

Seilverschleiß an bestehenden Anlagen aktiv minimieren!

Tim Ebeling ¹⁾

In den letzten Jahren werden vermehrt Probleme mit übermäßigem Seilverschleiß an Aufzügen festgestellt. Die Tragmittel müssen manchmal bereits nach wenigen Jahren oder gar Monaten gewechselt werden. Die Ursachen dafür sind vielfältig. Im Folgenden sollen einige Ursachen näher betrachtet und Maßnahmen vorgestellt werden, die den Verschleiß reduzieren und damit die Ablegereife hinauszögern.

Der Autor möchte vorwegnehmen, dass er weder ein Experte für die Konstruktion von Seilen noch von Aufzugsanlagen ist und in beiden Themenfeldern auch nicht unbedingt den Grund für den erhöhten Seilverschleiß sieht, sondern vielmehr von professionellem und seriösem Bemühen auf allen Seiten ausgeht. Stattdessen soll darauf eingegangen werden, wie nach bzw. bei der Inbetriebnahme der Anlagen der Seilverschleiß so weit wie möglich reduziert werden kann.

Trotzdem ist es wichtig die Entwicklungen am Aufzugsmarkt zu betrachten, die dazu geführt haben, dass die alt hergebrachte Schätzgröße für eine Seillebensdauer zwischen 10 und 20 Jahren, die nur in Ausnahmefällen durch mangelhafte Wartung und/oder Montage oder extreme Umgebungsbedingungen nicht erreicht wurde, heute wohl keine Gültigkeit mehr besitzt.

Maschinenraumlose Seilauzüge

Die Nachfrage nach Aufzugsanlagen mit möglichst geringem Platzbedarf ist ungebrochen, zu offensichtlich sind die Vorteile für Architekten und Bauherren. Diese Anlagen, in der Regel als triebwerksraumlose Seilauzüge ausgeführt, weisen in Bezug auf ihre Tragmittel einige Besonderheiten auf:

- ▶ Mehrfach-Aufhängung (2:1 oder höher)
- ▶ Geringe Treibscheibendurchmesser
- ▶ Geringe Seildurchmesser bzw. Gurte oder Riemen, die möglichst kleine Biegeradien erlauben

Diese, durch Kundenwunsch verursachten, Besonderheiten haben negative Auswirkungen auf die Lebensdauer von Tragmitteln, wenn man den Vergleich mit der direkt aufgehängten, mit Seildurchmessern größer 8 mm und großen Treibscheiben versehenen Aufzugsanlage zieht.

Die Mehrfachaufhängung, bei der der Antrieb platzsparend oftmals direkt im Schacht positioniert ist, bedingt mehrere Umlenkrollen. Dies bedeutet für die Tragmittel weitere Biegestellen in der Regel sogar mit Gegenbiegung, die für Stahlseile den Verschleiß deutlich erhöht.

Um den nötigen Bauraum weiter zu reduzieren macht es natürlich Sinn die Treibscheibe und Umlenkrollen ebenfalls im Durchmesser zu reduzieren, gleichzeitig erlaubt dies auch den kostengünstigen Einsatz von Antrieben, die zwar eine hohe Drehzahl aber nur ein relativ geringes Drehmoment aufweisen. Da die Tragmittel nicht beliebig kleine Bie-

Rope tensioning sample

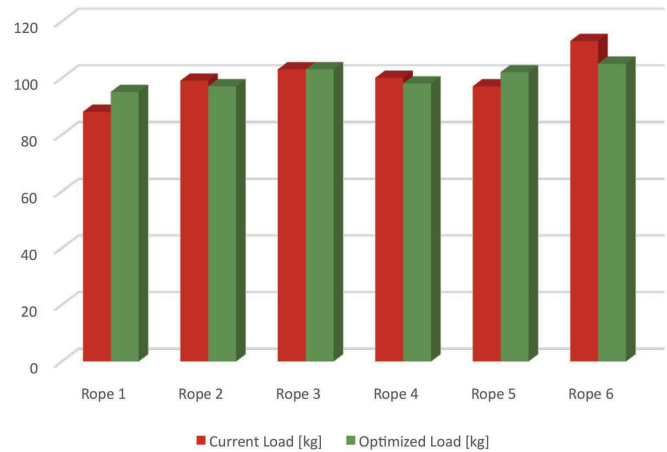


Abbildung 1: Schon minimale Seilspannungsunterschiede können die Lebensdauer in diesem Beispiel um 4 Jahre verlängern (grün) oder verkürzen (rot)

geradien erlauben, also das Verhältnis von Durchmesser Treibscheibe zu Durchmesser Tragmittel (D/d) nicht zu gering werden darf, müssen gleichzeitig die Durchmesser der Tragmittel abnehmen. Daher sind bei triebwerksraumlosen Aufzügen inzwischen oftmals Seildurchmesser um die 6 mm anzutreffen.

Es ist offensichtlich, dass je kleiner der Seildurchmesser wird natürlich auch die Tragfähigkeit der Seile abnimmt, also mehr Seile benötigt werden (erhöht die mögliche Biegeleistung deutlich), oder, damit die Seilanzahl nicht zu groß wird, höherfeste Seile benutzt werden müssen. Solch höherfeste Seile bedingen dann auch eine höhere Härte der Treibscheiben, um deren Verschleiß und damit letztendlich auch den Verschleiß der Seile zu minimieren. Andere Lösungen können plastikummantelte Seile darstellen, die natürlich kaum oder keinen Verschleiß an Treibscheiben verursachen, aber andere Probleme, wie z.B. die der korrekten Feststellung der Ablegereife aufwerfen.

Ohne die einzelnen Beziehungen zwischen den Parametern zu detailliert beschreiben zu wollen, lässt sich festhalten, dass zwischen den Randbedingungen eine ausgewogene Mischung gefunden werden muss, die den Tragmittelverschleiß nicht übermäßig erhöht, wenn platzsparende triebwerksraumlose Aufzugsanlagen gewünscht sind.

Die schlechte Nachricht

Die angesprochenen konstruktiven Gegebenheiten bei triebwerksraumlosen Aufzügen bedingen allesamt einen erhöhten Seilverschleiß, ohne dass dies ursächlich kompensiert werden kann:

1) Henning GmbH & Co. KG



Abbildung 2: Seilspannungsmessgerät der "WeightWatcher"-Serie
(Quelle: Henning GmbH & Co. KG)

- ▶ Jede Umlenkung der Tragseile erhöht den Seilverschleiß.
- ▶ Gegenbiegungen erhöhen den Seilverschleiß massiv
- ▶ Nimmt das Durchmesser Verhältnis D/d linear ab, steigt der Seilverschleiß exponentiell
- ▶ Nimmt der Seilsicherheitsfaktor linear ab, steigt der Seilverschleiß ebenfalls exponentiell.

Erhöhung der Seillebensdauer durch Maßnahmen im Aufzugsbetrieb

Um diese für die Seillebensdauer nachteiligen Faktoren zu kompensieren und dennoch eine hohe Laufleistung zu ermöglichen müssen im Betrieb alle verbleibenden Umgebungsbedingungen für die Tragmittel optimal gestaltet werden. Dadurch kann die Anzahl der Biegewechsel wieder erhöht werden.

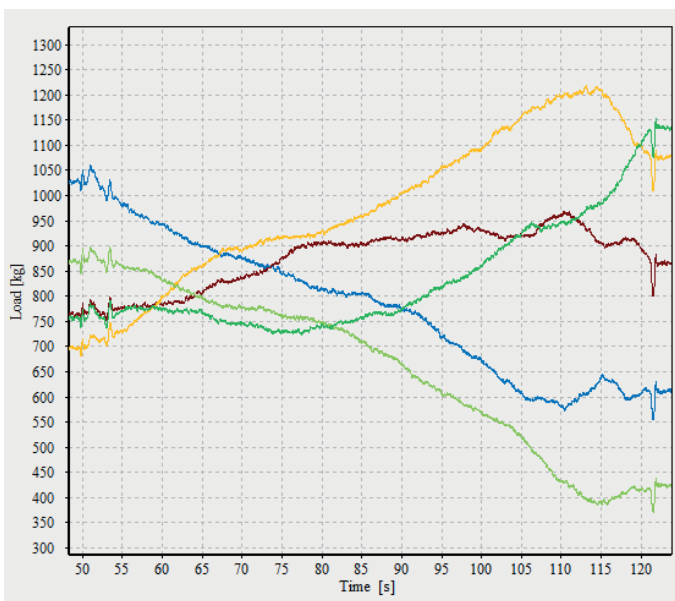


Abbildung 3: Verlauf der einzelnen Seilspannungen während einer Aufwärtsfahrt eines 1:1 aufgehängten Aufzuges

Seilpflege

Für ihre Stahlseile bieten fast alle Seilhersteller die passenden Pflegemittel an, um Korrosion und Abrieb zu vermindern. Zwar sind die Seile vorgeschmiert, aber Staub und Abrieb können die Schmiermittel binden, so dass die Schmierwirkung kontinuierlich abnimmt. Die Seilpflege muss nach den Angaben des Herstellers vorgenommen werden, um auch an dieser Stelle unnötigen Lebensdauereinschränkungen vorzubeugen.

