



Schweizerische Eidgenossenschaft
Confédération suisse
Confederazione Svizzera
Confederaziun svizra

Eidgenössisches Departement für
Umwelt, Verkehr, Energie und Kommunikation UVEK

Bundesamt für Energie BFE
Sektion Energieversorgung

März 2008

Bestimmung von Wirkungsgraden bei Pumpspeicherung in Wasserkraftanlagen

**Auftraggeber:**

Bundesamt für Energie BFE, 3003 Bern

Auftragnehmer:

Pöyry Energy AG, Hardturmstrasse 161, Postfach, 8037 Zürich

Kontakt:

Peter Zsak, Tel. +41 44 355 55 54, Fax +41 44 355 55 56, www.poyry.com

Begleitung BFE:

Ruedi Sigg
Christian Schaffner

Diese Studie wurde im Rahmen der Energiewirtschaftlichen Grundlagen des Bundesamts für Energie BFE erstellt.

Für den Inhalt ist allein der Auftragnehmer verantwortlich.

Copyright © Pöyry Energy AG

Alle Rechte vorbehalten. Der Bericht darf weder gesamthaft noch teilweise ohne die schriftliche Genehmigung der Pöyry Energy AG vervielfältigt werden.



VORWORT

Die Schweiz ist ein Wasserkraftland. Im Jahre 2006 wurde mehr als die Hälfte der Schweizer Elektrizitätsproduktion in Wasserkraftwerken produziert. Neben der Produktion kann aber in Stauseen auch Energie gespeichert werden: Mittels Pumpen wird Wasser in höhergelegene Becken gepumpt, um es zu einem späteren Zeitpunkt mittels Turbinen wieder in Elektrizität umwandeln zu können. Diese so genannte Pumpspeicherung gibt immer wieder zu Diskussionen Anlass: Ist die Pumpspeicherung ökologisch bzw. ökonomisch sinnvoll? Kann damit Strom „veredelt“ werden, das heisst, kann z.B. mittels Strom aus Kernkraftwerken Wasser gepumpt werden, um die später produzierte Elektrizität als Strom aus Wasserkraft verkaufen zu können? Wie effizient ist die Pumpspeicherung?

Auf die erste Frage wird hier nicht eingegangen. Auf die Frage der Veredelung von Elektrizität gibt die Verordnung des Eidgenössischen Departements für Umwelt, Verkehr, Energie und Kommunikation UVEK über den Nachweis der Produktionsart und der Herkunft von Elektrizität in einer Revision Antwort, die die Verwendung von Herkunftsnachweisen regelt. Diese Zertifikate dienen dem eindeutigen Nachweis von Qualität und Herkunft produzierter Elektrizitätsmengen. Gemäss dieser Verordnung darf die Elektrizitätsmenge, die auf Grund der Pumpspeicherung ins Netz zurückgespiessen wurde, nicht als Wasserkraft bezeichnet werden, sondern nur der Anteil, der rein auf die natürlichen Zuflüsse (Regen, Schneeschmelze) zurückzuführen ist.

Die vorliegende Studie gibt erstmals detailliert Auskunft über die Frage der Effizienz der Pumpspeicherung. Es wird der Jahresdurchschnitt des Zyklus-Wirkungsgrads von zwei exemplarischen Anlagen bestimmt. Dabei wird das Verhältnis zwischen der in das Netz eingespiessenen Energie und der zuvor für das Pumpen aufgewendeten Energie berechnet. Bei älteren Anlagen liegt dieser Wirkungsgrad etwa bei 70%, bei Neuanlagen kann er aber bis über 80% liegen. Die Studie belegt, dass der höchste zu erwartende mittlere jährliche Wirkungsgrad in Schweizer Pumpspeichieranlagen bei 83% liegt. Von der Energie, die für das Pumpen aufgewendet wurde, kann somit höchstens 83% wieder ins Netz eingespiessen werden. Eine Revision der oben genannten Verordnung per 1. April 2008 sieht daher vor, dass bei der Bestimmung der Energie aus Wasserkraft mindestens 83% der Pumpenergie von der total von einer Anlage eingespeisten Elektrizität abgezogen werden muss. Damit wird sichergestellt, dass unter keinen Umständen „veredelter“ Strom als Wasserkraft bezeichnet wird.

Christian Schaffner, Fachspezialist Energieversorgung, Bundesamt für Energie

INHALTSVERZEICHNIS

1	ZUSAMMENFASSUNG / RÉSUMÉ.....	2
2	THEORETISCHES VERLUSTMODELL	4
2.1	Allgemeines	4
2.2	Zykluswirkungsgrad	4
2.2.1	Sonderfall der Zubringerpumpen	5
2.3	Verluste in den Triebwasserwegen	6
2.3.1	Örtliche Verluste	6
2.3.2	Reibungsverluste in den Triebwasserwegen	10
2.4	Wirkungsgrade der Maschinensätze	15
2.4.1	Wirkungsgrade von Pumpen und Turbinen.....	15
2.4.2	Wirkungsgrade elektrotechnischer Komponenten	19
2.5	Zusammenfassung des theoretischen Modells	20
3	FALLSTUDIE BESTEHENDE ANLAGE	22
3.1	Auswahl und Beschreibung der Anlage	22
3.2	Auswertung der Betriebsdaten.....	23
3.2.1	Auswertung der Jahresdaten.....	23
3.2.2	Auswertung der Wochendaten	26
3.2.3	Wirkungsgrad der Triebwasserwege.....	27
3.2.4	Wirkungsgrad der Maschinensätze	30
3.2.5	Gemessener Zykluswirkungsgrad der Gesamtanlage.....	32
3.3	Berechnung des Zykluswirkungsgrades mit dem theoretischen Modell.....	33
3.3.1	Wirkungsgrad der Triebwasserwege.....	33
3.3.2	Wirkungsgrad der Maschinensätze	34
3.3.3	Berechneter Zykluswirkungsgrad der Gesamtanlage.....	34
3.4	Vergleich des theoretischen Modells mit den Messwerten	34
3.4.1	Zykluswirkungsgrad der Triebwasserwege.....	34
3.4.2	Zykluswirkungsgrad der Maschinensätze	36
3.4.3	Zusammenfassung.....	36
4	FALLSTUDIE GEPLANTE ANLAGE.....	37
4.1	Auswahl und Beschreibung der Anlage	37
4.2	Ergebnisse der Verlustberechnung	38
4.2.1	Verluste in den Triebwasserwegen.....	38
4.2.2	Verluste in den Maschinensätzen.....	40
4.2.3	Zykluswirkungsgrad der Gesamtanlage	40
5	SCHLUSSFOLGERUNGEN.....	41
	QUELLENNACHWEIS	43
	ANHANG 1: HAUPTSÄCHLICHES BETRIEBSGEBIET DER TURBINEN DES KRAFTWERKS MAPRAGG IM BETRIEBSJAHR 2007	44
	ANHANG 2: BESTIMMUNG DER HYDRAULISCHEN VERLUSTE DES KRAFTWERKS MAPRAGG	45

1 ZUSAMMENFASSUNG / RÉSUMÉ

Die Zertifizierung der erneuerbaren Energie gewinnt europaweit zunehmend an Bedeutung. Bei der Ausstellung von Herkunftsnachweisen wird bei Anlagen, die über Pumpkapazitäten verfügen, die zum Pumpen aufgewendete Energie direkt von der produzierten Energie abgezogen.

Wie jede Energieumwandlung ist auch die Pumpspeicherung mit Verlusten verbunden, wobei die Reibungsverluste in den Maschinen und in den Leitungen den Hauptanteil ausmachen. Aus diesem Grund soll im Zuge der Zertifizierung nicht die gesamte zum Pumpen aufgewendete Energie von der produzierten Energie abgezogen werden, sondern nur der um die Verluste reduzierte Anteil.

Im Rahmen der vorliegenden Studie soll eine geeignete Methode gefunden werden, die Verluste eines Zyklus bestehend aus Pump- und Turbinenbetrieb zu bestimmen. Ziel der Studie ist die Ermittlung eines pauschal gültigen Zyklus-Wirkungsgrades, der sicherstellt, dass nur diejenige Energiemenge für Herkunftsnachweise erfasst wird, welche auch tatsächlich aus natürlichen Zuflüssen stammt. Dabei wird folgendermassen vorgegangen:

Für die Ermittlung des Zyklus-Wirkungsgrades wird zunächst ein theoretisches Modell erstellt, an dem die Einflüsse verschiedener Parameter detailliert untersucht werden. Dabei wird das theoretische Modell soweit vereinfacht, dass dieses anhand weniger Eckdaten eine überschlägige Wirkungsgradbestimmung beliebiger Anlagen zulässt.

Anschliessend wird das vereinfachte theoretische Modell in zwei Fallstudien angewandt. Die für die Fallstudien erforderlichen Kraftwerks- sowie Messdaten wurden von der Nordostschweizerische Kraftwerke AG (NOK) zur Verfügung gestellt, wofür wir uns an dieser Stelle bedanken möchten.

Um die betrieblichen Einflüsse verschiedener Parameter auf den Zyklus-Wirkungsgrad über eine Jahresperiode beurteilen zu können, wird eine Fallstudie an einer bestehenden Anlage durchgeführt. Dabei wird der Zyklus-Wirkungsgrad sowohl anhand von Messdaten, als auch mittels des theoretischen Modells ermittelt und die Ergebnisse beider Methoden werden miteinander verglichen.

Bei der Anwendung des theoretischen Modells bei einer projektierten Anlage wird ebenfalls der Einfluss verschiedener Betriebszustände untersucht und ein pauschaler Zyklus-Wirkungsgrad ermittelt.

Abschliessend wird, ausgehend von der Anwendung des theoretischen Modells auf die untersuchten Anlagen, ein pauschaler Zyklus-Wirkungsgrad von 83% über eine Jahresperiode für die Ausstellung von Herkunftsnachweisen bei Pumpspeicherung in Wasserkraftanlagen vorgeschlagen. Aufgrund der auf der sicheren Seite liegenden Annahmen bei der Ermittlung der Verluste ist sichergestellt, dass nur der aus natürlichen Zuflüssen stammende Anteil der Energie für Herkunftsnachweise erfasst wird.

RÉSUMÉ

A l'échelon européen, on attache de plus en plus d'importance à la certification de l'énergie renouvelable. Lors de l'établissement des garanties d'origine pour les aménagements disposant de capacités de pompage, l'énergie utilisée pour le pompage est directement déduite de la production d'énergie.

Comme toute autre transformation d'énergie, le pompage-turbinage est aussi lié à des pertes dues principalement au frottement dans les machines et dans les conduites. Au cours de la certification, il ne faut donc pas déduire, de la production d'énergie, toute l'énergie servant au pompage, mais seulement la part restante après déduction des pertes.

Dans le cadre de la présente étude, il s'agit de trouver la méthode adéquate pour calculer les pertes d'un cycle d'exploitation de pompage-turbinage. L'objectif de l'étude est de déterminer un rendement forfaitaire du cycle, avec lequel existe la certitude que, pour les garanties d'origine, on saisit exclusivement la quantité d'énergie provenant véritablement de débits naturels. On procède dès lors de la manière suivante:

Pour déterminer le rendement du cycle, on élabore dans un premier temps un modèle théorique permettant d'analyser en détail les influences de différents paramètres. Ce modèle théorique est simplifié à tel point qu'il soit capable, moyennant un petit nombre de données de référence, d'évaluer approximativement le rendement de n'importe quel aménagement.

Le modèle théorique simplifié est ensuite appliqué à deux cas d'étude. Les données sur les centrales et les résultats des mesures nécessaires pour ces cas d'étude ont été fournis par les Forces Motrices du Nord-Est de la Suisse SA (NOK), ce dont nous les remercions.

Un cas d'étude est effectué dans un aménagement existant afin de pouvoir évaluer l'impact de divers paramètres d'exploitation sur le rendement annuel d'un cycle. Ledit rendement est déterminé sur la base des mesures et à l'aide du modèle théorique pour ensuite procéder à la comparaison des résultats des deux méthodes.

En appliquant le modèle théorique à un projet d'aménagement, on étudie également l'impact de divers paramètres d'exploitation afin de définir un rendement de cycle forfaitaire.

Suite à l'application du modèle théorique aux aménagements examinés, il est proposé un rendement de cycle forfaitaire de 83% sur une année pour l'établissement des garanties d'origine du pompage-turbinage des centrales hydroélectriques. Comme les hypothèses retenues pour déterminer les pertes sont fiables, on a la certitude que, pour les garanties d'origine, on considère exclusivement la part d'énergie provenant de débits naturels.

2 THEORETISCHES VERLUSTMODELL

2.1 Allgemeines

Die Verluste in Wasserkraftanlagen lassen sich in Verluste in den Triebwasserwegen und in Verluste in den Maschinensätzen aufteilen. Der Wirkungsgrad einer Anlage entspricht dem Verhältnis von erbrachter elektrischer Leistung P zur theoretisch möglichen hydraulischen Leistung P_h . Den Zusammenhang zwischen den Verlusten und dem Wirkungsgrad stellt die folgende Formel dar:

$$\eta = \frac{P}{P_h} = 1 - \frac{\sum h_v}{h_f}$$

mit η : Wirkungsgrad
 P : erbrachte elektrische Leistung
 P_h : theoretisch mögliche hydraulische Leistung
 h_f : Bruttofallhöhe (geodätische Fallhöhe)
 h_v : Verlusthöhe

Die Leistung einer Wasserkraftanlage im Turbinenbetrieb ergibt sich zu:

$$P_t = \eta_{Mt} \cdot \rho \cdot g \cdot Q_t \cdot (h_f - \sum h_{vt})$$

mit η_{Mt} : Wirkungsgrad der Maschinensätze im Turbinenbetrieb
 ρ : Dichte
 g : Erdbeschleunigung
 Q_t : Durchfluss im Turbinenbetrieb
 h_{vt} : Verlusthöhe in den Triebwasserwegen im Turbinenbetrieb
 P_t : Leistung der Wasserkraftanlage im Turbinenbetrieb

Im Pumpbetrieb dagegen ist zu berücksichtigen, dass die Druckverluste im Triebwassersystem und der Wirkungsgrad der Maschinensätze zu einer Steigerung der erforderlichen Leistung führen:

$$P_p = \frac{1}{\eta_{Mp}} \cdot \rho \cdot g \cdot Q_p \cdot (h_f + \sum h_{vp})$$

mit η_{Mp} : Wirkungsgrad der Maschinensätze im Pumpbetrieb
 Q_p : Durchfluss im Pumpbetrieb
 h_{vp} : Verlusthöhe in den Triebwasserwegen im Pumpbetrieb
 P_p : Leistung der Wasserkraftanlage im Pumpbetrieb

Hieraus geht hervor, dass die Triebwasserverluste grossen Einfluss auf den Zykluswirkungsgrad der Pumpspeicherung haben.

2.2 Zykluswirkungsgrad

Die hier abgeleiteten Gleichungen gehen von einer konstanten Fallhöhe aus. Die über eine bestimmte Zeitperiode gepumpte Wassermenge (Volumen) ergibt sich aus der Energiegleichung zu:

$$V_p = \int P_p(t) dt \left[\frac{\eta_{Mp}}{\rho \cdot g \cdot (h_f + \sum h_{vp})} \right]$$

Dabei entspricht der erste Term der zum Pumpen verwendeten Energie E_p . Die Energie, die von der geförderten Wassermenge erzeugt werden kann, ergibt sich zu:

$$E_t = \int P_p(t) dt \left[\frac{\eta_{Mp}}{\rho \cdot g \cdot (h_f + \sum h_{vp})} \right] \eta_{Mt} \cdot \rho \cdot g (h_f - \sum h_{vt}) = \int P_p(t) dt \cdot \eta_{Mp} \cdot \eta_{Mt} \frac{(h_f - \sum h_{vt})}{(h_f + \sum h_{vp})}$$

Hieraus ergibt sich der Zykluswirkungsgrad zu:

$$\eta_{TOT} = \eta_{Mp} \cdot \eta_{Mt} \frac{h_f - \sum h_{vt}}{h_f + \sum h_{vp}}$$

Der Term mit den Verlusthöhen der Triebwasserwege kann alternativ auch mit den Wirkungsgraden ausgedrückt werden:

$$\eta_{TOT} = \eta_{Mp} \cdot \eta_{Mt} \cdot \eta_{TWp} \cdot \eta_{TWt}$$

$$\text{mit } \eta_{TWp} = \frac{h_f}{h_f + \sum h_{vp}} \text{ Wirkungsgrad der Triebwasserwege im Pumpbetrieb}$$

$$\eta_{TWt} = \frac{h_f - \sum h_{vt}}{h_f} \text{ Wirkungsgrad der Triebwasserwege im Turbinenbetrieb}$$

2.2.1 Sonderfall der Zubringerpumpen

Bei einigen Anlagen kommen Zubringerpumpen zum Einsatz, die sich nicht in der Zentrale befinden, sondern von einem höher liegenden Becken das Wasser in das Oberbecken pumpen. Für solche Fälle ist das theoretische Verlustmodell ebenfalls anwendbar. Die Pumpspeicherung bezieht sich dabei jedoch lediglich auf das Teilsystem oberhalb des Stauziels im Pumpbecken, d.h. ein Zyklus beinhaltet das Pumpen vom Pumpbecken in das Oberbecken, und den Anteil der Erzeugung vom Oberbecken bis zum Stauziel im Pumpbecken.

In die Gleichungen in Kap. 2.2 soll also anstatt der Bruttofallhöhe h_f die Bruttoförderhöhe der Zubringerpumpen h_{fp} eingesetzt werden.

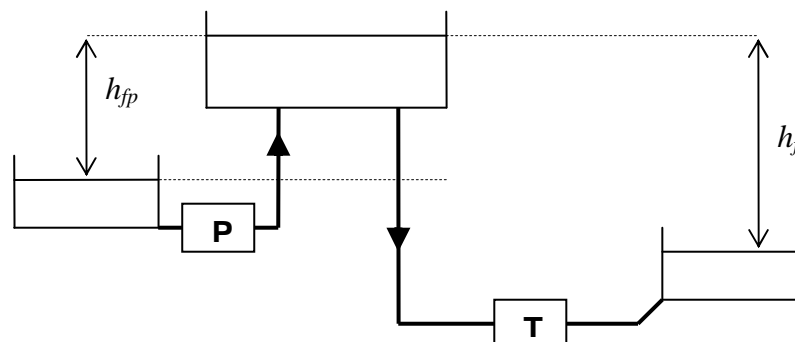


Abb. 2.1: Sonderfall der Zubringerpumpen

2.3 Verluste in den Triebwasserwegen

Die Triebwasserwege einer Wasserkraftanlage setzen sich zusammen aus dem Einlaufbauwerk, Druckstollen, Druckschacht, Druckrohrleitungen, evtl.

