

ОЦЕНКА ПАРАМЕТРОВ ВИБРАЦИИ И ШУМА СУДОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

канд. техн. наук, доц. Афанасьева О.В.,
Кузьмин И. А.

Санкт-Петербургский государственный горный университет
Факультет приборостроения, информационных и электронных систем
Кафедра системного анализа и управления инновациями

Аннотация

В данной статье рассматривается проблема защиты команды и пассажиров от вибрации и шума, излучаемых судовыми механизмами. Рассмотрен пример построения регрессионной модели изменения технического состояния судового насоса. На основе прогнозной модели сделан прогноз.

Ключевые слова

Шум, вибрация, судовые механизмы, прогноз.

The summary

The given article considers problems of protection of a command and passengers from vibration and the noise, radiated by ship mechanisms. The construction example regression models of change of a technical condition of the ship pump is considered. On the basis of look-ahead model the forecast is made.

Keywords

Noise, vibration, ship mechanisms, the forecast.

Задача защиты команды и пассажиров от вибрации и шума судовых механизмов, заключается в том, чтобы по возможности не превышать допустимых значений уровней вибрации и шума. Этого можно достичь, если использовать малозумные машины, вспомогательные механизмы и гребные винты; выбирать общее расположение помещений на судне таким образом, чтобы расстояние от источников вибрации и шума до тех мест, где вибрация и шум должны быть снижены, было как можно больше; устанавливать источники вибрации и

шума, так, что бы на корпус судна передавалась меньше звуковой и вибрационной энергии; применять шумопоглощающие устройства в помещениях и др.

Известно, что величина вибрации и шума влияет на работоспособность, самочувствие и здоровье людей, работу аппаратуры и механизмов и т.д. Влияние вибрации на человека зависит от её спектрального состава, направления, места приложения, продолжительности воздействия, а также от индивидуальных особенностей человека.

Стоит отметить, что вибрация не только сама по себе оказывает негативное физиологическое воздействие на организм человека, но также служит и источником акустического шума. Уровень шума определяется, главным образом, акустической и вибрационной мощностью, создаваемой источником. Всякий шум, в большей или меньшей степени, неприятен для человека, мешает его работе и отдыху. Очень сильный шум может вызвать болезненные ощущения или стать причиной психических расстройств [5].

Вибрация в воздушной среде вызывает колебания воздуха, волнообразно распространяющиеся перемещения его частиц и изменение давления воздуха. В области частот 1000-5000 Гц человек слышит звуки, если звуковое давление не меньше $p_0 = 2 \cdot 10^{-5} \frac{H}{m^2}$ (порог слышимости). Порог болевого ощущения оценивается давлением $p^* \approx 20 \frac{H}{m^2}$ [5].

Уровень звука L_v возможно оценить отношением силы данного звука I к силе звука, соответствующей порогу слышимости:

$$L_v = 10 \lg \frac{I}{I_0} \text{ (дБ)},$$

где $I_0 = 10^{-12} \frac{Bm}{m^2}$ – интенсивность звука, отвечающая порогу слышимости (пороговому значению звуковой мощности для источника воздушного шума). Уровень звукового давления определяется по формуле:

$$L_p = 20 \lg \frac{p}{p_0} \text{ (дБ)},$$

где p – эффективное значение реального звукового давления;

p_0 – давление, отвечающее порогу слышимости.

Изменение звукового уровня на 1 дБ соответствует изменению интенсивности звука на 26%, а давления – на 12% [5].

Колебательная скорость звуковой волны, наряду со звуковым давлением, является одной из самых важных измеряемых величин. Уровень колебательной скорости определяется по зависимости [4]:

$$L_{\dot{q}} = 20 \lg \frac{\dot{q}}{\dot{q}_0} \text{ (дБ)},$$

где \dot{q} – эффективное значение скорости в соответствующей полосе частот, а

$\dot{q}_0 = 5 \cdot 10^{-8} \text{ м/с}$ – пороговое значение скорости.

