

Arkadiusz OPALIŃSKI*
Michael WILLMANN
Ulrich MASS

Charakterystyka akustyczna turbospreżarek szybkoobrotowych silników ZS

Zwiększenie mocy i momentu obrotowego nowoczesnych silników o zapłonie samoczynnym przy jednoczesnym obniżeniu emisji związków szkodliwych i zużycia paliwa nie byłoby możliwe bez zastosowania doładowania turbospreżarkowego. Szerokie rozpowszechnienie tego typu silników spowodowało zmianę stosunku użytkownika do hałasu emitowanego przez turbospreżarki. Współcześni kierowcy cenią sobie właściwości trakcyjne doładowanych silników ZS, jednak hałas emitowany przez turbospreżarki przestał być symbolem mocy i nowoczesności, i jest obecnie postrzegany jako czynnik obniżający komfort jazdy. Z tego powodu przy projektowaniu i testowaniu silników turbodoładowanych konieczne jest uwzględnienie nie tylko zagadnień związanych z termodynamiką i niezawodnością, ale także z akustyką.

W artykule dokonano systematyki dźwięków emitowanych przez turbospreżarki, opisano ich źródła, drogi transmisji oraz metody zapobiegania.

Słowa kluczowe: silnik spalinowy, turbodoładowanie, hałas, rodzaje dźwięków

Turbocharger noises in high speed diesel engines

The continuously increasing performance data of the modern diesel engines as well as the fulfillment of the very restricted emission standards cannot be realized without the aid of the turbocharger. Due to the prevalence of the turbocharged engines the customer's attitude to the emitted noises has been changed. The customer wishes a high power output, but no longer wants to hear it. Thus the consideration of the noise characteristics during the development work is recently as important as the thermodynamic or durability issues.

This paper deals with different turbocharger noises, describes its sources, transmission routes and possibilities of noise reduction.

Key words: combustion engines, turbocharging, noise, types of noises

1. Wstęp

W ciągu ostatnich lat znacznie zwiększył się udział turbodoładowania zarówno wśród silników ZS, jak i ZI. Poprawienie podstawowych parametrów silników, takich jak: moc, przebieg momentu obrotowego i zużycie paliwa nie byłoby możliwe bez postępu w zakresie turbospreżarek. Oprócz tego turbodoładowanie jest podstawową technologią umożliwiającą spełnienie zastrzonych norm emisji spalin (poza wtryskiem wysokociśnieniowym). Jest bardzo prawdopodobne, że nowe normy emisji (EU 5) mogą być spełnione tylko w silnikach doładowanych.

Ograniczenie hałaśliwości spalania, głównie przez zastosowanie wtrysku dawki pilotującej, zwiększyło zainteresowanie innymi źródłami dźwięku, w tym turbospreżarkami. Rozwiązanie konfliktu między wysoką sprawnością i niezawodnością a hałasem emitowanym przez turbospreżarki, stało się obecnie istotnym problemem przy projektowaniu nowych silników i pojazdów.

2. Rodzaje dźwięków emitowanych przez turbospreżarki

Rozróżnia się cztery podstawowe rodzaje dźwięków emitowanych przez turbospreżarki: dźwięk niewyrównowazeniowy, pulsacyjny, dyfuzorowy oraz stałoczęstotliwościowy (rys. 1). Dokładna ich identyfikacja jest często niemożliwa bez specjalnych pomiarów.

1. Introduction

The market share of turbocharged engines in passenger cars has been growing over the years, in Diesel engines and even in gasoline engines. The enormous improvements of the light duty diesel engines in passenger cars and light commercial vehicles in the customer relevant performance data as power output, lower end torque, fuel economy and noise would not be possible without progress in the turbocharger technology. On the other side the turbocharger is one of the key features to match emission standards. In face of the next regulation (EU5) it is quite probable that the fulfilling of the emission limits can only be achieved by supercharged engines.

In the past the emitted noise of Diesel engines has been decreased, especially the combustion noise by the introduction of pilot injection. In consequence the noise contribution of the turbocharger has become more significant. Solving the trade off between thermal efficiency and noise is an important part of development work.

