

Druckluft als Energieträger für die Spitzenlast-Stromerzeugung

Von Hans-Jörg Barth und Tino Kentschke

Konventionelle Drucklufttechnik

Sehr früh schon wurde Druckluft für Mechanisierungsaufgaben eingesetzt. Besonders mit der Entwicklung von Bohrhämmern für den Bergbau konnte Handarbeit durch Maschinenarbeit ersetzt und die Abbauleistung spürbar gesteigert werden. Auch im Bauwesen (Aufreißhammer, Rüttler) und in der Gießerei (Stampfhammer zur Gießsandverdichtung im Formenbau) kamen schlagende Werkzeuge zum Einsatz. Im 19. Jahrhundert wurden zunehmend auch drehende Antriebe für Fördereinrichtungen im Bergbau entwickelt.

Nach dem 2. Weltkrieg verschob sich die Entwicklung der Drucklufttechnik immer mehr in Richtung der Mechanisierung und später der Automatisierung, d.h. dem Einsatz von Druckluftgeräten in der Handhabungstechnik, Fertigung, Montage und Verpackung. Gleichzeitig ging der Einsatz pneumatischer Geräte im Bergbau mit der zunehmenden Anlagengröße der Abbaumaschinen und der zugehörigen Förder-technik und mit neuen Abbaumethoden zurück zugunsten elektrischer Antriebe, die zwar im Gegensatz zu Druckluftantrieben aufwändig explosionsgeschützt werden mussten, dennoch aber eine bessere Wirtschaftlichkeit als die Druckluftantriebe boten.

Frühzeitig benutzte man Druckbehälter als Speicher, deren Aufgabe aber weniger die Energiespeicherung, sondern der Ausgleich von Förderstromschwankungen und von Unterschieden zwischen der Druckluftproduktion und -entnahme war. Außerdem nutzt man die Verweilzeit der Druckluft im Speicher zum Ausfällen von Kondensat, weil die Luft sich dort abkühlt. Immerhin konnte die in einem Druckbehälter gespeicherte Druckluft verwendet werden, um auch nach einem Stromausfall Druckluftsysteme zu betreiben und z.B. begonnene Fertigungsaufgaben zu beenden. Typische Beispiele sind druckluftbetriebene Kesselspeisepumpen als Redundanz-Pumpen und Druckluft-Bearbeitungsmaschinen in der Chirurgie.

Heute erweist sich die Drucklufttechnik als wichtiger Zweig der Fluidtechnik mit Umsatzsteigerungen, die deutlich über denen der Ölhydraulik und des Maschinenbaus allgemein liegen, allerdings mit allen konjunkturbedingten Schwankungen typischer Investitionsgüter. Die deutsche Fluidtechnik und speziell die Drucklufttechnik spielt eine hervorragende Rolle auf dem Weltmarkt. Die Umsätze werden heute weit

überwiegend mit der Automatisierungstechnik erzielt. Die Bedeutung der Drucklufttechnik beruht vor allem auf der robusten, langlebigen kompakten Gerätetechnik, hoher Arbeitsgeschwindigkeit, ihrem hohen Verknüpfungsgrad mit elektronischer Signalverarbeitung und Sensorik sowie der Verfügbarkeit von Komplettsystemen aus Ventilen, Linear- und Drehantrieben und Peripheriegeräten aus einer Hand. Die Speicherbarkeit der Luft steht dabei nicht im Vordergrund.