При исследовании вибрационных процессов в качестве колебательных параметров используются также колебательные смещения q и колебательные ускорения \ddot{q} , связанные (с учётом фазы) соотношениями $\ddot{q} = j\omega\dot{q} = -\omega^2q$. Пороговые уровни для них выбраны таким образом, чтобы на частоте 1000 Гц уровни виброперемещения, виброскорости и виброускорения в децибелах имели одинаковые величины, то есть:

$$L_q = 20 \lg \frac{q}{q_0} \text{ (дБ)}, \quad L_{\ddot{q}} = 20 \lg \frac{\ddot{q}}{\ddot{q}_0} \text{ (дБ)},$$

где $q_0 = 8 \cdot 10^{-12} \text{ м}$, а $\ddot{q}_0 = 3 \cdot 10^{-4} \text{ м/с}^2$.

Основными источниками вибрации и шума на судах являются двигатели, гребной винт и вспомогательные механизмы.

Двигатели внутреннего сгорания (ДВС) состоят из большого числа механических деталей, которые при резких возвратно-поступательных движениях интенсивно соударяются, получая значительные ускорения. Кроме того, движения в них осуществляются в результате периодически повторяющихся небольших взрывов. Вследствие этого ДВС относятся к интенсивным источникам звука и вибрации на судах.

Главными источниками шума ДВС являются:

- шум выхлопа, который возникает в процессе пульсирующего истечения отработанных газов. При отсутствии глушителя он является самой интенсивной компонентой суммарного шума двигателя, звуковая мощность которой составляет от 0,01 до 0,1% мощности двигателя. Эта мощность кажется незначительной. Однако следует учитывать, что 1 Вт акустической мощности создает уровень звукового давления, равный 92 дБ на расстоянии 10 м;

- шум всасывания, который значительно слабее, чем шум выхлопа, так как впускаемый объем воздуха (холодный воздух без горючего) меньше объема выхлопных газов, а всасывание воздуха происходит не так резко, как их выброс;

- шум, излучаемый непосредственно деталями двигателя (блоком цилиндров, картером с поддоном и т.д.), по своей звуковой мощности на два-три порядка меньше, то есть на 20 – 30 дБ ниже, чем шум выхлопа. Тем не менее на практике им не следует пренебрегать, так как шум выхлопа и всасывания можно почти всегда существенно снизить за счет применения глушителей, а для уменьшения шума двигателя требуются значительные затраты труда и средств.

Кроме того необходимо учитывать, что звуковая вибрация может передаваться от двигателя через опоры и прочие соединения на фундаменты и другие элементы конструкции, обуславливая их звукоизлучение.

Шум от двигателя с одной стороны, обусловлен процессами сгорания топлива в цилиндрах, с другой – механическими процессами (удары клапанов, перекладка поршней, удары топливного насоса при впрыскивании топлива, зубчатыми зацеплениями привода). Стоит заметить, что суммарная вибрация от механических процессов оказывается того же порядка, что и вибрация от процессов сгорания [6, 3].

Известны эмпирические соотношения между основными характеристиками двигателей и их шумностью:

$$L_p \approx \left[57 + 10 \lg(N_N P_N) + 30 \lg\left(\frac{N}{N_N}\right) \right] \text{ дБ,}$$

где L_p – уровень звуковой мощности; N_N – номинальная частота вращения двигателя, об/мин; P_N – номинальная мощность, кВт;

N – рабочая частота вращения двигателя.

В том случае, если экспериментальных данных недостаточно, то, как правило, используют две оценочные зависимости, позволяющие получить более или менее близкие к практике результаты. Третьеоктавный уровень звуковой мощности рассчитывается по формуле:

$$L_p \approx \left\{ 52 + 10 \lg \left[\frac{N_N P_N (1 + P_N / m)}{(f / 1000 + 1000 / f)} \right] + 20 \lg(N / N_N) \right\} \text{ дБ},$$

Третьеоктавный уровень звуковой вибрации на лапе двигателя над амортизатором определяется из выражения:

$$L_v \approx \left\{ 44 + 10 \lg \left[\frac{N_N P_N^{0,55} (1 + P_N m)}{1 + (f / 1500)^3 m / P_N} \right] + 30 \lg(N / N_N) \right\} \text{ дБ},$$

где L_v – уровень скорости относительно $v_0 = 5 \cdot 10^{-8} \frac{m}{c}$; m – масса двигателя, кг; f – среднегеометрическая частота третьеоктавной полосы.

