

TECHNISCHE UNIVERSITÄT WIEN

D I P L O M A R B E I T

"Holzgasanlagen - ihre Technik und Wirtschaftlichkeit unter
besonderer Berücksichtigung des thermisch-hydraulischen
Verbundes"

ausgeführt am Institut für
Energiewirtschaft
der Technischen Universität Wien
von

Christian J. Zinkl

1238 Wien, Ketzergasse 409/14

Wien, im November 1979

Christian J. Zinkl

3.5.5.3	Die Möglichkeiten der Ascheverwertung	29
3.5.6	Die Möglichkeiten der besseren Brennraumgestaltung und der Vergasung von Stroh	29
3.6	Die Gasreinigung	30
3.6.1	Die Abmessungen der Zyklone	31
3.6.2	Berechnung von Kühlluftbedarf und Wärme-tauschfläche des Gaskühlers	32
3.6.3	Der Saugzug und die Gasverdichtung	33
3.7	Der Gasmotor	35
3.7.1	Die Grundlagen der Berechnung von Ver-brennungsmotoren	35
3.7.2	Die Berechnung des Luftbedarfes zur Verbrennung	36
3.7.3	Die Gemischbildung	37
3.7.3.1	Die Gemischheizwerte	38
3.7.4	Die Gasmotoren	39
3.7.4.1	Der spezifische Brennstoffbedarf	41
3.7.5	Die Zusammensetzung und die Menge des Rauchgases	42
3.7.6	Die Gewinnung thermischer Energie aus dem Abgas	44
3.7.6.1	Die Abgasturbine	46
3.7.7	Die Gewinnung thermischer Energie aus dem Kühlwasser	47
3.7.8	Das Anfahren von Gasgenerator und Motor	49
3.8	Der Synchrongenerator	50
3.9	Das Energieflußdiagramm	52
4.	Wartung, Instandhaltung, Reinigung	54
4.1	Der Gasmotor	54
4.2	Der Gasgenerator	55
5.	Die Bedienung	56
5.1	Die Manipulation des Holzes	56
5.2	Die Bedienung des Gasgenerators	56
5.3	Die Überwachung der Anlage	57

6.	Der Verbund Holzgasanlage - Wasserkraftanlage	58
6.1	Die Möglichkeiten des Ausbaues	60
6.2	Die Turbine	60
6.3	Die Regelung	62
7.	Die Kosten	62
7.1	Die Kosten der Komponenten	62
7.2	Die Kosten der Wartung und Bedienung	67
7.3	Die Brennstoffkosten	68
8.	Die Wirtschaftlichkeit	68
8.1	Die Wirtschaftlichkeit der Holzgasanlage	68
8.2	Die Wirtschaftlichkeit im thermisch-hydraulischen Verbund	72
8.3	Kurze Diskussion der Ergebnisse der Wirtschaftlichkeitsrechnung	87
9.	Die gesamtwirtschaftliche Bedeutung der Holzvergasung für Österreich	89
9.1	Der Holzanfall	89
9.2	Das Energiepotential	90
10.	Literatur	92
	Anhang	

Inhaltsverzeichnis
1. Einleitung
2. Zusammenfassung
3. Hauptteil
4. Schluss

Mein Dank gilt dem Vorstand des Institutes für Energiewirtschaft, Herrn o. Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Leopold Bauer, dessen Vorschläge und Förderung viel zum Gelingen dieser Arbeit beitrugen. Weiters danke ich Herrn Dipl.-Ing. Heinz Stigler für die Anregung zu dieser Arbeit und die intensive wissenschaftliche Betreuung. Mein Dank gilt auch allen Firmen, die durch die Überlassung von Unterlagen die Durchführung dieser Arbeit ermöglichten.

Christian Zinkl

INHALTSVERZEICHNIS

1. Einleitung	1
2. Zusammenfassung	2
3. Das Verfahren	5
3.1 Ein Überblick über die Verfahrensgestaltung	5
3.2 Energieinput - Energieoutput der Holzgasanlage	6
3.3 Der Brennstoffbedarf	7
3.4 Die Brennstoffaufbereitung	8
3.4.1 Die Holzzerkleinerung bei der Anlage	8
3.4.2 Die Holzzerkleinerung am Ort der Ausformung	9
3.4.3 Der Energiebedarf für die Holzzerkleinerung	10
3.4.4 Die Brennstofflagerung	11
3.4.5 Die Holz Trocknung	13
3.4.5.1 Der Energieaufwand zur Holz Trocknung	13
3.4.5.2 Die Größe des Silos	15
3.4.5.3 Die Sicherheitseinrichtungen	16
3.4.5.4 Die Beschickung des Generators	16
3.5 Der Holzgasgenerator	17
3.5.1 Die Grundlagen der Holzvergasung	17
3.5.2 Die Zusammensetzung und die Heizwerte der Brennstoffe	21
3.5.2.1 Die Holzzusammensetzung	21
3.5.2.2 Die Rindenzusammensetzung	21
3.5.2.3 Der Heizwert des Holzes	22
3.5.2.4 Der Heizwert der Rinde	23
3.5.3 Die Zusammensetzung und der Heizwert des Generatorgases	23
3.5.3.1 Die Gasanalyse	23
3.5.3.2 Der Heizwert des Generatorgases	23
3.5.4 Der Generatorwirkungsgrad	25
3.5.5 Die Asche	28
3.5.5.1 Der Aschenanfall	28
3.5.5.2 Die Zusammensetzung der Asche	28

1. EINLEITUNG

Die Vergasung von Holz ist eine schon lang bekannte Technologie. Sie hatte eine kurze Blüte in der Zeit des 2. Weltkrieges, wo sie zur Energieerzeugung herangezogen wurde, da durch die politische Situation ein empfindlicher Mangel an Erdölprodukten herrschte. Viele thermische Kleinkraftwerke arbeiteten damals mit Holzgas. Nach dem Krieg wurden die Kraftwerke, die ihre Energie aus Holzgas bezogen, sukzessive demontiert. Ihre Bedienung war aufwendig und mit Dieselöl stand ein Kraftstoff zur Verfügung, der billig und dessen Manipulation im Vergleich zu Holz sehr einfach war.

Durch die starke Verteuerung von Erdölprodukten rücken nun wieder andere Energieträger in den Blickpunkt des Interesses. Für die Holzverarbeitende Industrie ist die Verwendung ihrer Restprodukte eine Möglichkeit der Energiegewinnung. Dabei ist besonders die Verwertung von Rinde ein für die Sägeindustrie vordringliches Problem. Die zentral anfallenden Rindemengen werden durch die Zunahme maschineller Entrindungsanlagen immer größer. Die Beseitigung der Rinde durch Kompostierung oder die Verwendung als Rohstoff für die Plattenerzeugung ist derzeit anteilmäßig nur gering. Daher bleibt nur die Verfeuerung oder die Lagerung auf einer Deponie. Die Rinde stellt aber, mit geringen Einschränkungen, einen vollwertigen Rohstoff für die Vergasung dar.

Hier soll die Technologie der Gewinnung elektrischer Energie mit Holzvergasern und deren Wirtschaftlichkeit dargestellt werden. Anschließend wird noch die Wirtschaftlichkeit von Kleinkraftwerken bei thermisch-hydraulischem Verbund untersucht.

2. ZUSAMMENFASSUNG

Der technische Aufbau einer Holzgasanlage ist mit einigen Problemen verbunden, die jedoch einer Lösung zugeführt werden können. Dabei ist besonders dem in der Literatur /2,6, 9/ behandelten Absinken der Leistung des Gasmotors bei Holzgasbetrieb großes Augenmerk zu schenken. In dieser Arbeit wird gezeigt, daß es nur auf eine ungenügende Füllung des Zylinders zurückzuführen ist, was durch die Selbstansaugung des Holzgases durch den Motor verursacht wird. Dem Absinken der Motorleistung kann entgegengewirkt werden, indem man das Holzgas mit einem der Motortype entsprechenden Druck zur Verfügung stellt. Die Gasvorverdichtung bei Zweitaktmotoren, die eine innere Gemischbildung haben, wird durch einen Schraubenverdichter, der von einer Abgasturbine angetrieben wird, bewerkstelligt. Der Heizwert des Holzgas-Luftgemisches entspricht etwa dem herkömmlicher Treibgas-Luftgemische.

Der Holzgasgenerator kann mit stückigen Holz jeder Baumart beschickt werden, wobei in gewissen Prozentsätzen Sägespäne und Rinde beigemischt werden können. Um den Brennstoff im Generator vergasen zu können, darf er nicht zu feucht sein. Daher kann es nötig sein, das Brennmaterial in einem Silo zu trocknen. Die dazu benötigte thermische Energie kann aus der Abwärme der Holzvergasung und des Verbrennungsprozesses im Gasmotor gewonnen werden. Das Generatorgas wird in Anlagen gereinigt, die bereits bisher in großer Zahl in der Industrie zur Reinigung technischer Gase eingesetzt werden.

Die spezifischen Investitionskosten der Holzgasanlagen sind sowohl von der Leistung als auch von der eingesetzten Motortype abhängig. Bei Viertaktmotoren sinken die spezifischen Investitionskosten für die Errichtung einer Holzgasanlage mit steigender Leistung. Für die Zweitaktmotoren, die üblicherweise oberhalb einer Leistungsgrenze von ca. 500 kW eingesetzt werden, ergeben sich zwar höhere spezifische

Investitionskosten als jene der Viertaktmotoren mit einer Leistung von 250 kW, sie haben aber etwa die doppelte Lebensdauer der Viertakttypen und ihr spezifischer Energiebedarf ist geringer. Daher kann die Frage, ob in einem Leistungsbereich zwischen 500 kW und 700 kW mehrere Viertaktmotoren eingesetzt werden oder statt dessen ein Zweitaktmotor, nur im speziellen Fall entschieden werden, wenn der Zeitraum der Abschreibung und der jeweilige Einsatz bekannt sind.

Bei der Wirtschaftlichkeitsberechnung der Holzgasanlagen zeigt sich, daß die Stromgestehungskosten mit zunehmender Ausbauleistung stark sinken. Der Anteil der Brennstoffkosten an den Gesamtkosten steigt mit zunehmender Leistung der Holzgasanlage. Die Brennstoffkosten betragen bei 50-kW-Anlagen ca. 50 % der Stromgestehungskosten und steigen bei 1 000-kW-Anlagen auf ca. 80 % unter den gewählten Voraussetzungen an.

Der thermisch-hydraulische Verbund bietet sich dort an, wo Wasserdargebot und Holzanfall zusammentreffen. Dies ist bei vielen Sägewerken der Fall, die an Bachläufen gelegen sind und ihre Maschinen mit hydraulischer Energie antreiben. Besonders günstig ist bei dieser Kombination, daß der Zeitraum des Niedrigwassers und des Wärmebedarfes zusammenfallen. Für die Berechnung der Wirtschaftlichkeit der Anlagen wurden die Neuerrichtung der Turbinenanlage und der Aufbau einer Holzgasanlage als Grundlagen herangezogen. Da die spezifischen Kosten für eine Turbine von den Parametern Durchfluß und Fallhöhe abhängen, ergeben sich zu jeder Leistung zwei charakteristische Grenzwerte der spezifischen Kosten. Daher ergeben sich auch für die Stromgestehungskosten bei thermisch-hydraulischem Verbund eine obere und eine untere Grenze.

Es zeigt sich, daß die Stromgestehungskosten für Anlagen

bis etwa 100 kW (entsprechend Q_5) bei thermisch-hydraulischem Verbundbetrieb höher sind als bei reinem Holzgasbetrieb, dies unter der Annahme gleicher Abschreibungszeiträume von Holzgasanlagen und Wasserkraftanlagen. Der Anteil der Brennstoffkosten an den gesamten Stromgestehungskosten liegt bei oben angeführtem Fall bei thermisch-hydraulischem Verbund zwischen 25 % und 35 %.

Bei Anlagen mit thermisch-hydraulischem Verbund oberhalb einer Leistung von ca. 250 kW ergeben sich Minima in den Stromgestehungskosten in Abhängigkeit vom hydraulischem Ausbaugrad. Dabei zeigt es sich, daß die Punkte des wirtschaftlichsten Ausbaugrades mit steigenden maximalen Leistungen, die jeweils einem Ausbau auf Q_5 gleichgesetzt werden, bei sinkenden Ausbaugraden liegen. So liegt das Minimum der Stromgestehungskosten bei einem Wasserdargebot, bei dem eine maximale Leistung von 500 kW erzielt werden könnte, bei einem Ausbau auf eine Wassermenge von Q_{30} , was einer Leistung von ca. 400 kW entspricht. Bei einem Wasserdargebot, das bei einem Ausbau auf Q_5 eine maximale Leistung von 1 000 kW erwarten ließe, liegt das Minimum der Stromgestehungskosten bei einem Ausbau auf Q_{50} , entsprechend einer maximalen Leistung von 500 kW.

Die Stromgestehungskosten bei Q_{50} und einer Leistung von 500 kW betragen zwischen 47 % und 56 % derer, wie sie bei rein thermischen Betrieb zu erwarten gewesen wären. Der Anteil der Brennstoffkosten beträgt für diesen Fall zwischen 21 % und 34 % an den gesamten Stromgestehungskosten.

Die in Österreich anfallende, nicht industriell verwertete Restholzmenge und die Rindenmenge stellen ein Energiepotential dar, das die Erzeugung einer Strommenge erlauben würde, die dem Regelarbeitsvermögen des Donaukraftwerkes Ybbs-Persebeug entspricht.

3. DAS VERFAHREN

Das gegenständliche Verfahren stellt eine Möglichkeit zur Gewinnung elektrischer Energie aus den Rohstoffen Holz und Rinde dar. Um aus diesen Rohstoffen elektrische Energie gewinnen zu können, müssen sie zuerst in eine andere Energieform übergeführt werden: es soll die Möglichkeit der Vergasung und der anschließenden Verbrennung in einem Gasmotor untersucht werden, wobei der Gasmotor den elektrischen Generator antreibt.

3.1 Ein Überblick über die Verfahrensgestaltung

Das Holz muß zuerst mechanisch zerkleinert werden. Das Hackgut wird dann einem Speicher zugeführt, der eine kontinuierliche Entnahme bei chargenweiser Anlieferung garantieren soll. Dort wird das Brennmaterial getrocknet, wenn das angelieferte Holz bzw. die Rinde für die Vergasung zu feucht sind. Der Rohstoff wird dann durch geeignete Transporteinrichtungen dem Vergaser zugeführt. Dort erfolgt seine Umsetzung in ein Gas, das in einem Gasmotor herkömmlicher Bauart verbrannt werden kann. Der Gasmotor kann als Gasottomotor oder als Gaszündstrahlmotor ausgeführt sein.

Der Motor treibt einen direkt auf seine Welle gekuppelten Generator an. Als Generatoren kommen nur Synchronmaschinen in Betracht, wenn mit ihnen ein stabiler Inselbetrieb gefahren werden soll.

Die bei diesem Prozeß frei werdende thermische Energie kann ebenfalls einer Nutzung zugeführt werden. Wärme fällt bei der Kühlung des aus dem Generator austretenden Rohgases und als Abwärme bei der Kühlung des Gasmotors an; ferner kann die Wärme der Motorabgase genutzt werden. Die Wärme muß zum Teil dem Prozeß in Form der zur Holz Trocknung notwendigen

Energie wieder zugeführt werden, der andere Teil kann zu Heizzwecken oder in Trocknungsanlagen verwendet werden.

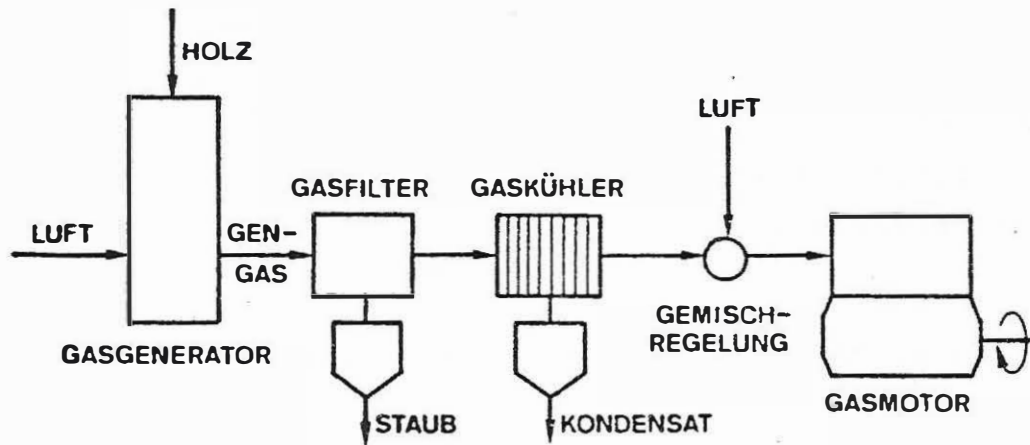


Abb. 3.1 Übersichtsbild einer Holzgasanlage /9/

3.2 Energieput - Energieoutput der Holzgasanlage

Bei diesem Verfahren wird unter zweimaliger Umsetzung aus dem Rohstoff Holz elektrische Energie gewonnen. Neben Holz in stückiger Form können auch Späne in einer Zumischung bis zu 20 % verarbeitet werden. Ebenso ist es möglich bis zu 80 % Rinde in einer Holzvergasungsanlage zu verbrennen /17/.

el. Leistung kW	el. Energie %	Wärme %	Verluste %	Input : Output
250	22	46	32	4,5 : 1
1 000	25	50	25	4 : 1

Tab. 3.1 Prozentuelle Aufteilung der bei Holzgasanlagen entstehenden Sekundärenergieformen in Abhängigkeit von der Leistung /16/

Input.... zugeführte Energie des Holzes in [J]

Output... gewonnene elektrische Energie in [J]

Dabei ist noch zu beachten, daß zwischen 10 % und 37 % der Wärme dem Prozeß zur Trocknung des Holzes wieder zugeführt werden müssen /16/.

3.3 Der Brennstoffbedarf

Um über den Brennstoffbedarf der Anlage eine Aussage machen zu können, wird hier zuerst ein grober Überblick über die Wirkungsgrade der einzelnen Systemkomponenten gegeben.

el. Leistung kW	Wirkungsgrad Holzvergaser %	Wirkungsgrad Gasmotor %	Wirkungsgrad el. Generator %
50	80	30	88
1 000	80	33	94

Tab. 3.2 Wirkungsgrade der Systemkomponenten /16,18/

Die Anlage von ungefähr 50-kW-Klemmenleistung hat einen spezifischen Holzverbrauch von ca. 1,14 kg Holz/kWh. Für die Anlage von 1 000-kW-Klemmenleistung ergibt sich ein Holzverbrauch von ca. 0,95 kg/kWh bei einer Holzfeuchte von 15 % /16/. (Vergleiche Abb. 3.15)

Für diese Anlagen eignet sich jede Holzart, die in Österreich verarbeitet wird. Besonders gut eignen sich aber die sogenannten Harthölzer Buche und Eiche /6/. Mengenmäßig werden jedoch in Österreich Fichte und Tanne im Vordergrund stehen. Der Holzbedarf der Anlagen hängt von der jeweiligen Leistung ab und bleibt bei gleicher Leistung konstant. Die Beschickung des Generators mit Brennstoff muß kontinuierlich erfolgen.

3.4 Die Brennstoffaufbereitung

Was im folgenden über Holz gesagt wird, gilt auch für Rinde.

Für die Vergasung im Generator muß das Holz zerkleinert werden, wobei eine maximale Größe von 6 x 4 x 4 cm nicht überschritten werden darf. Die Holzzerkleinerungsmaschine kann entweder direkt bei der Vergasungsanlage aufgestellt werden, oder das Holz wird am Ort des Anfalls zerkleinert. Anschließend muß das Holz einer Trocknung zugeführt werden, um wohldefinierte Verhältnisse zu erhalten. Dies wird nach dem derzeitigen Stand der Technik im mitteleuropäischen Klima in einem Silo geschehen. In einem ausgesprochenen Trockenklima kann das allerdings auch durch Schüttung im Freien erreicht werden.

3.4.1 Die Holzzerkleinerung bei der Anlage

Zur Zerkleinerung werden serienmäßige Hackgeräte eingesetzt. Es sind dies Hacker mit rotierenden Hackmessern, die einen automatischen Einzug besitzen. Das Material kann händisch oder über ein Förderband zugeführt werden. Bei der Zerkleinerung von Restholz in einem Sägewerk werden hauptsächlich Kappstücke und Spreißel zu verarbeiten sein.

Der Antrieb der Hacker wird in der Regel mit Hilfe eines Asynchronmotors mit Kurzschlußläufer geschehen. Diese Form ist relativ unempfindlich gegen die beim Betrieb auftretenden Stöße. Als billigere Lösung, insbesondere bei kleineren Anlagen, kommt auch der Antrieb mittels eines Transmissionsriemens durch den Gasmotor in Frage. Der Nachteil ist im Durchschlagen aller Stöße auf den Gasmotor und das Abschalten des Generatorsatzes zum Auflegen des Riemens zu sehen; außerdem muß die Welle zwischen Motor und Generator auf Durchbiegung auf die Riemenspannung ausgelegt werden, was mindestens ein zusätzliches Lager erfordert.

Eine weitere Möglichkeit einer ortsfesten Aufstellung des Zerhackers im Verband der Anlage wäre jene einer Kupplung des Zerhackers mit einer Arbeitsmaschine auf einer Welle. Hierbei würde sich insbesondere in einem Sägewerk die Kupplung mit dem Antrieb eines Gatters anbieten. Damit wäre gleichzeitig erreicht, daß man den Antriebsmotor einspart und eine Verarbeitung des Materials am Ort des Anfalls ermöglicht. Damit würde auch das zweimalige Hantieren mit den Spreißeln, einmal bei der Entfernung vom Gatter und dann beim Einlegen in den Hacker, entfallen.

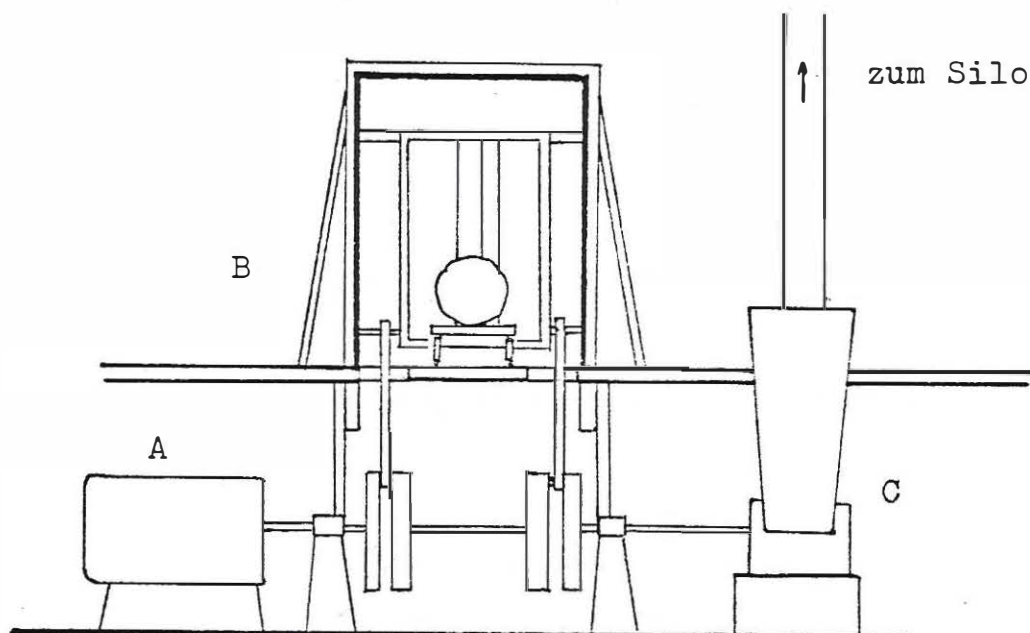


Abb. 3.2 Aufstellung des Holzzerhackers am Maschinenflur des Sägewerkes. A..Motor, B..Gatter, C..Holzzerhacker

3.4.2 Die Holzzerkleinerung am Ort der Ausformung

Die Verwendung der Holzzerkleinerungsmaschinen am Ort der Ausformung im Wald wird besonders beim Einsatz von Erntezügen angebracht sein. Dabei können Rinde und Äste mit Zweigen sowie ganze Zöpfe einer Nutzung zugeführt werden. Damit ließe sich die Ausbeute an verwertbarem Material bei intensiver Forstnutzung erheblich steigern.

Bei Schlägerungen im Wirtschaftswald, wo sich eine Anschaffung einer Holzzerkleinerungsmaschine für den Waldbesitzer nicht lohnen würde, bestünde die Möglichkeit, eine Maschine vom Betreiber der Kraftanlage zur leihweisen Benützung zur Verfügung zu stellen; dabei bieten sich Traktorzerhacker an. Sie können direkt an die Dreipunktaufhängung des Traktors montiert werden; der Antrieb erfolgt durch die Zapfwelle.

3.4.3 Der Energiebedarf für die Holzzerkleinerung

Für die untersuchten Anlagen ergibt sich folgender Holzbedarf /16/:

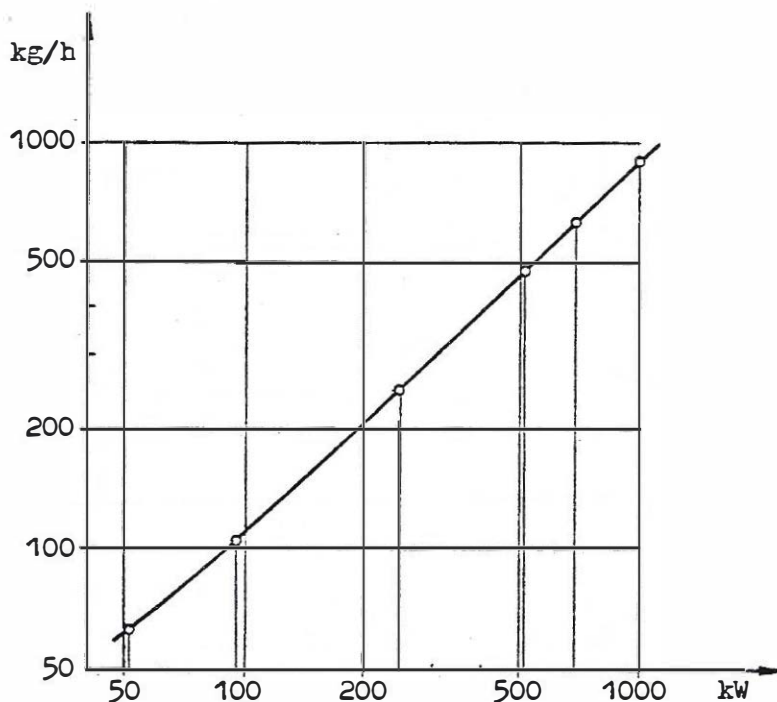


Abb. 3.3 Der Brennstoffverbrauch in kg/h bei Vollast und einer Holzfeuchte von 15 % in Abhängigkeit von der Leistung /16/

Für die Erzeugung von Hackgut ist ein mechanischer Energieaufwand von ca. 1,2 - 1,7 kWh/rm an der Welle des Zerhackers notwendig. Der Raummeter Brennmaterial entspricht 250 kg - 300 kg. Daraus errechnet sich ein spezifischer Energieaufwand von 0,0038 - 0,0075 mech. kWh/ el. kWh /16,24/.

Kapitel 3.4.5.2 genauer behandelt.

Für die Kombinationen ba, bb, ca, cb ergibt sich ein Speicherraum, der vom Anfall der Holzmenge bestimmt wird.

Ganz anders gelagert sind die Probleme in den Fällen ac, bc, cc. Hier liegt ein Jahresspeicherbetrieb vor. Das über das ganze Jahr anfallende Brennmaterial wird im Winter verbraucht, daher wird ein relativ großer Lagerplatz benötigt.

Um sich eine Vorstellung über die Kubatur der zu lagernden Holzmenge machen zu können, werden im folgenden einige Daten angeführt:

el. Leistung kW	Lagermenge für 150 Tage Dauerbetrieb m ³
52	700
95	1 200
250	3 200
520	6 000
690	7 800
1 000	11 200

Tab. 3.3 Lagermenge in m³ für einen 150-tägigen Dauerbetrieb bei einem Schüttgewicht von 300 kg/m³

Eine Lagerung im Freien stellt sicher die billigste Lösung dar, wobei das Holz allerdings allen Witterungseinflüssen ausgesetzt ist, was sich besonders bei Hackgut ungünstig auswirkt. Feuchtigkeit wird von diesem Holz gut aufgenommen, was die Schimmelbildung begünstigt, die eine Verwendung im Holzgasgenerator fragwürdig macht. Abgesticktes Holz ist zur Bildung einer stückigen Holzkohle nicht mehr geeignet, da es zerfällt. Aus diesen Gründen wird man das gelagerte Material abdecken müssen. Dies kann im einfachsten Fall durch Plastikbahnen geschehen, wobei darauf zu

achten ist, daß Luft Zutritt hat. Besser ist die Lagerung unter einem festen Dach, wo keine Witterungseinflüsse zu befürchten sind: das Holz kann austrocknen, was sich besonders auf die Wärmebilanz positiv auswirkt, weil der Einsatz von Energie zum Trocknen stark zurückgeht. Für die Lagerung des Brennmaterials, das einer baldigen Nutzung zugeführt werden soll, empfiehlt sich nach dem derzeitigen Stand der Technik die Verwendung eines Silos, da er jede Möglichkeit im Hinblick auf eine Trocknung des Brennmaterials bietet. Der Silo wird, den österreichischen Bauvorschriften entsprechend, als Betonrundsilo ausgeführt, der vom Baumaterial her den Feuerschutzvorschriften entspricht. Ein weiterer Vorteil ist, daß der Silo direkt neben oder über dem Vergaser errichtet werden kann. Dadurch ergeben sich kurze Transportwege für das Brennmaterial: es kann direkt über eine Förderschnecke in den Vergaser eingebracht werden.

3.4.5 Die Holz Trocknung

Die Trocknung des Holzes wird durch Einblasen von Warmluft in den Silo von unten bewerkstelligt. Die aufsteigende Luft nimmt die Feuchtigkeit auf, kühlt sich dabei ab und entweicht oben durch Lüftungsschlitze.

3.4.5.1 Der Energieaufwand zur Holz Trocknung

Um ein Kilo Wasser aus dem Brennstoff zu entziehen, benötigt man eine Energie von rund 5 MJ (1 200 kcal/kg) /18/. Im Sinne einer schonenden Holz Trocknung wird eine Lufttemperatur von 70 °C nicht überschritten. Als Temperaturdifferenz ist eine Abkühlung um 40 °C auf 30 °C vorgesehen, um Kondenswasserbildung im Silo möglichst hintanzuhalten, wie unten noch näher ausgeführt wird.

