*Claus Zander*

# Antriebstechnik für den Stahlwasserbau

auma®

Claus Zander

# ANTRIEBSTECHNIK FÜR DEN STAHLWASSERBAU

© 2021 AUMA Riester GmbH & Co. KG, Aumastr. 1, D-79379 Müllheim
www.auma.com

Autor: Claus Zander
Lektorat: Wolfgang Mönning

Die Erstauflage der Druckversion wurde 2012 vom Vulkan-Verlag GmbH publiziert.
Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek:
Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über http://dnb.d-nb.de abrufbar.

ISBN 978-3-8027-2213-4

Das Werk einschließlich aller Abbildungen ist urheberrechtlich geschützt. Jede Verwertung außerhalb der Grenzen des Urheberrechtsgesetzes ist ohne Zustimmung des Verlages unzulässig und strafbar. Das gilt insbesondere für Vervielfältigungen, Übersetzungen, Mikroverôlmungen und die Einspeicherung und Bearbeitung in elektronischen Systemen.

Die Wiedergabe von Gebrauchsnamen, Handelsnamen, Warenbezeichnungen usw. in diesem Werk berechtigt auch ohne besondere Kennzeichnung nicht zu der Annahme, dass solche Namen im Sinne der Warenzeichen- und Markenschutz-Gesetzgebung als frei zu betrachten wären und daher von jedermann benutzt werden dürften.

Das vorliegende Werk wurde sorgfältig erarbeitet. Dennoch übernehmen Herausgeber und Verlag für die Richtigkeit von Angaben, Hinweisen und Ratschlägen sowie für even-tuelle Druckfehler keine Haftung.

# EINFÜHRUNG

Elektrische Stellantriebe für Armaturen wurden ab 1968 genormt. Flansche und dazugehörende Drehmomente wurden eingeführt. Gleichzeitig wurde die Selbsthemmung in weiten Drehzahlbereichen festgeschrieben. Bei den klassischen Armaturen – Schieber und Ventile – liegt die Laufzeit meist unter einer Minute, und das Drehmoment wird nach Verlassen des Sitzes schnell kleiner.

Im Stahlwasserbau jedoch herrschen ganz andere Verhältnisse. Große Hübe und damit lange Laufzeiten bei hoher Kraft über den ganzen Weg lassen elektrische Antriebe überhitzen und Folgeschäden eintreten, wenn sie für den Stahlwasserbau nicht richtig ausgelegt werden.

Der Verfasser dieses Buches, Claus Zander, hat viel Erfahrung mit Stellantrieben. Er war als Versuchsfeldingenieur im MAW Magdeburg und später für AUMA im Vertrieb tätig. Im Stahlwasserbau war er oft von der Planungsphase bis zur Übergabe der Anlage im Projekt integriert. Herr Zander hat Objekte von Kleinanlagen bis zu größeren Schleusen automatisiert.

Das Buch soll Hilfe sein für alle mit der Planung und der Auslegung im Stahlwasserbau Beschäftigten. Es ermöglicht jungen Ingenieuren, sich in das Gebiet Stahlwasserbau einzuarbeiten, gibt aber auch erfahrenen Stahlwasserbauern wertvolle Anregungen. Das Buch wird zur Pflichtliteratur für Anbieter der Antriebstechnik, besonders bei AUMA, aber auch für Mitbewerber unseres Unternehmens.

Herrn Zander will ich für seine große Mühe herzlich danken. Er hat viele Bilder zusammengetragen, hat mit zahlreichen Fachleuten aus dem Stahlwasserbau gesprochen und ihre und seine Kenntnisse in das Buch „Antriebstechnik für den Stahlwasserbau“ einfließen lassen.

Werner Riester
Mitbegründer der AUMA

# VORWORT

Warum brauchen wir ein Fachbuch „Antriebstechnik für den Stahlwasserbau“?

Eingeweihte kennen die Bedieneinrichtungen alter wasserwirtschaftlicher Anlagen wie Wehre und Schleusen. Oft bestehen sie aus offenen Getrieben, die leicht mit dem „tropfenden Pinsel“ zu schmieren sind (**Bild 1**).

Heute verlangen Anwender zuverlässige umweltfreundliche und unfallsichere Systeme. Meistens sollen sie nicht mehr mit Hand – allenfalls in Notfällen – bewegt, sondern weitgehend automatisiert und sogar vernetzt werden. Die Lebensdauer soll hoch bei geringem Wartungsaufwand sein. Gefragt ist solide Technik, die wie ein Baukastensystem leicht zu komplettieren sein muss.

Seit langem gibt es immensen Bedarf, Armaturen wie Ventile, Schieber und Kugelhähne manuell oder automatisch zu bewegen. Eine beachtliche Industrie hat sich darauf eingestellt. Darüber hinaus existieren aber auch Einsatzbereiche, aus denen abweichende Forderungen an die Antriebstechnik genannt werden.

Einer davon ist der Stahlwasserbau. In dieser Sparte gibt es eine Menge Problemstellungen und Wünsche, die über die der Armaturentechniker hinausgehen und deren Erfüllung mit

**Bild 1:** Schützenwehr mit offener Mechanik

dem vorhandenen Sortiment kaum möglich scheint. Und trotzdem greifen Stahlwasserbauer gern auf die eingeführte und bewährte Technik zurück. Schon immer gingen die Herstellerfirmen darauf ein. Die notwendigen Informationen zur Auslegung erreichten aber nicht jeden Interessenten, waren nicht allgemein verfügbar. Entstanden ist eine Vielzahl von Sonderelementen, die anerkannt nützlich, aber zum Teil kaum bekannt geworden sind.

Mein Ziel ist deshalb, mit diesem Fachbuch Bauherren, Stahlwasserbauer und Planungsingenieure mit umfassenden Technik- und Anwendungsinformationen auszustatten. Zu einer kompletten Ausschreibung soll eine erste Auslegung der Antriebstechnik erstellt werden können. Der Auftraggeber soll am Ende von jedem Anbieter ein vergleichbares Angebot erhalten.

Claus Zander

# INHALTSVERZEICHNIS


## Einführung

## Vorwort

**1 Kleine Entstehungsgeschichte der Wasserbauten** ..... 1

**2 Wehre** ..... 19

**2.1 Schützenwehre** ..... 19

2.1.1 Charakteristische Einwirkungen auf die Maschinenkonstruktion ..... 26
2.1.1.1 Eigenlast ..... 27
2.1.1.2 Hydrostatische Kraft ..... 28
2.1.1.3 Reibungskräfte aus hydrostatischer Kraft ..... 33
2.1.1.3.1 Reibungskraft der Auflageleisten aus hydrostatischer Kraft ..... 35
2.1.1.3.2 Reibungskraft der Führungskufen aus hydrostatischer Kraft ..... 35
2.1.1.4 Auftrieb ..... 35
2.1.1.4.1 Hydrostatische Auftriebskraft ..... 36
2.1.1.4.2 Auftrieb durch Wasserverdrängung ..... 39
2.1.1.4.3 Besonderheiten des Faltwerks ..... 39
2.1.1.5 Zu hebende Wasserlast ..... 40
2.1.1.6 Eisauflast ..... 42
2.1.1.7 Eiskraft ..... 44
2.1.1.7.1 Reibungskraft der Auflageleisten aus Eiskraft ..... 47
2.1.1.7.2 Reibungskraft der Führungskufen aus Eiskraft ..... 47
2.1.1.8 Sog ..... 48
2.1.1.9 Windkraft ..... 50
2.1.1.9.1 Reibungskraft der Auflageleisten aus Windkraft ..... 50
2.1.1.9.2 Reibungskraft der Führungskufen aus Windkraft ..... 50
2.1.1.10 Anpresskraft Sohldichtung ..... 51
2.1.1.11 Resultierende Kraft ..... 52

2.1.2 Ausschreibung zu einem Beispiel ..... 53
2.1.2.1 Randbedingungen für das Lastenheft ..... 53
2.1.2.2 Ausschreibungstext ..... 54

2.1.3 Berechnung der resultierenden Einwirkung auf die Maschinenkonstruktion in einem Beispiel ..... 55
2.1.3.1 Eigenlast ..... 55
2.1.3.2 Hydrostatische Kraft ..... 56
2.1.3.3 Reibungskräfte aus hydrostatischer Kraft ..... 56
2.1.3.3.1 Reibungskraft der Auflageleisten aus hydrostatischer Kraft ..... 56
2.1.3.3.2 Reibungskraft der Führungskufen aus hydrostatischer Kraft ..... 58
2.1.3.4 Auftrieb ..... 58
2.1.3.4.1 Hydrostatischer Auftrieb ..... 58
2.1.3.4.2 Auftrieb durch Wasserverdrängung ..... 59
2.1.3.5 Zu hebende Wasserlast ..... 59
2.1.3.6 Eisauflast ..... 60

2.1.3.7 Eiskraft ... 60
2.1.3.7.1 Reibungskraft der Auflageleisten aus Eiskraft ... 61
2.1.3.7.2 Reibungskraft der Führungskufen aus Eiskraft ... 61
2.1.3.8 Sog ... 62
2.1.3.9 Windkraft ... 62
2.1.3.9.1 Reibungskraft der Auflageleisten aus Windkraft ... 63
2.1.3.9.2 Reibungskraft der Führungskufen aus Windkraft ... 63
2.1.3.10 Anpresskraft Sohldichtung ... 63
2.1.3.11 Resultierende Kraft ... 64
2.1.3.12 Einschätzung ... 67

2.1.4 Auslegung von Spindelantrieben ... 69
2.1.4.1 Elektrische Stellantriebe ... 69
2.1.4.2 Selbsthemmung und Selbstbremsung ... 70
2.1.4.3 Eine Vorgehensweise zur Ermittlung der benötigten Kräfte und Drehmomente ... 71
2.1.4.3.1 Anfahrmoment ... 75
2.1.4.3.2 Durchschnittliches Drehmoment bei höchstem Hochwasser ... 75
2.1.4.3.3 Durchschnittliches Drehmoment bei mittleren Staus ... 76
2.1.4.4 Einsatzfälle im Stahlwasserbau ... 79
2.1.4.5 Laufmomente ... 81
2.1.4.5.1 Betriebsarten-Laufmoment ... 81
2.1.4.5.2 Anzahl aufeinanderfolgender Hübe ... 82
2.1.4.5.3 Lebensdauer-Laufmoment ... 83

2.1.5 Auslegung von Spindelantrieben – Beispielrechnung ... 85
2.1.5.1 Berechnung der Öffnungs- und Schließkraft ... 87
2.1.5.2 Ermittlung des Abtriebsdrehmoments in Aufrichtung ... 87
2.1.5.3 Getriebeauswahl ... 90
2.1.5.4 Nachweis des Antriebsöffnungs- und -schließmoments ... 90
2.1.5.5 Ermittlung der Anzahl hintereinander fahrbarer Hübe und der Gesamt-Antriebsumdrehungen ... 92
2.1.5.6 Nachweis der Laufmomente ... 95
2.1.5.6.1 Betriebsarten-Nachweis des Antriebs ... 97
2.1.5.6.2 Lebensdauer-Nachweis ... 98
2.1.5.7 Nachweis der Selbsthemmung ... 102
2.1.5.8 Auswertung der Beispielrechnung ... 102

2.1.6 Nachweise für außergewöhnliche Beanspruchungen ... 103
2.1.6.1 Einseitiges Halten bei zweiseitig angetriebenen Verschlusskörpern ... 103
2.1.6.2 Außergewöhnliche Einwirkungen des Antriebs im Störfall ... 104

2.1.7 Beispiele für Anordnungen der Antriebs-Getriebe-Kombination ... 105

2.1.8 Knicksicherheit ... 108
2.1.8.1 Extreme Lastfälle ... 109
2.1.8.2 Ermittlung der Knicksicherheit ... 110
2.1.8.3 Unterstützende Maßnahmen ... 114

2.1.9 Handbetrieb ... 118

2.1.10 Spindeleinsatz ... 127

2.1.11 Auslegung von Triebstockantrieben ... 135
2.1.11.1 Selbsthemmung und Selbstbremsung ... 138
2.1.11.2 Demontage selbsthemmender Elemente ... 141
2.1.11.3 Besonderheiten von Schneckengetrieben im Stahlwasserbau ... 142
2.1.11.4 Ermittlung der benötigten Drehmomente in Auf- und Zu-Richtung ... 143
2.1.12 Auslegung von Triebstockantrieben – Beispielrechnung ... 144
2.1.12.1 Berechnung der Öffnungs- und Schließkraft ... 145
2.1.12.2 Ermittlung des Abtriebsdrehmoments in Aufrichtung ... 145
2.1.12.3 Getriebeauswahl ... 146
2.1.12.4 Nachweis des Antriebsöffnungs- und -schließmoments ... 146
2.1.12.5 Ermittlung der Anzahl hintereinander fahrbarer Hübe und der Gesamt-Antriebsumdrehungen ... 148
2.1.12.6 Betriebsarten-Nachweis des Antriebs ... 150
2.1.12.7 Lebensdauer-Nachweis des Antriebs ... 151
2.1.12.8 Nachweis der Selbsthemmung ... 153
2.1.12.9 Auswertung der Beispielrechnung ... 153
2.1.13 Nachweise für außergewöhnliche Beanspruchungen ... 154
2.1.13.1 Einseitiges Halten bei zweiseitig angetriebenen Verschlusskörpern ... 154
2.1.13.2 Außergewöhnliche Einwirkungen des Antriebs im Störfall ... 155
2.1.14 Beispiele für Anordnungen der Antriebs-Getriebe-Kombination ... 155
2.1.15 Knicksicherheit ... 159
2.1.16 Handbetrieb ... 161
2.1.17 Triebstockeinsatz ... 162
2.1.18 Spindel- und Triebstock-Ausführung ... 164
2.1.18.1 Ergebnisse der Spindel- und Triebstock-Auslegung ... 164
2.1.18.2 Gegenüberstellung wesentlicher Unterschiede von Verbindungsgliedern ... 166
2.1.19 Seil- und Kettenzugantriebe ... 167
**2.2 Doppelschützenwehre** ... 172
**2.3 Klappenwehre** ... 184
**2.4 Kombinierte Wehre** ... 193
**3 Schleusen** ... 199
**4 Betätigungsarten für Verschlussorgane** ... 221
**4.1 Mechanische Betätigung** ... 222
**4.2 Elektropneumatische Betätigung** ... 222
**4.3 Elektromechanische Betätigung** ... 224
4.3.1 Elektroantriebe ... 224
4.3.1.1 Normantriebe ... 224
4.3.1.2 Maticantriebe ... 225
4.3.2 Unterschiede bei Messwertgebern ... 228

4.3.3 Spezielle Steuerungsaufgaben im Stahlwasserbau ... 229
4.3.3.1 Verriegelung von Doppelschützen ... 230
4.3.3.2 Freispülautomatik ... 232
4.3.3.3 Notstarts ... 232
4.3.3.4 Beseitigung von Resonanzschwingungen ... 233
4.3.3.5 Unterstützung bei der Einnahme gewünschter Betriebszustände von Schleusen ... 234
4.3.3.6 Anmerkungen zur Wasserstandsregelung ... 237
4.3.3.7 Reduzierung der Variantenvielfalt ... 239
4.3.3.8 Elektrische Sonderlösungen ... 241
**4.4 Elektrohydraulische Betätigung** ... 245
**4.5 Ersatzbetätigung** ... 252

**5 Unfallschutz** ... 257

**6 Schutz gegen unerlaubte Nutzung** ... 261

**7 Denkmalschutz** ... 267

**8 Errichtung, Betrieb und Wartung** ... 273

**9 Adaption von Altanlagen** ... 287

**Nachwort** ... 295

**Stichwortverzeichnis** ... 297

**Die häufigsten Formelzeichen** ... 301

**Anforderungsdatenblatt** ... 304

**Literatur** ... 306

**Bildnachweis** ... 306

**Dank** ... 307

# 1 KLEINE ENTSTEHUNGSGESCHICHTE DER WASSERBAUTEN

Die ersten Straßen der Menschheit waren Wasserstraßen. Neben Schifffahrtswegen auf Seen und Meeren also Flüsse. Man konnte sie nutzen wie sie sich darboten – mit allen Windungen, Sandbänken und Stromschnellen. Der Gebrauchswert ließ sich aber auch steigern, indem man einen Fluss regulierte.

Deiche sorgen noch heute dafür, dass er auch bei Hochwasser schön in seinem Bett bleibt. Anwohner prägten den Satz „Willst du nicht deichen, musst du weichen". Ausuferungen können weggeschnitten werden. Der Fluss wird begradigt. Zur Wegeverkürzung oder Bewässerung trockener Landstriche lässt er sich sogar umleiten. Um seine Schiffbarkeit zu verbessern, kann er ein **festes Wehr** erhalten. Quer in das Flussbett wird dazu ein Wall oder eine Mauer angemessener Höhe gezogen, um den Pegel zu heben (**Bild 1.01**).

Schiffe können von einem solchen Wehr bis zum nächsten fahren, müssen dort auf ein

**Bild 1.01:** Festes Wehr

**Bild 1.02:** Dammbalkenwehr

Fahrzeug der folgenden Staustufe umgeladen werden. Neben der Schifffahrt halfen solche Wasserbauten schon immer auch der Land- und Fischwirtschaft sowie der Industrie. Anfangs betraf letzteres die Nutzbarkeit von Wassermühlen. Heute kommen feste Wehre für Bäche und kleinere Flüsse in abgewandelter Form wieder ins Gespräch. Man nennt sie **Sohlgleiten**. Sie verbinden die Vorteile des festen Wehres mit einer – durch ihr wesentlich flacheres Gefälle – weitgehend „ökologischen Durchgängigkeit" des Gewässers. Fische können die Sohlgleite passieren.

Um nicht auf nur eine Stauhöhe angewiesen zu sein, kam man einmal auf **Dammbalkenwehre**. Je nach angestrebtem Wasserstand lassen sich in Nischen geführte Balken übereinander stapeln (**Bild 1.02**).

Zum anderen verwendete man **Nadelwehre** (**Bild 1.03**). Eine Schwelle wird im Flussbett quer zur Fließrichtung auf der Gewässersohle verankert. Holznadeln – nicht zu dicke, gerade Baumstämme oder besser Kanthölzer – werden aufrecht dicht nebeneinander in den Nadelschuh gestellt und gegen die Nadellehne gelegt. Der Steg daneben ist begehbar. Durch Entnahme oder Zugabe einiger Nadeln kann der Pegel verändert und in gewünschter Höhe ziemlich genau gehalten werden. Im Winterhalbjahr ist diese Stauhaltung wegen Vereisungsgefahr nicht möglich. Dann werden alle Nadeln gezogen und die Nadelblöcke sowie die an Ketten gebundenen Laufstegbleche mit einer Seilwinde in die Wehrsohle

abgesenkt.

In letzter Zeit werden vielfach Metallrohre verwendet. Solche Nadelwehre werden gern zu Reparaturzwecken eingesetzt. Sie ermöglichen das weitgehende Trockenhalten von Wehrbaustellen.

Querende Staustufen waren für die Schifffahrt natürlich sehr hinderlich. Um einen Fluss durchgehend befahren zu können, mussten Schleusen entwickelt werden. Und für die Pegelhaltung setzten sich nach den regulierbaren Dammbalken- und Nadelwehren bewegliche Wehre durch. Besonders wichtig – da heute für bestimmte Anwendungsfälle zur Standardlösung erhoben – war die Entwicklung des **Schützenwehres**. Eine in seitlichen Nischen geführte Holztafel wurde mittels über eine Rolle gewundenen Ketten gehoben und gesenkt. Zum Auf- und Abwickeln konnten Kanthölzer in die Trommel gesteckt und als Hebel genutzt werden (**Bild 1.04**).

Ein wesentlicher Unterschied unserer heutigen Schützenwehre besteht im verwendeten Material.

**Bild 1.03:** Nadelwehr

**Bild 1.04:** Frühes Schützenwehr

**Bild 1.05:** Tafelschützenwehr

Mit dem heran nahenden 20. Jahrhundert konnte nach Holz und später Gusseisen verstärkt Stahl eingesetzt werden. Stahlplatten, -streben und -säulen ermöglichen wesentlich größere Durchflussweiten und -höhen, als mit dem Baustoff Holz zu beherrschen sind. Seit dieser Zeit kann vom **Stahlwasserbau** gesprochen werden. Verstanden werden darunter in erster Linie bewegliche stählerne Verschlusskörper in Wehren und Schleusen, aber auch Revisionsverschlüsse, Rechen, Poller, Stoßschutzeinrichtungen und Kanalbrücken [6]. Eines der ersten stählernen **Schützenwehre** – Fertigstellung 1875 – war das heute noch arbeitende, 2010 vollständig restaurierte Pretziener Wehr bei Magdeburg (**Bild 1.05**). Es ist das größte **Tafelschützenwehr** Europas.

Neun Wehrfelder, die mit Hilfe von Losdrempeln in schmale Öffnungen mit jeweils vier Schütztafeln unterteilt sind, können bei Niedrigwasser den Abfluss sperren, um die Elbe durch Magdeburg schiffbar zu erhalten oder mit Hilfe manuell betätigter Kettenzüge (**Bild 1.06**) die Ableitung der Hochwasserspitze in den dafür ausgebauten Umflutkanal freigeben, um die Stadt gegen Hochwasser zu schützen.

Am Ende des Tages ist der Wasserspiegelausgleich erreicht (**Bild 1.07**).

Naturgemäß müssen Wehre Gewässer – angefangen bei schmalen, flachen Gerinnseln bis

**Bild 1.06:** Das Wehr wird mit Handwinden gezogen

**Bild 1.07:** Bei Nacht ist die Stadtumgehung frei

**Bild 1.08:** Großes Schützenwehr

zu breiten Strömen – zu einer gewissen Höhe stauen können. Kleinere Absperrungen hat man schon frühzeitig erzeugen können, manche allerdings – wie in Pretzien – nur durch Stückwerk. Deshalb galt größeres Interesse immer schon den spektakulären Großbauten. Mittlerweile können Schützenwehre weitaus großflächiger gebaut und längst nicht mehr nur mit Hand bedient werden (**Bild 1.08**).

Zur besseren Nutzbarkeit werden heute vielfach hohe Wehrtafeln horizontal geteilt und parallel angeordnet als **Doppelschützenwehr** betrieben (**Bild 1.09**).

Um 1900 kam man darauf, dass man eigentlich nur einen Hohlzylinder ins Flussbett legen muss. Der ist außerordentlich verwindungssteif. Man braucht ihn nicht einmal zu heben. Ein Zahnkranz auf jeder Seite übernimmt die Führung, indem er in eine im Mauerwerk liegende Zahnstange greift. Über eine Laschenkette erfolgt der Vortrieb auf einer schiefen Ebene. 50 Meter Wehrbreite sind realisierbar. Leichte Handhabung, auch in extremen Wintern, machte dieses **Walzenwehr** [7] besonders für den Einsatz in nordischen Ländern geeignet (**Bild 1.10**).

**Bild 1.09:** Doppelschützenwehr

Und wenn die stählerne Ausführung funktioniert, weshalb dann nicht auch die aus nach intensiver Entwicklung äußerst strapazierfähigem Gummi? Ein Schlauch wird an beiden Seiten des Gewässers und auf der Sohle montiert und mit Hilfe eines Kompressors mit getrockneter Luft auf die gewünschte Höhe gebracht. Das **Schlauchwehr** mit ebenfalls großen möglichen Wehrbreiten ist entstanden. Dabei sind Unterhaltungs- und Wartungskosten gering; Korrosionsschutz und Schmierung entfallen. Natürlich ist es ein Exot unter den Stahlwasserbauten. „Pegelhalten geht", sagen die Experten, „aber regeln ist ein Graus." (**Bild 1.11**). Statt mit Luft wird auch schon mal mit Wasser gefüllt, was die Stabilität begünstigen soll. Lang anhaltender Frost ist natürlich unerwünscht und bei der Planung zu berücksichtigen.

**Bild 1.10:** Walzenwehr

**Bild 1.11:** Schlauchwehr

Auch das **Sektorwehr** kann mühelos große Wehrbreiten überbrücken. Ein Schütz mit dem Profil eines Kreisausschnitts wird in seiner Spitze drehbar am Gewässergrund gelagert (**Bild 1.12**)

Es kann zum einen in eine vorbereitete Wehrkammer im Gewässerboden versenkt werden. Dann kann für Wartungsarbeiten jeder Sektor einzeln flachgelegt und durch Notverschlüsse abgedichtet werden. Zum anderen kann es aufschwimmen, um den Wasserspiegel zu erhöhen (**Bild 1.13**). Durch diese Anordnung wird es zum Druckelement.

Gesteuert werden die Veränderungen hydraulisch durch **Rohrschütze** – in ähnlicher Bauform auch als **Glocken- oder Zylinderschütze** bekannt – bei geringem energetischen Aufwand in Verbindung mit dem Wasserdruck. Als Steuerelemente fungieren Armaturen wie Schieber. Stellantriebe übernehmen die Betätigung. Die Staustufe Geesthacht besteht zum Beispiel aus vier Sektorwehren von je 50 m Länge.

Als die Elbstaustufe 1960 in Betrieb ging, hielt man das Sektorwehr für die wirtschaftlichste und damit zukunftweisende Wehrausführung. Gebaut wurde sie dann aber kaum noch. Der Trend ging bei ähnlichem Bau- und Wirkprinzip vom hydraulisch beeinflussten zum mechanischen Antrieb. Das Ergebnis war die einfache Klappe. Ein rechteckiges

**Bild 1.12:** Sektorwehr drehbar gelagert

**Bild 1.13:** Wasserstau am Sektorwehr

**Bild 1.14:** Klappenwehr

Blech – durch stahlbauliche Maßnahmen verdrehsicher konstruiert – wurde wie auch das Sektorwehr drehbar auf dem Gewässergrund befestigt, aber nicht hydraulisch sondern mit einer mechanischen Vorrichtung in seiner wasserstauenden Wirkung verstellt. Entstanden war das **Klappenwehr** (**Bild 1.14**).

Die weiterentwickelte Klappe ist im Querschnitt linsenförmig, etwa in Form eines Fischbauchs und wird deshalb **Fischbauchklappe** genannt. Die eigenwillige Formgebung macht sie sehr verwindungssteif, weshalb sie über große Wehrbreiten – 20 Meter sind nicht selten – einseitig angetrieben werden kann (**Bild 1.15**).

Eine noch anspruchsvollere Lösung stellen **Kombinierte Wehre** dar, zum Beispiel die Verbindung von Schützenwehr und Klappe oder Fischbauchklappe. Der Wasserstand wird durch Heben und Senken des Schützes einschließlich der geschulterten Klappe reguliert. Mit Hilfe der aufsitzenden Klappe erfolgen Eisabführung und Feineinstellung

**Bild 1.15:**
Fischbauchklappenwehr

(**Bild 1.16**).

Eine Mischform ist am historischen Palmgartenwehr Leipzig realisiert worden. Die mittleren großen Breiten übernehmen Walzenwehre zur Grobeinstellung. Die seitlich angeordneten Schützenwehre dienen der Feinregulierung (**Bild 1.17**).

Allerdings ist nicht immer „eitel Sonnenschein". Nach Regen und Schneeschmelze gebärden sich Pleiße und Elster fürchterlich (**Bild 1.18**), was spektakulär aussieht aber ungefährlich ist.

Erst bei anhaltendem Frostwetter sorgt unter Umständen Eis für Probleme (**Bild 1.19**).

**Bild 1.16:** Kombiniertes Wehr: Schütze mit aufgestellter (links) und niedergelegter (rechts) Aufsatzklappe

Bei Normalwasser ruhig fließende Gewässer (**Bild 1.20**) strömen bei Hochwasser kräftiger. Je nach Gegebenheiten (**Bild 1.21**) werden dann Schütze zur Erhöhung des nutzbaren Fließquerschnitts gezogen und Klappen niedergelegt. Das feste Wehr – Bildhintergrund – wird überströmt. Schleusen können in

**Bild 1.17:** Walzen- und Schützenwehr

**Bild 1.18:** Hochwasserabfluss

**Bild 1.19:** Eisauflast und Eisdruck beeinträchtigen die Anlagen

**Bild 1.20:** Normalwasser an Schütz und Fischbauchklappe

**Bild 1.21:** In der gleichen Anlage wie in Bild 1.20 strömt Hochwasser unter bzw. über geöffnete Verschlüsse und ein festes Wehr

vergleichbarer Situation aus Sicherheitsgründen geschlossen werden.

Dabei wurden für das Problem Hochwasser auch schon Automatiklösungen eingeführt. Eine davon ist folgende: Hölzerne in einem Drittel ihrer Höhe drehbar gelagerte **Klappwehre** halten einen für das Oberwasser gewünschten Pegel und für die unterwasserseitig gelegenen Turbinen ein ausreichendes Gefälle. Sie kippen um, wenn die andrängenden Wassermassen ein vorgegebenes Niveau übersteigen (**Bild 1.22**). Später müssen sie mit Hand wieder aufgerichtet werden. Heutzutage erreicht man solche „Durchlassschaltungen" mit Pegelmessungen und ferngesteuerter oder automatisch auslösender Antriebstechnik.

Auch Schleusen unterliegen der Weiterentwicklung. Je nach Bauform werden sie **Muschel-, Kopf-, Kistenschleuse** oder noch anders genannt (**Bild 1.23**).

**Bild 1.22:** Bei Hochwasser auslösendes Klappwehr

Wie mit vielem anderen hat Leonardo da Vinci sich auch schon mit Schleusentechnik befasst [11]. Ihm schreibt man – zumindest in Italien – die erste **Kammerschleuse** zu. Egal, wie sie heißen, brauchen sie mindestens zwei Verschlüsse: ein Ober- und ein Untertor – auch Haupt genannt. Nach der Art der Verschlussorgane wird dann wieder unterschieden:

**Bild 1.23:** Alte Kesselschleuse

**Stemmtorschleusen** sind am weitesten verbreitet. Ihre Tore werden jeweils auf einer Seite mit Hals- und Spurlager geführt und durch Gallketten, Triebstöcke oder Schubeinheiten bewegt (**Bild 1.24**).

Kleinere Schleusen werden vorwiegend mit Stemm- oder Klapptoren ausgerüstet.

**Klapptore** sind drehbar auf dem Grund des Schleusenbeckens montiert. Nach Pegelausgleich werden sie abgesenkt, bis sie vollflächig außerhalb der Kammer aufliegen (**Bild 1.25**).

Sehr große Schleusen werden mit **Hubtoren** (**Bild 1.26**) oder auch **Hubdrehtoren** oder **Drehsegment-**, das heißt **Druck-** bzw. **Zugsegmentto-**

**Bild 1.24:** Stemmtor im Oberhaupt

**Bild 1.25:** Klapptor

**ren** (**Bild 1.27**) mit dem Profil eines Kreisabschnitts versehen.Wesentlich für die geplanten Betrachtungen zu Schleusentoren sind darüber hinaus die **Schleusenfüll- und -entlee-**

**Bild 1.26:** Hubtore geschlossen und geöffnet

**Bild 1.27:** Drucksegmenttor

**rungseinrichtungen**. Am bekanntesten sind die folgenden Lösungen:

– Im einfachsten Fall übernehmen vierseitig dichtende **Schütze in den Schleusentoren** den Zu- und Ablauf.

– Durch sogenannte **Umläufe** – der Wasserausgleich erfolgt über unterirdische Kanäle um die Tore herum – wird das Wasser in die Schleusenkammer geführt. Oder es wird weiter über Seitenläufe entlang der Schleusenkammer bzw. über **Grundläufe** unter dem Schleusenboden verteilt, das heißt mehrfach eingeleitet, was wesentlich zur Wasserberuhigung während des Füllvorgangs beiträgt.

– Drucksegmenttore übernehmen bei der Bergschleusung die Füllung der Schleusenkammer über eingearbeitete **Füllmuscheln**.

– Eine ganz andere Technik kommt seit mehr als 100 Jahren mit den **Hotoppschen Hebern** zum Einsatz. Bis dahin war das Prinzip schon bei Weinhebern bekannt. Ein durch Pumpen oder Strömung erzeugtes Vakuum saugt Wasser aus der Schleusenkammer oder drückt es in diese hinein.

Die hier genannten und gezeigten wassertechnischen Anlagen bilden einen Ausschnitt der bekannten Bauformen. Im Folgenden sollen einige in neuerer Zeit erfolgreich umgesetzte Wehr- und Schleusenkonzepte näher betrachtet werden. Dabei geht es bei den Wehren vorrangig um Schützenwehre und Klappen. Bei Schleusen interessieren besonders Stemmtorschleusen sowie deren Füll- und Entleerungseinrichtungen.

# 2 WEHRE

Über ein Wehr kann das Abflussverhalten eines Gewässers gesteuert werden. Es ermöglicht Stauhaltung und Abflussregulierung. Aus der im ersten Kapitel genannten Vielfalt sollen hier besonders Schützen-, aber auch Doppelschützen-, Klappen- und Kombinierte Wehre betrachtet werden.

## 2.1 Schützenwehre

Wehre, die nur aus einer stabilisierten Stautafel bestehen, werden – wie der Name im ursprünglichen Sinn sagt – zur Wasserab„wehr" genutzt. Hochwasser soll daran gehindert werden, in eine Ortschaft oder in ein landwirtschaftlich genutztes Gebiet einzudringen.

Wehre können aber auch die Aufgabe haben, das Normalwasser zum Nutzen der Landwirtschaft aufzustauen. In einfacher Bauweise etwa so wie in **Bild 2.001**.

Aufgestaut werden muss auch, um die nötige Tauchtiefe für die Schifffahrt zu gewährleisten. Die Schütze werden dann lediglich bei Hochwasser gezogen, um durch eine Vergrößerung des Fließquerschnitts das Abfließen gefährlicher Wassermassen zu ermöglichen.

In jedem Fall handelt es sich um Schütze, die fast ausschließlich **unterströmt**, also unter-

**Bild 2.001:**
Einfaches Schützenwehr

schlächtig gefahren werden. Das ermöglicht das Freispülen des Gewässergrundes und die Pegeländerung auf der Ober- und auch auf der Unterwasserseite. Die Schützhöhe wird zumeist mittleren Hochwasserstandswerten MHW, aber auch höchsten Hochwasserstandswerten HHW angepasst, so dass es nur hin und wieder zu geringem Überfall kommen kann.

***Schützenwehre haben die Aufgabe Wasser zu stauen. Die vorwiegend unterschlächtige Fahrweise ermöglicht das Freispülen des Gewässergrundes und reduziert damit den Unterhaltungsaufwand.***

Schützenwehre werden für kleine aber auch große Wehrbreiten – Gleitschütze bis 15 m und Rollschütze bis 20 m, bei entsprechender Verstärkung bis 30 m – gebaut. Sie laufen mit einem **Verbindungsglied** (**Bild 2.002**), oder mit zweien. Maßgebend ist als Faustformel das Verhältnis „Breite zur Höhe". Ist das Schütz breiter als hoch, so wird es im Allgemeinen zweifach aufgehängt, da es bei Einfachaufhängung verkanten könnte. Betrachtet werden muss bei der Planung neben dem Ziehen natürlich das problematischere Drücken der Schütztafel in Richtung Gewässersohle.

Die Kraftübertragung kann durch Verbindungsglieder wie Spindeln, Triebstöcke, Seile, Ketten, Triebstockketten und Gestänge erfolgen. Wenn nicht nur gezogen, sondern auch gedrückt werden soll, werden meistens Spindeln (**Bild 2.003**) oder Triebstöcke (**Bild 2.004**) eingesetzt.

Für Hochwasser-Rückhaltebecken ergibt sich mit der Verwendung einer **Tauchwand** eine spezielle Bauform (**Bild 2.005**). Das **umlaufdichtende Schütz** auch **Schieber** genannt – mit Seiten-, Kopf- und Sohldichtung – wird nach Öffnung unterströmt. Wird es ganz geschlossen, kann das Wasser bis zum Abfluss über die Betonkante der Tauchwand

**Bild 2.002:** Schützenwehre mit einem Verbindungsglied

**Bild 2.003:**
Schützenwehr mit zwei Spindeln

**Bild 2.004:** Schützenwehre mit zwei Triebstöcken

**Bild 2.005:** Umlaufdichtendes Schütz vor einer Tauchwand

**Bild 2.006:** Hochwasserschütz in der Draufsicht: von links: Tauchwand – Kopfbalken – Kopfdichtung – Schütz

steigen. Die Tauchwand gestattet also eine Reduzierung des beweglichen Absperrelements und damit der Antriebstechnik. In Schleusen kommt dieses Prinzip im Unterhaupt von **Schachtschleusen** zum Tragen. Das Schütz kann auch für **kehrenden Betrieb** – bei Fließrichtungsänderung durch ablaufendes Hochwasser – ausgelegt werden. Dann müssen zusätzlich auslaufbauwerksseitig mindestens Seitendichtungen vorgesehen werden.

**Bild 2.006** zeigt die Draufsicht: Ein üblicherweise dreiseitig gedichtetes Schütz wird hier zusätzlich oben horizontal gegen den **Kopfbalken** der Tauchwand gedichtet.

Die Schütze mit Vier-Seiten-Dichtung werden auch als **Tiefschütze** eingesetzt. In Staumauern (**Bild 2.007**) kann ein hoher Wasserdruck auf bzw. hinter dem Schütz stehen. Die zu bewältigende Reibkraft wird durch die auf den Verschlusskörper wirkende hydrostatische Kraft entsprechend groß. Ebenso erschwerend für die Antriebstechnik wirkt sich die durch das Gewicht der hier besonders langen und damit schweren Verbindungsglieder bzw. deren gewindelose Verlängerungen aus

Zu sehen ist von dem Aufbau im Betriebszustand gewöhnlich nicht mehr als die Zugvorrichtung und die Wasseroberfläche (**Bild 2.008**).

Für Spindeln werden auf der Bedienebene in Kavernenhöhe Metallplatten mit jeweils zwei gut abdichtbaren Bohrungen vorgesehen. Darüber montierte Kegelradgetriebe nehmen die

**Bild 2.007:** Talsperre

**Bild 2.008:** Aufhängung eines Tiefschützes

**Bild 2.009:** Mögliche Antriebs-Getriebeeinheit für ein Tiefschütz

Spindeln auf und können mit einem Stellantrieb angetrieben werden (**Bild 2.009**).

Unter den Schützenwehren sind **Gleitschütze** mit Abstand die ältesten und auch heute noch sehr häufig vertreten. Ihr Vorteil: Sie sind mit relativ wenig Aufwand und preisgünstiger als andere Wehre herzustellen. Ihr Nachteil ist aus antriebstechnischer Sicht die schlechtere Gleitreibungszahl μ, mit der beim Gleiten des Schützes auf der Schützführung zu rechnen ist. Daraus ergeben sich verhältnismäßig hohe Reibungs- und schließlich auch Antriebskräfte. Für die erforderliche Zugkraft gilt die früher ausschließlich so verwendete Grundformel:

$$Z = G + \mu \cdot W$$

mit
Z = Zugkraft
G = Gewicht des Schützes
μ = Gleitreibungszahl
W = Wasserkraft

Wegen der günstigeren Rollreibung ersann man **Rollschütze**. Die erste bekannte Anwendung erfolgte um 1880 in England [7]. Räder werden am Schütz befestigt, das damit auf der Schützführung rollt (**Bild 2.010**).

**Bild 2.010:** Rollschütze, oben: Oberseite mit Anschlagösen und Gummidichtleiste, unten: Unterseite mit Flachdichtung und Gummidichtleiste

Der Rollreibungswert ist – auch zuzüglich zu berücksichtigender Zapfenreibung – besser als der der Gleitreibung. Die benötigten Antriebskräfte liegen ca. 15 % unter denen von Gleitschützen [6]. Doch das allein ist nicht ausschlaggebend. Es mussten Erfahrungen gesammelt werden. Denn schon geringe Durchbiegungen des Schützes – die bei großen Wehrbreiten besonders deutlich auftreten – können zum Verkanten der Räder führen. Vor allem die **Spurkranzreibung** (**Bild 2.011**) kann dann wie auch bei temperaturbedingten Wellenverkürzungen schon fast wieder einer Gleitreibung entsprechen.

Auch führt die punktuelle Auflage – ein 12-m-Schütz wird auf einer Seite lediglich durch zwei, selten drei Rollen getragen – zu Verbiegungen. Erst der spätere Ersatz von Spurkränzen durch seitliche Führungen (DIN 19704-2/9.1) und die ballige Ausführung der Laufflächen (DIN 19704-2/10.17) beseitigten diese Probleme, so dass Rollschütze eigentlich wieder

**Bild 2.011:** Rollkeilschütz mit Laufrädern mit Spurkränzen

häufiger eingesetzt werden könnten.

Sehr wichtig ist die Frage des Schmierens und der Fettkonsistenz. Über die feste Verlegung von Fettschläuchen an die Naben, was ein regelmäßiges Nachdrücken ermöglichte, konnte man sich auch nur vorübergehend behelfen, weil das biologisch abbaubare Fett sehr bald verharzte.

***Wenn Rollschütze abgelehnt werden, dann vor allem wegen ihrer Neigung***

***zum Festgehen der Räder bei Ausbleiben intensiver Schmierung.***

Aufgrund eigener Erfahrungen gibt es sicher eingeschworene Anhänger des einen und des anderen Wehrtyps. Aber beide und auch andere Wehrvarianten haben ihre Berechtigung. Planer und Auftraggeber werden Vor- und Nachteile gewissenhaft abwägen. Entsprechend Größe und Einsatzfall ist zu entscheiden. Vorstellbar ist folgender Ablauf:

- Das erforderliche Drehmoment ist sehr groß. Es sollte ein Rollschütz werden.
- Die angemessene Wartung ist nicht gewährleistet. Es muss ein Gleitschütz werden.
- Die hohe Anpresskraft würde die Gleitleisten zerdrücken. Es muss ein Rollschütz werden.

### 2.1.1 Charakteristische Einwirkungen auf die Maschinenkonstruktion

Im Folgenden soll die Berechnung eines Schützes vorbereitet und ausgeführt werden. Maßgebend für die Projektierung von Stahlwasserbauten ist die DIN 19704, Ausgabe Mai 1998 mit ihren Teilen:

- DIN 19704-1 Berechnungsgrundlagen
- DIN 19704-2 Bauliche Durchbildung und Herstellung
- DIN 19704-3 Elektrische Ausrüstung

Ihre Forderungen bilden den Hintergrund für die folgenden Betrachtungen und Berechnungen.

***In begründeten Fällen kann auch von der DIN abgewichen werden. Dann ist aber die Gleichwertigkeit der Alternativlösung unbedingt nachzuweisen.***

Ziel der Antriebskraftermittlung ist, zuverlässige Ergebnisse bereitzustellen, mit deren Hilfe bewegliche wassertechnische Anlagen durch Menschen direkt – mechanisch, also mit Muskelkraft – oder indirekt – pneumatisch, elektrisch oder hydraulisch – bedienbar gemacht werden können. Ein Schütz muss gehoben, gesenkt und gehalten werden.

Dafür wird vor allen die Eigenlast – das Gesamtgewicht – ergänzt durch Zuschläge für Korrosionsschutzmittel, Wasser, Eis und Schmutz – benötigt. Man spricht von **ständigen Einwirkungen**.

Beeinflusst wird die zu bewältigende Gesamtlast durch **veränderliche Einwirkungen**. Dazu rechnet man **hydrostatische** und **hydrodynamische** Einwirkungen.

Unter hydrostatischer Einwirkung versteht man den hydrostatischen Druck bzw. die hydrostatische Kraft, die wiederum Reib- und Auftriebskraft bewirken.

Hydrodynamische Einwirkungen treten einmal bei Wasserbewegung in Erscheinung. Das betrifft am Schütz Über- und Unterströmung. Aus der Unterströmung resultiert zum Beispiel der Sog. Auf Schleusentore wirken durch ein- und auslaufende Schiffe verursachter Schwall und Sunk. Umgekehrt kommt es zu hydrodynamischen Einwirkungen beim Bewegen des Verschlusskörpers durch Verdrängung. Das geschieht beim Öffnen und Schließen eines

Schleusentores und beim Heben und Senken eines Schützes. Zu veränderlichen Einwirkungen zählen auch Wasserlast, Eisauflast, Eisdruck, Temperatureinflüsse und Wind.

**Vorzugebende Einwirkungen** sind Bewegungsverhinderung durch Fremdkörper und bei zweiseitig angetriebenen Verschlusskörpern einseitiges Halten bzw. vorübergehendes einseitiges Antreiben.

**Außergewöhnliche Einwirkungen des Antriebs im Störfall**. Bei einseitiger Blockade des Verschlusskörpers infolge Festklemmens oder Festfrierens ist die größtmögliche Antriebseinwirkung, die zu Beschädigungen der Anlage führen kann, zu berücksichtigen (DIN 19 704-1/5.5).

***Zu beachten für die folgende Komponentenerfassung ist die Festlegung der DIN 19704-1/8.1, dass „die jeweils ungünstigste Stellung des Verschlusskörpers zugrunde zu legen ist. Dabei kann sich der Verschlusskörper in Ruhe oder in Bewegung (gleichförmig, beschleunigt, verzögert) befinden". Zum anderen gilt „Veränderliche Einwirkungen als gleichzeitig auftretend sind nur zu berücksichtigen, wenn ihr Zusammentreffen möglich ist" (DIN 19704-1/Tabelle 5 Index 1).***

Die folgenden Abschnitte 2.1.1.1. bis 2.1.1.9. enthalten die **charakteristischen Größen** der Beanspruchung zur Sicherung der **Tragfähigkeit**. Der Schließdruck – 2.1.1.10 – ist Teil des **Gebrauchstauglichkeitsnachweises.**

### 2.1.1.1 Eigenlast

Stautafeln sind je nach Eintauchtiefe unterschiedlichen Wasserdrücken ausgesetzt – am Gewässergrund stärker als in Wasserspiegelnähe. Die Tafeln müssen deshalb durch horizontale und auch vertikale Profile verstärkt werden (**Bild 2.012**). Da die verwendeten Riegel gleiche Trägheitsmomente haben, soll, um ungleiche Durchbiegung zu vermeiden, jeder Riegel den gleichen Wasserdruck übernehmen. Ihre Abstände sind also in Sohlnähe geringer als nahe der Schützoberkante. Der Aufbau wird **Riegelbauweise** genannt.

In Erwartung hohen Eisdrucks wird man zudem den oberen Teil des Schützes entsprechend versteifen.

Die **Eigenlast** des Schützes $F_E$ besteht aus dem Gewicht der Stautafel $F_T$:

$$F_T = L_T \cdot H_T \cdot B_T \cdot \rho \cdot g$$

mit
$F_T$ = Eigenlast der Tafel
$L_T$ = Tafellänge
$H_T$ = Tafelhöhe
$B_T$ = Tafelbreite
$\rho$ = Dichte Stahl
$g$ = Erdbeschleunigung

und dem Gewicht folgender Ergänzungen:

**Bild 2.012:** Unterwasserseite eines Schützes mit Riegeln, Gleit- und Dichtleisten

- die Gewichte von Spindeln bzw. Triebstöcken, Riegeln, Längsträgern, Querrippen, Aufhängungen, Gleit- und Dichtleisten und Verbindungsmittel wie Schrauben und Schweißnähte.
- 10 % Zuschlag laut DIN 19704-1/5.1 für Beschichtungen, anhaftendes Wasser, anhaftendes Eis, Bewuchs und Verschmutzung. Die Höhe des Mehrgewichts kann nach Erfahrungen der Anwender variieren und wird vom Auftraggeber vorgegeben. Auflasten sind nicht immer in vollem Umfang vorhanden und deshalb zum Beispiel nicht – da vorteilhaft – für das Senken anzusetzen.

### 2.1.1.2 Hydrostatische Kraft

Die **Hydrostatik** bildet eine der Grundlagen, auf die die Fluidmechanik aufbaut. Sie behandelt Fälle, bei denen die Flüssigkeit ihre Lage gegenüber einer Gefäßwandung oder einem die Flüssigkeit einschließenden Körper nicht ändert. Diese Betrachtung stellt die Grundlage für die Berechnung der Fluidkräfte ruhender Fluide auf feste Wände dar.

Der **hydrostatische Druck p**, umgangssprachlich Wasserdruck, hat an jedem Ort, der durch einen Punkt der Flüssigkeit gelegten horizontalen Bezugsfläche, den gleichen Wert, das heißt, er ist eine richtungsunabhängige – skalare – Größe, die nur vom Ort abhängt

(**Bild 2.013**). Der Luftdruck $p_0$ kann unberücksichtigt bleiben, da er bei unserer Betrachtung überall herrscht, die gleiche Größenordnung besitzt und somit keinen Einfluss auf die sich aus dem statischen Druck ergebenden Kräfte hat. Unter dem hydrostatischen Druck p versteht man den Quotienten aus Normalkraft dF und gedrückter Fläche dA.

$$p = \frac{\text{Druckkraft}}{\text{Fläche}} = \frac{dF}{dA}$$

Im Schwerpunkt des Flüssigkeitsausschnitts in Bild 2.013, mit der Querschnittsfläche dA und der Höhe h greift folgende, sich durch die Masse der Flüssigkeit ergebende, nach unten wirkende Gewichtskraft dG an:

$$dG = \rho \cdot g \cdot dV = \rho \cdot g \cdot h \cdot dA$$

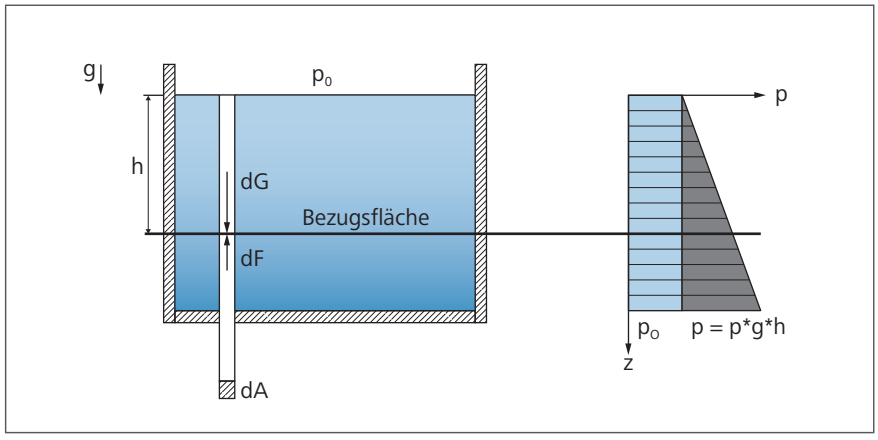



**Bild 2.013:** Hydrostatischer Druck in einer Flüssigkeit und sich ergebendes sogenanntes Wasserdruckdreieck

Weil sich die Flüssigkeit in Ruhe befindet, wird die Gewichtskraft dG durch eine gleich große, auf die Druckfläche dA von unten wirkende, vertikale Aufdruckkraft dF kompensiert:

$$dF = p \cdot dA$$

$$dG = dF$$

Daraus folgt:

$$\rho \cdot g \cdot h \cdot dA = p \cdot dA$$

$$p = \rho \cdot g \cdot h$$

- Der hydrostatische Druck wächst linear mit der Flüssigkeitstiefe. Deshalb wird er auch Schweredruck genannt.

- In Punkten gleicher Tiefe h herrscht überall der gleiche Druck p.
- Vertikal bewirkt er den hydrostatischen Auftrieb. Horizontal drückt er auf Verschlusskörper und Stahlrahmen. Damit erzeugt er Reibkräfte an der Schützführung. Maßgebend ist die hydrostatische Druckverteilung vor der Schütztafel. Sie wird durch ein **Wasserdruckdreieck** anschaulich dargestellt (**Bild 2.014**).

***Die aus dem Wasserdruck resultierende hydrostatische Kraft $F_H$ ist ein Vektor, der normal zur gedrückten Fläche steht.***

Wir beschränken uns bei der Betrachtung der hydrostatischen Kräfte auf ebene, senkrechte Wände. In **Bild 2.015** sind die Verhältnisse praxisnah dargestellt.

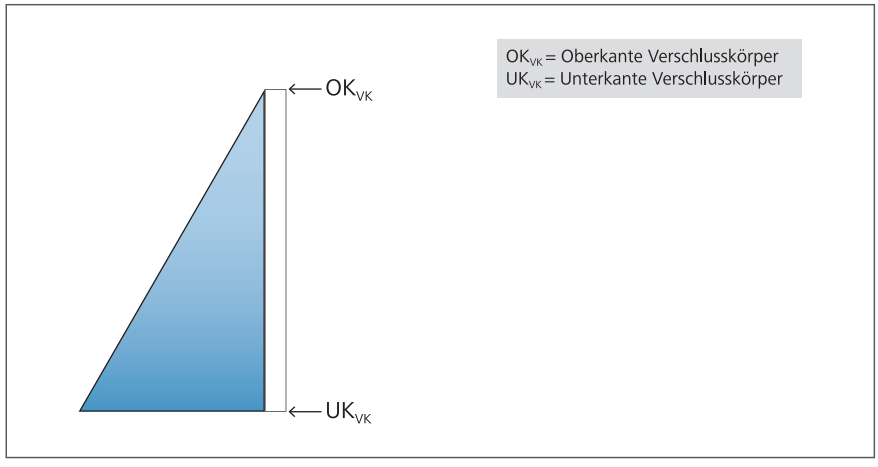



**Bild 2.014:** Wasserdruckdreieck an einem Stauverschluss

Auf das Flächenelement dA der Fläche A mit den Koordinaten x und z wirkt der Druck p, mit:

$$p = \rho \cdot g \cdot z$$

Die senkrecht auf das Flächenelement dA wirkende Druckkraft dF beträgt nach der allgemeinen Druckdefinition:

$$dF = p \cdot dA = \rho \cdot g \cdot z \cdot dA$$

Die Gesamtdruckkraft F erhält man durch Integration aller Teilkräfte dF über die Fläche A:

$$F = \int_{(A)} dF = \rho \cdot g \int_{(A)} z \cdot dA$$

Das Integral

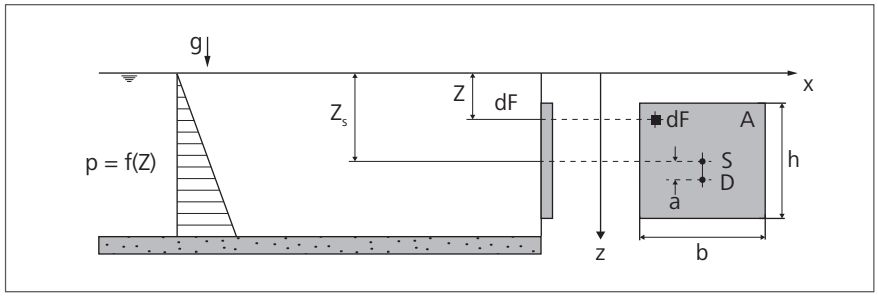



**Bild 2.015:** Ebene, senkrechte Wand: hydrostatische Verhältnisse

$$\int_{(A)} z \cdot dA$$

stellt das „statische Moment" der Fläche A, bezogen auf die x-Achse dar. Nach dem Momentensatz gilt:

$$\int_{(A)} z \cdot dA = z_S \cdot A$$

wobei $z_S$ die z-Koordinate des Flächenschwerpunkts S ist. Für die Druckkraft F erhält man folgenden Ausdruck:

$$F = \rho \cdot g \cdot z_S \cdot A$$

bzw.

$$F = \rho \cdot g \cdot z_S \cdot A = p_S \cdot A$$

- Die auf eine **ebene Fläche A** wirkende Seitendruckkraft F ergibt sich als Produkt aus Flächeninhalt A und Druck $p_S$ im Flächenschwerpunkt S.
- Für ein im Allgemeinen rechteckiges Schütz ist zu rechnen:

$$F_H = A \cdot p_H$$

$$F_H = L \cdot H \cdot H/2 \cdot \rho_{Was} \cdot g$$

mit

| | | |
|---|---|---|
| A | = | wasserbenetzte Fläche |
| $p_H$ | = | hydrostatischer oder Wasserdruck |
| $F_H$ | = | hydrostatische Kraft |
| L | = | Länge Schütz |
| H | = | Höhe Wasser |
| $\rho_{Was}$ | = | Dichte Wasser |

g = Erdbeschleunigung

Weil der hydrostatische Druck p linear mit der Flüssigkeitstiefe z zunimmt, ergibt sich eine ungleichförmige Druckverteilung über der gedrückten Fläche A, das heißt die so berechnete Kraft $F_H$ greift nicht im Flächenschwerpunkt S, sondern im tiefer gelegenen **Druckmittelpunkt D** an.

Für eine **Rechtecklast** wie zum Beispiel aus Winddruck ist die Druckverteilung idealisiert über die gesamte betroffene Schützhöhe konstant. Die resultierende Kraft greift im **Schwerpunkt des Rechtecks**, das heißt in halber Schützhöhe an. Für eine **Dreieckslast** aus Wasserdruck entspricht die Druckverteilung dem Wasserdruckdreieck. Deshalb greift die hydrostatische Kraft im **Schwerpunkt des Dreiecks**, das heißt im unteren Drittel an.

***Für Stabilitätsberechnungen bzw. für Stahlbaunachweise zur Stautafel- und Riegelausbildung kann das auf Rahmen und Verschlusskörper wirkende Moment ermittelt werden, indem die hydrostatische Kraft im Schwerpunkt des Wasserdruckdreiecks – bei 1/3H – angesetzt wird (Bild 2.016).***

Wie von hydrostatischer Kraft spricht man auch von der **Wasserdruckkraft**. Durch wesentlichen Überfall und zusätzliche Lasten wie Eisauflast verschiebt sich der Schwerpunkt der resultierenden Gesamtlast nach oben.

Wenn mit der vollen Schützhöhe ohne gegenseitige Entlastung gerechnet wird, muss auf den Wellenschlag – Schwall und Sunk = oberwasserseitiger Zuschlag bei unterwasserseitigem Abzug – nicht eingegangen werden (DIN 19704-1/5.2.2b).

Ist immer eine unterwasserseitige Gegenkraft vorhanden, kann die geringste auftretende Kraft von der oberwasserseitigen subtrahiert werden (**Bild 2.017**).

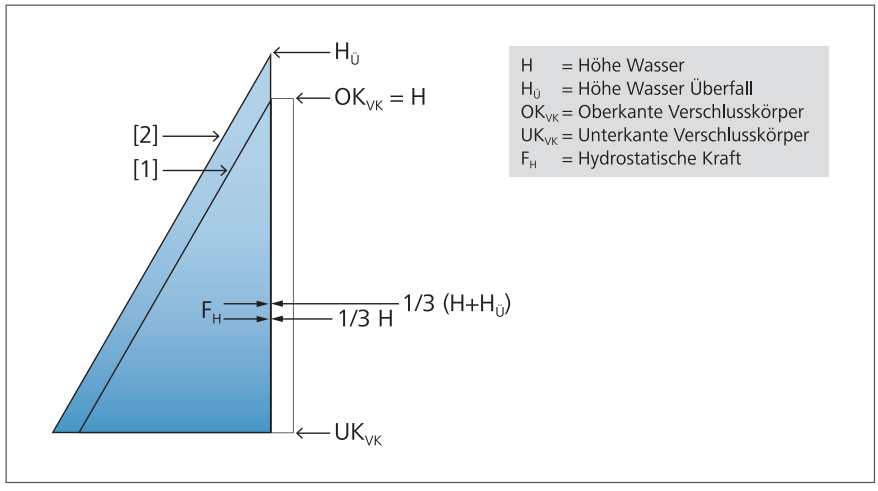



**Bild 2.016:** Wasserdruckdreiecke zu hydrostatischen Einwirkungen auf einen Stauverschluss; 1 ohne, 2 mit Überfall

$$F_H = F_{HOW} - F_{HUW}$$

### 2.1.1.3 Reibungskräfte aus hydrostatischer Kraft

Das Schütz gleitet in zwei stehenden U-Profilen. Um Seitwärtsbewegungen in jede Richtung weitgehend einzuschränken, werden links und rechts außen dreiseitig Führungen an der Schütztafel montiert. Man spricht von **Führungsklötzen** (**Bild 2.018**), wenn es sich

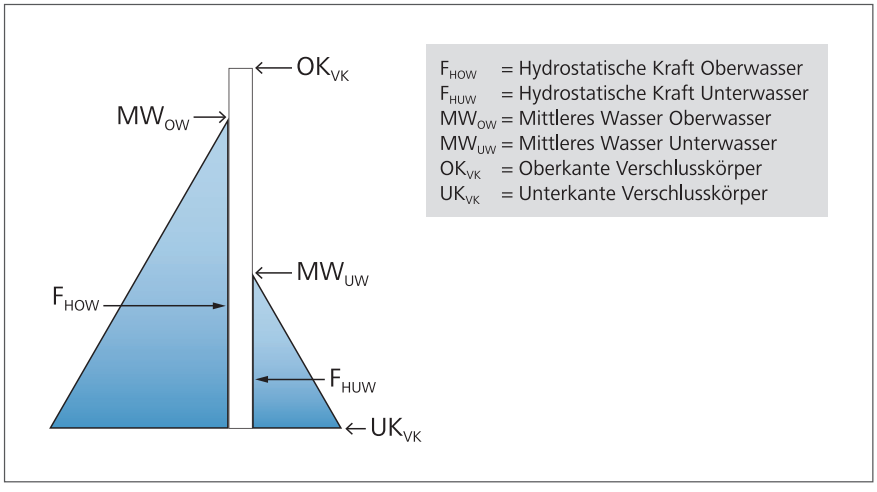



**Bild 2.017:** Entgegenwirkende Wasserdruckdreiecke an einem Verschlusskörper

nicht wie auf der Dichtseite zumeist um durchlaufende **Führungsleisten** handelt. Vielfach werden generell Leisten eingesetzt.

Die Klötze oder Leisten können aus Stahl, Kupfer, Kunststoff, Holz oder Gummi bestehen. Sie sollen das Gleit- bzw. Dichtverhalten einer nur unter großem Kraftaufwand nutzbaren Stahlschütz-Stahlrahmen-Paarung verbessern.

Werden auf der Dichtseite nur Klötze eingesetzt, denen sich nach oben und unten offene Abschnitte an der Stautafel anschließen, muss zusätzlich ein gut dichtendes, aber schlecht gleitendes Gummiprofil mit einer Klemmleiste platziert werden. Prinzipiell kann es aber auch neben eine Gleitleiste gesetzt werden. Denkbar ist unter vielen anderen eine Wulstdichtung, eine Dreipunktdichtung oder ein Gummiprofil in Form einer Note. Letztere Notendichtung wird mit Loch (**Bild 2.019**) und ohne Loch in unterschiedlichen Steifigkeiten (Shore-Härten) mit verschiedensten Kennlinien hergestellt. Die Vorspannung ist einstellbar. Der Gleit- und Dichtvorgang kann ober- und auch unterwasserseitig erfolgen.

Der Wasserdruck presst Schütz und Dichtung an den Führungsrahmen. Je nach Werk-

**Bild 2.018:** Schütz mit Führungsklötzen

stoffpaarung ergeben sich unterschiedliche Reibungszahlen und je nach Wasserdruck unterschiedliche Reibungskräfte. Der gewählte Antrieb muss das Schütz bewegen, er muss also die Haftreibung überwinden. Lange Standzeiten können bei großen Rauigkeiten zu bis zu **mikroskopischem Formschluss** ähnlichen Haftungen führen. Der Übergang von

**Bild 2.019:** Schütz mit Aufhängung, Gleitleiste und Dichtleiste in Notenprofil

Haft- zu Gleitreibung wird dadurch zusätzlich erschwert. Schon deshalb muss der zu wählende Antrieb über eine Reserve verfügen, um kurzzeitig ein erhöhtes **Losbrechmoment** bereitstellen zu können.

#### 2.1.1.3.1 Reibungskraft der Auflageleisten aus hydrostatischer Kraft

Für die hydrostatische Auflagereibkraft $F_{ALH}$ gilt:

$$F_{ALH} = \mu \cdot \mu_0/\mu \cdot F_H$$

mit
$\mu_0$ = Haftreibung
$\mu$ = Gleitreibung
$F_H$ = hydrostatische Kraft

Die DIN 19704-1/6 gibt für unterschiedliche Werkstoffpaarungen das Verhältnis Haftreibungszahl zu Gleitreibungszahl $\mu_0/\mu$ an. Sie nennt einen Höchstwert für $\mu$, der für das Ziehen und Drücken eines Schützes zu berücksichtigen ist, und einen Mindestwert, der für das Halten eines Verschlusskörpers anzusetzen ist.

#### 2.1.1.3.2 Reibungskraft der Führungskufen aus hydrostatischer Kraft

Für die an den Schmalseiten des Schützes mit etwas seitlichem Abstand zum Rahmen angeordneten Führungskufen wirkende **hydrostatische Führungskufenreibkraft** $F_{FKH}$ werden vom Planer – je nach Sicherheitsempfinden und Qualität der Montage – nur einstellige Prozentwerte x der hydrostatischen Auflagereibkraft $F_{ALH}$ angenommen:

$$F_{FKH} = x \cdot F_{ALH}$$

mit
$F_{ALH}$ = hydrostatische Auflagereibkraft
x = prozentualer Anteil von $F_{ALH}$

Bei Symmetrie ist theoretisch keine Seitenführungsreibung vorhanden.

### 2.1.1.4 Auftrieb

Stahlwasserbauer werden die Stützkonstruktion für die Schütztafel so anlegen, dass keine unerwünschten **Hohlräume** entstehen, um ein ungewolltes Aufschwimmen zu verhindern. Das könnte beim Schließen zu überraschend hohen Drehmomenten führen. Auch mussten solche Schütze in der Vergangenheit schon nachträglich mit Betonplomben beschwert werden, um sie absenken zu können. Andererseits kann man sich geplanter Hohlräume bedienen, um die erforderliche Zugkraft zu verringern. Hier ist sehr genau abzuwägen.

***Gängige Praxis ist die Einbeziehung von Hohlräumen in Schubtore, Klapptore und Fischbauchklappen. In Stemmtoren von Schleusen helfen sie, die statische Belastung und damit die Reibung in den Spurlagern zu verringern.***

Auftrieb im eigentlichen Sinn existiert in zwei Formen. Je nach Konstruktionsart kann mit der einen oder anderen gerechnet werden. Laut DIN 19704-1/5.2.1.ist der Auftrieb für alle in das Wasser eingetauchten Konstruktionsteile zu prüfen und erforderlichenfalls zu berücksichtigen. Er wirkt beim Heben unterstützend, beim Senken belastend.

#### 2.1.1.4.1 Hydrostatische Auftriebskraft

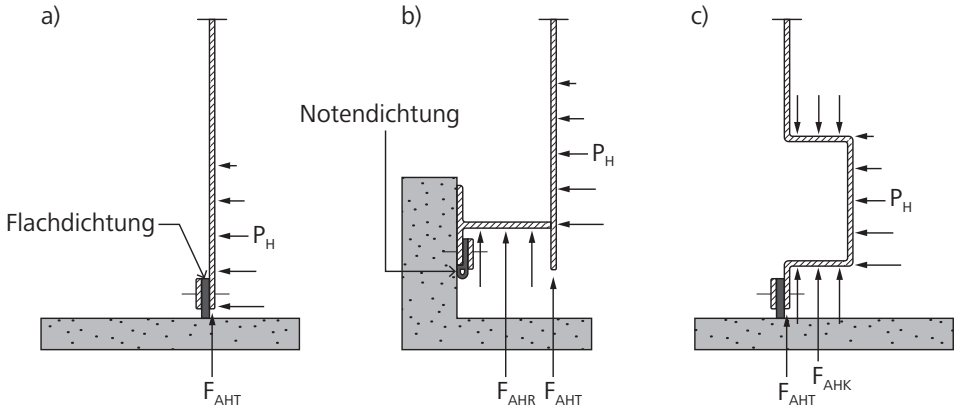
Der hydrostatische Auftrieb ist abhängig von der jeweiligen Bauform, der Größe und Richtung des resultierenden Wasserdrucks. Beispiele sollen das verdeutlichen (**Bild 2.020**).

In allen drei Fällen ist das Schütz einseitig bis zur Oberkante eingetaucht. Von der Gegenseite erfolgt keine Entlastung. Die Auflagereibkraft ist in der dargestellten Position am größten.

Im Fall a) wirkt der vertikale Wasserdruck und damit die hydrostatische Auftriebskraft nur unter der Stautafel. Auftrieb ist also relativ wenig vorhanden. Wird die Flachdichtung oberwasserseitig montiert, ist im geschlossenen Zustand kein Auftrieb vorhanden.

Zu rechnen ist:

$$F_{AHT} = A_T \cdot p_H$$




$P_H$ = Hydrostatischer oder auch Wasserdruck, abhängig vom Wasserstand
$F_{AH}$ = Hydrostatische Auftriebskraft
$F_{AHT}$ = Hydrostatische Auftriebskraft Tafel
$F_{AHR}$ = Hydrostatische Auftriebskraft Riegel
$F_{AHK}$ = Hydrostatische Auftriebskraft Kasten

**Bild 2.020:** Auftrieb am Schütz: a) Schütz mit glatter Stautafel und Flachdichtung, b) Schütz mit drempeldichtendem Verschluss, c) Schütz mit Kasten- oder Trapezprofil

$$F_{AHT} = L \cdot B_T \cdot H \cdot \rho_{Was} \cdot g$$

mit
$F_{AHT}$ = hydrostatische Auftriebskraft Tafel
$A_T$ = Fläche Tafel
$p_H$ = hydrostatischer Druck
L = Länge Schütz
$B_T$ = Tafelbreite, Blechdicke
H = Wasserhöhe
$\rho_{Was}$ = Dichte Wasser
g = Erdbeschleunigung

Im Fall b) wirkt zusätzlich zu $F_{AHT}$ der Auftrieb über die gesamte Riegelbreite und -länge. Er unterstützt also spürbarer das Öffnen. Errechnet wird er für den gesamten Riegel aus:

$$F_{AHR} = L \cdot B_R \cdot H \cdot \rho_{Was} \cdot g$$

mit
$F_{AHR}$ = hydrostatische Auftriebskraft Riegel
L = Länge Schütz
$B_R$ = Riegelbreite
H = Wasserhöhe
$\rho_{Was}$ = Dichte Wasser
g = Erdbeschleunigung

Der Auftrieb für die Stautafel fällt dagegen wieder gering aus.

Im Fall c) sind größere Höhendifferenzen bei großen Querschnitten vorhanden. Gerechnet wird:

$$F_{AHK} = L \cdot B_K \cdot (H_{KUK}-H_{KOK}) \cdot \rho_{Was} \cdot g$$

mit
$F_{AHK}$ = hydrostatische Auftriebskraft Kasten
L = Länge Schütz
$B_K$ = Kastenbreite
$H_{KUK}$ = Wasserhöhe Kastenunterkante
$H_{KOK}$ = Wasserhöhe Kastenoberkante
$\rho_{Was}$ = Dichte Wasser
g = Erdbeschleunigung

Der Auftrieb sollte bei größeren Dimensionen und mehreren Riegeln geprüft werden. Der Auftrieb unter der Stautafel kann auch hierbei vernachlässigt werden.

