Uniwersytet Technologiczno-Przyrodniczy

im. Jana i Jędrzeja Śniadeckich w Bydgoszczy

Wydział Inżynierii Mechanicznej

WYWAŻANIE WIRNIKÓW TURBOSPRĘŻAREK POJAZDÓW SAMOCHODOWYCH POPRZEZ MODYFIKACJĘ ROZKŁADU MAS

mgr inż. Hubert WOJCIECHOWSKI

dziedzina: NAUKI TECHNICZNE

dyscyplina: BUDOWA I EKSPLOATACJA MASZYN

promotor: Prof. dr hab. inż. Bogdan ŻÓŁTOWSKI

promotor pomocniczy: dr inż. Tomasz KAŁACZYŃSKI

BYDGOSZCZ 2020

Składam serdeczne podziękowania:

Panu Prof. dr hab. inż. Bogdanowi ŻÓŁTOWSKIEMU

za opiekę i cenne rozmowy, które stały się inspiracją w kierunku realizacji nowych badań oraz motywacją do dalszej pracy.

Panu dr inż. Tomaszowi KAŁACZYŃSKIEMU

za wprowadzenie mnie w tematykę turbosprężarek, cenne uwagi i ogromną pomoc jakiej mi udzielił w czasie naszej współpracy.

Chciałem również podziękować firmie **PPHU JACEK GORDON** za pomoc, poświęcony czas i wsparcie podczas realizacji badań.

Szczególne słowa podziękowania składam mojej żonie, rodzinie za cierpliwość, wyrozumiałość i ogromne wsparcie.

Spis treści

1. Wstęp	
2. Studium doładowania w silnikach pojazdów samochodowych	
3. Problematyka rozprawy doktorskiej	
3.1. Uzasadnienie podjęcia tematu	
3.2. Hipoteza i cele rozprawy	
3.3. Zakres pracy	
4. Analiza przyczyn uszkodzeń turbosprężarek pojazdów	
4.1. Istota doładowania turbosprężarkowego	
4.2. Charakterystyka uszkodzeń turbosprężarek	
5. Metody wyważania turbosprężarek	
5.1. Wyważanie turbosprężarek metodą ujmowania masy	
5.1.1. Istota metody poprzez ujmowanie masy	
5.1.2. Wyniki badań	53
5.1.3. Wnioski	55
5.2. Wyważanie turbosprężarek metodą dodawania masy	
5.2.1. Istota metody poprzez dodawanie masy	
5.2.2. Wyniki badań	
5.2.3. Podsumowanie	68
5.2.4. Kierunki rozwoju metody dodawania masy	69
5.3. Analiza porównawcza metod wyważania turbosprężarek	71
6. Numeryczna weryfikacja przedstawionych metod wyważania	74
6.1. Modelowanie metody ujmowania masy	77
6.2. Modelowanie metody dodawania masy	
7. Egzemplifikacja metody wyważenia przez dodawanie masy	
7.1. Obiekty badań	
7.2. Warunki badań	89
7.3. Aparatura badawcza	

7.4. Procedura przebiegu procesu badawczego	99
8. Analiza wyników egzemplifikacji metody	105
9. Podsumowanie i wnioski	114
Literatura	117

Streszczenie

Weryfikując system doładowania turbosprężarkowego w aspekcie modernizacji oraz rozwoju jednostek napędowych w pojazdach samochodowych uznać można, iż doładowanie turbosprężarkowe jest szeroko rozpowszechniane. Pomimo coraz częściej stosowanych napędów hybrydowych oraz wykorzystywanie w silnikach spalinowych downsizingu (uzyskanie wysokiej mocy silnika, przy zredukowaniu pojemności skokowej jednostki napędowej), turbosprężarki są w dalszym ciągu stosowane.

W ciągu ostatnich kilku lat układ doładowania turbosprężarkowego został w kilku aspektach przekształcony. W celu zwiększenia efektywności oraz poprawy parametrów pracy urządzenia doładowującego zastosowano system zmiennej geometrii, odpowiedzialny za przepływ gazów spalinowych, jak również połączono kilka turbosprężarek w jeden układ. W istocie zasada pracy turbosprężarki nie uległa zmianie.

Uwzględniając warunki eksploatacyjne, W których wirnik turbosprężarki podczas maksymalnego obciążenia silnika spalinowego, rozpedza się do predkości obrotowej oscylującej w granicach 250 000 [min⁻¹]. a temperatura gazów spalinowych, które wprawiają w ruch wirnik turbiny, osiąga wartość ok 1000 [°C] (w przypadku silników o zapłonie iskrowym), podkreślona jest istota wyważenia układu wirnika turbosprężarki. W powszechnie stosowanej metodzie wyważenie wirników turbosprężarek polega na usunięciu masy z powierzchni koła turbiny oraz koła kompresji. Ujęcie masy powoduje zmniejszenie wytrzymałości oraz osłabienie struktury wyważanego elementu, co przy uwzględnianiu warunków eksploatacyjnych doprowadza do uszkodzenia turbospreżarki.

Biorąc pod uwagę wady wynikające z powszechnie stosowanej metody wyważenia zespołów turbosprężarki przystąpiono do egzemplifikacji wyważania wirników turbosprężarek metodą dodawania masy. Metoda ta polega na wyważaniu wirników turbosprężarek pojazdów samochodowych w oparciu o modyfikację rozkładu mas. W pracy zweryfikowano wyważenie wirników turbosprężarek metodą dodawani masy w aspekcie warunków eksploatacyjnych, jak również przeprowadzono wirtualną analizę wyważania wirników metodą ujmowania oraz dodawania masy.

Abstract

Reviewing the turbocharger system in the aspect of modernization and development of drive units in a motor vehicle possible to choose, turbocharging is widespread. Use more and more often used hybrid drives and use downsizing in internal combustion engines (with high engine efficiency, while reducing the displacement of propulsion units), turbochargers are in great use.

Over the past few years, the turbocharger charging system has been transformed in several aspects. To improve the efficiency and performance of the variable geometry turbo charging device, responsible for the exhaust gas flow, as well as connected several turbochargers in one system.

In essence the turbocharger operating principle has not changed. Taking into account the operating conditions in which the turbocharger rotor during maximum engine flow, accelerates to an oscillating speed in the range of 250 000 $[min^{-1}]$, and the exhaust gas flow temperature that sets the rotor in motion reaches a value of about 1000 [°C] (in the case of spark ignition engines), the essence of balancing the turbocharger rotor system is emphasized. In the set of method used, balancing of turbocharger rotors consists of removed masses from the surface of the turbine wheel and the compression wheel. Take into account the heavy impact on the volume and weakening of the structure of the balanced element, taking into account the operational conditions brought about by the operation of the turbocharger.

Considering that they are available with a wide range of turbocharger total balancing methods used, determined by balancing the turbocharger rotor balancing method, the method of adding this method involves balancing the turbocharger rotors of motor vehicles based on mass range modification. In verified work balancing of turbocharger rotors, the method of adding mass in terms of operating conditions, as well as in the case of virtual analysis of rotor balancing, method of joining and adding mass.

1. Wstęp

Doładowanie turbosprężarkowe rozpowszechniane było już w latach dwudziestych naszego stulecia. Głównie wykorzystywano je w okrętach wodnych, jak również w silnikach kolejowych. Kluczowy rozwój doładowania turbosprężarkowego nastąpił podczas drugiej wojny światowej, poprzez zastosowanie urządzeń doładowujących w technice i systemach lotniczych oraz rakietowych. W motoryzacji rozwój turbosprężarkowego doładowania silników spalinowych rozpoczął się w latach sześćdziesiątych. Z początku dotyczył on głównie pojazdów ciężarowych o dużej ładowności, a następnie stosowany był także w pojazdach osobowych [2,5,13,18].

Istotnym celem konstruktorów jest zminimalizowanie czasu reakcji urządzenia doładowującego na zmiany parametrów silnika spalinowego. Na rysunku 1 przedstawiono przyrost momentu obrotowego wraz ze wzrostem prędkości obrotowej turbodoładowanej jednostki napędowej. Jest wiele metod doładowania silników spalinowych. Są to m.in. doładowania mechaniczne, doładowanie comprex, czy też doładowania turbosprężarkowe. Ze względu na swoją uniwersalność turbosprężarki stały się jednym z najpopularniejszych urządzeń doładowujących, które są stosowane. Wykorzystuje się je zarówno w silnikach o zapłonie samoczynnym (ZS), zapłonie iskrowym (ZI), jak również w hybrydowych napędach spalinowych [32,39,73,74,77].

W chwili obecnej udało się zmodernizować turbosprężarkę w ujęciu podawania odpowiedniej ilości powietrza do silnika spalinowego w momencie jego przyspieszania. Zastosowanie urządzeń doładowujących w postaci turbosprężarek zwiększa masę silnika tylko o 3%, a dzięki temu osiągamy wzrost mocy jednostki napędowej nawet o 50% [40,41,52,53,63,69].



Rys. 1. Wzrost mocy poprzez zastosowanie turbosprężarki [53]

Wirniki turbosprężarki stosowane w turbodoładowanych jednostkach napędowych pracują z bardzo dużymi prędkościami obrotowymi, przekraczającymi wartość 200 000 [min⁻¹]. Dlatego istotną sprawą jest prawidłowe wyważenie wirnika turbosprężarki.

Częstą przyczyną zaburzonego ruchu obrotowego wirnika turbosprężarki są odśrodkowe siły bezwładności, które powstają w wyniku niepokrywania się osi wirowania z główną osią centralną układu wirującego. Nierównomierne usytuowanie tych osi spowodowane jest niewyrównoważeniem mas wirujących [13,51,53,74,77,92].

Efektem niewyważenia są odśrodkowe siły bezwładności. Stanowią one zewnętrze okresowe wymuszenia i mogą powodować zjawisko rezonansu. Siły ciężkości oddziałujące na wirnik turbosprężarki mogą doprowadzić do powstawania drgań. Nadmierne drgania powodują uszkodzenia łożysk wałka turbosprężarki, co doprowadza do unieruchomienia, a nawet zniszczenia urządzenia doładowującego [32,40,51,53,89,91].

Dlatego kluczowym aspektem jest prawidłowe wyważenie wirnika turbosprężarki. Dotychczasowa metoda wyważania elementu wirującego w turbosprężarce opiera się na usunięciu niewyważonej masy z wirnika turbiny oraz sprężarki. Nadmierne usunięcie masy sprawia, iż wyważany element traci swoje właściwości mechaniczne, zmniejsza się jego trwałość, co w rezultacie może doprowadzić do niezdatności urządzenia doładowującego.

Literatura przedmiotu przedstawiająca zależność wyważenia elementów turbosprężarki na pracę układu doładowania jest w tej dziedzinie wciąż znikoma. Dotychczasowe publikacje głównie przedstawiają wyważenie turbosprężarek metodą redukcji (ujmowania masy) oraz skupiają się na uszkodzeniach turbosprężarek wynikających z nieprawidłowej eksploatacji urządzenia doładowującego. Przykładem tego są artykuły tj.: Jaskólski J., Budzik G., Marciniak A.: *Balancing of turbocharger rotor*, Kaszkowiak J., Borowski S., Dulcet E., Zastępowski M.: *Analiza uszkodzeń turbosprężarek*, Idzior M., Bieliński M., Borowczyk T., Karpiuk W.: *Analiza wpływu warunków eksploatacji na stan techniczny turbosprężarek doładowanie silników spalinowych*. W literaturze naukowej Mysłowskiego J.: *Doładowanie silników* spalinowych, a także wyważania turbosprężarek metodą "ujmowania masy" [36,49,75].

2. Studium doładowania w silnikach pojazdów samochodowych

Proces doładowania silnika spalinowego opiera się na dostarczeniu powietrza bądź mieszanki palnej do cylindra silnika spalinowego pod ciśnieniem wyższym od ciśnienia atmosferycznego. Dzięki temu możliwe jest spalanie w jednostce napędowej większej ilości paliwa, co w rezultacie doprowadza do uzyskania większej mocy bez ingerencji w prędkość obrotową wału korbowego czy w wymiar cylindra jednostki napędowej. Doładowanie charakteryzują następujące parametry [3, 9, 21, 53, 56]:

- a) *ciśnienie doładowania* p_d parametr opisujący wartość ciśnienia, jakie oddziaływuje na ładunek w cylindrze w końcowej fazie suwu napełniania,
- b) *temperatura powietrza doładowującego t_{pd} wartość temperatury ładunku, który jest w cylindrze w końcowej fazie suwu napełniania,*
- c) spręż parametr wskazujący wartość sprężonego powietrza w turbosprężarce, który jest stosunkiem wartości ciśnienia doładowania do wartości ciśnienia otoczenia:

$$\pi = \frac{pd}{po}$$

d) stopień doładowania STD – parametr stwierdzający wzrost mocy jednostki napędowej poprzez zastosowanie układu doładowania, wartość wyrażana w procentach. Większość czterosuwowych jednostek napędowych o zapłonie samoczynnym wskazuje wartość doładowania ok 50%, zaś w silnikach o zapłonie iskrowym jest on zdecydowanie mniejszy.

W zależności od ciśnienia ładunku rozróżnia się [6, 53]:

(1)

- a) doładowanie niskie ciśnienie świeżego ładunku nie przekracza 150 [kPa],
- b) doładowanie wysokie ciśnienie świeżego ładunku przekracza wartość 150 [kPa], niekiedy osiąga wartość nawet 300 [kPa].

Charakterystycznym dla doładowanej jednostki napędowej jest wykres indykatorowy, który przedstawiono poniżej na rysunku 2.1.



Rys. 2.1. Indykatorowy wykres silnika: a) wolnossącego czterosuwowego, b) doładowanego [6]

Charakterystyczna właściwością wykresu indykatorowego doładowanego W porównaniu Z wykresem indykatorowym silnika wolnossacego jest umiejscowienie dolnej petli wymiany ładunku, która znajduje się powyżej linii ciśnienia atmosferycznego. Linia wylotu spalin położona jest niżej niż linia napełnienia cylindra, w rezultacie pętla wymiany ładunku jest korzystnym polem pracy. Dostarczenie sprężonego ładunku nie wyczerpuje energii silnika spalinowego [72, 78, 86].

System doładowania najczęściej stosowany jest w silnikach spalinowych o zapłonie samoczynnym. W tej jednostce napędowej zastosowanie układu doładowania pozwala na uzyskanie większej mocy silnika, a także korzystnie wpływa na przebieg spalania. W silnikach spalinowych turbodoładowanych dostarczone paliwo do sprężonego powietrza łatwiej ulega samozapłonowi. Dzięki temu doładowanie jest stosowane w niemalże każdym silniku spalinowym o zapłonie samoczynnym [68, 70, 86].

Powstawanie przedwczesnego samozapłonu i spalania stukowego, które wynika z dość wysokiego ciśnienia w komorze spalania w wyniku wyższej jego wartości na początku sprężania, to są problemy wynikające z użycia doładowania w silnikach spalinowych o zapłonie iskrowym. W doładowanych jednostkach napędowych z pośrednim wielopunktowym wtryskiem paliwa sprężane jest tylko powietrze, a benzyna zostaje wtryskiwana do części układu dolotowego o wyższym ciśnieniu [61]. Częściej stosuje się doładowanie w jednostkach napędowych z bezpośrednim wtryskiem paliwa, gdzie benzyna jest wtryskiwana bezpośrednio do cylindrów. W tych silnikach spalinowych nie występuje również problem strat przepłukiwania cylindrów, który wynika ze współotwarcia zaworów. Problem ten pojawia się w silnikach o zapłonie iskrowym z pośrednim wielopunktowym wtryskiem paliwa. Kwestie problemu strat ładunku można zmniejszyć opóźniając otwarcie zaworu dolotowego, jednak prowadzi to do pogorszenia przepłukiwania cylindra [24, 59, 90, 93].

Doładowanie jest to proces, który polega na zwiększeniu ilości ładunku w cylindrze, przy zwiększonym ciśnieniu i stałej temperaturze. Skutkuje to wzrostem gęstości i masy ładunku w cylindrze [4]. Podział ogólny doładowania przedstawiono na rysunku 2.2.



Rys. 2.2. Sposoby doładowania [53]

Doładowanie mechaniczne jest to rodzaj doładowania, gdzie sprężarka pobiera napęd od wału korbowego silnika poprzez przekładnię zębatą bądź pasek klinowy. Pomiędzy sprężarką a wałem korbowym silnika występuje powiązanie mechaniczne, dzięki któremu nazwano ten sposób doładowania silnika spalinowego. Popularnym rozwiązaniem w doładowaniu mechaniczny są sprężarki o osiowym lub poprzecznym przepływie powietrza, są to sprężarki Rootsa i Lysholma. Sprężarkę Rootsa wraz z obiegiem sprężania izochorycznego przedstawiono na poniższym rysunku 2.3 [30, 42, 53, 76].





Rys. 2.3. Przekrój sprężarki Rootsa [53]



Porównując sprężarki wirnikowe do sprężarek tłokowych można wywnioskować, że bezwzględnym ich atutem jest praca z znacznie wyższymi prędkościami obrotowymi oraz zdecydowanie mniejsze różnice ciśnień sprężonego powietrza. Na rysunku 2.4 przedstawiono sposób działania, a także obieg porównawczy wirnikowej sprężarki Rootsa.

Prezentowany obieg jest obiegiem o sprężaniu izochorycznym, takim przy którym objętość czynnika jest stała. Zmiana 2-3 powoduje wyrównanie ciśnienia powietrza transportowanego wirnikiem z ciśnieniem powietrza, które znajduje się w przewodzie tłoczonym. Zakreskowane pole przedstawia korzyść w porównaniu ze sprężeniem izotermicznym bądź izentropowym tworzonym w sprężarkach tłokowych [30].

Sprężarki wirnikowe Rootsa mogą posiadać dwu- lub trzyłopatkowe wirniki – rysunek 2.5. Aby zwiększyć przepływ powietrza przez sprężarkę stosuje się pochylenie linii łopat. Biorąc pod uwagę hałas urządzenia, wirniki sprężarek nie powinny przekraczać prędkości 7000 [min⁻¹] (napęd jest popierany z wału korbowego jednostki napędowej z przełożeniem przyspieszającym) [42, 48, 53, 88].



Rys. 2.5. Sprężarka Rootsa dwu i trzyłopatkowa [53]

W przypadku, gdy napęd sprężarki przekazywany jest przez pasek klinowy, istotnym aspektem jest praca gięcia paska. Efektywniej jest przekazywać napęd sprężarce większą ilością pasków o mniejszym przekroju, wówczas praca gięcia paska jest mniejsza, a także mniejsze są straty poślizgu.

Biorąc pod uwagę właściwości dynamiczne silnika, Mercedes-Benz zastosował w swoich samochodach doładowanie mechaniczne – trójłopatkową sprężarkę Rootsa. Doładowanie zostało użyte w czterocylindrowych jednostkach napędowych o zapłonie iskrowym. Modele aut zostały oznaczone symbolem: kompresor C180, C200, C200 CGI oraz C230. Cechą charakterystyczną tych silników spalinowych są dobre właściwości dynamiczne i dość duże zużycie paliwa. Parametry robocze silnika o takich samych wiarach z doładowaniem mechanicznym i bez doładowania przedstawiono w tablicy 1 [53, 54, 76].

Model	C180	C200	
Liczba cylindrów	4	4	
Średnica cylindra	89,9 [mm]	89,9 [mm]	
Skok tłoka	78,8 [mm]	78,8 [mm]	
Objętość skokowa	1998 [cm ³]	1998 [cm ³]	
Stopień sprężania	10,6	9,5	
Moc znamionowa	95 [kW] przy 5500 [min ⁻¹]	125 [kW] przy 5500 [min ⁻¹]	
Maksymalny moment obrotowy	185 [Nm] przy 3500 [min ⁻¹]	230 [Nm] przy 2500÷4800 [min ⁻¹]	

Tablica 1. Parametry robocze jednostek napędowych Mercedes-Benz [53].



Rys. 2.6. Porównanie krzywych mocy silnika [53]



Rys. 2.7. Porównanie krzywych momentu obrotowego [53]

Szczególną korzyść ilustruje porównanie mocy i momentu obrotowego przedstawionych powyżej silników – rysunek 2.6 oraz rysunek 2.7. Moment obrotowy w silniku doładowanym posiada większą wartość, a jego przebieg jest korzystniejszy, ponieważ zbliża się do przebiegu momentu obrotowego jaki występuje w silnikach o zapłonie samoczynnym. W jednostce napędowej C200 maksymalny moment obrotowy uzyskuje się przy prędkości obrotowej 2500 [min⁻¹]. Wartość ta jest utrzymywana do prędkości obrotowej silnika oscylującej w granicach 4500 [min⁻¹]. Dzięki temu poprawiane są właściwości dynamiczne pojazdu samochodowego.

W wolnossącym silniku spalinowym o oznaczeniu C180 maksymalną wartość momentu obrotowego silnika uzyskuje się przy prędkości rzędu 3500 [min⁻¹]. Moment ten utrzymywany jest do prędkości obrotowej silnika oscylującej w granicach 4500 [min⁻¹]. W wyniku powyższych danych zakres

wykorzystywania momentu obrotowego w silniku doładowanym o oznaczeniu C200 jest dwukrotnie większy [53, 54].

Doładowanie turbosprężarkowe swoją zasadę działania opiera na wykorzystywaniu energii gazów spalinowych do napędu wirnika turbiny, który znajduje się na wspólnym wałku wraz z wirnikiem sprężarki. Wirnik sprężarki odpowiada za dostarczenie powietrza pod zwiększonym ciśnieniem do cylindrów silników. Turbosprężarka składa się z trzech elementów stałych oraz zespołu ruchomego. W skład elementów części stałych wchodzą: obudowa sprężarki, turbiny oraz korpus środkowy. Zespół ruchomy składa się z ułożyskowanego wirnika sprężarki, a także turbiny. Na rysunku 2.8 przedstawiono podstawowe elementy turbosprężarki [16, 50, 53, 63, 81].



Rys. 2.8. Podstawowe elementu zespołu turbosprężarki

Do budowy kadłubów turbin najczęściej wykorzystuje się materiał: "Niresist". Zawiera on: 11-16% Ni, 2,5% Si, do 2% Mn, do 4% Cr i do 8% Cu. Charakteryzuje się wysoką odpornością na ścieranie, korozję oraz żaroodpornością. Obudowa turbiny (rysunek 2.9) odpowiedzialna jest za współpracę z wirnikiem turbiny i stanowi rolę spiralnego kanału wylotowego. Turbosprężarki wyposażone w system zmiennej geometrii, w obudowie turbiny posiadają wyprofilowaną przestrzeń do zamontowania pierścienia, który wyposażony jest w ruchome łopatki. Temperatura pracy obudowy turbiny oscyluje w granicy 1000 [°C] (silnik o zapłonie iskrowym) zatem obudowa turbiny powinna posiadać niski współczynnik rozciągania oraz ściskania [15, 17, 53].





Rys. 2.9. Model korpusu turbiny

Rys. 2.10. Korpus sprężarki

Do budowy kadłubów sprężarek wykorzystuje się stopy aluminium i magnezu – rysunek 2.10. Cechą charakterystyczną tych materiałów jest niska masa (aluminium 2,7 [g/cm³], magnez 1,7 [g/cm³]) i dobra przewodność cieplna. Niestety aluminium ma niską twardość (15-30 HB), co ma wpływ na niestabilność osadzonych w obudowie tylnej sprężarki trzpieni łożysk. Obudowa sprężarki współpracuje z wirnikiem sprężarki i pełni rolę spiralnego kanału dolotowego, w którym następuje sprężanie powietrza, które w dalszym procesie wykorzystywane jest w doładowaniu.

Na wirniki turbin – rysunek 2.11 – wykorzystywany bywa materiał o nazwie "Inconel" (stop niklu, kobaltu, chromu i żelaza o zawartości niklu 46-65%), "MarM247" (19% Cr, 9% Fe, 5% Nb, 3% Mo, 0,9% Ti, 0,6% Al i 0,05% C) bądź tytan. Wszystkie z wymienionych materiałów stosowanych do budowy wirników turbin charakteryzują się dużą odpornością na wysokie temperatury pracy i odpornością na korozję. Stosowana często stal chromowo-niklowo- wolframowa zawiera 0,25% C, 0,4% Mn, 1,5% Cr, 4,2% Ni i 1% W [28].

W turbosprężarkach stosowanych w pojazdach samochodowych najczęściej wykorzystuje się promieniowo-osiowe (osiowo-promieniowe) koła wirnikowe turbin i sprężarek. Zakres temperatur pracy wirnika turbiny oscyluje w granicach 750-1000 [°C]. Połączenie koła turbiny i wałka turbosprężarki odbywa się metodą zgrzewania tarciowego [17, 43, 53, 71].



Rys. 2.11. Wirniki turbin turbosprężarek pojazdów samochodowych

Korpus środkowy stanowi ograniczenie swobody ruchu wału turbosprężarki, wyposażony jest w wyprofilowane gniazda łożysk oraz odpowiedzialny jest za doprowadzenie oleju silnikowego, co umożliwia smarowanie i chłodzenie ruchomych elementów turbosprężarki. Korpusy turbosprężarek w niektórych przypadkach wyposażone są w zintegrowany z silnikiem system chłodzenia. Najczęściej wykorzystuje się to w turbodoładowanych silnikach z zapłonem iskrowym, gdzie temperatura gazów spalinowych jest o 200-300 [°C] wyższa niż w silnikach o zapłonie samoczynnym [22, 26].

W przypadku problemów z akumulacją ciepła (np. nagłe wyłączenie wysoko obciążonego, turbodoładowanego silnika) pompa wody powinna być wyposażona w dodatkowe sterownie, w celu chłodzenia korpusu oraz łożysk turbosprężarki. W wyjątkowych przypadkach stosuje się tzw. koce termiczne, aby poprawić parametry spalin pochodzących z jednostki napędowej. W przypadku maksymalnego obciążenia turbodoładowanego silnika spalinowego, obudowa turbosprężarki rozgrzewa się do temperatury ok. 900 [°C]. Zastosowanie koca termicznego, izoluje obudowę, tak że jego zewnętrzna powierzchnia nagrzewa się do ok. 50 [°C]. Wobec tego, korpus turbosprężarki (w którym po wyłączeniu jednostki napędowej znajduje się gorący olej) pełni rolę przewodnika ciepła [17, 28, 43, 71, 82].

