ГИАБ. Горный информационно-аналитический бюллетень /
MIAB. Mining Informational and Analytical Bulletin, 2025;(12-2):112-124
ОРИГИНАЛЬНАЯ СТАТЬЯ / ORIGINAL PAPER

УДК 621.512 DOI: 10.25018/0236_1493_2025_122_0_112

ВЫБОР МАТЕРИАЛА ДЛЯ ПЛАСТИН КЛАПАНА ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА

М.Л. Хазин[1], С.А. Волегов[1], О.В. Сокерина[1]

[1] Уральский государственный горный университет, Екатеринбург, Россия, e-mail: olga_vc@mail.ru

Аннотация: Добыча полезных ископаемых играет важную роль в формировании экономики страны, обеспечивая необходимым сырьем многие отрасли промышленности. Сжатый воздух является оптимальным источником энергии для использования в условиях горнодобывающей промышленности как для подземных, так и для открытых горных работ, вследствие значительных преимуществ (надежность, безопасность и эффективность) перед другими источниками энергии. Для производства сжатого воздуха применяются компрессоры различных типов. В горнодобывающей промышленности особенно востребованы поршневые компрессоры из-за их надежности и возможности работы в удаленных районах, где доступ к электричеству ограничен. Основной причиной простоя компрессоров является отказ клапана. Клапанная пластина в поршневом компрессоре играет важную роль в регулировании потока газа, обеспечении надлежащего уплотнения, поддержке компонентов клапана, содействии рассеиванию тепла и гарантировании общей долговечности. Пластины клапанов подвержены высоким циклическим нагрузкам, приводящим к усталостным разрушениям. С целью повышения надежности и эффективности клапанов поршневых компрессоров определены нагрузки, действующие на пластины, и проведена оценка их влияния на прочность. Предложена формула для оценки предела усталостной прочности сталей в широком диапазоне свойств. Разработана математическая модель, связывающая конструкцию клапана, режим работы, и позволяющая обоснованно выбрать материал пластины. Приведены примеры выбора материала для прямоточных индивидуальных клапанов. Составленная номограмма позволяет подобрать материал пластин запорного органа для конкретных условий работы компрессора.

Ключевые слова: поршневой компрессор, клапан, пластина, усталостная прочность, изгибные напряжения, ударные нагрузки, выбор материала, номограмма.

Для цитирования: *Хазин М. Л., Волегов С. А., Сокерина О. В.* Выбор материала для пластин клапана поршневого компрессора // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2025. – № 12-2. – С. 112–124. DOI: 10.25018/0236_1493_2025_122_0_112.

Reciprocating compressor valve plates material selection

M.L. Khazin[1], S.A. Volegov[1], O.V. Sokerina[1]

[1] Ural State Mining University, Ekaterinburg, Russia, e-mail: olga_vc@mail.ru

Abstract: Mining plays an important role in shaping the country's economy, supplying essential raw materials for many industries. Compressed air is an optimal energy source for use in mining conditions for both underground and open-pit mining, due to its significant advantages over other energy sources: reliability, safety and efficiency. Compressors of various types are used to produce compressed air. In the mining industry reciprocating compressors are especially in

demand due to their reliability and ability to operate in remote areas where access to electricity is limited. The leading cause of compressor downtime is valve failure. The valve plate in a reciprocating compressor plays an important role in regulating gas flow, providing proper sealing, supporting valve components, and assisting in heat dissipation and overall durability. Valve plates are subject to high cyclic loading, leading to fatigue failure. In order to improve the reliability and efficiency of reciprocating compressor valves, the loads acting on the plates were determined and their impact on strength was assessed. A formula for assessing the fatigue strength limit of steel in a wide range of properties was proposed. A mathematical model has been developed that links the valve design, operating mode and allows for a reasonable choice of plate material. Examples of material selection for PIK valves are given. The compiled nomogram allows for selection of the shut-off element plate material for specific compressor operating conditions.

Key words: reciprocating compressor, valve, plate, fatigue strength, bending stresses, impact loads, material selection, nomogram.

For citation: Khazin M. L., Volegov S. A., Sokerina O. V. Reciprocating compressor valve plates material selection. *MIAB. Mining Inf. Anal. Bull.* 2025;(12-2):112-124. [In Russ]. DOI: 10.25018/0236_1493_2025_122_0_112.

Введение

Сжатый воздух используется в различных отраслях промышленности и бизнеса, он универсален, и может быть легко адаптирован для решения разнообразных задач горнодобывающих предприятий [1] вследствие его преимуществ перед другими источниками энергии: надежность, безопасность, эффективность и универсальность. Его используют как для подземных, так и для открытых горных работ, обеспечивая гибкий и надежный источник энергии для буровзрывных и погрузочно-разгрузочных операций, работы пневматического оборудования, а также в различных технологических процессах. В удаленных районах, где доступ к постоянным источникам электроэнергии ограничен, сжатый воздух становится важным технологическим инструментом для горнодобывающих предприятий. Генерация непосредственно на месте позволяет обеспечивать эффективное использование оборудования, без необходимости строительства дорогостоящей и масштабной энергетической инфраструктуры. В то же время стоит учитывать, что до 30% энергопотребления горнодобывающей отрасли приходится на производство сжатого воздуха, что подчеркивает его большую роль и ресурсоемкость в этом секторе промышленности.

Подача сжатого воздуха обеспечивается воздушными компрессорами, основную долю которых составляют поршневые. Поршневые компрессоры, благодаря своей простоте и надежности, находят широкое применение в различных отраслях промышленности, включая горнодобывающую, металлургическую и химическую [2—4]. В условиях непрерывно возрастающей потребности в высокоэффективном оборудовании для сжатия воздуха и других газов данное компрессорное оборудование играет все большую роль в обеспечении технологических процессов, способствуя их оптимизации и повышению эффективности.

Этот фактор, в свою очередь, стимулирует динамичное развитие рынка компрессорных систем, что приводит к необходимости внедрения инновацион-

ных решений и повышению конкурентоспособности производителей.

