

# ИССЛЕДОВАНИЕ УРОВНЯ ШУМА ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАГНЕТАТЕЛЕЙ И ИХ ТРУБОПРОВОДОВ ОБВЯЗКИ НА КОМПРЕССОРНЫХ СТАНЦИЯХ

Е.Н. Власов, В.К. Мамаев, А.П. Алексеев

Кафедра теплотехники и тепловых двигателей  
Российский университет дружбы народов  
ул. Миклухо-Маклая, 6, Москва, Россия, 117198

В статье рассмотрены вопросы о путях снижения уровня шума центробежных нагнетателей и их трубопроводов обвязки на компрессорных станциях.

**Ключевые слова:** центробежный нагнетатель, уровень звуковой мощности, трубопроводы обвязки, уровни звукового давления.

Увеличение мощности современных газоперекачивающих агрегатов, повышение скорости и давления газоздушных потоков сопровождаются повышением уровня аэродинамического шума. Неоднородность потока на входе в рабочее колесо нагнетателя порождает нестационарное обтекание лопатки колеса. Особой разновидностью шума от неоднородности потока является шум взаимодействия направляющих и рабочих лопаток — сиренный шум, который является определяющим компонентом шума лопаточной ступени. Типичный третьоктавный спектр уровней шума нагнетателя, измеренный на расстоянии 1 м от звукоактивной поверхности нагнетателя, представлен на рис. 1.

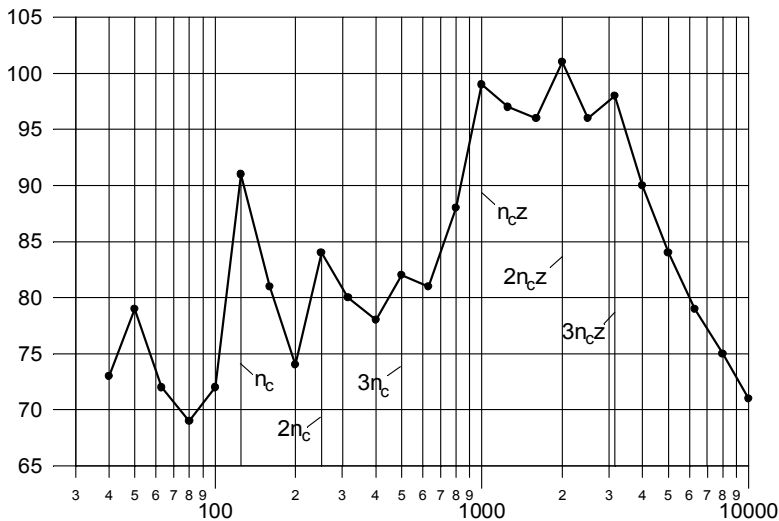


Рис. 1. Третьоктавный спектр уровня шума нагнетателя

На кафедре теплотехники и тепловых двигателей РУДН выполнены значительные экспериментально-технические исследования по выбору оптимальных элементов проточной части нагнетателей с целью снижения аэродинамического шума. Разработаны и проверены способы борьбы с шумом в источнике его воз-

никновения: уменьшение уровня шума на основной частоте следования лопаток (сиренный шум) путем расфазировки источников шума одним из следующих способов:

— правильным выбором числа лопаток рабочего колеса и направляющего аппарата;

— выбором оптимального зазора между лопатками ротора и статора;

— неравномерным размещением лопаток;

— применением наклонных лопаток;

— обеспечением равномерного потока на входе в ступень;

— обеспечением оптимального угла входа потока на рабочее колесо.

Получены теоретические зависимости по оценке акустической мощности нагнетателей и влияния различных геометрических элементов проточной части нагнетателя на тональный шум. Звуковое давление на лопаточной частоте:

$$p_k = \frac{1}{396,76 \cdot \sqrt{T}} \cdot \frac{F}{r \cdot k \cdot \tau_1} \cdot \sin \frac{k \cdot \omega \cdot \tau_2}{2} \cdot \sin \frac{k \cdot \omega \cdot \tau_2}{2} \cdot \lambda(\Delta S).$$

где  $F$  — пульсационное аэродинамическое давление  $F = \pi \cdot r_{\text{яз}} \cdot b \left( 2 \cdot \Delta p_{\text{ст}} + \frac{\rho \cdot \Delta V^2}{4} \right)$ ;

$\Delta p_{\text{ст}}$  — изменение статического давления;  $\Delta V$  — изменение выходной скорости;  $b$  — ширина языка;  $r_{\text{яз}}$  — радиус скругления языка;  $T$  — период;  $k$  — номер гармоники;  $r$  — расстояние до точки замера;  $\tau_1$  и  $\tau_2$  — время;  $\omega$  — круговая частота следования импульсов;  $\rho$  — плотность окружающей среды.