Montage neuer Seile

Die Seilhersteller geben teilweise ausführliche Anleitungen, wie die Montage neuer Seile zu erfolgen hat und an die man sich im Interesse einer langen Seillebensdauer unbedingt halten sollte. Neben eigentlich selbstverständlichen Anmerkungen wie z.B., dass die Seile beim Auflegen nicht geknickt werden dürfen, haben einige Hersteller auch eine Markierung auf den Seilen aufgebracht, die sogenannte Eyeline bzw. Mantellinie. Dieser in Tragrichtung aufgebrachte Strich macht es bei der Montage einfach zu überprüfen, dass die Seile nicht verdreht aufgelegt werden, was sehr einfach passieren kann, da die Seile von alleine anfangen sich zu drehen. Passiert es dennoch, dass die Seile in sich verdreht aufgelegt und dann verdrehungssicher an Gegengewicht und Kabine bzw. im Schachtkopf befestigt wurden, hat dies gravierend negative Auswirkungen auf die Lebensdauer, da bei jeder Aufzugsfahrt zusätzlicher und vor allen Dingen unnötiger Verschleiß im Inneren des Seiles stattfindet.

Lastverteilung im Seilset

Die genannten Verdrehungen der Seile führen während der Aufzugsfahrt auch zu Traglastunterschieden in den Seilen, machen aber nur einen kleinen Anteil daran aus. Gravierender ist natürlich die eigentliche Einstellung der Seile zueinander.

Die Lastverteilung im Seilset ist sehr entscheidend für die Lebensdauer der Seile. In dem maßgeblichen Standardwerk zu Drahtseilen im Aufzugsbau von Prof. Dr. Feyrer²⁾ wird eine Gleichung angegeben, mit der sich die Biegeleistung von Drahtseilen auch in Abhängigkeit von der Seilspannung ermitteln lässt. Wenn alle Parameter in dieser Gleichung (wie Umgebungsbedingungen, mechanische Seilparameter etc.) gleich gehalten werden und lediglich der Unterschied in der Seilspannung betrachtet wird, so ergeben sich erstaunliche Auswirkungen der Lastverteilung auf die Lebensdauer der Seile, wie auch die Fa. Pfeifer DRAKO in einem technischen Dokument vom 23.11.2009³⁾ basierend auf der genannten Formel von Prof. Feyrer veröffentlicht hat:

- ▶ Eine Verringerung des Lastunterschieds zwischen den Tragseilen um 5% erhöht die Lebensdauer um 11%
- ▶ Eine Verringerung des Lastunterschieds zwischen den Tragseilen um 10% erhöht die Lebensdauer um 23%
- ▶ Eine Verringerung des Lastunterschieds zwischen den Tragseilen um 15% erhöht die Lebensdauer um 38%

2) Klaus Feyrer; Drahtseile: Bemessung, Betrieb, Sicherheit; Springer; Auflage: 2 (27. September 2000)

3) Pfeifer DRAKO; „TCC U091123_Seilspannung“ vom 23.11.2009

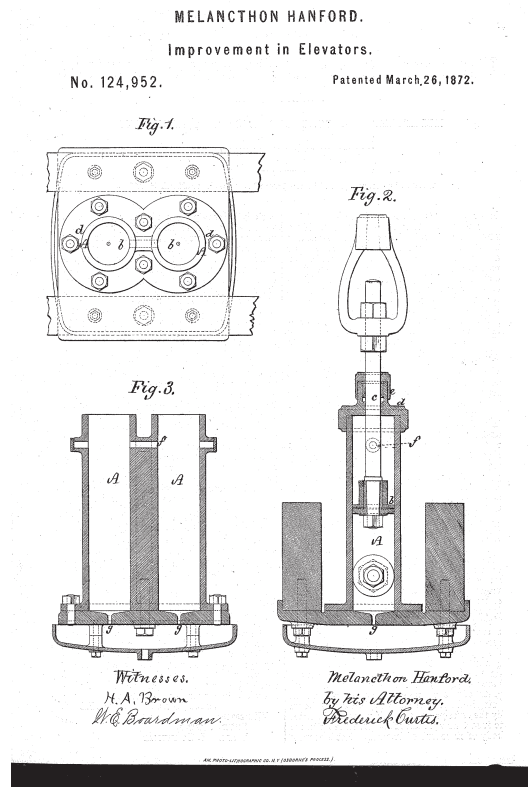


Abbildung 4: Eines der ersten Patente zum automatischen Seilausgleich aus dem Jahre 1872

- ▶ Diese Liste lässt sich beliebig fortsetzen, aber um die Auswirkungen greifbarer zu machen, soll folgendes Beispiel gegeben werden:
- ▶ Eine 2:1 aufgehängte Aufzugsanlage mit 6 Seilen, und einem Kabinenleergewicht von 1200 kg hätte mit einer Seileinstellung, bei der das schwächste Seil 88 kg und das am stärksten tragende Seil 113 kg trägt, eine Seillebensdauer von 10 Jahren, dann könnte
- ▶ Die Lebensdauer um mehr als 1 Jahr erhöht werden, wenn das schwächste Seil 90 kg und das stärkste Seil 110 kg tragen würden
- ▶ Die Lebensdauer um mehr als 2 Jahre erhöht werden, wenn das schwächste Seil 92 kg und das stärkste Seil 108 kg tragen würden
- ▶ Die Lebensdauer um fast 4 Jahre erhöht werden, wenn das schwächste Seil 95 kg und das stärkste Seil 105 kg tragen würden.

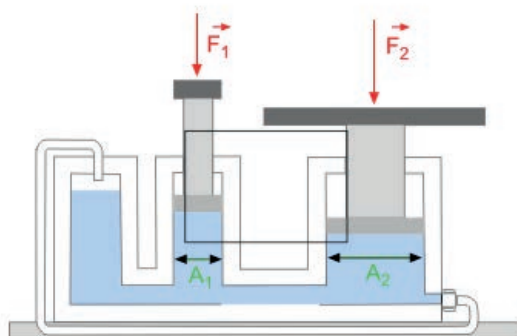


Abbildung 5: Prinzipdarstellung eines Kraftwandlers

Das Beispiel zeigt sehr eindrücklich wie eigentlich geringe Seilspannungsunterschiede bereits große Auswirkungen haben können.

Seit einigen Jahren sind auf dem Markt Hilfsmittel in Form von Seilspannungsmessgeräten verfügbar, mit denen neben dem absoluten Kabinengewicht auch die einzelnen Seillasten bestimmt und eingestellt werden können. Das ist in Hinblick auf das obige Beispiel natürlich sehr hilfreich, allerdings immer noch nicht ausreichend, wie im Folgenden weiter ausgeführt wird.

Variierende Lastverteilung während der Fahrt

Naturgegeben kann man die Seile manuell nur während des Stillstands der Aufzugsanlage einstellen. Das bedeutet, man muss sich für eine Position der Kabine im Schacht entscheiden und an dieser Position die Seile einstellen. Das bedeutet bei 2:1 aufgehängten Anlagen ohne Triebwerksraum i.d.R. zwangsläufig, dass sich die Kabine im obersten Halt befindet, damit die Endbefestigung der Seile für die Einstellung überhaupt erreicht werden kann.

Je nach Ausführungsform der Seilspannungsmessgeräte kann vorab während der Aufzugsfahrt der Verlauf der einzelnen Seilspannungen gemessen werden, um eine optimale Einstellung der Seile zu bestimmen, die anschließend eingestellt wird. Dies ist notwendig, da sich die einzelnen Seilspannungen während einer Fahrt beständig verändern und dies oftmals in einem sehr hohen Maße. Verursacht wird das z.B. durch leicht zueinander abweichende Rillen und Seile, unrund eingelaufene Treibscheibenrillen, nicht absolut waagrecht stehende Umlenkrollen etc.

