

ПУЛЬСАЦИИ ГАЗА В ТРУБОПРОВОДАХ ХОЛОДИЛЬНОГО КОМПРЕССОРА

Разработаны рекомендации и методика упрощенного расчета пульсаций газа в трубопроводах компрессора.

Ключевые слова: компрессор, вибрация, трубопровод, резонанс, пульсация газа, холодильная машина.

Rozrobлені рекомендації і методика спрощеного розрахунку пульсацій газу в трубопроводах компресора.

Ключові слова: компресор, вібрація, трубопровід, резонанс, пульсація газу, холодильна машина.

The recommendations and a simplified method of calculating fluctuations in the gas pipeline compressor.

Key words: compressor, vibration, pipeline, resonance, pulsation of the gas, refrigerating unit.

Постановка проблемы. Высокое качество проектируемой холодильной установки обеспечивается только правильными решениями на всех этапах жизненного цикла. Особенно высока ответственность за принятие решения на этапе проектирования. Если в процессе проектирования не полностью решены все вопросы создания установки с заданным уровнем надежности и не заложены конструктивные и схемные решения, обеспечивающие безотказное функционирование компрессора, то эти недостатки нельзя устранить в процессе монтажа, и их последствия приведут к низкой надежности холодильной установки в эксплуатации.

Одним из таких вопросов является пульсация газа во всасывающем и нагнетательном трубопроводах компрессора, вследствие чего возможен высокий уровень вибрации и шума, ухудшение характеристик компрессора, нарушение герметичности соединений.

Поэтому необходимо разработать рекомендации и методику упрощенного расчета пульсаций газа в трубопроводах для проектантов и эксплуатационщиков холодильных машин.

Разработка рекомендаций. Допущение, что заключенный в трубопроводе газ к началу очередного всасывания или нагнетания находится в состоянии покоя, во многих случаях мало соответствует действительности. Колебательное движение, возбуждаемое в новом цикле, накладывается на остаточное от прежнего и, в зависимости от смещения фаз, амплитуда результирующего колебания оказывается больше или меньше возникающей в неподвижном газе. Наибольшее усиление колебания происходит при резонансе.

Как известно, условием резонанса является совпадение частоты свободных колебаний столба газа с частотой возмущающего импульса.

Импульсом движения газа во время всасывания и нагнетания служит движение поршня, вращение винтов и др.

Из-за сравнительно низкой частоты пульсации на стороне высокого давления нагнетательный трубопровод требует индивидуальной проверки на критическую длину.

Для оценочных расчетов можно принять, что резонанс наступает, если период одного оборота вала равен периоду четырехкратного пробега волн [1]:

$$\frac{1}{n} = \frac{4l_{KP}}{a} \quad (1)$$

или

$$l_{KP} = \frac{a}{4n}, \quad (2)$$

где a – скорость звука, м / с;

l_{KP} – критическая длина трубопровода, м;

n – число оборотов вала, с⁻¹.

Вследствие пульсации газа в трубопроводах возможен высокий уровень вибрации. Это следует иметь в виду и избегать при проектировании возможных резонансных явлений, вызванных совпадением собственной частоты колебаний трубопроводов (критическая длина $\pm 15\%$) с вынужденными колебаниями компрессора.

Основной частотной гармоникой для расчетов является 250 Гц (частота питающей электросети 50 Гц) либо 300 Гц (частота питающей электросети 60 Гц). Частотные гармоники более высокого порядка (500 / 1000 Гц либо 600 / 1200 Гц) должны быть также рассмотрены в окончательных расчетах.

Гармоники разложения скорости нагнетаемого газа на входе или всасываемого на выходе из трубопровода являются гармониками возбуждающего импульса. Резонанс возможен на любой из них.

Общим выражением, представляющим все резонансные частоты, является зависимость [1]:

$$m n = (2 z + 1) \frac{a}{4 l}, \quad (3)$$

где m – порядковый номер гармоники ($m = 1; 2; 3; \dots$);

z – тон трубопровода (при $z = 0$ – основной; при $z = 1; 2; \dots$ – первый, второй и т. д., высшие тона).

По этому уравнению может быть определен ряд длин трубопроводов l , при котором наступает резонанс m – й гармоники.

Круговая частота w (рад / с) колебаний m – ой гармоники:

$$w = 2 \pi m n. \quad (4)$$

Круговая частота свободных колебаний столба газа в трубопроводе w_o (рад / с) определяется выражением [1]:

$$w_o = (2 z + 1) \frac{\pi a}{2 l}. \quad (5)$$

Эти выражения справедливы только для простого трубопровода – постоянного сечения и без разветвлений. Но в любых системах трубопроводов условие резонанса определяется равенством

$$w = w_o \quad (6)$$

Наиболее сильные колебания возникают при резонансе главной гармоники. Кратные гармоники играют меньшую роль, так как возбуждаются более слабыми импульсами, а демпфируются сильнее.

