

6. Тихонов В.А., Миронов М.А. Марковские процессы. М.: Сов. радио, 1977.
7. Арёфьев Д.Г., Бурлаков С.П., Евсюков А.М. и др. Способ восстановления проходимости трасс газовой

центрифуги. Пат. РФ № 2279926 от 20.07.2006. — Бюл. «Изобретения. Полезные модели», 2006, № 20, с. 562.

Поступила в Редакцию 25.12.13

УДК 621.039.31

СРАВНЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЦИРКУЛЯЦИИ В ГАЗОВЫХ ЦЕНТРИФУГАХ ДЛЯ ОБОГАЩЕНИЯ УРАНА С РАЗНЫМИ ГЕОМЕТРИЧЕСКИМИ И СКОРОСТНЫМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ

Борисевич В.Д. (НИЯУ МИФИ, г. Москва),

Годисов О.Н., Яценко Д.В. (ЗАО «Центротех-СПб», г. Санкт-Петербург)

Газовые центрифуги для обогащения урана, работающие в разных странах мира, имеют много общих базовых элементов, но при этом отличаются геометрическими параметрами и частотой вращения ротора. Основной характеристикой центрифуги является разделительная способность, зависящая от длины и диаметра ротора, частоты его вращения, а также других элементов конструкции и характеристик процесса, обеспечивающих оптимальные условия для создания осевого противоточного течения (циркуляции), умножающего радиальный эффект разделения в процессе эксплуатации. Поскольку технология центробежного обогащения урана имеет двойное назначение, обсуждаются, как правило, теоретические зависимости разделительных характеристик от параметров центрифуги [1—9]. Такие зависимости, получаемые с помощью различных приближений, часто существенно различаются. В результате не удается сделать однозначного вывода о том, какие из коротких (отношение длины ротора L к диаметру $D \sim 4\text{—}10$), средней длины ($L/D \sim 10\text{—}20$) или очень длинных центрифуг ($L/D > 25$) являются предпочтительными с точки зрения оптимальных характеристик осевого циркуляционного течения и соответственно максимальной разделительной способности.

В настоящей статье сравнивается эффективность циркуляционного течения в газовых центрифугах, применявшихся для обогащения урана в разное время в отечественных промышленных установках, центробежных машинах ТС-12, 21 европейского концерна Urenco и американской AC-100, а также с теоретической моделью, известной как центрифуга Игуасу, в целях поиска общих закономерностей.

При проведении анализа считалось, что конструктивные характеристики рассмотренных центрифуг обеспечивают оптимальное осевое циркуляционное течение, при котором их разделительная способность максимальна. Справедливость этого предположения обосновывается тем, что промышленное применение начинается только после полного цикла расчетно-конструкторской и экспериментальной оптимизации, направленного на получение максимальной разделительной способности центрифуги при выбранных частоте вращения и геометрии ротора.

Теоретические предпосылки и формулы для расчета. Как известно, радиальный, или первичный эффект разделения значительно умножается по оси ротора за счет создания противоточного течения, что позволяет существенно уменьшить число разделительных ступеней в промышленных каскадах. Циркуляция выполняет еще одну важную роль: разделенные в осевом направлении фракции значительно проще вывести из центрифуги с помощью неподвижных газоотборников, установленных вблизи верхнего и нижнего торцов ротора. Циркуляцию рабочего газа в роторе создают разными способами [10]. В основном, параметры внутреннего противотока определяются совместным действием двух факторов:

механическим возбуждением за счет неподвижного газоотборника тяжелой фракции, который может быть установлен как в верхней, так и в нижней части ротора, определяя тем самым направление циркуляции;

тепловым возбуждением, при котором циркуляция возникает за счет температурного градиента по длине ротора.

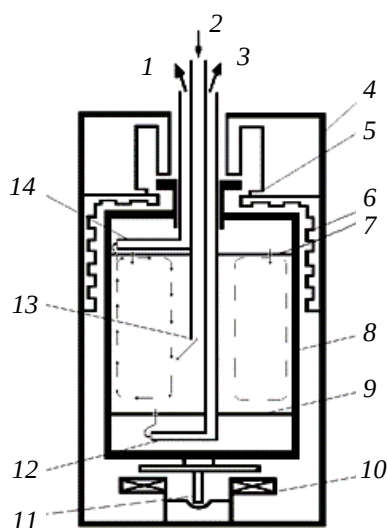
Для уменьшения тормозящего действия неподвижный газоотборник тяжелой фракции может быть экранирован диафрагмой, вращающейся вместе с ротором. В этом случае диафрагму снабжают двумя системами кольцевых отверстий: у стенки ротора (внешняя) и на некотором расстоянии от нее (внутренняя). Отборник тяжелой фракции тормозит вращающийся газ, уменьшая его угловую частоту вращения. При этом через систему внутренних отверстий в диафрагме реализуется струйное течение, которое на расстоянии нескольких калибров одиночного отверстия образует единый циркуляционный поток (рис. 1).