Каждый двигатель состоит из многочисленных деталей (поршни, клапаны и т.д.), которые совершают быстрые возвратно-поступательные движения или, иным способом, получают сильные ускорения, что приводит к образованию значительных переменных сил. Самыми неприятными являются удары одних деталей о другие. Наиболее характерными параметрами этих процессов могут служить: перекалывание поршней, удары клапанов и топливного насоса дизеля. Как показали эксперименты с двигателем, работающим в принудительном режиме, указанные процессы создают шум приблизительно того же порядка, что и шум сгорания.

Удар при перекалке поршней обусловлен наличием определенного зазора между поршнем и стенкой цилиндра; при переходе от одной стороны цилиндра к другой поршень ударяется о цилиндр, возбуждая в двигателе звуковую вибрацию. Перекалка поршней оказывает существенное влияние на процесс шумообразования и может быть одним из основных источников звука. Возни-

кающие при перекладке поршней переменные силы тем меньше, чем меньше зазор между поршнем и стенкой цилиндра. Поэтому, одним из способов снижения вибрации и шума, излучаемых непосредственно двигателем, является уменьшение зазора между поршнем и стенкой цилиндра. Известно, что путем уменьшения установочного зазора от 0,05 мм до минимально возможного значения 0,02 мм возможно понизить шум дизеля на 1,5 дБ [6]. В процессе же работы двигателя происходит износ и повреждение контактирующих поверхностей деталей цилиндра-поршневой группы и, как следствие, увеличение зазоров в трибосопряжениях.

