

**В.И.Большаков, И.Б.Листопадов**

## **АНАЛИЗ ОСОБЕННОСТЕЙ РАСЧЕТА КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ КЛАПАННЫХ МЕХАНИЗМОВ БЗУ ДОМЕННЫХ ПЕЧЕЙ**

Установлены и научно обоснованы предельные значения напряжений для контактных пар типа «металл–металл» и «металл–резина», использующихся в газоотсекающих клапанах БЗУ доменных печей. Показаны особенности влияния предельных контактных давлений на механизм герметизации клапанов и долговечность работы контактных пар.

### **Современное состояние вопроса.**

Эволюция технологии загрузки и распределения шихтовых материалов в доменную печь привела к созданию бесконусных загрузочных устройств (БЗУ), в которых функции газозапирания и распределения шихты на колошнике разделены и обеспечиваются различными комплексами механизмов и систем управления. Газоотсечение в процессе шлюзования в печь порций шихтовых материалов при давлении газа под куполом печи 150–250 КПа в течение межремонтного срока ее работы осуществляется газоотсекающими клапанами с помощью шихтовых (грузовых) затворов. Газоуплотнительные клапаны обеспечивают герметичность печи, а шихтовые затворы удерживают шихту в бункерах и воронках, предохраняя клапаны от контакта с ней, а также регулируют скорость истечения шихты из бункеров. При этом должна обеспечиваться пропускная способность системы загрузки при любом режиме работы печи. Газоотсекающие клапаны, подобно другим клапанным уплотнениям, являются уплотнительными устройствами периодического действия и предназначены для отсечения бункеров от печного или атмосферного давления. Открывание и закрывание клапанов происходит, как правило, при отсутствии перепада давлений на клапане.

### **Постановка задачи.**

При разработке и эксплуатации уплотнительных устройств необходимо учитывать многообразие технических требований, предъявляемых как непосредственно к уплотнению, так и к агрегату, где это уплотнение используется. Согласно [1] эти требования систематизированы по следующим основным группам:

- основные рабочие параметры – условный проход или пропускная способность; давление; перепад давлений; диапазон изменения температуры;
- характеристика рабочих сред – химический состав; агрегатное состояние; взрывоопасность;

- требования к качеству – герметичность; ресурсы по срабатыванию и расходу; точность и стабильность рабочих параметров; надежность и долговечность;

- условия эксплуатации – частота и скорость срабатываний; время нахождения в положениях «открыто» и «закрыто»; возможность и периодичность технического обслуживания и ремонта; внешние воздействия (вибрация, удары и др.);

- ограничения по габаритам, массе и энергопотреблению; необходимость дублирования; способ управления; тип привода;

- экономические требования, влияющие на ограничения по применению материалов; стоимость изготовления и эксплуатационного обслуживания.

Сгруппированные таким образом технические требования к уплотнительным устройствам, в том числе и клапанным, содержат два вида требований: общие для машиностроения требования к изделию с учетом условий его эксплуатации и специфические требования, присущие только уплотнительным устройствам – герметичность, способ управления и тип привода.

#### **Изложение основных материалов исследования.**

Газоотсекающие клапаны, установленные на современных БЗУ, для герметизации печного пространства используют уплотнительные контактные поверхности двух основных типов: металл – металл (сферические контактные поверхности седла и тарели) и металл – эластомер (плоское металлическое седло и плоская резиновая кольцевая уплотнительная поверхность тарели). Уплотнительные поверхности металл – металл применяют в газоотсекающих клапанах конструкции фирм СНГ, что является развитием традиционных уплотнений типа конус – чаша, использующихся в конусных загрузочных устройствах. Достоинством таких уплотнений является возможность пропуска через клапаны горячего агломерата. Сферические поверхности уплотнений предполагают линейный контакт при газозапирании. Этот тип клапанных уплотнений допускает работу с высокими контактными давлениями, для них характерны значительные упругие объемные деформации контактирующих деталей, менее жесткие требования к чистоте поверхности и короблению.

В уплотнительной технике требуемые для герметизации условия силового взаимодействия между контактными парами характеризуются контактным давлением герметизации  $p_{ко}$ , под которым понимают минимальное контактное давление на уплотнительных поверхностях, обеспечивающее герметичность при заданном рабочем перепаде давлений на клапане. Контактное давление герметизации определяют по эмпирическим формулам, содержащимся в работе [2]. Для контакта по поверхности

$$p_{ко} = k_1(C + k_2p) / l^{0.5}, \quad (1)$$

где  $k_1$  – коэффициент, зависящий от среды;  $C$  и  $k_2$  – коэффициенты, зависящие от материала уплотнений;  $p$  – давление среды;  $l$  – ширина контактной зоны.

