

*И. С. Зубков, В. Л. Блинов*

Уральский федеральный университет, г. Екатеринбург

[lamqtada@gmail.com](mailto:lamqtada@gmail.com)

## ВОПРОСЫ ПРОЧНОСТИ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНЫХ КОНСТРУКЦИЙ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАГНЕТАТЕЛЯ

*В настоящем исследовании представлены результаты определения прочностных характеристик центробежного нагнетателя. Сформированы рекомендации по постановке численных расчетов прочностного и модального анализов, а также рекомендации по учету прочности в цикле оптимизации лопаточного аппарата центробежного нагнетателя.*

*Ключевые слова: энергоэффективность, численное моделирование, центробежные нагнетатели, лопаточный аппарат, прочностные исследования, модальный анализ, собственные колебания.*

*I. S. Zubkov, V. L. Blinov*

Ural Federal University, Ekaterinburg

## ISSUES OF ENERGY EFFICIENT CENTRIFUGAL COMPRESSOR CONSTRUCTIONS STRENGTH

*The study presents the results of determination of strength characteristics of centrifugal compressor. The recommendations for numerical simulation of structural and modal analysis were developed. Also, the recommendations for multicriteria optimization process with structural analysis were formed.*

*Key words: energy efficiency, numerical simulation, centrifugal compressors, blade row, structural analysis, modal analysis, normal mode.*

Во всех современных исследованиях вопросы энергоэффективности идут бок о бок с проблемами прочности. Оптимизационные циклы турбомашин, направленные на совершенствование их конструкции, включают в себя и прочностные

расчеты с целью проверки, возможна ли реализация той или иной конструкции в металле. В рамках таких расчетов рассматривают действие постоянных (статическая прочность) и циклических переменных нагрузок (динамическая прочность). В первом случае, модель нагружается центробежной силой (ЦБС) от вращения, термическим влиянием рабочего тела, осевыми усилиями и др., определяются максимальные напряжения и зоны их концентрации, разрабатываются и анализируются способы снижения максимальных напряжений и их целесообразность. Во втором случае, в качестве нагрузок выступает, в основном, центробежная сила от вращения, рассматриваются частоты колебаний элементов, определяются резонансные режимы работы, а также способы ухода от них [1].

В конструкции центробежных нагнетателей одним из самых нагруженных элементов является рабочее колесо (РК), поскольку на него действуют ЦБС, газодинамические усилия и температурное влияние рабочего тела. В качестве объекта исследования было выбрано рабочее колесо нагнетателя типа Н-370-18-1 (рис. 1) производства Невского завода (ЗАО «НЗЛ»). Для проведения прочностных анализов были учтены практически все конструктивные особенности данного элемента: в местах присоединения лопаток к дискам были построены галтели, задавались свойства материала (сталь 14Х2ГМР), например, предел текучести  $\sigma_{0,2} = 1150$  МПа и предел прочности  $\sigma_B = 1300$  МПа [3]. Был принят коэффициент запаса прочности по пределу текучести  $n = 1,5$ .

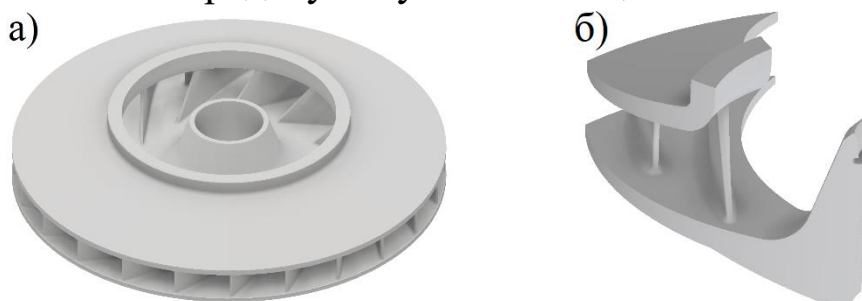


Рис. 1. Рабочее колесо (а) и сегмент РК (б)

Статический анализ проводился как для полной модели РК, так и для его сегмента [2]. В обоих случаях задавалась частота вращения – 4800 об/мин, температурное состояние материала – 22 °С. На

внутренней расточке РК задавалось условие Fixed Support. Ограничивалось перемещение РК по оси Z путем наложения условия Displacement. Расчет сегмента производился в осесимметричной постановке – задавалось условие Cyclic Region. Метод построения сетки – автоматический. Размер элементов варьировался от 20 мм до 2,5 мм с целью анализа влияния сеточной модели на получаемый результат (рис. 2).

Из рис. 2 видно, что зависимость значений напряжений от числа элементов сетки практически одинакова для обеих моделей, тогда как время расчета при осесимметричной постановке в четыре раза меньше, чем при расчете полного диска. При этом разница значений напряжений в среднем по всем постановкам составила 4,1 %. Отсюда следует вывод о целесообразности применения сегмента при расчете прочности в связи с потребностью в меньшем количестве вычислительных ресурсов и экономии времени, что имеет важное значение при проведении процесса оптимизации с учетом прочности получаемой конструкции. Для анализа результатов расчета прочности, а также для проведения модального анализа была применена модель сегмента с большим числом элементов (82 тыс.).

