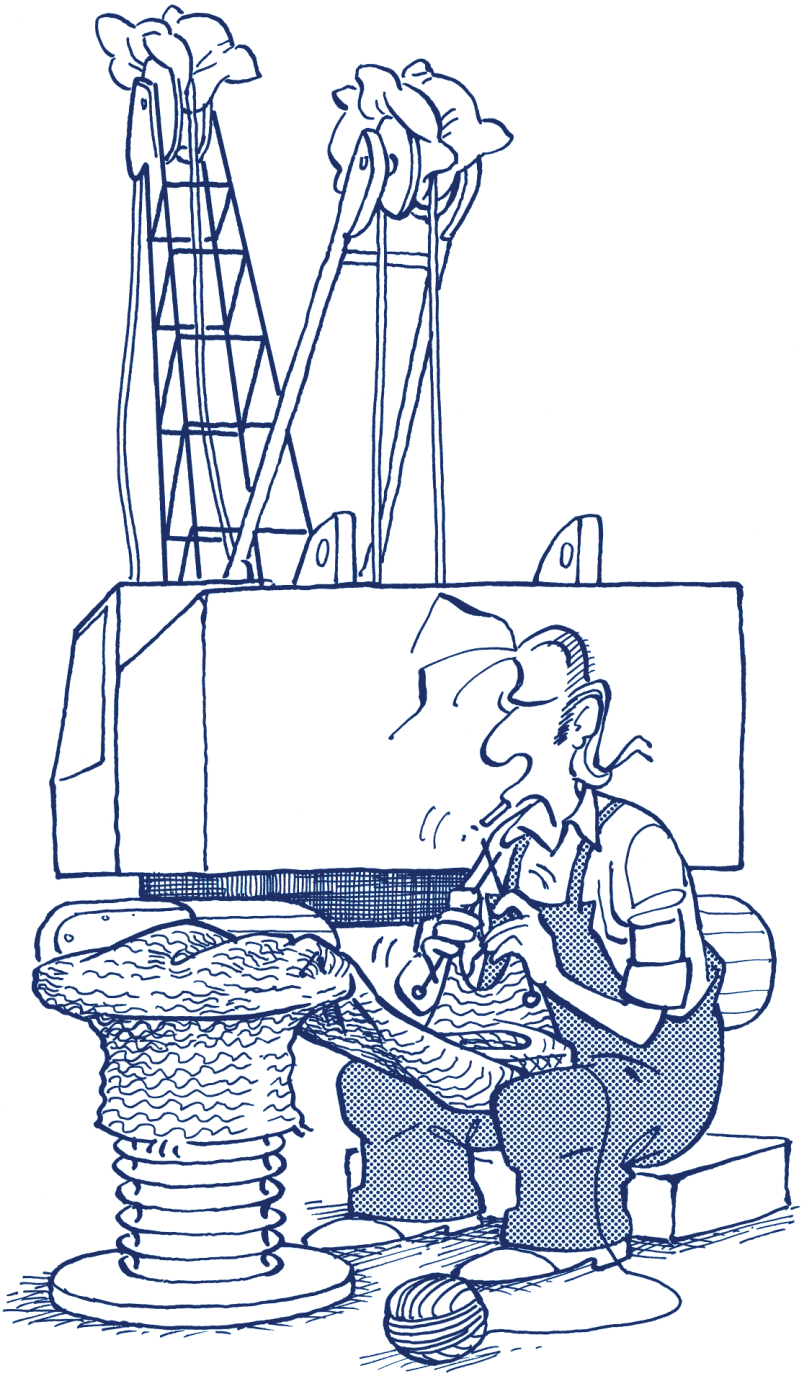
WIRE ROPE
TECHNOLOGY AACHEN



Die drahtseilgerechte Auslegung von Kranen und Anlagen

Die drahtseilgerechte Auslegung von Kranen und Anlagen

von Dipl.-Ing. Roland Verreet

Inhalt

1. Die Wahl des optimalen Seildurchmessers 4
2. Die Wahl des geeigneten Seilscheibendurchmessers 6
3. Die Wahl der geeigneten Stranglast 7
4. Die Vermeidung unnötiger Biegewechsel 8
5. Die Vermeidung von Gegenbiegewechseln 11
6. Die Vermeidung von kleinen Umschlingungswinkeln 13
7. Die Vermeidung kurzer Seilscheibenabstände 16
8. Fallstudie: Die Gestaltung der Hakenflasche 18
9. Fallstudie: Der asymmetrische Kran 19
10. Fallstudie: Einige Biegewechsel zuviel 22
11. Die korrekte Lastannahme und die homogene Lastverteilung 24

© 2009, 2018 Ingenieurbüro für Drahtseiltechnik Wire Rope Technology Aachen GmbH
Titel und Cartoons: Rolf Bunse
Satz, Layout und Gestaltung: Benedikt Dolzer, Aachen
Nachdruck, auch teilweise, nur mit Genehmigung des Verfassers.

Krane und Anlagen werden heute in der Regel unter großem Zeitdruck konstruiert. Hierdurch steigt auch die Quote der vermeidbaren planungsbedingten Fehler:

Fehleranalysen an Neukonstruktionen im Kran- und Anlagenbau haben gezeigt, daß 80% aller Fehler bereits in der Phase der Planung gemacht werden, nur 20% der später auftretenden Probleme liegen in einer mangelhaften Ausführung begründet. Dies allein wäre Grund genug, der Planungsphase ein wenig mehr Zeit zu widmen.

Einen weiteren Grund nennt uns Tashiaki Tagushi, einer der Väter der „lean production“. Nach seinen Untersuchungen kann ein Fehler in der Planungsphase noch mit relativ geringem Aufwand korrigiert werden. Eine Korrektur während der Fertigung koste bereits das 10-fache, während eine Fehlerbeseitigung beim Kunden mit dem 100-fachen zu Buche schlägt. Tagushi nannte dies das „Gesetz der Zehn“.

Das Gesetz der Zehn: Die Beseitigung eines Fehlers kostet

- in der Planung 200€
- in der Fertigung 2.000€
- beim Kunden 20.000€

Die Anforderungen an den Seiltrieb sollten daher bereits während der Projektphase gut durchdacht werden. Die folgenden Ausführungen und Fallbeispiele sollen hierzu einige Denkanstöße liefern.

1. Die Wahl des optimalen Seildurchmessers

Beim Lauf über eine Seilscheibe wird das Seilstück vom geraden in den gebogenen und zurück in den geraden Zustand überführt. Wir sagen, es vollführt einen Biegewechsel.

Nun ist ein Drahtseil nicht dauerfest, es kann nur eine begrenzte Zahl von Biegewechseln ertragen. Die ertragbare Biegewechselzahl ist im wesentlichen abhängig von der Seilkonstruktion, dem Seildurchmesser, der Stranglast und dem Seilscheibendurchmesser.

Abb. 1 zeigt die ertragbare Biegewechselzahl eines Drahtseiles bis Ablegereife (untere Kurve) und bis Bruch (obere Kurve) für eine Stranglast von 20.000 N und einen Seilscheibendurchmesser von 500 mm in Abhängigkeit vom Seilnenndurchmesser.

Wie man erkennt, versagt ein Drahtseil vom Seilnenndurchmesser 10 mm trotz des günstigen D/d-Verhältnisses von 50 bei relativ geringen Biegewechselzahlen aufgrund der für diesen Durchmesser zu hohen Stranglast. Mit zunehmendem Seilnenndurchmesser und zunehmender Bruchkraft des Drahtseiles steigt die Biegewechselzahl zunächst an.

Abb. 1: Biegewechselzahl bis Ablegereife (untere Kurve) und bis Bruch (obere Kurve) in Abhängigkeit vom Seilnenndurchmesser

Ein Seil vom Nenndurchmesser 40 mm versagt ebenfalls bei relativ geringen Biegewechselzahlen aufgrund der hohen Biegespannungen als Folge des für diesen Durchmesser zu geringen Seilscheibendurchmessers. Mit abnehmendem Seilnenndurchmesser vergrößert sich das D/d-Verhältnis und somit auch die ertragbare Biegewechselzahl.

Irgendwo zwischen Seilnenndurchmesser 10 mm und 40 mm findet sich somit Maximum der Seillebensdauer. In Abb. 1 erzielt ein Seil vom Nenndurchmesser 20mm die größte Biegewechselzahl. Wir nennen den Seildurchmesser, bei dem die Kurven ihr Maximum aufweisen, das technische Optimum des Seilnenndurchmessers. Seile, die dünner sind als das technische Optimum, versagen im wesentlichen aufgrund der Stranglast, Seile die dicker sind, aufgrund der Biegespannungen.

Im Maschinenbau heißt“ dicker“ meist auch „stabiler“ und „langlebiger“. Wie wir in Abb. 1 sehen, ist dies bei Drahtseilen nicht immer so: Ein dickeres Drahtseil ist unter sonst gleichen Bedingungen höheren Biegespannungen ausgesetzt. Seile, die einen höheren Nenndurchmesser aufweisen als das technische Optimum, werden daher trotz höherer Bruchkraft und damit höherem Sicherheitsbeiwert vorzeitig versagen. Ein Konstrukteur, der einen größeren Seilnenndurchmesser als das technische Optimum wählt, bezahlt dies mit einer Einbuße an Seillebensdauer.

Ein Seilnenndurchmesser, der etwas unterhalb des technischen Optimums angesiedelt ist, erzielt nahezu die gleichen Biegewechselzahlen, erlaubt dem Konstrukteur aber, die geometrischen Abmessungen der Seiltrommel zu reduzieren. So würde in unserem Beispiel eine Reduktion des Seilnenndurchmessers von 20mm auf 18mm die Biegewechselzahlen bis Ablegereife und bis Bruch lediglich um 3 % verringern, dem Konstrukteur aber erhebliche Kosteneinsparungen erlauben. Wir nennen diesen Seildurchmesser das wirtschaftliche Optimum des Seilnenndurchmessers.

2. Die Wahl des geeigneten Seilscheibendurchmessers

Abb. 2 zeigt die ertragbare Biegewechselzahl eines Drahtseiles bis Ablegereife (untere Kurve) und bis Bruch (obere Kurve) für einen Seilnenndurchmesser von 20mm und eine Stranglast von 20.000 N in Abhängigkeit vom Seilscheibendurchmesser. Wie man sieht, steigt die ertragbare Biegewechselzahl stetig mit dem Seilscheibendurchmesser an.

