

Leistung der Unterwassermotorpumpe im Betriebsjahr 1996

Kuno Schallenberg und Dr.-Ing. Heiner Menzel***

* *GeoForschungsZentrum Potsdam*

** *Erdwärme Neustadt-Glewe GmbH*

Inhaltsverzeichnis

1 Einleitung.....	30
2 Bestimmung der elektrischen Leistung der UWP.....	30
2.1 Vorgehensweise zur Berechnung der erforderlichen Leistung	31
2.2 Abschätzung der Stoffwerte.....	32
2.3 Vergleich der berechneten und der gemessenen Werte	34
2.4 Bestimmung der zusätzlich eingesetzten Elektroenergiemenge	36
3 Schlußfolgerung	37
4 Literatur.....	38

Abstract

The power of the downhole motor pump of the geothermal heating plant of Neustadt-Glewe was measured. The comparison with data from flow rate observations during operation allows to indicate the technical state of the pump.

1 Einleitung

Aus den in 1996 aufgenommenen Meßdaten der geothermischen Heizzentrale in Neustadt-Glewe lassen sich Aussagen zum Einsatz der Unterwassermotorpumpe (UWP) treffen.

Da vom 5.8.1996 bis zum 5.9.1996 eine Betriebsunterbrechung des Geothermieteils wegen einer Reparatur an der UWP erforderlich war, sind Betriebszustände sowohl mit vollständig funktionsfähiger Pumpe als auch im gestörten Pumpenbetrieb erfaßt worden. Der Defekt der Pumpe ließ eine Weiterführung des Betriebes zu, so daß die Anlagenstillegung nicht zeitgleich mit dem Eintritt des Defekt gewesen ist.

Zum Vergleich der Datenreihen erfolgt eine Berechnung des erforderlichen Energieaufwandes zum Betreiben der Pumpe unter Beachtung aller Druckverluste des strömenden Thermalwassers. Die Herleitung der erforderlichen Stoffwerte des Mediums ist Voraussetzung für diese Berechnung. Die bestimmten theoretischen Werte werden ins Verhältnis zu den gemessenen gesetzt. Aus der Darstellung dieser Folge läßt sich ableiten, zu welcher Zeit der Defekt eingetreten ist.

Dieses Datum teilt die Reihe der Meßwerte in zwei Folgen auf: eine beinhaltet die Verhältnisse bei korrekt arbeitender Pumpe, die andere zeigt den Aufwand beim Betrieb mit Defekt. Aus dieser Gegenüberstellung läßt sich der zusätzlich erforderliche Elektroenergieeinsatz zum Betrieb der „angeschlagenen“ Pumpe beziffern.

2 Bestimmung der elektrischen Leistung der UWP

Der Elektroenergieeinsatz für den Antrieb der Unterwassermotorpumpe wird in der Dokumentation der Meßdaten nicht direkt erfaßt.

Die installierte Pumpe der Firma CENTRILIFT ist drehzahlregelbar. Dieser Regelvorgang wird über die Veränderung der Eingangsfrequenz und der Eingangsspannung bewirkt. Aus diesem Grund sind ein Frequenzumformer und ein Transformator zwischen der Pumpe und dem Elektronetz erforderlich. Der Transformator wird mit den üblichen Elektronetzparametern (3-phasiger Drehstrom, 3 x 220 V, 50 Hz) versorgt. Gemessen wird der primärseitig durch den Transformator fließende Strom. Der Strom jeder einzelnen Phase wird dokumentiert.

An jeder Phase liegt eine effektive Spannung von 220 V an. Das Produkt dieser Spannung mit dem dokumentierten Strom ergibt die über diesen Strang zugeführte Leistung. Nach Addition der drei Leistungen (drei Phasen!) muß das Ergebnis mit dem Faktor $1/\sqrt{3}$ korrigiert werden, um die Phasenlagen der drei Phasen zueinander zu berücksichtigen. Die Berechnung ergibt eine Antriebsleistung der Pumpe von etwa 90 kW bei einem Volumenstrom von 100 m³/h.

Um auch hier einen Abgleich mit den Daten aus der Projektphase vorzunehmen, sind die Auslegungsvorgaben und –ergebnisse der Firma CENTRILIFT zum Vergleich herangezogen worden. Diese Daten sind in der Tabelle 2-1 dargestellt.

Da dieser Tabelle ein um etwa 30 % erhöhter Wert für den elektrischen Leistungsbedarf bei einem Volumenstrom von 100 m³/h zu entnehmen ist, erfolgt eine rechnerische Bestimmung des Wertes.

