

Н.В. Калинин, к.т.н., доцент, (Сумский государственный университет), О.Н. Щербаков, м.н.с., (ПАО «Сумское НПО им. М.В. Фрунзе») г. Сумы, Украина

Экспериментальное исследование воздействия на пограничный слой в безлопаточном диффузоре центробежного компрессора

Представлены результаты экспериментального исследования вдува в безлопаточном диффузоре ступени центробежного компрессора. Исследования проводились на аэродинамическом стенде ПАО «СНПО им. Фрунзе». Вдув воздуха осуществлялся в радиальном направлении от внешнего источника. При проведении исследований определялось влияние расхода вдуваемого воздуха на границу возникновения помпажа, а также на безразмерные характеристики ступени. Вдув в безлопаточном диффузоре позволил сдвинуть границу возникновения помпажа в область меньших производительностей.

Ключевые слова: центробежный компрессор, безлопаточный диффузор, помпаж, вдув.

Представлені результати експериментального дослідження вдува у безлопатковому дифузори ступеня відцентрового компресора. Дослідження проводилися на аеродинамічному стенді ПАО «СНПО ім. Фрунзе». Вдування повітря здійснювалось в радіальному напрямі від зовнішнього джерела. При проведенні досліджень визначався вплив витрати поданого повітря на межу виникнення помпажа, а також на безрозмірні характеристики ступеня. Вдув у безлопатковому дифузори дозволив перемістити межу виникнення помпажа в зону меншої продуктивності.

Ключові слова: відцентровий компресор, безлопатковий дифузор, помпаж, вдув.

Results from series of experiments to investigate injection in the vaneless diffuser of a centrifugal compressor stage are presented. The research was conducted in a test rig at the PJSC Sумы Frunze NPO. Air was injected in radial direction; external source was used for the injection air supply. Impact of injection flow rate on stable flow range and stage characteristics was investigated. It was shown, that injection in vaneless diffuser extends the stable flow range of centrifugal compressor stage.

Keywords: centrifugal compressor, vaneless diffuser, surge, injection.

В области малых производительностей диапазон устойчивой работы центробежных компрессоров ограничен режимом возникновения помпажа. Помпаж – это нестационарный низкочастотный процесс, при котором сжимаемый газ, поступая в сеть, периодически прорывается из сети на всасывание. При этом скорость движения газа в проточной части, а, следовательно, и аэродинамическая сила, меняют свои направления на противоположные. Возникающие вследствие этого механические нагрузки на вал, подшипники, диафрагмы и корпус зачастую превышают допустимые величины. Как показала практика эксплуатации, даже непродолжительная работа на режиме помпажа может привести к разрушению компрессора [1]. Поэтому расширение диапазона устойчивой работы центробежных компрессоров является важной научно-технической задачей.

Согласно результатам экспериментальных исследований [2-4] помпаж возникает в результате появления внутри проточной части

развитых отрывных течений. Поэтому для расширения диапазона устойчивой работы целесообразно использовать способы управления отрывом потока, одним из которых является вдув. Нельсон и др. в работе [5] продемонстрировали эффект вывода осевого компрессора газотурбинного двигателя из зоны помпажа с помощью вдува через отверстия, выполненные на поверхностях лопаток направляющего аппарата. Штейн и др. [6] численно смоделировали течение в центробежном колесе, работающем в области помпажа. Авторами было установлено, что вдув на входе в рабочее колесо предотвращает местный отрыв потока, который провоцирует масштабные обратные течения, благодаря чему улучшается устойчивость работы колеса. Шпаковский и др. [7], а также Скоц [8] экспериментально продемонстрировали возможность расширения диапазона устойчивой работы центробежной ступени путем вдува на участке между рабочим колесом и канальным диффузором. При этом оба автора отмечали, что вдув приводит к потерям энергии

и снижает эффективность работы ступени.

В данной работе представлены результаты экспериментального исследования вдува в безлопаточном диффузоре центробежной ступени.

