

УДК 621.512.2

АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ЗАКОНА ДВИЖЕНИЯ ПОРШНЯ НА РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС ПОРШНЕВЫХ СТУПЕНЕЙ ТИХОХОДНЫХ ДЛИННОХОДОВЫХ ОДНОСТУПЕНЧАТЫХ КОМПРЕССОРНЫХ АГРЕГАТОВ

Бусаров С.С., Аистов И.П., Бусаров И.С., Недовенчаный А.В., Титов Д.С.
ФГБОУ ВО «Омский государственный технический университет», Омск, e-mail: habr86@mail.ru

Появление агрегатов способных создавать в одной ступени сжатия давление 10 МПа и более позволило создать конкуренцию существующим многоступенчатым поршневым и мембранным компрессорам по таким параметрам, как масса и габариты, унификация, простота обслуживания и ресурс. Такие агрегаты получили название тихоходных длинноходовых. Совершенствование тихоходных длинноходовых агрегатов возможно только после анализа их рабочих процессов, что и было впервые выполнено в представленной работе на основании исследования одного из основных параметров агрегата – производительности. Режимы работы тихоходных агрегатов значительно влияют на эффективность рабочего процесса и, естественно, на производительность. В существующих быстроходных компрессорных агрегатах, зачастую не применяются законы изменения скорости выходного звена либо используются частотные преобразователи, позволяющие только менять частоту вращения коленчатого вала. Применение линейных приводов позволяет задавать более сложные законы движения выходного звена, в том числе и энергосберегающие, позволяющие уменьшить установленную мощность приводного двигателя. Рассмотренные режимы работы показали, что в зависимости от закона движения поршня производительность может как увеличиться, так и уменьшиться. То есть выбор закона движения поршня может решать задачи, поставленные проектировщиком, либо улучшать какой-то показатель, либо ухудшать. Однако полученные ранее результаты по применению эффективного закона регулирования привода, основной целью которого является уменьшение мощности приводного двигателя, показали, что данный закон является оптимальным и наряду с улучшением энергетических показателей приводит к улучшению и интегральных характеристик поршневой компрессорной ступени, в том числе и производительности.

Ключевые слова: рабочий процесс поршневой компрессорной ступени, тихоходный длинноходовой компрессорный агрегат с линейным приводом, регулирование привода, условный зазор, закон движения поршня

ANALYSIS OF THE INFLUENCE OF THE PISTON MOTION LAW ON THE WORKING PROCESS OF PISTON STEPS OF SILENT LONG-STANDING ONE-STAGE COMPRESSOR UNITS

Busarov S.S., Aistov I.P., Busarov I.S., Nedovenchanyy A.V., Titov D.S.
Federal State Educational Institution of Higher Education «Omsk State Technical University»,
Omsk, e-mail: habr86@mail.ru

The appearance of units capable of creating a pressure of 10 MPa or more in one compression stage made it possible to compete with the existing multistage piston and membrane compressors in such parameters as mass and dimensions, unification, ease of maintenance and resource. Such units are called slow-moving long-stroke. The improvement of low-speed long-stroke units is possible only after analysis of their working processes, which was first performed in the presented work on the basis of the study of one of the main unit parameters – productivity. The operating modes of low-speed units significantly affect the efficiency of the workflow and naturally on productivity. In existing high-speed compressor units, for often the laws of changing the speed of the output link are not applied, or frequency converters are used that only allow changing the frequency of rotation of the crankshaft. The use of linear drives allows you to set more complex laws of motion of the output link, including energy-saving, which can reduce the installed power of the drive motor. The considered operating modes showed that, depending on the law of motion of the piston, productivity can either increase or decrease. That is, the choice of the law of piston motion can solve the problems posed by the designer, or improve some indicator, or worsen. However, the previously obtained results on the application of an effective drive regulation law whose main goal is to reduce the power of the drive motor showed that this law is optimal and, along with improving energy performance, leads to an improvement in the integral characteristics of the piston compressor stage, including productivity.