Rate	[m ³ /h]	50	60	70	80	90	100	110	120	130
TDH	[m]	168	170	172	175	178	182	186	190	192
Range 0-1.0		-0,09	0,06	0,2	0,33	0,45	0,56	0,65	0,73	0,76
Frequency	[Hz]	41,6	42,7	43,8	45,0	46,3	47,8	49,5	51,5	52,5
Voltage	[V]	731	751	770	791	814	840	871	905	924
L.F.		0,44	0,49	0,53	0,58	0,63	0,68	0,74	0,80	0,83
Current	[A]	61	64	67	70	74	79	83	88	91
P.F. (cos)		0,69	0,72	0,74	0,76	0,78	0,80	0,81	0,82	0,83
Motor eff %		84	85	85	86	87	87	87	88	88
Pump eff %		59	63	67	69	71	72	72	71	71
M + P EFF %		49	54	57	60	61	63	63	63	62
Surface kVA		79	85	91	99	107	117	129	142	149

Tab. 2-1: Daten zur Pumpenauslegung in der Projektphase [CENTRILIFT, 1997]

2.1 Vorgehensweise zur Berechnung der erforderlichen Leistung

Um die Antriebsleistung zu berechnen, die von den Pumpenrädern einer Pumpe an die Strömung zu übertragen ist, muß der zu überwindende Widerstand bekannt sein. Dieser läßt sich durch eine Berechnung der Druckverluste beim Förderprozeß bestimmen. Die Antriebsleistung muß dann mit dem Wirkungsgrad für Pumpe und Elektromotor laut Tabelle 2-1 versehen und mit den Meßwerten verglichen werden.

Die Berechnung des durch die Pumpe auszugleichenden Druckverlustes enthält mehrere Elemente:

- Druckverluste sind für die Entnahme des Thermalwassers aus dem Horizont zu verzeichnen. Die Höhe dieser Verluste läßt sich aus dem Produktionsindex des Aufschlusses bestimmen. Nach Angaben aus der Literatur ([[Geothermische Energie, 1995](#)] und [[Bachmann, 1992](#)]) wird dieser Wert mit 180 m³/(h*MPa) angenommen.
- Druckverluste treten beim Strömungsvorgang durch Rohrleitungen auf. Hier wurde die Geometrie des Bohrungsausbaus in Anlehnung an das Verrohrungsschema in [Geothermische Energie \(1995\)](#) zur Berechnung herangezogen. Die Druckverlustberechnung erfolgte in Anlehnung an die übliche Vorgehensweise (siehe z. B. [Taschenbuch für Heizung + Klimatechnik 94/95](#), Kapitel 14) durchgeführt. Die Reibungszahl für die Verrohrung bis zur Pumpe (7“, Stahlrohr) wurde mit 0,018 und für die Förderrohrtour oberhalb der Pumpe (5 ½“, GFK Rohr) mit 0,014 angenommen. Die Zahlen sind abhängig von der Reynoldszahl, die sich je nach Volumenstrom einstellt. Die Werte werden jedoch als konstant angenommen. Hierin ist ein Fehler begründet, der die Abhängigkeit der Berechnungsgenauigkeit vom Volumenstrom anzeigt. Für einen hohen Volumenstrom (125 m³/h) beträgt die Reynoldszahl im 7“ Rohr ca. 570.000, für 40 m³/h verringert sich dieser Wert auf ca. 180.000. Der Einfluß der Reynoldszahl auf die Reibungszahl ist in diesem Bereich gering (siehe [Taschenbuch für Heizung + Klimatechnik 94/95](#), Abbildung 147-5).

- Eine weitere Einflußgröße auf die Pumpenleistung stellt die Lage des statischen Ruhespiegels der Wassersäule in der Bohrung dar. Dieser Wert ist in der Literatur ([[Geothermische Energie, 1995](#)] und [[Bachmann, 1992](#)]) mit ca. 110 Metern unter der Geländeoberkante (GOK) angegeben. Bei [Rockel, \(1995\)](#) (siehe auch Beitrag in diesem Heft) ist ein Wert von 74 Metern unter GOK zu finden. Gerade diese Angabe spielt jedoch eine wesentliche Rolle. Die Rechnungen zeigen, daß für den Fall 1 (110 m) etwa 50 % des gesamten Aufwandes auf diese Größe zurückzuführen ist, während es im 2. Fall nur noch 40 % sind. Im zweiten Fall beträgt die gesamte zu überwindende Druckdifferenz nur noch 85 % des ersten Falles!
- Der statische Ruhespiegel des Thermalwasser stellt sich aufgrund einer ausgeglichenen Druckbilanz am Zutritt aus der Bohrung in das Aquifer ein. Innerhalb der Bohrung stellt sich der Spiegel so ein, daß der hydrostatische Druck der Säule dem Aquiferdruck entspricht. Die Säulenhöhe hängt hierbei maßgeblich von der Dichte der Flüssigkeit ab. Wenn der Ruhespiegel für ein mit dem umgebenden Gestein ausgeglichenes Temperaturprofil über der Bohrtiefe (Bohrung war vor der Messung in Ruhe) gemessen wird, ist die Temperatur des Fluids im Durchschnitt über der Bohrtiefe niedriger als unmittelbar nach einem Pumpversuch oder im Betrieb. Hieraus resultiert eine höhere Dichte und damit eine geringere erforderliche Säulenhöhe. Die Differenz zwischen der Bohrtiefe und der Säulenhöhe (der Ruhespiegel) ist dann größer, wenn die Fluidichte niedriger (Temperatur höher) ist. Einfache Abschätzung mit linear gemittelten Durchschnittswerten der Dichte führen zu einer Spiegeldifferenz von 33 m (im Vergleich weichen die gemessenen Werte um 36 m ab). Da die Meßwerte während des Betriebs bestimmt wurden, wird in die weitere Rechnung der kleinere, dokumentierte Wert (74 m) übernommen.
- Als letzte wesentliche Einflußgröße stellt sich der Druck im Sondenkopf dar. Dieser kann in Abhängigkeit vom Volumenstrom (Druckverluste in den Rohrleitungen und durchströmten Bauteilen) und der Filterbeladung variieren. Er ist als Wert dokumentiert und kann so auf einfache Weise in die Rechnung einbezogen werden.