Die Holzfeuchtigkeit beträgt bei frisch gefällttem Holz zwischen 40 % und 70 % /3/. Hier und im weiteren wird mit Holzfeuchtigkeit immer der Wassergehalt bezogen auf das Trockengewicht des Holzes verstanden. Bei im Freien gelagerten Spreißeln kann die Feuchtigkeit bis auf 120 % ansteigen /18/. Lufttrockenes Holz enthält nur mehr zwischen 12 % und 25 % Wasser /3/. Bei Rinde liegt der Wert bei Trockenentrindung zwischen 40 % und 60 % /13/.

Für den Generatorbetrieb hat sich eine mittlere Feuchtigkeit von 15 % als ein günstiger Wert erwiesen (siehe Kap.3.5.1). Für lufttrockenes Holz, wie es bei der Verarbeitung von trockenem Schnittholz, etwa in Industrie- und Tischlereibetrieben, anfällt, ist eine zusätzliche Trocknung nicht mehr nötig /3/.

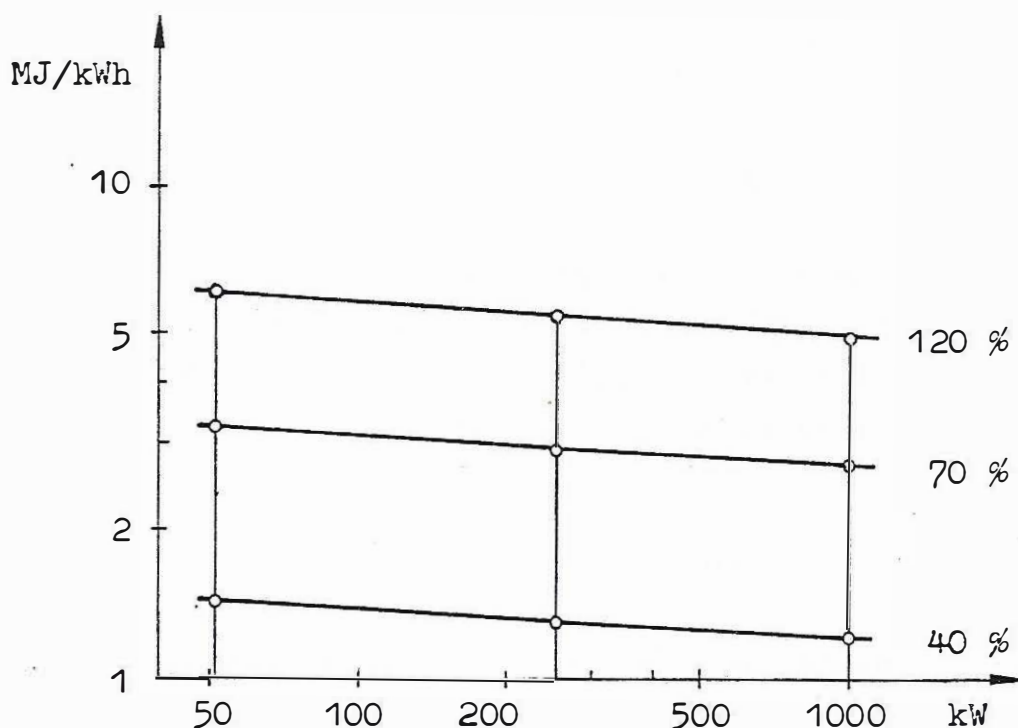


Abb. 3.4 Der spezifische Energieaufwand zur Trocknung des Brennmaterials bei verschiedenen Anfangsfeuchten und künstlicher Trocknung auf 15 % Endfeuchte

Die zur Trocknung nötige Heißluftmenge errechnet sich wie folgt:

$$\text{spezifische Wärme für Luft } c_p = 1,29 \text{ kJ/m}_n^3 \text{ deg}$$

Pro m_n^3 Luft übertragbare Wärmemenge bei einem Temperaturintervall von $40^\circ\text{C} = 51,9 \text{ kJ/m}_n^3$

Daraus ergibt sich für die Entziehung von einem Kilo H_2O eine spezifische Luftmenge von $96,7 \text{ m}_n^3$ unter den oben genannten Annahmen /5,16/.

Dies ergibt bei Annahme wasserdampfgesättigter Luft mit einer Erhitzereintrittstemperatur von 20°C einen Taupunkt von 30°C bei oben errechneter spezifischer Luftmenge von $96,7 \text{ m}_n^3/\text{kg H}_2\text{O}$ für die den Silo verlassende Luft /5/.

3.4.5.2 Die Größe des Silos

Bei einem kontinuierlichen Betrieb richtet sich die Silogröße nur nach der mittleren Verweildauer des Holzes zum Trocknen. Man kann also in Abhängigkeit von der Holzfeuchtigkeit eine spezifische Silogröße errechnen.

Nach T. Tuomola /3/ ergibt sich bei forcierter Trocknung eine mittlere Trocknungsgeschwindigkeit von $4 \text{ \%}/\text{h}$ bei einer Lufttemperatur von 70°C .

Feuchte	Verweilzeit
120 %	26 h
70 %	14 h
40 %	6 h

Tab. 3.4 Mindestverweildauer des Brennmaterials in Abhängigkeit von der Anfangsfeuchte zur Trocknung auf 15 %

Als Wärmequelle kommt einerseits das aus dem Generator austretende Rohgas in Frage, andererseits aber auch die Wärme der Motorabgase. Die genaue Berechnung der Wärmetauscher erfolgt in Kapitel 3.6 .

3.4.5.3 Die Sicherheitseinrichtungen

Aus Gründen des Feuerschutzes sollte der Silo aus Beton errichtet werden. Bei Errichtung in der Nähe einer Verbrennungsanlage verbietet die österreichische Bauordnung die Verwendung brennbarer Materialien. Im Silo müssen ständig die Temperaturen gemessen werden, was sich schon aus seiner Trocknerfunktion ergibt. Der Silo muß mit einer Sprinkleranlage ausgerüstet sein, die sich automatisch in Funktion setzt, sobald die zulässige Höchsttemperatur überschritten wird. Weiters muß der Einbau von Explosionsschutzklappen vorgesehen werden, die eine unzulässige Drucksteigerung im Silo verhindern.

3.4.5.4 Die Beschickung des Generators

Die beste Möglichkeit ist in der Verwendung von Schneckenförderern zu sehen, die schon lange bei Heizanlagen zum Einsatz kommen. Diese Förderschnecken erfüllen alle notwendigen Voraussetzungen. Die Falschlufzufuhr kann bei einer Förderschnecke vernachlässigt werden. Die Rückbrandsicherheit ist bei Holzgasanlagen dadurch gegeben, daß im Generator ein Unterdruck herrscht. Als zusätzliche Sicherheit sind die Anlagen mit Löscheinrichtungen ausgestattet, die automatisch bei Überschreitung der zulässigen Temperaturen ansprechen.

Die Regelung der Beschickung des Holzgasgenerators erfolgt durch eine Überwachung der Innentemperatur und der Gasaustrittstemperatur. Wenn das Holz abgeschwelt ist, steigen

diese Temperaturen an. Daher ist es möglich, die Gasaustritts- und die Generatorinnentemperatur als Führungsgrößen für die Beschickung zu verwenden /6,16/.

3.5 Der Holzgasgenerator

3.5.1 Die Grundlagen der Holzvergasung

Der Holzgasgenerator ist im Prinzip ein mit hoher Schüttung arbeitender Schachtofen, in welchem der feste Brennstoff unter Luftmangel in ein brennbares Gas umgesetzt wird. Der Vergasungsvorgang umfaßt eine Reihe von chemisch-physikalischen Arbeitsstufen, die ungefähr folgende Zonen im Brennstoffbett erkennen lassen:

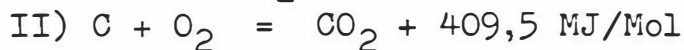
- a) die oberste Zone ist die Trocknungszone, in welcher das restliche Wasser aus dem Brennstoff ausgetrieben wird, gefolgt von der
- b) Entgasungszone: hier findet die Verkohlung des Brennstoffes durch Austreibung der flüchtigen Bestandteile statt. Die bei der Vergasung entstehenden Schwelgase werden durch die
- c) Verbrennungs- und Reduktionszone nach unten abgezogen. In dieser Zone verbrennt die bei der Vergasung entstandene Holzkohle mit Hilfe der von außen zugeführten Frischluft. Da aber der Sauerstoff zu einer vollständigen Verbrennung nicht ausreicht, kommt es gleichzeitig zu einer Reduktion. Außerdem werden hier die hochsiedenden Kohlenwasserstoffe des Schwelgases thermisch gekrackt.

Durch das Zusammenfallen von Verbrennungszone und Reduktionszone läßt sich die Schwierigkeit, eine über den ganzen Lastbereich gleiche Gaszusammensetzung zu erhalten, erkennen

/1,2,6/.

Im folgenden wird eine kurze Zusammenstellung der wichtigsten Reaktionsgleichungen für die Vergasung gegeben:

a) bei Vergasung mit trockener Luft:



Diese beiden Gleichungen werden durch eine dritte, die den Gleichgewichtszustand in Abhängigkeit von der Temperatur angibt, miteinander verbunden:

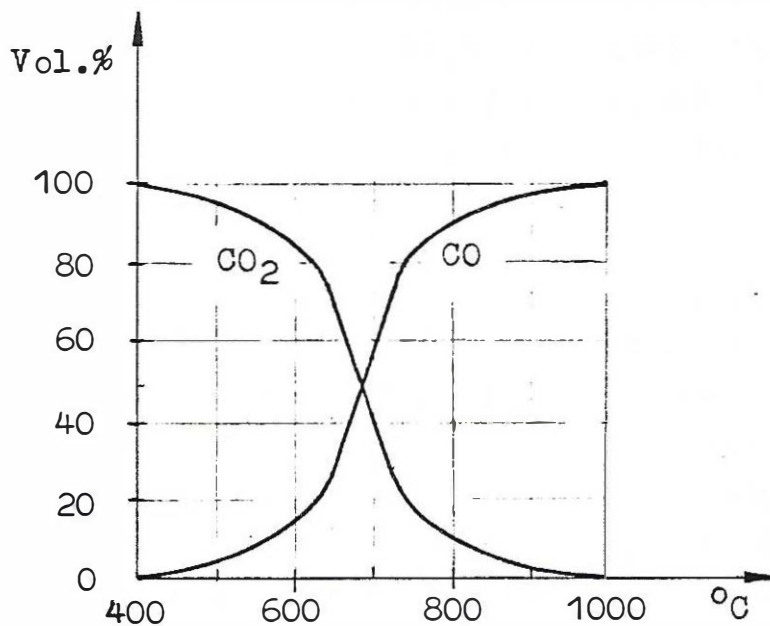
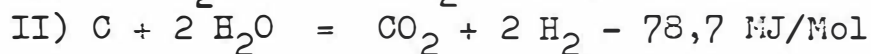
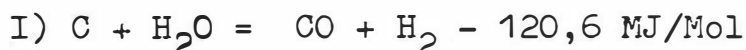
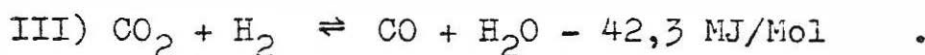


Abb. 3.5 Die Reduktion von CO_2 durch glühenden Kohlenstoff zu CO in Abhängigkeit von der Temperatur /6/

b) bei Vergasung mit Wasserdampf:



Auch hier wird durch eine weitere umkehrbare Reaktion der Gleichgewichtszustand wiederhergestellt:



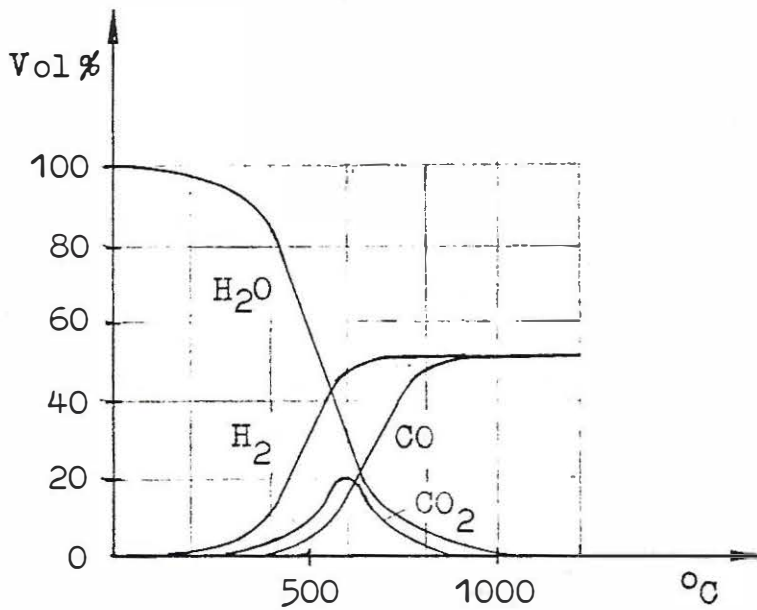


Abb. 3.6 Die Einwirkung von glühendem Kohlenstoff auf H₂O in Abhängigkeit von der Temperatur /6/

Das Wasser wird in Form der Holzfeuchte in den Generator eingebracht. Der bei der Vergasung entstehende Wasserstoff erhöht die Zündwilligkeit des Gases. Eine Feuchtigkeit von 15 % hat sich als günstig erwiesen /3,6,17/.

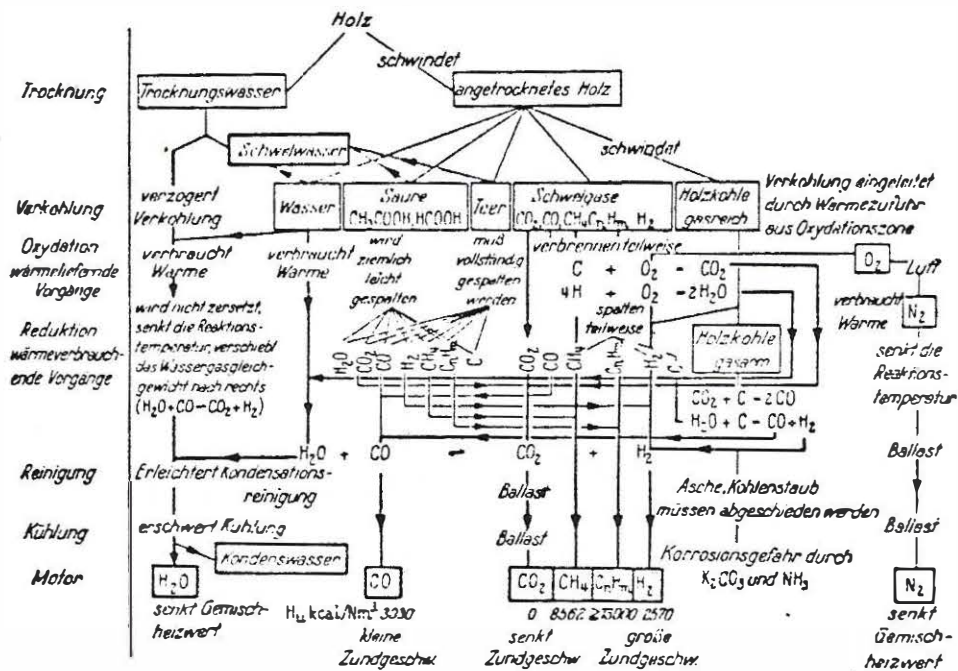


Abb.3.7 Die chemischen Reaktionen im Vergaser und die wichtigsten dabei auftretenden Zwischen- und Endprodukte /3/

Der Holzgasgenerator ist ein Gleichstromvergaser, das heißt, daß der Brennstoff und die Vergasungsluft den Generator in gleicher Richtung durchströmen. Diese Vergaserbauart eignet sich für teerreiche, wenig verschlackende Brennstoffe. Die über dem Herd gebildeten Schwelgase, die Schwelteer, Essigsäure und Schwelwasser enthalten, werden hier zum Teil verbrannt und zum Teil über der glühenden Holzkohleschicht des Generatorherdes reduziert. Bei richtiger Auslegung des Generatorherdes darf im Rohgas kein Teer mehr enthalten sein. Der Holzgasgenerator, der bei diesen Anlagen Verwendung findet, ist ein Doppelmantelzylinder. Das Rohgas steigt außen auf und hilft, die Wärmebilanz des Vergasers zu verbessern. Der Generator ist mit einem Saugzug ausgestattet, der das Rohgas abzieht. Die Luftzufuhr erfolgt über Düsen in den oberen Teil des Generatorherdes. Die Luftmenge wird durch Drosselklappen, die sie entsprechend dem im Generator herrschenden Unterdruck regeln, begrenzt. Die Luftmenge ist also direkt der abgesaugten Gasmenge proportional.

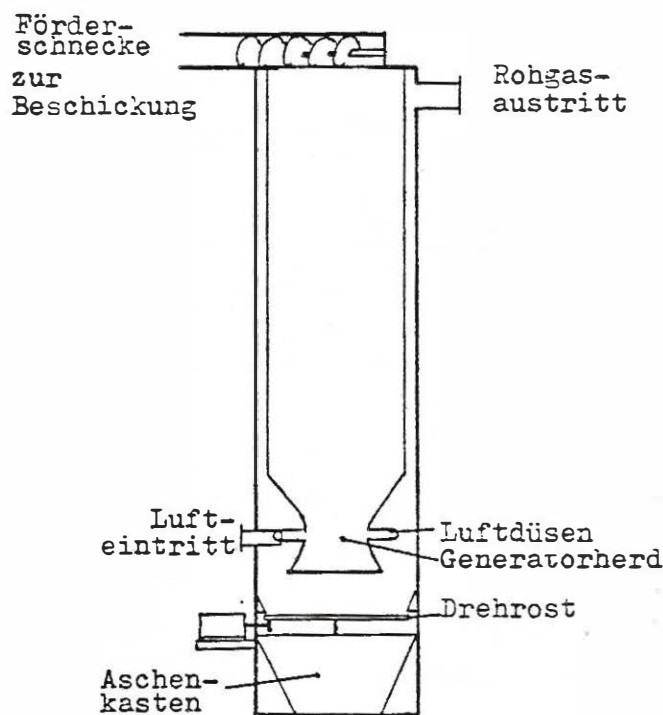


Abb. 3.8 Prinzipskizze eines Holzgasgenerators /6/

3.5.2 Die Zusammensetzung und die Heizwerte der Brennstoffe

3.5.2.1 Die Holzzusammensetzung

Die wichtigsten Werte für die in Österreich vorkommenden Hölzer sind:

Bestandteile	%
Asche	0,77
Harz, Wachse und Fette	2,3
Pentosen	10,8
Pentosenfreie Zellulose	57,84
Lignin	28,29

Tab. 3.5 Die durchschnittliche Menge der Holzbestandteile in Prozent der wasserfreien Substanz /3/

3.5.2.2 Die Rindenzusammensetzung

Für die Nutzung im Holzvergaser ist nur die chemische Zusammensetzung der Borke interessant. Die anderen Bestandteile, also Bastsaft und Bastgewebe, sind mengenmäßig nicht relevant.

Bestandteile	%
Asche	2,72
Harz, Wachse und Fette	3,48
Uronsäuren	8,77
Lignin	43,63
Monosaccharide	18,71
Zellulose	19,83
Suberin	2,85

Tab. 3.6 Die durchschnittliche Menge der Rindenbestandteile in Prozent der wasserfreien Substanz /7/

Der Bastsaft und das Bastgewebe bestehen hauptsächlich aus verschiedenen Monosacchariden; der Bastsaft zu ca. 70 %, das Bastgewebe zu 30 %, dieses enthält noch ca. 40 % Lignin und Zellulose.

3.5.2.3 Der Heizwert des Holzes

Die Heizwerte der einzelnen Bestandteile betragen in etwa:

Bestandteile	Heizwert MJ/kg
Zellulose	17,6
Lignin	25,5
Harze, Wachse	37,7
Saccharide	18,0

Tab. 3.7 Die Heizwerte der Bestandteile des Brennstoffes /7/

Damit ergibt sich der Heizwert zu:

$$H_u = H_H \cdot (1 - f) - 2,51 \cdot f$$

H_uunterer Heizwert [MJ/kg]

H_HHeizwert der Summe der wasserfreien Bestandteile
in [MJ/kg]

fWasseranteil, bezogen auf die Trockensubstanz
in [%/100]

/6/

Für einen Wassergehalt von 15 % ergeben sich folgende Heizwerte:

Baumart	Heizwert MJ/kg
Fichte, Tanne	15,6
Kiefer	16,3
Buche	15,0

Tab. 3.8 Die Heizwerte verschiedener Holzarten /6/

3.5.2.4 Der Heizwert der Rinde

Für die wasserfreie Rinde werden folgende Heizwerte angegeben:

Baumart	Heizwert MJ/kg
Fichte, Tanne	18,8
Kiefer	19,7
Buche	23,0

Tab. 3.9 Die Heizwerte der Rinde verschiedener Baumarten
/7,13/

3.5.3 Die Zusammensetzung und der Heizwert des Generatorgases

3.5.3.1 Die Gasanalyse

Aus der Gasanalyse lassen sich der Heizwert, der Wirkungsgrad des Generators, sowie die zur Verbrennung benötigte Mindestluftmenge berechnen. Die genaue Gasanalyse siehe Tab. 3.10 auf Seite 24.

3.5.3.2 Der Heizwert des Generatorgases

Bei der Berechnung des Heizwertes werden folgende Formelzeichen verwendet:

H_{gu} unterer Gasheizwert [MJ/m_n^3]
 v Volumsanteile [%/100]

Der Heizwert des Gases berechnet sich nach folgender Formel:

$$H_{gu} = 12,8v(\text{CO}) + 10,75v(\text{H}_2) + 35,62v(\text{CH}_4) + 56,6v(\text{C}_x\text{H}_y)$$

/6/

Gasbestandteile	1/2-Last	3/4-Last	1/1-Last
	Volumsprozent		
CO ₂	4,49	10,01	12,80
O ₂	0,43	0,96	0,01
N ₂ + Ar	52,57	50,49	48,29
CO	28,77	20,53	18,74
H ₂	11,91	16,45	18,52
CH ₄	1,76	1,47	1,50
	vpm		
C ₂ H ₆	155	135	203
C ₂ H ₄	324	588	976
C ₂ H ₂	<1	<1	<1
C ₃ H ₈	9	3	8
C ₃ H ₆	40	33	57
C ₄ H ₁₀	1	1	1
C ₄ H ₈	4	2	4
C ₄ H ₆	6	7	13
C ₅ H ₁₂	<1	<1	<1
C ₆ H ₁₄	<1	<1	<1
C ₇ H ₁₆	<1	<1	<1
C ₈ H ₁₈	<1	<1	<1
C ₉ H ₂₀ + Xylole	2	1	3
C ₁₀ H ₂₂	0	0	0
C ₁₁ H ₂₄ + höhere	0	0	0
Benzol	118	119	158
Toluol	9	6	21
Summe vpm	668	894	1 443
Summe Vol.-%	0,07	0,09	0,14

Tab. 3.10 Gasanalyse des Holzgases bei verschiedenen Belastungen (vpm = Vol.-%/10⁴)

Für die Heizwerte des Generatorgases ergeben sich in Abhängigkeit von der Belastung folgende Werte:

a) 1/2-Last

$$H_{gu} = 5,62 \text{ MJ/m}_n^3 \quad (= 1\,342 \text{ kcal/m}_n^3)$$

b) 3/4-Last

$$H_{gu} = 4,96 \text{ MJ/m}_n^3 \quad (= 1\,186 \text{ kcal/m}_n^3)$$

c) 1/1-Last

$$H_{gu} = 5,01 \text{ MJ/m}_n^3 \quad (= 1\,195 \text{ kcal/m}_n^3)$$

/6,16/

3.5.4 Der Generatorwirkungsgrad

Der Generatorwirkungsgrad kann aus der Gasanalyse berechnet werden.

c..... Anteil des Kohlenstoffes im Holz [%/100]

In einem m_n^3 Generatorgas sind

$$\frac{12(v(\text{CO}_2) + v(\text{CO}) + v(\text{CH}_4) + 2v(\text{C}_2\text{H}_4))}{22,4} = \frac{12 \sum v(\text{C})}{22,4} \text{ kg}$$

Kohlenstoff enthalten.

1 kg feuchtes Holz mit f Bruchteilen Wasser hat $c \cdot (1 - f)$ kg Kohlenstoff. Daher entspricht 1 m_n^3 Gas

$$\frac{12 \sum v(\text{C})}{22,4 \cdot c \cdot (1-f)} \text{ kg Holz}$$

Es gilt für

Buchenholz $c = 0,49$; $H_u = 18,2 \cdot (1 - f) - 2,51 f$ [MJ/kg]

Fichtenholz $c = 0,51$; $H_u = 18,8 \cdot (1 - f) - 2,51 f$ [MJ/kg]

Diese Generatorwirkungsgrade stellen sich bei Dauerbetrieb auf einer Laststufe als Gleichgewichtszustand ein. Es kann ohne weiteres vorkommen, daß bei einem raschen Lastwechsel der scheinbare Wirkungsgrad und der Gasheizwert sich ändern, weil durch einen Abbau der gespeicherten thermischen Energie zusätzlich chemische Energie frei wird. Allerdings sind diese Änderungen so langsam, daß ein Drehzahlregler am Gasmotor ohne Schwierigkeiten folgen kann.

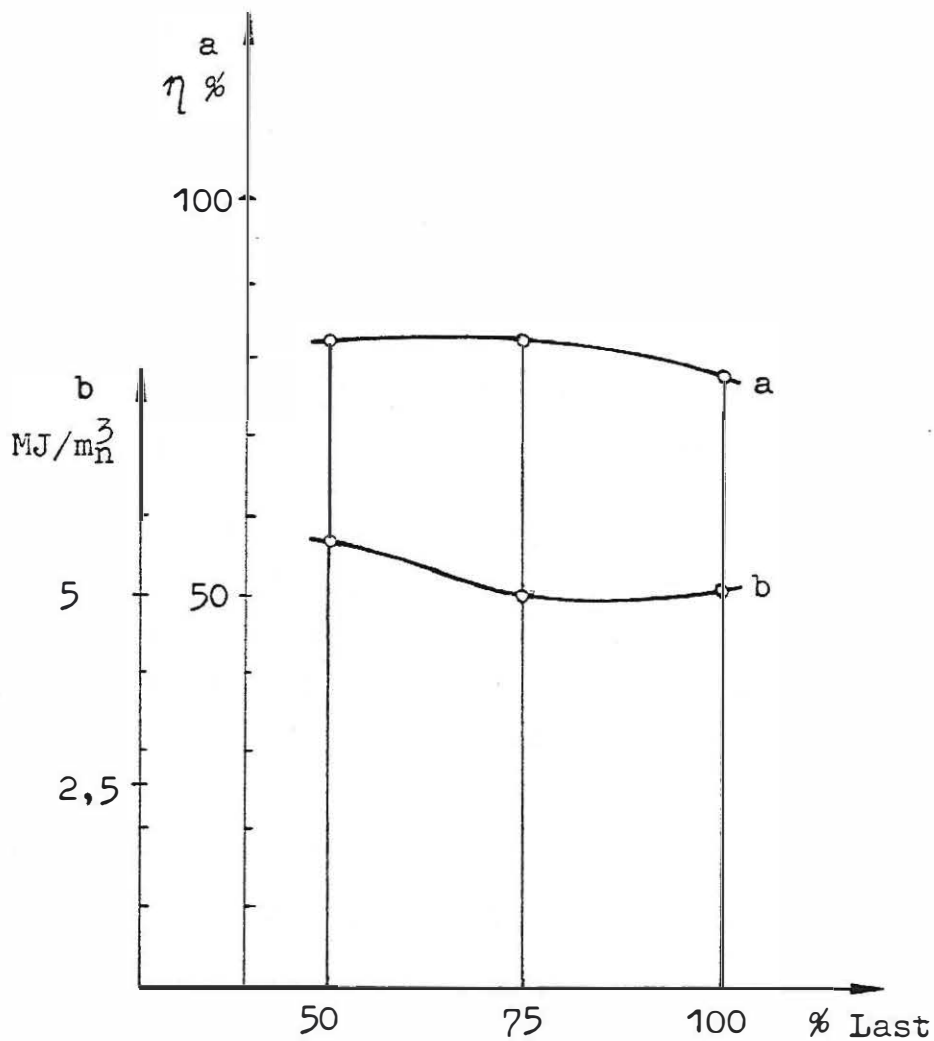


Abb. 3.9 Der Gasgeneratorwirkungsgrad (a) und der untere Gasheizwert (b) in Abhängigkeit von der Belastung

3.5.5 Die Asche

3.5.5.1 Der Aschenanfall

Bei Holz ist mit einem Aschengehalt von 0,5 % bis 1 % der Trockenmasse zu rechnen /6/. Die Asche fällt durch den Drehrost oder das Rüttelsieb in einen Aschenkasten. Dieser ist während des Betriebes hermetisch gegen die Außenluft abgedichtet, um Falschlufzufuhr zu verhindern. Die Entfernung der Asche kann entweder bei einem Aussetzbetrieb in den Betriebspausen erfolgen, oder es muß bei kontinuierlichem Betrieb der Einbau einer Schleuse vorgesehen werden. Dies kann eine Zellschleuse mit Handbetrieb sein; diese einfache Lösung wird vor allem bei kleinen Anlagen die gegebene Möglichkeit sein, da sie ohne großen Aufwand eingebaut werden kann. Für große Anlagen, wo allgemein ein höherer Automatisierungsgrad erreicht wird, ist die Verwendung einer Zellradschleuse möglich, die eine kontinuierliche Ausbringung der Asche erlaubt.

Bei der Vergasung von Rinde ist durch den relativ höheren Mineralstoffanteil ein größerer Aschenanfall zu erwarten. Hier muß man mit etwa 2 % bis 3 % der Trockenmasse als Asche rechnen /7/. Kollmann /3/ gibt dagegen Werte von 5 % bis 10% der Trockenmasse als Asche an.

3.5.5.2 Die Zusammensetzung der Asche

Bestandteile	K ₂ O	F ₂ O ₅	CaO	MgO	Fe ₂ O ₃	SO ₃	SiO ₂	Na ₂ O
%	41,6	12,2	23,4	6,1	6,5	4,7	3,8	1,7

Tab. 3.11 Die durchschnittliche Zusammensetzung der Holz-
asche /3/

3.5.5.3 Die Möglichkeiten der Ascheverwertung

Neben der Deponie auf einer Halde kann die Asche auch zu Dünge Zwecken verwendet werden. Die Holzasche kann in Ca-armen Böden als Ca-P-K-Dünger ausgebracht werden. Durch ihren hohen Anteil an Metalloxiden reagiert sie stark basisch und kann daher in sauren Böden zur Bodenverbesserung beitragen. Holzasche ist aber ein schwer resorbierbarer Dünger /15/.

