

Разработка методики автоматизированной оценки влияния режимных факторов на вибрационное состояние турбоагрегата

Н. Г. Шульженко, Ю. Г. Ефремов

Институт проблем машиностроения, Харьков, Украина

Предложена методика оценки влияния режимных факторов на вибрационное состояние турбоагрегата, которая может использоваться в автоматизированной системе вибромониторинга роторов. Для установления взаимосвязи между режимными факторами и вибрационным состоянием турбоагрегата использованы корреляционный и графический методы. Представлены результаты натурных исследований кинетики вибросостояния турбоагрегата при изменении его активной мощности.

Ключевые слова: турбоагрегат, вибрационный контроль, режимный фактор, корреляционный метод.

Постановка задачи. Вибрационный контроль и диагностика стационарных турбоагрегатов широко применяются для оценки технического состояния и прогнозирования ресурса энергоблоков. При этом используются переносные или стационарные системы контроля и диагностики, оснащенные современными аппаратными средствами. Изменение вибрационного состояния машины в процессе эксплуатации может быть обусловлено появлением и развитием дефектов и неисправностей механического происхождения. Решение задачи диагностирования будет более успешным, если система контроля и диагностики работает непрерывно в автоматизированном режиме и позволяет контролировать вибрации как опор, так и роторов [1]. Такими системами оснащаются в последнее время значительное число турбоагрегатов [2], что особенно актуально, поскольку многие из них выработали свой расчетный ресурс. Создаваемое для этих систем методическое обеспечение в автоматизированном режиме оповещает персонал станции об изменениях уровней вибрации роторов и опор и случаях превышения установленных норм. Автоматизированная работа системы обеспечивается управляющей программой ПЭВМ. Программные средства системы предназначены для сбора и анализа информации о вибрационном состоянии и режимах работы турбоагрегата, а также для создания и обслуживания базы данных о его состоянии. Непрерывное наблюдение и анализ вибрационного состояния агрегата с помощью созданной автоматизированной системы свидетельствуют о значительных изменениях вибросостояния вследствие влияния режимных факторов [3]. Чаще всего вибрация изменяется в течение суток при увеличении-уменьшении потребляемой мощности, изменении вида топлива, условий вакуума или параметров пара (давление, расход).

Вместе с тем изменение вибросостояния может быть вызвано сменой режимов работы агрегата, которые характеризуются режимными факторами. Непрерывный контроль над режимными факторами осуществляется в процессе эксплуатации автоматизированными системами управления, которыми оснащаются все энергоблоки. Для диагностики вибрационного состояния

машины и поиска причин повышенной вибрации важно определить, вызван ли рост вибрации развитием дефектов и повреждений или изменениями режимных факторов.

Целью данной работы является разработка методики оценки влияния режимных факторов на вибрационное состояние работающего турбоагрегата, позволяющей в автоматизированном режиме распознавать изменение вибрации в зависимости от режимов работы машины, для использования ее в системах непрерывного мониторинга и диагностики вибрации.

Объект исследования. На теплофикационном турбоагрегате Киевской ТЭЦ-5 в течение нескольких лет функционирует автоматизированная система непрерывного мониторинга и анализа параметров вибрации [2]. Турбоагрегат состоит из паровой турбины Т-250/300-240-2 мощностью 250/300 МВт, генератора ТВВ-320 и возбудителя (рис. 1). Основной режим работы турбоагрегата стационарный, частота вращения 50 Гц. Агрегат оснащен средствами измерения вибрации вала и опор. Вибрация вала контролируется в районе опор 1–7 по двум ортогональным направлениям, а вибрация опор 1–11 – по трем направлениям при различных режимах работы агрегата (пуск–останов, переходной и стационарный режимы).

