

# Increasing Gas Engine Efficiency

World Energy Engineering Congress Atlanta 2000

Dr. Guenther R. Herdin  
Jenbacher AG Austria

## Introduction

Die ersten Technologieschritte der Gasmotoren sind bereits mehr als 130 Jahre alt. Als die bekanntesten Pioniere gelten Europa die Namen J.J. E. Lenoir, N.A. Otto, E. Langen, C. Benz und andere. Die ersten Motoren mit Fremdzündung (Ottomotoren) waren Gasmotoren. Die sogenannte innere Verbrennung und Nutzung der geleisteten Arbeit geht jedoch auf die Erfindungen von Christian Huygens (1629 – 1695) zurück. Der französische Physiker N.L. S. Carnot (1796 – 1823) erarbeitete zu den später dargestellten Motoren die theoretischen Zusammenhänge die nach wie vor Gültigkeit haben. Als Kraftstoff wurde ein aus Kohle oder Holz gewonnenes Gas (Generatorgas) eingesetzt. Die erreichten Mitteldrücke und Wirkungsgrade waren im Vergleich zum heutigen Stand der Technik bescheiden. Das Bild 1 zeigt den Vergleich des ersten kommerziell eingesetzten Gasmotors von Otto zu den später im Laufe der letzten 20 Jahre erreichten Wirkungsgrade. Erst später wurde durch die Motorfahrzeuge auf einen leichter zu speichernden, flüssigen Kraftstoff, der Weg zum „Benzinmotor“ gefunden. Der Bekanntheitsgrad der Gasmotoren ging daher nahezu verloren. Erst durch die Potentialausschöpfung der sogenannten Magergemischverbrennung konnte der Gasmotor gegenüber dem Dieselmotor, speziell in der Stromerzeugung wieder aufholen. Der größte Vorteil des Gasmotors gegenüber dem Dieselmotor ist durch die ausgezeichneten Emissionen gegeben.

Bild 1: Vergleich der Wirkungsgrade im Laufe der Entwicklung der Gasmotore.

## Wirkungsgrade von Verfahren bei der Verstromung von Primärenergie

Das Bild 2 zeigt einen Überblick zu den derzeit erreichten Wirkungsgraden der eingesetzten (thermischen) Verfahren. Die geringsten Wirkungsgrade haben die Motoren im unteren Leistungsbereich speziell der stöchiometrisch betriebenen Saugmotoren. Dieser Motortyp erreicht etwa 35%, ein max. erreichter Wirkungsgrad einer Version (stoichiometric combustion) mit EGR und TC zeigt bei Leistungen im Bereich über 500 kW beachtliche 38,5%. Aufgeladene Magermotoren erreichen je nach Leistung und NOx Niveau Spitzenwerte von deutlich über 42% und sehr gut verbrauchsoptimierte Dieselmotoren haben im oberen Leistungsbereich knapp über 50%. Großkraftwerke schaffen unter Ausnutzung modernster Techniken im Combined Cycle (GUD) nahezu 60%. Auch moderne Gasturbinen liegen im gesamten Leistungsbereich betreffend der Wirkungsgrade unter den vorgenannten Kolbenmaschinen. Neue Konzepte bei Gasturbinen mit Recuperator verringern den Abstand dieses Types um etwa 5% Punkte. Die typischen für Gasturbinen wichtigen Einflußfaktoren wie die Ansaugtemperatur und Druckbedingungen an der Saug- bzw. Abgasseite haben auch bei diesen „high efficiency“ Gasturbinen gleiche Auswirkungen auf den erreichbaren Wirkungsgrad. Auch der Cheng Cycle konnte sich trotz Wirkungsgrade von etwa 38% wegen der Investitionskosten gegenüber den Gasmotoren nicht behaupten. Im Bild 2 sind die

erreichbaren Wirkungsgrade von combined cycles mit Gasmotoren nicht enthalten. Im Punkt ...wird die Potentialabschätzung gesondert behandelt.

Bild 2: Vergleich der Wirkungsgrade verschiedener Konzepte bei der Stromerzeugung

#### Thermodynamische Betrachtungen

Die grundlegenden Zusammenhänge zur Erreichung der indizierten Wirkungsgrade sind im Bild 3 gezeigt. Der Verbrennungswirkungsgrad ist im Wesentlichen vom Verdichtungsverhältnis und der Verbrennungsführung abhängig. Als theoretisch bestmögliche Verbrennung gilt die isochore Wärmezufuhr (Gleichraumverbrennung), die geringsten Wirkungsgrade sind bei der isobaren Wärmefreisetzung (Gleichdruckverbrennung) darstellbar. Die tatsächlich mögliche Verbrennungsführung (Seiligerprozess) liegt zwischen beiden Kurven, anzustreben ist für gute Wirkungsgrade in jedem Fall ein möglichst großer Gleichraumanteil.