3.5.6 Die Möglichkeit der besseren Brennraumgestaltung und der Vergasung von Stroh

Bei den derzeit üblichen Vergasern für Holz ist an den Brennstoff die Bedingung geknüpft, daß er zumindest zum Teil stückige Holzkohle bildet. Daran scheitert die reine Vergasung von Rinde, Sägespänen oder Stroh. Ebenso ist in der schwankenden Gaszusammensetzung ein Nachteil zu sehen. Eine Abhilfe würde die Verwendung von Doppelstromvergasern bieten. Bei diesem Verfahren werden die teerigen Bestandteile des Schwelgases absteigend in niedrigsiedende Bestandteile zerlegt. Die abgeschwelte Kohle wird im unteren Teil des Vergasers aufsteigend vergast. Dadurch ist es möglich, durch die unabhängige Zufuhr von Ober- und Unterluft die Schwankungen der Gaszusammensetzung in geringeren Grenzen zu halten, als es bei rein absteigender Vergasung der Fall ist. Durch eine Luftvorwärmung ließe sich auch der Wirkungsgrad etwas steigern. Wenn jedoch die Nutzung der Abwärme anderorts möglich ist, so wird dies im Hinblick auf den Gesamtwirkungsgrad der Anlage besser geschehen. Zur Zeit werden von der Industrie keine Anlagen dieser Bauart für Holz angeboten. Es können daher keine genaueren Angaben über die Verfahrensgestaltung gemacht werden.

Die energietechnische Nutzung von Stroh wäre für die Landwirtschaft von großem Interesse. Zu prüfen wäre die Vergas-

barkeit, die Kohlebildung und der Ascheanfall von Stroh. Um brauchbare Eigenschaften zu erzielen, müßte man das Stroh zu Briketts pressen. Dabei ist allerdings wieder ein Zusatz an Bindemitteln notwendig, was einerseits die Brennstoffkosten erhöht und andererseits aggressive Verbindungen im Generatorgas erwarten läßt; zum Einsatz kämen hier Sulfitablaugen der Zellstoffindustrie /16/.

3.6 Die Gasreinigung

Das Rohgas, dessen Temperatur zwischen 400 °C und 500 °C beträgt, enthält nach dem Austritt aus dem Generator noch Schwebstoffe, die eine direkte Verwendung in einem Gasmotor unmöglich machen. Der mitgerissene Staub besteht zum Großteil aus Holzasche mit einem geringen Anteil an Holzkohle. Er zeigt wegen des hohen Anteils an Pottasche eine basische Reaktion. Bei Vollast sind maximal 2 g Staub pro m_n^3 Gas zu erwarten. Außerdem enthält das Gas noch maximal 100 g Wasser pro m_n^3 /1,2,6/.

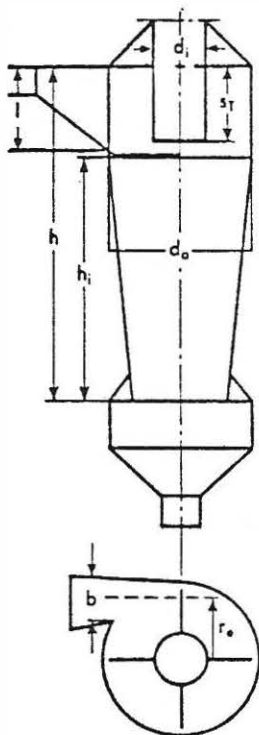
Die beste Möglichkeit der Gasreinigung wäre ein Naßverfahren, dessen Vorteile ein restloser Niederschlag sämtlicher Schwebstoffe und gleichzeitig eine intensive Kühlung sind. Die Nachteile dieses Verfahrens sind folgende:

- a) der bauliche Aufwand einer Gaswaschanlage beträgt das Mehrfache einer entsprechenden Trockenreinigungsanlage
- b) zusätzlich werden Absetzbecken oder Filter benötigt, die ein Abscheiden des Waschschlammes ermöglichen,
- c) um eine Aufheizung des Waschwassers zu verhindern, muß eine Rückkühlung vorgesehen werden und
- d) ein Teil des Wassers muß ständig erneuert werden. Dazu muß möglichst reines Wasser verwendet werden. Durch den hohen Anteil an CO_2 im Generatorgas kommt es zu einer Ansäuerung des Wassers, wodurch eine starke Be-

einträchtigung des Gewässers, welches das Abwasser aufnimmt, verbunden wäre /26/.

Für eine Trockenreinigung kommt nach dem Stand der Technik nur eine Abscheidung des Staubes in einem Zyklon in Frage. Der sich im Staubsack absetzende Staub muß durch eine Schleuse ausgebracht werden. Man kann auch eine Zellradschleuse einsetzen, was besonders bei großen Anlagen einen ungestörten Dauerbetrieb ermöglicht. Anschließend an die Reinigung wird das Gas in einem Gas-Luftwärmetauscher auf Umgebungstemperatur abgekühlt. Dabei wird auch der Taupunkt unterschritten, der für $100 \text{ g H}_2\text{O/m}_n^3$ bei 49°C liegt. /5/. Zum Einsatz kommen hier Plattenwärmetauscher.

3.6.1 Abmessungen der Zyklone



$$\begin{aligned} d_a &= 3 d_i \\ h &= 6 d_i \\ h_i &= 5 d_i \\ b &= 1 d_i \\ r_e &= 1,4 d_i \\ s_T &= 1,8 d_i \quad /15/ \end{aligned}$$

Einlaufgeschw. $v_e = 12 \text{ m/s}$

Tauchrohrgeschw. $v_i = 5 \text{ m/s}$

Druckverlust der Zyklone ca. 5 - 10 mbar

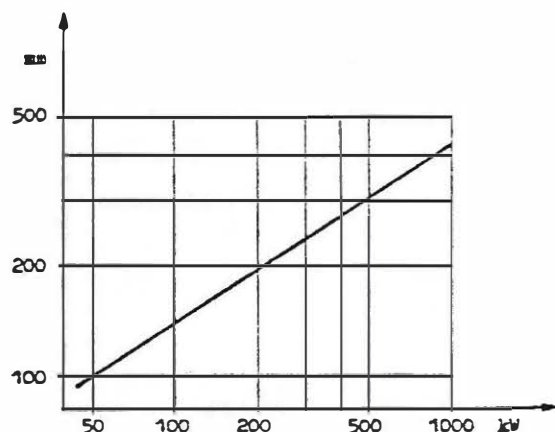


Abb. 3.10 Prinzipskizze eines Zyklonabscheiders /15/

Abb. 3.11 Tauchrohrdurchmesser d_i berechnet nach Abb. 3.15 /16/

3.6.2 Berechnung von Kühlluftbedarf und Wärmetauschfläche des Gaskühlers

Als Gaskühler wird ein Plattenwärmetauscher im Gegenstromprinzip unterstellt:

- Q..... die stündlich nutzbar übertragene Wärme [kJ/h]
- t_{ge} mittlere Eintrittstemperatur des Gases [°C]
- t_{ga} mittlere Austrittstemperatur des Gases [°C]
- t_e Eintrittstemperatur der Luft [°C]
- t_a Austrittstemperatur der Luft [°C]
- V_l, V_g ... Luft-, Gasmenge [m_n^3/h]
- c_p spezifische Wärme [$kJ/m_n^3 h \text{ deg}$]
- k..... Wärmedurchgangszahl [$kJ/m^2 h \text{ deg}$]
- q..... spezifische Wärmeleistung [$kJ/m^2 h$]
- F..... Wärmetauschfläche [m^2]
- d..... Plattenabstand [mm]
- Δt_1 Temperaturdifferenz Gas-Luft beim Eintritt [K]
- Δt_2 Temperaturdifferenz Gas-Luft beim Austritt [K]
- η Wirkungsgrad = $\frac{100 - \text{Wärmeverlust } \%}{100}$ [%]

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln(\Delta t_1 / \Delta t_2)}$$

$$q = k \cdot \Delta t_m = \frac{Q}{F}$$

$$Q = V_l \cdot (c_{pe} t_e - c_{pa} t_a) = V_g \cdot (c_{pe} t_{ge} - c_{pa} t_{ga}) \cdot \eta$$

/4,5/

$$t_{ge} = 475 \text{ °C}$$

$$t_e = -17 \text{ °C (} 20 \text{ °C) nach ÖNORM B 8110}$$

$$t_{ga} = 25 \text{ °C (} 33 \text{ °C)}$$

$$t_a = 70 \text{ °C (} 100 \text{ °C)}$$

$$k = 50,2 \text{ kJ/ } m^2 \text{ h deg (bei 5,7 m/s mittlerer Geschw., } d = 10 \text{ mm /5/)}$$

$$\Delta t_m = 153,7 \text{ °C}$$

$$q = 7\,720 \text{ kJ/ } m^2 \text{ h}$$

Gasgeschwindigkeit 3 m/s
Luftgeschwindigkeit 8,55 m/s

/16/

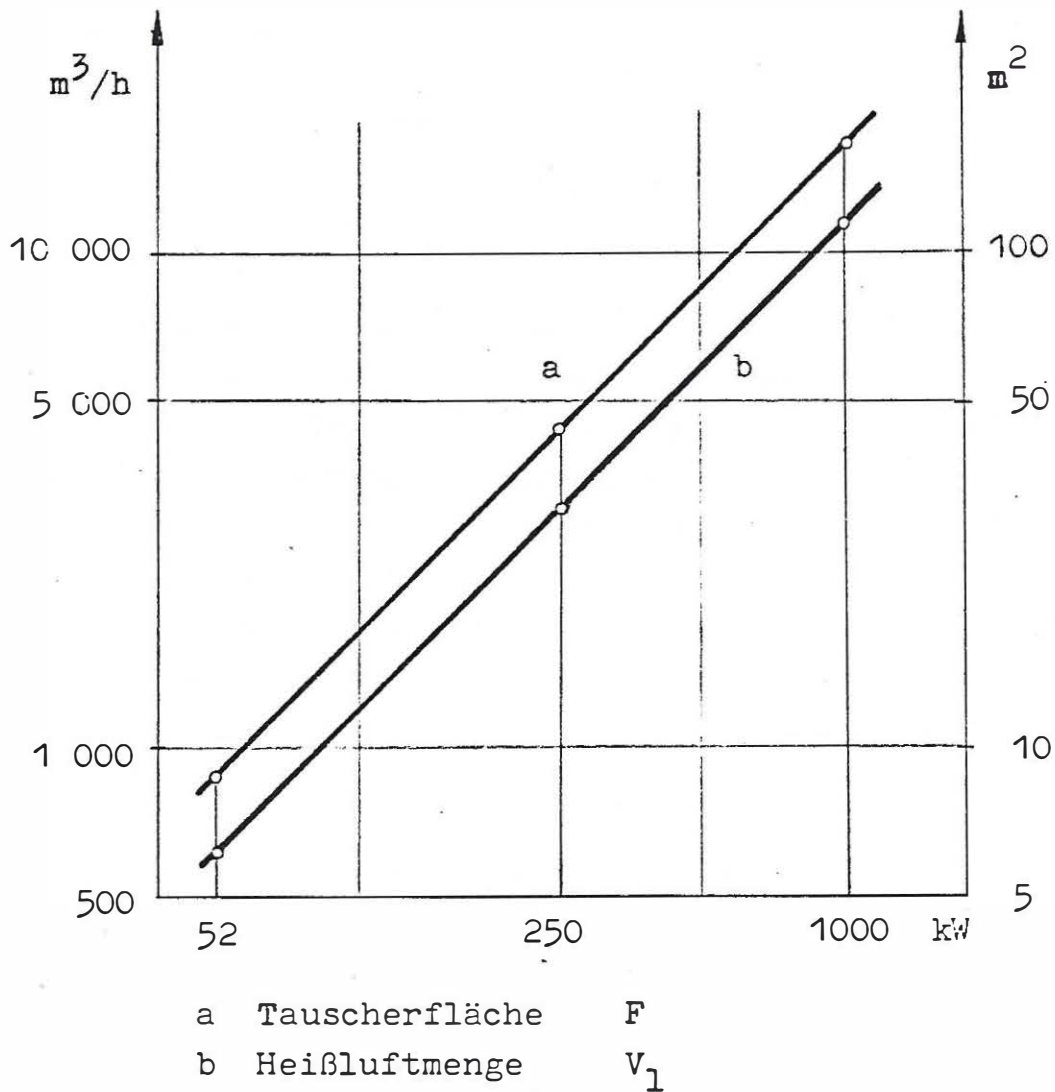


Abb. 3.12 Wärmetauscherfläche des Gaskühlers und stündliche Kühlluftmenge in Abhängigkeit von der Generatorleistung

3.6.3 Der Saugzug und die Gasverdichtung

Wie schon beim Gasgenerator ausgeführt, arbeitet dieser mit einem Saugzug. Dieser Saugzug muß die Strömungswiderstände des Generators, des Zyklons und des Gaskühlers überwinden. Gleichzeitig soll er dem Motor den für den Betrieb notwendigen Gasvordruck liefern. Bei den Viertaktmotoren mit äus-

serer Gemischbildung ist ein Gasvordruck von ca. 20 mbar erforderlich. Die Druckverluste im Generator und in den Gasreinigern betragen 10 - 15 mbar /6,15/. Der Gasverdichter muß daher für eine Druckerhöhung von 30 - 35 mbar ausgelegt werden. Der Gasverdichter für die Viertaktmotoren ist ein Radialgebläse, das direkt vom Motor angetrieben wird. Die mechanische Leistung wird über einen Keilriemen von der Kurbelwelle abgenommen und dem Gasverdichter zugeführt.

Ganz anders gelagert sind die Verhältnisse bei den Zweitaktmotoren. Sie benötigen, da sie mit innerer Gemischbildung arbeiten, einen weit höheren Gasüberdruck vor dem Regler. Er beträgt bei ihnen ca. 3 bar /20/; der Gasverdichter benötigt damit ungefähr 20 % der abgegebenen Motorleistung /21/. Ein Antrieb von der Welle her scheidet daher aus, weil sich die Energieerzeugung und der Wirkungsgrad der gesamten Anlage entsprechend verringern würde. Es bietet sich hier die Möglichkeit des Antriebes des Gasverdichters mit Hilfe einer Abgasturbine an, die die thermische Energie der heißen Motorabgase ausnützt.

Die Abgasturbine treibt über ein Getriebe den Gasverdichter an. Als Gasverdichter kommen für die zu fördernden Gasmengen und Druckverhältnisse nur Schraubenverdichter in Frage. Diese Geräte sind auch in der Lage, den Saugzug des Generators mit zu übernehmen. Eine Ausführung als Turbogebälse wurde nicht in Betracht gezogen, weil dieses mehrstufig ausgeführt werden müßte, und daher in den Kosten weit über denen einer Ausführung als Schraubenverdichter läge. Die Lebensdauer der Schraubenverdichter ist jener der Gasmotoren ähnlich /21/.

Die Abgasturbine belastet die Energiebilanz der gesamten Anlage mit ungefähr 20 % der im Abgas enthaltenen Energie: Das sind ungefähr 6 % der im Motor umgesetzten Energie.

Diese Anlage stellt keinen Turbolader dar, hat also auf die

Leistung und den Wirkungsgrad des Gasmotors keinen Einfluß. Sie dient lediglich dazu, dem Motor ein Gas mit dem für die Gemischbildung notwendigen Druck zur Verfügung zu stellen. Die Kombination einer Abgasturbine mit einem Schraubenverdichter ist derzeit serienmäßig nicht erhältlich und wäre vorerst eine Sonderkonstruktion /20/.

3.7 Der Gasmotor

Für die Umwandlung der chemischen Energie des Gases in mechanische Energie kommt ein Gasmotor zum Einsatz. Das Gas läßt sich in Gasottomotoren oder in Gaszündstrahlmotoren verbrennen. Beim Gasottomotor wird das Gas-Luftgemisch durch den Funken einer Zündkerze zum Verbrennen gebracht. Beim Gaszündstrahlmotor geschieht das durch Einspritzen von Dieselöl in den Zylinder.

3.7.1 Die Grundlagen der Berechnung von Verbrennungsmotoren

$$P_e = \frac{V_h \cdot n \cdot p_e}{120} \text{ [kW]}$$

$$p_e = l_1 \cdot \eta_i \cdot \eta_m \cdot H_g \text{ [MPa]}$$

$$\eta_i = \eta_g \cdot \eta_{th}$$

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{e^{m-1}}$$

P_e effektive Motorleistung [kW]

V_h Hubraum [l]

n Motordrehzahl [U/min]

p_e mittlerer effektiver Druck [MPa]

l_1 Liefergrad

η_g Gütegrad

e Verdichtungsverhältnis

H_g unterer Heizwert des Gemisches [MJ/m_n^3]

η_i innerer Wirkungsgrad [%]

η_{th} thermischer Wirkungsgrad [%]

m Polytropenexponent

Bei Verwendung handelsüblicher Motoren sind Eingriffe, die nicht die Konstruktion des Motors betreffen, nur über den Gemischheizwerte und den Liefergrad möglich.

3.7.2 Die Berechnung des Luftbedarfes zur Verbrennung

- L_{\min} ... Mindestluftmenge [m_n^3 Luft/ m_n^3 Gas]
 O_{\min} ... Mindestsauerstoffmenge, um eine vollständige Verbrennung zu ermöglichen [m_n^3 O_2 / m_n^3 Gas]
 O_2' Anteil des Sauerstoffes an der Luft [%/100]
 v Volumsanteil [%/100]

$$L_{\min} = O_{\min} / O_2' \quad [m_n^3 / m_n^3] \quad O_2' = 0,21$$

$$O_{\min} = 0,5v(CO) + (x + y/4)v(C_xH_y) + 0,5v(H_2) - O_2 \quad [m_n^3 / m_n^3]$$

/5/

Aus der Gasanalyse ergeben sich folgende Mindestluftmengen:

a) 1/2-Last

$$O_{\min} = 0,2342 \quad m_n^3 / m_n^3$$

$$L_{\min} = 1,115 \quad m_n^3 / m_n^3$$

b) 3/4-Last

$$O_{\min} = 0,2143 \quad m_n^3 / m_n^3$$

$$L_{\min} = 1,020 \quad m_n^3 / m_n^3$$

c) 1/1-Last

$$O_{\min} = 0,2163 \quad m_n^3 / m_n^3$$

$$L_{\min} = 1,030 \quad m_n^3 / m_n^3$$

Durch die sich mit der Belastung ändernde Gaszusammensetzung bedingt, ergeben sich für die Mindestluftmengen verschiedene Werte. Diese Schwankungen wirken sich natürlich auch auf die Gemischheizwerte aus.

3.7.3 Die Gemischbildung

Der Holzgasmotor zeigt bei den unten angeführten Voraussetzungen gegenüber einem mit Erdgas betriebenen Motor keine Leistungseinbußen /20/. Die Voraussetzung dafür ist allerdings die völlige Neukonstruktion eines Gasmotors. Die herkömmlichen Gasmischer sind auf die Mischung eines Gasgemisches konzipiert, wobei ein Treibgas mit ungefähr achtfachem Heizwert des Holzgases verwendet wird. Sie sind mit Injektordüsen ausgestattet, die das vorverdichtete Gas in den Luftstrom einmischen. Bei einem Holzgas-Luftmischer müßte man ungefähr gleiche Querschnitte für die Gas- und Luftkanäle vorsehen. Außerdem wäre eine neue Mischkammer zu entwickeln, da das Prinzip der Injektordüse bei gleichem Massestrom nicht mehr zur Anwendung gebracht werden kann. Gelingt dies, sind keine anderen Betriebseigenschaften des Motors zu erwarten, als z.B. bei Betrieb mit Erdgas. Dem Problem der Zusammensetzung des Gases und den daraus resultierenden Schwankungen des Heizwertes muß man dadurch begegnen, daß man die Ansaugkanäle und den Mischer für den schlechtesten Gemischheizwert auslegt, um eine sichere Füllung des Zylinders bei Vollast zu gewährleisten. Sollte aus irgendwelchen Gründen bei Vollast ein höherer Gemischheizwert angeboten werden, wodurch es zu einem Betrieb mit Überlast kommen könnte, muß dies eine übergeordnete Maximallastbegrenzungseinrichtung von der elektrischen Seite her verhindern, da es sonst zu Schäden am Motor und am elektrischen Generator kommen könnte /16/.

Durch die sich mit der Belastung ändernde Gaszusammensetzung bedingt, ergeben sich für die Mindestluftmengen verschiedene Werte. Diese Schwankungen wirken sich natürlich auch auf die Gemischheizwerte aus.

3.7.3 Die Gemischbildung

Der Holzgasmotor zeigt bei den unten angeführten Voraussetzungen gegenüber einem mit Erdgas betriebenen Motor keine Leistungseinbußen /20/. Die Voraussetzung dafür ist allerdings die völlige Neukonstruktion eines Gasmotors. Die herkömmlichen Gasmischer sind auf die Mischung eines Gasgemisches konzipiert, wobei ein Treibgas mit ungefähr achtfachem Heizwert des Holzgases verwendet wird. Sie sind mit Injektordüsen ausgestattet, die das vorverdichtete Gas in den Luftstrom einmischen. Bei einem Holzgas-Luftmischer müßte man ungefähr gleiche Querschnitte für die Gas- und Luftkanäle vorsehen. Außerdem wäre eine neue Mischkammer zu entwickeln, da das Prinzip der Injektordüse bei gleichem Massestrom nicht mehr zur Anwendung gebracht werden kann. Gelingt dies, sind keine anderen Betriebseigenschaften des Motors zu erwarten, als z.B. bei Betrieb mit Erdgas. Dem Problem der Zusammensetzung des Gases und den daraus resultierenden Schwankungen des Heizwertes muß man dadurch begegnen, daß man die Ansaugkanäle und den Mischer für den schlechtesten Gemischheizwert auslegt, um eine sichere Füllung des Zylinders bei Vollast zu gewährleisten. Sollte aus irgendwelchen Gründen bei Vollast ein höherer Gemischheizwert angeboten werden, wodurch es zu einem Betrieb mit Überlast kommen könnte, muß dies eine übergeordnete Maximallastbegrenzungseinrichtung von der elektrischen Seite her verhindern, da es sonst zu Schäden am Motor und am elektrischen Generator kommen könnte /16/.

3.7.3.1 Die Gemischheizwerte

Da der Gasmischer nur eine Mischung Gas-Luft nach einem fix eingestellten Verhältnis herstellen kann, ergeben sich aufgrund der variablen Gaszusammensetzung verschiedene Luftverhältnisse. Ein konstantes Luftverhältnis ließe sich nur dann einstellen, wenn dauernd die Gaszusammensetzung bestimmt würde. Diesen Weg kann man wohl für diese Zwecke wegen seines großen Aufwandes ausschließen.

Gasmotoren fahren üblicherweise mit einem Luftverhältnis von 1,1. Durch die Schwankungen der Gaszusammensetzung kann man nur trachten, ein mittleres Luftverhältnis von 1,1 zu erreichen. Aus den oben ermittelten Mindestluftwerten ergibt sich die Mischung von $1,17 \text{ m}_n^3$ Luft mit 1 m_n^3 Gas.

a) 1/2-Last

$$l = 1,05$$

$$H_g = 2,58 \text{ MJ/m}_n^3 \quad (= 618 \text{ kcal/m}_n^3)$$

b) 3/4-Last

$$l = 1,14$$

$$H_g = 2,29 \text{ MJ/m}_n^3 \quad (= 549 \text{ kcal/m}_n^3)$$

c) 1/1-Last

$$l = 1,13$$

$$H_g = 2,31 \text{ MJ/m}_n^3 \quad (= 552 \text{ kcal/m}_n^3)$$

l.... Luftverhältnis

H_g ... Gemischheizwert $[\text{MJ/m}_n^3]$

3.7.4 Die Gasmotoren

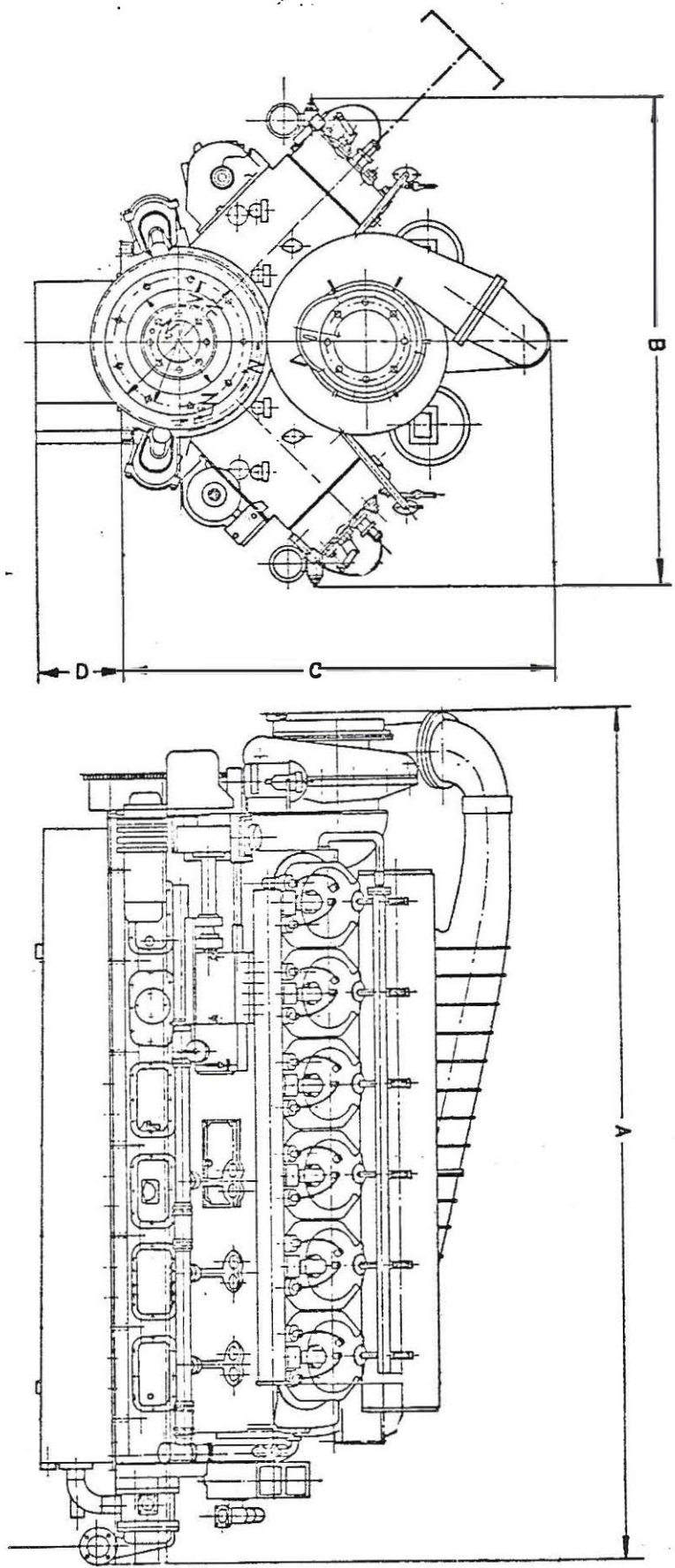
Die für Holzgas verwendeten Gasmotoren sind Motoren herkömmlicher Bauart wie sie auch für Erdgas verwendet werden. Sie sind mit den Umbauten, wie sie bei der Gemischbildung erwähnt wurden, verwendbar.

Bis zu einer Leistung von ca. 500 kW kommen Viertaktmotoren zum Einsatz. Die Drehzahl stellt mit 1 500 U/min eine Vierpol-Synchrodrehzahl dar und erlaubt die direkte Kupplung mit einem Synchrongenerator. Der Wirkungsgrad der Motoren liegt zwischen 30 % bei 50 kW und 32 % bei 500 kW. Diese Motoren sind als Ottomotoren mit je einer Zündspule und einer Zündkerze pro Zylinder ausgerüstet. Der Ölkühler ist in den Kühlwasserkreislauf eingebunden /20/.

Oberhalb einer Leistung von 500 kW kommen Zweitaktmotoren zum Einsatz. Es sind dies ventillose Zweitaktmotoren mit Umkehrspülung. Die Spülluft wird durch ein Schleudergebläse erzeugt. Die Gaseinblasventile werden hydraulisch gesteuert. Für jede Zylinderreihe ist ein wassergekühlter Auspuffsammler vorgesehen.

Die Gasottomotoren sind mit je zwei Zündspulen und Zündkerzen ausgerüstet. Der Wirkungsgrad der Motoren beträgt etwa 33 %. Die Zweitaktmotoren können auch als Zündstrahlmotoren ausgerüstet sein. Dabei wird Dieselöl mit Hilfe einer Einspritzpumpe in den Zylinder eingespritzt. Der Wirkungsgrad dieser Motoren beträgt ca. 35 %, wobei bei Vollast ca. 10 % der Energie der Zylinderladung durch das Zündöl zugeführt werden. Der Anteil des Zündöls im Verhältnis zum Treibgas steigt mit sinkender Belastung. Ein Vorteil der Zündölanlage ist darin zu sehen, daß auch reiner Ölbetrieb gefahren werden kann /20/, außerdem bietet der Gaszündstrahlmotor beim Starten geringere Schwierigkeiten als der Gasottomotor (siehe Kapitel 3.7.8).

Abb. 3.13 Gasotomotor mit 1 000 kW nach /20/



A... 3 650 mm, B... 1 860 mm, C... 1 710 mm, D... 340 mm

Die Verwendung von Turboladern scheidet für den Betrieb mit Holzgas aus. Das Holzgas weist einen hohen Anteil an Wasserstoff auf, der es nicht erlaubt, den Druck im Zylinder zu erhöhen, da sonst der Motor zum Klopfen neigen würde.