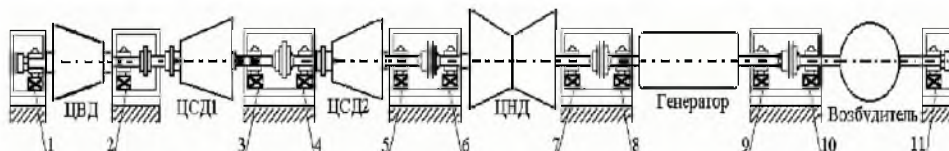


Рис. 1. Схема объекта исследования (1–11 – номер опоры): ЦВД – цилиндр высокого давления; ЦСД – цилиндр среднего давления; ЦНД – цилиндр низкого давления.

Методы исследования. Вначале рассмотрим возможность применения графического и корреляционного методов оценки взаимосвязи процессов для определения влияния режимных факторов на вибрационное состояние турбоагрегата.

Графический метод. С целью визуального представления взаимосвязи между режимными факторами и вибрационными параметрами турбогенератора воспользуемся графическим методом. На рис. 2 в качестве примера приводятся кривые, характеризующие изменение активной мощности генератора (кривая *A*) и температуры острого пара (кривая *B*), а также максимального модуля вектора поперечных виброперемещений вала в опорах 1–3 и среднееквадратичного значения (СКЗ) виброскорости опор (вертикальная составляющая), полученные с помощью указанной системы. Здесь *t* – время, *S* – максимальный модуль вектора виброперемещений вала, *V* – СКЗ виброскорости опор, *T* – режимный фактор (S_{\max} , V_{\max} , T_{\max} – максимальные значения соответствующих параметров).

Следует отметить, что база данных автоматизированной системы управления насчитывает свыше 400 режимных факторов, поэтому использование графического метода для определения взаимосвязи процессов является трудоемкой задачей. Визуализация режимных факторов и вибрационных параметров дает наглядное представление о происходящем процессе, но для

установления влияния режимных факторов в автоматизированном режиме следует ввести количественные показатели. Это позволит без вмешательства специалиста исключить из рассмотрения возрастание вибрации при изменении режимов работы машины в случае возникновения дефектов и несовершенств агрегата.

