

УДК 621.59(075.8)

к.т.н. Рутковский Ю. А.,

к.т.н. Пененин Р. Р.,

к.т.н. Рутковский А. Ю.

(ДонГТУ, г. Алчевск, ЛНР, gem2007@mail.ru)

ОСНОВНЫЕ ЗАКОНОМЕРНОСТИ РЕЗОНАНСНО-АКУСТИЧЕСКОГО НАДДУВА ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

Рассмотрены результаты экспериментальных исследований влияния резонансных колебаний давления во всасывающей системе на режимы работы поршневых компрессоров Краснодарского компрессорного завода. Определены зоны всасывающей системы, при которых компрессор работает в оптимальных режимах, что дает значительный экономический эффект.

Ключевые слова: поршневой компрессор, резонансные колебания давления, всасывающая система, резонансно-акустический наддув.

В настоящее время на промышленных предприятиях России, ЛНР и ДНР работает большое количество воздушных и газовых поршневых компрессоров типа L Краснодарского машиностроительного завода. За длительное время эксплуатации (более 15–20 лет) компрессоры утратили свои первоначальные показатели, в результате чего производительность снизилась более чем на 20 % при значительном возрастании удельной мощности. При работе поршневых компрессоров в результате периодических процессов всасывания во всасывающей системе, состоящей из фильтра, трубопроводов, всасывающих клапанов и цилиндра, могут возникать интенсивные колебания давления, которые при определенных условиях способны оказывать существенное влияние на наполнение цилиндра газом [1].

Особенно сильное влияние на наполнение цилиндра воздухом оказывают резонансные колебания давления, размах амплитуды которых, как показали исследования, достигает 0,03–0,05 МПа. Наилучшим вариантом является совпадение максимального давления в акустической волне с моментом закрытия всасывающих клапанов. В этом случае компрессор развивает наибольшую производительность, что составляет сущность резонансно-акустического наддува. Назовем длину всасывающего трубопровода, соответ-

ствующую максимальной подаче компрессора, оптимальной по производительности, $L_{рез.опт}$. Оптимальным можно считать и сам режим работы компрессора с резонансной длиной и максимальной производительностью. Однако существуют и другие оптимальные режимы, соответствующие, например, минимальному удельному расходу энергии.

Поршневые компрессоры являются весьма энергоемкими машинами, мощность привода которых достигает 1000 кВт и более.

Целью работы является поиск и использование внутренних резервов поршневых компрессоров для повышения эффективности их работы.

Идея работы состоит в использовании резонансных колебаний давления для повышения плотности газа в цилиндре и, как следствие, повышения массовой производительности.

Объектом исследования являются воздушные поршневые компрессоры типа L Краснодарского компрессорного завода.

В связи с вышесказанным следует рассмотреть такие **задачи исследования**:

1) экспериментальным путем получить зависимости основных параметров — производительности Q , мощности N , удельной мощности $N_{уд}$ — от длины всасывающего трубопровода;

2) выяснить характер поведения пульсаций давления (амплитуды, фазы) в заре-

зональной зоне относительно МТ и их влияние на эффективность наддува;

3) определить значение длины всасывающего трубопровода, соответствующей резонансу по главной ($m=2$) гармонике;

4) выяснить физическую сущность сдвига фазы колебания и ее влияние в процессе всасывания;

5) определить оптимальные зоны всасывающей системы на производительность и удельную мощность.

Изложение результатов исследования. На рисунке 1 представлены экспериментальные зависимости влияния переменной длины всасывающего трубопровода $L_{вс}$ на производительность Q ($\text{м}^3/\text{мин}$), мощность N (кВт) и удельную мощность $N_{уд}$ ($\text{кВт}/(\text{м}^3/\text{мин})$) компрессора ВП-20/8М.

Эти зависимости могут быть названы резонансно-акустическими характеристиками компрессора. На рисунке 2 изображен компрессор ВП-50/8М со всасывающим трубопроводом переменной длины.