Verteilrohrleitungen, Turbinenzulaufleitungen, Unterwasserstollen und beinhalten diverse Absperrorgane wie Einlaufschütze, Drosselklappen, Kugelschieber, etc..

Die entlang der Triebwasserwege entstehenden Verluste setzen sich zusammen aus den Reibungsverlusten im Leitungssystem und den örtlichen Verlusten im Einlauf (Eintritts- und Rechenverluste), sowie Verlusten infolge Querschnittsveränderungen, Abzweigern und Verschlussorganen, etc..

Um den Einfluss der einzelnen Verluste auf den Gesamtwirkungsgrad der Triebwasserwege und somit der Gesamtanlage zu untersuchen, ist die Kenntnis der Grössenordnung der Fallhöhe der einzelnen Pumpspeicherwerke von Bedeutung. Hierzu wurden die 14 Pumpspeicherwerke der Schweiz mit einer Pump- und Turbinenleistung von mehr als 10 MW untersucht. Es zeigt sich, dass die Bruttofallhöhen der Pumpspeicherwerke der Schweiz sich im Bereich von 204 m (Ova Spin) bis 883 m (Hongrin-Léman) bewegen, wobei die mittlere Fallhöhe ca. 500 m beträgt.

	Anlage	P_t [MW]	Q_t [m ³]	P_p [MW]	Q_p [m ³]	h_f [m]
1	Grimsel 2	348	92.8	352	76.8	443
2	Hongrin Léman	240	32.6	256	24.28	883
3	Mapragg	280	75	159	30	483
4	Robiei	173	46.3	157	36.4	410
5	Ferrera 1	180	45	90	16	524
6	Etzelwerk	135	34	54	10	483
7	Nestil	110	14.4	140	13	1046
8	Zermeiggern	74	19	46	9	459
9	Ova Spin	54	33	52	32	204
10	Handeck 3	55	14	47.8	8.5	445
11	Mottec	71	18	35.5	10.3	688
12	Chatelard-Barbarine	112	16	32	4	814
13	Sambuco-Peccia	54	14.5	24	4	429
14	Rempen	66.2	30	16	5	259

Tab. 2.1: Auflistung der Pumpspeicherwerke der Schweiz nach [1] und [2]

2.3.1 Örtliche Verluste

Im folgenden Abschnitt werden die örtlichen Verluste in verschiedenen Bereichen der Triebwasserwege abgeschätzt und ihre Grössenordnung bestimmt. Die absoluten Werte der örtlichen Verluste hängen, abgesehen von der Geometrie, in erster Linie von der Fliessgeschwindigkeit ab. Da jedoch Druckstollen und Druckrohrleitungen im Zuge der Planung unter ökonomischen Gesichtspunkten optimiert werden, liegt die Fliessgeschwindigkeit im Falle von Stahlpanzerungen in der Regel im Bereich von 5-6 m/s und bei Betonauskleidungen bei 3-4 m/s.

Die örtlichen Verluste werden mit dem folgenden Ansatz ermittelt:

$$h_{v\ddot{o}} = \zeta \cdot \frac{v^2}{2g}$$

mit ζ : Verlustbeiwert
 v : Fliessgeschwindigkeit

Verluste im Einlaufbereich

Um die Verluste im Einlaufbereich möglichst gering zu halten und eine Verstopfung bei den Rechen zu vermeiden, sind die Geschwindigkeiten im Einlaufbereich relativ niedrig und liegen im Bereich von 0.8-1.2 m/s. Der Verlustbeiwert ζ hängt von der Geometrie des Einlaufs ab, im Speziellen von den Abrundungen. In der Literatur sind ζ -Werte von 0.06-1.00 für hydraulisch günstig ausgebildete Einläufen angegeben [3], wobei übliche ζ -Werte im Bereich von 0.2 liegen. Aufgrund der niedrigen Fliessgeschwindigkeiten im Einlaufbereich ergeben sich dort Verlusthöhen im Bereich von wenigen Zentimetern, die jedoch aufgrund der relativ grossen Fallhöhen, die bei Pumpspeicherwerken vorzufinden sind (Tab. 2.1), vernachlässigt werden können.

Rechenverluste

Die Rechenverluste sind in erster Linie von der Anströmrichtung und der Form der Rechenstäbe abhängig. Die Rechenverluste betragen [4]:

$$\zeta_{re} = \chi \cdot \beta \cdot \left(\frac{s}{e}\right)^{\frac{4}{3}} \cdot \sin \alpha$$

mit χ : Verlustbeiwert
 β : Formbeiwert der Rechenstäbe
 s : Rechenstabdicke
 e : lichte Weite zwischen den Rechenstäben
 α : Neigungswinkel der Rechanlage

Der Beiwert χ ist dabei vom Anströmwinkel und dem Verhältnis Rechenstabdicke zur lichten Weite (s/e) abhängig. Bei einer geraden Anströmung beträgt $\chi = 1$. Der Faktor β hängt von der Form der Rechenstäbe ab; bei günstigen Verhältnissen beträgt er 0.76-1.00, bei rechteckigen Rechenstäben 2.42.

Typische Verhältnisse Rechenstabdicke zur lichten Weite betragen 0.2-0.8. Typische Fliessgeschwindigkeiten liegen bei 0.8-1.2 m/s. Somit ergeben sich Rechenverluste in der Grössenordnung von 5-15 cm.

Verluste in den Aussparungen diverser Stahlwasserbauten

Bei Aussparungen für Rollschütze und Dammbalken im Einlaufbereich sind ähnliche Fliessgeschwindigkeiten wie in Druckstollen vorzufinden (3-4 m/s). Die Verlustbeiwerte der Aussparungen sind mit $\zeta = 0.2$ anzusetzen. Somit ergeben sich für die Aussparungen Verlusthöhen in der Grössenordnung von ca. 10-15 cm.

Verluste bei Absperrorganen

Als Absperrorgane in Wasserkraftwerken kommen Drosselklappen und Kugelschieber zum Einsatz, wobei Drosselklappen meistens als Rohrbruchsicherheitsorgane im oberen Bereich der Triebwasserwege eingesetzt werden und Kugelschieber im Turbineneinlauf. Die Verluste in geöffneten Kugelschiebern sind kaum höher als die Verluste eines gleich langen Rohrstückes und können somit vernachlässigt werden.

Die Verlustbeiwerte von heutzutage gebräuchlichen Doppeldeckerklappen liegen im Bereich von 0.10-0.15. Damit ergeben sich bei typischen Fliessgeschwindigkeiten von ca. 5-6 m/s Verluste im Bereich von ca. 20-30 cm.

Verluste in Krümmern

Bei Richtungsänderungen in Krümmern werden durch Sekundärströmungen Umlenkverluste erzeugt. Die Verlustbeiwerte ζ sind dabei von den Umlenkungswinkeln und von den Krümmerradien abhängig. Bei grossen Krümmerradien (grösser als fünf mal der Leitungsdurchmesser), welche normalerweise in Wasserkraftanlagen vorzufinden sind, betragen die Verlustbeiwerte nach [5] beispielsweise bei einer Umlenkung von 30° $\zeta = 0.05$, bei einer Umlenkung von 90° $\zeta = 0.11$.

Bei typischen Fliessgeschwindigkeiten von ca. 5-6 m/s ergeben sich somit Verlusthöhen für eine 30° Umlenkung in der Grössenordnung von 5-10 cm, für eine 90° Umlenkung in der Grössenordnung von 15-20 cm. Da die Geometrie der Triebwasserwege absolut anlagenspezifisch ist, ist es nicht möglich, Krümmerverluste pauschal zu erfassen.

Verluste in Übergängen – Verengungen

Verengungen in den Triebwasserwegen werden üblicherweise sanft ausgeführt, so dass der Verengungswinkel normalerweise im Bereich von 8° liegt. Die Energieverluste bei solchen Verengungen sind sehr gering und können vernachlässigt werden. Im Pumpbetrieb jedoch wirken die Verengungen als Erweiterungen, was hydraulisch ungünstiger ist. Der Verlustbeiwert ζ ergibt sich nach [3] zu:

$$\zeta_{erw} = c_q \cdot \left(1 - \frac{A_1}{A_2} \right)$$

mit c_q : 0.1-0.2
 A_1, A_2 : Rohrquerschnittsflächen

Bei angenommenen typischen Fliessgeschwindigkeiten von 5-6 m/s im Fall von Stahlpanzerungen und 3-4 m/s bei Betonauskleidungen ergibt sich ein typisches Verhältnis von Rohrquerschnittsflächen A_1/A_2 von ca. 0.6, welches einem ζ -Wert von 0.08 entspricht. Somit ergibt sich für Erweiterungen bei einer Fliessgeschwindigkeit von 5 m/s ein Energieverlust in der Grössenordnung von ca. 10 cm.

Verluste an Abzweigern und Vereinigungen

Die Verlustbeiwerte an Abzweigern (im Pumpbetrieb bei Vereinigungen) sind in erster Linie von den Abzweigwinkeln, vom Verhältnis der Durchmesser und von ihrer Formgestaltung abhängig.

Im Rahmen der vorliegenden Studie kann nicht auf verschiedene Abzweigerformen eingegangen werden. Eine häufige Form stellt jedoch der symmetrische Abzweiger dar. Symmetrische Abzweiger (Hosenrohre mit einer Umlenkung von ca. 45°) haben bei gleichmässiger Beaufschlagung beider Stichleitungen einen Verlustbeiwert ζ von ca. 0.5. Bei ungleichmässiger Beaufschlagung ergeben sich ungünstigere Verlustbeiwerte, die sich aber mit der insgesamt kleineren Wassermenge relativieren.

Bei einer typischen Fliessgeschwindigkeit von 5-6 m/s ergeben sich somit für den Turbinenbetrieb Verlusthöhen in der Grössenordnung von ca. 60-90 cm.

Eine pauschale Erfassung der örtlichen Verluste in Abzweigern ist jedoch nicht möglich, da viele Anlagen über lediglich einen Maschinensatz verfügen. Des Weiteren spielt die geometrische Gestaltung der Abzweiger bei den Verlustbeiwerten eine grosse Rolle.

Zusammenfassung der örtlichen Verluste

Da die örtlichen Verluste absolut anlagenspezifisch sind und in erster Linie von der Geometrie der Anlage abhängig sind, können diese nicht pauschal erfasst werden. In Tabelle 2.2 werden die beispielsweise berechneten typischen Verlusthöhen einzelner Elemente der Triebwasserwege zusammengefasst.

	h_{vmin} [cm]	h_{vmax} [cm]
Rechen	5	15
Absperrorgane	20	30
Krümmen	20	30
Abzweiger	0	90
	45	165

Tab. 2.2: Zusammenfassung der örtlichen Verluste im Turbinenbetrieb

Es zeigt sich also, dass die Grössenordnung der örtlichen Verluste in der Regel in einem Bereich von 0.5-1.5 m liegt. Die mittlere Fallhöhe der in Tabelle 2.1 zusammengefassten Pumpspeicherwerke ergibt sich zu ca. 500 m. Es zeigt sich somit, dass die typischen örtlichen Verluste lediglich ca. 0.1-0.3% der Fallhöhe betragen.

Zu beachten ist jedoch, dass die Fliessgeschwindigkeiten bei den meisten Anlagen im Pumpbetrieb kleiner sind als im Turbinenbetrieb. Die Verlusthöhen können angesichts der relativ grossen Fallhöhen, wie sie im Falle von Pumpspeicherwerken in der Schweiz vorzufinden sind, daher vernachlässigt werden.

Die Zielsetzung der vorliegenden Studie ist es, einen pauschalen Zykluswirkungsgrad zu ermitteln, der auf der sicheren Seite liegt, d.h. in der konkreten Einzelanlage auf keinen Fall überschritten wird. Aus diesem Grund können die örtlichen Verluste, deren Anteil am Gesamtwirkungsgrad der Anlage sehr gering ist, auf der sicheren Seite liegend vernachlässigt werden.

2.3.2 Reibungsverluste in den Triebwasserwegen

Die Reibungsverluste lassen sich mit dem Verlustansatz von Darcy-Weisbach ermitteln:

$$h_{vr} = \lambda \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2g}$$

mit λ : Verlustbeiwert
 v : Fliessgeschwindigkeit
 D : Durchmesser der Rohrleitung
 L : Länge der Rohrleitung

Aus der Darcy-Weisbach Gleichung ist ersichtlich, dass die Reibungsverluste nicht pauschal zusammengefasst werden können, denn diese sind ausser von der Länge der Triebwasserwege auch von den folgenden Parametern abhängig:

Fliessgeschwindigkeit

Der wichtigste Parameter in der Verlustgleichung von Darcy-Weisbach ist die Fliessgeschwindigkeit v , welche im Quadrat in die Gleichung eingeht. Eine pauschale Abschätzung der Fliessgeschwindigkeit wie im Falle der örtlichen Verluste wäre damit sehr ungenau. Zudem wäre dies nicht zielführend, da die Fliessgeschwindigkeit vom Durchmesser D der Rohrleitung abhängt und dieser Parameter in der Darcy-Weisbach Gleichung ohnehin berücksichtigt werden muss. Statt mit pauschalen Geschwindigkeiten zu rechnen, wird der Parameter des Durchflusses Q eingeführt.

Die Darcy-Weisbach Formel umgeformt nach dem Durchfluss Q ergibt bei kreisrunden Profilen, wie sie in den Triebwasserwegen von Pumpspeicherwerken vorzufinden sind:

$$h_{vr} = \lambda \cdot \frac{L}{D^5} \cdot \frac{8 \cdot Q^2}{\pi^2 g}$$

Verlustbeiwert λ

Der Verlustbeiwert λ lässt sich mit Hilfe der Prandtl-Colebrook Gleichung ermitteln:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log \left[\frac{2.51}{\text{Re} \sqrt{\lambda}} + \frac{k/D}{3.71} \right]$$

mit: k : äquivalente Sandrauheit
 Re : Reynoldszahl

Aus der Gleichung lässt sich λ nicht explizit berechnen und somit ist die Lösung relativ aufwendig. Bei einer Reynoldszahl von $\text{Re} > 10^5$ (hydraulisch rauher Bereich) kann der Einfluss des ersten Terms vernachlässigt werden. Bei Druckrohrleitungen von Wasserkraftanlagen wird dieser Wert bei weitem überschritten. Somit kann die Gleichung vereinfacht werden zu:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log \left[\frac{k/D}{3.71} \right]$$

Diese Gleichung ist explizit lösbar. Die Auflösung nach λ ergibt:

$$\lambda = \frac{1}{4 \cdot \log^2 \left(\frac{k/D}{3.71} \right)}$$

Der Verlustbeiwert λ eingesetzt in die Darcy-Weisbach Gleichung ergibt z.B. für den Turbinenbetrieb:

$$h_{vrt} = \frac{2}{\pi^2 g} \cdot \frac{L \cdot Q_t^2}{\log^2 \left(\frac{k/D}{3.71} \right) \cdot D^5}$$

Die Verlustberechnung muss für jeden einzelnen Durchmesserbereich entlang des Triebwasserweges durchgeführt werden. Die Parameter Länge (L), Durchfluss (Q) und Durchmesser (D) sind anlagenspezifisch und können somit nicht pauschal erfasst werden.

Äquivalente Sandrauhigkeit

Standardwerte (k_n) der äquivalenten Sandrauhigkeiten betragen für Stahl 0.05 mm und für Beton 0.6 mm. Die Bandbreite der äquivalenten Rauigkeiten wird in der Literatur mit den in Tab. 2.3 zusammengefassten Werten angegeben:

Auskleidung	k [mm]	k_n [mm]
Stahl	0.02-0.10	0.05
Beton	0.3-1.0	0.6

Tab. 2.3: Äquivalente Sandrauhigkeiten verschiedener Auskleidungen im Vergleich mit den Standardwerten

Um den Einfluss dieser relativ weiten Bandbreite auf den Gesamtwirkungsgrad zu untersuchen, wurde eine Berechnung der Verlustbeiwerte mit den unteren, typischen und oberen Werten der äquivalenten Sandrauhigkeiten durchgeführt, sowohl für Stahlpanzerungen als auch für Betonauskleidungen. Dabei wurden zwei Durchmesser berücksichtigt: 3 bzw. 5 m.

Die Berechnung der Verlustbeiwerte λ für die unteren, typischen und oberen Werte der Sandrauhigkeiten zeigt die folgende Bandbreite:

	Stahl			Beton		
	k [mm]	λ [-]	Abweichung	k [mm]	λ [-]	Abweichung
D = 3 m	0.02	0.00757	-13%	0.3	0.01198	-13%
	0.05	0.00874		0.6	0.013721	
	0.1	0.00982	12%	1	0.01526	11%
D = 5 m	0.02	0.00702	-13%	0.3	0.01089	-12%
	0.05	0.00806		0.6	0.01240	
	0.1	0.00901	12%	1	0.01372	11%

Tab. 2.4: Einfluss der äquivalenten Sandrauhigkeit auf den Verlustbeiwert

Es zeigt sich also, dass die maximale Bandbreite der Verlustbeiwerte in einer Grössenordnung von ca. +/-10-15% von den Standardwerten liegt.

Der Widerstandbeiwert steht in linearem Zusammenhang mit den Verlusten h_{vt} und h_{vp} . Der Wirkungsgrad der Triebwasserwege ergibt sich zu:

$$\eta_{TW} = \eta_{TWT} \cdot \eta_{TWP} = \frac{h_f - \sum h_{vt}}{h_f + \sum h_{vp}}$$

Aus der Formel geht hervor, dass sich kein pauschaler Einfluss der Rauigkeiten auf den Wirkungsgrad der Triebwasserwege ableiten lässt, denn dieser ist in erster Linie von der Länge der Triebwasserleitung und von der Fallhöhe der einzelnen Anlagen abhängig. Die Bandbreite der Verlustbeiwerte und damit der Reibungsverluste lässt sich aber auf +/-10-15% von den Standardwerten begrenzen.