Durch Schrägstellung der Schütze, was einer Vergrößerung der projizierten und damit aufgetriebenen Fläche entspricht, wird die hydrostatische Auftriebskraft erhöht und damit die benötigte Zugkraft verringert (**Bild 2.021**). Bei übertriebener Schrägstellung könnte es unter Umständen zu selbstständigem Öffnen kommen.

Waren in den vorangegangenen Beispielen die aufgetriebenen Flächen $L \cdot B_T$, $L \cdot B_R$ und L

**Bild 2.021:** Schrägstellung der Schütze bewirkt – in dem Fall – bei rückseitigem Zufluss Auftriebserhöhung beim Öffnen

· $B_K$ maßgebend, so ist es hier L · $B_A$ (**Bild 2.022**). Zu rechnen ist:

$$F_{AH} = L \cdot B_A \cdot H_v \cdot \rho_{Was} \cdot g$$

$$H_v = H \cdot \sin \alpha$$

Nach Öffnen und folgendem Wasserstandsausgleich wird der hydrostatische Auftrieb zum Auftrieb aus Wasserverdrängung.

#### 2.1.1.4.2 Auftrieb durch Wasserverdrängung

Auftrieb durch Wasserverdrängung ist Grundlage der Schifffahrt. Nach dem Archimedischen Prinzip ist der Auftrieb eines Körpers gleich dem Gewicht der von ihm verdrängten Flüssigkeitsmenge. Er ist unabhängig von der Tauchtiefe. Voraussetzung ist, dass der eingetauchte Bereich des Verschlusskörper allseitig von Wasser umgeben ist. Für die Stautafel ergibt sich:

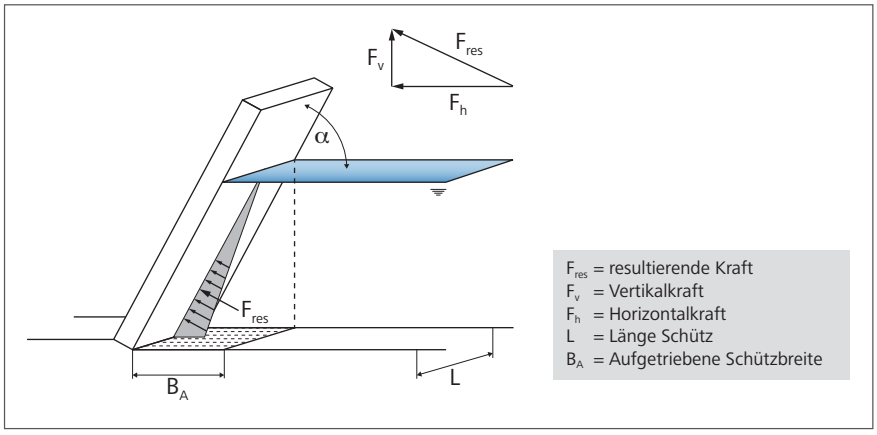



**Bild 2.022:** Auftrieb an einem schräggestellten Schütz

$$F_{AWV} = L \cdot B_T \cdot H \cdot \rho_{Was} \cdot g$$

mit
$F_{AWV}$ = Auftrieb aus Wasserverdrängung
L = Länge Schütz
H = Höhe Wasser
$B_T$ = Tafelbreite
$\rho_{WAS}$ = Dichte Wasser
g = Erdbeschleunigung

Der Auftrieb für die Stabilisierungsriegel ist zu ergänzen.

Die verschiedenen Bauformen (s. Bild 2.020) sind im Schließzustand dargestellt, also nicht wasserumspült. Es besteht kein Auftrieb durch Wasserverdrängung. Erst nach dem Öffnen kann für die Höhe des Wassergleichstands auf beiden Seiten des Verschlusskörpers der Auftrieb durch Wasserverdrängung berechnet werden. Wegen der geringen Blechdicken ist er fast immer zu vernachlässigen.

#### 2.1.1.4.3 Besonderheiten des Faltwerks

Heute ist eine als Faltwerk geformte Stautafel im Vormarsch (**Bild 2.023**). Es kann die aufwändigere Riegelbauweise ablösen. Da vorwiegend nur an den Stirnseiten Schweißnähte vorhanden sind, ist es überwiegend gut gegen Korrosion zu schützen. Zudem ist es ermüdungsfester. Das senkt die erheblichen Unterhaltskosten. Gut möglich ist der Einsatz als Umlauf- und Revisionsverschluss. Dagegen kann es bei Hubtoren infolge Unterströmung zu erheblichen Abtriebskräften – Sog – kommen. Beim Einsatz von Torschützen in Stemmtoren ist das Abdichten der senkrecht durch das Faltwerk laufenden Antriebswelle problematisch. Umläufe sind daher vorzuziehen [6].

**Bild 2.024** zeigt das Entstehen der resultierenden Kräfte in Abhängigkeit von der Einbau-

**Bild 2.023:** Faltwerkverschluss

weise des Faltwerks. Durch den hydrostatischen Auftrieb können in Schleusen die Spurlager geschlossener Stemmtore für das Öffnen entlastet werden. Schütze erhalten beim Heben Unterstützung (s. Bild 2.020). Allerdings musste in unzureichend dimensionierten Anlagen zum Schließen auch schon Ballast aufgebracht werden, um den unverhofft großen Auftrieb überwinden zu können.

### 2.1.1.5 Zu hebende Wasserlast

Wird ein eingetauchtes Schütz gehoben oder gesenkt, weicht Wasser seitwärts über die Riegelkanten aus. Eine sogenannte „Wassersäule" wird nicht transportiert. Auch nicht bei Tiefschützen. Berücksichtigt wird das die Konstruktion umgebende Wasser aber bei der Ermittlung der hydrostatischen bzw. der Reibkraft, die von der Wasserhöhe abhängig ist.

Die zu hebende Wasserlast kommt erst zum „Tragen", wenn zum Beispiel ein Riegel mit Wasser gefüllt über die Wasseroberfläche gehoben wird. Stahlwasserbauer werden deshalb Profil-Stähle nach unten offen montieren und nach oben offene Riegel vertikal durchbohren, um beim Heben einen unnötigen Wassertransport zu vermeiden. Das Wasser wird durch die Ablauflöcher nahezu vollständig abfließen. Da eine Verschmutzung aber durchaus eintreten und gefangenes Wasser dann nicht sicher ablaufen kann, soll die mögliche Wasserlast für einen Riegel berechnet werden. Je nach Bauweise bzw. Riegelanzahl und Beurteilung der Notwendigkeit ist dafür das Vielfache einzusetzen:

$$F_{WL} = L \cdot H_R \cdot B_R \cdot \rho_{WAS} \cdot g$$

mit

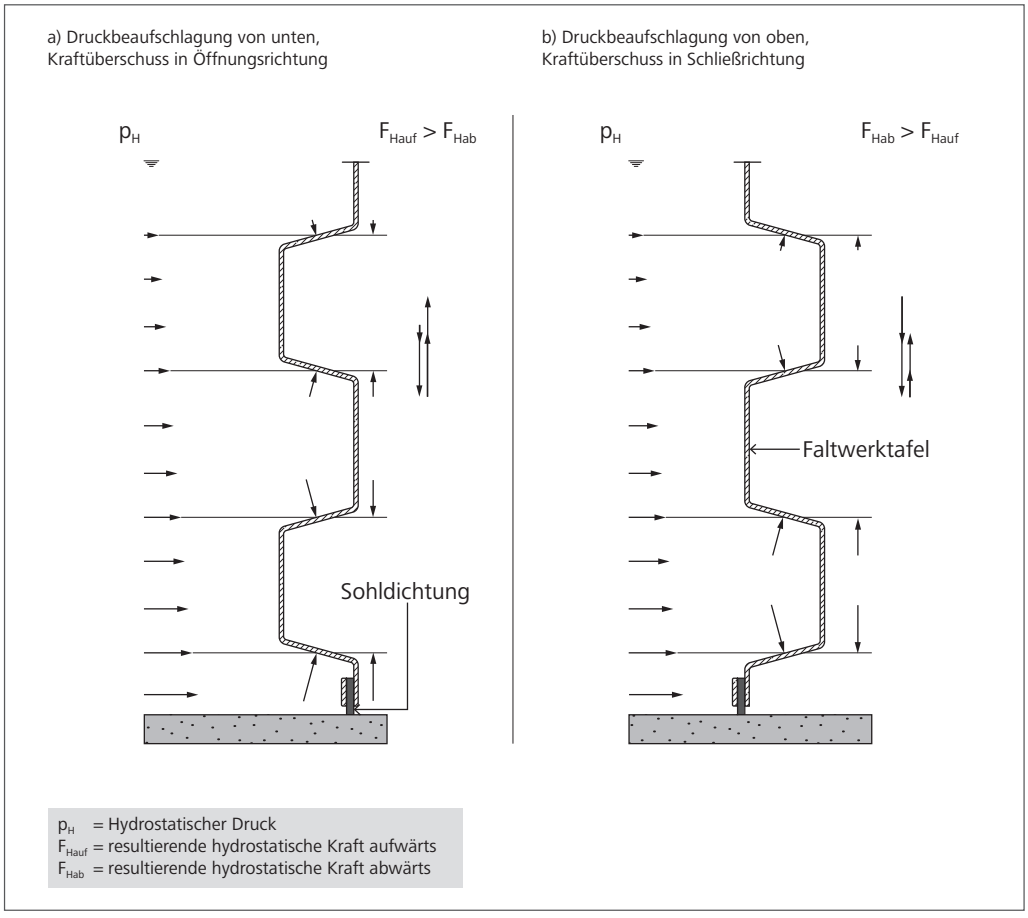



**Bild 2.024:** Wasserdruck und resultierender Auftrieb an einem Faltwerktor

$F_{WL}$ = Wasserlast
L = Länge Schütz
$H_R$ = Riegelhöhe
$B_R$ = Riegelbreite
$\rho_{WAS}$ = Dichte Wasser
g = Erdbeschleunigung

Im Allgemeinen gilt das zu transportierende Wasser mit dem zehnprozentigen Zuschlag auf die Eigenlast als abgedeckt.

### 2.1.1.6 Eisauflast

Anhaftendes Eis wird durch den zehnprozentigen Eigenlastzuschlag (DIN 19704-1/5.1) mitberücksichtigt. Eisauflast kann in Absprache mit dem Auftraggeber als zusätzlicher

Eigenlastaufschlag behandelt werden. Wenn im Winter ein Wehr zur unterschlächtigen Hochwasserabfuhr gezogen wird, muss es unter Umständen neben der Eisauflast auf Querriegeln (**Bild 2.025**) eine kompakte Eisscholle heben, bis sie bricht (**Bild 2.026**). Erfahrene Mitarbeiter werden vor dem Start mit Spitzhacke oder Kettensäge behilflich sein.

Durch den Überfall kann die nicht eingetauchte Verschlusskörperrückseite seitlich an den Führungen, aber auch insgesamt massiv eisgepanzert werden (**Bild 2.027**).

Zu rechnen ist:

$$F_{EL} = L_{Eis} \cdot H_{Eis} \cdot B_{Eis} \cdot \rho_{Eis} \cdot g$$

mit
$F_{EL}$ = Eisauflast
$L_{Eis}$ = Eislänge
$H_{Eis}$ = Eishöhe
$B_{Eis}$ = Eisbreite
$\rho_{Eis}$ = Dichte Eis
$g$ = Erdbeschleunigung

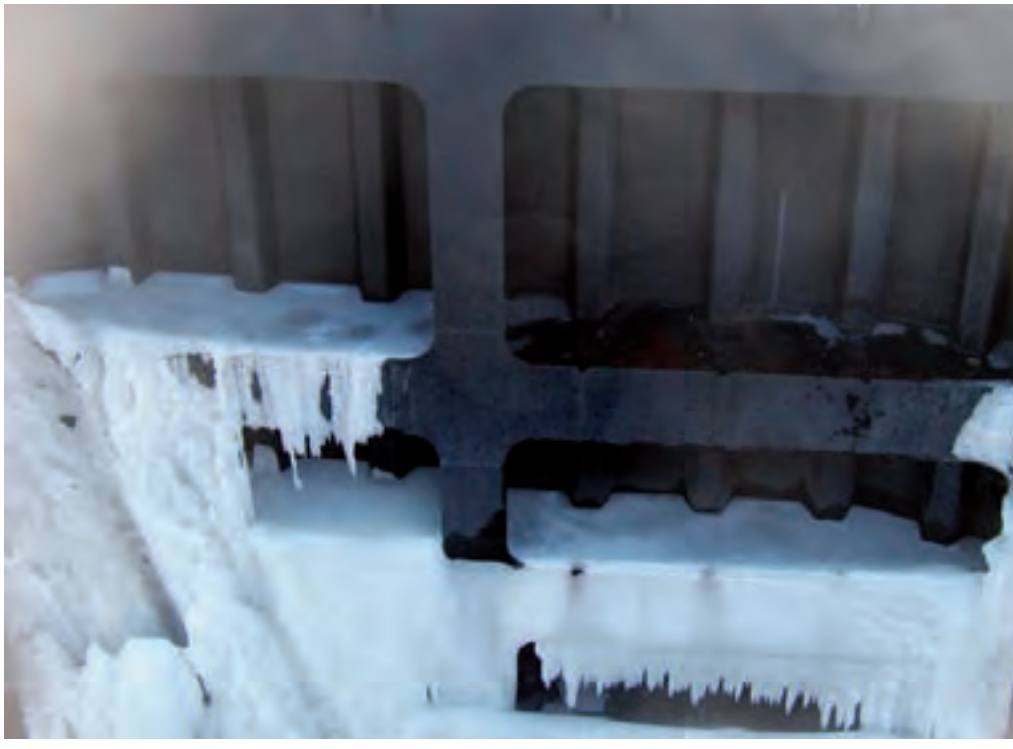


**Bild 2.025:** Eisauflast auf Querriegeln

**Bild 2.026:**
Oberwasserseitig geschlossene Eisdecke bis auf das Wehr

**Bild 2.027:** Eisauflast auf der Wehrrückseite

**Bild 2.028:** Schützenwehr mit Kabeltrommeln für die Kabel der Gleit- und Dichtschienenheizungen

Vorbeugend werden auch Gleit- und Dichtschienenheizungen installiert. Einmal, um das Gleiten zu erleichtern und vor allem, um das Abreißen angefrorener Dichtungen auszuschließen. Nach DIN 19704-2/7.1 soll Eisbildung bis zu einer Lufttemperatur von -20 °C verhindert werden. Die Heizungen werden auf der Rückseite des Trägers der Gleit- und Dichtleisten montiert. Trommeln ermöglichen das Auf- und Abrollen der Versorgungskabel mit der Schützbewegung (**Bild 2.028**).

### 2.1.1.7 Eiskraft

Wenn die Wasserfläche bei stehendem Gewässer komplett zugefroren ist, können der Eisdruck und damit die Eiskraft Rahmen und Schütz zusätzlich belasten (**Bild 2.029**).

Häufig wirkt die Eiskraft auch von beiden Seiten. Setzt sie in unterschiedlichen Höhen an, wirkt ein Drehmoment auf Rahmen und Schütz, das zu Verformungen führen kann (**Bild 2.030**).

In stahlwasserbaulichen Anlagen ist es oft erforderlich, durch Maßnahmen wie Trennschnitte den Eisdruck auf die Wandungen abzubauen (**Bild 2.031**).

**Bild 2.029:** Belastung eines Wehres durch Eiskraft

In ihrer Wirkung ist die Eiskraft mit der hydrostatischen Kraft vergleichbar. Sie ist aber für die Auslegung der Antriebe nur von Belang, wenn die Anlage extra für aktiven Winterbetrieb ausgelegt und dementsprechend auch mit Eisfreihaltungsanlagen ausgestattet ist.

**Bild 2.030:** Beeinflussung eines Revisionsverschlusses durch Eiskraft von beiden Seiten in unterschiedlichen Höhen

**Bild 2.031:** Ein Längsschnitt im Eis sorgt am Schiffshebewerk Niederfinow und der sich anschließenden Kanalbrücke für Entspannung. Ein Mann sichert.

$$F_{ED} = L_{Eis} \cdot h_{Eis} \cdot p_{Eis}$$

mit
$F_{ED}$ = Eiskraft
$L_{Eis}$ = Eislänge
$h_{Eis}$ = Eishöhe
$p_{Eis}$ = Eisdruck

In Schleusen sollen Rührwerke und Luftsprudelanlagen Eisbildung verhindern. Zur Ableitung von Eisschollen über die Öffnungen der unterwasserseitigen Schleusentore (**Bild 2.032**) werden die Schütze des Oberhaupts gezogen. Hochwasser kann ebenso oder bei zusätzlich geöffnetem Unterhaupt abgeführt werden.

#### 2.1.1.7.1 Reibungskraft der Auflageleisten aus Eiskraft

Angesetzt wird die Eiskraft zusätzlich zur hydrostatischen Kraft. Die Auflagereibkraft berechnet sich aus:

**Bild 2.032:** Schleusentore im Unterhaupt mit Öffnungen zur Eis- und Hochwasserabfuhr

$$F_{ALED} = \mu \cdot \mu_0/\mu \cdot F_{ED}$$

mit
$F_{ALED}$ = Auflagereibkraft aus Eiskraft
$\mu_0$ = Haftreibung
$\mu$ = Gleitreibung
$F_{ED}$ = Eiskraft

#### 2.1.1.7.2 Reibungskraft der Führungskufen aus Eiskraft

$$F_{FKED} = x \cdot F_{ALED}$$

mit
$F_{FKED}$ = Führungskufenreibkraft aus Eiskraft
$F_{ALED}$ = Auflagereibkraft
x = prozentualer Anteil von $F_{ALED}$

### 2.1.1.8 Sog

Beim Öffnen eines Schützes wird ein zunächst enger Querschnitt freigegeben. Nach Bernoulli

$$p_H + p_{HD} = \text{const.}$$

$$p_H + 1/2\ \rho_{Was} \cdot v^2 = \text{const.}$$

ist im Augenblick des geringsten hydrostatischen Drucks $p_H$ – also bei der Schützunterströmung – der hydrodynamische Druck und damit die Fließgeschwindigkeit v am größten:

$$p_{HD} = 1/2\ \rho_{Was} \cdot v^2$$

mit
$p_H$ = hydrostatischer Druck
$p_{HD}$ = hydrodynamischer Druck
$\rho_{Was}$ = Dichte Wasser
v = Fließgeschwindigkeit Wasser

Aus Unterströmung entsteht an der Schützunterkante eine Sogwirkung, die durch den Antrieb ab dem Verlassen der Schließstellung zu überwinden ist. In ungünstigen Fällen – abhängig von den Gegebenheiten wie Geometrie der Schützunterkante – „kann sie ein Vielfaches der Eigenlast betragen" [9]. Beim Heben wird sich der Höchstwert verringern und irgendwann der Auftrieb überwiegen. Aufgrund großer Unsicherheiten allein durch unterschiedlichste Rahmenbedingungen empfiehlt die DIN 19704-1/5.2.2., mit Modellversuchen zu arbeiten (**Bild 2.033**).

Wegen der Komplexität der Lasteinwirkung Sog kann eine vereinfachte Berechnung gewählt werden, die zu vertretbaren Ergebnissen führt. Sie ergibt Größen, die von versierten Planern in ähnlicher Höhe durch Annahmen und weiterführende Berechnungen auch ermittelt werden. Zu rechnen ist:

$$F_{Sog} \approx L \cdot B_R \cdot p_{Sog}$$

mit
$F_{Sog}$ = Sogkraft
L = Länge Schütz
$B_R$ = Riegelbreite
$p_{Sog}$ = Sog (Unterdruck)

***Gefürchtet ist die Wechselwirkung zwischen Sog und Auftrieb (Down-pull-Effekt). Nach dem Öffnen kann das Schütz Positionen einnehmen, in denen es abwechselnd nach unten gezogen und nach oben geschoben wird. Als Ursache werden auch die schwankende Fließgeschwindigkeit und die damit verbundene Reibungsänderung vermutet. Zudem kommen alternierende Wirbel hinter dem Verschlusskörper. Es treten Geräusche durch Schwingungen auf, die weithin zu hören sein können. Gravierender sind jedoch Bauwerksschäden und erhöhter Verschleiß.***

Da geringe Öffnungsweiten des Schützes mit großen Fließgeschwindigkeiten verbunden sind,

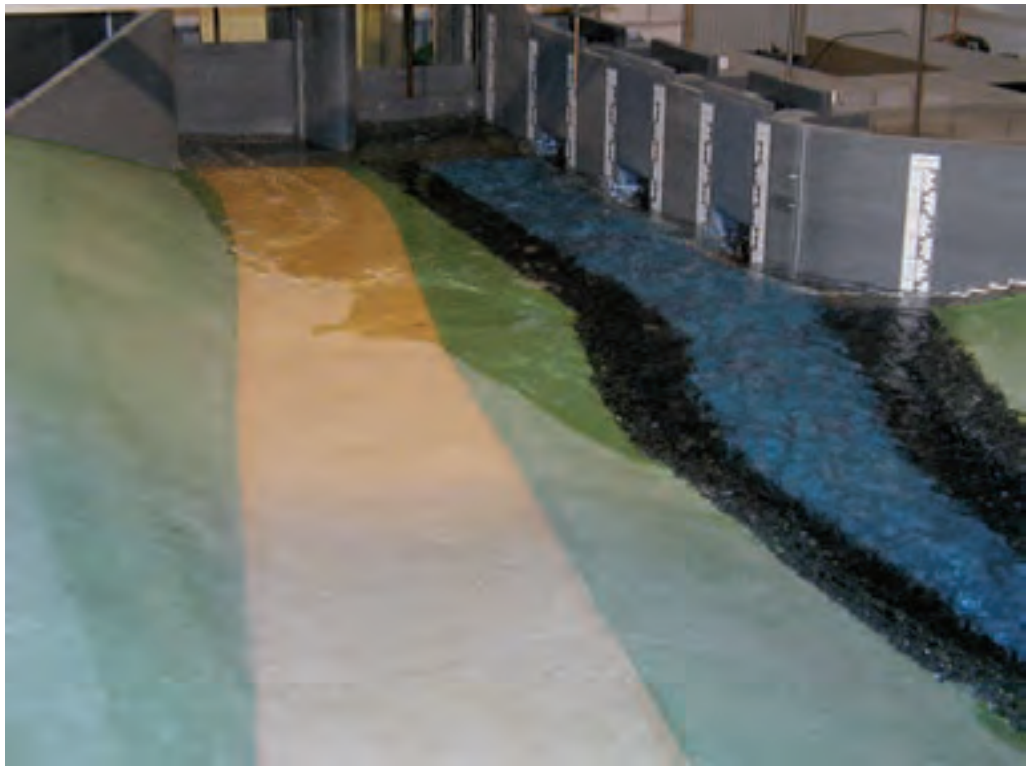


**Bild 2.033:** Modell Wasserverteilung (1: 10), von links: Schützenwehr, Doppelschützenwehr, 3 Streichwehre

fordern Planer, dass eine Mindestgröße, zum Beispiel die ersten 30 cm von 3 m – Eingeweihte sprechen deshalb von einer 10 %-Regel – unterbrechungsfrei zu durchfahren sind. Auch werden konstruktiv Hohlräume oder Aufhängungen vorgesehen, um nachträglich Gewichte ein- oder anbringen zu können, die für eine Beruhigung sorgen. Einschlägig befasste Firmen werben mit dem Begriff **Schwingungstilgung**. Günstig sollen eine angeschrägte Stautafel und eine definierte Abrisskante, zum Beispiel in Form einer Flachdichtung gegen die Fließrichtung sein.

***Die genannten Schwingungen treten auch bei Überströmung von Verschlusskörpern auf. Dann bilden sich wechselnd pulsierende Luftpolster und Vakua. Strahlaufreißer verhindern weitgehend die Unterdruckbildung. Es ist ratsam, bei der Regelung eines Wehres gleichzeitige Über- und Unterströmung zu vermeiden.***

### 2.1.1.9 Windkraft

Laut DIN 19704-1/5.2.12. ist für die Bemessung des Verschlusskörpers keine Windbeeinflussung zu berücksichtigen. Sie kann aber die Antriebskräfte beeinflussen Die **Windkraft** ist in ihrer Wirkung mit der hydrostatischen und der Eiskraft vergleichbar. Sie errechnet sich aus:

$$F_W = c_f \cdot q \cdot A$$

mit
$F_W$ = Windkraft
$c_f$ = aerodynamischer Kraftbeiwert
q = Staudruck
A = Projektionsfläche

#### 2.1.1.9.1 Reibungskraft der Auflageleisten aus Windkraft

Damit wird die Reibungskraft der Auflageleisten aus Windkraft:

$$F_{ALW} = \mu \cdot \mu_0/\mu \cdot F_W$$

mit
$F_{ALW}$ = Auflagereibkraft aus Wind
$\mu_0$ = Haftreibung
$\mu$ = Gleitreibung
$F_W$ = Windkraft

Der Wind kann drehen. Er kann in unterschiedlichen Winkeln auf die Stautafel drücken. Er kann sogar der hydrostatischen Kraft entgegen, also entlastend wirken.

***Der Wind kann Druck und Sog ausüben.***

Gerechnet werden muss aber laut DIN 19704-1/8.1 mit seiner größtmöglichen Kraft in der ungünstigsten Stellung des Verschlusskörpers.

#### 2.1.1.9.2 Reibungskraft der Führungskufen aus Windkraft

$$F_{FKW} = x \cdot F_{ALW}$$

mit
$F_{FKW}$ = Führungskufenreibkraft aus Wind
$F_{ALW}$ = Auflagereibkraft aus Wind
x = prozentualer Anteil von $F_{ALW}$

### 2.1.1.10 Anpresskraft Sohldichtung

Im Normalfall wird ein Gewässer abgesperrt, indem eine Schütztafel senkrecht nach unten

gegen einen am Gewässergrund befestigten Stahlträger gefahren wird. Das kann zum Beispiel ein T- oder auch Doppel-T-Träger sein, der in ein Betonbett gelegt worden ist. Üblich ist, eine **Flachdichtung**, zum Beispiel in den Abmessungen 80 mm x 10 mm, in ganzer Länge nach oben durch eine angeschweißte Schiene zu sichern und mit einer Klemmleiste seitlich so an die Schützunterkante zu montieren, dass nach unten 3 mm bis 5 mm überstehen [3]. Bei Belastung wird dieser schmale Streifen gestaucht und dichtet ab (**Bild 2.034**).

***In dieser dichtenden Position wird der Endlagenschalter im Antrieb gesetzt. Der Drehmomentschalter bleibt als zweiter Funktionsschalter mit seinem eingestellten Drehmoment zur Sicherheit in Warteposition. Bei einer vor Ansprechen des Endlagenschalters auftretenden Schwergängigkeit schaltet der gleiche Drehmomentschalter den Antrieb ab und signalisiert zugleich eine Störung.***

Die Schließkraft bei Aufsetz- oder Flachdichtungen ergibt sich laut DIN 19704-1/7.6.3 aus der Resultierenden aller vertikalen Kräfte. Sie muss mindestens so groß sein wie die geforderte **Anpresskraft Sohldichtung**:

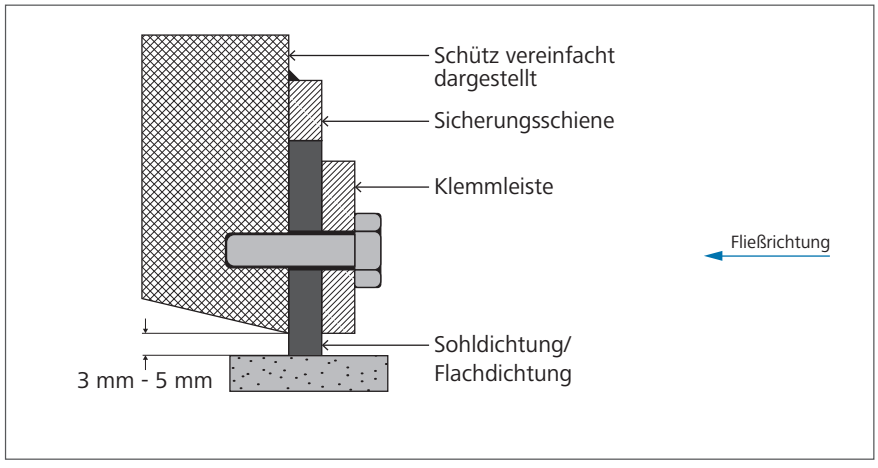



**Bild 2.034:** Sohlabdichtung

$$F_{AS} = L \cdot p_{SD}$$

mit
$F_{AS}$ = Anpresskraft Sohldichtung
$L$ = Schützlänge
$p_{SD}$ = Schließdruck Sohldichtung

Die Überprüfung der Schließkraft ist Bestandteil des **Gebrauchstauglichkeitsnachweises**.

### 2.1.1.11 Resultierende Kraft

Alle möglichen Einwirkungen auf den Verschlusskörper zeigt schematisch **Bild 2.035**. Öffnungs- und Schließkraft errechnen sich aus:

$$F_{Ö} = F_S = \pm F_E \pm F_{ALH} \pm F_{FKH} \pm F_{AH} \pm F_{AWV} \pm F_{WL} \pm F_{EL} \pm F_{ALED} \pm F_{FKED} \pm F_{Sog} \pm F_{ALW} \pm F_{FKW} \pm F_{AS}$$

Sind alle Teilkräfte nach vorhergehendem Ablauf erfasst worden, so ist entsprechend Verschlusskörperposition und Bewegungsrichtung über Auftreten und Vorzeichen zu entscheiden. Das heißt, wirkt die betrachtete Kraft antriebsbelastend (+) oder -unterstützend (-). Bei Zweifachaufhängung des Schützes ergibt das Ergebnis durch zwei dividiert die Öffnungs- bzw. Schließkraft pro Verbindungsglied.

## 2.1.2 Ausschreibung zu einem Beispiel

Ein Wehr dient der Wasserstandsregulierung. Einsatzfälle gibt es viele. Vor Jahren wurde eins an gleicher Stelle errichtet. Jetzt genügt es nicht mehr den Anforderungen. Ein stabileres muss her. Oder die Umwelt-, Arbeits- und Lebensbedingungen haben sich geändert, Wünsche sind erwacht. Es muss stahlwasserbaulich in die Natur eingegriffen werden. Der

$F_{EL}$ = Eislast
$F_{WL}$ = Wasserlast
$F_E$ = Eigenlast des Schützes
$F_{FKW}$ = Führungskufenreibkraft aus Wind
$F_{FKED}$ = Führungskufenreibkraft aus Eisdruck
$F_{FKH}$ = Hydrostatische Führungskufenreibkraft
$F_{ALW}$ = Auflagereibkraft aus Wind
$F_{ALED}$ = Auflagereibkraft aus Eisdruck
$F_{ALH}$ = Hydrostatische Auflagereibkraft
$F_H$ = Hydrostatische Kraft
$F_{ED}$ = Eiskraft
$F_W$ = Windkraft
$F_{SOG}$ = Sogkraft
$F_{AH}$ = Hydrostatischer Auftrieb
$F_{AWV}$ = Auftrieb aus Wasserverdrängung
$F_{AS}$ = Anpresskraft Sohldichtung

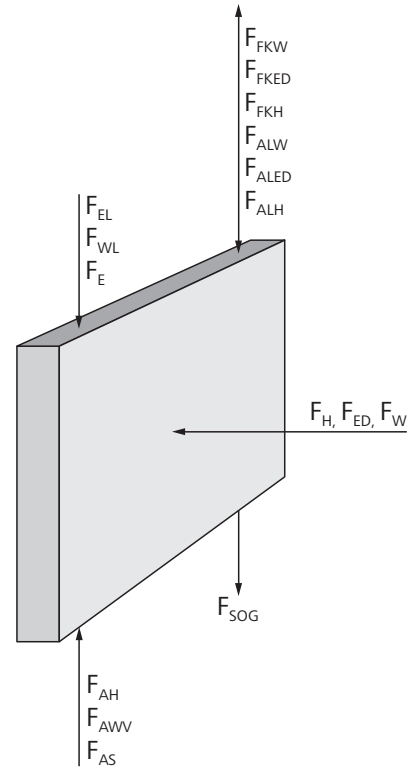



**Bild 2.035:** Wesentliche Einwirkungen auf den Verschlusskörper

Auftraggeber wird sich dazu äußern.

**Wer ist der Bauherr?** Da gibt es verschiedene Zuständigkeiten wie Wasserstraßen-Neubauamt, Wasser- und Schifffahrtsamt, Landestalsperrenverwaltung, Landesbetrieb für Hochwasserschutz und Wasserwirtschaft, Staatliches Amt für Umwelt und Natur. Der Bauherr sucht sich einen Planer. Der um die Ecke, den er lange kennt? Nein, er schreibt aus, was er haben möchte. **Ein Planer wird gefunden**. Es ist nicht der von nebenan. Dafür einer, der sich auskennt. Referenzen belegen es. Einer, der für seine Gründlichkeit bekannt ist. Mit dem Bauherrn bespricht er charakteristische Größen, die in ein **Lastenheft** eingehen.

### 2.1.2.1 Randbedingungen für das Lastenheft

Die Normen, Nachweisformate sowie Belastungen und Funktionen nach denen geplant und gebaut werden soll, werden detailliert für die Berechnung und als Planungsgrundlage abgestimmt und festgeschrieben. Die „DIN 19704 – Stahlwasserbauten" natürlich an erster Stelle. Das höchste Hochwasser HHW wird – auf Meeresspiegel bezogen – mit 53,00 m NHN – Normalhöhennull – plus 0,20 m Überfall angenommen. Alle 100 Jahre kann es statistisch eintreten. So sagt die etwas ältere Festlegung.

Dann soll das Schütz durchgehend freigezogen und unter Umständen auch gleich wieder geschlossen werden können. Das entspricht einem **Zyklus** für die Antriebstechnik. Der **Bemessungsstau**, das höchste bisher ermittelte Hochwasser MHW, liegt bei 52,80 m NHN. Das Schütz wird relativ selten – 6-mal im Jahr – freigezogen und wieder geschlossen. Das Stauziel oder der **Betriebsstau** liegt bei mittlerem Wasser MW 52,50 m NHN. Bei unterschiedlichem Wasserdruck wird mehrmals im Jahr um 0,50 m und häufiger in der Woche um 0,30 m und 0,20 m auf- und ab bewegt. Die genauen Zahlen liegen vor. Das entspricht 24 Doppelhüben. Insgesamt sind pro Jahr 30 Doppelhübe zu absolvieren.

***Diese Angaben müssen realitätsgerecht erfolgen! Überhöhte Forderungen führen zu übergroßen Ausführungen.***

Später erscheinen diese Angaben im Wehrbuch. Der Sohlbalken liegt bei 50 m NHN.

Weiter werden Festlegungen über Eis, Wind und anfallendes Geschiebe getroffen. Das 4 m lange Schütz soll eine **grobe Pegelhaltung** gewährleisten. Nach den vorliegenden Angaben wird es **mittelbeansprucht**.

Und was viel zu oft vergessen wird: Die Festlegung des **Fahrvermögens** der Anlage. Das Schütz soll bei **höchstem Hochwasser** über mindestens 2 Hübe ohne größere Pause gefahren werden können! Dabei soll die **Stellgeschwindigkeit** bei v = (200 … 400) mm/min liegen.

Natürlich spekulieren die beiden schon ein bisschen, worauf das Ganze hinauslaufen soll. Es könnte ein **Gleitschütz** werden. Da kennt der Planer sich aus. Die stehen überall in der Landschaft. Das müssen die besten sein. Halt, der Planer hat wirklich geprüft! Er weiß, **Rollschütze** haben die besseren Reibwerte und kommen mit der geringeren Antriebsleistung aus. Aber einfacher und kostengünstiger zu bauen und vor allem wartungsärmer sind Gleitschütze. Auch Doppelschütze und ein Klappenwehr wägen sie über eine Variantenbetrachtung ab. Etwas anderes schließen sie aus funktionalen Gründen aus.

#### 2.1.2.2 Ausschreibungstext

Nach Kenntnis dieser grundsätzlichen Dinge – also auf der Basis des Lastenheftes – verfasst der Planer den **Ausschreibungstext**, den er sich vom Auftraggeber bestätigen lässt und der später an potenzielle Bieter versandt bzw. von diesen abgefordert wird. Eine Ausschreibung – **Baubeschreibung** und **Leistungsbeschreibung** – kann nach Beobachtung des Autors einen Umfang zwischen wenigen Zeilen und vielen Seiten haben. Der Stil kann von leger bis ingenieurfachlich gewählt werden. Entscheidend ist, dass die Bieter bzw. potenzielle Auftragnehmer in die Lage versetzt werden, eine detaillierte und realistische Leistungsbeschreibung bei bestmöglichem realisierbaren Preis abzugeben. Der Auftraggeber wiederum muss vergleichbare Angebote erhalten, um die für ihn wirtschaftlichste Lösung auswählen zu können.

Neben den schon im Lastenheft enthaltenen Vermerken macht der Planer die folgenden Angaben: „Das Schütz, ein **Stauverschluss mit geringem Überfall** und **unterschlächtiger Staureglulierung**, soll 4 m lang und 3 m hoch sein. Für das Schütz ergeben sich aus **statischer Vorbemessung**: eine oberwasserseitig angeordnete 12 mm dicke Stautafel aus Stahl – was zugleich die Mindestblechdicke eines Sicherheitsverschlusses nach DIN 19704-2/4.2 ist – und Längs-, Quer- und Randträger in Riegelbauweise aus Profilstahl zur Stabilisierung. Es ist ein Gleitschütz vorzusehen. Geführt wird es seitlich dreifach in den beiden Wehrnischen auf PE-UHMW (ultrahochmolekulares Polyethylen)-Klötzen bzw. -Leisten und gedichtet mit Gummiprofilen. Neben dem durch die DIN 19704-1/5.1 vorgegebenen zehnprozentigen Aufschlag für Beschichtungen, Wasser, Verschmutzung und anhaftendes Eis ist aufgrund der Auftraggebererfahrungen mit einer Eisauflast von 15 % auf die Eigenlast zu rechnen. Eine Dichtflächenheizung ist vorzusehen, da das Schütz auch in einer beginnenden Frostperiode bewegt werden muss. Eine Eiskraft ist dagegen nicht zu berücksichtigen, weil in dem betreffenden Zeitraum der Betrieb ausgesetzt wird. In der unteren Endlage ist eine **Flachdichtung** zu montieren.

Über zwei Trapezgewindespindeln in steigender Ausführung wird das Heben und Senken des Schützes veranlasst. Das Antriebssystem ist selbsthemmend auszuführen und bei zweiseitig angetriebenem Verschlusskörper auf einseitiges Halten zu bewerten. Die Verbindungsglieder sind auf Knicken zu berechnen. Es sind geschlossene Getriebe auch in den Endstufen einzusetzen. Die Spindeln und drehenden Wellen sind in ganzer Länge durch geeignete Maßnahmen gegen äußere Einwirkungen zu schützen. Die Bewegung erfolgt elektromechanisch, angesteuert vor Ort und von einer zentralen Warte über Datenfernübertragung z. B. per GSM und Profi-Bus. Nothandbetrieb muss zusätzlich gewährleistet sein."

### 2.1.3 Berechnung der resultierenden Einwirkung auf die Maschinenkonstruktion in einem Beispiel

In der unter 2.1.1 aufgeführten, mit der DIN 19704-1/5 möglichst übereinstimmenden Reihenfolge von charakteristischen Einwirkungen auf den Verschlusskörper sind die für die Antriebs- und Getriebeauslegung erforderlichen Gesamtkräfte des unter 2.1.2 ausgeschriebenen Schützenwehres zu berechnen. Die Parameter wurden nach Gesprächen mit Stahlwasserbau-Experten und in Anlehnung an vorhandene Anlagen wirklichkeitsnah gewählt. Die Ermittlung soll möglichst gründlich erfolgen. Alle zu erwartenden Einwirkungen sollen betrachtet und bewertet werden. Ziel ist, für diesen einen Fall Antriebstechnik

optimal auszulegen. Begonnen werden soll die „beispielhafte Rechnung“ mit der Eigenlast.

### 2.1.3.1 Eigenlast

Die Eigenlast der Stautafel ergibt sich aus:

$$F_T = L_T \cdot H_T \cdot B_T \cdot \rho \cdot g$$
$$= 4\ m \cdot 3\ m \cdot 0{,}012\ m \cdot 7{,}85\ kg/m^3 \cdot 9{,}81\ m/s^2$$
$$F_T = 11\ kN$$

mit
$F_T$ = Eigenlast der Tafel
$L_T$ = Tafellänge
$H_T$ = Tafelhöhe
$B_T$ = Tafelbreite
$\rho$ = Dichte Stahl
$g$ = Erdbeschleunigung

Auf gleiche Weise, mit entsprechender Dichte, sind die Montageelemente des Verschlusskörpers zu berechnen und zu addieren:

| | |
|---|---|
| Steifen horizontal: | 5,0 kN |
| Steifen vertikal: | 3,5 kN |
| Anschlagaugen, Aussteifungen, Schweißnähte: | 1,5 kN |
| Gleitleisten (PE), Dichtleisten (Gummi): | 0,5 kN |
| 2 Spindeln: | 0,5 kN |

Da die endgültige Spindelauswahl noch nicht getroffen werden konnte, wird vorab das Gewicht einer vergleichbaren Ausführung angesetzt, was später eventuell zu korrigieren ist. Alternativ zum Spindelgewicht könnte hier das Gewicht von 2 Triebstöcken eingesetzt werden.

In Tiefschützen werden vorwiegend Spindeln verwendet – schon weil sich eine runde Deckendurchführung gut abdichten lässt. Aufgrund der benötigten Länge kann das zu ziehende und zu haltende Spindel- bzw. -verlängerungsgewicht ein Vielfaches des Schützgewichts betragen.

$F_E = 22\ kN$
$F_E$ = Eigenlast des Schützes

Laut DIN 19704-1/5.1 ist ein Zuschlag von 10 % zu berechnen. Somit ergibt sich für den Eigenlastanteil an der Gesamtöffnungskraft:

$F_E = 24\ kN$

### 2.1.3.2 Hydrostatische Kraft

Die hydrostatische Kraft berechnet sich bei höchstem Wasserstand an der Schütztafelober-

kante H = 3 m zu:

$$F_H = L \cdot H \cdot H/2 \cdot \rho_{Was} \cdot g$$
$$= 4\ m \cdot 3\ m \cdot 1{,}5\ m \cdot 1 \cdot 10^3\ kg/m^3 \cdot 9{,}81\ m/s^2$$
$$F_H = 180\ kN$$

mit
$F_H$ = hydrostatische Kraft
L = Länge Schütz
H = Höhe Wasser
$\rho_{Was}$ = Dichte Wasser
g = Erdbeschleunigung

Bei niedrigeren Wasserständen verringert sich $F_H$ entsprechend. Eine Einflussnahme des laut Ausschreibung bei HHW bis 20 cm hohen Wasserstandes auf dem Schütz durch den Überfall bleibt wegen des äußerst seltenen Auftretens unberücksichtigt. Andererseits wird auch eine unterwasserseitige rechnerische Entlastung ausgeschlossen. $F_H$ greift in dem Fall bei 1/3 der Schützhöhe als horizontale Linienlast an (2.1.1.2).

### 2.1.3.3 Reibungskräfte aus hydrostatischer Kraft

#### 2.1.3.3.1 Reibungskraft der Auflageleisten aus hydrostatischer Kraft

Für die Paarung: Nichtrostender Stahl/Polyethylen (PE-UHMW) gilt laut DIN 19704-1/Tab.3 für das Verhältnis Haftreibungs- zu Gleitreibungszahl $\mu_0/\mu = 1{,}2$. Für $\mu$ wird in dem Fall $\mu_{max} = 0{,}2$ eingesetzt. In dieser Paarung übernehmen die Auflagegleitleisten aus PE-UHMW gleichzeitig die Dichtfunktion. Ein zusätzlicher Ansatz für die Dichtreibung kann entfallen. Somit gilt im einfachen Fall:

$$F_{ALH} = \mu_0/\mu \cdot FH$$
$$= 0{,}2 \cdot 1{,}2 \cdot 180\ kN$$
$$F_{ALH} = 43{,}2\ kN$$

mit
$F_{ALH}$ = hydrostatische Auflagereibkraft
$\mu_0$ = Haftreibung
$\mu$ = Gleitreibung
$F_H$ = hydrostatische Kraft

Da unser Planer aber auf Nummer sicher geht und neben das rechteckige Polyethylen-Profil eine 3 mm vorstehende Gummi-Leiste mit Notenprofil [3] mit wesentlich schlechterem Reibwert ($\mu = 1{,}0$), aber besseren Dichtungsqualitäten platziert, werden die Bauteile Führungsschiene und Dichtung bezüglich der hydrostatischen Auflagereibkraft separat betrachtet (**Bild 2.036**).

Der Anteil der Dichtungsreibung ist über die Dichtungsvorspannung ermittelbar. Die Werte für die verschiedenen Dichtwerkstoffe und Formen teilt der Dichtungslieferant zum Beispiel in einem Verformungs-Kraft-Diagramm seines Dichtkatalogs mit. Der Wasserdruck führt soweit zum Einfedern der Dichtung, bis die Gleitleisten Kontakt bekommen. In unserem

Beispiel sind das 3 mm. Um die gewählte Dichtung um 3 mm zu verformen, werden laut Angabe eines Herstellers 950 N je Meter benötigt.

$$\begin{aligned} F_{DV} &= F_{DV/L} \cdot L_D \\ &= 950\ \text{N/m} \cdot 6\ \text{m} \\ F_{DV} &= 5{,}7\ \text{kN} \end{aligned}$$

mit
$F_{DV}$ = Dichtungsvorspannkraft
$F_{DV/L}$ = Dichtungsvorspannung
$L_D$ = $2 \cdot H$ = Dichtungslänge im Wasser

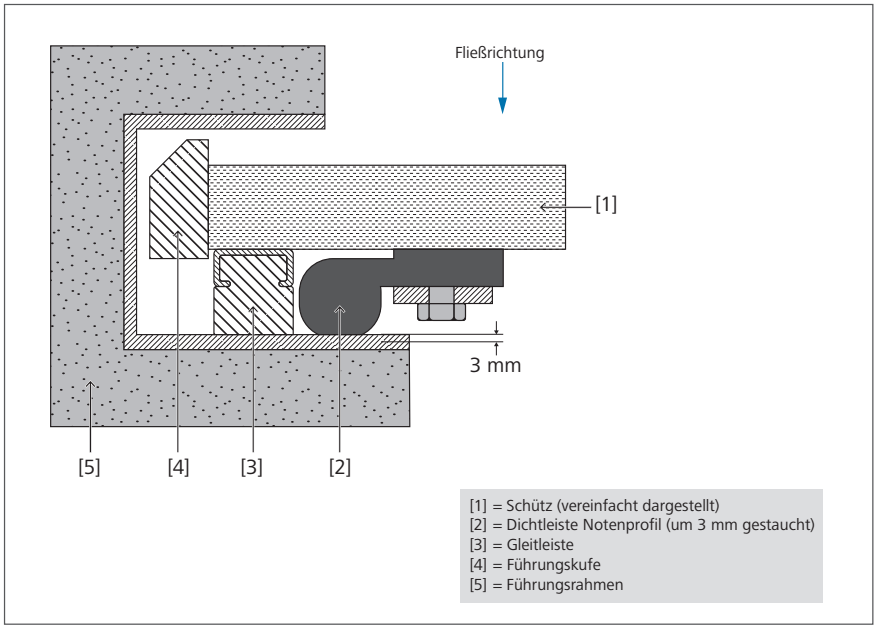



**Bild 2.036:** Gleit-, Dicht- und Führungsleiste am Gleitschütz (Prinzipdarstellung)

Der durch die Dichtungseinfederung aufgenommene Anteil der hydrostatischen Last geht mit dem hohen Reibwert von Gummi in die Berechnung ein. Die Gleitleiste muss diesen Anteil nicht mehr mit auf das Bauwerk übertragen. Wird der geringe Betrag in der Praxis nicht abgezogen, erhöht sich die Sicherheit.

$$\begin{aligned} F_{ALH} &= F_{ALH/Gleitleiste} + F_{ALH/Dichtung} \\ &= \mu \cdot \mu_0/\mu \cdot (F_H - F_{DV}) + \mu \cdot F_{DV} \\ &= 0{,}2 \cdot 1{,}2 \cdot (180\ \text{kN} - 5{,}7\ \text{kN}) + 1{,}0 \cdot 5{,}7\ \text{kN} \\ F_{ALH} &= 48\ \text{kN} \end{aligned}$$

mit
$F_{ALH}$ = hydrostatische Auflagereibkraft
$\mu_0$ = Haftreibung
$\mu$ = Gleitreibung
$F_H$ = hydrostatische Kraft

#### 2.1.3.3.2 Reibungskraft der Führungskufen aus hydrostatischer Kraft

Die Reibungskraft der seitlich angeordneten Führungen wurde in Anlehnung an DIN 19704-1/10.18 mit dem Auftraggeber auf 5 % von $F_{ALH}$ abgestimmt:

$$F_{FKH} = 0{,}05 \cdot F_{ALH}$$
$$= 0{,}05 \cdot 48\ kN$$
$$F_{FKH} = 2{,}4\ kN$$

mit
$F_{FKH}$ = hydrostatische Führungskufenreibkraft
$F_{ALH}$ = hydrostatische Auflagereibkraft

### 2.1.3.4 Auftrieb

#### 2.1.3.4.1 Hydrostatischer Auftrieb

Der hydrostatische Auftrieb beträgt (s. Bild 2.020 „Auftrieb am Schütz“ a)):

$$F_{AH} = L \cdot B_T \cdot H \cdot \rho_{Was} \cdot g$$
$$= 4\ m \cdot 0{,}012\ m \cdot 3\ m \cdot 1 \cdot 10^3\ kg/m^3 \cdot 9{,}81\ m/s^2$$
$$F_{AH} = 1,\ 4\ kN$$

mit
$F_{AH}$ = hydrostatischer Auftrieb
$L$ = Länge Schütz
$H$ = Wasserhöhe
$B_T$ = Tafelbreite, Blechdicke
$\rho_{Was}$ = Dichte Wasser
$g$ = Erdbeschleunigung

#### 2.1.3.4.2 Auftrieb durch Wasserverdrängung

Der Auftrieb durch Wasserverdrängung $F_{AWV}$ ergibt sich aus dem Volumen der eingetauchten Tafel und Riegel. Mit der Annahme, dass beide Volumen etwa gleich groß sind, ergeben sich mit

$$F_{AWV} = 2 \cdot L \cdot B_T \cdot H \cdot \rho_{Was} \cdot g$$
$$= 2 \cdot 4\ m \cdot 0{,}012\ m \cdot 3\ m \cdot 1 \cdot 10^3\ kg/m^3 \cdot 9{,}81\ m/s^2$$
$$F_{AWV} = 2{,}8\ kN$$

mit
$F_{AWV}$ = Auftrieb aus Wasserverdrängung
L = Länge Schütz
H = Höhe Wasser
$B_T$ = Tafelbreite
$\rho_{WAS}$ = Dichte Wasser
g = Erdbeschleunigung

Insgesamt ist der Auftrieb vergleichsweise gering, was Stahlwasserbauer anstreben, um problemlos schließen zu können. Oft wird er gegen die zu transportierende Wasserlast aufgerechnet oder gar nicht ermittelt und lediglich als Begünstigung für den Hebevorgang betrachtet. Wir ordnen beide Auftriebsarten den betreffenden Verschlusskörperpositionen zu.

### 2.1.3.5 Zu hebende Wasserlast

Für den unteren nach oben offenen U-Träger soll eine Wasserlast berechnet werden. Es ergibt sich mit:

Riegelhöhe $H_R = 0{,}08$ m und
Riegelbreite $B_R = 0{,}20$ m

$$F_{WL} = L \cdot H_R \cdot B_R \cdot \rho_{Was} \cdot g$$
$$= 4\ m \cdot 0{,}08\ m \cdot 0{,}2\ m \cdot 1 \cdot 10^3\ kg/m^3 \cdot 9{,}81\ m/s^2$$
$$F_{WL} = 0{,}6\ kN$$

mit
$F_{WL}$ = Wasserlast
L = Länge Schütz
$H_R$ = Riegelhöhe
$B_R$ = Riegelbreite
$\rho_{WAS}$ = Dichte Wasser
g = Erdbeschleunigung

Da die Wasserlast mit 0,6 kN deutlich unter dem zehnprozentigen Zuschlag auf die Eigenlast nach (DIN 19704-1/5.1) liegt, wird sie im Allgemeinen vernachlässigt.

### 2.1.3.6 Eisauflast

Eine Eispanzerung kann aus Erfahrung und nach Einschätzung des Auftraggebers – unabhängig von dem 10 %-Zuschlag nach DIN 19704-1/5.1 - 15 % der Eigenlast betragen.

$$F_{EL} = F_E \cdot 0{,}15$$
$$= 24\ kN \cdot 0{,}15$$
$$F_{EL} = 3{,}6\ kN$$

mit

$F_{EL}$ = Eisauflast
$F_E$ = Eigenlast

Andernfalls kann nach (2.1.1.6) mit ermittelten Größen gerechnet werden.

$$F_{EL} = L_{Eis} \cdot H_{Eis} \cdot B_{Eis} \cdot \rho_{Eis} \cdot g$$

mit
$F_{EL}$ = Eislast
$L_{Eis}$ = Eislänge
$H_{Eis}$ = Eishöhe
$B_{Eis}$ = Eisbreite
$\rho_{Eis}$ = Dichte Eis
$g$ = Erdbeschleunigung

### 2.1.3.7 Eiskraft

Eisdruck kann nach DIN 19704-1/5.2.5 als horizontal wirkende Flächenlast in Binnengebieten mit $p_{Eis}$ = 150 kN/m² berücksichtigt werden. Die Mindesteisdicke ist mit $h_{Eis}$ = 0,3 m anzunehmen. Die Eiskraft folgt mit:

$$\begin{aligned} F_{ED} &= L_{Eis} \cdot h_{Eis} \cdot p_{Eis} \\ &= 4\ m \cdot 0{,}3\ m \cdot 150\ kN/m^2 \\ F_{ED} &= 180\ kN \end{aligned}$$

mit
$F_{ED}$ = Eiskraft
$L_{Eis}$ = Eislänge
$h_{Eis}$ = Eishöhe
$p_{Eis}$ = Eisdruck

#### 2.1.3.7.1 Reibungskraft der Auflageleisten aus Eiskraft

$$\begin{aligned} F_{ALED} &= F_{ALED/Gleitleiste} + F_{ALED/Dichtung} \\ &= \mu \cdot \mu_0/\mu \cdot (F_{ED} - F_{DV}) + \mu \cdot F_{DV} \\ &= 0{,}2 \cdot 1{,}2 \cdot (180\ kN - 5{,}7\ kN) + 1{,}0 \cdot 5{,}7\ kN \\ F_{ALED} &= 48\ kN \end{aligned}$$

mit
$F_{ALED}$ = Auflagereibkraft aus Eisdruck
$\mu_0$ = Haftreibung
$\mu$ = Gleitreibung
$F_{ED}$ = Eiskraft
$F_{DV}$ = Dichtungsvorspannkraft

#### 2.1.3.7.2 Reibungskraft der Führungskufen aus Eiskraft

$F_{FKED} = x \cdot F_{ALED}$
$= 0{,}05 \cdot 48\ kN$
$F_{FKED} = 2{,}4\ kN$

mit
$F_{FKED}$ = Führungskufenreibkraft aus Eiskraft
$F_{ALED}$ = Auflagereibkraft

Die Eiskraft spielt in unserem Beispiel keine Rolle, da der Verschlusskörper zwar noch bei Frost und mit Eisauflast, nicht aber bei durchgehend gefrorener Wasseroberfläche verfahren wird (**Bild 2.037**). Die Stabilität von Rahmen und Verschlusskörper haben wir nicht zu kontrollieren.

### 2.1.3.8 Sog

Wird von einem mit mittlerer Strömungsgeschwindigkeit fließenden Gewässer ausgegangen, kann zur Berechnung des Sogs bei 3 m Schütz- bzw. Wasserhöhe unmittelbar nach der Schützöffnung ein Unterdruck von 300 mbar = 30 kN/m² angenommen werden. Der Wert ist nachvollziehbar, da bekanntlich bei 1000 mbar ein Vakuum besteht. Für langsamer

**Bild 2.037:** Außer Betrieb!

oder schneller fließende Gewässer können entsprechende Faktoren eingeführt werden. Für diese durch die DIN nicht genannte, aber vielfach erfolgreich angewandte Lösung wurde entschieden, weil praxistaugliche Berechnungsmöglichkeiten nicht vorliegen. Die volle Riegelbreite, die zum höchsten Ergebnis führt, wurde aufgrund der unter (2.1.1.8) genannten Unsicherheiten eingesetzt.

$$\begin{aligned} F_{Sog} &\approx L \cdot B_R \cdot p_{Sog} \\ &\approx L \cdot B_R \cdot H \cdot \rho_{Was} \cdot g \\ &\approx 4\ m \cdot 0{,}2\ m \cdot 3\ m \cdot 1 \cdot 10^3\ kg/m^3 \cdot 9{,}81\ m/s^2 \\ F_{Sog} &\approx 24\ kN \end{aligned}$$

mit

$F_{Sog}$ = Sogkraft
$L$ = Länge Schütz
$B_R$ = Riegelbreite
$H$ = Wasserhöhe
$p_{Sog}$ = Sog (Unterdruck)
$\rho_{Was}$ = Dichte Wasser
$g$ = Erdbeschleunigung

Im Verschlusszustand ist kein Sog vorhanden.

### 2.1.3.9 Windkraft

Zur Berechnung der Windlast oder -kraft ist laut DIN 19704-1/5.2.12 bei Windangriff über Geländeniveau $c_f = 1{,}3$ anzusetzen, für windgeschützte Lagen, etwa in Schleusen, ist $c_f = 0{,}5$. Vom Auftraggeber ist der Staudruck q entsprechend der maßgebenden Windzone (DIN 1055-4) vorzugeben. Für unser Vorhaben werden 0,5 kN/m² genannt.

Die Projektionsfläche $A = 4\ m \cdot 3\ m = 12\ m^2$.

$$\begin{aligned} F_W &= c_f \cdot q \cdot A \\ &= 1{,}3 \cdot 0{,}5\ kN/m^2 \cdot 12\ m^2 \\ F_W &= 8\ kN \end{aligned}$$

mit

$F_W$ = Windkraft
$c_f$ = aerodynamischer Kraftbeiwert
$q$ = Staudruck
$A$ = Projektionsfläche

#### 2.1.3.9.1 Reibungskraft der Auflageleisten aus Windkraft

Damit errechnet sich die Auflagereibkraft für Wind entsprechend der Auflagereibkraft aus der hydrostatischen Kraft zu:

$$F_{ALW} = F_{ALW/Gleitleiste} + F_{ALW/Dichtung}$$

$$= \mu \cdot \mu_0/\mu \cdot (F_W - F_{DV}) + \mu \cdot F_{DV}$$
$$= 0{,}2 \cdot 1{,}2 \cdot (8\ kN - 5{,}7\ kN) + 1{,}0 \cdot 5{,}7\ kN$$
$$F_{ALW} = 6{,}2\ kN$$

mit
$F_{ALW}$ = Auflagereibkraft aus Wind
$\mu_0$ = Haftreibung
$\mu$ = Gleitreibung
$F_W$ = Windkraft
$F_{DV}$ = Dichtungsvorspannkraft

#### 2.1.3.9.2 Reibungskraft der Führungskufen aus Windkraft

Die Führungskufenreibkraft für Wind, das heißt 5 % von $F_{ALW}$, beträgt:

$$F_{FKW} = 0{,}05 \cdot F_{ALW}$$
$$= 0{,}05 \cdot 6{,}2\ kN$$
$$F_{FKW} = 0{,}3\ kN$$

mit
$F_{FKW}$ = Führungskufenreibkraft aus Wind
$F_{ALW}$ = Auflagereibkraft aus Wind

#### 2.1.3.10 Anpresskraft Sohldichtung

Der Schließdruck entlang der Sohldichtung muss nach DIN 19704-1/7.6.3 mindestens $p_{SD}$ = 5 kN/m betragen. Die auf die Sohldichtung aufzubringende Anpresskraft beträgt:

$$F_{AS} = L \cdot p_{SD}$$
$$= 4\ m \cdot 5\ kN/m$$
$$F_{AS} = 20\ kN$$

mit
$F_{AS}$ = Anpresskraft Sohldichtung
L = Schützlänge
$p_{SD}$ = Schließdruck Sohldichtung

#### 2.1.3.11 Resultierende Kraft

Um bei der Ermittlung der resultierenden Einwirkungen nicht den Überblick zu verlieren, empfiehlt sich die Einzelkräfte in Tabellenform zu schreiben (**Tabelle 2.01**).

Zur Auslegung der Antriebstechnik ist es erforderlich, für die Öffnungs- wie die Schließrichtung die Positionen maximaler sowie minimaler Belastung herauszufinden und zum Beispiel mit Hilfe von Diagrammen zu Durchschnittswerten für die Langzeitnutzung zu gelangen. Auftraggeber und Planer einigen sich auf die in **Bild 2.038** gezeigte Bewertung.

***Zu beachten ist trotz aller Gemeinsamkeiten mit vergleichbaren Anlagen***

***natürlich immer, dass es sich dabei um eine Einzelfalluntersuchung handelt.***

Öffnungs- und Schließkräfte werden durch Zusammenfassung der in den jeweiligen Lastpositionen auftretenden Einzelkräfte berechnet.

### Öffnungskraft

Die Eigenlast beinhaltet einen Zuschlag von 10 % (DIN 19704-1/5.1). Zusätzlich wird die vom Auftraggeber geforderte Eisauflast von 15 % berechnet.

**Tab. 2.01:** Einwirkungen auf den Verschlusskörper

| Pos. | Einwirkungen | Kraft in kN bei HHW 3,0 m | Richtung der Einwirkungen bei heben | Richtung der Einwirkungen bei senken |
|---|---|---|---|---|
| 1 | Eigenlast | 22,0 | ↓ | ↓ |
| 2 | Hydrostatische Kraft | | | |
| 3 | Reibungskräfte aus hydrostat. Kraft | | | |
| 3.1 | Reibungskraft der Auflageleisten | 48,0 | ↓ | ↑ |
| 3.2 | Reibungskraft der Führungskufen | 2,4 | ↓ | ↑ |
| 4 | Auftrieb | | | |
| 4.1 | Hydrostat. Auftrieb | 1,4 | ↑ | ↑ |
| 4.2 | Auftrieb durch Wasserverdrängung | 2,8 | ↑ | ↑ |
| 5 | Zu hebende Wasserlast | 0,6 | ↓ | ↓ |
| 6 | Eisauflast | 3,6 | ↓ | ↓ |
| 7 | Eiskraft | n.b. | | |
| 7.1 | Reibungskraft der Auflageleisten | | ↓ | ↑ |
| 7.2 | Reibungskraft der Führungskufen | | ↓ | ↑ |
| 8 | Sog | 24,0 | ↓ | ↓ |
| 9 | Windkraft | | | |
| 9.1 | Reibungskraft der Auflageleisten | 6,2 | ↓ | ↑ |
| 9.2 | Reibungskraft der Führungskufen | 0,3 | ↓ | ↑ |
| 10 | Anpresskraft auf die Sohldichtung | 20,0 | | ↑ |

n.b. = nicht berücksichtigt

*a) geschlossen*

$$F_{Ö} = 1 + 3.1 + 3.2 - 4.1 + 6$$
$$= 24{,}0\ kN + 48{,}0\ kN + 2{,}4\ kN - 1{,}4\ kN + 3{,}6\ kN$$
$$F_{Ö} = 76{,}0\ kN$$

*b) leicht geöffnet*

$$F_{Ö} = 1 + 3.1 + 3.2 - 4.2 + 6 + 8$$
$$= 24{,}0\ kN + 48{,}0\ kN + 2{,}4\ kN - 2{,}8\ kN + 3{,}6\ kN + 24{,}0\ kN$$
$$F_{Ö} = 100{,}0\ kN$$

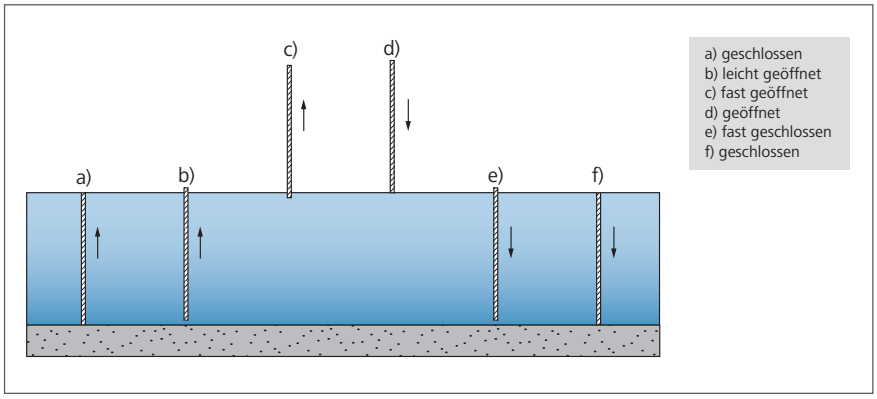



**Bild 2.038:** Zu betrachtende Verschlusskörperpositionen

Wider Erwarten zeigt der Fall b) das größere Ergebnis. Der Sog wirkt unmittelbar nach dem Öffnen mit voller Kraft, die bald abfällt (**Bild 2.039**). Auch geht die Reibung zurück und der, wenn auch geringe, Auftrieb aus Wasserverdrängung tritt in Erscheinung [4].

Der Fall b) ließe sich eigentlich wegdiskutieren und wird wegen genannter Unsicherheiten zumeist auch gar nicht betrachtet. Bestätigen lassen sich diese Aussagen bisher annähernd genau nur über Modellversuche. Aber das Ergebnis soll gewählt werden, weil einerseits die Problematik des mit langen Standzeiten verbundenen erhöhten Losbrechmoments im Fall a) ohnehin bekannt ist und oft zu vagen Zuschlägen Anlass gibt. Und weil es andererseits in der Position b) tatsächlich hin und wieder zu überraschendem drehmomentabhängigen Abschalten kommt.

Da das Schütz zweifach aufgehängt wird, ist die ermittelte Kraft zu halbieren, um die Verbindungsglied-Belastung zu erhalten.

$$F_{ÖVG} = \frac{F_Ö}{2}$$

$$= \frac{100\,kN}{2}$$

$$F_{ÖVG} = 50{,}0\,kN$$

mit
$V_G$ = Verbindungsglied
$F_{ÖVG}$ = Öffnungskraft pro Verbindungsglied

*c) fast voll geöffnet*

$F_Ö$ = 1 + 5 + 6 + 9.1 + 9.2
= 24,0 kN + 0,6 kN + 3,6 kN + 6,2 kN + 0,3 kN
$F_Ö$ = 35,0 kN

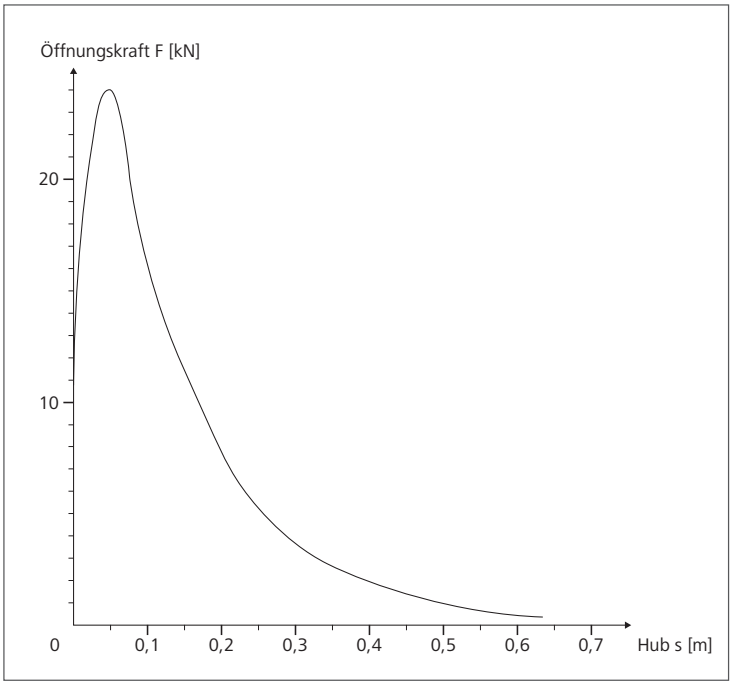



**Bild 2.039:** Einfluss des Sogs an einem Schützenwehr

Jetzt wirken wesentlich nur noch Eigenlast und Auflasten. Die stärker auftretende Reibung aus Windkraft ist gegenüber der zuvor aus Wasserkraft wirkenden gering.

**Schließkraft**

Für die Eigenlast entfallen – da nicht immer vorhanden – die jetzt hilfreichen Zuschläge für Bewuchs, Wasser und Eis.

*d) geöffnet*

Der Wind nimmt Einfluss. Es fehlen aber die höheren hydrostatischen Reibkräfte.

$F_S$ = -1 + 9.1 + 9.2
= -22,0 kN + 6,2 kN + 0,3 kN
$F_S$ = -15,0 kN

*e) fast geschlossen*

Unmittelbar vor dem Schließen erreicht der Sog wieder sein Maximum.

$F_S$ = -1 + 3.1 + 3.2 + 4.2 - 8
= -22,0 kN + 48,0 kN + 2,4 kN + 2,8 kN - 24,0 kN
$F_S$ = +8 kN

*f) geschlossen*

Die Flachdichtung hat aufgesetzt. Somit entfällt der Sog. Der Auftrieb aus Wasserverdrängung wird wieder durch den geringeren hydrostatischen Auftrieb ersetzt. Die Reibung aus hydrostatischer Kraft ist noch voll wirksam. Dazu muss auch die Anpresskraft Sohldichtung $F_{AS}$ = 20 kN berücksichtigt werden.

$$\begin{aligned} F_S &= -1 + 3.1 + 3.2 + 4.2 + 10 \\ &= -22{,}0\ \text{kN} + 48{,}0\ \text{kN} + 2{,}4\ \text{kN} + 1{,}4\ \text{kN} + 20\ \text{kN} \\ F_S &= +50\ \text{kN} \end{aligned}$$

Um sicheres Schließen zu gewährleisten, muss die Antriebs-Getriebe-Einheit mindestens 50 kN Druckkraft leisten.

Analog zur Öffnungskraft folgt für die Schließkraft je Verbindungsglied:

$$F_{SVG} = 25\ \text{kN}$$

mit
$F_{SVG}$ = Schließkraft pro Verbindungsglied

Nun ist die Schließkraft deutlich kleiner als die Öffnungskraft. Deshalb wird mit der Öffnungskraft das benötigte Getriebe ermittelt. Es gibt aber durchaus Fälle, in denen die erforderliche Schließkraft größer als die Öffnungskraft ist und die Auswahl danach erfolgt.

