

Akustikoptimierungen an Hochleistungsdiesel-Bahnantrieben durch Sekundärmaßnahmen

Dipl.-Ing. (FH) Andreas Hopt - Dr. sc. techn. Jürgen Salm - Dr. Dipl. Phys. Michael Brandes*

MTU Friedrichshafen GmbH; Email: andreas.hopt@mtu-online.com / * heute bei DaimlerChrysler AG Stuttgart

Einleitung

Um Kundenanforderungen und gesetzliche Anforderungen auch bei ständig steigenden Motorleistungen erfüllen zu können, sind bei der Entwicklung von Motor- und Antriebssystemen intensive Untersuchungen zur Reduktion der Geräuschemission notwendig. Anhand von Beispielen aus der Praxis sollen Maßnahmen und Möglichkeiten zur akustischen Optimierung von Hochleistungsdiesel-Bahnmotoren vorgestellt werden. Relevante Schallquellen sind i.d.R. Abgas- und Ansaugerschall und der in die Struktur eingeleitete Körperschall.

Neben dem Strömungsgeräusch kann im Bereich der Ansaugöffnung auch die Schallabstrahlung eines Abgasturboladers auftreten. Letztere wird bestimmt durch den hochfrequenten Verdichterdrehklang. Zur Reduktion dieses Schallanteils wird ein Ansauggeräuschdämpfer vorgestellt, der die hochfrequente Schallemission des Abgasturboladers unter Berücksichtigung der Aspekte Kosten, Gewicht, Bauraum usw. um mehr als 20 dB reduziert.

Gezielt auf die dominierenden Erregerfrequenzen abgestimmte Abgasschalldämpfer ermöglichen trotz kompakter Abmessungen eine Einfügungsdämpfung von mehr als 34 dB(A) und tragen somit zum leisen Erscheinungsbildes der Antriebsanlage bei.

Durch die Optimierung der Impedanz der Wagenkastenfundamente kann die Wirksamkeit elastischer Lagerelemente verbessert und eine Reduktion der eingeleiteten Körperschallpegel erreicht werden.

Sekundäre Geräuschreduzierungs-Maßnahmen

Ansauggeräuschdämpfer

Im Rahmen der Leistungssteigerung von Dieselmotoren durch Steigerung des Aufladegrads und bessere Ausnutzung des Potentials der ATL kann es zu verstärkter Schallausbildung im Bereich des Verdichterrades kommen. Die hochfrequente Schallabstrahlung erfolgt primär über die Ansaugöffnung des Verdichterrades bzw. über die Öffnung des Ansauggehäuses in den Maschinenraum. Die vom Verdichter abgestrahlte Schalleistung nimmt dabei mit der 4. bis 6. Potenz der Umlaufgeschwindigkeit zu. Die Verdichterdrehklangfrequenz, bestimmt durch die Anzahl der Verdichterradschau-

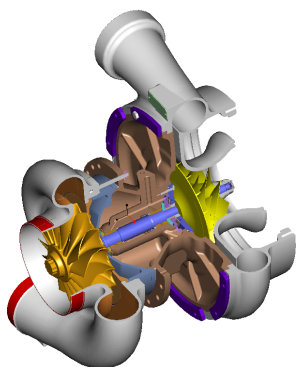


Abbildung 1: Schnitt durch Abgasturbolader mit Verdichter- und Turbinenrad.

feln und der Drehzahl des Verdichterrades (Abbildung 1), liegt beim betrachteten Motor (8V 4000 R41) im Frequenzbereich von ca. 5 kHz bis 10 kHz. In diesem Frequenzbereich können Mündungsschalldruckpegel von über 110 dB(A) in 1 Meter Abstand vom Ansaugluftfilter registriert werden. Diese hochfrequenten vorwiegend tonale Schallemission wird vom Menschen als störend emp-

funden und führt darüber hinaus - bei bestimmten Anwendungen - zur Überschreitung gesetzlicher Schallgrenzwerte. So ist z.B. bei der Messung von Schallpegeln in und von Schienenfahrzeugen nach DIN EN ISO 3381 und 3095 die Tonhaltigkeit des Geräusches zu bestimmen und zu berücksichtigen.

Zur effizienten Reduktion der hochfrequenten Schallemission durch das ATL-Verdichterrad wird ein Ansaugdämpfer benötigt, der über einen Frequenzbereich von 5 kHz bis 10 kHz die im Ansauggeräusch enthaltenen tonalen Schallkomponenten spektral um mehr als 20 dB reduziert.

Neben der Erfüllung der akustischen Forderung müssen die Dämpferelemente weitere Eigenschaften aufweisen, damit eine relativ „einfache“ Serieneinführung ermöglicht werden kann:

- geringes Zusatzgewicht durch das Dämpferelement, so dass das Schwingverhalten und die resultierende dynamische Beanspruchung der Ansaugereinheit nicht signifikant verändert wird.
- Beanspruchung von möglichst wenig Bauraum, so dass die kompakte Bauweise der Antriebsmotoren auch weiter gewährleistet ist.
- universelle Einsatzbarkeit baureihenübergreifend und Möglichkeit zur Nachrüstung bereits ausgelieferter Motoren/Systemen.
- möglichst geringer Druckverlust, so dass der Einfluss auf die Verbrennung und Motorparameter wie Leistung und Verbrauch und auf die Einlaufströmung möglichst gering gehalten wird.
- Robustheit gegenüber Umgebungs- und Umwelteinflüssen wie Schock, Öl, Temperatur usw.