Описание экспериментальной установки. Модельная ступень

Экспериментальные исследования проводились на аэродинамическом стенде АД 400 научно-исследовательского комплекса ПАО «Сумское НПО им. М.В. Фрунзе». Стенд выполнен по открытой схеме, рабочей средой является воздух. Фото и схема стенда представлены на рис. 1.

Модельная ступень состоит из рабочего колеса закрытого типа с 11-ю S-образными лопатками (угол выхода лопаток равен 32°) и безлопаточного диффузора с параллельными стенками (рис. 2, а). Для исследования влияния вдува конструкция исходной ступени была доработана (рис. 2, б). Во входном участке диффузора были установлены кольцевые накладки 1, играющие роль соплового аппарата. После установки накладок значение

относительной ширины диффузора на входе снизилась до значения $\bar{b}_3=0,045$ ($b_3/b_2=0,75$). Относительный наружный диаметр соплового аппарата $D_n = 1,18$. Относительная ширина диффузора за сопловым аппаратом равна относительной ширине диффузора базовой ступени $\bar{b}_4=0,065$. На поверхностях накладок, прилегающих к диску диффузора 2, выполнены проточки, выполняющие функцию сопел. На каждой из накладок выполнено 90 проточек, равномерно расположенных по окружности. Ширина проточек – 4 мм, глубина – 1,5 мм. Поскольку градиент давления, вызывающий отрыв пограничного слоя, в безопаточном диффузоре

направлен по радиусу, то с целью максимально сдвинуть отрыв потока в область меньших расходов, сопла были направлены в радиальном направлении. Воздух, используемый для вдува в БЛД, подавался от заводской пневмосети по двум независимым линиям: одна служила для вдува со стороны основного диска диффузора, вторая – со стороны покрывного.

Обработка экспериментальных данных

Для оценки эффективности двухзвенной ступени используются политропный КПД $\eta_{пол}^*$ и коэффициент политропного напора $\psi_{пол}^*$, рассчитанные по полным параметрам, в качестве режимного па-

раметра – условный коэффициент расхода Φ_0 . Расчет необходимых параметров производился по формулам, представленным в [9].

Термодинамическая температура и средняя скорость на входе в ступень рассчитывается методом последовательных приближений:

$$T_0 = T_0^* - \frac{c_{0cp}^2}{2 \cdot c_p}; \quad (1)$$

$$c_{0cp} = \frac{\bar{G}}{\rho_0 \cdot f_0}; \quad (2)$$

$$\rho_0 = \frac{p_0}{R \cdot T_0}. \quad (3)$$

где T_0 – температура на входе в ступень, К; T_0^* – полная температура на входе в ступень, К; c_{0cp} – средняя скорость на входе в ступень, м/с; c_p – изобарная теплоемкость, Дж/(кг·К); \bar{G} – массовый расход на входе в ступень, кг/с; ρ_0 – плотность на входе в ступень, кг/м³; f_0 – площадь сечения входного патрубка, м²; R – газовая постоянная, Дж/(кг·К); p_0 – статическое давление на входе в ступень, Па.

Поскольку скорость воздуха во всасывающем патрубке (в месте измерения полной температуры) не превышала 15 м/с в данной работе было принято, что $T_0^* = T T_0^{0,715}$.

Аналогичным образом рассчитывается термодинамическая температура и средняя скорость на выходе из диффузора.

Поскольку течение со вдувом представляет собой процесс с подводом энергии, политропный КПД ступени со вдувом вычислялся с учетом мощности, затрачиваемой на вдув, по формуле:

$$\eta_{пол(вд)}^* = \frac{H_{пол}^* \cdot \bar{G} + c_p (T_4^* - T_{вд}^*) \cdot \bar{m}_{вд}}{N_i + N_{вд}}, \quad (4)$$

где $H_{пол}^*$ – политропный напор по полным параметрам, Дж/кг; T_4^* – полная температура на выходе из диффузора, К; $T_{вд}^*$ – полная температура вдуваемого воздуха, К; $\bar{m}_{вд}$ – массовый расход вдуваемого воздуха, кг/с; N_i – потребляемая мощность, Вт; $N_{вд}$ – мощность вдуваемой струи, Вт.

