Thermische Energieumwandlungsverfahren

Projektarbeit

Der Motorprozess in der Kraftwerkstechnik

Nutzung mechanischer und thermischer Energie

Ileana Weber

Tonja Lerche

Thomas Kempf

Matthias Gehling

Prof. Dr.-Ing. Franz Vinnemeier

Akademie für Erneuerbare Energien, Lüchow-Dannenberg

10. Juli 2010

„Wenn du etwas so machst, wie du es seit zehn Jahren gemacht hast, dann sind die Chancen recht groß, dass du es falsch machst.“

Charles Franklin Kettering (1876-1958) , amerikanischer Ingenieur

Inhaltsverzeichnis

1. Einleitung 6

2. Ottomotor 7

2.1. Technische Beschreibung 7

2.2. Thermodynamische Beschreibung 8

2.3. Realer Arbeitsprozess 11

2.4. Brennstoffe 13

2.5. Emissionen 15

3. Dieselmotor 18

3.1. Technische Beschreibung 18

3.2. Thermodynamische Beschreibung 18

3.3. Realer Arbeitsprozess 21

3.4. Brennstoffe 25

3.5. Emissionen 26

4. Stirlingmotor 28

4.1. Thermodynamik des Stirlingmotors 29

4.2. Technische Randbedingungen 30

5. Steigerung der Energieeffizienz durch Kopplung von Kraft und Wärme und Kreislaufkombinationen 31

5.1. Prinzip der Kraft-Wärme-Kopplung (KWK) 31

5.1.1. Funktionsprinzip KWK im Dampfkraftprozess 31

5.1.1.1. Gegendruckturbine 32

5.1.1.2. Entnahme-Kondensationsturbine 32

5.2. Kreislaufkombinationen: Gas- und Dampfturbinenprozess 33

5.3. KWK-Anlagen mit Verbrennungsmotoren 35

5.3.1. Funktionsweise 35

5.3.2. Schaltbild und Integration in die Wärmeversorgung 36

5.3.3. Temperaturniveaus Otto-Verfahren und Diesel-Gas-Verfahren 39

5.3.4. Jahresarbeit (Nutzungsgrade) 39

5.3.5. Energiefluss der Kraft-Wärme-Kopplung (Verbrennungsmotoren) 40

6. Organik-Rankine-Prozess (ORC-Prozess) 41

7. Einsatzmöglichkeiten und Leistungsbereiche von KWK-Techniken 44

7.1. Anwendungsmöglichkeit BHKW - Nutzung von Biogas über Kraft-Wärme-Kopplung 45

7.1.1. Praxisbeispiel: Trockenfermentationsanlage der Breese/Marsch GbR 46

7.1.2. Wirtschaftlichkeit von Biogasanlage mit und ohne Wärmenutzung am Beispiel der Biogasanlage Breese/Marsch 49

8. Literatur- und Quellenverzeichnis 52

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Prozessablauf 4-Takt-Motor (Kringels, 2007) 6

Abbildung 2: Gleichraumprozess p,V-Diagramm 8

Abbildung 3: Gleichraumprozess: T,s-Diagramm mit Temperatur T in [K] und spezifische Entropie s in [kJ/kgK] 9

Abbildung 4: Thermischer Wirkungsgrad beim idealisierten Gleichraumprozess (Quelle: Schröder 2008) 11

Abbildung 5: Realer Otto-Motorprozess 12

Abbildung 6: Abgaszusammensetzung bei Ottomotoren mit λ=1 (Basshuysen, 2007) 16

Abbildung 7:. Reduzierung umweltrelevanter Kraftstoffeigenschaften für Benzol und Schwefel 17

Abbildung 8: Grenzdruck-/Seiliger-Prozess: p-V Diagramm und T-s-Diagramm 19

Abbildung 9: Thermischer Wirkungsgrad des Grenzdruckprozesses. 20

Abbildung 10: Exergieflussbild eines vollkommenen Dieselmotors (ε=16;λ=1,6; pmax 99 bar) (Pischinger, 1989) 21

Abbildung 11: Wirkungsgrade im Dieselmotor (Pischinger, 1989) 22

Abbildung 12: Motorkennfeld eines Dieselmotors (Schröder, 2008) 23

Abbildung 13: Wärmebilanz eines Dieselmotors (Mollenhauer, 1997) 24

Abbildung 14: Emissionen des Dieselmotors unter Nennlast (Merker, 2009) 26

Abbildung 15: Emissionsverhalten in Abhängigkeit vom Luftverhältnis. 27

Abbildung 16: Aufbau Stirlingmotor (Panda Umwelttechnik, 2010) 28

Abbildung 17: p-V- Diagramm und Bewegungsablauf des Stirling-Motors (Energieagentur, 2010) 29

Abbildung 18: Schaltschema einer Gegendruckturbinenanlage bei der Kopplung von Kraft- und Wärmeerzeugung. (Dietzel, 2006) 32

Abbildung 19: Schaltbild Entnahme-Kondensationsturbine. (Dietzel, 2006) 32

Abbildung 20: Schaltbild eines 2-Druck-GuD-Prozesses. (Dietzel, 2006) 34

Abbildung 21: T-s-Diagramm des GuD-2-Druck-Prozesses. (Dietzel, 2006) 34

Abbildung 22: Schaltbild einer KWK-Anlage mit Verbrennungsmotor(Schaumann, 2010) 36

Abbildung 23: KWK-Anlage mit Verbrennungsmotor für Vorlauftemperaturen über 90°C. (Schaumann, 2010) 37

Abbildung 24: KWK-Anlage mit Wärmespeicher (Schaumann, 2010) 38

Abbildung 25: Teillastverhalten von KWK-Anlagen auf Basis von Motoraggregaten (Schaumann, 2010) 39

Abbildung 26: Energetische Gegenüberstellung von konventionellen Stromerzeugungsanlagen mit Verbrennungsmotoren und KWK/BHKW-Anlagen. (Schaumann, 2010) 41

Abbildung 27: T-s-Diagramm und Schaltbild des Organik Rankine Prozess.(Dietzel, 2006)43

Abbildung 28: Grundstruktur eines Jenbacher Blockheizkraftwerk Quelle: „Kraft-Wärme-Kopplung mit Jenbacher Gasmotoren“ (GE Jenbacher GmbH & Co OHG, 2008) 47

Abbildung 29: Fließbild der Biogasanlage mit angeschlossenem Nahwärmenetz in Breese/Marsch (Breese/Marsch, 2010) 48

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Betriebswerte von Dieselmotoren (Mollenhauer, 1997) 24

Tabelle 2 : Dieselmotor-Energiebilanz und Wirkungsgrade (Mollenhauer, 1997)..... 25

Tabelle 3: Kraftstoffe für Dieselmotoren (Mollenhauer, 1997) 25

Tabelle 4: Nutzungsgrade von Motorenanlagen. (Schaumann, 2010) 40

Tabelle 5: Typische Daten von heutigen und zukünftigen KWK-Techniken (Dienhart, 2010) 44

Tabelle 6 : Einnahmemöglichkeiten aus EEG-Vergütung ohne Wärmenutzungskonzept .. 50

Tabelle 7 : Einnahmemöglichkeiten aus EEG-Vergütung mit Wärmenutzungskonzept (Wärmeabnahme 25%)..... 50

Tabelle 8 : Einnahmemöglichkeiten aus EEG-Vergütung mit Wärmenutzungskonzept (Wärmeabnahme 50%)..... 50

Tabelle 9 : Einnahmemöglichkeiten aus EEG-Vergütung mit Wärmenutzungskonzept (Wärmeabnahme 100%)..... 50

Formelverzeichnis

Formel 1: Verdichtungsverhältnis ε..... 9

Formel 2: Carnot Wirkungsgrad 10

Formel 3: Wirkungsgrad Gleichraumprozess 10

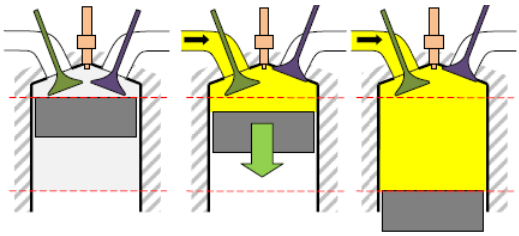
Formel 4: Thermischer Wirkungsgrad des Grenzdruckprozesses (Schröder, 2008) 19

1. Einleitung

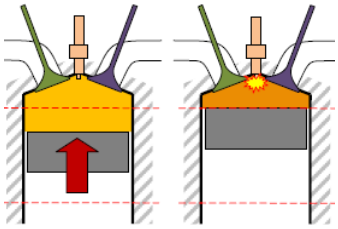
Motoren sind Wärmekraftmaschinen (WKM), die in einem rechtdrehenden Kreisprozess thermische Energie über eine Kolbenbewegung in mechanische Arbeit umsetzen. Die Wärme wird im Allgemeinen durch Freisetzung von, im Kraftstoff chemisch gebundener Energie in Verbrennungsprozessen erzeugt.

Der Prozessablauf wird am Beispiel des 4-Takt-Motors anschaulich:

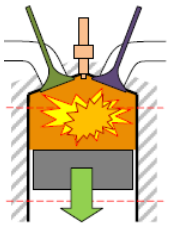
1.Ansaugen der Luft bzw. des Luft-Kraftstoffgemischs



2.Verdichten und Zündung des Gemischs



3.Entspannen durch Gasausdehnung



4.Ausstoßen der Verbrennungsgase

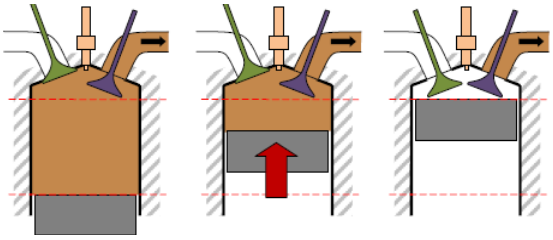


Abbildung 1: Prozessablauf 4-Takt-Motor (Kringels, 2007)

Verbrennungsmotoren sind durch folgende Punkte gekennzeichnet:

- Innere Verbrennung (Prozess innerhalb des Kolbens)
- Intermittierende Verbrennung (diskontinuierlicher, zyklischer Prozess)
- Offener Prozess (Arbeitsmedium, d.h. Verbrennungsgas, wird ausgetauscht)
- Hohe mechanische Wirkungsgrade (im Vergleich zu anderen WKM)

Eine Sonderstellung nimmt diesbezüglich dieser Einordnung der Stirlingmotor ein, auf den in Punkt 4 näher eingegangen wird.

Die mechanische Energie wird zum Antrieb eines Generators, und somit zur Stromerzeugung genutzt. Für den Generatorbetrieb werden die Motoren mit einer festen Drehzahl, z.B. 1500 U/min betrieben. Die überschüssige thermische Energie kann im Rahmen der Kraft-Wärme-Kopplung (KWK) durch geeignete Maßnahmen ausgekoppelt und zur Wärmeversorgung verwendet werden. Durch die parallele Erzeugung von Strom und Wärme werden Gesamtanlagenwirkungsgrade von > 80 % erzielt, was unter dem Gesichtspunkt der Energieeffizienz einer optimalen Ausnutzung entspricht.

Im Folgenden werden die die einzelnen Motoraggregate und deren Einbindung in KWK-Systeme unter thermodynamischen Gesichtspunkten dargestellt.

2. Ottomotor

2.1. Technische Beschreibung

Der Ottomotor arbeitet genau wie der weiter unten beschriebene Dieselmotor in vier Schritten (Vier-Takt-Motor). Beim klassischen Ottoprozess mit externer Gemischbildung im Vergaser wird im Ansaugtakt aber nicht wie beim Diesel Luft sondern ein Gemisch aus Luft und Kraftstoffdampf angesaugt. Das maximale Volumen wird bei konstantem Gasdruck am unteren Totpunkt erreicht. Im zweiten Takt wird das Gemisch komprimiert. Zum Zeitpunkt der maximalen Verdichtung (p_{max}, T_{max}, V_{min}) wenn der Kolben also am oberen Totpunkt angelangt ist wird es durch die Zündkerze entzündet. Die Fremdzündung ist notwendig, da ein Ottokraftstoff nicht selbst zündet. Durch die explosionsartige Verbrennung bei etwa 2000 °C wird der Kolben im Arbeitstakt nach unten getrieben. Die abgegebene Arbeit kann über die Menge des Luft-Kraftstoffgemischs gesteuert werden (Quantitätssteuerung). Die Zusammensetzung des Kraftstoff-Luft-Gemisches bleibt im Gegensatz zum Dieselmotor hier unverändert. Am unteren Totpunkt angelangt wird der Kolben mit der kinetische Energie des Schwungrades wieder nach oben befördert und presst das Abgas durch das nun geöffnete Auslassventil nach außen. Der zyklische Prozess beginnt wieder von vorn.

2.2. Thermodynamische Beschreibung

Die einzelnen Schritte lassen sich sehr anschaulich am Beispiel eines idealisierter Otto-Prozesses (Gleichraumprozess) im p,V-Diagramm darstellen.

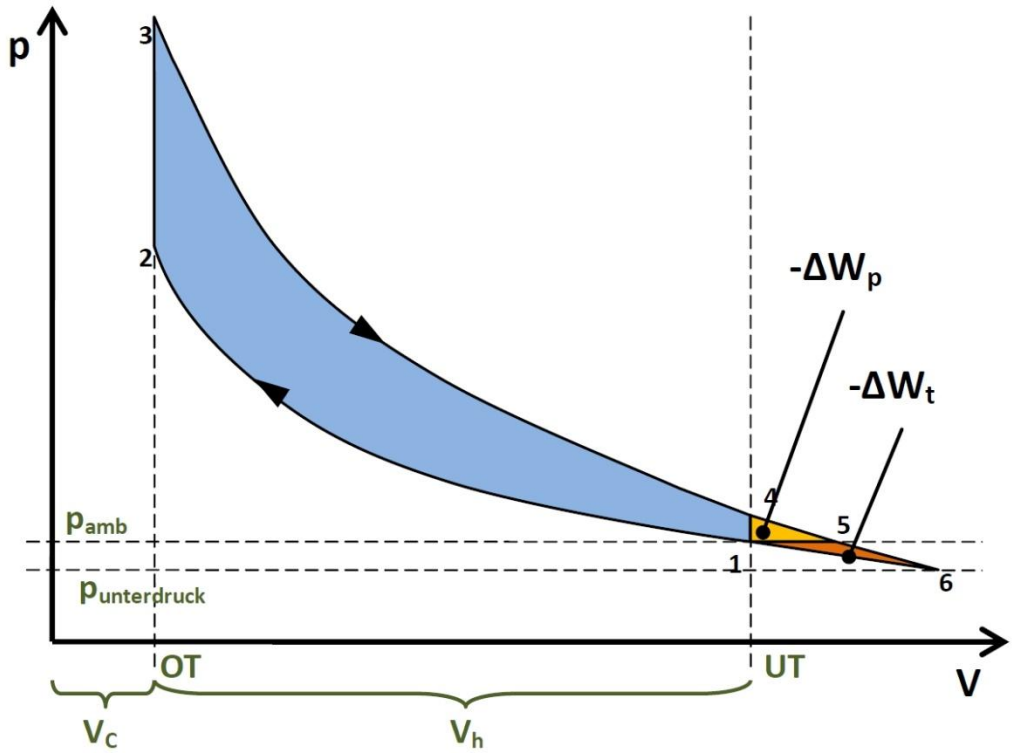


Abbildung 2: Gleichraumprozess p,V-Diagramm

OT: oberer Totpunkt UT: unterer Totpunkt
- ΔW_p: Arbeitsfläche für das „Nicht-Erreichen“ des Anfangsdrucks
- ΔW_t: Arbeitsfläche für das „Nicht-Erreichen“ der Anfangstemperatur
V_c: Kompressionsvolumen V_h: Hubvolumen P_{amb}: Umgebungsdruck

Der ersten Takt ist ein isobarer Prozess. Bei konstantem Druck also gelangt das Luft-Kraftstoffgemisch in den Brennraum. Der Kolben bewegt sich nach unten und das Volumen vergrößert sich. (Abbildung 5: Position 0 nach Position 1)

Im Verdichtungstakt wird das Gemisch komprimiert. (1 bis 2) Das Volumen im Brennraum (Gasvolumen) reduziert sich und Druck sowie Temperatur steigen an. Es findet eine adiabatische Zustandsänderung statt d.h. mit der Umgebung wird dabei keine Wärme ausgetauscht.

Bei der Zündung im Arbeitstakt bleibt das Gasvolumen zunächst konstant (isochor) (2 bis 3). Nach der Zündung (Verbrennung) breitet sich das Gas aus und der Kolben geht nach

unten (3 bis 4). Bei diesem adiabatischen Prozess verringert sich der Druck und das Volumen wie auch die Temperatur nehmen zu.

Im Auspufftakt verlassen die durch die Verbrennung entstandenen Abgase den Brennraum durch den Auslasskanal (isobar). Dabei bleibt der Gasdruck konstant, während sich die Gasmenge verringert (Abbildung 5: Position 5 nach Position 0).

Eine wichtige Größe beim Ottoprozess ist das Verdichtungsverhältnis. Es beschreibt das Verhältnis von Gesamtvolumen des Zylinders V_1 zum Kompressionsvolumen V_2.

Formel 1: Verdichtungsverhältnis ε

$$\varepsilon = \frac{V + V_c}{V_c} = \frac{V_1}{V_2}$$

Das T,s-Diagramm in Abbildung 3 zeigt die spezifische Entropie des Prozesses in Abhängigkeit von der Temperatur.

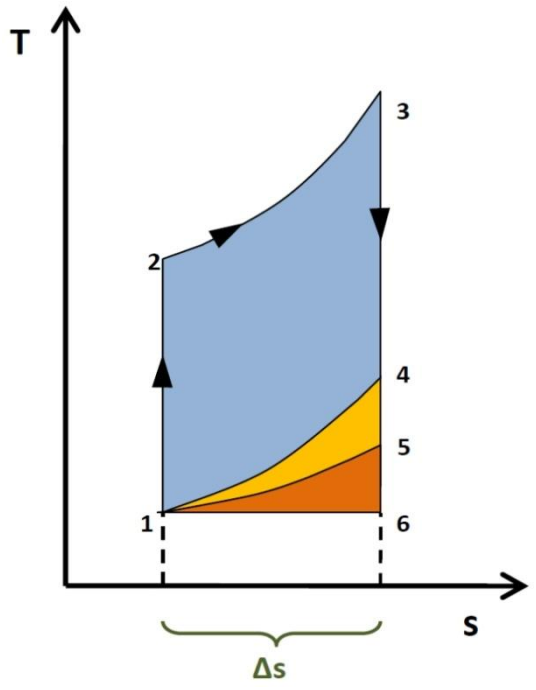


Abbildung 3: Gleichraumprozess: T,s-Diagramm mit Temperatur T in [K] und spezifische Entropie s in [kJ/kgK]

Im Carnot-Prozess wird die optimale Umwandlung von Wärme in mechanische Energie beschrieben. Er setzt ein erhitzten Arbeitsfluid (z.B. Wasserdampf) vorraus, das in einem anderen Prozess erzeugt wurde. Der sogenannte Carnot Wirkungsgrad ist allein abhängig von der Temperaturdifferenz zwischen der abgeführten Wärme T_1 und der zugeführten Wärme T_2

Formel 2: Carnot Wirkungsgrad

$$\eta_{Carnot} = 1 - \frac{T_1}{T_2}$$

Diesem rein theoretischer Vergleichprozess stehen solche gegenüber, die auf spezielle Maschinen wie hier dem Otto-Motor zugeschnitten sind. Der idealisierte thermodynamische Vergleichsprozess zum Otto-Prozess ist der Gleichraumrozess. Im p,V-Diagramm (Abbildung 2) stellt die blaue Fläche die maximal erzielbare Prozessarbeit ohne Reibung oder sonstige Verluste dar.