Dieser Anforderungskatalog schränkt die Zahl der möglichen Akustiklösungen bereits im Vorfeld der Entwicklung sehr stark ein. Ein Ansauggeräuschdämpfer, der die oben angeführten akustischen Eigenschaften aufweist und darüber hinaus den Anforderungskatalog erfüllt, wurde von MTU Friedrichshafen GmbH in Zusammenarbeit mit WOCO Industrietechnik GmbH konzipiert.

Aufbau und Wirkungsweise

Den Aufbau des Ansauggeräuschdämpfers zeigt Abbildung 2. Der Dämpfer besteht aus zwei zu einem Kreuz zusammengesetzten

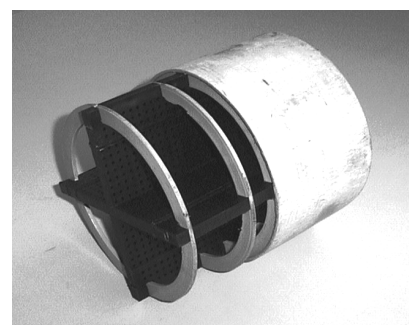


Abbildung 2: Aufbau des Ansauggeräuschdämpfers

Kunststoffplatten. Das Kreuz wird vollständig oder auch nur teilweise durch einen Kunststoffzylinder umschlossen, welcher innen mit einem akustisch optimierten Schaumstoff ausgekleidet ist. Die radiale Abmessung des rotationssymmetrischen Dämpferelements ist durch das an

den ATL angekoppelte Ansauggehäuse gegeben: Die Dämpferabmessungen werden so gewählt, dass das Dämpferelement sowohl in die lokseitige Ansaugleitung als auch direkt in das Ansauggehäuse

des ATL integriert werden kann. Der Ansauggeräuschdämpfer arbeitet nach dem Resonanzprinzip. Dazu sind in die Kunststoffplatten Bohrungen eingebracht, welche als Resonatoren wirken. Eine strömungsdynamische Formgebung am stromauf- und stromabliegenden Ende des Dämpferelements sorgt für eine möglichst geringe Störung der Einlaufströmung und darüber hinaus für eine Minimierung der Strömungsverluste durch das Dämpferelement.

Die akustische Effizienz der Dämpferelemente wird direkt an einem Bahndieselmotor auf dem MTU Prüfstand unter simulierten Betriebsbedingungen überprüft. Als Beurteilungsgröße dient die spektrale Zusammensetzung des Motoroberflächengeräusches sowie der A-bewertete Gesamtschalldruckpegel des Motoroberflächengeräusches. Die Messungen wurden nach dem Hüllflächen-Verfahren durchgeführt und zwar jeweils mit und ohne Dämpfereinsatz unter gleichen Betriebsbedingungen. *Abbildung 3* zeigt das

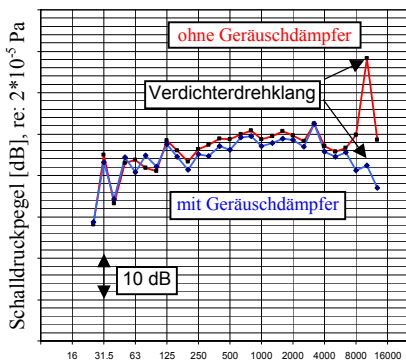


Abbildung 3: Messung des Motoroberflächengeräusches nach ISO 6798 mit/ohne Ansauggeräuschdämpfer.

Motoroberflächengeräusch für den Bahnmotor 8V 4000 R41 (DB Rangierlok V290). Das Motoroberflächengeräusch wurde mit und ohne Geräuschdämpfer unter jeweils gleichen Betriebsbedingungen auf einem MTU-Prüfstand vermessen. Über einen Frequenzbereich von 6,3 kHz bis 12 kHz bewirkt der Ansauggeräuschdämpfer eine deutliche Reduktion der im Ansauggeräusch enthaltenen Schallanteile. Spektral wird der Drehklang des Verdichterrades um bis zu 26 dB reduziert. Die Akustikmaßnahme führt - in dem hier dargestellten Fall - insgesamt zu einer Reduzierung des A-bewerteten Gesamtschalldruckpegels um bis zu 8 dB(A). Der Druckverlust beträgt im Volllastpunkt nur 2,6 mbar und liegt somit deutlich unter der Lastenheftvorgabe von 5 mbar.