Для контакта по линии (с шириной контакта 0,2–0,3мм)

$$p_{ko} = \kappa_1 p_a \quad (2)$$

где  $p_a$  – контактная нагрузка, Н/пог.см.

Для сталей и твердых сплавов  $k_1 = k_2 = 1$ ;  $C = 3,5 \text{ Н/мм}^2$ ;  $P_a = 300 \text{ Н/см}$ .

Следует отметить, что формулы разработаны опытным путем и рекомендованы использования для плоских (1) уплотняющих колец затворов и ножевых уплотнений (2) в первых двух изданиях работы [2]. Рекомендации по использованию формул (1, 2) для уплотнений типа металл – металл содержатся в дальнейших изданиях работы [2] и в других работах, например в работе [1].

Согласно данным исследований энергосиловых и кинематических параметров работы газоотсекающих клапанов, приведенных в работе [3], контакт тарели и седла клапана  $Dy = 1,1 \text{ м}$  происходит по площади с шириной контактной зоны  $l = 0,042 \text{ м}$ . Принимая максимальное (по данным работы [3]) давление газа под клапаном  $0,35 \text{ Н/мм}^2$  получаем подсчитанное по формуле (1) контактное давление герметизации  $p_{ko} = 0,59 \text{ Н/мм}^2$ , что значительно ниже значений удельных давлений на контактных парах клапанов ( $1,65 \text{ Н/мм}^2$ ), приведенных в работе [3].

Величина контактного давления герметизации для условий взаимодействия контактных пар, приведенных в работе [3] (линейная контактная зона) и рассчитанная по формуле (2) имеет более высокие значения, чем значения, рассчитанные по формуле (1). На рис.1 приведена расчетная зависимость давления среды в печи на клапан, обеспечивающее его герметичное запираение. Сравнение результатов расчета, приведенных на рис.1 с данными работы [3] показывает, что расчетные значения усилия прижатия тарели к седлу клапана для клапанов с условным проходом  $Dy < 500 \text{ мм}$  выше аналогичных значений, приведенных в работе [3]. Следует учесть, что все расчеты производились для случая контакта тарели с седлом без перекоса тарели, т.е. без учета относительного скольжения контактных поверхностей при закрывании клапана.

Относительное скольжение при закрывании клапана учитывается при определении минимально – необходимого усилия  $F$  прижатия тарели к седлу по формуле, предлагаемой в работе [4].

$$F = p(1 + \text{tg} \alpha_p) S \text{Cos} \alpha_p, \quad (3)$$

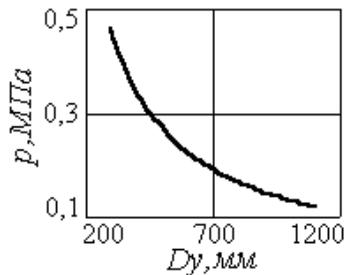


Рис.1. Зависимость давления в печи обеспечивающего герметичность от диаметра клапана

где  $f$  – коэффициент трения;  $\alpha_p$  – угол наклона касательной на нижней кромке контактной поверхности седла;  $S$  – площадь контактируемой поверхности;  $p$  – удельное контактное давление.

Если минимально–необходимое удельное давление на контактные поверхности ограничено контактным давлением герметизации, то максимальное удельное давление  $p_{кy}$  ограничено прочностными свойствами материала и конструкцией клапана. Предельно– допустимое контактное давление на сферические контактные поверхности для стальных клапанов с поворотной тарелью составляет, согласно работе [1],  $p_{кy}=15\text{Н/мм}^2$ . Следует учесть, что величина предельно–допустимого контактного давления влияет на ресурс работы клапана. На рис.2 приведен график (по данным работы [1]) зависимости ресурса от предельно допустимого контактного давления для клапанных уплотнений с металлическими контактными поверхностями. Видно, что двукратное увеличение контактного давления снижает ресурс работы клапанов в 4 раза. Влияние величины контактного давления на ресурс особенно важно для газоотсекающих клапанов, требуемый ресурс работы которых составляет не менее 240000 циклов. Поэтому следует ограничить максимальное контактное давление величиной  $1,2 p_{ko}$ .