Мировой рынок стабильно растет в течение последних нескольких лет. В 2021 г. объем рынка поршневых компрессоров оценивался в 5,1 млрд долл. США. В 2022 г. этот показатель вырос до 5,3 млрд, а к 2030 г. ожидается его увеличение до 7,9 млрд. При этом среднегодовой темп роста за период с 2023 по 2030 гг. прогнозируется на уровне 4,9% [Reciprocating compressor Market Volume, Share, Growth Analysis, By type (Air-cooled, water-cooled compressors), By end users (Oil and Gas industry, Manufacturing industry), By Region – Industry forecast for 2025–2032. Report ID: SQMIG20I2067 Region: Global Publication date: February 2024 Number of pages: 157 Number of tables: 64 Number of figures: 75]. Современные тенденции в промышленной сфере требуют от компрессорного оборудования не только высокой производительности, но и соответствия строгим стандартам надежности, энергоэффективности и экологичности. В результате научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы в области компрессоростроения становятся приоритетными направлениями для ведущих компаний, что способствует развитию передовых технологий и улучшению эксплуатационных характеристик продукции.

Одним из основных элементов поршневых компрессоров является клапан, который служит для регулирования потока газа в камеру сжатия и из нее. Наиболее распространенной причиной выхода из строя компрессора является отказ клапанов, обусловленный разрушением пластины запорного органа. Эта деталь, работающая в условиях сложного напряженного состояния, играет важную роль в обеспечении надежности и долговечности работы компрессора [1, 5, 6]. Выход клапана из строя может привести к серьезным рискам и дорогостоящим простоям оборудования, особенно в производственных процессах [7, 8].

В технической литературе отмечается [9, 10], что до 60% всех остановок поршневого компрессора обусловлены неисправностями клапанов. Расходы на ремонт клапанов составляют приблизительно 50% от совокупных затрат на техническое обслуживание оборудования.

Клапаны поршневых компрессоров чаще других узлов выходят из строя, что обусловлено изгибом и ударом пластины в момент встречи с седлом или ограничителем [10, 11—13], которые повторяются многократно. Величина ударных нагрузок зависит от массы пластины и скорости ее удара о седло, составляющей 8—10 м/с. Долговечность функционирования клапанов определяется совокупностью физико-механических параметров материала, используемого для их изготовления, а также уровнем технологической точности и качества производственного процесса. В большинстве случаев усталостные повреждения пластин клапанов компрессоров происходят на поверхности или по краю пластины, где наблюдается наибольшая динамическая нагрузка.

Для обеспечения высокой надежности конструкции клапана необходимо учитывать механические характеристики материала, уделяя особое внимание усталостной прочности при изгибе и динамической выносливости материала пластины. Вследствие этого для изготовления пластин клапанов используются материалы, обладающие высокой прочностью. В частности, предпочтение отдается иностранным высокопрочным легированным сталям, которые подвергаются сложным технологическим процессам обработки. Это позволяет достичь оптимального сочетания эксплуатационных свойств, таких как устойчивость к износу и усталостным нагрузкам, что

является критически важным для обеспечения надежной и долговечной работы клапанов в условиях повышенных температур и давления. За последние годы были предприняты определенные усилия с целью улучшить свойства материалов пластин клапанов [12, 14 — 17]. Однако в литературе практически нет данных о взаимосвязи режима работы компрессора и материала пластин клапанов.

Цель работы — повышение надежности и эффективности функционирования клапанов поршневых компрессоров посредством рационального выбора материала пластин, соответствующего конкретным условиям эксплуатации.

Теория вопроса

Клапаны поршневых компрессоров должны надежно работать в условиях высоких циклических напряжений от изгиба и удара, поэтому выбор материала пластин проводится преимущественно по сопротивлению усталости. Однако испытания на усталостную прочность занимают значительно больше времени, чем определение временного сопротивления на разрыв [18], поэтому неоднократно предпринимались попытки установления взаимосвязи между пределом усталостной прочности σ_{-1} и временным сопротивлением разрыву $\sigma_в$ (таблица).

В то же время во многих работах, например, [17, 19 — 22] на основе значительного количества данных отмечается, что эти зависимости (таблица) справедливы для сталей с временным сопротивлением не более 900 — 950 МПа, а для более прочных дают значительные отклонения от расчета.

Однако проведенный авторами анализ свойств этих же и других сталей [Марочник сталей и сплавов / Под общ. ред. А.С. Зубченко. — М.: Машиностроение, 2003. — 784 с. Справочник металлиста. Т. 2. / Под ред. А. Г. Рахштадта, В. А. Бострема. М.: Машиностроение, 1976. — 720 с. Brandes E. A., Brook G. B. Smithells Metals Reference Book. 8th edition. Butterwarth-Heinemann, 2004, 2072 p.] показал, что имеется зависимость предела усталостной прочности от временного сопротивления на разрыв в широком интервале свойств сталей (рис. 1), которая удовлетворительно описывается формулой

$$\sigma_{-1} = 2{,}5\sqrt[4]{\sigma_в^3}\,. \qquad (1)$$

Корреляционный анализ данных показал наличие положительной взаимо-

Взаимосвязь между пределом усталостной прочности и временным сопротивлением разрыву
The relationship between fatigue strength and tensile strength

Зависимость	Источник
$\sigma_{-1} = 0{,}32\sigma_в + k\delta$	[17]
$\sigma_{-1} = 0{,}4\sigma_в$	*
$\sigma_{-1} = 0{,}285\ (\sigma_{0{,}2} + \sigma_в)$	
$\sigma_{-1} = 0{,}47\sigma_в$	
$\sigma_{-1} = 0{,}35\sigma_в + 122$	
$\sigma_{-1} = 0{,}32\sigma_в + kA$	[19]
$\sigma_{-1} = 0{,}5\sigma_в$	[20]
$\sigma_{-1} = 0{,}028\sigma_в + 566{,}4$	[21]
$\sigma_{-1} = 0{,}35\sigma_в + 125$	**
$\sigma_{-1} = (0{,}40 \ldots 0{,}46)\ \sigma_в$ (углеродистая сталь)	***
$\sigma_{-1} = (0{,}45 \ldots 0{,}55)\ \sigma_в$ (легированная сталь)	

Примечания: k — константа от 18,8 до 25,1, принимаемая в зависимости от материала;
A, δ — пластичность.
* Кочетов В. Т., Кочетов М. В., Павленко А. Д. Сопротивление материалов. – СПб., 2004. — 544 с.
** Бернштейн М. Л., Займовский В. А. Механические свойства металлов. 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Металлургия, 1979. — 495 с.
*** Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3 т. Т. 1, 10-е изд., стер. — М.: Машиностроение, 2015. — 928 с.