Bild 3: Zusammenhang Verdichtungsverhältnis, Typ der Verbrennung, Wirkungsgrad

Für die Gasmotoren sind zusätzlich die Brennstoffeigenschaften (Klopffestigkeit) zu beachten, diese schränken ebenfalls die Möglichkeiten der Verbrennungsführung ein. Der real im Motor ablaufende Prozess weist speziell bei den Ottomotoren beachtliche zyklische Schwankungen auf (Bild 4), bezogen auf den Wirkungsgrad führt der Motor praktisch eine Mittelung aller Arbeitstakte durch. Die Indizierten Wirkungsgrade eines an der Aussetzergrenze betriebenen Motors ergeben einen Bereich von +/- %.

Bild 4: Zyklische Schwankungen eines an der Aussetzergrenze betriebenen Motors ( $\text{NO}_x < 250\text{mg/Nm}^3$ )

#### Vergleich 2-Takt/4-Takt Motor

Speziell bei den leistungsstärkeren Gasmotoren ( $> 500\text{ kW}$ ) wurde bis Mitte der 80 Jahre häufig das 2-Takt Konzept eingesetzt. Die meisten Hersteller boten sogenannte Mittelschnellläufer an, die speziell für Verdichterantriebe entwickelt wurden. Mit der Einführung von strengen Emissionslimits (zB. der deutschen TA-Luft) konnten in Folge für Stationärmotoren die  $\text{NO}_x$  Limits nicht mehr ohne teurer Abgasnachbehandlung erreicht werden, sodaß sich speziell bei Stromerzeugungsanlagen (CHP und gen-sets) der 4-Taktmotor durchsetzte. Dennoch sind die Wirkungsgrade des 2-Taktmotors einer ausgewählten Anlage mit vertraglich fixierten 36% (Baujahr 1979) beachtlich. In Folge wurde der Wirkungsgrad bis zum Auslaufen dieser Serie noch auf knapp über 37% gesteigert. Im Bild 5 ist der Wirkungsgrad des betrachteten Motors dem von modernen Gasmotoren gegenübergestellt. Zusätzlich sind im Bild auch die Wirkungsgrade der Bestpunkte von einigen Fahrzeugmotoren (Diesel und Ottomotoren) eingezeichnet. Speziell der Vergleich des 2-Takt Gasmotors mit dem hervorragend optimierten GM (Otto)Motor zeigt speziell gegenüber den Wirbelkammer Dieselmotoren M21D und M51D klare Vorteile. Nur die modernsten DI Dieselmotoren können mit den speziell auf den Wirkungsgrad getrimmten Gasmotoren (noch) mithalten.

Bild 5: Verbrennungsverfahren und Potentiale bezüglich 2 Takt/4 Takt

### Einfluß der Gasqualität auf den Wirkungsgrad

Die Gasqualität hat entscheidenden Einfluß auf den erreichbaren Wirkungsgrad des Gasmotors. Um über die Klopf Eigenschaften der einzelnen Gaskomponenten aussagen machen zu können, wurde Analog zu den flüssigen Ottomotorkraftstoffen (Octanzahl) eine versuchstechnische Qualifizierung (Methanzahl) durchgeführt. Das Bild 6 zeigt die Einzelmethanzahl einiger wesentlicher Gaskomponenten. Das sehr klopfste Methan hat die Methanzahl 100, im Gegensatz dazu liegt Butan mit einer Methanzahl von 10,5 und Wasserstoff mit der Methanzahl 0 am Ende der Skalierung. Mit Hilfe von Rechenprogrammen lassen sich die verschiedenen Methanzahlen der Mischungen der einzelnen Komponenten ermitteln. Diese Rechenprogramme basieren auf sogenannten Dreiecksdiagrammen, die versuchstechnisch erstellt wurden. Die Randbedingung bei der Ermittlung der Methanzahl war stöchiometrischer Betrieb. Für alle Kohlenwasserstoffverbindungen gilt prinzipiell die gleiche Wertigkeit auch bei im Magerbetrieb betriebenen Motoren.