Методика испытания компрессоров состояла в том, что всасывающий трубопро-

вод в начале отключался, а затем наращивался отрезками труб длиной 0,25–0,5 м. При каждой фиксированной длине измерялись: производительность, мощность, температура. Пневмоэлектрическим индикатором МАИ-2 записывались циклограмма колебания давления и индикаторные диаграммы в координатах $p-\alpha$ (где α — угол поворота коленчатого вала).

Анализ резонансно-акустических характеристик компрессора ВП-20/8М (см. рис. 1) показывает, что максимальные производительности компрессора имеют место при двух значениях резонансных длин всасывающего трубопровода $L_{рез1}=3,8$ м и $L_{рез2}=14$ м. Они соответствуют резонансам колебаний давления по 2-й гармонике вынуждающих импульсов.

При первой резонансной длине ($L_{рез1}=3,8$ м) производительность возросла на 8,5 % (с $21,2 \text{ м}^3/\text{мин}$ до $23 \text{ м}^3/\text{мин}$), потребляемая мощность повысилась на 10 кВт, удельная мощность приобрела максимальное значение $5,6 \text{ кВт}/(\text{м}^3/\text{мин})$, что выше первоначального значения на 4,7 %.

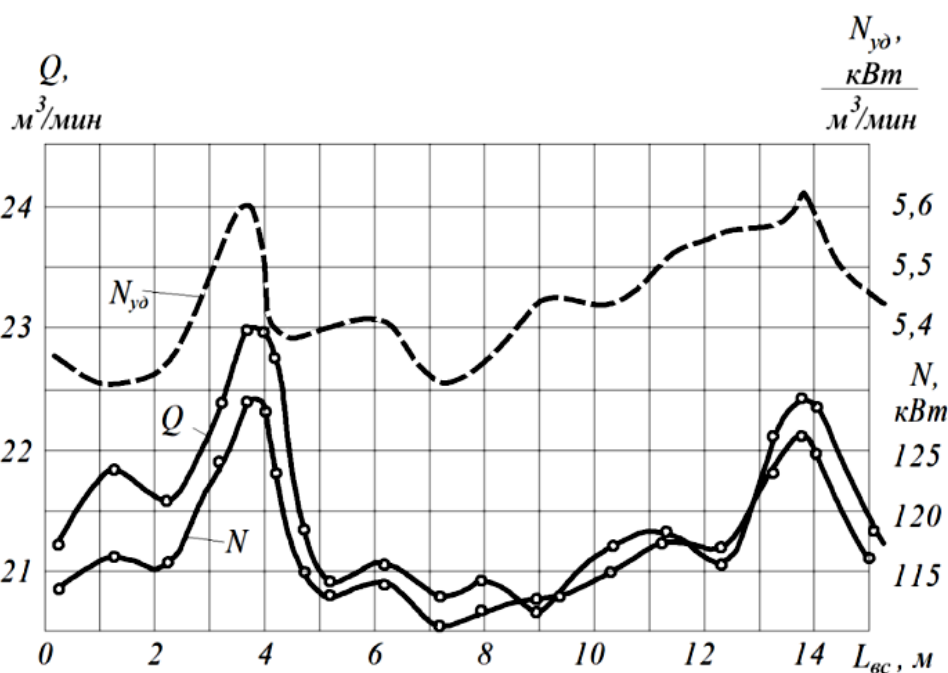


Рисунок 1 Зависимость производительности Q , мощности N и удельной мощности $N_{уд}$ компрессора ВП-20/8М от длины всасывающего трубопровода $L_{вс}$

