

PROGRAM ISPITIVANJA I METODOLOGIJA ANALIZE SPEKTRA VIBRACIJA BRODSKE GASNE TURBINE PROTEUS 52M/558

Dobratić S. *Predrag*, Trifković R. *Dragan*, Petrović O. *Živojin*,
Vojna akademija – Katedra prirodno-matematičkih i tehničkih nauka,
Beograd

UDC: 621.438:[623.824:623.46
613.644:621.438

Sažetak:

U radu je prikazan program ispitivanja vibracija brodske gasne turbine, zasnovan na analogiji ispitivanja i analizi vibracija na avionskim i/ili helikopterskim gasnim turbinama. Posebna pažnja posvećena je izboru parametara vibracija, analizi spektra vibracija, kao i metodama procene kriterijuma prihvatljivosti vibracija. Na kraju rada prikazani su rezultati merenja vibracija na gasnoj turbini Proteus 52M/558 ugrađenoj na brodu RTOP-405.

Ključne reči: *gasna turbina, vibracije, dijagnostika.*

Uvod

Merenje, odnosno ispitivanje vibracija je pogodan metod za opšti nadzor stanja tehničkih sistema. Neki od najčešćih uzroka nastanka vibracija su:

- debalans rotirajućih delova,
- nesaosnost ili iskrivljenost vratila,
- oštećenje vratila,
- oštećenje ležajeva,
- oštećenje zupčanika,
- deformacije lopatica na statoru i rotoru,
- nepritegnutost delova na sistemu,
- mehanički zazori,
- uljni vrtlozi,
- električno pobuđene vibracije.

Merne veličine vibracija mogu biti: ubrzanja, brzine ili pomeraji oscilatornog kretanja tela. Merni signal može se prikazati kao skalarna veličina, kao realna funkcija (npr. vremenski zapis), grafik, jednačina ili kao kompleksna funkcija (spektar).

Program održavanja tehničkog sistema na bazi vibracija zasniava se na sledećim činjenicama:

- svi sastavni delovi i sistemi gasne turbine vibriraju i stvaraju buku zbog manje ili veće neispravnosti,
- svaka prekomerna vibracija ili znatno povećanje normalnog nivoa vibracija, ili normalnog nivoa buke sastavnih delova ili sistema, predstavljaju upozorenje da su neispravnosti postale mehanički ili električni problem,
- razne smetnje stvaraju vibracije i buku na različite načine.

Značaj vibracija za održavanje tehničkih sistema ogleda se u činjenicama da se:

- periodičnom ili kontinualnom kontrolom vibracija i buke otkrije postojanje neispravnosti,
- analizom spektra vibracija ili buke otkrije o kakvoj se vrsti neispravnosti radi, odnosno koji deo sistema je neispravan.

Da bi se efikasno iskoristile ove mogućnosti neophodno je izraditi program kontrole vibracija na sistemu gasne turbine Proteus 52M/558. On bi omogućio otkrivanje neispravnosti u ranom stadijumu. Po otkriću neispravnosti primenjuje se analiza vibracija i buke radi korektivnih i preventivnih aktivnosti održavanja.

Program održavanja na bazi vibracija zahteva posedovanje:

- znanja o načinu funkcionisanja gasne turbine Proteus 52M/558,
- znanja i sposobnosti prepoznavanja vrste neispravnosti, i to u toku samog nastajanja neispravnosti.

Ključ za obezbeđenje ovih zahteva jeste merenje i analiza vibracija. Da bi program održavanja na bazi vibracija funkcionisao može se okvirno izdvojiti sedam osnovnih postupaka. To su:

1. Popis elemenata gasne turbine koje treba obuhvatiti programom ispitivanja.
2. Definisane dozvoljenih nivoa vibracija i buke na pomenutim elementima.
3. Definisane ispravnog tehničkog stanja i nivoa vibracija i buke za svaki element obuhvaćen programom ispitivanja.
4. Definisane mernih tačaka na gasnoj turbini za kontrolu vibracija, kako za kontinualnu, tako i za periodičnu kontrolu.
5. Definisane učestalosti periodične kontrole.
6. Definisane informacionog sistema za registrovanje podataka i njihovo uvođenje i čuvanje.
7. Obuka poslužilaca gasne turbine za sprovođenje ispitivanja na bazi vibracija.

Program ispitivanja vibracija brodske gasne turbine Proteus 52M/558

Merenje intenziteta vibracija predstavlja jednu značajnu fazu u održavanju gasne turbine i ispitivanju njenih parametara. Sve vibracije iznad dozvoljenih vrednosti ugrožavaju bezbednost poslužioca, kao i borbenu gotovost plovnog objekta – broda.

Pravilna dijagnostika uzroka vibracija, direktno utiče na pouzdanost turbine i ima bitan ekonomski značaj. Ukoliko se tačno utvrdi uzrok nedozvoljenih vibracija, eliminisaće se troškovi višestrukog rastavljanja, pregleda i sastavljanja turbine.

Problem vibracione dijagnostike je vrlo složen i specifičan jer zahteva pojedinačnu analizu svake gasne turbine (brod RTOP-405 ih ima dve), odnosno analiza vibracija svojstvena je samo ispitivanoj gasnoj turbini, dok se za svaku drugu, istog tipa, razlikuje.

Ispitivanje gasne turbine Proteus 52M/558 pomoću vibracione dijagnostike može biti:

- u eksploataciji (na brodu, za vreme rada ili za vreme mirovanja),
- na ispitnom stolu (u ispitnoj stanici).

Pozivajući se na program ispitivanja gasne turbine Astazou XIV M UIS u Vazduhoplovnom zavodu "Moma Stanojlović", program ispitivanja frekventnog stanja gasne turbine Proteus 52M/558 na brodu principijalno bi se sastojao od sledećih faza:

1. faza – kalibracija opreme za ispitivanje. Ova faza sadrži proveru i kalibraciju opreme za ispitivanje prema dokumentaciji za njeno održavanje. Naročita pažnja mora se posvetiti proveru karakteristika davača vibracija. U principu bi se, tek nakon potvrde nadležne laboratorije da je oprema ispravna, moglo pristupiti drugoj fazi programa.

2. faza – izrada programa merenja vibracija. U ovoj fazi pristupa se izradi programa merenja intenziteta vibracija. Pri njegovoj izradi mora se voditi računa da proizvođač gasne turbine nije promenio intenzitet dozvoljenih vibracija i veličine merenja.

Proizvođači opreme za merenja vibracija uzimaju sledeće veličine: pomeraj (s [mm]), brzinu (v [mm/s]) i/ili ubrzanje (α [mm/s²]). Svi davači vibracija ovih veličina moraju se usaglasiti sa instrumentima koji vrše merenje.

3. faza – snimanje vibracija. Vibracije treba snimiti prema programu merenja. Na osnovu snimljenih dijagrama treba izvršiti spektralnu analizu vibracija u frekventnom domenu i doneti zaključak u odnosu na maksimalno dozvoljeni intenzitet istih. Posebno treba obratiti pažnju na ispravnu analizu od koje zavisi konačna ocena ispravnosti pojedinih elemenata, pa i cele gasne turbine.