### 2.1.3.12 Einschätzung

Der Titel dieses Abschnitts spricht von der Berechnung der resultierenden Einwirkung auf die Maschinenkonstruktion in einem Beispiel. Einem Beispiel von ungezählten anderen. Die Rahmenbedingungen sind zwangsläufig von einem Objekt zum nächsten unterschiedlich wie auch schon die Wichtungen der Einflüsse auf den Verschlusskörper durch Bauherrn und Planer. Die Ermittlung sollte möglichst gründlich erfolgen, d.h. alle zu erwartenden charakteristischen Einwirkungen sollten betrachtet, bewertet und entsprechend kombiniert werden (DIN 19 704-1/Tab.5). Dabei zeigte sich, dass die Problematik dermaßen vielfältig und ohne Modellaufbauten sowie weitergehende Untersuchungen mit Hilfe computergestützter Messungen und Berechnungen nicht endgültig zu lösen ist. Die so erreichbare Genauigkeit würde aber den Aufwand keinesfalls rechtfertigen. Heute sollte zwar aus vielerlei Gründen sparsam an die Dinge herangetreten werden. Auch wenn es manchmal nur darum geht, den Auftrag zu erhalten. Andererseits darf auch nicht in das andere Extrem verfallen werden. Mit jetzigen Möglichkeiten kann man eben – bei entsprechendem Aufwand – sehr genau rechnen, Anlagen optimal, sehr schlank auslegen. Doch wem nützt es, wenn eine solche Anlage bereits nach 10 oder 15 Jahren „aussteigt"? Dem knappen Rechnen stehen immer auch Praxiserfahrungen wie folgt gegenüber:

- In einer Anlage wird es immer Verkantungen geben,
- Temperaturunterschiede von 0 °C und weniger auf der Wasserseite des Verschlusskörpers und gleichzeitig 30 °C auf der trockenen Sonnenseite führen ebenso zu

Verspannungen wie durchgeführte Schweißarbeiten,
- Zwei Spindeln laufen fast nie hundertprozentig parallel. Das entkräftet auch nicht der Einwand, die Spindelaufhängung nicht anzuschweißen, sondern durch Langlöcher anzuschrauben, um nach Montage noch justieren zu können.

Deshalb gilt die Devise:

***Rechnen so genau wie nötig.***

In Kenntnis dieser Dinge wurde bei der Rechnung weitgehend entsprechend DIN 19704-1/8.1 für den höchstmöglichen Belastungsfall und damit zugunsten der Sicherheit entschieden.

Um den rechnerischen Aufwand einschränken zu können, arbeiten viele Anwender aufgrund ihrer Erfahrungen mit gleichwertigen Zuschlägen. Dagegen gab es in früheren Zeiten eine Faustformel, die zwar immer zum Erfolg führte,

***Benötigte Antriebskraft ist Eigenlast plus Reibung mal zwei,***

als Ergebnis aber überdimensionierte Anlagen produzierte, da das eine das andere nach sich zog: große Kraft, großes Moment, große Spindel, großes Getriebe, große Welle, großer Antrieb, „großer" Strom.

***Ein immer gleich verwendbares „Strickmuster" zur Antriebskraftermittlung wurde unter 2.1.1 vorgestellt. Aber stets ist die Bewertung der wirksamen Komponenten in Verbindung mit den Anforderungen an die Anlage erforderlich. Die Ergebnisse sind in aller Regel Unikate, und schon Kleinserien sind sehr selten.***

Das in diesem Rechenbeispiel gewählte Wehr mag ein Grenzfall sein. Eigentlich ist es ja ein Hochwasserverschluss, der fast nur unterschlächtig betrieben wird; auf den geringen Überfall bei HHW wurde in den Rechnungen verzichtet. Es bietet aber die Möglichkeit, überschaubar alle wesentlichen Einwirkungen auf einen Verschlusskörper zu zeigen und zu berechnen. Sollte unter- und oberschlächtig gefahren werden, wäre mindestens ein Doppelschütz angebracht. Doch dazu später mehr.

Nach dem Schützenwehr soll kein weiterer Verschlusskörpertyp berechnet werden, weil sich daraus prinzipiell keine neuen Erkenntnisse ergäben. Es bestehen aber quantitative Abweichungen bei den Einwirkungen. So ist
- K die komplette Verbindungsgliederlast bei Tiefschützen immer zu berücksichtigen. Windlast dagegen nicht.
- die Eiskraft bei Schützen zumeist vernachlässigbar. Nicht aber bei Klappen.

Die in dieser Beispielrechnung gezeigte Vorgehensweise ändert sich jedoch nicht.

## 2.1.4 Auslegung von Spindelantrieben

Anhand der für die Betätigung des Schützes unterschiedlichen Kräfte bzw. Momente ist jetzt die benötigte Antriebstechnik auszulegen. Die Berechnung wird durch sachdienliche

Erläuterungen vorbereitet und danach ausgeführt.

### 2.1.4.1 Elektrische Stellantriebe

Hersteller von Antrieben bieten eine Reihe von Baugrößen mit kleinen bis großen Drehmomenten. Äußerlich fällt die unterschiedliche Größe auf, die natürlich bedingt ist durch die Abmessungen der erforderlichen Getriebe, Federpakete und Motoren. Momente sind innerhalb eines Bereichs frei einstellbar. Drehmomentbereiche überlappen einander, so dass jeweils auf ausreichende Reserve zugegriffen werden kann.

***Bei AUMA umfassen die Stellantriebe elf Baugrößen von SA07 bis SA48, das entspricht einem Drehmomentbereich von 10 Nm bis 32.000 Nm. Für den speziellen Verwendungszweck Stahlwasserbau hat AUMA Auswahl- bzw. Zuordnungstabellen erstellt.***

SA07.2 steht für:
SA = Stellantrieb in der Betriebsart S2
07 = Flanschgröße F 07 nach DIN ISO 5210
und zugleich Baugröße
2 = 2. Generation

Neben dem erreichbaren Drehmoment ist ein weiteres wichtiges Kriterium bei der Auswahl eines Antriebs dessen Lebensdauer [1]. Grundlage für die Lebensdauerermittlung, das heißt für die Festlegung der möglichen Hohlwellen- oder Abgangsumdrehungen ist die Lebensdauerformel für Wälzlager nach DIN ISO 281:

$$L = (C/P)^p$$

Der Quotient C/P wird als **dynamische Tragsicherheit** bezeichnet.

mit
L = Lebensdauerfaktor
C entspricht Laufmoment laut Tabelle
P entspricht berechnetem Laufmoment
Exponent p = 3 für Kugellager bzw. Getriebe

***Eine Aussage dieser Gleichung ist, dass durch Reduzierung des Laufmoments die Anzahl der Abtriebswellenumdrehungen des Antriebs gesteigert werden kann. Da mit der dritten Potenz zu rechnen ist, ergibt zum Beispiel das Herabsetzen des zulässigen Laufmoments um die Hälfte die 8-fache Anzahl von Antriebswellenumdrehungen. Das Ergebnis ist die nominelle Lebensdauer.***

Allerdings ist ein Antrieb ein sehr komplexes Gebilde und ein Lager nur ein Teil davon. Es sind daneben noch andere Faktoren zu berücksichtigen. Das wird besonders bei den größeren Ausführungen deutlich. Da geht es nicht ohne experimentelle Unterstützung. Ergebnis diesbezüglicher Berechnungen und Versuche war letztlich die Zuordnung von Laufmomenten an erreichbare Abtriebswellenumdrehungen.

### 2.1.4.2 Selbsthemmung und Selbstbremsung

Von Selbsthemmung (statisch) wird gesprochen, wenn sich die Stellung des Verschlusskörpers im Stillstand nicht durch äußere Krafteinwirkungen verändert. Ein Schieber oder Schütz darf sich durch seine Eigenlast nicht absenken. Die DIN 19 704 gibt zur Selbsthemmung keine Auskunft.

Der Vorteil des eingängigen Schneckengetriebes – in AUMA-Stellantrieben der Drehzahlen 4 1/min bis 90 1/min – liegt darin, dass ein solches Getriebe selbsthemmend ist. Mit einem Handrad oder Motor kann es an der Eingangswelle gedreht werden. Aber von der Ausgangsseite her nicht. Jedoch werden Schnecke und Schneckenrad auch in dem Fall belastet. Sind die einwirkenden Kräfte sehr groß, können Getriebe und Antrieb Schaden nehmen. Herstellerseitig heißt es dazu:

***„Eingängige Schneckengetriebe sind in Ruhe selbsthemmend. Aus der Bewegung und durch Erschütterungen kann die Selbsthemmung, besonders in dem Wirkungsgradbereich $\eta \approx 0{,}45$ bis 0,55, aufgehoben werden."***

Dabei haben kleinere Getriebe eine größere Selbsthemmung als große. Um sicher zu gehen, sollte der konkrete Fall mit dem Hersteller abgeklärt werden. Generell nicht selbsthemmend sind mehrgängige Getriebe, deren Wirkungsgrad $\eta > 0{,}55$. AUMA-Stellantriebe sind für die Drehzahlen 125 1/min und 180 1/min mit zweigängigen, also nicht selbsthemmenden Schneckengetrieben ausgestattet.

Da eingängige Spindeln bis zu ca. 10° Steigung selbsthemmend sind, können alle üblichen Spindelgewindesteigungen auch in Verbindung mit nichtselbsthemmenden Elementen eingesetzt werden.

Wird ein Verschlusskörper bewegt – auf oder zu –, so soll er nach Entfall der Antriebskraft im Allgemeinen zum Stillstand kommen. Man spricht von **Selbstbremsung** (dynamisch). Dazu muss das Bremsmoment des Antriebs oder der Antriebs-Getriebe-Kombination mindestens dem maximalen Abtriebsmoment entsprechen.

### 2.1.4.3 Eine Vorgehensweise zur Ermittlung der benötigten Kräfte und Drehmomente

Für Verschlüsse wie Wehre und Schleusentore wird grundsätzlich die gleiche elektrische Antriebstechnik wie für Armaturen, zum Beispiel Ventile und Schieber, eingesetzt. Deshalb soll erklärend vorangestellt werden, dass für den Armaturensektor konzipierte Antriebe ebenfalls die Aufgabe haben, Absperrorgane zu öffnen und zu schließen, aber zum Beispiel bei Schiebern nur in der Schließstellung die Höchstmomente bis zu $T_{max}$ für „auf" und „zu" aufbringen müssen (EN 15 714-2 Elektrische Antriebe für Industriearmaturen).

Für die Laufstrecke bis in die wegabhängig geschaltete Endlage „auf" und zurück ergeben sich im Allgemeinen deutlich niedrigere Momente. Sie betragen für Schieber um 20% bis 30% von $T_{max}$. In der Phase können sich die Antriebe gewissermaßen „erholen". Eine geläufige Bezeichnung für den Momentverlauf von Öffnen mit $\approx T_{max}$ über Bewegung

mit Leerlaufmoment bis in die Endlage „Auf“ und zurück bis zum Schließen mit ≈ $T_{max}$ ist **Badewannenkurve**.

Wehre zeigen andere Drehmomentverläufe. Über den gesamten Hub eines Wehres – man spricht von Freiziehen – muss mit einem Drehmoment entsprechend anstehendem Wasserdruck gefahren werden. Für das Betätigen in Auf- und Zurichtung ergibt sich für ein Schützenwehr idealisiert eine **V-Kurve**. Beim Heben geht das Moment zurück, beim Senken steigt es.

Eine Möglichkeit der Berechnung dieses Verlaufs ist folgende:

Im Lastenheft werden durch den Auftraggeber sich häufiger einstellende Wasserstände (DIN 4049, Teil 3) genannt (**Bild 2.040**). Dabei sind – für zum Beispiel Wehr oder Stauanlage – eine Reihe Stau-Bezeichnungen gebräuchlich. Die Höhenangaben entsprechen den Höhen über dem Meeresspiegel oder bei Speichern den Angaben im Werksnetz. Eine Ausschreibung gibt zum Beispiel das höchste bekannte Hochwasser HHW mit 3,00 m zuzüglich 0,20 m Überfall an. Absolut, auf den Meeresspiegel bezogen, sind das bei 50 m Sohlhöhe 53,20 m NHN – Normalhöhennull. Verschiedentlich wird auch der Durchfluss wie mittlere Durchflussmenge MQ [$m^3/s$] oder die Durchflussmenge bei hundertjährigem Hochwasser HQ100 [$m^3/s$] angegeben.

In zum Beispiel 5 cm- oder 10 cm-Schritten kann die hydrostatische Kraft bestimmt werden:

$$F_H = L \cdot H \cdot H/2 \cdot \rho_{Was} \cdot g$$

mit
$F_H$ = hydrostatische Kraft
L = Länge
H = Höhe Wasser
$\rho_{Was}$ = Dichte Wasser
g = Erdbeschleunigung 9,81 $m/s^2$
p = Wasserdruck

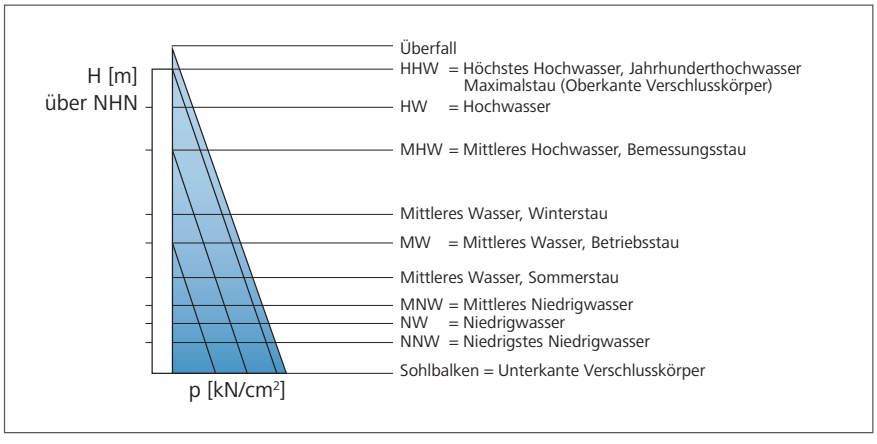



**Bild 2.040:** Wasserdruckdreiecke für wichtige Wasserstände

Die sich daraus berechnenden veränderlichen Einwirkungen können zusammen mit den ständigen (2.1.2) in eine Tabelle übertragen werden (**Tabelle 2.02**). Da die Ausschreibung als einzusetzenden Verschlusskörper ein Gleitschütz vorsieht, werden die Haft- und Gleitreibungsfaktoren in die Tabelle aufgenommen. Die Tabelle enthält eine Kraftreserve, weil immer das Verhältnis Haft- zu Gleitreibung – $\mu_0/\mu = 1{,}2$ – zugrunde liegt, obwohl vergleichsweise häufig nicht an-, sondern durchgefahren wird.

Für die jeweilige Verschlusskörperposition ergeben sich die resultierenden Kräfte mit:

$$F_{Ö} = F_S = \pm F_E \pm F_{ALH} \pm F_{FKH} \pm F_{AH} \pm F_{AWV} \pm F_{WL} \pm F_{EL} \pm F_{ALED} \pm F_{FKED} \pm F_{Sog} \pm F_{ALW} \pm F_{FKW} \pm F_{AS}$$

Daraus folgt die Kraftkennlinie für ein Schützenwehr, die zum Beispiel das Aussehen in **Bild 2.041** haben kann.

$F_{Ö1}$ ist die für das Anziehen eines Schützes bei 0 m und maximalem Wasserstand benötigte Öffnungskraft. Je nach Länge eines Stillstands und äußeren Umständen (**Bild 2.042**) kann sich die benötigte Öffnungskraft von $F_{Ö1}$ bis auf $F_{Ö2}$ vergrößern. In dem Bereich über der ursprünglich benötigten Kraft wird sie auch **Losbrechkraft** genannt. Sinngemäß gilt das auch für andere Verschlusskörperpositionen. Am Ende des Senkvorgangs wirkt die Anpresskraft Sohldichtung.

In Tabelle 2.02 können auch entsprechende Faktoren eingearbeitet werden, so dass sich eine Momentkurve ergibt, die den gleichen Verlauf wie die Kraftkurve hat. Für den V-förmigen Teil dieser Kurve kann zum Beispiel mit Hilfe des **Flächenintegrals** der Mittelwert gebildet werden, der dann die Auswahl der Antriebstechnik mitentscheidet.

**Tab. 2.02:** Bemessungsergebnisse Heben und Senken, Verschlusskörperpositionen 2.1.3.11

| Verschlusskörperposition | Wasserstand am Schütz | Eigenlast $F_E$ | Hydrostatische Kraft $F_H$ | Gleitreibung μ | Haft-/ Gleitreibung $\mu_0/\mu$ | Reibkraft hydrost., Eis, Wind – Auflage $F_{AL}$ | Reibkraft hydrost., Eis, Wind – Führungskufe $F_{FK}$ | Auftrieb $F_A$ | Wasserlast $F_{WL}$ | Eisauflast $F_{EL}$ | Sog $F_{Sog}$ | Anpresskraft Sohldichtung $F_{AS}$ | Öffnungskraft $F_Ö$ | Schließkraft $F_S$ | Öffnungsmoment $T_Ö$ | Schließmoment $T_S$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | m | kN | kN | | | kN | kN | kN | kN | kN | kN | kN | kN | kN | Nm | Nm |
| a | 3,00 | | | | | | | | | | | | | | | |
| b | 2,95 | | | | | | | | | | | | | | | |
| ... | | | | | | | | | | | | | | | | |
| d | 0,00 | | | | | | | | | | | | | | | |

Spindeln für den Stahlwasserbau werden üblicherweise als Trapezgewindespindeln (DIN 103) ausgeführt (**Bild 2.043**).

$\alpha$ = Steigungswinkel ≈ 3° bis 5,5° für eingängige Gewinde [1]
$\rho$ = Reibungswinkel Rho ≈ 6° bis 12° [1]

Der Reibungswinkel $\rho$ ist immer positiv. Der Gewindesteigungswinkel $\alpha\alpha$ wird dagegen

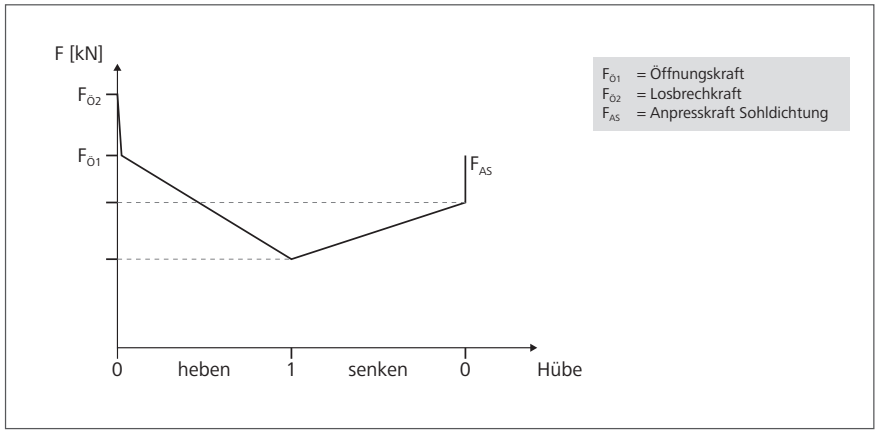



**Bild 2.041:** Typischer Kraftverlauf am Schütz über ein Lastspiel „heben – senken" bei HHW, schematisiert

richtungsbedingt mit unterschiedlichen Vorzeichen angesetzt.

Folgende Formeln ermöglichen die Berechnung der Öffnungs- und Schließmomente [1]:

**Bild 2.042:** Stark verunreinigte, schwergängige Stemmtorschütze

Öffnungsmoment $T_{Ö} = F_{Ö} \cdot \tan(\alpha + \rho)\, d_2/2$
Schließmoment $T_S = F_S \cdot \tan(-\alpha + \rho)\, d_2/2$

mit
$F_{Ö}$ = Öffnungskraft
$F_{Ö1}$ = Öffnungskraft im Neuzustand
$F_{Ö2}$ = Öffnungskraft nach Alterung, Losbrechkraft
$F_S$ = Schließkraft

***Selbsthemmung liegt vor, wenn $\alpha < \rho$ ist.***

#### 2.1.4.3.1 Anfahrmoment

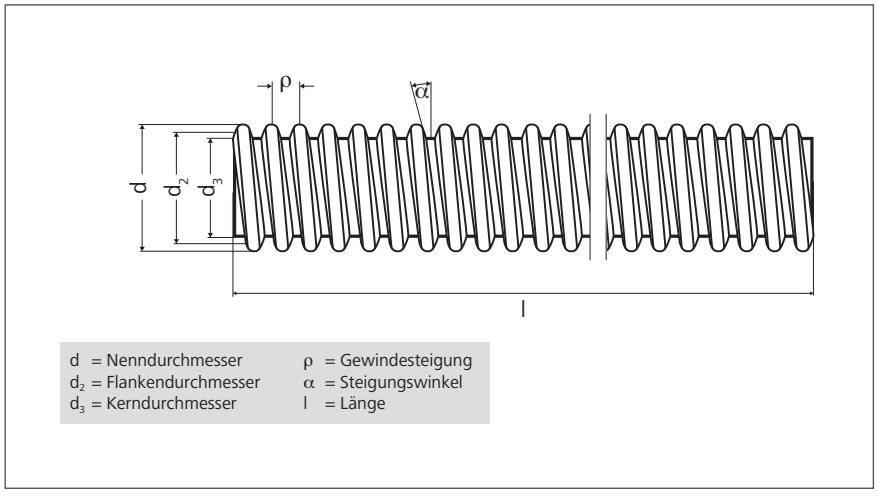



**Bild 2.043:** Parameter einer Trapezgewindespindel

T ist das zum Verfahren eines Verschlusskörpers benötigte Gesamt-Drehmoment, $T_A$ das durch Division mit dem Getriebefaktor erhaltene Antriebs-Drehmoment. $T_{A1}$ ist das Anfahrmoment eines Antriebs im Neuzustand der Anlage. Das mit der Alterung steigende **Losbrechmoment** $T_{A2}$ wird von Planungsingenieuren – nach Erfahrung – mit einem überhöhten Haftreibungswert $\mu_0$ nach (DIN19704-1/Tab.3) errechnet. Auch weil das Anfahrmoment abhängig von Faktoren wie Alterung und Umweltbedingungen unterschiedlich hoch ausfallen kann, heißt es in der (DIN 19704-1/8.4): *„Das eingestellte Drehmoment sollte mindestens 25 % über dem erforderlichen Antriebsmoment nach 8.3 liegen"*. Das bedeutet: Der Drehmomentschalter wird auf $T_A \geq T_{A1+25\ \%}$ eingestellt! Das gilt für das Heben wie auch das Senken, unabhängig von den im Folgenden betrachteten weit geringeren Laufmomenten.

Hinzu kommt in dem Zusammenhang: Im Fall von Elektromotoren, die durch Frequenzumrichter geregelt werden, ist das Motornennmoment – zur Berücksichtigung der größtmöglichen Kraftübertragung – um mindestens 5 % größer als das erforderliche Drehmoment zu wählen (DIN 19704-1/8.3).

#### 2.1.4.3.2 Durchschnittliches Drehmoment bei höchstem Hochwasser

Für die Auslegung der Antriebs-Getriebe-Technik wird neben dem Anfahrmoment der maximale Schützmomentverlauf $T_{Schütz\text{-}HHW}$ über den laut Ausschreibung zu betrachtenden Zyklus benötigt.

***Ein Zyklus ist eine Anzahl ganzer Hebe- und Senkvorgänge ohne wesentliche Pause.***

Daraus ist mit Hilfe des Flächenintegrals das durchschnittliche Moment – **arithmetisches Mittel** – $T_{ØHHW}$ zu bestimmen (**Bild 2.044**). Das ist unter anderem eine Forderung der **Gebrauchstauglichkeit**. Das nur über wenige Zentimeter und in kurzer Zeit anstehende Anfahr-oder -Losbrechmoment und auch die bis zu 20 cm mögliche Wassersäule auf dem Schütz können für die folgende Betriebsarten- wie auch die Lebensdauerermittlung unberücksichtigt bleiben.

***Dieses durchschnittliche Moment $T_{ØHHW}$ bei höchstem Hochwasser darf nicht größer sein als das Moment, mit dem ein Antrieb einschließlich Getriebe nach (EN 60034-1) die in seiner Betriebsart vorgegebene Fahrzeit – zum Beispiel 15 min bei S2-15 min oder 30 min bei S2-30 min – erreichen kann. Anderen-falls besäße die Kombination nur wenig Reserve. Sie würde schnell überhitzen, der Antrieb thermisch abschalten, und die Getriebe würden rasch verschleißen.***

Zugleich sind die mit dem dafür ausreichenden Moment arbeitenden Antriebe und Getriebe mit dem höheren maximalen Einstellmoment gewappnet, das hohe Anfahrspitzen überwinden lässt.

$T_{ØHHW}$ kann je nach Erfordernis einer Kurve über einen Hub, zwei, drei und mehr Hübe hintereinander mit Hilfe des Flächenintegrals entnommen werden (**Bild 2.045**).

Wenn Heben und Senken in einem Zyklus berücksichtigt werden, hat das den Vorteil der realistischeren Mittelung der zumeist aufwärts höheren und abwärts niederen Größen. Werden alle Hübe als Hebevorgänge angenommen, ergibt sich automatisch ein Sicherheitszuschlag. Oft ist an der Stelle zu hören, dass ein von vornherein größer gewählter Antrieb vorteilhafter ist, als eine später aufwändige Nachbesserung.

Allerdings sollte am Ende nicht vergessen werden, die vielen gutgemeinten Sicherheiten zu addieren und das Ergebnis zu beurteilen. Denn schließlich sind es die überhöhten Schließkräfte, die gelegentlich zum Spindelausknicken (s. 2.1.8 Knicksicherheit) führen.

***Das durchschnittliche Drehmoment bei höchstem Hochwasser ist für die Betriebsarten-Ermittlung zu berücksichtigen.***

#### 2.1.4.3.3 Durchschnittliches Drehmoment bei mittleren Staus

Tatsächlich werden die meisten Schützenwehre kaum einmal über den gesamten Hub bei maximalem Wasserdruck gezogen. Häufiger wird das Absperrorgan in kleinen Schritten

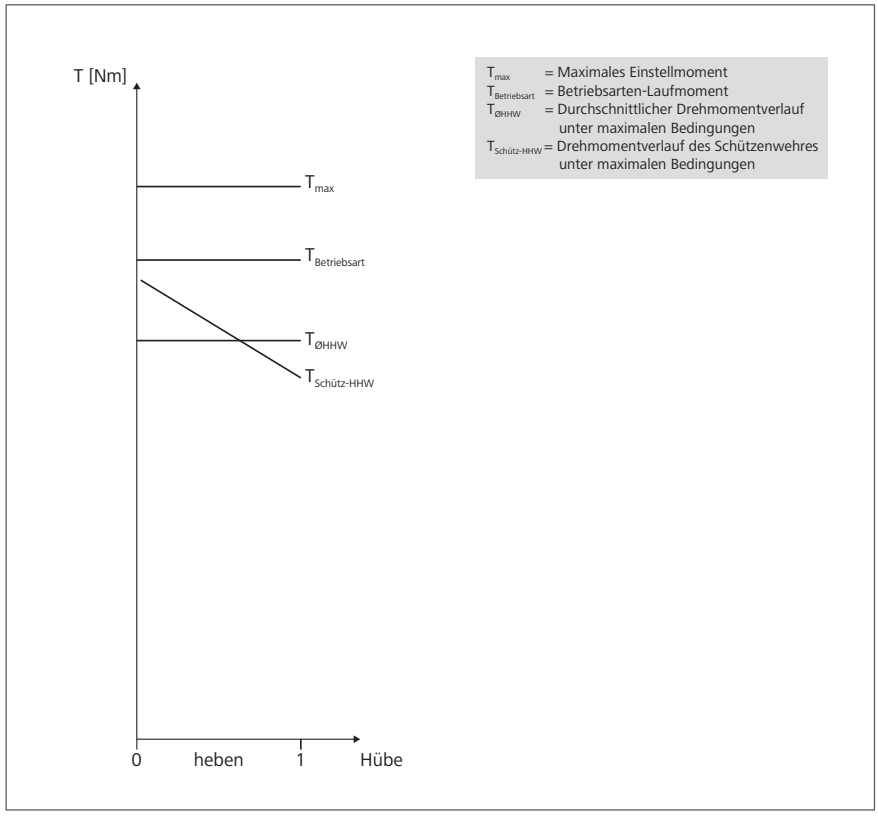



**Bild 2.044:** Drehmomentkennlinien für HHW, heben, schematisiert

bei niedrigerem Druck wie bei MHW oder MW in die eine oder andere Richtung bewegt.

Die Summe von Bewegungen bei unterschiedlichen Wasserständen entscheidet schließlich über die Gesamtlaufzeit der Mechanik. Jetzt wird aber nicht mehr nur wie bei der Berechnung bei HHW die arithmetisch gemittelte Kraft – sie ermöglicht eine Aussage zur Realisierung der gewünschten Betriebsart – sondern die **äquivalente Kraft** [12] benötigt.

Wenn bei konstanter Drehzahl und gleichbleibender Lastrichtung die Belastung sich in eimem bestimmten Intervall stetig zwischen einem Kleinstwert $F_{min}$ und einem Größtwert $F_{max}$ ändert, ergibt sich die äquivalente Kraft aus [1]:

$$F_{\ddot{A}} = \frac{F_{min} + 2F_{max}}{3}$$

mit
$F_{\ddot{A}}$ = äquivalente Kraft

***Die äquivalente Kraft ist die Kraft, die dieselbe Wirkung verursacht wie das Spektrum der auftretenden Kräfte. Höhere Kräfte haben eine überproportio-***

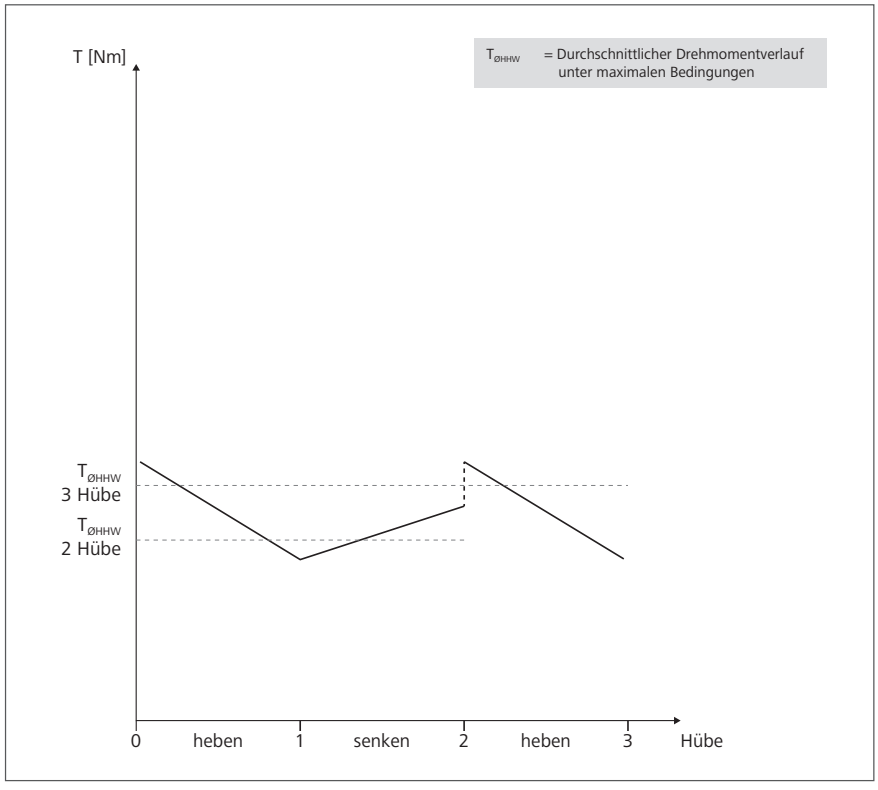



**Bild 2.045:** Ermittlung des durchschnittlichen Drehmomentverlaufs über 2 und 3 Hübe bei HHW, schematisiert

***nale Auswirkung auf die Lebensdauer zur Folge und werden deshalb stärker berücksichtigt.***

„Auf einen Nenner" können Kräfte bzw. Momente mit der **Palmgren-Miner-Regel** [8] gebracht werden.

$$T_{Ø} = \sum_{i=1}^{k} \frac{n_1 \cdot T_i}{N_i}$$

$$T_{Ø} = \frac{n_1 \cdot T_1}{N_1} + \frac{n_2 \cdot T_2}{N_2} + \ldots + \frac{n_k \cdot T_k}{N_k}$$

mit
$T_{Ø}$ = durchschnittliches Moment
$n_i$ = Teilzyklen
$N_i$ = Gesamtzyklen

Das Antriebsöffnungsmoment $T_{AÖ}$ ist meistens relativ hoch, wirkt aber nur über einige Sekunden und kann deshalb für die Lebensdauerberechnung unberücksichtigt bleiben. Ebenso das Drehmoment bei höchstem Hochwasser $T_{A\text{-}ØHHW}$. Es ist nach anzuwendenden Auslegungsvorschriften nur alle hundert Jahre zu bewältigen. Üblicherweise treten die einflussreichsten Belastungen durch Bemessungsstau $T_{A\text{-}ØMHW}$ und Betriebsstau $T_{A\text{-}ØMW}$ auf (**Bild 2.046**).

***Kürzere im Lastenheft genannte Spannungsspiele des gleichen Stautyps werden zur einfacheren Berechnung zu jeweils einem ganzen Hebe- und Senkvorgang, verbunden durch eine beliebig lange Pause, zu einem Doppelhub zusammengefasst.***

Ziel ist, für 35 Jahre (DIN 19704-1/9.5.3) ein durchschnittliches Drehmoment – zum Beispiel: $T_{ØMHW/MW}$ bzw. $T_{A\text{-}ØMHW/MW}$ – und die Anzahl der dabei anfallenden Antriebs- und Getriebeumdrehungen zu bestimmen. Die Ergebnisse sind Grundlage für den **Betriebsfestigkeitsnachweis**. Das Moment $T_{Lebensdauer}$, das der Antriebs-Getriebe-Technik dauerhaft abverlangt werden kann, muss in dem Fall mindestens gleich $T_{ØMHW/MW}$ sein (**Bild 2.047**).

***Das durchschnittliche Drehmoment bei mittleren Staus ist für die Lebensdauer-Berechnungen zu berücksichtigen.***

### 2.1.4.4 Einsatzfälle im Stahlwasserbau

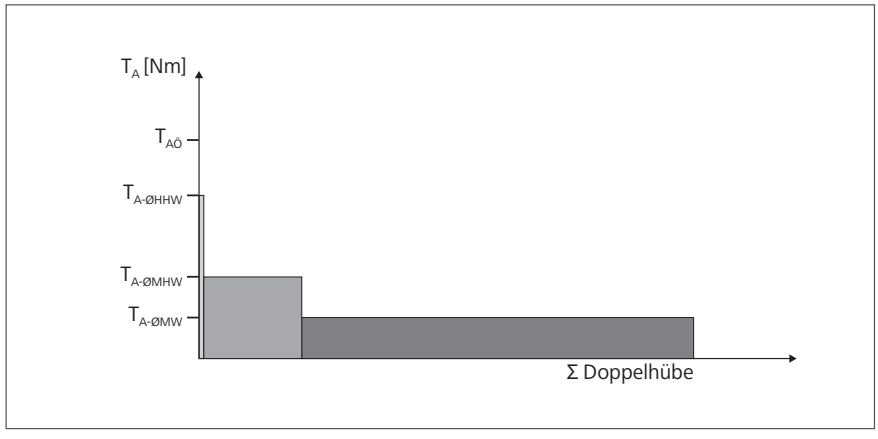



**Bild 2.046:** Bündelung der anteiligen Spannungsspiele

Im Stahlwasserbau gibt es eine unendliche Fülle von Einsatzfällen mit unterschiedlichen Drehmomenten, Laufzeiten, Pausenzeiten. Durch die Firma AUMA wurden deshalb „Pakete" geschnürt. Sie werden als Stahlwasserbau-Einsatzfall der Kategorien STW 1, STW 2 und STW 3 bezeichnet und staffeln unterschiedliche Beanspruchungen (**Tabelle 2.03**). Dabei beträgt die „Nutzungsdauer von Maschinenteilen und deren elektrischer Ausrüstung mit Ausnahme von Verschleißteilen" im Stahlwasserbau generell 35 Jahre (DIN 19704-1/9.5.3.1).

Zwar gibt es auch an Sportschleusen (**Bild 2.048**) Spitzenzeiten mit regem Betrieb, das heißt mit höchster Schleusungsdichte, aber nachts herrscht zumeist Ruhe, und im Winter sowieso. Die Gesamtbetriebszeit über 35 Jahre ist daher vergleichsweise gering.

Diese beschreibende Einordnung gibt nur eine grobe Orientierung. Deshalb wurde den genannten Kriterien die Anzahl möglicher Abtriebswellenumdrehungen bei Lebensdauerlaufmoment zugeordnet (**Tabelle 2.04**). Voraussetzung dafür waren Berechnungen und

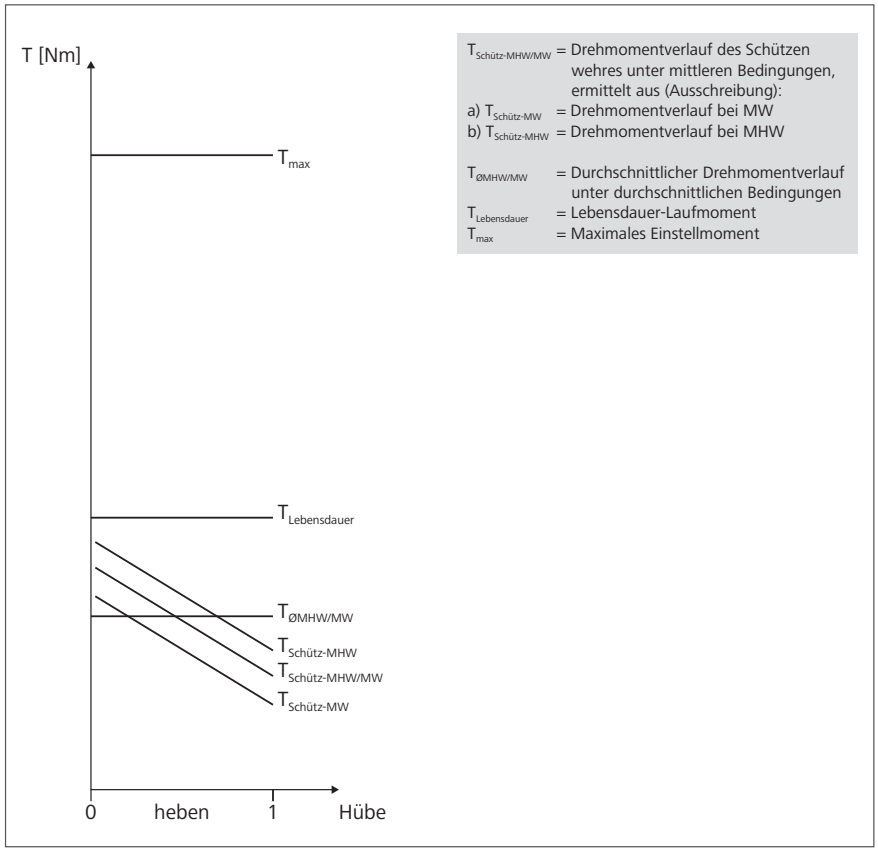



**Bild 2.047:** Drehmomentkennlinien für mittlere Beanspruchung, heben, schematisiert

experimentelle Untersuchungen. Aus den im Lastenheft genannten Bewegungen bzw. Spannungsspielzahlen ist die benötigte Gesamtumdrehungszahl der Abtriebswelle des Antriebs in 35 Jahren bei durchschnittlichem Drehmoment zu ermitteln. Damit können der STW-Einsatzfall und das dem entsprechende zulässige Laufmoment bestimmt werden.

Um den teilweise sehr hohen stahlwasserbaulichen Anforderungen zu genügen, werden durch den Hersteller AUMA unter dem Kürzel **STW** verstärkte Kugellager, polierte Antriebsschnecken und kugelgestrahlte Antriebswellen eingesetzt.

**Tab. 2.03:** Auswahlkriterien für Antriebe und Getriebe im Stahlwasserbau – beschreibende Zuordnung

| Einsatzfall | STW1 | STW2 | STW3 |
|---|---|---|---|
| Betriebsart | | - S2-15min/30min/60min - | |
| Lebensdauer | 35 Jahre | 35 Jahre | 35 Jahre |
| Beanspruchung | gering | mittel | hoch |
| Einsatzprofil: Schleusen | Tourist. Nutzung Sommermonate | Gewerbl. Nutzung Eisfreie Monate/12 h/d | Gewerbl. Nutzung Ganzjährig/24 h/d |
| Einsatzprofil: Wehre | Hochwasserverschluss | Grobe Pegelhaltung | Schleusenverschluss |

***STW ermöglicht den Antrieben ein um mindestens 10 % längeres störfreies Leben.***

Diese Spezialausführung ist im Hinblick auf Langlebigkeit bei der Antriebsauswahl durch

**Bild 2.048:** Schleuse mit touristischer Nutzung

Planer und Ausführende ebenso vorzusehen wie unter bestimmten Umständen ein erhöhter Korrosionsschutz. Bleiben STW-Ausführung und STW-Laufmoment unberücksichtigt, werden je nach Umständen womöglich schon nach wenigen Jahren mindestens Schnecken- und Schneckenradwechsel erforderlich.

### 2.1.4.5 Laufmomente

Warum kann ein Betreiber seinen Antrieb und auch seine Getriebe innerhalb des gewählten

**Tab.2.04:** Auswahlkriterien für AUMA-Stellantriebe im Stahlwasserbau – zahlenmäßige Zuordnung

| Anzahl der möglichen Abtriebswellenumdrehungen des Stellantriebs | | | |
|---|---|---|---|
| Einsatzfall | STW1 | STW2 | STW3 |
| Betriebsart | | - S2-15min/30min/60min - | |
| SA07.2-SA14.2 | 1, 2 Mio. | 5, 0 Mio. | 10, 0 Mio. |
| SA14.6-SA16.2 | 0, 9 Mio | 4, 0 Mio. | 8, 0 Mio. |
| SA25.2-SA30.2 | 0, 6 Mio. | 2, 5 Mio. | 5, 0 Mio. |
| SA35.2-SA40.2 | 0, 3 Mio. | 1, 0 Mio. | 2, 0 Mio. |

Drehmomentenbereichs nicht so oft und so lange laufen lassen, wie er es für richtig hält?

#### 2.1.4.5.1 Betriebsarten-Laufmoment

In Stellantrieben eingesetzte Motoren können nicht im Dauerbetrieb arbeiten. Die Ursache liegt einmal im Kundenwunsch, staub- und wasserdichte, sogenannte Topfmotoren zu bekommen. Sie ermöglichen für den kompletten Antrieb die **Schutzart IP 67** und sogar **IP 68**. IP (= Ingress Protection) kennzeichnet den Schutz gegen Eindringen von Staub und Wasser. Den **Schutzgrad** beschreibt die zweistellige Zahl 67 bzw. 68.

Der Nachteil der Topfmotoren liegt darin, dass sie nur selbst- bzw. oberflächengekühlt werden können und deshalb Abkühlpausen benötigen. Wird das nicht berücksichtigt, schalten die am häufigsten eingesetzten Temperaturwächter bei Wicklungstemperaturen von 140 °C den Motor ab. „Dauerläufer" hingegen sind zwangsgekühlt, sie arbeiten mit einem Lüfter, der Überhitzung verhindert. Damit lässt sich – zumindest in der Standardausführung – der hohe Schutzgrad nicht erreichen.

Gekennzeichnet wird die Einsetzbarkeit einer elektrischen Maschine wegen der möglichen Laufzeit mit dem Begriff **Betriebsart**. Die Kürzel **S2 – 15 min** bzw. **S2 – 30 min** – auf Wunsch kann mit AUMA auch der Einsatz von Antrieben der Betriebsart **S2 – 60 min** vereinbart werden – bezeichnen einen Antrieb, der unterbrechungsfrei 15 min, 30 min oder 60 min mit seinem Betriebsarten-Laufmoment (**Tabelle 2.05**) arbeiten kann. Vor einem erneuten Einsatz muss eine Abkühlphase folgen – im Idealfall auf die definierte Ausgangstemperatur.

***Läuft ein Antrieb mit seinem Betriebsarten-Laufmoment, so erreicht er die Laufzeit entsprechend der gewählten Betriebsart. Diese Laufzeit kann genügen,***

***einen Hub oder mehrere Hübe zu bewältigen. Das Betriebsarten-Laufmoment bezieht sich auf den Motor des Antriebs. Es muss mindestens so groß wie das durchschnittliche Moment bei höchstem Hochwasser sein.***

Durch Unterschreiten der Tabellenwerte für die Betriebsarten-Laufmomente können sich längere Laufzeiten ergeben. Die Hersteller halten dafür Tabellen bereit.

Das **Kippmoment** – höchster Punkt auf der Drehmomentkennlinie – liegt etwa beim Zweifachen des maximal einstellbaren Drehmoments.

An die Betriebsarten-Auslegung der Antriebe sind aber auch Getriebe gekoppelt. Bei einem Einsatz werden sie ebenfalls thermisch belastet. Das betrifft sowohl die Schneckengetriebe im Antrieb als auch separate Schnecken-, Kegelrad- und Stirnradgetriebe. Deutlich wird das im Abschnitt Lebensdauer-Laufmomente (2.1.4.5.3).

**Tab. 2.05:** Technische Daten Drehantriebe – Betriebsarten-Laufmomente, bezogen auf 40 °C, Auszug

| Typ | Drehmomentbereiche [Nm] | | Drehzahl-Bereiche [1/min] | Betriebsarten -Laufmomente [Nm] | |
|---|---|---|---|---|---|
| | in der Betr iebsart | | | in der Betriebsart | |
| | S2 -15min | S2-30min | | S2-15 min | S2-30 min |
| SA 14.2 | 100 – 250 | 100 – 180 | 4 – 180 | 85 | 65 |
| SA 14.6 | 200 – 500 | 200 – 360 | 4 – 180 | 175 | 125 |
| SA 16.2 | 400 – 1 000 | 400 – 710 | 4 – 180 | 350 | 250 |
| SA 25.2 | 630 – 2 000 | 630 – 1 400 | 4 – 90 | 700 | 500 |

### 2.1.4.5.2 Anzahl aufeinander folgender Hübe

Es sind beide thermischen Hintergründe, Wärmebilanz im Motor und indirekt auch im Antriebsgetriebe, maßgebend für die Zuordnung eines Antriebs. Deshalb ist es so wichtig, vor weiteren Berechnungen die Anzahl der hintereinander zu fahrenden Hübe bzw. die daraus resultierende Laufzeit festzulegen. Ist sie länger als die zugeordnete Betriebsart ausweist, wird der Antrieb thermisch überfordert. Der Motorschutz – Thermoschalter oder Kaltleiter – kann ansprechen und den Antrieb – abhängig von seiner wärmespeichernden Masse – für längere Zeit stilllegen.

Verschiedentlich ist zu hören, das Schütz werde ja nur in 10-cm-Schritten mit stunden- oder sogar tagelangen Pausen bewegt. Die Antriebseinheit dürfe also äußerst knapp ausgelegt werden. Das beurteilen Fachleute jedoch anders.

- Ein Schütz muss aus Sicherheitsgründen **mindestens einen ganzen Hub** durchfahren können. Ein offenes Wehr muss bei anlaufender Hochwasserwelle zügig schließbar sein.
- Auch Irrtümer sind möglich. Fehlschaltungen in der weit entfernten Warte, in der womöglich keine Sichtkontrolle, allenfalls die Endlagenbestätigung vorhanden ist. In dem Fall muss also korrigiert werden können. Das sind **zwei komplette Hübe**. „Bei Inbetriebnahmen kommen die ohnehin zusammen", ist von Abnehmern zu hören, die durch Überschreiten

der Betriebsart lästige Zwangspausen hinnehmen müssen …

K Darüber hinaus entstehen oft genug unkalkulierbare Belastungen. Da ist vielleicht eine angesprochene Rutschkupplung mit viel Gefühl wiedereinzujustieren. Ganz abgesehen von schwierigen, unübersichtlichen Wasserstandsentwicklungen. Dann geht es wechselnd auf und ab, was sich insgesamt durchaus über **drei und mehr Hübe** hinziehen kann. Wenn der Antrieb zwischendurch aussetzt, können bis zur Weiternutzung Abkühlzeiten von einer Stunde bis zu zwei Stunden auftreten.

Um letzteren Wünschen nachkommen zu können, müsste möglichst viel Antriebsreserve gewählt werden. Zu erreichen ist das durch reichlich bemessene Antriebstechnik aber auch schon durch die Wahl hoher Abtriebsdrehzahlen und damit Schützstellgeschwindigkeiten.

Um einen Schutz gegen schnell anlaufendes Hochwasser zu haben, werden betroffene Auftraggeber dem zustimmen. Wo dieser Zwang nicht entscheidend ist, wird unter Umständen folgende Ansicht vertreten: Im Flachland sollte ein Schütz langsam geöffnet werden, mit vielleicht v = 150 mm/min, um die Aufnahmefähigkeit des folgenden Gewässerabschnitts einschließlich Grundwasserspeichers nicht zu überfordern. Im Gebirge, wo mit stärkeren Niederschlagsmengen zu rechnen ist, muss es zügig, mit mindestens v = 300 mm/min, auf und zu verfahren werden können.

***Die Wünsche zur Auslegung sind außerordentlich vielfältig. Die DIN trifft diesbezügliche Festlegungen nicht. Die Entscheidung darüber liegt bei Auftraggeber und Planer. Deren Forderung wird in die Ausschreibung aufgenommen.***

#### 2.1.4.5.3 Lebensdauer-Laufmoment

Ein anderes physikalisches Problem liegt beim Getriebe des Antriebs. Es ist bei AUMA-Antrieben für die Drehzahlen 4 1/min bis 90 1/min ein eingängiges und für 125 1/min und 180 1/min ein zweigängiges Schneckengetriebe. Wobei das eingängige von besonderer Bedeutung ist. Es wird in vielen Fällen für die Selbsthemmung gebraucht. Sein deshalb relativ geringer Wirkungsgrad unter 45 % gegenüber mindestens 55 % beim zweigängigen lässt durch Reibung besonders viel Wärme entstehen, die das Material belastet und nur unzureichend abgeführt werden kann. Zu begegnen ist dem durch angemessene Auslegung des Antriebs. Diese Tatsache bestimmt das Lebensdauer-Laufmoment (**Tabelle 2.06**), das im Interesse eines langen Einsatzes im Durchschnitt nicht wesentlich überschritten werden darf.

***Läuft ein Antrieb mit seinem Lebensdauer-Laufmoment, so erreicht er die Anzahl von Abtriebswellenumdrehungen entsprechend Einsatzfall (s. Tab. 2.04). Das Lebensdauer-Laufmoment bezieht sich auf das Antriebsgetriebe. Es muss mindestens so groß wie das durchschnittliche Moment bei mittleren Staus sein.***

Die Interpolation, das heißt in dem Fall das Anheben der möglichen Abtriebsdrehzahlen durch Unterschreiten der zulässigen Lebensdauer-Laufmomente, erleichtert die Kurve in **Bild 2.049**.

Analog zu den Antriebsgetrieben sind auch die separaten Getriebe zu berücksichtigen. Ein Beispiel dazu findet man in den „Technischen Daten Kegelradgetriebe“ der Firma AUMA

(**Tabelle 2.07**).

Das **Bruchmoment** der Getriebe beträgt typischerweise mindestens das Zweifache der maximalen Abtriebsdrehmomente. Beschädigung oder plastische Verformung durch Halten großer Kräfte kann jedoch schon bei geringeren Werten auftreten.

## 2.1.5 Auslegung von Spindelantrieben – Beispielrechnung

In (**Bild 2.050**) gezeigte Elemente sind zu betrachten, zu berechnen und zu bewerten. Folgendes wurde der Ausschreibung bzw. der sich anschließenden Beispielrechnung entnommen.

**Tab. 2.06:** Technische Daten Drehantriebe – Lebensdauer-Laufmomente, Auszug

| Typ | Drehzahl-Bereich [1/min] | Lebensdauer-Laufmomente [Nm] Einsatzfall | | |
|---|---|---|---|---|
| | | STW1 | STW2 | STW3 |
| SA 14.2 | 4 – 180 | 100 | 75 | 50 |
| SA 14.6 | 4 – 180 | 175 | 135 | 100 |
| SA 16.2 | 4 – 180 | 350 | 270 | 200 |
| SA 25.2 | 4 – 90 | 700 | 550 | 400 |

Gegeben:

- Resultierende Kräfte aus Abschnitt 2.1.3.11 (s. Bild 2.038)
  - Position a) (Heben): 76 kN

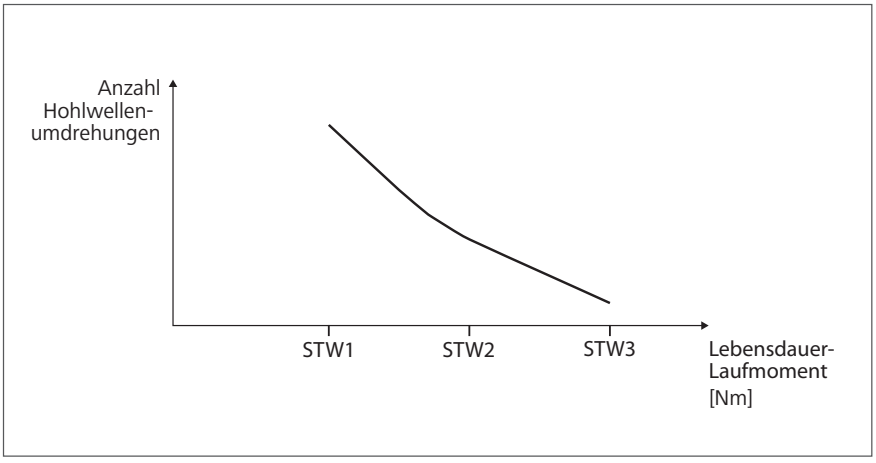



**Bild 2.049:** Mögliche Abtriebswellenumdrehungen in Abhängigkeit von den Lebensdauer-Laufmomenten

– Position b) (Heben): **100** kN
– Position c) (Heben): 35 kN

**Tab. 2.07:** Technische Daten Kegelradgetriebe – Lebensdauer-Laufmomente, Auszug

| Typ | Abtrmom. max.zul. [Nm] | Übersetz-verh. i | Eingangsm. [1)] [Nm] | Faktor [2)] | Lebensdauer-Laufmoment [3)] [Nm] | Lebensdauer, Anzahl der mögl. Abgangsumdr $U_{GK\text{-}STW}$ [4)] [Mio.] |
|---|---|---|---|---|---|---|
| GK16.2 | 1000 | 4: 1<br>5,6: 1 | 278<br>198 | f1 = 3, 6<br>f2 = 5, 0 | 350 | 0,9 |
| GK25.2 | 2000 | 5, 6: 1<br>8 : 1 | 397<br>278 | f1 = 5,0<br>f2 = 7,2 | 700 | 0,6 |
| GK30.2 | 4000 | 8 : 1<br>11 : 1 | 556<br>404 | f1 = 7,2<br>f2 = 9,9 | 1400 | 0,3 |

1) bei maximalem Abtriebsmoment
2) Umrechnungsfaktor von Abtriebsmoment zu Eingangsmoment zur Ermittlung der Antriebsgröße. Es gilt $f = i \cdot \eta\eta$, i = Übersetzungsverhältnis, $\eta\eta$ = Wirkungsgrad
3) Lebensdauer-Laufmomente sind für Kegelradgetriebe auf 35 % reduziert.
4) bei höheren Lebensdaueranforderungen sind die Lebensdauerlaufmomente mit der Lebensdauerformel $L = (T_{GK} / T_{GK\varnothing})^3$ zu reduzieren (2.1.5.6.2 Lebensdauer-Nachweis).

– Position d) (Senken): -15 kN
– Position e) (Senken): 8 kN
– Position f) (Senken): **50** kN

- Maßgebende Wasserstände
- Anzahl und Länge von Schützbewegungen bei zugeordneten Wasserständen
- Anzahl möglicher Hübe hintereinander: mindestens 2 Hübe
- Stellgeschwindigkeit v = (200 … 400) mm/min

Gesucht:
- für die Getriebeauslegung: Kräfte und Momente an den Getriebeausgängen bei ungünstiger Lastverteilung ($F_{ÖVG60\ \%}$ / $F_{SVG60\ \%}$, $T_{ÖVG60\ \%}$ / $T_{SVG60\ \%}$)
- für die Antriebsauslegung: Kräfte und Momente an den Getriebeeingängen bzw. am Antriebsausgang ($T_{AÖ}$ / $T_{AS}$)

Zu ermitteln sind:
- Laufzeiten pro Hub [min]
- Anzahl der möglichen Hübe hintereinander
- Stellgeschwindigkeit

Zu führen ist der Nachweis:
- der Betriebsart
- der Lebensdauer
- der Selbsthemmung

Antrieb [1] mit Steuerung [2], Kegelradgetriebe [3] und Spindelmuttern AK [4], Verbindungsglieder: Spindeln [5], Verschlusskörper: Schütz [6], Mittleres Wasser MW [7]

**Bild 2.050:** Möglicher Aufbau einer Antriebs-Getriebe-Kombination

Zu beachten sind:
- einseitiges Halten
- außergewöhnliche Einwirkungen des Antriebs im Störfall
- Knickfestigkeit

Festzulegen sind:
- Getriebeparameter
- Antriebsparameter

### 2.1.5.1 Berechnung der Öffnungs-und Schließkraft

Der Kräftetabelle wurden entnommen:

Öffnen: Öffnungskraft $F_{Ö}$ = 100 kN bei HHW bzw.
Öffnungskraft pro Verbindungsglied $F_{ÖVG}$ = 50 kN

Schließen: Schließkraft $F_S$ = 50 kN bei HHW bzw.
Schließkraft pro Verbindungsglied $F_{SVG}$ = 25 kN

Das sind die maximalen Werte, die in einer Neuanlage bei höchstem Wasserstand zum Anlauf ausreichen sollten. Es wäre aber der Idealfall, wenn sich auf jeder Seite genau der gleiche Kraftbedarf ergäbe. Aufgrund von „Unwägbarkeiten" wie Schwergängigkeiten durch mangelnde Präzision bei der Montage, Temperaturschwankungen, Rauigkeiten durch Abrieb, aber auch natürlicher Alterung wird es bei zweiseitig angetriebenen Verschlusskörpern immer zumindest zu geringen ungünstigen Lastverteilungen kommen (DIN 19704-1/8.2g). Deshalb sind bei Antrieben mit elektrischem oder mechanischem Gleichlauf die größtmöglichen ungleichmäßigen Antriebskräfte (DIN 19704-1/8.4) bereitzuhalten. In der Praxis wird das berücksichtigt, indem die Gesamtlast nicht

50 % zu 50 %, sondern
40 % zu 60 % oder nach Ermessen noch anders aufgeteilt wird.

40 % zu 60 %, das heißt in unserem Fall 40 kN zu 60 kN.
Für die 60 %-Last $F_{ÖVG60\ \%} = 60$ kN

sind beide Getriebe auszuwählen.

Für das Schließen folgt mit 40 % zu 60 % = 20 kN zu 30 kN:
$F_{SVG60\ \%} = 30$ kN,

was in unserem Beispiel wegen der geringeren Kraft für die Getriebeauswahl bedeutungslos ist.

### 2.1.5.2 Ermittlung des Abtriebsdrehmoments in Aufrichtung

K Spannungsnachweis
Nach Ermittlung der Öffnungskraft je Verbindungsglied bei Schieflast wird aus Erfahrung das Spindelgewinde Tr 80 vorerst festgelegt. Vor der Drehmomentermittlung wird mit einer überschlägigen Berechnung mit dem Spannungsnachweis (DIN 18 800-1/747) eine vielfache Spannungssicherheit nachgewiesen:

$$\frac{\sigma_d}{\sigma_{R,d}} \leq 1$$

$$\frac{\frac{F_{Z,d}}{A}}{\frac{f_{Y,K}}{\gamma_M}} \leq 1$$

$$\frac{\frac{101\,kN}{37,4\,cm^2}}{\frac{65\,\frac{kN}{cm^2}}{1,5}} \leq 1$$

$0,\ 06 \leq 1$

mit

$\sigma$ = Normalspannung
$\sigma_d$ = Bemessungswert von $\sigma$
$\sigma_{R,d}$ = Grenznormalspannung
$F_{Z,k}$ = charakteristischer Wert der Normalkraft $F_Z$
= $1{,}25 \cdot F_{\text{ÖVG60 \%}}$
$F_{Z,d}$ = Bemessungszugkraft
= $F_{Z,k} \cdot \gamma_F = 1{,}25 \cdot F_{\text{ÖVG60 \%}} \cdot \gamma_F$
= $1{,}25 \cdot 60\ \text{kN} \cdot 1{,}35 = 101\ \text{kN}$
$\gamma_F$ = Teilsicherheitsbeiwert für die Einwirkungen (Beanspruchungen), $\gamma_F = 1{,}35$
A = Kernquerschnitt = $\frac{d_3^2 \cdot \pi}{4}$

$A_{TR80}$ = Kernquerschnitt TR80 $= \frac{6{,}9^2\,\text{cm}^2 \cdot \pi}{4} = 37{,}4\,\text{cm}^2$

$d_3$ = Kerndurchmesser = 6,9 cm

$f_{Y,K}$ = Streckgrenze des Materials 42CrMo4 = $65\,\frac{\text{kN}}{\text{cm}^2}$

$\gamma_M$ = Teilsicherheitsbeiwert für die Widerstandsgrößen (Beanspruchbarkeiten), für den Maschinenbau $\gamma_M = 1{,}5$

Nach Formelumstellung

$$A \geq \frac{F_{Z,d} \cdot \gamma_M}{f_{Y,K}}$$

wird der für das Heben erforderliche Kernquerschnitt gern mit dem Kernquerschnitt einer Trapezgewindespindel TR80 verglichen. „Weil das nachvollziehbarer ist."

Auch der Vergleich

$A_{TR80} \geq A_{Zerforderlich}$

$$\geq \frac{F_{Z,d} \cdot \gamma_M}{f_{Y,K}}$$

$$\geq \frac{101\,\text{kN} \cdot 1{,}5}{65\,\frac{\text{kN}}{\text{cm}^2}}$$

$37{,}4\ \text{cm}^2 \geq 2{,}3\ \text{cm}^2$

$A_{Zerforderlich}$ = für die Zugkraft erforderlicher Kernquerschnitt

fällt natürlich eindeutig zugunsten der gewählten Spindel aus (s. a. 2.1.8.2). Bei gleichem Material ist das Heben also unproblematisch. Sollte nur das Heben von Bedeutung sein, müsste für das Ergebnis ein geringerer Querschnitt gewählt werden. Nicht so deutlich wird jedoch der noch zu führende Knicksicherheitsnachweis ausfallen, bei dem Schlankheit und Knicklänge der Spindel eine Rolle spielen.

■ Spindelsteigung

Die Steigung P = 10 mm sollte laut (DIN 103) bevorzugt werden. 12 mm, 14 mm und 16 mm können unter besonderen Umständen eingesetzt werden.

***Ein Nachteil größerer Spindelsteigungen ist der höhere Drehmomentbedarf. Geringere Spindelsteigungen sind deshalb von besonderer Bedeutung bei Handbetätigung, da DIN 19 704-1/8.3 ein Höchstmaß für die aufzubringende Kraft vorgibt.***

P = 10 mm wird gewählt. Der Steigungswinkel $\alpha$ liegt dafür unter 2,5°. Die Spindel ist selbsthemmend (2.1.4.3).

***Mit obigen Kraft-Moment-Umrechnungsformeln (2.1.4.3) kann direkt gerechnet werden. Für häufige Anwendung lohnt es, sie in ein Computerprogramm zu übertragen.***

■ Öffnungsdrehmoment bei ungünstiger Lastverteilung

Auszugehen ist von:

$F_{ÖVG60\ \%}$ = 60 kN

Benötigt werden je nach Vorgehensweise folgende Angaben zur Spindel:

n = 1
μ = 0,2 (Werkstoffpaarung Stahl/Kupferlegierung)
d = 80 mm
$d_2$ = d – P/2 = 80 mm – 10 mm/2 = 75 mm
$d_3$ = 69 mm
n = Gangzahl
μ = Reibungskoeffizient
d = Nenndurchmesser
$d_2$ = Flankendurchmesser

***Dabei ist zu beachten, dass die Bewegung einer trockenen Spindel ein vielfach höheres Drehmoment von dem erfordert, das für eine geschmierte aufzubringen ist (DIN 19 704-1/6Tab.4). Wurde in der Rechnung von einer geschmierten Spindel ausgegangen, ist dem Motor das Schließen mit einer trockenen Spindel vielleicht nicht möglich.***

Um sicher zu gehen, wurde im Beispiel mit dem Reibwert μ = 0,2 gerechnet. Mit einem Computerprogramm wurde das an der Spindel benötigte Drehmoment ermittelt:

$T_{ÖVG60\ \%} = 550$ Nm

mit
$T_{ÖVG60\ \%}$ = Öffnungsmoment bei Schieflast je Verbindungsglied

### 2.1.5.3 Getriebeauswahl

Für den zum Öffnen benötigten Drehmomentbedarf von 550 Nm je Spindel ist ein Kegelradgetriebe auszuwählen. Nach Tabelle 2.07 wird für das GK25.2 mit einem Lebensdauer-Laufmoment von 700 Nm entschieden.

### 2.1.5.4 Nachweis des Antriebsöffnungs- und -schließmoments

Zur Getriebebestimmung mussten wir von einer möglichen Schieflast ausgehen. Für den Antrieb gilt aber im Normalfall: Die Gesamtlast beträgt 100 %. Es kann also mit $F_Ö = 100$ kN das Drehmoment $T_Ö = 920$ Nm ermittelt werden.

***Um eine möglichst kurze Laufzeit zu erlangen, soll die kleinere Getriebeübersetzung 5,6 : 1 gewählt werden, was zu einem höheren benötigten Eingangsmoment führt. Die größere Übersetzung 8 : 1 mit dem geringeren Eingangsmoment empfiehlt sich wiederum, wenn Handkräfte niedrig zu halten sind.***

Das benötigte **Antriebsöffnungsmoment** ergibt sich unter Einbeziehung des der gewählten Übersetzung entsprechenden Getriebefaktors (Tabelle 2.07) zu:

$$T_{AÖ} = \frac{T_Ö}{f1}$$
$$= \frac{920\ \text{Nm}}{5{,}0}$$
$$T_{AÖ} = 184\ \text{Nm}$$

mit
$T_{AÖ}$ = Antriebsöffnungsmoment
$f_1$ = Umrechnungsfaktor von Abtriebsmoment zu Eingangsmoment

Für Stellantriebe erfolgt an der Stelle für das Einstelldrehmoment ein 25 %-Zuschlag (DIN 19 704-1/8.4). Für frequenzumrichtergesteuerte Antriebe zum Beispiel an Schleusentoren und -torschützen muss zusätzlich mit einem weiteren Zuschlag von 5 % gerechnet werden (DIN 19 704-1/8.3).

$$T_{AÖ+25\ \%} = 1{,}25 \cdot T_{AÖ}$$
$$= 1{,}25 \cdot 184\ \text{Nm}$$
$$T_{AÖ+25\ \%} = 230\ \text{Nm}$$

Das heißt, in unserem Beispiel sollten mindestens 230 Nm einstellbar sein. Dafür ist der

SA14.6 selbst bei der Drehzahl 180 1/min in der Betriebsart S2-30 min mit $T_{Amax}$ = 290 Nm angemessen. **Tabelle 2.08** zeigt einen Auszug aus den technischen Datenblättern des Herstellers.

Alle maximal zulässigen Drehmomente sind für das Anlaufen ausreichend, denn unmittelbar nach Auftreten der Spitze fällt das Moment schnell ab (s. Bild 2.041).

Für die Schließrichtung wird aus

$F_S = 50$ kN

mit unserem Computerprogramm:

$T_S = 300$ Nm.

Das Antriebschließmoment beträgt:

**Tab. 2.08:** Drehmomente des SA 14.6, Auszug

| Antriebstyp | Drehzahl | $T_{Amax}$ bei S2-15 min | $T_{Amax}$ bei S2-30 min | $T_{Betriebsart}$ bei S2-15 | $T_{Betriebsart}$ bei S2-30 | $T_{Lebensdauer}$ bei STW2 |
|---|---|---|---|---|---|---|
| SA 14.6 | 45/125 1/min<br>180 1/min | 500 Nm<br>400 Nm | 360 Nm<br>290 Nm | 175 Nm<br>175 Nm | 125 Nm<br>125 Nm | 135 Nm<br>135 Nm |

$$T_{AS} = \frac{T_S}{f1}$$
$$= \frac{300\ \text{Nm}}{5{,}0}$$
$$T_{AS} = 60\ \text{Nm}$$

bzw.

$$T_{AS+25\ \%} = 1{,}25 \cdot T_{AS}$$
$$= 1{,}25 \cdot 60\ \text{Nm}$$
$$T_{AS+25\ \%} = 75\ \text{Nm}$$

Dabei ist:
$F_S$ = Schließkraft
$T_S$ = Schließmoment
$T_{AS}$ = Antriebsschließmoment
$f_1$ = Umrechnungsfaktor von Abtriebsmoment zu Eingangsmoment

***Auf $T_{AS+25\ \%}$ = 75 Nm sollte in Schließrichtung der Drehmomentschalter des Antriebs mindestens eingestellt werden. Zugleich ist die entsprechend erhöhte Schließkraft zu berechnen, mit der der Knicksicherheitsnachweis zu führen ist.***

***Lässt sich an dem gewählten Antrieb nur ein höheres Drehmoment einstellen, so ist der Nachweis mit der entsprechend hohen Kraft zu führen.***

### 2.1.5.5 Ermittlung der Anzahl hintereinander fahrbarer Hübe und der Gesamt-Antriebsumdrehungen

■ Ermittlung der Anzahl hintereinander fahrbarer Hübe

Laut Aufgabenstellung soll die Stellgeschwindigkeit v = (200 … 400) mm/min betragen. Gerechnet wird mit einer Antriebsdrehzahl n = 45 1/min. Für das gewählte Getriebe GK25.2 ergeben sich mit i = 5,6 folgende Ergebnisse:

Laufzeit/Hub:

$$t = \frac{s \cdot i_{GK}}{P \cdot n}$$

$$= \frac{3000\,\text{mm} \cdot 5{,}6}{10\,\text{mm} \cdot 45\,\text{min}^{-1}}$$

$$t = 38\,\text{min}$$

mit

t = Laufzeit/Hub
s = Fahrweg eines Hubes
$i_{GK}$ = Übersetzung Kegelradgetriebe
P = Gewindesteigung
n = Abtriebsdrehzahl des Antriebs

Stellgeschwindigkeit:

$$v = \frac{P \cdot n}{i_{GK}}$$

$$= \frac{10\,\text{mm} \cdot 45\,\text{min}^{-1}}{5{,}6}$$

$$v = 80\,\text{mm/min}$$

Für die weiteren Rechnungen werden benötigt:

Kegelradgetriebe-Umdrehungen pro Hub:

$$U_{GK}/\text{Hub} = \frac{s}{P}$$

$$= \frac{3000\,\text{mm}}{10\,\text{mm}}$$

$$U_{GK}/\text{Hub} = 300$$

Stellantriebs-Umdrehungen pro Hub:

$$U_A / \text{Hub} = U_{GK} / \text{Hub} \cdot i_{GK}$$
$$= 300 \cdot 5{,}6$$
$$U_A / \text{Hub} = 1680$$

Die errechnete Stellgeschwindigkeit v = 80 mm/min entspricht nicht der Ausschreibungsvorgabe.

