

Experimentelle Untersuchungen eines hydroreaktiven Antriebs auf der Grundlage des Segnerschen Wasserrades für die Berechnungstechnik

Dipl.-Ing. H. Streitenberger/Dipl.-Ing. N. Müller

Forschungszentrum für Bodenfruchtbarkeit Müncheberg der AdL der DDR, Bereich Jena

Verwendete Formelzeichen

A	m ²	Fläche
c	m/s	Absolutgeschwindigkeit
d ₀	m	Düsendurchmesser
F	N	Kraft
g	m/s ²	Erdbeschleunigung
H	m	Druckhöhe (Überdruck)
H _{ges}	m	Gesamtdruckhöhe
H _{Man}	m	Druckhöhe am Manometer
l	m	Hebelarmlänge
M	Nm	Drehmoment
Δm	kg	Massendifferenz
P	W	Leistung
P ₀	W	zugeführte Leistung
p	MPa	statischer Druck
p _{ges}	MPa	Gesamtdruck
Q	m ³ /h	Volumenstrom bzw. Durchsatz
R ₁	m	Länge des geraden Regnerrohres
R ₂	m	Abstand der Düse vom Drehpunkt
Δt	s	Zeit für n Umdrehungen des Segnerschen Wasserrades
R	-	Regressionsparameter
z ₁	m	geodätische Höhe (≙ Höhenunterschied Manometer - Düse)
η	%	Wirkungsgrad
ρ	kg/m ³	Dichte der Flüssigkeit
ω	s ⁻¹	Winkelgeschwindigkeit

1. Einleitung

Die zunehmende Anwendung energie günstiger Maschinensysteme in allen Bereichen der Volkswirtschaft findet auch in der sozialistischen Landwirtschaft ihren Niederschlag. In diesem Entwicklungsprozeß besteht auch auf dem Gebiet der Feldberegnung die Aufgabe, Energie einzusparen bzw. Benzin und Dieselöl durch andere Energieträger zu ersetzen. Diese Ziele lassen sich aber mit den vorhandenen Beregnungsanlagen und Maschinen nur in begrenztem Umfang verwirklichen. Nennenswerte Einsparungen sind vorwiegend an die Findung und Anwendung neuer Wirkprinzipien für Beregnungsmaschinen gebunden.

Das Bestreben der Forschungs- und Entwicklungsarbeiten an neuen, modernen Beregnungsmaschinen geht dahin, statt der bisher für die Vorschübe verwendeten Verbrennungs- oder Elektromotoren Wasserkraftmaschinen einzusetzen. In diesem Zusammenhang wird etwa seit dem Jahr 1978 verstärkt der hydroreaktive Antrieb (Bild 1), der sich in seiner Grundform auf das Segnersche Wasserrad zurückführen läßt, diskutiert.

Ausgehend vom Stand und von der Entwicklung der Beregnungstechnik wurden von Queitsch [1] theoretische Grundlagen zur Bemessung und Gestaltung eines hydroreaktiven Antriebs für Beregnungsmaschinen nach genanntem Prinzip erarbeitet. Ein zu dieser Problematik passender Vorschlag von Gumz und Müller [2] befaßt sich mit der Zusammenführung der Leistung des Segnerschen Wasserrades und eines Laufrades, ähnlich einer Freistrahlturbine, zu einem Antriebs- und Verteilmechanismus. Der damit gegebene Bearbeitungsstand, besonders gekennzeichnet durch die Berechnungsgrundlagen von Queitsch, erforderte folgerichtig eine praktische Ermittlung und Überprüfung der Leistungsparameter hydroreaktiver Antriebe.

Aus diesem Themenkomplex wurden aufgrund abgeschlossener Untersuchungen die Leistungsmessungen am Segnerschen Wasserrad für die nachfolgenden Ausführungen ausgewählt.

