mechanisms of rope damage in multilayer spooling, about the evolution of the wire breakages and about the effects of each damage parameter on the lifetime of the rope.

Inquiries among experts in practice made by the Institute for Mechanical Handling and Logistics, Stuttgart, have shown that until now there are no objective figures referring to this matter. The reduction of the lifetime of the ropes caused by the effects of multilayer spooling is only carefully estimated to about one third. In fact the results of this „multilayer spooling“ research work have proven a reduction of rope lifetime down to approximately 3 to 10 % compared to ropes running over sheaves.

In this thesis at first today's state of knowledge in the relevant fields of rope and winch technology is presented comprehensively. Based on this the damage mechanisms which are decisive for multilayer spooling and their influence on the rope lifetime are viewed theoretically, experimentally and analytically. In order to verify the theoretical considerations one first comprehensive series of tests is described, the results of which delivering an equation for the calculation of rope lifetime, specific for each of the examined test ropes. Based on this a second examination has been performed in order to find out the specific characteristics of the individual ropes by evaluating additional rope parameters. As a result of the evaluation of the tests and taking the new test into consideration data a general equation for the rope lifetime is introduced which has not yet been available in this form. For the first time ever this equation allows a highly reliable prediction of the rope lifetime in multilayer spooling.

The hoisting drum as a machine element is an essential part of the rope drive in lifting devices and cranes, both with single-layer and multilayer spooling. For this subject there are numerous treatises which mainly deal with the construction and design of hoisting drums as well as load and tension conditions both in the drum cylinder and the drum flange. More precise knowledge about this again is very helpful for the description and the understanding of the proceedings and the stresses in the multilayer winding system.

A first model for the calculation of single-layer spooled rope drums is introduced by **Hoeland 1969**. **Dietz 1971** describes a method for the calculation of the strength of rope drums with both single- and multilayer spooling. Only a few years after Dietz' publication his method of calculation is completed with additional theoretical examinations by **Neugebauer 1980**.

**Henschel 2000** continues the works of Dietz and expands them with additional knowledge. Henschel especially considers the influences of modern rope constructions. He verifies the findings of Dietz and Neugebauer, according to which the lateral elasticity modulus and the number of lateral contraction have a decisive influence on the stresses in the hoisting drum. Building up on the results of Henschel **Mupende 2001** expands and increases the knowledge of the stress and deformation behaviour of the rope drums.

Wire ropes are subject to a more or less severe wear by many different proceedings of stress and therefore have a limited lifetime. The lifetime of ropes running over sheaves is sufficiently examined for numerous rope and system parameters. Building up on the results of many examinations Feyrer has developed a calculation method for the lifetime of ropes in rope drives, **Feyrer 1994** und **Feyrer 2000**. This lifetime equation of Feyrer is the state of science and engineering for most of the rope drives. The equation is based on numerous bending tests of different rope constructions, taking into consideration many different parameters.

Safe use of wire ropes requires that the time of discard is recognized in time before a dangerous situation occurs. Discard is defined as that point of time, when continued use of the wire rope can lead to a dangerous situation. **DIN EN 12385-3** describes definite conditions and refers to the discard criteria of **ISO 4309**. Under normal conditions and at standard use of the rope the number of wire breaks is the most important discard criterion. Therefore in applications with multilayer spooling it is important which rope zone is spooled in multilayer most often. In this zone the most intense development of wire breaks can be observed. On the other hand the development of wire breaks in the remaining rope sections which are exclusively stressed by bendings in the same and in the opposite direction can be neglected.

Both in the inside and on the outside of a rope wire breaks basically are a consequence of primary and secondary tensions and bending stresses. Moreover they are a sign of wear caused by outer and inner frictions in the rope. In the field of multilayer spooling the extreme outer mechanical wear of the rope causes an immense number of outer wire breaks which allow no conclusions about wire breaks in the

inside of the rope. For this reason the validity of the usual detection of discard on the basis of the number of visible wire breaks as described in ISO 4309 must be called in question in applications of multilayer spooling.

For rope drives with multilayer spooling the lifetime equation of Feyrer can deliver only rough approximation values. This is because the damaging proceedings on the hoisting drum and especially the influence of drums with multilayer spooling are not taken into account by this equation. Apart from the occurrence of severe rope damages in rope drives with multilayer spooling the time of discard is basically reached just by the effects of multilayer spooling, which means long time before the effects of rope bends occur. Extending the lifetime equation of Feyrer by a „multilayer term“ – as described in a first attempt to scientifically determine the lifetime reducing influence of multilayering by **Briem 2002** and continued by **Verreet 2003** – therefore can only be little effective.

For the rope lifetime and the mechanisms of damage the mutual interactions of the single rope strands and the conditions in the loaded rope are of special interest. For a closer examination of the stress conditions basic approaches, which have been developed for the determination of the effects of outer forces on the rope in a single-layer rope drive, can be referred to.

In practice on crane units with multilayer spooling today drums with grooving system are almost exclusively used. Trouble-free function of multilayer spooling among others essentially depends on a precise design of the drum geometry and of minimal tolerances in diameter of the rope. Even with a high number of layers the usage of grooving systems enables an orderly structure of the multilayer winding system. This requires that the rope is spooled with a sufficient prestressing force. Multilayer spooling on drums causes a crossing of the rope windings of the distinct layers. Significantly increased stress and wear of the rope in multilayer spooling is caused by the direct contact of the single rope windings.

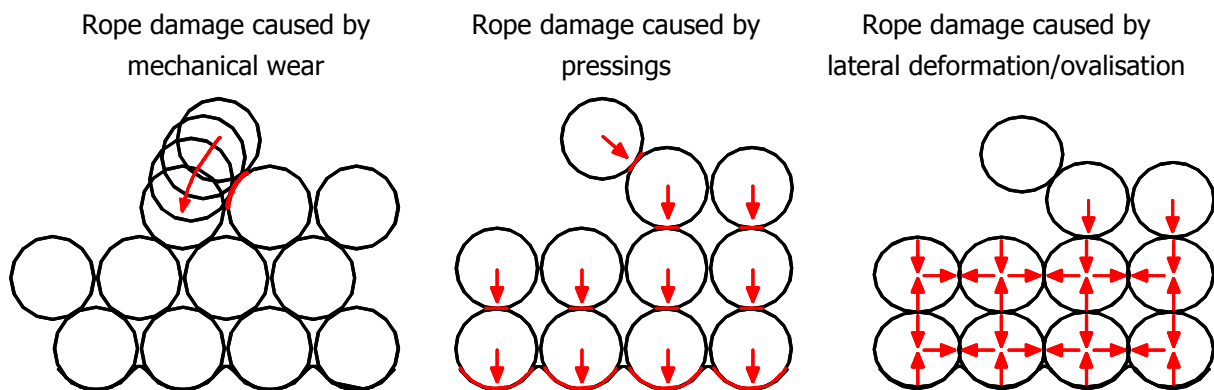
Malfunctions of the multilayer spooling of crane ropes above all emerge from inappropriate geometry of drum and groove, wrong choice of the rope construction, over- or undersized rope diameter, faults in design or constructional weaknesses in the rope drive and from operational faults by the use of needlessly high rope length and neglect of the necessary prestress of the rope. These deviations directly or indirectly lead to immoderate rope damage and so to a too early discard of the rope.

Knowing the mechanisms of damaging it gets possible to take well-aimed action to increase the lifetime of the ropes and thus increase economy and safety of the rope drive. Basically there are three mechanisms causing rope damage in multilayer spooling, **Fig. 1**:

- Rope damage caused by mechanical wear:  
Substantial damage appears during the mechanical contact of the rope strands within the whole winding package and even stronger between the rope strand running onto the drum and the last spooled rope winding. During the spooling

process there are relative movements between the rope strands and as a consequence friction forces due to the force relations within the rope strands. Mechanical wear is triggered by these conditions as well as by hooking in of strands and wires.

- Rope damage caused by pressings:  
Pressing appears on all the contact areas of the rope windings within the spooling package, caused by the lacing tensions of the loaded rope. These pressings produce truncations and indentions on the contact spots of the wires, which in combination with the mechanical wear and the wire tensions lead to the appearance of wire breaks.
- Rope damage caused by lateral deformation/ovalisation:  
Another important influence on rope damage and thus on the rope lifetime in multilayer spooling is given by the ovalisation of the rope, in multilayer spooling caused by the rope load and the lacing tensions of the following rope layer. Ovalisation of a rope strand in the cross section of a multilayer spooling in contrast to the ideal round sheave is considerably higher.



**Fig. 1:** Mechanisms of rope damage in multilayer spooling

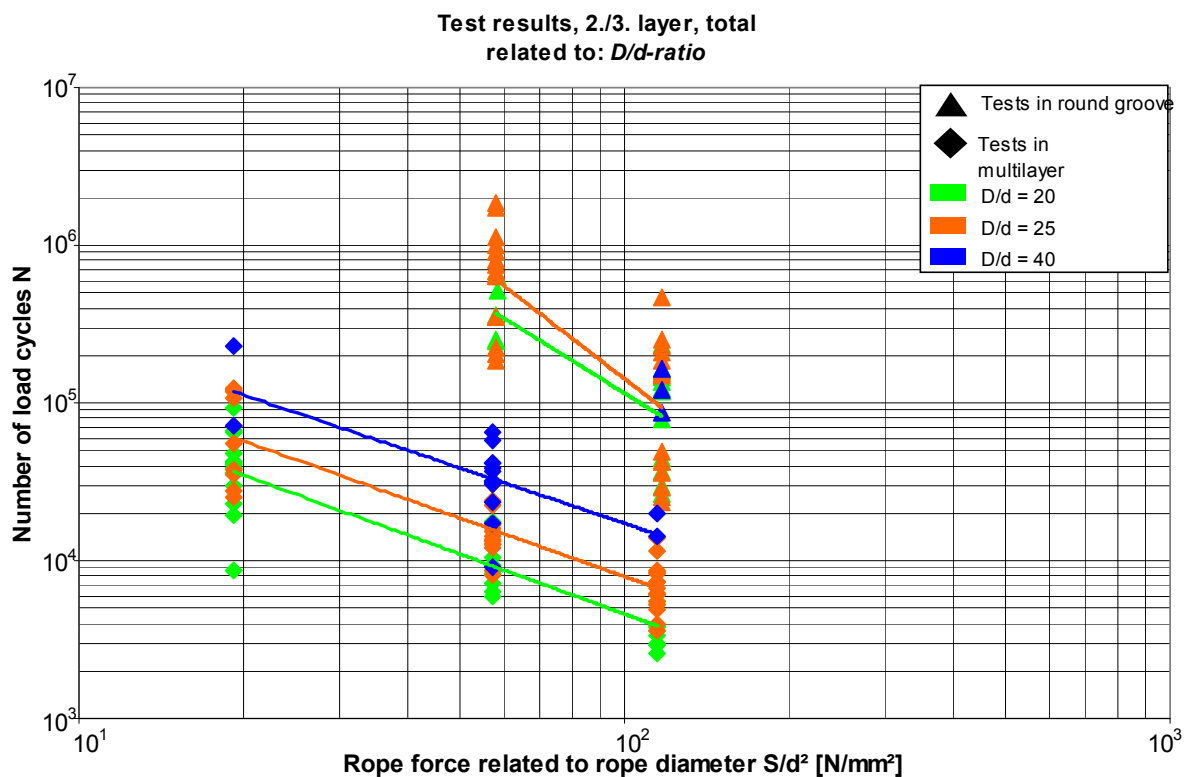
The approximation formula presented in this paper shows a way for the calculation of the bending tensions in the area of highest stress within a rope which is stressed by ovalisation in multilayer spooling. Thus a method is given for calculating the stress relations in the multilayer spooled rope caused by pressings and ovalisation. Considering the contact situation, which is only difficultly to describe, and the force relations, which for this reason can not be determined clearly, these approximations are a satisfying way for the description of the tensions in multilayer spooling.

The lifetime of crane ropes in multilayer spooling has for the first time been investigated comprehensively and systematically in a comprehensive research project by the University of Stuttgart Institute for Mechanical Handling and Logistics (IFT), **FVB 2004**. In the centre of the research work were tests on a large test stand, which focused on the influence of various rope and system parameters on the lifetime of ropes in multilayer spooling. In cooperation with experts of the crane and rope industry four main damage parameters have been selected, which have essential influ-

ence on the rope lifetime in multilayer spooling. These parameters are „rope force“, „rope prestress at first spooling“, „shifting of layers on different drum layers“ and „ratio of drum-diameter to rope-diameter  $D/d$ “.

On the double test stand multilayer spooling tests with fixed parameters have been carried out. The number of lifting cycles until breakage achieved in the test has been recorded and noted down in a lifetime diagram in double-logarithmic delineation above the diameter-related rope force. They then have been compared to bending tests in a round groove in order to determine the reduction of rope lifetime caused by rope damage in multilayer spooling. This analysis gives a possibility to compare the test results and to comprehend the inherent laws resulting from the variation of the single parameters. In multilayer spooling, depending on the combination of parameters, the rope reaches a lifetime of in some cases only three percent of that lifetime achieved in a bending test.

The rope construction is of great influence on the rope lifetime. Differences in lifetime have been determined up to a factor of eight between the examined rope constructions. It can be seen clearly in the analysis, that an increase of the  $D/d$ -ratio causes an increase of the lifetime as expected. The increase of the bending cycles until breakage in round groove related to an increasing  $D/d$ -ratio correlates to the increase of lifetime due to  $D/d$  in multilayer spooling, **Fig. 2**.



**Fig. 2:** Overview of multilayer test results

After finishing the tests in the multilayer test-stand the analysis of the test results has been carried out by regression calculation. It appeared that the test results in

multilayer spooling can be approached very well by a straight line in a double logarithmic diagram, as already known from the bending tests. Multilayer spooling with its immense reduction of rope lifetime compared to ropes running over sheaves shows a fully unique process of damage. For this reason looking at the test results a special lifetime formula for wire ropes in multilayer spooling is established. As there are grave differences in the wear characteristics of the examined rope types, at first there has been set up a rope specific equation for the description of rope lifetime in multilayer spooling by means of linear multiple regression including all of the test results.

Using these equations based on the test results and proceeding from the main damage parameters it becomes possible to calculate the expected number of load cycles until breakage for the five examined rope constructions with very good approximation. For an improved applicability of the regression calculation it is necessary to extend the equation in a sensible way. Therefore those rope specific characteristics have to be included in the calculation which depend on the rope construction and which exercise a decisive influence on the differences in rope lifetime.

The rope behaviour under lateral stress is essential for the development of damages by the mechanisms of multilayer spooling. In two additional test rows the ropes, at first unloaded, subsequently under increasing tensile stress, have been stressed with various lateral forces and the lateral deformation has been measured. From the deformations of the unloaded rope in x- and y-direction the ovalisation quotient  $O_q$  has been calculated. Already now a comparison of the rope constructions shows significant differences in the maximum ovalisation quotient and in the deformation values. With that the lateral deformability or lateral elasticity is a characteristic of a rope construction.

In the next step the rope was stressed in a device especially developed for this particular purpose with varied tensile forces and at the same time with defined lateral forces. From the results of the measurements for each rope the lateral elasticity modulus  $E_{SQ}$  could be determined. It is variable depending on the rope stress. As a result for each rope the equation for the characteristic curve of the lateral elasticity modulus has been received.

Especially in the case of strand ropes the value of the rope elasticity modulus is depending on the tensile stress and is not constant. As the rope is an inhomogeneous structure of wires and strands, this is valid both for the lateral and the longitudinal direction. Already **Dietz 1971** and **Henschel 2000** have confirmed that the lateral elasticity of a rope is not constant but depends on the tensile strength. The lateral elasticity modulus determined by means of the method described in this research paper, serves to obtain a way of comparison in order to describe the several rope constructions. At the same time it is suggested to proceed in the same way for future comparisons of additional ropes.

As already recognized by **Dietz 1971**, **Henschel 2000** and **Mupende 2001** the characteristic curve of the relief of lateral stress runs below the curve of loading. The

area of this plane of hysteresis in the force-way-diagram is equivalent to the friction work  $W_Q$  absorbed by the rope structure. So from the measurements of lateral elasticity another parameter is received, which is characteristic for a rope construction. With the help of regression calculation the equations for the description of the course of the lateral elasticity modulus  $E_{SQ}$  and the work absorption ability  $W_Q$  depending on the rope force have been determined.

With the grade of ovalisation, the lateral elasticity modulus and the work absorption ability there are three parameters, with the help of which the specific characteristics of the single rope constructions under lateral load can be described very well. Together with the parameter  $x_v$ , that describes the way of rope compression, building up on the rope specific equations with the method of linear multiple regression a universally valid approach for the description of rope lifetime in multilayer spooling has been developed.

Using this equation it becomes possible for the first time to accurately forecast the lifetime of a defined type of rope in multilayer spooling, based on rope specific parameters and the operation data of the system. For this case the effort for the determination of the rope specific parameters – in the first place a test row to ascertain the rope behaviour under lateral stress – can be estimated less than for the realisation of endurance tests on the multilayer spooling test stand. Nevertheless for the extension of the data base and in order to increase the quality of the lifetime equation the performance of further multilayer spooling tests is absolutely necessary.

In supplementing test rows the development of the wire breaks of the ropes in the multilayer tests has been examined. Also by this it could be shown that in a rope drive with multilayer spooling the stress of the rope caused by bending in the same or opposite direction is practically negligible regarding to the rope lifetime. Another test row is described dealing with the examination of the rope prestress within the winding system. By measuring the tension in the drum cylinder it could be shown, that under low prestress during many lifting cycles there is a release of the rope windings in the winding system.

In order to gain additional knowledge about the load and stress situation of the crane rope within the crane rope drive measurements on crane systems in operation have been undertaken in a separate test row. From this the highest stressed rope area has been determined considering all the recorded lifting and crab movements of the hoisting rope and the bending cycles related to this according to **DIN 15020 T2** and including the stresses appearing each time. In the following step considering the load measured each time the percental wear for each rope position has been calculated.

The results of all of the examinations carried out within this thesis offer an essential basis for the understanding of the proceedings leading to rope damage in multilayer spooling. Additionally by the described endurance formula an important tool for the construction of ropes for and rope drives with multilayer spooling has been created.

# 1 Einleitung

## 1.1 Problemstellung

Seiltriebe sind in vielen Bereichen der Fördertechnik ein zentrales Element verschiedenster Arten von Maschinen und Anlagen. Ein Seiltrieb besteht grundsätzlich aus dem Lastaufnahmemittel, beispielsweise Lasthaken mit Unterflasche, dem eigentlichen Seiltrieb mit Seil und Umlenkrollen sowie dem Seilantrieb und dem Seilspeicher. Häufig werden hier Seiltrommeln eingesetzt, welche die Funktionen Seilantrieb und Seilspeicher in einem Bauteil vereinen.

In vielen Anwendungen wie bei den Mobil- und den Turmdrehkränen und im Offshore-Bereich müssen aufgrund der großen Hubhöhen und der hohen Zahl von Einschaltungen große Seillängen eingesetzt werden, wobei aber in vielen Fällen nur ein begrenzter Bauraum zur Verfügung steht, s. **Abb. 1-1**. Aus diesem Grund kommen bei den meisten der oben beschriebenen Anwendungen mehrlagig bewickelte Seiltrommeln zum Einsatz. Die Seile sind bei der mehrlagigen Bewicklung im Vergleich zum Lauf über Scheiben einer wesentlich größeren mechanischen Beanspruchung ausgesetzt. Dadurch kommt es zu einer deutlichen Minderung der Seillebensdauer gegenüber Anlagen mit einlagigem Seilverlauf. Vor allem wegen der endlichen Lebensdauer der Seile bestimmen die Baugruppe Hubwerk und das Maschinenelement Seil die Effizienz und die Wirtschaftlichkeit der Anlage.



**Abb. 1-1:** Hubwerk eines Turmdrehkrans mit mehrlagig bewickelter Trommel



Die Minderung der Seillebensdauer durch die Mehrlagenwicklung ist im Vergleich zum Lauf von Seilen in der Rundrille bisher nur ansatzweise untersucht, vergleiche Kap. 1.3.3. Der Betrag der Lebensdauererminderung durch die Mehrlagenwicklung kann von den Praktikern deshalb auch nur durch Schätzungen angenähert werden. Für die praktische Anwendung von mehrlagig gespulten Hubseilen stehen somit keine vergleichbaren Berechnungsansätze zur Verfügung, wie dies für einlagige Seiltriebe durch die Lebensdauerformel von **Feyrer 2000** der Fall ist. Die Auslegung der Seile für die Mehrlagenwicklung basiert hinsichtlich der Lebensdauer heute in erster Linie nur auf Erfahrungswerten aus dem Praxiseinsatz. Nach dem gleichen Prinzip wird auch die Seilkonstruktion von Seiten der Seilhersteller entwickelt. Bewährte Seilgeometrien und Lizenformen werden auf der Grundlage von Ergebnissen aus der praktischen Anwendung sowie durch einfache Prüfstandsversuche wie Dauerbiegeversuche weiterentwickelt.

Diese Vorgehensweise ist jedoch sowohl aus sicherheitstechnischer wie auch aus wirtschaftlicher Hinsicht heute kaum noch vertretbar. Genaue Kenntnisse über die Mechanismen der Seilschädigung, den Ablauf der Drahtbruchentwicklung sowie die Auswirkung der einzelnen seilschädigenden Parameter auf die Seillebensdauer sind dringend erforderlich. Mit Hilfe dieser Kenntnisse über die Schädigungsmechanismen und durch eine Steigerung der Genauigkeit bei der Vorhersage der Seillebensdauer wird die Sicherheit der krantechnischen Anlage erheblich gesteigert. Weiterhin ergibt sich für die konstruktive Auslegung der Windentrommel, für die Seilkonstruktion sowie die Konstruktion der gesamten Krananlage durch genauere Kenntnisse im Bereich der Schädigungsparameter und Schädigungsmechanismen ein erhebliches Optimierungspotential.

## 1.2 Zielsetzung

Die Lebensdauer von Seilen in der Mehrlagenwicklung und die auftretenden Schädigungsmechanismen und Einflussparameter sind bis heute nur unzureichend untersucht. Nach einer ausführlichen Aufnahme des heutigen Kenntnisstands werden zunächst die in der Mehrlagenwicklung vorherrschenden Schädigungsmechanismen herausgearbeitet und untersucht. Der Einfluss der Hauptschädigungsparameter auf die Seillebensdauer wird untersucht und bewertet. Zusätzlich werden die seilspezifischen Parameter ermittelt und quantifiziert, die das Schädigungsverhalten der Seile in der Mehrlagenwicklung beeinflussen. Anhand der Messergebnisse können die Schädigungsmechanismen erklärt werden.

Als Ergebnis der Versuchsauswertungen soll unter Berücksichtigung der geschaffenen Datenbasis eine allgemeingültige, in dieser Form bisher nicht vorliegende, Lebensdauergleichung für Seile in der Mehrlagenwicklung entstehen. In dieser Lebensdauergleichung werden für die Seilschädigung wesentliche Anlagenparameter wie beispielsweise die Seilzugkraft oder das Verhältnis zwischen Trommel- und Seildurchmesser, kurz „D/d-Verhältnis“ berücksichtigt. Zusätzlich werden zur Unterscheidung der spezifischen Eigenschaften einzelner Seilkonstruktionen Seilparameter wie beispielsweise die Querelastizität des Seils bewertet. Die Zusammenfassung dieser un-

terschiedlichen Parameter in der entwickelten Lebensdauergleichung bietet damit erstmals die Möglichkeit einer Prognose der Lebensdauer von Hubseilen in der Mehrlagenwicklung mit hoher Sicherheit.

Zudem tragen die Versuchsergebnisse dazu bei, Vorgänge in der Mehrlagenwicklung, die zur Schadensbildung führen, besser zu verstehen, um auf dieser Grundlage das System Seil – Trommel konstruktiv, sicherheitstechnisch und wirtschaftlich optimieren zu können.

### **1.3 Stand der Erkenntnisse in Wissenschaft und Technik**

Bei Betrachtung der Arbeiten von Wissenschaftlern, Forschern und Entwicklern im Bereich der Mehrlagenwicklung von Kranseilen muss klar abgegrenzt werden zwischen Arbeiten, die den Bereich der Seiltrommeln behandeln, und Arbeiten im Themenbereich Seilforschung.

#### **1.3.1 Windentrommeln für die Mehrlagenwicklung**

Die Hubwerkstrommel ist – abgesehen vom Treibscheibenantrieb, der jedoch heute außer in der Personenfördertechnik von untergeordneter Bedeutung ist – als Maschinenelement sowohl bei einlagiger wie auch bei mehrlagiger Bewicklung wesentlicher Bestandteil eines Seiltriebes in Hebezeugen und Kranen. Eine Hubwerkstrommel besteht grundsätzlich aus dem zylindrischen Trommelkörper oder Trommelmantel sowie den beiden Bordscheiben. Diese begrenzen den Trommelkörper, verhindern ein Herabfallen der Seilwindungen und ermöglichen gleichzeitig das Aufsteigen des Seiles in die nächste Seillage, **Scheffler 1994**.

Man unterscheidet zwischen gegossenen Trommeln und durch spanende Bearbeitung hergestellten Trommeln. Üblicherweise werden die Bordscheiben mit dem Trommelmantel verschraubt. Kleinere Gusstrommeln werden auch in einem Stück hergestellt. Die Oberfläche des Trommelmantels kann glatt ausgeführt sein oder mit Rillen zur Führung des Seiles versehen sein. Nach der Ausführung des Trommelmantels wird unterschieden zwischen glatten Trommeln, schraubenförmig (helical) gerillten Trommeln oder Trommeln, die mit Rillensystem ausgeführt sind.

Durch die Rillung der Trommel wird der Weitertransport des Seiles in Richtung der Trommelachse ermöglicht. Der kontrollierte Aufstieg des Seiles von der ersten in die zweite Wickellage wird durch einen so genannten Aufstiegskeil erzeugt. Jeder weitere Lagenwechsel wird durch den Verlauf der darunter liegenden Seillage und die Position der Bordscheiben erzwungen.

Zum Thema Seiltrommeln findet sich in der Literatur eine Vielzahl von Arbeiten, die sich hauptsächlich mit dem Aufbau und der Konstruktion der Windentrommeln sowie dem Belastungsverhalten und den Spannungsverhältnissen in Trommel und Bord-

scheiben befassen. Hervorzuheben sind dabei vor allem die im Folgenden kurz umrissenen Arbeiten, welche für die heutigen Berechnungsmethoden der Windentrommeln maßgeblich sind.

Ein erstes Berechnungsmodell für einlagig bewickelte Seiltrommeln wird von **Hoeland 1969** vorgestellt. Durch **Dietz 1971** wird eine Methode zur Festigkeitsberechnung von Seiltrommeln im Betrieb mit ein- und mehrlagiger Bewicklung beschrieben. Zur Berechnung der Trommeln als biegeelastische Kreiszyinderschalen wird ein Rechenverfahren entwickelt und anschließend das Zusammenspiel von Seil und Trommel erläutert. Die Beanspruchung der Endscheiben wird nur theoretisch untersucht.

Eine wesentliche Erkenntnis von Dietz ist, dass die Beanspruchung der Trommel durch den radialen Wickeldruck bei der mehrlagigen Bewicklung kleiner ist, als es die Summation der Beanspruchungen aus der einlagig bewickelten Trommel ergäbe. Dietz begründet dies damit, dass die inneren Lagen durch den Druck der äußeren Lagen zusammengepresst, dadurch aber in Zugrichtung entspannt werden. Als Ursache hierfür nennt Dietz die Nachgiebigkeit der Trommel und der inneren Seillagen. Durch die äußere Belastung werden die Innendurchmesser kleiner und die Vorspannung lässt damit nach. Zudem wird der mittlere Seildurchmesser reduziert, da durch die äußere Kraft der Seilquerschnitt zusammengepresst wird. Auch dies bewirkt eine Verminderung des Drucks auf die Trommel.

An sechslitzigen Seilen nach den heute ersetzten Normen DIN 655 und DIN 656 mit den Seilenddurchmessern  $d = 18 \text{ mm}$ ,  $d = 22 \text{ mm}$  und  $d = 27 \text{ mm}$  werden durch Dietz Versuche an einem Simulationsprüfstand und einem Trommelprüfstand durchgeführt, die zur Verifizierung der Theorien und zur Ermittlung der Querelastizität führen sollen. Die Ermittlung der Querelastizität erfolgt bei unterschiedlichen Längs- und Querbelastungen und ein- bis vierfach übereinander angeordneten Seilsträngen. Neben anderen Parametern wird hier bereits ein Einfluss der Seilmachart auf den Querelastizitätsmodul festgestellt. Auf ganz ähnliche Weise geht **Karbalai 1988** bei seinen Berechnungen der Trommelspannungen vor.

Wenige Jahre nach Dietz ergänzt **Neugebauer 1980** dessen Berechnungsverfahren um die fehlenden theoretischen Untersuchungen, wie die Erfassung der Verformungsverhältnisse im Seilpaket, den Einfluss der Seilrille auf die ein- und mehrlagig bewickelte Seiltrommel und die Rückwirkung der Endscheiben auf den Trommelmantel bei großen Lagenzahlen. Zusätzlich lässt sein Berechnungsmodell die Berechnung von Trommeln zu, die mit unterschiedlichen Seilkräften in den einzelnen Seillagen belastet werden.

Im Gegensatz zu Dietz, der für seine Berechnungen den Seilquerschnitt vereinfacht als quadratisch darstellt, betrachtet Neugebauer das Seil als elastischen Kreisring, dessen Außendurchmesser dem des Seils und dessen Querschnittsfläche dem metallischen Querschnitt des Seils entspricht. Neugebauer stellt fest, dass dem geometrischen Aufbau des Seilpakets eine erhebliche Bedeutung beikommt. Sein Berechnungsverfahren ermöglicht eine getrennte Analyse der einzelnen Trommel- und Seilparameter, wodurch die Trommelberechnung deutlich vereinfacht wird. Im Hinblick

auf eine möglichst geringe Belastung der Trommel kommt Neugebauer zu dem Schluss, dass im Idealfall ein möglichst kleines Verhältnis von Trommel- zu Seildurchmesser sowie ein möglichst großer Rillenradius, was zu größerer Querverformung der Seile und damit geringerer punktueller Belastung der Trommel führt, gewählt werden sollte. Auf diese Weise könne eine erhebliche Entlastung des Trommelmantels erzielt werden. Aus Sicht der Seiltechnik ist bekannt, dass beide Maßnahmen eine Reduzierung der Seillebensdauer bewirken.

Durch **Henschel 2000** werden die Arbeiten von **Dietz 1971** fortgeführt und durch zusätzliche Erkenntnisse erweitert. Insbesondere berücksichtigt Henschel die Einflüsse moderner Seilkonstruktionen – zum Beispiel mehrlagiger Spiralrundlitzenseile oder hoch verdichteter vierlitziger Seile – auf die Belastung des Trommelmantels. Auf Basis von Spannungsmessungen sowie mit Hilfe von FEM-Berechnungen entwickelt er ein Berechnungs- und Auslegungsprogramm für mehrlagig bewickelte Windentrommeln. Henschel bestätigt die Erkenntnis von Dietz, die sich grundsätzlich auch mit der von Neugebauer deckt, wonach die Querkontraktionszahl der Seile von entscheidendem Einfluss auf die Beanspruchungen in der Trommel und vor allem in den Bordscheiben ist. Die für die Berechnungsmodelle notwendigen Angaben zum Querelastizitätsmodul und den Querkontraktionszahlen der Seile wurden in umfangreichen Versuchsreihen ermittelt. Durch Spannungsmessungen an realen Trommeln konnten die theoretischen Berechnungen der Belastungen verifiziert werden.

Auf Grundlage seiner Berechnungsergebnisse ermittelt Henschel ein deutliches Optimierungspotenzial für die Auslegung der Trommeln. Hierdurch kann eine hohe Reduzierung des Trommeleigengewichts erzielt werden, wodurch eine wichtige Voraussetzung für die Entwicklung von Leichtbautrommeln gegeben wird.

Aufbauend auf den Erkenntnissen von Henschel erweitert und vertieft **Mupende 2001** den Wissensstand über das Beanspruchungs- und Verformungsverhalten in den Seiltrommeln. Schwerpunktmäßig analysiert Mupende dabei die Wechselwirkungen zwischen dem Trommelmantel und den Bordscheiben. Dadurch wird eine weitere Optimierung der Trommelkonstruktion und vor allem der Verbindung zwischen Mantel und Bordscheibe ermöglicht.

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass die Forschung im Bereich der Windentrommeln heute in erster Linie darauf abzielt, durch möglichst genaue Kenntnis der Spannungsverhältnisse in der Trommel die Trommelkonstruktion zu optimieren. Dies eröffnet den Weg zur verbesserten Ausnutzung der Materialeigenschaften und somit zur Einführung von Leichtbautrommeln.

### 1.3.2 Lauf von Seilen über Scheiben

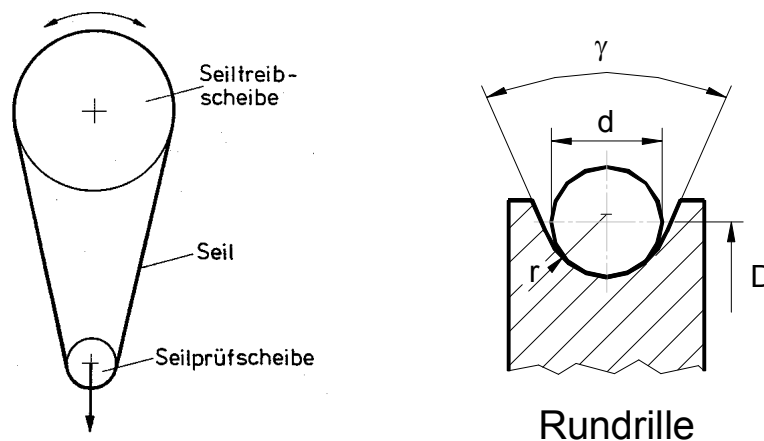
Laufende Seile werden in nahezu allen Seiltrieben über eine oder mehr Seilrollen geführt und dabei umgelenkt. Zur definierten Führung des Seiles sind diese Seilrollen mit einer meist auf den Seildurchmesser angepassten Rundrille versehen. Häufig erfolgt zusätzlich der Antrieb durch eine Seiltrommel, die ebenfalls zur optimalen

Seilführung gerillt ausgeführt ist. Das Verhalten des Seiles im Seiltrieb wird charakterisiert durch die Biegewechselzahl, also die Seillebensdauer, und die Ablegereife.

## Biegewechsel

Die Drähte in Drahtseilen sind bei der Biegung, wie sie beim Lauf des Seils über Scheiben auftritt, durch schwellende Zug- und Biegespannungen und durch schwellende Pressungen beansprucht. Zusätzlich sind die Drähte bei der Biegung durch die Relativbewegung der Drähte einem Verschleiß ausgesetzt. Wegen des Verschleißes an den Drähten kann selbst bei vollständiger Analyse der Spannungen und der Zeitstandfestigkeit der Drähte die ertragbare Biegewechselzahl der Seile bis zum Bruch oder bis zur Ablegereife nicht abgeleitet werden. Die Biegewechselzahlen von Drahtseilen sind auch dann endlich, wenn die Drähte durch kleinere Spannungen als die Drahtdauerfestigkeit belastet sind.

Deshalb können die Biegewechselzahl ebenso wie die Anzeichen für die Ablegereife nur durch Dauerbiegeversuche ermittelt werden. Dabei ist das zu prüfende Seil um eine Seilprüfscheibe geschlungen und wird von einer Seiltreibscheibe hin- und herbewegt. Das Seil wird beim Lauf über die Prüfscheibe vom geraden in den gekrümmten und zurück in den geraden Zustand – dies entspricht einem Biegewechsel – gebogen. Beim Dauerbiegeversuch laufen die Seile in Rundrillen, bei denen eine Klemmung des Seils ausgeschlossen ist, s. **Abb. 1-2**.



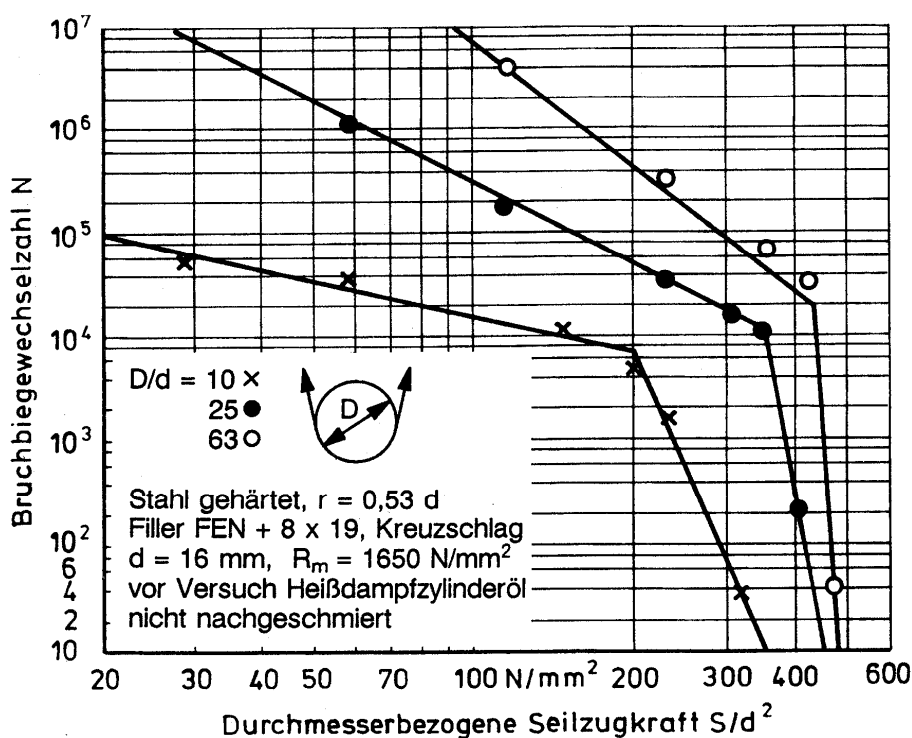
**Abb. 1-2:** Skizze der Versuchsanordnung im Dauerbiegeversuch und Rille der Prüfscheibe

## Lebensdauer

Drahtseile sind in jedem Einsatzgebiet durch verschiedene Beanspruchungsvorgänge einem mehr oder minder starken Verschleiß unterworfen und haben deshalb eine endliche Lebensdauer. Schon seit Beginn des Einsatzes von Drahtseilen als ein wesentliches Hubelement in der Fördertechnik steht deshalb neben der Ermittlung der

reinen statischen Zugfestigkeit die Seillebensdauer im Mittelpunkt der Forschungstätigkeiten. Die wissenschaftlich durchgeführten Lebensdauerversuche orientieren sich an den in der Praxis am häufigsten auftretenden Beanspruchungsarten und dienen vorrangig der Ermittlung der Dauerbiegefestigkeit sowie der Zugschwellfestigkeit. Die Lebensdauer der Seile beim Lauf in der Rundrille gilt für eine Vielzahl von Seil- und Anlagenparametern als hinreichend erforscht, **Feyrer 1994**.

Zu den Parametern, von denen die Biegewechselzahl  $N$  abhängig ist, die ein Seil bis zur Ablegereife oder bis zum Bruch beim Lauf über Seilscheiben mit geordneten Rillen erreicht, zählen z.B. die Seilzugkraft  $S$ , das Verhältnis von Scheibendurchmesser  $D$  zu Seildurchmesser  $d$ , die Seileinlage, die Festigkeit, die Schmierung, der Seildurchmesser, der Ablenkwinkel und die Rillenform. Wird die im Versuch ermittelte Biegewechselzahl über der Seilzugkraft doppellogarithmisch aufgetragen, wie in **Abb. 1-3** dargestellt, kann festgestellt werden, dass im nutzbaren Bereich die Biegewechselzahl durch Geraden mit mäßiger Steigung beschrieben wird. Mit kleiner werdendem Durchmesserverhältnis nimmt die ertragbare Biegewechselzahl bei sonst gleichen Bedingungen ab.



**Abb. 1-3:** Bruchbiegewechselzahl eines Seils 8x25F-NFC (nach **DIN EN 12385-2**; alte Bezeichnung: Filler 8x19 FE nach **DIN 3061**), **Feyrer 1994**

Aus den Ergebnissen vieler Untersuchungen hat Feyrer eine Bemessungsmethode entwickelt, mit der der Konstrukteur Seile in Seiltrieben nach der erforderlichen Lebensdauer bemessen kann, **Feyrer 1994** und **Feyrer 2000**. Die Lebensdauergleichung nach Feyrer stellt für die meisten Seiltriebe den Stand von Wissenschaft und Technik dar, (Gl. 1-1).

$$\lg N = b_0 + \left( b_1 + b_4 \lg \frac{D}{d} \right) \left( \lg \frac{S d_0^2}{d^2 S_0} - 0,4 \lg \frac{R_0}{1770} \right) + b_2 \lg \frac{D}{d} - 0,32 \lg \frac{d}{d_0} + \frac{1}{b_5 + \lg \frac{l}{d}}$$

(Gl. 1-1)

Die Bemessungsmethode setzt aber voraus, dass die Seile in den Seiltrieben in geordneten Rillen über die Seilscheiben und auf der Seiltrommel laufen. Die Rillenform, der Rillenwerkstoff und der Ablenkwinkel werden durch Bewertungsfaktoren verschiedener Autoren, die Seilparameter  $b_0$  bis  $b_5$ , berücksichtigt, siehe **Woernle 1929, Shitkow/Pospechow 1957, Wolf 1987, Unterberg 1991, Holeschak 1987**. Diese Seilparameter unterliegen dabei einer regelmäßigen Aktualisierung.

Die Lebensdauergleichung nach Feyrer basiert auf einer Großzahl von Biegeversuchen mit unterschiedlichen Seilkonstruktionen unter Berücksichtigung unterschiedlicher Parameter, die am Institut für Fördertechnik und Logistik der Universität Stuttgart durchgeführt worden sind. Zu diesen Parametern zählen:

- Seilbelastung, festgehalten durch die durchmesserbezogene Seilzugkraft  $S/d^2$  [N/mm<sup>2</sup>]
- Verhältnis von Scheiben- beziehungsweise Wickeldurchmesser  $D$  zu Seildurchmesser  $d$ , kurz als  $D/d$ -Verhältnis bezeichnet
- Nennfestigkeit  $R_0$  der Drähte
- Biegelänge  $l$

Die Auswertung der verschiedenen Lebensdauerversuche wurde immer weiter optimiert und durch Berücksichtigung weiterer Einflussparameter auf die Seillebensdauer verfeinert. Einen ausführlichen Überblick über den heutigen Stand der Seillebensdauerberechnung gibt **Feyrer 2000**.

Neben der Dauerbiegefestigkeit ist die Zugschwellfestigkeit eines Seiles in vielen Anwendungen entscheidend für die Lebensdauer. Dies gilt in hohem Maß für Halte- und Abspannseile, in Seiltrieben mit hohen Seilgeschwindigkeiten und großen Seillängen jedoch auch für Hubseile. Eine ausführliche Untersuchung der Zugschwellbeanspruchung von Drahtseilen wird in **Wehking/Klöpfer 2000** beschrieben. Sie findet durch eine Erweiterung der Lebensdauergleichung von Feyrer Eingang in die Berechnung der Seillebensdauer.

### Ablegereife von Drahtseilen

Die sichere Verwendung von Drahtseilen setzt voraus, dass ihre Ablegereife rechtzeitig erkannt wird, bevor ein gefährlicher Zustand eintritt. Die Ablegereife ist definiert als der Zeitpunkt, ab dem bei weiterem Gebrauch des Drahtseils ein gefährlicher Zustand eintreten kann. Eindeutige Bedingungen sind für Kranseile in der **DIN EN 12385-3** gegeben, in der auf die Ablegereifekriterien nach **ISO 4309** verwiesen

wird. Ziel der Definition verschiedener Ablegereifekriterien ist es, verschiedene Verschleiß- oder Schadensmerkmale des Drahtseiles im Betrieb rechtzeitig zu erkennen und richtig zu deuten. Auf diese Weise wird sichergestellt, dass das vorgeschädigte Seil abgelegt, das heißt aus der Anlage ausgebaut wird, bevor es durch Versagen des Seils zu einem Betriebsausfall kommt, der häufig mit erheblichem wirtschaftlichem und personellem Schaden verbunden ist.

ISO 4309 unterscheidet verschiedene Ablegereifekriterien. Ablegereifekriterien sind zunächst verschiedene grobe Seilschäden wie Knicke und Klanken, Bildung von korkenzieherartigen Verformungen, Einwirkungen durch Hitze wie Blitzschlag oder Schweißen, Bildung von Drahtschlaufen oder Bruch einer kompletten Litze. Tritt auch nur einer dieser groben Seilschäden auf, ist das Seil unverzüglich abzulegen. Das Ablegereifekriterium mit der größten Bedeutung für den normalen Einsatzfall bei standardmäßigem Betrieb des Seiles ist die Ablegedrahtbruchzahl.

Die Ablegedrahtbruchzahl ist nach ISO 4309 für Kranseile definiert durch die Anzahl der äußerlich sichtbaren Drahtbrüche auf einer Bezugslänge von  $6 \cdot d$  beziehungsweise  $30 \cdot d$ . Sie hängt ab von der Seilkategorie (rope category number, RCN), wobei im Wesentlichen die Seilkonstruktion und die Anzahl der tragenden Drähte in den Außenlitzen betrachtet werden. Die aus der bisher gültigen **DIN 15020** bekannte Berücksichtigung der Schlagrichtung beziehungsweise Machart des Seils – Kreuzschlag oder Gleichschlag – und der vorliegenden Triebwerksgruppe fällt dabei weg. Die noch in DIN 15020 festgelegten Ablegedrahtbruchzahlen stammen im Wesentlichen aus Ergebnissen von **Müller 1957**.

Seilklassennummer (RCN) (vgl. Anhang E)	Seilkonstruktion oder Zahl $n$ der tragenden Drähte in den Außen- litzen des Drahtseils <sup>a</sup>	Anzahl der sichtbaren Drahtbrüche <sup>c, d</sup>	
		im Drahtseil auf einer Länge von $6 d$ <sup>b</sup>	im Drahtseil auf einer Länge von $30 d$ <sup>b</sup>
21	4-litzige Seile $n \leq 100$	2	4
22	3-litzige Seile 4-litzige Seile $n \geq 100$	2	4
23	mindestens 10 Außenlitzen	2	4

HINWEIS Die oben angegebenen Werte können auch für Drahtseile gelten, die in Seilscheiben laufen, die ausschließlich aus Polymer gefertigt sind in Verbindung mit Mehrlagenwicklung. Sie gelten NICHT für Seile, die in Seilscheiben laufen, die ausschließlich aus Polymer gefertigt sind in Verbindung mit Einlagenwicklung.

<sup>a</sup> Für die Zwecke dieser Internationalen Norm, werden Fülldrähte nicht als tragende Drähte betrachtet und sie sind in den Werten für  $n$  nicht enthalten. Bei 3-litzigen und 4-litzigen Drahtseilen, wird nur die sichtbare Außenlage beim Wert für  $n$  berücksichtigt.

<sup>b</sup>  $d$  = Nenndurchmesser des Seils.

<sup>c</sup> Ein gebrochener Draht hat zwei Enden.

<sup>d</sup> Die oben angegebene Anzahl der sichtbaren Drahtbrüche gilt für Drahtseile, die auf Vorrichtungen laufen, deren Klassifikation unbekannt ist oder M1, M2, M3 oder M4 lautet. Für Drahtseile, die auf Vorrichtungen laufen, deren Klassifikation M5, M6, M7 oder M8 lautet, können höhere Werte gelten, aber nicht mehr als das Doppelte der oben angegebenen Zahlen.

**Abb. 1-4:** Neue Ablegedrahtbruchzahlen nach **ISO 4309**



**Abb. 1-4** zeigt die Ermittlung der maßgeblichen Ablegedrahtbruchzahl für als Kranhubseile in der Mehrlagenwicklung eingesetzte Seilkonstruktionen nach ISO 4309. Im Vergleich dazu zeigt **Abb. 1-5** die bisher üblichen Ablegedrahtbruchzahlen nach DIN 15020. Es fällt auf, dass durch die Einführung der neuen Norm für Kreuzschlagseile und für Seile mit einer hohen Anzahl von Außenlitzen eine Verschärfung des Ablegekriteriums Drahtbruchzahl stattgefunden hat.

Ablegereife von Drahtseilen aufgrund von Drahtbrüchen

Anzahl der tragenden Drähte in den Außenlitzen des Drahtseiles <sup>3)</sup>  <i>n</i>	Anzahl sichtbarer Drahtbrüche bei Ablegereife							
	Triebwerkgruppen 1E <sub>m</sub> , 1D <sub>m</sub> , 1C <sub>m</sub> , 1B <sub>m</sub> , 1A <sub>m</sub>				Triebwerkgruppen 2 <sub>m</sub> , 3 <sub>m</sub> , 4 <sub>m</sub> , 5 <sub>m</sub>			
	Kreuzschlag		Gleichschlag		Kreuzschlag		Gleichschlag	
	auf einer Länge von 6 <i>d</i>	auf einer Länge von 30 <i>d</i>	auf einer Länge von 6 <i>d</i>	auf einer Länge von 30 <i>d</i>	auf einer Länge von 6 <i>d</i>	auf einer Länge von 30 <i>d</i>	auf einer Länge von 6 <i>d</i>	auf einer Länge von 30 <i>d</i>
bis 50	2	4	1	2	4	8	2	4
51 bis 75	3	6	2	3	6	12	3	6
76 bis 100	4	8	2	4	8	16	4	8
101 bis 120	5	10	2	5	10	19	5	10
121 bis 140	6	11	3	6	11	22	6	11
141 bis 160	6	13	3	6	13	26	6	13
161 bis 180	7	14	4	7	14	29	7	14
181 bis 200	8	16	4	8	16	32	8	16
201 bis 220	9	18	4	9	18	35	9	18
221 bis 240	10	19	5	10	19	38	10	19
241 bis 260	10	21	5	10	21	42	10	21
261 bis 280	11	22	6	11	22	45	11	22
281 bis 300	12	24	6	12	24	48	12	24
über 300 <sup>4)</sup>	0,04 · <i>n</i>	0,08 · <i>n</i>	0,02 · <i>n</i>	0,04 · <i>n</i>	0,08 · <i>n</i>	0,16 · <i>n</i>	0,04 · <i>n</i>	0,08 · <i>n</i>

Bei Seilkonstruktionen mit besonders dicken Drähten in der Außenlage der Außenlitzen, z. B. Rundlitzenseil 6 × 19 Seale nach DIN 3058 oder Rundlitzenseil 8 × 19 Seale nach DIN 3062, ist die Anzahl sichtbarer Drahtbrüche bei Ablegereife um 2 Zeilen niedriger als nach den Tabellenwerten anzunehmen.  
Triebwerkgruppen nach DIN 15 020 Blatt 1  
*d* Drahtseildurchmesser

<sup>3)</sup> Fülldrähte werden nicht als tragend angesehen.  
Bei Drahtseilen mit mehreren Litzenlagen gelten nur die Litzen der äußersten Litzenlage als „Außenlitzen“.  
Bei Drahtseilen mit Stahleinlage ist die Einlage wie eine innere Litze anzusehen.

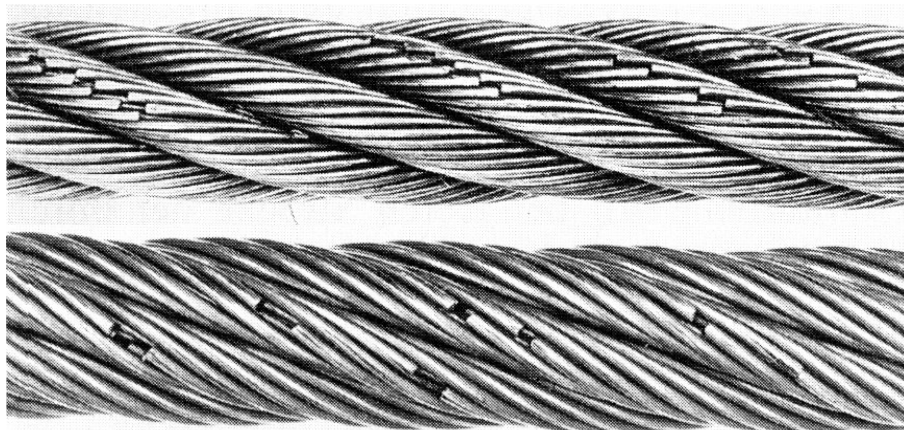
<sup>4)</sup> Die errechneten Zahlen sind aufzurunden.

**Abb. 1-5:** Alte Ablegedrahtbruchzahlen nach **DIN 15020 T2**

Drahtbrüche entstehen im Seilinneren und Seiläußeren grundsätzlich als Folge der primären und sekundären Zug- und Biegespannungen, wie sie bei Belastung durch eine Seilzugkraft und bei Biegung des Seiles beim Lauf über Scheiben im Seiltrieb auftreten. Außerdem treten sie als Verschleißerscheinung auf der Seilaußenseite auf, hervorgerufen ebenfalls durch den Lauf über Scheiben, und auf der Seilinnenseite, hervorgerufen durch die innere Reibung im Seil, **Schiffner 1986**.

Bei der Erkennung der Ablegereife anhand der sichtbaren Drahtbrüche wird davon ausgegangen, dass es sowohl im Seilinneren wie auch auf der Außenfläche zu einem relativ gleichmäßigen Auftreten von Drahtbrüchen kommt. Daraus folgt, dass bei

einer bestimmten Anzahl äußerlich sichtbarer Drahtbrüche auch Rückschlüsse auf entsprechend viele innere Drahtbrüche gezogen werden können, s. **Abb. 1-6**.



**Abb. 1-6:** Äußerlich sichtbare Drahtbrüche, Kreuzschlagseil (oben) und Gleichschlagseil (unten), **Feyrer 2000**

Die Erkennung der Ablegereife von Drahtseilen anhand der Anzahl der äußerlich sichtbaren Drahtbrüche ist vor allem durch **Feyrer 1982** und **Jahne 1992** wissenschaftlich untersucht worden. Dieses bewährte Verfahren stellt für Seiltriebe heute den Stand von Wissenschaft und Technik dar. Auch in anderen Normenwerken wie der **BOSeil** spielt die Ablegedrahtbruchzahl eine wesentliche Rolle.

### 1.3.3 Seile in der Mehrlagenwicklung

Die Lebensdauergleichung (Gl. 1-1) nach **Feyrer 2000** lässt sich zur groben Abschätzung der Seillebensdauer auch auf Seiltriebe mit einlagig bewickelten Trommeln anwenden, wobei die einlagige Bewicklung annähernd der Biegung um eine Scheibe gleichgesetzt wird. Dieses Vorgehen wird auch in **Verreet 2003** beschrieben. Die Schwächung, die durch die einlagige Bewicklung einer Trommel im Vergleich zum Lauf über eine Scheibe entsteht, wird dabei vernachlässigt. Tatsächlich erfährt das Seil auch bei der einlagigen Spulung auf einer Trommel – gerillt oder ungerillt – eine zusätzliche Minderung der Lebensdauer. Diese resultiert aus dem wechselnden Auf-laufwinkel des Seiles auf die Trommel sowie bei großem Auf-laufwinkel im Bereich der Trommelenden aus dem direkten Kontakt des auflaufenden Seilstrangs mit der nächsten Windung auf der Trommel.

Für Seiltriebe mit Mehrlagenwicklung kann die Lebensdauergleichung nach Feyrer nur grobe Näherungswerte liefern, da die seilschädigenden Vorgänge auf der Seiltrommel und insbesondere der Einfluss der mehrlagig bewickelten Trommel keinen Eingang in diese Lebensdauergleichung finden. In Seiltrieben mit Mehrlagenwicklung wird die Ablegereife abgesehen von dem Auftreten grober Seilschäden grundsätzlich durch die Mehrlagenwicklung erreicht, noch bevor die Auswirkungen der Biegewechsel zum Tragen kommen.

In ihren Untersuchungen zur Dimensionierung von Windentrommeln berücksichtigen **Dietz 1971** und **Henschel 2000** die Auswirkungen der Mehrlagenwicklung, jedoch nur in dem Umfang, der einen Einfluss auf die Belastung der Trommel darstellt. Dabei wurden in beiden Arbeiten mit in der Praxis üblichen Seilkonstruktionen Versuchsreihen zur Beurteilung der Querelastizität der Seile durchgeführt. Ziel dieser Versuchsreihen war es, Parameter für den auf den Trommelmantel einwirkenden Schnürdruck zu erhalten, der aus der mehrlagigen Bewicklung der Trommeln entsteht. Es wurden jedoch keine Beobachtungen über das Verschleißverhalten der Seile angestellt.

### Seillebensdauer

Zur Lebensdauer und Ablegereifeerkennung von Hubseilen in der Mehrlagenwicklung finden sich bis 2002 so gut wie keine Arbeiten, die sich wissenschaftlich mit dieser speziellen Problematik auseinandersetzen. Damit fehlte bisher auch für die praktische Anwendung eine Auslegungsvorschrift für diese Seile. Aus sicherheitstechnischer Hinsicht bedeutet das einen erheblichen Risikofaktor, da in den breit gefächerten und häufig sicherheitsrelevanten Anwendungsgebieten der Mehrlagenwicklung in der Fördertechnik nicht nur erhebliche materielle Werte, sondern vielfach auch Menschenleben auf dem Spiel stehen.

Erste Versuche zur wissenschaftlichen Ermittlung des lebensdauerermindernden Einflusses der Mehrlagenwicklung beschreibt **Briem 2002**. Die Versuche wurden mit einer Seilkonstruktion bei einem festen D/d-Verhältnis auf helicoidal gerillten Trommeln durchgeführt. Zur Abschätzung der Seillebensdauer hat Briem eine Korrekturgleichung aufgestellt, mit deren Hilfe die Mehrlagenwicklung in der bestehenden Berechnungsmethode nach **Feyrer 2000**, (Gl. 1-1), berücksichtigt werden kann:

$$N_T = m_0 \cdot \left( \frac{S}{d^2} \right)^{m_1} \cdot N_S \quad (\text{Gl. 1-2})$$

Hierin wird die Bruchbiegewechselzahl in der Mehrlagenwicklung  $N_T$  aus der Seillebensdauer in der Rundrille  $N_S$  als Ergebnis der Berechnung der Seillebensdauer nach Feyrer berechnet. Die Konstanten  $m_0$  und  $m_1$  sind Abminderungsfaktoren für die Biegewechselzahl, als wesentlicher Einflussparameter wurde die durchmesserbezogene Seilzugkraft  $S/d^2$  untersucht. Mit dieser Gleichung, die auf Versuchsergebnissen von Briem auf dem Prüfstand für Mehrlagenspulung eines Seilherstellers beruht, ist ein erster Ansatz gegeben, der trotz der Unsicherheiten eine Vorstellung über die Lebensdauerreduktion durch die Mehrlagenwicklung vermittelt. Für eine Seilzugssicherheit von  $v = 5$  ermittelt Briem eine zu erwartende Seillebensdauer von 16 % bezogen auf die zu erwartende Seillebensdauer beim Lauf über Seilscheiben. Briem bemerkt selbst, dass wegen der geringen Versuchszahl und der Vernachlässigung weiterer Schädigungsparameter diese Ergebnisse nur einen ersten Ansatz darstellen können. Dennoch vermutet er für die Praxis eine geringere Lebensdauerreduktion der Seile, da aufgrund der Seilverdrehung im Betrieb eine gleichmäßigere Schädigung

gung erfolgt. Durch die Erkenntnisse der vorliegenden Arbeit wird jedoch gezeigt, dass die tatsächliche Lebensdauerreduktion noch weitaus größer ist.

Diese hierdurch nur teilweise entschärfte Situation zwingt Seil-, Kran- und Windenhersteller, mit hohen Sicherheitsfaktoren und strengen Ablegekriterien für Hubseile in der Mehrlagenwicklung zu arbeiten, siehe auch den Abschnitt „Ablegereife von Drahtseilen“ in Kap. 1.3.2. Hieraus wiederum ergeben sich wirtschaftliche Nachteile, da in vielen Situationen größere Seildurchmesser und kürzere Aufliegezeiten in Kauf genommen werden müssen. Antriebsseitig führt dies dazu, dass größere Trommeldurchmesser eingesetzt werden, um die Forderung nach einem hohen  $D/d$ -Verhältnis, dem Verhältnis aus Trommel- beziehungsweise Wickel- zu Seildurchmesser zu erfüllen. Größere Trommeldurchmesser jedoch bedeuten eine deutliche Vergrößerung der Getriebe- und Antriebsleistung, was einen erheblichen Kostenfaktor bedeutet und speziell im Mobilkranbereich zusätzliche Platz- und Gewichtsprobleme mit sich bringt.

Für die praktische Anwendung von Seilen in der Mehrlagenwicklung lassen sich bisher vor allem aus Firmenschriften der Seil- und Kranhersteller sowie aus Veröffentlichungen von Fachleuten für den Konstrukteur und Betreiber wichtige Informationen gewinnen. Hinzu kommen allgemeine technische Richtlinien aus Normenwerken, die sich auf grundsätzliche Fragen der Seiltechnik beziehen. Diese Informationen beziehen sich auf die Themen

- Ablegereife von Drahtseilen,
- Auswahl der Seilkonstruktion,
- Auflegevorgang und
- Handhabung und Betrieb der Seile.

### **Ablegereife von Drahtseilen in der Mehrlagenwicklung**

Für die Überprüfung und Ablegereife von Seilen in fördertechnischen Anlagen sind in der **DIN EN 12385** eindeutige Regelungen getroffen. Demnach gelten für alle Kranseile die oben beschriebenen Ablegereifekriterien der **ISO 4309**, s. Kap. 1.3.2. Sofern es in einer Krananlage nicht zu groben Seilschäden kommt – was im Baustellenbetrieb durchaus keine Seltenheit ist –, ist die Anzahl der äußerlich sichtbaren Drahtbrüche maßgebend für die Lebensdauer beziehungsweise für die Aufliegezeit des Seiles. In Anlagen mit Mehrlagenwicklung ist hierfür die Seilzone entscheidend, die im Betrieb am häufigsten mehrlagig gespult wird. Hier kann bei diesen Anlagen die stärkste Drahtbruchentwicklung beobachtet werden. Die Drahtbruchentwicklung in den ausschließlich durch gleich- oder gegensinnige Biegewechsel beanspruchten Seilabschnitten ist hier vernachlässigbar.

Im Bereich der Mehrlagenwicklung führt die extreme äußere mechanische Beanspruchung des Seiles zu einer hohen Anzahl speziell äußerer Drahtbrüche, die jedoch auf Drahtbrüche im Seilinnern keine Rückschlüsse zulassen. In der Norm ISO 4309 ist jedoch gerade dieser Zusammenhang zwischen äußeren und inneren Drahtbrüchen

wesentlich, wie bereits in Kap. 1.3.2, Abschnitt „Ablegereife von Drahtseilen“, beschrieben ist. Die Gültigkeit der nach ISO 4309 üblichen Ablegereifeerkennung anhand der Anzahl sichtbarer Drahtbrüche muss im Anwendungsgebiet der Mehrlagenwicklung deshalb in Frage gestellt werden.

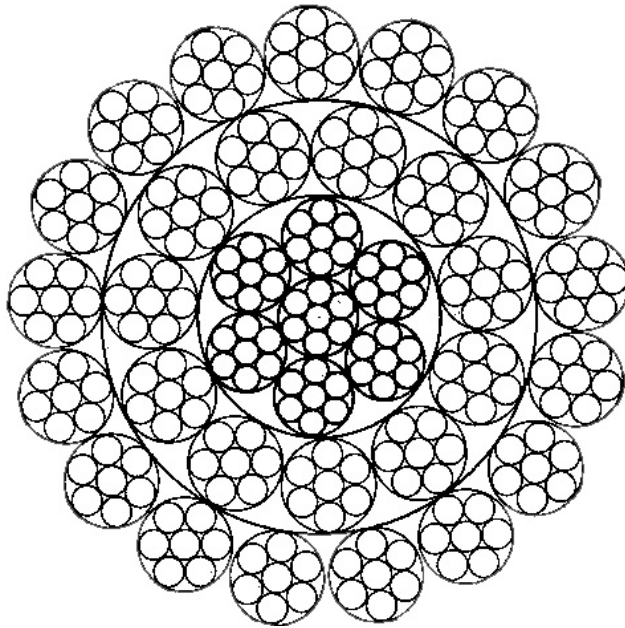
Neben den offiziellen Normenwerken finden sich in der Literatur zahlreiche Quellen, die aus der Sichtweise der Anwender praktische Hinweise für die Wartung und Überwachung von Kranseiltrieben geben, so unter anderem **Chaplin/Smith 1992**, **Verreet 2003**, **Buschmann 2003** oder **Pfeifer 2004**.

### **Auswahl der Seilkonstruktion**

Zur Auslegung der Hubseile in der Mehrlagenwicklung ist **DIN 15020 T1**, zukünftig **DIN CEN 13001-3-2**, anzuwenden. Dabei wird die Lastgruppe der Anlage berücksichtigt, weiterhin der Aufbau des Seiltriebes, wobei vor allem die Anzahl der gleich- und gegensinnigen Biegewechsel von Bedeutung ist. Die Seilkonstruktion wird in DIN 15020 T2 nur über das Merkmal der Drehungsfreiheit berücksichtigt, wobei zwischen drehungsfreien und nicht drehungsfreien Konstruktionen unterschieden wird. Die Mehrlagenwicklung des Hubseiles wird dabei für die Auslegung des Seiltriebes wie eine einlagige Wicklung und somit wie eine einfache Biegung des Hubseiles behandelt.

In der Seiltechnik kommen unterschiedliche Seilkonstruktionen zum Einsatz, die in ihrem Aufbau für die im Einsatzfall vorliegenden Betriebsverhältnissen optimiert sind. Die Bemühungen der Kran- und Seilhersteller zur Steigerung der Leistungsfähigkeit der Mehrlagenwicklung zielen immer auf die Verbesserung der Seilkonstruktion einerseits und auf das Spulverhalten auf der Trommel andererseits. Mit wenigen Ausnahmen werden heute in Krananlagen mit Mehrlagenwicklung nahezu ausschließlich Spezialseile eingesetzt.

Zur Veranschaulichung des Aufbaus dieser Seilkonstruktionen kann die vergleichbare Normseilkonstruktion **DIN EN 12385-4** 34(M)x7-WSC, s. **Abb. 1-7**, herangezogen werden, welche die im Folgenden beschriebenen typischen Eigenschaften eines Hubseiles für die Mehrlagenwicklung aufweist.



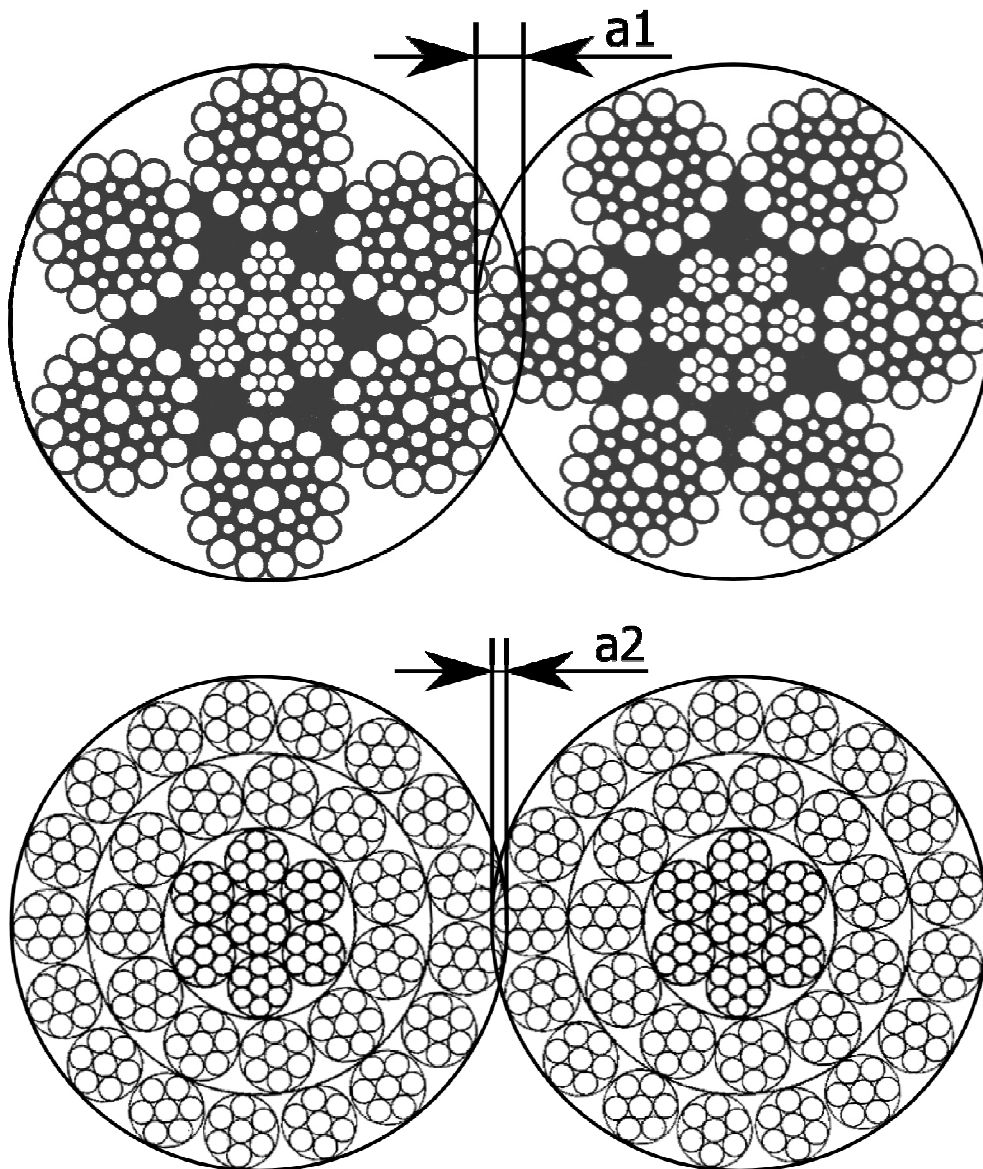
**Abb. 1-7:** Seilkonstruktion **DIN EN 12385-4** 34(M)x7-WSC

- Mehrlagiges Spiralrundlitzenseil:

Diese Konstruktion der abwechselnd links- und rechtsgängig geschlagenen Litzenlagen bewirkt ein äußerst drehungsarmes Verhalten. Besonders bei großen Hubhöhen und frei hängender Last wird hierdurch das Umschlagen der Unterflasche und damit der schädigende Kontakt der laufenden Seilstränge vermieden, der bei mehrfach verdrehten Strängen bis zum Blockieren des Hubseiles führen kann und erhebliche Beschädigung der Außenlitzen zur Folge hat. Der mehrlagige Aufbau mit einer hohen Anzahl von Litzen mit relativ dünnen Drähten erhöht zudem die Flexibilität und damit den Wirkungsgrad des Seiles.