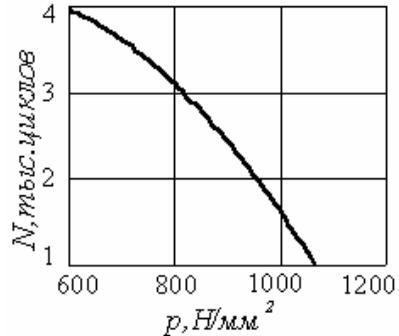


Рис.2. Зависимость ресурса работы клапанов от контактного давления

В ряде конструкций газоотсекающих клапанов используются уплотнительные поверхности типа металл–полимер (силиконовая резина), позволяющие обеспечить герметичность запираания при малом контактном давлении. Такие контактные поверхности применяются, например, в газоотсекающих клапанах БЗУ фирмы Пауль–Вюрт. В этих клапанах используется плоская форма контакта тарели и седла. Конструкция и параметры работы клапана описано в работе [5]. Тарель имеет кольцевую контактную поверхность из силиконовой резины, выдерживающую максимальную температуру до  $150^{\circ}\text{C}$ . Для обдува использован азот, давлением  $0,7\text{--}0,8\text{Мпа}$ . Обдув контактных поверхностей производится перед закрыванием клапанов.

Механизм герметизации контактных поверхностей металл–резина заключается в заполнении всех микронеровностей и дефектов контактной поверхности материалом эластичного уплотнителя. Для этого уплотнитель должен быть сжат силой, создающей в резине напряжения, достаточные для ее деформации до заполнения микронеровностей. Условие силового взаимодействия контактных пар определяется контактным давлением герметизации. Единой методики определения контактных давлений

герметизации для клапанных уплотнений нет. Опыт конструирования и эксплуатации клапанных уплотнений показывает, что наиболее точной для расчета контактного давления  $p_{ko}$  герметизации является формула, предлагаемая в работе [2].

$$p_{ko} = (C + kp_c) / 10\sqrt{b}, \quad (4)$$

где  $C$  и  $k$  – коэффициенты, учитывающие свойства материала уплотнений;  $p_c$  – давление внешней среды;  $b$  – ширина седла. Для резин средней твердости коэффициенты равны:  $C=4$ МПа;  $k=0,6$ . Наиболее полная информация о допустимых контактных давлениях содержится в работе [6].

Анализ значений контактного давления герметизации и предельно-допускаемого контактного давления, определенных по различным методикам, показывает, что для условий работы газоотсекающих клапанов с контактной парой металл–резина величина контактного давления находится в пределах  $1,8\text{Н/мм}^2 < p_{ko} < 4,0\text{Н/мм}^2$ .

На величину контактного давления герметизации и, особенно, на величину предельно допустимого контактного давления влияет температурный режим работы эластомерных уплотнений и наличие между контактными парами твердых частиц. Поэтому в условиях работы газоотсекающих клапанов применение эластомерных уплотнений возможно только при наличии обдува и охлаждения контактных поверхностей.

Эксплуатационная надежность и долговечность уплотнений с резиновыми элементами в замкнутых канавках, какими и являются уплотнения газоотсекающих клапанов БЗУ фирмы Пауль Вюрт, определяется такими специфическими свойствами резины как релаксация напряжений и старение резин. Если релаксация проявляется в уменьшении начального значения  $p_{ko}$  сразу после начала эксплуатации уплотнения, то снижение контактного давления вследствие старения происходит в течение длительного времени и сопровождается накоплением необратимых остаточных деформаций. Поверхность резины при этом принимает форму поверхности, контактирующей с ней. Учитывая уменьшение  $p_{ko}$  в результате старения и релаксации при повышенной температуре эксплуатации в работе [1] рекомендуется назначать  $p_{ko}$  соответствующее относительной деформации резины  $\varepsilon = 0,15\text{--}0,35$  с тем, чтобы в конце срока эксплуатации значение контактного давления герметизации было не меньше  $0,25\text{Н/мм}^2$ .

