

Der Dampf-Hybridmotor (Hansen-Motor)

- Funktion -**
- Optimierung -**
- Leistung -**
- Wirkungsgrad -**

am Beispiel eines Bootsdieselmotors

**- VORSCHLAG -
für ein Dissertationsthema**

Dipl.-Ing. (FH) Daniel Adamczyk

Mai 2021

1 Vorwort

Der einfache Aufbau und die technische Reife machen Verbrennungsmotoren auch in der Gegenwart noch attraktiv. Hinzu kommen die einfachen Rohstoffe, aus denen sie im Gegensatz zu modernen Maschinen bestehen, die im Zuge des Kampfes gegen den Klimawandel entwickelt werden oder bereits eingesetzt sind. Ein echter Vergleich zwischen elektrischen Maschinen und Verbrennungsmotoren jedoch ist kaum möglich. Zwar sind auch elektrische Maschinen Energiewandler, jedoch von elektrischer Energie in mechanische Energie. Elektrische Energie aber kommt in der Natur nicht in nutzbarer Form vor und muss erst künstlich aus natürlich vorkommenden Rohstoffen erzeugt werden. Hierzu sind Verbrennungsmotoren, insbesondere schwere Schiffsdieselmotoren in der Lage. Sie wandeln natürlich vorkommende Rohstoffe wie z.B. Schweröl in mechanische Energie um, aus der dann nahezu verlustlos mit einer elektrischen Maschine, dem Generator, Strom erzeugt werden kann. Moderne Technologien speichern diesen dann verlustbehaftet in Akkumulatoren, die ihrerseits wiederum ihre Leistung in einer weiteren elektrischen Maschine, dem Elektromotor, ebenfalls nahezu verlustlos in mechanische Energie wandeln.

Dies sind große Umwege, und es mangelt an kompakten Anlagen, aus den Rohstoffen der Natur auf direktem Weg elektrische Energie zu erzeugen. Windkraftwerke und Photovoltaik bestimmen daher schon weitestgehend das Erscheinungsbild vormals naturbelassener Flächen zum Ärgernis der Anwohner. Allerdings ist der Wirkungsgrad dieser Anlagen kaum zu übertreffen. Letztlich ist aber wieder die Energiewandlung in mechanische Energie von entscheidender Bedeutung. Die Produktion von Wasserstoff mittels der hiermit direkt gewonnenen elektrischen Energie hat wiederum einen schlechten Wirkungsgrad, und die Wandlung des Wasserstoffs in mechanische Energie hat ebenfalls einen schlechten Wirkungsgrad, so dass insgesamt ein Vergleich mit Verbrennungsmotoren möglich wird, denn der Wirkungsgrad von Verbrennungsmotoren ist ebenfalls schlecht. Immerhin erreichen die ausgereiftesten Modelle der Schiffsdieselmotoren schon einen Wirkungsgrad von 50 %. Doch führt man sich dies vor Augen, so stellt man fest, dass genauso viel Energie an Abwärme freigesetzt wird, wie an mechanischer Energie. Genaugenommen muss das Schiff immer für die doppelte Strecke Treibstoff bunkern. Das ist nicht hinnehmbar, wenn auch zum Beispiel PKW's für die dreifache Strecke tanken müssen. Fahren sie mit Ottomotoren ist es gar die vierfache Strecke. Doch bei einem Wasserstoff-Brennstoffzellenfahrzeug ist die Rechnung kaum besser.

Der Autor hat es sich nun zur Aufgabe gemacht, den größeren Teil der bei der Energieumwandlung auftretenden Energie ins Auge zu fassen und seine Nutzbarkeit zu untersuchen – die Abwärmenutzung von Verbrennungsmotoren. Dies ist kein neues Thema. Die Literatur zeigt diverse Erfindungen dazu auf. Die Verwirklichung scheitert in den meisten Fällen am Arbeitsmedium Wasser, dessen Siedepunkt schließlich erst erreicht werden muss, bevor es ein kompressibles Medium, nämlich Dampf, wird, mit dem Arbeit zumeist in Gestalt von Expansion erst möglich wird. Ein Beispiel ist der Fahrzeugzulieferer Mahle, der waste heat recovery units für Fahrzeuge anbietet, jedoch dienen diese Einheiten nicht als Ergänzung des Hauptantriebs, sondern lediglich zum Betrieb der Klimaanlage oder ähnlichen Nebenaggregaten oder der Speisung eines Akkumulators. Bestenfalls wird der Wirkungsgrad um 5 Prozentpunkte verbessert. Die waste heat recovery systems aber sind derzeit das Beste, was der Markt an Abwärmenutzung zu bieten hat.

Im Fokus dieser Arbeit soll nun der Schiffsantrieb stehen, da Fachleute und Branchenkenner der Ansicht sind, der Dieselmotor würde die Schifffahrt noch über Jahrzehnte beherrschen. Die globalen Treibhausgasemissionen dieses wesentlichen Teils der Transportbranche liegen bei 3 % -

ein nicht zu unterschätzender Wert – und trotz großer Bemühungen ist noch keine Alternative in Sicht. Es sind schlicht die riesigen Entfernungen, die der globale Handel mit sich bringt. Und Reichweite ist stets durch den Bauraum des Fahrzeuges begrenzt, soll es autark sein. Schließlich soll es vor allem Frachtkapazität haben. Dieses Problem erinnert an die Raumfahrt. Für die Mondlandung brauchte es eine Rakete, die zu mehr als 99 Gewichtsprozent aus Antrieb und Treibstoff bestand. Trotzdem musste sie noch mehrstufig ausgeführt werden, um anzukommen und auch noch den Rückweg zu schaffen. Ein irdisches Beispiel zur Lösung des Transportproblems ist die neue Seidenstraße, ein Handelsweg, der China auf dem Schienenweg mit Europa verbindet. Hier wäre in der Theorie auch eine Elektrifizierung denkbar, führt sie doch über Land. Doch auch hier wird auf den Dieselmotor zurückgegriffen. Des Weiteren bildet der Dieselmotor auch noch immer und wohl auch noch lange das Rückgrat der Nutzfahrzeuge, die ebenfalls Teil der Handelsmarine sind und das Transportproblem dominieren. Auch hier wird an Alternativen geforscht, doch das Prinzip von Reichweite und Bauraum gilt hier ebenso. Man spricht auch von Leistungsdichte. Diese beherrscht der Dieselmotor seit über hundert Jahren. Ist auch Wasserstoff stets im Sinn, ist er doch klimaneutral, wenn er mit Windkraft oder Photovoltaik erzeugt wird, so macht er den Forschern doch stets einen Strich durch die Rechnung, wenn es an dessen Lagerung, Speicherung und Transport geht.

Sollte dieses Problem eines Tages gelöst sein, so muss die Zeit des Verbrennungsmotors noch lange nicht vorbei sein, denn Wasserstoff verbrennt und macht damit Expansionsarbeit möglich wie sie Grundlage des Arbeitsprinzips von Verbrennungsmotoren ist. Die Firma Keyou aus München baut bereits Stadtbusse mit Dieselmotoren zu Wasserstoff-Verbrennungsmotoren um. Der Vorteil gegenüber der Wasserstoff-Brennstoffzelle, die für elektrische Energie sorgt, ist die Einsparung wertvoller Ressourcen. Verbrennungsmotoren sind anspruchslos. Elektroantriebe erfordern mehrstufige Energiewandlungen, was sie kompliziert und unwirtschaftlich gegenüber der Verbrennungskraftmaschine macht.