- Hohe Anzahl an Außenlitzen:

Das Seil wird dadurch außen möglichst „rund“. Auf diese Weise wird ein Verzahnen benachbarter Seilwindungen vermieden, was beispielsweise bei sechs- oder achtlitzigen Seilen durch die polygonale Kontur erleichtert wird. Ein solches Verzahnen führt insbesondere beim Ab- oder Auflaufens des Seiles auf die Trommel zu erhöhter Seilschädigung. **Abb. 1-8** zeigt die deutlich reduzierte Verzahnung eines 17-litzigen gegenüber einem 6-litzigen Seil. Zusätzlich verringert sich hierdurch die Pressung auf die Einzeldrähte beim Lauf über eine Seilscheibe, da sich das „rundere“ Seil der Rillenkontur besser anpassen kann.



**Abb. 1-8:** Vergleich der Verzahnung von Seilen mit 6 Außenlitzen (starke Verzahnung) beziehungsweise 17 Außenlitzen (reduzierte Verzahnung)

- Gleichschlagseil:

Diese Bauform wird von den Seilherstellern für die Mehrlagenwicklung empfohlen. Beim Gleichschlagseil verlaufen die Drähte der benachbarten Seilwindungen an den Berührlinien annähernd senkrecht zur Seilachse. Der Verzahnungseffekt zweier benachbarter Litzen kann dadurch im Vergleich zum Kreuzschlagseil deutlich vermindert werden. Beim Auf- und Abläufen des Seiles auf die Trommel wird dadurch ein Abgleiten der Seilstränge erleichtert. Auch diese Maßnahme reduziert die Seilschädigung während des Auf- und Ablaufens auf die Trommel.

Zusätzlich zu den beschriebenen gemeinsamen Eigenschaften werden bei einigen Seilkonstruktionen weitere die Seillebensdauer verlängernde Maßnahmen vorgenommen. Die wichtigste Maßnahme betrifft die Verdichtung von Litzen oder Seil.

Die Verdichtung der Außenlitzen oder auch des gesamten Seiles hat mehrere positive Auswirkungen. Zunächst erhöht sich durch diese Maßnahme der Füllfaktor des Seiles und damit bei gleichem Seilennendurchmesser der metallische Querschnitt und damit die Tragfähigkeit und die Mindestbruchkraft. Auch auf die Oberflächenbeschaffenheit des Seiles ergeben sich durch die Verdichtung positive Auswirkungen. Die Seiloberfläche wird merklich glatter und runder, wodurch beim Einsatz in der Mehrlagenwicklung nochmals der Verschleiß durch den Kontakt mit den benachbarten Seilwindungen reduziert werden kann.

Trotz der höheren Kosten in der Anschaffung der oben beschriebenen Spezialseilkonstruktionen zahlt sich deren Einsatz im Betrieb von Anlagen mit Mehrlagenwicklung durch die optimierten Eigenschaften in jeder Hinsicht aus.

### **Auflegevorgang**

Über den Auflegevorgang, bei dem das Drahtseil für den Einsatz vorbereitet und in der Anlage montiert wird, finden sich vor allem in den Betriebsanweisungen der Kranhersteller Angaben zur Vorgehensweise. Diese Angaben beziehen sich in erster Linie auf die Befestigung des Seiles an den beiden Seilfestpunkten. Außerdem sind in den Betriebsanweisungen Hinweise darauf zu finden, dass eine ausreichende Vorspannkraft auf das Seil aufgebracht werden sollte. Die Höhe dieser Vorspannkraft wird dabei von Turmdrehkranherstellern mit 10 % der maximalen Last angegeben, **Liebherr 01**.

Beim Seilauflegen muss auf eine dem erforderlichen Einsatz angepasste Seillänge geachtet werden. Insbesondere bei Turmdrehkränen, aber auch im Mobilkranbereich, kommt der korrekt gewählten Seillänge eine entscheidende Bedeutung zu. Diese Maßnahme hat zum Ziel, dass im normalen Betrieb abgesehen von den vorgeschriebenen drei Sicherheitswindungen möglichst die gesamte Seillänge auf der Trommel zum Einsatz kommt und regelmäßig abgspult wird. Wird im Hochbau die Seillänge von Beginn der Baustelle an so gewählt, dass sie bereits für die endgültige Höhe des Bauwerks und damit auch des Krans ausreichend ist, so bewirkt dies in der Anfangsphase der Baustelle, dass bei geringer Arbeitshöhe mehrere Seillagen stets auf der Trommel verbleiben. Diese Seillagen verlieren mit der Zeit ihre Vorspannung, was in Verbindung mit den darüber gespulten und unter Last stehenden Seilsträngen zu einer Schädigung der unteren Lagen bis hin zur vorzeitigen Abergereife führen kann.

Die Vorgaben aus den Betriebsanweisungen der Kranhersteller werden ergänzt durch allgemeine Angaben zur Handhabung der Seile im Betrieb, wie sie im folgenden Abschnitt beschrieben werden.



## Handhabung und Betrieb der Seile

Durch die korrekte Handhabung der Drahtseile bereits vor dem Einbau und auch im eigentlichen Betrieb kann entscheidend zur Steigerung ihrer Lebensdauer beigetragen werden. Dies betrifft die Handhabung der Seile beim Transport und Auflegevorgang sowie vor allem Wartung und Pflege im Betrieb. Verschiedene Empfehlungen zur Auslegung oder zum Einsatz bestimmter Seilkonstruktionen stehen den Konstrukteuren und Anwendern als Praxishilfe zur Verfügung.

**Bendix 1968** gibt bereits einen Überblick über die derzeit bekannten Erkenntnisse und Erfahrungen bei der mehrfachen Bewicklung von Seiltrommeln. **Verreet 2003** beschreibt ausführlich die schädigenden Mechanismen, denen das Seil auf der mehrlagig bewickelten Trommel unterworfen ist. Dabei werden zunächst die Bedingungen genannt, welche zum Einsatz mehrlagig bewickelter Trommeln führen. Weiterhin beschreibt Verreet die Vorteile von gerillten Trommeln und hier die eindeutigen Vorteile von Systemrillungen im Gegensatz zu schraubenförmig gerillten Trommeln.

Auch in den Katalogen der Seilhersteller oder den Betriebshandbüchern der Kranhersteller finden sich entsprechende Empfehlungen zum Einsatz bestimmter Seilkonstruktionen sowie zur Handhabung der Seile im Betrieb. Dabei werden vor allem betriebstechnische Maßnahmen zur Erhöhung der Seillebensdauer empfohlen.

### 1.3.4 Kräfte und Spannungen in mehrlagig gewickelten Drahtseilen

Seile auf der mehrlagig bewickelten Trommel sind ähnlich wie durch den Lauf auf einer Seilrolle einer Kombination aus primären und sekundären Zug- und Biegespannungen ausgesetzt. Zur Berechnung dieser Spannungen kann als Grundlage auf die in **Feyrer 2000** aufgeführten Methoden sowie detailliert auf **Schiffner 1986** zurückgegriffen werden. Grundsätzlich hat zur Ermittlung eines charakteristischen Anhaltswerts für die Biegespannung des Drahtes in der gebogenen Litze auch heute noch die Gleichung nach **Reuleaux 1861** Bestand:

$$\sigma_b = \frac{\delta}{D} \cdot E \quad (\text{Gl. 1-3})$$

mit:  $\sigma_b$  ... Biegespannung  
 $\delta$  ... Drahtdurchmesser  
 $D$  ... mittlerer Krümmungsdurchmesser (Durchmesser der Seilachse des um die Seilscheibe gelegten Seiles)  
 $E$  ... Elastizitätsmodul

Durch die Berechnung der Raumkurven des Drahtes in der gebogenen Litze ermittelt Schiffner eine Methode zur Berechnung der Biege- und Torsionsspannungen des Drahtes in Abhängigkeit von seiner Lage im Litzenquerschnitt:

$$\sigma_b = (K_1 - K_0) \frac{\delta}{2} \cdot E \quad (\text{Gl. 1-4})$$

$$\tau = (T_1 - T_0) \frac{\delta}{2} \cdot G \quad (\text{Gl. 1-5})$$

mit:  $\sigma_b$  ... Biegespannung  
 $\tau$  ... Torsionsspannung  
 $\delta$  ... Drahtdurchmesser  
 $E$  ... Elastizitätsmodul  
 $G$  ... Schubmodul  
 $K_0, K_1$  ... Krümmungen des Drahtelements vor und nach einer Änderung seiner Raumkurve  
 $T_0, T_1$  ... Windungen des Drahtelements vor und nach einer Änderung seiner Raumkurve

Neben den Spannungen, die sich aus der Zug- und Biegebeanspruchung ergeben, erfährt das Seil durch die Lage im Wickelpaket zusätzlich Ovalisierungsspannungen. Ein Berechnungsmodell für diese Spannungen wurde ebenfalls von Schiffner aufgestellt. Dies ist in Kap. 2 ausführlicher beschrieben.

Eine weitere wesentliche Ursache für den Verschleiß der Seile in der Mehrlagenwicklung besteht in den hohen Pressungen. In der ersten Lage entsprechen diese Pressungen jenen beim Lauf des Seiles in der Rundrille. Diese sind ausführlich durch **Häberle 1992** beschrieben worden. Jede weitere Lage erzeugt in den darunter liegenden Windungen Pressungen, die durch Punkt- beziehungsweise Linienberührung wirken. An den Berührstellen der Drähte benachbarter Seilwindungen entsteht durch diese Flächenpressungen Verschleiß. Zusätzlich bewirken die Pressungen bei den im Wickelpaket bei Spulvorgängen und aus Lastwechselreaktionen entstehenden Relativbewegungen zwischen Seilwindungen und Drähten einen Verschleiß durch Reibung.

Zur Auslegung der mehrlagig bewickelten Trommel hat **Dietz 1971** ein Verfahren zur Bestimmung der Querelastizität von Drahtseilen entwickelt. Daraus wird der Schnürdruck bestimmt, den der aufgewickelte Seilstrang auf den Trommelmantel ausübt. Mit der Vereinfachung, die Seilwindungen als konzentrische Ringe zu betrachten und den Seildurchmesser durch einen quadratischen Ersatzquerschnitt mit  $s^2 = A_{\text{met}}$  zu ersetzen, s. **Abb. 1-9**, berechnet Dietz den Querelastizitätsmodul  $E_{\text{SQ}}$  des Drahtseils durch:

$$E_{\text{SQ}} = \frac{\sigma_Q}{\varepsilon_q} = \frac{\frac{F_Q}{s \cdot l}}{\frac{d - d_1}{s}} \quad [\text{N/mm}^2] \quad (\text{Gl. 1-6})$$

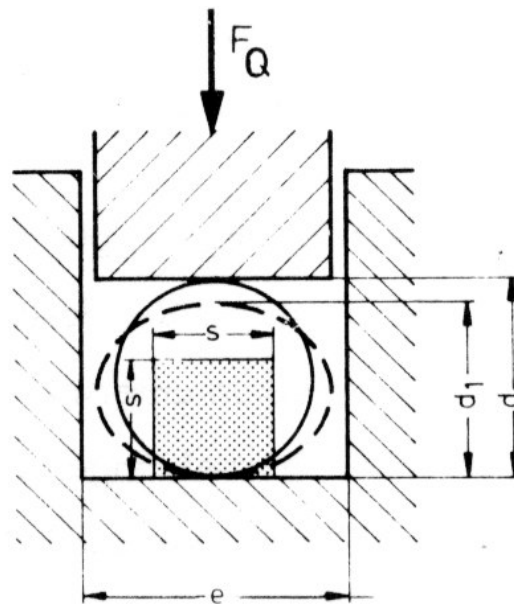
mit:  $E_{\text{SQ}}$  ... Querelastizitätsmodul des Seiles  
 $\sigma_Q$  ... Querspannung im Seil

$\varepsilon_q$  ... Querdehnung  
 $F_Q$  ... Belastung in Querrichtung  
 $s$  ... Kantenlänge des Ersatzquadrats,  $s^2=A$ :

$$s = \frac{d}{2} \sqrt{\pi}$$

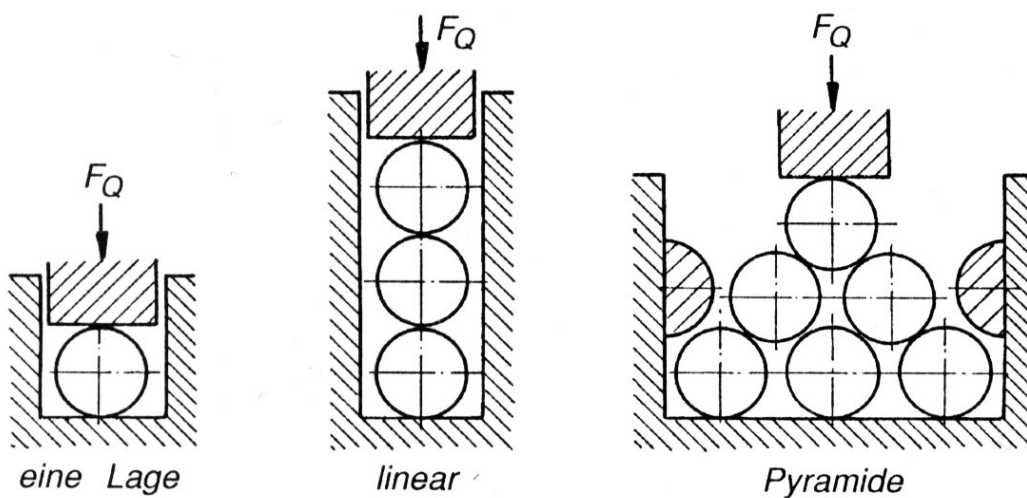
(Gl. 1-7)

$l$  ... Belastungslänge  
 $d, d_1$  ... Seildurchmesser vor und nach der Verformung



**Abb. 1-9:** Messprinzip nach **Dietz 1971**

Bei den Messungen wurden durch **Dietz 1971** und später durch **Mupende 2001** verschiedene Seilanordnungen unterschieden, um die Auswirkungen stapel- und pyramidenförmig angeordneter Seilpakete vergleichen zu können, s. **Abb. 1-10**.



**Abb. 1-10:** Seilanordnungen, **Mupende 2001**

**Henschel 2000** und **Mupende 2001** haben das Messverfahren nach **Dietz 1971** weiterentwickelt und auf moderne Seilkonstruktionen übertragen. Bei den von Henschel untersuchten zehn Seilen handelt es sich in zwei Fällen um typische für den Einsatz als Hubseil in der Mehrlagenwicklung konstruierte Seile. Henschel stellt wie bereits Dietz bei seinen Untersuchungen grundsätzlich fest, dass eine Steigerung der Seilzugkraft sich generell in einer Erhöhung des Querelastizitätsmoduls bemerkbar macht. Bei der Be- und Entlastung des Seiles beschreibt der Kraft-Weg-Verlauf in jedem Fall eine Hysterese. Die Fläche der Hysterese ist dabei von der inneren Reibung der Seile abhängig.

Die maximale Querbelastung bestimmen **Henschel 2000** und **Mupende 2001** aus folgender Gleichgewichtsbedingung, die sich aus dem Kräftegleichgewicht auf der Trommel unter der Last einer Windung ergibt:

$$\begin{aligned}
 2 \cdot F_S &= \sigma_Q \cdot s \cdot D \\
 2 \cdot \sigma_L \cdot A_{\text{met}} &= \sigma_Q \cdot s \cdot D \\
 k_Q &= \frac{\sigma_Q}{\sigma_L} = \frac{2 \cdot \sqrt{A_{\text{met}}}}{D}
 \end{aligned}
 \tag{Gl. 1-8}$$

mit:  $F_S$  ... Seilzugkraft  
 $s$  ... Kantenlänge des Ersatzquadrats,  $s^2=A$ , (Gl. 1-7):  
 $d$  ... Seildurchmesser  
 $D$  ... Trommeldurchmesser  
 $A_{\text{met}}$  ... metallischer Querschnitt des Seils  
 $\sigma_L$  ... Zugspannung im Seil  
 $\sigma_Q$  ... Querspannung im Seil  
 $k_Q$  ... Spannungsverhältnis

Außer diesen Ansätzen, deren Zielsetzung die Ermittlung der Spannungsverhältnisse im Trommelmantel ist, existieren jedoch keine Arbeiten, die Kräfte und Spannungen innerhalb der Mehrlagenwicklung und hierbei speziell innerhalb des im Wickelpaket aufgespulten Seils näher untersuchen. Dabei sind die Wechselwirkungen der einzelnen Seilstränge untereinander sowie die Zustände im belasteten Seilstrang von besonderem Interesse. Zur näheren Untersuchung der Spannungszustände können jedoch grundlegende Ansätze herangezogen werden, die zur Bestimmung der äußeren Kräfteinwirkungen auf das Seil im einlagigen Seiltrieb entwickelt wurden. Die wichtigsten dieser Ansätze sind in **Feyrer 2000** zusammengefasst.

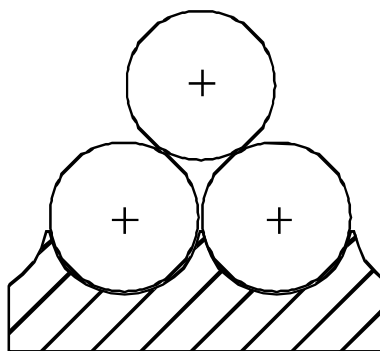
#### 1.4 Mehrlagenwicklung – eine Spezialanwendung für laufende Seile

In Seiltrieben mit mehrlagig bewickelten Trommeln weisen die Hubseile im Gegensatz zu Seiltrieben mit reiner einlagiger Seilführung durch die zusätzlich auftretenden Belastungen, wie das Spulen Seil auf Seil oder der Aufstieg in die nächste Lage, eine deutlich verminderte Lebensdauer auf. Um diese Lebensdauererminderung zu un-

tersuchen, müssen zunächst die seilschädigenden Vorgänge auf der Seiltrommel geklärt sein.

#### 1.4.1 Vorgänge beim Spulen auf Trommeln

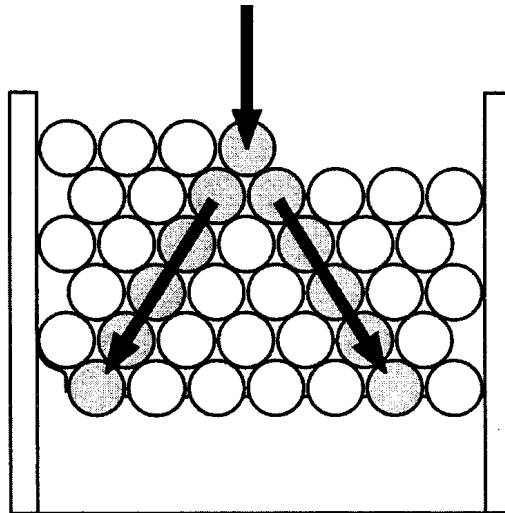
Bei der mehrlagig bewickelten Trommel ist die Führung des Seiles nur durch das Bett aus den darunter liegenden Seilwicklungen gegeben. Dieser direkte Kontakt Seil zu Seil (**Abb. 1-11**) führt in Kombination mit den Relativbewegungen der Seilwicklungen zueinander beim Spulen zu erhöhtem Verschleiß und damit zur Lebensdauermin- derung gegenüber dem Lauf der Seile in der Rundrille.



**Abb. 1-11:** Seilführung in der Mehrlagenwicklung

Entscheidend für die einwandfreie Funktion einer Mehrlagenwicklung ist der geordnete und kompakte Aufbau der Wickelpyramide, s. **Abb. 1-12**. Bei der Ausführung des Trommelmantels wird zwischen glatten, schraubenförmig gerillten oder mit Rillensystem versehenen Trommeln unterschieden. Die mehrlagige Bewicklung von glatten oder schraubenförmig gerillten Trommeln führt ohne die Anwendung geeigneter Maßnahmen wie Spulhilfen, s. auch **Abb. 1-21**, unvermeidlich zu einem unkontrollierten, instabilen und nicht reproduzierbaren Aufbau des Wickelpaketes, was im Folgenden näher beschrieben wird.

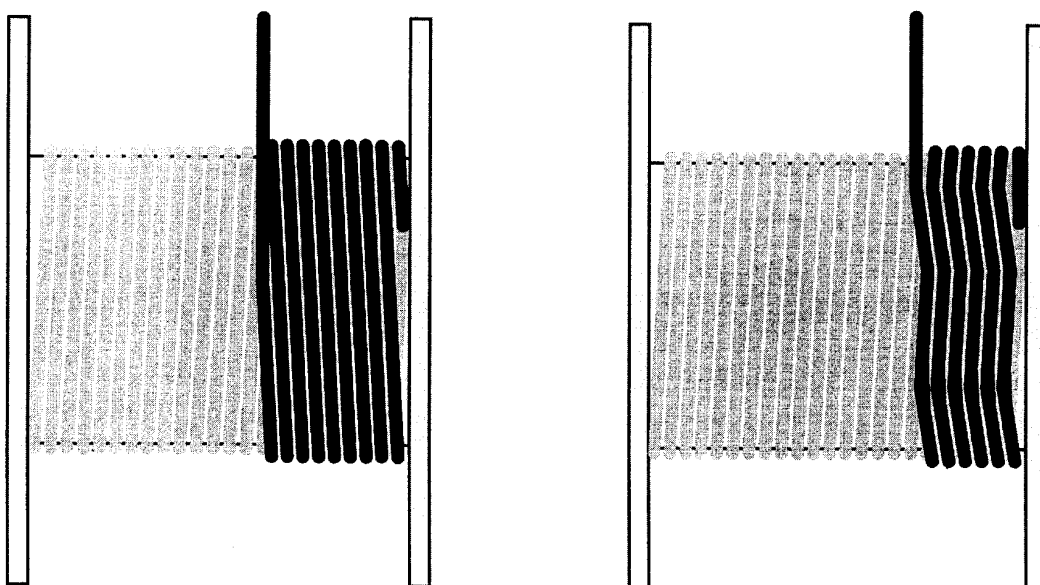
Beim mehrlagigen Bewickeln von Trommeln wird das Seil von Lage zu Lage abwechselnd links- und rechtsgängig aufgespult, es läuft also von der rechten zur linken Bordscheibe und umgekehrt. Dies führt zu einem Überkreuzen der Seilwicklungen in den unterschiedlichen Lagen. Während in der ersten Wickellage das Seil eindeutig durch die gerillte Trommel geführt ist, kann ab der zweiten Wickellage eine Seilführung nur noch durch die untere Wickellage erfolgen. Ab der zweiten Seillage entsteht durch die jeweils untere Lage ein zwangsläufiger Führungseffekt für die neu aufgespulten Windungen.



**Abb. 1-12:** Geordneter Aufbau der Wickelpyramide, **Verreet 2000**

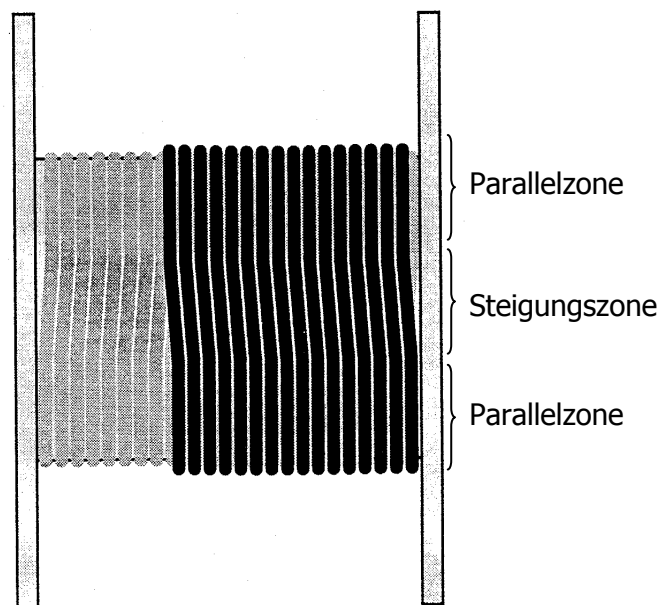
Bei schraubenförmiger Bewicklung führt die gegenläufige Wickelrichtung dazu, dass die Seilwindungen durch die Führung der unteren Lage zunächst für eine gewisse Strecke in der „falschen“ Richtung aufgewickelt werden, bevor sie von den bereits aufgespulten Windungen der „eigenen“ Lage in der „richtigen“ Richtung weiter geschoben und dadurch zum Kreuzen der unteren Windungen gezwungen werden. **Abb. 1-13** zeigt den idealisierten und den tatsächlichen Seilverlauf in der schraubenförmig oder helicoidal gerillten Trommel.

Die sich aus dem tatsächlichen Seilverlauf ergebenden Überkreuzung erfolgen unkontrolliert und nicht reproduzierbar, es kann von einem chaotischen Aufbau des Wickelpakets gesprochen werden. Dieses Verhalten ist bei der mehrlagigen Bewicklung sowohl von glatten Trommeln wie auch von Trommeln mit schraubenförmiger Rillung zu beobachten.



**Abb. 1-13:** Theoretischer (links) und tatsächlicher (rechts) Seilverlauf auf der helicoidalen Trommel in der zweiten Lage, **Verreet 2003**

Durch den direkten Kontakt der einzelnen Seilwindungen kommt es bei der Mehrlagenwicklung zu deutlich erhöhter Seilbeanspruchung und Verschleiß. Neben den Reibungsvorgängen liegt dies vor allem an der gegenläufigen Steigungsrichtung der aufeinander folgenden Seillagen, **Verreet 2000**. Dieser Effekt kann durch den Einsatz von gerillten Trommeln mit Steigungshilfe erheblich reduziert werden. Während bei der Spulung von bis zu zwei Seillagen eine schraubenförmig gerillte Trommel noch ausreichend ist, wird bei einer Lagenzahl von drei und mehr – in einzelnen Anwendungen bis über zehn Lagen – ein Rillensystem, z.B. die so genannte Lebus- oder Sinus-Rillung, notwendig. In der Praxis kommen bei Krananlagen mit Mehrlagenwicklung heute fast ausschließlich Trommeln mit Systemrillung zum Einsatz, s. **Abb. 1-14**.

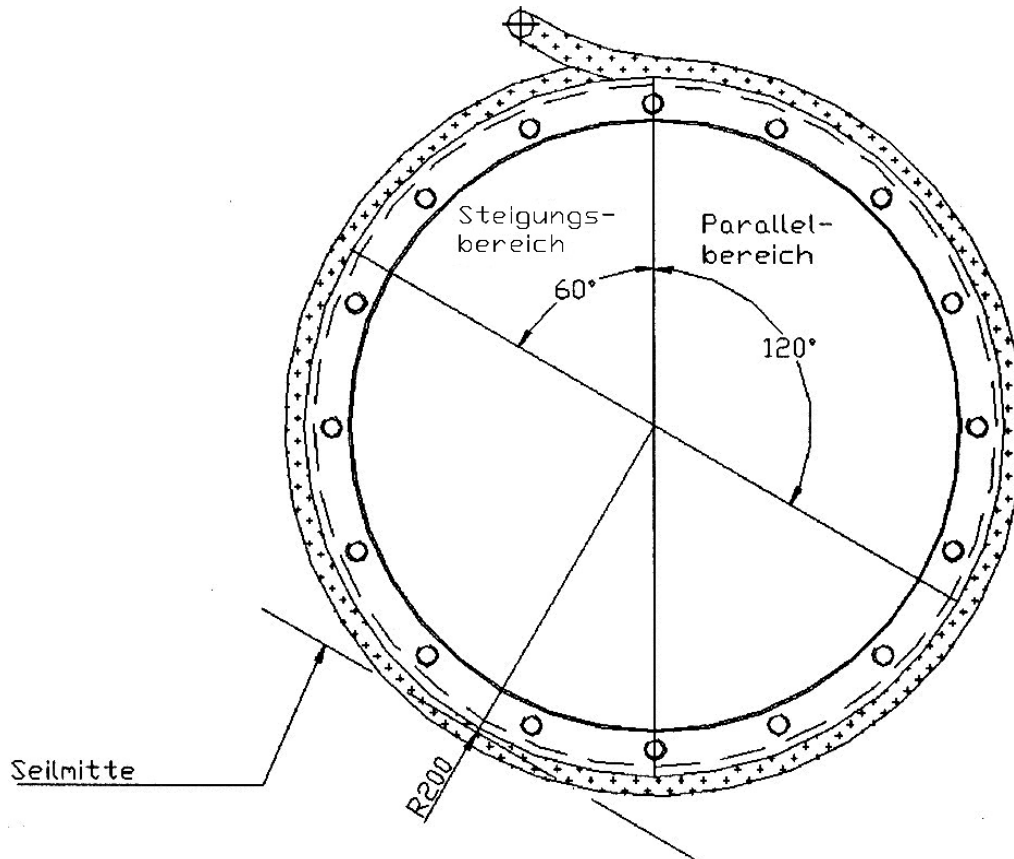


**Abb. 1-14:** Seiltrommel mit Systemrillung, **Verreet 2000**

Der wesentliche Unterschied zwischen Trommeln mit schraubenförmigen Rillen und Systemrillung besteht darin, dass bei schraubenförmigen Rillen das Seil während des Spulvorgangs kontinuierlich in axialer Richtung – je Trommelumdrehung um eine Rillenbreite – weitertransportiert wird. Bei der Systemrillung erfolgt dieser Transport schrittweise. Der Trommelumfang ist unterteilt in die so genannten Parallel- und die Steigungs- oder Kreuzungszonen. Dabei liegen sich jeweils zwei Parallel- und zwei Steigungszone gegenüber. In der Parallelzone verläuft das Seil parallel zur Umfangsrichtung der Trommel und ist durch die untere Lage geführt. In der Steigungszone wird der Seilstrang um eine halbe Rillenbreite weitertransportiert. Der Schaltwinkel  $\sigma$  für eine Steigungszone beträgt durchschnittlich  $\sigma_1 = 60^\circ$ , für eine Parallelzone durchschnittlich  $\sigma_2 = 120^\circ$ , s. **Abb. 1-15**.

Durch Steigungshilfen wird der genaue Aufstiegsplatz von der ersten in die zweite Lage vorgegeben. Die einwandfreie Funktion der Mehrlagenwicklung hängt unter anderem wesentlich von einer genauen Ausführung der Trommelgeometrie und minimalen Durchmesser-toleranzen des Seiles ab.

Der Einsatz von Rillensystemen bewirkt auch bei hoher Lagenzahl einen geordneten Aufbau des Wickelpaketes. Voraussetzung hierfür ist, dass das Seil mit einer bestimmten Vorspannkraft aufgespult wird, die bei ungefähr zwei Prozent der Mindestbruchkraft des Seiles liegen sollte, **Liebherr 01**.



**Abb. 1-15:** Aufteilung des Trommelumfangs auf Steigungs- und Parallelbereich, **Scheffler 1994**

### Seilschädigung beim regulären Betrieb

Beim Betrieb der Mehrlagenwicklung tritt der größte Seilverschleiß in den Kreuzungsbereichen der Steigungszonen, auch cross over points genannt, auf. Diese Kreuzungsbereiche der Seilwindungen in zwei aufeinander folgenden Seillagen liegen sowohl beim Einsatz von Rillensystemen als auch bei schraubenförmiger Rillung und bei ungerillten Trommeln, das heißt in jeder Form der Mehrlagenwicklung, vor. Zusätzlicher Seilverschleiß entsteht im Bereich des Lagenwechsels. Da für die praktischen Anwendungen der Mehrlagenwicklung in der Fördertechnik glatte und schraubenförmig gerillte Trommeln nur von untergeordneter Bedeutung sind, wird im Folgenden nur die Mehrlagenwicklung auf Trommeln mit Systemrillung untersucht.

Im Bereich der Seilkreuzungen sind zwei Effekte für die vermehrte Seilschädigung verantwortlich:



- Im Parallelbereich ruht die Seilwindung unter Linienberührung auf zwei Windungen der unteren Lage. Im Kreuzungsbereich verlagert sich die Belastung entlang einer gewundenen Kontaktlinie auf nur einen stützenden Seilstrang mit entsprechend erhöhter Flächenpressung. Diese gesteigerte Belastung führt zur frühzeitigen Schädigung der Drähte in den Außenlitzten.
- Der zweite seilschädigende Effekt im Bereich der Steigungszone beruht auf dem Vorgang des Weitertransports des Seiles in der obersten Lage in axialer Richtung und die daraus entstehenden Abgleitvorgänge der Seilstränge aneinander. Bei diesem Weitertransport wird der auf die Trommel auflaufende Seilstrang durch die letzte Windung abgelenkt und um eine halbe Rillenbreite weiter geschoben. Das hierbei auftretende mechanische Abgleiten des unter voller Zugbelastung stehenden Seilstrangs bewirkt einen zusätzlichen erheblichen Verschleiß.

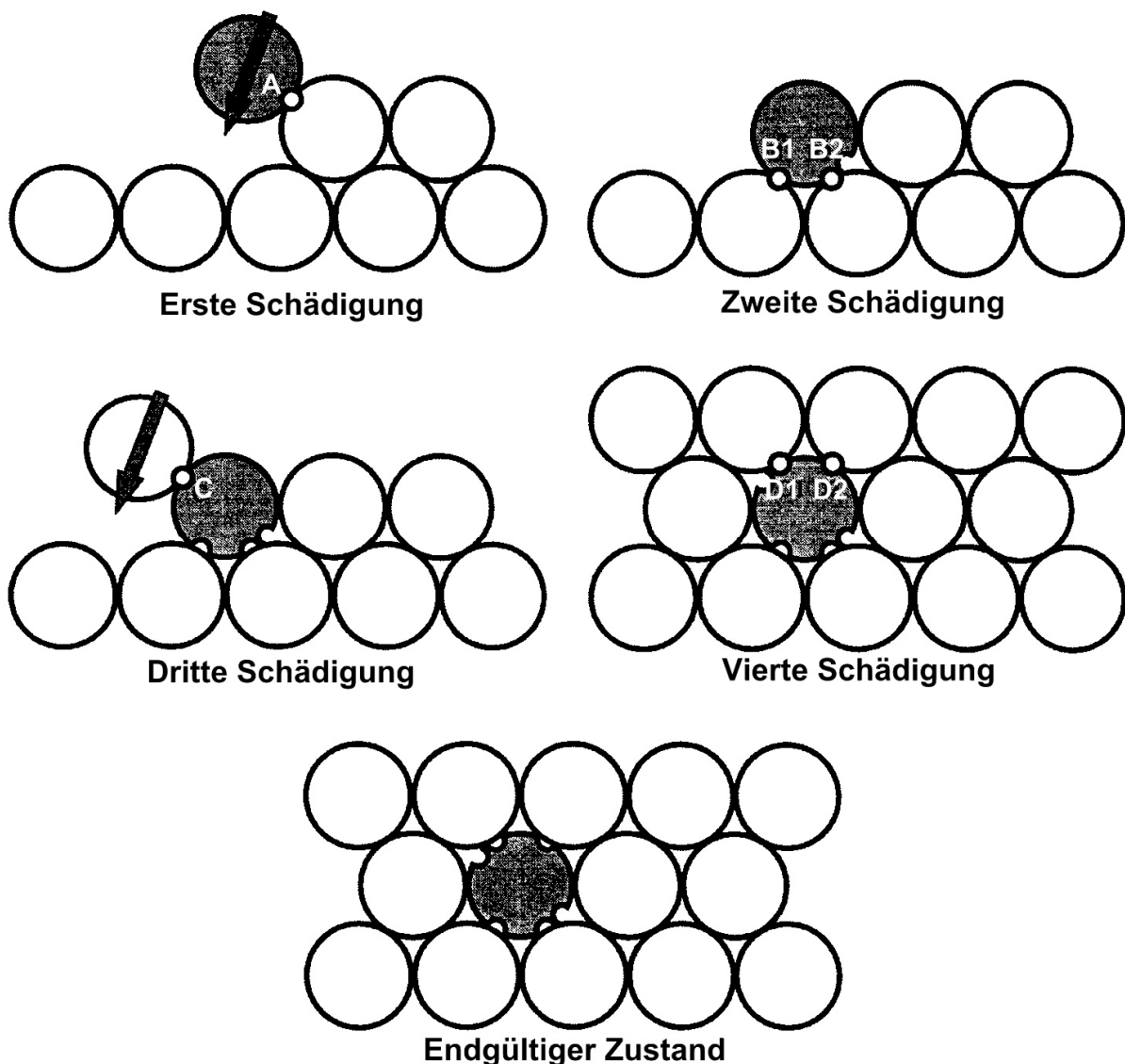
Beim Lagenwechsel entsteht der Seilverschleiß durch das erzwungene Aufsteigen des auflaufenden Seilstrangs in die nächsthöhere Lage. Dabei wirkt beim Wechsel in die zweite Lage ein massiver Keil an der Bordscheibe als Steigungshilfe. Bei jedem weiteren Lagenwechsel wird das Aufsteigen des auflaufenden Strangs durch die unteren und die benachbarten Seilwindungen und die Bordscheibe erzwungen. Dieser Vorgang erzeugt durch Pressungen aus der Keilwirkung starken Seilverschleiß.



**Abb. 1-16:** Typische Drahtbrüche in den Steigungszone und beim Lagenwechsel einer Mehrlagenwicklung

**Abb. 1-16** zeigt typische Drahtbrüche und Drahtbruchnester aus der Seilschädigung durch die Belastung der Seilstränge in den Steigungszonen und beim Lagenwechsel.

**Verreet 2003** beschreibt in mehreren Schritten die Seilschädigung in der Mehrlagenwicklung, die sich am Umfang des auflaufenden Stranges durch den Kontakt mit den benachbarten Windungen bildet, s. **Abb. 1-17**. Die Seilabschnitte der ersten Lage werden noch in den geordneten Rillen der Seiltrommel gespult. Ab der zweiten Lage werden diese Windungen jedoch bereits überrollt, komprimiert und auf ihrer oberen Seite beschädigt.



**Abb. 1-17:** Verlauf der Schädigung am Umfang des mehrlagig gespulten Seiles, nach **Verreet 2003**

Die Seilabschnitte, die in der zweiten und den weiteren Lagen gespult werden, werden rundum beschädigt. Eine erste Schädigung, s. **Abb. 1-17**, erfolgt im Bereich A während des Kontakts mit der benachbarten Wicklung beim Auflaufen auf die Trommel. Danach werden die Seilabschnitte um eine deutlich rauere Oberfläche gebogen, gebildet aus den Windungen der darunter liegenden Lage, wodurch es in den Berei-

chen B1 und B2 zur Schädigung kommt. Die nächste auflaufende Windung schädigt den betrachteten Strang im Bereich C, wobei zusätzlich durch Verschiebungen die Schädigung in den Bereichen B1 und B2 verstärkt wird. Schließlich verursacht die Überrollung durch die nächste Lage weitere Schädigung in den Bereichen D1 und D2 des betrachteten Seilabschnittes. Es ist offensichtlich, dass der Seilabschnitt durch diese Vorgänge im Vergleich zu einer einlagig bewickelten Trommel zusätzliche Schädigungen davon trägt.

Von Vorteil ist beim Einsatz von Trommeln mit Systemrillung die definierte Lage der Verschleißbereiche. Der Seilverschleiß lässt sich im Wesentlichen auf die Seilabschnitte in den Steigungszonen begrenzen. Dies ermöglicht dort eine gezielte Inspektion des Seiles. Zusätzlich können praxisrelevante Maßnahmen zur Erhöhung der Seillebensdauer wie das Nachsetzen des Seiles ergriffen werden. Beim Nachsetzen wird nach einer bestimmten Aufliegezeit der Seilfestpunkt an der Trommel um die Länge des halben Trommeldurchmessers herausgezogen und gekürzt. Dadurch werden die in den Steigungszonen stark belasteten Seilabschnitte in den deutlich weniger belasteten Parallelbereich verlagert. Bisher im Parallelbereich nur geringfügig beanspruchte Zonen verschieben sich hingegen in die Steigungszonen. Die Aufliegezeit des Seiles kann dadurch deutlich erhöht werden.

Neben den beschriebenen Schädigungsmechanismen, die in den Steigungszonen zur erhöhten Seilschädigung führen, tritt im gesamten Wickelpaket, also auch in den Parallelzonen, zusätzlicher Seilverschleiß durch Relativbewegungen zwischen den Seilsträngen der einzelnen Seillagen auf. Diese Relativbewegungen entstehen durch Seilentlastungen im Wickelpaket.

Die Arten der Seilentlastung beschreiben **Dietz 1971** und später **Henschel 2000**. Die aus dem Schnürdruck der Seillagen entstehende elastische Verformung der Trommel führt zunächst dazu, dass der Innendurchmesser der innen liegenden Seillagen kleiner wird und dadurch die Vorspannung im Wickelpaket nachlässt. Hinzu kommt als weiterer Effekt, allerdings abhängig von der Seilkonstruktion, dass durch den Druck der äußeren Lagen die inneren Lagen zusammengepresst und damit entspannt werden. Daraus folgen eine Verringerung des mittleren Seildurchmessers und eine weitere Abnahme der Seilvorspannung.

Durch die hohe Vorspannung des auflaufenden Seilstrangs bildet sich zunächst in allen Lagen ein kompaktes Wickelpaket. Bereits in der ersten Wickellage kommt es jedoch zu Wechselwirkungen zwischen den Seilwicklungen und der Trommel. Der Schnürdruck der Seillagen bewirkt eine elastische Verformung der Trommel. Die daraus resultierenden Änderungen des Trommeldurchmessers führen zu einem Abbau der Vorspannung im aufgewickelten Seilstrang. Durch das Aufspulen der nächsten Seilwindungen entstehen Relativbewegungen im Wickelpaket, die eine weitere Entspannung des Seiles bewirken und zusätzlichen Seilverschleiß verursachen.

Um schwerwiegenden Seilschädigungen, resultierend aus Verschleiß durch diese Relativbewegungen, vorzubeugen, muss dafür gesorgt werden, dass das gesamte Wickelpaket auf der Trommel stets unter ausreichender Vorspannung gehalten wird.

In der Praxis kann dies mit geringem Aufwand erreicht werden, indem die Seillänge der jeweiligen Hubhöhe angepasst wird, so dass bei Ausnutzung der vollen Hubhöhe das Seil regelmäßig bis auf die geforderten Sicherheitswindungen – nach **DIN 15020 T1** zwei, nach **Liebherr 01** drei Sicherheitswindungen – abgespult und unter Last wieder aufgespult werden kann, vergleiche Kap. 1.3.3. **Abb. 1-18** zeigt das Schadensbild in einer unteren, nicht gespulten Lage, wo aufgrund reduzierter Vorspannung die Seilwindungen durch Relativbewegung zerstört werden. Dieses Phänomen wird in Kap. 3.4, Abschnitt „Schäden an nicht gespulten Seilabschnitten“, anhand der Erkenntnisse aus den Prüfstandsversuchen näher erläutert.

Seilschäden, die im regulären Betrieb entstehen, lassen sich verhältnismäßig genau auf definierte Seilbereiche beschränken. Die regelmäßige Beobachtung dieser Seilbereiche ergibt einen genauen Aufschluss über den Zustand des Seiles und dient bisher normalerweise auch der Festlegung des Ablegezeitpunkts. Durch die Kenntnis der Schädigungsmechanismen ist man in der Lage, zur Erhöhung der Wirtschaftlichkeit und der Sicherheit des Seiltriebs gezielte Maßnahmen wie die oben beschriebenen zur Verlängerung der Seillebensdauer anzuwenden.



**Abb. 1-18:** Seilschädigung in der nicht gespulten Lage

### Schädigungsparameter

Die Lebensdauer der Seile in der Mehrlagenwicklung wird von einer Vielzahl von Schädigungsparametern bestimmt. In Gesprächen mit Fachleuten aus der Kran- und Seilbranche wurde eine Liste mit insgesamt 18 Schädigungsparametern aufgestellt, die zur Reduzierung der Lebensdauer von Seilen bei Mehrlagenwicklung beitragen:

- Seilzugkraft  $S$  bzw. durchmesserbezogene Seilzugkraft  $S/d^2$
- Verhältnis von Trommel- bzw. Wickeldurchmesser  $D$  zu Seildurchmesser  $d$

- Lagenwechsel (Lagenzahl und Unterstützung des Lagenwechsels)
- Vorspannkraft
- Lastkollektiv
- Hubhöhe  $h$
- Hubgeschwindigkeit  $v$
- Lastspielzahl  $Z$
- Schrägzug
- Rillensteigung
- Umschaltvorgänge und Schwingungen
- Windungszahl
- Seilkonstruktion
- Schmierung
- Seildurchmessertoleranz
- Umwelteinflüsse
- Seilrollenkonstruktion
- Seildrehmoment

Bei diesen Schädigungsparametern handelt es sich um Einflussfaktoren aus Geometrie- und Anlagendaten, aus der Seilkonstruktion, aus den Belastungssituationen, den Betriebsbedingungen der Anlage und aus der Umgebungssituation.

### **Störungen der Mehrlagenwicklung**

Das Wickelverhalten des Seiles auf der mehrlagig bewickelten Trommel ist von entscheidender Bedeutung für die korrekte Funktionsweise, den praktischen Nutzen, die Sicherheit und die Wirtschaftlichkeit der Mehrlagenwicklung. Die so genannte Wickelinformation, das heißt Position, Länge und Winkel der Steigungs- und Parallelzonen, und damit das Wickelverhalten kann immer nur von einer Wickellage an die darauf folgende Lage weitergegeben werden.

Unsachgemäßer Betrieb für die Mehrlagenwicklung von Kranseilen resultiert aus Abweichungen von den in Kap. 1.3.3 beschriebenen Empfehlungen. Störungen entstehen dabei vor allem durch unpassende Trommel- und Rillengeometrie, falsche Wahl der Seilkonstruktion, Über- oder Untermaße im Seildurchmesser, Konstruktionsfehler beziehungsweise konstruktive Schwachstellen im Seiltrieb und Bedienfehler durch Auflegen unnötig großer Seillängen und Missachtung der Seilvorspannung. Diese Abweichungen führen direkt oder indirekt zur übermäßigen Seilschädigung und damit zur vorgezogenen Ablingereife des Seiles.

Die Faktoren Seilvorspannung, Auflaufwinkel und Seildurchmesser sind im bestimmungsgemäßen Betrieb einer Krananlage mit Mehrlagenwicklung für diesen kompakten und gleichmäßigen Aufbau ausschlaggebend.

## Seilvorspannung

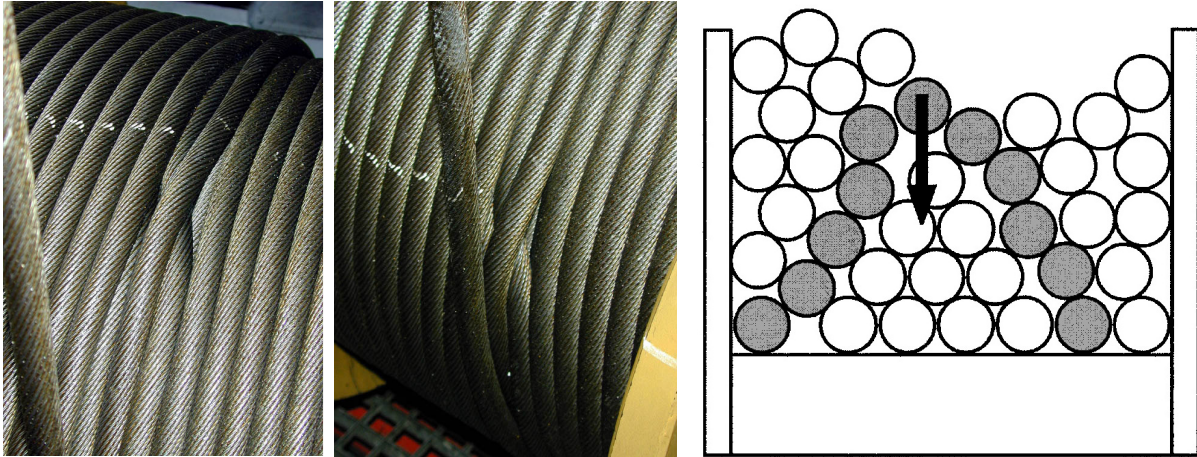
Durch eine Mindestseilvorspannung wird ein kompakter Aufbau des Wickelpaketes sichergestellt. Dies ist Grundvoraussetzung für die fehlerfreie Weitergabe der Wickelinformation auch in hohen Seillagen.

Ein Aufspulen des Seiles mit zu geringer Seilvorspannung oder eine vorübergehende Entlastung des Seiles führt zu gravierenden Wickelstörungen. Zunächst ergibt sich eine Lockerung des Wickelpaketes auf der Trommel. Dies führt zu einem mangelhaften Aufbau der weiteren Wicklungen, da durch das gelockerte Seil die Wickelinformation nur noch unscharf weitergegeben wird und die Wickelgeometrie „verschwimmt“. Aufgrund des geringen Seilzugs und der Längssteifigkeit legt sich das Seil in den Steigungszonen nicht genau in die vorgegebene Bahn. Daraus resultieren kleine Lücken, die sich von Windung zu Windung bis zur Bordscheibe hin aufsummieren. An der Bordscheibe steigt dadurch die letzte Windung verfrüht in die nächste Lage auf. Bereits damit ist ein wesentlicher Teil der Wickelinformation verloren gegangen.

Wird die Spulung des Seiles unter mangelnder Vorspannung fortgesetzt, entstehen in dem Seilgefüge auf der Trommel weitere Lücken, in die sich Wicklungen nachfolgender Lagen einlegen und abgelenkt werden. Schon durch eine kurzzeitige Unterschreitung der Mindestseilvorspannung wird das bereits aufgespulte Wickelpaket entlastet und gelockert. Das gelockerte Wickelpaket kann durch die beschriebenen Vorgänge seine Tragfähigkeit und Stabilität völlig verlieren. Eine anschließende Belastung des Hubseiles führt dazu, dass sich der unter Last stehende auflaufende Seilstrang in die gelockerten unteren Seillagen einschneidet und verklemmt, s. **Abb. 1-19**. Beim erneuten Abspulen des Seiles entstehen durch das Herausreißen des unter Last stehenden verklemmten Seilstrangs gravierende Seilschäden. Häufig wird das Abspulen unmöglich, was zwangsläufig zum Stillstand der Anlage führt.

Zur Gewährleistung der ausreichenden Seilvorspannung muss bei leerem Lasthaken, üblicherweise durch das Gewicht der Hakenflasche, das Hubseil durch eine Mindestlast belastet beziehungsweise vorgespannt sein. Als Herstellerempfehlung werden hier, beispielsweise in **Liebherr 01**, 10 % der Nutzlast des Krans vorgegeben. Bei einem 6 t-Kran entspricht dies einer Masse der Hakenflasche von 600 kg beziehungsweise einer Last von 5886 N, bei einfacher Einscherung damit einer Seilzugkraft von 2943 N. Bezogen auf ein Hubseil nach DIN 3071 mit dem auf Turmdrehkränen mit 6 t Nutzlast gängigen Seildurchmesser  $d = 16$  mm und der Nennfestigkeit von  $R_0 = 1960$  N/mm<sup>2</sup> entspricht diese Belastung ca. 2 % der Mindestbruchkraft.

Zur Unterstützung der mehrlagigen Spulung sind heute verschiedene Spulvorrichtungen auf dem Markt, die jedoch eine mangelhafte Seilvorspannung nicht kompensieren können. Um diese Schadensquelle auszuschließen, muss ein Ziel der Forschung und Entwicklung auf dem Gebiet der Mehrlagenwicklung die Konstruktion einer geeigneten Vorrichtung zur Gewährleistung der Seilvorspannung sein.

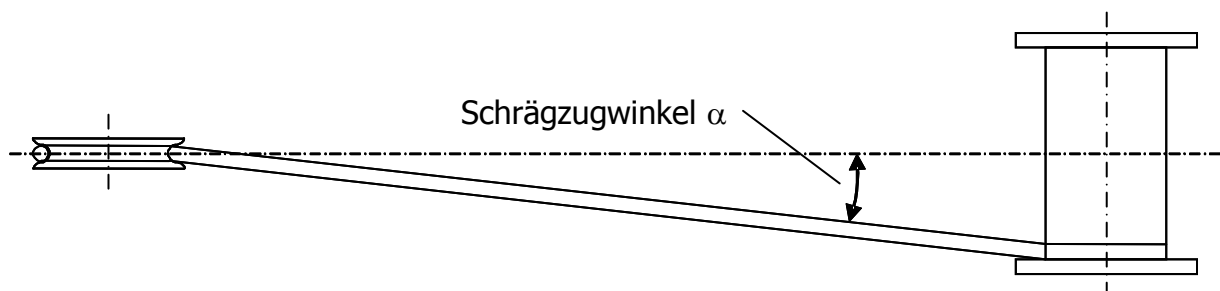


**Abb. 1-19:** Wickelstörungen; Zusammenbruch der Wickelpyramide, Verreet 2000

### Auflaufwinkel

Der Weitertransport des Seiles auf der Trommel in axialer Richtung sowie der Lagenwechsel erfolgt bei glatten Trommeln zwangsweise durch die bereits aufgespulten Seilwicklungen, bei Trommeln mit Systemrillung in der ersten Lage durch die Gestaltung der Trommel und ab der zweiten Wickellage ebenfalls zwangsweise durch die bereits aufgespulten Seilwicklungen. Für einen fehlerfreien Ablauf des Spulvorgangs ist in jedem Fall die Einhaltung eines bestimmten Auflaufwinkels erforderlich. Der Auf- oder Schrägzugwinkel lässt sich in Anlehnung an **DIN 15020 T1** beschreiben als Winkel der seitlichen Ablenkung des Drahtseiles aus der Rillenebene, s.

**Abb. 1-20.**



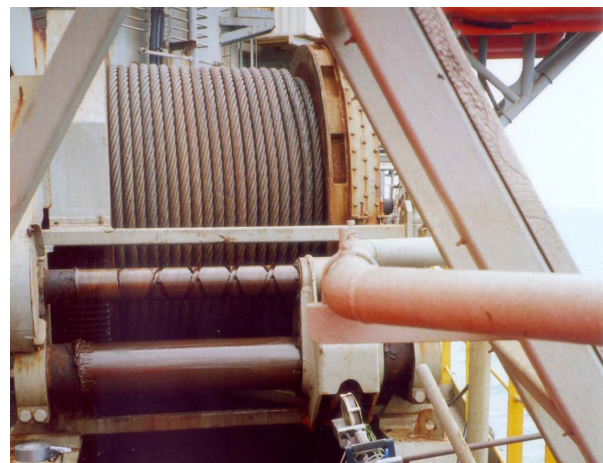
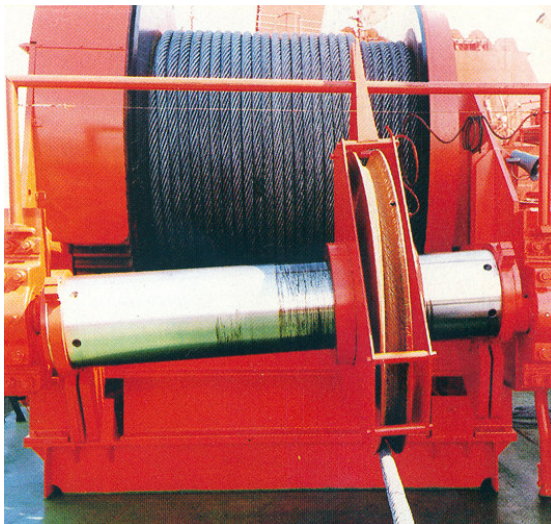
**Abb. 1-20:** Auflauf-/Schrägzugwinkel  $\alpha$  des auflaufenden Seils

Fördertechnische Seiltriebe mit Hubtrommel sind in der Regel so konstruiert, dass bei Position des Hubseiles in der Trommelmitte der Auflaufwinkel  $\alpha = 0^\circ$  beträgt. An den Bordscheiben wird der Betrag des Auflaufwinkels somit maximal. Für die korrekte Spulung des Hubseiles in der Mehrlagenwicklung ist durch die Konstruktion des Seiltriebes ein Auflaufwinkel bei Position des Seiles an der Bordscheibe im Bereich  $0,5^\circ < \alpha < 1,5^\circ$  vorzusehen. Dadurch wird gewährleistet, dass das Seil in geordnetem Zustand bis an die Bordscheibe heran läuft, der Lagenwechsel sauber vollzogen wird und sich nach dem Lagenwechsel eine geordnete Spulung anschließt. Damit ist

bereits ein wichtiger Beitrag gegeben, die Lebensdauer mindern durch die Mehrlagenwicklung herabzusetzen.

Ein zu geringer Auflaufwinkel und damit ein im Extremfall nahezu parallel zur Bordscheibe auflaufendes Seil führen dazu, dass das Seil sich entlang der Bordscheibe bis zum unkontrollierten Zusammenbruch dieser Wicklung auftürmt. Im Anschluss daran ist keine geordnete Mehrlagenwicklung mehr möglich. Durch einen zu großen Auflaufwinkel kann es passieren, dass der unter Last stehende Seilstrang bereits vor oder kurz nach dem Lagenwechsel durch die hohe Komponente der Seilzugkraft in Richtung der Trommelachse aus der Wickelordnung gezogen wird und mehrere Windungen überspringt. Hierdurch entstehen ebenfalls erhebliche Störungen der Mehrlagenwicklung.

In manchen Einsatzfällen können Auflaufwinkeln  $\alpha > 1,5^\circ$  oder  $\alpha < 0,5^\circ$  konstruktiv nicht vermieden werden. Insbesondere durch eine geometrisch ungünstige Position der ersten Rolle im Seiltrieb nach der Trommel entstehen extreme Auflaufwinkel. Bei großen Abständen Trommel-Seil kann dieser Effekt noch verstärkt werden, wenn starker Wind die freie Seillänge in Schwingungen versetzt. In diesem speziellen Fall kann meist relativ einfach durch den Einbau einer so genannten Ausgleichsrolle eine ausreichende Dämpfung des Seiles erzielt werden, mit dem Nachteil eines weiteren für die Seillebensdauer ungünstigen Biegewechsels. In den übrigen Einsatzfällen mit ungünstigen Auflaufwinkeln hingegen ist nur durch den Einbau von Zusatzvorrichtungen eine einwandfreie Mehrlagenwicklung möglich. Hierzu zählen die so genannten Spulvorrichtungen, s. **Abb. 1-21**, oder auch Hilfsrollen im Bereich der Trommel, die ebenfalls den Lagenwechsel erzwingen.



**Abb. 1-21:** Spulvorrichtungen: links Auflaufwinkelkompensator, **Lebus 01**, rechts Kreuzgewindespindel, Bildquelle IFT

Spulvorrichtungen werden beispielsweise mit mechanischem Kreuzgewindeantrieb oder auch als so genannte antriebslose Kompensatoren angeboten. Bei beiden Systemen soll eine geordnete Wicklung durch Zwangsführung des Hubseiles erreicht werden. Beim Auflaufwinkelkompensator wird die Seilrolle auf einer exzentrisch gela-



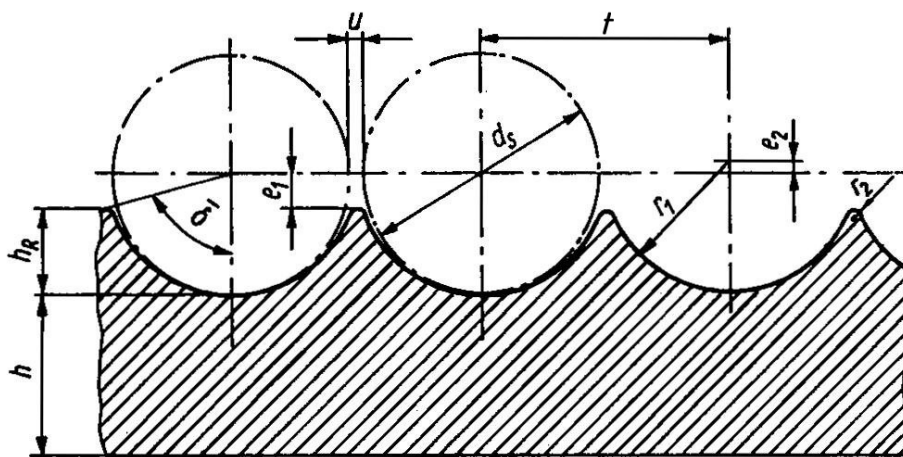
gerten Welle ohne mechanische Verbindung zur Seilwinde durch den Seilzug von Flansch zu Flansch geführt. Bei Gefahr von Schlaffseil sollte er nicht eingesetzt werden, **Lebus 01**. Die Kreuzgewindespindel ist über ein Getriebe mit der Seiltrommel gekoppelt. Durch das in eine Welle geschnittene Kreuzgewinde wird das Seil über eine Seilrolle von Flansch zu Flansch zwangsgeführt. Eine Verbesserung der Wickelqualität durch den Einsatz von Spulvorrichtungen wird jedoch ausschließlich dann erreicht, wenn stets für eine ausreichende Seilvorspannung während des Spulvorgangs gesorgt ist. Bei minimaler Last oder Schlaffseil können Wickelstörungen auch mit Spulvorrichtungen nicht vermieden werden.

## Seildurchmesser

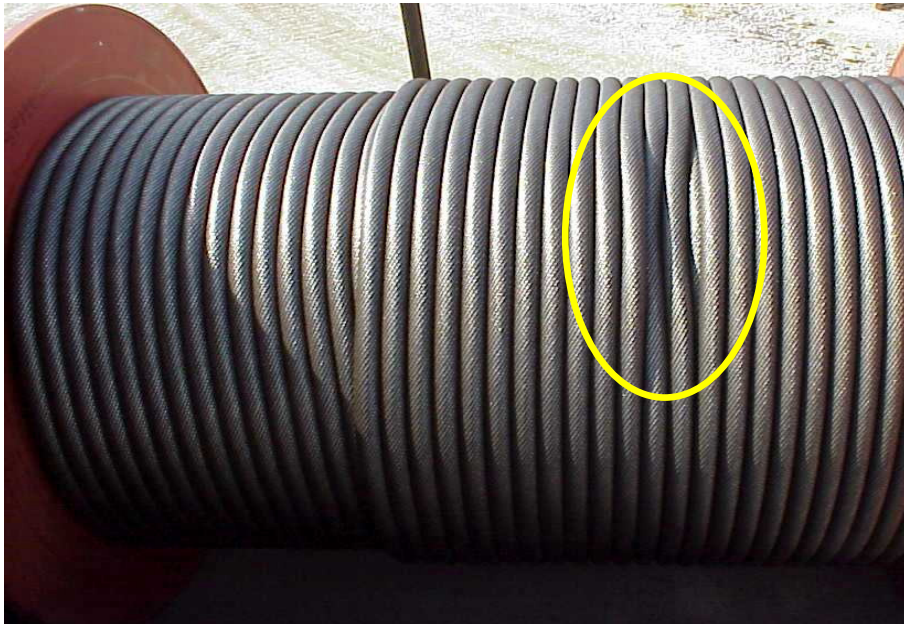
Neben der ausreichenden Seilvorspannung und dem korrekt eingestellten Auflaufwinkel ist die Genauigkeit des Seildurchmessers von entscheidendem Einfluss auf die Qualität der Mehrlagenwicklung.

Wie auch in der Rundrille gilt in gerillten Seiltrommeln für den Rillenradius auf der Trommel  $r_1 = 0,53 \cdot d$ . Wesentlich für den geometrisch korrekten Aufbau der Wickelordnung ist zudem die so genannte Rillensteigung  $t$ , s. **Abb. 1-22**. Die Rillensteigung gibt den Abstand von Rillengrund zu Rillengrund an. Das Maß für die Rillensteigung ist herstellerspezifisch so gewählt, dass sich im Zusammenspiel mit dem Steigungswinkel und in Abhängigkeit von der Steifigkeit des Seils ein möglichst ideales Wickelbild ergibt.

Angesichts der hohen Fertigungsgenauigkeit im Bereich von  $10^{-2}$  mm insbesondere bei Trommeln mit geschnittenen Rillen und der hohen Anforderungen an die Genauigkeit der Mehrlagenwicklung ist es zwingend erforderlich, auch den Seildurchmesser so genau wie möglich festzulegen. Zu große Abweichungen des Seildurchmessers führen ab der zweiten Wickellage zu Ungenauigkeiten in der Wickelordnung, die sich über mehrere Windungen und Lagen hinweg aufsummieren können und schließlich zu erheblichen Wickelfehlern führen, s. **Abb. 1-23**.



**Abb. 1-22:** Rillenprofil der Seiltrommel, aus **Scheffler 1994**



**Abb. 1-23:** Spulprobleme bei Mehrlagenwicklung durch zu kleinen Seildurchmesser, **Willim 2002**

Bereits bei der Herstellung einfacher einlagiger Spiralseile sind gewisse Durchmesser-toleranzen fertigungsbedingt nicht zu vermeiden. Für genormte Seilkonstruktionen sind die Toleranzen in der jeweiligen Seilnorm festgehalten, meist beträgt die Toleranz 0 % bis + 5 %, **Feyrer 2000**. Die je nach Herstellgüte bereits beim Prozess des Drahtziehens entstehenden Durchmessertoleranzen summieren sich bei mehrlagigen Litzenseilkonstruktionen durch die Verseilvorgänge auf und führen beim fertigen Seil zu oben genannten Schwankungen. Nur durch Einhaltung höchster Genauigkeitsstandards bereits bei der Drahtverarbeitung lassen sich die von den Trommelherstellern geforderten + 2 % bis + 4 % Toleranz im Seil-Ist-Durchmesser einhalten, **Liebherr 01**.

Als Faustformel gilt für den Seildurchmesser folgende Gleichung nach **Willim 2002**:

$$(t - d_{\text{IST}}) \cdot n_{\text{Windungen}} > \frac{1}{2} \cdot d_{\text{IST}} \quad (\text{Gl. 1-9})$$

mit  $t$  ... Rillensteigung  
 $d_{\text{IST}}$  ... Ist-Durchmesser des Seils  
 $n_{\text{Windungen}}$  ... Anzahl der Windungen je Wickellage

Kommt es im Praxisbetrieb dennoch zu übermäßigen Durchmesserabweichungen, kann dies nur durch individuelle Sondermaßnahmen ausgeglichen werden, um die Seillebensdauer zu erhalten und die Funktion der Mehrlagenwicklung zu gewährleisten. Bei Übermaß des Seiles werden beispielsweise an der Bordscheibe nachträglich mit dem Winkelschleifer Auskolkungen vorgenommen, wodurch zusätzlicher Platz für das Seil geschaffen und ein vorzeitiger Lagenwechsel vermieden wird, **Willim 2002**.