Der Wirkungsgrad hängt hier nur von der Höhe des Verdichtungsverhältnisses ε und den Stoffeigenschaften des Arbeitsmediums (Isentropenexponent κ - je nach Gasart) ab und nicht wie bei Carnot von der Größe der zugeführten Wärme.

Formel 3: Wirkungsgrad Gleichraumprozess

$$\eta_{Gleicraumprozess} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{1-\kappa}}$$

Abbildung 4 zeigt den Wirkungsgrad über dem Verdichtungsverhältnis dargestellt. Um einen möglichst hohen Wirkungsgrad zu erreichen müßte also nur ein maximal mögliches Verdichtungsverhältnis hergestellt werden. Da aber bei zu hoher Verdichtung der Ottokraftstoff zu unerwünschter Selbstzündung neigt ist das Verdichtungsverhältniss auf ε = 9…10 begrenzt. Es werden theoretische Wirkungsgrade von bis zu 60% erreicht. Reale Ottomotoren haben dagegen wesentlich kleinere Wirkungsgrade. Diese liegen bei etwa 30 %. (Horst Schröder, 2010)

Da bei den offenen Anlagen der Isentropenexponent κ durch die Luft bzw. die Rauchgase bestimmt ist, ist κ bei Otto-Motoren nicht zu beeinflussen. Es kann mit κ = 1,35 gerechnet werden. (Zahoransky, 2007)

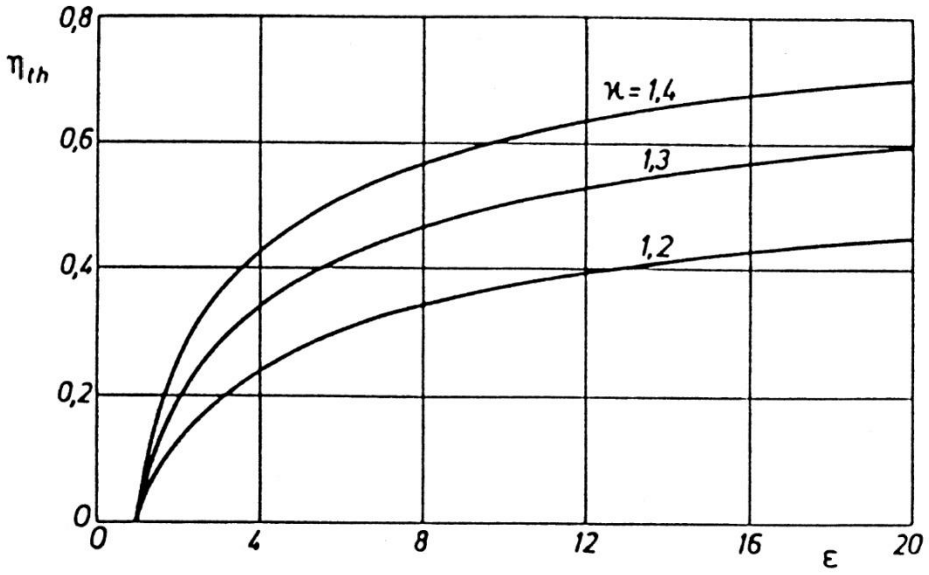


Abbildung 4: Thermischer Wirkungsgrad beim idealisierten Gleichraumprozess (Quelle: Schröder 2008)

2.3. Realer Arbeitsprozess

Der reale Ottoprozess weicht vom oben dargestellten idealen Prozess aufgrund von verschiedenen Faktoren ab. Die Merkmale des vollkommenen Motors

a) reine Leistung (ohne Restgas)

b) λ Volkommener Motor = λ Wirklicher Motor

c) Vollständige Verbrennung

d) Verbrennungsablauf nach vorgegebenem Gesetz (Ideale Gase, cp,cv ≠f(t))

e) Keine Wandwärmeverluste

f) Keine Strömungs- und Leckageverluste

g) Ohne Ladungswechselverluste

treffen hier nicht zu.

Nur das Luftverhältnis λ ist beim idealen und realen Prozess gleich. Das ist das Verhältnis zwischen der tatsächlich für die Verbrennung verfügbaren Luftmasse $m_{L\,tats}$ zur mit der für eine vollständige Verbrennung mindestens notwendigen stöchiometrischen Luftmasse $m_{L\,min}$. (Kringels, 2007)

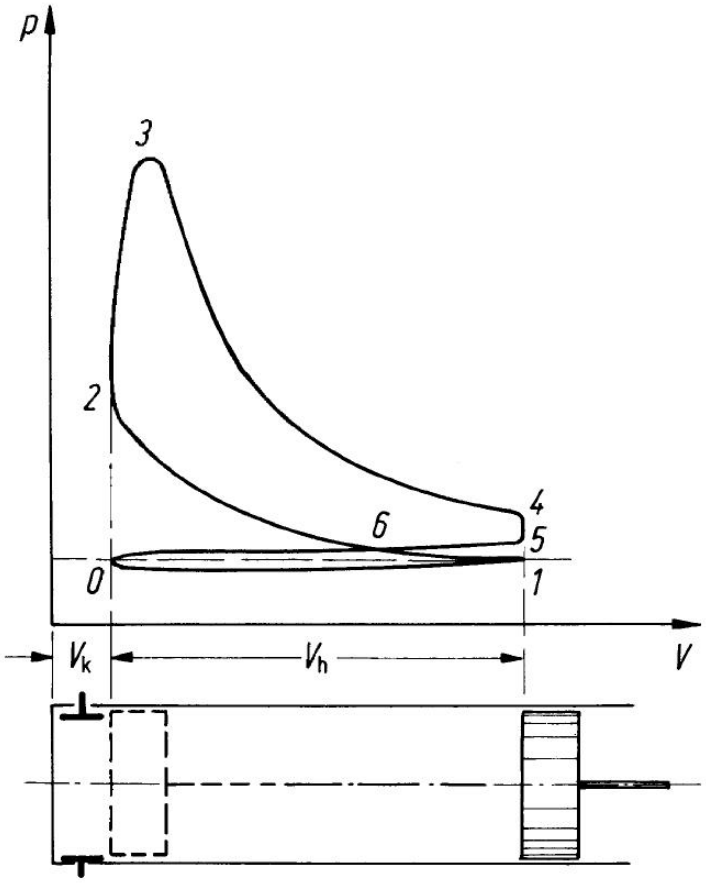


Abbildung 5: Realer Otto-Motorprozess

Der reale Ottomotor, wie im p,V-Diagramm in Abbildung 5 dargestellt, zeigt deutlich die zusätzlichen Wege für den Ladungswechsel (0-1 und 5-0), der beim idealisierten Gleichraumprozess nicht existiert. Die Form (abgerundete Form) unterscheidet sich von diesem vollkommenen Motorprozesses wegen der nicht isentropen Expansion, dem zeitlichen Bedarf der Verbrennung, dem zeitlichen Bedarf der Vorzündung und der Auswirkungen der Strömungsverluste sowie der Ladungswechselarbeit (das ist die Arbeit, die nötig ist um den Brennstoff in den Brennraum zu bekommen und nach der Verbrennung das Abgas wieder heraus zu bekommen).

Um einen hohen Wirkungsgrad zu erreichen sollte neben dem oben beschriebenen Verdichtungsverhältnis auch das Verbrennungsluftverhältnis möglichst große Werte annehmen. Dieses Luft-Brennstoffverhältnis im Verbrennungsraum kann fett oder mager eingestellt werden. Wird das Gemisch im mageren Bereich gehalten ist mehr Luft als für die optimale stöchiometrische Verbrennung nötig vorhanden ($\lambda > 1$). Die Verbrennungstemperatur und damit auch der Wirkungsgrad wird bei dieser kraftstoffarmen Verbrennung erhöht. Durch den höheren Anteil an Stickstoff N_2 aus der Luft, der an der Verbrennung beteiligt ist, steigt leider auch die Konzentration von Stickoxiden im Abgas. (NO_x-Maximum bei $\lambda = 1{,}05 \ldots 1{,}1$). Beim Magermotor verwendet man teilweise Direkteinspritzung, um den Kraftstoff in Zündkerzennähe in noch zündfähiger Konzentration zu lagern

(Schichtladung). Hohe Luftanteile bedeuten zwar einen geringen Energiegehalt des Gemisches und Minderleistung, aber durch Abgasturboaufladung wird dieser Effekt wieder ausgeglichen. (WKK-Fachverband, 2010)

Der heute mit Abstand größte Einsatzbereich für den Ottomotor ist der Antrieb für Kraftfahrzeuge. Er wird aber zunehmend auch in der Energieversorgung zum Beispiel als Notstromaggregat eingesetzt. Bei diesen Aggregaten wird aber nur ein Teil der Leistung in elektrische Energie umgewandelt. Ein großer Teil wird wie im Kraftfahrzeug auch als Abgaswärme und Kühlung ungenutzt an die Umgebungsluft abgegeben. Der elektrische Wirkungsgrad bei der Verstromung liegt etwa bei 30 % . Durch Auskopplung der thermischen Energie (bis zu 60%) sind Wirkungsgrade bis weit über 90% erreichbar. Dieses sogenannte Prinzip der Kraft-Wärme-Kopplung ist weiter unten beschrieben.

2.4. Brennstoffe

Die Brennstoffe enthalten die chemische Energie, die in mechanische Energie und Wärme umgewandelt werden soll. Im Ottomotor können flüssige oder gasförmige Kraftstoffe eingesetzt werden. Gas-Otto-Motoren wie auch Gas-Diesel-Motoren (das hier angewandte Zündstrahlverfahren ist in Kapitel 3 beschrieben) werden im Bereich der Kraft-Wärme-Kopplung eine immer wichtigere Rolle spielen. Man findet die, teilweise von Benzin auf Gas umgerüsteten, Motoren leider nur sehr vereinzelt in deutschen Kraftfahrzeugen. Gemessen am Gesamt PKW-Bestand in Deutschland gab es 2009 etwa 0.74% flüssiggas- und 0,14 % erdgasbetriebene Fahrzeuge. In Flüssiggas mit dem international gebräuchlichen Namen Liquefied Petroleum Gas (LPG) ist hauptsächlich Propan C_3H_8 und Butan C_4H_{10} enthalten. Erdgas auch als Compressed Natural Gas (CNG) bekannt enthält 85%...98% Methan CH_4 (Wikipedia, Wikipedia, 2010). Es ist von der Stoffzusammensetzung mit Biogas aus landwirtschaftlichen Biogasanlagen vergleichbar.

Die Verbrennung von Gas geschieht mit geringeren Schadstoffemissionen und mit einer höheren Laufruhe (Oktanzahl 105…140). Die meisten Ottomotoren im KFZ-Bereich verbrennen jedoch Super-Benzin. Dabei handelt es sich um ein Gemisch aus etwa 100 leichten Kohlenwasserstoffverbindungen die durch Erdölraffination hergestellt werden.

Bei der Verbrennung im Ottomotor soll das Luft-Kraftstoffgemisch durch einen Zündfunken gezündet werden und mit definierter Flammfront abbrennen. Um einen hohen Wirkungsgrad zu erreichen sollte die Verbrennung bei möglichst hoher Verdichtung stattfinden. Diese begünstigt aber wiederum eine unkontrollierte Verbrennung. Und das, bevor die durch kontrollierte elektrische Zündung eingeleitete Flammfront sich im ganzen Brennraum ausgebreitet hat. Beim Zusammenstoß der beiden Flammfronten entsteht eine Störung im Druckverlauf, die sich durch ein metallisches Ticken, das sogenannte „Klopfen“ bemerkbar macht. Um das zu vermeiden wurden Kraftstoffe mit einer höheren Klopffestigkeit eingeführt.

Das Maß für die Klopffestigkeit eines Ottokraftstoffes ist die Oktanzahl. Der Zahlenwert ROZ (Research-Oktanzahl) gibt an, wie viel %-Volumenanteil Isooktan C_8H_{18} (ROZ = 100) sich in einer Mischung mit n-Heptan C_7H_{16} (ROZ = 0) befinden muss, damit er die gleiche Klopffestigkeit hat wie der zu prüfende Kraftstoff. So bedeutet z.B. die Oktanzahl ROZ = 98 eines Benzins, dass seine Klopffestigkeit einem Gemisch aus 98 vol.% Isooktan und 2 vol.% n-Heptan entspricht.

Ottomotor: verbesserte Klopffestigkeit →

Paraffine | ISO-Paraffine | Olefine | Naphthene | ISO-Oktan | Aromate

← **Dieselmotor: verbesserte Zündwilligkeit**

Isooktan ist relativ klopffest, n-Heptan verursacht relativ schnell das so genannte Klopfen beim Motor. Grund dafür ist, dass das n-Heptan unkontrolliert schon beim Verdichtungsvorgang durch die Verdichtungswärme im Zylinder zündet. Isooktan kann relativ stark verdichtet werden, ohne dass es zur Selbstzündung kommt.

ROZ (Research-Oktanzahl) und MOZ (Motor-Oktanzahl) ergeben sich aus den unterschiedlichen Prüfmethoden. Je nach Betriebsbedingung bewerten die Serienmotoren ihre Kraftstoffe nach ROZ oder MOZ. Bei hohen Drehzahlen unter Volllast z.B. wird nach MOZ dem niedrigeren der beiden Werte bewertet.

Laut BImSchV sind beim Verkauf der Kraftstoffe die Qualitäten deutlich sichtbar zu machen. In Deutschland findet man deshalb an allen Benzin-Zapfsäulen die in der 10.BImSchV (Anlage 1a-c) geforderten Kennzeichnung:

* Super schwefelfrei (ROZ 95)
* Super plus schwefelfrei (ROZ 98).

Neben der (Mindest-) Oktanzahl sind nach Norm EN 228 folgende Spezifikationen (Raffinerie, 2010) zu erfüllen:

* Dichte: 0,720–0,775 kg/L (15 °C)
* Dampfdruck DVPE: 45–60 kPa (Sommer), bzw. 60–90 kPa (Winter)
* Aromaten: max. 35 Vol.-%
* Olefine: max. 18 Vol.-% bei Super(Plus), Normalbenzin; max. 21 Vol.-%
* Benzol: max. 1 Vol.-%

* Schwefel: max. 10 mg/kg

* Sauerstoff: max. 2,7 Masse-%

* E70: 20–48 (Sommer)/ 20–50 (Winter) Vol.-%

* E100: 46–71 Vol.-%

* E150: min 75 Vol.-%

* Vapour Lock Index: max 1150 (nur in der Übergangszeit)

* C5+-Etheranteil: max 15 Vol.-%

* Ethanolanteil: max 5 Vol.-%

2.5. Emissionen

Bei der Verbrennung im Ottomotor reagiert der Brennstoff chemisch mit dem Sauerstoff der Umgebungsluft. Luft enthält 79% Sauerstoff O_2 und etwa 21% Stickstoff N_2 . Für die exotherme Reaktion ist neben einer Mindestmenge an Brennstoff auch das richtige Mengenverhältnis zwischen Brennstoff und Sauerstoff entscheidend. Bei der vollständigen Verbrennung eines Kohlenwasserstoffes (z.B. Benzin) entsteht nur Kohlendioxid CO_2 und Wasser H_2O. Beide Verbindungen sind für den menschlichen Organismus unschädlich, tragen aber zum Treibhauseffekt der Erde bei.

Im normalen Betrieb eines Ottomotors findet aber nie eine vollständige Verbrennung statt. Neben CO_2 und H_2O entstehen auch Schadstoffe wie Kohlenmonoxid (CO), Stickoxide (NO_x) und unverbrannte Kohlenwasserstoffe HC (C_mH_n) . Bei fetter Verbrennung (Kraftstoffüberschuss) von Kohlenwasserstoffen kann auch Ruß, also Kohlenstoff (C) entstehen. Dies ist aber beim Ottoprozess praktisch nie der Fall. Bei Dieselmotoren ist Rußbildung und damit Feinstaub durchaus möglich (->Partikelfilter) Das entstandene Abgas unterscheidet sich also je nach Motorprozess und nach Brennstoff erheblich.

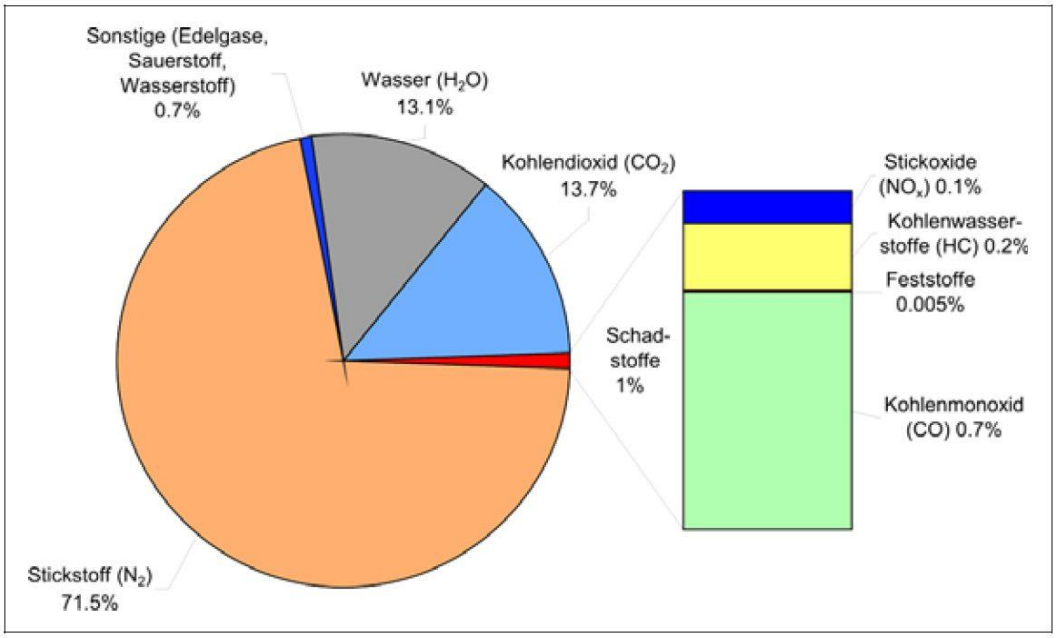


Abbildung 6: Abgaszusammensetzung bei Ottomotoren mit λ=1 (Basshuysen, 2007)

Problematisch beim Ottoprozess sind die Emissionen von CO_2 , CO, NO_x, C_xH_y . Sie entstehen vor allem bei Verbrennung im niedrigen Drehzahlbereich bei BHKWs , also im Teillastbetrieb. Eine Beschreibung und die Auswirkungen der Stoffe sind in folgender Liste dargestellt:

Kohlendioxid CO_2

Kohlenstoffdioxid ist ein saures, unbrennbares, farb- und geruchloses Gas, das sich gut in Wasser löst. Es entsteht sowohl bei der Verbrennung von kohlenstoffhaltigen Substanzen unter ausreichender Sauerstoffzufuhr (z.B. in Motoren) als auch im Organismus von Lebewesen als Kuppelprodukt der Zellatmung. Kohlendioxid (CO2) ist das bei weitem bedeutendste Klimagas. Bezogen auf die gesamten Treibhausgas-Emissionen betrug der CO2-Anteil 2008 etwa 88 % (Wikipedia, Wikipedia, 2010) (Umweltbundesamt, 2009)

Kohlenmonoxid CO

Kohlenmonoxid (CO) ist ein farb-, geruch- und geschmackloses Gas, das bei der unvollständigen Verbrennung von Brenn- und Treibstoffen entsteht. Kohlenmonoxid beeinträchtigt als Luftschadstoff die Sauerstoffaufnahme von Menschen und Tieren. Schon niedrige Mengen dieses Atemgiftes haben Auswirkungen auf das Zentralnervensystem. Außerdem ist CO auch an der photochemischen Bildung bodennahen Ozons beteiligt. (Umweltbundesamt, 2009)

Stickoxide NO_x

Gemisch aus Stickstoffmonoxid (NO) und Stickstoffdioxid (NO2). Ursache für Stickoxide sind Abgase, die bei der Verbrennung fossiler Brennstoffe entstehen. Die typisch rotbraunen Dämpfe werden im Wesentlichen durch das Stickstoffdioxid (NO_2) hervorgerufen. Stickoxide haben einen charakteristischen stechenden Geruch und können mit Verzögerung von mehr als 24 Stunden (Latenzzeit) nach dem Einatmen noch zu einem Lungenödem führen. Weiterhin: Smogbildung, saurer Regen und unter Einfluss von UV-Strahlung: bodennahe Ozonbildung (Wikipedia, Wikipedia Stickoxide, 2010)

Unverbrannte Kohlenwasserstoffe (HC)

haben je nach Zusammensetzung mehr oder weniger narkotische Wirkung und üben eine Reizwirkung auf die Schleimhäute aus. Bestimmte Komponenten haben eine kanzerogene Wirkung (Aromaten, z.B. 3,4-Benz(a)pyren, Benzol). (Basshuysen, 2007) Einige Kohlenwasserstoffe besitzen erhebliches Potenzial zur Bildung von bodennahem Ozon.