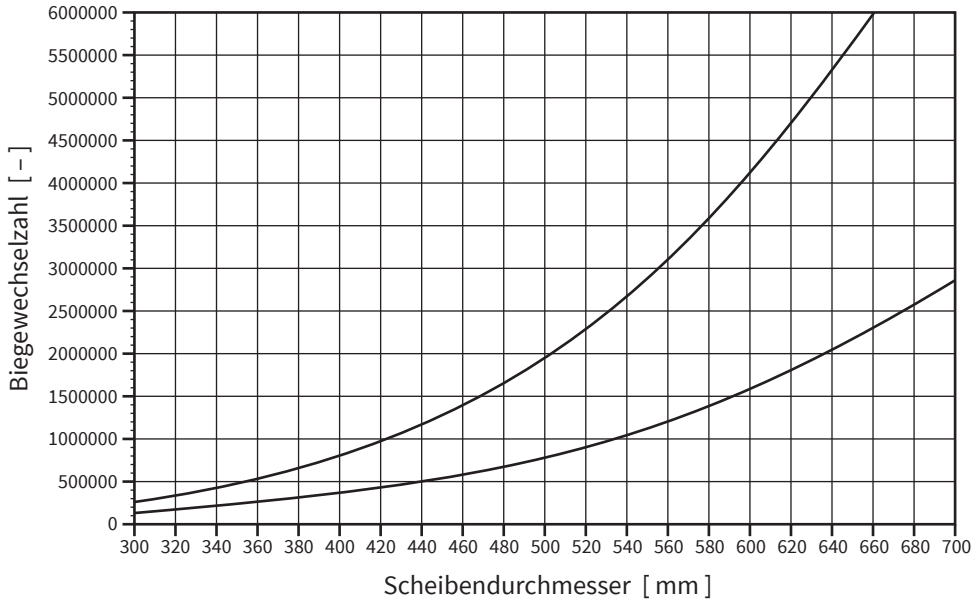


Abb. 2: Biegewechselzahl bis Ablegereife (untere Kurve) und bis Bruch (obere Kurve) in Abhängigkeit vom Scheibendurchmesser

Der minimal auszuführende Seilscheibendurchmesser errechnet sich nach den einschlägigen Normen als Vielfaches des Seilnenndurchmessers. Der Konstrukteur ist aber insbesondere bei Produktionskranen oder Automaten gut beraten, den Seilscheibendurchmesser größer als diesen Mindestwert auszuführen. Dies gilt insbesondere bei der Dimensionierung nach ISO 4308 und FEM, die eine größere Seilscheibenzahl nicht zumindest teilweise durch einen größeren Seilscheibendurchmesser kompensieren.

In unserem Beispiel ist das Drahtseil auf einer Seilscheibe vom Durchmesser 500mm nach 820.000 Biegewechseln ablegereif. Eine Erhöhung des Scheibendurchmessers um nur 50mm bewirkt eine Erhöhung der Biegewechselzahl um 42%! Um die Lebensdauer zu verdoppeln, müßte der Seilscheibendurchmesser lediglich um 20% auf 600mm vergrößert werden!

3. Die Wahl der geeigneten Stranglast

Abb. 3 zeigt die ertragbare Biegewechselzahl eines Drahtseiles bis Ablegereife (untere Kurve) und bis Bruch (obere Kurve) für einen Seilnenndurchmesser von 20mm und einen Seilscheibendurchmesser von 500 mm in Abhängigkeit von der Stranglast. Wie man sieht, verringert sich die ertragbare Biegewechselzahl stetig mit steigender Stranglast.

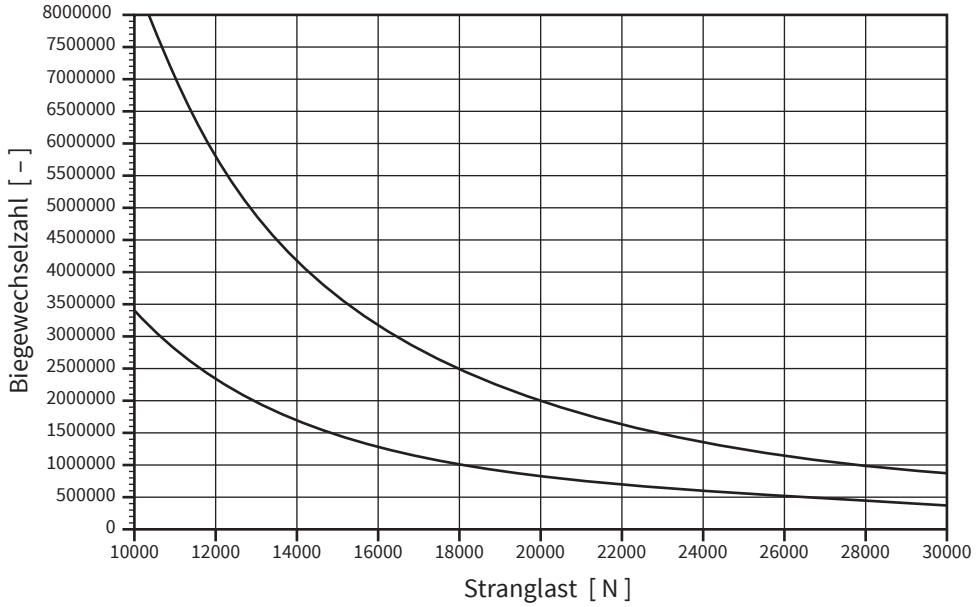


Abb. 3: Biegewechselzahl bis Ablegereife (untere Kurve) und bis Bruch (obere Kurve) in Abhängigkeit von der Stranglast

Zum Zwecke der Optimierung der Drahtseillebensdauer kann der Konstrukteur verschiedene Lösungen mit unterschiedlichen Strangzahlen und den daraus resultierenden unterschiedlichen Stranglasten vergleichen. Eine Erhöhung der Zahl der Seilstränge in einer Einscherung reduziert die Stranglast proportional und erhöht die Seillebensdauer überproportional. Dies muß aber durch eine größere Scheibenzahl und somit eventuell durch eine größere Zahl von Biegewechseln je Hub erkauft werden.

4. Die Vermeidung unnötiger Biegewechsel

Die Zahl der Biegewechsel je Lastspiel ist von großer Bedeutung für die Seillebensdauer. Dies soll anhand von drei Ausführungsfonnen eines Hebezeuges zum Heben einer Last von beispielsweise 1t gezeigt werden. Ein typischer Hubvorgang bestehe aus einmal Heben und einmal Senken der Last.

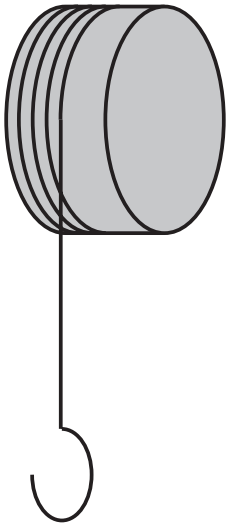


Abb. 4: Hubwerk ohne Seilscheibe

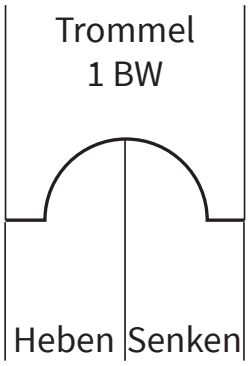


Abb. 5: Biegewechselzahl des Hubwerkes nach Abb. 4

In der ersten Ausführungsform (Abb. 4) läuft das höchstbeanspruchte Stück Drahtseil bei jedem Hubvorgang auf die Trommel auf (= 1/2 Biegewechsel) und wieder von dieser ab (= 1/2 Biegewechsel), vollführt also je Hubvorgang einen Biegewechsel (Abb. 5).

In der zweiten Ausführungsform (Abb. 6) läuft das höchstbeanspruchte Stück Drahtseil bei jedem Hubvorgang über eine Scheibe (= 1 Biegewechsel) und auf die Trommel auf (= 1/2 Biegewechsel), anschließend wieder von dieser ab (= 1/2 Biegewechsel) und über die Seilscheibe (= 1 Biegewechsel). Es vollführt also je Hubvorgang drei Biegewechsel (Abb. 7).

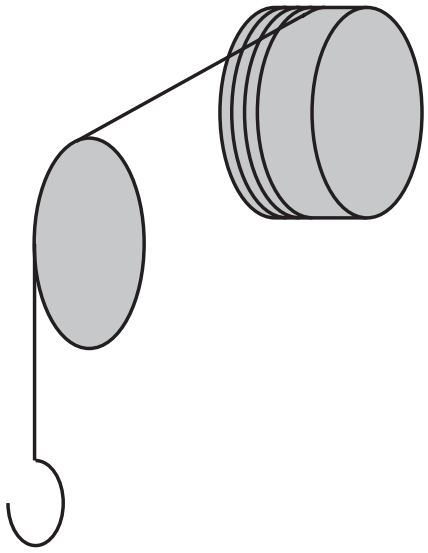


Abb. 6: Hubwerk mit einer Seilscheibe

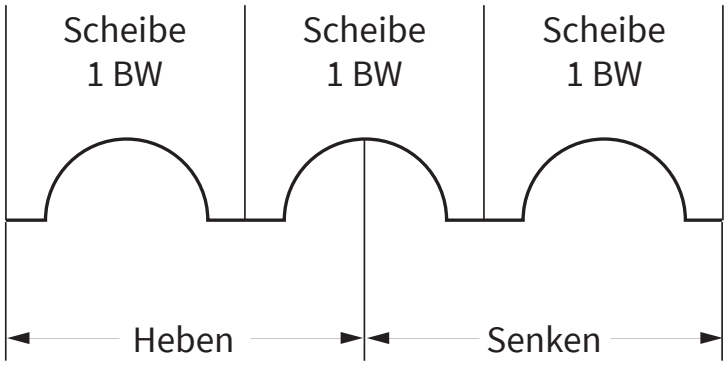


Abb. 7: Biegewechselzahl des Hubwerkes nach Abb. 6

In der dritten Ausführungsform (Abb. 8) läuft das höchstbeanspruchte Stück Drahtseil bei jedem Hubvorgang über zwei Scheiben (= 2 Biegewechsel) und auf die Trommel auf (= 1/2 Biegewechsel), anschließend wieder von dieser ab (= 1/2 Biegewechsel) und über die zwei Seilscheiben (= 2 Biegewechsel). Es vollführt also je Hubvorgang fünf Biegewechsel (Abb. 9).