Распределение давления рабочего газа вдоль радиуса ротора в соответствии с законом Больцмана имеет вид

$$P(r) = P_0 \exp(\Delta\mu\omega^2 r^2 / 2RT),$$

где $P(r)$, P_0 — давление газа на радиусе r и оси ротора; μ — молекулярная масса рабочего газа; $\Delta\mu$ — разность молекулярной массы изотопов урана ^{238}U и ^{235}U ; ω — угловая частота вращения ротора; R — универсальная газовая постоянная; T — температура газа.

Вблизи неподвижного газоотборника распределение газа по радиусу становится более пологим. Причем на меньшем радиусе давление рабочего газа над диафрагмой становится выше,



Р и с. 1. Схема внутреннего устройства газовой центрифуги: 1, 3 — отбор тяжелой и легкой фракций соответственно; 2 — поток питания; 4 — защитный кожух; 5 — магнитная подвеска; 6 — молекулярный насос; 7, 9 — верхняя и нижняя диафрагма соответственно; 8 — ротор; 10 — статор; 11 — игла; 12, 14 — нижний и верхний газоотборники соответственно; 13 — место ввода потока питания

чем на этом же радиусе в рабочей камере ротора. Кроме того, неподвижный газоотборник не только тормозит рабочий газ, но и приводит к значительному выделению тепла в районе его «носика». Отличие давления и температуры вызывает появление противоточного течения (от отборника тяжелой фракции в сторону отборника легкой фракции и соответственно возвратного потока вдоль стенки ротора).

В настоящее время продолжаются теоретические исследования с целью определить влияние на струйную циркуляцию периодического воздействия ударной волны, возникающей на носике газоотборника, на истечение рабочего газа из каждого отверстия внутренней кольцевой системы диафрагмы [11]. Исследования пока не завершены.

Поток циркуляции за счет торможения газа, наибольший близи газоотборника, быстро затухает по мере удаления от него. Теоретически показано [6], что расстояние l , на котором механическая циркуляция затухает за счет силы вязкого трения, зависит от линейной скорости вращения ротора в пятой степени $l \sim P_a/V_a^5$, где $P_a = \exp(A^2)$ — давление рабочего газа вблизи стенки ротора; $A = \sqrt{\Delta\mu\omega^2 R_a^2 / 2RT}$ — константа, характеризующая отношение линейной скорости вращения ротора к скорости звука в UF_6 , которую далее будем называть коэффициентом сжимаемости газа или для краткости коэффициентом сжатия; $V_a = \omega R_a$ — линейная скорость вращения; R_a — радиус ротора. Отсюда следует, что механическая циркуляция с увеличением длины ротора должна снижаться, тепловая циркуляция — соответственно увеличиваться. В отличие от механической составляющей циркуляции, для которой трудно найти численную характеристику, так как она определяется внутренними процессами, тепловая составляющая однозначно связана с осевым градиентом температуры на внешней поверхности ротора.

Еще одним принципиальным параметром, от которого зависит оптимальная циркуляция, является газонаполнение или газосодержание рабочего газа в роторе M , которое прямо пропорционально давлению на стенке ротора P_a :

$$M = \frac{2P_a\pi L}{\omega^2} [1 - \exp(-A^2)].$$

Теоретические исследования показывают, что оптимальная циркуляция сложным образом зависит от частоты вращения и геометрических размеров ротора, градиента температуры на его поверхности и газонаполнения. В настоящей работе предпринята попытка найти связь между давлением на стенке ротора и градиентом температуры, обеспечивающим тепловую составляющую циркуляционного течения.