4. faza – eliminacija uzroka konstantovanih vibracionih devijacija. Ova faza podrazumeva, ako je to potrebno, zamenu neispravnih elemenata. To se obavlja, po mogućnosti, na licu mesta, ukoliko to turbinski

(mašinski) prostor dozvoljava ili se gasna turbina vadi i šalje na remont u remontni zavod, a zatim se ponovo vraća u propulzioni sistem plovnog objekta. Dakle, u ovoj fazi se pristupa rastavljanju i pažljivoj kontroli delova i sklopova koji su izloženi velikim vibracijama.

5. faza – ponovna kontrola vibracija gasne turbine. U ovoj fazi se, u stvari, ponavlja izrada programa merenja sa težištem na remontovane delove i elemente, kao i sam postupak merenja vibracija.

6. faza – analiza snimljenog frekventnog spektra. U ovoj fazi vrši se analiza vrednosti snimljenog spektra vibracija i upoređuju se rezultati pre i posle intervencije na pojedinim neispravnim elementima iz prvog ispitivanja.

Kriterijumi i izbor parametara vibracija

Svaki od parametara (pomeraj, brzina i ubrzanje) poseduje određene karakteristike u pogledu pogodnosti primene i definisanja nivoa vibracija.

Amplituda pomeraja karakteriše deformacije konstrukcije usled vibracija i preporučuje se kao veličina za merenje, ako neispravnost dovodi do: promene nekih linearnih ili uglovnih dimenzija, smanjenja zazora između rotora i statora (dolazi do povećanog trošenja i lomova rotorskih lopatica i labirinata), smanjenja zazora između elastičnih elemenata i kućišta oslonca (dolazi do znatnog povećanja nivoa dinamičkih opterećenja koji se prenose od rotora na stator).

Vibracije iskazane ubrzanjem karakterišu nivo inercijalnih opterećenja koja se pojavljuju pri oscilovanju. Ove sile mogu biti primarne pri očni stanja oslonca, spojeva sa prirubnicama, pričvršćenja agregata, itd.

Vibracije iskazane brzinom povezane su sa nivoom vibracionog naprezanja:

$$\sigma_v = \alpha \cdot v, \quad (1)$$

gde je:

σ_v [N/mm²] - vibraciono naprezanje – napon,

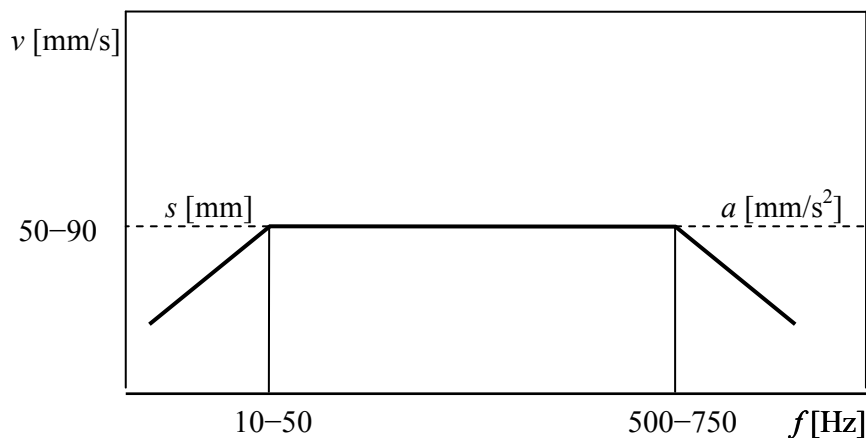
α – koeficijent proporcionalnosti, koji zavisi od svojstva sistema (geometrije, materijala, krutosti, inercije, ...),

v [mm/s] - brzina vibracije.

Merenje brzine vibracija omogućava da se oceni vibronaprezanje konstrukcije, pri čemu se određuje stanje sveukupnih oštećenja, a posebno onih koji imaju karakteristiku zamora. Analiza brzine vibracija kod različitih tipova gasnih turbina u eksploataciji pokazuje da se one nalaze u dovoljno uskom dijapazonu u granicama od 30 do 60 mm/s.

Ako se ustanovi da je promena amplitude brzine vibracija, u frekventnom opsegu do 10 kHz, znatno manja od promene amplitude pomeraja i ubrzanja, može se zaključiti da je brzina najuniverzalniji kriterijum intenziteta vibracija, što je naročito izraženo pri kontroli vibracija rotora gasnih turbina različitih tipova.

Pri konstantnim brzinama vibracija, uz porast frekvencije oscilovanja, vibracije pomeraja se smanjuju, a vibracije ubrzanja povećavaju. Prema tome, pri kontroli širokog dijapazona vibracija na niskim frekvencijama ($f < 10$ do 50 Hz) moguće je primeniti pomeraj kao dijagnostički parametar vibracija, a na visokim frekvencijama ($f > 500$ do 750 Hz) primeniti ubrzanje kao dijagnostički parametar vibracije (slika 1).



Slika 1 – Oblast izbora parametara za merenje vibracija

Izbor parametara za kontrolu zavisi od tipa gasne turbine, specijalne konstruktivne šeme i korišćenja opsega režima rada. Najčešće se primenjuje kontrola nivoa vibracija rotora gasne turbine.

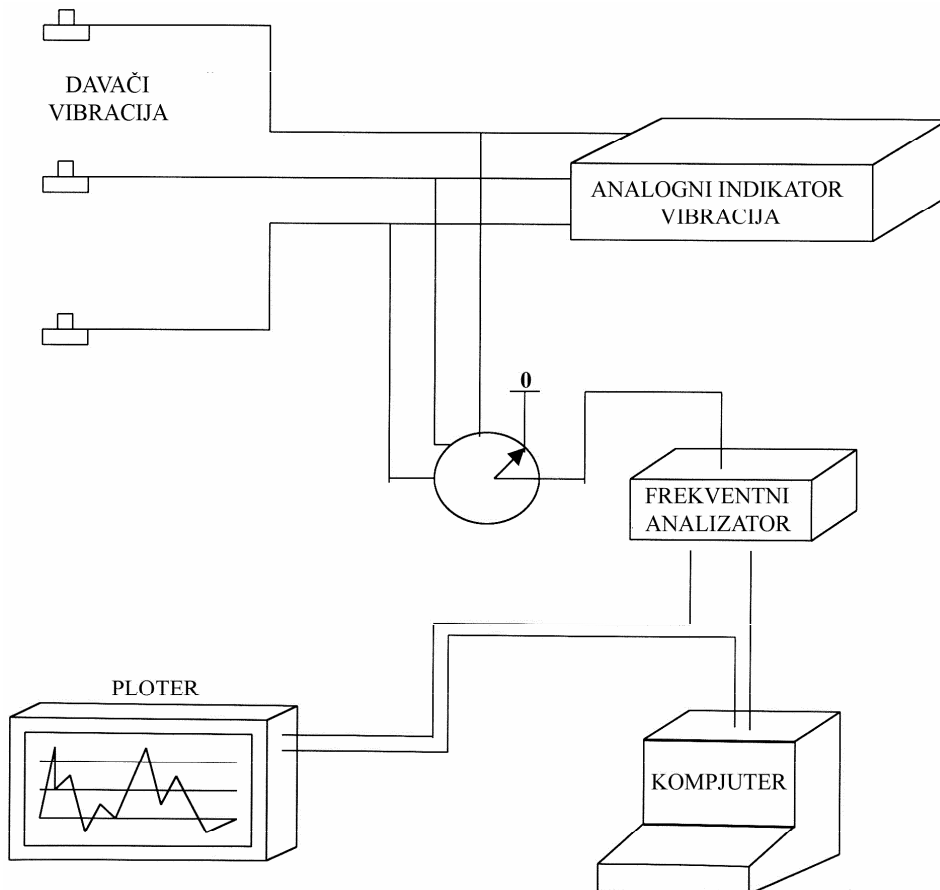
Povezivanje dijagnostičkog sistema sa datotekom i mogućnost kontinualne i povremene kontrole brodske gasne turbine

Brodska gasna turbina Proteus 52M/558 nalazi se u turbinskom (mašinskom) prostoru broda RTOP-405. S obzirom na to da taj prostor karakterišu visoke temperature, velika buka, uljna isparenja i ostali negativni faktori koji slabe mogućnost ljudske percepcije u takvoj okolini i samim tim povećavaju verovatnoću greške, sve one delove mernog sistema koji to omogućavaju treba instalirati na pogodno mesto.