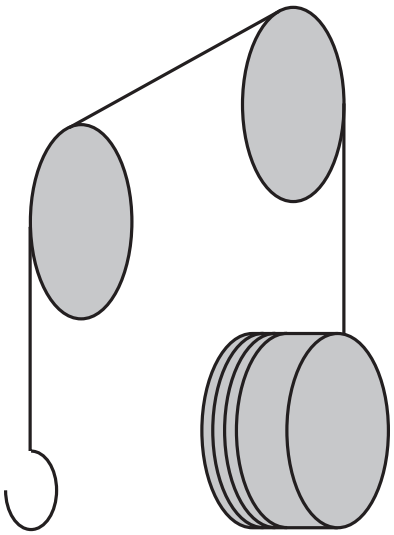


Abb. 8: Hubwerk mit einer Seilscheibe

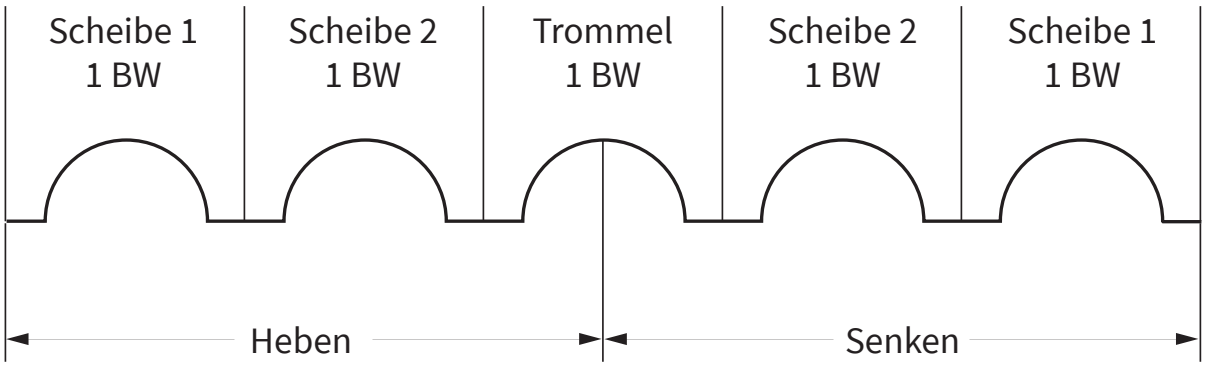


Abb. 9: Biegewechselzahl des Hubwerkes nach Abb. 8

Trotz gleichem Hubweg wird das Drahtseil bei einem Hub somit je nach Ausführungsform des Hubwerkes mit einem, drei oder fünf Biegewechseln beaufschlagt werden. Die Seillebensdauem der drei Ausführungsformen werden sich also verhalten wie 1 zu 1/3 zu 1/5.
Nehmen wir beispielsweise an, das gewählte Drahtseil könne unter den vorliegenden Bedingungen (z.B. einer Stranglast von 1t und einem Scheiben- und Trommeldurchmesser von 400mm) 120.000 Biegewechsel bis Ablegereife vollführen. Dann wäre unser Seil auf einer Anlage der ersten Ausführungsform nach 120.000 Hüben oder beispielsweise zwei Jahren ablegereif, auf der zweiten nach 40.000 Hüben oder 8 Monaten und auf der dritten bereits nach 24.000 Hüben oder etwa 5 Monaten.

5. Die Vermeidung von Gegenbiegewechseln

Wird ein Stück Drahtseil beim Lauf über Scheiben vom gebogenen in den geraden und anschließend in den entgegengesetzt gebogenen Zustand überführt, so erleidet es einen Gegenbiegewechsel. Ein Gegenbiegewechsel schädigt das Drahtseil erheblich mehr als ein einfacher Biegewechsel, je nach Randbedingung ist die Schädigung etwa 50% bis 150% größer. Vereinfachend wollen wir in den folgenden Ausführungen annehmen, daß ein Gegenbiegewechsel das Drahtseil genauso sehr schädigt wie zwei einfache Biegewechsel.

Betrachten wir zunächst eine Seilführung mit zwei festen und einer losen Scheibe (Abb. 10). Bei jedem Durchlaufen dieses Systems erleidet das Drahtseil drei einfache Biegewechsel (Abb. 11).

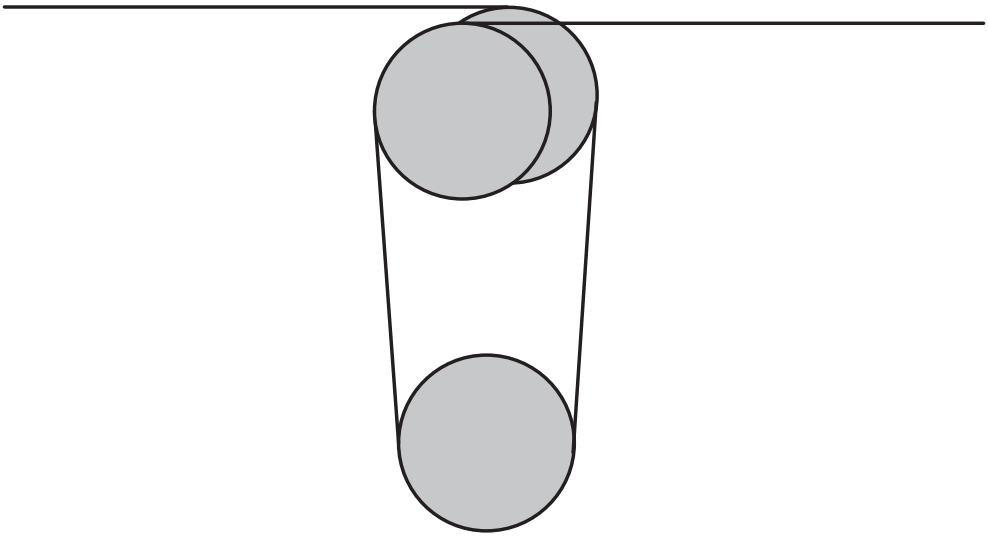


Abb. 10: Scheibenanordnung mit einfachen Biegewechseln

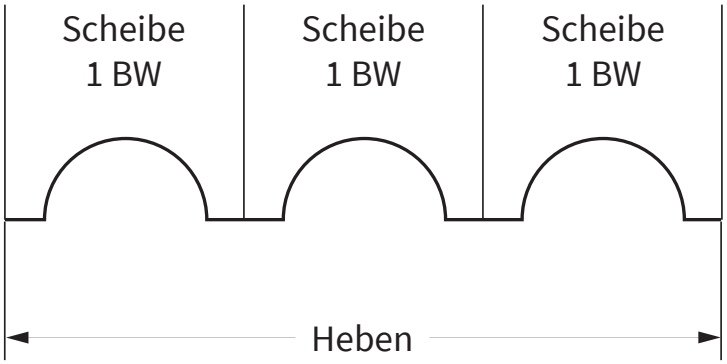


Abb. 11: Biegewechselzahl des Seiltriebes nach Abb. 10

Betrachten wir nun wiederum eine Seilführung mit zwei festen und einer losen Scheibe mit dem Unterschied, daß sich die Biegerichtung beim Durchlaufen des Systems an jeder Scheibe ändert (Abb. 12).

Hier erleidet das Drahtseil bei jedem Durchlaufen zwei Gegenbiegewechsel (= je zwei Biegewechsel) und einen einfachen Biegewechsel, in der Summe also fünf Biegewechsel (Abb. 13). Dieses System schädigt das Drahtseil somit 67% mehr als das System ohne Gegenbiegewechsel.

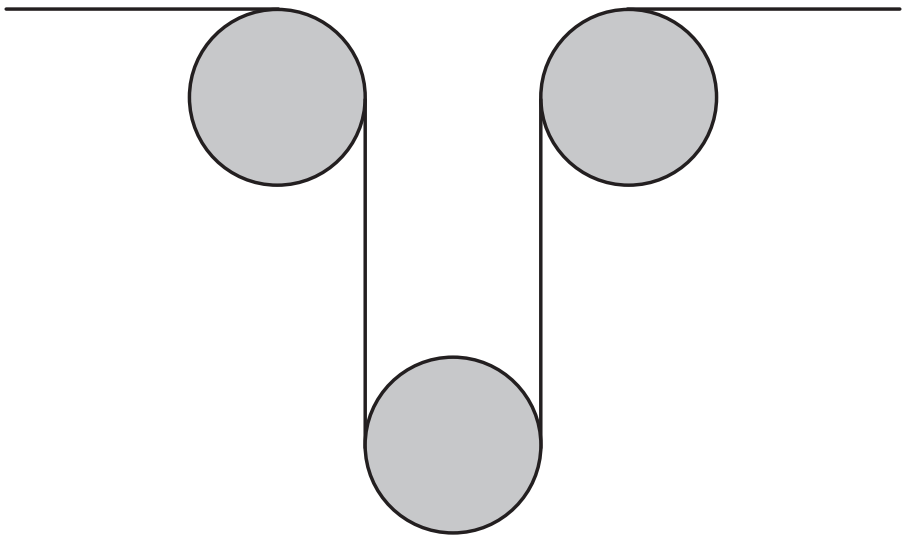


Abb. 12: Scheibenanordnung mit einfachen Biegewechseln

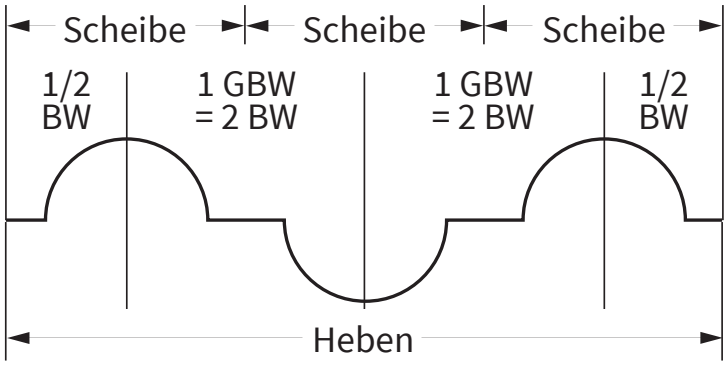


Abb. 13: Biegewechselzahl des Seiltriebes nach Abb. 12

6. Die Vermeidung von kleinen Umschlingungswinkeln

Prof. Müller von der Universität Stuttgart wies als erster daraufhin, daß Drahtseile, die um 900 oder 1800 um eine Seilscheibe gebogen werden, in etwa gleich große Seillebensdauern erzielen, daß die Lebensdauern aber dramatisch abfallen, wenn die gebogene Seillänge lediglich eine halbe Seilschlaglänge beträgt.