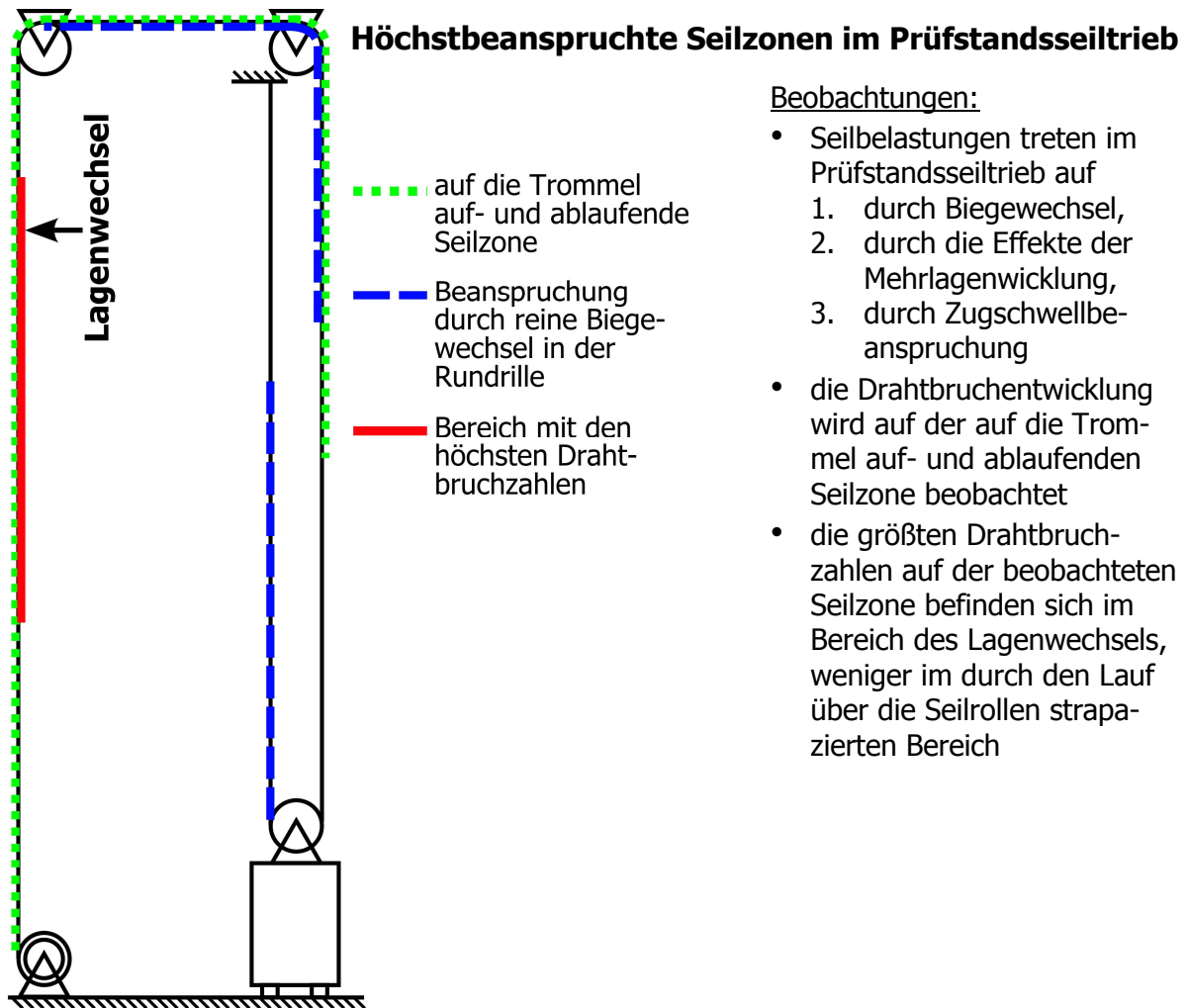
### 1.4.2 Auswirkungen der Seilschädigung auf Seillebensdauer und Ablegereife

Seile in Anlagen mit mehrlagig bewickelten Trommeln werden durch verschiedene Schädigungsmechanismen deutlich stärker belastet als in „gewöhnlichen“ Seiltrieben durch den Lauf über Seilscheiben und auf einlagig bewickelte Seiltrommeln. Diese Belastung durch den direkten Kontakt der übereinander gespulten Seilwindungen führt zu einer deutlich reduzierten Seillebensdauer im Gegensatz zum einlagigen Lauf des Seiles in der Rundrille. Die Größenordnung der Lebensdauerabnahme ist bis jetzt nicht untersucht worden und konnte deshalb noch nicht quantifiziert werden.

Befragungen von Fachleuten aus der Praxis durch das Institut für Fördertechnik und Logistik ergaben, dass hierzu bisher keine Zahlenwerte bekannt waren. Der Rückgang der Seillebensdauer durch die Effekte der Mehrlagenwicklung wurde lediglich vorsichtig auf ca. ein Drittel eingeschätzt. Tatsächlich kann durch die Ergebnisse der Forschungsarbeiten „Mehrlagenwicklung“ eine deutlich höhere Lebensdauerabnahme auf ca. 10 % und weniger im Vergleich zur Rundrille nachgewiesen werden.

Die verminderte Seillebensdauer in Anlagen mit Mehrlagenwicklung verbunden mit der fehlenden Berechnungsmöglichkeit bedeutet für diese Anlagen erhebliche Nachteile. Zum Ausgleich der konstruktiven Unsicherheit werden größere Seildurchmesser mit sehr hohem Sicherheitsfaktor eingesetzt und strenge Kriterien zum Austausch der Seile definiert, vergleiche **Liebherr 01** und **DIN EN 12385-3**. Genauere Kenntnisse über die Schädigungsmechanismen, die Seillebensdauer und ihre Einflussfaktoren ermöglichen den Kran- und Seilherstellern sowie den Kranbetreibern eine bessere Ausnutzung der Seile und damit einen wirtschaftlicheren und sichereren Betrieb.

Die Mechanismen der Seilschädigung in der Mehrlagenwicklung unterscheiden sich jedoch, wie oben beschrieben, wesentlich von denen beim Lauf des Seiles in einlagigen Seiltrieben. Im AiF-Forschungsprojekt „Lebensdauer und Ablegereife bei Mehrlagenwicklung im Kranbau“, **FVB 2004**, das im Kapitel 3.1 ausführlich beschrieben wird, wurde bei jedem Versuch die Seilschädigung durch die Mehrlagenwicklung anhand der Drahtbruchentwicklung dokumentiert. Während der Versuche wurden dabei regelmäßig im auf die Trommel auf- und ablaufenden Seilstrang erhebliche Schädigungen des Versuchsseils durch äußere Drahtbrüche registriert. Gleichzeitig konnten jedoch in den Bereichen der höchsten Seilbeanspruchung durch Biegewechsel keine oder nur in unbedeutender Anzahl auftretende Drahtbrüche festgestellt werden. Dieser Zustand wird in der Grafik in **Abb. 1-24** veranschaulicht.



**Abb. 1-24:** Unterschiedliche Seilabschnitte im Seiltrieb des Forschungsprüfstands „Mehrlagenwicklung“

## 1.5 Fazit

Für die Mehrlagenwicklung von Seilen, die in der Fördertechnik ein breites Anwendungsspektrum hat, sind lediglich Randbereiche durch theoretische Kenntnisse untermauert. Insbesondere über das Verschleiß- und Lebensdauerverhalten der eingesetzten Seile ist derzeit nur wenig bekannt. Als Grundlagen dienen hier die Kenntnisse über Seile in einlagigen Seiltrieben. Der Bereich der Windentrommeln ist hingegen auf breiter Basis wissenschaftlich untersucht. Ziel dieser Arbeit ist es, auch für Seile in der Mehrlagenwicklung eine wissenschaftliche Grundlage zu schaffen.

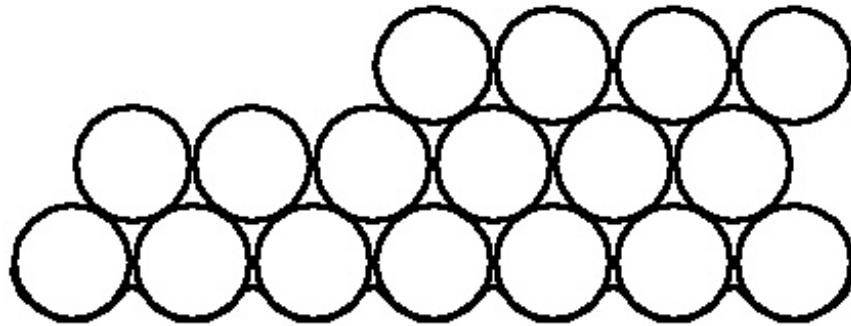
## 2 Mechanismen in der Mehrlagenwicklung

Für den Seilverschleiß in der Mehrlagenwicklung sind zwei grundsätzliche Faktoren maßgeblich. Das Seil ist höchstens in der ersten Lage durch ein Bett aus einer definierten Rundrille geführt, ab der zweiten Lage ist diese Führung und Lagerung des Seilstranges nur noch durch die darunter liegenden Seilwindungen gegeben. Aus dieser minderwertigen Führung folgt, dass ein ständiger direkter Kontakt der Seilstränge miteinander vorliegt. Der direkte Kontakt und die Relativbewegungen der benachbarten Seilwindungen, weniger die Ermüdung infolge der Biegewechsel, sorgen für den wesentlichen Seilverschleiß.

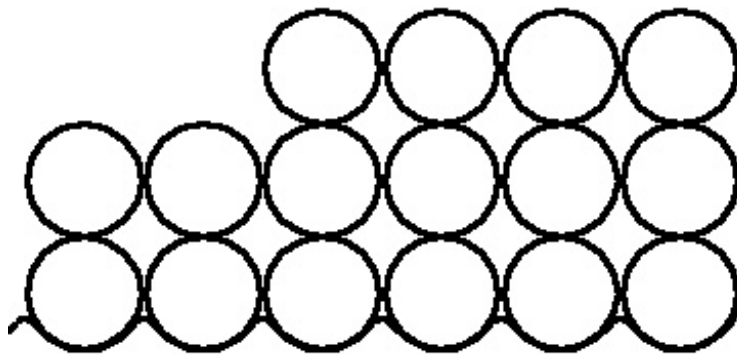
Für das Entstehen von Drahtbrüchen sind dabei die Schädigungsmechanismen verantwortlich, die auf der bewickelten Trommel stattfinden. Die wichtigsten hiervon sind Pressungen an den Berührstellen der Drähte aus benachbarten Seilsträngen, zu denen sich primäre und sekundäre Zugspannungen aus der Seilzugkraft und Biegespannungen innerhalb des Seilstrangs addieren, die aus der Seilbiegung um die Trommel stammen. Weiterhin ergibt sich aufgrund der Lage des einzelnen Seilstrangs im Wickelpaket und den Berührstellen mit den benachbarten Seilsträngen eine im Querschnitt punktuelle Krafteinwirkung, vergleiche **Abb. 1-17**. Daraus folgt eine Verformung des Seilstrangs, die der Verformung des einzelnen Seils in der Rundrille ähnelt. Es kann deshalb auch hier, wie beim Lauf des Seiles in Seilscheiben mit Rundrille, von einer Ovalisierung gesprochen werden. Aus der Ovalisierung resultieren zusätzliche Spannungen mit erheblichem Einfluss auf die Seillebensdauer. Auch diese Effekte sind mit denen in der Rundrille vergleichbar.

Seiltrommeln, die für eine mehrlagige Bewicklung mit mehr als zwei Lagen vorgesehen sind, werden heute üblicherweise mit einer Systemrillung ausgeführt, s. Kap. 1.3.2. Neben dem bereits ausführlich beschriebenen Vorteil des definierten Aufbaus der Wickelpyramide und des strukturierten Wickelpakets bietet die Systemrillung den zusätzlichen Vorteil, dass die Seilschädigung eindeutig auf die Steigungszonen eingeschränkt werden kann. Erkenntnisse aus der Praxis, die sich auch in Laborversuchen bestätigt haben, zeigen, dass die größte Seilschädigung tatsächlich in den Seilabschnitten der Steigungszonen stattfindet, s. Kap. 3. Die Ablegereife wird – sofern es nicht an anderer Stelle durch unsachgemäßen Betrieb oder Störungen zum Auftreten grober Seilschäden kommt – auf diesen Abschnitten erreicht. Damit ist die Seilschädigung in diesen Abschnitten für die Lebensdauer der Seile in der Mehrlagenwicklung maßgeblich.

Während die Seilstränge sich im Bereich der Parallelzone in pyramidenförmiger Anordnung stapeln, s. **Abb. 2-1**, erfolgt in den Steigungszonen durch die lagenweise Überkreuzung der Seilstränge ein vertikal übereinander angeordneter Aufbau, s. **Abb. 2-2**.



**Abb. 2-1:** Aufbau des Wickelpaketes in der Parallelzone

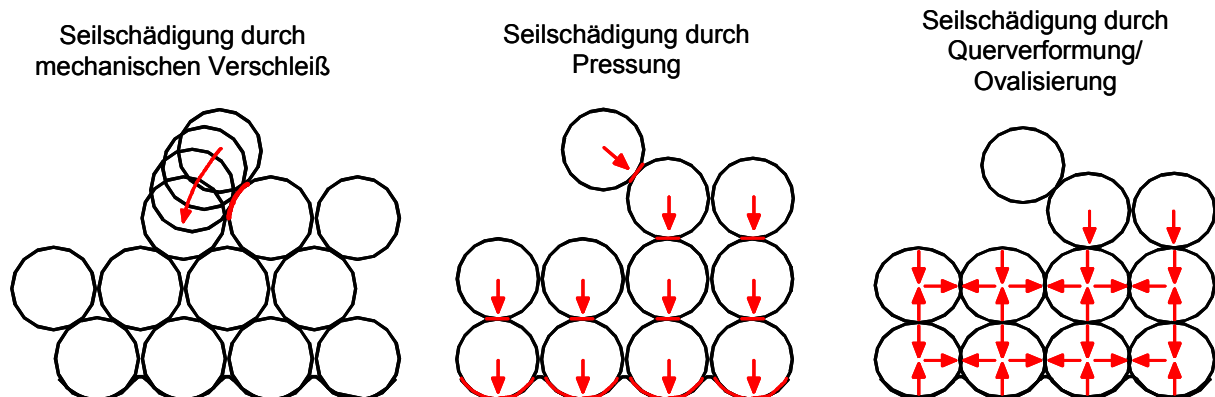


**Abb. 2-2:** Aufbau des Wickelpaketes in der Mitte der Steigungszone

Auch bei Trommeln mit schraubenförmig vorgegebenem Verlauf der Seilwindungen lässt sich die stärkste Seilschädigung in den Bereichen lokalisieren, in denen die Überkreuzung der Seilwindungen stattfindet. Die folgenden Aussagen lassen sich deshalb ohne wesentliche Einschränkungen auch in diesen Fällen anwenden.

Grundsätzlich können drei Mechanismen festgestellt werden, die für die Seilschädigung verantwortlich sind, s. **Abb. 2-3**:

- Seilschädigung durch mechanischen Verschleiß
- Seilschädigung durch Pressung
- Seilschädigung durch Querverformung/Ovalisierung



**Abb. 2-3:** Schädigungsmechanismen auf der mehrlagig bewickelten Seiltrommel

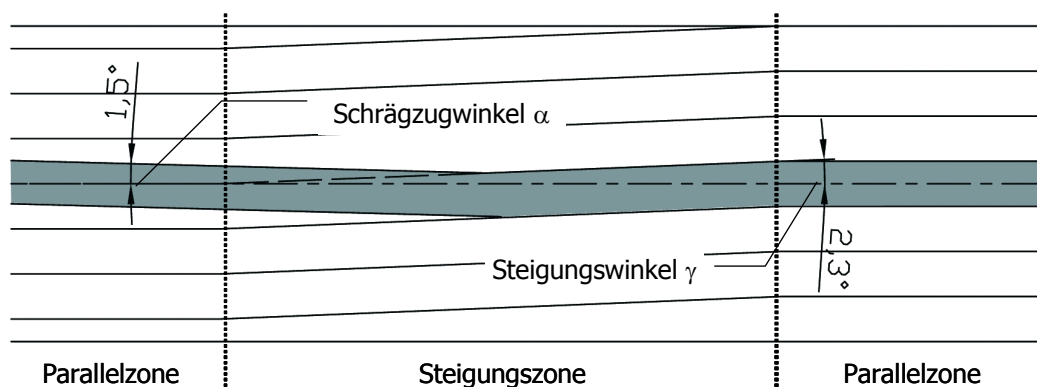
Um über die Vorgänge in der Mehrlagenwicklung und ihre Auswirkungen auf die Seillebensdauer genaue Aussagen treffen zu können, ist es erforderlich, diese Vorgänge näher zu betrachten. Hierzu werden im Folgenden bestehende Lösungen und Rechenansätze untersucht und eine Übertragbarkeit auf die Verhältnisse in der Mehrlagenwicklung diskutiert.

## 2.1 Mechanischer Verschleiß

Ein erster für die Seillebensdauer wesentlicher Schädigungsmechanismus tritt beim Auflaufen des Seilstrangs auf die Trommel auf. Beim mechanischen Kontakt mit der letzten aufgespulten Seilwindung wird durch Reibungskräfte sowie durch das Verhaken der Litzen und Drähte Verschleiß ausgelöst. Während des Spulvorgangs wird das auflaufende Seil in axialer Trommelrichtung transportiert. Bei schraubenförmig gerillter Trommel erfolgt dieser Transport kontinuierlich, während sich bei der Trommel mit Systemrille in der Steigungs- und der Parallelzone unterschiedliche Zustände einstellen.

In der Parallelzone erfolgt kein axialer Weitertransport des Seiles. Abhängig vom Auflaufpunkt des Seiles und damit dem Schrägzugwinkel gleitet der auflaufende Seilstrang an der vorherigen Windung mit mehr oder weniger starker Reibung ab. Der schädigende Mechanismus ist bereits in der Parallelzone im Bereich der Bordscheibe bei Spulrichtung hin zur Bordscheibe zu beobachten, wo es unter Einfluss des an dieser Stelle maximalen Schrägzugs zu diesen Mechanismen kommt, s. **Abb. 1-20**.

In der Steigungszone ist der Effekt durch den Steigungswinkel aus der Rillengeometrie zusätzlich deutlich verstärkt. Hier kommt es zu erhöhtem Verschleiß, da der auflaufende Strang durch den vorherigen, bereits in der Steigungszone ruhenden Strang seitlich abgelenkt wird. Der auflaufende, unter Zugkraft stehende Strang gleitet dabei am ruhenden Strang ab und wird in axialer Trommelrichtung transportiert. In **Abb. 2-4** ist ein Ausschnitt aus der Abwicklung des Trommelmantels zu sehen. Zusätzlich ist der auflaufende Seilstrang eingezeichnet.



**Abb. 2-4:** Schrägzugwinkel des auflaufenden Seilstrangs in der Steigungszone

Die Reibung zwischen dem auflaufenden Strang und der ruhenden Windung resultiert aus der Normalkraft an der Kontaktstelle der beiden sich berührenden Seilstränge. Der auflaufende Strang wird durch den Kontakt mit der ruhenden Windung aus dem geraden Verlauf abgelenkt. In der Abwicklung in **Abb. 2-4** ist der Ablenkwinkel erkennbar als die Summe aus dem Schrägzugwinkel  $\alpha$  und dem Steigungswinkel  $\gamma$ . Er wird im Folgenden als der resultierende Kreuzungswinkel  $\varphi_{\text{res}}$  bezeichnet.

$$\varphi_{\text{res}} = \alpha + \gamma \quad (\text{Gl. 2-1})$$

Der Steigungswinkel  $\gamma$  ist von der Rillengeometrie abhängig. Der resultierende Kreuzungswinkel  $\varphi_{\text{res}}$  ist dann am größten, wenn im Bereich der Bordscheibe der Schrägzugwinkel  $\alpha$  maximal wird und die Spulungsrichtung zu dieser Bordscheibe hin zeigt. Für den Schrägzugwinkel  $\alpha$  hat sich aus der Praxis für die zuverlässige Funktion des Lagenwechsel beim Spulvorgang ein Wert von  $0,5^\circ < \alpha < 1,5^\circ$  ergeben. Dieser Winkel ist aus der Konstruktion des Seiltriebs gegeben. Ein maximaler resultierender Kreuzungswinkel  $\varphi_{\text{res}}$  ergibt sich für  $\alpha_{\text{max}} = 1,5^\circ$ .

Bei schraubenförmiger Rillung gilt für den Steigungswinkel  $\gamma$ :

$$\tan \gamma_{\text{spiral}} = \frac{t}{\pi \cdot D} \quad (\text{Gl. 2-2})$$

mit:  $t$  ... Rillensteigung; üblicherweise:  $1,04 \cdot d \leq t \leq 1,05 \cdot d$   
 $D$  ... Trommeldurchmesser

Im Fall der Systemrillung gilt für den Steigungswinkel  $\gamma$ :

$$\tan \gamma_{\text{system}} = \frac{t \cdot 180^\circ}{\pi \cdot D \cdot \sigma} \quad (\text{Gl. 2-3})$$

mit:  $t$  ... Rillensteigung, s. (Gl. 2-2)  
 $D$  ... Trommeldurchmesser  
 $\sigma$  ... Schaltwinkel der Systemrillung

Die Ablenkung des auflaufenden Strangs erfolgt entlang einer komplex gekrümmten Bahn. Die Krümmung ist zusammengesetzt aus dem Verlauf des auflaufenden Stranges bei der Annäherung an die ruhende Windung unter dem Kreuzungswinkel  $\varphi_{\text{res}}$  und zusätzlich der Krümmung um den Radius des Trommelmantels. Aus dieser Ablenkung des auflaufenden Seilstranges resultiert unter der Wirkung der Seilzugkraft  $S$  die für die Reibkraft zwischen dem auflaufenden und dem ruhenden Seilstrang relevante Normalkraft.

Unter Vernachlässigung des komplexen Krümmungszustands kann die Normalkraft  $N$  bei Betrachtung der Abwicklung abgeschätzt werden zu



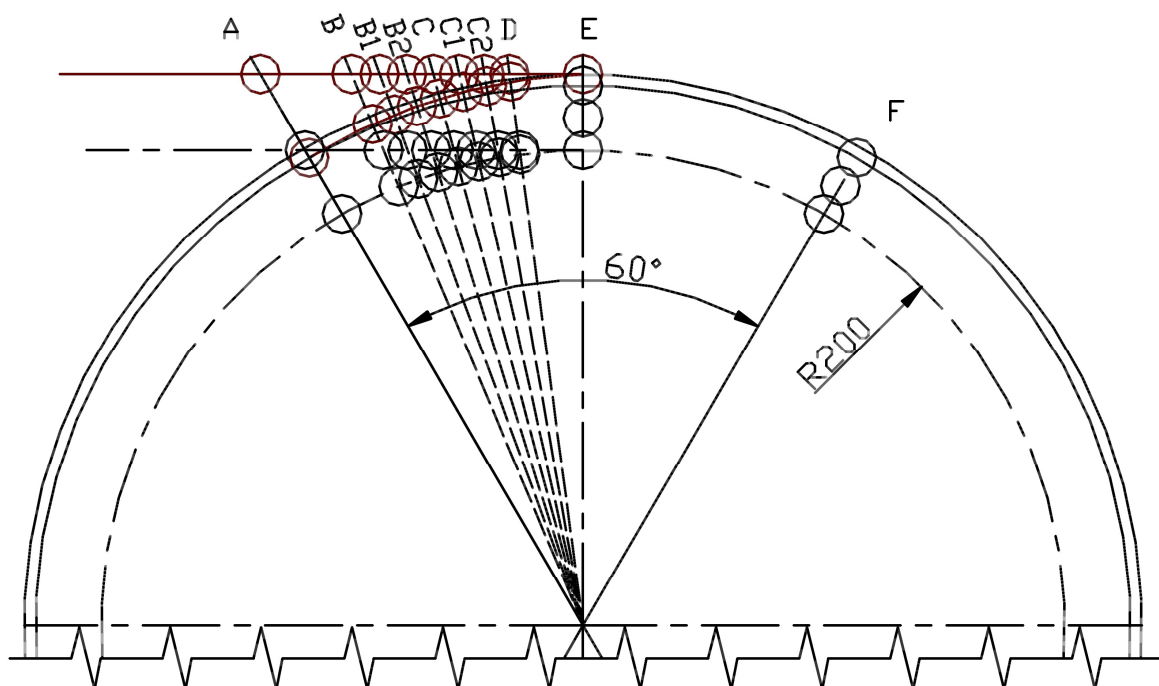
$$N = 2 \cdot S \cdot \sin \frac{\varphi_{\text{res}}}{2} . \quad (\text{Gl. 2-4})$$

Beim Aufspulvorgang kommt es zu einer Relativbewegung zwischen dem auflaufenden und dem ruhenden Seilstrang und folglich aufgrund der Normalkraft zum Auftreten einer Reibungskraft. Hierbei ist, wie bereits in Kap. 1.3.3 beschrieben, die Kontur der ausgewählten Seilkonstruktion von wesentlicher Bedeutung. Eine möglichst runde Kontur trägt dazu bei, ein Verhaken der Außendrähte zu reduzieren und ein Abgleiten der beiden Seilstränge unter möglichst geringer Reibung zu realisieren.

In Bezug auf die Reibungskräfte unterscheiden sich die schraubenförmige Rillung und die Steigungszone der Systemrillung nur durch den vorliegenden Steigungswinkel  $\gamma$ . Der resultierende Kreuzungswinkel  $\varphi_{\text{res}}$  beschreibt damit in beiden Fällen den Winkel, um den der auf- beziehungsweise ablaufende Seilstrang durch die letzte aufgespulte Windung abgelenkt wird, bevor er sich parallel zu dieser Windung um die Trommel legt.

### Beschreibung des Auf- beziehungsweise Ablaufvorgangs

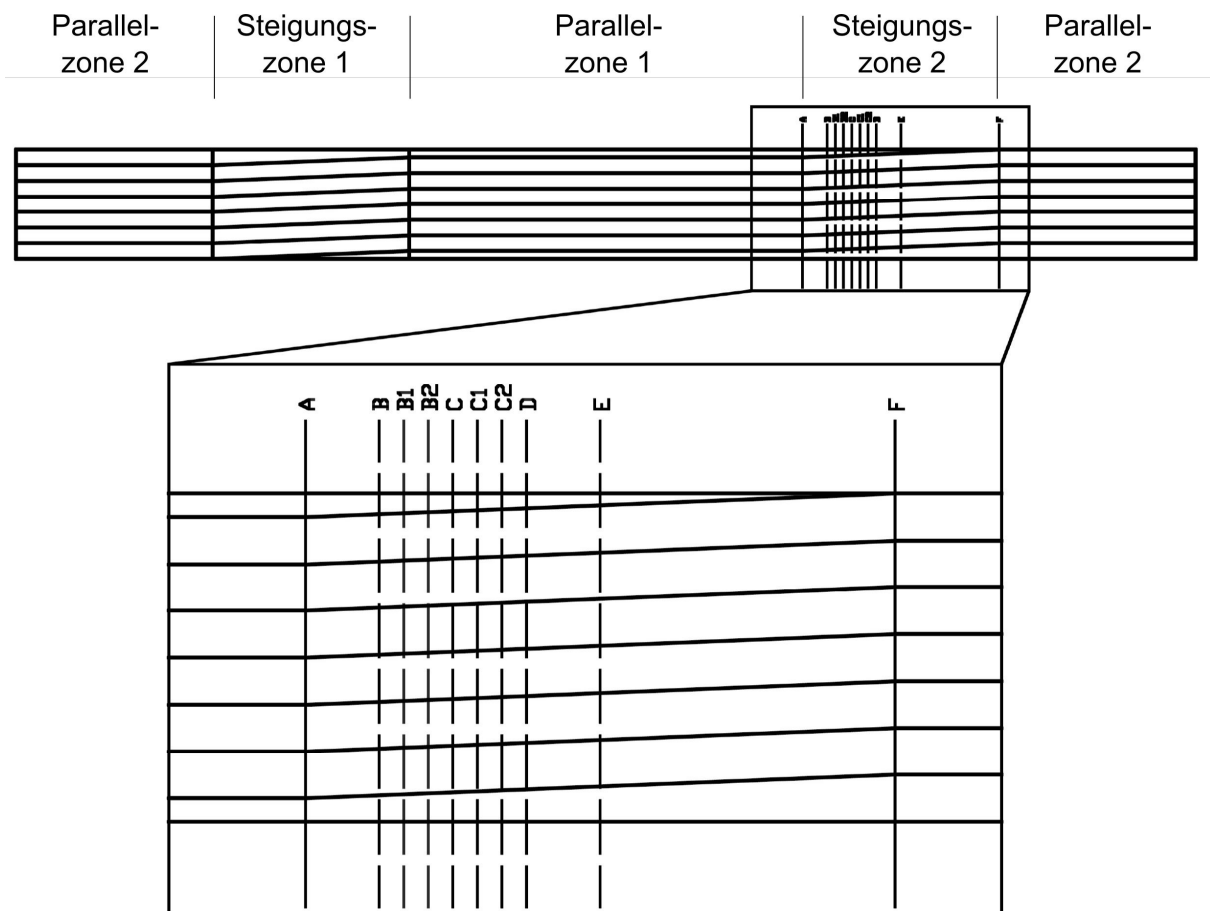
Die Vorgänge des Auflaufvorgangs finden in umgekehrter Reihenfolge beim Ablauf des Seiles von der Trommel statt. Zur besseren Lesbarkeit und zur Vereinfachung wird deshalb im Folgenden nur vom „Auflaufen“ gesprochen. Die Vorgänge beim Auflaufvorgang auf eine Trommel mit Systemrillung wurden mit Hilfe des CAD-Programms AutoCad grafisch untersucht. In **Abb. 2-5** ist ein Ausschnitt des Trommelquerschnitts mit einer Steigungszone dargestellt. Der Schaltwinkel beträgt in diesem Beispiel  $\sigma = 60^\circ$ . Die Abläufe sind in den folgenden Abschnitten beschrieben.



**Abb. 2-5:** Trommel mit auflaufendem Seil, Querschnitt

In der dargestellten Position in **Abb. 2-5** findet bei Betrachtung des Querschnitts der eigentliche Auflaufvorgang mit Kontakt des auflaufenden Strangs mit der letzten aufgewickelten Windung von Position B bis Position E statt. Zur genaueren Betrachtung des kritischen Bereichs zwischen den Positionen B und D ist hier durch eine größere Zahl von Unterteilungen die Auflösung erhöht.

Die Draufsicht auf den Trommelmantel, dargestellt durch die Abwicklung des Mantels, zeigt **Abb. 2-6**. In der Abwicklung ist die Aufteilung in Parallel- und Steigungs-zonen gut zu erkennen. Die betrachtete Steigungszone zwischen den Positionen A und F ist vergrößert abgebildet.

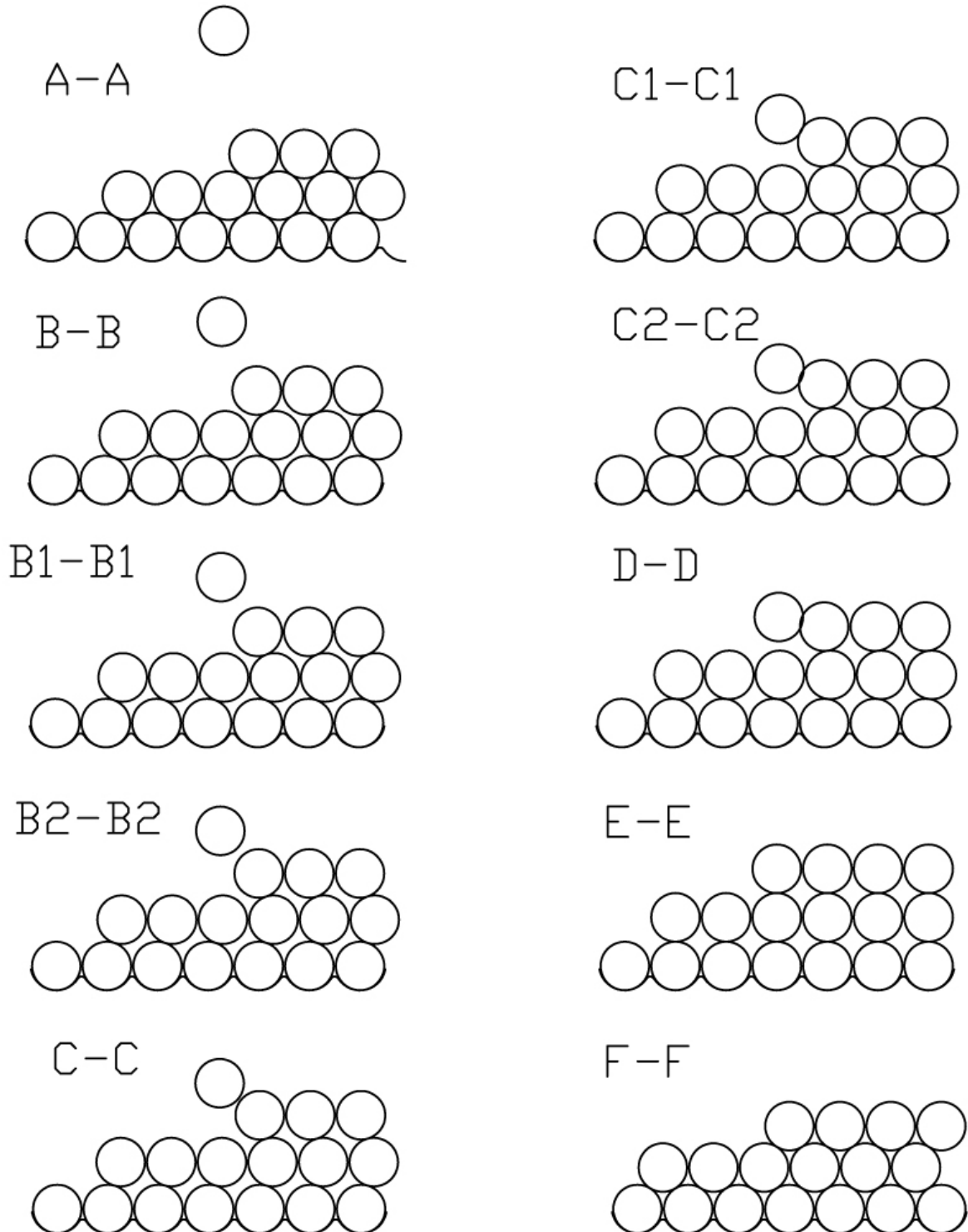


**Abb. 2-6:** Abwicklung des Trommelmantels

Für die Belastung der Seilstränge ist die Kontaktsituation zwischen den Positionen B und E wesentlich. **Abb. 2-7** zeigt deshalb die jeweiligen Längsschnitte durch die Wicklung an diesen Positionen. Dabei ist ebenfalls in Schnittdarstellung der auflaufende Seilstrang dargestellt. Sehr gut ist zu erkennen, dass bei dem theoretischen und idealisierten Seilverlauf eine direkte Berührung zwischen dem auflaufenden Seil und dem letzten gewickelten Strang von C1 bis D stattfindet. Abhängig von der Trommelgeometrie und dem Seildurchmesser variiert die Berührzone deutlich.

Insbesondere durch Durchmessertoleranzen des Seiles und die Bedingungen beim realen Spulvorgang kann sich die Berührungslänge zwischen dem auflaufenden

Strang und der letzten gespulten Wicklung zusätzlich erheblich vergrößern. Der auflaufende Strang wird dann im betrachteten Fall nach links aus der geraden Linie abgelenkt. Gerade bei diesem Ablenkvorgang entstehen, resultierend aus der hohen Seilzugkraft im auflaufenden Strang, hohe Normalkräfte an den Berührstellen. Da die Auflageflächen hier gering sind, entstehen daraus hohe seilschädigende Pressungen, s. Kap. 2.2.



**Abb. 2-7:** Steigungszone, Längsschnitte

Die Normalkräfte zwischen den sich berührenden Seilsträngen erzeugen beim Abgleiten des auflaufenden Strangs zusätzlich Reibungskräfte, die ebenfalls einen deutlichen Anteil am Seilverschleiß haben. Durch den Einsatz geeigneter Seilkonstruktionen ist besonders an dieser verschleißintensiven Stelle zu erwarten, dass großer Einfluss auf die Lebensdauer des Seiles genommen werden kann. Die Lebensdauer wird im Idealfall verlängert durch höchstmögliche Annäherung an einen Stab mit zylindrischer Außenfläche. Dies bedeutet für das Seil eine hohe Anzahl an Außenlitzen, wobei sich für die Außenlitzen und/oder das gesamte Seil zusätzlich eine Verdichtung empfiehlt, vergleiche Kap. 1.3.3 und **Abb. 1-8**. Durch die Verwendung von Gleichschlagseilen kann außerdem die Reibung beim Abgleitvorgang der Seilstränge aneinander verringert werden, vergleiche ebenfalls Kap. 1.3.3, Abschnitt „Auswahl der Seilkonstruktion“. An der Berührstelle zweier benachbarter Seilstränge verlaufen beim Kreuzschlagseil die Drähte dieser Stränge parallel, ein Verhaken ist unvermeidlich. Beim Gleichschlagseil liegen die Drähte jedoch annähernd parallel bzw. kreuzen sich, wodurch ein Abgleiten der Seilstränge erleichtert wird. Diese Situation kann auch in **Abb. 1-6** verglichen werden.

## 2.2 Pressung

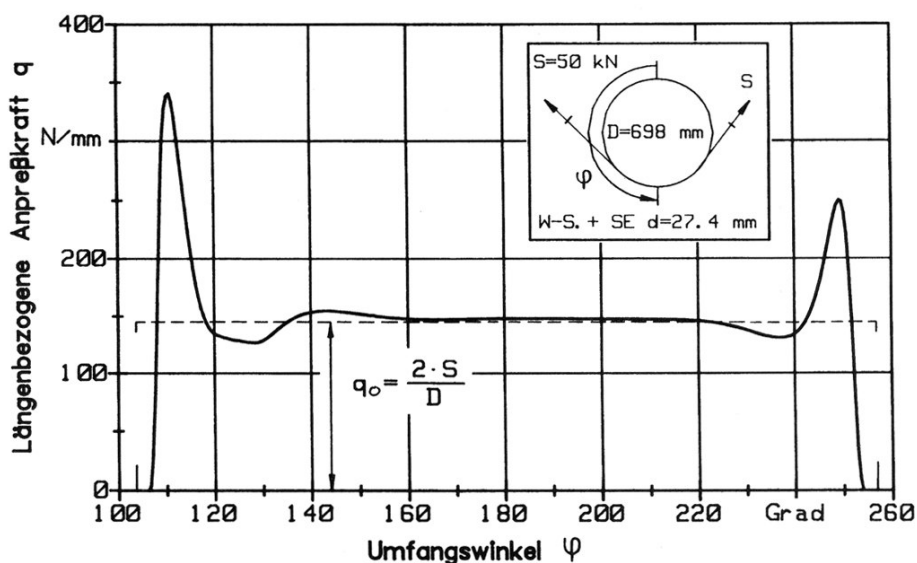
Die beiden Schädigungsmechanismen Pressung und Querverformung beziehen sich auf Schädigung durch den Kontakt in vertikaler Richtung, das heißt in radialer Trommelrichtung, wobei der Seilstrang an sich in Ruhelage ist. Die einzelnen Drähte im unter Zugkraft stehenden und über eine Scheibe laufenden Seil werden über verschiedene Mechanismen durch gegenseitige Pressung beansprucht, **Feyrer 2000**. Neben den vernachlässigbar kleinen Pressungswerten aus der Berührung der Einzeldrähte und der Pressung zwischen Litzen und Stahleinlage, muss bei laufenden Seilen vor allem die Pressung zwischen Seil und Seilscheibe beachtet werden. Für den Fall der Mehrlagenwicklung ist dies unter bestimmten Bedingungen übertragbar, dann nämlich, wenn die Seilführung durch die beiden unteren Windungen vereinfachend als Seilrille, eventuell als Formrille, betrachtet wird.

Beim Lauf des Seils über Scheiben ist die Rillenform von großer Bedeutung. Die ideale Rundrille mit Rillradius  $r = 0,53 \cdot d$  kann in der Mehrlagenwicklung nur für die Rille auf der Trommel vorgesehen werden. Ab der zweiten Wickellage wird die beste Seilführung nur noch in der Parallelzone der Systemrillung erreicht. Das Seilbett kann hier maximal mit dem einer Keilrille verglichen werden. An den Kreuzungsstellen der Seile erfolgt theoretisch Linienberührung zweier vertikal übereinander liegender Seilstränge, s. auch **Abb. 2-3**, mittlere und rechte Grafik. Durch die unvermeidliche Abplattung an der Kontaktstelle der Seilstränge kann hier von einer zylindrischen Auflagefläche gesprochen werden.

Der direkte Kontakt der vertikal übereinander liegenden Seilstränge erzeugt, in Abhängigkeit von dem aus der Seilzugkraft resultierenden Schnürdruck, eine bestimmte Pressung. Der Betrag dieser Pressung wird entscheidend beeinflusst von der Ausführung der Kontaktfläche der beiden Seilstränge, was neben der Anzahl der Außenlitzen und der Art der Verdichtung von Litzen und/oder Seil auch vom Grad der Abplattung

des Seiles durch die Querverformung abhängt. Die Auswirkungen der Pressung müssen in Bezug auf die je nach Seilkonstruktion unterschiedliche Anzahl der Drähte in den Außenlitzen sowie eine eventuelle Verdichtung des Seiles und/oder der Außenlitzen gesehen werden. Am Auflaufpunkt des Seiles auf die Trommel erhöht sich nach **Schiffner 1986** durch die Biegesteifigkeit des Seiles zusätzlich die Pressung, die Wirkung der Pressung ist hier deshalb maximal.

**Häberle 1992** hat sehr genau die längenbezogene Anpresskraft  $q$  beim Lauf des Seiles über die Seilscheibe untersucht. Dabei konnte er im Auf- und Ablaufbereich des Seiles eine deutliche Erhöhung der längenbezogenen Anpresskraft feststellen. Diese Erhöhung ist im Auflaufbereich immer stärker als im Ablaufbereich, s. **Abb. 2-8**.



**Abb. 2-8:** Längenbezogene Anpresskraft  $q$  zwischen Seil und Scheibe, **Häberle 1992**

Für die Pressung  $k_0$  im Rillengrund einer Rundrille im Bereich der konstanten Anpresskraft  $q_0$  gilt nach **Feyrer 2000**

$$k_0 = \frac{2S}{Dd} \cdot \left( 1 + \frac{17,4}{\left( \frac{Sd_0^2}{S_0 d^2} \right)^{0,229}} \left( 1 - e^{-4,52(r/d-0,5)} \right) \right) \quad (\text{Gl. 2-5})$$

mit S ... Seilzugkraft [N]  
D ... Seilscheiben- oder Trommeldurchmesser  
d ... Seilnennendurchmesser  
 $S_0/d_0^2$  ... Normierungsfaktor  
r ... Rillenradius

Bei zylindrischer Auflagefläche, wie dies in der Mehrlagenwicklung durch Abplattungen für die Berührstelle einer Seilwindung mit einem Seilstrang der darunter liegenden Lage angenommen werden kann, geht der Rillenradius  $r$  gegen unendlich, die Pressung ist dann

$$k_0 = \frac{2S}{Dd} \cdot \left( 1 + \frac{17,4}{\left( \frac{Sd_0^2}{S_0 d^2} \right)^{0,229}} \right) \quad (\text{Gl. 2-6})$$

Durch die Spannungsüberhöhung im Auflaufbereich ist nach **Häberle 1992** an der Stelle der größten längenbezogenen Anpresskraft  $q_{\max}$  die maximale Pressung  $k_{\max}$

$$k_{\max} = k_0 \frac{q_{\max}}{q_0} \quad (\text{Gl. 2-7})$$

mit der relativen längenbezogenen Anpresskraft

$$\lg \frac{q_{\max}}{q_0} = 1,887 - 0,607 \lg \frac{Sd_0^2}{S_0 d^2} - 0,939 \lg \frac{D}{d} + 0,316 \lg \frac{Sd_0^2}{S_0 d^2} \lg \frac{D}{d}. \quad (\text{Gl. 2-8})$$

Nach **Feyrer 2000** verteilt sich die längenbezogene Anpresskraft zwischen Seil und Seilrille quer zur Seilachse auf die einzelnen Litzen und Drähte. Dabei tritt die tatsächlich wirksame Pressung zwischen den Drahtkuppen des Seiles und der Seilrille auf.

Für den Fall der Mehrlagenwicklung tritt die untere Seilwindung an die Stelle der Seilrille. Hier findet ein Kontakt zwischen den Drahtkuppen der beiden beteiligten Seilwindungen statt. Entscheidend für die tatsächliche Beanspruchung der einzelnen Seildrähte ist damit die zwischen den sich berührenden Drähten wirkende Normalkraft, die Drahtkuppenkraft. Diese berechnet sich nach **Feyrer 2000** und **Recknagel 1972** durch

$$F_{D,\text{rechn}} = k_{\max} \frac{\pi d L}{z_L z_{aD} \left( \frac{L}{l \cos \beta} \pm 1 \right)} \quad (\text{Gl. 2-9})$$

mit  $k_{\max}$  ... maximale Pressung nach (Gl. 2-7)  
 $L, l$  ... Schlaglängen der Litzen im Seil und der Außendrähte in der Litze  
 $d$  ... Seilennendurchmesser  
 $z_L$  ... Anzahl der Litzen (Außenlitzen)  
 $z_{aD}$  ... Anzahl der Außendrähte einer Litze  
 $\beta$  ... Schlagwinkel der Litzen im Seil

- ± ... positives Vorzeichen für Kreuzschlagseile, negatives Vorzeichen für Gleichschlagseile

Die tatsächlich wirkende maximale Drahtkuppenkraft, die vor allem durch die Herstellungsqualität beeinflusst ist, ist nach **Häberle 1992** häufig bis um Faktor 2 größer als die Drahtkuppenkraft  $F_{D, \text{rechn}}$  nach (Gl. 2-9) und berechnet sich durch

$$F_{D, \text{grenz}} = \left[ 1 + u \left( 0,614 \frac{k_e}{k_0} + 0,146 \right) \right] F_{D, \text{rechn}} \quad (\text{Gl. 2-10})$$

- mit  $u$  ... Standardvariable für eine statistische Grenze, z.B. für die 90-%-Grenze  $u = 1,282$   
 $k_e$  ... Einheitspressung,  $k_e = 1 \text{ N/mm}^2$

Durch die damit auftretende Pressung werden die Drähte nach **Feyrer 2000** häufig bis über die Fließgrenze beansprucht und deshalb plastisch verformt, was zu extremer Belastung der Drähte und schließlich zum Drahtbruch führt.

Durch die beschriebenen Gleichungen ist damit eine Möglichkeit gegeben, die Pressungen, die beim Kontakt der Seilwindungen auf einer mehrlagig bewickelten Trommel auftreten, rechnerisch mit guter Näherung zu bestimmen.

### 2.3 Querverformung und Ovalisierung

Die Ovalisierung des Seiles in der Rundrille und die resultierenden Spannungen haben einen großen Einfluss auf die Seilschädigung und damit auf die Seillebensdauer. Die Ovalisierung erfolgt aus der Seilzugkraft im Strang, durch die sich die Bahn des Seilmittelpunkts näher in Richtung der Auflagefläche verlagert. Zudem erhöht sich die Ovalisierung in der Mehrlagenwicklung durch den Schnürdruck der nächsten Seillage.

Erstmals hat **Bechtloff 1969** auf die Ovalisierung des Seilquerschnitts hingewiesen. Für die durch diese Verformung auftretenden Biege- und Torsionsspannungen hat **Schiffner 1986** ein Berechnungsverfahren entwickelt. Dabei sind die Torsionsspannungen gegenüber den Biegespannungen vernachlässigbar. Nach **Feyrer 2000** lassen sich die Biegespannungen aus der Ovalisierung des Seilquerschnitts berechnen aus:

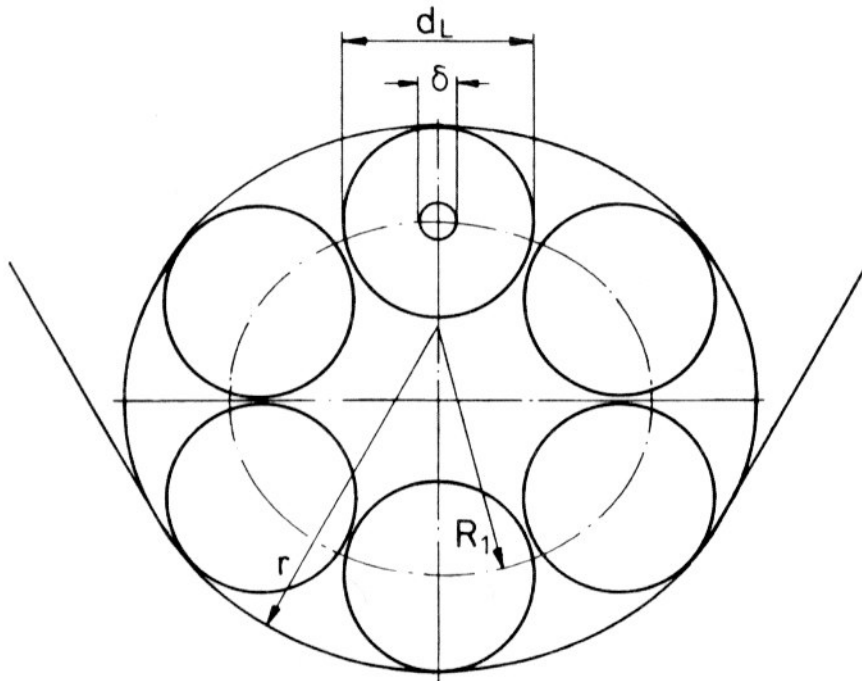
$$\sigma_{b0} = \left( \frac{\sin^2 \beta}{R} - \frac{\sin^2 \beta_0}{R_0} \right) \frac{\delta}{2} E \quad (\text{Gl. 2-11})$$

Darin sind  $R_0$  der Windungsradius der Litzen im unverformten Seil,  $R$  der Windungsradius der Litzen im an die Rille mit Radius  $r$  anliegenden Seil. Es gilt:

$$R_0 = \frac{d}{2} - \frac{d_L}{2}$$

$$R = r - \frac{d_L}{2}$$

Für die Berechnung von (Gl. 2-11) wird angenommen, dass der Litzenquerschnitt unverändert bleibt. Der Litzenschlagwinkel ändert sich nur wenig, so dass gilt:  $\beta = \beta_0$ . Die übrigen Variablen lassen sich **Abb. 2-9** entnehmen.



**Abb. 2-9:** Seil mit ovalem Querschnitt in der Rille, **Feyrer 2000**

Ein Seilstrang in der Steigungszone der Mehrlagenwicklung wird wesentlich stärker ovalisiert. Die Ovalisierung wird begünstigt, da entgegen dem von **Schiffner 1986** betrachteten Fall in der Mehrlagenwicklung das Seil nicht in einer idealen Rundrille läuft. Im Bereich der Parallelzone kann die Führung des oberen Seilstrangs durch die beiden Stränge der unteren Lage noch entfernt mit der Seilführung in einer Keilrille verglichen werden. Hier liegt theoretisch eine zweifache Linienberührung vor. Bei der Überkreuzung der oberen und unteren Lage in der Steigungszone liegt nur noch einfache Linienberührung vor, wodurch von einer ebenen Auflagefläche gesprochen werden kann, da oberer und unterer Strang im gleichen Maße abplatteten. Hierzu muss näherungsweise von einer Rille mit sehr großem Radius ausgegangen werden.

Mit diesem Ansatz  $r \rightarrow \infty$  lassen sich aus (Gl. 2-11) die Biegespannungen für das in der Mehrlagenwicklung durch Ovalisierung belastete Seil an der Stelle der höchsten Belastung näherungsweise berechnen zu



$$|\sigma_{b\max}| = \frac{\sin^2 \beta}{\frac{d}{2} - \frac{d_L}{2}} \cdot \frac{\delta}{2} E. \quad (\text{Gl. 2-12})$$

Damit lässt sich vergleichbar zum Fall der Pressung eine Methode zur Ermittlung der Spannungsverhältnisse im mehrlagig gespulten Seilstrang angeben. Angesichts der äußerst schwierig zu beschreibenden Kontaktsituation und den dadurch nicht eindeutig bestimmbar Kräfteverhältnissen stellen diese Näherungsgleichungen einen befriedigenden Weg zur Beschreibung der Spannungen in der Mehrlagenwicklung dar.

## 2.4 Einfluss der Seilkonstruktion auf das Schädigungsverhalten

Durch die richtige Auswahl der Seilkonstruktion kann ein wesentlicher Einfluss auf den Ablauf der Seilschädigung und damit auf die Aufliegezeit des Seiles genommen werden. Aufgabe des Seilkonstruktors ist es, den beschriebenen Schädigungsmechanismen durch wirkungsvolle Maßnahmen zu begegnen und dabei die Wechselwirkungen zwischen den einzelnen Mechanismen zu beachten.

Der mechanische Verschleiß entsteht durch die Abgleitvorgänge des auflaufenden Seilstranges an der letzten aufgespulten Windung. Außerdem kommt es im Wickelpaket durch Entlastungsvorgänge zu Gleitbewegungen. Im Vordergrund stehen hier die Minimierung der Verzahnungsmöglichkeiten der beiden Seilstränge und die Verminderung der Reibkräfte. Dies erfolgt heute durch den Einsatz von verdichteten Gleichschlagseilen mit einer hohen Anzahl von Außenlitzen. Ziel ist dabei, die Annäherung an ein „glattes“ Seil mit zylindrischer Mantelfläche zu erreichen.

Die Verteilung der Last auf viele Drähte, wie es durch eine hohe Anzahl von Außenlitzen gegeben ist, wirkt sich ebenfalls positiv auf die Verteilung der Pressungen aus. Dabei ist allerdings zu beachten, dass sich der Drahtdurchmesser bei einer höheren Anzahl von Außenlitzen immer weiter vermindert und diese dünnen Drähte weniger widerstandsfähig gegen die Drahtkuppenkräfte sind. Die Berührsituation zwischen benachbarten Drähten einer Litze und den sich berührenden Drähten zweier Seilstränge kann durch entsprechende Maßnahmen zur Verdichtung entschärft werden.

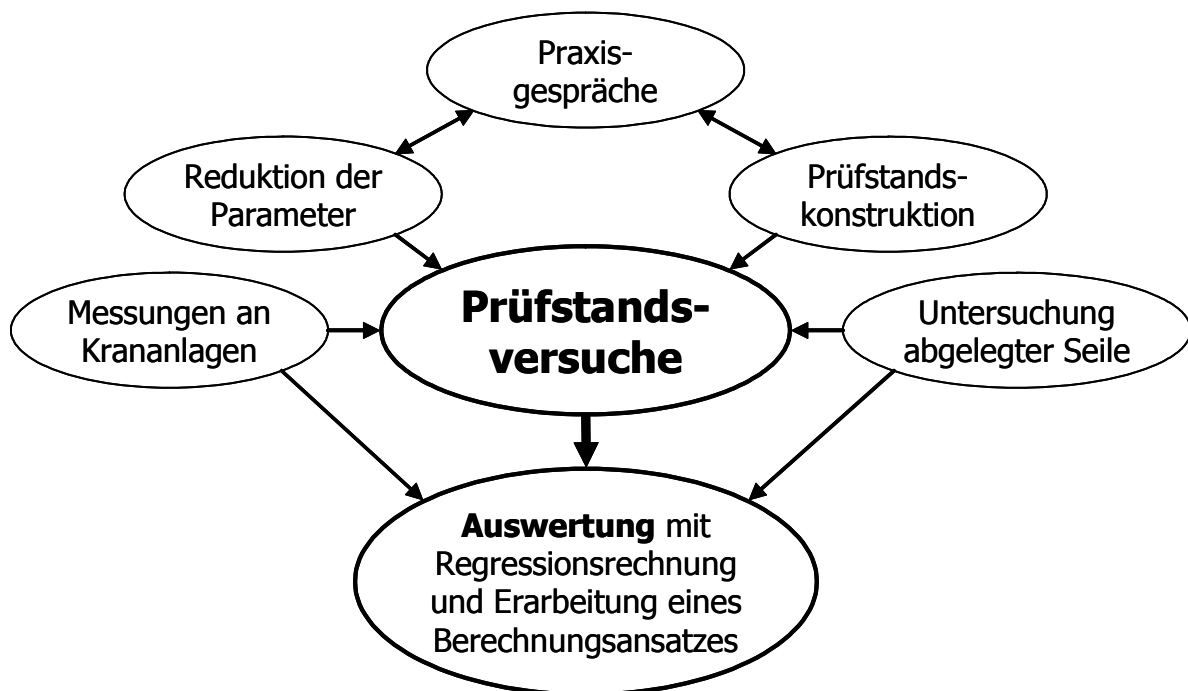
Die auftretende Querverformung mit den daraus folgenden seilschädigenden Ovalisierungsspannungen kann durch in Querrichtung möglichst steife Seilkonstruktionen unterbunden werden. Hierbei entstehen jedoch ebenfalls wesentliche Zielkonflikte. Bei Seilen mit hoher Querelastizität werden die Abplattungen an den Berührstellen der Seilstränge minimiert, wodurch es zu einem extremen Anstieg der Pressungen und der Drahtkuppenkräfte kommt. Dies gilt sowohl für die Berührstellen benachbarter Seilwindungen wie auch für die Drahtberührstellen im Seilinneren. Die Konstruktion eines für den Einsatz in der Mehrlagenwicklung gut geeigneten Seils verlangt deshalb immer nach einem Kompromiss, um den Ovalisierungsspannungen und den Pressungen ausreichend Widerstand entgegenzusetzen und dabei dennoch ein zuverlässiges Wickelverhalten zu ermöglichen.

### 3 Experimentelle Untersuchungen

#### 3.1 Seillebensdauer und Ablegereife in der Mehrlagenwicklung

Die Seillebensdauer in der Mehrlagenwicklung von Kranseilen wurde am Institut für Fördertechnik und Logistik (IFT) der Universität Stuttgart in einem groß angelegten Forschungsprojekt grundlegend und erstmals ausführlich und systematisch in diesem Umfang erforscht, **FVB 2004**.

Im Zentrum der Forschungstätigkeiten standen die Prüfstandsversuche, s. **Abb. 3-1**. In Reihenversuchen sollte der Einfluss der verschiedenen Seil- und Anlagenparameter auf die Lebensdauer von Seilen in der Mehrlagenwicklung untersucht werden. Hierzu sind im Vorfeld Gespräche mit Fachleuten aus den beteiligten Industrieunternehmen durchgeführt worden. Mit deren Hilfe wurde eine umfassende Liste der Schädigungsparameter für Mehrlagenseile aufgestellt, vergleiche Kap. 1.4.1. Aus dieser Liste sind dann die Hauptschädigungsparameter und damit die Versuchsparameter für die Forschungsarbeiten bestimmt worden, vergleiche Kap. 0.



**Abb. 3-1:** Struktur des Forschungsprojektes

Ergänzend zu den Prüfstandsversuchen wurden weiterführende Untersuchungen durchgeführt:

- Über einen Zeitraum von mehreren Wochen sind die Betriebsdaten zweier Krananlagen erfasst und aufgezeichnet worden. Aus diesen Messungen wurde ein Belastungskollektiv für Krananlagen und speziell für das Kranseil im Praxisbetrieb erstellt. Dieses Lastkollektiv kann eingesetzt werden, um sowohl das Hubseil wie

auch andere Elemente der Krantechnik für den Arbeitsbetrieb besser auslegen und optimieren zu können.

- Über Messungen der Betriebsspannungen am Trommelmantel wurde es möglich, genauere Rückschlüsse über die Vorgänge im Wickelpaket zu ziehen.
- Bei der Untersuchung eines abgelegten Hubseils wurden die mehrlagentypischen Seilschädigungen aufgenommen, um diese mit den bei den Prüfstandsversuchen herbeigeführten Schäden vergleichen zu können. Auf diese Weise und zusätzlich durch die Aussagen der Fachleute konnte bestätigt werden, dass in den Versuchen auf dem Forschungsprüfstand realitätsnahe Schadensbilder erzeugt werden können.

### **3.1.1 Versuchsprüfstand „Mehrlagenwicklung“**

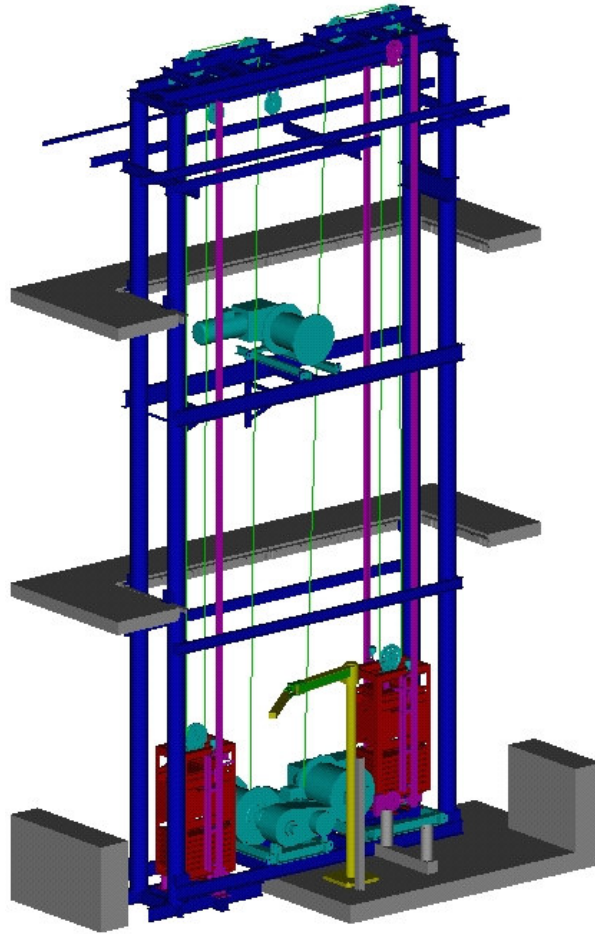
Mit dem neu am IFT entwickelten und errichteten Prüfstand wurden die Reihenversuche durchgeführt, wobei die Versuchsparameter in weiten Grenzen variiert wurden. Zusätzlich besteht für spätere Versuche die Möglichkeit, weitere Schädigungsparameter einzustellen und zu verändern. Der Prüfstand wurde als Doppelprüfstand ausgeführt, um eine möglichst große Versuchszahl zu erreichen, s. **Abb. 3-2**. Der Prüfstand „Mehrlagenwicklung“ am IFT besteht aus den Baugruppen Stahlbau, Hubwerke, Lasteinheit, Seiltrieb, Prüfstandssteuerung, Sicherheitseinrichtungen und Vorspanneinrichtung.

Durch die Bauweise wird eine Variation der Schädigungsparameter in weiten Grenzen ermöglicht. Dieser Prüfstand zeichnet sich aus durch die folgenden Eigenschaften:

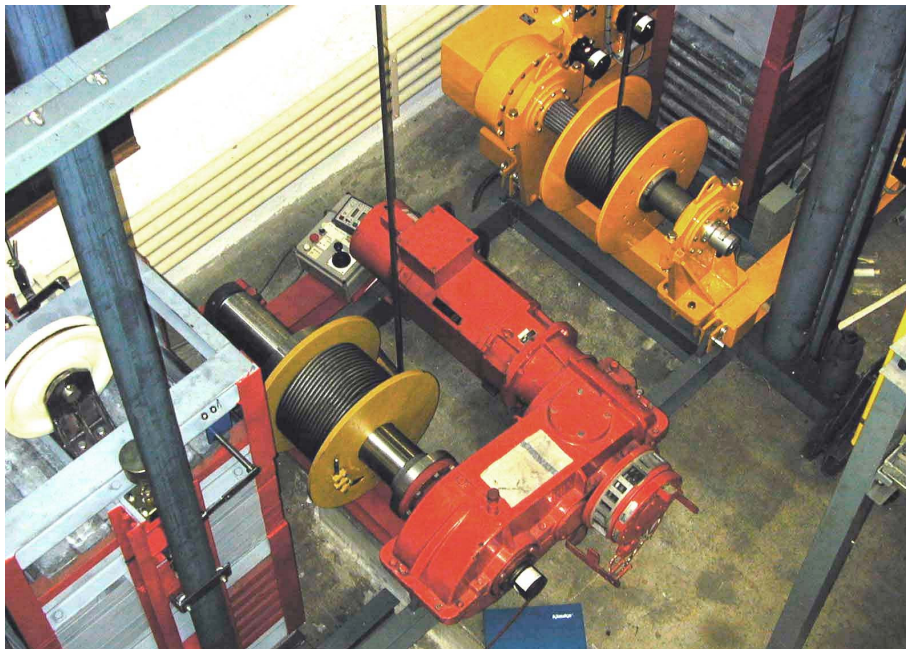
- Variable Belastungsmassen;
- Umrüstbarkeit auf unterschiedliche Trommeldurchmesser;
- Auflegung der Versuchsseile mit variabler Vorspannung durch eine zusätzliche Vorspannwinde und
- Spulen in unterschiedlichen Lagen durch das Auflegen unterschiedlich langer Versuchsseile.

### **Stahlbau**

Der Stahlbau des Prüfstands bildet mit Bodenrahmen, Kopfrahmen und den Verbindungssäulen einen geschlossenen quaderförmigen Rahmen. Im Prüfstand auftretende Kräfte werden innerhalb dieses Rahmens aufgenommen und durch dessen Vorspannung abgetragen. Im Unterteil des Prüfstands sind die beiden Hubwerke eingebaut. Auf Querträgern im Mittelbau wurde die Winde zur Aufbringung der Vorspannkraft montiert. Die Seilrollen für die Seilumlenkung werden im Prüfstandsoberteil aufgenommen.



**Abb. 3-2:** Prüfstand „Mehrlagenwicklung“



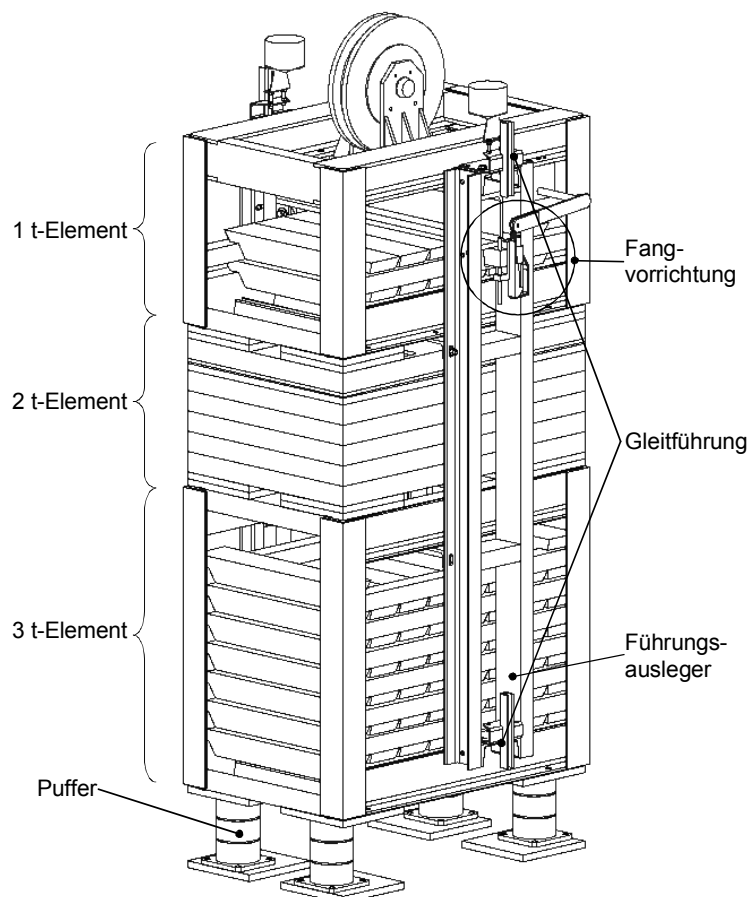
**Abb. 3-3:** Kranhubwerke im Prüfstand „Mehrlagenwicklung“

## Hubwerke

Als Antriebseinheiten kommen je ein Kranhubwerk der Liebherr Werk Biberach GmbH und der MAN Wolffkran GmbH zum Einsatz, s. **Abb. 3-3**. Die Hubwerke werden in 6 t-Kranen eingesetzt und zählen damit zur gleichen Leistungsklasse. Auf beiden Hubwerken kommen speziell für die Forschungsarbeiten angefertigte schmale Sondertrommeln in den festgelegten Durchmessern zum Einsatz, um unnötig große Versuchsseillängen zu vermeiden. Die Trommeln sind zur Einstellung des Schrägzugwinkels auf der Antriebswelle stufenlos axial verschiebbar. Alle Trommeln sind mit Systemrillung versehen.

