

1 Einleitung

1.1 Prinzip der Aufladung

Die Maximierung der Wirtschaftlichkeit des Betriebs einer jeden Maschine, unabhängig davon ob es sich um eine Kolben- oder Turbomaschine handelt, sowie die Minimierung der entsprechenden Abgas- und Lärmemissionen, welche durch den Gesetzgeber vorgegeben werden, stellen Anforderungen und Voraussetzungen dar, welche die technologische Entwicklung auf diesen Gebieten maßgeblich beeinflussen.

Ein Gebiet, auf dem sich wesentliche Schritte in der technologischen Entwicklung sowie Weiterentwicklung vollzogen haben stellt der Automobilbereich dar. Als eine zentrale Komponente ist der dort eingesetzte Verbrennungsmotor zu nennen. Der überwiegende Anteil der Pkws und Nutzfahrzeuge wird hierbei von Viertakt-Hubkolbenmotoren angetrieben. Das Prinzip des Arbeitsprozesses ist in Abbildung 1-1 dargestellt.

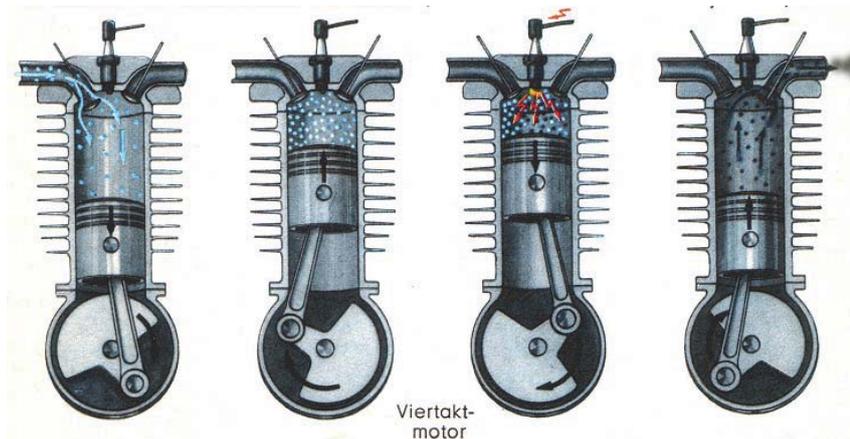


Abbildung 1-1: Prinzip Viertakt-Hubkolbenmotor (Quelle unbekannt)

Während eines Arbeitsspiels vollzieht die Pleuellager in vier Arbeitstakten zwei Umdrehungen. Im ersten Takt wird, je nachdem ob es sich um einen Diesel- oder Ottomotor handelt, Luft bzw. ein Luft-Benzin-Gemisch durch die Pleuellagerbewegung des Pleuellagers angesaugt. Im zweiten Takt erfolgt die Verdichtung des Mediums durch die Pleuellagerbewegung des Pleuellagers. Im dritten Takt wird Energie in Form von Kraftstoff zugeführt. Beim Dieselmotor wird dabei dieser mit Hochdruck eingespritzt und das Gemisch dadurch selbstentzündet, während beim Ottomotor durch einen Pleuellager die Pleuellager eingeleitet wird. Nach Expansion des Mediums und damit nach der Pleuellagerbewegung des Pleuellagers wird schließlich im letzten Takt durch die Pleuellagerbewegung das Pleuellager ausgeschieden. Der erste und letzte Takt stellt den Pleuellagerwechsellakt dar, der zweite und der dritte Takt werden als Pleuellagerstakte bezeichnet. Die Pleuellagersteigerung des Pleuellagerprozesses kann auf drei Wegen bewerkstelligt werden: Pleuellagervergrößerung, Pleuellagererhöhung und Pleuellageraufladung. Durch Pleuellagervergrößerung wird der Pleuellager mehr Pleuellager zur Pleuellager gestellt, damit kann mehr Pleuellager pro

Arbeitsspiel verbrannt werden. Durch die Drehzahlsteigerung lässt sich die Anzahl der Arbeitstakte pro Zeit erhöhen. Hinsichtlich der Erfüllung eingangs erwähnter Anforderungen an den Betrieb, sind jedoch durch diese Maßnahmen keine wesentlichen Verbesserungen möglich. Die Hubraumvergrößerung führt zu einem höheren Kraftstoffverbrauch und höherer Schadstoffemissionen, des Weiteren zu größeren und schwereren Motoren. Die Drehzahlsteigerung wiederum zieht zunehmende Reibungs- und Strömungsverluste, sowie damit in letzter Konsequenz einen sinkenden Wirkungsgrad nach sich. Zusätzlich steigen die strukturellen Belastungen an.