Bei der Biegung eines Drahtseiles werden die außenliegenden Litzenstücke stark gedehnt, die innenliegenden Stücke gestaucht (Abb. 14). Anders ausgedrückt: die außenliegenden Litzenstücke sind zu kurz, die innenliegenden Stücke zu lang.

Wenn eine Seilzone gebogen wird, die länger ist als eine Seilschlaglänge, besitzt jedes gestreckte und momentan zu kurze außenliegenden Litzenstück einen gestauchten und momentan zu langen innenliegenden Nachbarbereich. Durch Verschieben der Litzenzonen um nur Bruchteile von Millimetern können nun die innen zuviel vorhandenen Längen nach außen abgegeben und hierdurch die durch die Biegung erzeugtenZusatzspannungen sowohl innen als auch außen zu einem großen Teil abgebaut werden.

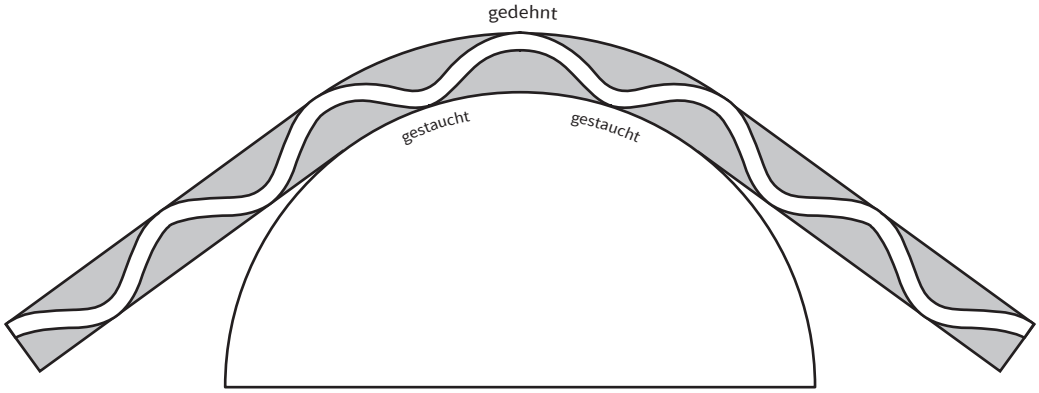


Abb. 14: Biegung von zwei ganzen Schlaglängen

Anders sieht es aus, wenn nur eine halbe Schlaglänge des Drahtseiles gebogen wird. Wieder wird die innen liegende halbe Schlaglänge gestaucht und möchte die Überlänge an die benachbarte, außen liegende Strecke der Litze abgeben. Diese liegt aber nicht in der Biegzone und ist somit auch nicht bereit, nicht benötigte Überlänge zum Spannungsabbau anzunehmen (Abb. 15). Umgekehrt wird das in der Biegezone außen liegende Litzenstück gedeht und würde gerne die ihr fehlende Länge von den benachbarten, innen liegenden Stücken erhalten. Diese liegen aber nicht in der Biegezone und haben somit keine Überlänge, die sie zum Spannungsabbau angeben könnten. Weil in diesem Fall die Biegespannungen nur zu einem geringen Teil abgebaut werden können, erzeugt die Biegung um den gleichen Durchmesser hier somit erheblich höhere Biegespannungen.

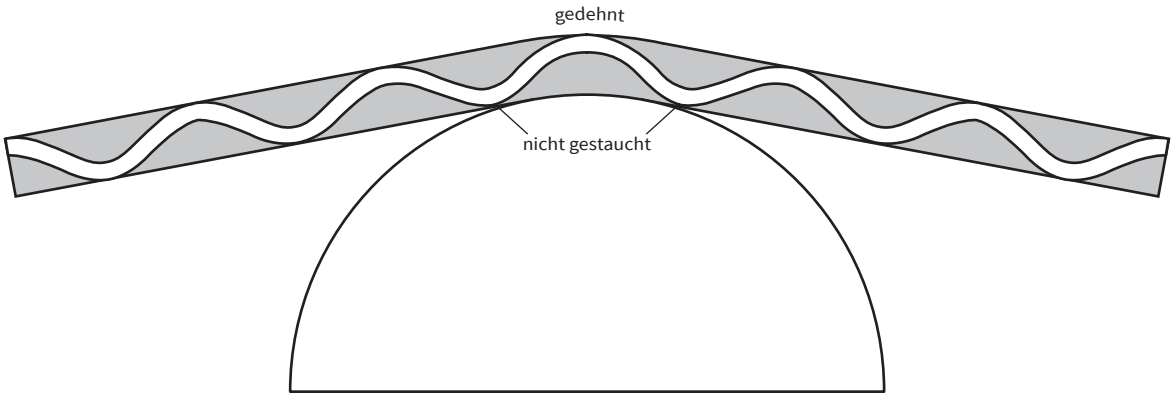


Abb. 15: Biegung einer halben Schlaglänge

Im Beispiel von Abb. 16 wird bei einer Umschlingung der Seilscheibe von 20° genau eine halbe Seilschlaglänge gebogen, deshalb finden wir bei diesem Winkel das Minimum der Seillebensdauer. Ein Biegewechsel bei einem Umschlingungswinkel von 20° schädigt in diesem Beispiel das Drahtseil um 50% mehr als ein Biegewechsel unter einem Umschlingungswinkel von 90° oder von 180°.

Bei sehr kleinen Umschlingungswinkeln steigt die Lebensdauer wieder sehr stark an, da hier das Seil die Krümmung der Scheibe nicht mehr annimmt und die Biegung sozusagen gar nicht bemerkt.

Hier sei allerdings auch darauf hingewiesen, daß sehr kleine Umschlingungswinkel zu einer anderen Art von Problemen führen können: Üblicherweise wird in einem Seiltrieb die Seilscheibe durch das Drahtseil beschleunigt und abgebremst. Die hierzu erforderlichen Kräfte werden in der Aufliegezone des Drahtseiles übertragen. Bei sehr kleinen Umschlingungswinkeln der Seilscheibe, einer hohen Massenträgheit der Scheibe und bei hohen Beschleunigungen des Drahtseiles besteht nun die Gefahr, daß große Relativbewegungen zwischen Seil und Scheibe auftreten, die dann zu erhöhtem Verschleiß auf den Oberflächen sowohl der Scheiben als auch der Drahtseile führen.

Abb. 17 zeigt den kritischen Umschlingungswinkel, bei dem genau eine halbe Seilschlaglänge auf der Scheibe gebogen wird (untere Kurve), und die Länge, bei der eine ganze Seilschlaglänge gebogen wird (obere Kurve) in Abhängigkeit vorn Verhältnis Seilscheibendurchmesser zu Seilnenndurchmesser (D/d) für ein Drahtseil mit einer Schlaglänge von 6.2 x Seilnenndurchmesser.

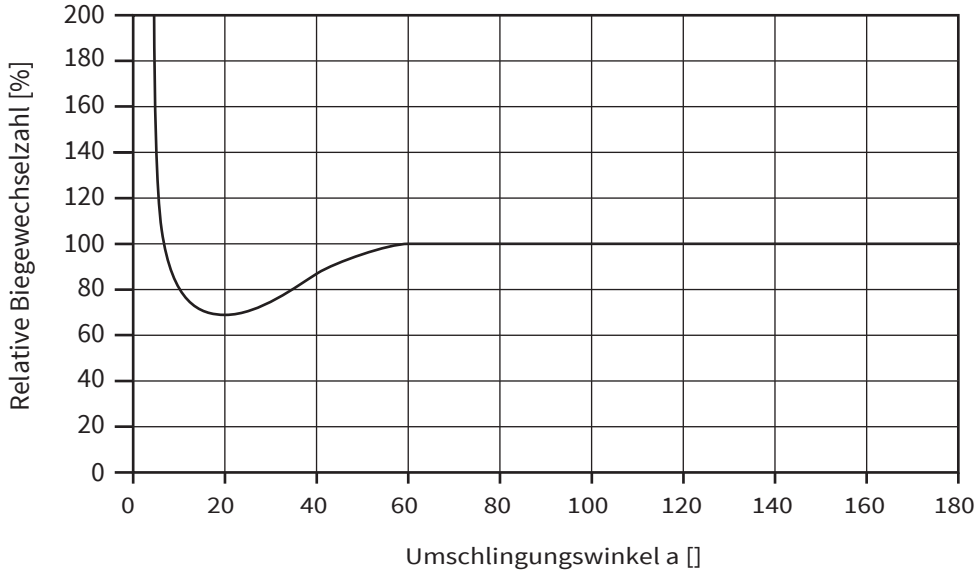


Abb. 16: Relative Lebensdauer in Abhängigkeit vom Umschlingungswinkel

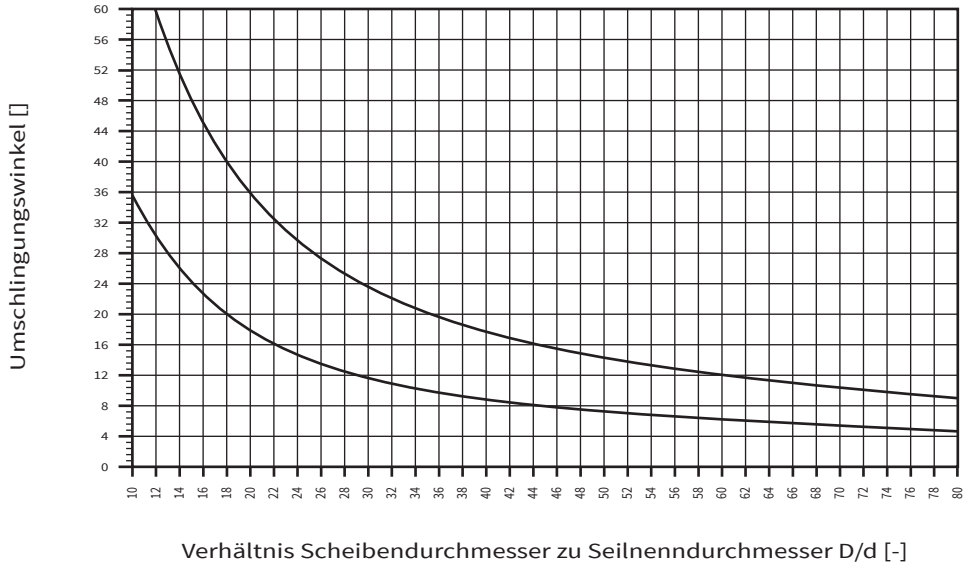


Abb. 17: Umschlingungswinkel, bei dem genau eine halbe Seilschlaglänge auf der Scheibe gebogen wird (untere Kurve), und die Länge, bei der eine ganze Seilschlaglänge gebogen wird (obere Kurve) in Abhängigkeit vom Verhältnis D/d

Die Werte verändern sich für die üblichen Seilschlaglängen von 6.0 x Seilnenndurchmesser bis 6.4 x Seilnenndurchmesser nur sehr geringfügig.

