

пла в результате экзотермической химической реакции в объеме каталитического слоя (на примере окисления СО).

Таким образом, решение задачи включает в себя систему уравнений движения, массообмена и теплообмена. Исследуется установившееся течение вязкого сжимаемого газа с тепловыделением в результате химической реакции, протекающей во внешнедиффузионной области:

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 \bar{C}}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \bar{C}}{\partial r} + \frac{D_e}{D_r} \frac{\partial^2 \bar{C}}{\partial x^2} - Re_3(\bar{x}) Sc \frac{D_1}{D_r} \frac{1}{d_3} \frac{1}{r} \frac{\partial \bar{C}}{\partial r} - Nu_{g3}(\bar{x}) \frac{D_1}{D_r} \frac{r_1^2 a}{d_3} \bar{C} = 0; \\ \frac{\partial^2 \theta}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \theta}{\partial r} + \frac{\lambda_e}{\lambda_r} \frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} - Re_3(\bar{x}) Pr \frac{\lambda_1}{\lambda_r} \frac{1}{d_3} \frac{1}{r} \frac{\partial \theta}{\partial r} + Nu_3(\bar{x}) \frac{Pr}{Sc} \frac{\lambda_1}{\lambda_r} \frac{q C_1}{C_p (T_1 - T_\infty)} \frac{r_1^2 a}{d_3} \bar{C} = 0; \end{aligned} \quad (2)$$

$$Re_3(\bar{x}) = \frac{v(\bar{x}) d_3}{\varepsilon \nu_1}, \quad Nu_{g3} = 0,395 Re(\bar{x})^{0,64} \cdot Sc^{0,3};$$

$$Nu_3(\bar{x}) = 0,395 Re_3(\bar{x})^{0,64} Pr^{0,3}.$$

Задача решается при заданных граничных условиях: на входе в подводящий канал задано параболическое распределение скорости; в конце канала - условие непроницаемости; отсутствие градиентов концентрации и температуры на торцах нейтрализатора.

Исследование процессов аэродинамики и тепломассообмена дает возможность определить температурный режим работы нейтрализатора, потому что эффективность нейтрализатора зависит от температуры катализатора. Катализаторы по температурному диапазону активности бывают низкотемпературные, характеризующиеся высокой активностью при $100 < T < 300$ °С, и высокотемпературные - при $T > 300$ °С.

Список литературы

1. Байпакбаев Т.С. Разработка средств снижения токсичности и дымности дизелей // Вестник КазНТУ им. К. Сатпаева. - 2008. - № 4(67). - Алматы, 2008. - С. 9-12.

Получено 02.02.011

УДК 621.232.524

Р.Э. Исаев

Кыргызский государственный технический университет им. И. Раззакова, г. Бишкек

Б.М. Кабланбеков

ВКГТУ им. Д. Серикбаева, г. Усть-Каменогорск

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ СПИРАЛЬНОЙ КАМЕРЫ НИЗКОДАВЛЕННОЙ МИКРОГЭС
С ПРИМЕНЕНИЕМ ГРАФОАНАЛИТИЧЕСКОГО МЕТОДА РАСЧЕТА**

В работе представлены результаты расчета и выбора параметров спиральной камеры низконапорной микроГЭС, приведенной на рис. 1.

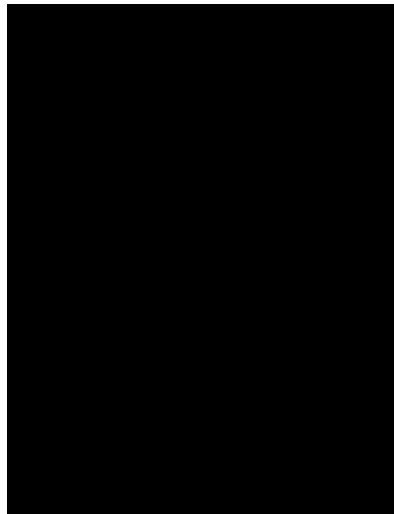


Рисунок 1 – Принципиальная схема низконапорной микроГЭС: 1 – задвижка; 2 – генератор; 3 – турбинная камера; 4 – рабочее колесо; 5 – отсасывающая труба; 6 – лоток; 7 – спиральная камера

В работе в качестве основного способа расчета представлены результаты, полученные с применением графоаналитического метода расчета спиральных камер.