Der Einfluss der äquivalenten Rauigkeiten auf den Wirkungsgrad der Triebwasserwege lässt sich anhand einiger Fallbeispiele verdeutlichen. Ausgehend von einer typischen Fallhöhe von 500 m werden die Verluste und daraus die Wirkungsgrade der Triebwasserwege für verschiedene Triebwasserweglängen in Tab. 2.5 zusammengefasst.

Im Fallbeispiel wird von einem Durchmesser von 2 m, von einer Fliessgeschwindigkeit von 5 m/s und einer für Stahlpanzerung typischen Rauigkeit von 0.05 mm ausgegangen. Damit ergibt sich ein λ -Wert von 0.00935.

Wie in Tab. 2.4 gezeigt, hat die Bandbreite der Verlustbeiwerte und somit der Verluste einen maximalen Einfluss von +/-10-15%. Im Fallbeispiel wird von einer Variation von +/-15% ausgegangen. Somit ergeben sich die maximalen Wirkungsgrade η_{\max} .

Der Wirkungsgrad der Triebwasserwege beträgt somit für die nominelle Rauigkeit je nach Länge (2-6 km) der Triebwasserwege 92.6-97.5%. Eine Änderung des Widerstandbeiwertes von 15% bedeutet bei einer Triebwasserlänge von 2 km eine Änderung des Wirkungsgrades der Triebwasserleitung von 0.4%, bei einer Triebwasserlänge von 6 km 1.1%.

Es zeigt sich also, dass die äquivalente Sandrauhigkeit, innerhalb der in Tab. 2.3 zusammengefassten Bereiche, bei kürzeren Triebwasserwegen keinen allzu grossen Einfluss auf den Wirkungsgrad der Triebwasserwege und somit der Gesamtanlage hat. Aus diesem Grund werden für die Ermittlung des Zykluswirkungsgrades die

Standardwerte der äquivalenten Sandrauhigkeit von 0.05 mm für Stahl und 0.6 mm für Beton vorgeschlagen.

L [m]	h_{vn} [m]	h_{vmin} [m]	η_{TWn} [%]	η_{TWmax} [%]	$\eta_{TWmax}-\eta_{TWn}$ [%]
2'000	12.36	10.50	97.5	97.9	0.4
4'000	24.72	21.00	95.1	95.8	0.7
6'000	37.08	31.50	92.6	93.7	1.1

Tab. 2.5: Einfluss der äquivalenten Sandrauhigkeit auf den Wirkungsgrad der Triebwasserwege

mit η_n : nomineller Wirkungsgrad der Triebwasserwege ausgehend von k_n
 η_{max} : Wirkungsgrad mit dem minimalen Reibungsbeiwert

Für die äquivalente Sandrauhigkeit werden die nominellen Werte k_n nach Tab. 2.3 vorgeschlagen. Die Reibungsverluste der Triebwasserwege lassen sich also einfach anhand der Kennwerte der Länge (L), Durchmesser (D), Durchfluss (Q) und Auskleidungsart (k_n) abschnittsweise parametrisieren.

Einfluss verschiedener Betriebszustände

Für eine realistische Ermittlung des mittleren Zykluswirkungsgrades der Triebwasserwege über eine Jahresperiode ist der zeitliche Verlauf der Durchflussmengen und damit der Betriebszustände von grosser Bedeutung. Dabei gilt es zu berücksichtigen, dass die meisten Kraftwerke in der Schweiz mit Pumpspeicherkapazitäten über mehrere Maschinensätze verfügen, welche einzeln oder parallel betrieben werden können. Da im Pumpbetrieb die geförderte Wassermenge pro Maschinensatz nur von der Förderhöhe abhängig ist (vgl. auch Abschnitt 2.4.1), und im Turbinenbetrieb in der Regel möglichst optimale Durchflussmengen hinsichtlich Wirkungsgrade der einzelnen Maschinensätze gefahren werden, ist der Durchfluss im Triebwassersystem in der Praxis in erster Linie von der Anzahl der sich parallel im Betrieb befindlichen Maschinensätze abhängig.

Für eine genaue Ermittlung des Zykluswirkungsgrades über eine Jahresperiode ist also der zeitliche Anteil der jeweiligen Anzahl sich parallel im Betrieb befindlichen Maschinensätze an der Jahresenergieerzeugung von Bedeutung.

Wie in Kapitel 2.3.2 erläutert, geht der Durchfluss quadratisch in die Verlustgleichung ein. Bei einer Anlage mit n installierten Maschinensätzen ändert sich die Verlusthöhe bei einem sich im Betrieb befindlichen Maschinensatz gegenüber dem Betrieb mit sämtlichen Maschinensätzen um den Faktor $1/n^2$. Mathematisch lässt sich die mit dem Anteil an der Jahresenergieerzeugung gewichtete mittlere Verlusthöhe der Triebwasserwege im Turbinenbetrieb mit der jeweiligen Anzahl i der sich parallel im Betrieb befindlichen Maschinensätzen folgendermassen formulieren:

$$h_{v_{tm}} = h_{vt} \sum_{i=1}^{i=n} q_{ti} \cdot \left(\frac{i}{n}\right)^2$$

- mit $h_{v_{tm}}$: mittlere Verlusthöhe im Turbinenbetrieb über eine Jahresperiode
 n : Gesamtanzahl der installierten Maschinensätze
 i : Anzahl der sich jeweils parallel im Betrieb befindlichen Maschinensätze
 q_{ti} : Anteil von i an der Jahresenergieproduktion

Die Gleichung für den Pumpbetrieb lässt sich analog formulieren:

$$h_{v_{pm}} = h_{vp} \sum_{i=1}^{i=n} q_{pi} \cdot \left(\frac{i}{n}\right)^2$$

- mit $h_{v_{pm}}$: mittlere Verlusthöhe im Pumpbetrieb über eine Jahresperiode
 q_{pi} : Anteil von i an der Jahresförderleistung

Die Faktoren q_{ti} und q_{pi} sind vom jeweiligen Betriebskonzept der einzelnen Anlagen abhängig. Des Weiteren richtet sich die Betriebsweise nach den Bedürfnissen des Marktes und lässt sich nicht pauschal erfassen. Würde statt einer mittleren Verlusthöhe die Verlusthöhe bei der Ausbauwassermenge bei der Berechnung der des Zykluswirkungsgrades der Triebwasserwege herangezogen, ergäben sich zu niedrige Zykluswirkungsgrade. Ein Nichtberücksichtigen der Betriebsweise der Anlagen über die Jahresperiode bei der Ermittlung des erneuerbaren Energieanteils von Pumpspeicherwerken wäre somit auf der unsicheren Seite. Wird dagegen nur der günstigste Fall berücksichtigt, d.h. der Betrieb eines einzelnen von n Maschinensätzen, ergeben sich zu hohe Zykluswirkungsgrade. Diese beiden Extremfälle werden anhand einer bestehenden Anlage in Kap. 3. untersucht.

Da eine genaue Ermittlung der Anteile der einzelnen Betriebszustände an der Jahresenergieproduktion q_{ti} und q_{pi} eine statistische Auswertung der effektiven Betriebsdaten voraussetzt und damit mit erheblichem Aufwand verbunden ist, wird im Rahmen dieser Studie eine gleichmässige Verteilung der Betriebszustände über das Jahr vorgeschlagen ($q_{Ek} = 1/n$ und $q_{Pk} = 1/n$). Somit lässt sich für die Anzahl der vorhandenen Maschinensätze der Summand aus den oberen Gleichungen berechnen und die Gleichungen vereinfachen sich zu:

$$h_{v_{tm}} = h_{vt} \cdot m \quad \text{und} \quad h_{v_{pm}} = h_{vp} \cdot m$$

- mit m : Faktor zur Berechnung der mittleren Verlusthöhe abhängig von der Anzahl der installierten Maschinensätze:

bei	$n = 1$	$m = 1.000$
	$n = 2$	$m = 0.625$
	$n = 3$	$m = 0.519$
	$n = 4$	$m = 0.469$
	$n = 5$	$m = 0.440$
	$n = 6$	$m = 0.421$

2.4 Wirkungsgrade der Maschinensätze

Die Verluste in den Maschinensätzen setzen sich im Wesentlichen aus den Verlusten der Turbine, des Motor-Generators und des Transformators zusammen.

Der Wirkungsgrad des Maschinensatzes im Turbinenbetrieb ergibt sich zu:

$$\eta_{Mt} = \eta_T \cdot \eta_{MG} \cdot \eta_{TR}$$

mit η_T : Wirkungsgrad Turbine
 η_{MG} : Wirkungsgrad Motor-Generator
 η_{TR} : Wirkungsgrad Transformator

Der Wirkungsgrad des Maschinensatzes im Pumpbetrieb ergibt sich zu:

$$\eta_{Mp} = \eta_P \cdot \eta_{MG} \cdot \eta_{TR}$$

mit η_P : Wirkungsgrad Pumpe

In den folgenden Abschnitten wird auf die Wirkungsgrade der einzelnen Komponenten eingegangen.

2.4.1 Wirkungsgrade von Pumpen und Turbinen

Grundsätzlich werden zwei verschiedene Bauweisen der Maschinensätze in Pumpspeicherwerken unterschieden: Tandemsätze mit getrennter Pumpe und Turbine sowie Pump-turbinen. Bei Tandemsätzen werden Pumpe und Turbine mit Hilfe eines hydraulischen Wandlers und Kupplungen miteinander verbunden. Pump-turbinen sind dagegen mit dem Motorgenerator direkt gekuppelt.

Die Verluste von Strömungsmaschinen lassen sich aufteilen in hydraulische Verluste, Volumenverluste (Leckage und Entlastungswasser) und mechanische Verluste - hauptsächlich Radreibungsverluste, Verluste in Lagern und Dichtungen.

Turbinen

Bei Tandemsätzen können sowohl Pelton- als auch Francisturbinen eingesetzt werden. Diese überschneiden sich teilweise in ihren Fallhöhenbereichen. Francisturbinen weisen einen etwas höheren Spitzenwirkungsgrad auf (92-95%) als Pelton-turbinen (88-92%), jedoch reagieren diese empfindlicher auf eine Teilbeaufschlagung. Da bei gleich bleibender Fallhöhe und veränderlicher Wassermenge die Eintrittsgeschwindigkeit in Freistrahlturbinen sich kaum ändert, weisen Pelton-turbinen, wie aus Abb. 2.1 ersichtlich, eine flachere Wirkungsgradkennlinie auf.

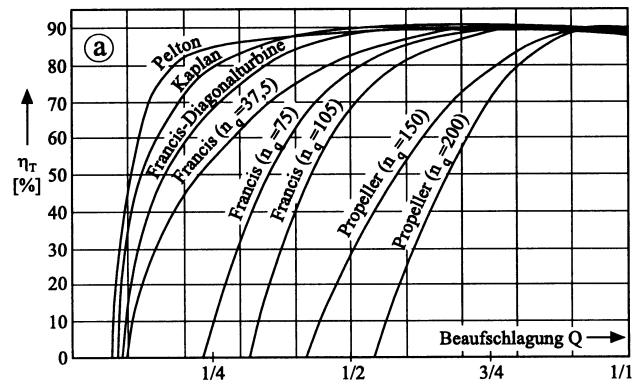


Abb. 2.1: Vergleich der Wirkungsgradkennlinien verschiedener Turbinenarten [3]

Eine wichtige Kennzahl der Strömungsmaschinen stellt die spezifische Drehzahl n_q dar, welche die Drehzahl einer geometrisch ähnlichen Maschine mit dem Durchfluss $Q = 1 \text{ m}^3$ und der Fallhöhe $h_f = 1 \text{ m}$ angibt. Die spezifische Drehzahl einer Strömungsmaschine ergibt sich zu:

$$n_q = \frac{n \cdot \sqrt{Q}}{h_{fn}^{0.75}}$$

mit n_q : Spezifische Drehzahl
 n : Drehzahl
 h_{fn} : Nettofallhöhe

Durch die Bestimmung der spezifischen Drehzahl lassen sich andere Kenngrößen als Funktion dieser ausdrücken. Der Verlauf der optimalen Wirkungsgrade ist bei den einzelnen Turbinenbauweisen von der spezifischen Drehzahl abhängig.

Die aus Modellversuchen gewonnenen Beziehungen zwischen Durchfluss, spezifischer Drehzahl und Fallhöhe werden in Form von Muscheldiagrammen dargestellt. Mit den Muschelkurven werden die Kurvenschare konstanter Wirkungsgrade in Abhängigkeit der Fallhöhe h_f und der Wassermenge Q dargestellt. Abb. 2.2 zeigt ein Muscheldiagramm und das dazugehörige Betriebsgebiet der Turbine, d.h. den Bereich des h - Q Diagramms, in dem die Anlage gefahren werden kann. Anhand der Muscheldiagramme ist der Einfluss verschiedener Betriebszustände auf den aktuellen Wirkungsgrad ersichtlich.

Da diese Kennlinie lediglich eine Aussage über einen momentanen Betriebszustand liefert, müssten im Rahmen einer genauen Ermittlung des Zykluswirkungsgrades über eine Jahresperiode die Wirkungsgrade einzelner Betriebszustände zeitlich gewichtet werden.

Bei Anlagen mit mehreren Maschinensätzen kann der Wirkungsgrad der Gesamtanlage optimiert werden, indem einzelne Maschinensätze abgeschaltet oder hinzugeschaltet werden.

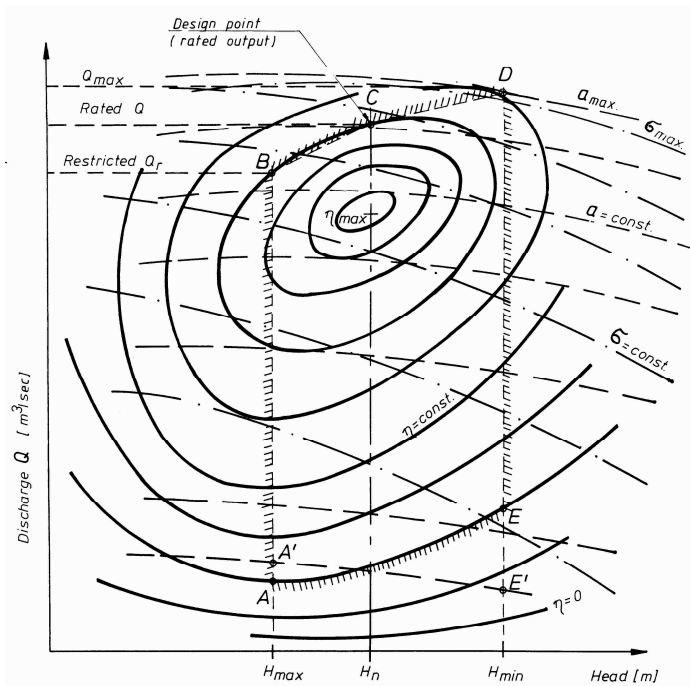


Abb. 2.2: Muscheldiagramm einer Turbine mit dem dazugehörigen Betriebsgebiet in Abhängigkeit der Nettofallhöhe H und des Durchflusses Q [6]

(Discharge = Durchfluss, Head = Fallhöhe, Design point = Auslegungspunkt, Rated output = Nennleistung, Rated Q = Nenndurchfluss, Restricted Q = Durchfluss bei maximaler Förderhöhe)

Die optimalen Wirkungsgrade der Turbinen sind in erster Linie von ihren Konstruktionsmerkmalen, wie Bauweise der Maschinensätze (Tandem- oder getrennte Bauweise), Turbinentyp und spezifische Drehzahl abhängig. Für den Wirkungsgrad über eine Jahresperiode sind darüber hinaus weitere Faktoren wie gewichteter Betriebszustand entscheidend. Der Einfluss dieser Faktoren wird im Rahmen der Fallstudie der bestehenden Anlage untersucht.

Ein weiterer Einflussfaktor, der sich jedoch zahlenmässig nicht erfassen lässt, ist der aktuelle Wirkungsgrad der Strömungsmaschinen, denn dieser nimmt im Laufe der Betriebsjahre verschleissbedingt ab. Hauptsächlich Ursachen hierfür sind die grössere Spaltwassermenge und grössere Reibungsverluste.

Schliesslich soll erwähnt werden, dass in vielen Wasserkraftwerken mit Pumpspeicherung in der Schweiz über 30 Jahre alte Strömungsmaschinen im Einsatz sind, die nicht mehr dem heutigen Stand der Technik bezüglich Wirkungsgrade entsprechen. Dieser Faktor lässt sich ebenfalls kaum zahlenmässig erfassen.

Die Vielfalt der Einflussfaktoren auf den Turbinenwirkungsgrad zeigt, dass sich ein genauer pauschal gültiger Zykluswirkungsgrad der Strömungsmaschinen nicht ermitteln lässt. Stattdessen soll bei der Modellbildung auf der sicheren Seite von optimalen Wirkungsgraden einzelner Turbinentypen nach heutigem Stand der Technik ausgegangen werden. Diese sind in Kapitel 2.5 zusammengefasst.

Pumpturbinen

Radiale Pumpturbinen entsprechen in ihrem Aufbau prinzipiell Francisturbinen, die strömungstechnisch wichtigen Bauteile müssen jedoch den speziellen Anforderungen des Pumpbetriebes angepasst werden. Die Strömung in einem Pumplaufrad ist

verzögert und hydraulisch schwerer zu beherrschen als eine beschleunigte Strömung in einem Turbinenrad.

Die relativ kurzen Kanäle eines Francis-Laufrades würden zu einer örtlichen Ablösung der Strömung führen, wenn dieses Rad im Pumpbetrieb arbeitet. Zudem dürfen die Schaufelwinkel am Austritt eines Pumpenrades nicht zu gross sein um unter anderem eine stabile Kennlinie sicherzustellen.

Reine Turbinenlaufräder weisen an ihrem äusseren Umfang steilere Schaufeln auf, die demzufolge für den Pumpbetrieb ungeeignet sind. Prinzipiell wird eine Pumpturbine als Pumpe konstruiert, die im reversiblen Betrieb als Turbine arbeitet. Aus diesem Grund liegt ihr Wirkungsgrad ca. 2% unter dem von Francislaufrädern, also in einem Bereich von 90-92%.