2 Einleitung

Vor diesem Hintergrund steht der Hansen-Motor. Zwar ist er nur eine von vielen Erfindungen zur Abwärmenutzung bei Verbrennungsmotoren, aber er ist vor allem eines: einfach. Mit Einfachheit ist Wirtschaftlichkeit und Robustheit verbunden, sollte er funktionieren. Der Erfinder Prof. h.c. Uwe Hansen aus Albersdorf in Schleswig-Holstein jedenfalls konnte dies nicht nachweislich begründen. Seine Bemühungen zielten vor allem auf den Verkauf des Patents ab. Seine praktischen Versuche ermöglichten keine maßgeblichen Messungen. Zudem standen sie auf keinem theoretischen Fundament, was mit dieser Untersuchung nachgeholt werden soll. Schon der Fernsehbeitrag im regionalen Fernsehen Deutschlands zeigte bereits in den ersten Sekunden den Grund seines Scheiterns: Hansens theoretische Grundlage ist die Dampfmaschine, deren Wirkungsgrad im besten Fall nicht einmal die Hälfte des Dieselmotors ausmacht, und darum gibt es sie auch nicht mehr in der Gegenwart. Jeder Ingenieur, der das Patent zu beurteilen hat, weiß das.

Jedoch weist Hansens Dampfmaschine ein fundamentales Merkmal auf: das Arbeitsmedium. Nie gab es eine Dampfmaschine, die nicht mit Wasser arbeitete. Hansen schlug Butan vor, das jedoch brennbar ist und über die Haupt-Leckstelle, nämlich den Kolbenring, austreten kann. Spätestens über diesen Passus werden die Entscheider stets gestolpert sein.

Auch diese beiden Konstruktionsdetails werden in der Untersuchung zu beachten sein. Vorab jedoch noch die Maschinenbeschreibung in Gestalt eines Gutachtens von Dr. Sönke Harm, Universität Kiel vom 21.05.2005 (Übersetzung):

„Bei dem sogenannten „Hansenmotor“ handelt es sich in der vorliegenden Form um einen modifizierten 4-Takt-Ottomotor bestehend aus drei Zylindern, der um eine quasi im 2-Takt-Betrieb laufende, einzylindrige Wärmekraftmaschine ergänzt worden ist, die ihre Arbeit direkt auf dieselbe Kurbelwelle abgibt. Die für den Betrieb der Wärmekraftmaschine notwendige Energie wird einerseits dabei dem Abgas der drei im Otto-Betrieb laufenden Zylinder und andererseits zusätzlich auch dem Kühlkreislauf des Motors entnommen. Mit diesem System wird eine wesentliche Steigerung des Gesamtwirkungsgrades angestrebt, die in Ansätzen bei ersten Tests auch schon gezeigt werden konnte.

Als Arbeitsmedium für die in einem geschlossenen Zyklus laufende Wärmekraftmaschine kommt aufgrund seiner Siedetemperatur Butan zum Einsatz. Das Butan wird im flüssigen Zustand aus einem Reservoir mittels Rollenzellenpumpen mit einem Druck von ca. 25 bar in einen Wärmetauscher mit guter Effizienz gefördert. Dort nimmt das verdampfende Butan die Wärmeenergie des Abgasstromes der nach dem Otto-Prinzip arbeitenden drei Verbrennungszylinder auf. An dem vierten Zylinder sind durch eine geänderte Nockenwelle die Steuerzeiten des Ein- und Auslassventils so verändert, dass die hinter dem Wärmetauscher mit relativ hohem Druck anstehende Butangas bei jeder (und nicht nur jeder zweiten) Kurbelwellenumdrehung in den Zylinder gelangt und durch Expansion bis zum hermetisch abgedichteten Kolben seine thermische Energie in Form von mechanischer Arbeit direkt auf die Kurbelwelle abgibt. Bei der sich anschließenden Hubbewegung des Kolbens wird das entspannte Butangas durch das Auslassventil in einen Kühler gefördert, in dem es wieder verflüssigt wird und in das Reservoir zurückfließt. Das Gesamtkonzept überzeugt durch einen vergleichsweise geringen Umbauaufwand eines konventionellen Otto-Motors in Verbindung mit einem bereits recht guten technischen Entwicklungsstand. Da insbesondere bei einem Otto-Motor der Gesamtwirkungsgrad durch die relativ hohen Energieverluste im Abgas und im Kühlkreislauf mit ca. 25 bis 30 [%] recht gering ist, birgt eine Energierückgewinnung aus diesen Bereichen prinzipiell ein recht hohes Einsparpotential. Vom mechanischen Aufbau her erscheint eine Serienfertigung eines Motors nach dem vorgestellten

Prinzip im Hinblick auf Fertigungskosten und Haltbarkeit durchaus realistisch. Dabei könnten dann weitere Anpassungen, wie z.B. eine Änderung der Kurbelwelle für einen gleichmäßigen Zündabstand, vorgenommen werden. Wegen der im Vergleich zu einem Otto-Motor wahrscheinlich weniger schnellen Steuerbarkeit der abgegebenen Leistung (langsam laufende Wärmeübertragungsvorgänge) bietet sich zunächst ein Einsatz für überwiegend stationär laufende Motoren z.B. bei der Stromerzeugung an.

Vorab muss jedoch die tatsächlich erreichte Steigerung des Wirkungsgrades auf einem Motorenprüfstand über einen ausreichend langen Zeitraum messtechnisch nachgewiesen werden, um die realisierbare Verbrauchsreduktion und die damit verbundene Einsparung an Kraftstoffkosten quantifizieren zu können, die als Basis zur Beurteilung der Wirtschaftlichkeit einer Serienfertigung herangezogen werden kann. Darüber hinaus werden detaillierte Messungen einer Reihe von Betriebsparameter benötigt, um die richtige Dimensionierung der einzelnen Komponenten messtechnisch zu überprüfen.“

Der stationäre Lauf von Stromerzeugern findet sich auch bei Schiffsantrieben. In der noch ausstehenden praktischen Umsetzung der Maschine in Form eines Prototyps kann sich zeigen, ob für den Hansen-Motor auch Nutzfahrzeuge in Gestalt von Fernlastzügen oder auch Schienenfahrzeugen in diese Kategorie passen.

Um es vorweg zu nehmen, der thermische Wirkungsgrad des Dampfteils der im Folgenden untersuchten Maschine beträgt 0,12. Bei einem Wirkungsgrad moderner Großdiesel wie er in Containerfrachtschiffen verbaut ist beträgt er 0,50. Der Gesamtwirkungsgrad des Hansen-Motors bezieht sich auf den Wirkungsgrad des Dieselmotors und den Wirkungsgrad des Dampfteils. Da die Abwärme des Dieselteils hier nur 50 % beträgt, reduziert sich der Anteil des Dampfteils am technischen Gesamtwirkungsgrad auf 6 %. Dies erinnert an die waste-heat-recovery-unit von Mahle, wobei Reibungsverluste noch nicht einmal berücksichtigt sind. Allerdings nimmt sich dieser Wert angesichts des voraussichtlich zur Verfügung stehenden hohen Drucks des Arbeitsmediums von bis zu 35 bar, die auf den Kolbenboden wirken, geradezu lächerlich aus.

In dieser Untersuchung soll daher detailliert mittels harmonisch aufeinander abgestimmter Effizienz der Maschinenkomponenten auf ingenieurwissenschaftlich-mechanischem Weg eine theoretische Alternative zur Berechnung des technischen Wirkungsgrades gegenüber dem thermischen Wirkungsgrad angeboten werden. Diese kann dann bei der Auswertung eines Versuchs in Form einer messtechnischen Untersuchung eines Prototyps hilfreich zur Seite stehen, sollte Prof. Hansen mit seiner Einschätzung von einer großen Steigerung des Gesamtwirkungsgrades recht behalten.