Цель исследования заключается:

- в определении угла φ_0 охвата спирального канала – одного из основных параметров спиральной камеры, определяющего ее геометрические и гидравлические характеристики;
- рациональном расчете спиральной камеры, при выполнении которого можно определить параметры, обеспечивающие равномерное распределение расхода по всему диаметру входных кромок направляющего аппарата;
- проектировании спиральной камеры, обеспечивающей условия, когда поток жидкости является потенциальным и обладает осевой симметрией;
- подборе меридионального сечения спиральной камеры таким образом, чтобы обеспечивалось равномерное распределение расхода по окружности направляющего аппарата, т.е. чтобы выполнялось условие

$$Q_{\varphi} = \frac{Q \varphi}{2\pi}, \quad (1)$$

где Q_{φ} – расход через меридиональное сечение спиральной камеры, проведенное под углом φ ; Q – расход через турбину.

Метод исследования. На рис. 2 приведена расчетная схема рассматриваемой формы лотка. Из условия равномерности распределения расхода очевидно, что на дугу, составляющую 1° , должен приходиться расход $Q/360$.

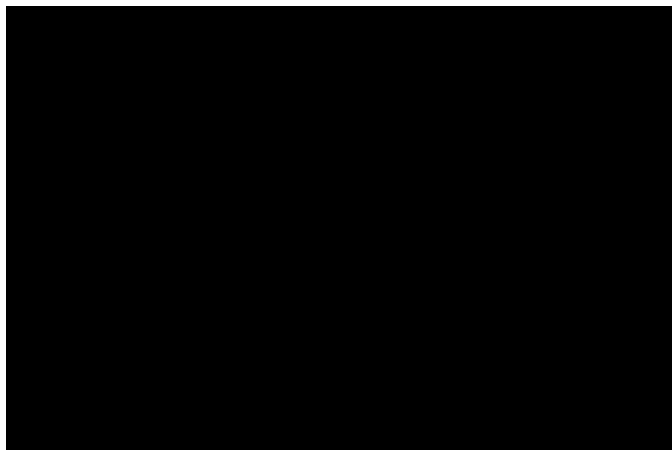


Рисунок 2 – Расчетная схема лотка

Тогда через любое сечение должен пройти расход Q_φ , достаточный для питания оставшейся части окружности, определяемый углом φ :

$$Q_\varphi = \frac{Q_p}{360} \varphi, \quad (2)$$

где Q_φ – расход, определяемый углом φ ; Q_p – расчетный расход.

Через входное сечение должен пройти расход:

$$Q_{ex} = \frac{Q_p}{360} \varphi_{охв}, \quad (3)$$

где Q_{ex} – расход во входном сечении; $\varphi_{охв}$ – угол охвата спиральной камеры.

Из выражений (2) и (3) получим формулу для определения площади любого сечения спиральной камеры:

$$F_\varphi = \frac{Q_p \varphi}{360 v_{ex}}, \quad (4)$$

где v_{ex} – скорость во входном сечении; v_φ – скорость в сечении, определяемом углом φ .

За площадь сечения камеры следует принимать площадь, ограниченную контуром сечения и входной кромкой направляющего аппарата, расположенной на радиусе $r_{на}$. Из расчетной модели спиральной камеры (рис. 3) можно видеть, что

$$F_\varphi = b_0 (R_\varphi - r_{на}), \quad (5)$$

$$R_\varphi = \frac{F_\varphi}{b_0} + r_{на}. \quad (6)$$

Определим рациональное сечение камеры по периметру. При расчете спиральной камеры на основе заданных параметров турбины: мощности $N=200$ Вт, расхода $Q=35$ л/с= $0,035$ м³/с, напора $H=1,5$ м, КПД $\eta=0,388$, зададимся минимальной скоростью естественного водотока (речки, ручья) $0,54$ м/с.

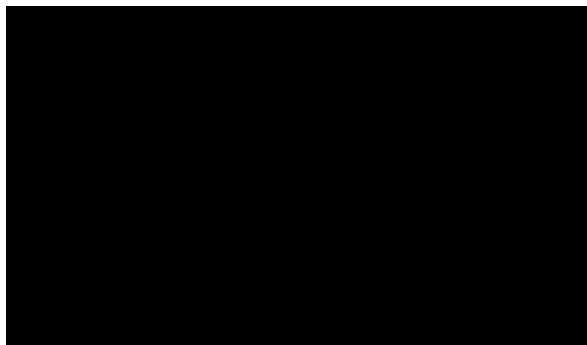


Рисунок 3 – К расчету формы спиральной камеры

Построим входное сечение, удовлетворяющее условию пропуска расхода Q_{ex} через это сечение с входной скоростью v_{ex} :

$$Q_{ex} = \frac{Q_p \varphi_{max}}{360}, \quad (7)$$

$$Q_{ex} = \frac{0,035 \cdot 360}{360} = 0,035 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Зная соотношение

$$Q = vF, \quad (8)$$

в частности $Q_{ex} = v_{ex} F_{ex}$, определим площадь входного сечения:

$$F_{ex} = \frac{Q_{ex}}{v_{ex}} = \frac{0,035}{0,54} = 0,0648148 \text{ м}^2. \quad (9)$$