Die Summation der einzelnen Verluste ergibt den gesamten Druckverlust. Die Antriebsleistung der Pumpe wird berechnet als Produkt aus dem Volumenstrom mit dem gesamten Druckverlust dividiert durch den Wirkungsgrad der Baugruppe Pumpe, Motor und Regelung.

2.2 Abschätzung der Stoffwerte

Die Berechnung der Strömungsverluste erfordert die Vorgabe der Größen „Dichte“ und „Viskosität“ des Thermalwassers. Beide Werte sind von der Mineralisation, der Temperatur und dem Druck des Mediums abhängig. Werte in der Literatur sind für die Dichte z. B. in [Rockel \(1995\)](#) und in [Seibt \(1997\)](#) mit 1147 kg/m³ nachzulesen. Diese Werte sind für Laborbedingungen (20 °C und 1 bar) dokumentiert. Werte für die Viskosität der Wässer am Standort Neustadt-Glewe liegen nicht vor.

Werden Viskosität und Dichte als konstant angenommen, so muß zunächst eine Analyse der dadurch verursachten Fehler vorangestellt werden.

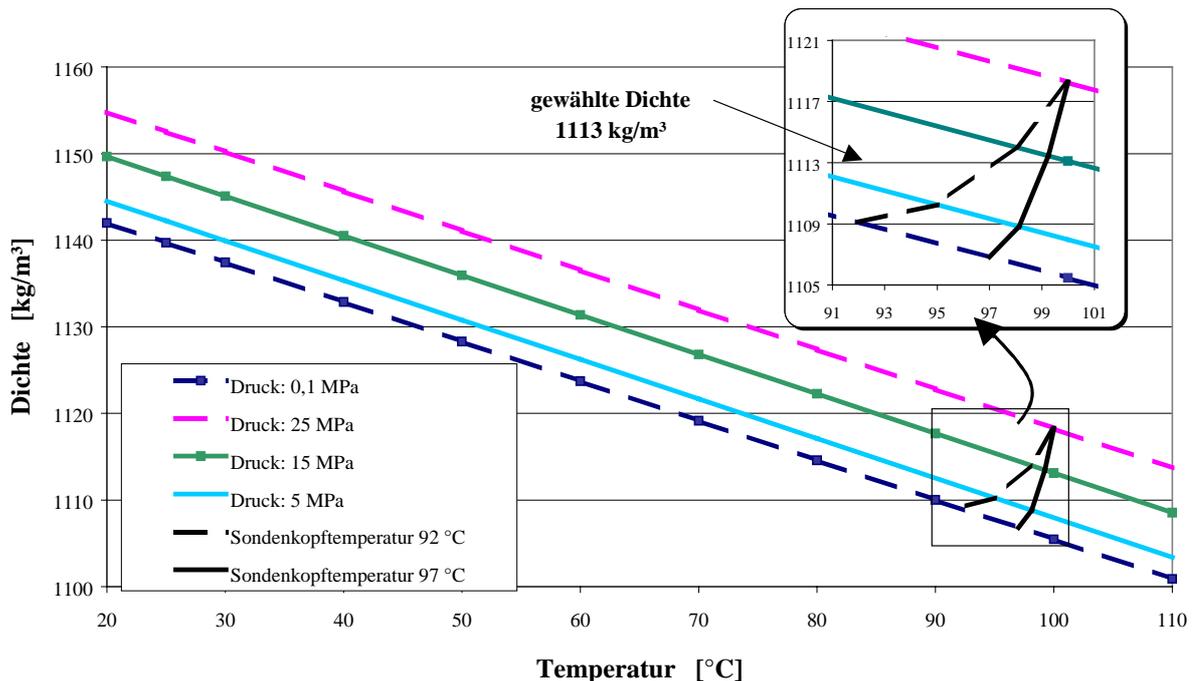
In [Häfner \(1985\)](#) sind Formeln und Diagramme zur Bestimmung der Dichte- und Viskositätswerte angegeben. Ausgehend von einer Mineralisation von 220 g/l [siehe [Geothermische Energie, 1995](#)] und unter Vorgabe einer reinen Lösung von Natrium Chlorid (NaCl) weist [Häfner \(1985\)](#) eine Dichte von 1142 kg/m³ für 20 °C aus. Gleichung (1) [ebenfalls: [Häfner, 1985](#)] beschreibt die Temperatur- und Druckabhängigkeit der Dichte:

$$\text{Gleichung (1): } \rho(p, T) \approx \rho_0 \left[1 + \chi_w (p - p_0) - \beta_w (T - T_0) \right]$$