Als eine wirkungsvolle Maßnahme, mit der sich sowohl eine Leistungs- und Effizienzsteigerung einerseits und Emissionsminimierung andererseits realisieren lässt, hat sich die Aufladung erwiesen, wobei zwischen mechanischer und der Abgasturboaufladung – auf welche im folgenden näher eingegangen wird – unterschieden wird. Allgemein wird bei der Aufladung die Dichte des in den Motor einströmenden Mediums erhöht. Dies erfolgt bei möglichst zeitlich gleich bleibender Temperatur, um das zeitliche Temperaturprofil des Arbeitsprozesses im Motor nicht nachteilig zu beeinträchtigen. Die erhöhte Dichte des einströmenden Mediums ermöglicht nicht nur eine Leistungssteigerung, sondern führt auch zu einer Verbesserung des Verbrennungsablaufs durch eine vollständigere Verbrennung. Die Sicherstellung einer höheren Dichte am Motoreintritt erfolgt über ein beliebiges Verdichtungssystem (Verdränger-, Strömungslader), im Falle der Abgasturboaufladung ist dies eine Strömungsmaschine, welche sowohl motoreintritts- als auch motoraustrittseitig thermodynamisch gekoppelt ist.

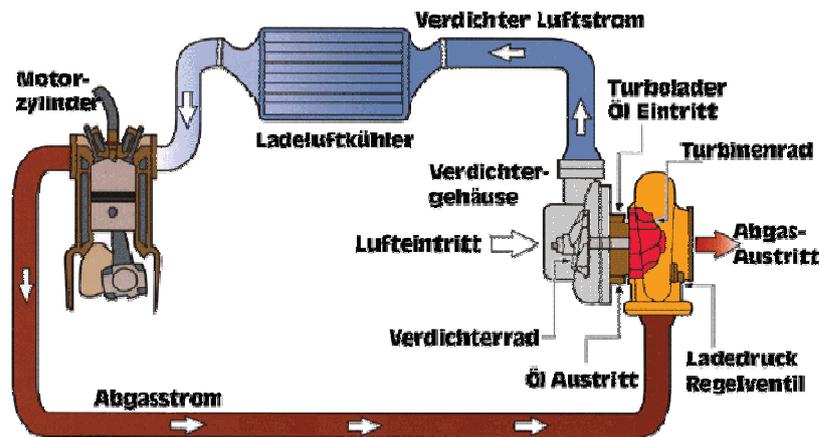


Abbildung 1-2: Prinzip der Abgasturboaufladung (Quelle unbekannt)

Abbildung 1-2 zeigt das Schema dieses Aufladepinzips. Hierbei wird die Dichte des Mediums über einen Radialverdichter erhöht. Die verdichtete Luft wird damit dem Motor zur Verfügung gestellt. Während bei der mechanischen Aufladung das Verdichterrad auf der Kurbelwelle liegt und so über den Motor von dieser angetrieben wird, ist bei der Abgasturboaufladung dieses mechanisch vom Motor entkoppelt und über eine zusätzliche Welle mit einer Turbine verbunden. Die am Ende der Expansion vorhandene Restenergie des am Motoraus-

tritt vorliegenden Mediums wird herangezogen, die Turbine in Drehung zu versetzen und so den Verdichter anzutreiben. Die sich dabei ergebende Drehzahl des Laders stellt sich entsprechend dem Leistungsgleichgewicht zwischen Turbine und Verdichter, unter Berücksichtigung der Verlustleistung, ein.