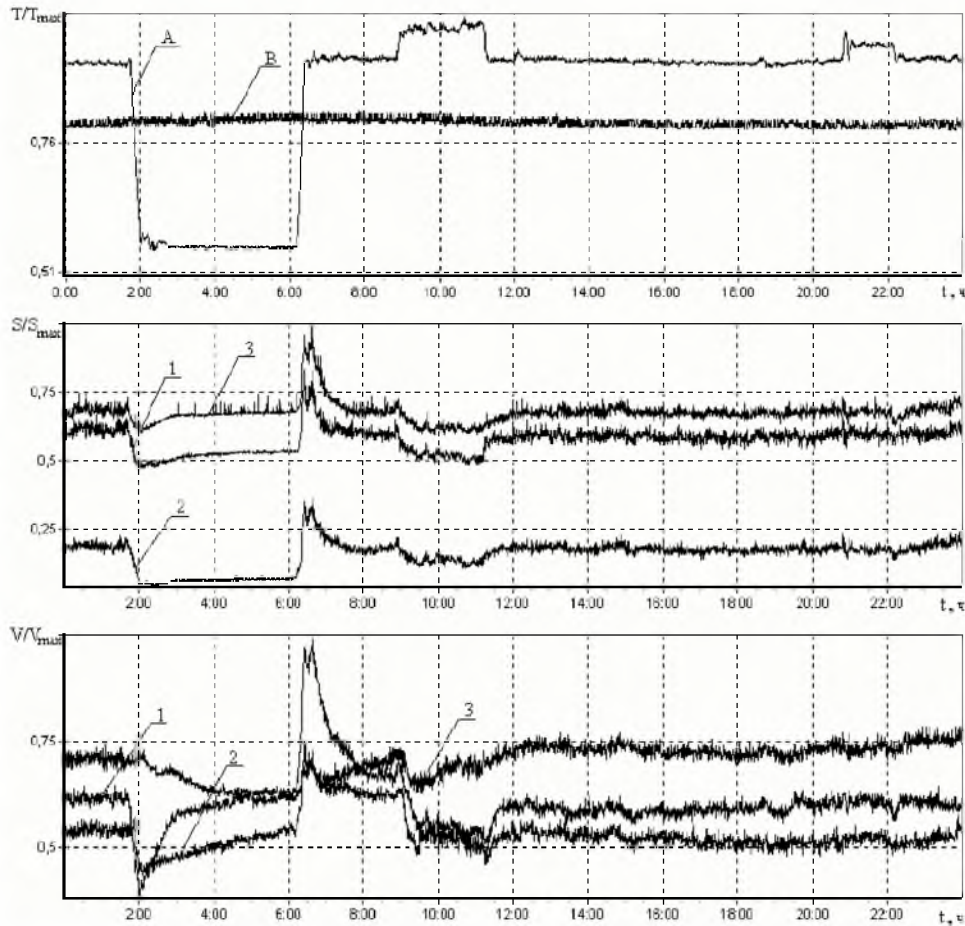


Рис. 2. Изменение режимных факторов и параметров вибрации турбоагрегата (цифры обозначают номер опоры).

Корреляционный метод. Для оценки взаимосвязи вибрационных параметров и режимных факторов воспользуемся традиционным методом статистической обработки данных. Наиболее общим видом связи между процессами X и Y является стохастическая связь – вероятностная зависимость $f(Y|x) = F(X)$, устанавливающая условный закон распределения явления Y . В качестве меры взаимозависимости между режимными факторами и вибрационным состоянием турбоагрегата предлагается использовать коэффициент корреляции r . Существуют и другие методы для выявления связи между явлениями (например, дисперсионный), однако корреляционный обладает наибольшей простотой, что важно для автоматизации распознавания взаимосвязи [4].

Обычно предполагают, что исследуемая совокупность данных является выборкой из нормально распределенной генеральной совокупности. Поэтому при исследованиях необходимо контролировать соответствие эмпирического распределения нормальному закону распределения. Это осуществляется с помощью гистограмм, показывающих частоту попадания значений переменной в отдельные интервалы (рис. 3). Однако такой способ не позволяет в ряде случаев однозначно указать на искомое соответствие.

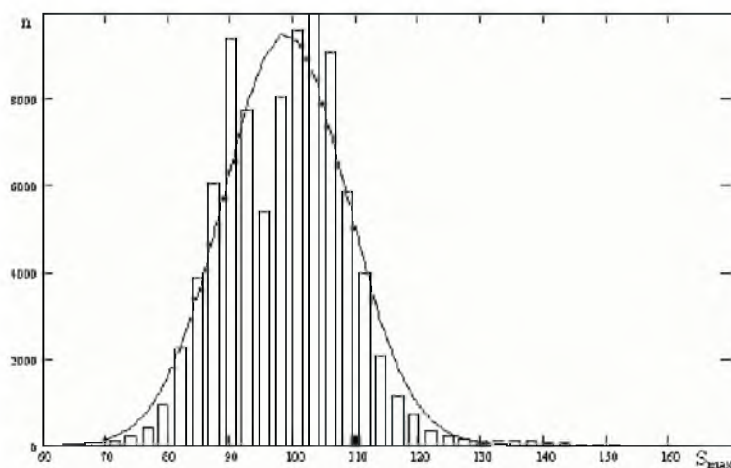


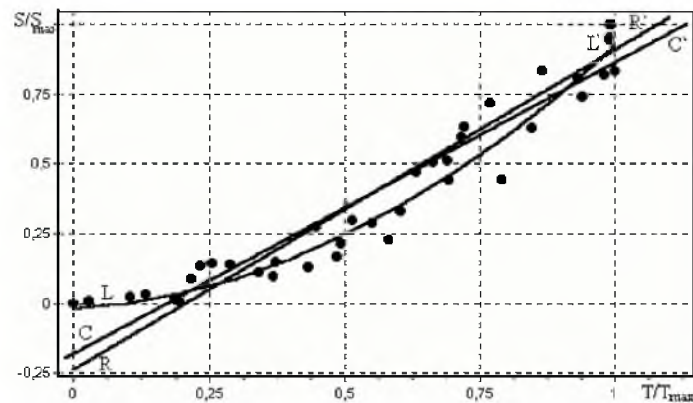
Рис. 3. Вероятностная гистограмма вибрационного параметра.