Najadekvatniji prostor za to je prostor komandnog pulta V (petog) brodskog odreda, u koji može da se postavi merni sistem, tako da se ne ometaju ostale funkcije pomenutog prostora.

Na ovaj način bi se na gasne turbine postavili davači vibracija, a njihovi vodovi bi se sakupili u jednu magistralu (zajedno od leve i desne gasne turbine) i instalirali u konstrukciju palube iznad gasnih turbina, kako bi bili sigurni od eventualnog naplavlivanja vodom turbinskog (mašinskog) prostora. Ta magistrala bi se sprovela kroz vodonepropusnu pregradu do prostorije sa pultom upravljanja. Sva provlačenja kablova moraju biti u skladu sa standardom o vodonepropusnosti pregrada.

U prostoriji upravljanja brodskim motorima postavio bi se merni sistem sa ploterom i učvrstio nosačima za konstrukciju broda. Blok-šema mernog sistema za dijagnostikovanje vibracija prikazana je na slici 2.



Slika 2 – Blok-šema mernog sistema za dijagnostikovanje vibracija

Na ovu osnovnu koncepciju mernog sistema može se povezati, preko analogno-digitalnog konvertora, i brodski ili bilo koji personalni računar. Na njega se može instalirati gotov paket – program koji bi omogućio:

- hronološko praćenje snimanja vibracija,
- čuvanje podataka u datoteci (posebno za svaku turbinu),
- bržu analizu podataka (pozivanje na prethodno stanje i upoređivanje),
- brži pristup podacima,
- kontinualno praćenje stanja u kritičnom periodu rada i alarmiranje u slučaju prekoračenja dozvoljenog nivoa vibracija,
- povremeno praćenje vibracionog stanja, itd.

Ovakva koncepcija sistema ispitivanja znatno bi poboljšala i, što je najvažnije, ubrzala program ispitivanja i dijagnostikovanja vibracija. Osim toga, zahvaljujući strukturi sistema, kasnije bi se veoma lako povezao i sa sistemom pogonskih dizel motora ili drugih važnijih uređaja (pumpe, kompresori, itd.). Sa druge strane, ovakav merni lanac predstavlja jedan vid modularne dijagnostičke strukture, koja omogućava nadgradnju u tehničkom smislu (npr. bolji programi za analizu) i kvantitativnom smislu (priključivanje i ispitivanje, i drugih uređaja i agregata).

Veoma je bitno reći da kompjuterizovani sistem dijagnostike omogućava izvanredno praćenje geneze kvara, vremena i mesta pojave, metastaze, kao i propratnih pojava koje je prouzrokovao. Zatim, instaliranjem određenih programa za pronalaženje mogućih uzroka kvarova za određene vibracione devijacije kompjuter može u analizi automatski (bez učešća čoveka) dati moguće uzroke i obrazložiti ih adekvatnim delom vibracionog spektra.

Odavde se samo mogu naslutiti koliko su velike i značajne prednosti ovakve koncepcije sistema i opreme za dijagnostiku vibracija.

Mogućnost postavljanja davača vibracija na gasnu turbinu

Postavljanje mernih davača vibracija na gasnu turbinu mora biti takvo da omogući najrealniju sliku vibracionog stanja gasne turbine. Mesta za postavljanje mogu biti vrlo različita i mnogobrojna. Treba težiti ka tome da se ne postavi preteran broj davača vibracija, već minimalan broj potreban za pružanje adekvatne slike vibracionog stanja gasne turbine.

Pri razmatranju mogućeg mesta za postavljanje davača vibracija, uz konsultaciju sa relevantnim licima čiji je to domen rada, najpogodnije mesto bilo bi na srednjem nepokretnom osloncu gasne turbine. Tu bi trebalo postaviti dva davača vibracija, u istoj ravni, ali pod uglom od 90°. Mesto srednjeg oslonca je, u stvari, prednji nosač turbine visokog pritiska. Ostala dva oslonca su pokretna, pa instaliranje davača vibracija na njima ne bi dalo adekvatne rezultate.

Treba napomenuti da ovo nisu jedina moguća mesta, već samo preporuke. Naime, ako se utvrdi da spektri vibracija nisu adekvatni za dijagnostiku, mogu se uzeti i druga mesta (npr. nosači kompresora, turbine visokog pritiska ili turbine snage).

Proces postavljanja davača vibracija je relativno jednostavan i ne zahteva preduzimanje nikakvih tehnoloških operacija na gasnoj turbini (sečenje, skidanje pojedinih agregata, uređaja, oplata turbine, ...), jer postoji dovoljan broj tehnoloških otvora koji omogućavaju lak pristup pomenutim mestima.

Davač vibracija se postavlja na odgovarajući nosač, koji se za njega pričvršćuje pomoću vijaka u odgovarajućoj mernoj ravni (npr., ravan nosača ležaja turbine visokog pritiska). Za definisanje vibracionog stanja gasne turbine u sve tri ravni koordinatnog sistema potrebno je postaviti tri davača vibracija sa međusobno upravnim osama.

Metodologija analize spektra vibracija brodske gasne turbine Proteus 52M/558

Na osnovu analize spektra vibracija mogu se definisati neka karakteristična svojstva vibracija gasne turbine. Smisao analize spektra vibracija jeste definisanje frekventne strukture oscilacija gasne turbine (za poznate izvore pobude i konstruktivne osobine turbine) i prognoziranje srednjih vrednosti amplituda oscilovanja osnovnih komponenti.

Metodska osnova analize zasniva se na korišćenju veza komponenta oscilacija sa kinematikom, konstrukcijom i režimom rada gasne turbine, kao i na primeni principa superpozicije oscilacija.