### Bild 6: Methanzahlen verschiedener Gase

Als Ausnahme ist bei Magerbetrieb der Wasserstoff und teilweise das CO zu bezeichnen, da durch die z.B. extreme Abmagerbarkeit bei H<sub>2</sub> die Klopfgrenzen weit verschoben werden können und ein mit H<sub>2</sub> betriebener Motor bei sehr hohen Luftverhältnis ebenso ohne Probleme bei einem BMEP von 13 bar und höher im regulären Betriebszustand läuft. Aus Sichtweise der Wirkungsgradoptimierung ist zwangsläufig die klopfende Verbrennung ein den Motor bedrohender Zustand. Neben den Gaseigenschaften ist als Einflußgröße im wesentlichen der Zustand des Gas/Luftgemisches (p und T) im Verbrennungs OT zu nennen. Zusätzlicher Einfluß ist durch „Informationen“ des vorangegangenen Zyklusses gegeben, wo z.B. über eine erhöhte Wandtemperatur auch der folgende Zyklus negativ beeinflusst werden kann. Ebenso haben auch chemische Prozesse (Radikalenbildung) oder inhomogenes Gemisch Einfluß auf die Klopfneigung des Treibgasgemisches. Der thermodynamische Zustand des Gases wird im wesentlichen durch die Auswahl des Verdichtungsverhältnisses bzw. des verbrennungstechnischen Ablaufes der Verbrennung fixiert. Diese Größen haben wiederum entscheidenden Einfluß auf den Wirkungsgrad der Verbrennung. Der Verbrennung. Ausgehend von diesen Kenntnissen können die Motoren entsprechend dem verfügbaren Gas an die Gaseigenschaften angepaßt werden. Die Verfügbarkeit Die Verfügbarkeit von Gasen mit hohen Methanzahlen hat jedoch immer Vorteile, sodaß das Entwicklungspotential der auf niedrige Methanzahlen optimierten Motoren kleiner ist als das der Motoren für höhere Methanzahlen. Bild 7 zeigt die gravierenden Unterschiede einer konventionellen Auslegung. Es muß generell sowohl der zu fahrende Mitteldruck als auch das Verdichtungsverhältnis und die Gemischtemperatur gesenkt werden. Damit ergeben sich geringere Wirkungsgrade und höhere spezifische Kosten des Aggregates. Weiters reduziert sich durch die erforderliche niedrige Gemischtemperatur (Vorlauftemperatur 40° C) die nutzbare Wärmemenge.

### Bild 7: Vergleich an verschiedene Gasqualitäten angepaßte Motoren

Sehr kritisch ist die Situation bei einer nicht „Gas“ konformen Betriebsweise des Motors. Dieser Fall kann durch Zumischungen von Propan zu einem hochwertigem Erdgas auftreten. Es muß dann die Leistung des Motors drastisch reduziert werden (Bild 8) um einen klopfreien Betrieb sicherzustellen. Diese Problematik verstärkt sich um so mehr, je höher die Motoren aufgeladen werden. Der regelungstechnische Vorgang wird durch Klopfensoren

und einer Klopfregelung (knock control) eingeleitet, um den Motor dann wieder mit ausreichendem Abstand zur Klopfgrenze zu betreiben.

Bild 8: Mögliche Motorlast in Abhängigkeit der Methanzahl.

Bei modernen Gasmotoren ist generell eine Klopfregelung in der Regeleinheit integriert. Der Abstand zur Klopfgrenze muß ausreichend groß sein um den Motor vor Schäden zu bewahren. Ist das nicht der Fall so kommt es zu kurzfristigem Ausfall der betroffenen Zylindereinheit. Im Bild 9 ist als Beispiel ein durch starkes Klopfen zu Schaden gekommener Kolben gezeigt.

Bild 9: Typischer Klopfschaden eines Kolbens

Generell wird zwischen „schnellen“ und „langsamen“ Regelvorgängen unterschieden. Die Einleitung des Regelvorganges erfolgt je nach bewerteter Klopfintensität.

Schnell wirksame Maßnahmen sind:

- a) die Spätverstellung des Zündbeginnes und
- b) die Motorlastreduzierung.

Lansam wirksame Maßnahmen sind:

- c) die Reduzierung der Gemischtemperatur,
- d) die Erhöhung der Luftzahl und
- e) eine geregelte Abgasrückführung.

Für zukünftige Neuauslegungen von Gasmotoren sind zusätzlich zu den oben genannten Maßnahmen noch konzeptionelle Maßnahmen wie

- f) die innere Ladungskühlung (Millereffekt),
- g) eine moderate Verdichtungsabsenkung und
- h) die Stabilisierung der Verbrennung

möglich.

Alle genannten Maßnahmen können verschieden kombiniert werden, um ein Wirkungsgradoptimum zu erzielen. Die einzelnen Wirkungen der regelungstechnischen Maßnahmen zeigen die nachfolgenden Bilder.

**Zu a) und b): Spätverstellen des Zündbeginnes und Lastreduzierung (Bild 10)**

Bei gut abgestimmten Gasmotoren wird das Wirkungsgradoptimum bei Vollast sowie einen Zündzeitpunkt mit möglichst OT nahem Verbrennungsschwerpunkt erreicht. Ein Späterstellen des Zündzeitpunktes bringt ebenso wie die Lastreduktion eine Wirkungsgradverschlechterung mit sich. Ein zu später Zündbeginn kann aufgrund der daraus erfolgenden sehr hohen Abgastemperatur neben dem sich dramatisch verschlechternden Wirkungsgrad nicht eingestellt werden. Bei Gasen mit niedriger Methanzahl verschiebt sich der mögliche

Einstellbereich für den Zündzeitpunkt nach spät und damit automatisch zu schlechteren Wirkungsgraden.