2. Types of Turbocharger Noises

There are 4 main noise mechanisms by a turbocharger: unbalance-, pulsation-, twist- and constant tone (Fig. 1). All of them are similar to a whistle, very similar, and the identification often is impossible without special measurements.

The **unbalance tone** is caused by rest of unbalanced mass of the turbocharger rotor. The centrifugal force of the unbal-

Dźwięk niewyrównoważeniowy jest spowodowany biciem wirnika turbosprężarki i odpowiadającą mu reakcją łożysk. Wywołuje to drgania całego korpusu sprężarki i emisję fali dźwiękowej. Jej częstotliwość jest zależna od prędkości obrotowej wirnika.

Dźwięk pulsacyjny jest spowodowany niedokładnością wykonania kanałów łopatkowych sprężarki. Każda łopatka jest nieco inna, co wywołuje wahania ciśnienia w strumieniu powietrza. Częstotliwość pulsacji zależy również wyłączenie od prędkości obrotowej turbosprężarki.

Dźwięk dyfuzorowy jest uwarunkowany konstrukcyjnym ukształtowaniem skrzyni wylotowej sprężarki. Na wlocie do dyfuzora znajduje się tzw. „język”, rys. 1. Strumień powietrza opuszczającego kanał łopatkowy zostaje przerywany w miejscu przecięcia się spirali dyfuzora. Powoduje to krótkotrwały spadek ciśnienia w układzie dolotowym silnika i emisję dźwięku, którego częstotliwość zależy nie tylko od prędkości obrotowej, ale także od liczby łopatek wirnika sprężarki.

Dźwięk stałoczęstotliwościowy jest generowany przez ułożyskowanie wirnika i jest związany ze zjawiskami dynamicznymi w filmie olejowym. Jego częstotliwość jest prawie niezależna od prędkości obrotowej turbosprężarki i wynosi ok. 500-800 Hz.

Na rysunku 2 przedstawiono przykładową ilustrację dźwięku emitowanego przez turbosprężarkę. Na osi rzędnych oznaczono czas od rozpoczęcia pomiaru, na osi odciętych – częstotliwość, a kolor określa poziom natężenia dźwięku. Mikrofony umieszczone były na przednim prawym siedzeniu, na wysokości głowy pasażera. Pomiarów dokonano w kabinie lekkiego pojazdu użytkowego. Wykres w skali logarytmicznej przedstawia wartości częstotliwości poziomu ciśnienia akustycznego podczas przyspieszania od 1000 obr/min na trzecim biegu, przy pełnym wciśnięciu pedału gazu. Żółtym kolorem oznaczono poziom ciśnienia akustycznego 35 dB.

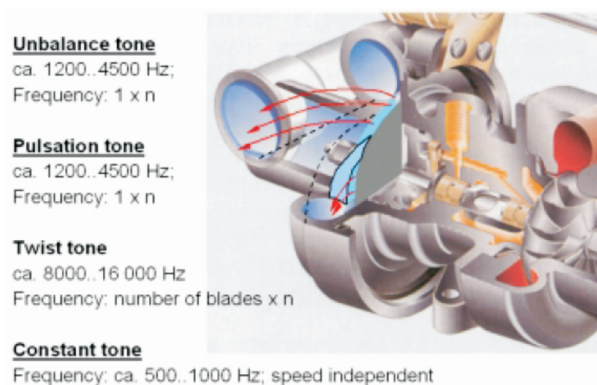
W czasie od zera do trzech sekund następuje wzrost prędkości obrotowej wirnika (gwałtowne wciśnięcie pedału gazu), co najlepiej widać na przebiegu dźwięku niewyrównoważeniowego, którego częstotliwość jest zgodna z prędkością obrotową wirnika. Dalszy przebieg krzywej wynika z regulacji ciśnienia doładowania przez sterownik silnika.

Przebieg dźwięku dyfuzorowego jest podobny, z tą różnicą, że jego częstotliwość jest „pomnożona” przez liczbę łopatek sprężarki.

