

# СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДИКИ ВИБРОДИАГНОСТИЧЕСКОГО КОНТРОЛЯ ТРУБОПРОВОДНЫХ ОБВЯЗОК ОБОРУДОВАНИЯ МАГИСТРАЛЬНЫХ ГАЗОПРОВОДОВ

**Н.Л. Зайцев, В.И. Суханов**

Работа посвящена повышению точности определения уровня динамических напряжений и остаточного ресурса трубопроводных обвязок оборудования магистральных газопроводов. Показано, что для трубопроводов опасность возникновения разрушений от действия вибраций следует оценивать не по величине виброскорости трубопровода, а по среднеквадратичному значению местных динамических напряжений.

*Ключевые слова:* вибродиагностический контроль, трубопроводные обвязки, газопровод.

Нормативные документы по диагностированию вибрационного состояния оборудования и трубопроводных обвязок компрессорных и газораспределительных станций (КС, ГРС) регламентируют точки, по результатам специальных измерений в которых определяют общий уровень вибрации. Основным показателем, определяющим вибрационное состояние оборудования и трубопроводных обвязок, принято считать среднее квадратичное значение виброскорости  $V_{скз}$ . При этом как для вибраций, замеренных на подшипниках газоперекачивающих аппаратов (ГПА), так и на трубопроводных обвязках КС и ГРС допускаемый уровень  $V_{скз} \leq 7$  мм/с. В случае, если  $V_{скз}$  превышает предельный уровень, рекомендуется проведение расширенных виброисследований с целью определения уровня динамических напряжений, так как именно динамические напряжения, а не сами по себе вибрации приводят к разрушению. Следует заметить, что в нормативных документах допускаемый уровень динамических напряжений не оговорен. В этой связи, для проведения вибродиагностических исследований необходимо решить две, по нашему мнению, недостаточно проработанные методические задачи:

- по достоверной регистрации характера и уровня динамических напряжений;
- выбору методики расчета долговечности по известным значениям статических и динамических напряжений, действующих на оборудование и трубопроводные обвязки КС и ГРС, в процессе их эксплуатации.

В отличие от традиционного применения осциллографа или самописца для регистрации характера и уровня динамических напряжений в настоящей работе предлагается использовать виброанализирующий комплекс, в состав которого входят:

- тензометрический мост для регистрации уровня динамических деформаций (напряжений);
- специальный усилитель сигнала с коэффициентом усиления  $K_y = 500$ , работающий в частотном диапазоне от 0,1 до 15 000 Гц;

– виброанализатор «Топаз».

Применение такого комплекса позволяет с высокой разрешающей способностью и достоверностью регистрировать и сохранять в памяти спектры среднеквадратичных значений динамических напряжений, использовать эти данные в расчетах на циклическую прочность.

Реальные технологические процессы нагружения трубопроводов КС и ГРС состоят из ряда циклов, которые характеризуются амплитудами напряжений  $\sigma_{aF}$  с соответствующими числами циклов  $N_i$ . Поэтому расчет на циклическую прочность трубопроводов следует проводить с учетом низкочастотного (пуски, остановки, изменение расхода газа) и высокочастотного (пульсация потока газа, пневмоудары от лопаток рабочего колеса центробежного нагнетателя) циклического нагружения. Наиболее удачной, на наш взгляд, является методика расчета на циклическую прочность оборудования и трубопроводов атомных энергетических установок ПНАЭ Г-7-002-86 [1].

Согласно указанной методике, циклическую прочность определяют по формуле:

$$\sum_{i=1}^k \frac{N_i}{[N_0]_i} \leq a, \quad (1)$$

где  $N_i$  – число циклов  $i$ -го типа за время эксплуатации (рассчитывается по экспериментально полученным спектрам среднеквадратичных значений динамических напряжений);  $[N_0]_i$  – допускаемое число циклов  $i$ -го типа (определяется по расчетным усталостным кривым);  $a$  – накопленное усталостное повреждение (от воздействия низко- и высокочастотных циклов нагружения), предельное значение которого  $a_{пред} = 1$ .