Pumpen

Im Pumpbetrieb steigen Lastanteile von Radreibung, Leckage- und Entlastungswasser bei sinkender spezifischer Drehzahl tendenziell an. Bei hohen spezifischen Drehzahlen sinkt der Wirkungsgrad infolge eines zunehmenden Anteils von hydraulischen Verlusten ab. Abb. 2.3 zeigt eine typische Wirkungsgradlinie einer Pumpe in Abhängigkeit der spezifischen Drehzahl. Der maximale Pumpenwirkungsgrad liegt bei Maschinen im MW-Leistungsbedarf üblicherweise zwischen 90-94%.

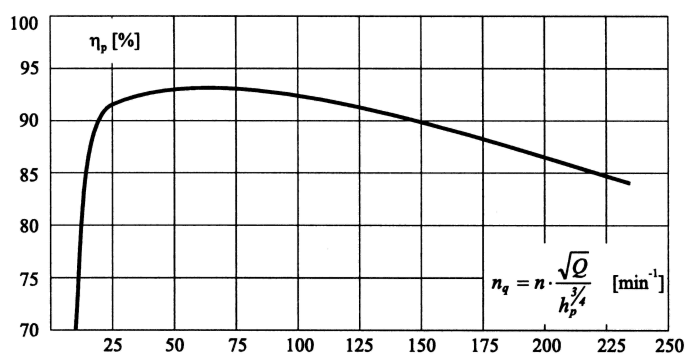


Abb. 2.3: Pumpenwirkungsgrad in Abhängigkeit der spezifischen Drehzahl [3] mit der Nettoförderhöhe h_p

Abb. 2.4 zeigt die wichtigsten Kennlinien einer Pumpanlage. Die Pumpenkennlinie oder Drosselkurve gibt das Verhältnis zwischen Förderhöhe und Fördermenge für eine spezielle Drehzahl an. Die Rohrleitungskennlinie bzw. Anlagenkennlinie charakterisiert die Rohrleitung einer Pumpanlage, d.h. die geodätisch notwendige Förderhöhe und die zu überwindenden Verluste. Der Schnittpunkt der Rohrleitungskennlinie und der Pumpenkennlinie ergibt den Arbeitspunkt einer Pumpe. Optimalerweise soll der Wirkungsgrad der Pumpe beim Arbeitspunkt sein Maximum haben.

Aus Abb. 2.4 ist ersichtlich, dass verschiedene Betriebszustände einen grossen Einfluss auf den Wirkungsgrad der Pumpen haben. Anders als bei Turbinen, bei welchen bei gegebenen Fallhöhen verschiedene Wassermengen und somit Wirkungsgrade angesteuert werden können, ergibt sich zwangsweise für jede Förderhöhe jeweils nur eine mögliche Fördermenge, da die Pumpen faktisch unreguliert sind.

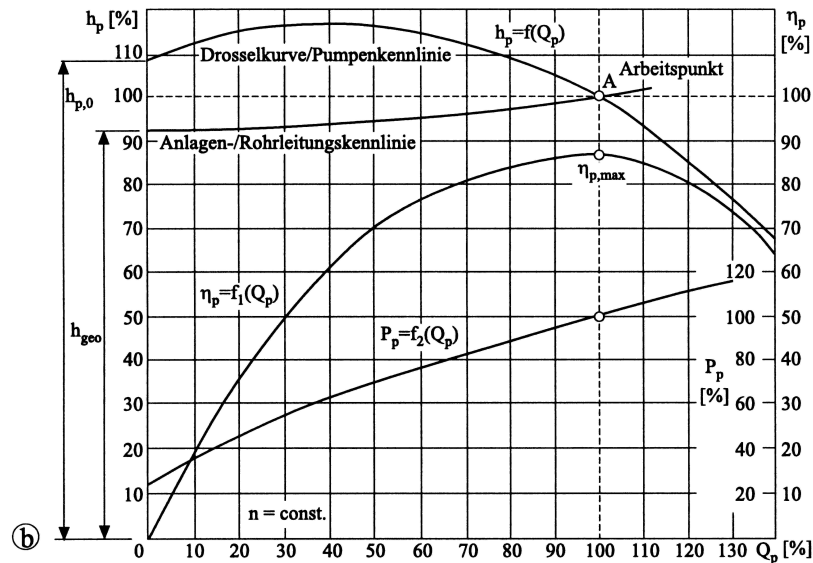


Abb. 2.4: Kennlinien einer Pumpanlage [3]

Der Einfluss der Betriebszustände auf den Wirkungsgrad der Pumpen über eine Jahresperiode wird im Rahmen der Fallstudie der bestehenden Anlage untersucht. Die weiteren Einflussfaktoren, wie Verschleiss und Stand der Technik, wie für die Turbinen erläutert, sind auch für die Pumpen gültig. Aus diesem Grund werden auf der sicheren Seite im theoretischen Modell die optimalen Pumpenwirkungsgrade nach Kap. 2.5 berücksichtigt.

2.4.2 Wirkungsgrade elektrotechnischer Komponenten

Motor-Generator

Moderne grosse Generatoren erreichen einen Wirkungsgrad von $\eta_G = 98-99\%$. Dabei ist die Höhe des Wirkungsgrades der Generatoren von der jeweiligen momentanen Leistung weitgehend unabhängig. Der Wirkungsgrad bei 60% der nominellen Leistung verschlechtert sich beispielsweise lediglich um wenige Zehntelprozente gegenüber seinem Maximalwert. Aus diesem Grund wird auf den Einfluss verschiedener Betriebszustände auf den Wirkungsgrad von Motoren/Generatoren nicht eingegangen.

Transformator

Der Wirkungsgrad von Transformatoren liegt in einem Bereich von 99.5%. Da dieser Wert von den jeweiligen Betriebszuständen ebenfalls weitgehend unabhängig ist, wird auf die Wirkungsgrade von Transformatoren nicht weiter eingegangen.

Eigenversorgung des Kraftwerks

Für die Versorgung der internen Einrichtungen des Kraftwerkes wird ein separates Netz betrieben, dessen Verbrauch üblicherweise 1% der installierten Leistung entspricht. Im Rahmen der vorliegenden Studie wird die Eigenversorgung des Kraftwerkes - auf der sicheren Seite liegend - nicht berücksichtigt.

Gesamtwirkungsgrad elektrotechnischer Komponenten

Da die Wirkungsgrade elektrotechnischer Komponenten in grossem Masse von den Betriebsmodi unabhängig sind, wird für diese ein gemeinsamer pauschaler Zykluswirkungsgrad für Pump- und Turbinenbetrieb von $\eta_E = 98\%$ vorgeschlagen.

2.5 Zusammenfassung des theoretischen Modells

Die Untersuchung der Wirkungsgrade der Triebwasserwege zeigt, dass die örtlichen Verluste in den Triebwasserwegen auf der sicheren Seite liegend vernachlässigt werden können, da ihr Einfluss in typischen Pumpspeicherwerken relativ gering ist.

Die Reibungsverluste in den Triebwasserwegen lassen sich aufgrund der Verschiedenheit der Triebwasserwege nicht pauschal erfassen, sie lassen sich jedoch parametrisieren.

Aus der Untersuchung der Maschinensätze ist ersichtlich, dass eine pauschale Beurteilung der Wirkungsgrade der Maschinen problematisch ist, da diese allein schon von den Bauweisen her unterschiedlich sind. Des Weiteren reagieren verschiedene Turbinentypen unterschiedlich auf einzelne Betriebszustände. Für einen exakten Nachweis des Jahreszykluswirkungsgrades müssten die Wirkungsgrade der einzelnen Betriebszustände jeweils über eine Jahresperiode mit der erzeugten Energiemenge gewichtet werden. Die Zielsetzung der vorliegenden Studie ist jedoch, einen Zykluswirkungsgrad zu ermitteln, der in der konkreten Einzelanlage nicht überschritten wird. Aus diesem Grund sollen auf der sicheren Seite liegend für die jeweiligen Strömungsmaschinen die optimalen Wirkungsgrade bei der theoretischen Modellbildung berücksichtigt werden.

Für eine pauschale Beurteilung des Zykluswirkungsgrades werden für die verschiedenen Bauweisen die folgenden maximalen Wirkungsgrade von Turbinen und Pumpen vorgeschlagen:

- Francisturbinen (Tandembauweise): $\eta_T = 95\%$
- Peltonturbinen: $\eta_T = 92\%$
- Pumpturbinen (Turbinenbetrieb): $\eta_T = 93\%$
- Pumpen (Tandembauweise): $\eta_P = 94\%$
- Pumpturbinen (Pumpbetrieb): $\eta_P = 93.5\%$

Diese Wirkungsgrade beziehen sich auf neue Anlagen nach dem heutigen Stand der Technik. Bei älteren Anlagen kann der Wirkungsgrad, einerseits durch den Stand der Technik zur Zeit ihrer Errichtung, andererseits verschleissbedingt wesentlich tiefer liegen.

Die Wirkungsgrade der elektrotechnischen Komponenten werden von einzelnen Betriebsmodi kaum beeinflusst. Für eine pauschale gemeinsame Beurteilung wird der folgende Wirkungsgrad vorgeschlagen:

- elektrotechnische Komponenten: $\eta_E = 98\%$

Der Zykluswirkungsgrad einer Pumpspeicheranlage ergibt sich somit zu:

$$\eta_{TOT} = \eta_M \cdot \eta_{TW} = \eta_P \cdot \eta_T \cdot \eta_E^2 \frac{h_f - h_{v_{tm}}}{h_f + h_{v_{pm}}}$$

Die hydraulischen Verluste der Triebwasserwege sind dabei Abschnittsweise für die einzelnen Durchmesserbereiche und Auskleidungsarten nach folgenden Formeln zu berechnen:

$$h_{v_{tm}} = m \cdot \sum \frac{2}{\pi^2 g} \cdot \frac{L \cdot Q_t^2}{\log^2\left(\frac{k/D}{3.71}\right) \cdot D^5} \quad \text{Reibungsverluste im Turbinenbetrieb}$$

$$h_{v_{pm}} = m \cdot \sum \frac{2}{\pi^2 g} \cdot \frac{L \cdot Q_p^2}{\log^2\left(\frac{k/D}{3.71}\right) \cdot D^5} \quad \text{Reibungsverluste im Pumpbetrieb}$$

- mit: h_f : Bruttofallhöhe
 Q_p : Ausbauwassermenge im Pumpbetrieb
 Q_t : Ausbauwassermenge im Turbinenbetrieb
 D : Durchmesser der Rohrleitung
 L : Länge der Rohrleitung
 k : äquivalente Sandrauigkeit $k = 0.05$ mm für Beton
 $k = 0.6$ mm für Stahl
 m : Faktor zur Berechnung der mittleren Verlusthöhe nach Kap.2.3.2

3 FALLSTUDIE BESTEHENDE ANLAGE

3.1 Auswahl und Beschreibung der Anlage

Für die Fallstudie einer bestehenden Anlage wurde das Pumpspeicherwerk Mapragg der Kraftwerke Sarganserland AG (KSL) gewählt. Die KSL nutzen die Wasserzuflüsse des Taminatals, des Calfeisentals sowie des oberen Weisstannentals auf zwei Kraftwerksstufen, wobei die obere Stufe Gigerwald-Mapragg auch über Pumpenkapazitäten verfügt.

Das Kraftwerk Mapragg eignet sich in mehrfacher Hinsicht für die Fallstudie. Mit einer ausgebauten Leistung von 280 MW verfügt das Kraftwerk Mapragg über die zweitgrösste Turbinenleistung aller bestehenden Pumpspeicherwerke der Schweiz. Lediglich das Kraftwerk Grimsel 2 verfügt über eine höhere Ausbauleistung, es stellt jedoch mit dem reinen Umwälzbetrieb einen Sonderfall dar. Gemessen an der maximalen Pumpleistung (159 MW) verfügt das Kraftwerk Mapragg über die dritthöchste Leistung in der Schweiz. Mit der maximalen Bruttofallhöhe von 483 m liegt das Gefälle in einem für Schweizer Pumpspeicherwerke typischen Bereich. Durch die Anzahl der Maschinensätze (3) und die relativ grosse Bandbreite zwischen maximaler (483 m) und minimaler (385 m) Bruttofallhöhe eignet sich das Kraftwerk auch besonders für die Untersuchung verschiedener Betriebszustände.

Auch angesichts der Kombination von Speicher- und Umwälzbetrieb eignet sich das Kraftwerk Mapragg als Fallbeispiel: im zehnjährigen Mittel (1995-2004) hatte das Kraftwerk nach Angaben des Betreibers eine Energieproduktion von 175 Mio. kWh pro Jahr aus natürlichen Zuflüssen und eine Produktion von 120 Mio. kWh pro Jahr aus dem Pumpbetrieb [7].

Die Ausbauwassermenge des Kraftwerks Mapragg beträgt $75 \text{ m}^3/\text{s}$ im Turbinenbetrieb sowie $35.7 \text{ m}^3/\text{s}$ im Pumpbetrieb.

Die Stauanlage Gigerwald verfügt über ein nutzbares Stauvolumen von 29.9 Mio. m^3 . Der vom Stausee Gigerwald zum Wasserschloss führende Druckstollen weist eine Länge von 6690 m und einen Durchmesser von 4.70-4.55 m auf. Anschliessend folgt ein ca. 200 m langer stahlgepanzelter Verbindungsstollen mit einem Durchmesser von 3.8 m. Der Schrägschacht hat eine Neigung von 70% und verfügt über eine Länge von 600 m und einen Durchmesser von 3.8-3.6 m. Diesem folgt die untere Flachstrecke mit einer Länge von 470 m und einem Durchmesser von 3.5-3.4 m. Der Schrägschacht und die untere Flachstrecke sind gepanzert.

In der Zentrale befinden sich drei baugleiche vertikalachsige Maschinensätze in Tandembauweise. Die Francisturbinen mit einer Nennleistung von jeweils 93.3 MW sind mit dem Polrad des Motor-Generators gekuppelt. Die am unteren Ende des Maschinensatzes angeordnete Speicherpumpe lässt sich mittels hydraulisch betätigter Zahnkupplung im Stillstand ein- und auskuppeln.

3.2 Auswertung der Betriebsdaten

Im Rahmen der vorliegenden Studie ist der Zykluswirkungsgrad des Kraftwerks Mapragg über die Periode des Betriebsjahres 2006/2007 untersucht worden, d.h. von

Okt. 2006-Sept. 2007. Die hierfür notwendigen Betriebsdaten wurden von der NOK in Form von Jahresdaten und Wochendaten zur Verfügung gestellt.

Die Messstellen der Leistungsmessung befinden sich direkt an den einzelnen Generatoren. Die Durchflussmessung erfolgt am Hauptstrang, somit stehen für die einzelnen Maschinensätze keine Durchflusswerte zur Verfügung. Des Weiteren beinhalten sowohl die Jahresdaten als auch die Wochendaten Aufzeichnungen der Pegelmessungen im Speicher Gigerwald und im Ausgleichsbecken Mapragg.

3.2.1 Auswertung der Jahresdaten

Die Jahresdaten beinhalten die folgenden Angaben im Viertelstundentakt:

- Energieerzeugung der einzelnen Generatoren im Turbinenbetrieb [MWh]
- Energiebezug der einzelnen Generatoren im Pumpbetrieb [MWh]
- Fördermenge, bzw. turbinirtes Wasservolumen [m^3]
- Wasserstand im Speicher Gigerwald und im Ausgleichsbecken Mapragg [m]

Da die Daten der Energiemessung und der Volumen gerundet sind, eignen sie sich zu einer direkten Bestimmung des Wirkungsgrades nicht. Aus den Jahresdaten lassen sich jedoch wichtige Hinweise zu den Betriebszuständen des Kraftwerks über eine Jahresperiode ableiten.

Bruttogefälle

Aus den Wasserständen des Speichers Gigerwald und des Ausgleichbeckens Mapragg lässt sich der Verlauf der Bruttofallhöhe bzw. Bruttoförderhöhe bilden, welcher in Abb. 3.1 dargestellt ist. Aus dem Diagramm ist ersichtlich dass der Speicher Gigerwald in den Wintermonaten durch die Nutzung für die Energieproduktion entleert wird. Der tiefste Wasserstand im Speicher Gigerwald betrug im Betriebsjahr 2007 1270 m, der höchste 1334.6 m ü. M. Zusammen mit den Schwankungen im Ausgleichsbecken ergaben sich Bruttofallhöhen zwischen 405.5 m und 481.7 m.

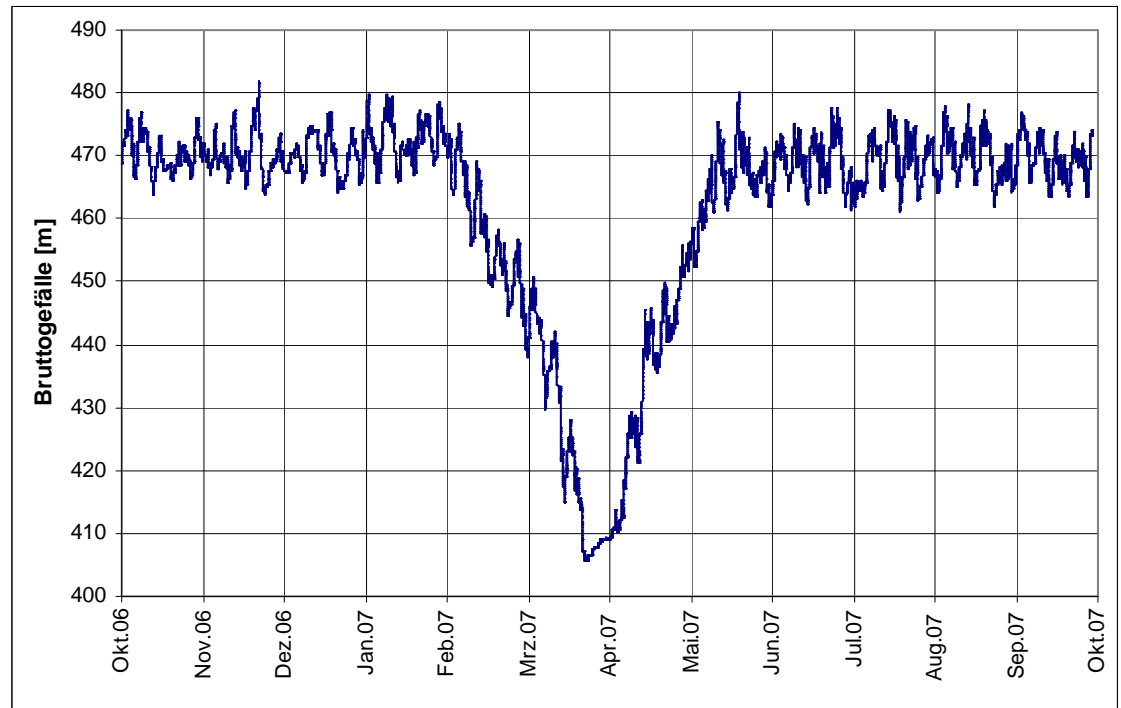


Abb. 3.1: Bruttogefälle im Verlauf des Betriebsjahres 2006-2007

Die mittlere Bruttofallhöhe bzw. Bruttoförderhöhe betrug im Betriebsjahr 2006/2007 461.8 m. Aus dem Verlauf der Bruttofall- bzw. Förderhöhen wurde eine Verteilungsfunktion ausgezählt, aus welcher eine Dichtefunktion abgeleitet wurde (Abb. 3.2). Die Dichtefunktion bezieht sich auf Druckgefälleintervalle von jeweils 5 m. Aus der Verteilungsfunktion lässt sich ablesen, dass ein Gefälle von 455 m lediglich während 20% des Jahres unterschritten wurde. Das Gefälle im restlichen Jahr war relativ konstant: Mehr als 70% des Betriebsjahres betrug das Bruttogefälle zwischen 460 und 475 m.