Standardni spektri i metodologija analize

Sumarna oscilacija $X(t)$ može se predstaviti u vidu sume komponentnih oscilacija $x(t)$ pobuđenih različitim silama:

$$X(t) = \sum_{j=1}^n x_j(t). \quad (2)$$

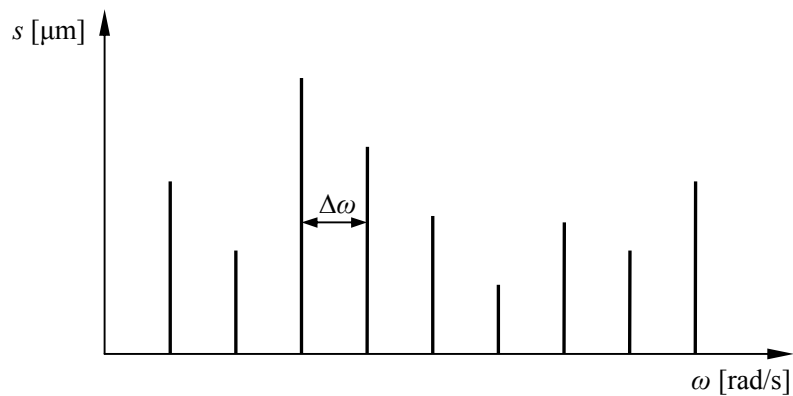
Pretpostavimo da su komponente $x(t)$, reda $X(t)$, periodične funkcije koje se mogu predstaviti Furijeovim redom:

$$X(t) = \sum_{j=1}^n A_j \cdot \cos(j \cdot \omega_1 t - \varphi_j). \quad (3)$$

Sveukupnost amplituda (A_j) predstavlja diskretni amplitudni spektar. Ukoliko su spektralne linije raspoređene ekvidistantno, sa intervalom između tih linija koji odgovara frekvenciji osnovnog harmonika:

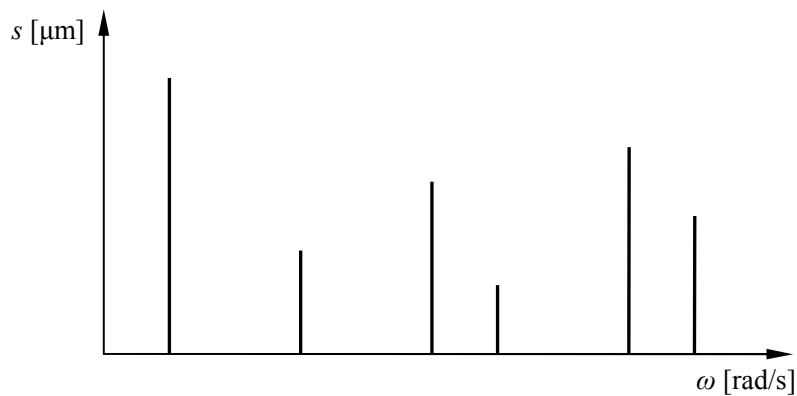
$$\Delta\omega = \omega_1, \quad (4)$$

tada se radi o harmonijskom spektru (slika 3).



Slika 3 - Harmonijski spektar

Ako rastojanje između spektralnih linija nije u intervalu koji odgovara frekvenciji osnovnog harmonika radi se o neharmonijskom spektru (slika 4).



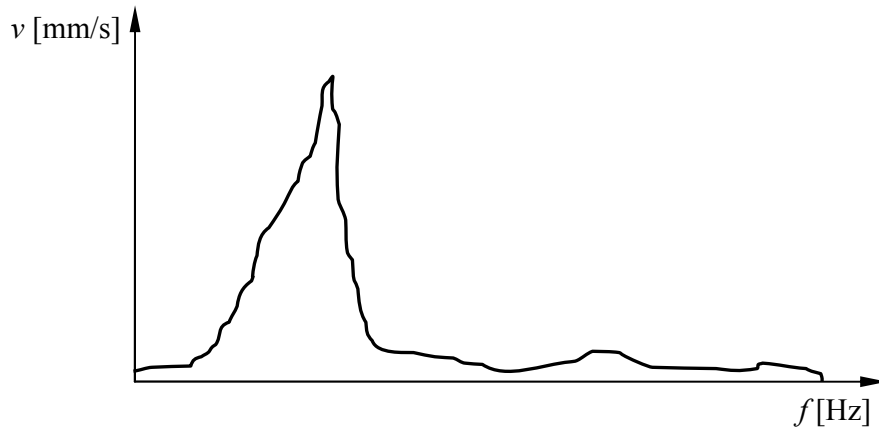
Slika 4 - Neharmonijski spektar

U tom slučaju rezultujuća oscilacija je neperiodična i pripada klasi poliharmonijskih funkcija.

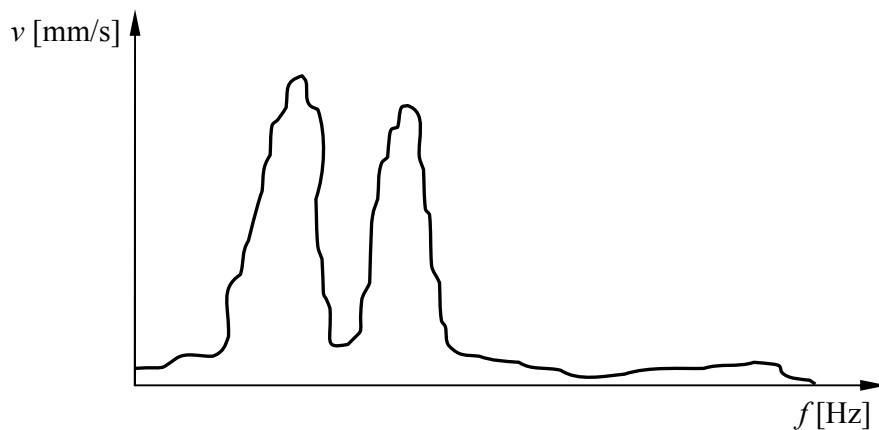
Zbog pogodnije sinteze neophodno je podeliti frekventne komponente rezultujućih oscilacija u dve grupe. U prvoj grupi bi imali sve glavne kompo-

nente, nezavisno od njihovog uzorka. Glavnim se smatraju komponente čije amplitude su dominantne (npr. prvi harmonik rotora), dok u drugostepene spadaju komponente sa malim amplitudama, kao što su oscilacije kućišta pobuđene drugostepenim izvorima (ležajevi, zupčasti prenosnici, lopatice kompresora, aerodinamički i hidrodinamički procesi, itd.). U drugostepene izvore spadaju i komponente osnovnih izvora (subharmonične oscilacije, viši harmonici rotornih i ventilatorskih oscilacija). Drugostepene komponente imaju praktično neprekidan spektar i tu se mogu svrstati komponente sa brzinom vibracija ispod 5 mm/s. Suma drugostepenih komponenti naziva se i šum.

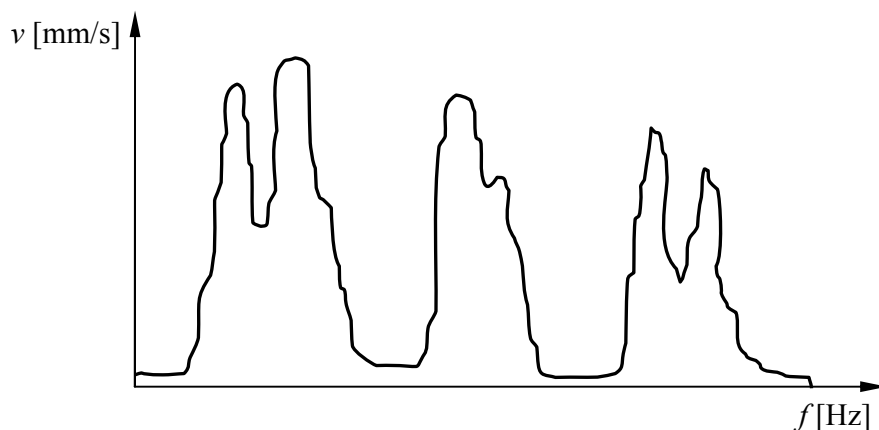
Primeri spektara vibracija, koji su najkarakterističniji u konstrukcijskom smislu, prikazani su na slikama 5, 6 i 7.



