

ИССЛЕДОВАНИЕ РЕАКЦИИ МОДЕЛИ КОЭФФИЦИЕНТА НАПОРА НА ИЗМЕНЕНИЕ КОЛИЧЕСТВА ЛОПАТОК РАБОЧЕГО КОЛЕСА

Попова Д.Ю.,

научный руководитель д-р техн.наук, проф. Никифоров А.Г.

Филиал «НИУ «МЭИ» в г. Смоленске, СГСХА

Конструктивные и газодинамические параметры турбокомпрессора оказывают существенное влияние на эффективность работы не только колеса, но и всей ступени. Поэтому расчетный режим колеса и ступени для заданных условий работы получается при определенных сочетаниях величин этих параметров. Взаимосвязь между параметрами устанавливается в одних случаях на основании опытных рекомендаций, в других – имеются определенные теоретические решения.

Определяющими газодинамическими параметрами любого колеса турбокомпрессора являются числа Маха M и Рейнольдса Re , показатель адиабаты k , коэффициент расхода φ или угол атаки i_1 . Определяющими конструктивными параметрами центробежного колеса являются выходной $\beta_{л2}$ и входной $\beta_{л1}$ углы лопаток, относительная ширина каналов колеса b_2/D_2 , число лопаток z , отношение D_1/D_2 и др.

Число лопаток колеса влияет на величину теоретического напора, создаваемого колесом. В тоже время, число лопаток z оказывает влияние и на экономичность работы колеса. При уменьшении z и при сохранении постоянного напора возрастает нагрузка на каждую лопатку, увеличиваются градиенты давлений и скоростей на поверхности лопаток, возрастает интенсивность диффузорных зон на профиле. Все это при сильном снижении z приводит к появлению срывных зон, а следовательно к снижению КПД колеса. С другой стороны, при увеличении z растет поверхность лопаток, а следовательно, повышаются потери на трение, а также увеличиваются числа $M''_{\omega 1}$ на входе из-за снижения τ_1 . Увеличение числа лопаток z , усложняет конструкцию и технологию изготовления и сборки колеса, но одновременно повышает их динамическую прочность.

Из вышесказанного можно сделать вывод, что оптимальная конструкция колеса с точки зрения экономичности и напорности может быть получена при вполне определенных числах лопаток.

Влияние z на напорную характеристику центробежного колеса можно проследить на основании анализа формулы для определения коэффициента теоретического напора по методу Стодолы:

$$\psi_{T2} = 1 - \frac{\pi}{z_2} * \sin\beta_{л2} - \varphi_2 * ctg\beta_{л2}$$

Из формулы видно, что при постоянных φ_2 и $\beta_{л2}$ с увеличением z_2 происходит увеличение коэффициента ψ_{T2} .

На практике весьма проблематично и затратно построить ступень, в которой можно свободно изменять количество лопаток, не затрагивая остальные конструктивные элементы. Но использование математического моделирования, в частности нейронных сетей, позволяет формализовать задачу и получить необходимую информацию, экономя ресурсы и время.

Исследование реакции значения коэффициента напора на изменение числа лопаток проводилось на основе ранее созданной нейронной сети. Для создания нейронной сети были отобраны данные экспериментальных испытаний 39 геометрически различных полнокомплектных промежуточных ступеней,

исследованных при нескольких значениях чисел Маха. В обучающую выборку были включены только те, в которых проводились замеры газодинамических и термодинамических параметров газа за промежуточной ступенью. Каждая из полученных газодинамических ступеней была испытана на 5-6 режимах по расходу. Представительная выборка для построения нейросети составила 567 векторов значений. Большой набор исходных данных позволяет найти наиболее вероятные количественные зависимости между параметрами входа и выхода модели. Реализованная сеть состоит из двух слоев, 30 нейронов в первом слое и 1 нейрон во втором слое, функция активации слоев logsig .

Сравнительный анализ значений, полученных в результате расчетов по математической модели и экспериментальных данных, показал, что среднее отклонение для напорного коэффициента составило 3,03 % для всех 567 входных векторов обучающей выборки по всему диапазону расходов. На оптимальных режимах погрешность данных, рассчитанных моделью, составляет около 1%, что позволяет делать вывод о практической значимости полученной математической модели, так как ошибка экспериментальных исследований также лежит в этом пределе.

Для проверки модели на основе исходной выборки были отобраны 7 ступеней с различной геометрией. Энергетические характеристики были рассчитаны в диапазоне изменения числа лопаток рабочего колеса от 7 до 33. Внутри интервала, заданного выборкой (от 13 до 21), просчитывалось каждое значение числа лопаток. На базе каждой из искусственно созданных ступеней было просчитано 18 различных вариантов условных конструкций рабочего колеса.

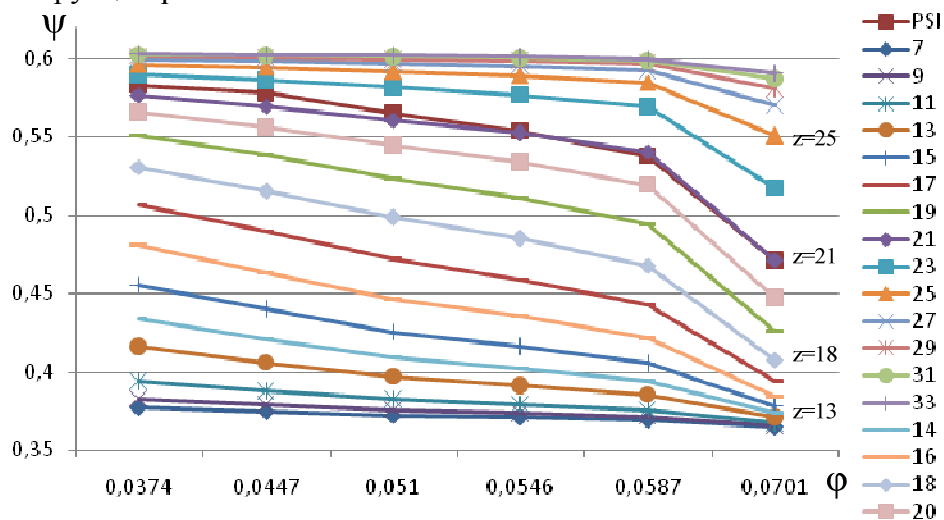


Рис.1. График зависимости коэффициента напора от количества лопаток

Проанализировав каждую из 126 полученных газодинамических условных ступеней турбокомпрессора, было отмечено соответствие формы зависимости условного коэффициента напора от условного коэффициента расхода при всех значениях числа лопаток z_2 . Полученные результаты подтвердили ожидаемую реакцию и изменение напорного коэффициента ψ промежуточной ступени при изменении количества лопаток рабочего колеса.

Рассмотренная задача на частном примере ступени центробежного компрессора показывает, что метод нейросетевого моделирования статистических данных дает хорошие результаты и может быть рекомендован для использования при математическом описании экспериментальных данных. Однако, формализация подхода без необходимости использовать накопленные ранее знания и проводить глубокий физический анализ таких сложных явлений, как сжатие газов, должна настораживать. Необходима проверка физической адекватности модели.