***Eine höhere Drehzahl hat den Vorteil, dass in der gewählten Betriebsart ein größerer Hub zu erreichen ist. Zu beachten ist aber, dass bei 125 1/min und 180 1/min keine Selbsthemmung vorhanden ist.***

Durch Vergleich der Laufzeit pro Hub mit der möglichen Laufzeit entsprechend Betriebsart ergibt sich die Anzahl hintereinander fahrbarer Hübe. Es sollen auch die Antriebsdrehzahlen n = 90 1/min und n = 180 1/min geprüft werden (**Tabelle 2.09**).

Mit der Drehzahl 45 1/min sind in der Betriebsart S2-30 min lediglich 0,8 Hübe erreichbar. Mit der Abtriebsdrehzahl 180 1/min wird in der Betriebsart S2-30 min mit 3,2 Hüben das Ausschreibungsziel „2 hintereinander gefahrene Hübe“ deutlich überschritten. Nun werden 180 1/min unvermittelt nicht von jedem gern eingesetzt, „weil es beim Anfahren von Hindernissen zu Drehmomentüberhöhungen kommen könnte“. Das würde allerdings in unserem Beispiel durch die Einbeziehung der Getriebe und deren Lose gemildert werden. Auch sind zur rechtzeitigen Trennung Sicherheitsschalter vorgesehen und die DIN 19704-1/5.5 fordert ohnehin zum Schutz der Anlage „die größtmöglichen Einwirkungen der Antriebskräfte/Antriebsmomente … auf den Verschlusskörper … zu erfassen“. Zudem besteht in unserem Beispiel aber die Möglichkeit mit der größeren Getriebeübersetzung 8 : 1 zu rechnen. Die damit folgende Laufzeit

**Tab. 2.09:** Anzahl möglicher Hübe

| n [1/min] | i | Laufzeit/Hub [min] | Hübe bei S2-15 min | Hübe bei S2-30 min | Stellgeschw. [m/min] |
|---|---|---|---|---|---|
| 45 | 5,6 | 38 | 0,4 | 0,8 | 0,08 |
| 90 | 5,6 | 19 | 0,8 | 1,6 | 0,16 |
| 180 | 5,6 | 9,5 | 1,6 | 3,2 | 0,32 |

$$t = \frac{s \cdot i_{GK}}{P \cdot n}$$
$$= \frac{3000\,\text{mm} \cdot 8}{10\,\text{mm} \cdot 180\,\text{min}^{-1}}$$
$$t = 13{,}3\,\text{min}$$

mit

$i_{GK}$ = Übersetzung Kegelradgetriebe
P = Gewindesteigung
n = Abtriebsdrehzahl des Antriebs

führt in der Betriebsart S2-30 min zu 2,2 Hüben.

Die gleiche Hubanzahl bietet noch der alternative Einsatz der Drehzahl 125 1/min. Dafür muss wieder die ursprünglich gewählte Übersetzung i = 5,6 eingesetzt werden. Die Laufzeit pro Hub beträgt dann t = 13, 4 min und die Stellgeschwindigkeit v = 223 mm/min. Diese Auslegung wird vorerst gewählt.

***Durch das Berechnen mehrerer Möglichkeiten findet sich die optimale Lösung.***

■ Ermittlung der Gesamt-Antriebshohlwellenumdrehungen

Erfasst wurden für den folgenden Nachweis alle Verschlusskörperbewegungen bzw. Spannungsspiele „Heben und Senken" bei Bemessungsstau MHW und Betriebsstau MW entsprechend Lastenheft. Zur Vereinfachung wurden alle ausgeschriebenen Spannungsspiele eines Stautyps addiert und als eine Menge von 3 m-Hüben bzw. Doppelhüben aufgefasst (**Tabelle 2.10**).

Es ergeben sich aus Freiziehen und Stauregulierungen ≈ 30 Doppelhübe/Jahr bzw. ≈ 60 Hübe/Jahr ≈ 2100 Hübe/35 Jahre.

Die Gesamtzahl der Antriebshohlwellenumdrehungen ergibt sich aus:

$$U_{A-35J} = U_A / \text{Hub} \cdot \text{Hübe} / \text{Jahr} \cdot t_{ges}$$
$$= 1680\, U_A / \text{Hub} \cdot 60\ \text{Hübe} / \text{Jahr} \cdot 35\ \text{Jahre}$$
$$U_{A-35J} = 3{,}528\ \text{Mio.}$$

Nach Tabelle 2.04 ist für den SA14.6 mit

**Tab. 2.10:** Anzahl der Doppelhübe Auf-Zu pro Jahr

| Stau | Wasserhöhe | Doppelhübe |
|---|---|---|
| HHW | 3,00 m | 0,01 |
| MHW | 2,80 m | 6 |
| MW | 2,50 m | 24 |

$U_{A\text{-}35J} < U_{A\text{-}STW2}$
3, 528 Mio. < 4, 0 Mio.

der Stahlwasserbau-Einsatzfall STW 2 bestätigt. Jetzt muss die Einhaltung der dafür festgelegten Laufmomente und später die Betriebsfestigkeit der ausgewählten Getriebe nachgewiesen werden.

Wäre als Getriebeübersetzung $i_{GK}$ = 8:1 gewählt worden, hätte sich

$U_{A\text{-}35J} > U_{A\text{-}STW2}$
5, 040 Mio. > 4, 0 Mio.

ergeben. Dann müsste das $U_{A\text{-}STW2}$ = 4, 0 Mio. entsprechende Laufmoment durch Interpolation mit der Lebensdauerformel $L = (C/P)^p$ (2.1.4.1) oder mit der Kurve (Bild 2.049) reduziert werden.

### 2.1.5.6 Nachweis der Laufmomente

Entsprechend (2.1.4.3.2) und (2.1.4.3.3) sollen die Laufmomente über einen aus Heben und Senken bestehenden Zyklus bestätigt werden. Für unser Vorhaben genügt es, die resultierenden Kräfte in den entsprechenden Verschlusskörperpositionen (2.1.3.11) zu betrachten (**Bild 2.051**).

Beim Heben tritt in b) die Besonderheit des großen Sogs gegenüber dem Öffnungsmoment a) in Erscheinung. Im Hinblick auf ein später wachsendes Losbrechmoment – durchaus von 76 kN bis auf 100 kN – wird auf die Kraftreduzierung durch das Einbeziehen des Abschnitts von a) nach b) in die Berechnung des durchschnittlichen Kraftverlaufs verzichtet. Für das beginnende Senken d) ergibt sich eine Zugkraft von -15 kN. Das heißt, das Schütz liefe ohne Hilfe in Schließrichtung. Die Antriebstechnik müsste sogar bremsen. Erst mit durch den Wasserdruck steigender Reibkraft müsste schließlich gedrückt werden.

Da die Spindeln selbsthemmend sind, muss zumindest die Selbsthemmung Spindel/Spindelmutter überwunden werden. Die anfangs geringe erforderliche Kraft wächst bis zu ihrem Höchstwert in Position e). Unmittelbar darauf sind in Position f) 50 kN zum Erreichen der

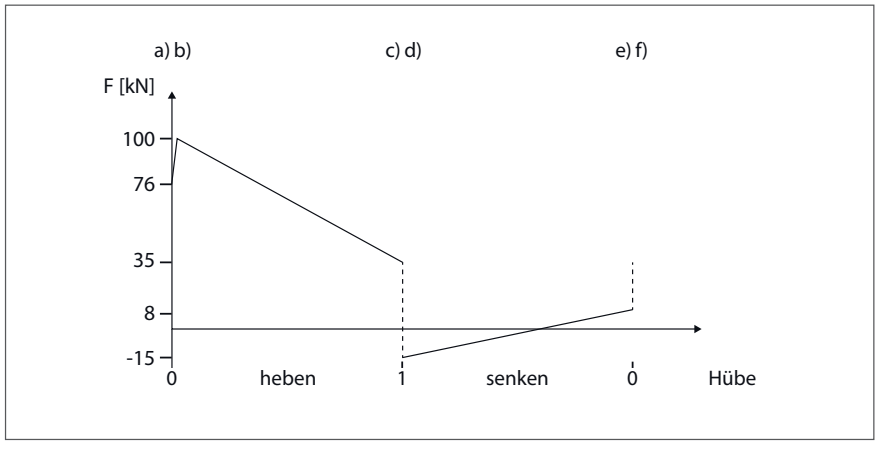



**Bild 2.051:** Errechneter Kraftverlauf am Schütz über ein Lastspiel „Heben – Senken“ bei HHW

erforderlichen Anpresskraft an die Sohldichtung notwendig.

Zwei Möglichkeiten werden betrachtet:

1. Untersuchungen haben ergeben, dass Motorerwärmung beim gebremsten Senken und im Leerlauf ebenso auftritt wie beim Heben. Da die erforderliche Antriebsleistung beim Senken nur schwer bestimmbar ist, wird in der Praxis auf den **Sprung in der Heben-Senken-Kurve** verzichtet (**Bild 2.052**). Durch Parallelverschieben der Linie $F_d$-$F_e$ nach oben, bis $F_d$ die Hebenlinie in $F_c$ berührt, ergibt sich eine V-Kurve, die für den Betriebsarten-Nachweis mit dem Flächenintegral bzw. arithmetisch gemittelt wird.

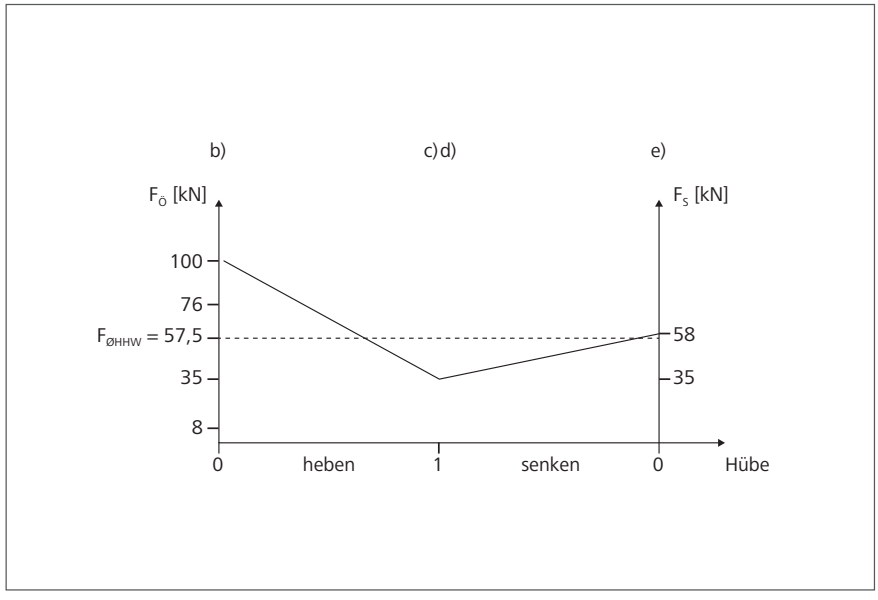
$$F_{\varnothing HHW} = \frac{\frac{F_b + F_c}{2} + \frac{F_d + F_e}{2}}{2}$$

$$= \frac{\frac{100\,kN + 35\,kN}{2} + \frac{35\,kN + 58\,kN}{2}}{2}$$

$$F_{\varnothing HHW} = 57{,}5\,kN$$

Das ist ein durch praktische Erfahrung bestätigtes angemessenes Vorgehen.

2. Aufgrund der oben beschriebenen Problematik setzen viel Praktiker für einen Doppelhub „sicherheitshalber" gern „zweimal heben" an.




$F_e$ – Kraft in Position e)

**Bild 2.052:** Errechneter Kraftverlauf am Schütz über ein Lastspiel „Heben – Senken" bei HHW

Zu rechnen ist:

$$F_{ØHHW} = \frac{\frac{F_b + F_c}{2} + \frac{F_d + F_e}{2}}{2}$$

$$= \frac{\frac{100\,kN + 35\,kN}{2} + \frac{35\,kN + 58\,kN}{2}}{2}$$

$$F_{ØHHW} = 67{,}5\,kN.$$

Dieses Ergebnis liegt etwa 17 % über der für Heben und Senken berechneten Kraft $F_{ØHHW}$ = 57,5 kN. Die Überhöhung ist vertretbar. Wenn für diese Lösung entschieden wird, muss aber immer auch die Summe aller Zuschläge beachtet werden.

#### 2.1.5.6.1 Betriebsarten-Nachweis des Antriebs

Für den Betriebsarten-Nachweis muss der Antrieb bei höchstem Hochwasser HHW ein Betriebsarten-Laufmoment $T_{Betriebsart}$ bereitstellen können, das gleich oder größer als das zu ermittelnde durchschnittliche Moment $T_{A\text{-}ØHHW}$ ist. Für den Nachweis wurde die durchschnittliche Kraft

$F_{ØHHW}$ = 57,5 kN

mit dem Computerprogramm in das entsprechende durchschnittliche Drehmoment

$T_{Ö\text{-}ØHHW}$ = 527 Nm

umgerechnet. Mit dem Getriebefaktor f1 = 5,0 konnte

$T_{A\text{-}ØHHW}$ = 105 Nm

bestimmt werden. Gemäß Tabelle 2.05 verfügt der Antrieb in der Betriebsart S2-30 min über ein Betriebsarten-Laufmoment von $T_{A\text{-}S2\text{-}30\ min}$ = 125 Nm. Mit dem Vergleich

$T_{A\text{-}ØHHW} < T_{A\text{-}S2\text{-}30\ min}$

105 Nm < 125 Nm

ist die **Gebrauchstauglichkeit** nachgewiesen.

#### 2.1.5.6.2 Lebensdauer-Nachweis

- Lebensdauerüberprüfung des Antriebs

Der Lebensdauer- bzw. **Betriebsfestigkeits-**Nachweis ist mit dem durchschnittlichen äquivalenten Drehmoment bei zu betrachtenden Wasserständen zu erbringen. Für die

Wasserstaus MHW und MW wurden wie schon für HHW die resultierenden Kräfte in den entsprechenden Verschlusskörperpositionen (2.1.3.11) erfasst (**Tabelle 2.11**). Daraus ergaben sich die Kurven in **Bild 2.053**.

Mit

$$F_{\ddot{A}} = \frac{F_{min} + 2F_{max}}{3}$$

$F_{\ddot{A}}$ = äquivalente Kraft (2.1.4.3.3)

ergibt sich die äquivalente Kraft [12] für MHW:

**Tab. 2.11:** Resultierende Kräfte für mittleres Hochwasser MWH und Mittelwasser MW (s. a. 2.1.3.11, 2. Bild 2.038)

| Wasser-stand | MHW 2, 8 m | MW 2, 5 m | Wasser-stand | MMW 2, 8 m | MW 2, 5 m |
|---|---|---|---|---|---|
| Pos. | Heben [kN] | | Pos. | Senken [kN] | |
| b) | 95 | 80 | d) | 35 | 35 |
| c) | 35 | 35 | e) | 52 | 40 |

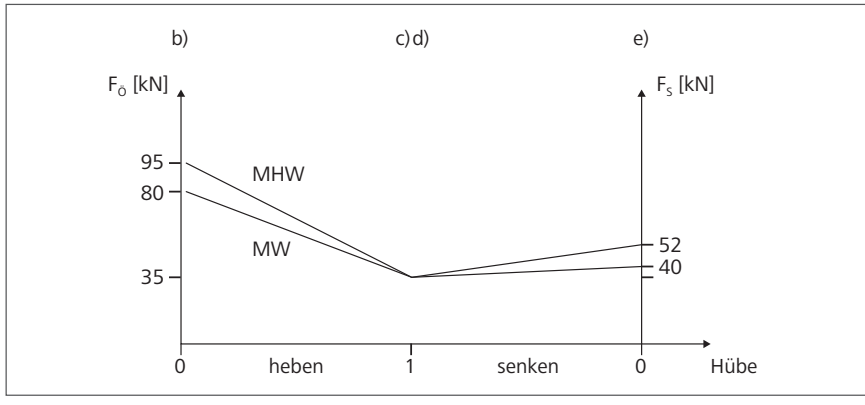



**Bild 2.053:** Errechneter Kraftverlauf am Schütz über ein Lastspiel „Heben – Senken" bei MHW und MW

$$F_{b)-c)} = \frac{35\,kN + 2 \cdot 95\,kN}{3}$$

$$F_{b)-c)} = F_{\varnothing MHW} = 75\,kN$$

und:

$$F_{d(-e)} = \frac{35\,kN + 2 \cdot 52\quad kN}{3}$$

$$F_{d(-e)} = 46\,kN$$

Für einen Doppelhub heben – senken folgt die mittlere Kraft [1] für MHW:

$$F_{ØMHW} = \sqrt[3]{\frac{F_{b)-c)}{}^{3} \cdot s + F_{d)-e)}{}^{3} \cdot s}{2 \cdot s}}$$

mit
$s = Hub_{heben} = Hub_{senken}$

$$F_{ØMHW} = \sqrt[3]{\frac{F_{b)-c)}{}^{3} + F_{d)-e)}{}^{3}}{2}}$$

$$F_{ØMHW} = \sqrt[3]{\frac{75\,kN^{3} + 46\,kN^{3}}{2}}$$

$f_{ØMHW} = 63$ kN

Das entspricht einem Drehmoment von

$T_{ØMHW} = 580$ Nm

Mit dem Getriebefaktor f1 = 5,0 folgt:

$T_{A\text{-}ØMHW} = 116$ Nm

Für MW errechnet sich:

$F_{b)-c)} = 65$ kN
$F_{d)-e)} = 38$ kN

$F_{ØMW} = 54$ kN
$T_{ØMW} = 495$ Nm
$T_{A\text{-}ØMW} = 99$ Nm

Für beide Wasserstände wurde nach der Palmgren-Miner-Methode das durchschnittliche Drehmoment bestimmt. Mit der Anzahl der Doppelhübe, die sich aus der Summierung der anteiligen Spannungsspiele im Lastenheft ergab:

$T_{AÖ}$ bleibt wegen der geringen Einwirkungsdauer unberücksichtigt
$T_{A\text{-}ØHHW}$ mit 0,01 Doppelhübe/Jahr wird vernachlässigt
$T_{A\text{-}ØMHW}$ $n_1$: 6 Doppelhübe/Jahr
$T_{A\text{-}ØMW}$ $n_2$: 24 Doppelhübe/Jahr,

folgt:

$$T_{A-Ø} = \sum_{i-1}^{k} \frac{n_i \cdot T_{Ai}}{N_i}$$

$$T_{A-ØMHW/MW} = \frac{n_1 \cdot T_{A-ØMHW} + n_2 \cdot T_{A-ØMW}}{N_1 + N_2}$$

$$= \frac{6 \cdot 116\,\text{Nm} + 24 \cdot 99\,\text{Nm}}{6 + 24}$$

$$T_{A-ØMHW/MW} = 102\,\text{Nm}$$

Mit $T_{A\text{-}ØMHW/MW}$ = durchschnittliches Antriebsmoment bei MHW/MW.

Die Bedingung für den Lebensdauer-Nachweis ist hiermit erfüllt (s. Tabelle 2.06):

$T_{A\text{-}ØMHW/MH} < T_{A\text{-}STW2}$
102 Nm < 135 Nm.

***Ist das tatsächliche Moment geringer als das zugelassene Laufmoment, so werden Erwärmung und Verschleiß reduziert, wodurch mehr Umdrehungen gefahren werden können. Es kann interpoliert werden(2.1.4.1 Lebensdauerformel bzw. 2.1.4.5.3 Abb. Lebensdauer-Laufmoment).***

- Lebensdauerüberprüfung der Kegelradgetriebe

***Die möglichen Getriebeumdrehungen müssen den in dem jeweiligen Einsatzfall ausgewiesenen Antriebshohlwellenumdrehungen entsprechen.***

Das Kegelradgetriebe GK 25.2 muss

$$U_{GK-gefordert} = \frac{U_{A-35J}}{i_{GK}}$$

$$= \frac{3{,}528\,\text{Mio.}}{5{,}6}$$

$$U_{GK-gefordert} = 0{,}63\,\text{Mio.}$$

630 000-mal drehen. Laut Herstellerunterlagen (s. Tabelle 2.07) sind $U_{GK\text{-}STW}$ = 600 000 Umdrehungen mit reduziertem Moment $T_{GK}$ = 700 Nm zugelassen. Liegt das tatsächlich benötigte Moment darunter, kann die Lebensdauer dem Verhältnis entsprechend angeglichen werden. Eine grobe Berechnung der nominellen Lebensdauer des Getriebes ist mit Hilfe der Lebensdauerformel (2.1.4.1 Elektrische Stellantriebe) möglich.

$L = (C/P)^p$

C: $T_{GK}$ = 700 Nm (s. Tab. 2.07)

P: $T_{GKØ} = T_{A\text{-}ØMHW/MW} \cdot f1$
$= 102\,\text{Nm} \cdot 5{,}0$

$T_{GKØ}$ = 510 Nm

mit
L = Lebensdauerfaktor
C entspricht zugelassenem Laufmoment $T_{GK}$, entsprechend Einsatzfall
P entspricht ermitteltem durchschnittlichen Laufmoment $T_{GKØ}$·
p = 3 gilt für Kugellager bzw. Getriebe

$T_{GK}$ Lebensdauer-Laufmoment des Kegelradgetriebes

$T_{GKØ}$ durchschnittliches Moment am Kegelradgetriebe
$T_{A\text{-}ØMHW/MW}$ durchschnittliches Moment am Antrieb
f1 = Umrechnungsfaktor von Abtriebsmoment zu Eingangsmoment (s. Tab. 2.07)

Benötigte 510 Nm stehen zugelassenen 700 Nm gegenüber, das heißt das Kegelradgetriebe hat Reserven. Der Lebensdauerfaktor ergibt sich zu:

$$L = (T_{GK}/T_{GKØ})^3$$
$$= (700\ Nm/510\ Nm)^3$$
$$L = 2{,}57$$

Die angeglichene nominelle Laufleistung beträgt:

$$U_{GK\text{-}nominell} = U_{GK\text{-}STW} \cdot L$$
$$= 0,\ 6\ Mio. \cdot 2{,}57$$
$$U_{GK\text{-}nominell} = 1{,}5\ Mio.$$

mit
$U_{GK\text{-}nominell}$ = Kegelradgetriebeumdrehungen entsprechend Belastung
$U_{GK\text{-}STW}$ = Kegelradgetriebeumdrehungen bei Laufmoment (s. Tab. 2.07)

Der nominelle Wert ist reichlich bemessen (**Tabelle 2.12**). Sollte das für extreme Einsatzfälle nicht genügen, bieten die Hersteller Revisionslösungen an: Es sollte eine Getriebewartung zum Beispiel im 10-Jahres-Rhythmus ausgeschrieben werden. Die Wartung sieht vor, Schmierstoff und Dichtringe auszuwechseln und Zahnräder bzw. Schnecke und Schneckenrad zu prüfen und erforderlichenfalls zu ersetzen. In diesem „Wie-Neuzustand" ist der Weiterbetrieb keine Frage. Die Alternative wäre, von vornherein das nächstgrößere Getriebe einzusetzen. Über die Notwendigkeit ist von Fall zu Fall zu entscheiden.

### 2.1.5.7 Nachweis der Selbsthemmung

Im vorliegenden Fall soll laut Ausschreibung das Heben und Senken des Verschlusskörpers

**Tab. 2.12:** Umdrehungen der Kegelradgetriebe mit dem berechneten Spindelantrieb

| $U_{GK}$/Hub | 300 |
|---|---|
| $U_{GK\text{-}STW}$ | 600 000 |
| $U_{GK\text{-}35J}$ | 630 000 |
| $U_{GK\text{-}nominell}$ | 1 500 000 |

über Trapezgewindespindeln erfolgen. Geeignet ist dafür eine Kombination aus Stellantrieb und zwei Kegelradgetrieben. Dabei sind die Kegelradgetriebe mit einem Wirkungsgrad um $\eta = 0{,}9$ und der gewählte Antrieb mit der Drehzahl n = 125 1/min mit einem Wirkungsgrad $\eta > 0{,}55$ nicht selbsthemmend. Ausreichend Selbsthemmung gewährleistet die Spindelmutter-Spindel-Verbindung (2.1.4.2).

### 2.1.5.8 Auswertung der Beispielrechnung

Für einen Stellantrieb SA 14.6 – 125 1/min – S2-30 min – Einsatzfall STW2 ergeben sich folgende Drehmomente:

Zulässiges Drehmoment:

$T_{Amax.\ S2\text{-}30min}$ 360 Nm

Öffnungsdrehmomente:

$T_{A\text{-}ÖHHW}$ 184 Nm
$T_{A\text{-}ÖHHW+25\%}$ 230 Nm

Durchschnittliches Drehmoment bei HHW, für die Betriebsart:

$T_{A\text{-}ØHHW}$ 105 Nm

Durchschnittliches Drehmoment bei MHW/MW, für die Lebensdauer:

$T_{A\text{-}ØMHW/MW}$ 102 Nm

Schließdrehmomente:

$T_{A\text{-}SHHW}$ 60 Nm
$T_{A\text{-}SHHW+25\%}$ 75 Nm

- Anlaufmoment

Der SA 14.6 verfügt mit der Drehzahl 125 1/min in der Betriebsart S2-30 min über ein maximales Moment von 360 Nm. Damit ist er dem im Neuzustand erforderlichen Öffnungsmoment von $T_{AÖ}$ = 184 Nm und der durch die DIN 19704-1/8.4 geforderten 25%-Erhöhung gewachsen. Das Losbrechmoment liegt nach Alterung und mit sich ergebenden Unwägbarkeiten zwischen $T_{A\text{-}ÖHHW}$ und $T_{A\text{-}ÖHHW+25\%}$. Das kleinere Schließmoment musste hierbei nicht betrachtet werden.

- Betriebsarten-Laufmoment

Der SA 14.6 ist in der Betriebsart S2-30 min mit einem durchschnittlichen Moment von $T_{A\text{-}ØHHW}$ = 105 Nm bei höchstem Hochwasser HHW geeignet.

- Lebensdauer-Laufmoment

Der Antrieb gestattet bei über 35 Jahre durchschnittlichen $T_{A\text{-}ØMHW/MW}$ = 102 Nm im Einsatzfall STW2 mindestens 4, 0 Mio. Abtriebsumdrehungen. Gefordert werden 3, 528 Mio.

Umdrehungen. Dem entspricht die nominelle Lebensdauer des gewählten Kegelradgetriebes

- Selbsthemmung

Die gewählte Antriebs-Getriebe-Verbindungsglied-Kombination verfügt mit den eingängigen Spindeln über ausreichend Selbsthemmung.

- Anzahl der Hübe

Mit 125 1/min kann der Antrieb 2,2 Hübe hintereinander fahren. Sind mehr Hübe erforderlich, besteht die Möglichkeit die Abtriebsdrehzahl höher zu wählen. Auf Anfrage kann auch die Betriebsart S2-60min verwendet werden.

- Zulässige Stellgeschwindigkeit

Nach DIN 19704-2/9.2.2 sollte die Geschwindigkeit des Verschlusskörpers bei Erreichen der Endstellung 0,1 bis 1,0 m/min nicht überschreiten. Ausgeschrieben wurde die Stellgeschwindigkeit v = (200 … 400) mm/min. Die errechnete Stellgeschwindigkeit v = 223 mm/min ist zulässig.

***Um Auslegungsfehler zu vermeiden, wird zunehmend von Planern gefordert, nicht nur die ermittelten Drehmomente zu nennen, sondern die konkreten Stellantriebs- und Getriebegrößen auszuschreiben.***

## 2.1.6 Nachweise für außergewöhnliche Beanspruchungen

Im Gegensatz zu den bisher behandelten dynamischen Vorgängen wird hierbei auch von einer **statischen Beanspruchung** gesprochen. Es wird belastet, aber nicht bewegt; es kommt zu keinem Verschleiß; eine Auswirkung auf die Lebensdauer (Betriebsfestigkeit) ist nicht gegeben. Dabei sollte ein Sicherheitsfaktor 2 – noch besser 1,5 – des Nennmoments nicht überschritten werden, um plastische Verformung, Riss oder Bruch zu vermeiden.

### 2.1.6.1 Einseitiges Halten bei zweiseitig angetriebenen Verschlusskörpern

Im Störfall, das heißt bei Unterbrechung einer Verbindungslinie, muss jeweils der andere Strang – abgesehen von einmaligem oder vorübergehendem Antreiben, das auszuschreiben ist – **einseitiges Halten** des Verschlusskörpers gewährleisten (DIN 9704-1/5.4.1a). Die Haltekraft bzw. das Haltemoment der dafür geeigneten Elemente Antrieb, Getriebe und Verbindungsglied muss hinreichend groß sein. Im vorliegenden Fall kann eine Spindel-Spindelmutter-Verbindung das übernehmen. Dann wird das folgende Getriebe nicht belastet.

Bei nichtselbsthemmendem Verbindungsglied werden die Zahnräder des nachfolgenden Getriebes beansprucht. Im Beispiel ist es ein nichtselbsthemmendes Kegelradgetriebe GK25.2. Mit seinem zulässigen Drehmoment $T_{maxGetr.}$ = 2000 Nm und dem Sicherheitsfaktor S = 2 wird:

$$T_{Ö} = 920 \text{ Nm} \leq T_{maxGetr.} = 4\,000 \text{ Nm}$$

Damit ist das Getriebe mit seinen Zahnrädern auch für diese Beanspruchung geeignet. Das Halten muss aber ein selbsthemmendes Glied – Antrieb, Bremsmotor oder Lastmomentsper-

re – übernehmen. Ein selbsthemmendes Schneckengetriebe wird an gleicher Stelle ebenso beansprucht – Schnecke/Schneckenrad –, kann aber zugleich das Halten übernehmen.

***Kegelrad-, Stirnrad-, Schneckengetriebe und Stellantriebe verfügen unabhängig von vorhandener Selbsthemmung über eine zweifache Bruchsicherheit.***

### 2.1.6.2 Außergewöhnliche Einwirkungen des Antriebs im Störfall

Für den Stahlwasserbau-Planer ist über die hier erfolgten Betrachtungen hinaus noch Folgendes zu beachten.

„Im Störfall zum Beispiel bei **Blockierung des Verschlusskörpers** infolge Festklemmens oder Festfrierens (DIN 19704-1/5.5) wird bei einseitiger Hinderniseinwirkung die gesamte Antriebsleistung über diesen Strang abgetragen. Dann sind die größtmöglichen Einwirkungen der Antriebskräfte/Antriebsmomente des Antriebs auf den Verschlusskörper … zu erfassen". Das gilt für die Öffnungs- wie die Schließrichtung.

„Die **Einwirkungen der Antriebe**, wie zum Beispiel das Motorkippmoment, das Bremsmoment oder die – durch Plombieren zu sichernden – Einstellwerte gelten als **kontrollierte veränderliche Einwirkungen**. Deren Werte sind als charakteristische Werte der größtmöglichen Kraftübertragung in die Bemessung einzuführen. Die Rückwirkungen … sind in allen wesentlichen Maschinenteilen für die Tragsicherheitsnachweise erforderlich und bis zum Anschluss an die Stahlkonstruktion zu verfolgen" (DIN 19 704-1/8.4). Es wirkt möglicherweise ein überhöhtes Drehmoment auf stahlwasserbauliche Elemente wie Schrauben, Bolzen, Lager, Schweißnähte, Verankerungen, Verbindungsglieder und auch Wellen mit ihren Aufnahmebuchsen und Passfedern, die dadurch beschädigt werden können.

***Es können Passfedern unterschiedlicher Güte gewählt werden. Der Grad ihrer Beschädigung wird zum Indikator für die Belastung. Ein Versagen muss aber ausgeschlossen werden.***

Dafür ist das zumeist größere Drehmoment in Öffnungsrichtung zu berücksichtigen. Auf die Sicherheit gegen Knicken von Verbindungsgliedern durch das Schließmoment wird in (2.1.8 Knicksicherheit) eingegangen.

„Im Fall von Elektromotoren, die durch Frequenzumrichter geregelt sind, ist das Antriebsdrehmoment – zur Berücksichtigung der größtmöglichen Kraftübertragung – um mindestens 5 % größer als das erforderliche Antriebsmoment zu wählen" (DIN 19704-1/8.3):

$$T_A = 1{,}05 \cdot T_{Amax}$$

Nach DIN 19704-1/8.4 sollten die erforderlichen Antriebsmomente bei der Einstellung um mindestens 25 % erhöht werden:

$$T_{AEinstell} = 1{,}25 \cdot T_A$$

Die Einstellwerte der Drehmomente sind mit Aufschlägen – Teilsicherheitsbeiwerten $\gamma_F$ – zu versehen. Die Normen (DIN 19704-1/Tab.5/Nr.14 und Tab.6) enthalten für unterschiedliche Aufbauten bzw. mögliche Beanspruchungen Sicherheitsbeiwerte für die Einflussnahme

der Antriebe. So ist zum Beispiel das Wirken des Motorkippmoments bei Antrieben ohne Drehmomentbegrenzung mit dem Faktor $\gamma_F = 1{,}1$ oder der Einfluss versagender Zusatzeinrichtungen wie Überlastschutzeinrichtungen, Sicherheitskupplungen und Thyristorsteller mit $\gamma_F = 1{,}35$ zu beaufschlagen. Dabei ist jede der in (DIN 19704-1/Tab.6) aufgeführten Einwirkungen gesondert zu untersuchen (DIN 19704-1/9.3) und zu bewerten. So muss das Kippmoment bei Kompaktantrieben, in denen Weg- und Drehmomentschalter den Lauf des Antriebs überwachen, nicht berücksichtigt werden.

$$T_{ABeanspruchung} = \gamma_F \cdot T_{AEinstell}$$

„Das eingestellte Drehmoment darf in die Tragsicherheitsnachweise eingesetzt werden, wenn es durch eine Plombierung gesichert ist, und wenn es bei Montage, Reparatur oder Wartung nicht überschritten werden kann." (DIN 19 704-1/8.4)

Dem müssen die Widerstandsgrößen der Maschinenteile für die Tragsicherheitsnachweise genügen (DIN 19704-1/9.4). Als **Beanspruchbarkeiten** sind die Bemessungswerte der Streckgrenze $f_{y,\,d}$ oder der 0,2 %-Dehngrenze $f_{0,\,2,\,d}$ mit dem Teilsicherheitsbeiwert $\gamma_M = 1{,}5$ zu berechnen.

Durch die Multiplikation der Einwirkungen mit dem Sicherheitsbeiwert $\gamma_F$ (F = Force, dt. Kraft) (DIN 19704-1 Tabelle 5/Nr.14 bzw. DIN 19704-1 Tabelle 6) wird die Beanspruchung erhöht. Durch die Division mit $\gamma_M$ (M = Material) wird die zulässige Beanspruchbarkeit des Materials reduziert.

***STW-Sachverständige sprechen vom Hochrechnen – Ermittlung der in Ausnahmesituationen möglichen hohen Kräfte - und vom anschließenden Herunterrechnen – Einwirkung auf die geminderte Beanspruchbarkeit der betreffenden Zusatzeinrichtungen.***

## 2.1.7 Beispiele für Anordnungen der Antriebs-Getriebe-Kombination

Entsprechend unserem Rechenbeispiel werden zwei Trapezgewindespindeln – einmal mit Links- einmal mit Rechtsgewinde – einer Kombination aus Antrieb und zwei Kegelradgetrieben zugeordnet. Werden Kegelradgetriebe mit durch austauschbare Radsätze veränderbarer Abgangsdrehrichtung eingesetzt, können zwei gleich geschnittene Spindeln verwendet werden (**Bild 2.054**).

Spindelmuttern der Anschlussformen A nach DIN ISO 5210 oder – im Stahlwasserbau wegen ihrer pendelnden Ausführung vorzugsweise – AK ermöglichen Zug- und Schubbewegungen (**Bild 2.055**).

Das Drehmoment wird vielfach durch **Elastische Sicherheitskupplungen** übertragen (**Bild 2.056**), die ein leichtes Verbinden und Trennen ermöglichen.

Anstelle des Antriebs kann auch ein Eingangsgetriebe mit einem Handrad für reinen Handbetrieb oder zum Aufbau des Stellantriebs vorgesehen werden (**Bild 2.057**). In der kleinsten Ausführung überträgt ein Getriebe 1:1. Bei der Wahl größerer Getriebe ist die gewünschte Übersetzung bei der Antriebsauswahl zu berücksichtigen. Für die Wellenanschlüsse kann

**Bild 2.054:** Stellantrieb und 2 Kegelradgetriebe mit veränderbarer Abgangsdrehrichtung

nach DIN ISO 3210/5210 die **Abtriebsform D/D** bzw. **B3/D** gewählt werden.

Eine andere Möglichkeit sieht vor, eine Welle mit Passfedern am Ende und in der vorgesehenen Antriebsposition durch den mittig angeordneten Antrieb bzw. das Getriebe zu schieben. Das auf der Gegenseite herausragende Anschlussstück schließt mit einer Hülsenkupplung die zweite Welle an oder wird bis in das gegenüber liegende Getriebe geschoben (**Bild 2.058**).

**Bild 2.055:** Kegelradgetriebe mit Gewindebuchse bzw. Spindelmutter mit Schmierstelle für die Lager

**Bild 2.056:** Elastische Sicherheitskupplung zur Drehmomentübertragung

Um den mittigen Tragpfosten zu sparen, kann der Antrieb direkt an eines der beiden Kegelradgetriebe montiert werden (**Bild 2.059**). In diesem Fall ist am Antrieb die Abtriebsform B3/D vorzusehen.

Ziel ist, nachdem die Rechnung zu umsetzbaren Ergebnissen geführt hat, die benötigten Anlagenteile optimal auszuwählen und zusammenzufügen. Die Einbaulage aller Antriebe und Getriebe ist beliebig. Fragen der Sicherheit, der Zugänglichkeit und der Wartung sind noch einmal, jetzt ganz konkret, zu beantworten.

Über die Möglichkeiten der ausgeschriebenen Bussteuerung und weiterer Besonderheiten informieren Abschnitt 4.3.1 bzw. die Herstellerunterlagen.

**Bild 2.057:** Kegelradgetriebe mit Elektroantrieb, zentrale Montage

**Bild 2.058:** Kegelradgetriebe mit durchgeführter Welle

**Bild 2.059:** Kegelradgetriebe mit Elektroantrieb, seitliche Montage

## 2.1.8 Knicksicherheit

Spindeln müssen eine Last halten, heben und senken. Ganz wichtig ist deshalb deren Materialauswahl. Sie entscheidet über „Druckbelastbarkeit im Querschnitt" und zulässige „Flächenpressung im Gewinde". Der erforderliche Kernquerschnitt (2.1.5.2) für das Heben errechnet sich aus dem Spannungsnachweis (DIN 18 800-1/747):

$$\frac{\sigma_d}{\sigma_{R,d}} \leq 1$$

mit

$\sigma_d$ = Normalspannung
$\sigma_{R,d}$ = Grenznormalspannung

Zum Schließvorgang wird landläufig oft gesagt, das Riesenschütz sei schwer genug, es fiele von allein nach unten. Abgesehen von der Selbsthemmung gilt das durchaus. Und oft wird es vom Auftraggeber sogar gefordert. Statt einer hinreichenden 12-mm-Stautafel wird dann vielleicht eine dickere gewählt, um auf ein höheres Gewicht zu kommen. Von diesem Fall abgesehen muss ein Schütz auch ohne Selbsthemmung zumeist gegen Reibung und Auftrieb nach unten gedrückt werden. Was, bedingt durch das Verschlusskörpergewicht und den Sog, im Allgemeinen leichter von statten geht als das Ziehen. Wenn Knickgefahr besteht, wird bei gleicher erforderlicher Kraft für Heben und Senken für das Schließen

ein Mehrfaches an Sicherheit notwendig. In dem Fall wird für das Schließen ein größerer Spindeldurchmesser errechnet.

### 2.1.8.1 Extreme Lastfälle

Fachleute haben es im Blick. Sie sprechen schon mal von „Strohhalmen", wenn ihnen die eine oder andere Spindel zu „spillrig" erscheint.

***Knicksicherheit verlangt: Eine vorgegebene Spindel darf eine sichere Länge nicht überschreiten. Mit zunehmender freier Länge und damit größerer Schlankheit erhöht sich die Gefahr des Ausknickens beim Schließen, was wiederum eine Vergrößerung des Spindeldurchmessers erfordert.***

Nun kann eine für die größere Zugkraft berechnete Zweispindel-Anlage – die auf jeder Spindel 50 % der Gesamtlast übernimmt – durchaus jahrelang ordentlich auf- und ablaufen. Problematisch kann es werden, wenn

- der **außergewöhnliche Lastfall** eintritt, dass ein Getriebe oder ein Verbindungsglied ausfällt. Wenn dann geschlossen wird, überträgt sich das gesamte eingestellte Antriebsmoment auf die zweite noch funktionstüchtige Seite. Was bei torsionssteifen Fischbauchklappen mit Triebstöcken oder Elektrohubzylindern zu einem **vorübergehenden einseitigen Antreiben** (DIN 19704-1/5.4.1b), bei Schützen in engen Führungen aber zu Verkanten und Blockieren führen kann. Durch den Auftraggeber ist die Bewertung des konkreten zu berücksichtigenden Falls zu fordern (DIN 19704-1/5.4.1).
- ein kräftiger Ast oder auch ein Autoreifen außermittig unter das Schütz gerät, oder wenn die Bewegung durch Geschiebe oder Festfrieren einseitig behindert, ein Weiterfahren ausgeschlossen wird. Auch ein solcher Fall (DIN 19704-1/5.4.2) ist vom Auftraggeber für eine Bewertung zu benennen.

In beiden Konstellationen geht beim Blockieren des Schützes das gesamte eingestellte Antriebsmoment, das eigentlich für zwei Seiten berechnet war, auf die behinderte Seite und kann zum Ausknicken eines nur für das halbe Antriebsmoment ausgelegten Verbindungsglieds führen (**Bild 2.060**).

Deshalb sind nach DIN 19704-1/5.5 bei Blockierung des Verschlusskörpers infolge Festklemmens oder Festfrierens die größtmöglichen Einwirkungen der Antriebskräfte/Antriebsmomente des Antriebs auf den Verschlusskörper – bzw. die Verbindungsglieder – zu erfassen. Der folgende Knicknachweis ist also mit 100 % Schließkraft plus Sicherheit zu führen.

### 2.1.8.2 Ermittlung der Knicksicherheit

Für die angemessene Auslegung von Spindeln gibt es Literatur und Rechenprogramme. In reduzierter Form kann zur Knicksicherheit festgestellt werden:

***Der Knicksicherheitsnachweis für ein Verbindungsglied ist mit der Bemessungsdruckkraft (100 %) unter Berücksichtigung des Abschaltmomentes – nach DIN 19704-1/8.4 soll das Abschaltmoment um mindestens 25 % über***

**Bild 2.060:** Ausgeknickte Spindel

***dem erforderlichen Antriebsmoment liegen – und des Teilsicherheitsbeiwertes für die Bemessungswerte der Beanspruchungen (Einwirkungen) (DIN 19 704-1/Tab.6.1) $\gamma_F$ = 1,35 nach DIN 18800-2 (Ausgabe Nov 1990) oder mit einer anderen Methode zu führen. Dabei ist der Teilsicherheitsbeiwert für die Beanspruchbarkeiten (Widerstandsgrößen) (DIN 19 704-1/9.4) $\gamma_M$ = 1,5 zu berücksichtigen.***

Für einteilige Stäbe ist der Nachweis der Biegeknicksicherheit nach DIN 18800-2/3 zu führen.

**Berechnungsablauf**
Nach DIN 18800-2 (Ausgabe Nov 1990) muss für den Tragsicherheitsnachweis folgende Forderung erfüllt sein:

$$\frac{\text{Beanspruchung}}{\text{Beanspruchbarkeit}} \leq 1$$

Die Beanspruchung beträgt nach DIN 19704-1/8.4:

$$N_K = 1{,}25 \cdot N$$
$$= 1{,}25 \cdot 50\ \text{kN}$$
$$N_K = 64\ \text{kN}$$

mit
$N_K$ = charakteristischer Wert von N
N = Normalkraft = $F_S$ (Beispielrechnung)

Die Beanspruchbarkeit ist wie folgt zu berechnen:

- Knicklänge $S_K$

  $S_K = \beta \cdot l$

  $S_K = 1 \cdot 300\ cm = 300\ cm$

mit
Eulerknickfall 2: $\beta = 1$
l = Spindellänge

- Schlankheitsgrad $\lambda_K$

$$\lambda_K = \frac{S_K}{i}$$

Trägheitsradius z: $i = \sqrt{\frac{I_Z}{A}} = \sqrt{\frac{r^4 \cdot \pi}{r^2 \cdot \pi \cdot 4}} = 1{,}725\ cm$

$$\lambda_K = \frac{300\ cm}{1{,}725\ cm} = 173{,}9$$

mit
$I_Z$ = Flächenmoment 2. Grades
A = Kernquerschnitt
$d_k$ = Kerndurchmesser = 6,9 cm
r = $d_k/2$

- Bezogener Schlankheitsgrad $\overline{\lambda_K}$

mit Bezugsschlankheitsgrad $\lambda_S = \pi\sqrt{\frac{E}{f_{YK}}} = \pi\sqrt{\frac{21000\ kN/cm^2}{65\ kN/cm^2}} = 56{,}47$

Werkstoff: 42CrMo4
E = Elastizitätsmodul = 21 000 kN/cm²
$f_{yk}$ = Streckgrenze = 65,0 kN/cm²

$$\overline{\lambda_K} = \frac{\lambda_K}{\lambda_S}$$

$$\overline{\lambda_K} = \frac{173{,}9}{56{,}47}$$

$$\overline{\lambda_K} = 3{,}08$$

Bereich für die Ermittlung von $\kappa$: $\overline{\lambda_K} > 3{,}0$ (vereinfachend) 3,08 > 3,0

- Abminderungsfaktor $\kappa$

Parameter $\alpha$ für die Knickspannungslinie c für den Kreisvollquerschnitt: $\alpha = 0{,}49$

$$\kappa = \frac{1}{\bar{\lambda}_K(\bar{\lambda}_K + \alpha)}$$

$$\kappa = \frac{1}{3,08(3,08 + 0,49)}$$

$$\kappa = 0,091$$

- Normalkraft im plastischen Zustand $N_{pl,d}$

$$N_{pl,d} = A \cdot \sigma_{R,d}$$
$$= A \cdot \frac{f_{yk}}{\gamma_M}$$
$$= \frac{\pi}{4} \cdot 6,9^2 cm^2 \cdot \frac{65 kN/cm^2}{1,5}$$
$$N_{pl,d} = 1620 kN$$

mit
$\sigma_{R,d}$ = Grenznormalspannung
$\gamma_M$ = Teilsicherheitsbeiwert für die Widerstandsgrößen (Beanspruchbarkeiten),
für den Maschinenbau $\gamma_M = 1,5$,
für den unbeweglichen Stahlbau gilt $\gamma_M = 1,1$

- Nachweis der Biegeknicksicherheit

$$\frac{N_d}{\kappa \cdot N_{pl,d}} < 1$$
$$\frac{\gamma_F \cdot N_K}{\kappa \cdot N_{pl,d}} < 1$$

$$\frac{1,35 \cdot 64 kN}{0,091 \cdot 1620 kN} = 0,58 < 1$$

mit
$N_d$ = Bemessungswert von $N_K$;
$N_d = \gamma_F \cdot N_K$
$\gamma_F$ = Teilsicherheitsbeiwert für die Einwirkungen (Beanspruchungen), $\gamma_F = 1,35$

Damit liegt für die gewählte Spindel eine fast zweifache Sicherheit vor. Die Forderung nach Biegeknicksicherheit ist erfüllt!

- Nachweis der Biegeknicksicherheit mit minimal einstellbarem Antriebsmoment

Unter 2.1.5.4 ist festgelegt worden, dass der Drehmomentschalter des zu wählenden Antriebs für die Schließrichtung auf mindestens $T_{AS+25\%} = 75$ Nm einzustellen ist. Gewählt wurde der SA 14.6 mit einem Drehmomentbereich von 200 Nm bis 360 Nm. Das heißt er lässt

sich nicht auf 75 Nm einstellen. **Tabelle 2.13** ist zu entnehmen, dass mit einem reduzierten Drehmomentbereich von 100 Nm bis 250 Nm gearbeitet werden kann. Als geringste Größe ist daher 100 Nm einzustellen. DIN 19 704-1/8.4 schreibt vor, das eingestellte Moment sollte „mindestens" 25 % über dem erforderlichen Antriebsmoment nach 8.3 liegen. 100 Nm dürfen bzw. sollten also eingestellt werden. Ist die Spindel dem gewachsen?

Die Rückrechnung ergibt:

$$T_S = T_{AS} \cdot f1$$
$$= 100\ \text{Nm} \cdot 5{,}0$$
$$T_S = 500\ \text{Nm}$$

mit
$T_S$ = Schließmoment
$T_{AS}$ = Antriebsschließmoment
f1 = Umrechnungsfaktor von Abtriebsmoment zu Eingangsmoment
$F_S$ = Schließkraft

Mit unserem Computerprogramm folgt:

$F_S = 85$ kN.

Nachweis der Biegeknicksicherheit

**Tab. 2.13:** Technische Daten Drehantriebe – reduzierte Momente, Auszug

| Typ | Drehmomentbereiche [Nm] in der Betriebsart S2 -15min | S2-30min |
|---|---|---|
| SA 14.2 | | |
| normal | 100 – 250 | 100 – 180 |
| reduziert | 40 – 120 | |
| SA 14.6 | | |
| normal | 200 – 500 | 200 – 360 |
| reduziert | 100 - 250 | |
| SA 16.2 | | |
| normal | 400 – 1000 | 400 – 710 |
| reduziert | 200 - 800 | |

$$\frac{\gamma_F \cdot N_K}{\kappa \cdot N_{pl,d}} < 1$$

$$\frac{1{,}35 \cdot 85\ \text{kN}}{0{,}091 \cdot 1620\ \text{kN}} = 0{,}78 < 1$$

Das Ergebnis zeigt, die Spindel ist auch für die erhöhte Beanspruchung einzusetzen. Ganz abgesehen davon, dass mit der Einführung von $\gamma_M = 1{,}5$ die Beanspruchbarkeit bereits

sicherheitshalber reduziert wurde.

In Tiefschützen – mit größeren Spindellängen bzw. Spindelverlängerungen – wird die zulässige freie Knicklänge durch Gestängeführungen in zum Beispiel 2 m oder 3 m Abständen eingehalten.

### 2.1.8.3 Unterstützende Maßnahmen

Was kann darüber hinaus getan werden?

- Grundsätzlich die Drehmomentabschaltung einbeziehen (DIN 19704-2/9.2.3). Dann steht neben dem Wegschalter ein weiterer Funktionsschalter zur Verfügung, was für die Endlagenabschaltung eine nahezu hundertprozentige Zuverlässigkeit bewirkt.
- Drehmomente in Schließrichtung nicht unnötig hoch einstellen? An einem Antrieb lassen sich unabhängig voneinander ein Öffnungs- und ein Schließmoment einstellen. Bei zweiseitig angetriebenen Verschlusskörpern wirkt bei einseitiger Störung auf die zweite Spindel das gesamte Drehmoment. Der zudem durch die DIN geforderte 25-prozentige Einstellzuschlag gilt für das Schließ- wie auch das Öffnungsmoment. Ihre Berechtigung hat die Forderung auch, weil die Ermittlung der charakteristischen Größen mit vielen Unsicherheiten verbunden ist, und das Schließen in jedem Fall gewährleistet sein muss. Es muss also höher eingestellt werden „können". Ganz wichtig ist dieser höhere Wert für die ausreichende Dimensionierung. Denn die Spindeln müssen ohnehin hinreichend ausgelegt sein. Erst wenn diese Bedingung erfüllt ist, darf versucht werden, mit knapp eingestelltem Moment zu schließen!
- Die Verschlusskörperposition erkennbar machen. Vermutlich wegen allzu knapper Auslegung kam es in einer Anlage zum Spindelausknicken, weil der Bediener nach automatischem Antriebsabschalten durch das braune Wasser die Position des Verschlusskörpers nicht erkennen konnte. „Wie immer" startete er noch einmal, „um den letzten Rest der Ablagerung zur Seite zu drücken". Aber dieses Mal ging das komplette Moment nur auf die eine Spindel, unter die sich ein 10 cm dickes Stämmchen gelegt hatte. Das reichte aus, die Spindel zum Knicken zu bringen. Immer öfter sorgt man deshalb für **Visualisierung** durch Messlatten (**Bild 2.061**) oder elektronische Einrichtungen, um die Verschlusskörperposition sicher erkennen und wie in dem Fall das Hindernis vor dem Schließen räumen zu können. In **Bild 2.062** wurden Visualisierung und Unfallschutz kombiniert.
- Erforderlichenfalls Antriebe mit reduzierten Momenten einsetzen. Abweichend von der normalen Ausstattung können in Antrieben schwächere Federn verwendet und damit vom Standard abweichende Drehmomente erreicht werden. Somit ist es möglich, ein angemessenes Öffnungsmoment und ein meistens kleineres Schließmoment zu überwachen, ohne die Knicksicherheit der Verbindungsglieder dem höheren Standarddrehmomentbereich anpassen zu müssen.

***Es können unter Umständen schwächere Spindeln zum Einsatz kommen.***

Reduzierte Drehmomente sind für Auf- und Zu-Richtung oder nur für eine Richtung verfügbar. Sie sind voneinander getrennt einstellbar. Bei Schalterversagen würde aber auch bei reduziertem Moment das volle Motorkippmoment wirksam werden (s. Tabelle 2.05 im Abschnitt 2.1.4.5.1).

**Bild 2.061:** Visualisierung durch eine Messlatte an einem Doppelschützenwehr

**Bild 2.062:** Visualisierung in einer Triebstockanlage hinter Unfallschutzhülsen

Häufig ist zu hören, die einstellbare Reduzierung gehe nicht weit genug. Da ist im Hinterkopf die Hoffnung, die Spindelgröße noch weiter verringern zu können. Aber auch ein Schütz kommt in die Jahre: die Gleitleisten, die Dichtleisten. Die Lager- und auch die Spindelschmierung wurden vernachlässigt; alles ist längst verharzt. Wenn dann der Antrieb nicht kräftig genug ist, geht nicht mehr viel – nicht auf, nicht zu. Das alles setzt Momentreserve und eine reichlich bemessene Spindel voraus.

***Eine etwas größer ausgeführte Spindel führt zu besserer Laufruhe und hat immer auch den Vorteil, dass die dazugehörige Spindelmutter geringerem Verschleiß unterliegt.***

- Sicherheitskupplungen mit Drehmomentüberwachung verwenden. Nun ist in den letzten Jahren den Verfechtern schlankerer Spindeln eine neue „Waffe" zu Hilfe gekommen. Zu den Drehmomentschaltern im Antrieb – die ja beide Spindellasten zusammen überwachen – können nun niedriger einstellbare Sicherheitskupplungen für jede Seite getrennt verwendet werden. Die Spindel muss dann nicht mehr wegen eines anzunehmenden Störfalls mit 100 % (+ 25 %) Drehmoment, sondern kann mit 50 % (+ 25 %) Drehmoment wie bei normaler Endlagenabschaltung auf Knickung berechnet werden.

Wie die Sicherheitskupplung arbeitet, zeigt **Bild 2.063**.

Mittels Federkraft (2) werden Kugeln (4) in Vertiefungen (5) gedrückt. Steigt das Drehmoment über die Kraft der Tellerfedern, springen Kugeln aus den Vertiefungen und das Drehmoment wird nicht mehr übertragen. Der ausrückende Schaltring(3) veranlasst den Näherungsinitiator (6), den Antrieb elektrisch abzuschalten (**Bild 2.064**).

Bei Stillstand darf eine Sicherheitskupplung nicht zum Halten einer Last genutzt werden (DIN 19704-2/9.2.6). Sie wird deshalb immer zwischen Antrieb und ein selbsthemmendes Element wie Spindelmutter/Spindel, Schneckengetriebe oder Lastmomentsperre gesetzt (**Bild 2.065**).

Aber auch Sicherheitskupplungen haben ihre Probleme. Zwar lassen sich die Abschaltmomente über Einstellmuttern(1) verändern, aber der Schaltpunkt ist auf Dauer nicht konstant. Da wirken einmal alle bekannten Umwelteinflüsse. Besonders die Temperatur und natürlich das Alter. So dass unter bestimmten Umständen eine Sicherheitskupplung eben doch zu spät – dann ist das Moment schon zu groß – oder gar nicht vor dem Drehmomentschalter löst. Zu ihrer Sicherheit lassen Auftraggeber im Rahmen der üblichen Wartungen die Kupplungen durch einen Fachbetrieb auslösen und wieder einrichten. Natürlich ist damit Verschleiß verbunden. Deshalb sollte für dieses Vorhaben das Einstellmoment reduziert werden.

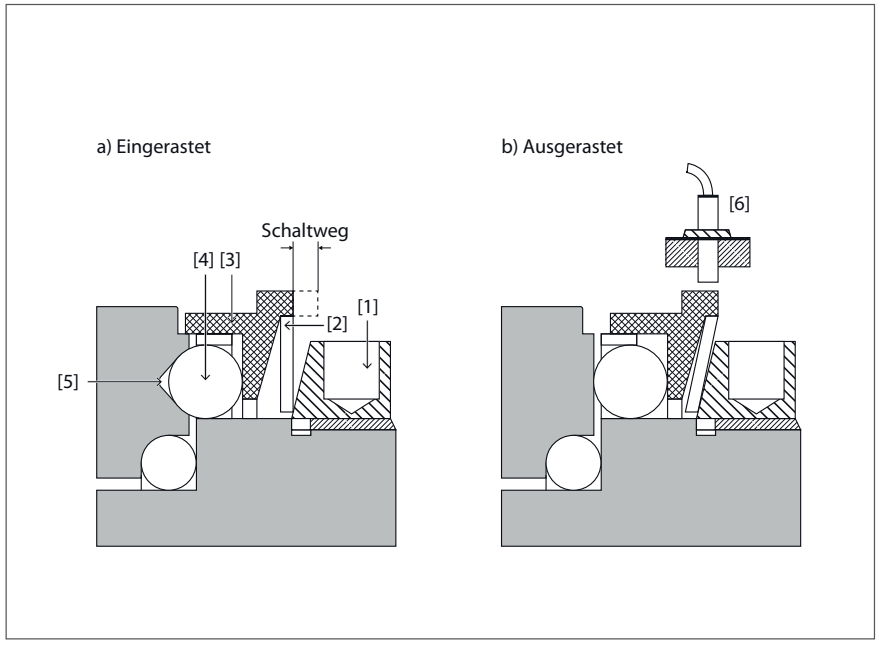



**Bild 2.063:** Sicherheitskupplung

Selbst wenn eine Kupplung erwartungsgemäß wegen eines störenden Hindernisses getrennt hat, gibt es Handlungsbedarf. Das System ist aus dem Gleichgewicht und muss mehr oder weniger aufwändig wieder ausbalanciert werden. Schon daraus rühren gewisse Vorbehalte.

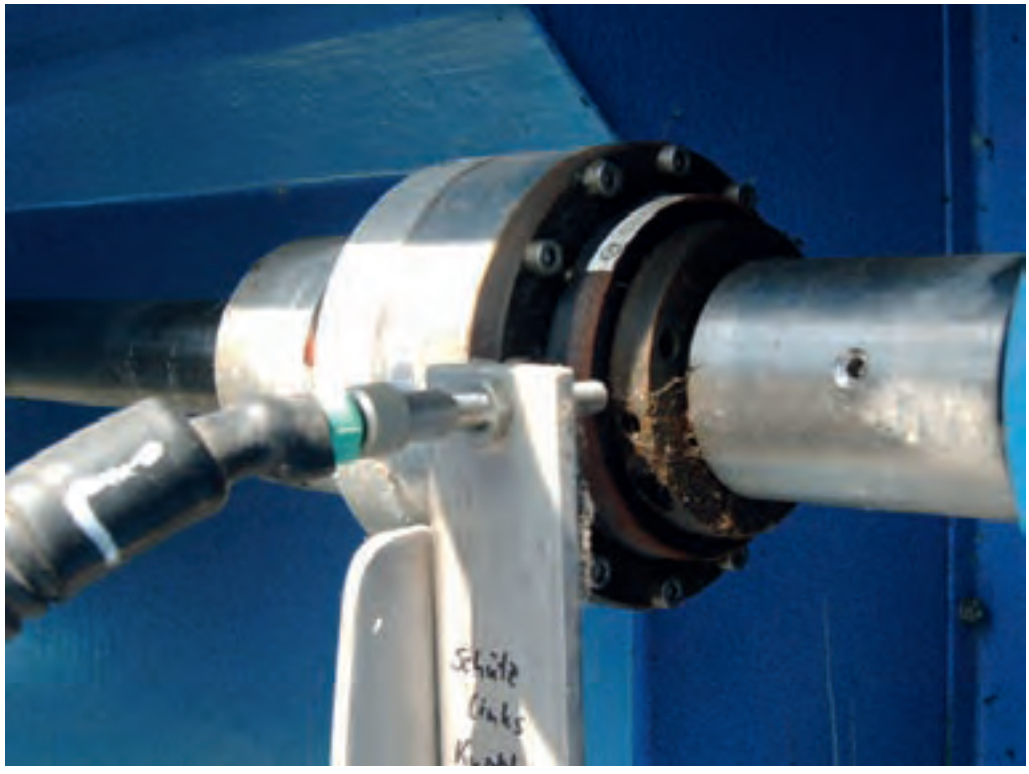


**Bild 2.064:** Rutschkupplung mit Näherungsinitiator zur elektrischen Abschaltung

***Aus Anwendersicht bestehen gegen Sicherheitskupplungen für Motorbetrieb vor allem Bedenken, weil sie nur auf einen Wert – genutzt wird in der Regel das niedrigere Schließmoment – eingestellt werden können. Ein unterbrechungsfreies Öffnen ist damit bei Schwergängigkeit kaum noch möglich.***

## 2.1.9 Handbetrieb

■ Ermittlung der benötigten Handkräfte

Nach DIN 19704-2/9.2.7 sind mechanische Antriebe mit Handantrieben auszustatten. Das ist für die Hubeinstellung erforderlich und sichert einen Notbetrieb. Wichtig ist, dass die Entkopplung zwischen Motor und Antriebswelle erfolgt, also im nichtselbsthemmenden Bereich, so dass auch bei anstehendem Drehmoment leicht umgeschaltet werden kann. Stets muss der Motorbetrieb Vorrang haben. Das heißt, bei gesetztem elektrischem Signal muss automatisch von Hand- auf Motorbetrieb zurückgekoppelt werden. Notwendig wurde die Forderung, weil in Anlagen nach Handbetätigungen verschiedentlich nicht manuell zurückgeschaltet wurde und in einem solchen Fall von zentraler Stelle aus nicht gestartet werden konnte. Darüber hinaus darf das Handrad bei drehendem Motor – um Verletzungsgefahr

**Bild 2.065:** Elastische Sicherheitskupplungen mit Drehmomentüberwachung an einem Stellantrieb

zu vermeiden – nicht mitdrehen.

Nach unserer Beispielrechnung in Abschnitt 2.1.5.4 ist der SA14.6 einsetzbar. Als Abgangsdrehzahl wurde n = 125 1/min gewählt (**Tabelle 2.14**). Bei maximalem Drehmoment $T_{max}$ = 500 Nm in der Betriebsart S2-15 min folgt mit der Übersetzung 5,5: 1 bei Verwendung des Standardhandrads, $d_{Standard}$ = 400 mm, die erforderliche Handkraft $F_{HaStandard}$ = 741 N bei einem Eingangsmoment am Handrad von $T_{AHamax}$ = 148 Nm.

Mit dem ermittelten Antriebsöffnungsmoment $T_{AÖ}$ = 184 Nm lässt sich das tatsächliche Eingangsmoment am Handrad wie folgt errechnen:

$$T_{AHaÖ} = \frac{T_{AÖ}}{i_{Ha} \cdot \eta}$$

$$= \frac{184\,\text{Nm}}{5{,}5 \cdot 0{,}4}$$

$$T_{AHaÖ} = 84\,\text{Nm}$$

mit

$T_{AHaÖ}$ = Öffnungsmoment am Handrad
$T_{AÖ}$ = Antriebsöffnungsmoment
$i_{Ha}$ = Handradübersetzung
$\eta$ = Wirkungsgrad des Schneckengetriebes, eingängig

**Tab. 2.14:** Handkräfte an AUMA-Drehantrieben (Auszug)

| Dreh-Antrieb | Drehmom. max. [Nm] | Abtriebs-drehzahl [1/min] | Handrad-übersetz. | Standard-handradd. [mm] | erforderl. Handkraft [N] | Option. Handradd. [mm] | erforderl. Handkraft [N] | Drehmom. a. Handrad [Nm] |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| SA14.6 | 500<br>500<br>400 | 90<br>125<br>180 | 8 : 1<br>5,5 : 1<br>4 : 1 | 400<br>400<br>400 | 758<br>741<br>808 | 500<br>500<br>500 | 606<br>593<br>646 | 152<br>148<br>162 |

DIN 19704-1/8.3 verlangt: „Die Handkraft sollte etwa 80 N bis 100 N je Person betragen und kurzzeitig 250 N nicht überschreiten". Es ist zu rechnen:

a) Standardhandrad:

$$F_{HaÖStandard} = \frac{T_{AHaÖ}}{0{,}5 \cdot d_{Standard}}$$

$$= \frac{84\ Nm}{0{,}5 \cdot 0{,}4\ m}$$

$$F_{HaÖStandard} = 420\ N$$

b) optionales Handrad:

Das Standardhandrad kann durch ein um eine Stufe größeres Handrad ersetzt werden. Der Einsatz noch größerer Handräder ist unzulässig, weil das zu Beschädigungen von Antrieb und Bauwerk führen könnte.

$$F_{HaÖOption} = \frac{T_{AHaÖ}}{0{,}5 \cdot d_{Option}}$$

$$= \frac{84\ Nm}{0{,}5 \cdot 0{,}5\ m}$$

$$F_{HaÖOption} = 336\ N$$

Die Ergebnisse sind noch nicht DIN-gerecht. Deshalb kann folgendermaßen weiter reduziert werden:

***Wird das dem Handrad vorgelagerte Planetengetriebe gegen eine 1:1-Übertragung getauscht, vervierfacht sich die Handradübersetzung.***

Für eine Abgangsumdrehung unseres Beispielantriebs ist dann am Handrad nicht 5,5- sondern 22-mal zu drehen. Wogegen die Momente geviertelt werden. Gleiches gilt für alle übrigen Übersetzungen.

Zu rechnen ist bei 125 1/min und i = 5, 5:

$$T_{HaÖ} = \frac{T_{AÖ}}{i_{Ha} \cdot i_{PG} \cdot \eta}$$

$$= \frac{184\,Nm}{5{,}5 \cdot 4 \cdot 0{,}4}$$

$$T_{HaÖ} = 21Nm$$

mit
$i_{Ha}$ = Handradübersetzung
$i_{PG}$ = Planetengetriebeübersetzung

a) Standardhandrad:

$$F_{HaÖStandard} = \frac{T_{AHaÖ}}{0{,}5 \cdot d_{Standard}}$$

$$= \frac{21Nm}{0{,}5 \cdot 0{,}4\,m}$$

$$F_{HaÖStandard} = 105\,N$$

b) optionales Handrad:

$$F_{HaÖOption} = \frac{T_{AHaÖ}}{0{,}5 \cdot d_{Option}}$$

$$= \frac{21Nm}{0{,}5 \cdot 0{,}5\,m}$$

$$F_{HaÖOption} = 84\,N$$

Damit ist die Forderung der DIN 19704-1/8.3 erfüllt.

Die Stellgeschwindigkeit errechnet sich mit der geschätzten Handdrehzahl $n_{Ha}$ = 20 1/min:

mit
P = Gewindesteigung
$v_{Ha}$ = Stellgeschwindigkeit mit Handrad

$n_{Ha}$ = mittlere Handraddrehzahl
$i_{GK}$ = Kegelradgetriebeübersetzung

zu:

$$v_{Ha} = \frac{P \cdot n_{Ha}}{i_{Ha} \cdot i_{GK}}$$

$$= \frac{10\,mm \cdot 20\,\frac{1}{min}}{5,5 \cdot 5,6}$$

$$v_{Ha} = 6,5\,mm/min$$

und ist damit zulässig (DIN 19704-2/9.2.2). Praktikabel ist die Rechnung schon wegen der Erholungspausen nicht, die dem Bediener zuzugestehen sind.

***Die Ermittlung der Stellgeschwindigkeit ist nur für motorischen Betrieb sinnvoll.***

Für den Schließvorgang soll die Rechnung mit dem Standardhandrad und der für das Heben – um DIN-gerecht zu sein – aufgenommenen 1:1-Übertragung wiederholt werden. Unter 2.1.5.4 wurden für das Antriebschließmoment 60 Nm ermittelt. Darin enthalten ist die Anpresskraft Sohldichtung $F_{AS}$ = 20 kN zum sicheren Schließen (DIN 19704-1/7.6.3).

Tatsächlich wird der Verschlusskörper nur soweit gesenkt, dass sich die Flachdichtung leicht krümmt. Nach Erfahrungen genügt dafür weniger als die Hälfte des berechneten Maximums. In dieser Position wird der Wegschalter „Zu" gesetzt. Der Drehmomentschalter wird im Standardfall nicht beansprucht.