Druckluft-Speicherkraftwerke

Spitzenlast-Kraftwerke haben die Aufgabe, die Abgabeleistung an elektrischem Strom den täglichen und jahreszeitlichen Belastungsschwankungen anzupassen. Rasche Laständerungsgeschwindigkeiten erfordern zusätzlich den Einsatz von speziellen Kraftwerken geringer Trägheit. Hierzu dienen vor allem Wasserspeicher-Kraftwerke wie z.B. das unterhalb der Okertalsperre, das mit einer Francis-Turbine arbeitet. Eine besondere Form derartiger Kraftwerke sind die Pumpspeicherkraftwerke, bei denen in Schwachlastzeiten mit entsprechend günstigen Stromtarifen Wasser in das Pumpspeicherbekken gepumpt und in Spitzenlastzeiten Wasser entnommen und in Turbinen als Generatorantrieb genutzt wird. Pumpspeicherkraftwerke sind zum einen flexible Speicher, zum anderen können sie Stromüberschüsse aufnehmen. Die Hochlaufzeit einer Wasserturbine aus dem Stillstand beträgt einige Minuten. Ansprechzeiten im Bereich von Sekunden oder sogar Bruchteilen von Sekunden („Sekundenreserve“) werden mit Schwungrädern, mit Batteriesystemen oder mit Kondensatoren erreicht, wobei teilweise nur kurze Zeitintervalle überbrückt werden können. Besondere Probleme beim Ausgleich von Bedarf und Stromerzeugung gibt es in Inselnetzen, die z.B. mit Windenergie Strom erzeugen. Solche Netze arbeiten häufig bei zu geringer Stromlieferung mit Dieselmotoren als Generatorantrieb, deren Hochlaufzeit allerdings zu groß ist, um kurzzeitige Überbrückungen zu ermöglichen. Hier besteht besonderer Bedarf an geeigneten Systemen der Sekundenreserve auch für kleine Anlagenleistungen, die rasch ansprechen und auch starke Strombedarfsschwankungen ausregeln können. Aber auch in Verbundnetzen kann der Einsatz örtlicher Anlagen der Sekundenreserve z.B. aus Tarifgründen sinnvoll sein: Spitzenlast-Strom ist immer teuer.

Wie erwähnt dienen häufig Pumpspeicher-Kraftwerke zur Spitzenlastabdeckung. Geeignet sind auch Gasturbinen-Kraftwerke, die sich durch vergleichsweise niedrige Anlagenkosten auszeichnen.

Seit vielen Jahren diskutiert man vor allem in den USA so genannte Druckluft-Speicherkraftwerke (CAES – compressed air energy storage), Anlagen, bei denen Druckluft in Kavernen gespeichert wird. Die Druckluft wird während Schwachlastzeiten mit entsprechend günstigen Strompreisen mit Hilfe elektrisch angetriebener Verdichter erzeugt. Bei Spitzenbedarf wird die Druckluft aus der Kaverne in Brennkammern erhitzt und dann in Gasturbinen verarbeitet. Es handelt sich demnach um Gasturbinen-Kraftwerke, bei denen Verdichtung und Turbinenbetrieb voneinander getrennt sind. Gegenüber einem konventionellen Gasturbinen-Kraftwerk ist vorteilhaft, dass die Turbinenleistung vollständig für den Generatorantrieb genutzt werden kann und nicht, wie in konventionellen Gasturbinenanlagen, etwa 2/3 der Leistung für den Verdichterantrieb aufgewandt werden muss. Verdichter und Turbine können unabhängig voneinander dimensioniert werden. **Bild 1** zeigt ein Anlagenschema für ein Druckluft-Speicherkraftwerk mit dreistufiger Verdichtung, Zwischen- und Nachkühlern und zweistufiger Entspannung in Gasturbinen. Ein Teil der Restwärme im Abgas der Turbinen wird zur Vorwärmung der Druckluft aus der Kaverne genutzt.

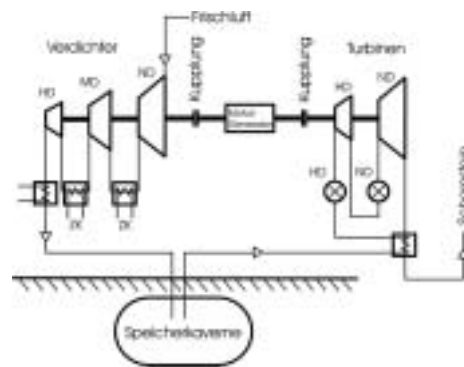


Bild 1: Schema eines Druckluft-Speicherkraftwerks mit Zwischen- und Nachkühlung bei der Verdichtung und mit Luftvorwärmung vor der HD-Brennkammer