## Lasteinheit

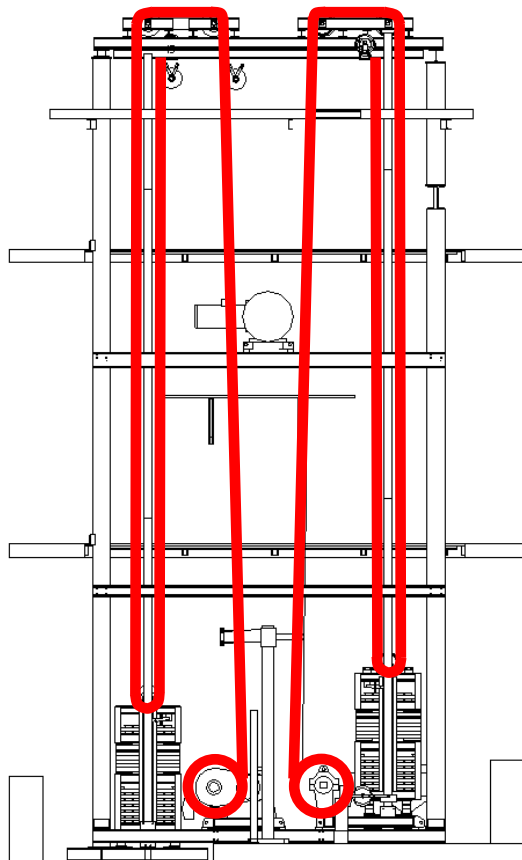
Die Versuche werden mit einer Belastung von 1 t, 3 t und 6 t gefahren. Die Elemente der Lasteinheit werden über Anschlussplatten miteinander verschraubt, um die geplanten Versuchslasten variieren zu können. Über Schienen aus dem Aufzugsbau sind die Lasteinheiten geführt. Das Absetzen der Last erfolgt im Versuch auf Elastomer-Puffer, wobei der Grad der Entlastung des Hubseiles durch den Einfederweg bestimmt werden kann. Die Puffer werden jeweils direkt unter den für den Versuch eingesetzten Lastelementen montiert, s. **Abb. 3-4**.



**Abb. 3-4:** Lasteinheit komplett

## Seiltrieb

**Abb. 3-5** zeigt die Seilführung auf beiden Seiten des Doppelprüfstands Mehrlagenwicklung. Die Lasteinheit ist zweisträngig aufgehängt. Somit entspricht die Seilzugkraft der Hälfte der Gewichtskraft der Lasteinheit. Die gespulte Seillänge entspricht dem Doppelten des Hubwegs. Aufgrund baulicher Gegebenheiten beträgt die reine nutzbare Hubhöhe auf der linken Seite – Wolffkran-Winde – 9,20 m, auf der rechten Seite – Liebherr-Winde – 8,70 m. Entsprechend können je Hub 18,40 m beziehungsweise 17,40 m Seillänge gespult werden. Diese Hubhöhendifferenz ist wegen des ausreichend großen Abstandes zwischen Seiltrommel und erster Umlenkrolle in beiden Seiltrieben für die Vergleichbarkeit der Versuchsergebnisse ohne Bedeutung.



**Abb. 3-5:** Seiltrieb im Prüfstand

Der Seilfestpunkt befindet sich am Prüfstandsoberteil. Hier kommt ein Drallfänger zum Einsatz, um die sich im Seiltrieb durch den Lauf des Seils über Scheiben und Trommel bildenden Drehmomente abzubauen, s. **Abb. 3-6**. Beim Einsatz äußerst drehungsarmer Seile ist der Einsatz eines Drallfängers unbedingt erforderlich. Die lösbare Seilendverbindung erfolgt durch eine asymmetrische Keilendklemme.



**Abb. 3-6:** Seilfestpunkt mit Drallfänger und asymmetrischer Keilendklemme

Für den Lagenwechsel auf der Trommel ist ein Schrägzugwinkel von  $0,5^\circ < \alpha < 1,5^\circ$  erforderlich. Der Prüfstandsseiltrieb ist auf einen maximalen Schrägzugwinkel von  $\alpha = 1^\circ$  ausgelegt. Dieser Schrägzugwinkel liegt somit an der Trommel sowie an der ersten Umlenkrolle an. Die beiden anderen Umlenkrollen laufen mit einem Schrägzug von  $\alpha = 0^\circ$ .

### Prüfstandssteuerung

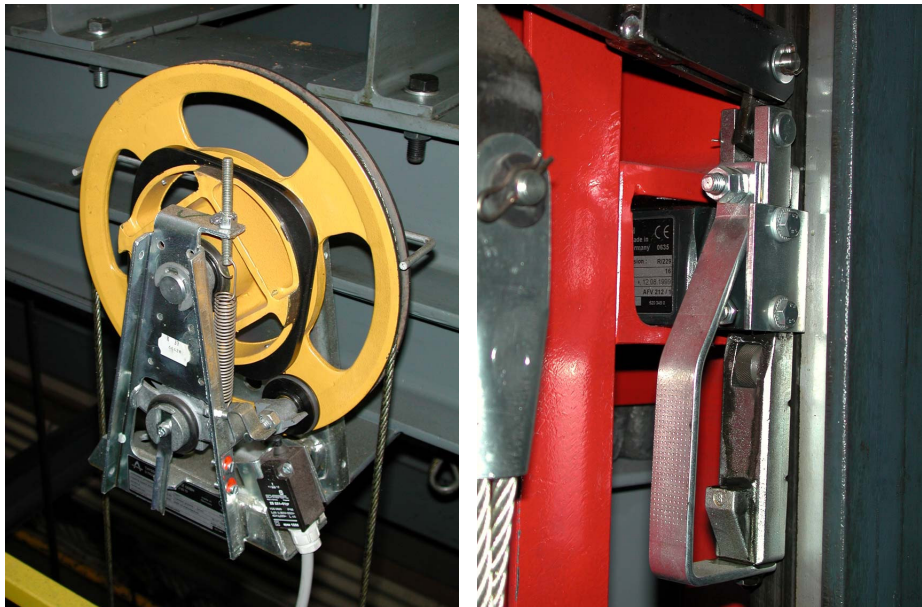
Die Programmierung der Prüfstandssteuerung ermöglicht zur Abarbeitung der Dauer- versuche den Automatikbetrieb sowie für Einricht- und Wartungsarbeiten einen Handbetrieb. Dabei beinhaltet der Automatikbetrieb ein Absetzen der Last auf eine gezielte, weitestgehend reproduzierbare Seilkraft in Abhängigkeit von der Nutzlast und somit die Möglichkeit der Simulation der stark seilschädigenden Zugschwellbeanspruchung.

### Sicherheitseinrichtungen

Der Automatikbetrieb des Prüfstands macht sehr aufwändige Sicherheitsvorkehrungen erforderlich. Drahtgitter verhindern den Zutritt nicht befugter Personen und bieten im Falle eines Seilrisses Schutz vor umher fliegenden Teilen. Über Notaus- schalter ist es von verschiedenen Stellen innerhalb und außerhalb des Prüfstands möglich, die Anlagen sofort still zu setzen. Direkt in die Not-Aus-Kette wirken zudem verschiedene Endschalter und auch die Schalter der Litzenbruchererkennung.

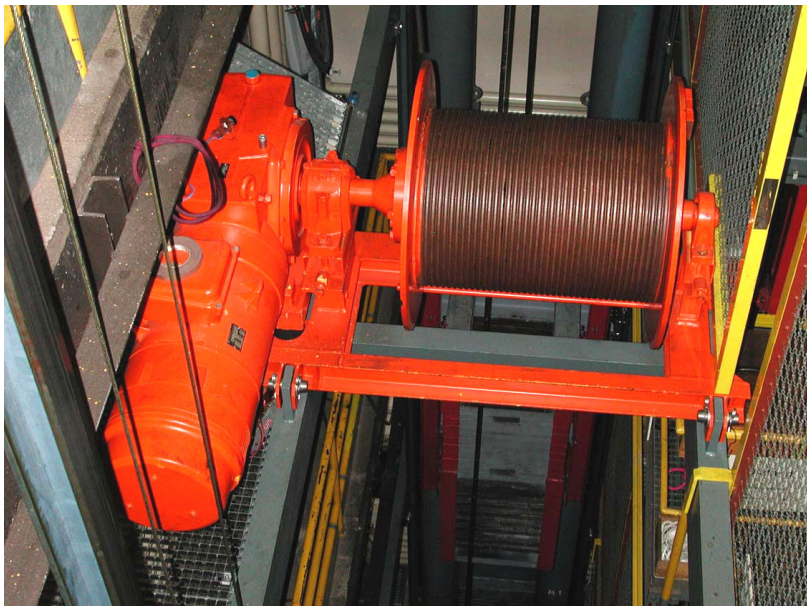
Die Lastelemente werden über Gleitführungen an Schienen aus dem Aufzugsbau geführt. Eine Fangvorrichtung ermöglicht bei plötzlicher Übergeschwindigkeit einer Lasteinheit, verursacht beispielsweise durch einen Seilriss, eine Notbremsung. Die

Fangvorrichtung wird durch einen Geschwindigkeitsbegrenzer ausgelöst, der auf mechanischem Weg die Fahrgeschwindigkeit der Lasteinheit überwacht, s. **Abb. 3-7**.



**Abb. 3-7:** Geschwindigkeitsbegrenzer und Fangvorrichtung

Bei einem Lastabsturz aus kleiner Höhe wird die Auslösegeschwindigkeit des Geschwindigkeitsbegrenzers nicht erreicht. In diesem Fall wird die Fallenergie der Last durch die im Abschnitt „Lasteinheit“ beschriebenen Elastomer-Puffer aufgenommen.



**Abb. 3-8:** Vorspannwinde



## Vorspanneinrichtung

Die Versuchsseile sollen mit unterschiedlich großen, definierten Vorspannkräften aufgelegt werden. Hierfür wurde eine dritte Hubwinde der Terex-Peiner GmbH im Prüfstand installiert, s. **Abb. 3-8**.

### 3.1.2 Versuchsparameter

Die Seillebensdauer in der Mehrlagenwicklung wird von einer Vielzahl von Seil-, Anlagen- und Umgebungsparametern beeinflusst, vergleiche Kap. 1.4.1. Aus dieser Liste wurden in Zusammenarbeit mit Experten aus der Kran- und Seilbranche vier Hauptschädigungsparameter ausgewählt, die wesentlichen Einfluss auf die Seillebensdauer in der Mehrlagenwicklung haben:

- Seilzugkraft
- Seilvorspannung beim erstmaligen Bewickeln
- Lagenwechsel auf unterschiedlichen Trommellagen
- Durchmesser Verhältnis Trommel- zu Seildurchmesser  $D/d$ .

Für die Prüfstandsversuche „Mehrlagenwicklung“ wurden diese Hauptschädigungsparameter, in Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden. grau hinterlegt, in weiten Grenzen variiert und in praxisnahen Kombinationen untersucht. Die Parameter werden zu Versuchsbeginn eingestellt und bis zum Versuchsende konstant gehalten. Im Folgenden wird die Quantifizierung der aus den Hauptschädigungsfaktoren bestimmten Versuchsparameter, die in der Versuchsmatrix in **Abb. 3-9** übersichtlich dargestellt sind, erläutert.

### Seilzugkraft $S$

Die Maximallast für eine Prüfstandseinheit ist auf 6 t, der Durchmesser der Versuchsseile auf  $d = 16$  mm festgelegt worden. Diese Paarung entspricht den Gegebenheiten bei Turmdrehkränen der 6-t-Klasse. Weitere Abstufungen der Last sind 3 t und 1 t. Das Prüfgewicht ist wie im Praxisbetrieb zweisträngig aufgehängt, deshalb ergeben sich daraus die Seilzugkräfte beziehungsweise zur besseren Vergleichbarkeit mit anderen Versuchen die durchmesserbezogenen Seilzugkräfte:

$$\begin{aligned} S_1 &= 4905 \text{ N} && \rightarrow S_1/d^2 = 19,16 \text{ N/mm}^2 \\ S_2 &= 14715 \text{ N} && \rightarrow S_2/d^2 = 57,48 \text{ N/mm}^2 \\ S_3 &= 29430 \text{ N} && \rightarrow S_3/d^2 = 114,96 \text{ N/mm}^2. \end{aligned}$$

## Verhältnis von Trommel- zu Seildurchmesser $D/d$

Der in der Praxis gebräuchliche Wert ist  $D/d = 25$ . Dem  $D/d$ -Verhältnis sind für die mehrlagige Spulung von Seilen nach unten hin durch die Biegesteifigkeit der Seile und ihre Lebensdauereigenschaften im Biegeversuch Grenzen gesetzt. Deshalb wurde als unterer Wert  $D/d = 20$  festgelegt. Als oberer Wert wurde  $D/d = 40$  festgelegt. Diese obere Grenze ergibt sich in erster Linie aus den Geometrie- und Leistungsgrenzen der eingesetzten Serienhubwerke. Der gewählte Bereich ist groß genug, um aussagekräftige Ergebnisse über den Lebensdauereinfluss des  $D/d$ -Verhältnisses zu erzielen.

Unter Berücksichtigung des Seildurchmessers  $d = 16$  mm ergeben sich damit die absoluten Trommeldurchmesser am Teilkreis:

$$D_1 = 320 \text{ mm für } D/d = 20$$

$$D_2 = 400 \text{ mm für } D/d = 25$$

$$D_3 = 640 \text{ mm für } D/d = 40$$

## Lagenwechsel

Der Lagenwechsel stellt für die Seile in der Mehrlagenwicklung durch den erzwungenen Aufstieg in die nächste Lage und die Änderung der Transportrichtung des Seiles auf der Trommel eine hohe mechanische Belastung dar. Grundsätzlich muss hierbei wegen der unterschiedlichen Schädigungsmechanismen unterschieden werden zwischen dem Spulen in unteren und in höheren Lagen. Kleinste Ungenauigkeiten und Störungen beim Wickelvorgang in unteren Lagen verursachen in hohen Lagen eine deutliche Verschlechterung des Wickelbildes.

Bei Seiltrommeln wird zwischen links- und rechtsgängigen Trommeln unterschieden. Zur Erhöhung der Seillebensdauer wird aufgrund der Dreheigenschaften der Seile von Seilherstellern empfohlen, auf linksgängigen Trommeln rechtsgeschlagene Seile, auf rechtsgängigen Trommeln linksgeschlagene Seile einzusetzen, um Seilschädigung durch Korbbildung zu vermeiden. Auf mehrlagig bewickelten Trommeln wechselt die Gangrichtung von Lage zu Lage. Hier richtet sich diese Regel nach der Lage, in der die höchste Last gefahren wird, **Verreet 1995**. Deshalb bedeutet es in Bezug auf die Schlagrichtung des Seiles einen Unterschied, ob von geradzahlgiger Lage auf ungeradzahlgige oder umgekehrt gespult wird. Da bei den Prüfstandsversuchen in unterschiedlichen Lagen gefahren wird, wurden passend zu den linksgängigen Trommeln rechtsgängige Seile ausgewählt.

Für den Lagenwechsel bei den Prüfstandsversuchen wurden

Versuche mit Lagenwechsel von der 2. auf die 3. Lage und

Versuche mit Lagenwechsel von der 5. auf die 6. Lage festgelegt.

### Vorspannung beim erstmaligen Aufwickeln

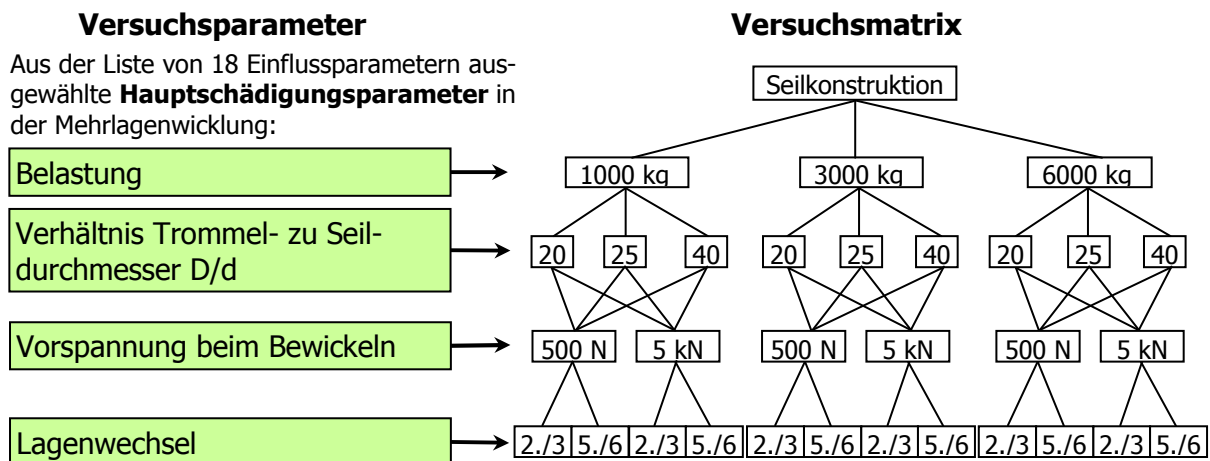
Die Qualität und Leistungsfähigkeit einer Mehrlagenwicklung wird maßgeblich durch die Güte des Wickelpaketes beeinflusst. Voraussetzung für ein kompaktes und tragfähiges Wickelpaket ist bei jedem Spulvorgang unabhängig von der Lagenzahl eine ausreichend hohe und definierte Seilvorspannung. Bereits beim erstmaligen Auflegen eines neuen Seils muss mit ausreichender Seilvorspannung gefahren werden.

Der Einfluss der Seilvorspannung soll ebenfalls im Rahmen des Forschungsprojektes untersucht werden. Das Auflegen der Seile wird deshalb mit den folgenden Vorspannmassen beziehungsweise, unter Berücksichtigung der einfachen Einsicherung des Hubseils, den folgenden Vorspannkräften beziehungsweise daraus folgend den entsprechenden durchmesserbezogenen Vorspannkräften vorgenommen:

$$\begin{aligned} m_1 &= 1000 \text{ kg} &\rightarrow F_{V1} &= 4905,0 \text{ N} \approx 5 \text{ kN} &\rightarrow F_{V1}/d^2 &= 19,16 \text{ N/mm}^2 \\ m_2 &= 100 \text{ kg} &\rightarrow F_{V2} &= 490,5 \text{ N} \approx 500 \text{ N} &\rightarrow F_{V2}/d^2 &= 1,92 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

### 3.1.3 Versuchsmatrix

Aus der Kombination der Versuchsparameter resultiert die Anzahl der theoretisch möglichen Versuche. Die Versuchsmatrix in **Abb. 3-9** zeigt alle theoretisch möglichen Parameterkombinationen. Daraus ergeben sich für jede Seilkonstruktion 36 mögliche Kombinationen.



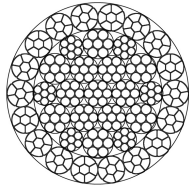
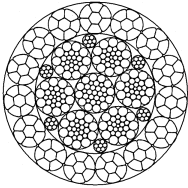
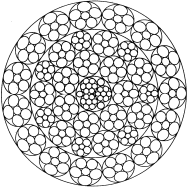
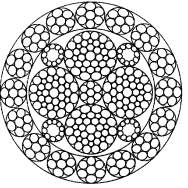
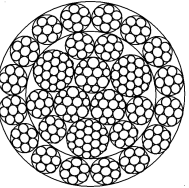
**Abb. 3-9:** Versuchsmatrix

In diesem Vorhaben sind fünf Seilkonstruktionen untersucht worden, die den grundlegenden Kriterien für Hubseile in Anlagen mit Mehrlagenwicklung entsprechen, vergleiche Kap. 1.3.3. Unterschiede ergeben sich in Details der Seilkonstruktion, in der Anzahl der Außenlitzen und in der Seilverdichtung. Aus Gründen der Vertraulichkeit gegenüber den an den Forschungsarbeiten beteiligten Seilherstellern werden die Seile im Weiteren durch die Buchstaben A bis E gekennzeichnet. **Tabelle 3-1** zeigt

schematisch die Querschnitte der Seilkonstruktionen sowie die Daten der Seilkonstruktionen aus der ausführlichen Seilaufnahme.

Für die fünf untersuchten Seilkonstruktionen erhält man eine theoretisch mögliche Zahl von 180 Versuchen. Die Auswahl der tatsächlich gefahrenen Versuche richtet sich nach der praktischen Durchführbarkeit und nach der Aussagekraft des zu erwartenden Ergebnisses für die Versuchsauswertung.

**Tabelle 3-1:** Versuchsseile

Versuchsseil	Seil A	Seil B	Seil C	Seil D	Seil E	
Schnittansicht						
Seilkonstruktion	$1(1+6)+7(1+6)+[7(1+6)+7(1+6)]+18(1+6)$	$1(1+6+6F+12)+\{6[1+5+(5+5)+10]+6(1+6)\}+15(1+6)$	$[1+3(1+6)+3]+7(1+5)+[7(1+5)+7(1+5)]+15(1(Alu)+5)$	$1(1+6)+\{4[1+7+(7+7)+14]+4(FC+10)\}+16(1+6)$	$3[3+(3+6)]+\{3[1+6+(6+6)]+6(1+6)\}+16(1+6)$	
Schlagart	Gleichschlag zZ	Gleichschlag zZ	Gleichschlag zZ	Gleichschlag zZ	Gleichschlag zZ	
Verdichtung	Außenlitzen verdichtet	Außenlitzen verdichtet	Litzen der 2. Lage verdichtet, Seil verdichtet	keine Verdichtung	keine Verdichtung	
Drahtoberfläche	blank	blank	blank	verzinkt	verzinkt	
Anzahl tragender Drähte in Außenlitzen	126	105	90	112	112	
Anzahl tragender Drähte gesamt	280	328	241	303	247	
Vorformung	vorgeformt	vorgeformt	vorgeformt	vorgeformt	wenig vorgeformt	
Seildurchmesser	$d_{nenn}$	16 mm	16 mm	16 mm	16 mm	
	$d_{ist}$	16,6 mm (+3,75 %)	16,3 mm (+1,875 %)	16,3 mm (+1,875 %)	16,2 mm (+1,25 %)	16,4 mm (+2,5 %)
Schlaglänge außen	103,4 mm	101,7 mm	122,5 mm	108,7 mm	125,1 mm	
metall. Querschnitt	$A_{m,nenn}$	146,2 mm <sup>2</sup>	145,5 mm <sup>2</sup>	-	130,3 mm <sup>2</sup>	122,62 mm <sup>2</sup>
	$A_{m,ist}$	145,2 mm <sup>2</sup>	140,2 mm <sup>2</sup>	139,8 mm <sup>2</sup>	126,83 mm <sup>2</sup>	126,84 mm <sup>2</sup>
Füllfaktor	$f_{nenn}$	0,727	0,7145	-	-	-
	$f_{ist}$	0,671	0,672	0,670	0,615	0,600
Längengewicht	$m_{L,nenn}$	1,257 kg/m	1,310 kg/m	1,200 kg/m	1,180 kg/m	1,124 kg/m
	$m_{L,ist}$	1,283 kg/m	1,238 kg/m	1,219 kg/m	1,099 kg/m	1,088 kg/m
Drahtfestigkeit	$R_{m,nenn}$	1770 N/mm <sup>2</sup>	1770 N/mm <sup>2</sup>	1770 N/mm <sup>2</sup>	1960 N/mm <sup>2</sup>	1770 N/mm <sup>2</sup>
	$R_{m,ist}$	2061 N/mm <sup>2</sup>	1963 N/mm <sup>2</sup>	1888 N/mm <sup>2</sup>	2076 N/mm <sup>2</sup>	1855,1 N/mm <sup>2</sup>
Rechn. Bruchkraft $F_{R,nenn}$ bei $R_{m,nenn}$	258,8 kN	257,0 kN	247,4 kN	255,4 kN	217,0 kN	
Mindestbruchkraft $F_{min}$ bei $R_{m,nenn}$	209,4 kN	205,0 kN	246,4 kN	197,0 kN	163,0 kN	
ermittelte Bruchkraft $F_e$	299,0 kN	275,2 kN	263,9 kN	263,3 kN	235,3 kN	

Grenzen für die praktische Durchführbarkeit einzelner Parameterkombinationen im Versuchsbetrieb ergeben sich vor allem in Bezug auf die Wickelqualität. Bei der Spulung 5. auf 6. Lage mit der Höchstlast von 6 t und bei der Spulung 5. auf 6. Lage mit kleiner Vorspannung entstehen auf jeden Fall zu erheblichen Wickelstörungen und damit zu verfälschten und nicht reproduzierbaren Versuchsergebnissen. Auf die Durchführung von Versuchen mit diesen Parameterkombinationen musste deshalb verzichtet werden. Wegen der hohen mechanischen Belastung für die Getriebe der Prüfstandshubwerke musste auf die Durchführung der Versuche mit der Versuchslast  $m = 6 \text{ t}$  bei  $D/d = 40$  und Spulung in allen Lagen und die Durchführung der Versuche mit Versuchslast  $m = 3 \text{ t}$ ,  $D/d = 40$  und Spulung 5. auf 6. Lage verzichtet werden.

Die Versuche wurden grundsätzlich mit Absetzen der Versuchslast auf die Elastomer-Puffer gefahren, wodurch sich eine Teilentlastung des Seiles nach jedem Hubspiel ergibt. Die Restlast im Versuch liegt aufgrund der Steuerungscharakteristik der Prüfstandshubwerke bei 500 kg bis 1 t. Zum Vergleich werden einige Versuche gezielt ohne Absetzen gefahren. Im Zuge der Versuchsauswertung wird auch der Einfluss der relativen Zugkraftabsenkung untersucht. Insgesamt wurden unter diesen Voraussetzungen 114 Versuche mit einer durchschnittlichen Laufzeit von 390,6 Stunden je Versuch durchgeführt.

### **3.1.4 Ablauf eines Versuchs**

Bei einer Hubhöhe im Prüfstand von circa neun Metern werden durch die zweisträngige Aufhängung der Lasteinheit circa achtzehn Meter Seil gespult. Die zu Versuchsbeginn auf die Trommel der Hubwinde aufgespulte Seillänge ist so gewählt, dass innerhalb eines Hubspiels entweder ein Lagenwechsel von der zweiten auf die dritte oder von der fünften auf die sechste Lage stattfindet.

Die Versuche auf dem Prüfstand „Mehrlagenwicklung“ laufen vollautomatisch im 24-Stunden-Betrieb, wobei die Anzahl der Hubspiele gezählt wird. Während eines Hubspiels wird die Last angehoben bis zum oberen Umkehrpunkt und wieder abgesenkt. Am Ende der Abwärtsfahrt wird die Lasteinheit auf Puffern abgesetzt und dabei das Seil bis auf eine Restlast entlastet. Diese verbleibende Last entspricht in der Praxis der so genannten Funktionslast, die sich aus dem Gewicht der Hakenflasche ergibt. Auf halber Hubhöhe findet bei Auf- und Abwärtsfahrt jeweils der Lagenwechsel statt. Nach einer zur Optimierung der antriebsseitigen Einschaltdauer festgelegten Wartezeit von acht Sekunden beginnt das nächste Hubspiel.

Der Versuch wird in festgelegten Abständen angehalten und das gespulte Seilstück visuell und taktil auf Drahtbrüche und grobe Schäden hin untersucht. Danach wird der Versuch wieder gestartet. Diese Methode der Drahtbruchzählung ist zur Erkennung des fortschreitenden Seilverschleißes ausreichend genau und unter den Versuchsbedingungen mit angemessenem Aufwand durchführbar. Die alternativ mögliche Methode der magnetinduktiven Untersuchung erfordert im Versuchsbetrieb einen vielfach höheren Aufwand, wobei die Ergebnisse besonders mit zunehmender Bildung von Drahtbruchnestern wegen der vorliegenden kleinen Drahtdurchmesser und der

hohen Anzahl von Drähten im Seilquerschnitt keine zufrieden stellende Genauigkeit liefern. Dies konnte bei einer Probemessung mit dem magnetinduktiven Prüfgerät des IFT festgestellt werden.

Die größte Schädigung erfährt das Seil in den Steigungs- oder Kreuzungszonen der Lebus-Rillung. Diese Feststellung gilt sowohl für die Praxis wie auch für den Versuchsbetrieb. Durch die gerillte Trommel kann auch das gespulte Seilstück in so genannte Parallel- und Steigungszonen unterteilt werden. Eine Windung durchläuft auf der Trommel zwei Steigungs- und zwei Parallelzonen, die sich jeweils gegenüberliegen. Die Einteilung des untersuchten Seilstücks in diese Zonen ergibt die Rasterung für die Drahtbruchzählung. Das Ende des Versuchs ist definiert durch den Bruch einer Litze auf dem innerhalb eines Hubspiels auf die Trommel auf- und wieder abgespulten Seilstücks. Die Erkennung des Litzenbruches erfolgt durch eine eigens hierfür konstruierte Vorrichtung. Die Maschine wird dann automatisch abgeschaltet.

### 3.1.5 Auswertung der Prüfstandsversuche

Die Versuche werden anhand der ertragenen Hubspielzahl, klassifiziert nach den Versuchsparametern, in Lebensdauerdiagramme eingetragen. Diese Auswertung ermöglicht den Vergleich der Versuchsergebnisse und die Erfassung von Gesetzmäßigkeiten bei der Variation der einzelnen Parameter. Außerdem wird die Drahtbruchentwicklung während des Versuches festgehalten. In einem Versuchsprotokoll wird je Seilabschnitt die Anzahl der sichtbaren Drahtbrüche notiert und später am Rechner ausgewertet.

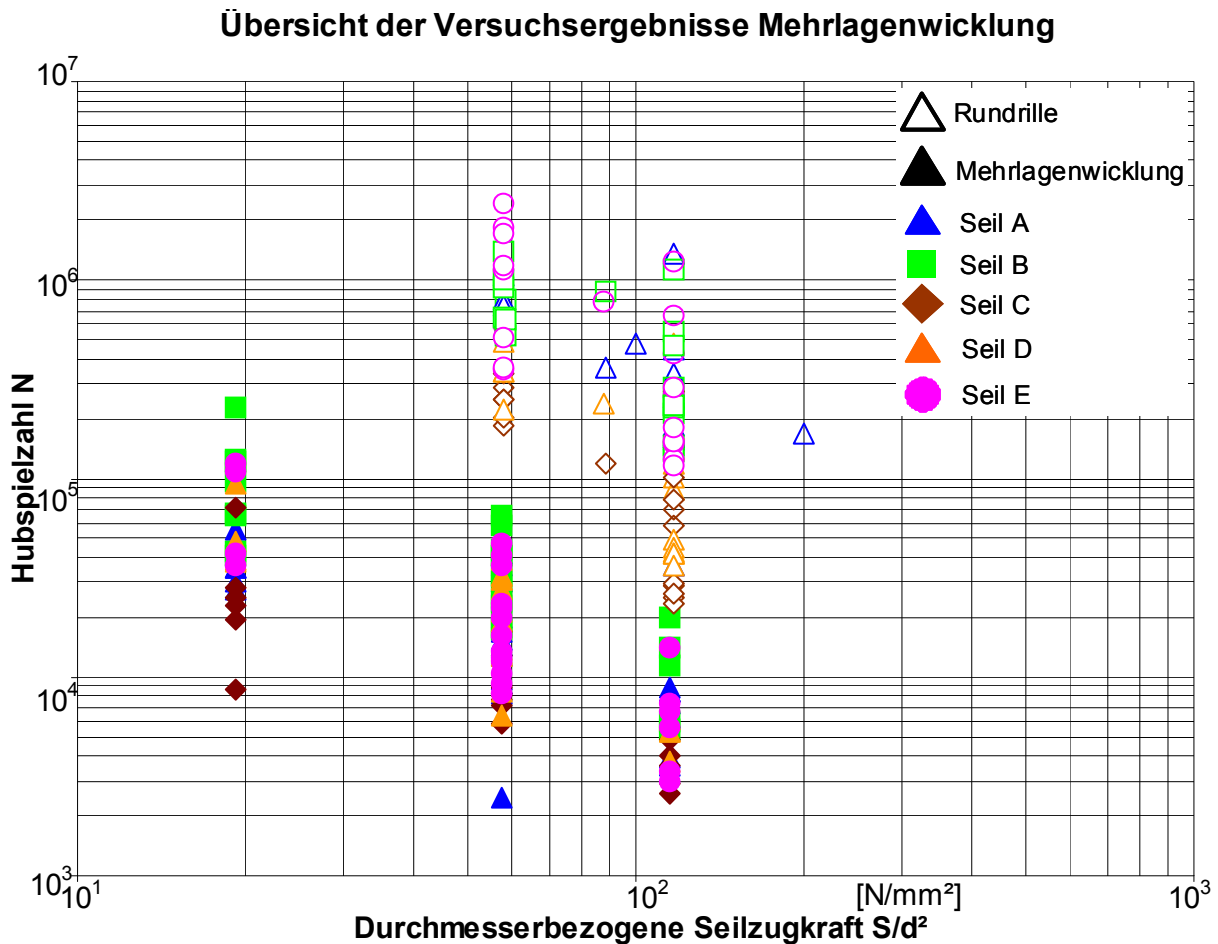
### Bruchhubspielzahlen

Auf den beiden Prüfständen sind Mehrlagenwicklungsversuche mit fest eingestellten Parametern durchgeführt worden. Die im Versuch erzielte Bruchhubspielzahl wurde festgehalten und im Lebensdauerdiagramm in doppellogarithmischer Darstellung über der durchmesserbezogenen Seilzugkraft eingetragen. In **Abb. 3-10** sind die Bruchhubspielzahlen aller durchgeführten Versuche aufgetragen. Die Seilkonstruktionen sind durch unterschiedliche Farben markiert.

Der Einfluss der Parameter auf die Seillebensdauer in der Mehrlagenwicklung zeigt sich wie folgt:

- Erhöhung der Seilzugkraft  $S/d^2$   
→ Abnahme der bruchfrei ertragenen Hubspielzahl
- Reduzierung des  $D/d$ -Verhältnisses  
→ Abnahme der bruchfrei ertragenen Hubspielzahl
- Reduzierung der Seilvorspannung bei erstmaligem Seilauflegen  
→ Abnahme der bruchfrei ertragenen Hubspielzahl

Über die Versuche im Prüfstand „Mehrlagenwicklung“ hinaus wurden mit den Versuchsseilen am IFT Dauerbiegeversuche auf Scheiben mit Rundrille – Verhältnis Rillenradius zu Seildurchmesser  $r/d = 0,53$ , Seilzugkraft = const. während der Versuche – durchgeführt. Die Versuchsparameter Seilzugkraft  $S$  und Durchmesserverhältnis  $D/d$  wurden wie in den Mehrlagenwicklungsversuchen gewählt.



**Abb. 3-10:** Versuchsergebnisse im Prüfstand „Mehrlagenwicklung“

Durch den Vergleich der Bruchhubspielzahlen auf dem Prüfstand „Mehrlagenwicklung“ mit den Dauerbiegeversuchen in der Rundrille werden die enormen Einflüsse der Versuchsparameter und die Lebensdauererminderung durch mehrlagige Bewicklung sichtbar. Die Lebensdauerabnahme ist beträchtlich. In der Mehrlagenwicklung erreicht das Seil im Vergleich zum Lauf auf Seilscheiben je nach Parameterkombination teilweise nur noch zwei Prozent der Lebensdauer, in den überwiegenden Fällen liegen die Werte immer noch unter zehn Prozent der Lebensdauer.

Diese durch objektive Versuchsergebnisse belegten Zahlen unterschreiten die vorsichtigen Schätzungen aus der Praxis deutlich, vergleiche Kap. 1.4.2. Auch die Ergebnisse bisher bekannter Versuche, vergleiche **Briem 2002** und die daraus abgeleitete Auswertung in **Verreet 2003**, müssen als noch zu positiv bewertet werden. Die jetzt vorliegenden Zahlenwerte dienen damit der realistischeren Bewertung der Lebens-

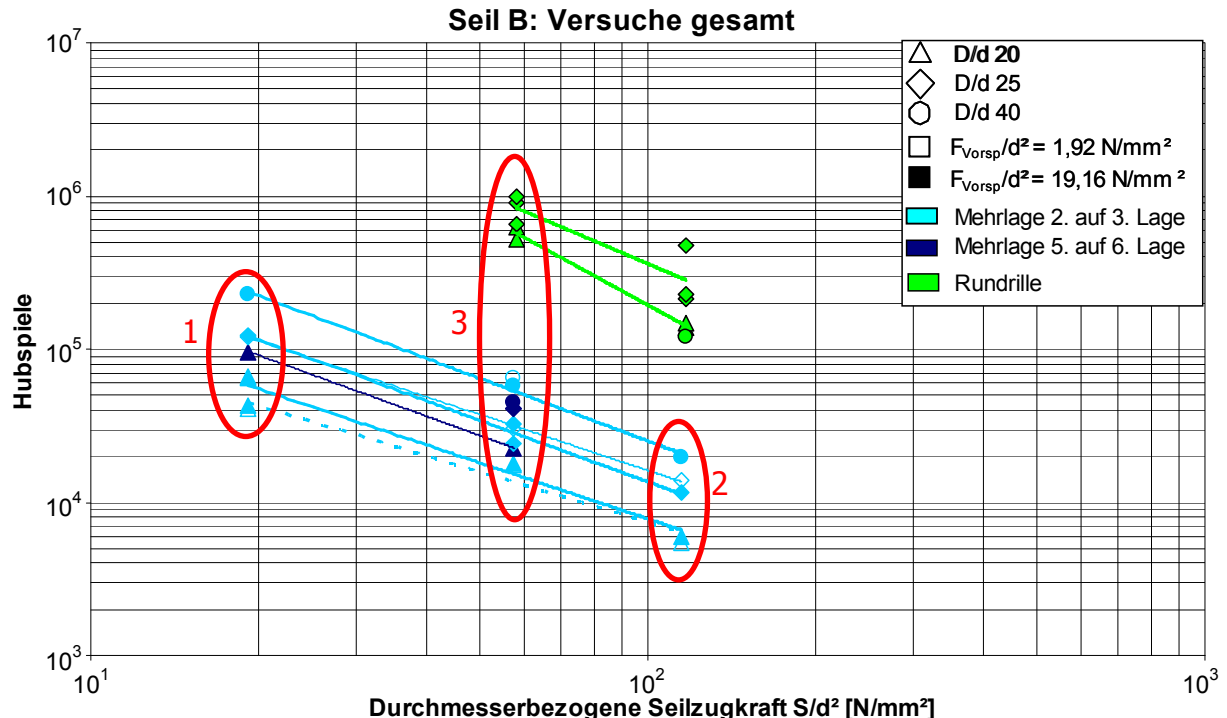
dauerminderung von Seilen in der Mehrlagenwicklung und können einen wichtigen Beitrag leisten zur Erhöhung der Sicherheit der betroffenen Anlagen.

## Einfluss der Seilkonstruktion

Die Seilkonstruktion hat einen großen Einfluss auf die Seillebensdauer. Zwischen den Seilkonstruktionen sind Lebensdauerunterschiede bis zu Faktor 8 ermittelt worden. Aus diesem Grund ist eine eigene Versuchsreihe zur Ermittlung und Quantifizierung der spezifischen Eigenschaften der einzelnen Seilkonstruktionen durchgeführt worden. Die Streuung der Hubspielzahlen ist in der Mehrlagenwicklung etwas kleiner als bei den in der Rundrille ermittelten Biegewechselzahlen. Dies resultiert vor allem daraus, dass hier generell kleinere Spielzahlen erreicht werden.

## Einfluss des D/d-Verhältnisses

Für jeden untersuchten Seiltyp wurde ein Lebensdauerdiagramm angelegt, um die Zusammenhänge und Einflüsse der einzelnen Versuchsparameter darstellen zu können. **Abb. 3-11** zeigt das Lebensdauerdiagramm exemplarisch für den untersuchten Seiltyp B.



**Abb. 3-11:** Lebensdauerdiagramm für Seiltyp B

Die Änderung des Durchmesserverhältnisses von  $D/d = 25$  auf  $D/d = 20$  führt zu einer Reduzierung der Lebensdauer bei Markierung 1 um ca. den Faktor 1,9 und zu einer Reduzierung der Lebensdauer bei Markierung 2 um ca. den Faktor 1,6. Die

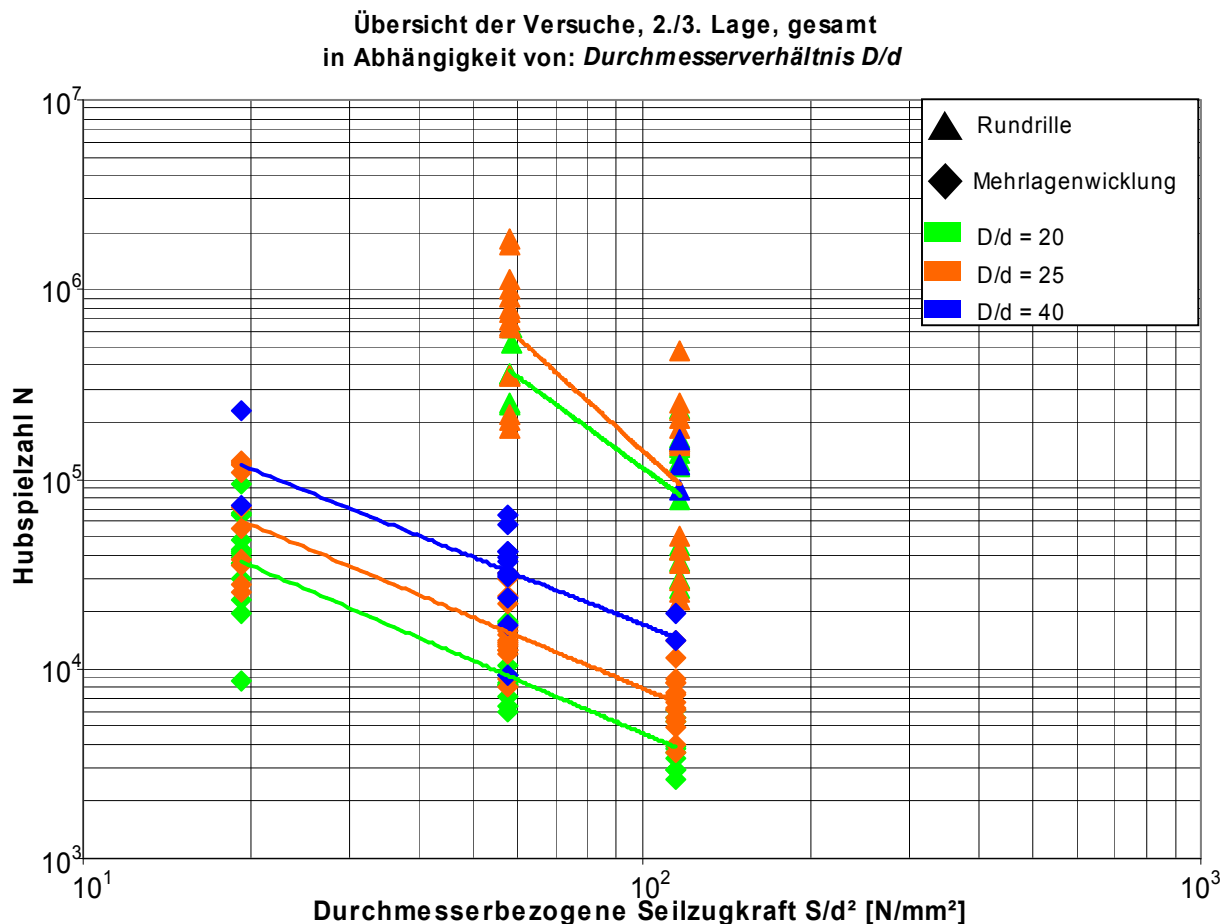


Hubspielzahl in der Mehrlagenwicklung ist für die durchmesserbezogene Seilzugkraft  $S/d^2 = 58 \text{ N/mm}^2$  und  $D/d = 25$  um ca. den Faktor 25 kleiner als die Hubspielzahl im Dauerbiegeversuch in der geordneten Rundrille mit konstanter Seilzugkraft, siehe Markierung 3.

**Abb. 3-12** zeigt eine Übersicht der Versuche, bei der die Abhängigkeit vom Hauptschädigungsparameter „Durchmesserverhältnis  $D/d$ “ erkennbar ist. Hierbei ist deutlich zu erkennen, dass eine Erhöhung des  $D/d$ -Verhältnisses erwartungsgemäß eine Erhöhung der Lebensdauer bewirkt.

Für die durchmesserbezogene Seilzugkraft  $S/d^2 = 58 \text{ N/mm}^2$  ergibt sich durch die Erhöhung des  $D/d$ -Verhältnisses die folgende Lebensdauerzunahme:

- Mehrlagenwicklung  $D/d = 20$  auf  $D/d = 25$  → Faktor 1,9
- Mehrlagenwicklung  $D/d = 25$  auf  $D/d = 40$  → Faktor 1,9
- Rundrille  $D/d = 20$  auf  $D/d = 25$  → Faktor 1,8
- Mehrlagenwicklung  $D/d = 20$  auf Rundrille  $D/d = 20$  → Faktor 38
- Mehrlagenwicklung  $D/d = 25$  auf Rundrille  $D/d = 25$  → Faktor 37



**Abb. 3-12:** Versuchsübersicht Mehrlagenwicklung I

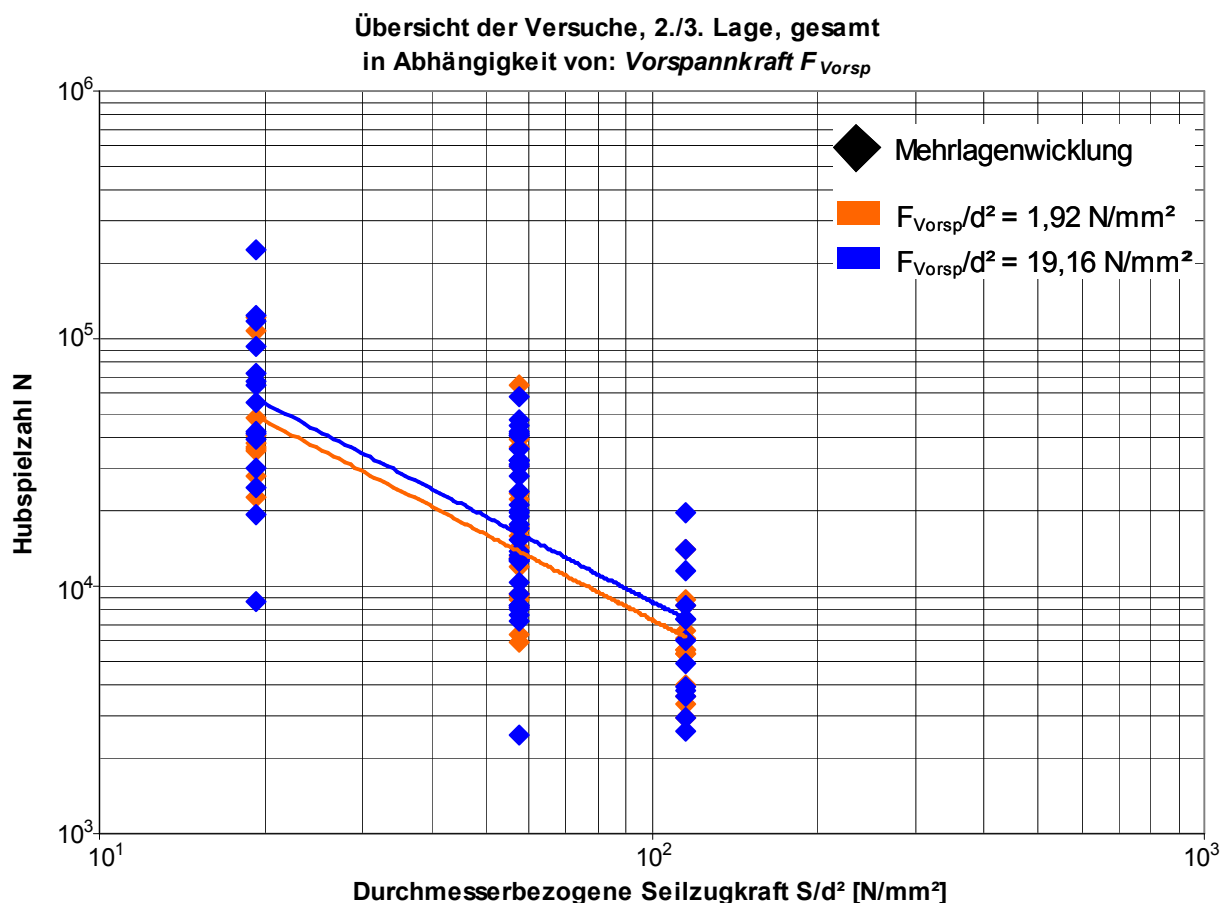
Die Zunahme der Bruchhubspielzahl in der Rundrille mit steigendem  $D/d$ -Verhältnis korreliert mit der Zunahme der Lebensdauer in der Mehrlagenwicklung infolge  $D/d$ .

## Einfluss der Seilvorspannkraft

**Abb. 3-13** zeigt die Bruchhubspielzahlen in der Mehrlagenwicklung in Abhängigkeit vom Hauptschädigungsparameter „durchmesserbezogene Seilvorspannkraft  $F_V/d^2$ “. Eine Erhöhung der Seilvorspannung beim erstmaligen Auflegen des Seiles bewirkt eine Erhöhung der Lebensdauer um 20 bis 30 %. Dies kann erklärt werden durch einen kompakteren und damit tragfähigeren und geordneteren Aufbau des Wickelpaketes aus den Seilwicklungen auf der Trommel bei erhöhter Seilvorspannung.

Dabei ergeben sich im Einzelnen bei Erhöhung der Vorspannkraft von  $S_{Vor1} = 490,5 \text{ N}$  mit  $m_1 = 100 \text{ kg}$  auf  $S_{Vor2} = 4905 \text{ N}$  mit  $m_2 = 1 \text{ t}$  die folgenden Lebensdauerzunahmen:

- Durchmesserbezogene Seilzugkraft  $S/d^2 = 19 \text{ N/mm}^2 \rightarrow$  Faktor 1,2
- Durchmesserbezogene Seilzugkraft  $S/d^2 = 58 \text{ N/mm}^2 \rightarrow$  Faktor 1,3
- Durchmesserbezogene Seilzugkraft  $S/d^2 = 115 \text{ N/mm}^2 \rightarrow$  Faktor 1,2



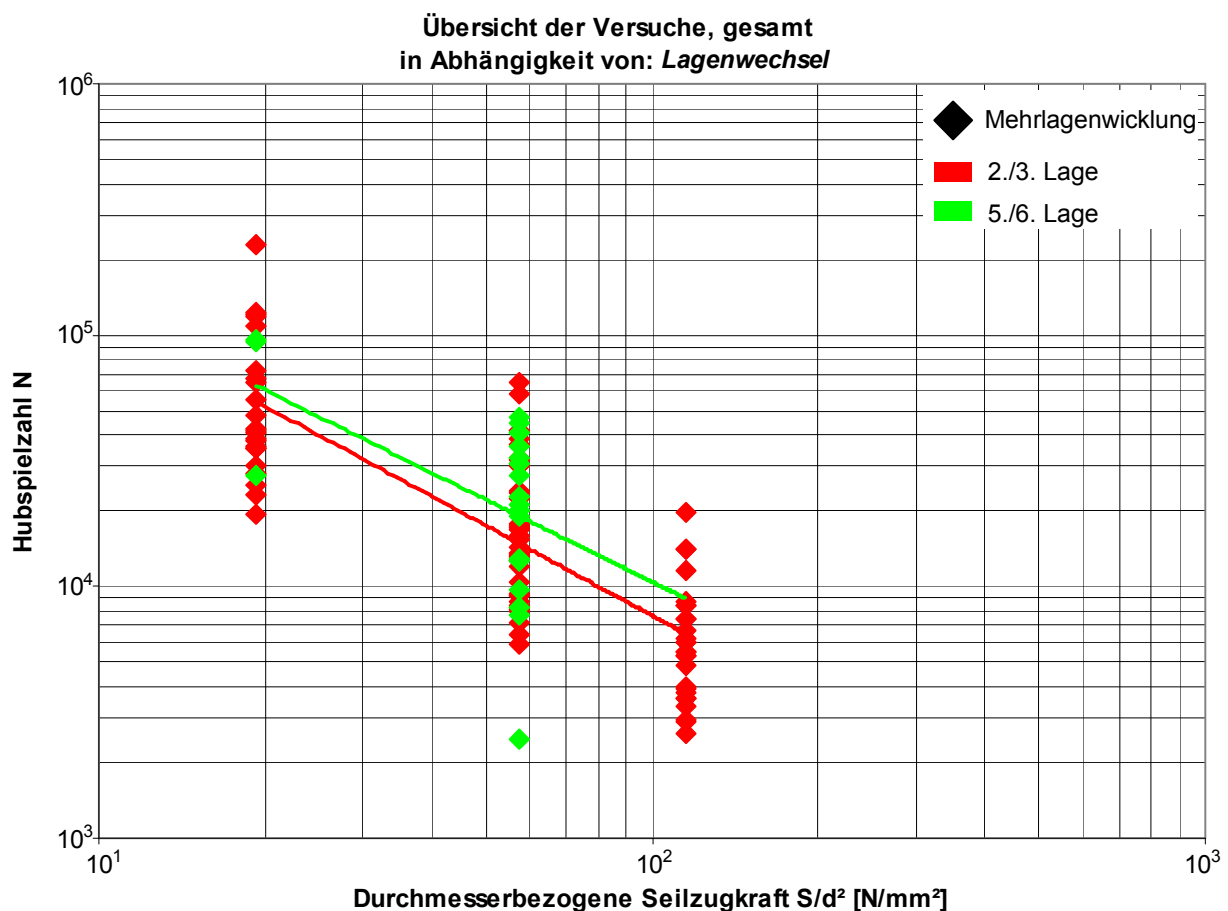
**Abb. 3-13:** Versuchsübersicht Mehrlagenwicklung II

Der Einfluss der Seilvorspannkraft erscheint zunächst gering. Eine hohe Seilvorspannung ist jedoch für die einwandfreie Funktion der Mehrlagenwicklung besonders in hohen Seillagen von großer Bedeutung und Voraussetzung für den fehlerfreien Betrieb der Mehrlagenwicklung. Die Aufrechterhaltung eines einheitlichen Wickelbildes

kann nur durch eine ausreichende Seilvorspannung garantiert werden. Zu geringe Seilvorspannung, wie sie systembedingt häufig bei Mobilkranen bei Spulung der leichten Hakenflasche auftritt, erzeugt ein zu lockeres Wickelpaket und kann zu einem Verlust der Wickelinformation führen. Daraus ergibt sich ein oft willkürlicher Seilverlauf im Wickelpaket, wie auch in **Abb. 1-19** zu erkennen. Die anschließende Aufnahme einer Last kann zum Einschneiden und Verklemmen des unter Last stehenden Seilstranges zwischen den Windungen der unteren Wickellagen führen, was mit schweren Seilschäden und Stillstandzeiten der Anlage verbunden ist.

### Einfluss des Lagenwechsels

Die Auswirkung des Lagenwechsels von der 2. auf die 3. Wickellage und von der 5. auf die 6. Lage ist im Diagramm in **Abb. 3-14** dargestellt. Aufgrund der oben beschriebenen Probleme bei der Versuchsdurchführung sind für die Parameterkombination  $S/d^2 = 115 \text{ N/mm}^2$  und Lagenwechsel 5. auf 6. Lage keine Datenpunkte vorhanden. Durch Extrapolation der Trendlinie kann ein theoretischer Wert bestimmt werden.



**Abb. 3-14:** Versuchsübersicht Mehrlagenwicklung III

Bei den Prüfstandsversuchen „Mehrlagenwicklung“ sind durch den Einfluss des Lagenwechsels im Vergleich Wechsel 2. auf 3. Lage zum Wechsel 5. auf 6. Lage die folgenden Lebensdauerzunahmen festzustellen:

- Durchmesserbezogene Seilzugkraft  $S/d^2 = 19 \text{ N/mm}^2$  → Faktor 1,2
- Durchmesserbezogene Seilzugkraft  $S/d^2 = 58 \text{ N/mm}^2$  → Faktor 1,4
- Durchmesserbezogene Seilzugkraft  $S/d^2 = 115 \text{ N/mm}^2$  → Faktor 1,5 (extrapoliert!)

Hierbei muss beachtet werden, dass diese Auswertung des Parameters „Lagenwechsel“ nur in Bezug auf die Gegebenheiten im Versuchsprüfstand „Mehrlagenwicklung“ gesehen werden kann und mit Erfahrungen aus der Praxis nur bedingt verglichen werden darf. Unter den Versuchsbedingungen wurden auch bei den Versuchen mit hoher Lagenzahl immer ausschließlich die Seilwindungen der beiden oberen Lagen gespult. Diese Situation kommt in der Praxis insbesondere bei Turmdrehkränen nur in Ausnahmefällen vor. Wie in **Abb. 3-37** deutlich zu erkennen ist, entstehen aus dieser Situation erhebliche Seilschäden in der ersten nicht gespulten Seillage, die in der Praxis zum vorzeitigen Ablegen des Seiles führen müssen.

Die Auswertungen zeigen, dass die Seilzugkraft als Hauptschädigungsparameter erwartungsgemäß von erheblichem Einfluss auf die Seillebensdauer ist. In allen Fällen bedeutet eine Reduzierung der Seilzugkraft eine Zunahme der ertragenen Bruchhubspielzahl. Die vorliegenden Daten bieten erstmals die Möglichkeit, durch eine gezielte Auswertung den Einfluss der Mehrlagenwicklung auf die Lebensdauer von laufenden Seilen zu quantifizieren.

### **Einfluss der relativen Zugkraftabsenkung $\Delta S/S$**

Der Einfluss der relativen Zugkraftabsenkung  $\Delta S/S$  ist bei der Auswertung der Prüfstandsversuche eingehend untersucht worden. Die Zugkraftabsenkung entsteht durch die Teilentlastung des Seiles durch Absetzen im Anschluss an jedes Hubspiel und wird wie folgt definiert:

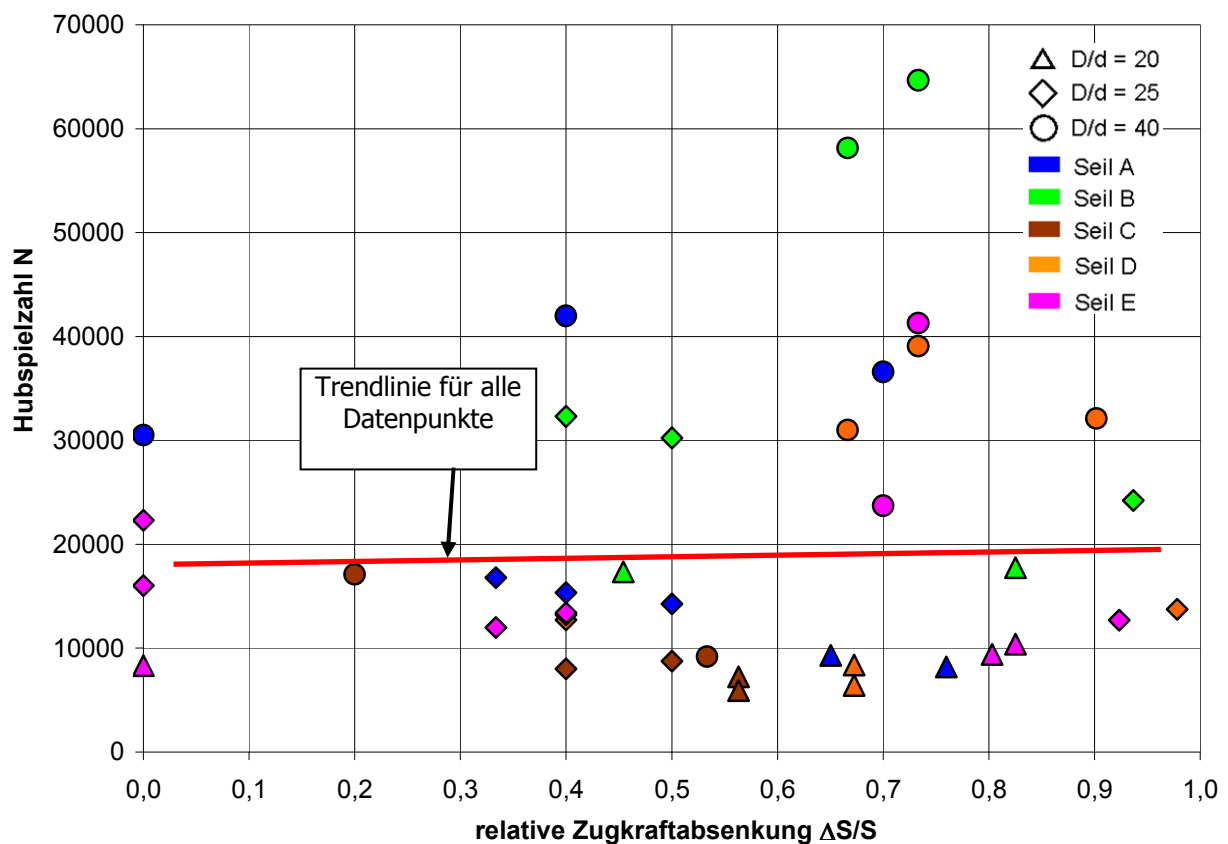
$$\frac{\Delta S}{S} = \frac{S - S_1}{S} \quad (\text{Gl. 3-1})$$

mit:  $S$  ... Seilzugkraft aus Versuchslast  
 $S_1$  ... verbleibende Seilzugkraft bei Teilentlastung

Die für jeden Versuch protokollierten Seilkraftentlastungen sind von der Einstellungscharakteristik beider Einzelprüfstände, das heißt der Messtechnik und der Auflösung der auf die Praxiswinden angepassten Drehwinkelgeber und von der Seildehncharakteristik abhängig. Die Ausrüstung der Prüfstandshubwerke aus dem Kranbau setzt hier die Grenzen für die Genauigkeit der Voreinstellung. Bei den Versuchen werden beim Absetzvorgang deshalb unterschiedliche Werte der relativen Zugkraftabsenkung  $\Delta S/S$  erreicht, die jedoch innerhalb eines Versuches konstant bleiben.

Zur Bewertung dieser Situation wurde in Diagrammen, getrennt für die drei Versuchslasten, die Hubspielzahl in Abhängigkeit vom vorliegenden Wert  $\Delta S/S$  der relativen Zugkraftabsenkung aufgetragen. Als Parameter dient dabei die Seilkonstruktion und das jeweilige Durchmesser Verhältnis  $D/d$ . **Abb. 3-15** zeigt das Diagramm für die Laststufe 3 t. Die entsprechenden Diagramme für die Laststufen 1 t und 6 t sind im Anhang dargestellt.

Wie die eingezeichnete Trendlinie für alle Datenpunkte zeigt und diese Untersuchung ergeben hat, ist ein eindeutiger Zusammenhang der Seillebensdauer von der Höhe der Seilentlastung nicht feststellbar. Somit kann bei der weiteren Auswertung der Einfluss der relativen Zugkraftabsenkung  $\Delta S/S$  auf die Seillebensdauer vernachlässigt werden.



**Abb. 3-15:** Übersicht der Versuche 2./3. Lage, Last 3 t, gesamt, in Abhängigkeit von der relativen Zugkraftabsenkung  $\Delta S/S$

### Berechnung der Seillebensdauer

In der Seiltechnik wird die Lebensdauer des Seiles in der Anlage in der Anzahl der bis zur Ablegereife ertragenen Arbeitsspiele angegeben. **Feyrer 2000** hat auf der Basis einer Vielzahl von Dauerbiegeversuchen eine Lebensdauer Gleichung für Seile erarbeitet, (Gl. 1-1). Diese Gleichung berücksichtigt Seil- und Anlagenparameter wie das Durchmesser Verhältnis  $D/d$ , die durchmesserbezogene Seilzugkraft  $S/d^2$ , die Drahtnennfestigkeit  $R_0$ , den Drahtdurchmesser  $d$  und die Biegelänge  $l$ .

$$\lg N = b_0 + \left( b_1 + b_4 \lg \frac{D}{d} \right) \left( \lg \frac{S d_0^2}{d^2 S_0} - 0,4 \lg \frac{R_0}{1770} \right) + b_2 \lg \frac{D}{d} - 0,32 \lg \frac{d}{d_0} + \frac{1}{b_5 + \lg \frac{l}{d}}$$

(Gl. 1-1)

Die angepassten Koeffizienten  $b_0$ ,  $b_1$ ,  $b_2$ ,  $b_4$  und  $b_5$  sind im Dauerbiegeversuch (Rundrille mit  $r/d = 0,53$ , trockene Umgebung, Schmierung, kein Schrägzug, konstante Seilzugkraft) ermittelt worden. Von diesen Versuchsbedingungen abweichende Bedingungen (Rillenprofil, Schrägzug, etc.) werden durch spezielle Korrekturfaktoren  $f_{Ni}$  aus Sonderversuchsreihen und/oder Praxisbeobachtungen berücksichtigt. Die zusätzlichen Daten sind nach der Methode der linearen Mehrfachregression ausgewertet worden.

### Berechnung der seilspezifischen Lebensdauer in der Mehrlagenwicklung

Nach Abschluss der Prüfstandsversuche „Mehrlagenwicklung“ wurde die Auswertung der Versuchsergebnisse durch Regressionsrechnung durchgeführt. Das Ziel der Regressionsrechnung ist es, unter Berücksichtigung aller ausgewählten Hauptschädigungsparameter und Einbeziehung der Versuchsergebnisse aus dem Prüfstand die Bruchhubspielzahl mit möglichst hohem Bestimmtheitsmaß, das heißt möglichst genauer Abbildung der tatsächlich ermittelten Messergebnisse, zu berechnen.

Es hat sich gezeigt, dass die Versuchsergebnisse in der Mehrlagenwicklung im doppellogarithmischen Diagramm – wie vom Dauerbiegeversuch her bekannt – sehr gut durch Geraden angenähert werden können. Daraus ergibt sich der folgende grundsätzliche Aufbau der Regressionsgleichung als Geradengleichung mit logarithmierter Hubspielzahl und logarithmierten Parametern beziehungsweise logarithmierten Parameterkombinationen:

$$\lg N = a_0 + a_1 \cdot \lg P_1 + a_2 \cdot \lg P_2 + \dots + a_i \cdot \lg P_i \quad (\text{Gl. 3-2})$$

mit: N ... Hubspielzahl  
 $a_i$  ... Regressionskoeffizienten  
 $P_i$  ... Parameter/-kombinationen

Die Mehrlagenwicklung verursacht eine erhebliche Minderung der Seillebensdauer im Vergleich zum Lauf über Scheiben mit Faktoren deutlich im zweistelligen Bereich und stellt damit einen völlig eigenständigen Schädigungsprozess dar. Im Gegensatz zum Ansatz nach **Briem 2002** soll deshalb kein Abminderungsterm als Ergänzung der Lebensdauergleichung nach Feyrer entwickelt werden. Vielmehr muss bei Betrachtung der Versuchsergebnisse die Aufstellung einer eigenen Lebensdauergleichung für Drahtseile in der Mehrlagenwicklung vorgenommen werden.

**Tabelle 3-2** zeigt eine Übersicht über die Ansätze, die zur Beschreibung der Versuchsergebnisse untersucht wurden. Die Gleichungen beschreiben das vermutete Zusammenspiel der Schädigungsparameter in unterschiedlichen Kombinationen. Die Anordnung und Kombination der einzelnen  $\lg P_i$ -Glieder, die die Schädigungsparameter enthalten, resultiert dabei aus dem Einfluss des jeweiligen Parameters auf die Seillebensdauer. So erklärt sich beispielsweise der Term „ $\lg(D/d) \cdot \lg(S/d^2)$ “ aus der Betrachtung des Einflusses des  $D/d$ -Verhältnisses in **Abb. 3-12**. Abhängig von der Belastung des Seiles, beschrieben durch den Wert  $S/d^2$ , ergeben sich für jedes  $D/d$ -Verhältnis Geraden unterschiedlicher Steigungen, die durch diesen Term gut beschrieben werden können.

**Tabelle 3-2:** Darstellung der Regressionsansätze

Gleichung 1	$\lg N = a_0 + a_1 \lg \frac{S}{d^2} + a_2 \lg \frac{D}{d}$
Gleichung 2	$\lg N = a_0 + a_1 \lg \frac{S}{d^2} + a_2 \lg \frac{D}{d} + a_3 \lg \frac{D}{d} \cdot \lg \frac{S}{d^2}$
Gleichung 3	$\lg N = a_0 + a_1 \lg \frac{S}{d^2} + a_2 \lg \frac{D}{d} + a_3 \lg \frac{F_V}{d^2}$
Gleichung 4	$\lg N = a_0 + a_1 \lg \frac{S}{d^2} + a_2 \lg \frac{D}{d} + a_3 \lg \frac{F_V}{d^2} + a_4 \lg Z_L$
Gleichung 5	$\lg N = a_0 + a_1 \lg \frac{S}{d^2} + a_2 \lg \frac{D}{d} + a_3 \lg \frac{F_V}{d^2} + a_4 \lg Z_L \cdot \lg \frac{D}{d}$
Gleichung 6	$\lg N = a_0 + a_1 \lg \frac{S}{d^2} + a_2 \lg \frac{D}{d} + a_3 \lg \frac{D}{d} \cdot \lg \frac{S}{d^2} + a_4 \lg \frac{F_V}{d^2} + a_5 \lg Z_L$

Im nächsten Schritt wurde, ausgehend von allen Versuchsergebnissen, getrennt für jeden Seiltyp, für alle Gleichungsansätze eine Regressionsrechnung zur Ermittlung der Regressionskoeffizienten  $a_i$  durchgeführt. Da sich gezeigt hat, dass die einzelnen Seilkonstruktionen stark abweichende Lebensdauern in der Mehrlagenwicklung erzielen, muss die Auswertung getrennt für jede Seilkonstruktion erfolgen. Das Ergebnis der Regressionsrechnung ergibt die Regressionskoeffizienten  $a_i$  und das Bestimmtheitsmaß  $b$ , durch das die Annäherung des Gleichungsansatzes an die tatsächlichen Versuchsergebnisse bewertet werden kann. In **Tabelle 3-3** sind die Ergebnisse der Regressionsrechnung für alle Gleichungen und alle Seilkonstruktionen aufgelistet.