2. Meßmethodik

Zur Ermittlung der Leistung wurde die im Bild 2 vereinfacht dargestellte Versuchseinrichtung verwendet. Diese Versuchseinrichtung wurde im Tragwerk einer Beregnungsmaschine befestigt. Zur Ermittlung des Drehmoments wurden mechanische Scheibenbremsen nach dem Prinzip des Pronyschen Zaums angewendet. Die notwendigen Wägeeinrichtungen befanden sich dabei auf einem in gleicher Ebene aufgebauten Podest.

Folgende Werte waren zu messen:

- Flüssigkeitsdurchsatz Q
- Druck p
- Drehmoment M
- Winkelgeschwindigkeit ω.

Der Flüssigkeitsdurchsatz wurde dabei durch einen Schwebekörper-Durchflußmessgerät und der Druck durch ein Feinmeßmanometer ermittelt. Das Drehmoment (Bremsmoment) ergab sich rechnerisch aus der Beziehung

$$M = F l = \Delta m g l, \quad (1)$$

die Winkelgeschwindigkeit mit der Zeit Δt in s für 10 Umdrehungen aus

$$\omega = \frac{20\pi}{\Delta t} \quad (2)$$

Die abgeführte Leistung bzw. Energie des Segnerschen Wasserrades ergibt sich somit aus dem Moment nach Gl. (1) und der Winkelgeschwindigkeit nach Gl. (2) zu

$$P = M\omega. \quad (3)$$

Für die Beurteilung des Segnerschen Wasserrades ist nicht nur das Wissen um die abgeführte Leistung bedeutungsvoll, sondern auch die zugeführte Leistung. Diese ermittelt sich aus Gl. (4):

$$P_0 = \rho_{ges} Q. \quad (4)$$

Tafel 1. Experimentell ermittelte Strömungs- und Leistungsparameter eines zweiarmigen Segnerschen Wasserrades mit Enddüse (H_{Man} = 30 m, R₂ = 2,48 m, d₀ = 0,01 m)

H _{Man} m	Q m ³ /h	Δt s	Δm kg	ω s ⁻¹	M Nm	P W	P ₀ W	η
30,0	11,40	0,000	17,16	0,000	168,282	0,000	981,359	0,000
29,8	11,75	31,900	13,67	1,969	134,057	263,958	1 005,338	0,262
29,4	12,00	16,000	10,71	3,925	105,029	412,238	1 013,822	0,407
28,7	12,30	12,500	9,21	5,024	90,319	453,764	1 015,912	0,447
28,3	12,72	11,600	8,60	5,414	84,337	456,600	1 037,084	0,440
27,6	12,75	10,200	7,65	6,157	75,021	461,904	1 015,192	0,455
27,0	13,00	9,500	6,66	6,611	65,312	431,779	1 014,037	0,426
26,2	13,25	8,500	5,61	7,338	55,015	406,453	1 004,842	0,404
25,5	13,70	7,600	4,68	8,263	45,895	379,231	1 013,251	0,374
25,0	13,80	7,100	3,76	8,845	36,873	326,144	1 001,916	0,326
24,0	14,25	6,500	2,71	9,662	26,576	256,765	996,185	0,258
23,0	14,70	6,000	1,53	10,467	15,004	157,042	988,046	0,159
22,0	15,20	5,500	0,00	11,418	0,000	0,000	980,791	0,000

Mit der Bernoulli-Gleichung

$$p_{ges} = \frac{\rho}{2} c^2 + p + \rho g z_1 \quad (5)$$

und

$$p = \rho g H \quad (6)$$

1st

$$H_{ges} = \frac{P_{ges}}{\rho g} \quad (7)$$

Durch Gl. (7) wird Gl. (5) auf äquivalente Höhen H zurückgeführt:

$$H_{ges} = \frac{c^2}{2g} + H_{Man} + z_1. \quad (8)$$

Werden die Gln. (6) und (8) unter Berücksichtigung der vorhandenen Strömungsgeschwindigkeit mit

$$c = \frac{Q}{A} \quad (9)$$

in Gl. (4) eingesetzt, ergibt sich die zugeführte Energie zu

$$P_0 = \rho g Q \left(\frac{Q^2}{2g A^2} + H_{Man} + z_1 \right). \quad (10)$$

Durch Anpassung an die Bedingungen der Versuchseinrichtung vereinfacht sich Gl. (10) zu