Durch den Einsatz aufgeladener Motoren lassen sich zwar gegenüber konventionellen Saugmotoren höhere Wirkungsgrade, ein besseres Leistungsgewicht, geringere Leistungseinbußen bei niedriger Umgebungsluftdichte und eine Reduktion der Abgas- und Lärmemissionen erreichen, jedoch ist diese Technik auch mit gewissen Nachteilen verbunden. Zum einen ist der Betrieb des Motors abhängig vom Lader, d.h. im Falle eines Laderausfalls ist ein weiterer Betrieb nur eingeschränkt möglich. Zum anderen steigen die Drücke und bei nicht ladegekühltem Turbolader in geringem Maße die Temperaturen im Motor, was zu höheren mechanischen und thermischen Belastungen führt. Letztendlich verschlechtert die Aufladung in bestimmten Fällen das Ansprech- und Beschleunigungsverhalten des Motors. Des Weiteren besteht vor allem im automotiven Anwendungsbereich der Turboaufladung, bedingt durch die transienten Betriebszustände im Lastkollektiv, eine erhöhte Gefahr sowohl verdichter- als auch turbinenseitig Kennfeldgrenzen (Pump-, Stopf-, Drehzahlgrenze) zu erreichen. Dies erfordert zusätzlich zur Optimierung des Ansprechverhaltens eine gezielte Abstimmung der einzelnen Komponenten für jeden Betriebspunkt aufeinander. Realisiert wird das durch aktive Regelmechanismen. Als Regelgrößen zur Einstellung eines gewissen Ladedrucks sowie Strömungsstabilisierung dienen hierzu Förderstrom, Zu- und Abströmwinkel und Wirkungsgrad.

Verdichterseitig ermöglicht die Regelung mittels Vordrall die Verschiebung der Pumpgrenze hin zu kleineren Massenströmen. Durch die Anpassung der Laufradeintrittswinkel über ein stufenlos verstellbares Vorleitgitter wird dabei die Ablösegefahr reduziert. Ein weiteres Verfahren zur Pumpgrenzverschiebung, welche in Abbildung 1-3 dargestellt ist, ist die so genannte kennfeldstabilisierende Maßnahme (KSM) durch einen zusätzlichen Strömungskanal, welcher den Bereich stromab des Verdichterradeintritts mit dem Verdichtereintritt verbindet.

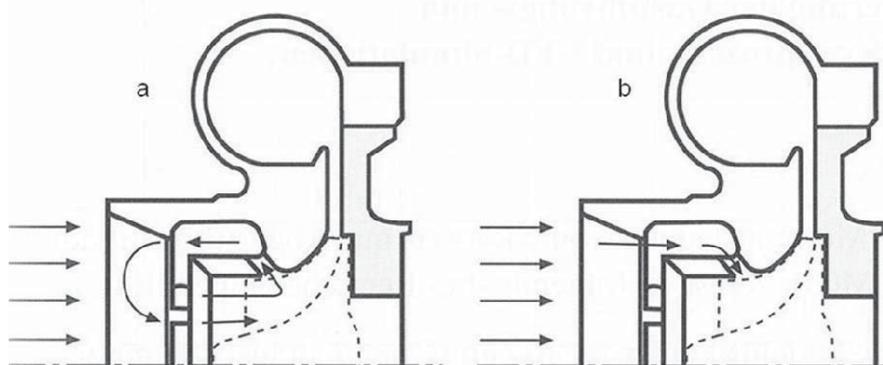


Abbildung 1-3: Kennfeldstabilisierende Maßnahme bei niedrigen (a) und hohen (b) Durchsätzen aus Hiereth und Prenninger (2003)

Bei niedrigen Durchsätzen findet eine Rezirkulation um den Verdichtereintritt statt, mit der Folge eines scheinbar höheren Durchsatzes und einer damit verbesserten Schaufelanströmung. Bei höheren Durchsätzen wirkt dieser Bypass als zusätzlicher Zuströmquerschnitt, welcher eine Verschiebung der Stopfgrenze hin zu höheren Massenströmen bewirkt.

Eine weitere Regelmöglichkeit besteht durch einen beschaufelten Austrittsdiffusor. Hierbei lässt sich mittels Variation der Schaufelwinkel der Förderstrom und die Grenzen des Verdichters beeinflussen.