Bei einer 2:1 aufgehängten Anlage mit einer Treibscheibe von 240 mm Durchmesser und einer Förderhöhe von 20 m, sind bereits 1/10 mm Rillen- oder Seildurchmesserdivergenz für 17 mm Längendifferenz zwischen den einzelnen Seilen bei einer Fahrt über die gesamte Förderhöhe verantwortlich. Man kann sich gut vorstellen wieviel mehr Last ein Seil trägt, dass 17 mm kürzer als die anderen Seile ist. Das Ergebnis wird ein übermäßiger Seilverschleiß sein. Dieser Effekt kann durch die bereits genannten Ursachen bei 2:1 aufgehängten Aufzügen schon bei Neuanlagen auftreten. Das heißt aber nicht, dass man ihn in ähnlich starker Weise nicht auch bei 1:1 aufgehängten Anlagen findet.

Das folgende Beispiel zeigt eine Messung an einer 1:1 aufgehängten Anlage, die einen Seilspannungsunterschied von bis zu 200% während der Fahrt aufweist. Deutlich erkennt man auch, wie sich die einzelnen Seilspannungen während der Fahrt verschieben.

Die korrekte Einstellung der Seilspannungen ist bei solch einer Aufzugsanlage unabdingbar, wenn die theoretische Lebensdauer der Seile möglichst ausgenutzt werden soll. Die stichpunktartige Einstellung der Seile bei jeder Wartung ist ein erster wichtiger Schritt, aber sicher nicht ausreichend, da die Einstellung sowohl zeitlich als auch örtlich nur punktuell erfolgen kann. Sobald der Aufzug nach solch einer Seileinstellung die nächste Haltestelle anfährt ist die Seileinstellung bereits wieder unzureichend für die neue Position im Schacht.

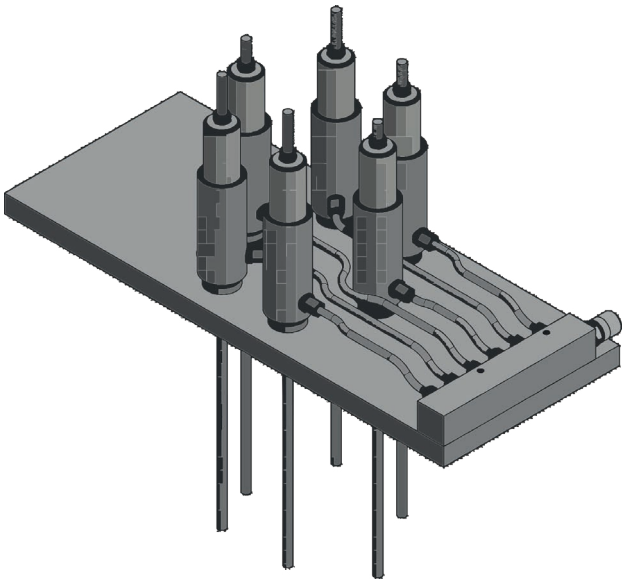


Abbildung 6: Schematische Darstellung des hydraulischen Seilausgleichs, die miteinander verbundenen Zylinder gleichen die Seile auch während der Fahrt optimal zueinander aus

Beständige Seilspannungseinstellung, auch während der Fahrt

Um den Seilverschleiß durch unterschiedliche Spannungen in den einzelnen Seilen so gering wie möglich zu halten müssen die einzelnen Seile während der Fahrt beständig nachgespannt werden. Dazu lassen sich viele verschiedene Lösungsmöglichkeiten finden.

Eine der einfachsten wurde bereits im März 1872 in den USA zum Patent angemeldet.



Abbildung 7: Einbausituation an einer realen Aufzugsanlage. Deutlich sind die ehemals ungleichmäßigen Seilspannungen an der Ausfahrlänge der Zylinder erkennbar.

Bei dieser Methode werden hydraulische Zylinder in die Seilendverbindung eingebracht und sorgen dafür, dass sich die Seile untereinander ausgleichen, sobald die Seilspannungen voneinander abweichen. Diese hydraulische Lösung hat die bestechenden Vorteile, dass sie keine zusätzliche elektrische Energie, keine Sensorik und keinen Regelkreis benötigt und noch dazu mechanisch relativ einfach in Konstruktion, Herstellung und Installation ist.

Physikalisches Prinzip des hydraulischen Seilausgleichs

Das Patent macht sich die Physik der Inkompressibilität und gleichmäßigen Druckausbreitung in Flüssigkeiten zu Nutze, wie sie in der Hydraulik vielfach Anwendung findet. Üblicherweise ist die technische Anwendung der so genannte Kraftwandler, um Kräfte zu verstärken.

Hierbei wird auf der einen Seite eine (verhältnismäßig) schwache Kraft auf einen Kolben mit möglichst geringem Durchmesser ausgeübt. Der durch den Kolben ausgeübte Druck

$$p = \frac{F_1}{A_1}$$

also das Verhältnis aus der ausgeübten Kraft F_1 und der Querschnittsfläche A_1 des Kolbens, entspricht dem insgesamt in der Flüssigkeit wirkenden Druck. Auf der anderen Seite der hydraulischen Anlage befindet sich ein zweiter Kolben mit (verhältnismäßig) großer Querschnittsfläche A_2 . Da innerhalb der Flüssigkeit der Kolbendruck

$$p = \frac{F}{A}$$

an allen Stellen gleich groß ist, wird beim Hineinpressen des kleinen Kolbens eine Kraft auf den großen Kolben ausgeübt, die um das Verhältnis der Kolbenflächen verstärkt ist:

$$p = \frac{F_1}{A_1} = \frac{F_2}{A_2} \Leftrightarrow F_1 = \frac{A_1}{A_2} \cdot F_2$$

Diese zunächst unerwartete Tatsache, dass eine kleine schwache Kraft auf den kleinen Kolben eine große Kraft am großen Kolben bewirkt, kann man sich anschaulich damit erklären, dass am großen Kolben wesentlich mehr Flüssigkeitsteilchen "anstoßen" als am kleinen; die unter Druck gesetzte Flüssigkeit kann daher in Richtung des großen Kolbens auch leichter zusätzlichen Raum einnehmen.

Die Energieerhaltung gilt natürlich unverändert: Um den großen Kolben um eine Höhe S_2 anzuheben, muss man den kleinen Kolben um eine entsprechend längere Wegstrecke S_1 bewegen. Es gilt mit der obigen Gleichung:

$$F_1 \cdot S_1 = F_2 \cdot S_2 \Leftrightarrow F_1 \cdot S_1 = \frac{A_1}{A_2} \cdot F_1 \cdot S_2$$

$$\Leftrightarrow S_1 = \frac{A_2}{A_1} \cdot S_2$$

Dieses Prinzip gilt auch für beliebig viele miteinander verbundene hydraulische Zylinder. Wenn nun alle diese Zylinder identisch sind und damit die gleiche Fläche aufweisen ($A_1=A_2$), dann wird aus den obigen Formeln sofort deutlich, dass die Kraft F_1 immer gleich der Kraft F_2 ist, bzw. die Wegstrecke S_1 immer gleich der Strecke S_2 . Und genau diesen Umstand macht sich das zitierte Patent zu Nutze: Alle

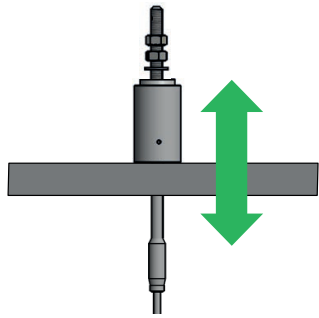


Abbildung 8: In Arbeitsrichtung können Hydraulikzylinder enorme Kräfte aufbringen bzw. aushalten.

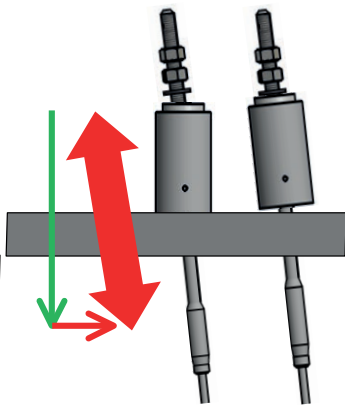


Abbildung 9: Querkräfte lassen Hydraulikzylinder sehr schnell verschleißen (hohe Empfindlichkeit bei Kräften orthogonal zur Arbeitsrichtung)

Seile, deren Endverbindungen an Hydraulikzylindern enden, die alle miteinander verbunden sind und die gleiche Fläche aufweisen, werden sich immer untereinander ausgleichen. Der Ausgleich erfolgt theoretisch bis auf Null. In der Realität existiert im Inneren der Zylinder aber natürlich Reibung, die dies nur bis zu einem Maße erlaubt (bei ge-