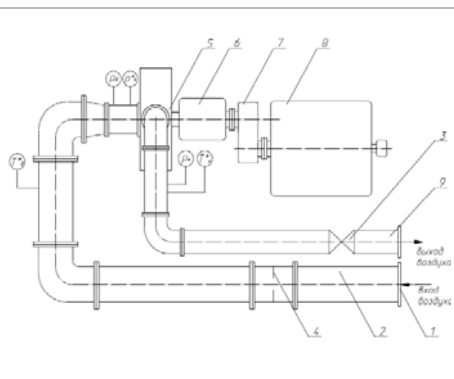
Пренебрегая теплообменом с окружающей средой, потребляемая мощность рассчитывается по формуле:

$$N_i = c_p \cdot (T_2^* - T_0^*) \cdot \bar{G}, \quad (5)$$

где T_2^* – полная температура на выходе из рабочего колеса, К.



а) внешний вид аэродинамического стенда



б) схема аэродинамического стенда

Рис. 1. Внешний вид и принципиальная схема аэродинамического стенда: 1 – фильтр; 2 – всасывающий трубопровод; 3 – регулирующая заслонка; 4 – диафрагма; 5 – экспериментальная модель; 6 – подшипники модели; 7 – мультипликатор; 8 – двигатель постоянного тока; 9 – нагнетательный трубопровод

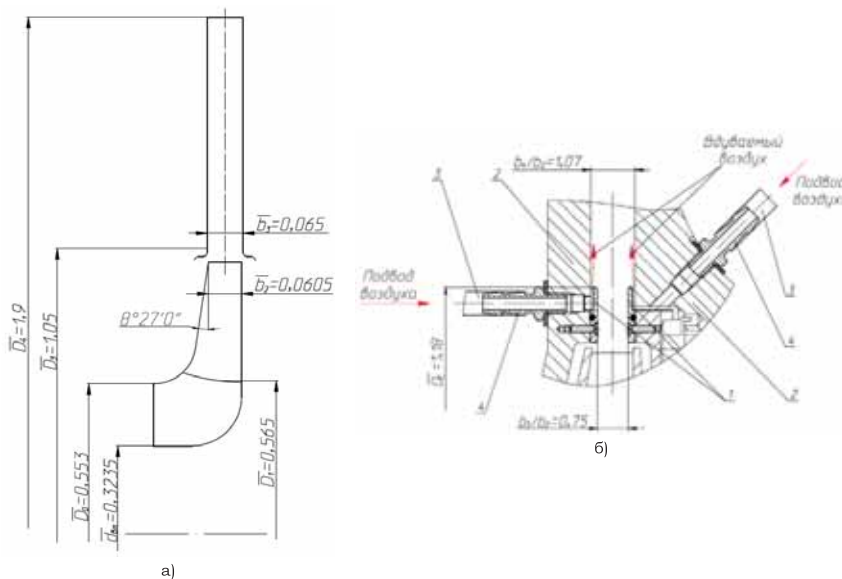


Рис. 2. Эскиз меридионального сечения модельной двухзвенной ступени (а) и конструктивная схема доработанного диффузора (б): 1 – сопловой аппарат; 2 – диск диффузора; 3 – рукав; 4 – штуцер

Из первого закона термодинамики, полная температура за рабочим колесом (с учетом охлаждения основного потока вдуваемого), равна, К:

$$T_2^* = T_K^* + \frac{\overline{m_{\text{вд}}}}{G} (T_4^* - T_{\text{вд}}^*). \quad (6)$$

Пренебрегая внешним теплообменом, а также поскольку скорость в нагнетательном патрубке не превышала 15 м/с, в работе принято, что $T_4^* = T_K^* = T_{\text{Кизм}}^*$.