Keywords: working process of piston compressor stage, low-speed long-stroke compressor unit with linear drive, drive regulation, conditional clearance, the law of motion of the piston

Особенностью поршневых длинноходовых тихоходных компрессорных агрегатов является увеличение параметра $\psi = S/D > 10$; время цикла $N = 2 \dots 6$ с [1]. Такие параметры при давлении нагнетания 10 МПа и выше, как предполагается, позволят наряду с повышением теплоотвода от сжимаемого газа за счёт увеличения времени цикла и более развитой внутренней поверхностью теплообмена (вытянутый цилиндр), а также с обеспечением рационального режима движения выходного звена снизить пиковые значения потребля-

емой мощности. Такая ступень может быть максимально приближена к ступени с изотермическим циклом или, по крайней мере, позволит в допустимых пределах температур нагнетания сжимать газ до высоких давлений в одной ступени [2]. Однако обеспечение закона движения поршня может неоднозначно сказаться на эффективности рабочего процесса. Так, например, замедление движения поршня в процессе нагнетания улучшит теплообмен и приведёт к дополнительному уменьшению температуры, но при этом, учи-

тывая большие перепады давлений между рабочей камерой и окружающей средой, значительно возрастут утечки через неплотности. Поэтому в зависимости от решаемой задачи и определяющего параметра закон движения поршня может быть различен. Применение же сложных законов движения поршня в существующих быстроходных компрессорных агрегатах в настоящее время исследователями не рассматривалось по причине невозможности технической реализации.

Объект параметрического анализа – тихоходная длинноходовая бесшмазочная ступень поршневого компрессора. Конструктивные и режимные параметры объекта:

- 1) диаметр цилиндра – 50 мм;
- 2) ход поршня – 200...1000 мм;
- 3) температура охлаждающей среды – 17°C;
- 4) охлаждающая среда – вода;
- 5) сжимаемый газ – воздух;
- 6) первоначальная температура сжимаемого газа на всасывании – 19°C;
- 7) давление всасывания – 0,1 МПа;
- 8) давление нагнетания – 10 МПа;
- 9) время цикла – 2...4 с.

Отношение времени движения от НМТ до ВМТ к времени движения от ВМТ до НМТ в теоретических экспериментах составляли – 1:1, 2:1, 3:1. Далее будем обозначать время сжатия (время прямого хода) – $\tau_{сж}$, а время всасывания (время обратного хода) – $\tau_{вс}$. Общее время цикла $\tau = \tau_{сж} + \tau_{вс}$.

Как и все новые машины, тихоходные агрегаты высокого давления, в которых впервые было получено давление более 10 МПа в одной ступени сжатия, не лишены недостатков. Основной проблемой при конструировании тихоходных агрегатов являются значительные утечки через неплотности рабочей камеры, связанные с длительным рабочим циклом агрегата. Поэтому для совер-

шения таких агрегатов необходимо провести анализ рабочего процесса. Основной целью исследования является определение влияния закона движения поршня на производительность поршневого агрегата.

Материалы и методы исследования

Разработанная математическая модель рабочего процесса тихоходной длинноходовой ступени учитывает реальную динамику клапанов всасывания и нагнетания, а также учитывает газовые потоки через неплотности рабочей камеры, конкретно через закрытые клапаны всасывания и нагнетания, и цилиндропоршневое уплотнение (манжеты). В программе расчёта реализуется имитация работы ступени сжатия с учётом теплообменных и массообменных процессов. При этом полученные данные в виде таблицы текущих параметров сохраняются файлом в программе WORD. Также данные выводятся в программе расчёта в виде списка интегральных параметров [3, 4].