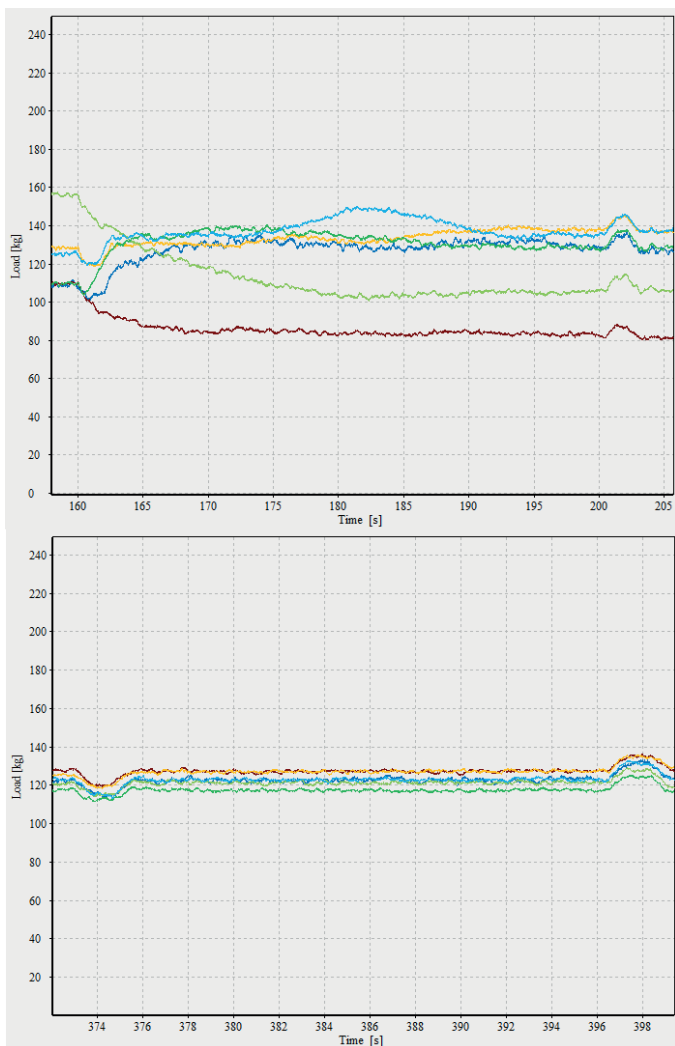


Abbildung 11: Seilspannungsverlauf mit deaktiviertem hydraulischen Seilausgleich (oben) im Vergleich zu aktivem hydraulischen Seilausgleich (unten). Deutlich ist die Verbesserung um ca. 25% zu erkennen, was nach Feyrer die Lebensdauer nahezu verdoppelt.

schickter Konstruktion und Auswahl der Dichtungen ist ein Ausgleich auf 40 N / 4 kgf pro Zylinder durchaus möglich).

Verlängerung der Seillebensdauer - einfache Nachrüstung ohne Umbaumaßnahmen

Um das Prinzip an Neuanlagen aber auch für Modernisierungen an Aufzügen einfach und kostengünstig anwenden zu können, sollten bei der Umsetzung des Prinzips folgende Randbedingungen beachtet werden:

- ▶ Minimale Baugröße – die Seilplatte sollte nicht verändert werden müssen und ebenso darf kein Bauraum verloren gehen (gerade bei MRL)
- ▶ Kaskadierung, – einfach und ohne Kommissionierung Aufzüge mit beliebiger Seilanzahl auszurüsten
- ▶ Sicherheit – die Seilendbefestigung sollte nicht verändert werden
- ▶ Langlebigkeit – mehrere Millionen Zylinderhübe bzw. Aufzugsfahrten sollten erreicht werden

Unter Beachtung der genannten Bedingungen wurde die folgende Konstruktion entwickelt und auch umgesetzt:

Wie in der isometrischen Darstellung zu erkennen ist, können die einzelnen Zylinder auf der vorhandenen Seilplatte angebracht werden, wenn, wie in dieser Konstruktion, ihre Außendurchmesser nicht mit den Seilabständen kollidieren. Aus diesem Grund wurden die Durchmesser so gewählt, dass sie den üblicherweise verwendeten Puffern bzw. Spiralfedern entsprechen. In der realen Einbausituation ergibt sich ein entsprechendes Bild.

Schrägzugausgleich

Um die Bauform der Hydraulikzylinder zu minimieren – letztendlich ist das die Voraussetzung für eine einfache Montage ohne Umbaumaßnahmen an der Anlage – ist eine weitere Komponente notwendig: die sogenannte Taumelscheibe.

Gerade bei 2:1 aufgehängten Aufzugsanlagen, die ohne Maschinenraum konzipiert sind, tritt in der Regel in der obersten Haltestelle ein massiver Schrägzug von bis zu 7° bei dünnen Seilen auf.

Dieser Schrägzug findet sich natürlich in der Gewindestange des Tragmittels wieder, darf aber keinesfalls Auswirkungen auf den Hydraulikzylinder haben. Würde dieser dadurch schräg auf der Seilplatte stehen, würde der Kraftfluss in den Zylindern Querkräfte erzeugen.

Um solche Querkräfte verschleißarm aufzunehmen, müssten die Zylinder für den eigentlichen Anwendungszweck extrem überdimensioniert werden. Damit wäre eine Montage in die bestehende Seilplatte wohl unmöglich.

Die Taumelscheiben, die zwischen Zylinder und Seilplatte eingebracht werden, sorgen dafür, dass der Zylinder immer parallel zum Tragmittel-Endverbinder ausgerichtet ist und somit keine Querkräfte erzeugt.

Effiziente Lastmessung für Überlastalarm

Wie bereits in den Gleichungen dargelegt wurde, ist die Kraft in den Seilen über die Kolbenfläche mit dem anliegenden Druck in den Zylindern verbunden. Aus diesem Grund

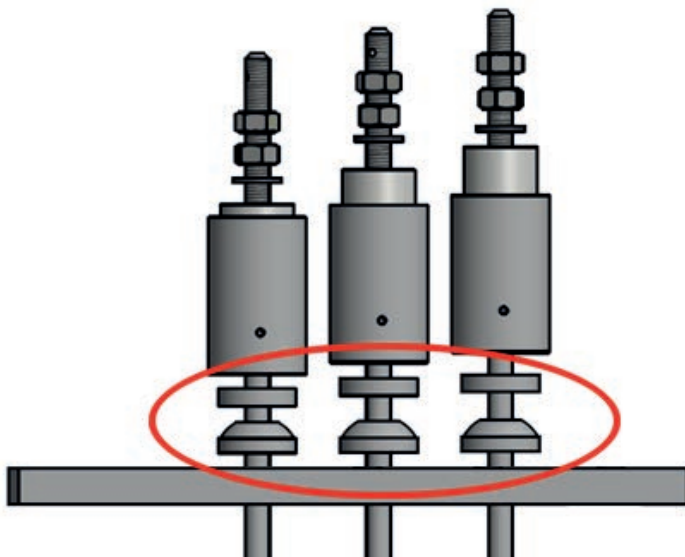


Abbildung 10: Taumelscheiben als Schrägzugausgleich ermöglichen kleine Bauform, die in die existierende Seilabhängung eingebracht werden kann.

reicht eine einfache Druckmessung aus, um eine absolute Messung der Gesamtlast (Kabinenleergewicht plus aktuelle Zuladung) zu erlauben. Somit ist erfreulicherweise über den hydraulischen Seilausgleich auch eine Überlastmessung einfach und kostengünstig möglich.

Effekte des hydraulischen Seilausgleichs auf die Einzelseilspannungen

Die Auswirkungen des hydraulischen Seilausgleichs sind erheblich und lassen sich beispielsweise mit dem bereits genannten Seilspannungsmessgerät visualisieren. In der Abbildung 11 ist in dem oberen Diagramm der Spannungsverlauf der einzelnen Seile bei deaktiviertem hydraulischen Seilausgleich dargestellt. Man erkennt deutlich, wie die einzelnen Seile „auseinanderlaufen“ bzw. sogar entgegengesetzt zueinander Last aufnehmen und abgeben. Das führt dazu, dass einzelne Seile deutlich mehr Last tragen und somit sowohl die Lebensdauer dieser Seile (und damit des gesamten Seilsets) reduziert wird, als auch eventuell Treibscheibe und Umlenkrollen geschädigt werden.

Das untere Diagramm zeigt die einzelnen Seilspannungen bei aktivem hydraulischen Seilausgleich: Die Gesamtlast verteilt sich optimal zwischen den einzelnen Seilen. Der Lastverlauf in den Einzelseilen ist parallel zueinander, keines der Seile trägt unverhältnismäßig mehr oder weniger Last als die anderen. Kleine Unterschiede zwischen den Seilen sind noch vorhanden, die darin begründet sind, dass sich das physikalische Prinzip natürlich nicht ideal auf die wirkliche Welt übertragen lässt und somit innere Reibung in den Zylindern vorhanden ist.