Мощность струи определяется по формуле:

$$N_{\text{вд}} = \overline{m_{\text{вд}}} \cdot \frac{c_{\text{вд}}^2}{2}, \quad (7)$$

где $c_{\text{вд}}$ – скорость вдуваемого воздуха, м/с.

Скорость вдуваемого воздуха рассчитывается из уравнения массового расхода.

Измеряемые параметры и измерительная аппаратура

Для получения безразмерных характеристик ступени измерялись следующие параметры: статическое и полное давление, а также полная температура на входе и выходе из ступени; производительность и частота вращения ротора модельного компрессора; температура, давление и расход вдуваемого воздуха.

Полная температура на входе и выходе из ступени измерялись при помощи ртутных термометров ТЛ-4-Б2 ГОСТ 28498-90 с диапазоном измерения 0...55°C и ценой деления 0,1°C. Дублирование измерений температуры производилось с помощью термометров сопротивления. Статические давления снимались со стенки, для измерения полного давления на входе в ступень использовалась трубка полного давления.

Производительность ступени определялась с помощью диафрагмы, установленной во всасывающем трубопроводе. При этом измерялись: перепад давления на диафрагме, давление и температура воздуха перед диафрагмой.

Частота вращения ротора модельного компрессора определялась с помощью комплекта 3300 «Bently Nevada» с погрешностью не более 0,2%.

Объемный расход вдуваемого воздуха измерялся с помощью двух ротаметров KROHNE H250, установленных на каждой из подводящих линий. Температура вдуваемого воздуха измерялась контактным способом при помощи

термопар. Для определения давления вдуваемого воздуха на каждом из подводящих трубопроводов был установлен образцовый манометр кл.т. 0,4.

Подробное описание экспериментальной установки, методики проведения исследования, а также обработки опытных данных рассмотрены в [10].

Результаты экспериментального исследования

При проведении исследования, предварительно были определены характеристики базовой ступени и диффузора, а также исследована структура течения в БД. Результаты экспериментального исследования исходной ступени представлены в [10].

При исследовании вдува, прежде всего, было определено влияние расхода вдуваемого воздуха на границу возникновения помпажа. При этом исследовались варианты вдува как отдельно со стороны каждого из дисков диффузора, так и совместный вдув с обеих сторон. В качестве критерия возникновения помпажа использовалось значение амплитуды колебания перепада давления на диафрагме, соответствующее предпомпажной производительности. Данное значение было определено в ходе наладочных испытаний по возникновению шума, исходящего от компрессора, характерного для помпажа. Для контроля уровня колебаний перепада давления на диафрагме в режиме реального времени использовался цифровой дифманометр «Сапфир».

На рис. 3 показаны колебания перепада давления на диафрагме, соответствующие предпомпажной производительности для ступени со ступенчатым безлопаточным диффузором без вдува и со вдувом со стороны покрывного диска.

Как видно из рис. 3, применение вдува со стороны покрывного диска диффузора позволило сдвинуть границу возникновения помпажа в область меньших расходов.

На рис. 4, представлена зависимость значения предпомпажного условного коэффициента расхода от расхода воздуха, вдуваемого со стороны основного, покрывного и обоих дисков одновременно.

Как видно из рис. 4 более эффективным для расширения диапазона устойчивой работы оказался вдув со стороны покрывного диска. Также из видно, что с увеличением расхода вдуваемого воздуха, помпаж возникал при меньших производительностях. Максимальный эффект был обнаружен при расходе вдуваемого воздуха равном 8,0% от производительности компрессора на номинальном режиме. При этом помпаж сдвинулся в область меньших расходов на 8,5%. Дальнейшее увеличение расхода вдуваемого воздуха не позволило дополнительно расширить диапазон устойчивой работы. Видимо, это связано с тем, что при снижении производительности компрессора ниже некоторого значения, течение становится нестационарным уже внутри рабочего колеса.