Die Regressionsrechnung lässt erkennen, dass für Gleichung 6 bei jeder Seilkonstruktion das höchste Bestimmtheitsmaß erreicht wird. Diese Gleichung bietet somit die beste Annäherung an die Versuchsergebnisse und wird als seilspezifische Gleichung zur Beschreibung der Seillebensdauer in der Mehrlagenwicklung ausgewählt:

$$\lg N = a_0 + a_1 \lg \frac{S}{d^2} + a_2 \lg \frac{D}{d} + a_3 \lg \frac{D}{d} \cdot \lg \frac{S}{d^2} + a_4 \lg \frac{F_V}{d^2} + a_5 \lg Z_L \quad (\text{Gl. 3-3})$$

- mit: N ... Hubspielzahl  
 $a_i$  ... Regressionskoeffizienten  
 $S/d^2$  ... durchmesserbezogene Seilzugkraft [N/mm<sup>2</sup>]  
 $D/d$  ... Verhältnis Wickeldurchmesser zu Seildurchmesser  
 $F_V/d^2$  ... durchmesserbezogene Seilvorspannkraft beim Auflegen [N/mm<sup>2</sup>]  
 $Z_L$  ... Lagenzahl: 2. auf 3. Lage:  $Z_L = 2,5$   
 5. auf 6. Lage:  $Z_L = 5,5$

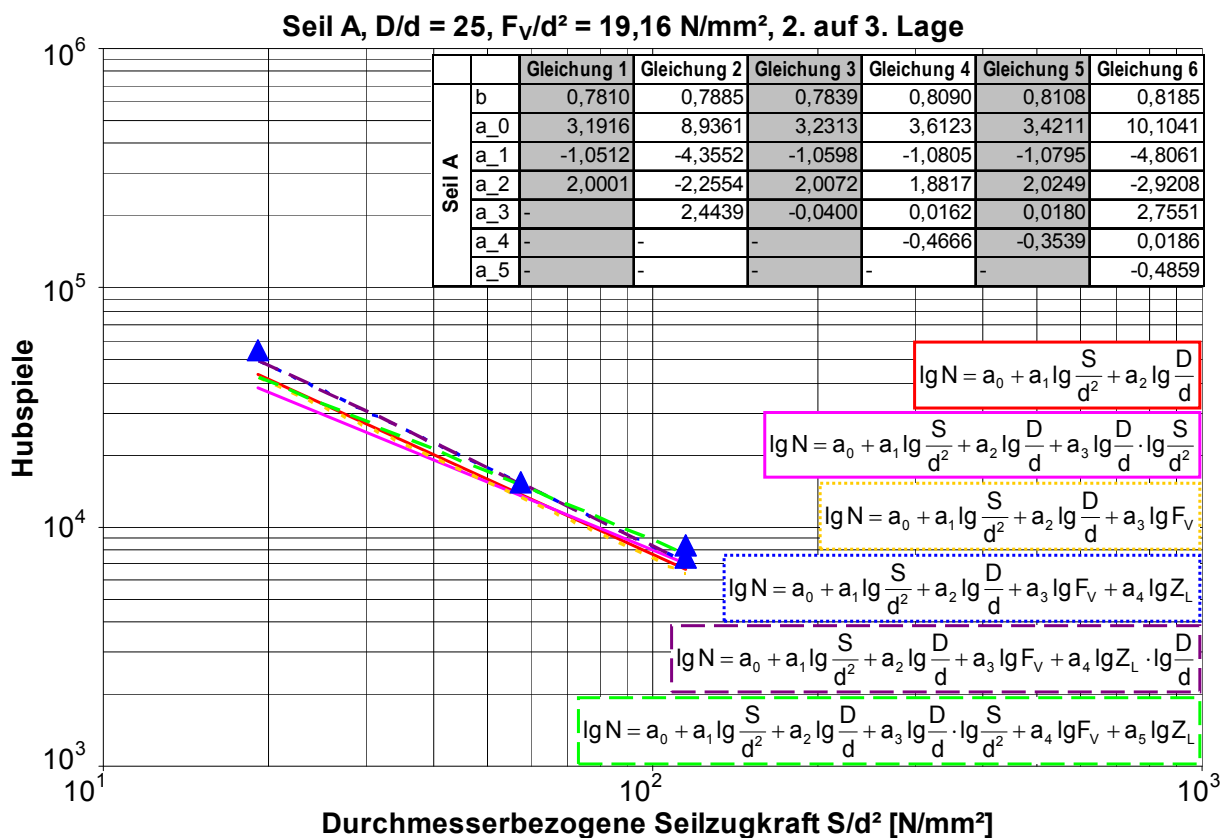
**Tabelle 3-3:** Ergebnisse der seilspezifischen Regressionsrechnung

		Gleichung 1	Gleichung 2	Gleichung 3	Gleichung 4	Gleichung 5	Gleichung 6
<b>Seil A</b>	<b>b</b>	0,7810	0,7885	0,7839	0,8090	0,8108	<b>0,8185</b>
	<b>a_0</b>	3,1916	8,9361	3,2313	3,6123	3,4211	<b>10,1041</b>
	<b>a_1</b>	-1,0512	-4,3552	-1,0598	-1,0805	-1,0795	<b>-4,8061</b>
	<b>a_2</b>	2,0001	-2,2554	2,0072	1,8817	2,0249	<b>-2,9208</b>
	<b>a_3</b>	-	2,4439	-0,0400	0,0162	0,0180	<b>2,7551</b>
	<b>a_4</b>	-	-	-	-0,4666	-0,3539	<b>0,0186</b>
	<b>a_5</b>	-	-	-	-	-	<b>-0,4859</b>
<b>Seil B</b>	<b>b</b>	0,9188	0,9214	0,9198	0,9355	0,9329	<b>0,9389</b>
	<b>a_0</b>	4,1333	2,5996	4,1137	3,9652	4,1382	<b>2,2029</b>
	<b>a_1</b>	-1,2227	-0,3119	-1,2175	-1,2250	-1,2251	<b>-0,1811</b>
	<b>a_2</b>	1,7465	2,8615	1,7347	1,7514	1,6365	<b>3,0275</b>
	<b>a_3</b>	-	-0,6606	0,0276	-0,0109	-0,0072	<b>-0,7568</b>
	<b>a_4</b>	-	-	-	0,3748	0,2436	<b>-0,0079</b>
	<b>a_5</b>	-	-	-	-	-	<b>0,3814</b>
<b>Seil C</b>	<b>b</b>	0,8663	0,8898	0,8694	0,8696	0,8696	<b>0,8914</b>
	<b>a_0</b>	3,9454	-0,8986	3,8991	3,9404	3,9239	<b>-0,8075</b>
	<b>a_1</b>	-1,0200	1,9689	-1,0170	-1,0187	-1,0187	<b>1,8908</b>
	<b>a_2</b>	1,2712	4,7981	1,2726	1,2559	1,2687	<b>4,7068</b>
	<b>a_3</b>	-	-2,1771	0,0421	0,0464	0,0465	<b>-2,1185</b>
	<b>a_4</b>	-	-	-	-0,0415	-0,0322	<b>0,0289</b>
	<b>a_5</b>	-	-	-	-	-	<b>0,0068</b>
<b>Seil D</b>	<b>b</b>	0,7801	0,7848	0,8087	0,8953	0,8895	<b>0,8966</b>
	<b>a_0</b>	4,6952	9,7143	4,5650	3,8663	4,2279	<b>6,5184</b>
	<b>a_1</b>	-1,3037	-4,1835	-1,3028	-1,2941	-1,2973	<b>-2,8110</b>
	<b>a_2</b>	1,3029	-2,4354	1,2975	1,5833	1,3295	<b>-0,3886</b>
	<b>a_3</b>	-	2,1436	0,1392	0,0174	0,0221	<b>1,1291</b>
	<b>a_4</b>	-	-	-	0,8098	0,5742	<b>0,0169</b>
	<b>a_5</b>	-	-	-	-	-	<b>0,8019</b>
<b>Seil E</b>	<b>b</b>	0,9099	0,9132	0,9136	0,9352	0,9338	<b>0,9364</b>
	<b>a_0</b>	3,9680	0,7086	3,9678	3,9251	4,1696	<b>1,9176</b>
	<b>a_1</b>	-1,4918	0,3099	-1,4898	-1,4825	-1,4816	<b>-0,3719</b>
	<b>a_2</b>	2,0474	4,4368	2,0137	1,8787	1,7145	<b>3,3566</b>
	<b>a_3</b>	-	-1,3198	0,0518	0,0098	0,0114	<b>-0,8137</b>
	<b>a_4</b>	-	-	-	0,5763	0,3815	<b>0,0143</b>
	<b>a_5</b>	-	-	-	-	-	<b>0,5492</b>
	<b>b_mittel</b>	0,8512	0,8595	0,8591	0,8889	0,8873	<b>0,8964</b>



Eine genauere Analyse der Ergebnisse der Regressionsrechnung lässt zudem eine Bewertung der einzelnen Hauptschädigungsparameter zu. Wie bereits die Diagramme in **Abb. 3-12**, **Abb. 3-13** und **Abb. 3-14** grafisch veranschaulicht haben, resultiert der bedeutendste Einfluss auf die Seillebensdauer aus den Parametern durchmesserbezogene Seilzugkraft  $S/d^2$  und Durchmesserverhältnis  $D/d$ . Vor allem die durchmesserbezogene Vorspannkraft  $F_V/d^2$  ist unter den Prüfstandsbedingungen von verhältnismäßig niedrigem Einfluss. Dies ist sehr gut erkennbar aus dem Vergleich der Berechnungsergebnisse der Gleichungen 1 und 3. Durch die Hinzunahme der Vorspannkraft ist bei allen Seilkonstruktionen zwar der Anstieg des Bestimmtheitsmaßes erkennbar, jedoch zumeist nur in einem geringfügigen Ausmaß. Für eine vollständige Auswertung der Versuche ist dennoch die Auswertung nach Gleichung 6 die einzig richtige Vorgehensweise.

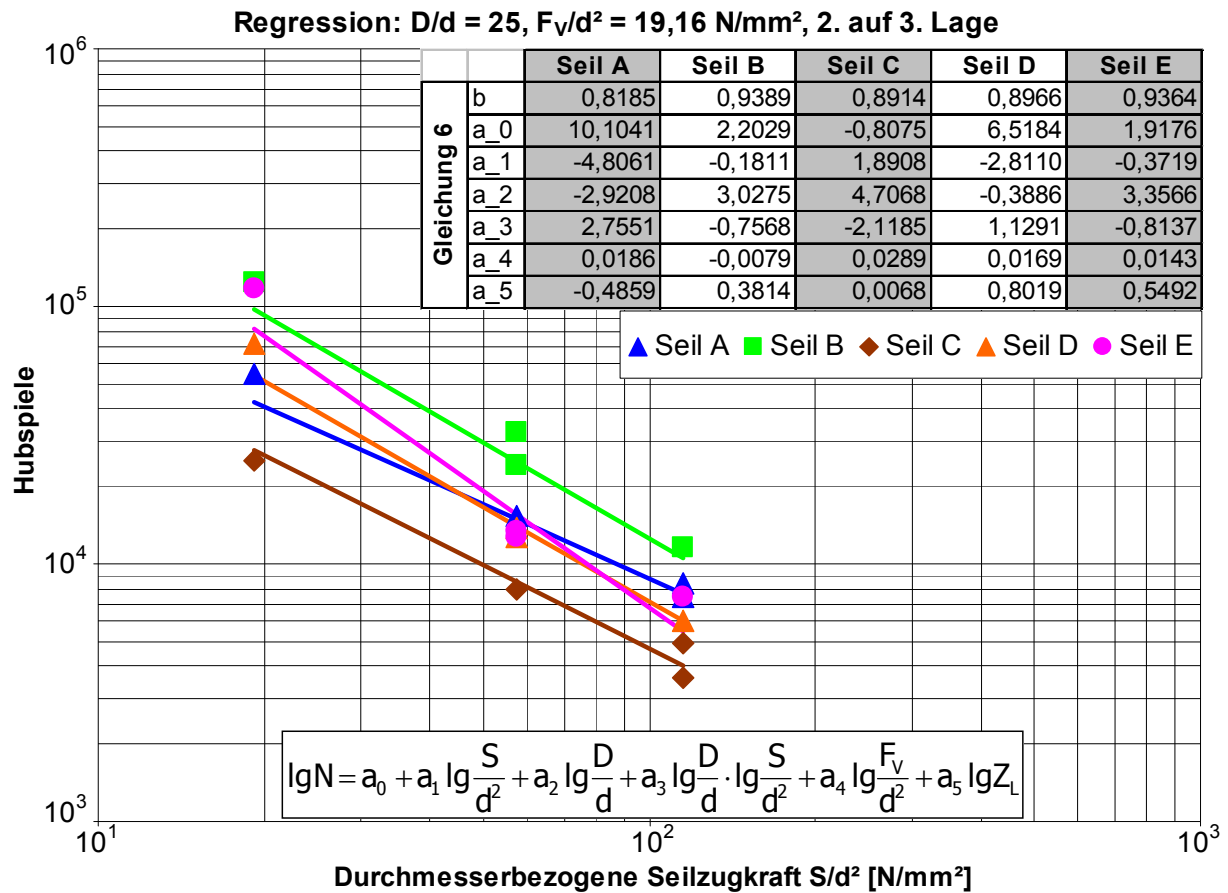
Die Berechnung der sechs Gleichungsansätze für die einzelnen Seilkonstruktionen wird zunächst im Diagramm in **Abb. 3-16** beispielhaft für Seiltyp A gezeigt. Durch die Gleichung 6 ist für jedes Seil die beste Annäherung gegeben.



**Abb. 3-16:** Vergleich der Regressionsgeraden

Bei Betrachtung der Ergebnisse für alle Seile unter Berücksichtigung aller Parameter bestätigt sich die Auswahl der Regressionsgleichung 6. Mit Hilfe dieser Gleichung können für jeden Seiltyp und für alle Parameterkombinationen in doppellogarithmischer Darstellung die Regressionsgeraden dargestellt werden. Im direkten Vergleich mit den im Versuch ermittelten Datenpunkten ist die hohe Annäherung durch die Regressionsgleichung erkennbar.

**Abb. 3-17** zeigt für die Parameter  $D/d = 25$ ,  $F_V/d^2 = 19,16 \text{ N/mm}^2$  und Lagenwechsel 2. auf 3. Lage die im Versuch ermittelten Datenpunkte der einzelnen Seilkonstruktionen sowie die Näherung durch Regressionsrechnung mit Gleichung 6 getrennt nach Seilkonstruktion. Die sehr gute Annäherung der Datenpunkte durch die Regressionsgeraden ist deutlich zu erkennen.



**Abb. 3-17:** Seilspezifische Regressionsgeraden für eine Parameterkombination

Durch diese auf Basis der Prüfstandsversuche und durch Anwendung der Regressionsrechnung ermittelte Gleichung ist es für die untersuchten fünf Seilkonstruktionen möglich, ausgehend von den Hauptschädigungsparametern mit sehr guter Annäherung die zu erwartende mittlere Bruchhubspielzahl zu berechnen.

Aufgrund der teilweise doch erheblichen Unterschiede zwischen den einzelnen Seilkonstruktionen ist noch keine allgemein gültige Gleichung für die hier untersuchten drehungsfreien Seilkonstruktionen möglich. Für eine verbesserte Anwendbarkeit der Regressionsrechnung ist es notwendig, die Gleichung sinnvoll zu erweitern. Hierzu müssen die seilspezifischen konstruktionsbedingten Eigenschaften in die Berechnung eingehen, die die Lebensdauerunterschiede maßgebend beeinflussen.

## 3.2 Untersuchung der Querelastizität

Die Auswertung der Prüfstandsversuche „Mehrlagenwicklung“ hat eine Lebensdauer-gleichung zur Bestimmung der Seillebensdauer in der Mehrlagenwicklung für die untersuchten Seilkonstruktionen ergeben. Diese Gleichung berücksichtigt die vier untersuchten Hauptschädigungsparameter „durchmesserbezogene Seilzugkraft  $S/d^2$ “, „Durchmesserverhältnis  $D/d$ “, „durchmesserbezogene Vorspannkraft  $F_V/d^2$ “ und „Lagenwechsel“. Die Regressionskoeffizienten  $a_i$  der Gleichung sind für die fünf untersuchten Seilkonstruktionen berechnet worden.

Die Auswahl der Seilkonstruktion ist von großem Einfluss auf die maximal ertragbare Hubspielzahl bei Seiltrieben mit Mehrlagenwicklung. Als charakteristische Eigenschaften einer Seilkonstruktion sind besonders die gewählten Draht- und Litzendurchmesser, der Aufbau der einzelnen Litzenlagen und vor allem die Art der Verdichtung von entscheidender Bedeutung.

Um eine allgemeingültige Aussage treffen zu können, müssen die seiltypischen Einflussfaktoren ermittelt werden, die für die Lebensdauerunterschiede zwischen den Seilkonstruktionen maßgebend sind. Diese Einflussfaktoren müssen quantifiziert werden, durch zusätzliche Glieder im Gleichungsansatz berücksichtigt werden und ihr Einfluss auf die Seillebensdauer verifiziert werden.

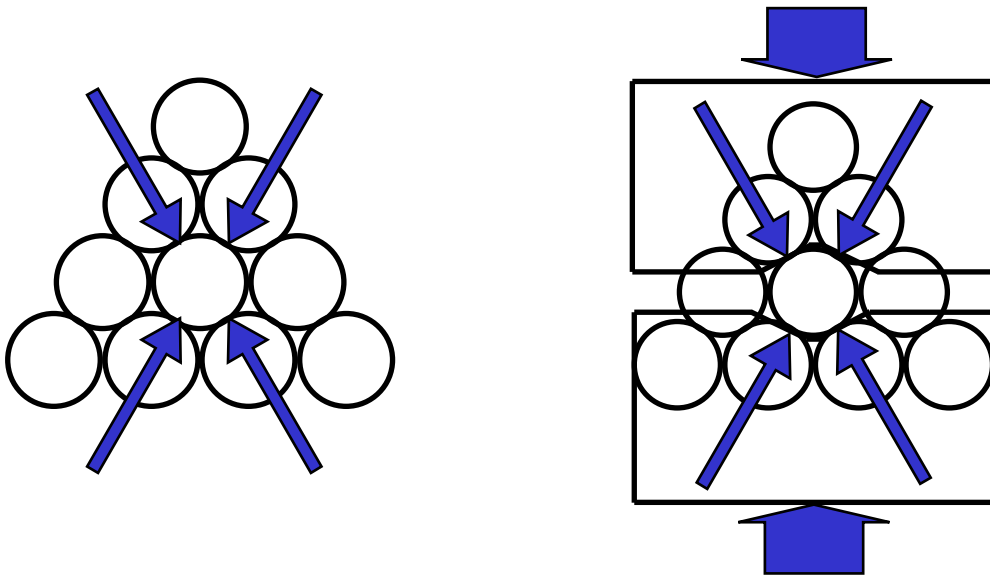
Die Ausführungen über die Schädigungsmechanismen in der Mehrlagenwicklung in Kap. 2 haben gezeigt, dass besonders das Verhalten der Seile bei Querbeanspruchung wesentlich ist für die Entstehung von Schäden durch die Mechanismen der Mehrlagenwicklung. Eine praktische Bestätigung findet sich in der Drahtbruchentwicklung der Seile, die während der Versuchsreihen aufgezeichnet wurde, vergleiche Kap. 3.4. Es konnte nachgewiesen werden, dass bei allen Versuchen der Seilabschnitt, der in der jeweils unteren Lage – der 2. beziehungsweise der 5. Lage – noch vor dem eigentlichen Lagenwechsel liegt, von den höchsten Drahtbruchzahlen betroffen ist. Dieser Bereich wird bei jedem Hubspiel durch die obere Lage überrollt und ist durch seine zentrale Lage innerhalb des gespulten Bereichs den von allen Seiten einwirkenden Pressungen ausgesetzt. Hier wird nachvollziehbar, dass die Querelastizität der Seile von großer Bedeutung für das Verhalten beim Wickelvorgang, aber auch für die Seillebensdauer ist.

### 3.2.1 Querelastizität der unbelasteten Seile

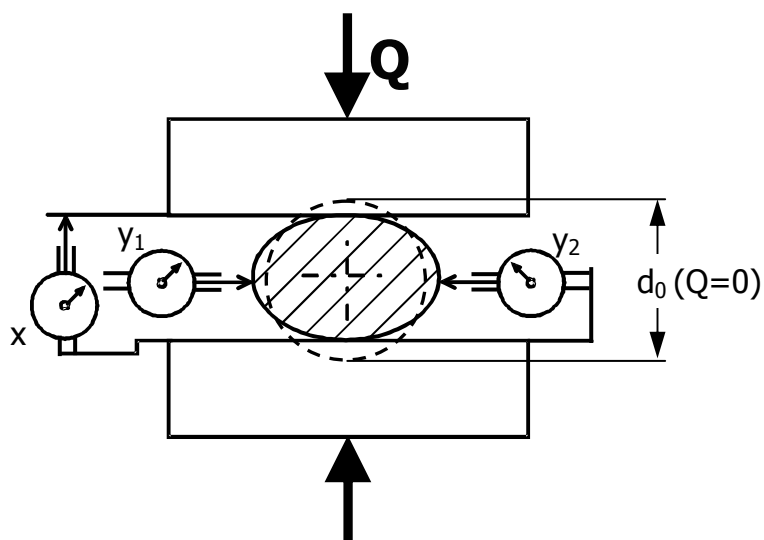
#### Messaufbau

In einer ersten Versuchsreihe wurden zunächst die in Längsrichtung unbelasteten Seile mit einer Querkraft beaufschlagt und die Querverformung gemessen. Der Messaufbau und der Ablauf der Messungen wurde für diese erste Versuchsreihe einer Prüfvorschrift der Firma Liebherr entlehnt, vergleiche **Liebherr 02**.

Im Messaufbau wird der Widerstand des Seiles gegen von außen wirkende radiale Druckbeanspruchung, die an zwei gegenüberliegenden Punkten angreift, untersucht. Die Beanspruchung erfolgt über Druckkörper mit prismatischer Aussparung. Die Form der Pressbalken ist so gewählt, dass die Krafteinleitung aus der Wickelpyramide simuliert werden kann. Gleichzeitig liegen Beanspruchungsverhältnisse vor, die mit den tatsächlichen Verhältnissen in der Wickelpyramide vergleichbar sind, s. **Abb. 3-18**. In Seillängsrichtung wirkt dabei keine Seilzugkraft. Über Messuhren wird die Verformung des Seiles in Längs- und in Querrichtung bei unterschiedlichen Druckkräften gemessen. Der Versuchsaufbau ist schematisch in **Abb. 3-19** dargestellt.



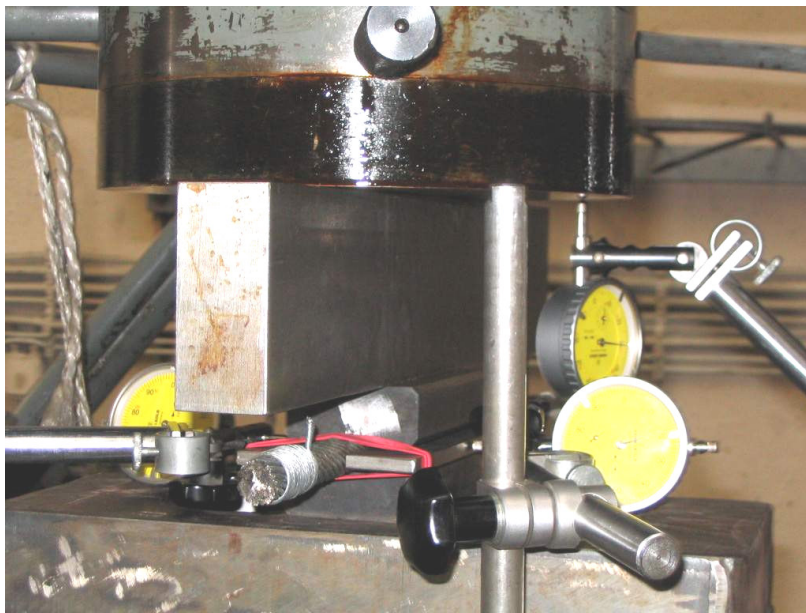
**Abb. 3-18:** Druckverteilung in der Wickelpyramide (links) und im prismatischen Druckkörper (rechts), Heck 2005



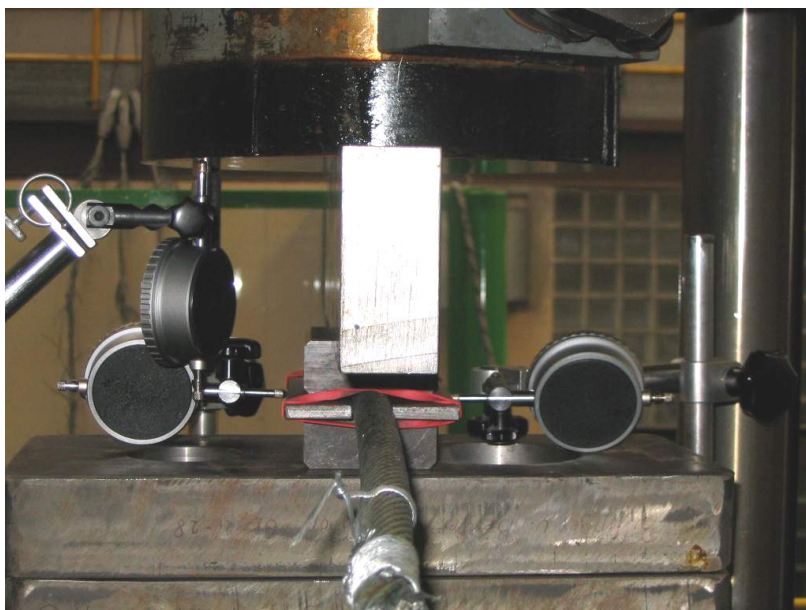
**Abb. 3-19:** Schematischer Versuchsaufbau der Querelastizitätsmessung

### Ablauf der Messungen

Die Seilprobe wird gemäß der schematischen Darstellung eingespannt. Über Messuhren wird die Verformung in x- und y-Richtung gemessen. Die Messung erfolgt an jeder Seilprobe an zwei unterschiedlichen Stellen, um durch eine Mittelwertbildung eine höhere statistische Absicherung zu erzielen. Die Verformung in y-Richtung wird durch zwei über ein Gummiband fixierte Distanzbleche auf die Messuhren übertragen. Das Gummiband ist dabei ohne Einfluss auf die Messung. Der Messaufbau ist in **Abb. 3-20** und **Abb. 3-21** zu erkennen.



**Abb. 3-20:** Messaufbau Querelastizität, Ansicht I



**Abb. 3-21:** Messaufbau Querelastizität, Ansicht II

Die Belastung der Seilprobe erfolgt gemäß **Liebherr 02** schrittweise zunächst auf die Oberlast  $Q_{01} = 120 \text{ kN}$ , anschließend wird auf die kleine Querkraft  $Q_{u1} = 5 \text{ kN}$  entlastet. In einem zweiten Spiel wird auf die Oberlast  $Q_{02} = 160 \text{ kN}$  belastet und abschließend wieder entlastet. Bei jeder Be- und Entlastungsstufe wird die Verformung an den Messuhren abgelesen und aufgezeichnet. **Abb. 3-22** zeigt das Messprotokoll für Seil D an der ersten Messstelle.

Quer- kraft [kN]	Verformung [mm] 1. Messstelle															
	1. Belastung bis 120 kN				2. Entlastung auf 1 kN				3. Belastung bis 160 kN				4. Entlastung auf 0 kN			
	x	y_1	y_2	$\Delta y$	x	y_1	y_2	$\Delta y$	x	y_1	y_2	$\Delta y$	x	y_1	y_2	$\Delta y$
1	0,2	0,03	-0,02	0,01									1,24	0,65	0,61	
2	0,28	0,05	-0,02	0,03												
3																
5	0,43	0,07	0	0,07	1,19	0,57	0,48	1,05	1,2	0,57	0,47	1,04	1,5	0,83	0,77	1,6
7,5	0,51	0,09	0,01	0,1												
10	0,59	0,12	0,02	0,14	1,39	0,71	0,59	1,3	1,29	0,59	0,47	1,06	1,69	0,97	0,87	1,84
15	0,72	0,17	0,03	0,2												
20	0,82	0,21	0,04	0,25	1,59	0,83	0,69	1,52	1,44	0,64	0,49	1,13	1,86	1,1	0,95	2,05
40	1,18	0,39	0,14	0,53	1,79	0,96	0,75	1,71								
60	1,41	0,54	0,26	0,8	1,9	1,02	0,78	1,8	1,79	0,85	0,61	1,46	2,16	1,3	1,05	2,35
80	1,59	0,69	0,4	1,09	1,96	1,06	0,79	1,85								
100	1,79	0,86	0,57	1,43	2	1,08	0,79	1,87	1,96	0,99	0,71	1,7	2,27	1,36	1,08	2,44
120	1,96	1,04	0,73	1,77	2	1,08	0,77	1,85	2,04	1,07	0,77	1,84				
140									2,15	1,19	0,88	2,07	2,34	1,4	1,08	2,48
160									2,29	1,35	1,02	2,37	2,35	1,41	1,08	2,49

**Abb. 3-22:** Messprotokoll Seil D, 1. Messstelle

Die Zusammenfassung der Messwerte ergibt:

$$\begin{aligned} d_x &= d_0 - x \\ d_y &= d_0 + y_1 + y_2 = d_0 + \Delta y \end{aligned} \quad (\text{Gl. 3-4})$$

mit:  $d_0$  ... Seil-Ist-Durchmesser vor der Messung  
 $x, y_1, y_2$ ... Ablesewerte der Messuhren, vergleiche **Abb. 3-19**

Aus diesen Werten berechnet sich der Ovalisierungsquotient  $O_q$ , in dem die Verformungen in x- und y-Richtung berücksichtigt werden, durch:

$$O_q = \left( \frac{d_y}{d_x} - 1 \right) \cdot 100\% \quad (\text{Gl. 3-5})$$

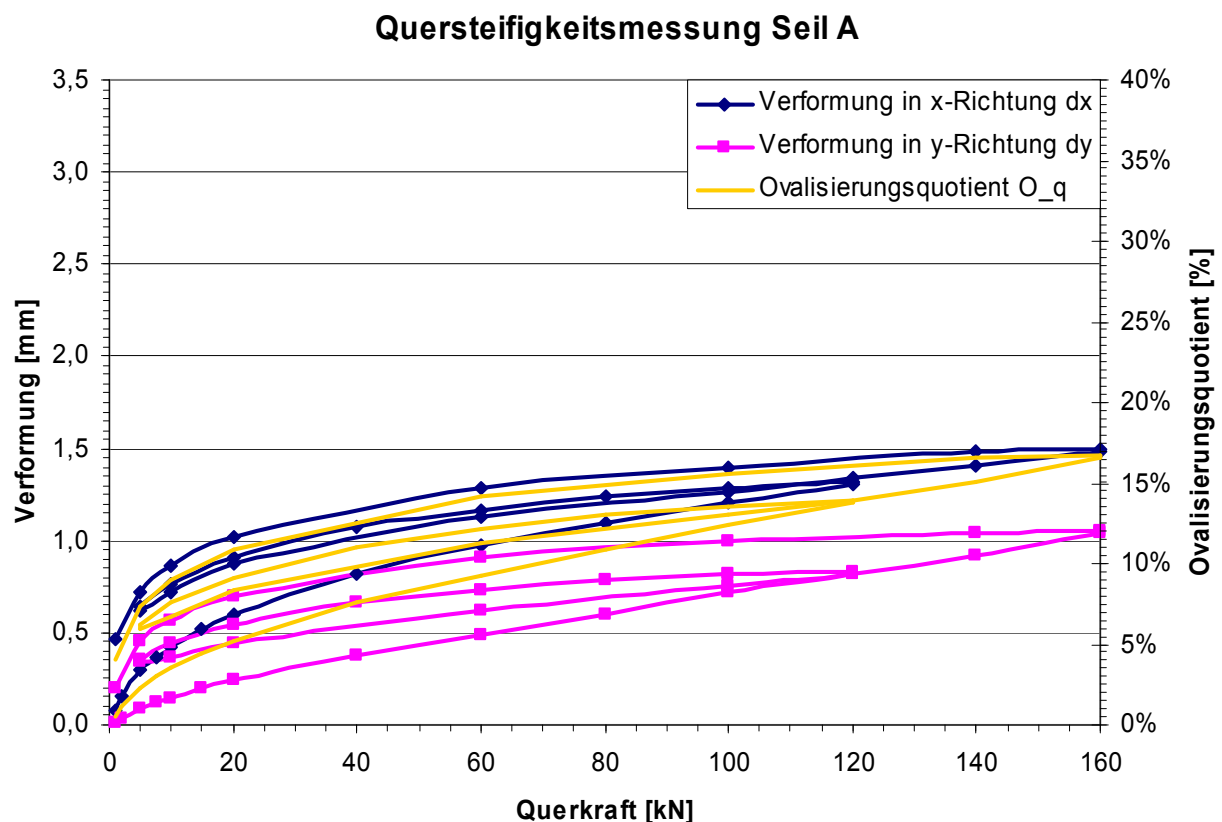
### Auswertung der Querelastizitätsmessungen

Für jede Seilkonstruktion werden die Verformungswege in x- und y-Richtung sowie der Ovalisierungsquotient über der Querdrukkräft  $Q$  in einem Diagramm aufgetragen. **Abb. 3-23**, **Abb. 3-24** und **Abb. 3-25** zeigen für die Seiltypen A, C und E exemplarisch das Ergebnis der Messungen. Für die anderen Seile können die Diagramme im Anhang eingesehen werden.

Ein Vergleich der Seilkonstruktionen zeigt deutliche Unterschiede auf. Seil C fällt dabei besonders auf, da zu den geringen Verformungswerten bereits bei der einfachen Messung mit entlastetem Seil eine minimale Hysterese hinzukommt. Der Ovalisierungsquotient erreicht maximal 12 %. Bei den Seilkonstruktionen A und B treten bei immer noch geringen Hysteresen und damit niedriger Verformungsarbeit Verformungswege von unter 2,0 mm und Ovalisierungsquotienten um 20 % auf.

Seil E erreicht die größte Verformung mit Wegen bis fast 3,0 mm und einem maximalen Ovalisierungsquotient von knapp 37 %. Hier ist auch eine sehr große Verformungsarbeit festzustellen. Bei den Seilen D und E fällt zusätzlich auf, dass selbst bei Entlastung die Seilverformung nicht vollständig abgebaut wird. Das Gefüge aus Drähnen und Litzen im Aufbau dieser Seilkonstruktionen lässt hier bleibende Formänderungen zu.

Der Zusammenhang der in dieser Untersuchung zur Querelastizität der Seile gemessenen Werte mit der Lebensdauer der Seilkonstruktionen in der Mehrlagenwicklung ist nicht sofort offensichtlich und lässt sich nicht direkt ableiten. Die Seile D und E mit den höchsten Ovalisierungsquotienten erzielen in der Mehrlagenwicklung je nach Parametern Hubspielzahlen im mittleren Lebensdauerbereich. Seil C mit der geringsten Querverformung und dem niedrigsten Ovalisierungsquotient erreicht in der Mehrlagenwicklung die geringsten Hubspielzahlen. Die Seile A und B, die in der Mehrlagenwicklung die höchsten Lebensdauern erreichen, zeigen bei den Querelastizitätsmessungen vergleichsweise niedrige bis mittlere Verformungen.



**Abb. 3-23:** Auswertungdiagramm Querelastizitätsmessungen, Seil A

### Quersteifigkeitsmessung Seil C

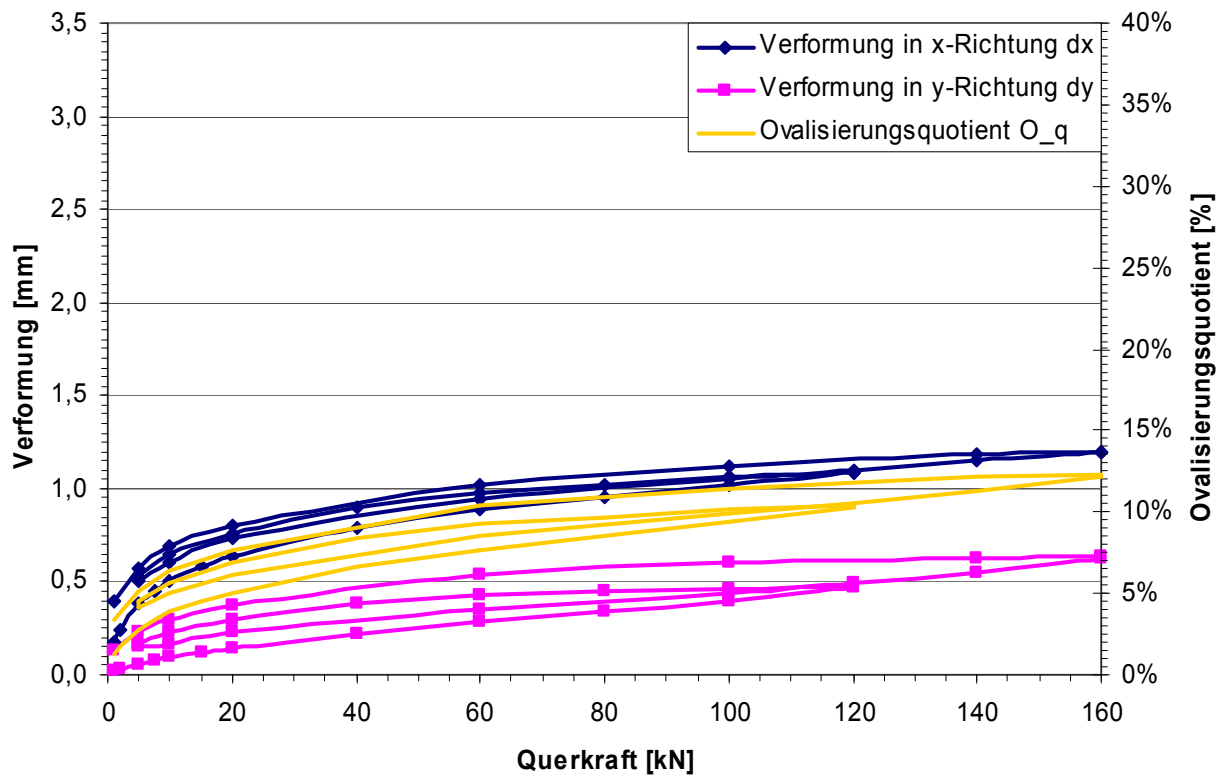


Abb. 3-24: Auswertungsdigramm Querelastizitätsmessungen, Seil C

### Quersteifigkeitsmessung Seil E

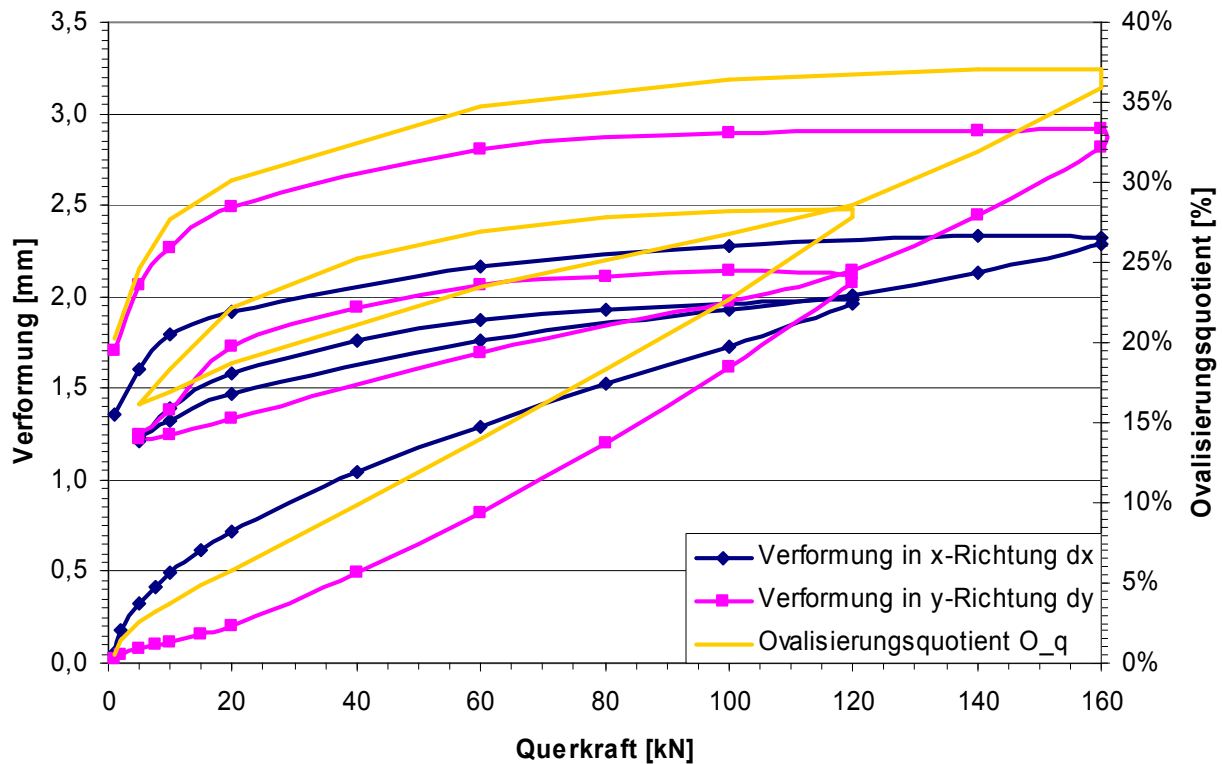


Abb. 3-25: Auswertungsdigramm Querelastizitätsmessungen, Seil E



Damit lässt sich eine optimale Lebensdauer in der Mehrlagenwicklung weder mit in Querrichtung steifen noch mit weichen Seilen erzielen. Bei Seilen, die in Querrichtung eine steife Charakteristik zeigen, bleiben die Berührflächen der Seilwindungen im Wickelpaket minimal klein, was zu sehr hohen Pressungen und dadurch hohem Seilverschleiß führt. Seile mit weicher Charakteristik werden durch die im mehrlagigen Wickelpaket vorliegenden hohen Querkräfte stark verformt und sind dadurch durch die innere Ovalisierung stark belastet, was zur vorzeitigen Seilermüdung führt. Seile mit einer mittleren Quersteifigkeit können durch gewisse Verformungen an den Berührstellen der Seilstränge für eine Reduzierung der Flächenpressung sorgen und damit Lebensdauervorteile erzielen.

### 3.2.2 Querelastizität unter Zugbeanspruchung

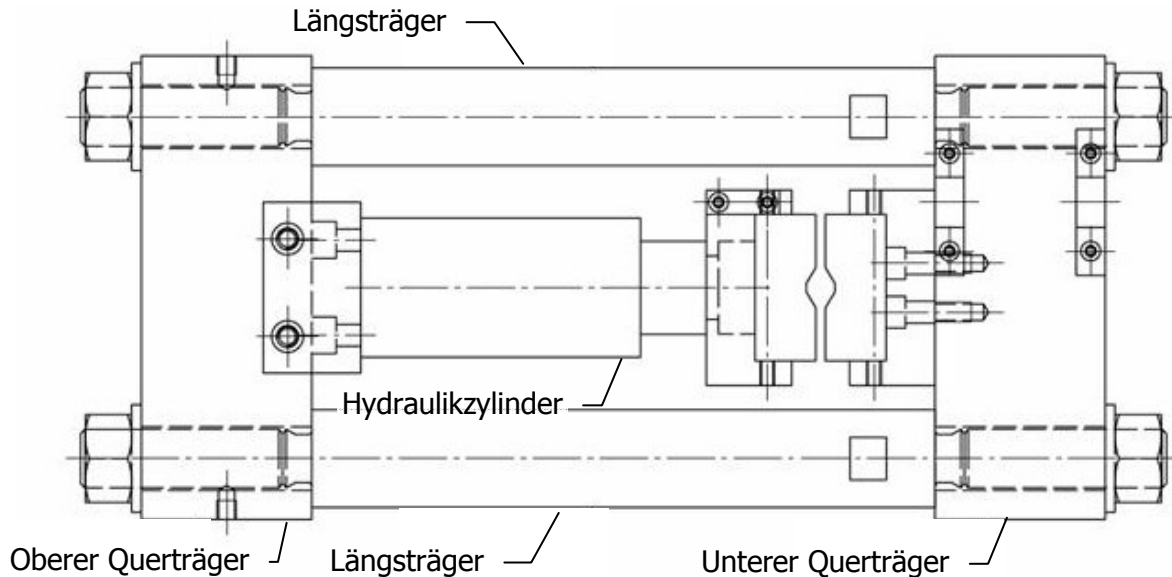
Die in Kap. 3.2.1 beschriebenen Messungen der Querelastizität am unbelasteten Seil haben deutliche Unterschiede zwischen den einzelnen Seilkonstruktionen aufgezeigt. Die Querverformbarkeit oder Querelastizität ist damit ein charakteristisches Merkmal einer Seilkonstruktion. Grundsätzlich muss im Zusammenhang mit Drahtseilen beachtet werden, dass der Elastizitätsmodul beim Seil im Gegensatz zum Seildraht kein Werkstoffkennwert ist. **Feyrer/Jahne 1990** haben dies für die Elastizität in Längsrichtung festgestellt. Insbesondere bei Litzenseilen ist die Größe des Seilelastizitätsmoduls von der Seilzugspannung abhängig und nicht konstant. Da das Seil ein inhomogenes Gefüge aus Drähten und Litzen darstellt, muss diese Feststellung für die Längsrichtung ebenso wie auch für die Querrichtung gelten.

**Dietz 1971** und **Henschel 2000** bestätigen, dass die Querelastizität eines Seiles nicht konstant, sondern vielmehr von der Zugbelastung abhängig ist. Das durch eine Zugkraft belastete Seil erfährt durch die Querkontraktion eine Verdichtung und Versteifung seiner Struktur. Daraus resultiert mit zunehmender Zugkraft eine steigende Widerstandsfähigkeit gegen Verformung bei Querbeltung. Für die Seillebensdauer in der Mehrlagenwicklung ist diese Widerstandsfähigkeit gegen Querbeltung eine entscheidende Größe, da die wirkenden Schädigungsmechanismen, vergleiche Kap. 2, immer durch die Querbeltung ausgelöst werden.

Das von **Dietz 1971** vorgestellte Messprinzip zur Ermittlung eines Querelastizitätsmoduls ist von **Henschel 2000** und **Mupende 2001** weiterentwickelt und auf moderne Seilkonstruktionen übertragen worden. Das Ziel der Messungen bestand im Wesentlichen in der Ermittlung der Belastungen, die sich durch das mehrlagige Wickelpaket auf die Seiltrommel ergeben. Bei ihren Versuchen haben Henschel und Mupende in Anlehnung an Dietz das Verhalten der Seile unter Querbeltung in verschiedenen Anordnungen untersucht, s. **Abb. 1-10**. Diese Anordnungen beruhen auf der Zielsetzung, die Auswirkungen des mehrlagigen Wickelpaketes auf die Seiltrommel genau zu ermitteln.

Im Gegensatz dazu ist es für die Beschreibung der Seileigenschaft „Querelastizität“ ausreichend, den einzelnen Strang zu prüfen. Wie bei den in Kap. 3.2.1 beschriebenen Versuchen am unbelasteten Seil wurden jetzt zur Querbeltung ebenfalls die

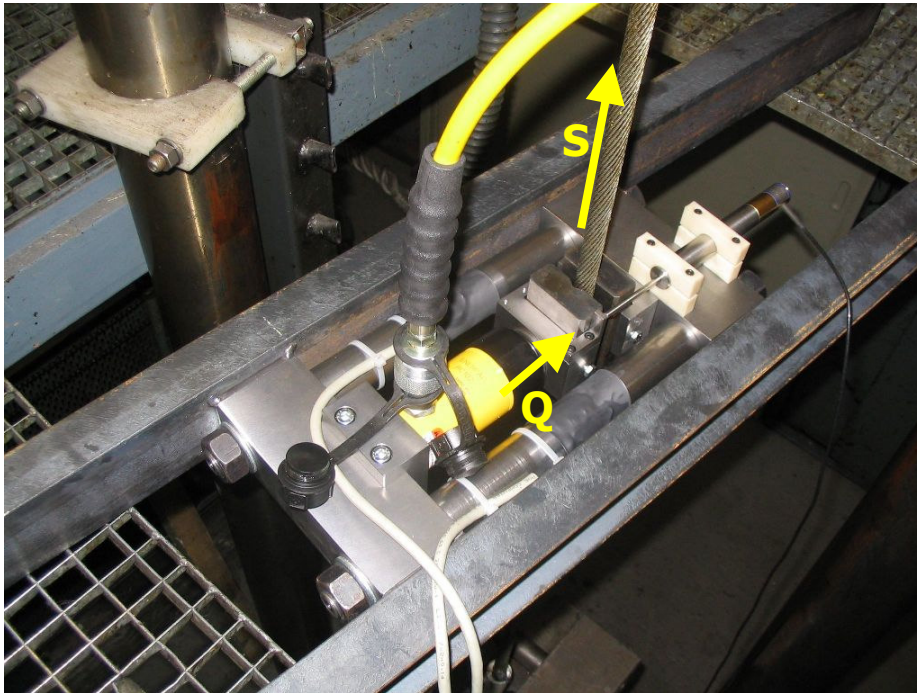
prismatischen Druckplatten eingesetzt. Zur Durchführung der Messungen wurde am IFT eine Vorrichtung entwickelt, die an einer bestehenden Zugprüfmaschine ergänzend montiert werden kann. Dadurch kann das mit unterschiedlichen Zugkräften beaufschlagte Seil gleichzeitig durch definierte Querkräfte belastet werden. Die Vorrichtung wird von **Heck 2005** ausführlich beschrieben. Eine Übersichtszeichnung der Vorrichtung ist in **Abb. 3-26** zu sehen.



**Abb. 3-26:** Vorrichtung für Querdruckversuche, Zeichnungsansicht, **Heck 2005**

Wie bei den Versuchen zur Bestimmung der Querelastizität im unbelasteten Seil wird die Querkraft über Pressbacken mit einer prismatischen Nut aufgebracht. Die Querkraft wird von einem Hydraulikzylinder erzeugt. Zylinder und Pressbacken werden von einem steifen Rahmen aus Quer- und Längsträgern aufgenommen. Der Verformungsweg wird durch einen induktiven Wegsensor aufgezeichnet. Über Dehnmessstreifen in den Längsträgern wird die Querkraft gemessen. Die gesamte Vorrichtung kann in einer bestehenden Seilzugprüfmaschine montiert werden. Die Einbaulage mit dem Versuchsseil zeigt **Abb. 3-27**.

Zur Ermittlung des Querelastizitätsmoduls der Drahtseile gibt es in der Literatur oder den technischen Regelwerken bisher keine eindeutige Definition. Der in dieser Forschungsarbeit mit der beschriebenen Methode ermittelte Wert soll vor allem dazu dienen, eine Vergleichsmöglichkeit zur Beschreibung der unterschiedlichen Seilkonstruktionen zu erhalten. Gleichzeitig soll durch die vorgeschlagene Definition angeregt werden, auch für zukünftige Vergleiche weiterer Seile auf diese Weise vorzugehen.



**Abb. 3-27:** Versuchsaufbau Querbelastung in der stehenden Zugprüfmaschine

Grundsätzlich beschreibt der Elastizitätsmodul den Quotienten aus der belastenden Spannung und der dadurch hervorgerufenen Materialdehnung. Für die Berechnung des Querelastizitätsmoduls ist die Spannung relevant, die sich aus der Querbelastung des Seiles ergibt. Im Gegensatz zur Methode nach **Dietz 1971** wird jetzt zur Berechnung der Seilquerspannung die wirkende Kraft  $Q$  auf die Fläche  $A_Q$  bezogen, die sich aus der Prismenlänge  $l_p$  und dem neu definierten metallischen Durchmesser  $d_{\text{met}}$  ergibt. Der Durchmesser  $d_{\text{met}}$  als theoretischer Wert beschreibt den wirksamen tragenden Durchmesser, der sowohl den kreisförmigen Querschnitt des Seiles als auch die Struktur der Seilkonstruktion berücksichtigt. Auf diese Weise kann für die Seilquerspannung ein genauerer Wert berechnet werden. Es gilt die Beziehung:

$$f \cdot A_{\text{Seil}} = f \cdot \pi \frac{d^2}{4} = \pi \frac{d_{\text{met}}^2}{4} = A_{\text{met}} \quad (\text{Gl. 3-6})$$

und damit für den metallischen Durchmesser  $d_{\text{met}}$ :

$$d_{\text{met}} = d \cdot \sqrt{f} \quad (\text{Gl. 3-7})$$

mit  $f$  ... Füllfaktor  
 $A_{\text{Seil}}$  ... Nennquerschnittsfläche des Seils  
 $A_{\text{met}}$  ... metallischer Querschnitt des Seils aus der Summe der Einzeldrahtquerschnitte  
 $d$  ... Seilnennendurchmesser  
 $d_{\text{met}}$  ... metallischer Durchmesser

Für die wirksame Seilquerspannung  $\sigma_Q$  gilt:

$$\sigma_Q = \frac{Q}{A_{\text{met}}} = \frac{Q}{l_p \cdot d_{\text{met}}} \quad (\text{Gl. 3-8})$$

mit  $l_p$  ... Prismenlänge, hier  $l_p = 100$  mm  
 $Q$  ... Querkraft

### Belastungs-, Mess- und Rechengrößen

Bei der Messung wurde jedes Seil mit einer konstanten Zugbelastung eingespannt. In einem ersten Belastungszyklus wurde das Seil direkt mit der maximalen Zugkraft – 50 % der Mindestbruchkraft  $F_{\text{min}}$  – belastet und eine erste Querelastizitätsmessung durchgeführt. Nach Entlastung wurde das Seil weitere vier Mal bis zur maximalen Zugkraft belastet um durch dieses Schwellen ein Setzen des Seiles zu erzielen und den Gebrauchszustand des Seiles zu simulieren. Im Anschluss an diesen Schwellenzyklus wurden mit jedem Seil die folgenden Laststufen – angegeben in Prozent der Mindestbruchkraft – angefahren, s. **Tabelle 3-4**. In jeder Laststufe wurde durch Messung des Seildurchmessers zusätzlich die Durchmesserreduktion festgehalten.

**Tabelle 3-4:**

	Seil A	Seil B	Seil C	Seil D	Seil E
	Seilzugkraft [kN]				
5 % $F_{\text{min}}$	10,47	10,25	10,00	9,85	8,15
10 % $F_{\text{min}}$	20,94	20,50	20,00	19,70	16,30
15 % $F_{\text{min}}$	31,41	30,75	30,00	29,55	24,45
25 % $F_{\text{min}}$	52,35	51,25	50,00	49,25	40,75
30 % $F_{\text{min}}$	62,82	61,50	60,00	59,10	48,90
40 % $F_{\text{min}}$	83,76	82,00	80,00	78,80	65,20
50 % $F_{\text{min}}$	104,70	102,50	100,00	98,50	81,50

Unter jeder Zugkraftstufe wurde das Seil in der Prüfvorrichtung mit einer Querkraft belastet. Zur Festlegung der für die Messungen einzustellenden Querkraft wird das theoretische Spannungsverhältnis  $k_Q$  berechnet. **Mupende 2001** beschreibt für unter einer Zugbelastung auf eine Trommel gespulte Seile dieses theoretische Spannungsverhältnis  $k_Q$  als den Quotienten aus der im Versuch ermittelten Querspannung  $\sigma_Q$  und der für die Messung eingestellten Seilzugspannung  $\sigma_Z$ , vergleiche Kap. 1.3.4.

$$k_Q = \frac{\sigma_Q}{\sigma_Z} = \frac{\sqrt{\pi} \cdot \sqrt{A_{\text{met}}}}{D} \quad (\text{Gl. 3-9})$$

mit  $k_Q$  ... theoretisches Spannungsverhältnis  
 $\sigma_Q$  ... ermittelte Querspannung  
 $\sigma_Z$  ... Seilzugspannung

- $A_{\text{met}}$  ... metallischer Querschnitt des Seils aus der Summe der Einzeldrahtquerschnitte  
 $D$  ... Trommeldurchmesser

Ausgehend vom aus der jeweiligen Seilkonstruktion resultierenden metallischen Querschnitt  $A_{\text{met}}$  und dem Trommeldurchmesser  $D$  sowie der in **Tabelle 3-4** bestimmten Seilzugkräfte kann daraus die Querspannung und über (Gl. 3-8) die Querkraft festgelegt werden. Die Querkraft wurde in zwei Belastungsstufen zunächst auf  $Q_1 = 80$  kN und nach einer Zwischenentlastung auf  $Q_2 = 100$  kN eingestellt. Das theoretische Spannungsverhältnis  $k_Q$  nach **Mupende 2001**, (Gl. 3-9), ist in **Tabelle 3-5** für die Versuchsbedingungen im Prüfstand Mehrlagenwicklung berechnet. Die Relation der im Versuch unter der Querkraft  $Q_2$  ermittelten Querspannungen  $\sigma_Q$  zu den eingestellten Zugspannungen  $\sigma_Z$  ergibt ähnlich wie bei **Mupende 2001** Werte um  $k_Q \approx 0,1$  und damit eine Annäherung an die real auf der Trommel herrschenden Verhältnisse.

**Tabelle 3-5:** Berechnetes Spannungsverhältnis  $k_Q$

		Seil A	Seil B	Seil C	Seil D	Seil E
		$A_{\text{met}} [\text{mm}^2]$				
		145,20	140,20	139,80	126,83	126,84
$D$ [mm]	320	0,0667	0,0656	0,0655	0,0624	0,0624
	400	0,0534	0,0525	0,0524	0,0499	0,0499
	640	0,0334	0,0328	0,0327	0,0312	0,0312

Im Anschluss an die Messreihe konnte aus den Messergebnissen für jedes Seil der Querelastizitätsmodul bestimmt werden. Der Querelastizitätsmodul  $E_{\text{SQ}}$  wurde für die weiteren Berechnungen definiert als Sekantenmodul zwischen den Querspannungsniveaus, die sich aus den Querlasten einstellen, die vom Betrag her Lasten von 5 % beziehungsweise 25 % der Mindestbruchkraft des Seiles entsprechen:

$$E_{\text{SQ}}(5;25) = \frac{\sigma_Q(25) - \sigma_Q(5)}{\varepsilon_Q(25) - \varepsilon_Q(5)} \quad (\text{Gl. 3-10})$$

mit  $E_{\text{SQ}}$  ... Sekanten-Querelastizitätsmodul zwischen den Querspannungsniveaus 5 % und 25 %

$\sigma_Q(25)$ ... Querspannung bei einer Last in Höhe von 25 % von  $F_{\text{min}}$

$\sigma_Q(5)$  ... Querspannung bei einer Last in Höhe von 5 % von  $F_{\text{min}}$

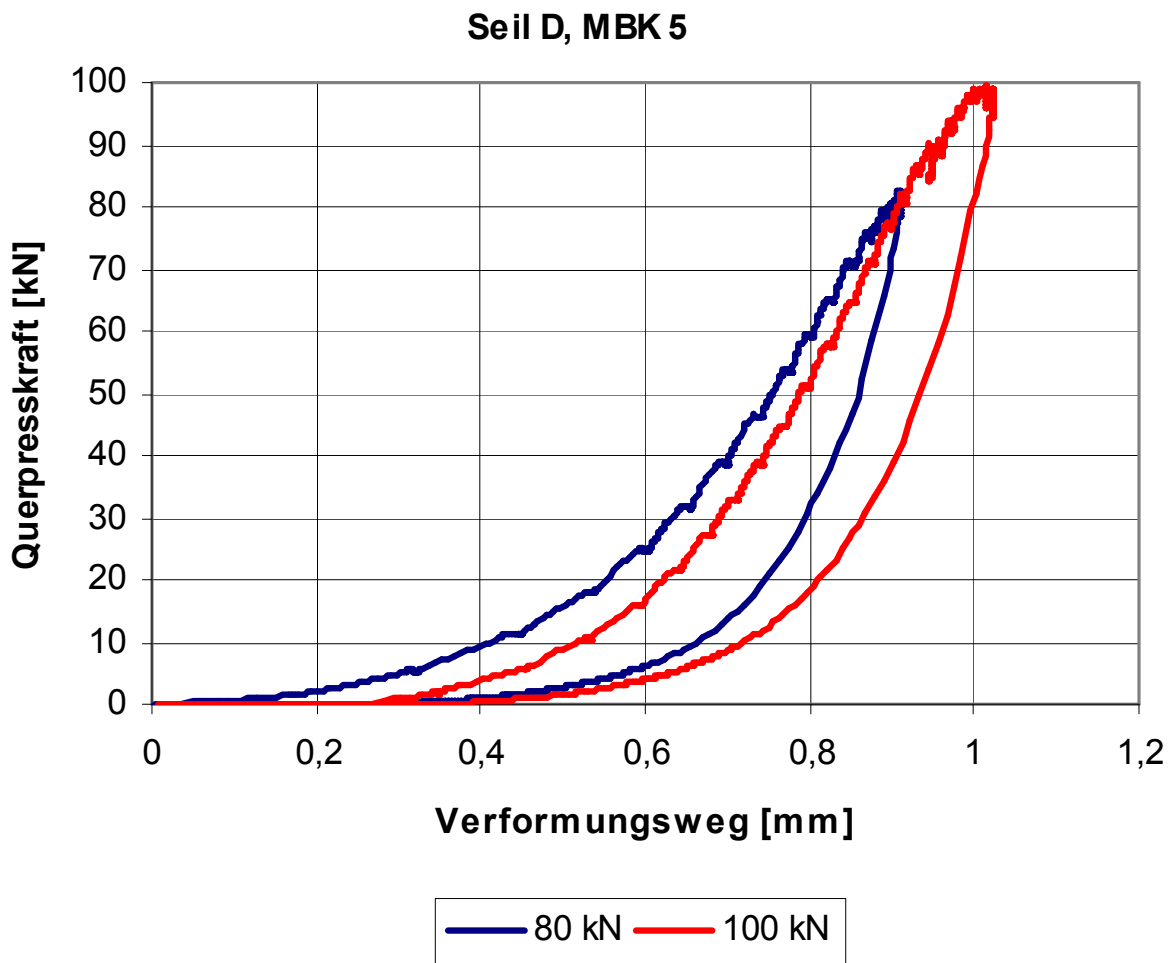
$\varepsilon_Q(25)$  ... Seilquerdehnung bei einer Last in Höhe von 25 % von  $F_{\text{min}}$

$\varepsilon_Q(5)$  ... Seilquerdehnung bei einer Last in Höhe von 5 % von  $F_{\text{min}}$

Dabei entspricht eine Querlast in Höhe von 5 % der Mindestbruchkraft annähernd der Belastung aus der Funktionslast, eine Querlast in Höhe von 25 % der Mindestbruchkraft der Belastung aus der in den Prüfstandsversuchen maximal eingestellten

Last von 6 t. Die für die Berechnung von  $E_{SQ}(5;25)$  relevanten Spannungs- und Dehnungswerte wurden dem zweiten Messzyklus bis  $Q_2 = 100$  kN entnommen.

In Abhängigkeit von der Seilzugbelastung stellt sich ein veränderlicher Querelastizitätsmodul  $E_{SQ}$  ein. Für jedes Seil erhält man daher als Messergebnis die Gleichung für die Kennlinie des Querelastizitätsmoduls. Wie bereits **Dietz 1971**, **Henschel 2000** und **Mupende 2001** erkennen konnten, verläuft die Kennlinie beim Entlastungsvorgang der Querkraft unterhalb der des Belastungsvorgangs. Es stellt sich eine Hysterese ein, s. **Abb. 3-28**, deren Flächeninhalt im Kraft-Weg-Diagramm der von der Seilstruktur aufgenommenen Reibarbeit entspricht.



**Abb. 3-28:** Hysterese beim Be- und Entlastungsvorgang, Zugbelastung 5 %  $F_{min}$

Damit erhält man aus den Messungen der Querelastizität mit der Arbeitsaufnahme  $W_Q$  einen weiteren wesentlichen Parameter, der charakteristisch für eine Seilkonstruktion ist. Mit Hilfe des Messdatenverarbeitungsprogramms Diadem (National Instruments) konnte für jeden aufgenommenen Belastungszyklus nach der Vorschrift

$$W_Q = \int Q(s) ds \quad (\text{Gl. 3-11})$$

mit  $W_Q$  ... Arbeitsaufnahme des Seiles unter Querbelastung

$Q(s)$  ... Querlast in Abhängigkeit vom Verformungsweg  $s$   
 $ds$  ... infinitesimal kleines Wegelement

die Arbeitsaufnahme berechnet werden. Betrachtet wurde dabei der vollständige Be- und Entlastungszyklus bei der zweiten Querbelastung bis  $Q_2 = 100$  kN. Hier ist ebenso wie bei den Festlegungen für den Querelastizitätsmodul zu beachten, dass das wesentliche Ziel der Auswertung in der Gewinnung eines für die jeweilige Seilkonstruktion charakteristischen Parameters besteht.

Es hat sich gezeigt, dass bei allen Seilen die Werte für den Querelastizitätsmodul  $E_{SQ}$  durch Kennlinien abgebildet werden können, die einem Polynom zweiten Grades entsprechen. Die allgemeine Gleichung für diese  $E_{SQ}$ -Kennlinien lautet:

$$E_{SQ} = a_0 + a_1 \cdot \frac{S}{d^2} + a_2 \cdot \left(\frac{S}{d^2}\right)^2 \quad (\text{Gl. 3-12})$$

mit  $E_{SQ}$  ... Querelastizitätsmodul  $E_{SQ}(5;25)$  des Seiles als Sekanten-E-Modul zwischen den Querlasten  $Q_1 = 5 \% F_{\min}$  und  $Q_2 = 25 \% F_{\min}$ ; [N/mm<sup>2</sup>]  
 $S/d^2$  ... durchmesserbezogene Seilzugkraft [N/mm<sup>2</sup>]  
 $d$  ... Seilnennendurchmesser [mm]  
 $a_i$  ... seilspezifische Parameter aus Querbelastungsversuch

Zur besseren allgemeinen Vergleichbarkeit wird die Belastung durch die durchmesserbezogene Seilzugkraft  $S/d^2$  ausgedrückt. Die Messwerte für das Arbeitsaufnahmevermögen  $W_Q$  lassen sich sehr gut durch Kennlinien mit potentielltem Ansatz beschreiben:

$$W_Q = b_0 \cdot \left(\frac{S}{d^2}\right)^{b_1} \quad (\text{Gl. 3-13})$$

mit  $W_Q$  ... Arbeitsaufnahmevermögen des Seiles unter Querbelastung [J]  
 $S/d^2$  ... durchmesserbezogene Seilzugkraft [N/mm<sup>2</sup>]  
 $b_i$  ... seilspezifische Parameter aus Querbelastungsversuch

Für beide Gleichungsansätze wurde eine Mehrfachregressionsrechnung durchgeführt und für die untersuchten Seilkonstruktionen die Koeffizienten  $a_i$  und  $b_i$  mit hohem Bestimmtheitsmaß ermittelt, s. **Tabelle 3-6** und **Tabelle 3-7**.