Slika 5 - Spektar vibracija jednorotorne gasne turbine



Slika 6 - Spektar vibracija dvorotorne gasne turbine



Slika 7 – Spektar vibracija dvorotorne gasne turbine sa dvostepenim ventilatorom

Kao što se vidi na prikazanim slikama, najprostije oscilovanje ima jednorotorna gasna turbina. Frekvencija osnovne komponente jednaka je frekvenciji obrtanja turbine u radnom području brojeva obrtaja, od režima malog gasa do gornje granične frekvencije koja odgovara maksimalnom broju obrtaja.

Spektar vibracija dvorotorne gasne turbine sa dvostepenim ventilatorom (slika 7) razlikuje se od spektra vibracija dvorotorne gasne turbine (slika 6), usled prisustva visokofrekventnih komponenata oscilacija ventilatora. Na spektru su prikazane i komponente oscilacija nastale usled autooscilacija u gasovazдушnom traktu.

Ovi spektri imaju za cilj da pokažu strukturu vibracija različitih tipova gasnih turbina. To su:

- količina osnovnih komponenti,
- odnosi frekvencije spektra i frekvencije broja obrtaja,
- međusobni odnosi frekvencija u spektru,
- opšte područje frekvencija komponenata oscilacija.

Ovi podaci su korisni za merenje i izbor instrumenata za merenje, metoda za svođenje vibracija u dozvoljene granice, kao i za pravilno tumačenje rezultata merenja. Tako, na primer, pokazuju mogućnost podele ne frekventne zone (vezane za određeni izvor ili izvore vibracija), strukturu vibracija u svakoj zoni, naročito mogući uticaj susednih zona.

Što se tiče intenziteta oscilacija potrebno je da spektrima budu prikazane srednje vrednosti amplituda, utvrđene i karakteristične za gasne turbine na kojim se mere.

U konkretnom slučaju, kod gasne turbine Proteus 52M/558 treba očekivati da eksploatacione vrednosti amplituda i njihovi odnosi budu različiti od propisanih. Uzroci te razlike mogu biti mnogobrojni i na njih se

mora obratiti posebna pažnja (npr. postavljanje davača vibracija i izbor mesta merenja, jer je raspored oscilacija po dužini gasne turbine nejednak). Tako sa povećanjem frekvencije oscilovanja raste uticaj lokalizacije oscilacija u oblasti njihovog nastajanja. Rotorna oscilacija u prednjem delu gasne turbine najčešće karakteriše debalans kompresora, a u zadnjem delu debalans turbine. Preciznijoj lokalizaciji oscilacija doprinosi i smanjenje krutosti kućišta, složenije kinematske šeme gasne turbine (višerotorne, što je i slučaj kod gasne turbine Proteus 52M/558). Lokalizacija je naročito izražena pri visokofrekventnim oscilacijama i može dovesti do kvalitativnih razlika u spektru.

Nivoi oscilacija u različitim mernim tačkama gasne turbine mogu znatno da se razlikuju. Tako pri rotornoj oscilaciji ova razlika može de bude od 1,5 do dva puta, dok pri visokofrekventnoj oscilaciji ventilatora i od tri do pet puta. Niskofrekventne oscilacije treba očekivati u zadnjem delu gasne turbine (uticaj načina učvršćivanja gasne turbine), dok visokofrekventne u prednjem delu gasne turbine (uticaj položaja izvora oscilacija).

Spektri sa preciznim nivoima amplituda i mernim mestima dobijaju karakter standardnih spektara za određenu gasnu turbinu, u ovom slučaju gasnu turbinu Proteus 52M/558. Ovakvi spektri bi doprineli, nakon obavljenog snimanja, rešavanju zadataka dijagnostike otkaza.

Analizirajući spektre pojedinih gasnih turbina može se izvesti zaključak da opšti frekventni opseg vibracija gasnih turbina obuhvata područje od 10 Hz od 10 kHz. Najniža granica frekvencija određena je prvim harmonikom oscilovanja rotora, dok je gornja određena prema frekvencijama osnovnih komponenti oscilovanja kompresorskih i turbinskih lopatica.

Pri određivanju amplitudnog opsega interesantna je, pre svega, zavisnost amplituda odvojenih frekventnih komponenti od frekvencije oscilovanja. Pri razmatranju tipskih spektara pokazalo se da su amplitude brzine oscilovanja glavnih komponenata, koje imaju isti red veličine, nezavisne od frekvencije oscilacije.

Sve to navodi na sledeće zaključke koji nam mogu poslužiti za pravilan pristup oscilacijama gasnih turbina:

- oscilovanje gasnih turbina jedan je složen oscilatorni proces sa širokim frekventnim područjem. Spektar oscilacija uključuje nekoliko glavnih izvora, kao i vibracioni šum koji obuhvata veliki deo komponenata malog intenziteta;
- osnovni izvori oscilacija koji se mogu očekivati na gasnim turbinama su: konstrukcioni (rotori turbina i kompresora) i aerodinamički oscilatorni procesi u vazdušnoj struji;
- sve frekventne komponente oscilacija gasnih turbina su nestabilne, tj. promene njihovih amplituda u vremenu imaju slučajni karakter;
- može se smatrati da je frekventno područje oscilacija od 10 Hz do 10 kHz, jer se iznad ove oblasti ne javljaju intenzivnije komponente;

– sve osnovne vrednosti oscilacija veoma su vezane za broj obrtaja odgovarajućeg sklopa i ovaj zaključak služi kao baza pri analizi i dijagnostici uzroka nastanka vibracija;

– pri povećanju frekvencije oscilovanja, amplitude ubrzanja imaju tendenciju rasta, a amplitude pomeraja tendenciju pada, dok brzina ima približno isti intenzitet u širokom području frekvencija. Zato je amplituda brzine oscilacija pogodna za ocenu intenziteta vibracija i metodologiju analize njihovog spektra.

Metode procene kriterijuma prihvatljivosti vibracija na gasnoj turbini Proteus 52M/558

Najadekvatniji način procene prihvatljivosti vibracionog stanja gasne turbine bio bi upoređivanje snimljenih vibracija sa dozvoljenim nivoima vibracija koje je projektovao proizvođač gasne turbine. To bi ujedno bio i najsigurniji način procene. Međutim, sa takvim podacima se za sada ne raspolaže, pa ovaj način procene prihvatljivosti ne može da se razmatra.

Drugi način zasniva se na uputstvima o načinu korišćenja i tumačenju standarda za procenu vibracija. Ne vezujući se posebno za neki od standarda (ISO, DIN, GOST, ANSI, itd.) sledi pregled osnovnih relacija koje u njima postoje.

Načelno je izvršena kategorizacija svih mašina u šest grupa (*K*, *M*, *G*, *T*, *D* i *S*). Grupe su formirane prema procenjenom kvalitetu rada karakterističnom za mašine svrstane u istu grupu. S obzirom na to da intenzitet dinamičkih sila u najvećoj meri zavisi od ugaone brzine (ω [rad/s]), to je kao osnova za procenu kvaliteta rada uzet nazivni broj obrtaja (n [min⁻¹]).