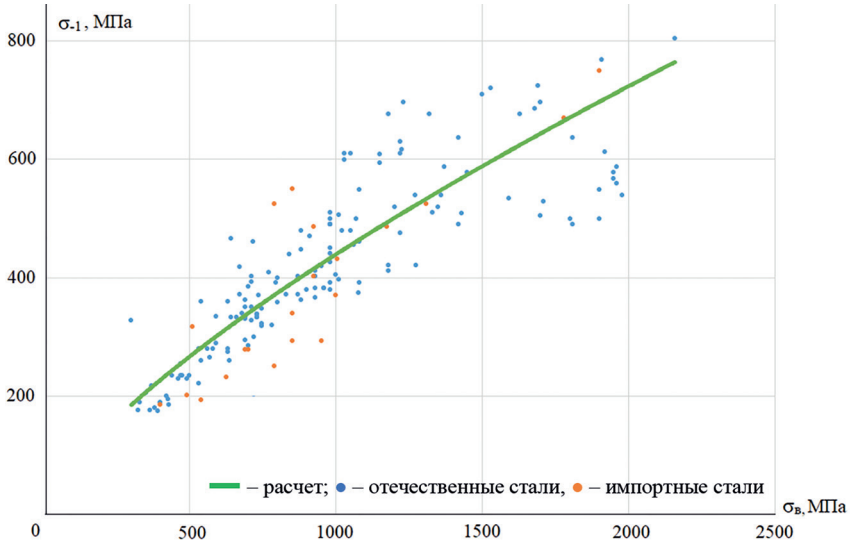


Рис. 1. Зависимость предела усталостной прочности от временного сопротивления стали
Fig. 1. Relationship of fatigue strength limit on tensile strength of steel resistance of steel

связи между пределом выносливости и временным сопротивлением на разрыв. Коэффициент корреляции (r) составил 0,78, что указывает на тесную связь между этими параметрами.

Для описания условий работы клапанов были разработаны различные математические модели. Например, уравнение движения пластины прямоточных клапанов [22, 23], описание поперечных колебаний пластины прямоточного клапана [24], упрощенная (аналитическая) модель [25], модель, учитывающая изгибающее напряжение из-за подъема клапана [8], модель динамических характеристик пластинчатого клапана поршневого компрессора на основе взаимодействия жидкости и конструкции [26, 27], модель динамических характеристик лепесткового клапана, которая учитывает связь между силой упругости, длиной и массой язычка клапана [28].

В рамках анализа функционирования клапанных пластин широко используются различные математические модели, основанные на исследовании деформации консольно закрепленных балок, находящихся под воздействием точечных или распределенных нагрузок. Однако большинство из этих моделей не учитывают взаимосвязь между эксплуатационными режимами работы клапана, характеристиками материала и конструктивными параметрами пластины. Предложенная нами аналитическая модель функционирования пластины прямоточного клапана представляет собой упрощенную, но в то же время фундаментально обоснованную схему, которая в первом приближении учитывает вышеуказанные факторы.

Рассмотрим широко используемые клапаны ПИК (прямоточный индивидуальный клапан). Пластина клапанов представляет собой стальную полоску, жестко зафиксированную между плитами седла, на которой выполнены прорези, образующие язычковые элементы (см. рис. 2). Они обеспечивают перекрытие нескольких каналов в седле, обычно не более трех-четырех, что позволяет эффективно регулировать поток рабочей среды. Клапаны ПИК имеют от 6 до 18 пластин, формирующих систему

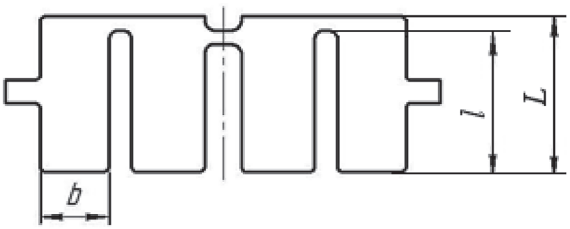


Рис. 2. Пластина клапана ПИК
Fig. 2. Valve plate PIK

с язычками в количестве от 20 до 120. Каждый из этих язычков можно представить как балку, закрепленную консольно и подверженную распределенной нагрузке ($q(x)$), которая достигает своего максимума на свободном конце. Для упрощения аналитического исследования в первом приближении применили модель треугольного распределения нагрузки, что позволило сохранить достаточную точность для практического применения и провести первичную оценку динамических характеристик системы (рис. 3).

На элемент пластины длиной dx действует сила:

$$dF = q(x)dx = \Delta pbdx, \qquad (2)$$

где b — ширина пластины; Δp — перепад давлений.

Отсюда, сила, действующая на пластину (F) и отдельный язычок ($F_{яз}$):

$$F = \int_0^l \Delta pbdx\,, \qquad (3)$$

$$F_{яз} = F/n. \qquad (4)$$

где l — длина свободной части пластины (консоли); n — количество язычков.