Граничными параметрами при работе методики расчёта являются: первоначальная температура сжимаемого газа в рабочей полости; давление газа во всасывающем и нагнетательном трубопроводе; относительная влажность сжимаемого газа; характеристиками сжимаемого газа являются: коэффициент теплопроводности сжимаемого газа, малярная масса сжимаемого газа и теплоемкость сжимаемого газа, режимные и конструктивные характеристики тихоходной ступени: ход поршня, время цикла, диаметр цилиндра ступени, величина мертвого пространства; характеристики деталей, образующих рабочий объем: толщины стенок деталей, теплоемкость материалов, плотность деталей, коэффициент теплопроводности деталей; характеристики клапанов, через которые определяются потоки рабочей среды.

Итогом работы программы по моделированию рабочего процесса в тихоходной ступени являются интегральные характеристики, в которые входят следующие характеристики: коэффициент подачи, средняя температура нагнетаемого газа, мощность ступени, изотермический индикаторный КПД.

Схема для осуществления расчёта по модернизированной методике расчёта подробно описана в работе [5] и представлена на рис. 1.

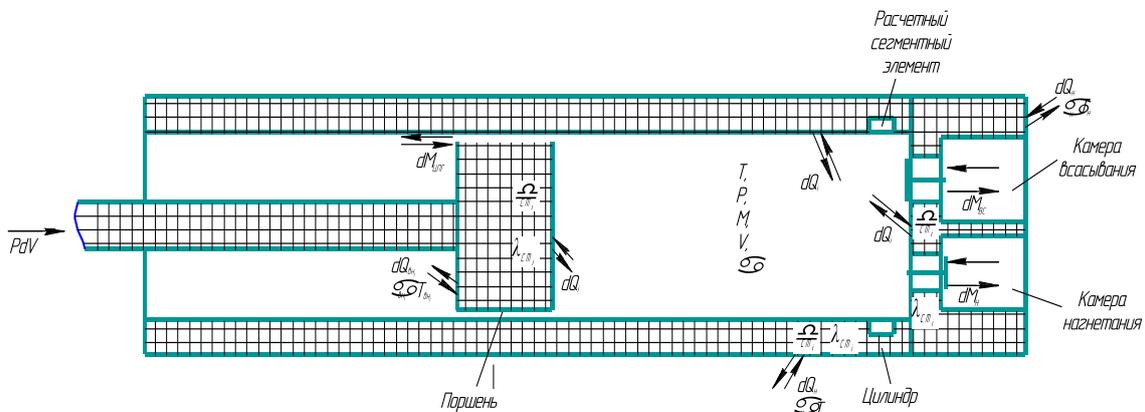


Рис. 1. Схема тихоходной длинноходовой ступени поршневого компрессора, использованной в математической модели

Упрощающие допущения, принятые для построения данной математической модели, соответствуют общеустановленным для данного класса математических моделей [3, 6]: сжимаемый газ является однородной и непрерывной средой; мгновенные параметры рабочего процесса одинаковы во всех точках камеры сжатия; при работе пары трения, манжетное уплотнение – зеркало цилиндра, выделившаяся теплота полностью рассеивается в окружающую среду; пульсации рабочего тела во всасывающем и нагнетательном трубопроводах не учитываются, то есть давление газа принимается постоянным.

Разработанная математическая модель рабочего процесса тихоходных длинноходовых компрессорных ступеней включает в себя следующие зависимости [3, 6, 7]:

$$U_n = U_{n-1} + dU_n, \quad (1)$$

где U_{n-1} – внутренняя энергия газа, Дж; dU_n – приращение внутренней энергии газа, Дж:

$$dU_n = dA_n - dQ_n \pm dm_n i_{гн}, \quad (2)$$

где dQ_n – величина тепла, отданного газом или подведенного к нему за промежуток времени dt , Дж; dm_n – приращение массы газа в рабочей камере, кг; $i_{гн}$ – энтальпия массы газа dm_n , Дж/кг; dA_n – элементарное количество работы, Дж;

$$T_{гн} = \frac{U_n}{m_n C_{BV}}, \quad (3)$$

где $T_{гн}$ – температура сжимаемого газа, К; C_{BV} – теплоемкость газа при постоянном объеме, Дж/(К×кг); m_n – масса сжимаемого газа, кг:

$$m_n = m_{n-1} + dm, \quad (4)$$

$$p_{гн} = m_n R T_{гн} / V_n, \quad (5)$$

где $p_{гн}$ – давление сжимаемого газа, Па; R – газовая постоянная, Дж/(К×кг); V_n – объем рабочей камеры, м³.