Mit:	ρ, ρ_0	Dichte des Fluids
	T, T_0	Temperatur des Fluids
	p, p_0	Druck des Fluids
	χ_w	Kompressibilität des Wasser, $4,5 \cdot 10^{-4} \text{ MPa}^{-1}$ nach Häfner, 1985
	β_w	thermischer Ausdehnungskoeffizient von Wasser, $4 \cdot 10^{-4} \text{ K}^{-1}$ nach Häfner, 1985
	<i>Index 0</i>	Bezugswerte für T, p, ρ

Durch Eingabe der abgelesenen Dichte bei Normbedingungen in Gleichung (1) (Bezugswerte mit Index 0) läßt sich ein Feld von Werten mit Druck- und Temperaturzuordnung erzeugen. Abbildung 2-1 beinhaltet diese Daten aufgetragen über der Temperatur mit dem Parameter Druck. Hierin ist eine thermodynamische Zustandsänderung, wie sie bei der Förderung des Thermalwasser auftritt, qualitativ wiedergegeben. Eine exakte Wiedergabe der Sachverhalte würde die Kenntnis des Temperaturprofils im Fluid über der Lauflänge der Bohrung erfordern. Diese Daten liegen nicht vor.

Bei hohem Druck und hoher Temperatur wird das Thermalwasser dem Horizont entnommen (Horizontbedingungen). Je nach Volumenstrom findet eine mehr oder weniger starke Abkühlung des Wassers auf dem Weg zum Sondenkopf statt. Bei sinnvollen Vorgaben der Werte für die Sondenkopftemperatur zeigt sich, daß nur ein kleines „Fenster“ für die Festlegung der Dichte von Bedeutung ist. Aus der Mittelung ergibt sich ein Wert von 1113 kg/m^3 , der in den



nachfolgenden Berechnungen genutzt wird.

Abb. 2-1: Dichte als Funktion der Temperatur mit dem Kurvenscharparameter Druck

Ähnliche Betrachtungen für die Viskosität auf Basis der selben Literatur [Häfner, 1985] zeigen, daß die Druckabhängigkeit im vorliegenden Temperatur- und Druckbereich vernachlässigt werden kann. Der Fehler hierdurch liegt bei maximal 1 % (Abbildung 2-2 aus: Häfner, 1985). Die gleiche Abbildung zeigt auch die Abhängigkeit der Viskosität als Funktion der Temperatur mit dem Parameter Salinität. Hier wurde für eine Temperatur von ca. 96 °C (an-

genommene mittlere Temperatur über alle wesentlichen Zustände) ein Wert von 0,000485 Pa*s abgelesen.