Рассмотрим произвольное сечение ξ язычка, в котором действует изгибающий момент на расстоянии x от заделки [Кочетов В. Т., Кочетов М. В., Павленко А. Д. Сопротивление материалов. — СПб.: БХВ-Петербург, 2004. — 544 с.]:

$$M(x) = \int_x^l q(\xi)b(\xi - x)\,d\xi\,. \qquad (5)$$

С учетом формулы (3), имеем:

$$M(x) = \Delta pb\int_x^l \left(\frac{\xi^2}{l} - \frac{x\xi}{l}\right)d\xi =$$

$$= \Delta pb\left[\frac{\xi^3}{3l} - \frac{x\xi^2}{2l}\right]_x^l = \Delta pb\left(\frac{l^2}{3} - \frac{xl}{2} - \frac{x^3}{6l}\right) \qquad (6)$$

Максимальный изгибающий момент для одного язычка соответствует месту заделки ($\xi = x = 0$):

$$M_{max} = \Delta pb\frac{l^2}{3n}. \qquad (7)$$

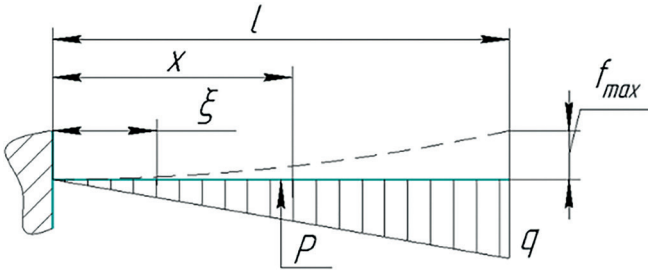


Рис. 3. Расчетная схема пластины
Fig. 3. Calculation scheme of valve plate

Следовательно, максимальные напряжения изгиба в месте заделки:

$$\sigma_{изг} = \frac{M_{max}}{W} = \frac{2\Delta p}{n}\left(\frac{l}{h}\right)^2, \quad (8)$$

где W — осевой момент сопротивления; h — толщина пластины (язычка).

При открытии клапана происходит контакт язычка с ограничителем хода, что приводит к возникновению ударных нагрузок. Определим скорость v пластины в момент удара, выразив ее из уравнения потенциальной энергии деформации пластины:

При открытии клапана язычок вступает в динамическое взаимодействие с ограничителем хода, что приводит к возникновению ударных нагрузок. Для определения скорости пластины в момент столкновения проанализировали уравнение потенциальной энергии деформации пластины. Это позволило количественно оценить кинетическую энергию, передаваемую от язычка к ограничителю, и, следовательно, установить скорость пластины в момент контакта.

$$E_{пот} = \frac{kf_{max}^2}{2}, \quad (9)$$

где k — жесткость пластины, $k = (3 \cdot E \cdot I)/l^3$; I — момент инерции пластины, $I = (b \cdot h^3)/12$; f_{max} — величина максимального изгиба; E — модуль упругости.

Приравняв потенциальную энергию деформации пластины к кинетической энергии, и учитывая ее массу m, окончательно получим:

$$E_{пот} = E_{кин} = \frac{Ebh^3 f_{max}^2}{8l^3} = \frac{1}{2}mv^2, \quad (10)$$

откуда

$$v = \frac{f_{max}}{2}\sqrt{\frac{Ebh^3}{l^3 m}}. \quad (11)$$

Под действием силы удара $F_{удар} = (m \cdot v)/\Delta t$ за время Δt в пластине образуются напряжения $\sigma_{удар}$:

$$\sigma_{удар} = F_{удар}/A_{конт} = mv/(\Delta t A_{конт}). \quad (12)$$

Неполный контакт пластины с ограничителем учитываем через длину $L_{конт}$ и площадь контакта $A_{конт}$ при изгибе пластины по радиусу кривизны R:

$$L_{конт} \approx \sqrt{2Rf_{max}}, \quad (13)$$

$$R = EI/M_{max}, \quad (14)$$

$$A_{конт} = bL_{конт} = b\sqrt{2Rf_{max}} = b\sqrt{\frac{2EIf_{max}}{M_{max}}} = \sqrt{\frac{Eb^3h^3f_{max}}{6M_{max}}} \quad (15)$$

Согласно четвертой теории прочности эквивалентное напряжение пластины примет вид:

$$\sigma_{экв} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{\left(\sigma_{изгиб} + \sigma_{удар}\right)^2 + 3\tau^2} \quad (16)$$

где τ — касательные напряжения, $\tau = (3 \cdot F_{яз})/(2 \cdot b \cdot l)$.

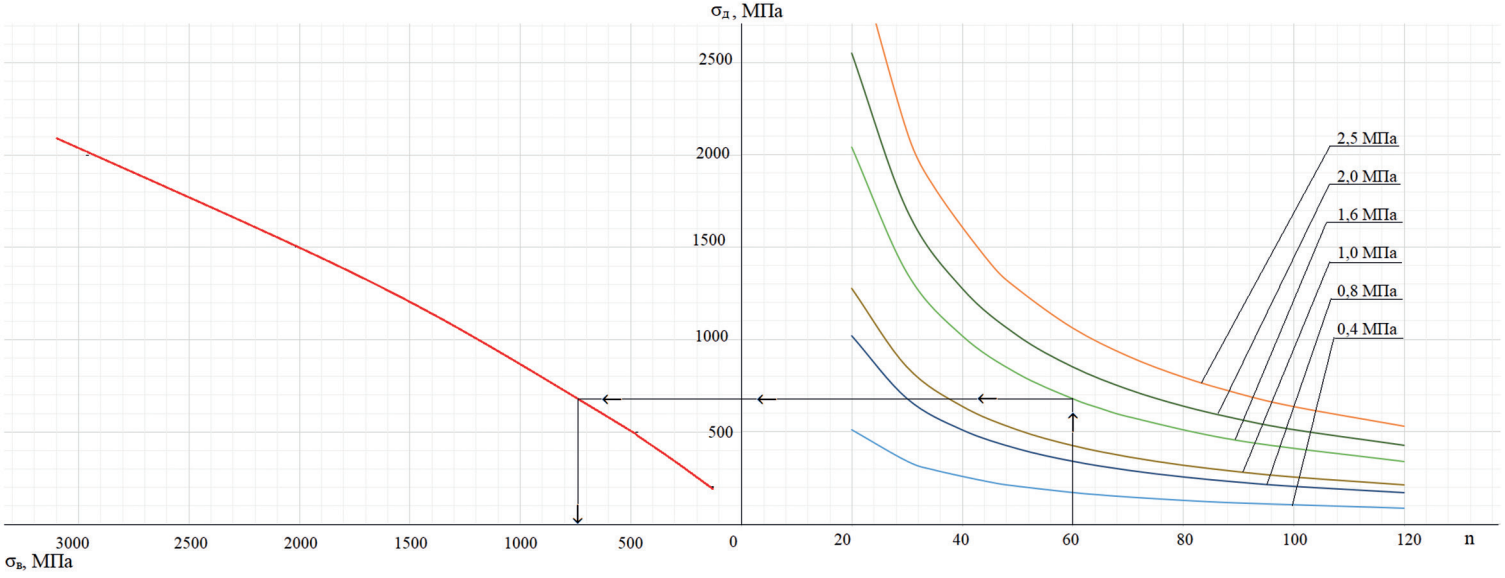
Тогда с учетом утечек напряжение ($\sigma_д$), действующее на пластину в процессе эксплуатации:

$$\sigma_д = \sigma_{экв}\,\eta, \quad (17)$$

где η — изотермический КПД, обычно принимаемый 0,7 [Пластинин П. И. Поршневые компрессоры. Т. 1. Теория и расчет. — 3-е изд., доп. — М.: КолосС, 2013. — 456 с.].

Обсуждение результатов

В качестве материала пластин клапанов применяют различные материалы — углеродистые, пружинные и нержавеющие стали. Для клапанов, функционирующих в условиях значительных перепадов давления, используются высококачественные легированные стали иностранного производства, такие как AISI 420, Sandvik Hiflex, Sandvik 20C и Sandvik 7C27Mo2, которые характеризуются повышенной прочностью, устойчивостью к коррозии и усталостным разрушениям. Также для изготовления пластин полосовых и прямоточных кла-



$\sigma_д$ – действующие напряжения в пластинах клапана, МПа; $\sigma_в$ – временное сопротивление разрыву, МПа; *n* – число язычков клапана

Рис. 4. Номограмма для выбора материала по параметрам работы клапана

Fig. 4. Selecting a material according to the valve operation parameters nomogram

панов применяются пружинные термообработанные ленты из сталей 70С2ХА, У8А и У10А. Лучшие результаты обеспечивает применение ленты из нержавеющей стали Х15Н9Ю.

В случае использования неподходящего материала для работы клапан может выйти из строя раньше времени. Однако, если выбрать материал, который подходит для конкретных условий эксплуатации, то можно существенно продлить срок службы пластины клапана.

Данная упрощенная модель и предлагаемая методика позволяют установить связь между конструкцией пластины клапана (числом язычков, их длиной и толщиной), режимом работы клапана (перепадом давления) и материалом пластины (язычка). В нашем случае режим работы клапана соответствует отнулевому циклу нагрузок. Полагая, что число циклов пластины клапана соответствует базовому, имеем $\sigma_а = \sigma_{-1} = \sigma_д/2$, где $\sigma_а$ — амплитуда напряжения.

Тогда, с учетом (1) для выбора материала можно воспользоваться условием

$$[\sigma] = \sqrt[3]{\left(\frac{\sigma_{-1}}{2{,}5}\right)^4} = \sqrt[3]{\left(\frac{\sigma_д}{5}\right)^4} \le \sigma_в, \quad (18)$$

где $[\sigma]$ — допускаемое напряжение.

Для иллюстрации методики составлена номограмма (рис. 4) для пластины клапана толщиной 0,4 мм, связывающая конструкцию клапана (длину, ширину и число язычков), режим работы клапана (перепад давления) и материал пластины.

В качестве примера, рассмотрим клапан ПИК 180-1,6А1, применяемый при перепаде давления Δp = 1,6 МПа, пластины которого имеют следующие параметры: длина l = 54 мм, ширина язычка b = 25 мм (n = 60 шт.), толщина пластин h = 0,4 мм. Согласно проведенному расчету, действительные напряжения имеют величину 680 МПа. В связи с этим возникает необходимость выбора оптимального материала, обладающего требуемыми механическими характеристиками и способного обеспечить требуемую надежность и долговечность конструкции в условиях эксплуатации. По номограмме данным действительным напряжениям соответствует предел прочности материала 700 МПа. Следовательно, для изготовления пластин клапана данного типоразмера можно использовать конструкционную сталь с пределом прочности не ниже данного.

Рассмотрим клапан ПИК 125-2,5А1 с параметрами: длина l = 54 мм, ширина язычка b = 25 мм (n = 40 шт.), толщина пластин h = 0,4 мм, перепад давления Δp = 2,5 МПа. Действительные напряжения составляют 1594 МПа, им соответствует предел прочности материала 2200 МПа. В таком случае подойдут высокопрочные стали, например, 30ХГСА или 38ХН3МА ($\sigma_в$ = 2800 МПа после низкотемпературной термомеханической обработки), или можно подобрать клапан, с бóльшим числом пластин (язычков), что позволит снизить напряжения и применить более дешевую сталь.

В условиях эксплуатации, характеризующихся высокими циклическими напряжениями от изгиба и удара, роль надежности клапанов в обеспечении эффективной и продолжительной работы поршневых машин становится ключевой. Это особенно актуально для прямоточных клапанов, конструкция которых подвержена значительным динамическим нагрузкам и температурным перепадам, что обуславливает необходимость обеспечения их стабильной работы. Стабильность функционирования клапана в таких условиях является критическим фактором, предотвращающим преждевременный износ и аварийные отказы оборудования.

Рациональный выбор материала, соответствующего конкретным эксплуатационным условиям, значительно увели-

чивает срок службы клапанной пластины, минимизируя риск возникновения дефектов и отказов.

Таким образом, на основании полученной номограммы, зная режим работы компрессора (Δp) и типоразмер клапана, можно подобрать материал пластин запорного органа.

Заключение

В данной работе проведен анализ динамических и статических нагрузок, действующих на пластины клапанов, с использованием методов математического моделирования.

Установлена взаимосвязь между пределом усталостной прочности и временным сопротивлением на разрыв в широком интервале свойств углеродистых и легированных сталей.