$\Delta L = \lambda(\Delta S)$  — уменьшение шума за счет увеличения зазора

$$\Delta L_k = 7,1 - 141,7 \cdot \frac{\delta}{R} + 254,8 \cdot \left( \frac{\delta}{R} \right),$$

где  $\delta$  — абсолютный радиальный зазор,  $R$  — радиус колеса.

Суммарная звуковая мощность нагнетателя:

$$L_p = \tilde{L} + 25 \lg \pi_k + 10 \lg G,$$

где  $G$ , кг/с, если  $\alpha > 6$  и  $u > 50$  м/с, то  $\tilde{L} = 92,5 \pm 3$  дБА, где  $\pi_k$  — степень повышения давления;  $G$  — расход;  $\alpha$  — коэффициент;  $u$  — окружная скорость;  $\tilde{L}$  — удельная шумность.

Входные и выходные трубопроводы (рис. 2), ведущие к нагнетательным, также являются источником шума на территории КС. Это излучение является результатом наложения шума нагнетателя и шума высокоскоростного потока и взаимодействия его с твердой стенкой трубы. Анализ схем обвязки трубопроводов показал, что входные и выходные трубопроводы имеют длину более 15 м по отдельности при диаметре трубы от 1 до 0,5 м, что обеспечивает большую площадь излучения. Общее шумное загрязнение окружающей среды от открытого расположения обвязок трубопроводов на выходе компрессорной станции нередко имеет высокую интенсивность в рабочих зонах обслуживания систем трубопровода уровень шума достигает 100...110 дБА при допустимых по нормам 80 дБА Экв. ГОСТ 12.1.003-83 «Шум. Общие требования безопасности». Шум, излучаемый трубопроводами, обусловлен вибрацией труб, вызванной турбулентностью потока

газа. Пульсации давления высокоскоростного потока возбуждают вибрацию труб. Вибрирующие поверхности трубопровода генерируют звуковые волны в окружающей среде. Интенсивность и частотный спектр этого шума зависит от параметров газового потока, габаритных размеров и толщины стенок трубок, а также от конструкции трубопровода. Кроме того, проведенные ранее исследования показали, что шум трубопроводов технологической обвязки нагнетателей является одним из доминирующих на близлежащей к КС селитебной территории.

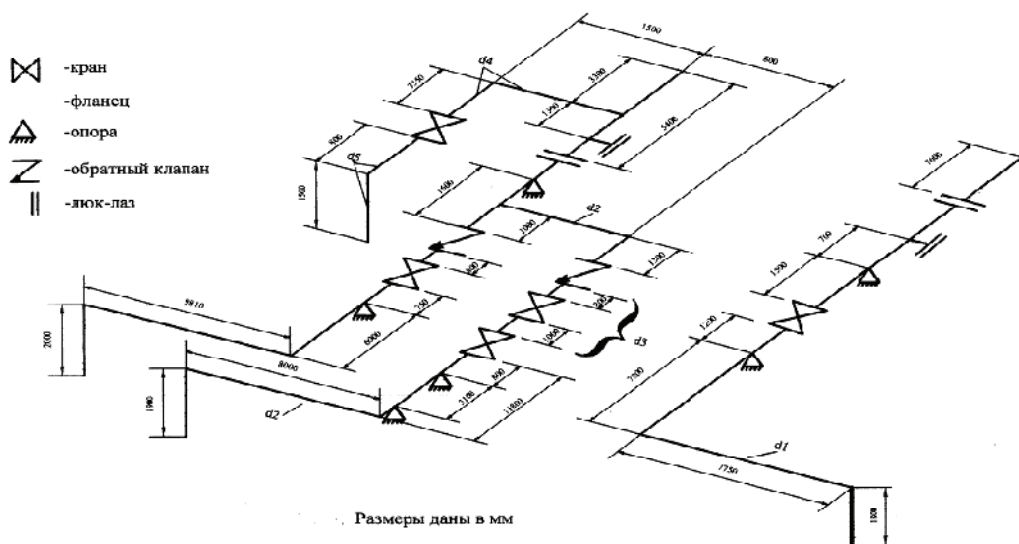


Рис. 2. Схема обвязки нагнетателя ГТН-25

На рис. 3 показаны результаты (данные завода изготовителя) измерений уровней шума у обвязки трубопроводов нагнетателя на всасывании и нагнетании и шумовой спектр нагнетателя Н-650-21-1 для газоперекачивающего агрегата ГТН-25 мощностью 25 МВт [1].

