



(10) **AT 517636 A1 2017-03-15**

(12) **Österreichische Patentanmeldung**

(21) Anmeldenummer: A 589/2015  
(22) Anmeldetag: 08.09.2015  
(43) Veröffentlicht am: 15.03.2017

(51) Int. Cl.: **F02C 1/10** (2006.01)

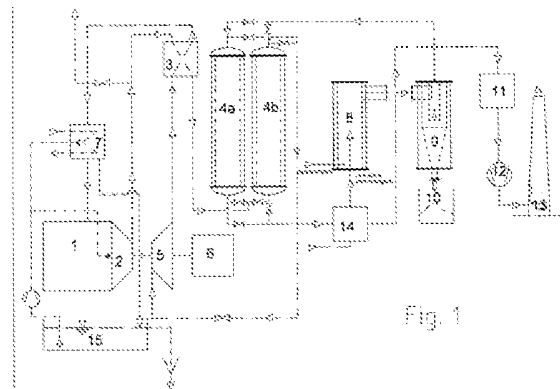
(56) Entgegenhaltungen:  
EP 2420662 A1  
AT 503534 B1

(71) Patentanmelder:  
FALKINGER WALTER ING.  
4030 LINZ (AT)

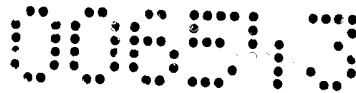
(72) Erfinder:  
Falkinger Walter Ing.  
4030 Linz (AT)

(54) **Wirkungsgradsteigerung bei Heißgasprozessen**

(57) Wirkungsgradsteigerung bei Heißgasprozessen durch Verminderung der Kompressionsleistung indem eine abgestimmte Menge Wasser feinst zerstäubt eingedüst wird mit der Bindung der Kompressionswärme durch Wasserverdunstung, dadurch ergibt sich eine "kühlere" (isothermenähnliche) Kompression, oder durch eine ein - oder mehrfache Zwischenkühlung, wobei neben der rekuperativen Vorerwärmung (3) in einem metallischen Wärmetauscher (4) das Arbeitsgas in einem festbrennstoffbefeuerten kontinuierlich oder alternierend arbeitenden Regenerator ( 4a, 4b) erwärmt wird, das Rauchgas nach dem Regenerator zur Vorerwärmung der Verbrennungsluft (14) des Festbrennstoffes verwendet wird, dadurch hohe Turbineneintrittstemperaturen erreicht werden können und in Verbindung mit einer ein -oder mehrstufigen isentropen Expansion mit Zwischenerhitzungen Wirkungsgrade je nach Arbeitsgases von ca. 65 bis 80 % erreicht werden können.



AT 517636 A1 2017-03-15

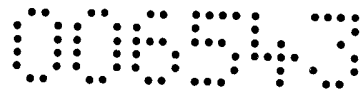


## Zusammenfassung:

Wirkungsgradsteigerung bei Heißgasprozessen durch Verminderung der Kompressionsleistung indem eine abgestimmte Menge Wasser feinst zerstäubt eingedüst wird mit der Bindung der Kompressionswärme durch Wasserverdunstung, dadurch ergibt sich eine „kühlere“ (isothermenähnliche) Kompression, oder durch eine ein – oder mehrfache Zwischenkühlung, wobei neben der rekuperativen Vorerwärmung (3) in einem metallischen Wärmetauscher (4) das Arbeitsgas in einem festbrennstoffbefeueten kontinuierlich oder alternierend arbeitenden Regenerator (4a, 4b) erwärmt wird, das Rauchgas nach dem Regenerator zur Vorerwärmung der Verbrennungsluft (14) des Festbrennstoffes verwendet wird, dadurch hohe Turbineneintrittstemperaturen erreicht werden können und in Verbindung mit einer ein – oder mehrstufigen isentropen Expansion mit Zwischenerhitzungen Wirkungsgrade je nach Arbeitsgasen von ca. 65 bis 80 % erreicht werden können.

Linz, 7. September 2015

Ing. Walter Falkinger  
Afritschweg 14  
4030 L I N Z / Austria  
Tel.: 0049 / 732 / 30 03 94  
E – Mail: [traungold-energy@hotmail.com](mailto:traungold-energy@hotmail.com)



## Patentbeschreibung: Wirkungsgradsteigerung bei Heißgasprozessen

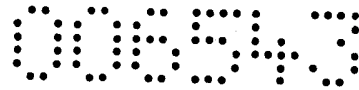
Die nachstehend beschriebene Wirkungsgradsteigerung bezieht sich auf Heißgasprozesse mit geschlossenem Kreislauf für das Arbeitsgas mit Festbrennstoffbefeuerung. Der Stand der Technik für diesen, bzw. verwandten Bereich findet sich bei normalen Dampfkraftprozessen mit einem Wirkungsgrad bis etwa 41 % bei 2 – facher Zwischenüberhitzung des Wasserdampfes. Eine weitere Möglichkeit findet sich in der Vergasung des Festbrennstoffes und Einsatz in einem Gas – und Dampfturbinenkraftwerk, welches für diesen Bereich einen Wirkungsgrad bis ca. 48 % aufweist. Die höchsten bisher kommerziell erreichten Wirkungsgrade in diesem Bereich werden, abgesehen von Brennstoffzellen, bei Einsatz von Erdgas in einem solchen Prozess erreicht mit Werten von etwa 56 % bei Großanlagen. Für den Einsatz im kleineren Bereich sind auch Stirlingmotoren und auch im weitesten Sinne der Heißluftturbinenprozess zu nennen, welche Wirkungsgrade von etwa 23 bis 35 % aufweisen.

Gegenständliches Verfahren ist in Teilschritten an letztere angelehnt, beinhaltet aber weitergehende Maßnahmen, welche eine deutliche Wirkungsgradsteigerung erlauben. Die wichtigsten Parameter für den Wirkungsgrad sind Ansaugtemperatur, Arbeitsgasdruck, Turbineneintrittstemperatur, Isentropenexponent  $\kappa$  und spezifische Wärmekapazität  $c_p$  bei den jeweiligen Temperaturen. Hier sind Gase zu bevorzugen, welche eine möglichst hohe Zunahme mit steigender Temperatur aufweisen. In beiliegender Tabelle (Fig. 3) finden Sie einen Auszug von gängigen Gasen mit deren spez. Wärmekapazität  $c_p$ , erheben aber keinen Anspruch auf Vollständigkeit. Vorläufig gerechnet Luft, Wasserdampf und Kohlendioxid, wo eine differenzierte Betrachtung mit den Enthalpiedifferenzen erfolgen kann. Für den Wirkungsgrad günstig sind geringe Werte für die Kompression und hohe Werte für die Expansion. Hier wäre Ammoniak ( $\text{NH}_3$ ) zu erwähnen, das einen besonderen Umgang bei der Verwendung erfordert. Methan ( $\text{CH}_4$ ) würde zwar von den Werten sehr gut entsprechen, ein brennbares Gas ist trotz eines weitgehend geschlossenen Kreislaufes und einer Spülung mit Wasserdampf beim Wechsel problematisch zu sehen. Beide werden der Vollständigkeit halber auch angeführt, es könnte nicht brennbare andere Gase mit ähnlichen Werten geben.

Bei den hohen Werten der spez. Wärmekapazität gegenüber jenen des Rauchgases bzw. Wärmespeichermaterials des Regenerators ist zu beachten, dass genügend Wärme über der geplanten Arbeitsgastemperatur vorhanden ist, um die geplante Temperatur zu erreichen. Unbedenklich in der Verwendung eines geschlossenen Prozesses sind Wasserdampf, Kohlendioxid und natürlich auch Luft, letztere in einem offenen Prozess verwendet werden kann. Neben der Art des Arbeitsgases ist natürlich auch die möglichst vollständige Ausnutzung der Wärme des eingesetzten Brennstoffes mit niedrigen Temperaturen am Austritt des Prozesses erforderlich, dies durch die Prozessführung gestaltet wird.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zu Grunde, einen Prozess zu beschreiben, welcher mit Festbrennstoffen betrieben werden kann und einen Wirkungsgrad über dem Stand der Technik erreicht.

Die Aufgabe löst die Aufgabe dadurch, dass zur Verminderung der Kompressionsleistung Wasser feinst zerstäubt in den Ansaugtrakt (1) eingedüst wird, damit eine isothermenähnliche Kompression im Kompressor (2) erreicht wird. Siehe auch Fließschemata Fig. 1 und Fig. 2. Durch die Wasserverdunstung wird die normalerweise entstehende Kompressionswärme der isentropen Kompression gebunden und eine „kühlere“ Kompression (Endtemperatur ca.  $100^\circ\text{C}$ ) mit verringertem Leistungsbedarf erreicht. Ein Temperaturanstieg ist erforderlich, um die

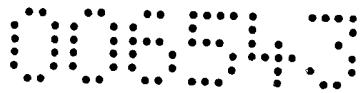


Sättigungsgrenze nicht zu unterschreiten. Als Alternative bietet sich hier an, dass die Kompression in 2 oder mehreren Schritten mit Zwischenkühlung des Arbeitsgases erfolgt. Das Wasserdampf - Arbeitsgasgemisch wird in einem Rekuperator (3) von dem aus der Turbine (5) austretenden und entspannten Arbeitsgas auf das Niveau des Turbinenaustrittes mit einer Temperaturdifferenz vorerwärmt. Die Turbine treibt den Kompressor (2) und Generator (6) an. Am Eintritt in den Arbeitsgaskühler (7) liegt dann im Wesentlichen die Temperatur der Kompressionsendtemperatur vor, welche durch einen luft - oder wassergekühlten Gaskühler auf möglichst geringe Kompressoreintrittstemperatur gebracht wird für niedrige Kompressionsleistungen. Hier kann auch je nach Temperaturniveau die Gewinnung von Heizwärme oder Wasserdampf zur Spülung der Regeneratoren erfolgen. In diesem Kühler erfolgt dann auch die Ausscheidung des Wasserdampfes durch Kondensation, welcher bei der isothermenähnlichen Kompression eingebracht wurde.

Ein Sonderfall und zugleich Vereinfachung findet sich in der Form, dass bei Wasserdampf als Arbeitsgas hier nach der Kompression aus dem Nassdampfgebiet ein Sattdampf mit 10 bar und ca. 180° C vorliegt, wo der entspannte Wasserdampf (1 bar abs.) nach dem Rekuperator etwa dieses Temperaturniveau im überhitzten Zustand vorliegt. Durch Eindüsung von Wasser wird dieser Dampf auf Sattdampf, bzw. Naßdampfniveau 1 bar. abs. gebracht und mit dem Anteil, welcher für die Kompression verwendet wird in einer Kondensationsturbine zur Nutzleistungserzeugung genutzt. Die spez. Wärmekapazität für Wasserdampf ist an und für sich gut, es bedarf aber bei der Kompression von 1 bar abs. eine Temperatur von 100° C dies sich nachteilig für den Kompressionsleistungsbedarf auswirkt.