$$P_0 = 2,73 Q \left(\frac{Q^2}{979,87} + H_{Man} + 1,8 \right). \quad (11)$$

3. Leistungsmessung am Segnerschen Wasserrad

Für die Versuche wurden vier verschiedene Varianten des Segnerschen Wasserrades (Bild 1) mit R₂ = 1,47 m, 2,48 m, 3,49 m und 4,49 m erprobt. Der Düsendurchmesser betrug bei allen Varianten d₀ = 0,01 m. Für die Segnerschen Wasserräder erfolgten experimentelle Leistungs- und Wirkungsgraduntersuchungen, jeweils ausgehend von den Anfangs-Druckhöhen H_{Man} = 10, 20, 30, 40 m. Bei völlig abgebremstem Wasserrad (ω = 0 s⁻¹) erfolgte über ein Ventil die Einstellung des gewünschten Anfangsdrucks, der im

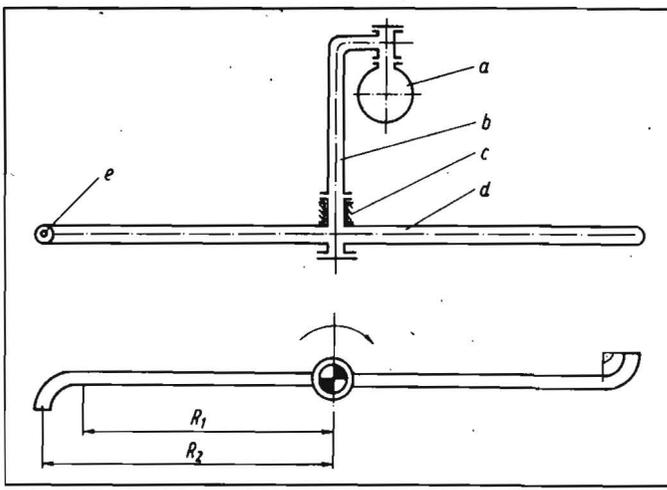


Bild 1. Prinzipieller Aufbau eines zweiarmigen Segnerschen Wasserrades; a Rohrleitung der Beregnungsmaschine, b Zuleitung zum Segnerschen Wasserrad, c Drehgelenk, d Regnerrohr, e Düse