Izvod iz preporuka (VDI 2056) i standarda (ISO 2372, ISO 2373) za procenu kvaliteta podelio je mašine na sledeće grupe:

– grupa *K* – pojedini delovi mehanizama pogonskih i radnih mašina, koji su u pogonskom stanju potpuno čvrsto vezani za oslonac, naročito elektromotori do 15 kW;

– grupa *M* – mašine srednje veličine, naročito elektromotori snage od 15 do 75 kW, bez posebno formiranih oslonaca, kao i čvrsto vezane mašine (od 300 kW) sa obrtnim delovima;

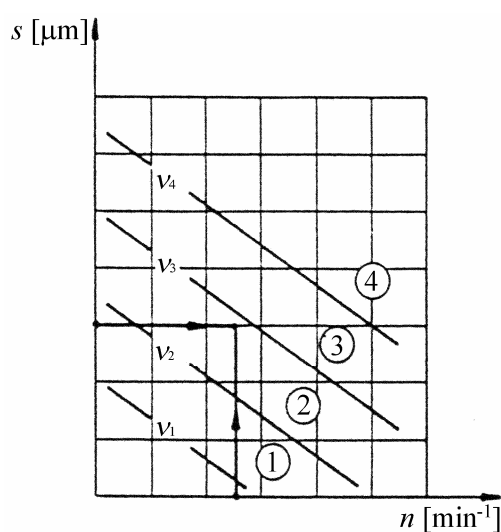
– grupa *G* – veće mašine postavljene na krute i teške oslonce, veće pogonske i radne mašine sa isključivo obrtnim masama;

– grupa *T* – veće pogonske i radne mašine postavljene na fleksibilne oslonce, sa isključivo obrtnim masama (npr. turbogrupe na osloncima u formi lake gradnje);

– grupa *D* – mašine i pogonski agregati na krutim osloncima sa uravnoteženim masama;

– grupa S – mašine i pogonski agregati na fleksibilnim osloncima sa ekscentričnim masama; rotacione mašine sa perifernim pomičnim masama; udarna vratila kod mlinova, mašine sa promenljivom uravnoteženošću i priključnim delovima (centrifuge, vibraciona sita, mašine za dinamičko ispitivanje materijala, vibracione mašine procesne industrije, itd.).

Za svaku grupu mašina postoji odgovarajući dijagram (slika 8) koji je saglasan sa zahtevanim kvalitetom rada, a po strukturi je istovetan za sve grupe.



Slika 8 – Nivoi vibracija za pojedine grupe mašina:
1. dobro; 2. dopustivo; 3. granično dopustivo; 4. nedopustivo

Na apscisnoj osi je radni broj obrtaja, a na ordinatnoj izmereni nivo vibracija izražen amplitudom pomeraja (s [μm]). Polje u kojem se seku pravci iz definisanih tačaka na osama određuje kvalitet rada sistema. Za procenu kvaliteta rada sistema može se koristiti i drugi parametar vibracija, brzina vibracija (v [mm/s]). Zahvaljujući tome što brzina vibracija (v [mm/s]) u svom intenzitetu implicitno sadrži uticaj ugaone brzine (ω [rad/s]), granice kvaliteta postaju apsolutne, tako da nije potrebno svođenje prema radnom broju obrtaja (n [min^{-1}]).

Prema standardu o klasifikaciji mašina, gasna turbina Proteus 52M/558 spada u 4. grupu podele, tj. u grupu T.

Treći način procene prihvatljivosti vibracija na gasnoj turbini Proteus 52M/558, a da se ne poseduju podaci o njihovim dozvoljenim vrednostima, jeste snimanje vibracija na novoj gasnoj turbini i upoređivanje sa vibracionim stanjem gasne turbine koja se ispituje. U ovom slučaju referentne granice dao bi spektar nove gasne turbine.

Rezultati merenja vibracija na gasnoj turbini Proteus 52M/558 ugrađenoj na brodu RTOP-405

Kontrolna mesta na kojima su merene vibracije su:
 – kontrolno mesto 1 – prednje oslanjanje gasne turbine na konstrukciju broda,
 – kontrolno mesto 2 – zadnje oslanjanje gasne turbine na konstrukciju broda.

Merene su brzine vibracija leve gasne turbine na brodu RTOP-405, pomoću ručnog prenosnog vibrometrom (SPM Vib-10). Merenja su izvršena u aksijalnoj i radijalnoj ravni. U tabeli 1 prikazane su vrednosti izmerenih brzina vibracija (v [mm/s]).

Tabela 1

Vrednosti izmerenih brzina vibracija

Režim rada	Frekvencija pogonskog vratila gasne turbine [Hz]	Kontrolno mesto 1		Konačna ocena merenja	Kontrolno mesto 2		Konačna ocena merenja
		Aksijalna brzina vibracije [mm/s]	Radijalna brzina vibracije [mm/s]		Aksijalna brzina vibracije [mm/s]	Radijalna brzina vibracije [mm/s]	
N0	64,56	1,5	1,1	+	1,5	1,1	+
N6	109,71	4,1	5,2	+	7,8	15,1	+
N8	118,51	5,2	4,7	+	7,2	7,2	+
N9	149,58	4,5	3,4	+	7,0	4,0	+
N10	158,27	3,7	4,4	+	6,0	4,0	+

Prvi krug merenja odnosi se na merenje vibracija gasne turbine u radu na karakterističnim režimima, a kontrolno mesto je prednje oslanjanje gasne turbine na konstrukciju broda. Merenje vibracija na tom mestu predstavlja merenje mogućih nepravilnosti u radu na mestu prenosa snage na primarni reduktor, kao i na mestu pogona pomoćnih agregata motora. U tabeli 2 prikazane su vrednosti izmerenih vibracija prema režimima rada, merene na prednjem nosaču gasne turbine.

Drugi krug merenja odnosi se na merenje vibracija gasne turbine u radu na karakterističnim režimima, a kontrolno mesto je zadnje oslanjanje gasne turbine na konstrukciju broda. Merenje vibracija na tom mestu predstavlja merenje mogućih nepravilnosti u radu na mestu oslanjanja zadnjeg ležaja kompresora i prednjeg ležaja kompresorske turbine. U ta-

beli 3 prikazane su vrednosti izmerenih vibracija prema režimima rada, merene na zadnjem nosaču gasne turbine.

Neophodno je napomenuti da su oba merenja, za prednji i zadnji oslonac gasne turbine na konstrukciju broda, ostvarena digitalizovanim lancem. U obradi linearnih vibracija korišćena je komparativna metoda (upotrebom dva načina merenja – ručni prenosni vibrometar i digitalno merenje upotrebom piezoelektričnih davača vibracija).

Zbog nedostatka podataka sa ranijih merenja za procenu nivoa vibracija korišćeni su ISO standardi, kao i preporuke proizvođača merne opreme.