В теории разделения используют оценку для максимально возможной теоретической разделительной способности одиночной центрифуги, которая пропорциональна четвертой степени линейной скорости вращения ротора, прямо пропорциональна его длине и определяется выражением [12]

$$\delta U_{\max} = \rho D \left(\frac{\Delta \mu V_a^2}{2RT} \right)^2 \frac{\pi L}{2}, \quad (1)$$

где ρ — плотность рабочего газа; D — коэффициент самодиффузии изотопов урана.

Эта формула была выведена Дираком без каких-либо предположений о типе центрифуги, что позволяет ее использовать для оценки степени оптимизации циркуляционного потока в роторе с помощью коэффициента полезного действия центрифуги

$$E = \delta U / \delta U_{\max}, \quad (2)$$

где δU — разделительная способность, полученная экспериментальным или расчетным путем.

При рассмотрении особенностей течений рабочего газа было показано, что формула (1) верна только для испарительной центрифуги, для прямоточных и противоточных машин в нее следует ввести коэффициент 0,81. Поэтому максимально возможный коэффициент полезного действия E не превышает 81%.

Как показали экспериментальные и расчетные исследования, зависимость разделительной способности центрифуги от линейной скорости вращения ротора, в котором реализована осевая циркуляция, существенно отличается от четвертой степени. До скорости вращения ротора ~400 м/с разделительная способность пропорциональна третьей степени V_a , при более высокой скорости ~ V_a^2 [13]. Причиной этого является влияние на разделительную способность интенсивности циркуляционного течения, а также его радиального и осевого профиля. Для оценки

разделительной способности с учетом этих факторов было предложено ввести безразмерные поправки в формулу Дирака [12]

$$\delta U = \delta U_{\max} e_F e_C e_I. \quad (3)$$

Такой подход позволяет исследовать влияние циркуляционного течения в центрифуге, разбивая его на отдельные составляющие. Коэффициент e_F , называемый коэффициентом использования циркуляционного потока, описывает отличие реализуемого радиального профиля циркуляционного течения от «идеального». Коэффициент e_C характеризует влияние циркуляционного потока на разделительную способность центрифуги, коэффициент e_I позволяет оценить отличие распределения осевого циркуляционного потока в центрифуге и идеальном каскаде, поэтому его принято называть к.п.д. формы центрифуги.

Поправки в формуле (3) могут быть объединены в одном экспериментально получаемом и, следовательно, уникальном для каждой центрифуги коэффициенте, который далее будем называть коэффициентом экспериментальной реализации эффективности циркуляции e_e . В этом случае обсуждаемую зависимость можно представить в виде [14]

$$\delta U = \frac{V_a^2 L}{33\,000} e_e, \quad (4)$$

где линейная скорость вращения ротора задается в м/с, длина ротора — в м. Константа 33 000 получена при следующих условиях:

на боковой поверхности ротора линейный градиент температуры;

коэффициент $e_C = m^2 / (1 + m^2) = 0,9$ ($m = 3$);

средняя температура гексафторида урана 310 К;

радиальное распределение циркуляционного потока по радиусу ротора (эффективность использования циркуляционного потока) задается в виде $e_F = 14,4RT / \mu V_a^2$ (так называемый профиль Мартина).

Именно последнее предположение приводит к квадратичной зависимости разделительной способности δU от линейной скорости вращения ротора. Параметр e_e можно интерпретировать как отношение разделительной способности реальной центрифуги к некой оптимизированной модели с распределением циркуля-

ционного потока, называемым профилем Мартина. Очевидно, что в реальной центрифуге может быть реализован профиль циркуляции, обеспечивающий разделительную способность выше, чем профиль Мартина, как и коэффициент e_c может быть больше 0,9.

Известны и другие, например, полуэмпирические зависимости δU от линейной скорости, длины и диаметра ротора, которые, как правило, позволяют получить удовлетворительную оценку основного параметра центрифуги в сравнительно небольшом диапазоне этих параметров. Одна из них приводится в работе [15]:

$$\delta U = 12L \left(\frac{V_a}{700} \right)^2 \left(\frac{D}{0,12} \right)^{0,4}, \quad (5)$$

где линейная скорость вращения ротора задается в м/с, длина и диаметр — в м, размерность разделительной способности получается в кг·е.р. в год.