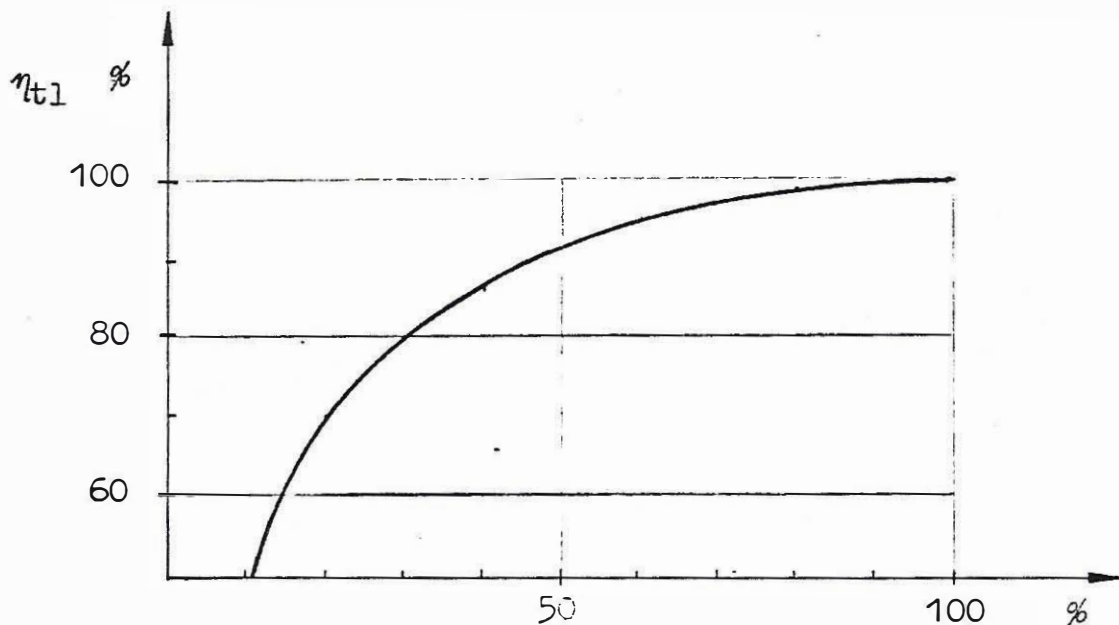


Abb. 3.14 Der Wirkungsgrad der Motoren bezogen auf den Vollastwirkungsgrad in Abhängigkeit von der Last /5,8/

3.7.4.1 Der spezifische Brennstoffbedarf

Unter der Annahme eines unteren Gasheizwertes von $5\,025 \text{ kJ/m}_n^3$ ($= 1\,200 \text{ kcal/m}_n^3$) ergibt sich unter Einbeziehung der Wirkungsgrade der einzelnen Systemkomponenten der in Abb. 3.15 angegebene Gasverbrauch; ebenso ergibt sich der spezifische Holzverbrauch bei Verwendung von Holz mit 15 % Feuchtigkeit.

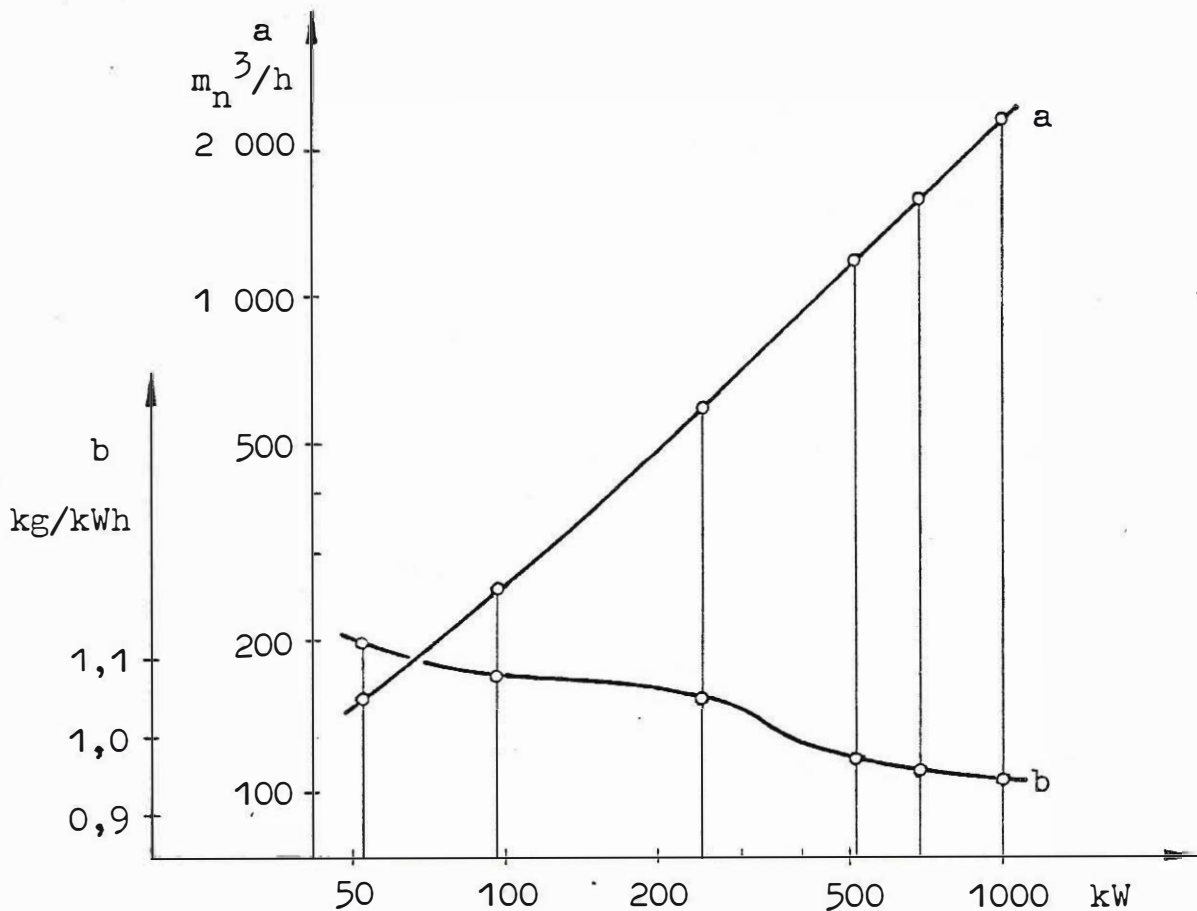


Abb. 3.15 Der stündliche Gasverbrauch (a) und der spezifische Holzverbrauch (b) bei einer Feuchte von 15 % in Abhängigkeit von der Leistung /16/

3.7.5 Die Zusammensetzung und die Menge des Rauchgases

V_{\min} Mindestrauchgasmenge bei $l = 1$ [m_n^3/m_n^3 Gas]

V_{abgas} ... Abgasmenge bei $l \neq 1$ [m_n^3/m_n^3 Gas]

N'_2 Stickstoffgehalt der angesaugten Luft [%/100]

H_2O' Wassergehalt der angesaugten Luft [%/100]

l Luftverhältnis

$$V_{\min} = \underbrace{CO + CO_2 + x(C_{x-y}H_y)}_{CO_2} + \underbrace{N_2 + L_{\min}N'_2}_{N_2} + \underbrace{(y/2)(C_{x-y}H_y) + H_2 + H_2O + L_{\min}H_2O'}_{H_2O} [m_n^3/m_n^3] \quad /5/$$

Für die Berechnung wurden Ansaugluft und Gas mit 20 °C wasserdampfgesättigt angenommen:

a) 1/2-Last

$$V_{\min} = 0,3569 + 1,395 + 0,1543 + 0,020 \quad m_n^3/m_n^3$$

$$V_{\min} = 1,926 \quad m_n^3/m_n^3$$

$$l = 1,05$$

$$V_{\text{abgas}} = 1,982 \quad m_n^3/m_n^3$$

damit ergibt sich :

$$18,5 \% \text{ CO}_2$$

$$72,4 \% \text{ N}_2 + \text{O}_2 + \text{Rest}$$

$$9,1 \% \text{ H}_2\text{O}$$

$$113 \text{ g H}_2\text{O}/m_n^3, \text{ Taupunkt bei } 50 \text{ °C}$$

b) 3/4-Kast

$$V_{\min} = 0,3216 + 1,312 + 0,1939 + 0,020 \quad m_n^3/m_n^3$$

$$V_{\min} = 1,8520 \quad m_n^3/m_n^3$$

$$l = 1,14$$

$$V_{\text{abgas}} = 2,111 \quad m_n^3/m_n^3$$

damit ergibt sich:

$$17,6 \% \text{ CO}_2$$

$$70,8 \% \text{ N}_2 + \text{O}_2 + \text{Rest}$$

$$11,6 \% \text{ H}_2\text{O}$$

$$144 \text{ g H}_2\text{O}/m_n^3, \text{ Taupunkt bei } 54 \text{ °C}$$

c) 1/1-Last

$$V_{\min} = 0,3318 + 1,2863 + 0,2252 + 0,020 \quad m_n^3/m_n^3$$

$$V_{\min} = 1,8606 \quad m_n^3/m_n^3$$

$$l = 1,13$$

$$V_{\text{abgas}} = 1,916 \quad m_n^3/m_n^3$$

damit ergibt sich:

17,8 % CO_2

68,9 % $\text{N}_2 + \text{O}_2 + \text{Rest}$

13,3 % H_2O

165 g $\text{H}_2\text{O}/\text{m}_n^3$, Taupunkt bei 57 °C

/5,16/

3.7.6 Die Gewinnung thermischer Energie aus dem Abgas

Die im Abgas steckende Energie wird zum Teil über das Kühlwasser, über die wassergekühlten Abgassammelrohre und über einen oder mehrere Abgaswärmetauscher gewonnen. Der Abgaswärmetauscher mit dem höheren Temperaturniveau wird als Gas-Wasserwärmetauscher ausgeführt, die restliche Energie kann noch in einem Gas-Luftwärmetauscher einer Nutzung zugeführt werden. Die Austrittstemperatur des Gases liegt bei rund 550 °C. Das Rauchgas wird von seiner Austrittstemperatur auf ca. 180 °C abgekühlt. Diese Temperatur muß als Rauchfangseintrittstemperatur für schwefelhaltige Treibstoffe konzipiert werden, um einen Wasserausfall im Rauchfang auf alle Fälle zu verhindern. Bei Verwendung des schwefelfreien Holzgases kann diese Temperatur ohne zusätzliche Kosten für teurere Werkstoffe unbedenklich unterschritten werden. Eine Unterschreitung des Taupunktes ist prinzipiell möglich, nur muß man das Problem des Kondensatablaufes einer Lösung zuführen. Das stark saure Kondensat, besonders durch Kohlensäure und Stickoxide, wird man sicherlich nicht direkt in ein Gewässer einleiten dürfen; daher wird man eine Unterschreitung des Taupunktes im Rauchfang nach Möglichkeit vermeiden.

Die aus dem Rauchgas gewinnbare thermische Energie läßt sich aus der Gasaustrittstemperatur und dem Rauchgasvolumen berechnen:

Für die Berechnung des Rauchgasvolumens siehe Berechnung der Rauchgasmenge im Kap. 3.7.5 .

$$Q = V_{\text{abgas}} \cdot (c_{pe} t_e - c_{pa} t_a)$$

Q..... nutzbar übertragene Wärmemenge [kJ/h]

V_{abgas} ... Abgasmenge [m_n^3/h]

c_p mittlere spez. Wärme [$\text{kJ}/\text{m}_n^3 \text{ deg}$]

t..... Gastemperatur [$^{\circ}\text{C}$]

Für die Berechnung der Wärmemenge wurden folgende Werte zu Grunde gelegt:

$$t_e = 550 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$c_{p550} = 1,325 \text{ kJ}/\text{m}_n^3 \text{ deg}$$

$$t_{a1} = 180 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$c_{p180} = 1,306 \text{ kJ}/\text{m}_n^3 \text{ deg}$$

$$t_{a2} = 80 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$c_{p80} = 1,302 \text{ kJ}/\text{m}_n^3 \text{ deg}$$

Die Austrittstemperatur der Motorabgase liegt bei rund $550 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Die Abkühlung wurde auf zwei Stufen aufgeteilt, wobei vorerst eine Abkühlung auf $180 \text{ }^{\circ}\text{C}$ für schwefelhaltige Rauchgase, wie sie auch bei Verwendung von Gaszündstrahlmotoren zu erwarten sind, vorgesehen ist. Bei schwefelfreien Brennstoffen kann zusätzlich Energie aus dem Rauchgas gewonnen werden, wenn man es weiter abkühlt. $80 \text{ }^{\circ}\text{C}$ als untere Grenze der Rauchfangseintrittstemperatur wurde vorgesehen, um eine Unterschreitung der Taupunktstemperatur in den Gaskühlern und im Schornstein zu verhindern. (Darstellung der gewinnbaren Wärmemenge siehe Diagramm Abb. 3.16)

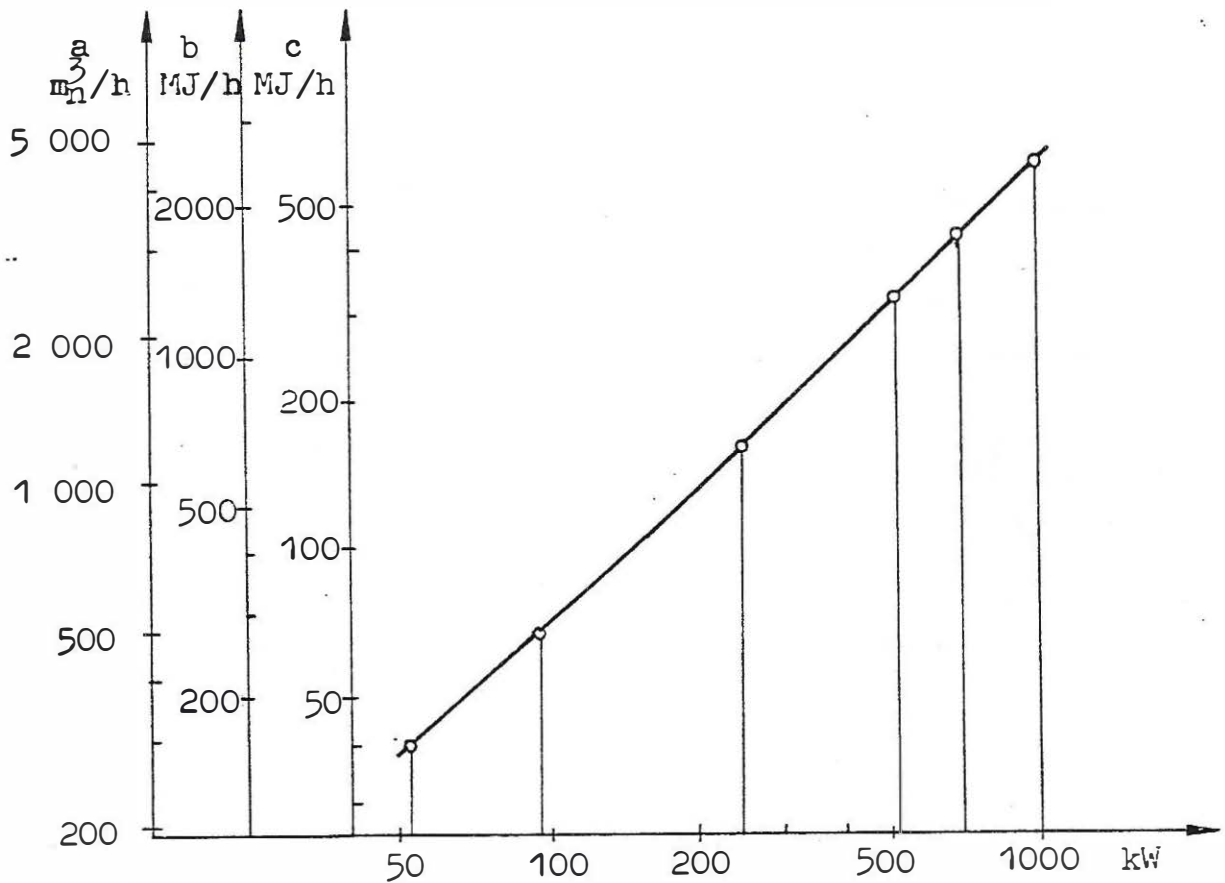


Abb. 3.16 Die stündliche Abgasmenge (Skala a) und die daraus gewinnbare Wärmemenge bei einer Temperaturabsenkung von 550 °C auf 180 °C (Skala b) und von 180 °C auf 80 °C (Skala c) in Abhängigkeit von der Leistung /16/

1.7.6.1 Die Abgasturbine

Wie schon im Kapitel 3.6.3 ausgeführt, sind zum Antrieb des Gasverdichters ca. 20 % der Motorleistung notwendig. Diese Leistung soll von einer Abgasturbine aufgebracht werden. Die Turbine nützt die in den Motorabgasen enthaltene thermische Energie. Dabei werden ungefähr 20 % der im Abgas enthaltenen thermischen Energie in mechanische Energie umgewandelt; das Abgas wird dabei um ca.

130 °C abgekühlt. Die Konstruktion der Abgasturbine ist eine Staudruck-Auspuffturbine. Diese Konstruktion erlaubt es bei geringem Staudruck die Turbine mit den gesammelten Auspuffgasen zu beaufschlagen.

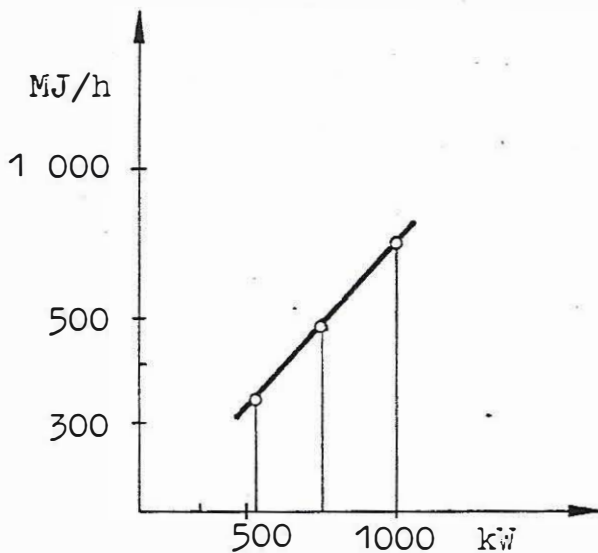


Abb. 3.17 Der Energiebedarf der Abgasturbine in Abhängigkeit von der Leistung /16/

3.7.7 Die Gewinnung thermischer Energie aus dem Kühlwasser

Aus der Gesamtenergiebilanz kann man ungefähr die durch das Kühlwasser abgeführte thermische Energie berechnen. Diese im Kühlwasser anfallende Energie muß abgeführt werden. Dies kann entweder über Wasser-Luftwärmetauscher oder über Wasser-Wasserwärmetauscher geschehen. Luft als Trägermedium wird man dann einsetzen, wenn man die Wärme zu Trocknungszwecken für das Brennmateriale einsetzen muß. Bei Verwendung der Wärme zu Heizzwecken wird man, bedingt durch größere Transportwege, nur Wasser verwenden können.

Um die Wärmeabfuhr aus dem Kühlwasser sicherzustellen,

wird ein Rohwasserbeaufschlagter Wärmetauscher in den Kühlwasserkreislauf eingebunden. Er muß in einem Störfall, oder in Zeiten, wenn kein Bedarf an thermischer Energie besteht, die gesamte Wärme aus dem Kühlwasser abführen können. Daher muß für diese Fälle unbedingt eine von der Leistung abhängige Mindestwassermenge zur Verfügung stehen. Als Kühlwasser kann Grund- oder Bachwasser verwendet werden. Die Temperaturerhöhung darf auf Grund von Erfahrung $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($7\text{ }^{\circ}\text{C}$ beim Wärmekraftwerk Neudorf-Werndorf an der Mur) nicht überschreiten, da sonst viele in Betracht kommende Kleingewässer, besonders in Trockenzeiten, an die Grenzen ihrer ökologischen Belastungsfähigkeit kommen.

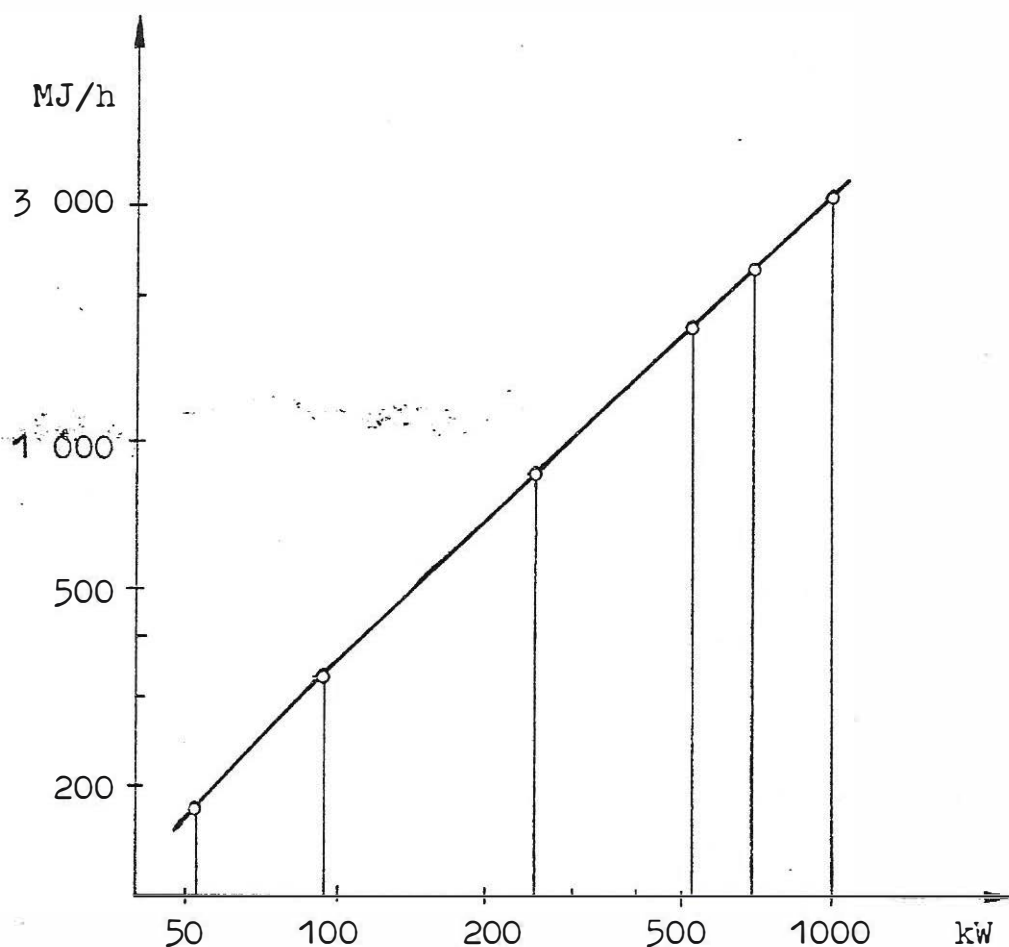


Abb. 3.18 Die stündlich aus dem Kühlwasser gewinnbare Wärmemenge in Abhängigkeit von der Leistung

3.7.8 Das Anfahren von Gasgenerator und Motor

Das Anfahren des Gasgenerators und des Motors bietet verschiedene Schwierigkeiten. Will man die Anlage unabhängig vom Netz in Betrieb nehmen, so muß man Hilfsenergie zur Verfügung stellen, um unter anderem das im Generator vorhandene Holz zu entzünden. Dies geschah früher mit ölgetränkter Holzwole oder mit Spezialzündern und Holzwole. Diese Methoden scheiden bei vollautomatischem Betrieb aus. Daher kann wohl nur eine Zündung des Generators mit Hilfe einer Zündflüssigkeit oder von Flüssiggas in Frage kommen. Dazu kann Propangas verwendet werden, das durch einen elektrischen Zünder entflammt wird. Ein kleiner Brenner, der beim Zündvorgang ungefähr eine Minute brennt, reicht vollständig aus. Das Propangas kann auch gleichzeitig als Hilfsenergie zum Starten des Gasmotors verwendet werden. Der Motor soll damit ohne Belastung laufen, um den Saugzug anzutreiben. Das Hilfsgas muß dem Gasmotor über keinen eigenen Gasmischer zugeführt werden. Das Propangas kann dem aus dem Generator kommenden Gas, das seinen Heizwert von null auf seinen Normalwert ändert, direkt zugemischt werden, da sein Heizwert ein Vielfaches des Holzgases beträgt. Dadurch wird es praktisch mit dem Generatorgas verdünnt. Daher kann es ohne eine Änderung des für Holzgas fix eingestellten Luftverhältnisses des Gasmischers verbrannt werden. Die Zuzugung von Propangas wird entsprechend dem steigenden Heizwert des Holzgases verringert. Das Anlassen des Gasmotors erfolgt mit Hilfe eines Starters, der seine Energie aus der Motorbatterie bezieht.

Bei den Zweitaktmotoren ist zusätzlich zu beachten, daß diese nur mit vorgewärmten Kühlwasser gestartet werden dürfen. Der Motor muß vor dem Anfahren auf Betriebstemperatur gebracht werden. Am Kühlwassereintritt muß eine Temperatur von ca. 60 °C erreicht werden. Ob ein Abkühlen nach Betriebsende

und ein Wiederaufheizen bei Inbetriebnahme oder ein Halten der Temperatur wirtschaftlicher ist, hängt von der Betriebspause ab. Das Halten der Temperatur erfordert durch die etwas herabgesetzte Kühlwassertemperatur und den Wegfall der Bewegungen eine Deckung der Abstrahlungsverluste zu 20 % des Vollastfalles. Das Aufheizen des Kühlwassers kann mit Hilfe eines Gasbrenners geschehen.

Daraus ersieht man, daß ein Aussetzbetrieb für einen Gasmotor oberhalb 500 kW mit Schwierigkeiten behaftet ist. Maschinen dieser Größenordnung sollten einen möglichst durchgehenden Betrieb ohne Unterbrechungen haben.

3.8 Der Synchrongenerator

Zum Einsatz kommen Synchrongeneratoren herkömmlicher Bauart, die direkt auf die Welle des Gasmotors gekuppelt werden können. Sie haben daher bei Anlagen bis ca. 500 kW eine Drehzahl von 1 500 U/min. Darüber werden sie entsprechend der Drehzahl des Gasmotors mit einer Drehzahl von 1 000 U/min ausgelegt. Die Schleuderdrehzahl der Generatoren beträgt 130 % der Nenndrehzahl, was im Hinblick auf einen Motorbetrieb ausreicht.

Die Klemmenspannung der Generatoren beträgt 231/400 V. Die Erregung der Generatoren erfolgt durch Drehstromerregermaschinen. Diese werden als Außenpolmaschinen mit rotierenden Gleichrichtern ausgeführt. Die Spannungsregelung erfolgt durch elektronische Regler. Die statische Spannungsgenauigkeit beträgt bei dieser Anordnung $\pm 1,5$ % zwischen Leerlauf und Vollast bei $\cos \phi = 0,1 - 1$. Das Potentiometer (9) erlaubt eine Einstellung der Nennspannung von ± 5 % . Die dynamischen Spannungseinbrüche können dem Diagramm entnommen werden. Die Ausregelzeit beträgt zwischen 0,1 - 0,3 sec. Die Funktion der Erregung kann dem Schaltbild entnom-

3.9 Das Energieflußdiagramm

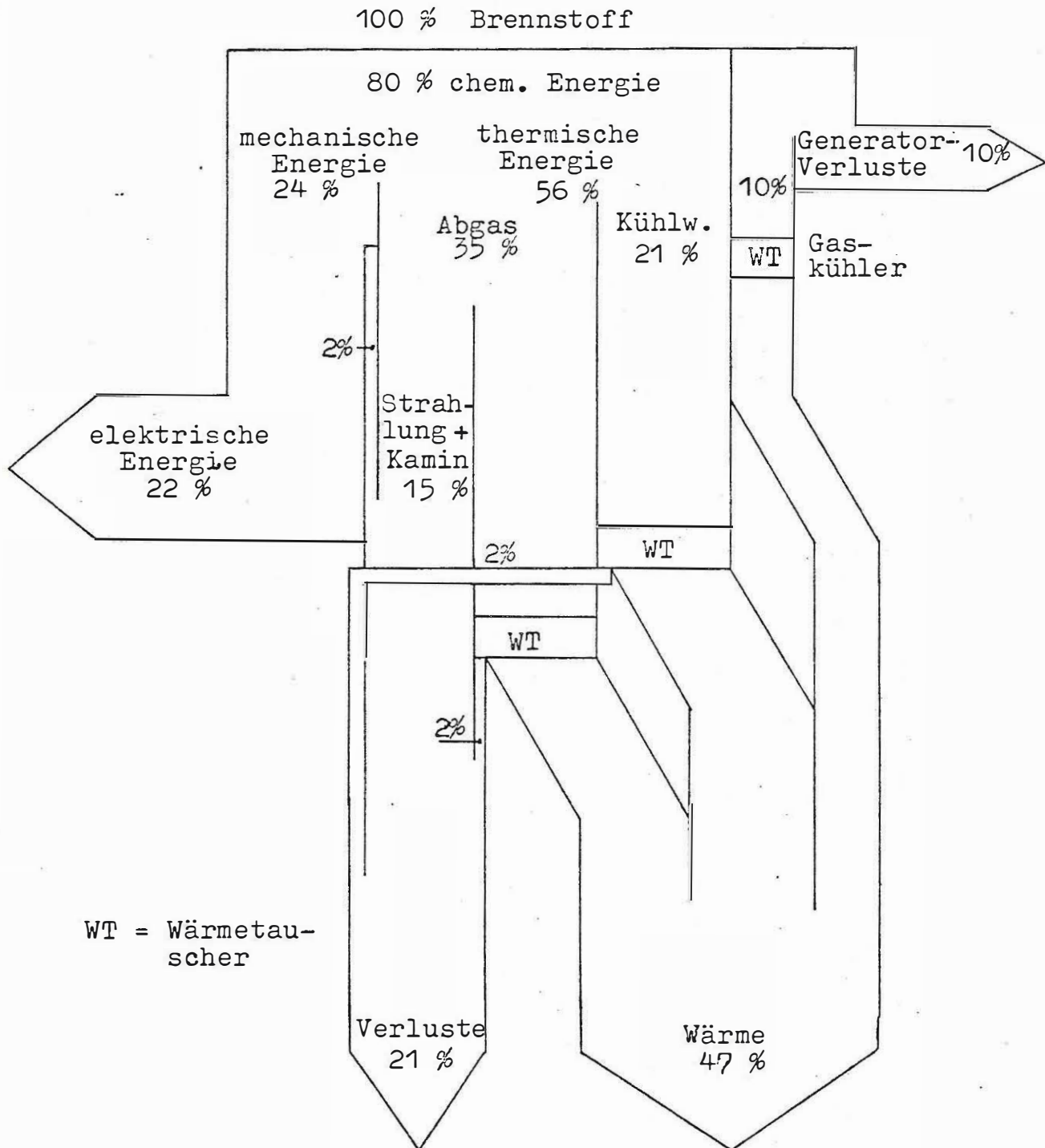


Abb. 3.21 Energieflußdiagramm für Anlagen bis ca. 100 kW
/11,16/

Das Energieflußdiagramm wurde aus den Wirkungsgraden der einzelnen Systemkomponenten berechnet. Die Prozentangaben beziehen sich auf die zugeführte Primärenergie.