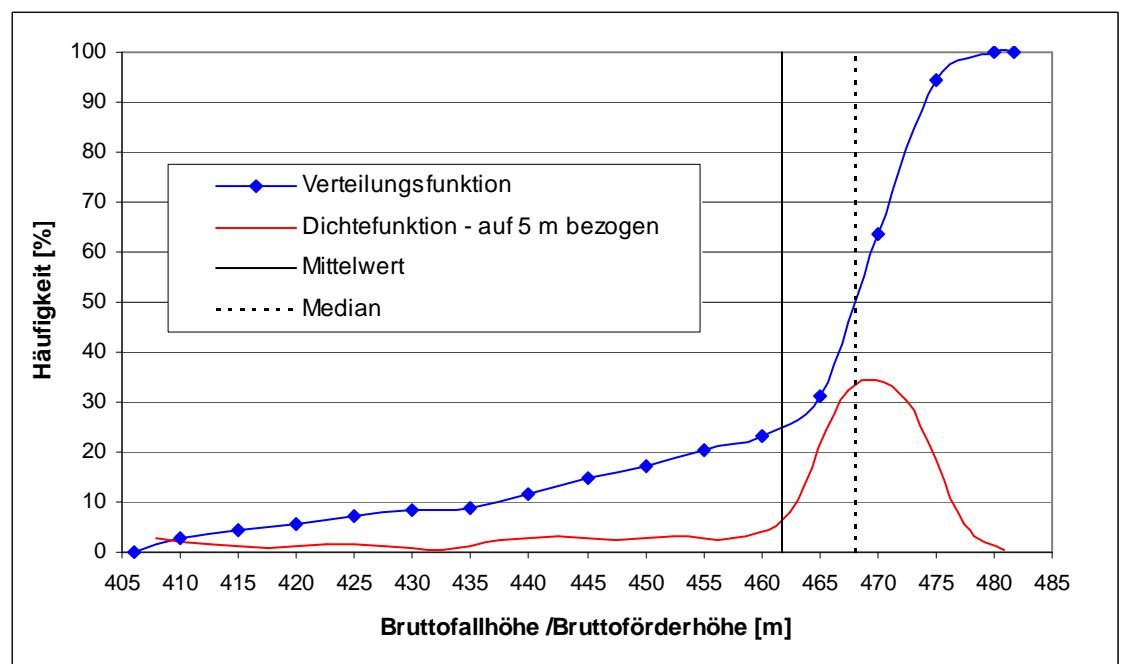


Abb. 3.2: Zeitliche Verteilung des Bruttogefälles im Betriebsjahr 2006-2007

Für den Zykluswirkungsgrad ist jedoch nicht die zeitliche Verteilung der Bruttofallhöhe relevant, sondern ihre mit der Energieproduktion gewichtete Verteilung. Die Auswertung der gewichteten Verteilung (Abb. 3.3) ergibt eine noch etwas stärkere Konzentration des Bruttogefälles im Bereich von 460-475 m: ca. 75% der Energie wurde in diesem Bereich erzeugt. Eine Bruttofallhöhe von weniger als 445 m ist für die weiteren Untersuchungen praktisch irrelevant, da ihr Anteil an der Energieerzeugung im Betriebsjahr 2006/2007 lediglich ca. 10% betrug.

Der mit der erzeugten Energie gewichtete Mittelwert der Bruttofallhöhe ist somit geringfügig grösser als die zeitlich gemittelte und beträgt 464 m.

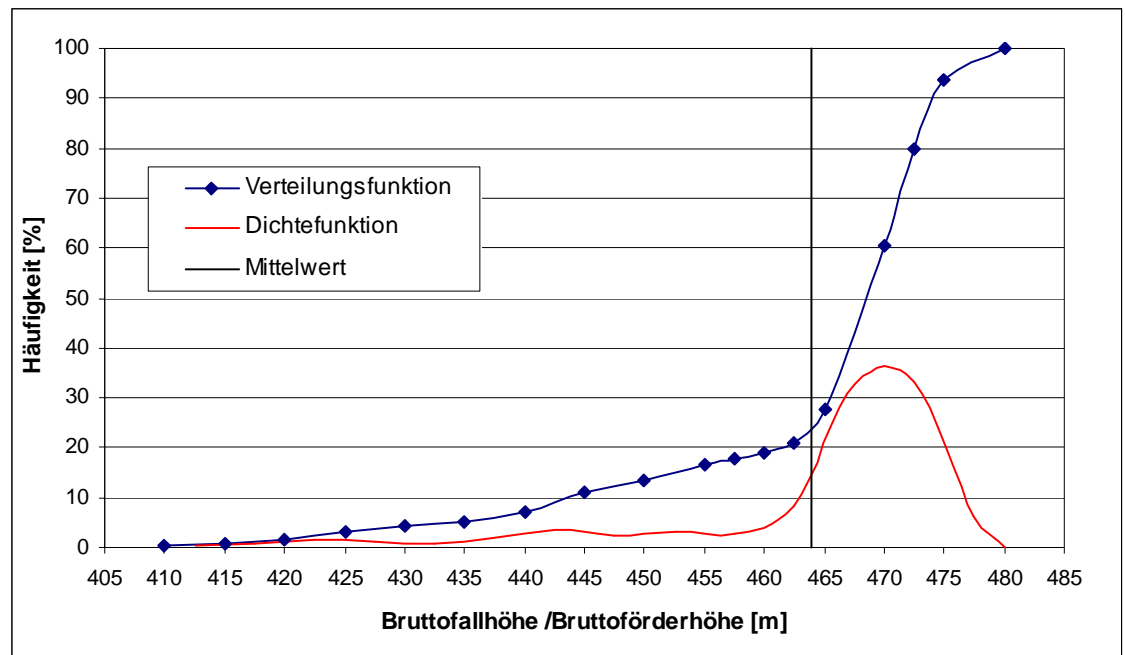


Abb. 3.3: Mit der Energieproduktion gewichtete Verteilung des Bruttogefälles im Betriebsjahr 2006-2007

Betriebzustände

Wie in Kap. 2.3.2 erläutert, ist eine Erfassung der jeweiligen Betriebszustände bei Anlagen mit mehreren Maschinensätzen für eine realistische Bestimmung des Zykluswirkungsgrades unerlässlich. Aus diesem Grund wurde im Viertelstundentakt die Anzahl der sich parallel im Betrieb befindlichen Maschinen sowohl für den Turbinenbetrieb als auch für den Pumpbetrieb ermittelt.

Im Betriebsjahr 2007 waren die Turbinen 4177 Stunden im Einsatz. Während dieser Zeit waren während:

- 1325 h eine Maschine im Einsatz
- 829 h zwei Maschinen parallel im Einsatz
- 398 h drei Maschinen parallel im Einsatz

Die Auszählung der Pumpzeiten ergibt 4865 Betriebsstunden. Diese teilen sich wie folgt auf:

- 1309 h eine Maschine im Einsatz
- 941 h zwei Maschinen parallel im Einsatz
- 558 h drei Maschinen parallel im Einsatz

Wird eine konstante Leistung pro Turbinensatz angenommen, entspricht die mit der erzeugten Energiemenge gewichtete Verteilung derjenigen in Abb. 3.4.

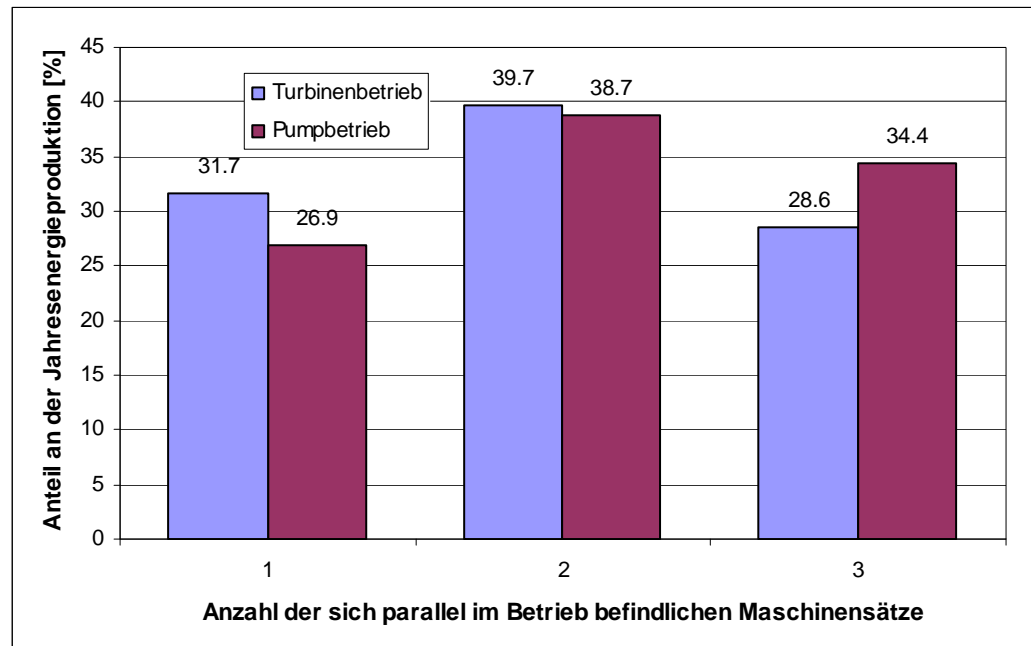


Abb. 3.4: Anteile der einzelnen Betriebszustände an der Jahresenergieproduktion 2007

Des Weiteren kann aus den Jahresdaten die mittlere Leistung der Turbinen bestimmt werden, indem die erzeugte Energiemenge durch die Anzahl Betriebsstunden dividiert wird. Das ergibt eine mittlere Leistung pro Maschinensatz von 74.4 MW im Turbinenbetrieb. Die Leistung im Pumpbetrieb ist über die Förderhöhe eindeutig definiert (vgl. auch Abschnitt 2.4.1) und wird daher nicht weiter untersucht.

3.2.2 Auswertung der Wochendaten

Da sich die Wirkungsgrade aufgrund der gerundeten Werte nicht ableiten lassen, wurden zusätzlich im Minutentakt aufgenommene Wochendaten ausgewertet. Diese beinhalten Momentaufnahmen folgender Messungen:

- Leistung der einzelnen Generatoren im Turbinenbetrieb [MW]
- Leistung Transformator [MW]
- Verbrauch der einzelnen Generatoren im Pumpbetrieb [MW]
- Gesamtdurchfluss im Turbinen- bzw. Pumpbetrieb [m^3/s]
- Wasserstand in den Speichern Gigerwald und Mapragg [m.ü.M.]
- Druckmessung unmittelbar vor der Verteilleitung [m WS]

Da die Daten in verschiedenen, sehr umfangreichen Datensätzen vorhanden sind und deren Zusammenfassung und Auswertung mit erheblichem Aufwand verbunden ist, wurde die Untersuchung auf zwei typische Kalenderwochen beschränkt.

In der Kalenderwoche (KW) 32 (August 2007) betrug das Bruttogefälle zwischen 465 m und 478 m; der Mittelwert betrug 472 m. Von der Fallhöhe her liegt also die KW 32 in einem jahresdurchschnittlichen Bereich. Des Weiteren waren in dieser Woche jeweils 1, 2 und 3 Maschinensätze parallel sowohl im Turbinenbetrieb als auch im Pumpbetrieb im Einsatz.

In der KW 16 (April 2007) lag das Bruttogefälle zwischen 435.3 m und 446.7 m. Der Mittelwert betrug 440.3 m. Auch in dieser Kalenderwoche sind sämtliche Betriebszustände vorgekommen.

Die Datensätze wurden zuerst nach Pump- bzw. Turbinenbetrieb sortiert und die Anzahl der im Betrieb befindlichen Datensätze wurde ausgezählt. Aus den Wasserständen wurde das Bruttogefälle bestimmt. Anhand der Druckmessung unmittelbar vor der Verteilleitung wurden das Nettogefälle sowie die Verluste in den Triebwasserwegen bestimmt, aus der sich der Wirkungsgrad der Triebwasserwege im Turbinenbetrieb sowie Pumpbetrieb ableiten lässt.

Des Weiteren wurde aus den Wochendaten die mittlere Leistung der Turbinen bestimmt, und ihr Anteil an der Energieerzeugung der jeweiligen Woche berechnet. Dies ist in Abb. 3.5 für die KW 32 in Form einer Verteilungsfunktion dargestellt. Hieraus ist ersichtlich dass der Anteil einer Leistung von weniger als 70 MW ca. 21% der Gesamtenergieproduktion der KW 32 entspricht. Da wie bereits erwähnt die Leistung im Pumpbetrieb nur von der Förderhöhe abhängt, wird auf eine Auswertung der Leistung im Pumpbetrieb verzichtet.

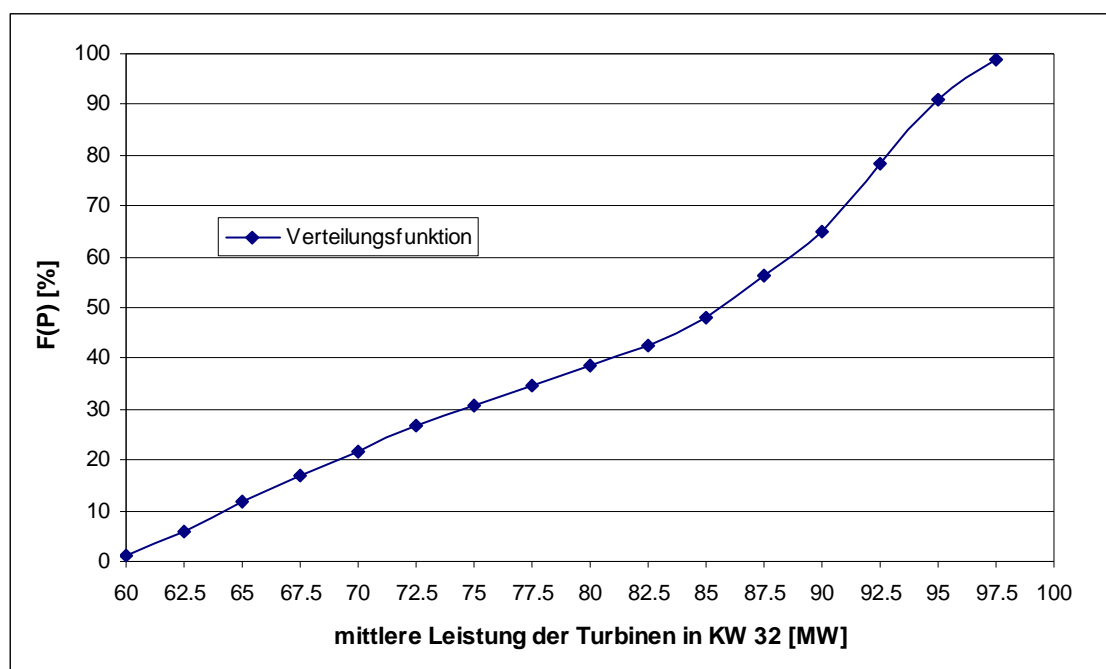


Abb. 3.5: Gewichtete Verteilung der mittleren Leistung einzelner Maschinensätze in der Kalenderwoche 32 des Jahres 2007

3.2.3 Wirkungsgrad der Triebwasserwege

Aus den Verlusten der Triebwasserwege lässt sich der Wirkungsgrad der Triebwasserwege nach Abschnitt 2.2 ableiten:

Für die Ermittlung des Wirkungsgrades der Triebwasserwege wurden die Messdaten der Kalenderwoche 32 herangezogen. Um den Verlauf des Wirkungsgrades übersichtlich darzustellen, wurde hierfür eine quadratische Trendlinie gebildet. Dies ist auch physikalisch begründet, denn der Durchfluss geht quadratisch in die Verlustgleichung ein. Die Trendlinie der Wirkungsgrade im Turbinenbetrieb bzw. Pumpbetrieb ist in Abb. 3.6 dargestellt.

Für die Bestimmung des Zykluswirkungsgrades der Triebwasserwege sind die Anteile der jeweiligen Betriebszustände an der Jahresenergieerzeugung von Bedeutung. Diese wurde bereits aus den Jahresdaten ermittelt.