Im Jahr 2000 traten in der Europäischen Union zur Erfüllung bestimmter Luftqualitätsziele umweltrelevante Anforderungen an Fahrzeug- und Kraftstoffeigenschaften in Kraft. Diese wurden im Jahr 2005 noch einmal verschärft. (Aral, 2010)

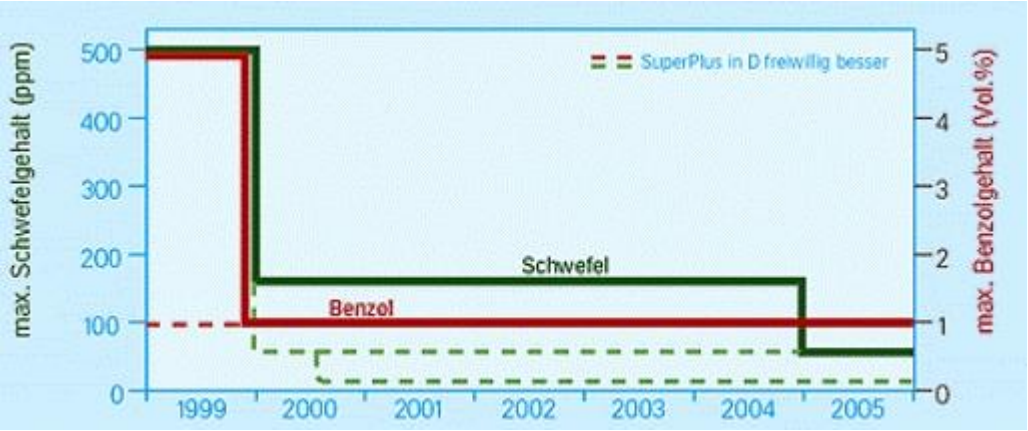


Abbildung 7:. Reduzierung umweltrelevanter Kraftstoffeigenschaften für Benzol und Schwefel

Als Folge dieser Anforderung wurde der Anteil an Schwefel und Benzol in Ottokraftstoffen deutlich reduziert. Schwefeldioxid spielt deshalb als Schadstoff aus der Verbrennung in Ottomotoren heute praktisch keine Rolle mehr.

3-Wege-Katalysator

Bei benzinbetriebenen Otto-Motoren findet der Katalysator in Dreiwegetechnik mit Lamda λ -Sonde zur Reduzierung der CO, NO_x und unverbrannten Kohlenwasserstoffen (C_mH_n) breite Verwendung. Die Kraftstoffzufuhr wird mittels der im Abgas angebrachten -Sonde so gesteuert, dass sich die für die katalytische Umwandlung günstigste stöchiometrische Verbrennung einstellt. (Zahoransky, 2007)

3. Dieselmotor

3.1. Technische Beschreibung

Der Dieselmotorprozess weist folgende charakteristische Kennzeichen auf, die in der Reihenfolge des Auftretens im Kreisprozess aufgeführt werden:

- Verdichtung von reiner Verbrennungsluft (bzw. nicht selbstzündendem Gas/Luft-Gemisch > Biogas) im Zylinder

Die Gemischbildung erfolgt somit erst durch Eindüsung des Kraftstoffes im Bereich des oberen Totpunktes in den Zylinder; es bildet sich ein heterogenes Kraftstoff-Luft-Gemisch innerhalb des Zylinders aus

- Selbstzündung des Gemisches

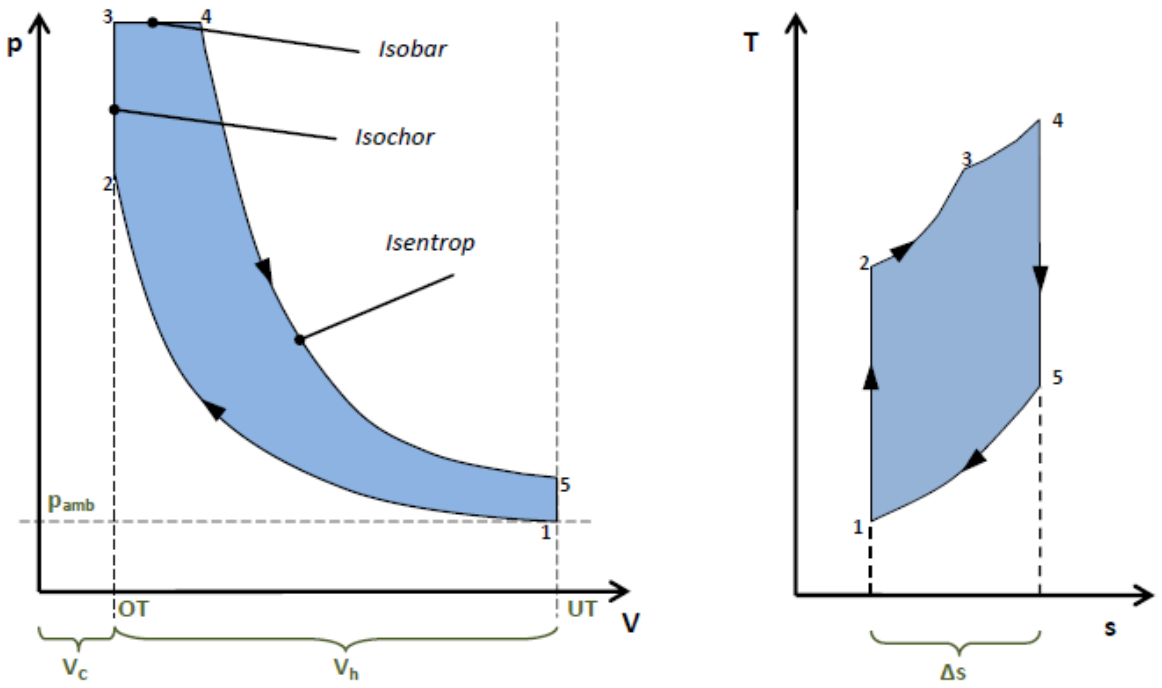
Der eingedüste Brennstoff weist eine hohe Zündwilligkeit (Zündtemperatur ~ 200°C; Benzin ~400 °C; (Merker, 2009)) auf, so dass die fein verteilten Kraftstofftröpfchen, in der durch die Verdichtung erhitzten Luft, sich selbständig entzünden und verbrennen.

- Qualitätssteuerung

Die Regelung der abzugebenden Leistung erfolgt durch die Menge an eingedüstem Kraftstoff, die Verbrennungs-Luftmenge bleibt unter allen Lastbedingungen konstant. Da die Verbrennung im Dieselmotor grundsätzlich im Luftüberschuss erfolgt (theoretisch notwendige Luftmenge λ_{min}; Verbrennungsluftmenge $\lambda_V / \lambda_{min} > 1$) ergibt sich, dass im Teillastbetrieb der Luftfaktor $\lambda_V / \lambda_{min}$ Werte bis zu 10 annehmen kann.

3.2. Thermodynamische Beschreibung

Der Dieselmotor läßt sich durch den Grenzdruckprozess (Seiliger-Prozess) beschreiben, wie er in Abbildung 2 als p-V- und T-S-Diagramm dargestellt ist.



UT: unterer Totpunkt
OT: oberer Totpunkt
V_c: Kompressionsvolumen
V_h: Hubvolumen
P_{amb}: Umgebungsdruck

Abbildung 8: Grenzdruck-/Seiliger-Prozess: p-V Diagramm und T-s-Diagramm

Der idealisierte Ablauf lässt sich als geschlossener Kreisprozess wie folgt beschreiben:

Von Punkt 1 beginnend, setzt eine isentrope Verdichtung der Luft im Zylinder ein, die gleichzeitig eine starke Temperaturerhöhung bewirkt. Bei 2 wird durch Eindüsung des Brennstoffs in die heiße Verbrennungsluft eine spontane Selbstzündung erreicht. Der Verbrennungsprozess gliedert sich in 2 Abschnitte, die „schnelle“, isochore Verbrennung, sowie, nach Erreichen des konstruktionsbedingten Maximaldrucks, die „langsame“, isobare Verbrennung. Im anschließenden Arbeitshub dehnt sich das Verbrennungsgas isentrop aus, um dann am UT ausgestoßen zu werden.

Der thermische (theoretische) Wirkungsgrad lässt sich durch folgende Formel beschreiben:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{\kappa-1}} \cdot \frac{\Psi \cdot \varphi^{\kappa} - 1}{\Psi - 1 + \Psi \cdot \kappa \cdot (\varphi - 1)}$$

mit $\frac{T_3}{T_2} = \frac{p_3}{p_2} = \Psi \qquad \frac{T_4}{T_3} = \frac{v_4}{v_3} = \varphi \qquad \epsilon = \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_h + V_c}{V_c} \qquad \kappa = \frac{c_p}{c_v}$

Formel 4: Thermischer Wirkungsgrad des Grenzdruckprozesses (Schröder, 2008)

Anschaulich ist der Wirkungsgrad in Abhängigkeit vom Verdichtungsverhältnis in Abbildung 9 dargestellt.

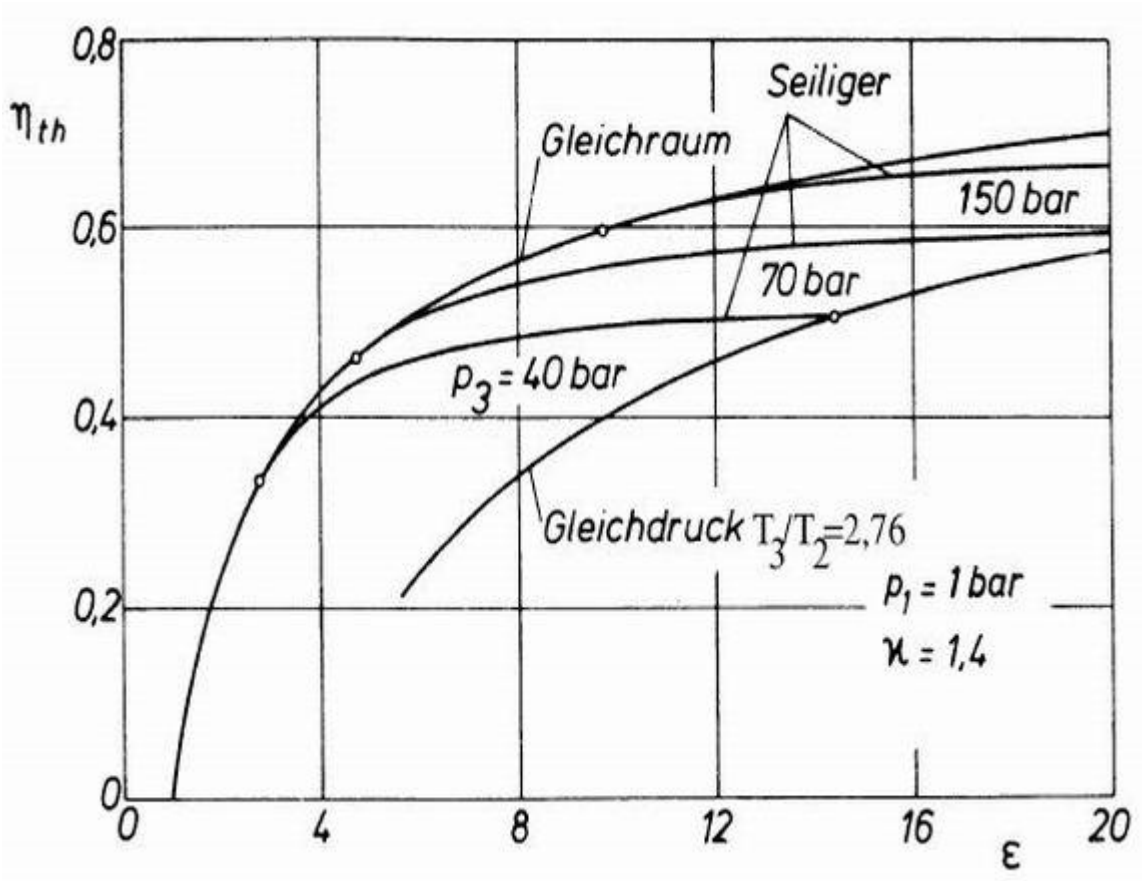


Abbildung 9: Thermischer Wirkungsgrad des Grenzdruckprozesses.

Es wird deutlich, dass der Wirkungsgrad vom Verdichtungsverhältnis und von den Lastbedingungen im Motor (> p_3) abhängt.

Grundsätzlich zeigt der Dieselmotor bei gleicher Verdichtung einen geringeren Wirkungsgrad als der Ottomotor (Gleichraumprozess), kann aber durch die höheren Verdichtungswerte (Diesel ε=16-22, Otto ε=10) den Nachteil überkompensieren.

Der idealisierte, geschlossene Kreisprozess wird in 2 Schritten, dem offenen Vergleichsprozess („vollkommener Motor"; Berücksichtigung des Austausches des Arbeitsmediums, Stoffumwandlung durch Verbrennung, Ladungswechsel) zum realen Motor mit realen Randbedingungen (unvollständige Verbrennung, Reibung, Leckage) überführt.

Abbildung 10 zeigt einen Überblick über die Exergieströme innerhalb eines vollkommenen Dieselmotors.

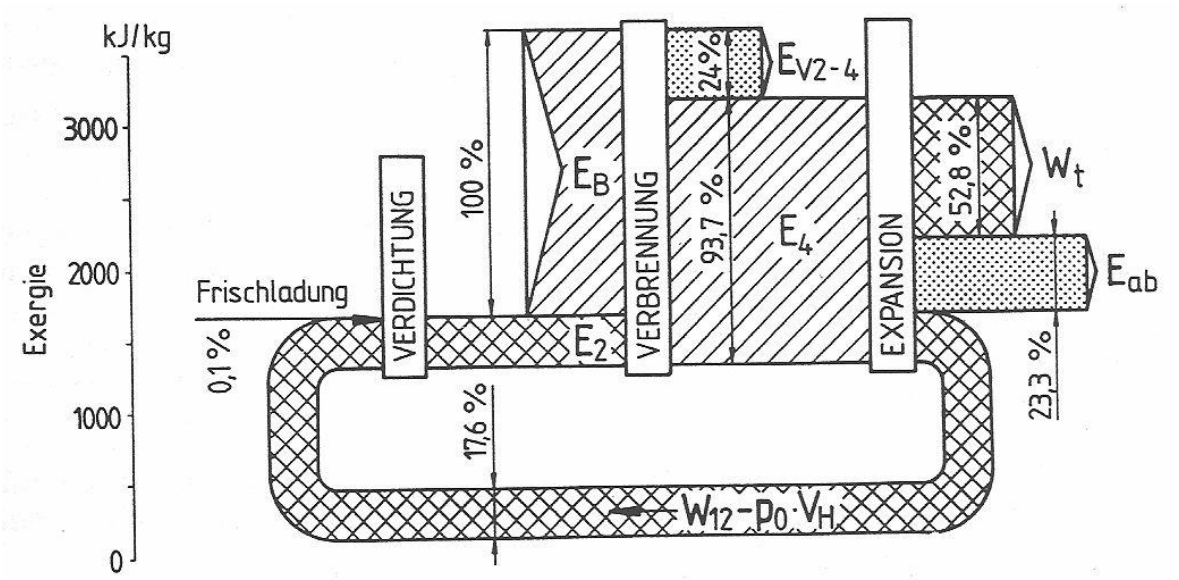


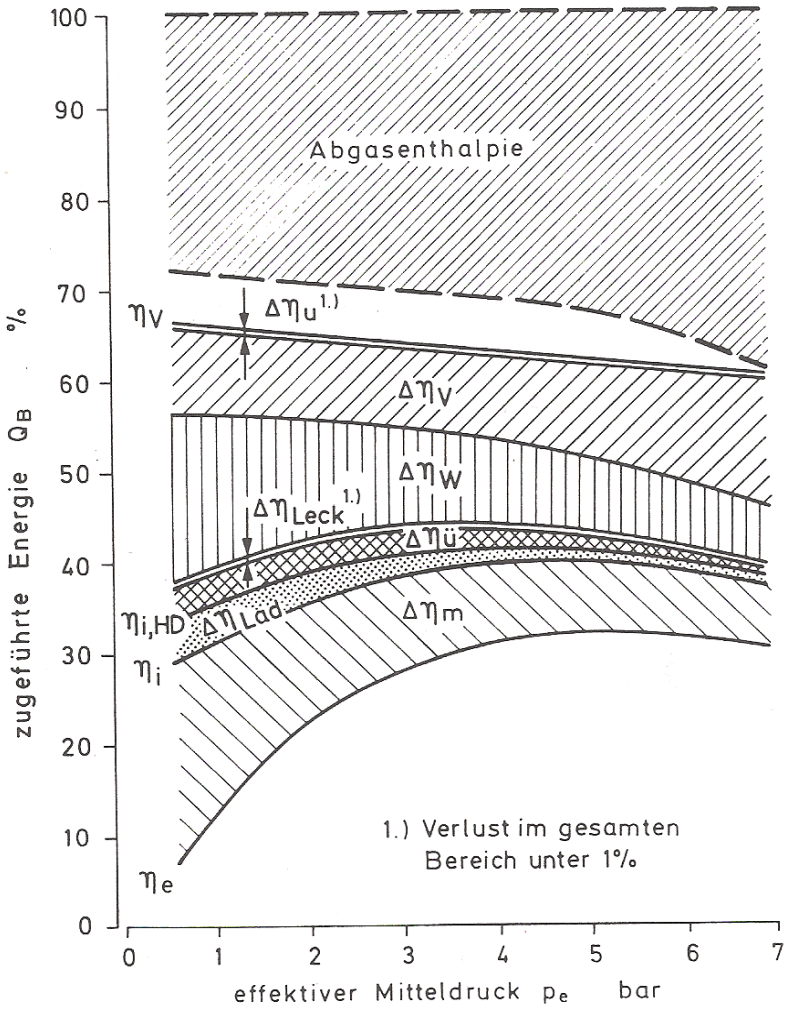
Abbildung 10: Exergieflussbild eines vollkommenen Dieselmotors (ε=16;λ=1,6; pmax 99 bar) (Pischinger, 1989)

In dem konkreten Fall werden 52,8 % der eingesetzten Brennstoffenergie in mechanische Arbeit umgesetzt. Auf der thermischen Seite gehen 24 % während des Verbrennungsprozesses, und weitere 23,3 % durch das Abgas verloren.