Die weitere Erwärmung auf Turbineneintrittsniveau nach dem Rekuperator (3) kann in einem metallischen Hochtemperaturwärmetauscher (4) erfolgen, wo aber die Temperaturen mit etwa 850° C beschränkt sind. Der hier erforderliche hitzebeständige Stahl benötigt zudem zur Herstellung größere Mengen an hochwertigen und auch kostenintensiven Legierungsstoffen. Die Führung des Heizmediums (Rauchgas aus der Verbrennung des Feststoffes) erfolgt in der Richtung, dass das aus dem Hochtemperaturwärmetauscher austretende Heizmedium (Rauchgas) zur Erwärmung der in die Brennkammer (8) eintretenden Verbrennungsluft auf etwa Turbinenaustrittsniveau vorerwärmt wird mit einhergehender Brennstoffeinsparung, da die Verbrennungsluft nicht mehr von Umgebungstemperatur erwärmt werden muss, sondern nur noch von etwa 400° bis 600° C. Das Rauchgas mit einem Anteil von Asche wird in einem Heißgaszyklonabscheider (9) entstaubt und die Asche in einem Behälter (10) gesammelt.

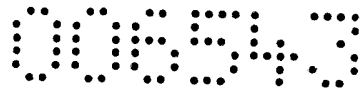
Gegenständliche Anlagenanordnung zielt auf eine deutlich höhere Turbineneintrittstemperatur ab, wo bei heutigem Stand der Technik mit Turbinenschaufelkühlung etwa 1400° C erreicht werden, die mit Hilfe der Erwärmung in einem Regenerator (4a, 4b) mit einem keramischen Wärmespeichermedium (Schamotten) erfolgen soll. Solche sind großtechnisch in Stahlwerken zu finden, wo die Reaktionsluft für den Hochofenprozess erwärmt wird. Die erreichbaren Temperaturen hängen vom Speichermedium und dem Ausmauerungsmaterial bei den Rohrleitungen ab, wo Temperaturen von mehr als 1500° C auch möglich sind. Die Temperaturen des Heizmediums können durchaus auch diesen Bereich erreichen, da die Verbrennungsluft von einem zwischengeschalteten Verbrennungsluftvorwärmer (14) dem austretenden Heizgas (Rauchgas aus der Verbrennung des Festbrennstoffes, de facto separater Kreislauf) aus dem Regenerator zur Vorerwärmung der Verbrennungsluft verwendet wird. Nach der Verbrennungslufterwärmung wird das Rauchgas zur Feinentstaubung und Entschwefelungsanlage, falls erforderlich DeNOX - Anlage (11) über einen Ventilator (12) und Kamin (13) ins Freie geleitet.



Der große Vorteil eines Regenerators sind die erreichbaren hohen Temperaturen und auch Drücke, wo bei der nachstehend näherungsweise Berechnung des Wirkungsgrades eine Temperatur des Arbeitsgases von  $1200^{\circ}\text{C}$  und ein Druck von etwa 10 bar unterstellt wurde. Zur Effizienzsteigerung könnte auch eine technisch mögliche Zwischenerhitzung bei halbem Enthalpiegefälle erfolgen, dies den Wirkungsgrad weiter erhöht. Sofern kein kontinuierlich arbeitender Regenerator zum Einsatz kommen kann, sind zu einem kontinuierlichen Betrieb mittels Behälter zumindest 2 solcher Regeneratoren erforderlich, besser 3, da hier ein vollkontinuierlicher Betrieb möglich wäre und um Zeit für eine gute Ausnutzung des Restgases unter Druck im Behälter und der Wärme zu ermöglichen (Nutzung des Druckes für die Füllung eines Regenerators bis zum halben Druck und Nutzung des Restdruckes über eine separate Turbine auf 1 bar abs.). Der jeweils drucklose Regenerator ist vorzugeweise mit Wasserdampf zu spülen, um das restliche Rauchgas und auch eventuelle Restascheablagerungen aus dem Behälter zu entfernen. Der Wasserdampf kann dann wieder im Gaskühler auskondensiert werden. In der Einspritzwasseraufbereitung (15) werden die Kondensationswässer und Frischwasser zu vollentsalztem Wasser konditioniert.

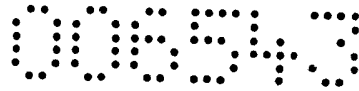
Es ist natürlich wünschenswert, dass solche Anlagen heutige Dampfkraftwerke mit Kohlefeuerung ersetzen. Die Voraussetzungen für einen Umbau sind gut, dass die hier bestehenden Wärmetauscherflächen des Dampfkessels für Verdampfen und Überhitzen für die Rekuperatoren, Lufterwärmung und Gaskühler bei den Neuanlagen genutzt werden können und so die Kosten gesenkt werden können. Es ist zu bedenken, dass bei den Dampfkraftwerken die üblichen Drücke zumeist jenseits von 100 bar liegen mit Temperaturen bei ca.  $550^{\circ}\text{C}$ . Wenn man die geplanten Drücke von ca. 10 bar annimmt, besteht eine wesentlich geringere mechanische Beanspruchung und daher könnten für den Fall auch höhere Temperaturen bei gleichem Werkstoff erreicht werden, wo die Zeitstandfestigkeit Auskunft gibt und von Fall zu Fall in Verbindung mit den nutzbaren Wärmetauscherflächen entschieden werden soll.

Um eine Vorstellung zu erhalten, welche Abmessungen ein Behälter bzw. Masse an Speichermaterial für einen alternierend arbeitenden Regenerator ausmacht, wurden folgende Annahmen unterstellt, die gestaltbar sind: Leistung ca. 100 MW el. Leistung, Schaltzyklus 1h, Temperaturdifferenz etwa  $400^{\circ}\text{C}$ , spez. Gewicht Schamott ca.  $1,85\text{ kg / dm}^3$ , spez. Wärmekapazität ca.  $0,84\text{ kJ / kg}$  und einer freien Durchströmfläche von ca. 50%, ergäbe sich ein Stahlblechzylinder von ca. 5 bis 6 m Durchmesser und einer Höhe von ca. 40 bis 50 m mit einer Behälterwandstärke von etwa 15 bis 20 mm Normalstahl. Das Gewicht des Wärmespeichermaterials läge bei etwa 500 bis 600 to je Zylinder. Eine Verdoppelung des Durchmessers des Stahlzylinders ergäbe zwar eine etwa doppelte Wandstärke, jedoch eine 4-fache Leistungsfähigkeit. Es können aus technischen Gründen auch mehrere kleinere Behälter verwendet werden. Mehrere parallel geschaltete kontinuierlich arbeitende Regeneratoren würden nur ein Teil dieser Speichermassen benötigen und sollten diese den angestrebten Bedingungen entsprechen, wäre aus dieser Sicht der Vorzug zu geben. Zumindest bei drucklosen Anwendungen sind solche Stand der Technik. In diesem Bereich sind für Betrieb und Gestaltung noch Optimierungen möglich.



Bezeichnungen der einzelnen Elemente Fig. 1 und Fig. 2:

- 1 Ansaugtrakt
- 2 Kompressor
- 3 Rekuperator
- 4 Hochtemperaturwärmetauscher
  - 4a Regenerator
  - 4b Regenerator
- 5 Turbine
- 6 Generator
- 7 Arbeitsgaskühler
- 8 Brennkammer
- 9 Heißgaszyklonabscheider
- 10 Aschebehälter
- 11 Entstaubungs - / Entschwefelungsanlage
- 12 Ventilator
- 13 Kamin
- 14 Verbrennungslufterwärmung
- 15 Einspritzwasseraufbereitung



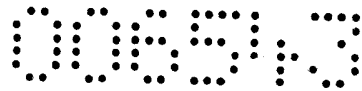
## Näherungsweise Berechnung des Wirkungsgrades:

Ich ersuche hier zu bedenken, dass die hier gewählten Parameter beispielsweise herausgegriffen sind, wo es hinsichtlich der Wahl von Druck und Temperatur eine Vielzahl verschiedener Kombinationen gibt, die naturgemäß zu einem anderen Ergebnis führen. Zudem ist bei dem gewählten Druck von 10 bar abs. bei der Expansion bei einer Turbineneintrittstemperatur von ca. 1200° C die Austrittstemperatur in einem Bereich von ca. 500° C, wo für den Niedertemperaturwärmetauscher überwiegend Normalstahl verwendet werden kann, dies sich günstig auf die Kosten auswirkt. Die angegebenen Werte für die Wärmezufuhr über die spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck ( $c_{pm12}$ ) können im Normalfall der technischen Arbeit bei der Expansion gleichgesetzt werden ( $q_{zu12} = w_{12}$ ), wo durch die Berücksichtigung der Kompressionsarbeit der theoretische Wirkungsgrad ermittelt werden kann. Üblicherweise Ansauglufttemperatur mit 0° C gerechnet, hier 20° C um den Gegebenheit besser zu entsprechen. Für die isothermenähnliche Kompression mit einer Wassereindüsung ist ein Temperaturanstieg erforderlich, um die Sättigungsgrenze nicht zu unterschreiten und liegt bei 10 bar abs. bei ca. 100° C. Die wesentlichsten Faktoren für den Wirkungsgrad sind der gewählte Systemdruck, Arbeitsgastemperatur zum Turbineneintritt, spez. Wärmekapazitäten, Isentropenexponent und natürlich die Prozessführung.

Der Wirkungsgrad für die Expansion und Kompression wurde mit 0,92 unterstellt. Der Erwärmungsbedarf des Gases und damit der Bedarf an Kohle ist vom Arbeitsgas abhängig und wurde mit ca. 3,5 % Massezufuhr berücksichtigt und steht auch an der Turbine zur Arbeitsgewinnung zur Verfügung. Die Zufuhr des Wasserdampfes aus der Kompression erfolgt mit etwas Energieaufwand, da hier das Wasser über den Verdichtungsweg verdunstet und diese Masse unter Leistungsaufwand verdichtet werden muss (über den Weg betrachtet ca. 0,5 der eingedüsten Masse). Die in der Rechnung verwendeten Werte für die mittlere spez. Wärmekapazität stammen aus Tabellen einschlägiger Fachliteratur (siehe Fig. 3 beiliegend).