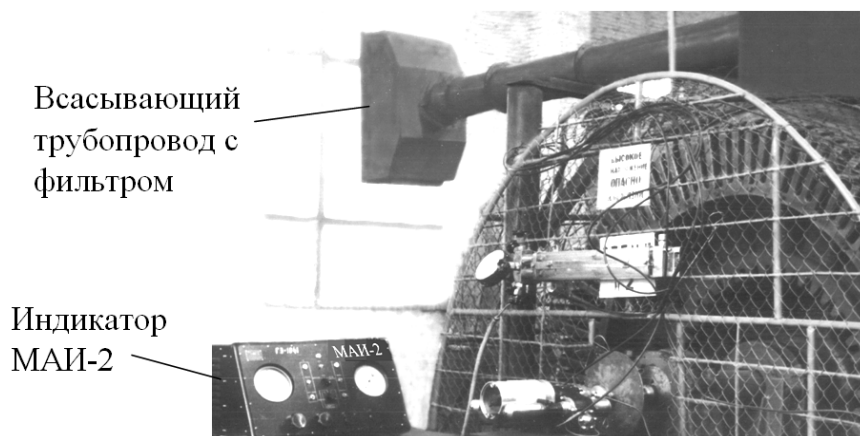


Рисунок 2 Компрессор ВП-50/8М на стенде Краснодарского компрессорного завода в период испытания на резонансный наддув

При повторном резонансе ($L_{рез 2} = 14$ м) эффективность наддува снизилась до 6 %, что является следствием увеличения сопротивления всасывающей трубы в связи с удлинением.

Однако удельная мощность осталась на прежнем уровне, как и при $L_{рез 1}$. Как видно из поведения кривой (см. рис. 1) $N_{уд} = f(L_{вс})$, наименьшая удельная мощность имеет место в зарезонансной зоне длин всасывающего трубопровода, в данном случае при $L_{вс} = 7 \div 7,2$ м.

Для компрессора ВП-50/8М минимум $N_{уд}$ соответствует $L_{вс} = (1,1 \div 1,4) L_{рез}$ [1]. Подобная картина имеет место для всех испытанных компрессоров.

Явление снижения удельной мощности в зарезонансной области всасывающей системы можно объяснить следующим обра-

зом. При переходе системы через резонанс, как это следует из теории механических и акустических колебаний [2], происходит сдвиг фазы колебания на 90° по отношению к мертвым точкам положения поршня. В результате смещения фазы колебания происходит не только перераспределение давления по ходу поршня, но и уменьшение затрат мощности на всасывание.

На графике (рис. 3) затраты мощности при всасывании в компрессоре ВП-50/8М в режиме резонанса, равные 17 кВт, снизились до 6,2 кВт в зарезонансной зоне, т. е. в 2,74 раза.

Результаты испытаний компрессора ВП-50/8М представлены в работах [1, 4]. Отметим, что производительность компрессора в резонансном режиме возросла на 15,4 % с 52 м³/мин до 60 м³/мин.

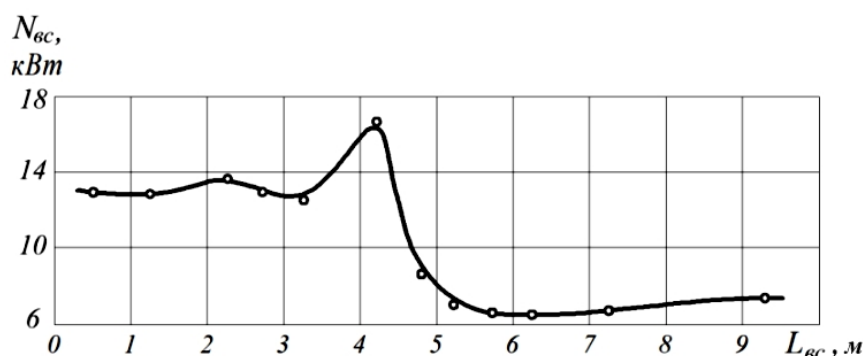


Рисунок 3 Влияние длины $L_{вс}$ всасывающего трубопровода компрессора ВП-50/8М на потери мощности на всасывание $N_{пот.вс}$ при использовании кольцевых клапанов

Как показал анализ индикаторных диаграмм, построенных в координатах «давление — ход поршня», наполнение цилиндра воздухом в зарезонансной зоне продолжается при обратном движении поршня, так как самодействующие всасывающие клапаны при сдвиге фазы колебания давления относительно мертвых точек не могут закрыться из-за нарастающего давления в акустической волне (рис. 4). Это явление улучшает наполнение цилиндра воздухом, увеличивая дополнительно производительность компрессора, что отражается на удельной мощности (см. рис. 1).