Gerechnet werden soll aber mit dem Antriebsschließmoment 60 Nm.

$$T_{HaS} = \frac{T_{AS}}{i_{Ha} \cdot i_{PG} \cdot \eta}$$

$$= \frac{60\,Nm}{5,5 \cdot 4 \cdot 0,4}$$

$$T_{HaS} = 6,8\,Nm$$

$$F_{HaSStandard} = \frac{T_{AHaS}}{0,5 \cdot d_{Standard}}$$

$$= \frac{6,8\,Nm}{0,5 \cdot 0,4\,m}$$

$$F_{HaSStandard} = 34\,N$$

***Bei der geringen benötigten Kraft können sich die Drehmomente gefährlich erhöhen.***

Beim Drehen am Handrad ist unter Umständen ein Drehmomentanstieg auf freier Strecke oder sogar in der Schließstellung kaum zu spüren. Deshalb wird zugleich wieder ein Schutz gegen die Auswirkungen der „gefühlt" niedrigen Momente gefordert. Drei Möglichkeiten bestehen:

- Die Planetengetriebeübersetzung iPG = 4: 1 bestehen lassen.
- Bei Motorbetrieb wird bei Erreichen des eingestellten Drehmomentwertes der Antrieb ab- und die entsprechende Signallampe zugeschaltet. Auch bei Handbetrieb sprechen die Drehmomentschalter an. Eine Lampe mit unterbrechungsfreier Spannungsversorgung muss damit so verdrahtet werden, dass die Abschaltung zu erkennen ist.
- Eine Rutschkupplung am Handrad (**Bild 2.066**) soll die Spindel gegen Momentüberhöhung schützen.

Wird aber die Kupplung auf das Schließmoment eingestellt, reagiert sie auch beim Öffnen bei diesem niedrigen Einstellwert (s.a. 2.1.8.3 – Sicherheitskupplungen mit Drehmoment-

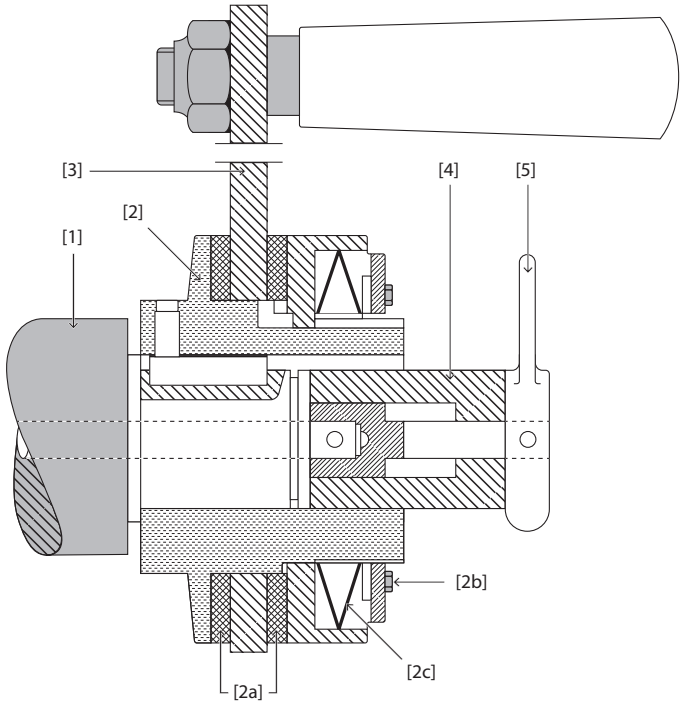



**Bild 2.066:** Rutschkupplung am Handrad des Antriebs

überwachung verwenden). Deshalb ist zu beachten:

***Notbetrieb muss Vorrang haben! Der Notwendigkeit sicheren Öffnens nach längerem Stillstand muss entsprochen werden. Auch könnten Zweige unter dem Schütz liegen, die kraftvoll zerbrochen werden müssen. Durch wechselndes Schließen und Öffnen kann die Anlage freigespült werden.***

Deshalb ist der Einsatz einer Rutschkupplung gründlich zu prüfen. Als Kompromiss empfiehlt sich stattdessen, ein kleineres Handrad – in dem Fall d = 250 mm – mit einem Ballengriff zu wählen. Dadurch wird die benötigte Handkraft wieder erhöht. Der Ballengriff erleichtert das Drehen. Man erhält sich die Kontrolle über das Geschehen!

- Zugänglichkeit von Handrad und Motor-Handumschaltung

Aus mancherlei Gründen muss gelegentlich ein Antrieb so hoch montiert werden, dass er nur mit einer Leiter oder anderen Hilfsmitteln zu erreichen ist (**Bild 2.067**).

Wesentlich erleichtert werden Handbedienung und Schmierung durch die Errichtung eines Podestes (**Bild 2.068**).

Auch kann die Handradspindel verlängert werden, so dass sich das Handrad bis auf 2 m vom Antrieb enttfernen lässt (**Bild 2.069**).

Gern wird die Umschaltung von Motor- auf Handbetrieb über einen Bowdenzug verwendet. Die Länge kann gewählt werden! Und da das Handrad in der Höhe nicht erreichbar ist,

**Bild 2.067:** Handrad/Motor-Handumschaltung sind nur mit Hilfsmitteln erreichbar

**Bild 2.068:** Eine Treppe für die Handradbedienung und Wartung

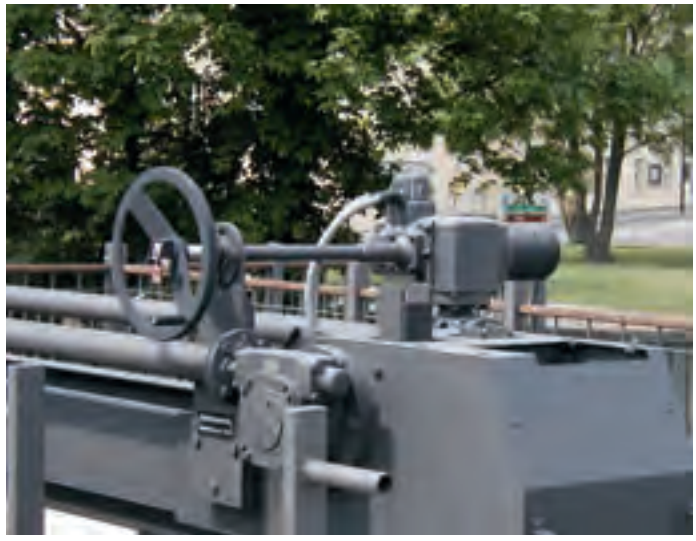


**Bild 2.069:** Stellantrieb mit Handrad-Spindelverlängerung

müssen Kettenrad und Kette helfen (**Bild 2.070**).

Ein Ritzel und eine Gelenkkette können natürlich auch verdeckt in einem Rohr verlegt werden. Das Handrad ist dann wieder direkt zugänglich (**Bild 2.071**).

Der Motor-Hand-Umschalthebel befindet sich unter dem Rohr (**Bild 2.072**).

**Bild 2.070:** Handbetätigung über Bowdenzug und Gliederkette

**Bild 2.071:** Handbetätigung mit verdeckter Kettenführung

Statt einer Kette kommt eine dritte Lösung mit einer Welle aus, die über ein Kegelradgetriebe gedreht wird. Die Umschaltung erfolgt wie im Beispiel zuvor (**Bild 2.073**).

## 2.1.10 Spindeleinsatz

**Bild 2.072:** Umschalthebel Motor-Handbetrieb

Der Abschnitt Auslegung von Spindelantrieben hat ergeben, dass ein mittig oder seitlich montierter Stellantrieb zwei Kegelradgetriebe antreiben kann. Im Normalfall dreht der Antrieb in Schließrichtung seine Abgangswelle zum Flansch hin rechts herum. Bei einem liegenden Antrieb (**Bild 2.074**) überträgt sich dieser Drehsinn auf das folgende Getriebe (rechts im Bild), und auch dessen Abgangswelle. Gleichzeitig dreht im Antrieb ein zweiter – im Allgemeinen durch die Abtriebsform B3/D oder D/D erreichter – Abgang nach links (im Bild), vom Antrieb aus gesehen, links herum. Und natürlich auch das dort folgende Getriebe. Diese unterschiedlichen Abgangsdrehrichtungen werden ausgeglichen, indem eine Spindel Links- und die andere Rechtsgewinde erhält – zum Beispiel Tr 80 x 10 LH (links Hand) und Tr 80 x 10 RH (rechts Hand), so dass beide gleichzeitig steigen oder sinken.

Sollten aber zwei gleichgeschnittene Spindeln eingesetzt werden, müsste die Drehrichtung einer Seite gewendet werden. Dafür stehen **Wendegetriebe** zur Verfügung (**Bild 2.075**).

Bei größeren, zweistufigen Kegelradgetrieben kann die Abgangsdrehrichtung durch Umbau

**Bild 2.073:** Handbetätigung über Kegelradgetriebe und Welle

der Radsätze geändert werden.

Spindeln und die damit verbundenen Lasten werden auf zweierlei Arten bewegt.

■ **Steigende Spindeln:**
Wie zu einer Schraube die Mutter, gehört zu einer Spindel die **Spindelmutter** – nach DIN 3210 die **Gewindebuchse A**. In der Regel wird sie aus einem weicheren Werkstoff gefertigt als die Spindel. Sie wird unter das Getriebe gesetzt und über eine Zapfenverbindung gedreht. Dadurch steigt oder sinkt die **nichtdrehende Spindel** (**Bild 2.076**).

Schubkräfte werden von Axiallagern im Anschlussflansch aufgenommen. Dadurch bleibt das Gehäuse des Kegelradgetriebes frei von Axialkräften. Die so bewegte Spindel kann nach Abnahme des Verschlussdeckels durch ein Getriebe oder auch einen Antrieb hindurchsteigen.

**Bild 2.074:** Antrieb erzeugt gleichzeitig Rechts- und Linksdrehung an Getriebeein- und -ausgängen

■ **Nichtsteigende Spindeln:**
Die Spindelmutter kann auch am Schütz befestigt werden, sollte nach DIN 19569-4:2000-11 aber – soweit das bauwerksbedingt möglich ist – oberhalb des Mittelwasserspiegels

**Bild 2.075:** Wendegetriebe vor einem Kegelradgetriebe mit Spindelaufnahme

angeordnet werden. In dem Fall wird die **drehende Spindel** in der **Spindelaufnahme** (**Bild 2.077**) am Getriebe nichtsteigend gelagert. Eine verstiftete Mutter verhindert eine Axialverschiebung.

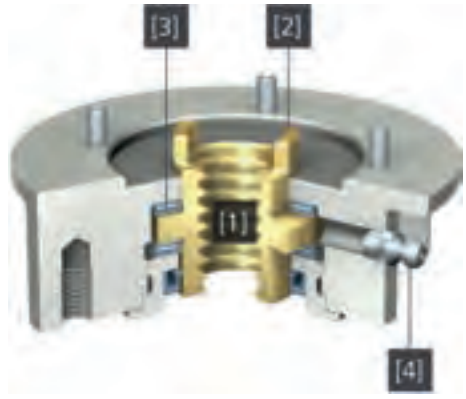
- **Gewindebuchse Anschlussform A und AK**

Die **Grundform A** der Gewindebuchsen ist mit **Nadellagern** ausgerüstet. Das genügt der Belastung durch nicht sehr oft gefahrene Schütze. Bei starkem Betrieb, zum Beispiel in hochfrequentierten Schleusen, können Rollenlager eingesetzt werden.

Die **Anschlussform AK** entspricht in ihrer Belastbarkeit der Nadellagerung der Form A. Sie ist aber **kalottengelagert** und erlaubt eine Auslenkung der Spindel um bis zu 1° in alle Richtungen. Damit kann sie im Stahlwasserbau den Parallellauf zweier Spindeln optimieren. Relativ aufwändig kann auch die Spindelaufnahme am Schütz kardanisch ausgeführt werden.

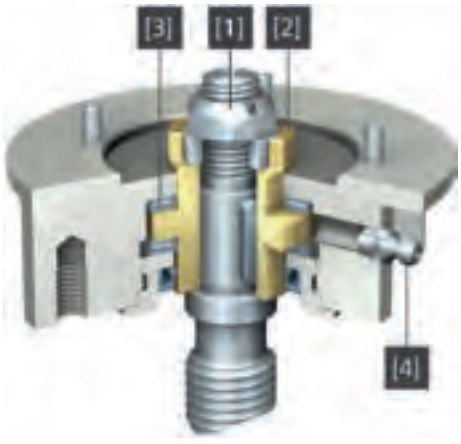
Da sich ein Verschlusskörper (**Bild 2.078**) in einer waagerechten Lage befinden sollte, was bei der Einstellung an den Getrieben aber nicht immer zu erreichen ist, wird durch Unterlegen der Spindelanschlussplatte ausgeglichen.

- **Spindelschmierung**




[1] Gewindebuchse,
[2] Mitnahmezapfen
[3] Nadellager
[4] Fettbuchse für die Lagerfettung; auf Wunsch auch mit Spindelzugang

**Bild 2.076:** Spindelmutter, Anschlussform A für steigende Spindel




[1] Gesicherte Mutter
[2] Mitnahmezapfen
[3] Nadellager
[4] Fettbuchse für die Lagerfettung

**Bild 2.077:** Spindelaufnahme, Anschlussform A für nichtsteigende Spindeln

Die Lager der Gewindebuchsen A bzw. AK können über einen Schmiernippel mit Fett versorgt werden (s. Bild 2.076). Aufwändiger ist die Schmierung der Spindeln selbst. Sie ist deshalb so wichtig, weil sie den Stick-Slip-Effekt, das Reibungsschwingen [10], reduzieren hilft. Häufig laufen sie trocken, was der Spindelmutter schaden kann. Durch fast ausschließliches Arbeiten in einem engen Hubbereich kann bei sehr schlanken Spindeln sogar eine Materiallängung auftreten. Im Grenzbereich von normaler zu gestreckter Länge kommt es dann zu Drehmomentüberhöhungen bis zum Abschalten und zu starkem Verschleiß an der Spindelmutter. Besteht sie aus hochwertigem Rotguss, werden die schwächeren Stahl-Spindelflanken gedünnt bis messerscharf (**Bild 2.079**). Der anfallende Spindelabrieb ist nicht zu übersehen.

In der Vergangenheit wurden Spindeln generell mit einem Pinsel voller Fett geschmiert. Der Arbeitshub war bekannt. Je nach Zugänglichkeit und Zeit wurde die Spindel gewartet. AUMA produziert auch für die Spindelschmierung vorbereitete Gewindebuchsen. Mit einer klassischen Fettbüchse kann hier je nach Notwendigkeit unkompliziert nachversorgt werden.

***Viele Anwender fetten manuell nach Augenmaß, schon um hin und wieder ihre Anlage zu sehen. Denn das kann erfreulich aber auch erschreckend sein.***

**Bild 2.078:** Spindelanschluss

**Bild 2.079:** In einem engen Hubbereich stark abgearbeitete Spindel

Da aber die Automatisierung im Trend liegt, gibt es seit längerem automatische **Schmierstoffgeber**, die in der gewünschten Position – möglichst auf Höhe der Spindelmutter bzw. darunter oder darüber – zu montieren sind (**Bild 2.080**). Zum Beispiel mit einem Volumen von 120 $cm^3$, das sich je nach Einstellung in einem Monat, in 3, 6 oder 12 Monaten auf die Spindelmutter entleert. Eine Füllstandsanzeige ist vorhanden. Leider fließt das Fett, einmal gestartet, ununterbrochen. Für den Abfluss ist im Getriebe genügend Spiel vorhanden, auch wenn die Anlage nur zweimal im Jahr fährt. Unter der Gewindebuchse werden deshalb oft Fettfangringe aus Kunststoff oder Metall montiert.

### Spindelschutz

Spindeln sind hochwertige mechanische Erzeugnisse. Es empfiehlt sich, sie zu schützen. Steigende Spindeln können durchaus bis zu 4 m aus Antrieb oder Getriebe herausragen. Sie sind dann Staub, Flugsand und Vogelkot ausgesetzt. Da sie im Normalzustand geschmiert sind, wirken sie anziehend auf derartige Verunreinigungen, die dann beim nächsten Senken mit in die Spindelmutter gezogen werden. Im unteren Bereich der Spindel besteht die Gefährdung einmal in Form von Schwemmgut. Dicke Äste können verklemmen und das Gewinde beschädigen. Zum anderen kann Wasser, das in Tagebaulandschaften oft besonders aggressiv ist, das Fett lösen. Mindestens monatliches Nachfetten wird dann erforderlich.

#### Spindelschutz nach oben

Bei nichtsteigender Spindel (**Bild 2.081**) sind die Durchlässe der Getriebe nach oben mit Gewindekappen verschlossen. Sie bestehen im Standardfall aus Kunststoff. Da es in besonders kältebelasteten Gebieten schon zu ihrer Verformung und zum Hochfrieren dann

**Bild 2.080:** Kegelradgetriebe mit Gewindebuchse A und Schmierstoffgeber

eingedrungenen Schmelzwassers gekommen ist, stehen auch besonders gut dichtende Aluminiumkappen mit O-Ring zur Verfügung.

Der klassische Spindelschutz besteht aus einem durchgehenden Schutzrohr, das oben verschlossen ist. Es wird in das Hohlwellengewinde des Antriebs oder auch Kegelradgetriebes geschraubt (**Bild 2.082**).

Sehr lange freistehende Rohre können Gegenstand roher mechanischer Beeinflussung (Vandalismus) werden (**Bild 2.083**). Sie zu stützen, dürfte aufwändig sein.

Da die Problematik bekannt ist, wird die Länge auch halbiert. Die untere Hälfte wird in das Getriebe gedreht, die obere – mit größerem Durchmesser – darüber gesetzt und auf dem Spindelende verschraubt. Bezeichnet wird diese Form als **Teleskopschutzrohr** (**Bild 2.084**). Erwähnenswert ist noch die Spiralschutzlösung (**Bild 2.085**).

Im gesenkten Zustand ergibt der Spiralschutz nur einen kleinen Zylinder, oder – entsprechend Bauart – auch Würfel.

**Spindelschutz nach unten**

Die beiden vorhergehenden Abbildungen zeigen auch den **Faltenbalg**. Einmal eingefahren, zu einem Zylinder geschrumpft, sowie weit nach unten ausgefahren (**Bild 2.086**).

**Bild 2.081:** Nichtsteigende Spindeln an einem Schütz mit 3-Seiten-Dichtung

Taucht eine geschmierte Spindel ungeschützt in schwebstoffhaltiges Wasser ein, verbindet sich der Schmierstoff mit Feinstsand und Schwebestoffen zu einer Schmirgelpaste, die zu erhöhtem Verschleiß führt. Auch kann saures Wasser den Schmierstoff der eingetauchten Spindel in kurzen Zeiträumen lösen. Das alles sind gewichtige Gründe, die Spindel gegen Wasser zu schützen. Faltenbälge werden aus Gummi, Kunststoff und Leder hergestellt. Sie können Wasser abweisen. Die Anschlüsse völlig dicht zu bekommen erfordert allerdings einige Erfahrung. Zudem können sie mechanische Beeinträchtigungen auf die Spindel verhindern.

Faltenbälge gestatten aber nicht die direkte Sicht auf die Spindel. So haben Anwender eine beim Schließen entstandene leichte Knickung nur dadurch erkannt, dass der Antrieb beim Anfahren der Problemstelle beharrlich drehmomentabhängig abschaltete. Wem Faltenbälge nicht stabil genug erscheinen, der kann ein Stahlrohr einsetzen. Ein Anwendungsbeispiel dafür zeigt (**Bild 2.087**).

Den gesamten Aufbau zeigt **Bild 2.088**. Die Kegelradgetriebe drehen die Spindeln an ihren Aufnahmen. Die Spindeln schrauben sich in die Spindelmuttern und ziehen dabei das vierseitig dichtende Schütz nach oben.

**Bild 2.082:** Kompakte Spindelschutzrohre auf Kegelradgetrieben

**Bild 2.083:** Verbogenes Spindelschutzrohr

**Bild 2.084:** Teleskopschutzrohre in Auf- und Zu-Stellung der Schützenwehre

**Bild 2.085:** Gestiegene Spindel mit ausgefahrenem Spiralschutz und gestauchtem Faltenbalg

**Bild 2.086:** Gesenkte Spindeln mit eingefahrenem Spiralschutz und gestrecktem Faltenbalg

Das Rohr ist am Verschlusskörper verschweißt. und verhindert mechanische Einwirkungen. Die Fettkartusche sichert die Schmierung auf lange Zeit. Mögliche Knickungen würden sich bei nichtsteigender Spindel über der Spindelmutter – im sichtbaren Bereich – einstellen.

Zuweilen wünschen Auftraggeber nichtsteigende Spindeln aus optischen Gründen. „Sie stören das über die Landschaft schweifende Auge nicht".

***Die vielen Möglichkeiten Spindeln einzuhausen, machen sie unfallsicherer als Triebstöcke mit den dazugehörigen Ritzeln.***

## 2.1.11 Auslegung von Triebstockantrieben

Das im Abschnitt 2.1.3 berechnete Schützenwehr soll nicht mehr über Spindelmuttern, sondern über Zahnräder, sogenannte Ritzel bewegt werden. Dafür gibt es zwei Möglichkeiten. Der universelle Begriff für eine Zahnradpaarung ist Wälzgetriebe. Die bekanntesten sind Stirnrad- und Kegelradgetriebe. Im Grenzfall ist der Durchmesser eines Zahnrads in einer Paarung unendlich groß und wird zur Zahnstange bzw. zum Triebstock.

Zahnstange und Ritzel können entsprechend Anforderungen mittels Wälzfräsen präzise, aufwändig und damit kostenintensiv gefertigt werden. Sie werden mit einfachem Flankenprofil

**Bild 2.087:** Spindelmutter auf einem Schutzrohr

**Bild 2.088:** Mit einem Rohr geschützte Spindeln an einem Schütz vor einer Tauchwand (Wehr Elster 2 1)

und sparsamem Aufbau aber auch kostengünstig hergestellt. Um den Teilkreisdurchmesser klein und damit die benötigte Handkraft niedrig halten zu können, werden – abweichend von der DIN 19704-2/10.15 – sogar Ritzel mit weniger als 9 Zähnen bei sehr kleinem Durchmesser eingesetzt, was zu einer Verringerung der Zahnfußfestigkeit führt. Verwendung finden sie dann z.B. in handbetätigten Stautafeln (**Bild 2.089**).

Bei seltener Betätigung und geringem erforderlichen Moment werden diese einfach gearbeiteten Ausführungen auch für Motorbetrieb verwendet (**Bild 2.090**). Dabei sind die speziellen Auflagen der DIN 19 704 und deren Verweise auf DIN 18 800 und andere Fachnormen zu beachten.

Im Stahlwasserbau wird anstelle der Paarung Ritzel/Zahnstange fast immer die Paarung Ritzel/Triebstock eingesetzt und die wiederum mit der Paarung Spindelmutter/Spindel verglichen.

Triebstockverzahnungen (**Bild 2.091**) sind mit einfacherem Werkzeug herzustellen; auch erfordern sie keine feinwerktechnische Bearbeitung wie sie für Spindeln notwendig ist, haben dennoch bei geringen Drehzahlen gute Gebrauchseigenschaften. Zudem besitzen sie eine erhöhte Bruchfestigkeit. Wie alle Kraftübertragungsmechanismen müssen auch sie eingefahren werden.

Weitere Vor- und Nachteile der Paarungen Spindelmutter/Spindel und Ritzel/Triebstock sollen

am Kapitelende gegenüber gestellt werden.

### 2.1.11.1 Selbsthemmung und Selbstbremsung

Im Gegensatz zu der Paarung Spindelmutter/Spindel sind die Kombinationen Ritzel/Zahnstange und Ritzel/Triebstock mit ihren hohen Wirkungsgraden (s. Tabelle 2.18) nicht statisch selbsthemmend (im Sprachgebrauch: selbsthemmend) und erst recht nicht dynamisch

**Bild 2.089:** Zahnstange und Ritzel – eingehaust - mit Handkurbel

selbsthemmend (selbstbremsend). Sind diese Eigenschaften gefordert, bieten Hersteller folgende Möglichkeiten.

- **Einsatz von Schneckengetrieben**

Schneckengetriebe (**Bild 2.092**) ermöglichen sehr große Übersetzungen – bis zu 150 : 1. Der ideale Wert liegt wegen der dann noch biegesteifen Welle bei 50 : 1. Der angestrebte Wirkungsgrad eingängiger Getriebe liegt bei 40 % im eingelaufenen Zustand. Generell sind eingängige Getriebe unter normalen Betriebsbedingungen statisch und dyna-

**Bild 2.090:** Zahnstangen werden seitlich über Ritzel durch mittig angeordnete Antriebe bewegt

misch selbsthemmend.

***Erschütterungen können die statische oder dynamische Selbsthemmung aufheben. Ein Schütz kann dadurch ohne Antriebskraft zum Schließen gebracht werden.***

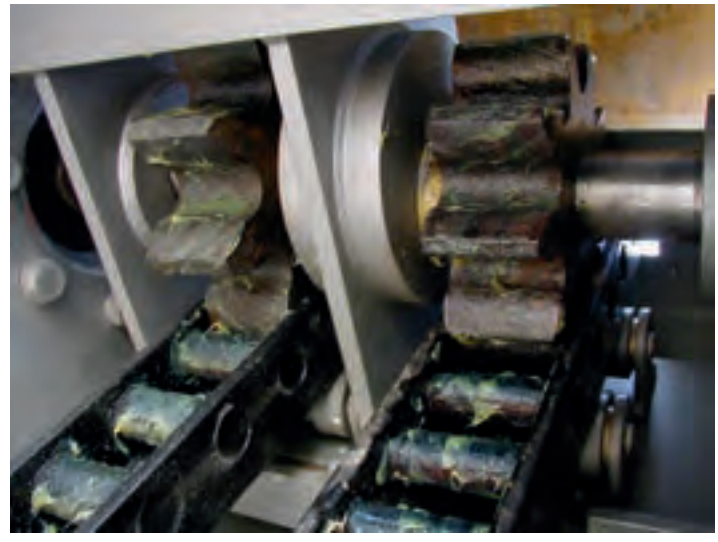


**Bild 2.091:** Gut geschmierte Triebstöcke und Ritzel mit Triebstockverzahnung (rechts unten Andruckrollen)

Es sind Fälle bekannt, in denen in einer Anlage morgens Selbsthemmung vorhanden war, mittags bei starker Sonneneinwirkung aber nicht mehr. In einem solchen Grenzfall hat die Verringerung der Fettkonsistenz den Leichtlauf von Antrieb und Schneckengetriebe begünstigt. An einem kalten Wintertag kehrt sich das Ganze um.

Auch kann ein zu senkendes Schütz bei normalem Wasserstand durch einen Stoppbefehl zum Halten gebracht werden. Ist die Anlage aber weitgehend trocken, die hydrostatische Kraft für das Entstehen von Auftrieb und vor allem Reibung kaum noch vorhanden, dann offenbart sich die unzureichende Selbstbremsung.

Umgekehrt können kleine Maßnahmen Selbsthemmung oder Selbstbremsung wieder herstellen. Wird zum Beispiel im Antrieb die Getriebeübersetzung erhöht, das heißt die Antriebsdrehzahl reduziert, so wird gleichzeitig der Steigungswinkel $\alpha$ verringert, was eine Verbesserung der gewünschten Eigenschaften zur Folge hat.

***Solche Tipps sind allenfalls geeignet, Probleme nachträglich zu beseitigen. Es müssen von vornherein sichere Lösungen geplant werden.***

**Unterstützung durch Bremsmotoren**

Es ist üblich, für elektrische Stellantriebe Drehstrom-Asynchronmotoren einzusetzen. Sie sind einfach im Aufbau und robust im Betrieb. Bei kompakter Bauweise erreichen sie einen günstigen Drehmomentverlauf. Sie stellen aus dem Stillstand heraus ein hohes Moment bereit und haben einen sehr geringen Nachlauf.

**Bild 2.092:** Schneckengetriebe mit Stellantrieb

Für eine zuverlässige Selbsthemmung sind dagegen Bremsmotoren von besonderer Bedeutung. Dafür werden Drehstrommotoren mit elektromechanischen Bremsen verwendet. Sie enthalten eine Bremsscheibe, die beim Start elektrisch gelüftet und beim Stopp durch Federkraft wieder angelegt wird. Die Motorwicklung wird durch den Bremsvorgang thermisch nicht belastet. Damit wird zuverlässig das Halten gewährleistet. Die Bremsen können auch ohne Elektroenergie gelüftet werden, so dass Handbetrieb – allerdings ohne Selbsthemmung – möglich ist.

Beim Einsatz von Bremsmotoren gibt es einiges zu beachten. Ihr Schutzgrad ist – zumindest in der Standardausführung – nicht besser als IP65. Bremsscheiben können festfrieren und lösen nicht. Wenn sie korrodieren, bremsen sie nicht mehr zuverlässig.

Eingesetzt werden Bremsmotoren häufig an Schützen von Stemmtorschleusen und Umläufen (**Bild 2.093**).

■ **Verwendung von Lastmomentsperren**

Das Bremsmoment wird in der Lastmomentsperre durch eine Schlingfeder erzeugt. Wirkt von der Abtriebsseite ein Moment, wird die Feder gegen die Gehäusewand gedrückt, reibt und verhindert somit eine Drehbewegung. Wird die Eingangswelle bewegt, verringert sich der Federdurchmesser und ermöglicht das Drehen (**Bild 2.094**).

**Bild 2.093:** Antriebe mit Bremsmotoren an Schleusenumläufen

Durch eine Lastmomentsperre mit einem Wirkungsgrad $\eta > 0{,}9$ lassen sich die gegensätzlich erscheinenden Prinzipien Selbsthemmung und hoher Wirkungsgrad bei Stellantrieben und Getrieben verbinden. Sogar nichtselbsthemmende Antriebe mit den Abtriebsdrehzahlen 125 1/min bzw. 180 1/min und nichtselbsthemmende Drehgetriebe können somit kombiniert werden. Interessant kann die kostenseitige Gegenüberstellung einer Kombination aus Lastmomentsperre und nichtselbsthemmenden Elementen mit einem entsprechenden Antrieb-Schneckengetriebe-Aufbau sein. Allerdings erreichen Ausführungen der ersten Art nicht die hohen nutzbaren Drehmomente von Schneckengetrieben.

Die Lastmomentsperre kann für Motor- und Handbetrieb genutzt werden. Sie wird am Getriebeeingang montiert, um nicht mit den vergleichsweise hohen Ausgangsmomenten arbeiten zu müssen. Auf ihre Eingangswelle wird der Antrieb gesetzt (**Bild 2.095**).

### 2.1.11.2 Demontage selbsthemmender Elemente

Generell gilt, bei Demontage von Elementen des Antriebsstrangs ist die Anlage in zweckmäßiger Position zu blockieren, um ein unerwünschtes Ablaufen der Verbindungsglieder und damit des Verschlusskörpers zu verhindern. Grundsätzlich müssen Verschlusskörper zur Erleichterung von Montage- und Instandsetzungsarbeiten in den erforderlichen Stellungen mechanisch verriegelt werden können, um Gefährdungen zu vermeiden. Ösen oder dergleichen sind schon beim Bau vorzusehen (DIN 19704-2/3.4).

### 2.1.11.3 Besonderheiten von Schneckengetrieben im Stahlwasserbau

[1] Eingangswelle,
[2] Schlingfeder,
[3] Ausgangswelle

**Bild 2.094:** Lastmomentsperre

Schneckengetriebe werden in der Armaturenindustrie auch Schwenkgetriebe genannt, weil sie mit 90°-Bewegung für Klappen und Kugelhähne eingesetzt werden. Dafür existieren Lebensdauer-Tabellen.

Wird eine ganze Getriebeumdrehung überschritten, werden der erste Zahn und folgend weitere Zähne zum zweiten und auch wiederholten Mal belastet. Das hat einen Temperaturanstieg und erhöhten Verschleiß zur Folge, was durch eine Drehmomentreduzierung auf höchstens 50 % kompensiert werden muss.

***Ist der Ausgangsdrehwinkelgrößer als 360°, müssen durchdrehende Getriebe, das heißt Getriebe ohne 90°-Endanschläge eingesetzt werden. In der AUMA-Werksbezeichnung für durchdrehende Schneckengetriebe GSD werden sie durch das „D" gekennzeichnet.***

**Bild 2.095:** Lastmomentsperre zwischen Stellantrieb und Kegelradgetriebe

Um die Übertragungsleistung zu erhöhen, werden im Stahlwasserbau Bronzeschneckenräder eingesetzt.

***Bronzeschneckenräder haben in Verbindung mit dem passenden Werkstoff der Schnecke gute Gleiteigenschaften und einen guten Wirkungsgrad. Damit erwärmen sie sich weniger stark und sind verschleißfester. Sie haben eine lange Lebensdauer.***

**Tabelle 2.15** enthält in Auszügen Technische Daten von Schneckengetrieben.

Das Bruchmoment der genannten Getriebe beträgt das Zweifache der maximalen Abtriebsdrehmomente. Beschädigung oder plastische Verformung durch Halten großer Kräfte kann jedoch schon bei geringeren Werten einsetzen.

### 2.1.11.4 Ermittlung der benötigten Drehmomente in Auf- und Zu-Richtung

Das benötigte Abtriebsdrehmoment ergibt sich aus:

$$T = F \cdot \frac{d}{2}$$

mit
T = Drehmoment
F = Kraft
d = Ritzeldurchmesser

Ein Ritzel wird durch die in **Bild 2.096** gezeigten Größen gekennzeichnet.

Die Zähnezahl muss nach DIN 19704-2/10.15 mindestens 9 betragen, um eine sichere Übertragung zu gewährleisten, aber auch, um zu kleine und damit schwache Ausführungen zu verhindern. Zum anderen ist der Lauf umso ruhiger, je größer die Ritzelzähnezahl ist.

**Tab. 2.15:** Daten von Schneckengetrieben GSD – Lebensdauer-Laufmomente; Ausführung mit Schneckenrad aus Bronze, Auszug

| Typ Abtriebsmom. [Nm] | Übersetz. | Eingangsm. [1] [Nm] | Faktor [2] | Lebensdauer-Laufmomente [3] [Nm] | Lebensdauer. Anzahl der mögl. Abgangsumdr. [4] [5] |
|---|---|---|---|---|---|
| GSD 200.3 16000 mit Vorgelege [6] | i = 53 | 718 | f1 = 22, 3 | 8000 | 15 000 |
| GZ 200.3 i = 4 | $i_{ges}$ = 214 | 197 | f2 = 81, 3 | | |
| GSD 250.3 32000 mit Vorgelege | i = 52 | 1462 | f1 = 21, 9 | 16000 | 10 000 |
| GZ 250.3 i = 4 | $i_{ges}$ = 210 | 401 | f2 = 80, 0 | | |
| GSD 315 63000 mit Vorgelege | i = 53 | 2423 | f1 = 26, 0 | 31500 | 4 700 |
| GZ 30.1 i = 8 | $i_{ges}$ = 424 | 354 | f2 = 178, 0 | | |

1) Eingangsmoment bei maximalem Abtriebsmoment
2) Faktor f = Verhältnis Abtriebsmoment zu Eingangsmoment.
Es gilt $f = i \cdot \eta$
mit f = Faktor, i = Übersetzungsverhältnis, $\eta$ = Wirkungsgrad
3) Lebensdauer-Laufmomente sind für GSD auf 50 % reduziert.
4) Bei höheren Lebensdaueranforderungen sind die Lebensdauerlaufmomente mit der Lebensdauerformel $L = (T_{GS}/T_{GSD})^3$ zu reduzieren (2.1.5.6.2 Lebensdauer-Nachweis).
5) Es dürfen maximal 10 Abtriebsumdrehungen ohne Pause gefahren werden. Damit wird eine Überhitzung des Fetts, die zu Leckagen führen könnte, vermieden (Sonderfett auf Anfrage.)
6) Dem GSD kann ein Vorgelege GZ zugeordnet werden, das 4:1, 8:1 oder 16:1 übersetzt.

Der Teilkreisdurchmesser d lässt sich aus dem angenommenen Modul

$$m = \frac{d}{z_1}$$

errechnen.

## 2.1.12 Auslegung von Triebstockantrieben - Beispielrechnung

Die Vorgehensweise erfolgt analog zur Auslegung von Spindelantrieben (2.1.5).

Gegeben:

- Resultierende Kräfte (2.1.3.11 Verschlusskörperpositionen)
- Maßgebende Wasserstände
- Anzahl und Länge von Schützbewegungen bei zugeordneten Wasserständen
- Anzahl möglicher Hübe hintereinander: mindestens 2 Hübe
- Stellgeschwindigkeit v ≈ (200 … 400) mm/min

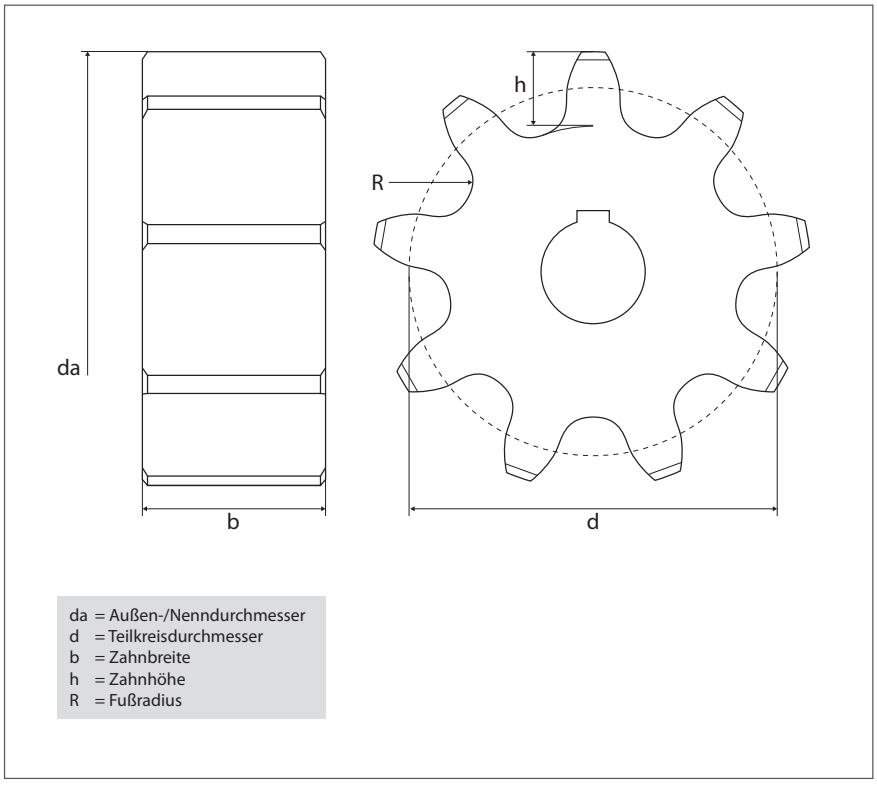



**Bild 2.096:** Parameter eines Triebstockritzels

Gesucht:
- für die Getriebeauslegung: Kräfte und Momente an den Getriebeausgängen bei ungünstiger Lastverteilung ($F_{ÖVG60\%}/F_{SVG60\%}$, $T_{ÖVG60\%}/T_{SVG60\%}$)
- für die Antriebsauslegung: Kräfte und Momente an den Getriebeeingängen bzw. am Antriebsausgang ($T_{AÖ}/T_{AS}$)

Zu ermitteln sind
- Laufzeiten pro Hub [min]
- Anzahl der möglichen Hübe hintereinander
- Stellgeschwindigkeit

Zu führen ist der Nachweis
- der Betriebsart
- der Lebensdauer
- der Selbsthemmung

Zu beachten sind
- einseitiges Halten
- außergewöhnliche Einwirkungen des Antriebs im Störfall
- Knickfestigkeit

Festzulegen sind
- Getriebeparameter
- Antriebsparameter

### 2.1.12.1 Berechnung der Öffnungs- und Schließkraft

In dem Beispiel werden Triebstock- und Spindelgewicht gleichgesetzt. Der Kräftetabelle wurden entnommen:

Öffnen $F_Ö$ = 100 kN bei HHW bzw. $F_{ÖVG}$ = 50 kN
$F_{ÖVG}$ = Öffnungskraft pro Verbindungsglied

Schließen $F_S$ = 50 kN bei HHW bzw. $F_{SVG}$ = 25 kN
$F_{SVG}$ = Schließkraft pro Verbindungsglied

Und auch die Öffnungs- und Schließkraft je Verbindungsglied bei ungünstiger Lastverteilung (2.1.5.1) sollen für Triebstöcke übernommen werden. Für die 60 %-Last

$F_{ÖVG60\%}$ = 60 kN
$F_{ÖVG60\%}$ = Öffnungskraft bei Schieflast je Verbindungsglied

sind beide Getriebe auszuwählen.

$F_{SVG60\%}$ = 30 kN
$F_{SVG60\%}$ = Schließkraft bei Schieflast je Verbindungsglied

Die geringere Schließkraft ist für die Getriebeauswahl in unserem Beispiel bedeutungslos.

### 2.1.12.2 Ermittlung des Abtriebsdrehmoments in Aufrichtung

**Spannungsnachweis**

Das zum Spannungsnachweis für Spindeln Gesagte (2.1.5.2) gilt im übertragenen Sinn auch für Triebstöcke.

**Ritzel und Triebstock**

Gewählt wurde im Vergleich mit existierenden Anlagen folgendes Ritzel.

Ritzel:
Zahnanzahl $z_1 = 9$
Zahnbreite $b = 90$ mm
Modul $m = 30$ mm
Der Teilkreisdurchmesser d wird aus

$$m = \frac{d}{z_1}$$

errechnet:

$$d = z_1 \cdot m$$
$$= 9 \cdot 30 \text{ mm}$$
$$d = 270 \text{ mm}$$

Nach Abschluss der vorgeschriebenen Nachweisführungen sind Maße gegebenenfalls zu ändern.

Die Triebstöcke sollen vorerst folgende Abmessungen haben:

Triebstock:
2 Stück Flachstahl: l = 3000 mm, h = 110 mm, b = 20 mm,
Abstand der Flachstähle = 98 mm
Bolzendurchmesser $d_B$= 50 mm

Der später vorgesehene Knicksicherheitsnachweis (DIN 18800-2) entscheidet über Details wie Materialauswahl und eventuell erforderliche Verstärkung durch einen einzuschweißenden Triebstockrücken. Die berechneten Bolzen werden in gleichen Abständen in zwei Flachstähle eingeschweißt oder anderweitig gesichert.

**Öffnungsdrehmoment bei ungünstiger Lastverteilung**

Wenn regelmäßige Triebstock-Fettung zugesichert wird, kann mit einem guten Wirkungsgrad $\eta_{TR} = 0{,}9$ gerechnet werden. Da die oft genannte Unempfindlichkeit der Ritzel/Triebstock-Paarung gegen Fettmangel vielleicht auch zur Sparsamkeit bei der Schmierung verführt, soll der mittlere Wirkungsgrad $\eta_{TR} = 0,\ 85$ herangezogen werden. Daraus ergeben sich:

$$T_{ÖVG60\%} = \frac{F_{ÖVG60\%} \cdot \frac{d}{2}}{\eta_{TR} \cdot \eta_{RWL}}$$
$$= \frac{60\,kN \cdot \frac{0,27\,m}{2}}{0,85 \cdot 0,97}$$
$$T_{ÖVG60\%} = 9824\,Nm$$

mit
$\eta_{TR}$ = Wirkungsgrad Triebstockgetriebe
$\eta_{RWL}$ = Wirkungsgrad Ritzelwellenlagerung

### 2.1.12.3 Getriebeauswahl

Mit dem Öffnungsmoment $T_{ÖVG60\%}$ = 9824 Nm wird das Maximalmoment 32 000 Nm des GS 250.3 (s. Tabelle 2.15) zu 30 % ausgelastet. Das GS 250.3 wird vorerst gewählt.

### 2.1.12.4 Nachweis des Antriebsöffnungs- und -schließmoments

Da mit der Antriebsmomentermittlung eine mögliche ungünstige Lastverteilung unberücksichtigt bleibt, folgt mit der Öffnungskraft $F_Ö$ = 100 kN das benötigte Öffnungsmoment:

$$T_Ö = \frac{F_Ö \cdot \frac{d}{2}}{\eta_{TR} \cdot \eta_{RWL}}$$
$$= \frac{100\,kN \cdot \frac{0,27\,m}{2}}{0,85 \cdot 0,97}$$
$$T_Ö = 16374\,Nm.$$

Das Antriebsöffnungsmoment $T_{AÖ}$ ergibt sich mit f1 = 21, 9 (Tabelle 2.15) zu:

$$T_{AÖ} = \frac{T_Ö}{f1}$$
$$= \frac{16374\,Nm}{21,9}$$
$$T_{AÖ} = 748\,Nm$$

Das Antriebsmoment ist mit $T_{AÖ}$ = 748 Nm relativ groß. Auch wäre die sich mit der Übersetzung ergebende Stellgeschwindigkeit aus Erfahrung viel zu hoch. Es gilt einen Kompromiss zu finden. Eine Möglichkeit besteht darin, dem Schneckengetriebe ein Vorgelege – eine Stirnrad-Getriebestufe – zuzuordnen. Das GS 250.3 erhält das GZ 250.3 mit i = 4: 1, so dass die Gesamtübersetzung GS/GZ: $i_{ges}$ = 210 : 1 und der Faktor f2 = 80,0 betragen. Damit wird:

$$T_{AÖ} = \frac{T_Ö}{f2}$$
$$= \frac{16374\ Nm}{80}$$
$$T_{AÖ} = 205\ Nm$$

Eingestellt werden soll nach DIN 19704-1/8.4 mindestens:
$T_{AÖ+25\%}$ = 1,25 · $T_{AÖ}$
= 1,25 · 205 Nm
$T_{AÖ+25\%}$ = 256 Nm

Für das Einstellmoment ist der SA 14.6 geeignet. In der Betriebsart S2-15 min steht eine Einstellreserve bis zu 500 Nm und in der Betriebsart S2-30 Nm bis zu 360 Nm zur Verfügung. Die erforderlichen Nachweise sind noch zu führen.

Das Antriebsschließmoment folgt mit:

$F_S = 50\ kN$

und

$$T_S = \frac{F_S \cdot \frac{d}{2}}{\eta_{TR} \cdot \eta_{RWL}}$$
$$= \frac{50\ kN \cdot \frac{0{,}27\ m}{2}}{0{,}85 \cdot 0{,}97}$$
$$T_S = 8187\ Nm$$

zu:

$$T_{AS} = \frac{T_S}{f2}$$

mit $f_2$ = Verhältnis Abtriebsmoment zu Eingangsmoment

$$= \frac{8187\ Nm}{80}$$

$T_{AS}$ = 102 Nm

bzw.

$T_{AS+25\%} = 1{,}25 \cdot\cdot T_{AS}$
$= 1{,}25 \cdot\cdot 102\ \text{Nm}$
$T_{AS+25\%} = 128\ \text{Nm}$

Auf $T_{AS+25\%} = 128$ Nm ist in Schließrichtung der Drehmomentschalter des Antriebs mindestens einzustellen. Da der Standard-Drehmomentbereich des gewählten SA14.6 mit (200 … 500) Nm zu hoch liegt, besteht die Möglichkeit den reduzierten Drehmomentbereich (100 … 250) Nm zu nutzen. Mit der entsprechend erhöhten Schließkraft $F_s$ ist der Knicksicherheitsnachweis des gewählten Triebstocks zu führen.

### 2.1.12.5 Ermittlung der Anzahl hintereinander fahrbarer Hübe und der Gesamt-Antriebsumdrehungen

■ **Ermittlung der Anzahl hintereinander fahrbarer Hübe**

Festgelegt wurde:

GS 250.3/GZ 250.3, $i_{GSV} = 210 : 1$

$i_{GSV}$ = Übersetzung Schneckengetriebe/Vorgelege

Für diese Kombination ergeben sich für die Antriebsdrehzahl 45 1/min:

■ **Laufzeit:**

$$t = \frac{s \cdot i_{GSV}}{n \cdot \pi \cdot d}$$
$$= \frac{3000\ \text{mm} \cdot 210}{45\ 1/\text{min} \cdot \pi \cdot 270\ \text{mm}}$$
$$t = 16{,}4\ \text{min}$$

mit
t = Laufzeit/ Hub
s = Fahrweg eines Hubes
$i_{GSV}$ = Übersetzung Schneckengetriebe/Vorgelege
n = Abtriebsdrehzahl des Antriebs
d = Ritzeldurchmesser

■ **Stellgeschwindigkeit:**

$$v = \frac{n \cdot \pi \cdot d}{i_{GSV}}$$
$$= \frac{45\ 1/\text{min} \cdot \pi \cdot 270\ \text{mm}}{210}$$
$$v = 182\ \text{mm/min}$$

Weiterhin werden benötigt:

■ **Schneckengetriebe-Umdrehungen pro Hub:**

$$U_{GS}/\text{Hub} = \frac{s}{\pi \cdot z_1 \cdot m}$$

$$= \frac{3000\,\text{mm}}{\pi \cdot 9 \cdot 30\,\text{mm}}$$

$$U_{GS}/\text{Hub} = 3{,}5$$

mit
$z_1$ = Zähneanzahl
m = Modul

■ **Stellantriebs-Umdrehungen pro Hub:**

$$U_A/\text{Hub} = U_{GS}/\text{Hub} \cdot i_{GSV}$$
$$= 3{,}5 \cdot 210$$
$$U_A/\text{Hub} = 735$$

Da mit n = 45 1/min die Bedingung, mindestens zwei Hübe hintereinander zu fahren, in den beiden Standard-Betriebsarten S2-15 min und S2-30 min nicht erfüllbar ist, soll noch mit den Antriebsdrehzahlen n = 90 1/min und n = 180 1/min gerechnet werden (**Tabelle 2.16**).

In der Betriebsart S2-30 min kann der Antrieb mit 90 1/min 3,6 Hübe hintereinander fahren. Die Stellgeschwindigkeit v = 363 mm/min ist akzeptabel. Soll sie niedriger liegen, kann die Abtriebsdrehzahl 63 1/min verwendet werden.

■ **Ermittlung der Gesamt-Antriebsumdrehungen**
Wie schon unter (2.1.5.5) wurden 60 Hübe/Jahr zugrunde gelegt. Die Gesamtzahl der Antriebshohlwellenumdrehungen ergibt sich damit aus:

$$U_{A\text{-}35J} = U_A/\text{Hub} \cdot \text{Hübe/Jahr} \cdot t_{ges}$$
$$= 735\ \text{U/Hub} \cdot 60\ \text{Hübe/Jahr} \cdot 35\ \text{Jahre}$$
$$U_{A\text{-}35J} = 1{,}543\ \text{Mio.}$$

Nach Tabelle 2.04 ist für den SA14.6 mit

$$U_{A\text{-}35J} < U_{ASTW2}$$
$$1{,}543\ \text{Mio.} < 4,\ 0\ \text{Mio.}$$

die Bedingung für den Stahlwasserbau-Einsatzfall STW 2 erfüllt. Die dementsprechenden Lebensdauerlaufmomente sind zu berücksichtigen.

### 2.1.12.6 Betriebsarten-Nachweis des Antriebs

Wie beim betrachteten Zyklus mit Spindelmutter/Spindel (2.1.5.6) ist bei einem Zyklus mit Ritzel/Triebstock durch zum Beispiel Schneckengetriebe von vergleichbarer Selbsthemmung bzw. schwer bestimmbarer Antriebsleistung beim Senken auszugehen.

**Tab. 2.16:** Anzahl möglicher Hübe

| n [1/min] | Laufzeit/Hub [min] | Hübe bei S2-15 min | Hübe bei S2 -30 min | Stellgeschw. [m/min] |
|---|---|---|---|---|
| 45 | 16,4 | 0,9 | 1,8 | 0,181 |
| 90 | 8,2 | 1,8 | 3,6 | 0,363 |
| 180 | 4,1 | 3,6 | 7,2 | 0,726 |

Mit der durchschnittlichen Kraft bei HHW

$$F_{ØHHW} = 57{,}5\ kN$$

folgt das Moment:

$$T_{ØHHW} = \frac{F_{ØHHW} \cdot \frac{d}{2}}{\eta_{TR} \cdot \eta_{RWL}} = \frac{57{,}5\,kN \cdot \frac{0{,}27\,m}{2}}{0{,}85 \cdot 0{,}97}$$

$$T_{ØHHW} = 9414\,Nm.$$

Das Antriebsöffnungsmoment ergibt sich mit f2 = 80, 0 (s. Tab. 2.15) zu:

$$T_{A-ØHHW} = \frac{T_Ö}{f2} = \frac{9414\,Nm}{80{,}0}$$

$$T_{A-ØHHW} = 118\,Nm.$$

Mt

$T_{A\text{-}ØHHW} < T_{A\text{-}S2\text{-}30\ min}$
118 Nm < 125 Nm

ist auch hier die Gebrauchstauglichkeit nachgewiesen.

### 2.1.12.7 Lebensdauer-Nachweis des Antriebs

Der Lebensdauer- bzw. Betriebsfestigkeits-Nachweis ist mit der äquivalenten Kraft bei zu betrachtenden Wasserständen zu erbringen (2.1.4.3.3). Für die Wasserdruckdreiecke MHW und MW wurden unter (2.1.5.6.2) die äquivalenten Kräfte ermittelt. Die durchschnittlichen Momente ergeben sich aus:

$$T_{Ö-ØMHW} = \frac{F_{ØMHW} \cdot \frac{d}{2}}{\eta_{TR} \cdot \eta_{RWL}}$$

$$= \frac{63\,kN \cdot \frac{0,27\,m}{2}}{0,85 \cdot 0,97}$$

$$T_{Ö-ØMHW} = 10315\,Nm.$$

bzw.

$$T_{Ö-ØMW} = \frac{F_{ØMW} \cdot \frac{d}{2}}{\eta_{TR} \cdot \eta_{RWL}}$$

$$= \frac{54\,kN \cdot \frac{0,27\,m}{2}}{0,85 \cdot 0,97}$$

$$T_{Ö-ØMW} = 8842\,Nm.$$

Die Antriebsdrehmomente folgen zu:

$$T_{A-ØMHW} = \frac{T_{Ö-ØMHW}}{f2}$$

$$= \frac{10315\,Nm}{80,0}$$

$$T_{A-ØMHW} = 129\,Nm$$

bzw.

$$T_{A-ØMW} = \frac{T_{Ö-ØMW}}{f2}$$

$$= \frac{8842\,Nm}{80,0}$$

$$T_{A-ØMW} = 110\,Nm$$

Nach der Palmgren-Miner-Methode wurde mit den bekannten Zyklen folgender Durchschnitt errechnet:

$$T_{A-Ø} = \sum_{i=1}^{k} \frac{n_i \cdot T_{Ai}}{N_i}$$

$$T_{A-ØMHW/MW} = \frac{n_1 \cdot T_{A-MHW} + n_2 \cdot T_{A-MW}}{N_1 + N_2}$$

$$= \frac{6 \cdot 129\,Nm + 24 \cdot 110\,Nm}{6 + 24}$$

$T_{A-ØMHW/MW}$ = 114 Nm

$T_{A-ØMHW/MW}$ = durchschnittliches Antriebsmoment bei MHW/MW

Die Bedingung für den Lebensdauer-Nachweis (s. Tabelle 2.06) ist mit

$T_{A\text{-}ØMHW/MH} < T_{A\text{-}STW2}$
114 Nm < 135 Nm.

erfüllt. Wenn

$T_{A\text{-}ØMHW/MH} > T_{A\text{-}STW2}$,

so kann mit

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

$$L = \left(\frac{T_{A-STW2}}{T_{A-ØMHW/MW}}\right)^p$$

mit
L = Lebensdauerfaktor
C entspricht Laufmoment laut Tabelle
P entspricht berechnetem Laufmoment
Exponent p = 3 für Kugellager bzw. Getriebe

die Anzahl von Antriebshohlwellenumdrehungen laut Tabelle reduziert werden. Die nominelle Anzahl von Hohlwellenumdrehungen ergibt sich aus:

$U_{A\text{-nominell}} = L \cdot U_{A\text{-STW2}}$

- Lebensdauerüberprüfung der Schneckengetriebe

***Die möglichen Getriebeumdrehungen müssen den in dem jeweiligen Einsatzfall ausgewiesenen Antriebsumdrehungen entsprechen.***

Das Schneckengetriebe GS 250.3/GZ 250.3 muss

$$U_{GS-35J} = \frac{U_{A35J}}{i_{GS}}$$

$$= \frac{1{,}543\ \text{Mio.}}{210}$$

$$U_{GS-35J} = 7350$$

7350-mal drehen. Zugelassen sind 10 000 Umdrehungen mit auf 50 % reduziertem Laufmoment. Hier muss also keine höhere nominelle Getriebe-Lebensdauer errechnet werden.

### 2.1.12.8 Nachweis der Selbsthemmung

Im vorliegenden Fall soll laut Ausschreibung das Heben und Senken des Verschlusskörpers über Triebstöcke erfolgen. Geeignet ist dafür eine Kombination aus Stellantrieb und zwei Schneckengetrieben. Die Ritzel-Triebstock-Verbindungen sind mit einem Wirkungsgrad um $\eta = 0{,}9$ nicht selbsthemmend. Dagegen bieten die Schneckengetriebe mit einem Wirkungsgrad um $\eta = 0{,}4$ zusammen mit dem gewählten SA 14.6 mit der Drehzahl n = 90 1/min ausreichend Selbsthemmung (2.1.11.1).

### 2.1.12.9 Auswertung der Beispielrechnung

Für einen Stellantrieb SA 14.6 – 90 1/min – S2-30 min – Einsatzfall STW2 ergeben sich folgende Drehmomente:

Zulässiges Drehmoment
$T_{Amax.\ S2\text{-}30min}$ 360 Nm

Öffnungsdrehmomente
$T_{A\text{-}ÖHHW}$ 205 Nm
$T_{A\text{-}ÖHHW+25\%}$ 256 Nm

Durchschnittliches Drehmoment für einen Doppelhub bei HHW für die Betriebsart
$T_{A\text{-}ØHHW}$ 118 Nm

Durchschnittliches Drehmoment für einen Doppelhub bei MHW/MW für die Lebensdauer
$T_{A\text{-}ØMHW/MW}$ 114 Nm

Schließdrehmomente
$T_{A\text{-}SHHW}$ 102 Nm
$T_{A\text{-}SHHW+25\%}$ 128 Nm

■ **Anlaufmoment**
Der SA 14.6 verfügt mit der Drehzahl 90 1/min in der Betriebsart S2-30 min über ein maximales Moment von 360 Nm. Damit ist er dem im Neuzustand erforderlichen Öffnungsmoment von $T_{AÖ}$ = 205 Nm, der durch die DIN 19704-1/8.4 geforderten 25 %-Erhöhung und einem unter Umständen noch höheren Momentanstieg durch Alterung und Unwägbarkeiten gewachsen. Das kleinere Schließmoment wird hierbei nicht betrachtet.

■ **Betriebsarten-Laufmoment**
Der SA 14.6 ist in der Betriebsart S2-30 min für ein durchschnittliches Moment $T_{A\text{-}ØHHW}$ = 118 Nm bei höchstem Hochwasser HHW geeignet.

■ **Lebensdauer-Laufmoment**
Die Langlaufeigenschaften des Antriebs gestatten bei über 35 Jahre durchschnittlichen $T_{A\text{-}ØMHW/MW}$ = 114 Nm im Einsatzfall STW2 mindestens 4,0 Mio. Abgangsumdrehungen. Gefordert werden nur 1,543 Mio. Umdrehungen. Dem entspricht die Lebensdauer des gewählten Schneckengetriebes.

■ **Selbsthemmung**
Der berechnete Antriebsstrang ist mit dem gewählten Antrieb und den beiden Schneckengetrieben selbsthemmend.

■ **Anzahl der Hübe**
Mit 90 1/min kann der Antrieb 3,6 Hübe hintereinander fahren. Sollte die Stellgeschwindigkeit zu hoch sein, kann mit einer Drehzahl von n = 63 1/min gearbeitet werden.

■ **Zulässige Stellgeschwindigkeit**
Nach DIN 19704-2/9.2.2. sollte die Geschwindigkeit des Verschlusskörpers bei Erreichen der Endstellung 0,1 bis 1,0 m/min nicht überschreiten. Ausgeschrieben wurde die Stellgeschwindigkeit v ≈ (200 … 400) mm/min. Die errechnete Stellgeschwindigkeit v = 363 mm/min ist zulässig.

## 2.1.13 Nachweise für außergewöhnliche Beanspruchungen

Die Grundlagen hierfür wurden unter (2.1.6) behandelt.

### 2.1.13.1 Einseitiges Halten bei zweiseitig angetriebenen Verschlusskörpern

Die Verbindung Ritzel-Triebstock ist nicht selbsthemmend. Deshalb muss das folgende Schneckengetriebe im Störfall den kompletten Verschlusskörper halten können

$T_{Ö}$ = 16374 Nm.

Das gewählte GS 250.3/GZ 250.3 hat ein Bruchmoment $T_B$ in Höhe des zweifachen Abtriebsmoments von 32.000 Nm. Es ist mit

$T_B > T_{Ö}$

64000 Nm > 16374 Nm

geeignet.

### 2.1.13.2 Außergewöhnliche Einwirkungen des Antriebs im Störfall

Hier gilt das unter 2.1.6.2 Erklärte. Auf die Knicksicherheit wird unter (2.1.15) eingegangen.

## 2.1.14 Beispiele für Anordnungen der Antriebs-Getriebe-Kombination

Bei geringerer Beanspruchung kann es genügen, durch ein handgetriebenes Schneckengetriebe zwei Ritzel zu drehen (**Bild 2.097**). In dem Fall wird der Getriebedeckel durchbohrt und mit einer Dichtung versehen.

Holzschütze werden zumeist aus widerstandsfähigen Harthölzern wie Eiche gefertigt (**Bild**

**2.098**).

Gegenrollen oder Führungselemente sorgen für die sichere Verbindung Ritzel/Triebstock (**Bild 2.099**).

Getriebe und Ritzel werden in der Anlage montiert und durch Einhausung gegen Fremdeingriff geschützt (**Bild 2.100**).

Wie mittig kann der Handantrieb auch seitlich vorgesehen werden (**Bild 2.101**). Der Aufbau mit quer zur Fließrichtung liegender Ritzelwelle ist für die Ritzel und Triebstöcke bei wechselnder Wasserdruck-Be-und-Entlastung am schonendsten.

Für größere Drehmomente werden Getriebe an den Ritzeln erforderlich (**Bild 2.102**).

Auch kann ein Antriebs-Getriebe-Block beide Ritzel bedienen (**Bild 2.103**). Die Ritzelwelle liegt vorteilhaft quer zur Fließrichtung.

Bei Einsatz von zwei Getrieben werden die Ritzelwellen meist parallel zur Fließrichtung angeordnet, was bei Wasserdruckunterschieden zu Triebstockverschiebungen bis zum seitlichen Schleifen des Ritzels führen kann (**Bild 2.104**).

Eine weitere Variante ist die außenseitige Montage eines Stellantriebs mit Schneckengetriebe (**Bild 2.105**). Anlass können Platzgründe bzw. die gewünschte leichte Zugänglichkeit sein. Für den Aufbau spricht auch die schonende Ritzelwellenanordnung quer zur Fließrichtung.

**Bild 2.097:** Mittig montierte Schneckengetriebe drehen je zwei Ritzel

Durch die Asymmetrie besteht aber die Gefahr, dass durch Torsion bedingt äußeres und inneres Ritzel nicht ganz synchron laufen. Auch ist zu beachten, dass bis zum äußeren Ritzel

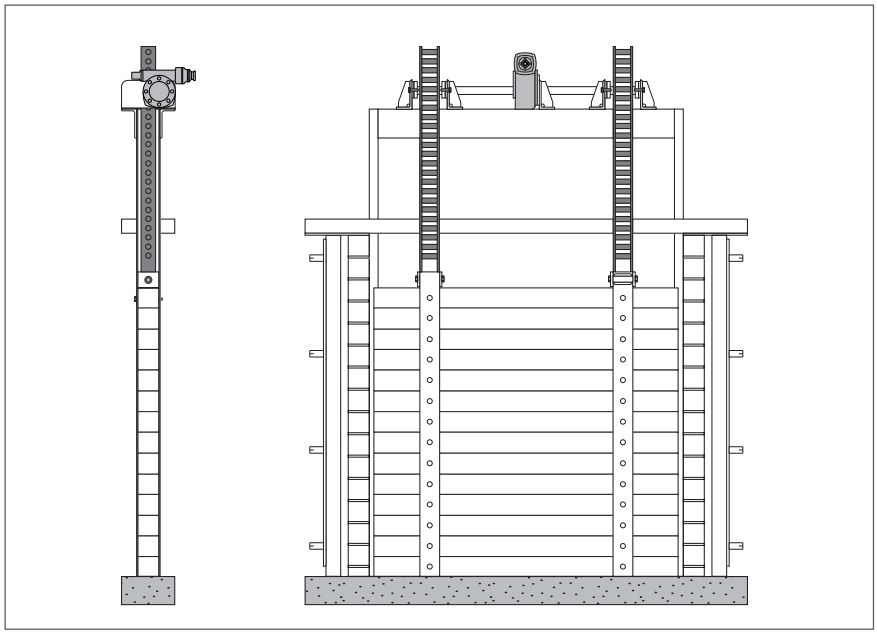


**Bild 2.098:** Ritzel greifen ohne zusätzliche Getriebe in die Triebstöcke

die einfache Last, bis zum inneren aber die doppelte zu übertragen ist.

**Bild 2.099:** Gesicherte Verbindung durch eine Führungsplatte

**Bild 2.100:** Handbetätigtes Schützenwehr

**Bild 2.101:** Seitliche Montage des Schneckengetriebes mit Handrad. Ritzelwelle quer zur Fließrichtung

## 2.1.15 Knicksicherheit

Wie bei Spindeln ist auch bei Triebstöcken die Sicherheit gegen Knickung nachzuweisen. Konkret geht es um zusammengesetzte Druckglieder, in dem Fall um **zweiteilige, einfeldrige Rahmenstäbe** (DIN 18800-2). Beim Drücken gegen eine Behinderung oder beim Aufsetzen der Schütztafel auf den Sohlbalken können zu schwach ausgeführte Triebstöcke knicken. Besonders empfindlich sind sie häufig im unteren Bereich nahe der Schützaufhängung, der zwar nach Euler weniger gefährdet ist, dem aber durch das Fehlen in die Wangen eingeschweißter

**Bild 2.102:** Ein Stellantrieb dreht zwei Schneckengetriebe

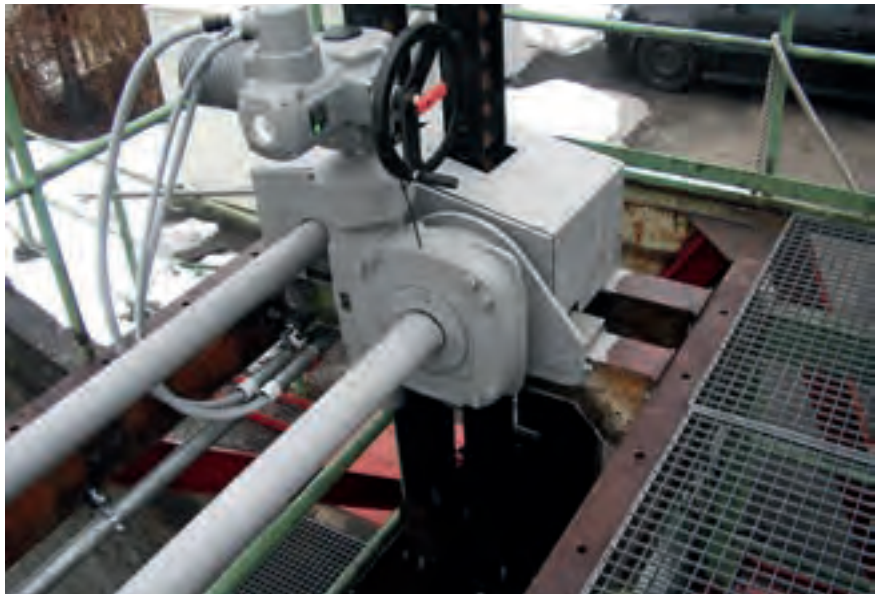


**Bild 2.103:** Ein Schneckengetriebe dreht zwei Ritzel

Bolzen auch Stabilität fehlt. Der früher verwendete Eulernachweis entspricht nicht mehr dem Stand der Technik.

Nach DIN 18 800-2 (Ausgabe Nov 1990) muss für den Tragsicherheitsnachweis die Forderung erfüllt sein:

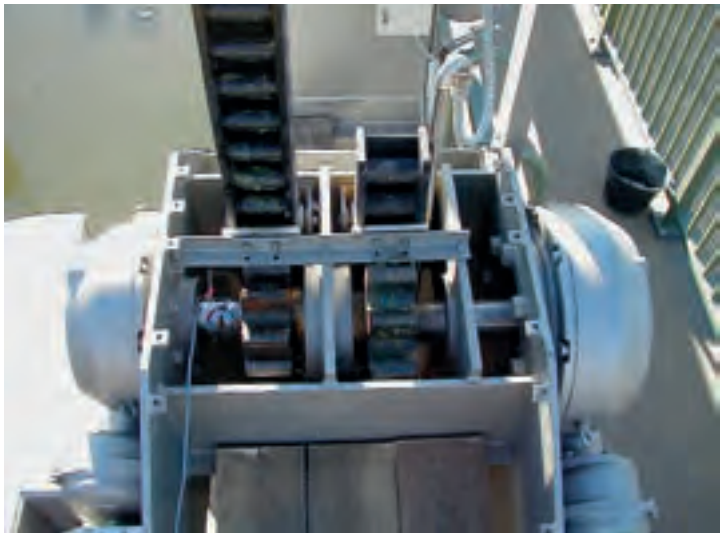


**Bild 2104:** Ritzelwellen parallel zur Fließrichtung

$$\frac{\text{Beanspruchung}}{\text{Beanspruchbarkeit}} \leq 1$$

■ **Beanspruchung**
Die Beanspruchung beträgt nach DIN 19704-1/8.4:

**Bild 2.105:** Außenseitige Montage von Stellantrieb und Schneckengetriebe für zwei Ritzel

$$N_K = 1{,}25 \cdot N$$
$$= 1{,}25 \cdot 50\ kN$$
$$N_K = 64\ kN$$

mit

$N_K$ = charakteristischer Wert
$N$ = Normalkraft = $F_S$ (2.1.12.1 Beispielrechnung)

■ **Beanspruchbarkeit**

Mit
Knicklänge $S_K$ = 300 cm,
verwendetem Werkstoff z. B. S 355 (früher St 52),
E = Elastizitätsmodul = 21000 kN/cm$^2$,
$f_{yk}$ = Streckgrenze = 36,0 kN/cm$^2$,

ist die Beanspruchbarkeit wie unter 2.1.8.2 mit den entsprechenden Besonderheiten wie zum Beispiel dem Flächenmoment 2. Grades für einen Triebstock zu errechnen:

$$I = I_{2\,Rechtecke} = \frac{2 \cdot b^3 \cdot h}{12}$$

mit
I = Flächenmoment 2. Grades
b = Breite der Triebstockwange
h = Höhe der Triebstockwange

Es gelten wieder:
$\gamma_F$ = Teilsicherheitsbeiwert für die Beanspruchung = 1,35
$\gamma_M$ = Teilsicherheitsbeiwert für die Beanspruchbarkeit = 1,5

Das Ergebnis aus dem Nachweis für den Triebstock zeigt, ob die Verbindungsglieder hinreichend bemessen sind:

$$\frac{N_d}{\kappa \cdot N_{pl,d}} < 1$$

mit
$N_K$ = charakteristischer Wert von N
$N_K$ = 64 kN
$N_d$ = Bemessungswert von N; $N_d = \gamma_F \cdot N_K$
$\kappa$ = Abminderungsfaktor

$N_{pl,d}$ = Normalkraft im plastischen Zustand;

$$\frac{\gamma_F \cdot N_K}{\kappa \cdot A \cdot \frac{f_{yk}}{\gamma_M}} < 1$$

Sollte das Resultat nicht genügen, so sind in Abhängigkeit von der Gestaltung des Triebstockes weitere detaillierte Nachweise nach DIN 18 800 erforderlich. So kann zum Beispiel der Anteil der Bolzen mit berücksichtigt werden. In Grenzfällen gibt ein angeschweißter Rücken – der einzurechnen ist – zusätzliche Sicherheit.