Значение $\bar{b}_0 = 0,495$ примем как расчетное для определения площади входного сечения спирального канала:

$$b_0 = \bar{b}_0 \cdot D_1 = 0,495 \cdot 0,1372 = 0,0679 \text{ м},$$

$$R_{ex} - r_{на} = F/b_0 = 0,0648148/0,0679 = 0,95456 \text{ м}.$$

Используя формулы (6) и (7), найдем значения ($R_\varphi - r_{на}$)

$$(R_\varphi - r_{на}) = \frac{Q_p \varphi}{360 v_{ex} b_0} \quad (10)$$

для расчетных углов охвата спиральной камеры через интервал $\Delta 15^\circ$.

Применим расчет, основанный на предположении постоянства произведения окружной составляющей скорости $v_{ni} = v_{ui}$ на радиус R_i в любой точке спиральной камеры, или, как обычно выражаются, – постоянство момента скорости:

$$v_u R = const. \quad (11)$$

Это выражение является частным случаем постоянства произведения скорости на радиус в осесимметричном потенциальном потоке. Наиболее наглядно это можно показать, когда все скорости направлены по радиусам к центру стока (рис. 4). Тогда из условия сплошного течения несжимаемой идеальной жидкости в плоском горизонтальном слое единичной толщины, расход на окружности радиуса r_i можно выразить как $v_{ri} 2\pi r_i = Q$, откуда:

$$v_{ri} R_i = Q/(2\pi) = const = C,$$

так как Q для всех концентричных сечений одинаково.

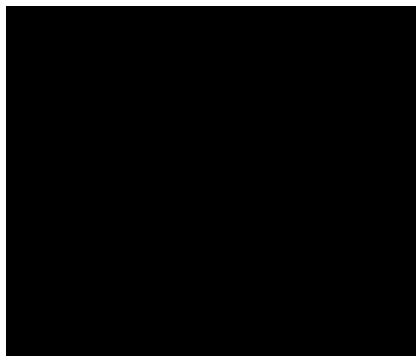


Рисунок 4 – Составляющие стока и циркуляции в осесимметричном течении

Гидравлический расчет спиральной камеры по закону $v_{\theta}r = const$ исходит из предположения, что при движении жидкости вокруг общей оси момент количества движения для каждой элементарной линии также есть величина постоянная, т.е. жидкость при движении по спирали никакой работы не совершает, она лишь получает закрутку в спирали и направляющем аппарате, а закрученный поток воды лишь при поступлении на рабочее колесо изменяет свой момент количества движения, за счет чего и вращается колесо турбины.

В каждой точке потока в спиральной камере скорость воды может быть разложена на две составляющие – радиальную скорость v_r , направленную по радиусу к оси турбины, и окружную скорость v_{θ} , направленную перпендикулярно к радиусу (рис. 5).

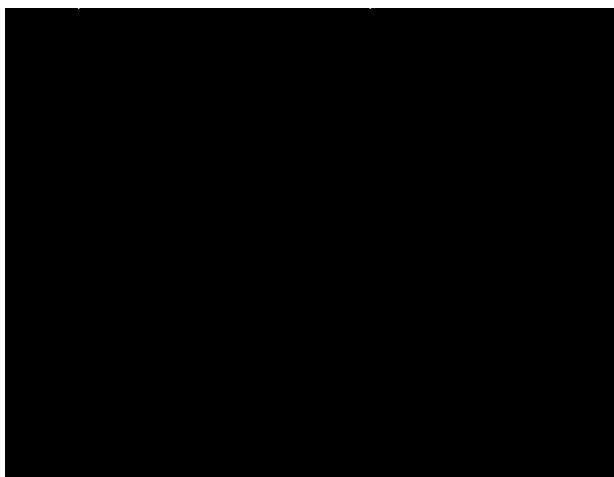


Рисунок 5 – Схема спиральной камеры

Радиальная скорость будет равна

$$v_r = \frac{Q}{\pi D_b b_0}, \quad (12)$$

где Q – расход через турбину; D_b – диаметр окружности выходных кромок ребер; b_0 – высота направляющего аппарата.