Die einfachste und kostengünstigste Möglichkeit einen bestimmten Ladedruck zu erreichen stellt das luft- oder abgasseitige Abblasen dar. Hierbei wird durch Öffnen eines Ventils ein Teil der verdichteten Luft bzw. des Abgases (engl. Waste-Gate) an der Turbine vorbeigeleitet. Die durch die Turbine durchgesetzte Gasmenge nimmt ab und damit verbunden deren Leistung. Dementsprechend kann der Ladedruck nicht weiter gesteigert werden. Dieser Regeleingriff führt im Teillastbereich zu einem verbesserten Ansprechverhalten, im Volllastbereich wird durch Ausblasen einer Überdrehzahl vorgebeugt.

Eine weitere, beim Dieselmotor bereits serienmäßig eingesetzte Einflussnahme ist der Regeleingriff mittels verstellbarer Turbinengeometrie – VTG genannt. Stromauf der Turbine ist ein Leitrad mit verstellbaren Leitschaufeln angebracht. Durch Verstellen der Schaufeln werden der Gaseintrittswinkel und so der effektive Turbinenquerschnitt variiert. Bei flacher Stellung der Leitschaufeln (im Falle einer niedrigen Drehzahl oder bei Volllast) ergibt sich ein geringerer Eintrittsquerschnitt in das Turbinengehäuse. Bei nun gleich bleibendem Massenstrom steigen das treibende Druckverhältnis und schließlich die Laderdrehzahl an. Der durch sie angetriebene Verdichter fördert somit mehr Luft und steigert in kurzer Zeit den Ladedruck. Der Vorteil dieses Regeleingriffs gegenüber bisher genannten liegt darin, dass die gesamte Abgasmenge in der Turbine zur Leistungserzeugung genutzt werden kann. Dadurch dass der nutzbare Durchsatzbereich der Turbine stark ausgeweitet ist, werden die erreichbaren Turbinenwirkungsgrade positiv beeinflusst. Auf der anderen Seite stellt die VTG durch den Eingriff in die Strömungsverhältnisse in Form von umfangsmäßigen Inhomogenitäten eine mögliche Anregungsquelle für Schwingungen dar, auf die in folgenden Abschnitten eingegangen werden soll.

1.2 Ausgangssituation und Zielsetzung

Wie bereits erwähnt stellt der instationäre Betrieb von Pkw-Motoren erhöhte Anforderungen an die Aufladung im Hinblick auf die Regelung, jedoch auch auf die Strukturdynamik aufgrund transienter Belastungszustände, welche sich z.B. in Schwingungen oder instabilen Betriebszuständen äußern. In dieser Arbeit wird dies beispielhaft anhand eines Turboladers aufgezeigt und untersucht, mit welchem der 1,9l TDI-PD-Dieselmotor des VW Polo 7.17

ausgestattet ist. Dabei handelt es sich um einen VTG-Lader der Firma BorgWarner. In Abbildung 1-4 ist der Turbolader dargestellt.

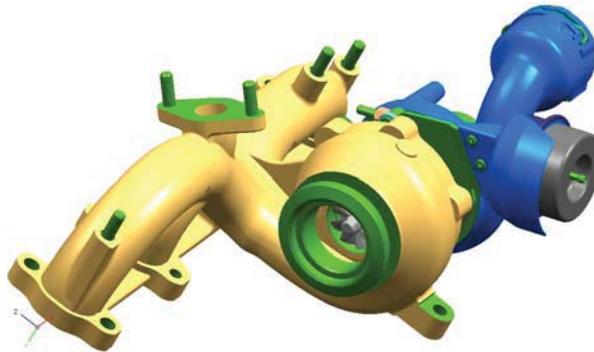


Abbildung 1-4: Turbolader

Dessen Maximaldrehzahl beträgt 250.000 min^{-1} . Bei dem hier vorliegenden Außendurchmesser des Turbinenrades von 38,5 mm liegt die entsprechende Umfangsgeschwindigkeit bei 510 m/s, die maximal erreichbare Schaufelwechselfrequenz bei 34 kHz.

