

## АНАЛИЗ ПРИЧИН ОТКАЗОВ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ ШАХТНЫХ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ

Чумак Ю.И., ассистент  
Криворожский технический университет

*Исследуется влияние пусков и остановок турбокомпрессора на показатели работы теплообменных аппаратов первой и второй ступени охлаждения, определено влияние вибрации и акустического резонанса на восстановленный теплообменный аппарат.*

*Influence of starting and stops of turbokompressora on the indexes of work of heat-exchange vehicles of the first and second stage of cooling is explored, influence of vibration and acoustic resonance on the recovered heat-exchange vehicle, it is definite.*

**Постановка проблемы.** В ходе наблюдений за работой компрессорного оборудования на компрессорных станциях Кривого Рога была выявлена, тенденция турбокомпрессоров к нежелательным остановкам при уменьшении потребителей сжатого воздуха во время пересмен.

Особенный интерес в проблеме надежности теплообменного аппарата представляет - влияние количества запусков и остановок турбокомпрессора на его дальнейшую работоспособность. При запуске турбокомпрессора система охлаждения испытывает повышенные напряжения, вызванные не установившимся режимом подачи сжатого воздуха. Вследствие чего трубный пучок, закрепленный в трубной доске, подвергается пульсирующей нагрузке. Это приводит к выходу из строя отдельных трубок, расположенных по периметру трубного пучка.

**Анализ исследований и публикаций.** Пульсации при запуске - одна из основных причин выхода из строя теплообменного аппарата, что приводит к развальцовке труб в трубной доске. Эта проблема исследовалась авторами ряда работ [1 - 3]. Васильев В.В., Паршинцев В.П. в статье [4] исследовали применение промежуточных перегородок для предохранения образования вибраций при запуске турбокомпрессора.

**Постановка задачи.** Исследование влияния пусков и остановок турбокомпрессора на показатели работы теплообменных аппаратов

первой и второй ступени охлаждения для дальнейшей оптимизации работы оборудования.

**Изложения материала и результаты.** Исследования работы теплообменников турбокомпрессора типа K500-61-1 (20 шт.) проходили в период с 01.01.2000 по 01.09.2004 г.г. на шахтных компрессорных станциях. Исследования проводились с целью получения ответов на следующие вопросы: 1) доля выхода из строя теплообменных аппаратов по каждой из причин; 2) максимальное количество чисток до замены трубного пучка на новый; 3) количество вышедших из строя трубок, после каждой из чисток по ступеням охлаждения; 4) характер повреждений трубок; 5) анализ причин возникновения вибраций.

В ходе наблюдений на компрессорных станциях выявлено основные причины (рис.1, *a, b, c, d*) выхода из строя кожухотрубного аппарата: образование во внутренних полостях накипи (поз. 1), развальцовка отдельных трубок (поз. 2), попадание вовнутрь полости турбокомпрессора охлаждающей жидкости и сжатого воздуха в воду (поз. 3), износ внутренней поверхности трубок (поз.4) разрушение ребер твердыми предметами в сжатом воздухе при отсутствии фильтра (поз. 5), забивка трубок моллюсками и илом (поз. 6). На рис. 1, *a* показаны причины выхода из строя (поз. 1- 6) нового теплообменника. Основной процент отказов (70%) которого составляет образование накипи во внутренних полостях (поз.1). На рис. 1, *b, c, d* тот же теплообменный аппарат после второй, третьей и четвертой операций удаления накипи соответственно. В ходе наблюдений было установлено, что трубный пучок выдерживает не более четырех чисток. После необходимо заменять на новый трубный пучок .

Как видно из гистограмм процент образования накипи, после трех чисток снижается незначительно с 70% до 55%. Это вызвано тем, что остатки накипи, оставшиеся после чисток, увеличивают термическое сопротивление трубного пучка. Заметим, что с ростом числа механических чисток трубных пучков увеличивается на 5% процент развальцованных труб, что в дальнейшем вызывает дополнительную вибрацию в пучке и нарушение герметичности соединения трубки и трубной доски. Незначительный процент 4 - 9% отказов составляют: попадание вовнутрь полости турбокомпрессора охлаждающей жидкости или сжатого воздуха (поз. 3), износ внутренней поверхности трубок (поз. 4), разрушение ребер твердыми предметами в сжатом воздухе (поз. 5), забивка трубок моллюсками и илом (поз. 6).