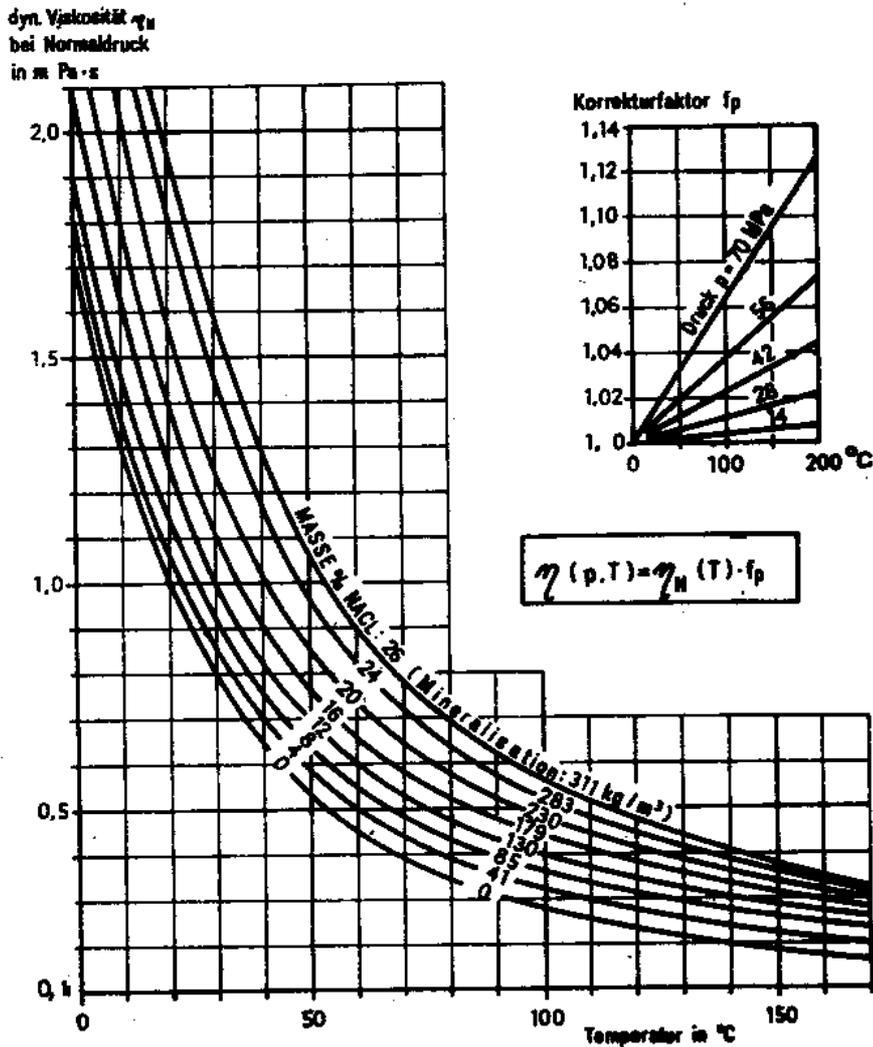


Abb. 2-2: Dynamische Viskosität mineralisierter Wässer in Abhängigkeit von der Temperatur und Korrekturfaktoren als Funktion des Druckes [aus Häfner, 1985 nach Matthews, 1967]

2.3 Vergleich der berechneten und der gemessenen Werte

Führt man nun die vollständige Berechnung mit vorstehenden Vorgaben aus, so stellen sich die gemessene und die berechnete Wertefolge der Antriebsleistung der Pumpe wie in Abbildung 2-3 dar. Die ausgezogene Linie zeigt die Werte der Meßfolge, die gestrichelte diejenigen der berechneten Ergebnisse (beides Leistungswerte). Zu diesen beiden Kurven gehört die linke Achse. Die obere Linie spiegelt den Volumenstrom (rechte Achse) wider.

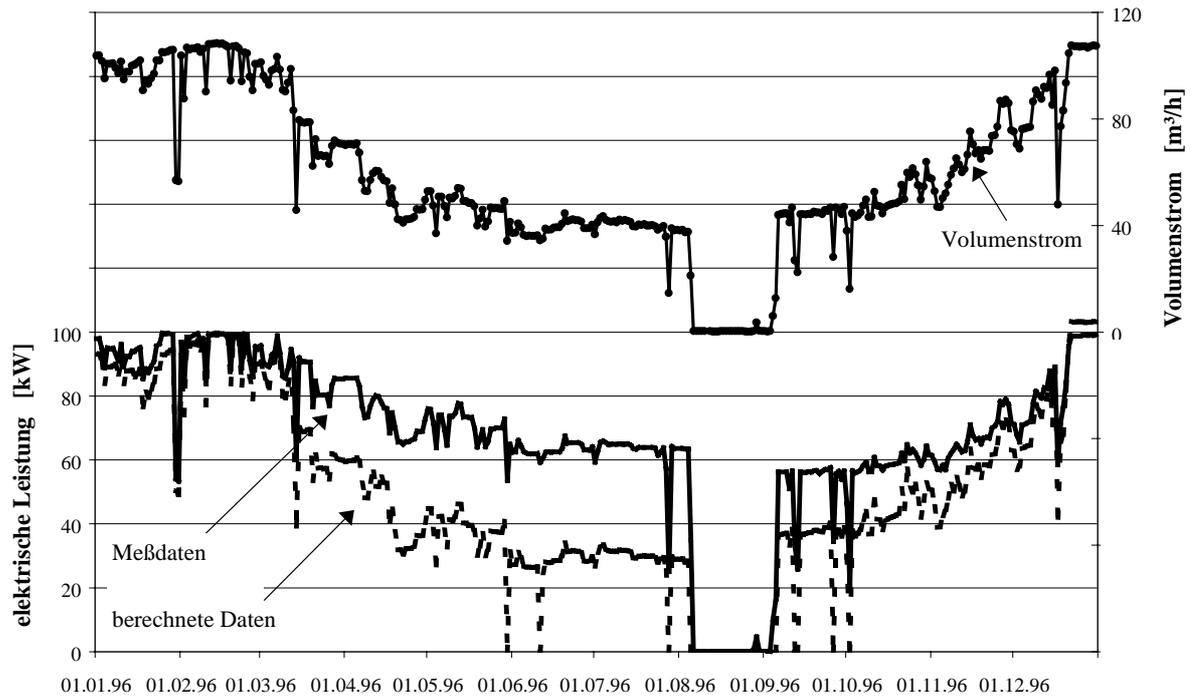


Abb. 2-3: Jahresgang des Pumpenenergieeinsatzes als Meßfolge und als berechnete Zahlenreihe