**Tabelle 3-6:** Regressionskoeffizienten  $a_i$  für den Querelastizitätsmodul  $E_{SQ}$

	Seil A	Seil B	Seil C	Seil D	Seil E
$a_0$	2259,7022	2506,0955	1868,8397	1556,9313	1596,7177
$a_1$	1,6047	2,2965	0,5368	6,6756	7,6684
$b$	0,9790	0,9800	0,9734	0,9818	0,9922

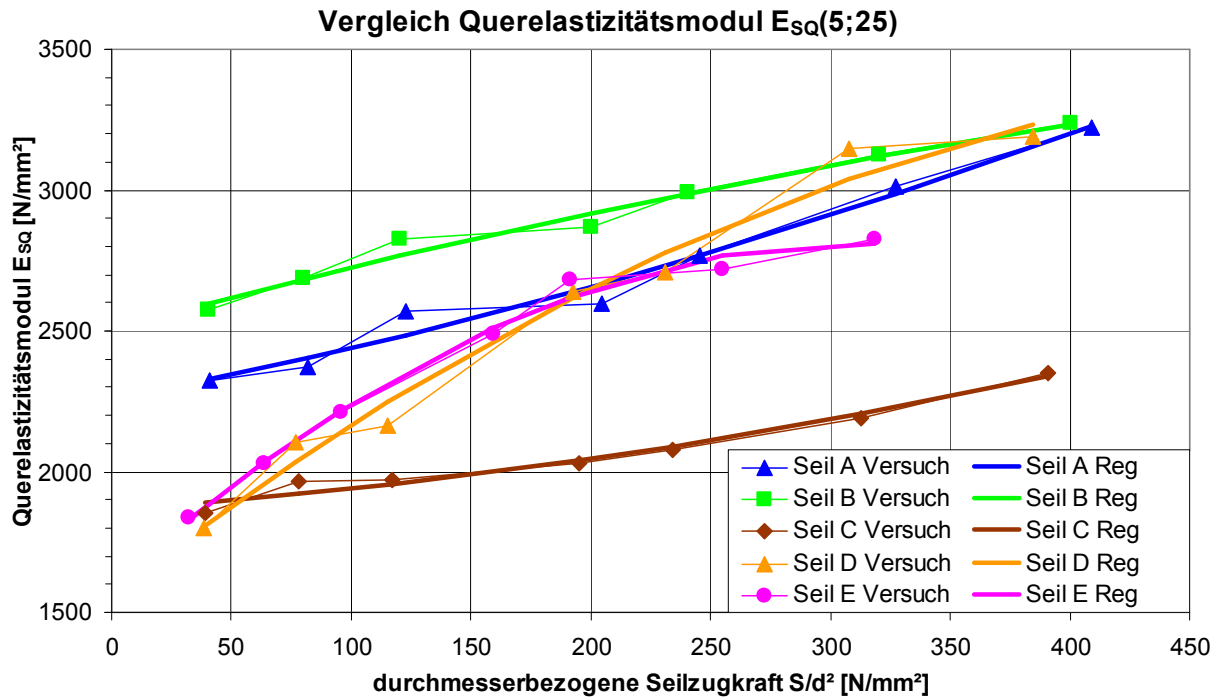
**Tabelle 3-7:** Regressionskoeffizienten  $b_i$  für das Arbeitsaufnahmevermögen  $W_Q$ 

	Seil A	Seil B	Seil C	Seil D	Seil E
$a_0$	8,2241	6,2735	6,0510	60,7267	61,9359
$a_1$	0,1817	0,2076	0,1592	0,4290	0,5579
$b$	0,5887	0,7877	0,5804	0,9742	0,9588

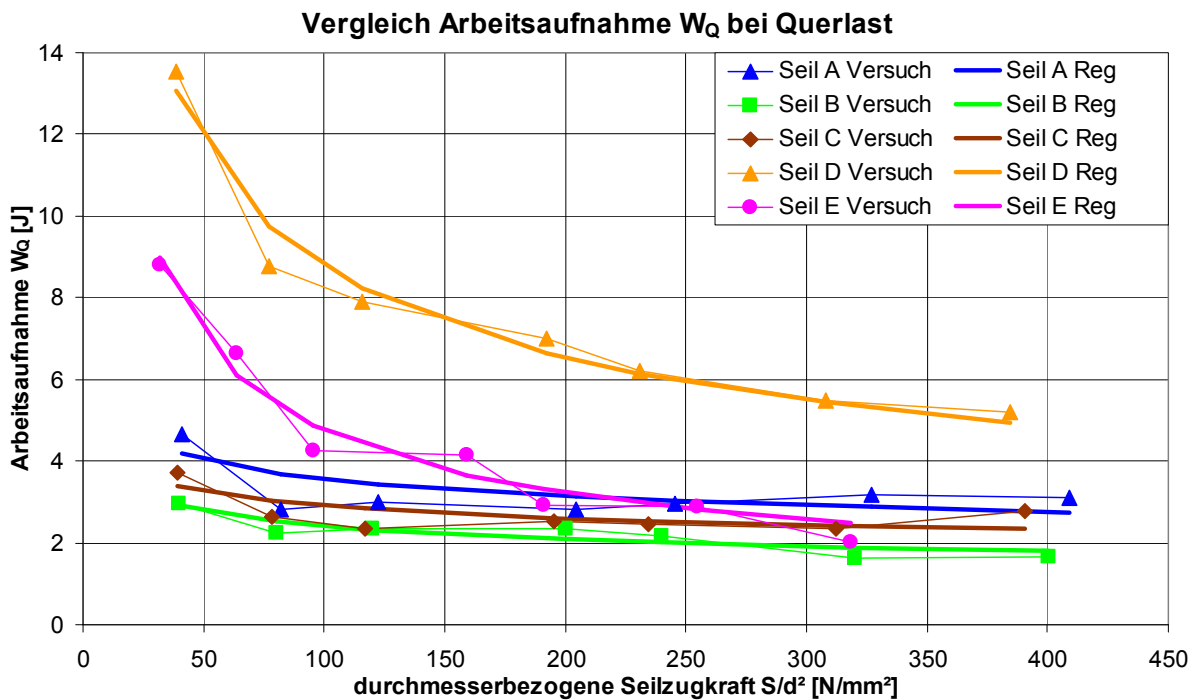
Die folgenden Abbildungen **Abb. 3-29** und **Abb. 3-30** zeigen die Messwerte für den Querelastizitätsmodul  $E_{SQ}$  und das Arbeitsaufnahmevermögen  $W_Q$  für alle untersuchten Seile, sowie zum Vergleich die errechneten Regressionskurven. Die beiden Diagramme in **Abb. 3-29** und **Abb. 3-30** lassen die sehr gute Annäherung der Versuchspunkte durch die Regressionskurven erkennen. Zudem zeigen sich deutlich die charakteristischen Unterschiede der einzelnen Seilkonstruktionen. Die Seile D und E zeigen das Verhalten verhältnismäßig weicher Seile, die erst mit zunehmender Längsbeanspruchung ihre Widerstandsfähigkeit gegen Querbeanspruchung aufbauen. Dabei bleibt die Arbeitsaufnahme von Seil D auch unter hoher Zuglast noch deutlich über dem Niveau der übrigen Seile. Der Seilquerelastizitätsmodul zeigt durch seine deutliche Abhängigkeit von der Zugspannung ein ganz ähnliches Verhalten wie der Seillängselastizitätsmodul, für den diese Abhängigkeit bereits durch **Feyer/Jahne 1990** festgehalten wurde.

Der erheblich flachere Verlauf der Kurven der Seile A, B und C sowohl bei Querelastizität als auch bei der Arbeitsaufnahme zeigt eine geringere Abhängigkeit von der Längslast. Die Seile A und B können nach ihren Querverformungswerten als quersteif bezeichnet werden. Sie besitzen einen hohen Querelastizitätsmodul, der mit steigender Zugbeanspruchung noch leicht wächst. Die Arbeitsaufnahme bei Querbeanspruchung ist niedrig und nimmt mit zunehmender Längslast ab. Damit wird eine steife Charakteristik mit geringer Querverformung deutlich. Die Seile D und E sind zunächst in Querrichtung eher weich bei hoher Verformungsarbeit und lassen einen hohen Ovalisierungsgrad zu. Mit zunehmender Längslast werden sie steifer, der Querelastizitätsmodul nimmt zu, die Arbeitsaufnahme sinkt. Bei Seil C ist auffallend, dass trotz der niedrigen Arbeitsaufnahme deutlich niedrigere Werte für den Querelastizitätsmodul erreicht werden. In Verbindung mit den geringen Werten für den Ovalisierungsgrad lässt dies die Schlussfolgerung zu, dass hier hohe innere Verformungen stattfinden, die dennoch hoch reversibel sind. Diese Verformungen bedeuten erhöhten inneren Verschleiß, was sich in den allgemein niedrigen Hubspielzahlen bestätigt, die Seil C in den Prüfstandsversuchen „Mehrlagenwicklung“ erzielt. Seil C weist zusätzliche konstruktive Besonderheiten auf wie eine (1+5)-Konstruktion der Außenlitzen mit einem Kerndraht aus Aluminium, außerdem eine verhältnismäßig hohe Schlaglänge der Außenlitzen. Dies führt dazu, dass das Seil mit minimaler Ovalisierung leicht in Querrichtung verformbar ist, was durch den niedrigen Querelastizitätsmodul bei gleichzeitig niedriger Arbeitsaufnahme erklärt wird.





**Abb. 3-29:** Messwerte Querelastizitätsmodul  $E_{SQ}$



**Abb. 3-30:** Messwerte Arbeitsaufnahme  $W_Q$

Damit liegen mit dem Ovalisierungsgrad, dem Querelastizitätsmodul und dem Arbeitsaufnahmevermögen drei Parameter vor, mit deren Hilfe die spezifischen Eigenschaften der einzelnen Seilkonstruktionen unter Querbelastung sehr gut beschrieben werden können. Auch konstruktive Besonderheiten werden durch diese Parameter erfasst. Gemeinsam mit dem Parameter  $x_V$ , der die Art der Seilverdichtung be-

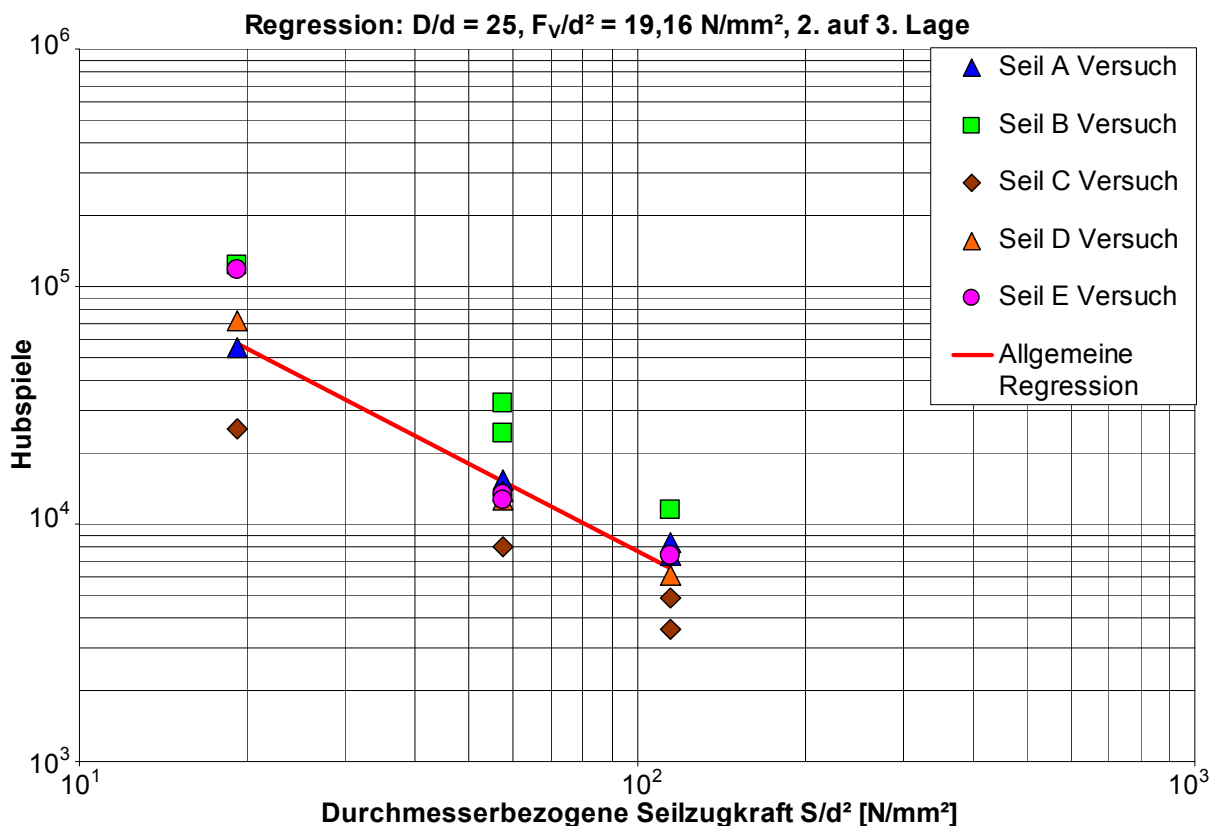
schreibt, kann im nächsten Schritt ein allgemeingültiger Ansatz zur Beschreibung der Seillebensdauer in der Mehrlagenwicklung ermittelt werden.

### 3.3 Erweiterung der Lebensdauergleichung für Seile in der Mehrlagenwicklung

Mit dem Ovalisierungsquotient, dem Querelastizitätsmodul, dem Arbeitsaufnahmevermögen und dem Parameter zur Beschreibung der Seilverdichtung konnten vier neue Parameter gewonnen werden, die zur Beschreibung der spezifischen Eigenschaften der einzelnen Seilkonstruktion dienen sollen. Ausgangsbasis ist die in Kap. 3.1.5 ermittelte seilbezogene Lebensdauergleichung

$$\lg N = a_0 + a_1 \lg \frac{S}{d^2} + a_2 \lg \frac{D}{d} + a_3 \lg \frac{D}{d} \cdot \lg \frac{S}{d^2} + a_4 \lg \frac{F_V}{d^2} + a_5 \lg Z_L. \quad (\text{Gl. 3-3})$$

Wird diese Gleichung zunächst ohne Unterscheidung der Seilkonstruktion unverändert auf die Gesamtheit aller Versuchsergebnisse „Mehrlagenwicklung“ angewendet, ergibt sich ein erwartungsgemäß schlechteres Bestimmtheitsmaß von  $b_{\text{neu}} = 0,7350$ , wie der Verlauf der Ausgleichsgeraden in **Abb. 3-31** zeigt.



**Abb. 3-31:** Mittlere Ausgleichsgerade für Bruchhubspielzahlen aus (Gl. 3-3)

Die seilspezifischen Parameter sorgen in Verbindung mit dem passenden Gleichungsansatz für jedes einzelne Seil für eine Verschiebung der mittleren Geraden, so dass

dadurch die erreichten Bruchhubspielzahlen des Seiles mit hoher Genauigkeit beschrieben werden. Die Verbesserung besteht dabei darin, dass die Koeffizienten der Gleichung auf den Versuchsergebnissen „Mehrlagenwicklung“ basieren und deshalb feststehen – abgesehen von der Verbesserung dieser Werte durch zukünftige weitere Versuchsreihen „Mehrlagenwicklung“. Für eine neu zu berechnende Seilkonstruktion müssen lediglich die seilspezifischen Parameter ermittelt werden, um damit über die neue Gleichung eine Lebensdauerprognose abgeben zu können.

Der neue Gleichungsansatz für die Lebensdauer von Seilen in der Mehrlagenwicklung berücksichtigt die seilspezifischen Parameter nach ihrer Bedeutung für das Schädigungsverhalten und setzt sie zueinander ins richtige Verhältnis. Hierzu sind verschiedene Ansätze überprüft worden. Zur Veranschaulichung des Aufbaus der Gleichungen und der Auswirkung der einzelnen Terme auf das Bestimmtheitsmaß sind die wichtigsten überprüften Ansätze in **Tabelle 3-8** aufgelistet.

**Tabelle 3-8/1:** Auswahl der Ansätze für die Lebensdauergleichung mit Standardabweichung  $s$ , sortiert nach aufsteigendem Bestimmtheitsmaß  $b$

<p><i>Ansatz 3, <math>s = 0,22488</math>, <math>b = 0,73589</math></i></p> $\lg N = a_0 + a_1 \lg \frac{S}{d^2} + a_2 \lg \frac{D}{d} + a_3 \lg \frac{D}{d} \cdot \lg \frac{S}{d^2} + a_4 \lg \frac{F_V}{d^2} + a_5 \lg Z_L + a_6 \cdot \lg W_Q \cdot \lg E_{SQ}$
<p><i>Ansatz 7, <math>s = 0,22184</math>, <math>b = 0,74056</math></i></p> $\lg N = a_0 + a_1 \lg \frac{S}{d^2} + a_2 \lg \frac{D}{d} + a_3 \lg \frac{D}{d} \cdot \lg \frac{S}{d^2} \cdot (\lg W_Q + \lg E_{SQ}) + a_4 \lg \frac{F_V}{d^2} + a_5 \lg Z_L$
<p><i>Ansatz 2, <math>s = 0,18385</math>, <math>b = 0,82512</math></i></p> $\lg N = a_0 + a_1 \lg \frac{S}{d^2} + a_2 \lg \frac{D}{d} + a_3 \lg \frac{D}{d} \cdot \lg \frac{S}{d^2} + a_4 \lg \frac{F_V}{d^2} + a_5 \lg Z_L + a_6 \cdot \lg W_Q + a_7 \cdot \lg E_{SQ}$
<p><i>Ansatz 5, <math>s = 0,17596</math>, <math>b = 0,84130</math></i></p> $\lg N = a_0 + a_1 \lg \frac{S}{d^2} + a_2 \lg \frac{D}{d} + a_3 \lg \frac{D}{d} \cdot \lg \frac{S}{d^2} + a_4 \lg \frac{F_V}{d^2} + a_5 \lg Z_L + a_6 \cdot \lg W_Q + a_7 \cdot \lg E_{SQ} + a_8 \cdot \lg \frac{S}{d^2} \cdot (\lg W_Q + \lg E_{SQ})$
<p><i>Ansatz 13, <math>s = 0,17342</math>, <math>b = 0,84880</math></i></p> $\lg N = a_0 + a_1 \lg \frac{S}{d^2} + a_2 \lg \frac{D}{d} + a_3 \lg \frac{D}{d} \cdot \lg \frac{S}{d^2} + a_4 \lg \frac{F_V}{d^2} + a_5 \lg Z_L + a_6 \cdot \lg W_Q + a_7 \cdot \lg E_{SQ} + a_8 \cdot \lg \frac{S}{d^2} \cdot (\lg W_Q + \lg E_{SQ}) + a_9 \cdot \lg \frac{D}{d} \cdot (\lg W_Q + \lg E_{SQ}) + a_{10} \cdot x_V$
<p><i>Ansatz 21, <math>s = 0,16965</math>, <math>b = 0,85249</math></i></p> $\lg N = a_0 + a_1 \lg \frac{S}{d^2} + a_2 \lg \frac{D}{d} + a_3 \lg \frac{D}{d} \cdot \lg \frac{S}{d^2} \cdot (W_Q + E_{SQ}) + a_4 \lg \frac{F_V}{d^2} + a_5 \lg Z_L + a_6 \cdot W_Q + a_7 \cdot E_{SQ} + a_8 \cdot x_V$

**Tabelle 3-8/2:** Auswahl der Ansätze für die Lebensdauergleichung mit Standardabweichung  $s$ , sortiert nach aufsteigendem Bestimmtheitsmaß  $b$

<p><i>Ansatz 14, <math>s = 0,16893</math>, <math>b = 0,85652</math></i></p> $\lg N = a_0 + a_1 \lg \frac{S}{d^2} + a_2 \lg \frac{D}{d} + a_3 \lg \frac{D}{d} \cdot \lg \frac{S}{d^2} + a_4 \lg \frac{F_V}{d^2} + a_5 \lg Z_L + a_6 \cdot W_Q + a_7 \cdot E_{SQ} \\ + a_8 \cdot \lg \frac{S}{d^2} \cdot (W_Q + E_{SQ}) + a_9 \cdot \lg \frac{D}{d} \cdot (W_Q + E_{SQ}) + a_{10} \cdot x_V$
<p><i>Ansatz 18, <math>s = 0,16971</math>, <math>b = 0,85660</math></i></p> $\lg N = a_0 + a_1 \lg \frac{S}{d^2} + a_2 \lg \frac{D}{d} + a_3 \lg \frac{D}{d} \cdot \lg \frac{S}{d^2} + a_4 \lg \frac{F_V}{d^2} + a_5 \lg Z_L + a_6 \cdot W_Q + a_7 \cdot E_{SQ} \\ + a_8 \cdot \lg \frac{S}{d^2} \cdot (W_Q + E_{SQ}) + a_9 \cdot \lg \frac{D}{d} \cdot (W_Q + E_{SQ}) + a_{10} \cdot x_V + a_{11} \cdot (O_{q,max} \cdot s_{Oq})$
<p><i>Ansatz 19, <math>s = 0,16891</math>, <math>b = 0,85795</math></i></p> $\lg N = a_0 + a_1 \lg \frac{S}{d^2} + a_2 \lg \frac{D}{d} + a_3 \lg \frac{D}{d} \cdot \lg \frac{S}{d^2} + a_4 \lg \frac{F_V}{d^2} + a_5 \lg Z_L + a_6 \cdot W_Q + a_7 \cdot E_{SQ} \\ + a_8 \cdot \lg \frac{S}{d^2} \cdot (W_Q + E_{SQ}) + a_9 \cdot \lg \frac{D}{d} \cdot (W_Q + E_{SQ}) + a_{10} \cdot x_V + a_{11} \cdot \lg(O_{q,max} \cdot s_{Oq})$
<p><i>Ansatz 25, <math>s = 0,15673</math>, <math>b = 0,87529</math></i></p> $\lg N = a_0 + a_1 \lg \frac{S}{d^2} + a_2 \lg \frac{D}{d} + a_3 \lg \frac{D}{d} \cdot \lg \frac{S}{d^2} \cdot \lg W_Q \cdot \lg E_{SQ} + a_4 \lg \frac{F_V}{d^2} + a_5 \lg Z_L \\ + a_6 \cdot W_Q + a_7 \cdot E_{SQ} + a_8 \cdot x_V + a_9 \cdot \lg(O_{q,max} \cdot s_{Oq})$

Die Auswahl der Ansätze zeigt in den variierten Zusammenstellungen den Einfluss der Parameter und deren Zusammenspiel mit den Anlagenparametern, wobei die Belastung  $S/d^2$  und das Durchmesser Verhältnis  $D/d$  von wesentlichem Einfluss sind. Der letzte Ansatz Nr. 25 liefert das höchste Bestimmtheitsmaß  $b$  und bietet damit die beste Annäherung an die realen Versuchsergebnisse:

$$\lg N = a_0 + a_1 \lg \frac{S}{d^2} + a_2 \lg \frac{D}{d} + a_3 \lg \frac{D}{d} \cdot \lg \frac{S}{d^2} \cdot \lg W_Q \cdot \lg E_{SQ} + a_4 \lg \frac{F_V}{d^2} + a_5 \lg Z_L \\ + a_6 \cdot W_Q + a_7 \cdot E_{SQ} + a_8 \cdot x_V + a_9 \cdot \lg(O_{q,max} \cdot s_{Oq}) \quad (\text{Gl. 3-14})$$

Der Einfluss der seilspezifischen Parameter geht durch die Terme mit den Koeffizienten  $a_6$  bis  $a_9$  ein. Zusätzlich wird der Einfluss der Arbeitsaufnahme  $W_Q$  und des Querelastizitätsmoduls  $E_{SQ}$  durch das Produkt im Term mit dem Koeffizienten  $a_3$  verstärkt berücksichtigt. Die Hysterese bei der Bestimmung des Ovalisierungsquotienten  $O_q$ , s. Kap. 3.2.1, geht durch die Multiplikation mit der Standardabweichung  $s_{Oq}$  ein. Die Werte der Koeffizienten  $a_i$  sind als Ergebnis der Regressionsrechnung in **Tabelle 3-9** angegeben.

**Tabelle 3-9:** Koeffizienten  $a_i$  der Gleichung 25

Regressionskoeffizient	Wert
$a_0$	6,2708
$a_1$	-0,8875
$a_2$	2,1399
$a_3$	-0,1252
$a_4$	0,0143
$a_5$	0,2512
$a_6$	-0,0120
$a_7$	-0,0006
$a_8$	0,3413
$a_9$	1,0481

Die Gleichung zur Prognose der Lebensdauer von Seilen in der Mehrlagenwicklung lautet damit:

$$\begin{aligned} \lg N = & 6,2708 - 0,8875 \cdot \lg \frac{S}{d^2} + 2,1399 \cdot \lg \frac{D}{d} - 0,1252 \cdot \lg \frac{D}{d} \cdot \lg \frac{S}{d^2} \cdot \lg W_Q \cdot \lg E_{SQ} \\ & + 0,0143 \cdot \lg \frac{F_V}{d^2} + 0,2512 \cdot \lg Z_L - 0,0120 \cdot W_Q - 0,0006 \cdot E_{SQ} + 0,3413 \cdot x_V \\ & + 1,0481 \cdot \lg(O_{q,max} \cdot s_{Oq}) \end{aligned}$$

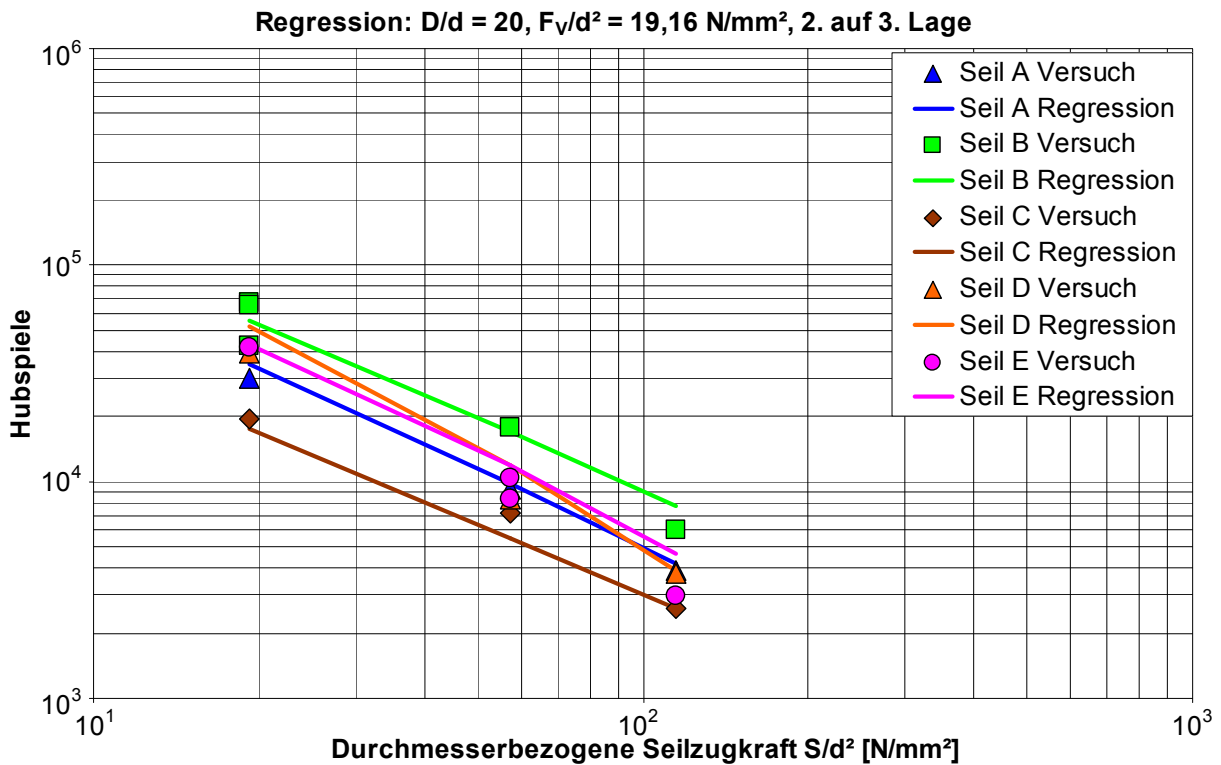
(Gl. 3-15)

- mit
- $N$  ... Hubspielzahl bis zum Litzenbruch
  - $S/d^2$  ... durchmesserbezogene Seilzugkraft [N/mm<sup>2</sup>]
  - $D/d$  ... Verhältnis Trommeldurchmesser  $D$  zu Seildurchmesser  $d$
  - $W_Q$  ... Arbeitsaufnahmevermögen des Seiles unter Querbeanspruchung nach (Gl. 3-13) in [J]
  - $E_{SQ}$  ... Querelastizitätsmodul  $E_{SQ}(5;25)$  des Seiles nach (Gl. 3-12) in [N/mm<sup>2</sup>]
  - $F_V/d^2$  ... durchmesserbezogene Vorspannkraft des Seiles beim erstmaligen Bewickeln der Trommel in [N/mm<sup>2</sup>]
  - $Z_L$  ... maximal gewickelte Lagenzahl, z.B. bei Lagenwechsel 2. auf 3. Lage  $Z_L = 2,5$
  - $x_V$  ... Faktor zur Berücksichtigung der Seilverdichtung, es gilt:
    - keine Verdichtung:  $x_V = 0$
    - Seil verdichtet:  $x_V = 1$
    - Außenlitzen verdichtet:  $x_V = 2$
    - Seil und Außenlitzen verdichtet:  $x_V = 3$
  - $O_{q,max}$  ... Ovalisierungsquotient des Seiles nach (Gl. 3-5) in [%]
  - $s_{Oq}$  ... Standardabweichung des Ovalisierungsquotienten

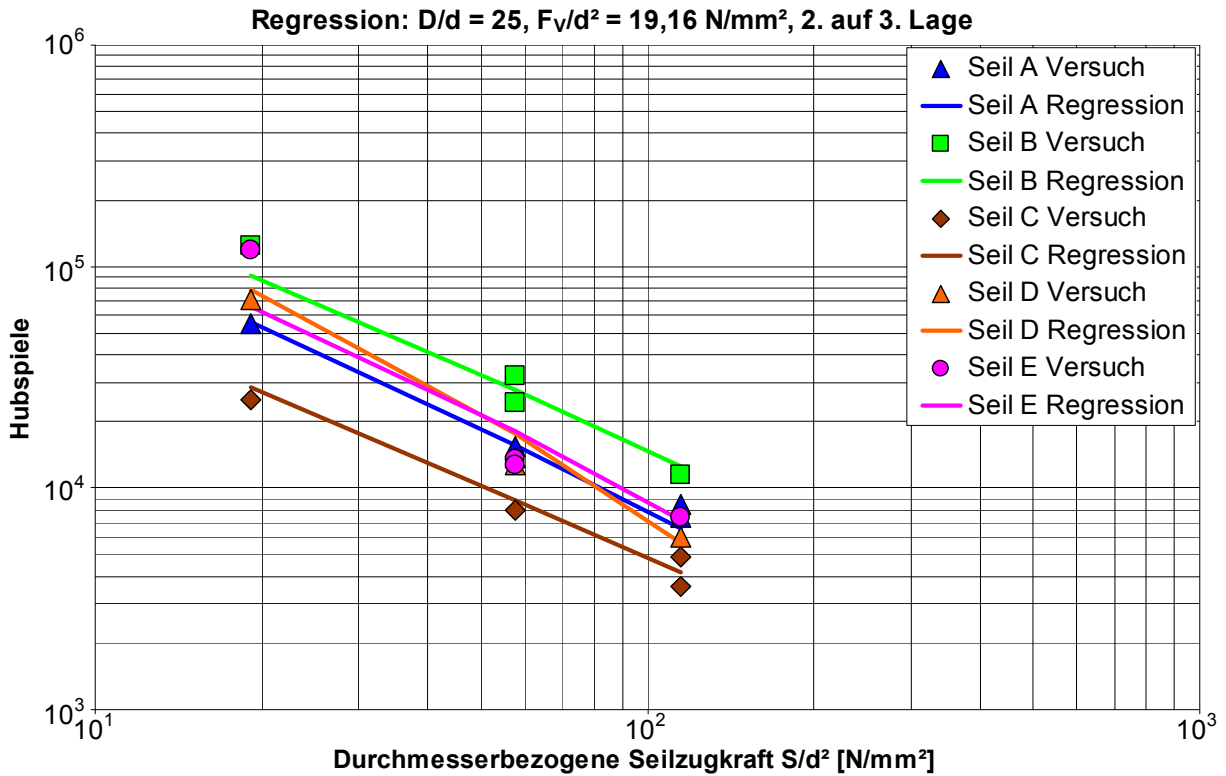
**Abb. 3-32, Abb. 3-33** und **Abb. 3-34** zeigen die Anwendung der neuen Lebensdauergleichung auf Versuchspunkte aus den durchgeführten Dauerversuchen „Mehr-

lagenwicklung“ für unterschiedliche Versuchsparameter. Auffallend ist der Verlauf der Regressionskurven bei den Seilen D und E. Hier ist ein abgeknickter Verlauf festzustellen. Dies hängt mit der starken Abhängigkeit des Arbeitsaufnahmevermögens  $W_Q$  dieser beiden Seilkonstruktionen und wiederum dessen hohem Einfluss auf die Seillebensdauer zusammen.

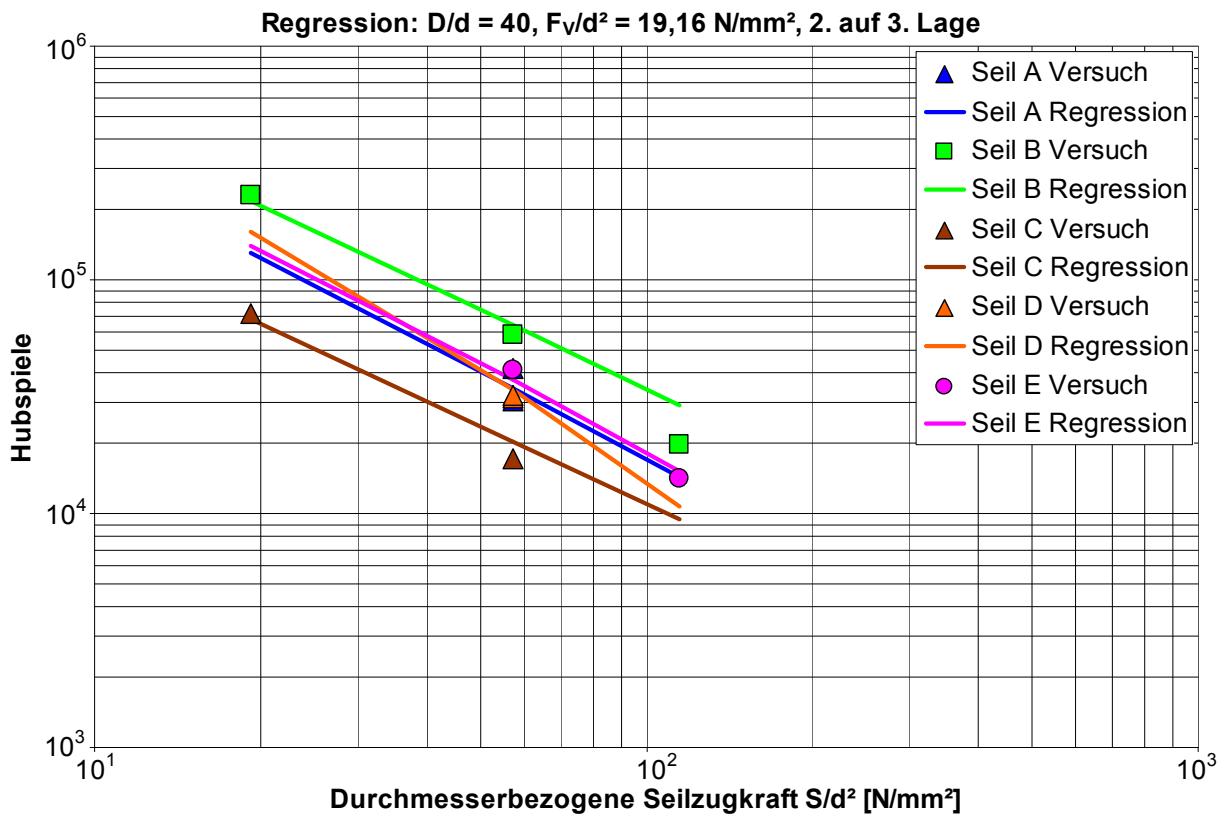
Mit dieser Gleichung ist nun erstmals die Möglichkeit gegeben, auf der Grundlage seilspezifischer Parameter sowie der Betriebsdaten der Anlage mit hoher Genauigkeit eine Prognose über die Lebensdauer eines definierten Seiltyps in der Mehrlagenwicklung abzugeben. Dabei ist der Aufwand zur Ermittlung der seilspezifischen Parameter – in erster Linie eine Versuchsreihe zur Bestimmung des Seilverhaltens unter Querbeanspruchung – weitaus geringer anzusetzen als zur Durchführung von Dauerversuchen im Versuchsstand „Mehrlagenwicklung“. Dennoch ist die Durchführung weiterer Mehrlagenwicklungsversuche zur Erweiterung der Datenbasis und zur Erhöhung der Genauigkeit der Lebensdauergleichung unabdingbar.



**Abb. 3-32:** Darstellung der Regressionskurven für  $D/d = 20$



**Abb. 3-33:** Darstellung der Regressionskurven für  $D/d = 25$

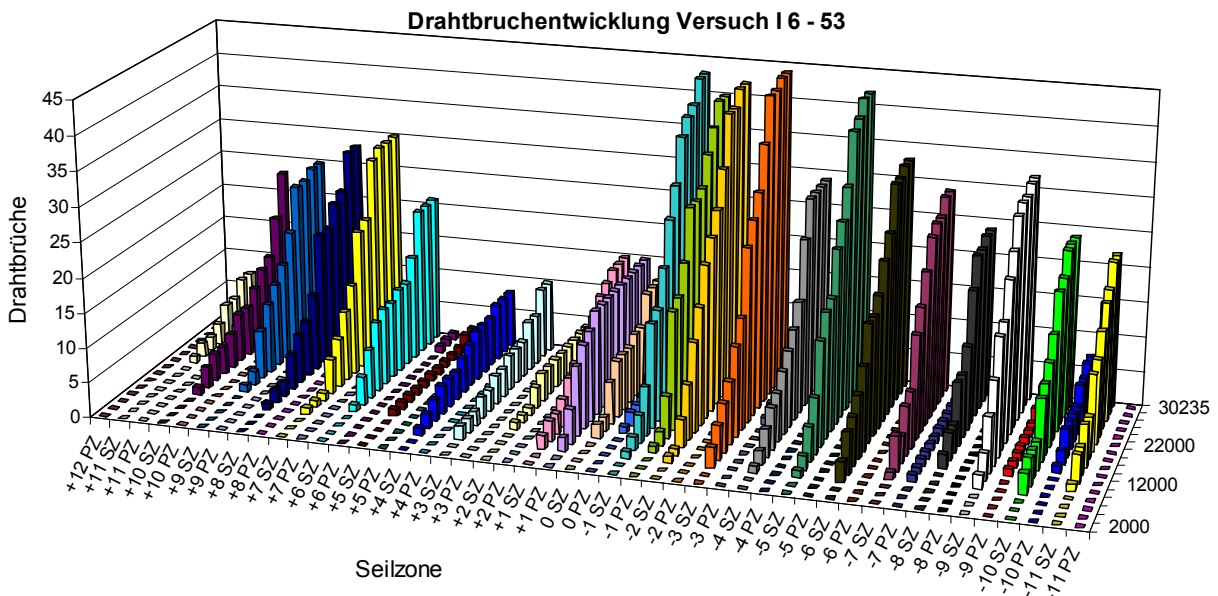


**Abb. 3-34:** Darstellung der Regressionskurven für  $D/d = 40$

### 3.4 Ablegereifeerkennung

Die Sicherheit eines Seiles hängt ab von seiner Lebensdauer und der Zuverlässigkeit der Erkennung seiner Ablegereife. Die wichtigsten Ablegekriterien bei laufenden Stahldrahtseilen und Mehrlagenwicklungen sind die Anzahl sichtbarer Drahtbrüche auf einer festen Bezugslänge sowie das Auftreten grober Seilschäden.

Bei den Versuchen im Prüfstand „Mehrlagenwicklung“ ist die Entwicklung der Drahtbrüche im Versuchsverlauf untersucht worden. Analog zur Trommelgeometrie kann auch das Seil auf der Trommel in die so genannten Steigungszonen (SZ) und die Parallelzonen (PZ) unterteilt werden. Die Drahtbruchentwicklung wird für jeden Versuch in einem speziellen Diagramm so dargestellt, dass die Drahtbruchentwicklungen in den Steigungs- und Parallelzonen gezeigt werden können. **Abb. 3-35** und **Abb. 3-36** zeigen Beispiele für typische Drahtbruchentwicklungen in den Steigungs- und Parallelzonen.



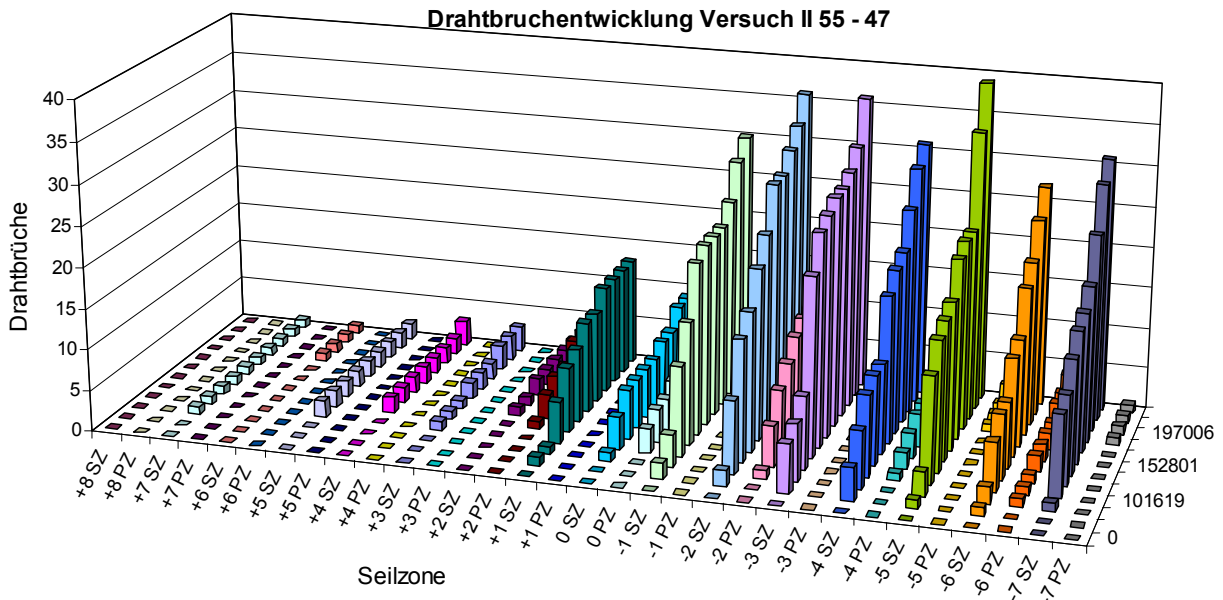
**Abb. 3-35:** Drahtbruchentwicklung Versuch I 6 (3 t,  $D/d = 25$ ,  $F_V/d^2 = 1,92 \text{ N/mm}^2$ , 2./3. Lage)

Für die ausgewählten Seilzonen ist die Entwicklung der Drahtbrüche mit wachsender Hubspielzahl aufgezeichnet. Die mit „+“ gekennzeichneten Seilzonen liegen in der oberen Seillage, die mit „-“ gekennzeichneten in der unteren Seillage. Die Stelle des Lagenwechsels ist mit „0“ bezeichnet.

Im Bereich unterhalb des Lagenwechsels tritt in beiden Fällen eine deutliche Häufung von Drahtbrüchen auf. Diese Häufung kann bei allen Versuchen in diesem Bereich in ähnlicher Ausprägung festgestellt werden. Bei nahezu allen Versuchen tritt der für das Ende des Versuches ausschlaggebende erste Litzenbruch in diesem Bereich auf. Bemerkenswert ist, dass dieser Seilabschnitt mit der höchsten Anzahl sichtbarer Drahtbrüche nicht über die Seilrollen im Prüfstandsseiltrieb, sondern ausschließlich auf die Seiltrommel auf- und abläuft. Die Seilschädigung resultiert somit aus der



Mehrlagenspulung. Der lebensdauerermindernde Einfluss durch den Lauf über eine Rolle mit Rundrille ist hier nur von untergeordneter Bedeutung. Diese Erkenntnis ist bereits in **Abb. 1-24** verdeutlicht.



**Abb. 3-36:** Drahtbruchentwicklung Versuch II 55 (1 t,  $D/d = 40$ ,  $F_V/d^2 = 19,16 \text{ N/mm}^2$ , 2./3. Lage)

Die Versuche haben gezeigt, dass in einem Seiltrieb mit Mehrlagenwicklung die Belastung des Seiles durch Biegewechsel mit gleich- oder gegensinniger Biegung für die Lebensdauer praktisch vernachlässigbar ist. Die ausschließlich durch Biegewechsel belasteten Seilzonen zeigten bei allen Versuchsseilen bis zum Zeitpunkt der Seilablage durch den Schaden aus der Mehrlagenwicklung keine äußeren Drahtbrüche.

### Schäden an nicht gespulten Seilabschnitten

Neben den Drahtbrüchen auf der gespulten Seillänge wurde außerdem der sichtbare Bereich der untersten Seillage – die erste Lage bei Spulung von zweiter auf dritte Lage beziehungsweise die vierte Lage bei Spulung von fünfter auf sechste Lage – beobachtet. Dieser Bereich wird während des Versuchs lediglich von der gespulten Seillänge überrollt, aber nicht selbst gespult. Auf diesem sichtbaren Bereich kam es während der Versuche häufig zu erheblich hohen Drahtbruchzahlen bis hin zu mehrfachen Litzenbrüchen. Dieser Zustand bedeutete keine Beeinträchtigung des Versuchs.

Eine Erklärung für dieses Phänomen ergibt sich bei Betrachtung der Seilvorspannung. Die Überrollung des geschädigten Bereichs mit der gespulten Seillänge führt zu einem Abbau der beim Auflegen des Seiles vorhandenen Vorspannung. Dieser Effekt wird in einer gesonderten Versuchsreihe in Kap. 3.5 beschrieben. Die mangelnde Zugspannung führt in den überrollten Windungen zu einer reduzierten Querelastizität

gegenüber der stets unter Zug stehenden gespulten Seillänge. Die reduzierte Querelastizität bewirkt in Kombination mit der fehlenden Zugspannung ein in seiner Charakteristik „weicheres“ Seil. Die betroffenen Seilstränge erfahren eine höhere Querverformung. Kombiniert mit starken Relativbewegungen zwischen den einzelnen Seilsträngen und auch innerhalb eines Seilstrangs in Längs- und Querrichtung kommt es zu erhöhter Seilschädigung. **Abb. 3-37** zeigt ein Beispiel für diese Seilschädigung in der 4. Lage bei einem Versuch mit Spulung 5. auf 6. Lage.



**Abb. 3-37:** Seilschädigung in der 4., nicht gespulten Lage

In der Praxis wird den Kranbetreibern von Seiten der Hersteller empfohlen, die aufgelegte Seillänge der Kranhöhe anzupassen oder zumindest in bestimmten Abständen die volle Seillänge von der Trommel abzuspulen und unter gleichmäßiger hoher Vorspannung wieder aufzuspulen. Dadurch wird vermieden, dass Seillagen über einen längeren Zeitraum ungenutzt auf der Trommel liegen, Vorspannung verlieren und nur durch die oberen gespulten Lagen belastet werden. Die oben beschriebenen Erkenntnisse bestätigen diese Empfehlung der Kranhersteller und werden bereits gegenüber den Kranbetreibern als Argumentationshilfe angewendet.

### 3.5 Zusätzliche Untersuchungen

#### 3.5.1 Ergebnisse aus den Untersuchungen abgelegter Kranseile

Die Untersuchung der abgelegten Kranseile bietet die Möglichkeit, die Schadensbilder der Versuchseile aus dem Projektprüfstand mit denen der Praxis zu vergleichen um so die Versuchsergebnisse verifizieren zu können. Die Untersuchung wurde an dem abgelegten Hubseil eines Turmdrehkrans durchgeführt. Aus dem Seil wurde ein stark geschädigtes Seilstück herausgetrennt. Die Seilzone ist auf äußerlich sichtbare Drahtbrüche und nach dem vollständigen Öffnen der Litzen auch auf innere Drahtbrüche untersucht worden, s. **Abb. 3-38**.



**Abb. 3-38:** Seilstück aus Praxisseil, zerlegt in Einzeldrähte, sortiert nach Litzen: im Vordergrund die Litzen der äußeren Lage, im Hintergrund die Litzen aus dem Seilinneren

Diese Untersuchung ergab eine Zahl von insgesamt 426 Drahtbrüchen im gesamten Seilstück bei 192 äußerlich sichtbaren Drahtbrüchen. Die starke Schädigung der Außenlitzen ist ein typisches Merkmal für die Seilschädigung in der Mehrlagenwicklung. Ein Vergleich mit den Ergebnissen der Prüfstandsversuche und der an den Versuchsseilen im Prüfstand erkennbaren Seilschädigung lässt wiederum den Rückschluss zu, dass auf dem Prüfstand praxisnahe Ergebnisse erzeugt werden.

### 3.5.2 Seilvorspannung im Betrieb

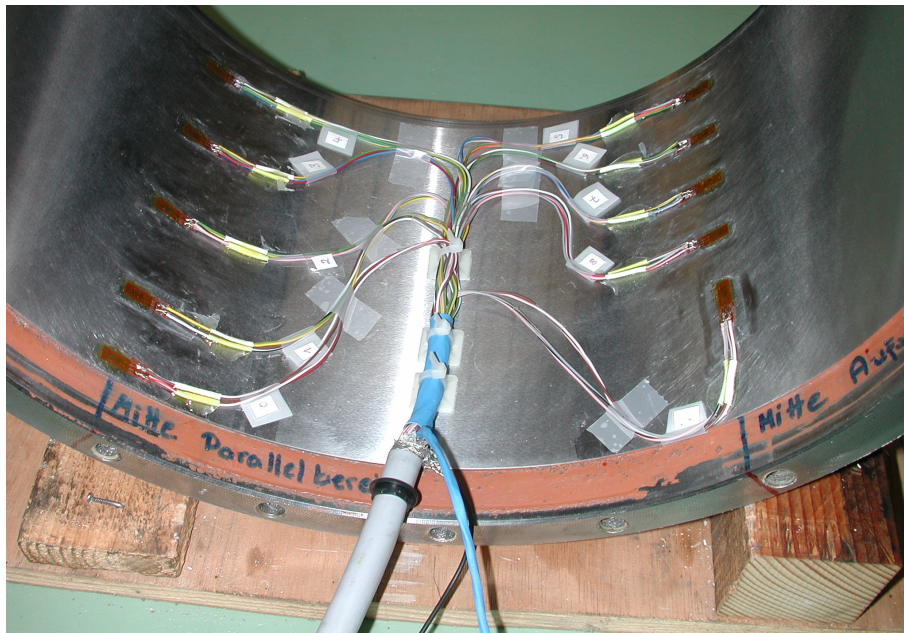
Die Voraussetzung für den sicheren Betrieb von Seilen in der Mehrlagenwicklung ist eine tragfähige Wickelpyramide. Aus diesem Grund muss bereits beim Auflegen des Seiles für ein Mindestmaß an Vorspannung im Seilstrang gesorgt werden. Die Seilvorspannung wurde bei den Prüfstandsversuchen im Forschungsprojekt Mehrlagenwicklung als Versuchsparameter berücksichtigt.

Da im Verlauf eines Versuches jeweils nur in den beiden oberen Seillagen gespult wurde, konnte angenommen werden, dass sich die Vorspannung in den unteren Seillagen und damit im Wickelpaket verändert. Dies wird bestätigt bei Beobachtung der Seilwicklungen der ersten Seillage bei Lagenwechsel 2. auf 3. Lage beziehungsweise der vierten Seillage bei Lagenwechsel 5. auf 6. Lage, die während eines Hubspiels nicht gespult, aber von dem unter Last stehenden Seil ständig überrollt werden. Hier können teilweise erhebliche Seilschädigungen festgestellt werden, s. **Abb. 1-18** und **Abb. 3-37**. Diese Schädigungen resultieren aus dem Abbau der Seilvor-

spannung und damit der Lockerung des Seilgefüges, was mit einer erhöhten Empfindlichkeit gegen Querbelastrung verbunden ist.

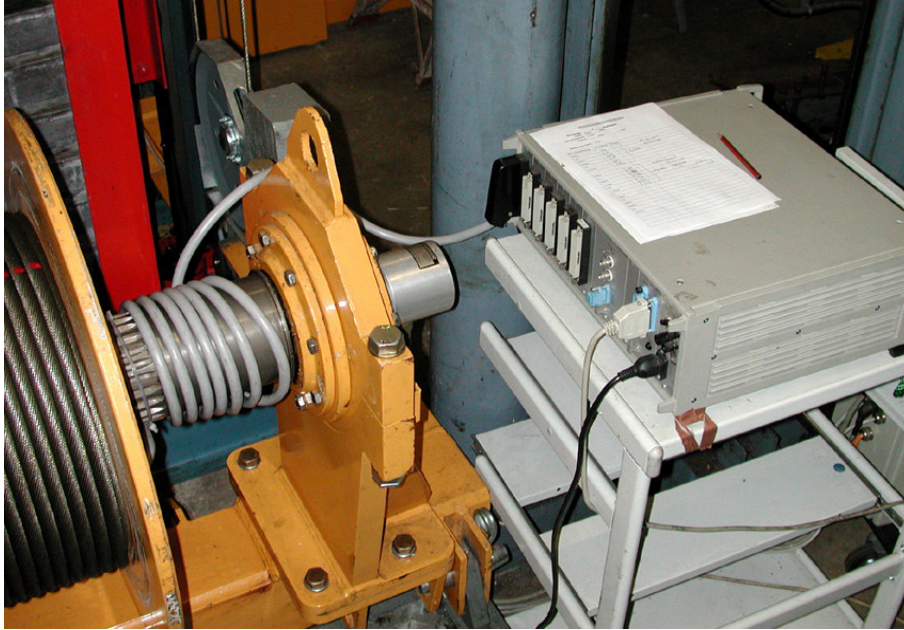
Die Ermittlung der im aufgewickelten Seilstrang vorliegenden Zugspannung ist nur sehr schwierig möglich. Hierzu ist deshalb eine indirekte Methode angewendet worden, bei der durch die Messung der durch die Umschnürung in den Trommelmantel eingeleiteten Spannungen Rückschlüsse auf die Seilvorspannung gezogen werden können.

Zur Messung der Spannungen wurde eine der Versuchstrommeln mit Dehnmessstreifen (DMS) versehen, **HöB 2002**. Auf der Innenseite des Trommelmantels wurden fünf DMS in der Mitte einer Steigungszone, fünf DMS in der Mitte einer Parallelzone, zusätzlich ein DMS zur Messung der Axialspannung sowie ein DMS zur Kompensation des Temperatureinflusses appliziert, s. **Abb. 3-39**.



**Abb. 3-39:** Trommelmantel, mit Dehnmessstreifen präpariert und verkabelt; links DMS im Parallelbereich, rechts DMS im Steigungsbereich, **HöB 2002**

Das Anschlusskabel wurde durch die Bordscheibe nach außen geführt und so verlegt, dass bei Langsamfahrt über die Dauer eines kompletten Hubspiels hinweg gemessen werden kann, s. **Abb. 3-40**. Als Messzyklus wurde die Dauer eines Hubspiels festgelegt. Gemessen wurde während des Auflegevorgangs und weiterhin im Versuchsverlauf in regelmäßigen Abständen gemäß der Grundreihe R5 der Normzahlen nach DIN 323: 10 – 16 – 25 – 40 – 63 – 100 – 160 usw. Die Versuche zur Dehnungsmessung wurden mit großer Seilvorspannung und mit Teilentlastung des Hubseils nach jedem Hubspiel gefahren.

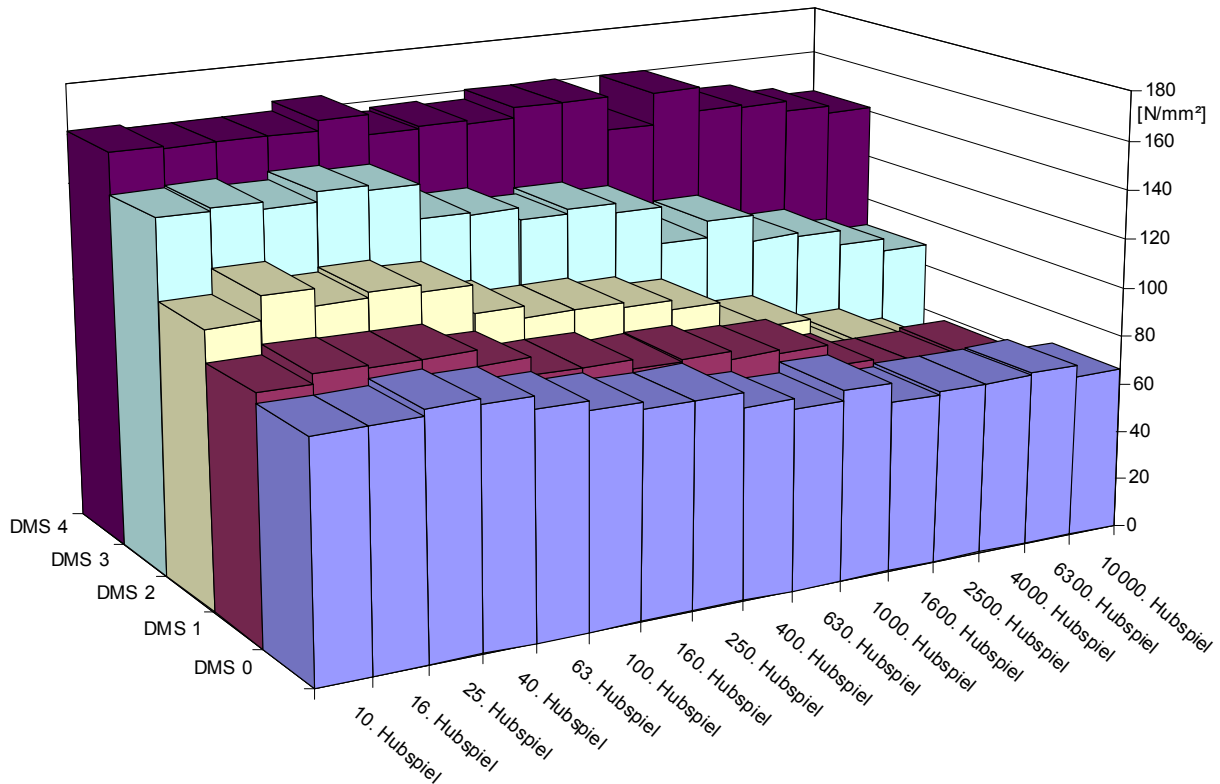


**Abb. 3-40:** Messaufbau zur Spannungsmessung am Prüfstand, **Höb 2002**

Die erfassten Spannungen im Trommelmantel setzen sich zusammen aus Torsions-, Biege- und Schnürspannung. Die Auswertung der Versuche zeigte, dass über die Dauer des gesamten Versuchs hin eine Abnahme der Spannungen im Trommelmantel über die gesamte Trommelbreite festzustellen ist. Da sich die Versuchsbedingungen während eines Versuchs nicht ändern, müssen diese Spannungsänderungen aus der geänderten Seilspannung im Wickelpaket resultieren.

**Abb. 3-41** zeigt die Spannungsverteilung im Trommelmantel über die Versuchsdauer. Der Trommelbereich, auf dem die DMS 3 und 4 liegen, wird während der Versuchshubspiele überrollt, DMS 2 liegt am Rand dieses überspulten Bereichs. DMS 0 und 1 werden nicht überrollt. Der Lagenwechsel erfolgt unmittelbar an der Bordscheibe hinter DMS 4. Das Spannungsgefälle bereits ab Versuchsbeginn von DMS 4 zu DMS 0 erklärt sich durch die unsymmetrische Krafteinleitung in die Trommel. Das Antriebsmoment wird auf der linken Seite, das heißt bei DMS 4, eingeleitet. Zusätzlich wirkt während des Versuchs auch die Seilzugkraft als Tangentialkraft auf die linke Trommelhälfte.

Die Spannungsabnahme, die bei allen DMS in **Abb. 3-41** über die Versuchsdauer festzustellen ist, entspricht der Abnahme der Seilvorspannung in den unteren Lagen der Seilwicklungen. Die Seilvorspannung geht hierbei im Mittel um  $40 \text{ N/mm}^2$  zurück. Dabei fällt auf, dass diese Abnahme im Randbereich der Trommel relativ niedrig ist – um  $17 \text{ N/mm}^2$  bei DMS 4, um  $25 \text{ N/mm}^2$  bei DMS 0 –, dass aber in der Trommelmitte bei DMS 2 die Seilvorspannung um  $63 \text{ N/mm}^2$  zurückgeht. Eine Angabe dieser Abnahme in prozentualen Relationen ist aufgrund der aufwändigen Trennung der gemessenen Spannung in Schnürspannung sowie der Vergleichsspannung aus Torsions- und Biegemomenten in dieser Untersuchung nicht erfolgt.



**Abb. 3-41:** DMS-Messung, Versuch II 27, DMS 0 – 4 in der Parallelzone

Die Versuchsergebnisse bestätigen trotz des einfachen Aufbaus die Ausführungen von **Dietz 1971** und **Henschel 2000**. Damit ist die zunehmende Entspannung der unteren Windungen eines Wickelpaketes im Versuch eindeutig nachgewiesen. Diese Entspannung bewirkt eine Reduzierung der Widerstandsfähigkeit des Seiles gegen den Querdruck aus den oberen Lagen. Zusätzlich kommt es zu Verschiebungen in Richtung des Seilstrangs. Diese Mechanismen bewirken eine erhebliche Seilschädigung der unteren, nicht gespulten Seilwindungen, s. **Abb. 1-18**. Im praktischen Einsatz ist deshalb eine größere Anzahl nicht benötigter Seillagen auf der Trommel unbedingt zu vermeiden. Auch diese Versuche stellen damit eine wichtige Argumentationshilfe für Kran- und Seilhersteller gegenüber den Anwendern dar.

### 3.5.3 Betriebsmessungen an Krananlagen in der Praxis

Ziele der Betriebsmessungen an Krananlagen waren die Erstellung eines typischen Belastungskollektivs für Kranseile sowie die Gewinnung zusätzlicher Erkenntnisse über die Belastung des Kranseils, die aus der Einbausituation im Kran resultiert.

Die Betriebsmessungen wurden auf je einer Turmdrehkrananlage der Firmen Liebherr und Wolffkran vorgenommen. Die Durchführung der Messungen und die Datenerfassung konnten vorab mit den Herstellern grundlegend geklärt werden. Die Messungen erfolgten auf Kranen mit serienmäßiger Betriebsdatenerfassung. Dabei wurden die in der Kransteuerung getaktet registrierten und aufgezeichneten Daten wie Last, Hakenhöhe, Katzposition, die Fahrtrichtungen der einzelnen Antrieb sowie weitere Betriebswerte durch einen zusätzlichen Datenlogger gespeichert. Ein Datensatz

bestand dabei insgesamt aus 35 (Liebherr) beziehungsweise 28 (Wolffkran) Einzeldaten. Die für die hier durchgeführten Auswertungen relevanten Daten über Hakenhöhe, Katzposition, Last und Antriebsbewegungen waren in beiden Datensätzen vorhanden.

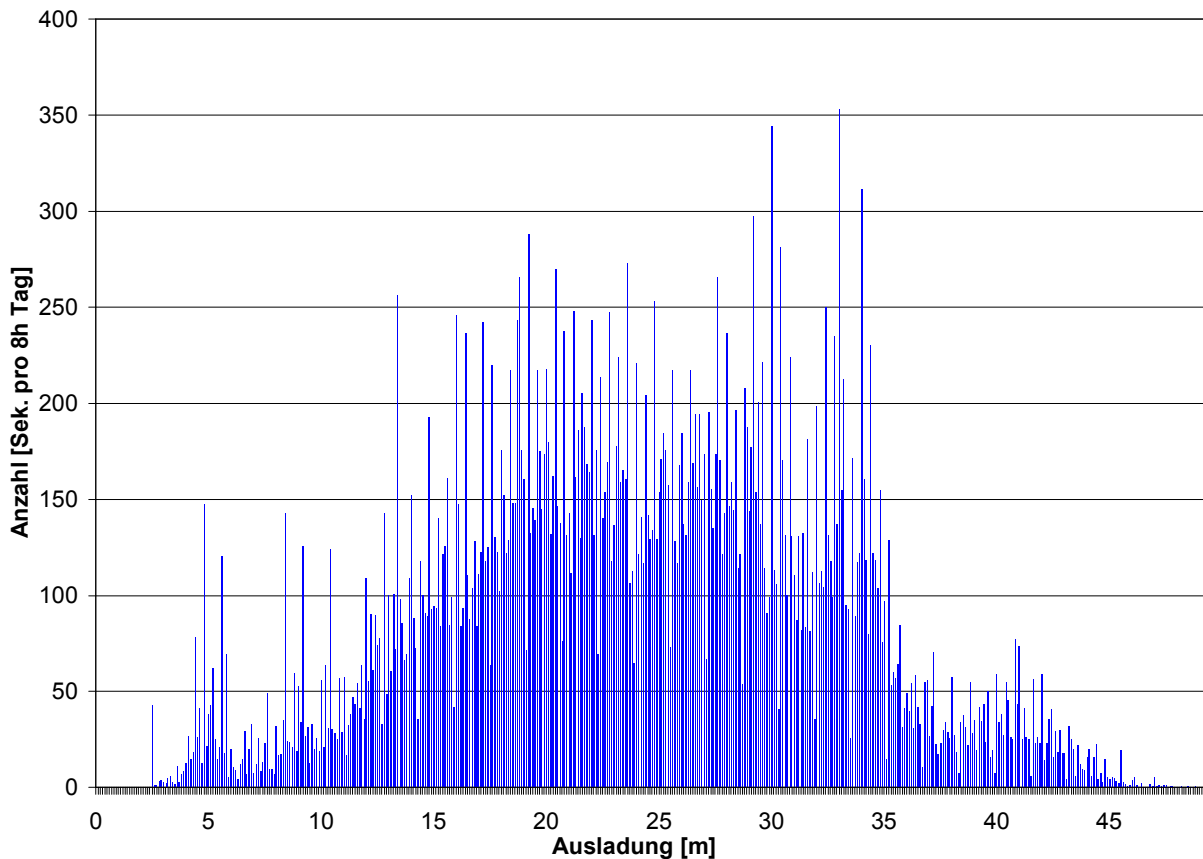
Für jeweils sechs Wochen wurde auf den ausgewählten Krananlagen ein Laptop installiert, mit dessen Hilfe die von der Kransteuerung gelieferten Betriebsdaten ausgelesen und abgespeichert wurden. Ziel der Auswertung war die Erstellung von Lastkollektiven sowie die Ermittlung der Belastung des Hubseils. Die **Tabelle 3-10** zeigt nähere Angaben zu den erfassten Daten.

**Tabelle 3-10:** Einzelheiten der Betriebsdatenerfassung

	Liebherr	Wolffkran
Zeitraum der Aufzeichnung	06.03. bis 20.04.2001, ca. 6 Wochen	27.08. bis 05.10.2001, ca. 6 Wochen
Anzahl Tage, an denen aufgezeichnet wurde	14	34
Anzahl der aufgezeichneten Datensätze	218636	454472
Speicherbedarf im ASCII-Format	26,8 MB	27,1 MB

In einem aufwändigen Auswerteverfahren, das von **Fleischer 2002** beschrieben wird, wurden zunächst die Datensätze reduziert und in eine gleichmäßige Struktur gewandelt. Anschließend wurden in einem ersten Auswertungsschritt zunächst die Kollektive für Last, Ausladung und Hubhöhe erstellt. **Abb. 3-42** zeigt exemplarisch die Verteilung der Ausladung für die Wolffkran-Anlage. Bei diesem Beispiel zeigt sich durch die häufige Nutzung des mittleren Auslegerbereichs die gute Anpassung der Krananlage an die Baustelle. Alle weiteren Diagramme zur Kollektivbildung finden sich im Anhang.

Im zweiten Auswertungsschritt wurde die höchstbeanspruchte Seilzone unter Einbeziehung sämtlicher aufgezeichneter Hub- und Katzbewegungen des Hubseils und der damit verbundenen Biegewechsel nach **DIN 15020 T2** sowie unter Berücksichtigung der jeweils vorhandenen Belastung über einen aufwändigen Rechenalgorithmus ermittelt. Anhand des Seillaufplans wurde hierzu das Hubseil in Abschnitte (Länge eines Abschnitts  $L = 10 \text{ cm}$ ) untergliedert.