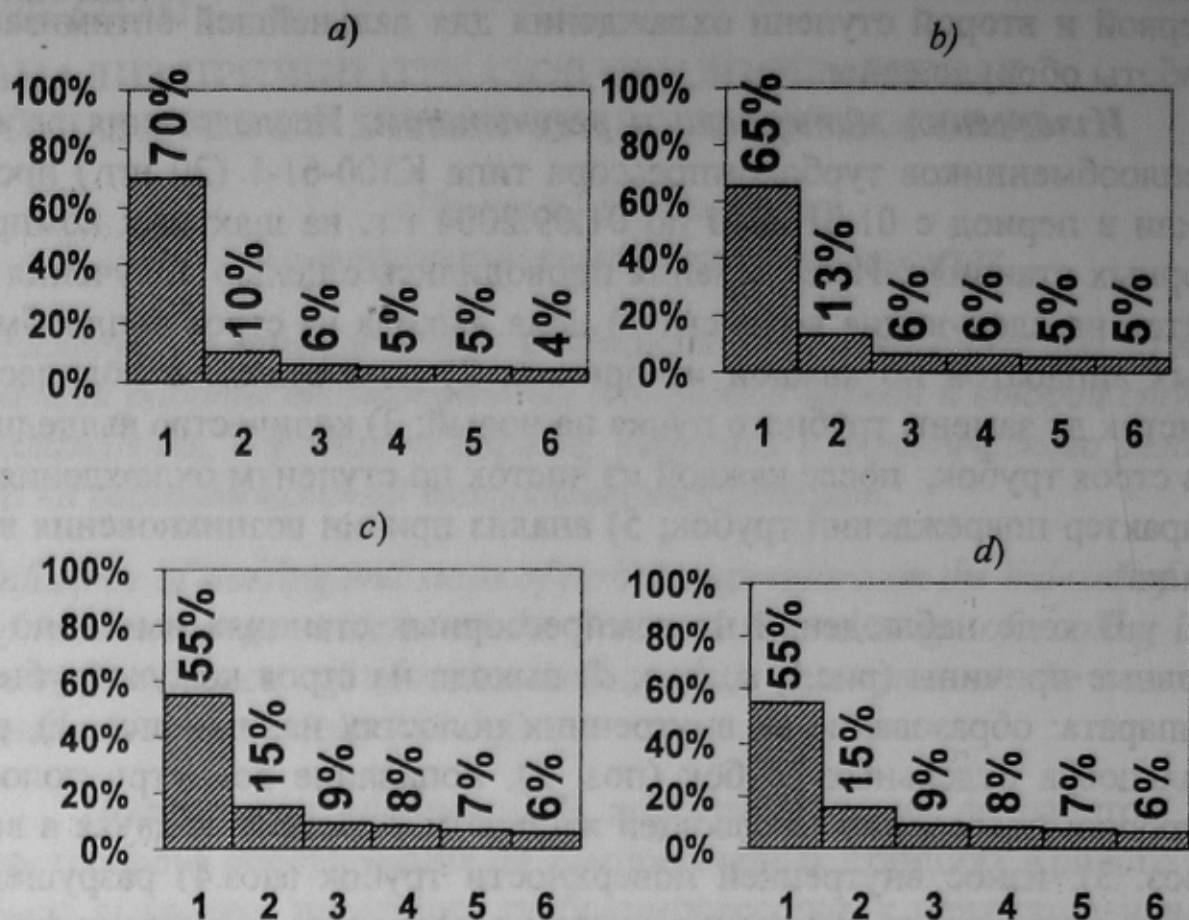


Рисунок 1 - Диаграмма распределения причин отказов теплообменного аппарата а - после первой чистки, б - после второй чистки, в - после третьей чистки, г - после четвертой чистки: 1 - образование во внутренних полостях накипи, 2 - развальцовка отдельных трубок; 3 - попадание вовнутрь полости турбокомпрессора охлаждающей жидкости, 4 - износ внутренней поверхности трубок, 5 - разрушение ребер, 6 - забивка трубок моллюсками и илом.