Feuchtigkeitseintrag: ca. 5 % Wasserzufuhr durch Wassereindüsung in Ansaugluft. Zusätzlich könnten etwa ca. 1,5 % Wasserzufuhr durch Wasserverdunstung durch Temperaturdifferenz am Rekuperator / Regenerator, sowie der zusätzlichen Massezufuhr durch die Verbrennung berücksichtigt werden, gerechnet 5 %.

Generell kann gesagt werden, dass Wasserdampf zumindest in Verbindung mit dem Medium Luft oder CO<sub>2</sub> unter der Voraussetzung, dass Wasserdampf ohne Kompression z.B. mit Hilfe von Abwärmequellen im Arbeitsgas verdunstet werden kann (Masseinbringung in das System ohne Kompressionsaufwand) die Leistung und auch der Wirkungsgrad erhöht wird. Muss der Wasserdampfanteil auch verdichtet werden, steigt nur die Leistung.



## Übersicht Wirkungsgrade Turbineneintrittstemperatur 1200° C und Druck 10 bar abs.

### (Luft):

#### Wirkungsgrad ohne Druckverlust bei 1200° C:

$$858 \text{ kJ / kg} - 280 \text{ kJ / kg} / (858 \text{ kJ / kg} + 45 \text{ kJ / kg}) = 578 \text{ kJ / kg} / 903 \text{ kJ / kg} = 0,651$$

Mit Zwischenerhitzung bei Expansion: 0,699

### (CO<sub>2</sub>):

#### Wirkungsgrad ohne Druckverlust bei 1200° C und Feuchtigkeit vorhanden:

$$805 \text{ kJ / kg} - 176,6 \text{ kJ / kg} / (805 \text{ kJ / kg} + 45 \text{ kJ / kg}) = 628,4 \text{ kJ / kg} / 850 \text{ kJ / kg} = 0,734$$

Mit Zwischenerhitzung bei Expansion: 0,794

### (H<sub>2</sub>O):

#### Wirkungsgrad ohne Druckverlust bei 1200° C mit Nebenprozess:

$$1544,2 \text{ kJ / kg} - 467 \text{ kJ / kg} / (1463 \text{ kJ / kg} + 70 \text{ kJ / kg}) = 1077,2 \text{ kJ / kg} / 1533 \text{ kJ / kg} = 0,698$$

Mit Zwischenerhitzung bei Expansion: 0,759

### (NH<sub>3</sub>):

#### Wirkungsgrad ohne Druckverlust bei 1200° C und Feuchtigkeit vorhanden:

$$2272 \text{ kJ / kg} - 451 \text{ kJ / kg} / (2272 \text{ kJ / kg} + 70 \text{ kJ / kg}) = 1821 \text{ kJ / kg} / 2342 \text{ kJ / kg} = 0,777$$

Mit Zwischenerhitzung bei Expansion: 0,811

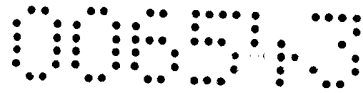
### (CH<sub>4</sub>):

#### Wirkungsgrad ohne Druckverlust bei 1200° C und Feuchtigkeit vorhanden:

$$2915 \text{ kJ / kg} - 479 \text{ kJ / kg} / (2915 \text{ kJ / kg} + 70 \text{ kJ / kg}) = 2436 \text{ kJ / kg} / 2985 \text{ kJ / kg} = 0,816$$

Mit Zwischenerhitzung bei Expansion: 0,845

Die Werte für den erreichbaren Wirkungsgrad mit Druckverlusten – angenommen 1 bar abs. – d.h. Verdichtung auf 11 bar abs. liegen etwa 1 bis 2 % (absolut) unter den angeführten.



## Übersicht Wirkungsgrade für Turbineneintrittstemperatur 850° C und Druck 7 bar abs.

### (Luft):

**Wirkungsgrad bei 0,5 bar Druckverlust bei 850° C und Feuchtigkeit vorhanden:**

$$562 \text{ kJ / kg} - 215 \text{ kJ / kg} = 347 \text{ kJ / kg} / 607 \text{ kJ / kg} = 0,572$$

**Wirkungsgrad bei 0,5 bar Druckverlust bei 850° C und keine Feuchtigkeit vorhanden:**

$$512 \text{ kJ / kg} - 215 \text{ kJ / kg} = 297 \text{ kJ / kg} / 557 \text{ kJ / kg} = 0,533$$

### (H2O):

**Wirkungsgrad bei 0,5 bar Druckverlust bei 850° C mit Nebenprozess:**

$$893 \text{ kJ / kg} - 350 \text{ kJ / kg} = (543 \text{ kJ / kg} + 47) 590 / 938 \text{ kJ / kg} = 0,629$$

### (CO2):

**Wirkungsgrad bei 0,5 bar Druckverlust bei 850° C und Feuchtigkeit vorhanden:**

$$481 \text{ kJ / kg} - 134 \text{ kJ / kg} = 347 \text{ kJ / kg} / 526 \text{ kJ / kg} = 0,659$$

**Wirkungsgrad bei 0,5 bar Druckverlust bei 850° C und keine Feuchtigkeit vorhanden:**

$$439 \text{ kJ / kg} - 134 \text{ kJ / kg} = 305 \text{ kJ / kg} / 484 \text{ kJ / kg} = 0,63$$

### (NH3):

**Wirkungsgrad bei 0,5 bar Druckverlust bei 850° C und Feuchtigkeit vorhanden:**

$$1407 \text{ kJ / kg} - 355 \text{ kJ / kg} = 1052 \text{ kJ / kg} / 1497 \text{ kJ / kg} = 0,703$$

**Wirkungsgrad bei 0,5 bar Druckverlust bei 850° C und keine Feuchtigkeit vorhanden:**

$$1364 \text{ kJ / kg} - 355 \text{ kJ / kg} = 1009 \text{ kJ / kg} / 1454 \text{ kJ / kg} = 0,694$$

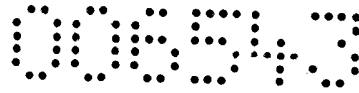
### (CH4):

**Wirkungsgrad bei 0,5 bar Druckverlust bei 850° C und Feuchtigkeit vorhanden:**

$$1730 \text{ kJ / kg} - 375 \text{ kJ / kg} = 1355 \text{ kJ / kg} / 1820 \text{ kJ / kg} = 0,744$$

**Wirkungsgrad bei 0,5 bar Druckverlust bei 850° C und keine Feuchtigkeit vorhanden:**

$$1687 \text{ kJ / kg} - 375 \text{ kJ / kg} = 1312 \text{ kJ / kg} / 1777 \text{ kJ / kg} = 0,738$$



## Medium Luft:

Isothermenähnliche Kompression bis 10 bar abs:

$$w = R \times T \times \ln p_1/p_2 =$$

$$0,2872 \text{ kJ / kg.K} \times 293 \text{ K} \times \ln 1 / 10 = - 193,7 \text{ kJ / kg} \text{ (t = 20°C)}$$

$$0,2872 \text{ kJ / kg.K} \times 353 \text{ K} \times \ln 1 / 10 = - 246,6 \text{ kJ / kg} \text{ (t = 100°C)}$$

Arithmetisches Mittel: - 220 kJ / kg (- = zuzuführende Energie)

Kompression Wasserdampf:

im Verhältnis der Gaskonstanten Wasser 0,4615 kJ / kg.K,  $w = - 354 \text{ kJ / kg}$  (100 %)

Annahme Wasseranteil gesamt ca. 5 % (fällt mit zunehmenden Weg als Gas an, daher etwa Hälfte der Gasmenge über Gesamtverdichtung) -  $354 \text{ kJ / kg} \times 0,025 = 9 \text{ kJ / kg}$

---

$$\text{Verdichtung gesamt: } 220 \text{ kJ / kg} + 9 \text{ kJ / kg} = 229 \text{ kJ / kg}$$

$$\text{Verdichtung Luft für Kühlbedarf ca. 5 \% und Massezufuhr Kohle ca. 3,5 \% = } \\ 229 \text{ kJ / kg} \times 1,085 = \text{ca. } 248 \text{ kJ / kg}$$

**Turbineneintrittstemperatur angenommen 1200° C**, (Isentropenexponent Kappa  $k = 1,40$  sowie Feuchtigkeit verbleibt in Luftstrom)

$$\text{Isobare Wärmezufuhr: } q_{zu12} = c_{pm12} \times (T_1 - T_2)$$

Temperatur Ende Expansion der Isentrope:

$$T_2 = T_1 \times (p_2/p_1)^{\text{hoch } k - 1 / k} \text{ (0,285)}$$

$$1473 \times 1/10^{\text{hoch } 0,285} = 764 \text{ K} = 491^\circ \text{ C}$$

$$c_{pm12} = (c_{pm1} \times t_1) - (c_{pm2} \times t_2) / (t_1 - t_2) = 1,11 \text{ kJ / kg.K} \times 1200^\circ \text{ C} - \\ 1,039 \text{ kJ / kg.K} \times 491^\circ \text{ C} / (1200^\circ \text{ C} - 491^\circ \text{ C}) = 822 / 709 = 1,159 \text{ kJ / kg.K}$$

$$q_{zu12} = c_{pm12} \times (T_1 - T_2) = 1,159 \text{ kJ / kg.K} \times 709 \text{ K} = 822 \text{ kJ / kg} = w_{12}$$

Erwärmung und Expansion des 5 % Wasserdampfanteils im Verhältnis der spez. Wärmekapazität =  $x_2 \ q_{zu12} \text{ Wasserdampf} = 822 \text{ kJ / kg} \times 0,05 \times 2 = 82,2 \text{ kJ / kg}$

$$\text{Anteil von 3,5 \% Massezufuhr durch Brennstoff} = 822 \text{ kJ / kg} \times 1,035 = 850 \text{ kJ / kg}$$

$$\text{Gesamt: } 850 \text{ kJ / kg} + 82,2 \text{ kJ / kg} = 933 \text{ kJ / kg}, \text{ Kompression } 248 \text{ kJ / kg}$$

$$\text{Wirkungsgrad} = \frac{\text{Nutzarbeit}}{\text{Zugeführte Wärme}} = \frac{\text{Expansionsarbeit} - \text{Kompressionsarbeit}}{\text{zugeführte Wärme}}$$

$$\text{Wirkungsgrad: } (933 \text{ kJ / kg} - 248 \text{ kJ / kg}) / (933 \text{ kJ / kg}) = 685 \text{ kJ / kg} / 933 \text{ kJ / kg} = 0,734$$