На рис. 5 показано, как применение вдува со стороны покрывно-

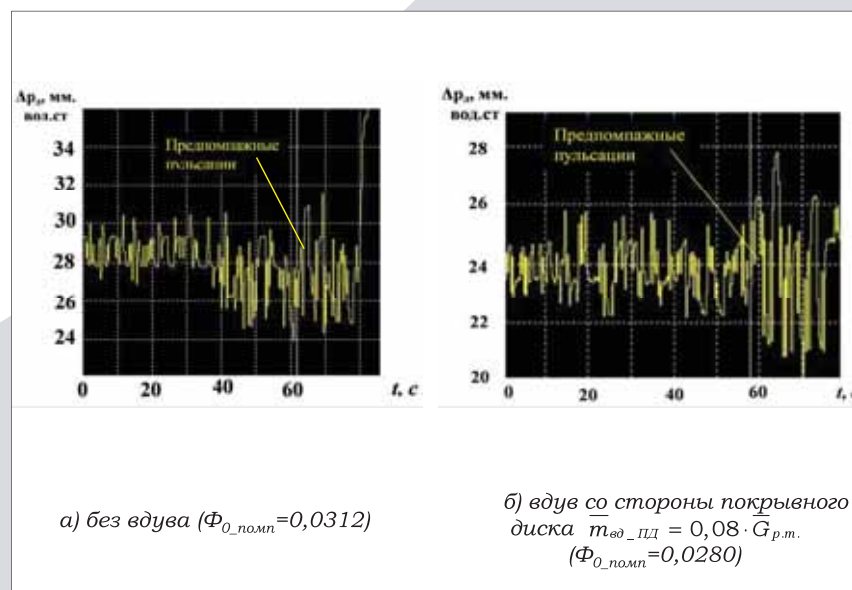


Рис. 3. Пульсации перепада давления на диафрагме

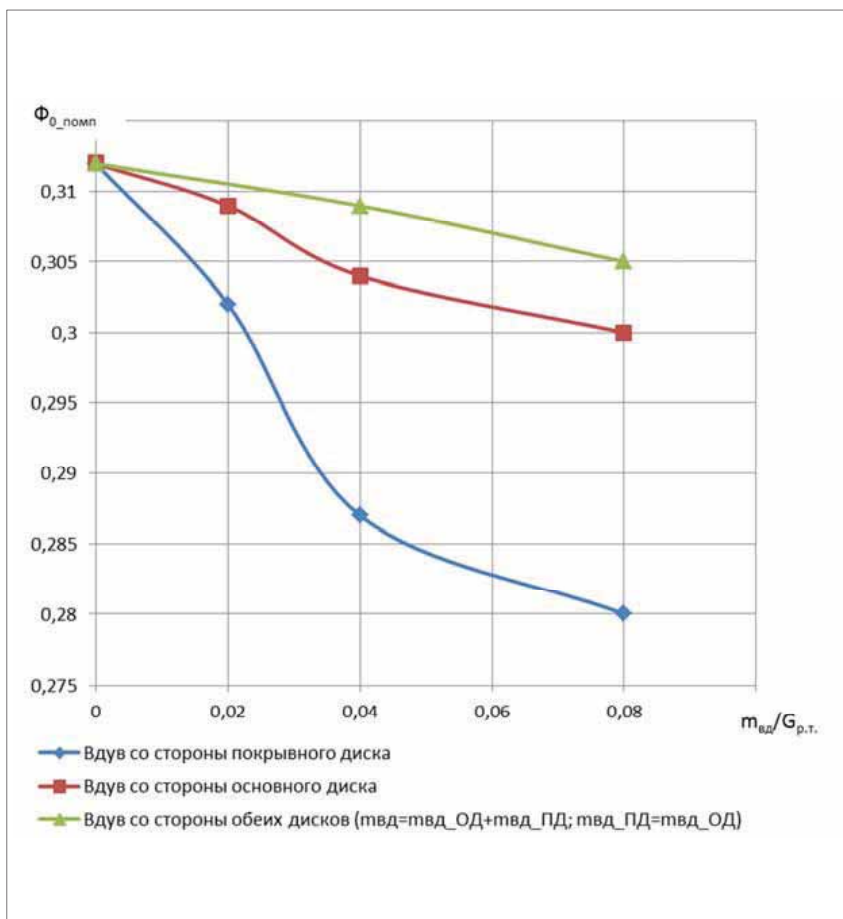


Рис. 4. Зависимость предомпажного условного коэффициента расхода от относительного расхода вдуваемого воздуха

го диска позволило вывести компрессор из помпажа. При проведении данного эксперимента задвижка, регулирующая производительность компрессора, плавно прикрывалась до возникновения предомпажных пульсаций перепада давления на диафрагме. После их выявления была открыта заслонка, регулирующая подачу вдуваемого воздуха, и установлен расход вдуваемого воздуха, равный 4,5% от производительности компрессора в рабочей точке. В результате амплитуда колебаний перепада давления уменьшилась, работа ступени стабилизировалась. Затем основная задвижка вновь была прикрыта до возникновения предомпажных пульсаций, после чего расход вдуваемого воздуха был увеличен до 8,0% – работа компрессора при этом вновь стабилизировалась.

На рис. 6 представлены характеристики ступени при различных режимах вдува со стороны покрывного диска.

В ходе экспериментальных исследований было выявлено, что ко-

эффициент политропного напора ступени практически не зависит от расхода вдуваемого воздуха.

Что касается КПД, то при расходе вдуваемого воздуха меньшем или равном 4,5% от номинальной производительности компрессора, изменение политропного КПД двухзвенной ступени находилось в пределах погрешности измерения. С увеличением расхода вдуваемого воздуха мощность, затрачиваемая на вдув, возрастала, и при значениях расхода вдуваемого воздуха больших некоторого критического значения, наблюдалось резкое снижение политропного КПД. Так, при расходе вдуваемого воздуха равном 8,0% от номинальной производительности ступени, политропный КПД снизился в среднем на 4-5% во всем диапазоне производительностей.

Аналогичные результаты были получены и при вдуве со стороны основного диска диффузора.

Выводы

1. Применение вдува в безлопаточном диффузоре позволило сдвинуть помпаж в область меньших производительностей. Наиболее эффективным является вдув со стороны покрывного диска диффузора. При расходе вдуваемого воздуха равном 8,0% от производительности ступени на номинальном режиме, помпаж сдвинулся