Как видно, картина взаимосвязи между колебаниями давления и моментами открытия и закрытия всасывающих клапанов, определяющих в конечном итоге эффективность резонансного наддува, сложна, противоречива и пока недостаточно изучена. Но подобное явление, как показывают факты, имеет место для всех испытанных компрессоров. Для выяснения всех сторон этого явления необходимы дальнейшие исследования. В таблице 1 представлены фактические значения резонансных длин испытанных компрессоров, а также их расчетные значения для новых проектируемых компрессоров.

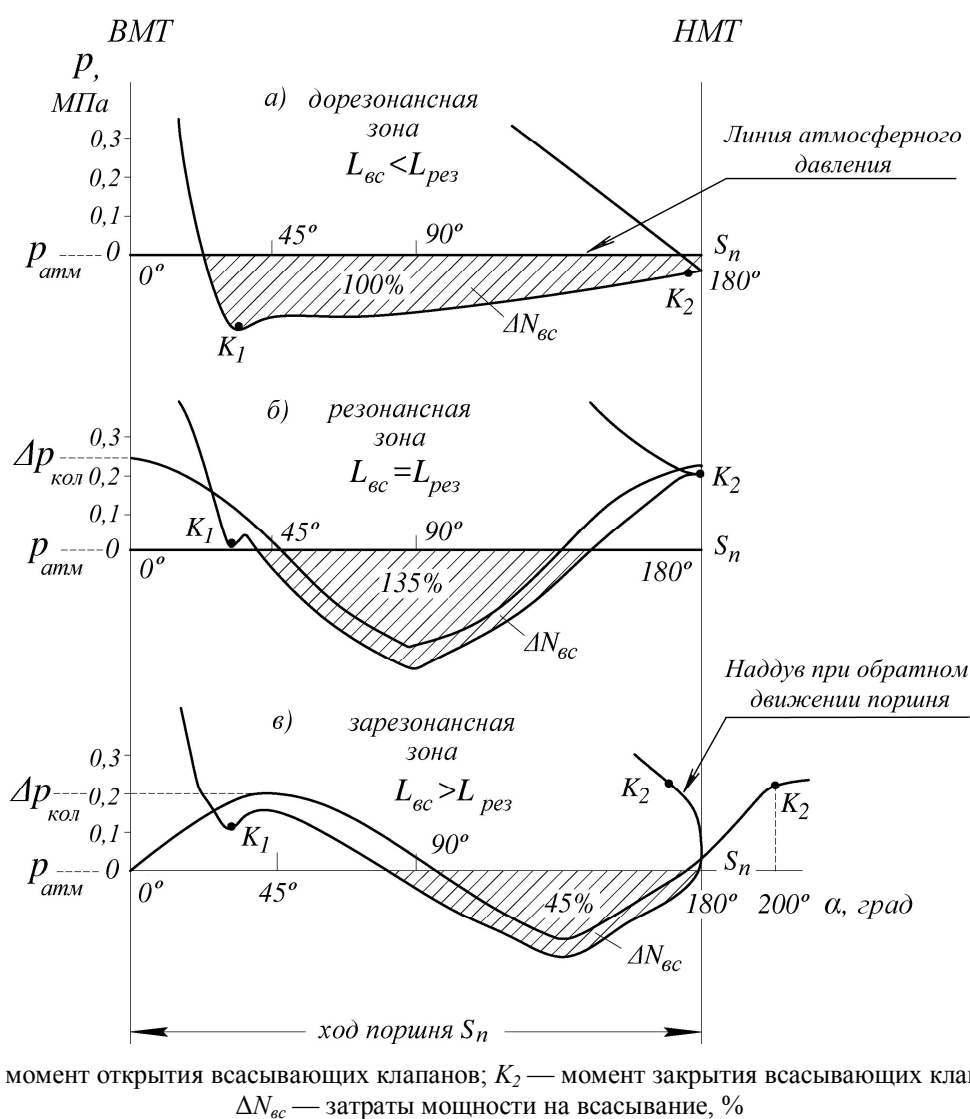


Рисунок 4 Давление в цилиндре поршневого компрессора ВП-50/8М для разных зон всасывающей системы при различных углах поворота α коленчатого вала