Для оценки соответствия экспериментальных данных нормальному закону можно воспользоваться различными критериями [5, 6]. В данной задаче целесообразно применять критерий Лукацкой о приближенном нормальном распределении [6]. В соответствии с последним распределение является нормальным, если выполняются условия: $-1,0518 \leq \gamma_1 \leq 1,0518$; $0 \leq \gamma_2 \leq 4$, где γ_1 — коэффициент асимметрии, γ_2 — коэффициент эксцесса. Полученные коэффициенты асимметрии $\gamma_1 = 0,4238$ и эксцесса $\gamma_2 = 2,4614$ для $S(t)$ (рис. 2) свидетельствуют о том, что распределение является приближенно нормальным, а также о допустимости использования коэффициента корреляции как меры взаимозависимости.

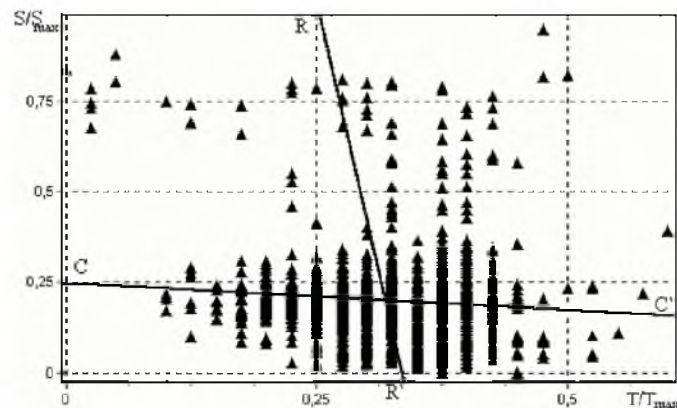
Оценим зависимость между режимным фактором и вибрационным параметром, предположив, что она может быть линейной либо параболической. Проведем регрессионный анализ на основе диаграммы рассеяния (разброса) и определим коэффициент корреляции для случаев нерегулярного и регулярного изменения режимного фактора (на рис. 2 кривые A и B соответственно).

На рис. 4,а для случая нерегулярного изменения режимного параметра приводятся диаграмма рассеяния параметров и прямые RR' , CC' , соответствующие линейной регрессии параметров S по T и T по S , а также линия LL' , отвечающая параболической регрессии S по T . Коэффициенты регрессии определялись методом наименьших квадратов [7, 8]. На рис. 4,а экспериментальные точки образуют упорядоченную структуру, свидетельствующую о связи между исследуемыми переменными, что подтверждается также

ориентацией линий регрессии. Малое значение угла между линиями регрессии RR' и CC' указывает на тесную связь между процессами T и S . В случае регулярного изменения режимного фактора и отсутствия корреляционной зависимости между вибрационным параметром и режимным фактором точки на диаграмме образуют “облако”, а соответствующий угол приближается к 90° (рис. 4,б). Вычисленные по известным формулам [4, 9] коэффициенты корреляции для линейной ($r_{TS} = 0,95$) и параболической ($r_{TS} = 0,99$) связей между T и S отличаются незначительно (рис. 4,а). Это свидетельствует о возможности использования линейного коэффициента корреляции для оценки связи между вибрационными параметрами и режимными факторами.



а



б

Рис. 4. Диаграммы рассеяния вибрационного параметра – режимного фактора и соответствующие линии регрессии: а – максимальный модуль виброперемещения вала – активная мощность генератора; б – максимальный модуль виброперемещения вала – температура острого пара.