3.3. **Realer Arbeitsprozess**

In die Beschreibung des realen Dieselprozesses fließen alle Parameter ein, die durch unvollständigen Prozessablauf (z.B. Verbrennung) bzw. sonstige Verluste (Reibung, Leckage, Wärmeverluste durch Wandung) zu einer Reduzierung des Wirkungsgrades beitragen.

Abbildung 11 gibt eine Übersicht über die Aufteilung der zugeführten Kraftstoffenergie in die einzelnen Bereiche. Als Bezugsgröße wird der effektive Mitteldruck p_{me} verwendet, der als rechnerische Vergleichsgröße ein Maß für den jeweiligen Lastzustand (Volllast-Teillast) darstellt.

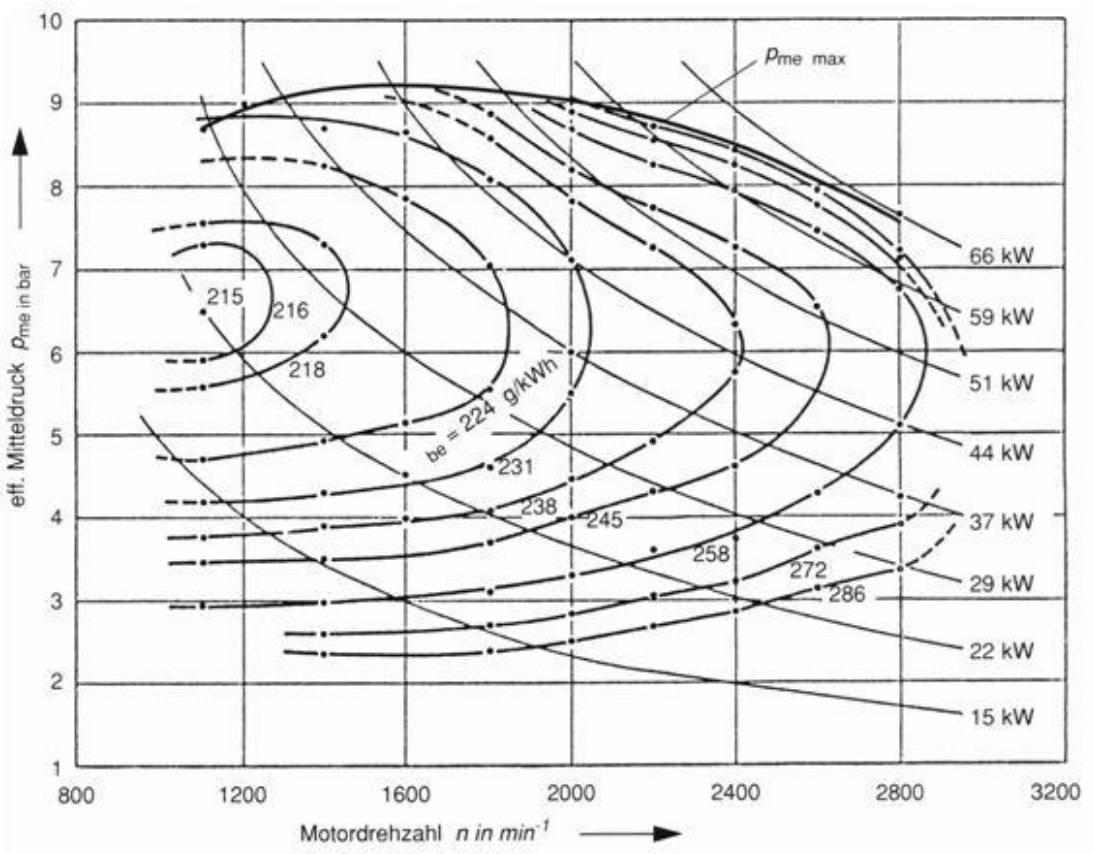


η_v	Wirkungsgrad vollkommene	p_{me}
η_i	Innenwirkungsgrad	
η_e	effektiver Wirkungsgrad	
$\Delta \eta_u$	Verluste durch unvollständige Verbrennung	
$\Delta \eta_V$	Verluste durch nicht-idealen Brennverlauf	
$\Delta \eta_W$	Verluste durch Wärmeübergang	
$\Delta \eta_{Leck}$	Leckageverluste	
$\Delta \eta_{Ü}$	Überströmverluste	
$\Delta \eta_{Lad}$	Ladungswechselverluste	
$\Delta \eta_m$	Reibungsverluste	

Abbildung 11: Wirkungsgrade im Dieselmotor (Pischinger, 1989)

Der effektive Wirkungsgrad η_e beschreibt den Energieanteil des Kraftstoffs, der in mechanische (Antrieb) bzw. elektrische (Generator) Energie umgewandelt wird. Dieser Wert liegt bei Dieselmotoren, je nach Motorenart, -größe, sowie Leistungsoptimierungen (Abgasturbolader, Ladeluftkühlung) bei Nennlast bei 30-50 % und nimmt unter Teillastbedingungen bis auf 10 % ab.

Das Leistungs- und Verbrauchsverhalten eines Motors wird im Motorkennfeld (Beispiel Abbildung 12) dargestellt; die Kurven stellen jeweils Zonen gleichen Verbrauchs dar.



spezifischer Verbrauch in g Brennstoff/kWh Nutzenergie

Abbildung 12: Motorkennfeld eines Dieselmotors (Schröder, 2008)

Auf der Wärmeseite können die Verluste bzw. nutzbaren Potenziale gemäß folgendem Diagramm in 2 Bereiche, Motorabwärme und Abgasverluste, eingeteilt werden:

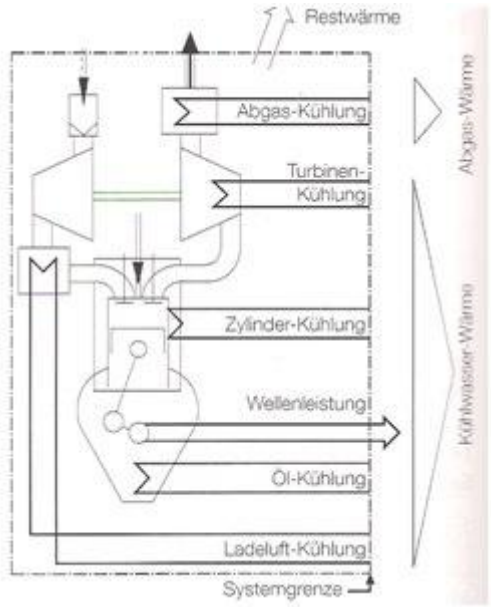


Abbildung 13: Wärmebilanz eines Dieselmotors (Mollenhauer, 1997)

Für den Kühlwasserkreislauf, der die Bereiche Öl-, Zylinder- und Ladeluftkühlung umfasst, werden im Allgemeinen Wasser-Kühlmittel-Mischungen verwendet. Das Temperaturniveau liegt im Vorlauf bei 80-90°C, im Rücklauf sollten auf Grund thermischer Randbedingungen 70°C nicht unterschritten werden, so dass ein maximales ΔT = 20 K zur Verfügung steht.

Im Abgasstrom treten deutlich höhere Temperaturen auf, die durch entsprechende Abgas-Wärmetauscher genutzt werden können. Je nach Art und Ausführung des Motors treten unter Nennlast folgende Bedingungen auf:

Tabelle 1: Betriebswerte von Dieselmotoren (Mollenhauer, 1997)

Motor	Spez. Verbrauch b_e g/kWh	Spez. Luftdurchsatz kg/kWh	Luftverhältnis λ_V	Abgastemperatur °C
PKW ohne ATL	265	4,8	1,2	710
PKW mit ATL/LLK	260	5,4	1,4	650
LKW ohne ATL	225	4,8	1,45	610
LKW mit ATL/LLK	210	6,0	1,8	500
Hochleistung mit ATL/LLK	195	5,85	1,8	420

Aus dieser Tabelle ist ersichtlich, dass durch die leistungssteigernden Maßnahmen Abgasturbolader (ATL; Erhöhung des Ladeluftdruckes) und Ladeluftkühlung (LLK; größere Luftmenge durch Luftabkühlung) die Menge an, pro Hub eingebrachter Verbrennungsluft er-

höht wird, und somit, bei gleichbleibender Kraftstoffmenge, die Wärmeenergie auf eine größere Gasmenge verteilt wird. Dies äußert sich in den dementsprechend niedrigeren Abgastemperaturen.

Als Überblick über tatsächlich auftretende Wärmebilanzen in Diesel-Systemen im Generatorbetrieb dient Tabelle 2:

Tabelle 2 : Dieselmotor-Energiebilanz und Wirkungsgrade (Mollenhauer, 1997)

Kenngröße		Motortyp: DEUTZ MWM		
		TBD616	TBD620	TBD645
p_e	bar	17,5	19,9	22,1
Bohrung/Hub	dm/dm	1,32/1,6	1,7/1,95	3,3/4,5
Leistungsbereich	kW	380…760	880…1760	2550…3830
Drehzahl	min^{-1}	1500	1500	600
Abgastemperatur	°C	506	440	350
Anteile an Brennstoffleistung				
Kühlw.: Zyl. + ATL + LLKht + Öl[a]	%	13	12	24,6
Strahlung	%	4	3	2
Kühlw. LLKnt bei 35/40°C	%	7	7,5	4[b]
Abgas (180)[c]	%	23	19	10
Wirkungsgrade				
$\eta_{Generator}$	%	95	96	97,5
η	%	42	45	45,6
η_{el}	%	40,1	43,2	43,3
η_{ges}	%	82,0	79,4	83,7

[a] Mit dem Motorkühlwasser wurden zusammengefaßt: Zylinderkühlung, Hochtemperatur(ht)-Ladeluftkühlanteil, Abgas-Turbinenkühlung (ATL) und Ölkühler-Kühlung.
[b] bezeichnet nur den Niedertemperatur(nt)-Ladeluftkühlanteil bei 40 °C Wassertemperatur.
[c] Abgas(180) bedeutet verfügbare Abgaswärme bei Abkühlung auf 180°C.

3.4. **Brennstoffe**

Brennstoffe, die im Dieselmotor verwendet werden, weisen eine hohe Zündwilligkeit auf, die durch die Cetan-Zahl (Bezugsgröße Cetan: $C_{16}H_{34}$ = 100) charakterisiert wird. Optimale Kraftstoffe sollten eine Cetan-Zahl im Bereich von 40-65 aufweisen. Weitere wichtige Eigenschaften sind die Viskosität des Brennstoffs (Einfluss auf die Verdüsung), Heizwert und Dichte. Tabelle 3 gibt einen Überblick über potenzielle Kraftstoffe:

Tabelle 3: Kraftstoffe für Dieselmotoren (Mollenhauer, 1997)

	Dichte g/cm³	Heizwert MJ/kg	Viskosität mm²/s	Cetanzahl	Zündtemp. °C
Diesel	0,83	43	2	50	250
Rapsöl	0,91	35,2	74	40	-
„Biodiesel“ RME	0,88	37	7	54	150
Dimethylether DME	0,66	27,6	-	>55	235
Methan	0,7-0,84	32-45	-		550

Rapsöl, als typischer Vertreter der Pflanzenöle, kann auf Grund der hohen Viskosität nur durch entsprechende Motoranpassungen als Kraftstoff verwendet werden. Durch eine chemische Reaktion (Umesterung mit Methanol) entsteht der Rapsmethylester (RME), der in seinem Eigenschaftsprofil deutlich näher am Diesel liegt und somit ohne größere Probleme eingesetzt werden kann.

Dimethylether (DME, CH_3-O-CH_3), ein gasförmiger Kraftstoff, der durch chemische Reaktion aus Methanol oder Methan hergestellt wird, kann durch Hochdruckverdichtung in verflüssigter Form in Dieselmotoren eingesetzt werden.

Ein technisch relevanter Sonderfall für die Anwendung in Biogasanlagen ist der Brennstoff Methan bzw. das Biogas-typische Methan/CO2-Gemisch, die auf Grund der hohen Zündtemperatur nicht zur Selbstzündung geeignet sind.

In einem hybriden (kombinierten) Verbrennungsverfahren, das auch als Gas-Diesel- bzw. Zündstrahlverfahren bezeichnet wird, wird Biogas mit Methangehalten auch < 50 % mit Verbrennungsluft vorgemischt (äußere, homogene Gemischbildung), verdichtet und durch Einspritzung von einer kleinen Menge Dieselkraftstoff (5-10 %) gezündet.

Dieses Verfahren zeichnet sich durch seine hohe Toleranz gegenüber schwankenden Methangehalten und Heizwerten aus.

3.5. Emissionen

Als Emissionen werden die Endprodukte des Verbrennungsprozesses bezeichnet, die den Motor in fester, flüssiger oder gasförmiger Form verlassen. Grundsätzlich sind jedoch nur die Abgasbestandteile von Interesse, die sich durch ein Schadstoffpotenzial negativ auf die Umwelt auswirken.

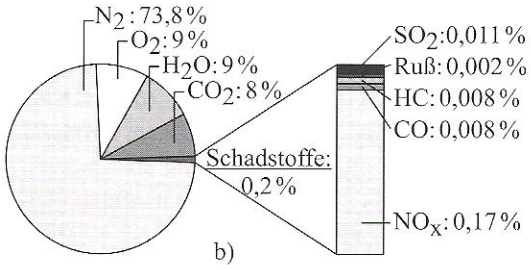


Abbildung 14: Emissionen des Dieselmotors unter Nennlast (Merker, 2009)

Bei den Verbrennungsprozessen werden somit die nicht reagierenden Bestandteile der Luft (N_2, O_2) und die vollständigen Verbrennungsprodukte (CO_2, H_2O) als nicht relevant angesehen. Schadstoffemissionen werden beim Dieselmotor durch die unvollständige Verbrennung (Rußpartikel, Kohlenwasserstoffe HC, Kohlendioxid CO), Reaktion der Luft-

bestandteile (Stickoxide NO_x) sowie durch den Brennstoff (SO_2 aus Schwefel) verursacht. Abbildung 14 zeigt die Verteilung der Emissionen eines Dieselmotors unter Nennlast. Der Anteil der unvollkommenen Verbrennungsprodukte (Ruß, HC, CO) ist auf die heterogene Gemischbildung und den damit verbundenen, inhomogenen Verbrennungsvorgang des Dieselprozesses zurückzuführen. Stickoxide entstehen im Allgemeinen durch Reaktion des Luftstickstoffs und –sauerstoffs bei hohen Temperaturen; durch den relativ hohen Luftüberschuss entstehen während der Verbrennung niedrigere Temperaturen (als beim Ottomotor), so dass diese Emissionen in deutlich niedrigerer Konzentration auftreten.

Insgesamt betrachtet, weist der Dieselmotor unter Nennlast um den Faktor 2-3 niedrigere Emissionen (außer bei Rußpartikel) als der Ottomotor auf.

Einen weiteren Einfluss auf das Emissionsverhalten des Dieselmotors besitzt die Qualitätsregelung, d.h. die Variation des Kraftstoff-Luft-Verhältnisses über das Lastverhalten. Unter Teillastbedingungen verschiebt sich das Verbrennungsluftverhältnis von 1,4 hin zu werten bis 6, was durch das größere Sauerstoffangebot auch zu einer vollständigeren Verbrennung führt (Abbildung 16).

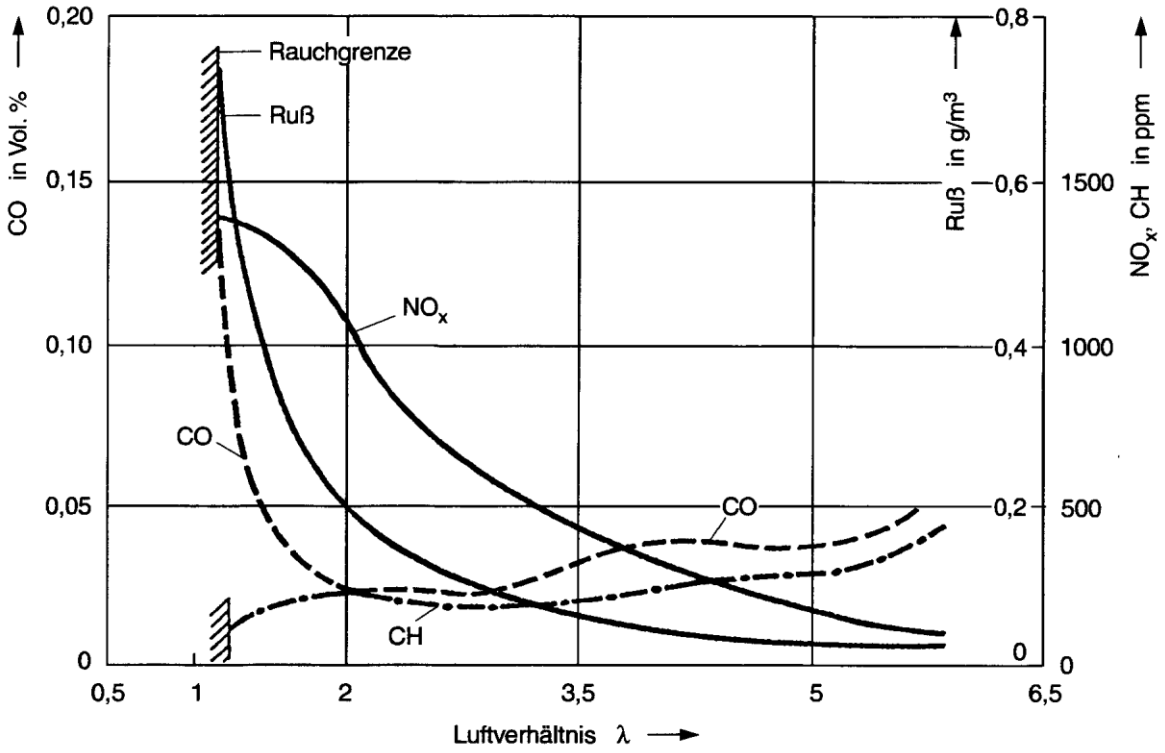


Abbildung 15: Emissionsverhalten in Abhängigkeit vom Luftverhältnis.

Hier zeigt sich, dass durch die Erhöhung des Luftverhältnisses die insgesamt niedrigen Emissionen weiter gesenkt werden können.

4. Stirlingmotor

Der Stirlingmotor unterscheidet sich in seinem Aufbau grundsätzlich von den Verbrennungsmotoren und wird auf Grund seiner Bauform auch als Heissgasmotor bezeichnet.