Таблица 1

Резонансные параметры компрессоров

| Тип компрессора | Частота вращения вала n , об/мин | Диаметр цилиндра 1-й ступени D_1 , мм | Радиус кривошипа R , мм | Диаметр всасывающего трубопровода $d_{тр}$, мм | Расчетная резонансная длина всасывания трубопровода $L_{рез,р}$, м | Фактическая резонансная длина $L_{рез}$, м | Номинальная производительность Q , $\text{Нм}^3/\text{мин}$ | Производительность Q_p , $\text{Нм}^3/\text{мин}$ | Номинальная мощность N , кВт | Мощность резонансного режима N_p , кВт | Тип всасывающих клапанов (К — кольцевые, П — прямочные, Т — тарельчатые) | |
|-----------------|------------------------------------|---|---------------------------|---|---|---|---|---|--------------------------------|--|--|---|
| 5Г-100/8 | 187 | 880 | 225 | 450 | 10,7 | 10,7 | 100 | 106 | | | К | |
| 2ВГ | 167 | 900 | 215 | 450 | 12,2 | 11,7 | 90 | 95,4 | 625 | 663 | К | |
| 55В | 167 | 900 | 215 | 400 | 11,4 | 11,0 | 90 | 95,4 | 625 | 663 | К | |
| ВП-50/8М | 375 | 600 | 150 | 250 | 4,8 | 4,1 | 52,0 | 60 | 275 | 317 | К | |
| ВП-50/8М | 375 | 600 | 150 | 250 | 4,8 | 4,1 | 50,5 | 57,5 | 280 | 317 | П | |
| ВП-20/8М | 500 | 380 | 110 | 225 | 4,2 | 3,8 | 20 | 23,3 | 100 | 130 | П | |
| 2ВМ4-20/4 | 600 | 450 | 75 | 225 | 3,8 | Не испытывались | 20 | 23,3 | 90 | 103 | П | |
| 2ВМ4-54/3 | 750 | 370 | 75 | 225 | 2,8 | | 54 | 63 | 151 | 169 | П | |
| 302ВП-10/8М | 735 | 300 | 62 | 150 | 2,9 | | 10 | 11,65 | 57 | 64 | П | |
| 305ВП-30/8 | 500 | 470 | 110 | 250 | 4,8 | | 30 | 35 | 159 | 178 | П | |
| 4ВМ-2,5-14/41 | 980 | 330 | 55 | 200 | 2,2 | | 14 | 16,3 | 155 | 173 | К | |
| 2ГМ4-54/3 | 750 | 450 | 75 | 225 | 2,7 | | 54 | 63 | 153 | 171 | П | |
| 3ГП-20/8 | 500 | 400 | 105 | 200 | 4,2 | | 20 | 23,3 | 120 | 134 | П | |
| 4С2ГП-10/8М | 735 | 300 | 62 | 150 | 2,9 | | 10 | 11,65 | 47 | 53 | П | |
| 3иФ ШВКС-5 | 980 | 200 | 55 | 100 | 2,0 | | 1,50 | 4,65 | 5,25 | 34 | 38 | Т |

Выбор оптимальных режимов работы компрессоров зависит от определения резонансной длины всасывающего трубопровода с достаточной для практики точностью.

Вычисление длин, приведенных в таблице 1, велось по формуле, учитывающей переменный за время всасывания объем цилиндра и момент закрытия всасывающих клапанов. Вывод формулы представлен в работе [3].

Расчет по предлагаемой формуле дает ошибку в определении расчетных значений по сравнению с фактическими не более 5 %, что для практики использования допустимо.

Выбор оптимальных зон всасывающей системы должен определяться технико-экономическим сравнением.

Расчеты показывают, что общий экономический эффект от внедрения резонанс-

но-акустического способа интенсификации и дисковых клапанов нового поколения составит на одну компрессорную станцию из 4-х компрессоров ВП-50/8М более 2,5 млн рублей в год [4].