Der Lebensdauer schonende Ausgleich

Betrachtet man das hydraulische Ausgleichssystem genauer, so fällt auf, dass es eigentlich nur indirekt Kräfte zwischen den Seilen ausgleicht. Vielmehr gleicht es eigentlich Längenänderungen der Seile zueinander aus, die durch unterschiedliche Rillendurchmesser, Seildurchmesser, Montagewinkel etc. verursacht werden.

Die Frage danach, welche Kraftdifferenz das System zwischen den Seilen ausgleichen kann, ist also erst einmal von dem möglichen Längenausgleich abhängig, der dem Hub der einzelnen Zylinder entspricht. Das ist der Grund, warum ein solches System mehrere Modellreihen mit unterschiedlichen Hübten aufweisen muss, je nachdem, ob es in eine Aufzugsanlage mit Vorschädigung eingebracht wird, oder in eine Neuanlage. Der mögliche Hub der Zylinder lässt sich allerdings nicht direkt in eine Kraft umrechnen. Das ist darin begründet, dass die Länge des Seils zwischen dem hydraulischen Seilausgleich und der Treibscheibe Einfluss hat, da Seile auch immer als Federn wirken. Die Federkonstante des Seiles fließt in die mögliche Kraftdifferenz mit ein.

$$\Delta F = \Delta l * c$$

Wobei F_{Δ} die maximal ausgleichbare Kraftdifferenz ist, Δl der Hub eines einzelnen Seilausgleich-Zylinders und die Federkonstante des Seiles ist.

Die Federkonstante c ist abhängig von der aktuellen Länge des Seiles.

$$c = \frac{E * A}{l}$$

Wobei E das Seildehnungsmodul ist, A die metallische Querschnittsfläche des Seiles und l die aktuelle Seillänge ist.

Aus der Formel wird unmittelbar ersichtlich, dass der mögliche Ausgleich des hydraulischen Systems also abhängig von der aktuellen Seillänge zwischen hydraulischem System und Treibscheibe ist. Das bedeutet, die aktuelle Position der Kabine im Schacht ist entscheidend: Je kürzer die Seillänge (i.d.R. Kabine oben im Schacht) umso höher die Kraftdifferenz die ausgeglichen werden kann. Die kleinste ausgleichbare Kraftdifferenz wird bei maximaler Seillänge (i.d.R. Kabine in der untersten Haltestelle) erreicht.

Nimmt man als Beispiel ein 12mm Stahlseil mit Stahleinlage (8x19 Warrington + IWRC) mit einem ungefähren Seildehnungsmodul von 47 kN/mm² an einer 1:1 aufgehängten Anlage mit 40 m Förderhöhe und einem hydraulischen Seilausgleich mit 100mm Hub, so ergibt sich eine Kraftdifferenz von 8,4 kN, die in der untersten Etage ausgeglichen werden kann und eine ausgleichbare Kraftdifferenz von 167,0 kN (bei Verkürzung des Seiles auf 2 m zwischen Kabine und Treibscheibe).

Günstigerweise ist der hohe Kraftausgleich in der oberen Position möglich, in der in der Regel auch der Schrägzug auftritt. Solange das hydraulische Seilausgleichssystem also in der Haltestelle initial justiert wird, bei der die Länge des Seils zwischen Ausgleichssystem und Treibscheibe maximal ist, können die Seile immer optimal ausgeglichen werden und somit die Seillebensdauer erheblich erhöht werden.

Zusammenfassung

Maßgeblich für die Lebensdauer von Tragseilen ist nach deren korrekter Auslegung neben vermeidbaren Fehlern in der Montage und der Seilpflege vor allen Dingen die optimale Seilspannung in jeder Position im Schacht. Durch den Trend zu Mehrfachaufhängungen treten inzwischen auch an ver-

gleichsweise kleinen Aufzugsanlagen Effekte auf, wie man sie sonst nur an High-Rise-Anlagen mit mehreren hundert Metern Förderhöhe beobachten konnte: Winzige Abweichungen in den Treibscheibenrillen und Seildurchmessern führen zu großen Unterschieden in den Einzelseilspannungen, da die kleinen Treibscheiben eines MRL-Aufzuges ähnlich viele Umdrehungen wie die Treibscheiben in den High-Rise-Aufzügen machen.

Selbst bei pedantischer Einstellung der Einzelseilspannungen unter Zuhilfenahme präziser Messtechnik kann der Seilverschleiß nicht verhindert werden, da solch eine Einstellung nur für eine Position der Kabine im Schacht vorgenommen werden kann.

Eine Lösung, die den Seilverschleiß maßgeblich minimiert, muss aber über die gesamte Förderhöhe, für jede Position der Kabine im Schacht wirksam sein.

Die in diesem Artikel dargestellte Lösung in Form eines hydraulischen Seilausgleichs wird den Seilverschleiß jeder Aufzugsanlage deutlich verringern, selbst wenn sie in eine bereits vorgeschädigte Anlage eingebaut wird und hat die bestechenden Vorteile, dass sie keine zusätzliche elektrische Energie, keine Sensorik und keinen Regelkreis benötigt und noch dazu ohne Umbaumaßnahmen sehr einfach installiert werden kann.

Actively minimizing the wear of ropes of existing lift systems

Tim Ebeling ¹⁾

UK

In the past few years the number of problems arising from an excessive wear of ropes of lift systems has grown. Suspension ropes sometimes have to be replaced after a few years or even months. The rope wear has numerous causes. Some of them will be examined in more detail and possible measures to reduce the wear and tear and delay the replacement state of wear will be presented.

The author first of all would like to point out that he is neither a rope nor a lift construction expert and that he is not regarding these particular topics as being the cause for an excessive wear of lift ropes. The points of view included in this article should be regarded as a professional and serious effort made by all parties concerned. The attention is focussed on how the rope wear can be reduced as much as possible after and/or during the commissioning of lift systems.

It is important to look at the lift market developments which have contributed to invalidate the long-established standard rope life estimate of 10 to 20 years which in the past was not reached in exceptional cases only because of an inadequate maintenance and/or assembly or by extreme ambient conditions.

Roped MRL elevators

The demand for lift systems occupying as less space as possible is still unbroken since the benefits for both architects and building owners are evident. These systems usually designed as roped MRL elevators show some very distinct suspension rope features:

- ▶ Multiple suspension (2:1 or higher)
- ▶ Small traction sheave diameter
- ▶ Small rope diameter and/or belts allowing small bending radii

These special features stemming from customer demands have negative effects on the life of suspension ropes when you compare the life with that of a lift system that has a di-

rect suspension, rope diameters exceeding 8 mm and large traction sheaves.

A multiple suspension with a drive unit often directly placed in the shaft to save space requires several deflection pulleys. As such the suspension ropes make extra bends and usually even perform reversed bending operations which substantially increase the wear on steel ropes.

If you want to save space, it makes sense to reduce the diameter of the traction sheave and deflection pulleys. This also allows a low-cost application of drive units featuring high speeds with a relatively low torque. Since the suspension ropes do not allow random bending radii (i.e. the traction sheave to rope diameter ratio D/d may not become too small), the diameters of the suspension ropes must also be reduced. Therefore MRL lift systems nowadays often feature rope diameters of approximately 6 mm.

Rope tensioning sample

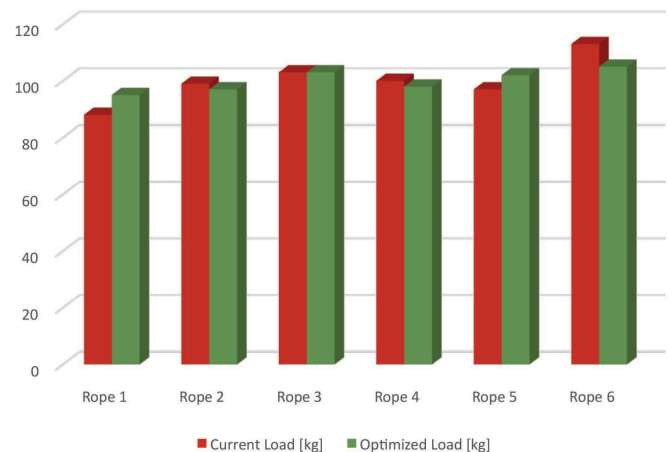


Fig. 1: in this example even minor rope tension differences can extend (green) or shorten (red) the service life by 4 years

1) Henning GmbH & Co. KG



Fig. 2: Rope tension measuring instrument of the "Weight-Watcher" series (source: Henning GmbH & Co. KG)

It is obvious that the smaller the rope diameter the smaller the carrying capacity of the suspension ropes is, so that more ropes are needed (which substantially increases the possible bending capacity), or - to keep the number of ropes within acceptable limits - to use ropes with a higher strength. But these ropes then also demand a higher hardness of the traction sheaves to minimize their own wear and the wear and tear of the ropes. Other solutions could be plastic-sheathed ropes which cause hardly any wear or no wear at all on traction sheaves but lead to other problems such as a correct assessment of the replacement state of wear.