Über die Knicksicherheit hinaus ist für Triebstockübertragungen Nachweis zu führen über mindestens folgende Antriebsbauteile:

- das Ritzel
  - die Ritzelwelle
  - die Passfederverbindung Ritzel – Ritzelwelle
  - das Ritzelwellenlager
- den Triebstock

$$N_{pl,d} = A \cdot \frac{f_{yk}}{\gamma_M}$$

  - die Bolzen
  - die Anschlussbolzen
  - das Augenblech
  - die Triebstockgegenführung

Alle diese zusätzlichen Nachweisführungen können und sollen natürlich nicht Bestandteil vorliegenden Streifzugs durch die Antriebstechnik im Stahlwasserbau sein.

## 2.1.16 Handbetrieb

Die benötigte Handkraft $F_{Ha}$ kann wie folgt berechnet werden:

$$F_{Ha} = \frac{T_{AÖ}}{i_{Ha} \cdot \frac{d_{Ha}}{2}} = \frac{205\,\text{Nm}}{8 \cdot \frac{0{,}4\,\text{m}}{2}}$$

$$F_{Ha} = 128\,\text{N}$$

mit
$i_{Ha}$ = Handradübersetzung (s. Tabelle 2.14 „Handkräfte")
$d_{Ha}$ = Handraddurchmesser (s. Tabelle 2.14 „Handkräfte")

Sie liegt geringfügig über dem von der DIN 19704-1/8.3 genannten Maximum von 100 N, kann aber – wie für Spindelantriebe (2.1.9 „Handbetrieb") gezeigt – weiter gesenkt werden.

## 2.1.17 Triebstockeinsatz

Alle Verbindungsglieder müssen die gleiche Bewegungsrichtung haben. Wenn die Hohlwelle des Antriebs oder des zentralen Getriebes (**Bild 2.106**) zur Flanschseite hin rechts herum dreht, dreht sie gleichzeitig zur Gegenseite links herum. Das muss durch entsprechende Getriebeausführungen kompensiert werden.

Gekennzeichnet werden die Versionen der Schneckengetriebe durch die Buchstaben R und L für rechts und links. Der erste Buchstabe in der Kennzeichnung gibt die Position der Eingangswelle – bei oben liegendem Eingang – zum Schneckenrad an, der zweite die Drehrichtung am Getriebeausgang bei Rechtsdrehung am Getriebeeingang. RR beschreibt also eine rechts vom Schneckenrad angeordnete Eingangswelle bei rechtsdrehendem Ausgang.

Die Paarung in die Praxis umgesetzt kann auch folgendermaßen ausgeführt werden. An die Stelle der Kegelradgetriebe ist ein Antrieb gerückt. Durch geänderte Anordnung wurde das oben Liegen der Welle erreicht (**Bild 2.107**).

Alternativ kann die Schneckengetriebepaarung LR am Antriebsausgang und RR auf der Gegenseite eingesetzt werden (**Bild 2.108**). Durch Umsetzen auch mit untenliegender Welle.

Die Entsprechung zu dem Gezeigten ist LL – RL mit linksdrehenden Getriebeausgängen.

Im Vergleich von Anlagen mit Triebstöcken und solchen mit Spindeln fällt auf, dass Triebstöcken zugeordnete Antriebe fast immer seitlich und Spindeln treibende Antriebe häufiger mittig platziert sind. Erklärbar ist das folgendermaßen: Vom seitlich platzierten Antrieb entsteht Torsion über die gesamte Welle zur gegenüberliegenden Seite. Triebstöcke können den Winkelfehler durch größeres Spiel zum Ritzel im Allgemeinen ausgleichen. Anders ist es mit präzise gefertigten Spindeln. Für sie empfiehlt sich eher ein Ausbalancieren, also eine mittige Antriebsanordnung. Es sei denn, die Schützbreite ist gering oder die verwendete

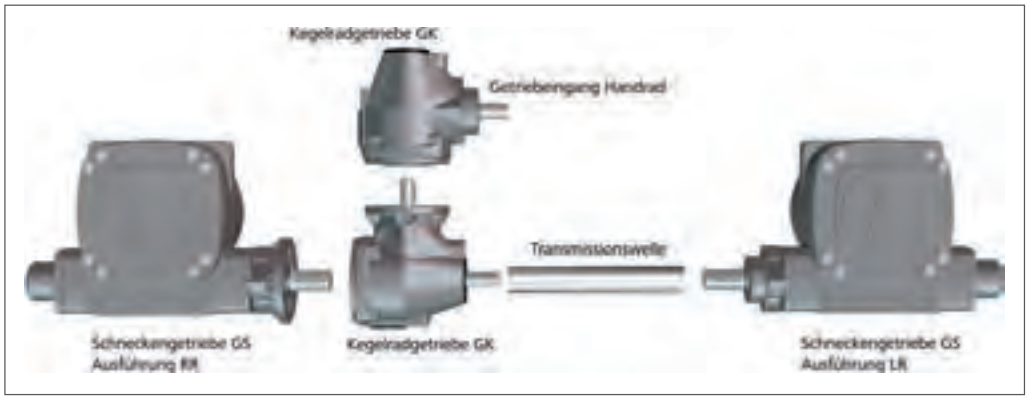



**Bild 2.106:** Getriebepaarung für ein Wehr mit Triebstöcken

Welle hinreichend verdrehfest. Die hier seitlich montierten Stellantriebe können zwischen den Schneckengetrieben immer auch eine mittige Position einnehmen.

Sollen die Schneckengetriebe durch leichtlaufende Kegelradgetriebe ersetzt werden, ist die selbsthemmende Lastmomentsperre erforderlich (**Bild 2.109**).

## 2.1.18 Spindel- und Triebstock-Ausführung

Welche markanten Unterschiede bestehen?

### 2.1.18.1 Ergebnisse der Spindel- und Triebstock-Auslegung

An dieser Stelle sollen die Qualitäten der Spindel- und der Triebstock-Version unseres Beispiels gegenübergestellt werden. Die Anlage wird mit der im Lastenheft aufgeführten Anzahl Spannungsspielen mittelbeansprucht. Das entspricht Einsatzfall STW2. Der beide

**Bild 2.107:** Schneckengetriebepaarung: RR am Antriebsausgang und LR auf der Gegenseite mit obenliegender Welle

**Bild 2.108:** Schneckengetriebepaarung: LR am Antriebsausgang und RR auf der Gegenseite

Male bestätigte Stellantrieb SA14.6 ermöglicht bei Einhaltung entsprechender Laufmomente mindestens 4,0 Mio. Abtriebswellenumdrehungen. Den benötigten 3, 528 Mio. bzw. 1, 543 Mio. sollen die Getriebe entsprechen. Dabei zeigen sich die Ergebnisse in **Tabelle 2.17**.

Die nominellen Getriebeumdrehungen $U_{Getr.\text{-}STWnominell} > U_{Getr..\text{-}35J}$ sind:

**Kegelradgetriebe 1.500.000 > 630.000**
**Schneckengetriebe 10.000 > 7.350**

***Der Triebstockaufbau kann die gleiche Anzahl Hübe wie der Spindelaufbau bei weniger als der halben Anzahl von Antriebhohlwellenumdrehungen durchfahren.***

**Bild 2.109:** Mittige Anordnung Stellantrieb/Lastmomentsperre/Stirnradgetriebe für Ritzel-Triebstock-Betrieb

Hier liegt das Streben nach einer höheren Auslastung nah. Den Einsatz eines kleineren Antriebs lassen aber die errechneten Drehmomente nicht zu. Von Vorteil kann die bei Einsatz von Schneckengetrieben geringere Anzahl von Antriebshohlwellenumdrehungen bei hoher Beanspruchung im Einsatzfall STW3 sein.

Sicher lässt sich nur schlussfolgern, für große Hübe Schneckengetriebe und für Teilhübe besser Kegelradgetriebe einzusetzen, zumal die Laufzeit pro Hub für das Schneckengetriebe 8,2 min, für das Kegelradgetriebe dagegen 13,4 min beträgt.

Ist es aber günstiger mit Triebstockantrieben zu arbeiten? Zur Entscheidung über den Einsatz von Spindeln oder Triebstöcken kann vielleicht auch der folgende Punkt beitragen.

### 2.1.18.2 Gegenüberstellung wesentlicher Unterschiede von Verbindungsgliedern

**Tab.2.17:** Mögliche Hübe mit den gewählten Stellantriebs-Getriebepaarungen

| | Spindelantrieb | Triebstockant rieb |
|---|---|---|
| $U_{Getr.}$/Hub | 300 | 3, 5 |
| $U_A$/Hub | 1 680 | 735 |
| Hübe/35J | 2 100 | 2 100 |
| $U_{A\text{-}35J}$ | 3 528 000 | 1 543 500 |
| $U_{A\text{-}STW2}$ | 4 000 000 | 4 000 000 |
| Die in 35 Jahren erforderlichen Antriebsumdrehungen $U_{A\text{-}35J} \leq U_{A\text{-}STW2}$ | | |
| $U_{Getr.\text{-}STW}$ | 600 000 | 10 000 |
| $U_{Getr..\text{-}35J}$ | 630 000 | 7 350 |
| $U_{Getr.\text{-}STWnominell}$ | 1 500 000 | 10 000, da $U_{Getr.\text{-}STW} > U_{Getr..\text{-}35J}$ |

$U_{Getr.}$/Hub = Getriebeumdrehungen pro Hub

$U_A$/Hub = Antriebsumdrehungen pro Hub

Hübe/35J = Hübe in 35 Jahren

$U_{A\text{-}35J}$ = Antriebsumdrehungen in 35 Jahren

$U_{A\text{-}STW2}$ = Antriebsumdrehungen bei STW2

$U_{Getr.\text{-}STW}$ = Getriebeumdrehungen bei STW

$U_{Getr.\text{-}35J}$ = Getriebeumdrehungen in 35 Jahren

$U_{Getr.\text{-}STWnominell}$ = Getriebeumdrehungen bei STW entsprechend Belastung

Der **Wirkungsgrad** ist das Verhältnis von abgegebener zu zugeführter Leistung. Die zumeist aus Wärme bestehende Differenz wird als Verlustleistung bezeichnet. Beeinflusst wird der Wirkungsgrad eines Getriebes im Wesentlichen durch Reibung. Dabei haben Stirnrad- und Kegelradgetriebe hohe Verzahnungswirkungsgrade. Schneckengetriebe durch den hohen Gleitanteil dagegen niedrige. Schneckengetriebe müssen in den ersten 10 bis 20 Fahrten mit erhöhtem Eingangsmoment eingefahren werden, um den Nennwirkungsgrad zu erreichen. Nach sehr vielen Fahrten verschlechtert sich der Wirkungsgrad aller Getriebe wieder.

Der Wirkungsgrad ist abhängig von:

- Oberflächengüte z.B. durch: Schleifen, Polieren
- Schmierung
- Temperatureinfluss

Die löbliche Eigenschaft der eingängigen Spindel selbsthemmend zu sein, kehrt sich bei Betrachtung von **Tabelle 2.18** um. Denn eine gute Selbsthemmung ist mit einem schlechten Wirkungsgrad gleichzusetzen.

***Selbsthemmung sollte angemessen gewählt werden.***

Das soll auch heißen: Einfacher Selbsthemmung wird zugestimmt. Mehrfache Selbsthem-

mung muss kontrolliert werden. Denn sie führt zu erhöhter Wärmebildung, verschlechtert den Wirkungsgrad und verringert durch höheren Verschleiß die Lebensdauer.

Zur Entscheidung über das „bessere" Verbindungsglied sind aber noch weitere Kriterien heranzuziehen. Betrachtet werden sollen hier nur die beiden Grundtypen (**Tabelle 2.19**).

Ein Preisvorteil einer Variante ist sehr abhängig von: Größe, Material, Hersteller und dessen Einkaufs- bzw. Bearbeitungsmöglichkeiten. Häufig wird von Preisgleichheit ausgegangen und eher zugunsten eines klaren Vorteils wie der Robustheit von Triebstöcken entschieden. Sind sehr große Drehmomente zu bewältigen, so kommen ohnehin nur Schneckengetriebe mit Ritzeln und Triebstöcken infrage.

***Von „alten Hasen" hört man schon mal Worte, die an viele Stellen passen: Stahlwasserbauelemente müssen sich frei bewegen können. Besser klappern als klemmen! Das heißt auch: Grundsätzlich gilt die Paarung Ritzel/Triebstock als robuster. Die fehlende Selbsthemmung kann mit anderen Mitteln erreicht werden.***

**Tab. 2.18:** Wirkungsgrade im Stahlwasserbau gebräuchlicher Bauelemente

| Übertragungselemente | Wirkungsgrad $\eta$ | Selbsthemmung |
|---|---|---|
| Stellantrieb, 1gängige Schnecke | < 0,45 | ja, unter Vorbehalt [1] |
| Stellantrieb, 2gängige Schnecke | > 0,55 | nein |
| Kegelradgetriebe | 0,9 | nein |
| Stirnradgetriebe | 0,9 | nein |
| Schneckengetriebe | 0,4 | ja, unter Vorbehalt [1] |
| Lastmomentsperre | 0,9 | ja |
| Spindel/Spmutt. Tr 80x10, 1gg. trocken | 0,18 | ja, bis ca.10° Steig. |
| Tr 80x10 1gg. geschmiert | 0,27 | ja, bis ca.10° Steig |
| Triebstock/Ritzel trocken | 0,80 | nein |
| geschmiert | 0,90 | nein |
| Hubzylinder mit Kugelgewinde | 0,85 | nein |
| Hubzylinder mit Trapezgewinde | 0,30 | ja, unter Vorbehalt [1] |
| Hydraulikzylinder | 0,95 | mit Zusatztechnik |
| Hydraulikaxialkolbenmotor | 0,87 | mit Zusatztechnik |
| Bremsmotor | | ja, nicht im Handbetrieb |

1) Eingängige Schneckengetriebe und Trapezgewinde sind in Ruhe selbsthemmend. Aus der Bewegung und durch Erschütterungen kann die Selbsthemmung, aufgehoben werden.

## 2.1.19 Seil- und Kettenzugantriebe

Die unter 2.1.3 berechnete Schütztafel kann auch über Seile oder Ketten bewegt werden. Eine Besonderheit besteht aber darin, dass ein Schütz jetzt nur noch gezogen, nicht mehr gedrückt werden kann. Die Eigenlast muss groß genug sein, um ein sicheres Schließen zu

ermöglichen. Selbsthemmung muss durch die Antriebs-Getriebe-Einheit dennoch erbracht werden (**Bild 2.110**).

**Tab. 2.19:** Wesentliche Unterschiede von Spindelmutter/Spindel- und Ritzel/Triebstock-Übertragungen

| Spindeln | Triebstöcke |
|---|---|
| Niedrige Wirkungsgrade eingängiger Spindeln. | Hohe Wirkungsgrade. |
| Selbsthemmend (übliche Steigungen). | Nicht selbsthemmend. |
| Nach Ausknicken nicht korrigierbar. | Nach Ausknicken relativ leicht a uszurichten. |
| Leicht einzuhausen, unfallsicherer als Triebstöcke. | Aufwändiger einzuhausen. |
| Schutzmaßnahmen gegen Flugsand, Wasser und Schwemmgut erforderlich. | Unfallschutz meistens hinreichend. |
| Empfindlich gegen Fettmangel. | Unempfindlicher gegen Fettmangel. (Gegen Umweltverschmutzung ist vorzusorgen.) |
| Kardanische Ausführung zur Verhin derung von Zwängungen ist aufwändig. | Führungsplatte oder Schnallenplatte, Schnalle und Gegenrolle bei Verzahnung mit viel Lose sind hinreichend. |
| Erreichbare Genauigkeit ermöglicht hohe Regelgüte. | Geeignet für weniger genaue Einstellungen. |
| Sauberkeit ist Voraussetzung. | Unempfindlich gegen mitgeführte Verunreinigungen wie Gras. |

In **Bild 2.111** befindet sich die Antriebs-Getriebe-Kombination – Stellantrieb mit Aumatic und Schneckengetriebe mit Vorgelege – auf einem Ende der Welle, auf der zwei Seiltrommeln das Auf- und Abwickeln der Seile übernehmen.

Es sind Anlagen bekannt, in denen zwischen Getriebe und Welle zu einer weiteren Übersetzung ein Kettenzug eingesetzt wurde.

Berüchtigt ist die verheerende Wirkung der alljährlichen Monsunregen in Südostasien. Dort muss dringend für Hochwasserschutzeinrichtungen gesorgt werden. Die Anlage am Muda-River in Malaysia (**Bild 2.112**) übernimmt den Hochwasserschutz, sichert die Trinkwasserversorgung und verhindert bei Flut das Eindringen von Salzwasser. Die oben sichtbaren Antriebs-Getriebeeinheiten ziehen mit den seitlich geführten Seilen die in den unteren Fenstern sichtbaren Schütze um bis zu 5,55 m.

Stellantriebe SA16.2 und Schneckengetriebe GS 400 mit Vorgelegen GZ 35.1 drehen über Wellen die seitlich aufgebrachten Seiltrommeln (**Bild 2.113**).

Die AUMA matic gestattet neben der Fern- auch die Vor-Ort-Bedienung (**Bild 2.114**).

Aus den USA sind große Anlagen mit Gliederkettenzügen bekannt. So zum Beispiel der Tom-Miller-Damm in Austin/Texas (**Bild 2.115**). Neun Fluttore – Sektorwehre – können geöffnet

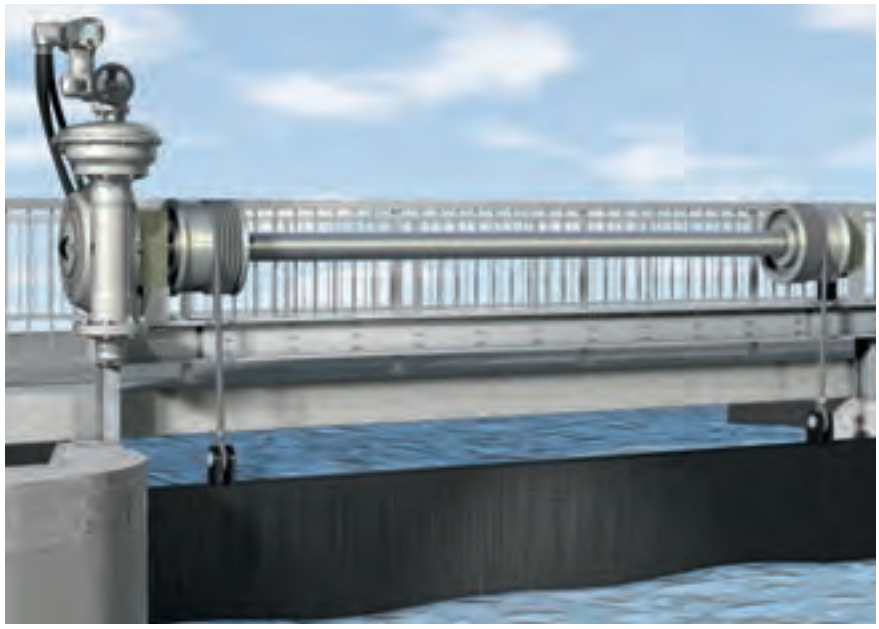


**Bild 2.110:** Schützenwehr mit Doppelseilzug

werden, um Hochwasser abzuleiten. Links davon wurde ein festes Wehr gebaut. Rechts hat man ein Wasserkraftwerk installiert. Der See ist ein bedeutender Trinkwasserspeicher.

**Bild 2.111:** Antriebs-Getriebe-Kombination mit Seilzug

Zwei Trommeln je Wehrfeld wickeln je zwei Ketten auf und ab (**Bild 2.116**). Gedrückt werden kann also nicht. Das ist auch nicht erforderlich bei dem großen Verschlusskörpergewicht.

Jedes Fluttor wird von einer Kombination, bestehend aus einem mittig angeordneten Stellantrieb SA 25, zwei Kegelradgetrieben und zwei Schneckengetrieben GS 400, betätigt (**Bild 2.117**). Das Abtriebsmoment jeder Kombination beträgt 135.500 Nm und die Öffnungszeit 38 min. Dabei müssen die Schneckengetriebe elfmal drehen. Das führte zu einer beträchtlichen Erwärmung, so dass das Standardfett durch ein Spezialfett ersetzt werden musste.

**Bild 2.112:** Hochwasserschutzanlage am Muda-River in Malaysia

## 2.2 Doppelschützenwehre

Ein Einfachschützenwehr hat durchaus seine Berechtigung, wenn es um den Hochwasserschutz oder Wasserstau geht. Vielseitiger verwendbar ist ein Doppelschützenwehr oder abgekürzt: Doppelschütz. Es ist im Grunde eine horizontal geteilte Tafel, deren beide Hälften zueinander parallel laufen. Sie können unabhängig voneinander bewegt werden.

**Bild 2.113:** Antriebs-Getriebeeinheiten zwischen jeweils zwei Seiltrommeln

**Bild 2.114:** Die Steuereinheit AUMA matic auf einer Antriebs-Getriebe-Kombination

**Bild 2.115:** Tom-Miller-Staudamm in Austin/Texas

Es reicht für die Auslegung, wenn im täglichen Betrieb die Oberkante knapp über dem Sollwasserpegel liegt. Der Rahmen muss aber das Anheben beider Schütze deutlich über die Hochwassermarke gestatten. Verschiedene Betriebsweisen sind möglich:

- Unterschütz geschlossen, Oberschütz ganz gehoben – Hochwasserschutz, Wasserstau
- Unterschütz nach Bedarf geöffnet, Oberschütz ganz gehoben – unterschlächtige

**Bild 2.116:** Wehrfelder mit Aufzugseinheiten

**Bild 2.117:** Aufzug mit Gliederketten; vorn Schneckengetriebe GS 400

Stauregulierung, Schwemmgut- und Geschiebeabführung. Lässt sich das Unterschütz nicht öffnen, wird es entlastet, indem das Oberschütz vollständig davor gesenkt wird. In der Praxis wird das Unterschütz oft zu wenig bewegt. Daher besteht die Gefahr der Sand- und Kiesablagerung an der Stautafel. Extrem verhalten sich Sedimente und Schwebstoffe – Abrieb von Gesteinen –; sie binden wie Beton und können massiv die Schützöffnung blockieren. Deshalb sollte gegen Verlandung regelmäßiges Spülen in der Betriebsanleitung festgelegt und durchgeführt werden.

- Unterschütz geschlossen, Oberschütz nach Bedarf positioniert – Feinregulierung, Geschwemmsel- und Eisabführung (DIN 19704-2/3.1). Durch diese Stauregelung über das Oberschütz kommt eine Vielzahl von Bewegungen zustande.
- Unterschütz nach Bedarf geöffnet, Oberschütz zur Geschwemmselabführung gesenkt. Bei gleichzeitiger Unter- und Überströmung kann es leicht zu Schwingungen am Verschlussorgan kommen.
- Unter- und Oberschütz über den Wasserstand gehoben – Abführung starken Hochwassers; bei entsprechender Sicherung Durchführung von Sichtkontrolle und Reparaturen.

***Doppelschützenwehre können Wasser stauen und den Abfluss regulieren. Bei unterschlächtiger Fahrweise wird der Gewässergrund freigespült, bei oberschlächtiger werden Eis und Geschwemmsel abgeführt.***

In den Anfängen wurde jede Schütztafel in getrennten Nischen geführt. Das war baulich sehr aufwändig, und es gab große Dichtprobleme zwischen den beiden Tafeln. Jetzt wird im Allgemeinen nur noch das Unterschütz in dem Rahmen der Stauanlage geführt. Das Oberschütz läuft auf den verlängerten Seitenträgern des Unterschützes (**Bild 2.118**).

Einen möglichen Einbau der Riegel und der Sohldichtung zeigt (**Bild 2.119**).

Gleiten und Dichten erfolgen wie beim Einfachschütz auf Gleit- und Dichtleisten mit den bekannten Profilen (**Bild 2.120**).

Entsprechend dem Wasserdruckdreieck besteht der größte Druck am Gewässergrund, der geringste an der Wasseroberfläche. Das hat zur Folge, dass die benötigte Antriebs-Getriebepaarung für das in Fließrichtung hinten gelegene Unterschütz fast immer eine Größe höher ausgelegt werden muss als die für das Oberschütz erforderliche. Die Aufzugskraft eines Teilschützes ist gegenüber der für ein Einfachschütz benötigten weit geringer.

Zwischen den beiden Tafeln läuft horizontal über die gesamte Länge eine Dichtleiste. In der Regel wird dafür gesorgt, dass eine Tafel die zweite mit mindestens 20 cm überlappt. Elektrische Endlagenüberwachungen und auch mechanische Vorrichtungen wie Haken oder Winkel sollen zudem ein Auseinanderlaufen der Tafeln verhindern. Käme es dazu – auch durch Abriss der Halteeinrichtungen –, wäre die Funktion nicht mehr gewährleistet. Aber auch bei tadellosem Zusammenspiel ist mit Problemen zu rechnen. Etwa bei Niedrigwasser, wenn die Horizontaldichtung lange trocken steht. Dann das Verschlusskörpergewicht – besonders des Oberschützes – durch angehängte Betonplomben zu erhöhen, kann nur eine Notlösung sein. Denn eigentlich ist der gewählte Antrieb in der Situation zu schwach. Zudem kann bei Unachtsamkeit die Dichtung durch den berüchtigten Stick-Slip-Effekt beschädigt werden.

Doppelschütze werden wie auch Einfachschütze als Gleit- und Rollschütze gebaut. Zur

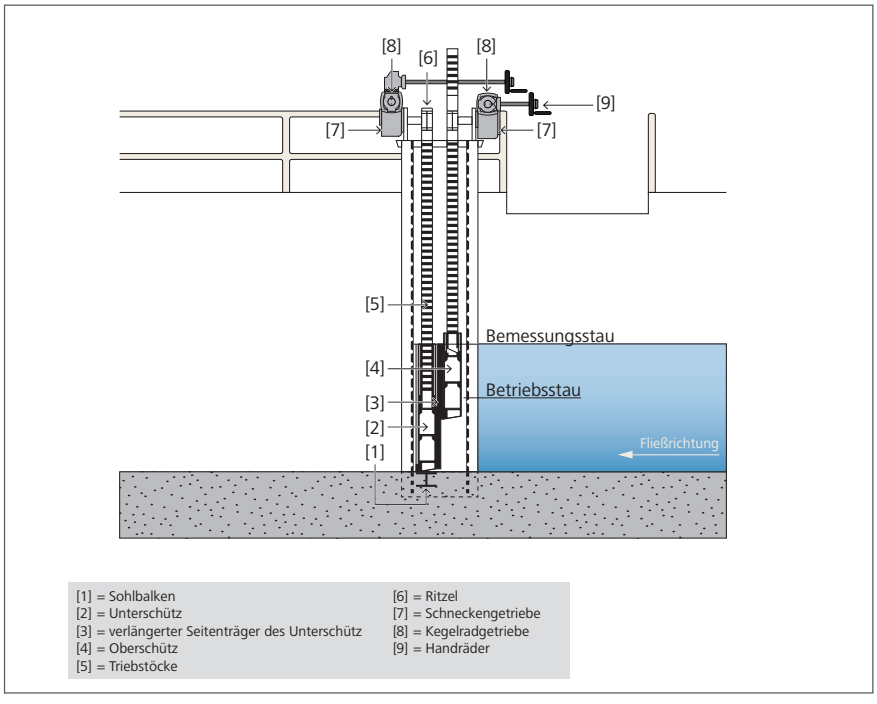



**Bild 2.118:** Doppelschütz mit Triebstöcken in Staustellung (Querschnitt)

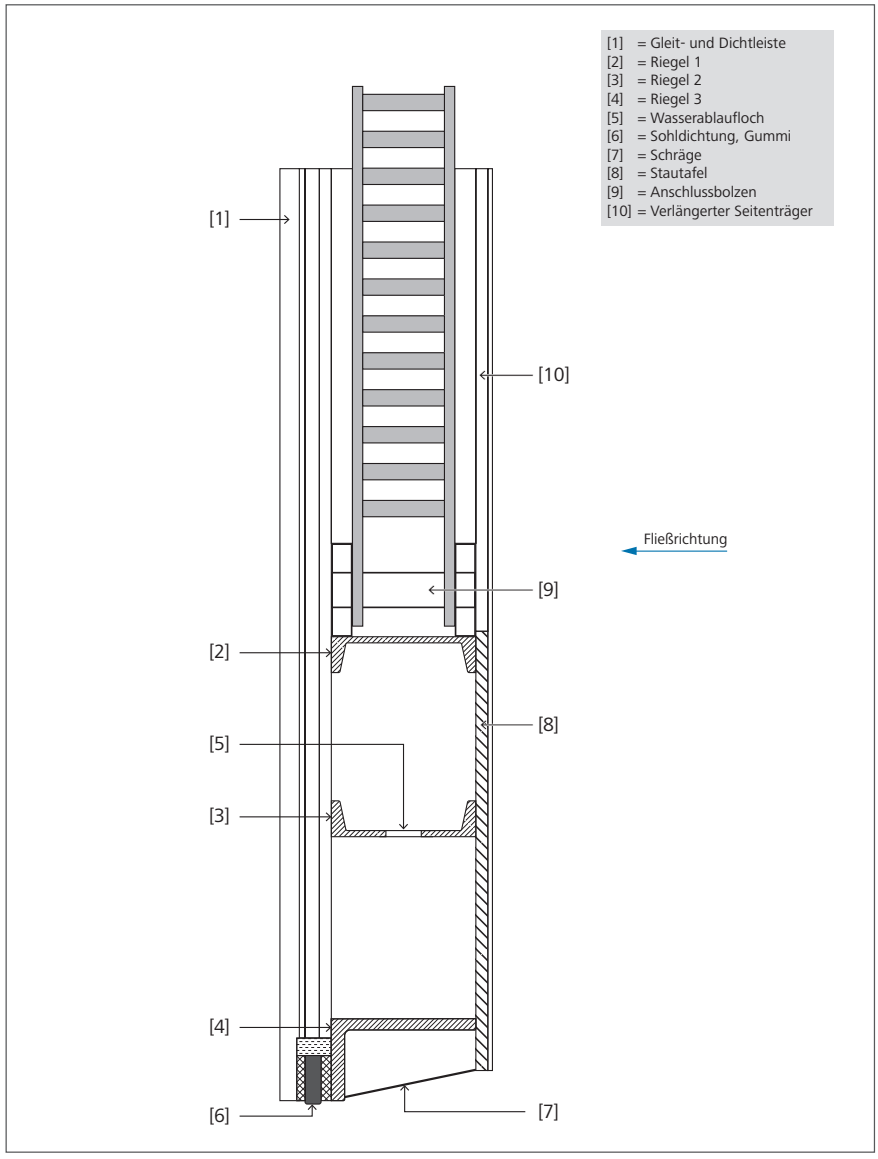



**Bild 2.119:** Unterschütz in Riegelbauweise

Kraftübertragung werden Spindeln und Triebstöcke genutzt. Die Antriebs-Getriebe-Kombinationen werden aus Platzgründen hintereinander versetzt oder diagonal angeordnet (**Bilder 2.121** und **2.122**).

**Bild 2.123** zeigt ein überströmtes Doppelschütz mit Triebstockantrieb. Das Wasser fließt ungehemmt über Ober- und Unterschütz. In der Nische läuft das Oberschütz auf dem Tragarm des Unterschützes. Dass es sich hierbei um Rollschütze handelt, ist auf dem Bild

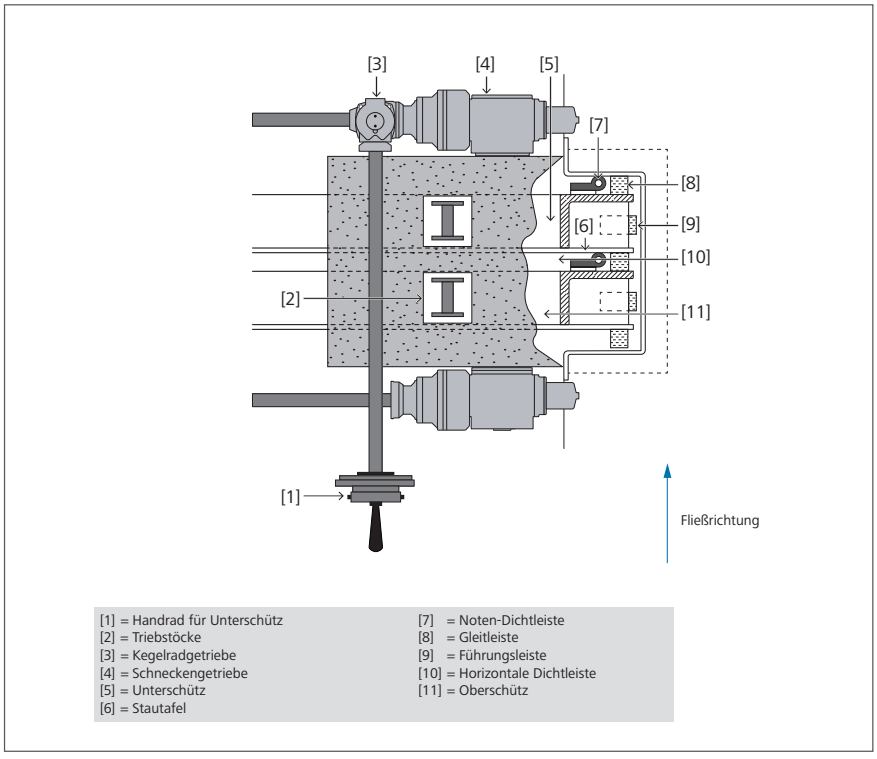



**Bild 2.120:** Doppelschütz Draufsicht

nicht wahrzunehmen. Die Rahmenkonstruktion erlaubt das Anheben beider Schütze deutlich über die Hochwassermarke. Dem Schütz vor- und nachgeordnet sind Nischen im Pfeiler für die Revisionsverschlüsse.

In **Bild 2.124** ist das Doppelschütz an den oberen Querträgern im Durchflussbereich aufgehängt. Das führt zu Abrasion der Triebstöcke und begünstigt durch ihre versetzte Anordnung Treibgutansammlungen. Zur Zeit der Aufnahme wurde das Schütz unterspült gefahren.

Zur Vermeidung von Verschmutzung kann ein V-Ausschnitt im Oberschütz sorgen, durch den der Wasserstrom in die Schützmitte gelenkt wird (**Bild 2.125**). Zugleich bewirkt die Maßnahme eine Schwingungsreduzierung.

In einer Sparversion des Doppelschützes stehen in der Ausgangsposition zwei Hälften eines Gleitschützes am Gewässergrund nebeneinander (**Bild 2.126**). Im Gegensatz zu üblichen Doppelschützen wird nur eine Antriebs-Getriebe-Kombination benötigt. Es wird meistens oberschlächtig gefahren. So auch, wenn der lose Teil am Boden bleibt und der feste Teil gezogen wird, um einen Stau zwischen minimalem und maximalem Wert einzustellen.

Soll auch unterschlächtig gefahren werden, so wird der am Unterschütz oben angebrachte **Klinkhaken** (**Bild 2.127**) während des Hebevorgangs unten in das Oberschütz einrasten und so das Heben des Unterschützes ermöglichen. Daher auch die Bezeichnung **Haken-**

**Bild 2.121:** Doppelschütz mit hintereinander versetzten Spindelantrieben

**Bild 2.122:** Doppelschütz mit diagonal versetzten Triebstockantrieben

**Bild 2.123:** Doppelschütz mit Triebstöcken in einer Pfeilernische

**schütz**. Nach entsprechendem Heben kann der Gewässergrund freigespült werden. Zum Senken des losen Teils genügt sein Eigengewicht.

**Bild 2.124:** Doppelschütz mit an den oberen Querträgern befestigten Triebstöcken

Da auch an Doppelschützen gewöhnlich nur ein Verkehrsgang zur Verfügung steht, kann nur von einer Seite bedient werden. Für die abseitigen Schütze bzw. deren Antriebe wäre das in **Bild 2.128** allein mit einem Handrad schwierig.

In Ausschreibungen wird eine akzeptablere Bauart schon mal „kollisionsfreie Über- oder Unterführung" genannt. Lösungen gibt es viele. Da ist einmal die Ausführung für Handbetrieb mit einer Handrad-Spindelverlängerung (**Bild 2.129**). Ein zusätzliches Kegelradgetriebe ermöglicht den Höhenunterschied beider Handräder.

Die Handrad-Spindelverlängerung kann auch geschützt verlegt werden (**Bild 2.130**). Hängende Montage des rechten Stellantriebs gestattet die problemlose Unterquerung der vorderen Verbindungswelle.

**Bild 2.125:** Oberschütz mit V-Ausschnitt

Zudem werden am gleichen Objekt auch zwei unterschiedliche Paarungen eingesetzt (**Bild 2.131**). Vorn Welle unten, Antrieb an Getriebeausführung RR; hinten Welle oben, Antrieb an Getriebeausführung LR. Auch das ermöglicht die einseitige Handbedienung.

Aufwändiger wurde die Verbindung eines Antriebs auf der Unterwasserseite mit den Getrieben auf der Oberwasserseite in einer größeren Anlage gelöst (**Bild 2.132**).

Auf der Oberwasserseite wird das über die Verbindungswelle eingehende Antriebsmoment mit einem Kegelradgetriebe um 90° umgelenkt und über ein zweites auf zwei Schneckengetriebe mit Vorgelege aufgeteilt (**Bild 2.133**). Beide Antriebe befinden sich auf der

**Bild 2.126:** Spar-Doppelschütz. Im Bild links unten: Klinkhaken

Unterwasserseite.

**Bild 2.127:** Klink- oder Mitnehmerhaken des Spar-Doppelschützes

**Bild 2.128:** Die Handräder und deren Verlängerungen wurden abgebaut und verwahrt

Da der Abfluss eines Wehres immer gesichert sein muss, sind bei Ausfall eines Wehrfeldes jeder Bauart die übrigen Durchlässe für einen Stauabbau verantwortlich (**Bild 2.134**).

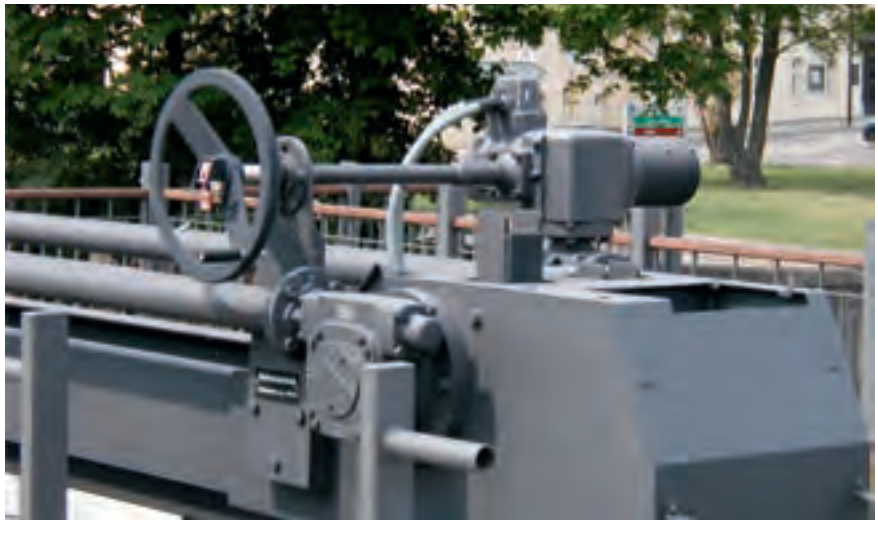


**Bild 2.129:** Ober- und Unterschützbedienung mit Hand von der gleichen Seite

**Bild 2.130:** Ober- und Unterschützbedienung von einer Seite. Gestänge und Handradanschluss sind gekapselt

***Es gilt die (n-1)-Regel.***

## 2.3 Klappenwehre

**Bild 2.131:** Schneckengetriebepaarung: RR am Antriebsausgang, im Bild links, und LR rechts

Bisher ging es in unseren Betrachtungen darum, Wasserläufe ganz oder teilweise abzusperren, indem von oben mittels einer oder auch zweier Tafeln der Fließquerschnitt reguliert wird. Die Tafeln können mit Spindeln, Triebstöcken, Seilen oder Ketten lotrecht bewegt werden. Die Aufhängung befindet sich immer oberhalb des Verschlussorgans.

In Deichen werden Durchlässe – Siele – durch bei Flut anströmendes Wasser drehend geschlossen. Bei Ebbe bzw. Normalwasser öffnen sie selbstständig durch den binnenseitigen Wasserdruck, oder es wird mit Hilfe eines dafür angebrachten Stabes nachgeholfen, um im Hinterland angefallenes Wasser wieder der Vorflut zuzuführen. In einer älteren Bauform wurden sie geklappt. Man spricht von Klappsielen. Später wurden sie zumeist wie ein Haustor geschwenkt und Sieltor genannt (**Bild 2.135**).

**Bild 2.132:**
Antrieb mit Verbindungswelle für die Getriebe auf der Oberwasserseite (unten)

Aus Sicherheitsgründen – n-1-Regel – wird heute zumeist binnenseitig ein zweites Verschlussorgan – ein Spindelschieber – angeordnet (**Bild 2.136**).

In den folgenden Betrachtungen soll das Absperrorgan quer zur Fließrichtung am Gewäs-

**Bild 2.133:** Wellenunterführung vom Antrieb auf der Unterwasserseite zu den Getrieben der Oberwasserseite

sergrund drehbar gelagert und mit einer geeigneten Zugvorrichtung aus der Waagerechten – wenn nötig – bis in die Senkrechte und umgekehrt bewegt werden können. Klappenwehre werden also immer **überströmt** sofern sie nicht in Sperrstellung stehen. Sie sind prädestiniert zur Stauregulierung und ermöglichen unproblematisch die Abfuhr von Geschwemmsel und

**Bild 2.134:** (n-1)-Regel: Lässt sich ein Wehrfeld nicht öffnen, bewältigen die übrigen Durchlässe die Wasserabfuhr

Eis. Im Gegensatz zum Schützenwehr kann der Gewässergrund jedoch im Betriebsfall nicht freigespült werden. Dazu müsste die Klappe auf 0° gesenkt, das heißt vollständig gelegt werden. Die Stauhaltung im Fluss wäre nicht mehr gegeben.

Die Einwirkung von Eiskraft wirkt sich stärker auf die Antriebskonfiguration aus als bei Schützenwehren. Die Klappe gilt als besonders schwingungsempfindlich.

***Klappenwehre können Wasser stauen und den Abfluss regulieren. Die ausschließlich oberschlächtige Fahrweise ermöglicht die Abfuhr von Eis und Geschwemmsel. Das Freispülen des Gewässergrundes ist nicht möglich.***

Varianten gibt es viele. Eine kleinere Klappe kann einseitig mit einem Verbindungsglied bedient werden. Für geringe Wehrbreiten genügt eine durch Riegel verstärkte Stahltafel. Für größere Breiten empfiehlt sich, zur Erhöhung der **Drehsteifigkeit** ein Trapezprofil oder

**Bild 2.135:** Wasserseitiges Sieltor in einem Deich

Vergleichbares aufzubringen (**Bild 2.137**). Die seitlich angeordneten Notendichtungen – links im Bild – gleiten auf Streichblechen.

Eine einseitig bediente Klappe kann bis zu 20 m breit ausgeführt werden, wenn sie mit einem torsionssteifen Fischbauchprofil versehen ist (**Bild 2.138**). Der Name ergab sich aus der im Querschnitt linsen- oder fischbauchähnlichen Form. Bleibt die Rückseite des Fischbauchklappenwehres offen, kann zwar gegen Rost vorgegangen werden, aber es überwiegen die Nachteile einer Verschmutzung.

**Bild 2.136:** Spindelschieber in einem Deich

Angetrieben wird zum Beispiel mit Stellantrieb, durchdrehendem Schneckengetriebe und Ritzel (**Bild 2.139**). Schnallenplatte, Schnalle und darunter geschraubte exzentrische und somit verstellbare Gegenrollen ermöglichen die sich mit Heben und Senken verändernden Winkel des Triebstocks und gewährleisten das Anliegen des Triebstocks am Ritzel.

**Bild 2.137:** Klappe mit Trapezprofilverstärkung, Unterwasserseite

Die Zeichnung in **Bild 2.140** verdeutlicht das Zusammenspiel der Elemente. Hier soll auch auf eine Besonderheit eingegangen werden, die unter 2.1.2.7-Eiskraft bereits angesprochen wurde: Der Einfluss der Eiskraft ist bei Schützenwehren für die Antriebsbemessung zumeist vernachlässigbar, wenn bei Eiseinwirkung keine Hub- bzw. Senkbewegungen durchgeführt werden müssen. Nicht aber bei durch Verbindungsglieder gehaltenen Klappenwehren. Ist im Winterbetrieb die Klappe geschlossen, steht also aufrecht, drückt die Eiskraft nahezu rechtwinklig dagegen (DIN 19 704-1/5.2.5). Wobei zwischen Klappe und Eis in fließenden Gewässern fast immer Wasser aufsteigt und das Anfrieren verhindert. Zu rechnen ist damit trotzdem.

Verbindungsglied und Schneckengetriebe müssen für das Halten ausgelegt sein. Die Eiskraft oder das entsprechende Moment kann durchaus das Zehnfache des Zugmoments betragen. Allerdings wirkt es nur statisch und wird deshalb nur auf das Bruchmoment des Getriebes bezogen. Konstrukteure legen das Bruchmoment je nach Getriebegröße mit einem Mehrfachen – bei AUMA dem Zweifachen – des Nennmoments fest, wobei die plastische Verformung bereits beim 1,5-fachen einsetzen kann. Voraussetzung ist, dass der Vorgang statisch bleibt, die Selbsthemmung nicht etwa durch Drehen am Handrad aufgehoben wird. Das Handrad sollte deshalb abgeschlossen werden.

**Bild 2.138:** Fischbauchklappe, geschlossene Unterwasserseite

Eine sehr sichere Alternative ist natürlich – wenn dem in Übereinstimmung mit dem Betriebsregime zugesagt werden kann –, die Klappe im Winter unverfahrbar zu verriegeln. Die Voraussetzung dafür, Montage- oder Revisionsösen, sind ohnehin vorhanden. Auf Grund der anzunehmenden Eiskraft, die besonders in ruhigen Gewässern beachtliche Größen annehmen kann, musste bei der Auswahl des Absperrorgantyps verschiedentlich gegen

**Bild 2.139:** Ritzel und Triebstock verbunden durch Schnalle und Schnallenplatte

den Einsatz großer Drehsegmenttore oder Klappenwehre entschieden werden.

Neben Triebstockantrieben werden Spindelantriebe und deren Weiterentwicklung, die Elektro-Verstellantriebe, eingesetzt. Der Elektrohubzylinder – wie der letzte Typ auch genannt wird – verfügt über einen Lagerzapfen, dessen Lagerung zumeist über eine kardanische

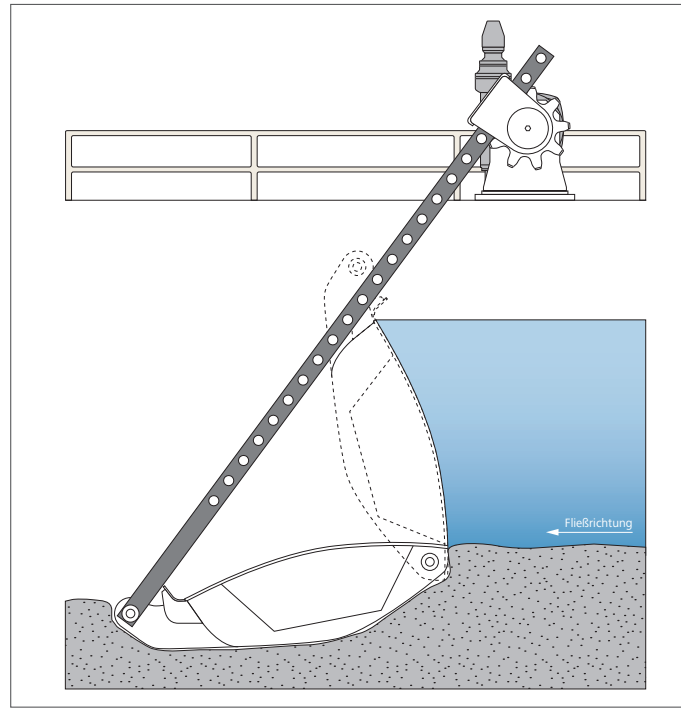



**Bild 2.140:** Einseitiger Klappenantrieb mit aufsteigendem Triebstock

Aufhängung erfolgt (**Bild 2.141**). Für die Hubzylinderlösung müssen für Winterbetrieb ähnliche Überlegungen wie im vorangegangen Beispiel erfolgen.

Zur Schwingungsreduzierung werden Strahlaufreißer und ein V-Ausschnitt, um die Abrisskante unregelmäßig zu gestalten, vorgesehen (**Bild 2.142**). Bei weiterem Bedarf setzt man Belüftungsrohre zum Luftausgleich ein.

Während bei einem Schützenwehr das Anfahren aus der Schließstellung von erhöhter Bedeutung ist, hat der Momentverlauf einer Fischbauchklappe je nach Bauweise und Wasserdruck sein Maximum bei 45° bis 60° (**Bild 2.143**).

Das Zitadellenwehr Spandau erinnert an ein Klappenwehr, ist mit dem unter der Brücke gelegenen Drehpunkt aber ein Segmentwehr (**Bild 2.144**), und da der Segmentverschluss gegen das anlaufende Wasser drückt, ein Drucksegmentwehr. Es wird unterschlächtig betrieben.

Alternativen zu Drucksegmentwehren sind Zugsegmentwehre. In unserem Beispiel müsste das Wasser auf der anderen Seite stehen.

Können breite Klappen nur weniger stabil ausgeführt, so müssen sie zweifach aufgehängt werden. In dem Fall kann auf das seitlich angeordnete Getriebe ein Handrad oder ein elektrischer Stellantrieb gesetzt werden (**Bild 2.145**).

Die Kopplung der rechts außen angeordneten Antriebs-Getriebeeinheit mit den Ritzeln erfolgt mechanisch über eine Welle (**Bild 2.146**).

Die folgenden Klappen sind an jeweils zwei Seilen aufgehängt. Die Seile werden in vorbereitete Bohrungen der Klappe geschäkelt und in Teleskopführungen zur Seilrolle geleitet (**Bild**

**Bild 2.141:** Klappe mit Stellantrieb und kardanisch gelagertem Hubzylinder

**Bild 2.142:** Fischbauchklappe mit Strahlaufreißern und V-Ausschnitt

**2.147**). Sie sind dadurch gegen mechanische Einflüsse und durch entsprechende Maßnahmen auch gegen Wassereinwirkungen geschützt. Für das Verhältnis von Rollendurchmesser D zu Seilnenndurchmesser d gibt die DIN 19704-1/10.21 ein Mindestdurchmesserverhältnis D/d an. Aus der Sicht mancher Fachleute liegt ein Nachteil dieser speziellen Ausbildung darin, dass nur gezogen, bei Eis und Verschmutzung aber nicht gedrückt werden kann. Damit würden Störungen bei der automatischen Pegelhaltung provoziert. Bauherren kennen dieses Argument, sehen es aber nicht als Problem.

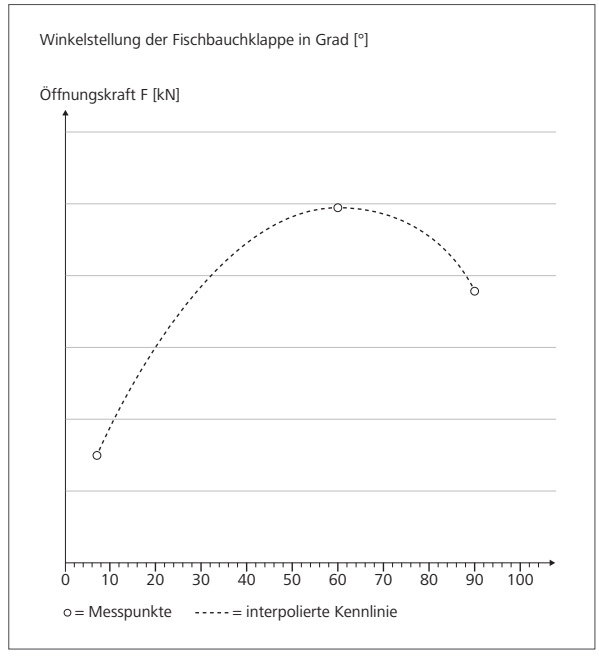



**Bild 2.143:** Kraftverlauf einer Fischbauchklappe

**Bild 2.144:** Drucksegmentwehr Spandau mit Elektrohubzylinder

Je nach Baugröße können ein Stellantrieb und ein Schneckengetriebe genügen.

Anspruchsvoller kann es mit zwei Schneckengetrieben ausgeführt werden (**Bild 2.148**).

Eine weitere interessante Lösung stellt das Ziehen einer Klappe mit einem Elektrohubzylinder über eine Umlenkrolle dar (**Bild 2.149**). Dadurch wird die erforderliche Zugkraft halbiert. Man spricht von einer einfachen Scherung. Gedrückt werden kann auch hier nicht. Geschätzt wird der Aufbau, weil er von der Straße aus kaum zu sehen ist. Service-Techniker kritisieren dagegen die schwierige Zugänglichkeit.

## 2.4 Kombinierte Wehre

Hierbei geht es vorwiegend um Schützenwehre mit Aufsatzklappen. Zwei der am häufigsten verwendeten Varianten sollen kurz vorgestellt werden.

- Schützenwehr mit Aufsatzklappe mit zwei Verstelleinrichtungen

Das Schützenwehr mit Aufsatzklappe vereinigt die gleichen Vorzüge wie ein Doppelschütz in sich, wobei die Regelung noch feinfühliger erfolgen kann (**Bild 2.150**). Beide Bestandteile werden mit Laschenketten zugleich gehoben und gesenkt. Eine zweiseitige Aufhängung ist erforderlich. Das Schütz gibt einen Durchlass am Gewässergrund frei; es wird unterströmt. Die Öffnung wird freigespült, und bei Bedarf werden der ober- und der unterwasserseitige Pegel verändert.

**Bild 2.145:**
Über Vorgelege handbetätigte Klappe; Ritzel greifen ohne zusätzliche Getriebe in die Triebstöcke

**Bild 2.146:** Klappe mit zwei Triebstöcken und außenliegendem Antrieb mit Getriebe

**Bild 2.147:** Klappe mit zweiseitigem Seilzug und einem Schneckengetriebe

**Bild 2.148:** Klappe mit zweiseitigem Seilzug und zwei Schneckengetrieben

**Bild 2.149:** Klappenzug mit Umlenkrolle

Zur Feinregulierung des Oberwasserstandes und zur Abfuhr von Eis und Geschwemmsel wird die Klappe beidseitig bewegt (**Bild 2.151**). Die Abdichtung erfolgt an den seitlich angeordneten Streichblechen. Die Klappe wird überströmt.

**Bild 2.152** verdeutlicht das Zusammenwirken von Kette und Rollschütz sowie Stellantrieb/ Hubzylinder und Klappe. Der Fischbauch verhindert weitgehend Torsion. Das verstärkende Trapezprofil darin schränkt Verbiegungen ein.

Für den Gleichlauf der Schützenantriebe sorgt eine elektrische, für den der Klappenantriebe eine **elektronische Welle** (4.3.3.6).

■ Schützenwehr und Aufsatzklappe mit gemeinsamer Verstelleinrichtung

In einer anderen Kombination wird für die gleiche Aufgabe beidseitig nur eine Kette mit Antrieb benötigt (**Bild 2.153**).

Läuft das Ritzel – unter der Abdeckung (**Bild 2.154**) – links herum, wird über den linken Teil der Kette die Verschlusskörpereinheit abgesenkt. Wird nach Aufsetzen weiter gedreht, wird über den rechten Teil der Kette die hängende Klappe gezogen und damit aufgerichtet. Das ist möglich bis zur maximalen Stauhöhe. Umgekehrt wird bei Rechtsdrehung des Ritzels erst die Klappe gekippt und darauf das Schütz einschließlich Klappe gezogen. Es ist dann möglich gleichzeitig unter- und überströmt zu fahren. Das Wehr kann also Grundablass und Feinregulierung übernehmen.

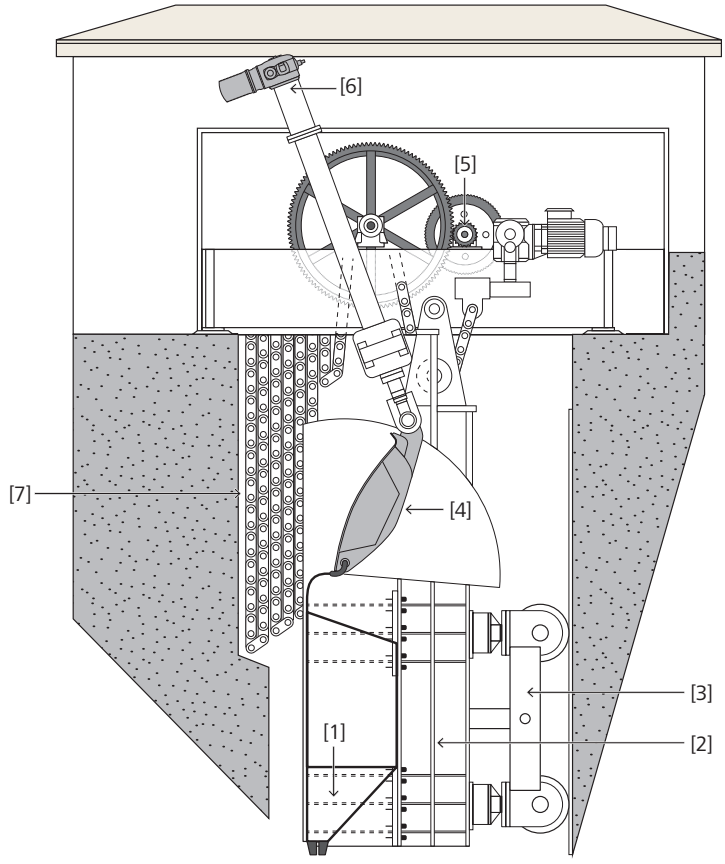
Die geschilderte Kettenbewegung erfolgt gleichzeitig auf der linken und der rechten Schütz-

**Bild 2.150:** Mit Kettenzug gehobenes Schützenwehr. Die Fischbauchklappe wurde mit Elektrohubzylindern aufgerichtet

**Bild 2.151:** Schützenwehr mit niedergelegter Aufsatzklappe

seite. Zumeist werden beide Antriebe gleichzeitig gestartet und gestoppt. Wenn weder elektrische noch elektronische Wellen zum Einsatz kommen, machen sich Toleranzen im Fahrverhalten auch gleich ausgelegter Antriebe bemerkbar. Der Gleichlauf muss dann in Abständen mechanisch wieder hergestellt werden.

**Bild 2.155** zeigt die Unterwasserseite eines gesenkten Schützes mit durch eine Kette leicht gezogener Klappe. Das Schütz wurde mit Riegeln stabilisiert.




[1] = Schütz-Querträger
[2] = Schütz-Längsträger
[3] = Schütz-Rollwagen
[4] = Fischbauchklappe mit Trapezprofil
[5] = Motor/Getriebe für Schützbedienung
[6] = Stellantrieb/Hubzylinder für Klappenbedienung
[7] = Laschenkette

**Bild 2.152:** Schematische Darstellung von einem Rollschütz mit aufgesetzter Klappe

**Bild 2.153:** Schützenwehr mit Feinregulierung über eine Aufsatzklappe. Beide Seiten werden von je einem Stellantrieb angetrieben

**Bild 2.154:** Schütz- und Klappenbewegung erfolgen durch eine gemeinsame Kette

**Bild 2.155:** Unterströmtes Kombiniertes Wehr

# 3 SCHLEUSEN

Zur durchgängigen Befahrbarkeit eines Gewässerabschnitts werden Schiffshebewerke oder Schleusen benötigt. Eine Schleuse ist ein Bauwerk, in dem Schwimmfahrzeuge Wasserstandsunterschiede überwinden können. Zu Vor- und Nachteilen von Schleusen gibt es verschiedene Betrachtungen. Hier soll stellvertretend nur eine angeführt werden. „Eine Vergleichsberechnung für die Donaustufe Jochenstein ergab im Jahresmittel eine Zeitersparnis für den Schiffsverkehr von 8 % und eine Treibstoffersparnis von 25 % gegenüber dem Zustand vor dem Bau der Stufe“ [2].

Schleusen werden meist in Verbindung mit einem beweglichen oder festen Wehr gebaut. Gesprochen wird auch von einer **Staustufe**, mit deren Hilfe der optimale Wasserstand für den Schiffsverkehr, die Energiegewinnung oder andere Gewerke eingestellt und gehalten werden kann (**Bild 3.01**). In kleineren Anlagen kann die Schleuse auch ohne Wehr die Pegelhaltung übernehmen. Im Eingangskapitel wurden bereits einige Schleusentypen genannt. Mit der Ausstattung von Schleusen befasst sich unter anderem DIN 19703. Als Beispiel sollen häufig genutzte **Stemmtorschleusen** näher betrachtet werden.

Grundlage ist entsprechend ihrer Bauform die Kammerschleuse, deren Ober- und Untertor

**Bild 3.01:** Wehre und Schleuse in einem Bauwerk

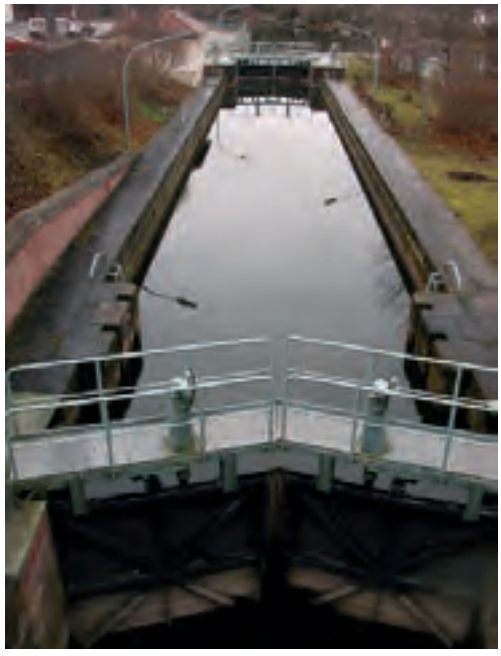


**Bild 3.02:** Kammerschleuse; nach ihren Verschlüssen: Stemmtorschleuse

sich gegen das anlaufende Wasser stemmen. Dieser Funktion nach wird sie auch Stemmtorschleuse genannt (**Bild 3.02**).

Den prinzipiellen Aufbau von Stemmtorschleusen zeigt **Bild 3.03**.

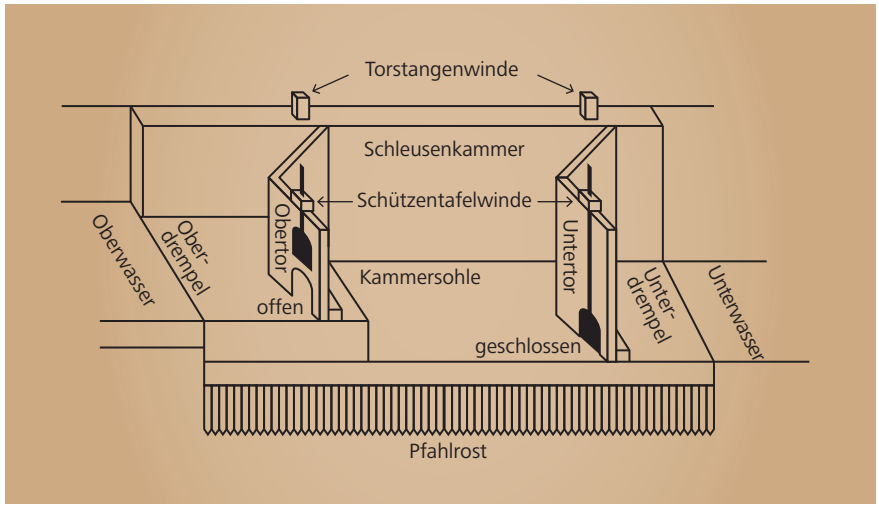



**Bild 3.03:** Überlieferte Darstellung des Prinzips einer Stemmtorschleuse

**Bild 3.04:** Trockengelegte Schleuse mit Obertor über hoch liegendem Oberdrempel

Die Obertore sind gewöhnlich nicht so hoch ausgeführt wie die Untertore (**Bild 3.04**).

Die Schleusentore bilden im geschlossenen Zustand keine Gerade, sondern einen stumpfen Winkel von annähernd 140° gegen den Strom bzw. zwei Stemmwinkel von je 18° bis 22° (**Bild 3.05**).

**Bild 3.05:** Stemmtorverschluss

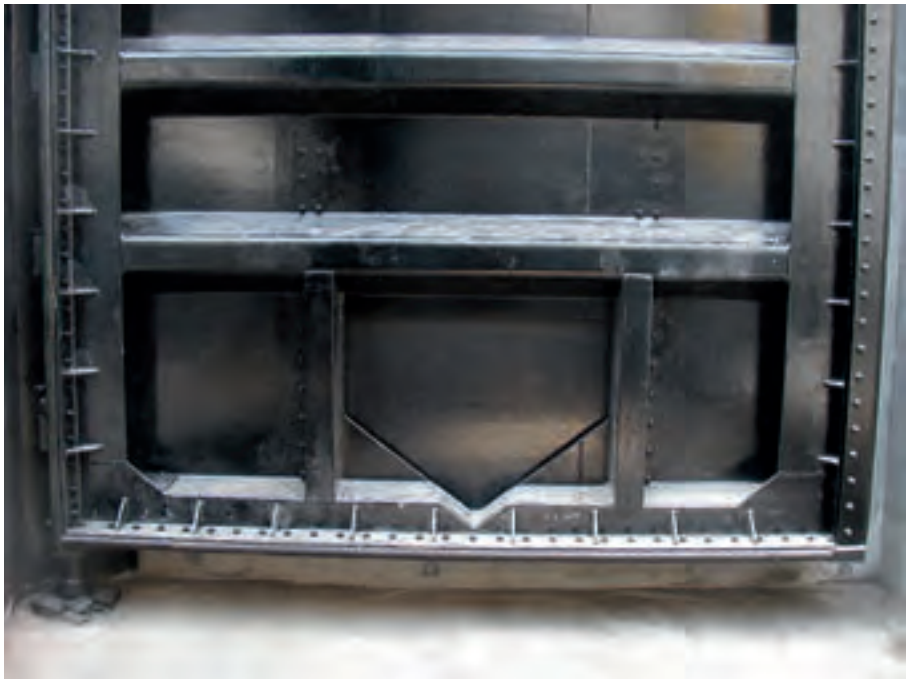


**Bild 3.06:** Stemmtor mit vierseitig dichtendem Schütz im untersten Feld, gesehen von der Unterwasserseite

**Kompletter Schleusungsvorgang einer Stemmtorschleuse mit Torschützen**
Der Ablauf einer **Talschleusung** ist folgender:

- Die in das zweiflüglige Schleusentor des Oberhauptes integrierten **Füllschütze** (**Bild 3.06**) – natürlich auch eine Erfindung von Leonardo da Vinci [7] – werden geöffnet, bis der Pegel in der **Schleusenkammer** mit dem des Oberwassers ausgeglichen ist.
- Bei einer Revision mit Trockenlegung der Schleuse sind alle Details gut zu erkennen (**Bild 3.07**). Wegen des großen Pegelunterschieds wird das von der Oberwasserseite durch die Torschütze eingeleitete Wasser nicht über den **Oberdrempel**, die Betonkante, die mit der Oberwassersohle gleichzusetzen ist, – was starke Beunruhigung des Wasserspiegels verursachen würde –, sondern vor dem **Sohlabsturz** gegen die Beton-**Prallwand** durch die unteren Öffnungen der **Vorkammer** der Schleusenkammer zugeführt.
- Nach Wasserstandsausgleich kann das Oberwasser-Stemmtor geöffnet werden. Dabei bleiben die Schütze offen. Der Energiebedarf zur Betätigung des Tores ist in dem Fall gering. Aus Zeitgründen und wegen besonderer Wasserverhältnisse wird aber immer häufiger schon gegen den noch anstehenden Überstau – der Bauherr gibt zum Beispiel 5 cm, 10 cm oder bei Seeschleusen 30 cm vor – geöffnet. Das ist bei der Auslegung der Verschlussorgane und Antriebe zu berücksichtigen. Die dabei einlaufende Wasserwelle kann durchaus auf der Unterwasserseite „überschwappen" (**Bild 3.08**).
- Nach Einlaufen des Schiffes in die Schleusenkammer wird das Obertor wieder geschlossen, danach werden die Schütze am Tor zugefahren. Jetzt muss der Pegel durch die

**Bild 3.07:** Oberwassertor: beruhigter Wassereintritt erfolgt durch auf der Sohle liegende Öffnungen

**Bild 3.08:** Durch frühzeitiges Öffnen der Oberwasserseite läuft Wasser auf der Unterwasserseite über

Entleerungseinrichtungen am Unterhaupt auf Unterwasserniveau abgesenkt werden.
- Nach Ausgleich auf Unterwasserniveau wird das Unterhaupt mit den offenen Schützen – das ist kraft- und zeitsparend – geöffnet. Das Schiff kann auslaufen (**Bild 3.09**).

Die folgende **Bergschleusung** mit dem
- Einlaufen eines Schiffes
- Schließen des Untertores
- Schließen der Schütze im Untertor
- Öffnen der Schütze im Obertor
- Füllen der Schleusenkammer
- Öffnen des Obertores
- Auslaufen des Schiffes

vervollständigt das Lastspiel. **Ein kompletter Schleusungsvorgang ist beendet**.