Построение усталостной кривой для определения допускаемого числа циклов нагружения  $[N_0]_i$  сталей с отношением  $\sigma_T/\sigma_B \leq 0,7$  при  $[N_0] \leq 10^{12}$  проводят с помощью формулы (2):

$$\sigma_a(N) = \min \left[ \frac{E \cdot 0,5 \cdot \psi}{n_\sigma (4N)^{0,5}} + \frac{\sigma_B (1 + 0,014\psi)}{n_\sigma \left[ (4N)^{0,132 \log \left[ \frac{\sigma_B (1 + 0,14\psi)}{\sigma_T} \right]} + \frac{1+r}{1-r} \right]}, \frac{E \cdot 0,5 \cdot \psi}{(4n_N N)^{0,5}} + \frac{\sigma_B (1 + 0,014\psi)}{(4n_N N)^{0,132 \log \left[ \frac{\sigma_B (1 + 0,14\psi)}{\sigma_T} \right]} + \frac{1+r}{1-r}} \right], \quad (2)$$

где  $\sigma_T$  – предел текучести металла трубопровода;  $\sigma_B$  – временное сопротивление металла трубопровода;  $E$  – модуль упругости;  $n_\sigma$ ,  $n_N$  – коэффициенты запаса прочности по напряжениям и числу циклов нагружения;  $r$  – коэффициент асимметрии цикла напряжений;  $\psi$  – относительное сужение поперечного сечения образца к моменту его разрушения при статическом растяжении. В случае отсутствия экспериментальных данных поперечное сужение определяют по формуле

$$\psi = 0,01(91,28 - 0,443(\sigma_T + \sigma_B) + 1,2 \cdot 10^{-3}(\sigma_T + \sigma_B)^2). \quad (3)$$

Асимметрию цикла нагружения определяют с учетом среднего напряжения, принимаемого равным постоянному местному напряжению от действия внутреннего давления, тепловых нагрузок и остаточных напряжений растяжения.

При расчете механические характеристики материала ( $\sigma_T$ ,  $\sigma_B$ ,  $E$ ) принимают равными их минимальным значениям в интервале рабочих температур. Коэффициент запаса прочности по напряжениям принимают равным  $n_\sigma = 2$ , а по числу циклов  $n_N = 10$ .

В случае получения на стационарном режиме работы оборудования узкополосного спектра напряжений от высокочастотной вибрации значение повреждения определяют как сумму значений повреждений от действия местных дина-

мических напряжений с соответствующими им частотами.

В случае получения широкополосного спектра, значение повреждения определяют как сумму повреждений для тех амплитуд местных напряжений и соответствующих им частот, которые вызывают повреждения более 10 % максимального повреждения на одном из сочетаний амплитуды-частоты из всего спектра.

В качестве примера ниже приведены результаты измерения вибрации и динамических напряжений на трубопроводной обвязке ГПА-1 компрессорного цеха № 3 Оренбургского ЛПУ. Измерения проводили на отводе с выходной стороны ГПА в точке, где выявлен наибольший уровень вибрации.

Параметры работы ГПА:

– оборотная частота рабочего колеса – 132 Гц;

– количество лопаток – на входе 7, на выходе 14.

Результаты измерения вибрации: общий уровень вибрации  $V_{\text{ср}} = 13,0$  мм/с, разброс 0,97 (рис. 1).

Результаты измерения динамических напряжений:

• геометрические параметры трубы:

– наружный диаметр – 720 мм,

– толщина стенки – 16 мм;

• физические параметры металла трубы:

– марка стали – сталь 20,

– предел текучести –  $\sigma_T = 25$  кг/мм<sup>2</sup>,

– временное сопротивление –  $\sigma_B = 42$  кг/мм<sup>2</sup>,

– модуль упругости –  $E = 2 \cdot 10^4$  кг/мм<sup>2</sup>,



Рис. 1. Результаты измерения вибрации

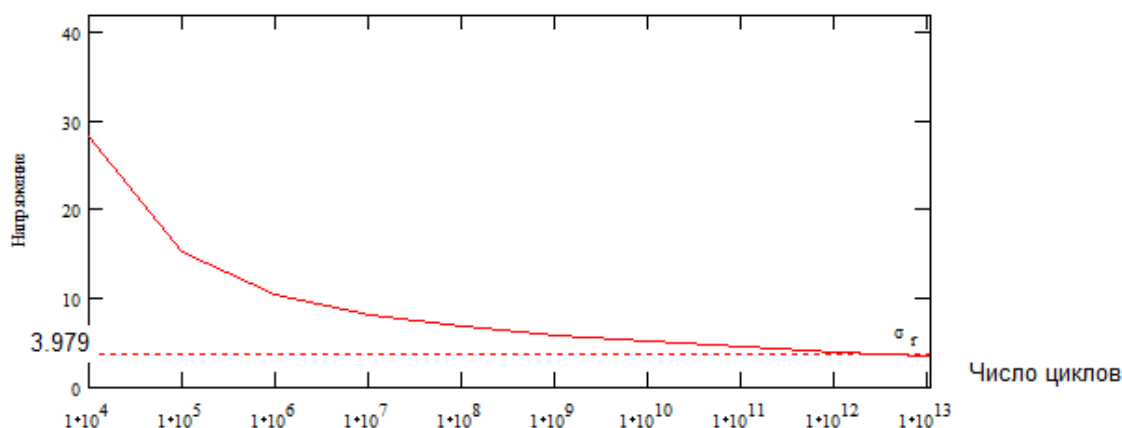


Рис. 2. Расчетная кривая усталости для стали 20

– предел выносливости –  $\sigma_1 = 0,4\sigma_B$ ,

– поперечное сужение –  $\psi = 0,56$  (ввиду отсутствия экспериментальных данных определяли по формуле (3)).