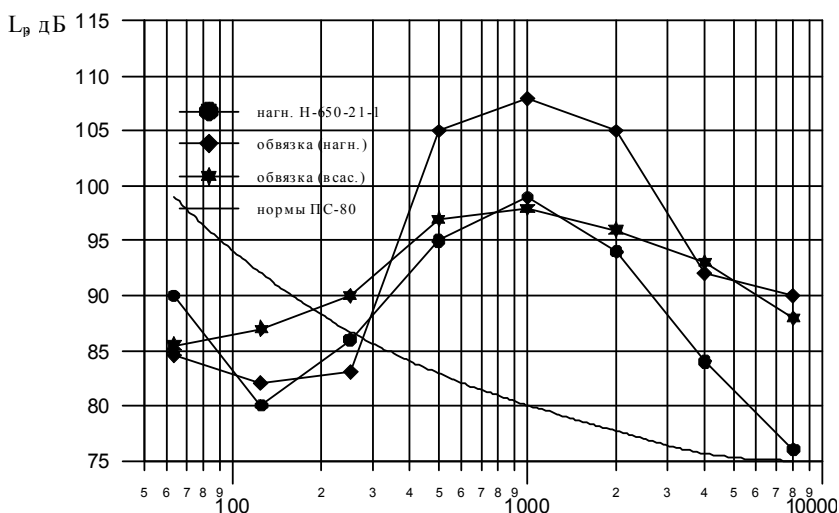


Рис. 3. Октавные уровни звукового давления нагнетателя Р-650-21-1 и трубопроводов обвязки, измеренные на компрессорной станции

Методы борьбы с шумом и вибрацией технологической обвязки предполагают использование мероприятий, предложенных специалистами ВНИИгаза [2]. Они рекомендуют снижать тональный шум нагнетателей, который генерирует шум технологической обвязки, а также производить установку специальных звукоизолирующих конструкций на ведущие к компрессору трубопроводы, заполненных стекловолокном, а также нанесение на поверхность трубопровода армированного вибропоглощающего покрытия из мастики определенного сорта.

Сравнивая шумовые спектры обвязки и нагнетателя, можно отметить сходство — наличие максимума в зоне частот от 500 до 2000 Гц (см. рис. 3). Можно предположить, что вклад нагнетателя в шум обвязки является основными. Это еще раз подтверждает тот факт, что нагнетатель является одним из основных источников шума на КС. Если учесть, что шум технологической обвязки генерируется нагнетателем и распространяется вдоль трубопроводов [2], то можно считать, что снижение шума центробежных нагнетателей является весьма важным. Также необходимо заметить, что одной из причин участвовавших усталостных разрушений труб в системе обвязки трубопроводов на компрессорных станциях является акустическая усталость конструкции обвязки трубопроводов при нестационарных воздействиях. Шум технологической обвязки генерируется нагнетателем и распространяется вдоль трубопроводов, поэтому снижение тонального шума центробежных нагнетателей в диапазоне частот 500—2000 Гц при изменении геометрических параметров проточной части нагнетателя одновременно приведет к снижению вибрации трубопроводов обвязки нагнетателя.

Таким образом, снижение тонального шума нагнетателей является мерой, предупреждающей аварии трубопроводов обвязки нагнетателей в связи с акустической усталостью конструкции обвязки трубопроводов при нестационарных воздействиях.

В настоящее время все компрессорные станции строятся автоматизированными, и постоянные рабочие места сменного обслуживающего персонала находятся в отдельном звукоизолированном помещении. В связи с этим уровень шума в машинном зале, где расположен нагнетатель 650-21-2, является приемлемым.

## ЛИТЕРАТУРА

- [1] *Власов Е.Н.* Шум нагнетательных машин на компрессорных станциях магистральных газопроводов и способы его снижения. — М.: РУДН, 1966. [*Vlasov E.M.* Shum nagnatelnyh mashin na kompressornyh stancijah magistralnyh gazoprovodov i sposoby ego snigenija. — М.: RUDN, 1966.]
- [2] *Терехов А.Л.* Исследования и снижение шума на компрессорных станциях магистральных газопроводов. — М.: ИРЦ Газпром, 2000. [*Terehov A.L.* Issledovanie i snigenie shuma na kompressornyh stancijah magistralnyh gazoprovodov. — М.: IRC Gazprom, 2000.]

## **STUDY OF NOISE AND CENTRIFUGAL BLOWERS TRIM PIPING AT COMPRESSOR STATIONS**

**E.N. Vlasov, V.K. Mamaev,  
A.P. Alekseev**

Department of heating engineers and heat engines  
Peoples' Friendship University of Russia  
*Miklukho-Maklaya str., 6, Moscow, Russia, 117198*

The questions on how to reduce noise centrifugal compressors and pipelines piping at compressor stations.

**Key words:** centrifugal supercharger sound power level, piping trim, sound pressure levels.