

УДК 621.514

## **Особенности помпажа турбокомпрессоров в условиях высокогорья**

**Филиппов И.В.<sup>1,\*</sup>**

[\\*fiv61@yandex.ru](mailto:fiv61@yandex.ru)

<sup>1</sup>Калужский филиал МГТУ им. Н.Э. Баумана,  
Калуга, Россия

---

Для обеспечения многих технологических процессов используется сжатый воздух, который производится на компрессорах различного типа, в том числе и турбокомпрессорах. Эксплуатация турбокомпрессоров в условиях высокогорья характеризуется тем, что фактические показатели работы турбокомпрессоров существенно отличаются от паспортных значений и параметры сжатого воздуха не всегда гарантируют нормальную и эффективную работу потребителей. В результате проведённых теоретических и экспериментальных исследований было установлено влияние условий высокогорья на вероятность появления помпажа.

**Ключевые слова:** турбокомпрессор, высокогорье, помпаж турбокомпрессора

---

### **Введение**

Для обеспечения многих технологических процессов используется сжатый воздух, который производится на компрессорных установках различного типа: поршневые, винтовые, центробежные и т.д. В области производительностей от 100 м<sup>3</sup>/мин и до 1000 м<sup>3</sup>/мин и при умеренных давлениях – от 0,8 МПа и не более 3,0 МПа, целесообразным является применение центробежных компрессорных машин (далее – турбокомпрессор) [1 - 3]. На многих промышленных предприятиях, в том числе нефтегазодобывающей и горнодобывающей отраслей, установлены и эксплуатируются турбокомпрессоры отечественного и зарубежного производства. Некоторые предприятия России и мира расположены в районах, где параметры атмосферного воздуха отличаются от паспортных значений, например высокогорье. Особый интерес представляет исследование влияния параметров всасываемого воздуха на помпаж турбокомпрессора в условиях высокогорья. Эксплуатация турбокомпрессоров в условиях высокогорья характеризуется тем, что фактические

показатели работы турбокомпрессоров существенно отличаются от паспортных значений [4].

## 1. Постановка задачи

Помпаж – это нестационарный, автоколебательный режим работы турбокомпрессора с частотой колебаний давления и расхода порядка 0,5 – 2,0 Гц в зависимости от аккумулирующих характеристик сети. Помпаж представляет собой срыв потока газа в турбокомпрессоре с потерей динамической устойчивости.

Причиной возникновения помпажа является изменение характеристики пневмосети (воздухопровода), произошедшее вследствие:

- колебаний давления газа в воздухопроводе;
- влияния параллельно включенных, но имеющих больший напор турбокомпрессоров;
- неправильной или несвоевременной перестановки кранов в трубной обвязке турбокомпрессора.

Граница помпажа зависит от индивидуальных характеристик компрессора, а также от свойств пневмосети – аккумулирующей способности, частоты и величины колебаний расхода воздуха, скорости воздуха в трубопроводе и т.д.

В научной литературе приводятся результаты исследований влияния на помпаж скорости вращения и положения дроссельной заслонки [5-9], и даже технического состояния компрессора [10].

Исследования влияния параметров всасываемого воздуха на вероятность возникновения помпажа турбокомпрессора в условиях высокогорья практически не проводились.

## 2. Исходные данные

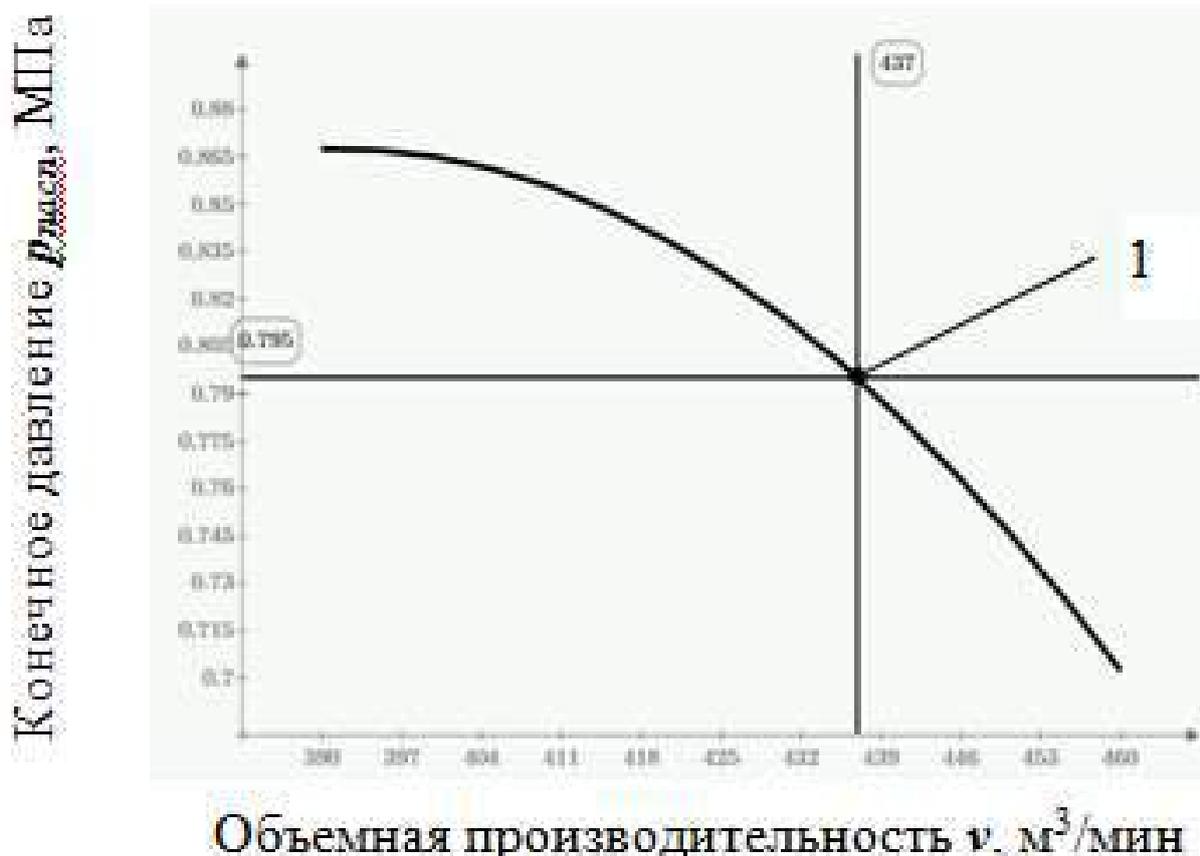
В качестве объекта исследований были приняты турбокомпрессоры типа 4CI 425MX4 серии «CENTAC» производства фирмы INGERSOL – RAND [11-13], установленные в своё время на руднике «Молибден», альтитуда расположения которого составляет 2039 метров над уровнем моря. Климатическая и метеорологическая обстановка в районе расположения характеризуется экстремальными условиями (при минимально возможном атмосферном давлении  $p_{атм.экстр.} = 77\ 500$  Па наблюдается максимально возможная температура атмосферного воздуха  $T_{атм.экстр.} = 289$  К), вероятность которых составляет 0,11 [14].