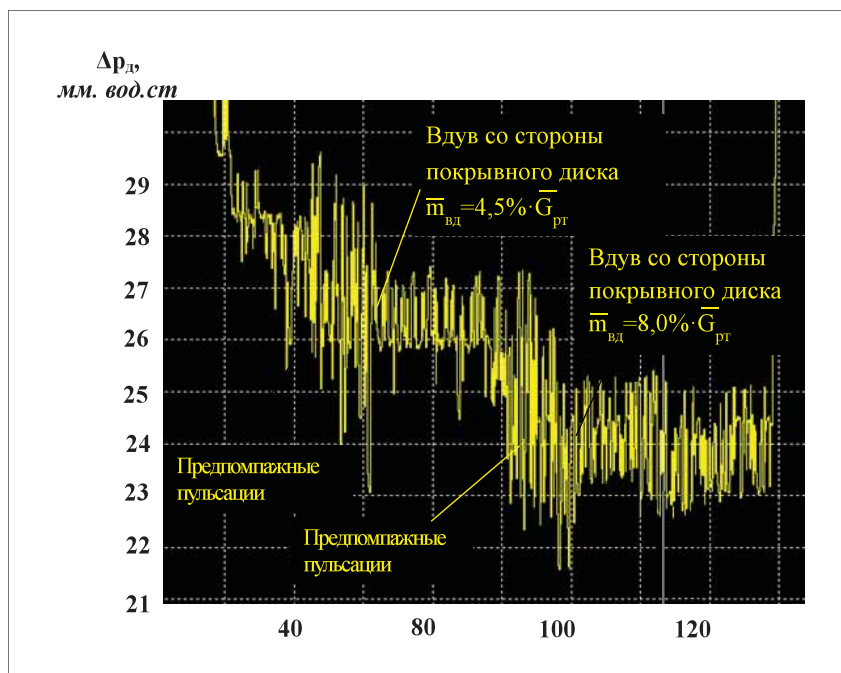


Рис. 5. Пульсации перепада давления на диафрагме при различных расходах воздуха, вдуваемого со стороны покрывного диска