Bei Verwendung von Seilscheiben mit einem Verhältnis D/d von beispielsweise 22 sollte der Konstrukteur, wie Abb. 17 zeigt, Umschlingungswinkel von 16° meiden und den Winkel möglichst größer als 32° ausführen. Bei einem Verhältnis D/d von 44 ist der kritische Winkel 8°, der minimale Winkel 16°.

Abb. 18 zeigt ein Beispiel für einen ungünstigen Umschlingungswinkel.

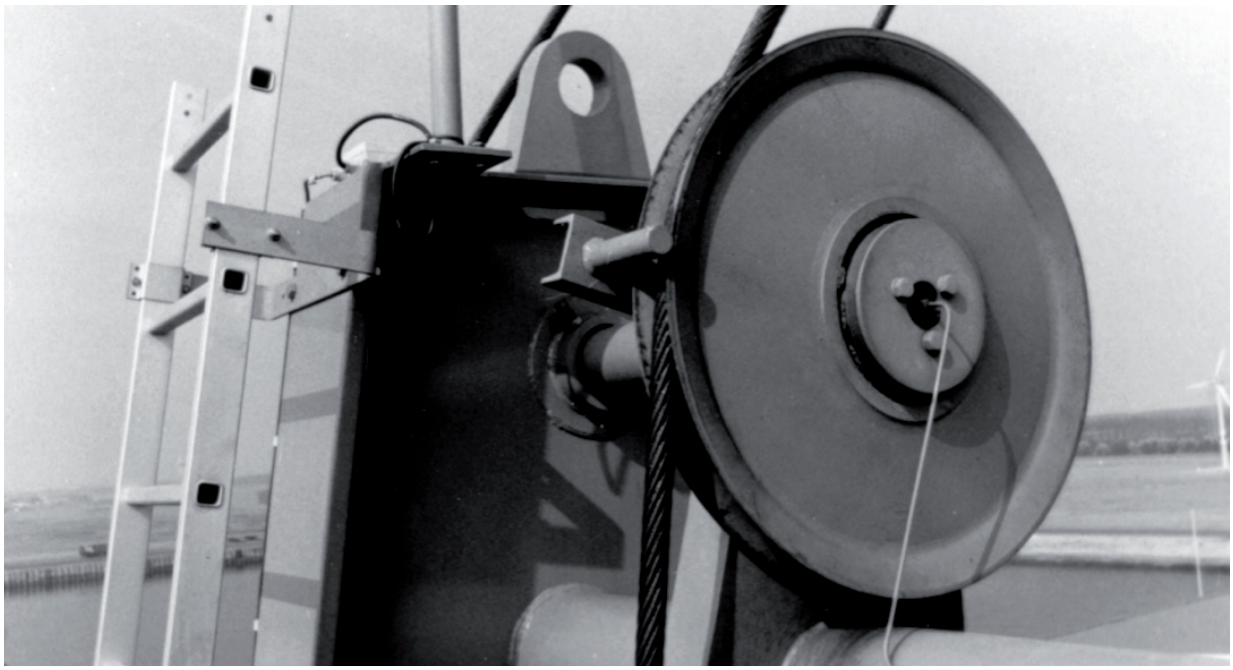


Abb. 18: Seilscheibe mit ungünstigem Umschlingungswinkel

7. Die Vermeidung kurzer Seilscheibenabstände

Die durch die Biegung in den Litzen bewirkten Zugkraftänderungen beschränken sich keineswegs auf die Biegezone selbst. Vielmehr bauen sich die Kräfte in jedem Seilstück bereits auf, wenn es sich der Seilscheibe nähert. Sie erreichen ihr Maximum in der Biegezone selbst und klingen anschließend wieder ab, wie dies in Abb. 19 qualitativ gezeigt wird. In einem Seilstück, welches sich in einer Entfernung von einigen Schlaglängen von der Seilscheibe befindet, wirken somit noch Kräfte, die in der Biegezone eingeleitet werden. Wenn nun zwei Seilscheiben sehr nahe hintereinander angeordnet sind, überlagern sich diese Kräfte und vervielfachen ihre schädigende Wirkung. Daher sollten Seilscheiben immer im größtmöglichen Abstand voneinander angeordnet werden.

Wie wir oben gesehen haben, wird ein Drahtseil durch einen Gegenbiegewechsel mindestens zweimal so stark in seiner Lebensdauer beeinträchtigt wie durch einen einfachen Biegewechsel.

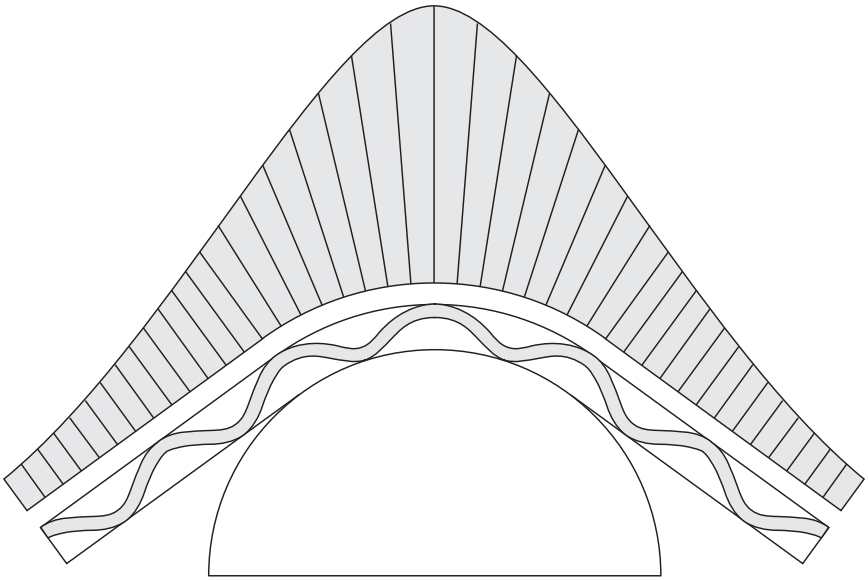


Abb. 19: Seilscheibe mit ungünstigem Umschlingungswinkel

Leider lassen sich zwei Seilscheiben, die einen Gegenbiegewechsel erzeugen, näher zueinander anordnen als zwei Seilrollen mit gleichsinniger Biegung. Daher findet man häufig gerade die schädliche Gegenbiegung in Verbindung mit sehr nahe beieinander stehenden Seilscheiben.

Abb. 20 zeigt ein Beispiel für zwei Scheiben mit Gegenbiegung und sehr kurzem Scheibenabstand.

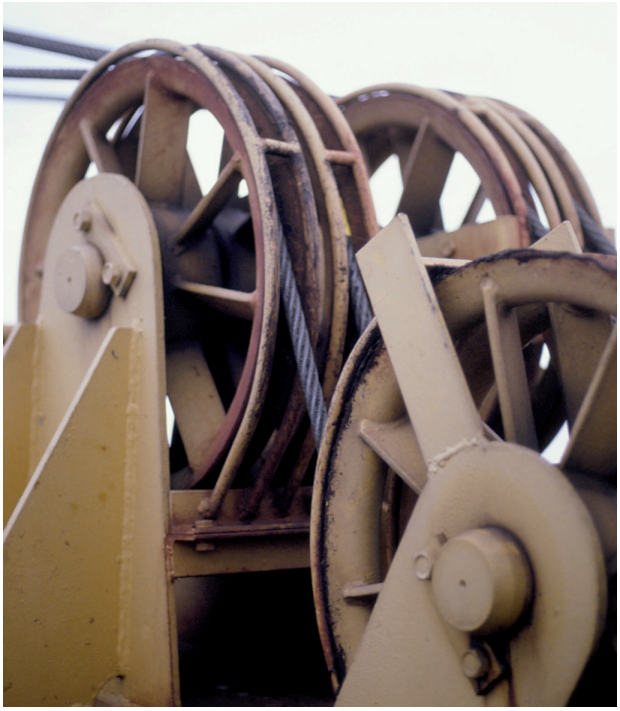


Abb. 20: Seilscheiben mit Gegenbiegung und sehr kurzem Abstand

8. Fallstudie: Die Gestaltung der Hakenflasche

Anhand eines einfachen Beispiels soll gezeigt werden, wie durch leichte konstruktive Veränderungen die möglichen Biegewechselzahlen einer Anlage dramatisch verbessert werden können. Abb. 21 zeigt eine zweirollige Hakenflasche eines Kranes. In dieser Anordnung erreicht das Seil nach 10.000 Hubspielen die Ablegereife.

Eine konstruktive Veränderung dergestalt, daß die zwei kleinen Scheiben durch eine große Scheibe ersetzt werden (Abb. 22) erhöht unter sonst gleichen Bedingungen die Zahl der Hubspiele bis zur Ablegereife auf 180.000.