Die Werte zeigen für hohe Volumenströme eine gute Übereinstimmung. Bei niedrigen Volumenströmen zeigt sich eine deutliche Abweichung. Diese kann nicht ausschließlich auf die konstant angenommene Reibungszahl zurückgeführt werden. Der Fehler dieser Annahme wirkt sich auf den Druckverlustanteil aus, der auf die Rohrreibung zurückzuführen ist. Er wird sich im Bereich von 20 % des Wertes bewegen. Der Druckverlust durch die Rohrreibung nimmt jedoch bei niedrigem Volumenstrom nur einen Anteil von ca. 20 % des Wertes für den gesamten Druckverlust ein. Eine andere Fehlerquelle kann der vorausgesetzte Verlauf des Pumpenwirkungsgrades in Abhängigkeit des Volumenstromes sein (siehe hierzu Tabelle 2-1). Es erscheint zunächst fehlerhaft zu sein, daß die berechneten Werte gelegentlich Null werden, während die Meßwerte eine Leistung angeben. Diese Tatsache ist wieder auf die Mittelwertbildung zurückzuführen. Im Falle der Meßwerte wird der durchschnittliche Wert für die Stromaufnahme auch dann notiert, wenn der durchschnittliche Fördervolumenstrom unter den Wert von 35 m³/h sinkt. Die Berechnung gibt für kleine Volumenströme den Wert Null an, weil sich für diese kein technisch sinnvoller Wirkungsgrad angeben läßt.

In Abbildung 2-4 ist der Quotient aus den berechneten Werten und den Meßwerten gebildet. Erwartungsgemäß ergibt sich eine starke Variation. Interessanterweise zeigt die Kurve einen deutlichen Einbruch vom 12. auf den 13. März des Jahres 1996. Der Unterschied der Verhältnisse beträgt nahezu 20 %. Es findet im weiteren Gang der Kurve bis zur Pumpenwartung kein ähnlich signifikanter Anstieg statt. Erst die erneute Inbetriebnahme der Pumpe nach der Wartung zeigt bei ähnlichen Volumenströmen ein um ca. 20 % besseres Verhältnis. Es wird bestätigt: Der Pumpendefekt trat am 12. oder 13. März ein.

Dies läßt den Schluß zu, daß Gegenüberstellungen von theoretischen Betrachtungen und Meßwerten auch im laufenden Betrieb geeignet sind, Fehlerquellen (hier gezeigt am Beispiel der UWP) aufzuzeigen.

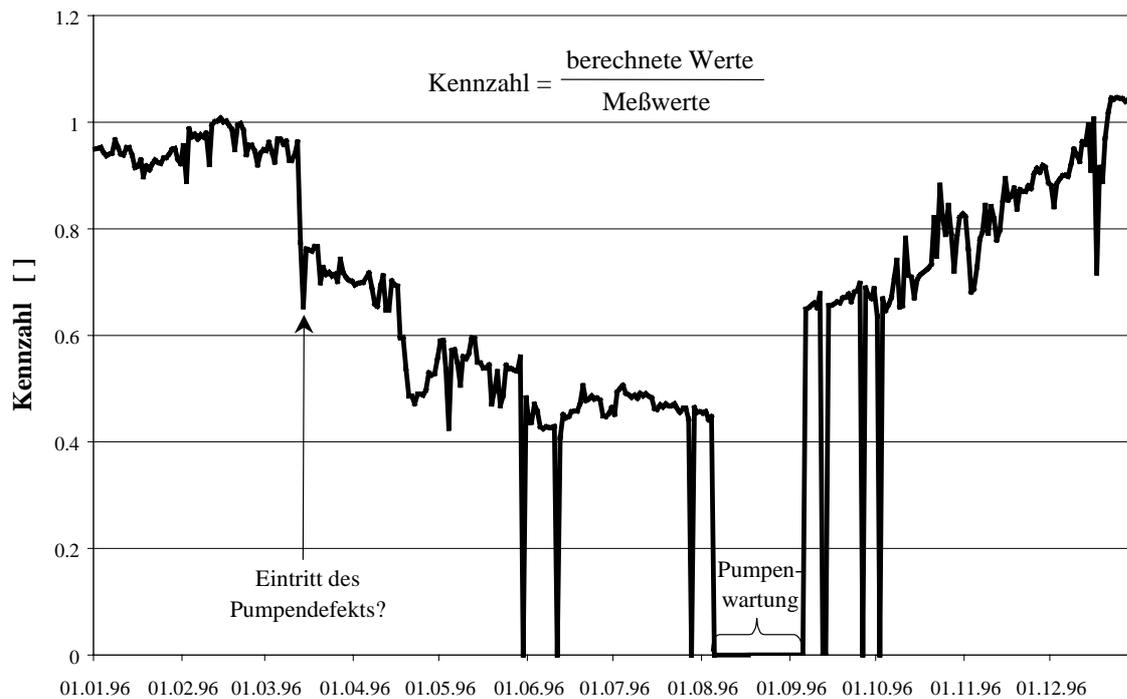


Abb. 2-4: Quotient der berechneten und der gemessenen erforderlichen elektrischen Leistung zum Antrieb der Unterwassermotorpumpe