Tabela 2

Vrednosti izmerenih vibracija prema režimima rada merene na prednjem nosaču gasne turbine

NO	prazan hod	Ubrzanje [mm/s ²]		Brzina [mm/s]		Pomeraj [mm]	
		min.	maks.	min.	maks.	min.	maks.
N6	AKSIJALNA RAVAN	min.	-137,77	min.	-5,4	min.	-1,96
		maks.	25,77	maks.	3,76	maks.	0
		srednje	65,77	srednje	-1,48	srednje	-1,41
	RADIJALNA RAVAN	min.	-48,65	min.	-0,90	min.	-0,29
		maks.	24,72	maks.	0,12	maks.	0
		srednje	-11,25	srednje	0,28	srednje	-0,22
N8	AKSIJALNA RAVAN	min.	-128,03	min.	-2,14	min.	-0,78
		maks.	91,45	maks.	1,67	maks.	0
		srednje	-21,36	srednje	-0,34	srednje	-0,47
	RADIJALNA RAVAN	min.	-113,25	min.	-1,35	min.	-0,34
		maks.	58,22	maks.	0,76	maks.	0
		srednje	-10,20	srednje	0,21	srednje	-0,21
N9	AKSIJALNA RAVAN	min.	113,90	min.	0,21	min.	0
		maks.	498,81	maks.	20,37	maks.	8,04
		srednje	304,92	srednje	8,04	srednje	5,80
	RADIJALNA RAVAN	min.	-74,97	min.	-0,80	min.	0
		maks.	122,82	maks.	4,25	maks.	1,18
		srednje	44,60	srednje	1,09	srednje	0,88
N10	AKSIJALNA RAVAN	min.	192,04	min.	-0,97	min.	0
		maks.	570,31	maks.	28,73	maks.	10,14
		srednje	392,22	srednje	10,15	srednje	7,45
	RADIJALNA RAVAN	min.	-11,17	min.	0,05	min.	0
		maks.	160,31	maks.	4,76	maks.	1,98
		srednje	72,15	srednje	1,98	srednje	1,36
N10	AKSIJALNA RAVAN	min.	131,35	min.	-3,24	min.	0
		maks.	531,24	maks.	25,76	maks.	8,23
		srednje	332,03	srednje	7,94	srednje	6,53
	RADIJALNA RAVAN	min.	35,89	min.	0,71	min.	0
		maks.	218,53	maks.	10,28	maks.	3,59
		srednje	139,28	srednje	3,51	srednje	2,71

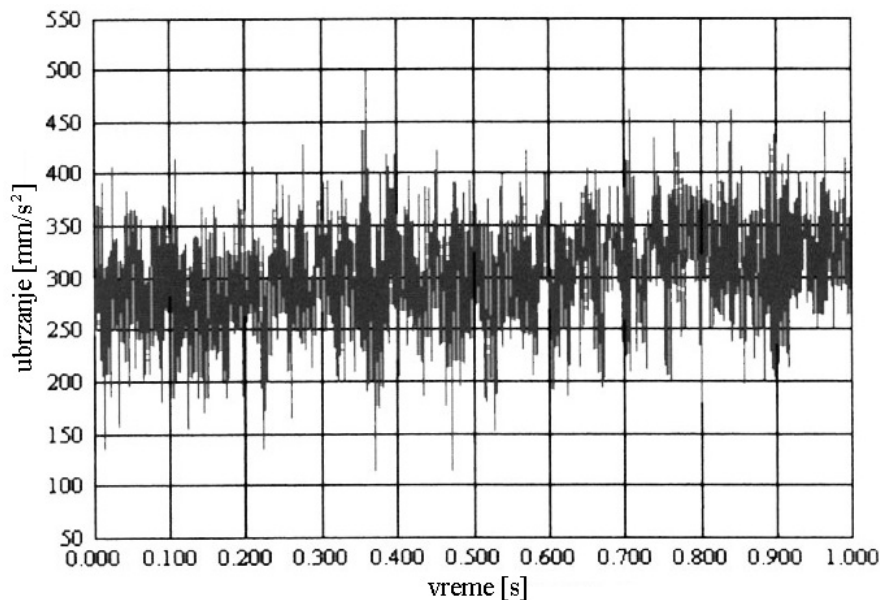
Tabela 3

Vrednosti izmerenih vibracija prema režimima rada merene na zadnjem nosaču gasne turbine

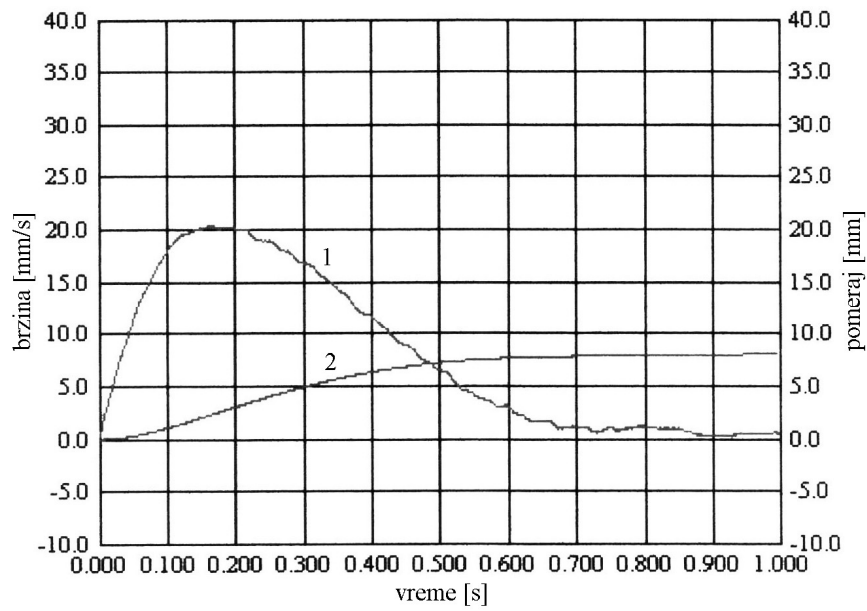
		Ubrzanje [mm/s^2]		Brzina [mm/s]		Pomeraj [mm]	
		min.		min.		min.	
N0 prazan hod	AKSIJALNA RAVAN	min.	-86,46	min.	-0,61	min.	-0,32
		maks.	50,71	maks.	0,12	maks.	0
		srednje	-8,23	srednje	-0,32	srednje	-0,13
	RADIJALNA RAVAN	min.	-169,88	min.	-9,38	min.	-3,44
		maks.	-98,10	maks.	0,50	maks.	0
		srednje	-131,72	srednje	-3,34	srednje	-2,55
N3 putni režim	AKSIJALNA RAVAN	min.	-276,84	min.	-12,55	min.	-4,45
		maks.	-73,16	maks.	1,07	maks.	0
		srednje	-170,88	srednje	-4,27	srednje	3,31
	RADIJALNA RAVAN	min.	-220,92	min.	-11,53	min.	4,16
		maks.	-106,87	maks.	0,77	maks.	0
		srednje	-158,49	srednje	-3,99	srednje	3,09

Ova merenja mogu se prikazati dijagramima na kojima su predstavljeni ubrzanje, brzina i pomeraj vibracija, za karakteristične ravni – aksijalnu (u pravcu ose vratila) i radijalnu (upravno na osu vratila).