Не следует допускать свободных частот w_o (рад / с), находящихся вблизи резонансных. Отношение частоты главной гармоники возмущающего импульса к частоте свободных колебаний столба газа не должно находиться в области запретных значений [1]:

$$0,75 < \frac{m n}{w_o} < 1,25 \quad (7)$$

Однако в руководстве по применению полугерметичных компактных винтовых компрессоров Bitzer [2] этот диапазон необоснованно сокращен:

$$0,85 < \frac{m n}{w_o} < 1,15 \quad (8)$$

Здесь m – порядковый номер главной гармоники;
 n – частота вращения компрессора, c^{-1} .

Возникая во всасывающем трубопроводе, резонансные колебания отражаются на производительности компрессоров. Иногда этим обстоятельством пользуются для ее увеличения, причем явление носит название резонансного или акустического наддува. Резонансный наддув интересен и для двигателей внутреннего сгорания, где служит средством повышения мощности.

Резонансный наддув успешно используется в холодильных винтовых компрессорах [3].

Полость всасывания винтового компрессора подобна тупиковой трубе. При заполнении парной полости всасывающий пар движется с некоторой скоростью, а достигнув торца нагнетания резко останавливается. Возникает ударная волна, которая перемещается от торца нагнетания до торца

всасывания со скоростью звука. Давление и плотность пара за фронтом ударной волны выше, чем перед ним и поэтому процесс наполнения полости продолжается, масса поступившего в полость пара увеличивается. Чтобы использовать резонансный наддув в полной мере, необходимо обеспечить соединение полости со всасывающей камерой дополнительно, в течение времени, необходимого для прохождения ударной волны длины полости винта.

Кроме того, имеют место резонансные явления, которые зависят от соотношения частот вынужденных и свободных колебаний, а также от силы демпфирования, зависящей в основном от величины проточек. Все эти сложные газодинамические явления в конце процесса всасывания могут вызывать повышение давления в полости по сравнению с начальным давлением в камере всасывания [3].

Резонансный наддув в поршневых компрессорах стараются не применять из-за значительного усиления шума при всасывании в компрессор. Однако в условиях эксплуатации, если необходимо небольшое увеличение производительности, резонансный наддув может оказаться полезным. Он может быть осуществлен при избытке мощности электродвигателя, достаточном для повышения производительности компрессора.

В отличие от резонансных колебаний во всасывающей линии, которые иногда полезны, колебания давления в нагнетательной линии вредны при всех обстоятельствах. Отрицательное влияние проявляется прежде всего в дополнительной потере работы, достигающей иногда 40 % индикаторной работы. Вследствие потери работы повышается температура нагнетаемого газа [1]. Кроме того, резонансные колебания вызывают вибрацию нагнетательного трубопровода, которая нарушает герметичность соединений и усиливает шум.

С изменением длины трубопровода изменяется частота свободных колебаний, но резонанс, устраненный при одних частотах вращения, может возникнуть при других. Это обстоятельство следует иметь в виду при применении метода снижения производительности компрессора путем изменения частоты вращения электродвигателя.

Лучшим средством устранения резонансных колебаний является установка буферных емкостей и акустического глушителя.

Буферные емкости применяют для выравнивания пульсирующего потока газообразного хладагента и включают в трубопроводы непосредственно у всасывающего и нагнетательного трубопроводов компрессора. Объем их должен быть не менее [1]:

$$V_{буф} = (5 \dots 8) V_h, \quad (19)$$

где V_h – рабочий объем полости цилиндров, к которым примыкает буферная емкость.

Буферные емкости шаровидной формы способны более полно гасить колебания давления, чем цилиндрические.

Колебания давления и вибрация трубопроводов при установке буферных емкостей у компрессора снижаются в 2 раза, а после установки равного по размерам акустического глушителя – в 10 раз [1].

В герметичных поршневых компрессорах акустические глушители размещены в кожухе.

Выводы:

1. В отличие от резонансных колебаний во всасывающей линии, которые иногда полезны, колебания давления в нагнетательной линии вредны при всех обстоятельствах.

2. Отношение частоты главной гармоники возмущающего импульса к частоте свободных колебаний столба газа не должно находиться в области запретных значений, которая определяется по выражению (7).

3. Для устранения резонансных колебаний в трубопроводах необходимо устанавливать буферные емкости и акустические глушители у компрессора.

ЛИТЕРАТУРА

1. Френкель М. И. Поршневые компрессоры. Теория, конструкция и основы проектирования. – Л. : Машиностроение, 1969. – 744 с.
2. Bitzer International. Руководство по применению. – SH – 170 – 2 RUS, 2003. – 68 с.
3. Холодильные машины. Под общ. ред. И. А. Сакуна. – Л. : Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1985. – 510 с.

Рецензенты: д.т.н., профессор Хлопенко М. Я.,
к.т.н., доцент Щербак Ю. Г.,

© Патлайчук Н. И., 2011
© Щесюк О. В., 2011

Стаття надійшла до редколегії 11.10.2010 р.