W turbosprężarce występuje złożony system łożyskowania. Wirnik turbospreżarki jest na łożyskach ślizgowych osadzony osiowych promieniowe Łożyska promieniowych. czesto wystepuja w postaci tulei bądź tulejek wykonanych ze stopów miedzi. W korpusie środkowym tuleja łożyska umieszczona jest na stałe lub pływająco. W skład łożyska promieniowego najczęściej wchodzą dwa elementy: płytka wykonana ze stopu miedzi umieszczona na stałe w korpusie oraz ruchomy talerzyk wykonany ze sali stopowej.

Zadaniem łożysk poprzecznych jest m.in. przenoszenie sił osiowych z wirników turbiny i sprężarki, pochodzących od rozprężnych gazów spalinowych, a także od sprężanego powietrza. Łożyska turbosprężarki smarowane są poprzez olej silnikowy, pochodzący z magistrali jednostki napędowej. Czynnik smarujący (olej silnikowy) transportowany jest do łożysk poprzez wąski kanał olejowy. Łożyska muszą charakteryzować się odpornością na wysokie temperatury pracy i odpornością na ścieranie. Zastosowanie tych rozwiązań w ułożyskowaniu turbosprężarek powoduje [19, 37, 54, 55]:

- a) wzrost efektywności, wskutek mniejszej utraty energii w łożyskach,
- b) mniejsze zapotrzebowanie w przepływie oleju,
- c) wspomaganie promieniowych i osiowych obciążeń,
- d) wzrost zdolności oporowej,
- e) poprawę reagowania i czasu dostępu do momentu obrotowego,
- f) szybsze doładowanie przy pełnym obciążeniu jednostki napędowej,

 g) ruch i hałas elementów wirujących tłumiony jest poprzez powłokę olejową otaczającą zewnętrzny pierścień ceramicznego łożyska kulkowego.

Moc turbosprężarki może być regulowana poprzez zastosowanie zaworu upustowego, zmianę kąta napływu gazów spalinowych na łopatki turbiny, zmianę pulsacji strumieni spalin oraz zmianę czynnej powierzchni łopatek turbiny. Nowsze, a także bardziej popularne rozwiązanie umożliwia regulację kąta gazów spalinowych w szerszym zakresie. Regulacja ciśnienia doładowania odbywa się poprzez zmianę prędkości przepływu spalin, kierowanych na łopatki turbiny. Elementem odpowiedzialny za ten proces jest umieszczony w obudowie system zmiennej geometrii kierownicy spalin.

Prawidłowe ustawienie łopatek w systemie zmiennej geometrii zapewnia zwiększenie bądź zmniejszenie energii z jaką gazy spalinowe trafiają na łopatki koła turbiny. Zakres pracy układu sterowany jest płynnie – bezstopniowo. Na rysunku 2.12 przedstawione są dwie fazy pracy systemu zmiennej geometrii. W fazie A jednostka napędowa pracuje przy niskiej prędkości obrotowej oraz przy niewielkim obciążeniu. Łopatki systemu zmiennej geometrii wytwarzają strumień spalin o niskiej energii i niewielkiej prędkości obrotowej oraz przy dużym obciążeniu. Łopatki systemu zmiennej geometrii są w pozycji "otwartej" wytwarzając przy tym dużą energię i wysoką prędkość przepływu spalin [1, 4, 53, 77, 82].



Rys. 2.12. Zasada działania systemu zmiennej geometrii [53]

Szczegółową budowę turbosprężarki przedstawiono na rysunku 2.13. Urządzenie doładowujące w turbo doładowaniu zbudowane jest z [53]: 1. pierścień uszczelniający, 2. koło turbiny z wałkiem, 3. łożysko, 4. kadłub turbiny, 5. płyta turbiny, 6. czop, 7. kołnierz, 8. śruba, 9. płytka ściągająca, 10. podkładka odginana, 11. uszczelka olejowa, 12. pierścień sprężysty, 13. śruba, 14. podkładka sprężysta, 15. podkładka ściągająca, 16. tylna ściana sprężarki, 17. pierścień uszczelniający, 18. tulejka dystansowa, 19. pierścień, 20. wirnik sprężarki, 21. odrzutnik oleju, 22. pierścień uszczelniający, 23. nakrętka, 24. deflektor, 25. łożysko oporowe, 26. kadłub sprężarki, 27. przewód elastyczny, 28. króciec, 29. podkładka, 30. śruba, 31. podkładka zabezpieczająca, 32. uszczelka olejowa, 33. kadłub środkowy, 34. zawór upustu spalin, 35. opaska zaciskowa, 36. zawór kulkowy, 37. ekran zewnętrzny, 38. podkładka zabezpieczająca, 39. śruba.



Rys. 2.13. Szczegółowa budowa turbosprężarki [53]

turbodoładowanym silniku spalinowym podczas W napełniania w cylindrze powstaje niedomiar powietrza w stosunku do dostarczonej dawki paliwa. Reakcja pompy wtryskowej na zmiane predkości obrotowej silnika jest natychmiastowa, a turbosprężarka nie nadąża z dostarczeniem podstawowej ilości powietrza. Spowodowane jest to miedzy innymi wiezia gazowa jaka występuję pomiędzy silnikiem a turbosprężarką, a także bezwładnością wirnika turbosprężarki. Bezwładność ta wpływa niekorzystnie na zdolność przyspieszania. Dostające się do cylindra powietrze ma zwiększone parametry termodynamiczne, zmusza to do korekty nastaw regulujących poprzez zmniejszenie kąta wyprzedzania wtrysku. Dzięki temu możliwe jest uzyskanie pracy jednostki napędowej.

Aby optymalnie wykorzystać energię spalin oraz zapewnić prawidłową współpracę jednostki napędowej z turbosprężarką, należy pamiętać o zachowaniu prawidłowej równowagi między mocą turbiny oraz sprężarki, uwzględniając przy tym ich sprawność. Biorąc pod uwagę ten fakt istotne jest prawidłowe skonstruowanie układu wylotowego. Energia spalin odpowiada za 30÷40% całkowitej energii dostarczanej z paliwem [18, 53, 71]. Istnieją dwa sposoby napędzania turbiny spalinami:

- a) poprzez stałe ciśnienie ustalone ciśnienie spalin na wlocie do turbiny,
- b) poprzez pulsacyjne ciśnienie zmienne ciśnienie spalin na wlocie do turbiny.

Zasilanie turbiny poprzez stałe ciśnienie wykorzystywane jest głownie w silnikach spalinowych pojazdów szynowych – rysunek 2.14. Ten typ jednostek napędowych wymaga dużych wartości sprężu oraz znacznie mniejszych wartości przyspieszania w porównaniu do silników spalinowych wykorzystywanych w pojazdach samochodowych. Wartość sprężu oscyluje w granicach π =3,5.



Rys. 2.14. Napęd turbiny poprzez stałe ciśnienie [53]

1 – turbina, 2 – wylot splin, 3 – wlot powietrza do sprężarki, 4 – filtr powietrza, 5 – przewód dolotowy, 6 – zawór dolotowy, 7 – zawór wylotowy, 8 – tłok, 9 – kolektor wylotowy, 10 – tłumik

Drugi sposób zasilania turbiny spalinami – zasilanie pulsacyjne zobowiązuje do połączenia przewodów wylotowych cylindrów, gdzie suw pracy jest odległy o 240 [°OWK] (obroty wału korbowego). Zadaniem tego rozwiązania jest prawidłowe spożytkowanie pulsacji ciśnienia w przewodzie dolotowym. Powoduje to lepsze uzyskanie przyspieszenia turbosprężarki, co ma istotny wpływ w silnikach spalinowych stosowanych w pojazdach samochodowych. Ten sposób napędu turbiny spalinami przedstawiono na rysunku 2.15 [11, 12, 50].



Rys. 2.15. Pulsacyjny napęd turbiny [53]

Na rysunku 2.16 przedstawiono procesy termodynamiczne, które zachodzą w układzie turbodoładowania w silniku spalinowym. Proces teoretyczny opiera się na obiegu Otto, który składa się z [52]:

- a) sprężania adiabatycznego (1-2),
- b) ogrzewania izochorycznego, powstającego w wyniku spalania mieszanki paliwowo- powietrznej (2-3),
- c) rozprężania adiabatycznego (3-4),
- d) chłodzenia izochorycznego (4-1).



Rys. 2.16. Obieg silnika turbodoładowanego [52]

Odróżnieniem tego obiegu od odbiegu wolnossącego silnika spalinowego jest aspekt uwzględnienia obszaru wykonywanej pracy. Została uwzględniona praca dodatnia – gazy spalinowe uchodzące kolektora wydechowego, napędzające turbinę oraz ujemna – sprężone powietrze. Uwagę zwracają dwie wartości ciśnienia: p_w – ciśnienie wylotu spalin, a także p_d – ciśnienie doładowania powietrza dolotowego, które jest wyższe od ciśnienia atmosferycznego p_0 . Dzięki temu otrzymywana jest większa ilość spalin ΔV , które napędzają turbinę, a tym samym zwiększają moc silnika spalinowego.

Zasada działania turbosprężarki opiera się na napędzie gazami wydechowymi koła turbiny. Turbina połączona jest wspólnym wałkiem z kołem kompresji, na którego łopatki trafia zasysane powietrze. Sprężone pod odpowiednim ciśnieniem powietrze dostarczone jest do komory spalania w cylindrze silnika. Aby zwiększyć efektywność pracy turbosprężarki używa się chłodnicy powietrza (intercooler). Wzrasta gęstość powietrza, co powoduje wzrost masy ładunku dostarczonego do komory spalania. Rysunek 2.17 przedstawia zasadę działania turbosprężarki w pojeździe samochodowych [11, 12, 53].



Rys. 2.17. Zasada działania turbosprężarki pojazdu samochodowego [29]

Doładowanie Comprex charakteryzuje się znacznie lepszymi właściwościami dynamicznymi w porównaniu z poprzednimi systemami doładowań silników spalinowych. Wynika to z tego, że doładowanie Comprex napędzane jest mechanicznie za pośrednictwem wału napędowego jednostki napędowej. Znacznie skraca się czas reakcji na zmiany wynikające z prędkości obrotowej silnika niż ma to miejsce w turbosprężarce. System Comprex posiada atuty doładowania mechanicznego oraz turbodoładowania. Wynika to między innymi z [1, 4, 15, 16, 17, 18, 19, 53, 48, 58]:

- a) bardzo krótkiej reakcji na obciążenie jednostki napędowej,
- b) korzystnych parametrów pracy silnika spalinowego w terenach górskich,
- c) płaskiego przebiegu krzywej ciśnienia powietrza doładowującego w całym zakresie prędkości obrotowej silnika,
- d) dużego sprężu,
- e) niskiego zużycia paliwa,
- f) niskich wymagań dotyczących jakości materiałów wirnika.

Na rysunku 2.18 przedstawiono uproszczony schemat doładowania typu Comprex. W skład systemu doładowania typu Comprex wchodzi wirnik, posiadający odpowiednio ukształtowane okna dolotowe i wylotowe. Napęd na wirnik urządzenia przekazywany jest za pośrednictwem przekładni pasowej od wału korbowego silnika. Przekładnia charakteryzuje się przełożeniem zwiększającym prędkość obrotową blisko 2,6- 3,6 razy. Przez filtr powietrza zasysane jest świeże powietrze z otoczenia i dostarczane jest na łopatki wirnika. Łopatki wirnika obracają się w kierunku zgodnym z kierunkiem obrotów wału korbowego jednostki napędowej [67].



Rys.2 .18. Schemat doładowania typu Comprex [53]

1 – powietrze zasysane o niskim ciśnieniu, 2 – powietrze sprężone, 3 – spaliny
o wysokim ciśnieniu, 4 – spaliny rozprężone, a – tłok, b – przewód wylotowy silnika,
c – wirnik sprężarki, d – napęd wirnika, e – przewód dolotowy silnika, g – przewód wylotowy sprężarki, strzałka jasna – powietrze, strzałka ciemna – gazy spalinowe

W poszczególnych celach wirnika następuje sprężanie powietrza, które odbywa się przez spaliny wydostające się za pośrednictwem przewodu dolotowego silnika (oznaczone czarną strzałką na rysunku). Sprężone powietrze (oznaczone jasną strzałką) transportowane jest nad tłok silnika przez przewód dolotowy i zawór dolotowy jednostki napędowej. Nadmiar powietrza przedostaje się wraz ze spalinami do atmosfery. Dzięki temu dopalany zostaje tlenek węgla w gazach spalinowych oraz obniżana zostaje temperatura wylotu. Precyzja wymiarów geometrycznych wirnika oraz okien pozwala na istnienie poduszki powietrznej, która odpowiada za zabezpieczenie przedostania się gazów spalinowych na stronę powietrzną [1, 4, 5, 15, 16, 17, 18, 19, 53].

Rysunek 2.19 ilustruje szczegółowy ruch cząsteczek powietrza zachodzący w wirniku sprężarki Comprex. Do przegrody wirnika sprężarki transportowane są gazy spalinowe pod wyższym ciśnieniem ze stosunkowo niską prędkością przepływu. W przegrodach w wirniku znajduje się sprężone powietrze. Wydostające się gazy spalinowe przepychają w przegrodach powietrze do przewodu dolotowego, jednocześnie sprężając je i przekazując energię. Gdy pojawia się ciśnienie przegroda musi był złączona z przewodem dolotowym. Każda przegroda powinna być połączona z kanałami wylotowymi i dolotowymi [48, 58].



Rys. 2. 19. Szczegółowy ruch cząsteczek powietrza i gazu w wirniku Comprex [53]

//// – strefa zmieszana, ₀₀₀₀ – świeże powietrze nieruchome, 0000 – świeże powietrze nieruchome sprężone,

 $> \rightarrow -$ świeże powietrze ruchome sprężone, $\leftarrow -$ świeże powietrze zasysane i przepłukujące, - - $\rightarrow -$ gazy spalinowe, A_w – powierzchnia wylotu, A_s – powierzchnia ssania, p_s – ciśnienie ssania, p_w – ciśnienie wylotu

W chwili zamknięcia kanału dolotowego spalin, aby nie dopuścić do zakłóceń w przepływie następuje zamknięcie połączenie z kanałem dostarczanego powietrza. Jeżeli czas otwarcia kanału dolotowego jest prawidłowy to częściowo rozprężone spaliny są transportowane z przegrody do kanału wylotowego. Proces może rozpocząć się od nowa w momencie, w którym przegroda całkowicie wypełniona jest powietrzem [4, 48, 53, 58].

Doładowanie typu Comprex jak każde urządzenie techniczne posiada również wady, do których zaliczyć można:

- a) większą masę w porównaniu z turbosprężarkami o takiej samej wydajności,
- b) potrzebę zwiększenia wymiarów tłumika, filtra oraz układu dolotowego,
- c) potrzebę umocnienia izolacji akustycznej,
- d) trudność z uzyskaniem małych ciśnień,
- e) większy wymiar wirnika w porównaniu turbosprężarką.

Doładowanie kombinowane stanowi połączenie doładowania turbosprężarkowego oraz doładowania dynamicznego (bezsprężarkowego). Jest to rodzaj doładowania, które spełnia wymagania jakie są stawiane nowym silnikom spalinowym. W tym rozwiązaniu doładowania za uzyskanie wymaganego napełnienia i uzyskania parametrów zbliżonych do znamionowych w zakresie wysokich prędkości obrotowych silnika odpowiada doładowanie turbosprężarkowe. W chwili kiedy turbosprężarka nie zapewnia wystarczającej ilości powietrza w cylindrze działa system doładowania dynamicznego. Doładowanie dynamiczne zapewnia odpowiednie napełnienie cylindra, a także pomaga doładowaniu turbosprężarkowemu w momencie kiedy silnik spalinowy pracuje w zakresie małych i średnich prędkości obrotowych. Zwiększenie napełnienie cylindra powietrzem może być efektywniejsze poprzez ochłodzenie powietrza doładowującego. Proces ten ma na celu zmniejszenie przewodów dolotowych. Długość przewodów uzależniona jest od prędkości dźwięku, która z kolei uzależniona jest od temperatury czynnika – powietrza. Aby przygotować jednostkę napędową do doładowania kombinowanego należy wziąć pod uwagę [1, 2, 16, 20, 21, 22, 31, 33, 53]:

- a) średnicę i długość przewodów dolotowych,
- b) objętość kolektora,
- c) objętość skokową jednostki napędowej,
- d) rezonansową prędkość obrotową.

Uwzględniając powyższe aspekty na rysunku 2.20 przedstawiono układ dolotowy silnika spalinowego.



Rys. 2.20. Układ dolotowy z zastosowaniem doładowania kombinowanego [53]

1 – rura rezonansowa, 2 – zbiornik wyrównawczy, 3 – rura łącząca, 4 – zbiornik rezonansowy, 5 – rura dolotowa, 6 – turbosprężarka

Turbosprężarka odpowiedzialna jest za dostarczenie pod wysokim ciśnieniem powietrza przez przewód do zbiornika wyrównawczego – kolektora. Następnie powietrze z kolektora jest transportowane przewodami rezonansowymi do rezonatorów, dalej do cylindrów silnika spalinowego poprzez przewody dolotowe. Producenci silników wysokoprężnych MAN i SAURER skonstruowali silniki wysokoprężne z doładowaniem kombinowanym. Te jednostki napędowe mają bardziej korzystne dane wskaźników pracy w porównaniu do silników wolnossących czy turbodoładowanych. Dla potwierdzenia powyższych aspektów w tablicy 2 przedstawiono dane dotyczące silników MAN [27].

WERSJA SILNIKA	N _e [kW]	n _N [min ⁻¹]	M _{omax} [Nm]	n _M [min ⁻¹]	M _N [Nm]
D 2566 M	177	2200	830	1600	768,7
D 2566 I MT	206	2200	1030	1500	894,6
D 2566I MK	206	2200	1160	1300÷1600	894,6
D 2566 II MT	235	2200	1220	1500	1020,6
D 2566 II MK	235	2200	1350	1200÷1600	1020,6

Tablica 2. Dane charakterystyczne rzędowych sześciocylindrowych jednostek napędowych [53].

M – silnik wolnossący, MT – silnik turbodoładowany, MK – silnik z doładowaniem kombinowanym

Z powyższej tablicy zauważyć można wyraźny wpływ doładowania kombinowanego na przebieg mocy oraz momentu obrotowego. Na poprawę elastyczności jednostki napędowej z doładowaniem kombinowanym wskazuje przebieg momentu obrotowego.

Z pewnością doładowanie niesie za sobą sporo korzyści jakie zostały przedstawione przy opisaniu metod doładowania silników spalinowych. Niemniej jednak trzeba pamiętać o negatywnym wpływie urządzeń doładowujących, które narażają układ doładowania, a także jednostkę napędową na uszkodzenia. Jednym z głównych powodów uszkodzeń urządzeń doładowujących jest nieprawidłowa eksploatacja turbodoładowanego silnika spalinowego oraz nieprawidłowe wyważenie elementów ruchomych. Wyważenie odgrywa istoty wpływ na parametry oraz na czas pracy urządzenia doładowującego [7, 20, 28, 53].

Uwagę zwraca fakt, że dotychczasowa metoda wyważania wirników turbosprężarek w sposób poprawny niweluje problem wyważenia, natomiast

naraża układ na uszkodzenia w przypadku nadmiernej redukcji niewyważonej masy.

3. Problematyka rozprawy doktorskiej

Jednostki napędowe stosowane w pojazdach osobowych, ciężarowych, a także w maszynach rolniczych są często wyposażone w urządzenia doładowujące. Spośród urządzeń doładowujących wyróżnia się kompresory, stosowane w silnikach o zapłonie iskrowym, sprężarki oraz turbosprężarki, które wśród urządzeń doładowujących mają najszersze zastosowanie. Liczne modernizacje jednostek napędowych, stosowanie tzw. downsizingu (uzyskanie wysokiej mocy silnika, przy zredukowaniu pojemności skokowej jednostki napędowej). Także coraz częstsze wykorzystywanie napędów hybrydowych powodują, iż turbosprężarki stają się popularnym systemem doładowania stosowanym w pojazdach samochodowych. Tak szerokie zastosowanie turbosprężarek pozwala na przeprowadzenie analizy procesów regeneracyjnych zespołów turbosprężarek, a także weryfikację uszkodzeń elementów urządzenia doładowującego, które występują w wyniku eksploatacji.

Wirniki urządzeń doładowujących – turbosprężarek – rozpędzają się do prędkości obrotowej rzędu 250 000 [min⁻¹], dlatego wyważenie jest jednym z najistotniejszych etapów przy regeneracji oraz montażu tego typu urządzeń.

Wyważanie wirnika turbosprężarki metodą ujmowania masy polega na redukcji niewyważonej masy, co jak wynika z badań rozpoznawczych prowadzi do częstych pęknięć w tym obszarze podczas eksploatacji. Wyważanie wirników turbosprężarek metodą ujmowania masy uznać można za metodę poprawną, którą pomyślenie rozwiązuje problem niewyważenia. Badania uszkodzeń eksploatacyjnych wykazują jednak, iż wyważenie elementów wirujących turbosprężarki metodą redukcji (ujmowania masy) powoduje osłabienie struktury materiału, a także zmniejsza wytrzymałość komponentów na warunki eksploatacyjne. Występujące pęknięcia w miejscach redukcji niewyważonej masy grożą całkowitym zniszczeniem wirnika turbosprężarki.

Aby zapobiec uszkodzeniom wirników turbiny sprężarek jakie powstają w wyniku wyważania metodą usuwania masy istnieje konieczność zmodyfikowania sposobu wyważania metodą dokładania masy. Niewyważenie takim sposobem zostaje redukowane poprzez nakładanie termoodpornej masy.

Analizując metodę wyważenia wirnika turbosprężarki poprzez dokładanie termoodpornej masy wywnioskować można, iż przedstawiona metoda jest ciekawą alternatywą dla dotychczasowego sposobu wyważenia turbosprężarek. Z pewnością zminimalizowane jest prawdopodobieństwo uszkodzenia materiału podczas redukcji niewyważonej masy. Korekcja niewyważonej masy wirnika metodą "dokładania masy" nie wpływa na zmianę właściwości mechanicznych materiału, a także nie narusza jej struktury. Tym samym nie powoduje pęknięć elementów wirujących w turbosprężarce.

3.1. Uzasadnienie podjęcia tematu

modernizacie Uwzgledniaiac ciagłe silników spalinowych. rozpowszechnianie alternatywnych źródeł napędzania jednostek napędowych w postaci napędów hybrydowych, doładowanie turbosprężarkowe jest ciągle stosowane. Tak szeroko rozpowszechniony system doładowania, który stosowany jest w większości rodzajów silników spalinowych jest udoskonalany. System zmiennej geometrii, elektryczne sterowniki turbosprężarek oraz łączenie kilku turbosprężarek w jeden układ to tylko kilka przykładów, które w ostatnich latach zmodernizowały system doładowania.

Analiza literatury, a także weryfikacja eksploatacyjna systemów turbosprężarek uświadamia, że uszkodzenia oraz pęknięcia elementów wirujących powstają w wyniku wyważania wirników turbosprężarek metodą ujmowania masy. Metoda redukcji masy jest powszechnie stosowaną metodą wyważania zespołu wirującego turbosprężarki. Uwzględniając fakt, iż wirniki turbosprężarek pojazdów samochodowych rozpędzają się do prędkości oscylującej w granicach 250 000 [min⁻¹], a temperatura gazów spalinowych podczas warunków eksploatacyjny wynosi ok. 1000 [°C], ujmowanie masy naraża wirnik na liczne uszkodzenia. Defekty objawiają się w postaci pęknięć wirników turbiny, sprężarki, wyłamania łopat z koła kompresji czy z koła turbiny.

Aby zapobiec uszkodzeniom wirników turbosprężarek jakie powstają w wyniku wyważania metodą usuwania masy istnieje konieczność przekształcenia sposobu wyważania wirników turbosprężarek poprzez modyfikację rozkładu mas.

3.2. Hipoteza i cele rozprawy

Analiza stosowanych metod wyważania wirników pojazdów samochodowych poprzez modyfikację rozkładu mas pozwala zmienić trwałość turbosprężarek, co jest istotnym wskaźnikiem bezpieczeństwa, trwałości i niezawodności funkcjonowania silników spalinowych. Pozwala to na przyjęcie hipotezy rozprawy:

"istnieje potrzeba i możliwość poszukiwania innowacyjnych rozwiązań w obszarze modyfikacji rozkładu mas wyważanych wirników turbosprężarek poprzez weryfikację skuteczności ich wyważania w badaniach stanowiskowych, przy minimalizacji kosztów i optymalizacji procedur naprawczych".

Z tak sformułowanej hipotezy wynika cel główny tej pracy, który można przedstawić w postaci:

"opracować skuteczną metodę wyważania wirników turbosprężarek poprzez modyfikację systemu rozkładu mas korekcyjnych w procesie wyważania". Realizacja zadań badawczych tak sformułowanych w pracy i następnie weryfikacja przyjętej hipotezy wymagają opracowania wielu zadań cząstkowych, określonych dalej jako cele szczegółowe rozprawy i obejmujące:

- a) implementację metody dodawania masy w procesie wyważania wirników turbosprężarek pojazdów osobowych oraz egzemplifikacja wyważania wirnika turbosprężarki metodą dodawania masy,
- b) numeryczną weryfikacją stosowanej i proponowanej metodyki wyważania turbosprężarek samochodów osobowych,
- c) weryfikację eksploatacyjną skuteczności metod wyważania wirników turbosprężarek samochodów osobowych.

Ważnym uzasadnieniem tak sformułowanego problemu badawczego tej pracy są przesłanki praktyczne z dotychczasowej eksploatacji całej grupy awaryjnych zdarzeń wirników w procesie gwałtownych zmian stanu ich zdatności. Stosowane dotychczas metody naprawcze dla wyważania poprzez usunięcie masy z wirnika turbosprężarki powodują wyraźne zmniejszenie wytrzymałości elementów urządzenia doładowującego w warunkach eksploatacyjnych. To warunkuje potrzebę poszukiwań nowych sposobów wyważania zapewniających podtrzymywanie dużej wytrzymałości elementów i całych turbosprężarek podczas eksploatacji.