С использованием зависимости (5) предложено соотношение, которое, будучи независимым от линейной скорости вращения, длины и диаметра ротора, в обобщенном виде характеризует степень оптимизации циркуляционного течения, умножающего радиальный эффект разделения [9]:

$$k = \delta U / L \left(\frac{V_a}{700} \right)^2 \left(\frac{D}{0,12} \right)^{0,4}. \quad (6)$$

По абсолютной величине безразмерной константы k трудно судить о том, насколько оптимальны характеристики циркуляционного течения той или иной центрифуги. Однако при сравнении различных центрифуг такой вывод может быть сделан. Фактически константа 12 в формуле (5) есть мера оптимизации циркуляции для центрифуг, параметры которых были использованы для вывода этой оценочной формулы.

Согласно данным [9], полученным с помощью формулы (6), степень оптимальности циркуляции в центрифуге при численном моделировании течения и диффузии с увеличением длины ротора от 0,5 до 5 м сначала уменьшается, затем в интервале 3—5 м мало меняется. Данные для серийных центрифуг ТС-12, -21 [16] подтверждают найденную закономерность в интервале длины ротора 3—5 м.

В настоящей работе на основе экспериментальных данных были рассчитаны к.п.д. центрифуги, коэффициент экспериментальной реализации эффективности циркуляции e_e и коэффициент эффективности циркуляционного течения k по формулам (2), (4), (6) некоторых типов отечественных центрифуг, имеющих разную скорость и геометрические размеры, а также зарубежных и модельной центрифуги Игуасу.

Результаты и их обсуждение. Можно предположить, что наиболее вероятной причиной существенной разницы оценок экспериментальной разделительной способности является отличие изменений оптимальных параметров циркуляционного потока в роторе при изменении частоты вращения и его геометрических размеров от принятых предположений при разработке формулы (5).

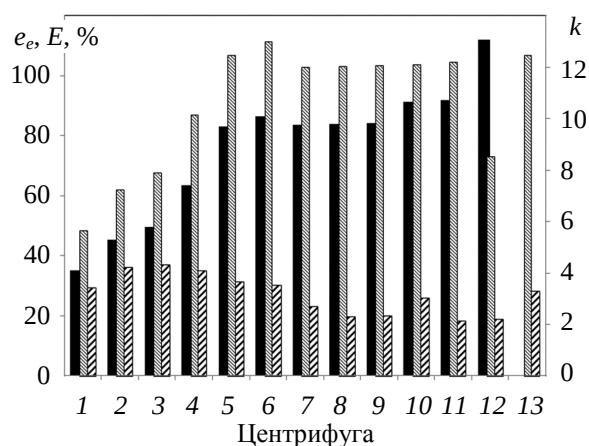
Анализируя данные, можно сделать вывод об одинаковом характере зависимости разделительной способности для диапазона значений $A^2 > 30$ от линейной скорости вращения и длины ротора, который можно представить в виде

$$\delta U = A_0 (V_a^2 L)^n, \quad (7)$$

где A_0 — константа.

Для соотношения (5) параметр $n = 1$, но это не означает, что он для всех типов центрифуг всегда будет одинаков.

Как следует из данных, приведенных на рис. 2, для некоторых типов центрифуг экспериментальная реализация эффективности цир-



Р и с. 2. Разделительный к.п.д. E (штриховка), коэффициент экспериментальной реализации эффективности циркуляции e_e (■) и степень оптимизации циркуляционного течения k (□) отечественных центрифуг (1—9), центрифуг Уренсо ТС-12 (10), ТС-21 (11), американской центрифуги АС-100 (12) и модельной центрифуги Игуасу (13)

куляции e_e превышает 100% (АС-100), откуда следует, что показатель n в формуле (7) должен быть больше 1. Учитывая экспериментальные и теоретические доказательства близости зависимости δU от L к линейной, можно сделать вывод о том, что зависимость разделительной способности от скорости может быть больше, чем степень 2.

Для сравнения геометрических параметров рассматриваемых центрифуг обычно используют отношение длины ротора L к его диаметру D . Для отечественных центрифуг (см. рис. 2, 1—9) это отношение находится в диапазоне 4—6, для центрифуг ТС-12 и АС-100 — близко к 20 (10, 12), для ТС-21 — более 30 (11).