Эта радиальная составляющая скорость должна быть постоянной, чтобы обеспечить равномерное питание направляющего аппарата по всей окружности.

Окружная скорость в любой точке должна подчиняться закону постоянства площадей:

$$v_u r = \text{const} = k,$$

где r – расстояние от оси турбины до рассматриваемой точки; k – постоянная спирали.

Следовательно, расход через любое сечение i с наружным радиусом R равен:

$$q_i = \frac{Q \varphi_i}{360} \int_{r_b}^R v_u dF,$$

но учитывая

$$v_u = \frac{k}{r}, \text{ а } dF = b dr,$$

получаем

$$q_i = k \int_{r_e}^R \frac{b}{r} dr. \quad (13)$$

Центральный угол, соответствующий i -му сечению, будет равен:

$$\varphi = \frac{360 q_i}{Q} = \frac{360 k}{q} \int_{r_e}^R \frac{b}{r} dr. \quad (14)$$

Расход через входное сечение спирали, соответствующий наибольшему углу φ_{\max} :

$$Q_{\text{ex}} = \frac{Q \varphi_{\max}}{360} = k \int_{r_e}^{R_{\text{ex}}} \frac{b}{r} dr. \quad (15)$$

Так как расход через входное сечение спирали Q_{ex} известен, а входной скоростью v_{ex} и формой сечения задаются, то можно определить площадь входного сечения F_{ex} и постоянную спирали k .

Дальнейший расчет сводится к определению расположения в плане других подобных сечений спирали.

Результаты и обсуждение.

Графоаналитический способ. Найденные значения параметров Q_{ex} , F_{ex} , $(R_{\text{ex}} - r_{\text{на}})$ и b_0 будут прежними для данного метода расчета.

Перейдем к определению положения в плане других сечений спирали.

Приняв предварительно в формуле

$$Q_{\text{ex}} = \frac{Q \varphi_{\max}}{360} = k \int_0^{R_{\text{ex}} - r_{\text{на}}} \frac{b_0}{r} dr, \quad (16)$$

значение постоянной $k=1$, получим

$$q_{\max} = 1 \int_0^{R_{\text{ex}} - r_{\text{на}}} \frac{b_0}{r} dr. \quad (17)$$

Этот интеграл вычислим графическим способом. Для этого в произвольном масштабе по вертикали откладываются значения b_0/r в зависимости от радиуса R для входного сечения и промежуточных сечений 1, 2, 3, 4, ..., 9 (рис. 6, б).

Результаты расчета сведем в табл. 1.

Площадь, ограниченная кривой mn и осью абсцисс, будет представлять собой расход q_{\max} при k для вышеуказанных сечений.

Таблица 1

№ сечений	(R-r _{на}), мм	b ₀ /r
Входное	341,56	0,5555
1	307,404	0,6173
2	273,248	0,6945
3	239,092	0,7937
4	204,936	0,9259
5	170,78	1,1111
6	136,624	1,3889
7	102,468	1,8519
8	68,312	2,7778
9	34,156	5,5557



Рисунок 6 – Графоаналитический расчет спиральной камеры при $v_u r = const$

Определим площадь $m\pi$ для входного сечения с учетом масштаба по формуле (17)

$$q_{\max} = 1 \int_0^{R_{\text{ex}} - r_{\text{на}}} \frac{b_0}{r} dr = \int_0^{341,56} \frac{b_0}{r} dr = 189,76 \cdot \ln 341,56 = 189,76 \cdot 5,8385 = 1106,97,$$

и подсчитаем постоянную величину

$$k = \frac{Q_{\max}}{q_{\max}} = \frac{35000000}{1106,97} = 31617,86. \quad (18)$$

После этого определим истинные значения $Q_1, Q_2, Q_3, \dots, Q_9$, преобразовав формулу (16):

$$Q_i = k \int_0^{R_i - r_{\text{на}}} \frac{b_0}{r} dr. \quad (19)$$

По найденным значениям $Q_{\text{ex}}, Q_1, Q_2, Q_3, \dots, Q_9$ и соответствующим радиусам $R_{\text{ex}}, R_1, R_2, R_3, \dots, R_9$ построим кривую $Q=f_1(R)$ (рис. 6, в).