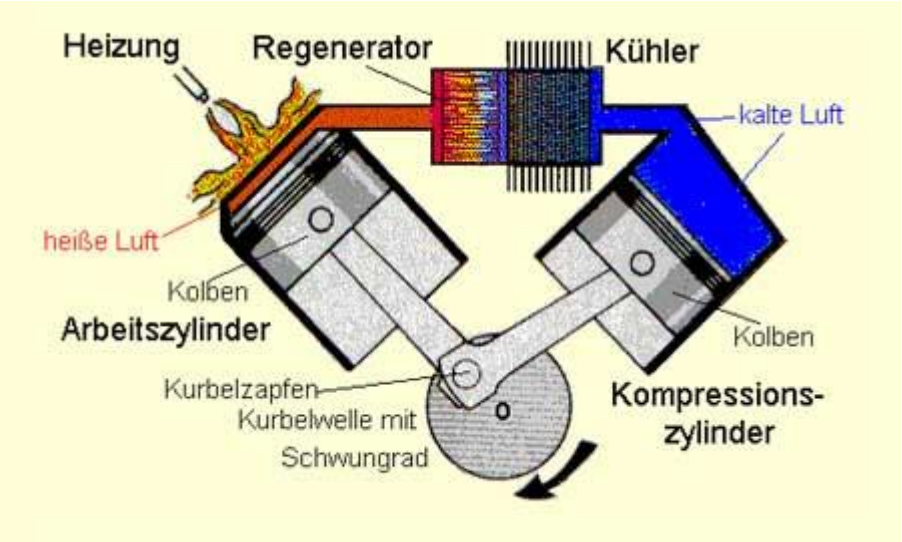


Abbildung 16: Aufbau Stirlingmotor (Panda Umwelttechnik, 2010)

Das Prinzip beruht auf der zyklischen Strömung eines Arbeitsgases zwischen 2 Zylindern, die sich auf unterschiedlichen Temperaturniveaus befinden. Durch wechselweise wärmeinduzierte Gasausdehnung bzw. abkühlungsbedingte Kompression werden 2, über eine Schwungscheibe miteinander verbundene Kolben angetrieben, die eine Welle in eine Drehbewegung versetzen.

Das Arbeitsgas wird innerhalb des Systems nicht ausgetauscht und läuft somit in einem geschlossenen Prozess. Als Arbeitsgase werden im Allgemeinen Stickstoff oder Helium (bevorzugt wegen besserer Wärmeübertragung) verwendet, die im Kolben zur Erhöhung der Leistungsdichte unter einem Druck von 30-200 bar stehen können.

Die Wärmezufuhr kann über verschiedene Quellen, wie z.B. Sonnenstrahlung, sowie Verbrennungsprozesse von z.B. Bio- oder Klärgas und Festbrennstoffen erfolgen. Vorteil des Stirlingmotors ist sein abgeschlossenes System, das die Nutzung auch verunreinigter, bzw. Staub entwickelnder Brennstoffe ermöglicht. Durch den Vorgang der äußeren Verbrennung muss die thermische Energie durch Wärmeleitung in das System eingebracht werden. Die Arbeit der Kolbenbewegung wird durch die zyklische Strömung des Prozessgases zwischen beheizten Arbeits- in gekühltem Kompressionszylinder aufgebracht. Ein zwischengeschalteter Rekuperator speichert die Wärmeenergie teilweise zwischen und führt so zu einer Erhöhung des Wirkungsgrades (B.Thomas, 2007). Im Kühler wird die Abwärme für die weitere Verwendung abgenommen.

4.1. Thermodynamik des Stirlingmotors

Die technischen und thermodynamischen Vorgänge (p-V-Diagramm) sind in Abbildung 17 dargestellt.

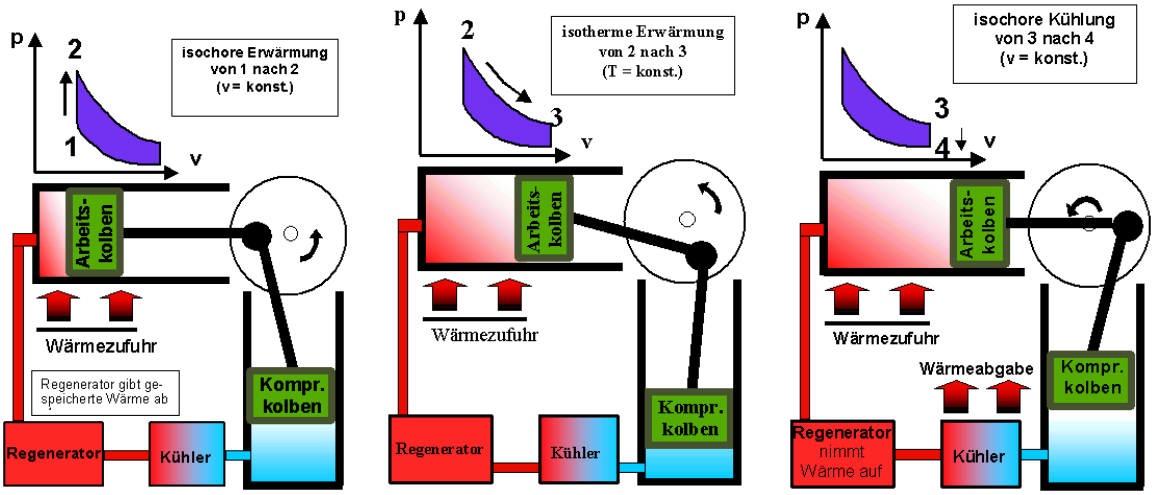


Abbildung 17: p-V- Diagramm und Bewegungsablauf des Stirling-Motors (Energieagentur, 2010)

Im 1. Schritt (1-2) drückt der Kompressionskolben das kalte Arbeitsgas unter isochoren Bedingungen über den Regenerator (Vorerhitzung) in den Arbeitskolben, der sich gleichzeitig nach rechts bewegt. Die Wärmezufuhr lässt Druck und Temperatur ansteigen.

Durch die weitere Wärmezufuhr (2.Schritt; 2-3) kommt es zu einer isothermen Expansion, so dass der Arbeitskolben seine Bewegung in Rotationsenergie umsetzt, die in elektrische Energie umgesetzt werden kann. Der Kompressionskolben bewegt sich zeitverzögert nach oben und vergrößert somit auch das Gesamtvolumen.

Nach dem oberen Totpunkt des Arbeitskolbens (3.Schritt, 3-4) drückt dieser das heiße Arbeitsgas in einem isochoren Prozess über den Regenerator und Kühler in den Bereich des Kompressionskolbens.

Im abschließenden 4.Schritt, der hier nicht bildlich dargestellt ist, führt der Kompressionskolben parallel zum Arbeitskolben eine Verdichtung des Arbeitsgases durch, was im p-V-Diagramm als isotherme Kompression dargestellt ist.

Der Arbeitskolben läuft in seiner Position jeweils um 90° dem Kompressionskolben voraus.

4.2. Technische Randbedingungen

Auf Grund seines Aufbaus kann der Stirlingmotor mit allen Wärmequellen und auch auf relativ niedrigem Temperaturniveau angetrieben werden. Praktische Begrenzungen finden sich nur in der Temperaturbeständigkeit des Arbeitszylinders, so dass üblicherweise Temperaturen bis max. 750 °C erreicht werden. Übliche elektrische Wirkungsgrade von, mit Verbrennungsprozessen realisierten Stirlingmotoren liegen zwischen 20-25 %, bei solaren Heizsystemen lassen sich je nach Technologie Werte von 30 % (Dish-Sterling-Anlagen mit Konzentrator mit T= 1000-1200°C) bis 5 % (Niedertemperatursterling-Anlage mit T=150-200°C) erreichen.

Thermisch steht Wärme aus dem Kühlwasser mit einer max. Temperatur von 60° C, sowie die Abwärmenutzung über Abgaswärmetauscher zur Verfügung. Im Allgemeinen lassen sich bei niedrigen Vor- und Rücklauftemperaturen (35/45°C) thermische Wirkungsgrade von 60-70 % erzielen, so dass die Gesamtwirkungsgrade > 90 % liegen können.

Auf Grund der konstanten Wärmezufuhr kann bei der Verwendung von Verbrennungsprozessen ein kontinuierlicher Prozess mit dem Vorteil der homogeneren Verbrennung mit signifikant geringeren Emissionen realisiert werden.

5. Steigerung der Energieeffizienz durch Kopplung von Kraft und Wärme und Kreislaufkombinationen

5.1. Prinzip der Kraft-Wärme-Kopplung (KWK)

Definition: Kraft-Wärme-Kopplung (KWK) ist die gleichzeitige Gewinnung von mechanischer und thermischer Nutzenergie aus anderen Energieformen mittels eines thermodynamischen Prozesses in einer technischen Anlage.

Das Prinzip der KWK kann mit jedem Brennstoff und jeder Energiequelle mit einem Temperaturniveau ab ca. 210 °C genutzt werden. In Betracht kommen neben fossilen Energieträgern wie Steinkohle, Braunkohle, Erdgas und Heizöl auch erneuerbare Energien wie Biogas, Klärgas, Deponiegas, Pflanzenöl, Holz, Pellets, Bioethanol, Solarthermie und Geothermie sowie Siedlungsabfälle (Müllverbrennung und Deponiegas), genauso wie die Kernenergie. Die möglichen Anlageformen zur Kopplung von Kraft und Wärme sind daher sehr vielseitig:

- Blockheizkraftwerke (BHKW) mit Dieselmotor
- Blockheizkraftwerke (BHKW) mit Ottomotor
- Heizkraftwerke basierend auf:
    - Gasturbinenanlagen mit nachgeschalteten Abhitzekesseln
    - GuD-Anlagen
- Heizkraftwerke mit Dampfkesseln und Dampfturbinen
- Heizkraftwerke mit Dampfkesseln und Dampfmotoren

Ferner zählen hierzu Absorptions-Kälteanlagen (wenn die Heizenergie aus der bei Kraft- oder Stromerzeugung anfallenden Abwärme gewonnen wird), Brennstoffzellen-Heizkraftwerke, Stirlingmotorheizkraftwerke, Brüdenverdichteranlagen, ORC-Heizkraftwerke, Gasmotor-Wärmepumpen und andere ähnliche Anlagensysteme.

5.1.1. Funktionsprinzip KWK im Dampfkraftprozess

In einer Dampfturbine wird die Wärmeenergie des Dampfes in mechanische Energie umgesetzt. Bei der Kraft-Wärme-Kopplung wird nun ein Teil des Dampfes für Heizzwecke ausgekoppelt. Der Umsatz der Wärmeenergie erfolgt in mehreren Stufen im Strömungsprozess innerhalb der Turbine. Dieser Strömungsvorgang kann unterbrochen werden und in mehrere Einzelströme mit verschiedenen Dampfzuständen aufgeteilt werden. Das Turbinengehäuse erhält entsprechende Stutzen für Dampfentnahmen. Der Rest strömt weiter zum Abdampfstutzen. Um eine Verbindung zwischen gleichzeitiger Versorgung mit Heizwärme und elektrischer Kraft herzustellen, werden Gegendruck- und Entnahme-Kondensationsturbinen eingesetzt.

5.1.1.1. Gegendruckturbine

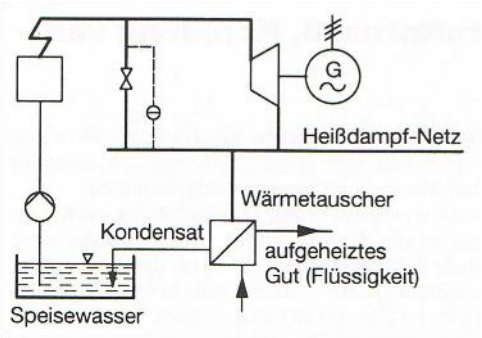


Abbildung 18: Schaltschema einer Gegendruckturbinenanlage bei der Kopplung von Kraft- und Wärmeerzeugung. (Dietzel, 2006)

Die Gegendruckturbine erhält den Frischdampf vom Dampferzeuger. Sie treibt einen Stromerzeuger. Der Turbinenabdampf geht in ein Heißdampfnetz, dessen Druck durch Zuschaltung eines Regelventils konstant gehalten werden kann. Vom Heißdampfnetz werden andere Wärmeverbraucher über Wärmetauscher versorgt. Somit bleibt dem Turbinendampf ein eigener Kreislauf über Kondensat, Speisewasserbehälter und Dampferzeuger erhalten. Ansonsten bestünde die Gefahr, dass Dampferzeuger und Turbinenschaufeln verunreinigt werden (Verkalkungsrückstände).

5.1.1.2. Entnahme-Kondensationsturbine

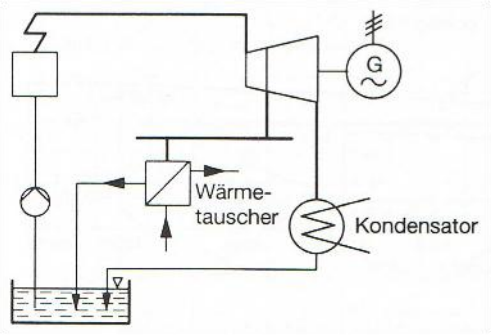


Abbildung 19: Schaltbild Entnahme-Kondensationsturbine. (Dietzel, 2006)

Zur gleichzeitigen Nutzung der Wärme bei der Erzeugung elektrischer Energie wird auch die Entnahme-Kondensations-Turbine verwendet. Sie ist gegenüber der Gegendruckturbine flexibler: Wird mehr Strom gebraucht als aus dem augenblicklichen Dampfdurchsatz des Kreislaufs erzeugt werden kann, so wird über geregelte Ventile mehr Dampf zu den Niederdruckstufen der Turbine geleitet. Mit diesem System kann ein variierender Strom-Wärme-Bedarf - bis zu den Grenzen, die bei der Konstruktion festgelegt sind - aufgefangen werden. Das Kondensat beider Turbinendampfabschnitte bleibt erhalten und die Anlage benötigt nur eine Turbine.

Wirtschaftliche Bedeutung hat insbesondere der Gegendruckbetrieb nach Abbildung 18. Beim Kondensationsbetrieb ohne KWK wird die Wärme des Turbinendampfes im Kondensator vernichtet. Dies geschieht über Kühltürme in welchen das aufgewärmte Kühlwasser auf Umgebungstemperatur zurückgekühlt wird. Beim Heizkraft-Gegendruckbetrieb hingegen kann fast die gesamte Abwärme bei den Heizdampfverbrauchern nutzbar gemacht werden. Dabei enthält Turbinendampf von 0,05 bar etwa 2200 kJ/kg Wärme. Das Kondensat des Dampfes hat mit 33°C einen Wärmeinhalt von 138 kJ/kg. Es ergibt sich eine Differenz von 2062 kJ/kg, die beim Dampfturbinenprozess ohne KWK an die Umgebung verlorengeht.

5.2. Kreislaufkombinationen: Gas- und Dampfturbinenprozess

In einem GuD-Kraftwerk wird die Abwärme des Jouleprozesses (Gasturbine) zur Dampferzeugung im Rankineprozess (Dampfturbine) genutzt. Durch Hintereinanderschalten der beiden Prozesse können wesentlich verbesserte Wirkungsgrade erreicht werden. So wird die hohe mittlere Temperatur der Wärmeabfuhr aus dem Jouleprozess, die für den relativ niedrigen Wirkungsgrad dieses Prozesses verantwortlich ist, noch im Rankineprozess genutzt. Beide Prozesse werden zur Erzeugung von elektrischer Energie verwendet. Eine Auskopplung von Wärme kann auch hier wie oben beschrieben durch den Einsatz einer Gegendruckturbine erfolgen.

Gasturbinen, die zum GuD-Prozess eingesetzt werden, arbeiten mit Maximaltemperaturen vor der Turbine von ca. 1100°C, einem Verdichtungsverhältnis (p_2/p_1) von ca. 16 und Abgastemperaturen um 600°C. Der effektive Wirkungsgrad der Gasturbine allein erreicht bei Turbinenleistung um 140 MW Werte von 34 %. In neueren Anlagen wird der Abhitzekessel nicht mehr zusätzlich beheizt, sondern die Gasturbinenabgase gehen zum direkt beheizten Dampferzeuger und betreiben mit dem so erzeugten Wasserdampf den Dampfturbinen-Kondensationsprozess.

Nachfolgend wird ein 2-Druck-GuD-Prozess beschrieben, wie in Abbildung 20 dargestellt. In diesem System versorgen 2 Gasturbosätze (nur einer ist in die Abbildung eingezeichnet) über 2 unbefeuerte Abhitzekessel einen 2-Druck-Dampfturbosatz. Die Abhitzekessel sind nacheinander geschaltet, um die Wärme besser ausnützen zu können. Die Dampfströme gehen über den Hochdruckturbinenteil und danach zum Niederdruckturbinenteil. Das Turbinenkondensat kommt zu einem Sammler, wo es nach dem Prinzip der Speisewasservorwärmung durch den Anzapfdampf vorgewärmt wird.

Um einen möglichst hohen Wirkungsgrad zu erreichen, sollte die nicht umgewandelte Wärme zwischen beiden Prozessen so klein wie möglich sein. In Großanlagen werden Wirkungsgrade von 52 %, bezogen auf die in der Brennkammer zugeführte Wärmeenergie, erreicht. Die Wärmeenergie wird durch den Brennwert von Erdgas oder Erdöl bereitgestellt.

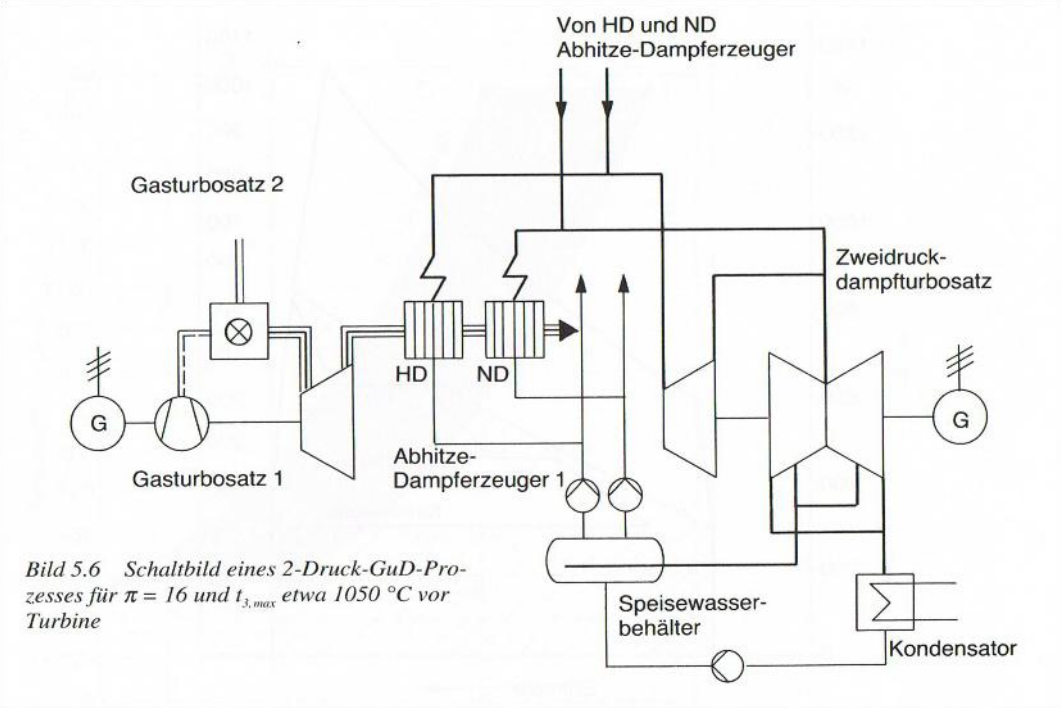


Abbildung 20: Schaltbild eines 2-Druck-GuD-Prozesses. (Dietzel, 2006)

Im nachfolgenden T-s-Diagramm ist die Umwandlung der Wärme und daraus der thermische Wirkungsgrad dieses Prozesses informatorisch unter Berücksichtigung der Maschinenwirkungsgrade mit Temperaturen abzulesen (Dietzel, 2006). Die schraffierte Fläche entspricht der abgeführten Wärme.