При дальнейшей эксплуатации воздухоохладителя (после четвертой чистки) резко увеличивается количество отказов трубок теплообменного аппарата под воздействием пульсирующей потока сжатого воздуха при запуске турбокомпрессора.

На рис. 2 приведены диаграммы вышедших из строя трубных пучков первой и второй ступеней работы турбокомпрессора. На каждой ступени теплообменного аппарата установлено 2500 штук трубок.

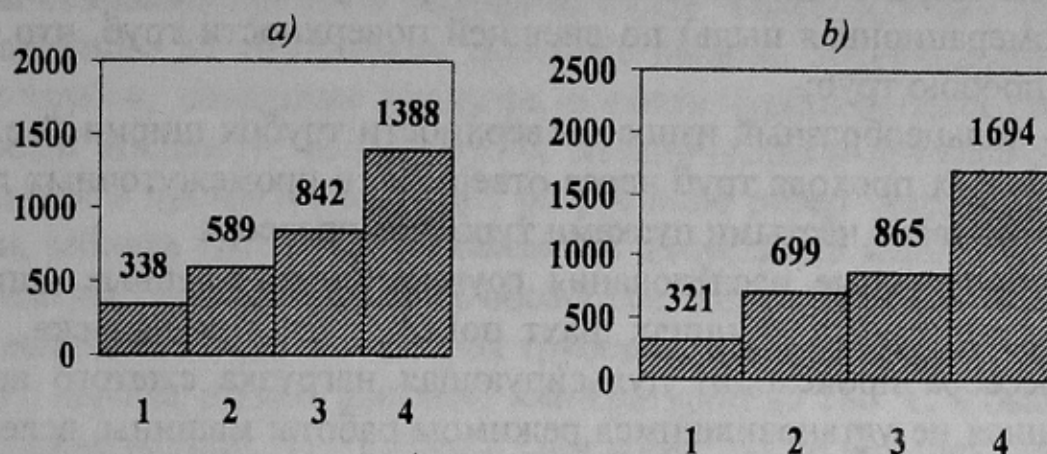


Рисунок 2 - Диаграммы вышедших из строя трубных пучков:  
 а, б - первой и второй ступеней работы турбокомпрессора соответственно, где 1, 2, 3, 4 – первая, вторая, третья и четвертая чистки воздухоохладителей турбокомпрессора

В ходе эксплуатации новых трубных пучков после чистки, на первой ступени, удаляется порядка 338 трубок. После второй и третьей чистки первой ступени количество заглушенных трубок увеличивается приблизительно на 250 штук. На четвертой чистке количество заглушенных трубок удваивается по сравнению с предыдущими. На второй ступени охлаждения наблюдается более резкие скачки изменения количества заглушенных трубок. Особенно резкий скачок наблюдается после четвертой чистки – 829 штук.

Таким образом, в рабочем состоянии, после четырех чисток, остается не более 45% от общего числа трубок первой ступени охлаждения и 32% от общего числа второй ступени охлаждения.

Увеличенный выход из строя трубок на второй ступени, по сравнению с первой, вызван более высоким давлением до 3,6 атмосфер и температурой сжатого воздуха достигающей 180 °С. Что превышает нормированную температуру на 30 °С. На первой ступени давление составляет 1,4 атмосфер, а температура сжатого воздуха 120°С.

