

УДК 261.438:534.647.083.8

Е.А. ИГУМЕНЦЕВ, Е.А. ПРОКОПЕНКО

*Украинская инженерно-педагогическая академия, Украина*

## ВИБРОДИАГНОСТИКА МАСЛОБАКА КОРОБКИ ПРИВОДОВ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

Представлено новое направление определения долговечности газотурбинного двигателя, основанное на динамическом моделировании и идентификации параметров по экспериментальным данным вибродиагностики.

**диагностика, вибрация, газотурбинный двигатель, спектр, прогнозирование**

### Введение

**Общая постановка проблемы и ее связь с научно-практическими задачами.** Вибродиагностика позволяет предвидеть аварийные состояния и принимать наиболее эффективные решения для снижения риска эксплуатации газоперекачивающих агрегатов (ГПА). Оценка технического состояния ГПА, выполняемая методами вибродиагностики, традиционно заключается в сравнении с нормативным значением уровней вибрации, измеряемых в ряде контрольных точек [1]. Однако, в практике эксплуатации агрегата ГПА-10 обнаружены разрушения (трещины) маслобака коробки приводов при значениях уровней вибрации, не превышающих допустимые нормы.

**Обзор публикаций и анализ нерешенных проблем.** Для повышения точности диагноза следует воспользоваться рекомендациями, изложенными в [2], согласно которым диагностические признаки рекомендуется подразделять на интегральные и дифференциальные. Авторы при этом исходили из того, что нужно учитывать предыдущие наблюдения и сведения о том, как, сколько в каких условиях работала машина и при каких условиях возник дефект.

В качестве интегрального признака в соответствии с «теорией отклонения» [3] можно использовать

параметр, описывающий относительное изменение диагностического признака. В качестве дифференциального признака в соответствии с рекомендациями [4] используется изменение уровня вибрации во времени (его тренд). Прогнозируемая наработка до поломки агрегата определяется путем аппроксимации результатов измерения уровня вибрации аналитической зависимостью, аргументом которой является время работы агрегата, с последующим определением величины этого аргумента, соответствующего предельному значению уровня вибрации. В качестве аналитической зависимости используется экспоненциальный [1] или гиперболический [3] рост уровня вибрации при деградации технического состояния ГПА.

Предлагаемый [3, 4] подход не учитывает напряженное состояние узлов агрегата и изменение уровня вибрации во времени, обусловленные флуктуацией оборотов ротора. Вышеуказанное приводит к приближению или удалению частот вращения ротора к резонансному режиму, что создает различное напряженное состояние.

**Постановка задачи исследований:** повышение точности расчета напряженного состояния и долговечности коробки приводов, основанное на анализе резонансных режимов и определении кривой усталости материала по данным виброиспытаний парка агрегатов ГПА-10.

### Изложение основного материала

Виброиспытания парка агрегатов ГПА-10 проведены в условиях эксплуатации на компрессорных станциях (КС) «Ромненская», «Зеньков», «Решетилловка» УМГ «Киевтрансгаз». Виброскорость измерялась в пяти точках коробки приводов в соответствии с действующей методикой [1]. Для получения виброхарактеристик использовалась аппаратура спектрального анализа фирмы «Брюль и Кьер» 2034 и коллекторы сборщики «Микролог» и «Диамех» с акселерометрами. Характерный спектр (зависимость среднеквадратичного значения (с.к.з.) виброскорости от частоты), полученный на маслобаке коробки приводов, содержит в основном два спектральных выброса [5] на частоте вращения ротора компрессора низкого давления  $f_p = 90$  Гц и частоте зубозацепления шестерни масляного насоса двигателя  $f = iZ_{ш}f = 665$  Гц, где  $i = 0,67$  передаточное отношение шестерен;  $Z_{ш} = 11$  — число зубьев шестерни.

Амплитудно-частотная характеристика, зафиксированная анализатором спектра 2034, указывает на то, что маслобак имеет слабо связанные моды колебаний. Поэтому маслобак ведет себя как колебательная система с одной степенью свободы вблизи резонансных частот. Здесь можно предположить, что все реакции вызваны только соответствующими резонансами. По амплитудно-частотной характеристике определены резонансные собственные частоты  $f_c$  [5] путем простого выявления максимальных значений модуля амплитудно-частотной характеристики.