Without intending to describe in too much detail the relationships between the parameters, it is a matter of fact that a balanced mixture of marginal conditions must be found which does not excessively increases the wear of suspension ropes whenever compact MRL lift systems are desired.

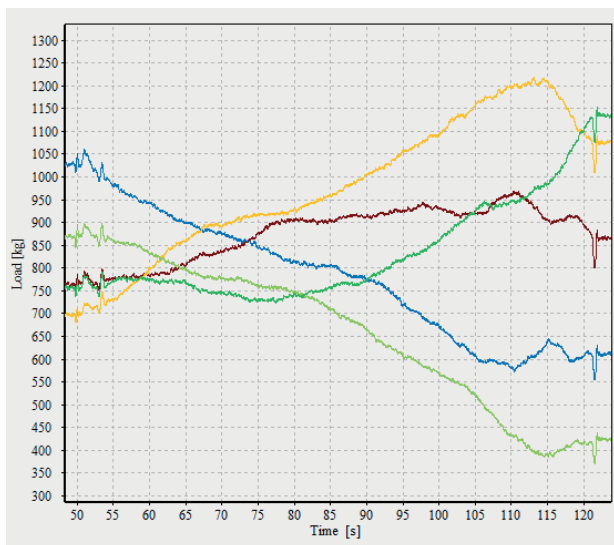


Fig. 3: Course of each single rope tension during an upward ride of a 1:1 reeved lift

MELANCTHON HANFORD.
Improvement in Elevators.

No. 124,952.

Patented March, 26, 1872.

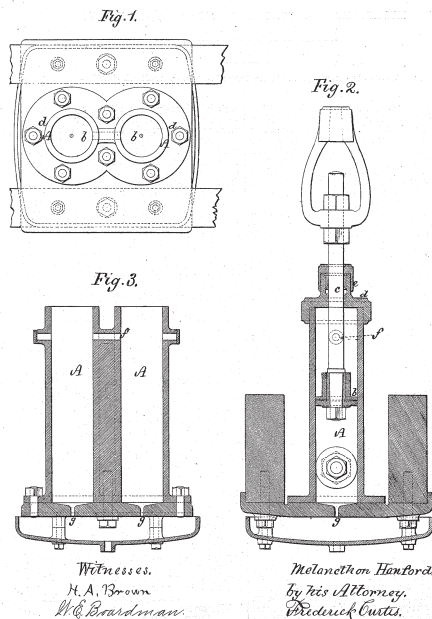


Fig. 4: One of the first patents for an automatic rope compensation from 1872

The bad news

Every single structural characteristic of MRL lift systems mentioned earlier increases the rope wear the causes of which cannot be compensated:

- ▶ Every single rope deflection increases the wear.
- ▶ Reversed bending massively increases the rope wear.
- ▶ When the D/d diameter ratio decreases linearly, the wear of the rope is increased exponentially.
- ▶ When the rope safety factor decreases linearly, the rope wear also increases exponentially.

Increasing the rope service life by taking appropriate lift operation measures

In order to compensate the factors affecting the rope service life without reducing the performance, all ambient con-

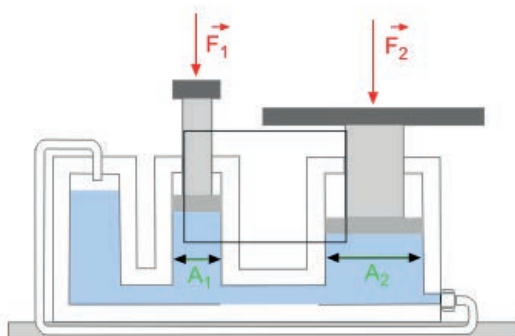


Fig. 5: Basic diagram of a transducer

ditions influencing the suspension ropes during the operation of the lift system must be optimized. This allows the number of reversed bending operations to be increased again.

Rope care

Nearly all rope manufacturers offer suitable care products for their steel ropes to fight corrosion and abrasion. Ropes are delivered in lubricated condition, but dust and abraded particles can bind the lubricants which continuously decreases their effectiveness. Rope care must be carried out in accordance with the manufacturer's instructions to prevent an unnecessary reduction of the rope service life.

Installing new ropes

Rope manufacturers often provide detailed instructions for the installation of new ropes which should be observed in the interest of a long rope service life. Apart from obvious instructions such as "do not buckle the ropes during installation", some manufacturers also mark their ropes with a so-called eyeline or surface line. This line running in the suspension direction simplifies the installation and prevents ropes from being distorted, something that can happen easily since ropes often turn by themselves. When distorted ropes are installed and attached to the counterweight and cab or inside the shaft head in a torsion-proof manner, this has very serious negative effects on the rope service life since every lift ride causes an additional and unnecessary wear inside the rope.

Load distribution inside the set of ropes

During an elevator ride the torsional strains also cause different loads inside the ropes, although they only account for a small part of them. The actual adjustment between the ropes is of course of more substance.

The load distribution inside the set of ropes is significant for the rope service life. Prof Dr. Feyrer's²⁾ standard work on wire ropes used in lift engineering contains an equation allowing the flexural performance of wire ropes to be determined also as a function of the rope tension. When all parameters of this equation (e.g. ambient conditions, mechanical rope parameters, etc.) can be kept equal and if one only looks at the rope tension differences, some astonishing effects of the load distribution on the service life of ropes are disclosed which Messrs. Pfeifer DRAKO also published in a technical document dated 23.11.2009³⁾ based on the formula of Prof. Feyrer:

- ▶ Reducing the load difference between suspension ropes by 5% extends the service life by 11%.
- ▶ Reducing the load difference between suspension ropes by 10% extends the service life by 23%.
- ▶ Reducing the load difference between suspension ropes by 15% extends the service life by 38%
- ▶ This list can be continued at will, but if you want to make the effects more tangible, the following example should be presented:

2) Klaus Feyrer; Drahtseile: Bemessung, Betrieb, Sicherheit; Springer; Auflage: 2 (27. September 2000)

3) Pfeifer DRAKO; „TCC U091123_Seilspannung“ vom 23.11.2009

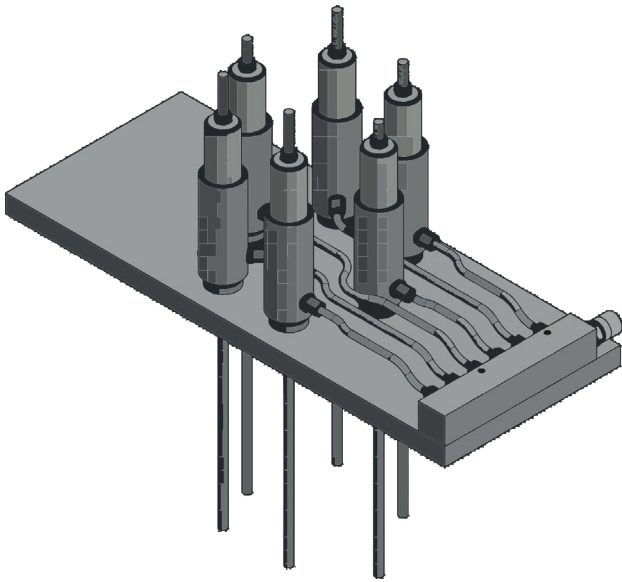


Fig. 6: Diagrammatic view of the hydraulic rope compensation; the connected cylinders provide an optimum compensation of the ropes also during the elevator ride

- ▶ If a lift system has a 2:1 reeving, 6 ropes, an empty cab weighing 1200 kg and featuring a rope life of 10 years if the weakest rope carries 88 kg and the strongest rope carries 113 kg, then:
- ▶ the service life could be extended by more than 1 year if the weakest rope would carry 90 kg and the strongest rope would carry 110 kg,
- ▶ the service life could be extended by more than 2 years if the weakest rope would carry 92 kg and the strongest rope would carry 108 kg,

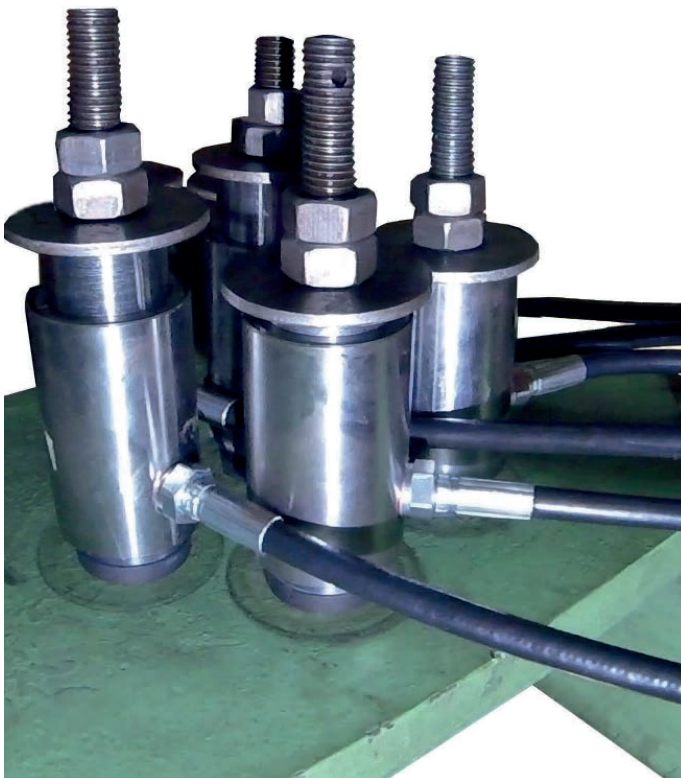


Fig. 7: Situation on an existing elevator system. The cylinder strokes clearly show the former different rope tensions.