На этом же графике построим кривую $\varphi=f_2(R)$, вычисленную по формуле:

$$\varphi_i = \frac{360Q_i}{Q_p}. \quad (20)$$

Очевидно, что при $\varphi=0$ расход $Q=0$, а углу φ_{max} соответствует радиус R_{ex} .

Среднюю скорость в каждом сечении определяют из соотношения:

$$v_c = \frac{Q_i}{F_i}, \quad (21)$$

где F_i определяется размерами R_{ex} , R_1 , R_2 , R_3, \dots, R_9 , т.е.

$$F_i = (R_i - r_{на}) \cdot b_0 \quad (22)$$

и

$$v_c = \frac{Q_i}{(R_i - r_{на}) \cdot b_0}. \quad (23)$$

Величину v_c нанесем в произвольном масштабе на ординаты, соответствующие каждому сечению, и проведем кривую $v_c=f_3(R)$ (рис. 6, в).

Результаты расчетов сведем в табл. 2.

Таблица 2

№ сечения	$(R-r_{на})$, мм	Q , мм ³ /с	φ , °	v_c , мм/с
входное	341,56	35 000 003	360	540
1	307,404	34 367 861	353,5	589,2
2	273,248	33 661 185	346,2	649,2
3	239,092	32 860 023	338	724,3
4	204,936	31 935 149	328,5	821,194
5	170,78	30 841 255	317,2	951,7
6	136,624	29 502 437	303,45	1137,96
7	102,468	27 776 401	285,7	1428,51
8	68,312	25 343 689	260,7	1955,1
9	34,156	21 184 941	217,9	3268,55

Используя значения $(R-r_{на})$ и φ , построим очертание спиральной камеры в плане (рис. 7).



Рисунок 7 – Очертание спиральной камеры в плане при графоаналитическом расчете

Полученная форма спиральной камеры имеет один большой недостаток: сечение углов

от 0° до 210° имеют слишком малые значения $(R-r_{на})$ и Q и, как следствие, большие скорости потока, что значительно увеличивает скоростные потери.

На основании вышеизложенного можно сделать выводы.

Графоаналитический метод дает зауженные сечения. Следует отметить, что при узких сечениях скорость потока значительно возрастает. Это объясняется тем, что потери в спиральной камере существенно зависят от скорости течения, формы и размеров сечения. Потери существуют как внутри самой спиральной камеры, так и при взаимодействии потока с лопатками направляющего аппарата. Потери при входе потока на лопатки направляющего аппарата объясняются внезапным изменением количества движения при переходе из одного направления в другое и возникновения вследствие этого импульса силы или удара.

Во избежание этого, необходимо установить лопатки, чтобы входная часть их сечения была бы направлена под тем же углом, что и направление абсолютной скорости или линии тока в камере. Как показывают данные исследований, несоответствие установке лопастей направляющего аппарата с направлением потока вызывает значительные потери.

Потери энергии в спиральной камере могут быть определены коэффициентом Кориолиса α в формуле:

$$H_{кин} = \alpha v_{cp}^2 / (2g), \quad (24)$$

который может достигать нескольких единиц. Поэтому при высоких скоростях энергия, не имея направленного выхода, почти вся теряется внутри камеры.

Сделанное выше предположение о наличии потенциального течения, основанное на аналогии с плоским потоком, соответствует для всей зоны нашей спиральной камеры, определенной высотой b_0 направляющего аппарата. Полученные размеры $(R-r_{на})$ и величины v_c для соответствующих сечений спиральной камеры по аналитическому методу расчета имеют рациональные значения и могут быть определены как выбранные окончательно. В соответствии с ними в дальнейшем должны быть согласованы направления потока на выходе из спиральной камеры с лопатками направляющего аппарата во избежание возникновения нежелательных потерь энергии.

Таким образом, рассмотренные нами схемы решения и построения расчетной модели подводящего лотка позволяют рассчитать величину изменения его поперечного сечения по мере охвата по периметру турбины, что обеспечивает равномерное воздействие водяного потока на лопасти турбины по всему его периметру.