При экспериментальном определении параметров затухания воспользуемся методом определения ширины амплитудно-частотной характеристики  $\Delta f$  при  $-3$  дБ. Указанный уровень амплитудно-частотной характеристики соответствует  $\sqrt{2}V_c/2$ , где  $V_c$  — максимальное значение с.к.з. амплитудно-частотной характеристики на резонансной частоте  $f = f_c$  [6]. Для этого метода логарифмический дек-

ремент колебаний ( $\delta$ ) будет равен [6]  $\delta/\pi = \Delta f/f_c$ . Модуль с.к.з. виброскорости амплитудно-частотной характеристики имеет следующий вид [5, 6]:

$$V(f) = \frac{V_c f_c f \delta}{\sqrt{(\pi(f - f_c^2))^2 + (\delta f_c f)^2}}, \quad (1)$$

где  $V_c$  — максимальное с.к.з. виброскорости на резонансной частоте  $f_c$ .

Параметры с.к.з. виброскорости маслобака коробки приводов, полученные экспериментальным путем, равны:  $\delta = 0,1$ ;  $V_c = 20$  мм/с. Диапазон собственных частот  $f_c$  обусловлен случайными значениями коэффициентов жесткости маслобака для различных агрегатов ГПА-10 со средней частотой  $f_c = 626$  Гц и находится в пределах  $626 \text{ Гц} < f_c < 646 \text{ Гц}$ . При этом средняя частота зубозацепления шестерни масляного насоса двигателя составляет  $f_a = 665$  Гц и при флуктуации оборотов находится в диапазоне  $629 \text{ Гц} < f < 701 \text{ Гц}$ . Таким образом, зона острого резонанса, когда возбуждаются максимальные амплитуды виброскорости маслобака, составляет  $629 \text{ Гц} < f < 645 \text{ Гц}$ .

Поскольку флуктуации оборотов зубозацепления шестерни носят случайный характер, оценку долговечности маслобака на резонансных режимах необходимо провести с учетом вероятности попадания вынужденных частот в диапазон собственных частот [7].

Прежде чем приступить к оценке долговечности (остаточного ресурса), необходимо по данным статистических обобщений построить зависимость с.к.з. виброскорости от времени разрушения маслобака для различных агрегатов. Такая зависимость получена при статистической обработке данных парка агрегатов. Максимальное значение с.к.з. виброскорости на частоте 626 Гц составляет  $V_c = 20$  мм/с, а предел усталости по виброскорости равен  $V_o = 4,7$  мм/с при долговечности  $t_o = 20$  тыс. часов. Предел усталости по виброско-

рости  $V_o = 4,7$  мм/с меньше предела выносливости по напряжению и составляет  $\sigma_o = 0,376\sigma_{-1}$ . Такое снижение предела усталости зависит от размеров коррозии, качества обработки, концентрации напряжений пластины и согласуется с данными лабораторных испытаний на выносливость образцов [8].

В соответствии с предложением Вейбулла [8] уравнение кривой усталости с.к.з. виброскорости представим в аналогичном виде

$$V^m t = V_o^m t_o. \quad (2)$$

Подставляя в (2) с.к.з.  $V_c$  и соответствующее ему время  $t_c$ , из уравнения (2) получим выражение:

$$m = (\lg t_o - \lg t_c) / (\lg V_c - \lg V_o).$$

Для общего случая здесь можно применить метод наименьших квадратов, который дает  $m = 2$ .

Средний ресурс маслобака ( $t_{cp}$  – долговечность), выраженный числом блоков нагружения до появления усталостного повреждения (трещины), определен по известной зависимости [8]:

$$t_{cp} = \frac{t_o V_o^m (V_c \xi - K V_o)}{(V_c - K V_o) J}, \quad (3)$$

где  $\xi, J$  – некоторые интегралы, имеющие следующий вид [8]:

$$\begin{cases} \xi = \int_{KV_o}^{V_c} \frac{V(f)}{V_c} p(V) dV; \\ J = \int_{V_o}^{V_c} V^m(f) p(V) dV, \end{cases} \quad (4)$$

где  $p(V)$  – плотность распределения вероятности с.к.з. амплитуд виброскорости.