Используя формулу (6) для всех типов центрифуг, на рис. 3 построена зависимость параметра k от степени сжатия A^2 или безразмерной скорости вращения ротора центрифуги. Полученная зависимость имеет максимум, что свидетельствует о трудности создания оптимальной циркуляции при увеличении линейной скорости вращения ротора свыше определенной. Возникающая трудность обусловлена увеличением зоны «вакуумного» ядра вблизи оси вращения ротора и соответственно уменьшением толщины зоны вязкого течения газа на его боковой стенке. Для большинства типов газовых центрифуг параметр k для степени сжатия рабочего газа 20—45 находится в диапазоне 11—13 (см. рис. 3). Однако для высокоскоростной АС-100 он составляет всего 8,6, что может свидетельствовать как о трудности оптимизации центрифуги с таким длинным ротором, так и о необходимости уточнения показателя степени

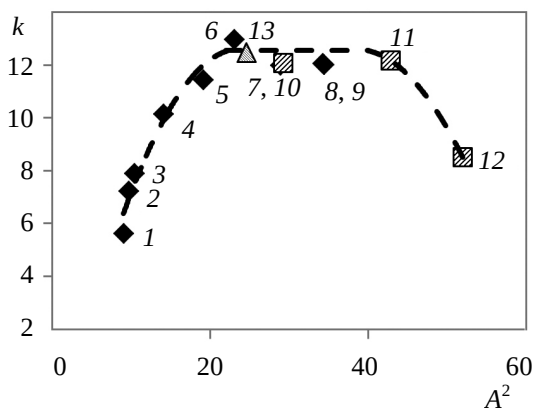


Рис. 3. Зависимость параметра k от степени сжатия газа A^2 для отечественных центрифуг 1—9 (♦), центрифуг ТС-12, ТС-21 (10, 11), АС-100 (12) (▧), модельной центрифуги Игуасу (13, ▲)

0,4 для зависимости разделительной способности от диаметра ротора. Так, при более слабой зависимости δU от D при показателе степени 0,2 для АС-100 $k \sim 12$. В пользу этого предположения свидетельствуют расчеты для модельной Дармштадской центрифуги с диаметром ротора 0,5 м [9], согласно которым $k = 9$, но для показателя степени зависимости от $D = 0,2$ параметр k возрастает до 12.

Другим примером, подтверждающим возможность разной зависимости разделительной способности от диаметра ротора D , является ее сравнение для центрифуг ТС-12 и ТС-21. Как известно, обе центрифуги имеют один и тот же диаметр, но разную длину ротора (~3,3 и ~5,1 м соответственно) и линейную скорость вращения ротора. При этом параметр k для обеих машин почти не отличается. Это говорит в пользу того, что в обеих центрифугах, несмотря на разную длину ротора, удалось добиться почти одинаковой степени оптимизации циркуляционного течения. В другом случае, как видно на рис. 3, увеличение диаметра ротора центрифуги АС-100 привело к заметному снижению качества циркуляции.

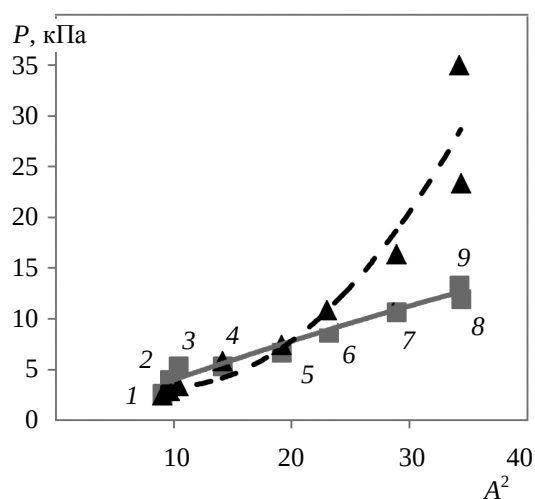
Оптимальные параметры циркуляционного потока. Определить характер изменения параметров оптимального циркуляционного потока можно теоретически, но при этом возникает сложность, связанная с отсутствием единственности решения газодинамической задачи. Следовательно, для выбора реализуемого на практике решения и уточнения понимания физики процессов, протекающих в реальной центрифуге, требуется привлечение результатов анализа экспериментальных данных.

В работе [6] на примере расчетной оптимизации центрифуги Игуасу была предложена следующая зависимость для определения оптимального давления рабочего газа на стенке ротора:

$$P_w^* = \mu(8RT)^{1/2} H^* L / R_a A^5 / (1 + \mu R / 2 A^2)^{1/2}, \quad (8)$$

где H^* — постоянная величина, равная 10 [6].

В соответствии с соотношением (8) оптимальное давление на стенке ротора возрастает при увеличении линейной скорости вращения ротора в степени ~4 и линейно — от его длины и снижается обратно пропорционально увеличению радиуса ротора.