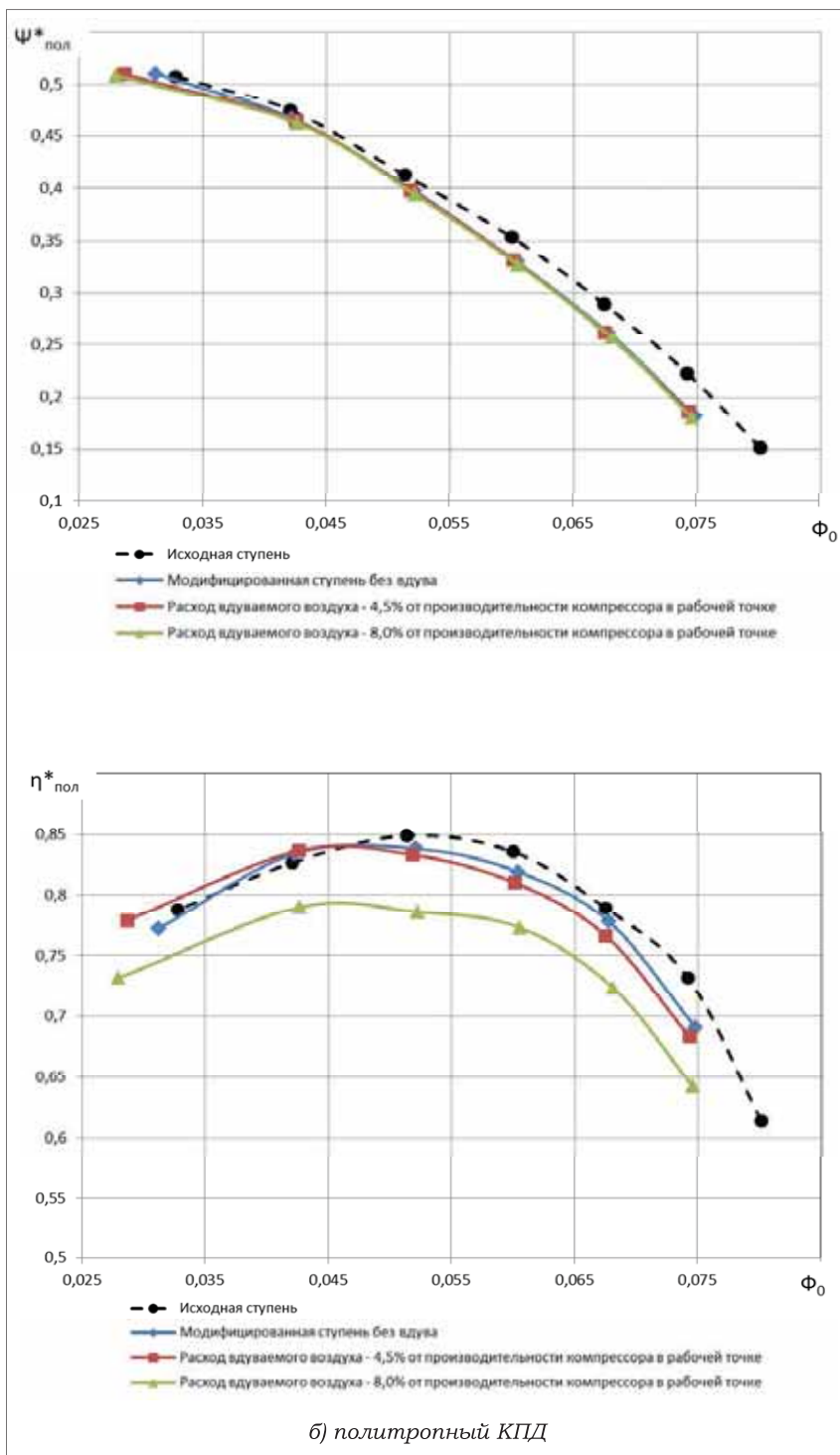


Рис. 6. Характеристики ступени при различных режимах вдува со стороны покрывного диска

в область меньших расходов на 8,5%. Дальнейшее увеличение расхода вдуваемого воздуха не оказало влияния на границу возникновения помпажа. Это связано с тем, что при снижении производительности компрессора ниже некоторого критического значения, формирование помпажных явлений происходит в рабочем колесе.

2. Коэффициент политропного напора ступени не зависит от расхода вдуваемого воздуха.

3. Существует критический режим вдува. Если расход вдуваемого воздуха больше критического значения, то политропный КПД ступени, рассчитанный с учетом мощности затрачиваемой на вдув, снижается. Это связано

с высокими затратами мощности на осуществление вдува, а также с большими потерями на смешение основного и вдуваемого потоков. Данный факт обуславливает целесообразность применения системы, позволяющей регулировать расход вдуваемого воздуха.

Список литературы

1. Галеркин Ю.Б. Турбокомпрессоры /Ю.Б. Галеркин, Л.И.Козаченко. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2008. – 374 с.
2. Jansen, W. 1964. Rotating Stall in a Radial Vaneless Diffuser, *J. Basic. Eng.*, Vol.86: pp. 750-758.
3. Senoo Y., Kinoshita Y. 1977. Influence of Inlet Flow Conditions and Geometries of Centrifugal Vaneless Diffusers on Critical Flow Angle for Reverse Flow, *J. Fluids Eng.*, Vol. 99: pp. 98-103.