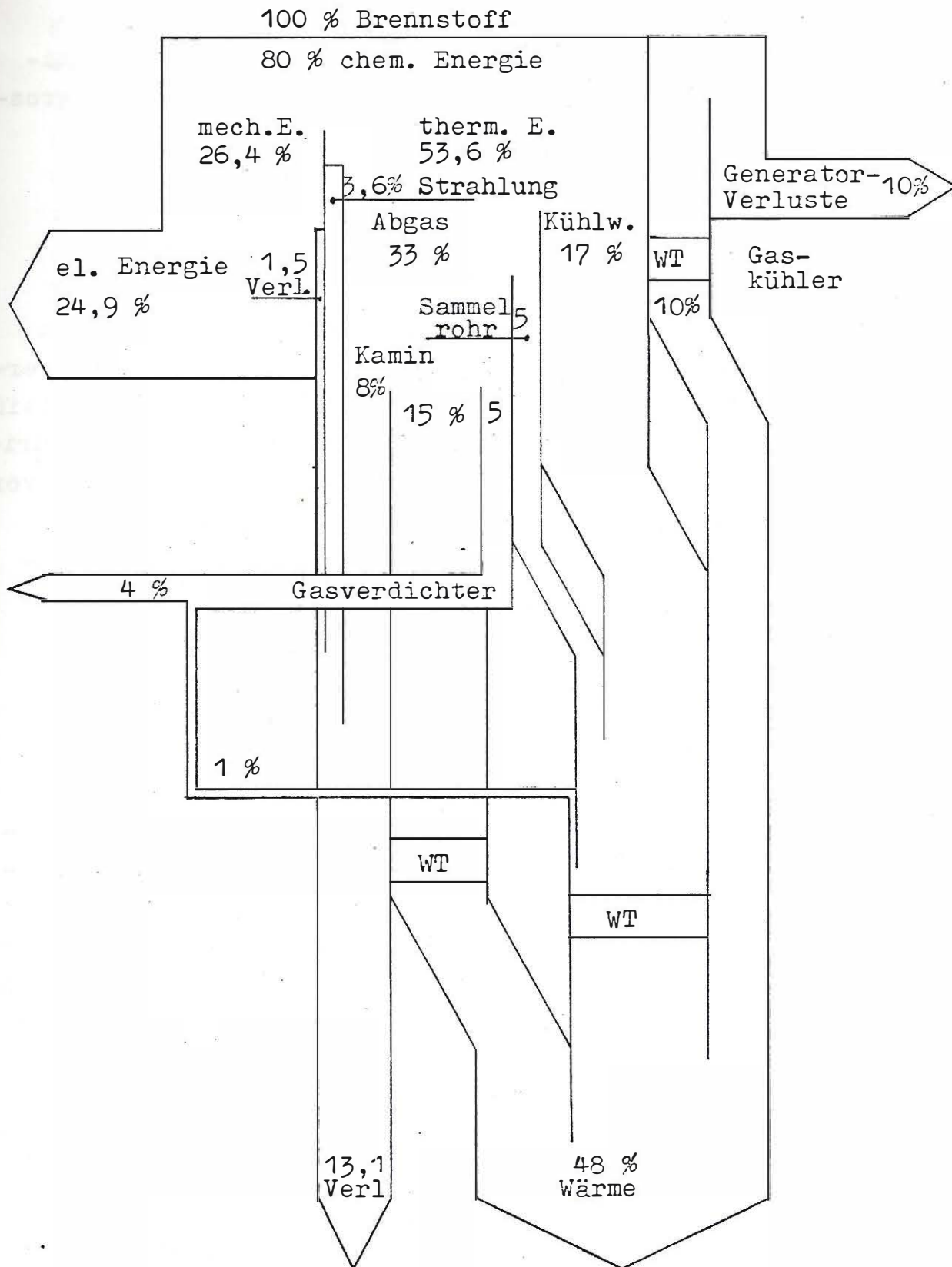


Abb. 3.22 Energieflußdiagramm für Anlagen bis ca. 1 000 kW für Gasotomotoren /11,16/

4. WARTUNG, INSTANDHALTUNG, REINIGUNG

Bei der Betrachtung der Wirtschaftlichkeit einer Holzgasanlage sind Kosten für Wartung und Instandhaltung von grosser Bedeutung.

4.1 Der Gasmotor

Gasottomotoren sind wegen der reinen und rückstandsfreien Verbrennung weniger dem Verschleiß ausgesetzt als etwa vergleichbare Dieselmotoren. Ebenso günstig auf den Verschleiß wirkt sich der bei der Verbrennung auftretende sehr niedrige Spitzendruck aus /10/. Eine gute Reinigung des Gases vorausgesetzt, unterliegt der Gasottomotor weniger dem Verschleiß als ein Gaszündstrahlmotor, da sich alle Verbrennungsrückstände des Dieselöls bemerkbar machen, insbesondere Verbrennungsprodukte des Schwefels.

Die Ölwechselintervalle liegen bei Gaszündstrahlmotoren zwischen 600 und 800 Betriebsstunden, bei Gasottomotoren im allgemeinen zwischen 1 500 und 4 000 Betriebsstunden. Dabei muß allerdings beachtet werden, daß eine genaue Aussage darüber erst durch Versuche gewonnen werden kann, wobei der Ölwechsel auf Grund einer genauen chemischen Analyse des Schmieröls durchgeführt wird. Die Lebensdauer der Zündkerzen liegt zwischen 6 000 und 10 000 Betriebsstunden. Man wird daher einen Wechsel bei der jährlich durchzuführenden Inspektion vornehmen /10/.

Die Kosten für die Wartung belaufen sich nach langjährigem Durchschnitt 1 % bis 3 % der Motoranschaffungskosten. Die erste Inspektion der Motore erfolgt nach ca. 25 000 Betriebsstunden, wobei die Kolben gezogen sowie die Verschleißtoleranzen überprüft werden.

Die Lebensdauer der Viertaktmotoren beträgt bei ordnungsgemäßer Wartung mindestens 75 000 Stunden. Nach dieser Zeit kann man den Motor generalüberholen lassen, wodurch der Motor eine weitere Lebensdauer von ca. 50 000 Stunden hat. Die Kosten der Generalrevision können mit ca. 30 % des Motoranschaffungswertes geschätzt werden. Bei den Zweitaktmotoren ergeben sich wegen der fehlenden Ventile und der etwas geringeren Drehzahl längere Serviceintervalle. Der Verschleiß ist durch den gegenüber den Viertaktmotoren herabgesetzten effektiven Zylinderdruck geringer. Sie haben eine Lebensdauer von mindestens 140 000 Stunden. Auch sie können nach einer Generalrevision noch rund 75 000 Stunden eingesetzt werden /10/.

Zu den Instandhaltungsarbeiten dieser Kraftanlagen gehört auch ein Überprüfen des Ölstandes des Motors und ein etwaiges Nachfüllen, so dieses nicht automatisch geschieht.

4.2 Der Gasgenerator

Bei der beschriebenen Anlage sind keine Wartungsarbeiten vorgeschrieben. Die einzigen durchzuführenden Arbeiten sind das Ausbringen der Asche aus dem Generator und aus dem Staubsammelbehälter der Gasreinigung. Die Temperaturen im Zyklon sind hoch genug, um eine Kondensation von Wasser sicher zu verhindern.

5. DIE BEDIENUNG

5.1 Die Manipulation des Holzes

Die in den Gasanlagen verbrannten Holzmengen sind den Angaben im Kapitel 3.3 zu entnehmen. Wie die Manipulation des Restholzes in einem Betrieb organisiert ist und wie das Restholz verwertet wird, kann im Rahmen dieser Arbeit nicht dargestellt werden: es soll nur der Fall, daß das Restholz bisher entweder in einem Ofen verfeuert oder an die Plattenindustrie verkauft wurde, angeführt werden. In beiden Fällen kann man für die Verbringung des Holzes in einen Zerkleinerer keinen zusätzlichen Arbeitsaufwand in Rechnung stellen. Anders verhält es sich bei der Vergasung von Rinde: sie wurde bisher entweder auf eine Halde gebracht und dort deponiert, oder in einem Ofen verfeuert. Über die Transportkosten von Rinde zur Deponie und dem daraus resultierenden fiktiven Wert gibt es viele Angaben /13,7/. Man muß für die Aufarbeitung der Rinde etwa denselben Arbeitsaufwand einsetzen, wie für eine Deponierung nötig wäre. Daher kann man unter Außerachtlassung der Transportkosten den Wert null für die Brennstoffkosten bei Rinde annehmen. Für den Transport von Rinde und Asthackgut von einer Ausformung im Wald, wie sie bei Verwendung eines Erntezuges üblich ist, können schwer Kosten genannt werden, da diese zu sehr von den örtlichen Gegebenheiten abhängen.

5.2 Die Bedienung des Gasgenerators

Wie schon im technischen Teil beschrieben, wird der Gasgenerator im Hinblick auf einen kontinuierlichen, reibungslosen Betrieb vollautomatisch mit Hilfe einer Förderschnecke beschickt, aber auch aus Sicherheitsgründen ist eine

händische Beschickung nicht anzustreben. Die einzig bei einem Generator verbleibende Tätigkeit besteht im Ausbringen der Asche. Bei den kleineren Anlagen wird das Ascheausräumen wohl händisch geschehen, das heißt, daß eine Zellen-schleuse händisch bedient und die Asche in einen Sammelbehälter geleert wird. Bei den größeren Anlagen geschieht die Ascheausbringung automatisch mit Hilfe einer Zellradschleuse. Dort fällt die Asche in einen Sammelbehälter, der auf einen LKW oder Traktor verladen werden kann, oder es wird ein in einem Betrieb vorhandener Gabelstapler oder Radlader zum Transport der Asche zur Deponie eingesetzt. Der Ascheanfall in 24 Stunden wird bei kontinuierlichem Betrieb gesammelt und einmal am Tag entfernt. Man kann dafür einen Zeitaufwand von zwei bis drei Minuten pro Betriebsstunde annehmen. Bei Vergasung von Holz-Rindgemisch steigt der Aufwand durch den größeren Ascheanfall bis auf das Dreifache.

Die Entfernung des Staubes aus dem Zyklon der Gasreinigung wird seltener - etwa eine Ausbringung pro Woche - durchzuführen sein. Für diese Arbeit wird zumindest eine durchschnittliche Arbeitszeit von ca. 30 Sekunden pro Betriebsstunde einzusetzen sein.

5.3 Die Überwachung der Anlage

Die Anlage ist so konzipiert, daß eine Überwachung der wichtigsten Kenngrößen selbsttätig geschieht. Beim Überschreiten eines Grenzwertes erfolgt eine Alarmmeldung und nachfolgend eine automatische Stillsetzung des Betriebes: Trennen des Synchrongenerators vom Netz oder den angeschlossenen Verbrauchern und Abschalten der Motorzündung. Es bleibt also nur eine Kontrolle und die Vorgabe der für den Betrieb ausschlaggebenden Daten. Diese Arbeiten lassen sich in ein allgemeines Konzept schwer einbauen, da die in der Praxis vor-

kommenden Verhältnisse zu sehr voneinander abweichen. Es ist aber möglich, in einem ständig besetzten Büro diese Aufgaben wahrzunehmen: in der Industrie und in Großsägewerken wird diese Forderung sogar leicht zu erfüllen sein. Probleme werden bei kleineren Sägewerken, wo ein dauernd besetztes Büro wirtschaftlich nicht vertretbar ist, auftreten. Hier kann man nur eine unbesetzte, vollautomatische Warte einrichten, die den Betrieb der Kraftanlage gänzlich überwacht.

Zur Bedienung der Kraftanlage gehört weiters das Überprüfen des Füllstandes des Holzsilos sowie der in den Holzsilos eingefüllten Holzsorte und der Holzfeuchte, um eine Trocknung auf den richtigen Wert durchführen zu können. Damit verbunden ist bei Vergasung von Rinde und Sägespänen darauf zu achten, daß das richtige Mischungsverhältnis eingehalten wird und der erlaubte Rindenanteil keinesfalls überschritten wird.

6. DER VERBUND HOLZGASANLAGE - WASSERKRAFTANLAGE

Da in Österreich viele Sägewerke an Bach- oder Flußläufen gelegen sind, und schon lange die Energie zum Antrieb ihrer Sägen von dort beziehen, ist es einleuchtend, die Möglichkeit zur Nutzung der hydraulischen Energie zu untersuchen. Bei diesen Anlagen ist es die Aufgabe der thermischen Komponente, die jahreszeitlichen Senken im Energiedargebot des Wassers auszugleichen. Der Vorteil dieser Kombination ist darin zu sehen, daß die Zeit des Niedrigwassers mit der Zeit tiefer Temperaturen zusammenfällt, und daher auch ein Bedarf an Wärme besteht. Durch dieses Zusammenfallen von Bedarf an thermisch erzeugter elektrischer Energie und Wärme zu Heizzwecken kann ein wirtschaftlicher Betrieb erreicht werden. Man kann auch die hydraulische Anlage mit höherer Leistung ausbauen und damit das Wasserdargebot besser aus-

nützen, ohne bei Niedrigwasser auf die Erzeugung elektrischer Energie verzichten zu müssen.

Da der Ausbau einer hydraulischen Anlage durch den hohen Anteil der Baukosten für den Stahlwasserbau, Tiefbau und Hochbau an den Gesamtkosten der Anlage sehr beeinflusst wird, wird in dieser Arbeit nur der Umbau der Turbinenanlage untersucht: das setzt voraus, daß Wasserfassung, Triebwasserleitung, Verschlüsse usw. vorhanden sind. Für die bei den Flüssen des Voralpengebietes vorkommenden Wassermengen und Fallhöhen eignen sich am besten die Kaplan- und Rohrturbinen, weshalb auch diese Untersuchung auf diese Turbinentypen beschränkt wurde. Um die Investitionskosten niedrig zu halten, ist vorgesehen, die Turbine, den Generator und den Gasmotor auf einer Welle anzuordnen. Der Generator und die Turbine sind über eine flexible Scheibenkupplung fest miteinander verbunden. Der Motor kann über eine schaltbare Kupplung zugeschaltet werden. Diese Kupplung kann als Klauenkupplung oder als Reibungskupplung ausgeführt sein. Die Klauenkupplung ist sicher die billigere Lösung, bedingt aber absoluten Synchronlauf beim Schalten. Dies ist auch die einzige Möglichkeit der Zuschaltung, wenn die Anlage parallel zum öffentlichen Netz fährt. Die Reibungskupplung ermöglicht ein Anlaufenlassen des Motors von der Turbine her. Diese Möglichkeit wird man dort einsetzen, wo geringe Schwankungen in der Generatorfrequenz toleriert werden können, etwa dann, wenn die Aufgabe einer Notstromversorgung zu übernehmen ist oder im Inselbetrieb gefahren wird.

Die Abschätzung der Einschaltdauer des Gasmotors bei dieser Kombination geschieht an Hand einer hydraulischen Ganglinie und der daraus gewonnenen Dauerlinie. Der daraus ermittelte Wert ist natürlich auch nur der im langjährigen Durchschnitt zu erwartende Wert. Daraus läßt sich dann die durchschnittliche Einschaltdauer und unter Einbeziehung der Einzelwirkungsgrade der Brennstoffverbrauch ziemlich genau abschätzen.

6.1 Die Möglichkeiten des Ausbaues

In diesem Kapitel soll kurz auf die Probleme des hydraulischen und thermischen Ausbaugrades eingegangen werden. Der Ausbaugrad der meisten in Betrieb befindlichen kleinen Wasserkraftwerke ist so gewählt, daß das Niedrigstwasser verarbeitet werden kann. Ein so niedriger Ausbaugrad läßt das meiste Wasser ungenützt über das Wehr strömen. Bei einem höheren Ausbaugrad ist mit einer Mindererzeugung in Zeiten geringeren Wasserdargebots zu rechnen. Bei Verwendung einer thermischen Ergänzung wird sich der Ausbau nach der thermischen Möglichkeit, die unter anderem auch vom Brennstoffdargebot abhängt, richten. Soll eine hundertprozentige thermische Abdeckung der hydraulischen Leistung gegeben sein, muß die Turbinenleistung der des Motors entsprechen. Eine Auslegung, bei der die hydraulische Seite schwächer als die thermische Seite dimensioniert ist, wird sich dort anbieten, wo z.B. eine sehr lange Triebwasserleitung vorliegt und eine über das Jahr wenig schwankende Wassermenge erwartet werden kann. Dort kann das Wasserkraftwerk die Leistung in Schwachlastzeiten bereitstellen.

6.2 Die Turbine

Als Turbinentyp kommt, wie schon gesagt, eine Kaplan- oder Rohrturbine in Frage. Dieser Turbinentyp kommt auch durch die Doppelregelung im Teillastbetrieb auf gute Wirkungsgrade, womit eine möglichst vollständige Ausnutzung des hydraulischen Energiedargebotes möglich ist. Die Teillastwirkungsgrade können einer Eichkurve entnommen werden (siehe Abb. 6.2).

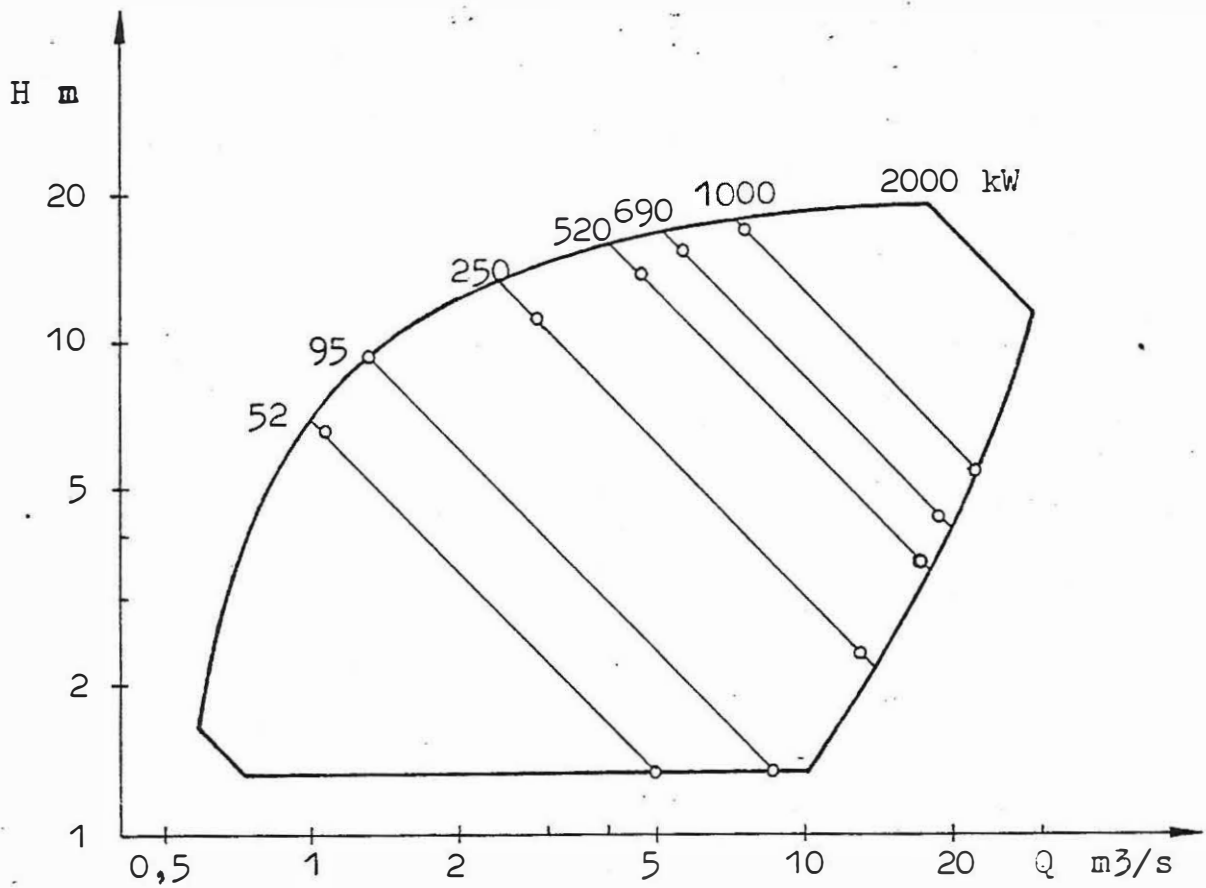


Abb. 6.1 Das Q-H-Feld, das von Kaplan- und Rohrturbinen bis 2 MW versorgt werden kann. \circ = Punkte, die für die Kostenrechnung herangezogen wurden (siehe Abb. 7.7) /22/

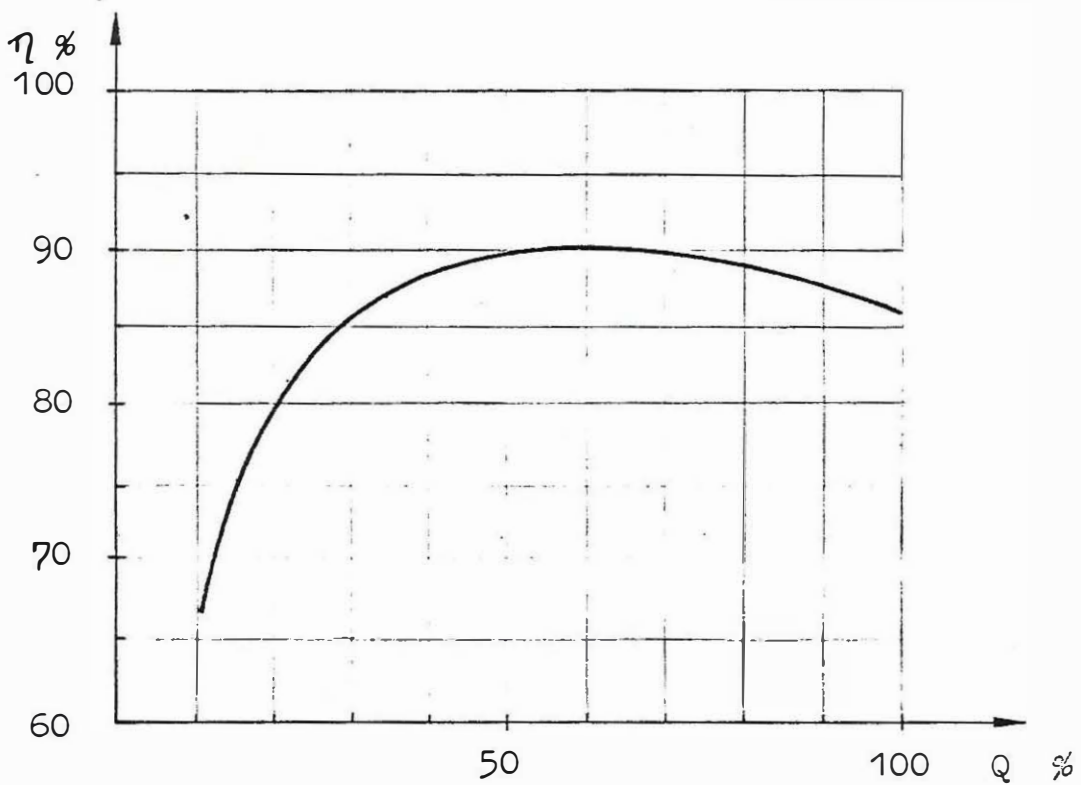


Abb. 6.2 Der Wirkungsgrad der Rohrturbine in Abhängigkeit des Durchflusses /22/

6.3 Die Regelung

Das Ziel der Regelung ist es, die Drehzahl und die Spannung konstant zu halten.

Bezüglich der Spannungsregelung siehe Kapitel 3.8.

Bei ausgeschaltetem Gasmotor ist die Frequenz die Führungsgröße für die Turbine. Bei diesem Betriebszustand ist die Regelung identisch mit der Regelung von Wasserkraftwerken.

Anders bei zugeschaltetem Gasmotor, wo der Oberwasserspiegel die Führungsgröße für den Turbinenregler ist. Das Halten der Frequenz übernimmt der Regler des Gasmotors. Der Turbinenregler muß nur eine Überschreitung der Normfrequenz verhindern.

7. DIE KOSTEN

7.1 Die Kosten der Komponenten

Die Preise der einzelnen Systemkomponenten wurden von den sie erzeugenden oder vertreibenden Firmen eingeholt. Die Preise wurden für das vierte Quartal 1979 erhoben. Bei Angaben in ausländischer Währung wurde zum Wechselkurs vom 27.9.1979 umgerechnet.

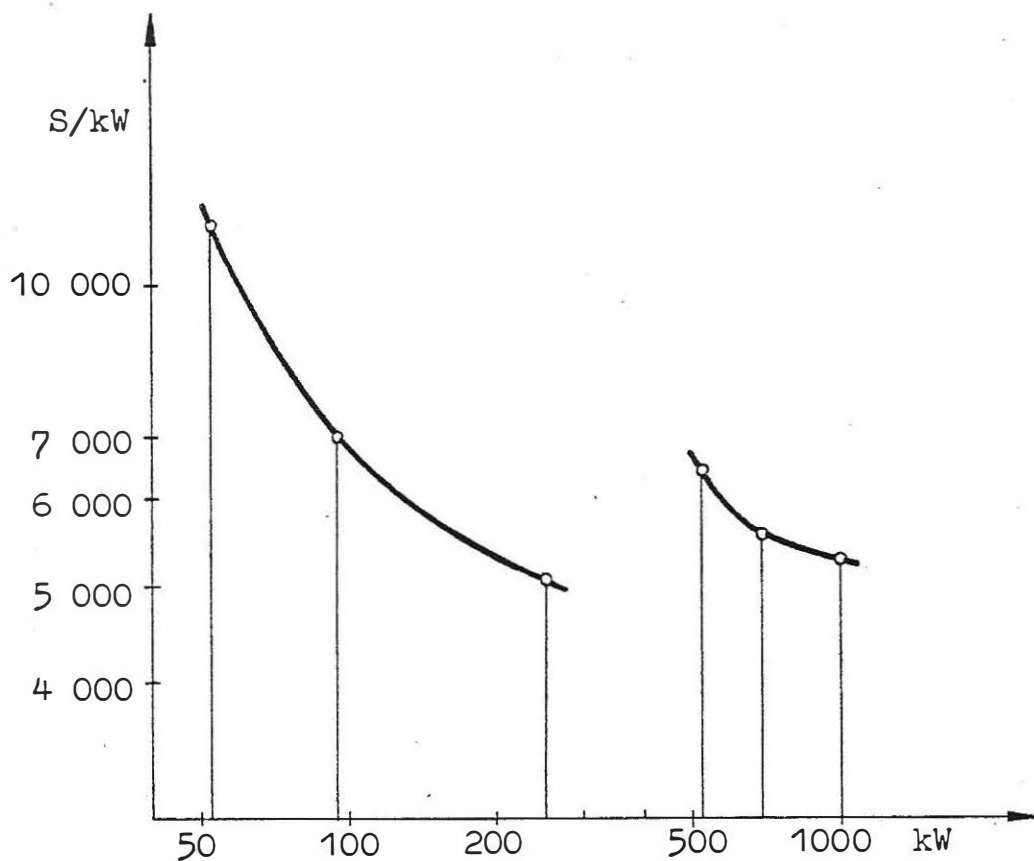


Abb. 7.1 Die spezifischen Kosten des Gasmotors inklusive des Synchrongenerators für Viertaktmotoren und Zweitaktmotoren

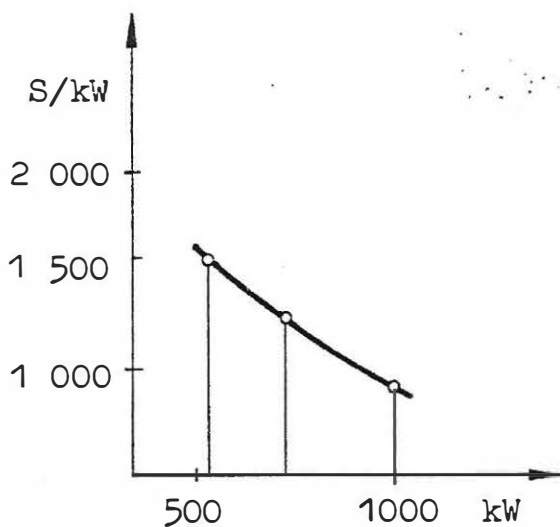


Abb. 7.2 Die spezifischen Kosten der Gasverdichteranlage (Abgasturbine und Schraubenverdichter)

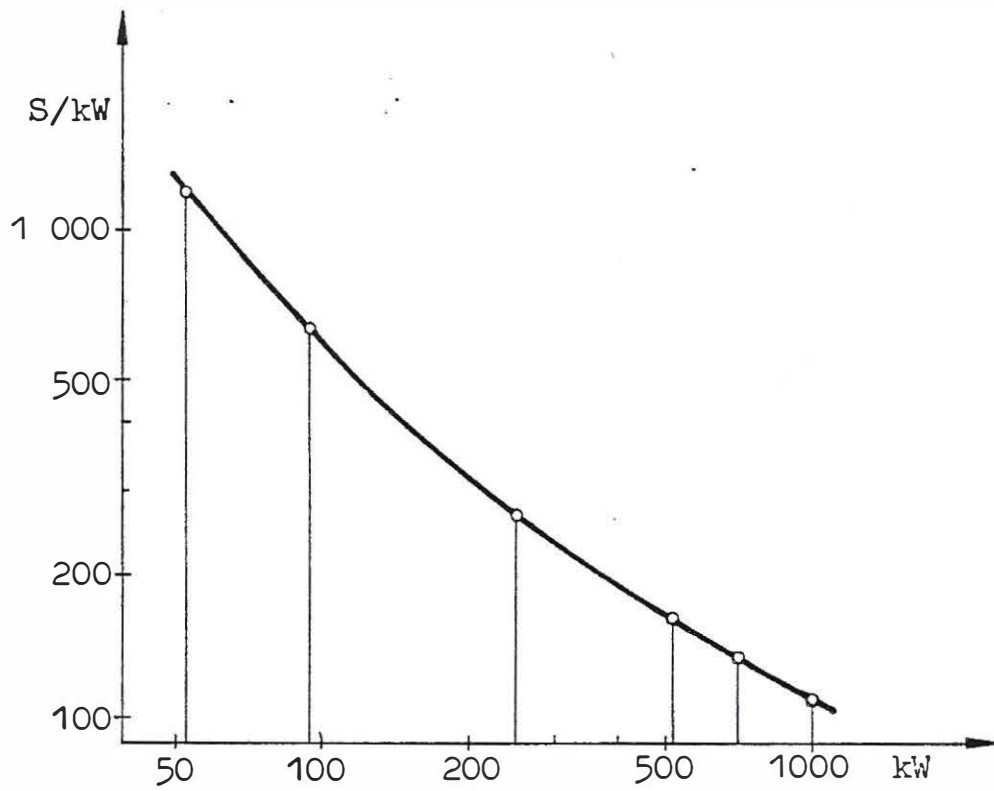


Abb. 7.3 Die spezifischen Kosten der Gasreinigungsanlage inklusive des Gaskühlers

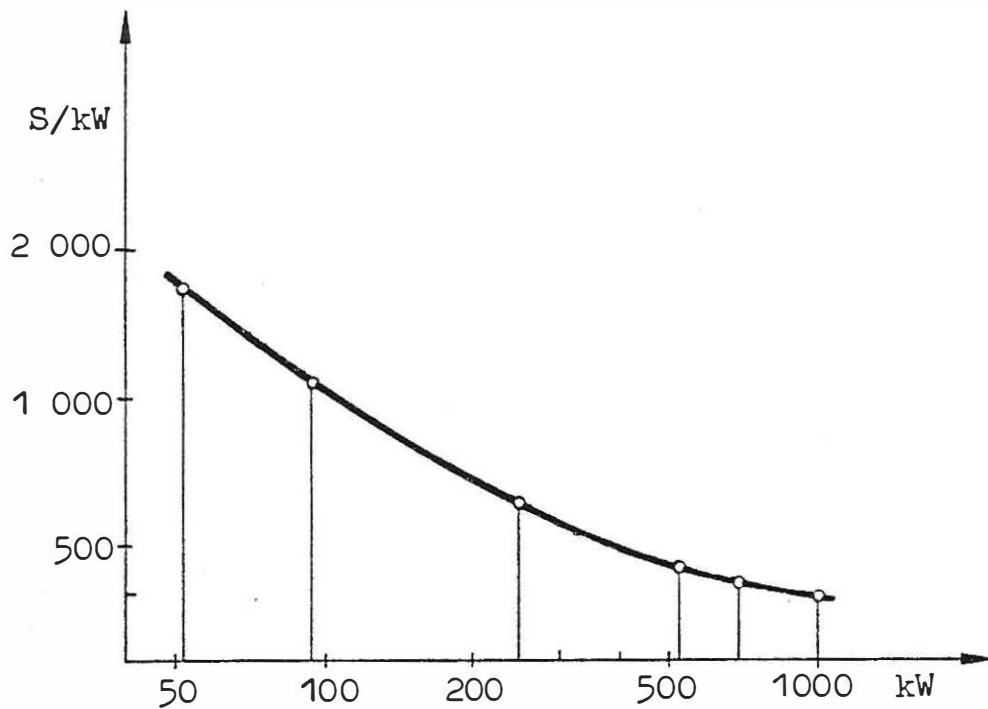


Abb. 7.4 Die spezifischen Kosten des Holzgasgenerators

Die Kosten für den Holzsilobelaufen sich auf 300 bis 400 öS pro umbautem Kubikmeter. In diesem Preis sind allen geforderten Sicherheitseinrichtungen enthalten.