- ▶ the service life could be extended by nearly 4 years if the weakest rope would carry 95 kg and the strongest rope would carry 105 kg.

The example clearly shows how even minor differences of the rope tension can have a major effect.

For some years auxiliaries in form of rope tension metering instruments are available on the market with which not only the absolute cab weight but also the single rope loads can be determined and adjusted. In view of the example mentioned earlier, this is of course very useful but still not enough as will be explained hereinafter.

Varying load distribution during the lift ride

It is in the nature of things that ropes can only be manually adjusted when the lift system is at standstill. This means that one has to select a position of the cab in the shaft where the ropes can be adjusted. With a 2:1 reeving and no machine room the cab then inevitably must be in the uppermost stopping position in order to be able to reach the rope's final attachment point.

Depending on the type of rope tension measuring instrument it is possible to first measure the course of the single rope tensions during the elevator ride in order to find the optimum adjustment which is then put into effect. This is necessary since the single rope tensions continuously change during the ride. These changes are often very significant and are e.g. caused by slightly varying positions of grooves and ropes, out-of-true traction sheave grooves, reversing pulleys that are not level, etc.

On a 2:1 reeved lift system with a 240 mm dia. traction sheave and a 20 m lift a groove or rope diameter difference as small as 1/10 mm can cause a length difference of 17 mm between the single ropes during a ride across the entire lift. One can easily imagine how much more load a rope carries which is 17 mm shorter than the other ropes. The result is an excessive rope wear. This effect with 2:1 reeved systems and created by the causes referred to earlier is already noticed on new elevator systems. But this does not mean that a similar effect cannot materialize in 1:1 reeved systems.

The next example shows a measurement carried out on a 1:1 reeved elevator system with a rope tension difference of up to 200% during a ride. One clearly recognizes how the single rope tensions are shifted during the ride.

In such an elevator system the correct adjustment of the rope tensions is a must when the theoretical service life of a rope is to be achieved. The random adjustment of the ropes carried out with each maintenance is a first important step, but is certainly not sufficient since it can only be carried out on certain selected points and on certain selected times. As soon as the lift rides to the next stop, the rope is again improperly adjusted for the new position inside the shaft.

Constant rope tension adjustment also during the elevator ride

In order to keep the rope wear caused by different rope tensions as small as possible, the individual ropes must be

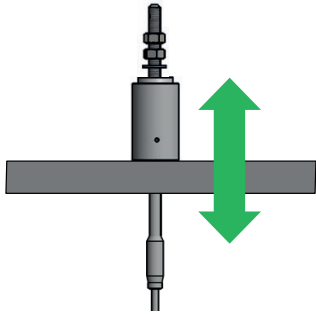


Fig. 8: In working direction hydraulic cylinders can exert and/or stand enormous forces.

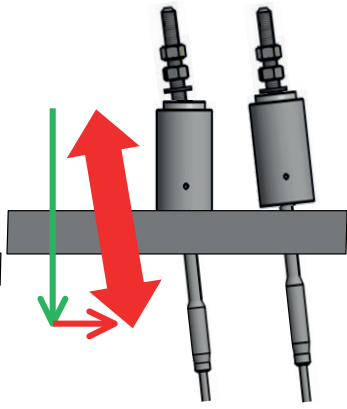


Fig. 9: Lateral forces cause hydraulic cylinders to wear down very quickly (high susceptibility when forces act orthogonally to the working direction).

constantly tensioned during the ride. For this purpose numerous solutions can be found.

As early as in March 1872 a patent for a very simple method was applied in the USA.

Hydraulic cylinders are incorporated in the rope end attachment achieving a compensation between the ropes as

soon as the rope tensions begin to differ. This hydraulic solution offers the advantage that no additional electrical energy, no sensors and no control circuit are needed. The mechanics, manufacture and installation are relatively simple.

Physical principle of the hydraulic rope compensation

The patent uses the physics of incompressibility and the uniform propagation of pressure in liquids as customary in hydraulics. In technical applications this is the co-called transducer used to intensify forces.

On one end a (relatively) weak force is applied to a piston with a diameter that is as small as possible. The pressure

$$p = \frac{F_1}{A_1}$$

exerted by the piston, i.e. the ratio of the exerted force F_1 and the cross-sectional area A_1 of the piston, corresponds to the total pressure acting in the liquid. On the other end of the hydraulic system there is a second piston with a (relatively) large cross-sectional area A_2 . Since the piston pressure

$$p = \frac{F}{A}$$

inside the liquid is the same everywhere, pressing in the small piston will exert a force on the large piston which is intensified by the piston surface ratio:

$$p = \frac{F_1}{A_1} = \frac{F_2}{A_2} \Leftrightarrow F_1 = \frac{A_1}{A_2} \cdot F_2$$

This unexpected characteristic that a small weak force applied to the small piston causes a bigger force acting on the large piston can be explained by the fact that a lot more liquid particles "push against" the large piston than against the small one; the liquid put under pressure therefore can more easily occupy more room in the direction of the large piston.

The conservation of energy of course remains in force unchanged; in order to lift the large piston by a stroke S_2 , the small piston must be moved by an appropriately longer stroke S_1 . The following equation applies:

$$F_1 \cdot S_1 = F_2 \cdot S_2 \Leftrightarrow F_1 \cdot S_1 = \frac{A_2}{A_1} \cdot F_1 \cdot S_2$$

$$\Leftrightarrow S_1 = \frac{A_2}{A_1} \cdot S_2$$

This principle also applies to a random number of connected hydraulic cylinders. When all these cylinders are identical and as such feature the same surface ($A_1 = A_2$), the above equations immediately show that the force F_1 is always identical with force F_2 and/or the stroke S_1 is always identical with the stroke S_2 . And this is exactly what the patent referred to earlier takes advantage of: all ropes connected to hydraulic cylinders which are all connected to each other and feature the same surface will always accomplish a compensation between them. Theoretically the compensation is effected down to zero, but in reality there is always some friction inside the cylinders which restricts such a compensation (a clever design and selection of seals allows a compensation of 40 N / 4 kgf per cylinder to be achieved).

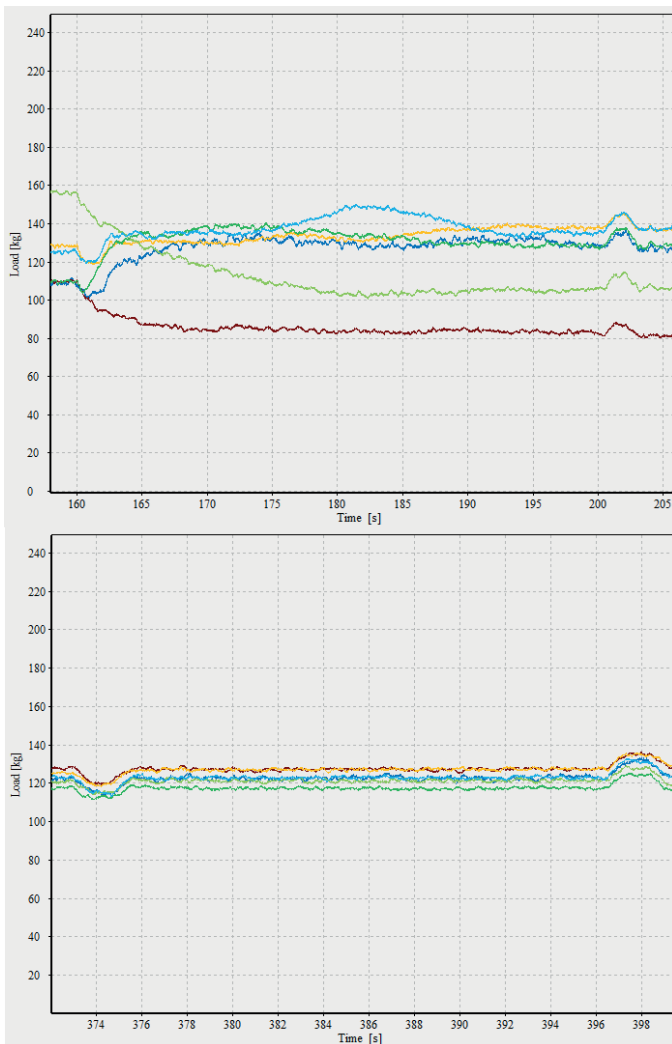


Fig. 11: Rope tension course with deactivated hydraulic rope compensation (top) compared to an active hydraulic rope compensation (bottom). One clearly recognizes the improvement by appr. 25% which according to Feyrer nearly doubles the rope service life.