3 Funktion

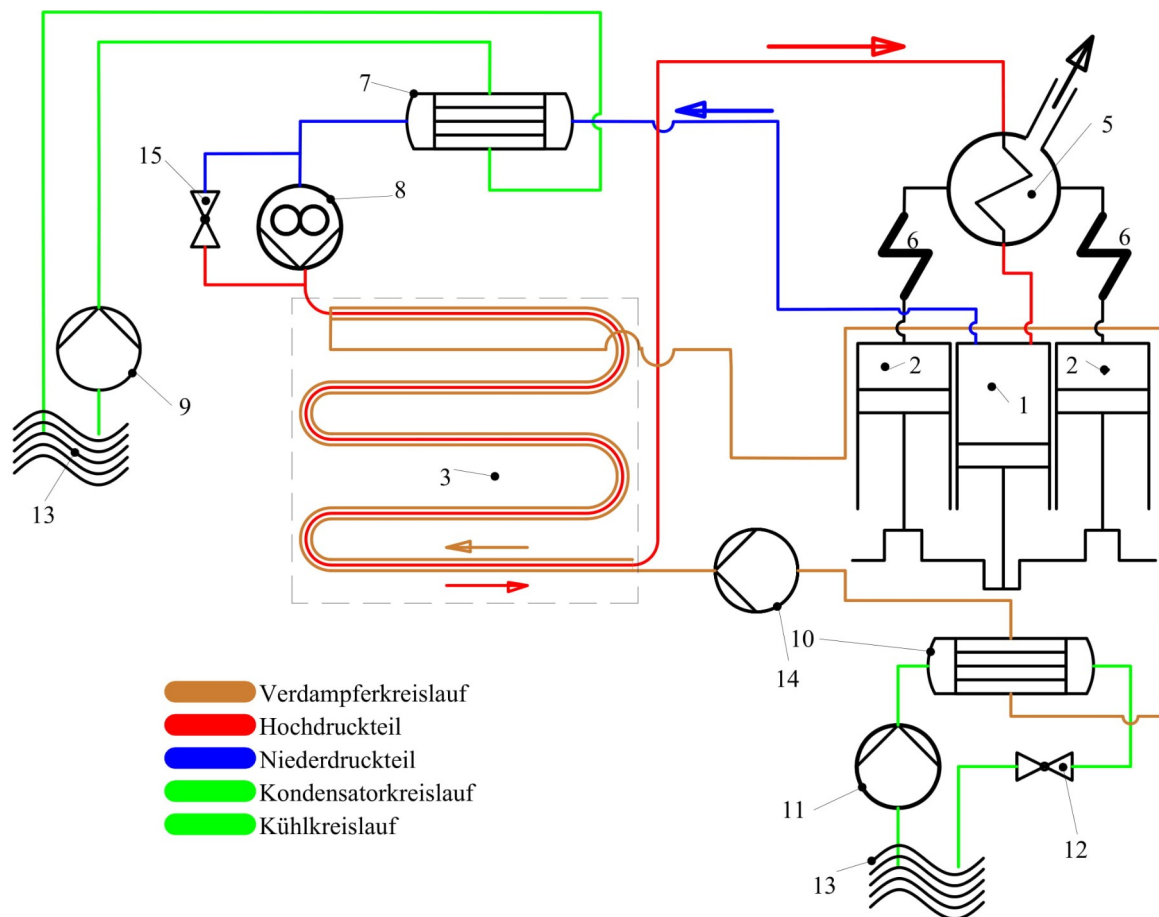


Abbildung 1: Funktionsplan

3.1 Funktionsbeschreibung

3.1.1 Verdampferkreislauf

Der Verdampferkreislauf dient der Erhitzung und Verdampfung des n-Butans im Behälter (4). Die Verbrennung des Dieseltreibstoffs in den Zylindern (2) erzeugt Wärme, die in den Frischwasser-Kühlkreislauf des Motors (2, 1, 2) übergeht. Die Wasserpumpe (14) fördert das erwärmte Frischwasser in den Doppelrohr-Verdampfer (3). Das Rohrbündel, in dem das heiße Frischwasser gegenläufig zum Arbeitsmedium strömt, erhitzt es, so dass es verdampft. Auch ist ein Seewasser-Wärmetauscher (10) Teil dieses Kreislaufs (s. 3.1.5).

3.1.2 Hochdruckteil

Das im Doppelrohr-Verdampfer (3) unter Druck stehende Arbeitsmedium drückt in den Überhitzer (5) o. Hansen-Wärmetauscher, dessen Rohrbündel, in dem das Arbeitsmedium strömt, vom Abgas der Verbrennungsmotor-Zylinder (2) erhitzt wird (6), so dass das Arbeitsmedium bei ~130 °C laut

dem Erfinder Prof. h.c. Hansen auf $p_1 \approx 26$ bar Druck kommt, wenn es sich um n-Butan handelt. Das Arbeitsmedium expandiert dann im Dampfzylinder (1).

3.1.3 Niederdruckteil

Anschließend schiebt der Kolben bei offenem Auslassventil und geschlossenem Dampf-Einlassventil den Dampf aus dem Dampfzylinder (1). Von hier aus strömt der nun unter ~ 9 bar und ~ 85 °C stehende Dampf in den Kondensator, in dem er abkühlt und sich wieder verflüssigt. Die nachgeschaltete Speisepumpe (8) fördert das Flüssiggas zurück in den Behälter.

3.1.3.1 Bypass

Damit der Motor schnell zum Stehen gebracht werden kann, hat die Pumpe einen Bypass, der mit dem Ventil (15) geöffnet werden kann, so dass Hoch- und Niederdruckteil ihren Druck ausgleichen können, und der Dampfzylinder (1) keine mechanische Arbeit mehr abgeben kann.

3.1.4 Kondensatorkreislauf

Die Seewasserpumpe (9) entnimmt der See (13) Wasser zum Kühlen bzw. Verflüssigen des Arbeitsmediums im Niederdruckteil, das durch ein Rohrbündel im Kondensator (7) strömt. Nachdem das Seewasser den Kondensator durchströmt hat, fließt es zurück ins Meer.

3.1.5 Kühlkreislauf

In warmen Regionen der Meere kann es zu einem Überhitzen des Motors kommen, da die Wärmeabgabe des Verdampfers (3) im Behälter (4) an das Arbeitsmedium zum Kühlen des Frischwassers nicht ausreicht, um den Motor bei Betriebstemperatur zu halten. Für diesen Fall sorgt das Zweikreis-Kühlsystem für Abhilfe. Das Absperrventil (12) oder auch *Seeventil* wird geöffnet. Die Pumpe (11) saugt Seewasser (13) an und führt es in den Wärmetauscher (10) wo es das Rohrbündel umströmt, dass das Frischwasser aus dem Verdampferkreislauf (s. Kap. 3.1.1) führt.

4 Dampfdruckkurve des Arbeitsmediums

Die Abdichtung des Kolbens gegen den Zylinder des Dampfteils ist die kritische Stelle des Hansen-Motors. Daher darf nicht mit n-Butan gearbeitet werden. Die Feuergefahr ist zu hoch. Daher wurde alternativ ein Arbeitsmedium namens R1234ze(Z) gewählt, das ursprünglich in Hochtemperatur-Wärmepumpen zum Einsatz kommt. Es ist schwer entflammbar und ungiftig [1], sollte es in die Umgebung gelangen. Seine Leistungsfähigkeit ist n-Butan ähnlich:

Kritische Temperatur	T_c	423.27 K	[2]
Kritischer Druck	p_c	35,30619 bar	[2]
Siedepunkt	T_{sp}	---	
Siededruck	p_{sp}	1,01325 bar	
Temperatur am Tripelpunkt	T_{Tri}	273.0 K	[2]
Druck am Tripelpunkt	p_{Tri}	0.67849 bar	[2]

4 Dampfdruckkurve des Arbeitsmediums

Die Dampfdruckkurve muss aus der Proportionalität der Clausius-Clapeyron-Gleichung wie folgt ermittelt werden: In ihr verbirgt sich eine Linearität des logarithmierten Dampfdrucks in bar über der reziproken Temperatur in K [3]: $y = m \cdot x + b$.