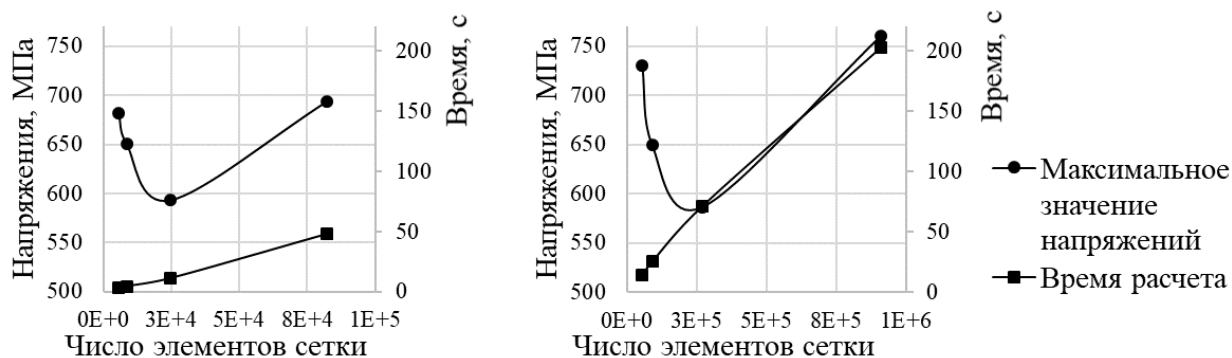


Рис. 2. Зависимости для сегмента РК (слева) и для полного РК (справа)

При анализе статической прочности максимальные напряжения возникали в месте соединения основной лопатки с покрывным диском и принимали значение  $\sigma_{max} = 694,0$  МПа, не превышающее значение принятых допусковых напряжений.

При расчете динамической прочности был определен спектр собственных частот колебаний (СЧК) РК. Для наглядного анализа полученных результатов была построена диаграмма Кэмпбелла (рис.

3), на которую были вынесены шесть полученных частот до значения 1500 Гц, поскольку точки пересечения линии частоты возбуждающей силы, определяемой соотношением  $f_{вс} = z_{лд} n$ , где  $z_{лд}$  – число лопаток диффузора (18 штук);  $n$  – частота вращения РК (80 Гц), с СЧК выше данного значения находятся на значительном удалении от заданного диапазона рабочих режимов.

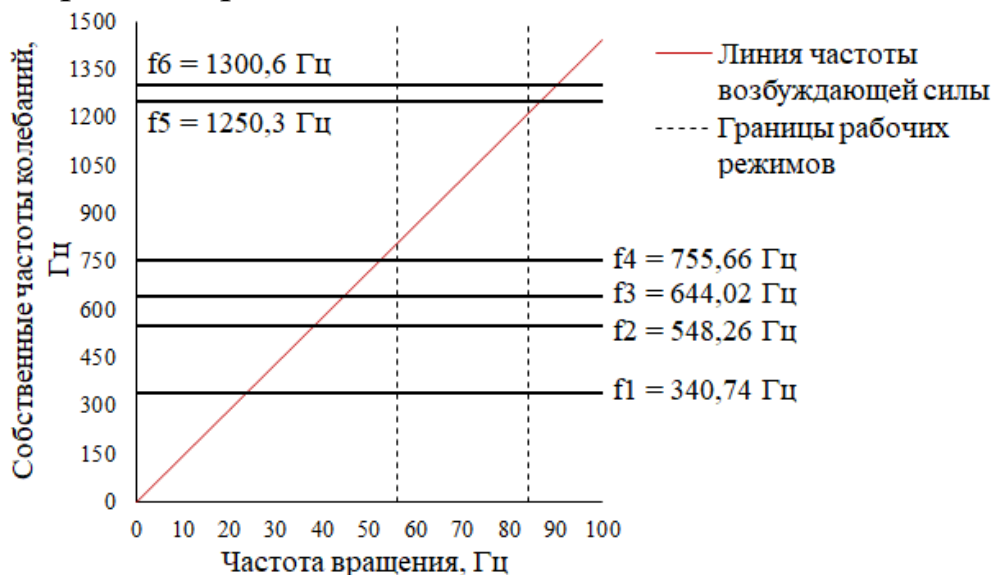


Рис. 3. Диаграмма Кэмпбелла

Исходя из построенной диаграммы видно, что в заданном диапазоне рабочих режимов ( $0,7n \dots 1,05n$ ) пересечений СЧК и линии частоты возбуждающей силы нет, т. е. отсутствует резонанс. Это означает, что РК имеет рациональную конструкцию, а его режимы работы с запасом отстроены от опасных режимов. Однако резонансные явления наблюдаются в области меньших частот вращения – при выходе на номинальные режимы диск проходит четыре критические частоты. В эксплуатации важно пройти данные режимы как можно быстрее [1].

Результаты данного исследования были применены при разработке алгоритма оптимизации, учитывающего прочность получаемой геометрии РК наряду с газодинамическими особенностями течения потока рабочего тела, а также непосредственно при постановке процессов оптимизации.

#### Список использованных источников

1. Центробежные компрессоры / К. П. Селезнев, Ю. Б. Галеркин. Л. : Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1982. 271 с., ил.
2. Бегетнев П. С. Многокритериальная оптимизация проточной части центробежного компрессора природного газа / П. С. Бегетнев, В. Л. Блинов, В. А. Седунин. Екатеринбург : УрФУ, 2016. 152 с.
3. Макаров И. С. Исследование факторов, влияющих на прочность и надежность рабочих колес нагнетателя Н-370-18-1 / И. С. Макаров, Т. А. Недошивина. Екатеринбург : УрФУ, 2019. 69 с.