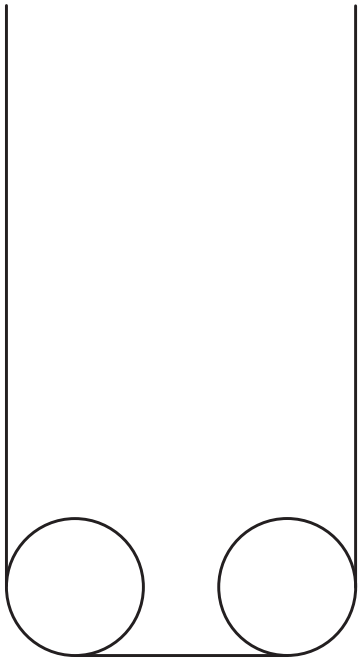


Abb. 21: Zweirollige Hakenflasche

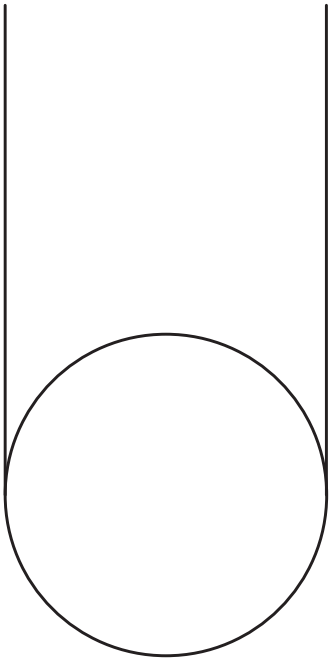


Abb. 22: Einrollige Hakenflasche

Die 18-fache Seillebensdauer für das geänderte System erscheint zunächst unglaubwürdig, wird aber bei näherer Betrachtung verständlich.

Ein Faktor zwei zwischen den Lebensdauern der beiden Systeme ergibt sich bereits aus der Tatsache, daß die höchstbeanspruchte Seilzone im ersten Fall bei jedem Hub über zwei Scheiben läuft, im zweiten Fall nur über eine. Der nahezu dreimal so große Scheibendurchmesser des zweiten Systems verringert aber zudem die Biegespannungen im Seil erheblich, und die weit größere Auflagefläche setzt die Pressungen zwischen Seil und Scheibe deutlich herab. Auf der größeren Scheibe erzielt das Drahtseil unter sonst gleichen Bedingungen etwa die neunfache Lebensdauer. Insgesamt ergibt sich hieraus also ein Faktor von 18.

9. Fallstudie: Der asymmetrische Kran

Abb. 23 zeigt das Hubwerk der Variante 1 eines Kranes mit zweisträngig eingescherter Hakenflasche. Das höchstbeanspruchte Seilstück dieses Kranes vollführt bei einem vollen Hubspiel (l x Heben, 1 x Senken) 7 Biegewechsel über die Trommel sowie die Scheiben A, B und C. Scheibe D dreht beim Heben und Senken nicht.

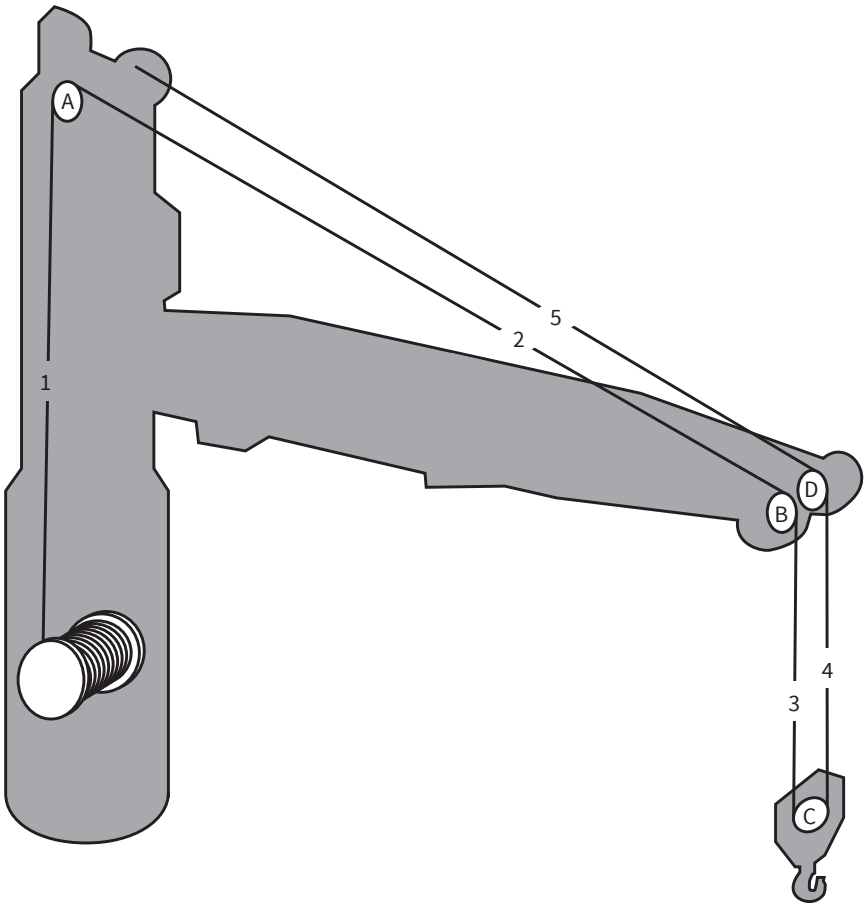


Abb. 23: Variante 1

Abb. 24 zeigt eine andere, sehr häufig ausgeführte Variante 2 dieses Hubwerkes.

Das Hubseil ist zunächst dreisträngig zwischen Turm und Auslegerspitze eingeschert, läuft dann durch die Hakenflasche und ist anschließend wieder dreisträngig zwischen Turm und Auslegerspitze eingeschert. Eine derartige 3:1-Einscherung bietet gegenüber der ersten Einscherung verschiedene Vorteile: Zum einen verändert die Hakenflasche ihre Höhe über dem Boden bei Verstellen des Auslegers nicht oder nur geringfügig. Zum anderen entlastet das so eingescherte Hubseil das Auslegerverstellseil, welches nahezu unabhängig von der Last am Haken immer gleichartig beansprucht wird und deshalb entsprechend kleiner ausgeführt werden kann.

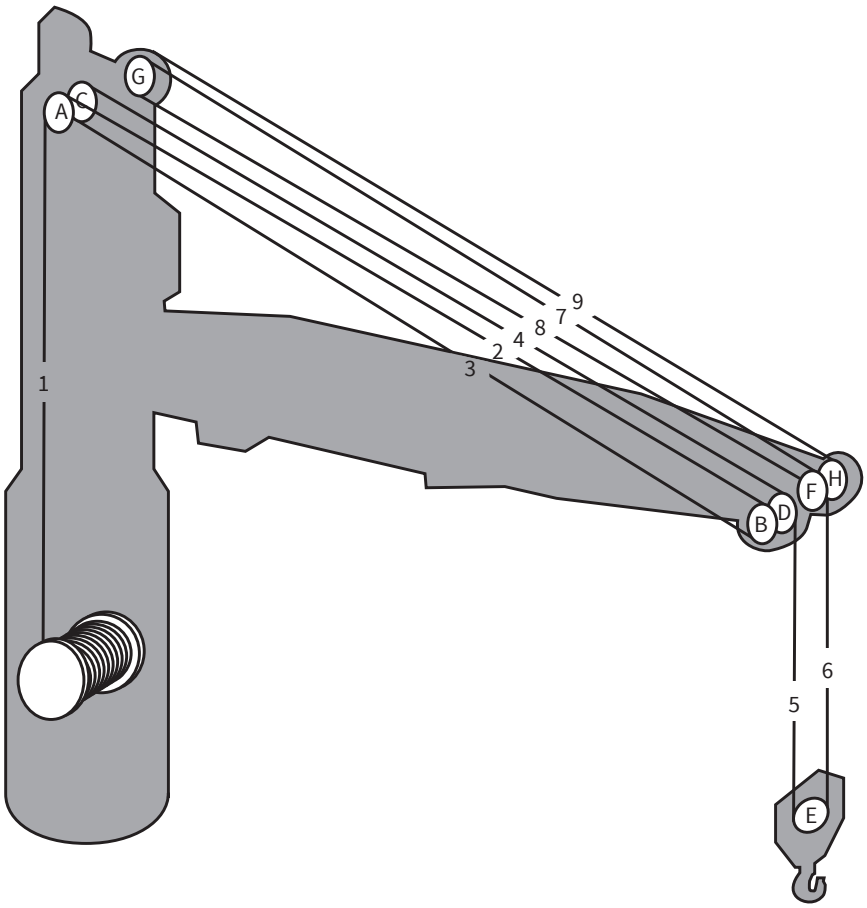


Abb. 24: Variante 2

Der Nachteil dieser Einscherung liegt aber darin, daß das höchstbeanspruchte Seilstück dieses Kranes bei einem vollen Hubspiel 11 Biegewechsel (über die Trommel sowie die Scheiben A-E) vollführt. Zudem durchläuft die höchstbeanspruchte Seilzone des Hubseiles auch dann, wenn gar nicht gehoben wird, nämlich beim Verstellen des Auslegers, die Einscherung und erleidet zusätzliche Biegewechsel.

Die Lebensdauer des Hubseiles ist daher deutlich geringer als in Variante 1.

In einer geänderten Version 3 der Einscherung wurden 5 der 6 Seilstränge der 3:1-Einscherung auf die Seite des Seilfestpunktes verlagert (Abb. 25). Hierdurch entsteht eine Seilführung, die zunächst aussieht und funktioniert wie die Einscherung nach Variante 1, zudem aber im Anschluß die Seilstränge besitzt, die den horizontalen Lastweg erzeugen und das Auslegerverstellseilentlasten. Variante 3 besitzt somit alle Vorteile, nicht aber die Nachteile der Varianten 1 und 2.