При установлении зависимости между режимными факторами и вибропараметрами коэффициенты корреляции определяются в режиме скользящего окна (с каждым новым входным значением параметров во времени процесс вычислений проводится заново). При этом результат зависит от ширины окна N , что подтверждается представленными на рис. 5 графиками изменения коэффициентов корреляции, полученными при различных N .

Отметим, что при малых значениях N растет погрешность вычислений, а также увеличивается доля случайной компоненты, что может приводить к неадекватной оценке ситуации. При увеличении N повышаются точность и “инерционность” определения коэффициента корреляции, что приводит к временному запаздыванию оценки влияния режимных факторов на вибрационное состояние турбоагрегата. Это следует учитывать при использовании метода в режиме реального времени при больших значениях N . Отметим также, что наряду с “инерционностью” оценки коэффициента корреляции может иметь место временное запаздывание реакции вибросостояния турбоагрегата на изменение технологических параметров, что также усложняет выбор N .

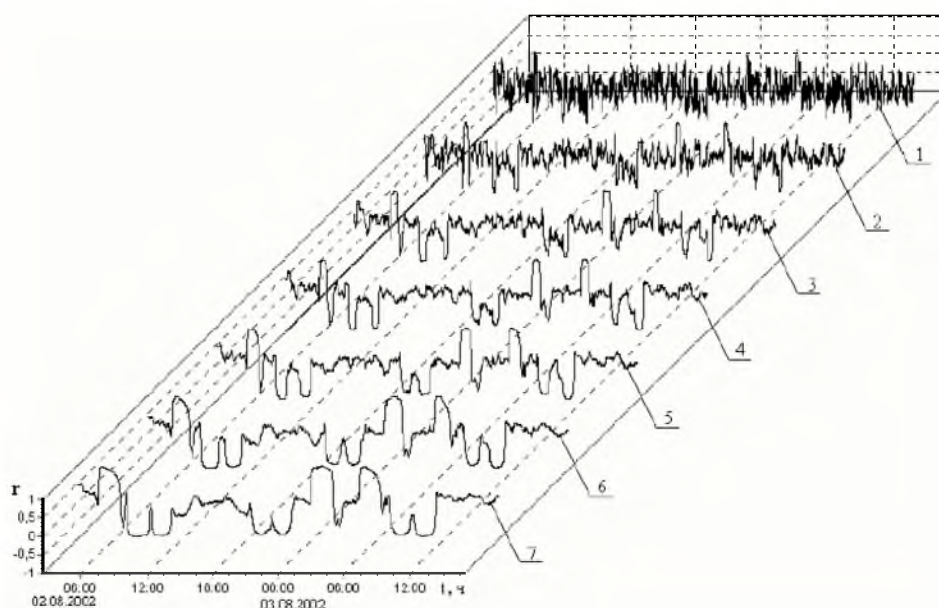


Рис. 5. Изменение коэффициента корреляции во времени при различной ширине окна N : 1 – $N = 7,5$ мин; 2 – $N = 15$ мин; 3 – $N = 30$ мин; 4 – $N = 45$ мин; 5 – $N = 60$ мин; 6 – $N = 90$ мин; 7 – $N = 120$ мин.

Как правило, изменение таких режимных параметров, как мощность турбоагрегата (рис. 6,а), расход и давление острого пара, вакуум в конденсаторе происходит не более чем за 30 минут. Учитывая вышесказанное, рекомендуется назначать ширину окна при вычислении коэффициента корреляции не менее 30 мин. Как видно из полученных результатов, рост $|r|$ до значения 0,75 и более (рис. 6,б) свидетельствует о значительном влиянии изменения мощности генератора на вибросостояние турбоагрегата.