$$m = \frac{\ln(p_2) - \ln(p_1)}{\frac{1}{T_2} - \frac{1}{T_1}} \quad \text{sowie} \quad b = \ln(p) - m \cdot \frac{1}{T} \quad . \quad \text{Mit} \quad p_2 = p_c \quad , \quad p_1 = p_{Tri} \quad , \quad T_2 = T_c \quad \text{und}$$

$T_1 = T_{Tri}$ ergibt sich die Dampfdruckgleichung zu:

$$p(T) = e^{\frac{m}{T} + b} \quad 4.1$$

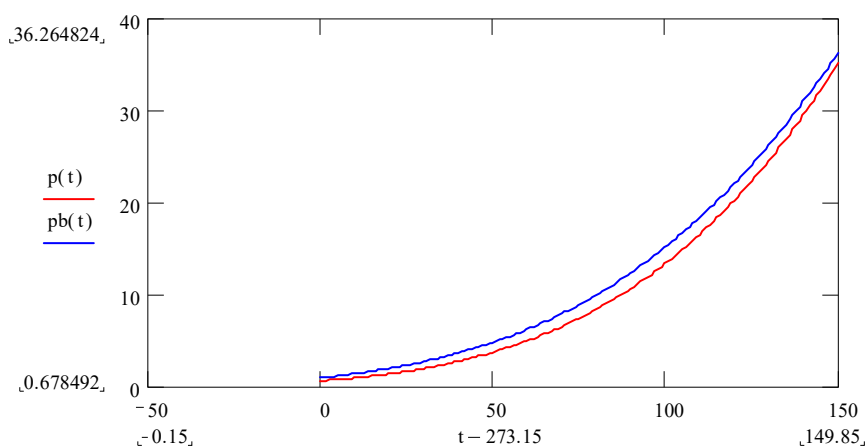


Abbildung 2: Dampfdruckgleichungen n-Butan

Die Abszisse stellt die Temperatur in °C dar und den Druck des Arbeitsmediums dazu in bar an der Ordinate. Wie beim n-Butan (blau) zeigt sich im Bereich von 50...150 °C auch bei R1234ze(Z) (rot) ein starker Druckanstieg, wie er für Kühlwasser (~100 °C) und Abgas (~1000 °C) schon mit n-Butan als Arbeitsmedium ideal für die Anwendung im Motorenbau war.

4.1 Polytrope Expansion

Das n-Butan wird in der Thermodynamik wie ein ideales Gas behandelt, so dass für die adiabate Expansion von einer polytropen Expansion mit $p \cdot V^\kappa = \text{const}$. [4] ausgegangen wird und damit einfach berechenbar wird. Der Polytropenexponent κ ist für n-Butan 1,13. Ausgehend von der Ähnlichkeit der Dampfdruckkurven wird für R1234ze(Z) Ähnliches angenommen werden können, und κ wird sich nicht wesentlich unterscheiden, muss jedoch ermittelt werden:

Aus der Dampfdruckgleichung für R1234ze(Z) ergibt sich für die Temperatur von $T_1 = 130$ °C ein

Druck von $p_1 = 24.67$ bar. Für die adiabate Expansion gilt $\frac{p_1 \cdot V_1}{T_1} = \frac{p_2 \cdot V_2}{T_2}$ [5]. Die Volumina nun

sind die Stellgrößen der Expansion und können angenommen werden. Von der Dampfmaschine aber

wissen wir, dass mit $\frac{V_1}{V_2} \approx \frac{3}{10}$ [6] gearbeitet wurde. T_2 wird gesucht. Der Druck nach der

Expansion p_2 kann mit der Dampfdruckgleichung $e^{\frac{m}{T_2}+b}$ ersetzt werden. Leider ist eine

Umstellung der Gleichung $\frac{p_1 \cdot V_1}{T_1} = \frac{e^{\frac{m}{T_2}+b} \cdot V_2}{T_2}$ nach T_2 nicht möglich, und es muss iteriert werden:

```
t2 := | t2 ← 273.15 + 50
      | while  $\frac{p_1 \cdot 3}{t_1} \geq \frac{e^{\frac{m}{t_2}+b} \cdot 10}{t_2}$ 
      |   t2 ← t2 + 0.00001
      | t2 ← t2
```

Es ergibt sich mit den genannten Werten für p_1 , T_1 , V_1 und V_2 ein T_2 von 67,96 °C. Aus der Dampfdruckgleichung folgt daraus für $p_2 = 6,26$ bar.

Die polytrope Expansion liefert $p_1 \cdot V_1^\kappa = p_2 \cdot V_2^\kappa$. Hieraus ermittelt sich $\kappa = \frac{\ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right)}{\ln\left(\frac{3}{10}\right)}$ zu 1,14.

Dieses Ergebnis wird mit der weiteren Gleichung für die adiabate Expansion nach der Temperatur mit $T \cdot V^{\kappa-1} = \text{const.}$ erfolgreich überprüft.

5 Beispielmachine

Als Grundlage für den Umbau wird der YANMAR 3 GM 30 F favorisiert. Er ist ein häufig vorkommender Bootsmotor mit Zweikreiskühlung wie im Funktionsplan gefordert. Von dieser Maschine gibt es viele Gebrauchtexemplare. Leistungs- und Verbrauchsdiagramm folgen im Kap.9

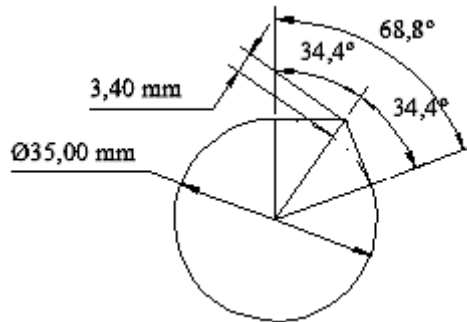
Zylinder:	3	[7]
Bohrung x Hub:	75 x 72 mm	[7]
Hubraum:	0.954 l	[7]
Leistung:	20,3 KW bei 3600 min ⁻¹	[7]

6 Konstruktive Details

- Für den Umbau eines vorhandenen Motors wie hier der Beispielmachine ist es notwendig, das ursprüngliche Auslassventil als Einlassventil zu nutzen, um den Weg bzw. den Wärme- und damit Druckverlust vom Überhitzer o. Hansen-Wärmetauscher zum Arbeitszylinder gering zu halten.

6 Konstruktive Details

- Da die ursprünglichen Nocken für den Dampfzylinder auf der Nockenwelle nicht mehr zu der Anwendung passen, müssen sie durch geeignete Nocken ersetzt werden. Allerdings fallen die Nocken sehr klein aus und bringen nur wenig Ventilhub. Eine denkbare Möglichkeit, dem abzuhelpen, ist es, dem Dampfzylinder eine eigene Nockenwelle zu geben, die in der selben Achse auf der vorhandenen Nockenwelle dreht, aber die doppelte Drehzahl hat, also Kurbelwellendrehzahl, womit die Nocken über den doppelten Winkelbereich greifen und damit erheblich höheren Ventilhub erzeugen können. Die Einlass-Nocke hätte dann bspw. folgende Gestalt:



- Sollte dies aufgrund der Bauweise des Ventiltriebs nicht notwendig sein, gilt: Der Dampfzylinder arbeitet im Zweitakt, d.h. jede Umdrehung hat im Ggs. zu den Viertakt-Diesel-Zylindern einen Arbeitstakt. Weil die Nockenwelle auf den Viertakt-Zyklus abgestimmt ist, dreht sie nur halb so schnell wie die Kurbelwelle. D.h. für den Dampfzylinder erhält die Nockenwelle je zwei gegenüberliegende Nocken pro Ventil.
- Für eine Neukonstruktion wären auch die Hubzapfen der Kurbelwelle in ihrer Position zueinander neu abzustimmen. Der Grund ist die jetzt neue Mischung aus Zweitakt- und Viertakt-Prinzip. Ein ursprünglicher Dreizylinder-Motor entspricht einem Vierzylinder-Motor, da je zwei Kurbelwellenumdrehungen bzw. einer Nockenwellenumdrehung insgesamt vier Arbeitstakte anfallen.
- Auch der Kolbenring ist durch einen Spaltlosen aus Kunststoff zu ersetzen, da dieser hermetisch bzw. besser abdichtet. Das ist möglich, da keine hohen Verbrennungstemperaturen auftreten.
- Der ehemalige Brennraum ist soweit wie möglich auszufüllen, da er die Leistung mindern würde. Er wäre soz. Totvolumen.
- Die Ventulfeder und die Abdichtung des Einlassventils sind zu verstärken, da das Ventil dem Differenzdruck $\Delta p = p_1 - p_2$ standhalten muss. Da auch höhere Drücke als $p_1 = 26 \text{ bar}$ zu erwarten sind, ist bei Neukonstruktion ein konstruktiv neues Ventil ratsam.
- Um die Schmierung der Bauteile zu gewährleisten, wird dem Arbeitsmedium etwas Silikonöl beigefügt.

7 Optimierung

Die Steuerzeiten des Einlassventils bestimmen die Leistung des Dampfzylinders. Während das Auslassventil von UT bis OT geöffnet ist, beginnt zwar das Einlassventil bei OT zu öffnen, aber es ist nicht offensichtlich, wann es schließen muss.

7.1 Einströmarbeit

Anders als zu erwarten beginnt die Optimierung nicht mit der Leistung $P = M \cdot \omega$ sondern mit der Arbeit $W = F \cdot s$ [8]. Denn auch wenn die mechanische Arbeit eine Rotationsarbeit ist, so wird sie doch aus Translationsarbeit transformiert. Reibungsverluste werden in dieser Überschlagsrechnung vernachlässigt. Die Kraft F ist Druck p mal der Kreisfläche A : $F = p \cdot A$. Der Weg s entspricht dem Teil des Hubes H , der genutzt wird, bis das Einlassventil schließt:

$s = x$. Um die Arbeit W in [Nm] zu erhalten, wird mit p in $\frac{\text{N}}{\text{m}^2}$, A in m^2 und s , x und H in m gerechnet.

$$\text{Einströmarbeit} \quad W_1 = p_1 \cdot A \cdot x \quad 7.1.1$$

7.2 Expansionsarbeit

Nachdem im Arbeitstakt das Einlassventil schließt, beginnt das Arbeitsmedium zu expandieren. Diese Expansion verläuft adiabatisch, d.h. idealisiert ohne Wärmeaustausch mit der Umgebung, da Wärmeaustausch Zeit braucht und der hier betrachtete Prozess schnell abläuft. Da eine Expansion jedoch eine Abkühlung des Expansionsmediums mit sich bringt, ändert sich auch der Druck unterproportional zur Volumenänderung im Ggs. zum isothermen Prozess. Die Bedingung lautet $p \cdot V^\kappa = \text{konst.}$ [4]. Der Exponent κ hat für R12346ze(Z) den Wert $\kappa = 1.142$ (vgl. Kap.4.1).

Das Volumen V ergibt sich aus der Kreisfläche A des Kolbenbodens $V = A \cdot s$. Der Weg s geht im Fall der Expansionsarbeit von der Einströmtiefe x bis zum Hub H .

Aus $p \cdot V^\kappa = \text{konst.}$ wird $p_2 = \frac{p_1 \cdot V_1^\kappa}{V_2^\kappa}$ bzw. $p_2 = \frac{p_1 \cdot x^\kappa}{H^\kappa}$, was der Druck p_2 am Ende der

Expansion ist. Allerdings ändert sich der Druck im Zylinder während der adiabatischen Expansion des Arbeitsmediums ständig, so dass die Arbeit in Form eines Integrals aufsummiert werden muss:

$$\text{Expansionsarbeit} \quad W_2 = A \cdot p_1 \cdot \int_x^H \left(\frac{x}{y} \right)^\kappa dy \quad 7.2.1$$

$$\text{Integral gelöst} \quad W_2 = A \cdot p_1 \cdot H \cdot \frac{x^\kappa}{\left[(H^\kappa) \cdot (-1 + \kappa) \right]} + A \cdot \frac{p_1}{(-1 + \kappa)} \cdot x \quad 7.2.2$$

7.3 Ausströmarbeit

Es kann davon ausgegangen werden, dass der Druck im Niederdruckteil im schlechtesten Fall p_2 entspricht, da der Dampf-Kondensator durch Abkühlung und Verflüssigung des Expansionsmediums Druck wegnimmt bzw. die Leistung des Kondensators sonst zu gering ist und die Maschine nicht funktioniert – das Dampfvolumen würde sich aufstauen. Nach Öffnung des Auslassventils schiebt der Kolben das Expansionsmedium gegen den Druck p_2 , so dass die Ausströmarbeit der Einströmarbeit ähnelt:

$$\begin{aligned} W_3 &= -A \cdot p_2 \cdot H \\ \text{Ausströmarbeit} \quad W_3 &= -A \cdot p_1 \cdot \left(\frac{x}{H}\right)^\kappa \cdot H \end{aligned} \quad 7.3.1$$

7.4 Einströmtiefe x_{opt}

Mit diesen Relationen kann die Gesamtarbeit W_{ges} einer Kurbelwellenumdrehung erfasst werden:

$$\begin{aligned} W_{\text{ges}} &= W_2 + W_1 + W_3 \\ \text{Gesamtarbeit} \quad W_{\text{ges}} &= -A \cdot p_1 \cdot H \cdot \left[\frac{x^\kappa}{(H^\kappa) \cdot (-1 + \kappa)} \right] + A \cdot \frac{p_1}{(-1 + \kappa)} \cdot x_1 + p_1 \cdot x \cdot A - p_1 \cdot \left(\frac{x^\kappa}{(H^\kappa)} \right) \cdot H \cdot A \end{aligned} \quad 7.4.1$$

Mit $x=0..H$ ergibt sich folgender Graph:

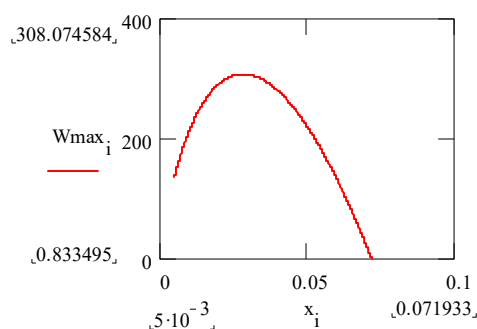


Abbildung 3: Verlauf Gesamtarbeit

Man erkennt an der Abszisse die Einströmtiefe x , über der an der Ordinate die Gesamtarbeit W_{ges} aufgeführt wird. Es ist ein Maximum ersichtlich. Dieses ist zu finden, indem die Ableitung null gesetzt wird. Jedoch ist die Gleichung zu kompliziert, um sie nach x aufzulösen, und so muss mittels des Newton-Verfahrens iteriert werden:

Um die Konvergenz des Verfahrens zu bestimmen wird $\left| \frac{f(x) \cdot f''(x)}{(f'(x))^2} \right| < 1$ bestimmt. In diesem Fall lautet das Anfangs- x 0.01 m. Die Überprüfung ergibt 0.961 und ist damit < 1 , d.h. der Prozess konvergiert. Jetzt kann die eigentliche Rechnung maschinell ausgeführt werden $\left(f(x) = \frac{W_{\text{ges}}}{A \cdot p_1} \right) :$

$$x_{\text{opt}} = \begin{array}{|l} \text{while } f(x) \geq 0 \\ \quad a \leftarrow f(x) \\ \quad b \leftarrow f'(x) \\ \quad x \leftarrow x - \frac{a}{b} \\ \text{end while} \end{array}$$