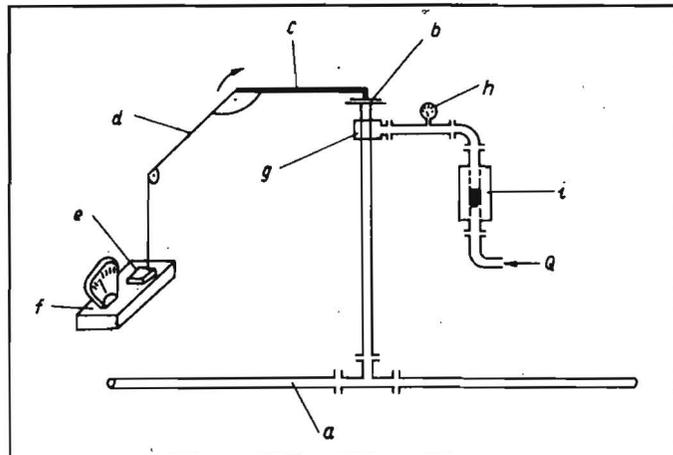


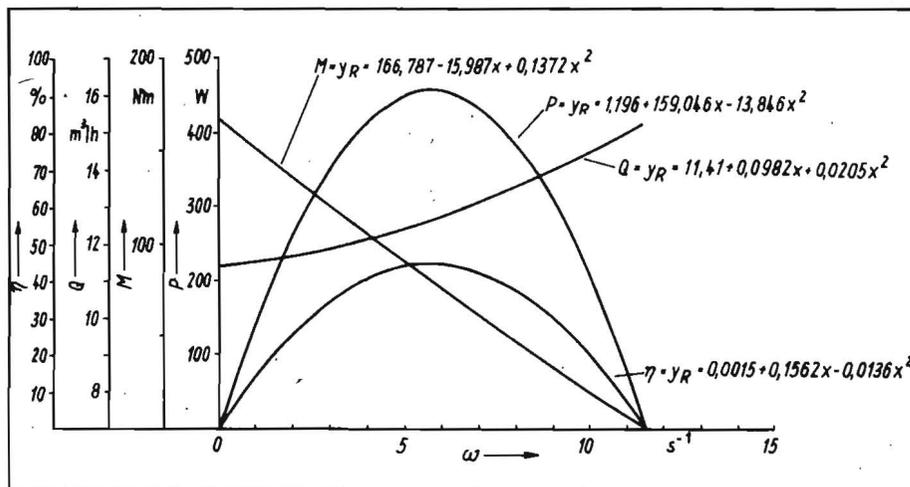
Bild 2. Anwendung des Pronyschen Zaums für die Versuchseinrichtung; a Regnerrohr, b Bremse, c Hebel, d Seil, e Masse, f Waage, g Drehteil, h Manometer, i Durchflußmengenmesser

weiteren Verlauf des jeweiligen Versuchs nicht reguliert wurde.

Danach wurden die Bremse schrittweise gelöst und nach erreichtem Beharrungszustand Druckhöhe H_{Man} , Durchsatz Q , Zeit Δt und Massendifferenz Δm abgelesen, wobei die Messungen bis zur völligen Lösung der Bremse ($\omega = \omega_{max}$) erfolgten. Tafel 1 enthält die so aufgenommenen Meßwerte zusammen mit den nach den Gln. (1, 2, 3 und 11) errechneten Werten für die Bedingungen $H_{Man} = 30 \text{ m}$, $R_2 = 2,48 \text{ m}$ und $d_D = 0,01 \text{ m}$.

Unter Berücksichtigung bestehender Abhängigkeiten, d. h. funktionaler Zusammenhänge zwischen den ermittelten Größen, wurden Regressionsanalysen durchgeführt. Dadurch war es möglich, bestehende Beziehungen zwischen den Variablen präzise durch eine formelmäßige Darstellung zu erfassen.

Die in Bild 3 dargestellten Meßergebnisse der Tafel 1 von Leistung, Drehmoment, Durchsatz und Wirkungsgrad eines zweiarmigen Segnerschen Wasserrades in Abhängigkeit von der Winkelgeschwindigkeit sind



somit auf orthogonale Polynome zweiten Grades zurückgeführt. Die Kurvenverläufe entsprechen dabei den aus der Literatur bekannten Kennlinien für Wasserturbinen, wobei der qualitative Verlauf der Kurven bei allen Versuchsvarianten gleich ist [3]. So erkennt man, daß das gemessene Bremsmoment ($\omega = 0$) am größten ist und mit wachsender Winkelgeschwindigkeit ω (bzw. Drehzahl) in Form einer Geraden abfällt. Da sich die Nutzleistung nach Gl. (3) mit $P = M \omega$ proportional zum Moment und zur Winkelgeschwindigkeit ergibt, verläuft die Leistungskurve P nach einer Parabel. Die Leistung erreicht ihren Höchstwert bei halber maximaler Winkelgeschwindigkeit ω . Abweichungen ergeben sich nur dann, wenn das Moment M keine genaue Gerade darstellt. Bei maximaler Winkelgeschwindigkeit ist das Moment $M = 0$.

Besonders hingewiesen werden soll darauf, daß mit wachsender Winkelgeschwindigkeit der Durchsatz Q stetig steigt. Vergleicht man dieses Ergebnis mit den Meßwerten aus Tafel 1, so ist festzustellen, daß mit steigendem

Bild 3. Leistung, Drehmoment, Volumenstrom und Wirkungsgrad eines zweiarmigen Segnerschen Wasserrades in Abhängigkeit von der Winkelgeschwindigkeit ($H_{Man} = 30 \text{ m}$, $R_2 = 2,48 \text{ m}$, $d_D = 0,01 \text{ m}$)

