

ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ КЛАПАНА ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА

Ключевые слова: поршневые компрессоры, клапан, материал замыкающего органа.

В машиностроении, где детали могут подвергаться многим миллионам перемен нагрузки, необходимо знать предел усталости данного материала в условиях данных машины и детали (при конкретном виде нагружения, концентрации напряжений, состоянии и способе упрочнения поверхности, и др.). Кривые усталости в этом случае не столь важны, но обязательна уверенность, что перегрузок, вызыва-

ющих напряжения выше предела усталости, нет в «истории» нагружения.

Чаще всего для многоциклового усталости применяется аппроксимация Баскена (Basquin, 1910):

$$N(S) = C / S^m; \quad (2)$$

где S – размах напряжений в цикле нагружения, $S = \sigma_{\max} - \sigma_{\min}$, C – константа, относящаяся к конкретному материалу или его состоянию, m – параметр, характеризующий угол наклона кривой $N(S)$ (в логарифмических координатах). Эта величина имеет порядок $m = 3 \dots 8$. Меньшие значения $m = 3 \dots 5$ отвечают деталям машин и конструкций со сварными соединениями, канавками и надрезами, а более высокие – образцам и деталям машин с гладкой (и полированной) поверхностью.

Для материалов, у которых при испытаниях обнаруживается предел усталости (например, для сталей) и характер эксплуатационного нагружения конструкции позволяет принимать его во внимание, то (2) может формулироваться в виде [3]:

$$N(\sigma) = N_0 (\sigma_{-1} / \sigma_a)^m = N_0 K, \quad (3)$$

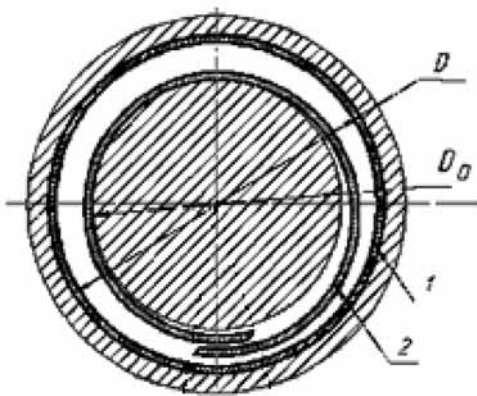


Схема деформации разрезного кольца (ленты) в клапане: 1 – клапан закрыт; 2 – клапан открыт, D_0 – диаметр ограничителя клапана (внутренний диаметр паза седла клапана), D – наружный диаметр паза седла клапана

где N_0 – число циклов нагружения, отвечающее пределу усталости σ_{-1} (при симметричном циклическом нагружении), σ_a – амплитуда напряжения.

Сопротивление усталости образцов и конструкций из одного и того же материала зависит от состояния поверхности (грубо обработанная или тщательно отполированная), от вида нагружения и вида напряженного состояния (осевое растяжение-сжатие или циклический изгиб, изгиб при вращении), от присутствия в составе нагрузки постоянного компонента (асимметрии нагружения), роли среды, температуры и т.п.

Максимальное напряжение в цикле нагружения, увеличивающееся благодаря среднему растягивающему напряжению, способствует преодолению трещиной структурных барьеров, границ зерен и развитию микротрещин в соседние зерна, подрастанию трещин.

Для сталей в машиностроении используется следующее соотношение С.В. Серенсена:

$$\sigma_R = \sigma_{-1} - \psi \sigma_m \quad (4)$$

где ψ – коэффициент «чувствительности материала к среднему напряжению», σ_0 – предел усталости при $R = 0$, т.е. при пульсирующем растяжении. Для сталей невысокой прочности: $\psi = 0,1 - 0,2$; а для сталей повышенной прочности: $\psi = 0,2 - 0,3$.

Рассмотрим замыкающий орган клапана поршневого компрессора, выполненный в виде разрезного кольца (ленты) прямоугольного сечения.

Для поршневых компрессоров замыкающие органы клапанов должны иметь характеристики, которые обеспечивали бы их высокую работоспособность и оптимальные технико-экономические параметры. К таким параметрам относятся как толщина пластины (пружины) замыкающего органа клапана компрессора, так и материал, из которого она изготовлена. Особенно важны высокая долговечность кла-

пана и ремонтпригодность, так как они чаще, чем другие узлы компрессора, выходят из строя.

Замыкающий орган клапана подвергается действию напряжения изгиба при циклическом нагружении с постоянной величиной амплитуды и продолжительностью цикла нагружения.

В поршневых компрессорах общего назначения применяются клапаны с диаметрами пазов от 100 до 320 мм и толщиной ленты $0,3 \div 0,5$ мм.

Рассмотрим замыкающий орган (ленту) установленный в паз клапана с наружным диаметром 100 мм и выполненный из стали 65Г. Для стали 65Г после закалки с охлаждением в масле $\sigma_{-1} = 340$ МПа и $[\sigma_{\text{н}}] = 210$ МПа. Лента имеет гладкую поверхность, сталь среднепрочная, поэтому принимаем $\psi = 0,2$. Тогда по соотношению Серенсена (4) $\sigma_R = 340 - 0,2 \cdot 135 = 313$ МПа.