Метод переменных коэффициентов. Проведенные исследования показывают, что применение корреляционного анализа для оценки взаимосвязанности вибрационных параметров и режимных факторов турбоагрегата целесообразно при постанализе. Для автоматизированной оценки влияния режимных факторов на вибрационные параметры в режиме реального времени рекомендуется использовать другие подходы. С этой целью может быть применен метод переменных коэффициентов.

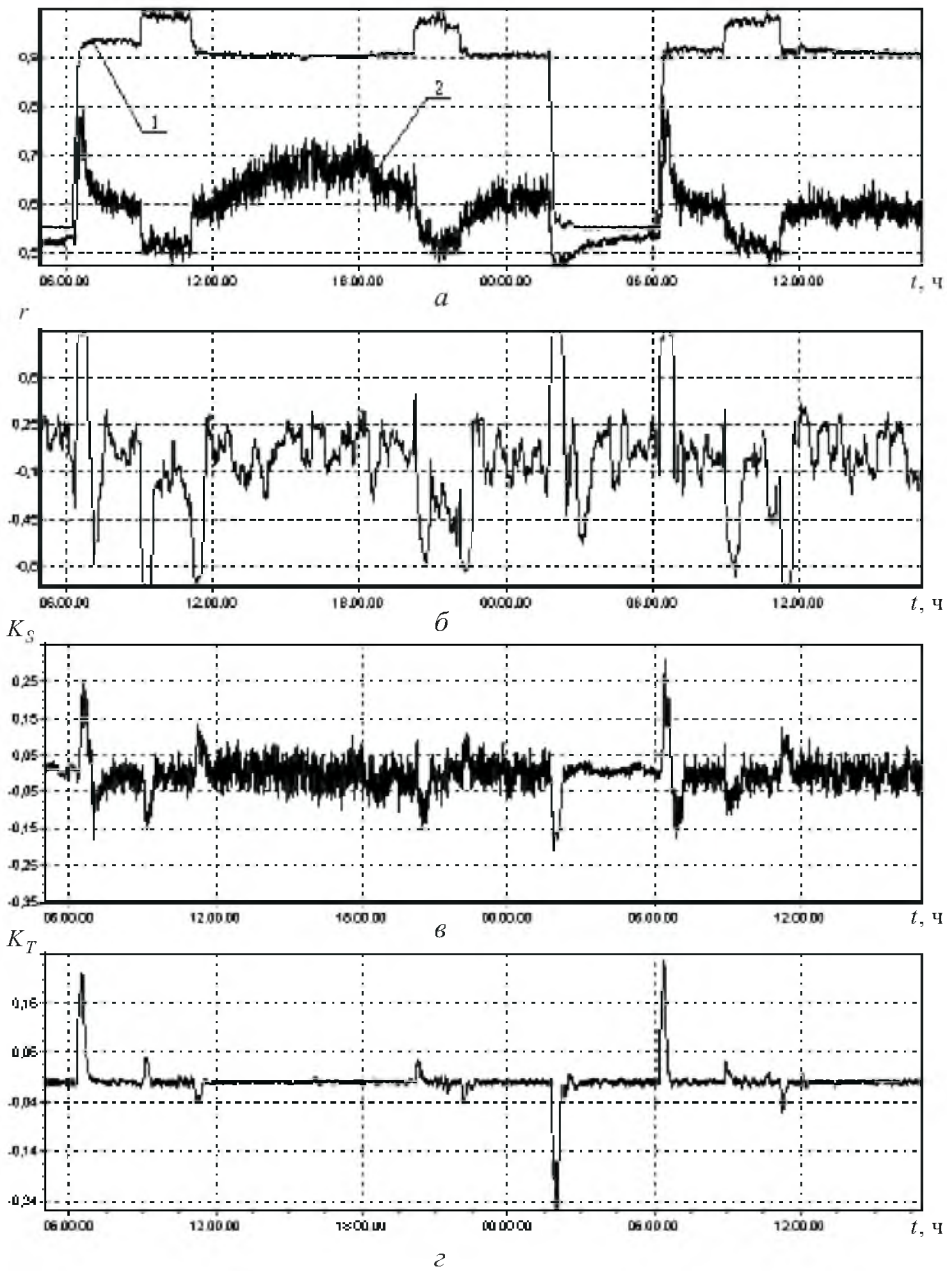
$$T/T_{\max}, S/S_{\text{вых}}$$


Рис. 6. Изменение во времени: а – режимного фактора (1) и вибрационного параметра (2); б – коэффициента корреляции r ; в – переменного коэффициента K_S ; г – переменного коэффициента K_T .