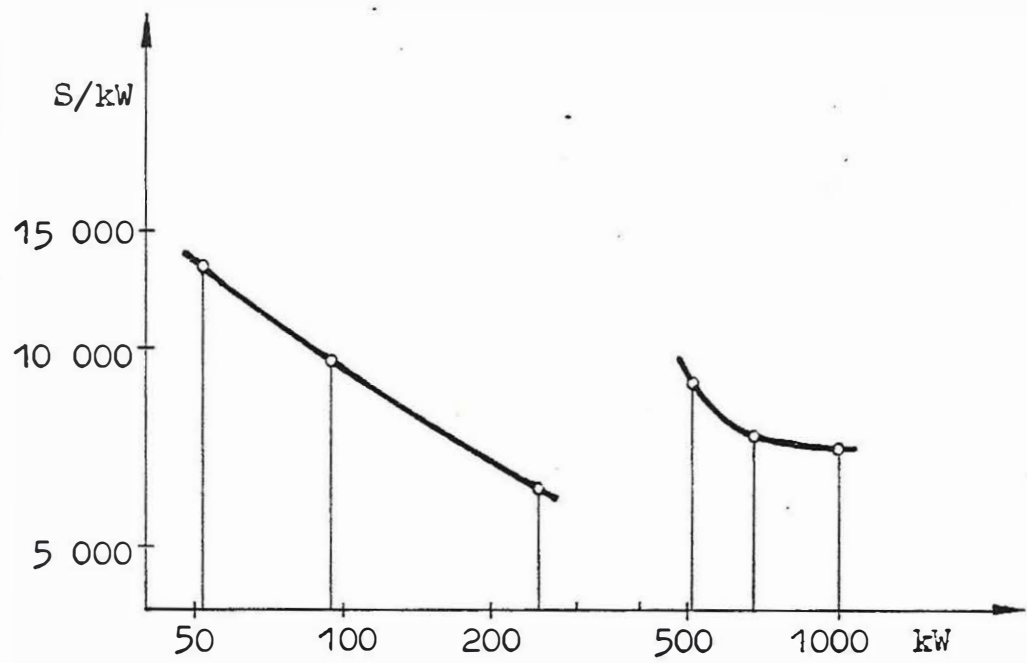


Abb. 7.5 Die spezifischen Kosten einer Holzgasanlage inklusive aller Montagekosten der einzelnen Aggregate

Die Kosten der Turbine hängen von den beiden Parametern: Durchfluß und Fallhöhe ab. Daher wurden für die Investitionskosten für die Turbine zu jeder Leistung immer zwei Wertepaare genommen. Die für die Berechnung herangezogenen Werte wurden dem Diagramm Kapitel 6.2 entnommen: (a) untere Grenzkurve, (b) obere Grenzkurve.

- k_T spezifische Kosten [S/kW]
- P_T Turbinenleistung [kW]
- Q Durchfluß [m^3/s]
- H Fallhöhe [m]

Kostenfunktion für Kaplan- und Rohrturbinen:

$$k_T = 78\,176 \cdot Q^{-0,35} \cdot H^{-1,01} \quad [S/kW] \quad /27/$$

$$P_T \cong 8 \cdot Q \cdot H \quad [kW]$$

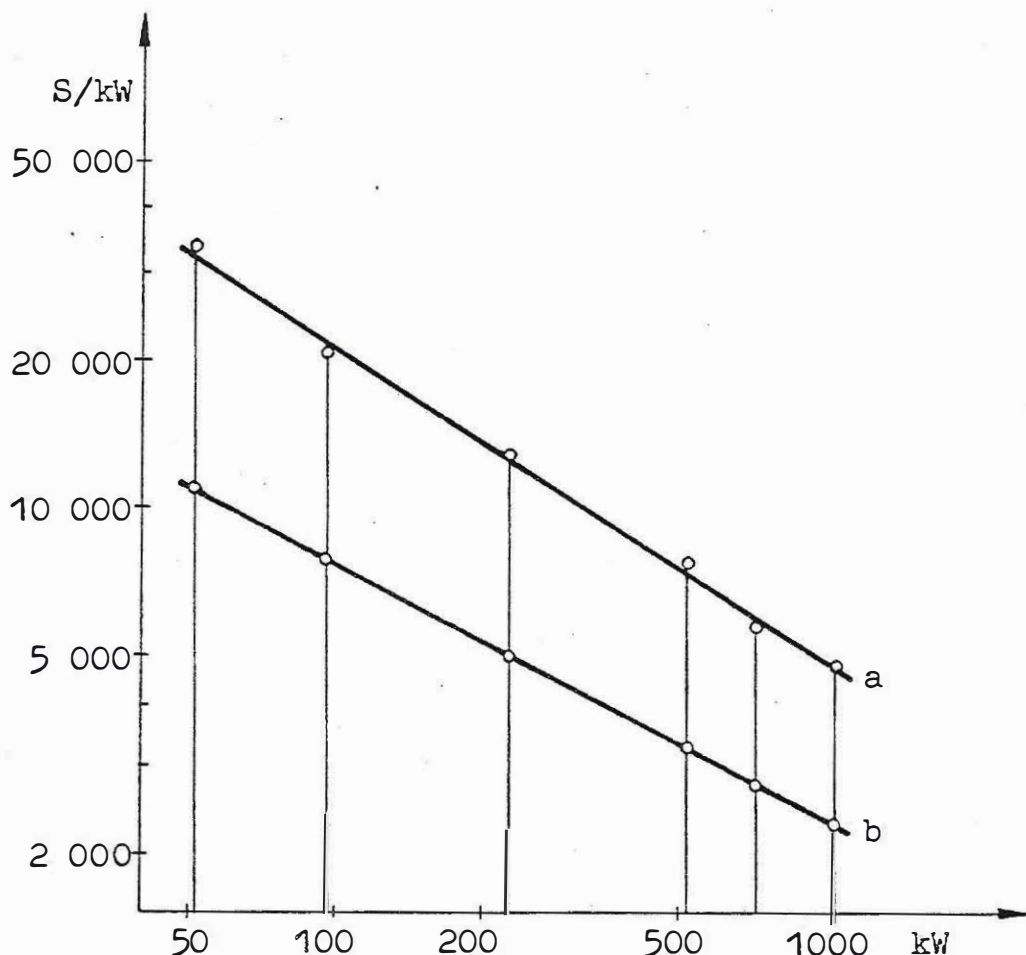


Abb. 7.6 Spezifische Kosten für Kaplan- und Rohrturbine, inklusive Regler und Getriebe ohne Montage

7.2 Die Kosten der Wartung und Bedienung

Die Wartungskosten werden pro Betriebsstunde angegeben. Es sind dies die Kosten für die laufenden Inspektionen, die von den Herstellerfirmen vorgeschrieben werden. Darin sind die Kosten einer Generalrevision nicht enthalten. In den unten angegebenen Kosten ist auch der Schmierölverbrauch enthalten. Er ist von der Belastung des Motors unabhängig und richtet sich nur nach den Betriebsstunden.

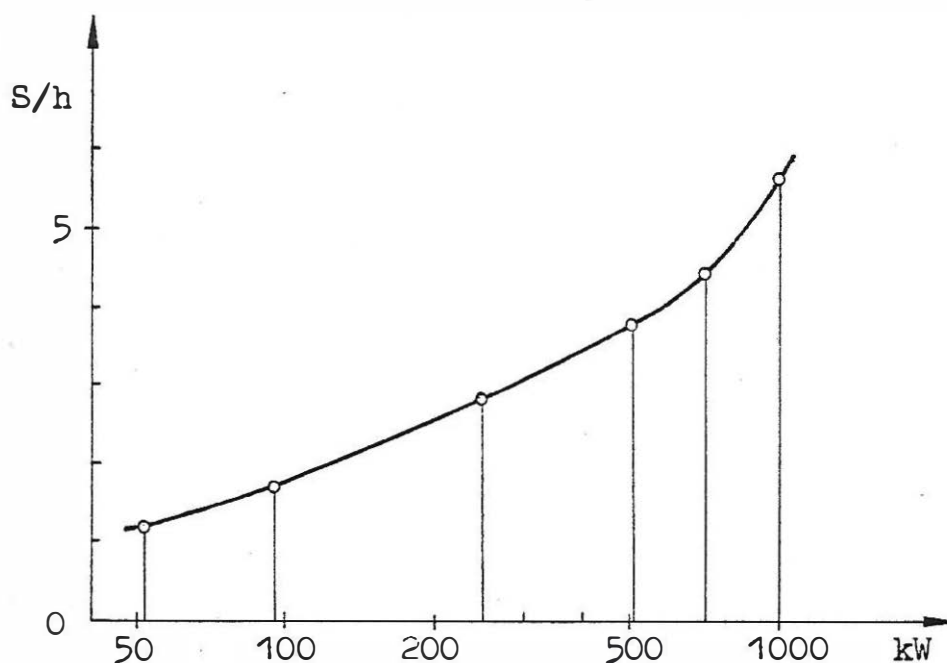


Abb. 7.8 Die Kosten der Wartung in S/Betriebsstunde /10,11/

Die Kosten für die Bedienung wurden mit öS 5,-- pro Betriebsstunde in die Wirtschaftlichkeitsrechnung eingesetzt. Als Grundlage dafür wurde die Arbeitsstunde mit öS 200,-- angenommen (vergleiche Kapitel 5.2).

7.3 Die Brennstoffkosten

Die Kosten für Spreißelholz betragen nach Angaben von Betreibern von Sägewerken und Holzverarbeitenden Industrien, die Holzspreißel verkaufen, für den Raum Niederösterreich im Frühjahr 1979: 40 Groschen je Kilo lufttrockenes Holz. Dies ist der Erlös, der beim Verkauf erzielt wird. Für Sägespäne ist ein allgemein gültiger Preis schwer anzugeben, da er sehr starken regionalen Schwankungen unterworfen ist. Besonders in Gebieten mit starker Rinderhaltung und wenig Getreideanbau finden Sägespäne eine Verwendung als Streu. In den Berggebieten Österreichs, besonders in Tirol, werden von den Bauern relativ hohe Preise für Sägespäne bezahlt, während in Teilen Niederösterreichs Sägespäne auf der Deponie landen. Um einen Anhaltspunkt für die Berechnung von Brennstoffkosten bei Verwendung von Sägespänen zu haben, kann man berechtigt ungefähr den halben Preis für Spreißelholz einsetzen. Der Preis von Rinde wurde, wie schon oben erklärt, mit null Schilling angenommen.

8. DIE WIRTSCHAFTLICHKEIT

8.1 Die Wirtschaftlichkeit der Holzgasanlage

Die Abschreibung der Anlage wurde innerhalb der Nutzungsdauer des Gasmotors bis zur Generalrevision angenommen. Dabei ist zu bedenken, daß viele Teile der Anlage eine wesentlich höhere Nutzungsdauer haben. Dazu zählt insbesondere der Synchrongenerator, die elektrische Einrichtung und die Gasreinigung mit dem Wärmetauscher, ebenso alle baulichen Einrichtungen, wie z.B. der Silo.

Es wurde ein Kalkulationszinssatz von 10 % angenommen.

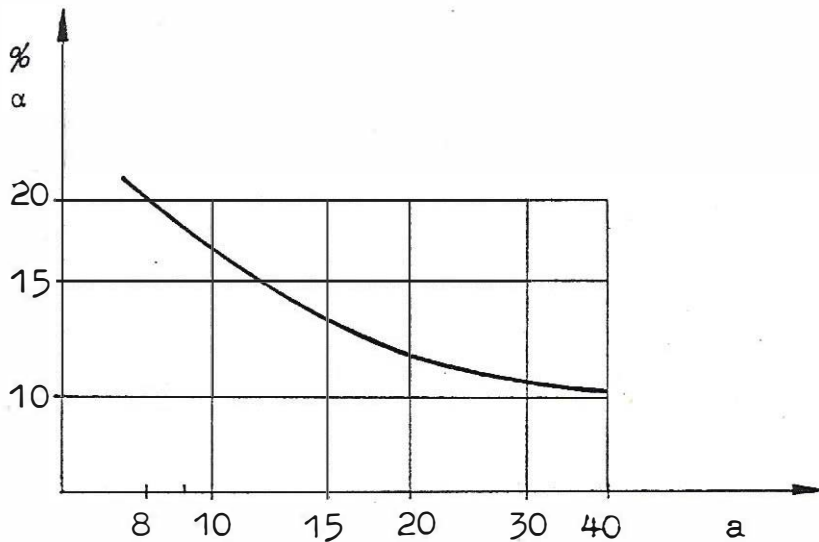


Abb. 8.1 Jahresfaktor α bei 10 % Kapitalkosten in Abhängigkeit der Abschreibungszeit

Die Abschreibung wurde für die Berechnung der Stromgestehungskosten linear auf die Nutzungsdauer der Anlage aufgeteilt. Die Kosten für den Brennstoff wurden mit 40 Groschen je Kilogramm angenommen. Der spezifische Brennstoffverbrauch wurde der Abb. 3.15 entnommen.

Berechnung der Stromgestehungskosten nach folgender Formel:

- k..... spezifische Stromgestehungskosten [S/kWh]
- a..... spezifische Investitionskosten [S/kW]
- α Jahresfaktor [%/100]
- t_1 jährliche Betriebszeit [h]
- b..... Kosten der Bedienung [S/h]
- c..... Kosten für Wartung (Abb. 7.8) [S/h]
- P..... Leistung [kW]
- d..... spezifische Brennstoffkosten [S/kWh]

$$k = \frac{\alpha \cdot a}{t_1} + \frac{b + c}{P} + d \quad [\text{S/kWh}]$$

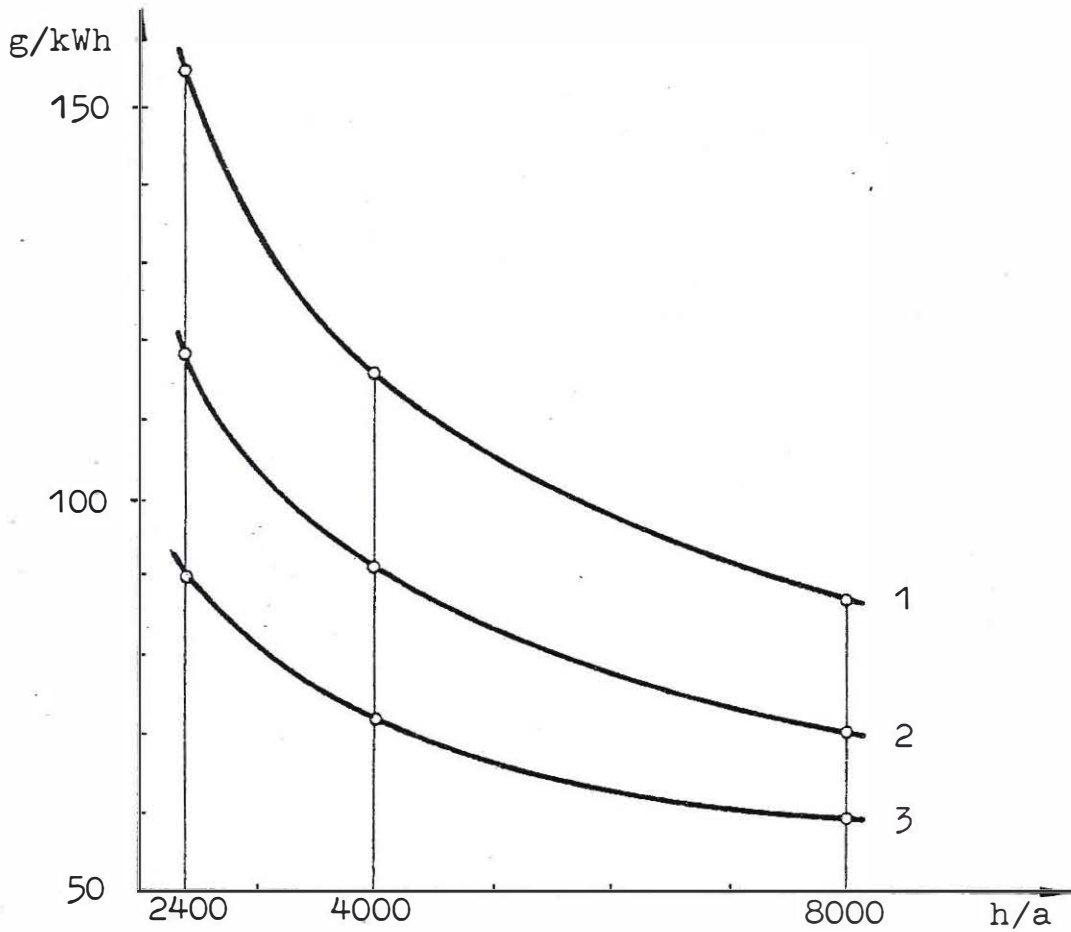


Abb. 8.2 Die spezifischen Stromgestehungskosten in Abhängigkeit der jährlichen Betriebsstunden und der elektrischen Leistung im thermischen Betrieb

Abschreibungsdauer : 9 a ; Jahresfaktor : 17,5 %

1.....52 kW, 2..... 95 kW, 3.....250 kW

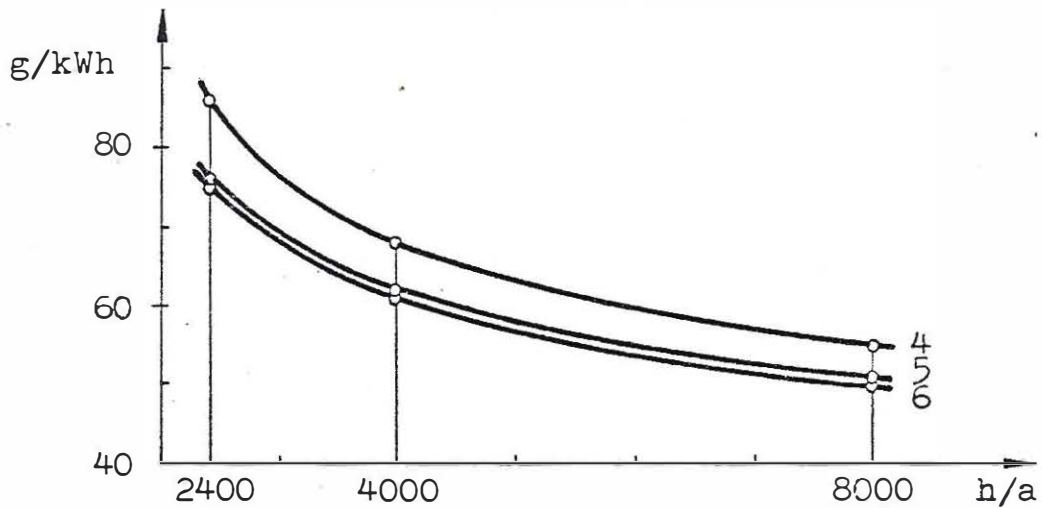


Abb. 8.3 Die spezifischen Stromgestehungskosten in Abhängigkeit der jährlichen Betriebsstunden und der elektrischen Leistung im thermischen Betrieb

Abschreibungsdauer : 17,5 a ; Jahresfaktor : 12 %

4..... 520 kW, 5..... 600 kW, 6..... 1.000 kW

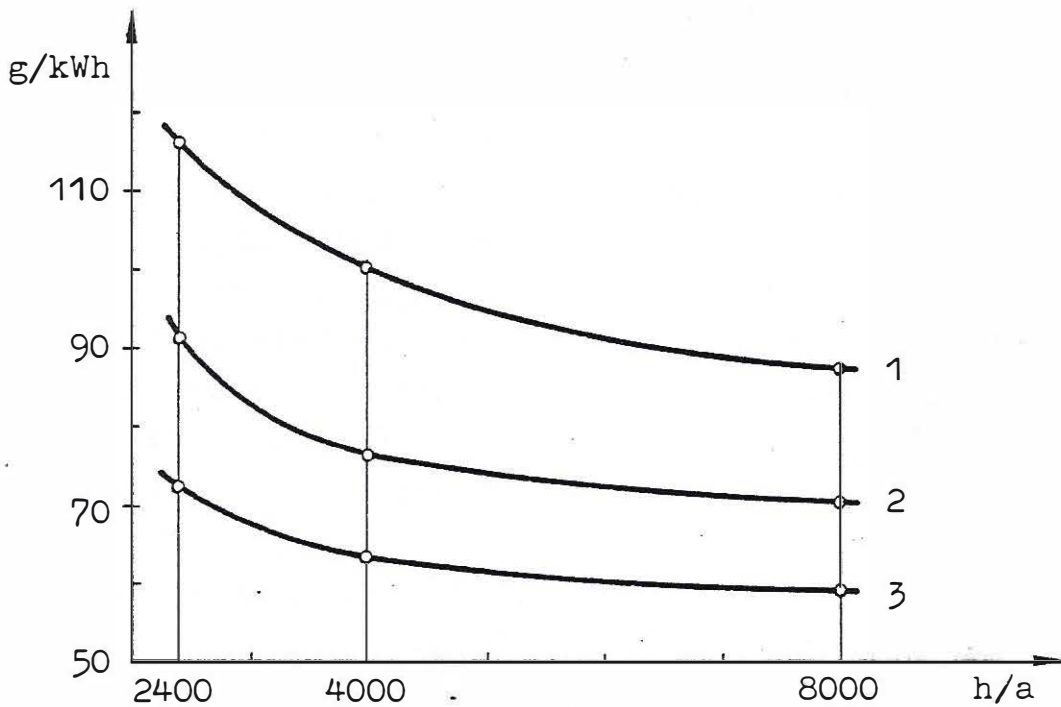


Abb. 8.4 Die spezifischen Stromgestehungskosten in Abhängigkeit der jährlichen Betriebsstunden und der elektrischen Leistung im thermischen Betrieb

Abschreibungsdauer : Nutzungsdauer laut Kap. 4.1

1..... 52 kW, 2..... 95 kW, 3..... 250 kW

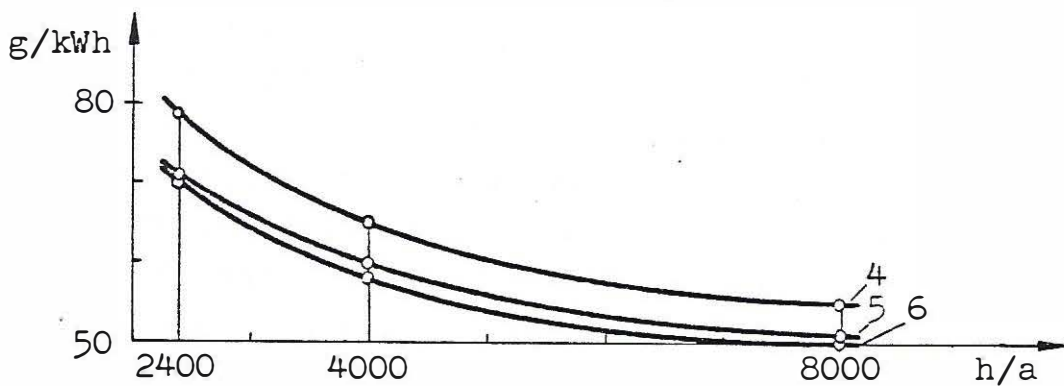


Abb. 8.5 Die spezifischen Stromgestehungskosten in Abhängigkeit der jährlichen Betriebsstunden und der elektrischen Leistung im thermischen Betrieb

Abschreibungsdauer : Nutzungsdauer laut Kap. 4.1

4..... 520 kW, 5..... 690 kW, 6..... 1 000 kW

8.2 Die Wirtschaftlichkeit im thermisch-hydraulischen Verbund

In dieser Wirtschaftlichkeitsuntersuchung wurden nur die Kosten für die Errichtung einer Holzgasanlage, der Einbau einer Turbine und die Wartungs-, Bedienungs- und Brennstoffkosten für die thermische Anlage einbezogen. Kosten, die durch einen Aus- oder Umbau der Triebwasserleitung entstehen, wurden nicht berücksichtigt. Als Grundlage für die Abschätzung der thermisch und hydraulisch erzeugbaren Energie wurde die Abflußcharakteristik der Zubringerbäche des Flußgebietes der Leitha zu Grunde gelegt. Es sind dies der Große Piestingbach, der Feistritzbach und die Pitten. Daraus wurde ein Durchschnitt gebildet.

Für die einzelnen Ausbaugrade wurde die Aufteilung der erzeugbaren Energie in thermische und hydraulische Energie den Diagrammen 8.7 und 8.8 entnommen und in Prozent angegeben. Die gesamte theoretisch erzeugbare Energiemenge wurde mit 100 % angesetzt (dadurch bedingt ergibt sich, daß der Synchrongenerator zu 100 % ausgenützt wird und eine konstante Leistung über das ganze Jahr gefahren wird). Die Leistung des Gasmotors ist gleich der Turbinenleistung, das heißt, daß der Gasmotor die gesamte Leistung der Turbine übernehmen kann. Dies stellt unter anderem eine Reserve bei Ausfall der Turbine bei strengem Frost infolge von Vereisung der Wehre, Einlaufrechen und der Triebwasserleitung dar. Der Gasmotor muß ca. 800 Stunden pro Jahr allein die Last übernehmen. In diesem Zeitraum sind auch Revisionsarbeiten am hydraulischen Teil der Anlage möglich.

Der Ausbaugrad wurde für alle Anlagen mit $Q_A = Q_5$, Q_{30} und Q_{50} angenommen. Für einige Anlagen wurde auch ein Ausbaugrad von Q_{80} abgeschätzt. Für die Anlagen mit 250 kW und 500 kW (thermisch) wurde auch die Kombination mit einer Turbine geringerer (50 %) Leistung durchgerechnet.

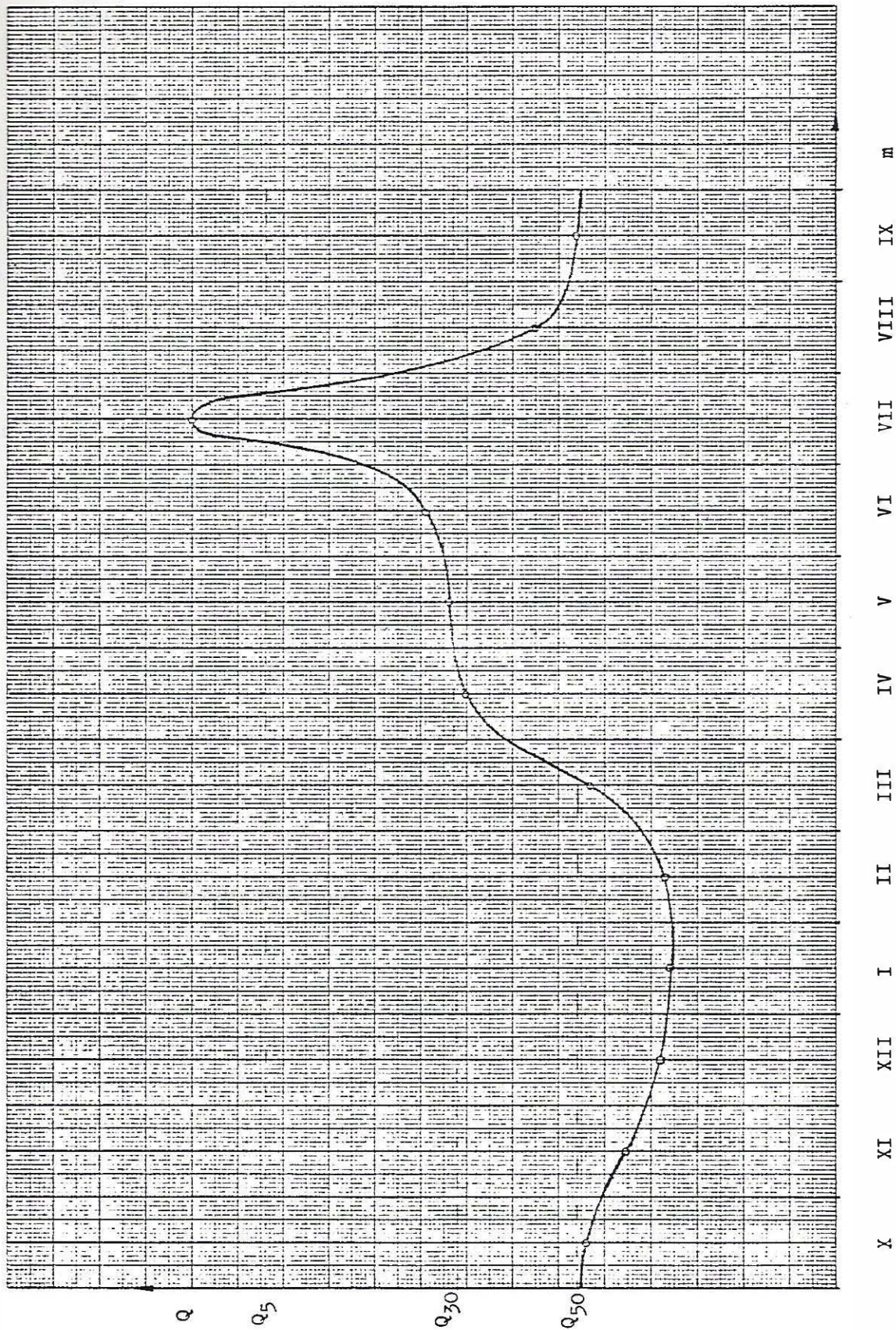


Abb. 8.6 Die hydraulische Ganglinie

Um die Anlagen direkt miteinander vergleichen zu können, wurde für alle zu vergleichenden Anlagen der gleiche Abschreibungszeitraum gewählt. Er entspricht der angegebenen Lebensdauer der Gasmotoren bei Dauerbetrieb. Beim Vergleich der Viertaktmotoren mit den Zweitaktmotoren wurde der höhere Abschreibungssatz verwendet. Unter diesen Annahmen wird die Turbine, die eine sehr viel längere Lebensdauer hat, benachteiligt, ebenso der Zweitaktmotor beim Vergleich mit einer Viertakttype. Daraus ergibt sich, daß die tatsächlichen Kosten, die der Betrieb einer thermisch-hydraulischen Anlage verursacht, unter den angegebenen Kosten liegen werden und daher darin eine gewisse Sicherheitsreserve enthalten ist.