Das Ergebnis für die optimale Einströmtiefe x_{opt} lautet $x_{\text{opt}} \approx 0.028 \text{ m}$. Da in allen Termen von W_{ges} [s. Gl. 7.4.1] $A \cdot p_1$ vorkommt, ist die optimale Einströmtiefe nur vom Hub H abhängig. Somit kann sie prozentual vom Hub (s. Kap. 5) angegeben werden:

$$\frac{x_{opt}}{H} \cdot 100 = 39,25 \% \quad 7.4.2$$

7.5 Steuerzeiten

Üblicherweise wird bei Kolbenmaschinen die Steuerzeit nicht in Abhängigkeit vom Hub angegeben sondern in Winkeln vor und nach OT (Bsp.-Rechnung: Pleuellänge $pl=110\text{ mm}$ [7]):

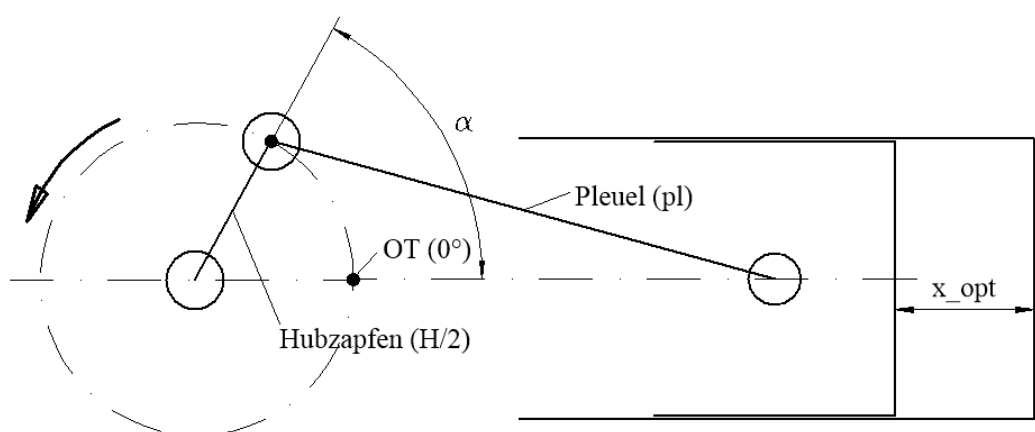


Abbildung 4: Steuerzeiten Einlass

Einströmtiefe über
Kurbelwelle

$$x_{\text{opt}} = \left(\frac{H}{2} + pl \right) - \left[\frac{H}{2} \cdot \cos(\alpha) + \sqrt{pl^2 - \left(\frac{H}{2} \cdot \sin(\alpha) \right)^2} \right] \quad 7.5.1$$

Winkel auf Kurbelwelle

$$\alpha = \pi - \arccos \left[\frac{4 \cdot (x_{\text{opt}})^2 - 4 \cdot x_{\text{opt}} \cdot H - 8 \cdot p_l \cdot x_{\text{opt}} + 2 \cdot H^2 + 4 \cdot H \cdot p_l}{(4 \cdot x_{\text{opt}} \cdot H - 4 \cdot H \cdot p_l - 2 \cdot H^2)} \right] \quad 7.5.2$$

Auf der Kurbelwelle von OT bis $\alpha \cdot \frac{180}{\pi} = 68.854$ Grad nach OT

Auf der Nockenwelle von OT bis $\frac{\alpha}{2} \cdot \frac{180}{\pi} = 34.427$ Grad nach OT

8 Leistung

Die größtmögliche Arbeit pro Kurbelwellenumdrehung W_{ges} lautet unter Einsetzung von x_{opt} in die Gl. 7.4.1 wie schon in Abb. 3 ersichtlich $W_{opt} \approx 308 \text{ N} \cdot \text{m}$. Mit dieser Kenntnis kann auch eine Aussage über die Leistung gemacht werden, ist doch die Drehzahl bekannt:

$$P_{Dampf} = \frac{W_{ges} \cdot n}{60000} \quad . \text{ Die Einheitengleichung dazu: } \frac{\text{N} \cdot \text{m}}{\text{min}} \cdot \frac{\text{min}}{60 \text{ s}} \cdot \frac{\text{KNm}}{1000 \text{ N} \cdot \text{m}} \quad \text{und} \quad \frac{\text{KN} \cdot \text{m}}{\text{s}} = \text{KW} \quad .$$

Bei einem Druck p_1 von 24.7 bar und einer Drehzahl von 3600 min^{-1} ergibt sich damit eine Leistung $P_{Dampf} = 18.5 \text{ KW}$ allein für den Dampfzylinder. Es kann jedoch nicht davon ausgegangen werden, dass der Druck p_1 bei allen Drehzahlen der gleiche ist. Hier kann vorerst nur spekuliert werden.

Allerdings kann jetzt schon eine Aussage über die Maximalleistung gemacht werden, da der Erfinder Prof. h.c. Uwe Hansen die Temperatur des Arbeitsmediums mit rd. 130°C an seiner Versuchsmaschine ermittelt hat, was berücksichtigt wurde:

Es sind vom Dieselmotor nur noch zwei Zylinder geblieben, so dass deren Leistung sich zu

$$P_{Diesel} = 2/3 \cdot P_{Max} = 2/3 \cdot 20,3 \text{ KW} = 13,5 \text{ KW} \quad \text{ergibt.}$$

Daraus folgt eine neue Maximalleistung von $P_{ges} = P_{Diesel} + P_{Dampf} = 32,0 \text{ KW}$.

9 Effizienz

Die Leistung des Dampfzylinder sinkt proportional mit der Drehzahl. Seine Leistung bezieht er aus der Abwärme der Diesel-Zylinder. Somit kann die Gesamtleistung nicht oberhalb des Heizwertes H_u des Diesel-Treibstoffs liegen.

9.1 Verbrauch

Um eine abschließende Aussage über den Verbrauch zu machen, wäre es notwendig, die Dampferzeugung über abgeforderter Leistung und Drehzahl zu quantifizieren. Trotzdem soll im Rahmen der hier vorliegenden Daten ein Anhaltspunkt versucht werden.

Da der Motor nur noch über zwei statt drei Zylinder verfügt, die nach dem Diesel-Prinzip arbeiten, kann der Treibstoffverbrauch nicht über $2/3$ des Höchstverbrauchs steigen. In Kap. 5 finden sich hierzu Aussagen.