Разработана упрощенная математическая модель, учитывающая режим работы клапана (перепад давлений), конструкцию пластины (длину, ширину, толщину и количество язычков) и позволяющая подобрать материал пластин запорного органа для конкретных условий эксплуатации, что позволит значительно увеличить срок службы клапанной пластины.

На основе разработанной методики предложены рекомендации по повышению долговечности и надежности клапанов поршневых компрессоров, что в конечном итоге способствует улучшению эксплуатационных характеристик компрессорного оборудования в целом.

Предложена номограмма, полученная на основе разработанной математической модели, которая позволяет провести рациональный выбор отечественного материала пластины клапана ПИК для различных режимов работы компрессора.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Rahimdel M. J.*, *Ghodrati B.* Reliability analysis of the compressed air supplying system in underground mines // Scientific Reports. 2023, vol. 13, article 6836. DOI: 10.1038/s41598-023-33736-5.

2. *Guo F-Y., Zhang Y-C., Wang Y., Wang P., Ren P-j., Guo R., Wang X-Y.* Fault detection of reciprocating compressor valve based on one-dimensional convolutional neural network // Mathematical Problems in Engineering. 2020, vol. 2020, no. 5, pp. 1-10, article 8058723. DOI: 10.1155/2020/8058723.

3. *Jarang H. G.*, *Deshpande R. S.* The survey on reciprocating gas compressor — A review // International Journal of Science and Research (IJSR). 2022, vol. 11, no. 6, pp. 389—393. DOI: 10.21275/SR22521125538.

4. *Степанов С. И.*, *Митрофанова И. В.* Повышение энергетической эффективности систем снабжения промышленных предприятий сжатым воздухом // Известия Петербургского университета путей сообщения. — 2019. — Т. 16. — № 3. — С. 515—522. DOI: 10.20295/1815-588X-2019-3-515-522.

5. *Li X.*, *Ren P.*, *Zhang Z.*, *Jia X.*, *Peng X.* A p–V diagram based fault identification for compressor valve by means of linear discrimination analysis // Machines. 2022, vol. 10, no. 1, article 53. DOI: 10.3390/machines10010053.

6. *Сеидахмедов Н. С.* Исследования основных эксплуатационных характеристик работы клапанов поршневых компрессоров // Sciences of Europe. — 2021. — № 79-1 (79). — С. 52—55. DOI: 10.24412/3162-2364-2021-79-1-52-55.

7. *Sotoodeh K.*, *Gudmestad O. T.* Safety and reliability improvement of valves and actuators in the of shore oil and gas industry // Life Cycle Reliability and Safety Engineering. 2022, vol. 11, pp. 293—302. DOI: 10.13140/RG.2.2.11210.08643.

8. *Sawant O.*, *Mane P.*, *Verma U.* Fatigue modelling of reed valve as a function of crank angle for piston compressor // International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET). 2021, vol. 8, no. 8, pp. 1010—1015.

9. *Guo F-Y., Zhang Y-C., Wang Y., Ren P-J.*, *Wang P.* Fault diagnosis of reciprocating compressor valve based on transfer learning convolutional neural network // Mathematical Problems in Engineering. 2021, vol. 2021, article 8891424. DOI: 10.1155/2021/8891424.

10. *Han L.*, *Jiang K.*, *Wang Q.*, *Wang X.*, *Zhou Y.* Quantitative evaluation on valve leakage of reciprocating compressor using system characteristic diagnosis method // Applied Sciences. 2020, vol. 10, pp. 1946 — 1966. DOI: 10.3390/app10061946.

11. *Taranović D.*, *Ninković D.*, *Davinić A.*, *Pešić R.*, *Glišović J.*, *Milojević S.* Valve dynamics in reciprocating compressors for motor vehicles // Tehnički Vjesnik. 2017, vol. 24, no. 2, pp. 313 — 319. DOI: 10.17559/TV-20151117130112.

12. *Altunlu A. C.*, *Lazoglu I.*, *Oguz E.*, *Kara S.* An investigation on the impact fatigue characteristics of valve leaves for small hermetic reciprocating compressors in a new automated test system // Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures. 2012, vol. 35, no. 9, pp. 826 — 841. DOI: 10.1111/j.1460-2695.2011.01645.x.

13. *Tofique M. W.*, *Löf A.*, *Millward C.* Experimental analysis of reed valve movement for different reed valve designs tested in an impact fatigue test system // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2021, vol. 1180, no. 1, article 012020. DOI: 10.1088/1757-899X/1180/1/012020.

14. *Barani A. A.*, *Boukhattam M.*, *Haggeney M.*, *Güler S.* Stainless steel valves with enhanced performance through microstructure optimization // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2017, vol. 232, no. 1, article 012033. DOI: 10.1088/1757-899X/232/1/012033.

15. *Song W.*, *Xu J.*, *Yang O.*, *Hub Y.*, *Qiand G.* Very-high-cycle fatigue responses of stainless steel for compressor valve plates / 2nd Mediterranean Conference on Fracture and Structural Integrity. 2022. Procedia Structural Integrity, vol. 41, pp. 486 — 491.

16. *Berladir K.*, *Hatala M.*, *Hovorun T.*, *Pavlenko I.*, *Ivanov V.*, *Botko F.*, *Gusak O.* Impact of nitrocarburizing on hardening of reciprocating compressor's valves // Coatings. 2022, vol. 12, no. 5. pp. 574 — 586. DOI: 10.3390/coatings12050574.

17. *Hareland M.*, *Hoel A.*, *Jonsson S.*, *Liang D.*, *Chai G.* Selection of flapper valve steel for high efficient compressor // International Compressor Engineering Conference. 2014. Paper 2330. https://docs.lib.purdue.edu/icec/2330.

18. *Geilen M. B.*, *Klein M.*, *Oechsner M.* On the influence of ultimate number of cycles on lifetime prediction for compression springs manufactured from VDSiCr class spring wire // Materials. 2020, vol. 13, article 3222. DOI: 10.3390/ma13143222.

19. *Chai G. C.*, *Zetterholm G.*, *Walden B.* Flapper valve steels with high performance // International Compressor Engineering Conference. 2004. Paper 1702. https://docs.lib.purdue.edu/icec/1702.