Jeżeli chodzi o dźwięk stałoczęstotliwościowy to należy zauważyć, że wbrew nazwie również tutaj następuje zmiana częstotliwości wraz ze zmianą prędkości obrotowej (i ciśnienia doładowania) i rośnie od 500 do 900 Hz. Jest ona jednak bardzo mała w porównaniu z innymi rodzajami dźwięków i stąd określenie „stałoczęstotliwościowy” wydaje się zasadne.

3. Drogi transmisji dźwięku

Chociaż rzeczywistym źródłem dźwięku jest turbosprężarka, to jest on subiektywnie odbierany w innych częściach pojazdu, ponieważ elementy układu wylotowego oraz inne podzespoły zachowują się jak mechaniczne wzmacniacze. W przypadku dźwięku niewyrównoważeniowego i stało-



Rys. 1. Rodzaje hałasu turbosprężarek (opis w tekście)

Fig. 1. Types of turbocharger noises

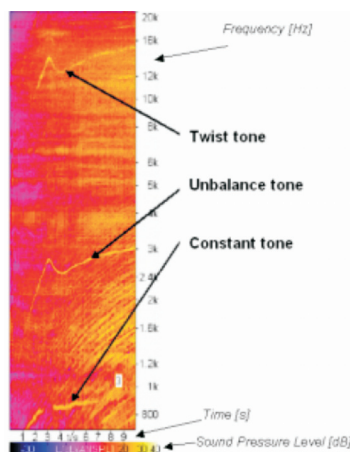
anced mass must be absorbed and this causes a sinusoidal bearing reaction and high frequent vibrations of the whole turbocharger housing. The noise is emitted from the surface of the housing. The frequency of the unbalance tone depends only on the turbocharger revolution.

The pulsation tone results from small tolerances among the blade channels. Each blade is little bit different and delivers a different amount of air. This causes a pressure pulsation in the air stream. The frequency of the pulsation tone depends also only on revolution.

The twist tone is connected with the design of the compressor housing. At the beginning of the diffuser there is a “tongue” (Fig. 1). The air stream of each blade channel is interrupted passing the housing tongue. For this reason the frequency of the twist tone depends on revolution and number of blades.

The constant tone is generated by the bearing of the turbocharger and results from the dynamic effects in the oil film. The constant tone is almost independent from the revolution and has frequency of about 500-800 Hz.

The typical illustration of the turbocharger noises is shown in Fig. 2. The measurements were carried in the passenger compartment of a



Rys. 2. Wykres hałasu emitowanego przez turbosprężarkę przy przyspieszeniu na pełnym obciążeniu

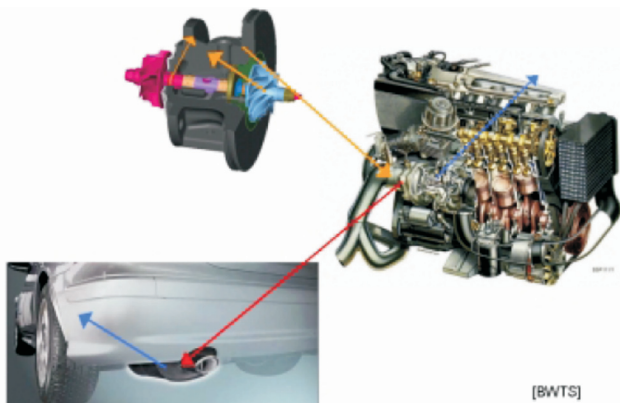
Fig. 2. Illustration of different turbocharger noises by full load acceleration

light duty commercial vehicle. The artificial head with microphones on the ears was placed on the front passenger’s seat. The diagram shows in logarithmic scale the frequency and sound pressure level from a full torque acceleration from 1,000 rpm in the third gear.

The yellow color indicates the measured sound pressure of approx. 35 dB. Until 3 seconds a big increase of the turbocharger speed can be recognized with the aid of the unbalance tone (unbalance tone

częstotliwościowego drgania turbosprężarki przekazywane są na układ wylotowy tak, że hałas jest przeważnie słyszalny z tyłu pojazdu (rys. 3).