Р и с. 4. Рассчитанная по формуле (8) ($\blacktriangle$) и экспериментальная ($\blacksquare$) для отечественных центрифуг 1—9 зависимость давления газа вблизи стенки ротора от степени сжатия рабочего газа

Уравнения аппроксимационных зависимостей оптимального давления на стенке ротора от степени сжатия газа A^2 имеют следующий вид:

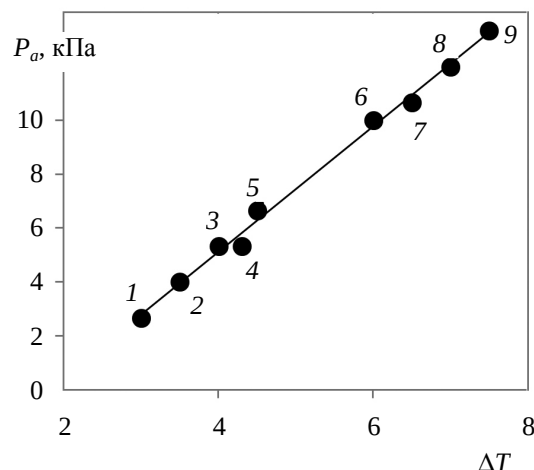
$$P_a = -0,013A^4 + 3,258A^2 - 1,335 \quad (R^2 = 0,950);$$

$$P_w^* = 0,0306A^4 - 5,785A^2 + 51,878 \quad (R^2 = 0,916),$$

где R^2 — коэффициент детерминации, определяющий достоверность аппроксимации.

Как видно на рис. 4, при небольшой степени сжатия ($A^2 < 25$) формула (8) достаточно точно описывает экспериментальные значения. Однако при увеличении линейной скорости вращения ротора расчетное оптимальное газонаполнение P_w^* оказывается завышенным по сравнению с экспериментальным в 1,5—2 раза. Этот результат позволяет судить о границах применения использованного в работе [6] рапсак-приближения, в котором получена зависимость (8). Экспериментальное P_a и расчетное давление P_w^* рабочего газа вблизи стенки ротора удовлетворительно совпадают до коэффициента сжатия газа $A^2 < 25$. При дальнейшем повышении линейной скорости вращения ротора различие увеличивается.

При анализе экспериментальных данных для центрифуг 1—9 (см. рис. 2), отличающихся геометрическими размерами и скоростью вращения ротора, была выявлена корреляция между давлением рабочего газа вблизи стенки ротора P_a и оптимальным перепадом температуры на стенке ротора ΔT (рис. 5).



Р и с. 5. Экспериментальная зависимость оптимального давления газа вблизи стенки ротора P_a для отечественных центрифуг 1—9 от оптимального перепада температуры на его внешней поверхности ΔT

Зависимость, полученная в результате аппроксимации экспериментальных данных, имеет следующий вид:

$$P_a = 17,431\Delta T - 31,292 \quad (R^2 = 0,995).$$

Для исследовавшихся экспериментальных давлений и перепада температуры на рис. 5 длина и линейная скорость вращения ротора изменялись в 1,5—2 раза, диаметр ротора — на 20—30%. Полученная зависимость объясняется изменением степени сжатия газа A^2 в диапазоне 25—35 при варьировании давления и температуры. Как известно, при большой линейной скорости вращения ротора ($A^2 > 20$ —25) почти весь газ сосредоточен в тонком слое на боковой стенке ротора. Толщина этого слоя на боковой стенке ротора, в котором возбуждается циркуляционное течение, зависит в степени $1/3$ и $-1/3$ от радиуса и угловой скорости вращения ротора соответственно. Поэтому изменение степени сжатия газа примерно в 1,5 раза за счет изменения радиуса ротора или его угловой скорости вращения примерно на 20% приводит к варьированию характерной толщины слоя примерно на 6%. В то же время изменение толщины слоя на стенке ротора прямо пропорционально давлению газа вблизи стенки P_a . Другими словами, влияние этого параметра на оптимальную циркуляцию в 10—15 раз выше и именно он является определяющим для установленной связи с оптимальным перепадом температуры.

Таким образом, с помощью полученной зависимости можно оценить оптимальное давление вблизи стенки ротора и газосодержание в центрифуге по оптимальному по длине ротора перепаду температуры.