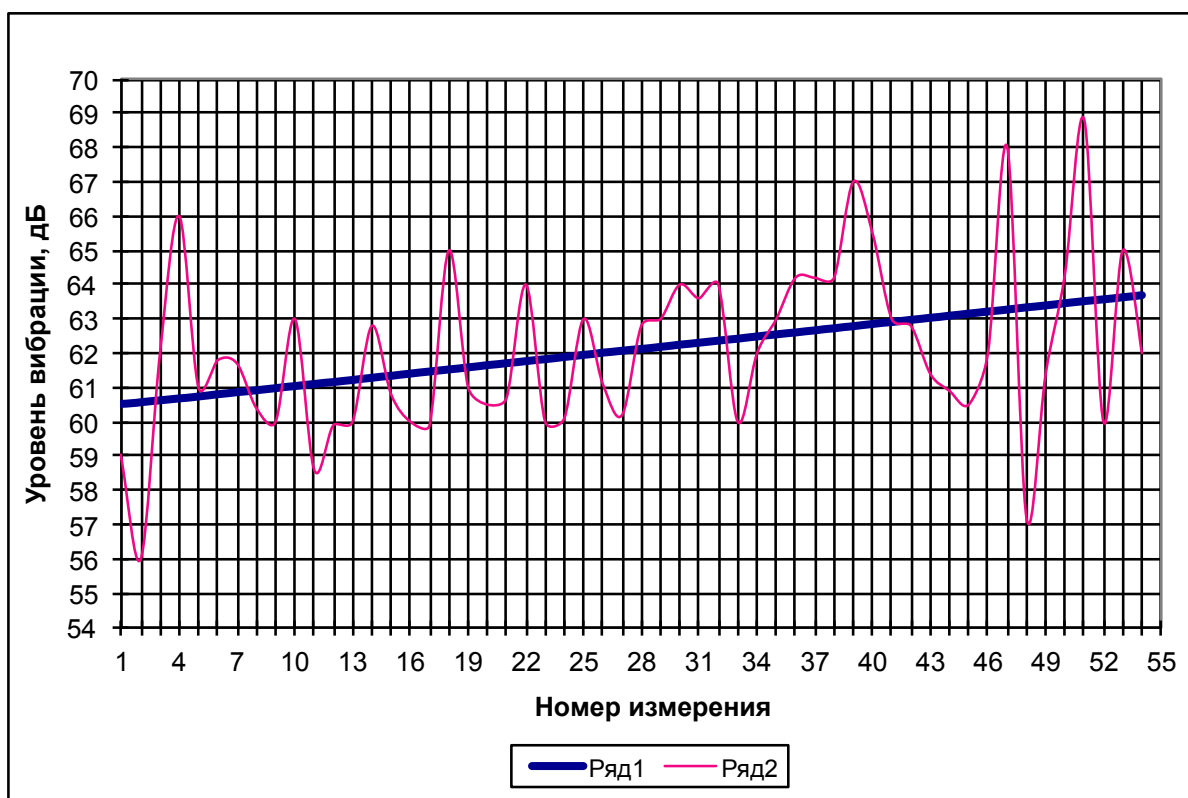


Рис. 1. Результаты измерений вибрации судового насоса и линейный тренд
ряд 1 – линейный тренд, ряд 2 – результаты измерений вибрации судового насоса в процессе эксплуатации

В настоящее время наращивание мощностей энергетических установок судов при снижении их веса обуславливают рост уровней вибрации и шума и усложняют задачу удовлетворения требованиям по шуму и вибрации.

Результаты измерения вибрации машины зависят, прежде всего, от ее технического состояния.

Типичные изменения технического состояния машин в процессе эксплуатации – это износ пар трения (подшипники, зубчатые передачи, цилиндропоршневая группа), коррозионный и эрозионный износ деталей (рабочие колеса насосов, арматура), разбалансировка и расцентровка роторных машин, отложение нагара (цилиндропоршневая группа дизелей) и солей (трубопроводы, теплообменники).

Кроме того, вследствие наработки и старения меняются качество смазочного масла в подшипниках и жесткость резины в упругих элементах крепления. Причинами изменения технического состояния машин при осмотрах и ремонтах могут служить замены отдельных деталей, изменение взаимного положения деталей в узлах, регулирование зазоров.

Регулярное измерение вибрации судовых механизмов позволяет выявить два типа устойчивых изменений вибрации: монотонное (тренд), вызываемое изменением структурных параметров механизма в процессе износа и старения, и дискретное (скачкообразное), связанное с поломками или регламентными работами.

Рассмотрим способ выделения тренда в динамическом ряду, составленном из значений уровней вибрации, полученных при последовательных измерениях, на примере судового насоса. Рассмотрим вибрационные характеристики судового насоса. Уровень вибрации насоса измеряли два раза в месяц в течение двух лет и трех месяцев, всего сделано 54 измерения. Результаты измерений вибрации насоса на частоте вращения (в третьоктавной полосе со средней частотой 50 Гц) в процессе эксплуатации представлены на рис. 1.

Во временном ряду измеренных уровней вибрации необходимо, прежде всего, убедиться в наличии тренда.

Проверим ряд на наличие тренда по критерию Стьюдента.

Для этого разобьем наш ряд на две части с 1 по 27 и с 28 по 54 (в каждой части ряда по 27 точек).

Для каждой части подсчитаем эмпирические средние значения:

$$\bar{V}_1 = \frac{1}{m} \sum_{i=1}^m V_i = 61,1; \quad \bar{V}_2 = \frac{1}{n-m-1} \sum_{i=m+1}^n V_i = 63,2.$$

И среднеквадратические отклонения:

$$s_1^2 = \frac{1}{m-1} \sum_{i=1}^m (V_i - \bar{V}_1)^2 = 4,1; \quad s_2^2 = \frac{1}{n-m} \sum_{i=m+1}^n (V_i - \bar{V}_2)^2 = 6,3.$$

Вычислим коэффициент Стьюдента:

$$|t| = \frac{|\bar{V}_2 - \bar{V}_1|}{\sqrt{ms_1^2 + (n-m)s_2^2}} \sqrt{m(n-m)(n-2)/n} = 3,3$$

Сравним средние значения. Их различие признается значимым (не случайным), если $|t|$ превысит табличные значения коэффициента Стьюдента для доверительной вероятности P и числа степеней свободы $n - 2$, то есть $|t| > t(P, n - 2)$ [2].