Details dieses gerafften Ablaufs sollen näher erklärt werden:

**Bild 3.09:** „Gute Fahrt!"

**Leeren und Füllen einer Schleusenkammer**
Schleusenkammern werden geleert und gefüllt durch:
- Schütze oder Schieber in den Schleusentoren
- Umläufe mit Rollkeil- oder Zylinderschützen
- Füllmuscheln in Drucksegmenttoren
- Hotoppsche Heber

- **Schütze in den Schleusentoren**

In unserem Fall müssen in beiden Toren Gleitschütze (**Bild 3.10**) – das gezeigte Schütz lässt sich durch eine Spanneinrichtung in die optimale Position bringen – oder Rollkeilschütze geöffnet werden (**Bild 3.11**). Früher hat man Rollkeilschütze vorwiegend im Querschnitt keilförmig gebaut. Ein modernes Rollkeilschütz ist in der Ansicht oben etwas breiter als unten ausgebildet. In Schließstellung liegt es an beiden Seiten, unten und an der oberen horizontalen Dichtleiste an. Beim Öffnen hebt es gleichzeitig von allen vier Dichtungen ab.

Wie im Abschnitt 2.1.1.2 erwähnt, kann zur Berechnung des Schützantriebs die Unterwasser-

**Bild 3.10:** Verstellbares Gleitschütz in einem Stemmtor, Oberwasserseite

**Bild 3.11:** Rollkeilschütz in einem Stemmtor, Oberwasserseite

kraft von der Oberwasserkraft subtrahiert werden (**Bild 3.12**). Es verbleibt eine hydrostatische Differenzkraft. In dem Fall muss der Wellenschlag – Schwall und Sunk = oberwasserseitiger Zuschlag bei unterwasserseitigem Abzug – berücksichtigt werden (DIN 19704-1/5.2.2b).

$F_{HD} = F_{HOW} - F_{HUW}$

Als Be- und Entwässerungsschütze werden am häufigsten Rollschütze eingesetzt, gefolgt von Rollkeil- und Gleitschützen [6]. Alle Arten werden vorwiegend über Spindeln bzw. Elektrohubzylinder aber auch mittels Triebstöcken verstellt (**Bild 3.13**).

Da die Tore durch integrierte Schütze in ihrer Stabilität geschwächt werden bzw. aufwän-

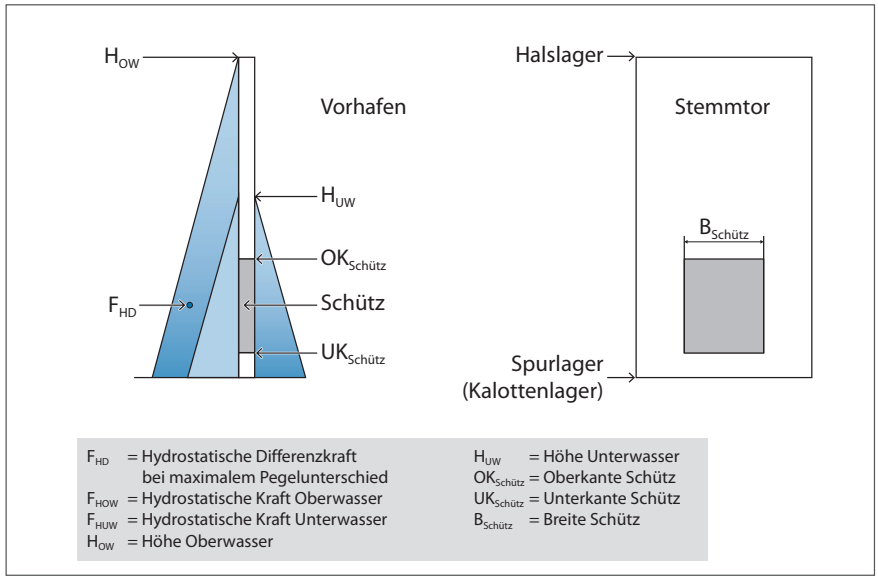



**Bild 3.12:** Verhältnisse am Stemmtor mit Tordurchlassverschluss

diger zu fertigen sind, verwendet man die Lösung nur bei etwa 45 % der Schleusen, in kleineren Anlagen.

**Bild 3.13:** Triebstock-Schützbetätigung an einem Stemmtor

### Umläufe

In rund 50 % der größeren Schleusen baut man **Umläufe** [6]. Dabei erfolgt der Wasserausgleich mit Rollkeil- oder Zylinderschützen (**Bild 3.14**).

Das Wasser fließt über kurze Umläufe um die Tore herum in die Kammer. Es kann aber auch über lange **Seitenläufe** entlang der Schleusenkammer bzw. über **Grundläufe** unter dem Schleusenboden verteilt, das heißt mehrfach am Kammerboden eingeleitet werden (**Bild 3.15**).

Unterwassereinlassstellen werden häufig aus Sicherheitsgründen – hier gelbe Dreiecke – an den Schleusenwänden markiert (**Bild 3.16**). Die Stellantriebe der Schütze werden vielfach mit Bremsmotoren ausgestattet, um sicheres Halten zu gewährleisten.

### Drucksegmenttore mit Füllmuscheln

Segmenttore werden nur in Oberhäupter eingebaut. Bei Abwärtsdrehung des Tores lässt ein freiwerdender horizontal angeordneter Spalt Wasser in die Schleusenkammer einströmen. Das Prinzip wird **Vorkopffüllung** genannt.

### Hotoppsche Heber

Heber arbeiten folgendermaßen. Über ein Saugrohr, das an höchster Stelle der Behälterkrümmung ansetzt (**Bild 3.17**), wird im Heber ein Vakuum erzeugt. Ein großer Vakuumspeicher

**Bild 3.14:** Zylinderschütz mit Stellantrieb und Lineareinheit in einem Schleusentor-Umlauf

**Bild 3.15:** Ausläufe der Stichkanäle der Seitenläufe

**Bild 3.16:** Schleusenkammer mit Umläufen. Im Vordergrund Zylinderschützantrieb eines Umlaufs. Gegenüber an der Kammerwand: gelb markierte Wassereinlassstellen

**Bild 3.17:** Hotoppscher Heber

ist damit verbunden. Bei Bedarf wird die entsprechende Armatur geöffnet, so dass der Heber Wasser in die Schleusenkammer oder aus dieser heraus transportieren kann. Über einen Notöffner am Heber und einen zweiten von der Warte aus elektrisch bedienbaren Öffner kann der Saugvorgang unterbrochen werden.

Heber wurden an Schleusen und Wehren eingesetzt. Sie sparen Antriebskraft, Betriebs- und Unterhaltskosten, werden aber nicht neu gebaut. Vorhandene ältere Anlagen (5 % aller Schleusen) werden nach und nach durch andere Technik ersetzt. Auch weil die sehr hohe Förderkapazität problematisch ist. Um das Ausströmverhalten zu verbessern, hat man verschiedentlich Mischformen wie Heber und Torschütze gemeinsam eingesetzt.

***Generell sind an Schleusen auch andere Füll- und Entleerkombinationen, zum Beispiel Gleitschütze und Umläufe im Einsatz.***

### Schleusentore und ihre Bedienung

#### Stemmtore

Stemmtore in Schleusen haben generell ein erhöhtes Anfahrmoment zu überwinden. Nach diesen Anlaufspitzen, für die der Antriebsstrang ausgelegt werden muss, stellt sich ein leicht fallendes Moment ein, das für Lebensdauerermittlungen zu berücksichtigen ist. In **Bild 3.18** geht die Öffnungskurve der Torstellung von 0° unter Berücksichtigung eines Stemmwinkels von 20° aus und verläuft dann bis zu 70°. Einschließlich Stemmwinkel sind es 90°. Analog dazu in Schließrichtung.

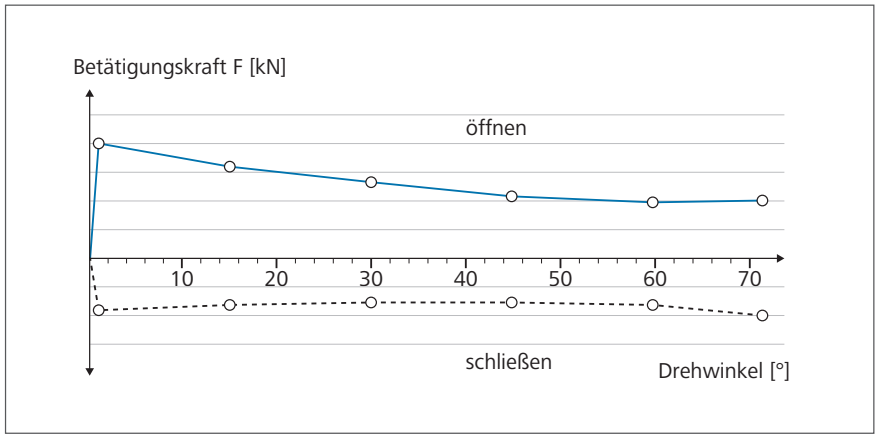



**Bild 3.18:** Kraftverlauf eines Stemmtores

Erleichternd für die Antriebslinie wirkt sich die geringe Laufzeit von nur etwa 3 min bei anschließender Pausenzeit von mindestens 20 min aus. Sind bei der Antriebsauswahl die zugelassenen Lebensdauer-Laufmomente berücksichtigt worden, so ist die Standard-Betriebsart S2-15 min für Stemmtorantriebe hinreichend.

***Schleusentore werden in der Regel schneller bewegt als Wehrverschlüsse.***

**Bild 3.19**: Stemmtorbewegung mit Triebstock und Ritzel

Auch ist die Ermittlung der Anzahl kompletter Hübe bzw. der Antriebshohlwellenumdrehungen für Stemmtore kein Problem. Jede Schleusung läuft – abgesehen von eventuell unterschiedlichen Wasserdrücken – gleich ab. Immer wird ein kompletter Hub durchfahren. Die Anzahl wird in einem Schleusenbuch erfasst.

Zur Betätigung der Stemmtore werden vorwiegend horizontal angebrachte Triebstöcke (**Bild 3.19**) und Elektrohubzylinder eingesetzt (**Bild 3.20**). Anwender schätzen bzw. entscheiden sich für folgende seiner Eigenschaften:

- kompakte, umweltfreundliche Bauweise,
- geringer Montageaufwand,
- Wirkungsgrad bzw. Selbsthemmung werden durch das eingesetzte Gewinde – Trapez- oder Rollkugelgewinde – bestimmt; Planetenrollengewinde können größere Lasten übertragen,
- Schutzart ist abhängig vom eingesetzten Motor: z. B. IP54 für Bremsmotoren bis IP68 für Topfmotoren

Zu beachten ist: Ausgefahrenes, leicht gefettetes Rohr ist ungeschützt, damit empfänglich für Flugsand und Vogelkot. Bei Einzug werden Leckagen möglich. Die Robustheit der Kolbenstange kann gewählt werden unter den Ausführungen: NIRO, hartverchromt, Keramik.

**Bild 3.20:** Stemmtorbewegung mit Elektrohubzylindern

Zur besseren Bedienbarkeit kann das am Antrieb seitlich angeordnete Handrad mit einem Kegelradgetriebe um 90° versetzt werden (**Bild 3.21**).

**Bild 3.21:** Um 90° in die Horizontale versetztes Handrad vor einem Stellantrieb

**Bild 3.22:** Über Ritzel geführter Kniehebel an einem Stemmtor

Bei räumlichen Problemen kommen Zahnsegmente mit einer einknickenden Schubstange wieder zur Geltung (**Bild 3.22**).

Das Antriebsmoment von Schubkurbelgetrieben (**Bild 3.23**) ist über den gesamten Hub nahezu konstant. Die Geschwindigkeit der Schleusentorbewegung geht bei gleichbleibender Betätigungsgeschwindigkeit in der Nähe der Schließstellung zurück. Das entspricht dem mit Frequenzumrichtern elektronisch erzeugten Sanftstopp.

**Bild 3.23:** Schubkurbelgetriebe mit rundem Triebstock

**Bild 3.24:** Triebstocksegmente an einem Stemmtor

Verschiedentlich werden auch runde Triebstöcke, sogenannte Triebstocksegmente (**Bild 3.24**) oder runde Zahnstangen eingesetzt (**Bild 3.25**).

Stemmtorantriebe sollen zwar eine eingenommene Position nicht wesentlich verändern, dürfen gegen Wind und Wasserdruck, den ein einlaufendes Schiff verursacht – Schwall genannt –, bzw. gegen den Sog, den ein auslaufendes Schiff auf das Tor ausübt – Sunk genannt –, etwas nachgeben.

Triebstöcke und auch Hubzylinder mit verlustarmem

**Bild 3.25:** Über runde Zahnstangen bewegte Stemmtore

**Bild 3.26:** Moderat durch selbstgehemmte Antriebe gebremste Tore in einer Stemmtorschleuse

Kugelgewinde reagieren zusammen mit selbsthemmenden Antrieben angemessen. Sind die Antriebe nicht selbsthemmend, muss bei starker Fremdeinwirkung, besonders in den Endlagen „auf" elektrisch gegengesteuert werden. Sind die Tore allerdings nur mit extrem häufigem Ansteuern zu halten, geht es nicht ohne Bremsmotoren (s. 4.3.3.5 Öffnen und Schließen von Stemmtorschleusen). Von dem Fall abgesehen wird Selbsthemmung über die des Stellantriebs hinaus kaum verlangt (**Bild 3.26**).

Für das Anlaufen der Endlagen können Triebstöcke und Elektrohubzylinder mit Federpaketen in Federtöpfen versehen werden (**Bild 3.27**). Die dämpfende Wirkung der Federn beim Starten und Stoppen kann elektronisch durch Sanftstart bzw. Sanftstopp eines Frequenzumrichters ersetzt werden (s. 4.3.3.7 „Elektrische Sonderlösungen").

Den Stemmtoren gegenüber bildet ein Klapptor im Schleusenbau konstruktions- und funktionsbedingt eher die Ausnahme. Im Unterhaupt ist es so gut wie gar nicht vertreten; Stemmtore dagegen zu 73 % neben 8 % Schiebe- und 15 %Hubtoren [6]. Im Oberhaupt liegt die Einsatzhäufigkeit des Klapptores bei 8 % gegenüber 55 % Stemmtoren neben 30 % Hub- und 7 % Segmenttoren. Wenn Klapptore eingesetzt werden, dann fast ausschließlich kombiniert mit Stemmtoren.

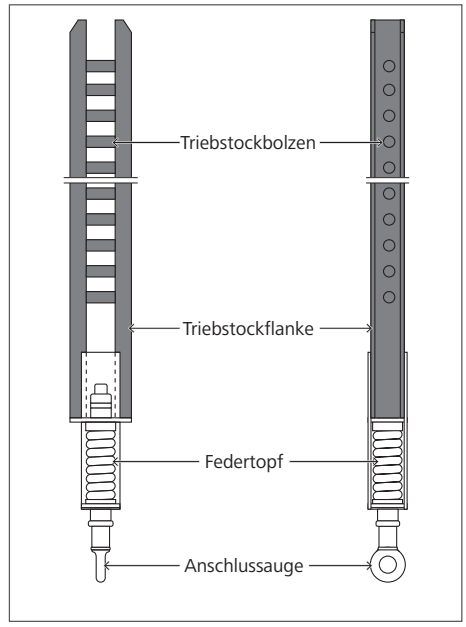



**Bild 3.27:** Triebstock mit Federtopf

### Klapptore

Ein Klapptor kann mit einem Stellantrieb, der einen runden Triebstock dreht (**Bild 3.28**), oder mit einem Elektrohubzylinder (**Bild 3.29**) bewegt werden.

**Bild 3.28:** Gekrümmter Triebstock mit Ritzel, Planetengetriebe und Antrieb für ein Klapptor

**Bild 3.29:** Klapptor als Oberhaupt

Für eine Talschleusung werden die Umläufe geöffnet (**Bild 3.30**).

Bei Wassergleichstand kann das Klapptor bis auf den Grund gesenkt werden (**Bild 3.31**). Bergfahrer laufen über das dann liegende Klapptor aus, Talfahrer ein. Hinter

**Bild 3.30:** Die Umläufe im Drempelboden sind geöffnet

**Bild 3.31:** Das Klapptor wird niedergelegt

einem Schiff auf Talfahrt wird das Klapptor geschlossen. Die Ausschleusung erfolgt nach Öffnen der Schütze und des Stemmtores im Unterhaupt.

- **Handbetätigte Anlagen**

In wenig genutzten kleinen Anlagen, wie im Spreewald, kann der Schleusungsvorgang natürlich auch noch mit Muskelkraft durchgeführt werden (**Bild 3.32**).

**Bild 3.32:** Schleusenunterhaupt. Stemmtore und Schütze handbetätigt

### Automatisch betätigte Anlagen

Was bei „Balljungs“ sehr beliebt ist – die Schleusungshilfe für gestresste Skipper bringt manchen Euro ein –, hat in nur noch automatisch ablaufenden, elektrisch gesteuerten Schleusungsprozessen keinen Platz mehr (**Bilder 3.33 und 3.34**).

**Bild 3.33:** Automatisch arbeitende Schleuse: „Zur Schleusung grünen Hebel drehen!“

**Bild 3.34:** Selbstbedienung an einer automatisch arbeitenden Schleuse

**Bild 3.35:** Schaltzentrale

Es können **orts**- und **fern**- bzw. **zentralbediente Schleusen** unterschieden werden. Die durch Fachpersonal vor Ort aus dem Schleusenwärterhäuschen heraus bedienten Schleusen werden seltener (**Bild 3.35**).

Je nach Bedeutung wurden ältere Anlagen bereits in Selbstbedienungsschleusen umgewandelt. Von zentraler Stelle aus können sie überwacht werden. Zum Teil wurden und werden ortsbediente Schleusen aber auch in fernbediente umgebaut. Die Steuerung erfolgt konventionell über Kabel oder zunehmend mit Feldbussen über Glasfaserleitungen oder Satellit. Alle Anlagen werden durch hochauflösende Kameras beobachtet. Unregelmäßigkeiten werden so entdeckt. Über leistungsstarke Mikrofone sind in der Zentrale außergewöhnliche Geräusche wahrzunehmen. Skippern können über Lautsprecher Anweisungen erteilt werden.

# 4 BETÄTIGUNGSARTEN FÜR VERSCHLUSS-ORGANE

Verschlüsse und Füll- und Entleerungseinrichtungen in Wasserbauten werden mechanisch (20 %), elektropneumatisch (nur in Randbereichen), elektromechanisch (55 %) und elektrohydraulisch (15 %) betätigt [6].

- **Mechanische Betätigung** mit Handrad oder Kurbel stellt häufig nur eine Notlösung bei Ausfall der Hilfsenergie dar, oder sie dient Einstellungen vor der Inbetriebnahme. Sie kommt aber in kleineren Anlagen, die vergleichsweise leicht zu handhaben sind, als alleinige Bedienung zum Einsatz.

- **Elektropneumatische Betätigung:** Einsatzfälle von Elektropneumatischer Betätigung der Schütze oder Schleusentore sind nicht bekannt. Die Nutzung scheitert wohl schon daran, dass hohe Drücke ständig aufrechterhalten werden müssten. Aber es gibt dennoch wichtige Aufgaben für die Pneumatik.

- **Elektromechanische Betätigung** wurde mit ihren Möglichkeiten an Beispielen bereits beschrieben. Eingesetzt werden elektrische Stellantriebe oft in Verbindung mit Getrieben. Grundsätzlich können alle Verbindungsglieder elektrisch und mechanisch bewegt werden:
  - Ritzel/Triebstock
  - Spindelmutter/Spindel
  - Seiltrommel/Seil
  - Kettenrad/Kette
  - Hubzylinder: Aus der Kombination Spindelmutter/Spindel hervorgegangen ist der Hubzylinder. Er wird durch das Aufsetzen eines elektrischen Stellantriebs zum Elektrohubzylinder (**Bild 4.01**).

**Bild 4.01:** Elektrohubzylinder an Fischbauchklappen

- **Elektrohydraulische Betätigung** spielte und spielt im Stahlwasserbau eine gewichtige Rolle. Ihre Vor- und Nachteile sollen näher betrachtet werden.

## 4.1 Mechanische Betätigung

Selten zu bedienende kleinere Verschlüsse werden schon mal für ausschließlichen Handbetrieb ausgelegt (**Bild 4.02**). Die Innenansicht eines Schützenantriebs (**Bild 4.03**) zeigt das Zusammenwirken Handrad – Schneckengetriebe – Ritzel.

**Bild 4.02:** Handbetätigte Doppelschützenwehre (links) und handbetätigte Sportbootschleuse

## 4.2 Elektropneumatische Betätigung

Elektropneumatisch gearbeitet wird in der vorwiegend für Schleusen eingesetzten Hebertechnik (**Bild 4.04**). Dabei wird mit **Unterdruck** gefahren. Entweder eine Vakuumpumpe oder der Wasserstrahleffekt des fließenden Gewässers – dann wird nicht einmal Elektroenergie für eine Pumpe benötigt – werden genutzt, einen hermetisch abgeschlossenen Raum weitgehend zu evakuieren. Mit Hilfe des „Vakuums" können Schleusenkammern, über Wehre aber auch Staubecken schnell und kostengünstig befüllt oder entleert werden Heute sind derartige Anlagen leider kaum noch im Einsatz.

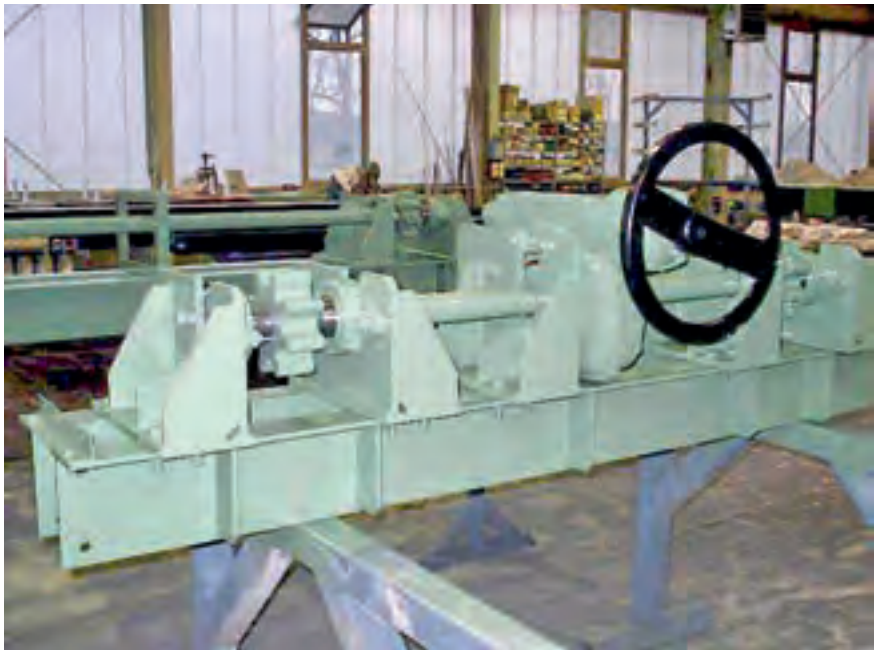


**Bild 4.03:** Handbetätigte Ritzel

**Bild 4.04:** Hotoppsche Heber auf dem Sparbecken einer Schleuse zur Entleerung und Befüllung der beiderseitigen Schleusenkammern

Mit **Überdruck** wird bei Schlauchwehren gearbeitet. Mit Hilfe eines Kompressors wird die gewünschte **Fachbaumhöhe** des Oberwassers eingestellt. Strahlaufreißer – auch Strahlstörer genannt – begünstigen die Stabilität (**Bild 4.05**).

Beim „System Obermeyer" wird dem Schlauch in ganzer Länge auf der Oberwasserseite eine am Gewässergrund drehbar befestigte Stahlklappe vorgestellt. Damit wird der Schlauch gegen Beschädigungen durch Geschwemmsel und Geschiebe geschützt.

**Bild 4.05.** Schlauchwehr mit Strahlaufreißern

# 4.3 Elektromechanische Betätigung

## 4.3.1 Elektroantriebe

Elektroantriebe, das sind elektrische Stellantriebe und elektrische Regelantriebe. Es gibt beide ohne und mit integrierter Steuerung. Sie müssen DIN 19704-2/9.2 entsprechen.

### 4.3.1.1 Normantriebe

Normale oder Normantriebe (**Bild 4.06**) benötigen eine externe Steuerung. Sie beinhalten neben dem Motor Mechanik wie Schneckengetriebe, Lager und Federn. Aber auch Weg- und Drehmomentschalter in Auf- und Zu-Richtung sowie Blink- und Thermoschalter. Zum Schutz gegen Schwitzwasserbildung werden sie mit Schaltwerkheizungen ausgestattet. Auf

**Bild 4.06:** Normantriebe mit gemeinsamer Ortssteuerstelle an einem Schleusenunterhaupt

Wunsch können sie mit einer mechanischen Stellungsanzeige und einem Stellungsferngeber versehen werden.

***Für den Stahlwasserbau – Auf-Zu-Betrieb – wird von AUMA die Version SA in der Betriebsart S2 eingesetzt. Für Regelbetrieb – häufiges Nachführen des Stellgliedes in kurzen Zeitabständen – wird die Version SAR in der Betriebsart S4 verwendet.***

SAR steht für SA = Stellantrieb und R = Regelbetrieb. Über eine vieladrige Steuerleitung und eine vieradrige Motorleitung wird die Verbindung vom Antrieb zum Schaltschrank hergestellt, in dem erforderliche Schaltgeräte wie Schütze und Thyristoren untergebracht werden können. Für eine separate Ortssteuerstelle in der Nähe des Antriebs muss eine weitere Steuerleitung zum Schaltschrank verlegt werden. Weitergehende Informationen für „Normantriebe" wie auch die folgenden „AUMA-Maticantriebe" und „Aumatic-Antriebe" enthalten die Herstellerunterlagen.

#### 4.3.1.2 Maticantriebe

Stellantriebe in der Ausführung AUMA-matic (**Bild 4.07**) und Aumatic werden mit kompletter Motorsteuerung, Schaltelementen und Ortssteuerstelle geliefert. Alle elektrischen Bauteile des Antriebs wie Weg-, Drehmoment-, Blink- und Thermoschalter, sowie Heizung und Stellungsgeber sind in die Steuerung einbezogen, das heißt betriebsbereit verdrahtet.

**Bild 4.07:** AUMA-Maticantriebe auf Einspindel-Schützen

**Bild 4.08:** Aumatic-Antrieb auf einem Doppelspindelschütz

Verriegelungen mehrerer Antriebe sind allein mit Maticantrieben nicht zu realisieren. Dafür ist eine externe Beschaltung erforderlich. Im Gegensatz zu Normantrieben „halten" Maticantriebe eine ausgeführte Drehmomentabschaltung; es kommt nicht zum berüchtigten „Pumpen": abschalten – einschalten …. Bei Bedarf kann die Steuerung vom Antrieb getrennt auf einem Wandhalter montiert werden.

Die mit weiterreichender Intelligenz ausgestatteten Aumatic-Antriebe (**Bild 4.08**) können bei Verwendung eines MWG (Magnetischer Weg- und Drehmomentengeber) ungeöffnet über Taster der Ortssteuerstelle parametriert werden. Sie verfügen über ein Display, auf dem alle betriebswichtigen Parameter wie auch die Anzahl der Hübe angezeigt werden können. Der MWG ermöglicht grundsätzlich sehr genaue Weg- und – in Grenzen – auch Drehmomentmessungen. Die Aumatic kann konventionell und mit den gängigen Bussystemen arbeiten.

Sie kann also mit paralleler oder serieller Verdrahtung betrieben werden. Vorbereitet werden kann sie für beide Optionen zugleich. Zu gegebener Zeit ist dann nur noch umzuschalten.

- Parallele Verdrahtung (konventionell): In der Vergangenheit wurde ausschließlich parallel verdrahtet. Das heißt, jedes Gerät war über eine vieladrige Leitung mit dem Schaltschrank zu verbinden. Heute setzt sich mehr und mehr eine neue Anschlusstechnik durch:
- Serielle Verdrahtung (Feldbus): Eine Zwei-Draht-Leitung verbindet alle Geräte miteinander und oder einzeln mit dem Schaltschrank bzw. Master. Es bestehen die Möglichkeiten der Stern-, Linien- und Ring-Verdrahtung; einmal mit Kupferkabel oder durch Lichtwellenleiter (LWL) im optischen Ring (**Bild 4.09**).

Vorteile eines Feldbusses gegenüber Parallelverdrahtung sind:
- Geringerer Verkabelungsaufwand
- Einsparung von Rangierverteilern und Messkabel, da Messwerte wie Pegel und Druck direkt auf die Aumatic geführt werden können.
- Änderungen und Erweiterungen sind leicht vorzunehmen.

## 4.3.2 Unterschiede bei Messwertgebern

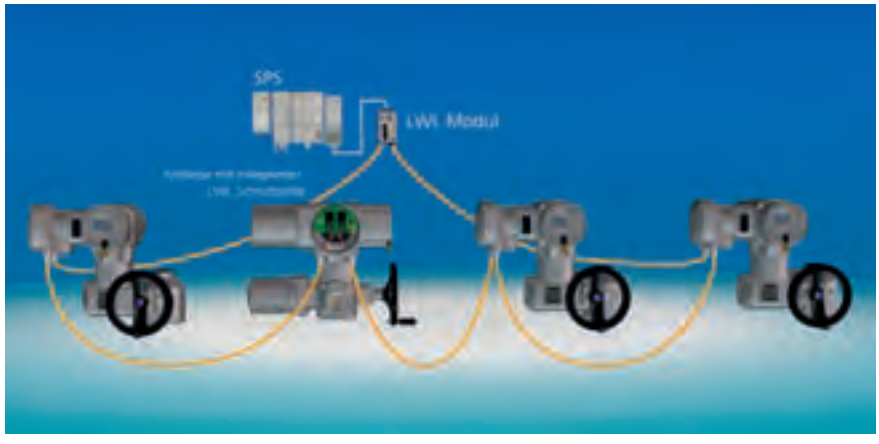



**Bild 4.09:** Optischer Ring

Aus vielerlei Gründen ist der Pegel von Gewässern möglichst konstant auf dem vorgegebenen Wert zu halten. Stellantriebe werden für diese Aufgaben mit Weggebern versehen. Wegmesseinrichtungen der zugeordneten Wehre sollten nur angemessene Toleranzen aufweisen. Folgende Möglichkeiten bestehen:

- Potenziometer. Ausführung Leitschichtpotenziometer. Linearität ±1 %. Geeignet für häufiges Fahren zum Anzeigen und Regeln. Maximale Entfernung von der Kleinspannungsversorgung 5 m.
- Elektronischer Weggeber RWG, bestehend aus Leitschichtpotenziometer und Messumformer für genormtes Stromsignal (0/4…20) mA. Linearität ±1%. Geeignet für Regelungen. Auch für größere Entfernungen einsetzbar.
- Magnetischer Weg- und Drehmomentgeber MWG (Absolutwertgeber). Die Linearität ist abhängig vom Hub. Daher ist die Angabe einer absoluten Genauigkeit sinnvoll. Das von der Steuerung reduzierte MWG-Signal hat eine absolute Genauigkeit von mehr als ca. +/- 8°. Aufgrund der besseren Linearität ist der MWG auch für anspruchsvollere Regelungen und Gleichlaufaufgaben geeignet. Er ist für Entfernungen bis zu 100 m verwendbar.

Da sich all diese Geber im Antrieb befinden, sind sie durch Zahnräder und andere Übertrager mit den Verbindungsgliedern verbunden, durch Lose aber auch entfernt. Um diesen Leerlauf im Vorfeld weitgehend auszuschließen, ist man bestrebt, den Geber unmittelbar an den Antriebs- oder Getriebeausgang zu platzieren. Eine Möglichkeit besteht darin, eine „Wegschaltung für durchdrehende Getriebe“ inklusive Geber auf ein Schneckengetriebe zu setzen (**Bild 4.10**).

Ebenso um möglichst unvermittelte und damit genauere Messungen ist man bemüht, wenn

**Bild 4.10:** Weggebereinheit am Abtrieb zum Ritzel des Triebstocks

**Bild 4.11:** Absolutwertgeber auf dem Stellantrieb eines Hubzylinders

man einen Absolutwertgeber – in dem Fall einen optischen Geber – auf die Abtriebswelle des Stellantriebs und damit auf die Eingangswelle des Elektrohubzylinders setzt (**Bild 4.11**).

### 4.3.3 Spezielle Steuerungsaufgaben im Stahlwasserbau

Ein weites Feld ist die Automatisierung von Stahlwasserbauanlagen. Das wurde lange Zeit außerhalb der Stellantriebe in separaten Steuerungen realisiert, wird aber mehr und mehr in die Stellantriebssteuerungen integriert. Voraussetzung dafür ist eine zuverlässige Diagnose. Den Anfang machte die Motortemperaturüberwachung. Thermoschalter und Kaltleiter in den Motorwicklungen beugen durch rechtzeitiges Abschalten einer Motorüberhitzung vor. Heute gibt die moderne Aumatic eine

- Stellzeitwarnung bei Überschreiten der für einen Hub eingestellten Stellzeit
- Einschaltdauerwarnung bei Überschreiten der maximalen Laufzeit entsprechend der Betriebsart, zum Beispiel nach 15 min bei S2-15 min
- Störmeldung bei Auslösen des Kaltleiter-Motorschutzes

Selbstüberwachung ist vorhanden

- bei der Ansteuerung des Leistungsteils
- beim magnetischen Weg- und Drehmomentgeber
- beim Zusammenspiel der internen Aumatic-Baugruppen

Folgende Steuerungsaufgaben ließen Stahlwasserbau-Kunden in der Vergangenheit durch

Elektrofirmen lösen:

#### 4.3.3.1 Verriegelung von Doppelschützen

Doppelschütze müssen einzeln oder im Verbund auf und ab gefahren und sogar komplett aus dem Hochwasserbereich herausgezogen werden können. Dabei dürfen aneinander laufende Schütze – das Oberschütz läuft auf dem nach oben verlängerten Tragarm des Unterschützes (**Bild 4.12**) – weder nach unten noch nach oben auseinanderfahren, weil das entstehende „Fenster" nur aufwändig wieder zu schließen wäre. Neigung dazu besteht vor allem, wenn sich beide Schütze mit unterschiedlichen Geschwindigkeiten bewegen.

Mechanisch wird die Verriegelung unter Beachtung einer Sicherheitsüberlappung der Schütze – zum Beispiel 20 % – mit Hilfe von Winkeln oder Riegeln gelöst. Sie werden so montiert, dass sie vor einem möglichen Auseinanderfahren der Schütze aufeinander greifen und durch die Blockade einen Antrieb zum Abschalten bringen. Die Nachteile reichen bis zum Abreißen der Halteeinrichtungen. In **Bild 4.13** verhindern die zwei auf das Oberschütz geschweißten T-Stahl-Stücke das Höherfahren des Unterschützes. Der waagerecht auf den verlängerten Seitenträger geschraubte Winkel begrenzt das Hochlaufen des Oberschützes.

**Bild 4.12:** Rechts: Triebstock Unterschütz, Mitte: verlängerter Tragarm des Unterschützes mit Gleit- und Dichtleiste mit Notenprofil, links: Triebstock Oberschütz

**Bild 4.13:** Überfahrschutz an einem Doppelschütz

Eleganter ist es, im Antrieb Zwischenstellungsschalter so einzustellen, dass zum Beispiel das steigende Oberschütz am Ende der Sicherheitsüberlappung abgeschaltet wird. Ebenso kann die externe Steuerung an einem solchen Schaltpunkt das Unterschütz zuschalten und mit dem Oberschütz fahren lassen, bis die Kombination den eingestellten Wert erreicht hat. Diese sogenannte **Lückensperre** kann über eine auszuschreibende SPS programmiert werden.

Wird nur das Unterschütz verfahren, so reibt es doppelt, einmal am Rahmen und zum anderen am verharrenden Oberschütz. Deshalb sieht ein Verriegelungswunsch das kraftsparende **„Fahren im Paket"** vor.

***Aus Sicherheitsgründen ist immer auch eine mechanische Verriegelung vorzusehen!***

Verriegelungen sind auch für handbetätigte Doppelschütze erforderlich, weil die beiden Schütze unter Wasser kaum sichtbar sind und somit die Gefahr der Fensterbildung groß ist.

Zur Kontrolle der Wasserstände werden dem Ober- und dem Unterwasser je ein Schacht angeschlossen, der mit Messsonden ausgestattet ist (**Bild 4.14**). Es sind jeweils drei, um bei Ausfall einer Messung noch zwei gleiche und damit realistische Werte zu haben. Über ein Modem wird der Zentrale eine SMS oder andere Meldung zugeleitet, sobald ein eingestellter kritischer Zustand erreicht ist. Mit Hilfe eines Computers kann dann das Problem erkannt und reagiert werden.

### 4.3.3.2 Freispülautomatik

**Bild 4.14:** Messstelleninstallation in einem Schacht

Wehre lassen sich oft nicht schließen, weil das Gewässer Verunreinigungen mitführt. Schwemmgut kann aus Zweigen bis zu stärkeren Ästen oder aus Geschiebe bestehen. Darunter sind Kies und Geröll zu verstehen. Alles lagert sich im Flussbett ab und landet – so wird es empfunden – auf dem Sohlbalken des Wehres oder dem Drempel der Schleuse.

Drückt ein Schütz darauf, baut sich ein Drehmoment auf, bis der Stellantrieb abschaltet. Irgendwann wird ein Mitarbeiter das Wehr wieder auffahren und mit stabilen Hilfsmitteln den Weg für das Schütz freiräumen. Natürlich wiederholt sich das in Abständen.

Die Freispülautomatik sieht vor, nach dem Abschalten einen einstellbaren Hubabschnitt automatisch wieder zu öffnen und dann erneut in Schließrichtung zu fahren. Je nach Einstellung kann das mehrmals wiederholt werden. Immer kommt es dabei zu einer Querschnittsverengung, verbunden mit einer erhöhten reinigenden Fließgeschwindigkeit. Das Verfahren hilft sicher nicht bei schwersten Brocken, aber die sind ja auch eher die Seltenheit.

Obacht ist natürlich geboten bei einem derartigen Vorhaben. Handelt es sich um eine einseitige Ablagerung – zum Beispiel ein Autoreifen –, wirkt das gesamte Antriebsmoment, das für zwei Seiten berechnet wurde, auf das Verbindungsglied mit dem angelagerten Hindernis. Die Folge kann ein Verbindungsglied-Ausknicken sein. Wird ein kalottengelagertes Schleusenstemmtor bei einem Schließvorgang gegen eine keilförmige Ablagerung verfahren, kann es ausgehebelt werden.

#### 4.3.3.3 Notstarts

- **Automatischer Mehrfachanlauf**

Ein Schütz wird zum Beispiel bei Hochwasseranfall geschlossen und bei normalem Wasserstand wieder geöffnet. Das funktioniert lange problemlos. Die Anlage wurde dafür berechnet und die Antriebe wurden für den Einsatz ausgelegt. Plötzlich lässt sich das Schütz aber nicht mehr ziehen. Der Drehmomentschalter in Öffnungsrichtung hat ausgelöst. Lange Standzeiten des Absperrorgans können zu einer dem mikroskopischen Formschluss ähnlichen Entwicklung führen. Besonders ältere Gleit- und Dichtleisten verkleben regelrecht mit den Gleitschienen. Der Übergang von Haft- zu Gleitreibung zu Beginn der Bewegung wird dadurch zusätzlich erschwert. Schon deshalb muss der zu wählende Antrieb über eine Reserve verfügen, um kurzzeitig ein erhöhtes Losbrechmoment bereitstellen zu können. Kann er das nicht, ertönt schnell der Ruf nach einem größeren Antrieb.

Doch was passiert beim Anfahren mit dem neuen „Kraftpaket" in einer alten Anlage? Der verklebte oder durch ungenaue Montage bzw. Temperatureinflüsse verspannte Teil des Dicht- und Gleitmaterials wird in Fahrtrichtung gedrückt. Gummi wird verdichtet, reißt irgendwann auf, und auch schwächere Gleitleisten werden geschoben, bis sie sich wellen und schließlich brechen. Der Verschlusskörper fährt ruckartig. Das ist die Folge des berüchtigten Stick-Slip (Haft-Gleit) -Effekts.

In der Praxis wird dem Problem gefühlvoll begegnet – wenn es noch nicht zu spät ist! Nach kurzem Anrucken des alten Antriebs in Aufrichtung wird noch einmal geschlossen, erneut in Aufrichtung gestartet … so weiter, bis es funktioniert. Und das kann sogar automatisiert werden. Ob Drei- oder Mehrfachstart lässt sich einstellen. Das Material wird dabei geschont, nicht überlastet.

■ **Überbrückung der Sicherheitsabschaltung**

Aus der Armaturenindustrie sind Fälle bekannt, dass zum Beispiel ein Schieber mit annähernd 100 % $T_{Amax}$ geschlossen wurde. Zum Öffnen mit dem gleich großen Moment hatte sich der Verschlusskörper noch gar nicht bewegt, aber der Drehmomentschalter in Aufrichtung bereits angesprochen. Deshalb bieten Aumatic-Antriebe eine Lösung. Der Drehmomentschalter für die Auf- wie auch die Zurichtung kann in der kritischen Anlaufphase, die mit Drehmomentspitzen einhergeht, überbrückt werden. Zeiten von 1 s bis zu 5 s sind einstellbar. Damit wird sichergestellt, dass der Antrieb – unter Inanspruchnahme eines Kippmomentanteils – anlaufen kann. Nach Ablauf der eingestellten Zeit wird die Standard-Drehmomentüberwachung wieder aktiv. Die Maßnahme kann nicht die Regel sein, da sie immer auch eine Überbeanspruchung der Antriebskomponenten bedeutet, also zu Lasten der Lebensdauer geht. Im Normalfall muss ein über dem Schließmoment liegendes hinreichendes Öffnungsmoment noch im Einstellbereich des gewählten Armaturenantriebs liegen.

Im Stahlwasserbau kann einer Anfahrüberbrückung wegen beim Schließen drohenden Verbindungsglied-Knickens allenfalls in Aufrichtung zugestimmt werden. Und das auch nur in einem Notfall!

***Es besteht nur ein sauberer Weg: Der Antrieb muss für das maximal notwendige Moment zuzüglich einer Einstellreserve von mindestens 25 % ausgelegt werden. Regelmäßige Funktionsproben der gesamten Wehranlage – besonders zum gebrauchsfähig Halten der Gleit- und Dichtleisten – sind im Sinne der Bauwerksunterhaltung erforderlich.***

Sollten die Federpakete des Antriebs infolge hoher Beanspruchung ermüdet sein, so ist das ungefährlich. Es lässt sich durch Messungen außerhalb des Antriebs nachweisen. Geeignet sind entsprechend ausgestattete Messflansche und Messwangen. Nach Vorliegen des Messergebnisses kann am unveränderten Antrieb die Drehmomenteinstellung soweit nötig und möglich erhöht oder können die Federpakete gegen unverbrauchte getauscht werden. Antriebsinterne Messeinrichtungen, in der aumatic, arbeiten mit den zu kontrollierenden Federn, können also eine etwaige Ermüdung nicht anzeigen.

### 4.3.3.4 Beseitigung von Resonanzschwingungen

Abhängig von Wasserstand und Fließgeschwindigkeit kommt es an Verschlusskörpern wie Schützen und Klappen bei Unter- und Überströmung in bestimmten Bereichen zu Erregerschwingungen. Die darauf folgenden Resonanzschwingungen wirken auf Verbindungsglieder, Getriebe und Antriebe. Das kann sich zum Leidwesen der Nachbarn lautstark äußern, schlimmer sind jedoch Bauwerksschäden und erhöhter Verschleiß. AUMA hat in die Aumatic einen Schwingungssensor integriert, der bei Überschreiten einstellbarer Erdbeschleunigungs- und Frequenzwerte den Antrieb abschaltet, um ihn vor Schaden zu bewahren. Um aber die Stahlwasserbauanlage zu schützen, ist der Einsatz eines externen Sensors nur am Ort des Geschehens, am Verschlusskörper selbst, sinvoll. Er kann in einer kritischen Situation ein Signal an die externe Steuerung geben. Der Antrieb wird daraufhin aktiviert, woraufhin der Verschlusskörper seine Position verlassen und innerhalb des Sollpegelbereichs nach oben oder unten ausweichen wird. Nach einer einstellbaren Vorgabezeit oder nach geänderten wassertechnischen Parametern kann die Automatik den Antrieb zurückführen.

#### 4.3.3.5 Unterstützung bei der Einnahme gewünschter Betriebszustände von Schleusen

**Flutung und Leerung von Schleusenkammern**

Schleusenkammern werden vorrangig geflutet, indem Schütze in den Stemmtoren gezogen werden. Als Folge zügigen Öffnens wird sich ein Wasserschwall in die Kammer ergießen, der besonders Sportbooten gefährlich werden kann (**Bild 4.15**).

In geringem Maß kann dem mit einer Schützüberdachung begegnet werden (**Bild 4.16**). Die nach unten zugespitzte Öffnung sorgt beim Ziehen des Schützes für eine maßvolle Durchsatzerhöhung.

Umgekehrt kann beim Leeren ein problematischer Sog entstehen. Die Schütze sind also in beiden Richtungen moderat zu bewegen, was natürlich auch die Bauwerke schont. Folgende Möglichkeiten bieten sich an:

– Taktbetrieb: Die Fahrt des Antriebs kann durch Pausen unterbrochen werden. Es wird getaktet. Man spricht auch vom Taktbetrieb. Die Lauf- und Pausenzeiten können am Taktgeber der matic separat eingestellt werden. Denkbar ist ein Rhythmus von 10 s Fahren und 20 s Stehen, um den Wasserspiegel immer wieder zur Ruhe kommen zu lassen.

**Bild 4.15:** Starkes Tosen in einer Schleusenkammer

**Bild 4.16:** Überdachung eines Schützausgangs zur Beruhigung der Wasseroberfläche

- Drehzahlveränderter Betrieb: Frequenzumrichter ermöglichen die Änderung der Standardfrequenz 50 Hz in Frequenzen des oft gewählten Bereichs 30 Hz bis 60 Hz. Läuft ein Stellantrieb zum Beispiel bei 50 Hz mit 45 1/min, läuft er bei 30 Hz mit 25 1/min. Wird in einer niedrigen Frequenz, also mit geringer Geschwindigkeit, durchgefahren, ist die Gesamtlaufzeit zu beachten, die in der Betriebsart S2-15 min nun mal 15 min nicht übersteigen darf.

- Kombinierter Betrieb: Die Möglichkeiten bestimmte Anforderungen zu erfüllen sind sehr vielfältig. Oft wird getaktet. Nach Bedarf dreimal, fünfmal…mit Pausen über den Hub. Die Schütze können dabei sanft gestartet und gestoppt werden.

Wichtig für die Betrachtungen sind folgende Aspekte:

- Dimension der Schleusennutzlänge. Muss bis an die Tore „gepackt" werden, ist der Zufluss eher zu drosseln.
- Anfangs, bei niedrigem Wasserstand, ist das Wasser langsamer einzuleiten als später. Besonders bei großer Nutzhöhe muss die Zuflussmenge bald vergrößert werden.
- Bei kleinen Booten ist die Flutung besonders gefühlvoll zu steuern.
- Gibt es auf der Unterwasserseite Anlieger, ist auch der Auslass aufmerksam zu kontrollieren.

Hilfreich sind Maßnahmen wie Prallbleche oder Sohlabstürze, die den eingeleiteten Wasserstrahl auffangen und nach unten ableiten. Die jeweiligen Einstellungen sind über Versuche zu optimieren und in der Betriebsvorschrift festzuschreiben. Für das hier beschriebene Betätigen von Schützen in den Stemmtoren wie auch für das Betätigen der Schütze in Umläufen

werden vielfach Bremsmotoren eingesetzt. Über die Notwendigkeit liegen unterschiedliche Erfahrungen und Aussagen vor. Ausschlaggebend ist die benötigte Selbsthemmung der gewählten Antriebs-Getriebe-Verbindungsglied-Kette.

### Öffnen und Schließen von Stemmtorschleusen

Stemmtore werden gegen das fließende Wasser, immer häufiger sogar gegen einen vorgegebenen Wasserstau geöffnet. Das erforderliche Drehmoment ist dafür besonders hoch. Angefahren wird deshalb sanft mit reduzierter Drehzahl. Das Drehmoment geht nach dem Öffnen auf bis zu 50 % zurück, um gegen die Endlage wieder leicht anzusteigen. Die Drehzahl steigt nach dem Sanftstart auf den 50 Hz entsprechenden Nennwert, um erst unmittelbar vor der Endlage auf den eingestellten Sanftstoppwert abzufallen. Die dann geringere Geschwindigkeit ermöglicht den Abbau des zwischen Tor und Mauer entstehenden Wasserstaus, so dass ohne wesentlichen Gegendruck die Abschaltposition erreicht wird. Zum Schließen werden beide Torflügel sanft angefahren und dann mit konstanter Nenngeschwindigkeit gegeneinander bewegt. Um ein definiertes Schließen zu erreichen, wird zum Beispiel erst ein Flügel die letzten 10 % der Öffnung mit reduzierter Geschwindigkeit bis zur Gewässermitte verfahren. Der zweite verharrt bei 90 % (**Bild 4.17**) bis der erste Flügel seine Endlage erreicht hat und fährt dann entweder über 10 % reduziert bis in die Endlage oder über nur 5 % reduziert; die restlichen 5 % schließt der Wasserdruck gegen die vertikale Dichtung (**Bild 4.18**). Derartige Einstellungen erfolgen individuell. Es sind also viele Lösungen möglich.

Ist kein Element der Antriebskette selbsthemmend – etwa bei Stellantrieben der Drehzahlen 125 1/min und 180 1/min, Hubzylindern mit Kugelgewinde oder entsprechenden Getrieben und Triebstöcken – kann ein Schleusentor durchaus durch Wind auf oder zu getrieben werden. In solchen Fällen werden deshalb für Stemmtore Bremsmotoren vorgesehen.

**Bild 4.17:** Ungleichmäßiges Schließen der Stemmtore

**Bild 4.18:** Notendichtung am Stemmtor

Auch, um den zweiten Torflügel (s. Bild 4.18) dicht an der harten Notendichtung halten zu können, entschließt man sich für den Einsatz von Bremsmotoren.

#### 4.3.3.6 Anmerkungen zur Wasserstandsregelung

Die Häufigkeit der notwendigen Schützverstellungen ist naturgemäß sehr unterschiedlich. Hier genügt es, den Pegel zweimal im Jahr zu ändern, dort reichen tausendmal nicht. Da zunehmend ganze Gewässerabschnitte zentral gefahren und Antriebslinien im Verbund geregelt werden, wird oft in sehr kurzen Schritten bewegt. Das kann zu einer erhöhten Betriebstemperatur führen, die sich zur direkten Sonneneinstrahlung addiert. Dagegen werden schon mal „Sonnenschirme" eingesetzt (**Bild 4.19**).

Ist für das Betriebsregime häufiges Nachsteuern akzeptabel, empfiehlt sich, die Stellantriebe in der Betriebsart S2 durch Regelantriebe in der Betriebsart S4 zu ersetzen. Sie können – je nach Baugröße – in der Stunde bis zu 1200-mal anlaufen. Am Ende heißt es trotzdem, die Antriebstechnik fahre sich kaputt!

***Ziel ist, mit wenigen Schritten – zum Vorteil für die Lebensdauer der Antriebstechnik – den gewünschten Wasserstand zu erreichen. Dafür entscheidend ist die Güte des verwendeten Regelalgorithmus.***

Es ist Aufgabe des Regelungsingenieurs, die Regelung so einzurichten, dass die Sprungantwort nicht aus einem schier endlosen Auf- und Abschwingen um den Sollwert besteht

**Bild 4.19:** Schutzschirme gegen Sonneneinwirkung auf Stellantrieben

(**Bild 4.20**) , sondern sich unverzüglich asymptotisch der Horizontalen nähert und in dieser aufgeht.

Grundsätzlich wird auf zwei Arten vorgegangen:

1. Um ein bestimmtes Niveau zu erreichen, wird das Oberschütz eines Doppelschützes schrittweise um zum Beispiel je drei Zentimeter gesenkt: 1. Schritt, 2. Schritt, eventuell 3. Schritt … bis sich die erwarteten Resultate eingestellt haben. Unter Umständen muss auch wieder gehoben werden. Die Schritte werden verkürzt.
2. Der Zufluss wird anhand der Geschwindigkeit der Pegeländerung (Gradient) errechnet, wobei der zukünftig sich einstellende Abfluss in die Rechnung eingehen muss. Daraus wird der Stellbefehl errechnet.

Die zweite Art klingt gut, ist aber kostenintensiv und wird meistens erst umgesetzt, wenn die erste nicht ausreicht. Für die Qualität beider Arten ist entscheidend:

- hochwertige Pegelmessung,
- hochwertige Stellungsgeber,
- optimale Anpassung Hub – Geber.
- der Einsatz von Stellantrieben mit stufenlos veränderbarer Drehzahl ist zweitrangig.

***Da jedes Gewässer anders reagiert, ist das Regelverhalten jeder in Betrieb genommenen Anlage über längere Zeit zu beobachten und sind die Parameter anzupassen.***

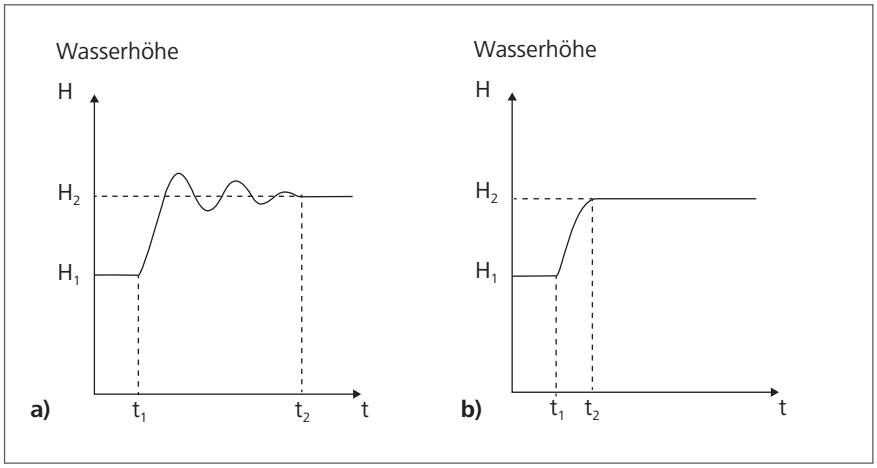



**Bild 4.20:** a) Sprungantwort mit langem Einschwingen, b) Sprungantwort mit optimalem Einschwingen

### 4.3.3.7 Reduzierung der Variantenvielfalt

Zur Begrenzung von Kosten, die durch

- Arbeitsaufwand,
- Schulungen,
- Lagerhaltung von Ersatzteilen und Zubehör,
- Bereithalten von Reserveantrieben und -getrieben

entstehen, gibt es Bemühungen, den Aufbau von Wehren und Schleusen zu vereinheitlichen. Erfolgreich umgesetzt wurde folgende Lösung:

- Hubzylinder (**Bild 4.21**) einer Baugröße können **mit umrüstbarer Ausstattung** schon mit einer Antriebsgröße für ein breiteres Drehmomentspektrum genutzt werden.
- Auch können Antriebe einer Baugröße **mit umrüstbarem Zubehör** leicht auf kleinere oder größere Drehmomentbereiche umgebaut werden.

Am Ende bleiben also nur eine Hubzylinder- und eine Antriebsbaugröße plus diverser Einbauteile. Wiederum darf die Standardisierung nicht zum bestimmenden Hobby werden. Der Kostenvergleich ist unbedingt zu führen. Aber schon wenn die Antriebs- bzw. Hubzylinderpalette nicht auf eine Basisgröße, sondern auf zwei Grundtypen von drei oder vier benötigten gebracht werden kann, ist das vorteilhaft.

Geschätzt wird in dem Zusammenhang auch die Möglichkeit bei einem vorhandenen Reserveantrieb bzw. -hubzylinder, im Einsatz befindliche Antriebe oder Zylinder nach und nach zur Überholung einschicken zu können. Weitere Vereinheitlichungen einzusetzenden Materials und zu nutzender Ersatzteile sind möglich und werden bereits genutzt.

Um sicher zu gehen, dass auch für das Folgeobjekt die gewählte und bewährte Ausstattung geliefert wird, sollten bei Bestellungen die Kommissionsnummern der bereits eingesetzten

**Bild 4.21** Stellantrieb mit Hubzylinder in Basisgrößen an einem Stemmtor

Produkte genannt werden. Mit den Herstellern sind aber auch Spezifikationen festschreibbar, die alles Gewünschte enthalten, vom Bronzeschneckenrad bis zum seewasserblauen Lack. Wartungsarbeiten können so zum Standard gemacht und für die Dokumentation Einstell-Datenblätter lückenlos empfangen werden.

#### 4.3.3.8 Elektrische Sonderlösungen

- Softstarter im Vergleich zu Frequenzumrichtern

**Softstarter** werden vor allem zur Anlaufstrombegrenzung eingesetzt. Auf die Möglichkeiten des Sanftanlaufs und -stopps soll hier nicht eingegangen werden.

Softstarter arbeiten mit konstanter Frequenz und Drehzahl. Die Spannung wird durch Einstellung an einem Potenziometer zeitlich reduziert. Das senkt den Anlaufstrom, allerdings mit einem unerwünschten Nebeneffekt: Mit der sinkenden Spannung sinkt das Drehmoment quadratisch, zum Beispiel $(0{,}8U)^2 \triangleq 64\,\mathrm{T}$.

Frequenzumrichter arbeiten mit variabler Frequenz und Drehzahl. Sie regeln Motor-

spannung und Frequenz in einem konstanten Verhältnis. U/f = const. entspricht $\Psi$ ($\Psi$ = magnetischer Fluss, Anzahl der Feldlinien, die durch eine Fläche A treten.)

Frequenzumrichter bieten neben der Anlaufstrombegrenzung und variabler Drehzahl eine Reihe willkommener Eigenschaften wie die Gleichlaufregelung.

***Durch Softstarter wird bei minimiertem Anlaufstrom auch das Antriebsdrehmoment reduziert. Sie sind preisgünstig, können aber nur bei ausreichender Antriebsdrehmomentreserve verwendet werden. Sie sind weitgehend durch Frequenzumrichter verdrängt worden.***

■ Kriterien für den Einsatz von Frequenzumrichter

Die Drehzahl eines Asynchronmotors errechnet sich aus

$$n = f \cdot 60/p$$

mit
n = Drehzahl des Drehfelds
f = Frequenz
p = Polpaarzahl
U = Spannung

Mit der Frequenz ändert sich die Drehzahl.
Der Umrichter regelt im U/f-Betrieb Motorspannung und Frequenz in einem konstanten Verhältnis. Das hat in einem weite Bereich ein konstantes Drehmoment zur Folge, ohne den Motor zu überlasten. Erst bei ca. 15 Hz geht das Drehmoment auf annähernd 65 % des Kippmoments zurück, was dann auch zu einer höheren Wärmeentwicklung führt. Dem kann mit dem Einsatz eines mehrgängigen Schneckengetriebes im Antrieb – die Abtriebsdrehzahl beträgt dann 125 1/min oder 180 1/min – in Verbindung mit einem die Selbsthemmung erhaltenden Bremsmotor begegnet werden.

***Bei einem ziehenden Schütz besteht im FU-Betrieb allerdings die Gefahr, dass der Bremsmotor stark beschleunigt. Er wird zum Generator. Für den Fall besitzen Frequenzumrichter einen sogenannten Brems-Chopper, der die überschüssige Energie auf einen Bremswiderstand leitet. Hier wird sie in Wärme umgewandelt.***

***Werden Asynchronmotoren dagegen direkt vom Netz gespeist, besitzen sie eine von Polpaarzahl und Netzfrequenz abhängige feste Drehzahl.***

Bei niederen Frequenzen kommt es gelegentlich im Motorbereich zu einer Geräuschentwicklung. Ursache ist die geänderte Relativbewegung zwischen Läufer und Drehfeld, was schließlich zum „Klappern" – Trennung und Mitnahme der Motorkupplung – führt.

Eine matic muss bei Frequenzumrichterbetrieb wegen der erforderlichen Konstanz extern mit einer Versorgungsspannung von 24 V GS für die Wendeschütze gespeist werden.

Hersteller von Frequenzumrichtern führen in ihren Tabellen einen „maximalen Ausgangsstrom

für 60 s“. Dieser Strom muss wegen des geringen Leistungsfaktors cos φ der eingesetzten Topfmotoren über 1,5 $I_{max}$ des ausgewählten Antriebs liegen.

Nach DIN 19704-1/8.3 „ist im Fall von Elektromotoren, die durch Frequenzumrichter geregelt sind, das Antriebsmoment um mindestens 5 % größer als das erforderliche Antriebsdrehmoment zu wählen“. Hintergrund ist der sich bei FU-Betrieb verschlechternde Antriebswirkungsgrad.

### ■ Gleichlauf von Verbindungsgliedern

Nach DIN 19704-2/9.2.4 ist der Gleichlauf von Verbindungsgliedern und somit die Gefahr vor Schiefstellung zu überwachen. Für kleinere und mittlere Wehre wird häufig ein Antrieb eingesetzt, der zwei Getriebe und damit zwei Verbindungsglieder bewegt. Er wird zum Beispiel an einem Getriebe befestigt, die verbindende Welle als starr angesehen, die geringe Torsion zum zweiten Getriebe vernachlässigt. Im Zweifelsfall wird der Wellendurchmesser größer als angedacht gewählt, oder es werden an Stelle von Spindeln weniger empfindliche Triebstöcke eingesetzt. Bei größeren Wehrbreiten erhält der Antrieb seinen Platz mittig zwischen zwei Getrieben.

Doch auch das hat Grenzen. Die bereits genannten Unwägbarkeiten (2.1.5.1) treten in Erscheinung. Im Laufe der Zeit oder auch durch unterschiedliche Temperaturbeeinflussung wird eine Seite stärker gebremst als die andere. Ab 25 m oder 30 m Breite kann der Asynchronlauf zu groß werden, die Schiefstellung zum Beispiel einer Klappe ist dann schon mit bloßem Auge erkennbar. Um dem zu begegnen, kann die **elek-trische Welle** genutzt werden. Dabei wird die **mechanische Welle** mit zwei Schleifringläufern elektrisch nachgebildet. Die Statorwindungen der Motoren werden mit der Netzspannung gespeist. Wird der Rotor des Gebermotors verdreht, so folgt der mit ihm elektrisch verbundene Empfängerrotor starr wie mechanisch gekoppelt. Der Aufbau ist aufwändig und wird nur in Ausnahmefällen neu gebaut.

In der Praxis wird bevorzugt die **elektronische Welle** eingesetzt. Zwei Antriebe werden mit gleichen Befehlen über Frequenzumrichter angesteuert, wobei die elektrische Toleranz beider Geber möglichst gering sein sollte. Entscheidend für die Genauigkeit ist aber die Lose in der Mechanik, die durch Drehrichtungswechsel ansteigt. Programmgemäß kann ein Antrieb als **geregelter Master** laufen. Ist er in der Verschlussstellung vorausgeeilt, soll der **Slave** das erkennen und mit erhöhter Geschwindigkeit zum Master aufschließen. Andere Bausteine sehen beim Auseinanderlaufen ein Warten des schnelleren Antriebs auf den langsameren vor. Verwendung finden dafür alle bekannten Verbindungsglieder bis zum Elektrohubzylinder (**Bild 4.22**).

### ■ Einsatz von Solartechnik

Viele Stahlwasserbauanlagen liegen weitab von einer Elektroenergieversorgung. Die Verlegung langer Kabel ist aufwändig und für einen normgerechten Spannungsabfall recht kostspielig. Auch beschränken Energieversorger in manchen Regionen die Anschlussleistung. Verschiedentlich mag ja eine Handbetätigung genügen oder auch die Benutzung eines Aggregats, aber lieber sieht man eben eine sichere Elektroversorgung. Warum nicht mit Solartechnik? Grundsätzlich sind alle elektrischen Stellantriebe dafür geeignet. Egal welcher Stromart, ob Gleich-, Wechsel- oder Drehstrom und welcher Spannungsebene. Für eine Spannung bis zu 48 V spricht, dass keine gesonderten Schutzmaßnahmen vorgesehen werden müssen. Durch erforderliche Getriebe bedingte längere Laufzeiten sind aus Anwendersicht vielleicht zweitrangig. Infrage kommende Motoren und Getriebe können

**Bild 4.22:** Gleichlauf zweier Stellantriebe auf Hubzylindern mit elektronischer Welle

geliefert werden. Entscheidend sind die Ansprüche des Auftraggebers. Ein Planungsingenieur kann den optimalen Antrieb wählen und Größe und Menge benötigten Zubehörs ermitteln, das aufgebaut über genügend Speicherkapazität selbst bei mehreren Regentagen verfügt.

Für die Solarstromerzeugung werden folgende Bauteilgruppen benötigt:
- Solarpanel (**Bild 4.23**)
- Solarregler (**Bild 4.24**)
- Ladegerät
- Batterie
- Zerhacker

Der Planer kann mit dem Auftraggeber zusammen festlegen, dass
- die Antriebe über Profi-Bus gefahren werden,
- die Anlage über ein Modem mit der Zentrale verbunden wird,
- die Zentrale Fahrbefehle erteilt, erforderlichenfalls die Vor-Ort-Bedienung freischaltet, Ereignisse wie Störungen, Einbruchsmeldungen und Fotos von Tätern registriert und verarbeitet,
- die Antriebe über Lichtwellenleiter miteinander verbunden werden, um weitgehend gegen Blitzeinschläge gewappnet zu sein.

***Gedämpft wird alle Euphorie dadurch, dass großer Bedarf in den Wintermonaten besteht. Da gibt es Hochwasser, aber auch Kälte und grauen Himmel.***

**Bild 4.23:** Solarmodul mit Überwachungskamera und Klettersperre

**Bild 4.24:** Anlage mit Solarregler und Modem

***Eine Solaranlage, die im Sommer eine Leistung von 200 W liefert, stellt dann vielleicht nur noch 20 W zur Verfügung.***

## 4.4 Elektrohydraulische Betätigung

Durch das Einleiten von unter Druck stehender Flüssigkeit in **Hydrozylinder** wird die Kolbenstange in lineare Bewegung versetzt. Schütze oder Schleusentore werden somit bewegt. Selbsthemmung wird mit Hilfe von Magnetventilen erreicht. Verschlüsse, die elektrisch betätigt werden, können durchaus auch hydraulisch arbeiten. Angefangen beim einfachen Schütz (**Bilder 4.25** und **4.26**), über einen Schwemmgutrechen vor dem Einlauf eines Wasserkraftwerks (**Bild 4.27**) bis zu einer Stemmtorschleuse (**Bild 4.28**). In dem Beispiel wird das unter Druck stehende Hydraulikmedium in **Hydromotoren** geleitet, um dort eine Drehbewegung zu erzeugen, die einmal das Ritzel für den Triebstock, zum anderen das als Umlaufschütz eingesetzte Rollkeilschütz und sogar das Rührwerk zur Eisfreihaltung bewegt. Hydromotoren und -aggregat befinden sich in dem links abgebildeten Antriebsschrank.

Die benötigte Kraft wird in einem **Hydraulikaggregat** erzeugt (**Bild 4.29**). Als Hydraulikmedium kommt biologisch abbaubares Öl zum Einsatz.

Da das Steuern der Verschlussorgane aber auch elektrisch zu handhaben ist und damit

**Bild 4.25:** Hydraulikzylinder mit Ortssteuerstelle

**Bild 4.26:** Hydraulisch betriebenes Schütz

**Bild 4.27:** Schwemmgutrechen

womöglich mehr Erfahrungen vorhanden sind, ist von Verbänden zu hören, dass sie den Einsatz von Hydraulik nur nach eingehender Prüfung und mit Sondergenehmigung gestatten. Als Grund wird zuerst genannt: Leckagegefahr und deshalb notwendige aufwändige Wartung.

Auf Hydraulik beharrt wird zum Beispiel, wenn hohe Anforderungen an den Gleichlauf zweier Antriebe eines sehr breiten Wehres gestellt werden (**Bild 4.30**), oder wenn berufsmäßige

**Bild 4.28:** Hydraulikanlage mit Triebstöcken und Umläufen

**Bild 4.29:** Hydraulikaggregat

Schifffahrt häufiges Schleusen verlangt (**Bilder 4.31** und **4.32**). „Elektroantriebe können bei hoher Schleusungsdichte schneller an ihre thermischen Grenzen gelangen".

**Bild 4.30:** Hydraulikzylinder an einem Drucksegmentwehr

**Bild 4.31:** Hochfrequentierte hydraulisch arbeitende Schleuse

Zugunsten der Hydraulik wird beinahe immer entschieden, wenn auf großen Wasserstraßen große Kräfte aufzubringen sind (**Bild 4.33**).

Ein Tor kann dann schon mal um die 50 t wiegen (**Bild 4.34**). Seine Trägheit und – wegen gebotener Eile – ein beträchtlicher Wasserstau sind zu überwinden.

Gegen den Einsatz von Drehsegmenten (**Bild 4.35**) sprechen generell ihre Größe, ihr enormes Gewicht und die damit verbundenen Schwierigkeiten bei Transport und Montage, sowie die aufwändigen vertikalen und horizontalen Abdichtungen. Für die Hydraulik spielen sie dennoch eine große Rolle, obwohl dann auch auf die Notwendigkeit unterirdischer

**Bild 4.32:** Stemmtor mit Hydraulikzylinder für die Torbewegung

**Bild 4.33:** Große Schleuse mit Hydraulikzylindern

Betriebsräume hingewiesen werden muss.

Das Verschlusssegment liegt im Normalbetrieb in der Drempelmulde und steht in der Sperrstellung aufrecht. Die Lagerung (**Bild 4.36**) weist vom Hydraulikzylinder – links im Bild arretiert – nach rechts eine hydraulische Blockiermöglichkeit für zwei Positionen und ganz

**Bild 4.34:** Große Schleusentore bereit für die Aufarbeitung

**Bild 4.35:** Zugsegmenttor als Oberhaupt einer Schleuse

rechts die Bohrung, um den Zylinder in Revisionsstellung umzusetzen auf. Das Verschlusssegment liegt dann horizontal über dem Wasserspiegel.

Aufgrund dieser und weiterer Betrachtungen können zusammengefasst folgende klassische Vor- und Nachteile von Elektrohydraulikantrieben gegenüber Elektromechanikantrieben genannt werden. Nachzulesen ist das in Prospekten und einschlägiger Fachliteratur.