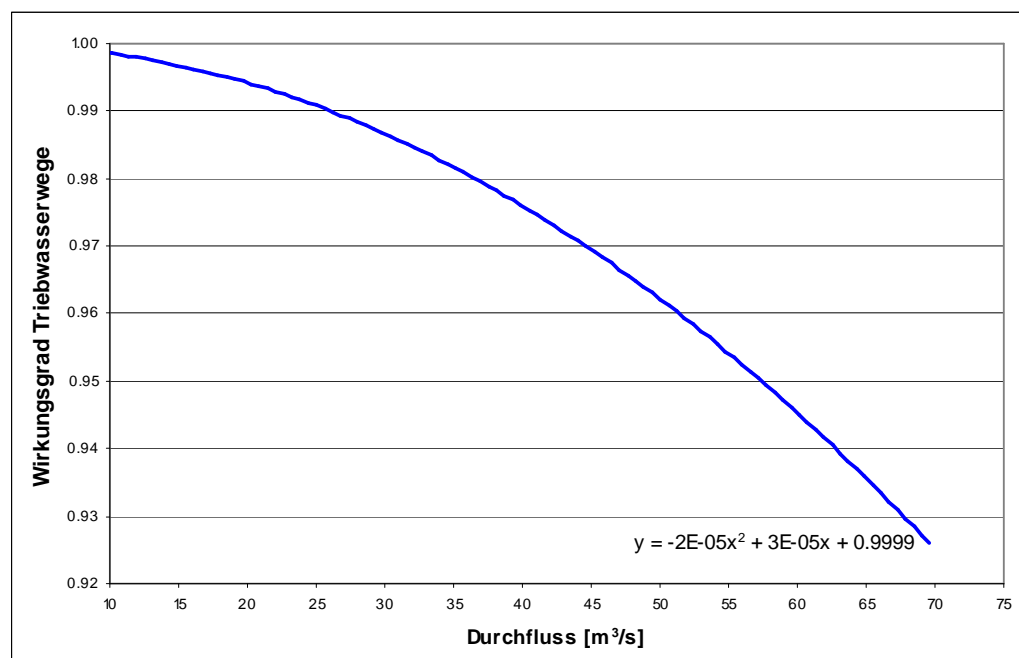


Abb. 3.6: Gemessene Wirkungsgrade der Triebwasserwege, dargestellt mittels quadratischer Trendlinie

Um den Verlauf der Durchflüsse über eine Jahresperiode bestimmen zu können, muss ein mittlerer Durchfluss pro Maschinensatz angenommen werden. Die mittleren Wassermengen einzelner Maschinensätze wurden aus den Wochendaten bestimmt.

Der Mittelwert der Durchflüsse pro Maschinensatz beträgt in der Kalenderwoche 32 ca. 20 m³/s pro Maschinensatz im Turbinenbetrieb, bzw. ca. 9 m³/s im Pumpbetrieb. Die Berechnung der mit der Energieproduktion gewichteten Wirkungsgrade für Turbinen- und Pumpbetrieb wird in den Tabellen 3.1-3.2 zusammengefasst. Bei einem mittleren Durchfluss pro Maschinensatz von 20 m³/s im Turbinenbetrieb und 9 m³/s im Pumpbetrieb ergeben sich gewichtete Wirkungsgrade der Triebwasserwege von 97.3% bzw. 99.4%.

Anzahl Maschinensätze	Durchfluss Q [m ³ /s]	η_{TWt} []	h_{vt} [m]	Anteil an der Jahresproduktion [%]
1	20	0.994	2.74	31.7
2	40	0.976	11.18	39.7
3	60	0.945	25.57	28.6

gewichteter Wirkungsgrad: **0.973** **12.62**

Tab. 3.1: Bestimmung des gewichteten Wirkungsgrades der Triebwasserleitung im Turbinenbetrieb bei einem mittleren Durchfluss Q von 20 m³/s

Anzahl Maschinen-Sätze	Durchfluss Q [m ³ /s]	η_{TWP} []	h_{vp} [m]	Anteil an der Jahresproduktion [%]
1	9	0.999	0.62	26.9
2	18	0.995	2.22	38.7
3	27	0.989	5.02	34.4

gewichteter Wirkungsgrad: **0.994** **2.75**

Tab. 3.2: Bestimmung des gewichteten Wirkungsgrades der Triebwasserleitung im Pumpbetrieb bei einem mittleren Durchfluss Q von 9 m³/s

Ausgehend von einem mittleren Durchfluss pro Maschinensatz von 20 m³/s im Turbinenbetrieb und 9 m³/s im Pumpbetrieb, ergibt sich für das Betriebsjahr 2007 der Zykluswirkungsgrad der Triebwasserwege zu:

$$\eta_{TW} = \eta_{TWt} \cdot \eta_{TWP} = 0.973 \cdot 0.994 = 96.7\%$$

Die Ausbauwassermenge beträgt 25 m³/s im Turbinenbetrieb sowie ca. 10 m³/s im Pumpbetrieb. Ausgehend von der Ausbauwassermenge ergibt sich nach Tab. 3.3-3.4 ein gewichteter Wirkungsgrad von 95.7% im Turbinenbetrieb und 99.3% im Pumpbetrieb.

Anzahl Maschinen-Sätze	Durchfluss Q [m ³ /s]	η_{TWt} []	h_{vt} [m]	Anteil an der Jahresproduktion [%]
1	25	0.991	4.29	31.7
2	50	0.962	17.63	39.7
3	75	0.913	40.25	28.6

gewichteter Wirkungsgrad: **0.957** **19.87**

Tab. 3.3: Bestimmung des gewichteten Wirkungsgrades der Triebwasserleitung im Turbinenbetrieb bei einem max. Durchfluss Q von 25 m³/s

Anzahl Maschinen-Sätze	Durchfluss Q [m ³ /s]	η_{TWP} []	h_{vp} [m]	Anteil an der Jahresproduktion [%]
1	10	0.998	0.74	26.9
2	20	0.994	2.74	38.7
3	30	0.987	6.22	34.4

gewichteter Wirkungsgrad: **0.993** **3.40**

Tab. 3.4: Bestimmung des gewichteten Wirkungsgrades der Triebwasserleitung im Pumpbetrieb bei einem max. Durchfluss Q von 10 m³/s

Aus den Tabellen 3.3 und 3.4 sind die beiden Extremfälle einer Berücksichtigung der Betriebszustände ersichtlich: Bei einer Berücksichtigung von nur einem von 3 Maschinensätzen ergibt sich ein Zykluswirkungsgrad der Triebwasserwege von 98.9% (= 0.991 · 0.998). Bei der Annahme eines Volllastbetriebs ergibt sich der Zykluswirkungsgrad der Triebwasserwege zu 90.1% (= 0.913 · 0.987).

3.2.4 Wirkungsgrad der Maschinensätze

Wirkungsgrad der Turbinen

Wie in Kap. 2.4.1 beschrieben, ist der Wirkungsgrad einer Turbine von der Nettofallhöhe und vom Durchfluss bzw. Leistung abhängig. Die Aufzeichnungen des Durchflusses, bzw. der Leistung sind jedoch im Falle des Kraftwerks Mapragg aufgrund der Rundungen sehr ungenau, so dass eine direkte Bestimmung des Wirkungsgrades über eine Jahresperiode nicht möglich ist.

Aufgrund der Ungenauigkeiten der Jahresdaten werden für typische Fallhöhen und Leistungen Einzelwerte anhand der beiden Wochendatensätze bestimmt und mit den Wirkungsgradmessungen in Form von Muscheldiagrammen aus dem Jahr 1979 (Anhang 1) verglichen. Eine genaue Gewichtung der Wirkungsgrade über die Jahresperiode kann zwar nicht erfolgen, es können jedoch Bereiche in den Muscheldiagrammen der Turbinen definiert werden, in denen der überwiegende Teil der Jahresenergie erzeugt wird.

Die Nettofallhöhe ergibt sich aus der Bruttofallhöhe abzüglich der Verluste in den Triebwasserwegen. Auf die Wirkungsgrade der Triebwasserwege wurde in Kapitel 3.2.3 eingegangen. Die Wirkungsgrade und die Verluste sind primär von der Anzahl der im Betrieb befindlichen Maschinensätze abhängig. Die Verlusthöhen – einen mittleren Durchfluss von $20 \text{ m}^3/\text{s}$ pro Maschinensatz vorausgesetzt – ergeben sich demnach zu 2.7 m beim Einmaschinenbetrieb, 11.2 m beim Zweimaschinenbetrieb und 25.6 m beim Dreimaschinenbetrieb (vgl. Tab. 3.1). Bei der Ausbauwassermenge von $75 \text{ m}^3/\text{s}$ ergeben sich Verlusthöhen bis zu 40 m . Somit ergeben sich für das Betriebsjahr 2006/2007 theoretische Nettofallhöhen zwischen:

$$h_{n,\min} = 405.5 \text{ m} - 25.6 \text{ m} = 380 \text{ m} \text{ (Dreimaschinenbetrieb bei min. } h_f)$$

$$h_{n,\max} = 481.7 \text{ m} - 2.7 \text{ m} = 479 \text{ m} \text{ (Einmaschinenbetrieb bei max. } h_f)$$

Da jedoch, wie im Kap. 3.2.1 gezeigt, bei ca. 75% der Energieproduktion die Bruttofallhöhe zwischen $460\text{-}475 \text{ m}$ betrug, lässt sich die Nettofallhöhe auf den folgenden Bereich beschränken:

$$h_{n,\min} = 460 \text{ m} - 25.6 \text{ m} = 434 \text{ m} \text{ (Dreimaschinenbetrieb)}$$

$$h_{n,\max} = 475 \text{ m} - 2.7 \text{ m} = 472 \text{ m} \text{ (Einmaschinenbetrieb)}$$

Da bei Francisturbinen ein langfristiger Betrieb unter 70% der Nennleistung hinsichtlich Kavitation und Wirkungsgrad problematisch ist, wird der Anteil der bei unter 70% der Nennleistung erzeugten Energie nicht berücksichtigt. Zwar kann ein zeitlich begrenzter Schwachlastbetrieb der Maschinensätze vorkommen, ihr Anteil an der Gesamtenergieerzeugung ist jedoch gering. Dies zeigt auch die Untersuchung der Wochendaten der KW 32: lediglich ca. 12% der Wochenenergieproduktion erfolgte bei einer Leistung von weniger als 65.3 MW .

Da mit der Fallhöhe und mit dem Verlauf der Leistung die beiden wirkungsgradrelevanten Faktoren eingegrenzt sind, ist der Betriebsbereich der Turbinen, in welchem die Stromproduktion im Betriebsjahr 2007 stattfand, gemäss Anhang 1 definiert. Aus dem Muscheldiagramm ist ersichtlich, dass innerhalb des Betriebsbereichs der maximal zu erwartende Wirkungsgrad ca. 92.5% beträgt und

der minimale ca. 91%, d.h. einzelne Betriebszustände innerhalb dieses Bereichs haben eine maximale Bandbreite von lediglich ca. 1.5%. Somit kann der Wirkungsgrad der Turbinen für den überwiegenden Teil der Energieproduktion als konstant angesehen werden.

Für die Bestimmung der effektiv auftretenden Wirkungsgrade wurden innerhalb der Wochendaten Messreihen mit konstanter Leistung bzw. Fallhöhe ausgewählt und hierfür Mittelwerte ausgewertet.

Die aus den Messungen abgeleiteten Wirkungsgrade von 12 Messreihen der Kalenderwochen 16 und 32 sind in der Tab. 3.5 zusammengefasst. Dabei bedeutet η den Wirkungsgrad des Maschinensatzes mit Generator, η_T den Wirkungsgrad der Turbine und η_{TMD} den Wirkungsgrad der Turbine gemäss Muscheldiagramm. Da die Leistung am Generator gemessen wird, wurden die Wirkungsgrade der Turbinen um einen angenommenen Generator-Wirkungsgrad von 98.5% bereinigt. Zusätzlich werden die aus den Muscheldiagrammen abgelesenen Wirkungsgrade in der Tabelle 3.5 dargestellt, bzw. die Differenz zu den gemessenen Wirkungsgraden berechnet. Es zeigt sich, dass in einem optimalen Betriebsbereich die Übereinstimmung zwischen Messung und den Werten der Muscheldiagramme überwiegend gut ist, in ungünstigeren Betriebsbereichen die Abweichung jedoch bis zu 2.8% beträgt.

	H_n [m]	P [MW]	Q [m ³ /s]	η [%]	η_T [%]	η_{TMD} [%]	$\eta_{TMD}-\eta_T$ [%]
1	432.1	62.9	16.7	89	89.9	91.0	1.10
2	436.8	85.6	21.9	91.3	92.2	92.6	0.38
3	440.8	89.5	22.7	91.4	92.3	92.4	0.08
4	451.1	90.2	22.3	91.3	92.2	92.4	0.18
5	458.1	94.3	23.0	91.2	92.1	92.3	0.18
6	464.3	61.9	15.8	85.9	86.8	89.5	2.73
7	464.3	94.4	23.0	90.1	91.0	92.2	1.19
8	464.4	90.8	21.0	91.0	91.9	92.3	0.38
9	469.0	95.6	23.1	90.3	91.2	92.2	0.99
10	469.7	97.3	23.4	90.1	91.0	92.1	1.09
11	470.5	64.2	16.2	85.9	86.8	89.6	2.83
12	472.6	71.6	17.7	86.9	87.8	90.6	2.82

Tab. 3.5: Vergleich der gemessenen Wirkungsgrade der Turbinen mit den Werten der Muscheldiagramme

Die mittleren Turbinenwirkungsgrade der Turbinen in den Kalenderwochen 16 und 32 betragen 90.6% bzw. 90.8%.

Wirkungsgrad der Pumpen

Der Wirkungsgradverlauf der Pumpen ist eine Funktion der Förderhöhe. Da jedoch wie im Kapitel 3.2.1 gezeigt in ca. 75% der Energieproduktion das Bruttogefälle zwischen 460-475 m betrug, lässt sich die Nettoförderhöhe mit den berechneten Verlusthöhen im Pumpbetrieb nach Tab. 3.2 auf den folgenden Bereich beschränken:

$$H_{n\min} = 460m + 0.6m = 460.6m \text{ (Einmaschinenbetrieb)}$$

$$H_{n\max} = 475m + 5m = 480m \text{ (Dreimaschinenbetrieb)}$$

Aus der Pumpenkennlinie (Anhang 1) ist ersichtlich dass in einem Fallhöhenbereich zwischen 460 m und 480 m der theoretische Wirkungsgrad eine Bandbreite von nur

0.2% aufweist, d.h. der Pumpenwirkungsgrad kann als konstant angenommen werden.

Des Weiteren wurden die effektiv auftretenden Wirkungsgrade für drei verschiedene Förderhöhen aus den Messungen berechnet und mit den Wirkungsgraden gemäss Pumpenkennlinie verglichen (Tab. 3.6). Dabei bedeutet η_{PPK} den Pumpenwirkungsgrad gemäss Pumpenkennlinie. Es zeigt sich, dass die aus den Messungen hergeleiteten Wirkungsgrade wesentlich niedriger sind als die aus der Pumpenkennlinie. Dies kann in erster Linie mit Verschleisserscheinungen der Laufräder erklärt werden.

Die Auswertung der mittleren Wirkungsgrade der Pumpen in den Kalenderwochen 16 und 32 liefert Werte von 82.8% bzw. 81.8%.

H [m]	η_P [%]	η_{PPK} [%]	$\eta_{PPK}-\eta_P$ [%]
445	82.8	88.2	5.4
470	83.1	88.4	5.3
475	83.7	88.4	4.7

Tab. 3.6: Vergleich der gemessenen Wirkungsgrade der Pumpen mit den Werten der Pumpenkennlinie

Mittlerer Zykluswirkungsgrad der Maschinensätze

Bei der Ermittlung der Gesamtwirkungsgrade der Maschinensätze wird ein Wirkungsgrad von 98.5% für den Generator angenommen. Für den Transformator wird ein Wirkungsgrad von 99.5% angenommen, so dass der Zykluswirkungsgrad der elektrischen Komponenten mit den in Kap. 2.5 angegebenen Wert übereinstimmt.

Der mittlere Zykluswirkungsgrad der Maschinensätze in den Kalenderwochen 16 und 32 beträgt somit:

$$\eta_M = \eta_T \cdot \eta_P \cdot \eta_E^2 = 0.906 \cdot 0.828 \cdot 0.98^2 = 72.0\% \quad \text{in der KW 16}$$

$$\eta_M = \eta_T \cdot \eta_P \cdot \eta_E^2 = 0.908 \cdot 0.818 \cdot 0.98^2 = 71.3\% \quad \text{in der KW 32}$$

3.2.5 Gemessener Zykluswirkungsgrad der Gesamtanlage

In den Kapiteln 3.2.3 und 3.2.4 wurden die Wirkungsgrade der Triebwasserwege und der hydraulischen Maschinen ausgewertet. Der Zykluswirkungsgrad über eine Jahresperiode lässt sich somit zusammenfassen zu:

$$\eta_{TOT} = \eta_{TW} \cdot \eta_M = 0.967 \cdot 0.720 = 69.6\% \quad \text{ausgehend von Daten der KW 16}$$

$$\eta_{TOT} = \eta_{TW} \cdot \eta_M = 0.967 \cdot 0.713 = 68.9\% \quad \text{ausgehend von Daten der KW 32}$$

3.3 Berechnung des Zykluswirkungsgrades mit dem theoretischen Modell

3.3.1 Wirkungsgrad der Triebwasserwege

Für die Berechnung der Reibungsverluste im Triebwassersystem, wurde das Leitungssystem in 11 Bereiche konstanter Durchmesser aufgeteilt. Die Berechnung ist in Tab. 3.7 für die Ausbauwassermenge von $75 \text{ m}^3/\text{s}$ im Turbinenbetrieb zusammengefasst. Dabei wurde die vereinfachte explizite Verlustformel nach Kap. 2.5 verwendet. Der Vergleich mit der exakten impliziten Prandtl-Colebrook Gleichung zeigt eine geringfügige Abweichung der Verlusthöhe von ca. 0.8%, deren Einfluss auf den Wirkungsgrad vernachlässigbar klein ist. Die Berechnung nach der impliziten Prandtl-Colebrook-Gleichung ist in Anhang 2 für den betonausgekleideten Druckstollen wiedergegeben, in welchem sich der Hauptteil der Reibungsverluste ergibt.