Ponieważ dźwięk pulsacyjny i dyfuzorowy generowany jest przez sprężarkę, jest on zwykle emitowany przez elementy układu dolotowego, zarówno po stronie ciśnieniowej jak i ssącej. Szczególne znaczenie mają części o dużej powierzchni, jak np. chłodnica powietrza doładowanego lub obudowa filtra powietrza (rys. 4). Turbina oraz układ wylotowy mają drugorzędne znaczenie.



Rys. 3. Drogi rozchodzenia się dźwięku pulsacyjnego i dźwięku stałoczęstotliwościowego

Fig. 3. Transmission routes of unbalance and constant tone

4. Metody zapobiegania emisji hałasu

Metody ograniczające hałas turbosprężarek można podzielić na dwie grupy: oddziałujące na turbosprężarkę (bezpośrednie) oraz na drogi transmisji (pośrednie).

Metody bezpośrednie:

- A. Dźwięk niewyrównoważeniowy:
 - wyważanie przy prędkościach obrotowych charakterystycznych dla danego typu (40 000 do 200 000 obr/min, w zależności od wielkości turbosprężarki),
 - polepszenie własności tłumiących łożysk.
- B. Dźwięk stałoczęstotliwościowy:
 - zmiana parametrów łożyska ślizgowego.
- C. Dźwięk pulsacyjny:
 - selekcja sprężarek,
 - optymalizacja metod wytwarzania sprężarek.
- D. Dźwięk dyfuzorowy
 - zwiększenie odległości między wirnikiem sprężarki a przecięciem spirali dyfuzora,
 - zwiększenie liczby łopatek sprężarki.

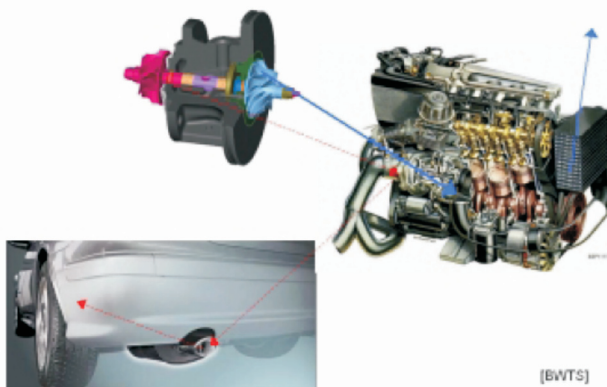
Metody pośrednie

- A. Dźwięk niewyrównoważeniowy i stałoczęstotliwościowy:
 - wibroizolacja rur wylotowych i katalizatora (rys. 5),
 - zastosowanie kolektora wylotowego o podwójnych ściankach,
 - zastosowanie kolektora wylotowego o podwójnych ściankach,
 - układy wylotowe niewrażliwe na zaburzenia rezonansowe powyżej 600 Hz,
 - wibroizolacja układu wylotowego i karoserii, szczególnie w wersjach „kombi”,

is directly connected with the turbocharger speed). The further course of the curve is a result of the charge pressure control. The twist tone looks similar, but the frequency is multiplied by the number of blades. The constant tone rises from about 500 up to 900 Hz.

3. Transmission Routes

Although the turbocharger is the source of the noise, the driver can recognize the noises at other places of the car, because the parts of the exhaust system or intake pipes often



Rys. 4. Drogi rozchodzenia się pulsacji i dźwięku dyfuzorowego

Fig. 4. Transmission routes of pulsation and twist tone

act as a mechanical amplifier. By the constant- and unbalance tone the vibrations of the turbocharger housing are transmitted into the exhaust system and the noise is usually heard in the muffler (Fig. 3).

Since the source of the pulsation and twist tone is the compressor (rarely turbine), these noises are usually emitted by the parts of the air duct (Fig. 4). Particularly relevant are the large surface parts, like the intercoolers. The noise can be emitted either by the pressure side or by the suction side of the air duct.