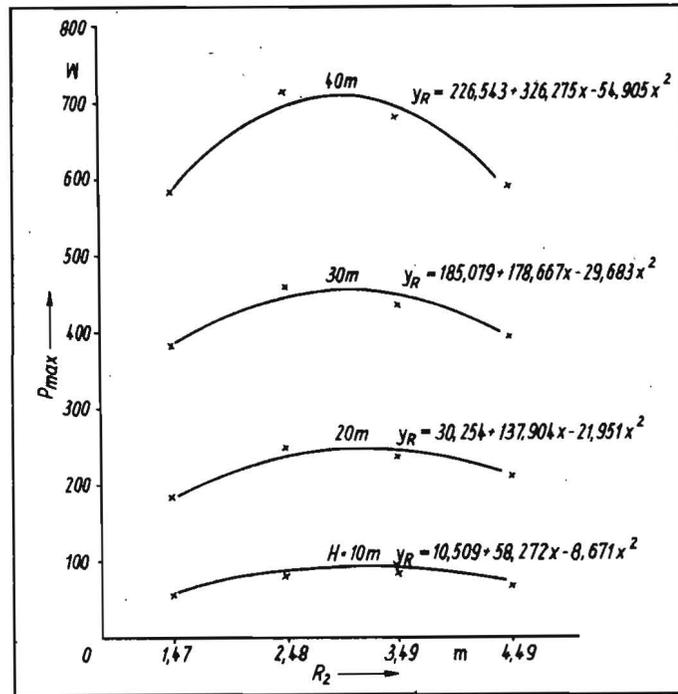


Bild 4. Maximale Leistung P_{max} von zweiarmigen Segnerschen Wasserrädern in Abhängigkeit von Regnerrohrlänge R_2 und Druckhöhe H ; x Leistungsparameter nach Tafel 2 y_R Kurvenverlauf nach polynomialer Regression zweiten Grades

Tafel 2. Maximale Leistung P_{max} und maximaler Wirkungsgrad η_{max} zweiarmiger Segnerscher Wasserräder in Abhängigkeit von der Regnerrohrlänge R_2 und Druckhöhe H

H m	$R_2 = 1,47 \text{ m}$		$R_2 = 2,48 \text{ m}$		$R_2 = 3,49 \text{ m}$		$R_2 = 4,49 \text{ m}$	
	P_{max} W	η_{max} %	P_{max} W	η_{max} %	P_{max} W	η_{max} %	P_{max} W	η_{max} %
10	55,83	28,10	82,60	38,60	85,19	38,40	77,05	35,40
20	183,13	35,50	244,88	43,30	236,21	42,30	209,66	37,20
30	379,65	39,50	457,93	45,40	434,32	43,00	393,27	39,50
40	582,59	37,40	713,79	46,60	679,94	42,80	590,37	39,30

Durchsatz die Druckhöhe H gleichlaufend fällt.

Der Wirkungsgrad η hat ebenfalls die Form einer Parabel, wobei η_{\max} im Bereich von P_{\max} liegt.

In Tafel 2 sind in diesem Zusammenhang die maximalen Leistungen und die maximalen Wirkungsgrade aller untersuchten zweiarmigen Segnerschen Wasserräder festgehalten. Trägt man die einzelnen Leistungsparameter in Abhängigkeit von der Regnerrohrlänge R_2 und der Druckhöhe H in ein dafür vorgesehenes Diagramm ein, so erhält man das im Bild 4 dargestellte Leistungsschaubild. Der Kurvenverlauf ist dabei ebenfalls auf orthogonale Polynome zweiten Grades zurückgeführt.