3.3. Zakres pracy

Dla przyjętych celów pracy określono następujące zagadnienia, które stanowią podstawę treści zasadniczych przedstawionej rozprawy i ujmują:

- a) omówienie rodzajów i sposobów doładowania silników spalinowych, z uwzględnieniem doładowania sprężarkowego (doładowanie mechaniczne, comprex, turbosprężarkowe), a także doładowania dynamicznego (kombinowane),
- b) scharakteryzowanie przyczyn uszkodzeń eksploatacyjnych turbosprężarek pojazdów samochodowych, z graficzną analizą uszkodzeń,
- c) opracowanie metod wyważania wirników turbosprężarek pojazdów samochodowych, z analizą dotychczasowej metody wyważania wirników turbosprężarek – metoda ujmowania masy oraz przedstawienie wyważania wirników turbosprężarek poprzez modyfikację rozkładu mas – metoda dodawania masy,
- d) przedstawienie graficznej interpretacji niewyważenia wraz z opracowaniem matematycznego modelu wirnika turbosprężarki,
- e) przeprowadzenie analizy i oceny przydatności w warunkach eksploatacyjnych metody wyważania wirników turbosprężarek przez dodanie masy korekcyjnej, z uwzględnieniem zmiennej prędkości obrotowej wirnika, podłączeniem układu olejowego oraz zasileniem wirnika sprężarki sprężonym powietrzem,

- f) porównanie metod wyważania wirników turbosprężarek samochodów osobowych za pomocą modelowej interpretacji wyważania metodą dodawania oraz ujmowania masy,g) opracowanie i egzemplifikacja wyważania zespołu turbosprężarki
- metodą dodawania masy, popartej wynikami badań.

4. Analiza przyczyn uszkodzeń turbosprężarek pojazdów

Praca turbosprężarki charakteryzuje się następującymi warunkami: wysoka prędkość obrotowa wirnika oscylująca w granicach 120 000 \div 250 000 [min⁻¹], wysokie ciśnienie gazów spalinowych, wysoka temperatura spalin, które napędzają wirnik turbiny (dla silników ZI – 1000 [°C], zaś dla silników ZS – 750 [°C]), zmienne obciążenia dynamiczne oddziałujące na wirnik turbosprężarki. Pulsacja spalin w kolektorze wydechowym, która związana jest z kolejnością pracy cylindrów także negatywnie wpływa na pracę turbosprężarki [1,9,10,30].

Powyższe warunki wskazują, iż elementy turbosprężarki pojazdu samochodowego narażone są na pracę z dużym obciążeniem mechanicznym oraz cieplnym. Urządzenie doładowujące – turbosprężarka jest zatem zespołem czułym na wszelkie rozbieżności od przyjętych warunków eksploatacyjnych. Konstruując nową turbosprężarkę usiłuje się uzyskać jak najmniejszy jej gabaryt, zredukować masę elementów wirujących i ich masę bezwładności przy jednoczesnym wzroście zakresu prędkości obrotowej wirnika. Podstawowe podzespoły urządzenia doładowującego tj.: wirnik turbiny, wirnik sprężarki, obudowa, wałek turbosprężarki oraz łożyska ślizgowe muszą być wykonane z solidnych materiałów, które zapewnią wytrzymałość, a także odporność na warunki pracy [7, 21, 23, 35, 53].

Prawidłowo użytkowane urządzenie doładowujące zdolne jest do bezawaryjnej pracy przez wiele lat. Czynniki pochodzące z zewnątrz, nieprawidłowa eksploatacja, a także niewłaściwe wyważenie przyczyniają się do przedwczesnego zużycia, awarii.

Na podstawie przeanalizowanej literatury oraz zebranych materiałów na rysunku 4.1 przedstawiono najczęstsze przyczyny uszkodzeń turbosprężarek, z wyszczególnieniem elementów, które ulegają zniszczeniu.



Rys. 4.1. Graf z najczęstszymi przyczynami oraz elementami uszkodzeń turbosprężarek

4.1. Istota doładowania turbosprężarkowego

Turbosprężarka minimalizuje emisję dwutlenku węgla, a także zmniejsza emisję szkodliwych substancji do atmosfery. Do pozostałych, nieodzownych jej zalet zaliczyć można:

- a) wysoki moment obrotowy dostarczany od najniższych obrotów,
- b) niewielkie gabaryty,
- c) duża wydajność,
- d) niewielki poziom hałasu,
- e) niskie zużycie paliwa w porównaniu do wolnossących silników spalinowych.

Doładowanie jest to proces, który polega na zwiększeniu ilości ładunku w cylindrze, przy zwiększonym ciśnieniu i stałej temperaturze, skutkuje to wzrostem gęstości, masy ładunku w cylindrze. Zasada działania urządzeń doładowujących w turbo doładowaniu opiera się na napędzaniu koła turbiny gazami wydechowymi silnika spalinowego. W układzie dolotowym umieszczona jest sprężarka, która połączona jest za pośrednictwem wałka z turbiną. Takie rozwiązanie sprawia, że napędzona spalinami turbina wprawia w ruch sprężarkę, która dostarcza do komory spalania silnika dodatkowe powietrze. Do spalenia 1 [kg] paliwa należy dostarczyć 14 [kg] powietrza. W celu zwiększenia efektywności pracy urządzenia doładowującego używa się chłodnicy powietrza (intercooler) [53, 69, 80].

Podczas suwu napełniania w turbodoładowanej jednostce napędowej istnieje niedomiar powietrza w porównaniu do dostarczonej dawki paliwa. Zjawisko to spowodowane jest natychmiastową reakcją pompy wtryskowej na zmianę prędkości obrotowej silnika, w porównaniu do zbyt wolnego dostarczenia niezbędnej ilości powietrza przez turbosprężarkę. Kolejną przyczyną powyższego zdarzenia może być bezwładność wirnika urządzenia doładowującego, która wpływa negatywnie na proces przyspieszania turbosprężarki [62, 69, 87].

Bez względu na to dostarczone powietrze do cylindra charakteryzuje się podwyższonymi parametrami termodynamicznymi, co przyczynia się do zmniejszenia kąta wyprzedzenia wtrysku, w celu uzyskania prawidłowej pracy jednostki napędowej. Optymalne wykorzystanie energii spalin, a także prawidłowa współpraca jednostki napędowej z turbosprężarką zapewniona jest poprzez zachowanie równowagi między mocą sprężarki oraz turbiny z uwzględnieniem ich sprawności. Dlatego kluczowym aspektem jest konstrukcja układu wydechowego, do jak najlepszego wykorzystania energii uchodzących spalin. Stanowi ona 30 - 40% całkowitej energii dostarczanej z paliwem [1,3,9].

4.2. Charakterystyka uszkodzeń turbosprężarek

Zbyt niskie ciśnienie czynnika smarującego bądź zła jego jakość może przyczynić się do zatarcia łożysk wirnika urządzenia doładowującego. Powyższe zjawisko powstaje w wyniku niezdatności układu smarowania, ponieważ turbosprężarka smarowana jest olejem silnikowym z tego układu. Prędkość obrotowa wirnika przekraczająca wartość 200 000 [min⁻¹] wymaga smarowania elementu wirującego czystym olejem o prawidłowej lepkości, klasyfikacji i parametrach. Czynnik smarujący poza właściwościami smarującymi odpowiada także za chłodzenie urządzenia doładowującego.

Nieprawidłowe ciśnienie oleju może być spowodowane niedrożnością przewodów doprowadzających olej lub niewłaściwym działaniem zaworu olejowego w urządzeniu doładowującym. Przyczyną złej jakości czynnika smarującego może być rozcieńczenie oleju przez płyn chłodniczy lub przez paliwo. Skutkuje to utratą parametrów smarnych oleju oraz filmu olejowego co w rezultacie doprowadza do zużycia czopu-panewki wałka turbosprężarki. Niskie ciśnienie oleju lub jego brak doprowadza do uszkodzenia łożysk oraz
elementu wirującego turbosprężarki – wirnika. Uszkodzenia powstałe w wyniku niewłaściwego smarowania zostały przedstawione poniżej, na rysunkach 4.2-4.5 [9, 10, 12, 17, 42, 76].



Rys. 4.2. Zatarcie wałka turbosprężarki



Rys. 4.4. Nagar olejowy na kole turbiny





Rys. 4.3 Uszkodzenie bieżni, przegrzanie wałka turbosprężarki



Rys. 4.5. Zatkany przewód olejowy

Nadmierne zużycie łożyska oporowego może być spowodowane przez zapchany układ wydechowy (np. przydławiony filtr cząstek stałych), doprowadza to z kolei do powstawania sił osiowych oddziałujących szkodliwie na wirnik turbospreżarki.

Zużycie łożysk oraz wałka turbosprężarki objawiają się poprzez nadmierny luz osiowo- promieniowy wirnika turbosprężarki. Przyczyną tego może być odchylenie promieniowe wirnika, co w rezultacie doprowadza do tarcia łopat wirnika turbosprężarki o powierzchnię korpusu obudowy. Doprowadza to do wygięcia, wyłamania elementów wirujących turbosprężarki, w warunkach ciężkich może nastąpić całkowite zblokowanie bądź pękniecie wirnika turbosprężarki (rys.4.6, rys.4.7) [7, 21, 23, 69, 80, 87].



Rys. 4.6. Wyłamane łopaty wirnika turbiny



Rys. 4.7. Zatarte koło kompresji

Duże znaczenie dla działania turbosprężarki, gdy turbodoładowana jednostka napędowa eksploatowana jest z dużym obciążeniem ma nagłe unieruchomienie silnika spalinowego, zanim dojdzie do zwolnienia prędkości obrotowej wirnika turbosprężarki oraz obniżenia jej temperatury. W momencie wyłączenia jednostki napędowej wirnika w urządzeniu doładowującym obraca się z bardzo dużą prędkością obrotową (powyżej 200 000 [min⁻¹]), wyłączenie jednostki napędowej odcina dopływ czynnika smarującego, następuje zanik filmu olejowego, co doprowadza do zużycia wałka turbosprężarki oraz zwiększenia luzów w łożyskach. W efekcie końcowym dochodzi do uszkodzenia uszczelnień wirnika i przedostaniu się oleju silnikowego do układu dolotowego jednostki napędowej [1,10,53].

Nagłe wyłączenie pracującego turbodoładowanego silnika spalinowego narażonego na wysoką temperaturę oraz dużą prędkość obrotową wirnika turbosprężarki doprowadza do przegrzania oraz spalenia resztek oleju w turbosprężarce. Ponieważ w takim przypadku urządzenie doładowujące nie jest prawidłowo chodzone oraz smarowane przez olej silnikowy narażenie turbosprężarki na pracę w takich warunkach doprowadza m.in. do pęknięcia wałka turbosprężarki – rysunek 4.8.



Rys. 4.8. Pęknięcia wałka turbosprężarki w wyniku nagłego wyłączenia jednostki napędowej

Łożyska wirnika turbosprężarki smarowane są olejem silnikowym z układu smarowania jednostki napędowej. Jakość oleju silnikowego uzależniona jest od stopnia jego zanieczyszczenia. Jego podstawowe zanieczyszczenia to [12]:

- a) paliwo przedostające się z komory spalania do skrzyni korbowej,
- b) płyn chłodniczy przedostający się poprzez nieszczelność układu smarowania,
- c) elementy metalowe przedostające się w wyniku tarcia,
- d) pył mineralny dostający się do oleju poprzez układ zasilania,
- e) produkty chemiczne powstałe m.in. w wyniku utleniania.

Nieprawidłowa jakość oleju silnikowego może powstać w wyniku nieregularnego okresu wymiany, co przyczynia się do zwiększonej ilości zanieczyszczeń, a w efekcie końcowym zużyciem wałka i łożysk turbosprężarki. Nagłe wyłączenie turbodoładowanej obciążonej jednostki napędowej powoduje osadzanie się nagaru w łożysku. W rezultacie łożysko szybciej się zużywa, a czas pracy turbosprężarki zostaje skrócony.

Częstą przyczyną defektu turbosprężarki jest zatkany przewód olejowy odprowadzający olej z urządzenia doładowującego. Taka przyczyna uniemożliwia prawidłowe chodzenie oraz smarowanie turbosprężarki doprowadzając do uszkodzeń uszczelnień w urządzeniu. Dzięki temu często czynnik smarujący przedostaje się do korpusu turbiny, gdzie w połączeniu z wysoką temperaturą tworzy nagar na powierzchni wirnika turbiny, który z kolei doprowadza do szybkiego zużycia łożysk, ich obudowy oraz pierścieni uszczelniających turbiny.

Do głównych zadań czynnika smarującego – oleju silnikowego poza smarowaniem należy również chłodzenie współpracujących ze sobą elementów. Nieprawidłowe ciśnienie w układzie olejowym jednostki napędowej bądź zła jakość czynnika smarującego mogą doprowadzić do przegrzania turbosprężarki. W wyniku czego może dojść do zdeformowania i porysowania łożysk, a także uszkodzenia przewodów olejowych. Takie defekty podzespołów urządzenia doładowującego (rys.4.9-rys.4.11) mogą doprowadzić do [17]:

- a) uszkodzenia łożysk poprzecznych i oporowych,
- b) pęknięcia wałka turbosprężarki,
- c) uszkodzenia uszczelnień w korpusie,
- d) uszkodzenia wirnika turbosprężarki poprzez zakleszczenie.





Rys. 4.9. Pęknięcie obudowy łożyska oporowego

Rys. 4.10. Zebrany nagar w przewodzie olejowym



Rys. 4.11. Nagar w korpusie turbiny powstały w wyniku przepalonego oleju

Defekty wirnika turbosprężarki powstałe w wyniku uderzeń ciał obcych w pracujący element są jednym z najczęstszych rodzajów uszkodzeń. Ciała obce pochodzące najczęściej z układu dolotowego oraz wydechowego przedostają się wraz z powietrzem do wirnika turbosprężarki. Często są to elementy pochodzące z obudowy filtra powietrza, opasek montażowych, a w chwili awarii jednostki napędowej zdarza się, że są to elementy: zaworów silnikowych, świec żarowych, pierścieni. Podczas maksymalnego obciążenia jednostki napędowej wirnik turbosprężarki osiąga prędkość rzędu 250 000 [min⁻¹], w momencie uderzenia w niego ciała obcego najczęściej dochodzi do uszkodzenia łopatki koła turbiny bądź sprężarki. Uszkodzenie to występuje w postaci mechanicznej (deformacje, zatarcie, pęknięcie) w wyniku czego dochodzi do niewyrównoważenia wirnika turbosprężarki, co znacznie obniża sprawność urządzenia, a w konsekwencji poważną awarię [1,9,30].

Powyższe uszkodzenia wirnika turbosprężarki mogą również powstać w wyniku nieprawidłowego wyważenia metodą ujmowania masy. Proces wyważania polega na redukcji niewyważonej masy z wirnika turbiny oraz z wirnika sprężarki. W przypadku nadmiernego usunięcia masy element wyważany narażony jest na obniżenie sprawności i trwałości, gdzie w kontakcie z ciałem obcym uszkodzenie mechaniczne wirnika turbosprężarki jest niemalże pewne. Dowodem tego są uszkodzenie przedstawione poniżej na rysunkach 4.12-4.17. Uszkodzenia powstały w wyniku kontaktu wirnika z ciałem obcym oraz poprzez nadmierne usunięcie redukowanej masy [1,9,19,30].





Rys. 4.12. Pęknięte koło kompresji w wyniku nadmiernego usunięcia masy Rys. 4.13. Nadłamane koło kompresji



Rys. 4.14. Pęknięte koło kompresji



Rys. 4.15. Pęknięty wirnik turbiny w wyniku nieprawidłowego wyważania metodą ujmowania masy



Rys. 4.16. Wyłamany fragment koła turbiny w wyniku nieprawidłowego wyważania metodą ujmowania masy



Rys. 4.17. Wyłamane koło kompresji w wyniku nieprawidłowego wyważania metodą ujmowania masy

Sadza znajdująca się w zanieczyszczonych gazach spalinowych jest często przyczyną uszkodzeń układu sterownia spalin na łopaty wirnika turbiny w turbosprężarkach wyposażonych w system zmiennej geometrii. Osadzenie zanieczyszczeń doprowadza do zatarcia i blokady mechanizmu sterującego.

Niedokładne sterownie kierownicą systemu zmiennej geometrii doprowadza do skoków ciśnienia doładowania, a tym samym do nieprawidłowej pracy turbosprężarki. Rysunki poniżej – 4.18 do 4.19 przedstawiają opisane uszkodzenia [9, 12, 19, 20, 58].



Rys. 4.18. Nagar oraz pęknięta łopata w mechanizmie zmiennej geometrii

Przedstawione uszkodzenia są najczęściej występującymi uszkodzeniami podczas eksploatacji urządzenia doładowującego.

5. Metody wyważania turbosprężarek

Turbosprężarki pojazdów samochodowych narażone są na bardzo wysokie prędkości obrotowe elementu wirującego. Prędkość obrotowa wirnika dochodzi do 200 000 [min⁻¹], dlatego wyważenie wirników turbosprężarek jest jednym z kluczowych aspektów procesu montażu zespołu wirującego.

Odśrodkowe siły bezwładności, które powstają na skutek niepokrywania się osi wirowania z główną centralną osią układu wirującego, są jednymi z podstawowych przyczyn zakłócania ruchu obrotowego zespołu wirującego. Niejednakowe usytuowanie tych osi spowodowane jest głównie niewyrównoważeniem mas wirujących [11, 53, 85].

Poprzez niewyrównoważenie pojawiają się odśrodkowe siły bezwładności. Stanowią one zewnętrzne okresowe wymuszenia i powodować mogą zjawisko rezonansu. Działające na element wirujący siły ciężkości mogą stanowić źródło drgań. Drgania powstające w nadmiernym stopniu stają się przyczyną uszkodzenia łożysk, co w rezultacie doprowadza do unieruchomienia bądź zniszczenia elementu doładowującego – turbosprężarki [44, 60, 83, 84]. Schemat niewyważenia został przedstawiony na rysunku 5.1.



Rys. 5.1. Schemat niewyważenia wirnika turbosprężarki wirnika pojazdu samochodowego [53]

P – siły odśrodkowe działające a wirnik, a-a', b-b' – odchylenia osi wirnika, 1,3 – łożyska wirnika, 2 – strzałka ugięcia wałka wirnika w osi symetrii turbosprężarki

Obecnie zespół wirujący turbosprężarki wyważany jest przy pomocy metody ujmowania masy. Metoda ta stosowana jest przy wirnikach turbosprężarek pojazdów osobowych, ciężarowych oraz maszyn rolniczych. Niestety wyważając wirnik turbosprężarki metodą ujmowania masy, w przypadku nadmiernej redukcji niewyważonej masy istnieje możliwość nieodwracalnego uszkodzenia wyważanego elementu.

Biorąc pod uwagę przedstawione w rozdziale 4 uszkodzenia, jakie występują w przypadku nieprawidłowego wyważenia, zaproponowano w tej pracy metodę wyważania wirników turbosprężarek poprzez dodanie masy. Warto zaznaczyć, że zaproponowana metoda istnieje już w procesach wyważania, ale jest stosowana jedynie w przypadku wyważania wirników urządzeń turbinowych. Metoda ta nie wpływa na wytrzymałość wyważanego elementu, dzięki czemu uniknione jest zjawisko uszkodzenia wirnika w przypadku nieprawidłowego uszkodzenia.

Na poniższym rysunku 5.2 przedstawiono graf ilustrujący metody wyważania wirników turbosprężarek pojazdów samochodowych. Doświadczalna metoda dodawania masy została zobrazowana na białych okienkach. Okienka z niebieskim tłem przedstawiają metodę powszechnie stosowaną, zaś czerwone przedstawiają implementację metody dodawania masy.



Rys. 5.2. Rodzaje metod wyważania wirników turbosprężarek pojazdów samochodowych

5.1. Wyważanie turbosprężarek metodą ujmowania masy

Obecnie wirniki turbosprężarek pojazdów wyważa się w dwuetapowy sposób [53]:

- a) etap pierwszy: wyważanie koła turbiny z wałkiem turbosprężarki, koła kompresji wraz z nakrętką oraz z elementami dystansowymi i uszczelniającymi,
- b) etap drugi: wyważenie elementu wirującego w obudowie sprężarki wraz z łożyskami.

Pierwszym etapem wyważenia wirnika turbosprężarki pojazdu osobowego jest wyważenie koła turbiny wraz z wałkiem turbosprężarki, koła sprężarki a następnie wyważenie całego zespołu wirującego poza korpusem turbosprężarki. Wyważenie to odbywa się na specjalistycznych wyważarkach wolnoobrotowych, których prędkość obrotowa elementu wyważanego nie przekracza 5000 [min⁻¹]. Aby wyważyć koło turbiny wraz z wałkiem turbosprężarki należy nałożyć na jednej z łopat koła turbiny znak białą farbą – dla sensora fotokomórki w celu weryfikacji prędkości obrotowej. Koło turbiny połączone jest na stałe z wirnikiem sprężarki najczęściej poprzez zgrzewanie tarciowe. Następnie wirnik mocuje się na podporach wyważarki i za pomocą paska napędowego wprowadza się element wyważany w ruch obrotowy – rysunek 5.3.



Rys. 5.3. Wyważanie wirnika turbiny - montaż na metalowych podporach wyważarki

W następnej kolejności wyważany jest wirnik sprężarki. Koło sprężarki połączone jest z wałkiem turbosprężarki poprzez nakrętkę dystansową, która dokręcona jest do wałka turbosprężarki z momentem zalecanym przez producenta.



Rys. 5.4. Wyważanie wirnika turbosprężarki – montaż na metalowych podporach wyważarki

Cały zespół wirnika turbosprężarki składający się z koła turbiny, koła sprężarki oraz wałka wirnika turbosprężarki mocowany jest na metalowych podporach wyważarki – rysunek 5.4. i taki kompletny wirnik turbosprężarki podlega wyważaniu.

Proces wyważania polega na redukcji niewyważonej masy z wirnika turbiny oraz z wirnika sprężarki. Wartość redukcji niewyważonej masy zależy od wskazań przyrządów pomiarowych. Konstrukcja wirnika turbiny oraz wirnika sprężarki powinna uwzględniać miejsce redukcji materiału w celu wyważenia układu. Usunięcie niewyważonej masy odbywa się poprzez obróbkę ubytkową (wiercenie, szlifowaniem, frezowanie). Jest wiele miejsc, z których redukowana jest niewyważona masa. Wyważanie wirnika turbosprężarki odbywa się na wolnoobrotowej wyważarce – Schenck TB COMFORT, która została przedstawiona na rysunek 5.5.

Kolejnym etapem jest wyważanie tzw. rdzenia turbosprężarki, czyli zespołu wirującego, który znajduje się w korpusie turbosprężarki. Wyważanie to odbywa się na wyważarce wysokoobrotowej tj. SCHENCK MBRS110 – rysunek 5.6. Urządzenie to wyposażone jest w szereg modułów pomiarowych, a także w dodatkowe instalacje, które służą m.in. do smarowania łożysk, podgrzewania oleju, napędu sprężonym powietrzem elementu wyważanego.



Rys. 5.5. Wyważarka wolnoobrotowa



Rys. 5.6. Wyważarka wysokoobrotowa

Redukcja niewyważonej masy została przedstawiona poniżej na rysunku 5.7 [1,17].



Rys. 5.7. Redukcja niewyważonej masy wirnika turbiny

Aby rozpocząć proces wyważania rdzenia turbosprężarki, element wyważany mocowany jest w specjalnym adapterze urządzenia wyważającego – rysunek 5.8. Następnie należy podgrzać olej do temperatury 50-80 [°C] oraz podłączyć przewód olejowy do rdzenia turbosprężarki. Podczas wyważania ciśnienie oleju oscyluje w granicach 0,1-0,15 [MPa]. Wirnik turbosprężarki należy namagnesować, w celu odczytu prędkości obrotowej elementu wyważanego. Podczas wyważania rdzenia turbosprężarki prędkość obrotowa wirnika oscyluje w granicach 200 000 [min⁻¹]. Usunięcie niewyważonej masy odbywa się poprzez obróbkę ubytkową (wiercenie, szlifowaniem, frezowanie). Niewyważona masa usuwana jest z nakrętki dystansowej. Wartość niewyważonej masy wskazuje układ pomiarowy urządzenia.



Rys. 5.8. Montaż rdzenia turbosprężarki w wyważarce wysokoobrotowej

5.1.1. Istota metody poprzez ujmowanie masy

Cechą charakterystyczną niewyważonego układu pomiarowego jest wzrost amplitudy drgań łożysk, który powstaje w wyniku wzrostu prędkości obrotowej wirnika. Znaczna różnica prędkości obrotowej od najbliższej predkości krytycznej powoduje zmianę amplitudy drgań łożysk proporcjonalnie do kwadratu ich prędkości obrotowej. Są to drgania harmoniczne o częstości równej liczbie obrotów wału wirnika turbosprężarki. Problem wynikający z częstości drgań własnych staję się poważny, biorąc pod uwagę wysoką prędkość obrotową wirnika turbosprężarki. Krytyczna prędkość wirnika, przy której występuje zjawisko rezonansu między drganiami wymuszonymi a drganiami własnymi powinna być wyższa niż jej wartości znamionowe. Wraz ze wzrostem prędkości obrotowej wału korbowego, turbosprężarka nie powinna przejawiać skłonności do przenoszenia jakichkolwiek drgań. Kolejną przyczyna występowania drgań na urządzeniu doładowującym może być zjawisko powstawania nadmiernych luzów łożysk - tzw. zjawisko samowzbudnych drgań olejowych. Rysunek 5.9 ilustruje schemat dynamicznego wyważania wirnika turbiny.



Rys. 5.9. Dynamiczne wyważanie wirnika turbiny [53]

Na rysunku oznaczono parę sił P_1 oraz P_2 , które znajdują się one na tej samej płaszczyźnie działania, która przechodzi przez oś wirnika. Na ułożyskowanym stanowisku do wyważenia powstają reakcje R_1 i R_2 , które leżą na tej samej płaszczyźnie co powyższe siły. Posiadają one równe wartości, lecz przeciwne kierunki (R_1 = - R_2). Poprzez położenie wirnika, a także wartość niewyważonej masy weryfikuje się miejsce oraz masę materiału, którą należy usunąć do prawidłowego wyważenia dynamicznego wirnika turbosprężarki. Usunięcie niewyważonej masy odbywa się poprzez obróbkę ubytkową (wiercenie, szlifowanie, frezowanie) [44, 83].