Bild 10: Zusammenhang von Zündzeitpunkt, Methanzahl, BMEP und Wirkungsgrad

Zu c): Reduzierung der Gemischtemperatur (Bild 11)

Derzeit wird von einer machbaren Reduktion der Gemischtemperatur um 30° C ausgegangen (von 75° auf 45°C). Diese Maßnahme ist sehr wirksam, um eine sinkende Methanzahl bei gleichem Mitteldruck zu kompensieren. Für die bei BHKW's übliche Heizkreisauslegung von 70°/90° ist daher ein zweiter Gemischkühlkreislauf mit 40° notwendig. Das tiefe Temperaturniveau kann nur selten genützt werden und geht somit für die Gesamtenergiebilanz verloren (~ 2,5 %).

Bild 11: Einfluß der Gemischtemperatur auf BMEP und Methanzahl

Zu d): Erhöhung der Luftzahl (Bild 12)

Die Erhöhung der Luftzahl (abmagern) hat durch die Anhebung des Inertanteiles N<sub>2</sub> positiven Einfluß auf das Klopfverhalten. Doch ist diese Maßnahme nur beschränkt einsetzbar, da ein sicherer Betrieb wesentlich < 250 mg/m<sup>3</sup><sub>n</sub> NO<sub>x</sub> durch die ungünstigen Entflammungsbedingungen (bei Direktzündung) nicht mehr gewährleistet werden kann. Weiters steigt der Zündspannungsbedarf stark an und die Belastung der Zündkerzen sowie der Zündanlage wird so hoch, daß eine akzeptable Lebensdauer dieser Motorkomponenten nicht mehr erreicht wird. Ebenso sinkt der mech. Wirkungsgrad bei Erhöhung der Luftverhältnisse von zB Lambda 1,71 (ca. 500 mg/m<sup>3</sup><sub>n</sub> NO<sub>x</sub>) auf Lambda 1,76 (ca. 250 mg/m<sup>3</sup><sub>n</sub> NO<sub>x</sub>) um etwa einem Prozentpunkt ab.

Bild 12: Einfluß von Lambda und Methanzahl auf BMEP

Die Ausschöpfung der Möglichkeiten einer geregelten Abgasrückführung (gekühltes Abgas) sind immer mit einer aktiven Turboladerregelung gemeinsam mit VTG (variable turbine geometry) verbunden. In Serie wird dieses Konzept derzeit noch nicht eingesetzt.

#### Auswirkung der laminaren Flammengeschwindigkeit

Bei der realen Verbrennung von Brennstoffluftgemischen im Motor geht der Entwicklungsingenieur von einem hoch turbulenten Verbrennungsvorgang aus. Ein hohes Turbulenzniveau bedeutet dabei ein schnelles durchbrennen des Gemisches und damit die Möglichkeit hohe Wirkungsgrade zu erreichen. Die verschiedenen Gase haben aber auch unterschiedliche laminare Flammgeschwindigkeiten die versuchs-technisch ermittelt werden können. Einfluß auf die laminare Flammgeschwindigkeit hat im wesentlichen das Lambda. Das Bild 13 zeigt drei ausgewählte Gase. Wasserstoff hat die höchste laminare Flammgeschwindigkeit, für die Verwendung von Gasgemischen mit Anteilen von H<sub>2</sub> ist diese Kenntnis daher von besonderer Bedeutung. Weiters hat H<sub>2</sub> die weitesten Zündgrenzen und ist damit auch relativ leicht zu entzünden. Als Magergrenze gilt für die direkte Zündung von Gas(gemischen) ein Wert von 5 bis 8 cm/s als Stand der Technik.

Bild 13: Laminare Flammengeschwindigkeit einiger Gase

#### Bedeutung des Heizwertes

Für die Motoren ist der Heizwert in MJ/Nm<sup>3</sup> des Gases eine Kenngröße, besondere Bedeutung hat immer der Gemischheizwert. Mit dieser Kenngröße ist dann ein direkter Bezug zur Zugeführten Energie und der dann je nach Gasqualität erreichbaren Leistung des Motors (je nach Konzept) möglich. Für die Nutzung von Gasen bzw. Gasgemischen hat der alleinige Wert des Heizwertes keine Bedeutung. Es muß zusätzlich eine Information über die anderen Komponenten vorliegen, da sonst bei niederen Heizwerten möglicherweise keine Zündung im Brennraum erfolgen kann. Das Bild 14 zeigt dazu neben den Extremwerten der Gasgemische von H<sub>2</sub>/N<sub>2</sub> (niedrigst möglicher Heizwert an der Zündgrenze) und C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>/CO<sub>2</sub> (höchst möglicher Heizwert an der Zündgrenze) auch den Einfluß der Inertgase CO<sub>2</sub> und N<sub>2</sub> bei Gemischen mit CH<sub>4</sub>. Die ersten beiden Gasgemische unterscheiden sich bei dem Heizwert um den Faktor 10 und können bei ausreichendem Fachwissen problemlos in Gasmotoren verbrannt werden. Der Vergleich der Inertgasgemische mit CH<sub>4</sub> zeigt den Einfluß der spez. Wärmekapazitäten (cp) in Bezug auf die Brennbarkeit im Gasmotor.