Заключение. Анализ разделительного к.п.д., коэффициента экспериментальной реализации эффективности циркуляции и степени оптимизации циркуляционного течения в газовой центрифуге с различными скоростными и геометрическими параметрами позволяет сделать предположение о том, что разделительная способность одиночной центрифуги при большой скорости вращения ротора ($A^2 > 30$) может быть описана обобщенной формулой $\delta U = A_0 (V_a^2 L)^n$, где A_0 — константа. Требуется специальное исследование, чтобы уточнить, когда и вследствие чего параметр n может отличаться от единицы.

На основании экспериментальных данных построена зависимость степени оптимизации циркуляционного течения в центрифуге от безразмерной скорости вращения ротора. Наличие максимума в построенной зависимости, по-видимому, связано с трудностями организации оптимального циркуляционного течения в тонком слое вязкого газа на стенке ротора при большой скорости вращения (степень сжатия газа $A^2 > 35$).

Установлено, что в отечественных центрифугах оптимальное давление газа вблизи стенки ротора P_a линейно зависит от оптимального температурного перепада ΔT по его длине. Эта информация может быть полезна при расчетно-конструкторских работах по оптимизации новых поколений центрифуг.

Исследование экспериментальной зависимости оптимального давления газа возле стенки ротора для машин с различными скоростными и геометрическими параметрами от степени сжатия рабочего газа позволило установить границы применения рапсак-приближения, которое дает удовлетворительное совпадение с экспериментальными результатами до степени сжатия газа $A^2 \leq 25$.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Kai T. Basic characteristics of a gas centrifuge. — J. Nucl. Sci. Technol., 1977, v. 14, № 4, p. 267—281.
2. Wood H., Morton J. Onsager's pancake approximation for the fluid dynamics of a gas centrifuge. — Fluid Mechan., 1980, v. 101, pt. 1, p. 1—31.
3. Olander D. The theory of uranium enrichment by the gas centrifuge. — Progress Nucl. Energy, 1981, № 8, p. 1—33.
4. Борисевич В.Д., Левин Е.В., Наумочкин В.В. Оптимальная структура течения в газовой центрифуге. — Атомная энергия, 1991, т. 70, вып. 1, с. 28—32.
5. Borisevich V.D., Morozov O.E., Godisov O.N. Numerical simulation of bellows effect on flow and separation of uranium isotopes in a supercritical gas centrifuge. — Nucl. Instrum. Meth., 2000, v. A455, p. 487—494.
6. Doneddu F., Roblin P., Wood H.G. Optimization studies for gas centrifuges. — Sep. Sci. Technol., 2000, v. 35, № 8, p. 1207—1221.
7. Александров О.Е. Идеальная центрифуга. — Журнал техн. физ., 2000, т. 70, вып. 9, с. 24—29.
8. Токманцев В.И. Оптимальный противоток в центрифуге с радиально неоднородными транзитными потоками. — Атомная энергия, 2003, т. 94, вып. 3, с. 205—214.
9. Borisevich V.D., Borman V.D., Bogovalov S.V. e.a. On a formula to evaluate the separative power of long gas centrifuges. — Sep. Sci. Technol., 2014, v. 49, № 3, p. 329—334.
10. Обогащение урана. Под ред. С. Виллани. Пер. с англ. М.: Энергоатомиздат, 1983.
11. Bogovalov S.V., Borisevich V.D., Borman V.D. e.a. Effect of the moment flux through holes in a waste baffle on the separative power of a gas centrifuge for isotope separation. — In: Proc. 12th SPLG. Paris, France, June 4—8, 2012, p. 113—120.
12. Cohen K. The Theory of Isotope Separation as Applied to the Large Scale Production of U-235. New York: McGraw-Hill, 1951.
13. Борисевич В.Д., Борман В.Д., Сулаберидзе Г.А. и др. Теоретические основы разделения изотопов в газовой центрифуге. М.: Изд. дом МЭИ, 2011.
14. Kemp S. Gas centrifuge theory and development: a review of US programs. — Sci. Glob. Security, 2009, v. 17, № 1, p. 1—19.
15. Изотопы. Свойства. Получение. Применение. Под ред. В.Ю. Баранова. М.: Физматлит, 2005.
16. Glaser A. Characteristics of the gas centrifuge for uranium enrichment and their relevance for nuclear weapon proliferation. — Sci. Glob. Security, 2008, v. 16, № 1—2, p. 1—25.

Поступила в Редакцию 11.02.14