Nachteilig ist, dass wegen der Kavernenstabilität höhere Drücke als in Gasturbinen üblich erzeugt werden müssen, weshalb Sonderkonstruktionen erforderlich sind. Ein weiterer Nachteil besteht darin, dass die Verdichtungs- und Nachkühlungswärme in Zwischen- und Nachkühlern und in der Kaverne abgeführt wird. Bei der Bilanzierung ist ferner zu beachten, dass beim Verdichterantrieb durch die Gasturbine eine Energiewandlungsstufe weniger als bei elektrischem Antrieb erforderlich ist. Ein Druckluft-Speicherkraftwerk ist ähnlich flexibel wie ▶

ein Pumpspeicherkraftwerk (der Hochlauf bis Vollast dauert mit ca. 10 min etwas länger), ist aber nicht an gebirgige Gegenden gebunden. Die erste derartige Anlage wurde 1978 in Huntorf in Deutschland mit einer Abgabeleistung von 290 MW für 4 Stunden und einem Speichervolumen von 300.000 m³ errichtet und in Betrieb genommen. Diese Anlage zeichnet sich offenbar durch hohe Verfügbarkeit und Zuverlässigkeit aus. Eine zweite Anlage ging 1991 in McIntosh/Alabama in Betrieb. Abschätzungen mit aus dem Schrifttum entnommenen Betriebsdaten für die USA-Anlage liefern theoretische Gesamtwirkungsgrade für die Anlage McIntosh von 54 % gegenüber 66 % für eine konventionelle Gasturbinenanlage.

Druckluftspeicherung für die kurzzeitige Spitzenlastabdeckung – „Sekundenreserve“

Druckluftmotoren sind kompakt, betriebssicher; sie sind robust und haben eine hohe Lebensdauer. Aus dieser Sicht erscheinen sie geeignet als Generatorantrieb auch für Systeme der Sekundenreserve, besonders auch, weil sie sich (abhängig von der Bauart) sehr gut für den Schnellstart eignen und sehr einfach stufenlos gesteuert oder geregelt werden können. Druckluft lässt sich wie eingangs beschrieben einfach in normalen Druckbehältern speichern. Leider existieren Druckluftmotoren aber nur für kleine Leistungen bis etwa 10 kW, meist darunter. Die größten handelsüblichen Motoren sind Zahnradmotoren mit einer Leistung von 65 kW. Ferner ist Druckluft ein teurer Energieträger: Sie wird vor allem mit Hilfe elektrisch angetriebener Verdichter erzeugt, und die mit Druckluft-Motoren gewinnbare spezifische Leistung ist wesentlich kleiner als der spezifische Leistungsbedarf der Verdichtung. Das Verhältnis der spezifischen Leistungen von Motor und Verdichter kann man als Wirkungsgrad auffassen:

$$\eta = \frac{P_{sp,M}}{P_{sp,V}}$$

Für die spezifische Leistung eines Motors bei adiabater Expansion gilt:

$$P_{sp,M} = \frac{P_M}{V_N} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \frac{T_1 P_N}{T_N} \left(\left(\frac{P_0}{P_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right)$$

Dabei sei 1 der Ausgangszustand der Entspannung, 0 der Umgebungszustand und N der Referenzzustand. Die spezifische Leistung ist proportional der Ausgangstemperatur T₁, die bei konventionellen Druckluftanlagen, wie im einleitenden Abschnitt beschrieben, wegen der Zwischen- und Nachkühlung der Luft im allgemeinen der Umgebungstemperatur entspricht. Verzichtet

man auf die Kühlung, steigt die spezifische Leistung proportional zur Temperatur an. Eine Vergrößerung des Vordrucks p₁ hat (außer bei sehr kleinen Vordrücken) nur eine unterproportionale Zunahme der spezifischen Leistung zur Folge. Temperatursteigerungen sind also wirkungsvoller als Drucksteigerungen. Ein weiterer Vorteil ungekühlter Druckluft ist, dass keinerlei Kondensationsprobleme auftreten und deshalb auf Kondensatablässe, Kondensatabscheider und Einrichtungen zur Lufttrocknung verzichtet werden kann. Die Wahl von Druck und Temperatur orientiert sich zweckmäßig an den Temperaturgrenzen: Für 200°C gibt es handelsübliche ölfreie Kolben-Verdichter; 300°C entsprechend einer isentropen Verdichtung auf etwa 10 bar sollte ohne große Probleme zu verwirklichen sein; 400°C entsprechend einer isentropen Verdichtung auf etwa 20 bar werden mit den vielstufigen Axialverdichtern konventioneller Gas-