Matematyczny model turbosprężarki można odwzorować za pomocą następujących charakterystyk prac sprężarki oraz turbiny. Praca sprężarki odwzorowuję charakterystyka:

$$\eta_{s} = f(n_{w}, G_{zr}), \qquad (1)$$

$$\pi_{\rm s} = f(\mathbf{n}_{\rm w}, \mathbf{G}_{\rm zr}). \tag{2}$$

Na rysunkach 5.10 i 5.11 przedstawiono przebieg zależności (1) oraz (2) dla wirnika turbosprężarki B3C. Funkcyjne zależności określono na podstawie wielomianów drugiego stopnia. Równania regresji przedstawiające powyższe charakterystyki mają postać:

$$\eta_{s} = A_{0} + A_{1} \cdot n_{w} + A_{2} \cdot G_{zr} + A_{3} \cdot n_{w} \cdot G_{zr} + A_{4} \cdot n_{w}^{2} + A_{5} \cdot G_{zr}^{2}$$
(3)

$$\pi_{s} = A_{0} + A_{1} \cdot n_{w} + A_{2} \cdot G_{zr} + A_{3} \cdot n_{w} \cdot G_{zr} + A_{4} \cdot n_{w}^{2} + A_{5} \cdot G_{zr}^{2}$$
(4)

Współczynniki wielomianów (3) i (4) zostały określone za pomocą karty charakterystyki sprężarki poprzez rachunek aproksymacji. Wartość współczynników wielomianów wynosi:

$$\eta_{s} = 0,464 + 7,558 \cdot 10^{-6} \cdot n_{w} - 0,337 \cdot G_{zr} + 0,001 \cdot n_{w} \cdot G_{zr} - 1,892 \cdot 10^{-10} \cdot n_{w} - 22,763 \cdot G_{zr}^{2}$$
(5)

 $\pi_{s} = 1,174 - 9,125 \cdot 10^{-6} \cdot n_{w} + 0,533 \cdot G_{zr} + 0,005 \cdot n_{w} \cdot G_{zr} + 1,904 \cdot 10^{-10} \cdot n_{w}^{2} + 17,001 \cdot G_{zr}^{2}(6)$

Dzięki równaniom (5) i (6) określić można iteracyjne wyznaczenie prędkości obrotowej rotora turbosprężarki (rys. 5.10 oraz 5.11).



Rys. 5.10. Zależność sprężu π_s w funkcji zredukowanego natężenia przepływu powietrza G_{zr}



Rys. 5.11. Zależność funkcji izentropowej η_s, w funkcji zredukowanego natężenia przepływu powietrza G_{zr}

Poprawność modelu weryfikowano na podstawie współczynnika korelacji wielowymiarowej R, a także współczynnika wariancji resztkowej S. W poniższej tablicy 5.1 zostały przedstawione wartości, które uzyskano dla aproksymowanej zależności (6) wielomianami drugiego i trzeciego stopnia.

Tablica 5.1. Wartości współczynników wariancji i współczynników korelacji dla wielomianów 2 i 3 stopnia.

Wielomian	Wariancja resztkowa S	Współczynnik korelacji R		
2-stopnia	0,17	0,969		
3-stopnia	0,14	0,975		

Matematyczny model turbiny został stworzony za pomocą charakterystyki przepływowej. Charakterystyka turbiny określana jest za pomocą parametru przepływu:

$$F_{p} = G_{t} \cdot \sqrt{T_{t}} / p_{t} \tag{7}$$

oraz sprawność η_t w funkcji stopnia rozprężania π_t i kryterialnej prędkości obrotowej wirnika $n_{w,kr}$:

$$F_{p} = \frac{G_{t} \cdot \sqrt{T_{t}^{*}}}{p_{t}^{*}} = f(n_{w,kr}, \pi_{t})$$
(8)

gdzie: T_t^* , p_t^* – temperatura oraz ciśnienie spalin przed turbiną.

$$n_{w.kr} = \frac{n_w}{\sqrt{T_t}} \tag{9}$$

Zależność opisująca współczynnik wielomianu drugiego stopnia dla turbiny wynosi:

$$F_{p}=4,00449+0,00158 \cdot n_{w.kr}+4,71602 \cdot \pi_{t}0,00205 \cdot n_{w.kr} \cdot \pi_{t}+2,83 \cdot 10^{7} \cdot n_{w.kr}^{2}+0,89058 \cdot \pi_{t}^{2}$$
(10)

Sprawność turbiny uzależniona jest od liczby Macha, którą przedstawia zależność:

$$\eta_t = f\left(\frac{u_t}{c_{ad}}\right) \tag{11}$$

Na podstawie tej zależności uzyskano przedstawiono postać wielomianu drugiego stopnia:

$$\eta_{t} = -0,193 + 2,6836 \cdot M_{a} - 1,9173 \cdot M_{a}^{2}$$
(12)

Za pomocą współczynnika pulsacyjności można uwzględnić moc turbiny. Współczynnik pulsacyjności określany jest za pomocą badań identyfikacyjnych.

Wartość współczynnika uzależniona jest od konstrukcji układu wylotowego silnika. Moc turbiny wyrażana jest zależnością:

$$N_{t} = G_{t} \cdot H_{t}^{ad} \cdot \eta_{tc} \cdot k_{N}$$
(13)

gdzie:

G_t – masowe natężenie przepływu spalin,

k_N – współczynnik pulsacyjności,

 H_t^{ad} – adiabatyczna praca rozprężania spalin w turbinie,

 η_{tc} – sprawność turbiny.

Bilans mocy uwzględniający współczynnik pulsacyjności k_N przedstawiającego wzrost mocy turbiny wyraża zależność:

$$N_{s} = k_{N} \cdot N_{t} \tag{14}$$

Z powyższej zależności przy obliczeniach iteracyjnych możliwe jest wyznaczenie ciśnienia doładowania. Zaś z zależności wyrażającej przepływ spalin przez turbinę, która uwzględnia pulsację przepływu wyznaczane jest ciśnienie gazów.

$$F_{p} \cdot k_{f} = \frac{G_{t} \cdot \sqrt{T_{t}^{*}}}{p_{t}^{*}}$$
(15)

Wzrost przepustowości turbiny określa parametr k_f . Wartość F_p , dla wstępnie obliczonych wartości temperatury spalin i stopnia rozprężania, wyznaczany jest z kart charakterystyk turbiny.

Współczynnik k_N uzależniony jest od wartości π_s i π_t . Wyrażony jest za pomocą wielomianu drugiego stopnia:

$$k_{\rm N} = 2,165 - 1,128 \cdot \pi_{\rm s} - 0,973 \cdot \pi_{\rm t} - 0.199 \cdot \pi_{\rm s}^2 + 0,094 \cdot \pi_{\rm t}^2 + 0,28 \cdot \pi_{\rm s} \cdot \pi_{\rm t}$$
(16)

Wartość parametru k_f obliczana jest w zależności od sprężu sprężarki. Dla π_s <1,5:

$$k_{\rm f} = \sqrt{k_{\rm N}} \tag{17}$$

Dla $\pi_s > 1,5$ k_f będzie się różnić od wartości k_f wyrażanego z zależności (17) w przypadku, kiedy wyższa jest wartość π_s . Dla $\pi_s = 2,5$ - 3,0 zależność wpływu pulsacji spalin ciśnienia spalin na wskaźnik pracy turbiny będzie znikoma i wartość k_f będzie oscylować w granicach jedności. W takim momencie wartość k_f wyrażana jest z zależności:

$$k_{f} = \frac{(2,75 - \pi_{s}) \cdot (k_{f} - 1)}{2,25}$$
(18)

Rysunek 5.12 przedstawia sztywny wirnik, na który działają dwa przeciwne wektory niewyważenia $\overline{N}i-\overline{N}$.



Rys. 5.12. Moment niewyważenia [49]

Powstaje para wektorów odpowiadająca parze sił odśrodkowych wywołanych niewyważeniami, co daje moment niewyważenia. Jest to wektor \overline{M}_{n} , który równy jest iloczynowi wektorowemu niewyważenia \overline{N} i \overline{l} . $\overline{M} = \overline{N}x\overline{l}$ (19) Własność iloczynu wskazuje, że wektor momentu niewyważenia \overline{M}_{n} jest

prostopadły do płaszczyzny wyznaczonej przez oś wirnika i wektor niewyważenia \overline{N} . Moduł iloczynu wektorowego jest równy:

$$\mathbf{M}_{\mathbf{n}} = \mathbf{N} \cdot \mathbf{l} \tag{20}$$

Ze względu na to, że kąt między wektorami \overline{N} i \overline{l} jest zawsze kątem prostym, po podstawieniu zależności N= m_n·r, otrzymano:

$$\mathbf{M}_{\mathbf{n}} = \mathbf{m}_{\mathbf{n}} \cdot \mathbf{r} \cdot \mathbf{l} \tag{21}$$

Z powyższej zależności wynika, że moment niewyważenia jest to moment odśrodkowy masy niewyważonej m_n względem osi wirnika i płaszczyzny do niej prostopadłej. Moment niewyważenia oznaczany jest w jednostkach [g·mm²].

5.1.2. Wyniki badań

Badania zostały przeprowadzone na wirniku turbosprężarki pojazdu osobowego. W urządzeniach doładowujących stosowanych w samochodach osobowych stosowane są osiowo-promieniowe (promieniowo-osiowe) koła turbiny oraz koła sprężarki. Wirnik turbosprężarki pojazdu samochodowego został przedstawiony poniżej na rysunku 5.13.



Rys. 5.13. Wirnik turbosprężarki

Temperatura pracy wirnika turbosprężarki oscyluje w granicach 850-1000 [°C]. Przekroczenie tej wartości może przyczynić się do stapiania końcówek łopat koła turbiny. Koło turbiny połączone jest najczęściej trwale z wałkiem turbosprężarki, metodą zgrzewania tarciowego. Materiałami stosowanym do wykonania wirników turbosprężarek są wysokostopowe stale żarowytrzymałe, stopy niklu, tytanu czy kadmu (np. G-NiCr13MoA1 – Inconel713/LC). Najczęstsze uszkodzenia wirników turbosprężarek powstają na skutek ciał obcych przedostających z komory spalania czy układu rozrządu.

Wirnik sprężarki składa się z wałka turbosprężarki bez tarczy nakrywającej i koła kompresji będącym oddzielnym elementem (najczęściej jest to stop aluminium). Przedostające się ciała stałe przez zużyty filtr powietrza narażają wirnik sprężarki na uszkodzenia.

Obiekt badań wykonany jest ze stali konstrukcyjnej do ulepszenia cieplnego chromowo- niklowo wolframowej, która składa się z: 0,25% C; 0,4% Mn; 1,5% Cr; 4,2% Ni; 1% W. Wykonany jest ze stopu INCONEL 713C. Materiał ten charakteryzuje się następującymi właściwościami:

- a) moduł Younga $E= 2,05 \cdot 10^5$ [MPa],
- b) moduł Kirchhoffa $G= 2,05 \cdot 10^5$ [MPa],
- c) gęstość ρ = 8220 [kg/m³],
- d) wytrzymałość na rozciąganie R_m= 1275 [MPa],
- e) granica plastyczności R₀₂= 829,5 [MPa].

Podczas wyważania wirnika turbiny samochodu osobowego, prędkość obrotowa elementu wyważanego oscylowała w granicach 2531 [min⁻¹]. Masa niewyważenia zewnętrznej strony wirnika turbiny wynosiła 54,9 [mg/mm²]. Wirnik należało obrócić o kąt 171 [°], aby prawidłowo zlokalizować niewyważoną masę. Granica tolerancji została przekroczona 1,1 razy.

W przypadku wewnętrznej strony elementu wyważanego, masa niewyważenia wynosiła 87,8 [mg/mm²], a wirnik turbiny obrócono o 1 [°], aby zlokalizować miejsce redukcji niewyważonej masy. W tym przypadku granica tolerancji została przekroczona 1,8 razy.

Po zredukowaniu niewyważonej masy poprzez szlifierkę pneumatyczną wirnik turbiny rozpędzono do prędkości obrotowej rzędu 2510 [min⁻¹]. Masa

niewyważenia zewnętrznej części koła turbiny wynosiła 6,22 [mg/mm²]. W celu jej zlokalizowania należałoby obrócić element wyważany o kąt 166 [°]. W przypadku wewnętrznej części wałka turbosprężarki masa niewyważenia wynosiła 2,12 [mg/mm²]. W celu jej prawidłowego zlokalizowania element wyważany należałoby obrócić o kąt 344 [°]. Otrzymane wyniki mieściły się w granicach normy. Po wyważeniu wirnika turbiny przystąpiono do wyważania wirnika sprężarki.





5.1.3. Wnioski

Jedną z najczęstszych przyczyn awarii urządzeń doładowujących jest niewyważenie wirnika turbosprężarki. Zjawisko to charakteryzuje się liniowym wzrostem amplitudy drgań łożysk, który zależny jest od prędkości obrotowej wirnika. Nieprawidłowe wyważenie podstawowego elementu turbosprężarki – wirnika wiąże się z następującymi uszkodzeniami:

- a) pęknięte koło turbiny bądź kompresji,
- b) uszkodzenie wałka turbosprężarki,
- c) zniszczenie łożysk oporowych,
- d) defekt systemu zmiennej geometrii.

Wyważanie wirników turbosprężarek metodą ujmowania masy z pewnością uznać można za metodę poprawną, która pomyślenie rozwiązuje problem niewyważenia. Badania wnioskują, iż wyważenie elementów wirujących turbosprężarki metodą redukcji, ujmowania masy powoduje osłabienie struktury materiału, a także zmniejsza wytrzymałość komponentów na warunki eksploatacyjne. Wirnik urządzenia doładowującego rozpędza się do prędkości 250 000 [min⁻¹]. Dla jednostek napędowych o zapłonie samoczynnym (ZS) temperatura spalin wynosi około 700 [°C], zaś dla silników o zapłonie iskrowym (ZI) wartość ta oscyluje w granicach 1000 [°C]. Ma to istotny wpływ na wytrzymałość wirnika turbiny, ponieważ rozpędzany jest gazami wydechowymi.

Badanie zostało przeprowadzone na wirniku turbosprężarki, który pochodził z pojazdu osobowego. Wirnik wykonany jest ze stali konstrukcyjnej do ulepszenia cieplnego chromowo-niklowo-wolframowej. Wyważanie wirników metodą usuwania masy polega na redukcji niewyważonej masy wirnika poprzez obróbkę ubytkową. Istnieje wiele miejsc usunięcia naddatków materiału, jednakże nie są one sprecyzowane przez producentów urządzeń doładowujących.

5.2. Wyważanie turbosprężarek metodą dodawania masy

Redukcja niewyważonej masy z wirnika turbiny w miejscu, w którym występują maksymalne naprężenia, naraża wirnik na pęknięcia, zerwania oraz całkowite uszkodzenia jakie mogą wyniknąć podczas eksploatacji turbosprężarki. Wirnik sprężarki narażony jest na uszkodzenia poprzez przedostające się ciała obce przez filtr powietrza. Osłabienie wirnika poprzez jego wyważenie metodą ujmowania masy tylko potęguje to zagrożenie. Aby zapobiec uszkodzeniom wirników turbiny i sprężarek jakie powstają w wyniku wyważania metodą usuwania masy istnieje konieczność zmodyfikowania sposobu wyważania wirników turbosprężarek poprzez zmianę sposobu rozkładu mas.

5.2.1. Istota metody poprzez dodawanie masy

Wyważania wirników metodą dokładania masy ma na celu zapobiegnie uszkodzeniom, a szczególnie pęknięciom wirników jakie powstają w wyniku ich wyważania metodą usuwania masy. Wyważane komponenty pracują w ekstremalnych warunkach – wirnik turbiny napędzany jest gazami spalinowymi, których temperatura oscyluje w granicy 700-1000 [°C]. Każda ingerencja w strukturę materiału, jaka towarzyszy przy wyważaniu metodą ujmowania masy tylko zwiększa ryzyko ich uszkodzenia.

Metoda wyważania wirników turbosprężarek odbywa się w dwóch etapach:

- a) pierwszy etap dotyczy korekcji niewyważonej masy wirnika turbiny z uwzględnieniem uszczelniaczy oraz nakrętek dystansowych,
- b) drugi etap dotyczy korekcji niewyważonej masy wirnika turbiny wraz z wirnikiem sprężarki z uwzględnieniem uszczelniaczy oraz nakrętek dystansowych.

Przed przystąpieniem do wyważania wirnika turbosprężarki metodą dodawania masy, elementy wirnika turbosprężarki należy zdemontować i zweryfikować ich stan metodą organoleptyczną. Należy sprawdzić czy nie uległy uszkodzeniom łopatki koła kompresji, koła turbiny, czy wałek turbosprężarki nie uległ przegrzaniu. Jeżeli wystąpiły któreś z przedstawionych uszkodzeń element wymieniany jest na nowy. Montaż nowego elementu wirnika turbosprężarki nie gwarantuje poprawnego jego wyważenia.

Masa korekcyjna nakładana jest punktowo na miejsca niewyważenia, które zostają wskazane przez urządzenia pomiarowe. Aby przyspieszyć proces

adhezji, masa korekcyjna nagrzewana jest nagrzewnicą. Rysunek 5.14 przedstawia proces przygotowania elementu wyważanego oraz sposób redukcji niewyważenia.



Rys. 5.14. Przygotowanie wirnika do procesu wyważenia metodą dodawania masy

Po zamontowaniu wirnika na metalowych podporach, element wyważany zostaje wprowadzony w ruch obrotowy. Prędkość obrotowa wyważanego rotora oscyluje w granicach 2000-5000 [min⁻¹], uzależniona jest od wielkości wirnika. Układ pomiarowy wskazuje miejsce, w którym znajduje się miejsce niewyważenia. Niewyważenie redukowane jest poprzez dodanie termoodpornej masy – rysunek 5.15 i 5.16. W skład masy wychodzi krzemian sodu, posiada konsystencję pasty koloru szarego. Przeznaczona jest do materiałów pracujących w bardzo wysokich temperaturach <1000 [°C]. Masa odporna jest na działanie rozcieńczonych kwasów, wody oraz spalin. Charakteryzuje się wysoką adhezją. Masa nakładana jest poprzez strzykawkę insulinową. Ewentualna korekta, redukcja nałożonej masy usuwana jest przez szlifierkę pneumatyczną.

Do systemu urządzenia SCHENCK TB COMFORT wprowadzono podstawowe wielkości wymiarów wirnika turbiny. Zwymiarowano następujące wymiary:

- a) średnica koła kompresji,
- b) wysokość koła kompresji,
- c) średnica koła turbiny,
- d) wysokość koła turbiny,
- e) długość wałka turbosprężarki,
- f) odległości wałka turbosprężarki od podpór czujników wyważarki.

Następnie na jednej z łopat wirnika turbiny został naniesiony znacznik. Jest to substancja chemiczna z domieszką sproszkowanego szkła, dzięki temu możliwa jest weryfikacja prędkości obrotowej wyważanego wirnika. Dalej, za pomocą paska napędowego wyważanemu wirnikowi zostaje nadana prędkość obrotowa rzędu 2500 [min⁻¹]. Układ pomiarowy wskazuje miejsce niewyważenia. Niewyważenie zostaje redukowane poprzez nakładanie termoodpornej masy.





Rys. 5.15. Nakładanie masy na wirnik turbiny

Rys. 5.16. Nałożona masa na wirnik turbiny

Po wyważeniu wirnika turbiny przystąpiono do wyważenia wirnika sprężarki. Proces wyważenia również odbył się na wyważarce SCHENCK TB COMFORT. Montaż koła kompresji odbył się poprzez nakrętkę centrującą z momentem dokręcenia wskazanym przez producenta – 2,5 [Nm]. Wyważany wirnik umieszczony został na metalowych podporach, następnie poprzez pas napędowy zostaje rozpędzony do prędkość 2500 [min⁻¹].

Układ pomiarowy urządzenia wskazał miejsce niewyważenia i przy pomocy tej samej masy termoodpornej niewyważenie zostało zredukowane do przedziału tolerancji, jaka zaleca producent. Po procesie wyważenia wirnika turbiny oraz wirnika sprężarki wyważony element umieszczono Wyważany w rdzeniu turbosprężarki. element zamontowano w wysokoobrotowej wyważarce Schenck MBRS110 za pomocą adaptera. Podczas tego procesu predkość obrotowa elementu wirującego przekracza wartość 200 000 [min⁻¹], w związku z tym niezbędne jest podłączenie układu olejowego, aby uniknąć tarcia. Po rozpędzeniu wirnika układ pomiarowy wskazuje miejsce niewyważenie rdzenia turbosprężarki.

Redukcja niewyważenia następuje poprzez dodanie termoodpornej masy na zewnętrzną część koła turbiny.

5.2.2. Wyniki badań

Wyważenie wirnika turbiny oraz wirnika sprężarki metodą dokładania masy odbyło się na urządzeniu SCHENCK TB COMFORT i zostało przeprowadzone dla turbosprężarki o numerze: 038145702E. Te urządzenia doładowujące stosowane są dla pojazdów marki Volkswagen o pojemności 1896 [cm³]. Wirnik turbosprężarki wykonany jest ze stali konstrukcyjnej do ulepszenia cieplnego chromowo-niklowo-wolframowej, która składa się z: 0,25% C; 0,4% Mn; 1,5% Cr; 4,2% Ni; 1% W. Podczas wyważania wirnika turbiny metodą dokładania masy otrzymano następujące wyniki – tablica 5.3.

Tablica 5.3. Wyniki badań wirnika turbiny podczas wyważania metodą dokładania masy.

WYWAŻANIE WIRNIKA TURBOSPRĘŻARKI- METODĄ DOKŁADNIA MASY					
t4 H 2585 A 14		14	14 H 2592 0 14		
224	88.3	3	5.9	25.0 ^{mgmm}	
5°	231°	1	27°	282°	
I BIEG POMIAROWY		III	II BIEG POMIAROWY		

Podczas wyważania wirnika turbiny samochodu osobowego, prędkość obrotowa elementu wyważanego oscylowała w granicach 2585 [min⁻¹]. Masa niewyważenia zewnętrznej strony wirnika turbiny wynosiła 224 [mg/mm²]. Wirnik należało obrócić o kąt 5 [°], aby prawidłowo zlokalizować niewyważoną masę. Granica tolerancji została przekroczona 4,5 razy.

W przypadku wewnętrznej strony elementu wyważanego, masa niewyważenia wynosiła 88,3 [mg/mm²], a wirnik turbiny obrócono o 231 [°], aby zlokalizować miejsce redukcji niewyważonej masy. W tym przypadku granica tolerancji została przekroczona 1,8 razy. Po zredukowaniu niewyważonej masy poprzez dodanie termoodpornej masy wirnik turbiny rozpędzono do prędkości obrotowej rzędu 2592 [min⁻¹]. Masa niewyważenia zewnętrznej części koła turbiny wynosiła 35,9 [mg/mm²]. W celu jej zlokalizowania należałoby obrócić element wyważany o kąt 127 [°]. W przypadku wewnętrznej części wałka turbosprężarki masa niewyważenia wynosiła 25 [mg/mm²]. W celu jej prawidłowego zlokalizowania element wyważany należałoby obrócić o kąt 282 [°]. Otrzymane wyniki mieściły się w granicach normy.

W następnym kroku przystąpiono do wyważenia wirnika sprężarki.





Podczas wyważania wirnika sprężarki metoda dokładania masy, prędkość obrotowa elementu wyważanego oscylowała w granicach 2590 [min⁻¹]. Masa niewyważenia zewnętrznej strony wirnika turbiny wynosiła 12,5 [mg/mm²]. Wirnik należało obrócić o kąt 40 [°], aby prawidłowo zlokalizować niewyważoną masę. Granica tolerancji została przekroczona 1,8 razy. W przypadku wewnętrznej strony elementu wyważanego, masa niewyważenia wynosiła 10,6 [mg/mm²], a wirnik sprężarki obrócono o 270 [°], aby zlokalizować miejsce redukcji niewyważonej masy. W tym przypadku granica tolerancji została przekroczona 3,4 razy. Po zredukowaniu niewyważonej masy poprzez dodanie termoodpornej masy wirnik turbiny rozpędzono do prędkości obrotowej rzędu 2592 [min⁻¹]. Masa niewyważenia zewnętrznej części koła turbiny wynosiła 16,2 [mg/mm²]. W celu jej zlokalizowania należałoby obrócić element wyważany o kąt 110 [°]. W przypadku wewnetrznej części wirnika sprężarki masa niewyważenia wynosiła 32,8 [mg/mm²]. W celu jej prawidłowego zlokalizowania element wyważany należałoby obrócić o kąt 178 [°].

Otrzymane wyniki mieściły się w granicach normy. Wirnik turbosprężarki został wyważony w sposób poprawny.

W przypadku wyważenia drugiego takiego samego wirnika turbosprężarki prędkość obrotowa wyważanego elementu oscylowała w granicach 2498 [min⁻¹]. W celu zlokalizowania niewyważenia dla zewnętrznej części koła turbiny, wałek turbosprężarki należało obrócić o kąt 279 [°]. Należało dodać pastę korekcyjną o masie 246 [mg]. Wartość niewyważenia została przekroczona 4,9 razy. Dla wyważenia wewnętrznej części koła turbiny wałek turbosprężarki należało obrócić o kąt 353 [°]. Aby zredukować niewyważenie należało dodać pastę korekcyjną o masie 115 [mg]. Wartość niewyważenia została przekroczona 2,3 razy. Dla lepszego zobrazowania części wewnętrznej i zewnętrznej koła turbiny na rysunku 5.17 zaznaczono wyważane obszary.



Rys. 5.17. Wyważane obszary koła turbiny

II bieg pomiarowy wskazał ponowie niewyważenia układu. Został przeprowadzony dla prędkości obrotowej wirnika rzędu 2498 [min⁻¹]. W przypadku wyważenia zewnętrznej części koła turbiny wałek turbosprężarki należało obrócić o kąt 280 [°]. Aby zredukować wielkość niewyważenia, należało dodać pastę korekcyjną o masie 329 [mg]. Wartość niewyważenia została przekroczona 6,6 razy. Dla zlokalizowania niewyważenia wewnętrznej części koła turbiny, wałek turbosprężarki należało obrócić o kąt 24 [°]. W celu zredukowania niewyważenia należało dodać pastę korekcyjna o masie 111 [mg]. Niewyważenie zostało przekroczone 2,2 razy. Poniżej w tablicy 5.5 przedstawiono wyniki badań dla I i II biegu pomiarowego podczas wyważania drugiego wirnika.