Турбокомпрессор типа 4CI 425MX4 представляет собой четырех ступенчатую компрессорную машину и имеет основные технические характеристики (паспортные), представленные в табл. 1 [11-13].

**Таблица 1.** Технические характеристики компрессора типа 4CI 425MX4

Параметры	Паспортное значение
Параметры всасываемого воздуха:	
– температура, К	282
– давление, Па	101 650
– плотность, кг/м <sup>3</sup>	1,257
Производительность объёмная, м <sup>3</sup> /мин	437,0
Производительность массовая, кг/мин	550,0
Конечное давление сжатого воздуха, Па	795 650
Степень повышения давления	7,827

Индивидуальная характеристика компрессора типа 4CI 425MX4 для паспортных условий всасывания  $p_{насн} = f(v)$ , где  $p_{насн}$  – конечное давление сжатого воздуха, МПа;  $v$  – объёмная производительность в м<sup>3</sup>/мин., представлена на рис. 1. Большинство потребителей пневмоэнергии промышленных предприятий работают с частичным расширением, для которых более важным является массовый расход, поэтому на рис. 2 представлена зависимость конечного давления  $p_{насн}$  от массовой производительности  $g$  в кг/мин.



**Рис. 1.** Характеристика компрессора для паспортных условий работы: 1 – рабочий режим

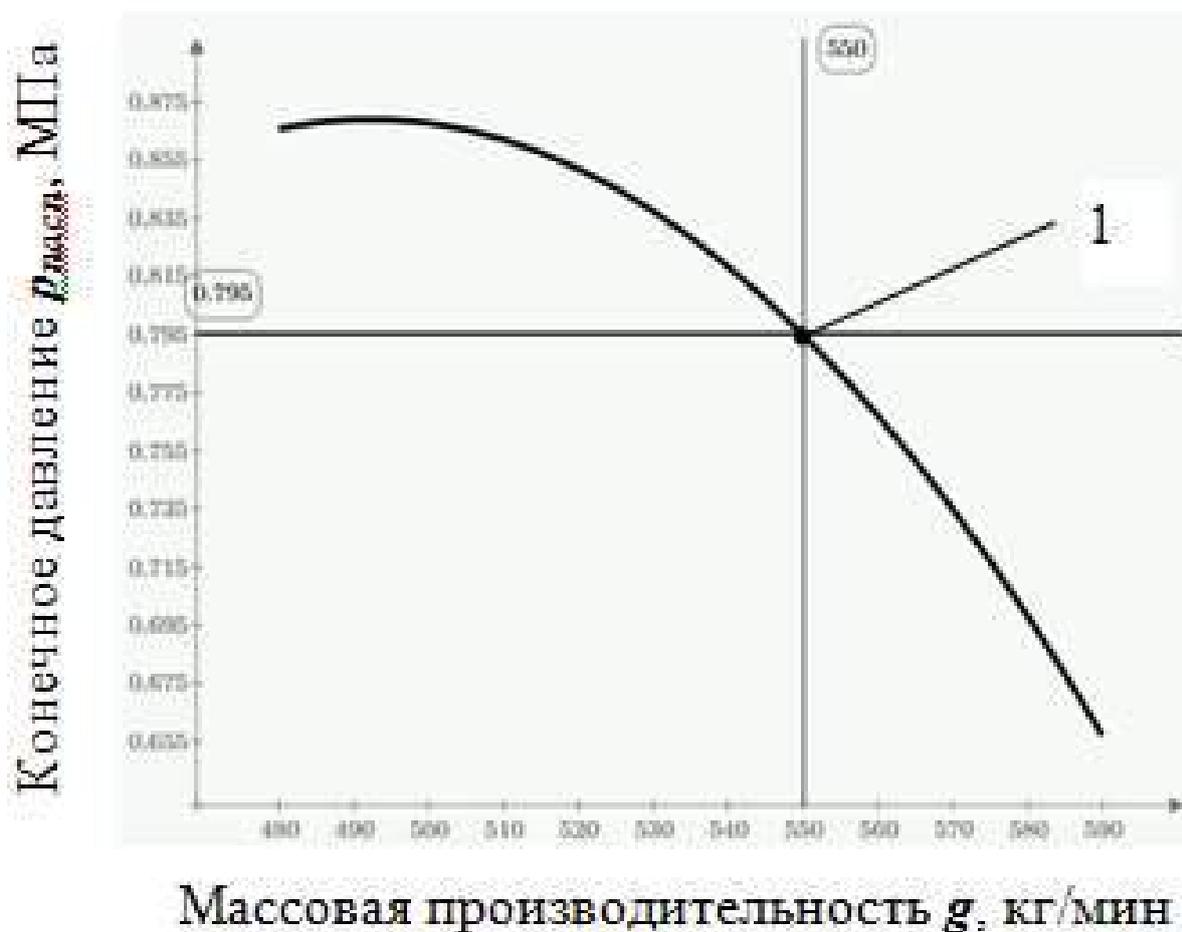