4. Измайлов Р. А. Численное моделирование нестационарного течения в ступени центробежного компрессора [Текст]/ Р.А. Измайлов, Х.Д. Лопулалан, Г.С. Норимарна // *Компрессорная техника и пневматика*, 2011. – №5. – С. 10-15.
5. Nelson E.B., Paduano J.D., and Epstein A.H. 2000. Active Stabilization of Surge in an Axial Centrifugal Turboshift Engine, *ASME J. Turbomach.*, Vol. 122: pp. 485-493.
6. Stein, A., Niazi, S., Sankar, L. N. 2000. Computational Analysis of Stall and Separation Control in Centrifugal Compressors, *Journal of Propulsion and Power*, Vol. 16, No. 1: pp. 65-71.
7. Spakovszky, Z. S., Weigle, H. J., Paduano, J. D., et al. 1999. Rotating Stall Control in a High-Speed Stage with Inlet Distortion: Part I – Radial Distortion, *ASME J. Turbomachinery*, Vol. 121: pp. 510-516.
8. Skoch, G. J. 2003. Experimental Investigation of Centrifugal Compressor Stabilization Techniques, *ASME J. Turbomachinery*, Vol. 125: pp. 704-713.
9. Галеркин Ю.Б. Методы исследования центробежных компрессорных машин / Ю.Б.Галеркин, Ф.С.Ректин // Л.: Машиностроение, 1969. – 304 с.
10. Калинкевич Н.В. Экспериментальное исследование течения газа в безлопаточном диффузоре центробежного компрессора / Н.В.Калинкевич, О.Н.Щербаков // *Наукові праці ДонНТУ. Серія гірничо-електромеханічна*, 2011. – Вип. 22(195). – С.88-100.