9.1.1 Leistung

Zuerst soll eine Funktion nach dem Schaubild (s.u.) [7] gebildet werden. Dies geschieht anschließend mittels des Tabellenkalkulationsprogrammes:

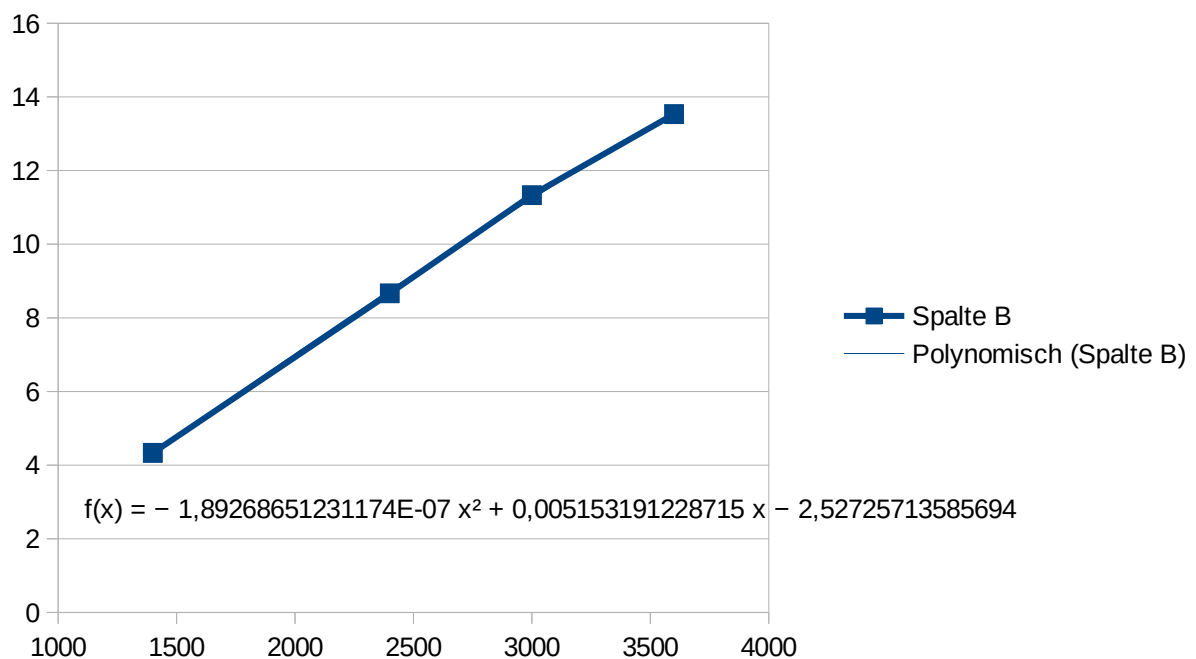
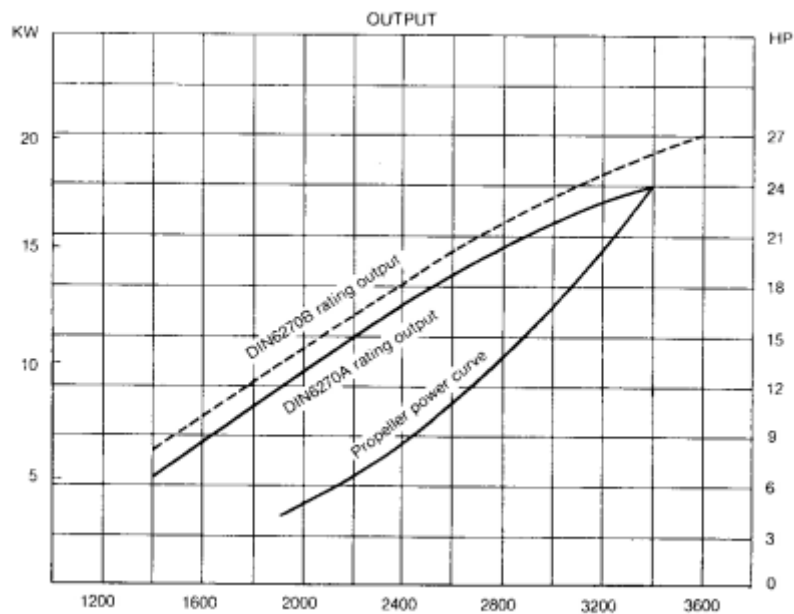


Schaubild 1: Funktion $P(n)$ Bsp.-Motor, 2-Zyl.

Die Funktion soll den Verlauf der Leistung nach DIN 6270 B im Zweizylinder-Modus abbilden, da auch der Verbrauch nach dieser Norm vorliegt. Prinzipiell ist die Leistungskurve eine Gerade. Um das Rechenprinzip aber transparent zu machen, wird mit der vollständigen Funktion gearbeitet.

9 Effizienz

$$P_{ges} = P_{Diesel}(n) + W_{ges} \cdot \frac{n}{60 \cdot 1000} \quad (P_{Diesel}(n) \text{ entspricht } f(x) \text{ im Schaubild 1}).$$

Vor dem Umbau betrug die Höchstleistung der Bsp.-Maschine 20.3 KW bei 3600 min⁻¹. Für diese Leistung werden bei einem Druck $p_1 = 24.7$ bar nach dem Umbau nur noch

$$N(\text{bar}) := \frac{-1}{(2 \cdot a_2)} \cdot \left[a_1 + \frac{W_{ges}(\text{bar})}{k} - \frac{1}{k} \cdot \sqrt{a_1^2 \cdot k^2 + 2 \cdot a_1 \cdot k \cdot W_{ges}(\text{bar}) + (W_{ges}(\text{bar}))^2 + 4 \cdot a_2 \cdot k^2 \cdot P_t - 4 \cdot a_2 \cdot k^2 \cdot a_0} \right]$$

$n_{Vgl} = 2318$ [min⁻¹] benötigt.

9.1.2 Verbrauch

Nach dem Vorbild von Schaubild 1 wird die Funktion für den Verbrauch generiert.

$$f(x) = 2,08011760382213E-05 x^2 - 0,11635611907387 x + 437,18118338846$$

Festgelegt auf eine Gesamtleistung $P_{ges} = 20.3$ KW ergibt sich für variierende Drücke die hierzu notwendige Drehzahl v_p ($P_t = 20,3$ KW Höchstleistung der Originalmaschine, $k = 60000$)

$$v_p := \frac{-1}{(2 \cdot a_2)} \cdot \left[a_1 + \frac{W_{ges_p}}{k} - \frac{1}{k} \cdot \sqrt{a_1^2 \cdot k^2 + 2 \cdot a_1 \cdot k \cdot W_{ges_p} + (W_{ges_p})^2 + 4 \cdot a_2 \cdot k^2 \cdot P_t - 4 \cdot a_2 \cdot k^2 \cdot a_0} \right]$$

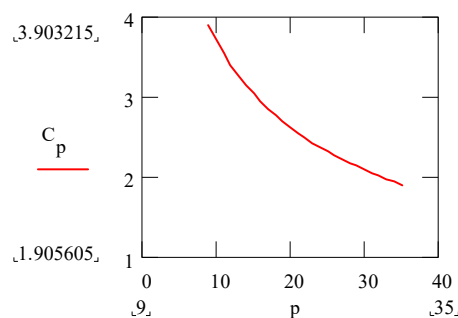
Damit kann über das genannte Verbrauchs-Polynom für den Dieselanteil

$$C_p := \left[c_2 \cdot (v_p)^2 + c_1 \cdot v_p + c_0 \right] \cdot \frac{P_{V_p}}{1000}$$

mit der Leistung des Dieselanteils ($P_{Diesel}(n)$ entspricht P_{V_p})

$$P_{V_p} := a_2 \cdot (v_p)^2 + a_1 \cdot v_p + a_0$$

der Verbrauch C_p bei beliebigen Drücken p_1 in kg/h über dem Druck des Arbeitsmediums an der Abszisse dargestellt werden:



Bei der Originalmaschine entspricht eine Leistungsabnahme von 20,3 KW einem Verbrauch von 5,86 kg/h.

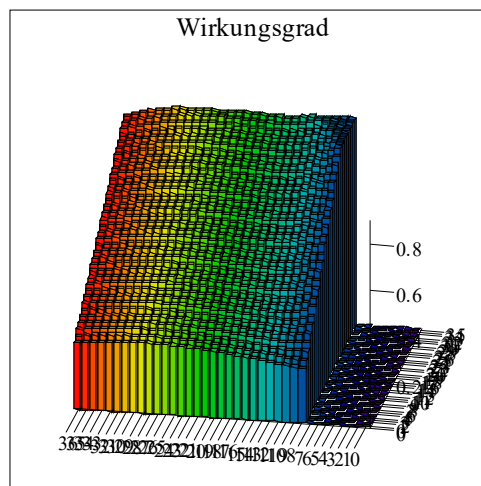
Obwohl beim Hansen-Motor der Druck des Arbeitsmedium zwischen 9 ... 35 bar gewählt wurde, erreicht die Verbrauchsreduzierung mindestens 33 %. Bei 30 bar ergeben sich mehr als 60 % Treibstoffeinsparung.