		D_i [m]	L [m]	Q [m ³ /s]	k [mm]	h_{vt} [m]
1	Druckstollen	4.7	138	75	0.6	0.35
2	Panzerung DK-Kammer	4	94	75	0.05	0.36
3	Druckstollen	4.7	6309	75	0.6	16.04
4	Druckstollen	4.55	100	75	0.6	0.30
5	Bereich Wasserschloss	4	76	75	0.05	0.29
6	Verbindungsstollen	3.8	168	75	0.05	0.83
7	Schrägschacht	3.8	94	75	0.05	0.46
8	Schrägschacht	3.7	256	75	0.05	1.45
9	Schrägschacht	3.6	321	75	0.05	2.09
10	Untere Flachstrecke	3.5	392	75	0.05	2.96
11	Untere Flachstrecke	3.4	109	75	0.05	0.96

Verlusthöhe Turbinenbetrieb: $\Sigma h_{vt} = 26.09$

Wirkungsgrad Triebwasserwege Turbinenbetrieb: $\eta_{TWt} = 94.6\%$

Tab. 3.7: Berechnung der Verluste in den Triebwasserwegen für $Q = 75 \text{ m}^3/\text{s}$

Für die einzelnen Betriebszustände sind die Verluste in Tab. 3.8 zusammengefasst:

Anzahl Maschinen	Q [m ³ /s]	Σh_{vt}	η_{TWt} [%]	Q [m ³ /s]	Σh_{vp} [m]	η_{TWp} [%]	η_{TW} [%]
1	25	2.9	99.4	10	0.46	99.9	99.3
2	50	11.6	97.6	20	1.86	99.6	97.2
3	75	26.1	94.6	30	4.17	99.1	93.7

Tab. 3.8: Zusammenfassung der berechneten Wirkungsgrade der Triebwasserwege

Es zeigt sich, dass die Verteilung der Betriebszustände über eine Jahresperiode einen entscheidenden Einfluss auf die Verlusthöhen sowie auf die Wirkungsgrade der Triebwasserwege hat.

Die Berücksichtigung der Ausbauwassermenge von $75 \text{ m}^3/\text{s}$ ergibt eine Verlusthöhe von 26.1 m welche einem Wirkungsgrad von 94.6% im Turbinenbetrieb entspricht. Bei der Ausbaufördermenge von $30 \text{ m}^3/\text{s}$ ergibt sich eine Verlusthöhe von 4.17 m, welche einem Wirkungsgrad von 99.1% im Pumpbetrieb entspricht. Der niedrigste Wirkungsgrad ergibt sich zu 93.7% beim Dreimaschinenbetrieb.

Der maximale Wirkungsgrad der Triebwasserwege ergibt sich beim Einmaschinenbetrieb zu 99.3%.

Wird bei der Berechnung des Zykluswirkungsgrades eine gleichmässige Verteilung der einzelnen Betriebszustände angenommen, ergeben sich nach Kapitel 2.3.2 mit einem Faktor $m = 0.519$ ($n = 3$) mittlere Verlusthöhen von 13.54 m im Turbinenbetrieb und 2.16 m im Pumpbetrieb. Somit beträgt der Zykluswirkungsgrad der Triebwasserwege:

$$\eta_{TW} = \frac{h_f - h_{vfm}}{h_f + h_{vpm}} = \frac{483m - 13.54m}{483m + 2.16m} = 96.7\%$$

3.3.2 Wirkungsgrad der Maschinensätze

Für die Bestimmung der Wirkungsgrade der Maschinensätze werden die maximalen Wirkungsgrade nach Kap. 2.5 angenommen. Für Tandemsätze mit getrennter Francisturbine und Pumpe ergibt sich der der Zykluswirkungsgrad zu:

$$\eta_M = \eta_P \cdot \eta_T \cdot \eta_E^2 = 0.95 \cdot 0.94 \cdot 0.98^2 = 85.8\%$$

3.3.3 Berechneter Zykluswirkungsgrad der Gesamtanlage

Die Berechnung mittels theoretischem Modell ergibt einen Zykluswirkungsgrad für die Pumpspeicherung beim Kraftwerk Mapragg von:

$$\eta_{TOT} = \eta_{TW} \cdot \eta_M = 83.0\%$$

3.4 Vergleich des theoretischen Modells mit den Messwerten

3.4.1 Zykluswirkungsgrad der Triebwasserwege

Beim Vergleich der Triebwasserwege wird einerseits auf den momentanen Zykluswirkungsgrad für einen bestimmten Durchfluss, andererseits auf den mittleren Zykluswirkungsgrad über eine Jahresperiode eingegangen. Der erste Vergleich dient dabei zur Validierung des physikalischen Modells. Für das Ausstellen von Herkunftsnachweisen für erneuerbare Energie ist hingegen der Vergleich über eine Jahresperiode relevant.

Beim Vergleich der Zykluswirkungsgrade über eine Jahresperiode wird beim theoretischen Modell von einer pauschalen gleichmässigen Verteilung der Betriebszustände nach Kap. 3.3.1 ausgegangen.

Um die Ergebnisse besser vergleichen zu können, wird ein zusätzlicher Vergleich zwischen Modell und Messung durchgeführt, in dem die Ergebnisse des theoretischen Modells mit den aufgetretenen Anteilen der einzelnen Betriebsmodi im Betriebsjahr 2006/2007 gewichtet werden.

Absolutwerte der Zykluswirkungsgrade

Der Vergleich der Ergebnisse des theoretischen Modells mit den Messwerten für die Ausbauwassermenge von $75 \text{ m}^3/\text{s}$ zeigt, dass der Absolutwert des berechneten Wirkungsgrads mit 94.4% um 3% höher liegt als die Messung (91.3%). Mögliche Gründe hierfür sind die Nichtberücksichtigung örtlicher Verluste sowie insbesondere alterungsbedingte Verkrustung der Triebwasserwege. Bezüglich Ausstellung von Herkunftsnachweisen für erneuerbare Energien liegen die Ergebnisse des theoretischen Modells jedoch auf der sicheren Seite.

Zykluswirkungsgrad über eine Jahresperiode

Der aus den Messungen abgeleitete Zykluswirkungsgrad der Triebwasserwege über eine Jahresperiode beträgt 96.7%. Angenommen wurde hierfür ein mittlerer Durchfluss pro Maschinensatz von $20 \text{ m}^3/\text{s}$ im Turbinenbetrieb bzw. $9 \text{ m}^3/\text{s}$ im Pumpbetrieb. Des Weiteren wurde bei den Messwerten die tatsächliche Verteilung der Betriebszustände über das Betriebsjahr 2006/2007 berücksichtigt. Im Betriebsjahr 2006/2007 erfolgte 31% der Jahresproduktion mit Einmaschinenbetrieb, 39.7% mit Zweimaschinenbetrieb und 28.6% mit Dreimaschinenbetrieb.

Das theoretische Modell basiert grundsätzlich auf der Ausbauwassermenge der Maschinensätze, da die Bestimmung effektiver, mittlerer Durchflussmengen eine statistische Auswertung der Produktionsdaten voraussetzt. Des Weiteren geht das theoretische Modell vereinfachend von einem gleichmässigen Anteil der einzelnen Betriebszustände an der Jahresenergieproduktion aus. Der auf diese Weise erhaltene theoretische Zykluswirkungsgrad der Triebwasserwege beträgt 96.7%. Die Messwerte aus dem Betriebsjahr 2006/2007 zeigen, dass der Ansatz einer gleichmässigen Verteilung der Betriebszustände bei der Energieproduktion im Falle des Kraftwerks Mapragg eine gute Näherung ist.

Im Rahmen eines zusätzlichen Vergleichs des Modells mit den Messwerten werden die Ergebnisse des theoretischen Modells in Tab. 3.9-3.10 mit den tatsächlich im Betriebsjahr 2006/2007 aufgetretenen Anteilen der einzelnen Betriebsmodi gewichtet. Die auf diese Weise gemittelten Verluste ergeben sich zu 13 m im Turbinenbetrieb und 2.3 m im Pumpbetrieb. Der Zykluswirkungsgrad der Triebwasserwege ergibt sich somit zu 96.8% und stimmt somit gut mit den gemessenen Werten überein.

Anzahl Maschinen	Energieanteil [%]	Q [m^3/s]	$\Sigma h_{v,t}$ [m]	η_{TWt} [%]
1	31.7	25	2.9	99.4
2	39.7	50	11.6	97.6
3	28.6	75	26.1	94.6
gewichtete Verlusthöhe / Wirkungsgrad:			13.0	97.3

Tab. 3.9: Gewichtung der berechneten Wirkungsgrade mit der Häufigkeit der einzelnen Betriebszustände für den Turbinenbetrieb

Anzahl Maschinen	Energieanteil [%]	Q [m ³ /s]	Σh_{vp} [m]	η_{TWP} [%]
1	26.9	10	0.46	99.9
2	38.7	20	1.86	99.6
3	34.4	30	4.17	99.1

gewichtete Verlusthöhe / Wirkungsgrad: **2.3** **99.5**

Tab. 3.10: Gewichtung der berechneten Wirkungsgrade mit der Häufigkeit der einzelnen Betriebszustände für den Pumpbetrieb

3.4.2 Zykluswirkungsgrad der Maschinensätze

Während sich beim Zykluswirkungsgrad der Triebwasserwege eine gute Übereinstimmung zwischen theoretischem Modell und den Messdaten ergibt, liegen die Messwerte der Maschinensätze wesentlich tiefer als die in Kapitel 2.5 vorgeschlagenen Wirkungsgrade: für die Kalenderwochen 16 und 32 ergeben sich Zykluswirkungsgrade der Maschinensätze von 72.0% bzw. 71.3%. Der nach Kapitel 2.5 vorgeschlagene Wert beträgt demgegenüber 85.8%.

Ein Grund hierfür liegt in der Tatsache, dass die vorgeschlagenen Werte vom heutigen Stand der Technik ausgehen, und die Werte auf der sicheren Seite liegend eher hoch gewählt wurden. Ein weiterer Grund für die grossen Abweichungen ist die Tatsache, dass die Wirkungsgrade von Strömungsmaschinen im Laufe der Betriebsjahre abnehmen. Dies liegt in erster Linie an der verschleissbedingten Zunahme von Reibungsverlusten und der Spaltwassermenge.

3.4.3 Zusammenfassung

Der theoretisch berechnete Zykluswirkungsgrad liegt mit 83% wesentlich höher als die gemessenen Werte von 69.6% (Kalenderwoche 16) und 68.9% (KW 32). Dies liegt in erster Linie an den Wirkungsgraden der Maschinensätze. Hierbei gibt es grosse Abweichungen zwischen den vorgeschlagenen Werten, die sich an neuen Strömungsmaschinen nach heutigem Stand der Technik orientieren, und den seit 30 Jahren im Betrieb befindlichen Anlagen.

Anhand der Fallstudie wurde gezeigt, dass die Betriebszustände der Anlage einen relativ kleinen Einfluss auf den Wirkungsgrad der Strömungsmaschinen haben: das Betriebsgebiet der Maschinen liegt in einem Bereich relativ gleichmässiger und optimaler Wirkungsgrade.

Die einzelnen Betriebszustände haben jedoch einen grossen Einfluss auf den Wirkungsgrad der Triebwasserwege: wird für die Berechnung der Verluste die Ausbauwassermenge herangezogen, ohne Berücksichtigung der verschiedenen Betriebszustände bzw. deren Anteile bei der Energieerzeugung, ergeben sich wesentlich höhere Verluste und somit niedrigere Wirkungsgrade. Für die Ausstellung von Herkunftsnachweisen für erneuerbare Energie wäre dieser Ansatz auf der unsicheren Seite. Der Ansatz einer gleichmässigen Verteilung der Betriebszustände liefert hingegen am Beispiel des Kraftwerks Mapragg eine gute Näherung an die gemessenen Zykluswirkungsgrade für die Pumpspeicherung.

4 FALLSTUDIE GEPLANTE ANLAGE

4.1 Auswahl und Beschreibung der Anlage

Von den drei momentan in Planung befindlichen Pumpspeicherwerken der Schweiz ist die Projektierung der Erweiterung des Kraftwerksystems Linth-Limmern weit fortgeschritten.

Im Rahmen des Ausbauprojekts mit dem Namen "Linthal 2015" soll ein unterirdisch angelegtes Pumpspeicherwerk Wasser aus dem Limmernsee in den 630 m höher gelegenen Muttsee zurückpumpen und bei Bedarf wieder zur Stromproduktion nutzen können. Die Anlage soll eine Pump- und Turbinenleistung von 1000 MW aufweisen.

Dabei wird das Stauziel des Muttsees mittels einer neuen Schwergewichtsstaumauer von 2446 m auf 2474 m erhöht. Damit wird das Speichervolumen von 9 Mio auf 25 Mio. m³ erweitert. Die Kavernenzentrale soll 600 m im Berginneren auf einer Kote von 1700 m entstehen. Das Triebwasser soll durch zwei parallel verlaufende Druckrohleitungen geführt werden.

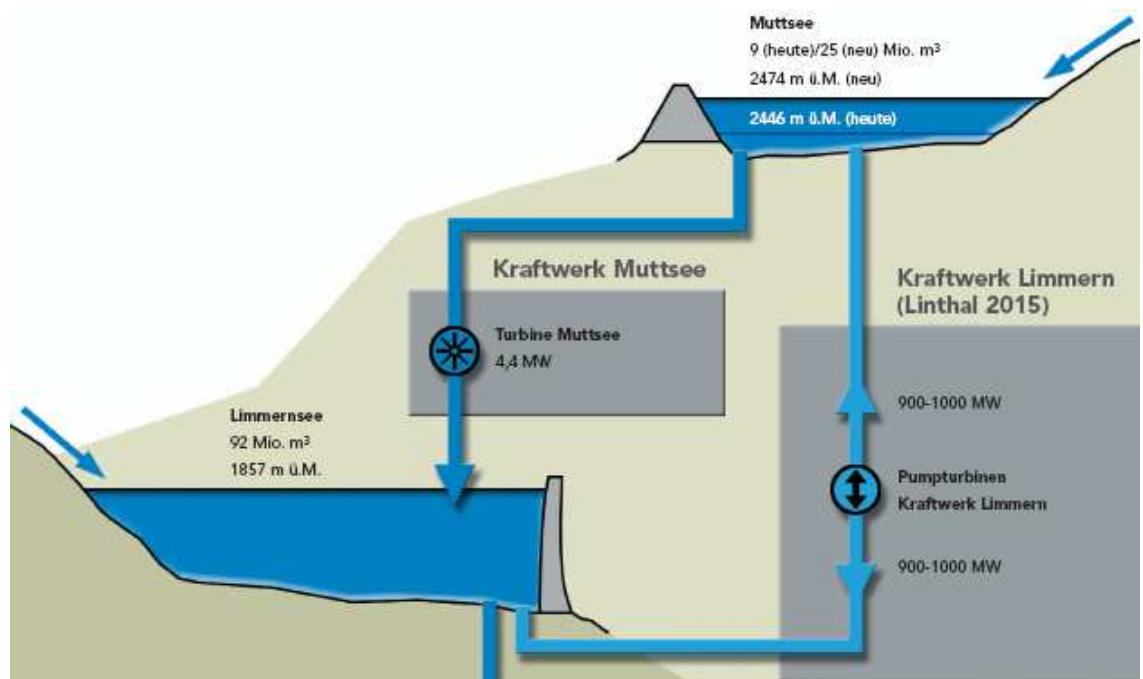


Abb. 4.1: Hydraulisches Schema Projekt Linthal 2015 [9] (Gemäss Konzessionsprojekt sollen Druckleitung und maschinelle Ausrüstung des bestehenden Kraftwerks Muttsee rückgebaut werden)

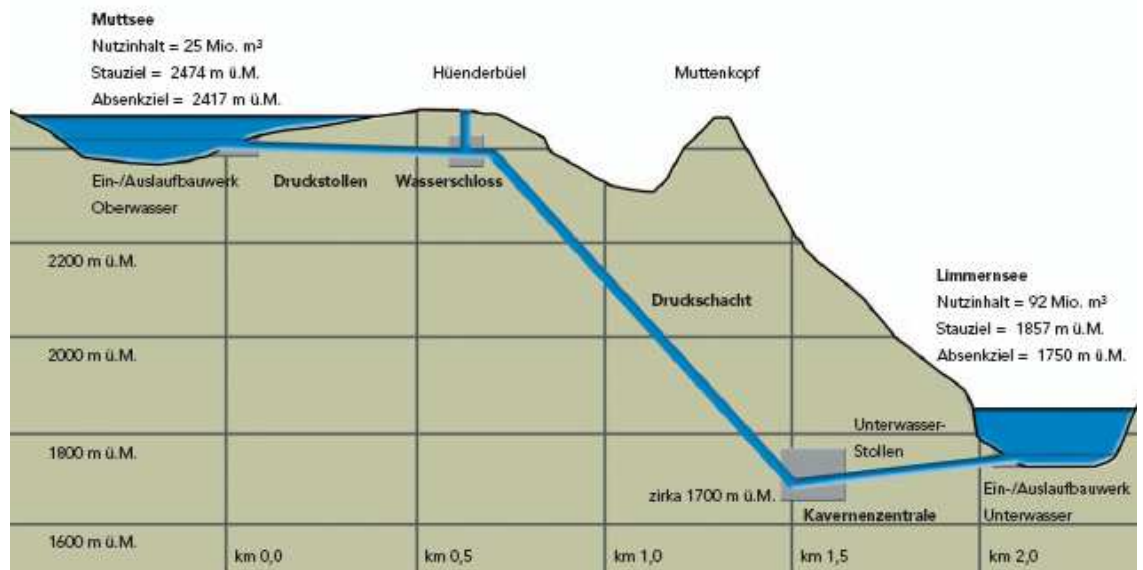


Abb. 4.2: Längsschnitt Projekt Linthal 2015 [9]

4.2 Ergebnisse der Verlustberechnung

4.2.1 Verluste in den Triebwasserwegen

Das Projekt Linthal 2015 ist in erster Linie für den Umwälzbetrieb ausgelegt. Die Triebwasserwege sind mit einer Gesamtlänge von ca. 2.5 km relativ kurz.

Die Berechnung der Verlusthöhen für die Ausbaumassenge von $197 \text{ m}^3/\text{s}$ im Turbinenbetrieb und $144.5 \text{ m}^3/\text{s}$ im Pumpbetrieb ist in den Tab. 4.1 bzw. 4.2 zusammengefasst. Die Verlusthöhen betragen 10.76 m im Turbinenbetrieb und 6.36 m im Pumpbetrieb. Für weitere Betriebszustände ist die Verlustberechnung für den Turbinenbetrieb in den Tabellen 4.3-4.5 wiedergegeben.

Die mittlere Verlusthöhe bei der Annahme einer gleichmässigen Verteilung der Betriebszustände lässt sich nach Kap. 2.3.2 mit $m = 0.469$ berechnen zu:

$$h_{v_{tm}} = h_{vt} \cdot 0.469 = 10.76 \cdot 0.469 = 5.05 \text{ m}$$

$$h_{v_{pm}} = h_{vp} \cdot 0.469 = 6.36 \cdot 0.469 = 2.98 \text{ m}$$

Durch die Gestaltung der Triebwasserwege stellt das Projekt Linthal 2015 einen Sonderfall dar, in dem zwei parallele Druckschächte und Unterwasserstollen vorgesehen sind. Dies bedeutet, dass der Ansatz zur Ermittlung einer mittleren Verlusthöhe $h_{v_{tm}}$ und $h_{v_{pm}}$ physikalisch nicht ganz richtig ist. Der Vergleich mit der exakt berechneten mittleren Verlusthöhe zeigt jedoch, dass der Ansatz eine gute Näherung ist. Der aus den einzelnen Verlusthöhen berechnete Mittelwert beträgt 5.28 m im Turbinenbetrieb.