Особенностью уплотнений из термостойких силиконовых резин является их низкая прочность ( $\sigma = 4 \text{ Н/мм}^2$ ). Эта особенность должна учитываться при конструировании привода клапана для обеспечения минимальной скорости соударения тарелки о седло. Зависимость разрушающих напряжений по данным работы [7] имеет вид:  $\sigma_p = av^n$ , где  $a$  и  $n$  – константы. На рис.3 приведен график зависимости разрушающих напряжений от скорости деформации силиконовой резины, построенный по данным работы [7]. Из графика следует, что с ростом скорости деформации резины, разрушающие напряжения в ней пропорционально увеличиваются. Следует

отметить, что по данным работы [8] величина разрушающих напряжений уменьшается с ростом температуры уплотнений. Эффект снижения напряжений связан с релаксационными явлениями в резине.

Для уточнения величин контактного давления герметизации  $p_{ko}$  и предельно-допустимого контактного давления  $p_{ky}$ , авторами работы были проведены экспериментальные исследования. Исследования проводились для клапанных уплотнений с контактной парой металл-резина с плоской формой контакта. В качестве рабочей среды использовалась техническая вода с температурой  $25^{\circ}\text{C}$  и давлением  $2,5\text{МПа}$ . Установлено, что контактное давление герметизации составляет  $2,5\text{--}2,7\text{ Н/мм}^2$ , что для значений давления среды  $0,02\text{--}0,35\text{МПа}$  соответствует контактному давлению  $p_{ko}=1,75\text{--}1,8\text{Н/мм}^2$ .

Величину предельно-допустимого контактного давления определяли по величине остаточной деформации резины (отпечатку седла). Установлено, что после  $10^5$  циклов нагружения с частотой  $2\text{Гц}$  наименьшая остаточная деформация образовывалась при величине контактного давления  $p_{ko}=6,0\text{--}6,2\text{Н/мм}^2$ . В пределах  $10^6$  циклов нагружения разрушения уплотнения не происходило.

Обобщая литературные и собственные экспериментальные данные, можно рекомендовать для газоотсекающих клапанов, применяющих контактные пары металл-резина следующие значения контактных давлений  $1,8\text{Н/мм}^2 < p_{ko} < 6,0\text{Н/мм}^2$ .

Таким образом, анализ данных научно-технической литературы и собственных экспериментальных исследований, позволил установить и обосновать предельные значения контактных напряжений для контактных пар типа металл-металл и металл-резина использующихся в газоотсекающих клапанах бесконусных загрузочных устройств доменных печей. Показаны особенности влияния предельных контактных давлений и условий эксплуатации на механизм герметизации клапанов и долговечность работы контактных пар. Результаты исследований могут быть использованы для определения режимов работы печей и в качестве начальных условий для определения типа и параметров работы привода клапанов.

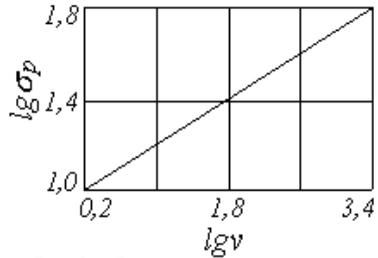


Рис.3. Зависимость разрушающих напряжений от скорости деформации резины

1. Уплотнения и уплотнительная техника: Справочник /Л.А.Кондаков, А.И.Голубев. В.В.Овандер и др.// М.: Машиностроение, 1986. – С.221.

2. Гуревич Д.Ф. Расчет и конструирование трубопроводной арматуры. – 4-е изд. – М.: Машиностроение, 1969. – 887с.

3. *Большаков В.И.* Теория и практика загрузки доменных печей. – М.: Металлургия, 1990. – 256 с.
4. *Большаков В.И., Дракин Г.В., Сало А.С.* Методы расчета и конструирования газоплотнительных клапанных механизмов. – ИЧМ – Днепропетровск, 69 с. – Деп. в ин-те Черметинформация. – 11.10.83. – № 21804 М–Д–83.
5. *Современные* загрузочные устройства доменных печей /В.А.Авдеев, О.И.Шайнович, Е.И.Ясаков, А.В.Марченко. – М.: Металлургия, 1994. – 64 с.
6. *Абрамов Е.И., Колесниченко К.А., Маслов В.Т.* Элементы гидропривода: Справочник. – Киев: Техника, 1969. – 319 с.
7. Догадкин Б.А., Сандомирский Д.М. // Коллоидный журнал. – Т.13, 14, – С.267.
8. *Гуль В.Е.* Структура и прочность полимеров. – М.: Химия, 1985. – 350 с.

*Статья рекомендована к печати д.т.н. И.Г.Товаровским*