В формуле (3) введена величина  $K = 0,5 \div 0,7$ , позволяющая получить лучшее соответствие опытных и расчетных данных, согласно скорректированной линейной гипотезе суммирования усталостных повреждений [5].

Поскольку величина  $V(f)/V_c$  в (4) не зависит от амплитуды, а зависит только от частоты, перейдем от амплитуды к частоте в формуле (4) для  $\xi$ . Запи-

сывая очевидное равенство для вероятностей, получим:

$$P_v = P_f = P_k;$$

$$P_k = \int_{-KV_o}^{V_c} p(V) dV = \int_{f_m}^{f_k} p(f) df, \quad (5)$$

где  $p(f)$  – плотность распределения вероятности частот при флуктуации оборотов;  $f_m \approx f_a - 3\sigma_a$  – минимальная частота флуктуации оборотов;  $f_k$  – частота, соответствующая уровню виброскорости  $KV_o$ .

Выражение для частоты  $f_k$  получим из решения уравнения, составленного из соотношения (1), если приравнять  $V(f) = KV_o$  и  $f = f_k$ . Решение уравнения определяет следующее значение частоты:

$$\begin{cases} f_k = f_c \alpha \left[ \left( 1 + \sqrt{1 + \alpha^{-2}} \right) \right]; \\ \alpha = V_c \delta / 2KV_o \pi. \end{cases} \quad (6)$$

С учетом (5), выражение для интеграла  $\xi$  имеет вид:

$$\xi = \int_{f_m}^{f_k} \frac{f_c f \delta p(f) df}{P_k \sqrt{(\pi(f - f_c)^2 + (\delta f_c f)^2)}}. \quad (7)$$

Здесь  $P_k$  – нормирующий множитель (см. (5)). Он вводится в связи с тем, что функция распределения амплитуд принимается усеченной. Установлено, что закон вероятной флуктуации оборотов ротора (частот)  $p(f)$  является Гауссовым [1] с математическим ожиданием  $f_a$  и дисперсией  $\sigma_a^2$ . Отношение амплитуд аппроксимируем экспоненциальной функцией, что приводит соотношение (7) к следующему виду:

$$\begin{aligned} \xi = \int_{f_m}^{f_k} \frac{1}{\sqrt{2\pi\sigma_a^2} P} \exp \left[ \left( -\frac{(f - f_c)^2}{2\sigma_c^2 / m} \right) \right] \times \\ \times \exp \left[ \left( -\frac{(f - f_a)^2}{2\sigma_a^2} \right) \right] df. \end{aligned} \quad (8)$$

Условие аппроксимации выбрано таким образом, чтобы среднеквадратичное значение виброскорости коэффициента динамичности и экспонента во всем диапазоне частот (общий уровень вибрации) были одинаковы, что позволяет определить коэффициент

из интегрального уравнения

$$\int_0^{\infty} \frac{f_c^2 f^2 \delta^2}{(f - f_c^2)^2 + (\delta f_c f)^2} = \int_0^{\infty} \exp \left[ \left( -\frac{(f - f_c)^2}{2\sigma_c^2/m} \right) \right] df. \quad (9)$$

Решение уравнения (9) дает следующее значение для  $\xi < 1$ . Если коэффициент  $\sigma_c$  определить из условия прохождения экспоненты через три значения коэффициента динамичности, соответствующие частотам  $f_1, f_c, f_2$ , тогда коэффициент  $\sigma_c$  легко определяется из решения логарифмического уравнения:  $\sigma_c = \delta f_c \sqrt{\lg e / \lg 2} / 2\pi\sqrt{m}$ . Погрешность двух способов определения  $\sigma_c$  составляет 2%.