Сущность разработанного метода состоит в следующем. По данным непрерывных измерений вибрационных параметров и режимных факторов турбоагрегата вычисляются в режиме скользящего окна их средние значения M_S и M_T . Они используются для вычисления показателя изменения текущих значений вибрационных параметров и режимных факторов. В качестве

показателя изменения текущих значений S и T предлагаются соответственно переменные коэффициенты K_S и K_T , определяемые как

$$K_S = 1 - M_S/S - \text{для вибрационных параметров};$$

$$K_T = 1 - M_T/T - \text{для режимных факторов}.$$

Знак переменных коэффициентов K_S и K_T указывает на возрастание или убывание соответствующих параметров и факторов относительно их среднего значения. Заключение об уровне взаимосвязанности S и T предлагается осуществлять по результатам проверки одновременности выполнения условий

$$|K_S| > U_S, \quad |K_T| > U_T,$$

где U_S, U_T – предельные значения для соответствующих переменных коэффициентов. Величины U_S, U_T рекомендуется назначать из условия “чувствительности” метода. При этом следует учитывать результаты предварительных исследований диапазона изменения переменных коэффициентов K_S и K_T для конкретного агрегата. Предварительные статистические данные необходимы также при определении ширины окна для вычисления M_S и M_T .

Результаты апробации. На основе предложенного метода переменных коэффициентов разработан алгоритм и составлена программа оценки влияния режимных факторов на вибрационное состояние турбоагрегата для методического обеспечения системы мониторинга и диагностики вибрации [1, 2]. Разработанная методика была опробована экспериментально с помощью указанной системы вибромониторинга.

Анализ экспериментальных вибрационных характеристик и основных режимных факторов за длительный период работы (несколько лет) исследуемого турбоагрегата показал, что переходные процессы режимных параметров длятся, как правило, не более 30 мин. Поскольку может иметь место временное запаздывание реакции вибросостояния турбоагрегата на изменение режимных факторов, то значения M_S и M_T целесообразно вычислять при ширине окна не менее 30 мин. Исследования показали, что для разных опор предельное значение U_S должно быть различным. Его выбирают в диапазоне значений 0,05...0,25. Рекомендуемые значения для опор (рис. 1) приведены ниже:

№ опоры	1	2	3	4	5	6	7
Рекомендуемое значение	0,20	0,25	0,15	0,10	0,05	0,10	0,10

Величина U_T для активной мощности генератора может быть выбрана близкой 0,05.

В качестве примера на рис. 6, в, г приводятся графики изменения переменного коэффициента K_S для максимального модуля вектора виброперемещений вала (опора 1) и переменного коэффициента K_T для активной мощности генератора. При превышении предельного значения K_S осуществляется поиск режимного фактора, при котором величина K_T достигает предельного значения.

Как следует из полученных результатов, между вибрационными параметрами и режимными факторами имеет место статистическая зависимость. Для сравнения на рис. 6,б представлены расчетные значения коэффициента корреляции r . Использование r для тех же целей в автоматизированном режиме приводит к большим вычислительным затратам, чем использование K_S и K_T . Для автоматизации режима определения взаимосвязи между параметрами по показателю r необходимо также оценить изменение вибрационного состояния. Изменение переменных коэффициентов K_S и K_T адекватно отвечает изменению режимов работы и вибросостояния, что делает их использование в автоматизированном режиме более эффективным по сравнению с применением r .