$$dm_n = \alpha \cdot \varepsilon_{p,n} \cdot f_n \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_{гн} \cdot \Delta P_n} \cdot d\tau, \quad (6)$$

где α – коэффициент; f_n – суммарная площадь проходного сечения, м²; $\rho_{гн}$ – плотность газа, кг/м³; ΔP_n – разность давлений на рассматриваемом элементе, Па.

Представленные выше уравнения решаются численными методами.

Осреднённый по внутренней поверхности рабочей камеры коэффициент теплоотдачи определяется по уточнённой формуле из формулы, предложенной И.К. Прилуцким [8]. Применительно к рассматриваемой ступени эта формула была уточнена – эмпирический коэффициент α для воздуха принимается равным – 0,27 [5]:

$$\alpha = \lambda \times (\rho/\mu)^{0,27} \times W^{0,27} D_{эkv}^{0,73}, \quad (7)$$

где λ , μ , $D_{эkv}$ и W – текущие значения соответственно коэффициента теплопроводности, динамической вязкости, эквивалентного диаметра цилиндра и условной скорости газа в рабочей камере.

Результаты исследования и их обсуждение

Рассмотрим влияние величины зазора в цилиндропоршневом уплотнении длинноходовой ступени компрессора на

коэффициент подачи (рис. 2, 3). Согласно экспериментальным данным зазор в цилиндропоршневом уплотнении может составлять 0,5...10 мкм и более [9]. Для изношенных уплотнений тихоходных длинноходовых ступеней значения зазоров составляли от 4 до 80 мкм [9].

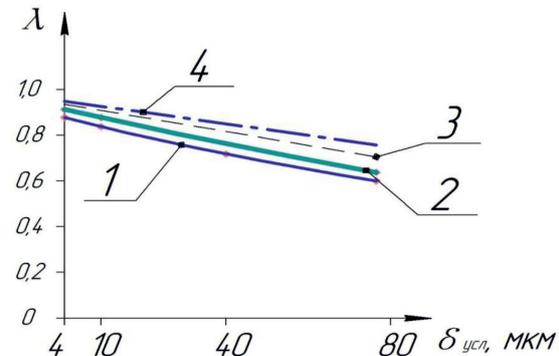


Рис. 2. Зависимость коэффициента подачи от условного зазора в цилиндропоршневом уплотнении компрессорного агрегата при $D = 0,05$ м: 1 – $P_n = 5$ МПа ($\tau = 3$ с); 2 – $P_n = 3$ МПа ($\tau = 3$ с); 3 – $P_n = 5$ МПа ($\tau = 2$ с); 4 – $P_n = 3$ МПа ($\tau = 2$ с)

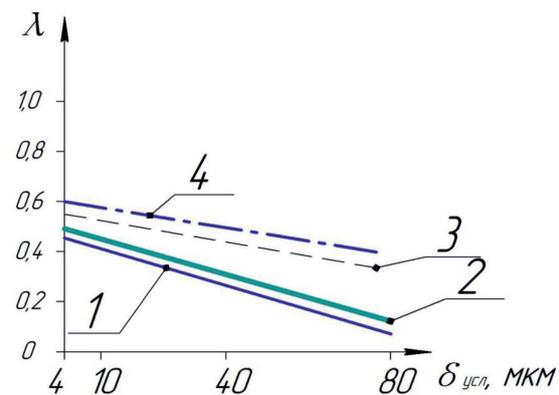


Рис. 3. Зависимость коэффициента подачи от условного зазора в цилиндропоршневом уплотнении компрессорного агрегата при $D = 0,02$ м: 1 – $P_n = 5$ МПа ($\tau = 3$ с); 2 – $P_n = 3$ МПа ($\tau = 3$ с); 3 – $P_n = 5$ МПа ($\tau = 2$ с); 4 – $P_n = 3$ МПа ($\tau = 2$ с)