Bild 14: Grenzen der Verwendbarkeit von Gasgemischen in Gasmotoren in Abhängigkeit des Heizwertes

#### Vergleich von verschiedenen Verbrennungsverfahren und die Abhängigkeit von der Motorlast

Einen verfahrenstechnischen Vergleich des Magermotors zum Lambda=1 Motor zeigt das Bild 15. Im Bild sind drei verschiedene Motoren mit gleicher Nennleistung (300 kW) betrachtet. Der Magermotor mit dem besten Verlauf des Wirkungsgrades hat den geringsten Hubraum (16 l) und wird mit dem höchsten BMEP betrieben. Der zweite Magermotor hat einen um etwa 20% größeren Hubraum und dadurch bereits einen Wirkungsgradnachteil von ca. 2 Prozentpunkte. Am schlechtesten stellt sich der Lambda=1 Motor mit einem Hubraum von knapp 30 l dar, der bei Vollast nochmals knapp 1% verliert. Die grundsätzliche Aussage besteht in einer deutlichen Verschlechterung des Teillastwirkungsgrades des Lambda=1 Saugmotorkonzeptes gegenüber dem der Magermotoren. Dieses Ergebnis ist auf die höheren Drosselverluste bzw. die relativ großen Wandwärmeverluste zurückzuführen und läßt sich konzeptbedingt nicht beeinflussen. Das Verbesserungspotential der Teillastwirkungsgrade liegt bei den aufgeladenen Magermotoren in der Abstimmung des Turboladers um die Drosselverluste zu reduzieren. Der primäre Einfluß auf den Wirkungsgrad ist immer durch die Motorlast vorgegeben.

Bild 15: Vergleich Magermotor/Lambda=1 bezüglich des Wirkungsgrades

#### Einfluß der NO<sub>x</sub> Emissionen auf den Wirkungsgrad

Der Wirkungsgrad der Gasmotoren wird neben der Lastabhängigkeit auch vom gefahrenen Lambda beeinflusst. Das Wirkungsgradoptimum liegt bei einem Lambda von ca. 1,4. Je magerer der Motor aus NO<sub>x</sub>-Emissionsgründen gefahren werden muß, desto langsamer (verschleppter) läuft die Verbrennung und hat damit direkten Einfluß auf den Umsetzungswirkungsgrad des Kraftstoffes. Bild 16 zeigt diese Zusammenhänge in Abhängigkeit des gefahrenen Mitteldruckes. Zwischen 800 mg NO<sub>x</sub>/Nm<sup>3</sup> und 250 mg NO<sub>x</sub>/Nm<sup>3</sup> beträgt der Unterschied ca. 2,5 Prozentpunkte. Diese Charakteristik gilt für Magermotoren mit gleicher Abstimmung der Aufladegruppe.

Bild 16: Einfluß der NO<sub>x</sub>-Emissionen auf den Wirkungsgrad (Magermotoren) in Abhängigkeit vom BMEP

#### Wirkungsgrad beeinflussende Konstruktionsmerkmale *design features*

Durch die konstruktive Festlegung von bestimmten Motordetails kann ein großes Verbesserungspotential speziell bei aufgeladenen Magermotoren *lean gas engines* erschlossen werden. Das größte Einzelpotential hat der ungekühlte Auspuffkrümmer *non cooled exhaust system*. Die konstruktive Gegenüberstellung des gekühlten (Wassermantel *water jacket* um das Abgasrohr *exhaust port*) zum ungekühlten Abgaskrümmer (mit thermischer Isolation) zeigt Bild 17. Es wird dabei die im Abgasstrom *exhaust gas* enthaltene thermische Energie nahezu vollständig der Turbine zur Verfügung gestellt. Zusätzlich ergibt sich durch die Nachreaktion eines Teiles an unverbrannten *unburned* Kraftstoff *fuel* eine Temperaturerhöhung die ebenfalls dem Turbinenwirkungsgrad *turbine efficiency* verbessert.

Bild 17: Vergleich Konstruktionsmerkmale gekühltes/ungekühltes Abgasrohr

Das Bild 18 zeigt die Verbesserung des Wirkungsgrades des gleichen Motortypes eines für Biogase abgestimmten Motors mit gekühltem bzw. ungekühltem Abgaskrümmer. Die Nutzung der Abgasenergie über dem Turbolader ergibt bei gleicher Leistung knapp 4 Prozentpunkte besseren Wirkungsgrad. Für die Erzeugung von Strom aus Biogas ist dies ein wesentlicher Faktor für die Wirtschaftlichkeit der Anlage. Die Wirkung der Isolation auf die Abgastemperatur vor der Turbine beträgt 120°C. Der Entwicklungsaufwand eines ungekühlten Abgaskrümmer ist für die geforderten Lebensdauern jedoch entsprechend hoch.

**Bild 18: Einfluß es Abgasrohres auf den Wirkungsgrad**

Das Bild 19 zeigt zu den beiden Ausführungsformen die Wärmebilanzen *heat balance*. Durch die Kühlwirkung des gekühlten Abgasrohres ist der Wärmeanteil im Motorkühlwasser *cooling water* ca. doppelt so hoch wie bei dem für den Wirkungsgrad des Motors optimalen Konzept. Seitens der Anlagentechnik sind diese Verluste über größere Kühler abzuführen.