Геометрические параметры замыкающего органа можно выразить через коэффициент прочности $\chi = D_{\text{к}}/h$ ($D_{\text{к}} = D$ – диаметр кольца из ленты перед установкой в клапан) [2].

Сравним два конструктивных варианта запорных органов, отличающихся

значением коэффициентов прочности $\chi_1 = 100$ и $\chi_2 = 50$.

В первом случае, в процессе работы замыкающий орган подвергается напряжению изгиба, которое можно рассчитать по формуле (1) [1].

$\sigma_{\text{общ}} = 238$ МПа, следовательно, выполняется условие $\sigma_{\text{общ}} < \sigma_R$, а число циклов работы составит

$$N = \left(\frac{340}{210} \right)^6 \cdot N_0 = 18N_0,$$

где значение N_0 соответствует симметричному циклу.

Во втором случае, при $\chi_2 = 50$, значение $\sigma_{\text{общ}} = 532$ МПа, т. е. выполняется условие $\sigma_R < \sigma_{\text{общ}} < [\sigma_{\text{н}}]$ и число циклов работы будет

$$N = \left(\frac{340}{532} \right)^6 \cdot N_0 = 0,07N_0,$$

т.е. запорный орган проработает непродолжительное время – в 257 раз меньше, чем в первом случае ($18/0,07$).

Таким образом, предложенное условие позволяет оценить ресурс замыкающего органа клапана поршневого компрессора.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Волегов С.А., Хазин М.Л. Выбор конструктивно-технологических параметров запорного органа клапана поршневого компрессора // Известия вузов. Горный журнал. – 2010. – № 4. – С. 78–81.
2. Заплетохин В.А. Конструирование деталей механических устройств: Справочник. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отделение, 1990. – 669 с.
3. Кочетов В.Т., Кочетов М.В., Павленко А.Д. Сопротивление материалов. – СПб.: БХВ, 2004. – 544 с.
4. Серенсен С.В. Сопротивление материалов усталостному и хрупкому разрушению. – М.: Машиностроение. 1975. – 448 с.
5. Тимошенко С.П. Сопротивление материалов. Т. 2. – М.: Наука, 1956. – 624 с. **ПЛАБ**

КОРОТКО ОБ АВТОРАХ

Хазин Марк Леонтьевич – доктор технических наук, профессор,
Волегов Сергей Александрович – кандидат технических наук,
Уральский государственный горный университет,
e-mail: office@ursmu.ru.

IMPROVEMENT OF RELIABILITY OF PISTON-TYPE COMPRESSOR VALVE

Khazin M.L.¹, Doctor of Technical Sciences, Professor,

Volegov S.A.¹, Candidate of Technical Sciences,

¹ Ural State Mining University, Ekaterinburg, Russia, e-mail: office@ursmu.ru.

Article devoted piston compressor design investigation. The rational constructive-technological parameters of the valve and the material of closing unit is discussed.

Key words: piston compressors, closing unit.

REFERENCES

1. Volegov S.A., Khazin M.L. *Izvestiya vuzov. Gornyi zhurnal*. 2010, no 4, pp. 78–81.
2. Zapletokhin V.A. *Konstruirovaniye detalei mekhanicheskikh ustroystv: Spravochnik* (Engineering of parts of mechanisms: Handbook), Leningrad, Mashinostroyeniye, 1990, 669 p.
3. Kochetov V.T., Kochetov M.V., Pavlenko A.D. *Soprotivleniye materialov* (Strength of materials), Saint-Petersburg, BKhV, 2004, 544 p.
4. Serensen S.V. *Soprotivleniye materialov ustalostnomu i khrupkomu razrusheniyu* (Fatigue and brittle failure resistance of materials), Moscow, Mashinostroyeniye, 1975, 448 p.
5. Timoshenko S.P. *Soprotivleniye materialov. T. 2* (Strength of materials, vol. 2), Moscow, Nauka, 1956, 624 p.



УМНАЯ КНИГА – ПРЕДМЕТ ПЕРВОЙ НЕОБХОДИМОСТИ

ИНВЕСТИЦИОННАЯ ПРОРАБОТКА ИЗДАТЕЛЬСКОГО ПРОЕКТА



Спонсоры книгоиздания
подходят к концу

Финансирование издательского проекта

из одного источника быстро приведет к его истощению
и охлаждению отношений между меценатом и издателем.

Если выпуск книги финансируется из нескольких источников, непременно возникает подозрение в том, что издатель обеспечивает себя книгами за счет отдельных сторонних инвесторов. Для того чтобы избежать недоразумений, нами разработан специальный документ: инвестиционный проект издания. Его задача – продемонстрировать все источники финансирования и распределение тиража пропорционально вложенным инвесторами средствам.

Сметно-инвестиционная группа готовит следующие документы:

- калькуляцию затрат на выпуск книги;
- инвестиционный проект по предполагаемым затратам на выпуск книги;
- финансовый отчет о фактических затратах, затратах на выпуск одного экземпляра книги (себестоимость) и распределении тиража между инвесторами;
- расчет продажной цены книги.

Предварительные инвестиционные вложения в издательский проект дают право на получение части тиража по себестоимости, а покупка книги после ее выхода возможна только по розничной издательской цене, которая на 30–35% превышает себестоимость. Все данные из перечисленных документов можно проверить, и это снимает недоверие к издателю.

Продолжение на с. 259