Полученные результаты (рис. 2, 3) показали, что для диаметра 0,05 м значение коэффициента подачи может изменяться на величину до 10% в принятом интервале величин условного зазора, что естественно приводит к значительным погрешностям методики расчёта. Для диаметра 0,02 м влияние зазора на коэффициент подачи больше, и при тех же условиях изменение может составить до 15%.

Таким образом, проведённые исследования показали актуальность вопроса об улучшении герметичности в длинноходовых компрессорных ступенях. Были получены результаты, отражающие влияние величины зазора на значение коэффициента подачи, что показало неприемлемым вариант использования зазоров по рекомендациям для существующих агрегатов. Полученные результаты свидетельствуют о значительном влиянии утечек на эффективность рабочего процесса и ставят дальнейшие задачи по разработке новых конструкций клапанов и цилиндропоршневых уплотнений.

Перспективным направлением исследования тихоходных агрегатов является изменение закона движения выходного звена [10]. Дополнительное положительное влияние на рабочий процесс в таких ступенях может оказывать неравномерность скорости поршня в процессе сжатия и всасывания, т.е. прямого и обратного хода поршня. Действительно, если процесс сжатия провести с меньшей скоростью, что дополнительно в процессе роста температуры при росте давления позволит увеличить время теплообмена и снизить температуру, а при обратном расширении и всасывании скорость увеличить, что также позволит уменьшить температуру газа. Необходимо проанализировать такой режим работы агрегата и определить его влияние на производительность.

На рис. 4 представлены зависимости коэффициента подачи от отношения времени сжатия к времени всасывания.

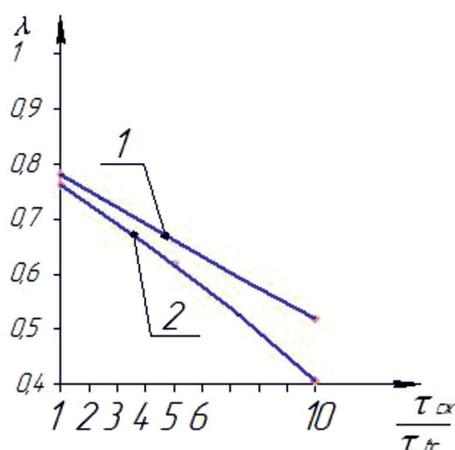


Рис. 4. Зависимость коэффициента подачи от отношения времени прямого хода к времени обратного хода $D_c = 0,05$ м; $S = 0,5$ м; $P_n = 10$ МПа: 1 – $\tau = 3$ с; 2 – $\tau = 2$ с

Полученные результаты показали перспективы регулирования привода, направленного на получение различных соотноше-

ний времени сжатия и времени всасывания. Эффективность рабочего процесса при данном способе регулирования для тихоходных ступеней связана со снижением температуры сжимаемого газа. Поэтому для рассмотренных режимов не рекомендуется увеличивать соотношение $\tau_{сж}/\tau_{вс}$ более 3 [10]. Однако улучшение температурного режима приводит к некоторому снижению коэффициента подачи. При диапазоне соотношений времени сжатия ко времени всасывания от 0 до 3 коэффициент подачи более 0,7, что можно считать вполне приемлемым значением для существующего уровня развития компрессорных агрегатов [3].

На рис. 5 представлены зависимости коэффициента подачи от времени цикла для режима движения поршня с постоянной скоростью и рационального режима работы агрегата с минимально возможным колебанием мощности привода.