20. *Павлов В. В.*, *Темлянцев М. В.*, *Бухмиров В. В.* Увеличение усталостной прочности сталей высокопрочных марок // Известия вузов. Черная металлургия. — 2023. — № 66(5). — С. 522 — 528. DOI: 10.17073/0368-0797-2023-5-522-528.

21. *Павлов В. В.*, *Темлянцев М. В.*, *Трошкина А. В.* О связи усталостных показателей с прочностными свойствами стали и роли неметаллических включений // Проблемы черной металлургии и материаловедения. — 2020. — № 2. — С. 44 — 50.

22. *Габибов И. О.*, *Сеидахмедов Н. С.* Уравнения движения пластин прямоточных клапанов поршневых компрессоров, работающих в системе газлифтной эксплуатации нефтяных скважин // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. — 2015. — Т. 4. — № 7 (76). — С. 34 — 38. DOI: 10.15587/1729-4061.2015.48234.

23. *Shu Y.*, *Xiao J.*, *Liu Z.*, *Li F.* Research on transient dynamic behavior and stress of reciprocating compressor valve under air volume regulation // Journal of Physics: Conference Series. 2022, vol. 2254, no. 1, article 012050. DOI: 10.1088/1742-6596/2254/1/012050.

24. *Прилуцкий И. К.*, *Григорьев А. Ю.*, *Сегеда В. А.* Математическое моделирование поперечных колебаний пластины прямоточного клапана // Вестник Международной академии холода. — 2003. — № 3. — С. 18 — 22.

25. *Michal V.*, *Roman G.* Modeling reciprocating compressor valve dynamics // AIP Conference Proceedings. 2017, vol. 1889, article 020049. DOI: 10.1063/1.5004383.

26. *Wang Y.*, *Guo B.*, *Ma K.*, *Zhou Y.* Simulation and experiment study on dynamic characteristic of reed valve of reciprocating compressor based on fluid-structure interaction model // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2021, vol. 1180, no. 1, article 012021. DOI: 10.1088/1757-899X/1180/1/012021.

27. *Bacak A.*, *Pınarbaşı A.*, *Dalkılıç A. S.* A 3-D FSI simulation for the performance prediction and valve dynamic analysis of a hermetic reciprocating compressorSimulation FSI tridimensionnelle pour la prévision des performances et l'analyse dynamique des soupapes d'un compresseur alternatif hermétique // International Journal of Refrigeration. 2023, vol. 150, pp. 135 — 148. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2023.01.028.

28. *Mu G.*, *Wang F.*, *Mi X.*, *Gao G.* Dynamic modeling and analysis of compressor reed valve based on movement characteristics // Applied Thermal Engineering. 2019, vol. 150, no. 5, pp. 522 — 531. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2019.01.024. MAB

REFERENCES

1. Rahimdel M. J., Ghodrati B. Reliability analysis of the compressed air supplying system in underground mines. *Scientific Reports*. 2023, vol. 13, article 6836. DOI: 10.1038/s41598-023-33736-5.

2. Guo F-Y., Zhang Y-C., Wang Y., Wang P., Ren P-j., Guo R., Wang X-Y. Fault detection of reciprocating compressor valve based on one-dimensional convolutional neural network. *Mathematical Problems in Engineering*. 2020, vol. 2020, no. 5, pp. 1-10, article 8058723. DOI: 10.1155/2020/8058723.

3. Jarang H. G., Deshpande R. S. The survey on reciprocating gas compressor — A review. *International Journal of Science and Research (IJSR)*. 2022, vol. 11, no. 6, pp. 389 — 393. DOI: 10.21275/SR22521125538.

4. Stepanov S. I., Mitrofanova I. V. Improving the energy efficiency of compressed air supply systems for industrial enterprises. *Proceedings of Petersburg transport university*. 2019, vol. 16, no. 3, pp. 515 — 522. [In Russ]. DOI: 10.20295/1815-588X-2019-3-515-522.

5. Li X., Ren P., Zhang Z., Jia X., Peng X. A p–V diagram based fault identification for compressor valve by means of linear discrimination analysis. *Machines*. 2022, vol. 10, no. 1, article 53. DOI: 10.3390/machines10010053.

6. Seidakhmedov N. S. Studies of the main operational characteristics of reciprocating compressor valves. *Sciences of Europe*. 2021, no. 79-1 (79), pp. 52 — 55. [In Russ]. DOI: 10.24412/3162-2364-2021-79-1-52-55.

7. Sotoodeh K., Gudmestad O. T. Safety and reliability improvement of valves and actuators in the of shore oil and gas industry. *Life Cycle Reliability and Safety Engineering*. 2022, vol. 11, pp. 293 — 302. DOI: 10.13140/RG.2.2.11210.08643.

8. Sawant O., Mane P., Verma U. Fatigue modelling of reed valve as a function of crank angle for piston compressor. *International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET)*. 2021, vol. 8, no. 8, pp. 1010 — 1015.

9. Guo F-Y., Zhang Y-C., Wang Y., Ren P-J., Wang P. Fault diagnosis of reciprocating compressor valve based on transfer learning convolutional neural network. *Mathematical Problems in Engineering*. 2021, vol. 2021, article 8891424. DOI: 10.1155/2021/8891424.

10. Han L., Jiang K., Wang Q., Wang X., Zhou Y. Quantitative evaluation on valve leakage of reciprocating compressor using system characteristic diagnosis method. *Applied Sciences*. 2020, vol. 10, pp. 1946 — 1966. DOI: 10.3390/app10061946.

11. Taranović D., Ninković D., Davinić A., Pešić R., Glišović J., Milojević S. Valve dynamics in reciprocating compressors for motor vehicles. *Tehnički Vjesnik*. 2017, vol. 24, no. 2, pp. 313 — 319. DOI: 10.17559/TV-20151117130112.

12. Altunlu A. C., Lazoglu I., Oguz E., Kara S. An investigation on the impact fatigue characteristics of valve leaves for small hermetic reciprocating compressors in a new automated test system. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*. 2012, vol. 35, no. 9, pp. 826 — 841. DOI: 10.1111/j.1460-2695.2011.01645.x.