Tablica 5.5. Wynik badań drugiego wirnika turbiny – I i II bieg pomiarowy.



III bieg pomiarowy również wskazywał niewyważenie układu, zarówno dla części wewnętrznej jak i zewnętrznej koła turbiny. Prędkość obrotowa wyważanego elementu oscylowała w granicach 2571 [min⁻¹]. W celu zlokalizowania miejsca niewyważenia dla zewnętrznej części koła turbiny wałek turbosprężarki należało obrócić o kąt 49 [°]. Należało dodać pastę korekcyjną o masie 144 [mg], aby zredukować niewyważenie. Wartość niewyważenia została przekroczona 2,9 razy. W przypadku zlokalizowania miejsca niewyważenia dla wewnętrznej część koła turbiny, wałek turbosprężarki należało obrócić o kąt 59 [°]. Aby zredukować niewyważenie, należało dodać pastę korekcyjną o masie 99,8 [mg]. Niewyważenie zostało przekroczone dwukrotnie.

IV bieg pomiarowy wskazał poprawne wyważenie układu. Prędkość obrotowa wirnika turbiny podczas wyważenia oscylowała w granicach 2057 [min⁻¹]. Wartość niewyważonej masy dla zewnętrznej części koła turbiny oscylowała w granicach 3,62 [mg], zaś dla wewnętrznej części koła turbiny oscylowała w granicach 33,9 [mg]. Zarówno wewnętrzna jak i zewnętrzna część koła turbiny mieściła się w granicach wyważenia.

W tablicy 5.6 przedstawiono wyniki badań podczas wyważenia wirnika turbiny dla III i IV biegu pomiarowego.



Tablica 5.6. Wyniki badań dla drugiego wirnika turbiny – III i IV bieg pomiarowy.

Po wyważeniu wirnika turbiny przystąpiono do wyważania wirnika sprężarki. Koło kompresji zostało zamontowane do wałka wirnika turbosprężarki za pomocą nakrętki dystansowej. Nakrętka dystansowa została dokręcona do wałka z momentem zalecanym przez producenta urządzenia.

I bieg pomiarowy wskazał niewyważenie układu. Prędkość obrotowa wyważanego elementu oscylowała w granicach 2564 [min⁻¹]. Aby zlokalizować niewyważenie dla wewnętrznej części koła kompresji, wałek turbosprężarki należało obrócić o kąt 52 [°], w celu zredukowania niewyważenia należało dodać pastę korekcyjną o masie 146 [mg]. W przypadku zewnętrznej część koła

kompresji wałek turbosprężarki należało obrócić o kąt 59 [°]. Aby zredukować niewyważenie wirnika kompresji należało dodać pastę korekcyjną o masie 115 [mg]. Wartość niewyważenia została przekroczona 2,3 razy.

II bieg pomiarowy wskazał częściowe wyważenie układu. To znaczy wewnętrzna część koła kompresji została wyważona poprawnie, natomiast zewnętrzna część nie. Prędkość obrotowa wyważanego elementu oscylowała w granicach 2566 [min⁻¹]. W celu zlokalizowania niewyważenia dla zewnętrznej części koła kompresji, wałek turbosprężarki należało obrócić o kąt 238 [°]. Pastę korekcyjną należało dodać o masie 7,64 [mg], aby zredukować niewyważenie. Wartość niewyważenia została przekroczona 2,3 razy.

Wyniki podczas wyważania wirnika sprężarki dla I i II biegu pomiarowego zostały przedstawione w tablicy 5.7.

WYWAŻANIE WIRNIKA SPRĘŻARKI METODĄ
DODAWANIA MASY146115146115mgmm52°59°99°238°2,9 tol2,3 tolI BIEG POMIAROWYII BIEG POMIAROWY

Tablica 5.7. Wyniki badań drugiego wirnika sprężarki – I i II bieg pomiarowy.

III bieg pomiarowy wskazał poprawne wyważenie układu. Zarówno dla wewnętrznej jak i zewnętrznej części koła kompresji. Prędkość obrotowa wyważanego elementu oscylowała w granicach 2502 [min⁻¹]. Niewyważenie zewnętrznej oraz wewnętrznej części koła kompresji mieściło się w granicach tolerancji – wynosiło dla zewnętrznej części koła 6,61 [mg] zaś dla wewnętrznej części koła 0,81 [mg]. Wyniki przedstawiono w poniższej tablicy 5.8.

Tablica 5.8. Wyniki badań drugiego wirnika sprężarki – III bieg pomiarowy.

WYWAŻANIE WIRNIKA SPRĘŻARKI METODĄ DODAWANIA MASY							
	0.81	6.61					
	352°	49°					
In tol							
III BIEG POMIAROWY							

Podczas wyważania trzeciego wirnika turbiny prędkość obrotowa elementu wyważanego oscylowała w granicach 2530 [min⁻¹]. Aby zredukować stopień niewyważenia dla wewnętrznej części koła turbiny, system pomiarowy urządzenia wskazał, że należy dodać 52,9 [mg/mm²] masy korekcyjnej. W celu zlokalizowania miejsca, w którym należy dodać masę, wałek turbosprężarki należy obrócić o kąt 171 [°]. Wartość niewyważenia została przekroczona 1,1 razy. Wyważając wewnętrzną cześć koła turbiny, należało dodać 87,8 [mg/mm²] masy korekcyjnej, aby prawidłowo wyważyć wirnik. Wałek turbosprężarki należało obrócić o kąt 1 [°], w celu lokalizacji pola korekcyjnego – miejsca, w którym dodano masę korekcyjną.

II bieg pomiarowy został przeprowadzony dla prędkości obrotowej oscylującej w granicach 2470 [min⁻¹]. System pomiarowy urządzenia wskazał, że zewnętrzny oraz wewnętrzny obszar koła turbiny mieścił się w granicach tolerancji, którą założył producent urządzenia doładowującego. Wyniki przedstawiono w tablicy poniżej.

Tablica 5.9. Wyniki badań III wirnika turbiny – I, II bieg pomiarowy.



Po prawidłowo przeprowadzonej procedurze wyważenia zespołu wirnika turbiny, przystąpiono do wyważenia wirnika sprężarki.

I bieg pomiarowy został przeprowadzony dla prędkości obrotowej oscylującej w granicach 2590 [min⁻¹]. W celu prawidłowego wyważenia wewnętrznej części koła kompresji system pomiarowy urządzenia wskazał, że należy dodać 12,5 [mg/mm²] masy korekcyjnej. Aby prawidłowo zlokalizować pole korekcyjne, w którym dodano masę wirnik turbosprężarki obrócono o kąt 40 [°]. Wartość niewyważenia została przekroczona 1,8 razy, w stosunku do tolerancji jaką założył producent urządzenia doładowującego. Wyważając zewnętrzny obszar wirnika sprężarki, wałek obrócono o kąt 270 [°]. System pomiarowy wskazał, że należy dodać 10,6 [mg/mm²] masy korekcyjnej.

II bieg pomiarowy przeprowadzony został przy prędkości obrotowej oscylującej w granicach 2540 [min⁻¹]. System pomiarowy wskazał, że wewnętrzny i zewnętrzny obszar koła kompresji mieścił się w założonych granicach tolerancji. Wirnik turbosprężarki został wyważony w sposób poprawny. Wyniki dotyczące pomiaru 3 wirnika turbosprężarki zostały przestawione w tablicy 5.10.





Po wyważeniu wirnika turbosprężarki, który składa się z wirnika turbiny i z wirnika sprężarki, wyważony układ zamocowano w wyważarce wysokoobrotowej, która służy do wyważania rdzeni turbosprężarek. Badanie to pozwoliło zweryfikować wytrzymałość pasty korekcyjnej na wysoką prędkość obrotową wirnika turbosprężarki. Prędkość wirnika przekracza wartość 200 000 [min⁻¹]. Obciążenie wirnika było celowo zmieniane, w celu lepszej symulacji warunków eksploatacyjnych. Do układu podłączono układ olejowy, aby zapobiec przegrzaniu oraz zatarciu układu. Badanie zostało przeprowadzone dla 900 [s] – rysunek 5.18- 5.20.





Rys. 5.18. Utrzymana masa korekcyjna na kole turbiny – I wirnik

Rys. 5.19. Zerwana masa korekcyjna z koła kompresji – I wirnik



Rys. 5.20. Zerwana masa z wirnika sprężarki – I wirnik



Rys. 5.21. Weryfikacja utrzymania pasty korekcyjnej na wirniku sprężarki – II wirnik sprężarki



Rys. 5.22. Zerwana masa korekcyjna – II wirnik sprężarki



Rys. 5.23. Utrzymana masa korekcyjna na wirniku turbiny – II wirnik turbosprężarki



Rys. 5.24. Utrzymana masa korekcyjna na wirniku turbiny - III wirnik turbosprężarki



Rys. 5.25. Zerwana masa korekcyjna z wirnika sprężarki – III wirnik

Badanie pozwoliło wywnioskować, iż podczas wysokich prędkości obrotowych przekraczających wartość 200 000 [min⁻¹] masa korekcyjna utrzymała się na wirniku turbiny zaś została zerwana z koła kompresji. Sytuacja ta powtórzyła się przy pierwszym, drugim oraz trzecim wirniku turbosprężarki, zostało to przedstawione na rysunkach 5.21-5.25.

5.2.3. Podsumowanie

Przedstawiona metoda wyważania turbosprężarek poprzez dodawanie masy jest modyfikacją rozkładu mas powszechnie stosowanej metody – ujmowania masy. Warto zaznaczyć, iż przedstawiona metoda nie jest metodą popularną stosowaną w procesach wyważania turbosprężarek samochodowych. Wykorzystywana jest głównie do wyważania dużych wirników, m.in. urządzeń turbinowych. Na podstawie własnych doświadczeń i zebranej literatury stwierdzić można, iż powyższa metoda nie jest stosowana w przypadku wyważania wirników turbosprężarek pojazdów osobowych.

Opisane uszkodzenia w rozdziale 4 ilustrują defekty powstałe na przykład w wyniku nieprawidłowego wyważenia – nadmiernej redukcji niewyważonej masy. Uszkodzenia te dotyczą metody ujmowania masy. Uszkodzenia powstałe w wyniku nadmiernej redukcji niewyważonej masy narażają wirnik turbosprężarki na osłabienie konstrukcji wirnika oraz zmniejszają wytrzymałość wyważanych komponentów na warunki eksploatacyjne. Powstałe defekty doprowadzają do zatrzymania pracy układu doładowania, a w najgorszym przypadku doprowadzenia do stanu niezdatności jednostki napędowej. Stąd też zostały przeprowadzone badania dla wyważania wirników turbosprężarek pojazdów samochodowych metodą dodawania masy.

Sposób redukcji niewyważenia poprzez dodanie pasty korekcyjnej w żaden sposób nie wpływa na osłabienie konstrukcji wirnika turbosprężarki. W przypadku nałożenia zbyt dużej ilości pasty korekcyjnej, jej redukcja odbywa się poprzez szlifierkę pneumatyczną bezpośrednio na paście. Nie narażana jest struktura koła turbiny bądź koła kompresji.

Uwagę zwraca fakt, że w przypadku pierwszego oraz drugiego wirnika sprężarki, masa korekcyjna pod wpływem wysokiej prędkości obrotowej zerwała się. Prędkość obrotowa podczas maksymalnego obciążenia przekraczała wartość 200 000 [min⁻¹], jej wartość była zmienna, aby w jak najlepszy sposób odzwierciedlić warunki eksploatacyjne urządzenia doładowującego. W celu uniknięcia zjawiska przegrzania i tarcia układu, podczas badania weryfikowany układ został podłączony pod układ olejowy.

W przypadku wirnika turbiny zarówno w jednym jak i w drugim przypadku masa korekcyjna nie uległa zniszczeniu ani jakiemukolwiek przemieszczeniu. Przyczyną powstałego zjawiska z pewnością może być fakt, że koło turbiny wykonane jest z innych materiałów niż koło kompresji. Wirnik kompresji, z którego została zerwana masa korekcyjna wykonany jest z stopu aluminium, który charakteryzuje się niskim współczynnikiem adhezji. Niestety, producenci turbosprężarek strukturę materiału jej elementów traktują często jako tajną informację, stąd też weryfikacja szczegółowej przyczyny zerwanej pasty korekcyjnej z wirnika sprężarki staje się problematyczna.

Wyważanie wirników turbosprężarek metodą dodawania masy uznać można za metodę poprawną, która w żaden sposób nie wpływa negatywnie na właściwości konstrukcyjne wyważanego elementu oraz go nie osłabia. Wykorzystując tą metodę podczas badania zredukowano problem niewyważenia do stopnia, który mieścił się w zakresach tolerancji założonych przez producentów urządzeń doładowujących.

5.2.4. Kierunki rozwoju metody dodawania masy

Jedną z podstawowych norm dotyczących wyważenia jest norma ISO 16084:2017, która została opublikowana w październiku 2017 roku. Określa wymagania dotyczące obliczeń statycznych i dynamicznych niewyważeń resztkowych obracających się pojedynczych, a także skonfigurowanych układów narzędzi. W powyższej normie przedstawiono również wytyczne, które dotyczą maksymalnych sił odśrodkowych związanych z niewyważeniem. Narzędzia sterowane, w której to grupie znajdują się narzędzia mechatroniczne zbudowane są z kilku oddzielnych części. W procesie wytwarzania większość z nich jest pojedynczo wyważana dynamicznie. W przypadku, gdy zmontowany jest zestaw narzędziowy z pojedynczych elementów, z których każdy wyważany jest indywidualnie, to kompletny zestaw wskutek zsumowania się wektorowego poszczególnych niewyważeń, może w okolicznościach niesprzyjających uzyskać niezadowalające wyważenie całkowite. W takim przypadku należałoby po raz kolejny wyważyć cały zestaw [1, 24, 26, 30].

Wyważenie dynamiczne wg PN jest to proces, który zmierza do takiej poprawy rozkładu masy ciała, aby ułożyskowany element wirował bez niewyważonych sił odśrodkowych. Powyższy cel może zostać osiągnięty tylko w pewnym stopniu. Po precyzyjnym wyważeniu każdy wirujący element posiada zazwyczaj pewne niewyważenie resztkowe. Im masa wyważanego elementu jest większa, tym większe jest jej dopuszczalne wyważenie resztkowe, które zapewnia prawidłową pracę wyważanego elementu [25, 34, 42, 65].

- Wyważanie dynamiczne może być przeprowadzone na kilka sposobów:
- a) Przez dodanie masy umieszczonej tak, że wywołana przez nią siła odśrodkowa będzie równa co do wartości, ale skierowana przeciwnie do siły niewyważenia. Dodawaną masą może być m.in. śruba usytuowana prostopadle do osi wirnika, poprzez której obrót można dokonać płynnej regulacji położenia środka ciężkości masy śruby (rys. 5.26) względem osi obrotu wirnika [1, 42, 53].



Rys. 5.26. Dynamiczne wyważania narzędzi za pomocą przemieszczania promieniowego śrub [42]

b) Wskutek obracania względem osi oprawki narzędziowej dwóch pierścieni z masą rozmieszczoną mimośrodową bądź odrębnych ciężarków. Dzięki temu powstają siły, których wypadkowa zrównoważy siłę niewyważenia. Rozsuwanie przeciwnie kątowo ciężarków (rys. 5.27), po przeciwnych stronach niewyważenia, można regulować siłę niewyważenia od wartości 0 dla kąta 180 [°] do wartości maksymalnej do najbardziej przybliżonych ciężarów względem siebie [42].



Rys. 5.27. Wyważanie dynamiczne za pomocą oprawki posiadającej dwa ciężarki przestawne kątowo [24]

5.3. Analiza porównawcza metod wyważania turbosprężarek

Metodę wyważania wirników turbosprężarek poprzez dodanie pasty korekcyjnej można porównać do metody powszechnie stosowanej – ujmowania masy. W jednej jak i w drugiej metodzie problem niewyważenia został zredukowany do stopnia akceptowalnego przez producentów urządzeń doładowujących.

Zarówno w metodzie usuwania masy oraz w metodzie dodawania masy wykorzystywana jest ta sama aparatura badawcza. Proces wyważania wirnika turbosprężarki można podzielić na dwa etapy. Pierwszy etap to wyważenie wirnika turbosprężarki, składającego sie z wirnika turbiny i z wirnika sprężarki. Ten proces przeprowadzany jest na wyważarce wolnoobrotowej - Schenck TB COMFORT. Wyważony wirnik turbospreżarki montowany jest w tak zwanym rdzeniu turbosprężarki, którego wyważenie odbywa się na wysokoobrotowej wyważarce – Schenck MBRS 110. W przypadku wyważania wirnika turbosprężarki ten proces wyważenia został nazwany warunkami eksploatacyjnym, ponieważ to badanie w najlepszy sposób odzwierciedla warunki eksploatacyjne zachodzące w turbosprężarce podczas pracy jednostki napedowej.

Bezwzględną równicą w przedstawionych metodach wyważenia wirników turbosprężarek jest sposób redukcji niewyważenia układu. W metodzie usuwania masy redukcja ta odbywa się poprzez obróbkę ubytkową, najczęściej metoda szlifowania. Niestety sposób ten nie wpływa korzystnie na parametry wytrzymałościowe wyważanego elementu. Nie ma bezpośredniej kontroli nad ilością redukowanej masy, grozi to tym, że występuje często zjawisko nadmiernego usunięcie niewyważonej masy, co w konsekwencji doprowadza osłabienia konstrukcji materiału. Zmniejszenie do wytrzymałościowe wyważanego elementu, w najgorszym przypadku doprowadza do niezdatności układu doładowania, co w konsekwencji może doprowadzić do unieruchomienia jednostki napędowej.

W przypadku wyważania wirnika turbosprężarki metodą dodawania masy, redukcja niewyważenia odbywa się poprzez punktowe dodanie pasty korekcyjnej. Dodanie pasty korekcyjnej w ilości przekraczającej stopień niewyważenia, w żaden sposób nie zagraża właściwościom konstrukcyjnym wyważanego wirnika. Redukcja naddatku pasty korekcyjnej odbywa się metodą szlifowania bezpośrednio na płaszczyźnie dodanej pasty. Redukcja niewyważenia nie odbywa się bezpośrednio na płaszczyźnie wirnika turbiny bądź sprężarki, co występuję podczas dotychczasowej metody wyważania wirników turbosprężarek.

Porównanie metody wyważania wirnika turbosprężarki metodą ujmowania masy z metodą dodawania masy przedstawiono w tablicy 5.11.

Tablica	5.11.	Porównanie	metod	wyważania	-	metoda	dodawania	masy,	metoda
ujmowa	nia ma	sy.							

	Metody wyważania wirników turbosprężarek					
RODZAJ METODY	METODA U. MA	JMOWANIA SY	METODA DODAWANIA MASY			
SPOSÓB REDUKCJI NIEWYWAŻAENIA	Usunięcie ni masy odbyw obróbkę t (wiercenie, s frezov	ewyważonej a się poprzez ubytkową zlifowaniem, vanie)	Redukcja niewyważenia odbywa się poprzez punktowe dodanie pasty korekcyjnej			
ΑΡΑΡΑΤΙΊΡΑ	Wirnik	Rdzeń	Wirnik	Warunki eksploatacyjne		
APAKATUKA BADAWCZA	Schenck TB Comfort	Schenck MBRS 110	Schenck TB Comfort	Schenck MBRS 110		
RODZAJ WYWAŻANEGO ELEMENTU	Wirnik turb – pojazdu – pojazdu – maszyn	oosprężarki: osobowego, ciężarowego, rolniczych	Wirnik turbosprężarki pojazdu osobowego			
WPŁYW WARUNKÓW EKSPLOATACYJNYCH NA CZAS PRACY	Nadmierne niewyważone konstrukcje w pod wpływen	e usunięcie j masy osłabia virnika, który n eksploatacji	Nadmierne korekcyjnej konstrukc występuje zagr	e dodanie pasty masy nie osłabia ji wirnika, nie ożenie zniszczenia		
		• •1				
---	---	---				
UKZĄDZENIA	moze ulec zniszczeniu	wirnika				
WPŁYW REDUKCJI WYWAŻENIA NA KONSTRUKCJĘ WYWAŻANEGO ELEMENTU	Nadmierne usunięcie materiału zmniejsza właściwości wytrzymałościowe wyważanego elementu	Nadmierne dodanie pasty korekcyjnej nie wpływa negatywnie na właściwości wytrzymałościowe wyważanego elementu				
MOŻLIWOŚĆ IMPLEMENTACJI METODY	Brak	Możliwość implementacji poprzez metodę napawania bądź metodę natryskową				
MIEJSCE REDUKCJI NIEWYWAŻENIA	Wewnętrzna, zewnętrza część koła kompresji lub koła turbiny. Normy nie wyznaczają miejsc redukcji niewyważonej masy	Wewnętrzna, zewnętrza część koła kompresji lub koła turbiny. Normy nie wyznaczają miejsc dodania masy w celu usunięcia niewyważenia				

6. Numeryczna weryfikacja przedstawionych metod wyważania

Numeryczny model wirnika turbosprężarki powstał na podstawie rzeczywistego wirnika turbosprężarki pojazdu samochodowego. Wirtualna konstrukcja powstała na podstawie turbosprężarki pojazdu osobowego o numerze: 038145702E. Powstały model numeryczny jest uproszczeniem modelu rzeczywistego i wykonany został z niezbędnych elementów, które przeprowadzenie analizy wytrzymałościowej umożliwiaja wirnika turbosprężarki. Zaprojektowany został wirnik turbosprężarki składający się z wałka oraz koła turbiny. Stworzony model wirnika turbosprężarki na tyle odzwierciedla model rzeczywisty, na ile pozwoliły udostępnione materiały producenta turbospreżarek. O ile producenci urządzeń doładowujących udostępniają materiały dotyczące wymiarów zewnętrznych turbosprężarek, o tyle wymiary wirnika, opisy dotyczące kształtu łopat są pilnie strzeżoną informacją producenta. Modele lopat wirnika turbosprężarki zostały opracowane na podstawie dostępnych materiałów oraz zdjęć. Ogólny zarys łopat wirników turbosprężarek jest powtarzalny dla większej ilości rodzajów urządzeń doładowujących w pojazdach samochodowych.

Założono, że wirnik turbiny został wykonany ze stopu Inconel 713C. Materiał ten charakteryzuje się następującymi właściwościami: moduł Younga $E= 2,05 \cdot 10^5$ [MPa], moduł Kirchhoffa G= 2,05 \cdot 10^5 [MPa], gęstość ρ = 8220 [kg/m³], wytrzymałość na rozciąganie R_m= 1275 [MPa], granica plastyczności R_{0.2}= 829,5 [MPa]. Poniższy rysunek 6.1 przedstawia wymiary udostępnione przez producentów oraz typowy zarys łopatek turbiny [8, 10, 16, 38, 57, 64, 66].



Rys. 6.1.Cechy geometryczne turbosprężarki udostępnione przez producenta [16]

Do stworzenia modelu wirtualnego 3D użyto programu Inventor 2016, który charakteryzuje się możliwością modelowania powierzchniowego, a także

bryłowego. Procedura budowy wirnika niezależnie od zastosowania turbosprężarki jest w większości przypadków zbliżona do siebie.

Budowa wirtualnego modelu wirnika turbosprężarki rozpoczęła się od opracowania wałka turbosprężarki. Wałek turbosprężarki powstał poprzez wyciąganie poszczególnych elementów poleceniem "wyciągnięcie proste". Kolejnym procesem było zamodelowanie pojedynczej łopaty wirnika, która została powielona operacją "szyk kołowy" wokół osi wirnika. Etap powstania numerycznego wirnika turbosprężarki można podzielić na cztery etapy. Etapy te zostały przedstawione poniżej na rysunkach 6.2 oraz 6.3.



Rys. 6.2. Pierwsze dwa etapy powstawania wirtualnego modelu wirnika turbosprężarki



Rys. 6.3. Powielenie łopat wirnika turbosprężarki wokół osi wirnika

Analizę wytrzymałościową przeprowadzono dla trzech prędkości obrotowych: 80 000 [min¹], 120000 [min⁻¹] oraz 180000 [min⁻¹]. Badanie miało na celu zlokalizowanie najbardziej narażonych miejsc na wirniku turbiny podczas eksploatacji.



Rys. 6.4. Rzeczywisty i numeryczny model wirnika turbiny

Na rysunku 6.5 poniżej przedstawiono procedurę przebiegu badań numerycznych, która obejmuje:

- a) wybór/dobór materiału,
- b) wyznaczenie nieruchomych wiązań,
- c) ustalenie obciążeń na łopatkach,
- d) ustalenie parametrów siatki,
- e) raport wyników.



PROCEDURA PRZEBIEGU BADANIA

Rys. 6.5. Procedura przebiegu badania numerycznego

6.1. Modelowanie metody ujmowania masy

Aby zweryfikować, która metoda wyważania bardziej naraża wirnik na uszkodzenia

w postaci pęknięć przeprowadzono analizę rozkładu naprężeń jakie występują podczas eksploatacji wirnika turbiny, stworzono wirtualny jego model. Analizie wytrzymałościowej został poddany wirnik turbiny pojazdu osobowego Volkswagen o pojemności 1896 [cm³]. Badanie miało na celu zlokalizowanie najbardziej narażonych miejsc na wirniku turbiny podczas eksploatacji. Otrzymane wyniki przedstawiono na rysunkach 6.6 i 6.7 oraz w tablicy 6.1.

Prędkość obrotowa [min ⁻¹]	80 000	120 000	180 000
Naprężenia [MPa]	110,2	175,1	301,6
	The request two these and the result of the	тр. продрежителя и нами нами и нами и на Нами и нами н Нами и нами ни нами и нами ни нами и нами нам	The fractional sector of the s

Tablica 6.1. Zestawienie naprężeń w stosunku do prędkości obrotowej wirnika.

Rys. 6.6. Rozkład naprężeń w zależność od prędkości obrotowej wirnika



Rys. 6.7. Miejsce występowania maksymalnego naprężenia

Analiza wskazała, że miejsce maksymalnych naprężeń jakie powstają na powierzchni styku łopat turbiny z powierzchnią koła turbiny to miejsce redukcji niewyważonej masy z wirnika turbiny. Podczas eksploatacji, wirnik turbosprężarki narażony jest w tym miejscu na pęknięcia, zerwania oraz całkowite uszkodzenia.