Расчетная кривая усталости для стали 20 ГОСТ 1050–88 представлена на рис. 2.

При построении кривой усталости принимали:

– коэффициент асимметрии цикла  $r = -1$ ;

– нормативные коэффициенты запаса по напряжениям и долговечности  $n_\sigma = 2$ ,  $n_N = 10$  соответственно.

Кривую усталости (зависимость допускаемой амплитуды напряжений от числа циклов нагружений) строили по формуле (2).

Примечание: приведенную в [1] формулу для расчета кривой усталости применяют для числа циклов до  $10^{12}$  (что соответствует 31 году эксплуатации при частоте нагружения  $10^3$  Гц). При большем числе циклов считают, что кривая усталости горизонтальна, т. е. напряжение, соответствующее долговечности  $10^{12}$  циклов принимают за предел выносливости.

Как видно из рис. 2, допускаемая амплитуда напряжений  $\sigma_r$  для числа циклов нагружения  $\geq 10^{12}$  равна  $3,98 \text{ кг/мм}^2$ .

Принято считать, что циклы с амплитудой ниже предела выносливости не вносят повреждений. Так как в спектре эквивалентных напряжений значение амплитуд ниже предела выносливости, то данный уровень высокочастотной вибрации не влияет на долговечность трубопроводной обвязки ГПА.

Повреждения, вносимые низкочастотной на-

грузкой при пусках и остановках агрегата, обусловлены числом пусков и остановок за время наработки  $N = 750$  и амплитудой эквивалентных напряжений от внутреннего давления ( $5,5 \text{ МПа}$ )  $\sigma_{\text{экр}} = 11,5 \text{ кг/мм}^2$ .

Повреждения, вносимые местными напряжениями с амплитудой  $\sigma_{\text{экр}}$ :

$$a = N/N_0 = 1,21 \cdot 10^{-3},$$

где  $N_0 = 6,2 \cdot 10^5$  – число циклов нагружения при  $\sigma_{aF} = \sigma_{\text{экр}} = 11,5 \text{ кг/мм}^2$ .

Таким образом, как следует из (1) наработка до разрушения трубопроводной обвязки ГПА при внутреннем давлении  $P = 5,5 \text{ МПа}$  с частотой пусков и остановок 750 за 9 лет составит более 100 лет.

### Выводы

1. Предлагаемая методика позволяет с достаточно высокой точностью определить уровень динамических напряжений и остаточный ресурс трубопроводных обвязок КС и ГРС.

2. Для трубопроводов опасность возникновения разрушений от действия вибраций следует оценивать не по величине  $V_{\text{скз}}$  трубопровода, а по среднеквадратичному значению местных динамических напряжений.

### Литература

1. ПНАЭ Г-7-002-86. Нормы расчета на прочность оборудования и трубопроводов атомных энергетических установок. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 525 с.

**Зайцев Николай Леонидович**, канд. техн. наук, доцент кафедры оборудования и технологии сварочного производства, Южно-Уральский государственный университет (г. Челябинск); pdzaitseff@gmail.com.

**Суханов Владислав Игоревич**, студент кафедры оборудования и технологии сварочного производства, Южно-Уральский государственный университет (г. Челябинск); pdzaitseff@gmail.com.

Поступила в редакцию 3 марта 2014 г.

## **IMPROVEMENT METHODS OF VIBRODIAGNOSTIC CONTROL OF PIPELINE BINDINGS OF GAS MAIN EQUIPMENT**

**N.L. Zaytsev**, *South Ural State University, Chelyabinsk, Russian Federation,*  
*pdzaitseff@gmail.com,*

**V.I. Sukhanov**, *South Ural State University, Chelyabinsk, Russian Federation,*  
*pdzaitseff@gmail.com*

The work is dedicated to the increase of determination accuracy of the dynamic stress level and the residual service life of pipeline bindings of gas main equipment. The damage risk from vibrations in pipes is shown to be measured not by the pipeline velocity but by the RMS value of local dynamic stresses.

*Keywords: vibrodiagnostic control, process piping, gas pipeline.*

### **References**

1. *PNAE G-7-002-86. Normy rascheta na prochnost' oborudovaniya i truboprovodov atomnykh energeticheskikh ustanovok* [Norms for Strength Calculation of Equipment and Pipelines of Nuclear Power Plants]. Moscow, Energoatomizdat Publ., 1989. 525 p.

*Received 3 March 2014*