Ungefähre Berücksichtigung des Turbinen – und Kompressorwirkungsgrades ca. 0,92

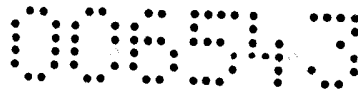
$$\text{Turbine: } 933 \text{ kJ / kg} \times 0,92 = 858 \text{ kJ / kg}, \text{ Differenz } 75 \text{ kJ / kg}$$

$$\text{Kompressor: } 248 \text{ kJ / kg} / 0,92 = 270 \text{ kJ / kg}$$

Theoretischer Wirkungsgrad mit vorhandener Abminderung und Erwärmungsbedarf / Temperaturdifferenz Rekuperator:

$$858 \text{ kJ / kg} - 270 \text{ kJ / kg} / (858 \text{ kJ / kg} + 45 \text{ kJ / kg}) = 588 \text{ kJ / kg} / 903 \text{ kJ / kg} = 0,651$$

Mit Zwischenerhitzung Expansion 0,699



## Medium CO<sub>2</sub> Kohlendioxid

Isothermenähnliche Kompression bis 10 bar abs.

$$w = R \times T \times \ln p_1/p_2 =$$

$$0,1889 \text{ kJ / kg.K} \times 293 \text{ K} \times \ln 1 / 10 = - 127,4 \text{ kJ / kg} \text{ (t = 20°C)}$$

$$0,1889 \text{ kJ / kg.K} \times 373 \text{ K} \times \ln 1 / 10 = - 162,2 \text{ kJ / kg} \text{ (t = 100°C)}$$

Arithmetisches Mittel: - 144,8 kJ / kg (- = zuzuführende Energie)

Kompression Wasserdampf:

im Verhältnis der Gaskonstanten Wasser 0,4615 kJ / kg.K, w = - 354 kJ / kg (100 %)

Annahme Wasseranteil gesamt ca. 5 % (fällt mit zunehmenden Weg als Gas an, daher etwa

Hälfte der Gasmenge über Gesamtverdichtung) - 354 kJ / kg x 0,025 = 9 kJ / kg

---

$$\text{Verdichtung gesamt: } 144,8 \text{ kJ / kg} + 9 \text{ kJ / kg} = 153,8 \text{ kJ / kg}$$

$$\text{Verdichtung CO}_2 \text{ für Kühlbedarf ca. 5 \% und Massezufuhr Kohle ca. 3,5 \% = } \\ 153,8 \text{ kJ / kg} \times 1,085 = \text{ca. } 167 \text{ kJ / kg}$$

Isentropenexponent Kappa k = 1,30

**Turbineneintrittstemperatur 1200° C**, Systemdruck 10 bar abs.

$$\text{Isobare Wärmezufuhr: } q_{zu12} = c_{pm12} \times (T_1 - T_2)$$

Temperatur Ende Expansion der Isentrope:

$$T_2 = T_1 \times (p_2/p_1)^{\text{hoch } k - 1 / k} \text{ (0,231)}$$

$$1423 \times 1/10^{\text{hoch } 0,231} = 866 \text{ K} = 593^\circ \text{ C}$$

$$c_{pm12} = (c_{pm1} \times t_1) - (c_{pm2} \times t_2) / (t_1 - t_2) = 1,159 \text{ kJ / kg.K} \times 1200^\circ \text{ C} - \\ 1,045 \text{ kJ / kg.K} \times 593^\circ \text{ C} / (1200^\circ \text{ C} - 593^\circ \text{ C}) = 771 / 607 = 1,27 \text{ kJ / kg.K}$$

$$q_{zu12} = c_{pm12} \times (T_1 - T_2) = 1,27 \text{ kJ / kg.K} \times 607 \text{ K} = 771 \text{ kJ / kg} = w_{12}$$

Erwärmung und Expansion mit 5 % Wasserdampfanteil im Verhältnis der spez. Wärmekapazität = x 2  $q_{zu12}$  Wasserdampf = 771 kJ / kg x 0,05 x 2 = 77,1 kJ / kg

$$\text{Anteil von 3,5 \% Massezufuhr durch Brennstoff} = 771 \text{ kJ / kg} \times 1,035 = 798 \text{ kJ / kg}$$

$$\text{Gesamt: } 798 \text{ kJ / kg} + 77,1 \text{ kJ / kg} = 875 \text{ kJ / kg, Kompression } 167 \text{ kJ / kg}$$

$$\text{Wirkungsgrad} = \frac{\text{Nutzarbeit}}{\text{Zugeführte Wärme}} = \frac{\text{Expansionsarbeit} - \text{Kompressionsarbeit}}{\text{zugeführte Wärme}}$$

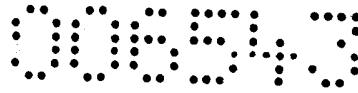
$$\text{Wirkungsgrad: } (875 \text{ kJ / kg} - 167 \text{ kJ / kg}) / (875 \text{ kJ / kg}) = 708 \text{ kJ / kg} / 875 \text{ kJ / kg} = 0,809$$

Ungefähre Berücksichtigung des Turbinen – und Kompressorwirkungsgrades 0,92

$$875 \text{ kJ / kg} \times 0,92 = 805 \text{ kJ / kg, Kompressor: } 167 \text{ kJ / kg} / 0,92 = 181 \text{ kJ / kg}$$

Theoretischer Wirkungsgrad mit vorhandener Abminderung:

$$805 \text{ kJ / kg} - 181 \text{ kJ / kg} / (805 \text{ kJ / kg} + 45 \text{ kJ / kg}) = 624 \text{ kJ / kg} / 850 \text{ kJ / kg} = 0,734$$



## Medium CO<sub>2</sub> Kohlendioxid, gerechnet mit Zwischenkühlung / - erwärmung Expansion

Isothermenähnliche Kompression bis 10 bar abs,

$$w = R \times T \times \ln p_1/p_2 =$$

$$0,1889 \text{ kJ / kg.K} \times 293 \text{ K} \times \ln 1 / 3,162 = - 63,7 \text{ kJ / kg} \text{ (t = 20°C)}$$

$$0,1889 \text{ kJ / kg.K} \times 303 \text{ K} \times \ln 1 / 3,162 = - 65,9 \text{ kJ / kg} \text{ (t = 40°C)}$$

Summe: - 129,6 kJ / kg (- = zuzuführende Energie)

Kompression Wasserdampf:

im Verhältnis der Gaskonstanten Wasser 0,4615 kJ / kg.K, w = - 354 kJ / kg (100 %)

Annahme Wasseranteil gesamt ca. 5 % (fällt mit zunehmenden Weg als Gas an, daher etwa

Hälfte der Gasmenge über Gesamtverdichtung) - 354 kJ / kg x 0,025 = 9 kJ / kg

---

$$\text{Verdichtung gesamt: } 129,6 \text{ kJ / kg} + 9 \text{ kJ / kg} = 138,6 \text{ kJ / kg}$$

$$\text{Verdichtung Luft für Kühlbedarf ca. 5 \% und Massezufuhr Kohle ca. 3,5 \%} = \\ 138,6 \text{ kJ / kg} \times 1,085 = \text{ca. } 150 \text{ kJ / kg}$$

Isentropenexponent Kappa k = 1,30

**Turbineneintrittstemperatur 1200° C**, Systemdruck 10 bar abs.

$$\text{Isobare Wärmezufuhr: } q_{zu12} = c_{pm12} \times (T_1 - T_2)$$

Temperatur Ende Expansion der Isentrope:

$$T_2 = T_1 \times (p_2/p_1)^{\text{hoch } k - 1 / k} \text{ (0,231)}$$

$$1423 \times 1/3,162^{\text{hoch } 0,231} = 1129 \text{ K} = 856^\circ \text{ C}$$

$$c_{pm12} = (c_{pm1} \times t_1) - (c_{pm2} \times t_2) / (t_1 - t_2) = 1,159 \text{ kJ / kg.K} \times 1200^\circ \text{ C} -$$

$$1,01 \text{ kJ / kg.K} \times 856^\circ \text{ C} / (1200^\circ \text{ C} - 856^\circ \text{ C}) = 526 / 344 = 1,529 \text{ kJ / kg.K}$$

$$q_{zu12} = c_{pm12} \times (T_1 - T_2) = 1,529 \text{ kJ / kg.K} \times 344 \text{ K} = 526 \text{ kJ / kg} \times 2 = 1052 \text{ kJ / kg}$$

Erwärmung und Expansion mit 5 % Wasserdampfanteil im Verhältnis der spez.

$$\text{Wärmekapazität} = x_2 \quad q_{zu12} \text{ Wasserdampf} = 1052 \text{ kJ / kg} \times 0,05 \times 2 = 105,2 \text{ kJ / kg}$$

$$\text{Anteil von 3,5 \% Massezufuhr durch Brennstoff} = 1052 \text{ kJ / kg} \times 1,035 = 1088 \text{ kJ / kg}$$

$$\text{Gesamt: } 1088 \text{ kJ / kg} + 105,2 \text{ kJ / kg} = 1193 \text{ kJ / kg}, \text{ Kompression } 159,8 \text{ kJ / kg}$$

$$\text{Wirkungsgrad} = \frac{\text{Nutzarbeit}}{\text{Zugeführte Wärme}} = \frac{\text{Expansionsarbeit} - \text{Kompressionsarbeit}}{\text{zugeführte Wärme}}$$

$$\text{Wirkungsgrad: } (1193 \text{ kJ / kg} - 150 \text{ kJ / kg}) / (1193 \text{ kJ / kg}) = 1043 \text{ kJ / kg} / 1193 \text{ kJ/kg} = 0,874$$

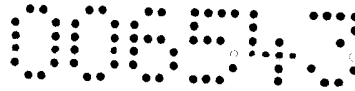
Ungefähre Berücksichtigung des Turbinen – und Kompressorwirkungsgrades 0,92

$$1193 \text{ kJ / kg} \times 0,92 = 1098 \text{ kJ / kg}, \text{ Kompressor: } 150 \text{ kJ / kg} / 0,92 = 163 \text{ kJ / kg}$$

Theoretischer Wirkungsgrad mit vorhandener Abminderung:

$$1098 \text{ kJ / kg} - 163 \text{ kJ / kg} / (1098 \text{ kJ / kg} + 45 \text{ kJ / kg}) = 935 \text{ kJ / kg} / 1143 \text{ kJ / kg} = 0,818$$

$$\text{Nur Expansion mit Zwischenerhitzung: } 1098 - 181 / 1143 = 917 / 1143 = 0,802$$



## Medium Wasserdampf H<sub>2</sub>O:

Isentrope Kompression bis 10 bar abs. aus dem Naßdampfgebiet  $x_s = 0,88$ :