Рис. 2. Характеристика компрессора для паспортных условий работы: 1 – рабочий режим

### 3. Теоретические исследования

Реальные условия всасывания, характерные для местоположения рудника «Молибден», существенно отличаются от паспортных и представлены в табл. 2.

Таблица 2. Реальные параметры атмосферного воздуха

Климатические условия	Атмосферное давление $p_{атм}$ , Па	Температура атмосферного воздуха $T_{атм}$ , К	Плотность атмосферного воздуха $\rho_{атм}$ , кг/м <sup>3</sup>
Зимний период	78 750	266	1,033
Летний период	79 420	284	0,975
Экстремальные	77 500	289	0,935

Результаты теоретических исследований [4] компрессоров типа 4СІ 425МХ4 показали, что в высокогорных условиях индивидуальные характеристики этих компрессоров изменяются, как это представлено на рис. 3. Характеристики получены пересчетом паспортной характеристики турбокомпрессора, определенной с помощью регрессионного анализа, на реальные условия работы (изменение плотности всасываемого воздуха) [4].

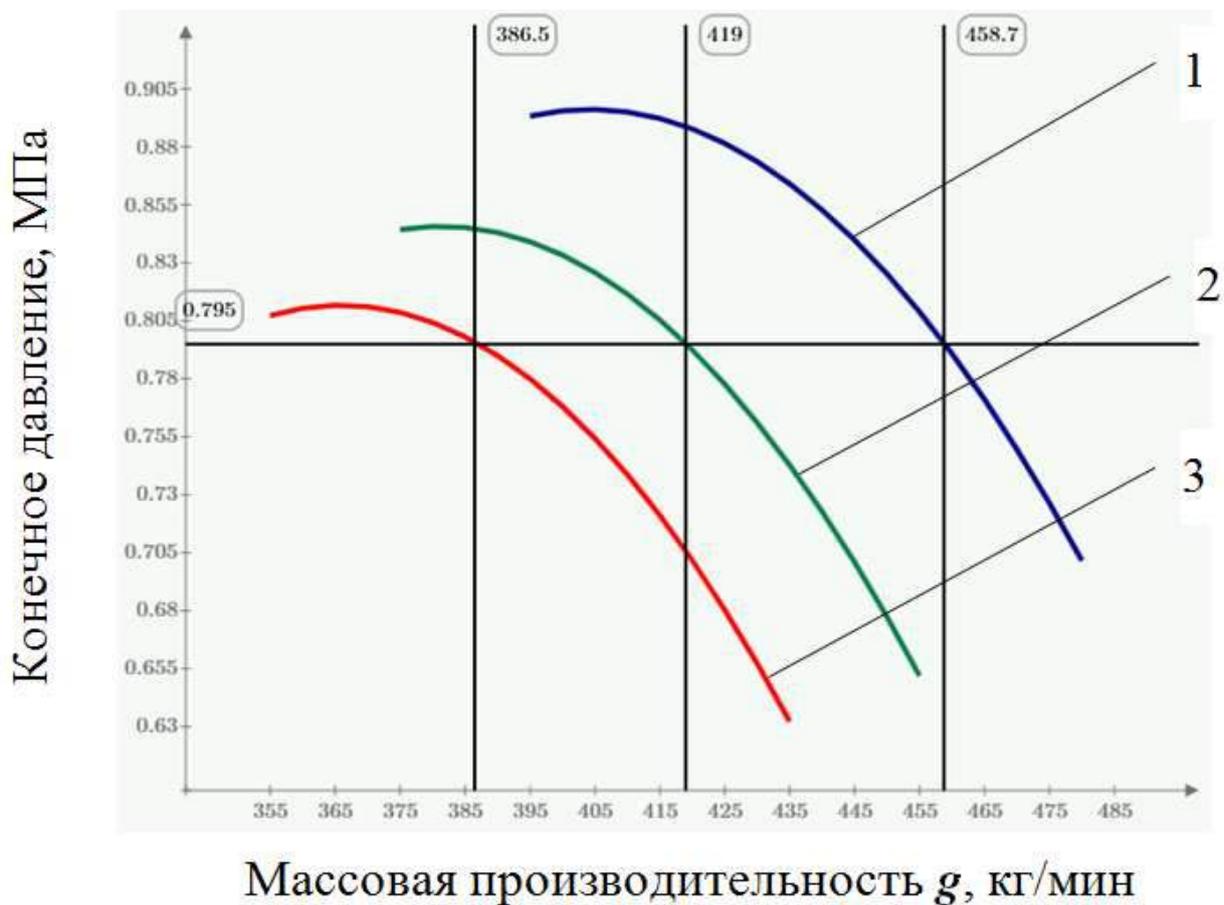


Рис. 3. Характеристики компрессора типа 4CI 425MX4: 1, 2 и 3 – соответственно, для зимних, летних и экстремальных условий работы