- Vorteile von Elektrohydraulikantrieben
  - stufenlose Geschwindigkeitsverstellung des Abtriebes in sehr weiten Grenzen
  - einfache Umkehr der Bewegungsrichtung
  - einfache Erzeugung sehr großer Kräfte und Drehmomente mit sehr hohen Wirkungsgraden
  - sehr gute Gleichlaufeigenschaften
  - hohe Lebensdauer, da das Fluid selbstschmierend ist und auch als Kühlmedium dienen kann
  - hohe Stellgenauigkeit
  - Anfahren aus dem Stillstand bei Volllast
  - Unterwassereinsatz an Tiefschützen kann sehr lange Verbindungsglieder sparen. Biologisch abbaubares Öl ist Voraussetzung.

- Nachteile von Elektrohydraulikantrieben
  - Gefahr von Leckagen und Umweltverschmutzung
  - aufwändige Wartung
  - keine mechanische Selbsthemmung; sie wird durch Stellventile erreicht
  - geschützter Raum für Hydraulikaggregat notwendig

**Bild 4.36:** Lagerung eines Drehsegmenttors mit Hydraulikzylinder in einem Betriebsraum unter der Schleuse

- hoher steuerungstechnischer Aufwand

Bei den genannten Vorteilen ist aber zu beachten, dass elektromechanische Antriebe längst nachgezogen haben. Sie können mit Elektronik, Frequenzumrichtern und thermisch stabilen zwangsgekühlten Motoren arbeiten. Das ermöglicht:

- Anfahren aus dem Stillstand bei Volllast
- sehr genaue Messungen, hohe Stellgenauigkeit
- guten Gleichlauf
- stufenlose Geschwindigkeitsverstellung, zum Beispiel Sanftstart, Sanftstopp
- je nach Fabrikat gute Dauerlaufeigenschaften
- mechanische Selbsthemmung

Elektromechanische Antriebe sind kompakt gebaut, beinahe wartungsfrei und lassen sich in kurzer Zeit montieren. Mit Getrieben sind fast alle benötigten Kräfte und Drehmomente zu erreichen. Frequenzumrichter ermöglichen, die Trägheit großer Drehsegmente zu überwinden.

***Gab es früher eine ganze Reihe von Vorteilen elektrohydraulischer Antriebe, so wird heute vorrangig die Fähigkeit, unvermittelt sehr große Kräfte über lange Zeiträume bereitzustellen, genannt. Die Entscheidung über den Einsatz von hydraulischen oder elektrischen Antrieben ist von Fall zu Fall treffen.***

## 4.5 Ersatzbetätigung

- **Handbetrieb**

Bei Ausfall der Hilfsenergien Elektrik oder Hydraulik sollte die Anlage immer noch über ein Handrad oder eine Kurbel verfahrbar sein.

- **Schrauberbetrieb**

Wegen der oft großen Hübe im Stahlwasserbau und den aus verschiedenen Gründen hohen Übersetzungen sind an Handrad oder -kurbel sehr viele Umdrehungen erforderlich. Das ist kraft- und zeitaufwändig. Deshalb wird provisorisch immer häufiger zu elektrischen Drehwerkzeugen gegriffen. Eine Möglichkeit besteht in der Verwendung einer Bohrmaschine mit Verdrehsicherung (**Bild 4.37**).

In Gebieten instabiler Netze, in denen es häufiger zu Spannungsausfällen kommt, ist man der „unendlichen" Handarbeit am Antrieb auch irgendwann müde. Es wird nach Alternativen gesucht. Eine davon ist der Kraft- oder Elektroschrauber. Antriebshersteller bieten dafür am Antrieb an Stelle des Handrads einen Vierkant als Schrauberaufnahme an (**Bild 4.38**).

Der Elektroschrauber wird auf den Eingang des Antriebs oder Getriebes gesteckt (**Bild 4.39**). Die Getriebeeingangswelle kann rund sein, aber auch einen geraden oder schrägen Vierkant besitzen. Die Drehrichtung muss gewählt werden. Das Zählwerk ist auf null zu setzen. Drehmoment und Drehzahl sind auf Minimum zu stellen und gefühlvoll zu erhöhen. Die Drehzahl darf maximal 300 1/min betragen und muss vor Erreichen der Endlage – zur Vermeidung von Unfällen – reduziert werden.

- **Umsetz- oder Sparbetrieb**

**Bild 4.37:** Bohrmaschine mit Verdrehsicherung

**Bild 4.38** Antriebe mit rotem Motor-Handbetrieb-Umschalthebel und Vierkant für Elektroschrauberbetrieb

Lange wurde versucht, mit wenig Antriebstechnik – also kostengünstig – große Anlagen zu fahren. Man kann ja einen Antrieb von einem Schütz auf das nächste baugleiche setzen, ohne Einstellungsänderungen vornehmen zu müssen. Das wurde auch rationalisiert, indem

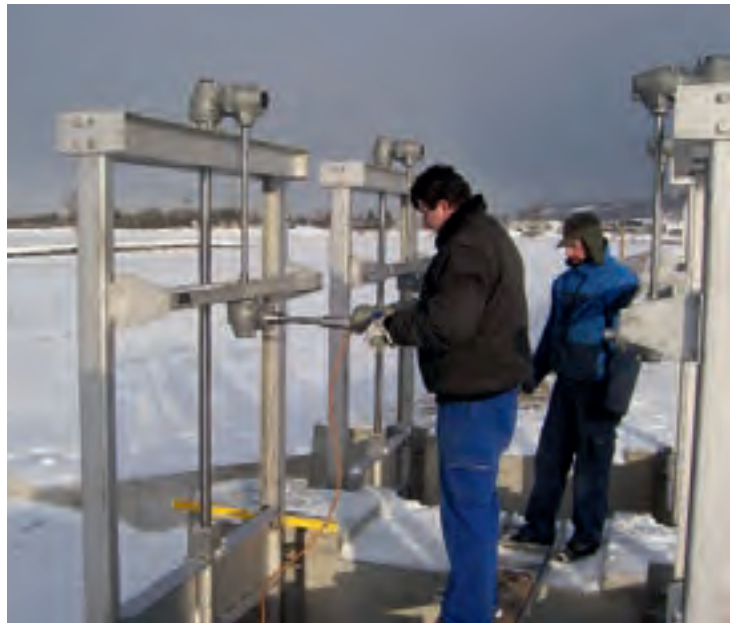


**Bild 4.39:** Elektroschrauberbetrieb an Kegelradgetrieben

man eine Transportschiene zu Hilfe nahm, um Hebetechnik und Muskelkraft zu sparen (**Bild 4.40**). Richtig durchgesetzt hat sich das aber nie, und jetzt wird gar nicht mehr so gebaut.

■ **Notspannungsversorgung**
Die Notversorgung durch Batterien wird sehr begrenzt genutzt. Neben den 400-V-Hauptantrieben könnten 12-V- oder 24-V-Hilfsantriebe eigentlich nur für untergeordnete Funktionen verwendet werden (**Bilder 4.41** und **4.42**).

■ **Eigenspannungsversorgung**
In energetisch kaum erschlossenen Gegenden kann ein transportables Benzin- oder Diesel-Aggregat die benötigte Spannung von zum Beispiel 3 x 400V liefern (**Bild 4.43**). Bei der Auswahl des Aggregats ist der unter (4.3.3.7 Frequenzumrichter) genannte „maximale Ausgangsstrom für 60 s" zu berücksichtigen.

**Bild 4.40:** Ein „Schienen"-Antrieb bedient 16 Schütze

Die Spannung kann auf den Steckverbinder eines Antriebs oder auf den Schaltschrank zur gleichzeitigen Versorgung mehrerer Antriebe gegeben werden (**Bild 4.44**). Die Schaltschrankeinbauten gewährleisten die vorgeschriebene Absicherung.

■ **Sicherheits-Spannungsversorgung**
Verschiedentlich werden aus Sicherheitsgründen auch ganze Gewässer oder Gewässerabschnitte unabhängig vom Festnetz über einen separaten Spannungsversorger gefahren. Dabei handelt es sich um eine **Notstromversorgung mittels Netzersatzanlage**.

**Bild 4.41:** Notspannungsversorgung 24V DC

**Bild 4.42:** Notspannungsversorgter Antrieb 24V DC

**Bild 4.43:** Benzin-Aggregat

**Bild 4.44:** Schaltschrank mit Spannungseinspeisung über ein Aggregat

# 5 UNFALLSCHUTZ

Im Sinne der **EG-Maschinenrichtlinie** 2006/42/EG sind Schleusen und Wehre Maschinen. Deshalb muss der Betreiber für jede seiner Anlagen eine Risikoeinschätzung erstellen, in der Gefahrenstellen und Maßnahmen zur Gefahrenabwehr dokumentiert sind. So sind drehende und sich verschiebende Teile einer Maschine oder Anlage gegen ungewollten und auch gewollten Eingriff zu sichern (**Bild 5.01**).

**Bild 5.01:** Ein Pionier der Schütz-Antriebstechnik

Das ist besonders wichtig, wenn das Objekt leicht zugänglich – zum Beispiel über eine öffentliche Straße direkt erreichbar – ist (**Bild 5.02**). Sich vertikal bewegende Triebstöcke sind gegen Zugriff durch Hülsen verdeckt, und gleichzeitig wird das Einführen von Stöcken oder Ähnlichem in den Ritzelbereich erschwert.

Im folgenden Beispiel konnten mit einer Abdeckung zwei Triebstöcke eines Doppelschützenwehres eingehaust werden (**Bild 5.03**).

**Bild 5:02:** Wehr mit Triebstock-Schutzhülsen

**Bild 5.03:** Eine Haube schützt jeweils zwei Triebstöcke

**Bild 5.04:** Antriebstechnik eines Doppelschützes mit offenliegenden Wellen

Drehende Wellen sind besonders gefährlich. Zumal die Anlage von allen Seiten frei begehbar ist (**Bild 5.04**).

**Bild 5.05:** Wehr mit abgedeckten Verbindungswellen

**Bild 5.06:** Seilzüge in Teleskopkanälen verlegt

Die Wellen sind mit Rohren oder Abdeckblechen zuverlässig zu schützen (**Bild 5.05**). Spindelschutz nach oben und unten wurde im Abschnitt 2.1.10 „Spindeleinsatz" ausführlich behandelt.

Seile werden gespannt, also aufgerollt und wieder entlastet. Sie müssen gekapselt verlegt werden (**Bild 5.06**).

# 6 SCHUTZ GEGEN UNERLAUBTE NUTZUNG

Wasserbauten befinden sich an Flüssen, Kanälen und anderen Gewässern. Manchmal in Orten, direkt an öffentlich zugänglichen Brücken, manchmal in Wald und Flur, „wo sich Fuchs und Hase gute Nacht sagen". Verschiedenes lässt sich einzäunen, aber längst nicht alles. Es werden unübersehbare Warntafeln aufgestellt, auch Videokameras platziert. Das schreckt ab, aber nur die interessierten, friedlichen Bürger.

Das ist in der Branche bekannt, und es wurde reagiert. Gern wird durch Unbefugte zum Beispiel das Handrad gedreht. Nach einigem Probieren zeigt sich, wie einzukuppeln ist. Schon lässt sich ein Schütz verfahren. Wasserspiele sind zu hören und zu sehen. Mit einem speziellen Schloss lässt sich der Hebel sperren. Das Handrad kann nur noch leer durchgedreht werden (**Bild 6.01**).

**Bild 6.01:** Abschließbares Handrad

In einigen Fällen sind die „Tester" hartnäckiger. Da empfiehlt sich, den gesamten Antriebskomplex einzuhausen (**Bild 6.02**) Was gegen die Sprayer – Anlage im Hintergrund – natürlich auch nicht hilft.

Für die Ortssteuerstelle der AM/AC-Steuerungen werden abschließbare Schutzdeckel angeboten. Das Handrad des Antriebs wird vorsorglich mitgenommen (**Bild 6.03**).

**Bild 6.02:** Vollgekapselter Antriebs-Kegelradgetriebe-Aufbau

**Bild 6.03:** Abschließbarer Schutzdeckel an der Aumatic-Ortssteuerstelle

**Bild 6.04:** Aumatic-Ortssteuerstelle ohne Wahlschalter

Auch kann auf den Wahlschalter für Ort- und Fernsteuerung verzichtet werden (**Bild 6.04**), so dass sich ein befugter Monteur telefonisch in der zentralen Warte melden muss, um zum Beispiel über den Profibus die Ortssteuerung Auf-Halt-Zu freischalten zu lassen. Die Aumatic-Parameter können ohnehin erst nach Eingabe eines Passworts geändert werden.

**Bild 6.05:** AUMA-matic auf Wandhaltern in einem abschließbaren Schaltschrank

Wenn das nicht reicht, kann natürlich alles weggeschlossen werden. In einem verschließbaren Stahlschrank oder in einem nahestehenden Gebäude, von dem aus die Wirkung einer Schalthandlung noch kontrollierbar sein sollte, können die Steuerungen auf spezielle Wandhalter montiert werden (**Bild 6.05**).

Besser ist es den Durchblick zu behalten, denn farbige LEDs an den Steuerungen signalisieren Auf oder Zu in der Endlage und im Lauf bzw. eine Störung (**Bild 6.06**). Und die Aumatic lässt am Display noch viel mehr erkennen.

**Bild 6.06:** AUMA-matic-Ortssteuerstellen hinter abschließbaren Glastüren

Eine weitere Möglichkeit die Anlage vor unberechtigter Nutzung zu schützen besteht darin, jedem Wehrfeld einen verschließbaren Bedieneingang zuzuordnen (**Bild 6.07**). Eine Steckdose findet in dem Kasten auch noch Platz.

**Bild 6.07:** Bedieneingänge für zwei Wehrfelder

**Bild 6.08:** Umsteckbare Ortssteuerstelle

Eine transportable Ortssteuerstelle kann wahlweise dem zu bedienenden Wehr zugeordnet werden (**Bild 6.08**).

**Bild 6.09:** Schmierstoffgeber-Sicherung

**Bild 6.10:** Künstlerisch gestalteter Gewässergrund am Bauwerk

Das hier gezeigte betrifft die elektrische Seite. Sorgen mit Vandalismus gibt es aber auch auf der mechanischen. Die Erfahrung zeigt: Kann nichts verstellt oder gedreht werden, wird zerstört und entwendet. Speziell in der Zeit hoher Altmetallpreise. Und wenn es nur mal eine Fettbüchse ist, die „abhandenkommt". Ist sich der Täter der möglichen Folgen bewusst? Stahlwasserbauer bzw. Betreiber reagieren zum Beispiel wie in **Bild 6.09**.

All diese zusätzlichen Sicherheitsmaßnahmen sind aufwändig und haben ihren Preis. Dabei ist ihre Wirksamkeit ungewiss. Welche Chance hat da wohl die Kunst? Machen wir die Bauwerke einfach schön! (**Bild 6.10**).

# 7 DENKMALSCHUTZ

Im Denkmalschutzgesetz heißt es sinngemäß: „Kulturdenkmale sind zu schützen und zu pflegen. Gefährdungen sind abzuwenden." Im Stahlwasserbau bezieht sich das natürlich in erster Linie auf Wehre und Schleusen. Unser schönes Schützenwehr hält immerhin schon die Hebeltechnik bereit (**Bild 7.01**). Eine gelochte Schiene ermöglicht die Wiederholung von Einstellungen. Selbst wenn das Bauwerk nicht mehr das Original ist, so lohnt es doch, durch Reparaturen weitgehend den Originalzustand zu erhalten.

**Bild 7.01:** Frühes Schützenwehr mit Hebelbetätigung

An einer Stemmtorschleuse hat man die Mauern sauber aus Sandstein hochgezogen. Die Tore wurden damals natürlich aus Holz gefertigt. Und über allem wacht die Burg! Da versteht es sich wohl, auch Rekonstruktionen mit gleichen Materialien und in gleicher Art und Weise auszuführen (**Bild 7.02**).

Natürlich braucht ein Wehr kein Dach (**Bild 7.03**). Vielleicht wurde so gebaut, um die Brücke zu schützen und das Führen der Triebstöcke zu ermöglichen. Jetzt wird jedenfalls penibel darauf geachtet, dass sich an dem ursprünglichen Aussehen nichts ändert.

**Bild 7.02** Holz-Stemmtor in Sandstein-Kammer, Originalzustand wiederhergestellt

**Bild 7.03:** Überdachtes Schützenwehr

Oft bemüht man sich, den Originalzustand wenigstens anzudeuten, um die ehemalige Funktionsweise nachvollziehbar zu machen (**Bild 7.04**). Solche Lattentrommeln wurden einstmals zum manuellen Aufwickeln von Ketten der Schützenwehre genutzt. Das gleiche

**Bild 7.04:** Schützenwehr mit früherem Ketten- und jetzigem Zahnstangenaufzug

Aussehen haben auch Jalousiewehre. Heute werden die Schütze mit Ritzeln und den seitlich angeordneten Zahnstangen bewegt.

Wenn schon Handbetrieb anklingt, dann gehören hier auch keine Antriebe mit Hilfsenergie her. Sie wurden in die hohlen Pfeiler verbannt (**Bild 7.05**). Die bedauernswerten Monteure!

**Bild 7.05:** Versteck des Stellantriebs im hohlen Pfeiler

**Bild 7.06:** Kompromiss Automatisierung – Denkmalschutz

Alte Anlagen sollen weitgehend originalgetreu erhalten oder wieder hergestellt werden. Ein bisschen darf aber auch automatisiert werden, da die Technik in einem Museum interessiertem Publikum vorgeführt werden soll (**Bild 7.06**). Der mühsam zu drehende Handantrieb wurde durch einen schnell laufenden Elektroantrieb ersetzt. Um die Gefahr wissend, wurde die Anlage aufwändig gegen unbefugten Zugriff gesichert.

An anderer Stelle weckt eine solche Altanlage das Interesse Auszubildender (**Bild 7.07**).

**Bild 7.07:** Triebstockanlage in einem Schulungsraum

**Bild 7.08:** Handantrieb für ein Doppelschütz mit Ritzeln und Zahnstangen

Ein nur mechanisch angetriebenes Doppelschütz ist heute kaum noch im Einsatz (**Bild 7.08**).

Interesse an technischen Denkmalen begegnet man vielerorts. Nicht jede Dampflok, nicht jeder Raddampfer und nicht jeder Förderturm kann gerettet werden. Aber einige Repräsentanten schon. So denken natürlich auch Stahlwasserbauer. Ein wichtiges Element einer Anlage, das lange zuverlässig Dienst tat, wird aufgearbeitet und wirkungsvoll platziert.

Wo sonst könnte man so gut die Versteifungen eines Walzenwehres erkennen

**Bild 7.09:** Walzenwehr mit Stauschild oben und Stauschild mit Dichtleiste unten, Ausschnitt

(**Bild 7.09**)?

**Bild 7.10:** Glockenschütz

Glocken- und Zylinderschütze werden noch vielfach verwendet. Sie sind leicht zu bewegen, weil Gegengewichte – die hier gut zu erkennen sind – mithelfen (**Bild 7.10**).

# 8 ERRICHTUNG, BETRIEB UND WARTUNG

## ■ Angebotsabgabe

Ein langjährig im Stahlwasserbau Beschäftigter kennt die Normen, verfügt über weitergehende Literatur, weiß wo er Hilfe finden kann. Grundsätzliche Forderungen sind ihm bekannt. Eine Voraussetzung ist zum Beispiel, dass er eine **Herstellererklärung** bzw. den „**Großen Eignungsnachweis** nach DIN 18 800-7 (DIN 19704-2/5.1) mit der Erweiterung für die Herstellung geschweißter Stahlbauten mit nicht vorwiegend ruhender Beanspruchung" vorlegen kann. Weiterhin muss er Nachweise nach der Maschinenrichtlinie für das **CE-Zeichen** erbringen. Damit hat er seine **Bietereignung** an zentraler Stelle nachgewiesen. Er ist nach **VOF präqualifiziert**.

Der Bewerber wird die Aufgabe einer Ausschreibung verbal, rechnerisch und zeichnerisch durchdringen. Oft genug fehlen der Aufgabenstellung klare Festlegungen. Er skizziert also, rechnet und jongliert mit Preisen. Er weiß, dass er als Auftragnehmer auch eine Überprüfungspflicht hat. Erforderlichenfalls **meldet er Bedenken an**. Er braucht auch durchaus nicht mit allen Ausschreibungselementen einverstanden zu sein. Er kann zusätzlich zum **Hauptangebot** ein **Nebenangebot** abgeben, wenn der Auftraggeber das zugelassen hat. Er muss seine Realisierungsvorschläge aber in einem **Pflichtenheft** erklären. Der Auftraggeber wird mit Hilfe des Planers aus den Angeboten die für ihn günstigste Variante wählen und irgendwann dem entsprechenden Bewerber den Auftrag für die stahlwasserbaulichen Leistungen erteilen. In der **Werksplanung**, basierend auf einer vorhandenen **Ausführungsplanung** und unter Zuhilfenahme örtlicher Aufmaße, erfolgen dann konkrete konstruktive Festlegungen.

## ■ Technische Bearbeitung

Der für den Stahlwasserbau ausgewählte Bewerber hat schon vier Wochen nach Auftragserteilung die „Unterlagen der technischen Bearbeitung" dem Auftraggeber einzureichen. Dazu gehören:

- Bautechnische Erläuterung
- System- und statische Berechnungen
- Festigkeitsnachweise
- Schweißprüf- und -folgepläne
- Werkstattzeichnungen, Stücklisten
- Korrosionsschutzkonzept

Der Elektroteil wird innerhalb des Betriebes getrennt bearbeitet.

## ■ Herstellung der Komponenten

Je nach Bedarf und Möglichkeiten werden in der Werkstatt gebaut:

für ein Wehr:
- Rahmen, Verschlusskörper, Revisionsverschlüsse
- Maschinenbrücke (**Bild 8.01**)
- Verbindungsglieder wie Spindeln oder Triebstöcke
- Spindelmuttern oder Ritzel

**Bild 8.01:** Werkstattarbeit: Maschinenbrücke

für eine Schleuse:
- Tore
- Schütze wie Rollkeil- oder Gleitschütze
- Revisionsverschlüsse

Zu beschaffen sind:
- Antriebe, Getriebe oder Hubzylinder
- Gleit- und Dichtmaterial

Der weitere Ablauf von der Werkstatt bis zur Leistungsabnahme durch den Auftraggeber ist folgender:

**1. Werksprüfungen**
Noch in der Werkstatt werden die geforderten Prüfungen ausgeführt. Zum Beispiel werden Stahlbleche untersucht und Schweißnähte geröntgt. Filme, Röntgenaufnahmen und Bewertungen sind als Teil der Bestandsunterlagen dem Auftraggeber zuzustellen. **Abnahmeprüfzeugnisse** müssen der DIN EN 10 204 entsprechen.

**2. Transport**
Für den Transport des Stahlwasserbauteils sind je nach Abmessungen Spezialfahrzeuge und gesonderte Genehmigungen, wie Sperrzeiten o. ä. einzuholen. Für die Montage vor Ort sind meist verkehrsrechtliche Anordnungen zu beantragen.

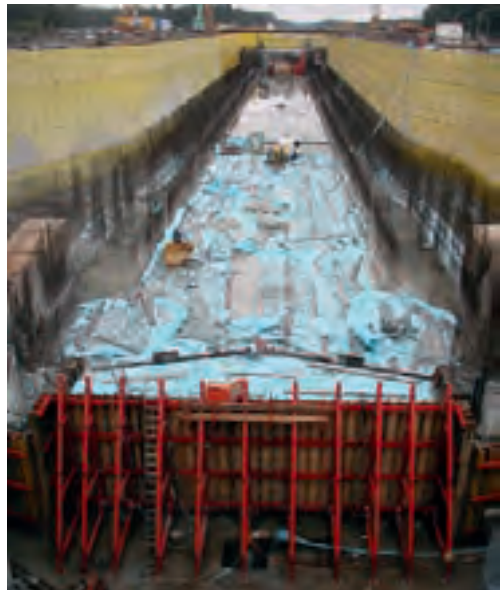


**Bild 8.02:** Schleusenbaustelle. Die Betonarbeiten werden vorbereitet

**3. Montage**
Die Erdbewegungen sind erledigt, jetzt geht's an die Betonarbeiten (**Bild 8.02**).

Nischen für Schütze und Revisionsverschlüsse sind bauseitig eingebracht worden. Jetzt wird montiert (**Bild 8.03**). „Die Wehr- oder Schleusen-Verschlusskörper müssen zwängungsfrei

**Bild 8.03:** Zwängungs- und leckagefreier Einbau der Verschlusskörper

**Bild 8.04:** Vorbereitete Antriebe und Hubzylinder

über den gesamten Bewegungsweg bzw. Drehwinkel gefahren werden können." [5].

Antriebe und Verbindungsglieder werden bereitgelegt (**Bild 8.04**) und aufgebaut (**Bild 8.05**).

**Bild 8.05:** Letzte Hand beim Antriebsaufbau

Nach DIN 19704-2/9.2.1 „müssen sie gut zugänglich sein. Konstruktionsteile, die einer Einstellung und/oder laufenden Wartung bedürfen, zum Beispiel Schalter, Geber, Schmierstellen, müssen leicht erreichbar sein".

**4. Inbetriebsetzung**

Nach Montage der Antriebs-Getriebe-Einheiten und ihrer Verkabelung kann der Verschlusskörper mit dem Handrad des Antriebs bewegt werden. Er ist in eine Position außerhalb der Endlagen zu bringen. In der Stellung kann der elektrische Stellantrieb angefahren werden. Dabei ist zu kontrollieren, dass die gewählte Laufrichtung – zum Beispiel: „Auf" – tatsächlich mit der eingeschlagenen übereinstimmt. Anderenfalls kann mit dem dazugehörigen Stoptaster nicht wieder ausgeschaltet werden. Das Drehfeld wäre in dem Fall umzupolen. Maticantriebe korrigieren die Drehrichtung automatisch. Nach Betätigung des Austasters muss der Antrieb zum Stehen kommen (**Bild 8.06**).

**Bild 8.06:** Anschluss der aumatic-Steuerungen

***Unbedingt ist bei der Umsetzung auf verbale Übereinstimmung zu achten. Die Begriffe Auf und Zu sind auf die Armaturenindustrie zugeschnitten. Ist ein Ventil zu, so ist der Durchfluss gesperrt. Um aber mit einem Doppelschütz zu sperren, es wie ein Ventil zuzumachen, muss das Unterschütz abwärts und das Oberschütz aufwärts gefahren werden. Um Irrtümer auszuschließen, sprechen Stahlwasserbauer bei Wehren auch von Heben und Senken. Den Antriebsherstellern sind die sichersten Begriffe Rechtslauf- und Linkslauf.***

Eine erforderliche Richtungsumkehr kann bei Spindelantrieben durch die Wahl des Trapezgewindes LH (Links, Hand) oder RH und bei Triebstockantrieben durch die Wahl der Schneckengetriebe LR oder RR bzw. RL oder LL erreicht werden (2.1.17 „Triebstockeinsatz").

Jetzt sind die Endlagen einzustellen. Ein Schütz kann elektromechanisch gesenkt werden, bis die Dichtung den Sohlbalken beinahe berührt. Der Rest lässt sich mit dem Handrad feineinstellen, bis die Flachdichtung leicht gestaucht ist. An der Stelle ist der Endlagenschalter „Geschlossen" zu setzen. Der über den gesamten Hub aktive Drehmomentschalter „Zu" spricht entweder früher, bei Vorhandensein eines Hindernisses, oder später – bei nicht verdrahtetem Endlagenschalter – bei Erreichen des eingestellten Schließdrehmoments an.

Danach kann der Antrieb aufgefahren und der Endlagenschalter „Geöffnet" in Höhe des Maximalhubs gesetzt werden. Auch der Drehmomentschalter „Auf" ist über den gesamten Hub schaltbereit.

Mechanische und elektrische Stellungsanzeige sind mit den Verschlusskörperpositionen „Auf" und „Zu" in Übereinstimmung zu bringen.

Schon bei den Einstellungen sind Drehzahl und Betriebsart zu beachten. Bei geringer Drehzahl und S2-15 min kann vielleicht nur ein Teilhub bewältigt werden. Für den gesamten Hub wären womöglich die Betriebsart S2-30 min und auch eine höhere Drehzahl erforderlich.

Hiervon abweichende Besonderheiten, Schleusen betreffend, werden unter 4. Abschnitt „Öffnen und Schließen von Stemmtorschleusen" genannt.

**5. Trockenprobe**

Während des Trockenlaufs sind die Gleit- und Dichtleisten mit umweltverträglichen Gleitmitteln zu schützen. Zur Einstellung der Endlagenschalter wird mindestens einmal von „Zu" nach „Auf" gefahren. Dieser Hub kann zur Trockenprobe genutzt werden. Dabei ist auf Laufgeräusche und etwaige Stromüberhöhungen zu achten. Es ist aus beliebigen Stellungen in beliebige Richtungen anzufahren und zu halten. Zu kontrollieren ist das Ansprechen elektrischer Schutzeinrichtungen.

Das Anliegen der Gleitschienen und die Vorspannung der Dichtleisten sind zu prüfen. Lecks können mit einer Fühllehre ertastet werden. Die Wirksamkeit mechanischer Verriegelungen ist nachzuweisen. Das heißt, bei Entfernung eines Getriebes müssen Ösen oder Haken das Sichern des Verschlusskörpers ermöglichen.

Fettkartuschen sind anzubringen und ihre Laufzeit einzustellen. Die Wirksamkeit der Schmierung ist zu kontrollieren.

Immer öfter wollen Auftraggeber auch die Knickfestigkeit der Verbindungsglieder nachgewiesen haben. Das bedeutet Schließen bis in die Endlage und drehmomentabhängiges Abschalten. Beim geforderten Unterlegen eines Holzklotzes unter ein Verbindungsglied zittert dem Stahlwasserbauplaner womöglich die Hand. $F_{S+25\ \%} = 2 \cdot F_{SVG} \cdot 1{,}25$ hat die Spindel jetzt auszuhalten!

Ist das geschafft, dürfen nach Beseitigung grundsätzlicher Probleme und nach Erfassung später zu behebender kleinerer Mängel die Funktionsproben unter Wassereinwirkung vorgenommen werden.

**6. Nassabnahme**
Die Leckagefreiheit der Dichtungen ist bei einseitigem Wasserdruck nachzuweisen (**Bild 8.07**). Eventuelle Nacherprobungen sind einzukalkulieren. Zu prüfen ist das Verhalten der Verschlüsse. Bei Wehren besonders beim Öffnen bei maximalen Wasserdruck und beim Schließen bei maximaler Unterströmung. Über den gesamten Hub ist auf Schwingungen zu achten, die durch geeignete Maßnahmen (2.1.2.8) zu beseitigen oder einzuschränken sind. Kurz vor dem Schließen – bei hoher Fließgeschwindigkeit – kann zudem **Kavitation** [5] auftreten. Sichtbar wird sie durch starke Bläschenbildung, was am Verschlusskörper zum **Kavitationsfraß**, also zu Materialabtragung, führt. Im späteren Betrieb sind Positionen, die zu derartiger Entwicklung führen, zu vermeiden.

**7. Probebetrieb**
Über einen vereinbarten Zeitraum ist die gesamte Anlage über Orts- und Fernbedienung zu fahren. Die Einlaufzeiten von Neuteilen wie Schneckengetrieben (s. Herstellerunterlagen) sind zu beachten.

**Bild 8.07:** Nassabnahme einer Schleuse

**8. Abnahme und Inbetriebnahme**
Die Abnahme kann erst nach erfolgreichem Probebetrieb erfolgen. Der Auftraggeber prüft die Vollständigkeit der Lieferungen und die spezifikations- bzw. ausschreibungsgerechte Ausführung. Er empfängt Zeugnisse und Prüfprotokolle für Material, Maße, Schweißungen,

Korrosionsschutz und erfolgte Funktionsprüfungen. Herstellerbestätigungen zum Beispiel des Antriebs- und Getriebeproduzenten werden dem beiliegen.

Danach wird die Anlage offiziell in Betrieb genommen (**Bild 8.08**).

Je nach Vereinbarung ist der Stahlwasserbauer wieder gefragt bei Störungen, Wartungen und Gewährleistungen. Bei problemlosem Funktionieren und einem zufriedenen Auftraggeber vielleicht auch wieder bei einer folgend zu bauenden Anlage.

**Bild 8.08:** Wasser marsch!

Ist die Anlage übergeben, interessieren folgende Punkte:

■ **Betriebsvorschrift**
Der Betreiber der stahlwasserbaulichen Anlage wird eine Betriebsvorschrift erstellen. Sie enthält neben den vom Hersteller – der auch die Errichtererklärung nach EU-Richtlinie abgibt – gelieferten Beschreibungen und Nutzungsunterlagen wie

- Anlagendokumentation
- Bedienungs- und Wartungsanleitungen
- Anweisungen zur Inspektion und Instandsetzung

auch anlagenspezifische Bestandteile wie:

- Verhaltensregeln im Gefahrenfall
- Stauziel- und Abflussregelungsvorschrift
- Betriebstagebuch.

Beschreibungen und Nutzungsunterlagen werden mindestens im Bauhof verbleiben, der zweite Teil, die Bedienvorschrift, in der Anlage bzw. beim Betreiber.

### Instandhaltung

Die Instandhaltung beginnt bei einer besonnenen, verantwortungsbewussten Bedienung. Die Anlage mit ihren Komponenten ist pfleglich zu behandeln. Bei Begehungen ist auf sauberen, geräusch- und schwingungsfreien Lauf der Mechanik zu achten. Die Sichtkontrolle sollte immer auch möglichen Fettaustritt und eventuelle Korrosion beurteilen und protokollieren. Werden Anlagen nur selten genutzt, sind zum Beispiel in vierteljährlichen Abständen Funktionsproben, bei denen mindestens ein angemessener Teilhub gefahren werden sollte, durchzuführen. Besonders anfällig Stillstand gegenüber sind auch Rutschkupplungen. Sie sollten in festzulegenden Intervallen ausgelöst und wieder einjustiert werden, um den Wert des eingestellten Abschaltmoments möglichst konstant zu halten. „Weil derartige Überprüfungen mit Verschleiß verbunden sind, wird empfohlen, hierfür das Einstellmoment zu reduzieren“ [5]. Mindestens im Zuge der Wartung sind nach Herstellerangaben und örtlichen Erfahrungen verschleißanfällige Teile wie Verbindungsglieder Spindeln, Triebstöcke, Seile, Ketten und auch Spindelmuttern und Ritzel zu fetten.

***Da etliche Aufgaben sehr vielfältig und zugleich komplex sind, werden zunehmend Wartungsverträge mit dem Hersteller abgeschlossen. Eine erweiterte Gewährleistung – im Stahlwasserbau 4 bis 5 Jahre – wird in der Regel damit verbunden.***

Inspektionen sind in sicherheitsrelevanten Intervallen durchzuführen. Schleusen sollten planmäßig alle fünf Jahre außer Betrieb genommen werden, Wehre etwa alle zehn Jahre.

Je nach Notwendigkeit müssen die Anlagen trockengelegt werden. Eine Möglichkeit besteht im Abschotten durch ein vorgeschaltetes Dammbalkenwehr. Für Revisionsverschlüsse wer-

**Bild 8.09:** Dammbalkenwehr unter dem Hubtor einer Schleuse

den heute anstelle hölzerner Balken zumeist Stahl- oder Aluminiumelemente verwendet.

In einer Schleuse musste der enge Raum unter einem Hubtor genutzt werden (**Bild 8.09**).

Ist ausreichend Platz vorhanden, wird zumeist ein Nadelwehr eingesetzt (**Bild 8.10**). Die Stahlrohre werden einzeln an Ort und Stelle gerückt.

In vielen Anlagen gibt es bereits die Führungen für Revisionsverschlüsse, mit denen eine Anlage trocken gesetzt werden kann. Die Verschlüsse selbst stehen meist einsatzbereit an der Anlage (**Bild 8.11**). Erforderlich wird ihr Einsatz zumindest, wenn Verschlusskörper und Gleit- und Dichtleisten zu prüfen sind.

Im folgenden Fall ist ein Sektorwehr abgesenkt und mit Hilfe der längs angeordneten Gries-

**Bild 8.10:** Absperrung eines Schützenwehres durch ein aus Metallrohren bestehendes Nadelwehr

ständer mit Revisionsverschlusstafeln trockengelegt worden (**Bild 8.12**).

Die Inspektion der Antriebe erstreckt sich über den gesamten Antriebsstrang. Dabei ist der Weg des Kraftflusses vom Antrieb über – eventuell vorhandene – Drehgetriebe, Kupplungen und Kegelrad- bzw. Schneckengetriebe über Verbindungsmittel und -glieder bis hin zum Verschlusskörper zu verfolgen. Besonders zu achten ist auf Laufgeräusche, Hitzeentwicklung und Fettaustritt. Bei Arbeiten an diesen Komponenten wie auch an der stahlwasserbaulichen

**Bild 8.11:** Revisionsverschlüsse

**Bild 8.12:** Seitlich gesetzte Revisionsverschlüsse schützen ein Sektorwehr

**Bild 8.13:** Zwei Montageösen – untere Bildmitte und Gegenseite – ermöglichen die mechanische Verriegelung des Segmentverschlusses

Seite muss der Verschlusskörper über der möglichen Höchstwassermarke kraftschlüssig verriegelt werden (DIN 19704-2/3.3.4) (**Bild 8.13**), wie auch ein Schütz, in dem Fall ein Hubtor, außerhalb der Höchstwassermarke zu halten sein muss (**Bild 8.14**).

An den Verschlusskörpern selbst sind als Gegenstücke Verriegelungsbolzen üblich (**Bild 8.15**).

**Bild 8.14:** Arretierbarer Haken (untere Bildmitte) zum Halten eines Schleusen-Hubtores

**Bild 8.15:** Verriegelungsbolzen an einem Rollschütz

### Antriebsaufwertung durch Revision

Werden die in Tabelle 2.04 in Kapitel 2.1.4.4 aufgeführten Zahlen der möglichen Abtriebswellenumdrehungen in 35 Jahren voraussichtlich überschritten, so können schon bei der Planung mit dem Auftraggeber Revisionen vereinbart werden. Laut DIN 19704-1/9.5.3 kann die Nutzungsdauer von Verschleißteilen vom Auftraggeber bestimmt werden. Die Überprüfung ist auf ein angemessenes Intervall von zum Beispiel fünf Jahren festzulegen und auszuschreiben. Dann sollte später die Finanzierbarkeit kein Problem mehr darstellen. Die Revision beinhaltet meistens eine Durchsicht des Antriebs, die den Wechsel des Schmierstoffes und aller Dichtungen und je nach Prüfergebnis auch den Austausch des Schneckengetriebes und der Lager im Antrieb zur Folge haben kann. Damit das Ganze nicht in Vergessenheit gerät, muss die Besonderheit unbedingt in die Betriebsvorschrift aufgenommen werden.

### Wartung

Alle zehn Jahre sollte ein Antrieb außer Betrieb genommen werden [5]. Je nach Beanspruchung sind Bauteile oder nur das Fett zu wechseln. Erneuert werden müssen dabei Dicht- und O-Ringe. Schraubverbindungen, besonders Kabelverschraubungen sind nachzuziehen. Eventuell ist der Korrosionsschutz wieder herzustellen.

Hubzylinder sind nach zehn Jahren im Werk zu überholen.

Nicht vergessen dürfen Betreiber natürlich die äußeren Bedingungen, die der Technik ein problemfreies Arbeiten ermöglichen müssen. So ist der Schließbereich am Gewässergrund immer geschiebefrei zu halten. Je nach Anfälligkeit ist vielleicht vierteljährliches Reinigen

**Bild 8.16:** Beseitigung von Schilf und Unrat

angebracht.

Geschwemmsel, wozu Gras und Schwebeteile zählen, mögen Spindelmuttern gar nicht. Und wenn Triebstöcke diesbezüglich auch als robust gelten, sollte das Wehreinzugsgebiet sauber gehalten werden (**Bild 8.16**).

# 9 ADAPTION VON ALTANLAGEN

Der vorangegangene Abschnitt befasste sich im Wesentlichen mit der Herstellung und auch der Instandhaltung stahlwasserbaulicher Anlagen. Trotz aller Wartung und Instandsetzung ist hin und wieder ein qualitativ größerer Schritt – ein Sprung – erforderlich. Die Anlagen entsprechen, selbst wenn sie funktionieren, nicht bleibend den Anforderungen der Betreiber. Sie müssen neu gebaut – Ersatzneubau – oder wenigstens angepasst werden – Adaption.

Adaptation – oder abgeschliffen – Adaption heißt ja Anpassung an neue Bedingungen. Denn völlig neue Anlagen sind eher selten, da die meisten Gewässer heute ihre Lage kaum noch verändern. Es sei denn, der Mensch greift ein, baut Kanäle oder legt Flüsse um.

Aus welchen Gründen wird adaptiert? Mittlerweile gibt es sie kaum noch, die Repräsentanten aus der Startphase des Stahl-Wasserbaus (**Bild 9.01**).

Ritzel, Schnecken, Schneckenräder liegen offen, können leicht geschmiert werden. Da liegt aber auch die Gefahr. Unfälle sind nicht ausgeschlossen. Öl oder Fett tropfen ab und

**Bild 9.01:**
Alt: Offenes Schneckengetriebe mit Ritzeln und Zahnstangen für Handbetrieb

verunreinigen das Gewässer. Zur Bedienung können lediglich ein Handrad oder eine Kurbel aufgesteckt werden.

Heute sollen die drehenden geschmierten Teile unfallsicher und umweltfreundlich ver-

**Bild 9.02:** Neu: Gekapselte Schneckengetriebe und Antriebe für Motorbetrieb

schlossen sein. Das leisten Schneckengetriebe (**Bild 9.02**) ebenso wie Kegelrad- und Stirnradgetriebe. Um die wassertechnische Arbeit mit dem Wehr zu verbessern, hat man das Einfachschütz durch ein Doppelschütz ersetzt. Statt der Paarung Zahnstange/ Ritzel arbeiten jetzt Triebstöcke und Ritzel mit robuster Triebstockverzahnung.

Mit dem Handbetrieb ist das so eine Sache. Natürlich wird auch von Handbetrieb auf Handbetrieb adaptiert, vielleicht, um die Einrichtung stabiler zu machen oder die Übersetzung zu ändern. Aber die Handhabung kann trotzdem kraft- und zeitaufwändig sein. Da wird in den meisten Fällen eine Hilfsenergie bevorzugt. Die ist zumeist elektrisch und sehr zuverlässig. Die dafür benötigten Stellantriebe sind wie die Getriebe gekapselt. Zur Bedienung des adaptierten Wehres wurde ein verschließbarer Schaltschrank mit Wendeschützen und Tastern neben die Anlage gestellt.

Ein anderes anfangs handbetriebenes, wesentlich größeres Wehr verfügte ursprünglich über nichtsteigende Spindeln. Die empfindlichen Spindelmuttern lagen – am Schütz befestigt – häufig im verschmutzten Wasser und wurden schon bald nach Inbetriebnahme unmittelbar unter die Kegelradgetriebe gesetzt, so dass die Spindeln hindurchsteigen konnten (**Bild 9.03**). Damit war ein Problem gelöst, doch auch das genügte bald nicht mehr. Das hier gezeigte Wehr musste insgesamt modernisiert werden.

Für die neuen Kegelradgetriebe wurde die Möglichkeit genutzt, die steigenden Spindeln in Spindelschutzrohren zu führen (**Bild 9.04**). Die Antriebe wurden in die Mitte gesetzt, um mögliche Torsion nach beiden Seiten gleich zu halten. In die horizontalen Gleichlaufwel-

**Bild 9.03:** Alt: Wehr nach erster Ertüchtigung noch nicht optimal

len wurden beiderseits des Antriebs Rutschkupplungen zur Überwachung der besonders niedrigen Schließmomente verbaut. Die drehenden Wellen wurden unfallsicher eingehaust.

Ganz wichtig war den Betreibern die elektrische Betätigung. Die kleine verschließbare

**Bild 9.04:** Neu: Wehr, elektromechanisch über Profi-Bus betätigt

**Bild 9.05:** Neu: Die kleine Schaltwarte

Schaltwarte vor Ort nahm die Steuereinheiten matic „vandalensicher" auf. Sie wurden zur guten Bedienbarkeit auf Wandhalter gesetzt (**Bild 9.05**). Über Profi-Bus, ein Modem und GSM ist die Anlage mit der Zentralwarte verbunden.

Das folgende relativ neue Wehr ist schon fast ein Kuriosum (**Bild 9.06**). Eine Person müsste mittig stehend mit zwei langen Armen gleichzeitig die Handräder drehen. Oder abwechselnd links eine Umdrehung – rechts eine Umdrehung ausführen. Besser sollten vielleicht zwei Personen gleichzeitig drehen.

Auch sonst gereichte die Ausführung dem Betreiber nicht zur Freude. So sprach er von

**Bild 9.06:** Alt: Schützenwehr mit handbetätigten Spindeln

Schwergängigkeit. In vergleichbaren Anlagen wird man sich ebenso äußern. Denn häufig genug wird der Handbetrieb bei der Auslegung geringgeachtet. Aber hier kommt die Meinung dazu, dass man „um ein so kleines Wehr nicht viel Wesen machen müsse". Eine pendelnde Gewindebuchse, die Nichtparallelitäten der Spindeln kompensieren kann, ist damit schon aus dem Rennen.

Der Nachauftragnehmer entschloss sich, auf die anspruchsvollen zart ausgeführten Spindeln zu verzichten und stattdessen robuste Triebstöcke einzusetzen. Die Ritzel sind voll gekapselt. Auch der zu den Schneckengetrieben passende Elektroantrieb wird den Auftraggeber zufriedenstellen (**Bild 9.07**).

Die kleine Stemmtorschleuse wurde in den sechziger Jahren adaptiert. Seitdem hat sie gute

**Bild 9.07:** Neu: Schützenwehr mit elektromechanisch betätigten Triebstöcken

Dienste geleistet. Die Antriebe liefen elektromechanisch, die Schneckengetriebe waren in den Gehäusen versteckt (**Bild 9.08**). Versteckt – aber nicht gekapselt! Öl- und fettdicht waren sie nicht. Und die verschlissenen Ritzel, Wellen und Lager mussten in der letzten Zeit aufwändig einzelgefertigt werden. In Abständen vorgenommene Farbanstriche haben das Aussehen immer wieder aufpoliert, aber dann wurde auch diese Generation ein weiteres Mal adaptiert.

Stahlwasserbaulich gab es einiges zu tun. Tore und Schütze wurden ausgebaut und überholt, Dichtungen gewechselt und Prellbalken vorgesehen (**Bild 9.09**). Kompakte elektromechanische Stellantriebe wurden zusammen mit Hubzylindern montiert. Für die Schützbetätigung hat man Bremsmotoren vorgesehen. Angesteuert werden Tore und Schütze

**Bild 9.08:** Alt: Stemmtorschleuse mit eingehausten Antrieben und Getrieben

**Bild 9.09:** Neu: Stemmtorschleuse mit automatisierten Antrieben

über Frequenzumrichter, womit Sanftanlauf und Sanftstop gewährleistet sind. Ein externer Taktgeber ermöglicht einstellbare Fahr- und Pausenzeiten der Schütze. Die automatisierte Selbstbedienungsschleuse ist Bestandteil eines größeren Schleusenverbunds.

***Gründe, aus denen Auftraggeber Wehre und Schleusen adaptieren:***
***1. Bessere Lösung wassertechnischer Aufgaben als bisher***
***2. Schutz der Umwelt***
***3. Verbesserung der Bedienbarkeit***
***4. Erhöhung der Sicherheit gegen Ausfälle, Unfälle, „Überfälle"***

Die Abwicklung solcher Aufgaben unterscheidet sich bis auf ein paar Lücken nicht wesentlich von einem Neubau. Die Kette Auftraggeber – Planer – Stahlwasserbauer ist nicht zu umgehen. Lastenheft und Ausschreibung sind notwendig. Unter Umständen kann auf vorhandene Berechnungen und Bewertungen zurückgegriffen werden. Vergeben wird der Auftrag in der Regel an gestandene Planer und Stahlwasserbauer. Jeder Bauherr fühlt sich wohl, wenn ihm Referenzen vorgelegt werden, wenn er womöglich die genannten Objekte und die positive Beurteilung durch deren Betreiber kennt.

# NACHWORT

Erklärtes Ziel dieses Buches war es, Bauherrn, Planungsingenieure und Stahlwasserbauer mit umfassenden Technik- und Anwendungsinformationen auszustatten. Verbunden damit bestand schon immer der Wunsch, dass auf eine definierte Aufgabenstellung – das heißt bei Vorgabe aller relevanten Parameter bis hin zur Anzahl hintereinander fahrbarer Hübe und zu den geforderten Stellzeiten pro Hub – alle beteiligten Planer zu ähnlichen Antriebskonfigurationen kommen. Dieser Teil kann als erfüllt angesehen werden. Die erforderlichen Fachinformationen sind enthalten.

Zweitens wurden auch alle wesentlichen Einwirkungen betrachtet und bewertet. Dabei hat sich gezeigt, dass die Problematik bei der Kraft- und Drehmomentberechnung äußerst vielfältig und in manchen Fällen nur mit Hilfe weitergehender Untersuchungen und computergestützter Messungen und Berechnungen zu lösen ist. Oft kann auch die DIN 19704 nur Empfehlungen geben und auf Modellversuche verweisen. Geübte Planungsingenieure gehen deshalb unterschiedliche Wege.

Sind Stahlwasserbauer bei der Planung aufgrund ihrer Erfahrungen und trotz aller Schwierigkeiten zu annähernd gleichen Ergebnissen bei der Berechnung der resultierenden Einwirkung auf die Maschinenkonstruktion gelangt, so wurden bisher verschiedentlich Antriebe und Getriebe – obwohl für 35 Jahre Einsatzzeit vorgesehen – deutlich zu schwach gewählt.

***Mit dem Buch steht jetzt ein wichtiges Hilfsmittel zur Verfügung, um bei konsequenter Anwendung eine optimale Antriebs- und Getriebefestlegung zu erreichen.***

# STICHWORTVERZEICHNIS


**A**

Abnahme der Inbetriebnahme 280
Abnahmeprüfzeugnis 274
Abtriebsform 107
Angebotsabgabe 273
Anlage, automatisch betätigte 218
Anlage, handbetätigte 217
Anlaufmoment 154
Anpresskraft Sohldichtung 51
Anschlussform AK 129
Antreiben, vorübergehendes einseitiges 109
Antriebsaufwertung durch Revision 285
Antriebsöffnungsmoment 90
Anzahl der Hübe 154
Ausführungsplanung 273
Ausschreibungstext 54
Ausstattung, umrüstbare 239

**B**

Badewannenkurve 71
Baubeschreibung 54
Beanspruchbarkeit 105, 160
Beanspruchung 160
Beanspruchung, statische 103
Bearbeitung, technische 273
Bemessungsstau 53
Berechnungsablauf 111
Bergschleusung 204
Betätigung, elektrohydraulische 222
Betätigung, elektromechanische 221
Betätigung, elektropneumatische 221
Betätigung, mechanische 221
Betrieb, kehrender 22
Betriebsart 82
Betriebsarten-Laufmoment 154
Betriebsfestigkeitsnachweis 79, 98
Betriebsvorschrift 280
Bietereignung 273
Blockierung des Verschlusskörpers 104
Bruchmoment 85

**C**

CE-Zeichen 273

**D**

Dammbalkenwehr 2
Doppelschützenwehr 6
Drehmoment 304
Drehsegmenttor 16
Drehsteifigkeit 186
Dreieckslast 32
Druck, hydrostatischer 29
Druckmittelpunkt 32
Drucksegmenttor 16
Drucksegmenttor mit Füllmuschel 207

**E**

EG-Maschinenrichtlinie 257
Eigenlast 27
Eigenspannungsversorgung 254
Eignungsnachweis, großer 273
Einsatz von Schneckengetrieben 138
Einsatz von Solartechnik 243
Einwirkung, außergewöhnliche 27
Einwirkung, hydrodynamische 26
Einwirkung, hydrostatische 26
Einwirkung, kontrollierte veränderliche 104
Einwirkung, ständige 26
Einwirkung, veränderliche 26
Einwirkung, vorzugebende 27
Einwirkungen der Antriebe 104
Ermittlung der Gesamt-Antriebsumdrehungen 150

**F**

Fachbaumhöhe 224
Fahren im Paket 231
Fahrvermögen 54
Faltenbalg 134

Fischbauchklappe 10
Flachdichtung 51, 54
Fläche, ebene 31
Flächenintegral 74
Formschluss, mikroskopischer 35
Führungsklötze 33
Führungskufenreibkraft, hydrostatische 35
Führungsleiste 33
Füllmuschel 17
Füllschütze 202

**G**

Gebrauchstauglichkeit 75
Gebrauchstauglichkeitsnachweis 27, 52
Gewindebuchse A 128
Gewindebuchse Anschlussform A und AK 129
Gleitschütz 24, 54
Glockenschütze 8
Größe, charakteristische 27
Grundform A 129
Grundlauf 17, 207

**H**

Hakenschütz 179
Halten, einseitiges 103
Handbetrieb 252
Hauptangebot 273
Herstellererklärung 273
Herstellung der Komponenten 273
Hochwasser, höchstes 54
Hohlraum 35
Hotoppscher Heber 17, 207
Hubdrehtor 16
Hubtor 16
Hydraulikaggregat 247
Hydromotor 246
Hydrostatik 28
Hydrozylinder 245

**I**

Inbetriebsetzung 277
Instandhaltung 281

**K**

Kammerschleuse 14
Kavitation 279
Kavitationsfraß 279
Kippmoment 82
Kistenschleuse 14
Klappenwehr 10
Klapptor 15, 215
Klappwehr 14
Klinkhaken 178
Kopfbalken 22
Kopfschleuse 14
Kraft 303
Kraft, äquivalente 77

**L**

Lastenheft 53
Lastfall, außergewöhnlicher 109
Laufzeit 149
Lebensdauer-Laufmoment 154
Leistungsbeschreibung 54
Losbrechkraft 73
Losbrechmoment 35, 75
Lückensperre 231

**M**

Master, geregelter 242
Mehrfachanlauf, automatischer 232
Mittel, arithmetisches 75
Montage 275
Muschelschleuse 14

**N**

Nadellager 129
Nadelwehr 2
Nassabnahme 279
Nebenangebot 273
Notspannungsversorgung 254
Notstromversorgung mittels Netzersatzanlage 256

**O**

Oberdrempel 202
Öffnungskraft 65

**P**

Palmgren-Miner-Regel 78
Parameter, allgemeine 304
Pegelhaltung, grobe 53
Pflichtenheft 273
Prallwand 202
Probebetrieb 279

**R**

Rahmenstab, zweiteiliger, einfeldriger 159
Rechtecklast 32
Riegelbauweise 27
Ritzel und Triebstock 145
Rohrschütze 8,
Rollschütze 25, 54

**S**

Schachtschleuse 22
Schieber 20
Schlauchwehr 7
Schleuse, fernbediente 219
Schleuse, ortsbediente 219
Schleuse, zentralbediente 219
Schleusenentleerungseinrichtung 17
Schleusenfülleinrichtung 17
Schleusenkammer 202
Schließkraft 66
Schmierstofflager 130
Schneckengetriebe-Umdrehungen pro Hub 149
Schrauberbetrieb 252
Schütz, umlaufdichtendes 20
Schutzart IP 81
Schütze in den Schleusentoren 17
Schützenwehr 3, 4
Schutzgrad 81
Schwerpunkt des Dreiecks 32
Schwerpunkt des Rechtecks 32
Schwingungstilgung 49
Seitenlauf 207
Sektorwehr 8
Selbstbremsung 70
Selbsthemmung 154
Sicherheitskupplung, elastische 107
Sicherheits-Spannungsversorgung 256
Slave 242
Softstarter 241
Sohlabsturz 202
Sohlgleiten 2
Spannungsnachweis 145
Sparbetrieb 254
Spindel, drehende 129
Spindel, nichtdrehende 128
Spindel, steigende 128
Spindelaufnahme 129
Spindelmutter 128
Spindelschmierung 130
Spindelschutz 131
Spindelschutz nach oben 131
Spindelschutz nach unten 134
Spurkranzreibung 25
Stahlwasserbau 4
Stauregulierung, unterschlächtige 54
Staustufe 199
Stauverschluss mit geringem Überfall 54
Stellantriebs-Umdrehungen pro Hub 149
Stellgeschwindigkeit 149
Stellgeschwindigkeit 54
Stellgeschwindigkeit, zulässige 154
Stemmtor 209
Stemmtorschleuse 15, 199
STW 81

**T**

Tafelschützenwehr 4
Talschleusung 202
Tauchwand 20
Teleskopschutzrohr 132
Tiefschütze 22
Tragfähigkeit 27
Transport 274
Trockenprobe 278

**U**

Überbrückung der Sicherheitsabschaltung 233

Überdruck 224
Umlauf 17, 207
Umsetzbetrieb 254
Unterdruck 222
Unterstützung durch Bremsmotoren 139

**V**

Verbindungsglied 20
Verschlusskörper-Abmessungen 303
Verwendung von Lastmomentsperren 140
Visualisierung 115
V-Kurve 71
VOF 273
Vorbemessung, statische 54
Vorkammer 202
Vorkopffüllung 207

**W**

Walzenwehr 6
Wartung 285
Wasserdruckdreieck 30
Wasserdruckkraft 32
Wehr, festes 1
Wehr, kombiniertes 10
Welle, elektrische 242
Welle, elektronische 194
Welle, mechanische 242
Wendegetriebe 127
Werksplanung 273
Werksprüfung 274
Windkraft 50
Wirkungsgrad 166

**Z**

Zubehör, umrüstbares 239
Zugsegmenttor 16
Zyklus 53
Zylinderschütze 8

# DIE HÄUFIGSTEN FORMELZEICHEN

**Verschlusskörper-Abmessungen [m]**

L = Länge Schütz
H = Höhe Schütz
B = Breite Schütz
$B_T$ = Tafelbreite
$B_R$ = Riegelbreite
$B_K$ = Kastenbreite

**Kraft [N]**

$F_H$ = hydrostatische Kraft
$F_{HR}$ = hydrostatische Restkraft
$F_h$ = horizontale Kraft
$F_v$ = vertikale Kraft
$F_{DV}$ = Dichtungsvorspannkraft
$F_{DV/L}$ = Dichtungsvorspannung
$F_{ALH}$ = hydrostatische Auflagereibkraft
$F_{FKH}$ = hydrostatische Führungskufenreibkraft
$F_{AH}$ = hydrostatischer Auftrieb
$F_{AWV}$ = Auftrieb aus Wasserverdrängung
$F_{WL}$ = Wasserlast
$F_{EL}$ = Eisauflast
$F_{ED}$ = Eiskraft
$F_{Sog}$ = Sogkraft
$F_W$ = Windkraft

$F_Ö$ = Öffnungskraft allgemein
$F_{Ö1}$ = Öffnungskraft im Neuzustand
$F_{Ö2}$ = Losbrechkraft nach längerem Stillstand und Alterung
$F_{ÖVG}$ = Öffnungskraft pro Verbindungsglied
$F_{ÖVG60\%}$ = Öffnungskraft pro Verbindungsglied bei Schieflast

$F_S$ = Schließkraft
$F_{SVG}$ = Schließkraft pro Verbindungsglied
$F_{SVG60\%}$ = Schließkraft pro Verbindungsglied bei Schieflast

$F_{ØHHW}$ = durchschnittliche Kraft bei HHW (Höchstes Hochwasser)
$F_{ØMHW/MW}$ = durchschnittliche Kraft bei MHW/MW (Mittleres Hochwasser/ Mittelwasser)

$F_{Ha}$ = Handkraft
$F_{HaÖStandard}$ = Handkraft Öffnen Standardhandrad
$F_{HaÖOption}$ = Handkraft Öffnen Optionales Handrad

**Drehmoment [Nm]**

| | |
|---|---|
| $T$ | = Drehmoment |
| $T_{max}$ | = Maximal benötigtes Moment |
| | |
| $T_A$ | = Antriebsdrehmoment |
| $T_{Amax}$ | = maximales Antriebsmoment |
| $T_{AÖ}$ | = Antriebsöffnungsmoment |
| $T_{AÖ+25\%}$ | = Antriebsöffnungsmoment + 25 % |
| $T_{AS}$ | = Antriebsschließmoment |
| $T_{AS+25\%}$ | = Antriebsschließmoment + 25 % |
| $T_{Schütz-HHW}$ | = Schützmomentverlauf bei HHW |
| $T_{Schütz-MHW/MW}$ | = Schützmomentverlauf bei MHW/MW |
| $T_{A-ØHHW}$ | = durchschnittliches Antriebsmoment bei HHW |
| $T_{A-ØMHW/MW}$ | = durchschnittliches Antriebsmoment bei MHW/MW |
| $T_{Betriebsart}$ | = Betriebsarten-Laufmoment |
| $T_{Lebensdauer}$ | = Lebensdauer-Laufmoment |
| $T_{GK}$ | = Lebensdauer-Laufmoment des Kegelradgetriebes |
| $T_{GKØ}$ | = durchschnittliches Moment am Kegelradgetriebe |
| $T_{GS}$ | = Moment am Schneckengetriebe |
| $T_{GSØ}$ | = durchschnittliches Moment am Schneckengetriebe |
| $T_{GS-STW2}$ | = Lebensdauer-Laufmoment des Schneckengetriebes bei STW2 |
| | |
| $U_A$ | = Antriebsumdrehungen |
| $U_A$/Hub | = Antriebsumdrehungen pro Hub |
| $U_A$/35J | = Antriebsumdrehungen in 35 Jahren |
| $U_{ASTW2}$ | = Antriebsumdrehungen bei STW2 |
| | |
| $U_{GK}$/Hub | = Kegelradgetriebeumdrehungen pro Hub |
| $U_{GK-STW}$ | = Kegelradgetriebeumdrehungen bei Laufmoment |
| $U_{GKnominell}$ | = Kegelradgetriebeumdrehungen entsprechend Belastung |
| | |
| $U_{GS}$/Hub | = Schneckengetriebeumdrehungen pro Hub |
| $U_{GS-STW}$ | = Schneckengetriebeumdrehungen bei Laufmoment |
| $U_{GSnominell}$ | = Schneckengetriebeumdrehungen entsprechend Belastung |

**Allgemeine Parameter**

| | |
|---|---|
| $\mu_0$ | = Haftreibungszahl |
| $\mu$ | = Gleitreibungszahl |
| $\rho$ | = Dichte Stahl |
| $\rho_{Was}$ | = Dichte Wasser |
| $g$ | = Erdbeschleunigung |
| $p_H$ | = hydrostatischer Druck |
| $p_{HD}$ | = hydrodynamischer Druck |
| $v$ | = Fließgeschwindigkeit Wasser |
| $\sigma$ | = Normalspannung |
| $\sigma_d$ | = Bemessungswert von $\sigma$ |

$\sigma_{R,d}$ = Grenznormalspannung
$\gamma_F$ = Teilsicherheitsbeiwert für die Einwirkungen
$\gamma_M$ = Teilsicherheitsbeiwert für die Widerstandsgrößen
$f_{Y,K}$ = Streckgrenze

d = Nenndurchmesser
$d_2$ = Flankendurchmesser
$d_3$ = Kerndurchmesser
P = Gewindesteigung
l = Länge
$\alpha$ = Steigungswinkel
$\rho$ = Reibungswinkel
$A_{TR80}$ = Kernquerschnitt Trapezgewinde TR80
$A_{Zerforderlich}$ = für die Zugkraft erforderlicher Kernquerschnitt

i = Übersetzung
$i_{GK}$ = Übersetzung Kegelradgetriebe
$i_{GS}$ = Übersetzung Schneckengetriebe
$i_{GSV}$ = Übersetzung Schneckengetriebe/Vorgelege
$i_{Ha}$ = Handraduntersetzung

f = Umrechnungsfaktor von Abtriebsmoment zu Eingangsmoment
L = Lebensdauerfaktor
n = Drehzahl
$n_{Ha}$ = übliche Handraddrehzahl
s = Fahrweg eines Hubes

# DATENANFORDERUNGSBLATT EINES ANTRIEBS- UND GETRIEBE-HERSTELLERS

| | |
|---|---|
| Verbindungsglieder | ☐ Spindeln<br>☐ Triebstöcke<br>☐ Seile<br>☐ Ketten |
| Aufbau (mit Skizze) | |
| Parameter<br><br>Drehmomente<br>$T_{max}$<br>$T_{AÖ}$ inkl. Sicherheit<br>$T_{AS}$ inkl. Sicherheit<br>$T_{A\text{-}ØHHW}$ (für die Betriebsart)<br>$T_{A\text{-}ØMHW/MW}$ (für die Lebensd.)<br><br>U/Hub (Spindel)<br>Hübe hintereinander<br>U/35 Jahre<br>Stellzeit/Hub | <br><br><br>___ Nm<br>___ Nm<br>___ Nm<br>___ Nm<br>___ Nm<br><br>___<br>___<br>___<br>___ min |

| | |
|---|---|
| Getriebe | ☐ Kegelradgetriebe ___ Größe/Übers.<br>Anschlussform:<br>☐ B1 ☐ B3 ☐ B3-D ☐ D-D<br><br>☐ Stirnradgetriebe ___ Größe/Übers.<br>Anschlussform:<br>☐ B1 ☐ B3 ☐ B3-D ☐ D-D<br><br>☐ Schneckengetriebe ___ Größe/Übers.<br>☐ RR ☐ RL ☐ LR ☐ LL<br>☐ durchdrehend ☐ Bronzeschneckenrad |
| Spindelmuttern<br><br>Elektroantrieb | ☐ A ☐ AK ☐ Spindelschmierung<br><br>☐ ohne ☐ mit Steuerung ___ Typ/Größe<br>Drehzahl: _____ Betriebsart: _____<br>Spannung: _____ Frequenz: _____<br><br>Anschlussform:<br>☐ B3-D ☐ D-D ☐ _____ |

| | |
|---|---|
| Steuerungen | Steuerungstyp: _____<br>☐ auf Antrieb<br>☐ auf Wandhalter Kabellänge: _____ m<br>☐ konventionell<br>☐ Feldbus Typ: _____ |
| Geforderte Schutzart IP XX<br>Geforderte Umgebungstemp.<br>Besonderheiten | _____<br>_____ °C<br>_____ |

# LITERATUR

[1] Muhs, D.; Wittel, H.; Jannasch, D.; Voßiek, J.: Roloff/Matek: Maschinenelemente. 18. Auflage, 2007, Verlag Vieweg
[2] Kuhn, R.: Binnenverkehrswasserbau. 1985, Ernst & Sohn
[3] Wasserwirtschaft 83 (1993) 5, Vieweg+Teubner Verlag
[4] Schmaußer, G.; Nölke, H.; Herz, E.: Stahlwasserbauten. Kommentar zur DIN 19704, 2000, Ernst & Sohn
[5] DVWK Heft 249, 1998, Wirtschafts- und Verlagsgesellschaft Gas und Wasser mbH Bonn
[6] Stahlwasserbau, Stahlbau-Kalender 2006, Ernst & Sohn
[7] Uhlemann, H.-J.: Schleusen und Wehre. 2002, DSV-Verlag
[8] BAW-Brief Nr. 1, Nichtperiodische Beanspruchung. November 2001, Bundesanstalt für Wasserbau
[9] Kobus, H.: Hydrodynamische Belastung „Downpull". 2000, Institut für Wasserbau, Universität Stuttgart
[10] Decker, K.-H.; Kabus, K.: Maschinenelemente. 2004, Carl Hanser Verlag München Wien
[11] Beck, Th., Beiträge zur Geschichte des Maschinenbaus, 1899, Berlin Springer
[12] Niemann, G.; Winter, H.: Maschinenelemente. Band 2, 2. Aufl., 2003 Springer Verlag

# BILDNACHWEIS

Bilder 2.030, 2.031, 2.037, 9.06: Wasser- und Schifffahrtsamt Eberswalde

# DANK

Ich möchte mich bei allen bedanken, die mich vorbehaltlos und ideenreich bei meinem Vorhaben unterstützt und dabei auch manches „Geheimnis" preisgegeben haben.
Ich danke

- der AUMA-Geschäftsführung, die großzügig die Herausgabe des Buches ermöglicht hat, besonders Herrn Matthias Dinse für die Unterstützung bei der Konzepterstellung
- Herrn Malus, dem Antriebs- und Getriebespezialisten, dem die Aufgabe zu Teil wurde technische Auslegungen zu bewerten, Tabellen zu optimieren und neu zu erstellen und das Ganze zu redigieren
- Herrn Oesterle für Unterstützung bei Rechnungen und Nachweisführungen
- Herrn Dr. Bachert für die Informationen zur Hydrostatik
- Herrn Herbstritt für die durchgehende organisatorische Abwicklung
- Herrn Döhler, Herrn Konschewitz, Herrn Kiekbusch, Ingenieurbüro Döhler, für planerische Unterstützung und Mitwirkung bei der Textgestaltung der vorliegenden Edition
- Herrn Grahmann, Herrn Dr. Ernst, Ingenieurbüro Prof. Schippke und Partner, für umsichtige Hilfe und Beratung bzw. für Unterstützung bei statischen Berechnungen
- Herrn Thomas Zander, Ingenieurbüro Klemm und Hensen, für Recherchen zu Sicherheitsnachweisen und aufwändige Textrevision
- Herrn Buck, E.M.B.-Plan, für vielfältige Rechenvorschläge und Unterstützung mit seinen praktischen Erfahrungen
- Herrn May, Spezialbau Engineering Magdeburg GmbH, für Mithilfe bei statischen Nachweisführungen
- Herrn Rohbeck, Ingenieurbüro Lorenz, für Informationen verschiedener Art und die Bewertung von Beispielrechnungen
- Herrn Beyer, Herrn Ludewig, HPI, für kritische Lektüre des Materials
- Herrn Zetzsche, ehem. Ingenieurbüro Kubens, für besondere Mithilfe bei den Rechnungen
- Herrn Hirsch, WOL-TEC Automatisierungstechnik GmbH, für regelungs- und automatisierungstechnische Mitarbeit
- Herrn Hübler, Ingenieurbüro Hübler, für Hinweise zum Elektroteil
- Herrn Kerlinski, WNA Berlin, für intensive Fachberatung

; Frau und Herrn Wegener, WSA Eberswalde, für viele Anregungen und ihre Ansichten zur Standardisierung des Stahlwasserbaus

; Herrn Eggert, Herrn Müller, WSA Brandenburg, für fachliche Informationen und Hinweise

; Herrn Nestler, Herrn Knaust, LTV Sachsen, Leipzig, für ihre Praxiserfahrungen

; den Praktikern
- Herrn Schulz, SHB Malchin
- Herrn Schlestein, HTS Seetz
- Herrn Engelmann, SAB Neustrelitz
- Herrn Krieger, Metallbau-Wasserkraft Onnen Krieger, Augustusburg
- Herrn Aulich, Herrn Kaschube, Herrn Johr SWB Beeskow

für Informationen unterschiedlichster Art.

Claus Zander