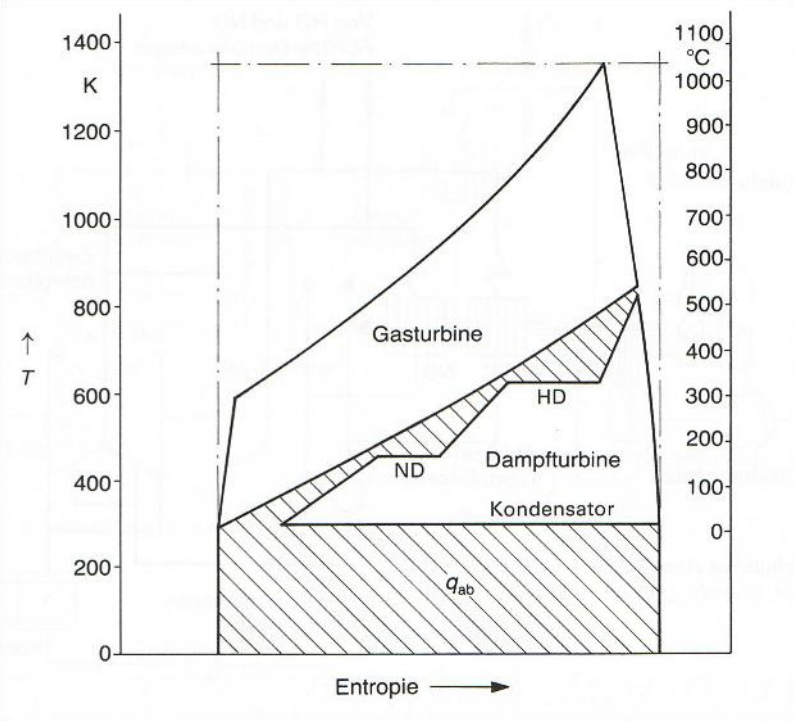


Abbildung 21: T-s-Diagramm des GuD-2-Druck-Prozesses. (Dietzel, 2006)

5.3. KWK-Anlagen mit Verbrennungsmotoren

Im Gegensatz zu den vorher dargestellten großtechnischen Anlagen mit Kraft-Wärme-Kopplung (Gegendruckturbine und Entnahme-Kondensationsturbine) arbeitet die KWK in Verbindung mit Verbrennungsmotoren (Otto- und Dieselmotor) auf einem wesentlich geringerem Leistungsniveau. Der Leistungsbereich beginnt bereits bei Aggregaten mit wenigen Kilowatt elektrischer Leistung und endet für die üblichen Anwendungen bei circa 2 MW_{el} Aggregatgröße.

5.3.1. Funktionsweise

Der Verbrennungsmotor, ein Diesel- oder Ottomotor, treibt einen Generator zur Stromerzeugung an. Die im Motorkühlwasser, Ladeluftkühler, Ölkühler und Abgas des Motors anfallende Wärmeenergie wird in Wärmetauschern (bei gleichzeitiger Aufheizung des sekundärseitig fließenden Heizwassers) abgeführt. Das Temperaturniveau der Nutzwärme liegt meist unter 100 °C.

Als Brennstoffe sind üblicherweise je nach Motorkonzept einsetzbar: Heizöl, Erdgas, Flüssiggas, Biogas, Klärgas, Deponiegas, Kokereigas, Restgase aus Produktionsanlagen und Kombinationen der genannten Brennstoffe.

5.3.2. Schaltbild und Integration in die Wärmeversorgung

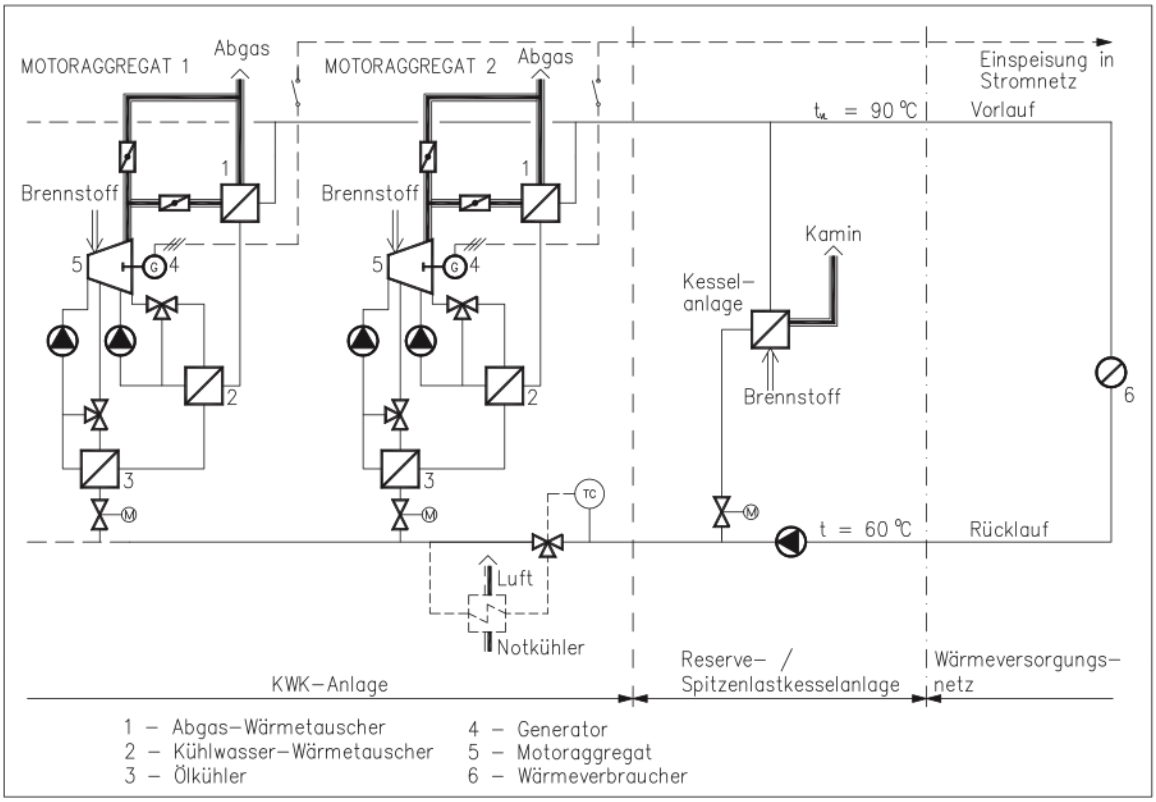


Abbildung 22: Schaltbild einer KWK-Anlage mit Verbrennungsmotor. (Schaumann, 2010)

Wie oben dargestellt, erfolgt die Aufteilung der Last auf die einzelnen Wärmeerzeuger mit Hilfe von rücklaufseitig angeordneten Regelventilen (eigene, aggregatbezogene Umwälzpumpen sind ebenfalls möglich). Als Regelkriterium dient üblicherweise entweder die für das jeweilige Aggregat gemessene Wärme- oder Durchflussmenge oder der Differenzdruck über Vorlauf- und Rücklaufseite der Aggregate. Das von den Verbrauchern zurückfließende Heizwasser wird von den Netzumwälzpumpen in die Wärmeerzeugungsanlage gefördert. Hier teilt sich der Wasserstrom auf die einzelnen in Betrieb befindlichen Aggregate auf, wird in den Wärmetauschern der KWK-Anlagen (oder auch im Spitzenlastkessel) auf die erforderliche Temperatur erwärmt und fließt dann den Wärmeverbrauchern wieder zu.

Kleinere BHKW-Anlagen werden oft so in die Wärmeversorgung eingebunden, dass sie die Rücklauftemperatur des Heizwassers anheben. Sie werden dazu in Reihe mit der konventionellen Heizanlage betrieben.

Innerhalb der KWK-Anlage erfolgt die Heizwasseraufwärmung zunächst im Öl- und Zylinderkühlwasserwärmetauscher. Die Restaufheizung erfolgt anschließend in der Abgaswärmetauscheranlage. Ausgehend von üblichen Rücklauftemperaturen von ca. 50 bis 70 °C erfolgt die Aufheizung des Heizwassers auf 90 bis 110 °C, je nach Erfordernis des zugehörigen Wärmeverbrauchernetzes. Der aus aggregattechnischen Gründen optimale Temperaturbereich liegt bei Rücklauftemperaturen unter 60 °C und bei Vorlauftemperaturen

unter 90 °C. Höhere Rücklauftemperaturen bis zu 90 °C und Vorlauftemperaturen von 110 bis zu 130 °C sind mit heißgekühlten Aggregaten möglich.

Sofern die Rücklauftemperaturen niedrig gehalten werden können, ist zur Erzielung einer höheren Vorlauftemperatur unter Umständen der Einsatz eines Spitzenlastkessels in Reihenschaltung mit den Motoraggregaten zu empfehlen (Abbildung 23):

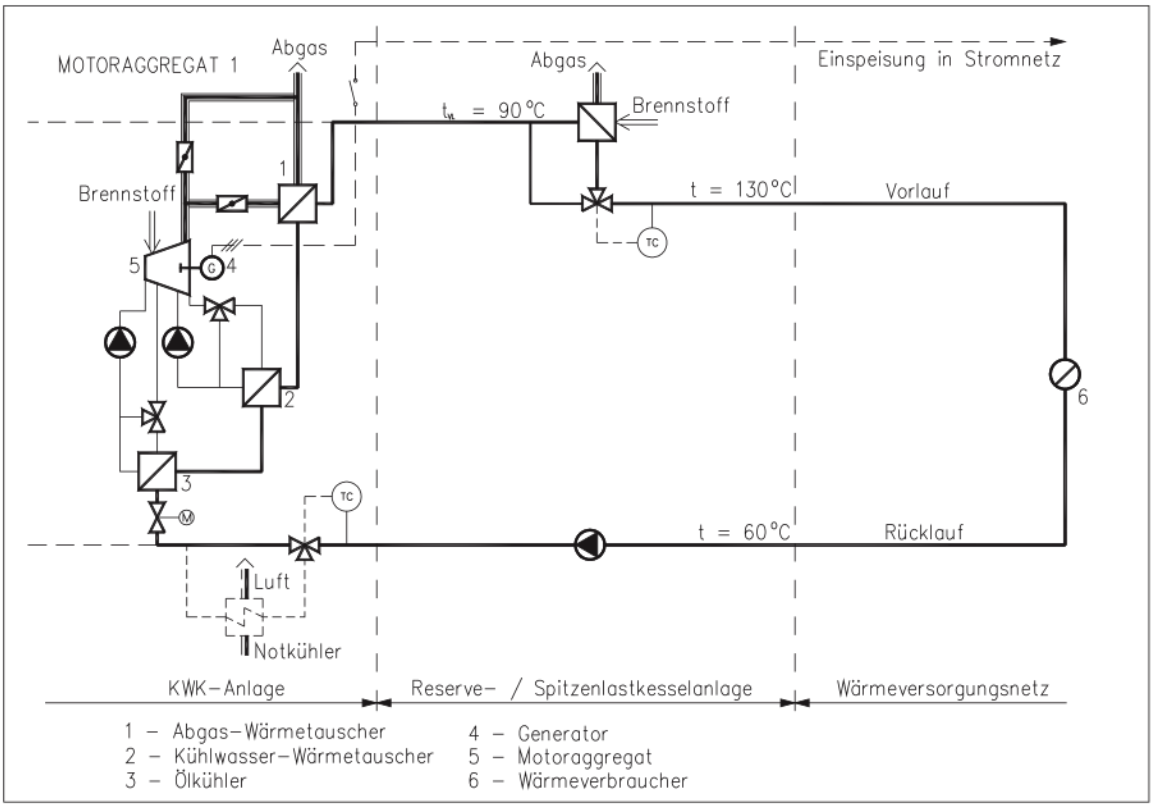


Abbildung 23: KWK-Anlage mit Verbrennungsmotor für Vorlauftemperaturen über 90°C. (Schaumann, 2010)

Sind Einsatzzeiten denkbar, in denen eine ausreichende Wärmeabnahme bzw. eine ausreichend niedrige Rücklauftemperatur nicht sichergestellt werden können, muss rücklaufseitig ein Notkühler vorgesehen werden. Sind derartige Betriebsfälle regelmäßig zu erwarten, wenn zum Beispiel Strom- und Wärmebedarfskennlinien unterschiedliche Zyklen aufweisen, ist der Einsatz einer Wärmespeicheranlage zum Ausgleich der Erzeugungs- und Bedarfszyklen zu prüfen. Damit wird die Wärmeerzeugung vom Wärmeverbrauch entkoppelt. Nachfolgend ist eine solche Anlagenausführung schematisch dargestellt:

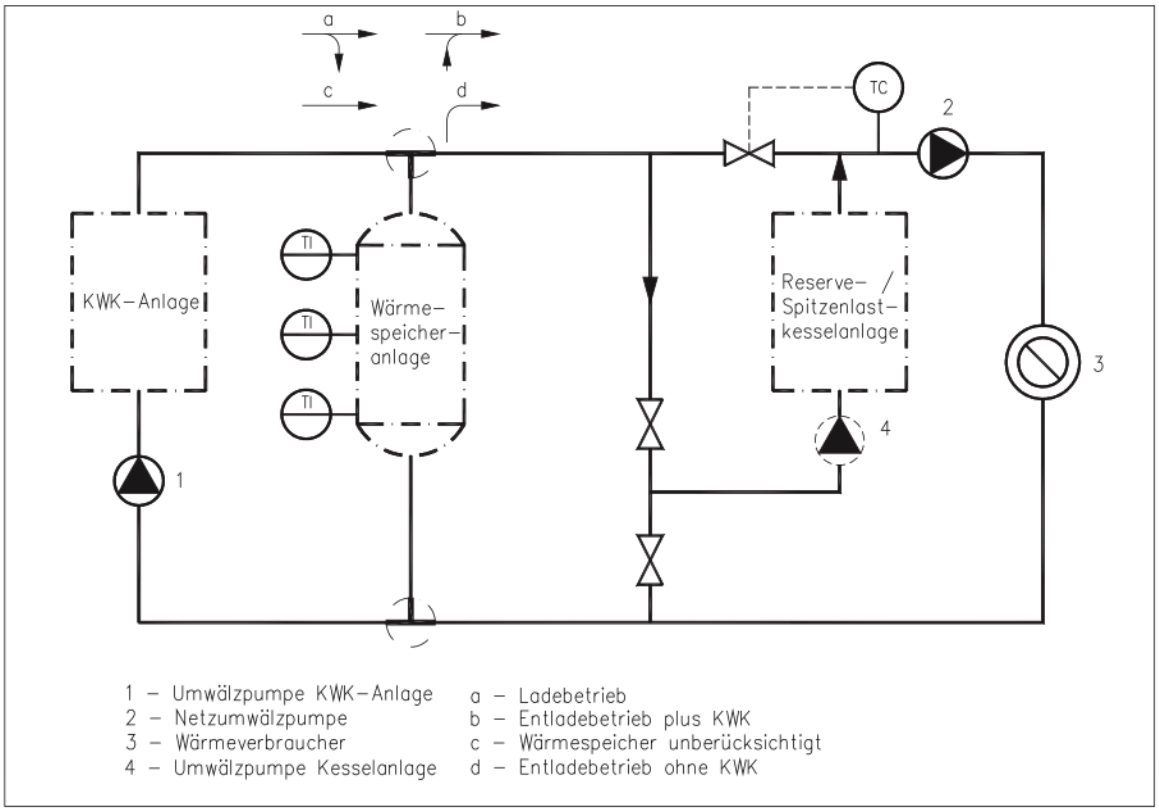


Abbildung 24: KWK-Anlage mit Wärmespeicher (Schaumann, 2010)

Überschlägig wird etwa 50 % der gesamten thermischen Nutzenergie aus dem Abgasmassenstrom gewonnen. Aufgrund der hohen Abgastemperaturen von bis zu 600 °C sind Dampftemperaturen bis zu 300 – 450 °C bei entsprechendem Druckniveau durchaus möglich. Bei der Auslegung ist aber zu berücksichtigen, dass:

1) Die Schmierölkühlung und die Abführung der Wärme aus dem Motorkühlwasser immer gewährleistet werden muss, was gegebenenfalls nicht mit dem Kondensat des Dampfkreislaufs (zu hohe Temperatur), sondern mittels eines eigenen Niedertemperaturwärmenetzes erfolgen muss.

2) Die erforderlichen bzw. maximal zulässigen Temperaturen am Eintritt der Bauteile der Rauchgasreinigungsanlage gewährleistet werden müssen.

Hohe Dampftemperaturen sind hierdurch oft nicht möglich. Bei kleinen Aggregaten ist der mit der Dampfproduktion verbundene technische Aufwand im Regelfall nicht wirtschaftlich darstellbar. Bei Großmotoren über 2 MW elektrischer Aggregatleistung sind aber Referenzanlagen vorhanden. Entsprechende Anlagen kommen beispielsweise in Krankenhäusern zum Einsatz, da dort einerseits Wärme zur Raumheizung und Warmwasserbereitung benötigt wird und andererseits auch Dampfbedarf zur Sterilisation oder zur Versorgung der Küche besteht.

5.3.3. Temperaturniveaus Otto-Verfahren und Diesel-Gas-Verfahren

Aus der Gleichung des thermischen Wirkungsgrades des Carnotprozesses ergibt sich, dass der Wirkungsgrad umso höher ist, umso größer die Temperaturdifferenz der oberen und unteren Temperatur ist. Die obere Temperatur ist durch die Temperatur des Abgases gegeben; unter Volllast beträgt diese beim Dieselmotor etwa 500°C und beim Ottomotor etwa 900°C. Für die untere Temperatur, d.h. die Temperatur auf die das Abgas herunter gekühlt werden kann, ist die unterschiedliche Zusammensetzung des Brennstoffes bei Otto- und Dieselmotoren zu beachten:

Otto-Verfahren: Da die meisten Brenngase nur einen geringen Schwefelanteil enthalten, kann die Abkühlung der Motorabgase auf 120°C zugelassen werden, wodurch sich ein guter thermischer Wirkungsgrad ergibt.

Diesel-Verfahren: Aufgrund des Schwefelgehaltes im Dieselkraftstoff und der daraus resultierenden Gefahr des Auskondensierens von H_2SO_3 im Abgassystem sollte die Abgasabkühlung in den Abgaswärmetauschern im Dieselbetrieb auf ca. 180°C eingeschränkt werden. Im Gas-Dieselbetrieb ist eine weitere Abkühlung für das Aggregat unbedenklich, wegen der Beanspruchung des Abgassystems sollte dies aber nur bei Verwendung geeigneter Materialien zugelassen werden.

Im Vergleich zum Gas-Otto-Motor ist das Teillastverhalten des Gas-Diesel-Motors ungünstiger. Durch den unvollkommeneren Verbrennungsablauf im Teillastbetrieb bleibt ein Teil des Gases unverbrannt. Hierdurch nimmt der Teillastwirkungsgrad stärker ab. Ein Betrieb mit weniger als 70 % Nennlast sollte daher vermieden werden.