13. Tofique M. W., Löf A., Millward C. Experimental analysis of reed valve movement for different reed valve designs tested in an impact fatigue test system. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2021, vol. 1180, no. 1, article 012020. DOI: 10.1088/1757-899X/1180/1/012020.

14. Barani A. A., Boukhattam M., Haggeney M., Güler S. Stainless steel valves with enhanced performance through microstructure optimization. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2017, vol. 232, no. 1, article 012033. DOI: 10.1088/1757-899X/232/1/012033.

15. Song W., Xu J., Yang O., Hub Y., Qiand G. Very-high-cycle fatigue responses of stainless steel for compressor valve plates. *2nd Mediterranean Conference on Fracture and Structural Integrity*. 2022. Procedia Structural Integrity, vol. 41, pp. 486 — 491.

16. Berladir K., Hatala M., Hovorun T., Pavlenko I., Ivanov V., Botko F., Gusak O. Impact of nitrocarburizing on hardening of reciprocating compressor's valves. *Coatings*. 2022, vol. 12, no. 5. pp. 574 — 586. DOI: 10.3390/coatings12050574.

17. Hareland M., Hoel A., Jonsson S., Liang D., Chai G. Selection of flapper valve steel for high efficient compressor. *International Compressor Engineering Conference*. 2014. Paper 2330. https://docs.lib.purdue.edu/icec/2330.

18. Geilen M. B., Klein M., Oechsner M. On the influence of ultimate number of cycles on lifetime prediction for compression springs manufactured from VDSiCr class spring wire. *Materials*. 2020, vol. 13, article 3222. DOI: 10.3390/ma13143222.

19. Chai G. C., Zetterholm G., Walden B. Flapper valve steels with high performance. *International Compressor Engineering Conference*. 2004. Paper 1702. https://docs.lib.purdue.edu/icec/1702.

20. Pavlov V. V., Temlyantsev M. V., Bukhmirov V. V. Increasing the tensile strength of high-strength grade steels. *Izvestiya. Ferrous Metallurgy*. 2023, no. 66(5), pp. 522—528. [In Russ]. DOI: 10.17073/0368-0797-2023-5-522-528.

21. Pavlov V. V., Temlyantsev M. V., Troshkina A. V. On the relationship of fatigue parameters with the strength properties of steel and the role of nonmetallic inclusions. *Problems of ferrous metallurgy and materials science*. 2020, no. 2, pp. 44—50. [In Russ].

22. Gabibov I. O., Seidakhmedov N. S. Equations of motion of plates of direct-flow valves of reciprocating compressors operating in the system of gas lift operation of oil wells. *East European Journal of Advanced Technologies*. 2015, vol. 4, no. 7 (76), pp. 34—38. [In Russ]. DOI: 10.15587/1729-4061.2015.48234.

23. Shu Y., Xiao J., Liu Z., Li F. Research on transient dynamic behavior and stress of reciprocating compressor valve under air volume regulation. *Journal of Physics: Conference Series*. 2022, vol. 2254, no. 1, article 012050. DOI: 10.1088/1742-6596/2254/1/012050.

24. Prilutskiy I. K., Grigoriev A. Yu., Segeda V. A. Mathematical modeling of transverse vibrations of a ramflow valve plate. *Journal international academy of refrigeration*. 2003, no. 3, pp. 18—22. [In Russ].

25. Michal V., Roman G. Modeling reciprocating compressor valve dynamics. *AIP Conference Proceedings*. 2017, vol. 1889, article 020049. DOI: 10.1063/1.5004383.

26. Wang Y., Guo B., Ma K., Zhou Y. Simulation and experiment study on dynamic characteristic of reed valve of reciprocating compressor based on fluid-structure interaction model. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2021, vol. 1180, no. 1, article 012021. DOI: 10.1088/1757-899X/1180/1/012021.

27. Bacak A., Pınarbaşı A., Dalkılıç A. S. A 3-D FSI simulation for the performance prediction and valve dynamic analysis of a hermetic reciprocating compressorSimulation FSI tridimensionnelle pour la prévision des performances et l'analyse dynamique des soupapes d'un compresseur alternatif hermétique. *International Journal of Refrigeration*. 2023, vol. 150, pp. 135—148. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2023.01.028.

28. Mu G., Wang F., Mi X., Gao G. Dynamic modeling and analysis of compressor reed valve based on movement characteristics. *Applied Thermal Engineering*. 2019, vol. 150, no. 5, pp. 522—531. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2019.01.024.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Хазин Марк Леонтьевич[1] — д-р техн. наук, профессор,
профессор, e-mail: Khasin@ursmu.ru, ORCID ID: 0000-0002-6081-4474,
Волегов Сергей Александрович[1] — канд. техн. наук, доцент,
e-mail: sevolegov2015@yandex.ru, ORCID ID: 0009-0000-2871-6826,
Сокерина Ольга Владимировна[1] — старший преподаватель,
e-mail: olga_vc@mail.ru, ORCID ID: 0009-0003-6663-4719,
[1] Уральский государственный горный университет.
Для контактов: Сокерина О.В., e-mail: olga_vc@mail.ru.

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

M.L. Khazin[1], Dr. Sci. (Eng.), Professor, Professor,
e-mail: Khasin@ursmu.ru, ORCID ID: 0000-0002-6081-4474,
S.A. Volegov[1], Cand. Sci. (Eng.), Assistant Professor,
e-mail: sevolegov2015@yandex.ru, ORCID ID: 0009-0000-2871-6826,
O.V. Sokerina[1], Senior Lecturer, e-mail: olga_vc@mail.ru,
ORCID ID: 0009-0003-6663-4719,
[1] Ural State Mining University, 620144, Ekaterinburg, Russia.
Corresponding author: O.V. Sokerina, e-mail: olga_vc@mail.ru.

Получена редакцией 24.07.2025; получена после рецензии 12.11.2025; принята к печати 17.11.2025.
Received by the editors 24.07.2025; received after the review 12.11.2025; accepted for printing 17.11.2025.