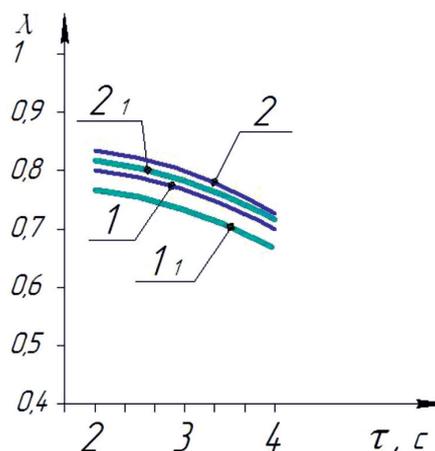


Рис. 5. Зависимость коэффициента подачи от времени цикла: индекс «1» относится к режимам с постоянной скоростью выходного звена, без индекса к режиму работы с регулированием скорости поршня ($1 - P_n = 5$ МПа; $2 - P_n = 3$ МПа)

Полученные результаты показали эффективность рабочего процесса при обеспечении закона движения поршня с минимальными колебаниями мощности.

Выводы

Полученные результаты показали перспективы регулирования привода за счёт обеспечения рационального закона движения поршня. По сравнению с законом движения поршня с постоянной скоростью рациональный закон движения наряду с улучшением энергетических характеристик позволяет увеличить коэффициент подачи на 3–10%. Отличные же от рацио-

нального закона движения поршня режимы работы могут привести к уменьшению коэффициента подачи при улучшении энергетических характеристик.

Необходимость дальнейшего совершенствования рабочих процессов тихоходных длинноходовых компрессорных агрегатов не вызывает сомнений, и оно будет направлено на улучшение герметичности рабочей камеры.

Список литературы

1. Юша В.Л., Бусаров С.С. Перспективы создания малорасходных компрессорных агрегатов среднего и высокого давления на базе унифицированных тихоходных длинноходовых ступеней // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2018. Т. 24. № 4. С. 80–89.
2. Yusha V.L., Busarov S.S., Nedovenchanyi A.V. Gromov A.Yu., Sazhin B.S. Analysis of thermal state of intensely cooled long-stroke low-speed piston compressor stage. *Chemical and Petroleum Engineering*. 2017. Vol. 52. P. 597–601.
3. Пластинин П.И. Поршневые компрессоры. Том 1. Теория и расчет. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Колос, 2006. 456 с.
4. Фотин Б.С. Рабочие процессы поршневых компрессоров: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Ленинград, 1974. 34 с.
5. Бусаров С.С., Недовенчаный А.В., Громов А.Ю., Бусаров И.С., Титов Д.С. Математическое моделирование процессов теплообмена в рабочей камере тихоходной ступени поршневого компрессора // *Компрессорная техника и пневматика*. 2016. № 6. С. 6–10.
6. Chrustalev B.S., Zdalinsky V.B., Bulanov V.P.A. Mathematical Model of Reciprocating Compressor With One or Several Stages for the Real Gases. *International Compressor Engineering Conference*. 1996. Vol. 1108. P. 211–216.
7. Громов А.Ю. Разработка поршневых ступеней с линейным приводом для малорасходных компрессорных агрегатов и исследование их рабочих процессов: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Омск, 2017. 18 с.
8. Прилуцкий И.К., Молодова Ю.И., Галяев П.О., Сназин А.А., Молодов М.А., Иванова И.Л. Особенности процессов теплообмена в ступенях малорасходных машин объемного действия с различными механизмами движения // *Вестник Международной академии холода*. 2017. № 4. С. 30–40.
9. Кузнецов Л.Г., Иванов Д.Н., Молодова Ю.И., Берлин Е.А., Прилуцкий А.А. Оценка герметичности компрессорных ступеней с учетом износа уплотнений поршней при эксплуатации // *Холодильная техника*. 2004. № 3. С. 28–31.
10. Волков А.Н., Мацко О.Н., Мосалова А.В. Выбор энергосберегающих законов движения мехатронных приводов технологических машин // *Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки*. 2018. Т. 24. № 4. С. 141–149.