Из таблицы коэффициентов Стьюдента найдем значение, соответствующее $n - 2 = 52$ степеням свободы и доверительной вероятности $P = 0,95$; $t(0,95, 52) = 2,01$ [2]. Полученное значение $|t| = 3,3$ больше табличного, поэтому различие между средними значениями вибрации, вычисленными в течение первого и второго периодов, следует признать существенным. Таким образом, наличие тренда доказано.

Заметим, что имеются и другие критерии, вычисление которых более трудоемко, к тому же они не дают существенных преимуществ в точности результата, например, наиболее распространенными методами выявления тренда в динамическом ряду, являются метод Фостера-Стюарта и метод подсчета серий [2].

Определим параметры тренда. Под выделением тренда понимается отыскание аналитической зависимости, наиболее точно соответствующей детерминированной составляющей динамического ряда, то есть построение функции регрессии членов ряда (в данном случае уровней вибрации) от времени.

Для оценки параметров тренда используют метод наименьших квадратов, заключающийся в минимизации суммы квадратов разностей значений функции регрессии и членов временного ряда [1, 2].

Особенно широко применяется линейная или линеаризуемая, то есть сводимая к линейной, форма, как наиболее простая и в достаточной степени удовлетворяющая исходным данным [1, 2]. В этом случае при постановке динамической задачи прогнозирования уравнение регрессии имеет вид:

$$\tilde{V}_{in} = A_n + B_n t_i \text{ или } \tilde{V}_{in} = \bar{V} + B_n (t_i - \bar{t}),$$

где V_i и \bar{V} – текущее и среднее значения уровней вибрации механизма, дБ;
 t_i и \bar{t} – текущее и среднее значения временного интервала [2].

Заметим, что $\bar{V} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n V_i$, $\bar{t} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n t_i$, $B_n = \frac{n \sum_{i=1}^n t_i V_i - \sum_{i=1}^n t_i \sum_{i=1}^n V_i}{n \sum_{i=1}^n t_i^2 - \left(\sum_{i=1}^n t_i \right)^2}$.

Коэффициент B_n называется коэффициентом регрессии, он характеризует наклон линии регрессии (тангенс угла наклона), коэффициент A_n называют начальным или свободным коэффициентом, он представляет собой расстояние от начала координат до точки пересечения линии регрессии с ординатой (V), то есть, равен \tilde{V}_i при $t=0$.

Коэффициент A_n можно вычислять по следующей формуле [2]:

$$A_n = \frac{1}{n} \left(\sum_{i=1}^n V_i - B_n \sum_{i=1}^n t_i \right).$$

Тогда уравнение тренда (прогнозная модель) будет иметь следующий вид (рис. 1):

$$\tilde{V}_{in} = 69,1 + 0,004(t_i - 417,6) = 60,5 + 0,004t_i.$$

Для того чтобы оценить насколько точно полученная аналитическая зависимость описывает исследуемый процесс, построим несколько различных кривых. Наиболее распространенными моделями являются: экспоненциальная, степенная, гиперболическая 1 и 2 типов, логарифмическая.

Для экспоненциальной модели уравнение регрессии имеет вид [2]:

$$\tilde{V}_{i9} = A_9 \cdot e^{B_9 \cdot t_i},$$

где A_9 и B_9 вычисляются по формулам:

$$B_9 = \frac{n \cdot \sum_{i=1}^n [\ln(V_i) \cdot t_i] - \sum_{i=1}^n t_i \cdot \sum_{i=1}^n \ln(V_i)}{n \sum_{i=1}^n t_i^2 - \left(\sum_{i=1}^n t_i \right)^2} = 0,00006;$$

$$A_9 = \text{anti} \ln \left(\frac{1}{n} \left(\sum_{i=1}^n \ln(V_i) - B_9 \cdot \sum_{i=1}^n t_i \right) \right) = 60,5.$$