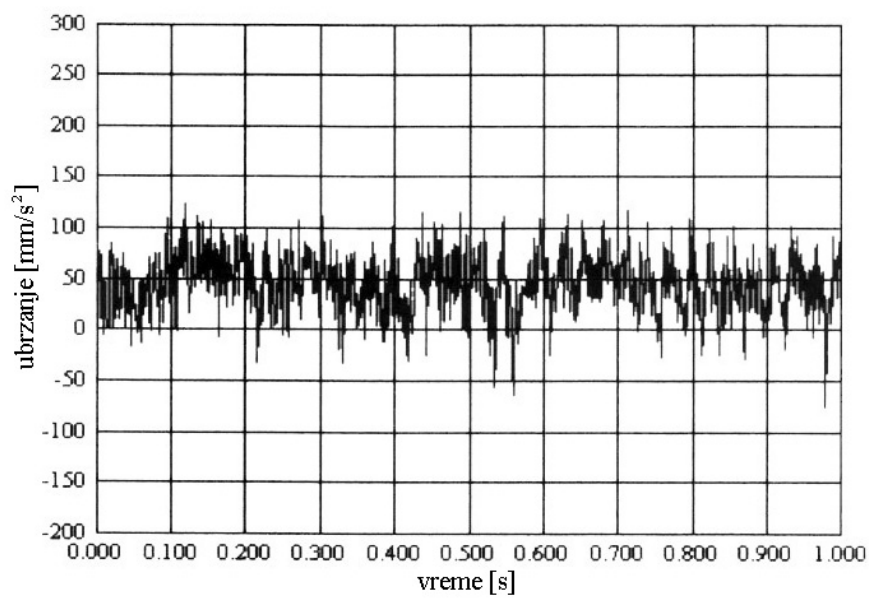
Primeri dijagrama ubrzanja, brzine i pomeraja vibracija, za aksijalnu i radijalnu ravan, pri režimu rada N8 (trajne snage) nalaze se na slikama 9, 10, 11 i 12.



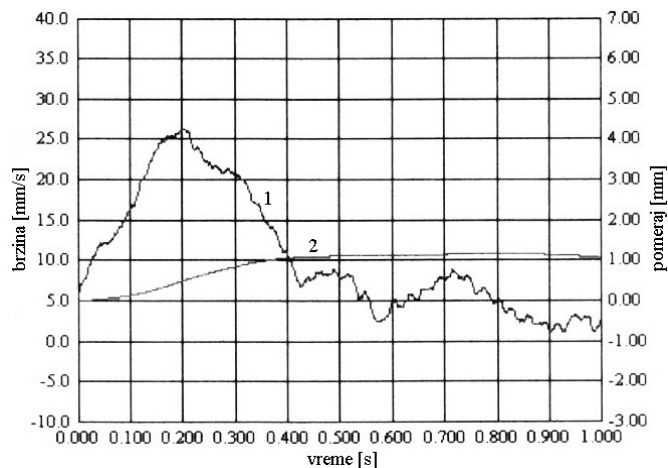
Slika 9 – Prikaz vrednosti ubrzanja vibracija za aksijalnu ravan pri režimu rada N8



Slika 10 – Prikaz vrednosti brzine i pomeraja vibracija za aksijalnu ravan pri režimu rada N8: 1. brzina, 2. pomeraj



Slika 11 – Prikaz vrednosti ubrzanja vibracija za radialnu ravan pri režimu rada N8



Slika 12 – Prikaz vrednosti brzine i pomeraja vibracija za radijalnu ravan pri režimu rada N8: 1. brzina, 2. pomeraj

U oba slučaja merenja vibracija utvrđeno je da je nivo vibracija prihvatljiv i da se nalazi u dozvoljenim granicama. Za brze procene nivoa vibracija dovoljno je posedovati ručni prenosni vibrometar. Zbog pogodnosti u rukovanju ovaj uređaj je preporučivo imati u tekućim održavanjima gasnih turbina i/ili drugih tehničkih sistema. Tačnije vrednosti dobijaju se upotrebom digitalizovanog mernog lanca, ali za takav način merenja neophodno je poznavati i određene oblasti iz obrade rezultata.

Zaključak

Imajući u vidu celokupni prethodni prikaz programa ispitivanja i metodološku analizu spektra vibracija brodske gasne turbine Proteus 52M/558, može se zaključiti:

1. Pozivajući se na program ispitivanja gasne turbine Astazou XIV M UIS u Vazduhoplovnom zavodu „Moma Stanojlović“ program ispitivanja frekventnog stanja gasne turbine Proteus 52M/558 na brodu principijalno bi se sastojao od šest faza.

2. Kompjuterizovani sistem dijagnostike omogućava izvanredno praćenje geneze kvara, vremena i mesta pojave, metastaze, kao i propratnih pojava koje je prouzrokovao.

3. Za definisanje vibracionog stanja gasne turbine u sve tri ravni koordinatnog sistema potrebno je postaviti tri davača vibracija sa međusobno upravnim osama.

2. Pri povećanju frekvencije oscilovanja, amplitude ubrzanja imaju tendenciju rasta, a amplitude pomeraja tendenciju pada, dok brzina ima približno isti intenzitet u širokom području frekvencija. Zato je amplituda brzine oscilacija pogodna za ocenu intenziteta vibracija i metodologiju analize njihovog spektra.

3. Pri kontroli širokog dijapazona vibracija na niskim frekvencijama ($f < 10$ do 50 Hz) moguće je primeniti pomeraj kao dijagnostički parametar vibracija, a na visokim frekvencijama ($f > 500$ do 750 Hz) ubrzanje kao dijagnostički parametar vibracija,

6. Sve frekventne komponente oscilacija gasnih turbina su nestabilne, tj. promene njihovih amplituda u vremenu imaju slučajni karakter.

7. Može se smatrati da je frekventno područje oscilacija od 10 Hz do 10 kHz, jer se iznad ove granice ne javljaju intenzivnije komponente.

8. Sve osnovne vrednosti oscilacija veoma su vezane za broj obrtaja odgovarajućeg sklopa i ovaj zaključak služi kao baza pri analizi i dijagnostici uzroka nastanka vibracija.

9. U oba slučaja merenja vibracija utvrđeno je da je nivo vibracija prihvatljiv i da se nalazi u dozvoljenim granicama.

Literatura

- [1] Timošenko, S., *Teorija oscilacija*, Beograd, 1966.
- [2] *Vibracije mlaznih motora i dijagnosticiranje izvora vibracija*, VZ ORAO, 1979.
- [3] *Tehničko uputstvo za eksploataciju broskog postrojenja sa gasnom turbinom Proteus 52M/558*, SSON, Beograd, 1982.
- [4] *Gasna turbina Proteus 52M/558 – Tehničko uputstvo za privešene uređaje*, SSON, Beograd, 1982.
- [5] Adamov, Ž., *Tehnička dijagnostika u mašinstvu*, Beograd, 1986.
- [6] Stanković, D., *Fizičko-tehnička merenja*, Beograd, 1987.
- [7] Janković, S., *Modeliranje univerzalne ispitne stanice za pouzdano i ekonomično ispitivanje helikopterskih gasnih turbina*, doktorska disertacija, Mašinski fakultet, Beograd, 1991.
- [8] Dobratić, P., *Dijagnostika vibracija brodske gasne turbine Proteus 52M/558*, diplomski rad, Vojna akademija, Beograd, 2004.

THE TEST PROGRAMME AND THE METHODOLOGY OF ANALYSING THE VIBRATIONS SPECTRUM OF A PROTEUS 52M/558 SHIP GAS TURBINE

Summary:

The paper presents a programme for testing vibrations on a ship gas turbine, based on an analogy of testing and analysis of vibrations on aircraft and/or helicopter gas turbines. A particular attention is given to a choice of vibration parametres and to the analysis of the vibration spectrum as well as to the methods of estimation of criteria of vibration acceptability. The results of the measurement of the vibrations on a Proteus 52M/558 gas turbine installed on a RTOP-405 ship are shown.

Key words: *gas turbine, vibrations, diagnostics.*

Datum prijema članka: 23. 01. 2009.

Datum dostavljanja ispravki rukopisa: 20. 04. 2009.

Datum konačnog prihvatanja članka za objavljivanje: 27. 04. 2009.