Перемножив экспоненты, входящие в подынтегральное выражение (8), получим:

$$\xi = \int_{f_m}^{f_k} A \exp \left[ \left( -\frac{(f - f_g)^2}{2\sigma_g^2} \right) \right]. \quad (10)$$

Здесь

$$\begin{cases} A = \frac{e^\beta}{P\sqrt{2\pi}\sigma_a}; f_g = \frac{f_a\sigma_c^2 + f_c\sigma_a^2}{(\sigma_a^2 + \sigma_c^2)}; \\ \sigma_g^2 = \frac{\sigma_a^2\sigma_c^2}{(\sigma_a^2 + \sigma_c^2)}; \beta = \frac{f_a(f_g - f_a)}{2\sigma_a^2} + \frac{f_c(f_g - f_c)}{2\sigma_c^2}. \end{cases} \quad (11)$$

Используя условие нормировки окончательно получим уравнение для  $\xi$ :

$$\xi = \frac{P_{g,k} e^\beta \sigma_g}{P_k \sigma_a}, \quad (12)$$

где  $P_{g,k} = \int_{f_m}^{f_k} p_g(f) df$  – вероятность нахождения

$V(f)$  в интервале частот  $f_m \div f_k$ , а  $p_g(f)$  – нормальная плотность вероятности  $f$  со средним  $f_g$  и дисперсией  $\sigma_g^2$ , равная

$$p_g(f) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma_g} \exp \left[ -\frac{(f - f_g)^2}{2\sigma_g^2} \right]. \quad (13)$$

Аналогичным образом получим выражение для интеграла  $J$  в формуле (4):

$$J = \frac{V_c^m P_{g,o} e^\beta \sigma_g}{P_o \sigma_a}, \quad (14)$$

где  $P_{g,o} = \int_{f_m}^{f_o} p_g(f) df$  – вероятность нахождения

амплитуд  $V(f)$  в интервале частот  $f_m \div f_o$ , а  $f_o$  определяется посредством соотношения (6) при  $K=1$ . Здесь условие нормировки, аналогичное (7), в интервале частот  $f_m \div f_o$  дает нормирующий множитель  $P_o$ . Теперь вычисление  $\xi$  и  $J$  по формулам (12) и (13) не представляет сложности.

Выражение  $\xi$  определяет вероятность применения линейной теории суммирования накопленных усталостных повреждений. Линейная теория подтверждается, когда  $\xi = 1$ , в остальном  $\xi < 1$ .

Оценим правомерность применения линейной теории. Максимальные значения  $\xi_m$  и  $J_m$ , полученные путем определения экстремума функций (12) и (14), равны:

$$\begin{cases} \xi_m = \frac{P_{g,k}}{P_k \sqrt{m+1}} = \frac{P_{g,k}}{P_k \sqrt{2}}; \\ J_m = \frac{V_c^m P_{g,o}}{P_o \sqrt{m+1}} = \frac{V_c^m P_{g,o}}{P_o \sqrt{3}}. \end{cases} \quad (15)$$

Плотность вероятности  $p_{g,o}(f)$  аналогична  $J_1$  со средним и дисперсией соответственно:

$$\bar{f}_{g,o} = \frac{f_a \sigma_c^2 / k + f_c \sigma_a^2}{\sigma_a^2 + \sigma_c^2}; \sigma_{g,o}^2 = \frac{\sigma_a^2 \sigma_c^2}{k(\sigma_a^2 + \sigma_c^2)}. \quad (16)$$

Максимального значения  $\xi$  достигает на резонансе, когда  $f_a = f_c$ . При этом в зависимости от соотношения дисперсий  $\sigma_c^2$  и  $\sigma_a^2$  возможны следующие варианты. При  $\sigma_c^2 \gg \sigma_a^2$ , т.е. при больших коэффициентах демпфирования ( $f_g = f_a = f_c$ ;  $\beta = 0$ ;  $\sigma_g = \sigma_a$ ) соотношение (12) равно  $\xi = P_{g,k} / P_k$  и, например, при  $\sigma_c = 3\sigma_a$  составляет 0,68. Если  $\sigma_c = \sigma_a$ , то в (12)  $\xi = P_{g,k} / \sqrt{2} P_u = 1 / (\sqrt{2} \cdot 0,95) = 0,75$ .