Таким образом, экспоненциальный тренд имеет следующий вид:

$$\tilde{V}_{i9} = 60,5 \cdot e^{0,00006 \cdot t_i}.$$

Для степенной модели уравнение регрессии записывается в следующем виде [2]:

$$\tilde{V}_{ic} = A_c \cdot t_i^{B_c},$$

где $B_c = \frac{n \cdot \sum_{i=1}^n [\ln(V_i) \cdot \ln(t_i)] - \sum_{i=1}^n \ln(t_i) \cdot \sum_{i=1}^n \ln(V_i)}{n \sum_{i=1}^n (\ln t_i)^2 - \left(\sum_{i=1}^n \ln t_i \right)^2}$; $A_c = \text{anti} \ln \left(\frac{1}{n} \left(\sum_{i=1}^n \ln(V_i) - B_c \sum_{i=1}^n \ln(t_i) \right) \right)$.

Для гиперболической модели 1 типа уравнение регрессии строится в виде [2]:

$$\tilde{V}_{i21} = A_{21} + \frac{B_{21}}{t_i},$$

где

$$B_{21} = \frac{n \cdot \sum_{i=1}^n \left[V_i \cdot \frac{1}{t_i} \right] - \sum_{i=1}^n \frac{1}{t_i} \cdot \sum_{i=1}^n V_i}{n \sum_{i=1}^n \frac{1}{t_i^2} - \left(\sum_{i=1}^n \frac{1}{t_i} \right)^2}; \quad A_{21} = \frac{1}{n} \left(\sum_{i=1}^n V_i + B_{21} \sum_{i=1}^n \frac{1}{t_i} \right).$$

Для гиперболической модели 2 типа уравнение регрессии имеет вид [2]:

$$\tilde{V}_{i22} = \frac{1}{A_{22} + B_{22} t_i},$$

где

$$B_{\varepsilon 2} = \frac{n \cdot \sum_{i=1}^n \left[\frac{1}{V_i} \cdot t_i \right] - \sum_{i=1}^n t_i \cdot \sum_{i=1}^n \frac{1}{V_i}}{n \sum_{i=1}^n t_i^2 - \left(\sum_{i=1}^n t_i \right)^2}; \quad A_{\varepsilon 2} = \frac{1}{n} \left(\sum_{i=1}^n \frac{1}{V_i} + B_{\varepsilon 2} \sum_{i=1}^n t_i \right).$$

Для логарифмической модели уравнение регрессии вычисляется по следующей формуле [2]:

$$\tilde{V}_{i \log} = A_{\log} + B_{\log} \ln t_i,$$

где

$$B_{\log} = \frac{n \cdot \sum_{i=1}^n [V_i \cdot \ln(t_i)] - \sum_{i=1}^n \ln(t_i) \cdot \sum_{i=1}^n V_i}{n \sum_{i=1}^n (\ln t_i)^2 - \left(\sum_{i=1}^n \ln t_i \right)^2}; \quad A_{\log} = \frac{1}{n} \left(\sum_{i=1}^n V_i - B_{\log} \sum_{i=1}^n \ln t_i \right).$$

Если бы все точки расположились на прямой регрессии, то связь являлась бы линейной функциональной. Но из рис. 1 видно, что связь между V_i и t_i является стохастической (вероятностной) [2]. Поэтому для стохастической связи целесообразно вычислить коэффициент парной корреляции r между V_i и t_i , а также статистическую оценку.

Для того чтобы оценить зависимость между двумя переменными, необходимо вычислить коэффициент корреляции (он принимает значения от -1 до $+1$).

Рассчитать его можно по следующей формуле:

$$r = \frac{\sum_{i=1}^n V_i t_i - \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n t_i \sum_{i=1}^n V_i}{\left[\sum_{i=1}^n t_i^2 - \frac{1}{n} \left(\sum_{i=1}^n t_i \right)^2 \right]^{1/2} \cdot \left[\sum_{i=1}^n V_i^2 - \frac{1}{n} \left(\sum_{i=1}^n V_i \right)^2 \right]^{1/2}}.$$

Вычисление коэффициента корреляции и статистической оценки позволяет судить о тесноте связи.

Вычислим коэффициент детерминации, так как он является критерием, позволяющим оценить качество модели, то он позволяет выбрать оптимальный вид кривой.