Уменьшение массовой производительности при паспортном конечном давлении равном 0,795 МПа составляет: для зимних условий работы 16,6 %, для летних – 23,8 % и для экстремальных – 29,7 %.

Границы зоны помпажа также изменяются. Положение границы помпажа при паспортных условиях работы определяется как точка пересечения нулевого значения первой производной от индивидуальной характеристики  $dp_{нач}(v)/dv$  или  $dp_{нач}(g)/dg$ . Решение представлено на рис. 4.а и б.

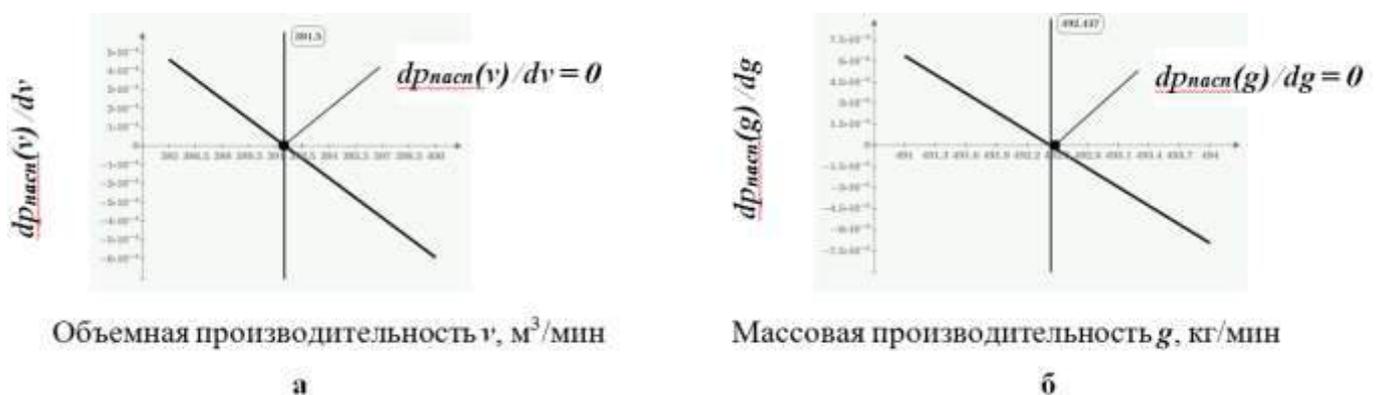
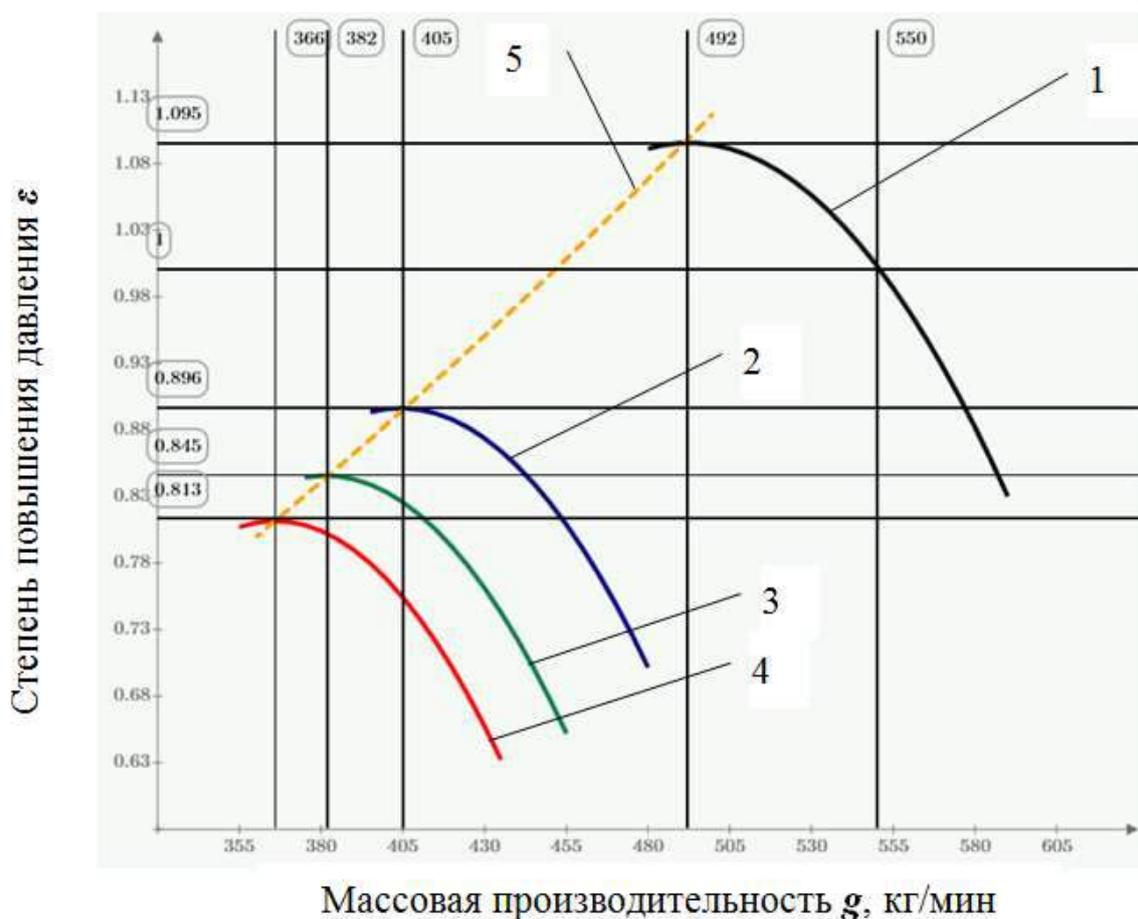