5.3.4. Jahresarbeit (Nutzungsgrade)

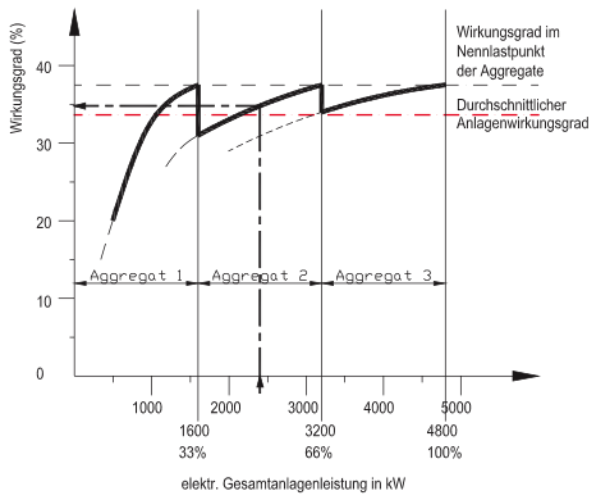


Abbildung 25: Teillastverhalten von KWK-Anlagen auf Basis von Motoraggregaten (Schaumann, 2010)

Durch Zu- und Abschalten einzelner Motoraggregate bei Erreichen der entsprechenden Teillastpunkte entsteht der leicht sägezahnartige Verlauf der Kurve. Anhand dieses Beispiels und der tatsächlichen Jahresdauerlinie kann die Betriebszeit der jeweiligen Lastpunkte abgeschätzt und so der durchschnittliche Jahresnutzungsgrad ermittelt werden. Im Regelfall liegen die Werte für den Jahresnutzungsgrad ein bis zwei Punkte unter den entsprechenden thermischen oder elektrischen Wirkungsgradansätzen.

Tabelle 4: Nutzungsgrade von Motorenanlagen. (Schaumann, 2010)

Nutzungsgrad (%)	Gas-Otto-Motor-aggregat	Gas-Diesel-Motor-aggregat	Diesel-Motor-aggregat
elektr. Nutzungsgrad	29 - 35	31 - 37	33 - 39
therm. Nutzungsgrad	51 - 52	47 - 44	43 - 41
Gesamtnutzungsgrad	80 - 87	78 - 81	76 - 80

5.3.5. Energiefluss der Kraft-Wärme-Kopplung (Verbrennungsmotoren)

Das Energieflussdiagramm (Abbildung 26) zeigt deutlich die verbesserte Energieausnutzung des Brennstoffes bei einem KWK/BHKW gegenüber einer konventionellen Stromerzeugungsanlage auf Basis von Verbrennungsmotoren. Die Schmierölverluste reduzieren sich von 27 % auf 7 % und die Abgasverluste von 30 % auf 10 %. Insgesamt kann beim KWK/BHKW zusätzlich zur nutzbaren elektrischen Energie aus dem Verbrennungsprozess von 36 % (bezogen auf 100 % Brennstoffenergie) noch 40 % thermische Energie nutzbar gemacht werden.

Wichtig bei der Projektierung eines KWK/BHKW ist die räumliche Nähe eines Wärmeverbrauchers. Während Strom selbst über große Entfernungen relativ kostengünstig transportiert werden kann ist der Wärmetransport mit hohen Kosten und großen Verlusten bei längeren Strecken verbunden.

KWK/BHKW-Anlagen sind deshalb insbesondere als dezentrale Systeme in Verbrauchernähe zu errichten. Die Einspeisung der elektrischen Energie kann über das Mittel- und Niederspannungsnetz erfolgen und die Wärmeenergie über Nahwärmenetze nutzbar gemacht werden. Bedarfsstrukturen sind beispielsweise gegeben bei kommunalen EVUs, kleinen Industriebetriebe, Hotels, Krankenhäusern, Universitäten, Schwimmbädern, Wäschereien, Kaufhäusern, kommunalen Klärwerken und Reststoffdeponien.

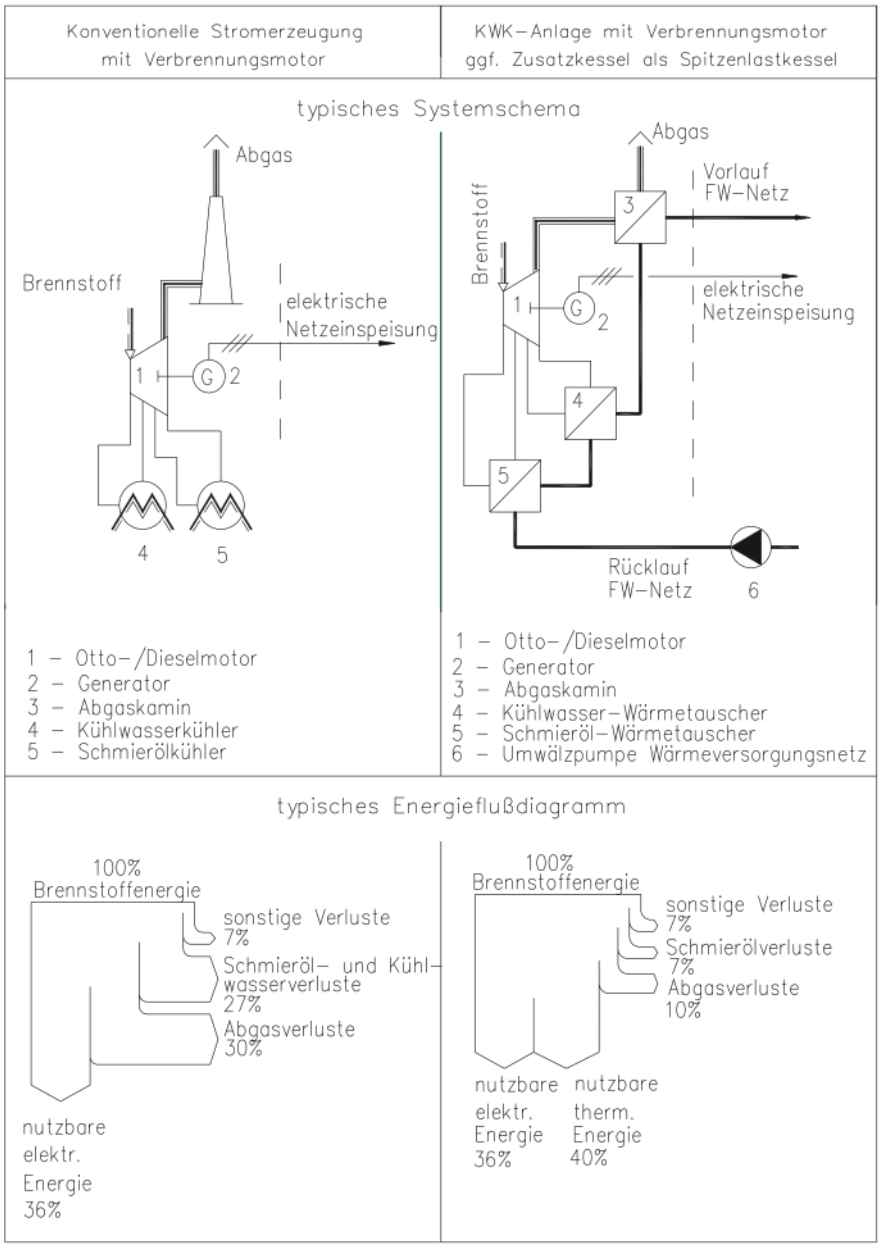


Abbildung 26: Energetische Gegenüberstellung von konventionellen Stromerzeugungsanlagen mit Verbrennungsmotoren und KWK/BHKW-Anlagen. (Schaumann, 2010)

6. Organik-Rankine-Prozess (ORC-Prozess)

Der ORC-Prozess ist grundsätzlich vergleichbar mit dem Wasserdampfkreisprozess, die Auslegung ist jedoch verschieden. Beim ORC-Prozess wird eine Abwärmequelle genutzt, mit einem bestimmten Temperaturniveau und einem festliegenden Massenstrom. Das Ziel eines ORC-Prozesses liegt in der möglichst effektiven Nutzung der Abwärmequelle und einer Maximierung der an der Expansionsmaschine nutzbaren mechanischen Energie. Im Gegensatz zum Dampfkreisprozess mit Wasser ist das Temperaturniveau und das

Wärmeangebot der Abwärmequelle beim ORC-Prozess wesentlich geringer – es muss deshalb nach einem anderen Arbeitsmittel als Wasser gesucht werden. Es werden organische Flüssigkeiten mit einer niedrigen Verdampfungstemperatur eingesetzt, durch welche die Nachteile von Wasser als Arbeitsmittel (große Verdampfungsenthalpie, große Volumenströme am Austritt der Expansionsmaschine) umgangen werden können.

Nachfolgende Abbildung gibt den Organik Rankine Prozess schematisch wieder. Die Pumpe bringt das flüssige Arbeitsmittel auf Betriebsdruck und leistet dabei Verschiebearbeit. Im Verdampfer wird dem Arbeitsmittel isotherm Energie in Form von Wärme zugeführt. Der Verdampfungsprozess kann beispielsweise mit Abwärme aus einem BHKW mit Otto- oder Dieselmotor wie im vorigen Kapitel besprochen betrieben werden. Das Arbeitsmedium verdampft vollständig, das spezifisches Volumen und die Temperatur des Dampfes nehmen bis zu einem definierten Maximalwert zu. Der Arbeitsmitteldampf strömt über ein Druckrohr zur ORC-Turbine, wo er isentrop auf einen niedrigeren Druck entspannt wird und die dabei frei werdende Energie (Volumenänderungsarbeit) über die Schaufeln in der Turbine in mechanische Energie umgewandelt wird. Der an der Turbine gekoppelte Generator wandelt die mechanische Energie in elektrische Energie um.

Im Rekuperator findet ein Wärmeaustausch zwischen dem dampfförmigen Arbeitsmittelstrom und dem vom Kondensator kommenden flüssigen Arbeitsmittelstrom statt.

Nachdem der Arbeitsmitteldampf im Rekuperator auf Kondensationstemperatur gebracht wurde, gelangt er in den nachgeschalteten Kondensator. Dort gibt der Dampf die Kondensationswärme an ein Kühlmedium (z. B. ein Fernwärmenetz) ab. Der Arbeitsmitteldampf kondensiert aus und geht vollständig in den flüssigen Aggregatzustand über. Die Arbeitsmittelpumpe bringt das Arbeitsmittel wieder auf Betriebsdruck und der Kreislauf schließt sich.

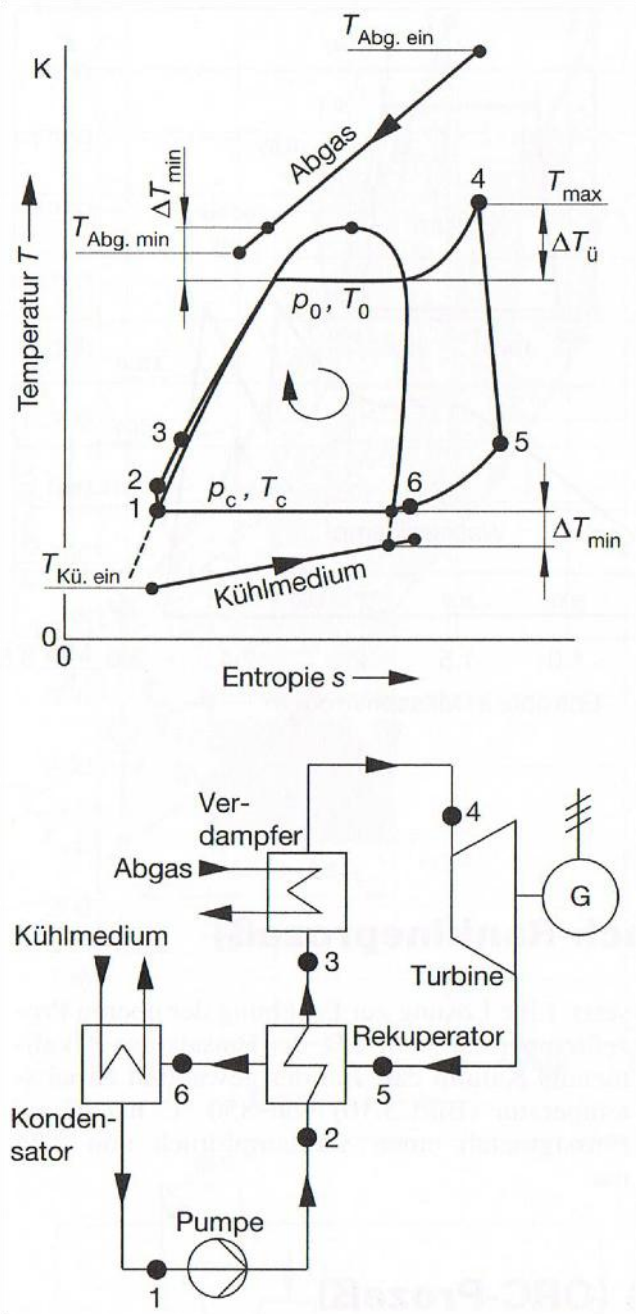


Abbildung 27: T-s-Diagramm und Schaltbild des Organik Rankine Prozess. (Dietzel, 2006)

Der Organik Rankine Prozess kommt beispielsweise zum Einsatz bei der Stromerzeugung mit Hilfe der Geothermie, der Kraft-Wärme-Kopplung sowie bei Solarkraftwerken und Meereswärmekraftwerken.

7. Einsatzmöglichkeiten und Leistungsbereiche von KWK-Techniken

Die Möglichkeiten der Kraft-Wärme-Kopplung sind vielseitig. Dezentrale Energieversorgung durch den Einsatz von KWK kann zum Beispiel auf einem abgelegenen Campingplatz zum Einsatz kommen. Typische Anwendungsbereiche gehen von Einfamilienhäusern, über Wohnsiedlungen und Gewerbegebiete bis hin zu Fabriken. In der folgenden Tabelle sind die typischen Daten von KWK-Techniken aufgeführt.

Technologie	Leistung	Wirkungsgrad		typische Einsatzgebiete	max. Vorlauftemperatur
		Gesamt	Elektrisch		
Heutige Systeme					
Gas-Ottomotor BHKW	‹ 50kWe 500 kWe 500-2000 kWe	 80-90%	23-30% 30-34% 32-37%	Wohn- und Gewerbegebiete, Stadtwerke, Hallenbäder	ca. 90°C
Diesel BHKW	50-500 kWe 2-10 MWe	 80-90%	35-40% ca. 42 %	Wohn- und Gewerbegebiete, Stadtwerke, Hallenbäder	ca. 50°C 90-180 °C
Gasturbinen HKW	1-3 MWe 3-10 MWe 10-100 MWe	 80-85%	20-23 % 25-30 % ca. 33 %	Heizkraftwerke besonders geeignet für Fabriken	100-450 °C
Dampfturbinen HKW Gegendruck Entnahmekondensation	 3-20 MWe 20-100 MWe 100-300 MWe 100-300 MWe	 80-90 % 80-90 % 80-90 % 80-90 % (60-70 %)	 10-20 % 20-30 % 30-35 % 30-35 %	Heizkraftwerke besonders geeignet für Fabriken	100-300 °C
GuD HKW Gegendruck Entnahmekondensation	10-100 MWe 100-300 MWe 100-300 MWe	8090% 80-90 % 80-90 % (60-70 %)	ca. 42 % 15-18 % 45-8 %	Heizkraftwerke besonders geeignet für Fabriken	100 & 300 °C
Stirling-Motor BHKW	10 kWe	ca. 85 %	30-35 %	Ein- und Mehrfamilienhäuser	ca. 90 °C

Tabelle 5: Typische Daten von heutigen und zukünftigen KWK-Techniken (Dienhart, 2010)

Gasturbinen, Dampfturbinen und GUD werden als Heizkraftwerke eingesetzt und eignen sich aufgrund ihrer hohen Leistung im Megawatt Bereich und der maximalen Vorlauftemperatur von über 100 °C besonders für den Einsatz in Fabriken. Die gängigen BHKW-Module haben einen Leistungsbereich von 5 kWe bis 10 MWe und können durch dieses breite Spektrum in sehr vielen Bereichen eingesetzt werden. Für die Versorgung von Ein- und Mehrfamilienhäusern wird häufig Mikro-Kraft-Wärme-Kopplung, mit einer Leistung bis 15 kW, eingesetzt. Mini-KWK im Leistungsbereich von 15 kW bis 50 kW wird ebenfalls für Ein- und Mehrfamilienhäuser verwendet, zusätzlich kommt sie in Betrieben und im Siedlungsbau zum Einsatz. Stadtwerke nutzen zur Beheizung von Wohnsiedlungen oder Hallenbädern gern mittelgroße BHKW mit einer elektrischen Leistung von mehreren Hundert kW. Für die Strom- und Wärmeversorgung von größeren Wohn- und Gewerbegebieten sowie Fabriken verwendet man BHKW mit Schiffsdieselmotoren über 10.000 kW. (Wikipedia, Blockheizkraftwerk - Wikipedia, 2010)

7.1. Anwendungsmöglichkeit BHKW - Nutzung von Biogas über Kraft-Wärme-Kopplung

Biogas wird heute im Allgemeinen über eine Kraft-Wärme-Kopplung im Blockheizkraftwerk (BHKW) zu elektrischer und thermischer Energie verwertet. Der elektrische Nutzungsgrad liegt bei ca. 28-38 %, der thermische Nutzungsgrad liegt bei ca. 42-58 %. Bei Betrachtung der jeweiligen Nutzungsgrade wird offensichtlich, dass eine reine Nutzung der elektrischen Energie wirtschaftlich nur schwer darstellbar sein sollte. Momentan ist durch die Förderung der Erneuerbaren Energien, durch die im EEG festgelegte Grundvergütung, eine ausschließliche Nutzung der elektrischen Energie möglich. In der Vergangenheit wurde Biogas oftmals nur für die Erzeugung von elektrischer Energie genutzt. Das BHKW stellte über die Stromeinspeisung in das örtliche Stromnetz und die damit verbundene gesetzliche Mindestvergütung die Haupteinnahmequelle der Biogasanlage dar. Die Abwärme hat man ungenutzt in die Atmosphäre entweichen lassen.

Auslöser für dieses Verhalten waren zum einen die gesicherte Einnahmequelle über die Stromvergütung, deren Höhe für 20 Jahre fest steht. Zum anderen fällt Biogas in der Regel über das gesamte Jahr kontinuierlich an, der Bedarf an thermischer Energie ist dagegen meist stark abhängig von der Jahreszeit. Je nach Auslegung der Anlage werden ca. zwischen 20 und 40 % der erzeugten Bruttoenergie für die Aufrechterhaltung der Prozesstemperatur im Fermenter benötigt. Die verbleibende Nettoenergie kann selten zu 100 % genutzt werden, da im Sommer meist weniger thermische Energie benötigt wird, als die Anlage bereitstellt.

Durch die veränderte Gesetzeslage, Bonuszahlungen bei sinnvoller Wärmenutzung und eventuell auch aufgrund von einem verstärkten Klimaschutzbewusstsein einzelner Anla-

genbetreiber hat die Nutzung der thermischen Energie in den letzten Jahren zugenommen.

7.1.1. Praxisbeispiel: Trockenfermentationsanlage der Breese/Marsch GbR

Exemplarisch für die Kraft-Wärme-Kopplung eines Biogas-BHKW wird die Biogasanlage der Breese/Marsch GbR betrachtet, die aktuell mit einem Nahwärmenetz zur Versorgung von ca. 40 Wohnungen in der Ortschaft Breese/Marsch ausgestattet ist. Die Biogasanlage im System Trockenfermentation besteht aus 7 Fermentern, die Biogas in einer durchschnittlichen Qualität von ca. 56 Vol. % CH4 erzeugen. Bei einer Qualität von > 55 Vol. % wird von Herstellerfirmen ein Gasmotor empfohlen, darunter würd man einen Zündstrahlmotor vorziehen. In Breese/Marsch ist ein Ottogasmotor der Firma Jenbacher installiert, der Output der Anlage liegt bei ca. 6.000 m³ / d = ca. 2.000.000 m³ / a.