Diagrammwerte: 2380 kJ / kg auf Sattdampf 10 bar abs: 2776 kJ / kg = 396 kJ / kg

Erreichbar durch Ausschleusung von 12 % Dampf 1 bar abs. in Kondensationsprozess

Zusätzliche Nutzung der Dampfabkühlung von ca. 215° C auf 100° C durch Einspritzkühlung  
2900 kJ / kg auf 2676 kJ / kg = 224 kJ / kg = ca. 8,3 %; gesamt 20,3 % mit Nutzung in  
Kondensationsdampfturbine auf 0,05 bar abs. 2676 kJ / kg auf 2240 kJ / kg = 436 kJ / kg x  
0,203 = 88,5 kJ / kg Nutzenthalpie

Verdichtung Wasserdampf für Kühlbedarf ca. 5 % und Massezufuhr Kohle ca. 3,5 % =  
396 kJ / kg x 1,085 = ca. 429,7 kJ / kg

---

## Turbineneintrittstemperatur angenommen 1200° C, (Isentropenexponent Kappa $k = 1,33$ )

Isobare Wärmezufuhr:  $q_{zu12} = c_{pm12} \times (T_1 - T_2)$

Temperatur Ende Expansion der Isentrope:

$$T_2 = T_1 \times (p_2/p_1)^{1/k} \text{ hoch } k - 1 / k (0,248)$$

$$1473 \times 1/10 \text{ hoch } 0,248 = 832 \text{ K} = 559^\circ \text{ C}$$

$$c_{pm12} = (c_{pm1} \times t_1) - (c_{pm2} \times t_2) / (t_1 - t_2) = 2,21 \text{ kJ / kg.K} \times 1200^\circ \text{ C} -$$
$$1,995 \text{ kJ / kg.K} \times 559^\circ \text{ C} / (1200^\circ \text{ C} - 559^\circ \text{ C}) = 1536 / 641 = 2,397 \text{ kJ / kg.K}$$
$$q_{zu12} = c_{pm12} \times (T_1 - T_2) = 2,397 \text{ kJ / kg.K} \times 641 \text{ K} = 1536 \text{ kJ / kg} = w_{12}$$

Anteil von 3,5 % Massezufuhr durch Brennstoff = 1536 kJ / kg x 1,035 = 1590 kJ / kg  
Kompression 429,7 kJ / kg

$$\text{Wirkungsgrad} = \frac{\text{Nutzarbeit}}{\text{Zugeführte Wärme}} = \frac{\text{Expansionsarbeit} - \text{Kompressionsarbeit}}{\text{zugeführte Wärme}}$$

$$\text{Wirkungsgrad: } (1590 \text{ kJ / kg} - 429,7 \text{ kJ / kg}) / (1590 \text{ kJ / kg}) = (1160 \text{ kJ / kg} + 88,5 \text{ kJ / kg})$$
$$1248,5 \text{ kJ / kg} / 1590 \text{ kJ / kg} = 0,785$$

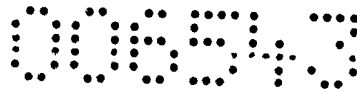
Ungefähre Berücksichtigung des Turbinen – und Kompressorwirkungsgrades ca. 0,92

$$\text{Turbine: } 1590 \text{ kJ / kg} \times 0,92 = 1463 \text{ kJ / kg} + (88,5 \text{ kJ / kg} \times 0,92) = 1544,2 \text{ kJ / kg}$$
$$\text{Kompressor: } 429,7 \text{ kJ / kg} / 0,92 = 467 \text{ kJ / kg}$$

Theoretischer Wirkungsgrad mit vorhandener Abminderung und Erwärmungsbedarf /  
Temperaturdifferenz Rekuperator:

$$1544,2 \text{ kJ / kg} - 467 \text{ kJ / kg} / (1463 \text{ kJ / kg} + 70 \text{ kJ / kg}) = 1077,2 \text{ kJ / kg} / 1533 \text{ kJ/kg} = 0,698$$

Mit Zwischenerhitzung bei Expansion: 0,759



## Medium NH3 Ammoniak

Isothermenähnliche Kompression bis 10 bar abs, Medium NH3 (Ammoniak):

$$w = R \times T \times \ln p_1/p_2 =$$

$$0,4882 \text{ kJ / kg.K} \times 293 \text{ K} \times \ln 1 / 10 = - 329 \text{ kJ / kg} \text{ (t = 20°C)}$$

$$0,4882 \text{ kJ / kg.K} \times 373 \text{ K} \times \ln 1 / 10 = - 419 \text{ kJ / kg} \text{ (t = 85°C)}$$

Arithmetisches Mittel: - 374 kJ / kg (- = zuzuführende Energie)

Kompression Wasserdampf:

im Verhältnis der Gaskonstanten Wasser 0,4615 kJ / kg.K,  $w = - 353 \text{ kJ / kg}$  (100 %)

Annahme Wasseranteil gesamt ca. 5 % (fällt mit zunehmenden Weg als Gas an, daher etwa Hälfte der Gasmenge über Gesamtverdichtung) -  $353 \text{ kJ / kg} \times 0,025 = 9 \text{ kJ / kg}$

---

$$\text{Verdichtung gesamt: } 374 \text{ kJ / kg} + 9 \text{ kJ / kg} = 383 \text{ kJ / kg}$$

$$\text{Verdichtung Luft für Kühlbedarf ca. 5 \% und Massezufuhr Kohle ca. 3,5 \% = } 383 \text{ kJ / kg} \times 1,085 = \text{ca. } 415 \text{ kJ / kg}$$

Isentropenexponent (Kappa = 1,31 NH3)

**Turbineneintrittstemperatur 1200° C**, Systemdruck 10 bar abs. NH3

Isobare Wärmezufuhr:  $q_{zu12} = c_{pm12} \times (T_1 - T_2)$

Temperatur Ende Expansion der Isentrope:

$$T_2 = T_1 \times (p_2/p_1)^{1/k} \text{ (0,237)}$$

$$1473 \times 1/10^{\text{hoch } 0,237} = 853 \text{ K} = 580^\circ \text{ C}$$

$$c_{pm12} = (c_{pm1} \times t_1) - (c_{pm2} \times t_2) / (t_1 - t_2) = 3,28 \text{ kJ / kg.K} \times 1200^\circ \text{ C} - 2,67 \text{ kJ / kg.K} \times 435^\circ \text{ C} / (1200^\circ \text{ C} - 580^\circ \text{ C}) = 2386 / 620 = 3,85 \text{ kJ / kg.K}$$

$$q_{zu12} = c_{pm12} \times (T_1 - T_2) = 3,85 \text{ kJ / kg.K} \times 620 \text{ K} = 2386 \text{ kJ / kg} = w_{12}$$

Anteil von 3,5 % Massezufuhr durch Brennstoff =  $2386 \text{ kJ / kg} \times 1,035 = 2470 \text{ kJ / kg}$

Kompression 415 kJ / kg

$$\text{Wirkungsgrad} = \frac{\text{Nutzarbeit}}{\text{Zugeführte Wärme}} =$$

$$\frac{\text{Expansionsarbeit} - \text{Kompressionsarbeit}}{\text{zugeführte Wärme}} =$$

$$\text{Wirkungsgrad: } (2470 \text{ kJ / kg} - 415 \text{ kJ / kg}) / (2470 \text{ kJ / kg}) = (2055 \text{ kJ / kg} / 2470 \text{ kJ / kg}) = 0,831$$

Ungefähre Berücksichtigung des Turbinen – und Kompressorwirkungsgrades ca. 0,92

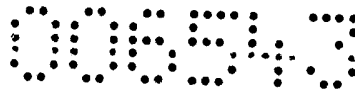
$$\text{Turbine: } 2470 \text{ kJ / kg} \times 0,92 = 2272 \text{ kJ / kg}$$

$$\text{Kompressor: } 415 \text{ kJ / kg} / 0,92 = 451 \text{ kJ / kg}$$

Theoretischer Wirkungsgrad mit vorhandener Abminderung und Erwärmungsbedarf / Temperaturdifferenz Rekuperator:

$$2272 \text{ kJ / kg} - 451 \text{ kJ / kg} / (2272 \text{ kJ / kg} + 70 \text{ kJ / kg}) = 1821 \text{ kJ / kg} / 2342 \text{ kJ / kg} = 0,777$$

Mit Zwischenerhitzung bei Expansion: 0,811



## Medium CH4 Methan

Isothermenähnliche Kompression bis 7 bar abs, Medium CH4 (Methan):

$$W = R \times T \times \ln p_1/p_2 =$$

$$0,5183 \text{ kJ / kg.K} \times 293 \text{ K} \times \ln 1 / 10 = - 350 \text{ kJ / kg (t = 20°C)}$$

$$0,5183 \text{ kJ / kg.K} \times 373 \text{ K} \times \ln 1 / 10 = - 445 \text{ kJ / kg (t = 100°C)}$$

Arithmetisches Mittel: - 398 kJ / kg (- = zuzuführende Energie)

Kompression Wasserdampf:

im Verhältnis der Gaskonstanten Wasser 0,4615 kJ / kg.K, w = - 353 kJ / kg (100 %)

Annahme Wasseranteil gesamt ca. 5 % (fällt mit zunehmenden Weg als Gas an, daher etwa

Hälfte der Gasmenge über Gesamtverdichtung) - 353 kJ / kg x 0,025 = 9 kJ / kg

---

$$\text{Verdichtung gesamt: } 398 \text{ kJ / kg} + 9 \text{ kJ / kg} = 406 \text{ kJ / kg}$$

$$\text{Verdichtung Luft für Kühlbedarf ca. 5 \% und Massezufuhr Kohle ca. 3,5 \% =} \\ 406 \text{ kJ / kg} \times 1,085 = \text{ca. } 441 \text{ kJ / kg}$$

Isentropenexponent (Kappa = 1,32 CH4)

**Turbineneintrittstemperatur 1200° C, Systemdruck 10 bar abs.**

$$\text{Isobare Wärmezufuhr: } q_{zu12} = c_{pm12} \times (T_1 - T_2)$$

Temperatur Ende Expansion der Isentrope:

$$T_2 = T_1 \times (p_2/p_1)^{\text{hoch } k - 1 / k} (0,242)$$

$$1473 \times 1 / 10^{\text{hoch } 0,242} = 844 \text{ K} = 571^\circ \text{ C}$$

$$c_{pm12} = (c_{pm1} \times t_1) - (c_{pm2} \times t_2) / (t_1 - t_2) = 4,001 \text{ kJ / kg.K} \times 1200^\circ \text{ C} - \\ 3,050 \text{ kJ / kg.K} \times 571^\circ \text{ C} / (1200^\circ \text{ C} - 571^\circ \text{ C}) = 3060 / 629 = 4,86 \text{ kJ / kg.K}$$

$$q_{zu12} = c_{pm12} \times (T_1 - T_2) = 4,86 \text{ kJ / kg.K} \times 629 \text{ K} = 3060 \text{ kJ / kg} = w_{12}$$