Рис. 4. Определение точки помпажа для паспортных условий работы

Таким образом, граница помпажа компрессора типа 4СІ 425МХ4 для паспортных условий работы определяется следующими параметрами: производительность объемная 391,5 м<sup>3</sup>/мин или массовая 492,4 кг/мин и конечное давление 0,87 МПа.

Работа компрессоров в условиях высокогорья не может рассматриваться как «естественное дросселирование», так как в этом случае: во-первых, изменяется не только давление, но и температура всасываемого воздуха; во-вторых, изменение неуправляемое и зависит от метеорологической обстановки.

Положение границы зоны помпажа может существенно меняться в зависимости от состояния атмосферного воздуха (давления, температуры, влажности). Это можно представить графически (рис. 5).



**Рис. 5.** Характеристики компрессора типа 4СІ 425МХ4: 1, 2, 3 и 4 – соответственно, для паспортных, зимних, летних и экстремальных условий работы, 5 – граница зоны помпажа

Границы помпажной зоны приведены в таблице 3.

**Таблица 3.** Границы помпажной зоны

Условия работы	Массовая производительность $g$ , кг/мин	Степень повышения давления $\epsilon$
Паспортные	492,0	1,095
Зимний период	405,0	0,896
Летний период	382,0	0,845
Экстремальные	366,0	0,813

Зная текущее положение зоны помпажа и рабочей точки компрессора, можно регулировать производительность компрессора таким образом, чтобы при движении рабочей точки в зону малых расходов максимально приблизить рабочую точку к границе зоны помпажа, не открывая антипомпажный клапан. Запас по производительности относительно границы зоны помпажа (по международной терминологии – surge margin [5] или stall margin [15]) определяет нижнюю границу регулирования и выбирается в зависимости от скорости движения рабочей точки в сторону уменьшения расхода.

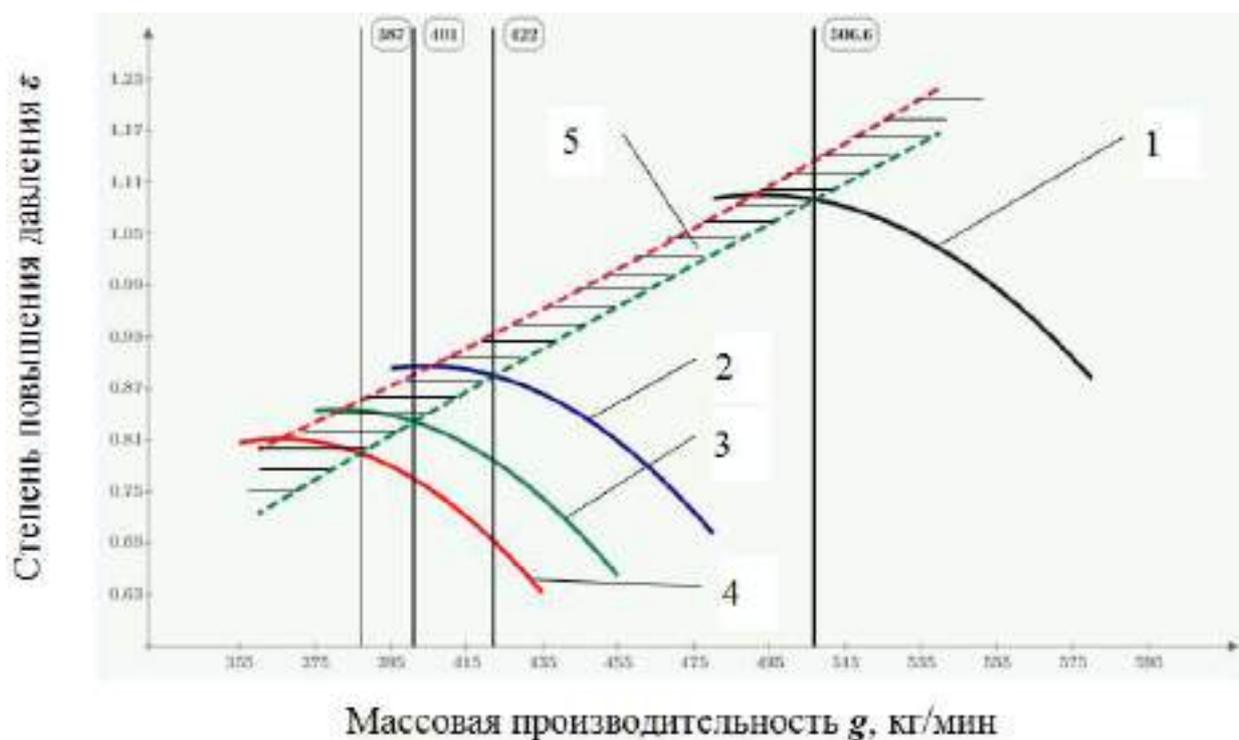
Достоверное определение границы начала неустойчивой работы турбокомпрессора (surge margin) является важной составляющей поддержания надежной работы пневмоустановок. Разработано и предлагается к применению на практике достаточно большое количество способов определения границы помпажа: по значению приведенного расхода на границе помпажа – [10]; как функцию приведенной мощности – [16]; как результат сравнения с пороговым значением отношения среднеквадратичного отклонения измеряемого значения параметра к его среднему значению за определенный интервал времени – [17] и т.д. Все они, как правило, защищены патентами и, несомненно, могут быть весьма полезными.