Um den Brennstoffverbrauch der Anlagen abschätzen zu können, der durch den variablen Wirkungsgrad nicht mehr eine Konstante pro erzeugter Kilowattstunde ist, wird eine Rechengröße eingeführt. Sie wird hier Äquivalenzstunde genannt. Die Anzahl der Äquivalenzstunden gibt an, wieviele Stunden der Motor mit Vollast laufen muß, um die gleiche Brennstoffmenge zu verbrauchen, wie er sie bei den angegebenen Belastungsfällen verbraucht .

- η_{t1} Teillastwirkungsgrad laut Kapitel 3.7.4
- Äh..... Äquivalenzstunde [h]
- P..... Leistung [kW]
- E..... erzeugbare Energie, thermisch und hydraulisch[MWh]
- h..... spezifischer Holzverbrauch bei Vollast [kg/kWh]
- h_h spezifischer Holzverbrauch im Verbundbetrieb
[kg/kWh]
- H..... jährlicher Holzbedarf bei Verbundbetrieb[fm/a]

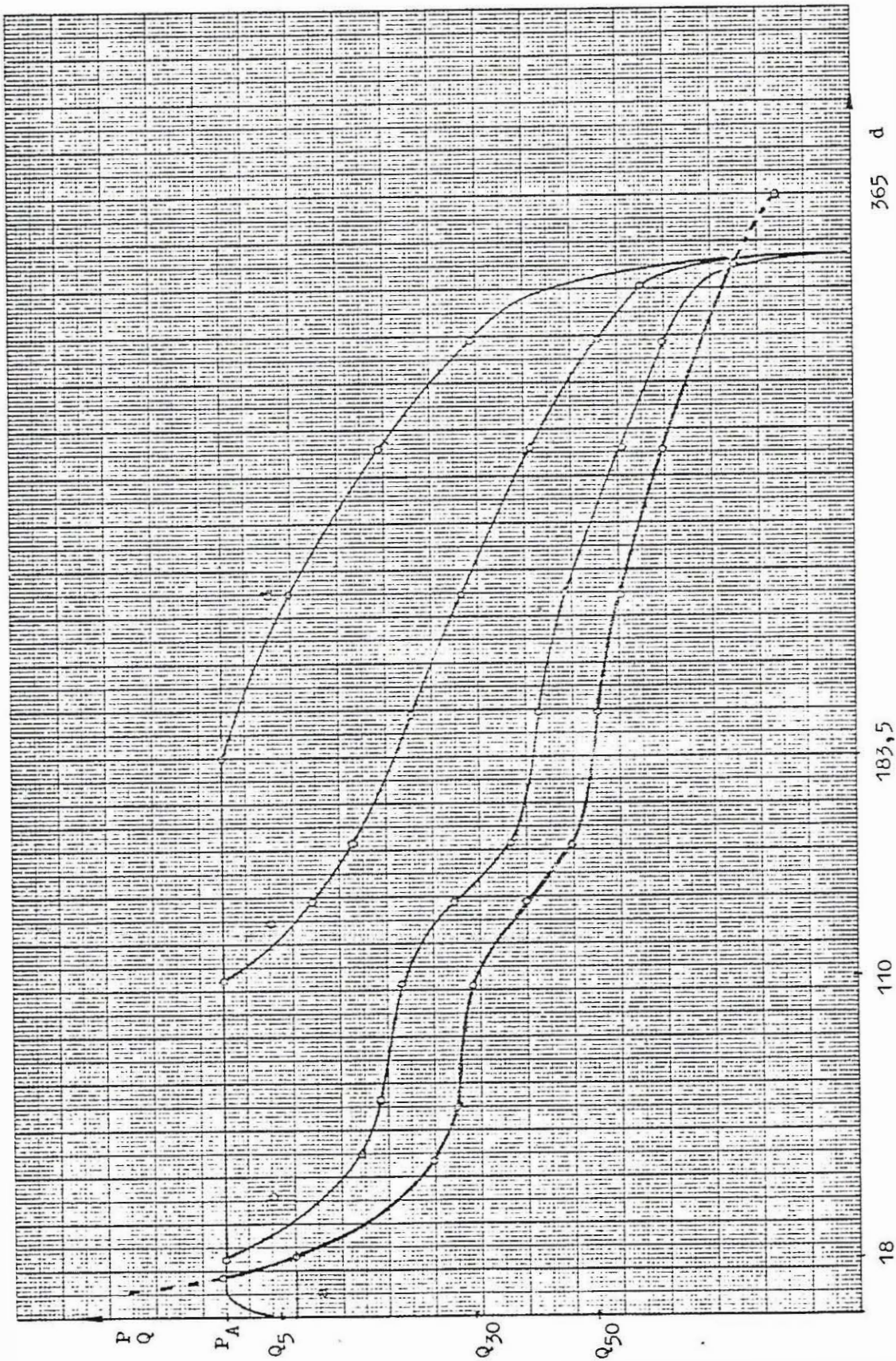


Abb. 8.7 Die hydraulische Abflußdauerlinie (a) und die Turbinenleistungsdauerlinien für einen Ausbau auf Q_5 (b), Q_{30} (c) und Q_{50} (d) bezogen auf die Ausbauleistung

$$\ddot{A}h = \frac{\text{Laufzeit [h]} \cdot [\%] \text{ der Volllast}}{\eta_{tl} [\%]} \quad [\text{h}]$$

$$h_h = \frac{\sum \ddot{A}h [\text{h}] \cdot P [\text{kW}] \cdot h [\text{kg/kWh}]}{E [\text{kWh}]} \quad [\text{kg/kWh}]$$

Die Aufteilung der theoretisch erzeugbaren Energie in hydraulisch erzeugbare Energie und thermisch erzeugbare Energie wird auf Grund der Dauerlinien vorgenommen. Im Diagramm 8.7 ist die aus der Ganglinie (Diagramm 8.6) gewonnene Abflußdauerlinie (a) aufgetragen. Dazu wurden die Leistungsdauerlinien der Turbinen für den jeweiligen Ausbaugrad aufgetragen, und zwar für Q_5 (b), Q_{30} (c) und Q_{50} (d). Diese Leistungsdauerlinien sind auf die 100-%-Ausbauleistung bezogen, daher ergibt sich unabhängig von der Leistung nur eine Dauerlinie für einen Ausbaugrad. In diesen Leistungsdauerlinien sind auch die Turbinenwirkungsgrade berücksichtigt.

Die unter der Leistungsdauerlinie liegende Fläche entspricht der hydraulisch erzeugbaren Energie. Die Ergänzung dieser Fläche auf ein Rechteck entspricht der thermisch zu erzeugenden Energie. Das Verhältnis der Flächen zueinander ist unabhängig von der jeweiligen Leistung. Die Leistungsdauerlinien ermöglichen weiters eine Abschätzung der Laufzeit der Motoren auf einer Laststufe. Die Laststufen wurden als Treppenkurven über die Dauerlinien gelegt.

Als weiteres Ergebnis aus der Ganglinie läßt sich die Ganglinie der thermischen Leistung gewinnen. Sie wurde im Diagramm 8.8 dargestellt; dort wurde die thermische Leistung bezogen auf die Leistung bei mittlerem Niedrigwasser dargestellt.

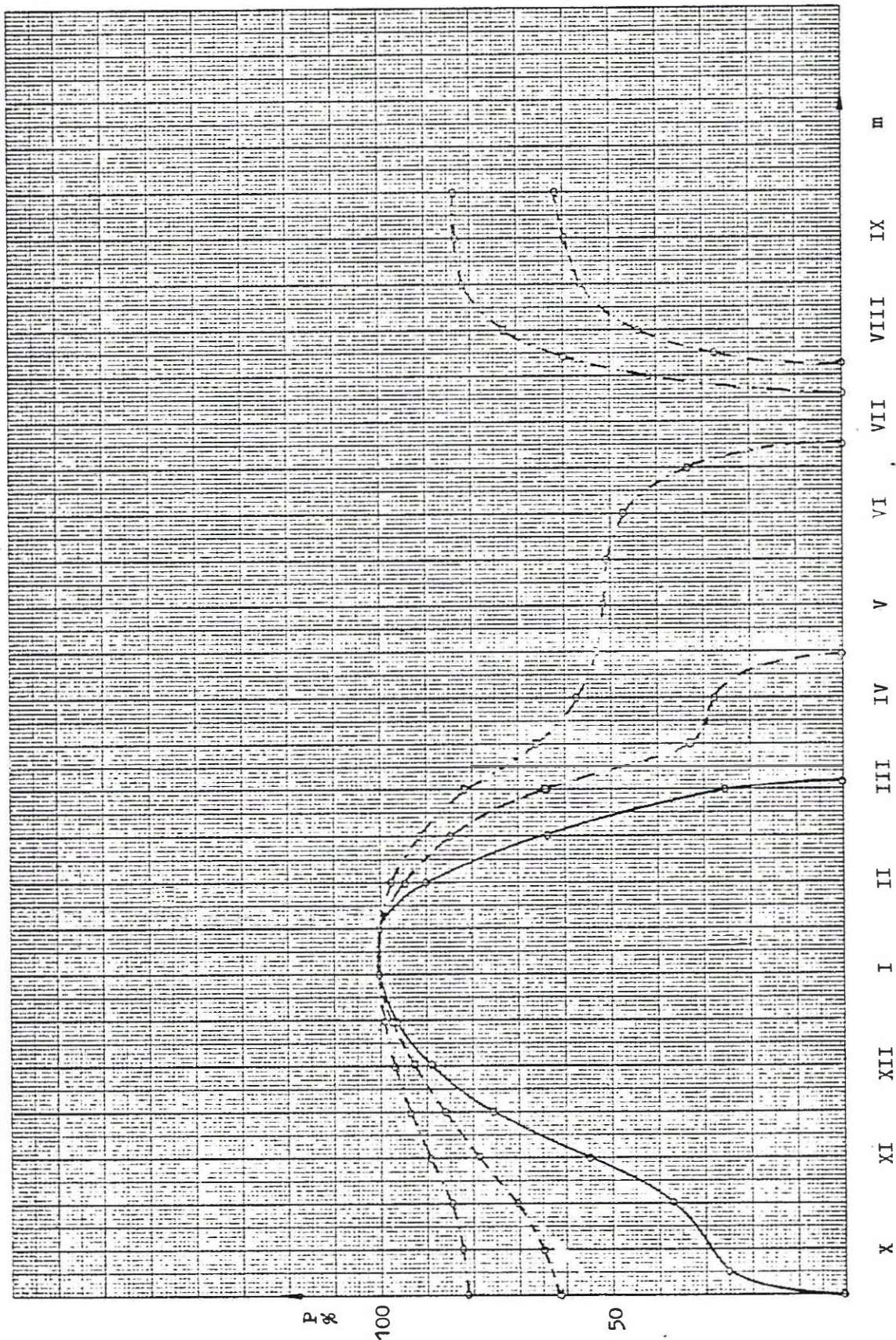


Abb. 8.8 Die thermische Leistungsganglinie bezogen auf die thermische Leistung bei mittlerem Niedrigwasser ;
für Q_{50} —, für Q_{30} - - - , für Q_5 - · - · -

Für Q_5

53,7 % hydraulische Erzeugung

46,3 % thermische Erzeugung

Laufzeit h	Leistung %	Wirkungsgrad η_{tl}	$\ddot{A}h$ h
800	100	100	800
3 050	63	95	2 020
1 950	40	90	865
1 200	30	80	450
1 000	20	70	285

$\Sigma \ddot{A}h = 4\ 420\ h$

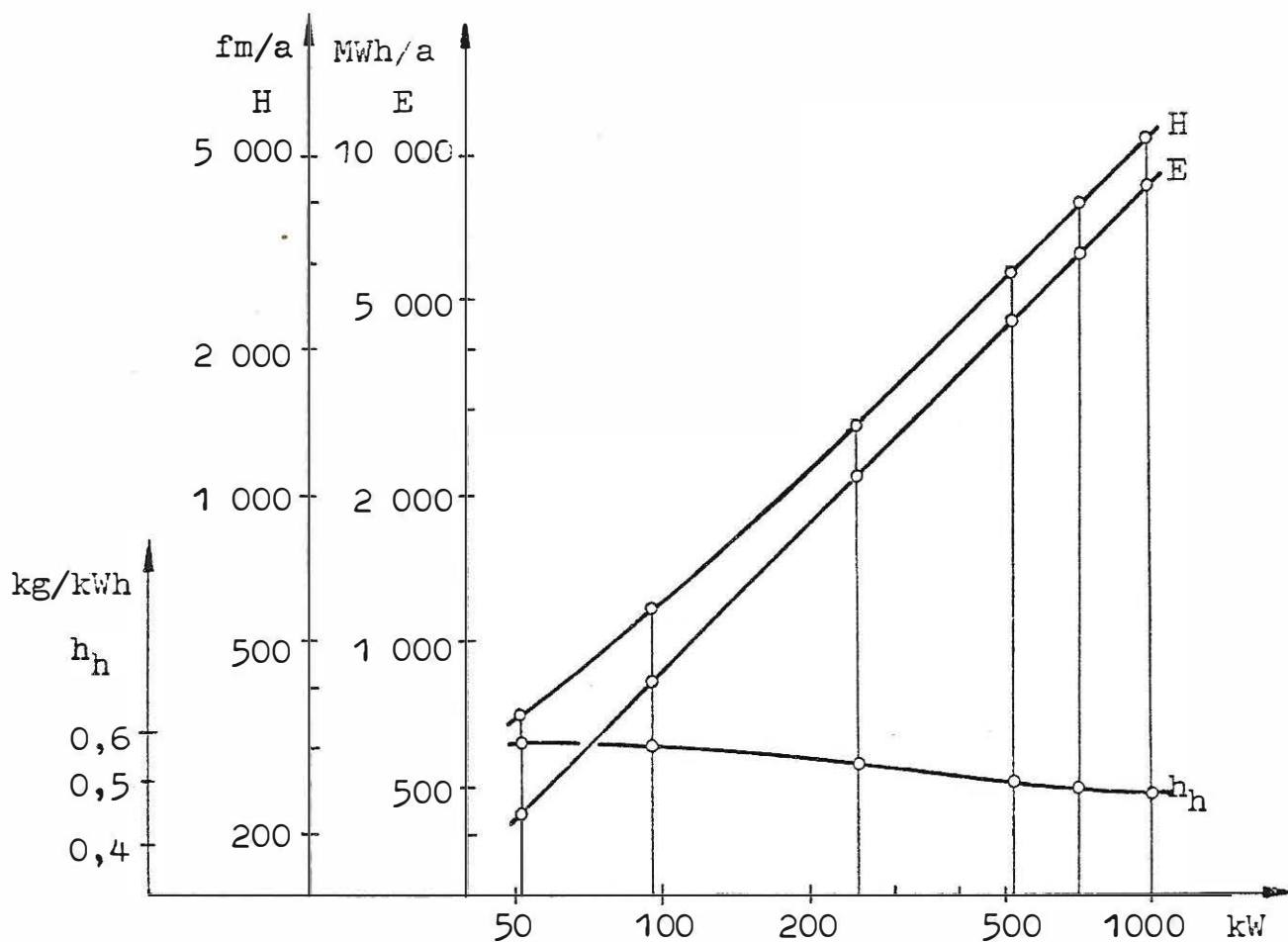


Abb. 8.9 Der spezifische Holzverbrauch (h_h), der jährliche Holzverbrauch (H) und die theoretisch erzeugbare Jahresarbeit (E) in Abhängigkeit von der Leistung

Für Q_{30}

72 % hydraulische Erzeugung
28 % thermische Erzeugung

Laufzeit h	Leistung %	Wirkungsgrad η_{tl}	$\dot{A}h$ h
800	100	100	800
1 400	60	95	884
2 800	35	83	1 180
1 180	20	70	336

$\Sigma \dot{A}h = 3\ 200\ h$

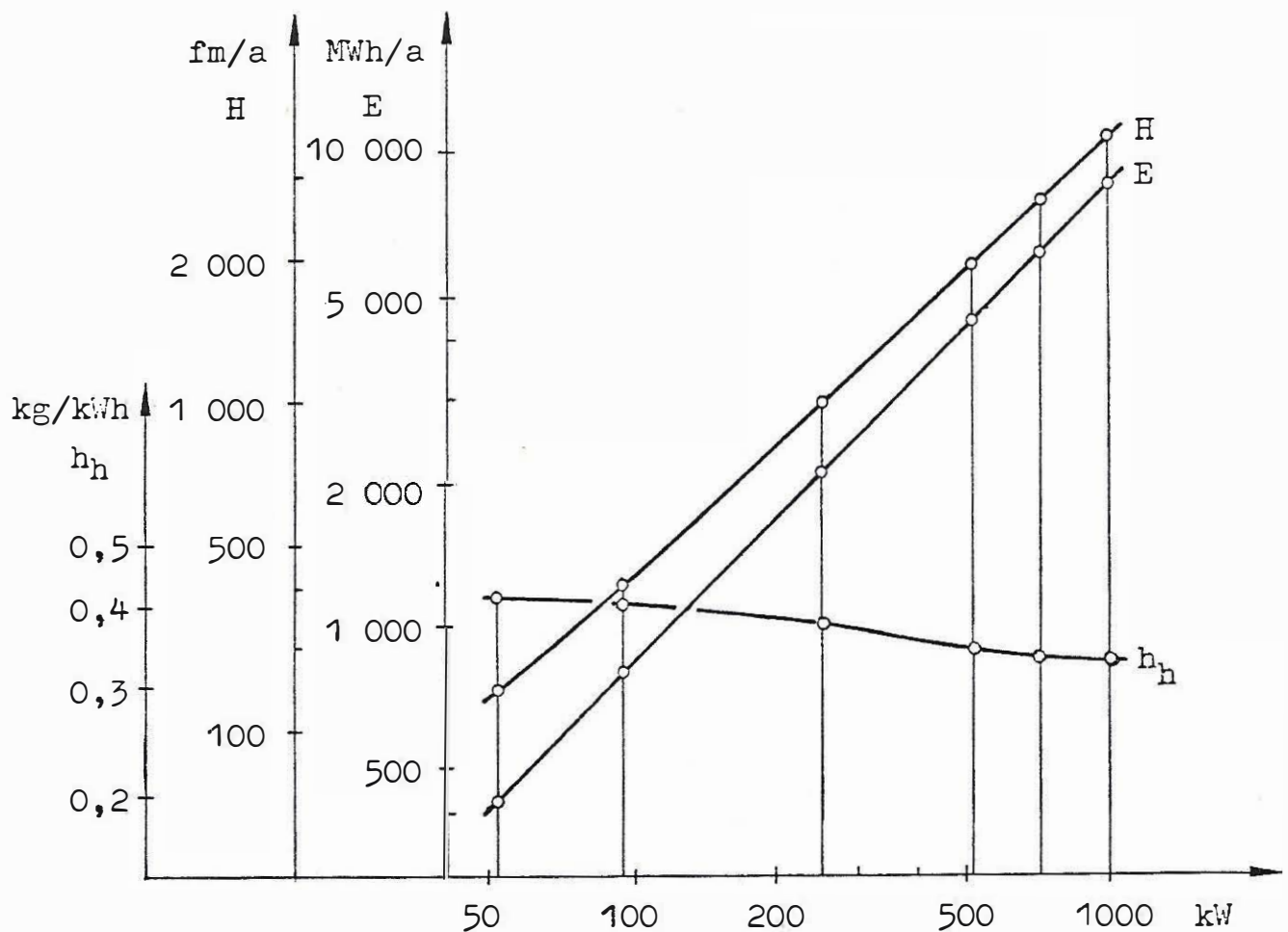


Abb. 8.10 Der spezifische Holzverbrauch (h_h), der jährliche Holzverbrauch (H) und die theoretisch erzeugbare Jahresarbeit (E) in Abhängigkeit von der Leistung

Für Q_{50}

80 % hydraulische Erzeugung
20 % thermische Erzeugung

Laufzeit h	Leistung %	Wirkungsgrad η_{t1}	Äh h
800	100	100	800
1 850	35	80	810
1 690	20	70	480

$\Sigma \text{Äh} = 2\ 090\ \text{h}$

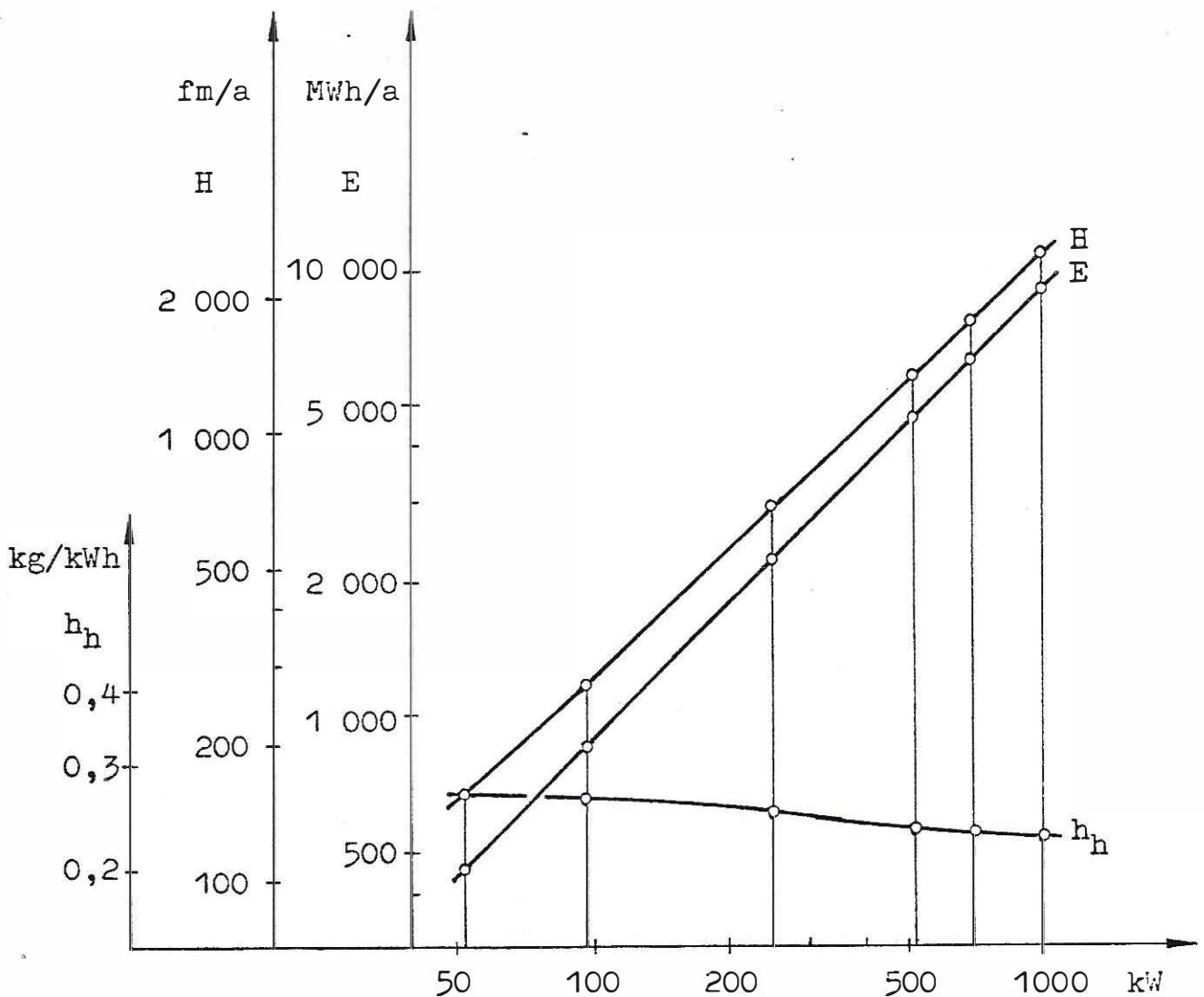


Abb. 8.11 Der spezifische Holzverbrauch (h_h), der jährliche Holzverbrauch (H) und die theoretisch erzeugbare Jahresarbeit (E) in Abhängigkeit von der Leistung bei Q_{50}

Die Investitionskosten der Turbinenanlage liegen zwischen den durch die beiden Parameter Durchfluß und Fallhöhe gegebenen Grenzen (vergleiche Abb. 6.1 und 7.7). Analog dazu ergeben sich auch für die Stromgestehungskosten im thermisch-hydraulischen Verbund eine obere und eine untere Grenze. Die Abb. 8.12 bis 8.17 geben die Abhängigkeit der Stromgestehungskosten vom Ausbaugrad unter den Voraussetzungen der Leistungsdauerlinie Abb. 8.7 an. Für die Abb. 8.12 bis 8.17 gilt : 0...d Wartungs- und Bedienungskosten, d...c Brennstoffkosten, c...a Abschreibung und Zinsen, obere Grenze, c...b Abschreibung und Zinsen, untere Grenze.