Bild 19: Vergleich gekühlter/ungekühlter Abgaskrümmer auf die Wärmebilanz eines Motors (Wärmeströme)

Weitere konstruktive Potentiale zur Verbesserung der Wirkungsgrade sind in der Optimierung der Druckverluste im Saug- bzw. im Abgassystems des Motors enthalten. Darin sind enthalten alle Krümmer *gas ports*, Diffusoren und die Ausführung des Gemischkühlers *intercooler*.

#### Potential bei der Konzeption der Aufladegruppe *turbocharger sytem*

Generell hat bei Turbomaschinen *turboengines* die Größe einen entscheidenden Einfluß auf den Wirkungsgrad, da die Verluste mit zunehmenden Massendurchfluß *mass flow* abnehmen. Zusätzlich sind speziell die Verdichterkennfelder *compressor map* bei kleinen Turboldern (spez. Automotive) anders optimiert als bei großen Turboladern für den Schiffs- oder Stationärmotoreinsatz. Der Unterschied bei dem gleichen Motortyp kann wie das Bild 20 zeigt beachtlich sein. Es handelt sich dabei um eine Analyse eines Lambda=1 Motors mit

Abgasrückführung *exhaust gas recirculation* und Turboaufladung *turbo charging*. Die im Wirkungsgrad schlechtere Version hat 2 Stück Automotive Turboader und die optimierte Version einen ABB Type RR151 aufgebaut. Beide Versionen laufen nahe dem Bestpunkt im Verdichterkennfeld, am Schwungrad hat die bessere Variante über den gesamten Bereich der möglichen Abgasrückführung 3 Prozentpunkte Vorteil.

Bild 20: Einfluß der Größe des Turboladers im Fall eines Lambda=1 AGR/TC Motors

Einen großen Einfluß hat der ausgewählte Betriebspunkt im Verdichterkennfeld bzw. der vom Verdichter erreichte Wirkungsgrad. Das Bild 21 zeigt schematisch den Vergleich des Verdichters eines Nutzfahrzeugturboladers *truck version of a turbo charger* (KKK) zu einem Lader des Types ABB 151 für Stationärmotoren. Charakteristisch für den KKK Verdichter ist das sehr breite Kennfeld sowie das relativ bescheiden mögliche Druckverhältnis *pressure ratio*. Der Abstand des Wirkungsgradoptimums zur Pumpgrenze *surging linie* ist relativ groß, so das diese Type auch für Gasmotoren ohne Probleme angepaßt werden kann. Im Bestpunkt wird ein Wirkungsgrad von .....% erreicht. Im Gegensatz dazu hat das Verdichterkennfeld des ABB Verdichters ein etwa 70 % höheres mögliches Druckverhältnis bei einem sehr schmalen Nutzungsbereich. Das Wirkungsgradoptimum des Verdichters liegt bei beachtlichen 74% und außerdem relativ knapp bei der Pumpgrenze. Um ein Verdichterpumpen durch Veränderung der Umgebungsbedingungen *ambient conditions* zu vermeiden ist es erforderlich entweder ein „waste gate“ oder das bei Jenbacher verwendete „boost control“ einzusetzen.

Bild 21: Einfluß des Betriebspunktes im Verdichterkennfeld

#### Derzeit mögliche Konzepte mit maximal darstellbaren Wirkungsgraden

Die besten Wirkungsgrade die Gasmotoren im Leistungsbereich bis 3 MW erreichen, betragen ca. 43 bis 44%. Dieser Wert ist im Vergleich zu den leistungsgleichen Dieselmotoren beachtlich und praktisch auf dem gleichen Niveau. Nur die großen Dieselmotoren, hier speziell die wirkungsgradoptimierten Ausführungen für Schiffsantriebe und Großdieselmotoren, erreichen etwa 50%. Das besondere an der Gasmotorentechnologie ist, das die spezifischen NOx Emissionen etwa nur rund ein Zehntel von denen des Dieselmotors betragen. Weiters sind die Partikelemissionen *particle emissions* je nach Verbrennungskonzept *concept of combustion* praktisch an der Nachweisgrenze. Um die erst genannten Wirkungsgrade zu erreichen müssen die thermodynamischen und stömungstechnischen Grundlagen sehr gut umgesetzt werden. Weitere Optimierungsschritte erfordern bereits große Aufwände. Größere Schritte zur Wirkungsgradverbesserung sind analog der Großkraftwerkstechnik durch Combined Cycles zu erreichen. Das Bild 22 zeigt ein Schema eines Verbandes eines Gasmotors mit einer Dampfturbine (Wärtsillä). Je nach Größe der Motorenanlage beträgt der zusätzlich gewonnene Wirkungsgradanteil etwa 5 Prozentpunkte. Vom Investment gesehen kosten diese 5% zusätzlich 60%. Ebenso wird die Anlage durch den Dampfprozess wesentlich aufwendiger in der Betriebsführung. Bei kleineren Leistungen (unter 2 MWel.) ist es zweckmäßiger an Stelle der Dampfturbine einen im Wirkungsgrad besseren Dampfmotor einzusetzen. Durch diesen Konzeptansatz lassen sich zusätzlich ca. 1,5 bis 2 Prozentpunkte gewinnen.