turbinenanlagen erreicht; 500°C (Verdichtung auf etwa 30 bar) wird in der Maschinentechnik für Dampfkraftwerke verwendet. Bei der Entwicklung entsprechend angepasster Konstruktionen für den skizzierten Betrieb mit Druckluft sind allerdings weitere Restriktionen zu beachten wie z.B. Teillastverhalten bei der Verdichtung oder die erforderliche Verstellgeschwindigkeit zur Leistungsanpassung im Antrieb. Eine direkte Übernahme einer fremden Gerätetechnik verbietet sich deshalb.

Ein Problem eines solchen Speichersystems ist die Druckabnahme während der Entnahme: Wenn sich der Druckluftzustand im Motoreinlass fortlaufend ändert, muss der Volumenstrom durch die Maschine stetig erhöht werden, um eine konstante Antriebsleistung zu erzielen. Um dieses Problem zu umgehen, kann man die Anlage so betreiben, dass der Motoreinlassdruck durch Drosselung für die Überbrückungs-

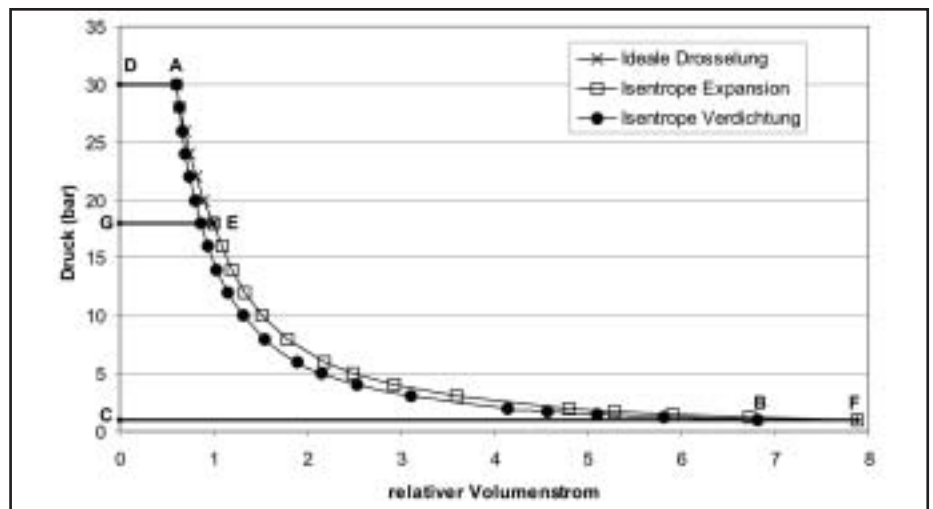


Bild 2: p-V-Diagramm für die Entspannung in einem Druckluftmotor (Max. Behälterdruck 30 bar, Einstelldruck 18 bar, Umgebungsdruck 1 bar)

	Verdichtung	
	gekühlt	ungekühlt
Adiabate Verdichtung auf 30 bar, mit Zwischen- und Nachkühlung (dreistufig) auf jeweils 293K	7,286 kW/(m ³ /min)	
Entspannung 18 → 1bar	3,567 kW/(m ³ /min)	
Entspannungsendtemperatur	128 K = -145°C	
Isentrope Verdichtung auf 30 bar (keine Kühlung)		10,434 kW/(m ³ /min)
Verdichtungsendtemperatur		775 K = 502°C
Entspannung 18 → 1bar		9,436 kW/(m ³ /min)
Entspannungsendtemperatur		339 K = 66°C
Wirkungsgrad η	49,00%	90,40%

Tabelle 1: Werte für die spezifischen Leistungen und Wirkungsgrade bei gekühlter und bei ungekühlter Verdichtung