Die für die Sensorauslegung maßgebliche Turbineneintrittstemperatur ist auf 850°C festgelegt. Hinsichtlich der Strukturodynamik wird für die Eigenfrequenz der Laufschaufeln ein Bereich zwischen 18 und 20 kHz erwartet.

Hierbei handelt es sich um einen Lader mit asymmetrischer VTG, d.h. die 8 Leitschaufeln sind in Umfangsrichtung nicht äquidistant angeordnet. Zusätzlich sind in der VTG drei Abstandsbolzen integriert, die die umfangmäßige Inhomogenität weiter verstärken.

Um nun mögliche Betriebspunkte oder transiente Betriebsbereiche untersuchen zu können, bedarf es instationärer Messtechnik, wie zum Beispiel Wechseldruckaufnehmer. Die zentrale Herausforderung in dieser hier vorliegenden Arbeit bestand darin, solch eine Druckmesstechnik im ersten Schritt zu identifizieren, diese auszulegen und zu realisieren sowie anschließend an dem Turbolader zu applizieren und letztendlich für zukünftige Untersuchungen zu qualifizieren. Des Weiteren sollte untersucht werden, ob damit auch Schwingungsphänomene sowohl in ihrer Ursache als auch in ihrer Ausprägung bestimmt werden können.

1.3 Vorgehensweise

Bewerkstelligt werden soll dies im ersten Schritt dadurch, am institutseigenen Heißgasturboladerprüfstand schadensverursachende oder zumindest instationäre Zustände abzubilden, und jene im Kennfeld zu lokalisieren. Im nächsten Schritt erfolgen detaillierte Untersuchungen in den entsprechenden kritischen Bereichen.

Um den Schadensmechanismus bzw. den Schwingungsvorgang quantitativ beschreiben zu können, bedarf es Schaufelschwingungsmesstechnik, um die Ursache dieser Mechanismen identifizieren und in ihrer Signifikanz bewerten zu können, ist die Erfassung der aerodynamischen also der vorliegenden Druckverhältnisse nötig. Im Hinblick auf die Quantifizierung liegt

dabei die instationäre Druckmessung, also die Bestimmung der Ursache im Fokus der Betrachtungen. Zum Einsatz kommt dabei die aus der Messung von Brennkammerschwingungen stationärer Gasturbinen entlehnte sog. Infinite-Tube-Technik.

<u>Betriebsbedingungen</u>	
max. Drehzahl	250.000 min ⁻¹
Blattspitzen-Durchmesser	38,5 mm
max. Umfangsgeschwindigkeit	510 m/s
Schaufelzahl	LE 8/LA 9 (VTG)
Schaufelwechselfrequenz	34 kHz
Schaufelbreite	0,5 mm
Turbineneintrittstemperatur	850°C
<u>FEM</u>	
Eigenfrequenz	18-20 kHz
erwartete Amplituden	3,5-35 µm

Tabelle 1-1: Betriebsbedingungen für die Messtechnik

Im Rahmen der hier vorliegenden Arbeit wurde diese, für die Applikation in VTG-Turbinen, auf Basis der in Tabelle 1-1 enthaltenen Spezifikation ausgelegt und in miniaturisierter Form realisiert. Die Auslegung erfolgte mittels analytischer Modelle zur Bestimmung der Temperaturverteilung im Gas und innerhalb der Sonde sowie des Übertragungsverhaltens für Druckamplitude und Phase. Experimentell wurde das Übertragungsverhalten an einem Stoßrohr sowie am Lader bei nicht aktivierter Brennkammer ermittelt. Das anschließend am Turbolader durchgeführte Messprogramm umfasste:

- Kennfeldmessung bei verschiedenen Drehzahlen (stationäre Druckmessung)
- instationäre Druckmessung mittels der Infinite Tube Technique (ITT) an jedem stationären Kennfeldpunkt
- instationäre Druckmessung von Hochlaufvorgängen bei konstanter VTG-Stellung. Die Drehzahlvariation erfolgte über Verstellung entsprechender Drosselorgane
- instationäre Druckmessung von Hochlaufvorgängen bei kontinuierlich verstellter VTG-Stellung