Таким образом, максимум  $\xi \approx 0,75$ , что является неплохим результатом применения линейной теории суммирования усталостных повреждений [8].

Полученные соотношения применим для расчета средней долговечности маслобака коробки приводов ГПА-10. При острой настройке на резонанс, когда  $f_a = f_c$  и  $\sigma_a = \sigma_c$ , получим  $t_{cp.} = 1,27$  тыс. часов, что на 17% больше времени без учета флуктуации оборотов, кроме того, наблюдаются отдельные разрушенные ГПА за 0,7 тыс. часов. Для парка агрегатов по результатам экспериментально определенной средней собственной частоты долговечность равна  $\bar{t}_{cp.} = 13,9$  тыс. часов. Полученное значение долговечности меньше межремонтного срока агрегата, составляющего 20 тыс. часов, и требует принятия мер отстройки маслобака от резонанса.

### Заключение

#### Перспективы дальнейших исследований.

Предложенный экспериментально-аналитический метод следует также применить для других типов ГПА. Кроме того, полученные результаты могут быть использованы для уточнения существующих норм виброскорости. В настоящее время предупредительные значения виброскорости составляют 20 мм/с, а аварийные – 30 мм/с. Расчеты показывают, что при таких значениях виброскорости  $V_c = 20$  мм/с динамические напряжения составляют  $\sigma_c = 270$  МПа и в 4,26 раза превышают предел усталости по виброскорости.

**Выводы.** Рассмотрено применение нового подхода к оценке долговечности маслобака коробки приводов ГПА-10, основанного на использовании статистических характеристик виброскорости парка агрегатов, что позволяет определить средний ресурс ГПА. Спектральный анализ вибрации и определение собственных частот, декремента колебаний и кривой Веллера выполнены с использованием аппаратуры фирмы «Брюль и Кьер». Приведены числовые примеры расчета напряженного состояния и долговечности маслобака ГПА-10, основанные на полученной плотности вероятности амплитудно-

частотной характеристики, как отдельного агрегата, так и парка эксплуатируемых ГПА.

### Литература

1. Игуменцев Е.А., Марчук Я.С., Гетьманенко С.В. Нормирование вибрации газоперекачивающих агрегатов // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. – Х.: ХАИ. – 2002. – Вып. 31. – С. 7 – 12.
2. Савченко Е.Н., Нагорный В.М. Повышение достоверности постановки диагноза технического состояния роторных машин при вибродиагностировании // *Труды IX межд. НТК «Гервикон-99»*. – Сумы. – 1999. – С. 13 – 17.
3. Нагорный В.М. Прогнозирование ресурса машин по результатам вибродиагностического контроля их состояния // *Труды IX межд. НТК «Гервикон-99»*. – Сумы. – 1999. – С. 26 – 30.
4. Мигаль В.Д. Вибродиагностика машин при эксплуатации. – Х.: ХГПУ, 1997. – 293 с.
5. Игуменцев Е.О., Марчук Я.С. Вплив резонансних режимів роботи газоперекачувального агрегату ГПА-10 на довговічність коробки приводів // *Нафтова і газова промисловість*. – 2004. – № 4. – С. 32 – 37.
6. Бендат Дж., Пирсол А. Применения корреляционного и спектрального анализа. – М.: Мир, 1983. – 310 с.
7. Игуменцев Е.А., Кузнецов Б.И., Гетьманенко С.В. Демодуляция ударных импульсов вибрации электродвигателя с помощью спектрального анализа огибающей // *Вестник НТУ «ХПИ»*. Серия «Электротехника, электроника и электропривод». – Х.: ХДПУ. – 2001. – Вып. 10. – С. 140 – 143.
8. Серенсен С.В., Когаев В.П., Шнейдерович Р.М. Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность. – М: Машиностроение, 1975. – 488 с.

*Поступила в редакцию 25.05.2005*

**Рецензент:** д-р техн. наук, проф. Б.И. Кузнецов, Национальный технический университет «ХПИ», Харьков.