Bild 22: Schema Combined Cycle Gasmotor mit Dampfturbine

Das Hauptproblem bei der Kombination von Motoren mit einem Dampfprozess liegt in der Aufteilung der Verlustwärmern *heat losses*. Das Bild 23 zeigt dazu die Situation bei einem



wirkungsgradoptimierten Gasmotor. Bei knapp 42% Wirkungsgrad elektrisch, sind bei einer Nutzung der Abgasenergie für einen Dampfprozess (1.03 MPa, 181°C) *steam process*, lediglich knapp 15% möglich. Rund 30% der Verlustwärmern sind auf einem für die Dampfproduktion zu niedrigeren Temperaturniveau. Eine Reduzierung des Dampfdruckes und der Temperatur verbessert die Potentiale geringfügig.

Bild 23: Wärmebilanz eines Gasmotors mit ca. 2.8 MW

Wesentliche Potentialverbesserungen lassen sich nur in Kombination mit einem ORC Prozess (Organic Rankine Cycle) erreichen. Durch geeignete Auswahl des Arbeitsmittels (z.B. NH<sub>3</sub> oder Propan/Butan Gemische) sind dann auch die Potentiale der sonst nur für die Warmwassererzeugung nutzbaren Wärmemengen erschließbar. Das Bild 24 zeigt die Potentiale der verschiedenen Konzepte. Speziell bei dem Konzept Gasmotor/ORC ist dann das Temperaturniveau für eine weitere Nutzung zu klein (>30° C).

Bild 24: Potentiale der verschiedenen Techniken

Wie erwähnt hat bei kleineren Leistungen der Dampfmaschine *steam engine* gegenüber der Dampfturbine *steam turbine* klare Vorteile. Das Bild 25 zeigt eine vorteilhafte Integration eines Dampfmaschinen in einen Gasmotor. Das Besondere des Konzeptes ist, dass ein Teil der Nockenwelle *cam shaft* als Pleuellwelle *crank shaft* für den Dampfmaschine gleichzeitig genützt wird. Damit werden die Kosten für den Generator des Dampfmaschinen gespart, sowie einige bereits vorhandener Bauteile zusätzlich genützt.

Bild 25: Dampf Integral Konzept

### **Betrachtungen zum ARES Programm**

Das DOE hat zu einem für die Ingenieure besonderen Ziel der Erreichung von 50% Wirkungsgrad und geringsten NO<sub>x</sub> Emissionen (5 ppm) aufgerufen. An sich könnten diese Werte bereits heute durch die Kombination eines Gasmotors mit hohem Wirkungsgrad mit einem ORC Prozesses und einer entsprechenden Abgasnachbehandlung *exhaust aftertreatment* dargestellt werden. Aus Sicht des Motorenentwicklers gibt es allerdings noch einige Potentiale, die noch zur Umsetzung anstehen und die 50% als durchaus erreichbar scheinen lassen. Gemäß dem theoretischen Ansatz hat die isochore Verbrennungsführung bei hohem Verdichtungsverhältnis *compression ratio* das größte Potential. Dieser Typ der Verbrennung wird auch als „spontaneous reaction“ bezeichnet. Im Bild 26 ist dazu der Druckverlauf im Zylinder bei einer Verbrennungsdauer von 5° KW gezeigt. Die im Brennraum in 5° KW umgesetzte Wärmemenge führt zu einem Spitzendruck von knapp 220 bar der die betroffenen Bauteile entsprechend belastet.

Bild 26: Druckverlauf im Zylinder bei „spontaneous reaction“

Praktisch alle derzeit in Betrachtung gezogenen Konzepte basieren auf der sogenannten „autoignition temperature“. Bereits bei stöchiometrischen Verhältnissen ist der Unterschied der Auslösetemperatur bei verschiedenen Gasen sehr unterschiedlich. Das Bild 27 zeigt dazu die „autoignition temperature“ ausgewählter Gase. Vorteilhaft ist bei dem Ansatz, dass das Gas/Luftgemisch dabei zur Reduzierung der NO<sub>x</sub> Emission sehr mager sein kann. Neben den

unterschiedlichen Eigenschaften der Gase kommen für einen realen Einsatz dieser Technologie weitere Erschwernisse wie exakte Einstellung des Lambdas, die Homogenität und der Anteil bzw. die Verteilung des vom letzten Zyklus verbliebenen Restgases hinzu. Für ein umsetzbares Konzept muß der Zeitpunkt der Zündung des Gemisches bei +/- 1° KW genau sein, d.h. es wird nach derzeitigem Kenntnisstand ein die „auto ignition“ auslösendes Ereignis erforderlich sein.