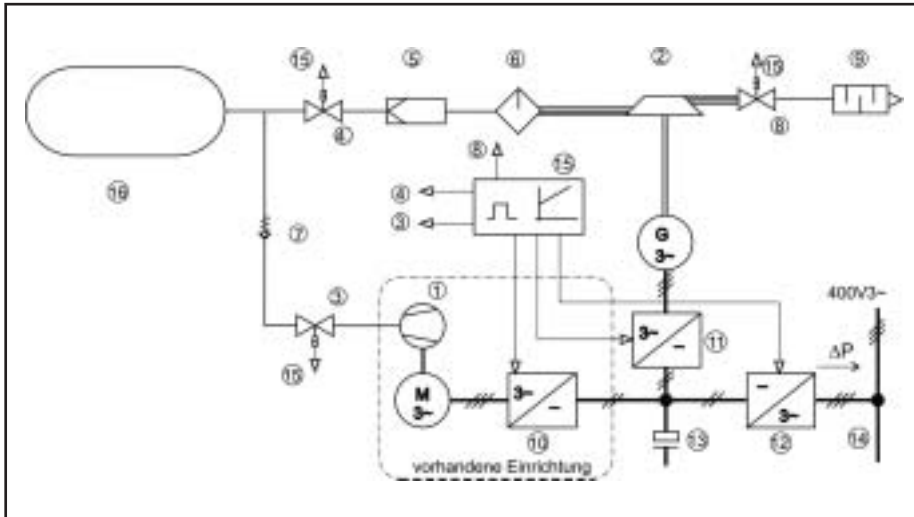


Bild 3: Schema der Versuchsanlage für kurzzeitige Spitzenlastabdeckung
 1 – Verdichter, 2 – Druckluftmotor, 3, 4 – 2/2-Wegeventile, magnetbetätigt (für 4 kann auch ein Druckminderventil eingesetzt werden), 5, 6 – Filter, 7 – Rückschlagventil, Proportionalventil, 8 – Signal, 9 – Schalldämpfer, 10 – motorseitiger Wechselrichter, 11 – generatorseitiger Wechselrichter, 12 – netzseitiger Wechselrichter, 13 – elektrischer Kurzzeitspeicher, 14 – Niederspannungsnetz, 15 – Regeleinrichtung, 16 – Druckluftkessel

dauer auf einem konstanten Wert, dem Einstelldruck, gehalten wird. An sich sinkt die Temperatur, wenn der Druck im Behälter bei der Entnahme sinkt. Doch ist wegen der viel höheren Dichte die Wärmekapazität der Behälterwandungen um ein vielfaches höher als die der darin enthaltenen Druckluft. Bei der folgenden Betrachtung eines gewählten Beispiels wird deshalb angenommen, dass die Lufttemperatur im Motoreinlass konstant sei.

Es wird angenommen, dass Luft von 1 bar, 293 K auf 30 bar verdichtet wird. Bei Spitzenlastbedarf wird diese Luft auf 60 % entsprechend 18 bar gedrosselt und dann in einem Druckluftmotor verarbeitet. Verglichen wird eine konventionelle Verdichtung, dreistufig, mit Zwischen- und Nachkühlung auf Ansaugtemperatur mit einer adiabaten Verdichtung ohne Zwischen- und Nachkühlung. **Bild 2** zeigt Verdichtung (Arbeitsfläche ABCD) und Entspannung im p-V-Diagramm, wobei das bezogene Volumen 1 das Schluckvolumen des Motors kennzeichnen soll. Eingetragen ist ferner der Einstelldruck 18 bar. Es wird hier vereinfachend ideales Gasverhalten der Luft und ideale Drosselung vorausgesetzt. Dann ändert sich der Zustand im Behälter kontinuierlich entsprechend der dargestellten Drosselkurve von 30 auf 18 bar.