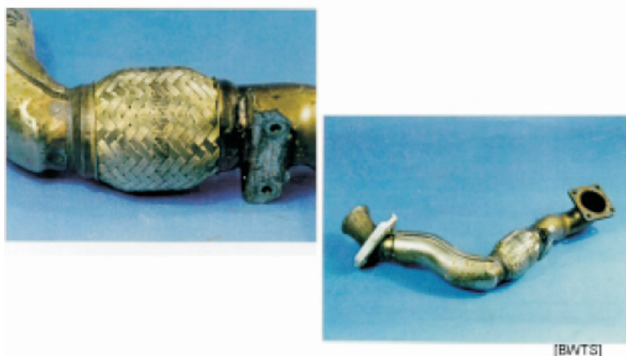
4. Possibilities of noise reduction

There are generally two possibilities to reduce the noise emitted by the turbocharger: improvement of the turbocharger itself (primary) or “cut off” of the transmission route (secondary).

Primary relief methods

- A. Unbalance tone
 - alignment at relevant speed range (40,000 to 200,000 rpm, depends on the turbocharger size),
 - improvement of the bearing attenuation.
- B. Constant tone
 - change of the bearing parameters (constant tone).
- C. Pulsation tone
 - selection of the compressor wheels (replacement),
 - improvement of the production method.
- D. Twist tone
 - enlargement of the tongue distance,
 - increase of the number of compressor blades.

Although the unbalance tone is not directly measured during production, the noise is avoided by alignment of each



Rys. 5. Przykład oddzielenia przewodu wylotowego od turbosprężarki

Fig. 5. An example for decoupling of the exhaust pipe from the turbocharger

– unikanie mocowania ekranów termicznych bezpośrednio do turbosprężarki.

B. Dźwięk pulsacyjny i dyfuzorowy:

- tłumik na wylocie ze sprężarki (rys. 6),
- wibroizolacja przewodów dolotowych od karoserii,
- optymalizacja przebiegu i konstrukcji przewodów dolotowych (krótkie przewody, okrągły przekrój, unikanie skoków przekroju).

W wielu wypadkach najlepszym rozwiązaniem jest zastosowanie metod pośrednich. Dla przykładu zmiana parametrów łożyska może spowodować problemy z trwałością albo konieczność zawężenia tolerancji, co jest nieefektywne z ekonomicznego punktu widzenia. Podobnie, zastosowanie tłumika na wylocie ze sprężarki może być lepszym rozwiązaniem niż zwiększenie liczby łopatek sprężarki, ponieważ zmniejsza ono jej sprawność i powoduje pogorszenie zużycia paliwa i własności trakcyjnych (utrudnione ruszanie). Z drugiej strony, metody pośrednie zwiększają koszty produktu. Dlatego ostateczne rozwiązanie powinno uwzględniać nie tylko aspekty techniczne, ale także trwałościowe i ekonomiczne oraz ich priorytety.

5. Analiza akustyczna turbosprężarki

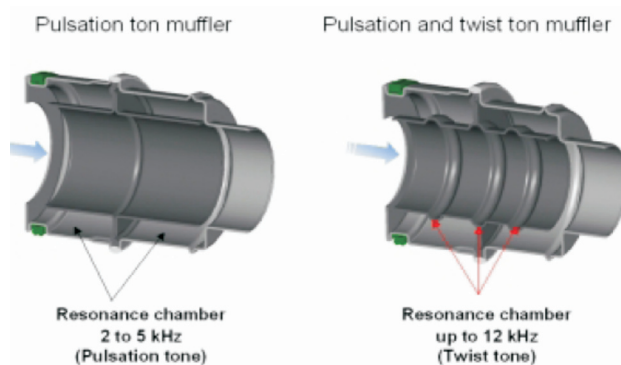
Na rysunku 7 przedstawiono porównanie poziomu natężenia dźwięku dla różnych turbosprężarek tego samego typu stosowanych w tym samym pojeździe, we wczesnej fazie prac rozwojowych. Celem badań było zlokalizowanie źródła hałasu i określenie możliwości jego ograniczenia. Dźwięk rejestrowany był podczas przyspieszania na 3 biegu, podobnie do warunków dotyczących rysunku 2.