Für das BHKW Modell Jenbacher 312 sind vom Hersteller die folgenden technischen Daten angegeben:

Zylinderanzahl/ Bauweise:	12 Zylinder / V 70°
Verbrennung:	Magermotorprinzip
Bohrung:	135 mm
Hub:	70 mm
Hubraum/Zylinder (lit):	2,43
Drehzahl (1/min):	1.500 (50 Hz)
	1.200/1.800 (60 Hz)
Gen-Set Abmessungen (in mm):	4.700 x 1.800 x 2.300 (L x B x H)
Gen-Set Gewicht, trocken (kg):	8.000

Beim Jenbacher 312 besteht die Grundstruktur des Blockheizkraftwerkes aus einer Motor/Generator-Einheit und Wärmetauschern für die Nutzung von Abwärme. Durch die Einbeziehung von weiteren Wärmequellen (Motorkühlwasser, Schmieröl, Luft-/Treibgasgemisch und Abgas) wird der Wirkungsgrad weiter erhöht.

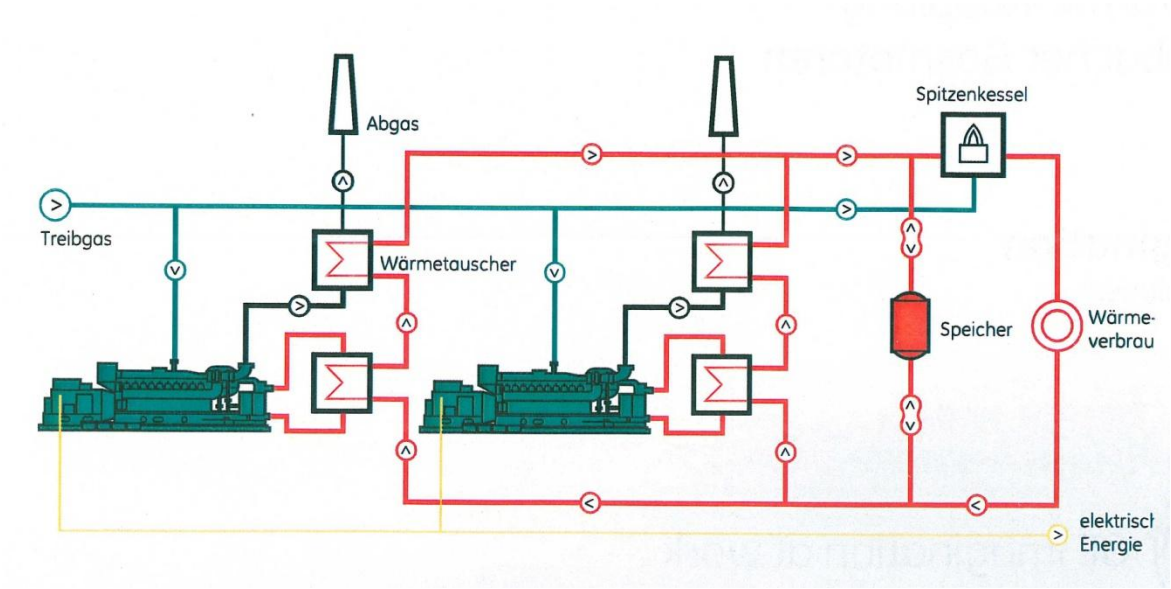


Abbildung 28: Grundstruktur eines Jenbacher Blockheizkraftwerk Quelle: „Kraft-Wärme-Kopplung mit Jenbacher Gasmotoren“ (GE Jenbacher GmbH & Co OHG, 2008)

Zur Abdeckung von Bedarfsspitzen, die z.B. in einem Nahwärmenetz für Privathaushalte entstehen, können BHKW-Module mit einem Heizkesselsystem kombiniert werden. In Breese/Marsch sind zusätzlich ein Buderus Gaskessel mit einer Wärmeleistung von 800 kW (Eigenbedarf 60 kW) und eine Holzhackschnitzelheizung mit einer Wärmeleistung von ca. 700 kW (kein Eigenbedarf) installiert. Damit können Kältespitzen, z.B. in sehr kalten Winternächten, abgedeckt werden und eine garantierte Wärmeversorgung für die angeschlossenen Haushalte ist möglich. Durch Zuschaltung eines Wärmespeichers wird in Breese / Marsch eine zusätzliche Erhöhung von Betriebszeit und Wirtschaftlichkeit der Anlage erreicht. Die im Biogas-BHKW gewonnene elektrische Energie wird nach Deckung des Eigenverbrauches der Biogasanlage in das öffentliche Stromnetz eingespeist und die erzeugte thermische Energie wird im angeschlossenen Nahwärmenetz für den Warmwasserverbrauch und die Heizung für ca. 40 Wohnungen verwendet.

Die Biogasanlage liegt in Sichtweite zum Dorf Breese /Marsch und für die Installation des Nahwärmenetzes wurden ca. 3500 m Rohrleitungen gelegt. Ausgelegt ist das Netz für ca. 850 kW bei Wärmeverluste von ca. 50 kW.

Die Wärmequellen können einzeln oder parallel betrieben werden. Das BHKW gibt nach Bedarf 560 kW, der Gaskessel 800 kW und die Hackschnitzelheizung 700 kW in das Nahwärmenetz ab.

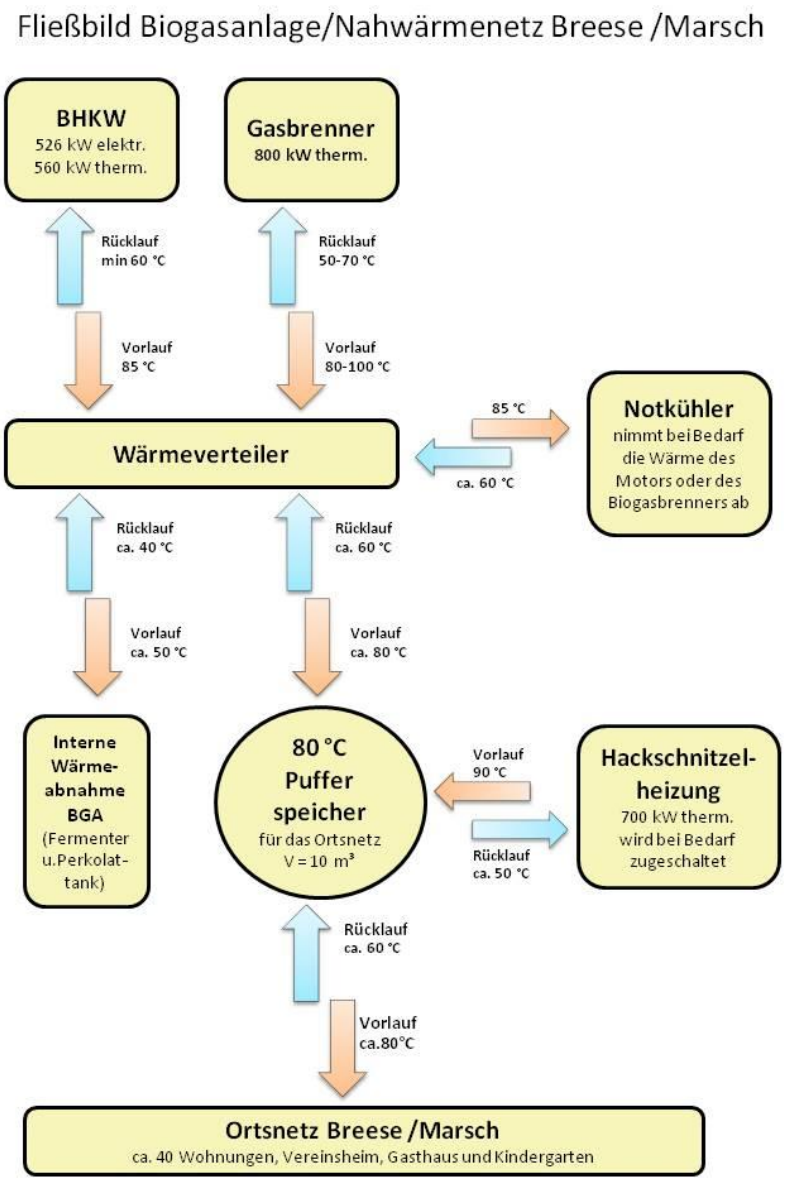


Abbildung 29: Fließbild der Biogasanlage mit angeschlossenem Nahwärmenetz in Breese/Marsch (Breese/Marsch, 2010)

Vom Hersteller wird die elektrische Leistung des Jenbacher 312 BHKW mit 526 kW bei einem Wirkungsgrad von 40,0 % angegeben. Thermisch wird eine Leistung von 558 kW und ein Wirkungsgrad von 42,9% vom Hersteller prognostiziert. Bei einer Nutzung der kompletten elektrischen und thermischen Energie würde sich also ein Wirkungsgrad von 83,3 % ergeben.

Laut Angabe der Betreiber der Biogasanlage werden mit den erzeugten 566 kW thermische Leistung (knapp über der Herstellerangabe von 558 kW) momentan ca. 40 Wohnungen, ein Vereinsheim, ein Gasthaus und der Kindergarten der Ortschaft Breese / Marsch versorgt. Dadurch wird ca. ein Viertel (1.000.000 kW) der erzeugten thermischen Energie genutzt.

Die 526 kW elektrische Leistung werden ins Netz der Avacon eingespeist. Hier fallen ca. 12.000 kWh / d = ca. 4.000.000 kWh / a an, die zur Versorgung von ca. 80 Durchschnittshaushalten reichen würden.

Da es in Breese/Marsch keinen ganzjährigen Abnehmer für große Wärmemengen gibt, ist eine vollständige Auslastung der Anlage nur in den Wintermonaten möglich. Für eine bessere Gesamtauslastung sind zukünftig ein weiteres Nahwärmenetz mit Hackschnitzelheizung und eine Hackschnitzeltrocknung für den Sommer geplant.

7.1.2. Wirtschaftlichkeit von Biogasanlage mit und ohne Wärmenutzung am Beispiel der Biogasanlage Breese/Marsch

In der Abbildung: „Energetische Gegenüberstellung von konventionellen Stromerzeugungsanlagen mit Verbrennungsmotoren und KWK/BHKW-Anlagen. (Schaumann, 2010)" ist eine Energetische Gegenüberstellung von konventionellen Stromerzeugungsanlagen mit Verbrennungsmotoren und KWK/BHKW-Anlagen zu sehen. Die Erhöhung von 36% der nutzbaren Energie auf 76% zeigt, warum Kraft-Wärme-Kopplung aus energetischer Sicht sinnvoll ist.

Abschließend soll anhand einer vereinfachten Wirtschaftlichkeitsberechnung mit geschätzten Werten der Biogasanlage der Breese/Marsch GbR verdeutlich werden, dass die die Nutzung der thermischen Energie bei einem Biogas-BHKW zusätzlich auch aus rein wirtschaftlicher Sicht zwingend zu empfehlen ist.

Bei dem Betrieb von konventionellen Biogasanlagen ist der Einsatz von hohen prozentualen Anteilen Mais üblich. Für dieses Rechenbeispiel ist zur Vereinfachung davon ausgegangen worden, dass die Biogasanlage Breese/Marsch ausschließlich mit Mais und Gülle betrieben wird. Aus diesem Grund werden NaWaRo und Güllebonus in vollem Umfang angenommen. Alternative Energiepflanzen oder die gesellschaftliche Diskussion um Nahrungsmittelproduktion kontra Energieerzeugung bleiben in dieser Arbeit unbeleuchtet.

Für den Betrieb einer durchschnittlichen 500 kW Biogasanlage, wie die der Breese/Marsch GbR, wird folgendes angenommen:

Eine 500 kW Anlage benötigt ca. 10.000t Mais im Jahr. Aus einer Tonne Mais werden ca. 200 m³ Biogas erzeugt, was bei 2 kWh/m³ Biogas ca. 400 kWh/t Mais ergibt. Für die weitere Betrachtung wird mit einer jährlichen Energiemenge von 4.000.000 kWh gerechnet.

Bei der ausschließlichen Nutzung der elektrischen Energie bleibt nach eigenen Angaben (nach Abzug der Kosten für das Inputmaterial, die Anlage und den Betrieb, Abschreibungen und Kapitaldienste) nur ein geringer Gewinn für die Betreiber. Durch ein sinnvolles Wärmenutzungskonzept können die Einnahmen gesteigert und die Wirtschaftlichkeit der Anlage erhöht werden.

Einnahmen ohne Wärmenutzung			
Vergütung nach EEG 2009		kWh/a	Einnahmen
Grundvergütung	0,1 €/kWh	x 4.000.000	400.000,00 €
NaWaRo Bonus	0, 06 €/kWh	x 4.000.000	24.000,00 €
Güllebonus	0,017 €/kWh	x 4.000.000	68.000,00 €
		Summe:	**492.000,00 €**

Tabelle 6 : Einnahmemöglichkeiten aus EEG-Vergütung ohne Wärmenutzungskonzept

Einnahmen mit einer Wärmenutzung von 25%			
Vergütung nach EEG 2009		kWh/a	Einnahmen
KWK Bonus	0,03 €/kWh	x 4.000.000 x 0,25	30.000,00 €
Wärmeverkauf	0,01 €/kWh	x 4.000.000 x 0,25	10.000,00 €
Wärmeverkauf	0,02 €/kWh	x 4.000.000 x 0,25	20.000,00 €
Wärmeverkauf	0,03 €/kWh	x 4.000.000 x 0,25	30.000,00 €
		Summe maximal:	**60.000,00 €**

Tabelle 7 : Einnahmemöglichkeiten aus EEG-Vergütung mit Wärmenutzungskonzept (Wärmeabnahme 25%)

Einnahmen mit einer Wärmenutzung von 50%			
Vergütung nach EEG 2009		kWh/a	Einnahmen
KWK Bonus	0,03 €/kWh	x 4.000.000 x 0,5	60.000,00 €
Wärmeverkauf	0,01 €/kWh	x 4.000.000 x 0,5	20.000,00 €
Wärmeverkauf	0,02 €/kWh	x 4.000.000 x 0,5	40.000,00 €
Wärmeverkauf	0,03 €/kWh	x 4.000.000 x 0,5	60.000,00 €
		Summe maximal:	**120.000,00 €**

Tabelle 8 : Einnahmemöglichkeiten aus EEG-Vergütung mit Wärmenutzungskonzept (Wärmeabnahme 50%)

Einnahmen mit einer Wärmenutzung von 100%			
Vergütung nach EEG 2009		kWh/a	Einnahmen
KWK Bonus	0,03 €/kWh	x 4.000.000	120.000,00 €
Wärmeverkauf	0,01 €/kWh	x 4.000.001	40.000,00 €
Wärmeverkauf	0,02 €/kWh	x 4.000.002	80.000,00 €
Wärmeverkauf	0,03 €/kWh	x 4.000.003	120.000,00 €
		Summe maximal:	**240.000,00 €**

Tabelle 9 : Einnahmemöglichkeiten aus EEG-Vergütung mit Wärmenutzungskonzept (Wärmeabnahme 100%)

Schon bei einer relativ geringen Auslastung und einer Wärmenutzung von 25% steigen die Einnahmen je nach Wärmeverkaufspreis um bis zu 60.000€ im Jahr an. Unter optimalen Bedingungen und bei einer 100 prozentigen Wärmenutzung können die Einnahmen um 240.000€ jährlich gesteigert werden.

In diesem Modell sind sehr niedrige Preise für den Verkauf von Wärme mit 0,01€/kWh bis 0,03€/kWh angenommen worden. Der aktuelle Marktpreis beim Ökoanbieter Lichtblick liegt bei 0,075€/kWh, eon ist mit 0,071€/kWh für konventionelle Wärme etwas günstiger. Bei weiterhin steigenden Energiepreisen und einer verstärkten Nachfrage nach Energie aus Erneuerbaren Energien kann zukünftig mit deutlich höheren Wärmeverkaufspreisen als den aktuellen 0,01€/kWh in Breese/Marsch gerechnet werden.

Durch ihr Wärmenutzungskonzept ist die Biogasanlage Breese/Marsch den zahlreichen Biogasanlagen einen Schritt voraus, die wenig oder gar keine thermische Energie ihrer Anlage nutzen. Obwohl sich dieses Nutzungskonzept derzeit noch wirtschaftlich darstellen lässt, so ist ein „verpuffen“ dieser Energiemengen weder klimatisch noch energetisch vertretbar.

Die Kraft-Wärme-Kopplung an Biogas Blockheizkraftwerken ist eine sinnvolle Nutzung von Synergien, die einen Gesamtwirkungsgrad von 80-90% ermöglichen. Für die dezentrale Energieerzeugung spielt diese Technik in den nächsten Jahren mit Sicherheit eine entscheidende Rolle.

8. Literatur- und Quellenverzeichnis

Aral. (28. 06 2010). *Aral.* Von http://www.aral.de/aral/sectiongenericarticle.do?categoryId=4000055&contentId=56455 abgerufen

Basshuysen, R. v. (2007). *Ottomotor mit Direkteinspritzung.* Wiesbaden: Vieweg.

Breese/Marsch. (2010). *Betriebsdaten der BGA Breese/Marsch GbR.* Breese.

Dienhart, J. N. (2010). *Ökologische Bewertung der Kraft-Wärme-Kopplung*. Abgerufen am 03. 07 2010 von http://www.bhkw-info.de/einfuehrung/linkemissionen.html

Dietzel, F. W. (2006). *Technische Wärmelehre.* Würzburg: Vogel Buchverlag.

Energieagentur, Ö. (15. 06 2010). *Kraft-Wärme-Kopplung Technologie-Porträt*. Von http://energytech.at/%28de%29/kwk/portrait_kapitel-2_6.html#h2 abgerufen

GE Jenbacher GmbH & Co OHG. (2008). *Kraft-Wärme-Kopplung mit Jenbacher Gasmotoren.* Jenbach.

Horst Schröder, F. V. (2010). *Thermodynamik - Vorlesungsskript.* Hamburg.

Kringels, M. (2007). *Otto- und Dieselmotoren.* Bornheim: SAIYA.

Merker, G. P. (2009). *Grundlagen Verbrennungsmotoren.* Wiesbaden: Vieweg Teubner.

Mollenhauer. (1997). *Handbuch Dieselmotoren.* Wien: Springer.

Panda Umwelttechnik. (2010). *Panda*. Abgerufen am 12. 06 2010 von http://panumtech.com/DE/navigate.html

Pischinger, K. T. (1989). *Thermodynamik der Verbrennungsmaschine.* Wien New York: Springer.

Raffinerie, H. E. (06 2010). *Spezifikation Super Plus.* Von http://www.antonwiller.de/_portal01/cont_portal_frei.php abgerufen

Schaumann, G. (2010). *Kraft-Wärme-Kopplung.* Berlin: Springer.

Schröder, H. (2008). *Verbrennungsmotoren.* Hamburg: Selbstverlag.

Umweltbundesamt. (2009). *Umweltbundesamt.* Von http://www.umweltbundesamt-daten-zur-umwelt.de/umweltdaten/public/theme.do;jsessionid=697723F3C21319174A96241847E95663?nodeIdent=2541 abgerufen

Wikipedia. (03. 07 2010). *Blockheizkraftwerk - Wikipedia*. Abgerufen am 03. 07 2010 von Blockheizkraftwerk: http://de.wikipedia.org/wiki/Blockheizkraftwerk,

Wikipedia. (25. 06 2010). *Wikipedia.* Von http://de.wikipedia.org/wiki/Kohlenstoffdioxid abgerufen

Wikipedia. (25. 06 2010). *Wikipedia Stickoxide.* Von http://de.wikipedia.org/wiki/Stickoxide abgerufen

WKK-Fachverband. (2010). *WKK-Fachverband.* Von Wärmekraftkopplung: http://www.waermekraftkopplung.ch/technik/emissionen.shtml abgerufen

Zahoransky, R. (2007). *Energietechnik.* Offenburg.