Anteil von 3,5 % Massezufuhr durch Brennstoff = 3060 kJ / kg x 1,035 = 3168 kJ / kg

Gesamt: 3168 kJ / kg Kompression 441 kJ / kg

$$\text{Wirkungsgrad} = \frac{\text{Nutzarbeit}}{\text{Zugeführte Wärme}} =$$

$$\frac{\text{Expansionsarbeit} - \text{Kompressionsarbeit}}{\text{zugeführte Wärme}}$$

$$\text{Wirkungsgrad: } (3168 \text{ kJ / kg} - 441 \text{ kJ / kg} / (3168 \text{ kJ / kg}) = 2727 \text{ kJ / kg} / 3168 \text{ kJ / kg} = \\ 0,86$$

Ungefähre Berücksichtigung des Turbinen und kompressorwirkungsgrades ca. 0,92

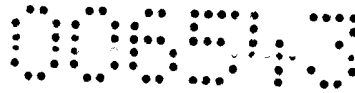
$$\text{Turbine: } 3168 \text{ kJ / kg} \times 0,92 = 2915 \text{ kJ / kg}$$

$$\text{Kompressor: } 441 \text{ kJ / kg} / 0,92 = 479 \text{ kJ / kg}$$

Theoretischer Wirkungsgrad mit vorhandener Abminderung und Erwärmungsbedarf / Temperaturdifferenz Rekuperator:

$$2915 \text{ kJ / kg} - 479 \text{ kJ / kg} / (2915 \text{ kJ / kg} + 70 \text{ kJ / kg}) = 2436 \text{ kJ / kg} / 2985 \text{ kJ / kg} = 0,816$$

Mit Zwischenerhitzung bei Expansion: 0,845



Erzielbare Leistung in Gegenüberstellung mit dem Medium Luft bei gleicher Turbinengröße  
(= gleicher Volumenstrom am Turbinenaustritt bei Expansion ohne Zwischenerhitzung)

Luft:

Werte für spez. Gewicht Luft ( $1,29 \text{ kg} / \text{m}^3$ ) / Luft ( $1,29 \text{ m}^3 / \text{kg}$  bei  $0^\circ \text{C} = 0,775 \text{ kg} / \text{m}^3$ ) = 100 %

Werte für spez. Volumen:  $0,775 \text{ m}^3 / \text{kg}$  (Luft) /  $0,775 \text{ m}^3 / \text{kg} = 100 \%$

Leistung gerechnet gleiche Anlagengröße = gleicher Volumenstrom

Austrittstemperatur Luft:  $764 \text{ K} = 491^\circ \text{C}$ :  $2,17 \text{ m}^3 / \text{kg}$

Wert für Luft:  $2,17 \text{ m}^3 / \text{kg}$  Faktor: 1,0 facher Massestrom x  $1,0 \text{ kg} / \text{sec}$ :  $1,0 \text{ kg} / \text{sec}$

Erzielbare Leistung: Luft 578 KW bei  $1,0 \text{ kg} / \text{sec}$  (Nutzleistung)

$m = 1,0 \text{ kg} / \text{sec} \times 578 \text{ kJ} / \text{kg} = 578 \text{ KW}$

CO<sub>2</sub>:

Werte für spez. Gewicht Luft ( $1,29 \text{ kg} / \text{m}^3$ ) / CO<sub>2</sub> ( $1,977 \text{ m}^3 / \text{kg} = 0,506 \text{ m}^3 / \text{kg}$ ) = 153 %

Werte für spez. Volumen:  $0,775 \text{ m}^3 / \text{kg}$  (Luft) /  $0,506 \text{ m}^3 / \text{kg} = 65,3 \%$

Leistung gerechnet gleiche Anlagengröße = gleicher Volumenstrom

Austrittstemperatur CO<sub>2</sub>:  $866 \text{ K} = 593^\circ \text{C}$ :  $1,61 \text{ m}^3 / \text{kg}$

Wert für Luft:  $2,17 \text{ m}^3 / \text{kg}$  Faktor: 1,35 facher Massestrom x  $1,0 \text{ kg} / \text{sec}$ :  $1,35 \text{ kg} / \text{sec}$

Erzielbare Leistung: Luft 578 KW bei  $1,0 \text{ kg} / \text{sec}$  (Vergleichswert)

$m = 1,35 \text{ kg} / \text{sec} \times 628,4 \text{ kJ} / \text{kg} = 850 \text{ KW}$

Informativ mit Zwischenerhitzung Expansion  $m = 1,04 \text{ kg} / \text{sec} \times 917 \text{ kJ} / \text{kg} = 954 \text{ KW}$

H<sub>2</sub>O:

Werte für spez. Gewicht Luft ( $1,29 \text{ kg} / \text{m}^3$ ) / Wasserdampf ( $1,673 \text{ m}^3 / \text{kg}$  bei  $100^\circ \text{C} = 0,598 \text{ kg} / \text{m}^3$ ) = 100 %

Werte für spez. Volumen:  $1,06 \text{ m}^3 / \text{kg}$  (Luft  $100^\circ \text{C}$ ) /  $1,673 \text{ m}^3 / \text{kg} = 63,3 \%$

Leistung gerechnet gleiche Anlagengröße = gleicher Volumenstrom am Austritt

Austrittstemperatur Luft:  $768 \text{ K} = 559^\circ \text{C}$ :  $3,45 \text{ m}^3 / \text{kg}$

Wert für Luft:  $2,17 \text{ m}^3 / \text{kg}$  Faktor: 0,63 facher Massestrom x  $1,0 \text{ kg} / \text{sec}$ :  $0,63 \text{ kg} / \text{sec}$

Erzielbare Leistung: Luft 578 KW bei  $1,0 \text{ kg} / \text{sec}$  (Vergleichstwert)

$m = 0,63 \text{ kg} / \text{sec} \times 1077,2 \text{ kJ} / \text{kg} = 679 \text{ KW}$

NH<sub>3</sub>:

Werte für spez. Gewicht Luft ( $1,29 \text{ kg} / \text{m}^3$ ) / NH<sub>3</sub> ( $0,772 \text{ kg} / \text{m}^3$ ) = 58,8 %

Werte für spez. Volumen:  $0,775 \text{ m}^3 / \text{kg}$  (Luft) /  $1,295 \text{ m}^3 / \text{kg} = 167 \%$

Leistung gerechnet gleiche Anlagengröße = gleicher Volumenstrom

Austrittstemperatur NH<sub>3</sub>:  $853 \text{ K} = 580^\circ \text{C}$ :  $4,05 \text{ m}^3 / \text{kg}$

Wert für Luft:  $2,17 \text{ m}^3 / \text{kg}$  Faktor: 0,536 facher Massestrom x  $1,0 \text{ kg} / \text{sec}$ :  $0,536 \text{ kg} / \text{sec}$

Erzielbare Leistung: Luft 578 KW bei  $1,0 \text{ kg} / \text{sec}$  (Vergleichstwert)

$m = 0,536 \text{ kg} / \text{sec} \times 1821 \text{ kJ} / \text{kg} = 976 \text{ KW}$

CH<sub>4</sub>:

Werte für spez. Gewicht Luft ( $1,29 \text{ kg} / \text{m}^3$ ) / CH<sub>4</sub> ( $0,717 \text{ kg} / \text{m}^3$ ) = 55,6 %

Werte für spez. Volumen:  $0,775 \text{ m}^3 / \text{kg}$  (Luft) /  $1,394 \text{ m}^3 / \text{kg} = 1,799 \%$

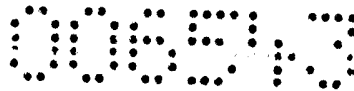
Leistung gerechnet gleiche Anlagengröße = gleicher Volumenstrom

Austrittstemperatur CH<sub>4</sub>:  $844 \text{ K} = 571^\circ \text{C}$ :  $4,31 \text{ m}^3 / \text{kg}$

Wert für Luft:  $2,17 \text{ m}^3 / \text{kg}$  Faktor: 0,504 facher Massestrom x  $1,0 \text{ kg} / \text{sec}$ :  $0,504 \text{ kg} / \text{sec}$

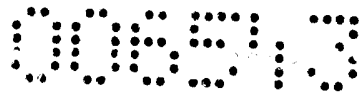
Erzielbare Leistung: Luft 578 KW bei  $1,0 \text{ kg} / \text{sec}$  (Vergleichswert)

$m = 0,504 \text{ kg} / \text{sec} \times 2436 \text{ kJ} / \text{kg} = 1227 \text{ KW}$



## Patentansprüche:

1. Wirkungsgradsteigerung beim Heißgasprozess dadurch gekennzeichnet, dass unter Verwendung der teilweise bekannten Verfahrensschritte das Arbeitsgas in einem geschlossenen System durch einen Kompressor (2) verdichtet wird, über einen Rekuperator (3) mit dem entspannten Arbeitsgas nach dem Turbinenaustritt vorerwärmt wird, die Weitererwärmung bis zur Turbineneintrittstemperatur entweder über einen metallischen Wärmetauscher (4) bzw. vorzugsweise über einen Regenerator (4a, 4b) erfolgt und in der Turbine (5) unter Nutzleistungserzeugung entspannt wird, wobei für die Beheizung des kontinuierlich oder alternierend arbeitenden Regenerators in einem getrennten Kreislauf im drucklosen Zustand in einer Brennkammer (8) ein Festbrennstoff verwendet wird, wo die Verbrennungsluft mittels rekuperativer Verbrennungslufterwärmung (14) mit den austretenden Rauchgas aus dem Regenerator vorerwärmt wird.
2. Wirkungsgradsteigerung beim Heißgasprozess nach Anspruch 1. dadurch gekennzeichnet, dass nach der Abkühlung des entspannten Arbeitsgases, wo sich in der Regel Temperaturen wie nach der Kompressionsendtemperatur zuzüglich einer Temperaturdifferenz ergeben durch einen Arbeitsgaskühler (7) mit einem flüssigen oder gasförmigen Kühlmedium auf Kompressoreintrittstemperatur gebracht wird, bei entsprechendem Niveau und Bedarf als Heizwärme verwendet wird.
3. Wirkungsgradsteigerung beim Heißgasprozess nach Anspruch 1 und 2. dadurch gekennzeichnet, dass zur Verminderung des Kompressionsleistungsbedarfes feinst zerstäubtes Wasser im Ansaugbereich (1) eingedüst und auf diese Weise durch Bindung der Kompressionswärme durch die fortschreitende Wasserteilchenverdunstung eine „kühlere“ Kompression erreicht wird.
4. Wirkungsgradsteigerung beim Heißgasprozess nach Anspruch 1. bis 3. dadurch gekennzeichnet, dass zur Verminderung des Kompressionsleistungsbedarfes die Kompression in 2 oder mehreren Schritten mit Zwischenkühlung erfolgt, wobei diese Wärme auch als Heizwärme genutzt werden kann.
5. Wirkungsgradsteigerung beim Heißgasprozess nach Anspruch 1. bis 4. dadurch gekennzeichnet, dass zur Steigerung der Expansionsleistung die Entspannung in 2 oder mehreren Stufen unter Zwischenerhitzung erfolgt, wobei für jede Stufe ein separater Regenerator verwendet wird.
6. Wirkungsgradsteigerung beim Heißgasprozess nach Anspruch 1. bis 5. dadurch gekennzeichnet, dass als Arbeitsgas vorzugsweise Medien zum Einsatz kommen, welche eine deutliche Zunahme der spez. Wärmekapazität mit der Temperatur aufweisen, um bei niedrigen Temperaturen eine geringe Kompressionsleistung zu erhalten und bei hohen Temperaturen eine hohe Expansionsleistung ermöglichen.