Однако можно предложить еще один способ определения surge margin – по скорости в движения рабочей точки в сторону уменьшения расхода применительно к турбокомпрессорам, работающим с переменной плотностью всасываемого воздуха. Для этого достаточно при наличии характеристик турбокомпрессора, полученных для реальных условий работы, найти максимальное по модулю значение второй производной от уравнений этих характеристик. Для компрессора типа 4CI 425MX4 были получены численные значения surge margin, которые представлены в таблице 4.

Таблица 3. Границы предпомпажной зоны и surge margin

Условия работы	Начало предпомпажной зоны		Surge margin, кг/мин
	Массовая производительность $g$ , кг/мин	Степень повышения давления $\varepsilon$	
Паспортные	506,6	1,09	14,6
Зимний период	422,0	0,89	17,0
Летний период	401,0	0,84	19,0
Экстремальные	387,0	0,807	21,0

На рис. 6 представлено графическое изображение surge margin – заштрихованная область, лежащая между границей помпажа и линией максимального ускорения движения рабочей точки к границе помпажа.



**Рис. 6.** Характеристики компрессора типа 4CI 425MX4: 1, 2, 3 и 4 – соответственно, для паспортных, зимних, летних и экстремальных условий работы, 5 – surge margin

Как следует из приведенных данных, границы начала помпажа и линия максимального ускорения движения рабочей точки к помпажу с уменьшением плотности всасываемого воздуха перемещаются влево (по рис. 6), а величина surge margin увеличивается. Устойчивость работы турбокомпрессора в условиях высокогорья при перемещении рабочей точки в зону малых расходов повышается. Однако не стоит забывать о значительном снижении массовой производительности при работе турбокомпрессоров в условиях высокогорья (рис. 3), что приводит к необходимости применять параллельное включение компрессоров. Для конкретных условий рудника «Молибден» – это второй турбокомпрессор типа 4CI 425MX4 и два винтовых компрессора UR-8 фирмы «Atlas Copco», для которых, как известно, давление внутреннего сжатия величина постоянная [18].

### Экспериментальные исследования

Для верификации результатов теоретических исследований, а именно, методики пересчета характеристик турбокомпрессора на реальные условия всасывания, были проведены экспериментальные исследования [4].

Экспериментальные исследования проводились в промышленных условиях в виде пассивного эксперимента. Все измерения осуществлялись с помощью штатного измерительного комплекса, входящего в комплект системы управления и контроля турбокомпрессора типа 4CI 425MX4. Обработка результатов измерений произведена в соответствии с ГОСТ Р ИСО 5725-2002 (части 1 и 6).

Полученные результаты подтверждают валидность примененного метода приведения характеристик турбокомпрессора к реальным условиям всасывания [4].

Анализ уравнений характеристик турбокомпрессоров приведенных к реальным условиям, а именно:

- исследование первой производной уравнений позволило определить вероятную границу помпажа;
- исследование второй производной позволило определить начало предпомпажной зоны и величину surge margin.

Подтвердить валидность теоретических исследований поведения помпажа турбокомпрессоров в высокогорных условиях не представилось возможным, т.к. экспериментальные исследования проводились в промышленных условиях. Штатная антипомпажная система защиты турбокомпрессора типа 4С1 425МХ4 рассчитана на большее значение surge margin и не позволяет ее «загрубления», а в случае неудачи при эксперименте был бы нанесен значительный материальный ущерб и, как следствие, рекламации от фирмы – производителя.

## **Заключение**

Подводя итог проведенным исследованиям, можно сделать следующие выводы:

1. при работе турбокомпрессоров в условиях высокогорья (пониженной плотности всасываемого воздуха) границы помпажной зоны смещаются в сторону меньших расходов;
2. запас по производительности относительно границы зоны помпажа (surge margin) с уменьшением плотности всасываемого воздуха увеличивается;
3. предложенный способ определения запаса по производительности позволяет уменьшить запас производительности, т.е. максимально приблизить рабочую точку к границе зоны помпажа, не открывая антипомпажный клапан;
4. предложенный способ определения запаса по производительности требует подтверждения исследованиями на моделях или косвенным путем, например, исследованием вибрационных процессов при движении рабочей точки в сторону уменьшения расхода.