Коэффициент детерминации r^2 , то есть квадрат коэффициента корреляции, определяется с помощью уравнения [2]:

$$r^2 = \frac{B^2 \left(\sum_{i=1}^n t_i^2 - \frac{1}{n} \left(\sum_{i=1}^n t_i \right)^2 \right)}{\sum_{i=1}^n V_i^2 - \frac{1}{n} \left(\sum_{i=1}^n V_i \right)^2}.$$

Вычислив значения коэффициента детерминации для рассматриваемых трендов, получили, что оптимальной прогнозной моделью является линейная модель.

На основе оценки величины корреляции измеренных значений вибрации и времени измерений проверяют тренд на адекватность.

Чтобы оценить значимость коэффициента парной корреляции, вычисляют t -распределение Стьюдента:

$$t(p) = \frac{r\sqrt{n-2}}{\sqrt{1-r^2}}.$$

Если вычисленное значение $t(p)$ больше табличного коэффициента Стьюдента при определенном уровне значимости, то полученное уравнение регрессии отражает реально существующий тренд вибрационного процесса.

В нашем случае, $r = 0,32$, а $t(p)$ при 5%-м уровне значимости табличный коэффициент Стьюдента равен 1,706.

Таким образом, полученное уравнение регрессии реально отражает исследуемый процесс.

Качество прогноза определяют с помощью F критерия Фишера, который показывает, во сколько раз уравнение регрессии предсказывает планируемое значение вибрации лучше, чем средний уровень вибрации \bar{V} .

Для этого вычислим сначала общую дисперсию \bar{S}_V^2 и остаточную дисперсию $\bar{S}_{V_{ост.}}^2$, которая представляет собой показатель ошибки предсказания

уравнением регрессии результатов ожидаемого значения вибрации

$$\bar{S}_V^2 = \frac{\sum_{i=1}^n V_i^2 - \frac{1}{n} \left(\sum_{i=1}^n V_i \right)^2}{n-1}; \bar{S}_{Vocm}^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (V_i - \tilde{V}_{i\text{лог}})^2}{n-2}.$$

Для того чтобы уравнение регрессии \tilde{V} адекватно описывало анализируемый процесс, необходимо, чтобы

$$F = \frac{\bar{S}_V^2}{\bar{S}_{Vocm}^2} = \frac{n-2}{n-1} \cdot \frac{\sum_{i=1}^n V_i^2 - \frac{1}{n} \left(\sum_{i=1}^n V_i \right)^2}{\sum_{i=1}^n (V_i - \tilde{V}_{i\text{лог}})^2} < F^{таб}.$$

Статистика F подчиняется распределению Фишера со степенями свободы $(P-1, n-P)$.

Функция регрессии $\tilde{V}_k = f(t_k)$ принимается адекватной анализируемому процессу с уровнем значимости q при условии, что статистика F превосходит табличное значение коэффициента Фишера для степеней свободы $(P-1, n-P)$ и уровня значимости q .

Подставив в выражение критерия Фишера измеренные значения \tilde{V}_k и вычисленные параметры \tilde{V}_k и \bar{V} , получим $F = 0,78 \cdot 52 = 36,4$. Табличное значение коэффициента Фишера равно 4,04 для степеней свободы 1,48 и уровня значимости 0,05. Сопоставив полученное значение F с коэффициентом Фишера, отметим, что уравнение регрессии адекватно аппроксимирует временной ряд.

При построении тренда в определении коэффициента и средних значений вибрации могут быть ошибки, вызванные случайным характером результатов отдельных подсчетов. Поэтому, после того как найдено уравнение тренда, следует определить доверительные интервалы, так как любой прогноз должен сопровождаться двухсторонними границами, в которых с достаточной степенью точности следует ожидать появления прогнозного значения вибрации. Эти границы в регрессионном анализе задаются с помощью доверительного интервала [2].

Доверительный интервал – это интервал, в котором с определенной степенью уверенности можно ожидать появления фактического значения прогнозируемой переменной.