4. Diskussion

Die bisherigen Ergebnisse können je nach der konkreten Fragestellung in den verschiedenen Richtungen ausgewertet werden. An dieser Stelle sollen stichpunktartig nur einige besonders wesentliche Schlußfolgerungen gezogen werden:

– Der absolut höchste gemessene Wirkungsgrad Segnerscher Wasserräder liegt bei $\eta = 46,6\%$ (Tafel 2). Vergleicht man den Wirkungsgrad des Segnerschen Wasserrades mit den aus der Literatur bekannten Wirkungsgraden von Turbinen ($\eta = 82 \dots 93\%$) [3], so liegt das Segnersche Wasserrad noch deutlich darunter. Die prinzipielle Unterlegenheit des Segnerschen Wasserrades bei der Umwandlung von Strömungsenergie in mechani-

sche Energie begründet Queitsch [1] damit, daß das Antriebswasser selbst in umlaufende Bewegung versetzt wird und damit einen Teil der Antriebsleistung verbraucht. Die geringere Ausnutzung der Antriebsleistung ergibt sich aus der Relativgeschwindigkeit zwischen ausfließendem Wasser und bewegtem Rohr, die nicht Null werden kann.

- Der erzielte Wirkungsgrad von $\eta_{\max} \approx 46\%$ resultiert aber auch daraus, daß das aus dem Segnerschen Wasserrad austretende Wasser noch ein hohes Maß an Strömungsenergie hat. Diese Energie ist für die Verteilung der Beregnungsflüssigkeit nutzbar.
- Durch optimale Anpassung des Segnerschen Wasserrades an strömungsmechanisch günstige Bedingungen ist eine Wirkungsgraderhöhung möglich.
- Alle Messungen zeigen deutlich eine Abhängigkeit des Wasserverbrauchs Segnerscher Wasserräder von der Winkelgeschwindigkeit (Bild 3 und Tafel 1). Dieser Effekt läßt sich aus der Wirkung der Fliehkraft auf die mit den Regnerrohren rotierende Flüssigkeit erklären.
- Der Radius beeinflußt nach Tafel 2 bzw. Bild 4 die Größe der gemessenen Leistung. Ein Optimum liegt – unabhängig von der Druckhöhe H – bei einem Radius $R_2 \approx 3,0$ m. Zum anderen ist zu erkennen, daß im untersuchten Druckbereich die effektive Leistungszunahme mit steigender Druckhöhe wächst.

– Die technische Einfachheit des Segnerschen Wasserrades ist im Vergleich zu anderen Antriebseinrichtungen vorteilhaft.

5. Zusammenfassung

Anhand von Untersuchungen eines hydroreaktiven Antriebs auf der Grundlage des Segnerschen Wasserrades wurden für Beregnungsmaschinen experimentell ermittelte Leistungsparameter mitgeteilt. Sie sind – verglichen beispielsweise mit bekannten Leistungsanforderungen von Kreisberegnungsmaschinen und geradeaus fahrenden Beregnungsmaschinen – von praktischer Bedeutung.

Für fundierte Aussagen zur Anwendbarkeit des Segnerschen Wasserrades als Antriebsprinzip für Beregnungsmaschinen sind allerdings weitere Untersuchungen, vor allem zur Übertragung der mechanischen Leistung des hydroreaktiven Antriebs zum Fahrwerk, sowie Niederschlags- und Verteilmessungen erforderlich.

Literatur

- [1] Queitsch, K.; Lohmann, F.: Theoretische Grundlagen zur Bemessung und Gestaltung des hydroreaktiven Antriebes für Beregnungsmaschinen. Ingenieurhochschule Berlin-Wartenberg, Bericht zur Neuerervereinbarung, Dezember 1980 (unveröffentlicht).
- [2] Gumz, G.; Müller, N.: Vorrichtung zum Antrieb und zur Flüssigkeitsverteilung bei Beregnungsmaschinen. Patent WPA 01 G/223613. Anmeldetag: 29. Aug. 1980.
- [3] Pfeleiderer, C.; Petermann, H.: Strömungsmaschinen. Berlin/Göttingen/Heidelberg: Springer-Verlag 1964. A 3480

Methoden und Rechenprogramm zur Ermittlung der Niederschlagsverteilung bei kontinuierlich geradeausfahrenden Beregnungsmaschinen

Dipl.-Ing. D. Streuber/Dr. R. Winter, KDT, Forschungszentrum für Mechanisierung der Landwirtschaft Schlieben/Bornim der AdL der DDR

1. Problematik

Das Streben nach hochproduktiven Verfahren für die Beregnung zog u. a. die Entwicklung einer Reihe von kontinuierlich geradeausfahrenden Maschinen nach sich (z. B. Konsolberegnungsmaschine DDA-100 M und geradeausfahrende Beregnungsmaschine KUBAN [1,2], beide aus der UdSSR, sowie Schlauchberegnungsmaschine PP 67 aus der ČSSR), die mit herkömmlichen Regnern, Düsen oder speziellen Ausbringorganen ausgerüstet sind und kontinuierlich während der Vorwärtsbewegung beregnen.