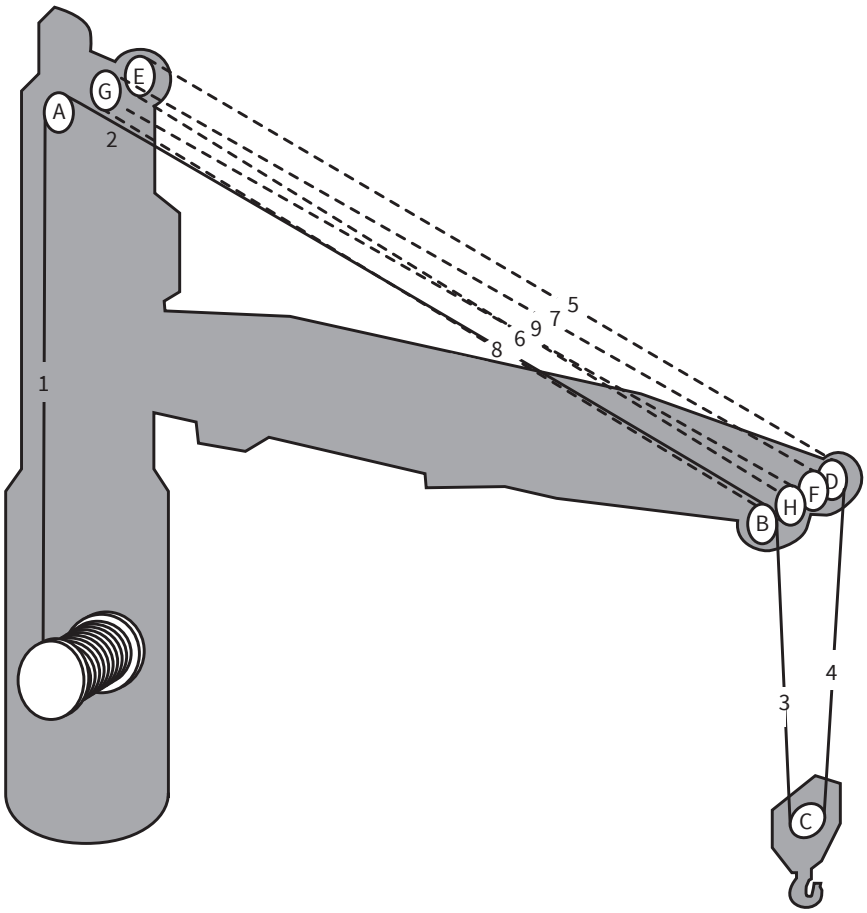


Abb. 25: Variante 3

10. Fallstudie: Einige Biegewechsel zuviel

Das Hubseil eines Containerstaplers sollte in einer Ecke auf die Brücke des Gerätes hochgeführt und in der diagonal gegenüberliegenden Ecke wieder herabgeführt werden. Statt nun das Drahtseil mit zwei Seilscheiben auf dem kürzesten Wege diagonal über die Brücke zu führen (Abb. 26), wozu durchaus die Möglichkeit bestanden hätte, wählte der Konstrukteur eine äußerst komplizierte Lösung für dieses Problem (Abb. 27). Er benötigte nicht nur vier Seilscheiben, sondern ordnete diese auch noch in kurzen Abständen zueinander und mit einer größtmöglichen Zahl von Gegenbiegewechseln an.

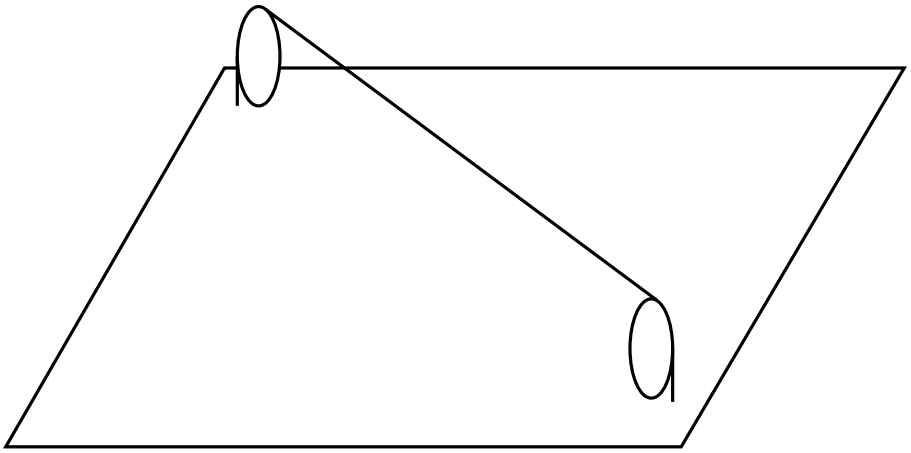


Abb. 26: Die einfache Lösung

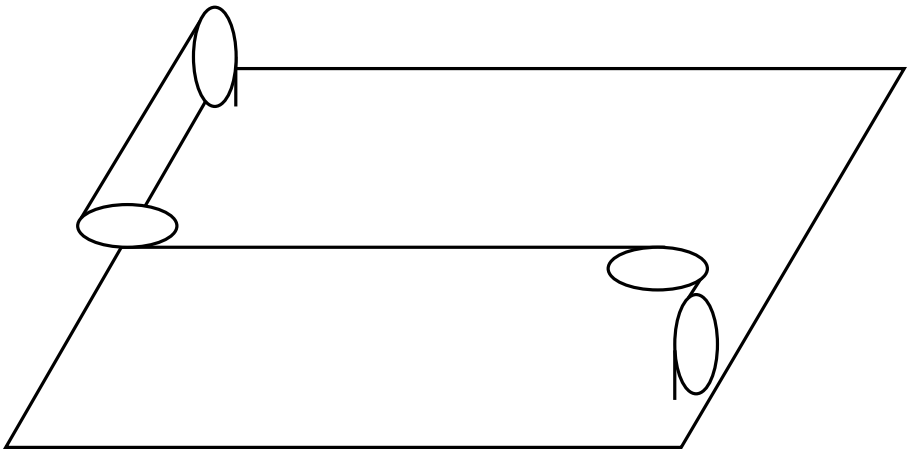


Abb. 27: Die komplizierte Lösung

Zählt man den Wechsel der Biegeebene um 90° (entgegen der Aussage der DIN 15020, nach den Erfahrungen des Autors aber mit großer Berechtigung) auch als Gegenbiegewechsel, so weist die Lösung des Konstrukteurs gegenüber der einfachen Möglichkeit eine 3,5-fache Zahl von Biegewechseln auf. Selbst ohne Berücksichtigung des schädlichen Einflusses des extrem kurzen Abstandes der Seilscheiben (Abb. 28 zeigt ein Detailfoto) läßt diese Lösung somit nur eine auf unter 30% reduzierte Seillebensdauer erwarten.

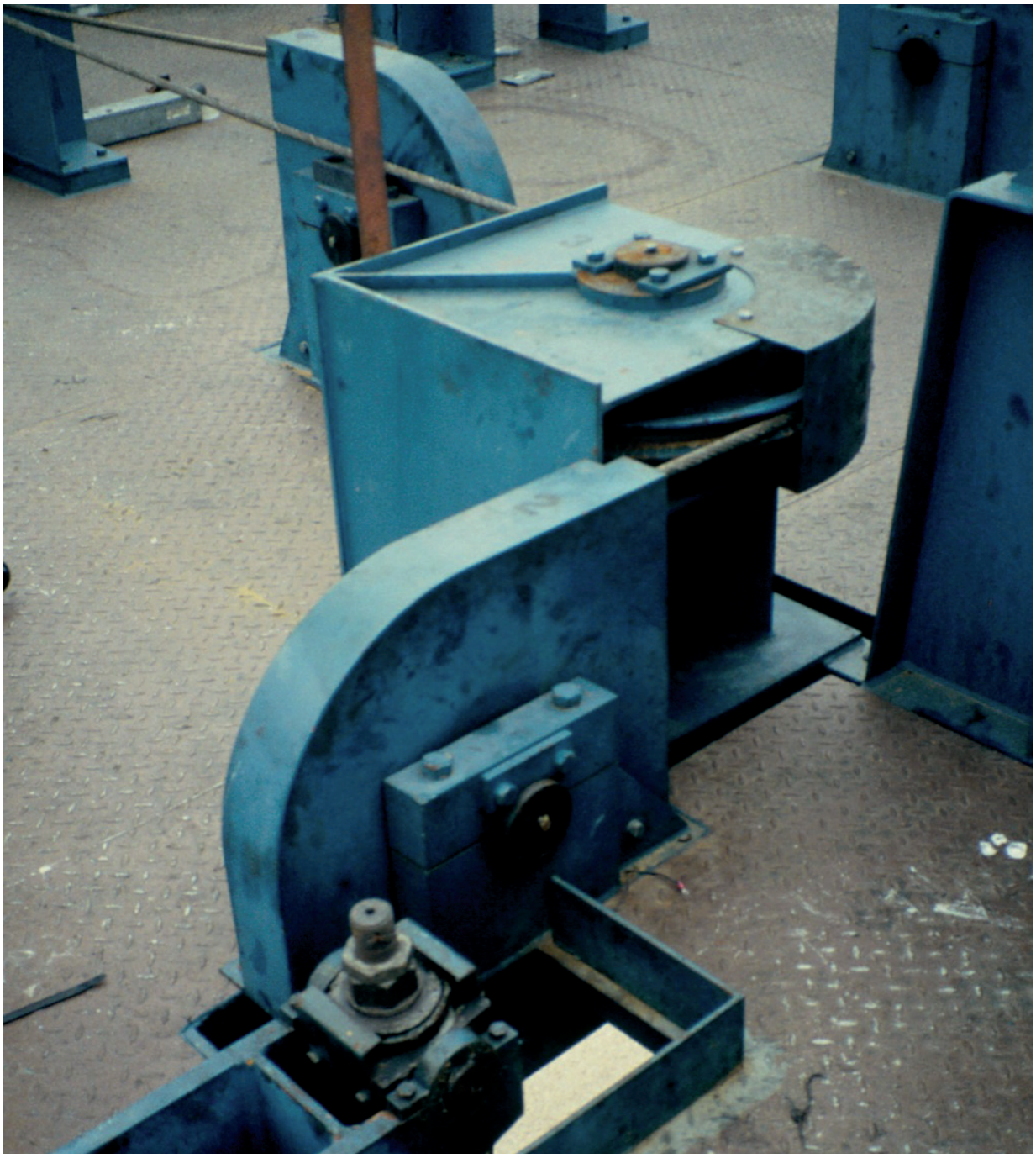


Abb. 28: Unnötige Biegewechsel

11. Die korrekte Lastannahme und die homogene Lastverteilung

Eine der Voraussetzungen dafür, daß der Seiltrieb sich so verhält wie geplant, sind die korrekten Lastannahmen. Während die Stranglast eines Hubseils in der Regel relativ einfach zu ermitteln ist, erweist sich die Ermittlung der Kräfte zum Verfahren einer Katze mit einem vorgespannten Seilsystem wegen der auftretenden Rollwiderstände und den nur ungenau bekannten, weil veränderlichen, Vorspannkräften als ungleich schwieriger. Wird die Last, wie beim Vierseilgreifer, von zwei Seilsystemen aufgenommen, ist häufig die genaue Verteilung der Kräfte auf die verschiedenen Drahtseile nicht bekannt. Die Konstrukteure behelfen sich hier häufig mit Messungen an bereits existierenden Anlagen oder anderen Erfahrungswerten. Auf jeden Fall muß hier zur sicheren Seite hin dimensioniert werden.