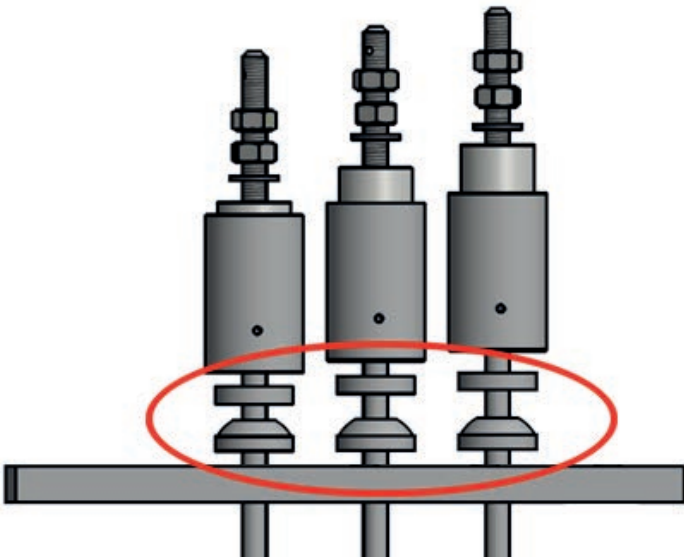


Fig. 10: Wobble plates compensating a lateral traction allow small designs that can be integrated into the existing rope suspension system

Prolonging the rope life - simple retrofitting measures requiring no major modifications

In order to be able to apply the principle to new elevator systems and also to modernizations in a simple and low-cost manner, the following marginal conditions should be taken into account:

- ▶ Minimum construction size - it should not be necessary to change the rope plate and the available installation space should not be reduced (especially for MRL systems).
- ▶ Cascading – simply furnish elevator systems with a random number of ropes without commissioning.
- ▶ Safety – it should not be necessary to change the rope end attachments.
- ▶ Long life – several millions of cylinder strokes and/or elevator rides should be achieved.

Taking into account the above conditions, the following designs have been developed and implemented:

As can be seen in the figure above, the cylinders can be installed on the existing rope plate when their diameter does not interfere with the distances between the ropes. For this reason the selected diameters correspond to the customary buffers and/or spiral springs.

Compensation of angular traction

For minimizing the size of the hydraulic cylinders – a prerequisite for a simple installation without having to modify the lift system - another component is needed: the so-called wobble plate.

Particularly in 2:1 MRL reeved elevator systems there usually occurs a massive angular traction in thin ropes of up to 7° at the highest stop.

This angular traction is of course transferred to the threaded rod of the suspension system, but may never affect the hydraulic cylinder. Should the latter then adopt an inclined position on the rope plate, the flow of force in the cylinders would produce lateral forces.

In order to be able to take up these lateral forces without much wear, the cylinders would have to be extremely oversized to account for the actual purpose. This would render an installation on the existing rope plate impossible.

The wobble plates introduced between the cylinder and rope plate provide for a parallel alignment of the cylinders to the end connections of the suspension system so that no lateral forces are produced.

Efficient load measurement for an overload alarm

As already shown in the equations, the force inside the ropes is connected to the pressure inside the cylinders via the piston surface. Therefore a simple pressure measurement is sufficient to allow an absolute measurement of the overall load (weight of empty cab plus current deadweight) to be carried out. This produces the welcome effect that the hydraulic rope compensation system can also be used to carry out a simple and low-cost overload measurement.

Effects of the hydraulic rope compensation on the single rope tensions

The effects of the hydraulic rope compensation are substantial and can e.g. be visualized using the rope tensioning measuring instrument mentioned earlier. The upper diagram in Fig. 11 shows the course of the tension of each rope when the hydraulic rope compensation is deactivated. One clearly recognizes how the individual ropes „disperse“ and sometimes even take up or give off loads in an opposing manner. As a result, individual ropes carry a distinctly higher load which not only reduces the life of these ropes (and thus of the entire set of ropes) but also increases the risk that the traction sheaves and deflection pulleys are damaged.

The bottom diagram shows the individual rope tensions when the hydraulic compensation is activated. The overall load is distributed between the individual ropes in an optimum manner. The course of the load inside the individual ropes is a parallel one. No rope carries a disproportionately higher or lower load than the other ropes. There still are small differences between the ropes which are caused by the fact that the physical principle cannot be ideally transmitted to the real world and that there is an internal friction in the cylinders.

A compensation preserving the service life

When taking a closer look at the hydraulic compensation system, it becomes obvious that it only indirectly compensates forces between the ropes. Instead it compensates changes in lengths between the ropes which are caused by different groove diameters, rope diameters, installation angles, etc.

The answer to the question which difference in force the system can compensate between the ropes therefore depends on the possible length compensation corresponding to the stroke of each single cylinder. This is why such a system has to feature several series of models with different strokes depending on whether it is introduced into an elevator system that has been damaged or into a new elevator system. The possible stroke of the cylinders cannot be directly converted into a force because the length of a rope between the hydraulic rope compensation system and the traction sheave exerts an influence since ropes also always act as springs. The spring rate of a rope is part of the possible force difference

$$\Delta F = \Delta l * c$$

in which ΔF is the maximum force difference that can be compensated, Δl is the stroke of a single rope compensation cylinder and c is the spring rate of the rope.

The spring rate depends on the actual rope length

$$c = \frac{E * A}{l}$$

in which E is the rope elongation module, A is the metallic cross-sectional area of the rope and l is the actual rope length.

The equation directly reveals that the possible compensation of the hydraulic system depends on the actual rope length between the hydraulic system and the traction sheave. This means that the actual position of the cab inside the shaft is decisive. The shorter the rope (usually with the cab high up in the shaft), the higher the force difference that can be compensated. The smallest force difference that can be compensated is achieved with the maximum rope length (usually with the cab at the lowest stop).

Example: a 12 mm rope with steel insert (8x19 Warrington + IWRC) with an approximate rope elongation module of 47 kN/mm² in a 1:1 reeved elevator system with a 40 m lift and a hydraulic rope compensation system with a 100 mm stroke will have a force difference of 8.4 kN that can be compensated at the lowest floor and a force difference

of 167.0 kN (when shortening the rope to 2 m between the cab and traction sheave) that can be compensated.

It is convenient that the compensation of the high forces is possible in the highest position in which usually also the angular traction occurs. As long as the hydraulic rope compensation system is initially adjusted at the landing with a maximum length of the rope between the compensation system and traction sheave, the ropes can always be compensated in the most optimum manner so that the rope service life is substantially prolonged.

Summary

Apart from a correct design of suspension ropes, the rope life depends on the prevention of faults made during the installation and on a proper rope care as well as the optimum rope tension in every position inside the shaft. Due to the trend towards multiple suspension systems, the effects are meanwhile also noticed on comparatively small elevator systems that usually only occur on high-rise systems with a lift of several hundred meters. Very small deviations in the traction sheave grooves and rope diameters cause substantial differences in the tensions of single ropes because the small traction sheaves of a MRL elevator perform a similar number of revolutions as traction sheaves of high-rise elevators.

Even the most pedantic adjustment of single rope tensions using precise measuring instruments cannot prevent the ropes from wearing down because any such adjustment can only be carried out for one position of the cab inside the shaft.

But a solution that decisively minimizes the wear of ropes must be effective across the entire lift for every cab position in the shaft.

The solution in form of a hydraulic rope compensation system presented in this article will clearly diminish the rope wear in every elevator system even if it is installed in an existing damaged elevator system. It offers the benefit that it needs no additional electrical energy, no sensors and no control circuit and that it can be simply installed without modifications becoming necessary.