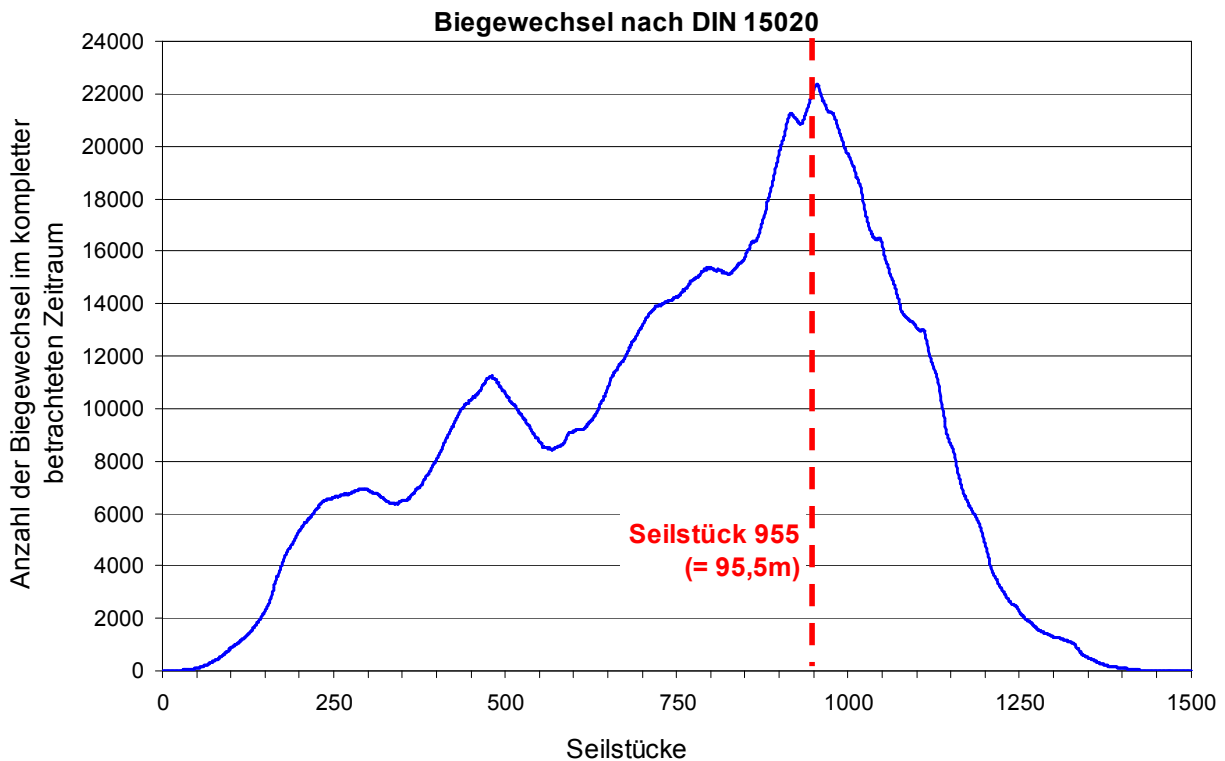


**Abb. 3-42:** Kollektivbildung – Verteilung der Ausladung, Häufigkeit pro Tag, **Fleischer 2002**

Bei der Hubbewegung erfolgt dabei aus einem Wechsel von einem in den nächsten Abschnitt ein Biegewechsel, wobei zwischen gleich- und gegensinniger Biegung unterschieden wird. Diese Biegewechsel wurden für jeden Seilabschnitt über alle Hub- und Katzbewegungen im gesamten beobachteten Zeitraum ermittelt und aufsummiert. Das Ergebnis dieser Berechnung für die Wolffkran-Anlage zeigt **Abb. 3-43**. Das Seilstück an der Position 95,5 m, gerechnet ab dem Seilfestpunkt an der Ausleger Spitze, ist nach dieser Berechnung das durch 22383,5 Biegewechsel am höchsten belastete.

Eine Optimierung dieser Auswertung nach Biegewechseln erfolgte anschließend durch die Einbeziehung der jeweils gemessenen Last. Hierzu wurde die Last in Lastklassen eingeteilt und die zusätzlich auftretenden Biegewechsel  $w_i$  jedes Seilstückes in Abhängigkeit der Last und Art der Biegung klassifiziert. Für jede Lastklasse wurde dann die Seillebensdauer als korrigierte Biegewechselzahl  $N_{\text{kor},i}$  nach Feyrer, s. (Gl. 1-1), berechnet und die ermittelten Biegewechselzahlen nach der Schadensakkumulationshypothese von Palmgren-Miner, **Palmgren 1924, Miner 1945**, zusammengefasst, wobei die Lasten anteilig berücksichtigt wurden.





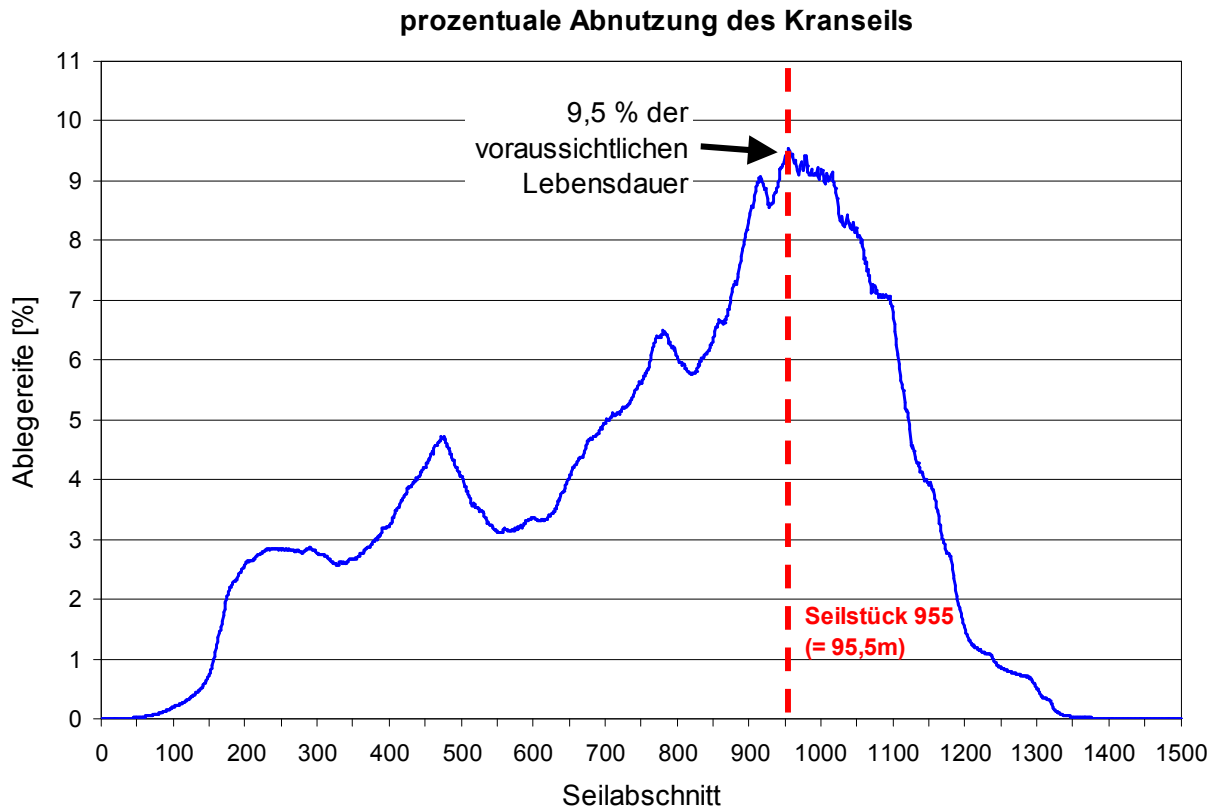
**Abb. 3-43:** Ermittlung der höchstbeanspruchten Seilzone, Wolffkran-Anlage, **Fleischer 2002**

$$\frac{1}{Z} = \sum \frac{w_i}{N_{\text{korr},i}} \quad (\text{Gl. 3-16})$$

mit  $Z$  ... Spielzahl des Seiltriebs  
 $w_i$  ... zusätzlich zur Einfachbiegung auftretende Belastungselemente wie Gegenbiegung oder Einfachbiegung mit Zugkraftänderung  
 $N_{\text{korr},i}$  ... korrigierte Biegewechselzahl

Schließlich wurde durch Kehrwertbildung die „prozentuale Abnutzung“ für jede Stelle des Hubseils bestimmt. Für die Wolffkran-Anlage wurde dabei festgestellt, dass das Seilstück an der Position 95,5 m bereits 9,5 % seiner voraussichtlichen Lebensdauer erreicht hat. Diese Situation zeigt das Diagramm in **Abb. 3-44**.

Die entsprechenden Auswertungsdiagramme für die Liebherr-Anlage sind im Anhang dargestellt. Dabei ist zu beachten, dass durch die beiden Berechnungsverfahren im Fall der Wolffkran-Anlage nur zufällig die identische Seilstelle als höchstbelastete ermittelt wird. Die Auswertung für die Liebherr-Anlage zeigt, dass die unterschiedlichen Parameter und Rechengänge normalerweise zu leicht abweichenden Ergebnissen führen, wobei das zweite Verfahren durch die Berücksichtigung der Last als präziser eingestuft werden muss. Der Einfluss der Mehrlagenwicklung bleibt jedoch für die auf die Trommel auflaufenden Seilabschnitte unberücksichtigt.

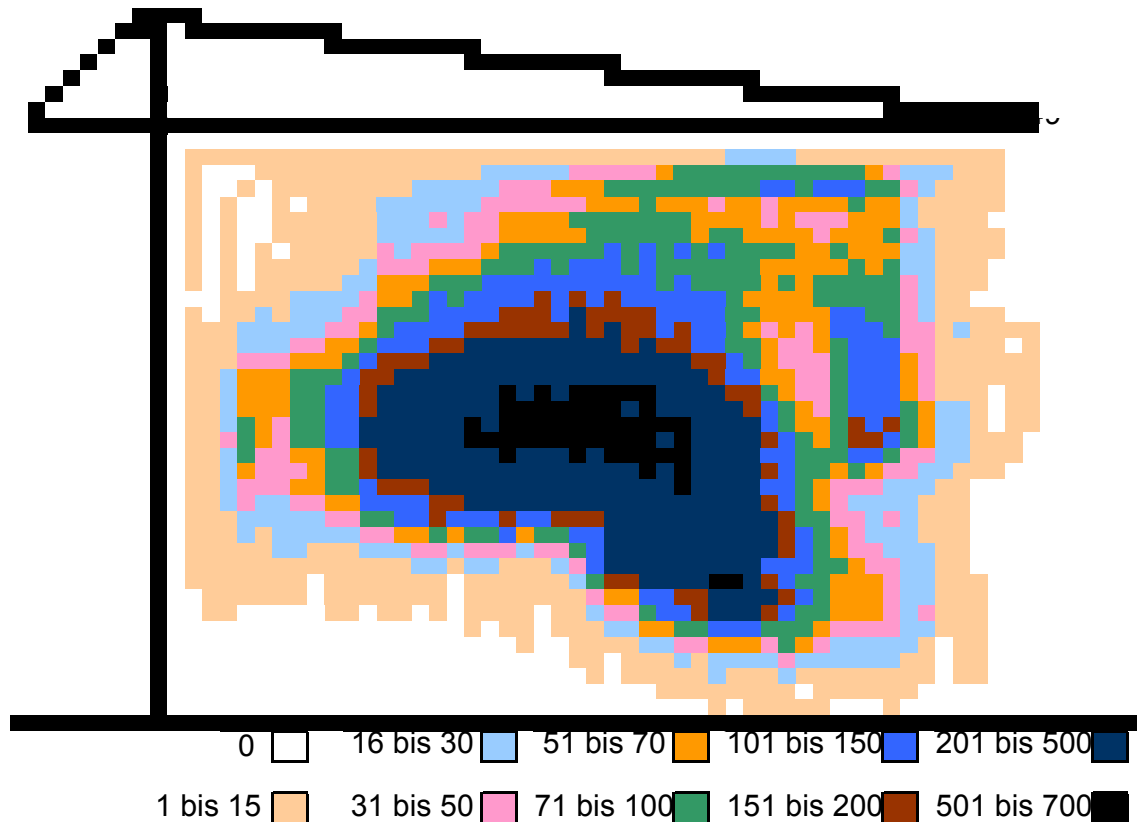


**Abb. 3-44:** Ermittlung der höchstbeanspruchten Seilzone unter Einbeziehung der Last, Wolffkran-Anlage, **Fleischer 2002**

Die Aufzeichnung und Auswertung der Betriebsdaten der Krananlage ermöglicht noch eine weitere Betrachtung in der Auswertung. Durch die Kenntnis von Hubhöhe und Ausladung zu jedem Zeitpunkt kann die Position der Unterflasche unter dem Kranausleger bestimmt werden. Die Grafik in **Abb. 3-45** zeigt die ermittelte Aufenthaltsverteilung der Unterflasche der Wolffkran-Anlage im Beobachtungszeitraum.

Gezählt wurde die Häufigkeit, mit der die einzelnen Bereiche (1 m x 1 m in der Seitenansicht) befahren wurden, nicht die Aufenthaltshäufigkeit. Die Grafik zeigt auch hier, dass für die gegebene Baustelle die richtige Krangröße ausgewählt worden ist, da die Auslegerlänge genutzt wird und der Großteil der Arbeitsspiele im mittleren Auslegerbereich stattfindet. Auf diese Weise lässt sich allerdings kein eindeutiges Bewegungsmuster ausmachen, da es bei Baukränen kein Standard-Lastspiel gibt.

Die Auswertung der Betriebsdatenerfassung zeigt, dass es möglich ist, ein Berechnungsverfahren zu erstellen, um aus den aufgezeichneten Betriebsdaten der Krananlage die auf das Seil einwirkende Belastung zu ermitteln und auf die einzelnen Seilabschnitte umzulegen und daraus eine Lebensdauerprognose treffen zu können. Die Auswertung der Betriebsdaten zeigt jedoch auch, dass es nahezu unmöglich ist, ein „typisches“ Lastspiel für einen Turmdrehkran zu erstellen. Die Arbeitsabläufe einer solchen Anlage sind in höchstem Maß abhängig von der jeweiligen Baustellensituation vor Ort. Zusätzlich muss der Fehler durch teilweise große Messungenauigkeiten berücksichtigt werden.



**Abb. 3-45:** Aufenthaltsverteilung der Unterflasche, Wolffkran-Anlage, **Fleischer 2002**

Die Integration eines auf Basis des beschriebenen Verfahrens entwickelten Berechnungsmodells kann in zukünftigen Anlagen eine zuverlässige Echtzeit-Lebensdauerprognose für das Hubseil ermöglichen. Die Lebensdauerreduzierung aus dem Seiltrieb wird durch die Berechnung mit hoher Sicherheit abgebildet. Zusätzlich muss die Seilschädigung aus der Mehrlagenwicklung auf der Trommel einbezogen werden. Dies erfolgt durch die Integration der in Kap. 3.3 beschriebenen Berechnungsmethode. Damit liegt ein wichtiges Werkzeug vor, mit dessen Hilfe jederzeit eine Aussage über den Verschleißzustand des Seiles getroffen werden kann. Nicht nur die Sicherheit der Anlage wird dadurch erhöht, sondern durch eine genaue Prognose des Ablegezeitpunkts auch in großem Maße deren Wirtschaftlichkeit.

## 4 Zusammenfassung

In vielen Anwendungen der Fördertechnik wie bei den Mobil- und den Turmdrehkränen und im Offshore-Bereich werden aufgrund der großen eingesetzten Seillängen und des gleichzeitig begrenzten Bauraums mehrlagig bewickelte Seiltrommeln eingesetzt. Die Seile sind bei der mehrlagigen Bewicklung im Vergleich zum Lauf über Scheiben einer wesentlich größeren mechanischen Beanspruchung ausgesetzt. Dadurch kommt es zu einer deutlichen Minderung der Seillebensdauer.

Diese Minderung der Seillebensdauer durch die Mehrlagenwicklung ist bisher nur ansatzweise untersucht. Für die praktische Anwendung stehen somit keine vergleichbaren Berechnungsansätze zur Verfügung, wie dies für einlagige Seiltriebe durch die Lebensdauerformel von **Feyrer 2000** der Fall ist. Wegen der für die Anwendungen der Praxis fehlenden Berechnungsmöglichkeiten sind Seil-, Kran- und Windenhersteller gezwungen, mit hohen Sicherheitsfaktoren und strengen Ablegekriterien für Hubseile in der Mehrlagenwicklung zu arbeiten. Hieraus ergeben sich durch größere Seil- und Trommeldurchmesser, daraus folgend größere Getriebe und Antriebe, sowie wegen kürzerer zulässiger Aufliegezeiten deutliche wirtschaftliche Nachteile. Genaue Kenntnisse über die Mechanismen der Seilschädigung, den Ablauf der Drahtbruchentwicklung sowie die Auswirkung der einzelnen seilschädigenden Parameter auf die Seillebensdauer sind deshalb zur Erhöhung der Sicherheit und der Wirtschaftlichkeit der krantechnischen Anlage dringend erforderlich.

Befragungen von Fachleuten aus der Praxis durch das Institut für Fördertechnik und Logistik haben ergeben, dass hierzu bisher keine objektiven Zahlenwerte bekannt sind. Der Rückgang der Seillebensdauer durch die Effekte der Mehrlagenwicklung wird lediglich vorsichtig auf ca. ein Drittel eingeschätzt. Tatsächlich kann durch die Ergebnisse der Forschungsarbeiten „Mehrlagenwicklung“ eine deutlich höhere Lebensdauerabnahme auf ca. 3 bis 10 % im Vergleich zur Rundrille nachgewiesen werden.

In der vorliegenden Arbeit wird zunächst der heutige Kenntnisstand in den relevanten Bereichen der Seil- und Hubwerkstechnik umfassend dargestellt. Davon ausgehend werden die für die Mehrlagenwicklung entscheidenden Schädigungsmechanismen und deren Einfluss auf die Seillebensdauer theoretisch, experimentell und analytisch betrachtet. Zur Verifizierung der theoretischen Betrachtungen wird eine erste breit angelegte Versuchsreihe beschrieben, deren Ergebnisse bereits seilspezifische Lebensdauerergleichungen für die untersuchten Versuchsseile liefern. Zur Unterscheidung der spezifischen Eigenschaften einzelner Seilkonstruktionen werden in einer darauf aufbauenden zweiten Untersuchung zusätzliche Seilparameter bewertet. Als Ergebnis der weiteren Versuchsauswertungen wird unter Berücksichtigung der geschaffenen Datenbasis eine allgemeingültige, in dieser Form bisher nicht vorliegende Lebensdauerergleichung für Seile in der Mehrlagenwicklung vorgestellt, mit der erstmals die Lebensdauer von Hubseilen in der Mehrlagenwicklung mit hoher Sicherheit prognostiziert werden kann.

Die Hubwerkstrommel ist als Maschinenelement sowohl bei einlagiger wie auch bei mehrlagiger Bewicklung wesentlicher Bestandteil eines Seiltriebes in Hebezeugen und Kranen. Zum Thema Seiltrommeln findet sich in der Literatur eine Vielzahl von Arbeiten, die sich hauptsächlich mit dem Aufbau und der Konstruktion der Windentrommeln sowie dem Belastungsverhalten und den Spannungsverhältnissen in Trommel und Bordscheiben befassen. Genauere Kenntnisse hierüber sind wiederum hilfreich für die Beschreibung und das Verständnis der Vorgänge und Beanspruchungen im mehrlagigen Wickelpaket.

Ein erstes Berechnungsmodell für einlagig bewickelte Seiltrommeln wird in **Hoeland 1969** vorgestellt. Durch **Dietz 1971** wird eine Methode zur Festigkeitsberechnung von Seiltrommeln im Betrieb mit ein- und mehrlagiger Bewicklung beschrieben. Wenige Jahre nach Dietz ergänzt **Neugebauer 1980** dessen Berechnungsverfahren um zusätzliche theoretische Untersuchungen.

Durch **Henschel 2000** werden die Arbeiten von Dietz fortgeführt und durch zusätzliche Erkenntnisse erweitert. Insbesondere berücksichtigt Henschel die Einflüsse moderner Seilkonstruktionen. Er bestätigt die Erkenntnisse von Dietz und Neugebauer, wonach der Querelastizitätsmodul und die Querkontraktionszahl der Seile von entscheidendem Einfluss auf die Beanspruchungen in der Hubwerkstrommel sind. Aufbauend auf den Erkenntnissen von Henschel erweitert und vertieft **Mupende 2001** den Wissensstand über das Beanspruchungs- und Verformungsverhalten in den Seiltrommeln.

Drahtseile sind durch verschiedenste Beanspruchungsvorgänge einem mehr oder minder starken Verschleiß unterworfen und haben deshalb eine endliche Lebensdauer. Die Lebensdauer der Seile beim Lauf in der Rundrille gilt für eine Vielzahl von Seil- und Anlagenparametern als hinreichend erforscht. Aus den Ergebnissen vieler Untersuchungen hat Feyrer eine Bemessungsmethode entwickelt, mit der die Lebensdauer der Seile in Seiltrieben berechnet werden kann, **Feyrer 1994** und **Feyrer 2000**. Die Lebensdauergleichung nach Feyrer stellt für die meisten Seiltriebe den Stand von Wissenschaft und Technik dar. Diese Gleichung basiert auf einer Vielzahl von Biegeversuchen mit unterschiedlichen Seilkonstruktionen unter Berücksichtigung unterschiedlicher Parameter.

Die sichere Verwendung von Drahtseilen setzt voraus, dass ihre Ablegereife rechtzeitig erkannt wird, bevor ein gefährlicher Zustand eintritt. Die Ablegereife ist definiert als der Zeitpunkt, ab dem bei weiterem Gebrauch des Drahtseils ein gefährlicher Zustand eintreten kann. Eindeutige Bedingungen sind für Kranseile in der **DIN EN 12385-3** gegeben, in der auf die Ablegereifekriterien nach **ISO 4309** verwiesen wird. Das Ablegereifekriterium mit der größten Bedeutung für den normalen Einsatzfall bei standardmäßigem Betrieb des Seiles ist die Ablegedrahtbruchzahl. In Anlagen mit Mehrlagenwicklung ist hierfür die Seilzone entscheidend, die im Betrieb am häufigsten mehrlagig gespult wird. Hier kann die stärkste Drahtbruchentwicklung beobachtet werden. Die Drahtbruchentwicklung in den ausschließlich durch gleich- oder gegensinnige Biegewechsel beanspruchten Seilabschnitten ist dabei vernachlässigbar.

Drahtbrüche entstehen im Seilinneren und Seiläußeren grundsätzlich als Folge primärer und sekundärer Zug- und Biegespannungen, außerdem als Verschleißerscheinung, hervorgerufen durch äußere und innere Reibung im Seil. Im Bereich der Mehrlagenwicklung führt die extreme äußere mechanische Beanspruchung des Seiles zu einer hohen Anzahl äußerer Drahtbrüche, die auf Drahtbrüche im Seilinnern keine Rückschlüsse zulassen. Die Gültigkeit der nach ISO 4309 üblichen Ablegereifeerkennung anhand der Anzahl sichtbarer Drahtbrüche wird im Anwendungsgebiet der Mehrlagenwicklung deshalb in Frage gestellt.

Für Seiltriebe mit Mehrlagenwicklung kann die Lebensdauergleichung nach Feyrer nur grobe Näherungswerte liefern, da die seilschädigenden Vorgänge auf der Seiltrommel und insbesondere der Einfluss der mehrlagig bewickelten Trommel keinen Eingang in diese Lebensdauergleichung finden. In Seiltrieben mit Mehrlagenwicklung wird die Ablegereife abgesehen von dem Auftreten grober Seilschäden grundsätzlich durch die Mehrlagenwicklung erreicht, lange bevor die Auswirkungen der Biegewechsel zum Tragen kommen. Eine Erweiterung der Lebensdauergleichung nach Feyrer um einen „Mehrlagenterm“, wie dies in einem ersten Versuch zur wissenschaftlichen Ermittlung des lebensdauerermindernden Einflusses der Mehrlagenwicklung durch **Briem 2002** beschrieben wird, ist deshalb nur begrenzt zielführend.

Für die Seillebensdauer und die Schädigungsmechanismen sind die Wechselwirkungen der einzelnen Seilstränge untereinander sowie die Zustände im belasteten Seilstrang von besonderem Interesse. Zur näheren Untersuchung der Spannungszustände können grundlegende Ansätze herangezogen werden, die zur Bestimmung der äußeren Krafteinwirkungen auf das Seil im einlagigen Seiltrieb entwickelt wurden.

In der Praxis kommen bei Krananlagen mit Mehrlagenwicklung heute fast ausschließlich Trommeln mit Systemrillung zum Einsatz. Die einwandfreie Funktion der Mehrlagenwicklung hängt unter anderem wesentlich von einer genauen Ausführung der Trommelgeometrie und minimalen Durchmesser-toleranzen des Seiles ab. Der Einsatz von Rillensystemen bewirkt auch bei hoher Lagenzahl einen geordneten Aufbau des Wickelpaketes. Voraussetzung hierfür ist, dass das Seil mit einer ausreichenden Vorspannkraft aufgespult wird. Beim mehrlagigen Bewickeln von Trommeln kommt es zu einem Überkreuzen der Seilwicklungen in den unterschiedlichen Lagen. Durch den direkten Kontakt der einzelnen Seilwindungen entstehen bei der Mehrlagenwicklung deutlich erhöhte Seilbeanspruchung und Verschleiß.

Störungen für die Mehrlagenwicklung von Kranseilen entstehen vor allem durch unpassende Trommel- und Rillengeometrie, falsche Wahl der Seilkonstruktion, Über- oder Untermaße im Seildurchmesser, Konstruktionsfehler beziehungsweise konstruktive Schwachstellen im Seiltrieb und Bedienfehler durch Auflegen unnötig großer Seillängen und Missachtung der Seilvorspannung. Diese Abweichungen führen direkt oder indirekt zur übermäßigen Seilschädigung und damit zur vorgezogenen Ablegereife des Seiles.

Durch die Kenntnis der Schädigungsmechanismen ist man in der Lage, zur Erhöhung der Wirtschaftlichkeit und der Sicherheit des Seiltriebs gezielte Maßnahmen zur Ver-

längerung der Seillebensdauer anzuwenden. Grundsätzlich können drei Mechanismen festgestellt werden, die für die Seilschädigung verantwortlich sind:

- Seilschädigung durch mechanischen Verschleiß:  
Wesentliche Seilschädigung tritt beim mechanischen Kontakt der Seilstränge innerhalb des gesamten Wickelpakets sowie verstärkt zwischen dem auf die Trommel auflaufenden Seilstrang und der letzten aufgespulten Seilwindung auf. Beim Aufspulvorgang kommt es zwischen den Seilsträngen zu Relativbewegungen und folglich aufgrund der Kräfteverhältnisse in den Seilsträngen zum Auftreten von Reibungskräften. Dadurch sowie durch das Verhaken der Litzen und Drähte wird mechanischer Verschleiß ausgelöst.
- Seilschädigung durch Pressung:  
An allen Kontaktstellen der Seilwindungen im Wickelpaket kommt es, ausgelöst durch die Schnürspannungen des unter Zugbelastung stehenden Seiles, zu hohen Pressungen. Diese Pressungen verursachen an den Berührstellen der Drähte Abplattungen und Einkerbungen, die bei längerer Einwirkung und in Kombination mit dem mechanischen Verschleiß und den im Draht vorliegenden Spannungen zum Auftreten von Drahtbrüchen führen.
- Seilschädigung durch Querverformung/Ovalisierung:  
Die Ovalisierung des Seiles, die in der Mehrlagenwicklung aus der Seilzugkraft und dem Schnürdruck der nächsten Seillage resultiert, und die sich daraus ergebenden Spannungen haben einen weiteren großen Einfluss auf die Seilschädigung und damit auf die Seillebensdauer. Ein Seilstrang in der Steigungszone der Mehrlagenwicklung wird im Gegensatz zur idealen Rundrille wesentlich stärker ovalisiert.

Mit dem in dieser Arbeit vorgestellten Ansatz lassen sich die Biegespannungen für das in der Mehrlagenwicklung durch Ovalisierung belastete Seil an der Stelle der höchsten Belastung näherungsweise berechnen. Damit kann für die Pressung und die Ovalisierung eine Methode zur Ermittlung der Spannungsverhältnisse im mehrlagig gespulten Seilstrang angegeben werden. Angesichts der äußerst schwierig zu beschreibenden Kontaktsituation und den dadurch nicht eindeutig bestimmbareren Kräfteverhältnissen stellen diese Näherungsgleichungen einen befriedigenden Weg zur Beschreibung der Spannungen in der Mehrlagenwicklung dar.

Die Seillebensdauer in der Mehrlagenwicklung von Kranseilen wurde am Institut für Fördertechnik und Logistik (IFT) der Universität Stuttgart in einem groß angelegten Forschungsprojekt erstmals ausführlich und systematisch erforscht, **FVB 2004**. Im Zentrum der Forschungstätigkeiten standen Prüfstandsversuche, wobei der Einfluss der verschiedenen Seil- und Anlagenparameter auf die Lebensdauer von Seilen in der Mehrlagenwicklung untersucht wurde. In Zusammenarbeit mit Experten aus der Kran- und Seilbranche wurden die vier Hauptschädigungsparameter „Seilzugkraft“, „Seilvorspannung beim erstmaligen Bewickeln“, „Lagenwechsel auf unterschiedlichen Trommellagen“ und „Durchmesserverhältnis Trommel- zu Seildurchmesser  $D/d$ “

ausgewählt, die von wesentlichem Einfluss auf die Seillebensdauer in der Mehrlagenwicklung sind.

Auf dem Doppelprüfstand sind Mehrlagenwicklungsversuche mit fest eingestellten Parametern durchgeführt worden. Die im Versuch erzielte Bruchhubspielzahl wurde festgehalten und im Lebensdauerdiagramm in doppellogarithmischer Darstellung über der durchmesserbezogenen Seilzugkraft eingetragen und mit entsprechenden Dauerbiegeversuchen in der Rundrille verglichen, um die Lebensdauerabnahme durch die Seilschädigung in der Mehrlagenwicklung feststellen zu können. Diese Auswertung ermöglicht den Vergleich der Versuchsergebnisse und die Erfassung von Gesetzmäßigkeiten bei der Variation der einzelnen Parameter. In der Mehrlagenwicklung erreicht das Seil je nach Parameterkombination teilweise nur noch drei Prozent der Lebensdauer, die im Dauerbiegeversuch erreicht wird.

Die Seilkonstruktion hat einen großen Einfluss auf die Seillebensdauer. Zwischen den Seilkonstruktionen sind Lebensdauerunterschiede bis zu Faktor 8 ermittelt worden. In der Auswertung ist deutlich zu erkennen, dass eine Erhöhung des D/d-Verhältnisses erwartungsgemäß eine Erhöhung der Lebensdauer bewirkt. Die Zunahme der Bruchhubspielzahl in der Rundrille mit steigendem D/d-Verhältnis korreliert mit der Zunahme der Lebensdauer in der Mehrlagenwicklung infolge D/d.

Nach Abschluss der Prüfstandsversuche „Mehrlagenwicklung“ wurde die Auswertung der Versuchsergebnisse durch Regressionsrechnung durchgeführt. Es hat sich gezeigt, dass die Versuchsergebnisse in der Mehrlagenwicklung im doppellogarithmischen Diagramm – wie vom Dauerbiegeversuch her bekannt – sehr gut durch Geraden angenähert werden können. Die Mehrlagenwicklung stellt durch ihre erhebliche Minderung der Seillebensdauer im Vergleich zum Lauf über Scheiben einen völlig eigenständigen Schädigungsprozess dar. Deshalb wird bei Betrachtung der Versuchsergebnisse die Aufstellung einer eigenen Lebensdauergleichung für Drahtseile in der Mehrlagenwicklung vorgenommen. Da im Verschleißverhalten der untersuchten Seiltypen erhebliche Unterschiede festzustellen sind, ist zunächst zur Beschreibung der Seillebensdauer in der Mehrlagenwicklung mit der Methode der linearen Mehrfachregression unter Einbeziehung aller Versuchsergebnisse für jedes Seil eine seilspezifische Gleichung aufgestellt worden.

Durch diese auf Basis der Prüfstandsversuche ermittelten Gleichungen ist es für die untersuchten fünf Seilkonstruktionen möglich, ausgehend von den Hauptschädigungsparametern mit sehr guter Annäherung die zu erwartende mittlere Bruchhubspielzahl zu berechnen. Für eine verbesserte Anwendbarkeit der Regressionsrechnung ist es notwendig, die Gleichung sinnvoll zu erweitern. Hierzu müssen die seilspezifischen konstruktionsbedingten Eigenschaften in die Berechnung eingehen, die die Lebensdauerunterschiede maßgebend beeinflussen.

Für die Entstehung von Schäden durch die Mechanismen der Mehrlagenwicklung ist das Verhalten der Seile bei Querbeanspruchung wesentlich. In zwei Versuchsreihen wurden die Seile, zunächst in Längsrichtung unbelastet, anschließend mit zunehmender Längslast, mit verschiedenen Querkräften beaufschlagt und die Querverformung



gemessen. Aus den Verformungen des unbelasteten Seiles in x- und y-Richtung berechnet sich der Ovalisierungsquotient  $O_q$ . Ein Vergleich der Seilkonstruktionen zeigt bereits hier deutliche Unterschiede im maximalen Ovalisierungsquotienten und den Verformungswerten auf. Die Querverformbarkeit oder Querelastizität ist damit ein charakteristisches Merkmal einer Seilkonstruktion.

Im nächsten Schritt wurde das Seil in einer eigens entwickelten Vorrichtung mit unterschiedlichen Zugkräften beaufschlagt und gleichzeitig durch definierte Querkräfte belastet. Aus den Messergebnissen konnte für jedes Seil der Querelastizitätsmodul  $E_{SQ}$  bestimmt werden, der in Abhängigkeit von der Seilzugbelastung veränderlich ist. Für jedes Seil erhält man als Resultat die Gleichung für die Kennlinie des Querelastizitätsmoduls.

Insbesondere bei Litzenseilen ist die Größe des Seilelastizitätsmoduls von der Seilzugspannung abhängig und nicht konstant. Da das Seil ein inhomogenes Gefüge aus Drähten und Litzen darstellt, gilt dies für die Querrichtung ebenso wie auch für die Längsrichtung. **Dietz 1971** und **Henschel 2000** bestätigen, dass die Querelastizität eines Seiles nicht konstant, sondern vielmehr von der Zugbelastung abhängig ist. Der in dieser Forschungsarbeit mit der beschriebenen Methode ermittelte Querelastizitätsmodul soll vor allem dazu dienen, eine Vergleichsmöglichkeit zur Beschreibung der unterschiedlichen Seilkonstruktionen zu erhalten. Gleichzeitig wird angeregt, auch für zukünftige Vergleiche weiterer Seile auf diese Weise vorzugehen.

Wie bereits **Dietz 1971**, **Henschel 2000** und **Mupende 2001** erkennen konnten, verläuft die Kennlinie beim Entlastungsvorgang der Querkraft unterhalb der des Belastungsvorgangs. Es stellt sich eine Hysterese fläche ein, deren Flächeninhalt im Kraft-Weg-Diagramm der von der Seilstruktur aufgenommenen Reibarbeit  $W_Q$  entspricht. Damit erhält man aus den Messungen der Querelastizität einen weiteren für eine Seilkonstruktion charakteristischen Parameter. Mit Hilfe der Regressionsrechnung wurden die Gleichungen zur Beschreibung des Verlaufs von Querelastizitätsmodul  $E_{SQ}$  und Arbeitsaufnahmevermögen  $W_Q$  der Seile in Abhängigkeit von der Seilzugkraft bestimmt.

Mit dem Ovalisierungsgrad, dem Querelastizitätsmodul und dem Arbeitsaufnahmevermögen liegen drei Parameter vor, mit deren Hilfe die spezifischen Eigenschaften der einzelnen Seilkonstruktionen unter Querbelastung sehr gut beschrieben werden können. Gemeinsam mit dem Parameter  $x_v$ , der die Art der Seilverdichtung beschreibt, ist, aufbauend auf den seilspezifischen Gleichungen, mit der Methode der Mehrfachregression ein allgemeingültiger Ansatz zur Beschreibung der Seillebensdauer in der Mehrlagenwicklung ermittelt worden.

Mit dieser Gleichung ist nun erstmals die Möglichkeit gegeben, auf der Grundlage seilspezifischer Parameter sowie der Betriebsdaten der Anlage mit hoher Genauigkeit eine Prognose über die Lebensdauer eines definierten Seiltyps in der Mehrlagenwicklung abzugeben. Dabei ist der Aufwand zur Ermittlung der seilspezifischen Parameter – in erster Linie eine Versuchsreihe zur Bestimmung des Seilverhaltens unter Querbeanspruchung – geringer anzusetzen als zur Durchführung von Dauerversuchen im

Versuchsstand „Mehrlagenwicklung“. Dennoch ist die Durchführung weiterer Mehrlagenwicklungsversuche zur Erweiterung der Datenbasis und zur Erhöhung der Güte der Lebensdauergleichung unabdingbar.

In ergänzenden Versuchsreihen ist die Drahtbruchentwicklung der Seile im Mehrlagenversuch untersucht worden. Es konnte gezeigt werden, dass in einem Seiltrieb mit Mehrlagenwicklung die Belastung des Seiles durch Biegewechsel mit gleich- oder gegensinniger Biegung für die Lebensdauer praktisch vernachlässigbar ist. Eine weitere Versuchsreihe befasste sich mit der Untersuchung der Seilvorspannung im Wickelpaket. Durch Spannungsmessungen im Trommelmantel wurde nachgewiesen, dass bei geringer Seilvorspannung über viele Hubspiele hinweg eine Entspannung aller Windungen im Wickelpaket erfolgt.

Zur Gewinnung zusätzlicher Erkenntnisse über die Belastungssituation des Kranseils im Kranseiltrieb wurden in einer gesonderten Messreihe Betriebsmessungen an Krananlagen durchgeführt. Daraus wurde die höchstbeanspruchte Seilzone unter Einbeziehung sämtlicher aufgezeichneter Hub- und Katzbewegungen des Hubseils und der damit verbundenen Biegewechsel nach **DIN 15020 T2** sowie unter Berücksichtigung der jeweils vorhandenen Belastung ermittelt. Anschließend wurde durch die Einbeziehung der jeweils gemessenen Last die „prozentuale Abnutzung“ für jede Stelle des Hubseils bestimmt.

Die Ergebnisse der im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen bieten wesentliche Grundlagen für das Verständnis der zur Seilschädigung führenden Abläufe in der Mehrlagenwicklung. Zudem konnte durch die beschriebene Lebensdauergleichung ein wichtiges Werkzeug für die Auslegung von Seilen und Seiltrieben mit Mehrlagenwicklung geschaffen werden.

## 5 Literatur

- Bechtloff 1969** Bechtloff, G.: Die Beanspruchung des Drahtseilquerschnittes unter Längslast und ebener Querpressung. Draht-Welt 55 (1969) Nr. 2, S. 80 - 87; Nr. 3, S. 147-158; Nr. 4, S. 196 - 203
- Bendix 1968** Bendix, H.: Mehrfach bewickelte Seiltrommeln. Hebezeuge und Fördermittel 8 (1968) Nr. 9, S. 278 - 279
- BOSeil** Verordnung für Bau und Betrieb von Seilbahnen, BOSeil. Stand 11/90 und Ausführungsbestimmungen. Bayerisches Staatsministerium für Wirtschaft und Verkehr
- Briem 2002** Briem, U.: Seillebensdauer bei Mehrlagenspaltung. Hebezeuge und Fördermittel, Berlin 42 (2002) 11, S. 566 - 567
- Buschmann 2003** Buschmann, K.: Rope failures on tower cranes. OIPEEC Technical Meeting, Lenzburg, September 2003, S. 61 - 76
- Chaplin/Smith 1992** Chaplin, C.R. und Smith, I.H.: Maintenance, Inspection and Discard of diving bell hoist ropes. Offshore Technology Report, OTH 91338, London: H.M.S.O., 1992, ISBN 0-11-886387-8
- Dietz 1971** Dietz, P.: Ein Verfahren zur Berechnung ein- und mehrlagig bewickelter Seiltrommeln. Dissertation TH Darmstadt, 1971
- DIN 3061** DIN 3061: Drahtseile aus Stahldrähten: Rundlitzenseil 8x19 Filler. März 1972
- DIN 15020 T1** DIN 15 020, T1: Hebezeuge, Grundzüge für Seiltriebe, Berechnung und Ausführung. Februar 1974
- DIN 15020 T2** DIN 15 020, T2: Hebezeuge, Grundzüge für Seiltriebe, Überwachung im Gebrauch. April 1974
- DIN CEN 13001-3-2** DIN CEN 13001-3-2: Krane – Konstruktion allgemein – Teil 3-2: Grenzzustände und Sicherheitsnachweis von Drahtseilen in Seiltrieben. März 2005
- DIN EN 12385-2** DIN EN 12385-2: Drahtseile aus Stahldraht – Sicherheit – Teil 2: Begriffe, Bezeichnung und Klassifizierung. April 2003
- DIN EN 12385-3** DIN EN 12385-3: Drahtseile aus Stahldraht – Sicherheit – Teil 3: Information für Gebrauch und Instandhaltung. Dezember 2004

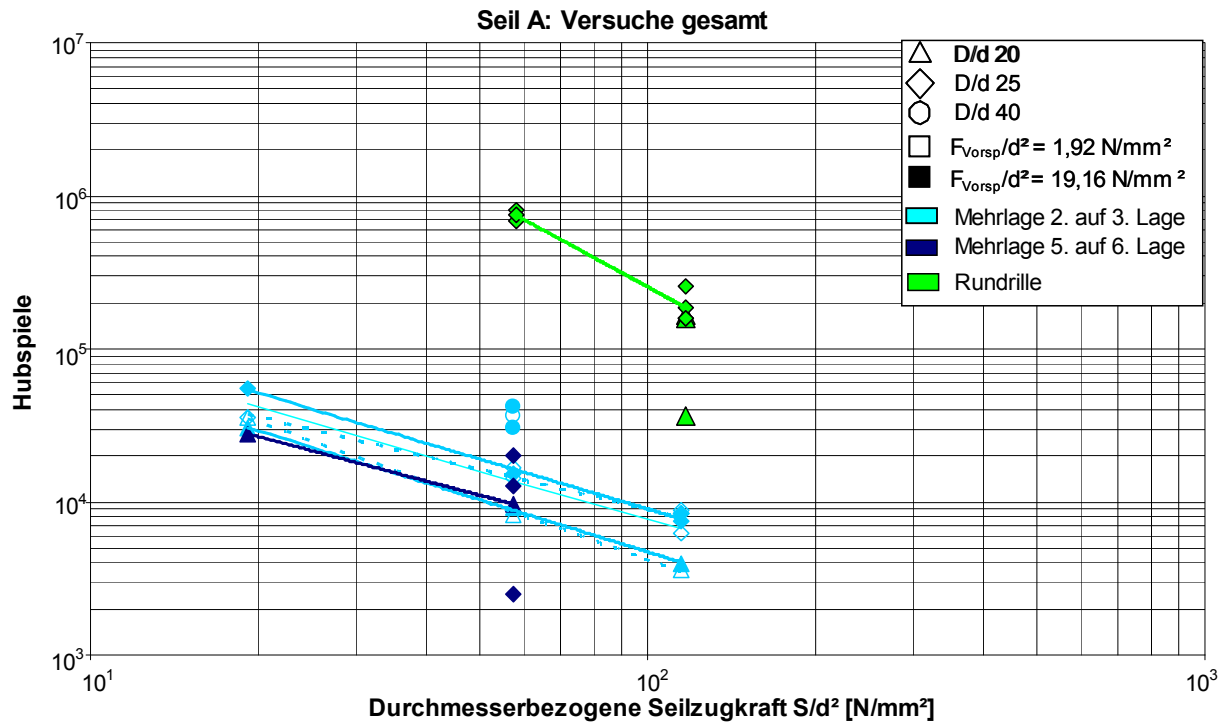
- DIN EN 12385-4** DIN EN 12385-4: Drahtseile aus Stahldraht – Sicherheit – Teil 4: Litzenseile für allgemeine Hebezwecke. März 2003
- Feyrer 1982** Feyrer, K.: Die äußerlich sichtbaren Drahtbrüche als Ablegekriterium von Drahtseilen. Draht 33 (1982) 5, S. 275 - 278
- Feyrer 1994** Feyrer, K.: Berechnung der Lebensdauer von laufenden Seilen. Draht 45 (1994) 7/8, S. 440 - 445
- Feyrer 2000** Feyrer, K.: Drahtseile - Bemessung, Betrieb, Sicherheit. 2. überarbeitete und erweiterte Auflage, Springer-Verlag, 2000
- Feyrer/Jahne 1990** Feyrer, K. und Jahne, K.: Seilelastizitätsmodul von Rundlitzenseilen. Draht 41 (1990) 4, S. 498 - 504
- Fleischer 2002** Fleischer, P.: Auswertung von Betriebsmessungen an Krananlagen. Studienarbeit, Institut für Fördertechnik und Logistik, Universität Stuttgart, 2002
- FVB 2004** Lebensdauer und Ablegereife bei Mehrlagenwicklung im Kranbau. Abschlussbericht des Forschungsprojektes, Heft Nr. 28 der Schriftenreihe der Forschungsvereinigung Bau- und Baustoffmaschinen, Oktober 2004
- Häberle 1992** Häberle, B.: Pressung zwischen Drahtseil und Seilscheibe. Dissertation Universität Stuttgart, 1995
- Heck 2005** Heck, M.: Konstruktion einer Prüfeinrichtung zur Bestimmung der Querverformbarkeit von Drahtseilen. Studienarbeit, Institut für Fördertechnik und Logistik, Universität Stuttgart, 2005
- Henschel 2000** Henschel, J.: Dimensionierung von Windentrommeln. Dissertation TU Clausthal, 1999, veröffentlicht durch Studiengesellschaft Stahlanwendung e.V. bei Verlag und Vertriebsgesellschaft mbH, Düsseldorf, 2000
- Hoeland 1969** Hoeland, G.: Ein Beitrag zur Berechnung von Seiltrommeln unter Berücksichtigung der Verformungen und der Reibung zwischen Seil und Trommel. Fördern und Heben 19 (1969) Nr. 6
- Höb 2002** Höb, R.: Dehnungsmessung an einer Seiltrommel. Studienarbeit, Institut für Fördertechnik und Logistik, Universität Stuttgart, 2002
- Holeschak 1987** Holeschak, W.: Die Lebensdauer von Aufzugseilen und –Treibscheiben im praktischen Betrieb. Dissertation Universität Stuttgart, 1987
- ISO 4309** ISO 4309: Krane – Drahtseile – Instandhaltung, Wartung, Einbau, Überwachung und Ablegen. August 2004

- Jahne 1992** Jahne, K.: Zuverlässigkeit des Ablegekriteriums Drahtbruchzahl bei laufenden Seilen. Dissertation Universität Stuttgart, 1992; Kurzfassung: Draht 41 (1992) 7/8, S. 427 - 434
- Karbalai 1988** Karbalai, D.: Stresses in winch barrels with particular reference to multilayering. Sunderland Polytechnic, 1988
- Lebus 01** Lebus Intl. Eng. GmbH: Firmenschrift
- Liebherr 01** Liebherr Werk Biberach GmbH: Betriebsanleitung Turmdrehkran 140 EC-H6
- Liebherr 02** Liebherr Werk Ehingen GmbH: Spezifikation für drehungsfreie Hubseile auf Autokranen und Raupenkranen. Ehingen, 1992
- Miner 1945** Miner, M. A.: Cumulative damage in Fatigue, Journal of Applied Mechanics Trans ASME 67 (1945) S. 159 - 164
- Müller 1957** Müller, H.: Konstruktion und Prüfung von Personenseilbahnen. Verkehr und Technik 10 (1957) 8, S. 240 - 242 und 9, S.255 - 259
- Mupende 2001** Mupende, I.: Beanspruchungs- und Verformungsverhalten des Systems Trommelmantel – Bordscheiben bei mehrlagig bewickelten Seiltrommeln unter elastischem und teilplastischem Werkstoffverhalten. Dissertation TU Clausthal, Cuvillier Verlag Göttingen, 2001
- Neugebauer 1980** Neugebauer, H.-J.: Berechnungsverfahren für ein- und mehrlagig bewickelte Seiltrommeln mit und ohne Seilrillen. Hebezeuge und Fördermittel 20 (1980) 1, S. 8 - 11; Nr. 5, S. 142 - 146
- Palmgren 1924** Palmgren, A.: Die Lebensdauer von Kugellagern, Z VDI 68 (1924) S. 339 - 341
- Pfeifer 2004** Hinweise für die Praxis: Überwachung von Kranseilen. Hebezeuge und Fördermittel 44 (2004) 11, S. 618 - 619
- Recknagel 1972** Recknagel, G.: Untersuchungen an Aufzugtreibscheiben mit Sitzrillen unter Verwendung von Drahtseilen verschiedener Litzenzahl. Dissertation Universität Karlsruhe, 1972
- Reuleaux 1861** Reuleaux, F.: Der Konstrukteur. 1. Aufl., Braunschweig, Vieweg 1861
- Scheffler 1994** Scheffler, M.: Grundlagen der Fördertechnik – Elemente und Triebwerke. Friedrich Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft mbH, Braunschweig/Wiesbaden; 1994

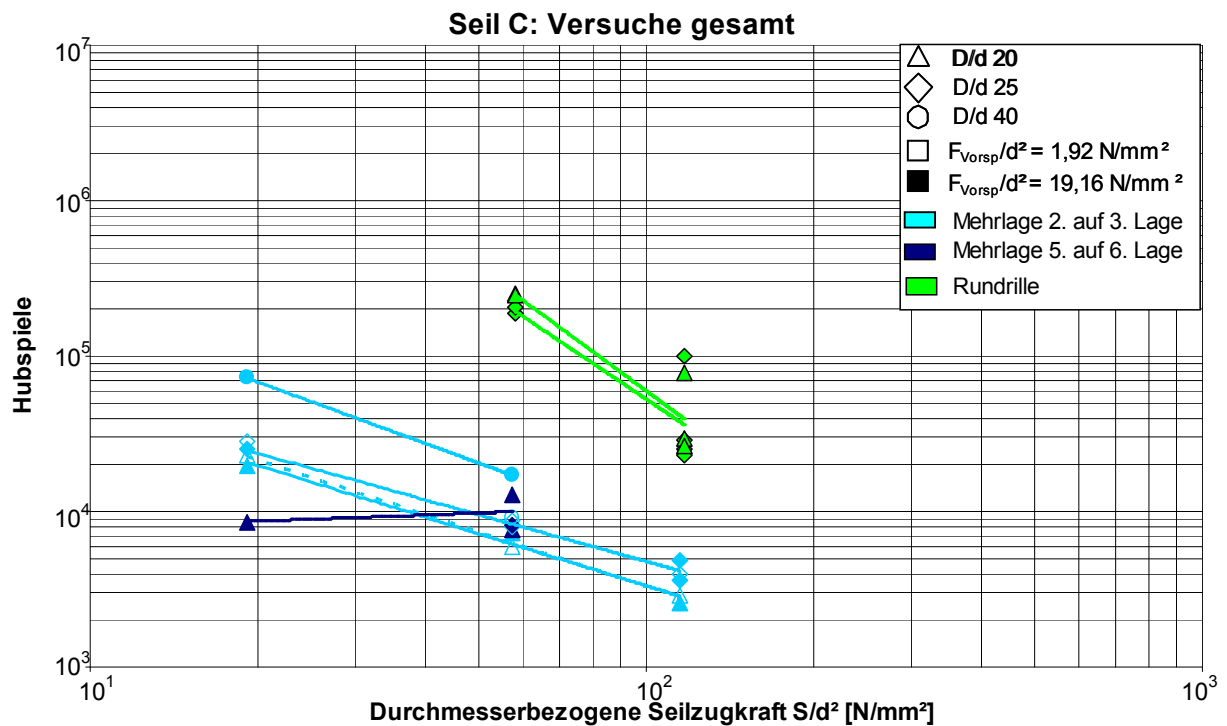
- Schiffner 1986** Schiffner, G.: Spannungen in laufenden Drahtseilen. Dissertation Universität Stuttgart, 1986
- Shitkow/Pospechow 1957** Shitkow, D.G.; Pospechow, I.T.: Drahtseile. VEB Verlag Technik, Berlin, 1957
- Unterberg 1991** Unterberg, H.-W.: Der Einfluss der Rillenform auf die Lebensdauer von laufenden Drahtseilen. Draht (1991) 4, S. 233 - 234
- Verreet 1995** Verreet, R.: Ing.-Büro für Fördertechnik, Aachen: Welches Seil für welche Anwendung? Firmenschrift Casar Drahtseilwerk Saar GmbH. PR GmbH, Aachen, 1995
- Verreet 2000** Verreet, R.: Schulungsband Drahtseile. Aachen, 2000
- Verreet 2003** Verreet, R.: Wire rope damage due to bending fatigue and drum crushing. OIPEEC Bulletin 85, Juni 2003, S. 27 – 46
- Wehking/Klöpfer 2000** Wehking, K.-H.; Klöpfer, A.: Lebensdauer und Ablegereifeerkennung von Drahtseilen unter Zugschwellbeanspruchung. Draht (2000) 2, S. 138 - 144
- Willim 2002** Willim, H.: Erfahrungen mit Seilen an Fahrzeugkranen. Vortrag beim 1. Internationalen Stuttgarter Seiltag, 2002
- Woernle 1929** Woernle, R.: Ein Beitrag zur Klärung der Drahtseilfrage. VDI 73 (1929) 13, S. 417 - 426
- Wolf 1987** Wolf, E.: Seilbedingte Einflüsse auf die Lebensdauer laufender Drahtseile. Dissertation Universität Stuttgart, 1987

## 6 Anhang

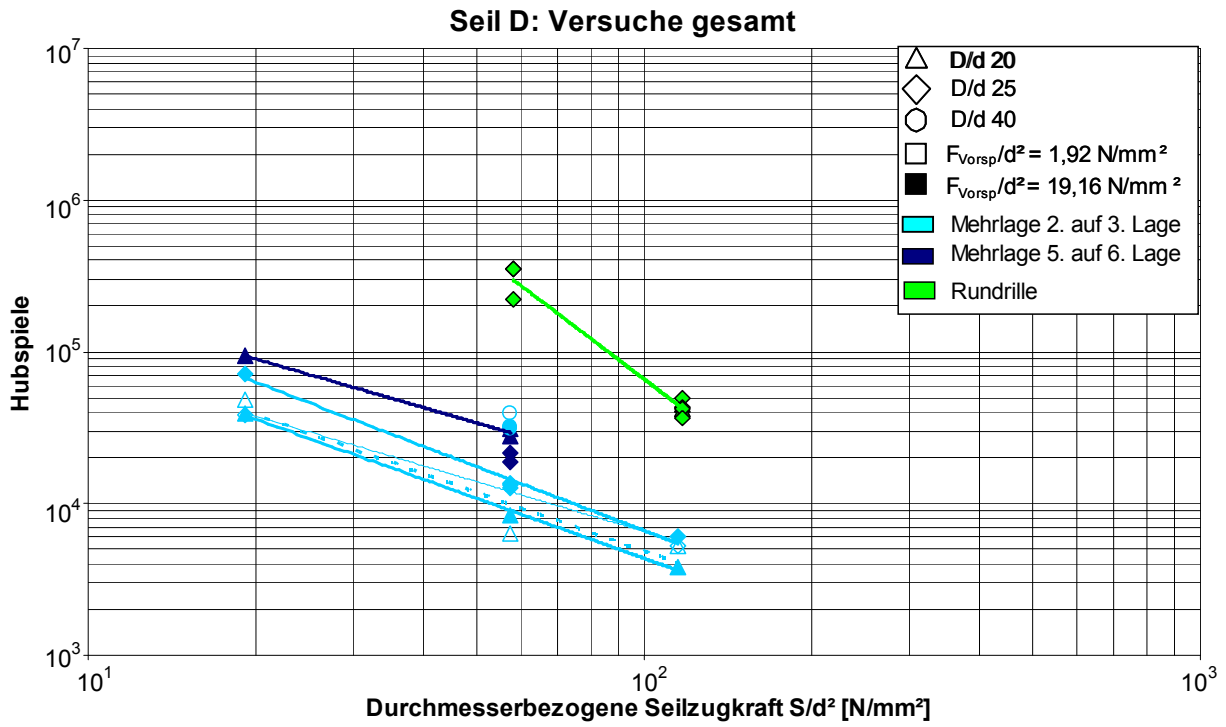
### Lebensdauerdiagramme der einzelnen Seiltypen



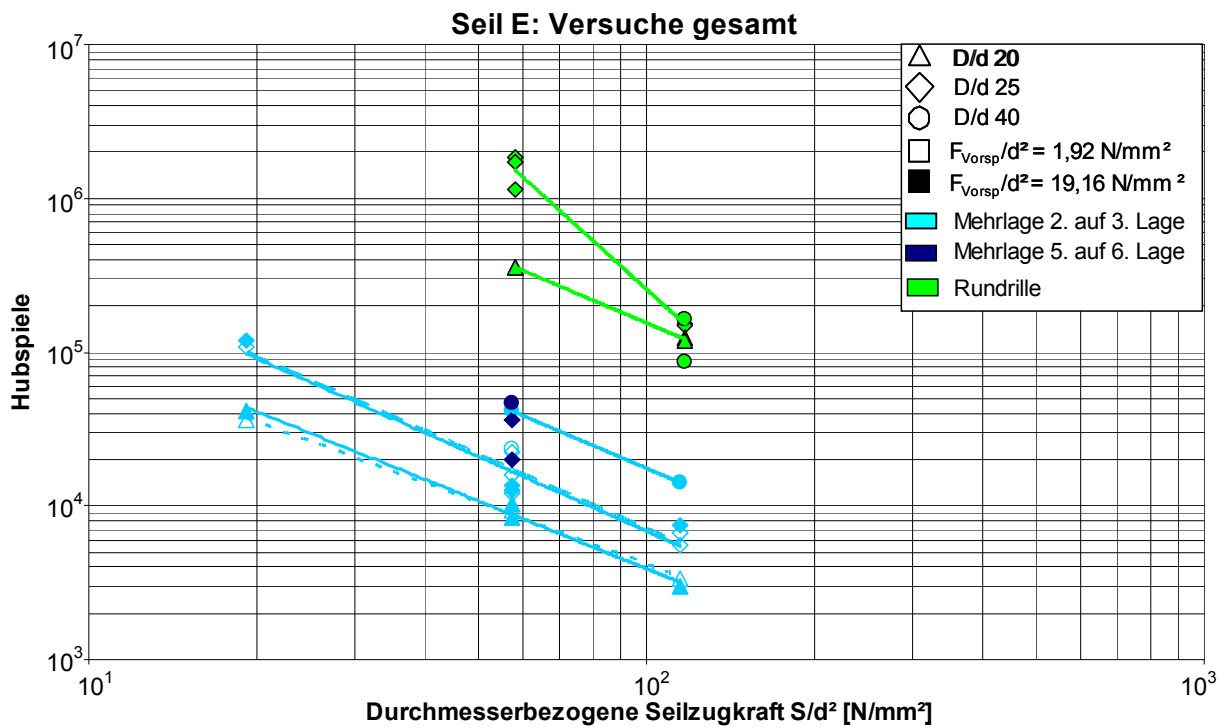
**Abb. 6-1:** Lebensdauerdiagramm für Seiltyp A



**Abb. 6-2:** Lebensdauerdiagramm für Seiltyp C



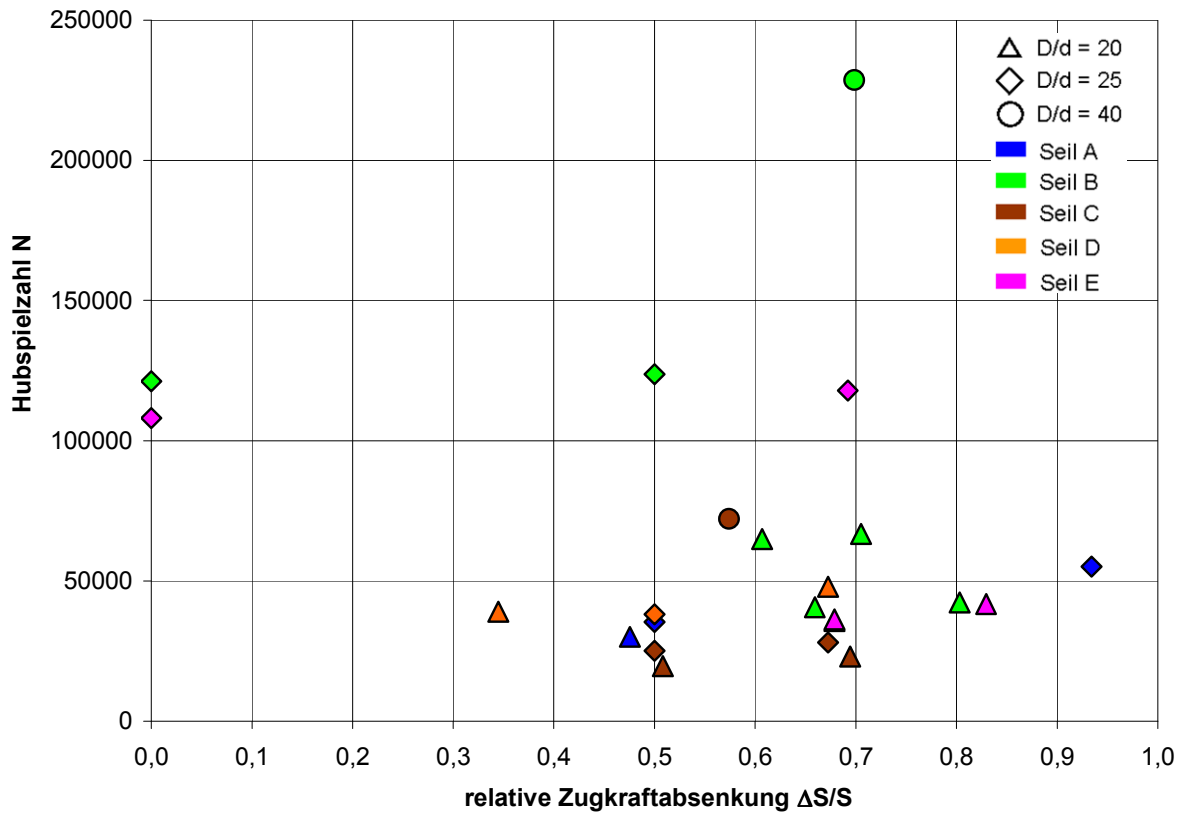
**Abb. 6-3:** Lebensdauerdiagramm für Seiltyp D



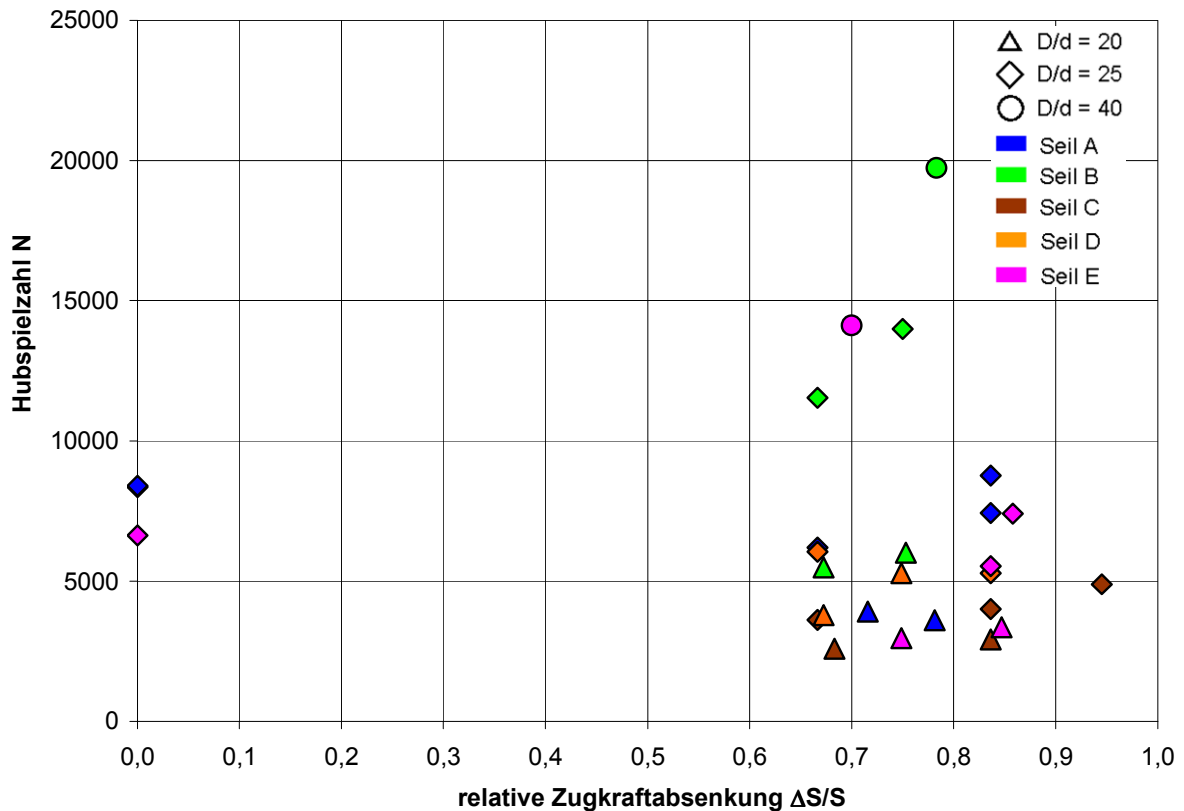
**Abb. 6-4:** Lebensdauerdiagramm für Seiltyp E



### Einfluss der relativen Zugkraftabsenkung $\Delta S/S$



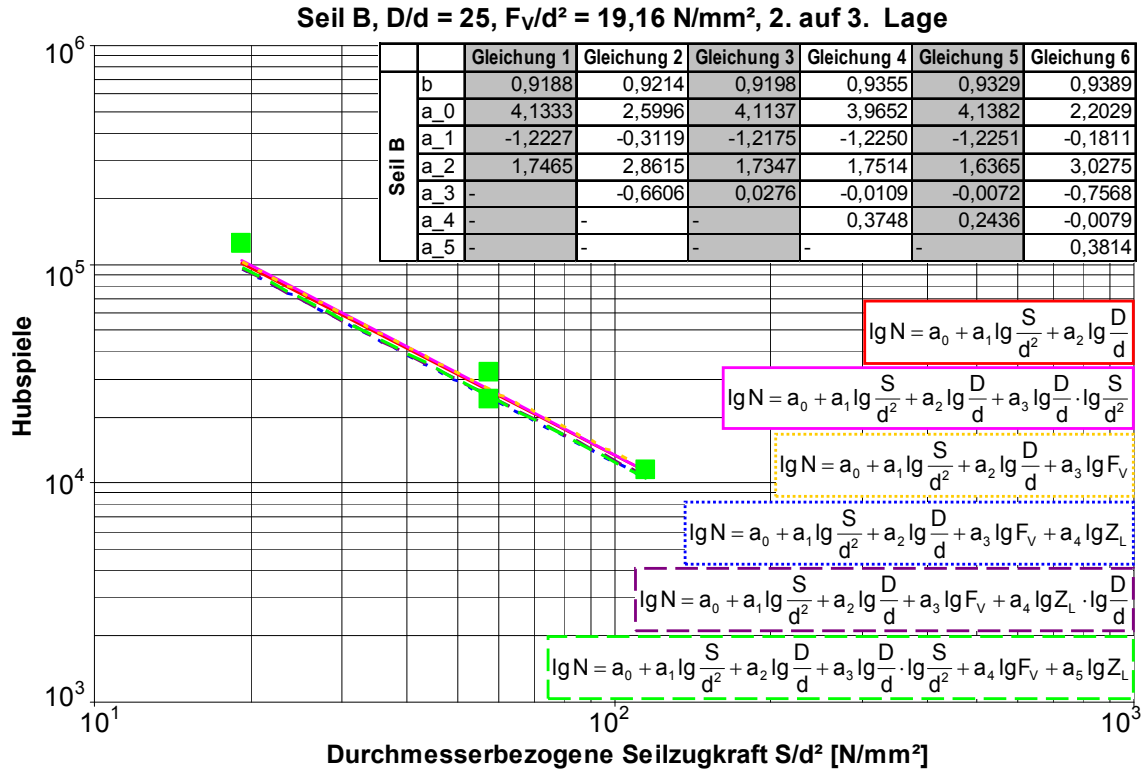
**Abb. 6-5:** Übersicht der Versuche 2./3. Lage, Last 1 t, gesamt