Список литературы

1. Справочник по гидравлическим расчетам / Под ред. П.Г. Киселева. - 4-ое изд., перераб. и доп. - М.: Энергия, 1972.
2. Справочник по гидротурбинам / Под общ. ред. Н.Н. Ковалева. - Л.: Машиностроение, 1984.
3. Ковалев Н.Н. Гидротурбины. Конструкции и вопросы проектирования. - 2-е изд. - Л.: Машиностроение, 1971.
4. Этинберг И.Э. Гидродинамика гидравлических турбин / И.Э. Этинберг, В.С. Раухман. - Л.: Машиностроение, 1978.
5. Гutowский Е.В. Теория и гидродинамический расчет гидротурбин / Е.В. Гutowский, А.Ю. Колтон. - Л.: Машиностроение, 1974.
6. Орго В.М. Гидротурбины (рабочий процесс, конструкции, расчет). - Л.: Изд-во Ленингр. ун-та, 1975.
7. Исаев Р.Э. Низконапорная микроГЭС для электроснабжения маломощных потребителей. - Известия Кыргызского государственного технического университета им. И. Раззакова // Материалы Междунар. науч.-техн. конф. «Инновации в образовании, науке и технике». - Бишкек, 2006. - № 9. - Т. 1. - С. 371-375.
8. Обозов А.Дж. Влияние параметров спиральной камеры на энергетические показатели работы турбины микроГЭС / А.Дж. Обозов, Р.Э. Исаев. - Материалы 49-й науч.-техн. конф. молодых ученых, аспирантов и студентов «Наука и инженерное образование -

- ключ к процветанию Кыргызстана». – Бишкек, 2007. – С. 281–286.
9. Исаев Р.Э. Расчет и выбор параметров подводящего лотка микроГЭС // Известия Кыргызского гос. техн. ун-та им. И Раззакова. – Бишкек, 2000. – № 11. – С. 76–78.
10. Колтон А.Ю. Исследование и разработка быстроходного поворотлопастного рабочего колеса / А.Ю. Колтон, И.Э. Этинберг. – «Гидротурбостроение», 1957. – № 4.

Получено 15.02.11

УДК 514.74

С.И. Миргородский, Г.К. Кубентаева
ВКГТУ им. Д. Серикбаева, г. Усть-Каменогорск

ГЕОМЕТРИЧЕСКОЕ КОНСТРУИРОВАНИЕ СЕЧЕНИЯ ПОВЕРХНОСТИ СОПРЯГАЕМЫХ ПРОФИЛЕЙ ВРАЩАЮЩИХСЯ РОТОРОВ КОМПРЕССОРНОЙ УСТАНОВКИ

Компрессорами называют машины, предназначенные для сжатия, подачи газов и паров из пространства меньшим давлением в пространство с большим давлением.

К компрессорам, работающим по принципу уменьшения объема рабочей полости, относятся поршневые и ротационные, у которых объем рабочей полости цилиндра изменяется при вращении одного или двух поршней, а также мембранные, у которых этот объем изменяется вследствие прогиба упругой мембраны.

Поршневые компрессоры характеризуются возвратно-поступательным движением поршня. В ротационных компрессорах один или два поршня имеют вращательное движение в цилиндре.

К компрессорам, работающим по принципу уменьшения объема, относятся также гидравлические компрессоры, где поршнем является столб воды, всасывающий в трубу воздух, который далее выделяется в водоотделителе.

По принципу сообщения скорости потоку газа работают центробежные, осевые и эжекторные компрессоры. У центробежных компрессоров в рабочем колесе, вращающемся с числом оборотов 3000—27 000 в минуту, лопатки сообщают газу большую скорость. Возникающая при этом центробежная сила вызывает сжатие газа, которое еще более возрастает после выхода газа из рабочего колеса и понижения его скорости в диффузоре. У осевых компрессоров поток газа направлен по оси вращения рабочего колеса.

К другим признакам, по которым можно классифицировать компрессоры, относятся тип привода, вид охлаждения, расположение цилиндров и т. п. Эксплуатационные особенности различных типов компрессоров определяют области их применения.

У лопаточных машин значительны потери вследствие неплотностей, что является одной из причин применения этих компрессоров при низких давлениях и больших производительностях.

Наконец, следует отметить винтовые компрессоры, которые состоят из двух винтов, синхронно вращающихся с большой скоростью (до 10 000 об/мин).

У компрессора, разрабатываемого в технопарке «Алтай», рабочий механизм состоит из винтов, находящихся во взаимном зацеплении. Поверхность винта можно рассматривать как поверхность, образованную винтовым движением этого профиля. При этом движении плоскость, в которой лежит профиль, всегда остается нормальной к оси винта, а сам профиль, поворачиваясь, перемещается вдоль оси пропорционально углу поворота, получается при этом винтовая поверхность. В любом нормальном сечении винтов будет всегда полу-