Следует учесть, что установление взаимосвязанности режимных факторов и вибрационных параметров указывает на возможность изменения вибрации от изменения режимов работы и не исключает вклад быстроразвивающегося дефекта механического происхождения на рост вибрации. Вместе с тем переменный коэффициент K_S может использоваться в качестве диагностического признака развивающегося дефекта, поскольку диапазон изменения K_S для отдельного агрегата практически не изменяется в межремонтный период. Например, для последнего наблюдаемого межремонтного периода работы турбоагрегата Киевской ТЭЦ-5 диапазон изменения K_S в опоре 1 (рис. 1) составил не более $\pm 0,5$. Превышение границ диапазона возможных значений K_S может служить сигналом о развитии дефекта.

Заключение. С использованием результатов натурных исследований выполнена оценка влияния режимов работы на вибросостояние турбоагрегата. Для автоматизированной оценки в режиме реального времени разработана методика с использованием переменных коэффициентов. Для применения этой методики необходимы предварительные исследования длительности переходных процессов и диапазонов изменения коэффициентов K_S и K_T конкретного агрегата. В качестве первого приближения для теплофикационных турбоагрегатов большой мощности рекомендуется назначать величины предельных значений $U_S = 0,05...0,25$ для вибрационных параметров, $U_T = 0,05...0,1$ для режимных факторов, а ширину окна выбирать в интервале 30...45 мин. Проведенные натурные исследования вибросостояния турбоагрегата свидетельствуют о необходимости учета прежде всего следующих режимных факторов: потребляемая мощность, вид топлива, вакуум, давление и расход пара. Апробация разработанной методики показала ее работоспособность, что позволяет рекомендовать ее для автоматизированной оценки влияния режимных факторов на вибрационное состояние турбоагрегатов.

Резюме

Запропоновано методику оцінки впливу режимних чинників на вібраційний стан турбоагрегата, що може використовуватися в автоматизованій системі вібромоніторингу роторів. Для встановлення взаємозв'язку між режимними чинниками та вібраційним станом турбоагрегата використовуються кореляційний і графічний методи. Наведено результати натурних досліджень кінетики вібростану турбоагрегата при зміні його активної потужності.

1. Шульженко Н. Г., Билетченко В. П., Метелев Л. Д. и др. Методическое обеспечение систем непрерывного мониторинга и анализа параметров колебаний для диагностирования вибрационного состояния роторных агрегатов // Энергетика и электрификация. – 2000. – № 9 (206). – С. 34 – 40.
2. Шульженко Н. Г., Билетченко В. П., Метелев Л. Д. и др. Аппаратурное обеспечение систем непрерывного вибромониторинга роторных агрегатов // Энергетика и электрификация. – 2000. – № 7 (204). – С. 35 – 38.
3. Шульженко Н. Г., Билетченко В. П., Метелев Л. Д. и др. Теоретические и экспериментальные исследования колебаний роторов для решения задач диагностики и повышения надежности турбоагрегатов // Надійність машин та прогнозування їх ресурсу: Доповіді міжнар. наук.-техн. конф. (20–22 вересня 2000 р., Івано-Франківськ–Яремча). – Івано-Франківськ, 2000. – С. 612 – 621.
4. Вайну Я. Я.-Ф. Корреляция рядов динамики. – М.: Статистика, 1977. – 120 с.
5. Бендат Дж., Пирсол А. Прикладной анализ случайных данных / Пер. с англ. – М.: Мир, 1989. – 540 с.
6. Экономико-статистические исследования промышленного производства. – М.: Статистика, 1969. – 312 с.
7. Худсон Д. Статистика для физиков. – М.: Мир, 1970. – 296 с.
8. Хемминг Р. В. Численные методы. – М.: Наука, 1968. – 400 с.
9. Кендалл М., Стюарт А. Статистические выводы и связи / Пер. с англ. – М.: Наука, 1973. – 900 с.

Поступила 26. 05. 2003