Na obu skrajnych wykresach szczególnie wyraźny jest dźwięk niewyrównoważeniowy. Było to zjawisko trudne do wytłumaczenia, ponieważ każda wyprodukowana sprężarka przechodzi przez stanowisko wyrównowazające. Jak się później okazało przyczyną były błędy odlewnicze w postaci warstwy tlenków, które odrywały się od łopatek sprężarki dopiero podczas normalnej eksploatacji powodując wtórne niewyrównoważenie. Rozpoznanie i usunięcie tego problemu pozwoliło skupić się na pozostałych źródłach hałasu, ponieważ w normalnych warunkach dźwięk niewyrównoważeniowy nie stanowi problemu (wykres środkowy).

turbocharger. At the alignment bench there is also a check for the pulsation tone. The measured item is the pressure pulsation in a test pipe after the compressor.

Secondary relief methods

- A. Unbalance and constant tone
- Decoupling of the exhaust pipe and the catalyst (Fig. 5),
 - Double walled exhaust pipe,
 - Exhaust systems with faint resonance for frequencies > 600 Hz (impedances),
 - Decoupling of the exhaust system hanging from the chassis, especially for station car,
 - No connecting of large-area shrouds directly with the turbocharger.
- B. Pulsation and twist tone
- Muffler beyond the compressor withdrawal (Fig. 6),
 - Decoupling of the intake pipes and the intercooler from the chassis,
 - Improvement of the intake pipes routing and design (Short pipes, circular instead of oval or flat profile,
 - Avoidance of profile steps, big wall thickness, double walled intake pipes).



Rys. 6. Tłumik pulsacji i gwizdu dyfuzorowego

Fig. 6. Muffler for pulsation and twist tone

In many cases only the secondary relief methods can be reasonably applied. Changing the bearing parameters due to turbocharger noise, can involve enormous rise of bearing damages by the customers or demand of tolerances narrowing. This is very ineffective from the economical point of view. An implementation of a twist muffler can be the only alternative for the twist tone, because an increase of the number of compressor's blades diminishes the compressor efficiency and the customer relevant parameters like fuel consumption or run up qualities. On the other side the secondary relief methods also increase the total costs of the products. For this reason the final solution should consider the technical, quality and economical factors with their priorities.

5. Noise characteristics of different turbocharger of the same type

Fig. 7 shows the comparison of different turbochargers in the same car in the early phase of development. The goal of the investigation was to determine the source of the noises and define possible relief methods. All diagrams show

W celu określenia wpływu dźwięku dyfuzorowego na subiektywne odczucia kierowcy w jednej ze sprężarek zwiększono liczbę łopatek. Spowodowało to przesunięcie częstotliwości emitowanego dźwięku poza próg słyszalności, który wynosi u większości ludzi ok. 15 kHz (rys. 7, lewy wykres), co zostało także subiektywnie potwierdzone przez kierowców testowych. Pole pracy tego typu sprężarki było jednak mocno zawężone i dlatego zdecydowano się zastosować tłumik na wylocie z kompresora.

W trzeciej turbosprężarce (wykres prawy) dokonano zmiany luzów łożyska. Przebieg krzywej dźwięku stałoczęstotliwościowego się nie zmienił, jednak poziom jego natężenia wyraźnie się zmniejszył, co można rozpoznać po intensywności kolorów. Uzyskanie takiego efektu w produkcji wielkoseryjnej okazało się jednak niemożliwe ze względu na konieczność zbyt dużego zawężenia tolerancji. Rachunek ekonomiczny wykazał, że korzystniejszym rozwiązaniem jest dodanie tłumika wstępnego w układzie wylotowym.

6. Podsumowanie

W artykule przedstawiono problemy hałasliwości turbosprężarek. Problemy te nabierają aktualności z uwagi na coraz powszechniejsze stosowanie wysokiego doładowania. Dźwięk akceptowany w samochodach sportowych jest nie do przyjęcia w pojazdach codziennego użytku.

Z uwagi na podobieństwo różnego rodzaju dźwięków emitowanych przez turbosprężarki, identyfikacja ich przyczyn wymaga przeprowadzenia dokładniejszych pomiarów. Wybór środków zaradczych powinien uwzględniać ich wpływ nie tylko na parametry silnika, ale także na wskaźniki jakości i kosztów.