Man sieht aus den Flächen unterhalb der Expansionslinie als Maß für die umgesetzten Arbeiten, dass selbst der maximale Drosselverlust bei Beginn der Entnahme vergleichsweise klein gegenüber der genutzten Arbeit (Fläche EFCC) zwischen 18 und 1 bar ist. Wenn der Behälterdruck auf 18 bar abgesunken ist, entsteht kein Drosselverlust mehr. Die folgende Übersicht nennt einige Werte für die spezifischen Leistungen und Wirkungsgrade bei gekühlter und bei ungekühlter Verdichtung (siehe **Tabelle 1**

auf Seite 18).

Man sieht, dass der Verzicht auf die Kühlung den (theoretischen) Wirkungsgrad erheblich anhebt, womit die Kosten der Druckluft sinken. Selbstverständlich muss ohne Kühlung deutlich mehr Leistung für die Verdichtung aufgebracht werden, der Gewinn ist aber wesentlich höher als der höhere Aufwand. Es ist einleuchtend, dass

der Wirkungsgrad zu 100 % wird, wenn Verdichtung und Motorbetrieb entlang der gleichen Zustandsänderungen verlaufen. Wird, wie im vorliegenden Beispiel, die Druckluft gedrosselt, so ergibt sich ein gewisser Verlust. Die Berechnung liefert einen Wirkungsgrad für das Beispiel ohne Kühlung von gut 90 %. Ein gleich großer Drosselverlust ergibt sich auch bei gekühlter Druckluft. Zusätzlich wird durch die Kühlung die gewinnbare Arbeit und folglich auch die spezifische Leistung stark reduziert, und im Beispiel ergibt sich ein Wirkungsgrad von knapp 50 %. Die wirklich erreichbaren Wirkungsgrade liegen wegen der Verluste wirklicher Maschinen – vor allem durch weitere Drosselung und durch Leckverluste – unterhalb der hier gefundenen Werte. Die gefundenen Steigerungen bei ungekühlter Druckluft gegenüber konventioneller Druckluft erscheinen aber auch für eine spätere Hauptausführung realistisch. Die Druckluftkosten lassen sich zusätzlich durch entsprechende konstruktive Maßnahmen besonders bei den Motoren senken. Konventionelle Druckluftmotoren arbeiten überwiegend als reine Verdränger und weisen oft unnötig hohe Drosselverluste auf. Die Drosselverluste werden häufig durch knapp ausgelegte Schalldämpfer bestimmt. Hier werden Verbesserungen durch Mehrstufigkeit und durch sorgfältige Schalldämpferauslegungen erwartet. Die gerade für Drehkolbenmotoren typischen Leckagen nehmen mit zunehmender Maschinengröße und mit steigender Drucklufttemperatur ab. Auch sie lassen sich konstruktiv weiter reduzieren. ▶



Bild 4: Versuchsanlage für Systemuntersuchungen bei Verwendung warmer Druckluft
 1 - Verdichtereinheit aus drei parallel-geschalteten ölfreien Hubkolbenkompressoren ohne Nachkühlung; Verdichtungsendtemperatur ca. 190°C, max. Enddruck 10 bar(ü), 2 - Kessel (8 m³) für warme Druckluft, isoliert mit 16 cm dicken Mineralwolle (folienkaschiert), 3 - Druckleitung vom Verdichter zum Kessel, isoliert mit 16 cm Mineralwolle (folienkaschiert), 4 - Prüfstand für Motortests, 5 - Rechner zur Messwerterfassung

Um Untersuchungen zu den einzelnen Anlagenteilen und zum Gesamtsystem unter der Wirkung erhöhter Drucklufttemperaturen vornehmen zu können, wurde eine Versuchsanlage gemeinsam mit dem Institut für Elektrische Energietechnik geplant und bisher der pneumatische Teil im Institut für Tribologie und Energiewandlungsmaschinen aufgebaut. **Bild 3** zeigt das Schema und **Bild 4** ein Foto der Versuchsanlage.

