

УДК 621.515.001

В.Г.Моторин (5 курс, каф. КВиХТ), Л.И.Козаченко, аспирант

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ СТУПЕНИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА НА ЕЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Повышение коэффициента полезного действия центробежных компрессорных ступеней на сегодняшний день остается важной народохозяйственной задачей. В связи с этим выбрана тема для исследований, которая предполагает проведение серии экспериментов по исследованию влияния геометрических параметров центробежной ступени на ее характеристики.

Объектом для исследований выбрана форма выходных кромок лопаток рабочего колеса, которая влияет на углы выхода потока из рабочего колеса. При изменении угла выхода потока меняется составляющая абсолютной скорости C_{u2} . Из уравнения Эйлера

$$h_T = C_{u2}U_2 - C_{u1}U_1$$

следует, что изменение формы выходной кромки лопатки влияет на напор, подводимый в лопаточной решетке рабочего колеса.

Экспериментальные исследования проводились на стенде лаборатории компрессоростроения. Установка состоит из экспериментальной модели, ротор которой приводится во вращение электродвигателем через мультипликатор с передаточным отношением $i=6.06$, позволяющим получать скорость вращения до 18000 об/мин.

Выбор приборов для измерения параметров потока определяется задачами исследования и опытом, накопленным в лаборатории. Во время экспериментальных исследований измерение параметров потока производилось следующим образом:

1. Измерение давлений. Полное давление потока измерялось малогабаритными трубками полного давления (ТПД) с протоком. Статическое давление измерялось через приемные отверстия диаметром 0,7 – 0,8 мм на поверхностях элементов проточной части модельной ступени. Для регистрации замеренных давлений в проточной части на всасывании использовались 2-х трубные жидкостные наклонные манометры, заполненные спиртом. Для измерения давлений потока на стороне нагнетания применялись 2-х трубные манометры со ртутью. Атмосферное давление принималось по данным почасовых замеров метеостанции.

2. Измерение температуры. Температура заторможенного потока определялась с помощью прецизионных ртутных термометров с ценой деления 0.1°C . термометры имели непосредственный контакт с потоком. Для защиты термометров от повреждений они устанавливались в защитных гильзах. Термометры теплоизолировались от защитных гильз.

3. Измерение углов и скоростей потока. Величины скоростей потока определялись косвенным путем по расчетам через замеры полных и статических давлений.

4. Измерение расхода воздуха. Расход воздуха определялся по измерениям полей полных и статических давлений во всасывающей трубке с учетом тарировочного коэффициента трубки и замерам температуры потока на всасывании.

5. Измерение числа оборотов ротора модельной ступени. Определение числа оборотов ротора модели производилось по замерам числа оборотов ротора двигателя и известному передаточному отношению мультипликатора. Число оборотов измерялось с помощью стендового тахометра. Контроль оборотов ротора модели производился с помощью электронно-счетного частотомера.

Для определения газодинамических характеристик ступени и отдельных элементов проточной части при проведении экспериментальных исследований измерялись необходимые параметры потока в сечениях проточной части.

Сечение Н-Н – во входном конфузоре всасывающей трубы. Выполнялось измерение температуры заторможенного потока на всасывании тремя термометрами, установленными в одном сечении под углом 90^0 друг к другу.

Сечение 0-0 – перед входом в рабочее колесо. Измерялись полное давление тремя ТПД, установленными радиально на среднеквадратичных радиусах трех равных по площади колец через 120^0 по окружности, и статическое давление в трех точках на стенке входного патрубка также через 120^0 по окружности.

Сечение 2-2 – за рабочим колесом на $D'_2 = 1.05D_2$. Производилось измерение полных давлений пятью ТПД, установленных равномерно по окружности в четырех точках по ширине диффузора. Статическое давление измерялось в пяти точках на передней стенке диффузора, расположенных равномерно по окружности.

Сечение 4-4 – на выходе из диффузора $D_4 = 1.4D_2$. Полные давления измерялись пятью ТПД. Координатники располагались равномерно по окружности на выходе из БЛД в четырех точках по ширине диффузора. Статические давления снимались также в пяти точках, расположенных равномерно по окружности.

Сечение выхода $0-0'$ – на выходе из ступени. Полное давление измерялось в одиннадцати точках с помощью одиннадцати ТПД, установленных неподвижно радиально на среднеквадратичных радиусах одиннадцати равных по площади колец. Статическое давление измерялось в четырех точках, расположенных через 90^0 по окружности. Температура заторможенного потока измерялась с помощью трех ртутных прецизионных термометров.

В результате испытаний ступени с выходной кромкой лопатки, запыленной по передней поверхности, снизился коэффициент внутреннего напора ψ_i и коэффициент политропного напора ψ_n . Оптимальный коэффициент расхода не изменился, но максимальный и минимальный расход уменьшился.

При симметричной запилке выходной кромки коэффициенты внутреннего и политропного напора возросли и находятся между коэффициентами напора при тупой кромке и запыленной по передней поверхности. Это объясняется тем, что при запыливании задней поверхности увеличивается действительный угол β_2 , что приводит к росту напора. И, вроде бы, поскольку запилка симметрична, то β_2 должен быть таким же, как и при тупой кромке и, соответственно, должен восстановиться напор колеса. Но, как известно, на выходе из колеса в районе задней поверхности образуется низкоэнергетическая зона – след, которая вносит меньший вклад в напор, чем зона в области передней поверхности, называемая струей. Поэтому коэффициенты напора при симметричной запилке не возрастают до того значения какими они были при тупой кромке, а лежат между ψ_i и ψ_n , полученными при запилке по передней поверхности и при тупой кромке. Из вышеизложенного следует, что при запыливании только задней поверхности коэффициенты напора возрастают.

Таким образом можно корректировать напорность имеющихся центробежных ступеней путем запыливания выходных кромок рабочего колеса. Это позволяет избежать изготовления новой модельной ступени и сокращает время проектирования новых центробежных ступеней.