Фактические значения вибрации будут рассеяны около линии регрессии. Мерой рассеяния является дисперсия отклонений от линии регрессии, равная сумме квадратов отклонений, деленной на число степеней свободы.

Для того, чтобы определить доверительный интервал, необходимо, прежде всего, найти стандартную ошибку уравнения S_r (среднеквадратическое отклонение):

$$S_r = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (V_i - \tilde{V}_{i,лог})^2}{n - m}},$$

где m – число оцениваемых параметров регрессии.

Заметим, что стандартная ошибка прогноза ($S_{\tilde{V}}$) вычисляется по формуле:

$$S_{\tilde{V}} = S_r \sqrt{1 + \frac{1}{n} + \frac{(t_k - \bar{t})^2}{\sum_{i=1}^n (t_i - \bar{t})^2}}.$$

В общем виде доверительный интервал для тренда определяется как:

$$\Delta = t_a \cdot S_r.$$

Величина t_a (значение t -статистики Стьюдента) выбирается из таблиц в зависимости от a ($a = 1 - p$, где p – заданная вероятность осуществления прогноза ($\approx 95\%$)), и от ν – объема выборки ($\nu = n - m$, где n – число уравнений динамического ряда, m – число оцениваемых параметров регрессии).

При вычислении доверительного интервала по формуле (1) учитывается неопределённость, связанная с положением тренда, а для того, чтобы учесть возможность отклонения от этого тренда, доверительный интервал прогноза следует вычислять по формуле [1, 2]:

$$\Delta = t_a \cdot S_{\tilde{V}}.$$

Определим остаточный ресурс насоса по вибрационному состоянию. На основании статистических данных эксплуатации установлено, что предельному

техническому состоянию (износ подшипников, разбалансировка ротора) соответствует уровень вибрации на частоте 50 Гц, равный 73 дБ. Это значение принято за максимально допустимое в эксплуатационных условиях. Из уравнения тренда $\tilde{V}_k = 60,5 + 0,004t_k$, определим время, за которое осредненный уровень вибрации достигает 73 дБ. Это время составит $t = (73\text{дБ} - 60,5 \text{ дБ}) / 0,004 = 3125$ дня.

Исходя из того, что насос уже работает 27 мес. (два года и 3 месяца), то остаточный ресурс при сохранении линейной зависимости уровня вибрации от времени составит $t = 3125 - 820 = 2305$ дня, то есть более 6 лет. При таком большом остаточном ресурсе можно предположить, что в ближайшие два-три года вибрация насоса не достигнет предельных значений.

Построенная прогнозная модель позволяет выявить особенности развития исследуемого процесса и на основе этого предсказывать его будущее протекание при изменении каких-либо параметров. В модели все взаимосвязи переменных могут быть оценены количественно, что позволяет получить более качественный и надежный прогноз.

Литература

1. Афанасьева, О.В. Прогнозирование размера прибыли предприятия на основе линеаризуемых трендов /О.В. Афанасьева, Н.О. Безюкова //Анализ и прогнозирование систем управления: тр. IV Международной научно-практической конференции молодых учёных, студентов и аспирантов. – СПб.: СЗТУ, 2004. – С. 104 – 115.

2. Афанасьева, О.В. Теория и методы статистического прогнозирования: учебно-методический комплекс (учебное пособие) /О.В. Афанасьева, Е.С. Голлик. – СПб.: СЗТУ, 2008. – 182 с.

3. Вибрация в технике: справочник в 6-ти т. Т. 5 /под ред. М. Д. Генкина. – М.: Машиностроение, 1981. – 496 с.

4. Ионов, А.В. Средства снижения вибрации на судах /А.В. Ионов. – СПб.: ЦНИИ им. академика А.Н. Крылова, 2000. – 348 с.

5. Постнов, В.А. Вибрация корабля: учебник /В.А. Постнов, В.С. Калинин, Д.М. Ростовцев. – Л.: Судостроение, 1983. – 248 с.

6. Справочник по технической акустике /под ред. М. Хекла и Х.А. Мюллера: пер. с нем. – Л.: Судостроение, 1980. – 440 с.

Рецензент проф. Первухин Д.А.