Выводы. Проведенные исследования позволили получить следующие результаты:

1. Резонансно-акустический наддув является эффективным средством интенсификации поршневых компрессоров. Благодаря наддуву производительность компрессора ВП-20/8М повышена на 8,5 % при $L_{вс} = L_{рез} = 3,8$ м и на 6 % при $L_{рез} = 14$ м, производительность компрессора ВП-50/8М с кольцевыми клапанами возросла на 11,6 % и на 15,4 % с прямоточными клапанами [1].

2. Сдвиг фазы резонансных колебаний относительно мертвых точек оказал влияние на уменьшение потерь мощности при

всасывании, способствовал наполнению воздухом цилиндра 1-й ступени при обратном движении поршня и увеличению производительности компрессора.

3. По удельной мощности наиболее экономичной зоной для поршневых компрессоров типа L с цилиндром двойного действия в 1-й ступени является зарезонансная зона. Здесь имеют место наименьшие затраты мощности на всасывание.

4. Проведены уточненные расчеты по определению резонансных длин всасывающих трубопроводов компрессоров, выпускаемых Краснодарским компрессорным заводом, и определены возможные

нагрузки на электродвигатель в резонансных режимах.

5. Экспериментально установлено, что в резонансных режимах имеет место ухудшение теплового режима 1-й ступени. Температура воздуха на выходе из 1-й ступени может увеличиваться на 20 °С [1].

6. Следует считать, что назрела объективная необходимость в теоретических и экспериментальных исследованиях для получения резонансно-акустических характеристик эксплуатируемых и проектируемых компрессорных машин. Характеристики должны быть включены в справочную литературу с целью использования их на практике.

Библиографический список

1. Гогин, Ю. Н. *Оптимальные режимы работы поршневых компрессоров* [Текст] / Ю. Н. Гогин, Ю. А. Рутковский, М. Г. Усачев // *Вестник Машиностроения*. — 1963. — № 11. — С. 47–51.
2. Поль, Р. В. *Механика, акустика и учение о теплоте* [Текст] / Р. В. Поль. — М. : Наука, 1971. — 480 с.
3. Рутковский, Ю. А. *Исследование колебаний давления во всасывающей системе поршневого компрессора при движении газа в ней с дозвуковой скоростью* [Текст] / Ю. А. Рутковский, В. И. Ризун, В. В. Найчук, А. Ю. Рутковский // *Сб. науч. тр. ДонГТУ*. — 2016. — Вып. 46. — С. 57–63.
4. Рутковский, Ю. А. *Резонансные характеристики поршневых компрессоров с самодействующими клапанами нового поколения и их роль в повышении эффективности пневматического оборудования промышленного производства* [Текст] / Ю. А. Рутковский, В. В. Найчук, А. Ю. Рутковский // *Сб. науч. тр. ДонИЖТ*. — 2016. — Вып. 43. — С. 43–58.

© Рутковский Ю. А.

© Пепенин Р. Р.

© Рутковский А. Ю.

*Рекомендована к печати д.т.н., проф., зав. каф. СГ ДонГТУ Литвинским Г. Г.,
нач. ЦЛАМ филиала № 12 ЗАО «Внешторгсервис» Мирошниченко А. В.*

Статья поступила в редакцию 26.05.20.

PhD in Engineering Rutkovsky Yu. A., PhD in Engineering Pepenin R. R., PhD in Engineering Rutkovsky A. Yu. (DonSTU, Alchevsk, LPR, gem2007@mail.ru)

THE MAIN DEPENDENCIES OF RESONANCE-ACOUSTIC SUPERCHARGE OF PISTON COMPRESSORS

There have been reviewed the investigational studies of influence of resonance pressure oscillations in suction system on operating regime of piston compressors of Krasnodar Compressor Plant. The areas of suction system were determined, where the compressor operates in optimal regimes that give a significant economic effect.

Key words: *piston compressor, resonance pressure oscillations, suction system, resonance-acoustic supercharge.*