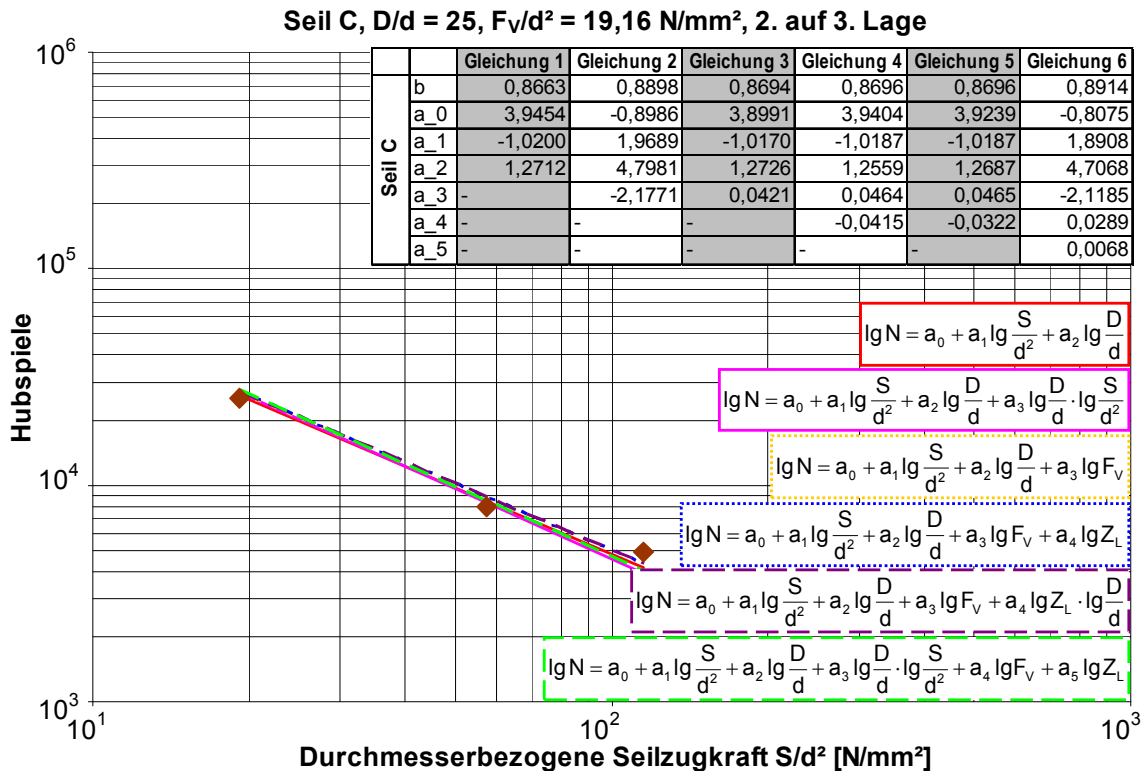
**Abb. 6-6:** Übersicht der Versuche 2./3. Lage, Last 6 t, gesamt

### Darstellung der seilspezifischen Regressionsrechnung

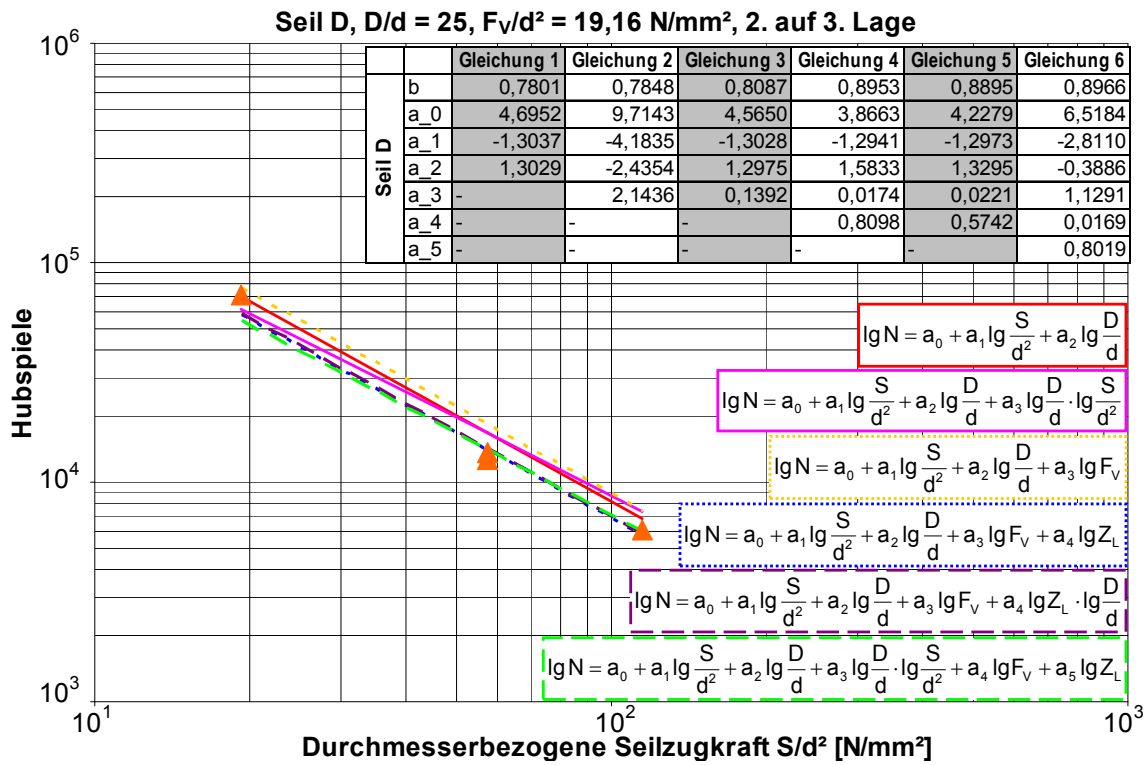
#### Vergleich der Regressionsgeraden



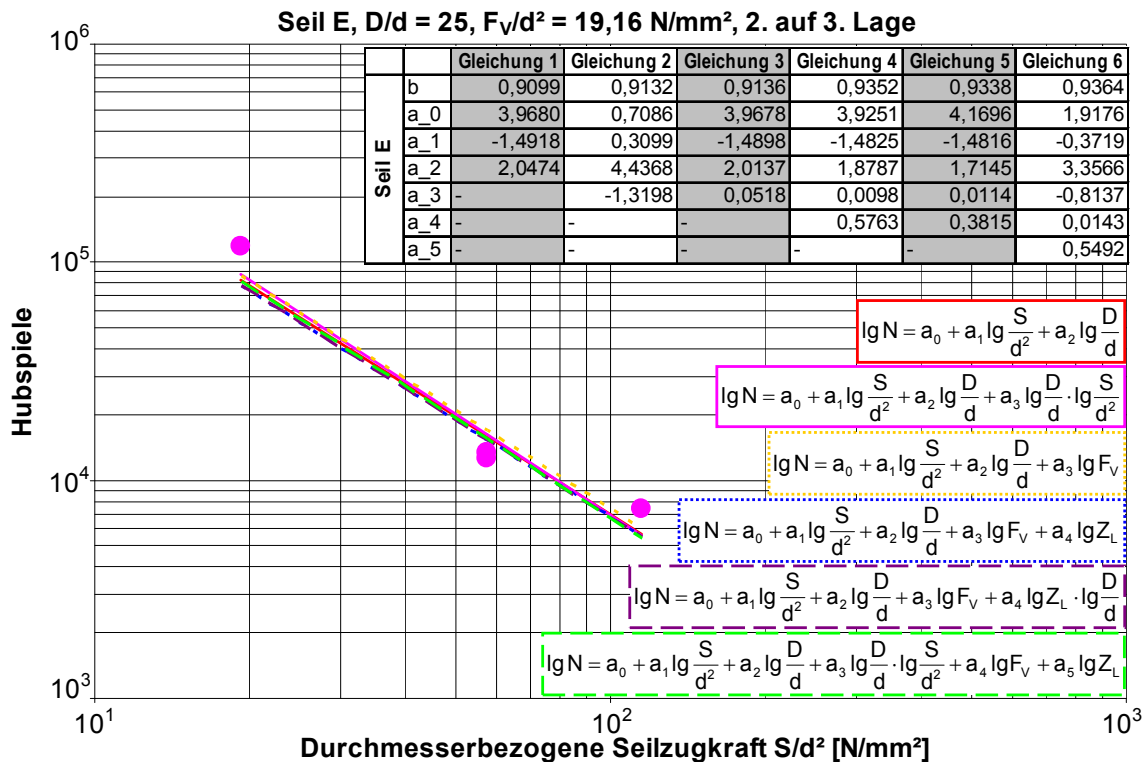
**Abb. 6-7:** Vergleich der Regressionsgeraden Seil B



**Abb. 6-8:** Vergleich der Regressionsgeraden Seil C



**Abb. 6-9:** Vergleich der Regressionsgeraden Seil D



**Abb. 6-10:** Vergleich der Regressionsgeraden Seil E

Darstellung der seilspezifischen Regressionsgeraden für Gleichung 6

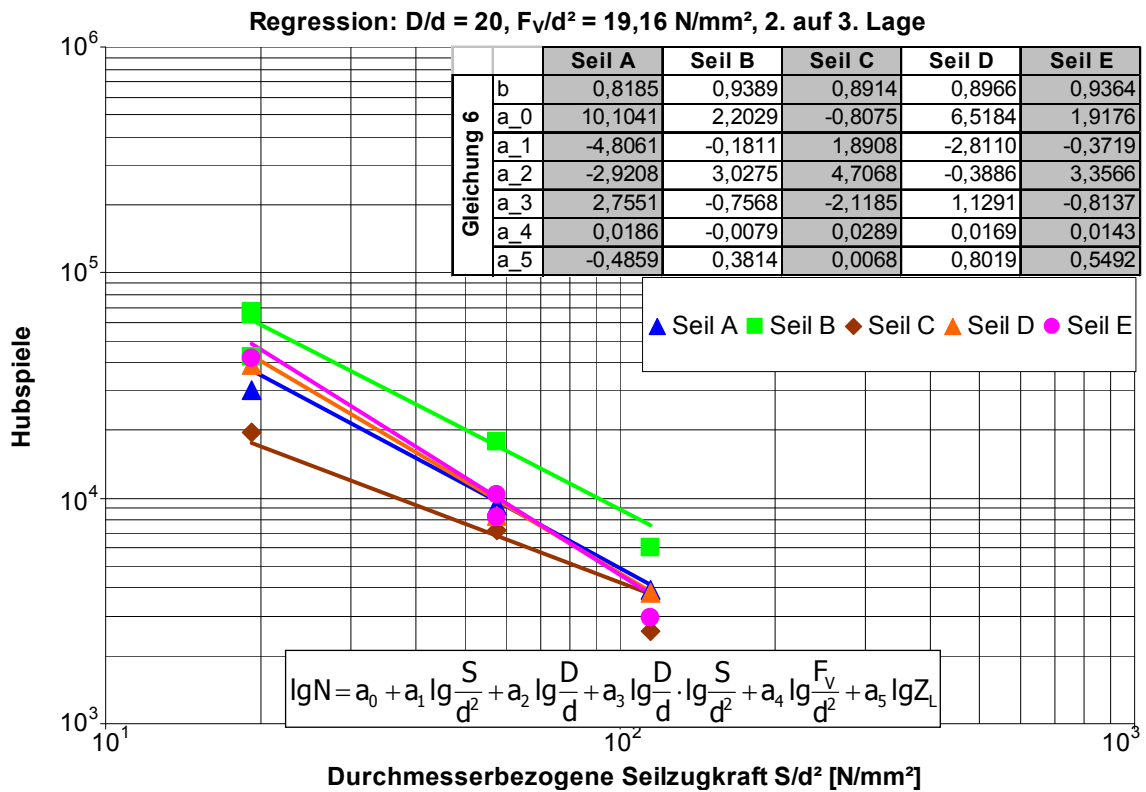


Abb. 6-11: Darstellung der Regressionsgeraden für  $D/d = 20$

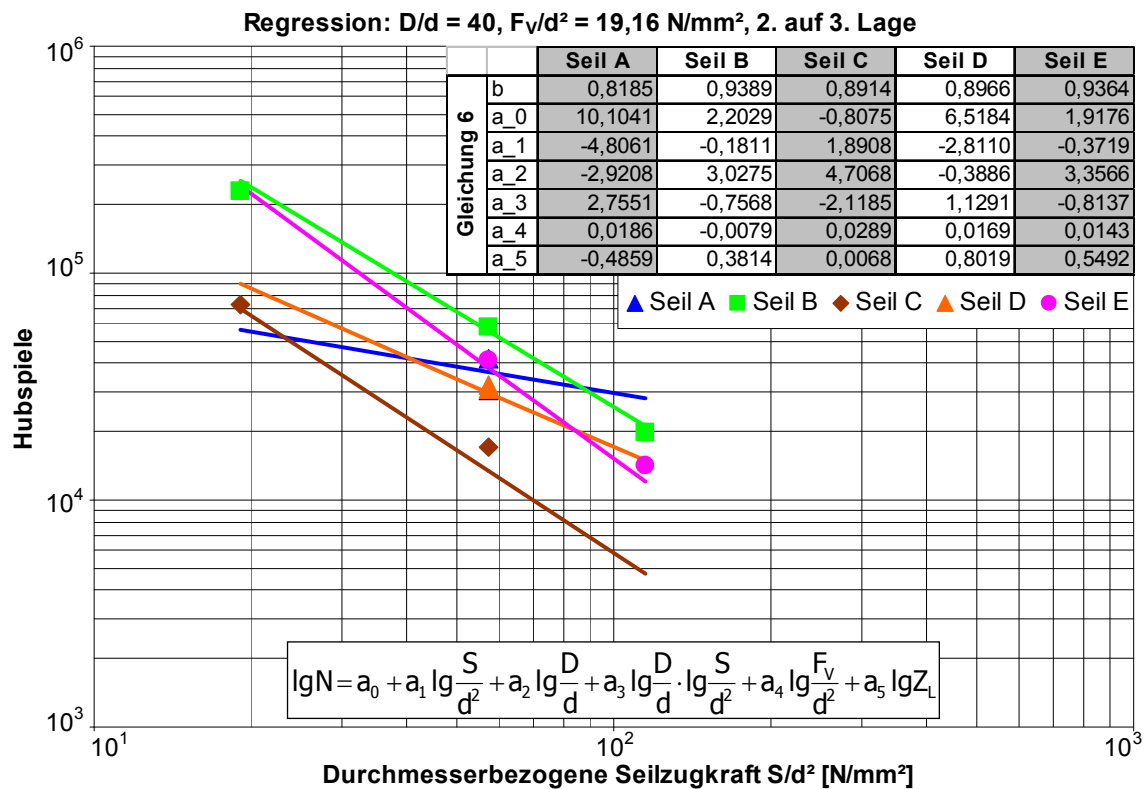
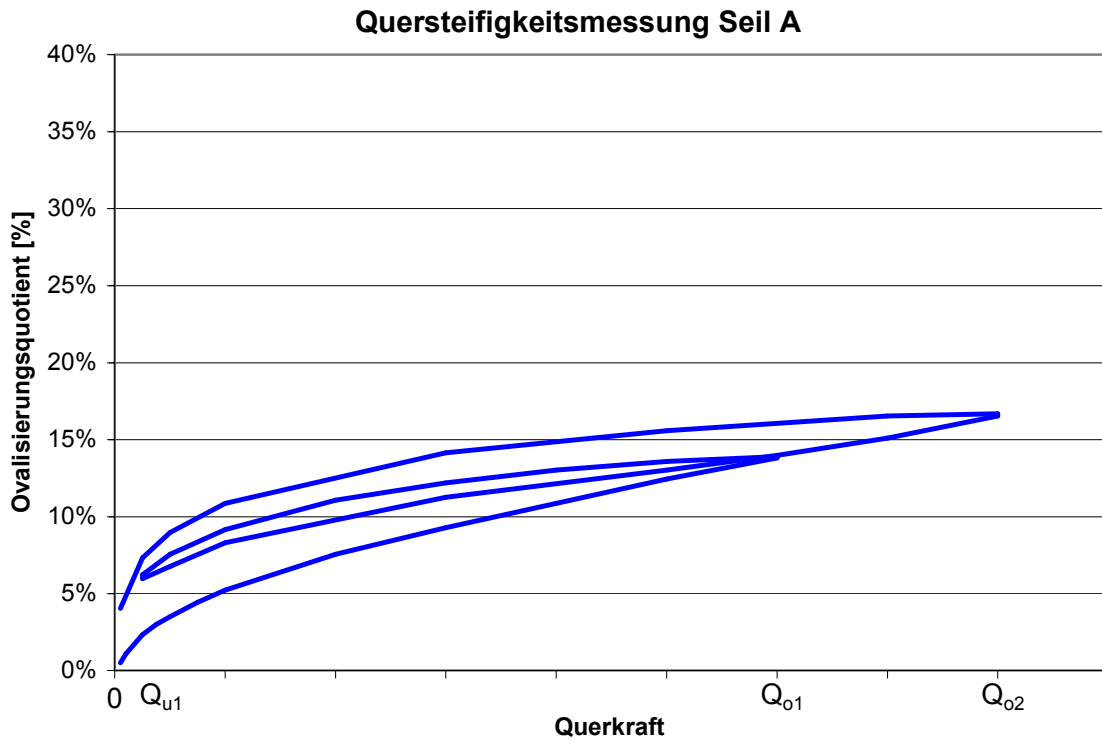
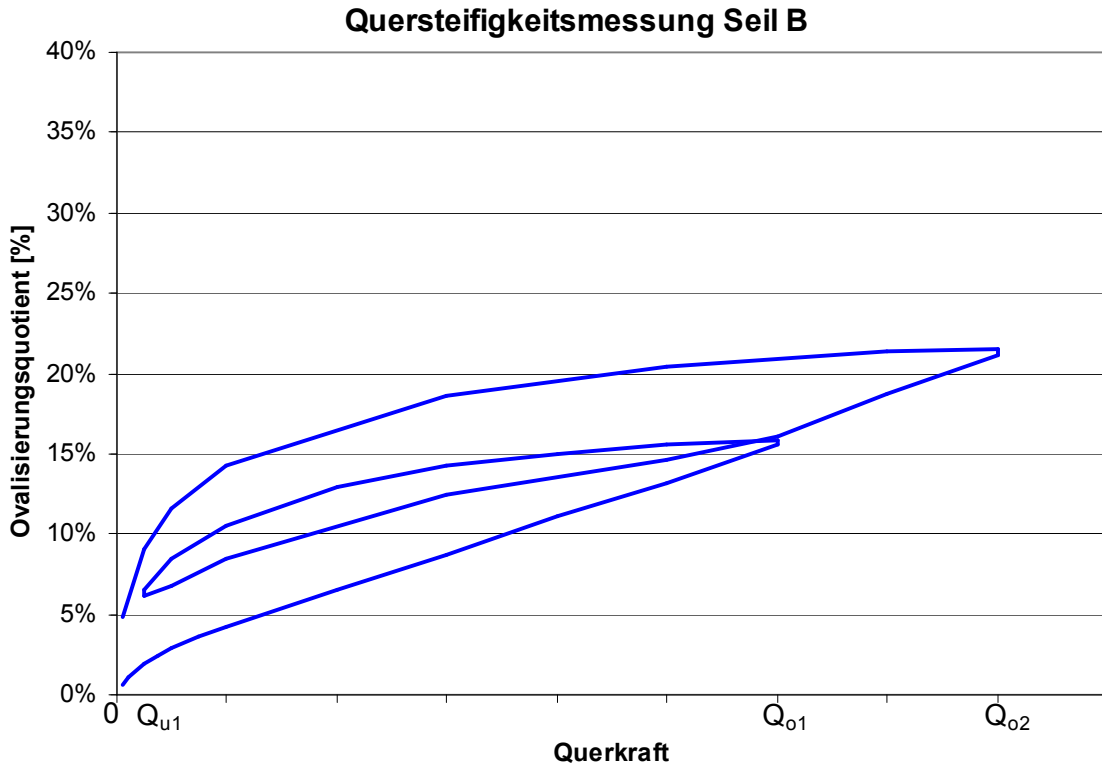


Abb. 6-12: Darstellung der Regressionsgeraden für  $D/d = 40$

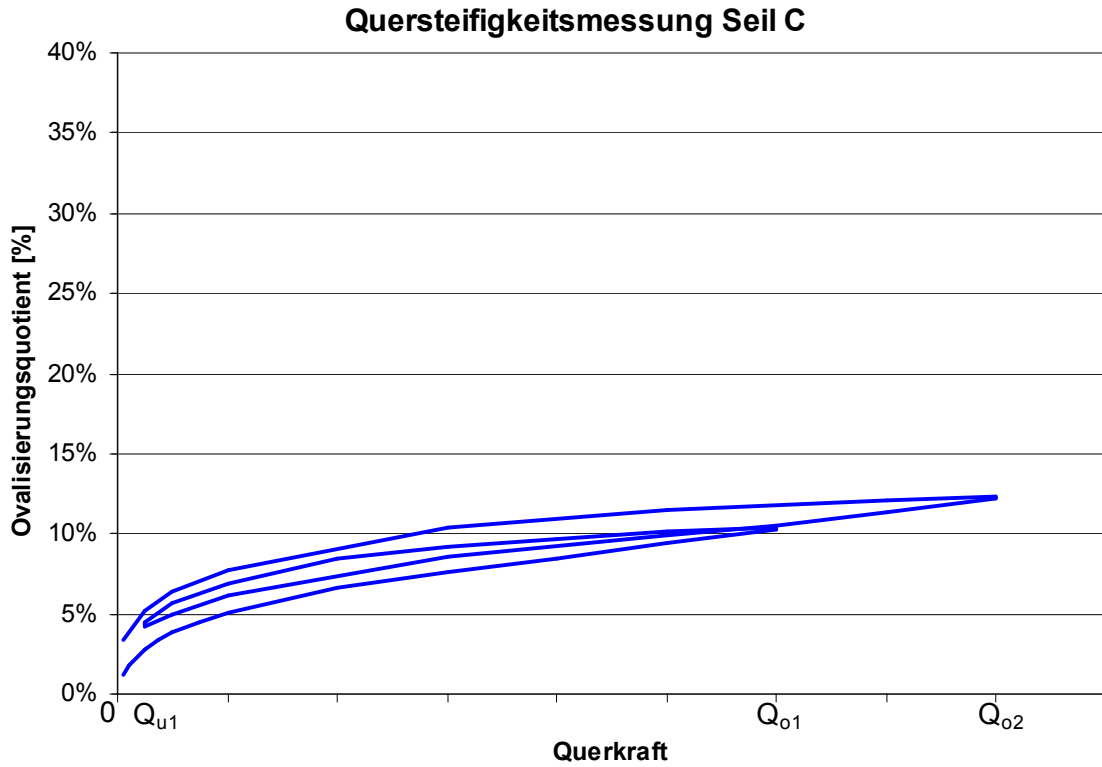
## Auswertung der Querelastizitätsmessungen, unbelastetes Seil



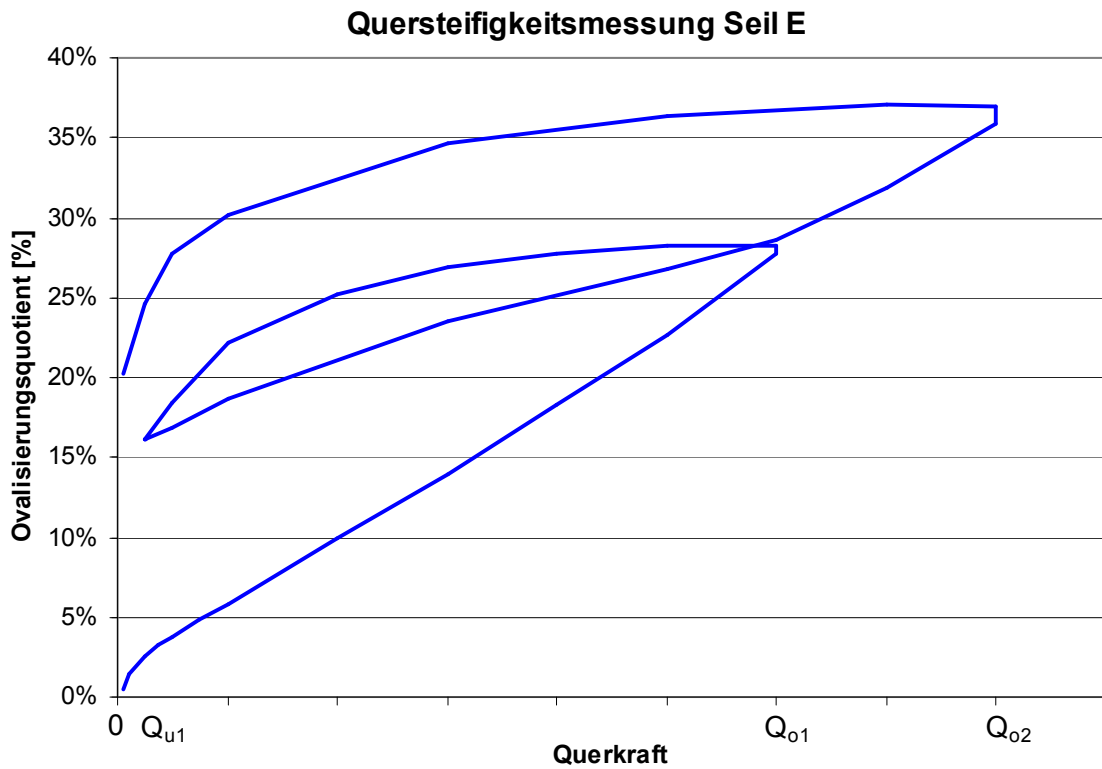
**Abb. 6-13:** Auswertungsdiagramm Querelastizitätsmessungen, Seil A



**Abb. 6-14:** Auswertungsdiagramm Querelastizitätsmessungen, Seil B



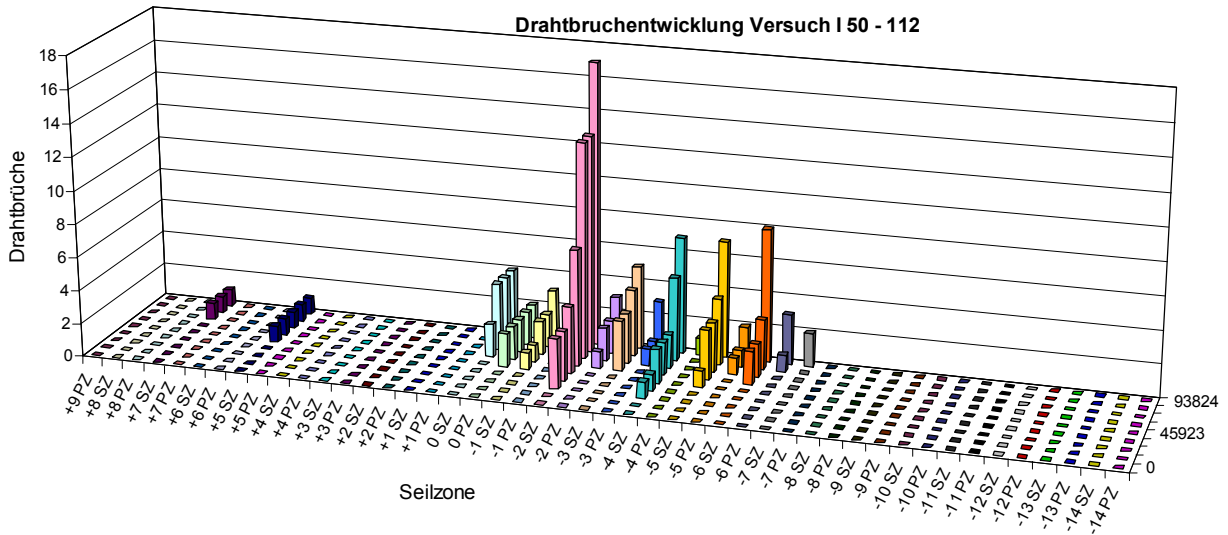
**Abb. 6-15:** Auswertungsdigramm Querelastizitätsmessungen, Seil C



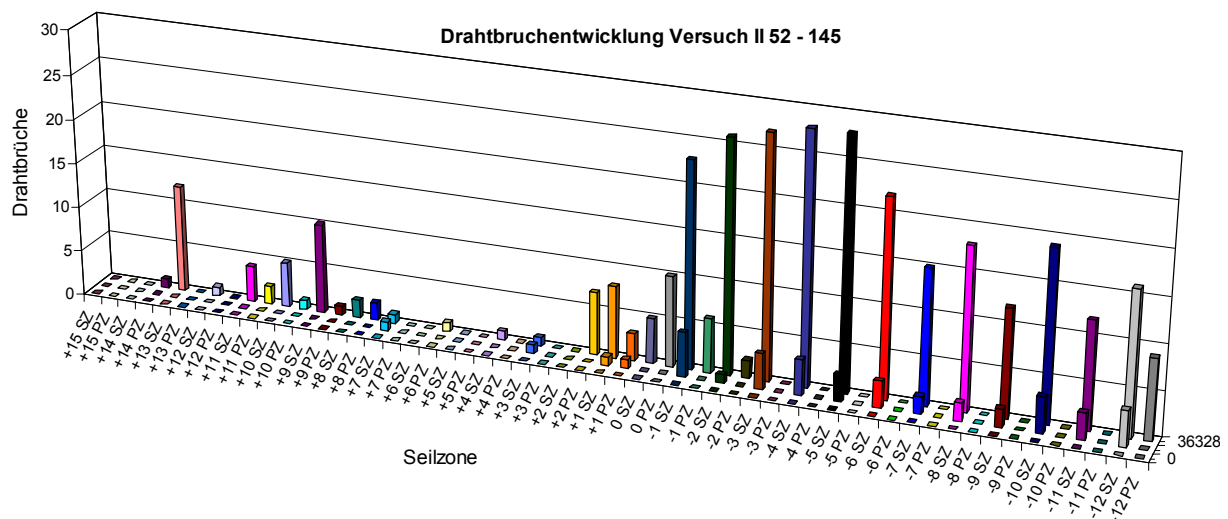
**Abb. 6-16:** Auswertungsdigramm Querelastizitätsmessungen, Seil E

## Verlauf der Drahtbruchentwicklung bei unterschiedlichen Versuchsparametern

Durchmesser Verhältnis  $D/d = 20$

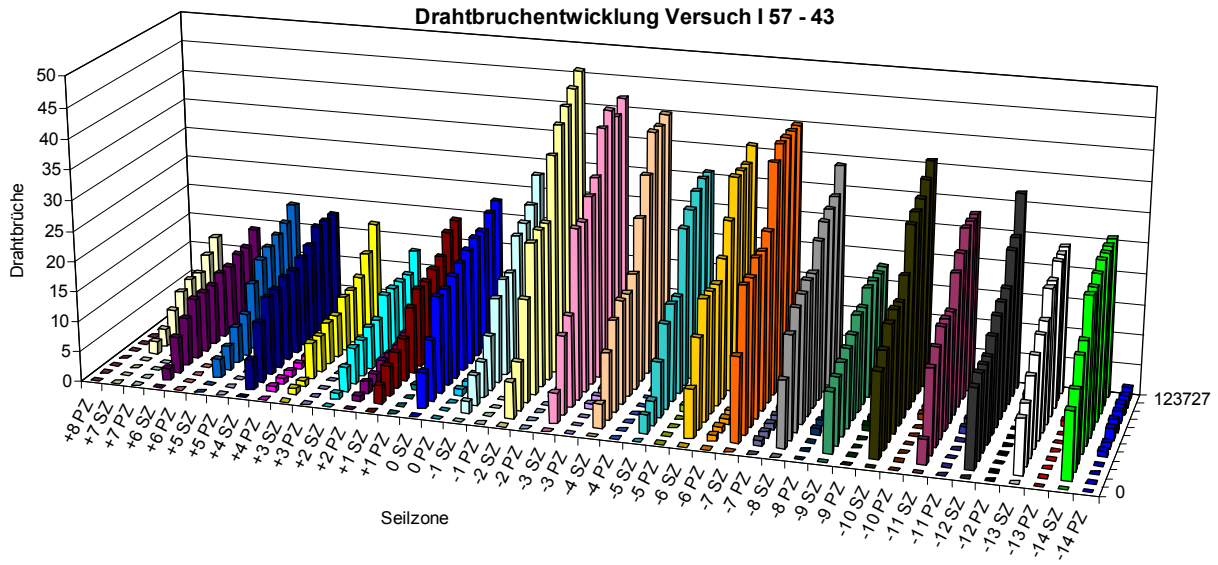


**Abb. 6-17:** Seil D: 1 t,  $D/d = 20$ ,  $F_V/d^2 = 19,16 \text{ N/mm}^2$ , 5./6. Lage, 93824 Hubspiele

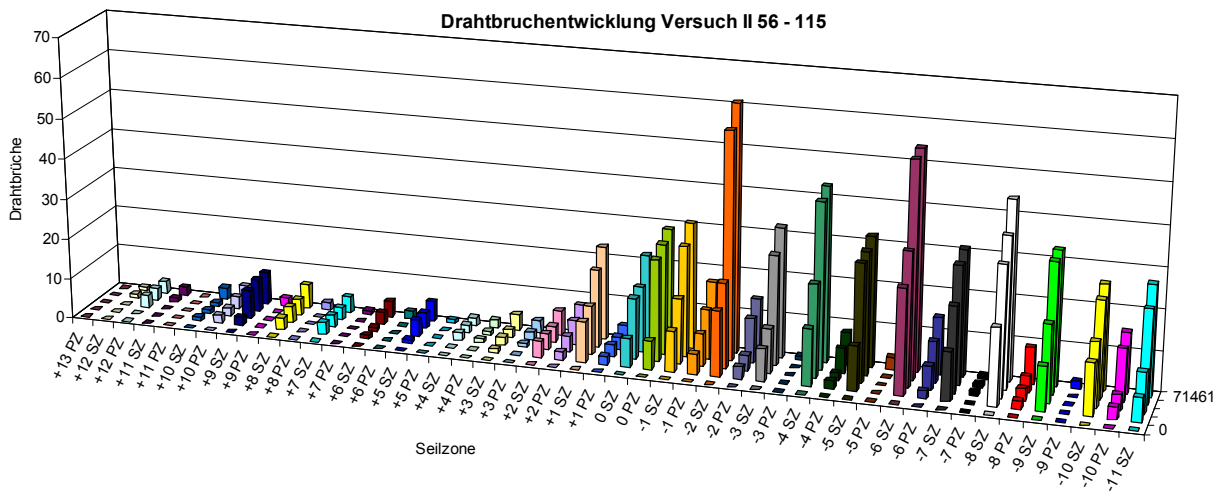


**Abb. 6-18:** Seil E: 1 t,  $D/d = 20$ ,  $F_V/d^2 = 1,92 \text{ N/mm}^2$ , 2./3. Lage, 36328 Hubspiele

Durchmesser Verhältnis  $D/d = 25$

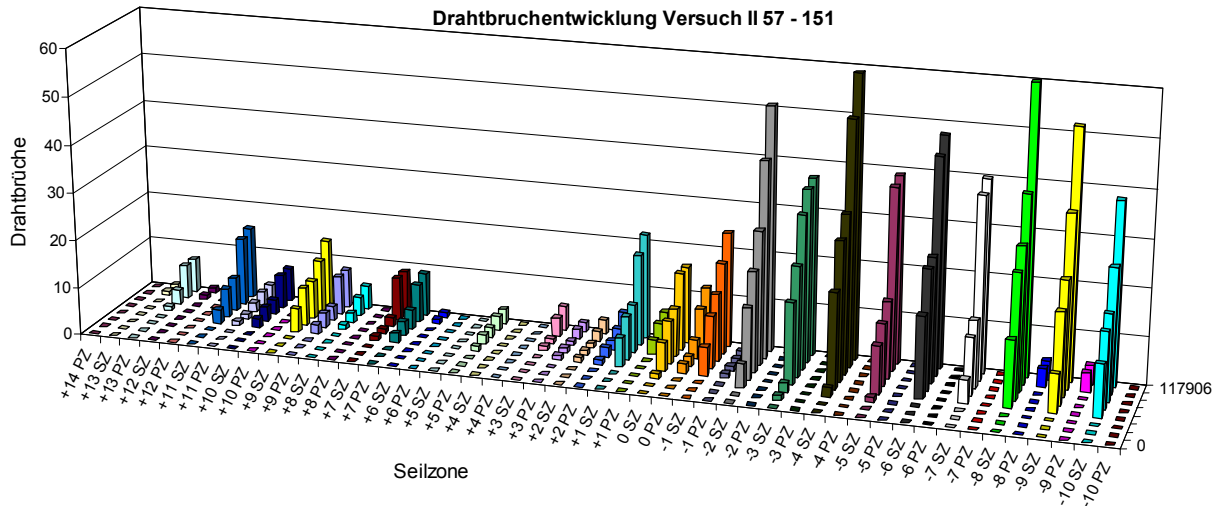


**Abb. 6-19:** Seil B: 1 t,  $D/d = 25$ ,  $F_V/d^2 = 19,16 \text{ N/mm}^2$ , 2./3. Lage, 123727 Hubspiele



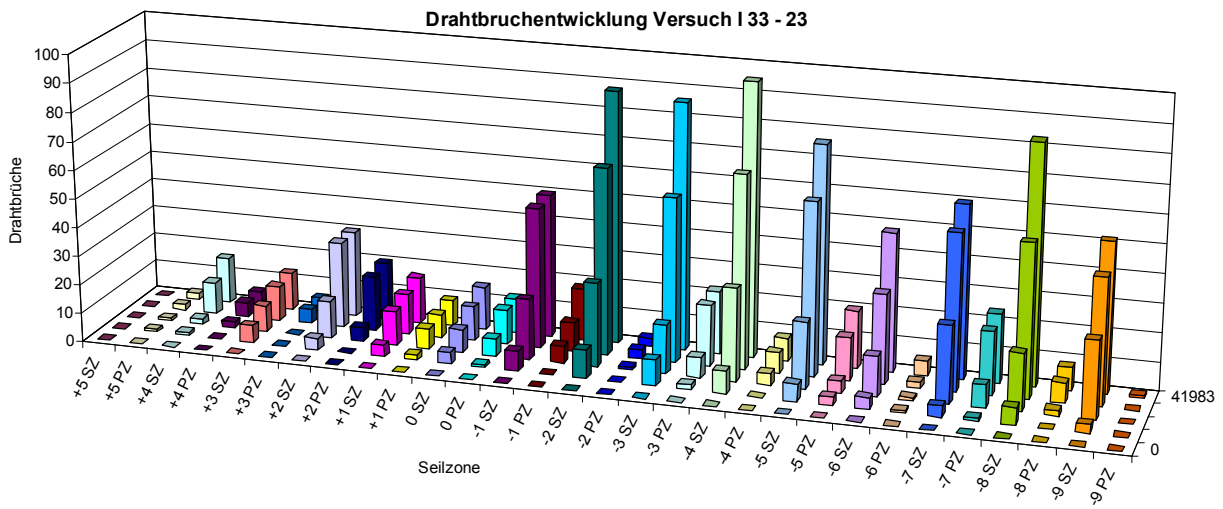
**Abb. 6-20:** Seil D: 1 t,  $D/d = 25$ ,  $F_V/d^2 = 19,16 \text{ N/mm}^2$ , 2./3. Lage, 71461 Hubspiele



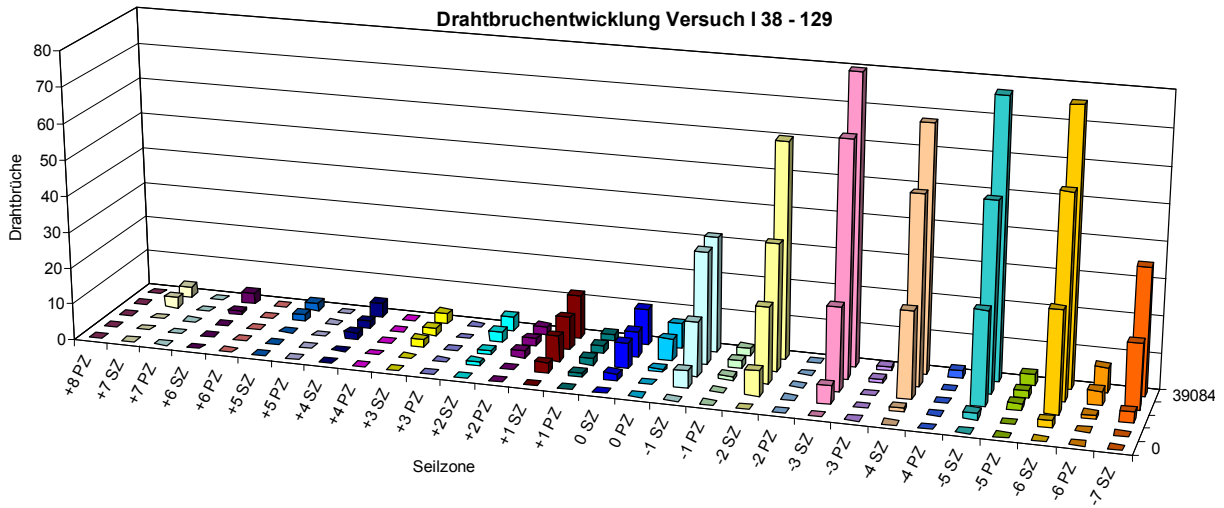


**Abb. 6-21:** Seil E: 1 t,  $D/d = 25$ ,  $F_v/d^2 = 19,16 \text{ N/mm}^2$ , 2./3. Lage, 117906 Hubspiele

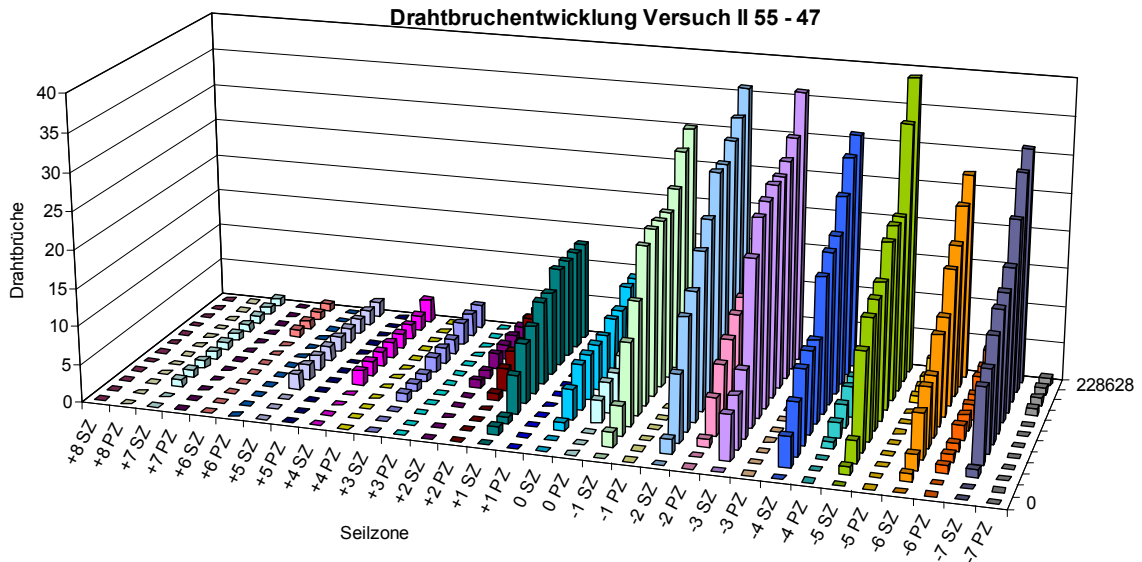
Durchmesserverhältnis  $D/d = 40$



**Abb. 6-22:** Seil A: 3 t,  $D/d = 40$ ,  $F_v/d^2 = 19,16 \text{ N/mm}^2$ , 2./3. Lage, 41983 Hubspiele



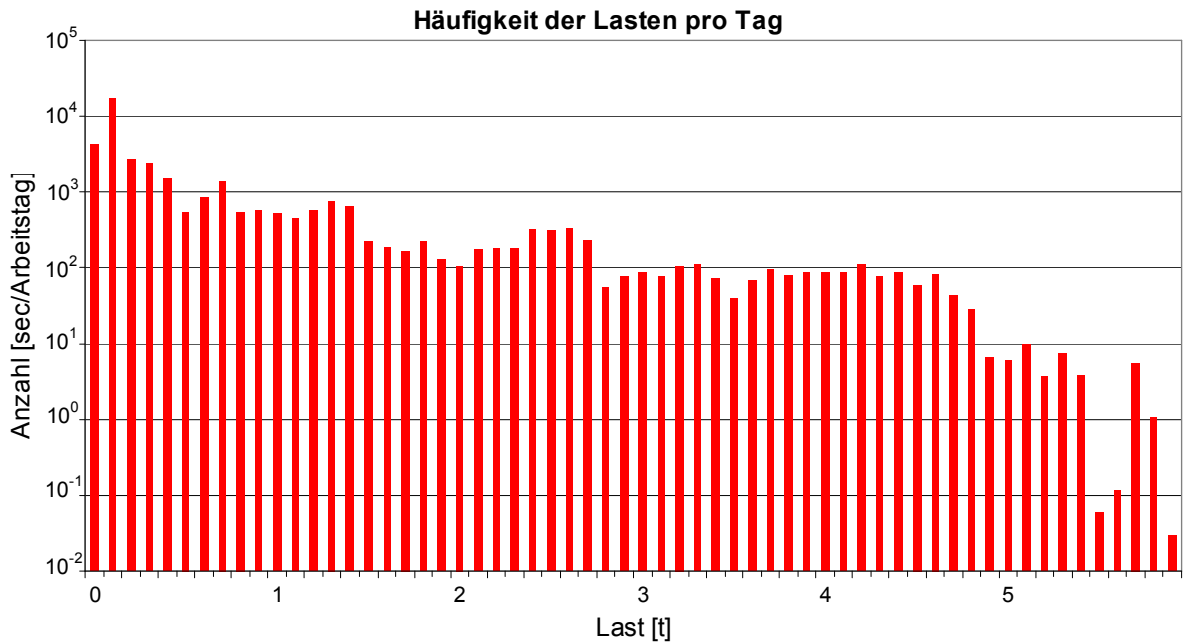
**Abb. 6-23:** Seil D: 3 t,  $D/d = 40$ ,  $F_V/d^2 = 1,92 \text{ N/mm}^2$ , 2./3. Lage, 39084 Hubspiele



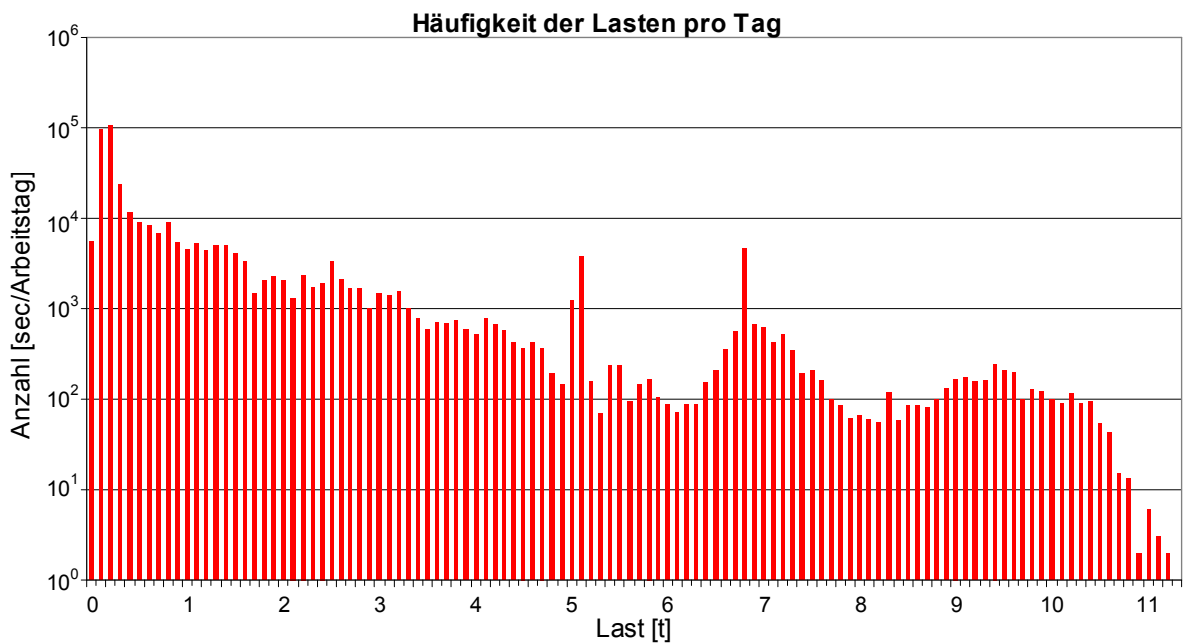
**Abb. 6-24:** Seil B: 1 t,  $D/d = 40$ ,  $F_V/d^2 = 19,16 \text{ N/mm}^2$ , 2./3. Lage, 228628 Hubspiele

## Auswertung der Betriebsmessungen

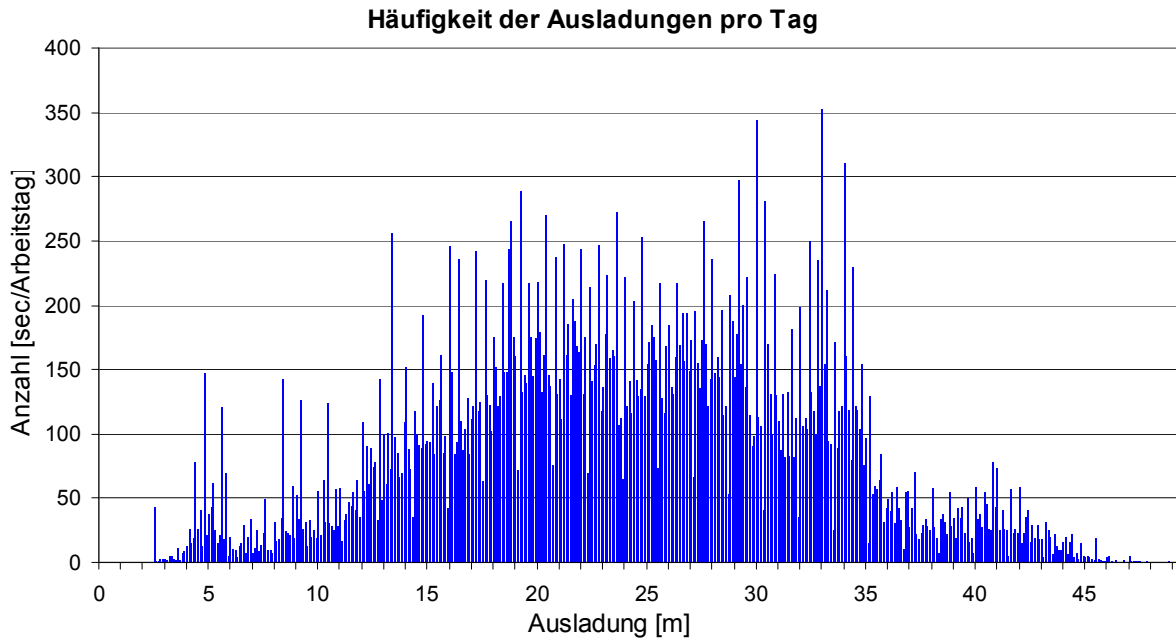
### Kollektivbildung



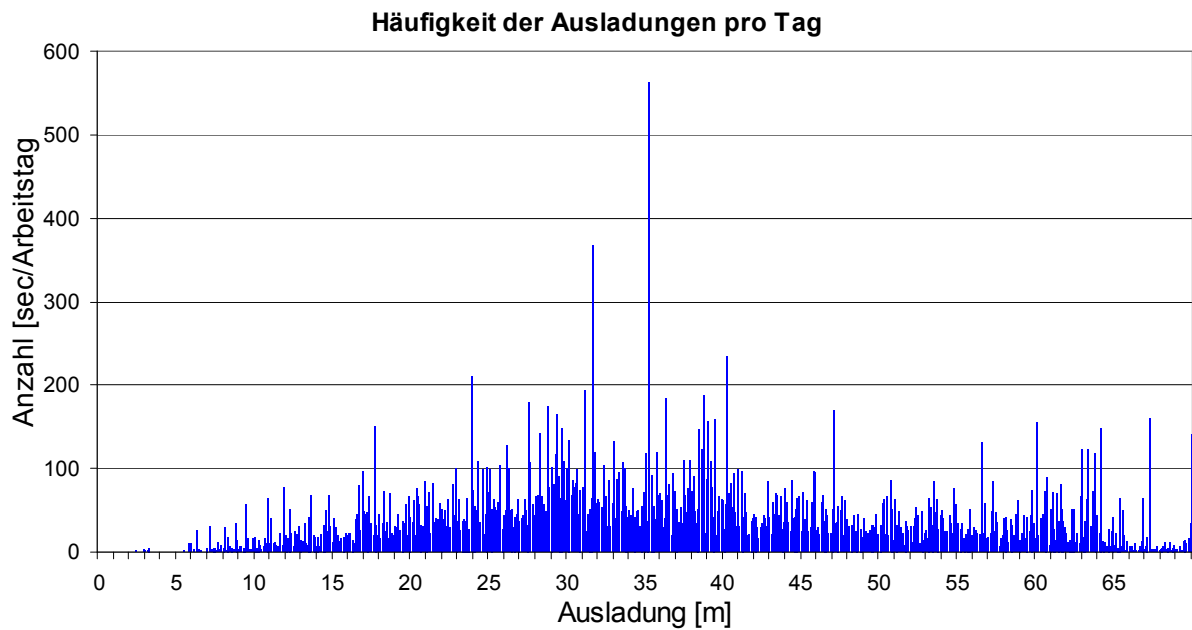
**Abb. 6-25:** Lastverteilung Krananlage Wolffkran, **Fleischer 2002**



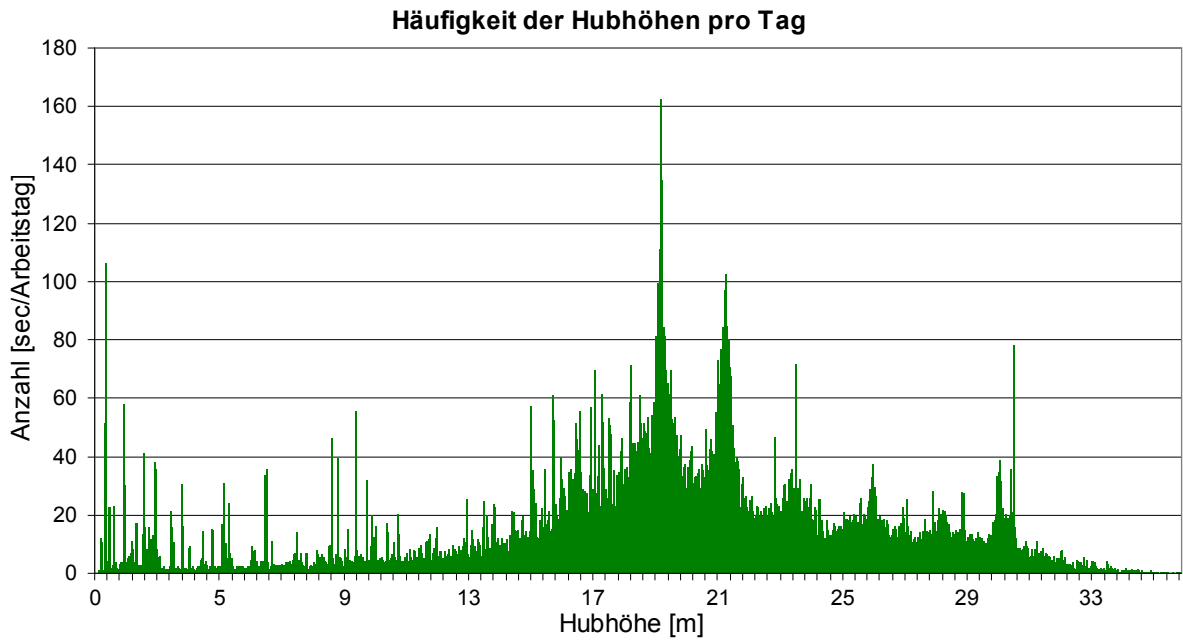
**Abb. 6-26:** Lastverteilung Krananlage Liebherr, **Fleischer 2002**



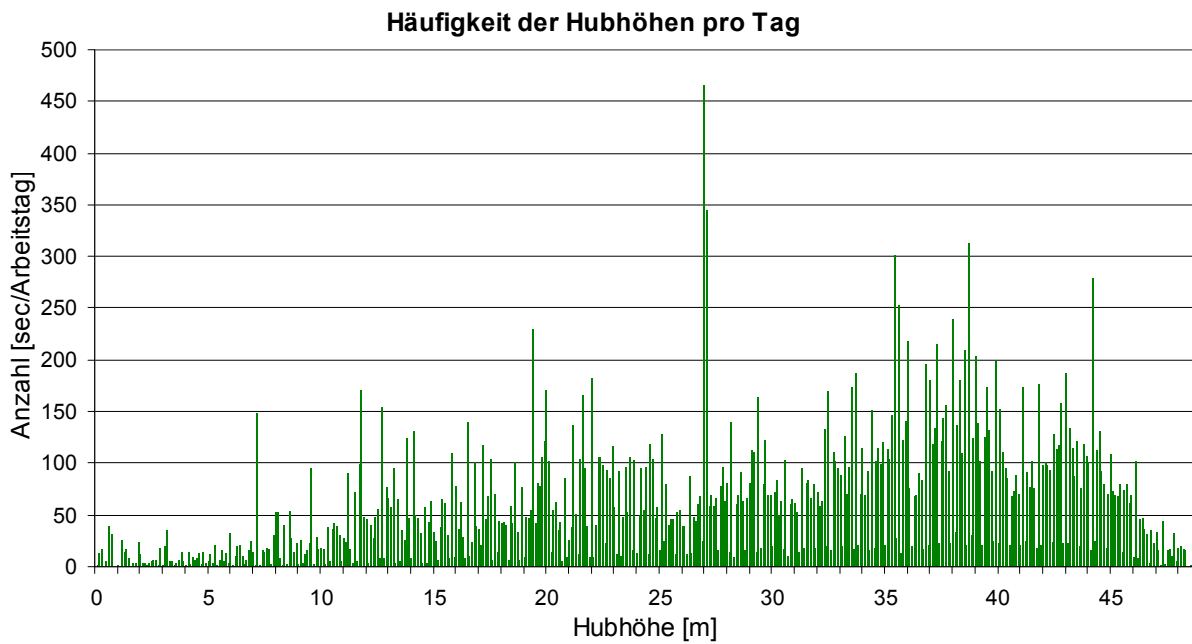
**Abb. 6-27:** Krananlage Wolffkran, Häufigkeiten der Ausladungen, **Fleischer 2002**



**Abb. 6-28:** Krananlage Liebherr, Häufigkeiten der Ausladungen, **Fleischer 2002**

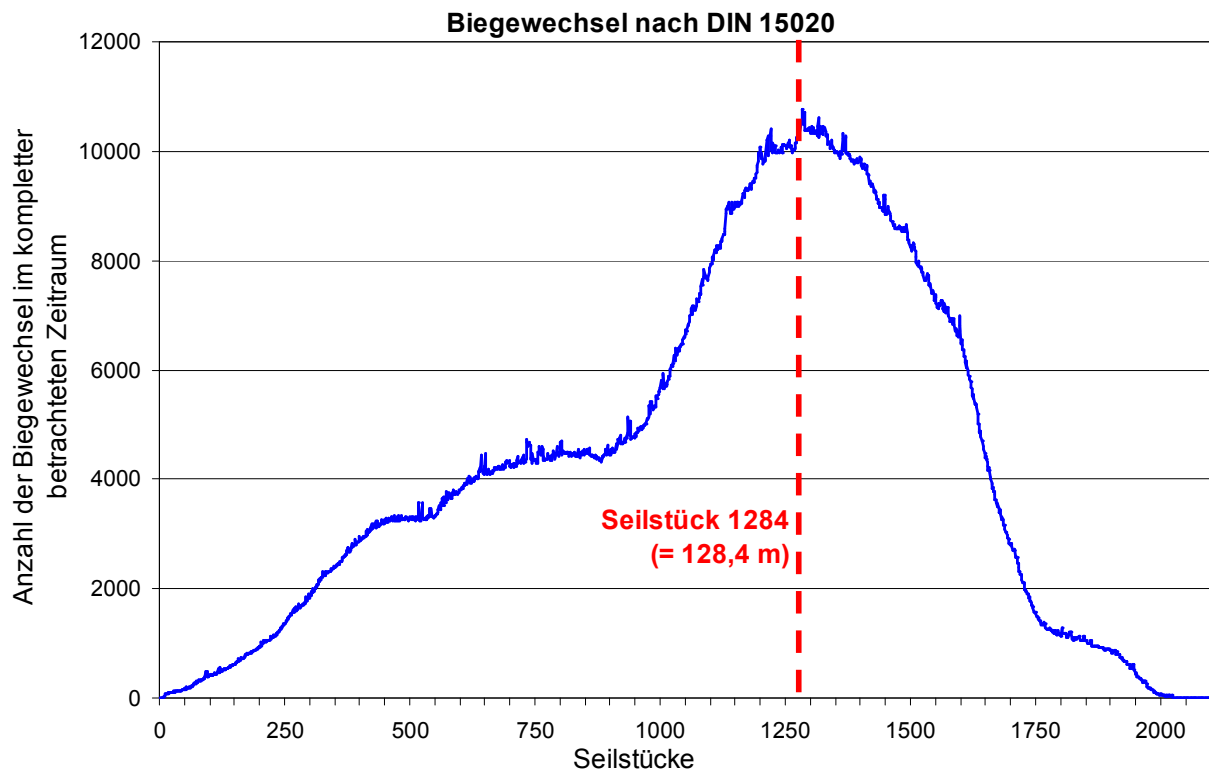


**Abb. 6-29:** Krananlage Wolffkran, Häufigkeiten der Hubhöhen, **Fleischer 2002**

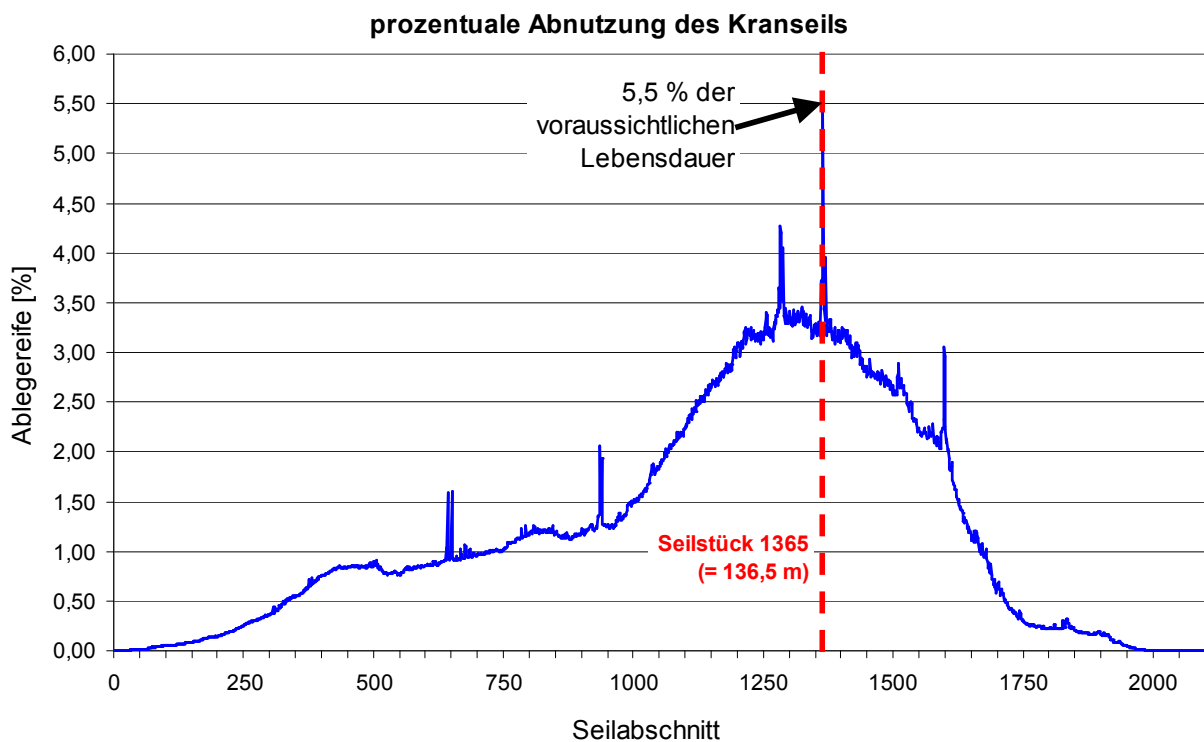


**Abb. 6-30:** Krananlage Liebherr, Häufigkeiten der Hubhöhen, **Fleischer 2002**

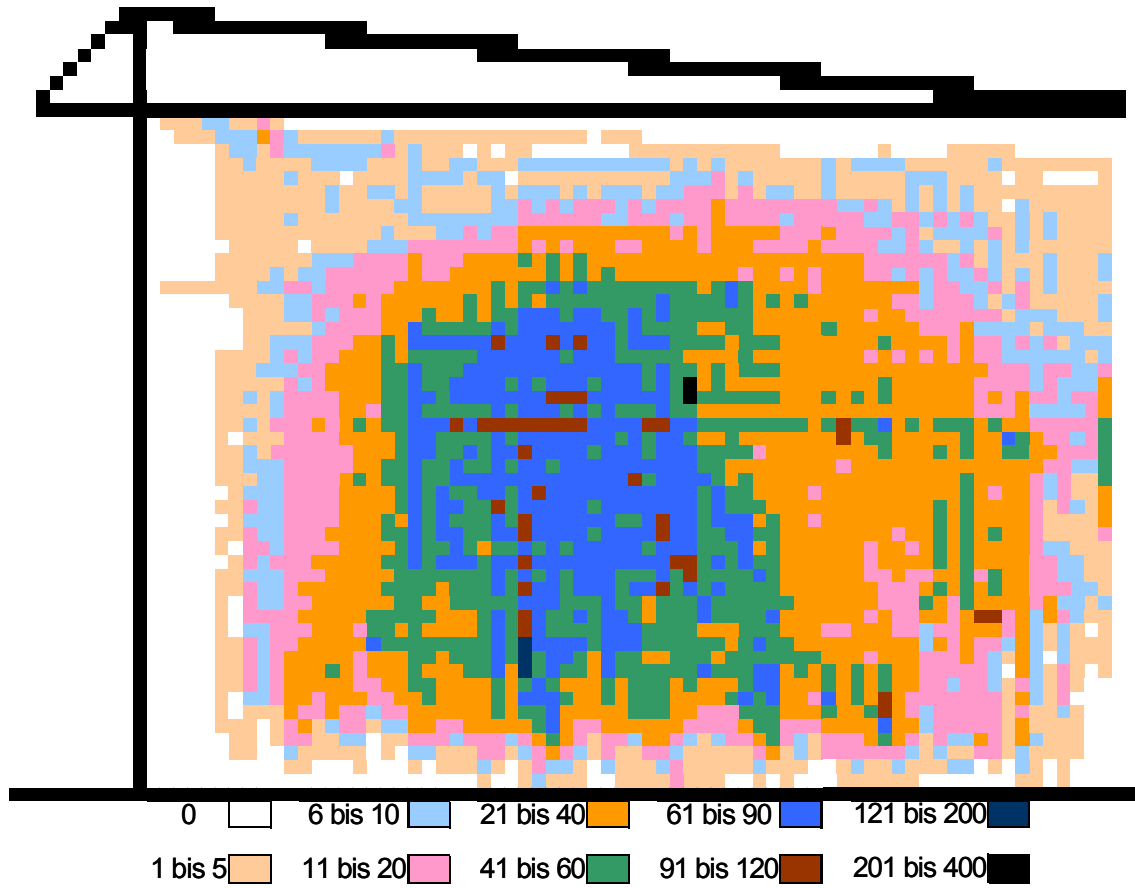
### Ermittlung der höchstbeanspruchten Seilzone



**Abb. 6-31:** Liebherr-Anlage: Einbeziehung der Biegewechsel



**Abb. 6-32:** Liebherr-Anlage: Einbeziehung von Biegewechseln und Last



**Abb. 6-33:** Aufenthaltsverteilung der Unterflasche, Liebherr-Anlage

## Lebenslauf

### Persönliche Daten

Ulrich Weiskopf  
geboren am 13. Oktober 1971 in Frankfurt am Main

### Schulausbildung

09/1978 - 06/1982 Grundschule in Leonberg  
09/1982 - 06/1991 Albert-Schweitzer-Gymnasium in Leonberg  
12.06.1991 Abschluss: Allgemeine Hochschulreife

### Wehrdienst

07/1991 - 06/1992 Bundeswehr-Grundwehrdienst in Dillingen/Donau

### Studium

10/1992 - 12/1998 Studium des Allgemeinen Maschinenbaus an der Universität Stuttgart mit den Schwerpunkten „Umweltschutz- und Sicherheitstechnik“ und „Kraftfahrzeuge“  
04.12.1998 Abschluss: Diplom-Ingenieur Maschinenwesen

### Praktika

06/1992 - 08/1992 Praktikum bei Robert Bosch GmbH in Stuttgart  
03/1995 - 04/1995 Praktikum bei Robert Bosch GmbH in Stuttgart  
01/1998 - 03/1998 Fachpraktikum bei X-Floc GmbH in Renningen  
03/1998 - 05/1998 Praktikum bei Thyssen Aufzüge GmbH in Neuhausen

### Berufliche Praxis

12/1998 - 06/2005 Wissenschaftlicher Angestellter am Institut für Fördertechnik und Logistik der Universität Stuttgart  
seit 07/2005 Entwicklungsingenieur bei PFEIFER Seil- und Hebeteknik GmbH in Memmingen