Mit dieser Versuchsanlage lässt sich für eine Überbrückungsdauer von 5 min, einen Fülldruck von 10 bar und einen Einstelldruck von 6 bar theoretisch bei isentroper Entspannung eine Antriebsleistung von knapp 15 kW bei einem Arbeitsvermögen von knapp 1,25 kWh bereitstellen. Im Foto erkennt man deutlich die Wärmeisolation von Behälter und Rohrleitungen. An diesem Versuchsstand wurden bisher mit einem handelsüblichen Zahnradmotor Versuchsreihen zum Betriebsverhalten für Druckluft-Eintrittstemperaturen bis knapp 100°C durchgeführt, in denen die erwartete Steigerung der erzielbaren spezifischen Leistung und des Wirkungsgrades nachgewiesen werden konnte. Zahnradmotoren nutzen ausschließlich die Verdrängungsarbeit, für deren theoretische spezifische Leistung gilt:

$$P_{sp} = \frac{T_1 P_N}{T_N} \left(\frac{P_0}{P_1} - 1 \right)$$

(Indizierung wie oben). Die spezifische Leistung steigt theoretisch auch bei reiner Verdrängung linear mit der absoluten Temperatur. Bild 5 zeigt als Beispiele gemessene spezifische Leistungen bei konstantem Netzdruck im Vergleich mit

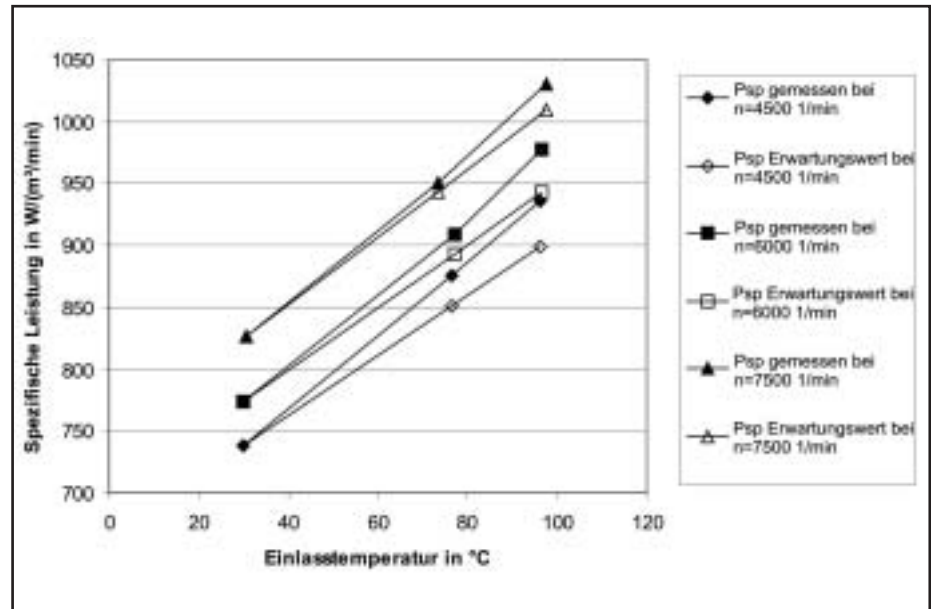


Bild 5: Aus Messungen ermittelte spezifische Leistung eines einstufigen Zahnradmotors bei konstanter Druckdifferenz $\Delta p = 6,11$ bar im Vergleich zu umgerechneten Erwartungswerten

Erwartungswerten für direkte Proportionalität zur Temperatur.

Die Messwerte steigen deutlich stärker als proportional zur Temperatur. Dies bestätigt anschaulich die Tatsache, dass die Leck- und Drosselverluste mit steigender Temperatur abnehmen. Geplant ist die Entwicklung von Motoren für Drucklufttemperaturen bis 300°C, deren spezifische Leistung gegenüber marktüblichen Motoren verdoppelt wird. Dadurch soll ein wirtschaftlicher Einsatz in der Spitzenlastabdeckung

elektrischer Netze vor allem für den Inselbetrieb ermöglicht werden.

Prof. Dr.-Ing. Hans-Jörg Barth
Dipl.-Ing. Tino Kentschke
 Institut für Tribologie und
 Energiewandlungsmaschinen
 Leibnizstraße 32
 38678 Clausthal-Zellerfeld
 Tel.: 05323/72-2467 (Barth)
 05323/72-2470 (Kentschke)
 Fax: 05323/72-2617