Die aufgezeigte Schallreduktion führt dazu, dass der Drehklang im Motoroberflächengeräuschspektrum nicht mehr auffällig ist. Die hochfrequenten Schallanteile (Tonhaltigkeit) sind durch den Dämpfereinsatz auch subjektiv deutlich gemindert worden. Anhand von „Wasserfallanalysen“ der schmalbandig gemessenen Schallpegel bei Motorhochläufen konnte die breitbandige Wirkung des Dämpfers aufgezeigt werden.

Abgasgeräuschdämpfer

Die signifikanten Geräuschanteile aus dem Abgasschall werden durch geeignet ausgelegte Abgasschalldämpfer soweit reduziert, dass sie im akustischen Erscheinungsbild einer Lok nicht mehr auffällig sind. Das ungedämpfte Abgasgeräusch wird durch die Gasausstoßfrequenz, die Zündfrequenz und deren Harmonische dominiert. Durch Messung des ungedämpften Abgasgeräusches können die kritischen Erregerfrequenzen detektiert und die Schalldämpfer gezielt auf diese Frequenzen abgestimmt werden. Möglichst kompakte Abmessungen und ein geringer Druckverlust sollten dabei realisiert

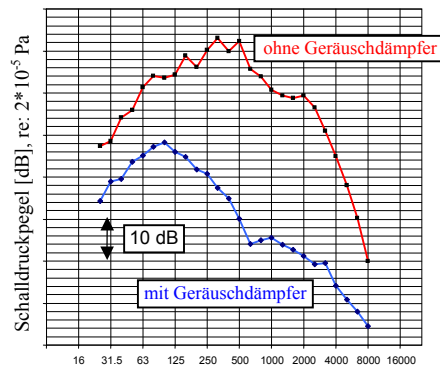


Abbildung 4: Messung des Abgasgeräusches nach ISO 6798 mit/ohne Abgasgeräuschdämpfer.

werden. MTU kann entsprechende Messdaten bereitstellen, um so zusammen mit dem Lieferanten optimal abgestimmte Dämpfersysteme entwickeln zu können. Der von der Fa. HUSS Abgastechnik Vertriebs-GmbH für die ÖBB-Lok (Motor: 16V 4000 R41) entwickelte und bei MTU erprobte Abgasschalldämpfer erfüllt die o.g. Anforderungen. Es konnte eine dynamische Einfügungsdämpfung (mit Einfluss von Abgasströmung und -temperatur im Dämpfer) von 34 dB(A) erzielt werden (*Abbildung 4*). Bei der für den A-bewerteten Gesamtpegel wichtigen 500 Hz-Terz wurde sogar eine Pegelreduktion von 42 dB erreicht. Der Schalldämpfer arbeitet bis auf eine kleine Reflexionskammer im Eintrittsbereich nach dem Absorptionsprinzip, welches sich aufgrund der fehlenden tonalen tieffrequenten Schallpegel angeboten hat. Prinzipbedingt konnte dadurch bei Vollast ein relativ geringer Druckverlust von ca. 25 mbar erreicht werden. Eine außen liegende 40 mm starke Mattenisolierung dient zur Reduzierung der Luftschallabstrahlung und somit des Pegels im Maschinenraum sowie zur Senkung der Manteltemperatur auf deutlich unter 80°C. Sämtliche Anforderungen des Lastenheftes konnten somit erreicht werden.

Impedanzverbesserung des Aufstellfundaments (Körperschall)

Zur Reduktion des in die Lokstruktur eingeleiteten Körperschalls werden optimierte elastische Lagerungssysteme ausgelegt. Neben den akustischen Eigenschaften der Lagerelemente trägt die Eingangsimpedanz und somit die Massen- und Steifigkeitsverteilung des Wagenkastenfundamentes maßgeblich zu den in die Lokstruktur eingeleiteten Körperschallenergien bei. Je geringer die Impedanz umso höher die Schwinggeschwindigkeiten.

Übliche, gewichtsoptimierte Wagenkastenstrukturen in Form von einfachen Längsträgern im Bereich der Motorlagerung weisen zum Teil ausgeprägte und nur schwach bedämpfte Eigenfrequenzen auf. Diese führen zu Impedanzeinbrüchen und bei passender Erregung zu resonanzbedingten Erhöhungen der Körperschallpegel in der Lokstruktur. Im Vergleich zu den üblichen Prüfstandsimpedanzen und Impedanzen von Fundamenten bei anderen Anwendungen sind die Impedanzen der Wagenkastenstrukturen i. A. niedriger. Dadurch ergeben sich bei identischen Lagerungssystemen deutlich geringere Durchgangsdämpfungen. Als Faustformel gilt: 10 dB Impedanzeinbruch = 5 dB Verringerung der Durchgangsdämpfung. Vergleichende Körperschallmessungen ergaben, dass in der Lok spektral bis zu 21 dB geringere Dämpfungen registriert wurden als auf dem Motorenprüfstand. Eine Verbesserung kann durch eine Impedanzoptimierung der Längsträger (z.B. Verbesserung der Steifigkeit durch Einschweißen von Rippen) erzielt werden. Die Körperschallpegel können dadurch auf ein zufriedenstellendes Niveau reduziert werden, so dass keine signifikanten Auffälligkeiten im Körperschallverhalten der Lok auftreten.