Die Entwicklung derartiger Beregnungsmaschinen ist noch nicht abgeschlossen. Eine Richtung ihrer weiteren Vervollkommnung ist die Schaffung und Anordnung spezieller Ausbringorgane, wie sie z. B. an der Beregnungsmaschine KUBAN realisiert sind, die es ermöglichen, neben Klarwasser auch andere Medien (z. B. Gülle) bodennah und mit geringer Umweltbelastung auszubringen. Mit den Neuentwicklungen werden eine Herabsetzung des Betriebsdrucks von 0,6 bis 0,8 MPa auf 0,3 bis 0,5 MPa und dadurch eine wesentliche Energieeinsparung beim Beregnungsbetrieb ermöglicht.

Für den effektiven Einsatz der Beregnungsmaschine ist eine möglichst gleichmäßige örtliche Niederschlagsverteilung erforder-

lich. Als Kennzahl dafür hat international der auf der mittleren arithmetischen Abweichung basierende CU-Koeffizient nach Christiansen große Bedeutung erlangt:

$$CU = 100 \left(1 - \frac{\sum_{i=1}^n |x_i - \bar{x}|}{n \bar{x}} \right) \quad (1)$$

Je nach Pflanzenabstand werden Werte für den CU-Koeffizienten von 65 bis 85 % gefordert [3].

Bereits bei der Konstruktion soll gewährleistet werden, daß die geforderte Gleichmäßigkeit der Niederschlagsverteilung erreicht wird. Dazu wird eine Methode benötigt, mit der die Niederschlagsverteilung der kontinuierlich geradeausfahrenden Beregnungsmaschinen aus der Niederschlagsverteilung einzelner Regner vorausbestimmt werden kann. Das ist besonders bei neuen Organen zur bodennahen Ausbringung erforderlich.

2. Erkenntnisstand

Bei kontinuierlich vorwärts bewegten Kreisregnern kann davon ausgegangen werden, daß die Vorwärtsbewegung je Umdrehung des Regners klein im Verhältnis zu seiner Wurfweite ist. Somit wird von dem Regner ein Streifen von der Breite seiner doppelten

Wurfweite beregnet. Im Idealfall, d. h. ohne zeitliche Veränderungen von

– Senkrechtstellung der Drehachse des Regners

– Winkelgeschwindigkeit

– Geschwindigkeit der Vorwärtsbewegung

– Flüssigkeitsdruck an der Düse

– ohne Windeinfluß, ist die Wasserverteilung auf jeder Parallelen zur Bewegungsbahn des Regners völlig gleichmäßig. Dagegen ist die Verteilung quer zur Bewegungsbahn zwar symmetrisch, aber ungleichmäßig. Die Niederschlagsdichte in mm/h verändert sich zwischen 0 an den Grenzlinien des berechneten Streifens und einem Maximum in der Spur der Regnerachse.

In [4, 5, 6] werden Verfahren beschrieben, mit denen aus der radialen Niederschlagsverteilung von kontinuierlich vorwärts bewegten Drehstrahlregnern die Niederschlagsverteilung quer zu ihrer Bewegungsbahn berechnet werden kann, die sich einstellt, wenn der momentane Niederschlagskreis um den Regner eine Strecke von der Länge seines Durchmessers voll überstrichen hat. Diese Berechnungsverfahren erstrecken sich aber nur auf einfache Spezialfälle, bei denen die Radialverteilung

– konstant ist (Rechteckverteilung)

– entsprechend der Beziehung $(b/a) \sqrt{a^2 - r^2}$