7. Wirkungsgradsteigerung beim Heißgasprozess dadurch gekennzeichnet, dass bei Verwendung von Wasserdampf als Arbeitsgas zur Absenkung der Temperatur auf Kompressoreintrittstemperatur nach dem Rekuperator (3) Wasser in den überhitzten Dampf eingedüst wird, dadurch ein Sattdampf-niveau auf 1 bar abs. erreicht wird und unter Berücksichtigung der Mengenverhältnisse durch Abkühlung und Einspritzwasser in den Kompressor ein Teil des Dampfes in einer Kondensationsturbine Nutzleistung erzeugt wird.
  8. Wirkungsgradsteigerung beim Heißgasprozess dadurch gekennzeichnet, dass bei den Arbeitsgasmedien Luft und CO<sub>2</sub> die Beimengung von Wasserdampf zu einer, je nach Anteil, nennenswerten Leistungssteigerung führt, unter der Voraussetzung Wasserdampf mit Hilfe von Abwärme durch Verdunstung in das System einbringen zu können, auch der Wirkungsgrad steigt.
-

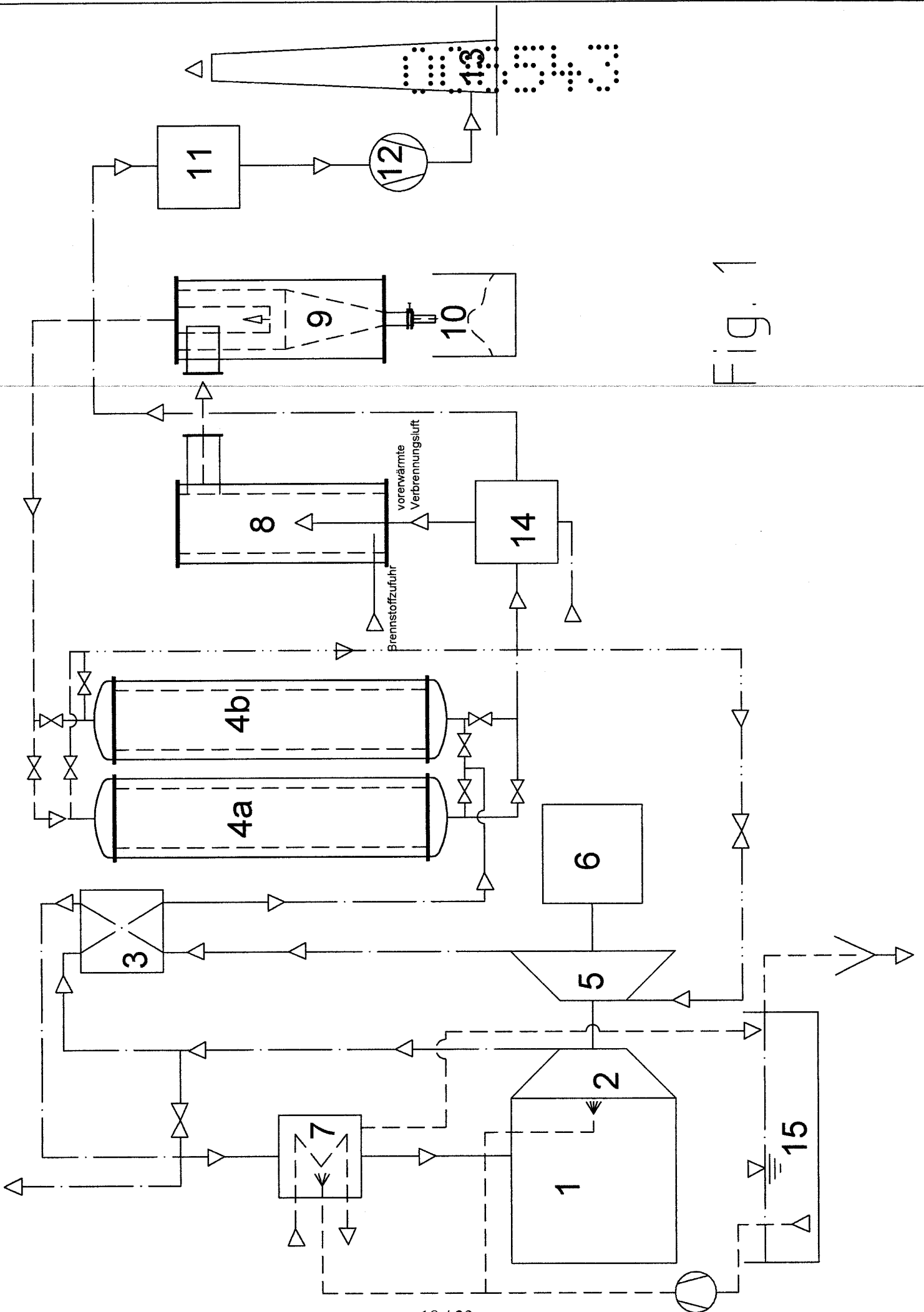


Fig. 1

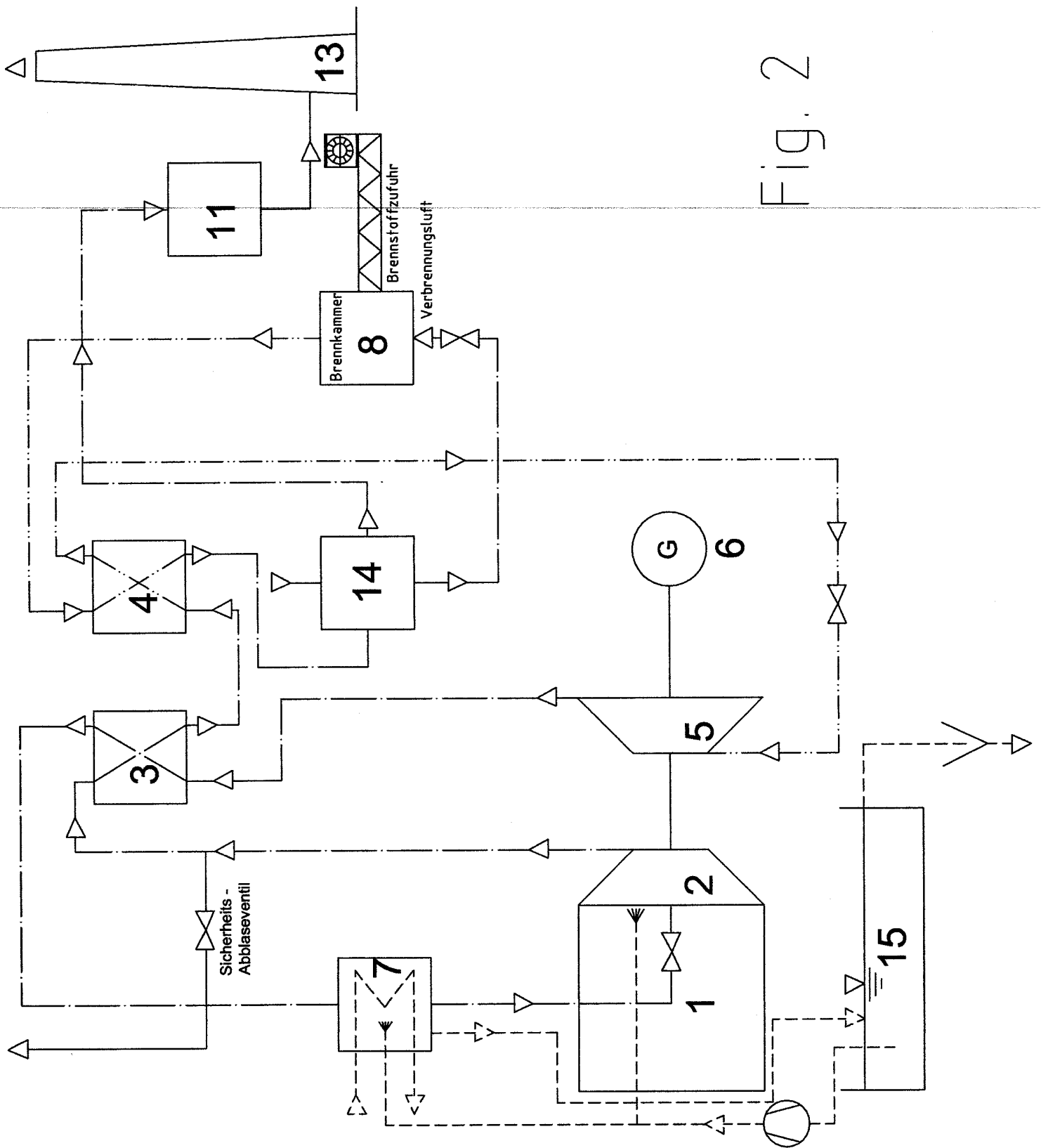
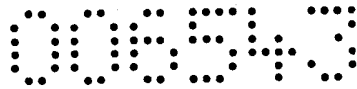


Fig. 2



Tafel 1.7. Mittlere spezifische Wärmekapazität von idealen Gasen  $c_p$  in kJ/(kg K) (umgerechnet nach [3], [6];  $t_0 = 0^\circ\text{C}$ )