Niewyważenie zostało zredukowane poprzez ujmowanie masy, zarówno z części zewnętrznej oraz części wewnętrznej koła turbiny. Zredukowanie niewyważenia zostało przedstawione na rysunkach 6.8 do 6.10.



Rys. 6.8. Redukcja masy z wewnętrznej części Rys.6.9. Redukcja masy z zewnętrznej części



Rys. 6.10. Redukcja niewyważenia metodą ujmowania masy – model rzeczywisty, model numeryczny

Rysunek 6.11 oraz 6.12 przedstawiają miejsce występowania maksymalnego naprężenia oraz maksymalnego osłabienia wirnika, przy prędkości wirnika oscylującej w granicach 120 000 [min⁻¹]. Maksymalne naprężenia występują w miejscach, w których nastąpiło ujmowanie masy. Są to miejsca najbardziej narażone na pęknięcia.



Rys. 6.11. Miejsce występowania najbardziej narażonych miejsc przy metodzie ujmowania masy



Rys. 6.12. Skutki wyważania wirnika metodą ujmowania masy

Wyważanie wirników metodą ujmowania masy osłabia strukturę materiału, co w rezultacie może doprowadzić do pęknięcia wirnika turbiny. Metoda ta może być stosowana jednorazowo, wielokrotne jej stosowanie mogłoby doprowadzić do osłabienia lub zniszczenia wyważanego komponentu.

6.2. Modelowanie metody dodawania masy

Numeryczna analiza wirnika turbosprężarki wskazała, iż metoda ujmowania masy, podczas warunków eksploatacyjnych negatywnie wpływa na właściwości wytrzymałościowe wyważanego elementu. Z tego powodu zostały również przeprowadzone badania wirtualne dla implementacji masy korekcyjnej na wirniku turbiny.

Analizie został poddany ten sam wirnik, co w przypadku metody ujmowania masy – wirnik z turbosprężarki pojazdu samochodowego marki Volkswagen o pojemności jednostki napędowej 1896 [cm³].

Analiza numeryczna ma na celu zweryfikować najbardziej narażone miejsce wirnika turbiny, w zależności od jego prędkości obrotowej. W celu odzwierciedlenia warunków eksploatacyjnych uwzględniających prędkość obrotową wirnika, analiza została przeprowadzona dla trzech prędkości obrotowych rotora: 80 000 [min⁻¹], 120 000 [min⁻¹] oraz 180 000 [min⁻¹]. Analizę numeryczną przeprowadzono dla tych wartości, ponieważ w przypadku minimalnego obciążenia turbodoładowanej jednostki napędowej, prędkość obrotowa wirnika oscyluje w granicach 80 000 [min⁻¹], prędkość 120 000 [min⁻¹] wirnik turbiny uzyskuje przy prędkość obrotowej silnika w zakresie 2700- 3000 [min⁻¹]. Prędkość obrotową oscylującą w granicach 180 000 [min⁻¹] osiąga wirnik turbiny podczas maksymalnego obciążenia jednostki napędowej np. w momencie przyspieszania.

W celu zniwelowania stopnia niewyważenie wirnika, dodano masę korekcyjną dla zewnętrznej oraz wewnętrznej części koła turbiny. W przypadku zewnętrznej części koła, masa korekcyjna została dodana w górnej oraz dolnej części koła turbiny.

Na rysunku 6.13 oraz 6.14 przedstawiono numeryczny sposób implementacji masy korekcyjnej na wirnikach turbosprężarek pojazdów samochodowych, natomiast w tablicy 6.2 zestawiono wyniki jakie uzyskano podczas analizy naprężeń.



Rys. 6.13. Numeryczne dodanie masy korekcyjnej na wewnętrzną część koła turbiny



Rys. 6.14. Numeryczne dodanie masy korekcyjnej na zewnętrzną część koła turbiny

	PRĘDKOŚĆ OBROTOWA	80 000 [min ⁻¹]
1	ILUSTRACJA	
	WARTOŚĆ	62 42 [MPa]
	MAKSYMALNEGO NAPRĘŻENIA	02, 12 [Mi u]
	PRĘDKOŚĆ OBROTOWA	120 000 [min ⁻¹]
2	ILUSTRACJA	Pas. 0323 HPa
	WARTOŚĆ MAKSYMALNEGO NAPREŻENIA	82,23 [MPa]

Tablica 6.2. Zestawienie wyników analizy naprężeń podczas wyważania metodą dodawania masy.



Uwagę zwraca fakt, iż analiza naprężeń wirnika turbiny pozwoliła na uzyskanie informacji, że miejscem, w którym występuje maksymalne naprężenie jest dolny styk łopaty koła turbiny dla zewnętrznej części wirnika. Dodana masa korekcyjna w żaden sposób nie ingerowała w właściwości wytrzymałościowe wirnika i struktura wirnika nie została naruszona. Dowodem tego są wyniki wskazane na rysunku 6.15, które przedstawiają najbardziej narażony element wirnika. Ilustracje przedstawiają analizę dla prędkości obrotowej wirnika oscylującej w granicach 180 000 [min⁻¹].



Rys. 6.15. Miejsce wystąpienia maksymalnego naprężenia dla wirnika turbiny



Rys. 6.16. Widok zewnętrznej i wewnętrznej części koła turbiny z zaznaczoną masą korekcyjną oraz z maksymalnym naprężeniem Na rysunku 6.16 w czerwonych ramach zaznaczono masę korekcyjną, aby potwierdzić fakt nie wpływania masy korekcyjnej na właściwości wirnika.

7. Egzemplifikacja metody wyważenia przez dodawanie masy

Modelowa analiza wyważania wirników turbosprężarek metodą dodawania masy zobrazowała wpływ dodania masy korekcyjnej na stopień uszkodzenia wirnika turbosprężarki. Według uzyskanych informacji podczas wysokich prędkości obrotowych wirnika, masa korekcyjna nie wpływa w żaden sposób na najbardziej narażone miejsca rotora. Dzięki czemu nie powoduje uszkodzeń elementów wirników turbosprężarek podczas eksploatacji urządzenia.

Egzemplifikacja wyważania wirnika turbosprężarki metodą dodawania masy została przeprowadzona dla trzech takich samych wirników. Wirniki pochodziły z urządzeń doładowujących stosowanych w pojazdach osobowych o pojemności jednostki napędowej 1896 [cm³].

Redukcja niewyważenia odbywała się za pomocą punktowego dodania masy korekcyjnej o wartość wskazaną przez urządzenie pomiarowe. Masa korekcyjna posiada konsystencję pasty szarej barwy i dedykowana jest do tworzyw, materiałów pracujących w bardzo wysokich temperaturach, powyżej 1000 [°C]. Masa wytrzymała jest na działanie rozcieńczonych kwasów, wody oraz spalin i charakteryzuje się wysoką adhezją oraz krótkim czasem wiązania.

Zweryfikowanie prawidłowej ilości dodanej masy korekcyjnej podczas pierwszego biegu pomiarowego jest trudne. Ewentualna redukcja naddatku masy korekcyjnej przeprowadzana jest na jej powierzchni poprzez obróbkę ubytkową – szlifowanie, co w żaden sposób nie narusza właściwości wytrzymałościowych wirnika turbosprężarki.

Wyważanie wirnika metodą dodawania masy zostało podzielone na dwa obszary:

a) wyważenie wirnika turbiny – metoda dodawania masy,

Redukcja niewyważenie wirnika turbiny odbywa się na kole turbiny. Dla trzech wirników turbiny masa korekcyjna została nałożona w różnych miejsca. W pierwszym przypadku (wirnika A) masa została nałożona na zewnętrznej części koła turbiny, w drugim (wirnik B) na zewnętrznej części koła turbiny w górnym i dolnym punkcie łączenia łopat, zaś w trzecim przypadku (wirnik C) masa korekcyjna została nałożona na zewnętrznej i wewnętrznej części koła turbiny. Każdy wirnik turbosprężarki został wyważony w sposób poprawny.

b) wyważenie wirnika sprężarki – metoda dodawania masy,

Korekcja niewyważenia wirnika sprężarki została przeprowadzona na kole kompresji. Podobnie jak w przypadku wyważenia wirnika turbiny, badanie przeprowadzono dla trzech wirników. W pierwszym przypadku (wirnik A) masa korekcyjna została nałożona na zewnętrzną części koła kompresji, w drugim przypadku (wirnik B) nałożono masę korekcyjną na zewnętrzną cześć, w dolnym i górnym punkcie łączenia łopat sprężarki, natomiast w przypadku trzeciego wirnika (wirnik C) masa korekcyjna została nałożona podobnie jak w przypadku pierwszego wirnika – na zewnątrz koła kompresji. Wirnik sprężarki został wyważony poprawnie – wartość niewyważenia mieściła się w granicach tolerancji.

W tablicy 7.1. przedstawiono ogólne zasady przygotowania wybranych obiektów do przeprowadzenia procedury wyważania metodą dodawania masy.

Tablica 7.1. Wybrane obiekty i procedura wyważenia wirników turbosprężarek metodą dodawania masy.



MASA KOREKCYJNA		TERMOODPORNY WODOODPORNY MASA TEROODPORNA O WYSOKIM WSPÓŁCZYNNIKU ADHEZJI	
SPOSÓB WYWAŻENIA		PUNKTOWA METODA DODAWANIA MASY	
	WI	RNIK TURBINY	
PRZYKŁAD I WIRNIK <i>A</i>	Dodanie masy korekcyjnej na zewnętrzną cześć koła turbiny		
PRZYKŁAD II WIRNIK <i>B</i>	Dodanie masy korekcyjnej na zewnętrzną cześć koła turbiny, w dolnym i górnym punkcie łączenia łopat turbiny		

PRZYKŁAD III WIRNIK C	Dodanie masy korekcyjnej na zewnętrznej i wewnętrznej części koła turbiny	
	WIR	NIK SPRĘŻARKI
PRZYKŁAD I WIRNIK <i>A</i>	Dodanie masy korekcyjnej na zewnętrzną część koła kompresji	
PRZYKŁAD II WIRNIK <i>B</i>	Dodanie masy korekcyjnej na zewnętrzną część koła kompresji w dolnym i górnym punkcie łączenia łopat sprężarki	
PRZYKŁAD III WIRNIK C	Dodanie masy korekcyjnej na zewnętrznej części koła kompresji	

7.1. Obiekty badań

Badania zostały przeprowadzone na trzech wirnikach turbosprężarek pojazdów osobowych. Wybrano jednakowe wirniki, które stosowane są w pojeździe osobowym marki Volkswagen o pojemności jednostki napędowej 1896 [cm³]. Jest to jeden z najpopularniejszych i najczęściej stosowanych zespołów turbosprężarek, wśród urządzeń doładowujących. W turbosprężarkach

używanych w pojazdach osobowych stosowane są osiowo- promieniowe (promieniowo-osiowe) koła turbiny oraz koła sprężarki.

Wirnik turbosprężarki narażony jest na pracę w wysokich temperaturach w granicach 850-1000 [°C]. Przekroczenie tej wartości może powodować stapianie końcówek łopat koła turbiny, co powoduje trwałe uszkodzenie wirnika, a w efekcie końcowym przyczynia się do nieregularnego przepływu gazów spalinowych przez powierzchnię łopat wirnika.

Wałek turbosprężarki jest jednym z najbardziej narażonych elementów w zespole turbosprężarki. Oddziaływają na niego zjawiska termiczne oraz chemiczne gazów spalinowych. W czasie maksymalnego obciążenia silnika spalinowego, prędkość obrotowa wałka turbosprężarki przekracza wartość 180 000 [min⁻¹].

Koło turbiny połączone jest trwale z wałkiem turbosprężarki tworząc wirnik turbiny. Łączenie koła turbiny z wałkiem odbywa się za pomocą metody zgrzewania tarciowego. Wirnik turbiny napędzany jest gazami spalinowymi, których temperatura oscyluje w granicach 1000 [°C] w silnikach z zapłonem iskrowym, zaś w silnikach z zapłonem samoczynnym wartość ta wynosi ok. 850 [°C]. Łopaty wirnika narażone są na zjawiska termiczne oraz chemiczne gazów spalinowych. Materiały używane do wykonania wirników turbin to wysokostopowe stale żarowytrzymałe, stopy niklu, tytanu czy kadmu (np. G-NiCr13MoA1 – Inconel713/LC). Często uszkodzenia wirników turbin powstają na wskutek ciał obcych przedostających się z komory spalania.



Rys. 7.1. Wirnik turbiny

Koło kompresji umiejscowione jest w sprężarce turbosprężarki. Zamocowane jest do wałka turbosprężarki za pomocą nakrętki, dokręconej z odpowiednim momentem zgodnie z zaleceniami producenta. Wspólny wałek sprawia, iż koło kompresji rotuje ze zbliżoną prędkością jak koło turbiny.



Rys. 7.2. Wirnik sprężarki

Obiekt badań wykonany został ze stali konstrukcyjnej do ulepszenia cieplnego chromowo- niklowo- wolframowej, w skład której wchodzi: 0,25% C; 0,4% Mn; 1,5% Cr; 4,2% Ni; 1% W. Wykonany jest ze stopu INCONEL 713C. Materiał ten charakteryzuje się następującymi właściwościami:

- a) moduł Younga $E=2,05 \cdot 10^5$ [MPa],
- b) moduł Kirchhoffa $G=2,05 \cdot 10^5$ [MPa],
- c) gęstość ρ = 8220 [kg/m³],
- d) wytrzymałość na rozciąganie R_m = 1275 [MPa],
- e) granica plastyczności R₀₂= 829,5 [MPa].

Tablica 7.2. Opis materiałowy obiektu badań.

Obiekt badań	Materiał	Właściwości	Zastosowanie
	Obiekt badań wykonany jest ze stali konstrukcyjnej do ulepszenia cieplnego chromowo- niklowo- wolframowej, która składa się z: 0,25% C; 0,4% Mn; 1,5% Cr; 4,2% Ni; 1% W.	moduł Younga $E=2,05\cdot10^5$ [MPa], moduł Kirchhoffa $G=2,05\cdot10^5$ [MPa], gęstość $\rho=8220$ [kg/m ³], wytrzymałość na rozciąganie $R_m=1275$ [MPa], granica plastyczności $R_{02}=829,5$ [MPa].	Turbosprężark a pojazdu osobowego o numerze: 038145702E stosowana w jednostkach napędowych o pojemność skokowej 1896 [cm ³]

7.2. Warunki badań

Zaplanowane badanie zostało podzielone na trzy obszary, w których uwzględniono:

a) identyfikację obiektu badań,

- b) wyważenie wirnika turbiny,
- c) wyważenie wirnika sprężarki.

Przedstawione czynności zostały scharakteryzowane na rysunku 7.3, gdzie wyróżniono trzy główne obszary badań z opisem zadań jakie zostały w danym obszarze wykonane.



Rys. 7.3. Podział zaplanowanych badań wirnika turbosprężarki

Przed przystąpieniem do procesu wyważania wirnika turbosprężarki, obiekt badań został poddany procesowi identyfikacji. Podczas tej weryfikacji przeprowadzono organoleptyczną ocenę stanu urządzenia, a także zwymiarowano niezbędne wielkości obiektu badań, które później wprowadzono do systemu urządzenia. Zweryfikowane wielkości wirnika turbosprężarki zostały przedstawione na rysunku 7.4, a także w tablicy 7.3.

Balancing mode: dynamic	∆ ⊽
Pos. correction planes:	T
a:9.000mm b:22.00mm	с:79 .00 мм
<u>r1:6.000mm</u>	r2: 16.00mm

Rys. 7.4. Wprowadzone wymiary wirnika do systemu urządzenia

WYMIARY	WIELKOŚĆ	OZNACZENIE
	A	Odległość mieczy czujnikiem 1, a krawędzią wirnika
	В	Wielkość znajdująca się pomiędzy czujnikiem 1, a większą średnicą koła kompresji
	С	Odcinek między dużą średnicą koła turbiny a krawędzią wałka od strony kompresji
CZUNIK 1	D	Wysokość koła kompresji
1 2	Ε	Wysokość koła turbiny
	F	Mała średnica koła kompresji
	G	Mniejsza średnica koła turbiny
	Н	Duża średnica koła kompresji
	I	Większa średnica koła turbiny

Tablica 7.3. Oznaczenia wymiarów wirnika turbosprężarki.

Wyważenie wirnika turbosprężarki metodą dodawania masy zostało przeprowadzone przy prędkości obrotowej rzędu 2500 [min⁻¹], wirnik

napędzany jest za pośrednictwem przekładni pasowej. Badanie zostało przeprowadzone przy temperaturze otoczenia 20 [°C].

Po wyważeniu wirnika turbosprężarki, element wyważony został zamocowany w rdzeniu turbosprężarki, który z kolei został zainstalowany w wysokoobrotowej wyważarce. W tym urządzeniu prędkość obrotowa przekracza wartość 200 000 [min⁻¹]. To badanie najbardziej odzwierciedla warunki eksploatacyjne urządzenia doładowującego. Wirnik turbosprężarki napędzany jest sprężonym powietrzem. Istnieje możliwość regulacji prędkości obrotowej wirnika, co umożliwia uzyskanie prędkości 200 000 [min⁻¹].

Aby zabezpieczyć układ wirujący przed zjawiskiem przegrzania oraz zatarcia, do rdzenia turbosprężarki podłączany jest układ olejowy. Warunki w jakich przeprowadzono to badanie przedstawiono w tablicy 7.4.

RODZAJ BADANIA	OPIS PARAMETRU	WIELKOŚĆ
	Temperatura oleju	50 [°C]
	Ciśnienie oleju	0,3 [MPa]
<image/> <image/>	Odległość między wałkiem turbosprężarki a czujnikiem prędkości obrotowej	2 [mm]
	Prędkość obrotowa wirnika turbosprężarki	200 000 [min ⁻¹]
	Ciśnienie powietrza	0,8 [MPa]
	Ilość oleju w zbiorniku	5 [1]
	Czas trwania badania	900 [s]

Tablica 7.4. Warunki badań eksploatacyjnych.

7.3. Aparatura badawcza

Zaplanowane badania zostały przeprowadzone na dwóch urządzeniach. Urządzenia stanowią wyposażenie zakładu, który specjalizuje się w naprawie oraz w wyważaniu turbosprężarek pojazdów osobowych, dostawczych, ciężarowych, a także maszyn rolniczych. W zakładzie przeprowadza się ponad 300 napraw i redukcji niewyważeń zespołów turbosprężarek w skali miesiąca.

Badania przeprowadzono na wolnoobrotowej wyważarce marki SCHENCK model TB COMFORT, która służy do wyważania wirnika turbiny oraz wirnika sprężarki, a także na wyważarce wysokoobrotowej marki SCHENCK model MBRS110, która odzwierciedla warunki eksploatacyjne pracy układu turbodoładowania (prezentowane wcześniej). Urządzenia te używane są do powszechnie stosowanych metod redukcji niewyważenia wirnika turbosprężarki.

Badanie polega na zweryfikowania stopnia niewyważenia wirnika turbiny oraz wirnika sprężarki. Proces ten został przeprowadzony na wolnoobrotowej wyważarce SCHENCK TB COMFORT.

SCHENCK TB COMFORT	DANE TECHNICZNE	WIELKOŚĆ PARAMETRU
	Maksymalny ciężar wirnika	16 [kg]
	Największa średnica wirnika	350 [mm]
	Średnica czopu	6-30 [mm]
	Zakres odległości środka od łożysk	15-230 [mm]
	Największe osiągane	0,1 [gmm]

Tablica 7.5. Dane techniczne wolnoobrotowej wyważarki Schenck TB COMFORT.

 niewyważenie	
Wymiary urządzenia	1483[mm] x 730[mm] x 1400 [mm]
Мос	200 [W]
Poziom szumów	mniejsze niż 65 [dB]
Złącze sieciowe	230[V]
Urządzenie pomiarowe	CAB 820

W części roboczej następuje weryfikacja niewyważonej masy wirnika, w zakresie niskich prędkości obrotowych. Za pomocą czujników urządzenie analizuje niewyważona masę, a także lokalizuje jej miejsce. Podczas tego procesu wyważany jest wirnik turbiny, a także wirnik sprężarki. W tablicy 7.6 przedstawiono elementy składowe podzespołów wyważarki wolnoobrotowej SCHENCK TB COMFORT.

Tablica 7.6. Części składowe podzespołów SCHENK TB COMFORT.

OBSZAR ROBOCZY – TB COMFORT	OZNACZENI E	OPIS
	1	Czujnik prędkości obrotowej
	2	Metalowy stelaż
	3	Czujnik odległości
	4	Pas napędowy

	5	Podpory wirnika
5	6	Liniał
	7	Silnik elektryczn y
PANEL STEROWANIA – TB COMFORT	OZNACZENI E	OPIS
	1	Zasilanie
		giowne
10.00	2	Regulator prędkości obrotowej
	2	Regulator prędkości obrotowej Start napędu
	2 3 4	Regulator prędkości obrotowej Start napędu Wyłącznik
	2 3 4 5	Regulator prędkości obrotowej Start napędu Wyłącznik Sterowanie osłoną
	2 3 4 5	Regulator prędkości obrotowej Start napędu Wyłącznik Sterowanie osłoną



Sposób odczytywania wyników z jednostki wyświetlającej wolnoobrotowej wyważarki SCHENK TB COMFRT przedstawiono poniżej w tablicy 7.7.

WYNIK POMIARU	OZNACZENIE	OPIS
	Α	Prędkość obrotowa wirnika
A) 235° 234°	В	Wartość dodania pasty korekcyjnej dla zewnętrznej/ wewnętrznej części koła turbiny lub kompresji
	С	Wartość dodania pasty korekcyjnej dla zewnętrznej/ wewnętrznej części koła turbiny lub kompresji
	D	Kąt obrotu wałka turbosprężarki
	E	Kąt obrotu wałka

Tablica 7.7. Opis sposobu odczytu wyników badań na wyważarce TB COMFORT.

	turbosprężarki
F	Granica tolerancji niewyważenia
G	Granica tolerancji niewyważenia

Badania, które w najlepszy sposób odzwierciedlały warunki eksploatacyjne zostały przeprowadzone na wysokoobrotowej wyważarce SCHENCK MBRS 110. Urządzenie to podczas stosowania powszechnej metody wyważenia służy do weryfikacji stopnia niewyważenia rdzenia turbosprężarki. W poniższej tablicy przedstawiono dane techniczne wysokoobrotowej wyważarki SCHENCK MBRS110.

SCHENCK MBRS 110	DANE TECHNICZNE	WIELKOŚĆ PARAMETRU
	Prędkość wyważania	250 000 [min ⁻¹]
	Masa rdzenia turbosprężarki	max. 10 [kg]
	Maksymalna średnica koła	100 [mm]
	Zasilanie	400[V] / 50 [Hz]/ 3[Ph]
	Ciśnienie powietrza	0,8 [MPa]
	Wymiary urządzenia	950[mm] x 1860[mm] x 950 [mm]
	Osłony bezpieczeństwa	DIN 45 690 bzw. ISO 7475 Class D

Tablica 7.8. Dane techniczne wysokoobrotowej wyważarki – SCHENCK MBRS 110.

Wysokoobrotowy układ pomiarowy	CAB950

Urządzenie Schenck MBRS110 składa się z trzech głównych podzespołów: panelu sterowania wraz z ekranem dotykowym, układu olejowego, jak również obszaru roboczego – tablica 7.9. W układzie roboczym montowany jest wyważony wirnik turbosprężarki w rdzeniu turbosprężarki. Ze względu na wysoką prędkość obrotową jaka występuje podczas tego badania do rdzenia turbosprężarki doprowadzany jest olej, dzięki czemu zminimalizowane jest wystąpienie zjawiska tarcia. Układ olejowy odgrywa bardzo istotną rolę, zapewnia odpowiednia ochronę wyważanego elementu, w postaci chłodzenia, a także smarowania.

Tablica 7.9. Zestawienie cz	ęści roboczych	podzespołów	urządzenia	SCHENCK
MBRS110.				

OBSZAR ROBOCZY- MBRS110	OZNACZENIE	OPIS
	1	Przewód olejowy
	2	Adapter
	3	Spływ olejowy
	4	Czujnik prędkości obrotowej
A4	5	Osłona czujnika
	6	Wał przesuwny
PANEL STEROWANIA- MBRS110	OZNACZENIE	OPIS
	1	Dotykowy ekran

STORE AVER	2	Główny włącznik zasilania	
7.07 286.0 30.1 134.6	3	Start napędu	
	4	Wyłącznik napędu	
	5	Manometr	
	6	Regulator ciśnienia oleju	
UKŁAD OLEJOWY- MBRS 110	OZNACZENIE	OPIS	
UKŁAD OLEJOWY- MBRS 110	OZNACZENIE 1	OPIS Przewody olejowe	
UKŁAD OLEJOWY- MBRS 110	OZNACZENIE 1 2	OPIS Przewody olejowe Manometr	
UKŁAD OLEJOWY- MBRS 110	OZNACZENIE 1 2 3	OPIS Przewody olejowe Manometr Wskaźnik temperatury oleju	
UKŁAD OLEJOWY- MBRS 110	OZNACZENIE 1 2 3 4	OPIS Przewody olejowe Manometr Wskaźnik temperatury oleju Wskaźnik poziomu oleju	

7.4. Procedura przebiegu procesu badawczego

Przebieg badania wyważenia wirnika turbosprężarki został podzielony na dwa obszary:

- a) wyważanie wirnika turbiny,
- b) wyważania wirnika sprężarki.

Przed przystąpieniem do procesu wyważenia wirnika turbosprężarki, urządzenie doładowujące należy zdemontować, a następnie metodą

organoleptyczną weryfikowany zostaje stan elementów składowych turbosprężarki. Po przeprowadzonych oględzinach, zespoły turbosprężarki (wirnik turbiny, łożyska, koło turbiny, koło kompresji, wirnik sprężarki, system zmiennej geometrii) należy oczyścić z zebranego nagaru oraz sadzy, a następnie oczyszczone elementy należy poddać procesowi piaskowania – rysunek 7.7.