2.4 Bestimmung der zusätzlich eingesetzten Elektroenergiemenge

Ausgehend von dem im letzten Kapitel bestimmten Datum des Eintritts des Pumpendefekts wird nun die Folge aller Meßwerte des Elektronergieeinsatzes im Betriebsjahr 1996 in zwei Bereiche eingeteilt. Die Meßwerte des Elektronergieeinsatzes in der Zeit vom 13.3.1996 bis zum 5.8.1996 bilden die erste Folge. In dieser Zeit war die Pumpe nicht voll funktionsfähig. Der zweite Bereich umfaßt den Zeitraum, indem die Pumpe entweder noch voll funktionsfähig oder schon repariert war. Das ist die Zeit zu Beginn des Jahres bis zum Eintritt (1.1.1996 bis 12.3.1996) und die Zeit nach der Wiederinbetriebnahme (6.9.1996 bis 31.12.1996). Diese beiden Folgen sind in Abbildung 2-5 als Funktion des Fördervolumenstroms dargestellt. Erwartungsgemäß zeigt sich eine deutliche Zweiteilung. Dies untermauert die Vermutung, daß der Defekt tatsächlich am 12.3.1996 aufgetreten ist. Ebenfalls erwartungsgemäß zeigt die 1. Kurve bei gleichen Volumenströmen einen höheren Elektronergieeinsatz.

Um den zusätzlichen Energieaufwand zu bestimmen, wurde die zweite Folge mit einem Polynom 4. Grades angenähert (siehe Abbildung 2-5). Anschließend wurde für jeden Punkt der 1. Folge der Abstand zu diesem Polynom bestimmt und, da es sich um Tagesmittelwerte handelt, mit 24 Stunden multipliziert. Nach der Aufsummierung ergibt sich auf diese Weise für den zusätzlichen Elektronergieaufwand ein Wert von etwa 45 MWh. Der gesamte Aufwand zum Pumpenantrieb ist im Betriebsjahr 1996 mit etwa 590 MWh anzugeben. Der Fehlbetrag liegt bei etwa 8 % des gesamten Aufwandes.

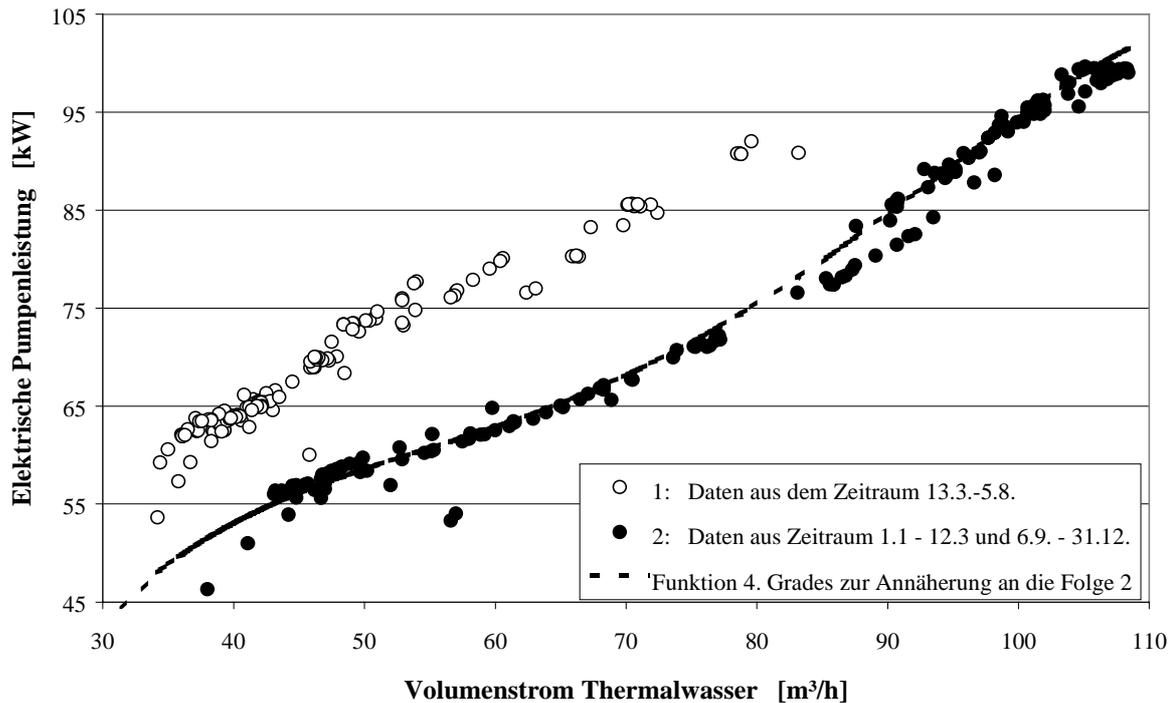


Abb. 2-5: Elektrische Pumpenleistung der UWP als Funktion des geförderten Volumenstroms. Die beiden Folgen stellen unterschiedliche Zeiträume des Betriebsjahres 1996 dar.