$t$ in $^\circ\text{C}$	H <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>	CO	H <sub>2</sub> O (Dampf)	CO <sub>2</sub>	SO <sub>2</sub>
0	14,21	1,040	0,915	1,040	1,858	0,818	0,607
100	14,29	1,041	0,924	1,042	1,873	0,872	0,637
200	14,39	1,045	0,937	1,046	1,893	0,914	0,664
300	14,41	1,049	0,951	1,054	1,919	0,953	0,688
400	14,45	1,058	0,966	1,064	1,947	0,987	0,707
500	14,49	1,067	0,980	1,075	1,977	1,017	0,724
600	14,54	1,076	0,993	1,088	2,010	1,045	0,741
700	14,58	1,088	1,005	1,100	2,042	1,067	0,754
800	14,64	1,100	1,017	1,112	2,077	1,090	0,766
900	14,70	1,109	1,027	1,121	2,110	1,108	0,776
1000	14,79	1,119	1,036	1,131	2,142	1,127	0,784
1100	14,87	1,130	1,044	1,142	2,177	1,144	0,793
1200	14,93	1,137	1,052	1,151	2,210	1,159	0,799
1300	15,03	1,146	1,060	1,159	2,240	1,172	0,806
1400	15,12	1,153	1,066	1,166	2,272	1,185	0,811
1500	15,20	1,161	1,072	1,175	2,302	1,196	0,816
1600	15,28	1,171	1,078	1,181	2,333	1,207	0,820
1700	15,39	1,176	1,083	1,187	2,361	1,217	0,824
1800	15,49	1,181	1,090	1,194	2,388	1,225	0,828
1900	15,58	1,186	1,095	1,199	2,414	1,235	0,831
2000	15,66	1,192	1,100	1,205	2,440	1,242	0,835

$t$ in $^\circ\text{C}$	Luft	NH <sub>3</sub>	H <sub>2</sub> S	CH <sub>4</sub>	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	C <sub>2</sub> H <sub>4</sub>	C <sub>2</sub> H <sub>2</sub>	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>
0	1,004	2,055	0,995	2,158	1,654	1,496	1,629	1,512
100	1,008	2,136	1,014	2,310	1,825	1,682	1,768	1,717
200	1,012	2,240	1,035	2,467	2,034	1,860	1,876	1,922
300	1,019	2,351	1,057	2,642	2,190	2,022	1,970	2,123
400	1,029	2,466	1,081	2,822	2,437	2,175	2,042	2,328
500	1,039	2,587	1,105	2,996	2,541	2,312	2,106	2,533
600	1,051	2,707	1,130	3,163		2,437	2,166	
700	1,061	2,820	1,155	3,328		2,549	2,219	
800	1,073	2,928	1,179	3,479		2,672	2,270	
900	1,081	3,026	1,201	3,620		2,755	2,315	
1000	1,093	3,117	1,223	3,759		2,848	2,359	
1100	1,102	3,201	1,243	3,887				
1200	1,110	3,280	1,263	4,001				
1300	1,117	3,351	1,280					
1400	1,126	3,415	1,296					
1500	1,133	3,476	1,312					
1600	1,142	3,536	1,326					
1700	1,146	3,590	1,341					
1800	1,152	3,638	1,353					
1900	1,158	3,685	1,365					
2000	1,162	3,727	1,377					

FIG. 3

Klassifikation des Anmeldegegenstands gemäß IPC: <b>F02C 1/10</b> (2006.01)
Klassifikation des Anmeldegegenstands gemäß CPC: <b>F02C 1/10</b> (2013.01)
Recherchierte Prüfsubstanz (Klassifikation): F02C
Konsultierte Online-Datenbank: EPODOC

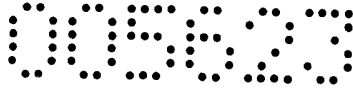
Dieser Recherchenbericht wurde zu den am **08.09.2015** eingereichten Ansprüchen **1-8** erstellt.

Kategorie <sup>1)</sup>	Bezeichnung der Veröffentlichung: Ländercode, Veröffentlichungsnummer, Dokumentart (Anmelder), Veröffentlichungsdatum, Textstelle oder Figur soweit erforderlich	Betreffend Anspruch
X	EP 2420662 A1 (NUOVO PIGNONE SPA) 22. Februar 2012 (22.02.2012) Zusammenfassung; Fig. 3-7; Absätze 0012-0026,0030;	1, 2, 4, 6
Y		1, 3, 5, 8
Y	AT 503534 B1 (FALKINGER) 15. September 2010 (15.09.2010) gesamtes Dokument;	1, 3, 5, 8

Datum der Beendigung der Recherche: 20.01.2016	Seite 1 von 1	Prüfer(in): HÖRZER Klaus
---	---------------	-----------------------------

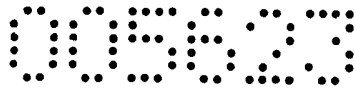
<sup>1)</sup> **Kategorien** der angeführten Dokumente:  
**X** Veröffentlichung **von besonderer Bedeutung**: der Anmeldegegenstand kann allein aufgrund dieser Druckschrift nicht als neu bzw. auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden.  
**Y** Veröffentlichung **von Bedeutung**: der Anmeldegegenstand kann nicht als auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden, wenn die Veröffentlichung mit einer oder mehreren weiteren Veröffentlichungen dieser Kategorie in Verbindung gebracht wird und diese **Verbindung für einen Fachmann naheliegend** ist.

**A** Veröffentlichung, die den allgemeinen **Stand der Technik** definiert.  
**P** Dokument, das von **Bedeutung** ist (Kategorien **X** oder **Y**), jedoch **nach dem Prioritätstag** der Anmeldung veröffentlicht wurde.  
**E** Dokument, das **von besonderer Bedeutung** ist (Kategorie **X**), aus dem ein „**älteres Recht**“ hervorgehen könnte (früheres Anmeldedatum, jedoch nachveröffentlicht, Schutz ist in Österreich möglich, würde Neuheit in Frage stellen).  
**&** Veröffentlichung, die Mitglied der selben **Patentfamilie** ist.



## Patentansprüche:

1. Wirkungsgradsteigerung beim Heißgasprozess unter Verwendung der bekannten Verfahrensschritte das Arbeitsgas in einem geschlossenen System durch einen Kompressor (2) verdichtet wird, über einen Rekuperator (3) mit dem entspannten Arbeitsgas nach dem Turbinenaustritt vorerwärmt wird, die Weitererwärmung bis zur Turbineneintrittstemperatur entweder über einen bekannten metallischen (EP 2420662 A1) Wärmetauscher (4) erfolgt, oder vorzugsweise über ein Regeneratorpaar (4a, 4b) und in der Turbine (5) unter Nutzleistungserzeugung entspannt wird, dadurch gekennzeichnet, dass als Arbeitsgas neben Luft Medien zum Einsatz kommen, welche eine deutliche Zunahme der spez. Wärmekapazität mit der Temperatur aufweisen, wie dies beispielsweise bei CO<sub>2</sub>, Wasserdampf, Ammoniak und Methan in hohem Maße der Fall ist, um bei niedrigen Temperaturen eine geringe Kompressionsleistung zu erhalten und bei hohen Temperaturen eine hohe Expansionsleistung ermöglichen und für die Beheizung des kontinuierlich oder alternierend arbeitenden Regenerators (4, 4a) in einem getrennten Kreislauf im drucklosen Zustand in einer Brennkammer (8) ein Festbrennstoff verwendet wird, wo die Verbrennungsluft mittels rekuperativer Erwärmung (14) mit dem austretenden Rauchgas aus dem Regenerator vorerwärmt wird.
2. Wirkungsgradsteigerung beim Heißgasprozess nach Anspruch 1. dadurch gekennzeichnet, dass nach der Abkühlung des entspannten Arbeitsgases, wo sich in der Regel Temperaturen wie nach der Kompressionsendtemperatur zuzüglich einer Temperaturdifferenz ergeben durch einen Arbeitsgaskühler (7) mit einem flüssigen oder gasförmigen Kühlmedium auf Kompressoreintrittstemperatur gebracht wird, bei entsprechendem Niveau und Bedarf als interne Heizwärmequelle für die Dampferzeugung für die Spülung des Regenerators oder externe Heizwärmequelle für die Raumwärmegewinnung verwendbar ist.
3. Wirkungsgradsteigerung beim Heißgasprozess nach einem der Ansprüche 1. bis 2. dadurch gekennzeichnet, dass zur Verminderung des Kompressionsleistungsbedarfes die Kompression in 2 oder mehreren Schritten mit Zwischenkühlung erfolgt, wobei diese Wärme auch als Heizwärme intern zur Wasserdampferzeugung für die Spülung oder externer Raumwärmegewinnung verwendet wird.
4. Wirkungsgradsteigerung beim Heißgasprozess nach einem der Ansprüche 1. bis 3. dadurch gekennzeichnet, dass zur Steigerung der Expansionsleistung und des Wirkungsgrades die Entspannung in 2 oder mehreren Stufen unter Zwischenerhitzung erfolgt, wobei für jede Stufe ein kontinuierlich arbeitender Regenerator oder diskontinuierlich arbeitendes separates Regeneratorpaar verwendet wird.
5. Wirkungsgradsteigerung beim Heißgasprozess nach einem der Ansprüche 1. bis 4. dadurch gekennzeichnet, dass bei Verwendung von Wasserdampf als Arbeitsgas zur Absenkung der Temperatur auf Kompressoreintrittstemperatur nach dem Rekuperator (3) unmittelbar vor Eintritt in den Kompressor (2) Wasser in den überhitzten Dampf eingedüst wird, dadurch ein Sattdampf-niveau auf 1 bar abs. / 100° C erreicht wird und unter Berücksichtigung der Mengenverhältnisse durch Abkühlung und Einspritzwasser in den Kompressor ein Teil des Dampfes in einer Kondensationsturbine Nutzleistung erzeugt wird.



6. Wirkungsgradsteigerung beim Heißgasprozess nach einem der Ansprüche 1. bis 5. dadurch gekennzeichnet, dass bei den Arbeitsgasmedien Luft und CO<sub>2</sub> die Beimengung von Wasserdampf in einem weiten Bereich durch die höhere spez. Wärmekapazität und damit höherem Enthalpiegefälle bei gegebener Temperaturdifferenz zu einer, je nach Anteil in einem gegebenem Massestrom, nennenswerten Leistungssteigerung führt, die bei bekanntem Anteil thermodynamisch exakt ermittelt werden kann unter der Voraussetzung Wasserdampf mit Hilfe von externen Abwärmequellen oder aus der Zwischenkühlung beim Kompressor durch Verdunstung in das System ohne Kompressionsaufwand einbringen zu können, auch der Wirkungsgrad steigt.
7. Wirkungsgradsteigerung beim Heißgasprozess nach einem der Ansprüche 1. bis 6. dadurch gekennzeichnet, dass am Ende des Zyklus der Beheizung des Regenerators das Rauchgas in den offenen Strömungsquerschnitten der Regeneratormasse im drucklosen Zustand mittels Wasserdampf gespült wird und damit das Rauchgas verdrängt und auf diese Weise eine Teilmischung mit dem verwendeten Medium entsteht, wo der Wasserdampf im Gaskühler durch Kondensation wieder ausgeschieden wird.