		D_i [m]	L [m]	Q [m ³ /s]	k [mm]	h_{vt} [m]
1	Druckstollen	8.2	740	197.04	0.6	0.72
2a	Druckschacht	4.5	1180	98.52	0.05	4.20
2b	Druckschacht	4.5	1180	98.52	0.05	4.20
3a	Unterwasserstollen	5.8	555	98.52	0.6	0.82
3b	Unterwasserstollen	5.8	555	98.52	0.6	0.82

Verlusthöhe Turbinenbetrieb: $\Sigma h_{vt} = 10.76$

Wirkungsgrad Triebwasserwege Turbinenbetrieb: $\eta_{TWt} = 98.5\%$

Tab. 4.1: Verluste im Triebwassersystem beim Turbinenbetrieb von 4 Maschinen

		D_i [m]	L [m]	Q [m ³ /s]	k [mm]	h_{vp} [m]
1	Druckstollen	8.2	740	144.48	0.6	0.39
2a	Druckschacht	4.5	1180	72.24	0.05	2.26
2b	Druckschacht	4.5	1180	72.24	0.05	2.26
3a	Unterwasserstollen	5.8	555	72.24	0.6	0.44
3b	Unterwasserstollen	5.8	555	72.24	0.6	0.44

Verlusthöhe Turbinenbetrieb: $\Sigma h_{vp} = 5.79$

Wirkungsgrad Triebwasserwege Pumpbetrieb: $\eta_{TWp} = 99.2\%$

Tab. 4.2: Verluste im Triebwassersystem beim Pumpbetrieb von 4 Maschinen

		D_i [m]	L [m]	Q [m ³ /s]	k [mm]	h_{vt} [m]
1	Druckstollen	8.2	740	147.78	0.6	0.41
2a	Druckschacht	4.5	1180	96	0.05	3.99
2b	Druckschacht	4.5	1180	48	0.05	1.00
3a	Unterwasserstollen	5.8	555	96	0.6	0.78
3b	Unterwasserstollen	5.8	555	48	0.6	0.19

Verlusthöhe Turbinenbetrieb: $\Sigma h_{vt} = 6.36$

Wirkungsgrad Triebwasserwege Turbinenbetrieb: $\eta_{TWt} = 99.1\%$

Tab. 4.3: Verluste im Triebwassersystem beim Turbinenbetrieb von 3 Maschinen

		D_i [m]	L [m]	Q [m ³ /s]	k [mm]	h_{vt} [m]
1	Druckstollen	8.2	740	98.52	0.6	0.18
2a	Druckschacht	4.5	1180	49.26	0.05	1.05
2b	Druckschacht	4.5	1180	49.26	0.05	1.05
3a	Unterwasserstollen	5.8	555	49.26	0.6	0.20
3b	Unterwasserstollen	5.8	555	49.26	0.6	0.20

Verlusthöhe Turbinenbetrieb: $\Sigma h_{vt} = 2.69$

Wirkungsgrad Triebwasserwege Turbinenbetrieb: $\eta_{TWt} = 99.6\%$

Tab. 4.4: Verluste im Triebwassersystem beim Turbinenbetrieb von 2 Maschinen

		D_i [m]	L [m]	Q [m ³ /s]	k [mm]	h_{vt} [m]
1	Druckstollen	8.2	740	49.26	0.6	0.05
2a	Druckschacht	4.5	1180	49.26	0.05	1.05
2b	Druckschacht	4.5	1180	0	0.05	0.00
3a	Unterwasserstollen	5.8	555	49.26	0.6	0.20
3b	Unterwasserstollen	5.8	555	0	0.6	0.00

Verlustrhöhe Turbinenbetrieb: $\Sigma h_{vt} = 1.30$

Wirkungsgrad Triebwasserwege Turbinenbetrieb: $\eta_{TWt} = 99.8\%$

Tab. 4.5: Verluste im Triebwassersystem beim Turbinenbetrieb von 1 Maschine

Die Wirkungsgrade der Triebwasserwege sind in der Tab. 4.6 zusammengefasst. Je nach Betriebszustand bewegt sich der Zykluswirkungsgrad der Triebwasserwege zwischen 97.7% und 99.7%. Beim Ansatz einer gleichmässigen Verteilung der Betriebszustände entsprechen die mittleren Verlusthöhen im Turbinen- und Pumpbetrieb einem Zykluswirkungsgrad der Triebwasserwege von 98.9%.

4.2.2 Verluste in den Maschinensätzen

Bei der Durchführung der vorliegenden Studie standen keine genauen Daten betreffend Wirkungsgrad der projektierten Maschinen zur Verfügung. Aus diesem Grund werden die in Kap. 2.5 vorgeschlagenen Werte bei der Ermittlung der Zykluswirkungsgrade berücksichtigt.

Mit den projektierten Pumpturbinen ergeben sich die optimalen Wirkungsgrade der Maschinensätze zu:

$$\eta_M = \eta_P \cdot \eta_T \cdot \eta_E^2 = 0.93 \cdot 0.935 \cdot 0.98^2 = 83.5\%$$

4.2.3 Zykluswirkungsgrad der Gesamtanlage

Je nach Betriebszustand ergibt sich nach Tab. 4.6 ein Zykluswirkungsgrad der Gesamtanlage zwischen 81.6 und 83.2%.

i	η_{TWt}	η_{TWp}	η_{TW}	η_M	η_{TOT} [%]
4	0.985	0.992	0.977	0.835	81.6
3	0.991	0.995	0.986	0.835	82.3
2	0.996	0.998	0.994	0.835	83.0
1	0.998	0.999	0.997	0.835	83.2

Tab. 4.6: Zusammenfassung der Zykluswirkungsgrade verschiedener Betriebszustände

mit: η_{TWt} : Wirkungsgrad der Triebwasserwege im Turbinenbetrieb
 η_{TWp} : Wirkungsgrad der Triebwasserwege im Pumpbetrieb
 η_{TW} : Zykluswirkungsgrad der Triebwasserwege
 η_M : Zykluswirkungsgrad der Maschinensätze
 η_{TOT} : Zykluswirkungsgrad der Gesamtanlage

Der Ansatz einer gleichmässigen Verteilung aller Betriebszustände liefert einen mittleren Zykluswirkungsgrad von:

$$\eta_{TOT} = \eta_{TW} \cdot \eta_M = 0.989 \cdot 0.835 = 82.6\%$$

Es zeigt sich dass im Falle des Projektes Linthal 2015 durch die relativ kurzen Triebwasserwege die Reibungsverluste einen geringen Einfluss auf den Zykluswirkungsgrad der Gesamtanlage haben.

5 SCHLUSSFOLGERUNGEN

Im Rahmen der vorliegenden Studie wurde ein theoretisches Modell für die Ermittlung des Zykluswirkungsgrades für die Pumpspeicherung in Wasserkraftanlagen hergeleitet, anhand einer Sensibilitätsstudie vereinfacht und an zwei Fallbeispielen angewandt.

Im theoretischen Modell wurden die örtlichen Verluste im Triebwasserweg, da auf der sicheren Seite liegend, vernachlässigt und die Reibungsverluste wurden vereinfacht parametrisiert. Des Weiteren wurde der Einfluss verschiedener Betriebszustände auf die Verluste untersucht. Für die Berücksichtigung der Betriebszustände wurde ein vereinfachender Ansatz vorgeschlagen.

Für die Pumpen und Turbinen wurde der Einfluss der konstruktiven Merkmale auf den Wirkungsgradverlauf bzw. auf den optimalen Wirkungsgrad erläutert. Anhand eines Fallbeispiels wurde gezeigt, dass der überwiegende Teil der erzeugten Energie mit einem relativ gleichmässigen, hohen Wirkungsgrad der Strömungsmaschinen erzeugt wird, so dass ihre Wirkungsgrade im Modell als konstant angenommen werden können. Aus diesem Grund wurden für verschiedene Turbinen- und Pumpentypen maximale Wirkungsgrade vorgeschlagen.

Für die elektrotechnische Ausrüstung wurde aufgezeigt, dass die Wirkungsgrade vom jeweiligen Betriebszustand der Anlage weitgehend unabhängig sind. Für diese wurden ebenfalls maximale konstante Wirkungsgrade angegeben.

Im Rahmen des Fallbeispiels einer bestehenden Anlage konnte anhand von Messdaten der Einfluss verschiedener Betriebszustände über eine Jahresperiode untersucht werden. Des Weiteren konnte der theoretisch berechnete Zykluswirkungsgrad mit den Messdaten verglichen werden.

Für die projektierte Anlage wurde der Zykluswirkungsgrad für verschiedene Betriebszustände ermittelt.

Obwohl es sich bei den untersuchten Anlagen vom Triebwassersystem und von den Maschinensätzen her um sehr unterschiedliche Anlagen handelt, liegen die mittels theoretischen Modells ermittelten Ergebnisse mit 83.0% und 82.6% sehr eng zusammen. Dies lässt sich damit erklären, dass die Triebwasserwege des Projekts Linthal 2015 zwar wesentlich kürzer sind als die der bestehenden Anlage Mapragg, die dort vorgesehenen Pumpturbinen jedoch konstruktionsbedingt um ca. 2% schlechtere Wirkungsgrade haben als Maschinensätze in Tandembauweise.

Es darf angenommen werden, dass der tatsächliche Zykluswirkungsgrad für die Pumpspeicherung in Natura in vielen älteren Anlagen deutlich tiefer liegt, wie dies auch anhand der Fallstudie Kraftwerk Mapragg gezeigt wurde. Die Gründe hierfür liegen einerseits im konservativen Ansatz bei der Ermittlung der Verluste in den Triebwasserwegen und bei der Berücksichtigung der Betriebszustände, sowie vor

allem in der Tatsache, dass es sich bei den vorgeschlagenen Werten für Wirkungsgrade der Strömungsmaschinen um maximale Wirkungsgrade neuer Anlagen nach heutigem Stand der Technik handelt. Die mittels theoretischen Modells berechneten Wirkungsgrade liegen somit auf der sicheren Seite, d.h. es wird sichergestellt, dass auch bei neuen und erneuerten Wasserkraftanlagen nur diejenige Energiemenge für Herkunftsnachweise erfasst wird, welche tatsächlich aus natürlichen Zuflüssen stammt.

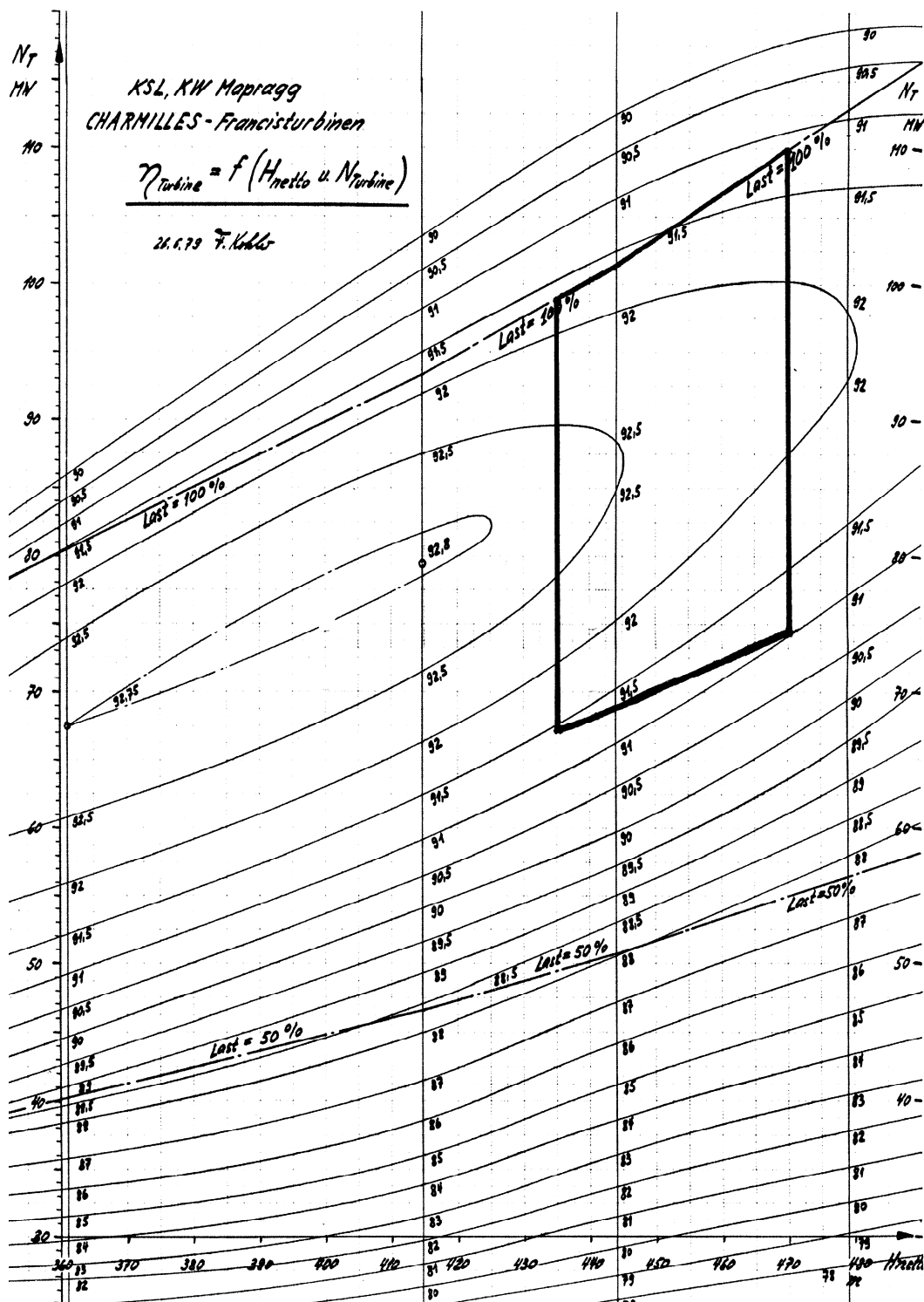
Basierend auf den Ergebnissen dieser Studie wird als Orientierungsgrösse für den pauschalen Zykluswirkungsgrad für die Pumpspeicherung in Wasserkraftanlagen zum Zwecke des Herkunftsnachweises den in beiden Fallstudien nicht überschrittenen Wert von 83% vorgeschlagen.

Der pauschale Zykluswirkungsgrad geht von einigen Vereinfachungen aus. Für die Ermittlung eines anlagespezifischen Zykluswirkungsgrades wäre für die einzelnen Anlagen eine zusätzliche Studie erforderlich, in welcher anhand von Messdaten über eine Jahresperiode der Verlauf der Betriebszustände, die Verlusthöhen in den Triebwasserwegen und die tatsächlichen nach den Betriebszuständen gewichteten Wirkungsgrade auch der Maschinensätze genau erfasst werden können.

QUELENNACHWEIS

- [1] Eidgenössisches Verkehrs- und Energiewirtschaftsdepartment: Statistik der Wasserkraftanlagen der Schweiz, 1973
- [2] Bundesamt für Energie: Statistik der Wasserkraftanlagen der Schweiz, 2007
- [3] Gisecke, J; Mosonyi, E.: Wasserkraftanlagen, Springer, Berlin, 1998
- [4] Kirschmer, O.: Untersuchung über den Gefällsverlust an Rechen. In: Mitteilungen des Hydraulischen Institutes der TU München, 1926
- [5] Press, H.; Schröder, R.: Hydromechanik im Wasserbau, W. Ernst & Sohn, Berlin, 1966
- [6] Mosonyi, E.: Waterpower Development: High-Head Power Plants, Akadémiai Kiado, Budapest, 1991
- [7] NOK – Nordostschweizerische Kraftwerke AG: Informationsbroschüre Kraftwerke Sarganserland
- [8] NOK – Nordostschweizerische Kraftwerke AG: Projektunterlagen Kraftwerke Sarganserland
- [9] NOK – Nordostschweizerische Kraftwerke AG: Broschüre Zukunft Wasserkraft – Kraftwerke Linth-Limmern – Linthal 2015

**ANHANG 1: HAUPTSÄCHLICHES BETRIEBSGEBIET DER TURBINEN
DES KRAFTWERKS MAPRAGG IM BETRIEBSJAHR 2007**



ANHANG 2: BESTIMMUNG DER HYDRAULISCHEN VERLUSTE DES KRAFTWERKS MAPRAGG

L=	6309 m	
d=	4.7 m	
k=	0.6 mm	Betonauskleidung
ν =	0.0000013 m ² /s	
Q _T =	75 m ³ /s	TURBINENBETRIEB
Q _P =	30 m ³ /s	PUMPBETRIEB
v _T =	4.322904747 m/s	TURBINENBETRIEB
v _P =	1.729161899 m/s	PUMPBETRIEB
k/d	0.00012766	

Prandtl-Colebrook Gleichung:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log \left(\frac{2.51}{\text{Re} \sqrt{\lambda}} + \frac{k}{3.71 d} \right)$$

TURBINENBETRIEB

$$\text{Re} = \frac{v_t \cdot d}{\nu} \quad \text{Re} = 15628963.3$$

Lösung der impliziten Prandtl-Colebrook-Gleichung:

$$\lambda = 0.012649$$

Reibungsverluste nach der Darcy-Weissbach-Gleichung

$$h_{vt} = \lambda \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v_t^2}{2g} \quad h_{vt} = 16.177 \text{ m (Turbinenbetrieb)}$$

PUMPBETRIEB

$$\text{Re} = \frac{v_p \cdot d}{\nu} \quad \text{Re} = 6251585.3$$

Lösung der impliziten Prandtl-Colebrook-Gleichung:

$$\lambda = 0.0127929$$

Reibungsverluste nach der Darcy-Weissbach-Gleichung

$$h_{vp} = \lambda \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v_p^2}{2g} \quad h_{vp} = 2.618 \text{ m (Pumpbetrieb)}$$