3 Schlußfolgerung

Die Auswertung der Meßwerte des Betriebsjahres 1996 zeigt, daß mit dem Einsatz von 590 MWh Elektroenergie zum Antrieb der UWP insgesamt 13.727 MWh Wärme aus der Erde an das Heiznetz geliefert werden konnten (vergleiche Beitrag *Das Geothermische Heizwerk in Neustadt-Glewe im Betriebsjahr 1996*, hier *Tabelle 4-1* in diesem Band). Es wurde also mehr als 23 mal so viel Wärme „geerntet“, wie an Elektroenergie-Einsatz erforderlich war.

Die Berechnung der maximalen erforderlichen Pumpenleistung, der Auslegungsleistung stützt sich auf Literaturwerte für die geologischen, geometrischen und werkstofftechnischen Randbedingungen und die Angaben des Pumpenherstellers. Für diesen Zweck können auch die erforderlichen Stoffwerte unter Beachtung der Temperatur- und Druckparameter auf Basis von Literaturwerten bestimmt werden. Die Annahme konstanter Stoffwerte ist begründbar und sinnvoll. Die Berechnung der Auslegungsleistung kann auf dieser Basis ausreichend genau erfolgen.

Die unter den gewählten Randbedingungen berechnete Ganglinie der Pumpenleistung zeigt Abweichungen von den Meßdaten von 1996.

Aus der Auftragung des Quotienten aus berechneten und gemessenen Daten kann der Zeitpunkt des Pumpendefektes abgelesen werden. Eine derartige Aufbereitung der Meßdaten würde schon während des Anlagenbetriebes, also praktisch „On-Line“ Aussagen zum Zustand der Pumpe liefern. Sie sollte zukünftig in die Visualisierungsprogramme integriert werden, denn hierin können alle Einflußgrößen (z. B. Sondenkopfdruck, Volumenstrom..) einbezogen und als zusätzliche Einflußgrößen ausgeschlossen werden.

Die Bestimmung des Zeitpunkts des Pumpendefektes läßt sich durch Trennung der Meßwerte der elektrischen Leistung in einen Bereich innerhalb der Zeit vom Pumpendefekt bis zur Reparatur und eine Folge außerhalb dieses Zeitraumes untermauern.

Durch Vergleich der beiden Folgen kann der zusätzliche Energieaufwand aufgrund des Defektes mit ca. 8 % des Gesamtaufwandes des Jahres 1996 abgeschätzt werden. In bezug auf den Elektroenergieverbrauch kann der Einfluß des Defektes als „gering“ eingestuft werden.

4 Literatur

Bachmann, I., Geothermie in Norddeutschland: Demonstrationsprojekt Neustadt-Glewe; in: Geothermische Fachtagung, 12.-15.10.1992, Erding bei München, 278-286, (Tagungsband), 1992.

CENTRILIFT, Auskunft des Mitarbeiters Herr de Bie, basierend auf Datenblättern von 1994, März 1997.

Geothermische Energie, Mitteilungsblatt der Geothermischen Vereinigung, Heft 11, Sonderheft Neustadt-Glewe, Mai 1995.

Häfner, F., M. Lauterbach und H.F. Bamberg, Physikalische Eigenschaften von Grund- und mineralisiertem Wasser, von Erdöl und Erdgas; in: Geohydrodynamische Erkundung von Erdöl-, Erdgas- und Grundwasserlagerstätten, Zentrales Geologisches Institut Berlin, Heft1, Jahrgang 26/1985.

Matthews, C.S. und D.G. Russell, Pressure build-up and flow tests in wells – Monographie, Soc. Petr. Eng. J., Dallas, 1967.

Rockel, W. und R. Werner, Die geologischen Bedingungen für die Thermalwassergewinnung und –verpressung; in: Geothermische Energie, Mitteilungsblatt der Geothermischen Vereinigung; Heft 11, Sonderheft Neustadt-Glewe, Mai 1995.

Seibt, A., T. Kellner und P. Hoth, Charakteristik der geothermischen Heizzentralen (GHZ) in Mecklenburg-Vorpommern; in: Hoth, P., A. Seibt, T. Kellner und E. Huenges (Hrsg.), Geothermie Report 97-1, Geowissenschaftlichen Bewertungsgrundlagen zur Nutzung hydrothermalen Ressourcen in Norddeutschland, STR97/15, GeoForschungsZentrum Potsdam, S. 134-149, 1997.

Taschenbuch für Heizung + Klimatechnik, Recknagel, Sprenger und Schramek; Oldenbourg Verlag GmbH, München, 1995.