Bei Anlagen mit mehreren gleichartigen Seiltrieben ist darauf zu achten, daß auch alle Seile gleichartig beansprucht werden. Wird beispielsweise eine Traverse von 4 Seilen gehoben, muß sichergestellt werden, daß jedes der vier Seile mit einem Viertel der Gesamtlast beaufschlagt wird. Ist nur eines der vier Seile, beispielsweise aufgrund eines Montagefehlers , etwas kürzer als die übrigen drei Seile (Abb. 29), werden dieses Seil und das ihm diagonal gegenüberliegende überproportional belastet werden und vorzeitig versagen.

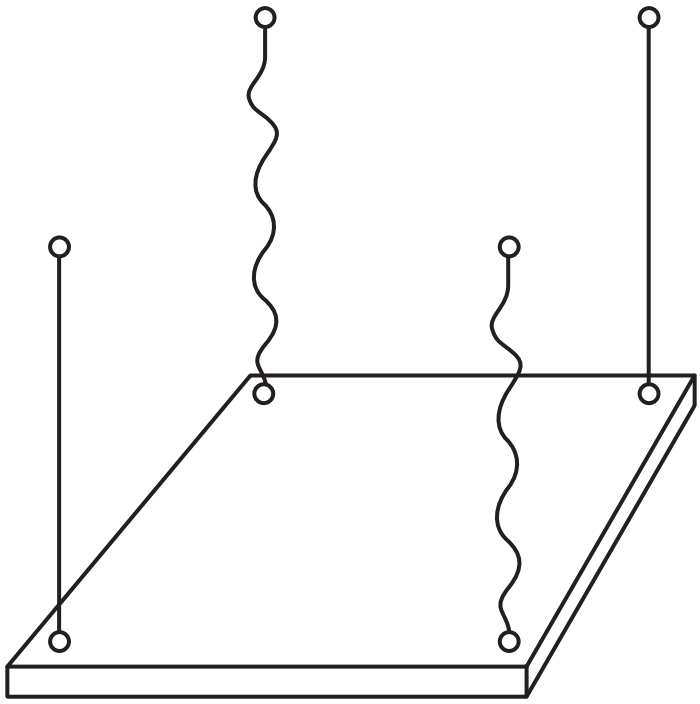


Abb. 29: Ungleichmäßige Lastverteilung durch unterschiedliche Seillängen

Eine gleichartige Beanspruchung der Seile kann durch eine Steuerung erzielt werden, die die verschiedenen Seilkräfte, beispielsweise am Festpunkt mit Hilfe von Lastmeßbolzen, mißt und die Seilwinden entsprechend regelt. Eine derartige Lösung empfiehlt sich bei Seiltrieben mit sehr vielen Seilen, beispielsweise bei einem Schiffshebewerk mit bis zu 100 Winden.

Einfacher ist ein mechanischer Kraft- und Längenausgleich zwischen zwei Seilen mit Hilfe einer Ausgleichsscheibe (Abb. 30) oder einer Ausgleichswippe (Abb. 31) herzustellen. Wenn die Kräfte und Längen mehrerer Seile ausgeglichen werden müssen, müssen die Seile paarweise auf Ausgleichswippen wirken (Abb. 32).

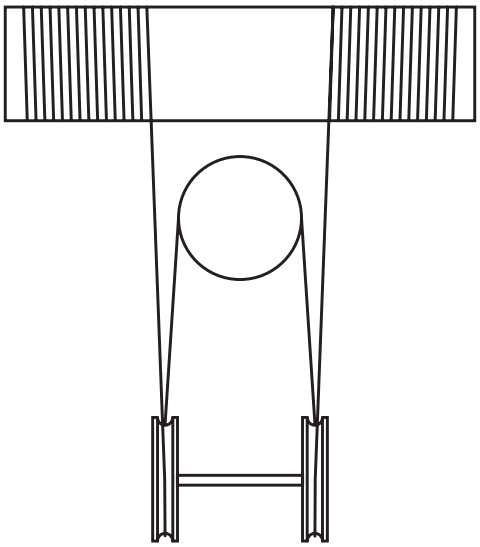


Abb. 30: Seiltrieb mit Ausgleichsscheibe

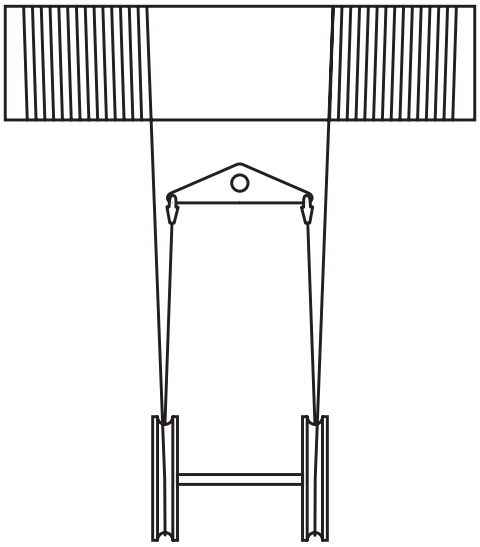


Abb. 31: Seiltrieb mit Wippe

Abb. 32: Paarweiser Lastausgleich mehrerer Hubseile und Anschlagseile

11.1. Die Ausgleichsscheibe

Die Ausgleichsscheibe hat gegenüber der Wippe den Vorteil, daß auch größere Längendifferenzen zwischen den beiden Seiten ausgeglichen werden können, während der Ausgleichsweg bei einer Wippe beschränkt ist. Auch ist der Platzbedarf einer Ausgleichsscheibe deutlich geringer als der einer Wippe.

Ein Seiltrieb mit einer Ausgleichsscheibe besitzt ein durchgehendes Drahtseil, was für die Seilmontage einen Vorteil darstellt. Ein möglicher Nachteil eines solchen Systems besteht aber darin, daß im Falle eines Seilrisses ein Lastabsturz unvermeidlich ist. Bei einem Zweiseilsystem mit Ausgleichswippe bestünde in einem solchen Fall immer noch die Hoffnung, daß das zweite Seil einen Lastabsturz verhindert.

Im Falle einer Seilbeschädigung durch äußere Einflüsse muß zudem immer die gesamte Seillänge ausgewechselt werden.

Ein weiterer Nachteil eines durchgehenden Seiles besteht bei einem symmetrischen Seiltrieb mit linker und rechter Seiltrommel darin, daß nicht rechtsgängige und linksgängige Drahtseile eingesetzt werden können. Bei Verwendung eines rechtsgängigen Seiles sind Probleme infolge von Seilverdrehung durch die rechtsgängige Seiltrommel zu erwarten, bei Verwendung eines linksgängigen Seiles infolge von Seilverdrehung durch die linksgängige Seiltrommel.

11.2. Die Ausgleichswippe

Die Ausgleichswippe kann nur relativ kleine Längendifferenzen zwischen zwei Drahtseilen ausgleichen. Sie verursacht aufgrund ihrer größeren Abmessungen, ihrer komplizierteren Bauweise und der Notwendigkeit zweier zusätzlicher Seilendverbindungen auch größere Kosten als die Ausgleichsscheibe. Dennoch ist die Wippe der Ausgleichsscheibe vorzuziehen:

Zum einen ist ein Seiltrieb mit zwei Drahtseilen deutlich sicherer als ein System mit einem durchgehenden Seil. Im Falle eines Seilrisses, beispielsweise durch eine äußere Beschädigung, besteht bei einem Zweiseilsystem berechtigte Hoffnung, daß das zweite Seil einen Lastabsturz verhindert.

Bei einer Dimensionierung des Seiltriebes nach DIN, ISO oder CEN ist eines der beiden Seile des Systems sehr wohl in der Lage, die doppelte Belastung zu ertragen und somit die Last alleine zu halten. Voraussetzung ist aber im Falle größerer Ausgleichswege, daß der Ausgleichshebel im Falle eines Seilrisses nicht schlagartig umschlägt. Dann nämlich würde die Last zunächst frei fallen und anschließend das noch intakte Seil schlagartig beanspruchen, was in der Regel einen Seilriss zur Folge hat. Daher sollte in einem Seiltrieb mit großen Ausgleichswegen oder in einem Seiltrieb für gefährliche Transporte der Ausgleichshebel, z.B. hydraulisch, gedämpft werden (Abb. 33).

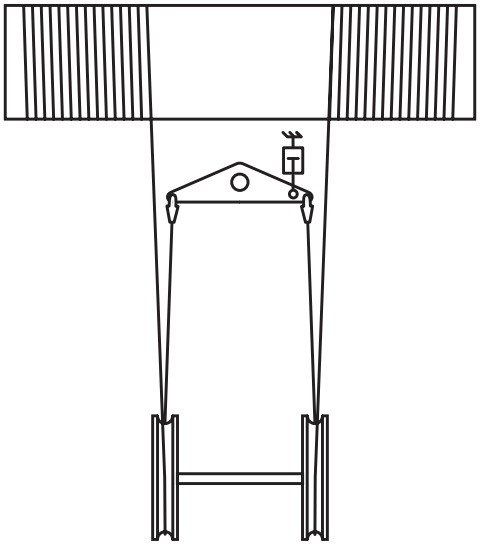


Abb. 33: Seiltrieb mit hydraulisch gedämpfter Wippe

Ein großer Vorteil eines symmetrischen Seiltriebes mit zwei Seilen und Ausgleichswippe gegenüber einem System mit Ausgleichsscheibe und durchgehendem Seil besteht in der Möglichkeit, linke und rechte Drahtseile zu verwenden und somit die Schlagrichtung der beiden Seile passend zu ihrer jeweiligen Trommel auszuwählen: ein rechtsgängiges Seil für die linksgeschnittene Trommel, ein linksgängiges Seil für die rechtsgeschnittene Trommel. Die Vorteile in Bezug auf die Vermeidung von Seilschäden und die zu erwartende höhere Seilstandzeit wiegen die möglichen zusätzlichen Lagerhaltungskosten und den zusätzlichen Aufwand bei der Montage in jedem Falle auf.

Ingenieurbüro für Fördertechnik
Dipl.-Ing. Roland Verreet

Grünenthaler Str. 40a • 52072 Aachen
Tel.: 0241- 173147 • Fax: 0241- 12982
Mail: R.Verreet@t-online.de
www.seile.com