## **Список литературы**

1. Теория и расчет турбокомпрессоров: учеб. пособие. 2-е изд. / Под общ. ред. К.П. Селезнева. Л.: Машиностроение, 1986. 391 с.
2. Рис В.Ф. Центробежные компрессорные машины. 3-е изд. Л.: Машиностроение, 1981. 351 с.
3. Галеркин Ю.Б., Козаченко Л.И. Турбокомпрессоры: учеб. пособие. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2008. 377 с.

4. Филиппов И.В. Работа турбокомпрессоров в условиях пониженного давления во всасывающем трубопроводе // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2014. № 12. С. 339-349. DOI: [10.7463/1214.0739206](https://doi.org/10.7463/1214.0739206)
5. Gravidahl J.T. Modeling and control of surge and rotating stall in compressor: doct. diss. ... Trondheim, 1998. 142 p.
6. Bohagen B., Gravidahl J.T. Active surge control of compression system using drive torque // Automatica. 2008. Vol. 44. Iss. 4. Pp. 1135-1140. DOI: [10.1016/j.automatica.2007.11.002](https://doi.org/10.1016/j.automatica.2007.11.002)
7. Цабенко М.В., Волянский Р.С., Цабенко Г.В., Садовой А.В. Уточнение динамической модели центробежного компрессора // Вісник Донбаської державної машинобудівної академії. 2010. № 1(18). С. 319-322.
8. Гузельбаев Я.З. Некоторые особенности динамических свойств центробежных компрессорных установок и сети // Компрессорная техника и пневматика. 2009. № 2. С. 8-11.
9. Гузельбаев Я.З., Лунев А.Т., Хавкин А.Л., Хуснутдинов И.Ф. Способ защиты компрессора от помпажа // Компрессорная техника и пневматика. 2013. № 2. С. 9-11.
10. Ванчин А.Г. Изменения запаса устойчивой работы в зависимости от технического состояния центробежного нагнетателя в составе газоперекачивающего агрегата // Нефтегазовое дело. Электрон. науч. журн. 2012. № 4. С. 475-482.
11. Шерченков П.В. Центробежные компрессоры «ЦЕНТАК» // Территория НЕФТЕГАЗ. 2007. № 6. С. 76-79.
12. Булавин Д.О. Центробежные турбокомпрессоры фирмы «INGERSOLL-RAND»: Сочетание современных технологий с высоким качеством продукции // Технические газы. 2001. № 3. С. 45-50.
13. Лавренченко Г.К., Власюк В.А., Булавин Д.О. Компрессоры компании «Ингерсолл-Рэнд»: от первых шагов – к непревзойденному успеху // Компрессорная техника и пневматика. 2002. № 2. С. 4-10.
14. Филиппов И.В. Влияние изменений давления и температуры атмосферного воздуха на работу компрессоров // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 1987. № 6. С. 89-91.
15. Manuj Dhingra. Compressor stability management: doct. diss. ... Atlanta: Georgia Institute of Technology, 2006. 143 p.
16. Бэтсон Бретт У., Кришнан Нарайанан. Способ измерения расстояния от рабочей точки турбокомпрессора до границы помпажа турбокомпрессора (варианты) и устройство для определения положения рабочей точки турбокомпрессора относительно границы помпажа турбокомпрессора (варианты): пат. 2168071 Российская Федерация. 2001. Режим доступа: <http://ru-patent.info/21/65-69/2168071.html> (дата обращения 13.07.2017).
17. Гузельбаев Я.З., Фафурин А.В., Хисамеев И.Г., Хавкин А.Л. Способ диагностики помпажа турбокомпрессора и система для его реализации: пат. 2172433 Российская

Федерация. 2001. Режим доступа: <http://ru-patent.info/21/70-74/2172433.html> (дата обращения 13.07.2017).

18. Филиппов И.В. Нормализация работы винтовых компрессоров // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 1996. № 10-12. С. 45-50.

## **Turbocharger Surge Features under Highland Conditions**

I.V. Filippov<sup>1,\*</sup>

[\\*fv61@yandex.ru](mailto:fv61@yandex.ru)

<sup>1</sup>Kaluga Branch of Bauman Moscow State  
Technical University, Kaluga, Russia

---

**Keywords:** turbocharger, the highlands, the surging of the turbocharger

---

To provide a good deal of manufacturing processes, is used a compressed air, which is produced by compressors of various types, including turbochargers. In highlands, the turbocharger operation is characterized by the fact that the actual performance of the turbochargers differ significantly from the certified values, and the compressed air parameters do not always guarantee the smooth and efficient functioning of using equipment. The conducted theoretical and experimental studies have found out that the highland has impact on the probability of emerging surge. The paper proposes a method to determine a performance margin, which can reduce the overcapacity, i.e., to bring the operating point to the border zone of the surge without opening the anti-surge valve.

The paper presents research results of the turbochargers of the type 4CI 425MX4, a series of "CENTAC" manufactured by INGERSOL – RAND, made under production-line conditions in the highland under severe weather conditions.

A boundary position of the surge can significantly vary depending on the atmospheric air condition (pressure, temperature, humidity). Knowing the current position of the surge zone and the operating point of the compressor it is possible to regulate the compressor capacity so that, when moving the operating point in the area of low consumption, to provide maximum approximation of the operating point to the border zone of the surge without opening the anti-surge valve. The performance margin relative to the border of surge margin sets the lower limit of regulation and its choice depends on the speed of the operating point movement towards reducing consumption.