Bild 27: Gaseigenschaften auto ignition temperture

Neben dem Ansatz der „auto ignition“ sind auch mehr oder weniger konventionelle Konzepte möglich um die Wirkungsgrade zu verbessern. Um die einzelnen Potentiale abzuschätzen kann die Verbrennungsrechnung genutzt werden. Im Bild 28 sind die indizierten Wirkungsgrade von drei verschiedenen Verdichtungsverhältnissen in Abhängigkeit von der Brenndauer eingezeichnet. Im Bereich heutiger Brenndauern von 50 bis 60 °KW werden bei einem Verdichtungsverhältnis von 12 ca. 47 % ind. Wirkungsgrad erreicht. Eine raschere Verbrennung (40 °KW) bringt bei gleichem Verdichtungsverhältnis 2 Prozentpunkte. Erst eine Brenndauer von 5 °KW hat das Potential die 50 % zu erreichen. Etwas leichter geht es mit einem auf 14 angehobenen Verdichtungsverhältnis und ebenso kurzer Brenndauer.

Bild 28: Einfluß Verdichtungsverhältnis und Brenndauer auf den Wirkungsgrad

Das Bild 29 zeigt dazu die maximal auftretenden Zylinderdrücke der einzelnen Versionen. Es wurde bei der Verbrennungsrechnung von konstanten NO<sub>x</sub> Emissionen (500mg/Nm<sup>3</sup>) ausgegangen, das heißt das Lambda muß mit steigender Effizienz der Verbrennung automatisch angehoben werden. Diese Maßnahme muß etwa linear mit der Reduzierung der Brenndauer erfolgen und ist im Bild 30 gezeigt.

Bild 29: Einfluß Verdichtungsverhältnis und Brenndauer auf den Zünddruck

Bild 30: Einfluß Verdichtungsverhältnis und Brenndauer auf das Lambda bei konstanten NO<sub>x</sub> Emissionen

Alle Maßnahmen gehen von einer sehr hohen Klopfestigkeit der Gase oder von einer Verbrennung aus wo die Klopfgrenzen außerhalb des Betriebspunktes sind. Gemäß dem heutigen Stand der Technik muß der Klopfabstand ca. 1 °KW betragen, da sonst Schäden am Triebwerk oder den Ventilen auftreten können. Das Bild 31 zeigt dazu die Situation bei zu klopfnahen Betrieb, bei korrekter Motoreinstellung beträgt der Auslaßventilverschleiß bei Vollast ca. 0.05 mm/1000 Betriebsstunden. Im Fall von mäßigem Klopfbetrieb eskaliert der Verschleiß und der Zylinderkopf bzw. der Kolben ist zu tauschen. D.h. die Beherrschung der mechanischen Belastungen wird bei diesen neuen Konzepten besonderes Augenmerk zukommen müssen.

Bild 31: Erfahrungen von klopfnahen Betrieb eines Gasmotors bezüglich der Standzeiten von Ventilen

## Resümee

Im Laufe der Zeit haben sich die Wirkungsgrade von bescheidenen Werten der ersten in Serie produzierten Gasmotoren auf Werte weit über 40 % entwickelt. Besonders zu erwähnen sind die hervorragenden NO<sub>x</sub> Emissionen, die im Vergleich zu den Dieselmotoren nur rund ein zehntel betragen. Weiters sind die Partikelemissionen des Gasmotors je nach Verbrennungskonzept an der Nachweisgrenze. Die Entwicklungsschritte zur Erreichung der heute erreichten Wirkungsgrade der modernen Gasmotoren basieren auf die Kenntnis der physikalischen Gaseigenschaften, sowie auf die Anwendung der Grundlagen der Thermodynamik. Für die Zukunft werden noch zusätzliche Potentiale der Wirkungsgradverbesserung der Gasmotore gesehen, die über die Anregung von dem ARES Programm des DOE weitere Schritte der Technologieentwicklung auslösen werden. Neben den Möglichkeiten der gesteuerten „spontaneous reaction“ werden auch neuartige Konzepte zur weiteren Verbesserung der Gasmotorenwirkungsgrade zur Anwendung kommen. Einem Ansatz der Aufbereitung der verschiedenen Gasqualitäten über die Synthetisierung des Gases zu einem Gemisch von H<sub>2</sub>, CO und CH<sub>4</sub> (syn gas) könnte dabei eine besondere Bedeutung zukommen, da damit die Klopfestigkeit des Gases praktisch normiert werden kann. Zugleich ist dann auch eine magere Verbrennungsführung (geringere NO<sub>x</sub> Emissionen) möglich. Ein anderer Lösungsweg zur Verbesserung der Klopfestigkeit ist durch die Zumischung von Klopfhemmern denkbar. Die Entwicklungsschritte der nächsten Jahre werden sicher die Wirkungsgrade verbessern, nur der Nennwert ist heute noch unbekannt.