В ходе наблюдения за работающим оборудованием были выявлены наиболее характерные повреждения труб:

- излом стенки трубки в местах развальцовки трубного пучка, вызванный вибрацией возникающей в периферийных трубках из-за неустановившегося режима работы при запуске турбокомпрессора;
- образование на внешней поверхности ребер труб бороздок (лысок), расходящихся в тангенциальном направлении и вызванных

трением твердых частиц пыли (цемент, кварцит, песчаник, доменная и агломерационная пыль) по внешней поверхности труб, что приводит к пробою труб;

- кольцеобразный износ поверхности трубок шириной с канавку, в местах прохода труб через отверстия в промежуточных перегородках вызвано частыми пусками турбокомпрессора

Проведенные исследования группы теплообменных аппаратов на компрессорных станциях шахт показал, что при запуске турбокомпрессора происходит пульсирующая нагрузка сжатого воздуха, вызванная не установившимся режимом работы машины, вследствие чего возникает вибрация турбокомпрессора. Вынужденные колебания ротора машины передаются фундаменту и по соединительным трубам воздухоохладителям. Так же постоянный поток сжатого воздуха в компрессоре, основной источник вибрации, приводит к большим перепадам давлений в трубном пучке. Перепад давлений вызывает колебания трубок в трубной доске. Вследствие чего при частом запуске и остановке турбокомпрессора происходит быстрее выход из строя трубок теплообменного аппарата.

Наибольшее число отказов трубок приходит на осенне-зимний период, это связано с уменьшением температуры охлаждающей воды и уменьшением температуры окружающего воздуха. Это вызывает образование конденсата на внешних поверхностях трубок и в корпусе. В результате чего возрастает динамическое сопротивление поверхностей воздухоохладителей и изменяется поток движения сжатого воздуха в системе, что приводит к увеличению количества вибрационных разрушений труб.

При непрерывной работе турбокомпрессора без постоянных пусков и остановок нарушение плотности вальцовочного соединения вследствие только релаксационной стойкости, латунных (бронзовых) или медных, происходит через 1000 ч работы соединения. При пульсирующей нагрузке развальцовка соединений происходит значительно быстрее. Как показали исследования, выход из строя начинается значительно раньше, через 600-700 часов непрерывной работы. Негативное влияние на прочность соединений оказывает более 10 пусков турбокомпрессора. Увеличение числа (более 10) пусков выводит из строя в 2-2,5 раза больше трубок, чем при непрерывной эксплуатации.

**Выводы и направление дальнейших исследований.** В результате проведенных исследований на компрессорных станциях: 1) выяв-

лены основные причины выхода из строя теплообменных аппаратов: образование во внутренних полостях накипи, развальцовка отдельных трубок, попадание вовнутрь полости турбокомпрессора охлаждающей жидкости, износ трубок механическими примесями содержащиеся в промывочной воде, разрушение ребер твердыми предметами, забивка трубок моллюсками; 2) допустимое количество чисток до замены трубного пучка на новый составляет порядка четырех раз; 3) увеличенный выход из строя трубок на второй ступени, по сравнению с первой, вызван высокой температурой до 180 °С и быстрое образование накипи; 4) в рабочем состоянии, после четырех чисток, остается не более 45% от общего числа трубок первой ступени охлаждения и 32% от общего числа второй ступени охлаждения; 5) основной причиной возникновения вибраций является неустановившийся режим при запуске турбокомпрессора б) исследованы наиболее характерные повреждения трубок: излом стенки трубки воздухоохладителя, образование на внешней поверхности труб бороздок, кольцеобразный износ поверхности трубок.

Список источников.

1. Андреев П.А., Фокин Б.С., Гольберг Е.Н. Вибрация трубного элемента под воздействием продольного двух фазного потока. М: Энергомашиностроение. – 1976. - №2. – С.76-80
2. Вибрация энергетических машин. Справочное пособие под ред.. Н.В. Григорьев. Л.: Машиностроение. – 1974. – 76 с.
3. Кравец М.П., Латышов Ю.В., Парафин В.К. Способ соединения труб с трубной доской. М: Машиностроение. - 1976 – 53 с.
4. Васильев В.В., Паршинцев В.П. Опыт эксплуатации турбокомпрессоров в шахтных условиях. М.: Недра, 1973. - 44 с.