A reliably determined starting point of the unstable turbocharger operation is an important component to maintain the reliable operation of the air-compressed installations. As follows from the data in the article, the borders of the starting surge and the line of the maximum acceleration of the operating point movement towards surge with decreasing density of the intake air are moved to the left of the operating point, and the value of surge margin increases. The turbocharger stability in highland conditions, when moving the operating point in the area of low consumption is increased.

## References

1. *Teoria i raschet turbokompressorov* [Theory and design of turbocompressors]: a textbook. 2<sup>nd</sup> ed. / Ed. by K. P. Seleznev. Leningrad: Mashinostroenie Publ., 1986. 391 p. (in Russian).
2. Ris V.F. *Tsentrobezhnnye kompressornye mashiny* [Centrifugal compressor machines]. 3<sup>rd</sup> ed. Leningrad.: Mashinostroenie Publ., 1981. 351 p. (in Russian).
3. Galerkin Yu.B., Kozachenko L.I. *Turbokompressory* [Turbochargers]: a textbook. S.-Peterburg: Polytechnical Institute Publ., 2008. 377 p. (in Russian).
4. Filippov I.V. Work of turbochargers under reduced pressure in the suction pipe. *Nauka i obrazovanie MGTU im. N.E. Baumana* [Science and Education of the Bauman MSTU], 2014, no. 12, pp. 339-349. DOI: [10.7463/1214.0739206](https://doi.org/10.7463/1214.0739206) (in Russian)
5. Gravdahl J. T. Modeling and control of surge and rotating stall in compressor: doct. diss. ... Trondheim, 1998. 142 p.
6. Bohagen B., Gravdahl J.T. Active surge control of compression system using drive torque. *Automatica*, 2008, vol. 44, iss. 4, pp. 1135-1140. DOI: [10.1016/j.automatica.2007.11.002](https://doi.org/10.1016/j.automatica.2007.11.002)
7. Tsabenko M.V., Volianskij R.S., Tsabenko G.V., Sadovoj A.V. Refinement of the dynamic model of centrifugal compressor. *Vis'nik Donbas'koj derzhavnoj mashinobudivnoj akademii* [Herald of the Donbass State Engineering Academy], 2010, no. 1(18), pp. 319-322 (in Russian).
8. Guzel'baev Ia.Z. Some features of the dynamic properties of a centrifugal compressor units and the network. *Kompressornaia tekhnika i pnevmatika* [Compressors and Pneumatics], 2009, no. 2, pp. 8-11 (in Russian).
9. Guze'lbaev Ia.Z., Lunev A.T., Khavkin A.L., Khusnutdinov I.F. Way of protecting the compressor from surging. *Kompressornaia tekhnika i pnevmatika* [Compressors and Pneumatics], 2013, no. 2, pp. 9-11 (in Russian).
10. Vanchin A.G. Changes of the reserve of steady work depending on the technical condition of centrifugal supercharger as a part of the gas-compressor plant. *Neftegazovoe delo* [Oil and Gas Business], 2012, no. 4, pp. 475-482 (in Russian).
11. Sherchenkov P.V. Centrifugal compressors "CENTAC". *Territoriia Neftegaz* [Oil and Gas Territory], 2007, no. 6, pp. 76-79 (in Russian).
12. Bulavin D.O. Centrifugal turbochargers company "INGERSOLL-RAND": the Combination of modern technology with high quality products. *Tekhnicheskie gazy* [Technical gases], 2001, no. 3, pp. 45-50 (in Russian).
13. Lavrenchenko G.K., Vlasyuk V.A., Bulavin D.O. Compressors of the company "Ingersoll-Rand": from first steps to an unbeatable success. *Kompressornaia tekhnika i pnevmatika* [Compressors and Pneumatics], 2002, no. 2, pp. 4-10 (in Russian).
14. Filippov I.V. Influence of changes of pressure and temperature of atmospheric air for the operation of the compressors. *Izvestiia vysshikh uchebnykh zavedenij. Mashinostroenie*

- [Proc. of Higher Educational Institutions. Machine Building], 1987, no. 6, pp. 89-91 (in Russian).
15. Manuj Dhingra. Compressor stability management: doct. diss. ... Atlanta: Georgia Institute of Technology, 2006. 143 p.
  16. Batson Brett W., Krishnan Narayanan. *Sposob izmereniia rasstoianii ot rabochej toчки turbokompressora do granitsy pompazha turbokompressora (varianty) i ustrojstvo dlia opredeleniia polozeniia rabochej točki turbokompressora otnositel'no granitsy pompazha turbokompressora (varianty)* [Method of measuring distance from working point of turbocompressor to the border surge of the turbocharger (variants) and device for determining the position of the working point of the turbocharger relative to the boundaries of the surging of the turbocharger (variants)]. Patent RF, no. 2168071. 2001. Available at: <http://ru-patent.info/21/65-69/2168071.html> , accessed 13.07.2017 (in Russian).
  17. Guzel'baev Ia.Z., Fafurin A.V., Khisameev I.G., Khavkin A.L. *Sposob diagnostiki pompazha turbokompressora i sistema dlia ego realizatsii* [Way to diagnose surging of the turbocharger and system for its implementation]. Patent RF, no. 2172433. 2001. Available at: <http://ru-patent.info/21/70-74/2172433.html> , accessed 13.07.2017 (in Russian).
  18. Filippov I.V. Normalization of the screw compressors. *Izvestiia vysshikh uchebnykh zavedenij. Mashinostroenie* [Proc. of Higher Educational Institutions. Machine Building], 1996, no. 10-12, pp. 45-50 (in Russian).