Artykuł recenzowany

* Dr inż. Arkadiusz Opaliński – Dział Analizy i Planowania Jakości firmy Volkswagen AG w Wolfsburgu, Niemcy.
Mr. Arkadiusz Opaliński, PhD, MEng – Volkswagen Commercial Vehicles, Quality Assurance Powertrain, Wolfsburg, Germany.



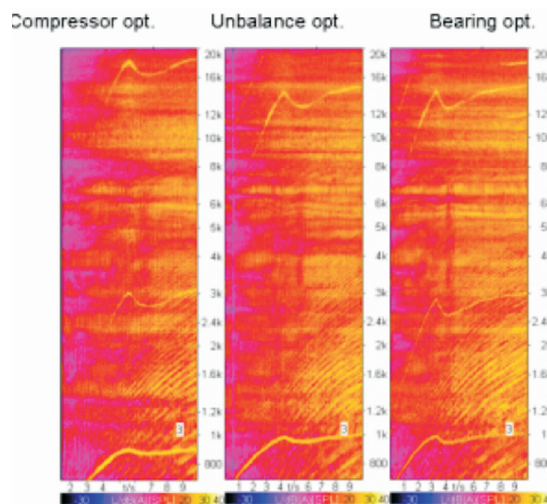
Mgr inż. Michael Willmann – do 1997 r. kierownik rozwoju silnika TDI i sprężarki typu G w Ośrodku Badawczo-Rozwojowym Volkswagen AG, Wolfsburg, Niemcy.
Mr. Michael Willmann, MEng – led until 1997 the development of the TDI-Engine and G-Compressor at the R&D Department in Wolfsburg, Germany.



Mgr inż. Ulrich Mass – Dział Rozwojowy ds. Akusyki i Drganí firmy BorgWarner Turbo Systems.
Mr. Ulrich Mass, MEng – Produkt Development Acoustics + Vibrations, BorgWarner Turbo Systems.

the full load acceleration in the third gear, similar to the methodology from Fig. 2.

Both diagrams on the left and right side show very obviously the unbalance tone. However, this is very unusual, because each turbocharger has passed the alignment bench. The causes for that were quality problems in the casting process. There were some aluminum oxides on the compressor surface, which did not break away until the first engine start. Thus the unbalance occurred later and couldn't be recovered at the alignment test bench.



Rys. 7. Wykres hałasliwości turbosprężarki w czasie przyspieszania przy pełnej mocy

Fig. 7. Illustration of different turbocharger noises by full load acceleration

Discover of this fact allowed the focusing on the constant and twist tone, because under usual conditions the unbalance is very small and can not be measured inside the car (diagram in the middle).

In order to recognize the importance of the twist tone for a subjective impression a compressor with more blades was built in. The test driver characterized the turbocharger as significantly quieter. This was confirmed by the measurements. Almost during the whole acceleration the twist tone is located above 15 kHz (left diagram), so that the majority of the people can not notice it at all. The driver

heard only the unbalance and constant tone. The compressor with more blades could not be introduced, however, because the compressor map was narrower and the car performance respectively exhaust emission results were insufficient. The solution was found in the twist tone muffler.

At the third turbocharger the bearing clearance was optimized to reduce the constant tone. The curve of the constant tone (right diagram) has the same course, but the sound pressure level has been reduced (to recognize on the color intensity). In order to reach this effect the bearing tolerances have to be very strongly reduced. An economic calculation has proved, that an additional middle muffler (exhaust pipe) is a cheaper solution that the changes at the turbocharger bearing.

6. Conclusions

The problems of the turbocharger noises have been presented. The importance of this topic is continuously increasing since more and more “usual” engines have to be supercharged to meet the exhaust emission limits. In contradiction to the high performance engines the turbocharger noises are felt gathered in the daily use.

Because of the similarity of different turbocharger noises the recognition of the noise type by measurements is essential to define an appropriate relief method (at turbocharger itself or at transmission route). The appropriate relief method means in this case a consideration of technical, quality and economical factors.