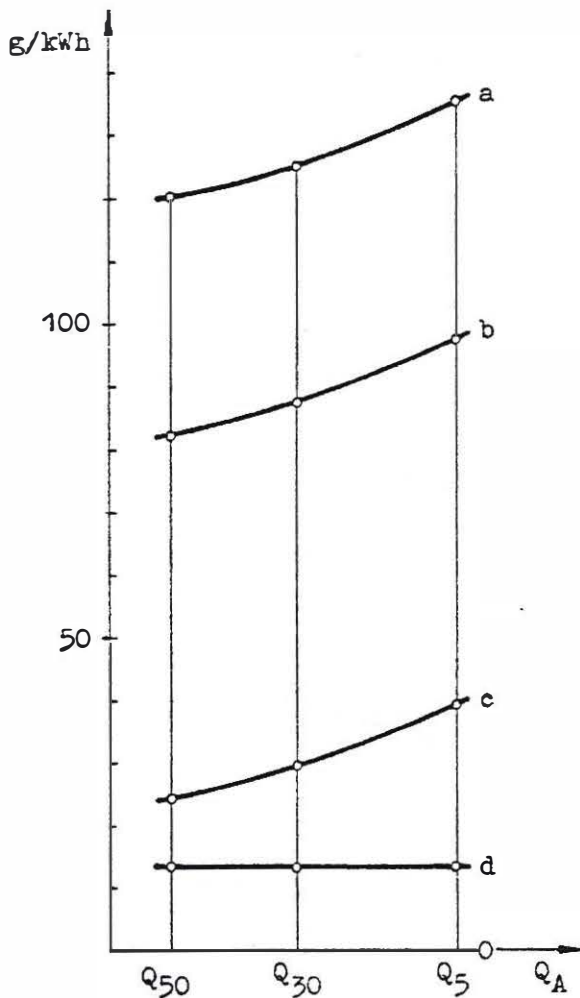
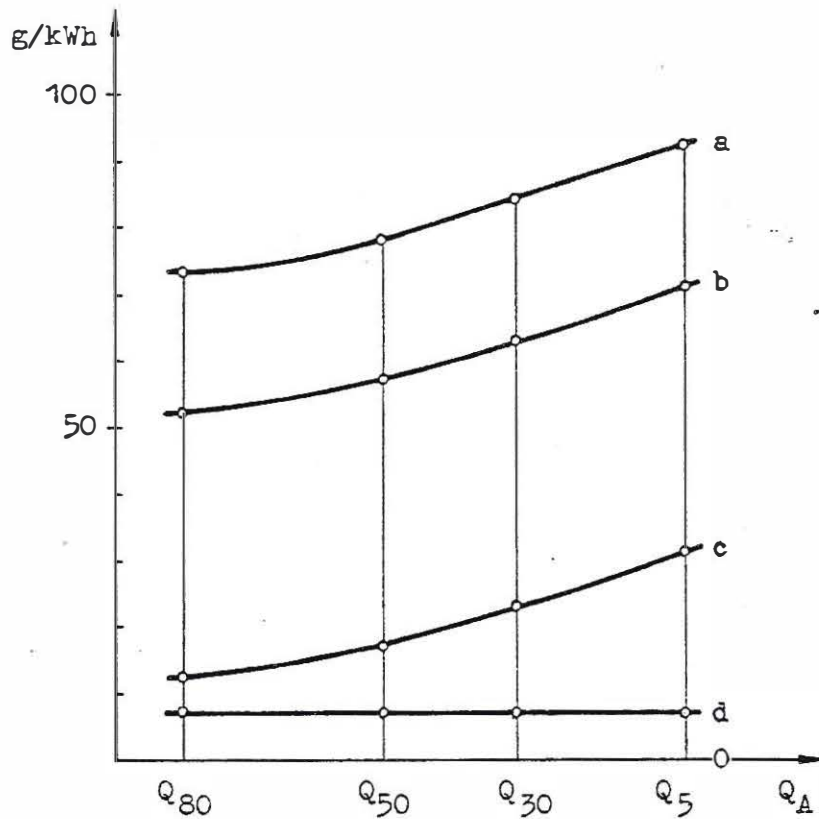


Abb. 8.12 Die spezifischen Stromgestehungskosten für thermisch-hydraulischen Verbund bei einer Leistung von 52 kW in Abhängigkeit der Ausbauwassermenge



misch-hydraulischen Verbund bei einer Leistung von 95 kW
in Abhängigkeit der Ausbauwassermenge

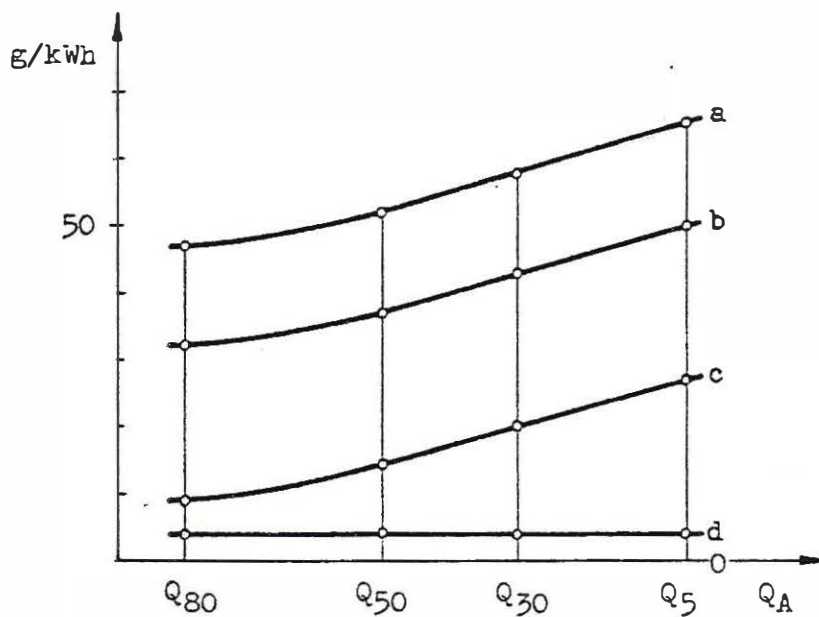


Abb. 8.14 Die spezifischen Stromgestehungskosten für ther-
misch-hydraulischen Verbund bei einer Leistung von 250 kW
in Abhängigkeit der Ausbauwassermenge

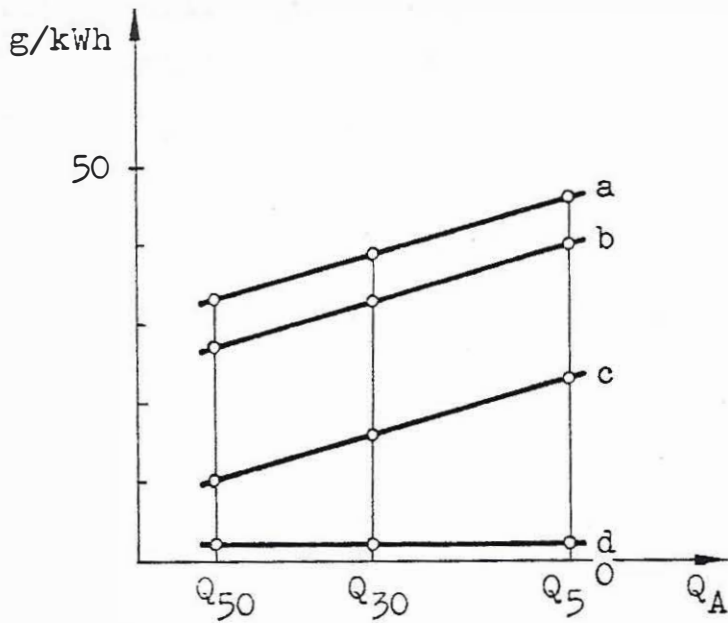


Abb. 8.15 Die spezifischen Stromgestehungskosten für thermisch-hydraulischen Verbund bei einer Leistung von 520 kW in Abhängigkeit der Ausbauwassermenge

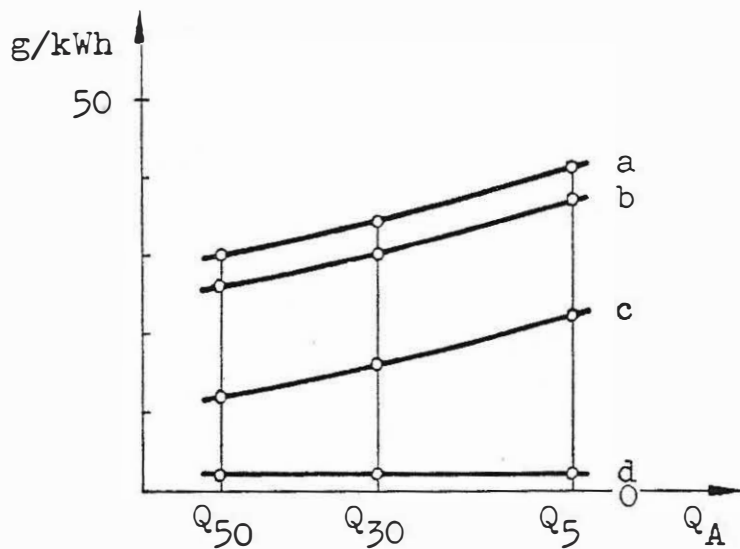


Abb. 8.16 Die spezifischen Stromgestehungskosten für thermisch-hydraulischen Verbund bei einer Leistung von 690 kW in Abhängigkeit der Ausbauwassermenge

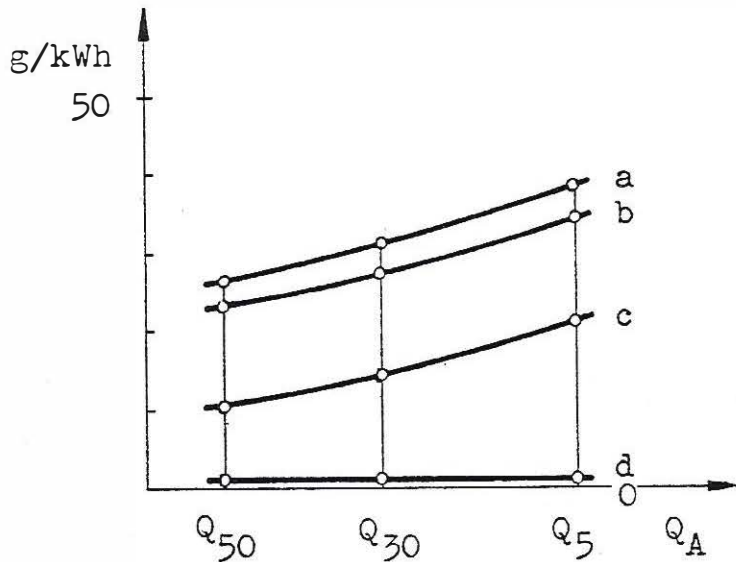


Abb. 8.17 Die spezifischen Stromgestehungskosten für thermisch-hydraulischen Verbund bei einer Leistung von 1 000 kW in Abhängigkeit der Ausbauwassermenge

Aus den oben angeführten Diagrammen lassen sich auch Aussagen über das Verhalten der Stromgestehungskosten bei verschiedenen Ausbaugraden an jeweils einem Gewässer machen. Als Grundlage der Zuordnung der einzelnen Leistungen zu den Ausbaugraden dienen die Leistungsdauerlinien in Abb. 8.7. Dabei wird der Ausbau der Turbinenanlage auf einen Ausbaugrad von Q_5 als der größte realisierbare hydraulische Ausbau angenommen. Die Leistung der Holzgasanlage wurde bei einem Ausbau kleiner-gleich Q_5 gleich der Turbinenleistung angenommen. Ansonsten gelten die gleichen Voraussetzungen, die den Diagrammen Abb. 8.12 bis Abb. 8.17 zu Grunde liegen.

Für die Diagramme Abb. 8.18 bis Abb. 8.21 gelten folgende Abkürzungen:

- O...a spezifische Stromgestehungskosten, obere Grenze, thermisch-hydraulischer Verbund

- 0...b spezifische Stromgestehungskosten, untere Grenze, thermisch-hydraulischer Verbund
- 0...d Anteil Brennstoffkosten, thermisch-hydraulischer Verbund (vergl. Abb. 8.9-8.11)
- 0...c spezifische Stromgestehungskosten, rein thermischer Betrieb
- 0...e Anteil Brennstoffkosten, rein thermischer Betrieb

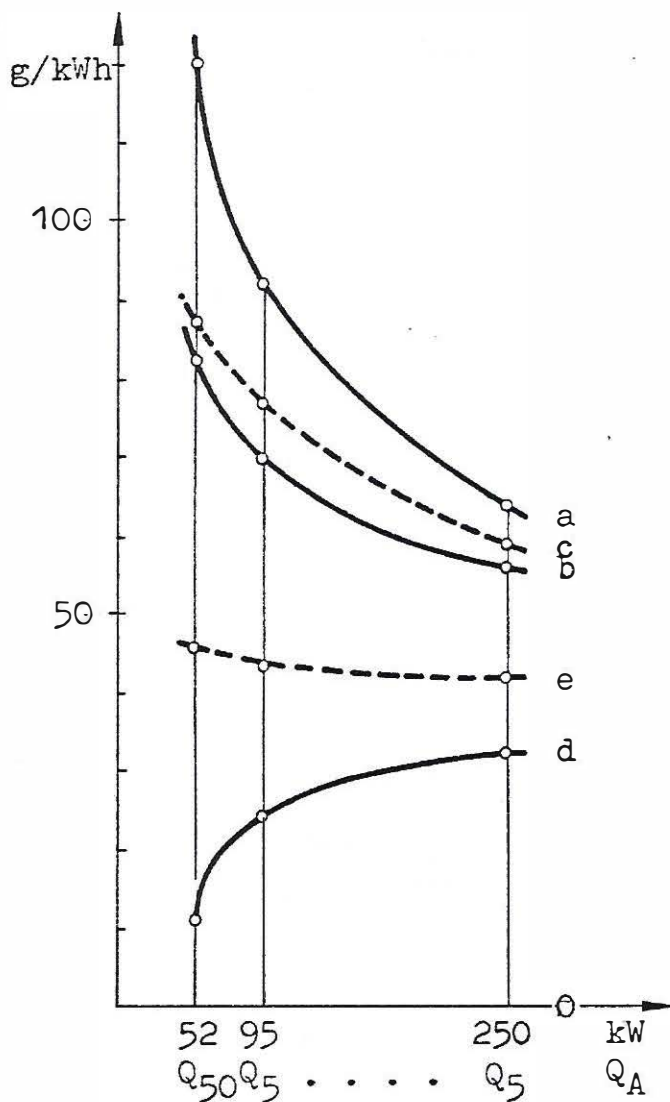


Abb. 8.18 Die spezifischen Stromgestehungskosten bei thermisch-hydraulischen Verbund an einem Gewässer, bei dem Q_5 einer Leistung von 95 kW entspricht, in Abhängigkeit der Leistung

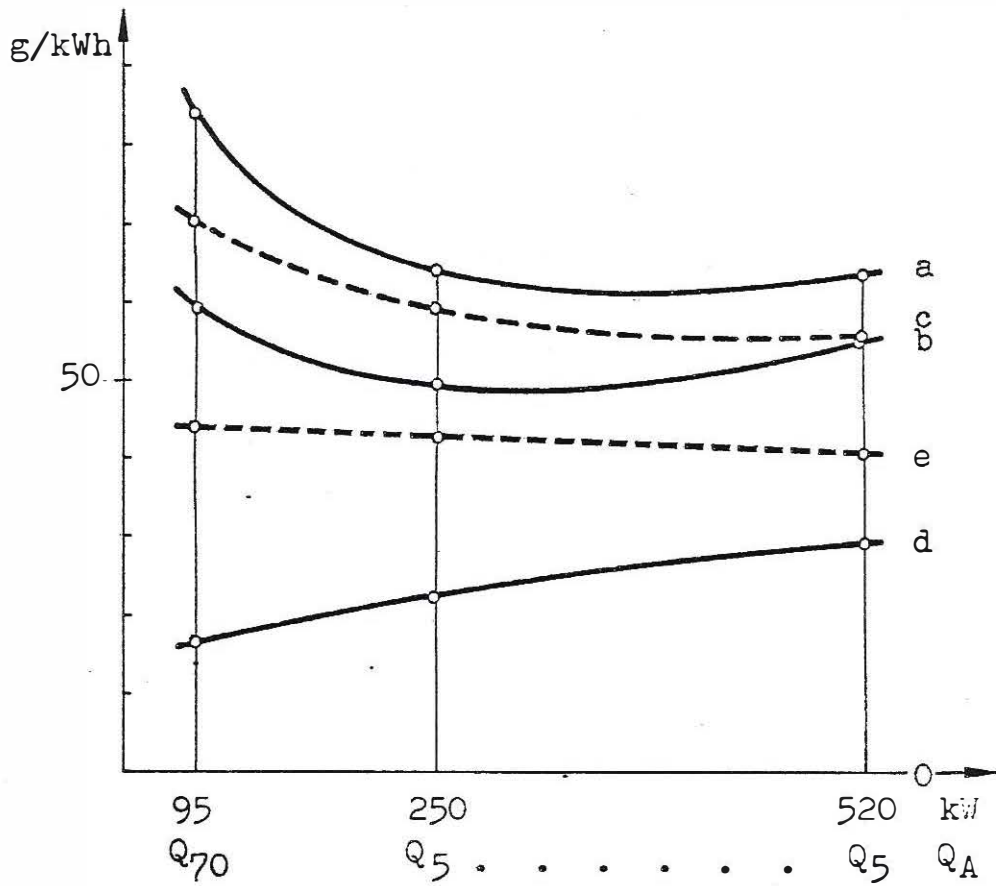


Abb. 8.19 Die spezifischen Stromgestehungskosten, $Q_5 = 250$ kW

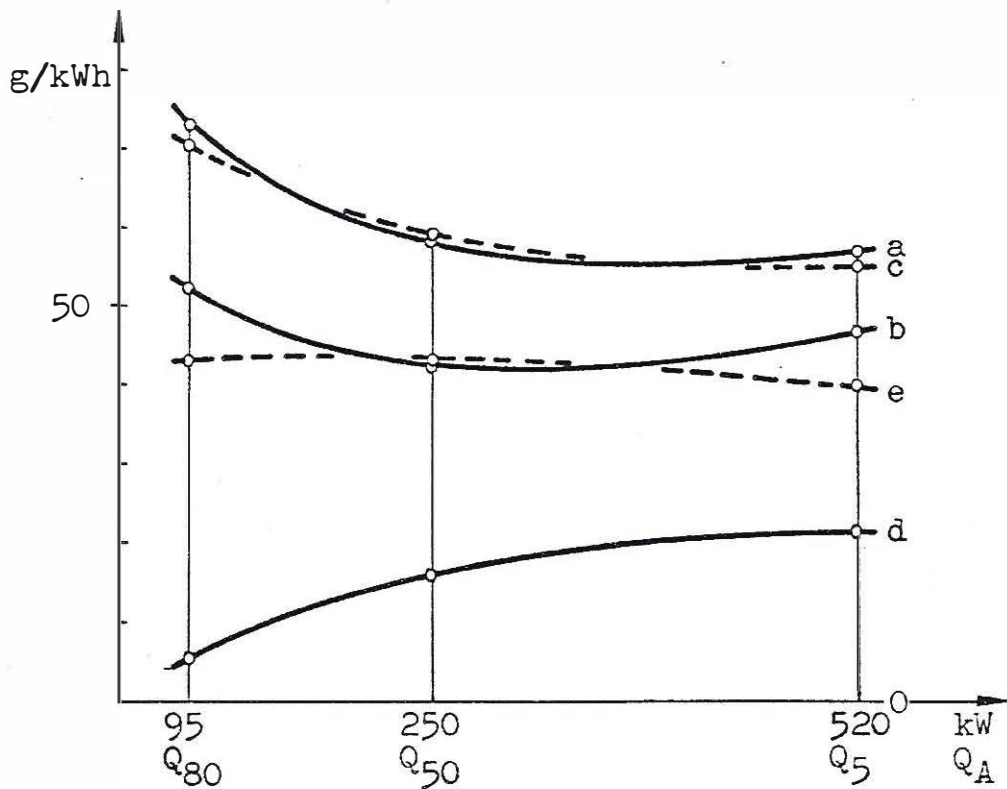


Abb. 8.20 Die spezifischen Stromgestehungskoste, $Q_5 = 520$ kW

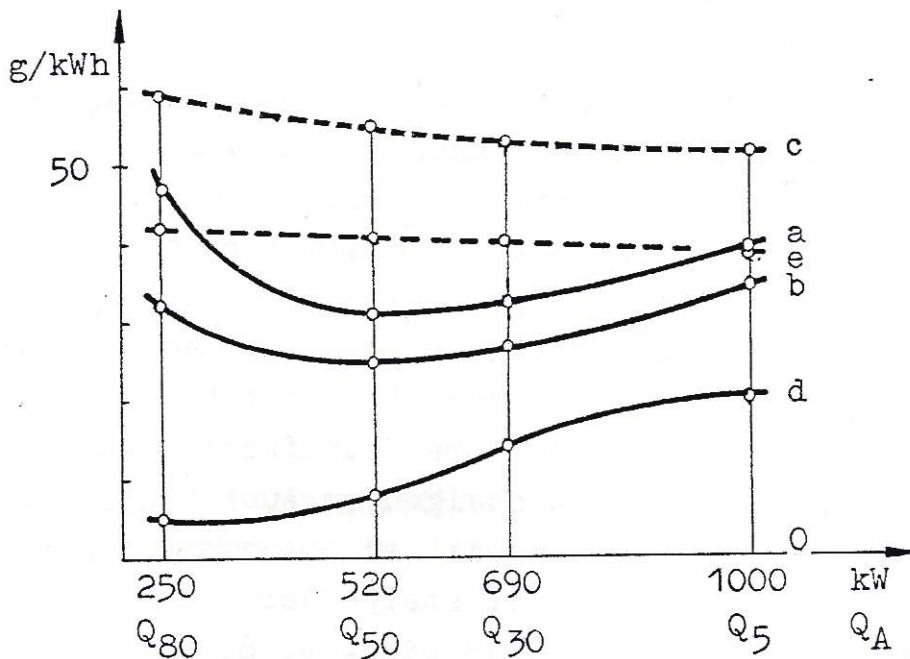


Abb. 8.21 Die spezifischen Stromgestehungskosten bei thermisch-hydraulischen Verbund an einem Gewässer, bei dem bei Q₅ eine Leistung von 1 000 kW erreicht werden könnte, in Abhängigkeit des Ausbaugrades(und der Leistung)

8.3 Kurze Diskussion der Ergebnisse der Wirtschaftlichkeitsrechnung

Bei den Investitionskosten der Holzgasanlagen zeigt es sich, Daß die Kosten sowohl von der Leistung als auch von der eingesetzten Motortype abhängen. Die Zweitaktmotoren haben höhere Investitionskosten als z.B. die Viertaktmotoren an der oberen Grenze ihres Einsatzgebietes. Die Zweitaktmotoren haben jedoch eine weit höhere Lebensdauer als die Viertakttypen, ebenso ist ihr Gesamtwirkungsgrad besser. Daher kann die Frage, ob man in einem Leistungsbereich von ca. 500 kW bis 700 kW mehrere Viertaktmotoren oder statt dessen einen Zweitaktmotor einsetzen soll, erst nach Prüfung aller Nebenkosten, wie Kapitalkosten und Brennstoffkosten, und des Abschreibungszeit-

raumes beantworten. Allgemein kann man sagen, daß der Anteil der Brennstoffkosten an den Stromgestehungskosten mit zunehmender Leistung steigt.

Bei der Betrachtung der Wirtschaftlichkeit des thermisch-hydraulischen Verbundes zeigt es sich, daß es durch die Abhängigkeit der Turbinenkosten von den Parametern Durchfluß und Fallhöhe zu jeder Leistung zwei Grenzen der spezifischen Stromgestehungskosten gibt. Die obere Grenze ergibt sich für den größeren Durchfluß bei konstanter Leistung, analog dazu die untere Grenze bei kleinerem Durchfluß entsprechend der gleichen Leistung. Der Anteil der Brennstoffkosten an den Stromgestehungskosten nimmt mit steigendem Ausbaugrad zu; ebenso ergibt es sich, daß die spezifischen Stromgestehungskosten bei gleichem Ausbaugrad mit steigender Leistung abnehmen. In den Diagrammen Abb. 8.18 bis Abb. 8.21 wurde der Versuch unternommen, eine Aussage über die Stromgestehungskosten bei verschieden hohem Ausbau an jeweils einem Gewässer zu erhalten. Bei einem Gewässer, bei dem bei einem Ausbau auf Q_5 maximal 95 kW gewonnen werden könnten, sind die Stromgestehungskosten bei thermisch-hydraulischem Verbund höher als bei Erzeugung der gleichen Leistung im rein thermischen Betrieb. Bei einer Untersuchung der Anlagen an Gewässern, wo das Wasserdargebot beim Ausbau auf Q_5 eine maximale Leistung größer als 200 kW zuläßt, zeigt sich ein Minimum in den Stromgestehungskosten. Diese Minima liegen mit steigendem Wasserdargebot bei niedrigeren Ausbaugraden. Bei einer maximalen hydraulischen Leistung von 520 kW liegt das Minimum bei einem Ausbau auf Q_{30} , während es unter den gewählten Voraussetzungen bei einer maximalen Leistung von 1 000 kW auf einen Ausbaugrad von ca. Q_{50} zurückgeht. Die Stromgestehungskosten bei einem Ausbau auf Q_{50} und einer Leistung von 520 kW betragen zwischen 47% und 56 % derer, die bei rein thermischem Betrieb zu erwarten sind. Der Anteil der Brennstoffkosten beträgt für diesen Fall zwischen 21 % und 34 % an den gesamten Stromgestehungskosten. Die

Minima, die vom Ausbaugrad und der Leistung abhängen, stehen auch im Zusammenhang mit den Brennstoffkosten und werden sich bei höheren Brennstoffkosten, als sie diesen Berechnungen zu Grunde liegen, in Richtung niederer Ausbaugrade verschieben; bei steigenden spezifischen Ausbaurkosten verschieben sich die Minima in Richtung höherer Ausbaugrade.

9. DIE GESAMTWIRTSCHAFTLICHE BEDEUTUNG DER HOLZVERGASUNG FÜR ÖSTERREICH

9.1 Der Holzanfall

Insgesamt betrug der Derbholzeinschlag im Jahre 1978 rund 10,5 Mio fm /12/. Wie aus den Holzstatistiken des Fachverbandes der Sägewerke hervorgeht, wurden rund 5,9 Mio m³ Schnittholz erzeugt. Die Ausbeute bei der Erzeugung von Schnittholz beträgt im Durchschnitt 67 %. Der Rest abzüglich Brennholz und Exporte fällt als Sägerestholz an. Das Sägerestholz setzt sich aus den Anteilen Hackgut und Spreiselholz zusammen. Der Anteil von Hackgut gegenüber Spreiselholz beträgt 64 % : 36 % /12/.

Der Rindenanfall hängt sehr stark von der Holzart, von den Standort- und Bestandsverhältnissen, aber auch von Alter, Höhe und Durchmesser des Baumes ab. Bei Lärche, Kiefer und Eiche nimmt die Dicke der Rinde mit dem Stammdurchmesser wesentlich stärker zu als bei Tanne, Fichte und Buche /13/.

Die Menge der Rinde läßt sich als Prozentsatz der verarbeiteten Rundholzmenge in Festmetern angeben:

Baumart	Rindenanteil %
Kiefer	12
Fichte / Tanne	10
Lärche	20
Buche	7
Eiche	12

Tab. 9.1 Der Rindenanteil in Prozent der verarbeiteten Rundholzmenge in Abhängigkeit von der Baumart /7/

Unter der überschlägigen Annahme von im Durchschnitt 10 % Rindenanteil bei allen Hölzern läßt sich der Anfall auf Grund der Gesamtholzmenge, die verarbeitet wird, ermitteln.

9.2 Das Energiepotential

In Österreich wurden 1978 rund 3,9 Mio rm Sägerestholz produziert. Ungefähr 50 % davon wurden an die verarbeitende Industrie geliefert /12/. Der Rest wurde entweder in den Betrieben selbst verfeuert oder zum Teil als Brennholz verkauft. Diesen Rest könnte man einer Nutzung zur Erzeugung elektrischer Energie zuführen, wobei zusätzlich thermische Energie anfällt, die man zu Heizzwecken verwenden kann.

Bei einer vollständigen Nutzung des nicht industriell verwerteten Sägerestholzes könnte eine Energiemenge von rund elektrisch 600 GWh gewonnen werden.

Die Vergasung von Rinde ist eine Nutzung von Energieressourcen, die bisher noch wenig Beachtung gefunden hat. Es gibt wohl schon hie und da Rindenverbrennungsanlagen, aber auch

dazu muß gesagt werden, daß die thermische Energie zusätzlich zur elektrischen Energie anfällt.

In Österreich werden derzeit ca. $\frac{2}{3}$ des Derbholzeinschlages zentral entrindet, dabei fallen ca. 0,74 Mio Festmeter Rinde an. Daraus könnte man, wenn man eine Dichte von 720 kg/fm annimmt, rund elektrisch 530 GWh gewinnen.

Dem steht ein Energieverbrauch folgender Industriezweige gegenüber:

Papier- und Zelluloseindustrie	1 900 GWh
Landwirtschaft	960 GWh
holzbearbeitende Industrie (Sägen)	166 GWh
holzverarbeitende Industrie	276 GWh

Aus diesen Angaben sieht man, daß besonders in der Holzindustrie eine Erhöhung der Energieselbstversorgung, die derzeit bei ca. 8 % liegt, mit Holzgasanlagen möglich wäre /28/.

10. LITERATUR

- /1/ Hochleistungsgaserzeuger; H. Finkbeiner, Berlin 1937
- /2/ Untersuchungen von Fahrzeuggeneratoren bei Weich- und Hartholzbetrieb; H. List, Wien 1940
- /3/ Technologie des Holzes und der Holzwerkstoffe; F. Kollmann, Berlin 1955
- /4/ Thermodynamik; E. Schmidt, Berlin 1963
- /5/ Dubbels Taschenbuch für den Maschinenbau; Berlin 1963
- /6/ Holzgasgeneratoren; Gesamtbericht des Ausschusses "Holz als Treibstoff", Wien 1937
- /7/ Wohin mit der Rinde; A. Baums, A. Schneider, Stuttgart 1970
- /8/ Hütte, des Ingenieurs Taschenbuch, Maschinenbau, Teil A; Berlin 1954
- /9/ Studie über den Betrieb landwirtschaftlicher Dieselmotoren mit Holzgas; M. Wörgetter, Wieselburg 1976
- /10/ Der Gasmotor im Einsatz für Wärmepumpen; J. Brandner, Jenbach 1978
- /11/ Einsatzmöglichkeit von Klärgasmotoren in Abwasserreinigungsanlagen; Gollob, Jenbach 1974
- /12/ Jahresbericht 1978; Fachverband der Sägeindustrie Österreichs, Wien 1978
- /13/ Die Möglichkeiten der Entrindung und Rindenverwertung in Österreich; E. Edlinger, Dipl.Arbeit am Institut für Technologie und Warenwirtschaftslehre der Hochschule für Welthandel, Wien 1974
- /14/ Repetitorium der anorganischen Chemie; C. Sckells, Marburg an der Lahn 1968
- /15/ Apparate und Verfahren der industriellen Gasreinigung; E. Weber, Oldenburg 1973
- /16/ Eigene Berechnungen, Überlegungen und Annahmen

Persönliche Mitteilungen, Prospekte und Firmenangaben :

- /17/ Fa. Imbert Energietechnik GmbH; Gasanalyse und Brief vom 18.6.79, sowie fernmündliches Gespräch mit Ing. W. Zerbin
- /18/ Mtlg. der Holzverarbeitenden Industrie, z.B. Fa. Funder

- /19/ Passat Wärmetechnik; fernmündliches Gespräch mit Hr. E. Meindorfer
- /20/ Fa. Jenbacher Werke AG; Prospekte, sowie persönliche Gespräche mit Ing. Kneist, Ing. Czinegi, fernmündlich mit D.I. Burgstaller
- /21/ Fa. Inglomark, als Vertriebsfirma für Aertzener Schraubenverdichter; Prospekte
- /22/ Fa. Kössler GmbH; Unterlagen anlässlich der Fachtagung "Kleinkraftwerke in Österreich" 15., 16. März 1979
- /23/ Fa. Hitzinger & Co Elektromaschinenfabrik
- /24/ G. Göransson KG & Co GmbH, als Vertiebsfirma für Erjo Traktorzerhacker; Prospekte
- /25/ Mtlg. des Fachverbandes der Sägeindustrie Österreichs
- /26/ Fa. Ebeplan; persönliches Gespräch mit Ing. Herke
- /27/ G. Priewasser, Mtlg. anlässlich seiner Diplomarbeit am selben Institut "Kleinkraftwerke - Kostenstruktur und energiewirtschaftliche Bedeutung"
- /28/ Aussendung des Bundesministerium f. Handel, Gewerbe u. Industrie; Statistik des Energieverbrauches

ANHANG

Verwendete Formelzeichen:

- c_p spezifische Wärme
 H_u unterer Heizwert
 f Wasseranteil, bezogen auf die Trockenmasse
 v Volumensanteil
 c Kohlenstoffanteil
 η Wirkungsgrad
 Q Wärmemenge
 t Temperatur
 V Volumen
 k Wärmedurchgangszahl
 q spezifische Wärmeleistung
 F Fläche
 d Abstand
 P Leistung
 V_h Hubraum
 n Drehzahl
 p_e effektiver Druck
 λ Liefergrad, effektives Gewicht der Zylinderladung :
theoretisch mögliches Gewicht der Zylinderladung
 η_g Gütegrad , thermischer Wirkungsgrad : theoreti-
scher thermischer Wirkungsgrad
 e Verdichtungsverhältnis
 m Polytropenexponent
 L_{\min} Mindestluftmenge
 O_{\min} Mindestsauerstoffmenge

O_2 Sauerstoffgehalt der Luft
l..... Luftverhältnis
 V_{\min} Mindestrauchgasmenge
 V_{abgas} Abgasmenge
 N_2 Stickstoffgehalt der Luft
 H_2O Wassergehalt der Luft
H..... Fallhöhe
Q..... Durchfluß
k..... spezifische Kosten
 κ Jahresfaktor
a..... spezifische Investitionskosten
b..... Bedienungskosten
c..... Wartungskosten
d..... spezifische Brennstoffkosten
Äh..... Äquivalenzstunden
E..... erzeugbare elektrische Energie
h..... spezifischer Holzbedarf
H..... jährlicher Holzbedarf

Indizes:

A..... Ausbau
e..... Eintritt
a..... Austritt
g..... Gas, Generator
h..... thermisch-hydraulischer Verbund
T..... Turbine