Rys. 7.7. Elementy składowe zespołu turbosprężarki: przed i po procesie piaskowania

Po procesie piaskowania należy dokonać pomiarów podstawowych wielkości wirnika turbosprężarki i wprowadzić je do systemu urządzenia. Te podstawowe wielkości zostały przedstawione w tablicy 7.3. Podczas badania, wirnik turbosprężarki rozpędza się do prędkości obrotowej oscylującej w granicach 1600- 5000 [min⁻¹]. Wielkość ta uzależniona jest od rodzaju, wielkości wirnika. Aby w czasie badania uniknąć zjawiska tarcia oraz przegrzania, na wirnik turbosprężarki zostaje nałożony olej silnikowy. Tak przygotowany wirnik turbiny zostaje zamontowany na metalowych podporach w obszarze roboczym wyważarki wolnoobrotowej. Wałek turbosprężarki zostaje przełożony pasem napędowym, dzięki czemu element wyważany zostaje wprowadzony w ruch obrotowy. Na ekranie urządzenia wyświetlany jest wynik pomiaru. Zawiera on informacje dotyczące ilości masy jaką należy dodać do wirnika, aby zminimalizować stopień niewyważenia, a także kąt o jaki należy obrócić wałek turbosprężarki, aby zlokalizować pole korekcyjne.

Redukcja niewyważenia odbywa się za pomocą punktowej metody dodawania masy korekcyjnej, w miejscu wskazanym przez system pomiarowy urządzenia. W chwili, kiedy stopień niewyważenia będzie mieścił się w granicach tolerancji, które założył producent turbosprężarki, należy przystąpić do wyważenia wirnika sprężarki.

Do wyważonego wirnika turbiny zostaje zamocowane koło kompresji. Montaż odbywa się za pośrednictwem nakrętki dystansowej, która dokręcona jest do wałka turbosprężarki momentem zaleconym przez producenta urządzenia doładowującego – rysunek 7.8. Następnie należy zweryfikować ponownie podstawowe wielkości wirnika turbosprężarki uwzględniające koło kompresji i wprowadzić je do systemu urządzenia. Zwymiarowany element trafia na metalowe podpory w obszarze roboczym wyważarki. Element wyważany zostaje wprowadzony w ruch obrotowy za pośrednictwem pasa napędowego. Ekran wyważarki wyświetla wynik przedstawiający stopień niewyważenia wirnika sprężarki.



Rys. 7.8. Montaż koła kompresji na wałek turbosprężarki

Redukcja niewyważenia odbywa się za pomocą punktowej metody dodawania masy korekcyjnej, w miejscu wskazanym przez system pomiarowy urządzenia. Do momentu, kiedy stopień niewyważenia będzie mieścił się w granicach tolerancji, które założył producent turbosprężarki. Poniżej (rys.7.9 do 7.11) przedstawiono procedurę procesu wyważenia wirnika turbiny oraz wirnika sprężarki, która została podzielona na cztery etapy, odzwierciedlające procedurę przebiegu badania.



Rys. 7.9. Schemat procedury wyważenia wirnika turbosprężarki metodą dodawania masy

Wyważanie wirnika turbiny - etap 1

Demontaż zespołu turbosprężarki na podstawowe elementy składowe, •Oczyszczenie elementów, •Ocena stau technicznego, •Piaskowanie podsespołów turbosprężarki.

Wyważanie wirnika turbiny -etap2

•Zwymiarowanie podstawowoych wielkość wimika, •Wprowadzenie wymiarów do systemu urządzenia, •Naniesienie na wirnik tubiny oleju, w celu uniknięcia zjawiska tarcia •Montaż wirnika na metalowych podporach.





Wyważenie wirnika turbiny - etap 3

 Naniesienie białego punktu na łopatę turbiny , w celu weryfikacji prędkości obrotowej wirnika
 Wirnik turbiny zostaje poddany rotacji,
 Odczyt wartości niewyważenia oraz lokalizacja pola korekcyjnego.

Wyważenie wirnika turbiny -etap 4

•Redukacja stopnia niewyważenia za pomocą punktowego dodania pasty korekcyjnej na kole turbiny, w miejscu wskazanym przez system pomiarowy urządzenia •Korekta naddatku masy korekcyjnej







Po przeprowadzonym wyważeniu wirnika turbosprężarki metodą dodawania masy, należy sprawdzić wytrzymałość dodanego punktu na właściwości eksploatacyjne tj.: (wysoka prędkość obrotowa wirnika, oddziaływanie masy korekcyjnej na olej silnikowy, odporność masy korekcyjnej na wysokie ciśnienie). Urządzeniem pomiarowym, które najlepiej odzwierciedla powyższe warunki jest wysokoobrotowa wyważarka do weryfikacji wyważenia rdzenia turbosprężarki.

Wyważony wirnik zostaje zamontowany w rdzeniu turbosprężarki, do którego podczas badania zostaje przyłączone sprężone powietrze, a także układ olejowy. Tak przygotowany rdzeń turbosprężarki zostaje umieszczony w adapterze, który z kolei zostaje zamontowany w części roboczej wyważarki wysokoobrotowej – rysunek 7.12.



Rys. 7.12. Montaż rdzenia turbosprężarki w części roboczej wyważarki wysokoobrotowej MBRS110

Podczas tego badania istnieje możliwość regulacji prędkości obrotowej wirnika, którego maksymalna prędkość może oscylować w granicach 250 000 [min⁻¹], a badanie trwa 900 [s]. Procedura badania jest następująca:

- a) włączenie urządzenia, aby zwiększyć temperaturę znajdującego się w niej oleju,
- b) umieszczenie rdzenia turbosprężarki w adapterze,
- c) montaż układu olejowego do rdzenia turbosprężarki,
- d) przyłożenie magnesu do koła kompresji, aby umożliwić odczyt prędkości obrotowej,
- e) zbliżenie magnetycznego czujnika do krawędzi wirnika w odległości 2 [mm],
- f) zabezpieczenie rdzenia turbosprężarki osłoną,
- g) nadanie prędkości obrotowej wirnikowi, prędkość obrotowa oscyluje w granicach 100 000- 250 000 [min⁻¹].

8. Analiza wyników egzemplifikacji metody

Zaplanowane badania zostały przeprowadzone na dwóch urządzeniach Schenck TB COMFORT, które służy do wyważania wirnika turbiny i wirnika sprężarki oraz na wyważarce Schenck MBRS110, która odzwierciedla warunki eksploatacyjne systemu turbosprężarki.

Do badań wykorzystano trzy wirniki, pochodzące z tej samej turbosprężarki. Urządzenie doładowujące stosowane jest w pojazdach osobowych marki Volkswagen, których pojemność jednostki napędowej wynosi 1896 [cm³]. Jest to jeden z najbardziej popularnych i najczęściej stosowanych systemów doładowania, używanych w pojazdach osobowych.

Redukcja stopnia niewyważenia została przeprowadzona dla wirnika turbiny oraz wirnika sprężarki. Minimalizacja niewyważenia odbyła się za pomocą punktowej metody dodawania masy korekcyjnej, w miejscy wskazanym przez system pomiarowy wyważarki. Masa korekcyjna przeznaczona jest dla materiałów pracujących w temperaturze przekraczającej 1000 [°C], odporna jest na działanie kwasów, spalin oraz wody.

W pierwszej kolejności przystąpiono do wyważania wirnika turbiny. Wyważenie wirnika turbiny przeprowadzono dla zewnętrznej i wewnętrznej części koła turbiny. Obszary te zostały przedstawione na rysunku 5.17.

Weryfikacja stopnia niewyważenia pierwszego wirnika turbiny przebiegała przy prędkości obrotowej rotora oscylującej w granicach 2590 [min⁻¹]. Pierwszy bieg pomiarowy wskazał, że należy dodać 224 [mg/mm²] masy korekcyjnej, aby zredukować niewyważenie. Żeby prawidłowo zlokalizować miejsce, w którym należy dodać masę korekcyjną, wałek turbosprężarki trzeba obrócić o kąt 5 [°]. W zewnętrznym obszarze koła turbiny masa korekcyjna została dodana w sposób punktowy, w miejscu styku łopat wirnika turbiny z wałkiem turbosprężarki. W przypadku tego wyważenia wartość 224 [mg/mm²] została przekroczona 4,5 razy, w stosunku do założeń producenta.

Dla wewnętrznej części koła turbiny, należało dodać 88,3 [mg/mm²] masy korekcyjnej, żeby zmniejszyć stopień niewyważenia. System pomiarowy urządzenia wskazał, że wałek turbosprężarki należy obrócić o kąt 231 [°], prawidłowego zlokalizowania pola korekcyjnego. Wartość W celu niewyważenia dla tego obszaru koła turbiny została przekroczona jednokrotnie, stosunku do założeń producenta. Drugi bieg pomiarowy został W przeprowadzony przy prędkości obrotowej wynoszącej 2592 [min⁻¹]. Podczas weryfikacji zewnętrznej części koła turbiny, urządzenie pomiarowe wskazało, iż stopień niewyważenia mieścił się w granicach tolerancji, jakie zostały założone przez producenta urządzenia doładowującego. Dla wewnętrznego obszaru koła turbiny, pomiar wskazał, że wartość niewyważenia wynosząca 25 [mg/mm²] również znajdowała się w założonej przez producenta tolerancji stopnia niewyważania.

Po prawidłowym wyważeniu wirnika turbiny przystąpiono do wyważenia wirnika sprężarki. Proces wyważenia rozpoczął się od montażu koła kompresji do wałka turbosprężarki. Montaż koła kompresji przeprowadzono za pomocą nakrętki dystansowej, która została dokręcona, z momentem zaleconym przez producenta urządzenia doładowującego. Redukcja stopnia niewyważenia odbyła się dla zewnętrznej i wewnętrznej części koła kompresji, za pomocą punktowego dodania masy korekcyjnej, w miejscu wskazanym przez system pomiarowy wyważarki.

Proces wyważenia wirnika sprężarki został przeprowadzony dla prędkości obrotowej oscylującej w granicach 2590 [min⁻¹]. Pierwszy bieg pomiarowy wskazał, że dla wewnętrznej części koła kompresji należy dodać 12,5 [mg/mm²] masy korekcyjnej, w celu redukcji stopnia niewyważenia. Aby prawidłowo zlokalizować miejsce, w którym należy dodać masę korekcyjną, wałek turbosprężarki obrócono o kąt 40 [°]. Masa korekcyjna została dodana w górnym miejscu łączenia łopat wirnika sprężarki z kołem kompresji. Uwzględniając tolerancję niewyważenia, założoną przez producenta, wartość 12,5 [mg/mm²] została przekroczona 1,8 razy. Dla zewnętrznej części koła kompresji, pomiar wskazał, że należy dodać 10,6 [mg/mm²] masy korekcyjnej, aby zmniejszyć stopień niewyważenia.

W celu zlokalizowania pola korekcyjnego, w którym należy dodać masę korekcyjną, wałek turbosprężarki obrócono o kąt 270 [°]. Masa korekcyjna została dodana na zewnętrznym obszarze koła kompresji, w miejscu łączenia łopat wirnika sprężarki z wałkiem turbosprężarki. Miejsce dodania masy korekcyjnej zostało przedstawione w tablicy 5.4. Wartość niewyważania zewnętrznej części koła kompresji została przekroczona 3,4 razy, w stosunku do tolerancji założonej przez producenta. Drugi bieg pomiarowy został przeprowadzony przy prędkości obrotowej wirnika oscylującej w granicach 2592 [min⁻¹].

Pomiar wewnętrznej części koła kompresji wskazał, iż wartość niewyważenia mieściła się w granicach tolerancji założonych przez producenta. W przypadku zewnętrznej części koła kompresji system pomiarowy wskazał, że należy dodać 32,8 [mg/mm²] masy korekcyjnej, jednak wynik ten mieścił się w tolerancji założonej przez producenta urządzenia doładowującego.

Pierwszy wirnik turbosprężarki został wyważony metodą dodawania masy w sposób poprawny.

Wyważanie drugiego wirnika turbosprężarki również zostało podzielone na dwa obszary: wyważenie wirnika turbiny i wyważenie wirnika sprężarki. Wyważenie wirnika turbiny zostało przeprowadzone dla zewnętrznej i wewnętrznej części koła turbiny.

W przypadku pierwszego biegu pomiarowego wartość prędkości obrotowej wyważanego wirnika oscylowała w granicy 2500 [min⁻¹]. System pomiarowy urządzenia wskazał, że należy dodać 246 [mg/mm²] masy korekcyjnej, w celu redukcji stopnia niewyważenia. Prawidłowe zlokalizowanie pola korekcyjnego, w którym należy dodać masę korekcyjną, możliwe jest po

obrocie wałka turbosprężarki o kąt 279 [°]. Masa korekcyjna została dodana na zewnętrznej części wirnika turbiny, w miejscu styku wałka turbosprężarki oraz koła turbiny. Miejsce to zostało przedstawione w tablicy 5.2. Stopień niewyważenia został przekroczony blisko 5-krotnie, biorąc pod uwagę założenia producenta.

Aby zredukować stopień niewyważenia dla wewnętrznej części koła turbiny, należało dodać 115 [mg/mm²] masy korekcyjnej. W celu zlokalizowanie miejsca, w którym należy dodać masę, wałek turbosprężarki należało obrócić o kąt 59 [°]. Masa korekcyjna została dodana w górnej części koła turbiny w miejscu styku z łopatą wirnika. Stopień niewyważenia został przekroczony 2,3 razy w stosunku do tolerancji jaka została założona przez producenta urządzenia doładowującego.

Drugi bieg pomiarowy został przeprowadzony dla prędkości obrotowej wirnika oscylującej w granicach 2500 [min⁻¹]. System pomiarowy wskazał, że dla zewnętrznej części koła turbiny należy dodać 329 [mg/mm²] masy korekcyjnej. Wałek turbosprężarki trzeba obrócić o kąt 280 [°], aby w prawidłowym miejscu umieścić masę korekcyjną. Wartość niewyważenia została przekroczona 6,6 razy w stosunku do tolerancji producenta. Dokonany pomiar wskazał, że dla wewnętrznej części koła turbiny należy dodać 111 [mg/mm²] masy korekcyjnej. Przedstawiony wynik zalecał obrót wirnika turbosprężarki o kąt 24 [°], w celu zlokalizowania pola korekcyjnego. Biorąc pod uwagę tolerancję niewyważenia założoną przez producenta turbosprężarki, otrzymany wynik dla wewnętrznej części koła turbiny został przekroczony 2,2 razy.

Trzeci bieg pomiarowy wskazał nieprawidłowe wyważenie dla zewnętrznej oraz wewnętrznej części koła turbiny. Pomiar został przeprowadzony dla prędkości obrotowej wirnika oscylującej w granicach 2600 [min⁻¹]. Aby zredukować stopień niewyważenia dla zewnętrznej części koła turbiny system pomiarowy wskazał, że należy dodać 144 [mg/mm²] masy korekcyjnej. W celu prawidłowego zlokalizowania miejsca, w którym masę należy dodać wałek turbosprężarki został obrócony o kąt 49 [°]. Otrzymany wynik został przekroczony blisko 3-krotnie biorąc pod uwagę założenia producenta. W przypadku wewnętrznej części koła turbiny, należało dodać 99,8 [mg/mm²] masy korekcyjnej, aby prawidłowo wyważyć układ wirujący. W celu zlokalizowania pola korekcyjnego wałek turbosprężarki obrócono o kąt 59 [°]. Pomiar został przekroczony 2-krotnie, w stosunku do tolerancji założonej przez producenta.

Czwarty bieg pomiarowy został przeprowadzony przy prędkości obrotowej oscylującej w granicach 2060 [min⁻¹]. System pomiarowy wskazał, że dla zewnętrznej części należy dodać 3,62 [mg/mm²] masy korekcyjnej, jednak otrzymany wynik mieścił się w założonych granicach tolerancji. Dla wewnętrznej części koła turbiny, pomiar wskazał, iż należy dodać 33,9 [mg/mm²] masy korekcyjnej – otrzymany wynik również mieścił się w przedziale tolerancji producenta. Wirnik turbiny został wyważony w sposób poprawny.

Po zakończonym procesie wyważania drugiego wirnika turbiny, przystąpiono do wyważania wirnika sprężarki. Wyważenie wirnika sprężarki rozpoczęło się od montażu koła kompresji do wyważonego wirnika turbiny. Montaż odbył się za pomocą nakrętki dystansowej, dokręconej do wałka turbosprężarki, z momentem zaleconym przez producenta urządzenia doładowującego. Pierwszy bieg pomiarowy został przeprowadzony przy prędkości obrotowej wirnika oscylującej w granicach 2560 [min⁻¹]. System pomiarowy urządzenia wskazał, że dla wewnętrznej części koła turbiny należy dodać 146 [mg/mm²] masy korekcyjnej.

W celu lokalizacji pola korekcyjnego, wałek turbosprężarki należało obrócić o kąt 52 [°]. Masa korekcyjna została nałożona w górnej części koła kompresji, w miejscu styku z łopatą wirnika sprężarki. Punkt dodania masy korekcyjnej został przedstawiony w tablicy 5.4. W porównaniu do tolerancji niewyważenia założonej przez producenta, wartość 146 [mg/mm²] została przekroczona blisko 3-krotnie. Dla zewnętrznej części koła turbiny pomiar wskazał, że należy dodać 115 [mg/mm²] masy korekcyjnej, aby zredukować stopień niewyważenia. Prawidłowo zlokalizowanie miejsca dodania masy korekcyjnej wiązało się z obrotem wirnika turbosprężarki o kąt 59 [°]. Masa korekcyjna została nałożona zaraz za nakrętką dystansową, w zewnętrznym obszarze koła kompresji. Wartość niewyważenia została przekroczona 2,3 razy, przy założeniu tolerancji producenta.

Dla drugiego biegu pomiarowego system wskazał wartość prędkości obrotowej oscylującej w granicach 2570 [min⁻¹]. Dla wewnętrznej części koła kompresji pomiar wskazał, że należy dodać 2,33 [mg/mm²] masy korekcyjnej. Jednak wynik ten mieścił się w przedziale tolerancji jaką założył producent urządzenia doładowującego. W przypadku zewnętrznej części koła turbiny, należało dodać 7,64 [mg/mm²] masy korekcyjnej, w celu zredukowania stopnia niewyważenia. Aby zlokalizować pole korekcyjne, w którym została nałożona masa korekcyjna, wałek turbosprężarki obrócono o kąt 238 [°]. Otrzymany wynik został przekroczony 2,3 razy w stosunku do założeń producenta.

Podczas trzeciego biegu pomiarowego, prędkość obrotowa wirnika oscylowała

w granicy 2500 [min⁻¹]. System pomiarowy wskazał dla wewnętrznej części koła turbiny, że należy dodać 0,81 [mg/mm²] masy korekcyjnej, otrzymany pomiar mieścił się w granicach tolerancji. W przypadku zewnętrznej części koła kompresji pomiar wskazał, że należy nałożyć 6,61 [mg/mm²] masy korekcyjnej. Wynik ten również mieścił się w założeniach producenta. Wirnik turbiny został wyważony w sposób prawidłowy.

Pomiar trzeciego wirnika turbiny został przeprowadzony przy prędkości obrotowej oscylującej w granicach 2530 [min⁻¹]. System pomiarowy wskazał, że dla zewnętrznej części koła turbiny należy dodać 54,9 [mg/mm²] masy korekcyjnej. W celu zlokalizowania pola korekcyjnego, wałek turbosprężarki
należało obrócić o kąt 171 [°]. Masa korekcyjna została dodana przed łopatą wirnika na zewnętrznym obszarze koła turbiny. Wartość niewyważenia została przekroczona 1,1 razy. Dla wewnętrznej części koła turbiny pomiar wskazał, że należy dodać 87,8 [mg/mm²] masy korekcyjnej. Aby zlokalizować miejsce nałożenia masy, wałek turbiny obrócono o kąt 1 [°]. Masa korekcyjna została nałożona na wewnętrznym obszarze koła turbiny, w miejscu rozpoczęcia się łopaty wirnika. Otrzymany wynik został przekroczony 1,8 razy.

Dla drugiego biegu pomiarowego system wskazał wartość prędkości obrotowej oscylującej w granicach 2500 [min⁻¹]. Dla zewnętrznej części koła turbiny wynik wskazał, że należy dodać 32,6 [mg/mm²] masy korekcyjnej, otrzymana wartość mieściła się w granicach tolerancji jaką założył producent urządzenia. W przypadku wewnętrznej części koła turbiny wynik wskazał wartość niewyważenia na poziomie 38 [mg/mm²], pomiar ten również mieścił sie w założonej tolerancji. Wirnik turbiny został wyważony w sposób poprawny.

Po wyważeniu wirnika turbiny przystąpiono do wyważania wirnika spreżarki. Proces ten rozpoczał sie od montażu koła kompresji do wałka turbosprężarki. Montaż został przeprowadzony za pomocą nakrętki dystansowej, dokręconej do wałka turbosprężarki z odpowiednim momentem, jaki zaleca producent urządzenia. Pomiar niewyważenia wirnika sprężarki został przeprowadzony przy predkości obrotowej oscylujacej w granicach 2600 [min⁻¹]. Podczas pierwszego biegu pomiarowego system urządzenia wskazał, że należy dodać 12,5 [mg/mm²] masy korekcyjnej dla wewnętrznej części koła kompresji, aby zniwelować stopień niewyważenia. Prawidłowa lokalizacja pola korekcyjnego wiazała się z obrotem wałka turbospreżarki o kat 40 [°]. Masa korekcyjna została dodana w miejscu połączenia nakrętki dystansowej z kołem kompresji. Punkt dodania masy przedstawia tablica 5.4. Otrzymany wynik został przekroczony blisko 2-krotnie w stosunku do zaleceń producenta. W przypadku zewnętrznej części koła kompresji, system pomiarowy urządzenia wskazał, że należy dodać 10,6 [mg/mm²] masy korekcyjnej, w celu wyważenia układu. Aby zlokalizować miejsce dodania masy, wirnik sprężarki obrócono o kąt 270 [°]. Otrzymany pomiar nie mieścił się w założonej tolerancji producenta, został przekroczony 3,4 razy.

Podczas drugiego biegu pomiarowego, system urządzenia wskazał, że prędkość obrotowa wirnika oscylowała w granicy 2540 [min⁻¹]. Dla wewnętrznej części koła kompresji wynik wskazał, iż należy dodać 1,42 [mg/mm²] masy korekcyjnej, wartość ta mieściła się w granicach tolerancji producenta. W przypadku zewnętrznej części wirnika sprężarki otrzymany wynik również mieścił się w założeniach producenta dotyczących wyważenia, niewyważenie oscylowało w granicach 6,98 [mg/mm²]. Wirnik został wyważony w sposób prawidłowy.

Wyważone wirniki turbosprężarek zostały poddane badaniom, weryfikującym wytrzymałość masy korekcyjnej na warunki eksploatacyjne. Urządzeniem, które w dużym stopniu odzwierciedla powyższe kryteria jest wyważarka wysoko obrotowa Schenck MBRS110. Maszyna umożliwia regulację prędkości obrotowej wirnika i pozwala na uzyskanie prędkości powyżej 200 000 [min⁻¹]. Wirnik wprowadzany jest w ruch obrotowy za pomocą sprężonego powietrza, urządzenie wytwarza cieśnienie powietrza w granicach 0,8 [MPa]. Weryfikowany element chłodzony jest olejem silnikowym, który jest doprowadzany do wirnika turbosprężarki za pomocą układu olejowego.

Podczas weryfikacji wytrzymałości masy korekcyjnej zaobserwowano, że na każdym z trzech wirników turbiny masa korekcyjna utrzymała się. Jej struktura nie została naruszona na żadnym z obszarów koła turbiny. Uwagę zwraca fakt, że podczas wyważania wirnika turbiny, masa korekcyjna na każdym z trzech wirników została nałożona na innym elemencie koła turbiny. Założenie to miało na celu zaobserwować, który aspekt punktowego nałożenia masy będzie najskuteczniejszy. Analiza wskazała, iż każda z założonych koncepcji przyniosła oczekiwany efekt w postaci utrzymania się masy korekcyjnej.

W przypadku weryfikacji wytrzymałości masy korekcyjnej na wirniku sprężarki, zaobserwowano, że masa korekcja na każdym z trzech wirników została zerwana. Struktura masy korekcyjnej nie utrzymała się na obszarze wewnętrznym oraz zewnętrznym koła kompresji. Według wstępnych założeń, przyczyną zerwania masy może być struktura materiałowa, z której wykonane jest koło kompresji. Materiały stosowane do produkcji wirników sprężarki są informacjami tajnymi, którymi nie dzielą się producenci urządzeń doładowujących. W związku z tym dobranie odpowiedniego materiału do punktowego wyważania wirników sprężarki jest trudne.

Na rysunku 8.1 przedstawiono porównanie metod wyważania wirników turbosprężarek, jakie przeprowadzono na wirtualnym modelu wirnika turbiny. Przeanalizowano metodę dodawania oraz ujmowania masy. Podczas analizy uwzględniono nieobciążony wirtualny model wirnika turbiny oraz porównano metody wyważania przy prędkości obrotowej wirnika oscylującej w granicach 120 000 [min⁻¹].



Rys. 8.1. Porównanie na wirtualnym modelu metod wyważania wirnika turbiny

Wyniki badań pozwoliły stwierdzić, że wyważanie wirników turbosprężarek punktową metodą dodawania masy korekcyjnej uznać można za poprawny sposób wyważania zespołu wirnika turbosprężarki. Metoda ta sprawdza się w procesie wyważenia wirnika turbosprężarki, redukując stopień niewyważenia zespołu wirującego. Kluczowym aspektem jest fakt, iż zaproponowana metoda nie uszkadza w żadnym stopniu struktury wyważanego elementu, co potwierdzono podczas wirtualnej analizy metod wyważania wirnika turbosprężarki. Analizując miejsce pola korekcyjnego, przy rotującym wirniku zaobserwowano, że pasta korekcyjna przy metodzie dodawania masy nie wpływa na strukturę wirnika turbiny, natomiast miejsce usunięcia niewyważonej masy, przy metodzie ujmowania masy, narażone jest na pęknięcia oraz wyłamania części wirnika turbiny podczas eksploatacji urządzenia doładowującego. Reasumując, stwierdzić można, iż fragment, w którym usunięto masę, jest najbardziej osłabionym miejscem w wirniku turbosprężarki.

W tablicy 8.1 przedstawiono podsumowanie metod wyważania wirników turbosprężarek samochodów osobowych.