9.2 Wirkungsgrad

Die Originalmaschine hat einen Wirkungsgrad von $\eta_{Original} = \frac{20,3 \text{ KWh}}{5,86 \text{ kg} \cdot 11,9 \frac{\text{KWh}}{\text{kg}}} \approx 0,29$.

Der Wirkungsgrad des Hansen-Motors stellt sich zwischen 9 ... 35 bar in Abhängigkeit vom Druck des Arbeitsmediums p und der Drehzahl n bei einem Brennwert des Diesel-Treibstoffs von

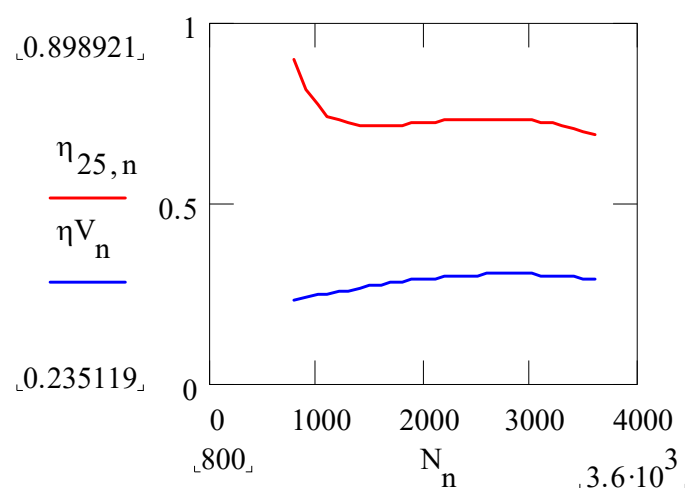
$$11,9 \frac{\text{KWh}}{\text{kg}} \quad [9] \text{ wie folgt dar:} \quad \eta_{p,n} = \frac{P_{ges,p,n}}{H_u \cdot C_n}$$



Eta

η ist bis auf 0.9 begrenzt.

Diese Darstellung lässt sich vielfältig aufschlüsseln. Ein Beispiel ist die Darstellung von η_n bei festem Druck:



Der blaue Graph ist der Wirkungsgrad der Original-Maschine. Darüber in rot der Hansen-Motor bei $p_1 = 25$ bar.

10 Abschlussbemerkung

Bei einer Leistungsabnahme von 20,3 KW ergibt sich bei einem Druck des Arbeitsmediums von nur 9 bar ein Wirkungsgrad von 45 %, was einer Steigerung um 55 % gegenüber dem Original-Motor entspricht. Die notwendige Temperatur des Arbeitsmediums zum Erreichen dieses Wirkungsgrades beträgt nach der Clausius-Clapeyron-Gleichung gerade einmal 82 °C, so dass dieser Wirkungsgrad noch nicht einmal die Betriebstemperatur des Kühlwassers benötigt.

Es ist davon auszugehen, dass der Einsatz des Hansen-Motors weit höhere Wirkungsgrade erzeugen wird als moderne Dieselaggregate jemals erreichen werden. Die Diagramme weisen beste Perspektiven für weitere Forschung am Hansen-Motor auf. Angesichts des hohen Ressourcenverbrauchs in Planung und Umsetzung befindlicher Alternativen zum Verbrennungsmotor weist dieser in Gestalt des Hansen-Motors seine Renaissance auf.

Die vom Erfinder angegebene Betriebstemperatur des Arbeitsmediums von 130 °C muss sich erst noch im Dauerbetrieb zeigen. Für eine Neukonstruktion wäre jedoch für den Dampfzylinder trotzdem ein angepasster Durchmesser angeraten. Die Quote von Dampfzylinder zu Dieselizeindern steht nicht fest.

Die Diskrepanz zwischen dem hier mechanisch festgestellten Wirkungsgrad und dem thermischen

Wirkungsgrad des Dampfzeils $\eta_{th} = 1 - \frac{T_2}{T_1} = 0.12$ ist riesig, doch noch steht die

thermodynamische Berechnung harmonisch ausgelegter Maschinenkomponenten wie Verdampfer, Überhitzer und Kondensator aus, ist doch die Dampferzeugung hier das entscheidende Kriterium. Dennoch erscheint eine Bestimmung des Gesamtwirkungsgrades per Messtechnik am praktisch erstellten Prototyp schon jetzt unausweichlich.

11 Anhang

11.1 Literaturverzeichnis

- 1: , Der Hansen HybridMotor - Nur noch die Hälfte Spritverbrauch, 11. März 2013, <http://horizont-13-energie.blogspot.com/2013/03/der-hansen-hybridmotor-nur-noch-die.html>
- 2: , , , https://w-refrigerant.com/en/latest_refrigerant-en/r1234ze/
- 3: , , , [http://coolprop.sourceforge.net/fluid_properties/fluids/R1234ze\(Z\).html](http://coolprop.sourceforge.net/fluid_properties/fluids/R1234ze(Z).html)
- 4: , , , <https://www.unternehmensberatung-babel.de/industriegase-lexikon/industriegase-lexikon-a-bis-m/dampfdruckgleichung/index.html#LN-P>
- 5: , Lexikon der Physik, 1986
- 6: Wolfgang Geller, Thermodynamik für Maschinenbauer, 2003
- 7: , , , <https://docplayer.org/39030388-5-berechnung-der-arbeitsleistung-einer-dampfmaschine.html>
- 8: , Yanmar Service Manual 3GM30F,
- 9: , Tabellenbuch Metall, 1982
- 10: , , , <https://de.wikipedia.org/wiki/Dieselmkraftstoff>

11.2 Formelzeichen

A	Kreisfläche πr^2
A	Koeffizient Antoine-Gleichung
B	Koeffizient Antoine-Gleichung
b	Koeffizient Geradengleichung
C	Koeffizient Antoine-Gleichung
F	Kraft auf Kolbenboden
H	Hub
H_u	Heizwert Diesel
m	Steigung Geradengleichung
OT	Oberer Totpunkt
P	Leistung
p	Druck
p_1	Druck vor Einlass
p_2	Druck nach Expansion
p_c	Kritischer Druck (Maximaldruck)
P_{Diesel}	Leistung der Diesel-Zylinder
P_{ges}	Gesamtleistung Dampf+Diesel
pl	Pleuellänge
ps	Druck in Antoine-Gleichung
p_{sp}	Druck am Siedepunkt (1.01325 bar)
p_{Tri}	Druck am Tripelpunkt
s	Weg
T	Temperatur in Kelvin
T_1	Element der C.-C.-Geradengleichung
T_2	Element der C.-C.-Geradengleichung
T_c	Kritische Temperatur
T_{sp}	Temperatur am Siedepunkt
T_{Tri}	Temperatur am Tripelpunkt
UT	Unterer Totpunkt
V	Volumen
V_1	Volumen bei Einlassschluss
V_2	Volumen am UT
W	Arbeit
W_1	Einströmarbeit
W_2	Expansionsarbeit
W_3	Ausströmarbeit
W_{ges}	Gesamtarbeit
W_{opt}	Gesamtarbeit bei x_{opt}
x	Weg bei geöffnetem Einlassventil
x_{opt}	Optimaler Weg bei geöffnetem Einlassventil
α	Steuerzeit auf Kurbelwelle
Δp	Differenzdruck
η	Wirkungsgrad
η_{Original}	Wirkungsgrad Diesel
ϑ	Temperatur in °C
κ	Adiabatexponent