<u>PODSUMOWANIE METOD WYWAŻANIA WIRNIKÓW</u> <u>TUROSPREŻAREK</u>			
	WYWAŻANIE METODĄ UJMOWANIA MASY	WYWAŻANIE METODĄ DODAWNIA MASY	
	METODA UBYTKOWA – SZLIFOWANIE	METODA PONKTOWEGO DODANIA MASY KOREKCYJNEJ	
SPOSÓB REDUKCJI NIEWYWAŻENIA			

Tablica 8.1. Podsumowanie metod wyważania wirników turbosprężarek samochodów osobowych.

MOŻLIWOŚĆ USZKODZENIA WIRNIKA PODCZAS WYWAŻENIA	OSŁABIONY OBSZAR WIRNIKA W MIEJSCU UBYTKU MASY	OSŁABIONY OBSZAR WIRNIKA W MIEJSCU NIEZALEŻNYM OD DODANEJ MASY
	And the second sec	
WYTRZYMAŁOŚĆ WIRNIKA TURBINY – WARUNKI EKSPLOATACYJNE	PĘKNIĘTE KOŁO TURBINY W MIEJSCU UBYTKU MASY	BRAK WPŁYWU MASY KOREKCYJNEJ NA STAN KOŁA TURBINY
WYTRZYMAŁOŚĆ WIRNIKA KOMPRESJI – WARUNKI EKSPLOATACYJNE	WYŁAMANE KOŁO KOMPRESJI W MIEJSCU UBYTKU MASY	ZERWANA MASA KOREKCYJNA Z KOŁA

9. Podsumowanie i wnioski

Celem głównym przedstawionej rozprawy doktorskiej jest ocena metod wyważania wirników turbosprężarek pojazdów samochodowych poprzez modyfikację rozkładu mas. Na podstawie dostępnej literatury stwierdzić można, iż turbosprężarki są jednym z najpopularniejszych i najczęściej stosowanych rozwiązań doładowania silnika spalinowego. Wykorzystywane są zarówno w silnikach z zapłonem iskrowym, samoczynnym oraz coraz popularniejszych napędach hybrydowych.

Nieprawidłowe użytkowanie (nagłe wyłączenie turbodoładowanej jednostki napędowej, nieregularna wymiana oleju silnikowego lub filtra powietrza) oraz niewłaściwe wyważenie zespołu turbosprężarki doprowadza system doładowania, a także całą jednostkę napędową do stanu niezdatności.

Przedstawiona w pracy analiza przyczyn oraz skutków uszkodzeń występujących w systemach turbosprężarek, przekonuje jak istotna jest prawidłowa eksploatacja urządzenia doładowującego. Warunki eksploatacyjne narażają wirnik turbosprężarki na uzyskanie wysokich prędkości obrotowych, często ponad 200 000 [min⁻¹]. Wartość ta wskazuje, jak ważnym aspektem dla tych warunków jest prawidłowe wyważenie zespołu wirującego, jaki stanowi wirnik turbosprężarki. Jego niewyrównoważenie wywołuje powstanie groźnych odśrodkowych sił bezwładności stanowiących źródło podwyższonych drgań, co doprowadza do stanu niezdatności zespół wirnika turbosprężarki.

Przedstawione w pracy metody wyważania wirników turbosprężarek oraz sposób redukcji niewyważenia elementu wirującego obejmują dwa obszary postępowania:

- a) powszechny sposób wyważania wirnika turbosprężarki ujmowanie masy,
- b) wyważanie wirnika turbosprężarki metodą dodawania masy propozycja tej pracy.

Sposób wyważenia wirnika turbosprężarki metodą ujmowania masy, polega na redukcji niewyważonej masy metodą obróbki ubytkowej – szlifowanie. Ubytek masy następuje w miejscu wskazanym przez system pomiarowy urządzenia. Wyważany element narażony jest często na ujęcie nadmiaru niewyważonej masy, a jest to proces nieodwracalny, który w eksploatacji doprowadza do osłabienia oraz uszkodzenia systemu wirującego turbosprężarki.

Metoda dodawania masy nie jest nowo odkrytym sposobem redukcji niewyważenia, jednak w dostępnych materiałach nie ma informacji, które świadczą o wcześniejszej próbie wyważenia wirnika turbosprężarki pojazdu samochodowego.

W tej rozprawie przeprowadzono punktową metodę wyważania wirników turbosprężarek pojazdów samochodowych. Dostępny system pomiarowy i urządzenia wskazując ilość oraz miejsce, w którym należy dodać masę (pastę) korekcyjną, aby redukować stopień niewyważenia umożliwił szerokie badania obu wskazanych metod.. Każdorazowo w pierwszej kolejności przystępowano do wyważenia wirnika turbiny, następnie wyważono wirnik sprężarki. Proces ten w egzemplifikacji proponowanej metody został powtórzony dla trzech takich samych wirników turbosprężarki, które pochodziły z pojazdu osobowego marki Volkswagen o pojemności jednostki napędowej 1896 [cm³].

Wyważany element umieszczano w rdzeniu turbosprężarki, który z kolei montowano w wysokoobrotowej wyważarce. Weryfikacja jakościowa pozwalała na uzyskanie informacji dotyczących wytrzymałości masy korekcyjnej na warunki eksploatacyjne. Element wyważany napędzany był sprężonym powietrzem z możliwością regulacji prędkości obrotowej i uzyskaniem jej wartości oscylującej w granicach 200 000 [min⁻¹]. Weryfikacja trwała 900 [s], gdyż w tym czasie wirnik turbosprężarki funkcjonował w warunkach normalnej eksploatacji.

Realizacja badań wykazała, że masa korekcyjna utrzymała się na każdym z trzech wirników turbiny. Jej struktura, pod wpływem wysokich prędkości obrotowych nie została naruszona. Redukując stopień niewyważenia wirnika turbiny, masa korekcyjna została nałożona w różnych obszarach koła turbiny. Miało to na celu wybór zoptymalizowanego miejsca dla zewnętrznej i wewnętrznej części wirnika turbiny.

W kilku przypadkach po ukończonym procesie weryfikacji wirnika sprężarki zauważono, że masa korekcyjna została zerwana z koła kompresji. Obserwacja ta dotyczyła wewnętrznej oraz zewnętrznej części wirnika sprężarki. Powodem zerwania masy korekcyjnej z powierzchni wirnika sprężarki, jest materiał z jakiego wykonane jest koło kompresji. Materiały jakich użyto do produkcji wirników turbosprężarek są informacjami tajnymi, których nie udzielają producenci urządzeń doładowujących. W związku z tym, dobór odpowiedniego surowca, który byłby w stanie utrzymać się na wirniku sprężarki podczas warunków eksploatacyjnych jest trudny.

Przedstawiona w pracy numeryczna weryfikacja wyważeń wirnika turbiny, opisuje modelową weryfikację metod dodawania oraz ujmowania masy. Analiza została przeprowadzona na wirtualnym modelu, który odzwierciedlał rzeczywisty model wirnika turbiny. Wirtualny obiekt został poddany analizie naprężeń dla trzech prędkości obrotowych. Wybrane prędkości obrotowe odzwierciedlają stan pracy wirnika turbosprężarki podczas codziennej eksploatacji, uwzględniając zakres załączenia urządzenia doładowującego po uzyskaniu maksymalnych prędkości obrotowych wirnika.

Uzyskane wyniki w modelowej metodzie ujmowania masy wykazały, iż najbardziej narażonym obszarem wirnika turbiny, jest miejsce, w którym ujęto masę. Dla każdej zasymulowanej prędkości obrotowej wirnika, pomiar wskazał ten sam obszar wirnika turbiny. Weryfikując otrzymany wynik, stwierdzić można, że wyważając zespół wirnika turbosprężarki metodą ujmowania masy, naraża się element rotujący na osłabienie, zniszczenie, co w efekcie końcowym może doprowadzić do stanu niezdatności systemu doładowania jednostki napędowej. Biorąc pod uwagę warunki eksploatacyjne, w jakich pracuje turbosprężarka, stwierdzić można, iż nadmierna redukcja ubytku masy potęguje prawdopodobieństwo wystąpienia uszkodzenia zespołu wirującego.

Wyniki modelowej metody wyważania wirnika turbiny, sposobem punktowego dodawania masy wskazały, iż dodana masa korekcyjna w żaden sposób nie wpływa na warunki wytrzymałościowe wyważanego elementu. Masa korekcyjna na wirtualnym modelu turbiny została dodana w miejscach odzwierciedlających rzeczywiste dodanie masy korekcyjnej. Uwzględniając właściwości wytrzymałościowe, masa korekcyjna nie wpłynęła w sposób krytyczny na wirnik turbiny. Maksymalne naprężenie wystąpiło w innym obszarze wirnika turbiny, na którym nie dodawano masy korekcyjnej.

Autorską metodę implementacji metody wyważanie wirników turbosprężarek uznać można za prawidłowy sposób redukcji niewyważenia zespołu turbosprężarki. Dodanie masy korekcyjnej niweluje problem niewyważenia, nie naruszając przy tym konstrukcji, a także właściwości wytrzymałościowych wyważanego elementu.

Kluczowym aspektem dokonań tej pracy jest jakościowa ocena wpływu redukcji niewyważenia metodą dodawania masy na strukturę wirnika oraz oddziaływanie punktowej metody dodawania masy korekcyjnej na właściwości wytrzymałościowe systemu wirnika turbosprężarki. Przedstawione studium uszkodzeń i badania stanowiskowe wskazują, że metoda ujmowania masy powoduje często zniszczenie w postaci pęknięć i złamań elementów zespołów turbosprężarki w warunkach eksploatacyjnych. Proponowana i zweryfikowana stanowiskowo metoda dodawania masy w trakcie wyważania nie ma wad metody ujmowania masy i zapewnia większe bezpieczeństwo w eksploatacji turbosprężarek.

Opis różnych aspektów związanych z wyważaniem wirników turbosprężarek pojazdów samochodowych, a także wyniki badań uwzględniające wyważenie poprzez modyfikację rozkładu mas, jak również modelowa interpretacja poprawności wyważania wirnika turbiny metodą dodawania oraz ujmowania masy, pozwoliły na osiągnięcie celu pracy, a także pozwoliły udowodnić założoną hipotezę.

Literatura

- [1] Aghaali H. and Hajilouy-Benisi A. Experimental modelling of twinentry radial turbine. Iranian Journal of Science & Technology,Transaction B,Engineering, 2008; 32(B6): 571-584.
- [2] Arnold DA. 2004. Turbocharging Technologies to Meet Critical Performance Demands of Ultra-Low Emissions Diesel Engines. SAE Technical Paper Series, 2004-01-135.
- [3] Bell C. Maximum Boost Designing, Testing and Installing Turbocharged Systems. Massachusetts, 1997 r.
- Bieliński M., Karpiuk W., Borowczyk T.: Wpływ stanu technicznego [4] turbosprężarki samochodowej na emisję związków spalin silnika o zapłonie iskrowym, Czasopismo Logistyka (CD), Instytut Logistvki i Magazynowania (Logistyka) Uniwersytet Technologiczno-Humanistyczny Kazimierza Pułaskiego im. proceedings), p. 377 - 385, Radom w Radomiu (Conference 2015.
- [5] Bojarczuk P.: Doładowanie silników spalinowych przegląd konstrukcji i diagnostyka. Poradnik serwisowy, nr 1/2007.
- [6] Boyaci A., Seemann W., Proppe C.: Bifurcation analysis of a turbocharger rotor supported by floating ring bearings, Springer, 2011.
- [7] Capobianco M. and Marelli S. Turbocharger turbine performance under steady and unsteady flow: test bed analysis and correlation criteria. The 8th International Conference on Turbochargers and Turbocharging, IMechE, Combustion Engines & Fuels Group. 2006.
- [8] Chadwell CJ. and Walls M. (2010). Analysis of a Super Turbocharged Downsized Engine Using 1-D CFD Simulation. SAE Technical Paper Series, 2010-01-123.
- [9] Chen T., Zhang Y. and Zhuge W. (2008).Integrated System Simulation for Turbocharged IC Engines. SAE Technical Paper Series, 2008-01-1640.
- [10] Christmann R., Schmalzl H.-P., Schmitt F., Schwarz A.: Zweistufig geregelte Aufladung für Pkw- und Nfz-Motoren, Motortechnische Zeitschrift MTZ, 1/2005.
- [11] Cser G., Jenosdeak E.: Uber einige Fragen der dynamischen Aufladung von Dieselmotoren. Acta Sc. Hung. Technica 1976.
- [12] Cser G.: Ein neuartiges Verfaren zur Verbesserung der Abgasturboaufladung. MTZ 1971nr 10.
- [13] Ćwik B., Szczeciński S., Koncepcja systemu turbodoładowania silnika spalinowego

o zapłonie samoczynnym, w: Eksploatacja silników samochodowych,

Szczecin, Zakład Techniki i Eksploatacji Samochodów 1993, s.21-24.

- [14] Danilecki K.: Model systemu turbodoładowania trakcyjnego silnika o zapłonie samoczynnym. Silniki spalinowe nr 3/2007.
- [15] Delvigne T.: Oil Consumption Sources in a Modern Gasoline Engine Including Contribution of Blow-by Separator and Turbocharger: An Experimental Study Based on the Use of Radiotracers. SAE Technical Paper, 2010-01-2256.
- [16] Duda W., Chmiel D.: Modelowanie i analiza wytrzymałościowa łopatek turbiny. Mechanik 7/2015.
- [17] Dziubak T., Karczewski M.: Niesprawności eksploatacyjne turbosprężarek, ich przyczyny i skutki. Cumbustion Engines 2016.
- [18] Dżygadło Z. Zespoły wirnikowe silników turbinowych. wyd. WKŁ Warszawa, 1982 r.
- [19] Eigenson A. S.: The conversion of oil viscosities at different temperatures. Chemistry and Technology of Fuels and Oils, Volume 27, Issue 7, July 1991.
- [20] Fabryczne materiały reklamowe Daimler Chrysler Communication, Stutgart 2003, 2004.
- [21] Fabryczne materiały reklamowe Mahle. Turbosprężarki: uszkodzenia, przyczyny i zapobieganie.
- [22] Fanelli I., Camporeale S. and Fortunato B.(2009).Simulation of a turbocharged compression ignition engine at low loads and high rates of EGR. SAE Technical Paper Series, 2009-24-0074.
- [23] Filho F., Valle R., Barros J., Hanriot S.: Automotive Turbocharger Maps Building using a Flux Test Stand. SAE Technical Paper, 2002-01-3542.
- [24] Golec K.: Silniki spalinowe z wymiennikiem ciśnienia Comprex. Politechnika Krakowska, Monografia 196, Kraków 1995.
- [25] Grieel. M., Dornseifer T., Neunhoeffer T., Numerical simulation in fluid dynamics, SIAM, 1998.
- [26] Griffith R., Mavrosakis P.,: Ball Bearings to the Series Turbochargers for the Caterpillar Heavy-Duty On-Highway Truck Engines, SAE Technical Paper, 2007-01- 4235.
- [27] Hajilouy-Benisi A., Rad M.,Shahhosseini M. (2009).Flow and performance characteristics of twin-entry radial turbine under full and extreme partial admission conditions. Arch Appl Mech 2009; 79:1127–1143.
- [28] Hawley J., Wallace F., Cox A., Horrocks R. and Bird G.(1999). Variable geometry turbocharging for lower emissions and improved torque characteristics. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers; 1999; 213, 2; ProQuest Science Journals pg. 14.
- [29] http://turbobygarrett.com

- [30] IBARAKI S, et al., "Aerodynamics of a transonic centrifugal compressor impeller", International Gas Turbine Congress of ASME 2002.
- [31] Idzior M, Karpiuk W., Bieliński M., Borowczyk T., Daszkiewicz P., Stobnicki P.: Przegląd możliwości stanowiskowych badań turbosprężarek. TTS Technika Transportu Szynowego, Transcomp 2012.
- [32] Idzior M., Bieliński., Borowczyk T., Karpiuk W.: Analiza wpływu warunków eksploatacji na stan techniczny turbosprężarek doładowanych silników spalinowych. Logistyka 2010.
- [33] Ivanov V., Pancharevski G.: Method for Detennining the Das Losses in the Elements of Radial Turbine for Turbocharger. Anniversary Scientific (Golden) Session of Technical Universary, Sofia 1995.
- [34] Jiao K., Sun H., Li X., Wu H., Krivitzky E., Schram T. and Larosiliere L.(2009). Numerical simulation of air flow through turbocharger compressors with dual volute design. Journal of Applied Energy, 2009; 86: 2494–2506.
- [35] Joniak S.: Badania eksperymentalne w wytrzymałości materiałów. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, 2000.
- [36] Kaszkowiak J., Borowski S., Dulcet E., Zastępowski M.: Analiza uszkodzeń turbosprężarek. Logistyka 2015.
- [37] Kiciński J.: Dynamika wirników i łożysk ślizgowych. Wydawnictwo Instytutu Maszyn Przepływowych PAN, Gdańsk 2005.
- [38] Korbicz J., Kościelny J.M. Kowalczuk Z., Cholewa W.: Fault Diagnosis: Models, artificial intelligence methods, applications. Springer, 2006.
- [39] Kordziński C., Środulski, T.: Silniki spalinowe z turbodoładowaniem. Wydawnictwa Naukowo – Techniczne, Warszawa 1970.
- [40] Kowalewicz A.: Doładowanie silników spalinowych, Wydawnictwo Politechniki Radomskiej, Radom 1998.
- [41] Kowalewicz A.: Wybrane zagadnienia samochodowych silników spalinowych. Wyższa Szkoła Inżynierska im. K. Pułaskiego w Radomiu, Radom 1996.
- [42] Kuma H., Inoue T., Isogai T., Shimizu K., Iida T., Inagaki M., Ohara K.: Development of Reduction Method for Whirl Noise on Turbocharger, SAE Technical Paper, 2007.
- [43] Lujan JM., Bermudez V., Serrano J. and Cervello C. (2002).Test Bench for Turbocharger Groups Characterization. SAE Technical Paper Series, 2002-01-0163.
- [44] Łączkowski R.: Wyważanie elementów wirujących. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1979.
- [45] Łuksa A., Witkoś A.: Dodatki uszlachetniające do olejów smarowych. Paliwa, Oleje i Smary w Eksploatacji, 1995.

- [46] Manni M., Carriero M., Roselli A.: A Study of Oil Consumption on a Diesel Engine with Independently Lubricated Turbocharger. SAE Technical Paper, 2002-01-2730.
- [47] Marelli S., Carraro C., Capobianco M.: Effect of Pulsating Flow Characteristics on Performance and Surge Limit of Automotive Turbocharger Compressors. SAE International, University of Genoa 2012.
- [48] Margot X., Gil A., Tiseira A. and Lang R.(2008).Combination of CFD and Experimental Techniques to Investigate the Flow in Centrifugal Compressors Near the Surge Line. SAE Technical Paper Series, 2008-01-0300.
- [49] Merkisz J., Rychter M.: System OBD II jako przyszłe sposoby diagnozowania pojazdów. Eksploatacja i Niezawodność, nr 1, s.38-51, 2002.
- [50] Merkisz J., Bielaczyc P., Pielecha J.: Stan cieplny silnika spalinowego a emisja związków szkodliwych. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 2001.
- [51] Mysłowski J., Danilecki K.: Einfluß der Geometrischen Abmessungen des Turboverdichtrsläfer auf seine Wäemeverluste. IV Simposium Klimatechnik, Belüftung und Wäemeaustaush in Transportwesen-Tagungsmaterialien. Politechnika Szczecińska, Szczecin 1992.
- [52] Mysłowski J.: Doładowanie silników spalinowych typu Comprex. Politechnika Szczecińska, Szczecin 1991.
- [53] Mysłowski J.: Pojazdy samochodowe doładowanie silników. WKŁ, Warszawa 2011.
- [54] Mysłowski J.: Próby doładowania wysokoobrotowego silnika wysokoprężnego. Silniki spalinowe nr 3/1970.
- [55] Nikitidis M., Skaperdas E., Zarvalis D.,Kladopoulou E., AltiparmakisCh.: Validation of a Model and Development of a Simulator for Predicting the Pressure Drop of Diesel Particulate
 Filters. Diesel Exhaust Emission Control: Diesel Particulate Filters 2001.
- [56] Noguchi T., Takata Y., yamashita Y.:220,000-r/min, 2-kW PM Motor Drive for Turbocharger, Electrical Engineering in Japan, Vol.161, No. 3, 2007.
- [57] Oczoś K. E.: Roraty Fluid-Flow Machines. Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej, Rzeszów 1998.
- [58] Osako K, et al., "Study on the internal flow of radial turbine rotating blades for automotive turbochargers", 2002 SAE World Congress.
- [59] Pancharevski G., Ivanov V.: Bestimming der Wärmeverluste i Diffusor eines Turbokompressors. IV Simposium Klimatechnik, Belüftungund Wäemeaustaush in Transportwesen- Tagungs- materialien. Politechnika Szczecińska, Szczecin 1992.

- [60] Pastor J., Serrano J., Dolz V, Lopez M, Bouffaud F.: Study of turbocharger shaft motionby means of non-invasiveoptical teniques: Application to the behavior analysis in turbocharger lubrication failures. Mechanical Systems and Signal Processing 32 (2012) p. 292–305.
- [61] Petitjean D, Bernardini L., Middlemass C. and Shahed S.M(2004).Advanced gasoline engine turbocharging technology for fuel economy improvements. SAE Technical Paper Series, 2004 01-0988.
- [62] Santos I. F., Nicolettii R., Scalabrin A.: Feasibility of applying active lubrication to reducevibration in industrial compressors. Proc. Of ASME Turbo Expo 2003, June 16-19, GT2003-38225, USA, Atlanta 2003.
- [63] Schweizera B., Sievertb M.: Nonlinear oscillations of automotive turbocharger turbines. Journal of Soundand Vibration 321 (2009) p. 955–975.
- [64] Sobieszczański M., Modelowanie procesów zasilania w silnikach spalinowych, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 2000.
- [65] Stan C. and Taeubert S. (2009). Analysis of engine performances improvement by downsizing in relationship with superand turbocharging, adapted scavenging and direct injection. SAE Technical Paper Series, 2009-24-0075.
- [66] Takei N., Obi M., Ohkita A and Matsuura N. (1999). Application of 3D CAD to Turbocharger Development. SAE Technical Paper Series, 1999-01-1243.
- [67] Teng C., Homco S.: Investigation of Compressor Whoosh Noise in Automotive Turbochargers, SAE International, 2009.
- [68] Trzeciak K.: Diagnostyka samochodów osobowych. WKiŁ Warszawa 2005.
- [69] Turbocharger Test Stand with a Hot Gas Generator for High-Performance Supercharging Systems - MTZ 10I2008 Volume 69.
- [70] UCHIDA H, "Development of turbocharger technology at Toyota Central Research Institute", Journal of the Gas Turbine Society of Japan Vol.30 No.3 2002.
- [71] Vavra J., Macek J., Vitek O. and Takats M. (2009).Investigation of Radial Turbocharger Turbine Characteristics under Real Conditions.SAE Technical Paper Series, 2009-01-0311.
- [72] Venson GG., Barros J. and Pereira J. (2006).Development of an Automotive Turbocharger Test Stand Using Hot Gas. SAE Technical Paper Series, 2006-01- 2680.
- [73] Wajand J. A., Wajand J. T., Tłokowe silniki spalinowe średnioi szybko-obrotowe, WNT, Warszawa 2005.

- [74] Wajand J.A.: Doładowanie tłokowych silników spalinowych. WNT, Warszawa 1962.
- [75] Walczyk Z., Kiciński, J.: Dynamics of Turbosets. Technical University of Gdańsk Publisher, Gdańsk 2001.
- [76] Winkler N., Angstrom H. and Olofsson U.(2005).Instantaneous On-Engine Twin- Entry Turbine Efficiency Calculations on a Diesel Engine. SAE Technical Paper Series, 2005- 01-3887.
- [77] Wisłocki K., Kowalczyk M., Kozak W.: Doładowanie silników spalinowych standardem XXI wieku. Materiały konferencji "Doładowanie silników spalinowych". Katedra Eksploatacji Pojazdów Samochodowych PS, Szczecin 1999.
- [78] Wisłocki K.: Systemy doładowania szybkoobrotowych silników spalinowych. Warszawa, WKiŁ 1991.
- [79] Wiśniewski S., Obciążenia cieplne silników turbinowych, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 1974.
- [80] Witkowski A.: Sprężarki wirnikowe. Teoria, konstrukcja, eksploatacja, Gliwice, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej 2004.
- [81] Xiaobin Y., Zheng Z.: With the electrical properties of a new turbocharger. IEEE Technical Paper, 2010 p. 3465 3468.
- [82] YAMAGUCHI S, et al., "The development of effective casing treatment for turbocharger compressors", Turbochargers and turbocharging, I Mech E, 2002.
- [83] Zachwieja J., Wyważanie wirnika wentylatora promieniowego w różnych stanach dynamicznych, UTP, Rozprawy 153, 2012.
- [84] Zachwieja J.: Półautomatyczne wyważanie wirnika w ocenie jakości procesu. Polskie Stowarzyszenie Zarządzania Wiedzą, Bydgoszcz 2016.
- [85] Zachwieja J.: Wpływ sztywności podparcia wirnika na charakter pracy i efektywność wyważania przy prędkości około rezonansowej. Polskie Stowarzyszenie zarządzania wiedzą, Bydgoszcz 2016.
- [86] Zając P.: Silniki pojazdów samochodowych. WKŁ, Warszawa 2018.
- [87] Zehnder G.: Berechnung von Druckwellen i der Aufladetechnik. Brown Boveri Mitteilungen 1971, 4/5.
- [88] Zehnder G.: Berechnungsaufgaben bei der Entwicklung des Comprex. Schweitz Bauzeitung 197, nr 7.
- [89] Żółtowski B., Cempel C.: Inżynieria diagnostyki maszyn. Polskie Towarzystwo Diagnostyki Technicznej. Instytut Technologii Eksploatacji. 2004 s.1109.
- [90] Żółtowski B., Łukasiewicz M.: Wibroakustyka maszyn w laboratorium. ATR, Bydgoszcz 2005.
- [91] Żółtowski B.: Badania dynamiki maszyn. ATR, Bydgoszcz 2002.
- [92] Żółtowski B.: Podstawy diagnostyki maszyn. ATR, Bydgoszcz 1996.
- [93] Żółtowski M.: Informatyczne systemy zarządzania w inżynierii produkcji. ITE PIB, Radom 2011.